

论文题目——SHL7.0-1.0/95/70-A II 热水锅炉设计

摘 要

锅炉作为一种能源转换设备，在工业生产中得到了广泛的应用。它通过煤、石油或天然气的燃烧放出的化学能，并通过传热把热量传递给水，使水加热（或变成蒸气），热水直供给工业生产和民用生活、供暖，所以锅炉的主要任务是：把燃料中的化学能最有效的转变为热能。

本次的毕业设计的题目是 SHL7.0-1.0/95/70-A II，属于水管式自然循环锅炉。设计本着锅炉运行的安全性和可靠性为首要设计特性的准则。综合考虑燃烧，传热，烟气和空气以及工质的动力特性以及磨损和腐蚀。在锅炉设计的过程中，主要考虑的因素是保证炉内着火，炉膛内有足够的辐射热量，煤的燃尽程度以及合理的烟气速度和排烟温度。同时，还要确保有一定的气密性以保证炉膛内进行负压燃烧。

在整个设计过程中作为技术支持进行了热力计算、强度计算和烟风阻力计算。其中热力计算包括炉膛、燃尽室、锅炉管束、省煤气，空气预热器。为了使小型锅炉的结构紧凑，大部分受热面都布置在炉膛内。根据结构，锅炉出口布置燃尽室达到飞灰和降尘作用；由于工作压力低，容易产生烟气侧的酸腐蚀和锅内的氧腐蚀，所以采用铸铁省煤器，来达到降低排烟温度的要求。

利用 CAD,完成了锅炉总图、 炉墙图、上锅筒展开图、本体图。

关键词 热力计算；强度计算；烟风阻力计算

Design of SHL7-1.0/95/70-P boiler

Abstract

Boilers as an energy conversion equipment, in industrial production has been widely used. It does this by coal, oil or natural gas combustion release of chemical energy, and heat the heat transfer through the water, the water heating (or into steam), hot water direct supply to the industrial production and civil life, heating, so the main boiler mandate: to fuel the chemical energy into heat energy the most effective.

The graduation project topic is sh17.0-1.0/95/70-a II, belonging to the natural circulation water tube boiler. Boiler design in line with the safety and reliability of the primary design features of the guidelines. Considering combustion, heat transfer, gas and air as well as dynamic properties of working fluids and wear and corrosion. In the boiler design process, the main consideration is to ensure that the furnace fire, furnace heat radiation sufficient coal burnout degree and a reasonable speed and exhaust gas temperature. At the same time, make sure there is a certain degree of air tightness to ensure negative pressure within the combustion chamber.

Throughout the design process as a technical support for the thermodynamic calculation, calculation of strength and wind resistance calculation smoke. Thermal calculation which includes the furnace, burn room, boiler tubes, the provincial gas. For small boilers, compact structure, most of the heating surface are arranged in the furnace. According to the structure, boilers burn room layout export to the role of fly ash and dust; Due to the low pressure, prone to corrosion and acid gas side of the pot of oxygen erosion, so cast iron economizer, reducing the exhaust gas temperature requirements.

Use of CAD, to complete the total Figure boiler, furnace wall chart, the

drum expansion plan, body plan.

Keywords thermodynamic calculation; strength calculation; smoke wind resistance calculation

目 录

摘要	I 错误！未找到引用源。
Abstract	II
第 1 章 绪论	1
第 2 章 锅炉方案设计及结构简介	2
2.1 方案论证	2
2.2 设计锅炉结构及特性:	4
2.2.1 锅炉各部分结构特点如下:	5
2.2.2 锅炉特性:	7
第 3 章 热力计算	8
3.1 锅炉规范、辅助计算及热平衡计算	8
3.1.1 设计参数	8
3.1.2 燃料特性	8
3.1.3 辅助计算	8
3.2 各部分热力计算	13
3.2.1 炉膛计算	错误！未定义书签。
3.2.2 燃尽室计算	17
3.2.3 锅炉管束	20
3.2.4 省煤器计算	22
3.2.5 空气预热器计算	24
3.3 热力计算的误差校核	26
3.4 热力计算结果汇总表	26
3.5 本章小结	27
第 4 章 强度计算	28
4.1 上锅筒强度计算	28
4.1.1 筒节壁厚计算	28
4.1.2 上锅筒有孔封头的强度设计	30
4.2 下锅筒强度计算	31
4.2.1 下筒节壁厚计算	31
4.2.2 下锅筒有孔封头的强度设计	32
4.3 前后集箱开孔计算	33
4.4 集箱无孔端盖计算	34
4.5 安全阀排放能力计算	35
4.6 本章小结	35

第 5 章 锅炉烟风阻力计算	36
结论	44
致谢	45
参考文献	46
附录 A	47
附录 B	53

第1章 绪论

热水锅炉在人们的日常生活中不可缺少的热力设备。又因为其分布的部门广，数量多，在国民经济中占有重要的地位。它通过煤，石油等燃料的燃烧释放出的化学能，并通过传热把热量传给水，使水加热，热水直接供给工业生产和民用生活。

随着高科技的飞速发展，锅炉的设计和应用技术也得到了很大的提高，现在燃烧机械化，给水自动化都已经得到实现。然而，在我国东北，华北，西北地区，冬天寒冷，利用蒸汽锅炉采暖，热量损失巨大，与蒸汽锅炉采暖相比，热水系统的热量损失要小的多。因为他使用的是单相介质——热水作为系统，无蒸汽产生，漏水量很少，管道的散热损失也少，同时，热水锅炉连续供给温度不很高的热水，室内温度比较稳定，系统比较安全，维修费用比较低。因此，热水采暖正逐步取代原有的蒸汽采暖。

本次的设计方案完成 SHL-7-1.0/95/70-A II 的设计。锅炉的燃烧设备采用机械化的链条炉排，采用分段送风，出灰有灰渣井。锅炉的炉膛内设有前后拱，燃烧后的烟气从炉室出来后在对流受热面中多次绕行，然后进入尾部的烟道，在尾部的烟道设有省煤器和空气预热器，用来加热给水和预热空气。本次设计设计过程中，本着可靠性，经济性，简单易行的原则，使个结构的布置尽量首尾相顾，浑然一体。

由于理论知识以及实际经验的欠缺，希望通过本次毕业设计，对锅炉的设计和结构有更进一步的了解和掌握，并巩固了基础知识，设计中难免存在一些缺点和错误，恳请老师给予帮助和指正。

第2章 锅炉方案设计及结构简介

2.1 方案论证

对于锅炉的设计，可以采用局部设计方案，也可以采用整体设计方案。本次设计的任务是锅炉进行设计，一般来说，不适合采用局部的设计。整体设计是为了保证锅炉出力和参数的条件下，尽可能的使用原有的设备，对锅炉进行大规模的彻底的设计。由于利用了一些原有的设备，整体设计可以节约一定的成本，而且能够满足锅炉的额定出力，满足锅炉的负荷要求，但是整体设计的改动较大，工期较长，而且设计后的和原有的设备的寿命不同，两者之间存在着隐患。

相比较而言，整体的设计就有更大的优点。整体的设计就是保持原有的燃烧受热面和对流受热面不便，只是对相关的差异性的地方进行设计，这可以说是合条件的适当的设计。本次设计主要应用了局部的设计方案，主要的设计有：

- 1) 设计了锅内装置；
- 2) 优化了一次风系统；
- 3) 对省煤器给水方式的设计；
- 4) 设计了空气预热器的结构；
- 5) 对锅炉顶棚，平台及扶梯的设计。

该方案的优点是避免了过多的能源浪费，结构简单，工程的工期短，工作量少。

本次设计的课题为 SHL7—1.0/95/70—A II，该锅炉属于低压小型工业锅炉，受到应用条件的限制，需要停炉和起炉，负荷经济变化，采用双锅筒，正是基于此。因双锅筒水容量较大，并且有较大的蓄热能力，所以适应负荷变化能力强，且气压稳定，运行特性好，自然循环特性条件好，对于低压锅炉单靠辐射受热面是不够的，而双锅筒可以布置较多的对流受热面。采用横置式可以使锅炉结构紧凑，尺寸小，便于安装。设计后的热水锅炉也沿袭了蒸汽锅炉的这些优点。热水锅炉自然循环的运动压头来自水温差而产生的密度差，其值极小。由于热水所载带的只是物理显热，不存在蒸发潜热，热水的载热量要比蒸汽小得多，热水锅炉锅水不浓缩，水质变化不大，因此对补给水硬度要求略低，此外，热水锅炉的低温受热面容易发生低温腐蚀和堵灰。

为了减少不完全燃烧损失，以便提高热效率，在炉膛和锅炉管束之间

布置燃尽室，燃尽室既可以调节合理烟速，烟气中的飞灰在其中起飞灰沉淀作用，也承担部分的换热，使得未燃物得到充分的燃烧，同时，也起了保护后面管束免受磨损的作用。

锅炉管束中烟气作混合冲刷。烟道呈倒“S”形，可以降低钢耗，减少总体尺寸。对于错列的管束，传热的效果好，但烟气的流动阻力大，对于管的磨损较大，所以管束采用顺列布置，目的是为了减少阻力，降低电耗，提高效率，同时也使加工工艺简化。因为烟气流程中有冲刷死角，可以采用较小的热有效系数来补偿，而三个烟道的流通截面积逐渐减小，保证了烟速的均匀性，换热效果好。同时每一流程都设置了吹灰器。管束在节距的选择上主要考虑以下因素：第一，相邻两根管子焊接时，热影响区不重合；第二，焊缝及热影响区内，不可开孔；第三，保证烟速合理性。

烟气温度的选取重点是炉膛出口烟温 θ_1'' 和排烟温度 θ_{py} 的选取。由于 θ_1'' 直接影响锅炉的经济性和安全性，所以 θ_1'' 的选择一定要合理：若 θ_1'' 过低，不经济且炉膛温度水平降低，对燃烧不利，使固体和气体不完全燃烧损失增加；若 θ_1'' 过高，将引起受热面结渣，影响锅炉的安全可靠运行。所以对一般煤种，在热水锅炉中， θ_1'' 应选择在 900°C – 950°C 范围内。同样对排烟温度的选择，也应根据技术经济性分析来选取：若 θ_{py} 降低，锅炉排烟热损失减少，效率提高从而节约燃料，降低锅炉运行费用。但 θ_{py} 过低时，传热不良从而使尾部受热面增加，体积增大，金属耗量增加，投资增加，同时 θ_{py} 太低时尾部受热面易发生低温腐蚀或堵灰，影响运行可靠性。所以 θ_{py} 在 $D \geq 6\text{t/h}$ 的锅炉中，根据所用煤种水分和硫分的大小，不宜低于 150°C ，通常新设计锅炉取为 160°C – 180°C 。

热空气温度 t_{rk} 的选择同样重要。原则是：“保证燃料在锅炉炉膛中迅速着火”，根据这一要求， t_{rk} 应该高一些，但选高些将会使空气预热器的体积增大，安装困难，投资大，因此，对于一般工业锅炉只要燃烧稳定，热空气温度不必太高，在上述的排烟温度条件下， t_{rk} 也不可能太高，对火床炉 t_{rk} 在 80°C – 160°C 。

为了降低 θ_{py} ，锅炉尾部设有尾部受热面：省煤器、空气预热器。省煤器除了可以降低排烟温度，还可以利用尾部烟气的热量加热锅炉给水，提高锅炉热效率减少燃料耗量，然而，对于热水锅炉的省煤器而言，省煤器加热给水的作用并不是很明显的。主要还是用来降低烟气的温度，为了避免省煤器中的水速过高，发生水冲击，把省煤器改成并列式，以减小水的流速。此外，在省煤器的给水进口加一条直通锅炉的给水管，以备省煤器损坏的时候，由此管直接供水给锅炉，防止影响锅炉给水，并且，还要给省煤器定期吹灰，保证其传热的最佳效果。而采用省煤器降低 θ_{py} 时省煤器的工质——锅炉给水比这一饱和温度低得多，因此传热温压较大，这样在降低同样数值的烟气温度时，所需省煤器受热面积比蒸发受热面少很多，降低了生产成

本。由于本锅炉压力低，所以采用耐腐蚀的铸铁省煤器，为了安全，设置烟气和给水旁通系统。

空气预热器除了可以为燃料提供热空气，改善着火和燃烧条件外，更重要的是，省煤器的给水温度为 70°C ，仅用省煤器来降低排烟温度其传热温差太小，不经济，因此必须布置入口温度为 20°C 的空气预热器。为了烟气侧和空气侧放热系数接近，得到较大的传热系数，尽量使 $w_k/w_g=50\%-55\%$ ，使流动趋于逆流，可以得到较大的温压。

此外，还加进了外伸烟道，这种布置有利于省煤器，空气预热器的布置，同时，也能减少对于锅炉房的设计，节约成本。还对扶梯的不合理布置进行了设计。

2.2 设计锅炉结构及特性：

锅炉本体大致可分为：水冷壁、锅炉管束、省煤器、空气预热器，它们都是各种类型的受热面，烟气的热能通过这些受热面传递给工质。锅炉本体一侧处在高温烟气条件下，因而要求它们的结构和材料要能够承受高温和抵抗烟气的腐蚀；锅炉的另一侧工质是水和空气，水和空气工作时具有很高的压力，所以锅炉本体主要部件还要具有一定的承受能力；另外，锅炉本体还要有良好的传热性能。

燃烧设备：煤斗、煤闸门、链条炉排、风室和炉拱等。燃烧设备要能适应不同煤种的燃烧，保证燃料的及时着火和燃尽，还应有一定的燃烧强度，能给锅炉提供足够的可利用热能。

锅炉炉墙：金属框架和砖结构。金属框架起支撑、稳定作用，要具有一定的强度和稳定性；砖结构起耐热、绝热、保温、密封作用。

本次设计任务是设计 SHL7—1.0/95/70—A II，即双锅筒横置式链条炉，自然循环水管锅炉，额定热功率 14MW，额定工作压力为 1.25MPa，设计成 SHL-7.0-1.0/95/70-A II，即双锅筒横置式链条炉，自然循环热水锅炉，设计煤种为山东良庄二类烟煤，它包括以上三大部分，其结构特点如下：

1. 据锅炉行业长期对双锅筒 7MW 锅炉运行经验，水管系列采用 $\Phi 51$ 的碳素钢管，管束弯头半径 R160mm。
2. 燃烧方式采用加煤斗正转链条炉排。
3. 锅炉炉膛采用前后拱配合方式。后拱低而长，倾角为 14° ，覆盖率为 35%，通过前后拱的配合可以使燃料迅速着火，减少了固体不完全燃烧损失。
4. 炉排有效宽度为 2100mm，长度为 5000mm，有效面积为 10.61m^2 。
5. 采用双侧进风，分段送风，可调节燃烧状况，改善燃烧区段性。

2.2.1 锅炉各部分结构特点如下:

本锅炉是按燃用贫煤设计的,但也适用于其它与贫煤煤种近似的燃料。

锅炉构造仅考虑承受锅炉本体的载荷在六级地震情况下安全运行。因此当属于锅炉以外的烟、风、汽水管道要支撑在锅炉构架上的时候,必须按负荷的大小及负荷着力点的位置校核构架强度,必要时另行加固。

设计后的锅炉为双锅筒横置式自然循环水管锅炉,燃料从加煤斗落至炉排上,转动炉排,把煤送到炉膛点燃燃烧,空气由炉排先分段进入炉膛后端,煤燃成灰渣后经挡渣板落入灰斗,燃烧产生的烟气,从炉膛上部通过燃尽室,对流管束后,流向尾部受热面,最后由引风机排入烟囱。

水循环的路线:上锅筒中的水,从锅筒后部对流管束下降到下锅筒,经过各个连接器进入集箱,在从各水冷壁管上升,进入上锅筒。另一个循环回路是由锅筒的后部的下降管送入下锅筒,然后由前方的上升管进入上升管,完成锅炉本体的水循环。

锅炉各部分特点如下:

1. 锅筒及炉内设备:

锅筒是容纳水和蒸汽的筒形压力容器,采用双锅筒结构,既经济易安装,检修固定方便。

a.上锅筒:内径 1200mm,壁厚 22 mm,筒身长 3800 mm,包括两侧封头一起为 4888mm。上锅筒筒身用 20g 钢板热卷冷校而成,封头为 20g 钢冲压而成的椭圆形封头,为了焊接方便,封头和筒身壁厚都采用一致即 22 mm,上锅筒中的设备有:在锅筒内安放了直径 219 的进水管和出水管,还有均匀分水系统。

b.下锅筒:下锅筒内径 $D_n=1000\text{mm}$,壁厚 $\delta=16\text{mm}$,筒身长 3000 mm,包括两侧封头一起为 3885mm,筒身及封头都为 20g 钢板制成。下锅筒底部有定期排污管,以便排出杂质和沉淀物。上下锅筒之间有管束。

