

doi: 10.3969/j.issn.1005-3026.2014.05.028

摩擦系数对支承辊次表层接触疲劳损伤的影响

孙大乐<sup>1</sup>, 秦晓峰<sup>1</sup>, 谢里阳<sup>1</sup>, 吴 琮<sup>2</sup>  
(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 宝山钢铁集团有限公司, 上海 201900)

**摘 要:** 以正交剪应力作为滚动接触次表层疲劳损伤评价的临界应力,分析了摩擦系数对滚动接触次表层正交剪应力幅及应力比的影响规律. 根据疲劳损伤累积理论及非对称循环应力幅修正公式,建立了支承辊次表层接触疲劳应力与寿命计算模型,用于评价支承辊次表层接触疲劳损伤. 实例分析了摩擦系数对支承辊次表层接触疲劳损伤的影响,结果表明:随着应力比及摩擦系数增大,支承辊的次表层接触疲劳损伤增大,因此,降低支承辊接触摩擦系数,可改善支承辊的疲劳损伤.  
**关 键 词:** 支承辊;正交剪应力;次表层接触疲劳;摩擦系数;应力幅;应力比  
**中图分类号:** TH 114; TG 333.17      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1005-3026(2014)05-0731-04

Effect of Friction Coefficients on the Backup Rolls' Subsurface Contact Fatigue Damage

SUN Da-le<sup>1,2</sup>, QIN Xiao-feng<sup>1</sup>, XIE Li-yang<sup>1</sup>, WU Qiong<sup>2</sup>  
(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China;  
2. Baoshan Iron & Steel Co., Ltd., Shanghai 201900, China. Corresponding author: QIN Xiao-feng, E-mail: nequxf@gmail.com)

**Abstract:** The orthogonal shear stress was selected as the key stress controlling the subsurface rolling contact fatigue damage. The influence of friction coefficient on the subsurface orthogonal shear stress under rolling contact was analyzed. Based on the linear fatigue accumulation rule and a modified equation for the stress rang of unsymmetrical cycling stress, the relationship between the subsurface stress and fatigue life was established to assess the subsurface rolling contact fatigue damage of backup rolls. An instance was implemented to analyze the influence of friction coefficient on the subsurface rolling contact fatigue damage of backup rolls. The result shows that the subsurface rolling contact fatigue damage of backup rolls increase with the increase of stress ratio and friction coefficient. So the fatigue damage of backup roll can be lessened by decreasing its friction coefficient.  
**Key words:** backup roll; orthogonal shear stress; subsurface contact fatigue; friction coefficient; stress amplitude; stress ratio

支承辊是轧机的关键核心部件,用于支承工作辊或中间辊,以防止工作辊产生挠曲变形而影响板形质量. 由于支承辊在机时间长,与工作辊或中间辊长时滚动接触,在循环交变应力的作用下,极易产生辊面和次表层材料的疲劳裂纹,进而形成支承辊的剥落失效<sup>[1]</sup>.

很多学者的研究结果表明:支承辊的剥落失效主要是由辊面和次表层裂纹疲劳扩展所致<sup>[2-4]</sup>.

辊面裂纹通常萌生于辊面局部高应力位置,主要由轧制事故造成的辊面热冲击损伤或机械损伤以及辊面不均匀磨损所引起;次表层裂纹通常萌生于次表层夹杂物或较大剪应力位置,主要由接触疲劳累积损伤所引起. 实际生产中,通过磨辊预防性地去除此类裂纹,防止裂纹进一步扩展,避免支承辊剥落事故.

滚动接触次表层的剪应力有正交剪应力、最

大主剪应力和八面体剪应力,采用哪种剪应力作为评价滚动接触次表层疲劳损伤的临界应力目前还没有统一的认识.文献[5-6]的研究表明:接触疲劳次表层裂纹的萌生位置与最大正交剪应力位置一致.

本文采用正交剪应力作为支承辊次表层疲劳损伤评价的临界应力,考虑摩擦系数的影响,对支承辊次表层接触疲劳损伤进行了分析.

