

ICS 19.020
CCS K 85

团 体 标 准

T/CSEE 0267—2021

大容量电站锅炉水动力计算方法

Calculation methods for the hydrodynamic characteristics
of large capacity utility boiler



2021-09-17 发布

2021-12-01 实施

中国电机工程学会 发布

团 体 标 准
大容量电站锅炉水动力计算方法

T/CSEE 0267—2021

*

中国电力出版社出版、印刷、发行

(北京市东城区北京站西街19号 100005 <http://www.cepp.sgcc.com.cn>)

*

2022年6月第一版 2022年6月北京第一次印刷
880毫米×1230毫米 16开本 4.75印张 146千字

*

统一书号 155198·4181 定价 **119.00**元

版 权 专 有 侵 权 必 究

本书如有印装质量问题，我社营销中心负责退换



中国电机工程学会官方微信



155198.4181

目 次

前言	II
1 范围	1
2 规范性引用文件	1
3 术语和定义	1
4 管内摩擦阻力损失的计算	4
5 管内传热的计算	12
6 直流锅炉的水动力计算	17
7 自然循环锅炉及强制循环锅炉的水动力计算	39
附录 A（资料性） 水动力计算的方法	45
附录 B（资料性） 超临界低质量流速 W 型火焰锅炉水动力计算	56
参考文献	71

前 言

本文件按照《中国电机工程学会标准管理办法（暂行）》的要求，依据 GB/T 1.1—2020《标准化工作导则 第 1 部分：标准化文件的结构和起草规则》的规定起草。

本文件的某些内容可能涉及专利。本文件的发布机构不承担识别专利的责任。

本文件由中国电机工程学会提出。

本文件由中国电机工程学会火力发电专业委员会技术归口并解释。

本文件起草单位：西安交通大学、中国华能集团有限公司、哈尔滨锅炉厂有限责任公司、东方电气集团东方锅炉股份有限公司、上海锅炉厂有限公司、北京巴布科克·威尔科克斯有限公司、西安热工研究院有限公司、清华大学、无锡华光环保能源集团股份有限公司。

本文件主要起草人：杨冬、李会雄、李卫东、夏良伟、何维、徐雪元、韩振杰、姚明宇、霍锁善、吕俊复、毛军华。

本文件为首次发布。

本文件在执行过程中的意见或建议反馈至中国电机工程学会标准执行办公室（地址：北京市西城区白广路二条 1 号，100761，网址：<http://www.csee.org.cn>，邮箱：cseebz@csee.org.cn）。

大容量电站锅炉水动力计算方法

1 范围

本文件规定了不同锅炉布置方式（ Π 型、塔式、T型）、不同管圈型式（螺旋管圈水冷壁、垂直水冷壁、内螺纹管水冷壁、光管水冷壁）、不同燃烧技术（切向燃烧方式、墙式燃烧方式、对冲燃烧方式、W型火焰燃烧方式、循环流化床燃烧方式），以及不同水冷壁质量流速组合方式下的超（超）临界直流锅炉、大容量自然循环与强制循环电站锅炉水动力、流动稳定性及壁温计算的方法。

本文件适用于 25 MW 等级及以上电站锅炉。

2 规范性引用文件

下列文件中的内容通过文中的规范性引用而构成本文件必不可少的条款。其中，注日期的引用文件，仅该日期对应的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件，其最新版本（包括所有的修改单）适用于本文件。

GB/T 2900.48—2008 电工名词术语 锅炉

JB/Z 201—1983 电站锅炉水动力计算方法

3 术语和定义

GB/T 2900.48—2008 和 JB/Z 201—1983 界定的以及下列术语和定义适用于本文件。

3.1

锅炉 boiler

利用燃料燃烧释放的热能或其他热能加热水或其他工质，以生产规定参数（温度、压力）和品质的蒸汽、热水或其他工质的设备。

3.2

直流锅炉 once-through boiler; mono-tube boiler

受给水泵压头的作用，工质按顺序一次通过加热段、蒸发段和过热段等各级受热面而产生额定参数蒸汽的锅炉。

3.3

自然循环锅炉 natural circulation boiler

依靠下降管中的水和炉内上升管（3.16）中汽水混合物之间的密度差和重位高度产生的压差而推动水循环的汽包锅炉。

3.4

控制循环锅炉 controlled circulation boiler (CC boiler)

强制循环锅炉 forced circulation boiler

主要依靠下降管和上升管（3.16）之间装设炉水循环泵的压头推动水循环的汽包锅炉，又称辅助循环锅炉（assisted circulation boiler）。

3.5

循环回路 circulation circuit

自然循环锅炉（3.3）、控制循环锅炉（3.4）和低循环倍率锅炉中，由下降管、上升管（3.16）、汽包

(对低循环倍率锅炉为汽水分离器)和集箱(3.12)(或下汽包)所组成的工质循环流动的蒸发系统。

3.6

循环倍率 **circulation ratio; recirculation ration**

在汽水循环回路(3.5)中,指进入上升管(3.16)的循环水量与上升管出口蒸汽量之比;在循环流化床锅炉中,指由物料分离器分离下来且返送回炉内的物料量与入炉燃料量之比。

3.7

汽水(液)两相流 **steam-water two-phase flow**

蒸汽和水两相共存状态下的流动。

3.8

核态沸腾 **nucleate boiling**

在临界压力以下,蒸发管内壁上保持一层流动的水膜,管子中间为气泡状或夹带水滴的气雾状态的传热模式。

3.9

偏离核态沸腾 **departure from nucleate boiling (DNB)**

蒸发管内由核态沸腾(3.8)转变为膜态沸腾的传热恶化现象,又称第一类传热恶化。

3.10

膜态沸腾 **film boiling**

在临界压力以下,蒸发管内壁热负荷升高时,汽水(液)两相流(3.7)中含汽率增大,附壁水膜逐渐减薄,当水膜被撕破且气流核心夹带的散状水滴几乎又回落不到管壁时,管壁便被一层连续的过热蒸汽膜覆盖,导致管壁对工质放热系数急剧下降,壁温急剧上升的管内传热恶化现象。

注:在超临界压力的大比热区,在紧靠管壁的工质密度可能比流动中心处的密度小得多,当热负荷高,且管内工质流速较低时,在紧贴壁面处会发生传热恶化,与亚临界压力下出现的膜态沸腾导致壁温急剧升高的情况相类似,故称为类膜态沸腾。

3.11

蒸干 **dry out; DO**

当蒸发管内含汽率较高并达到一定数值时,管内流动结构呈贴壁为环状水膜的汽柱状,这种局部区域的水膜被完全汽化而产生的传热恶化现象,又称第二类传热恶化。

3.12

集箱 **header**

在汽水系统中用于汇集和分配工质的圆筒形压力容器。也称联箱。

注:向并联管束(3.33)分配工质的集箱,称为分配集箱(distributing header),由并联管束汇集工质的集箱,称为汇集集箱(collecting header)。

3.13

管屏 **tube panel**

由同一进口集箱(3.12)和出口集箱之间并联管子所组成的屏状受热面。

3.14

螺旋管圈 **spirally-wound tubes**

多根并联的微倾斜或部分微倾斜、部分水平的管子,沿整个炉膛四周壁面盘旋上升的水冷壁管屏(3.13)。又称水平围绕管圈。

3.15

水冷壁 **water wall, water-cooled wall**

敷设在锅炉炉膛四周由多根并联管组成的水冷受热面。主要吸收炉膛中高温燃烧产物的辐射热量,工质在其中受热、蒸发并做上升运动。

注：水冷壁有光管水冷壁及膜式水冷壁两种形式。现代大型锅炉均为膜式水冷壁，直流锅炉的水冷壁主要为螺旋管圈水冷壁（spiral tube water wall）与垂直管屏水冷壁（vertical tube water wall）。按管子内壁表面又有光管与内螺纹管（3.17）之分。

3.16

上升管 riser

水循环回路中，锅水吸收炉内烟气热量自下而上流动的管路，亦即水冷壁（3.15）管。

3.17

内螺纹管 ribbed tube

内壁带有特定几何形状螺纹槽线的钢管。

3.18

节流圈 orifice

装在集箱（3.12）或管子内用于增大阻力，改变管屏或管组中各管内的工质流量分配的圆形孔圈。

3.19

汽水分层 separation of steam-water flow

汽水混合物在水平或倾角较小的管内流动，当流速较低时水在下部，汽在上部分层流动的现象。

3.20

脉动 pulsation

直流锅炉（3.1）蒸发受热面发生的一种不稳定的水动力现象。当锅炉工况变动时，在蒸发受热面并联工作的管圈之间，某些管子内流量随时间发生的周期性的变化。

3.21

压力降型脉动 pressure-drop type oscillations

发生在内部压降曲线的负斜率区，由通道和可压缩体积之间的相互作用而引起。

3.22

密度波型脉动 density-wave type oscillations

发生在内部压降曲线的正斜率区，在加热通道中由于流量、截面含汽率（或流体密度）以及压降之间相互发生反馈作用而产生。

3.23

水动力特性 hydrodynamic characteristics

进口与出口集箱（3.12）之间所连接管子两端的压差与流量的关系。

3.24

综合性水动力特性曲线 integrated hydrodynamic curves

管屏（管组）或回路由受热不同或进口工质焓值不同的各并联水冷壁（3.15）管子组成时，其水动力特性（3.23）按串联或并联原则对相关曲线合成在一起的曲线称为管屏（管组）或回路总的水动力特性曲线。

3.25

串并联回路图解方法 graphic method for series-parallel circuit

根据串联回路“流量相等，压差叠加”、并联回路“压差相等，流量叠加”的原则，在假设数个流量的基础上，求出总的流动回路的压差-流量特性曲线。再根据流动条件确定工作点，并反算出各串联回路和并联回路的流量和压差，进而进行流动和壁温安全校验。

3.26

流动网络系统法 fluid flow network system method

将水冷壁（3.15）划分为由连接管、受热回路和节点等元件组成的流动网络系统，根据质量守恒方程、动量守恒方程和能量守恒方程建立流量分配和节点压力分布的非线性计算模型。通过数学求解，

获得各个回路的流量分配及各节点压力分布规律。

3.27

汽温偏差 steam temperature deviation

炉膛水冷壁（3.15）不同管子出口工质温度差值。

3.28

计算回路 calculating circuit

管屏（管组）中某些受热情况、几何结构与尺寸相似并且位置邻近的管子所组成的并联管束（3.33），同一回路中各个管子的工质热力参数、流量、流动结构都相同。

3.29

水平环带热负荷 heat flux of horizontal average

每小时通过炉膛某一水平位置处的单位辐射受热面积的平均热流量。

3.30

尖峰热负荷 heat flux of peak

某一炉膛高度上可能的最大热负荷，用于壁温计算和膜态沸腾（3.10）判别。

3.31

中间过渡段 intermediate transition section

超临界与超超临界锅炉下炉膛与上炉膛之间的管子连接结构，对下炉膛出口工质起混合和压力均衡作用。

3.32

水室凝汽率 steam condensation rate in boiler drum

上升管（3.16）出口进入汽包汽水（液）两相流（3.7）中的凝结蒸汽量与蒸汽总流量的比值。

3.33

管束 tube bundle; tube bank

由同一进口集箱（3.12）和出口集箱（或锅筒）之间并联管子所组成的束状对流受热面。

4 管内摩擦阻力损失的计算

4.1 摩擦阻力损失的计算总则

工质在水平、垂直（上升及下降）以及倾斜光管内流动时，摩擦阻力损失按下式计算：

$$\Delta p_m = f \frac{l G^2}{d 2\rho} \dots\dots\dots (1)$$

式中：

- Δp_m ——摩擦阻力损失，Pa；
- f ——摩擦阻力系数；
- l ——管子长度，m；
- G ——质量流速，kg/（m²·s）；
- ρ ——密度，kg/m³；
- d ——管道内径，m。

4.2 光管内摩擦阻力损失的计算方法

4.2.1 超临界压力水在水平绝热光管内的摩擦阻力系数计算

水平绝热光管内超临界水摩擦阻力系数 f_{iso} 计算式为：

$$f_{\text{iso}} = \begin{cases} 0.1535 \left(\frac{Gd}{\mu} \right)^{-0.2014} \left(\frac{G}{3000} \right)^{-0.1979}, & H_b < 1750 \text{ kJ/kg} \\ 0.2532 \left(\frac{Gd}{\mu} \right)^{-0.2293} \left(\frac{G}{3000} \right)^{-0.0717}, & 1750 \text{ kJ/kg} \leq H_b \leq 2700 \text{ kJ/kg} \dots\dots\dots (2) \\ 0.2339 \left(\frac{Gd}{\mu} \right)^{-0.2091} \left(\frac{G}{3000} \right)^{-0.084}, & H_b > 2700 \text{ kJ/kg} \end{cases}$$

式中:

d ——管道内径, m;

G ——质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;

μ ——动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;

H_b ——工质焓值, kJ/kg 。

适用范围: $p=23 \text{ MPa} \sim 34 \text{ MPa}$, $d=19 \text{ mm} \sim 26 \text{ mm}$, $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \sim 1500 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。

4.2.2 超临界压力水在垂直上升绝热光管内的摩擦阻力系数计算

垂直上升绝热光管内超临界水摩擦阻力系数 f_{iso} 计算式为:

$$f_{\text{iso}} = 0.3181 \left(\frac{Gd}{\mu} \right)^{-0.2684} \left(\frac{G}{3000} \right)^{-0.2397} \dots\dots\dots (3)$$

式中:

d ——管道内径, m;

G ——质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;

μ ——动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

适用范围: $p=23 \text{ MPa} \sim 25 \text{ MPa}$, $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \sim 1500 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $d=20 \text{ mm}$ 。

4.2.3 超临界压力水在垂直上升加热光管内的摩擦阻力系数计算

垂直上升加热光管内超临界水摩擦阻力系数 f 计算式为:

$$f = f_{\text{iso}} \left(\frac{0.07526}{\sqrt{T_w/T_b} - 1.007} \right)^{0.06274} \dots\dots\dots (4)$$

其中 f_{iso} 按式 (3) 计算, 即垂直绝热光管内超临界水摩擦阻力系数计算式。

式中:

T_w ——管道内平均壁温, K;

T_b ——垂直上升光管内流体平均温度, K;

q ——热负荷, W/m^2 。

适用范围: $p=23 \text{ MPa} \sim 25 \text{ MPa}$, $d=20 \text{ mm} \sim 26 \text{ mm}$, $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \sim 1500 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $q/G=0.2 \text{ kJ/kg} \sim 0.7 \text{ kJ/kg}$ 。

4.2.4 超临界压力水在倾斜上升加热光管内的摩擦阻力系数计算

倾斜上升加热光管内超临界水摩擦阻力系数 f 可用下式计算:

$$f = f_{\text{iso}} \left(\frac{0.258}{\sqrt{T_w/T_b} - 0.9958} \right)^{0.4826} \dots\dots\dots (5)$$

其中 f_{iso} 按式 (2) 计算, 即水平绝热光管内超临界水摩擦阻力系数计算式。

式中：

T_w ——管道内平均壁温，K；

T_b ——倾斜光管内流体平均温度，K。

适用范围： $p=26\text{ MPa} \sim 34\text{ MPa}$ ， $d=26\text{ mm}$ ， $G=700\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \sim 1200\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ， $q/G=0.3\text{ kJ/kg} \sim 0.7\text{ kJ/kg}$ ，工质流动方向为倾斜向上 20° 。

4.3 内螺纹管摩擦阻力损失的计算方法

4.3.1 亚临界压力下内螺纹管中摩擦阻力系数的计算

4.3.1.1 亚临界压力下内螺纹管中单相水摩擦阻力系数的计算

具体计算方式如下：

a) 单相水在水平绝热内螺纹管内流动时，摩擦阻力系数 f_{iso} 计算式为：

$$f_{iso} = 56.7 \left(\frac{Gd}{\mu} \right)^{-0.2387} \left(\frac{e}{d} \right)^{1.253} \left(\frac{P}{d} \right)^{-0.695} \left(1 - \frac{\beta}{90} \right)^{2.146} \dots\dots\dots (6)$$

式中：

f_{iso} ——摩擦阻力系数；

G ——质量流速， $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ；

d ——内螺纹管当量内径，m；

μ ——动力黏度， $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ；

e ——肋高，m；

P ——螺距，m；

β ——螺纹升角，螺纹与横截面的夹角， $^\circ$ 。

内螺纹管管型参数 P 、 e 、 β 如图 1 所示。

适用范围： $p=12\text{ MPa} \sim 20.5\text{ MPa}$ ， $G=400\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \sim 1200\text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。

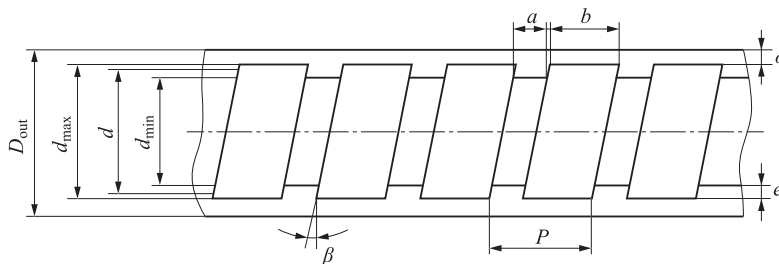


图 1 内螺纹管内部结构示意图

b) 单相水在垂直上升绝热内螺纹管内流动时，摩擦阻力系数 f_{iso} 计算式为：

$$f_{iso} = 1.6088 \left(\frac{Gd}{\mu} \right)^{-0.03} \left(\frac{e}{d} \right)^{1.37} \left(\frac{P}{d} \right)^{1.23} \left(1 - \frac{\beta}{90} \right)^{-0.15} \dots\dots\dots (7)$$

式中：

f_{iso} ——摩擦阻力系数；

G ——质量流速， $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ；

d ——内螺纹管当量内径，m；

μ ——动力黏度， $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ；

- e ——肋高, m;
 P ——螺距, m;
 β ——螺纹升角, 螺纹与横截面的夹角, °。

注: 下标 b 表示定性温度为主流体温度。

适用范围: $p=12\text{ MPa}\sim 20.5\text{ MPa}$, $G=400\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})\sim 1200\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$, 进出口均为单相过冷水。

c) 单相水在垂直上升加热内螺纹管内流动时, 摩擦阻力系数 f 计算式为:

$$f = f_{\text{iso}} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{0.346} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0.379} \left(\frac{\rho_b}{\rho_{\text{in}}} \right)^{-0.9} \left(\frac{\mu_b}{\mu_{\text{in}}} \right)^{-0.278} \dots\dots\dots (8)$$

式中:

- f_{iso} ——按式 (7) 计算;
 ρ ——密度, kg/m^3 ;
 μ ——动力黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$ 。

注: 下标 w 表示计算物性时定性温度为壁面温度, 下标 b 表示定性温度为主流体温度, 下标 in 表示定性温度为管子入口流体主流温度。

适用范围: $p=12\text{ MPa}\sim 20.5\text{ MPa}$, $G=400\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})\sim 1200\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$, $q=300\text{ kW}/\text{m}^2\sim 600\text{ kW}/\text{m}^2$, 加热管进出口均为单相过冷水。

d) 单相水在倾斜上升内螺纹管内流动时, 摩擦阻力系数 f 可用下式计算:

$$f = 0.324 \left(\frac{e}{d} \right)^{0.63} \dots\dots\dots (9)$$

式中:

- e ——肋高, m;
 d ——内螺纹管当量内径, m。

适用范围: 表 1 中管型 1, $p=9\text{ MPa}\sim 21\text{ MPa}$, $G=600\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})\sim 1200\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$, $q=200\text{ kW}/\text{m}^2\sim 500\text{ kW}/\text{m}^2$, 倾斜角 (管束与水平面夹角) $\theta_0=19.5^\circ$ 。

表 1 内螺纹管型 1 结构参数

名称	外径 D_{out} mm	最大内径 d_{max} mm	最小内径 d_{min} mm	管道当量内径 d mm	最小壁厚 δ mm	导程 S mm	螺距 P mm	螺纹宽度 a mm	肋高 e mm	螺纹升角 β °	螺纹头数 N
管型 1	38.1	23.23	20.49	22.66	7.5	126.37	21.06	5.59	0.99	60	6

注: 各参数几何含义见图 1。

4.3.1.2 亚临界压力下内螺纹管中过热蒸汽摩擦阻力系数的计算

具体计算方法如下。

过热蒸汽在水平绝热内螺纹管内流动时, 摩擦阻力系数 f_{iso} 计算式为:

$$f_{\text{iso}} = 2.366 \left(\frac{Gd}{\mu} \right)^{-0.288} \left(\frac{e}{d} \right)^{-0.727} \left(\frac{P}{d} \right)^{1.134} \left(1 - \frac{\beta}{90} \right)^{2.628} \dots\dots\dots (10)$$

式中:

- G ——质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$;
 d ——内螺纹管当量内径, m;
 μ ——动力黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$;
 e ——肋高, m;

P ——螺距, m;

β ——螺纹升角, °。

适用范围: $p=12\text{ MPa}\sim 20.5\text{ MPa}$, $G=400\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})\sim 1200\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 。

4.3.1.3 亚临界压力下内螺纹管中汽水两相混合物两相摩擦倍率的计算

4.3.1.3.1 汽水两相混合物两相摩擦阻力损失的计算总则

汽水混合物在水平、垂直(上升及下降)以及倾斜管内流动时,摩擦阻力损失按下式计算:

$$\Delta p_m = \psi f_L \frac{l G^2}{d 2\rho} \dots\dots\dots (11)$$

式中:

Δp_m ——摩擦阻力损失, Pa;

ψ ——两相摩擦倍率;

f_L ——单相饱和水摩擦阻力系数;

l ——管子长度, m;

d ——内螺纹管当量内径, m;

G ——质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$;

ρ ——密度, kg/m^3 ;

4.3.1.3.2 亚临界压力下内螺纹管中汽水两相混合物两相摩擦倍率的计算

水平绝热内螺纹管中汽水混合物两相摩擦倍率 ψ 计算式为:

$$\psi = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_L f_G}{\rho_G f_L} + 3.004x^{1.084}(1-x)^{0.438} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right) \left(\frac{\mu_G}{\mu_L}\right)^{0.864} \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L}\right) \left(\frac{G^2}{gd\rho_L^2}\right)^{-0.191} \left(\frac{G^2 d}{\rho_L \sigma_L}\right)^{-0.017} \dots\dots (12)$$

式中:

d ——内螺纹管当量内径, m;

x ——质量含汽率;

ρ ——密度, kg/m^3 ;

f_G ——依照式(10)计算;

f_L ——依照式(6)计算;

μ ——动力黏度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$;

g ——重力加速度, m/s^2 ;

G ——质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$;

σ ——表面张力, N/m 。

注:下标 L 表示物性依据饱和和水物性计算,下标 G 表示物性依据饱和和蒸汽物性计算。

适用范围: $p=12\text{ MPa}\sim 20.5\text{ MPa}$, $G=400\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})\sim 1200\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$ 。

4.3.2 近临界压力下内螺纹管中摩擦阻力系数的计算

4.3.2.1 近临界压力下内螺纹管中单相水摩擦阻力系数的计算

具体计算方法如下:

a) 单相水在水平绝热内螺纹管内流动时,摩擦阻力系数 f_{iso} 计算式为:

$$f_{\text{iso}} = 56.7 \left(\frac{Gd}{\mu}\right)^{-0.238\ 68} \left(\frac{e}{d}\right)^{1.252\ 70} \left(\frac{P}{d}\right)^{-0.694\ 89} \left(1 - \frac{\beta}{90}\right)^{2.145\ 56} \dots\dots\dots (13)$$

式中:

- G ——质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;
 d ——内螺纹管当量内径, m ;
 μ ——动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;
 e ——肋高, m ;
 P ——螺距, m ;
 β ——螺纹升角, $^\circ$ 。

适用范围: $p=20.5 \text{ MPa} \sim 21 \text{ MPa}$, $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \sim 1200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。

b) 单相水在垂直上升绝热内螺纹管内流动时, 摩擦阻力系数 f_{iso} 计算式为:

$$f_{\text{iso}} = 1.608 \cdot 8 \left(\frac{Gd}{\mu} \right)_b^{-0.03} \left(\frac{e}{d} \right)^{1.37} \left(\frac{P}{d} \right)^{1.23} \left(1 - \frac{\beta}{90} \right)^{-0.15} \dots \quad (14)$$

式中:

- G ——质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;
 d ——内螺纹管当量内径, m ;
 μ ——动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;
 e ——肋高, m ;
 P ——螺距, m ;
 β ——螺纹升角, $^\circ$ 。

注: 下标 b 表示定性温度为主流体温度。

适用范围: $p=20.5 \text{ MPa} \sim 22 \text{ MPa}$, $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \sim 1200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, 管进出口均为过冷水。

c) 单相水在垂直上升加热内螺纹管内流动时, 摩擦阻力系数 f 计算式为:

$$f = f_{\text{iso}} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{0.346} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0.379} \left(\frac{\rho_b}{\rho_{\text{in}}} \right)^{-0.9} \left(\frac{\mu_b}{\mu_{\text{in}}} \right)^{-0.278} \dots \quad (15)$$

式中:

- f_{iso} ——按式 (14) 计算;
 ρ ——密度, kg/m^3 ;
 μ ——动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

注: 下标 w 表示物性计算定性温度为壁面温度, 下标 b 表示定性温度为主流体温度, 下标 in 表示定性温度为管子入口流体主流温度。

适用范围: $p = 20.5 \text{ MPa} \sim 22 \text{ MPa}$, $G = 400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \sim 1200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $q = 300 \text{ kW}/\text{m}^2 \sim 600 \text{ kW}/\text{m}^2$, 加热管进出口均为过冷水。

d) 单相水在倾斜上升内螺纹管内流动时, 摩擦阻力系数 f 可用下式计算:

$$f = 0.324 \left(\frac{e}{d} \right)^{0.63} \dots \quad (16)$$

式中:

- d ——内螺纹管当量内径, m ;
 e ——肋高, m 。

适用范围: 表 1 中管型 1, $p = 21 \text{ MPa} \sim 22 \text{ MPa}$, $G = 600 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \sim 1200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $q = 200 \text{ kW}/\text{m}^2 \sim 500 \text{ kW}/\text{m}^2$, 倾斜角 (管束轴线与水平面夹角) $\theta_0 = 19.5^\circ$ 。

4.3.2.2 近临界压力下内螺纹管中过热蒸汽摩擦阻力系数的计算

过热蒸汽在水平绝热内螺纹管内流动时, 摩擦阻力系数 f_{iso} 计算式为:

$$f_{\text{iso}} = 36.8427 \left(\frac{Gd}{\mu} \right)^{-0.19769} \left(\frac{e}{d} \right)^{0.95232} \left(\frac{P}{d} \right)^{-0.8533} \left(1 - \frac{\beta}{90} \right)^{3.42375} \dots \quad (17)$$

式中:

- G ——质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;
- d ——内螺纹管当量内径, m ;
- μ ——动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;
- e ——肋高, m ;
- P ——螺距, m ;
- β ——螺纹升角, $^\circ$ 。

适用范围: $p=20.5 \text{ MPa} \sim 22 \text{ MPa}$, $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \sim 1200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。

4.3.2.3 近临界压力下内螺纹管中汽水两相混合物两相摩擦倍率的计算

4.3.2.3.1 近临界压力下内螺纹管中汽水两相混合物两相摩擦倍率的计算总则

汽水混合物在水平、垂直(上升及下降)以及倾斜内螺纹管内流动时,摩擦阻力损失按下式计算:

$$\Delta p_m = \psi f_L \frac{l G^2}{d 2\rho} \dots \quad (18)$$

式中:

- Δp_m ——摩擦阻力损失, Pa ;
- ψ ——两相摩擦倍率;
- f_L ——单相饱和水摩擦阻力系数;
- l ——管子长度, m ;
- d ——内螺纹管当量内径, m ;
- G ——质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;
- ρ ——密度, kg/m^3 。

4.3.2.3.2 近临界压力下内螺纹管中汽水两相混合物两相摩擦倍率的计算

水平绝热内螺纹管内汽水混合物两相摩擦倍率 ψ 计算式为:

$$\psi = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_L f_G}{\rho_G f_L} + 3.004x^{1.084} (1-x)^{0.438} \frac{\rho_L}{\rho_G} \left(\frac{\mu_G}{\mu_L} \right)^{0.864} \left(1 - \frac{\mu_G}{\mu_L} \right) \left(\frac{G^2}{gd\rho_L^2} \right)^{-0.19} \left(\frac{G^2 d}{\rho_L \sigma_L} \right)^{-0.017} \dots \quad (19)$$

式中:

- x ——质量含汽率;
- ρ ——密度, kg/m^3 ;
- f_G ——按式(17)计算;
- f_L ——按式(13)计算;
- μ ——动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;
- g ——重力加速度, m/s^2 ;
- G ——质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;
- d ——管道内径, m ;
- σ ——表面张力, N/m 。

注:下标 L 表示物性依据饱和和水物性计算,下标 G 表示物性依据饱和和蒸汽物性计算。

适用范围: $p=20.5 \text{ MPa} \sim 22 \text{ MPa}$, $G=400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \sim 1200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。