2. 水冷壁

在锅炉炉膛内经常布置大量水冷壁,一方面可以充分发挥辐射受热面热强度的特点,同时它用来保护炉墙免受高温破坏使灰渣不易粘结在炉墙上,防止炉膛被冲刷磨损,过热破坏。它是自然循环锅炉构成水循环回路不可缺少的重要部件。

本锅炉炉膛内四壁都布置有水冷壁其中前墙由 19 根 $\Phi 51\times 3$ 的碳素钢管节距为 120mm 组成,前墙水冷壁管组下部焊在 $\Phi 219\times 6$ 的集箱上,上部直接与锅筒焊在一起,后墙与前墙相同由 19 根 $\Phi 51\times 3$ 的碳素无缝钢管组成。两侧水冷壁分别由 18 根 $\Phi 51\times 3$ 的碳素无缝钢管节距为 110mm 组成,上下部分别与上下集箱连接,集箱规格为 $\Phi 219\times 6$,由 6 根 $\Phi 108\times 4$,

的钢管，所有下降管均从上锅筒中引出。

3. 燃烧设备：

燃烧由煤斗和正转链条炉排及其传动装置组成，炉排有效燃烧面积为 10.6m^2 。

4. 锅炉管束：

上下锅筒中心距为 4600mm ，中间由 224 根 $\Phi 51 \times 3$ 碳素无缝钢管焊在上下锅筒而组成，管子顺列布置，横向 14 根，纵向 16 根，横向节距为 110mm ，纵向节距为 110mm ，同时隔板把它分隔成倒“S”型烟道，流通面积逐渐减小，以利于传热和烟道烟速均匀。上下锅筒及管束通过上锅筒支撑在锅炉钢架上。

5. 省煤器：

本锅炉为小型低压锅炉，采用单级耐腐蚀铸铁式省煤器。省煤器规格为 60×3 ，安装有 4 排 8 列省煤器管，受热面积为 69.76m^2 ，烟气流通截面积为 0.704m^2 ，

6. 空气预热器

该蒸汽锅炉采用钢管式空气预热器，顺列布置，由 484 根 $\Phi 40 \times 1.5$ 组成，横向节距 60mm ，纵向节距 40mm ，烟气在管内自上而下流动，空气在管外做横向冲刷，冷空气由 20°C 被加热到 119.21°C 变成热空气后由热空气管道进入炉膛，空气预热器的受热面积为 116.37m^2 。设计后的空气预热器顺列布置，由 484 根 $\Phi 40 \times 1.5$ 组成横向节距为 60mm ，纵向节距为 40mm ，高 3000mm 。

7. 钢架、平台和扶梯：

为了支撑锅筒、集箱、管子及炉墙，设置了钢架，锅炉本体重量由钢架传至基础，为安装、检查和维修，设置了平台，各平台之间由扶梯连接。

8. 炉墙

炉膛炉墙的负荷作用在钢架和基础，分三层。内层为耐火砖，中间层为硅藻土保温砖，外层为红砖。在侧墙上分别在前拱下方，锅炉管束中部，燃尽室，省煤器上方，空气预热器上方，以及后拱上方均开有人孔，以便安装维修，清除灰渣。

9. 锅炉范围内的阀门仪表锅炉产生的热水由热水引出管供给用户。为了保证锅炉安全，装有两个的安全阀，同时在上锅筒装有两个 Y200 的压力表以便观察压力，有紧急排气阀一个，水压表两个。为了省煤器检修时锅炉安全运行，设有旁通烟道和旁通水道。

2.2.2 锅炉特性:

1. 锅炉规范: 见锅炉参数表 2-1

表 2-1 锅炉参数

型号	额定热功率	额定压力	热水温度	给水温度
SHL-7.0-1.0/95/70—A II	7MW	1.0Mpa	95℃	70℃

2. 燃料特性: 见燃料特性表 2-2

表 2-2 燃料特性

	碳	氢	氧	氮	硫	水分	灰分	挥发分	低位发热量
符号	C^{ar}	H^{ar}	O^{ar}	N^{ar}	S^{ar}	W^{ar}	W^{ar}	V^{ar}	Q_{dw}^{ar}
数值	46.55	3.06	6.11	0.88	1.94	9.00	32.48	38.50	17693.4KJ/Kg

3. 管子特性: 管子特性见表 2-3

表 2-3 管子特性

名称	管径×厚度	节距		排列及气流流向		
符号	$D_w \times \delta$	横向	纵向	管子排列 方式	烟气冲刷 方式	烟气与工质 流向
单位	Mm	Mm	Mm			
水冷壁	$\Phi 51 \times 3$	110				
锅炉管束	$\Phi 51 \times 3$	100	125	顺列	横向	交叉流
省煤器	$\Phi 60 \times 3$	144	144	顺列	横向	交叉流
空气预热器	$\Phi 40 \times 1.5$			错列	纵向	交叉流
下降管	$\Phi 108 \times 4.5$					
导水管	$\Phi 108 \times 4$					

4. 主要经济技术指标: 主要经济技术指标见表 2-4

表 2-4 主要经济技术指标

锅炉效率 η (%)	排烟温 θ_{py} (℃)	燃料耗 B (kg/s)	给水温度 t_{gs} (℃)
78.43	170	0.50	70

5. 锅炉基本尺寸: 锅炉基本尺寸见表 2-5

表 2-5 锅炉基本尺寸

	炉膛宽度	炉膛深度	上下锅筒中 心距	锅炉外形尺寸		
				长	宽	高
单位	Mm	Mm	Mm	Mm	Mm	Mm
数值	2100	2200	4600	10800	4000	9300

第3章 热力计算

3.1 锅炉规范、辅助计算及热平衡计算

3.1.1 设计参数

本次设计的任务是设计 SHL7-1.0/95/70-A II .主要参数如下:

1. 锅炉额定热功率: $Q=7\text{MW}$
2. 锅炉额定压力: $p=1.0\text{MPa}$
3. 回水温度: $t_{\text{gs}}=70^{\circ}\text{C}$
4. 冷空气温度 $t_{\text{lk}}=20^{\circ}\text{C}$
5. 出水温度 $t_{\text{cs}}=95^{\circ}\text{C}$

3.1.2 燃料特性 W^{ar}

1. 燃料名称: 烟煤; 产地: 山东良庄
2. 燃料工作基 (应用基) 成分

	碳	氢	氧	氮	硫	水分	灰分	挥发分	低位发热量
符号	C^{ar}	H^{ar}	O^{ar}	N^{ar}	S^{ar}	W^{ar}	$"^{\text{ar}}$	V^{ar}	$Q_{\text{dw}}^{\text{ar}}$
数值	46.55	3.06	6.11	0.88	1.94	9.00	32.48	38.50	17693.4KJ/Kg

3.1.3 辅助计算

1. 空气平衡

烟道各处过量空气系数, 各受热面的漏风系数, 列于表 3-1 中。
炉膛出口过量空气系数按文献[1]表 3-1 取。烟道中各受热面的漏风系数按表 3-3 取。

表 3-1 烟道中各处过量空气系数及各受热面的漏风系数

烟道名称	过量空气系数		漏风系数
	α'	α''	$\Delta\alpha$
炉 膛		1.45	0.1
燃 尽 室	1.45	1.55	0.05
锅 炉 管 束	1.55	1.60	0.1
省 煤 器	1.60	1.75	0.15

空气预热器	1.75	1.85	0.1
-------	------	------	-----

2. 烧产物的容积及焓的计算

1) 理论空气量及 $\alpha=1$ 时的燃烧产物容积的计算

理论空气量

$$V^0 = 0.0889 (C^{\text{ar}} + 0.375 S^{\text{ar}}) + 0.265 H^{\text{ar}} - 0.0333 O^{\text{ar}} \\ = 4.81 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

RO_2 理论容积

$$V_{\text{RO}_2} = 0.01866 (C^{\text{ar}} + 0.375 S^{\text{ar}}) = 0.882 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

N_2 理论容积

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0.79 V^0 + 0.8 N^{\text{ar}} / 100 \\ = 3.807 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

H_2O 理论容积

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0.111 H^{\text{ar}} + 0.0124 W^{\text{ar}} + 0.0161 V^0 \\ = 0.529 \text{ Nm}^3/\text{kg}$$

2) 不同过量空气系数下燃烧产物的容积及成分见表 3-2

表 3-2 烟气特性表

序号	名称	符号	单位	计算公式及来源	炉膛	燃尽室	锅炉管束	省煤器	空气预热器
1	入口过量空气系数	α'	—			1.45	1.50	1.60	1.75
2	出口过量空气系数	α''	—		1.45	1.50	1.60	1.75	1.85
3	平均空气系数	α_{pj}	—	$(\alpha' + \alpha'')/2$	1.45	1.475	1.55	1.675	1.80
4	水蒸汽容积	$V_{\text{H}_2\text{O}}$	Nm^3/kg	$V_{\text{H}_2\text{O}} + 0.0161 (\alpha_{\text{pj}} - 1) V^0$	0.5638	0.5658	0.5716	0.5813	0.5910
5	烟气总容积	V_y	Nm^3/kg	$V_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + V_{\text{N}_2}^0 + (\alpha_{\text{pj}} - 1) V^0$	7.3825	7.5028	7.8635	8.4648	9.0660
6	RO_2 容积份额	r_{RO_2}	—	V_{RO_2} / V_y	0.1195	0.1176	0.1122	0.1042	0.0973
7	H_2O 容积份额	$r_{\text{H}_2\text{O}}$	—	$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 / V_y$	0.0717	0.0705	0.0673	0.0625	0.0583

序号	名称	符号	单位	计算公式及来源	炉 膛	燃尽室	锅炉管束	省煤器	空 气 预 热 器
8	三原子气体容积份额	r_q	—	$r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0.01901	0.188	0.1795	0.1667	0.1556
9	烟气重量	G	kg/kg	$1 - \frac{y}{100} + 1.036 \alpha_{pj} V^0$	9.784	9.941	10.412	11.412	11.983
10	飞灰浓度	μ_{fh}	kg/kg	$\frac{y}{100} \alpha_{fh} / (100G)$	0.0066	0.0065	0.0062	0.0059	0.0054

注：飞灰份额 α_{fh} 按表 3-1 取 0.2。

3) 不同过量空气系数下燃烧产物的焓温表见表 3-3 表

表 3-3 不同过量空气系数下燃烧产物的焓温表

烟气温度 $t, ^\circ\text{C}$	$V_{RO_2}=1.047 \text{ (m}^3\text{) 标准/kg}$		$V_{N_2}^0=4.4068\text{(m}^3\text{) 标准/kg}$		$V_{H_2O}^0=0.4619 \text{ (m}^3\text{) 标准/kg}$		$V^0=5.57 \text{ (m}^3\text{) 标准/kg}$	
	$C_{CO_2} \text{ v}$ kJ/(m ³) 标准	$I_{RO_2} = V_{RO_2} * C_{CO_2} \text{ v}$ kJ/kg	$C_{N_2} \text{ v}$ kJ/(m ³) 标准	$I_{N_2} = V_{N_2} * C_{N_2} \text{ v}$ kJ/kg kg	$C_{H_2O} \text{ v}$ kJ/(m ³) 标准	$I_{H_2O} = V_{H_2O} * C_{H_2O} \text{ v}$ kJ/kg	$C_k \text{ v}$ kJ/(m ³) 标准	$I_k^0 = V^0 * C_k \text{ v}$ kJ/kg
100	170.0	149.94	129.6	494.91	150.5	79.88	132.4	634.92
200	357.5	315.32	259.9	993.63	304.5	161.35	266.4	1279.46
300	558.8	493.04	392.0	1492.62	462.7	244.93	402.7	1938.43
400	771.9	680.90	526.5	2006.29	626.2	331.15	541.8	2607.02
500	994.4	877.71	663.8	2527.85	794.9	420.50	684.2	3290.04
600	1224.7	1080.45	804.1	3060.83	968.9	512.55	829.7	3992.3
700	1461.9	1289.48	947.5	3609.04	1148.8	607.72	978.3	4704.18
800	1704.9	1503.81	1093.6	4164.86	1334.4	705.69	1129.1	5430.49
900	1952.3	1721.66	1241.6	4728.29	1526.0	807.25	1282.3	6166.42
1000	2203.5	1943.93	1391.7	5299.34	1722.6	911.47	1437.3	6902.35
1100	2458.4	2168.96	1543.7	5978.01	1925.1	1018.33	1594.9	7671.95
1200	2716.6	2396.39	1697.2	6460.48	2132.3	1127.83	1753.4	8431.93
1300	2976.7	2625.17	1852.8	7054.37	2343.6	1239.98	1914.3	9206.34
1400	3239.0	2856.80	2008.7	7648.26	2559.2	1353.71	2076.2	9986.56
1500	3503.1	3089.65	2166.0	8245.96	2779.1	1470.09	2238.9	10769.11
1600	3768.8	3324.26	2324.5	8851.28	3001.8	1588.06	2402.9	11557.95

1700	4036.3	3559.75	2484	9456.59	3229.3	1708.14	2567.3	12348.71
------	--------	---------	------	---------	--------	---------	--------	----------

续表 3-3

$I_y^o = I_{RO2} + I_{N2} + I_{H2O}$	$I_y = I_y^o + (\alpha - 1) I_k^o$ KJ/Kg																			
	$\alpha_1'' = 1.45$		$\alpha_{ij}'' = 1.50$		$\alpha_{gg}'' = 1.60$		$\alpha_{sm}'' = 1.75$		$\alpha_{ky}'' = 1.85$											
kJ/kg	I	ΔI	I	ΔI	I	ΔI	I	ΔI	I	ΔI										
722.94									1264.41											
1465.73					2238.42		2430.34		2558.28											
2230.59					3393.45		3684.41		3878.26											
3018.34					4582.6		4947.44		5224.16											
3825.12					5799.1		7549.13													
4653.88																				
5506.34			7858.43																	
6374.36			9089.61																	
7257.20	11027.09		100340.41																	
8154.74	11260.80		11605.92																	
9064.30	12516.68																			
9984.30	13779.07																			
10920.06	15062.91																			
11858.77	16352.27																			
12805.70	17652.01																			
13763.60	18964.89																			
14724.91	19664.39																			

3. 锅炉热平衡及燃料耗量计算见表 3-4

表 3-4 热平衡及燃料消耗量计算

序号	名称	符号	单位	计算公式或来源	数值
1	燃料低位发热量	Q_{dw}^{ar}	KJ/kg	由给定燃料定	17693.00
2	冷空气温度	t_{lk}	°C	给定	20.00
3	理论冷空气焓	I_{lk}^0	KJ/kg	$V^0(ct)_{lk} = 4.81 \times 26.78$	127.08
4	排烟温度	θ_{py}	°C	假设	170.00
5	排烟焓	I_{py}	KJ/kg	$\alpha_{py} = \alpha_{ky}'' = 1.8$ (表 I-3)	2170.12
6	固体不完全燃烧损失	q_4	%	[1]表 3-1	8
7	气体不完全燃烧	q_3	%	[1]表 3-1	1.0
8	排烟损失	q_2	%	$(I_{py} - \alpha_{py} I_{lk}^0) \times (100 - q_4) / Q_{dw}^{ar}$	10.6
9	散热损失	q_5	%	[1]表 3-6	1.7
10	飞灰份额	a_{fh}	—	[1]表 3-6	0.20
11	灰渣焓	$c \theta_{hz}$	KJ/kg	按附表取 (600°C)	554
12	灰渣物理热损失	q_6	%	$(c\theta)_{hz} a_{hz}'' / Q_{dw}^y$	0.814
13	锅炉总热损失	Σq	%	$q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6$	21.574
14	锅炉热效率	η	%	$100 - \Sigma q$	78.43
15	给水温度	t_{gs}	°C	给定	70.00
16	给水焓	i_{gs}	KJ/kg	查未饱和水性质表	293.89
17	排污率	ρ_{pw}	%	给定	0.00
18	热水焓	i_{bq}	KJ/kg	查水和蒸汽性质表	398.79
19	锅炉输出热量	Q_1	KW	给定	7000.00
20	燃料消耗量	B	kg/s	$Q_1 / (Q_{dw}^{ar} \eta)$	0.5
21	计算燃料消耗量	B_j	kg/s	$B(100 - q_4) / 100$	0.4997
22	热风温度	t_{rk}	°C	取定	10.27
23	理论热空气焓	I_{rk}^0	KJ/kg	查表 I-3	1.30
24	保热系数	Φ	—	$1 - q_6 / (\eta + q_6 / 1 + Q_{ky} / Q_1)$	0.98

