

1850四辊铝带冷轧机动力学特性与机理研究*

王桥医, 张秋波, 崔明超, 王瀚

(杭州电子科技大学机械工程学院 杭州, 310018)

摘要 为解决某大型企业1850四辊铝带冷轧机垂直振动问题,通过现场振动测试与数值仿真相结合的方法,针对轧机不同工况下的动力学特性对轧机系统进行了时域和频域振动特性研究,分析了不同轧制工艺参数对轧机动力学特性的影响。以四辊铝带冷轧机系统六自由度动力学模型为基础,该模型综合考虑了工作界面上的轧制力波动量、界面摩擦过程、工作辊运动过程构成的界面约束多因素耦合模型,对轧机固有特性、主振型及主振型的灵敏度进行了仿真分析。结果表明:轧机系统发生自激振动,工作辊振动核心频率为290 Hz,振动集中频段为250~350 Hz,振源在辊缝,轧制速度、轧件张力、辊缝摩擦状态、轧件厚度等是影响轧制界面耦合的重要因素。支撑辊和机架等部件在该频段的振动是系统交互传递的结果。

关键词 轧机;振源;振动测试;动力学特性

中图分类号 TH113.1

引言

随着钢铁工业的发展,各行业对轧制产品的质量和精度的要求逐渐提高,这也导致轧制生产过程中轧机辊系的振动现象愈加严重^[1-3]。轧机振动,又称“幽灵式”振动,最为典型的轧机振动是频率为125~250 Hz,处于第三音乐倍频内的第三倍频程振动,这类振动既会影响铝带产品的表面质量^[4-6],造成产品板形误差^[7]大、成材率低等问题,还会产生很大的噪音,造成污染。轧机振动严重时会造成轧制机械设备和控制设备的损坏,增加生产成本^[8-9],影响轧制生产安全。针对这一问题,相关领域的科研人员进行了深入的研究, Kim等^[10]考虑轧辊和轧辊轴承间的接触刚度,建立了一种预测冷轧机颤振的数学模型。Sun等^[11]研究了不同轧制条件下轧件的固有频率和稳定性,确定了轧制过程中轧件的运动规律。研究高速铝带冷轧机的振动机理和制约轧制过程稳定性的影响因素,找出轧机振动形成原因,是实现抑制轧机振动、提高轧机效率最为关键的任务^[12-14]。

文中以某企业1850四辊铝带冷轧机为研究对象,现场布置多个测点进行垂直振动测试,对振动信号进行分析处理,获取了振动特征,确定了工作辊的

核心振动频率并研究其传递性,分析了主要轧制工艺参数对振动影响;建立六自由度^[15-16]振动模型,分析其固有特性、主振型及主振型的灵敏度,理论验证了振动测试结果的正确性。

1 轧机垂直振动测试

1850四辊轧机是生产轧制铝合金板带的重要设备,图1为1850四辊轧机组成示意图。本次轧机垂直振动测试主要测量轧机辊系操作侧垂直振动信号和主机架垂直振动信号,从而得到轧机主机座各部件的垂直振动特性以及他们之间的振动传递情况,振动测试系统采用丹麦Brüel & Kjær声学及振动测量公司的振动与噪声测试分析仪。

考虑测点的安全性和操作的便捷性,设置如图2所示的5个轧机垂直振动测点,包括:上支承辊轴承座处;上工作辊轴承座处;下工作辊轴承座处;下支承辊轴承座处;机架。图3为四辊轧机垂直振动测试传感器现场安装位置。

取不同轧件材料和相应工艺参数进行现场测试,如表1所示,各个测点的加速度传感器拾取轧制时的垂直振动信号,由计算机进行存储、计算、分析和显示。

* 国家自然科学基金资助项目(51875146);浙江省自然科学基金资助项目(LY21E050005)

