

文章编号: 1000-4750(2006)09-0109-05

大型多支承回转窑支承结构的接触有限元分析

*李学军¹, 沈意平¹, 王裕清², 刘德顺¹

(1. 湖南科技大学机械设备健康维护省重点实验室, 湖南 湘潭 411201; 2. 河南理工大学机械工程系, 河南 焦作 454000)

摘 要: 回转窑是冶金、水泥、耐火材料生产中的关键设备, 它是一种重载、大扭矩、多支点、静不定运行系统。回转窑运行中由于轴线偏差, 支承载荷分配严重不均, 导致支承部件因接触应力过大而产生压溃、剥落和点蚀等现象。从支承载荷分配与轴线偏差的线性关系出发, 根据赫兹接触理论, 得出了支承结构接触力与轴线偏差的关系式; 采用有限元方法对某档支承结构的接触问题进行分析, 得到了接触区域情况及各部件的变形应力规律。分析结论与实际生产一致, 为回转窑最佳运行状态的调整提供有效的理论依据。

关键词: 大型多支承; 接触力; 有限元; 轴线偏差; 支承结构

中图分类号: TH132 文献标识码: A

THE CONTACT FINITE ELEMENT ANALYSIS OF SUPPORT STRUCTURE OF LARGE-SCALE ROTARY KILN WITH MULTI-SUPPORTING

*LI Xue-jun¹, SHEN Yi-ping¹, WANG Yu-qing², LIU De-shun¹

(1. Health Maintenance for Mechanical Equipment Key Lab of Hunan Province, Hunan Science and Technology University, Xiangtan, Hunan 411201, China;

2. Mechanical engineering department, Henan polytechnic university, Jiaozuo, Henan 454000, China)

Abstract: Rotary kiln is a key equipment in the production of metallurgy, cement and refractory material. It is a statically indeterminate system with overload, large torque and multi-supporting. Because of axis line deflection and asymmetric load distribution of rotary kiln, the support parts may break, spall, or erode due to the induced overlarge contact stresses. Based on Hertz contact theory and the linear relation between load distribution and axis line deflection, the relational expression between contact stresses of supporting system and axis line deflection is derived. The contact problem of some support structure is solved with the finite element method, and contact areas and contact distortion/stress are obtained. The analysis results are consistent with practical production, which can provide effective theoretical guidance for adjusting rotary kiln into best operation state.

Key word: large-scale with multi-supporting; contact stress; finite element analysis; axis line deflection; support structure

回转窑是冶金、水泥、耐火材料生产中的核心设备, 保证它健康、高效地运行是这些生产企业提

高经济效益的关键。回转窑一般重达千吨, 长约百米, 支承组数为 4 档~9 档, 是一种重载、大扭矩、

收稿日期: 2005-01-20; 修改日期: 2005-04-21

基金项目: 湖南省自然科学基金(05JJ20012); 湖南省教育厅重点科研计划(03A052); 湖南省科技攻关项目(05CK3034)

作者简介: *李学军(1969), 男, 湖南湘潭人, 教授, 博士, 主要从事机械动力学、动态测试与信号处理、机械系统动态监控与维护 and 机械设备故障诊断方面的研究(E-mail:hmkjdxlj@163.com);

沈意平(1981), 女, 湖南湘潭人, 硕士生, 从事机械动力学和机械设备故障诊断方面的研究;

王裕清(1952), 男, 湖北松滋人, 教授, 硕士, 万方科技学院院长, 主要从事机械制造虚拟现实技术及生物机械工程方面的研究;

刘德顺(1962), 男, 湖南湘潭人, 教授, 博士, 湖南科技大学振动、冲击与诊断研究所所长、湖南科技大学副校长, 从事冲击动力学、动态设计与优化设计研究。

多支点、静不定运行系统,其结构简图如图 1 所示。回转窑每档支承结构由左右两个托轮和滚圈组成,滚圈支承在两托轮上,托轮分别与垂直方向成 30° 夹角安装。回转窑在运行中,由于不均匀的热膨胀、磨损等原因,各支承结构实际运行的回转中心不在一直线上,造成支承载荷分配不均。据以往对回转窑运行经验总结,当运行轴线偏差 $\pm 10\text{mm}$ 时,筒体应力约增加 3 倍,托轮上的支承压力约增加 1 倍^[1]。支承载荷分配不均易造成部分支承档接触应力过度增大,导致托轮与滚圈产生压溃、剥落和点蚀等现象,直接影响这些支承部件的可靠性和耐久性。因而研究回转窑在支承载荷分配不均的情况下支承结构接触力与轴线偏差的关系、掌握在接触力作用下支承部件的变形应力规律、分析支承部件的危险易损位置,对降低滚圈与托轮的不均匀磨损、减少传动功率消耗、提高设备运转率、保证回转窑安全、连续运转有着重要的意义。