4.3.3 超临界压力下内螺纹管中摩擦阻力系数的计算

4.3.3.1 超临界压力水在水平绝热内螺纹管中的摩擦阻力系数计算

水平绝热内螺纹管内超临界水摩擦阻力系数 f_{iso} 计算式为:

$$f_{\text{iso}} = 2.99 \left(\frac{Gd}{\mu} \right)^{-0.08596} \left(\frac{e}{d} \right)^{0.96551} \left(\frac{P}{d} \right)^{-0.89886} \left(1 - \frac{\beta}{90} \right)^{1.64175} \dots \quad (20)$$

式中:

G ——质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;

d ——内螺纹管当量内径, m ;

μ ——动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;

e ——肋高, m ;

P ——螺距, m ;

β ——螺纹升角, $^\circ$ 。

适用范围: $p = 22.5 \text{ MPa} \sim 32 \text{ MPa}$, $G = 400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \sim 1800 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。

4.3.3.2 超临界压力水在垂直上升绝热内螺纹管中的摩擦阻力系数计算

垂直向上绝热内螺纹管内超临界水摩擦阻力系数 f_{iso} 计算式为:

$$f_{\text{iso}} = 1.1242 \left(\frac{Gd}{\mu} \right)^{0.153} \left(\frac{e}{d} \right)^{1.757} \left(\frac{P}{d} \right)^{-0.858} \left(1 - \frac{\beta}{90} \right)^{1.598} \dots \quad (21)$$

式中:

G ——质量流速, $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$;

d ——内螺纹管当量内径, m ;

μ ——动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$;

e ——肋高, m ;

P ——螺距, m ;

β ——螺纹升角, $^\circ$ 。

适用范围: $p = 22.5 \text{ MPa} \sim 32 \text{ MPa}$, $G = 400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \sim 1200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。

4.3.3.3 超临界压力水在垂直上升加热内螺纹管中的摩擦阻力系数计算

垂直向上加热内螺纹管内超临界水摩擦阻力系数 f 计算式为:

$$f = f_{\text{iso}} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{-0.0536} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0.164} \left(\frac{\rho_b}{\rho_{\text{in}}} \right)^{1.164} \left(\frac{\mu_b}{\mu_{\text{in}}} \right)^{-0.838} \dots \quad (22)$$

式中:

f_{iso} ——按式 (21) 计算;

ρ ——密度, kg/m^3 ;

μ ——动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

注: 下标 w 表示物性计算定性温度为壁面温度, 下标 b 表示定性温度为主流体温度, 下标 in 表示定性温度为管子入口流体主流温度。

适用范围: $p = 22.5 \text{ MPa} \sim 32 \text{ MPa}$, $G = 400 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \sim 1200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$, $q = 300 \text{ kW}/\text{m}^2 \sim 600 \text{ kW}/\text{m}^2$ 。

5 管内传热的计算

5.1 工质在垂直上升光管内流动时的换热系数

非传热恶化工况条件下垂直上升光管内的超临界压力水换热系数计算式为：

$$\frac{hd}{\lambda_b} = 0.8985 \left(\frac{Gd}{\mu_b} \right)^{0.03947} \left[\frac{(H_w - H_b)\mu_b}{(T_w - T_b)\lambda_b} \right]^{-0.04749} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{0.47307} \left(\frac{v_w}{v_b} \right)^{-0.3712} \dots\dots\dots (23)$$

$$\cdot \left[\frac{H_w - H_b}{(T_w - T_b)c_{p,b}} \right]^{1.2246} \left[\frac{2qd\rho_b\beta_b}{(\rho_b - \rho_w)(\lambda_b + \lambda_w)} \right]^{0.93999}$$

式中：

- h —— 换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;
- λ —— 导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$;
- G —— 质量流速, $kg/(m^2 \cdot s)$;
- d —— 管道内径, m ;
- μ —— 动力黏度, $Pa \cdot s$;
- v —— 运动黏度, m^2/s ;
- H —— 工质焓值, J/kg ;
- T —— 热力学温度, K ;
- ρ —— 工质密度, kg/m^3 ;
- β_b —— 热膨胀系数, K^{-1} ;
- q —— 热负荷, W/m^2 ;
- c_p —— 比定压热容, $J/(kg \cdot K)$ 。

注：下标 b 表示计算物性时以工质主流温度作为定性温度，下标 w 表示以内壁温度作为定性温度。

适用范围为： $p = 24 \text{ MPa} \sim 38 \text{ MPa}$ ， $G = 600 \text{ kg}/(m^2 \cdot s) \sim 1800 \text{ kg}/(m^2 \cdot s)$ ， $q = 200 \text{ kW}/m^2 \sim 600 \text{ kW}/m^2$ ， $d = 6 \text{ mm}$ 。

5.2 工质在内螺纹管内流动时的换热系数

5.2.1 亚临界压力下工质在内螺纹管中流动时的换热系数

5.2.1.1 亚临界压力下过冷水在内螺纹管中流动时的换热系数

亚临界过冷水在垂直上升内螺纹管内流动时换热系数计算式为：

$$\frac{hd}{\lambda_b} = 8.27418 \left(\frac{Gd}{\mu} \right)_b^{0.80641} \left(\frac{H_w - H_b}{T_w - T_b} \frac{\mu_b}{\lambda_b} \right)^{0.71326} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{0.59365} \left(\frac{\beta_b g d^4 q}{\lambda v^2} \right)_b^{-0.15358} \dots\dots\dots (24)$$

$$\cdot \left(\frac{4q\beta_b}{Gc_p} \right)_b^{0.35397} \left(\frac{P}{e} \right)^{-0.26461} \left(\frac{e}{d} \right)^{-0.19513} \left(\frac{W}{d} \right)^{-0.27494} \left(1 - \frac{\beta}{90} \right)^{-0.19991}$$

式中：

- h —— 换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;
- d —— 内螺纹管当量内径, m ;
- λ —— 导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$;
- G —— 质量流速, $kg/(m^2 \cdot s)$;

- μ ——动力黏度, Pa·s;
 H ——工质焓值, J/kg;
 T ——热力学温度, K;
 ρ ——密度, kg/m³;
 g ——重力加速度, m/s²;
 q ——内壁面热流密度, W/m²;
 ν ——运动黏度, m²/s;
 β_b ——热膨胀系数, K⁻¹;
 c_p ——比定压热容, J/(kg·K);
 P ——螺距, m;
 e ——肋高, m;
 W ——螺纹周向宽度, m;
 β ——螺纹升角, °。

注: 下标 b 表示物性计算时定性温度为单相过冷水主流温度, 下标 w 表示定性温度为内壁面温度。

适用范围: $p=9\text{ MPa}\sim 20\text{ MPa}$, $G=232\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})\sim 1600\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$, $q=70\text{ kW}/\text{m}^2\sim 970\text{ kW}/\text{m}^2$ 。

5.2.1.2 亚临界压力下过热蒸汽在内螺纹管中流动时的换热系数

亚临界过热蒸汽在垂直上升内螺纹管内流动时换热系数计算式为:

$$\frac{hd}{\lambda_b} = 0.0130 \left(\frac{Gd}{\mu} \right)_b^{0.794} \left(\frac{H_w - H_b}{T_w - T_b} \frac{\mu_b}{\lambda_b} \right)_b^{0.692} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{2.500} \left(\frac{\beta_b g d^4 q}{\lambda \nu^2} \right)_b^{0.077} \dots\dots\dots (25)$$

$$\cdot \left(\frac{4q\beta_b}{Gc_p} \right)_b^{0.658} \left(\frac{P}{e} \right)^{-0.0233} \left(\frac{e}{d} \right)^{0.077} \left(\frac{W}{d} \right)^{-0.025} \left(1 - \frac{\beta}{90} \right)^{-0.086}$$

式中:

- h ——换热系数, W/(m²·K);
 d ——内螺纹管当量内径, m;
 λ ——导热系数, W/(m·°C);
 G ——质量流速, kg/(m²·s);
 μ ——动力黏度, Pa·s;
 H ——工质焓值, J/kg;
 T ——热力学温度, K;
 ρ ——密度, kg/m³;
 β_b ——热膨胀系数, K⁻¹;
 g ——重力加速度, m/s²;
 q ——内壁面热流密度, W/m²;
 ν ——运动黏度, m²/s;
 c_p ——比定压热容, J/(kg·K);
 P ——螺距, m;
 e ——肋高, m;
 W ——螺纹周向宽度, m;
 β ——螺纹升角, °。

注: 下标 b 表示计算物性时定性温度为过热蒸汽主流温度, 下标 w 表示定性温度为内壁面温度。

适用范围: $p=9\text{ MPa}\sim 20\text{ MPa}$, $G=232\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})\sim 1600\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$, $q=70\text{ kW}/\text{m}^2\sim 970\text{ kW}/\text{m}^2$ 。

5.2.1.3 亚临界压力下汽水两相混合物在内螺纹管中流动时的换热系数

亚临界压力两相沸腾水在垂直上升内螺纹管内流动时的换热系数计算式为：

$$\frac{hd}{\lambda_L} = 1.013 \left(\frac{Gd}{\mu} \right)_L^{0.9793} \left(\frac{H_w - H_L}{T_w - T_L} \frac{\mu_L}{\lambda_L} \right)^{1.103} \left[\frac{q}{G(H_G - H_L)} \right]^{0.989} \left[\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_G)} \right]^{0.217} \dots \dots \dots (26)$$

$$\cdot \left(\frac{p}{p_{cr}} \right)^{0.095} \left(\frac{P}{e} \right)^{-0.04} \left(\frac{e}{d} \right)^{-0.1622} \left(\frac{W}{d} \right)^{-0.1111} \left(1 - \frac{\beta}{90} \right)^{0.1086}$$

式中：

- h —— 换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;
- d —— 内螺纹管当量内径, m ;
- λ —— 导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$;
- G —— 质量流速, $kg/(m^2 \cdot s)$;
- μ —— 动力黏度, $Pa \cdot s$;
- H —— 工质焓值, J/kg ;
- T —— 热力学温度, K ;
- q —— 内壁面热流密度, W/m^2 ;
- σ —— 表面张力, N/m ;
- g —— 重力加速度, m^2/s^2 ;
- ρ —— 密度, kg/m^3 ;
- P —— 螺距, m ;
- p —— 压力, MPa ;
- p_{cr} —— 临界压力, 取 $22.112 MPa$;
- e —— 肋高, m ;
- W —— 螺纹周向宽度, m ;
- β —— 螺纹升角, $^\circ$ 。

注：下标 L 表示物性采用饱和水物性，下标 G 表示物性采用饱和汽物性，下标 w 表示物性计算时定性温度为内壁面温度。

适用范围： $p=6 MPa \sim 20 MPa$ ， $G=232 kg/(m^2 \cdot s) \sim 1600 kg/(m^2 \cdot s)$ ， $q=70 kW/m^2 \sim 970 kW/m^2$ 。

5.2.2 近临界压力下工质在内螺纹管中流动时的换热系数

5.2.2.1 近临界压力下过冷水在内螺纹管中流动时的换热系数

近临界压力过冷水在垂直上升内螺纹管内流动时换热系数计算式为：

$$\frac{hd}{\lambda_b} = 8.27418 \left(\frac{Gd}{\mu} \right)_b^{0.80641} \left(\frac{H_w - H_b}{T_w - T_b} \frac{\mu_b}{\lambda_b} \right)^{0.71326} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{0.59365} \left(\frac{\beta_b g d^4 q}{\lambda v^2} \right)_b^{-0.15358} \dots \dots \dots (27)$$

$$\cdot \left(\frac{4q\beta_b}{Gc_p} \right)_b^{0.35397} \left(\frac{P}{e} \right)^{-0.26461} \left(\frac{e}{d} \right)^{-0.19513} \left(\frac{W}{d} \right)^{-0.27494} \left(1 - \frac{\beta}{90} \right)^{-0.19991}$$

式中：

- h —— 换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;
- d —— 内螺纹管当量内径, m ;
- λ —— 导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$;
- G —— 质量流速, $kg/(m^2 \cdot s)$;

- μ ——动力黏度, Pa·s;
 H ——工质焓值, J/kg;
 T ——热力学温度, K;
 ρ ——密度, kg/m³;
 β_b ——热膨胀系数, K⁻¹;
 g ——重力加速度, m/s²;
 q ——内壁面热流密度, W/m²;
 ν ——运动黏度, m²/s;
 c_p ——比定压热容, J/(kg·K);
 P ——螺距, m;
 e ——肋高, m;
 W ——螺纹周向宽度, m;
 β ——螺纹升角, °。

注: 下标 b 表示计算物性时定性温度为单相过冷水主流温度, 下标 w 表示定性温度为内壁面温度。

适用范围: $p=20\text{ MPa}\sim 22\text{ MPa}$, $G=400\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})\sim 1450\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$, $q=150\text{ kW}/\text{m}^2\sim 640\text{ kW}/\text{m}^2$ 。

5.2.2.2 近临界压力下过热蒸汽在内螺纹管中流动时的换热系数

近临界压力垂直上升内螺纹管内过热蒸汽换热系数计算式为:

$$\frac{hd}{\lambda_b} = 0.0130 \left(\frac{Gd}{\mu} \right)_b^{0.794} \left(\frac{H_w - H_b}{T_w - T_b} \frac{\mu_b}{\lambda_b} \right)_b^{0.692} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{2.500} \left(\frac{\beta_b g d^4 q}{\lambda \nu^2} \right)_b^{0.077} \dots \dots \dots (28)$$

$$\cdot \left(\frac{4q\beta_b}{Gc_p} \right)_b^{0.658} \left(\frac{P}{e} \right)^{-0.0233} \left(\frac{e}{d} \right)^{0.077} \left(\frac{W}{d} \right)^{-0.025} \left(1 - \frac{\beta}{90} \right)^{-0.086}$$

式中:

- h ——换热系数, W/(m²·K);
 d ——内螺纹管当量内径, m;
 λ ——导热系数, W/(m·°C);
 G ——质量流速, kg/(m²·s);
 μ ——动力黏度, Pa·s;
 H ——工质焓值, J/kg;
 T ——热力学温度, K;
 ρ ——密度, kg/m³;
 β_b ——热膨胀系数, K⁻¹;
 g ——重力加速度, m/s²;
 q ——内壁面热流密度, W/m²;
 ν ——运动黏度, m²/s;
 c_p ——比定压热容, J/(kg·K);
 P ——螺距, m;
 e ——肋高, m;
 W ——螺纹周向宽度, m;
 β ——螺纹升角, °。

注: 下标 b 表示物性计算时定性温度为过热蒸汽主流温度, 下标 w 表示物性计算时定性温度为管子内壁面温度。

适用范围: $p=20\text{ MPa}\sim 22\text{ MPa}$, $G=400\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})\sim 1450\text{ kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$, $q=150\text{ kW}/\text{m}^2\sim 640\text{ kW}/\text{m}^2$ 。

5.2.2.3 近临界压力下汽水两相混合物在内螺纹管中流动时的换热系数

近临界压力垂直上升内螺纹管内汽水两相流动沸腾换热系数计算式为：

$$\frac{hd}{\lambda_L} = 0.683 \ 663 \left(\frac{Gd}{\mu}\right)_L^{1.013 \ 58} \left(\frac{H_w - H_L}{T_w - T_L} \frac{\mu_L}{\lambda_L}\right)^{1.123 \ 08} \left[\frac{q}{G(H_G - H_L)}\right]^{1.010 \ 57} \dots\dots\dots (29)$$

$$\cdot \left[\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_G)}\right]^{0.195 \ 24} \left(\frac{P}{e}\right)^{-0.061 \ 13} \left(\frac{e}{d}\right)^{-0.191 \ 13} \left(\frac{W}{d}\right)^{-0.063 \ 82} \left(1 - \frac{\beta}{90}\right)^{0.049 \ 51}$$

式中：

- h —— 换热系数, W/ (m² · K)
- d —— 内螺纹管当量内径, m;
- λ —— 导热系数, W/ (m · °C);
- G —— 质量流速, kg/ (m² · s);
- μ —— 动力黏度, Pa · s;
- H —— 比焓, J/kg;
- T —— 热力学温度, K;
- q —— 内壁面热流密度, W/m²;
- σ —— 表面张力, N/m;
- g —— 重力加速度, m/s²;
- P —— 螺距, m;
- e —— 肋高, m;
- W —— 螺纹周向宽度, m;
- β —— 螺纹升角, °。

注：下标 L 表示物性采用饱和水物性，下标 w 表示物性计算时定性温度为内壁面温度，下标 G 表示物性采用饱和汽物性。

适用范围： $p=20 \text{ MPa} \sim 22 \text{ MPa}$, $G=400 \text{ kg/ (m}^2 \cdot \text{s)} \sim 1450 \text{ kg/ (m}^2 \cdot \text{s)}$, $q=150 \text{ kW/m}^2 \sim 640 \text{ kW/m}^2$ 。

5.2.3 超临界压力下工质在内螺纹管中流动时的换热系数

具体计算方法如下：

a) 非传热恶化工况条件下超临界水在垂直上升内螺纹管内流动时换热系数计算式为：

$$\frac{hd}{\lambda_w} = \begin{cases} 0.0366 \left(\frac{Gd}{\mu}\right)_b^{0.961 \ 7} \left(\frac{H_w - H_b}{T_w - T_b} \frac{\mu_b}{\lambda_b}\right)^{0.959 \ 9} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right)^{1.087} \left(\frac{\beta_b g d^4 q_w}{\lambda v^2}\right)_b^{-0.235 \ 6} & H_b < 1750 \text{ kJ/kg} \\ \cdot \left(\frac{4qd\beta_b}{\mu Rec_p}\right)_b^{0.580 \ 5} \left(\frac{P}{e}\right)^{-0.052 \ 8} \left(\frac{e}{d}\right)^{-0.247} \left(\frac{W}{d}\right)^{-0.616} \left(1 - \frac{\beta}{90}\right)^{0.722} & \\ 0.001 \ 36 \left(\frac{Gd}{\mu}\right)_b^{1.113} \left(\frac{H_w - H_b}{T_w - T_b} \frac{\mu_b}{\lambda_b}\right)^{0.793} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{1.525} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right)^{-0.994} & \dots\dots\dots (30) \\ \cdot \left(\frac{\beta_b g d^4 q}{\lambda v^2}\right)_b^{-0.117} \left(\frac{4qd\beta_b}{\mu Rec_p}\right)_b^{0.946} \left(\frac{e}{d}\right)^{-0.777} \left(\frac{W}{d}\right)^{-0.272} \left(1 - \frac{\beta}{90}\right)^{-0.289} & 1750 \text{ kJ/kg} \leq H_b \leq 2700 \text{ kJ/kg} \\ 0.044 \left(\frac{Gd}{\mu}\right)_b^{0.868} \left(\frac{H_w - H_b}{T_w - T_b} \frac{\mu_b}{\lambda_b}\right)_b^{0.890} \left(\frac{\rho_w}{\rho_b}\right)^{2.270} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b}\right)^{-1.350} \left(\frac{\beta_b g d^4 q}{\lambda v^2}\right)_b^{-0.089} & H_b > 2700 \text{ kJ/kg} \\ \cdot \left(\frac{4qd\beta_b}{\mu Rec_p}\right)_b^{0.667} \left(\frac{P}{e}\right)^{-0.086} \left(\frac{e}{d}\right)^{-0.058} \left(\frac{W}{d}\right)^{-0.398} \left(1 - \frac{\beta}{90}\right)^{0.292} & \end{cases}$$

式中:

- h —— 换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;
- d —— 内螺纹管当量内径, m ;
- λ —— 导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$;
- G —— 质量流速, $kg/(m^2 \cdot s)$;
- μ —— 动力黏度, $Pa \cdot s$;
- H —— 工质焓值, J/kg ;
- T —— 热力学温度, K ;
- β_b —— 热膨胀系数, K^{-1} ;
- q —— 热负荷, W/m^2 ;
- c_p —— 比定压热容, $J/(kg \cdot K)$;
- P —— 螺距, m ;
- e —— 肋高, m ;
- W —— 螺纹周向宽度, m ;
- β —— 螺纹升角, $^\circ$;
- ρ —— 工质密度, kg/m^3 。

注: 下标 b 表示计算物性时以工质主流温度作为定性温度, 下标 w 表示以内壁温度作为定性温度。

适用范围: $p=22.5\text{ MPa}\sim 33\text{ MPa}$, $q \leq 800\text{ kW/m}^2$, $G=400\text{ kg}/(m^2 \cdot s) \sim 1200\text{ kg}/(m^2 \cdot s)$ 。

b) 非传热恶化工况条件下超临界水在倾斜上升内螺纹管内流动时换热系数可用下式计算:

$$\frac{hd}{\lambda_b} = 0.007475 \left(\frac{Gd}{\mu_b} \right)^{0.9892} \left[\frac{(H_w - H_b) \mu_b}{(T_w - T_b) \lambda_b} \right]^{0.7161} \dots \dots \dots (31)$$

$$\cdot \left(\frac{\rho_w}{\rho_b} \right)^{0.5927} \left(\frac{\mu_w}{\mu_b} \right)^{0.1042} (\tan \theta_0)^{1.0268} \left(\frac{e}{d \tan \beta} \right)^{0.04576}$$

式中:

- h —— 换热系数, $W/(m^2 \cdot K)$;
- d —— 内螺纹管当量内径, m ;
- λ —— 导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$;
- G —— 质量流速, $kg/(m^2 \cdot s)$;
- μ —— 动力黏度, $Pa \cdot s$;
- H —— 工质焓值, J/kg ;
- T —— 热力学温度, K ;
- ρ —— 工质密度, kg/m^3 ;
- θ_0 —— 光管与水平方向夹角, $^\circ$;
- e —— 肋高, m ;
- β —— 螺纹升角, $^\circ$ 。

注: 下标 b 表示计算物性时以工质主流温度作为定性温度, 下标 w 表示以内壁温度作为定性温度。

适用范围: $p = 23\text{ MPa}\sim 28\text{ MPa}$, $G = 600\text{ kg}/(m^2 \cdot s) \sim 1200\text{ kg}/(m^2 \cdot s)$, $q = 300\text{ kW/m}^2 \sim 500\text{ kW/m}^2$, 倾斜角(管束与水平面夹角) $\theta_0 = 14^\circ, 19.5^\circ$, $D = 15.2\text{ mm}\sim 22.66\text{ mm}$ 。

6 直流锅炉的水动力计算

6.1 计算任务

直流锅炉炉膛设计的两个关键是: 保持位于高负荷区域水冷壁管内足够的传热及均匀的管间金属

温度。直流锅炉与汽包锅炉炉膛在设计上有较大的区别。汽包锅炉可以设计成自然循环或强制循环，在这两种循环方式下，炉膛水冷壁管均在亚临界压力范围内核态沸腾的传热条件下运行。而变压运行的直流锅炉的水冷壁则需要在压力高至超临界且传热覆盖所有模式的情况下运行。水冷壁的设计必须避免超临界压力下的类膜态沸腾（PFB）及亚临界压力下的膜态沸腾（DNB）。此外，还必须保证流体在蒸干点处金属管壁得到足够的冷却。

另外，水冷壁的设计和运行还必须避免如停滞、倒流、流动多值性与动态不稳定等水循环不稳定问题的发生。

为了防止水冷壁管子拉裂，还必须保证膜式水冷壁出口汽温偏差在规定的范围内。

直流锅炉计算任务为：

- a) 确定蒸发受热面的合理结构和工况参数；
- b) 保证炉膛水冷壁（辐射受热面）和具有汽水两相流体管屏的可靠工作，在正常工况或特殊工况（如启动、变参数）下有汽水混物流过的管屏称为两相流体管屏；
- c) 计算锅炉水冷壁阻力。

6.2 计算特点及范围

为了保证直流锅炉水冷壁和其他部件工作的可靠性，应校验这些部件中不发生异常的水动力工况。影响直流锅炉蒸发受热面水动力可靠性的主要因素如下：

- a) 两相流体管屏的热偏差超过容许值，在并联的各级管系中，吸热强的管子（或阻力系数大的管子）出口介质焓超过容许值，或流量减少到发生传热恶化。
- b) 脉动和动态不稳定性，各并联的管屏之间或同一管屏中各并联管子之间发生周期性的水流量脉动，都将使管子的传热工况恶化。动态不稳定性使蒸发液面和过热蒸汽交界面在管子某个局部区域内有规律地频繁波动。在某些情况下会使管子金属温度频繁剧烈地变化而使管材疲劳失效。
- c) 停滞，在出口为汽水混合物的并联垂直上升管中吸热弱的管子进水流量减少到等于出口蒸汽量，这时管子将会过热。
- d) 多值性，并联管组的流量—压差特性出现多值时，某些管子的流量可能达到危险的程度。
- e) 两相流体质量含汽率的分配不均匀性，汽水混合物在混合分配器中或在分配集箱中的混合分配不良，可能会造成后级受热面进口的汽水混合物质量含汽率分配出现较大的偏差。
- f) 汽水分层，在水平或微倾斜的水冷壁管圈中，会使管子上下部分壁温差超过容许的极限。
- g) 流量分配不均匀，在几个并联的管组中或一个管组的各并联管系之间因吸热量、阻力系数等方面的差别会造成流量偏差，而导致某些管组的出口介质温度或炉内壁温超过容许值。
- h) 发生传热恶化，水冷壁的设计必须避免超临界压力下的类膜态沸腾及亚临界压力下的膜态沸腾。此外，还必须保证流体在蒸干点处金属管壁得到足够的冷却。
- i) 水冷壁相邻两管间和沿炉膛周界各管子间的出口汽温偏差超过容许值，会出现水冷壁拉裂现象。

直流锅炉的水冷壁阻力计算以及为确定合理结构和工况参数的水动力计算应在锅炉的最大连续负荷（BMCR）下进行，各种可靠性校验有的要在 BMCR 负荷下进行，有的要在近临界压力负荷（70% BMCR、50%BMCR）、最低直流负荷（30%BMCR、25%BMCR 或 20%BMCR，也可由用户自己定义最低计算负荷）下进行，为此在计算前除列出结构数据外，还要列出所需计算负荷时的热力计算数据和工况参数。

6.3 流动网络系统方法的应用

6.3.1 回路与管段划分

图 2 所示为某超临界螺旋管圈锅炉示意图。锅炉主要热力参数为：总流量 1680.93 t/h，进口焓值

1387.22 kJ/kg，进口压力 29.6 MPa。布置有 4 层燃烧器，其上布置有燃尽风（OFA）风口。

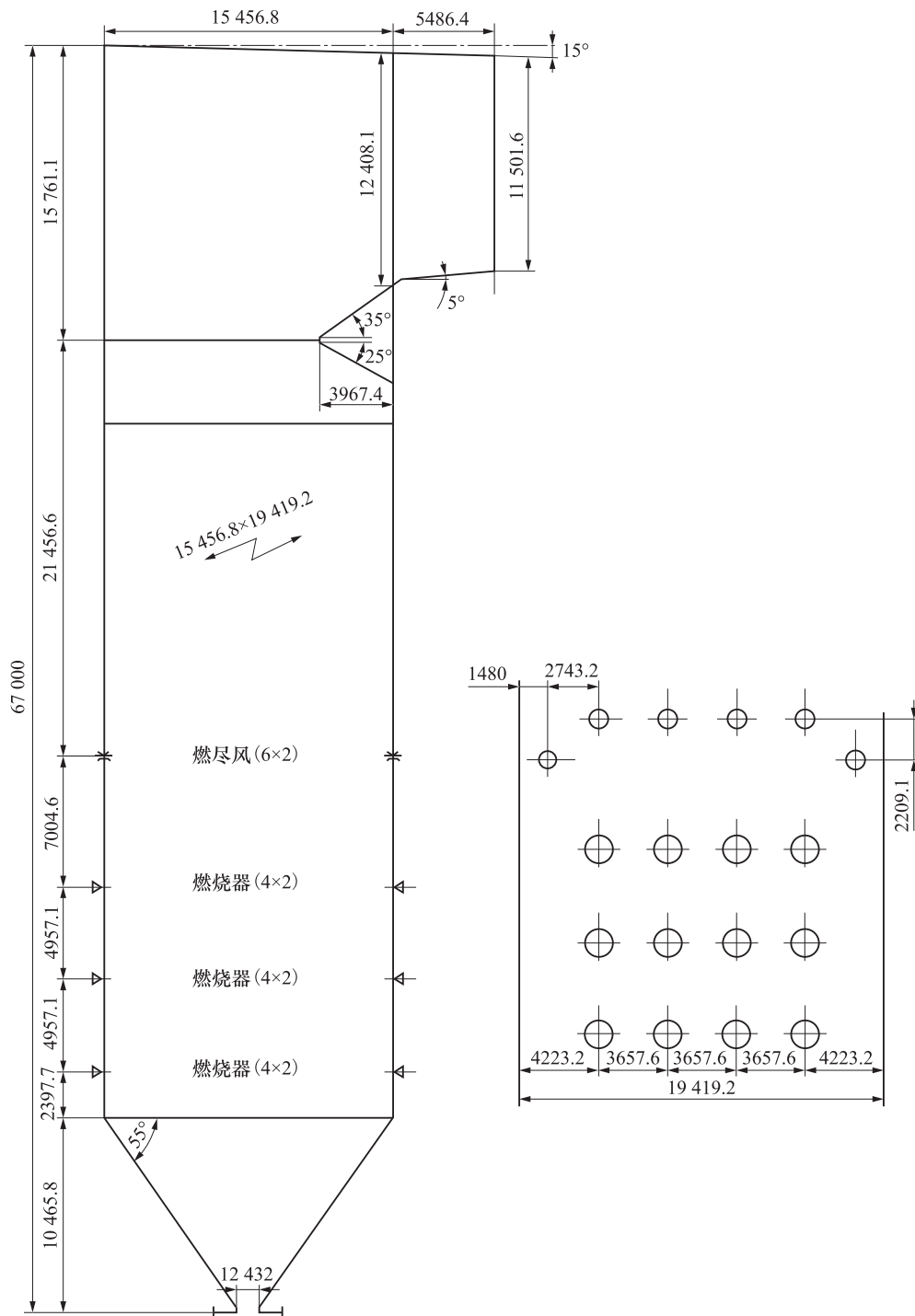


图 2 超临界螺旋管圈锅炉示意图（单位：mm）

图 3 所示为锅炉回路和管段划分示意图。上炉膛共划分 25 个回路，下炉膛由于吸热和结构较为均匀，每面墙各划分一个回路，回路编号为 1~4。上炉膛左侧墙和右侧墙划分成 19 个管段；前墙被分成 18 个管段；后墙从中间集箱到折焰角汇集集箱被分成 10 个管段（第 29 回路为悬吊管，被分成 10 个管段）；另外包墙被分成 30、31 左右两个回路。

