

[文章编号] 1004-0609(2002)05-1074-05

大型多支承回转窑运行轴线的调整优化^①

李学军¹, 刘义伦², 肖友刚², 李小斌²

(1. 湘潭工学院 振动、冲击与诊断研究所, 湘潭 411201; 2. 中南大学 机电工程学院, 长沙 410083)

[摘 要] 回转窑是冶金、水泥、耐火材料生产中的关键设备, 是一种重载、大扭矩、多支点、静不定运行系统, 对它运行轴线的合理调整是维护设备安全运行的关键。建立了回转窑托轮支承力计算的线性公式, 以托轮最大支承力最小为目标函数建立优化模型, 并结合现场实例对回转窑轴线进行调整优化, 得出了一些有用的结论。

[关键词] 多支承; 回转窑; 轴线调整; 参数优化

[中图分类号] TQ 172

[文献标识码] A

回转窑是冶金、水泥、耐火材料生产中的关键设备, 对该设备的管理与维护工作是这些企业生产的中中之重。回转窑一般质量达千吨左右, 支承组数为 4~9 档, 是一种重载、大扭矩、多支点、静不定运行系统。回转窑在运行中, 由于不均匀的热膨胀、机械磨损、基础下沉等原因, 造成各档支承实际运行回转中心的变化, 即运行轴线的变化。研究发现, 回转窑运行状态的好坏虽然受许多因素的影响, 但主要与其运行轴线的变化紧密相关^[1]。据多年的经验总结, 当回转窑支承的运行中心与理想中心偏差 ± 10 mm 时, 支承弯矩和筒体应力约增加 3 倍, 托轮上的支承压力增加 1 倍^[2]。可见, 回转窑运行轴线的变化, 对它各档托轮的支承载荷有重要影响, 将直接影响到各支承组件的寿命。因此, 要有效地维护回转窑安全、高效地运行, 对它运行轴线的合理调整是关键。

一般回转窑运行轴线的调整包含有两方面的工作, 一是对回转窑运行轴线的动态测量, 在这方面已研究出一些成功的测量方法, 如: “KAS”轴线参数测量系统^[3]、非接触测量法^[4]、时域分析法^[5]、45°方向键相法^[6]; 二是根据测量的结果进行轴线的调整, 在这方面现场工作人员积累了一些调窑的经验, 普遍地认为使轴线“直”就能使回转窑处于最佳运行状态, 所以实际调整时都是根据测量结果将轴线偏差尽可能地调小^[7~10]。然而这种常规的调窑做法看似合理, 却忽略了一个重要问题。由于回转窑载荷分布极不均匀, 在各档轴线偏差为 0 时, 各档的支承载荷分配也不均衡, 此时不是最佳运行

状态。再者回转窑属大型的重要设备, 根据有关规程, 对它的每档调整一次不能太大, 所以一般轴线不能完全调整为直线。因此在允许的调整范围内, 怎样调整才能使各档支承力分配更均匀, 设备处于最佳的运行状态, 作者通过建立起回转窑托轮支承力计算的线性公式, 以托轮最大支承力最小为目标函数建立优化模型, 结合现场实例对回转窑轴线调整优化问题进行研究。