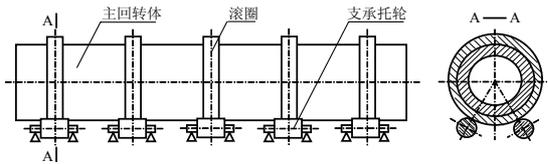


图 1 大型多支承回转窑结构简图

Fig.1 The sketch of large-scale rotary kiln with multi-supporting

回转窑支承结构的接触力是进行结构设计与设备维护的重要参量。张书辉^[2]、高杰三^[3]等估算了回转窑滚圈与托轮间的最大接触应力并依此提出了滚圈设计和改进思路;宋宏斌总结了生产中滚圈与托轮接触表面的几种磨损情况,提出了窑体中心线会引起各档支承载荷大小变化,支承装置磨损不均匀,主回转体弯曲变形增大^[4];近年来,以 J J Coz Diaz (2001)^[5]、K-D Bouzakis (2004)^[6]和国内中南大学^[7,8]等为代表,开始采用有限元软件仿真在接触力作用下各主要部件的应力变形情况。但对支承结构接触力与轴线偏差关系进行系统研究,利用有限元接触求解程序将支承结构作为整体进行分析的文献资料较少。本文从理论上分析了支承结构接触力与轴线偏差的关系,利用有限元方法计算了某支承结构在最大支承载荷下的接触问题,得到了接触区域情况和支承部件的应力应变规律,所得的结果与赫兹理论计算的结果相近,分析结论与回转窑实际生产一致,为回转窑最佳运行状态的调整提供了有效的理论依据。

1 支承结构接触问题

1.1 支承结构接触力与轴线偏差的关系

设大型多支承回转窑的支承档数为 m ,以 y_i 表示轴线在垂直面内各支承偏差,以 z_i 表示水平面内各支承偏差,定义垂直偏差向量 $\mathbf{Y}=[y_1, y_2, \dots, y_m]^T$,水平偏差向量 $\mathbf{Z}=[z_1, z_2, \dots, z_m]^T$ 。以 R_{ai} 表示左侧各托轮载荷, R_{bi} 表示右侧各托轮载荷,定义左侧托轮载荷向量 $\mathbf{R}_a=[R_{a1}, R_{a2}, \dots, R_{am}]^T$,右侧托轮载荷向量 $\mathbf{R}_b=[R_{b1}, R_{b2}, \dots, R_{bm}]^T$ 。以 g_i 表示各滚圈重量,定义滚圈重量向量 $\mathbf{G}_l=[g_1, g_2, \dots, g_m]^T$ 。将主回转体处理为连续梁,建立支承载荷求解的力学模型和求解矩阵进行静不定求解,根据文献^[9]得出支承载荷分配与轴线偏差的线性关系式^[9]:

$$\begin{aligned} \mathbf{R}_a &= \left(\frac{\sqrt{3}}{3} \mathbf{K}_0 + \frac{\sqrt{3}}{3} \mathbf{G}_l \right) + \frac{\sqrt{3}}{3} \mathbf{K} \mathbf{Y} + \mathbf{K} \mathbf{Z} \\ \mathbf{R}_b &= \left(\frac{\sqrt{3}}{3} \mathbf{K}_0 + \frac{\sqrt{3}}{3} \mathbf{G}_l \right) + \frac{\sqrt{3}}{3} \mathbf{K} \mathbf{Y} - \mathbf{K} \mathbf{Z} \end{aligned} \quad (1)$$

式中, \mathbf{K}_0 为常数向量,它表示各支承偏差为 0 时,各托轮的载荷分配值;矩阵 \mathbf{K} 为支承系统的刚度矩阵,它反映了静不定结构的固有特性。

