

文章编号:1000-6761(2004)05-0627-04

## W型锅炉二次供风系统挡板开度的计算

陈宝明, 李立人, 程智海, 刘涓娟  
(上海理工大学 动力学院, 上海 200093)

**摘要:** W型火焰锅炉在发电厂有着广泛应用。但是,目前此种锅炉二次风供风系统的调节是凭经验进行的,为了使它的调节更迅速、更有效,运用了流体力学管路理论,对此种锅炉二次风供风系统建立数学模型,进行计算分析,得到在任一给定工况下各挡板开度的计算方法和计算公式,并进行了实例计算,计算结果与现场运行情况基本一致。表明:这种计算方法在实际工程应用中是可行的。今后当工况发生改变时,就可以方便地运用本计算方法,指导各挡板的调节。图5表4参4  
**关键词:** 动力机械工程; W型火焰锅炉; 二次风供风系统; 流量控制; 挡板开度  
**中图分类号:** TK223.21      **文献标识码:** A

## Calculation of Baffle in the Secondary Wind System for W Burning Boiler

CHEN Bao-ming, LI Li-ren, CHEN Zhi-hai, LIU Juan-juan

(College of Power Engineering, Shanghai University of Science and Technology, Shanghai 200093, China)

**Abstract:** W burning boiler is widely used in power plants. But nowadays the adjustment of the secondary wind system in the kind of W burning boiler is made by experience. In order to make the adjustment of it more rapidly and more efficiently, the pipeline theory of fluid mechanics is used. A mathematic model is made for the secondary wind system in the kind of boiler, and calculation and analysis is done. The method and formulation of calculation of baffle's opening degree in any given working conditions is obtained, and calculation is made on a specific example. These results are consistent primarily with running conditions on the site. So the method of calculation is practicable in the practical engineering application and convenient to use the calculation method to guide the adjustment of baffles when the working conditions is changed. Figs5, tables 4 and refs 4.

**Key words:** power and mechanical engineering; W burning boiler; secondary wind system of control; flux control; baffle's opening degree

### 1 概况

W型火焰锅炉分为上下两个炉膛,如图1所示。下炉膛为燃烧室,前后墙向外扩展形成炉拱,拱顶布置燃烧器。煤粉气流从燃烧器垂直向下喷入燃

烧室,着火后火焰向下发展,在离开燃烧器喷口一定距离处和分级送入的二次风混合后转弯向上流动,火焰在整个燃烧室内呈W形状。

DG-1025/18.2-I型W火焰锅炉有一个环形二次风箱。所有24支燃烧器和二次风挡板均布置在风箱内,如图2所示。在风箱四角各有一个压力计以测量二次风的压力,正常运行中其表压力 $P_1$ 通常处在500Pa~1000Pa之间。炉膛负压 $P_2$ 一般维持在

收稿日期:2003-12-22

作者简介:陈宝明(1978-),男,安徽无为,人,硕士研究生。

-50Pa(表压)。进入炉膛的二次风风量由不同的挡板组(A、B、C、D、E、F)控制。每只燃烧器有由6个挡板来进行配风,总共有 $12 \times 2 \times 6 = 144$ 个挡板,如图3(a)所示。

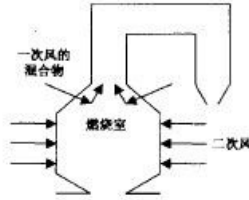


图1 W型火焰锅炉示意图  
Fig 1 W burning boiler

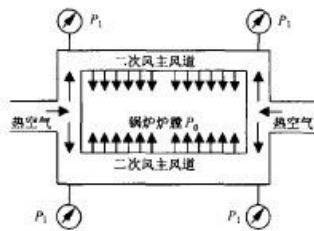


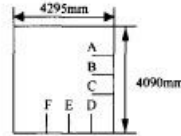
图2 二次风主风道  
Fig 2 Main airway of the secondary wind