收稿日期:2019-07-15;修回日期:2019-09-21

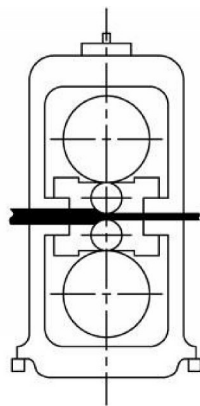


图1 1850轧机组成示意图
Fig.1 Composition diagram of 1850 rolling mill

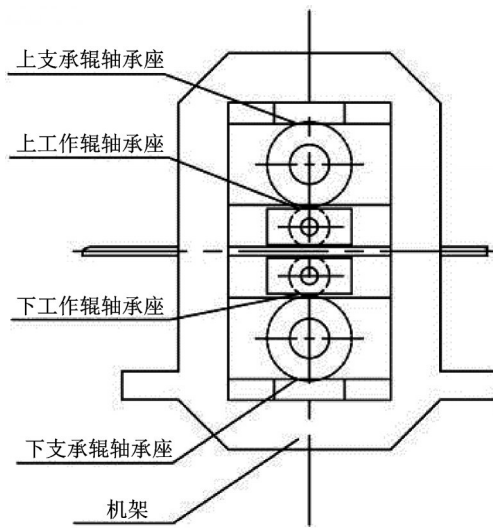


图2 垂振测点布置方案示意图
Fig.2 Schematic diagram of vertical vibration measuring points



图3 四辊轧机垂直振动测试传感器现场安装位置
Fig.3 Installation position of sensor for vertical vibration testing of four-high rolling mill

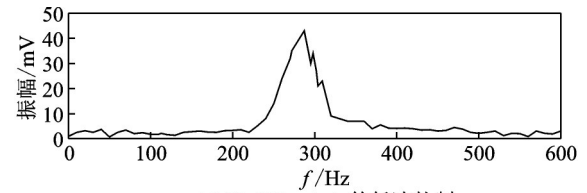
表 1 振动测试时的轧制工艺参数

铝合金牌号	轧件宽度/mm	入口厚度/mm	出口厚度/mm	速度/(m·min ⁻¹)	轧制力/T
3A21	1 680	1.76	1.36	350	1 721.4
3A21	1 680	1.77	1.36	750	1 781.7
3A21	1 680	1.81	1.34	1 150	1 931.5
5B05	1 680	1.75	1.34	350	1 881.9
5B05	1 680	1.75	1.33	750	1 861.5
5B05	1 680	1.42	1.17	1 150	1 791.3

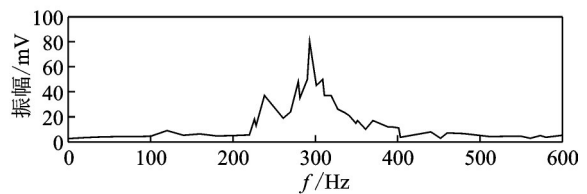
2 轧机振动测试信号分析

2.1 工作辊集中频带与核心频率的确定

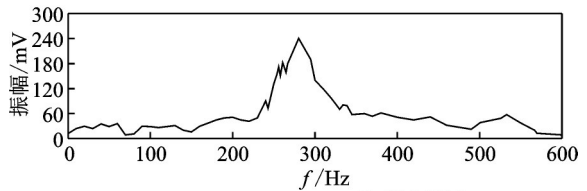
本研究对工作辊的垂直振动进行测试,分析了轧制过程中工作辊的振动特征,得到工作辊的核心振动频带和频率。图 4 所示即为 3 种不同工况下采集到工作辊的振动频谱图。由 3 幅频谱图可得出结论:工作辊在不同工况下振动幅值相差较大,但其振动均集中发生在 200~350 Hz 频段,最大振幅处对应核心频率为 290 Hz。



(a) $V=350$ m/min 的低速轧制
(a) Low speed rolling with $V=350$ m/min



(b) $V=750$ m/min 的中速轧制
(b) Medium speed rolling with $V=750$ m/min



(c) $V=1150$ m/min 的高速轧制
(c) High speed rolling with $V=1150$ m/min

图 4 多个工况下工作辊的振动频率

Fig.4 Vibration frequency of working roll under multiple working conditions

2.2 工作辊动力学特性在轧机系统中传递方式

对现场测量到的辊系和机架的振动信号进行分

析,可知工作辊的振动行为集中在核心频率周围,在核心频率处振动表现最为突出,且工作辊主导的振动信号在轧机系统中的传递具有交互特点。图5为采集的特定工况下轧机系统5个测点的频谱图。

2.2.1 工作辊轴承座的垂直振动

如图5(a)所示,上工作辊在50~150 Hz和250~350 Hz这两个频段均发生垂直振动,且后者振动幅值大,振动现象更为明显;如图5(b)所示,下工作辊振动动力学行为相对集中,仅在250~350 Hz段拥有唯一的垂直振动峰值,而与工作辊处振动相比,上、下支承辊和机架在250~350 Hz这一频段采集的振动信号的幅值较小,因此250~350 Hz是工作辊振动的特征频段。轧机系统第2阶固有频率在250~350 Hz频段内,此固有频率极易受到工作辊结构参数的影响,能体现工作辊的振动特性。同时振动测试过程中并无外部因素的干扰,则可以得到轧机系统在此固有频率处的振动为系统内部自激振动的结论。

