

文章编号:1671-8879(2015)06-0145-07

热连轧机非线性水平振动抑制研究

凌启辉^{1,2}, 闫晓强¹, 张义方^{1,3}

(1. 北京科技大学 机械工程学院, 北京 100083; 2. 湖南科技大学 机电工程学院, 湖南 湘潭 411201;
3. 马鞍山钢铁股份有限公司, 安徽 马鞍山 243003)

摘要:针对热连轧机发生的强烈水平振动现象,结合现场实际情况、轧机实际结构尺寸及工艺技术参数,提出在辊系轴承座水平方向加侧向液压缸来抑制轧机水平振动的方法。以振动最强烈的 F3 轧机为例,根据轧机辊系的结构特点,建立轧机上工作辊分段非线性水平振动微分方程。经数值仿真,得出在不同油液压力作用下系统的振动加速度有效值,找到了振动加速度最小情况下的油液压力值。为避免系统再次发生主共振、超谐波共振、亚谐波共振和组合共振等现象,通过增大侧向液压缸油液压力来提高水平方向的刚度和阻尼,抑制轧机水平方向振动。最后将该措施应用于工业现场热连轧机,液压缸油液压力调节到 8.1 MPa 时,水平振动加速度有效值降低 75%。仿真和实践结果均表明,该方法可有效抑制热连轧机工作辊水平振动,为研究和抑制轧机振动提供了合理的解决途径。

关键词:机械工程;热连轧机;振动抑制;非线性;水平振动;液压缸

中图分类号:TH 113.1; TG333.1 **文献标志码:**A

Research on nonlinear horizontal vibration suppression of the hot continuous rolling mill

LING Qi-hui^{1,2}, YAN Xiao-qiang¹, ZHANG Yi-fang^{1,3}

(1. School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China;
2. College of Mechanical and Electric Engineering, Hunan University of Science and Technology,
Xiangtan 411201, Hunan, China; 3. Maanshan Iron and Steel Co. Ltd., Maanshan 243003, Anhui, China)

Abstract: For a strong horizontal vibration phenomenon in hot strip mill, a method was proposed to suppress the mill horizontal vibration, which added lateral hydraulic cylinder in the side of horizontal direction of the roll system bearing seats according to the field situation, practical mill structure size and technological parameters. Taking the F3 stand whose vibration is the strongest for instance, a differential equation of the rolling mill top work roll vibration which is piecewise nonlinear was established according to the structural characteristics of the rolling mill roll system. The numerical simulation method was adopted to obtain the effective value of vibration acceleration of the system under different oil pressures, and then to find the oil pressure value in the case of minimum vibration acceleration. In order to avoid the occurrence of primary resonance, super-harmonic resonance, sub-harmonic resonance and combined resonance again,

收稿日期:2015-07-02

基金项目:国家自然科学基金青年项目(51505142)

作者简介:凌启辉(1986-),男,湖南娄底人,湖南科技大学讲师,北京科技大学工学博士,E-mail:lqh_hunan@163.com。

the horizontal vibration of the rolling mill was suppressed by selecting the increased lateral hydraulic cylinder oil pressure to improve the horizontal stiffness and damping. Finally the measures were applied to hot continuous rolling mill in the industrial field, and when the hydraulic cylinder oil pressure was regulated to 8.1 MPa, the horizontal vibration acceleration RMS reduced by 75%. So the simulation results and practice both show that this method can effectively restrain the work roll horizontal vibration of hot continuous rolling mill, and provide a reasonable solution to research and inhibition rolling mill vibration. 3 tabs, 8 figs, 17 refs.