对W型火焰锅炉来说,调整二次风供风系统各挡板的进风量,就可以改善燃烧的配风结构,提高锅炉运行效率。因此,当锅炉运行时,及时调节各挡板的开度是很重要的。在这方面,山西阳泉第二发电厂根据经验做了一些试验,绘出了流速与压力、流速与挡板开度的一些曲线,作为操作指导<sup>[1]</sup>。本文将对W型火焰锅炉二次风供风系统运用流体力学管路计算理论<sup>[2,3]</sup>进行计算,得出在任一工况(如流量、压力)下各挡板的开度,使锅炉在高效率下运行,提高它的经济性。并以山西阳泉第二发电厂的DG-1025/18.2-Ⅱ型W火焰锅炉为算例。

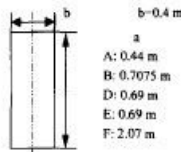
## 2 原理

为了提高锅炉的效率,就要使煤粉和空气充分接触,为此应尽量使通过各组中每一块挡板的流量相等,即通过24块A挡板的流量一样,通过24块B挡板的流量相等,以此类推。由于风道中存在阻力,及A、B、C、D、E、F各挡板的几何尺寸不同,如图3(b)所示。为了保证流量相等,各挡板的开度就必须不一样。考虑到二次风主风道四角处压力相等,且对

称位置的挡板开度是一样的,这样就可以把对144块挡板开度的计算简化为对其中任一角处的 $6 \times 6$ 块挡板开度的计算。但在实际操作中C挡板通常是关闭的,因此这里也不再考虑C挡板,可进一步简化对 $6 \times 5$ 块挡板开度的计算。



(a) 主风道尺寸及各挡板的位置



(b) 各挡板尺寸

图3 挡板  
Fig 3 Baffle

现以二次风主风道(图2)的左上角为计算对象,在二次风主风道内,热空气从左向右流动,依次进入6个旁路风道(用I、II、III、IV、V、VI表示),并通过风道中各自的A、B、D、E、F挡板进入炉膛内。其流动图可简化为如图4所示。

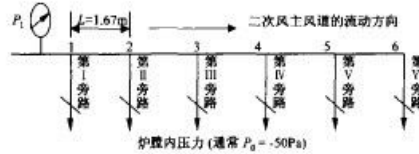


图4 二次风流动图  
Fig 4 Flow of secondary wind

为了加强主风道结构的刚度,在主风道内布置了支架。因此,在主风道的12、23、34、45、56段中都存在沿程和局部阻力。它们的阻抗分别用 $R_1、R_2、R_3、R_4、R_5$ 表示。6个旁路风道的阻力主要由各挡板产生,它们的阻抗分别用 $R_{11}、R_{10}、R_9、R_8、R_7、R_6$ 表示,计算示意图如图5所示。

压力损失的一般公式为: $\Delta P = RQ^2$ ,其中阻抗:

$$R = \frac{\rho \left( f \frac{L}{D} + \sum \zeta \right)}{2A^5}$$

式中  $f$ ——沿程阻力系数

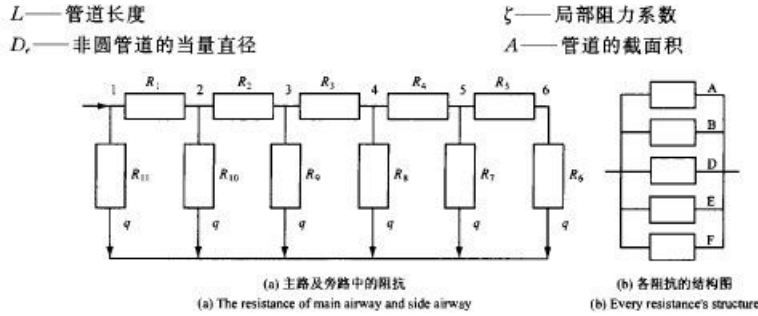


图 5 主路及旁路中的阻抗计算示意图  
Fig 5 The resistance calculating of main airway and side airway

