

四辊冷带轧机三倍频颤振机理的研究*

陈勇辉 刘世元 廖广兰

(华中科技大学机械学院 武汉 430074)

摘要: 研究了四辊冷带轧机三倍频颤振的产生机理, 发展了轧件振动模型, 分析了由于轧件失稳所导致的轧机颤振现象, 提出了轧机三倍频再生颤振模型, 并对其进行了理论研究, 仿真结果和现场测试进一步论证了三倍频再生颤振理论模型的正确性及其工业价值。

关键词: 轧机 三倍频颤振 再生颤振 相平面 模型
中图分类号: TP123 TG335.12

0 前言

随着现代化工业的迅猛发展, 各行各业对冷轧薄带的需求量不断增大, 同时对其质量的要求也越来越高。提高轧制速度和产品质量被认为是冷轧行业将来发展的重要方向之一。而轧机颤振, 特别是三倍频颤振往往是限制冷轧行业产量和质量提高的主要障碍之一。

与其他颤振现象相比, 三倍频颤振往往突然发生, 在几秒钟内迅速达到颤振的最大幅值, 从而造成轧件表面大的厚度差, 有时甚至造成冷轧薄带的断裂。由于三倍频颤振造成的危害远比其他颤振类型所造成的危害严重, 因此国内外对其进行的研究也最多^[1~7], 如 Tamiya 等研究了轧辊运动与轧件张力之间的关系, 认为采用增加各机架之间的距离等措施能减少颤振的发生^[1]; Tlusty 等则发展了一套颤振理论算法, 并且认为后张力波动造成轧制压力的改变, 从而使轧制过程产生负阻尼效应而失稳^[2]; Yun 等则从模态耦合的角度提出了一种模态耦合颤振模型, 并给出了该模型由负阻尼效应导致失稳的理论分析^[3~5]。国内的孙志辉等也有相似的研究成果^[6~7]。

目前, 由于后张力的波动导致轧制压力的改变从而使轧机失稳的颤振理论获得了比较一致的认同, 但几乎所有的论文都没有研究后张力是如何波动起来的问题。另外, 工业实践还发现, 当轧机轧制焊缝时, 常常会出现以三倍频颤振频率为主的阻尼振动, 该振动由于系统的阻尼效应将渐渐衰减掉。然而, 它会在轧件表面留下一定的振纹, 该振

纹将在随后的轧制过程中成为对下一轧机的外部激励, 从而导致类似于机床振动中的再生颤振现象^[8]。为此, 探讨了冷带轧机三倍频颤振的产生机理, 提出了一种新的轧件振动模型以解释稳态轧制时三倍频颤振发生的实质, 随后, 建立了一种危害更为严重的轧机颤振的理论模型——三倍频再生颤振模型。

1 轧件振动模型

在轧制薄而硬的轧件过程中, 工作辊会产生较大的变形, 因此, 假定轧辊与轧件的接触部分完全弹性压扁, 并建立工作辊辊隙间轧件的力学模型, 如图 1 所示。图中将轧件预加后张力和预加前张力分别简化为刚度 k_b 和 k_f 的力函数, 将位于轧辊辊隙之间的轧件简化为一质量块 m , 轧辊与轧件间的阻尼效应则用两个简化阻尼器(阻尼系数皆为 c)来表征, 轧机与轧件之间的动摩擦因数 μ 是相对速度 $(\dot{x} - v_0)$ 的非线性函数, 其中 v_0 是轧件运动速度与轧辊线速度的差值。因此轧件的运动方程可表示为

$$m\ddot{x} - 2c\dot{x} + 2p\mu(\dot{x} - v_0) + (k_f + k_b)x = 0 \quad (1)$$

式中 p ——轧制压力

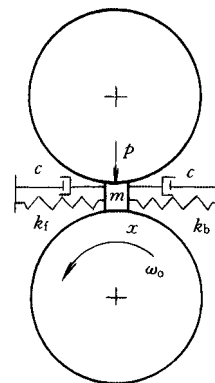


图 1 轧件力学模型示意图

* 国家重大基础研究项目基金(G1998020320)和湖北省自然科学基金(2000j125)资助项目。20020424 收到初稿, 20021216 收到修改稿