Key words: mechanical engineering; hot strip mill; vibration suppression; nonlinear; horizontal vibration; hydraulic cylinder

0 引言

轧机振动研究已有半个多世纪的历史,随着轧机朝着大型、高速、重载、连续和智能化的高速发展,大量新技术的采用使轧机振动出现了许多新问题,常常表现为“幽灵”式振动,成为国内外众多学者和专家的研究热点^[1-2]。经过对现场轧机长期的在线监测,发现轧机振动主要表现为上下工作辊的水平振动^[3]。振动发生时,不仅严重影响产品表面质量和降低轧辊在线使用寿命,而且降低了零部件的疲劳寿命、恶化了操作环境,甚至造成堆钢、爆辊等事故,严重威胁轧机的安全生产^[4-6]。同时也影响了高强度、薄规格带钢产品的开发和生产产量,成为热连轧生产的瓶颈^[7-8]。

过去对于轧机水平振动的研究重点集中在水平振动的机理研究,即轧机水平界面摩擦的负阻尼效应导致的轧机水平方向的自激振动,取得了一些成果。如唐华平等通过振动监测发现垂直振动能耦合到水平振动,提出这种振动的产生与工作辊的运动状态特别是轧制界面的动力特性直接相关^[9];侯福祥等定性分析了单辊驱动轧机水平自激振动产生的条件及其振动机理^[10];Yun等提出了一种模态耦合颤振模型,对该模型因负阻尼效应产生自激振动导致失稳进行了理论分析^[11]。

目前涉及水平振动抑制研究的文献较少,提出一种行之有效的实用方法来抑制轧机水平振动就显得尤为重要。为此,本文以轧机上工作辊及轴承座为研究对象,在辊系轴承座单侧水平方向加侧向液压缸,仿真结果和现场实践均表明加侧向液压缸来抑制轧机水平振动的方法具有良好的抑振效果。

1 工作辊水平振动非线性动力学模型

为研究轧机工作辊水平振动,以振动最强烈的F3轧机上工作辊及轴承座为研究对象。由于辊系轴承座与牌坊立柱衬板间存在间隙,根据这一结构

特点建立上工作辊分段非线性水平振动动力学模型,如图1所示。图中O为系统质心初始位置; x 为

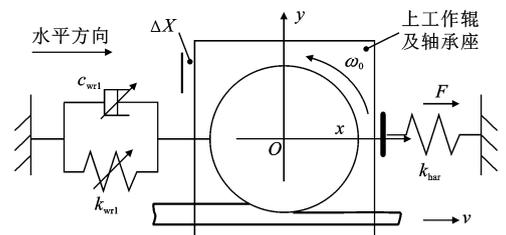


图1 上工作辊分段非线性水平振动动力学模型

Fig. 1 Piecewise nonlinear horizontal vibration dynamics model of top work roll

水平方向(带钢轧制方向)坐标; y 为垂直方向坐标; c_{wrl} 为工作辊与带钢在水平方向的等效阻尼; k_{wrl} 为工作辊与带钢在水平方向的等效刚度; k_{har} 为牌坊立柱的横向等效刚度; ΔX 为工作辊轴承座与牌坊立柱衬板间隙; F 为工作辊及其轴承座的水平外扰力; v 为带钢速度; ω_0 为工作辊转频。假设上工作辊初始位置为操作侧和传动侧轴承座右侧与牌坊立柱贴紧,由于辊系属于对称结构,可不考虑辊系交叉的情形。

用泰勒展开式对轧制力公式进行展开,轧制力波动量可近似展开成由刚度项和阻尼项组成的表达式^[12],带钢和工作辊之间的刚度和阻尼为

$$k_{wrl} = A_1 + A_2 x + A_3 x^2 \quad (1)$$

$$c_{wrl} = B_1 + B_2 \dot{x} + B_3 \dot{x}^2 \quad (2)$$

式中: A_1 、 A_2 、 A_3 为刚度项系数; B_1 、 B_2 、 B_3 为阻尼项系数。

通常,工作辊轴承座与牌坊立柱衬板之间存在间隙。因此,水平方向的刚度是分段的,可用力函数 $g(x)$ 表示为

$$g(x) = \begin{cases} (k_{wrl} + k_{har})x & x \geq 0 \\ k_{wrl}x & x < 0 \end{cases} \quad (3)$$

