

十八辊轧机耦合振动动力学特性研究

王鑫鑫¹, 于 孟¹, 李官胤¹, 张晓峰², 文 杰¹, 王永强¹, 王春海¹

(1. 首钢集团有限公司技术研究院 北京, 100043)

(2. 首钢京唐钢铁联合有限责任公司 唐山, 063200)

摘要 轧机振动是钢铁生产企业普遍存在的共性问题,且轧制速度越高,发生振动的概率越大。十八辊轧机工作辊处于游动状态,其振动控制难度显著增加。以十八辊轧机为研究对象,首先,建立辊缝动态轧制力和辊系动力学的耦合振动模型,其中辊系动力学模型包括垂直方向和水平方向;其次,通过对比分析轧制力的计算值与实际值,以及结构固有频率的计算值与实际值,验证所建立耦合振动模型的有效性;最后,分析轧制速度、摩擦因数、压下率、纵向刚度和水平刚度对十八辊轧机固有频率和稳定性的影响,为十八辊轧机的振动控制提供理论指导。结果表明:当十八辊轧机振动频率较低(小于 500 Hz)时,应优先考虑轧制工艺和纵向刚度的影响;当振动频率较高(大于 500 Hz)时,则应优先考虑水平刚度的问题。

关键词 十八辊轧机振动;耦合振动;固有频率;稳定性

中图分类号 TH113.1

1 问题的引出

十八辊轧机主要用于生产屈服强度达到或超过 590 MPa 的高强钢。为降低轧制负荷,该轧机采用小辊径工作辊,且工作辊未配置轴承座,处于游动状态。由于工作辊直径减小,其横向刚度显著降低;同时,为实现工作辊水平方向的定位,需增设侧支撑结构,这使得十八辊轧机相较于六辊轧机结构更为复杂。侧支撑结构由侧支撑辊及两组背衬轴承组成,十八辊轧机辊系排布如图 1 所示。

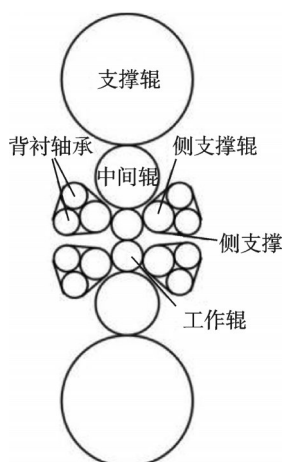
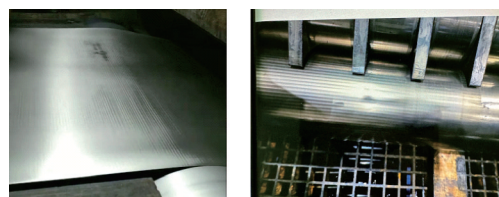


图 1 十八辊轧机辊系布局图

Fig.1 Layout diagram of eighteen-high rolling mill roll system

振动导致的十八辊轧机振纹如图 2 所示,如带钢表面振纹及侧支撑辊表面振纹,将导致产品质量降低、轧辊磨削量增加。轧机振动是钢铁生产中普遍存在的问题,该类振动被业界称为“幽灵振动”^[1-2]。通常情况下,生产所用带钢厚度越薄、屈服强度越大、轧制速度越高,越容易发生轧机振动^[3]。



(a) 带钢表面振纹 (b) 侧支撑辊表面振纹
(a) Marks on the strip (b) Marks on the side support

图 2 振动导致的十八辊轧机振纹

Fig.2 Vibration-induced marks on eighteen-high rolling mill

Trusty 等^[4]提出因张力波动产生的轧制力波动与相对厚度波动存在 90° 的相位超前,从而产生负阻尼,为自激振动提供能量。Hu 等^[5]建立了三倍频程振动的耦合振动模型,并研究了系统稳定性。文献[6-7]针对冷连轧机垂直振动建立了轧制过程 and 轧机结构的耦合振动模型,研究了轧制过程参数对轧机振动的影响。Gao 等^[8]建立了轧制过程、轧机结构和自动增益控制的耦合振动模型,并研究了模型

参数对系统稳定性和临界速度的影响。Fujita等^[9]提出了轧机智能润滑系统,优化了多机架摩擦因数,从而预防冷连轧机高速轧制时的自激振动。Hou等^[10]建立了考虑轴承失效的三自由度垂直振动模型,研究了轴承滚动体数量和接触角轧机振动的影响。唐华平等^[11]建立了单机架平整机轧辊水平振动的非线性动力学方程,分析了黏滑共存摩擦转变为全滑动摩擦对轧辊水平振动的影响。黄金磊等^[12]针对热连轧机建立了十一自由度耦合振动模型,分析了各阶模态对惯性参数和弹性参数的灵敏度。Cui等^[13]考虑轧机牌坊的非线性间隙,结合动态轧制力模型,研究了系统的自激振动和强迫振动的振动特性。Wu等^[14]建立了森吉米尔二十辊冷轧机的轧制力动态模型,分析了轧制速度和轧制力对振动特性的影响。王桥医等^[15]以四辊铝带冷轧机系统六自由度动力学模型为基础,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。上述研究主要针对四辊轧机和六辊轧机开展动力学特性、轧制过程对自激振动的影响、间隙非线性对轧机振动的影响和机-电-液-界耦合振动等方面的研究,而关于十八辊轧机振动问题的研究较少。

综上,本研究以十八辊轧机为研究对象,建立辊缝动态轧制力和辊系动力学的耦合振动模型,并通过对比计算轧制力和实际轧制力,以及计算结构固有频率和测试结构固有频率,验证模型的有效性,分析轧制工艺参数和轧机刚度对十八辊轧机固有频率和稳定性的影响。