回转窑各档支承结构处,滚圈与托轮接触区的压力分布符合赫兹(Hertz)接触规律。根据赫兹接触理论,滚圈和托轮的接触区域不是一条直线,而是一个有效宽度为 $2a$ 的矩形面,如图 2 所示。接触区宽度及压力分布为^[10]:

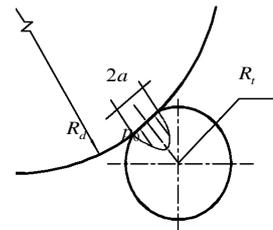


图 2 滚圈托轮的赫兹接触

Fig.2 Hertz contact of roller and wheel

$$a^2 = \frac{4PR}{\pi E^*} \quad (2)$$

$$p(x) = \frac{2P}{\pi a^2} (a^2 - x^2)^{1/2} \quad (3)$$

P ——单位长度托轮所受的正压力,由于滚圈的宽度 l_d 小于托轮宽度 l_r ,所以接触区长度取 l_d ,故 $P = P_z / l_d$, P_z 与支承载荷相关, N/m;

R ——托轮与滚圈相对曲率半径, R 是与滚圈半径 R_d 和托轮半径 R_r 有关的量,可由 $1/R = 1/R_d + 1/R_r$ 计算, m;

E^* —— 托轮与滚圈的当量弹性模量, E^* 是与托轮弹性模量 E_1 和泊松比 ν_1 及滚圈弹性模量 E_2 和泊松比 ν_2 有关量, 由 $1/E^* = (1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2$ 计算, Pa。

由式(3)可知, 接触区的压力分布是一个抛物面。压力在接触区边缘降为零, 最大压力出现在接触区的中轴线上:

$$p_0 = \frac{2P}{\pi a} = \left(\frac{PE^*}{\pi R} \right)^{1/2} \quad (4)$$

以 F_{ai} 表示左侧托轮与滚圈接触区域内的接触力, 以 F_{bi} 表示右侧托轮与滚圈接触区域内的接触力。定义向量 $F_a = [F_{a1}, F_{a2}, \dots, F_{am}]^T$ 为左侧接触力分布, 定义向量 $F_b = [F_{b1}, F_{b2}, \dots, F_{bm}]^T$ 为右侧接触力分布。综合式(1), 式(2)和式(3)可得支承结构接触力与轴线偏差的函数关系:

$$F_a = h_1[Y, Z], \quad F_b = h_2[Y, Z]$$

1.2 轴线偏差对支承结构力学特性的影响

回转窑运行轴线发生偏差时, 垂直方向的偏移会引起各档支承结构的载荷分配大小变化; 水平方向的偏移会引起同一档两侧托轮受力不同。滚圈与托轮的接触传递着整个主回转体给滚圈内壁的压力及自重, 主回转体对滚圈内壁的压力, 按余弦分布。从滚圈壁上取出一微段, 建立微段在径向和周向上的力学平衡方程, 积分整理后得出压力分布公式, 根据文献[7], 滚圈内壁的压力分布表达式为^[7]:

$$q = \frac{Q}{\pi R_c} (A - \cos \alpha) \quad (5)$$

其中 Q 为单位长(轴向)垂直方向的载荷, N; q 为滚圈周线上的均布载荷, N/m; R_c 为滚圈内外半径的平均值, m; α 为接触初始角; A 为系数, 与接触角 β (即 $\pi - \alpha$) 有关:

$$A = \frac{1}{2} \left(\frac{\beta}{\sin \beta} + \cos \beta \right) \quad (6)$$

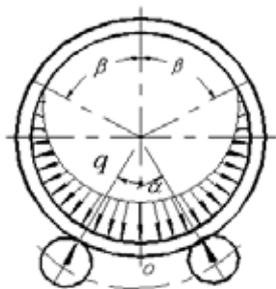


图3 滚圈余弦压力分布示意图

Fig.3 Sketch of cosine pressure distribution of roller

对于回转窑各档支承结构的力学状态, 当回转窑运行轴线发生垂直方向的偏移时, 各档的滚圈内壁压力 Q 发生改变; 当回转窑运行轴线发生水平方向的偏移时, 左右托轮受力不相等, 即滚圈内壁压力左右 β 角不相等, 合力存在水平方向的作用分力。综上所述, 轴线偏差影响支承结构中滚圈内壁压力的大小和分布情况, 且由式(3)知, 滚圈压力越大则接触宽度越大, 且接触中部最大接触应力相应增大。