1 摩擦系数对滚动接触次表层正交剪应力的影响

1.1 接触应力的计算方法

在平面应变假设状态下,Hertz<sup>[7]</sup>提出了如图1所示的两平行圆柱体受法向载荷作用的接触应力为

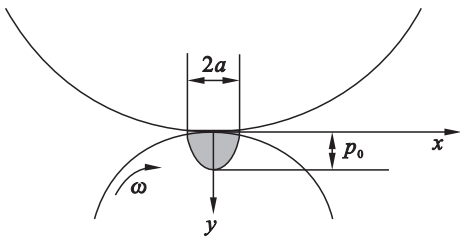


图1 平面应变状态下两平行圆柱接触  
Fig. 1 Contact of two parallel cylinders under plane strain

$$\left. \begin{aligned} a &= \sqrt{\frac{4PR_1R_2}{\pi(R_1+R_2)}\left(\frac{1-\gamma_1^2}{E_1}+\frac{1-\gamma_2^2}{E_2}\right)}, \\ p(x) &= p_0\sqrt{1-(x/a)^2}. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中: $P$ 为作用于平行圆柱的单位线压; $R_1$ 和 $R_2$ 分别为两平行圆柱的半径; $E_1$ 和 $E_2$ 为两平行圆柱材料的弹性模量; $\gamma_1$ 和 $\gamma_2$ 为两平行圆柱材料的泊松比; $a$ 为接触半宽; $p(x)$ 为接触区接触应力; $p_0$ 为 $p(x)$ 的最大值.

根据库伦定律,滚动接触区的切向载荷为

$$q(x)=\mu p(x). \quad (2)$$

在平面应变状态下,两平行圆柱同时受法向载荷和切向载荷作用时,接触区任意点的应力为<sup>[8]</sup>

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= -\frac{p_0}{a}\left[m\left(1+\frac{y^2+n^2}{m^2+n^2}\right)-2y\right]- \\ &\quad \frac{\mu p_0}{a}\left[n\left(2-\frac{y^2-m^2}{m^2+n^2}\right)-2x\right], \\ \sigma_y &= -\frac{p_0}{a}m\left(1-\frac{y^2+n^2}{m^2+n^2}\right)-\frac{\mu p_0}{a}n\left(\frac{m^2-y^2}{m^2+n^2}\right), \\ \tau_{xy} &= \frac{p_0n}{a}\left(\frac{m^2-y^2}{m^2+n^2}\right)+\frac{\mu p_0}{a}\left[m\left(1+\frac{y^2+n^2}{m^2+n^2}\right)-2y\right]. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

式中 $x$ 和 $y$ 分别为平行于接触界面和垂直于接触

界面的坐标轴, $m,n$ 可表示为

$$\left. \begin{aligned} m^2 &= \frac{1}{2}\left\{[(a^2-x^2+y^2)^2+4x^2y^2]^{1/2}+ \right. \\ &\quad \left. (a^2-x^2+y^2)\right\}, \\ n^2 &= \frac{1}{2}\left\{[(a^2-x^2+y^2)^2+4x^2y^2]^{1/2}- \right. \\ &\quad \left. (a^2-x^2+y^2)\right\}. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

假设支承辊接触区处于弹性状态,不考虑支承辊内部残余应力及材料缺陷等的影响,支承辊的接触应力可由式(3)计算.

1.2 摩擦系数对滚动接触次表层正交剪应力的影响分析

由文献[9-10]可知,当摩擦系数小于0.3时,滚动接触疲劳失效形式以次表层的裂纹萌生为主,当摩擦系数大于0.3时,滚动接触疲劳失效形式以表面裂纹萌生或磨损为主,因此本文主要对摩擦系数小于0.3时次表层正交剪应力的循环特性进行分析.

本文按图1所示坐标系,利用Matlab软件,根据式(4)沿 $x$ 和 $y$ 方向分别以0.001和0.01为增量步,对小于0.3情况下不同摩擦系数 $\mu$ 时滚动接触次表层正交剪应力进行了计算,得到了如图2所示正交剪应力幅值及应力比沿深度方向的分布.