1 支承力计算线性公式

回转窑每档支承由左右两个托轮和滚圈组成, 窑筒体活套在滚圈里, 滚圈支承在两托轮上, 托轮分别与垂直方向成 30° 夹角安装, 支承示意图如图 1 所示。图中回转窑支承档数为 n , 以窑头为坐标原点, 理想轴线为 x 轴, 筒体截面垂直方向为 y 轴, 水平方向为 z 轴建立空间直角坐标系。 R_{ai} 表示各档左边托轮的支承力, R_{bi} 表示各档右边托轮的支承力。在垂直面定义偏差向量 $\mathbf{Y} = [y_1, y_2, \dots, y_n]$, 支承合力向量 $\mathbf{R}_y = [R_{y1}, R_{y2}, \dots, R_{yn}]$; 在水平面内定义偏差向量 $\mathbf{Z} = [z_1, z_2, \dots, z_n]$; 支承合力向量 $\mathbf{R}_z = [R_{z1}, R_{z2}, \dots, R_{zn}]$; 再定义左边托轮支承力向量 $\mathbf{R}_a = [R_{a1}, R_{a2}, \dots, R_{an}]$; 右边托轮支承力向量 $\mathbf{R}_b = [R_{b1}, R_{b2}, \dots, R_{bn}]$, 用 $\mathbf{G}_{li}$ 表示各档滚圈重力, 滚圈重力向量 $\mathbf{G}_l = [G_{l1}, G_{l2}, \dots, G_{ln}]$ 。由于筒体是活套在滚圈里, 在 xoy 垂直面和 xoz 水平面内, 筒体可分别视为连续梁, 各支承相当于简支支座, 窑头、窑尾为悬臂端。分别在垂直面和水平面内进行静不定求解, 有

① [基金项目] 国家重点基础研究发展规划资助项目(G1999064910)

[收稿日期] 2001-09-03; [修订日期] 2001-11-14

[作者简介] 李学军(1969-), 男, 副教授, 博士研究生。

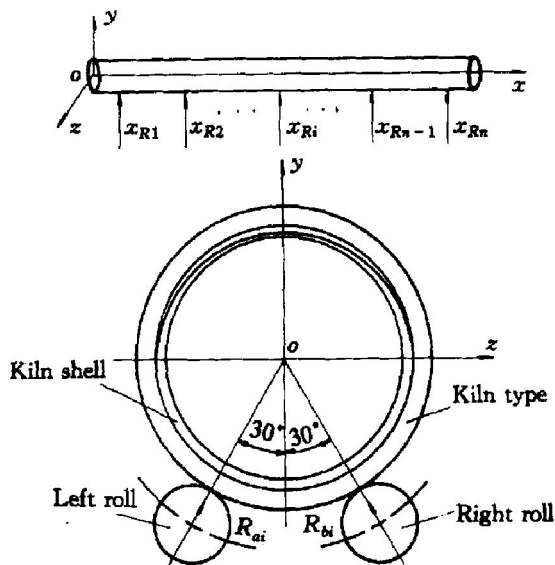


图1 回转窑支承系统示意图

Fig. 1 Sketch of supporting system of rotary kiln

$$R_y = K_0 + K \cdot Y, R_z = K \cdot Z \quad (1)$$

式中 向量 K_0 为支承力计算常数向量, 矩阵 K 为支承系统的刚度矩阵, 它反映了静不定结构的固有响应特性。如图1所示, 由力学关系有

$$\frac{\sqrt{3}}{2} R_{ai} + \frac{\sqrt{3}}{2} R_{bi} = R_{yi} + G_{li}$$

$$\frac{1}{2} R_{ai} - \frac{1}{2} R_{bi} = R_{zi}$$

解得

$$R_{ai} = \frac{\sqrt{3}}{3} R_{yi} + R_{zi} + \frac{\sqrt{3}}{3} G_{li} \quad (2)$$

$$R_{bi} = \frac{\sqrt{3}}{3} R_{yi} - R_{zi} + \frac{\sqrt{3}}{3} G_{li} \quad (3)$$

将式(2), (3)写成矩阵形式有

$$[R_{ai} \quad R_{bi}] = [R_{yi} \quad R_{zi} \quad G_{li}] \begin{bmatrix} \frac{\sqrt{3}}{3} & \frac{\sqrt{3}}{3} \\ 1 & -1 \\ \frac{\sqrt{3}}{3} & \frac{\sqrt{3}}{3} \end{bmatrix} \quad (4)$$

将向量 R_a , R_b 及式(1)代入式(4), 得回转窑托轮支承力计算线性公式为

$$R_a = \left(\frac{\sqrt{3}}{3} K_0 + \frac{\sqrt{3}}{3} G_l \right) + \frac{\sqrt{3}}{3} K \cdot Y + K \cdot Z \quad (5)$$

$$R_b = \left(\frac{\sqrt{3}}{3} K_0 + \frac{\sqrt{3}}{3} G_l \right) + \frac{\sqrt{3}}{3} K \cdot Y - K \cdot Z \quad (6)$$