2 十八辊轧机耦合振动模型构建

在轧制过程中,轧制界面特性和辊系相互作用,耦合为一个整体,辊缝动态轧制力和辊系动力学耦合振动模型如图3所示^[16]。轧制界面通过动态轧制力和带钢速度变化影响轧机结构,辊系通过工作辊振动位移、工作辊振动速度和带钢张力变化影响轧制界面。

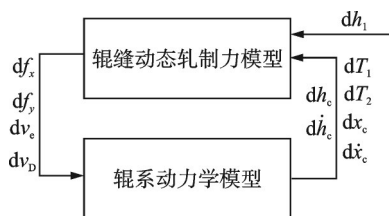


图3 辊缝动态轧制力和辊系动力学耦合振动模型

Fig.3 Coupling vibration model of roll gap dynamic rolling force and roll system kinetics

2.1 辊系动力学模型

为简化模型,假定辊系上半部分和下半部分对称。此外,十八辊轧机为中间辊驱动,轧制过程中,工作辊会被滚动摩擦力推向入口侧,建模过程中只考虑入口侧侧支撑的作用。在正常运行情况下,侧向力远小于垂向力。为简化计算,将侧支撑系统中的滚动摩擦忽略不计,因此侧支撑辊和工作辊之间的接触力沿辊子中心连线方向。则十八辊轧机的结构动力学模型可简化成图4所示的示意图。

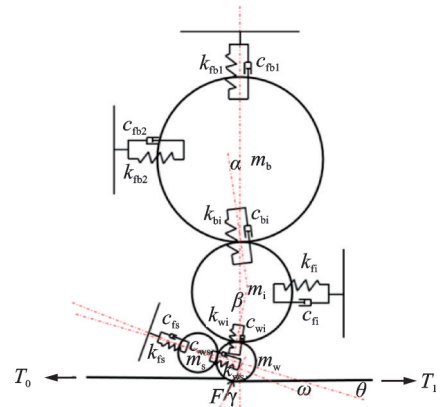


图4 十八辊系动力学模型示意图

Fig.4 Roll system kinetics diagram of eighteen-high rolling mill

图4中: k_{b2} 为支撑辊与牌坊之间水平方向的等效刚度; c_{b2} 为支撑辊与牌坊之间水平方向的等效阻尼; k_{b1} 为支撑辊与牌坊之间垂直方向的等效刚度; c_{b1} 为支撑辊与牌坊之间垂直方向的等效阻尼; k_{bi} 为支撑辊和中间辊之间的等效刚度; c_{bi} 为支撑辊和中间辊之间的等效阻尼; k_{fi} 为中间辊和牌坊之间的水平方向等效刚度; c_{fi} 为中间辊和牌坊之间的水平方向等效阻尼; k_{wi} 为工作辊和中间辊之间的等效刚度; c_{wi} 为工作辊和中间辊之间的等效阻尼; k_{ws} 为工作辊和侧支撑辊之间的等效刚度; c_{ws} 为工作辊和侧支撑辊之间的等效阻尼; k_s 为侧支撑辊和牌坊之间的等效刚度; c_{is} 为侧支撑辊和牌坊之间的等效阻尼; m_b 为支撑辊等效质量; m_i 为中间辊等效质量; m_w 为工作辊等效质量; m_s 为侧支撑辊等效质量; T_0 为入口张力; T_1 为出口张力; F 为带钢和工作辊之间的作用力; α 为支撑辊和中间辊之间的作用力与垂直方向的夹角; β 为中间辊和工作辊之间的作用力与垂直方向的夹角; γ 为带钢和工作辊之间的作用力与垂直方向的夹角; θ 为侧支撑辊和工作辊之间的作用力和水平方向的夹角; ω 为侧支撑辊的安装方向

和水平方向的夹角。

由图4中的几何关系得

$$R_B \sin \alpha = \rho_B + k_g \cos \alpha \quad (1)$$

$$\alpha = \frac{\rho_B + k_g}{R_B} \quad (2)$$

其中: R_B 为支撑辊半径; ρ_B 为作用力支撑辊辊径的摩擦圆半径; k_g 为滚动摩擦产生的作用点偏移量, 一般取值为 $0.1 \sim 0.3 \text{ mm}$ 。

$$\rho_B = \mu_B R'_B \quad (3)$$

其中: R'_B 为支撑辊辊径的半径; μ_B 为支撑辊轴承摩擦因数。

由图4的几何关系和工作辊力矩平衡可得

$$\beta = \frac{m_c}{R_w + R_l} + \frac{a + k_g}{R_w} \quad (4)$$

其中: a 为作用力 F 对工作辊的力臂; m_c 为工作辊相对于中间辊的偏移距; R_w 为工作辊半径; R_l 为中间辊半径。

当 $T_1 > T_0$ 时, 有

$$a = R_w \sin(t_i \sqrt{\frac{\Delta h}{R_w}} - \gamma) \quad (5)$$

其中: t_i 为力臂系数, 一般取值为 0.2 ; Δh 为绝对压量; $\gamma = \frac{T_1 - T_0}{2F}$, 为作用力 P 与垂直方向的夹角。

由图4几何关系可得

$$\theta = -\arcsin\left[\frac{R_w + R_l - h_s}{R_w + R_s} \cos(-\omega)\right] + \omega \quad (6)$$

其中: h_1 为出口带钢厚度; $\omega = 25^\circ$, 为侧支撑与水平方向的夹角; h_s 为侧支撑中心线与轧机中心线的交点到轧制线的距离; $h_0 = 30 \text{ mm}$; R_s 为侧支撑辊半径。