2 支承结构的接触有限元分析

接触是一种高度非线性行为, 在求解过程中要确定接触区域大小和相互位置以及接触状态。有限元分析软件 ANSYS 是一种能高效求解接触非线性问题的仿真分析软件。进行有限元分析的第一步是将实体模型离散为若干个单元组成的有限元网格模型, 根据支承结构的实际情况将其简化, 建立如图4所示的有限元模型。接触对的定义是求解接触问题的关键, 给回转窑支承结构接触模型定义了两个接触对, 分别为左右托轮与滚圈外表面接触部分。

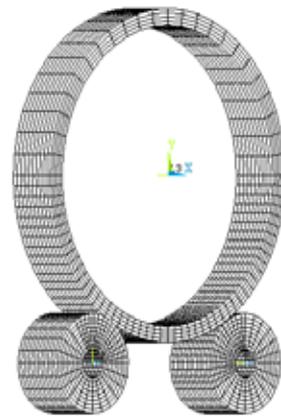


图4 支承结构有限元模型

Fig.4 Finite element model of support structure

接触有限元模型的载荷包括托轮的约束和滚圈内壁所受的压力。由于托轮紧套在托轮轴上, 故令托轮孔内径上的所有节点位移全部为零。在回转窑支承结构的接触有限元分析中, 支承系统载荷分配不均对接触产生的影响, 通过加载时改变滚圈内壁的压力大小及分布情况来实现。有限元模型加载过程中, 根据回转窑载荷总重、档数、档位分布及轴线偏差值, 按式(1)计算各档的载荷分配值, 按式(5)和轴线水平偏差情况施加滚圈内壁所受的余弦压力载荷。

3 实例分析

对某厂一台 4m×100m 回转窑进行分析, 该窑共有 5 档支承, 载荷总重 $950 \times 10^4 \text{N}$ 。支承滚圈几何参数: 宽度 $B_1 = 0.725 \text{m}$, 内径 $R_1 = 2.1 \text{m}$, 外径 $R_2 = 2.33 \text{m}$; 托轮几何参数: 宽度 $B_2 = 0.78 \text{m}$, 内径 $r_1 = 0.2 \text{m}$, 外径 $r_2 = 0.7 \text{m}$; 物理参数: 弹性模量均为 $2.1 \times 10^{11} \text{Pa}$, 摩擦因数 0.2, 泊松比 0.3。

利用文献[9]中计算结果数据, 运行有限元软件 ANSYS, 经过不断调试程序, 计算最大载荷分配档处左右托轮与滚圈的两对接触。求解后得到: 当支承偏差为零时, 载荷分配最大档载荷为 $Q = 2.39 \times 10^6 \text{N}^{[9]}$, 分析得到的最大接触应力为 437MPa; 当垂直方向偏差从 1 档至 5 档为 5.8mm、5.1mm、7.1mm、-3.2mm、6.7mm 时, 最大分配载荷为 $Q = 3.84 \times 10^6 \text{N}^{[9]}$, 分析得到的最大接触应力为 554MPa。文章以载荷为 $Q = 2.39 \times 10^6 \text{N}$ 时接触求解结果来进行下文的分析。

3.1 计算结果

接触分析开始时滚圈与托轮的初始接触状态是一条接触线(刚好接触), 随着计算时间增量逐渐发展为接触面。图 5(a)描述了支承滚圈的变形及应力分布情况, 滚圈的变形相当复杂, 其顶部、左右中部及两个与托轮接触处等五处的变形较大, 应力出现峰值; 图 5(b)描述了托轮接触处应力分布图, 托轮的变形主要发生在与滚圈接触处, 应力在接触处中部达到最大值, 远离接触处的变形和应力很小, 几乎接近于零。