对一台五档支承的回转窑进行静不定求解, 该窑全长 100 m, 共有 5 档支承, 载荷总质量为 950 t。窑体分为 54 段等刚度, 承受 22 个集中力和 27

种均布力。各支承位置为: $x_{R1} = 6.3$ m, $x_{R2} = 24.3$ m, $x_{R3} = 44.1$ m, $x_{R4} = 67.5$ m, $x_{R5} = 89.1$ m, 各档滚圈质量 16 t。取支承力的单位为 10^4 N, 轴线偏差的单位为 mm, 按式(5), 式(6)计算得出:

$$K =$$

$$\begin{bmatrix} 3.25 & -7.08 & 4.76 & -1.14 & 0.21 \\ -7.08 & 18.00 & -15.73 & 5.89 & -1.09 \\ 4.76 & -15.73 & 19.54 & -11.77 & 11.23 \\ 0.21 & -1.09 & 3.20 & -4.21 & 1.89 \end{bmatrix}$$

$$R_a = \begin{bmatrix} 137.4 \\ 147.5 \\ 144.0 \\ 111.9 \\ 53.3 \end{bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} 1.9 & -4.1 & 2.7 & -0.7 & 0.1 \\ -4.1 & 10.4 & -9.1 & 11.3 & -6.8 \\ -0.7 & 3.5 & -6.8 & 6.5 & -2.4 \\ 0.1 & -0.6 & 1.9 & -2.4 & 1.1 \\ 3.3 & -7.1 & 4.8 & -1.1 & 0.2 \\ -7.1 & 18.0 & -15.7 & 5.9 & -1.1 \\ 4.8 & -15.7 & 20.0 & -11.8 & 3.2 \\ -1.1 & 5.9 & -11.8 & 11.2 & -4.2 \\ 0.2 & -1.1 & 3.2 & -4.2 & 1.9 \end{bmatrix} \cdot Y + \begin{bmatrix} 3.3 & -7.1 & 4.8 & -1.1 & 0.2 \\ -7.1 & 18.0 & -15.7 & 5.9 & -1.1 \\ 4.8 & -15.7 & 20.0 & -11.8 & 3.2 \\ -1.1 & 5.9 & -11.8 & 11.2 & -4.2 \\ 0.2 & -1.1 & 3.2 & -4.2 & 1.9 \end{bmatrix} \cdot Z \quad (7)$$

$$R_b = \begin{bmatrix} 137.4 \\ 147.5 \\ 144.0 \\ 111.9 \\ 53.5 \end{bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} 1.9 & -4.1 & 2.7 & -0.7 & 0.1 \\ -4.1 & 10.4 & -9.1 & 3.4 & -0.6 \\ 2.5 & -9.1 & 11.3 & -6.8 & 1.9 \\ -0.7 & 3.5 & -6.8 & 6.5 & -2.4 \\ 0.1 & -0.6 & 1.9 & -2.4 & 1.1 \\ 3.3 & -7.1 & 4.8 & -1.1 & 0.2 \\ -7.1 & 18.0 & -15.7 & 5.9 & -1.1 \\ 4.8 & -15.7 & 20.0 & -11.8 & 3.2 \\ -1.1 & 5.9 & -11.8 & 11.2 & -4.2 \\ 0.2 & -1.1 & 3.2 & -4.2 & 1.9 \end{bmatrix} \cdot Y - \begin{bmatrix} 3.3 & -7.1 & 4.8 & -1.1 & 0.2 \\ -7.1 & 18.0 & -15.7 & 5.9 & -1.1 \\ 4.8 & -15.7 & 20.0 & -11.8 & 3.2 \\ -1.1 & 5.9 & -11.8 & 11.2 & -4.2 \\ 0.2 & -1.1 & 3.2 & -4.2 & 1.9 \end{bmatrix} \cdot Z \quad (8)$$