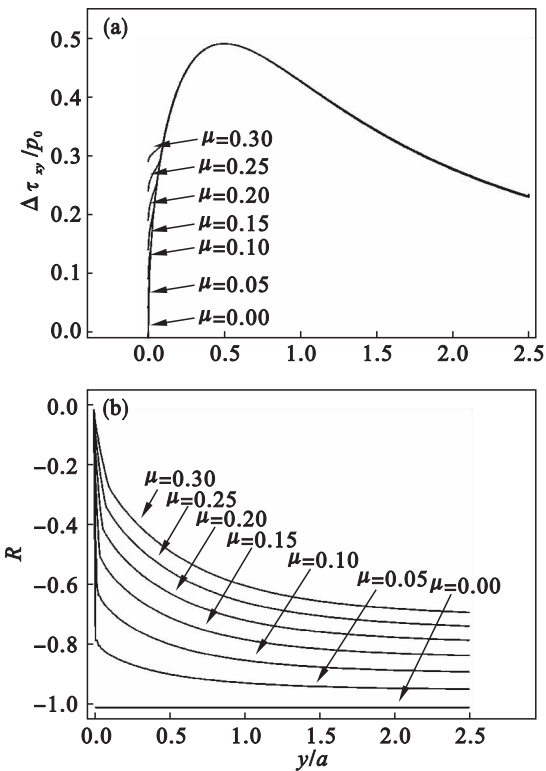


图2 摩擦系数对次表层正交剪应力的影响  
Fig. 2 Influence of friction coefficient on subsurface orthogonal shear stress

(a)一正交剪应力幅;(b)一应力比.

图 2a 为不同摩擦系数时滚动接触次表层正交剪应力幅沿深度方向分布. 当摩擦系数为零时, 次表层正交剪应力幅的最大值  $\Delta(\tau_{xy})_{\max} = 0.5p_0$ , 位于次表层  $y/a = 0.5$  深度处. 当摩擦系数增大时, 次表层最大正交剪应力幅不变; 接近表面位置, 正交剪应力幅随摩擦系数增大而增大, 摩擦系数越大受影响范围越大.

图 2b 为不同摩擦系数时滚动接触次表层正交剪应力的应力比沿深度方向的分布. 当摩擦系数为零时, 次表层正交剪应力的应力比  $R = -1$ , 为对称循环. 当摩擦系数增大时, 次表层正交剪应力的应力比增大, 为非对称循环; 接近表面位置, 次表层正交剪应力的应力比受摩擦系数影响更大.

## 2 摩擦系数对支承辊次表层疲劳损伤的影响分析

### 2.1 支承辊次表层疲劳损伤分析

文献[10-11]研究了应力比对材料疲劳寿命的影响, 提出了不同的应力幅修正模型, 如 Goodman 模型、Gerber 模型、SWT 模型和 Walker 模型等.

文献[12-13]提出式(5)所示的非对称循环载荷的应力幅修正模型, 用于考虑应力比对材料疲劳寿命的影响, 得到了广泛的应用.

$$\sigma_{aR} = \sigma_{a0} \left( \frac{1-R}{2} \right)^{-\alpha}.$$

(5)

式中:  $\sigma_{a0}$  为对称循环应力的应力幅;  $R$  为应力比;  $\alpha$  为材料常数,  $\alpha = (0.226 + 0.0001)Hv$ .

文献[14]通过滚动接触疲劳试验, 得到了支承辊接触疲劳应力与寿命关系为

$$N = \exp(ap_0 + b).$$

(6)

当摩擦系数小于 0.3 时, 由次表层最大正交剪应力幅与  $p_0$  的关系, 可得到以正交剪应力幅表示的支承辊接触疲劳应力与寿命关系为

$$N_{R=-1} = \exp(2a\Delta\tau_{xy} + b).$$

(7)

考虑摩擦系数时, 支承辊次表层正交剪应力为非对称循环应力, 可得到考虑应力比影响的支承辊接触疲劳应力与寿命关系为

$$N_R = \exp\left(2a\Delta\tau_{xy} \cdot \left(\frac{1-R}{2}\right)^{-\alpha} + b\right).$$

(8)

根据 Miner 线性疲劳损伤累积理论, 循环  $n$  次的疲劳损伤度为<sup>[15]</sup>

$$D = \frac{n}{N}.$$

(9)

式中:  $N$  为接触疲劳失效时的应力循环周次;  $D$  为材料疲劳损伤度.