式(1)中的刚度 k_b 和 k_f 可表示为

$$k_b = \frac{\sigma_b A_b}{L_{bd}} \quad (2)$$

$$k_f = \frac{\sigma_f A_f}{L_{fd}} \quad (3)$$

式中 σ_b —— 预加后张力
 σ_f —— 预加前张力
 A_b —— 轧制前轧件横截面积
 A_f —— 轧制后轧件横截面积
 L_{bd} —— 轧件入口方向由于预加后张力产生的轧件变形长度
 L_{fd} —— 轧件出口方向由于预加前张力产生的轧件变形长度

应用相平面对轧件模型进行分析，并考虑到式(1)中的阻尼项不影响相平面的定性关系，故将式(1)简化为

$$m\ddot{x} + \varphi(\dot{x} - v_0) + kx = 0 \quad (4)$$

式中

$$\varphi(\dot{x} - v) = 2p\mu(\dot{x} - v_0) \quad (5)$$

$$k = k_b + k_f \quad (6)$$

质量块 m 处于平衡状态时，满足平衡条件

$$\dot{x} = \ddot{x} = 0 \quad (7)$$

从而可以导出质量块 m 的平衡位置为

$$x_0 = -\varphi(-v_0)/k \quad (8)$$

将质量块 m 相对于其平衡位置 x_0 的位移定义为它的广义坐标 z ，则有

$$z = x - x_0 \quad (9)$$

因此，用广义坐标 z 表示的轧件运动方程为

$$m\ddot{z} + \psi(\dot{z}) + kz = 0 \quad (10)$$

式中

$$\psi(\dot{z}) = \varphi(\dot{z} - v_0) - \varphi(-v_0) \quad (11)$$

由 Kaller 理论可知，当相对速率超过某个值时，轧件与轧辊的整个接触区将由粘着与滑动共存过渡到全滑动状态，接触区的摩擦力将由最大静摩擦力降为动摩擦力。但当动摩擦因数达到最小值 μ_r 时，随着相对速度的进一步增大，相对运动将导致轧制过程产生大量的热能。这时，润滑油膜破裂，带钢与轧辊可能发生局部粘贴，并且粘贴现象在轧辊表面不均匀扩展，从而使带材表面变得粗糙，动摩擦因数相对增大，如图 2 所示。

根据式(5)、(11)以及图 2，可以绘出曲线 $\psi(\dot{z})$ ，如图 3 所示。

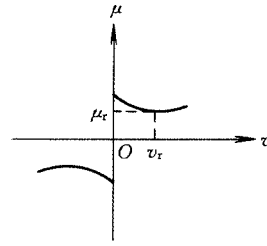


图 2 动摩擦因数与相对速度之间的关系

v —— 相对速度 v_r —— 动摩擦因数最小时的相对速度
 μ —— 动摩擦因数 μ_r —— 最小动摩擦因数

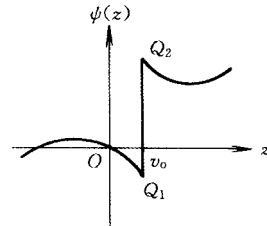


图 3 $\psi(\dot{z})$ 的函数曲线

引入量纲一时间 $\tau = \omega t$ ，其中 ω 为不考虑摩擦力时振动系统的固有角频率，即 $\omega = \sqrt{k/m}$ ，从而可将式(10)化为

$$\frac{d^2 z}{d\tau^2} + \frac{1}{k} \psi\left(\omega \frac{dz}{d\tau}\right) + z = 0 \quad (12)$$