考虑辊系的垂直振动和水平振动, 辊系的动力学方程为

$$m_b \ddot{x}_b + c_{b2} \dot{x}_b + k_{b2} x_b + (k_{bi}(x_b - x_i) + c_{bi}(\dot{x}_b - \dot{x}_i)) \sin^2 \alpha + (k_{bi}(y_b - y_i) + c_{bi}(\dot{y}_b - \dot{y}_i)) \sin \alpha \cos \alpha = 0 \quad (7)$$

$$m_b \ddot{y}_b + c_{b2} \dot{y}_b + k_{b2} y_b + (k_{bi}(y_b - y_i) + c_{bi}(\dot{y}_b - \dot{y}_i)) \cos^2 \alpha + (k_{bi}(x_b - x_i) + c_{bi}(\dot{x}_b - \dot{x}_i)) \sin \alpha \cos \alpha = 0 \quad (8)$$

$$m_i \ddot{x}_i + c_{fi} \dot{x}_i + k_{fi} x_i + (k_{bi}(x_i - x_b) + c_{bi}(\dot{x}_i - \dot{x}_b)) \sin^2 \alpha + (k_{bi}(y_i - y_b) + c_{bi}(\dot{y}_i - \dot{y}_b)) \sin \alpha \cos \alpha + (k_{wi}(x_i - x_w) + c_{wi}(\dot{x}_i - \dot{x}_w)) \sin^2 \beta + (k_{wi}(y_i - y_w) + c_{wi}(\dot{y}_i - \dot{y}_w)) \sin \beta \cos \beta = 0 \quad (9)$$

$$m_i \ddot{y}_i + (k_{bi}(x_i - x_b) + c_{bi}(\dot{x}_i - \dot{x}_b)) \sin \alpha \cos \alpha + (k_{bi}(y_i - y_b) + c_{bi}(\dot{y}_i - \dot{y}_b)) \cos^2 \alpha + (k_{wi}(y_i - y_w) + c_{wi}(\dot{y}_i - \dot{y}_w)) \cos^2 \beta + (k_{wi}(x_i - x_w) + c_{wi}(\dot{x}_i - \dot{x}_w)) \sin \beta \cos \beta = 0 \quad (10)$$

$$m_w \ddot{x}_w + (k_{wi}(x_w - x_i) + c_{wi}(\dot{x}_w - \dot{x}_i)) \sin^2 \beta + (k_{wi}(y_w - y_i) + c_{wi}(\dot{y}_w - \dot{y}_i)) \sin \beta \cos \beta + (k_{ws}(x_w - x_s) + c_{ws}(\dot{x}_w - \dot{x}_s)) \sin^2 \theta + (k_{ws}(y_w - y_s) + c_{ws}(\dot{y}_w - \dot{y}_s)) \sin \theta \cos \theta = df_x \quad (11)$$

$$m_w \ddot{y}_w + (k_{wi}(x_w - x_i) + c_{wi}(\dot{x}_w - \dot{x}_i)) \sin \beta \cos \beta + (k_{wi}(y_w - y_i) + c_{wi}(\dot{y}_w - \dot{y}_i)) \cos^2 \beta + (k_{ws}(x_w - x_s) + c_{ws}(\dot{x}_w - \dot{x}_s)) \sin \theta \cos \theta + (k_{ws}(y_w - y_s) + c_{ws}(\dot{y}_w - \dot{y}_s)) \sin^2 \theta = df_y \quad (12)$$

$$m_w \ddot{x}_s + (k_{ws}(x_s - x_w) + c_{ws}(\dot{x}_s - \dot{x}_w)) \cos^2 \theta + (k_{ws}(y_s - y_w) + c_{ws}(\dot{y}_s - \dot{y}_w)) \sin \theta \cos \theta + (k_{fs} x_s + c_{fs} \dot{x}_s) \cos^2 \omega + (k_{fs} y_s + c_{fs} \dot{y}_s) \sin \omega \cos \omega = 0 \quad (13)$$

$$m_w \ddot{y}_s + (k_{ws}(x_s - x_w) + c_{ws}(\dot{x}_s - \dot{x}_w)) \sin \theta \cos \theta + (k_{ws}(y_s - y_w) + c_{ws}(\dot{y}_s - \dot{y}_w)) \sin^2 \theta + (k_{fs} x_s + c_{fs} \dot{x}_s) \sin \omega \cos \omega + (k_{fs} y_s + c_{fs} \dot{y}_s) \sin^2 \omega = 0 \quad (14)$$

其中: x_w 和 y_w 分别为工作辊水平方向和垂直方向的位移; x_i 和 y_i 分别为中间辊水平方向和垂直方向的位移; x_b 和 y_b 分别为支撑辊水平方向和垂直方向的位移; x_s 和 y_s 分别为侧支撑辊水平方向和垂直方向的位移。

式(7)~(14)可以写为矩阵形式, 即

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F \quad (15)$$

其中: $X = [x_w, y_w, x_i, y_i, x_b, y_b, x_s, y_s]^T$; M 为系统的质量矩阵; C 为系统的阻尼矩阵; K 为系统的刚度矩阵; F 为系统的外力矩阵。

2.2 辊缝动态轧制力模型

考虑振动因素的辊缝几何关系如图5所示。其中: σ_e 为轧件入口张应力; σ_D 为轧件出口张应力; v_e 为轧件的入口速度; v_r 为轧辊的线速度; v_D 为轧件的出口速度; h_e 为入口轧件厚度; h_n 为中性点处轧件厚度; h_D 为出口轧件厚度; h_c 为轧件出口处的辊缝高度; x_c 为辊缝出口位置; x_D 为轧件出口位置; ϕ 为轧制区接触弧上任意一点与轧辊中心的连线和 y 轴的夹角。