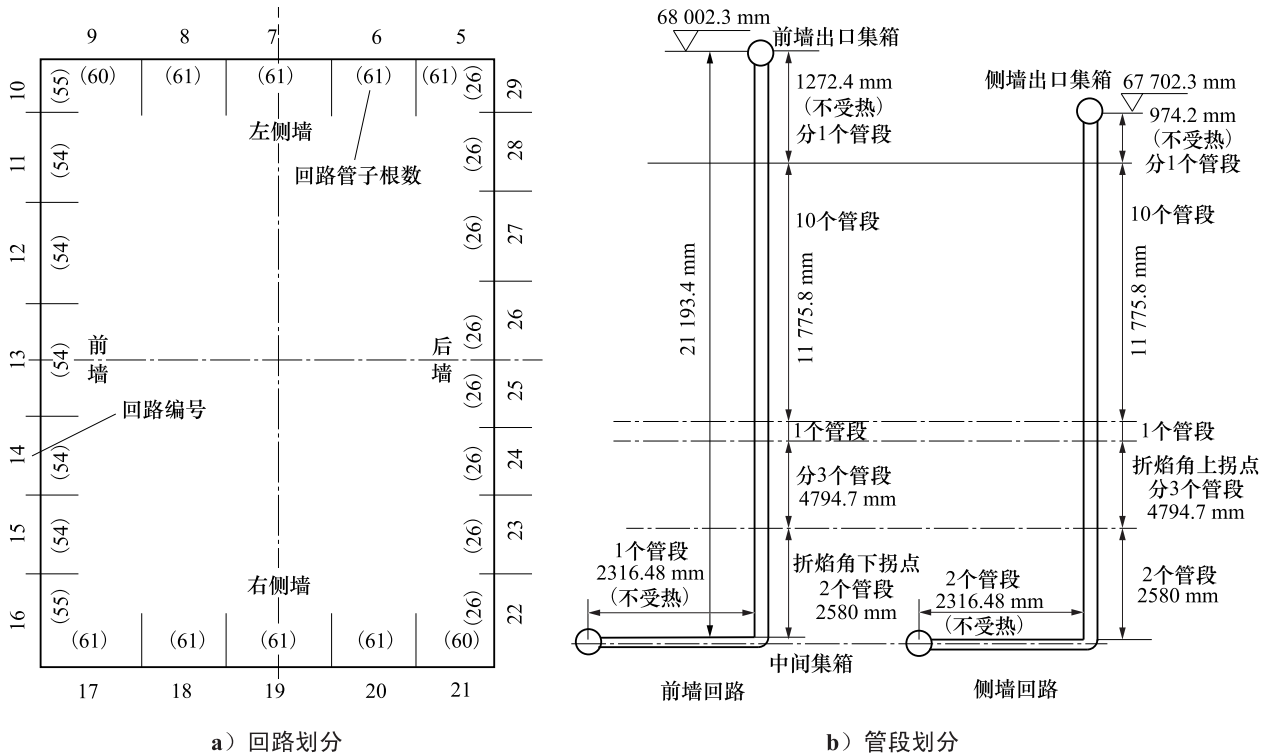


图3 超临界锅炉上炉膛回路与管段划分

6.3.2 流动网络系统图的绘制

图4所示为流动网络系统图及节点和回路编号。节点编号从进口集箱（此处压力为 p_{in} ）开始，编号为node 0，其他节点依此类推，沿着流动方向一直到出口集箱，为节点node 26；回路从1开始编号，从下炉膛到上炉膛沿着流动方向按顺序依次编号，即左侧墙、前墙、右侧墙、后墙。连接管在受热回路编号之后按顺序进行编号。

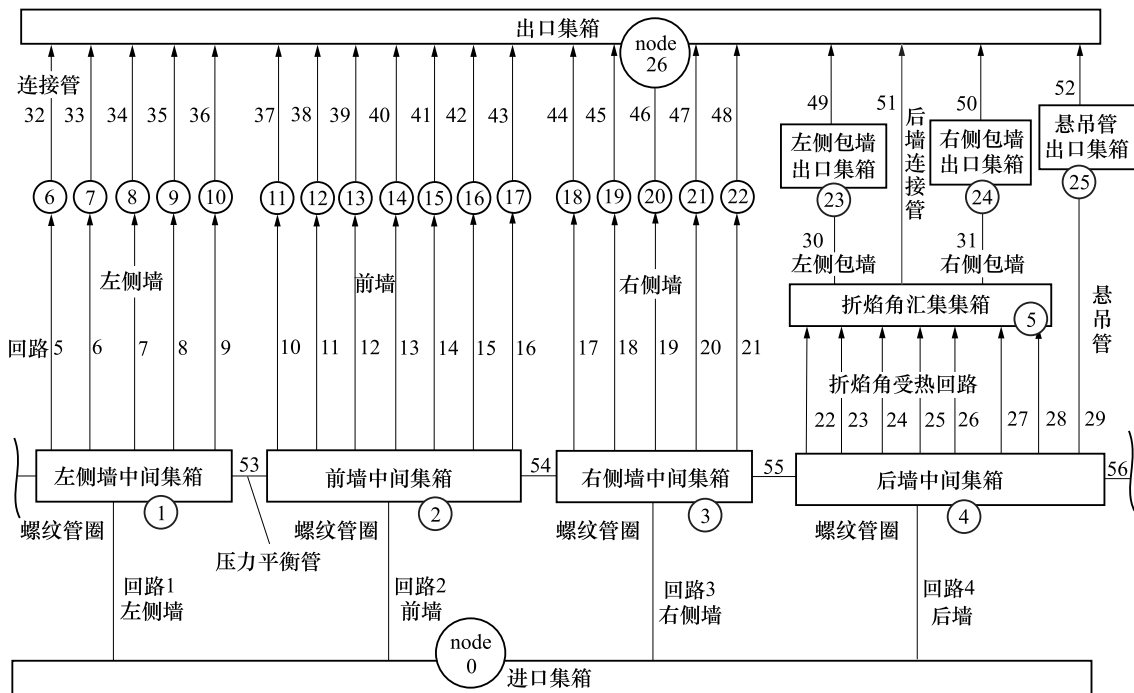


图4 流动网络系统图及节点和回路编号

6.3.3 封闭方程组的建立与求解

对于受热回路 1~31, 忽略集箱中的静压变化, 可以列出 31 个动量守恒方程:

$$[p_{in}^i - p_{out}^i] - \Delta p_i [x(i)] = 0 \quad i = 1, 2, \dots, 31 \quad \dots \quad (32)$$

对于连接管 32~52, 可以列出 21 个动量守恒方程:

$$[p_{in}^i - p_{out}^i] - \Delta p_i [x(i)] = 0 \quad i = 32, 33, \dots, 52 \quad \dots \quad (33)$$

回路 53~56 为连接水冷壁中间集箱的压力平衡管:

$$[p_{in}^i - p_{out}^i] - \Delta p_i [x(i)] = 0 \quad i = 53, 54, 55, 56 \quad \dots \quad (34)$$

式中:

i ——回路编号;

Δp_i —— i 回路压降, 包括摩擦压降、局部压降、重位压降及加速压降, 不同类型压降按第 4 章中计算方法确定, Pa;

$x(i)$ —— i 回路中的单管流量, kg/s;

p_{in}^i —— i 回路进口处集箱压力, Pa;

p_{out}^i —— i 回路出口处集箱压力, Pa。

node 1~node 25 中任意节点 k 遵守的质量守恒方程为:

$$\sum_{i=1}^m G_i^k - \sum_{j=1}^n G_j^k = 0 \quad k = 1, 2, \dots, 25 \quad \dots \quad (35)$$

node 26 遵守的质量守恒方程为:

$$\sum_{i=1}^m G_i^{26} - G_{total} = 0 \quad \dots \quad (36)$$

式中:

k ——节点编号;

i ——流入节点 k 的回路编号;

j ——流出节点 k 的回路编号;

m ——流入节点 k 的回路数目;

n ——流出节点 k 的回路数目;

G_i^k ——流入节点 k 的第 i 回路的流量, kg/s;

G_j^k ——流出节点 k 的第 j 回路的流量, kg/s;

G_{total} ——流入水冷壁的总流量, kg/s。

以上 31 个受热回路、21 个连接管和 4 个压力平衡管所遵守的 56 个动量守恒方程, 以及 26 个节点遵守的质量守恒方程共 82 个方程组成了一个封闭的非线性方程组。

在水冷壁进口集箱压力 p_{in} 和进口流量 G_{total} 已知的条件下, 对上述方程组进行数值迭代求解即可获得各回路、连接管的流量分配, 以及各节点的压力。

在某些情况下, p_{in} 是未知数, 而出口集箱 (node 26) 的压力 p_{out} 是已知的。此时可以根据经验假定一个 p_{in} , 然后将计算出的 p_{out} 与已知值进行比较, 直至两者误差小于规定范围。

6.3.4 输入数据的处理

采用流动网络系统方法进行水动力计算时, 必须按划分好的回路及管段输入大量的结构数据和受热特性参数。

a) 按面积修正系数计算吸热量。管段 k 的吸热量 Q_k 按下式计算:

$$Q_k = q_h(x, z)F_k \dots\dots\dots (37)$$

$$F_k = N_k L_k C_k \dots\dots\dots (38)$$

式中：

$q_h(x, z)$ ——管段中心处局部热负荷，W/m²；

F_k ——管段受热面积，m²；

N_k ——管段管子根数；

L_k ——管段管子长度，m；

C_k ——计算宽度，m。

按投射面积计算辐射受热面时： $C_k = s$ 。

按半圆面积计算辐射受热面时：对光管， $C_k = \frac{1}{2}\pi d_w$ ；对鳍片管， $C_k = \frac{1}{2}\pi d_w + (s - d_w)$ 。

按整个圆周面积计算辐射受热面时：光管， $C_k = \pi d_w$ ；对鳍片管， $C_k = \pi d_w + 2(s - d_w)$ 。

式中：

d_w ——管子外径，m；

s ——管子节距，m。

平均吸热量按下式计算：

$$\bar{Q} = \frac{\sum_k Q_k}{\sum_k F_k \eta_{rk}^h \eta_{rk}^b} \dots\dots\dots (39)$$

式中：

$\sum_k Q_k$ ——总吸热量，W；

η_{rk}^h ——管段沿高度热负荷不均匀系数；

η_{rk}^b ——管段沿水平方向热负荷不均匀系数；

$\sum_k F_k \eta_{rk}^h \eta_{rk}^b$ ——总折算面积，m²。

η_{rk}^h 、 η_{rk}^b 及 $\sum_k F_k \eta_{rk}^h \eta_{rk}^b$ 按 JB/Z 201—1983 中 8.11 的规定计算。

b) 流动网络系统、集箱、受热回路、连接管和管段的原始数据。输入数据包括定义流动网络系统的输入数据，定义水冷壁结构和热负荷的输入数据，以及用于回路流量分配迭代求解的初值数据三个部分。

流动网络系统的输入数据主要用来标识蒸发受热面构成、流动方向，以及任意节点的流入和流出回路编号。

水冷壁结构和热负荷数据用于定义各回路的几何结构、流动特性和热力参数，主要包括每一回路划分的管段个数。各管段的原始数据有管子根数、长度、内外径、倾斜角、高度、节距、鳍片厚度、管子类型、局部阻力系数、管子粗糙度、局部热负荷、尖峰热负荷、管子受热形式及管子材料。管子类型包括光管和内螺纹管（普通内螺纹管及优化内螺纹管），管子受热形式有膜式壁单面受热、膜式壁双面受热、圆管四周受热等方式，管子材料包含 T91、15CrMoG、12CrMoVG、T12、T22、T23、SA-210C、20G 及其他材料。可按类别列成数组，即列成一个有顺序号的数列，如果欲查询一个管段的结构数据，只需指明不同结构参数的序号，便可在该结构参数数组中按序号查得其真值。将这些序号组成一个数组，这个数组便可包含该管段的全部结构和流动受热信息。

初值数据主要包括各节点的压力迭代初值和各回路的流量迭代初值，流量迭代初值可以按流量平均值选取，压力迭代初值根据经验和可能的压降大小确定。

6.3.5 热平衡系数的计算

一般来说，根据炉膛侧输入的热负荷数据计算出的水冷壁吸热量与工质侧吸热量并不完全相同，采用热平衡系数对输入的热负荷进行修正：

$$\text{HTEF} = \frac{G_{\text{total}}(h_{\text{out}} - h_{\text{in}})}{\sum_k Q_k} \dots\dots\dots (40)$$

式中：

HTEF —— 热平衡系数；

h_{in} —— 水冷壁进口焓值，J/kg；

h_{out} —— 水冷壁出口焓值，J/kg。

6.3.6 压力平衡管的处理

压力平衡管是指在连接直流锅炉下炉膛与上炉膛的中间混合集箱之间装设的一种不受热连接管，这样可以使各中间混合集箱的压力相互平衡，有利于消除脉动，如图 5 所示。一般来说，不希望中间混合集箱中出现汽水两相混合物时压力平衡管中的流量过大。由于炉膛各面墙中间混合集箱的压力非常接近，使压力平衡管中的流量较低。在初次迭代计算时，很难判断流动的正方向。假设的流动方向如果与实际情况不符，可能会导致平衡管压差的波动和计算结果不收敛。因此，实际计算时，可以根据迭代计算过程中集箱压力的分布情况重新假设流动方向进行计算；也可以首先假设平衡管系统不存在，然后根据计算出的集箱压力分布确定平衡管中的实际流动方向，最后将平衡管系统纳入流动网络系统，重新进行计算即可。

6.3.7 单管压降计算程序的编制

单管压降计算程序的编制应遵循下列原则：

- 按管子结构和受热状态不同划分管段，管段越多计算精度越高。
- 根据管段进口和出口的工质状态，分为五种不同的情况进行压降计算。含有相变点的管段应首先确定相变点的位置，然后分别计算相变点前单相流体和相变点后两相流体的压降。
- 管段压降为本管段内流动阻力、重位压降和局部阻力的代数和，各管段压降的代数和即管子压降。
- 管段的出口参数（压力、流量、温度、焓值）也是后一管段的入口参数，最后一个管段的出口参数即是管子出口参数。

单管压降的流程见图 6。

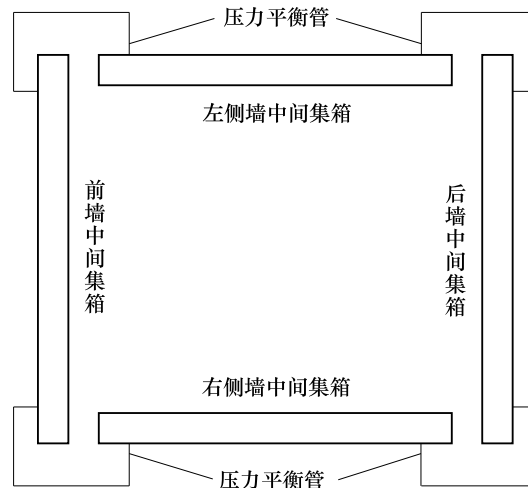
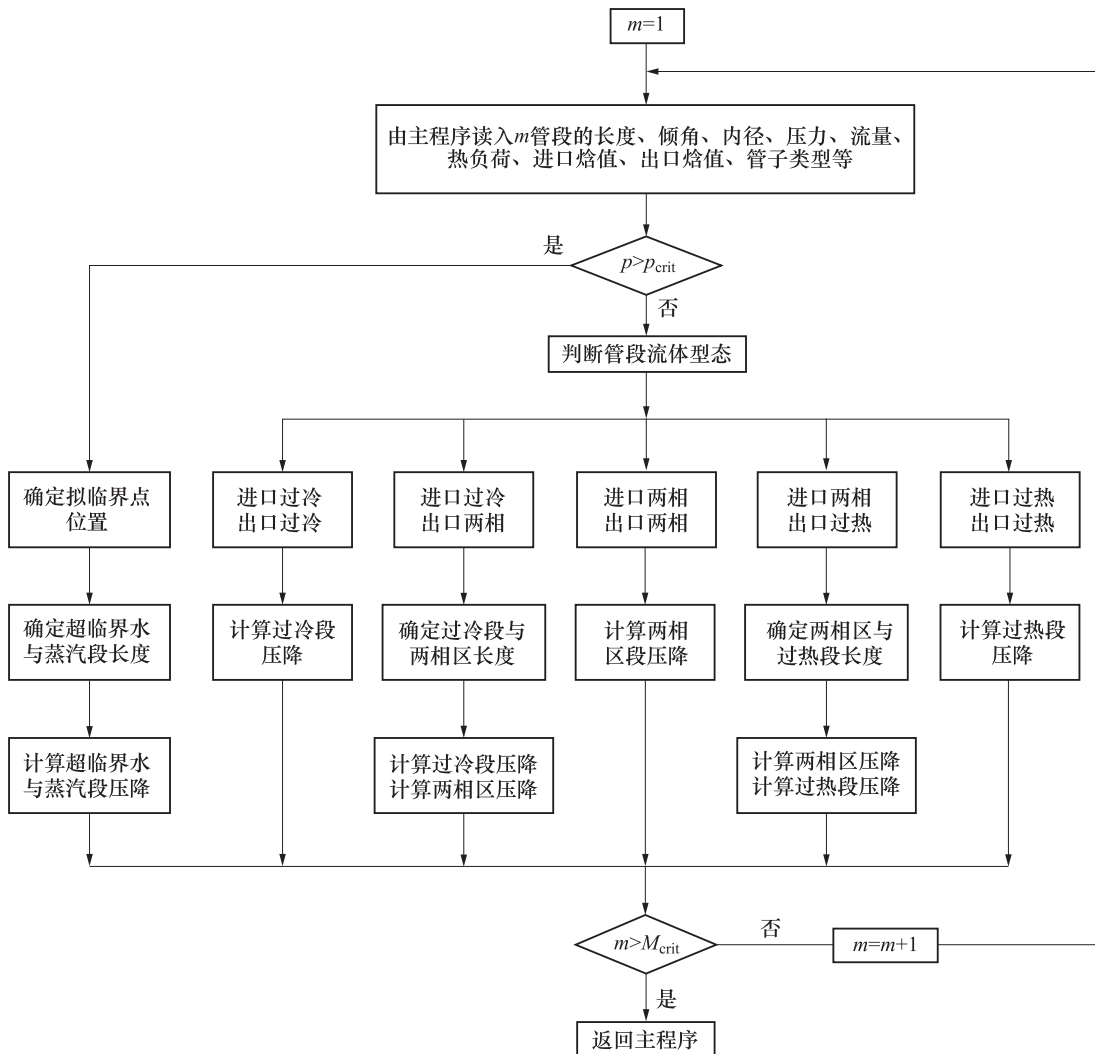


图 5 压力平衡管



说明:

- m ——管段编号;
- $m = m + 1$ ——表示 m 的新值等于 m 的当前值加 1;
- p ——管段压力, Pa;
- p_{crit} ——临界压力, Pa;
- M_{crit} ——回路最大管段数。

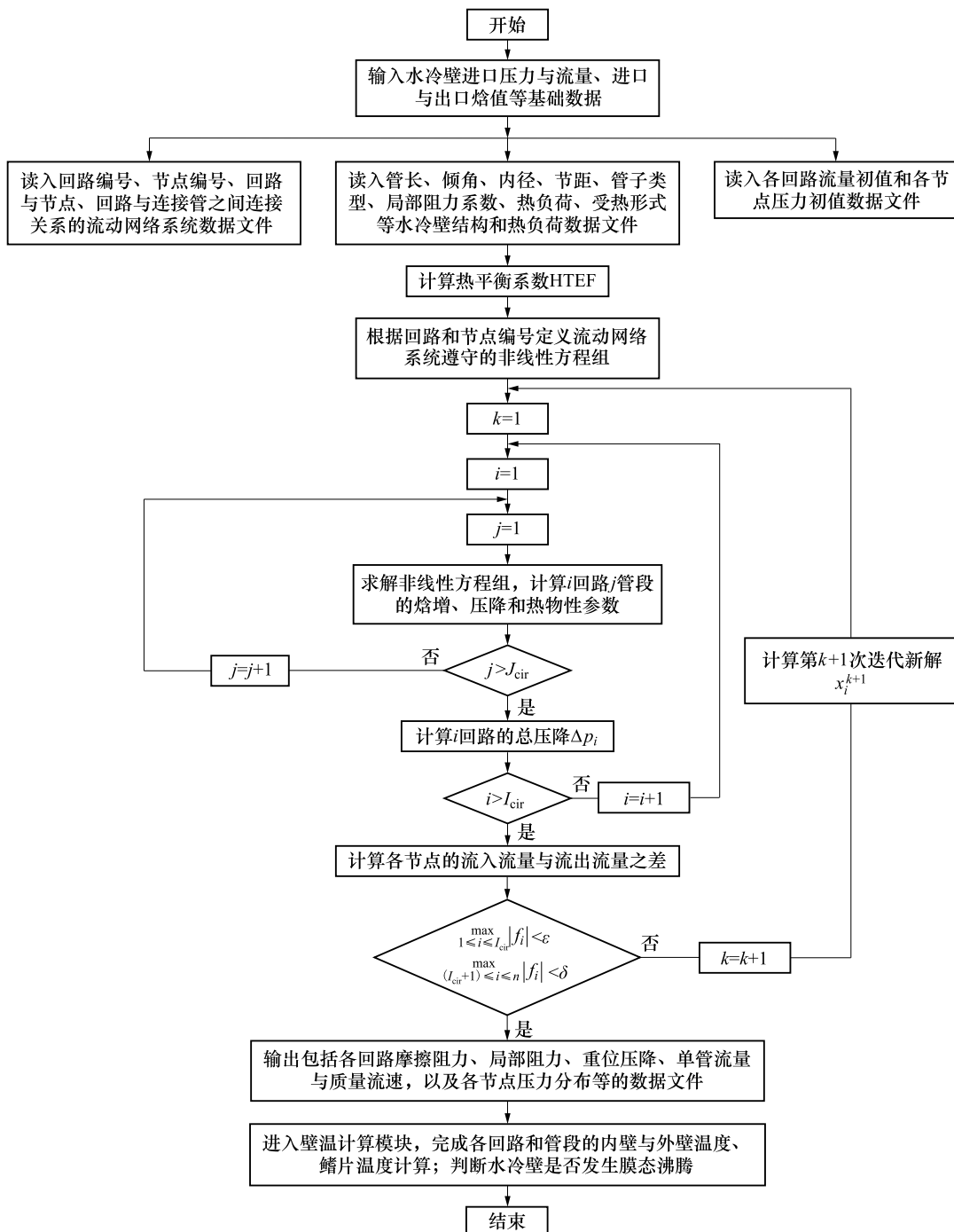
图 6 单管压降计算流程

6.3.8 直流锅炉水动力计算程序的编制

直流锅炉水动力计算程序包括各种说明、输入原始数据、调用基本过程、进行计算、输出计算结果等部分。编制主程序时应按 6.3 中的方法确定数学模型及求解方法，然后用基本过程的适当组合来实现数学模型的求解。

直流锅炉水动力计算程序流程见图 7。

具体计算方法见附录 A，具体计算实例见附录 B。



说明:

HTEF —— 热平衡系数;

k —— 迭代次数;

i —— 回路编号;

j —— 管段编号;

I_{cir} —— 回路总数;

J_{cir} —— 某一回路的管段总数;

n —— 回路与节点总数;

f_i —— 第 i 个非线性方程的残差;

ε —— 动量守恒方程收敛准则;

δ —— 质量守恒方程收敛准则;

x_i^{k+1} —— 第 $k+1$ 次迭代时第 i 个非线性方程的迭代新解。

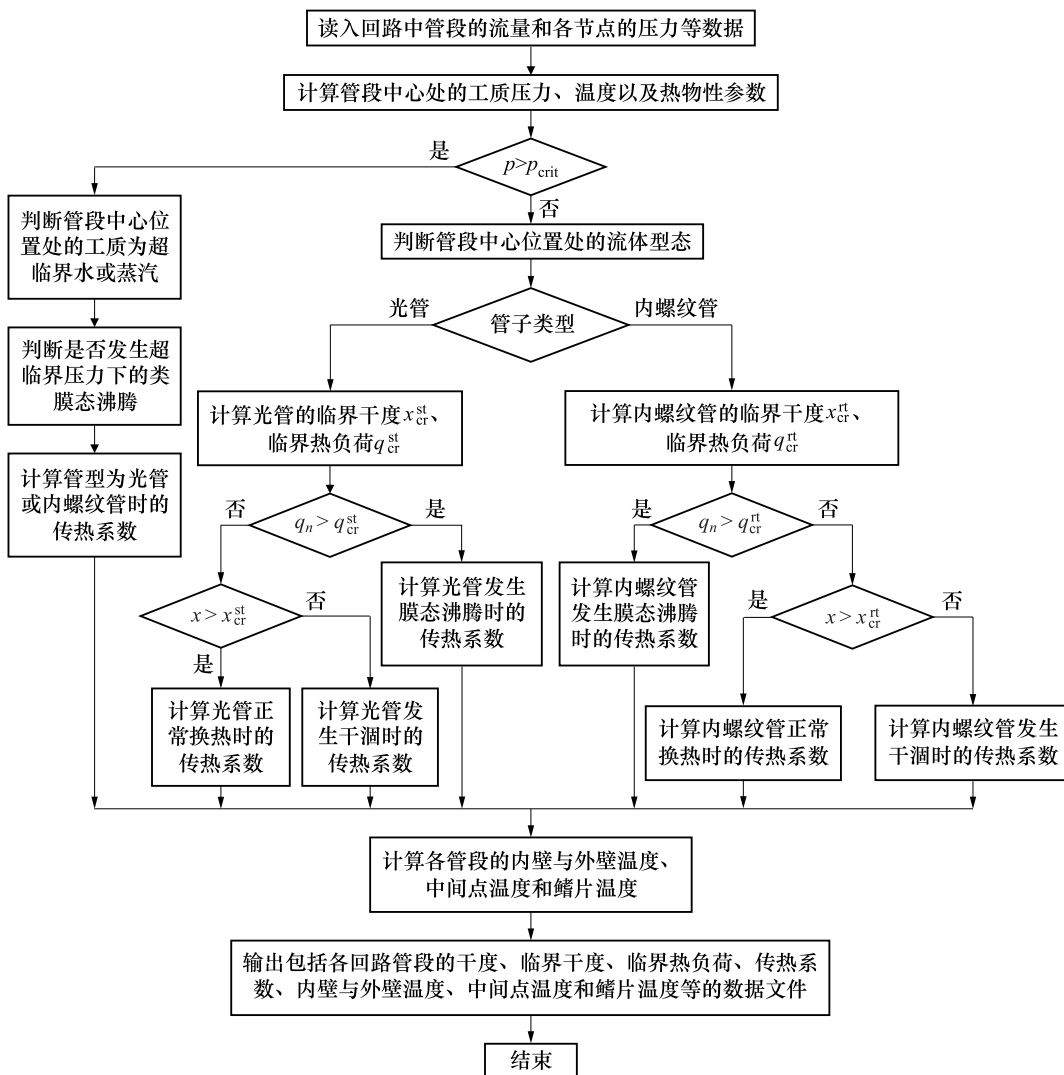
图 7 直流锅炉水动力计算流程

6.3.9 壁温计算程序的编制

壁温计算程序的编制应遵循下列原则：

- a) 壁温计算模块需要计算出管段中心位置处的工质压力，然后按超临界压力和亚临界压力区的传热规律分别计算内壁与外壁温度、中间壁温及鳍片温度。
- b) 管型包括光管与内螺纹管、垂直管圈与螺旋管圈。
- c) 在亚临界压力区，管段中心位置处工质为汽水两相时，需要判断该管段是否发生膜态沸腾和干涸，并根据不同区域的传热规律进行壁温计算。
- d) 超临界压力区的计算首先判断管段中心流体为超临界水或超临界蒸汽，然后判断是否有发生类膜态沸腾的可能，并根据工质状态、管型和传热规律的不同组合计算壁温。