令

$$y = \frac{dz}{d\tau} \quad (13)$$

则

$$\frac{dy}{dz} = \frac{-\psi(\omega y)/k - z}{y} \quad (14)$$

根据式(14)，采用 Liénard 法绘出振动系统的相轨迹^[9]，如图 4 所示。图 3 中的 Q_1 和 Q_2 点分别转化为图 4 中的 P_1 和 P_2 点。从图 4 可以看出，离坐标原点较远处的任意点 P_0 ，在耗散运动能量的摩擦力的作用下，相轨迹不断趋近坐标原点。一旦相轨迹与平行于 z 轴的线段 $P_2 P_1$ 相交，相轨迹将沿着该线段移动到 P_1 点。接着，相点又离开该线段继续运动，直到相点经过 P 后，与线段 $P_2 P_1$ 重新相交于 P_3 点，且相轨迹将再一次沿着线段 $P_2 P_1$

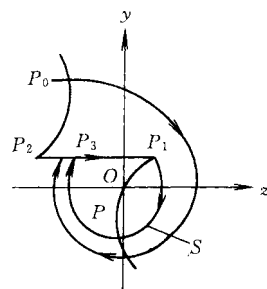


图 4 轧件振动系统相轨迹

移动到 P_1 点。此后, 相点就周期性地重复这种运动过程。这样, 由直线 P_3P_1 和曲线 P_1PP_3 构成的封闭曲线 S 成为一个稳定的极限环, 与之相对应的具有恒定频率和恒定振幅的周期运动就是轧件的自激振动。

为了对轧件振动系统的稳定性进行定量分析, 将式(1)中的动摩擦因数应用泰勒公式在 $-v_0$ 附近展开, 并且忽略高次项, 得

$$\mu(\dot{x} - v_0) = \mu(-v_0) + \mu'(-v_0)\dot{x} \quad (15)$$

由于恒力对振动无影响, 因此振动系统运动方程式(1)可表示为

$$m\ddot{x} + 2(c + c')x + kx = 0 \quad (16)$$

式中

$$c' = p\mu'(-v_0) \quad (17)$$

从式(16)可以看出, 如果综合阻尼系数 $c+c'$ 的值是正数, 那么轧件振动系统是稳定的, 反之, 系统则会变得失稳。而一旦轧件振动系统失稳, 轧件与轧辊之间的相对位移必将导致轧件前、后张力的波动, 由轧制理论可知, 张力特别是后张力的波动, 将使轧制压力产生波动^[2,7], 而轧制压力的波动不仅使轧件与轧辊间的摩擦力产生波动, 而且使工作辊之间的辊隙发生改变, 从而使轧件出现厚度差, 这又进一步引起后张力的波动, 如此周而复始, 轧机的三倍频颤振将在短时间内达到其最大振动幅值。由此可见, 上述轧件振动模型很好地解释了稳态轧制时三倍频颤振的产生机理。

2 三倍频再生颤振模型

由轧件振动模型的分析可知, 工作辊辊隙间的动摩擦因数与轧机颤振密切相关, 它是导致轧机颤振的主要因素之一。然而, 由于轧件表面振纹的调制, 同样可能导致轧机的三倍频颤振现象, 而且这种颤振能以更快的速度使整个轧机系统失稳。比如, 当轧机轧制焊缝时, 轧机的衰减振动会在轧件的表面留下一定的振纹如图 5 中曲线 C_1 所示, 而该振纹又将在随后的轧制过程中成为对下一轧机的外部激励, 一旦该激励经若干次轧制而逐渐放大, 最后可能使后面的轧制过程发生三倍频颤振, 如图 5 中曲线 C_2 所示。这种由于轧件表面振纹的调制导致的颤振现象的机理, 与机床振动中由于工件表面振纹的调制导致的再生颤振现象的机理基本一致, 因此, 称该颤振为轧机三倍频再生颤振。

