

船用增压锅炉的炉膛对流传热计算

张 勇

(中国船舶重工集团公司第七〇三研究所 锅炉设计室, 黑龙江 哈尔滨 150036)

摘 要: 由于增压锅炉燃烧压力的提高, 强化了对流传热, 如果仍按常压燃烧锅炉炉膛热力计算, 忽略对流传热, 将直接影响增压锅炉炉膛热力计算的准确性。文中对增压锅炉与常压燃烧锅炉炉膛特性参数进行了比较, 对前苏联增压锅炉的试验数据进行了分析探讨, 指出了增压锅炉炉膛对流传热的影响因素。同时提出增压锅炉炉膛传热计算应将辐射与对流传热分开计算, 给出了适用于增压锅炉炉膛对流传热的计算公式, 并进行了实例计算分析, 与前苏联增压锅炉试验的计算数据结果相近。对于完善增压锅炉的炉膛热力计算具有一定的理论和实际指导意义。

关 键 词: 船用锅炉; 增压; 炉膛; 对流传热

中图分类号: TK229 文献标识码: A

引 言

众所周知, 增压锅炉与常压燃烧锅炉相比, 在相同蒸汽参数条件下, 锅炉具有体积小、重量尺寸指标低、更好的动态热力特性等优点。增压锅炉在运行过程中, 燃烧空气压力的提高是通过锅炉燃烧产生的烟气在涡轮增压装置中做功完成的。

目前从世界各国应用情况来看, 增压锅炉不仅能很好地作为大中型舰船的蒸汽主动力装置, 而且随着工艺性、可靠性的提高和运行经验的积累, 使得其在陆用动力站中也有广泛的应用。在增压锅炉后安装热水或蒸汽余热锅炉, 可使锅炉的经济性达到较高水平。由于其金属耗量低、占地面积少、安装周期短、对负荷变化适应快等高性能指标, 可以在很大程度上减少动力站的初投资, 缩短了动力站的安装和投运时间(尤其对面积受限的扩容厂房)。

对于增压锅炉来说, 上述高性能指标是通过强化对流传热来实现的。因此, 开展烟气对流传热的研究, 尤其是增压锅炉炉膛对流传热的研究, 对正确进行增压锅炉的热力性能计算具有重要的意义。

1 炉膛传热计算

炉膛出口烟温是锅炉热力计算中一个非常重要的热力特性参数, 锅炉设计过程中其数值的选取与计算值的准确性直接决定着锅炉炉膛的温度水平、燃烧充分性、燃烧稳定性以及炉膛后部的对流受热面布置等。目前我国在船用锅炉设计中炉膛的传热计算, 主要是应用引进的同类型锅炉热力计算书中的公式和前苏联 1973 年版《锅炉机组热力计算标准方法》中的公式来进行。炉膛计算所采用的方法是在概括了低炉膛容积热负荷工业锅炉的数据基础上作出的, 它的炉膛换热主要是靠辐射换热, 并不考虑炉膛烟气对流传热。这是因为: 一方面炉膛容积热负荷相对较小, 受热面附近的烟气速度比较低; 另一方面由于受热面表面的积灰, 其表面的壁温比较高, 因此与烟气的温差比较小。常压燃烧锅炉中的对流换热量占炉膛总换热量的份额为常数, 在一般情况下, 对流换热不大于炉膛总换热量的 5%, 可以略去不计^[2]。在增压锅炉炉膛中, 由于炉膛空气压力的提高, 与常压燃烧锅炉炉膛的对流传热概念大大不同。

2 影响炉膛对流传热的因素

2.1 炉膛容积热负荷

增压锅炉中炉膛容积热负荷 $q_v \propto f(P_T)$, 即 q_v 正比于炉内烟气压力 P_T , 增大炉内烟气压力 P_T 可提高炉膛容积热负荷 q_v , 二者呈线性比例关系。在炉膛燃烧空气压力提高几倍的情况下, 与常压燃烧锅炉相比就等于在容积相同的炉膛内可以多燃烧几倍的燃料。增高炉内压力, 就是提高助燃空气的密度和温度, 促使燃烧反应加速, 增加分子间碰撞反应的几率, 使得与容积相同的炉膛相比温度水平更高。