2.2.2 支承辊轴承座的垂直振动

如图5(c,d)所示,上、下支承辊轴承座的垂直振动都在250~350 Hz这个频段最为突出,但上支承辊轴承座在450~550 Hz还有较明显的振动现象。将图5(c,d)与图5(a,b)对比可以发现,工作辊的振动具有传递性,上、下支承辊轴承座的振动主要源于同频段对应的工作辊的传递,体现了轧机辊系的固有动态特性。

2.2.3 机架的振动

如图5(e)所示,机架的垂直振动主要发生在250~350 Hz频段,与工作辊的振动特征频率相对应且振动幅值比上、下工作辊和支撑辊都小的多,是工作辊振动响应并衰减的结果。

从采集到的所有测点的信号分析结果可知:上、下工作辊垂直振动的特征频率即以290 Hz为核心的振动频段是轧制过程的主导振动频带,上、下工作辊的振动是轧制系统发生振动的源头,且振源在工作辊辊缝,支撑辊和机架等部件在该频段的振动是系统交互传递的结果。考虑到振动系统没有机电等外部激励源,并在系统的第2阶固有频率处达到峰值,符合自激振动的特点,因此可得到轧机系统的振动性质是系统内部的自激振动。

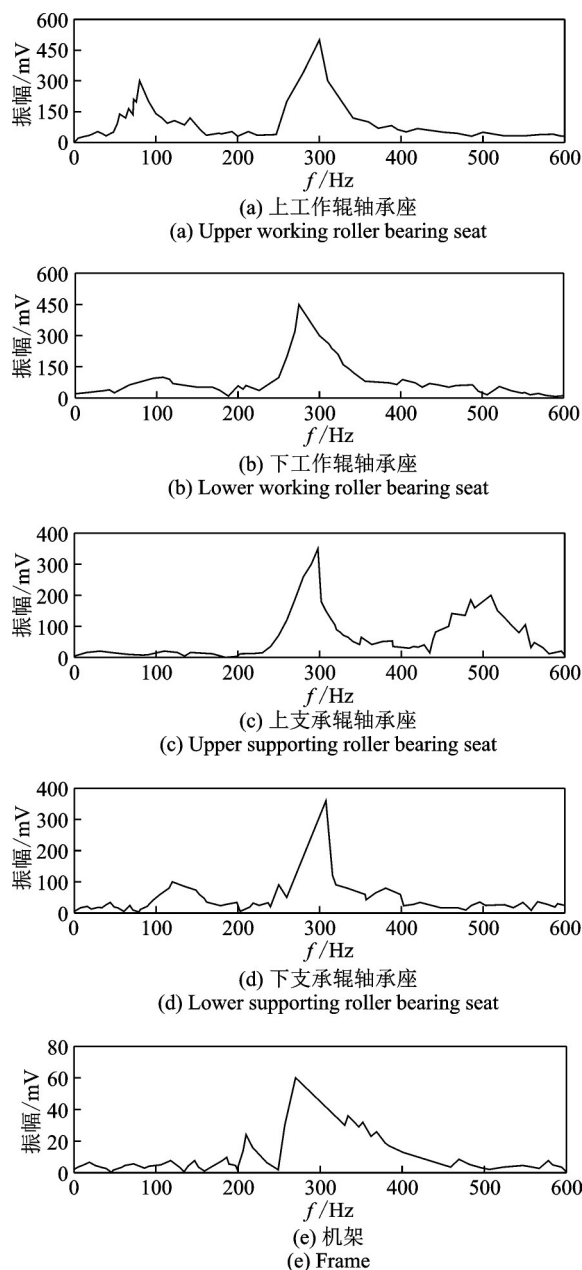


图5 轧辊和机架垂直振动频谱

Fig.5 Vertical vibration frequency spectrum of roll and frame

2.3 轧机轧制工艺参数对系统振动的影响

改变轧机轧制过程多种工艺参数,并对轧机系统进行测试对比后发现,轧制速度、前后张力、辊缝间摩擦状态、轧件厚度等对轧机系统的自激振动有较大的影响。这一现象表明:轧机系统振动行为与轧制界面多因素耦合密切相关。