假定接触弧线为抛物线, 则接触弧线上的带钢厚度为

2.3 耦合振动模型

轧制过程中产生的动态轧制力作用在工作辊上使其发生振动,工作辊振动产生的位移和速度又反过来作用在带钢上。因此,带钢和轧机结构之间存在耦合现象。工作辊的振动和动态辊缝之间的耦合关系可表述为

$$\begin{cases} y_w = 2dh_c \\ \dot{y}_w = 2d\dot{h}_c \end{cases} \quad (32)$$

此外,入口张力与入口速度之间,以及出口张力与出口速度之间的关系的关系可表述为

$$\begin{cases} dT_1 = \frac{E}{L} dv_e \\ dT_2 = \frac{E}{L} dv_D \end{cases} \quad (33)$$

其中: E 为带钢的杨氏模量; L 为入口位置和出口位置的带钢长度。

最终,由式(15)、(31)、(32)和(33)共同组合成耦合振动模型。

3 耦合振动模型有效性验证

为验证耦合振动模型的有效性,通过对比轧制力实际值和计算值的差异,验证辊缝动力学模型有效性;通过对比固有频率测试值和计算值的差异,验证辊系动力学模型有效性。

3.1 辊系动力学模型有效性验证

辊系动力学模型参数如表 1 所示。采用四阶定步长 Runge-kutta 算法,计算模型的 8 阶固有频率,辊系固有频率计算结果如表 2 所示。

为获取辊系的实际固有频率,将穿带时带钢对

表 1 辊系动力学模型参数

Tab.1 Parameters of roll system kinetics model			
参数	数值	参数	数值
阻尼 $c_{b1}/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	4.7×10^5	刚度 $k_{b1}/(N \cdot m^{-1})$	7×10^{11}
阻尼 $c_{b2}/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	7×10^5	刚度 $k_{b2}/(N \cdot m^{-1})$	6×10^{11}
阻尼 $c_{bi}/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	8×10^4	刚度 $k_{bi}/(N \cdot m^{-1})$	8×10^9
阻尼 $c_{fi}/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	7.6×10^4	刚度 $k_{fi}/(N \cdot m^{-1})$	6×10^{11}
阻尼 $c_{wi}/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	1.4×10^5	刚度 $k_{wi}/(N \cdot m^{-1})$	2×10^{10}
阻尼 $c_{ws}/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	2.7×10^5	刚度 $k_{ws}/(N \cdot m^{-1})$	2.5×10^{10}
阻尼 $c_{fs}/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	9×10^4	刚度 $k_{fs}/(N \cdot m^{-1})$	5×10^{11}
质量 m_w/kg	3 200	辊径 R_w/mm	80
质量 m_i/kg	15 000	辊径 R_i/mm	180
质量 m_b/kg	38 000	辊径 R_b/mm	550
质量 m_s/kg	3 000	辊径 R_s/mm	75

表 2 辊系固有频率计算结果

Tab.2 Calculation results of roll system natural frequency

阶数	固有频率/Hz	阶数	固有频率/Hz
1	0.38	5	632
2	104	6	687
3	414	7	1 010
4	460	8	2 110

辊系的冲击作为试验模态测试中的锤击效应,振动速度传感器安装于中间辊轴承座并采集实时振动信号。穿带过程中间辊轴承座振动信号如图 6 所示。

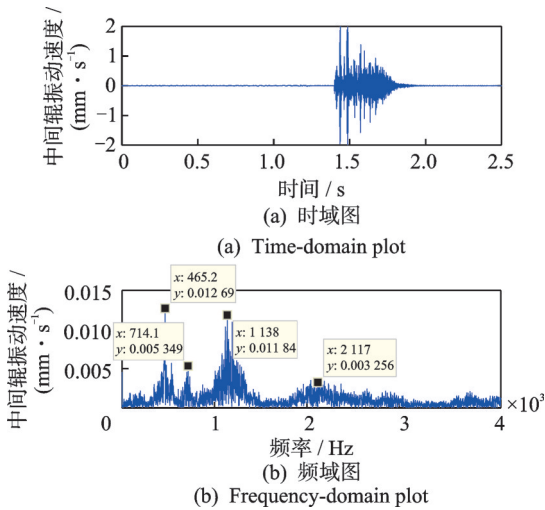


图 6 穿带过程中间辊轴承座振动信号

Fig.6 Intermediate roll bearing seat vibration signals during threading

从图 6 可见,主要振动频率为 465、714、1 138 和 2 117 Hz。计算频率和实测频率对比如图 7 所示,465 Hz 与第 4 阶固有频率 460 Hz 接近,误差为 1%;714 Hz 与第 6 阶固有频率 687 Hz 接近,误差为 3.9%;1 138 Hz 与第 7 阶固有频率 1 010 Hz 接近,误

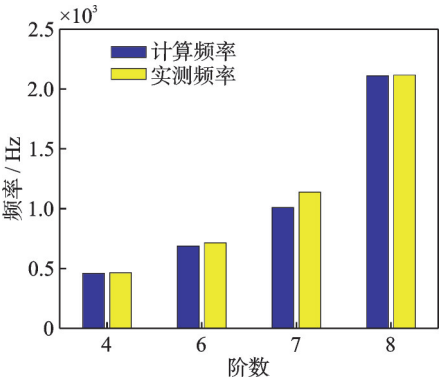


图 7 计算频率和实测频率对比

Fig.7 Comparison between calculation frequency and test frequency

差为 12.7%;2 117 Hz 与第 8 阶固有频率 2 110 Hz 接近,误差为 0.3%。由辊系冲击响应测试结果可知,实测固有频率与模型计算固有频率的相对误差均控制在 15% 以内,所建立的辊系结构动力学模型误差处于合理范围,表明模型具备良好的准确性。需说明的是,辊系穿带冲击响应无法激发出全部固有频率,因此仿真求解得到的各阶固有频率不会全部体现在实测冲击响应频谱中。