3.2 各部分热力计算

3.2.1 炉膛计算

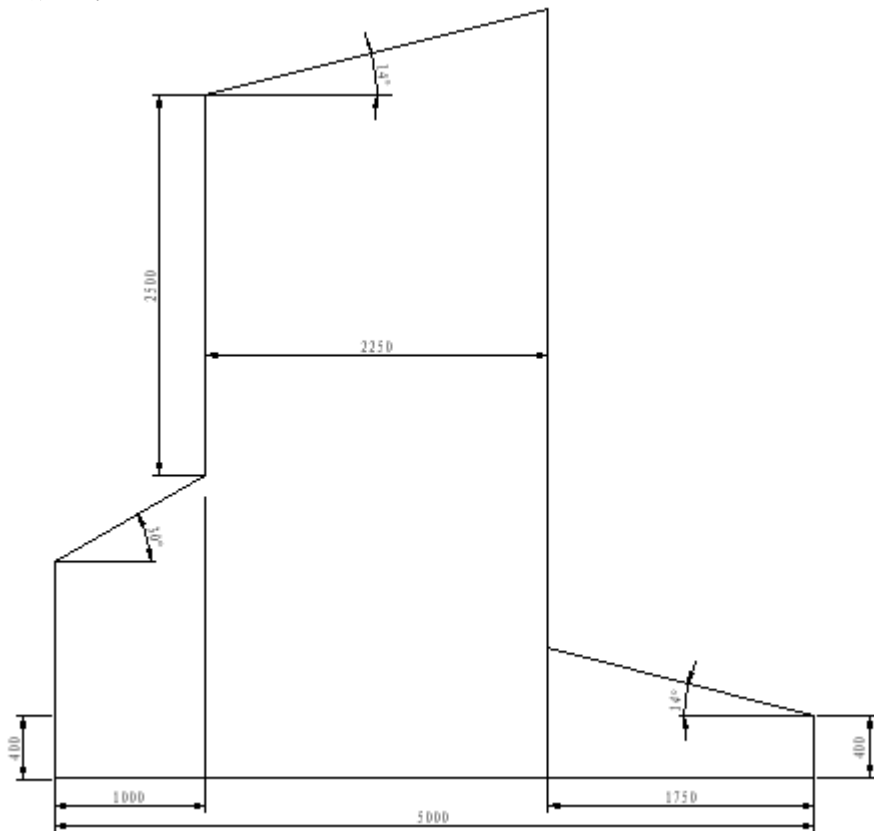
3.2.1.1 炉膛周界计算

炉排面积热负荷 $q_R=800\text{KW}/\text{m}^2$

炉排面积 $R=BQ_d^y/q_R=0.47\times 17963.4/800=10.6\text{m}^2$

取炉排长度 $L=5\text{m}$

炉排宽 $S=R/L=10.6/5=2.12\text{m}$



锅炉炉膛草图

a. 前墙面积 F_q

光管面积: $F_{q1}=2.5\times 2.1=5.25\text{ m}^2$

覆盖耐火砖面积: $F_{q2}=2.5\times(1.151+1.018)=4.94\text{ m}^2$

前墙面积: $F_{q3}=2.5\times 0.4=1\text{ m}^2$

前墙总面积: $F_q=F_{q1}+F_{q2}+F_{q3}=11.67\text{ m}^2$

b. 后墙面积 F_h

$$\text{光管面积: } F_{h1}=2.1 \times 2.850=5.985 \text{ m}^2$$

$$\text{覆盖耐火砖面积: } F_{h2}=2.5 \times 1.809=4.523 \text{ m}^2$$

$$\text{后墙面积 } F_{h3}=2.5 \times 0.4=1 \text{ m}^2$$

$$\text{后墙总面积: } F_H=F_{H1}+F_{H2}+F_{H3}=13.168 \text{ m}^2$$

c. 左侧墙面积 F_{zc}

软件计算

$$\text{左侧墙总面积: } F_{zc}=13.619 \text{ m}^2$$

d. 右侧墙面积 F_{yc}

$$\text{右侧墙面积: } F_{yc}=F_{zc}=13.619 \text{ m}^2$$

e. 顶棚面积 F_d

$$\text{顶棚面积: } F_d=2.5 \times 2.319=5.758 \text{ m}^2$$

f. 出口窗面积 F_{ch}

$$\text{出口窗面积: } F_{ch}=2.1 \times 1.35=2.835 \text{ m}^2$$

g. 炉排面积 $R=10.6 \text{ m}^2$

$$\text{周界面积: } F_i=F_q+F_h+F_{zc}+F_{yc}+F_d+F_{ch}+R=69.7037 \text{ m}^2$$

2. 炉膛容积计算 V_l

$$\text{炉膛容积 } V_l=2.5 \times F_{zc}=2.5 \times 13.619=87.02 \text{ m}^3$$

3. 辐射受热面的计算

a. 前墙辐射受热面积 H_q

$$\text{光管: } s/d=125/51=2.45, e/d=0.5, x=0.735$$

$$H_{q1}=xF_{q1}=0.735 \times 5.25=4.466 \text{ m}^2$$

$$\text{耐火砖: } H_{q2}=0.15 \times F_{q2}=0.15 \times 5.4225=0.8134 \text{ m}^2$$

$$\text{前墙总辐射受热面积: } H_q=H_{q1}+H_{q2}=5.2790 \text{ m}^2$$

b. 后墙辐射受热面积 H_h

$$\text{光管: } s/d=125/51=2.45, e/d=0.5, x=0.735$$

$$H_{H1}=XF_{h1}=0.735 \times 5.985=4.399 \text{ m}^2$$

$$\text{耐火砖: } H_{h2}=0.15 \times F_{h2}=0.15 \times 4.523=0.678 \text{ m}^2$$

$$\text{后墙总辐射受热面积: } H_h=H_{H1}+H_{h2}=4.2137 \text{ m}^2$$

c. 左侧墙辐射受热面积 H_{zc}

$$\text{左侧墙光管: } s/d=110/51=2.16, e/d=0.5, x=0.79$$

$$H_{zc1}=xF_{zc1}=0.79 \times (2.5+4.243) \times 2.25 \times 0.5=5.993 \text{ m}^2$$

$$\text{覆盖耐火涂料面积: } H_{zc2}=0.3F_{zc2}=0.3 \times (13.619-6.743)=2.0628 \text{ m}^2$$

$$\text{左侧墙总辐射受热面积: } H_{zc}=H_{zc1}+H_{zc2}=8.0558 \text{ m}^2$$

d. 右侧墙辐射受热面积 H_{yc}

$$\text{右侧墙辐射受热面积: } H_{yc}=H_{zc}=8.0558 \text{ m}^2$$

e. 顶棚辐射受热面积 H_d

$$s/d=125/51=2.45, e/d=0.5, x=0.735$$

$$H_d = xF_{d1} = 0.735 \times 5.759 = 4.233 \text{ m}^2$$

f. 出口窗辐射受热面积 H_{ch}

$$\text{错列布置 } x = 0.52$$

$$\text{出口窗辐射受热面积: } H_{ch} = 0.52 \times 2.8 = 1.474 \text{ m}^2$$

总辐射受热面积 H_f

$$H_f = H_q + H_h + H_{zc} + H_{yc} + H_d + H_{ch} = 31.311 \text{ m}^2$$

4. 射层厚度 S

$$S = 3.6 \times V_l / F_l = 1.76 \text{ m}$$

5. 膛水冷度 x

$$x = H_f / (F_l - R) = 0.53$$

6. 火床与炉墙面积比 ρ

$$\rho = R / (F_l - R) = 0.179$$

3.2.1.2 炉膛传热计算

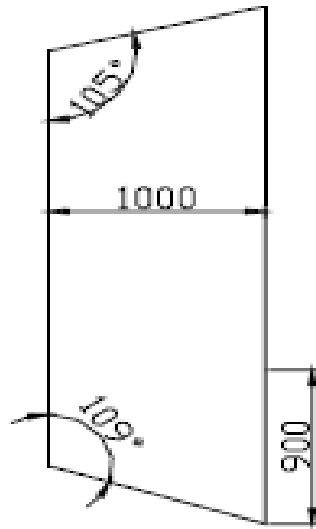
表 3-5 炉膛传热计算

序号	名称	符号	单位	计算公式或来源	数值
1	输入热量	Q_r	kJ/kg	由表 3-4	17693.4
2	冷空气理论焓	I_{lk}°	kJ/kg	由表 3-4	127.34
3	炉膛出口过量空气系数	α_1''	—	由表 3-1	1.45
4	炉膛漏风系数	$\Delta \alpha_1$	—	由表 3-1	0.1
5	热空气温度	t_{rk}	°C	先假定再校核	120
6	热空气焓	I_{rk}°	kJ/kg	$V^0(ct)_k$	763.83
7	空气带入热量	Q_k	kJ/kg	$(\alpha_1'' - \Delta \alpha)I_{rk}^0 + \Delta \alpha I_{lk}^0$	1043.93
8	入炉热量	Q_l	kJ/kg	$Q_r - (100 - q_3 - q_4 - q_6) / (100 - q_4)$	18388.41
9	理论燃烧温度	v°	°C	由表 3-3 按 $\alpha_1'' = 1.4$ 查得	1552.14
10	炉膛出口烟气温度	v_1''	°C	假设	1000
11	炉膛出口烟气焓	I_1''	kJ/kg	按表 3-3 查取	12516.68
12	平均热容量	V_c	kJ/kg·°C	$(Q_l - I_1'') / (v^0 - v_1'')$	10.526
13	水蒸气容积份额	r_{H_2O}	—	由表 3-2	0.0717
14	三原子气体容积份额	r_q	—	由表 3-2	0.191
15	飞灰浓度	μ_{fh}	kg/kg	由表 3-2	0.0066

16	三原子气体辐射减弱系数	k_q	1/m·Mpa	$\left[\frac{(0.78 + 1.6r_{H_2O})}{(10pr_qs)^{0.5}} \right] \left[1 - 0.37 \left(\vartheta_1'' + 273 \right) / 1000 \right]$	1.613
17	飞灰辐射减弱系数	k_{fh}	1/m·Mpa	$7600\mu_{fh} / \left(\vartheta_1'' + 273 \right)^{2/3}$	0.43
18	系数	c	1/m·Mpa	[1]表 5-7	0.15
19	烟气辐射减弱系数	k	1/m·Mpa	$K_q + K_{fh} + c$	2.22
20	火焰黑度	a_h		$1 - e^{-kps}$	0.308
21	水冷壁表面黑度	a_b			0.8
23	计算燃料耗量	B_j	kg/s	由表 3-4	0.46
24	保热系数	ϕ	—	由表 3-4	0.9802
25	波尔茨曼准则	B_0		$\phi B_j V_c / \sigma_0 H_f \left(\vartheta^0 + 273 \right)^3$	0.47
26	管外结灰层热阻	ε	m ² ·℃/kW	取定	2.6
27	炉内传热量	Q_r	kJ/kg	$\phi \left(Q_1 - I_1'' \right)$	5763.98
28	辐射热流密度	q_r	kW/ m ²	$B_1 Q_f / H_f$	85.92
29	金属管壁温度	T_{gb}	K	$t_{bh} + 273$	355.5
30	系数值	m	—	$\sigma_0 \left(\varepsilon q_f + T_{gb} \right)^4 / q_f$	0.07
31	无因次方程			$B_0 (1/a + m)$	0.9488
32	系数	k	—	[1]表 5-4	0.6711
33	系数	p	—	[1]表 5-4	0.2144
34	无因次温度	Θ_1''	—	$k B_0 (1/a + m)^p$	0.6635
35	炉膛出口烟气温度	ν_1''	℃	$T_0 \Theta_1'' - 273$	950.99
36	炉膛出口烟气焓	I_1''	kJ/kg	按表 I - 3 查取	10645.87
37	炉内辐射传热量	Q_r	kJ/kg	$\phi (Q_1 - I_1'')$	7589.29
38	辐射热流密度	q_r	kJ/kg	$B_j Q_f / H_f$	110.50

与假设炉膛出口烟气温度相差 0.99℃，小与±100℃，因此不用重新计算。

3.2.2 燃尽室计算



燃尽室

3.2.2.1 燃尽室结构计算

1 周界面积计算

a. 前墙面积 F_q

光管面积: $F_{q1}=1 \times 2.1=2.1 \text{ m}^2$

入口窗: $F_{q2}=1.35 \times 2.1=2.835 \text{ m}^2$

前墙总面积: $F_q=F_{q1}+F_{q2}=4.935 \text{ m}^2$

b. 后墙面积 F_h

覆盖耐火砖:

$$F_{h1}=3.65 \times 2.55=9.308 \text{ m}^2$$

出口窗: $F_{h2}=2.1 \times 0.9=1.89 \text{ m}^2$

后墙总面积: $F_h=F_{h1}+F_{h2}=7.81 \text{ m}^2$

c. 左侧墙面积 F_{zc}

侧墙面积: $F_{zc}=0.5 \times (2.35+3.225) \times 1=2.79 \text{ m}^2$

d. 右侧墙面积 F_{yc}

右侧墙面积: $F_{yc}=F_{zc}=2.79 \text{ m}^2$

e. 顶棚光管面积 F_d

顶棚光管面积: $F_d=2.1 \times 1.02=2.143 \text{ m}^2$

f.底面积: $F_{d1}=1.15 \times 2.5=2.875 \text{ m}^2$

燃尽室周界面积: $F_{rj}=F_q+F_h+F_{zc}+F_{yc}+F_d+F_{d1}=23.34 \text{ m}^2$

2 燃尽室容积: $V_{rj}=3.65 \times F_{zc}=3.65 \times 1.91=6.975 \text{ m}^3$

3 燃尽室辐射受热面积

a.前墙辐射受热面积 H_q

光管: $s/d=125/51=2.45, e/d=0.5, x=0.735$

$H_{q1}=0.735 \times 2.1=1.544 \text{ m}^2$

入口窗: $x=0.48$

$H_{q2}=0.48 \times F_{q2}=0.48 \times 2.835=1.3608 \text{ m}^2$

前墙辐射受热面积 $H_q=H_{q1}+H_{q2}=1.544+1.3608=2.904 \text{ m}^2$

b.后墙辐射受热面积 H_h

耐火层: $H_{h1}=0.15 \times F_{h1}=0.15 \times 5.9125=0.887 \text{ m}^2$

出口窗: $x=1$

$H_{h2}=1 \times F_{h2}=1.89 \text{ m}^2$

后墙辐射受热面积 $H_h=H_{h1}+H_{h2}=0.887+1.89=2.777 \text{ m}^2$

c.左侧墙辐射受热面积 H_{zc}

光管: $950/(4-1)=317, s/d=317/51=6.2, e/d=0.5, x=0.36$

$H_{zc}=0.36 \times F_{zc}=0.36 \times 2.875=1.035 \text{ m}^2$

d.右侧墙辐射受热面积 H_{yc}

右侧墙辐射受热面积: $H_{yc}=H_{zc}=1.035 \text{ m}^2$

e.顶棚辐射受热面积

$s/d=125/51=2.45, e/d=0.5, x=0.735$

$H_d=x F_{d1}=0.735 \times 2.1=1.5435 \text{ m}^2$

燃尽室辐射受热面积 H_{rj}

$H_{rj}=H_q+H_h+H_{zc}+H_{yc}=7.751 \text{ m}^2$

有效辐射层厚度 S

$S=3.6 \times V_{rj}/F_{rj}=3.6 \times 6.996/22.58=1.07 \text{ m}$

燃尽室水冷度 X

$X=H_{rj}/F_{rj}=7.751/23.3355=0.332$

3.2.2.2 燃尽室传热计算

2. 燃尽室传热计算见表 3-6

表 3-6 燃尽室传热计算

序号	名称	符号	单位	计算公式或来源	数值
1	入口烟温	θ_{rj}	$^{\circ}\text{C}$	由表 3-5 取	950.99
2	入口烟焓	I_{rj}	KJ/kg	由表 3-5 取	10645.87
3	漏风系数	$\Delta \alpha_{rj}$	—	由表 3-1 取	0.05