正交剪应力引起的支承辊次表层接触疲劳损伤为

$$\frac{D_R}{D_{R=-1}} = \frac{N_{R=-1}}{N_R} = \exp\left\{-2a\Delta\tau_{xy}\left[\left(\frac{1-R}{2}\right)^{-\alpha} - 1\right]\right\}.$$

(10)

### 2.2 实例分析

以某热连轧机支承辊为例,  $2 \times 10^7$  作为疲劳极限寿命, 得到某支承辊材料的接触疲劳极限为 1 369.4 MPa. 支承辊接触疲劳应力与寿命关系为

$$N = \exp(-0.002p_0 + 19.55).$$

(11)

以 Miner 线性疲劳损伤累积理论及支承辊材料接触疲劳应力寿命关系为基础, 对某实验载荷条件下接触疲劳试样次表层损伤分布进行计算, 通过测定试样疲劳硬化后硬度分布, 对计算模型进行验证. 在此基础上, 根据表 1 中参数进行理论计算并分析摩擦系数对现场支承辊次表层损伤的影响, 结果如图 3 所示.

表 1 支承辊材料接触疲劳损伤计算参数

Table 1 Parameters for backup roll's fatigue damage calculation

变量名	取值
支承辊直径 $D/\text{mm}$	1 600
最大接触应力 $p_0/\text{MPa}$	2 000
接触半宽 $a/\text{mm}$	10
应力循环周次 $n$	$10^6$
工作层维氏硬度	528

图 3a, 图 3b 分别为试验载荷  $p_0 = 2\,250\text{ MPa}$ , 试验平均摩擦系数  $\mu \approx 0.05$  情况下理论计算得到的支承辊接触疲劳试样损伤分布和接触疲劳损伤硬化后沿试样径向的硬度分布. 由图 3a 和图 3b 可知次表层接触疲劳损伤的最大值位于  $y/a = 0.5$  的深度, 且理论计算的次表层损伤分布与以硬度表征的次表层接触疲劳损伤分布基本一致, 说明本文次表层接触疲劳损伤计算模型的可行性. 图 3c 为不同摩擦系数时最大正交剪应力幅及应力比引起的现场支承辊接触疲劳损伤. 由图 3c 可知现场支承辊最大接触疲劳损伤发生在次表层约 5 mm 深度位置 ( $y = 0.5a$ ), 随着应力比及摩擦系数增大, 支承辊次表层接触疲劳损伤值及范围增大, 且摩擦系数为 0.3 时, 表面损伤大于 0.

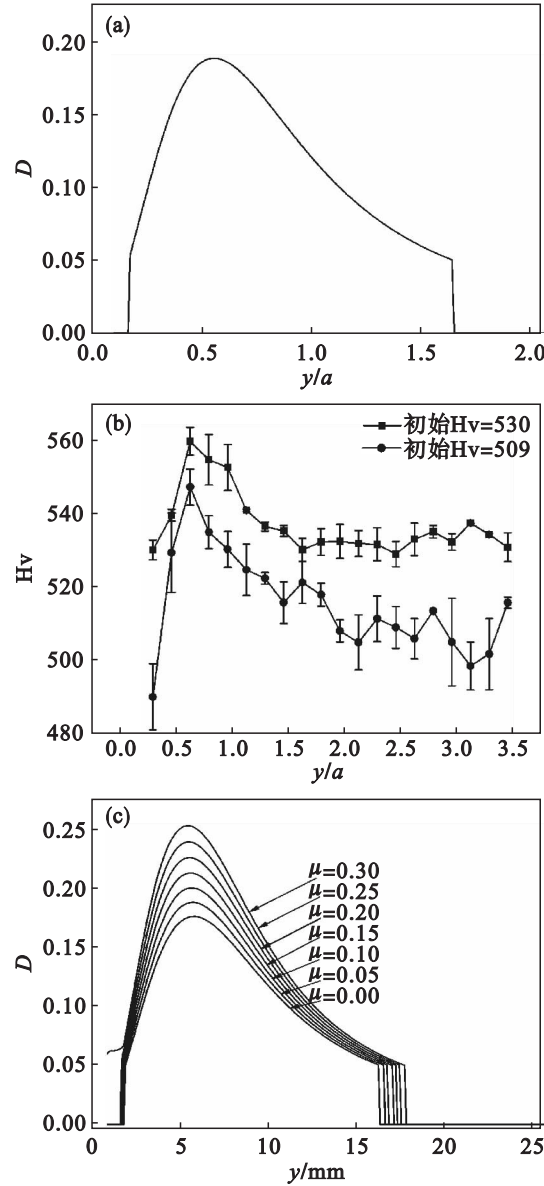


图3 摩擦系数对支承辊次表层疲劳损伤的影响  
Fig. 3 Influence of friction coefficient on the subsurface rolling contact fatigue damage of backup roll

(a)——试样次表层损伤理论分布 ( $p_0 = 2\,250\text{ MPa}$ ,  $\mu \approx 0.05$ ); (b)——疲劳实验后试样硬度沿径向分布 ( $p_0 = 2\,250\text{ MPa}$ ,  $\mu \approx 0.05$ ); (c)——不同摩擦系数下的疲劳损伤.

