

文章编号:1000-582x(2000)06-0087-04

# 基于影响函数的轧机辊系变形分析及板形预报

刘雪峰, 汪凌云

(重庆大学材料科学与工程学院, 重庆 400044)

**摘要:** 在设计、改造板带轧机, 以及控制和改善板形时都要对轧机辊系弹性变形进行考虑。采用影响函数法, 根据所给出的计算模型对某 1850 轧机轧辊辊系变形进行了分析, 并利用分析结果对其板材横向厚差进行了预报, 预报结果表明该方法是正确的。

**关键词:** 影响函数; 轧机; 辊系变形; 板形预报

中图分类号: TG 333.702

文献标识码: A

研究轧辊辊系弹性变形对于设计、改造板带轧机, 对于控制和改善板形都具有非常重要的意义。

M. D. Stone 提出的弹簧模型是轧辊弹性变形问题研究中开创性的工作, 此后发展了很多基于弹簧模型的改进理论, 然而弹簧模型必须先假定轧制压力的分布, 而这些假设又不能很好地反映实际轧制过程, 其计算精度不能令人满意。K. N. Shohet 1968 年提出精度分割模型, 将轧制过程中各个连续的参量离散化, 无需假定轧制压力分布形式, 提高了计算精度。

笔者在此思想的基础上, 利用影响函数法对某 1850 轧机辊系变形进行了分析, 并利用计算结果对其板厚分布进行了预报, 预报精度令人满意。

## 1 基本原理

影响函数法是一种离散化方法, 其基本思想是将轧辊离散成若干个单元, 同时将轧辊所承受的载荷及变形也按相同单元离散化。

### 1.1 离散化过程

对于对称轧制, 只研究其半辊身长, 将半辊身抽象为一悬臂梁, 辊中心为固定端, 沿辊轴线方向离散为  $n$  个单元(见图 1), 单元序号为  $1, 2, \dots, i, \dots, j, \dots, n$ 。各单元长度为  $\Delta x(i)$ , 则中心坐标为:

$$x(i) = x(i-1) + \frac{1}{2}(\Delta x(i-1) + \Delta x(i))$$

同时, 按上述方法将轧辊作用力及变形进行离散化处理:

轧制力:

$$P = (P(1), P(2), \dots, P(n))^T$$

工作辊与支承辊间压力:

$$Q = (Q(1), Q(2), \dots, Q(n))^T$$

工作辊与轧件弹性压扁:

$$Y_{ws} = (y_{ws}(1), y_{ws}(2), \dots, y_{ws}(n))^T$$

工作辊与支承辊弹性压扁:

$$Y_{wb} = (y_{wb}(1), y_{wb}(2), \dots, y_{wb}(n))^T$$

工作辊与支承辊挠度:

$$Y_w = (y_w(1), y_w(2), \dots, y_w(n))^T$$

$$Y_b = (y_b(1), y_b(2), \dots, y_b(n))^T$$

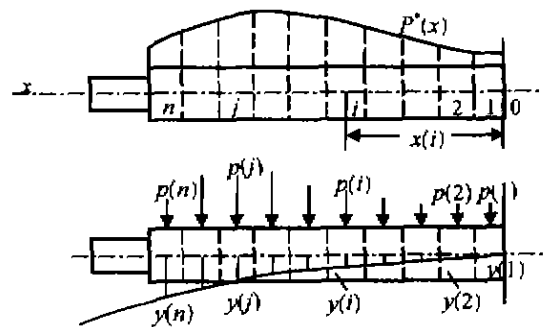


图 1 轧辊、载荷和变形的离散化

### 1.2 影响函数及基本关系式

当将载荷离散化之后, 辊身上  $j$  单元  $\Delta x(j)$  上作用的集中力  $P(j)$  对  $i$  单元发生变形的影响为:

$$Y(i, j) = g(i, j)P(j)$$

· 收稿日期: 2000-02-06

作者简介: 刘雪峰(1970-), 男, 重庆人, 博士生。从事材料制备过程的数值模拟与优化研究。

这是一个线性场,各单元上的集中力引起的*i*单元的变形可按下式叠加:

$$Y(i) = \sum_{j=1}^n g(i,j)P(j)$$

式中  $g(i,j)$ —影响函数。

用矩阵形式表示上述  $n$  个方程,则有:

$$Y = G \cdot P$$

基本的矩阵方程有:

轧制力与工作辊压扁关系:

$$Y_w = G_w \cdot P$$

工作辊与支承辊压扁与辊间压力关系:

$$Y_{wb} = G_{wb} \cdot Q$$

工作辊与支承辊弹性弯曲<sup>[1]</sup>:

$$Y_w = G_w(Q - P) - G_l F_w$$

$$Y_b = G_b Q$$

工作辊受力平衡关系:

$$PI + F_w = QI$$

式中  $I$ —单位阵,  $I = (1, 1, \dots, 1)^T$ ;

$F_w$ —弯辊力。

变形协调关系:

$$Y_{wb} = Y_{wbo} + Y_b - Y_w - M_b - M_w$$

式中  $Y_{wbo}$ —辊面中心处压扁量;

$M_b$ —支承辊凸度向量;

$M_w$ —工作辊凸度向量。

$$H = H_0 + (Y_{wv} - Y_{wvo}) + 2(M_w - Y_w)$$

式中  $H$ —轧件轧后厚度向量;

$H_0$ —中心处轧后厚度向量;

$Y_{wvo}$ —板中心处压扁量。

## 2 计算模型

坐标原点取在轧辊中心位置上,单元划分和挠度表示见图1。在悬臂梁假定条件下,工作辊及支承辊弯曲影响函数可由卡氏定理导出:

$$g_w(i,j) = \frac{l^3}{6E_w I_w} \left[ \left( \frac{x_j}{l} \right)^2 \left( \frac{3x_i - x_j}{l} \right) - (1 + \gamma_w) \left( \frac{D_w}{l} \right)^2 \left( \frac{x_j}{l} \right) \right] \quad (x_i \geq x_j)$$

$$g_w(i,j) = \frac{l^3}{6E_w I_w} \left[ \left( \frac{x_i}{l} \right)^2 \left( \frac{3x_i - x_j}{l} \right) + (1 + \gamma_w) \left( \frac{D_w}{l} \right)^2 \left( \frac{x_i}{l} \right) \right] \quad (x_i < x_j)$$

$$g_b(i,j) = \frac{L_b^3}{6E_b I_b} \left[ 3 \left( \frac{x_i}{L_b} \right) \left( 1 - \frac{x_j}{L_b} \right) - \left( \frac{x_i}{L_b} - \frac{x_j}{L_b} \right)^3 + (1 + \gamma_b) \left( \frac{x_i - x_j}{L_b} \right) \left( \frac{D_b}{L_b} \right)^2 \right] \quad (x_i \geq x_j)$$

$$g_b(i,j) = \frac{L_b^3}{6E_b I_b} \left[ 3 \left( \frac{x_i}{L_b} \right) \left( 1 - \frac{x_j}{L_b} \right) \right] \quad (x_i < x_j)$$

式中  $L_b$ —两压下螺丝中心距之一半。

轧制力引起的工作辊压扁影响函数及辊间压扁影响函数采用文献[2]的形式,在确定接触区宽度时,为了简化计算,避免迭代,采用如下形式:

$$l' = \sqrt{B_0^2 + R\Delta h/m} + B_0$$

式中

$$B_0 = \frac{(\bar{h} - 0.6\Delta h)Z_0}{2(\bar{h} - 0.8fZ_0)}$$

$$m = 1 - 0.8f \frac{Z_0}{h}$$

其中

$$Z_0 = 2CRK$$

$$K = 1.1f \frac{\sigma_0 + \sigma_1}{2}$$

根据文献[3],可知

$$C = \frac{2(1 - \gamma^2)}{\pi E}$$

$\sigma_0, \sigma_1$  是轧件进出口处的变形抗力。

相应的压扁半径为:

$$R' = l'^2 / \Delta h$$

工作辊与支承辊的弹性接触区宽度由 Hertz 接触理论确定<sup>[4]</sup>:

$$b_i = \sqrt{\frac{4(K_w + K_b)R_w R_b Q}{(R_w + R_b)\Delta x_i}}$$

其中  $K_w = \frac{1 - \gamma_w^2}{\pi E_w}$ ;  $K_b = \frac{1 - \gamma_b^2}{\pi E_b}$ 。