4	理论冷空气焓	I_{lk}^0	KJ/kg	由表 3-4 取	127.34
5	出口烟温	θ_{rj}''	°C	假定	850
6	出口烟焓	I_{rj}''	KJ/kg	由表 I-3 查得 ($\alpha_{rj}''=1.4$)	9715.01
7	烟气平均温度	T_{pj}	K	$\left[\left(\theta_{rj}' + 273 \right) \left(\theta_{rj}'' + 273 \right) \right]^{1/2}$	1172.3
8	平均热容量	V_c	KJ/kg·°C	$(I_{rj}' - I_{rj}'' + \Delta \alpha I_{lk}^0) / (\theta_{rj}' - \theta_{rj}'')$	9.29
9	水蒸气容积份额	r_{H_2O}	—	由表 3-2 取	0.0705
10	三原子气体容积份额	r_q	—	由表 3-2 取	0.1881
11	飞灰浓度	μ_{fh}	kg/kg	由表 3-2 取	0.0065
12	三原子气体辐射减弱系数	K_q	1/mPa	$\left[(0.78 + 1.6r_{H_2O}) / (10pr_q s)^{0.5} \right] \left[1 - 0.37 \left(\theta_1'' + 273 \right) / 1000 \right] r_q$	2.06
13	飞灰辐射减弱系数	K_{fh}	1/mPa	$7600 \mu_{fh} / T_{pi}^{(2/3)}$	0.444
14	烟气辐射减弱系数	K	1/mPa	$K_q + K_{fh}$	2.51
15	烟气黑度	a_y	—	$1 - e^{-kps}$	0.24
16	水冷壁表面黑度	a_b	—		0.8
17	燃尽室水冷度	x		由结构计算得	0.398
18	燃尽室系统黑度	a_{rj}	—	$1 / (1/a + x(1 - a_y)/a_y)$	0.396
19	波尔茨曼准则	B_0	—	$\psi B_j V_c / (\sigma_0 H_{rj} (\theta_{rj}' + 273)^3)$	5.564
20	系数	m	—		0.15
21	无因次方程	θ_{rj}''	—	$B_0 (1/a_{rj} + m) \left\{ [1 + 4/B_0 (1/a_{rj} + m)] \right\}^{1/2} -$	0.94
22	出口烟温	θ_{rj}''	°C	$\theta_{rj}'' (\theta_{rj}' + 273) - 273$	877.413
23	出口烟焓	I_{rj}''	KJ/kg	由表 3-3 查得	10057.89
24	燃尽室吸热量	Q_{rj}	KJ/kg	$\psi (I_{rj}' - I_{rj}'' + \Delta \alpha_{rj} I_{lk}^0)$	582.58

与假设燃尽室出口温度相差 13.67°C，小于 100°C，不必重新计算

3.2.3 锅炉管束

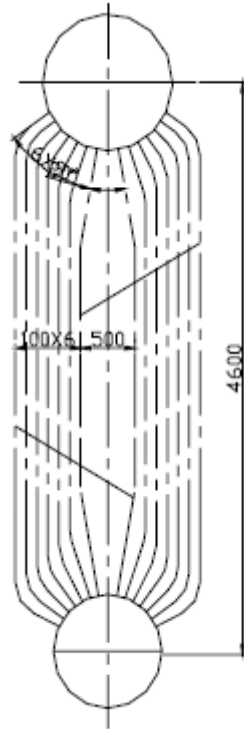


图 3-2

3.2.3.1 结构特性计算

1、结构特性计算

横向: $n_1=14$ 根 $S_1/d=100/51=1.96$

纵向: $n_2=16$ 根 $S_2/d=125/51=2.45$

(1) 管子的长度:

$$L = (5 + 4.6 + 4.4 + 4.2 + 3.95 + 3.8 + 3.65) \times 2 = 59.2\text{m}$$

(2) 受热面积 H

$$H = \pi d l n_2 = 3.14 \times 0.051 \times 59.2 \times 16 = 151.68 \text{ m}^2$$

(3) 烟道截面积 F_{pj}

$$F_1 = 0.9 \times 2 - 16 \times 0.051 \times 0.9 = 1.0656 \text{ m}^2$$

$$F_2 = 0.6 \times 2 - 7 \times 3.14 \times 0.051_2 \times 16/4 = 0.971 \text{ m}^2$$

$$F_3 = F_2 = 0.971 \text{ m}^2$$

$$F_4 = 1.1 \times 2 - 16 \times 0.051 \times 1.1 = 1.3024 \text{ m}^2$$

$$F_5 = 1.15 \times 2 - 16 \times 0.051 \times 1.15 = 1.361 \text{ m}^2$$

$$F_6=0.85 \times 2-16 \times 0.051 \times 0.85=1.0064 \text{ m}^2$$

$$F_{pj}=\Sigma F/6=1.113 \text{ m}^2$$

(4) 有效辐射层厚度 S

$$\text{有效辐射层厚度 } S=0.9d(4S_1S_2/\pi d_2-1)=0.2351\text{m}$$

3.2.3.2 锅炉管束传热计算表 3-7

表 3-7 锅炉管束传热计算

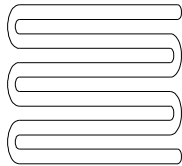
序号	名称	符号	单位	计算公式或来源	数值
1	入口烟温	θ'_{gg}	。C	由表 3-6 取	877.41
2	入口烟焓	I'_{gg}	kJ/kg	由表 3-6 取	10057.89
3	漏风系数	$\Delta\alpha_{gg}$	—	由表 3-1 取	0.1
4	理论冷空气焓	I^0_{lk}	kJ/kg	由表 3-4 取	127.34
5	工质温度	t_{bh}	。C	$t=(70+95)/2$	82.5
6	出口烟温	θ''_{gg}	。C	假定	350
7	出口烟焓	I''_{gg}	KJ/kg	由表 I-3 查得	3988.1
8	烟气侧放热量	Q_{rp}	KJ/kg	$\psi(I'_{gg} - I''_{gg} + \Delta\alpha_{gg} I^0_{lk})$	5962.09
9	最大温差	Δt_d	。C	$\theta'_{gg} - t_{bh}$	794.913
10	最小温差	Δt_x	。C	$\theta''_{gg} - t_{bh}$	267.5
11	平均温压	Δt	。C	$(\Delta t_d - \Delta t_x) / \ln(\Delta t_d / \Delta t_x)$	484.26
12	烟气容积	V_y	Nm ³ /kg	由表 3-2 查得	7.86
13	烟气平均流通截面积	F_y	m ²	有结构特性得	1.113
14	烟气平均温度	θ_{pj}	。C	$\Delta t + t_{bh}$	566.76
15	烟气速度	W_y	m/s	$B_j V_y (\theta_{pj} + 273) / (273 F_y)$	10.08
16	水蒸气容积份额	r_{H_2O}	—	由表 3-2 取	0.0673
17	三原子气体容积份额	r_q	—	由表 3-2 取	0.1795
18	对流换热系数	α_d	KW/(m ² ·C)	[1]图 6-6a, 6-8a 查	61×10^{-3}
19	飞灰浓度	μ_{fh}	kg/kg	由表 3-2 取	0.00643
20	三原子气体辐射减弱系数	K_q	1/mMPa	$[(0.78 + 1.6r_{H_2O}) / (10pr_q s) [1 - 0.37(\theta_{pj} + 273) / 1000]$	5.232
21	飞灰辐射减弱系数	K_{fh}	1/mMPa	$(7600\mu_{fh} / T_{pj})^{2/3}$	0.546
22	烟气辐射减弱系数	K	1/mMPa	$K_q + K_{fh}$	5.778
23	烟气黑度	α_y	—	$1 - e^{-kps}$	0.128

24	管壁温度	t_b	。C	$T_{bh} + 60$	142.5
25	辐射换热系数	α_f	KW/m ² 。C	[1]图 6-12	6.23×10^{-3}
26	热有效系数	ψ	—	[1]表	0.55
27	传热系数	K	KW/m ² 。C	$\psi(a_d + a_f)$	36.98×10^{-3}
28	传热量	Q_{Cr}	KJ/kg	$K\Delta tH / B_j$	5957.87
29	相对误差	ΔQ	%	$(Q_{cp} - Q_{cr}) / Q_{rp} \times 100$	0.07

| △Q |=0.07%<2%,设计合格。

3.2.4 省煤器计算

3.2.4.1 铸铁省煤器几何特性计算



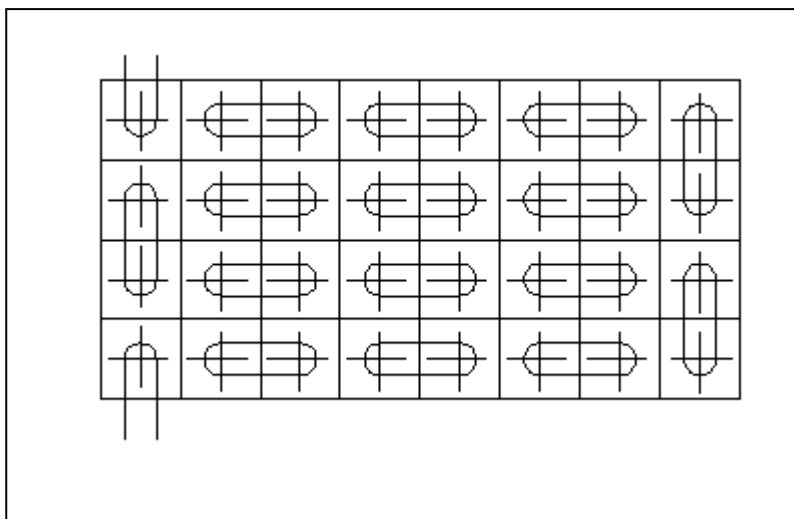
省煤器管路示意图

1. 煤器几何特性计算表 3-8

表 3-8 煤器几何特性计算

序号	名称	符号	单位	计算公式或来源	数值
1	省煤器管长	L	mm	[1]表 3-3	1500
2	管内径	Dn	mm	[1]表 3-3	60
3	每根管受热面积	H_1	m ²	[1]表 3-3	2.18
4	每根管烟气流通截面积	F_1	m ²	[1]表 3-3	0.088
5	横向管子数	Z_1			8
6	纵向管子数	Z_2			4
7	受热面积	H_{sm}	m ²	$H_1Z_1Z_2$	69.76
8	烟气流通面积	F	m ²	Z_1F_1	0.704
9	工质流通面积	f	m ²	$D_n^2\pi / 4$	0.002827

3.2.4.2 省煤器计算



2. 省煤器传热计算见表 3-9

表 3-9 省煤器的传热计算

序号	名称	符号	单位	计算公式或来源	数值
1	入口烟温	θ'_{sm}	$^{\circ}\text{C}$	由表 3-7 取	350
2	入口烟焓	I'_{sm}	KJ/kg	由表 3-3 查得	3988.1
3	出口烟温	θ''_{sm}	$^{\circ}\text{C}$	假定	245
4	出口烟焓	I''_{sm}	KJ/kg	由表 3-3 查得	2994.67
5	漏风系数	$\Delta \alpha_{sm}$		由表 3-1 取	0.15
6	理论冷空气焓	I'_{lk}	KJ/kg	由表 3-4 取	127.34
7	烟气侧放热量	Q_{rp}	KJ/kg	$\psi(I'_{sm} - I''_{sm} + \Delta \alpha_{sm} I'_{lk})$	990.98
8	工质入口焓	i'	KJ/kg	由表 I-4 取	294
9	排污率	ρ_{pw}	%	给定	5
10	计算燃料量	B_j	Kg/s	由表 3-4 取	0.45587
11	循环水流量	G	Kg/s	由表 3-4 取	68.89
12	工质出口焓	i''	KJ/kg	$i' + B_j Q_{rp} / (D + D \rho_{pw})$	301.13
13	工质出口温度	t''	$^{\circ}\text{C}$	由表 3-3 查得	71.83
14	工质入口温度	t'	$^{\circ}\text{C}$	给定	70
15	工质平均温度	t_{pj}	$^{\circ}\text{C}$	$(t'' + t')/2$	70.915
16	烟气平均温度	Q_{pj}	$^{\circ}\text{C}$	$(\theta'_{sm} + \theta''_{sm})/2$	297.5
17	最大温差	Δt_d	$^{\circ}\text{C}$	$\theta'_{sm} - t''$	278.17

18	最小温差	Δt_x	$^{\circ}\text{C}$	$\theta''_{sm} - t'$	175
19	温压	Δt	$^{\circ}\text{C}$	$(\Delta t_d - \Delta t_x) / \ln(\Delta t_d / \Delta t_x)$	222.61
20	烟气容积	V_Y	Nm^3/kg	由表 3-2 取	8.4648
21	烟气速度	W_Y	M/s	$B_j V_y (\theta_{pj} + 273) / (273 F_y)$	11.36
22	传热系数	K	$\text{KW}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$	$0.8 K_0 C_0$	22.2×10^{-3}
23	工质吸热量	Q_{cr}	KJ/kg	$K \Delta t H / B_j$	988.25
24	相对误差	ΔQ	%	$(Q_{rp} - Q_{cr}) / Q_{rp} \times 100$	0.19
25	工质平均比容	v	m^3/kg	[1]附表 5	0.0010229
26	工质流通截面	f	m^2	由表 I-8 取	0.002826
27	工质流速	w	m/s	$Dv(1 + \rho_{pw}) / f$	1.67

3.2.5 空气预热器计算

3.2.5.1 空气预热器结构计算

1. 空气预热器结构计算

外径: $d=40\text{ mm}$

厚度: $\delta=1.5\text{mm}$

横向节距: $s_1=60\text{mm}$

纵向节距: $s_2=40\text{mm}$

管子长度: $L=3.0\text{m}$

横向管子数: $n_1=22$

纵向管子数: $n_2=22$

受热面积: $H=n_1 n_2 \pi d_p L=166.37\text{ m}^2$

空气流通面积: $f=L/2(a-dn)=0.546\text{ m}^2$

烟气流通面积: $F=\pi n_1 n_2 d_n^2/4=0.608\text{ m}^2$

横向相对节距: $s_1/d=1.5$

纵向相对节距: $s_2/d=1.0$

3.2.5.2 空气预热器传热计算

2. 空气预热器传热计算见表 3-10

表 3-10 空气预热器传热计算

序号	名称	符号	单位	计算公式或来源	数值
1	入口烟温	θ'_{ky}	$^{\circ}\text{C}$	由表 3-9 取	245

2	入口烟焓	I'_{ky}	KJ/kg	由表 3-3 查取	2994.67
3	漏风系数	$\Delta \alpha_{ky}$		由表 3-1 取	0.1
4	出口烟温	θ''_{ky}	° C	假设	170
5	出口烟焓	I''_{ky}	KJ/kg	由表 3-3 取	2170.12
6	比值	β		$\alpha'' - \Delta \alpha_1 + \Delta \alpha_{ky} / 2$	1.35
7	热空气出口焓	I'_{rk}	KJ/kg	$(\beta / \phi + \Delta \alpha_{ky} / 2 + I'_{ky} - I''_{ky}) / (\beta / \phi + \Delta \alpha_{ky} / 2)$	758.71
8	热空气出口温度	t_{rk}	° C	由表 3-3 取	119.21
9	烟气侧放热量	Q_{RP}	KJ/kg	$\psi(I'_{ky} - I''_{ky} + \Delta \alpha_{ky} I'_{lk})$	819.53
10	烟气平均温度	Q_{PJ}	° C	$(\theta' + \theta'') / 2$	207.5
11	烟气速度	W_y	m/s	$B_j V_y (\theta_{pj} + 273) / 273 F_y$	10.89
12	水蒸气容积份额	r_{H_2O}		由表 3-2 取	0.0583
13	三原子气体容积份额	r_q		由表 3-2 取	0.1556
14	烟气纵向放热系数	α_1	KW/m ² ·° C	$C_1 C_w a_0$	0.038
15	空气平均温度	t_{pj}	° C	$(t_{rk} + t_{lk}) / 2$	69.61
16	空气流速	W_k	M/s	$B_j V^0 (\theta_{pj} + 273) / 273 f$	5.19
17	空气侧放热系数	α_2	KW/m ² ·° C	$C_s C_w C_z a_0$	0.058
18	热有效系数	ψ		[1] 表 6-7	0.76
19	传热系数	K	KW/m ² ·° C	$\psi \alpha_1 \alpha_2 / (\alpha_1 + \alpha_2)$	0.0174
20	最大温差	Δt_d	° C	$\theta'_{ky} - t_{lk}$	150
21	最小温差	Δt_x	° C	$\theta''_{ky} - t_{rk}$	125.79
22	逆流平均温压	Δt_{PJ}	° C	$(\Delta t_d - \Delta t_x) / \ln(\Delta t_d / \Delta t_x)$	137.54
23	差数	P		$(\theta_{ky} - \theta''_{ky}) / (\theta_{ky} - t_{lk})$	0.59
24	差数	R		$(t_{rk} - t_{lk}) / (\theta_{ky} - \theta''_{ky})$	1.32
24	温压修正系数	ψ		[1] 图 6-19	0.96
25	平均温压	Δt	° C	$\phi \Delta t_{pj}$	132.04
26	传热量	Q_{CR}	KJ/kg	$K \Delta t H / B_j$	823.61
27	相对误差	ΔQ	%	$(Q_{rp} - Q_{cr}) / Q_{rp} \times 100$	-0.49