当回转窑轴线各档偏差均为 0 时, 此时各托轮的支承力即为式(7)和式(8)中的常数向量。其中最大值在第 2 档有 147.5×10^4 N, 最小值在第 5 档只有 53.5×10^4 N, 支承载荷分配不均匀, 各托轮支承力比较如图 2 所示。

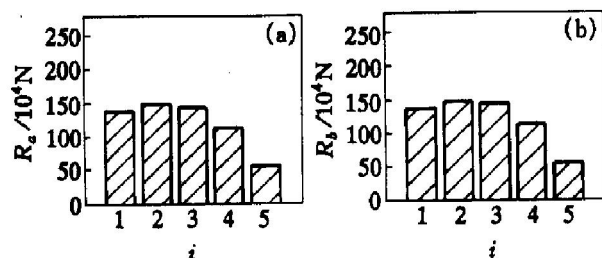


图 2 回转窑无偏差时托轮支承力

Fig. 2 Load of rotary kiln supporter without warp

2 轴线调整优化建模

回转窑轴线调整的目的,是使各档托轮支承载荷分配均匀,避免部分零部件超载运行。以上述五档支承的回转窑为例,结合现场生产的有关条件,在轴线偏差允许的调整范围内确定最优调整量,使各档托轮支承载荷分配最合理。根据这个目标,进行回转窑轴线调整优化问题建模。

1) 优化变量

根据式(7)和式(8),只要知道了轴线在垂直方向和水平方向各档的轴线偏差,便可方便地计算出各托轮的支承力。因此以各档 y 方向和 z 方向的调整量为优化变量:

$$X = [X_1, X_2]'$$

$$X_1 = \Delta Y = [\Delta y_1, \Delta y_2, \Delta y_3, \Delta y_4, \Delta y_5]'$$

$$X_2 = \Delta Z = [\Delta z_1, \Delta z_2, \Delta z_3, \Delta z_4, \Delta z_5]'$$

设回转窑轴线在垂直和水平方向的初始偏差为

$$Y_0 = [y_{01}, y_{02}, y_{03}, y_{04}, y_{05}]'$$

$$Z_0 = [z_{01}, z_{02}, z_{03}, z_{04}, z_{05}]'$$

调整后各档偏差按下式计算:

$$Y = Y_0 + X_1$$

$$Z = Z_0 + X_2$$

2) 目标函数

对于既定的回转窑支承系统,其载荷是不变的,即各档托轮支承力的和为定值。轴线调整的目标是使各档托轮支承力分配最合理,也就是尽量使各档托轮受力均衡。然而进一步研究发现,回转窑故障主要发生在受力最大的部位,当受力最大的部位能满足强度要求时,其它的部位一般也能满足强度要求。从疲劳分析可知,当载荷大于疲劳极限时,零部件的疲劳寿命与载荷成指数递减,载荷稍增加一点,零部件的寿命将大幅度减少。因此可将回转窑托轮的最大支承力作为控制目标,后面的优

化结果表明,这种处理是合理的。由上述分析,以各档托轮的最大支承力 $R_{\max}$ 作为优化目标函数:

$$f[X] = R_{\max}$$

3) 约束条件

① 调整量

回转窑属大型的重要设备,根据有关规程,轴线偏差的调整量不能超过允许值。另外筒体上传动大齿轮副的接触精度及侧隙,受齿轮副的中心距的影响。所以对于靠近齿轮副的第3档,调整偏差上下限主要根据齿轮副的啮合状况确定。将 y 方向的调整上限记为 Δy_{si} , 下限记为 Δy_{xi} ; 将 z 方向的调整上限记为 Δz_{si} , 下限记为 Δz_{xi} 。写成表达式有

$$\begin{cases} \Delta y_{xi} \leq \Delta y_i \leq \Delta y_{si} \\ \Delta z_{xi} \leq \Delta z_i \leq \Delta z_{si} \end{cases} \quad i = 1, 2, 3, 4, 5$$

② 轴线最大偏差

为了保证回转窑运转平稳,避免产生较大的动载荷和振动,各档轴线偏差 d_i 不能太大。允许的最大轴线偏差以 $d_{\max}$ 表示,对各档有:

$$\sqrt{(y_{0i} + \Delta y_i)^2 + (z_{0i} + \Delta z_i)^2} < d_{\max} \quad i = 1, 2, 3, 4, 5$$