将 F 看成一个恒力 F_{s0} 和一个波动的力 F_s 的合成,恒力为外扰力时,系统最终会趋于稳定,因此,只需考虑波动量对振动的影响,波动量可表示为

$$F_s = F_0 \cos(2\pi ft) \quad (4)$$

式中: f 为外界激励频率; F_0 为外界激励幅值; t 为时间。

工作辊质心水平方向运动微分方程可表示为

$$m\ddot{x} + g(x) + c_{wr1}\dot{x} = F_0 \cos(2\pi ft) \quad (5)$$

式中: m 为工作辊及其轴承座的集中质量。

从式(3)和式(5)可以看出: 系统固有频率主要受刚度的线性项影响, 工作辊轴承座与牌坊立柱衬板间的间隙降低了系统固有频率; 系统响应主要受激振频率 f 、刚度项、阻尼项和激振力幅值 F_0 的影响。激振频率 f 和激振力幅值 F_0 不变时, 增大系统刚度的线性项能提高系统固有频率, 有效避开主共振区, 提高轧机“抗振”性, 增加阻尼能有效降低主共振位移响应幅值。

2 侧向液压缸抑制水平振动

2.1 侧向液压缸抑振模型

根据辊系特点, 提出在辊系轴承座水平方向单侧加侧向液压缸的方法来抑制轧机水平振动, 分别在上下支撑辊轴承座右侧水平方向加侧向液压缸和在上下工作辊轴承座左侧水平方向加液压缸, 消除上下支撑辊轴承座、上下工作辊轴承座和牌坊(图2)之间的间隙, 增大了轧机水平方向刚度和阻尼, 改变了系统固有特性。

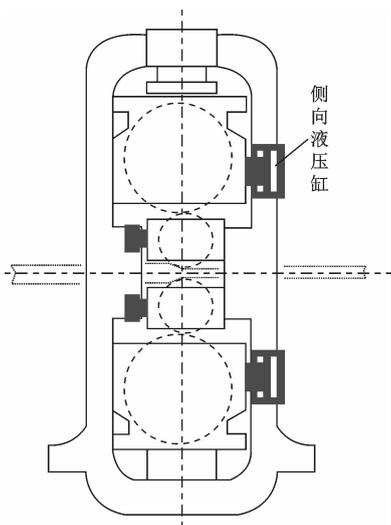


图2 液压缸分布

Fig. 2 Hydraulic cylinder distribution

此时, 系统水平方向的刚度和阻尼可用力函数 $h(x)$ 表示

$$h(x) = \begin{cases} (k_{wr1} + k + k_{har})x + (c_{wr1} + c)\dot{x} & x \geq 0 \\ (k_{wr1} + k)x + (c_{wr1} + c)\dot{x} & x < 0 \end{cases} \quad (6)$$

式中: k 为侧向液压缸等效刚度; c 为侧向液压缸等

效阻尼。

此时上工作辊水平振动微分方程变为

$$m\ddot{x} + h(x) = F_0 \cos(2\pi ft) \quad (7)$$

2.2 不同油液压力作用下液压缸的等效刚度和阻尼

液压缸的等效刚度和阻尼主要受液压油压力、油液品质、管路和液压缸结构等参数影响^[13], 在激励频率不变的情况下提高系统刚度可能会导致系统发生超谐波共振和组合共振等现象^[14]。因此, 需要对液压油压力、油液品质、管路和液压缸结构等参数进行合理的选择和设计。而提高油液压力来增大液压缸等效刚度和阻尼的方法最为方便, 如何计算液压缸等效刚度和阻尼成为避免系统发生其他共振现象的关键。

2.2.1 液压缸的等效刚度

油液弹性模量比钢的弹性模量小很多, 因此在计算液压缸的等效刚度时, 忽略缸体、活塞杆对等效刚度的影响。通常油液都会混入一定量的气体^[15], 掺杂气体的油液弹性模量可表示为^[16]

$$K_{gT} = -V \frac{dp}{dV} = \frac{(V_{g_0} - V'_g)(p_0/p)^{1/\lambda} + V_{f_0} e^{-(p-p_0)/K}}{(V_{g_0} - V'_g)/\lambda(p_0/p)^{1/\lambda}/p + V_{f_0} e^{-(p-p_0)/K}/K} \quad (8)$$

式中: p 为油液压力; V 为掺杂气体的油液总体积; K 为纯油液的弹性模量; V_{g_0} 为标准大气压下的气泡总体积; V'_g 为压力变化为 p 的过程中液压油中溶解的气体体积; p_0 为一个标准大气压; V_{f_0} 为标准大气压下纯油液的体积; λ 为绝热系数。