误差满足计算要求，故不再重算。

3.3 热力计算的误差校核

热力计算的计算误差校核见表 3-11

表 3-11 热力计算的计算误差校核

序号	名称	符号	单位	计算公式或来源	数值
1	锅炉有效利用热量	Q_l	kJ/kg	$Q_r \eta / 100$	13876.93
2	炉膛吸热量	Q_r	kJ/kg	由表 3-5 查取	7499.73
3	燃尽室吸热量	Q_{rj}	kJ/kg	由表 3-6 查取	582.58
4	管束吸热量	Q_{gg}	kJ/kg	由表 3-7 查取	5957.87
5	省煤器吸热量	Q_{SM}	kJ/kg	由表 3-9 查取	988.25
6	锅炉总吸热量	ΣQ	kJ/kg	$Q_{r+} \quad Q_{rj+} \quad Q_{gg+} \quad Q_{SM}$	15117.99
7	绝对误差	ΔQ	kJ/kg	$Q_l - \Sigma Q \times (100 - q_4) / 100$	-31.62
8	相对误差		%	$ \Delta Q / Q_r \times 100\%$	0.054

3.4 热力计算结果汇总表

热力计算汇总见表 3-12

表 3-12 热力就算汇总

序号	名 称	符号	单位	炉膛	燃尽室	管束	省煤器	空 气 预 热 器
1	受热面积		m ²	31.31	7.429	151.68	69.79	166.37
2	入口烟温	Q'	℃		950.84	877.41	350	262
3	出口烟温	Q''	℃	950.84	877.41	350	245	170
4	工质入口温度	t'	℃	70	70	70	70	20
5	工质出口温度	t''	℃	95	95	95	71.83	119.21
6	烟气平均速度	W_Y	m/s			10.09	11.15	10.89
7	工质平均速度	W	m/s				1.67	5.19
8	平均温压	Δt	℃			484.26	222.61	132.04
9	传热系数	K	KW/(m ² ·℃)			36.98× 10 ⁻³	29.53× 10 ⁻³	17.4× 10 ⁻³
10	传热量	Q	kw	7589.29	582.58	5957.87	988.25	823.61

3.5 本章小结

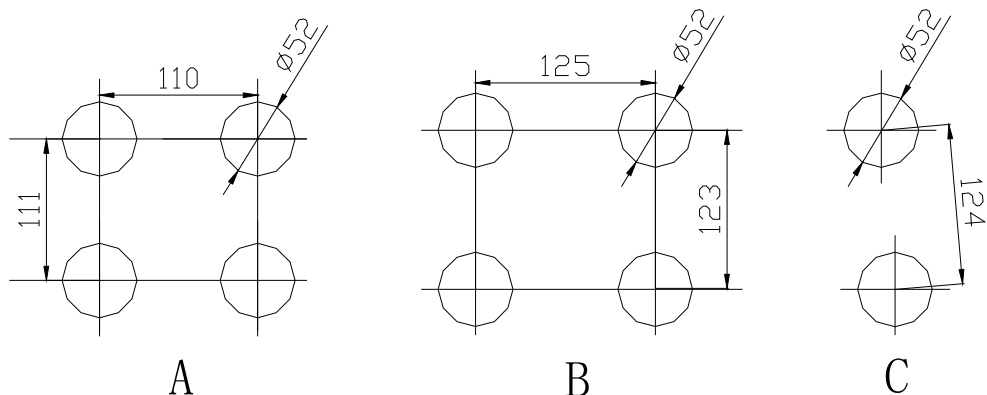
通过对锅炉的设计，得到了较好的锅炉结构，各个受热面进行了优化设计，使个部分受热面得到合理的热量分配，对于烟气速度和流量的合理配置，强化了换热效率。实现了真正的节能，即经济性。同时，合理的布置省煤器、空气预热器，大大提高了锅炉效率。

第4章 强度计算

4.1 上锅筒强度计算

4.1.1 筒节壁厚计算

4.1.1.1 孔桥减弱系数计算



4.1.1.2 计算过程

上锅筒筒节强度计算见表 4-1

表 4-1 上锅筒筒节强度计算

序号	名称	符号	单位	计算公式及来源	数值
1	锅筒内径	D_n	mm	设计数据	1200
2	锅筒壁厚	S	mm	设计数据	22
3	额定压力	P_e	MP	设计数据	1.0
4	上锅筒至锅炉出口压降	ΔP_z	MP		0
5	液注静压力	ΔP_{sz}	MP	上锅筒为 0	0
6	锅筒工作压力	P_g	MP	$P_e + \Delta P_z + \Delta P_{sz}$	1
7	安全阀低位开启压力	ΔP_a	MP	$0.04P_e$	0.04
8	计算压力	P	MP	$P_g + \Delta P_a$	1.04
9	材料			选用	20g
10	锅筒计算壁温	t_j	℃	选取	102.5
11	基本许用应力	$[\sigma]_j$	MP	GB9222-88	125

12	修正系数	η		GB9222-88	0.95
13	许用应力	$[\sigma]$	MP	$[\sigma]_j \times \eta$	118.75
14	互不影响孔距	t_0	mm	$d_p + 2\sqrt{(D_n + S)}S^0$	398.20
A 区	纵向节距	t	mm	设计数据	110
	纵向节距	t'	mm	$8\pi(D_n + S)/360$	110
	孔径	d	mm	设计数据	52
	纵向减弱系数	ψ		$t-d/t$	0.527
	2 倍横向减弱系数	$2\psi'$		$2(t' - d')/t'$	1.06
B 区	横向节距	t	mm	设计数据	125
	纵向节距	t'	mm	$9\pi(D_n + S)/360$	120
	孔径	d	mm	设计数据	52
	纵向减弱系数	ψ		$(t-d)/t$	0.58
	2 倍横向减弱系数	$2\psi'$		$2(t' - d')/t'$	1.15
C 区	纵向节距	a	mm	设计数据	10
	横向节距	b	mm	$9\pi(D_n + S)/360$	120
	斜向节距	t''	mm	$\sqrt{a^2 + b^2}$	123
	斜向系数	n		a/b	12.3
	平均直径	d_p	mm	$d_1 + d_2$	52
	斜向孔径减弱系数	ψ''		$(t'' - d_p)/t''$	0.58
	斜向孔桥换算系数	k		$\frac{1}{\sqrt{1 - 0.75/(1 + n^2)}}$	2
	当量减弱系数	ψd		$k \times \Phi''$	1.16
15	最小减弱系数	$\psi_{\min}$			0.527
16	理论计算壁厚	S_l	mm	$PD_n/(2\psi_{\min}[\sigma] - P)$	11.73
17	附加壁厚	C	mm	$C_1 + C_2 + C_y$	1.0
18	最小许用壁厚	$S_{\min}$	mm	$S_l + C$	12.73
19	有效壁厚	S_y	mm	$S_l - C$	21
20	实际减弱系数	Φ_s		$PD_n/(2[\sigma] - P)S_y$	0.2932
21	最大允许开孔直径	$[d]$	mm	$8.1[D_n S_y (1 - \psi_s)]^{1/3}$	222.69
22	系数	β		$1 + 2S_y/D_n$	1.03
23	屈服极限	σ_s	MPa	GB9222-88	225
24	允许最高水压实验压力	P_{sw}	MPa	$0.45\sigma_s\psi_s(\beta^2 - 1)/\beta^2$	1.704
25	水压实验压力	P_s	MPa	$1.25P$	1.3

结论: $d < [d] = 222.69$ $\beta = 1.03 < 1.2$ $S = 22$ $S_{\min} = 12.73$ 所以强度合格。

4.1.1.3 孔的补强计算

有效加强高度 $h=[2.5\delta_y, 2.5\delta_{y1}, [(d_n+\delta_{y1})\delta_{y1}]^{0.5}]$
 $\delta_{y1}=13$, $\delta_{y1}=9$, $[(d_n+\delta_{y1})\delta_{y1}]^{0.5}=43.27$ 故 $h=22.5$
 需加强面积 $A=D_N\delta_0=199\times7.42=1476.58\text{ mm}^2$
 焊缝加强面积 $A_1=\Sigma ei^2=2\times10^2=200\text{ mm}^2$
 有效加强范围内接管承受内压所富裕的面积:
 $A_2=2h(\delta_{y1}-\delta_{0l})=2\times(22.5+14+17)\times9.2=984.4\text{ mm}^2$
 有效加强范围内筒体承受内压所富裕面积:
 $A_3=179\times(\delta_y-\delta_0)=179\times(14-7.42)=1177.82\text{ mm}^2$
 $A'=A_1+A_2+A_3=2362.22\text{ mm}^2 > A$
 故孔不需要额外补强。

4.1.2 上锅筒有孔封头的强度设计

上锅筒有孔封头的强度设计见表 4-2

表 4-2 上锅筒有孔封头的强度设计

序号	名称	符号	单位	计算公式及来源	数值
1	材料			取用	20g
2	内径	D_n	mm	设计数据	1200
3	壁厚	S	mm	设计数据	22
4	计算压力	P	MP	$P_g + \Delta P_a$	1.04
5	计算壁温	t_{bj}	℃		250
6	基本许用应力	$[\sigma]_j$	MP	GB9222-88	125
7	修正系数	η			1
8	许用压力	$[\sigma]$	MP	$[\sigma]_j \times \eta$	125
9	人孔最大直径	d	mm	设计数据	400
10	减弱系数	ψ		$1 - d / D_n$	0.68
11	封头内高	h_n	mm	$0.25D_n$	300
12	形状系数	r		$[2 + (D_n / h_n)^2] / 6$	1
13	理论计算壁厚	Sl	mm	$PD_n / (2\psi[\sigma] - P)$	7.39
14	附加壁厚	C	mm	$C_1 + C_2 + 0.1S$	1.82
15	最小许用壁厚	S_{min}	mm	$S_1 + C$	9.21
16	取用壁厚	S	mm	$S > S_{min}$	22
17	封头尺寸校核			$h_n > D_n = 0.25 > 0.2$ $s_l / D_n = 0.0062 < 0.1$ $d / D_n = 0.286 < 0.6$	封头强度合格

18	封头有效壁厚	S_y	mm	$S-C$	20.18
19	实际减弱系数	ψ_s		$PD_n / (2[\sigma] - P)S_y$	0.248
20	系数	β		$1 + 2S_y / D_n$	1.036
21	屈服极限	σ_s	MPa	GB9222-88	225
22	允许最高水压实验压力	P_{sw}	MPa	$0.45\sigma_s\psi_s(\beta^2 - 1) / \beta^2$	1.55
23	水压实验压力	P_s	MPa	$1.25P$	1.3

结论: $hh/D_n=0.25>0.2$ $SL/D_n=0.00616<0.1$ $d/D_n=0.333<0.6$ $P_{sw}=1.55>$ $P_s=1.34$ 所以强度合格。

4.2 下锅筒强度计算

4.2.1 下筒节壁厚计算

下锅筒筒节壁厚计算见表 4-3

表 4-3 下锅筒筒节壁厚计算

序号	名称	符号	单位	计算公式及来源	数值
1	锅筒内径	$DKNY$	mm	设计数据	1000
2	壁厚	S	mm	设计数据	16
3	额定压力	P_e	MPa	设计数据	1.0
4	液柱净压力	ΔP_{sz}	MPa	ρ_{gh}	0.049
5	锅筒工作压力	P_g	MPa	$P_e + \Delta P_{sz}$	1.049
6	安全阀低位开启压力	ΔP_a	MPa	$0.04P_e$	0.04
7	计算压力	P	MPa	$P_e + \Delta P_a$	1.089
8	材料			选用	20g
9	锅筒计算壁温	t_j	℃	$t_j = t_{bh} + 20$	250
10	基本许用应力	$[\sigma]_j$	MPa	GB9222-88	125
11	修正系数	η		GB9222-88	0.95
12	许用应力	$[\sigma]$	MPa	$[\sigma]_j \times \eta$	118.75
13	互不影响孔距	t_o	mm	$d_p + 2\sqrt{(D) + S}S$	322.73
A 区	纵向节距	t	mm	设计数据	110
	横向节距	d	mm	$8\pi (Dn + S) / 360$	80
	孔径	ψ		设计数据	52
	纵向减弱系数	t'	mm	$(t - d) / t$	0.527
	2 倍横向减弱系数	$2\psi'$		$2(t' - d) / t$	0.7

14	焊封减弱系数	ψn		GB9222-88	1.0
15	最小减弱系数	$\psi_{\min}$			0.527
16	理论计算壁厚	S_l	mm	$PD_n / (2\psi_{\min} [\sigma] - P)$	8.777
17	附加壁厚	C	mm	$C_1 + C_2 + C_y$	1
23	最小许用壁厚	$S_{\min}$	mm	$S_l + C$	9.777
24	有效壁厚	S_y	mm	$S_l - C$	15
25	实际减弱系数	ψ_s		$PD_n / (2[\sigma] - P) S_y$	0.307
26	最大允许开空直径	$[d]$	mm	$8.1 [D_n S_y (1 - \psi_s)]^{1/3}$	176.78
27	系数	β		$1 + 2S_y / D_n$	1.03
28	屈服极限	σ_s	MPa	GB9222-88	225
29	最大水压实验压力	P_{sw}	MPa	$0.45 \sigma_s \psi_s (\beta^2 - 1) / \beta^2$	1.784
30	实际水压实验压力	P_s	MPa	$1.25 P$	1.36

结论： d<[d]=176.78 β=1.03<1.2 S=16> Smin=9.77 所以强度合格。

4.2.2 下锅筒有孔封头的强度设计

下锅筒有孔封头的强度设计见表 4-4

表 4-4 下锅筒有孔封头的强度设计表

序号	名称	符号	单位	计算公式及来源	数值
1	材料			设计数据	20g
2	内径	D_n	mm	设计数据	1000
3	壁厚	S	mm	设计数据	16
4	计算压力	P	MPa	$P_g + \Delta P_a$	1.089
5	计算壁温	t_{bj}	℃	$t_j = t_{bh} + 20$	250
6	基本许用应力	$[\sigma]_j$	MPa	GB9222-88	125
7	修正系数	η		椭球封头	1.0
8	许用应力	$[\sigma]$	MPa	$[\sigma]_j \times \eta$	125
9	人孔最大直径	d	mm	设计数据	400
10	减弱系数	ψ		$1 - d / D_n$	0.6
11	封头内高	h_n	mm	$0.25 D_n$	250
12	形状系数	r		$[2 + (D_n / h_n)^2] / 6$	1
13	理论计算壁厚	S_l	mm	$PD_n / (2\psi [\sigma] - P)$	7.313
14	附加壁厚	C	mm	$C_1 + 0.1 S_l$	1.7313
15	最小取用壁厚	$S_{\min}$	mm	$S_l + C$	9.044
16	取用壁厚	S	mm	$S > S_{\min}$	16

17	封头几何尺寸校核	hn/Dn		$250/1000=0.25>0.2$	
		Sl/Dn		$7.313/1000=0.007313<0.1$	
		d/Dn		$400/1000=0.4<0.6$	
18	封头有效壁厚	S_y	mm	$S-C$	14.2687
19	系数	β		$1+2S_y/D_n$	1.029
20	实际减弱系数	ψ_s		$PD_n/(2[\sigma]-P)S_y$	0.3066
21	最大水压实验压力	P_{sw}	MPa	$0.45\sigma_s\psi_s(\beta^2-1)/\beta^2$	1.725
22	实际水压实验压力	P_s	MPa	$1.25P$	1.36

结 论 : $h_n/D_n=0.25>0.2$ $SL/Dn=0.007313<0.1$ $d/Dn=0.4<0.6$
 $P_{sw}=1.725>P_s=1.36$ 所以强度合格。