2.3.1 轧制速度对振动的影响

如图6,7所示,对比低速轧制 $V=350$ m/min 和高速轧制 $V=1150$ m/min 情况下轧机工作辊垂直

振动时域图和频域图,分析发现:轧制速度越高,轧机发生振动所需时间越短,振动幅值越大,振动行为逐渐向某一特定频率集中,此时轧机的振动能量也就越大。从图6,7中看出,随着速度的增大,轧机振动向200~400 Hz频段集中,此时系统动力学响应功率也相应增大。

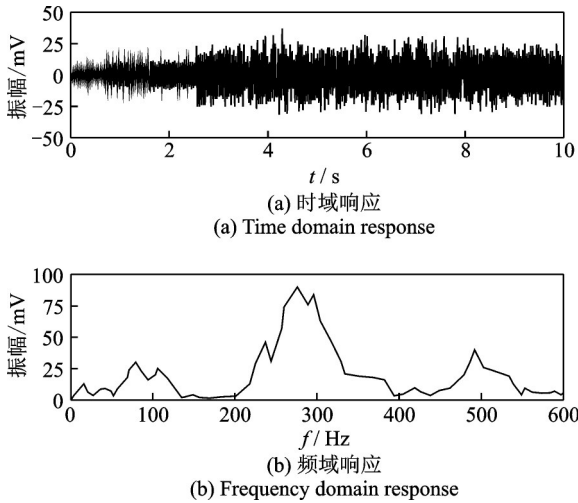


图6 $V=350$ m/min时工作辊垂振时域与频域响应
Fig.6 Vertical vibration time domain response and frequency domain response of working roll when $V=350$ m/min

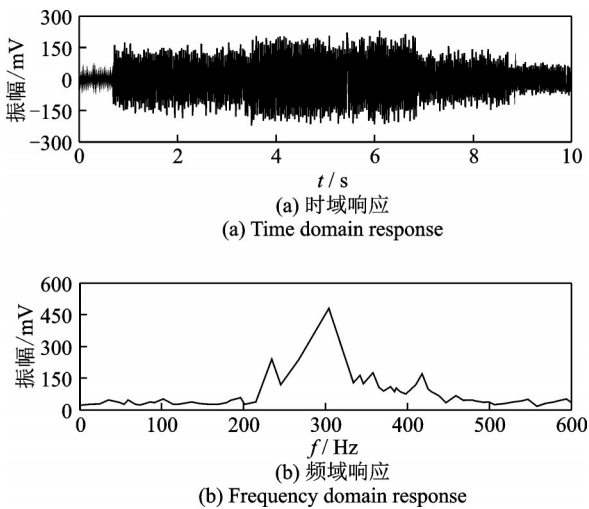


图7 $V=1150$ m/min时工作辊垂振时域与频域响应
Fig.7 Vertical vibration time domain response and frequency domain response of working roll when $V=1150$ m/min

2.3.2 轧件的张力对振动的影响

如图8,9所示,分别将轧机入口张力增大和减小20%进行现场测试,结果表明:其他条件相同的情况下,轧机入口张力增大20%时的振动幅值比入口张力减小20%时的大得多,且入口张力增大20%

时工作辊振动分布比较集中在200~400 Hz和450~550 Hz两组频段。入口张力的变化使得轧制过程的振动强度和频率都发生了相应变化。

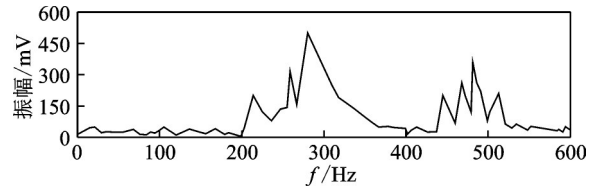


图8 入口张力增大20%,工作辊垂振
Fig.8 Vertical vibration of working roll when inlet tension increased by 20%

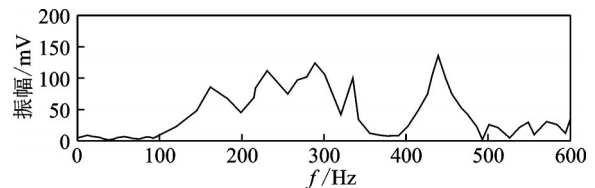


图9 入口张力减小20%,工作辊垂振
Fig.9 Vertical vibration of working roll when inlet tension decreased by 20%

2.3.3 辊缝中的摩擦对振动的影响

润滑剂在一定程度上决定了轧机工作界面辊缝摩擦状态,因此也是影响界面耦合过程和轧机振动的主要因素之一。图10为不同润滑摩擦条件下轧机的振动频谱图,分析可知:加润滑剂后辊缝间摩擦减小,轧机系统振动能量向290 Hz频段集中,振动幅值减小。与干摩擦条件相比,加润滑条件下轧机垂直振动的能量较小。