壁温计算流程见图 8。



说明：

- x ——管段中心位置处的工质干度；
- x_{cr}^{st} ——光管发生干涸时的临界干度；
- x_{cr}^{rt} ——内螺纹管发生干涸时的临界干度；
- q_{cr}^{st} ——光管发生膜态沸腾时的临界热负荷；
- q_{cr}^{rt} ——内螺纹管发生膜态沸腾时的临界热负荷。

图 8 壁温计算流程

6.3.10 计算结果的输出

输出的计算结果是一份完整的水动力计算书，用符号标记输出数据，分别按输入数据和计算结果列成表格形式。在编制输出数据的程序中应包括必要时输出详细的中间计算结果的附加输出程序。具体输入输出数据见附录 B。

6.4 直流锅炉管圈型式

直流锅炉有螺旋管圈和垂直管圈两种型式。螺旋管圈通过改变倾角，可以任意选择水冷壁管子数量，水冷壁管内质量流速的选取范围广；由于水冷壁管圈盘绕炉膛周界上升，管圈中每根管子能同样地绕过炉膛的各个壁面，各根管受热较均匀，管间温度偏差小；不需要在水冷壁管入口处及水冷壁下集箱的进水管上装设节流孔圈以调节流量。螺旋管圈可以采用光管或内螺纹管。

对于煤粉锅炉，垂直管圈必须采用内螺纹管结构，以避免在高热负荷的燃烧器区域发生偏离核态沸腾，并且将蒸干的发生推迟到热负荷较低的上炉膛区域。垂直管圈水冷壁流动阻力较低，节省了给水泵电耗。对采用切圆燃烧和对冲燃烧方式的煤粉锅炉，为了保证各个运行负荷下流量分配和热负荷良好的匹配关系，水冷壁进口布置有节流圈，同时提高了流动稳定性。

W 型火焰锅炉和循环流化床锅炉必须采用垂直管圈布置方式。超临界 W 型火焰锅炉可以采用低质量流速内螺纹管水冷壁，超临界循环流化床锅炉可以采用低质量流速光管水冷壁。

6.5 垂直管圈正流量响应特性

直流锅炉的垂直管圈水冷壁可以简化看成是围绕炉膛的若干块垂直管屏。每一块管屏中，所有并联支管共用一个入口联箱和一个出口联箱。当各并联支管受热不均时，垂直管屏内可能存在两种流量分配特性：若管屏中各支管的设计质量流速选取较小，则受热较强的支管内的工质流量会自动增加，这种特性被称作正流量响应特性（自补偿特性、自然循环特性）；若管屏中各支管内的设计质量流速选取过大，那么受热较强的支管内的工质流量会自动减小，这种特性称为负流量响应特性（强制循环特性）。

6.6 垂直管圈界限质量流速的计算

垂直管屏流量响应特性转变时的质量流速称为界限质量流速 G_0 ，是水冷壁设计中非常重要的参数。只有当水冷壁管屏中各支管内的质量流速小于 G_0 时，管屏才会具有正流量响应特性。在锅炉设计中，若将垂直管圈水冷壁设计在正流量响应特性的范围内，可缓解由炉膛内的热流偏差引起的水冷壁壁温偏差及水冷壁出口的工质温度偏差。

垂直管屏流量响应特性是由于单根管内流体的流动压降随受热变化而引起的。对于多管并联的垂直管屏，其流量响应特性发生转变时的界限质量流速 G_0 与单根管流动压降随受热变化趋势发生改变时的界限质量流速是一致的。

根据流体在受热垂直管内上升流动的动量守恒方程和质量守恒方程，可以推导出超临界/亚临界条件下的界限质量流速的解析表达式：

$$G_0 = \sqrt{\frac{g \cdot (-A)}{\frac{\lambda}{2D} \cdot B + \frac{h_{\text{out}} - h_{\text{in}}}{L_0} \cdot C}} \dots\dots\dots (41)$$

式中：

G_0 ——界限质量流速， $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ；

g ——重力加速度， m^2/s ；

A 、 B 、 C ——工质本身物性函数，在给定的进出口温度下均为定值；

- λ ——沿程摩擦阻力系数;
 D ——管子内径, m;
 h_{out} ——管子出口焓值, kJ/kg;
 h_{in} ——管子入口焓值, kJ/kg;
 L_0 ——管长, m。

对于给定的几何结构, 管子的进口温度或出口温度提高, 都会使 G_0 减小; 工质的运行压力越大, G_0 越大。影响 G_0 的几何结构参数包括沿程摩擦阻力系数 λ 、管子内径 D 和管长 L_0 。当运行参数和管长维持不变时, $G_0 \propto \sqrt{D/\lambda}$, λ 越大, G_0 越小; D 越大, G_0 越大。当运行参数和 λ 、 D 保持不变时, 管长 L_0 减小会使 G_0 减小。管长 L_0 对 G_0 的影响不大于 5%。

6.7 直流锅炉的可靠性校核

直流锅炉的可靠性校核包括两相流体热偏差计算、管间与屏间脉动校核、停滞校核及水动力多值性与汽水分层校核等内容, 具体按 JB/Z 201—1983 中 5.8~5.17 的规定进行计算校核。

6.8 螺旋管圈流动稳定性判断经验计算公式

压力降型脉动、密度波型脉动和热力波型脉动是在热力系统中最为常见和发生较多的流动不稳定类型。这三种脉动既可以独立形成, 也可以叠加或耦合作用。

压力降型脉动是静态不稳定和动态不稳定复合而成的, 随着流量的增加, 系统的总压降降低。在压力降型脉动过程中, 工质的压力、流量、系统压降、工质温度和壁温都发生脉动: 工质压力、温度和管壁温度为同相位脉动, 相位差不大; 工质流量与系统的总压降也是同相位脉动; 而工质流量与压力接近于反相位脉动。

密度波型脉动主要表现是在稳定状态下, 两相流中含气率较大时, 如果热负荷发生扰动, 管子进口的工质流量、压力、系统压降和温度就出现持续脉动。在密度波型脉动过程中, 工质压力、流量、系统压降、工质温度和壁温也都发生脉动: 进口工质流量与压力接近于同相位脉动, 而与加热段压力降接近于反相位脉动。

压力降型脉动发生在水动力特性曲线的负斜率区, 而密度波型脉动则发生在水动力特性曲线的正斜率区。密度波型脉动发生的周期低于压力降型脉动的周期。

a) 光管螺旋管圈水冷壁。

压力降型脉动起始点公式:

$$\frac{\Delta h}{r} = 2.45 \left(\frac{G^2}{gD\rho_l^2} \right)^{-0.264} \left(\frac{\Delta h_i}{r} \right)^{0.354} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.643} \left(\frac{\Delta p}{gD\rho_l} \right)^{0.302} \dots\dots\dots (42)$$

式中:

- Δh ——系统焓增, kJ/kg;
 Δh_i ——饱和水焓值与进口工质焓值的差值, kJ/kg;
 r ——潜热, kJ/kg;
 G ——质量流速, kg/(m²·s);
 g ——重力加速度, m/s²;
 D ——管子内径, m;
 ρ_l ——饱和水密度, kg/m³;
 ρ_g ——饱和蒸汽密度, kg/m³;
 Δp ——系统压降, Pa。

密度波型脉动起始点公式:

$$\frac{\Delta h}{r} = 0.53 \left(\frac{G^2}{gD\rho_l^2} \right)^{-0.355} \left(\frac{\Delta h_i}{r} \right)^{0.386} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.279} \left(\frac{\Delta p}{gD\rho_l} \right)^{0.532} \dots \quad (43)$$

b) 内螺纹管螺旋管圈水冷壁。

压力降型脉动起始点公式：

$$\frac{\Delta h}{r} = 0.494 \left(\frac{G^2}{gD\rho_l^2} \right)^{-0.290} \left(\frac{\Delta h_i}{r} \right)^{0.237} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.231} \left(\frac{\Delta p}{gD\rho_l} \right)^{0.197} \dots \quad (44)$$

密度波型脉动起始点公式：

$$\frac{\Delta h}{r} = 0.85 \left(\frac{G^2}{gD\rho_l^2} \right)^{-0.591} \left(\frac{\Delta h_i}{r} \right)^{0.282} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.192} \left(\frac{\Delta p}{gD\rho_l} \right)^{0.161} \dots \quad (45)$$

6.9 垂直管圈流动稳定性判断经验计算公式

a) 光管垂直管圈水冷壁。

压力降型脉动起始点公式：

$$\frac{\Delta h}{r} = 0.000\ 319 \left(\frac{G^2}{gD\rho_l^2} \right)^{-0.361} \left(\frac{\Delta h_i}{r} \right)^{0.351} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.378} \left(\frac{\Delta p}{gD\rho_l} \right)^{0.219} \dots \quad (46)$$

密度波型脉动起始点公式：

$$\frac{\Delta h}{r} = 1.050\ 53 \left(\frac{G^2}{gD\rho_l^2} \right)^{0.337\ 03} \left(\frac{\Delta h_i}{r} \right)^{0.010\ 53} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{-0.001\ 15} \left(\frac{\Delta p}{gD\rho_l} \right)^{0.006\ 33} \dots \quad (47)$$

b) 低质量流速内螺纹管垂直管圈水冷壁。

压力降型脉动起始点公式：

$$\frac{\Delta h}{r} = 4.559 \left(\frac{G^2}{gD\rho_l^2} \right)^{-0.337} \left(\frac{\Delta h_i}{r} \right)^{0.528} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.419} \left(\frac{\Delta p}{gD\rho_l} \right)^{0.572} \dots \quad (48)$$

密度波型脉动起始点公式：

$$\frac{\Delta h}{r} = 1.37 \left(\frac{G^2}{gD\rho_l^2} \right)^{-0.144} \left(\frac{\Delta h_i}{r} \right)^{0.264} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{-0.057} \left(\frac{\Delta p}{gD\rho_l} \right)^{-0.312} \dots \quad (49)$$

6.10 直流锅炉动态不稳定性校核的数值分析方法

炉膛循环特性的动态不稳定性会在热负荷由于某种原因发生变化时出现。由于热负荷的增加造成局部管子内的水加速汽化，进而使这些管子内工质的比体积和流速增加，最终的结果是导致这些管子内的水/水蒸气的阻力降增大。但是由于同一循环回路是连通的，单根管子两端的压差取决于所在回路两端的压差，而回路两端的压差不会因个别管子受热情况的改变而出现变化，因此回路中那些受热较强而流动阻力较大的管子为能达到平衡压降的目的会减少进口的流量，达到一种新的平衡状态。但是这种新的平衡状态是不稳定的，当管内的流量减小以适应压降时，如果流量减小过度，管内流阻太低，就会使流量向变大的方向变化。这样会在循环回路的入口和出口形成一种流量增减变化的往复循环模式。如果炉膛的阻力特性与这种流量的波动达到某种共振关系，那么流量的波动就不会衰减而达到最终的平衡，而是会始终处于一种稳定的波动状态。动态不稳定性与静态不稳定性出现的不规则的流量波动不同，它会使蒸发液面和过热蒸汽交界面在管子某个局部区域内有规律地频繁波动。在某些情况下会使管子金属温度频繁剧烈地变化而使管材疲劳失效。

6.10.1 数学模型

a) 基本假设。采用一维近似，考虑介质的压缩性和热膨胀性；加热段可能存在单相液体段、沸腾

两相段和单相蒸汽段，分别采用相应的阻力和换热公式；汽液两相间处于热力平衡，即不考虑欠热沸腾和相间热力弛豫，两相区采用均相模型来描述；介质与金属壁只在径向方向进行换热，而不考虑轴向换热；在同一截面内工质温度和速度分布是均匀的，并且管内介质只沿轴向流动，无内部环流；在能量方程中忽略黏性耗散、动能和势能的影响。

b) 控制方程。质量守恒方程：

$$\frac{\partial M}{\partial z} + A \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \dots\dots\dots (50)$$

式中：

- M —— 质量流量，kg/s；
- z —— 沿流动方向管子轴向坐标，m；
- A —— 管子横截面面积，m²；
- ρ —— 介质密度，kg/m³；
- t —— 时间，s。

动量守恒方程：

$$\begin{aligned} \frac{\partial M}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{M^2}{\rho A} \right) + A \frac{\partial p}{\partial z} = -\rho g A \sin \theta \\ - \left[\frac{f}{d_i} + K_{in} \delta_d(z) + K_{out} \delta_d(z-L) + K_{wt} \delta_d(z-z_{wt}) \right] \frac{M^2}{2\rho A} \dots\dots\dots (51) \end{aligned}$$

式中：

- p —— 介质压力，Pa；
- g —— 重力加速度，m/s²；
- θ —— 流动方向与水平面的夹角，rad；
- f —— 摩擦阻力系数；
- d_i —— 管子内径，m；
- K_{in} —— 进口局部阻力系数；
- δ_d —— 维狄拉克 δ 函数；
- K_{out} —— 出口局部阻力系数；
- L —— 出口处的坐标，m；
- K_{wt} —— 弯头阻力系数；
- z_{wt} —— 弯头处的坐标，m。

能量守恒方程：

$$A \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(Mh)}{\partial z} = q_1 \dots\dots\dots (52)$$

式中：

- h —— 介质焓值，J/kg；
- q_1 —— 线功率，W/m。

状态方程：

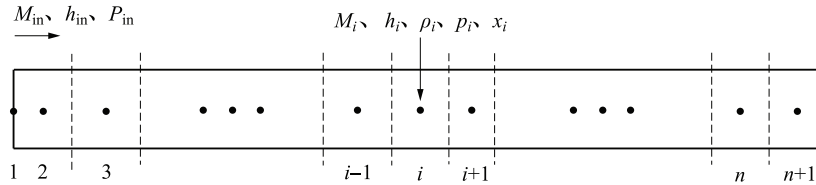
$$\rho = f(p, h) \dots\dots\dots (53)$$

c) 边界条件。

- 1) 管子进口压力 p_m 保持不变，取初始稳态时的值；
- 2) 管子压降 Δp^0 保持不变，取初始稳态时的值；
- 3) 进口温度 t_m 与焓值 h_m 保持不变，取初始稳态时的值；
- 4) 热负荷扰动幅度根据锅炉燃烧方式、炉型布置方式及运行特性等进行确定。

6.10.2 控制方程离散与计算步骤

- a) 控制方程离散。用控制容积隐式格式对控制方程进行离散，沿流动方向将水冷壁管非均匀划分为 n 个固定网格，如图 9 所示。物性参数及求解变量都存放在网格中心，时间项采用一阶向前差分格式。对流项和压力梯度项采用一阶迎风格式，即边界上的参数取来流方向上最后一个节点的值。



说明：

- i —— 网格编号；
- M_{in} 、 M_i —— 水冷壁管进口及网格 i 处的流量，kg/s；
- h_{in} 、 h_i —— 水冷壁管进口及网格 i 处的焓值，J/kg；
- p_{in} 、 p_i —— 水冷壁管进口及网格 i 处的压力，Pa；
- ρ_i —— 网格 i 处的密度，kg/m³；
- x_i —— 网格 i 处的干度。

图 9 水冷壁动态不稳定数值分析网格划分

- b) 计算步骤。

- 1) 通过水动力计算确定扰动开始前稳态流动时的管内压力、流量、温度、焓值、干度、密度沿管长方向分布。对热负荷施加一个扰动，重复下述步骤 2)~4)，完成下一个时间步长 ($t = t + \Delta t$) 的计算，直至计算时间满足要求。
- 2) 假设管子进口质量流量为 $M_1^{t+\Delta t}$ 。
- 3) 对网格 $i = 1, 2, 3, \dots, n-1, n$ ，重复下述步骤：
 - 假设密度 $\rho_{i+1}^{t+\Delta t}$ ；
 - 根据质量守恒方程求出 $M_{i+1}^{t+\Delta t}$ ；
 - 根据动量守恒方程求出 $p_{i+1}^{t+\Delta t}$ ；
 - 根据能量守恒方程求出 $h_{i+1}^{t+\Delta t}$ ；
 - 根据状态方程和 $p_{i+1}^{t+\Delta t}$ 、 $h_{i+1}^{t+\Delta t}$ 求出改进的密度 $\rho_{i+1}^{t+\Delta t}$ 。重复上述步骤直至密度计算满足收敛精度的要求。取 $\rho_{i+1}^{t+\Delta t}$ 作为密度的计算结果。
- 4) 步骤 3) 完成后，即可得到出口压力 $p_{n+1}^{t+\Delta t}$ 。如果管子压降的相对误差 $\frac{(p_{in} - p_{n+1}^{t+\Delta t}) - \Delta p^0}{\Delta p^0}$ 满足一定的收敛条件，则假设的进口流量 $M_1^{t+\Delta t}$ 是正确的，并进行下一个时间步长的计算；否则，采用弦割法对 $M_1^{t+\Delta t}$ 进行迭代修正，直到满足上述边界条件为止。

6.10.3 计算实例

图 10 所示为某台 600 MW 超临界 W 型火焰锅炉下炉膛水冷壁流动不稳定校核回路的几何结构尺寸及热负荷沿炉膛高度方向的分布。炉内受热部分为 $\phi 31.8 \text{ mm} \times 6.21 \text{ mm}$ 的优化内螺纹管。将管子沿流动方向分为 16 个管组，每个管组的热负荷相等。再将每个管组均匀划分为不同数量的管段，共划分 246 个管段，每个管段长度约为 0.2 m。

表 2 为校核低负荷动态不稳定性时两个算例的初始稳态计算参数。图 11 所示为两个算例的热负荷扰动曲线，其中算例 1 中的热负荷在扰动发生后 0 s~1 s 内线性增加到原来的 1.2 倍，此后 10 s 保持不

变，至 11 s 时阶跃减小至扰动开始时的稳态热负荷值，并不再变化。算例 2 中的热负荷在扰动发生后 0 s~1 s 内线性增加到原来的 1.05 倍，其后变化规律与算例 1 相同。

图 12、图 13 所示为算例 1 和算例 2 的计算结果。在算例 1 中，热负荷增加后，进口流量与出口流量呈反相位变化，经过一段时间后，两者趋于一致，说明水冷壁不会发生动态不稳定流动。而算例 2 由于初始稳态压力较低，在扰动发生后，进口流量与出口流量的脉动振幅随时间变得越来越大，流动不会自发趋于稳定。

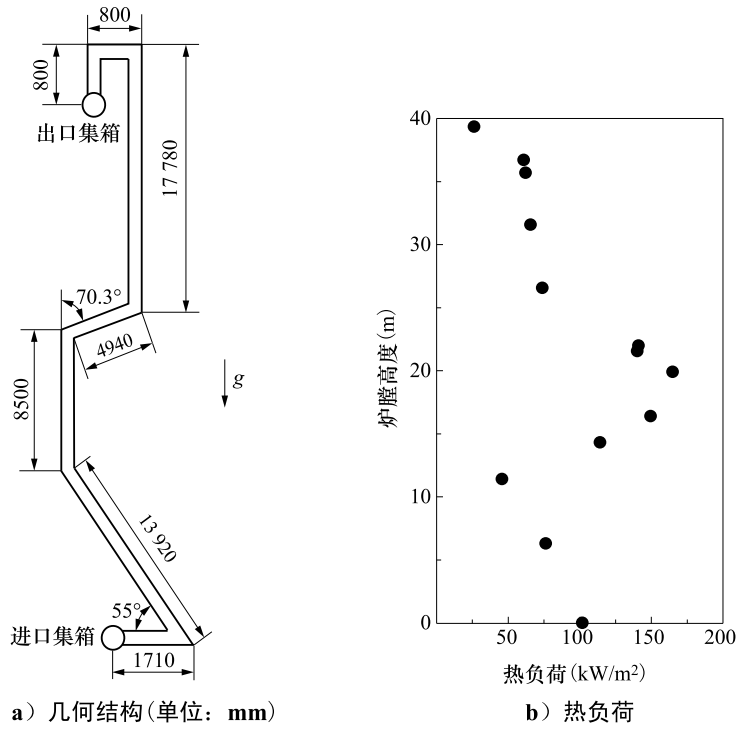


图 10 校核回路的几何结构尺寸及热负荷分布

表 2 超临界 W 火焰锅炉水冷壁动态不稳定性校核初始稳态参数

参数	p_{in}	p_{out}	h_{in}	h_{out}	M_{in}	K_{in}	K_{out}
	MPa	MPa	kJ/kg	kJ/kg	kg/s	—	—
算例 1	14.973	14.819	1256.6	2918.978	0.137	0.5	0.5
算例 2	12.25	12.102	1256.6	2918.978	0.137	1	1

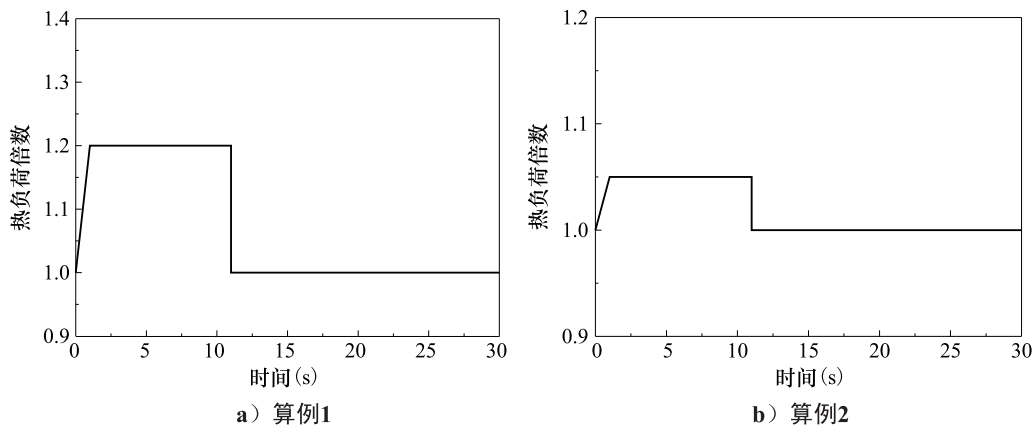


图 11 热负荷扰动曲线

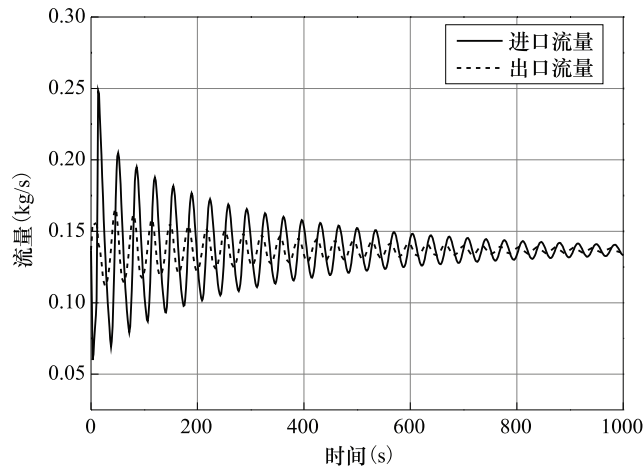


图 12 算例 1 动态扰动计算结果

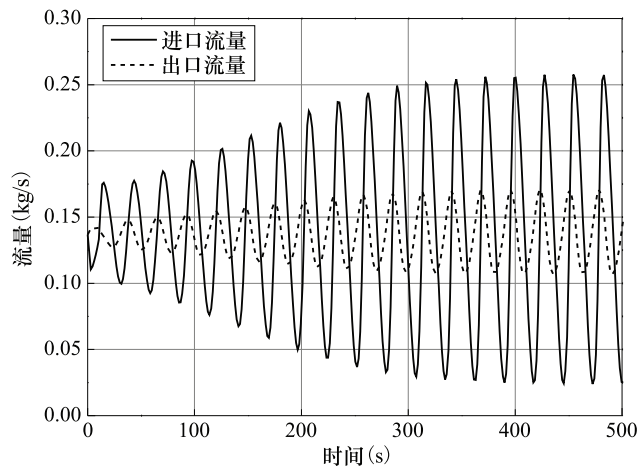


图 13 算例 2 动态扰动计算结果

6.11 水动力多值性校核的一般方法

采用流动网络系统方法完成水动力计算后，选取受热最强回路、流量最小回路进行水动力多值性校核。在不改变校核回路热负荷分布的前提下，通过改变其进口质量流速，计算出回路对应的压降。然后以压降为纵坐标、质量流速为横坐标，绘出校核回路的压差-流量特性曲线，从而判断是否会出现水动力多值性。

6.12 汽水两相流体分配校核及相分离分析

- a) 汽水混合物的两相流体分配器和分配集箱引入各支管的介质质量含汽率是否均匀主要取决于这些部件中的压力、混合物的质量流速、质量含汽率、流型和结构型式。校核及分析两相流体分配的均匀性应在最低负荷下进行。
- b) 在炉膛的整个循环系统中，工质需要在不同部件中不断地分流或汇集。例如，螺旋炉膛与垂直炉膛之间的过渡区域存在大规模流体先汇集和再分流的情况。在某些工况下可能会出现被分流的流体处于汽水两相流的状态。两相流型变化及大量气泡的存在会对流量在下游部件里的分配均匀性产生影响。某些管子内可能进入的气泡较多，使这些管子内工质的流阻增大，在压力平衡的作用下流量就会比其他气泡少的管子小。这时管子就处于较危险的状态。这种现象是不能

通过管路布置而完全消除的。因此，在炉膛设计中要充分考虑管子在这种状态下的安全性，所以，汽水相分离分析是必要的。对处于危险部位的管子，按不同进入管子的两相流可能出现的干度并结合热负荷情况，对管子进行壁温和强度校核计算，确保所选用的管材安全可靠。

6.13 流量分配的计算

在几个并联的管屏之间或一个管屏中的各并联管子之间，如各管屏的管子数目、管径长度或吸热量不同时，要进行流量分配计算，以防止某些管组中（特别是吸热量大或阻力系数大的管组）流量太小，而使其出口温度或炉内壁温超过容许值。有两种计算方法：

- a) 水动力计算采用流动网络系统方法时，各回路的流量分配已通过对非线性方程组的求解获得，不再进行单独计算。
- b) 采用串并联循环回路方法进行水动力计算时，流量分配按 JB/Z 201—1983 中 5.18 的规定计算。

6.14 偏离核态沸腾和蒸干

典型的偏离核态沸腾现象，一般发生在亚临界压力、高的热负荷、低的蒸汽干度和低质量流速的情况下。当在管子内壁上气泡形成的速度大于气泡脱离管壁进入主流工质的速度时，偏离核态沸腾现象就会发生。在这种情况下管子内壁被一层稳定的蒸汽膜所覆盖，使管壁与主流工质相隔绝。发生偏离核态沸腾的管子局部表面的传热能力显著下降，从而导致管子壁温大幅度增加。管壁温度的飞升会导致炉膛管子爆管严重威胁锅炉的安全运行，是必须加以避免的。

附着于管壁上的水膜由于不断地吸热，被迅速蒸发，同时管壁金属温度升高的现象叫作蒸干。蒸干发生在工质干度相对较高、质量流速也较大的情况下。对于变压运行的直流锅炉，蒸干现象是不可避免的，它总是会出现在汽水分离器之前的炉膛循环回路的某一位置上。炉膛设计的目标之一就是要有控制蒸干发生时金属壁温的升高幅度。主要方法是在可能发生蒸干现象的炉膛区域，通过采用适当的水冷壁管型和质量流速并考虑热负荷的分布来控制金属壁温上升的幅度。

6.15 节流圈的选取与设计

并联管组能可靠工作的重要保证为力求使各并联管均在设计工作条件下工作。实际上，由于各管的直径、长度、粗糙度、集箱的影响、流动不稳定性的影响等水力特性的不同，以及各管热负荷、结渣、污染等热力特性的差异，各管的工作条件是不同的。

节流圈主要用于调整各回路的流量分配，确保各个运行负荷下水冷壁出口汽温偏差在允许范围内。对螺旋管圈水冷壁，由于各并联回路同时绕过受热最强和最弱的区域，各回路总的吸热量相差不大。同时，考虑各回路的结构差异较小，螺旋管圈直流锅炉一般不采用节流圈进行流量分配调整。

对于垂直管圈高质量流速煤粉锅炉，由于水平方向存在较大的吸热不均匀系数，必须采用节流圈调整并联回路的流量分配，使通过热负荷较高区域的回路流量较大，而热负荷较低区域回路的流量较小，从而获得良好的热负荷与回路流量匹配关系，以保证水冷壁管的冷却及出口汽温偏差范围。

当锅炉负荷下降时，炉膛水平方向热负荷分布曲线趋于均匀，高低热负荷的差值减小，而水冷壁中的流量也相应减少，导致水冷壁和节流圈的阻力有所下降。此时，水冷壁的重位压头和压力的影响将占主导地位，由此会在水冷壁进出口产生一个自然循环效应的影响，自然循环的自补偿能力可以使热负荷高的回路分配到较多的流量。因此，采用这样的布置，水冷壁可以在所有负荷下分配到足够的流量来冷却，并能维持合适的水冷壁金属温度。