4.3 前后集箱开孔计算

前后集箱开孔计算见表 4-5

表 4-5 前后集箱开孔计算

序号	名称	符号	单位	计算公式及来源	数值
1	集箱外径	D_w	mm	设计数据	219
2	壁厚	S	mm	设计选取	6
3	额定压力	P_e	MPa	设计数据	1.0
4	液柱静压	P_{sz}	MPa	ρ_{gh}	0.0687
5	集箱工作压力	P_g	MPa	$P_e + \Delta P_{sz}$	1.0687
6	安全阀低位开启压力	ΔP_a	MPa	$0.04P_e$	0.04
7	计算压力	P	MPa	$P_g + \Delta P_a$	1.1087
8	材料			选用	20g
9	集箱壁温	t_j	℃	$t_j = t_{bh} + 110$	250
10	基本许用应力	$[\sigma]_j$	MPa	GB9222-88	125
11	修正系数	η		GB9222-88	0.9
12	许用应力	$[\sigma]$	MPa	$[\sigma]_j \times \eta$	111.45
13	纵向节距	t	mm	设计数据	125
14	孔径	d	mm	设计数据	52
15	纵向减弱系数	ψ		$(t-d)/t$	0.584
16	最小减弱系数	ψ_{min}		$S-C$	0.584
17	理论计算壁厚	Sl	mm	$PD_n/(2\psi[\sigma]-P)$	1.88
18	系数	A		GB9222-88	0.18
19	附加壁厚	C	mm	$C_1 + AS_1$	1.3384
20	最小许用壁厚	S_{min}	mm	$S_1 + C$	3.2184

21	取用壁厚	S	mm	$s > s_{\min}$	6
22	有效壁厚	S_y	mm	$S - C$	4.6616
23	实际减弱系数	ψ_s		$PD_n / (2[\sigma] - P)S_y$	0.235
24	最大允许开孔直径	$[d]$	mm	$8.1[D_n S_y (1 - \psi_s)]^{1/3}$	74.59
25	系数	β		$1 + 2S_y / D_n$	1.043
26	屈服极限	$\bar{\sigma}_s$	MPa	GB9222-88	225
27	允许最高水压实验压力	P_{sw}	MPa	$0.45\sigma_s\psi_s(\beta^2 - 1) / \beta^2$	1.92
28	水压实验压力	P_s	MPa	$1.25P$	1.39

结论: $\beta=1.043<1.5$ $\psi_s=0.235<0.4$ $S=6>S_{\min}=3.2184$ $d<[d]=774.59$ 所以强度合格。

4.4 集箱无孔端盖计算

集箱无孔端盖计算见表 4-6

表 4-6 集箱无孔端盖计算

序号	名称	符号	单位	计算公式及来源	数值
1	集箱外径	D_w	mm	设计数据	219
2	壁厚	S	mm	设计选取	6
3	额定压力	P_e	MPa	设计数据	1.0
4	液柱静压	P_{sz}	MPa	ρ_{gh}	0.0687
5	集箱工作压力	P_g	MPa	$P_e + \Delta P_{sz}$	1.0687
6	安全阀低位开启压力	ΔP_a	MPa	$0.04P_e$	0.04
7	计算压力	P	MPa	$P_g + \Delta P_a$	1.1087
8	材料			选用	20g
9	集箱壁温	t_j	°C	$t_j = t_{bh} + 110$	250
10	基本许用应力	$[\bar{\sigma}]_j$	MPa	GB9222-88	125
11	修正系数	η		GB9222-88	0.9
12	许用应力	$[\sigma]$	MPa	$[\sigma]_j \times \eta$	111.45
13	纵向节距	t	mm	设计数据	110
14	孔径	d	mm	设计数据	52
15	纵向减弱系数	ψ		$(t - d) / t$	0.527
16	最小减弱系数	$\psi_{\min}$			0.527
17	理论计算壁厚	S_1	mm	$PD_n / (2[\sigma] - P)S_y$	2.09
18	系数	A		GB9222-88	0.18
19	附加壁厚	C	mm	$C + AS_1$	1.376
20	最小许用壁厚	$S_{\min}$	mm	$C_1 + AS_1$	3.466

21	取用壁厚	S	mm	$S > S_{\min}$	6
22	有效壁厚	S_y	mm	$S - C$	4.624
23	实际减弱系数	ψ_s		$PD_n / (2[\sigma] - P)S_y$	0.237
24	最大允许开孔直径	$[d]$	mm	$8.1[D_n S_y (1 - \psi_s)]^{1/3}$	73.41
25	系数	β		$1 + 2S_y / D_n$	1.042
26	屈服极限	σ_s	MPa	GB9222-88	225
27	允许最高水压实验压力	P_{sw}	MPa	$0.45\sigma_s\psi_s(\beta^2 - 1) / \beta^2$	1.895
28	水压实验压力	P_s	MPa	$1.25P$	1.386

结论: $\beta=1.042<1.5$ $\psi_s=0.237<0.4$ $S=6>S_{\min}=3.466$ $d<[d]=73.41$ 所以强度合格。

4.5 安全阀排放能力计算

安全阀排放能力计算见表 4-7

表 4-7 安全阀排放能力计算

序号	名称	符号	单位	计算公式及来源	数值
1	额定输出热量	Q	MW	设计给定	7
2	额定压力	p_e	MPa	设计数据	1.25
3	安全阀最大开启压力	P	MPa	$1.06P_e$	1.4
4	进入锅炉的水喉	h	mm	$h_e 0.25d$	308
5	排量系数	C		由[9]查得	70
6	安全阀个数	N		设计选取	2
7	最小直径	dm	m ²	$35.3 \times 10_3 Q / (cp(i - i_j))$ 其中 $h/d=1/4$	60
8	接口直径	d	mm	按规范选取	90

4.6 本章小结

通过对锅炉强度的计算，得到了合适的锅筒材料，使安全性和经济性得到了良好的体现，考虑各种孔桥减弱系数，使得锅筒得到了最优的取用壁厚。同时对集箱的设计也完全符合强度设计的理念。对于安全阀的设计，更是精确的就算每一项技术指标，保证锅炉运行的安全性。

第5章 锅炉烟风阻力计算

5.1 烟道阻力及引风机的计算

1、炉膛真空度：根据平衡通风情况给出的炉膛出口负压取值范围为 20-30Pa,在此取炉膛真空度 $\Delta h_l=20\text{Pa}$ 。

2、燃尽室真空度： $\Delta h_{rj}=0\text{Pa}$ 。

故总的炉膛出口负压（包括燃尽室）为 $S''_l=\Delta h_l+\Delta h_{rj}=25\text{Pa}$ 。

3、锅炉管束阻力计算

表 5-1 锅炉管束阻力计算

序号	名 称	符 号	单 位	依 据	数值
1	烟气平均容积	V_y	Nm^3/s	热力计算	7.8635
2	烟气有效流通面积	F	m^2	热力计算	1.113
3	平均烟温	θ_{pj}	$^{\circ}\text{C}$	热力计算	566.76
4	平均烟速	w_y	m/s	热力计算	10.09
5	管外径	d	mm		51
6	管子布置方式			顺列	
7	横向相对节距	σ_1	—	s_1/d	2.45
8	纵向相对节距	σ_2	—	s_2/d	1.96
9	比值	Ψ		$(s_1/d)/(s_2/d)$	1.25
10	管子排数	Z		3 个回程	28
11	单排管子阻力系数	ξ_1	—	查[1]图 8-5	0.45
12	横向冲刷阻力系数	ξ		$\zeta_1 \times Z$	12.6
13	动压头	h_d	Pa	查[1]图 8-9	73.27
14	横向冲刷阻力	Δh_{hx}	Pa	ξh_d	923.20
15	转弯阻力系数	ξ_2		一个 90° 和两个 180° 转弯	6
16	转弯阻力	Δh_{zww}	Pa	$\zeta \times h_d$	400.2
17	积灰修正系数	k	—	查[1]表 8—10	0.9
18	锅炉管束阻力	Δh_{gs}	Pa	$k \times (\Delta h_{hx} + \Delta h_{zw})$	223.93

4. 省煤器的烟道烟风阻力见表 5-2

表 5-2 省煤器的烟道阻力计算

序号	名 称	符 号	单 位	依 据	数值
1	烟气平均容积	V_y	Nm^3/s	热力计算	8.4648
2	烟气有效流通面积	F	m^2	热力计算	0.704
3	平均烟温	θ_{pj}	$^{\circ}\text{C}$	热力计算	300
4	平均烟速	w_y	m/s	热力计算	11.15

5	管子排数	Z		热力计算	4
6	管子直径	d	mm	热力计算	60
7	横向冲刷阻力系数	ξ	Pa	$0.5Z$	2
8	动压头	h_d	Pa	查[1]图 8-9	89.4
9	积灰修正系数	k	—	含于 ξ 中	—
10	省煤器阻力	Δh_{sm}	Pa	ξh_d	178.8

5. 假设进入空气预热器前烟道门的阻力 $\Delta h_{ym}=15\text{Pa}$ ，它不包含在空气预热器阻力之内。

6. 空气预热器阻力计算见表

表 5-3 空气预热器阻力计算

序号	名称	符号	单位	计算公式及来源	数值
1	烟气平均容积	V_y	Nm^3/s	热力计算	9.066
2	烟气有效流通面积	F	m^2	热力计算	0.608
3	平均烟温	θ_{pj}	$^{\circ}\text{C}$	热力计算	207.5
4	平均烟速	w_y	m/s	热力计算	10.89
5	管内径	d_w	mm		37
6	冲刷长度	L	m	表 3-11	2.6
7	每米冲刷阻力	Δh_{hx}	Pa/m	查[1]图 8-7	44.8
8	修正系数	c	—	查[1]图 8-7	1
9	积灰修正系数	k	—	查表 8—10	1.1
10	沿程摩擦阻力	Δh_{mc}	Pa/m	$c\delta h_{hx}L$	125.6
11	截面比值	f	—	$F_x/F_d=0.785d^2/s_1s_2$	0.34
12	进口局部阻力系数	ξ'	—	查[1]表 8-8	0.33
13	出口局部阻力系数	ξ''	—	查[1]表 8-8	0.49
14	动压头	h_d	Pa	查[1]图 8-7	81.23
15	空气预热器进出口 局部阻力	Δh_{jb}	Pa	$k\Delta\xi'+\xi''\Delta h_d$	74.12
16	空气预热器总阻力	Δh_{ky}	Pa	$\Delta h_{mc} + \Delta h_{jb}$	199.76

7. 除尘器总阻力计算

一般采用旋风除尘器，预估计烟气流经此类除尘器的阻 $h_{ch}=800\text{Pa}$ 。

8. 空气预热器至烟囱之间的连接烟道的阻力假定为 $h_y=75\text{Pa}$ 。

9. 烟囱阻力计算

表 5-4 烟囱阻力计算

序号	名 称	符 号	单 位	依 据	数值
1	烟囱高度	H_{yz}	M	GBJ—62	40
2	烟囱出口烟速	w_y	m/s	表 5—4	15
3	引风机处烟温	θ_{yf}	$^{\circ}\text{C}$	$(\alpha_{py}\theta_{py}+\Delta t_{lk})/(\alpha_{py}+\Delta\alpha)$ 取 $\Delta\alpha=0.1$	167.81
4	烟囱平均烟温	θ_{pj}	$^{\circ}\text{C}$	按 θ_{yf}	167.81

5	烟气平均容积	V_y	kg/Nm^3	$V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 1.0161(\alpha_{\text{pj}} - 1)$	9.05
6	标准状态下烟气平均密度	ρ_y	kg/Nm^3	$(1 - 0.01A^y + 1.306\alpha_{\text{pj}})/V^y$	1.32
7	实际烟气平均密度	ρ_y		$273\rho_y^0/(273 + \theta_{\text{pj}})$ 压力修正略去	0.82
8	内壁平均斜度	i	—	由[8]查得	0.02
9	烟囱出口阻力系数	ζ	—	一般取 1.1	1.1
10	烟囱摩擦阻力	Δh_{mc}		$(\lambda/8i) \times (\rho_y w_y^2/2)$	18.45
11	烟囱局部阻力	Δh_{jb}		$\zeta \rho_y w_y^2/2$	101.48
12	烟囱总阻力	Δh_{yc}		$\Delta h_{\text{mc}} + \Delta h_{\text{jb}}$	119.93

10. 烟道（包括烟囱）自生通风力计算见表 5-5

表 5-5 烟道自生通风力计算

序号	名称	符号	单位	计算公式及来源	数值
1	尾部竖井烟道计算高度	H	m	假定	6
2	受热面平均过量空气系数	α_{pj}	—	$(\alpha'' + \alpha_{\text{py}})/2$ $= (1.4 + 1.7)/2$	1.6
3	平均烟气体积	V_y	Nm^3/kg	$V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 + 1.0161(\alpha_{\text{pj}} - 1)$	8.46
4	标准状态下烟气平均密度	ρ_{oy}	kg/Nm^3	$(1 - 0.01A^y + 1.306\alpha_{\text{pj}}V^0)/V^y$	1.247
5	平均烟温	θ_{pj}	$^{\circ}\text{C}$	$(\theta''_{\text{gg}} + \theta_{\text{py}})/2$	205
6	每米高度自生通风力	Δh_{zs}	Pa	假定当地气压为 101325 Pa	-4.398
7	尾部竖井烟道自生通风力	Δh_{zsy}	Pa	$-Hg[1.2 - 273\rho_y^0/(273 + \theta_{\text{pj}})]$	-26.60
8	烟囱每米高度自生通风力	Δh_{ycs}	Pa	同序号 6	3.637
9	烟囱高度	H_{yc}	m	由表 3-4	40
10	烟囱自生通风力	Δh_{ycy}	Pa	$Hg(\rho_k - \rho_y)$	145.49
11	烟道总自生通风力	H_{yczs}	Pa	$\Delta h_{\text{zs}}^y + \Delta h_{\text{yc}}^y$	118.89

11. 锅炉烟道系统总压降见表 5-6

表 5-6 锅炉烟道系统总压降计算

序号	名称	符号	单位	计算公式及来源	数值
1	燃料折算灰分	A_{yzs}	%	$(4.18 \times 1000) A_y / Q_{ydw}$	7.673
2	判别式	$u_{fh} A_{yzs}$	%	$0.2 \times 7.69 = 1.16 < 6$ 烟气含灰量不必修正	1.1468
3	当地最低大气压	b	pa	假定	101325
4	受热面平均过量空气系数	α_{pj}	—	$(1.4 + 1.7) / 2$	1.6
5	烟气平均容积	V_y	Nm^3/kg	$V_{RO2} + V_{H2O} + V_{N2} + 1.061 (\alpha_{pj} - 1) V_0$	8.46
6	标准状态下烟气密度	ρ_y^0	kg/Nm^3	$(1 - 0.01 A_y + 1.306 \alpha_{pj} V_0) / V_y$	1.247
7	修正前本体总阻力	Σh_l	Pa	$\Delta h_{gg} + \Delta h_{sm}$	1724.228
8	修正后本体总阻力	ΔH_l	Pa	$\Sigma h_1 \rho_y^0 \times 101325 / 1.293b$	1662.89
9	尾部受热面之后总阻力	Σh_2	Pa	$h_{cc} + h_y + \Delta h_{yc}$	993.47
10	修正后的总阻力	ΔH_2	Pa	$\Sigma h_2 \rho_y^0 \times 1.01325 / 1.293b$	1005.4
11	烟道系统流动总阻力	ΔH_{ylz}	Pa	$\Delta H_l + \Delta H_2$	2668.29
12	炉膛负压	Sl''	Pa	平衡通风	20
13	烟道总的自生通风力	H_{yzs}	Pa	由表 5-5	118.89
14	烟道总压降	ΔH_y	Pa	$S_l'' + \Delta H_{ylz} - H_{yzs}$	2569.40

5.2 风道阻力及送风机的计算

1、进口冷风道阻力：按实际设计经验，取进口冷风道阻力 $\Delta h_l = 200\text{Pa}$ 。

2、空气预热器阻力包括空气横向冲刷顺列管束阻力（见表 5-7）

表 5-7 空气预热器阻力包括空气横向冲刷顺列管束阻力计算

序号	名称	符号	单位	计算公式及来源	数值
1	平均空气温度	t_{pj}	$^{\circ}\text{C}$	$(t_{lk} + t_{rk}) / 2$	69.05
2	平均烟气温度	θ_{pj}	$^{\circ}\text{C}$	热力计算	207.5
3	管子外径	d	mm	按结构特性	40

4	横向相对节距	σ_1	—	$s_1/d=80/40$	2
5	纵向相对节距	σ_2	—	$s_2/d=40/40$	1
6	管束纵向排数	Z_l	—	一个回程	22
7	回程数	m	—		2
8	空气平均流速	w_k	m/s	由表 I -12	5.19
9	单排管束的阻力	$\Delta h_{cx}'$	Pa	线算图 5-8 0.4×9.81	4.316
10	错列管束结构系数	C_s	—	查[1]图 8-7	1.3
11	管束直径修正系数	C_d	—	查[1]图 8-7	0.95
12	空气侧修正系数	K	—	空气侧	1.05
13	修正后管束阻力	ΔH	Pa	$K\Delta h=1.05 \times 202.16$	165.13