当然, 其他原因也可能引起轧机发生这种再生颤振现象, 比如, 由轧件系统失稳初期振动产生的

轧件表面的微小厚度差, 就很可能使连轧系统中位于其后的轧机由于再生效应更早地充分振动起来。

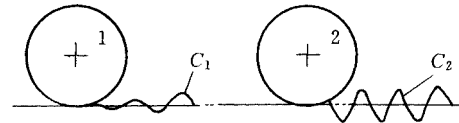


图 5 三倍频再生颤振现象的形成

为了揭示轧机再生颤振现象的产生机理, 假设采用两机架轧机进行连续轧制, 考虑轧机处于稳定与不稳定之间的临界状态, 如图 6 所示。图中, 用来给轧机 1 建立后张力的机架没有在图中给出, 并假设轧速是稳定的和中性点位于轧件的入口处, 轧件进入轧机 1 之前的厚度为常量 δ_1 , 经过轧机 1 和轧机 2 轧制后的轧件厚度 δ_2 和 δ_3 都是波动的, 而且 δ_2 和 δ_3 的表面振纹的振动幅值 z_a 是相等的。由于轧机垂振的波形一般接近于简谐波, 故令其为 $z = z_a \cos \omega t$, 于是

$$\delta_2 = \delta_{2r} + 2z_a \cos(\omega t) \quad (18)$$

$$\delta_3 = \delta_{3r} + 2z_a [\cos \omega t - \cos(\omega t - \varphi)] \quad (19)$$

式中 δ_{2r}, δ_{3r} ——稳态轧制时轧件的相应厚度

ω ——颤振角频率

φ ——轧机 1 和轧机 2 之间由于传输时延导致的相位差

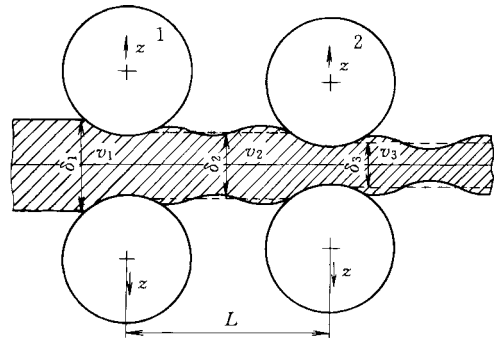


图 6 三倍频再生颤振模型示意图

根据轧制时各机架金属单位时间秒流量必须相等的原则可得

$$v_1 \delta_1 = v_2 \delta_2 = v_3 \delta_3 \quad (20)$$

$$v_{1r} \delta_{1r} = v_{2r} \delta_{2r} = v_{3r} \delta_{3r} \quad (21)$$

式中的 $v_1, v_2, v_3, v_{1r}, v_{2r}, v_{3r}, \delta_{1r}$ 分别是轧件轧制时相应的参数, v 代表轧制速度, δ 代表轧件厚度, 下标 r 表示轧机稳态轧制。

当轧机失稳时, 由于轧机 2 在实测振动中前滑率基本不变, 可以认为 v_3 在振动中保持不变, 而

轧制速度 v_2 则发生波动，于是

$$v_2 = v_{2r} + \frac{2z_a v_3}{\delta_2} [\cos \omega t - \cos(\omega t - \varphi)] \quad (22)$$

入口带速的变化造成轧机 2 与前一机架之间的实际带长的变化为

$$L_d = \frac{2z_a v_3}{h_2} \int_0^t [\cos \omega t - \cos(\omega t - \varphi)] dt \quad (23)$$