液压缸出口管路由橡胶材质做成, 且壁厚相对较薄, 橡胶的弹性模量与钢的弹性模量相比要小很多, 在高压条件下, 管路体积也会发生变化。因此, 管路与油液的综合弹性模量发生变化, 根据油液弹性模量的定义, 有杆腔、管路中油液的综合弹性模量 K_1 和无杆腔、管路中油液的综合弹性模量 K_2 为

$$\left. \begin{aligned} K_1 &= \frac{V_{11} + V_{12}}{V_{11}/K_{gT} + V_{12}/K_r} \\ K_2 &= \frac{V_{21} + V_{22}}{V_{21}/K_{gT} + V_{22}/K_r} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式中: V_{11} 、 V_{21} 分别为有杆腔、无杆腔油液体积; V_{12} 、 V_{22} 分别为有杆腔、无杆腔管路油液体积; K_r 为管路综合弹性模量。

为确定液压缸有杆腔、无杆腔的液压刚度, 不仅要考虑液压缸有杆腔和无杆腔内液压油的体积, 而且还应考虑管路中的液压油体积, 因此

$$k_{h1} = \frac{K_1 A_{11}^2}{V_{11} + V_{12}}, \quad k_{h2} = \frac{K_2 A_{21}^2}{V_{21} + V_{22}} \quad (10)$$

式中： k_{h1} 、 k_{h2} 分别为有杆腔、无杆腔液压弹簧刚度； A_{11} 、 A_{21} 分别为有杆腔、无杆腔横截面积。

液压缸的等效刚度(即总的液压弹簧刚度)可看作有杆腔和无杆腔 2 个液压弹簧的并联, 液压缸的等效刚度为

$$k = k_{h1} + k_{h2} = \frac{A_{11}^2}{V_{11}/K_{gT} + V_{12}/K_r} + \frac{A_{21}^2}{V_{21}/K_{gT} + V_{22}/K_r} \quad (11)$$

2.2.2 液压缸的等效阻尼

液压缸的功率损失主要由油液在管路中的沿程功率损失、局部阻力力功率损失和活塞运动功率损失 3 部分组成, 见表 1。

表 1 液压缸工作时功率损失

Tab. 1 Power lose while the hydraulic cylinder works

管路沿程功率损失	局部阻力力功率损失	活塞运动的功率损失
$\frac{8\rho\lambda_0 l Q_{out}^3}{\pi^2 d^5}$	$\frac{8\rho\lambda_0 h_f Q_{out}^3}{\pi^2 d^5}$	$p_2 Q_{in} - p_1 Q_{out} - \frac{1}{2} F_0 v_a$

表 2 计算参数结果

Tab. 2 Results of calculated parameters

参数	m/kg	$k_{har}/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	F_0/N	f/Hz	$A_1/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	$A_2/(\text{N} \cdot \text{m}^{-2})$	$A_3/(\text{N} \cdot \text{m}^{-3})$	$B_1/(\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1})$	$B_2/(\text{N} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-2})$	$B_3/(\text{N} \cdot \text{s}^3 \cdot \text{m}^{-3})$
计算值	2.01×10^4	1.46×10^{10}	8×10^4	43	1.40×10^9	1×10^{12}	1.20×10^{16}	1×10^6	2×10^4	1×10^2

用 MATALAB 编程并进行数值分析^[17], 以加速度有效值(ARMS)衡量振动强弱, 侧向液压缸油液压力(无杆腔内压力)每增加 0.4 MPa 计算 1 次,

表 3 不同油液压力作用下的计算参数

Tab. 3 Calculated parameters under the action of different oil pressure

组号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
液压缸油液压力 $P/10^6$ Pa	0.10	0.50	0.90	1.30	1.70	2.10	2.50	2.90	3.30	3.70	4.10
液压缸等效刚度 $k/10^9$ ($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$)	0.03	0.42	0.83	1.13	1.32	1.46	1.55	1.62	1.67	1.71	1.73
液压缸等效阻尼 $c/10^6$ ($\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$)	0	0.05	0.12	0.21	0.33	0.45	0.58	0.74	0.90	1.07	1.25
线性系统固有频率/Hz	42.46	47.83	52.96	56.37	58.54	59.99	60.97	61.66	62.16	62.55	62.86
组号	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	
液压缸油液压力 $P/10^6$ Pa	4.50	4.90	5.30	5.70	6.10	6.50	6.90	7.30	7.70	8.10	
液压缸等效刚度 $k/10^9$ ($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$)	1.76	1.78	1.79	1.81	1.82	1.83	1.83	1.84	1.85	1.85	
液压缸等效阻尼 $c/10^6$ ($\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$)	1.44	1.64	1.84	2.06	2.28	2.51	2.75	2.99	3.24	3.50	
线性系统固有频率/Hz	63.07	63.25	63.45	63.63	63.65	63.72	63.80	63.86	63.95	64.01	