3.2 辊缝动力学模型有效性验证

将 2 种钢种(SAE1065 和 780DP)在不同压下率的轧制力与实测轧制力进行对比,以验证辊缝动力学模型的有效性。通过安装在下支撑辊下方的压力传感器获取实测轧制力。

不同钢种轧制工艺参数如表 3 所示。钢种 SAE1065 压下率为 27.9% 时的计算轧制力与实测轧制力分别为 8 750、9 563 kN,误差为 8.5%。钢种 SAE1065 压下率为 23.7% 时的计算轧制力与实测轧制力分别为 7 090、7 856 kN,误差为 9.7%。钢种 780DP 压下率为 21.6% 时的计算轧制力与实测轧制力分别为 7 264、8 470 kN,误差为 14.2%。3 种钢种的计算轧制力和实测轧制力误差均小于 15%,验证了辊缝动力学模型的有效性。

表 3 不同钢种轧制工艺参数

Tab.3 Rolling process parameters of different grade steel

参数	钢种		
	SAE1065	SAE1065	780DP
压下率/%	27.9	23.7	21.6
前张应力/MPa	84	89	85
后张应力/MPa	139	154	139
入口厚度/mm	1.173	0.846	1.635
出口厚度/mm	0.846	0.645	1.281
轧制速度/(m·s ⁻¹)	12	13	13
计算轧制力/kN	8 750	7 090	7 264
实际轧制力/kN	9 563	7 856	8 470
误差/%	8.5	9.7	14.2

4 十八辊轧机耦合振动动力学特性

4.1 辊缝动力学和辊系动力学的耦合效应

辊缝动力学模型和辊系动力学模型的耦合势必会改变辊系动力学模型原有的动态特性。通过对比分析耦合系统与辊系系统固有频率之间的差异,研究辊缝动力学和辊系动力学模型的耦合效应。耦合

模型轧制工艺参数设定如表 4 所示。

表 4 耦合模型轧制工艺参数设定

Tab.4 Rolling process parameters of coupling model

参数	屈服强 度/MPa	前张 力/kN	后张 力/kN	入口厚 度/mm	出口厚 度/mm	轧制速度/ (m·s ⁻¹)
数值	780	97	127	0.7	0.5	13

上文中计算得到辊系系统的固有频率见表 2。耦合模型固有频率如表 5 所示。对比表 2 和表 5 可见,2 个系统的固有频率阶数不同,辊系系统为 8 阶,耦合系统为 10 阶。这是由于出口速度和出口张力之间、入口速度和入口张力之间均存在积分关系,导致耦合系统比辊系系统高出 2 阶。此外,辊系系统与耦合系统的最高四阶固有频率基本保持一致,而低阶固有频率则发生显著变化,这表明轧制过程对系统动力学特性的影响主要集中在低阶频段。

表 5 耦合模型固有频率

Tab.5 Natural frequency of coupling model

阶数	固有频率/Hz	阶数	固有频率/Hz
1	2.0	6	457.5
2	11.7	7	632.4
3	121.3	8	687.1
4	133.8	9	1 006.6
5	432.4	10	2 102.1

为方便表述,后续耦合振动模型固有频率的阶次均以表 5 为准。

4.2 系统参数对稳定性的影响

对轧机振动影响最为突出的系统参数主要包括轧制工艺参数(轧制速度、摩擦因数和相对压下率等)和结构参数(纵向刚度 k_{b1} 、 k_{bi} 和 k_{wi} ,以及水平刚度 k_{b2} 、 k_{fi} 、 k_{ws} 和 k_{fs})。为此,通过分析系统极点和系统固有频率的变化,分别研究轧制速度、摩擦因数、压下率、纵向刚度和水平刚度对轧机振动的影响。

4.2.1 轧制速度

对冷轧生产情况而言,轧制速度越大,轧机越容易发生振动。当轧制速度从 9 m/s 提高至 15 m/s 时,系统极点实部和固有频率随轧制速度的变化如图 8 所示。由于不同极点和不同频率之间相差较大,为在图中更清楚地表示出不同极点和不同频率之间的差异,通过 $\ln(-x)$ 的数学变换表示稳定极点实部(即没有穿越零值的极点实部),采用原值表示不稳定极点(即穿越零值的极点实部),系统固有频率则用 $\ln(x)$ 的数学变换表示。

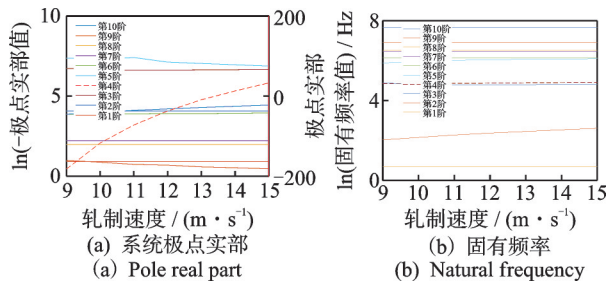


图8 系统极点实部和固有频率随轧制速度的变化

Fig.8 Pole real part and natural frequency change with rolling speed

从图8(a)可见,在轧制速度变化过程中,第1~3阶和第5~10阶对应的极点实部始终小于0,未因轧制速度升高而失稳;第4阶对应的极点实部随着轧制速度增大而增大,当轧制速度增大至13.4 m/s时,其实部大于0,导致系统不稳定。从图8(b)可见,受轧制速度影响最大的固有频率是第2阶和第5阶,二者均随轧制速度增大而逐渐升高。由图8可知,轧制速度增大会导致第4阶固有频率失稳。因此,当轧制速度达到13.4 m/s后,系统将出现频率约为140 Hz的振动。同时,由于第4、第5阶固有频率接近,整个系统可能出现拍振现象。