此外, 炉膛容积热负荷的提高可以大大减小锅炉炉膛截面积。

2.2 燃烧烟气流速度

由于增压锅炉炉膛燃烧空气压力的提高, 导致燃烧混合物介质密度加大, 并以高速喷出。与整个燃烧烟气流直线运动的高速度相比, 在炉膛内燃烧烟气流浮升力可以忽略。增压锅炉小炉膛截面积更使高温烟气流对炉膛水冷壁的冲刷作用显著增强。

由表 1 可见, 增压锅炉的炉膛容积热负荷是普通陆用燃油(气)锅炉数十倍, 燃烧烟气流速度是船用常压燃烧锅炉的 2 倍以上。

表 1 额定工况炉膛特性参数比较

	炉膛容积热负荷/ $\text{MW} \cdot \text{m}^{-3}$	燃烧烟气流速度(针对炉膛截面特性尺寸)/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
陆用燃油(气)锅炉	0.3~0.35	—
船用常压燃烧锅炉	5~6	< 2
船用增压锅炉	13.5~18	> 4.2

2.3 污染系数与温压

由于增压锅炉燃料大多采用优质油或气, 燃烧

产物中的灰分含量不大或没有, 使得炉膛水冷壁受热面管子表面污染程度不大。对于增压锅炉, 由于炉内高温烟气压力的提高, 燃烧产物的线速度和密度较大, 可进行炉膛水冷壁受热面的自清洁。在相同热负荷条件下, 水冷壁管壁温度较低, 与高温烟气流温差加大。

2.4 炉膛水冷度

由于锅炉使用材料的可靠性要求, 设计人员都将燃油(气)炉膛出口烟温维持在 $1\ 800\ ^\circ\text{C}$ 以下。在增压锅炉炉膛容积热负荷高的情况下, 只有通过布置大面积的炉膛水冷壁来控制炉膛出口烟温。炉膛水冷度的提高, 同样提高了炉膛对流传热量占炉膛总换热量的比例。

从传热学的观点来看, 对流传热量的大小是由传热系数、传热面积、传热温差等几个因素所决定的。在增压锅炉炉膛中, 由于压力的影响, 上述几个因素都较常压燃烧锅炉有很大的增强, 使得在进行增压锅炉炉膛计算中不能忽略对流传热对炉膛出口烟温造成的影响。

表 2 前苏联增压锅炉炉膛对流传热试验数据

	按燃料量计算的负荷与总负荷比/%															
	1号				2号				3号				4号		5号	
	100	70	40	13	100	70	40	10	100	50	20	100	39	13	100	15
炉膛容积/ m^3	5.1				4.7				2				12.4		9.2	
炉膛对流面积/ m^2	8.57				19				11				12.7		13.5	
炉膛水冷度 ψ	0.686				0.915				0.825				0.64		0.732	
各锅炉炉膛热负荷与 5 号锅炉比	2.9				3.1				2.3				1.2		1	
对流传热系数 $\alpha_K/\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$	132.6	89.5	57	23	133.7	101	65	21	76.7	37	22	68.6	31	14	61.6	14
水冷壁的对流吸热量与炉膛总热量比/%	12.8	10	9.6	6	21.8	20.7	18.9	10.5	19	10.8	6	8.7	5.2	2.3	11.1	3
炉膛内对流传热交换的温度降低/ $^\circ\text{C}$	32	30	28	25	73	69	71	60	77	46	27	25	22	15	37	20

表 2 为前苏联科学家进行不同锅炉的炉膛对流传热试验结果: 在该试验锅炉中, 5 台锅炉中的(1号、2号、3号)3 台是增压锅炉, 而(4号、5号)2 台是常压燃烧直流锅炉。

从表中可以看出, 常压燃烧直流锅炉(4号、5号)炉膛容积热负荷较低, 炉膛水冷度不高, 烟气对流传热量占炉膛总换热量较小, 温度降低值也在 $40\ ^\circ\text{C}$ 以内。

从 1 号、4 号和 5 号 3 台锅炉的数据比较可以看

出, 如果仅仅依靠正压使炉膛容积热负荷显著地增加, 而不同时扩大炉膛水冷壁受热面, 则不可能使得对流传热量的所占份额显著增大。3 台锅炉的对流热量与总热量的比率相接近, 而炉膛容积热负荷却是不同的。