这样产生了后张力的变化

$$\sigma_{bd} = \frac{L_d}{L} E \quad (24)$$

式中 L ——两机架间距

E ——材料弹性模量

根据轧制理论，轧制压力可表示为

$$p = (\sigma_{av,d,R} - \sigma_{av}) b Q_p \sqrt{R' \delta_{3d}} \quad (25)$$

式中 $\sigma_{av,d,R}$ ——平均变形抗应力

Q_p ——应力状态系数

b ——带宽

R' ——工作辊弹性压扁后的半径

δ_{3d} ——轧机 2 轧制后的轧件厚度变化

σ_{av} ——平均张应力，一般取

$$\sigma_{av} = 0.7\sigma_b + 0.3\sigma_f \quad (26)$$

σ_b ——后张力

σ_f ——前张力

因此，由后张力变化造成的轧制压力的变化量为

$$p_d = -0.7\sigma_{bd} Q_p b \sqrt{R' \delta_{3d}} \quad (27)$$

由于只有负阻尼影响系统的稳定性，因此只考虑与之相关的量，得

$$p_d = c'_d \dot{z} \quad (28)$$

式中

$$c'_d = \frac{1.4bv_3EQ_p\sqrt{R'\delta_{3d}}}{L\omega^2\delta^2} (1 - \cos\varphi) \quad (29)$$

为了分析轧机的稳定性，将上或下工作辊简化为单自由度振动系统，则其方程为

$$m_{eq} \ddot{z} + c_{eq} \dot{z} + k_{eq} z = p_d \quad (30)$$

式中 m_{eq} ——振动系统的等效质量

c_{eq} ——振动系统的等效阻尼系数

k_{eq} ——振动系统的等效刚度

所以

$$m_{eq} \ddot{z} + (c_{eq} - c'_d) \dot{z} + k_{eq} z = 0 \quad (31)$$

显然，如果 c'_d 的值大于 c_{eq} 的值，那么轧机系统将由于三倍频再生颤振效应而失稳。

为了比较三倍频再生颤振与单机架颤振之间的振动烈度，假设轧机 1 没有振动，而只有轧机 2 振

动，依照上面的计算过程，可得单机架颤振时轧制压力的变化量

$$p'_d = \frac{1.4bv_3EQ_p\sqrt{R'\delta_{3d}}}{L\omega^2\delta_2} \dot{z} = c'_s \dot{z} \quad (32)$$

对比式(29)与式(32)，可以发现

$$c'_d > c'_s \quad \text{当} \quad -1 \leq \cos\varphi < 0$$

$$c'_d \leq c'_s \quad \text{当} \quad 0 \leq \cos\varphi < 1$$

因此，当 φ 位于 90° 与 270° 之间时，再生效应将加速轧机系统的失稳，轧件表面振纹的振幅将会放大，但当 φ 位于 -90° 与 90° 之间时，再生效应反而将减少振纹的破坏烈度。

由于冷连轧机后面机架的轧制速度通常比前面机架的轧制速度大，而轧制压力的变化又与轧制速度成正比，因此后面的机架通常更易失稳；再者，当某轧机受到一定的冲击或尚处于失稳初期时，往往不足以使该轧机立即充分振动起来，而再生效应往往会强化该振动的效果，从而导致后面的轧机首先失稳。

当轧机 2 发生三倍频颤振时，考虑剔除轧机 1 与轧机 2 之间轧件传输的时延后，如果在轧机 1 上出现了以颤振频率为主的衰减振动，则轧机 2 发生的三倍频颤振现象极有可能是由再生效应引起的。因此，为了判断发生的三倍频颤振现象是否是由再生效应引起的，可以采用下面的近似等式(33)进行判断

$$t_2 - t_d \approx t_1 \quad (33)$$

式中 t_2 ——轧机 2 发生颤振的时刻

t_d ——轧机 1 与轧机 2 之间轧件传输延续时间

t_1 ——轧机 1 上出现以三倍频颤振频率为主的衰减振动的时刻

3 三倍频再生颤振的数值仿真和现场测试

3.1 数值仿真

为了将三倍频再生颤振效应与单机架颤振效应进行比较，用 Matlab 语言编写了一个颤振仿真器，图 6 中的轧机 1 和轧机 2 各用一个参考文献[2]中的仿真模型来表示。