节流圈一般装在水冷壁下集箱出口供水管上，或水冷壁进口集箱中，而不宜装在管屏或水冷壁管圈的出口处。可以采用二级布置，一级节流圈负责将总流量按不同墙的热负荷分布情况进行分配，二级节流圈负责对每面墙中的每一回路中的管子按炉膛水平方向热负荷分布曲线进行流量分配。

节流圈最小孔径应大于 6 mm，以免发生堵塞，影响水冷壁安全运行，一般为 7 mm~15 mm。

节流圈按中间负荷工况下的热负荷分布曲线设计选型，同时应对其他负荷下的水冷壁出口汽温偏差和壁温进行校核计算，并根据结果对节流圈的布置方式和阻力系数进行调整，确保水冷壁在各个运行负荷下的安全。

节流圈局部压降按下式计算：

$$\Delta p_{j1} = \zeta_{j1} \frac{\rho w^2}{2} \dots\dots\dots (54)$$

式中：

- ζ_{j1} ——节流圈阻力系数；
- ρ ——工质密度， kg/m^3 ；
- w ——工质流速， m/s 。

根据流量与热负荷匹配原则首先确定各节流圈的局部压降，然后根据式（55）可以计算出对应的节流圈阻力系数，据此即可确定节流圈开孔直径。

节流圈阻力系数有两种计算方法：

- a) 按 JB/Z 201—1983 中 2.28 的规定计算。
- b) ζ_{j1} 也可按下式计算：

$$\zeta_{j1} = \left(\frac{1}{m} - 1 \right) \left(\frac{2.75}{m} - 1.56 \right) \dots\dots\dots (55)$$

其中：

$$m = \left(\frac{d_0}{d} \right)^2$$

式中：

- d_0 ——节流圈开孔直径， mm ；
- d ——管子内径， mm 。

采用低质量流速概念设计的超临界 W 型火焰锅炉和超临界循环流化床锅炉，由于其炉膛水冷壁质量流速一般小于 $1000 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ，存在类似于自然循环锅炉的自补偿能力特性，也即正响应特性。正响应特性起着与节流圈类似的作用，可以使热负荷高的回路分配到较多的流量，热负荷较低的回路对应的流量也较低。对各个负荷下的低质量流速水冷壁水动力特性进行校核计算后，在保证安全的前提下可以不布置节流圈进行流量调节。

6.16 中间过渡段设计与布置

超临界与超超临界煤粉锅炉下部炉膛具有较高的热负荷，上部炉膛热负荷较低。对于 Π 型布置的超临界锅炉，上、下炉膛以折焰角下部的某一位置为分界线，下炉膛可以采用螺旋管圈或垂直管圈方式，而上炉膛则采用垂直水冷壁方式。通常在此处布置有中间过渡段，将由下炉膛螺旋管圈或垂直管圈而来的工质引入上炉膛垂直管圈。中间过渡段可以消除下炉膛出口的工质汽温偏差，并进行压力和流量平衡，提高水冷壁系统的流动稳定性。塔式布置的煤粉锅炉也需要在下炉膛与上炉膛之间布置中间过渡段。

无论是垂直管圈，还是螺旋管圈，在超临界与超超临界炉膛的整个循环系统中，工质需要在不同的部件中不断地分流或汇集。例如，螺旋炉膛与垂直炉膛之间的过渡区域存在大规模流体先汇集和再分流的情况。在某些工况下可能会出现被分流的流体处于汽液两相流的状态。中间过渡段起着对下炉膛出口工质进行压力均匀化及消除吸热偏差的作用，同时还可将工质均匀地分配到上炉膛水冷壁进口。

6.16.1 螺旋管圈中间过渡段

螺旋水冷壁与上部垂直水冷壁的过渡方式有混合集箱和分叉管两种。分叉管结构较为简单，不需穿墙，但分叉管中两相流体分配不均匀，会导致水冷壁出口工质温度偏差大。

混合集箱可以使汽水分配较为均匀，图 14 中由螺旋管圈来的管子从集箱顶部引入，然后从左右两侧引出至炉膛上部垂直水冷壁。

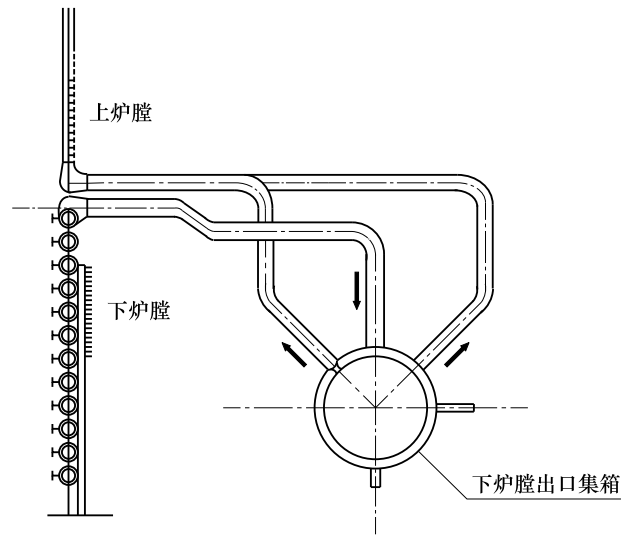


图 14 简单螺旋管圈中间过渡段方案

另一种较为复杂的过渡段如图 15 所示。螺旋水冷壁出口管引出到炉外，进入螺旋水冷壁出口集箱，再由连接管引到混合集箱，工质在混合集箱中进行充分混合后，由连接管引到垂直水冷壁进口集箱，由垂直水冷壁进口集箱引出管子进入垂直水冷壁。

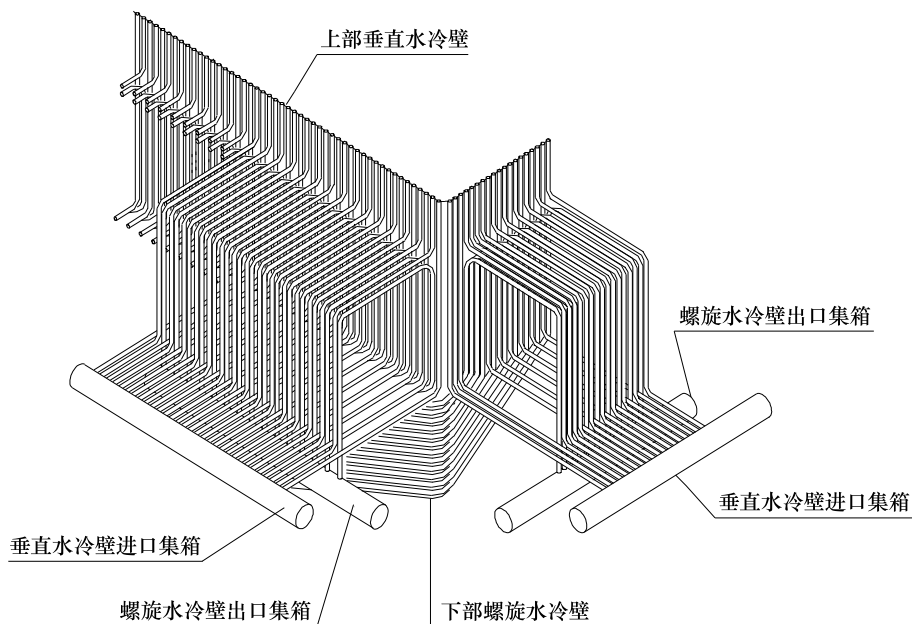


图 15 带有混合集箱的螺旋管圈中间过渡段

由于螺旋水冷壁的每一根管子都要沿着炉膛的整个周界盘旋而上，因此所有管子流经区域的热流密度和所吸收的热量是非常相似的，这使螺旋炉膛管子之间由于炉膛几何特性和磨煤机投入组合不同而形成的固有管间吸热偏差是最小的。螺旋管圈水冷壁中间过渡段采用如图 15 所示的简单方案即可。

6.16.2 垂直管圈中间过渡段

垂直管圈由于存在较大的水平方向吸热偏差，必须对下炉膛垂直水冷壁出口的工质进行充分混合才能引入上炉膛，以降低上炉膛出口汽温偏差。

图 16 所示为带有二级分配器的垂直水冷壁中间过渡段，以降低水冷壁出口沿炉膛周界的工质温度偏差。加装中间集箱后，水冷壁出口温度偏差可减小 1/3 以上。

采用低质量流速技术的超临界 W 型火焰锅炉，水冷壁热敏感性较强，磨煤机和燃烧器的匹配关系对炉膛热负荷在高度和水平方向上的分布规律影响很大，为了降低上炉膛水冷壁管进口处的汽温偏差，应采用带有混合集箱的中间过渡段，如图 17 所示。过渡段在左侧墙外和右侧墙外各布置一个立式混合集箱，左侧墙出口全部工质和前墙、后墙出口一半的工质进入左侧立式混合集箱，充分混合后再分别引入上炉膛左侧墙进口集箱和上炉膛前、后墙一半的进口集箱。右侧立式混合集箱的引入、引出方式与左侧完全相同。

循环流化床锅炉水平方向吸热偏差较小，同时考虑防磨损的要求，采用低质量流速设计时可以不采用中间混合装置。

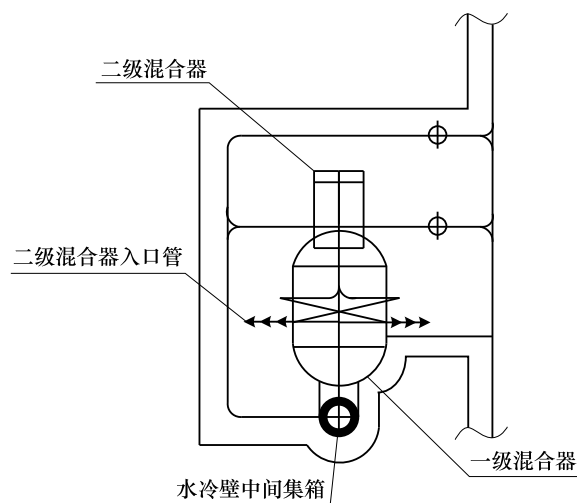
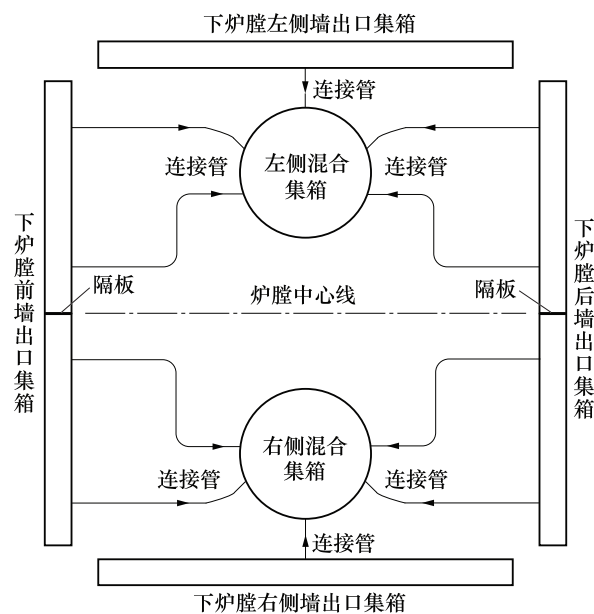


图 16 垂直管圈中间过渡段



a) 下炉膛

图 17 超临界 W 型火焰锅炉中间过渡段

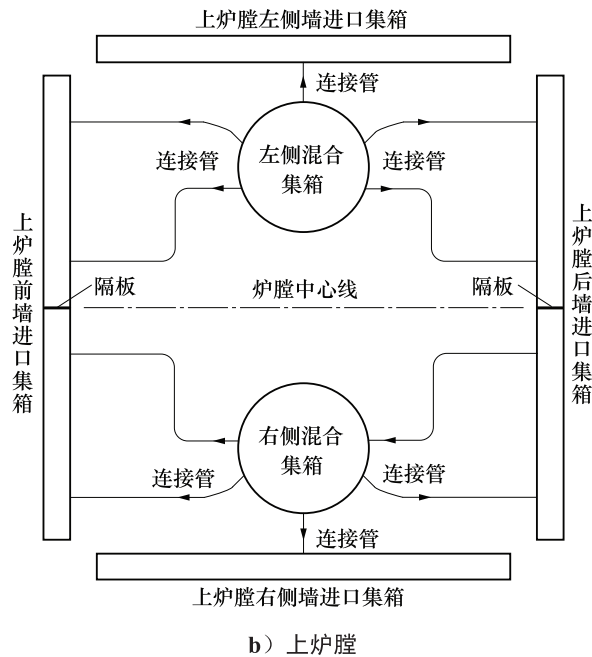


图 17 超临界 W 型火焰锅炉中间过渡段 (续)

6.17 直流锅炉设计结构的推荐

6.17.1 防止脉动措施

呼吸集箱设计与布置应符合 JB/Z 201—1983 中 5.20 的规定。

在下炉膛出口集箱之间布置压力平衡管及在下炉膛水冷壁进口处布置节流圈可以防止脉动的发生。中间混合集箱干度一般控制在 $x = 0.6 \sim 0.7$ 的区域内。

6.17.2 汽水两相管道的连接

连接方法按 JB/Z 201—1983 中 6.22 的规定执行。

6.17.3 超临界压力下的传热恶化

由于超临界压力下工质的物性如比体积、比热容、焓等在相变点附近有明显变化，当热负荷大、管内流速较低，且浮升力的影响较大时，在紧贴壁面的地方，会发生传热恶化，与亚临界压力下出现的偏离核态沸腾导致壁温急剧上升的情况类似，称为类膜态沸腾。其壁温飞升值取决于热负荷和管内质量流速的大小。避免传热恶化的主要办法是推迟和抑制。主要手段有：

- 在传热恶化出现的区域采用性能优良的材料，使管壁温度小于材料允许温度。
- 提高工质质量流速。工质质量流速增大可以提高临界热负荷，无论是亚临界压力还是超临界压力，提高工质质量流速是改善传热工况、降低管壁温度、防止偏离核态沸腾发生的有效方法。
- 采用内螺纹管。内螺纹管增加了管内流体的扰动，可以大大推迟传热恶化的发生。

6.17.4 水冷壁管的最低质量流速选取

对变压运行锅炉，其运行方式使其工作条件十分复杂。从锅炉启动至额定负荷，锅炉运行压力从高压、超高压、亚临界逐渐增加到超临界和超超临界。水冷壁的工质由两相流体转变为单相流体，工质温度也发生很大变化。为了保证不同运行工况下水冷壁运行的安全性，应选取较高的质量流速，以保证在任何工况下其质量流速都大于相应热负荷下的最低界限质量流速，保证水冷壁管有足够的冷却能力。

为了保证不发生传热恶化，最低直流负荷（启动阶段）时的临界质量流速按下列数值选取：

内螺纹管垂直管圈煤粉锅炉： $G_{\min} \geq 310 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ；

光管螺旋管圈煤粉锅炉： $G_{\min} \geq 650 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ；

内螺旋管螺旋管圈煤粉锅炉： $G_{\min} \geq 430 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ；

低质量流速优化内螺旋管 W 型火焰锅炉： $G_{\min} \geq 200 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ ；

低质量流速光管循环流化床锅炉： $G_{\min} \geq 170 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$ 。

6.17.5 水冷壁出口过热度

对于直流锅炉，由于蒸发受热面和过热受热面之间没有固定的分界，因此，确定合理的水冷壁出口工质过热度非常重要。通常在额定负荷下，水冷壁出口温度的选取取决于汽水分离器的设计温度和水冷壁管材的使用温度。

水冷壁出口温度选取过高将导致分离器材质和壁厚增加。由于在最低直流负荷下水冷壁出口工质仍需要有一定的过热度，水冷壁出口焓值过低则会造成分离器带水，降低机组经济性。

6.17.6 水冷壁进口欠焓

对于变压运行直流锅炉，必须控制水冷壁进口工质的过冷度，即保证水冷壁进口水有一定的欠焓，以避免工质汽化引起水冷壁传热工况恶化。但水冷壁入口工质的欠焓也不能过大，以免影响水冷壁水动力的稳定性。一般水冷壁进口工质的过冷度不应小于 $5 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

在变负荷运行时，负荷发生大的变化而没有任何的负荷维持，由于延迟效应的影响，到低负荷时，省煤器出口温度几乎仍将会保持在一个常数，即高负荷状态下的高出口温度，这就可能发生汽化现象。为防止这一现象的发生，在总体布置时采取调整省煤器的受热面，控制额定负荷下省煤器出口温度等措施。另一种方法是在连续低负荷运行时，提高主蒸汽的压力，使在最低压力下连续运行时饱和水的焓值高出在额定负荷下省煤器出口给水的焓值。

7 自然循环锅炉及强制循环锅炉的水动力计算

7.1 自然循环锅炉水动力计算的目的及循环可靠性影响因素

7.1.1 自然循环锅炉水动力计算的目的见 JB/Z 201—1983 中 4.1。

7.1.2 自然循环特性及可靠性影响因素见 JB/Z 201—1983 中 4.2。

7.2 强制循环锅炉的类型及特点

7.2.1 强制循环的类型见 JB/Z 201—1983 中 6.1。

7.2.2 强制循环锅炉的特点见 JB/Z 201—1983 中 6.2。

7.3 水动力计算的内容范围及任务

7.3.1 自然循环锅炉水动力计算的内容和范围见 JB/Z 201—1983 中 4.3。

7.3.2 强制循环锅炉的水动力计算任务见 JB/Z 201—1983 中 6.3。

7.4 自然循环锅炉与强制循环锅炉水动力计算的串并联回路方法

7.4.1 采用串并联回路方法的自然循环锅炉水动力计算按 JB/Z 201—1983 中 4.4~4.20 的规定执行。

7.4.2 采用串并联回路方法的强制循环锅炉水动力计算按 JB/Z 201—1983 中 6.4~6.18 的规定执行。

7.5 自然循环锅炉水动力计算的流动网络系统方法

7.5.1 回路与管段划分

自然循环锅炉的回路与管段划分与直流锅炉类似，按 6.3.1 中的规定执行。

图 18 所示为某自然循环锅炉示意图。锅炉主要热力参数为：额定蒸发量 670 t/h ，汽包工作压

力 6.3 MPa，汽包出口饱和水焓值 1230.34 kJ/kg。采用四角切圆燃烧方式，布置有 5 层燃烧器。

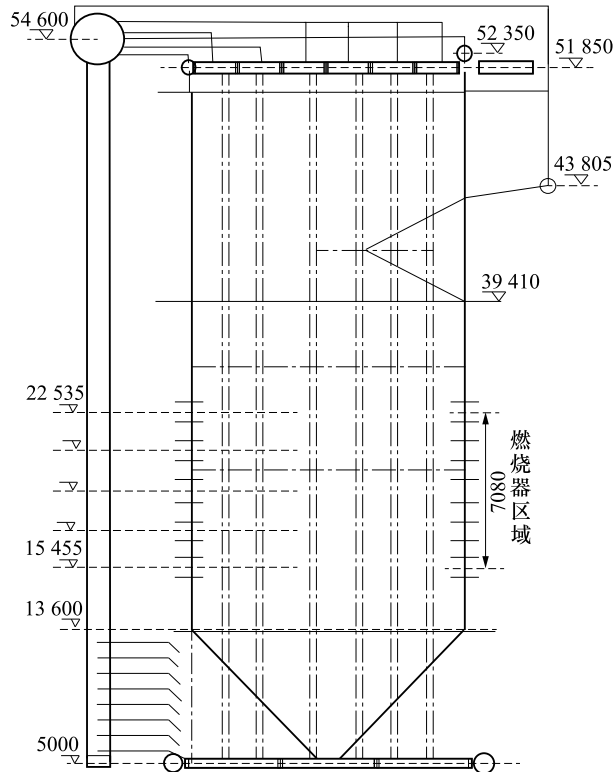


图 18 自然循环锅炉示意图 (mm)

图 19 所示为次高压自然循环锅炉回路和管段划分示意图。炉膛左侧墙划分 5 个回路，前墙划分 7 个回路，右侧墙划分 5 个回路，后墙划分 8 个回路，其中包括 8 个切角回路。另外，包墙分成 26、27 左右两个回路，因此受热回路共为 27 个回路。图 19 中外围数字为回路号，对应位置的内圈带括号数字为该回路中管子根数。炉膛各回路管段根据回路在炉膛的结构进行划分。受热回路每节管段长度为 2 m 左右，各回路管段总数约有 20 个管段。

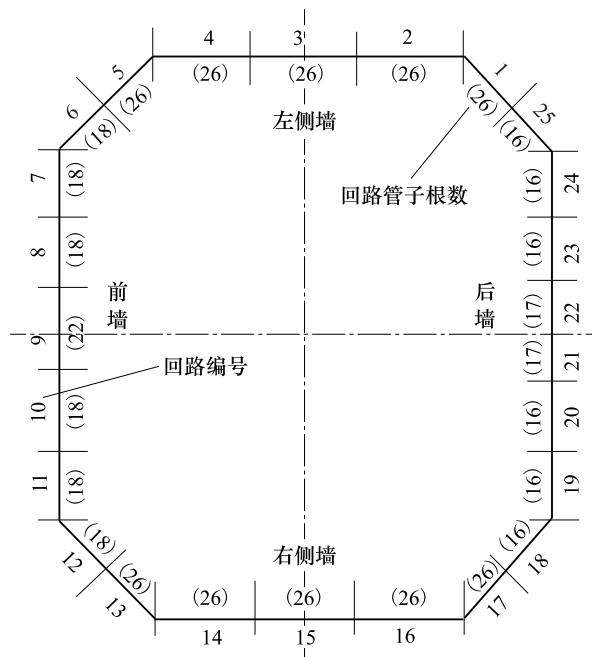


图 19 自然循环锅炉回路划分

7.5.2 流动网络系统图的绘制

图 20 所示为流动网络系统图及节点和回路编号。节点编号从汽包下降管进口（此处压力为 p_{in} ）开始，编号为 node 0，其他节点依此类推，沿着流动方向一直回到汽包内汽水分离器进口，为节点 node 12；回路从 1 开始编号，从炉膛各受热面按顺序依次编号，即左侧墙、前墙、右侧墙、后墙。连接管在受热回路编号之后按顺序进行编号。

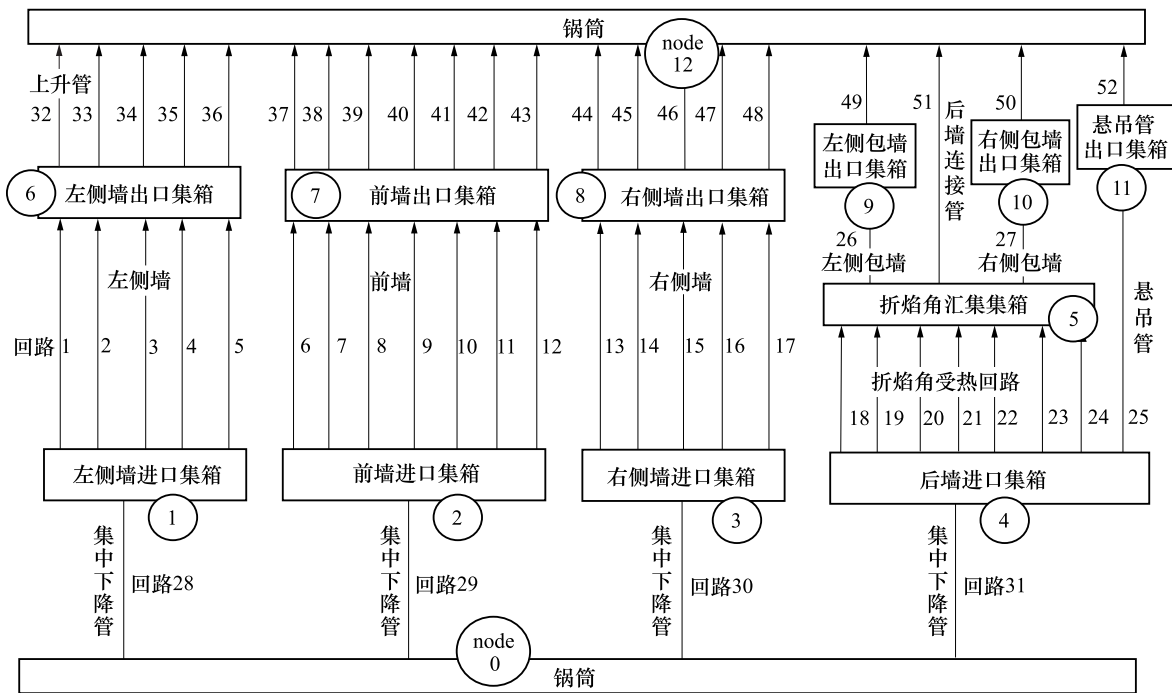


图 20 自然循环锅炉流动网络系统图及节点和回路编号

7.5.3 封闭方程组的建立与求解

对于受热回路 1~27，忽略集箱中的静压变化，可以列出 27 个动量守恒方程：

$$(p_{in}^i - p_{out}^i) - \Delta p_i[x(i)] = 0 \quad i = 1, 2, \dots, 27 \dots\dots\dots (56)$$

对于连接管 28~52，可以列出 25 个动量守恒方程：

$$(p_{in}^i - p_{out}^i) - \Delta p_i[x(i)] = 0 \quad i = 28, 29, \dots, 52 \dots\dots\dots (57)$$

node 1~node 11 中任意节点 k 遵守的质量守恒方程为：

$$\sum_{i=1}^m G_i^k - \sum_{j=1}^n G_j^k = 0 \quad k = 1, 2, \dots, 11 \dots\dots\dots (58)$$

node 12 遵守的质量守恒方程为：

$$\sum_{i=1}^m G_i^{12} - G_{total} = 0 \dots\dots\dots (59)$$

式中：

- k ——节点编号；
- i ——流入节点 k 的回路编号；

- j ——流出节点 k 的回路编号;
- m ——流入节点 k 的回路数目;
- n ——流出节点 k 的回路数目;
- G_i^k ——流入节点 k 的第 i 回路的流量, kg/s;
- G_j^k ——流出节点 k 的第 j 回路的流量, kg/s;
- G_{total} ——汽包流入下降管的总流量, kg/s。

以上 27 个受热回路、25 个连接管所遵守的 52 个动量守恒方程, 以及 12 个节点遵守的质量守恒方程共 64 个方程组成了一个封闭的非线性方程组。

在汽包下降管进口处压力 p_m 和汽包流入下降管总流量 G_{total} 已知的条件下, 对上述方程组进行数值迭代求解即可获得各回路、连接管的流量分配及各节点的压力。

7.5.4 自然循环锅炉汽包内水室凝汽率

对高压以上锅炉通入汽包的给水有欠热, 当与内置式旋风分离器疏水所带下的蒸汽接触时, 会使蒸汽迅速冷凝, 使锅水欠焓减少。同时由于这部分蒸汽的冷凝, 使单位上升管流通截面蒸发量增大, 上升管阻力增加, 因而会使循环倍率下降, 在计算水循环时应予以考虑。

汽包水室凝汽量与上升管出口产汽量的比值称为汽包水室凝汽率:

$$X_{\text{cond}} = \frac{D_{\text{cond}}}{D_s} \dots\dots\dots (60)$$

式中:

- X_{cond} ——汽包水室凝汽率;
- D_{cond} ——汽包水室凝汽量, kg/s;
- D_s ——上升管产汽量, kg/s。

原美国 CE 公司采用下降管入口带汽率 C 来表示水室凝汽率, 其定义为:

$$C = \frac{K_{\text{my}}}{K_{\text{sj}}} \dots\dots\dots (61)$$

式中:

- K_{my} ——名义循环倍率, $K_{\text{my}} = G / D$;
- K_{sj} ——实际循环倍率, $K_{\text{sj}} = G / D_s$;
- G ——循环水量, kg/s;
- D ——汽包出口蒸发量, kg/s。

由式 (62) 可以得出:

$$C = \frac{D_s}{D} = \frac{D + D_{\text{cond}}}{D} \dots\dots\dots (62)$$

汽包水室凝汽率与原美国 CE 公司 C 的换算关系为:

$$X_{\text{cond}} = \frac{C - 1}{C} \dots\dots\dots (63)$$

亚临界自然循环锅炉在 BMCR 负荷时取 $C=1.25$, 对应的汽包凝汽率 $X_{\text{cond}} = 0.2$ 。30%BMCR 负荷时取 $C=1.09$, 对应的汽包凝汽率 $X_{\text{cond}} = 0.08$ 。

7.5.5 热平衡系数的计算

自然循环锅炉热平衡系数定义与直流锅炉相同, 按式 (64) 计算:

$$\text{HTEF} = \frac{D(h_g - h_l) - G_{\text{total}}(1 - X_{\text{cond}})(h_{\text{in}} - h_l)}{\sum_k Q_k(1 - X_{\text{cond}})} \dots\dots\dots (64)$$