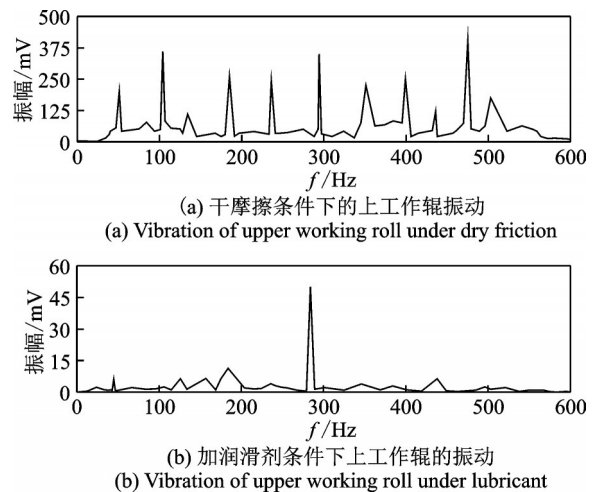


图10 不同润滑条件下上工作辊的振动频谱
Fig.10 Vibration frequency spectrum of upper working roll under different lubrication conditions

2.3.4 轧件厚度对振动的影响

现场测试实验发现:在其他条件(轧制速度、轧件入口处张力及辊缝摩擦等)相同时,轧件厚度越薄,轧机振动临界速度越小,轧机系统工作界面负阻尼特性增加,易发生自激振动。在轧制过程中这些影响系统自激振动因素都不是独立的,多种参数的耦合决定了轧制过程系统动力学行为。

3 轧机动力学仿真

3.1 轧机垂直系统六自由度振动模型

图 11 所示为 1850 四辊铝带冷轧机 6 质量、7 弹簧的 6 自由度振动动力学模型。图 11 中, m_1 为上部机架和液压缸的等效质量, m_2 为上支承辊系的等效质量, m_3 为上工作辊系的等效质量, m_4 为下工作辊

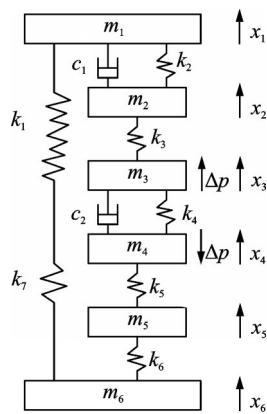


图 11 1850 冷轧机垂直系统简化模型

Fig.11 Schematic illustration of the 1850 rolling mill vertical system model

系的等效质量, m_5 为下支承辊系的等效质量, m_6 为下部机架的等效质量; $x_1 \sim x_6$ 为 $m_1 \sim m_6$ 各等效质量块对应的垂直振动位移量; k_1 为上部机架和液压缸的等效刚度, k_2 为上部机架至上支承辊系中部的等效刚度, k_3 为上工作辊系与上支承辊系的弹性接触刚度, k_4 为两工作辊与轧件之间的等效刚度, k_5 为下工作辊系与下支承辊系之间的弹性接触刚度, k_6 为下部机架与下支承辊系中部的等效刚度, k_7 为下部机架的等效刚度; Δp 为轧机工作时的轧制力的波动量; c_1 为上部机架和上支承辊系之间液压阻尼缸的等效阻尼, c_2 为上下工作辊和轧件之间的等效阻尼。

表 2 和表 3 为根据能量守恒原理计算得出的 1850 冷轧机简化模型中的各等效质量和等效刚度的数值。

表 2 计算的各等效质量
Tab.2 Calculated equivalent mass

10 ³ kg					
m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	m_6
159.8	93.6	9.8	9.8	93.6	56.8

表 3 计算的各等效刚度
Tab.3 Calculated equivalent stiffness

10 MN/mm						
k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k_7
8.91	5.36	8.59	5.13	8.59	6.76	12.66

对各等效质量进行受力分析,则轧机系统 6 自由度振动模型为

$$\begin{cases}
 m_1 \ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = 0 \\
 m_2 \ddot{x}_2 + c_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k_2 x_1 + (k_2 + k_3)x_2 - k_3 x_3 = 0 \\
 m_3 \ddot{x}_3 + c_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) - k_3 x_2 + (k_3 + k_4)x_3 - k_4 x_4 = \Delta P \\
 m_4 \ddot{x}_4 + c_2(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) - k_4 x_3 + (k_4 + k_5)x_4 - k_5 x_5 = -\Delta P \\
 m_5 \ddot{x}_5 - k_5 x_4 + (k_5 + k_6)x_5 - k_6 x_6 = 0 \\
 m_6 \ddot{x}_6 - k_6 x_5 + (k_6 + k_7)x_6 = 0
 \end{cases} \tag{1}$$