3. 空气预热器进口局部阻力和连接风道局部阻力（见表表 5-8）

表 5-8 空气预热器进口阻力和连接风道局部阻力计算

序号	名称	符号	单位	计算公式及来源	数值
1	冷空气量	V_{lk}	m^3/s	$B_j V^0 (\alpha_1'' - \Delta\alpha_1 - \Delta\alpha_{ky}) (273+t_{lk})/273$	2.96
2	进出口接头小端截面积	F_x	m^2	取 0.2148×1.0	0.2148
3	进出口接头大端截面积	F_d	m^2	取 0.8×1.96	1.568
4	进出口接头角度	F_x/F_d	—	$0.2148/1.568$	0.319
5	大小截面积之比	a	—	按经验取	$48010'$
6	截面突然扩大阻力系数	ξ''	—	查[1]图 8-12	0.55
7	截面突然缩小阻力系数	ξ'	—	查[1]图 8-12	0.42
8	扩散系数	ϕ_{ks}	—	查[1]图 8-13	1.1
9	收缩系数	ϕ_{ss}	—	查[1]图 8-13	1.1
10	入口小截面处流速	w_x'	m/s	V_{lk}/F_x	13.79
11	热空气流量	V_{rk}	m^3/s	$B_j V^0 (\alpha_1'' - \Delta\alpha_1) (273+t_{lk})/273$	4.18
12	出口小截面处流速	w_x''	m/s	V_{rk}/F_x	19.46
13	入口动压头	h_d'	Pa	查[1]图 8-9	88.42
14	出口动压头	h_d''	Pa	查[1]图 8-9	192.66
15	入口扩散管局部阻力系数	ξ_{ks}	—	$\phi_{ks} \xi''$	0.605
16	出口收缩管局部阻力系数	ξ_{ss}	—	$\phi_{ss} \theta'$	0.465
17	入口扩散管阻力	Δh_{ks}	Pa	$\xi_{ks} h_d'$	53.49
18	出口收缩管阻力	Δh_{ss}	Pa	$\xi_{ss} h_d''$	89.59
19	连接风道的局部阻力系数	ξ_{180}	—	$a < 0.5h$ 按 180° 转弯	3.5
20	风道转弯始端面积	F_1	m^2	$F_1 = F_d$	1.568
21	风道转弯终端面积	F_3	m^2	$F_3 = F_d$	1.568
22	风道转弯中间面积	F_2	m^2	—	0.784

23	连接风道平均截面积	F_{pj}	m^2	$F=3/(1/F_1+1/F_2+1/F_3)$	1.005
24	平均空气流量	V_{pj}	m^3/s	$(V_{lk}+V_{rk})/2$	3.57
25	平均流速	w_{pj}	m/s	V_{pj}/F_{pj}	3.55
26	动压头	h_d	Pa	按 w_{pj} , t_{pj} 算	5.98
27	连接风道转弯局部阻力	Δh_{180}	Pa	$\xi_{180} \times h_d$	20.93
28	进出口和连接风道局部阻力总和	$\Sigma \Delta h$	Pa	$\Delta h_{180}^0 + \Delta h_{ks} + \Delta h_{ss}$	164.01
29	修正后的阻力总和	ΔH_{jb}	Pa	$K \Sigma \Delta h$	172.21
30	空气预热器总阻力	H_{ky}	Pa	$\Delta H + \Delta H_{jb}$	335.9

4. 热风道阻力见表 5-9

表 5-9 热风道阻力

序号	名称	符号	单位	计算公式及来源	数值
1	热空气温度	t_{lk}	$^{\circ}C$	按热力计算	119.21
2	风道长度	L	m	假定	8
3	流通截面	F	m^2	取 0.565×1.0	0.2184
4	当量直径	d_d	m	$4F/U$	0.467
5	空气流速	w_k	m/s	V_{rk}/F	19.14
6	空气密度	ρ_k	kg/m^3	$\rho_k^0 273/(273+t_{rk})$	0.892
7	动压头	h_d	Pa	$\rho_w^2/2$	160.74
8	摩擦阻力	Δh_{mc}	Pa	$\lambda L h_d/d_d$	110.7
9	粗糙度影响系数和原始阻力系数乘积	$k \Delta \xi_{zy}$	—	查[1]表 8-1, 8-2	0.27
10	角度系数	B	—	转角 90° , $B=1$	1
11	截面形状系数	C	—	$a/b=0.565$ 查[1]线算图 5-17	1.09
12	90° 弯头阻力系数	ξ_{90}	—	$k \Delta \xi_{zy} BC$	0.2943
13	90° 弯头阻力	Δh_{90}	Pa	$k \Delta \xi_{zy} BC$	47.31
14	热风道总阻力	Δh_{rf}	Pa	$\Delta h_{mc} + \Delta h_{90}^0$	157.01

5. 水泥热风道阻力的计算方法同钢板热风道阻力，假定 $\Delta h_{sn}=90Pa$ 。

6. 炉排进风管阻力计算（一般布置 5 个，使用 4 个，以 2 个全开计算）

表 5-10 炉排进风管阻力计算

序号	名称	符号	单位	计算公式及来源	数值
1	进风管流通截面积	F	m^2	$2 \times a \times b$	0.3
2	每个风管平均速度	w	m/s	V_{lk}/F	9.5
3	入口阻力系数	ξ'	—	查[1]图 8-11	0.5

4	出口阻力系数	ξ''	—	查[1]图 8-11	1.1
5	进风管上调节挡板全开时阻力系数	ξ_{ij}	—	查[1]图 8-11	0.1
6	角度系数	B	—	$\alpha = 90^\circ$ 查表 8-4	1
7	截面形状系数	C	—	$a/b=1.66$ 查表 8-5	0.96
8	90°弯头阻力系数	ξ_{90°	—	$k\Delta\xi_{zy} BC$	0.632
9	动压头	h_d	Pa	$t_{rk} = 139.54^\circ C$ 查[1]图 8-9	54.36
10	进风管总阻力	Δh_{jf}	Pa	$\sum \xi \times h_d$	128.94

7. 炉排下必须具备的风压：这个风压是用来克服炉排和其上燃料层的阻力由《工业锅炉原理》表 5-5 可知 $\Delta h_{lp}=800Pa$ 。

8. 风道系统总的流动阻力

$$\begin{aligned}\Delta H^k_{lz} &= \sum \Delta h = \Delta h_l + H_{ky} + \Delta h_{rf} + \Delta h_{sn} + \Delta h_{jf} + \Delta h_p \\ &= 200 + 379.02 + 159.39 + 90 + 128.94 + 800 \\ &= 1757.35 \text{ Pa}\end{aligned}$$

9. 风道（包括炉膛）自生通风力见表 5-11

表 5-11 风道自生通风力计算

序号	名称	符号	单位	计算公式及来源	数值
1	空预器热风道有效高度计算	H	m	取空预器进口至炉排风室进口高度差	2
2	平均风温	t_{pj}	$^\circ C$	$(t_{lk} + t_{rk})/2$	69.05
3	空预器及出口热风道自生通风力	h_{zsk}	Pa	$H[1.2 \cdot \rho_k^0 273 / (273 + t_{pj})]g$	3.32
4	空气入口至炉膛出口中心线的标高差	H'	m	按结构	4.6275
5	空气进入炉膛处的真空度	SI'	Pa	$S'_0 + 0.95H'_g$	63.08

10. 锅炉风道系统总压降

$$\Delta H^k = \Delta H^k_{lz} - h^k_{zs} - S'_1 1757.35 - 3.42 - 63.08 = 1690.85 \text{ Pa}$$

5.3. 送风机的选择

送风机的选择计算见表 5-12

表 5-12 风机的选择计算

序号	名称	符号	单位	计算公式及来源	数值
1	引风机处烟温	θ_{yf}	$^\circ C$	由表 5-4	167.81
2	引风机处烟气流 量	V_{yf}	M^3/s	$B_j(V^y + \Delta \alpha V^0) \times (273 + \theta_{yf}) / 273$ 取 $\Delta \alpha = 0.2$	7.42

3	流量储备系数	β_1	—	设计规范	1.1
4	压头储备系数	β_2	—	设计规范	1.2
5	计算烟气流量	Q_j	m^3/s	$101325\beta_1 V_{yf}/b$	8.14
6	计算压头	H_j	Pa	$\beta_2 \Delta H^k$	2498.25
7	压头换算系数	K_ρ	—	$1.293 \times 101325T/(20+273)b\rho_y^0$	1
8	折算压头	H_{zs}	Pa	$k_o H_j$	2290.89
9	引风机的选择 型号 Y9-35-1 12D				
	风 量	Q	m^3/s		29070
	风 压	H	Pa		2920
	电动机型号	J02-81-6	功率 N=30Kw	转数 $n=1820\text{r}/\text{min}$	

5.4. 本章小结

合理的供风是保证燃料完全燃烧的关键，因此，这里我们通过各个受热面的烟气阻力计算，选用了良好的引风和排烟系统，提高了燃料利用率，达到了节能的经济性指标。

结论

本次毕业设计完成SHL-7.0-1.25/115/70-A II 锅炉的设计. 在各位老师和同学的帮助下, 毕业设计得以顺利的进行.

小型锅炉的设计问题, 是由地区的差异和实际的需要所引起的. 锅炉的设计一般遵循可靠性, 经济性, 简单易行的原则. 与设计相比, 锅炉的设计更需要掌握扎实的专业知识, 从而能够更好的掌握两者的异同, 作到有的放矢, 这是完成好本次设计的关键。

通过锅炉设计的毕业设计, 加深了对我们所学的原理, 规范的掌握; 对锅炉结构的认识; 对锅炉燃烧, 换热, 水循环, 水供给, 除灰等过程的了解; 同时, 通过比较改进, 创新的方法, 为锅炉的设计积累了经验。

总之, 锅炉的成功进行, 具有巨大的理论和现实的意义。本次锅炉设计的进行, 使得理论上的可行性得到了论证, 并将投入到实际的生产工作中; 本次锅炉设计的进行, 为以后的设计提供了可行性的参考, 同时也保留了一些经验数据; 本次锅炉设计的进行, 为部分地区的采暖节约了能源, 减少了浪费, 降低了成本。

致谢

近半年来的毕业设计，使我对于锅炉方面的理论知识有了基本了解，同时也初步掌握了一些实践操作经验，具备必要的实际动手能力，为今后的工作与学习打下了一个坚实的基础。

这次毕业设计能够顺利地完成，与指导老师齐国立的不倦指导是分不开的，在这里表示特别的感谢。

当然，也得益于教研室其他老师：王佐民、刘兴家、吕薇、路义萍、黄波、王佐民、李九如、王芳、老师的心血和辛勤的工作。在此，我由衷地表示最真诚的感谢和最崇高的敬意。

参考文献

- [1] 赵明泉. 锅炉结构与设计[M].哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,1991
- [2] 陈学俊、陈听宽. 锅炉原理[M].北京:机械工业出版社, 1990
- [3] 庞丽君、孙恩召等. 锅炉燃烧技术与设备[M].哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社, 1991
- [4] 张永照、陈听宽、黄祥新等. 工业锅炉[M].
北京:机械工业出版社, 1982
- [5] 李之光、王铎庆. 锅炉受压元件强度分析与设计[M].
北京:机械工业出版社, 1990 年
- [6] 工业锅炉原理[M].北京:中国科技出版社。
- [7] 杨世铭. 传热学[M].北京:高等教育出版社, 1987
- [8] 工业锅炉技术手册[M].上海:上海工业锅炉研究所, 1981
- [9] 蒸汽锅炉安全技术监察规程[M].北京:机械工业出版社,1996
- [11] Stanley I. Sandler Nonequilibrium Thermodynamics in Engineering and Science 2003
- [12] Will F.Albern. P.E.Innovative Preheating of Outside Air. Ashare Journal, May .2002:48

附录 A

第 6 章 英文资料翻译

原文

Power boiler fuel augmentation with a biomass fired atmospheric circulating fluid-bed gasifier

Abstract

The successful experience in developing the advanced Foster Wheeler atmospheric circulating fluidized-bed (ACFB) combustion system subsequently led to the development of the ACFB gasification (ACFBG) Technology in the early 1980s. The driving force for the development work was the dramatic increase in oil price during this period. The primary advantage of the ACFBG technology is that it enables the substitution of expensive fuels (e.g. oil or gas) with cheaper solid fuels. Prior to this Lahti project, Foster Wheeler had supplied four waste wood fired commercial scale ACFBGs in the mid-1980s to the pulp and paper industry with capacities from 17 to 35 MWth based on fuel input. These units are still in successful operation today. Lahden Lampovoima Oy (LLOy) is a Finnish power company producing power and district heat for the City of Lahti. The company is jointly owned by the city of Lahti and by Fortum Oy, the largest utility power company in Finland. LLOy operates the Kymijärvi Power Plant located nearby the city of Lahti in Southern Finland. To keep the energy prices as low as possible, Plant personnel are continuously looking for the most economical fuel sources, and simultaneously, trying to improve the environmental aspects of the energy production. Currently, about 300 GW h/a of

different types of biofuels and refuse fuels are available in the Lahti area. On an annual basis, the available amount of biofuels and refuse fuels is enough to substitute for about 15% of the fuels burned in the main boiler, equaling up to 30% of the coal typically used.

The aim of the LLOY Kymijarvi Power Plant gasification project is a commercial scale demonstration of direct gasification of wet biofuel and the use of hot, raw and very low caloric gas directly in the existing coal red boiler. The gasification of biofuels and co-combustion of gases in the existing coal-red boiler offers many advantages such as: recycling of CO₂, decreased SO₂ and NO_x emissions, efficient way to utilize biofuels and recycled refuse fuels, low investment and operation

costs, and utilization of the existing power plant capacity. Furthermore, only small modifications were required in the boiler and process upsets in the gasifier do not shut down the power plant. The first two years of operation (1998 and 1999) have been excellent with good availability for the gasifier and its related components. During 1998 several measurements and tests with different fuel combinations were performed. This paper presents the project in detail as well as the most important results of the first measurements. The EU Thermie program has supported this project. © 2001 Foster Wheeler Energy Services Inc. Published by Elsevier Science Ltd. All rights reserved.

Keywords: ACFB gasification; District heat; NO_x; Wood waste; Sawdust; Recycled fuel

Experimental methods

The experiments were carried out on a low pressure (20 ata) closed loop. Canned motor pump, all the equipments (e.g. valve) on the loop are made of stainless steel. Loop use deionized water, resistivity is $3 \times 10^6 \Omega \cdot \text{cm}$ pH value is 7.05, used preheating and pressure decrease to vent.

The test section is shown in Fig.1. It is composed of 12 stainless steel rods of

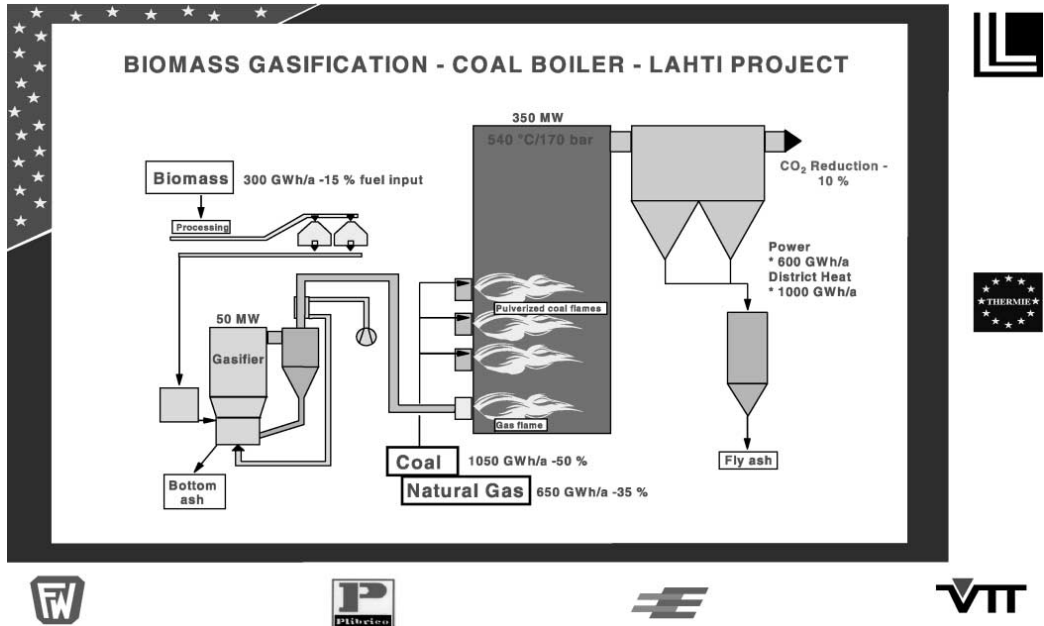
$\Phi 8 \times 1$ (use universal tool microscope 19JA to measure wall thickness, is ± 0.015 mm not for uniformity), spacer is 2 mm, heating length is 200 mm and 400mm, grid spacer(Fig.2) coated by insulator is placed 150 mm away from the beginning of the test section, the insulator is also coated on the surface of the central tube. Water flows into the test section from the bottom, the water pressure is 6_10 ata, the flows velocity

Is 1.3_3 m/s. 96 experimented points were measured..