式中：

- D ——锅炉蒸发量，kg/s；
- h_g ——汽包压力下饱和蒸汽的焓值，kJ/kg；
- h_l ——汽包压力下饱和水的焓值，kJ/kg；
- G_{total} ——汽包流入下降管总流量，kg/s；
- h_{in} ——汽包下降管进口节点 node 0 处工质焓值，kJ/kg；
- Q_{in} ——炉膛烟气侧放热量，kJ/s；
- $\sum_k Q_k$ ——烟气侧放热量，按 6.6.4 确定，kW。

注：下标 cond 为循环倍率；

7.5.6 单管压降计算程序的编制

单管压降计算同 6.3.7。

7.5.7 自然循环锅炉水动力计算程序的编制

具体编制方法如下：

- a) 与直流锅炉水动力计算步骤及程序不同的是，采用流动网络系统方法编制自然循环锅炉水动力计算程序时，需要输入汽包下降管进口节点 node 0 压力、节点 node 0 水焓值、锅炉额定蒸发量、汽水分离器阻力、汽包内水室凝汽率等参数。
- b) 首先假设汽包流入下降管总流量 G_{total} 、各节点压力及各回路流量分配。与 6.3.3 中直流锅炉水动力计算步骤相同，定义动量守恒方程和质量守恒方程组成的非线性方程组，并进行迭代求解直至收敛。
- c) 根据计算结果，确定下降管进口总流量 G_{total} 及锅炉整体循环倍率 K ，进而计算锅炉新的蒸发量 D' 。
- d) 比较蒸发量 D' 与 D 之间的误差。若两者相对误差在规定范围内，则计算结束；反之，则重新假设下降管总流量 G_{total} 及其他计算初值，重新进行计算直至蒸发量的计算值和给定值误差小于规定范围。

7.5.8 自然循环锅炉壁温计算程序的编制

自然循环锅炉壁温计算同 6.3.9，但不需进行超临界压力下的判断和计算。

7.5.9 自然循环锅炉水动力计算结果的输出

除了与 6.3.10 中直流锅炉相同的输出结果外，自然循环锅炉计算结果还输出各回路及锅炉整体的循环倍率、各回路循环流速及单位截面面积蒸发量等特征参数。

7.6 强制循环锅炉水动力计算的流动网络系统方法

对于强制循环锅炉，将强制循环泵当量为一个产生“负压降”的流动元件，即在定义强制循环泵所在回路的动量守恒方程时，应加入一个与循环泵扬程数值相等、符号相反的“负压降”。其他部分与自然循环锅炉水动力计算方法相同。

7.7 循环倍率的计算

回路及锅炉整体的循环倍率按 JB/Z 201—1983 中 4.19 的规定计算。

7.8 自然循环停滞、自由水面及倒流的校核

7.8.1 停滞检查及校核计算按 JB/Z 201—1983 中 4.21~4.24 的规定进行。

7.8.2 自由水面的校核计算按 JB/Z 201—1983 中 4.25 的规定进行。

7.8.3 倒流的校核计算按 JB/Z 201—1983 中 4.26~4.28 的规定进行。

7.9 自然循环锅炉界限循环倍率及传热恶化的校核

7.9.1 界限循环倍率按 JB/Z 201—1983 中 4.29 的规定选取。

7.9.2 传热恶化按 JB/Z 201—1983 中 4.30 的规定校核。

7.9.3 上升管出口回路含汽率 x_0 离蒸干发生的含汽率 x_{dryout} 有 10% 的裕量, 即 $x_0 \leq 0.9x_{\text{dryout}}$ 。

7.10 自然循环锅炉下降管带汽及汽化

7.10.1 下降管带汽的计算及漩涡斗的防止按 JB/Z 201—1983 中 4.32、4.33 的规定进行。

7.10.2 下降管受热汽化计算按 JB/Z 201—1983 中 4.34 的规定进行。

7.11 自然循环锅炉水动力计算中的若干规定及结构设计推荐

7.11.1 水动力计算中的若干规定见 JB/Z 201—1983 中 4.35~4.39。

7.11.2 结构设计推荐见 JB/Z 201—1983 中 4.40~4.51。

附录 A (资料性) 水动力计算的方法

A.1 概述

锅炉水动力计算主要有串并联回路图解方法和流动网络系统方法两种方法。串并联回路图解方法是将水冷壁当量为由串联回路和并联回路构成的流动回路。根据串联回路“流量相等，压差叠加”、并联回路“压差相等，流量叠加”的原则，在假设数个流量的基础上，求出总的流动回路的压差流量特性曲线。再根据流动条件确定工作点，并反算出各串联回路和并联回路的流量和压差，进而进行流动和壁温安全校验。

流动网络系统法是将水冷壁划分为由连接管、受热回路和节点等元件组成的流动网络系统。根据质量守恒方程、动量守恒方程和能量守恒方程建立流量分配的非线性计算模型。通过对非线性方程组的求解，确定各受热回路和连接管中的流量分配及节点压力分布。在此基础上，进行锅炉水冷壁流动和壁温安全校验。

串并联回路图解方法适合于容量小于 600 MW 并且蒸发受热面结构布置简单的锅炉水动力计算。流动网络系统法适合于不同容量和参数的自然循环锅炉和直流锅炉水动力计算。

A.2 串并联回路图解方法

A.2.1 并联回路

简单并联回路如图 A.1 所示。分别计算绘出各并联上升管屏的特性曲线（压差-流量 S - G 曲线），在同一压差下将各管屏流量相加，得到总的上升管特性曲线 S_{ss} ，该曲线与下降管特性曲线 S_{xj} 的交点即为循环回路的工作点。

A.2.2 串联回路

图 A.2 所示为简单串联回路示意图。分别计算绘出水冷壁管的特性曲线 S_{sb} 和汽水引出管的特性曲线 S_{yc} ，在同一流量将两者的压差叠加，得到合成的上升管总压差曲线 S_{ss} ，与绘制的下降管压差曲线 S_{xj} 的交点即为整个回路的总工作点 A ，得到 G_0 和 S_0 。由此交点按曲线 S_{sb} 与 S_{yc} 合成方向的相反路径反推相交于曲线 S_{sb} 与 S_{yc} ，其交点即为水冷壁和汽水引出管的工作点。

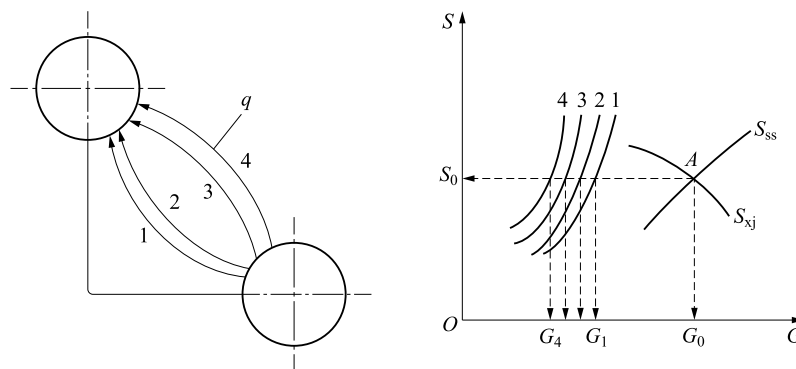
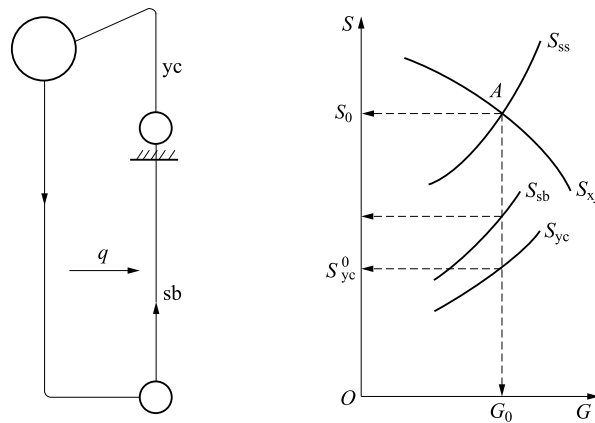


图 A.1 并联回路特性曲线法



说明：

sb——上升水冷壁管；

xj——下降管；

yc——引出管；

ss——上升管。

图 A.2 串联回路特性曲线法

A.3 流动网络系统方法

A.3.1 数学模型

图 A.3 所示为一个简化的流动网络系统示意图。图中 1~19 为计算回路或节点编号（其中 1~12 回路为受热回路，13~15 回路为连接管，16~19 为节点）， p_{in} 为进口集箱压力，16~18 为中间集箱，19 为出口集箱，流入进口集箱的流量为 G 。考虑水力计算是稳态流动条件下的流量分配和压差计算，流出出口集箱 19 的流量也为 G 。

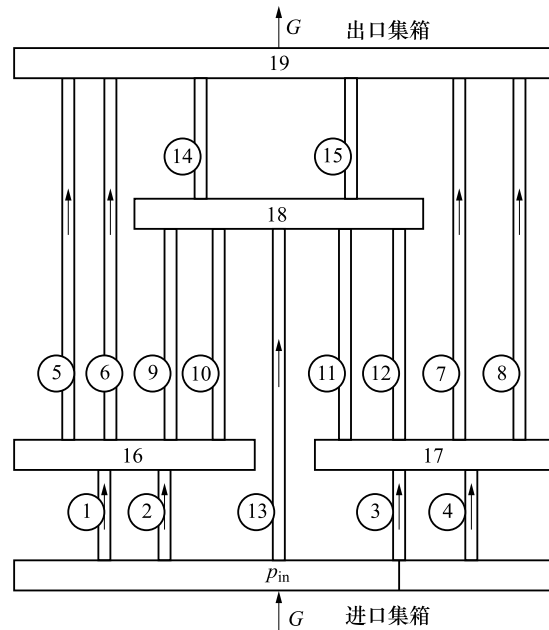


图 A.3 简化的流动网络系统示意图

对于受热回路 1~12，忽略集箱中的静压变化，可以列出 12 个动量守恒方程：

$$[p_{in} - x(17)] - \Delta p_i [x(i)] = 0 \quad i = 1, 2 \dots\dots\dots (A.1)$$

$$[p_{in} - x(18)] - \Delta p_i [x(i)] = 0 \quad i = 3, 4 \dots\dots\dots (A.2)$$

$$(x_{in} - x_{out}) - \Delta p_i [x(i)] = 0 \quad i = 5, 12 \dots\dots\dots (A.3)$$

对于连接管 13~15, 可以列出 3 个动量守恒方程:

$$[p_{in} - x(18)] - \Delta p_i [x(i)] = 0 \quad i = 13 \dots\dots\dots (A.4)$$

$$[x(18) - x(19)] - \Delta p_i [x(i)] = 0 \quad i = 14, 15 \dots\dots\dots (A.5)$$

式中:

i ——回路或节点编号, 一个回路中包含有多个受热和结构相同的水冷壁单管;

Δp_i —— i 回路压降, 包括摩擦压降、局部压降、重位压降及加速压降, 不同类型压降按第 4 章中的公式确定, Pa;

$x(i)$ —— i 回路中的单管流量或 i 节点压力, kg/s 或 Pa;

x_{in} ——回路 5~12 进口处集箱压力, Pa;

x_{out} ——回路 5~12 出口处集箱压力, Pa。

节点 16~20 遵守的质量守恒方程为:

$$[x(1) + x(2)] - [x(5) + x(6) + x(9) + x(10)] = 0 \quad i = 16 \dots\dots\dots (A.6)$$

$$[x(3) + x(4)] - [x(7) + x(8) + x(11) + x(12)] = 0 \quad i = 17 \dots\dots\dots (A.7)$$

$$[x(13) + x(9) + x(10) + x(11) + x(12)] - [x(14) + x(15)] = 0 \quad i = 18 \dots\dots\dots (A.8)$$

$$G - [x(5) + x(6) + x(7) + x(8) + x(14) + x(15)] = 0 \quad i = 19 \dots\dots\dots (A.9)$$

以上 12 个受热回路和 3 个连接管遵守的 15 个动量守恒方程, 以及 4 个节点遵守的 4 个质量守恒方程共 19 个方程组成了一个封闭的非线性方程组。该非线性方程组包括 15 个流量未知数 $x(1), x(2), \dots, x(15)$ 和 4 个压力未知数 $x(16), x(17), x(18), x(19)$, 共 19 个未知数:

$$F(X) = 0 \dots\dots\dots (A.10)$$

式中: $X = [x(1), x(2), \dots, x(n)]^T$, $F(X) = [f_1(X), f_2(X), \dots, f_n(X)]^T$ ($n=19$), $f_1(X), f_2(X), \dots, f_{15}(X)$ 为 15 个动量守恒方程, $f_{16}(X), f_{17}(X), f_{18}(X), f_{19}(X)$ 为 4 个质量守恒方程。

在进口集箱压力 p_{in} 和进口流量 G 已知的条件下, 对上述方程组进行数值迭代求解即可获得各回路、连接管的流量分配, 以及各节点的压力。

在进行锅炉水动力计算时, 流量 G 、进口集箱焓值 h_{in} 以及出口集箱焓值 h_{19} 通过热力计算已知。如果进口集箱压力 p_{in} 未知, 而出口集箱压力 p_{19} 已知, 则按上述方法同样可以列出包含 p_{in} 的封闭非线性方程组, 从而求出各未知参数。

对组成锅炉水冷壁的各根管子, 其几何结构和吸热情况都不相同, 存在结构偏差和热力偏差。因此, 需要将相邻的几何结构和吸热偏差基本相同的管子划分在同一个回路, 认为其中各单管的热力参数、几何结构完全相同。回路划分原则是在炉膛水平方向吸热偏差变化剧烈的或几何结构变化较大的部位, 回路包含的管子根数较少。而在吸热偏差或几何结构变化平缓的区域, 回路划分可以较为稀疏。同一回路中各根管子间的吸热偏差不超过 3%。

由于锅炉水冷壁管子长度较长, 并且其中工质物性变化较大, 必须对每一个回路沿流动方向划分成多个管段才能准确计算压力、温度及焓值沿管长的变化特性。在每一个管段中, 认为各热力参数保持恒定不变。一般来说, 在炉膛热负荷变化剧烈或物性变化较大的部位管段划分长度较短, 管段长度最长不超过 0.8 m。而在远离煤粉燃烧器或循环流化床锅炉布风板的区域管段可以划分得较长, 管段长度最长不超过 2.5 m。

A.3.2 非线性方程组的求解

求解非线性方程组最重要的方法就是迭代法。Newton 法是解非线性方程组 $F(x) = 0$ 的一个经典迭

代方法，且是二阶收敛的，有着比较好的性质，但是也存在收敛阶数比较低、迭代次数多等缺点。针对 Newton 法存在的问题，一些学者提出了一系列的 Newton 法的变形。Halley 法和 Chebyshev 法是解非线性方程组常用的三阶迭代方法。

对于锅炉水动力计算的流动网络系统方法，可以根据需要采用上述不同的迭代方法。随着计算数学的发展，也可以采用国内外学者研究得到的效果更好、收敛阶数更高的迭代方法。这里以拟牛顿法为例进行说明。

对给定的初值 $X = [x(1), x(2), \dots, x(n)]^T$ ($n=19$) 和步长 $h > 0$ ，按下述步骤计算各回路流量分配和节点压力：

- a) 由第 k 次迭代的近似解 $[x(1)^k, x(2)^k, \dots, x(n)^k]$ ，构成 n 个点 $[x(1)^k, x(2)^k, \dots, x(j)^k + h, \dots, x(n)^k]$ ($j=1, 2, \dots, n$)。
- b) 计算 $A(i, j)^k = f_i(X_j)$ ($i, j=1, 2, \dots, n$)，其中 $X_j = [x(1)^k, x(2)^k, \dots, x(j)^k + h, \dots, x(n)^k]^T$ 。
- c) 解方程组 $AZ = f_i(X^k)$ ($i=1, 2, \dots, n$)，其中 $Z = [z(1), z(2), \dots, z(n)]^T$ 。计算 $\alpha = 1 - \sum_{i=1}^n z(i)^k$ 。
- d) 组成第 $k+1$ 次迭代新解 $x(i)^{k+1} = x(i)^k - \frac{hz(i)}{\alpha}$ ($i=1, 2, \dots, n$)。
- e) 若 $\max_{1 \leq i \leq n} |f_i(x(1)^{k+1}, x(2)^{k+1}, \dots, x(n)^{k+1})| < \varepsilon$ ，则方程组的一组实数解即为： $X = [x(1)^{k+1}, x(2)^{k+1}, \dots, x(n)^{k+1}]^T$ ，计算结束；否则转至步骤 1 重新计算直至收敛。

在使用本方法遇到不收敛或计算失败等情况时，可以采取放宽精度要求 ε 、改变迭代步长 h 、改变初值 X^0 等措施加以解决。

A.3.3 自然循环锅炉的处理方法

应用流动网络系统法计算直流锅炉的水动力时，图 A.4 中的进口集箱通常为省煤器出口集箱或水冷壁进口集箱，而出口集箱 19 则为汽水分离器。对于自然循环锅炉，因为下降管进口和上升管出口均为汽包，因此需要进行适当处理后才能进行计算。

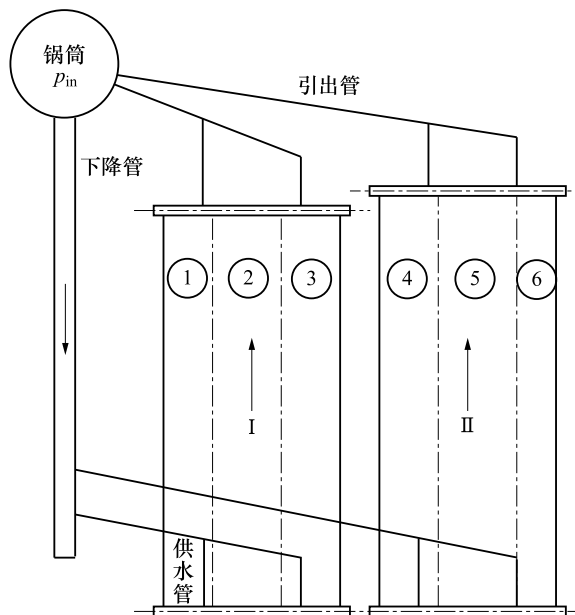


图 A.4 自然循环锅炉示意图

图 A.5 所示为简化的自然循环锅炉示意图，包括 1 根下降管、6 根供水管、6 根引出管及 2 个并联管排。每一并联管排各划分 3 个受热回路。图 A.6 所示为该自然循环锅炉的流动网络系统。 p_{in} 为下降管进口处汽包压力， $\Delta p_{\text{锅筒}}$ 为汽包内汽水分离设备阻力。

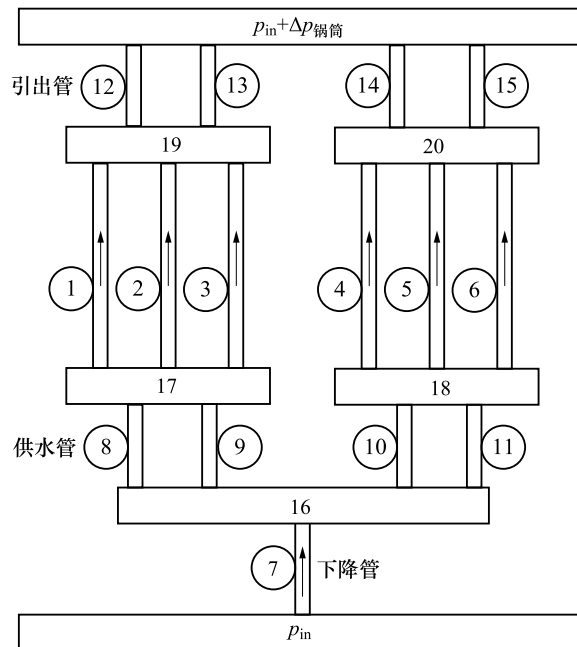


图 A.5 流动网络系统

在 p_{in} 和 $\Delta p_{\text{汽包}}$ 已知的条件下，根据质量守恒、动量守恒方程和能量守恒方程，可以列出 20 个封闭的非线性方程组。假设热平衡系数初值以对炉膛热负荷进行修正，由此可以求出包括下降管流量在内的各受热回路单管和连接管流量分配及各节点的压力。在考虑汽包水室凝汽率的基础上，可以计算出锅炉蒸发量 D' 。比较 D' 与锅炉额定蒸发量 D 之间的偏差，如果两者相对误差小于规定要求，认为热平衡系数和相应的流量压力计算结果是正确的，计算结束。否则，重新假设新的热平衡系数直至蒸发量收敛。

A.4 炉膛热负荷的确定

A.4.1 炉膛热负荷的不均匀性

计算水冷壁各回路的水动力特性和校验壁温时，需要确定炉膛各部分受热面的热负荷。因为炉膛燃烧方式与特性、烟气温度场、速度场和燃烧产物浓度场都是不均匀的，而且受热面的结构特性、积灰程度都有差异，炉膛内各处受热面的热负荷也是不均匀的，使受热面管屏和各根管间的热负荷各不相同。

炉膛内的受热面热负荷沿高度、宽度、深度和各墙间都有差异。炉膛内受热面吸热量的分配与燃烧方式与特性、炉膛结构形状、几何尺寸、燃料成分、灰渣特性、配风和热负荷大小等因素有关。

A.4.2 炉膛局部热负荷和尖峰热负荷的计算

炉膛中的热负荷分为两类，一类用于吸热量和流量分配的计算，称为局部热负荷 $q_h(x, z)$ ；另一类用于壁温计算和膜态沸腾判别，称为尖峰热负荷 $q_p(z)$ 。

$$q_h(x, z) = f_{sp} q_{avg}(z) M(x) \dots\dots\dots (A.11)$$

式中:

- x ——炉膛水平方向坐标, m;
- z ——炉膛高度方向坐标, m;
- f_{sp} ——倾斜炉膛相对于垂直炉膛的热负荷修正系数;
- $q_{avg}(z)$ ——炉膛水平环带热负荷, kW/m²;
- $M(x)$ ——炉膛水平方向吸热不均匀系数。

$$q_p(z) = f_{sp} q_p(z) \dots\dots\dots (A.12)$$

式中:

- $q_p(z)$ ——尖峰热负荷, kW/m²。
- $q_h(x, z)$ 与 $q_p(z)$ 的计算示意图见图 A.6。

水平环带热负荷 $q_{avg}(z)$ 一般和燃烧方式和特性、炉膛结构有关, 可以通过试验或炉膛传热数值模拟获得, 只和炉膛高度有关。对某一管段来说, 取管段中心高度位置 z_m 处的值用于计算。

