

回转窑滚圈多轴疲劳寿命预测及 与轴线偏移关系研究*

沈意平^{1,2}, 王送来¹, 李学军¹, B·S·迪隆²

(1. 湖南科技大学 机械设备健康维护湖南省重点实验室,湖南 湘潭 411201;
2. 渥太华大学 机械学院,渥太华,安大略省,K1N6N5,加拿大)

(郭兴明推荐)

摘要: 结合轴线偏移情况开展回转窑滚圈多轴疲劳寿命研究,采用了 Wang 和 Brown 提出的多轴疲劳准则和雨流计数法及 Miner 准则进行累积损伤评估.回转窑运行轴线偏移会导致滚圈承受的支承载荷分布严重不均,因此引入载荷比来描述轴线偏移程度以进一步定量分析滚圈应力.采用有限元软件 ANSYS 进行了各载荷比下滚圈的接触应力分析,并根据滚动接触区域情况计算得到了切向摩擦应力.以某回转窑滚圈为分析对象,计算得到了随载荷比变化的疲劳寿命曲线,揭示了轴线偏移对滚圈疲劳寿命的影响规律.研究对减少滚圈疲劳失效有重要意义,同时也可作为轴线调整和优化调窑的理论依据.

关键词: 疲劳寿命; 多轴疲劳; 轴线偏移; 滚动接触

中图分类号: O346;TH114 **文献标志码:** A

DOI: 10.3879/j.issn.1000-0887.2010.02.008

引 言

回转窑滚圈承受着筒体、窑衬及物料等回转部分上千吨的载荷.滚圈由左右两托轮支承,通常经历着相当大的由周向应力和切向摩擦应力共同作用的多轴交变应力.回转窑滚圈的疲劳寿命采用不同的基于单轴应力方法进行了分析,但累积损伤计算中均没有计及切向摩擦应力^[1-3].回转窑由于不均匀磨损与热膨胀会导致运行轴承偏移,即各档支承回转中心不在同一直线上,从而造成各档支承载荷分布严重不均.支承载荷分配与轴线偏移的线性关系式推导见文献[4].因此,本文引入了载荷比 r 来描述轴线偏移程度, r 定义为滚圈水平载荷与垂直载荷的比值.本文主要研究滚圈多轴疲劳寿命及其与轴线偏移的关系.

目前针对不同的材料和载荷情况提出了多种多轴疲劳寿命准则,但没有一个统一的模型.临界平面法由 Brown 和 Miller 最先提出^[5],进一步由 Kandi, Brown 和 Miller 提出基于临界平面剪应变和法向应变的表达方程,这被认为是最基本的多轴疲劳模型^[6].近年来,研究者均认为多轴疲劳寿命取决于最大剪应变(应力)平面上剪应变(应力)和法向应变(应力)的综合作用^[7-15].基于前述临界平面理论,Wang 和 Brown 提出了一个与路径无关的多轴疲劳寿命准则,

* 收稿日期: 2009-08-03; 修订日期: 2009-12-06

基金项目: 国家“863”计划基金资助项目(2007AA04Z415);国家自然科学基金资助项目(50675066);
湖南省教育厅项目(09C407)

作者简介: 沈意平(1981—),女,湖南湘潭人,讲师,硕士(联系人. E-mail: yiping1011@163.com).

同时阐述如何采用雨流计数法实现多轴应力计数,并对几种材料进行了模型实验验证^[11]。本文采用 Wang 和 Brown 提出的模型进行滚圈的多轴疲劳寿命分析,雨流计数法和 Miner 准则进行多轴应力计数和损伤计算。各载荷比下滚圈的周向应力和接触应力在有限元软件 ANSYS 中分析得到,然后根据滚圈与托轮的滚动与滑动接触状况和得到的接触应力确定切向摩擦应力。以某回转窑滚圈为分析对象,得到其多轴疲劳寿命随载荷比变化的曲线,并与已有单轴应力寿命曲线进行了对比分析。本文分析为解决类似滚圈接触问题提出了基本方法,可作为轴线调整和优化调窑的理论依据,对减少滚圈疲劳失效有重要意义。