由于此种锅炉中主风道的横截面是矩形,尺寸较大其当量直径  $D_e$  也就较大;且各风道间的距离  $L$  不大。例如算例中; $D_e=4.7095\text{m}$ ; $L=1.67\text{m}$ ;加上沿程阻力系数  $f$  常为  $10^{-2}$  量级。因此,  $f \frac{L}{D_e}$  相对于局部阻力系数  $\sum \zeta$  是很小的,可以忽略。所以可得:

$$\sum \zeta = \frac{2RA^2}{\rho} \quad (1)$$

于是只要求出各  $R$  值,即可得到各挡板上的  $\sum \zeta$ ,从而根据挡板开度与  $\zeta$  的关系式可得到对应的挡板开度。

### 3 计算公式推导

#### 3.1 各阻抗的计算

根据图 5 可得各段管路的方程为:

$$\begin{aligned} (R_5 + R_6)q^2 &= R_7q^2 \\ R_4(2q)^2 + (R_5 + R_6)q^2 &= R_8q^2 \\ R_3(3q)^2 + R_4(2q)^2 + (R_5 + R_6)q^2 &= R_9q^2 \\ R_2(4q)^2 + R_3(3q)^2 + R_4(2q)^2 + (R_5 + R_6)q^2 &= R_{10}q^2 \\ R_1(5q)^2 + R_2(4q)^2 + R_3(3q)^2 + R_4(2q)^2 + (R_5 + R_6)q^2 &= R_{11}q^2 \end{aligned}$$

整理后得到:

$$R_7 = R_5 + R_6 \quad (2)$$

$$R_8 = 4R_4 + R_7 \quad (3)$$

$$R_9 = 9R_3 + R_8 \quad (4)$$

$$R_{10} = 16R_2 + R_9 \quad (5)$$

$$R_{11} = 25R_1 + R_{10} \quad (6)$$

$$\text{另有: } P_1 - P_6 = R_{11}q^2 \quad (7)$$

上述 6 个方程组成的方程组中有 11 个未知数,所以

要补充附加方程。由于整个风道是对称的,所以空气流过第 VI 管路时可看成流进  $90^\circ$  弯管,此项局部系数为 1.7;而且此时压力已经降得相当低了,要维持与前面旁路相等的流量,挡板的开度就要开得相当大,最理想的状态是将此挡板调节到全开,根据下表 1 全开时的阻力系数为 0.3。所以第 VI 管路上:  $\sum \zeta = 2$ ,于是可得:

$$R_5 = \frac{\rho \left( f \frac{1}{D} + \sum \zeta \right)}{2A^2} \quad (8)$$

由于  $f \frac{1}{D}$  相对于局部阻力系数  $\sum \zeta$  是很小的,可以忽略。

由于主路各段上的局部阻力系数相等,根据方程(1)可得:

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R_5 \quad (9)$$

由图 5(b)可得:

$$\begin{aligned} (R_A q_A^2) &= (R_B q_B^2) = (R_D q_D^2) \\ &= (R_E q_E^2) = (R_F q_F^2) \end{aligned} \quad (10)$$

且有:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\sqrt{R_B}} &= \frac{1}{\sqrt{R_A}} + \frac{1}{\sqrt{R_{1B}}} + \frac{1}{\sqrt{R_{1D}}} + \\ &\frac{1}{\sqrt{R_E}} + \frac{1}{\sqrt{R_F}} \end{aligned} \quad (11)$$

其中:  $i$  代表各旁路的标号。于是可算出各旁路的阻抗值,再代入方程(1)可得出各旁路的局部阻力系数  $\zeta$  值。

#### 3.2 各挡板开度的计算

由于此种结构的挡板的局部阻力系数值无法从相关手册中查到。但考虑到此类挡板的开关特性与蝶阀类似,所以可借用蝶阀的局部阻力系数表<sup>[4]</sup>进

行计算。如表1所示:

