

# PC 轧机辊系变形的研究 \*

王邦文<sup>1)</sup> 胡秉军<sup>2)</sup>

1) 北京科技大学机械工程学院, 北京 100083 2) 第二重型集团公司

**摘要** 采用分割模型的影响函数法, 研究 PC 轧机辊系的变形. 建立起板型控制的目标量 (辊缝值, 板凸度, 压力分布, 前、后张力横向分布) 与调节量 (交叉角度, 弯辊力) 之间的函数关系. 建立一套 PC 轧机板型控制数学模型.

**关键词** 影响函数, PC 轧机, 变形, 板凸度

**中图分类号** D 174.6 TG 335.5 TG331

## 1 辊系的受力和离散化

### 1.1 辊系的受力分析

用影响函数法求解辊系的变形首先要正确分析辊系的受力, 然后对辊系、轧制力、前后张力进行离散和力的平衡分析. PC 轧机因其上下工作辊交叉的作用, 辊系的受力与普通四辊轧机不同. 在垂直方向, 它的工作辊和支承辊与普通轧机相同, 区别在于水平方向. 由于轧辊交叉, 工作辊和支承辊产生轴向力, 且随交叉角  $\theta$  的增加而增大. 轧件对工作辊水平方向的作用力  $p_x(z)$  随  $z$  坐标的增大而增加, 上、下工作辊轴承处的水平力  $F_{xw1}$  和  $F_{xw2}$  不相同.

### 1.2 辊系和载荷的离散化

因为辊系和载荷的对称性, 取辊系的一半来研究, 并将其离散化, 如图 1 所示. 当  $t(i) = q(i) - p(i)$ ,  $F = -F_w$  时, 其代表工作辊; 当  $t(i) = -q(i)$ ,  $F = F_z$  时, 其代表支承辊.  $t(i)$  和  $F$  与纵坐标轴  $y$  方向一致时为正,  $z$  轴的原点在插入端处, 即辊系的中心线位置. 以此为起点, 将半板宽划分为  $N_p$  个单元, 按等间隔划分, 单元长度为  $\Delta z = B_0 / 2N_p$ , 半辊身长度划分为  $N$  个单元,  $N = M + N_p$ , 其中  $M = (L_R - B_0) / 2 \Delta z$ , 各单元的位置用其中点坐标表示, 即  $Z_i = (i - 0.5) \Delta z$  ( $i = 1, 2, \dots, N$ ). 同理:  $t(i) = t(z_i) \Delta z$  ( $i = 1, 2, \dots, N$ ). 作用在辊身上连续分布载荷可用作用于各单元上的集中力  $t(i)$  代替.

### 1.3 辊系受力的平衡条件

$$\sum y = 0 \quad F_z = P_y + F_w = \Delta z (\cos \gamma - \mu \sin \gamma) \sum_{i=1}^N q(i) + F_w \quad (1)$$

$$\text{对于工作辊: } \sum_{i=1}^N \Delta z [q(i) (\cos \gamma - \mu \sin \gamma) - \phi p(i) \cos(\beta_i)] - F_w = 0.$$