$q_p(z)$ 也只和高度有关, 取管段出口位置对应高度 z_2 处的值。

$M(x)$ 和水平位置有关, 取管段中心水平位置 x_m 处对应的值。

对于垂直炉膛, $f_{sp} = 1$, Π 型锅炉倾斜炉膛的热负荷修正系数如图 A.7 所示。

四角切圆燃烧锅炉水平环带热负荷如图 A.8 所示, 切圆为顺时针方向时的水平方向吸热不均匀系数如图 A.9 所示。

对冲燃烧锅炉水平环带热负荷如图 A.10 所示, 水平方向吸热不均匀系数如图 A.11 所示。

W 型火焰锅炉水平环带热负荷如图 A.12 所示, 水平方向吸热不均匀系数如图 A.13 所示。

循环流化床锅炉水平环带热负荷如图 A.14 所示, 水平方向吸热不均匀系数如图 A.15 所示。

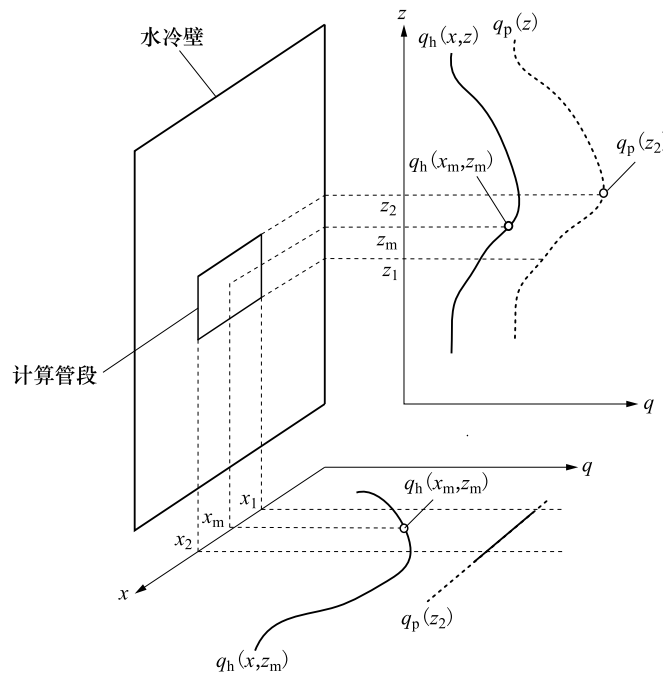


图 A.6 热负荷计算示意图

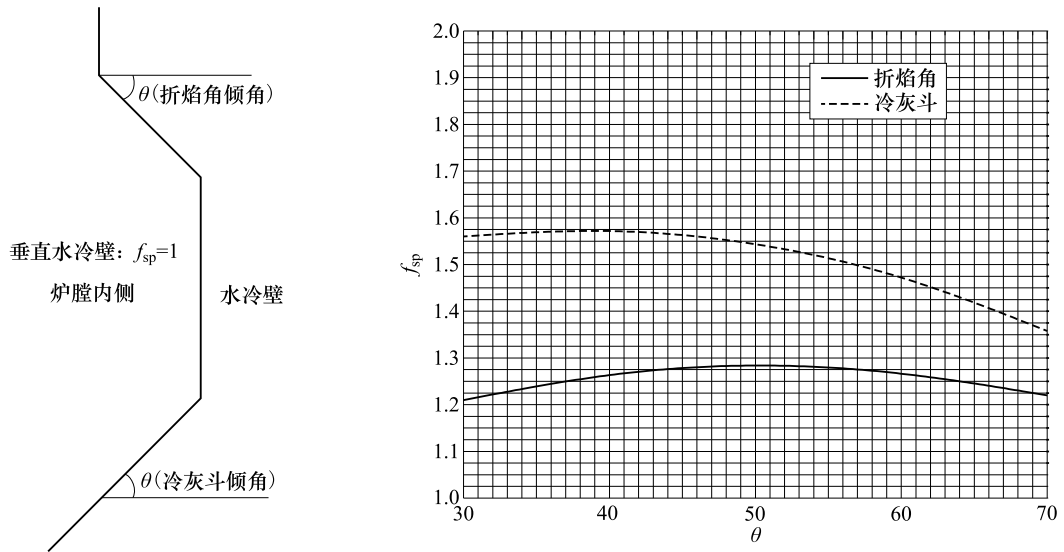


图 A.7 倾斜炉膛热负荷修正系数

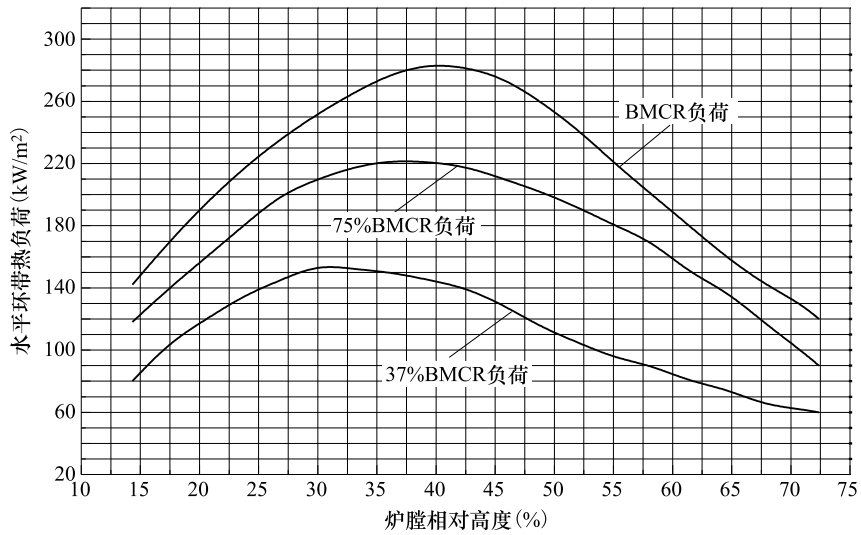


图 A.8 四角切圆燃烧锅炉水平环带热负荷

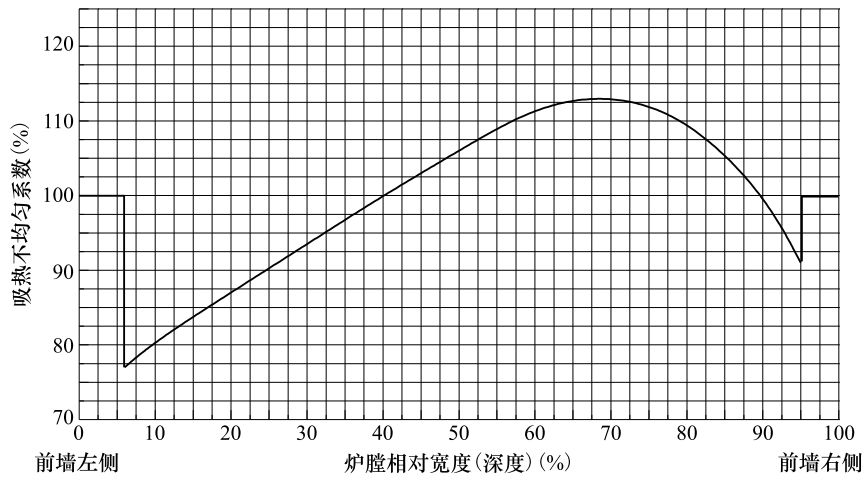


图 A.9 四角切圆燃烧锅炉水平方向吸热不均匀系数

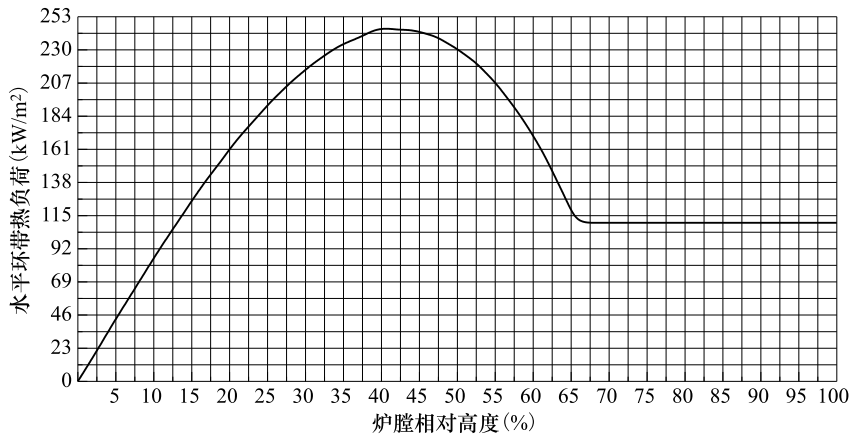


图 A.10 对冲燃烧锅炉水平环带热负荷

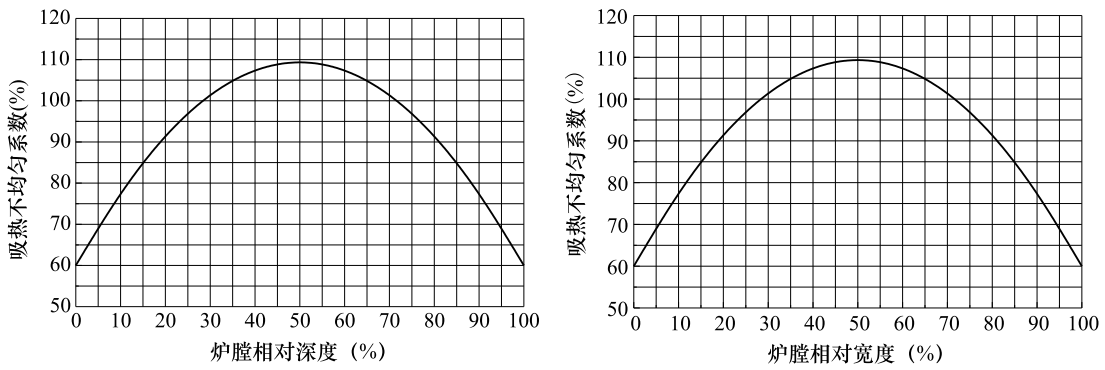


图 A.11 对冲燃烧锅炉水平方向吸热不均匀系数

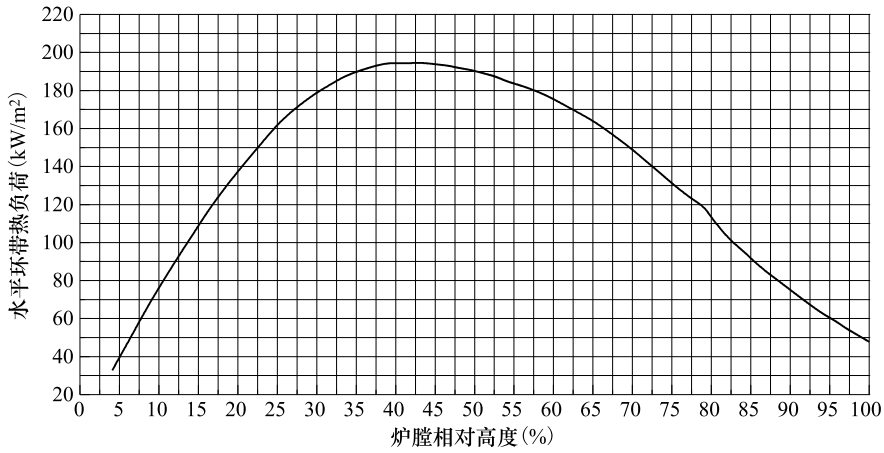


图 A.12 W型火焰锅炉水平环带热负荷

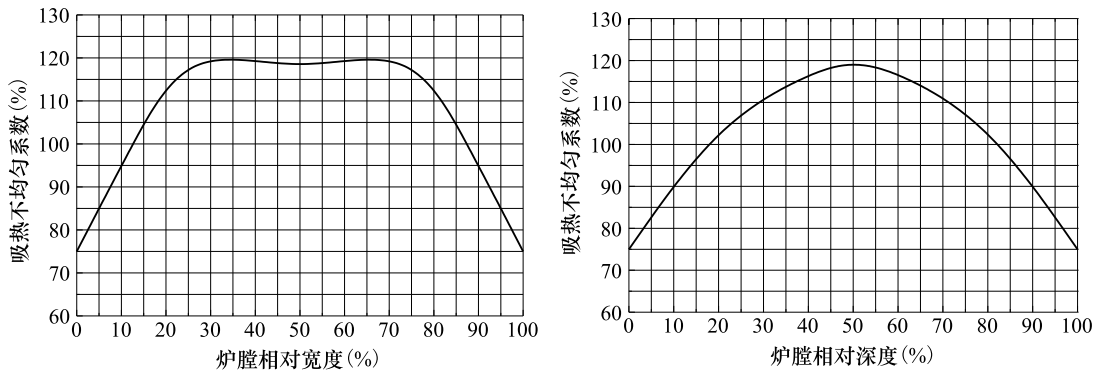


图 A.13 W型火焰锅炉水平方向吸热不均匀系数

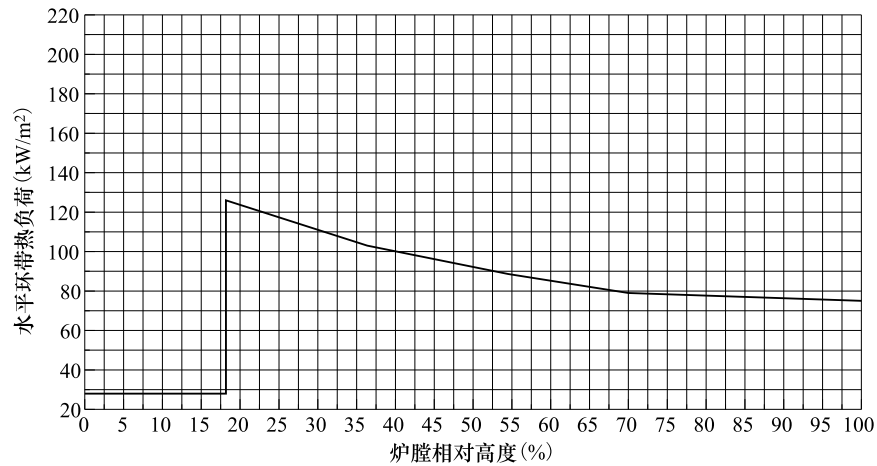


图 A.14 循环流化床锅炉水平环带热负荷

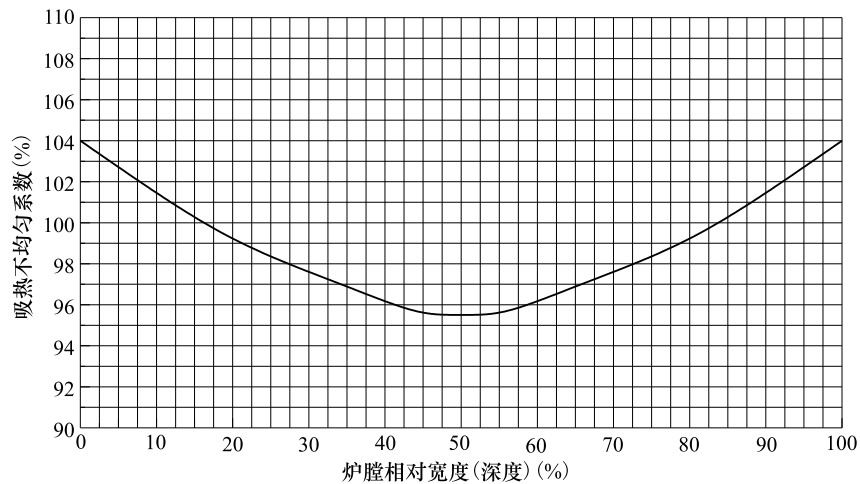


图 A.15 循环流化床锅炉水平方向吸热不均匀系数

燃煤锅炉的不均匀系数图对于固态排渣锅炉、液态排渣锅炉、燃气锅炉及燃油锅炉均适用。

A.5 锅炉受热管的壁温线算图计算方法

线算图计算方法见 JB/Z 201—1983 中第 3 章的相关规定。

A.6 水冷壁管壁温计算的解析方法

线算图法用于计算机编程计算时很不方便，而且在某些几何结构和热力参数条件下，超临界与超超临界锅炉水冷壁管壁温计算已超出了 JB/Z 201—1983 中有关图表的范围。而解析方法可以用于任何几何结构和运行工况条件下的管壁温度和鳍片温度计算。

A.6.1 沿圆周均匀受热时水冷壁管的温度

具体计算方法如下：

a) 管子正面内壁温度 t_n 按下式计算：

$$t_n = t + \frac{\beta q_w}{\alpha_2} \dots\dots\dots (A.13)$$

式中：

t ——壁温计算点处管内介质温度，℃；

β ——管子外径与内径的比值, $\beta = \frac{d_w}{d_n}$;

q_w ——壁温计算点处正面外壁辐射热负荷, W/m^2 ;

α_2 ——壁温计算点管子内壁与介质间的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ 。

b) 管子正面外壁温度 t_w 按下式计算:

$$t_w = t + \frac{q_w d_w \ln \beta}{2\lambda} \dots\dots\dots (A.14)$$

式中:

t ——壁温计算点处管内介质温度, $^\circ C$;

q_w ——壁温计算点处正面外壁辐射热负荷, W/m^2 ;

d_w ——管子外径, m ;

λ ——管子部分的金属导热系数, $W/(m \cdot ^\circ C)$ 。

c) 用作强度计算的平均管壁温度 t_b 按下式计算:

$$t_b = \frac{t_w + t_n}{2} \dots\dots\dots (A.15)$$

A.6.2 膜式水冷壁的管壁及鳍片温度

具体计算方法如下:

a) 管子正面内壁温度 t_n 按下式计算:

$$t_n = t + \frac{\beta q_w \mu_w}{\alpha_2} \dots\dots\dots (A.16)$$

$$\mu_w = \frac{1}{2d_w d\alpha} [(d_w + d_w \cos \alpha \sec \alpha) d\alpha + (d_w \sin \alpha \sin \eta \sec^2 \eta + d_w \tan^2 \eta - 2s \sec \eta \tan \eta) d\eta] \dots\dots\dots (A.17)$$

式中:

t ——壁温计算点处管内介质温度, $^\circ C$;

β ——管子外径与内径的比值, $\beta = \frac{d_w}{d_n}$;

q_w ——壁温计算点处正面外壁辐射热负荷, W/m^2 ;

α_2 ——壁温计算点管子内壁与介质间的对流换热系数, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$;

μ_w ——管子向火面热负荷分流系数。

式 (A.17) 中角度 α 、 η 、 $d\alpha$ 、 $d\eta$ 按图 A.16 确定, s 为节距 (m)。

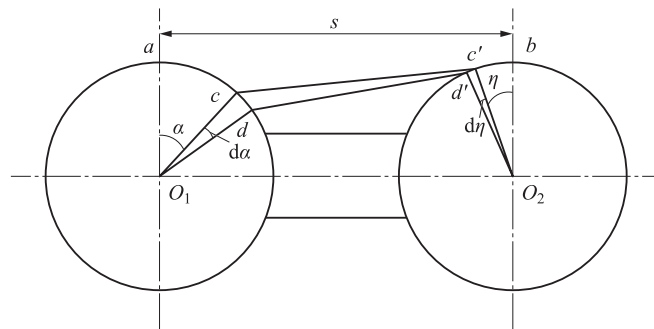


图 A.16 水冷壁管分流系数计算示意图

b) 管子正面外壁温度 t_w 按下式计算:

$$t_w = t_n + \frac{d_w q_w \mu_w}{2\lambda} \ln \beta \dots\dots\dots (A18)$$

式中:

μ_w ——管子向火面热负荷分流系数, 按式 (A.17) 计算;

λ ——管子部分的金属导热系数, W/(m·°C)。

c) 用作强度计算的平均管壁温度 t_b 按下式计算:

$$t_b = \frac{t_w + t_n}{2} \dots\dots\dots (A19)$$

d) 膜式壁的鳍根 (或扁钢与管壁相焊处) 温度 t_{qg} 按下式计算:

$$t_{qg} = t + q_w \mu_{qg} \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{d_w}{2\lambda} \ln \beta \right) \dots\dots\dots (A.20)$$

$$\mu_{qg} = \frac{1}{4dx} [(d_w \cot^2 \alpha - 2\delta \cot \alpha \csc \alpha) d\alpha + (d_w \cot^2 \eta - 2\delta \cot \eta \csc \eta) d\eta] \dots\dots\dots (A.21)$$

式中:

μ_{qg} ——鳍根部位的热负荷分流系数。

式 (A.21) 中角度 α 、 η 、 $d\alpha$ 、 $d\eta$ 按图 A.17 确定, s 为节距 (m)。

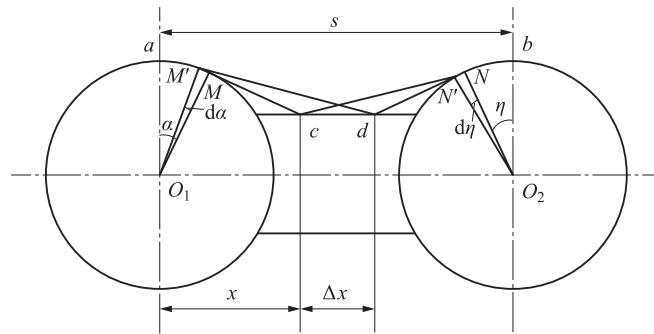


图 A.17 鳍片分流系数计算示意图

e) 膜式壁的鳍端 (或两相邻光管间所焊扁钢的中点) 温度 t_{qd} 按下式计算:

$$t_{qd} = t_{qg} + \frac{q_w \mu_{qd}}{2\lambda\delta} \left(\frac{s - d_w}{2} \right)^2 \dots\dots\dots (A.22)$$

式中:

μ_{qd} ——鳍端部位的热负荷分流系数;

δ ——鳍片厚度, m。

附录 B

(资料性)

超临界低质量流速 W 型火焰锅炉水动力计算

B.1 锅炉概况

超临界 W 型火焰锅炉结合了超临界汽水循环技术与 W 型火焰燃烧方式的优势，对于低挥发分无烟煤的高效环保利用具有重要的意义。图 B.1 所示为某 600 MW 超临界 W 型火焰锅炉示意图。锅炉为超临界参数、垂直炉膛、一次中间再热、平衡通风、固态排渣、全钢构架、露天布置的 Π 型锅炉，锅炉配有带循环泵的内置式启动系统。表 B.1 所示为锅炉容量和主要设计参数。

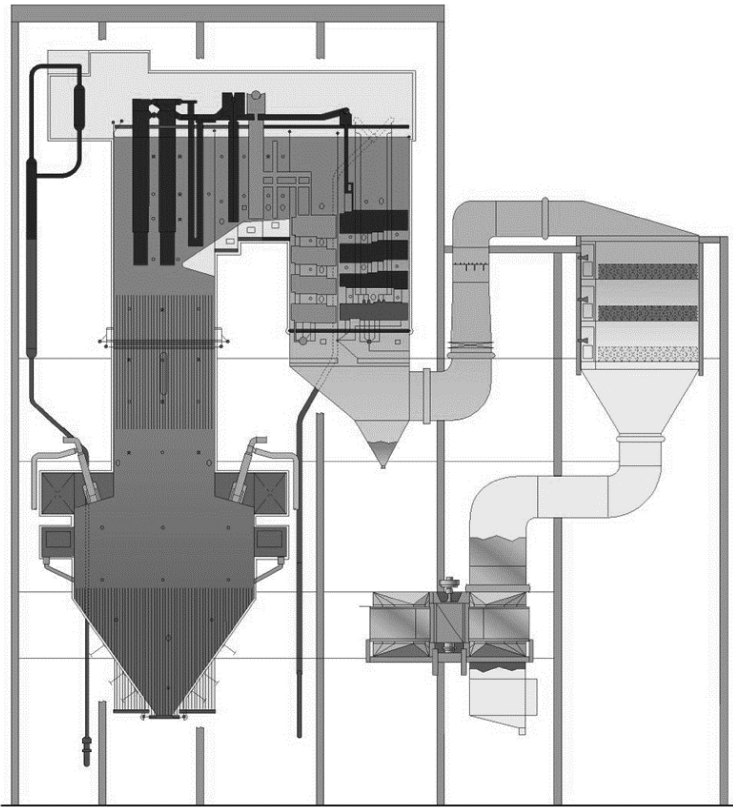


图 B.1 某 600MW 超临界 W 型火焰锅炉示意图

表 B.1 锅炉容量和主要设计参数

名称	单位	BMCR (VWO)
锅炉最大连续蒸发量 (B-MCR)	t/h	1900
过热器出口蒸汽压力	MPa (g)	25.4
过热器出口蒸汽温度	°C	571
再热蒸汽流量	t/h	1613
再热器进口蒸汽压力	MPa (g)	4.632
再热器出口蒸汽压力	MPa (g)	4.442
再热器进口蒸汽温度	°C	320

B.1 (续)

名称	单位	BMCR (VWO)
再热器出口蒸汽温度	℃	569
省煤器进口给水温度	℃	283
过热器减温水温度	℃	283

B.2 绘制炉膛结构简图

根据锅炉热力计算和设计结果，绘出炉膛简图并标出主要几何尺寸，如图 B.2 所示。给水首先被引入省煤器入口集箱，然后经过省煤器管组和悬挂低温过热器的省煤器悬吊管进入省煤器出口集箱。水从省煤器出口集箱经外部两根连接管后进入一根炉膛下降管，炉膛下降管在下部分为两根，通过供水管引入下部

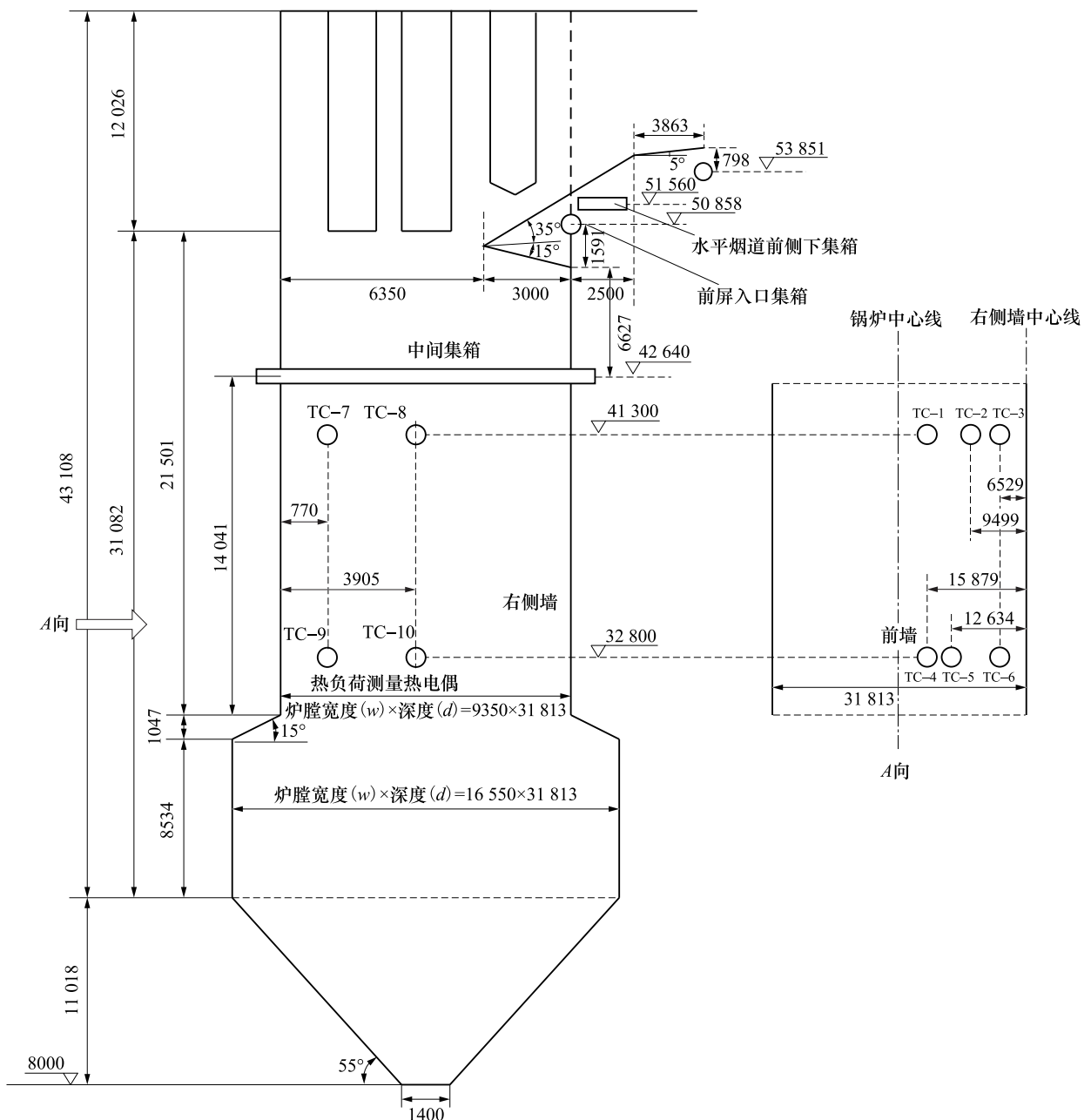


图 B.2 炉膛结构与尺寸 (单位: mm)

的水冷壁下集箱，然后沿炉膛向上依次经过冷灰斗、锅炉下部炉膛垂直管圈和位于炉膛中部的过渡集箱及中间混合集箱后，再进入上部垂直炉膛。汽水混合物或蒸汽由水冷壁出口集箱经连接管进入炉顶混合集箱混合，最后进入汽水分离器。当锅炉在本生点以下的负荷运行时，被汽水分离器分离出的水流入贮水箱，由循环泵重新打入省煤器入口集箱。锅炉在本生点以上负荷运行时，锅炉处于一次直流状态。

B.3 汽水流程与回路划分

图 B.3 所示为汽水流程与回路划分示意图。从省煤器出口集箱来的给水合并后，先由 1 根

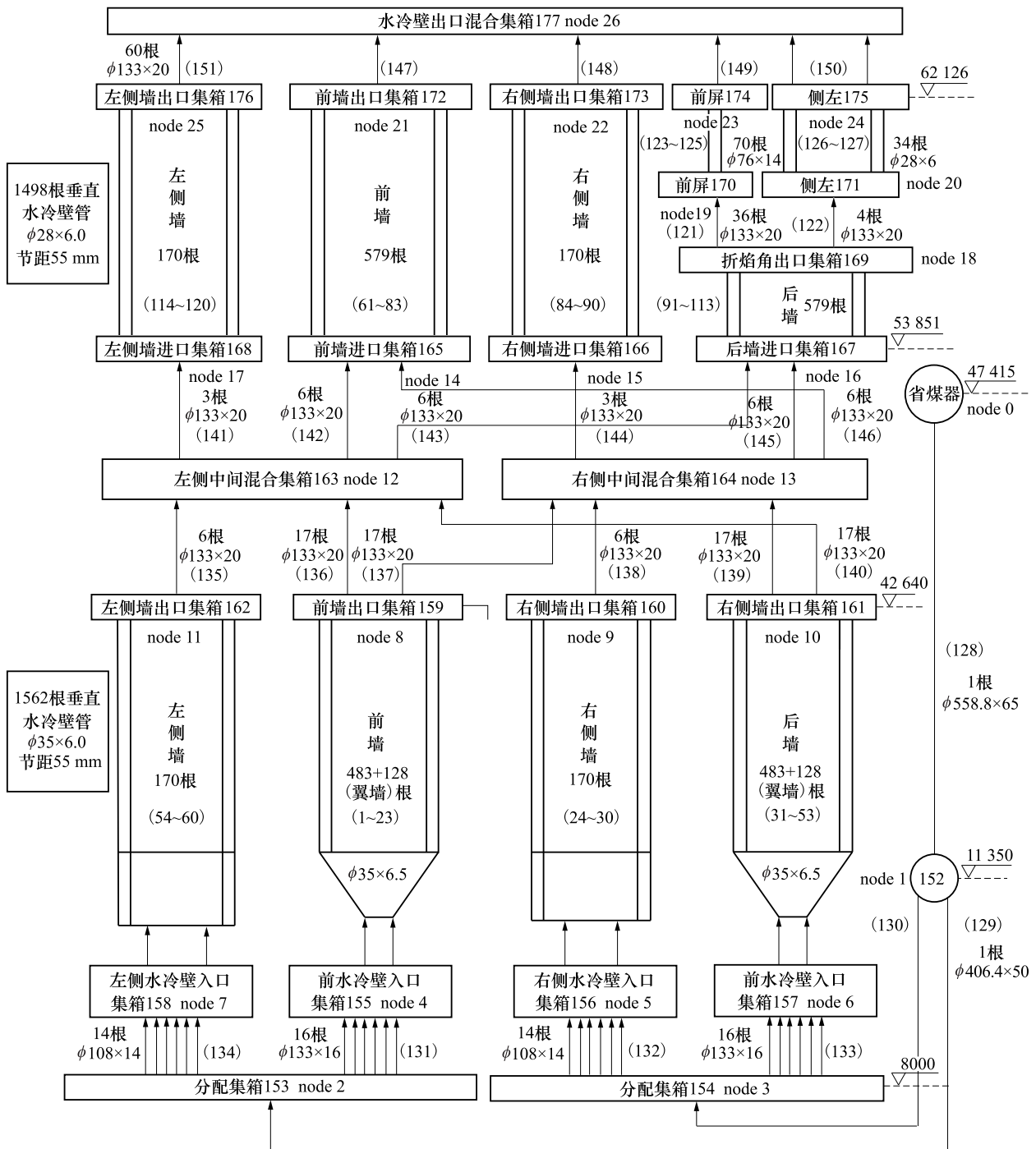


图 B.3 汽水流程示意图 (单位: mm)

$\phi 558.8 \text{ mm} \times 65 \text{ mm}$ 大直径下降管引到标高 11.35 m 处，然后分成两根 $\phi 406.4 \text{ mm} \times 50 \text{ mm}$ 的管子进入下降管分配集箱，下降管材料为 SA106C。经 32 根 $\phi 133 \text{ mm} \times 16 \text{ mm}$ 和 28 根 $\phi 108 \text{ mm} \times 14 \text{ mm}$ ，材料为 SA106C 的供水管分配到前、后、侧水冷壁下集箱。经过下部水冷壁加热后进入水冷壁中间集箱（上），再经 80 根 $\phi 133 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$ ，材料为 12Cr1MoVG 的水冷壁中部连接管进入位于两侧的水冷壁中间混合集箱，然后经 30 根 $\phi 133 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$ ，材料为 12Cr1MoVG 的水冷壁中部连接管进入水冷壁中间集箱（下），其中每根连接管进入集箱前由三通一分为二，最终进入上部垂直水冷壁。

前水冷壁和两侧水冷壁内的工质进一步吸热后进入各自的出口上集箱。而后水冷壁的工质经过后墙折焰角及水平烟道炉底管进入折焰角出口集箱，然后一路由 36 根 $\phi 133 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$ ，材料为 12Cr1MoVG 的连接管引到后水前屏下集箱，经前屏吊挂管进入前屏上集箱。另一路由 4 根 $\phi 133 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$ ，材料为 12Cr1MoVG 的连接管引到水平烟道前侧墙下集箱。从前水冷壁、两侧水冷壁和后水前屏上集箱出来的工质由 60 根 $\phi 133 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$ ，材料为 12Cr1MoVG 的引出管导入水冷壁出口混合集箱。

图 B.4 所示为炉膛回路划分示意图。图中数字为回路号，对应位置的带括号数字为该回路中管子根数。1~23 回路为下炉膛前墙水冷壁管子；24~30 回路为下炉膛右侧墙水冷壁管子；31~53 回路为下炉膛后墙水冷壁管子；54~60 回路为下炉膛左侧墙水冷壁管子。