1 多轴疲劳寿命准则

对于单轴的低周疲劳,基于应变的 Coffin-Manson 公式常用来预测疲劳寿命:

$$\frac{\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c, \quad (1)$$

其中, ε 为应变幅值, σ'_f 和 ε'_f 分别为疲劳强度系数和疲劳系数, b 是强度指数, c 是疲劳指数, E 是弹性模量, N_f 是载荷循环次数。Coffin-Manson 公式是多轴疲劳模型的基础方程。

临界平面法首先由 Brown 和 Miller 提出^[5],认为疲劳寿命等高线受 Γ 平面内最大剪应变 γ_{\max} 和法向应变 ε_n 影响, Kandi, Brown 和 Miller 给出了一个明确的方程^[6]:

$$\gamma_{\max}/2 + s\varepsilon_n = C, \quad (2)$$

其中, γ_{\max} 是最大剪应变, ε_n 是与最大剪应变所在平面垂直的应变幅值, s 是一个与路径无关的材料多轴疲劳参数。

基于上述方程, Wang 和 Brown^[11] 给出了一个适合于比例和非比例加载的与路径无关疲劳模型。这个模型尤其适合于比例和非比例混合加载下滚圈的疲劳预测问题。Wang 和 Brown 的方程认为变幅加载中应采用法向应变变程 ε_n^* 来代替应变幅值 ε_n , 综合平均应力影响后的方程可写为^[11]

$$\frac{\gamma_{\max}}{2} + s\varepsilon_n^* = [1 + \nu_e + (1 - \nu_e)s] \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + [1 + \nu_p + (1 - \nu_p)s] \varepsilon'_f (2N_f)^c, \quad (3)$$

其中, ν_e 和 ν_p 分别为弹性和塑性 Poisson 比, ν_p 常取 0.5, ν_e 常取 0.3, s 是唯一一个材料多轴疲劳参数, 根据文献^[11] 可取为 1.57。

2 多轴应力分析

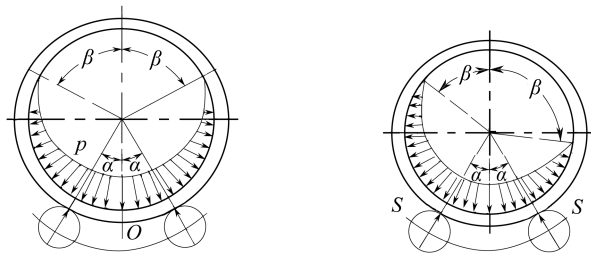
大量研究表明滚圈的疲劳主要取决于接触疲劳寿命,合理的多轴疲劳模型应综合考虑周向承受的应力和切向摩擦应力。滚圈内表面承受着筒体施加的余弦分布载荷,其大小及分布中心情况受轴线偏移的影响。回转窑的垂直方向的偏移会引起各档支承结构的载荷分配大小变化;水平方向的偏移会引起同一档两侧托轮受力不同。无水平偏移时滚圈受力分布示意图如图 1(a) 所示,压力分布公式为^[16]

$$p = \frac{Q}{\pi R_c} (A - \cos \alpha), \quad (4)$$

式中, Q 为单位长度(轴向)垂直方向的载荷(N)(本研究中,最大载荷值为 $Q = 2.39 \times 10^6$ N), p 为滚圈周线上的均布载荷(N/m), R_c 为滚圈内半径的平均值(m), α 为接触初始角, A 为系数,与接触角 β (即 $\pi - \alpha$) 有关:

$$A = \frac{1}{2} \left(\frac{\beta}{\sin \beta} + \cos \beta \right). \quad (5)$$

当存在水平轴线偏移时,实际中滚圈受到的筒体载荷不是垂直向下,合力方向虽为径向,但作用点会偏离图 1 中点 O ,从而改变滚圈内壁压力分布规律,使得内壁压力分布中心偏转、