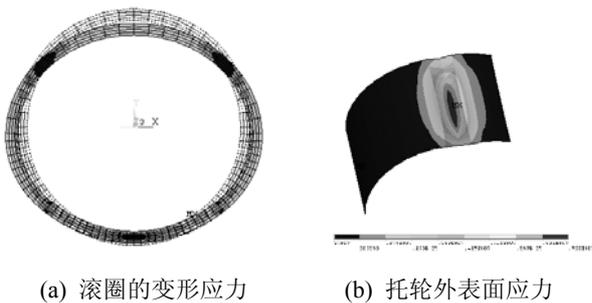


图 5 支承结构接触变形应力结果

Fig.5 Contact distortion /stress results of support structure

图 6 描述了支承滚圈的接触力区域及大小分布图, 接触区域的形状相似于矩形面, 与赫兹接触理论所述“有效宽度为 $2a$ 的矩形面”一致。最大接触应力的范围很小, 计算得出接触处的最大接触应力为 437MPa, 与通过赫兹接触理论算得的接触应力 453MPa 相差约 3.53%, 说明了分析的正确性。

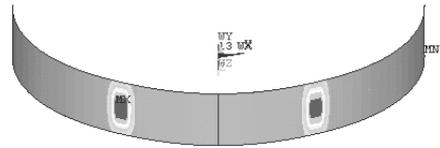
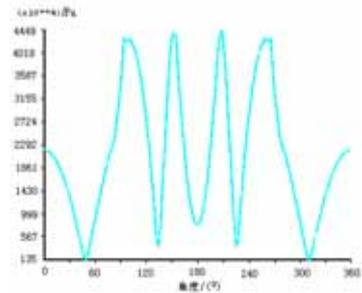


图 6 支承滚圈接触区域

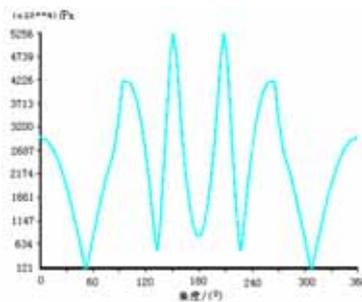
Fig.6 Contact area of supporting roller

3.2 滚圈与托轮在接触力作用下的变形应力分析

主回转体的工作状态直接影响到设备的运转率, 了解各档支承结构的变形应力情况, 能间接反映主回转体的弯曲情况及变化趋势。支承滚圈的变形直接影响到主回转体的变形。通过处理得出了支承滚圈在接触力作用下, 内外圆周的等值线应力分布曲线, 见组图 7, 其中横坐标为圆周各点和中心连线与 Y 轴的夹角。从图 7 可知: 滚圈内外圆周的应力分布基本相似, 均出现五个应力峰值, 其中最大应力出现在与托轮接触处的内外表面处, 由于接触作用滚圈内外圆周的应力分布曲线最大应力峰值相差约 12MPa。结合图 6 滚圈外表面接触应力分布情况知, 滚圈最危险的部位应在滚圈与托轮接触区域中部。



(a) 滚圈内圆周的应力分布曲线



(b) 滚圈外圆周的应力分布曲线

图 7 滚圈应力分布曲线

Fig.7 The curve of stress distribution of roller

托轮在径向上通过滚圈对主回转体起定位作用, 回转窑中间部分的全部重量最终都由托轮支承。如前分析托轮变形主要发生在外表面与滚圈接触处, 且由于接触区应力分布成抛物面分布, 外圈中部的应力变形比两端状态恶劣, 在此处多发生托

轮的接触疲劳,这与实际工况是一致的。

由于轴线偏差使各档支承载荷大小不同且同一档两侧托轮受力也不同,直接影响到工作状态时各档接触力不同,从而引起各支承零件磨损不均匀,进一步加剧回转窑运转状态的恶化。要提高支承系统工作可靠性和耐久性,一方面在设计制造阶段提高零件的结构刚度和材料硬度^[2,3],另一方面在运转中通过调整回转窑运转状态使各档处于最佳受力状态,减少各档支承零件的不均匀磨损。文章为回转窑设备的维护与管理提供了依据,为调整运行状态和提高运转率提供了一种可靠的分析方法。

4 结论

本文研究了支承结构接触力与轴线偏差的关系,利用有限元实例计算了某支承结构在最大支承载荷作用下滚圈与托轮系统的接触问题,做出了以下结论:

(1) 由于大型多支承回转窑运转轴线偏差,导致各档支承结构承受的载荷分配不均匀,使各档滚圈与托轮的接触区域和接触力大小情况不相同;轴线偏差与各档的接触力是成函数关系的。

(2) 回转窑运行轴线在水平和垂直方向的偏移,导致各档支承载荷大小不同且同一档两侧托轮受力也不相同,引起各档支承零件磨损状态的不均匀,进一步加剧回转窑运转状态的恶化。

(3) 计算得到的接触区域与最大接触应力大小与赫兹理论计算结果一致,说明了分析的可靠性。

(4) 找出了支承部件的最危险部位。滚圈与托轮最危险的部位分别为两者外表面接触区域中部,在此处易发生接触疲劳,这与实际工况一致。

(5) 对大型多支承回转窑支承结构进行接触有限元分析,了解接触力与运行轴线偏差的关系,掌握各部件在接触力作用下的变形应力情况,为研究滚圈与托轮间接触状况和设备的维护提供了可靠的分析方法。

参考文献:

[1] 容永泰. 提高回转窑的运转率(二)[J]. 中国建材装备, 1996, (2): 13~18.
Rong Yongtai. Increasing operation ratio of rotary kiln (2nd) [J]. China Building Material Equipment, 1996, (2):

13~18. (in Chinese)

[2] 张书辉, 杨皓. 回转窑滚圈断裂的原因分析及其改进[J]. 化工机械, 2002, 29(3): 175~176.
Zhang Shuhui, Yang Ai. Analysis the cause of roller rupture of rotary kiln and improvement [J]. Chemistry Mechanical, 2002, 29(3): 175~176. (in Chinese)

[3] 高杰三. 回转窑的滚圈设计[J]. 有色金属, 1995, (3): 7~11.
Gao Jiesan. Design roller of rotary kiln [J]. Nonferrous Metals, 1995, (3): 7~11. (in Chinese)

[4] 朱宏斌, 程鸿机. 回转窑托轮带磨损及其运转状态的判定[J]. 水泥, 1995, (1): 16~18.
Zhu Hongbin, Cheng Hongji. The wear of wheel and roller of rotary kiln and the determinant their operation state [J]. Sichuan Cement, 1995, (1): 16~18. (in Chinese)

[5] Coz Diaz J J, Rodríguez Mazón F, García Nieto P J. Design and finite element analysis of a wet cycle cement rotary kiln [C]. FEA Des, 2002, 39(1): 17~42.

[6] Bouzakis K-D, Siganos A. FEM supported determination of cement rotary kiln stresses considering the contribution of the internal refractory to the kiln rigidity [C]. Zement-Kalk-Gips ZKG International, 2004, 57(2): 70~78.

[7] 周贤, 刘义伦, 赵先琼. 回转窑轮带受力模型及接触应力仿真分析[J]. 中南工业大学学报, 2002, 33(5): 526~529.
Zhou Xian, Li Yilun, Zhao Xianqiong. Mechincal model and contact stress emulational analysis of rotary kiln's tyre [J]. J. Cent. South. Univ. Technol., 2002, 33(5): 526~529. (in Chinese)

[8] 赵先琼, 刘义伦, 周贤. 回转窑托轮力学行为的有限元分析与分析[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2002, 29(6): 52~56.
Zhao Xianqiong, Liu Yilun, Zhou Xian. Finite element ananlysis of mechanical conditions for supporter of rotary kiln [J]. J. Hunan Univ (Natural Science), 2002, 29(6): 52~56. (in Chinese)

[9] 李学军, 朱萍玉, 王梅松. 大型超静定回转窑支承载荷求解通用方法[J]. 应用力学学报, 2004, 21(1): 160~165.
Li Xuejun, Zhu Pingyu, Wang Meisong. General approach for solving supporting load of large-scale statically indeterminate rotary kiln [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2004, 21(1): 160~165. (in Chinese)

[10] G Mgladwell 著. 范天佑译. 经典弹性理论中的接触问题[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1992.
G Mgladwell Write. Fan Tianyou Translitate. The contact problem under classical elastic theory [M]. Beijing: Beijing Polytechnic Press, 1992. (in Chinese)