4.2.2 辊缝摩擦因子

辊缝摩擦因子从0.05递增至0.1时,系统极点实部和固有频率随摩擦因子的变化如图9所示。由图9(a)可知,在摩擦因子变化过程中,第1~3阶和第5~10阶对应的极点实部始终小于0,未因摩擦因子的增大而失稳;第4阶对应的极点实部随摩擦因子的增大而逐渐减小;当摩擦因子小于0.068时,该阶极点实部大于0,系统处于不稳定状态。从图9(b)可见,受摩擦因子影响最大的固有频率为第2、3和4阶。其中,随着摩擦因子的增大,第3阶固有频率逐渐减小,而第2阶和第4阶固有频率则逐渐增大。

4.2.3 相对压下率

相对压下率从16.7%递增至37.5%时,系统极点实部和固有频率随相对压下率的变化如图10所示

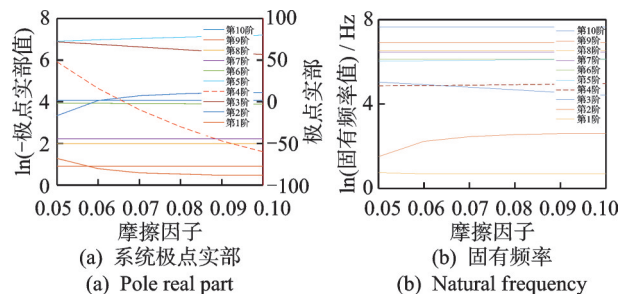


图9 系统极点实部和固有频率随摩擦因子的变化

Fig.9 Pole real part and natural frequency change with friction factor

示。从图10(a)可知,在相对压下率变化过程中,第1~3阶和第5~10阶对应的极点实部始终小于0,未因相对压下率的增大而失稳。第4阶对应的极点实部随相对压下率的增大而逐渐增加;当相对压下率大于30%时,该阶极点实部大于0,系统失稳。此外,当相对压下率超过23%,对第4阶极点的稳定性影响明显增强。从图10(b)可见,受相对压下率影响最大的固有频率为第2、3、4和5阶。其中,随着相对压下率的增大,第3阶固有频率逐渐增大,而第2、4和5阶固有频率则逐渐减小。

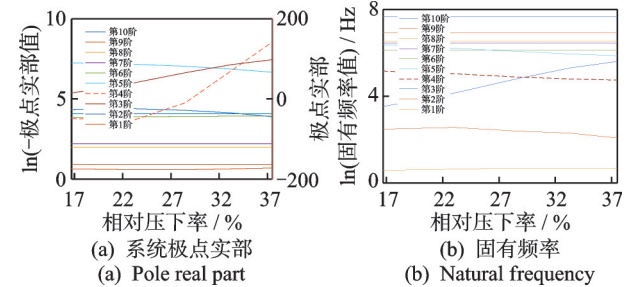


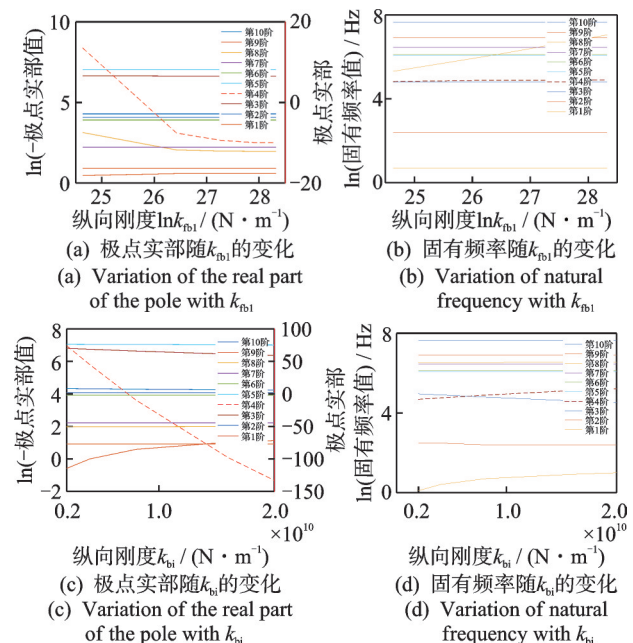
图10 系统极点实部和固有频率随相对压下率的变化

Fig.10 Pole real part and natural frequency change with relative reduction

4.2.4 纵向刚度

分别研究纵向刚度 k_{b1} 、 k_{bi} 和 k_{wi} 对系统稳定性和固有频率的影响。系统极点实部和固有频率随纵向刚度的变化如图11所示,为清晰展示变化规律, k_{b1} 的横坐标采用 $\ln(x)$ 的数学变换。

由图11(a)、(b)可知,随着纵向刚度 k_{b1} 的增大,第4阶极点实部从正值减小为负值,即耦合系统从不稳定变为稳定,但第4阶固有频率基本不变;第8阶固有频率