(a) 无水平轴线偏移 (b) 有水平轴线偏移

图1 有无水平轴线偏移时滚圈的余弦分布压力

左右 β 角不相等,分布规律如图 1(b). 同时,进一步分析发现,由于回转窑运行中不允许出现单边托轮受力的情况,合力的作用点必定在两托轮作用力之间,即合力作用点在 $-30^\circ \sim 30^\circ$ 之间变化,定义水平分力与垂直分力大小的比值为载荷比 r :

$$r = |\tan \alpha| = |R_{xi}/R_{yi}| \tag{6}$$

因为合力作用点在 $-30^\circ \sim 30^\circ$ 之间变化,即 $r = 0 \sim 0.577$. 从而可以利用有限元软件 ANSYS 计算出不同载荷比及垂直载荷的滚圈应力分布规律,载荷比 r 分别取为 0, 0.05, 0.1, 0.15, 0.2, 0.25, 0.3, 0.35, 0.4, 0.45 和 0.5.

滚圈与托轮的接触应力可以通过 Hertz 接触理论来计算,而切向摩擦应力通过 Coulomb 定律和接触区域滚动与滑动接触状况来确定. 根据 Hertz 接触理论,滚圈和托轮的接触区域压力分布为

$$p(x) = \frac{2P}{\pi a^2} (a^2 - x^2)^{1/2}, \tag{7}$$

其中, P 为单位长度托轮所受的正压力, a 为接触区域的宽度,计算式为

$$a^2 = 4PR/(\pi E^*), \tag{8}$$

其中, E^* 是托轮与滚圈的当量弹性模量,与托轮弹性模量 E_1 和 Poisson 比 ν_1 及滚圈弹性模量 E_2 和 Poisson 比 ν_2 有关的量,由 $1/E^* = (1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2$ 计算. R 为托轮与滚圈相对曲率半径,与滚圈半径 R_d 和托轮半径 R_l 有关的量,可由 $1/R = 1/R_d + 1/R_l$ 计算. 接触区的压力分布是一个抛物面,压力在接触区边缘降为 0,最大压力 p_0 出现在接触区的中轴线上:

$$p_0 = \frac{2P}{\pi a} = \left(\frac{PE^*}{\pi R}\right)^{1/2}. \tag{9}$$

滚圈与托轮属于滚动接触,因此在分析接触区域应力状态时需要分析滑移的影响. 根据摩擦力和弹性变形之间的相互关系,将接触区域分为“粘连”区和“微滑”区,如图 2 所示. 无论切向力多么小,在接触区后缘总会产生微滑,即存在“微滑”区. 由于“微滑”区的存在,在“粘连”区内切向应变存在差值,导致在接触区产生相对滑动. 根据 Coulomb 摩擦定律,极限摩擦应力 $q'(x)$ 为^[17-18]

$$q'(x) = \mu p_0 (1 - x^2/a^2)^{1/2}, \tag{10}$$

其中, μ 是滚圈与托轮的摩擦因数,取值为 0.2. 设这个中心“粘连”区的宽度为 c ,在“粘连”区 $(-c \leq x \leq c)$ 附加力 $q''(x)$ 的计算式为^[17]

$$q''(x) = c\mu p_0(1 - x^2/c^2)/a, \tag{11}$$

则在整个接触区的切向应力的合力为

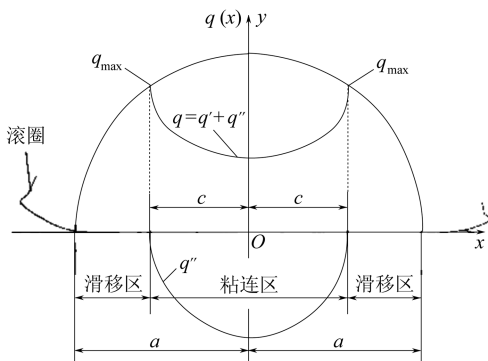


图2 接触区域示意图

$$q(x) = q'(x) - q''(x) = \mu p_0 [(a^2 - x^2)^{1/2} - (c^2 - x^2)^{1/2}] / a. \quad (12)$$

通过执行上述分析步骤,接触区的切向摩擦应力可以计算得到.但是上述解析方法不能得到周向和切向应力的变化历程.因此,应力分析采用有限元软件 ANSYS 进行仿真,一方面周向的应力历程可直接绘制出来,另一方面可以利用仿真得到的接触应力和公式(12)计算切向摩擦应力.