The experiments were carried out under stable conditions. When the loop pressure and flowrate reached to needed values, two DC motors of 200 kW(20V, 20000A) were put into operation. Water temperatures at entrance would the desired values. When heat flux reached 1.3×10^6 — 1.83×10^6 kcal/(m² .h). Wall temperatures were higher than the saturation temperature, wall temperatures at different axial sections are the same, it was considered that surface boiling occurred. When the flowrate and water temperatures are stable, pressure, flowrate, water temperatures at the entrance and exit, wall temperatures, electric current and voltage were recorded.

Water temperatures at the entrance and exit were measured by XK armoured thermocouple, internal wall temperatures were measured by XA thermocouples and teflon hold_down lump device (see Fig.2). Axial pulling rod was used to ensure that the lump in which thermocouple was placed sticks on the wall. TO prevent the additional voltage, thermocouples did not touch the wall directly. Measuring points were 50 mm apart along the axis and between the below for grid spacers, (radial using eight apart along the test element tubes of stable region to measure inner wall temperatures and 120 . apart along the grid spacers region, measuring point wer four apart along radial and scale division with universal protractor), electric current, voltage and wall temperatures at the entrance and exit were measured simultaneously by 0.01 class G1212_010 digitd voltage meter, flowrates wer measured by orifice with mercurical_type

differential pressure recorder, pressure were measured by 0.35 class standard pressure merer.



Experimental results and discussion

1. The calculation of measuring results

(1) Surface boiling mean and local heat transfer coefficient:

Mean heat transfer coefficient in stable regions:

(2) Error analysis: use root_mean square accumulation method, the total error of mean heat transfer coefficient σ_h is $\pm 9\%$.

Where: 1) Relative error of the heat flux caused by measuring is $\Delta q/q=4\%$

2) Consider of the thermocouple freezing point, meter and numerical count (e. g. heat conduction coefficient) error, absolute value is 2.7.C

3) The error of the main flow temperature is 2%

2. Discussion

Subcooled boiling is a non_equilibrium thermalhydraulic process: the liquid nearby the wall is superheated, the main flow is subcooled. Part of wall heat flux is used to generate bubble, the rest is conveyed to the subcooled liquid

by convective heat transfer[6] , So latent heat is transferred in the process, the devaporation_condensation scheme in subcooling boiling, in the same way as a heat pipe, the mecrolayer_evaporation mechanism and so on. It connected with many aspects, e.g.. fluid mechanics of continuous media, but also statistical physics, physical chemistry of surface effects, and the molecular kinetic theory of phase transitions. In general, provided their density is not too great, measurements of boiling sites are not difficult, when done with a movie camera. But what occurred in our experiments is forced convective boiling, it is not easy to observe directly. So it is difficult to solve with theoretical method. Experimental correlation is mostly used. The definition of surface boiling heat transfer coefficient varies with authors. For example, in 50' s and 60' s W. H. Jens and I. T. Aladyev defined surface boiling mean heat transfer coefficient as $h=q/(t_w-t_s)$. Z. L. Miropol'sk2 defined the coefficient as $h=(q-q_{conv})/(t_w-t_s)$. Early in 1958, in the discussion of "the study of heat transfer to steam and boiling water in tube " organized by Atomic Energy Application Administration of Soviet Union, I. L. Mostin' sk2 did not agree with the definition $h=q/(t_w-t_s)$ mae by Aladyev, which overlooke the flow velocity influence of wall temperatures. So the definition of the coefficient as $h=q/(t_w-t_s)$ Did not reflect the practice.we believe that the problem exists indeed,after deeply studying the data of Aladyev.Our experiments were carried out under fixed flow velocity and we found that subcooling had influence on wall temperatures, so the mean heat transfer coefficient was defined as $h=q/[(t_w-t_s)+(t_s-t_b)]=q/(t_w-t_s)$. The definition is comparatively comprehensive because it considered subcooling and superheating . L.S.Tong[6]noticed the ΔT_s influence on surface boiling heat transfer coefficient.

Our experiments were carried out under 6,8,10,ata, over-all heat balance is $\pm 8.8\%$.The data were plotted with the coordinates $Lg[h/q^{0.7}]$ and $lg(1+0.015p^*p^*\Delta is/r)$ (see.Fig.3),and obtained the surface boiling mean heat

transfer coefficient in stable region :

$$H=8$$

Where:q:mean heat flux, [kcal/m².h]

The differences between calculation results by the equation and 97% experiments results are less than $\pm 15\%$. According to experiments, subcoolings have influence on surface boiling . Here subcooling is defined as the value by which main flow temperature is lower than the saturation temperature, the subcooling in our experiments were 1_30 .C. Because convective resistance concentrates in flow boundary, the disturbance caused by turbulent group in central region is very violent, the disturbing influence of small bubbles is not obvious after subcooling is ;pwer than a certain value, so heat transfer coefficient does not increase with subcoolings as imagined after subcooling is lower than a certain value.

During the experiment, we observed that stable region test element tubes radial direction of wall temperature is uniform, grid spacers region of test element tubes touch with ripple oiece of walll temperature (radial direction) is higher than stable region temperature $\pm 6\%$ (see Fig.4), test element tubes with grid plates wall temperature(on the site of the water upstream,e.g.apart fro, grid spacers below direction 3.5mm) is higher thean stable region $\pm 11\%$ (see Fig .5). So ripple piece and grid plate were stagnation of bubble that wall temperature is higher stable region , after grid plate were stagnation of bubble that wall temperature is higher stable region. after grid spacers rest to stable.

We thank Huang Daoli and Jia Zhenli for their help during this work.

附录 B 译文

带定位格架的 12 根束棒内水表面沸腾时的 放热系数实验研究

在八十年代初期在成功的经验发展先进大气的福斯特惠勒在循环床化随后 (ACFB) 燃烧系统开发的 ACFB 汽化 (ACFBG) 技术。在这段期间油价急剧增加开发工作的动力。ACFB 的技术主要优势在是它允许便宜的固体燃料替代昂贵燃料 (例如石油或天然气)。在此项目之前在八十年代中期福斯特·惠勒建设了的四个容量从 17 到 35 MWth 规模由废木材制造到纸浆与造纸工业基于 ACFBGs 燃料投入才能成功。这些在今天成功依然可以成功的运行。

一. Lahden Lampovoima 公司 (LL0y) 是为芬兰电源公司生产的电力和供热, 位于拉赫提城市。该公司是共同拥有由拉赫提和拂图姆公司组成, 是在芬兰最大的实用电力公司。LL0y 运作卡伊马威电厂位于在芬兰南部的城市拉赫提附近。厂人员不断的寻求保持能量尽可能低的价格和最经济实惠的燃料来源同时, 努力改善能源生产环境的方面问题。实验方法

实验是在一个低压 (20 绝对大气压) 闭式回路中进行的。采用密封泵, 整个回路有设备和部件如阀门等均属不锈钢, 回路采用去离子水, 电阻率为 $3 \times 10^{-4} \Omega \cdot \text{cm}$, pH 值为 7.05, 采用预热降压放气。

实验元件如图 I 所示, 由 12 根 $\Phi 8 \times 1$ 的不锈钢元件管组成 (经万能工具显微镜, 19JA 测量, 其厚度不均匀度为 $\pm 0.015 \text{ mm}$), 间隙为 2mm, 加热长度为 200mm 和 400mm, 定位格架 (见图 2) 放在离实验元件始端 150mm 处, 并涂有绝缘物。实验段的空管表面亦涂有绝缘物。水由下面而入实验段, 水的压力为 6—10 绝对大气压, 流速为 1.3—3m/s。测得了 96 个实验点。

实验是在稳定工况下进行的, 当回路压力、流量在调节到规定值时, 启动 2 台 200kw 直流电动机 (20V、20000A), 使实验段入口欠热水温度接近所要求的值。当负荷达到 1.3×10^4 — $1.83 \times 10^4 \text{ kcal}/(\text{m} \cdot \text{h})$, 实验元件壁温高于饱和温度, 轴向不同截面上的壁温不变, 认为其表面发生沸腾。待流量和水温均稳定后, 记录压力、流量、进出口水温、壁温、电流、电压。

进出口水温用 XK 改装热电偶测量, 内壁温用苏联制的 XA 热电偶和聚四氟乙烯压紧装置测量 (见图 2)。靠轴向拉杆来保证放置热电偶结点的聚四氟乙烯块能很好的紧贴壁面。为了防止造成附加电势, 热电偶结点不与壁面直接相接触。测量点装置在轴向每 50mm 等分处和定位格架上、下、中间 (元件管稳定段径向采用 8 等分测量内壁温; 而在定位格价区每 120 度内, 径向采用 4 等分测量, 并用万能量角尺刻度); 电压、电流、壁温、进出口水温同时均用 0.01 级 GB—1212—010 数字电压表测得, 流量用孔板配水银差压计测得, 压力用 0.35 级标准压力表读数。

二. 实验结果和讨论

1. 测量结果的计算

(1) 表面沸腾和局部放热系数 稳定段平均放热系数

(2) 误差分析 用均方积累的方法, 求得平均放热系数的总误差 σ_h 为 $\pm 9\%$ 。其中: ①热负荷的测量相对误差;

②考虑了热电偶冰点误差, 仪表误差和计算数字误差 (如导热系数), 其绝对值为 2.7°C ;

③水主流量平均温度的误差为 2%。

2. 讨论

热网系统的回水经循环水泵加压后, 首先进入锅炉的下部锅壳, 然后经与锅壳连接的水管进入上锅筒的后部。上锅筒后部的锅水, 其中一部分经与上锅筒后部连接的燃烬室外侧墙水冷壁管进入燃烬室的侧下集箱, 然后通过导水管导入后集箱, 再经后拱管进入上锅筒的中部; 另一部分则通过上锅筒的后隔板上开孔直接进入上锅筒中部。上锅筒中部的锅水再分成三路其中两路经与上锅筒中部连接的燃烬室外侧墙水冷壁管进入炉膛侧下集箱的后端, 再经炉膛水冷壁管进入上锅筒前部; 另一路经导水管导入前部下降管, 之后进入前集箱、再经前拱管进入上锅筒前部; 另外还有少量炉水通过上锅筒的前隔板上开孔直接进入上锅筒前部。最后炉水通过设在上锅筒前部的出水口向热网供水。

欠热沸腾是一个热力学的不平衡过程, 流道中间的液体核心仍是欠热的。壁面热流密度的一部分用于加热壁附近产生气泡; 另一部分通过液体核心中的横向对流传热加热欠热液体。因此, 在该过程中有潜热转移, 即在过冷沸腾液体中发生类似于热管中的汽化与凝结以及微层汽化。它涉及很多方面, 如连续介质的流体力学, 统计物理, 不同表面效应的物理化学基础以及相变的分子运动理论。一般来说, 气泡的密度不太大, 利用高速摄影机测定汽化核心并不太困难; 但在我们的实验中是强制沸腾工况, 这种直接观察是不可能的, 因此用理论解存在一定困难, 目前多用经验公式。并且, 每个作者对表面沸腾换热系数定义还有一定的分歧。例如五六十年代美国的桥思和苏联的阿捷列夫把表面平均放热系数定义为 $q/(t_w - t_s)$; 苏联

的阿尔曼德等人把表面沸腾换热系数定义为 $q/(t_w - t_b)$; 米罗帕里斯基把表面沸腾换热系数定义为 $h = (q - q_{\text{对流}})/(t_w - t_s)$ 。此外, 早在 1958 年苏联部长会议所属原子能机构利用主管局所组织的“对高压下向管内蒸汽和沸腾水放热的研究”的讨论中, 苏联的莫斯津斯基对阿捷列夫的表面沸腾换热系数的定义就有个异议, 认为从数据上看, 忽略了壁温对流速的影响, 因此, 他的定义不能反映真实的沸腾换热情况, 所以, 定义为 $q/(t_w - t_b)$ 。这个定义考虑了欠热度和过热度, 是比较全面的, 汤木孙也提到 ΔT_s (在净蒸气发生点的欠热度) 对表面沸腾放热系数的影响。

在我们的实验中, 采用 6、8 和 10 绝对大气压三种压力, 热平衡均未超过 $\pm 8.8\%$ 。实验数据用坐标表示见图 (3), 得出稳定段表面沸腾平均放热系数关系式。

从实验知, 欠热度对表面沸腾是有影响的。本文欠热度是指水的主流平均温度 (t_b) 低于饱和温度 (t_s) 的值, 其值为 $1-30^\circ\text{C}$ 。由于对流放热的热阻主要集中在流动边界层中, 中心区紊流团的扰动作用就不很明显, 而且欠热度小到一定程度, 产生凝结, 因此, 认为欠热度小到一定程度时, 放热系数并不像想象中的那么增大。

在实验过程中, 我们觉察到稳定段圆周方向壁温是均匀的, 带定位格架区的元件管与波纹片相切处的壁温 (沿圆周方向) 比稳定段高 6%, 带定位板两侧元件管的水上游 (离定位格架始端 3.5mm 处) 沿轴向壁温比稳定段壁温高 11%, 这可能是该区域的波纹片和定位板使气泡易阻滞, 因壁温过高, 过定位格架区后壁温又重新达到稳定。

四、结论

① 6—10 绝对大气压束棒水表面沸腾稳定段平均放热系数可用 (1) 式计算。

② 12 根 $\Phi 8 \times 1$ 的束棒稳定段轴向壁温是均匀的。

③ 定位格架区的元件管与波纹片相切处壁温 (沿圆周方向) 比稳定段提高 6%, 带定位板两侧的元件管的水上游 (离定位格架始端 3.5mm 处), 沿轴向壁温比稳定段壁温高 11%。

高温参数 (如 $150/90^\circ\text{C}$) 热水锅炉同样不需设置空气预热器。这样就很好的保证了该系列锅炉全部受热面不会发生低温腐蚀及堵灰现象。当燃用劣质煤, 必须设置空气预热器时则采用铸铁式空气预热器。

锅炉尾部受热面采用螺纹烟管, 不需单独设置省煤器或空气预热器, 使锅炉整体结构简化、体积减小、厂内组装程度提高、安装难度减小、安装周期缩短。

锅炉的燃烧设备采用成熟的鳞片式炉排或横梁式炉排、配用分层煤斗, 技术成熟、普及面广, 操作简单、司炉人员容易培训。

锅炉受压件结构简单、事故隐患少, 检修量小、费用低。占锅炉全部

受热面 60%以上的烟管受热面,其结构简单、检修、维护方便,只要检修人员到达前后管板处,该部分受热面的检修、维护工作即可方便的进行。虽然锅炉的整体尺寸较小,但由于尾部受热面采用螺纹烟管形式,使水管受热面的总量大大减小,各处的检修空间反而更加宽裕、检修、维护性能更好,几乎所有受热面都可以在不拆炉墙的情况下完成检修、维护工作。

锅炉虽采用强制水循环方式,但各回路最高点不需单独设置放气阀,停炉、启炉、突然停电时操作简单、运行可靠。

锅炉采用上置锅筒,下置锅壳的水火管专利结构,锅炉钢耗虽较不设钢架支撑的上置锅壳水火管锅炉和管架式水管锅炉略高,但较传统的水管炉型,锅炉钢耗基本相当或略低,所以其锅炉本体价格适中。然而,锅炉结构简单体积小可大大节省锅炉房建设的一次投资。

由于锅炉的炉膛负压值低、漏风量小,同时由于水管对流受热面均布置于炉膛内,无冷风漏入,烟管受热面不漏风,因而锅炉排烟过量空气系数低;另一方面锅炉受热面上所结的低温粘结灰易清除,烟气侧的热阻不会逐年增加,排烟温度不会因受热面上所结的低温粘结灰不易清除而逐年提高;锅炉受热面的水侧不易发生氧腐蚀、并且受热面的热流密度低,水侧产生水渣、结水垢的量小热阻低,不会使锅炉排烟温度有明显提高。从而使锅炉排烟损失小,而且在锅炉的使用年限内十分平稳、无明显变化。