将上式写成矩阵形式

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = P \tag{2}$$

其中: M 为质量矩阵; C 为阻尼矩阵; K 为刚度矩阵。

轧机工作界面上的轧制力波动量、界面摩擦过程、工作辊运动过程构成了界面约束多因素耦合模型。图 12 为工作界面耦合关系示意图。

3.2 轧机垂直系统固有特性及主振型

为分析上述质量弹簧模型的振动特性,得到系

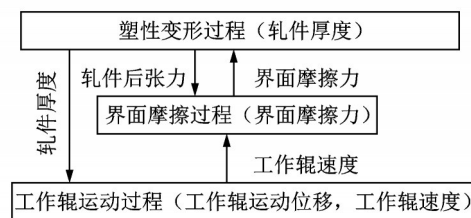


图 12 工作界面耦合关系示意图

Fig.12 Coupling relations of work interface

统的固有频率及主振型,忽略阻尼的影响,将式(2)所示的轧机系统垂直振动模型,写成无阻尼自激振动的矩阵形式,即

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (3)$$

将等效质量和等效刚度的值代入上式,可得到表 4 所示的轧机系统的各阶固有频率和表 5 所示的相应的主振型。

从表 4 和表 5 可以看出,第 2 阶固有频率在 3 倍频程的范围内,且近似等于现场测试得到的核心振动频率 290 Hz。第 2 阶主振型对应的上、下工作辊振动方向相反且振动幅值最大,表明此阶振型上下工作辊的振动会使轧件表面留下明显的振纹,使轧件厚度不均,波动大,降低轧件质量,与 3 倍频颤振对轧件的影响基本一致。因此,轧机系统发生 3 倍

频颤振的频率即为表 4 中计算得出的第 2 阶固有频率。第 6 阶主振型下轧机上、下工作辊振动方向相反,而且其上、下工作辊的振动幅值相差较小,这是因为在轧制过程中,工作辊受到方向相反、大小相等的力,因此轧机系统会发生第 2 阶和第 6 阶固有频率垂直振动,且以第 2 阶垂直振动为主。对比前文测试分析结果发现,轧机系统振动时工作辊的核心振动频率为 290 Hz,验证了上述观点的正确性。

表 4 轧机系统各阶固有频率

Tab.4 Natural frequency of rolling mill system

Hz					
f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6
73.9	285.8	372.3	556.7	624.6	714.7

表 5 轧机系统各阶主振型

Tab.5 Main modes of rolling mill system

第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶	第 4 阶	第 5 阶	第 6 阶
-0.568 9	0.684 5	-1.152 3	0.340 0	0.335 3	0.339 9
-0.943 6	0.691 1	0.915 0	0.439 2	0.457 0	0.521 2
-0.924 5	1.204 9	0.854 6	-0.513 5	-0.980 5	-0.924 2
-0.818 7	-1.220 0	0.469 1	-0.536 5	-0.980 5	0.921 1
-0.764 5	-0.103 6	0.437 8	-0.435 1	0.522 9	0.534 5
-0.546 9	-0.514 8	0.525 6	1.315 0	0.431 1	0.616 8

3.3 轧机垂直系统振动主振型的灵敏度分析

在分析轧机垂直振动系统灵敏度时,需要对其固有频率灵敏度 $\partial f_r / \partial p_m$ 和主振型灵敏度 $\partial \varphi_r / \partial p_m$ 两个方面进行计算。其中: f_r 为系统的第 r 阶固有频率; p_m 为轧机系统中质量块以及弹簧刚度; φ_r 为轧机系统的第 r 阶主振型。

根据系统的振动动力学方程并考虑主振型的正交性,主振型灵敏度公式可表示为

$$\frac{\partial \varphi_r}{\partial p_m} = \sum_{\substack{s=1 \\ s \neq r}}^n \frac{f_r^2 \varphi_s^T \frac{\partial M}{\partial p_m} \varphi_r - \varphi_s^T \frac{\partial K}{\partial p_m} \varphi_r}{f_s^2 - f_r^2} \varphi_s - \frac{1}{2} \varphi_r^T \frac{\partial M}{\partial p_m} \varphi_r \quad (4)$$