3 多轴疲劳寿命分析

3.1 接触应力和周向应力

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.本文仅简单叙述了利用 ANSYS 软件求解的过程,详细过程请参考文献[19].对某厂一台 4×100 m 回转窑进行分析,该窑共有 5 档支承,载荷总重 950×10^4 N,托轮分别与垂直方向成 30° 夹角支承滚圈.支承滚圈几何参数:宽度 $B_1 = 0.725$ m,内径 $R_1 = 2.1$ m,外径 $R_2 = 2.33$ m;托轮几何参数:宽度 $B_2 = 0.78$ m,内径 $r_1 = 0.2$ m,外径 $r_2 = 0.7$ m;物理参数:弹性模量均为 2.1×10^{11} Pa,摩擦因数 0.2, Poisson 比 0.3.滚圈与托轮接触的有限元模型如图 3 所示,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.

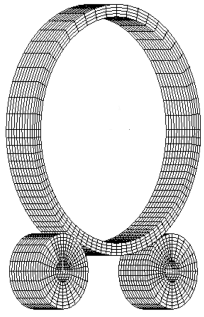


图 3 滚圈与托轮的接触有限元模型

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 0.筒体对滚圈内壁的压力按第 2 节所述的余弦分布施加,载荷比 r 分别取为 0, 0.05, 0.1, 0.15, 0.2, 0.25, 0.3, 0.35, 0.4, 0.45 和 0.5.通过有限元软件 ANSYS 运算和结果显示,组图 4(a) ~ 图 4(k) 给出了不同载荷比下滚圈外表面的周向应力分布曲线,图中横坐标为滚圈外圆周上各节点逆时针至 Y 轴正方向上节点的弧长 l ,单位 m,纵坐标为周向应力 σ ,单位 Pa.图 4(1) 为 $r = 0$ 时滚圈的接触应力分布曲线,纵坐标为接触应力 p ,单位 Pa,其余载荷比滚圈的最大接触应力列于表 1 中.分析图 4 和表 1 可得出如下结论:

表 1 接触区域最大接触应力

| 载荷比 r | 0 | 0.05 | 0.1 | 0.15 | 0.2 | 0.25 | 0.3 | 0.35 | 0.4 | 0.45 | 0.5 |
|---------------------------------|-----|------|-----|------|-----|------|-----|------|-----|------|-----|
| 与托轮接触左侧区域 p_{\max}/MPa | 372 | 384 | 399 | 421 | 435 | 451 | 463 | 472 | 475 | 485 | 508 |
| 与托轮接触右侧区域 p_{\max}/MPa | 372 | 350 | 332 | 321 | 296 | 285 | 261 | 246 | 212 | 178 | 145 |

1) 滚圈周向应力波形随载荷比变化而变化.载荷比 r 不为 0 时,最大应力值出现在载荷偏向的单侧托轮支承处.

2) 滚圈周向应力值出现在内表面,顶部、中部和托轮支承等处出现应力峰值;滚圈运转一圈经历 6 次载荷交变.除最大接触应力处,其余最大应力值也较大,会加速滚圈的疲劳破坏.这是滚圈受力状况与其余滚动接触问题显著不同的地方.

3) 滚圈接触应力曲线主要取决于两个接触应力峰值,其余载荷比下的接触曲线类似于图 4(1).根据式(12),切向摩擦应力可通过接触应力乘以摩擦因数来获得.

3.2 多轴疲劳损伤计算

采用雨流计数法对得到的周向和切向应力进行应力历程分解.特别地,周向和切向应力的峰值同时出现在接触区域,此时在 Brown-Miller 模型中法向应变变程 ε_n^* 等于法向应变幅值