在炉膛容积热负荷 q_v 和炉膛水冷度 ψ 都较大的 2 号和 3 号增压锅炉中, 对流的传热量数值与份额达到较大值。

如图 1 所示, 增压锅炉运行负荷可以较强烈地

影响炉膛对流传热的量。在增压锅炉中,炉膛 Q 对流 / Q 总热量的比值并不呈线性比例。该特性的产生是由于压力强烈地影响到放热系数的结果。这从 1 号和 2 号增压锅炉的数据中得到了很好的证实。

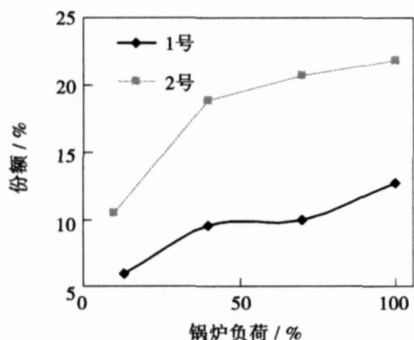


图 1 炉膛对流传热份额与锅炉负荷的关系

上述理论和前苏联试验结果分析表明,在高容积热负荷的增压锅炉炉膛中,在辐射传热进行的同时,炉膛燃烧烟气的进一步冷却是依靠对流传热的作用。炉膛出口处烟气的温度实际上与不计算炉膛对流传热的计算方法所得出的结果要低 20~70 °C。

3 炉膛对流传热的计算

炉膛传热计算是以火焰与炉膛水冷壁之间的辐射和对流传热量等于烟气热平衡放热量为基础的,即炉膛中所传递的总热量等于辐射热量与对流热量之和。由于锅炉炉膛内燃烧和传热过程的复杂性和相关性,将辐射与对流热交换分开来研究是非常困难的,而在实际工程计算中,增压锅炉炉膛传热要按假设过程进行,先计算辐射传热,再计算对流传热。

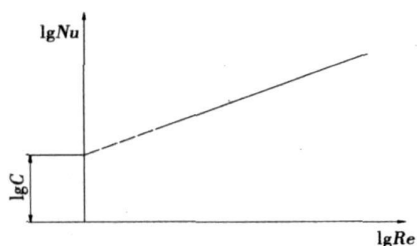


图 2 双对数图

在研究中,增压锅炉炉膛对流传热属于紊流强制对流传热,准则方程为 $Nu = f(Re)$ 。在对流传热的准则方程中,待定量传热系数 α 包含在 Nu 准则中,其值是通过已定准则的幂函数形式 $Nu = cRe^n$

这个关联式来确定的。关联式有一个突出的优点,如图 2 所示:在纵横坐标都是对数的双对数坐标图上会得到一条直线⁴。常系数 c, n 由实验数据确定,而定性尺寸往往则由经验确定。

传热系数 α 按下式进行计算:

$$Nu = cRe^n \tag{1}$$

其中: Nu —努谢尔特准则,等于 $\alpha l / \lambda$; α —传热系数, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$; λ —导热系数, $W \cdot (m \cdot K)^{-1}$; l —定性尺寸, m ; Re —雷诺准则,等于 lu / γ ; u —介质速度(针对于定性尺寸 l), $m \cdot s^{-1}$; γ —运动粘度, $m^2 \cdot s^{-1}$; c, n —常系数。

对流传热量按如下的传热关系式计算:

$$Q_K = \alpha(T_L'' - T_{GB})H \tag{2}$$

$$Q_K = \varphi B(I_{RS}'' - I_L'') \tag{3}$$

式中: Q_K —以对流传热给炉膛水冷壁的热量, W ; T_L'' —考虑对流传热时烟气在炉膛出口处的平均温度, K ; T_{GB} —炉膛水冷壁管壁温度, K ; H —水冷壁的对流传热面积, m^2 ; φ —保热系数; B —燃料消耗量, kg/w ; I_{RS}'' —在辐射热交换计算后得到的炉内烟气的热焓, kJ/kg ; I_L'' —考虑对流传热时烟气在炉膛出口处的热焓, kJ/kg 。

式(2)和式(3)的 Q_K 数值应相等,确定的 T_L'' 值就是在考虑炉膛对流传热的情况下得到的增压锅炉炉膛出口的确切烟温值。 Q_K 与辐射传热量相加就是增压锅炉炉膛的总吸热量。