辊间接触压力分布及轧后断面形状分布采用指数平滑法来修正。

计算框图如图 2 所示。

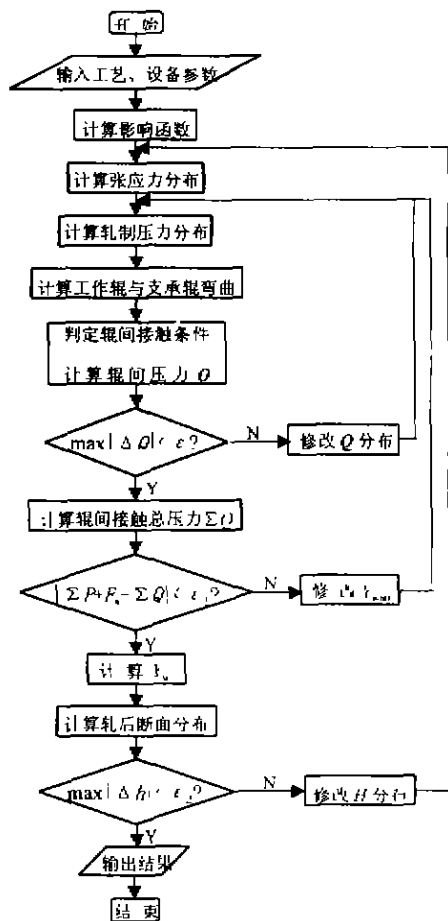


图 2 计算框图

计算时先修正张应力分布,直至张应力满足收敛精度,使轧前、轧后断面比较匹配,其次是修正轧后板材断面形状,再次是静力平衡关系的判定,直至所有的参数全部满足轧制收敛精度。

### 3 计算结果及分析

为了验证模型的正确性,笔者对某 1850 轧机进行了板厚分布计算,并将计算值与实测值进行了比较,比较结果示于图 3(图中  $B_p$  表示半板宽)。从图中可以看出,该模型的预报精度是令人满意的。

作为实际应用,利用上述模型及算法,笔者对该 1850 轧机进行了进一步的计算,轧材为铝合金(3004),轧机有关数据如下:

- 工作辊:  $\varphi 450 \text{ mm} \times 1850 \text{ mm}$
- 支承辊:  $\varphi 1270 \text{ mm} \times 1720 \text{ mm}$

两轧辊为平辊,原始凸度为 0。

轧制工艺条件如表 1 所示:

表 1 轧制工艺条件

H/mm	h/mm	B/mm	$\sigma_1$ /MPa	$\sigma_2$ /MPa
2.7	2.1	1300	29.5	14.5

H—轧前板材横向厚度;h—轧后板材横向厚度;B—板材宽度; $\sigma_1$ —前张应力; $\sigma_2$ —后张应力;