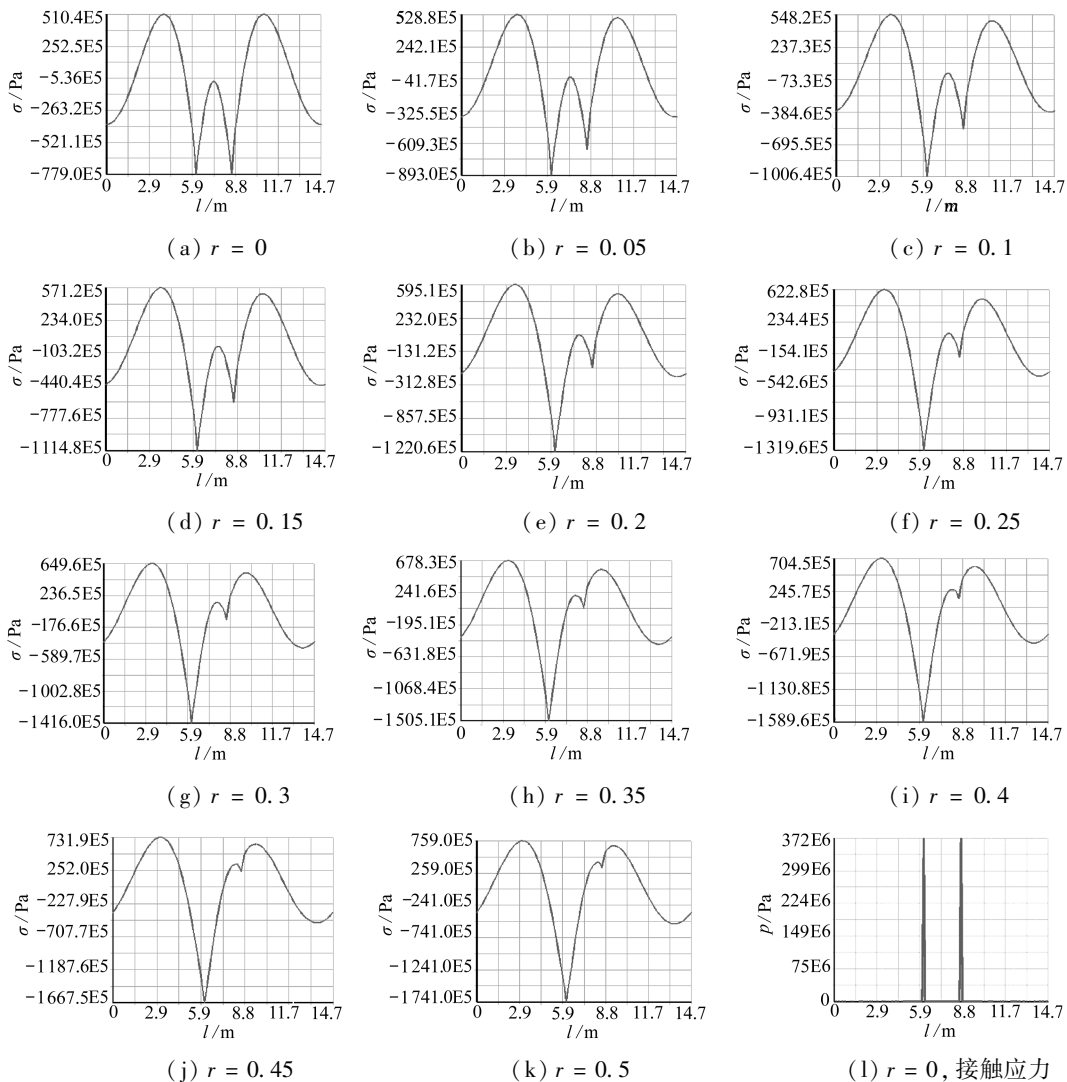
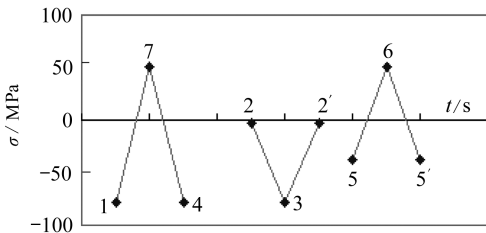


图4 ANSYS分析所得的周向应力 σ 和接触应力 p

ε_n (滚圈周向应力即为多轴疲劳模型中的法向应力)。图5给出了 $r = 0$ 时,采用雨流计数法取出的周向应力的3个全循环,而滚圈右侧最大切向摩擦应力包含在全循环1-4-7中,左侧则包含在全循环2-3-2'中。各全循环产生的相应应变由材料的应力-应变循环曲线决定,相应的应变计算结果列于图5的右表中。计算公式为



| 全循环 | 1-4-7 | 2-3-2' | 5-6-5' |
|-------------------|--------|--------|--------|
| σ_m | -13.45 | -40.50 | -6.40 |
| ε_n^* | 12.3 | 7.14 | 8.5 |
| $\gamma_{max}/2$ | 2.66 | 2.66 | 0 |