建立的振动模型不同,计算得到的系统质量矩阵以及刚度矩阵对各质量块的偏微分值也不同,与其对应的灵敏度公式也不相同。

3.1 节中的轧机垂直系统 6 自由度动力学模型为正定系统,且质量矩阵对各刚度的偏微分为零矩阵,对各质量的偏微分矩阵规律相同,因此可以得到

主振型对质量的灵敏度公式

$$\frac{\partial \varphi_r}{\partial m_i} = \sum_{\substack{s=1 \\ s \neq r}}^n \frac{f_r^2}{f_s^2 - f_r^2} \varphi_{s,i} \varphi_{r,i} \varphi_s - \frac{1}{2} \varphi_{r,i}^2 \varphi_r \quad (5)$$

$$\frac{\partial \varphi_r}{\partial k_i} = \begin{cases} \sum_{\substack{s=1 \\ s \neq r}}^n \frac{1}{f_s^2 - f_r^2} (\varphi_{r,i} - \varphi_{r,i+1})(\varphi_{s,i} - \varphi_{s,i+1}) \varphi_s & (i \neq 1, 7) \\ \sum_{\substack{s=1 \\ s \neq r}}^n \frac{1}{f_s^2 - f_r^2} \varphi_{r,i} \varphi_{s,i} \varphi_s & (i = 1, 7) \end{cases} \quad (6)$$

通过仿真计算得出第 2 阶和第 6 阶主振型对各质量的灵敏度见表 6 和表 7。

轧机系统各阶主振型中,第 2 阶和第 6 阶主振型的上、下工作辊振动方向相反,因此在动态辊缝研究中需要特别注意第 2 和第 6 阶主振型。由表 6 第 2 阶主振型对质量的灵敏度可知, m_3 对上工作辊振幅影响程度最大; m_3, m_4 对下工作辊振幅影响程度最大,因此可以通过改变上下工作辊的直径差的方法来改变系统第 2 阶主振型的节点位置。

表6 第2阶主振型对质量的灵敏度

Tab.6 Sensitivity of second-order main mode to mass

m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	m_6
101.00	-315.40	-233.00	-34.53	39.68	6.28
96.06	-14.98	8.69	8.76	-113.30	-14.36
-346.80	250.10	-2 698	-157.10	-7.17	-16.06
-1.689	-1.17	53.60	-130.60	1.66	0.38
-1.254	114.90	-68.62	-1 251	2.80	-3.92
-1.677	-108.80	1 776	137.00	15.02	-0.53

正定系统的第6阶主振型的节点数目为5个,对其进行灵敏度分析,能够得到影响上下工作辊振幅大小的参数,由此可以改善振动对轧制产品表面振痕的影响。由表7第6阶主振型对质量的灵敏度可知, m_2 和 m_5 对上下工作辊振幅影响较大。因此可以通过改变上下支承辊的直径差来改变第6阶主振

型上下工作辊的振幅差。

由主振型灵敏度的分析可以发现,轧机系统第2阶主振型与3倍频振动相对应,3倍频振动的发生和上下工作辊密切相关;而系统第6阶主振型则与5倍频振动相对应,5倍频振动的产生和上下支承辊密切相关。

表7 第6阶主振型对质量的灵敏度

Tab.7 Sensitivity of the sixth order main mode to mass

m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	m_6
-100.70	141.10	975.00	858.00	-53.83	-7.93
-42.25	-100.60	-43 240	-43 120	-242.20	5.43
105.70	2 490.00	646.90	644.20	3 378.00	5.90
-1.12	-2 900.00	-635.20	-645.20	-3 059.00	-91.00
-1.81	236.60	47 280	47 010	332.10	1.92
1.11	40.01	-647.70	-10 860	-14.33	-7.26

4 结 论

1) 1850轧机系统振动的性质为自激振动,其工作辊垂直振动核心频率为290 Hz,振动集中在250~350 Hz频段,且振源在工作辊辊缝,支撑辊和机架等部件在该频段的振动是系统交互传递的结果。

2) 轧制速度、轧件张力、辊缝摩擦状态和轧件厚度等是影响轧制界面耦合的主要参数,对轧机系统振动行为影响十分敏感。轧制速度越快,振动幅值越大;入口张力的变化使得轧制过程的振动强度和频率都发生了相应变化;摩擦因数越小,系统越容易失稳,越易发生自激振动;轧件厚度越薄,轧机振动临界速度越小,轧机系统越易发生自激振动。