为了使系统振动起来并仿真三倍频再生颤振现象，各种振动干扰简化成单一冲击力作用在轧机 1 上，再将轧机 1 振动导致的薄带厚度变化作为轧机

2 的外部激励, 它将与轧机 2 产生的振动位移相调制, 从而可计算出轧机 2 的振动信号如图 7a 所示。而对于单机架振动, 则假设轧机 1 未振, 只在轧机 2 上施加与上述三倍频再生颤振仿真中大小相同的冲击力, 仿真结果如图 7b 所示。比较图 7a 和图 7b, 可以清楚地看出: 三倍频再生颤振的振动烈度远远大于单机架振动的烈度, 再生效应大大加剧了轧机系统走向颤振的速度。由轧机 1 的振动导致轧件表面的微小振纹能在短时间内使其后的轧机 2 由于再生效应而发生三倍频再生颤振。

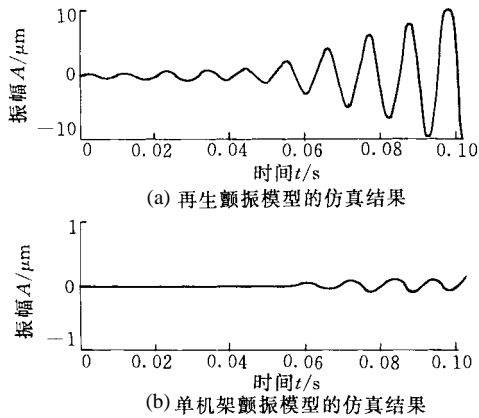


图 7 颤振仿真结果

3.2 现场测试

图 8 和图 9 分别是在某冷连轧机生产过程中从第四机架和第三机架上测得的工作辊垂直方向上的加速度振动信号。图 8a 所示为第四机架发生颤振时前后 1 s 左右的振动信号, 颤振大约发生在图中 0.5 s 左右时刻, 由于颤振发生时轧机被迫降速来消除颤振, 因此, 颤振信号只在图 8a 中的 0.5 s 左右出现, 图 8b 所示为颤振信号的放大图, 图 8c 所示为颤振信号的频谱图, 从中可以发现三倍频颤振频率在图中占据绝对优势。图 9a 所示则是第四机架发生颤振时, 依照式(33)求得的 t_1 时刻第三机架上前后 1 s 左右的振动信号, 从图 9a 可以发现振动信号几乎没有很明显的大幅值, 图 9b 所示为其 0.5 s 左右第三机架振动信号的放大图, 图 9c 所示为其频谱图, 从频谱图可以发现三倍频颤振频率的幅值并不突出, 仅为第三大振动幅值。由此可以看出, 轧机的再生效应将使连轧系统的振动加剧, 迅速导致颤振现象的发生。