3 结 论

- 1) 当摩擦系数增大时,次表层最大正交剪应力幅不变;接近表面位置,正交剪应力幅随摩擦系数增大而增大,摩擦系数越大,受影响范围越大.
- 2) 当摩擦系数增大时,次表层正交剪应力的应力比增大,为非对称循环;接近表面位置,次表层正交剪应力的应力比受摩擦系数影响更大.
- 3) 建立了支承辊次表层疲劳应力与寿命计算模型,用于评价支承辊次表层接触疲劳损伤,结合实验对模型的验证,表明模型用于支承辊次表

层接触疲劳损伤的评价具有一定的合理性.

4) 随着摩擦系数增大,支承辊次表层的接触疲劳损伤值及范围增大,因此,降低支承辊接触摩擦系数,可改善支承辊的疲劳损伤.

参考文献:

- [1] Nakagawa M, Asano A, Fukushima M, et al. Effect of maintenance on backup roll life[J]. *Iron and Steel Engineer*, 1982, 59(8): 23 – 27.
- [2] Rad H R B, Monshi A, Idris M H, et al. Premature failure analysis of forged cold back-up roll in a continuous tandem mill[J]. *Materials & Design*, 2011, 32(8): 4376 – 4384.
- [3] Frolich M F, Beynon J H. Design criteria for rolling contact fatigue resistance in back-up rolls [J]. *Ironmaking & Steelmaking*, 2004, 31(4): 300 – 304.
- [4] Ohkomori Y, Kitagawa I, Shinozuka K. Cause and prevention of spalling of backup rolls for hot strip mill[J]. *Transactons on ISIJ*, 1988, 28(1): 68 – 75.
- [5] Otsuka A, Sugawara H, Shomura M. A test method for mode II fatigue crack growth relating to a model for rolling contact fatigue[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 1996, 19(10): 1265 – 1275.
- [6] Miyashita Y, Yoshimura Y, Xu J Q, et al. Subsurface crack propagation in rolling contact fatigue of sintered alloy[J]. *JSME International Journal: A*, 2003, 46(3): 341 – 347.
- [7] Johnson K L. Contact mechanics [M]. Cambridge: Cambridge University Press, 1987.
- [8] Maddox S J. The effect of mean stress on fatigue crack propagation a literature review [J]. *International Journal of Fracture*, 1975, 11(3): 389 – 408.
- [9] Kabo E, Enblom R, Ekberg A. A simplified index for evaluating subsurface initiated rolling contact fatigue from field measurements[J]. *Wear*, 2011, 271: 120 – 124.
- [10] Johnson K L. Strength of surfaces in rolling contact [J]. *Journal of Mechanical Engineering Science*, 1989, 203: 151 – 163.
- [11] Zhang J, Shi X, Bao R, et al. Tension-torsion high-cycle fatigue failure analysis of 2A12 – T4 aluminum alloy with different stress ratios[J]. *International Journal of Fatigue*, 2011, 33: 1066 – 1074.
- [12] Sun C Q, Hong Y S. Correlation of crack growth rate and stress ratio for fatigue damage containing very high cycle fatigue regime [J]. *Theoretical and Applied Mechanics Letters*, 2012, 2(3): 4 – 8.
- [13] Murakami Y. Metal fatigue: effects of small defects and nonmetallic inclusions[M]. Postbus; Elsevier Science, 2002.
- [14] 王玉辉. 支承辊用 Cr 5 钢线接触滚动疲劳性能[J]. 金属热处理, 2006, 31(9): 25 – 29.  
(Wang Yu-hui. Line contact rolling fatigue properties of Cr 5 steel for backup roll [J]. *Heat Treatment of Metals*, 2006, 31(9): 25 – 29.)
- [15] Pook L P. Metal fatigue: what it is, why it matters [M]. Dordrecht; Springer, 2007.