4 计算实例

按照上述的计算方法对某增压锅炉炉膛对流传热进行了计算,计算结果如表 3 所示。由于该增压锅炉与表 2 中 1 号炉型相近,计算值与 1 号炉试验结果也较接近,误差较小。

表 3 某增压锅炉炉膛对流传热计算结果

	数值(100%工况)
炉膛容积 / m^3	5.72
炉膛对流面积 / m^2	11.76
炉膛水冷度 ψ	0.71
对流放热系数 $\alpha_k / W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	102
水冷壁的对流吸热量与炉膛总吸热量比 / %	10.1
炉膛内对流传热的温度降低 / $^{\circ}C$	28.6

5 结 论

(1) 在增压锅炉中,炉膛容积热负荷 q_v 和炉膛

水冷度 ψ 对炉膛对流传热影响的程度很大。炉内烟气压强 P_T 、水冷壁的对流传热面积 H 和炉膛容积 V 三者直接影响炉膛对流传热。

(2) 针对特定的增压锅炉, 其锅炉运行负荷决定炉膛对流传热的数值大小。增压锅炉在低负荷运行时, 烟气压力接近于大气压, 与普通常压燃烧锅炉炉膛传热特性相差不多; 而从中等负荷开始起, 则烟气压力迅速增大, 直接地影响炉膛对流传热系数, 其结果将造成炉膛对流传热的大大加强, 炉膛对流传热占炉膛总换热量的份额显著增加。进行增压锅炉炉膛热力计算时, 从中等负荷开始, 应合理地考虑对流传热。尤其在分析水冷壁高温腐蚀或管内水动力特性时, 则必须考虑对流传热。

增压锅炉炉膛传热计算方法的准确程度取决于我们对其炉内传热过程复杂性的认识程度。在实际

工程计算中, 应进行增压锅炉炉膛对流传热计算。上述计算方法直观, 计算结果比较理想。该方法经过进一步实验验证, 对其系数做一定修正, 可以作为增压锅炉炉膛热力性能计算的完善与补充。

参考文献:

- [1] (前苏联)全苏热工研究所, 中央锅炉透平研究所. 锅炉机组热力计算标准方法(1973年版)[M]. 北京锅炉厂, 译. 北京: 机械工业出版社, 1976.
- [2] 秦裕琨. 炉内传热[M]. (第2版). 北京: 机械工业出版社, 1992.
- [3] 陈学俊, 陈听宽. 锅炉原理[M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [4] 杨世铭. 传热学[M]. (第2版). 北京: 高等教育出版社, 1987.
- [5] 沈志刚. 船用增压锅炉传热计算及总体性能分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2002.

(编辑 伟)

设计经验

汽轮机通流部分部件可靠性和耐磨性的提高

《Теплоэнергетика》2007年4月号报道了ВТИ(全俄热工研究所)等3个单位在提高汽轮机通流部分部件可靠性和耐磨性方面所取得的经验。

工作叶片根部的强化

为了提高汽轮机工作叶片蘑菇形和T形叶根的疲劳强度, 应用表面塑性变形方法之一——气动喷丸强化。这种工艺的特点是选择性地强化圆角过渡区域内的叶根表面, 常常在该区域观察到裂纹的发展。

转子和轮盘的强化

为了提高在汽轮机相变区域内运行的轴和轮盘的可靠性, 采用利用滚柱滚轧或金刚石展平制品的摩擦工艺, 挤压摩擦(滚轧或展平)在金属表面层内形成能阻止微裂纹发展和腐蚀介质透入金属的残余压缩应力。这时, 耐腐蚀性增加到2倍, 工作寿命增加到10倍。

工作叶片的强化

研究结果证明, 防止叶片工作部分腐蚀、腐蚀疲劳和侵蚀破坏的有效方法之一是利用离子移植方法在它们的表面上形成基于氮化钛的离子—等离子涂层。这种方法允许加工复杂形状的零件, 并且工艺性良好生产率高。

低压部分末级工作叶片的强化

对于防止低压部分工作叶片进汽边水滴冲击侵蚀磨损, 各汽轮机制造厂应用各种结构和工艺的解决办法。乌拉尔涡轮机厂和列宁格勒金属工厂习惯上使用给工作叶片的进汽边钎焊或焊接上太立特硬质合金片。哈尔科夫汽轮机厂同样也应用叶片的另一种保护方法——通过电火花熔成合金来强化工作叶片的进汽边。