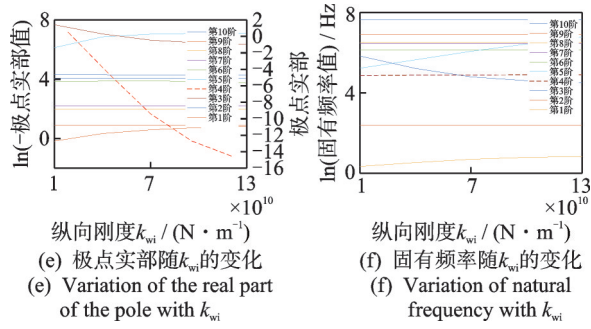


图11 系统极点实部和固有频率随纵向刚度的变化

Fig.11 Pole real part and natural frequency change with vertical stiffness

逐渐升高,其极点实部略微增大。由图11(c)、(d)可知,随着纵向刚度 k_{bi} 的增大,第4阶极点实部由正值减小为负值,第4阶固有频率逐渐升高;第1阶极点实部逐渐减小,第1阶固有频率逐渐升高;第3阶极点实部与固有频率均逐渐升高。由图11(e)、(f)可知,随着纵向刚度 k_{wi} 的增大,第4阶极点实部由正值减小为负值,系统趋于稳定,其固有频率基本不变;第1阶极点实部逐渐减小,第1阶固有频率逐渐增大;第3阶极点实部逐渐增大,第3阶固有频率逐渐减小;第5阶极点实部逐渐减小,第5阶固有频率逐渐增大。由以上分析可知,纵向刚度主要作用于耦合系统的低阶模态,并且通过第4阶模态影响系统稳定性。纵向刚度越低,耦合系统越容易失稳。因此,采用更大直径的支撑辊、减小主液压缸的伸出量或提高轧辊硬度,均可有效提高系统稳定性。

4.2.5 水平刚度

分别研究水平刚度 k_{b2} 、 k_{fi} 、 k_{ws} 和 k_{fs} 对系统稳定性和固有频率的影响。系统极点实部和固有频率随水平刚度的变化如图12所示。

由图12(a)、(b)可知,随着水平刚度 k_{b2} 的增大,系统极点基本不变,仅第7阶固有频率逐渐变大。由图12(c)、(d)可知,随着水平刚度 k_{fi} 的增大,系统极点基本不变,仅第9阶固有频率逐渐变大。由图12(e)、(f)可知,随着水平刚度 k_{ws} 的增大,仅第5阶和第6阶系统极点发生微弱变化,其中第6阶固有频率逐渐升高。由图12(g)、(h)可知,随着水平刚度 k_{fs} 的增大,仅第5阶和第6阶系统极点发生略微的变化,第10阶固有频率逐渐变大。由以上分析可知,水平刚度主要影响系统的高阶固有频率,而对极点位置影响较小。

综上所述,当十八辊轧机振动频率较低(小于500 Hz)时,应优先考虑轧制工艺和纵向刚度的原因;当十八辊轧机振动频率较高(大于500 Hz)时,则应优先考虑水平刚度的问题。

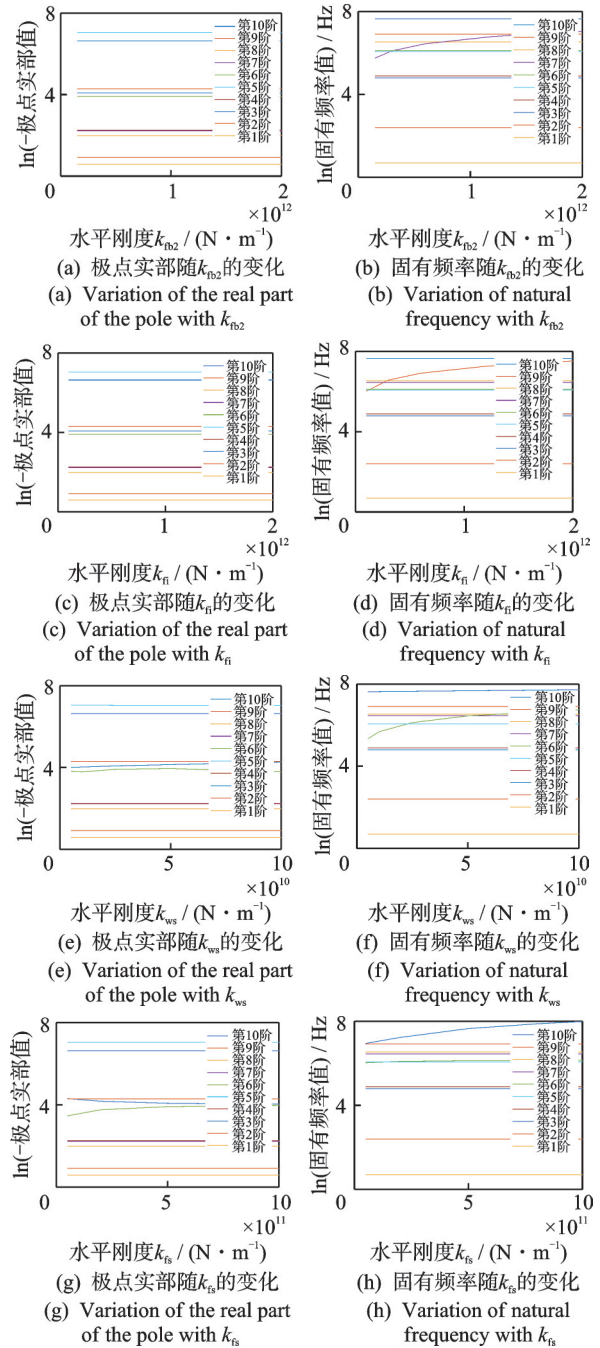


图12 系统极点实部和固有频率随水平刚度的变化

Fig.12 Pole real part and natural frequency change with horizontal stiffness

5 结 论

1) 联合辊缝动态轧制力模型和辊系动力学模型,建立了十八辊轧机耦合振动模型,通过稳态轧制力和固有频率验证了耦合振动模型的有效性,研究了十八辊轧机耦合振动的动力学特性。