表1 阻力系数与蝶阀开度的关系

Table 1 Relation of butterfly-valve resistance coefficient and its opening degree

开度 (K)	10%	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%	90%	100%
$\zeta$	200	65	26	16	8.3	4	1.8	0.85	0.48	0.3

根据表1用Excel分段回归此局部阻力系数 $\zeta$ 随开度 $k$ 的变化关系式如下:

当 $0 \leq k < 60\%$ 时:

$$\zeta = -10420k^5 + 32417k^4 - 36812k^3 + 19721k^2 - 5143.3k + 550.8 \quad (12)$$

当 $60\% \leq k \leq 100\%$ 时:

$$\zeta = 117(k - 0.5)^4 - 228.3(k - 0.5)^3 + 170.33(k - 0.5)^2 - 58.867(k - 0.5) + 8.4 \quad (13)$$

这样根据2.1中得到的各旁路的局部阻力系数 $\zeta$ 值,就可以从公式(12)、公式(13)中计算出各挡板的开度 $k$ ,从而将挡板调节到此开度即可。

#### 4 算例

下面就山西阳泉第二发电厂的实际情况进行计算。其数据如下:进口处初始压力: $P_1 = 1000\text{Pa}$ ;炉膛内压力: $P_0 = -50\text{Pa}$ ;二次风总流量: $Q = 74 \times 10^4 (\text{m}^3/\text{h})$ ,显然各旁路的流量: $q = Q / (24 \times 3600) = 8.5648 (\text{m}^3/\text{s})$ ;300℃时空气的密度: $\rho = 0.615 \text{kg}/\text{m}^3$ ;根据锅炉燃烧的要求,通过A、B、D、E、F各挡板的流量占总流量的百分比分别为:10%、15%、15%、20%、40%。于是根据方程(2)~方程(9)可得各阻抗的值为: $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = R_5 = 0.2569, R_6 = 0.1818, R_7 = 0.4387, R_8 = 1.4665, R_9 = 3.779, R_{10} = 7.8901, R_{11} = 14.3137$ 。由方程(10)及流过各组挡板的流量占总流量的比例,即可求出各组挡板阻抗间的关系如下:

$$R_A = 16R_F, R_B = \frac{64}{9}R_F, R_D = \frac{64}{9}R_F, R_E = 4R_F$$

将上式及各旁路总阻抗代入方程(11)可求出每一旁路上各挡板的阻抗,结果如表2所示。

由上表2及公式(1)即可求出各挡板阻力系数,结果如表3所示。

由主风道的阻抗值、面积及公式(1)可求出主路上的总阻力系数为: $\sum \zeta = 253.5$

通过上面回归出的方程(12)、方程(13)即可反

求出各挡板的开度(%),如表4所示。

表2 各旁路中各挡板的阻抗值

Table 2 Baffles' resistance value in every side airway

	$R_A$	$R_B$	$R_D$	$R_E$	$R_F$
第I旁路 $R_{11}$	1431.37	636.1644	636.1644	357.8425	89.4606
第II旁路 $R_{10}$	789.01	350.6711	350.6711	197.2525	49.3131
第III旁路 $R_9$	377.9008	167.9559	167.9559	94.475	23.6188
第IV旁路 $R_8$	146.6496	65.1776	65.1776	36.6625	9.1656
第V旁路 $R_7$	43.8704	19.4980	19.4980	10.9675	2.7419

表3 各旁路中各挡板的局部阻力系数值

Table 3 Local resistance coefficient value of every baffle in every side airway

	$\zeta_A$	$\zeta_B$	$\zeta_D$	$\zeta_E$	$\zeta_F$
第I旁路	144.1889	165.6903	157.5950	88.7380	199.4561
第II旁路	79.4809	91.3330	86.8706	48.9148	109.9456
第III旁路	38.0678	43.7444	41.6702	23.4040	52.6951
第IV旁路	14.7727	16.9756	16.1462	9.0823	20.4351
第V旁路	4.4193	5.0783	4.8302	2.7169	6.1132