个整体, 对上工作辊分段非线性水平振动动力学模型进行线性化处理, 则系统可以看作单自由度的二阶系统, 得到频响特性伯德图如下页图 3 所示。从图中可以看出, 随着侧向液压缸的压力增大, 系统一直处于稳定状态, 而系统的幅值逐渐减小, 固有频率逐渐增大而远离激励频率。

表中： ρ 为油液密度； λ_0 为沿程阻力系数； l 为管路长度； d 为管路内径； h_f 为局部阻力系数； Q_{in} 、 Q_{out} 分别为油液流入、流出液压缸的流量； p_1 、 p_2 分别为有杆腔、无杆腔油液压力； v_a 为缸体相对活塞运动速度。

由能量守恒定律可知, 液压缸等效阻尼的功率为各部分功率损失之和, 则有

$$c = \frac{16\rho\lambda_0 l Q_{out}^3}{u^2 \pi^2 d^5} + \frac{16\rho\lambda_0 h_f Q_{out}^3}{u^2 \pi^2 d^5} + \frac{2p_2 Q_{in} - 2p_1 Q_{out} - F_0 v}{v^2} \quad (12)$$

式中： c 为液压缸等效阻尼； u 为管路中油液流动速度。

3 仿真与振动实测对比分析

3.1 水平振动抑制仿真研究

根据轧机工艺参数、结构尺寸及现场测得数据, 用轧制力泰勒展开式计算带钢和工作辊之间的刚度和阻尼^[12], 牌坊立柱水平方向等效刚度可按材料力学简支梁的方法计算, 计算结果如表 2 所示。

根据式(11)和式(12), 计算出液压缸的等效刚度、等效阻尼和系统固有频率见表 3。

将侧向液压缸和上工作辊及其轴承座简化为一

下页图 4 为水平振动加速度随油液压力变化曲线, 曲线“—”为只考虑液压缸刚度变化时系统加速度有效值随油液压力的变化关系, 可以看出: 油液压力为第 1、5 组时, 系统水平振动最为强烈; 第 1 组时, 线性系统固有频率为 42.5 Hz, 该频率和激励频率相近, 故系统此时发生主共振; 第 5 组时, 系统的

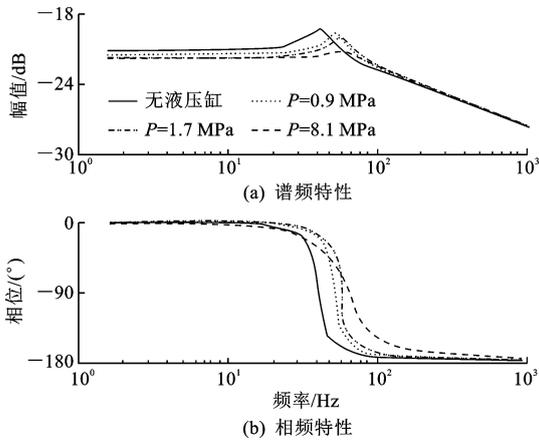


图 3 工作辊水平振动线性系统 Bode 图

Fig. 3 Top work roll horizontal vibration bode diagram of linear systems

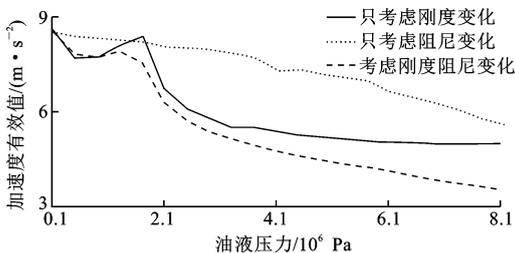


图 4 水平振动加速度有效值与液压缸压力关系

Fig. 4 Relationship between the ARMS of horizontal vibration and hydraulic cylinder oil pressure