③ 托轮负支承力

当轴线偏差较大时,按式(7)和(8)计算结果中会出现负力,但这与实际运行情况不符,因此要保证所有的托轮支承力为正力。设所有托轮中支承力的最小值为 $R_{\min}$,只要保证最小值大于0,即可保证所有的托轮支承力为正力,因此约束条件为

$$R_{\min} > 0$$

4) 优化模型

综上所述,得回转窑轴线优化调整数学模型:

$$\min \quad f[X] = R_{\max}$$

$$\text{s. t.} \quad R_{\min} > 0$$

$$d_i < d_{\max} \quad i = 1, 2, 3, 4, 5$$

$$\begin{cases} \Delta y_{xi} \leq \Delta y_i \leq \Delta y_{si} \\ \Delta z_{xi} \leq \Delta z_i \leq \Delta z_{si} \end{cases} \quad i = 1, 2, 3, 4, 5$$

3 优化分析

上述回转窑,在运行中测得各档轴线偏差。 y 方向从1档至5档分别为 5.8 mm, 5.1 mm, 7.1 mm, -3.2 mm, 6.7 mm; 方向从1档至5档分别为 4.1 mm, -1.1 mm, 5.2 mm, 7.3 mm, -2.1 mm。对该窑根据规程要求一般各档调整量不超过 ± 3 mm; 各档最大轴线偏差不超过 15 mm。此时大齿轮副传动正常,调整后为保证齿轮副保持良好啮

合, 第 3 档的调整量不超过 $\pm 1\text{ mm}$ 。确定各约束条件值如下

$$d_{\max} = 15\text{ mm}$$
$$\begin{cases} \Delta y_{xi} = \Delta z_{xi} = -3\text{ mm} \\ \Delta y_{si} = \Delta z_{si} = 3\text{ mm} \end{cases} \quad i = 1, 2, 4, 5$$
$$\Delta y_{x3} = \Delta z_{x3} = -1\text{ mm}$$
$$\Delta y_{s3} = \Delta z_{s3} = 1\text{ mm}$$

对该窑分别采用常规方法和优化方法进行调整, 调整结果如下列图表所示。图 3 中 1 为初始轴线偏差; 2 为常规调整后轴线偏差, 3 为优化调整后轴线偏差。表 1 中支承力的单位为 10^4 N , 轴线偏差的单位为 mm 。

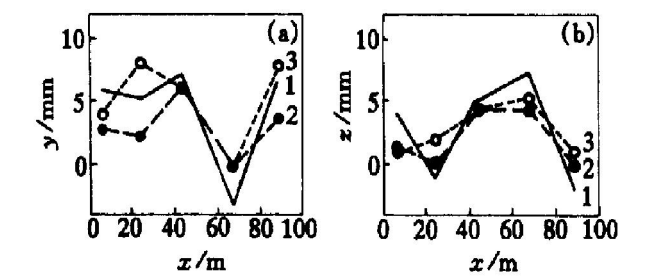


图 3 回转窑轴线调整

Fig. 3 Adjusting axes of rotary kiln

- 对上述结果进行分析, 得出如下结论:
- 1) 回转窑各档轴线无偏差时, 托轮支承力分配不均匀。说明将轴线偏差调整为零, 托轮支承力分配不是最佳的, 这种轴线调整方法不可取。
 - 2) 根据测得的回转窑初始状态, 3 档左托轮支承力最大, 达到 $272 \times 10^4\text{ N}$; 2 档右托轮支承力最小, 不到 $12 \times 10^4\text{ N}$ 。托轮支承载荷分配极不均衡, 设备的运行状态恶化, 急需进行调整。
 - 3) 按常规方法进行轴线调整后, 3 档左托轮支承力最大, 减小到 $245.5 \times 10^4\text{ N}$; 其余各托轮载荷分配也均匀些。说明这种调整方法有一定的作用, 但效果不一定最佳。