1996-04-23 收稿 第一作者 男 49岁 副教授

\* 机械工业部“九五”攻关项目

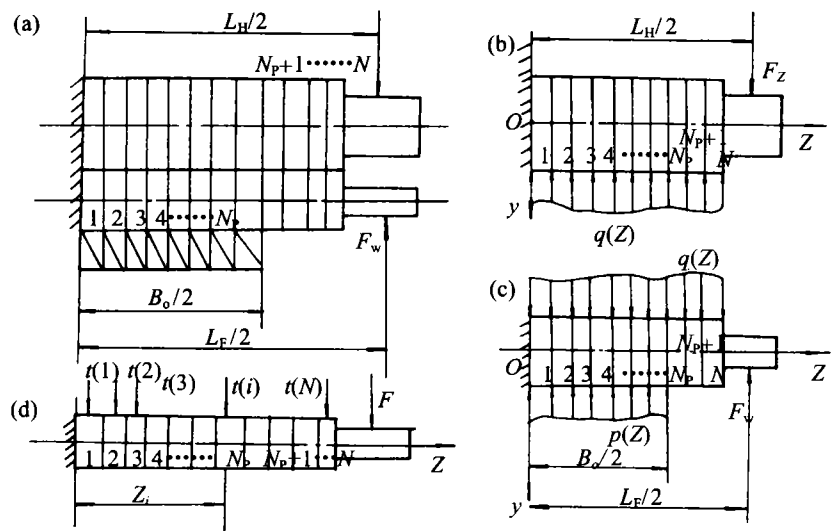


图1 PC轧机辊系的离散化

式中  $F_w$  - 工作辊承受的弯矩力;  $P_y$  - 轧制力的一半在  $y$  方向的分力;  $\gamma$  - 力  $q(i)$  的方向与工作辊和支承辊连心线之间的夹角;  $\beta$  - 轧制力的偏角转角<sup>[1]</sup>.

下工作辊与下支承辊受力在垂直方向的分力同上工作辊和上支承辊对于  $x$  轴对称, 如图 2 所示.

上支承辊:

$$\sum x = 0: \Delta z (\sin \gamma + \mu \cos \gamma) \sum_{i=1}^N q(i) - F_{xb_2} = 0 \tag{2}$$

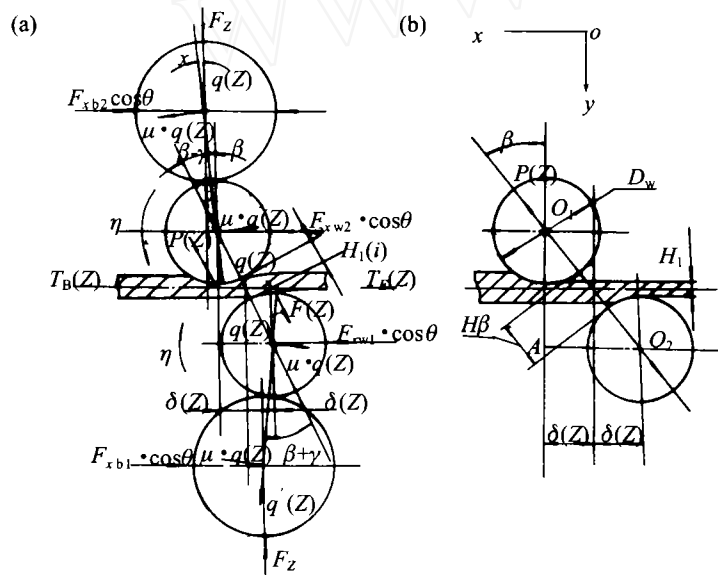


图2 PC轧机辊系在任一截面的受力分析

$$\text{下支承辊:} \quad \Delta z (\sin\gamma + \mu \cos\gamma) \sum_{i=1}^N q'(I) - F_{x_{b1}} = 0 \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \text{上工作辊:} \quad & \Delta z \sum_{i=1}^N [\phi p(I) \sin\beta_i + (\sigma_b(i) H_0 - \sigma_f(i) H_1) / 2 \cos\theta - \\ & (\sin\gamma + \mu \cos\gamma) q(I)] + F_{x_{w2}} = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \text{下工作辊:} \quad & \Delta z \sum_{i=1}^N [\phi(-p'(I) \sin\beta_i) + (\sigma_b(i) H_0 - \sigma_f(i) H_1) / 2 \cos\theta - \\ & (\sin\gamma + \mu \cos\gamma) q'(I)] + F_{x_{w1}} = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

通常情况是  $P'(I) = p(I)$ ,  $q(I) = q'(I)$ ,  $\phi$  为轧制力, 前后张力的影响系数, 当  $n > N_p$  时,  $\phi = 0$ ; 当  $n \leq N_p$  时,  $\phi = 1$ .