固有频率约为激励频率的 $4/3$ 倍,故系统发生主共振与 $1/3$ 超谐波共振的组合共振;此后随着油液压力的增大,系统水平振动减弱。曲线“.....”为只考虑液压缸阻尼变化时系统加速度有效值随油液压力的变化关系,可以看出:随着线性项阻尼的增加,系统振动加速度有效值逐渐减小,说明增大系统阻尼能有效减弱系统振动加速度,因此可尽量选择阻尼系数较大的液压缸。曲线“---”为综合考虑液压缸刚度、阻尼变化时系统加速度有效值随油液压力的变化关系,可以看出:油液压力在增加过程中,系统水平振动在第 1、5 组出现峰值,第 5 组数据开始振动强度随着油液压力的增大而减小。综合考虑,液压缸压力为 8.1 MPa 时,水平振动最小。

3.2 措施前后实测振动对比

针对 F3 轧机在轧制薄规格、硬度较高的带钢时发生强烈振动,在辊系轴承座水平方向加侧向液压缸,图 5 为现场上支承辊轴承座加侧向液压缸位置。在实施措施的时候,液压缸油液压力调节到 8.1 MPa。措施前机架发生强烈振动时上工作辊轴承座的典型加速度信号波形及其频谱如图 6 所示;措施后上工



注: 1-加速度传感器; 2-侧向液压缸

图 5 上支承辊轴承座侧向液压缸位置

Fig. 5 Position of lateral hydraulic cylinder of the top backup roll chock

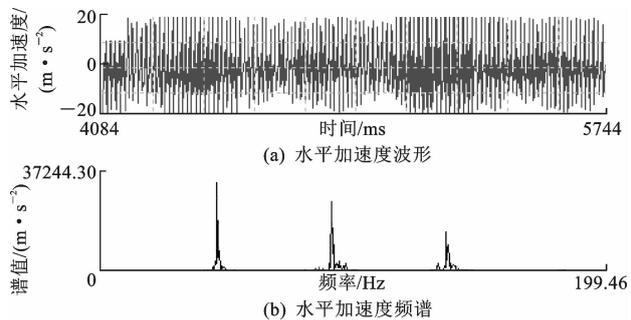


图 6 抑振措施实施前系统的振动加速度波形及频谱

Fig. 6 Vibration acceleration waveform and spectrum before the vibration suppression measures carrying out

作辊轴承座的典型加速度信号波形及其频谱如图 7 所示,可以发现,抑振措施实施后,轧机水平振动明显减弱。为更好地说明该措施的效果,对轧制同一规格的带钢进行测试,措施前后各轧制 6 块钢,用加速度有效值衡量振动强弱做统计,其抑振效果如下页图 8 所示,从图中可以看出措施后,振动加速度有效值仅约措施前的 $1/4$ 。

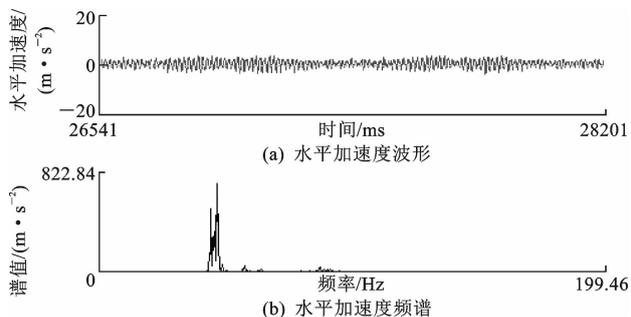


图 7 抑振措施实施后系统的振动加速度波形及频谱

Fig. 7 Vibration acceleration waveform and spectrum after the vibration suppression measures carrying out