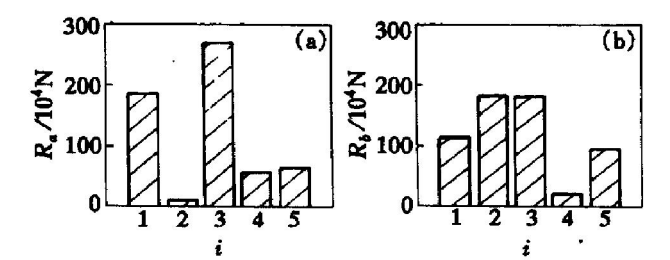


图 4 回转窑调整前托轮支承力

Fig. 4 Load of kiln supporter before adjusted

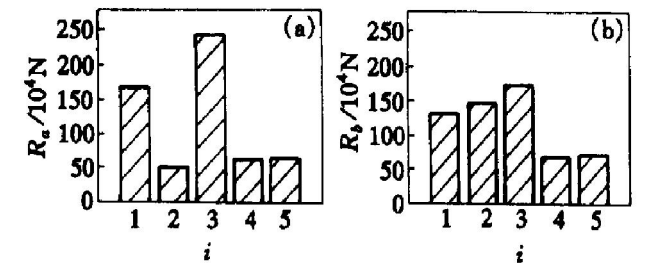


图 5 回转窑常规调整后托轮支承力

Fig. 5 Load of kiln supporter after conventionally adjusted

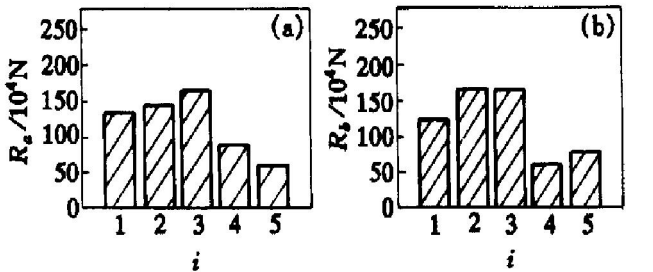


图 6 回转窑优化调整后托轮支承力

Fig. 6 Load of kiln supporter after optimum adjusted

表 1 回转窑轴线调整参数对照表

Item	①	②	③	④	⑤
Original Y_0	5.8	5.1	7.1	-3.2	6.7
Original Z_0	4.1	-1.1	5.2	7.3	-2.1
Original R_a	186.9	11.9	272.0	58.9	63.2
Original R_b	112.7	182.5	180.4	22.0	95.2
Conventional adjust ΔY	-3.0	-3.0	-1.0	3.0	-3.0
Conventional adjust ΔZ	-3.0	1.1	-1.0	-3.0	2.1
Conventional adjust R_a	170.0	50.9	245.5	63.2	63.9
Conventional adjust R_b	132.7	148.0	172.1	68.0	72.7
Optimum adjust ΔY	-1.9	3.0	-1.0	3.0	1.2
Optimum adjust ΔZ	-3.0	3.0	-1.0	-2.2	3.0
Optimum adjust T_a	133.9	144.0	165.0	89.5	61.0
Optimum adjust T_b	125.0	165.0	165.0	61.0	77.6

- 4) 按优化方法进行轴线调整后, 托轮支承最大值显著减小, 减小到 $165 \times 10^4\text{ N}$, 只有常规调整后的 $2/3$, 其余各托轮载荷分配基本均匀。说明优化方法调整, 能得到最佳运行效果, 调整效果显著。
- 5) 回转窑支承力载荷的分配对轴线偏差的变化非常敏感, 很小的轴线偏差调整量, 将引起托轮支承力很大的变化。因此在进行回转窑轴线调整

时,要相当慎重,切忌主观随意性。

6) 按优化方法进行调整,部分档的轴线偏差不是调小,而是反向调大。这说明常规方法调整的不正确性。

综上所述,回转窑轴线调整的常规方法存在着很大的盲目性,应用优化的方法确定调整量进行调整非常必要。

[REFERENCES]