## 2 辊系的变形研究

### 2.1 辊系轴心线的位移

辊系轴心线位移分为垂直方向位移和水平方向位移. 作为悬臂梁其影响函数为<sup>[2]</sup>:

$$g(i, j) = (1 / 6EI) [z_i^2(3z_j - z_i) + (3 / 4)f_s(1 + \mu)D^2z_i] = (\Delta z^3 / 6EI) [(i - 1 / 2)(3j - i - 1) + (5 / 6)(1 + \mu)(D / \Delta z)^2(i - 1 / 2)] \quad (i \leq j) \quad (6)$$

$$g(i, j) = (1 / 6EI) [z_j^2(3z_i - z_j) + (3 / 4)f_s(1 + \mu)D^2z_j] = (\Delta z^3 / 6EI) [(j - 1 / 2)^2(3i - j - 1) + (5 / 6)(1 + \mu)(D / \Delta z)^2(j - 1 / 2)] \quad (z_i > z_j) \quad (7)$$

式中  $E$ ,  $I$ ,  $\mu$ ,  $f_s$  分别表示轧辊的弹性模量, 惯性矩, 泊松比, 剪切影响系数, 对于圆截面,  $f_s = 10 / 9$ .  $Z_i$  和  $Z_j$  的作用位置如 3 所示.

在集中力  $F$  处加单位力 1, 在  $i$  单元引起的变形  $h(i)$  为集中力的影响函数, 按其互等性,

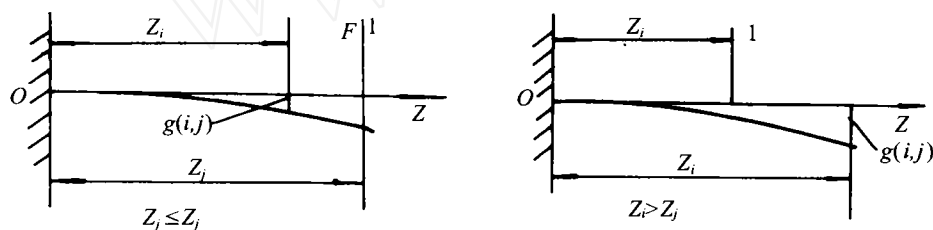


图3 单拉作用力和变形图

在  $i$  单元施加单位力, 在  $F$  作用力点产生位移的影响函数也为  $h(i)$ . 由公式 (6) 可得:

$$h(i) = (\Delta z^3 / 6EI) \{ (i - 1 / 2)^2 [3(i / \Delta z) - i + 1 / 2] + (5 / 6)(1 + \mu)(D / \Delta z)^2(i - 1 / 2) \} \quad (8)$$

所以辊系的变形为:

$$y_{By}(I) = F_z h(i) - \Delta z \sum_{i=1}^N g(i, j) q(I) (\cos\gamma - \mu \sin\gamma) \quad (9)$$

$$y_{wy}(I) = \Delta z \sum_{i=1}^N g(i,j) [q(I)(\cos\gamma - \mu\sin\gamma) - \phi p(I)\cos\beta_i] + F_w h(i) - K_w \quad (10)$$

$$y_{Bx}(i) = [(\sum_{i=1}^N g(i,j) q(I)) \Delta z (\sin\gamma + \mu\cos\gamma) - F_{xb_i} h(i)] \cos\theta \quad (11)$$

$$y'_{Bx}(i) = [(\sum_{i=1}^N g(i,j) q'(I)) \Delta z (\sin\gamma + \mu\cos\gamma) - F_{xb_i} h(i)] \cos\theta \quad (12)$$

$$y_{wx}(i) = \{ \Delta z \sum_{i=1}^N g(i,j) [\phi p(I) \sin\beta_i + (\sigma_b(I) H_0 - \sigma_f(I) H_1) / 2 \cos\theta - q(I)(\sin\gamma + \mu\cos\gamma)] + F_{xw_i} h(i) \} \cos\theta \quad (13)$$

$$y'_{wx}(i) = \{ \Delta z \sum_{i=1}^N g(i,j) [\phi(-p(I) \sin\beta_i) + (\sigma_b(I) H_0 - \sigma_f(I) H_1) / 2 \cos\theta - q'(I)(\sin\gamma + \mu\cos\gamma)] + F_{xw_i} h(i) \} \cos\theta \quad (14)$$