4 结论

(1) 提出一种新的轧件振动模型, 分析了轧件与轧辊间摩擦力的改变导致轧机张力波动, 从而使轧机发生颤振的过程, 该模型较好地解释了稳态轧

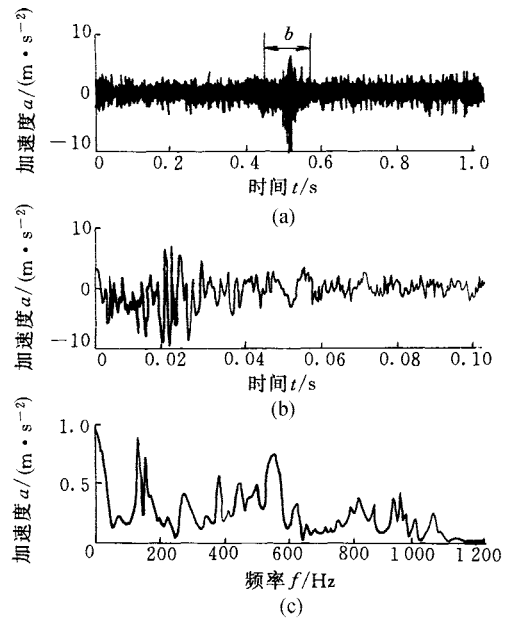


图 8 第四机架上的颤振信号和频谱图

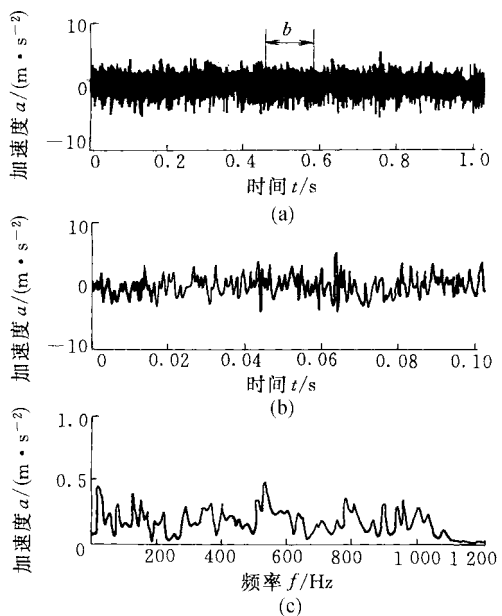


图 9 第三机架上的振动信号和频谱图

制时轧机三倍频颤振产生机理。

(2) 通过研究由于轧件表面振纹调制所导致的再生颤振现象, 建立了再生颤振的结构模型, 给出了再生颤振的理论解释。

(3) 三倍频再生颤振的数值仿真和现场测试进一步论证了轧机再生颤振理论的正确性和工业价值。

参 考 文 献

- 1 Tamiya T, Furui K, Iida H, et al. Analysis of chattering phenomenon in cold rolling. In: ISIJ ed. Proceedings of the International Conference on Steel Rolling, Tokyo, 1980,

Tokyo: ISIJ, 1980: 1 191~1 202

- 2 Tlustý J, Critchley S. Chatter in cold rolling. *Annals of the CIRP*, 1982, 31(1): 195~199
- 3 Yun I S, Ehmann K F, Wilson W R D, et al. Chatter in the strip rolling process, Part 3: chatter model. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 1998, 120(5): 343~348
- 4 Yun I S, Wilson W R D, Ehmann K F, et al. Review of chatter studies in cold rolling. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 1998, 38(1): 1 499~1 530
- 5 Yun I S, Wilson W R D, Ehmann K F, et al. Chatter in rolling. *Transactions of the NAMRI XXIII of SME*, 1995: 13~19
- 6 孙志辉, 邹家祥, 何汝迎, 等. 2030 板带冷连轧机的振动分析. *北京科技大学学报*, 1997, 19(2): 61~64
- 7 邹家祥, 徐乐江. 冷连轧机系统振动控制. 北京: 冶金工业出版社, 1998
- 8 师汉民, 吴雅, 梅志坚, 等. 机床颤振研究与控制的新进展. 武汉: 华中理工大学出版社, 1994
- 9 丁文锐. 工程中的自激振动. 吉林: 吉林教育出版社, 1988

STUDY ON THIRD-OCTAVE-MODE CHATTER ON 4-H COLD ROLLING MILLS

*Chen Yonghui Liu Shiyuan Liao Guanglan
(Huazhong University of Science & Technology)*

Abstract: Chatter in the rolling stack of high velocity tandem mills and temper mills is a widespread problem as it affects the quality of the finished product and the productivity of the rolling mill. In order to control chatter in cold rolling operations, a much deeper understanding of the basic mechanics of the problem is required. Therefore, a rolled strip chatter model for comprehending instability of the strip due to the change of the friction force and a third-octave-mode regenerative chatter model due to time delay effect of the chatter marks between the immediate stands are proposed, and stability analysis of chatter models due to negative damping is given. Subsequently, for more detailed understanding of the third-octave-mode regenerative chatter phenomena, industrial investigations proceed in practice and a simulator is developed. The simulation results indicate that regenerative chatter is much more serious than simple chatter.

Key words: Rolling mill Third-octave-mode chatter

Regenerative chatter Phase-plane Model

作者简介: 陈勇辉, 男, 1977 年出生, 博士研究生。主要研究方向为设备状态监测与故障诊断以及智能控制等。