2) 辊系系统和耦合系统最高的4阶固有频率基本不变,而低阶固有频率发生明显变化,说明轧制过程主要影响系统的低阶动力学特性。

3) 轧制速度、摩擦因子和相对压下率主要通过第4阶固有频率影响系统稳定性。轧制速度越大,第4阶固有频率越大;摩擦因子越大,第4阶固有频率越大;相对压下率越高,第4阶固有频率越小。

4) 纵向刚度主要作用于耦合系统的低阶模态,并通过第4阶模态影响系统稳定性;纵向刚度越低,耦合系统越易失稳。水平刚度主要影响系统的高阶固有频率,对极点位置影响较小。

5) 当十八辊轧机振动频率较低(小于500 Hz)时,应优先考虑轧制工艺和纵向刚度的影响;当振动频率较高(大于500 Hz)时,则应优先考虑水平刚度的问题。

参 考 文 献

- [1] 李旭, 曹雷, 陈方升, 等. 冷连轧机垂直振动理论研究进展与展望[J]. 轧钢, 2022, 39(5): 1-12.
LI Xu, CAO Lei, CHEN Fangsheng, et al. Review and prospect of theoretical studies on vertical vibration in tandem cold rolling mill[J]. Steel Rolling, 2022, 39(5): 1-12.(in Chinese)
- [2] 闫晓强. 热连轧机机电液耦合振动控制[J]. 机械工程学报, 2011, 47(17): 61-65.
YAN Xiaoqiang. Machinery-electric-hydraulic coupling vibration control of hot continuous rolling mills[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(17): 61-65.(in Chinese)
- [3] 郜志英, 臧勇, 曾令强. 轧机颤振建模及理论研究进展[J]. 机械工程学报, 2015, 51(16): 87-105.
GAO Zhiying, ZANG Yong, ZENG Lingqiang. Review of modelling and theoretical studies on chatter in the rolling mills[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(16): 87-105.(in Chinese)
- [4] TLUSTY J, CHANDRA G, CRITCHLEY S, et al. Chatter in cold rolling[J]. CIRP Annals, 1982, 31(1): 195-199.
- [5] HU P H, ZHAO H Y, EHMANN K F. Third-octave-mode chatter in rolling. Part 1: chatter model[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, 2006, 220(8): 1267-1277.
- [6] 钱承, 孙荣生, 张柳柳, 等. 冷连轧机组耦合振动模型及影响因素分析[J]. 机械工程学报, 2021, 57(12): 208-216.
QIAN Cheng, SUN Rongsheng, ZHANG Liuliu, et al. Coupled vibration model and influencing factors analysis of tandem cold rolling mill[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(12): 208-216.(in Chinese)
- [7] KIMURA Y, SODANI Y, NISHIURA N, et al. Analysis of chatter in tandem cold rolling mills[J]. ISIJ International, 2003, 43(1): 77-84.
- [8] GAO Z Y, LIU Y, ZHANG Q D, et al. Chatter model with structure-process-control coupled and stability analyses in the cold rolling system[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, 140: 106692.
- [9] FUJITA N, KIMURA Y, KOBAYASHI K, et al. Dynamic control of lubrication characteristics in high speed tandem cold rolling[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2016, 229: 407-416.
- [10] HOU D X, SUN Z N, MU J T, et al. Vertical vibration characteristics of strip rolling mill under compound roll bearing failure[J]. ISIJ International, 2022, 62(1): 179-190.
- [11] 唐华平, 钟掘. 单辊驱动轧机水平自激振动定性分析[J]. 机械工程学报, 2001, 37(8): 55-59.
TANG Huaping, ZHONG Jue. Qualitive analysis of self-excited horizon vibration in single-roll driving mill system[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2001, 37(8): 55-59.(in Chinese)
- [12] 黄金磊, 臧勇, 郜志英. 工艺参数对热轧机振动固有特性影响分析[J]. 钢铁, 2021, 56(2): 93-98, 109.
HUANG Jinlei, ZANG Yong, GAO Zhiying. Influence of process parameters on vibration natural characteristics of hot rolling mill[J]. Iron & Steel, 2021, 56(2): 93-98, 109.(in Chinese)
- [13] CUI J X, PENG Y, WANG J. Instability of roll nonlinear system with structural clearance in rolling process[J]. Journal of Iron and Steel Research International, 2023, 30(1): 112-125.
- [14] WU S L, SHAO Y M, WANG L M, et al. Relationship between chatter marks and rolling force fluctuation for twenty-high roll mill[J]. Engineering Failure Analysis, 2015, 55: 87-99.
- [15] 王桥医, 张秋波, 崔明超, 等. 1850四辊铝带冷轧机动力学特性与机理研究[J]. 振动、测试与诊断, 2021, 41(5): 991-998.
Wang Qiaoyi, Zhang Qiubo, Cui Mingchao, et al. Dynamic characteristics and mechanism of a 1850 four-high aluminum strip cold rolling mill[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2021, 41(5): 991-998.(in Chinese)
- [16] HU P. Stability and chatter in rolling[D]. Evanston: Northwestern University, 1998.



第一作者简介:王鑫鑫,男,1986年9月生,博士、高级工程师。主要研究方向为冶金设备振动检测及其振动控制。曾发表《Active vibration suppression for rolling mills vibration based on extended state observer and parameter identification》(《Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control》2020, Vol.39, No.2)等论文。

E-mail: wangxinxin404@163.com