图5 $r = 0$ 时,雨流计数取出的全循环和相应的应变计算结果

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_e}{2} + \frac{\varepsilon_p}{2} = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K'}\right)^{1/n'} \tag{13}$$

其中, ε 为弹性应变 ε_e 和塑性应变 ε_p 的和, K' 为材料的循环强度系数, n' 为循环应变硬化指数, σ 为各全循环的应力. 因此, 法向应变变程 ε_n^* 和剪应变 γ_{\max} 等于周向和切向应变最大最小值差.

滚圈材料为新国标 ZG310, 根据文献[2, 11, 20], 相关材料参数为

$$b = -0.0988, c = -0.5063, E = 2.1 \times 10^5 \text{ MPa}, \varepsilon'_f = 0.1813, \sigma'_f = 900.8 \text{ MPa}, K' = 1267.5 \text{ MPa}, s = 1.57, \nu_e = 0.3, \nu_p = 0.5.$$

将参数代入方程, 式(12)可重新写为

$$\frac{\gamma_{\max}}{2} + 1.57\varepsilon_n = \frac{900.8 - \sigma_m}{87536.5} (2N_f)^{-0.0988} + \frac{(2N_f)^{-0.5063}}{2.4139} \tag{14}$$

根据式(13)可分别求得滚圈应力各全循环的应变值, 根据式(14)可计算各全循环对应的疲劳循环次数 $N_{f,i}$. 本文采用 Miner 线性累积操作定律来计算各全循环的累积损伤, 公式为

$$D = \sum_{i=1}^3 \frac{n_i}{N_{f,i}} \geq 1, \tag{15}$$

n_i 是各全循环应力水平对应的循环次数. 滚圈以每分钟 2 转来计算, 每年为 1 036 800 转, 则其总的疲劳寿命计算式为

$$N = \frac{1}{1\,036\,800} \frac{1}{D} \text{ (a)}. \tag{16}$$

3.3 结果与分析

通过对各载荷比下滚圈应力计数并利用其应力-应变循环曲线, 式(14)左侧的总应变值,

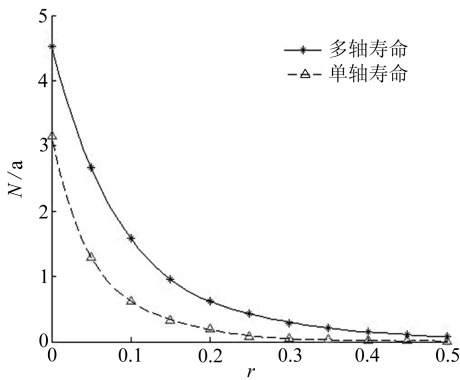


图6 滚圈疲劳寿命随载荷比变化曲线

即 C 可计算得到, 然后利用式(14)、(15)和(16)来计算滚圈旋转一圈的累积损伤和疲劳寿命, 各步骤计算结果见表 2. 同时, 表 2 也给出了采用单轴应力分析得到的滚圈寿命结果来做对比分析. 图 6 绘出了滚圈疲劳寿命随载荷比的变化情况. 通过观察和对比结果数据与曲线, 可得出如下结论:

1) 由表 2 看出包含最大接触应力的全循环 1-4-7 造成的损伤最大, 是影响滚圈疲劳寿命的主要因素;

2) 从图 6 可以看出, 滚圈疲劳寿命随着轴线偏移的加大急剧降低. 当发生轴线偏移时, 左右两处接触应力峰值不等, 偏移侧接触应力越大造成的疲劳损伤越大;