4 结 语

(1) 本文依据某轧机实际结构参数,建立了轧机

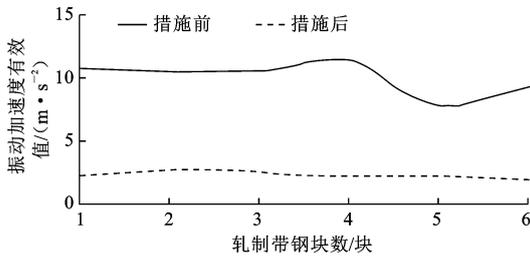


图8 措施前后振动加速度有效值对比

Fig. 8 Contrast of ARMS before and after the measures

上工作辊非线性水平振动模型,提出了利用侧向液压缸产生水平力来抑制水平振动的措施。

(2)仿真结果表明,增大液压缸油液压力可以提高水平方向刚度和阻尼,提高系统固有频率;为避开主共振、超谐波共振、亚谐波共振和组合共振等频率,需要选择合适的液压缸油液压力,进而能很好地缓解水平振动。

(3)将该措施应用于工业现场,水平振动明显减弱,仿真和工业现场试验结果相吻合,证明该方法具有较好的抑振效果。

参考文献:

References:

[1] 国家自然科学基金委员会,工程与材料科学部. 机械工程学科发展战略报告(2010~2020)[R]. 北京:北京科学出版社,2010.
Department of Engineering and Materials Science, Natural Science Foundation of China. Mechanical engineering disciplines development strategy report (2010~2020)[R]. Beijing: Beijing Science Press, 2010. (in Chinese)

[2] Efrain U. Identification and countermeasures to resolve hot strip mill chatter[J]. AISE Steel Technology, 2001, 78(6): 48-52.

[3] Yan X Q, Sun Z H, Chen W. Vibration control in thin slab hot strip mills[J]. Ironmaking and Steelmaking, 2011, 38(4): 309-313.

[4] 闫晓强,史 灿,曹 曦,等. CSP 轧机扭振与垂振耦合研究[J]. 振动、测试与诊断, 2008, 28(4): 377-381.
YAN Xiao-qiang, SHI Can, CAO Xi, et al. Research on CSP rolling mill coupling of torsional vibration and vertical vibration[J]. Journal of Vibration Measurement & Diagnosis, 2008, 28(4): 377-381. (in Chinese)

[5] Eugenio B, Luca L. Numerical and experimental analysis of the dynamic effects in compact cluster mills for cold rolling[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2009, 209(5): 2436-2445.

[6] 马维金,李凤兰,熊诗波. 热连轧机自激振动诊断与振动机理分析[J]. 振动、测试与诊断, 2006, 26(4): 8-11.
MA Wei-jin, LI Feng-lan, XIONG Shi-bo. Analysis and diagnosis of self-excitation-vibration of hot rolling mill[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2006, 26(4): 8-11. (in Chinese)

[7] Hu P H, Zhao H Y, Ehmann K F. Third-octave-mode chatter in rolling, part 1: chatter model[J]. Journal of Engineering Manufacture, 2006, 220(8): 1267-1277.

[8] 闫晓强,包 森,李永奎,等. 热连轧 FTSR 轧机振动仿真研究[J]. 工程力学, 2012, 29(2): 230-235.
YAN Xiao-qiang, BAO Miao, LI Yong-kui, et al. Vibration simulation study of FTSR rolling mill[J]. Journal of Engineering Mechanics, 2012, 29(2): 230-235. (in Chinese)

[9] 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 Hua-ping, ZHONG Jue. Qualitative 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)

[10] 侯福祥,张 杰,史小路,等. 单辊驱动平整机水平颤振[J]. 北京科技大学学报, 2006, 28(10): 973-977.
HOU Fu-xiang, ZHANG Jie, SHI Xiao-lu, et al. Horizon chatter in a single-roll driving temper rolling mill system[J]. Journal of University of Science and Technology Beijing, 2006, 28(10): 973-977. (in Chinese)

[11] Yun I S, Wilson W R D, Ehman K F, et al. Review of chatter studies in cold rolling[J]. International Journal of Machine Tool & Manufacture, 1998, 38(1): 1449-1530.