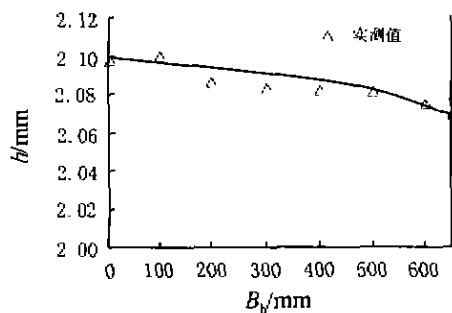


图 3 某 1850 轧机板厚计算值与实测值的比较

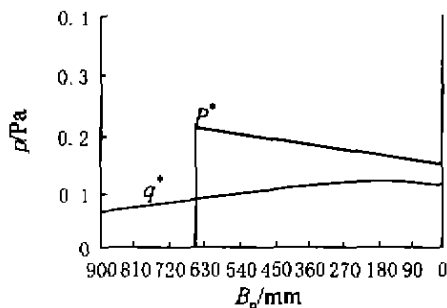


图 4  $p^*$  与  $q^*$  的分布计算值

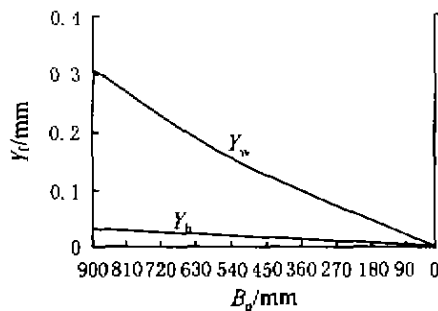


图 5 轧辊挠度分布计算值

图 4 是单位宽度轧制力  $p^*$  和单位宽度辊间压力  $q^*$  的分布(图中  $p$  分别代表  $p^+$  和  $p^-$ ,  $B_p$  表示部分板宽)。从图上可看出,轧制力大致成凹型分布,这与宽板轧制时的轧制压力是相符的。

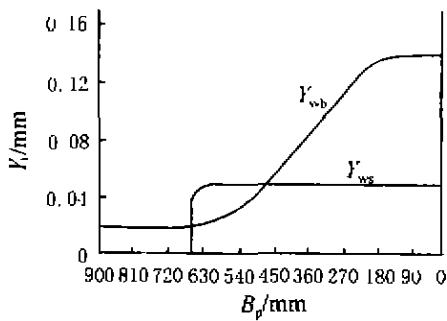


图6 工作辊压扁与辊间压扁分布

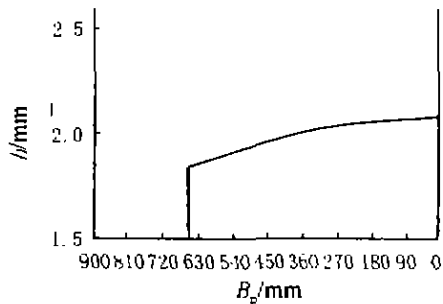


图7 板形横向厚度分布

图5是工作辊与支承辊的挠度计算值(图中 $Y_i$ 分别代表 $Y_w$ 和 $Y_b$ )。从图中可看出,工作辊的挠度较

大,支承辊的挠度相对要小得多,这与轧机在轧制过程中的实际情况是相符的。

图6是工作辊压扁值分布和工作辊与支承辊间压扁值的分布(图中 $Y_i$ 分别代表 $Y_{wb}$ 和 $Y_{wg}$ )。可以看出,两轧辊的压扁值变化较大,在轧件的宽度内,两轧辊的压扁值较大,而在轧制区之外,辊间的压扁值较小。

图7是轧后板材横向厚度分布的计算值,比较图5和图7可看出,板材横向厚度分布与工作辊挠度分布是吻合的。

#### 参考文献:

- [1] EDWARDS W J, SPOONER P D. Analysis of Strip Shape in Automation of Tandem Mills[M]. London. The Iron & Steel Institute, 1973. 176-212
- [2] 王国栋,张树堂. 四辊轧机轧辊弹性变形的矩阵计算法[J]. 重型机械, 1982, (8): 9-18.
- [3] 小川茂,浜田修一. 4段圧延機及び6段圧延機のミルストレッチ計算式[J]. 塑性と加工, 1986, 27(304): 579-586.
- [4] 胡前裕,连家创. 四辊铝箔轧机辊系变形的研究[J]. 冶金设备, 1994, (4): 1-3, 10.

## Analysis of Elastic Deformation of Rollers System in Rolling Mill Based on Influential Function and Prediction of Plate Shape

LIU Xue-feng, WANG Ling-yun

(College of Material Science and Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

**Abstract:** Roll elastic deformation must be considered when plate-rolling mill is designed and rebuilt and plate shape is controlled and improved. By using influential function method and computational formulas that are given, the roll deformation in some 1850 rolling mill is analyzed, and the results are used to predict the transverse thickness difference of plate. The results of prediction show that the method is correct.

**Key words:** influential function; rolling mill; roll deformation; plate shape

(责任编辑 李胜春)