式中  $y_{By}$ ,  $y_{Bx}$ ,  $y_{wy}$ ,  $y_{wx}$  分别表示支承辊和工作辊在垂直方向和水平方向的变形;  $y'_{Bx}$ ,  $y'_{wx}$  分别表示下支承辊和下工作辊在水平方向的变形;  $\sigma_f$ ,  $\sigma_b$  分别表示前、后张应力;  $K_w$  表示工作辊的刚性位置。

## 2.2 辊系的表面位移

(1) 工作辊与支承辊之间的接角点压扁变形根据费普尔 (FOPLL) 公式, 其压扁变形为:

$$y_c(i) = q(i) / (\Delta z) \theta [2/3 + \ln(D_w + D_b) / 2 \cdot \Delta z / q(i)] \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (15)$$

(2) 工作辊与轧件之间的接触压扁变形

由于轧制力的不均匀, 使得工作辊的压扁也不均匀, 这将影响到辊缝的形状。

因为从  $i$  到  $j$  单元的距离为  $|z(i) - z(j)|$ , 所以实际的压扁影响函数为:

$$G_{ws}(i, j) = F|z(i) - z(j)| + F(z(i) + z(j)) \quad (16)$$

从而压扁变形可以由:  $y_s = G_{ws}(i, j)p(z)$  求出。

## 2.3 辊系表面位移的协调条件

对于支承辊下表面:  $y_{sB} = y_{By}\cos\gamma - y_{Bx}\sin\gamma - y_{cB}$

对于工作辊上表面:  $y_{sw} = y_{wy}\cos\gamma - y_{wx}\sin\gamma + y_{cw}$

所以,  $C_w + C_B = y_{sB} - y_{sw} = (y_{By} - y_{wy})\cos\gamma - (y_{Bx} - y_{wx})\sin\gamma - y_c \quad (17)$

式中  $C_w$ ,  $C_b$  分别表示工作辊和支承辊的原始凸度;  $y_c$  表示工作辊与支承之间的接触压扁变形,  $y_c = y_{cb} + y_{cw}$ 。

辊系离散后的变形协调方程为:

$$y_c(I) = y_c(o) + (y_{By} - y_{wy})\cos\gamma - (y_{Bx} - y_{wx})\sin\gamma - C_w - C_B \quad (18)$$

## 3 有载辊缝的计算

工作辊的有载辊缝包括原始设定辊缝值  $H_1$ , 工作辊的凸度  $C_w$ , 轧辊交叉引起的等效凸度  $C_r$  [3], 工作辊轴心线的位移和工作辊与轧件之间的接触压扁变形。

由轧辊交叉而产生的等效凸度不是全部转变为板凸度,需乘以一个等效凸度系数 $\eta^{[4]}$ ,根据实验所得,通常 $\eta=0.6\sim 0.8$ ,则离散化后有载辊缝可简化为如下形式:

$$y_{sw} = H(I) = H_1 2C_w(I) + \eta C_r + 2y_s(I) + 2K_w - 2\cos(\beta(I))\cos\gamma(y_{wy}(I)\cos\gamma - y_{wx}(I)\sin\gamma) \quad (19)$$

式中  $C_r = \overline{O_1 O_2} - \overline{AO_1} = 2z^2 \cdot \tan^2\theta / (D_w + H_1)$ , 如图2所示.

#### 4 PC 轧机板凸度计算及轧辊交叉角设定

程序设计包括数据文件A和B. 数据文件A主要包含了轧件原始参数:  $K, E, H_0, H_1, B_0, \sigma_{f0}, \sigma_{b0}, C_{H0e}, C_{H0q}, C_{H0z}, C_{H1e}, C_{H1q}, C_{H1z}$ . 下标e, q, z分别表示轧件边部、1/4处和半板宽宽度的85.86%处. 数据文件B主要包含了轧机原始参数:  $K_w, D_w, D_B, L_{Roll}, L_H, L_F, v_R, e$  (偏心量),  $f$  (摩擦因数),  $\mu_1, \mu_2, E_1, E_2$ 等.