[12] 刘浩然,侯东晓,时培明,等. 轧机辊系滞后非线性垂直振动系统的振动特性[J]. 机械工程学报, 2011, 47(13): 65-71.
LIU Hao-ran, HOU Dong-xiao, SHI Pei-ming, et al. Vibration characteristics of hysteretic nonlinear vertical vibration system of rolling mill roller[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(13): 65-71. (in Chinese)

[13] 李洪人,关广丰,郭洪波,等. 考虑阀口误差的阀控非对称液压缸系统建模、仿真与试验[J]. 机械工程学报, 2007, 43(9): 33-39.
LI Hong-ren, GUAN Guang-feng, GUO Hong-bo, et al. Modeling simulation and experiment on valve controlled asymmetry piston considering valve port error [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2007, 43(9): 33-39. (in Chinese)

- [14] 顾致平. 非线性振动[M]. 北京:中国电力出版社,2012.
GU Zhi-ping. Nonlinear vibration[M]. Beijing:China Electric Power Press,2012. (in Chinese)
- [15] 崔 剑. 回转直动式电液伺服阀关键技术研究[D]. 杭州:浙江大学,2008.
CUI Jian. Research on rotary direct-acting hydraulic servo valve key technology[D]. Hangzhou: Zhejiang University,2008. (in Chinese)
- [16] 王 静. 大流量液压源恒温恒压控制及油液弹性模量研究[D]. 杭州:浙江大学,2009.
WANG Jing. Study on oil bulk modulus and temperature and pressure control in hydraulic source with high flow[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2009. (in Chinese)
- [17] 周 品. MATLAB 数学计算与仿真应用[M]. 北京:电子工业出版社,2013.
ZHOU Pin. MATLAB mathematical calculation and simulation applications[M]. Beijing: Electronics Industry Press,2013. (in Chinese)
- (上接第 144 页)
- [6] Ren Y X, Tian R, Liu Y, et al. In vehicle test equipment of construction machinery operating status based on ARM[J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 415(9):220-224.
- [7] 何海波. 基于 C166 的工程机械智能控制器设计[J]. 工业控制计算机, 2014, 27(11):79-80.
HE Hai-bo. Design of ECU for construction machinery based on C166 [J]. Industrial Control Computer, 2014, 27(11):79-80. (in Chinese)
- [8] 肖 海. PAC 控制系统功能安全的研究与实现[D]. 大连:大连理工大学, 2010.
XIAO Hai. Research and implementation of functional safety of PAC control system[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2010. (in Chinese)
- [9] Berns K, Dillmann R, Maehle E. Robot control architectures [J]. Information Technology, 2015, 57(2): 73-74.
- [10] Liu B Y, Dong X F. Research on the IDE of visual programming language[J]. Advanced Materials Research, 2011, 219-220:140-143 .
- [11] Kim M S, Park H S. Supporting hierarchical robot programming in integrated development environment (IDE) of open platform for robotic services (OPRoS)[C]// II-ICCA5. Proceedings of 11th International Conference on Control, Automation and Systems. Gyeonggi-do: IEEE, 2011:1412-1414.
- [12] Yu J Q, Qian W T, He X G. Study on an integrated development environment for PAC with complete intellectual property[J]. Applied Mechanics and Materials, 2011, 135-136:944-949.
- [13] 王国庆, 杨华新, 刘承桓, 等. 异步多核可编程自动化控制器: 中国, CN102929194A[P]. 2013-02-13.
WANG Guo-qing, YANG Hua-xin, LIU Cheng-huan, et al. Asynchronous multi-core programmable automation controller: China, CN102929194A [P]. 2013-02-13. (in Chinese)
- [14] 王国庆, 王永鑫. 可配置工程机械控制器集成开发环境软件: 中国, 0352306[P]. 2011-11-29.
WANG Guo-qing, WANG Yong-xin. Configurable integrated development environment software for the controller of construction machinery: China, 0352306 [P]. 2011-11-29. (in Chinese)
- [15] 王国庆, 李 锋. 机器人大脑图形化集成开发环境系统: 中国, 0362147[P]. 2011-12-21.
WANG Guo-qing, LI Feng. Graphical integrated development environment system for the robot brain: China, 0362147[P]. 2011-12-21. (in Chinese)
- [16] 王国庆, 叶 洪. Engineer C 图形化编程系统 V1. 0: 中国, 0522382[P]. 2013-02-25.
WANG Guo-qing, YE Hong. Engineer C graphical programming system V1. 0: China, 0522382[P]. 2013-02-25. (in Chinese)