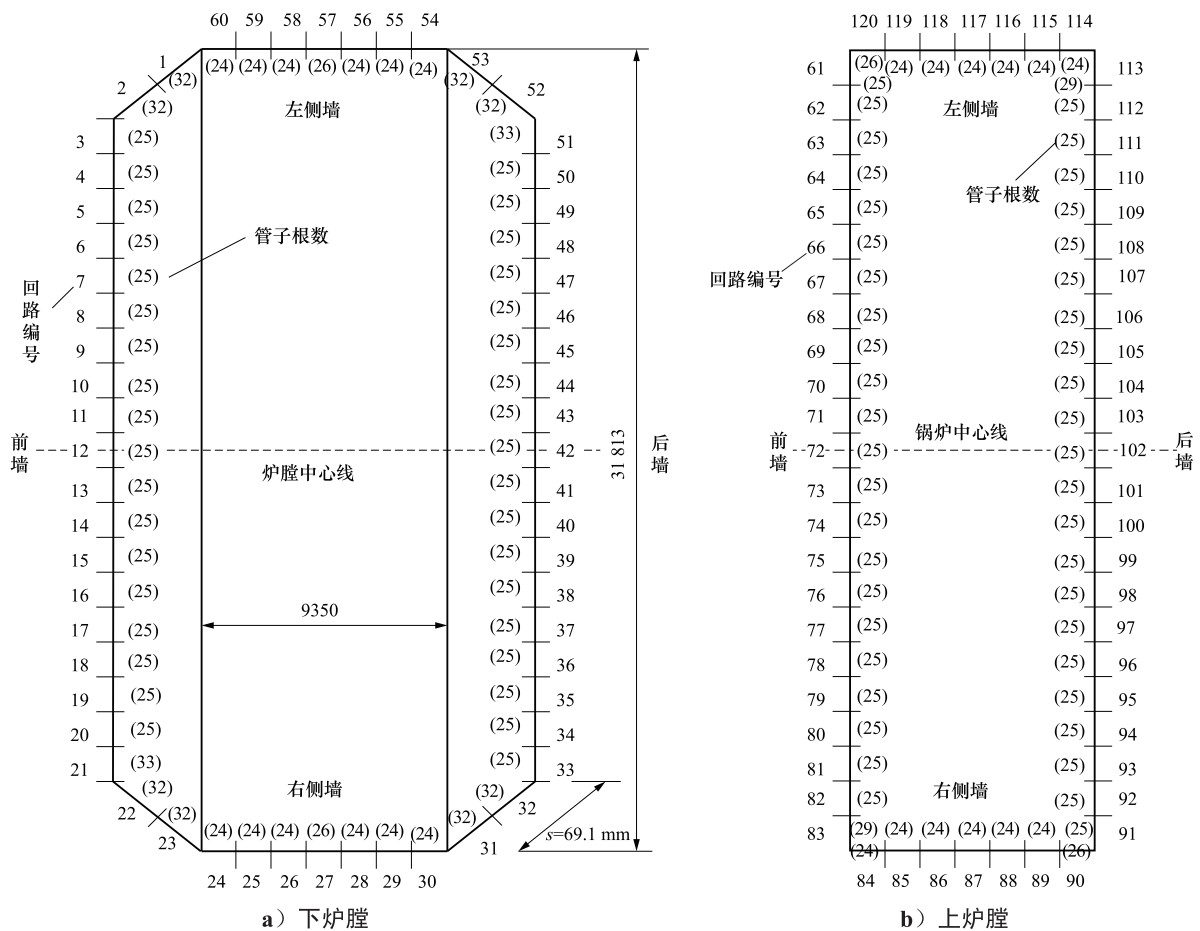


图 B.4 炉膛回路划分

61~83 回路为上炉膛前墙水冷壁管子。84~90 回路为上炉膛右侧墙水冷壁管子；91~113 回路为上炉膛后墙水冷壁管子；114~120 回路为上炉膛左侧墙水冷壁管子。123~127 回路为折焰角出口集箱

至炉顶混合集箱间的水冷壁管子。

下炉膛每一回路沿工质流动方向划分为 20 个管段进行计算；上炉膛每一回路划分为 8 个管段进行计算。

121、122 回路及 128~151 回路为各集箱间的不受热连接管，152~177 节点代表汽水流程中的各个集箱。

回路和管段的划分有如下规定：

- a) 一个水冷壁回路不能与两个引入（出）管组连接。
- b) 水冷壁回路中的每个管段只能属于一个受热区。
- c) 在同一受热区内的各水冷壁回路的相同管段其高度不均匀系数相同。
- d) 各回路的管段数不相同时，都向最大管段数看齐，管段数少的回路要补零，即有几个长度为零的管段为零管段。

B.4 回路流量分配与节点压力计算模型

整个水冷壁流动网络系统共包括 125 个水冷壁受热回路动量守恒方程、26 个水冷壁连接管回路动量守恒方程，以及 26 个水冷壁节点质量守恒方程。对这 177 个非线性方程组进行迭代求解即可获得各个锅炉负荷下流量分配和节点压力分布。

受热回路动量守恒方程：

$$(p_{in}^i - p_{out}^i) - \Delta p_i[x(i)] = 0 \quad i = 1, 2, \dots, 120 \quad \dots\dots\dots (B.1)$$

$$[x(170) - x(174)] - \Delta p_i[x(i)] = 0 \quad i = 123, 124, 125 \quad \dots\dots\dots (B.2)$$

$$[x(171) - x(175)] - \Delta p_i[x(i)] = 0 \quad i = 126, 127 \quad \dots\dots\dots (B.3)$$

不受热连接管动量守恒方程：

$$[x(169) - x(170)] - \Delta p_i[x(121)] = 0 \quad i = 121 \quad \dots\dots\dots (B.4)$$

$$[x(169) - x(171)] - \Delta p_i[x(122)] = 0 \quad i = 122 \quad \dots\dots\dots (B.5)$$

$$(p_{in}^i - p_{out}^i) - \Delta p_i[x(i)] = 0 \quad i = 128, 129, \dots, 151 \quad \dots\dots\dots (B.6)$$

式中：

i —— 回路或节点编号，一个回路中包含有多个受热和结构相同的水冷壁单管；

Δp_i —— i 回路压降，包括摩擦阻力、局部阻力、重位压降及加速压降，Pa；

$x(i)$ —— i 回路中的单管流量或 i 节点压力，kg/s 或 Pa；

p_{in}^i —— i 回路进口处集箱压力，Pa；

p_{out}^i —— i 回路出口处集箱压力，Pa。

节点质量守恒方程：

$$\sum^m G_j^i - \sum^n G_k^i = 0 \quad i = 152, 153, \dots, 177 \quad \dots\dots\dots (B.7)$$

$$\sum^m G_j^{177} - G_{total} = 0 \quad \dots\dots\dots (B.8)$$

式中：

i —— 节点编号；

j —— 流入节点 i 的回路编号；

- k ——流出节点 i 的回路编号;
 m ——流入节点 i 的回路数目;
 n ——流出节点 i 的回路数目;
 G_j^i ——流入节点 i 的第 j 回路的流量, kg/s;
 G_k^i ——流出节点 i 的第 k 回路的流量, kg/s;
 G_{total} ——流入水冷壁的总流量, kg/s。

B.5 输入数据

输入数据包括基础数据、流动网络系统数据、几何结构与热负荷数据及计算初值数据等。基础数据主要由 node 0 压力、水冷壁进口焓值与流量及最后一个节点的焓值等参数构成。流动网络系统数据主要是定义节点、回路及连接管的连接关系。几何结构与热负荷数据包括各回路管子根数、管径与材料、管段划分及热负荷分布等参数。计算初值数据用于提供迭代计算初值。

B.5.1 基础数据

BMCR 负荷时: 省煤器出口压力 $p_{\text{cs}}=25\ 990\ 606.8\ \text{Pa}$, 水冷壁进口焓值 $H_{\text{in}}=1\ 299\ 823.9\ \text{J/kg}$, 水冷壁出口焓值 $H_{\text{out}}=2\ 555\ 441.5\ \text{J/kg}$, 水冷壁进口总流量 $G_{\text{total}}=517.1\ \text{kg/s}$ 。

B.5.2 流动网络系统数据

流动网络系统数据如表 B.2 所示。主要填写数据包括:

节点总数: 除 node 0 节点(省煤器出口集箱)外流动网络系统中所有节点的总数, 本算例中节点总数为 26 个。

行最大值: 所有节点的流入和流出回路的个数的最大值, 并且要保证每行所包含的列数都等于最大值, 某一节点流入或流出回路数小于行最大值时, 不足部分用 0 补齐。对于 node 0 节点来说, 没有流入回路, 因此全取为 0; 流出回路只有 128 回路, 其他回路填为 0。最后一个节点 node 26 没有流出回路, 所有它的流出回路全部用 0 表示。

总回路数: 流动网络系统中所有回路的总数, 包括受热回路和连接管回路。本算例中总回路数为 151。

受热回路数: 流动网络系统中受热回路的数目。本算例中受热回路为 125 个, 不受热连接管回路为 26 个。

节点编号: 流动网络系统中节点的编号顺序。本算例中从省煤器出口节点 node 0 开始, 按顺序输入直至最后一个节点 node 26。

流入编号: 流入对应节点的回路编号。对于节点 node 5, 流入该节点的回路编号为 132, 其余填为 0。对于节点 node 26, 流入回路编号为 147、148、149、150、151, 其余填为 0。

流出编号: 流出对应节点的回路编号。对于节点 node 5, 流出回路编号为 24、25、26、27、28、29、30, 其余填为 0。对于节点 node 26, 流出回路编号全部填为 0。

必须注意的是, 受热回路和不受热回路的编号顺序没有限制, 但节点编号必须紧接着回路编号进行。

B.5.3 几何结构与热负荷数据

几何结构与热负荷数据如表 B.3 所示。主要填写数据包括:

回路号：流动网络系统中受热回路和不受热连接管回路的编号顺序。本算例中从下炉膛翼墙回路 1 开始，按顺序输入直至流入水冷壁出口混合集箱的最后一个回路 151。

回路的管段数：输入对应回路所划分的管段数。对于回路 1，由于其位于下炉膛，热负荷沿高度变化剧烈，划分管段数为 20；回路 151 为不受热连接管，管段数为 5。

各管段长度：对应回路中各个管段的长度，m。回路 1 中管段 1 的长度为 4.48 m，管段 20 的长度为 1.561 m。

对应管段的管子根数：回路中对应管段的管子根数。回路 1 管子根数为 20，回路 151 管子根数为 7。

管子内径：输入相应管段的管子内径，m。回路 1 中管段 1 的内径为 0.020 7 m，管段 20 的内径为 0.021 8 m。回路 151 中管段 1 的内径为 0.093 m，管段 5 的内径为 0.093 m。

管子外径：输入相应管段的管子外径（m）。回路 1 中管段 1 的外径为 0.035 m，管段 20 的外径为 0.035 m。回路 151 中管段 1 的外径为 0.133 m。

管段与竖直方向的倾角：输入相应管段与竖直方向的倾角，（°）。回路 1 中管段 1 与竖直方向的倾角为 35°，管段 20 与竖直方向的倾角为 0°。

管子类型： $ij=1$ 代表普通内螺纹管； $ij=2$ 代表光管； $ij=3$ 代表优化内螺纹管。

水平环带热负荷：水平环带热负荷只与炉膛的高度有关，取管段中心高度位置的值（ W/m^2 ）。回路 1 管段 8 处的水平环带热负荷为 194 775 W/m^2 ，回路 151 为不受热连接管，其所有管段热负荷为 0 W/m^2 。

最大局部热负荷（倍数）：水平环带热负荷乘以最大局部热负荷倍数即为用于壁温计算的尖峰热负荷。回路 1 管段 8 处的最大局部热负荷倍数为 1.6，主要是考虑了不同极端不利情况，以保证所计算出的壁温具有可靠性。

局部阻力系数：管段中相关流动元件的局部阻力系数。

节距：回路中的水冷壁管子节距，单位为米（m）。回路 1 中管段 1 的节距为 0.041 25 m，管段 20 的外径为 0.041 25 m。

管段吸热偏差：对应回路相应管段的吸热偏差，%。回路 1 管段 1 处吸热偏差为 70%，回路 12 管段 1 处的吸热偏差为 120%。

受热形式： $heatype=0$ 代表周向受热； $heatype=1$ 代表单面受热； $heatype=2$ 代表双面受热； $heatype=3$ 代表不受热。

管子粗糙度：用于计算相应管段的摩擦阻力。回路 1 中管段 1 处的管子粗糙度为 0.015 mm。

鳍片厚度：单位为毫米（mm）。

内螺纹高度：单位为毫米（mm）。对内螺纹管段，输入管子的内螺纹高度，对光管，输入 0。

管子材料： $imaterial=1$ 代表 15CrMo； $imaterial=2$ 代表 12CrMoV； $imaterial=3$ 代表 T12； $imaterial=4$ 代表 T22； $imaterial=5$ 代表 20G； $imaterial=6$ 代表 T2 和 12CrMo， $imaterial=7$ 代表 T91。

B.5.4 迭代计算初值数据

为了对式（B.1）～式（B.8）所组成的 177 个非线性方程组进行迭代求解，以获得流动网络系统中各回路的流量分配和各节点的压力分布，需要根据基础数据和经验合理假设各回路流量和各节点的压力初值。

初值选取对计算收敛时间影响很大，要根据计算实践逐步积累经验，使初值和最终方程的解较为接近。

B.6 计算结果数据

计算结果数据包括方程组计算结果数据、压降计算数据，以及壁温计算数据等。方程组计算结果数据主要对方程组的计算结果进行汇总，列出各回路流量分配及各节点的压力分布。压降计算数据汇总了各回路中所有管段的质量流速，进口与出口焓值，管段摩擦阻力、局部阻力、重位压降以及总的压降。壁温计算数据汇总了各回路中所有管段的干度、外壁热负荷、内壁热负荷、换热系数、流体温度、管子内壁温度、管壁中间点温度、管子外壁温度，以及鳍端温度。

B.6.1 压降计算数据

压降计算数据如表 B.4 所示。主要汇总数据包括：

- 回路编号。
- 相应回路对应的管段编号。
- 管段出口高度，即回路每一管段的管段高度，以该回路进口高度为基准，m。回路 1 第 1 管段的高度为 3.67 m，回路 1 第 20 管段的高度为 34.64 m。
- 相应回路相应管段管子根数。回路 1 第 1 管段的管子根数为 32。
- 单管质量流量，kg/s。回路 1 第 1 管段的单管质量流量为 9.316 kg/s。
- G ：回路单管质量流速，kg/(m²·s)。回路 1 第 1 管段单位面积上的质量流速为 865.058 kg/(m²·s)。
- H_{in} ：管段进口焓值，kJ/kg。回路 1 第 1 管段的进口焓值为 1299.824 kJ/kg。
- H_{out} ：管段出口焓值，kJ/kg。回路 1 第 1 管段的出口焓值为 1313.861 kJ/kg。
- D_{to} ：管段总压降，Pa。回路 1 第 1 管段的总压降为管段总压降 30 788.9 Pa。
- D_{rof} ：管段摩擦阻力，Pa。回路 1 第 1 管段的摩擦阻力为 3620.5 Pa。
- D_{roh} ：管段重位压降，Pa。回路 1 第 1 管段的重位压降为 27 098.6 Pa。
- D_{roj} ：管段局部阻力，Pa。回路 1 第 1 管段的局部阻力为 69.8 Pa。

B.6.2 壁温计算数据

壁温计算数据如表 B.5 所示。主要汇总数据包括：

- 回路编号。
- 相应回路对应的管段编号。
- 管段出口高度，即回路每一管段的管段高度，以该回路进口高度为基准，m。回路 1 第 1 管段的高度为 3.67 m，回路 1 第 20 管段的高度为 34.64 m。
- X_{cr} ：发生蒸干时的临界干度。
- Q_w ：外壁热负荷，kW/m²。回路 1 第 1 管段的外壁热负荷为 44.23 kW/m²。
- Q_n ：内壁热负荷，kW/m²。回路 1 第 1 管段的内壁热负荷为 70.29 kW/m²。
- Q_{cr} ：发生膜态沸腾时的临界热负荷，kW/m²。
- ALF ：换热系数，kW/(m²·K)。回路 1 第 1 管段的换热系数为 12.09 kW/(m²·K)。
- T_f ：流体温度，℃。回路 1 第 1 管段的流体温度为 295.4 ℃。
- T_n ：管子内壁温度，℃。回路 1 第 1 管段的管子内壁温度为 301.2 ℃。
- T_m ：管壁中间点温度，℃。回路 1 第 1 管段的管壁中间点温度为 306 ℃。
- T_w ：管子外壁温度，℃。回路 1 第 1 管段的管子外壁温度为 310.9 ℃。
- T_{qd} ：鳍端温度，℃。回路 1 第 1 管段的鳍端温度为 303.8 ℃。

表 B.2 流动网络系统统计数据

节点总数	26												
行最大值	23												
总回路数	151												
受热回路数	125												
节点编号	流入/流出编号												
node 0	流入编号	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	流出编号	128	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
node 1	流入编号	128	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	流出编号	129	130	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
node 2	流入编号	129	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	流出编号	134	131	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
node 3	流入编号	130	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	流出编号	132	133	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
node 4	流入编号	131	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	流出编号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
node 5	流入编号	132	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	流出编号	24	25	26	27	28	29	30	0	0	0	0	0
node 6	流入编号	133	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	流出编号	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42
node 7	流入编号	134	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	流出编号	54	55	56	57	58	59	60	0	0	0	0	0

表 B.2 (续)

节点总数	26													
行最大值	23													
总回路数	151													
受热回路数	125													
节点编号	流入/流出编号													
node 8	流入编号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	流出编号	136	137	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
node 16	流入编号	143	145	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	流出编号	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102	103
node 17	流入编号	141	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	流出编号	114	115	116	117	118	119	120	0	0	0	0	0	0
node 18	流入编号	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102	103
	流出编号	121	122	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
node 19	流入编号	121	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	流出编号	123	124	125	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
node 20	流入编号	122	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	流出编号	126	127	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
node 21	流入编号	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73
	流出编号	147	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
node 22	流入编号	84	85	86	87	88	89	90	0	0	0	0	0	0
	流出编号	148	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

表 B.2 (续)

节点总数	26											
行最大值	23											
总回路数	151											
受热回路数	125											
节点编号	流入/流出编号											
node 23	流入编号	123	124	125	0	0	0	0	0	0	0	0
	流出编号	149	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
node 24	流入编号	126	127	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	流出编号	150	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
node 25	流入编号	114	115	116	117	118	119	120	0	0	0	0
	流出编号	151	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
node 26	流入编号	147	148	149	150	151	0	0	0	0	0	0
	流出编号	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

表 B.3 几何结构与热负荷数据

回路号	回路管段数	各管段长度 m	对应管段的管子根数	管子内径 m	管子外径 m	管段与竖直方向的倾角。	管子类型	水平环带热负荷 W/m ²	最大局部热负荷 (倍数)	局部阻力系数	节距 m	管段吸热偏差 %	受热形式	管子粗糙度 mm	鳍片厚度 mm	内螺纹高度 mm	管子材料
1	20	4.48	32	0.020 7	0.035	35	3	32 550	1.4	0.14	0.041 25	70	1	0.015	8	1.05	3
		8.97	32	0.020 7	0.035	35	3	82 950	1.396 202 53	0.14	0.041 25	70	1	0.015	8	1.05	3
		0	32	0.021 8	0.035	0	3	126 000	1.4	0	0.069 1	70	1	0.015	8	1.05	2
		1.706 8	32	0.021 8	0.035	0	3	150 150	1.6	0	0.069 1	70	1	0.015	8	1.05	2
		1.706 8	32	0.021 8	0.035	0	3	162 750	1.6	0	0.069 1	70	1	0.015	8	1.05	2
		1.706 8	32	0.021 8	0.035	0	3	177 450	1.6	0	0.069 1	70	1	0.015	8	1.05	2

表B.3 (续)

回路号	回路管段数	各管段长度 m	对应管段的管子根数	管子内径 m	管子外径 m	管段与 竖直方向 的倾角。 °	管子类型	水平环带 热负荷 W/m ²	最大局部 热负荷 (倍数)	局部 阻力 系数	节距 m	管段吸 热偏差 %	受热 形式	管子粗 糙度 mm	鳍片 厚度 mm	内螺纹 高度 mm	管子材料	
1	20	1.706 8	32	0.021 8	0.035	0	3	187 425	1.6	0	0.069 1	70	1	0.015	8	1.05	2	
		1.706 8	32	0.021 8	0.035	0	3	194 775	1.6	0	0.069 1	70	1	0.015	8	1.05	2	
		0	32	0.021 8	0.035	0	3	198 975	1.6	0	0.069 1	70	1	0.015	8	1.05	2	
		2	32	0.021 8	0.035	75	3	198 975	1.6	0.14	0.041 25	70	1	0.015	8	1.05	1	
		2.045	32	0.021 8	0.035	75	3	203 700	1.4	0.14	0.041 25	70	1	0.015	8	1.05	1	
		1.56	32	0.021 8	0.035	0	3	203 700	1.4	0	0.041 25	70	1	0.015	8	1.05	1	
		1.56	32	0.021 8	0.035	0	3	204 225	1.4	0	0.041 25	70	1	0.015	8	1.05	1	
		1.56	32	0.021 8	0.035	0	3	204 225	1.4	0	0.041 25	70	1	0.015	8	1.05	1	
		1.56	32	0.021 8	0.035	0	3	203 175	1.4	0	0.041 25	70	1	0.015	8	1.05	1	
		1.56	32	0.021 8	0.035	0	3	200 550	1.4	0	0.041 25	70	1	0.015	8	1.05	1	
		1.56	32	0.021 8	0.035	0	3	198 240	1.4	0	0.041 25	70	1	0.015	8	1.05	1	
		1.56	32	0.021 8	0.035	0	3	193 620	1.4	0	0.041 25	70	1	0.015	8	1.05	1	
		1.56	32	0.021 8	0.035	0	3	190 470	139 768 468	0	0	0.041 25	70	1	0.015	8	1.05	1
		1.561	32	0.021 8	0.035	0	3	185 220	1.4	0	0.041 25	70	1	0.015	8	1.05	1	
		5	23	0.093	0.133	90	2	0	0	0	0.96	0	0	3	0.015	0	0	2
		0	23	0.093	0.133	90	2	0	0	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2
		0	23	0.093	0.133	0	2	0	0	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2
5	7	0.093	0.133	90	2	0	0	0	0.96	0	0	3	0.015	0	0	2		
148	5	0	7	0.093	0.133	90	2	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2		

表B.3 (续)

回路号	回路管段数	各管段长度 m	对应的 管段的 管子 根数	管子 内径 m	管子 外径 m	管段与 竖直方向 的倾角 °	管子 类型	水平环带 热负荷 W/m ²	最大局部 热负荷 (倍数)	局部 阻力 系数	节距 m	管段吸 热偏差 %	受热 形式	管子粗 糙度 mm	鳍片 厚度 mm	内螺纹 高度 mm	管子 材料	
148	5	0	7	0.093	0.133	0	2	0	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2	
		0	7	0.093	0.133	0	2	0	0	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2
149	5	0	7	0.093	0.133	0	2	0	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2	
		5	20	0.093	0.133	90	2	0	0	0.96	0	0	0	3	0.015	0	0	2
		0	20	0.093	0.133	90	2	0	0	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2
		0	20	0.093	0.133	0	2	0	0	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2
		0	20	0.093	0.133	0	2	0	0	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2
		0	20	0.093	0.133	0	2	0	0	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2
150	5	5	3	0.093	0.133	90	2	0	0	0.96	0	0	3	0.015	0	0	2	
		0	3	0.093	0.133	90	2	0	0	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2
		0	3	0.093	0.133	0	2	0	0	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2
		0	3	0.093	0.133	0	2	0	0	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2
		0	3	0.093	0.133	0	2	0	0	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2
		5	7	0.093	0.133	90	2	0	0	0.96	0	0	0	3	0.015	0	0	2
151	5	0	7	0.093	0.133	90	2	0	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2	
		0	7	0.093	0.133	0	2	0	0	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2
		0	7	0.093	0.133	0	2	0	0	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2
		0	7	0.093	0.133	0	2	0	0	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2
		0	7	0.093	0.133	0	2	0	0	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2
		0	7	0.093	0.133	0	2	0	0	0	0	0	0	3	0.015	0	0	2

表B.4 压降计算数据

回路编号	1										
管段编号	管段出口高度 m	管子根数	单管质量流量 kg/s	G kg/(m ² ·s)	H_{in} kJ/kg	H_{out} kJ/kg	D_{ro} Pa	D_{rof} Pa	D_{roh} Pa	D_{roj} Pa	
1	3.67	32	9.316	865.058	1299.824	1313.861	30 788.9	3620.5	27 098.6	69.8	
2	11.018	32	9.316	865.058	1313.861	1385.483	60 635.5	7398	53 165.2	72.3	
3	11.018	32	9.316	779.961	1385.483	1385.483	0	0	0	0	
4	12.724	32	9.316	779.961	1385.483	1426.807	13 108.1	1101.7	12 006.5	0	
5	14.431	32	9.316	779.961	1426.807	1471.598	12 859.8	1127.4	11 732.4	0	
6	16.138	32	9.316	779.961	1471.598	1520.435	12 580.5	1158	11 422.5	0	
7	17.845	32	9.316	779.961	1520.435	1572.018	1 2270	1194.2	11 075.8	0	
8	19.552	32	9.316	779.961	1572.018	1625.623	11 932.1	1236.7	10 695.4	0	
9	19.552	32	9.316	779.961	1625.623	1625.623	0	0	0	0	
10	20.069	32	9.316	779.961	1625.623	1663.929	4707	1496.8	3140.4	69.8	
11	20.599	32	9.316	779.961	1663.929	1704.027	4765	1577.5	3115.3	72.2	
12	22.159	32	9.316	779.961	1704.027	1734.615	10 145.7	1240.8	8904.8	0	
13	23.719	32	9.316	779.961	1734.615	1765.282	9928.1	1277.3	8650.8	0	
14	25.279	32	9.316	779.961	1765.282	1795.949	9707	1317	8390	0	
15	26.839	32	9.316	779.961	1795.949	1826.458	9485.9	1359.7	8126.2	0	
16	28.399	32	9.316	779.961	1826.458	1856.573	9265.5	1405.8	7859.7	0	
17	29.959	32	9.316	779.961	1856.573	1886.342	9044.6	1456.1	7588.6	0	
18	31.519	32	9.316	779.961	1886.342	1915.416	8825	1510.7	7314.3	0	
19	33.079	32	9.316	779.961	1915.416	1944.018	8609	1569.7	7039.4	0	

表B.5 壁温计算数据

回路编号	1												
管段编号	管段出口高度 m	X_{cr}	X	Q_w kW/m ²	Q_n kW/m ²	Q_{cr} kW/m ²	ALF kW/m ² ·K	T_f °C	T_n °C	T_m °C	T_w °C	T_{qd} °C	
1	3.67	0	0	44.23	70.29	0	12.09	295.4	301.2	306	310.9	303.8	
2	11.018	0	0	112.4	178.64	0	12.21	303.6	318.2	330.7	343.2	325.2	
3	11.018	0	0	171.19	258.36	0	11.22	310.5	333.5	353.9	374.4	461.9	
4	12.724	0	0	233.15	351.87	0	11.28	314.3	345.5	373.5	401.5	495.3	
5	14.431	0	0	252.72	381.39	0	11.41	322	355.5	385.9	416.4	518.9	
6	16.138	0	0	275.54	415.84	0	11.56	330.1	366.1	399.5	432.9	545.6	
7	17.845	0	0	291.03	439.22	0	11.76	338.4	375.8	411.2	446.6	566.7	
8	19.552	0	0	302.44	456.44	0	12	346.6	384.6	421.6	458.6	567.2	
9	19.552	0	0	308.97	466.28	0	12.39	350.6	388.3	426.1	463.9	567.2	
10	20.069	0	0	308.97	466.28	0	11.84	353.2	392.6	425.1	457.7	411.3	
11	20.599	0	0	276.76	417.69	0	11.75	358.5	394	423.2	452.4	410.7	
12	22.159	0	0	276.76	417.69	0	12.58	363.1	396.3	425.6	454.8	414.5	
13	23.719	0	0	277.48	418.76	0	12.96	366.9	399.2	428.6	457.9	418.1	
14	25.279	0	0	277.48	418.76	0	13.5	370.3	401.3	430.7	460.1	421.1	
15	26.839	0	0	276.05	416.61	0	14.17	373.2	402.6	431.9	461.2	423.3	
16	28.399	0	0	272.48	411.23	0	14.9	375.8	403.4	432.3	461.3	424.7	
17	29.959	0	0	269.35	406.49	0	15.87	378	403.6	432.2	460.8	425.7	
18	31.519	0	0	263.07	397.02	0	17.1	379.9	403.1	431.1	459	425.8	
19	33.079	0	0	258.36	389.91	0	17.89	381.5	403.3	430.7	458.1	426.2	

参 考 文 献

- [1] JB/T 10440—2004 大型煤粉锅炉炉膛及燃烧器性能设计规范
[2] DL/T 5054—2016 火力发电厂汽水管道设计规范
-