3) 建立轧机垂直系统六自由度振动模型,分析其固有特性及主振型,得出系统第2阶固有频率近似等于现场测试得到的核心振动频率290 Hz,其对应的上、下工作辊振动方向相反且振动幅值较大,表

明此阶振型会对轧件表面厚度波动产生较大影响。

参 考 文 献

- [1] MASOUD M, FARSHID Z, KHOSRO F. Calculation of stiffness parameters and vibration analysis of a cold rolling mill stand[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2017, 91(9/12): 4359-4369.
- [2] ZHENG Y J, SHEN G X, LI Y G, et al. Spatial vibration and its numerical analytical method of four-high rolling mills[J]. Journal of Iron and Steel Research International, 2014, 21(9): 837-843.
- [3] SUN J L, PENG Y, LIU H M. Dynamic characteristics of cold rolling mill and strip based on flatness and thickness control in rolling process [J]. Journal of Central South University, 2014, 21(2): 567-576.
- [4] YANG L B, JIANG Z G, ZHANG Y S. High precision recognition and adjustment of complicated

- shape details in fine cold rolling process of ultra-thin wide strip [J]. *Journal of Manufacturing Processes*, 2018, 35(10): 508-516.
- [5] 凌启辉, 闫晓强, 张义方. 基于S变换的热连轧机耦合振动特征提取[J]. *振动、测试与诊断*, 2016, 36(1): 115-119.
- LING Qihui, YAN Xiaoqiang, ZHANG Yifang. Coupling vibration feature extraction of hot continuous rolling mill based on adaptive frequency domain filtering and S transform[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2016, 36(1): 115-119. (in Chinese)
- [6] 杨旭, 李江昀, 童朝南. 冷轧机垂向辊系非线性振动建模与稳定性分析[J]. *振动、测试与诊断*, 2013, 33(2): 302-306.
- YANG Xu, LI Jiangyun, TONG Chaonan. Nonlinear vibration modeling and stability analysis of vertical roller system in cold rolling mill [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2013, 33(2): 302-306. (in Chinese)
- [7] NIROOMAND M R, FOROUZAN M R, SALIMI M. Theoretical and experimental analysis of chatter in tandem cold rolling mills based on wave propagation theory [J]. *The Iron and Steel Institute of Japan International*, 2015, 55(3):637-646.
- [8] HEIDARI A, FOROUZAN M R. Optimization of cold rolling process parameters in order to increasing rolling speed limited by chatter vibrations [J]. *Journal of Advanced Research*, 2013, 4(1):27-34.
- [9] WANG D C, LIU H M, LIU J. Research and development trend of shape control for cold rolling strip [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2017, 30(5):1248-1261.
- [10] KIM Y, KIM C W, LEE S. Dynamic modeling and numerical analysis of a cold rolling mill[J]. *International Journal of Precision Engineering and Manufacture*, 2013, 14(3):407-413.
- [11] SUN J L, PENG Y, LIU H M, et al. Vibration of moving strip with distributed stress in rolling process [J]. *Journal of Iron and Steel Research International*, 2010, 17(4):24-30.
- [12] SHAO Y M, DENG X, YUAN Y L, et al. Characteristic recognition of chatter mark vibration in a rolling mill based on the non-dimensional parameters of the vibration signal [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2014, 28(6):2075-2080.
- [13] SKRIPALENKO M N, SKRIPALENKO M M, ASHIKHMIN D A, et al. Wavelet analysis of fluctuations in the thickness of cold-rolled strip [J]. *Metallurgist*, 2013, 57(7/8):606-611.
- [14] SHI P M, LI J Z, JIANG J S, et al. Nonlinear dynamics of torsional vibration for rolling mill's main drive system under parametric excitation[J]. *Journal of Iron and Steel Research International*, 2013, 20(1): 7-12.
- [15] LIU G M, DI H S, ZHOU C L, et al. Tension and thickness control strategy analysis of two stands reversible cold rolling mill[J]. *Journal of Iron and Steel Research International*, 2012, 19(10):20-25.
- [16] HUO M S, ZHAO J W, XIE H B. Analysis of surface roughness alteration in micro flexible rolling[J]. *Wear*, 2019, 426(4):1286-1295.



第一作者简介:王桥医,男,1966年10月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为复杂系统动力学性能及其控制技术。曾发表《高速冷轧机辊系非线性动力学模型及控制参数优化》(《中国机械工程》2019年第30卷第8期)等论文。
E-mail:wangqiaoyi1989@163.com