(吉桂明 供稿)

柱状粒子循环流化过程中取向性的数值研究=A Numerical Study of the Orientation of Columnar Particles in Their Circulating Fluidization Process[刊, 汉]/CAI Jie, WU Xuan, YUAN Zhu-lin (Education Ministry Key Laboratory on Clean Coal Power Generation and Combustion Technology, Southeast University, Nanjing, China, Post Code: 210096)//Journal of Engineering for Thermal Energy &Power. — 2007, 22(6). — 625~629

The circulating fluidization of columnar particles has extremely wide applications in industrial production. Orientation represents a major characteristic of columnar particles. The movement posture of columnar particles exercises a very important influence on circulating fluidization. Depending on the actual structure and operating parameters of a cold-state circulating fluidized bed, a simulation was performed of a gas-solid two-phase flow field in the bed by using a numerical simulation method along with the study and exposition of some characteristics of the movement posture of columnar particles. In most cases, the columnar particles move in the flow field with an upright posture. The wind speed of a flow field and bed height have a certain influence on the orientation of the columnar particles but the length-diameter ratio and density of the latter have no obvious influence on the orientation of the particles in question. **Key words:** columnar particle, circulating fluidization, orientation, numerical simulation, attitude angle

链条炉中推迟配风方式的特性研究=A Study of the Specific Features of Postponed Air-distribution Mode in a Travelling Grate Stoker[刊, 汉]/JI Jun-jie, LUO Yong-hao, CHANG Bing, et al (Thermal Energy Engineering Research Institute, Shanghai Jiaotong University, Shanghai, China, Post Code: 200240)// Journal of Engineering for Thermal Energy &Power. — 2007, 22(6). — 630~633

By using gas chromatography a study was conducted of the law governing the distribution of various gas constituents along the length of a chain at the lower coal-layer surface of a 6.5 t/h travelling grate stoker. The study has been performed under the following three different air distribution modes, i. e. at-the-earliest-possible-time, uniform and postponed. The results of the study show that both the first and third air distribution mode can lead to a relatively low oxygen-content level as a whole relative to that of the uniform air distribution mode. However, the postponed air distribution mode can promote the combustion of coke in the middle and later stages of coal combustion and release in a concentrated manner a great quantity of CO and CO₂. Under the postponed air distribution mode, the solid-state carbon has been converted to a maximum amount of gas-state carbon (CH₄, CO, CO₂), indicating the highest burn-out rate of the coal layer. A numerical simulation of in-furnace gas-phase combustion further shows that the postponed air distribution mode is also favorable to the formation of a flame vortex at the lower portion of a front arch on a new type of double-herringbone furnace arch, which directly sweeps the newly-fed coal, thereby guaranteeing and accelerating its ignition and combustion. **Key words:** travelling grate stoker, combustion, air distribution mode, double herringbone type furnace arch

船用增压锅炉的炉膛对流传热计算= Calculation of the Convection Heat Transfer in a Marine Supercharged Boiler Furnace[刊, 汉]/ZHANG Yong (Boiler Design Department, CSIC No. 703 Research Institute, Harbin, China, Post Code: 150036)//Journal of Engineering for Thermal Energy &Power. — 2007, 22(6). — 634~637

The furnace heat transfer calculation of normal pressure combustion boilers has long been mastered by boiler designers, in which the convection heat transfer can be virtually ignored. Due to an increase of combustion pressure in supercharged boilers, the convection heat transfer has been intensified and the neglect of convection heat transfer will directly influence the accuracy of the furnace thermodynamic calculation. The furnace characteristic parameters of supercharged boilers are compared with those of normal-pressure combustion ones along with an analysis of the supercharged boiler test data of the former Soviet Union. The influencing factors on furnace convection heat transfer in a supercharged boiler have been pinpointed. The author has proposed that the furnace heat transfer calculation of a supercharged boiler should be divided into a radiation and convection one. A calculation formula applicable for furnace convection heat transfer in a supercharged boiler was given and a specific case calculation and analysis has been conducted. The calculation results approximate to those obtained from the tests of the supercharged boiler of the former Soviet Union. The foregoing can provide a definite theoretical and practical guidance for improving the furnace thermodynamic calculation of supercharged boilers. **Key words:** supercharged boiler, furnace, convection heat transfer calculation