表 2 不同载荷比 r 下各全循环应变计算结果, 单转累积损伤及疲劳寿命预测结果

| | 载荷比 r | | | | | | | | | | |
|--------------------------------|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0 | 0.05 | 0.1 | 0.15 | 0.2 | 0.25 | 0.3 | 0.35 | 0.4 | 0.45 | 0.5 |
| 1-4-7($\times 10^{-4}$) | 23.32 | 25.05 | 26.93 | 28.95 | 30.94 | 32.73 | 34.97 | 36.73 | 39.27 | 41.25 | 44.01 |
| C 2-3-2'($\times 10^{-4}$) | 14.66 | 11.60 | 10.86 | 9.61 | 7.89 | 6.74 | 5.51 | 4.61 | 3.51 | 2.71 | 2.43 |
| 5-6-5'($\times 10^{-4}$) | 14.28 | 14.55 | 14.93 | 15.11 | 15.42 | 17.06 | 17.65 | 18.19 | 18.92 | 19.70 | 20.33 |
| 累积损伤($\times 10^{-7}$) | 1.07 | 1.81 | 3.05 | 5.05 | 7.82 | 11.06 | 16.69 | 22.26 | 32.76 | 43.40 | 62.00 |
| 多轴疲劳寿命 | 4.528 | 2.667 | 1.583 | 0.958 | 0.617 | 0.436 | 0.289 | 0.217 | 0.147 | 0.111 | 0.078 |
| 单轴疲劳寿命 | 3.154 | 1.292 | 0.627 | 0.335 | 0.198 | 0.085 | 0.048 | 0.033 | 0.017 | 0.015 | 0.008 |

3) 由于轴线偏移对滚圈疲劳寿命的重要影响, 合理调整回转窑运行轴线变得异常重要.

通过研究滚圈与托轮接触状态下滚圈的多轴疲劳寿命,可为回转窑运行轴线优化调整提供理论依据;

4) 从图6多轴应力与单轴应力的滚圈疲劳寿命预测曲线对比分析可以看出,多轴应力疲劳寿命预测比单轴应力预测寿命要长。本文方法综合考虑了滚圈周向与切向的多轴加载情况,具有更合理的物理意义。

4 结 论

本文研究了滚圈承受周向与切向应力的多轴疲劳寿命预测及其与轴线偏移关系,采用了Wang和Brown提出的多轴疲劳准则和雨流计数法和Miner准则进行累积损伤评估。回转窑运行轴线偏移会导致滚圈承受的支承载荷分布严重不均,因此引入载荷比来描述轴线偏移程度以进一步定量分析滚圈应力。滚圈的周向应力与接触应力使用有限元软件ANSYS进行仿真分析。滚圈切向摩擦应力由仿真分析得到的接触应力和与托轮接触区域滚动与滑动情况计算得到。本文可为解决类似滚圈接触问题提供了基本方法。实例分析了某滚圈疲劳寿命随载荷比变化的曲线,揭示了轴线偏移对滚圈疲劳寿命的影响规律。研究对减少滚圈疲劳失效有重要意义,同时也可作为轴线调整和优化调窑的理论依据。通过多轴应力与单轴应力的滚圈疲劳寿命预测结果对比分析得出,多轴应力疲劳寿命预测比单轴应力预测寿命要长,但多轴疲劳寿命综合考虑了滚圈周向与切向的多轴加载情况,具有更合理的物理意义。另外,引用的多轴疲劳准则中的参数 s 需要进一步的材料实验来验证。

参考文献:

- [1] 李学军,沈意平,褚福磊. 回转窑支承滚圈疲劳寿命与轴线关系及预测[J]. 机械工程学报, 2006, 42(10):65-69.
- [2] 唐鼎. 大型回转窑支承构件滚动接触疲劳研究[D]. 硕士学位论文. 长沙:中南大学,2005.
- [3] LI Xue-jun, CHU Fu-lei, SHEN Yi-ping. Contact fatigue life analysis of rotary kiln roller [C]//*Progress in Safety Science and Technology (Vol II, Part B)*. Science Press, 2008: 1864-1868.
- [4] LI Xue-jun, JIANG Lin-li, LIU De-shun. Research on supporting load distribution of large-scale rotary kiln with multi-support and variable-stiffness[J]. *Chinese Journal of Computational Mechanics*, 2005, 22(2):207-213.
- [5] Brown M W, Miller K J. A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions [J]. *Proc Inst Mech Engrs*, 1973, 187(65): 745-755.
- [6] Kandi F A, Brown M W, Miller K J. Biaxial low cycle fatigue fracture of 316 stainless steel at elevated temperatures[J]. *The Metal Society*, 1982, 280:203-210.
- [7] Chen X, Xu S, Huang D. A critical plane-strain energy density criterion for multiaxial low-cycle fatigue life under non-proportional loading[J]. *Fatigue Fract Engng Mater Struct*, 1999, 22(4):679-686.
- [8] Das J, Sivakumar S M. An evaluation of multiaxial fatigue life assessment methods for engineering components [J]. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 1999, 76(8):741-746.
- [9] PAN Wen-fung, HUANG Chao-yu, CHEN Lieh-lin. Fatigue life estimation under multiaxial loadings[J]. *International Journal of Fatigue*, 1999, 21(1):3-10.
- [10] Li B, Reis L, de Freitas M. Simulation of cyclic stress/strain evolutions for multiaxial fatigue life predictin[J]. *International Journal of Fatigue*, 2006, 28(11):451-458.
- [11] Wang C H, Brown M W. A path-independent parameter for fatigue under proportional and

- non-proportional loading[J]. *Fatigue Fract Engng Mater Struct*, 1993, **16**(12):1285-1298.
- [12] Chen X, Jin D, Kim K S. A weight function-critical plane approach for low-cycle fatigue under variable amplitude multiaxial loading[J]. *Fatigue Fract Engng Mater Struct*, 2006, **29**(2):331-339.
- [13] Brown M W, Suker D K, Wang C H. An analysis of mean stress in multiaxial random fatigue [J]. *Fatigue Fract Engng Mater Struct*, 1996, **19**(2/3):323-333.
- [14] Han C, Chen X, Kim K S. Evaluation of multiaxial fatigue criteria under irregular loading[J]. *International Journal of Fatigue*, 2002, **24**(9):913-922.
- [15] Kim K S, Park J C. Shear strain based multiaxial fatigue parameters applied to variable amplitude loading[J]. *International Journal of Fatigue*, 1999, **21**(5):475-483.
- [16] 周贤,刘义伦,赵先琼. 回转窑滚圈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.
- [17] 李学军,袁英才. 回转窑轴向下滑的接触力学问题[J]. 有色设备, 2002(5):1-4.
- [18] Ponter A R S, Hearle A D, Johnson K L. Application of the kinematical shakedown theorem to rolling and sliding point contacts[J]. *J Mech Phys Solids*, 1985, **33**(4):339-362.
- [19] 李学军,沈意平,王裕清. 大型多支承回转窑支承结构的接触有限元分析[J]. 工程力学, 2006, **23**(9):109-113.
- [20] 赵少汴,王忠保. 抗疲劳设计——方法与数据[M]. 北京:机械工业出版社,1997.

Multiaxial Fatigue Life Prediction of Kiln Roller Under the Axis Line Deflection

SHEN Yi-ping^{1,2}, WANG Song-lai¹, LI Xue-jun¹, B. S. Dhillon²

(1. *Hunan Provincial Key Laboratory of Health Maintenance for Mechanical Equipment, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan, Hunan 411201, P. R. China;*

2. *Department of Mechanical Engineering, University of Ottawa, Ottawa, Ontario, K1N6N5, Canada*)

Abstract: Multiaxial fatigue life of the roller in rolling contact with wheels with respect to axis line deflection was investigated. The multiaxial fatigue criterion proposed by Wang and Brown, together with rainflow counting method and the Miner-Palmgren's rule, were applied for cumulative damage estimation and life prediction. As axis line deflection of overlong kilns generally results in asymmetric load distribution on each roller, the load ratio was introduced to describe deflection for quantitative stress analysis, which was performed within the finite element code ANSYS. And the tangential frictional stress was calculated in terms of the rolling contact area condition. By taking one roller as an example, the plotted fatigue life curve versus load ratio discovers how axis line deflection affects fatigue life. The study is quite significant to prevent fatigue failure of the roller, and can provide basis to adjust and optimize axis line of rotary kiln.

Key words: multiaxial fatigue; fatigue life; axis line deflection; rolling contact