表4 各旁路中各挡板的开度值

Table 4 Opening degree of every baffle in every side airway

	A挡板	B挡板	D挡板	E挡板	F挡板
第I旁路	12.954	11.710	12.160	17.232	10.025
第II旁路	18.204	16.979	17.420	22.652	15.350
第III旁路	25.206	23.755	24.267	31.744	21.947
第IV旁路	41.775	38.701	39.860	49.061	34.400
第V旁路	56.121	54.711	55.193	64.881	53.006
第VI旁路	100	100	100	100	100

#### 5 结果分析

将此实例的计算结果与现场运行的开度对比后发现他们基本上一致,说明此理论计算方法是可行的。今后在工况改变时,就可以方便地运用本计算方法,迅速得出对应的开度值,指导各挡板的调节,而不再需要凭经验花费较长时间去摸索。

根据要求流过B、D挡板的流量一样,而B挡板的面积稍大于D挡板,易分析出B挡板开度应小于D挡板,又D、E挡板的面积相同,要求流过E挡板的流量大于D挡板的流量,易分析出E挡板的开度应大于D挡板。实例计算结果也是如此。

还可看到,主路上的总损失系数为253.5,而主路上的沿程阻力系数和局部阻力系数却很小,由此

(下转第635页)

## (2) 水冷壁剩余寿命计算方法

对于水冷壁管,主要的失效方式有向火面腐蚀、磨损及工质侧腐蚀。一般来讲,金属壁温都不超过材料蠕变温度,所以应用常温强度校核理论就可以进行剩余寿命计算。但有时其壁温也有可能超过其蠕变温度,再加上向火侧高温腐蚀作用,这时需要应用蠕变断裂计算公式并建立寿命评估方程进行计算。

如果水冷壁管壁金属温度未超过材料的蠕变温度,则可按常温强度校核理论进行,具体计算方法同省煤器管的一样,应用(18)式计算。如果管壁温度超过材料的蠕变温度,则需要考虑材料蠕变对寿命的影响,按蠕变寿命计算方法进行。

## 6 小结

本文以高温过热器为例,对锅炉炉内承压部件的寿命损耗规律进行了分析,并提出了过热器蠕变寿命计算的简化公式,该公式可应用于在线监测系统。同时,对其他炉内承压部件的寿命损耗规律也进行了初步探讨。

经过数十年的研究,各种寿命损耗的计算方法得到了很多改进和应用,但诸多经验公式和安全系数的使用以及制造上的安全裕量的留取,使得锅炉

寿命计算的准确性不容易保证。特别是在线的寿命损耗分析,数据主要来源于各种测量元件,来自于部件的各种状态分析数据很少,更容易导致寿命计算的不准确。而某些离线寿命分析方法,如管子内壁氧化层厚度法,虽然操作复杂、费用高,却能达到较高准确性和可靠性。有鉴于此,今后工作的一个重要思路,就是将在线寿命计算与某些寿命分析方法相结合,利用这些寿命分析方法的准确性来改进在线寿命计算模型;同时,运用在线寿命计算数据来合理安排较为复杂的寿命分析工作,最终实现锅炉运行的科学操作、检修的科学安排、寿命的科学管理。

## 参考文献:

- [1] 张新生,熊立红,唐必光. 高温过热器壁温计算模型及寿命估算[J]. 武汉水利电力大学学报,1999,32(5).
- [2] 杨厚君,钱红祥. 电站高温承压部件经济寿命评定的研究[J]. 湖北电力,1999,23(1).
- [3] 廖宏楷,杨 华,马 斌,等. 电站锅炉四管剩余寿命评估模型的研究[J]. 动力工程,2002,22(3).
- [4] 魏铁铮,谢英和. 锅炉高温受热部件寿命的计算方法[J]. 动力工程,2000,20(1).
- [5] 陈乃武,韩传高. 400t/h 炉高温过热器管寿命诊断研究[J]. 华东电力,2000,(10).