首先假定带材的出口板凸度,通过轧制压力、前后张力横向分布的数学模型,计算出轧制力的大小和轧制压力、前后张力横向分布,然后将其代入辊系变形的数学模型,求得有载辊缝的横向分布,从而获得板凸度. 将计算出的板凸度与假定的板凸度相比较,如果计算值小于假定值,则输出结果,计算结束,否则设定交叉角度或弯辊力,利用辊系变形数学模型重新计算,直到满足给定的精度要求为止. 在迭代过程中,交叉角和弯辊力这两个独立的变量可以在允许的条件下任意改变,但优先调节交叉角(交叉角在 $0^\circ \sim 1.5^\circ$ ),通常控制在 $0.7^\circ \sim 1.2^\circ$ 范围内,不行再调节弯辊力,直到使板凸度控制在所要求的目标范围内. 当交叉角和弯辊力确定以后,将最后计算出板凸度、板厚反馈到轧制压力计算中去,再计算出轧制压力的大小,轧制力、前后张力横向分布及板凸度,并与前次计算结果比较,其差值小于给定精度,则迭代过程结束输出结果,否则再按交叉角优先调节的原则重复上述迭代过程.

图4是大森舜二等人在 $H_0=6\text{ mm}, B_0=300\text{ mm}, \varepsilon=0.4, v_R=10\text{ m/min}, E_1=E_2=210\text{ 000 MPa}, \mu_1=\mu_2=0.3$ 等条件下,对1050铝材进行实测值和计算值相比较的关系图<sup>[4]</sup>. 图是在相同条件下,采用本文的模型计算出来的曲线图. 比较图4和图5可知,图5的带材厚度分布更接近于实测值.

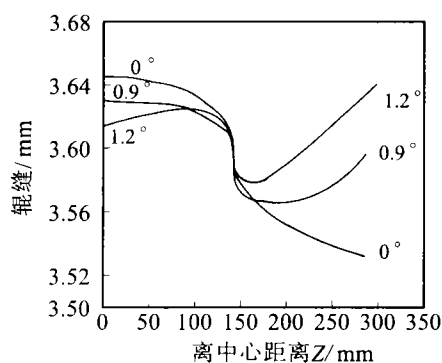


图4 有载辊缝分布图

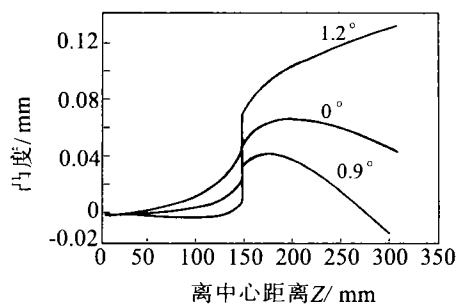


图5 带材凸度分布

## 5 结论

- (1) 轧辊交叉角度对板凸度的影响是很大的, 当交叉角度从  $0^{\circ} \sim 1.2^{\circ}$  时, 板凸度从  $40 \mu\text{m} \sim -2 \mu\text{m}$ , 所以 PC 轧机具有良好的板形控制能力.
- (2) 等效凸度与宽度的平方成正比, 所以 PC 轧机更适用于宽带钢轧机.
- (3) 本文模型所得结果更接近实测值, 并优于大森舜二等人的模型.

## 参考文献

- 1 胡秉军. PC 轧机研究:[学位论文].北京:北京科技大学,1996.2
- 2 董德元, 鹿守理. 轧制计算机辅助工程.北京:冶金工业出版社,1992
- 3 王邦文. 新型轧机. 北京:冶金工业出版社, 1994
- 4 大森舜二.Flatness and Crown Control Characteristics of Pair Cross Rolling Mill. Journal of the JSTP, 1988, 29(2):325

## Study of Rolls Deformation of Pair Cross Mill

Wang Bangwen<sup>1)</sup> Hu Bingjun<sup>2)</sup>

1)College of Machanical Engineering, USTB Beijing 100083, PRC 2)The Second Heavg Maehahcal Plant

**ABSTRACT** The influencing function method of separable model is used to study the rolls deformation of pair cross mill. The function relationship between the target values (roll gap value, sheet crown, pressure distribution, forward and backward tension lateral distribution) and adjustable values (cross angle and bending roll force) is established under controlling strip shape. Set of mathematical model of pair cross mill controlling strip shape is built up.

**KEY WORDS** influencing function, pair cross mill, deformation, sheet crown