- [1] 刘少平,王立志. 回转窑轴线的影晌及动态测量[J]. 机械工业自动化, 1999, 21(3): 55- 56, 58.
LIU Shao-ping, WANG Li-zhi. Dynamic measuring and influence of rotary kiln axes [J]. Machine Industry Automation, 1999, 21(3): 55- 56, 58.
- [2] 周智勇. 关于 $\Phi 4.7 \times 75$ m 回转窑冷热态中心线的研究报告[J]. 中国建材装备, 1998(1): 21- 24.
ZHOU Zhi-yong. Report about axes of $\Phi 4.7 \times 75$ m rotary kiln in different temperature [J]. China Building Material Equipment, 1998(1): 21- 24.
- [3] 张云,李智祥. 回转窑轴线参数检测技术在水泥厂的应用[J]. 水泥, 1997(6): 27- 29.
ZHANG Yun, LI Zhi-xian. The application of measuring axes for rotary kiln in cement industry [J]. Cement, 1997(6): 27- 29.
- [4] Walter G. Kiln alignment analysis an overview of the direct method [A]. IEEE Cement Industry Technical Conference [C], 2000 IEEE-IAS/PCA Cement Industry, Salt Lake City. 2000. 379- 393.
- [5] 李学军,刘义伦. 回转窑运行轴线动态测量时域分析法[J]. 有色金属(季刊), 2001, 53(2): 45- 48.
LI Xue-jun, LIU Yi-lun. The time domain analysis method of axes dynamic measuring on the operating rotary kiln [J]. Nonferrous Metals, 2001, 53(2): 45- 48.
- [6] 李学军,朱萍玉. 回转窑运行轴线监测研究[J]. 制造业自动化, 2001, 23(8): 32- 34.
LI Xue-jun, ZHU Ping-yu. The study of monitoring and measuring the operating axes of the rotary kiln [J]. Manufacturing Automation, 2001, 23(8): 32- 34.
- [7] 宋培凯,陈源兴. 回转窑及单筒冷却机修理[M]. 北京: 中国建材工业出版社, 1994. 30- 33.
SONG Pei-kai, CHEN Yuan-xin. Repairing of Rotary and Colling Machine [M]. Beijing: China Building Material Industry Press, 1994. 30- 33.
- [8] 兰海. 回转窑校准新技术(二)[J]. 中国建材装备, 1997(1): 25- 29.
LAN Hai. Adjusting technology of rotary kiln (II) [J]. China Building Material Equipment, 1997(1): 25- 29.
- [9] 江旭昌. 回转窑托轮的调整(四)[J]. 新世纪水泥导报, 2001, 5(5): 53- 55.
JIANG Xu-chang. Adjustment supporting roll of rotary kiln IV [J]. Cement Guide for New Century, 2001, 5(5): 53- 55.
- [10] 王春光. 回转窑托轮的调整[J]. 有色设备, 1999(4): 31- 33.
WANG Chun-guang. Adjustment supporting roll of rotary kiln [J]. Nonferrous Equipment, 1999(4): 31- 33.

Optimization of adjusting axes of large-scale rotary kiln with multi-supporting

LI Xue-jun¹, LIU Yi-lun², XIAO You-gang², LI Xiao-bin²

(1. Institute of Vibration Impact and Diagnosis, Xiangtan Polytechnic University,
Xiangtan 411201, China;

2. School of Mechanical and Electronic Engineering, Central South University,
Changsha 410083, China)

[Abstract] Kiln is the key equipment in the production of metallurgy, cement and material of fire-fast. It is the statically indeterminate system with over load, large torque and multi-supporting. The rational adjustment of the axes is crucial to the safe operation of rotary kiln. The liner formulas for calculating the supporting force of the supporting wheels fixing on the rotate kiln are derived. The model for optimizing adjustment of kiln axes is established, which object function is the largest supporting force of the supporting wheels. The research for one kiln is achieved in practice. Some useful analysis conclusions are obtained.

[Key words] multi-supporting; rotary kiln; adjusting axes; optimizing parameter

(编辑 朱忠国)