

轧机主传动系统自激振动的滑模变结构控制研究

张巍巍¹, 师洪涛¹, 王福星², 胡庆军²

(1. 北方民族大学 电气信息工程学院, 宁夏 银川 750000;

2. 天津电气科学研究院有限公司, 天津 300180)

摘要: 轧机在轧制过程中, 主传动系统会因扭转自激振动产生混沌行为。建立了具有边界振动和间隙的轧机主传动系统自激振动模型, 用分岔图和 Poincare 截面分析了扭转自激振动的混沌特性。基于趋近率思想, 设计了非奇异 Terminal 滑模控制器, 该控制器在参数满足一定条件时避免了奇异问题, 同时, 提高了趋近滑模面的速度, 缩短了调整时间。将设计的控制器用于轧机主传动振动系统的控制, 实现了该系统的有限时间稳定。仿真结果表明了该方法的有效性。

关键词: 自激振动; Terminal 滑模; 指数趋近律

中图分类号: TM291 **文献标识码:** A **DOI:** 10.19457/j.1001-2095.dqcd23280

Sliding Mode Control of Self-excited Vibration in Mill Main Drive System

ZHANG Weiwei¹, SHI Hongtao¹, WANG Fuxing², HU Qingjun²

(1. School of Electric & Information Engineering, North Minzu University,

Yinchuan 750000, Ningxia, China; 2. Tianjin Research Institute of

Electric Science Co., Ltd., Tianjin 300180, China)

Abstract: In the rolling process, there is chaos in the main drive system due to self-excited vibration. A self-excited vibration model of rolling mill system with oscillating boundaries and clearances was established. The chaos of rolling mill system was analyzed through bifurcation diagrams and Poincare section. Then a new non-singular Terminal sliding mode controller was designed based on the reaching law method. The singular problem was avoided, the convergence rate was improved and the adjustment time was minished via the proposed controller. The designed controller was applied to the self-excited vibration in mill main drive system and the stability in finite time was realized. Simulation results show the effectiveness of the controller.

Key words: self-excited vibration; Terminal sliding mode(TSM); exponential approach law(EAL)

轧机的主传动系统是一个由若干个惯性元件(电机、联轴器、减速机、齿轮座、轧辊等)和弹性元件(连接轴等)组成的“质量弹簧系统”^[1]。轧机在轧制过程中, 常常由于打滑使主传动系统产生扭转自激振动而严重影响生产效率, 甚至导致该机械系统无法正常运转。为研究轧机主传动的振动问题, 文献[2-3]分析了主传动系统的机电

耦合机理, 建立了二自由度非线性振动模型, 分析了不同参数对振动模态的影响; 文献[4]考虑外激励作用下轧机主传动二自由度非线性模型的振动, 分析了实际振动信号的非线性谐振特性, 得到了振动幅值与系统阻尼和刚度的关系; 文献[5]考虑间隙、摩擦等分段光滑的动力学特性的影响, 建立了轧机主传动四自由度和三自由度含间

基金项目: 北方民族大学 2019 年重点科研项目(2019KJ39); 宁夏青年科技人才托举工程资助项目(TJGC2019017);

宁夏自然科学基金(2019AAC03118); 宁夏重点研发计划资助项目(2018BEB04009)

作者简介: 张巍巍(1983—), 男, 博士, 高级工程师, Email: zhv2008@163.com

通讯作者: 师洪涛(1984—), 男, 博士, 副教授, Email: shtgyp523@163.com

隙碰撞模型,通过对系统的解析计算和数值分析,表明该系统在一定的参数条件下具有混沌特性,数值分析得到了系统的混沌分岔图。

由于混沌运动自身的特点,对大多数的机械系统而言,它能产生重要的危害,因此,对机械系统中的混沌运动的控制的研究具有重要的现实意义。为避免混沌现象的发生,控制该非线性振动系统具有期望的动力学特性,文献[6]利用等效无源控制和比例微分控制将系统控制到稳定的周期轨道,但是系统还不具有期望的动力学特性。目前,国内外学者提出了许多不同的控制混沌的方法,如反馈线性化方法^[7]、比例-积分-微分方法^[8]、自抗扰控制方法^[9-10]、变结构控制法^[11-12]、模糊控制法^[13-14]等。而 Terminal 滑模(Terminal sliding mode, TSM)控制可使系统的状态在“有限时间内”收敛到平衡点,在滑模面中适当地引入非线性项给系统带来了更好的性能响应^[15]。文献[16]指出了 Terminal 滑模控制中容易出现的奇异问题,对此,文献[17-18]提出了克服奇异问题的 Terminal 滑模面设计方法,提出了非奇异 Terminal 滑模(non-singular Terminal sliding mode, NTSM)控制方法以进一步改善控制性能。文献[19]利用自适应控制与 Terminal 滑模控制结合,抑制了扰动对系统的影响。但 Terminal 滑模也还存在自身的缺点:非线性函数的引入使得控制器在实际工程中实现困难;参数选取不当会导致奇异问题;在稳态情况下会产生较大的控制信号。为了防止抖振和控制信号过大的问题,控制器参数的选取就要在此和系统的动态性能之间折衷,从而使系统的收敛速度和调整时间受到限制。

本文针对轧机主传动系统的自激振动混沌控制问题,在分析传统 Terminal 滑模控制奇异问题的基础上,为了改善到达滑模面的速度,设计了基于趋近律的非奇异 Terminal 滑动模态控制器,用于轧机主传动振动系统的控制,实现了该系统的有限时间稳定。

1 轧机主传动系统的振动方程及其混沌行为

轧机主传动系统是一个由若干惯性元件和弹性元件组成的“质量弹簧系统”,系统结构简图及简化力学模型如图 1 所示。

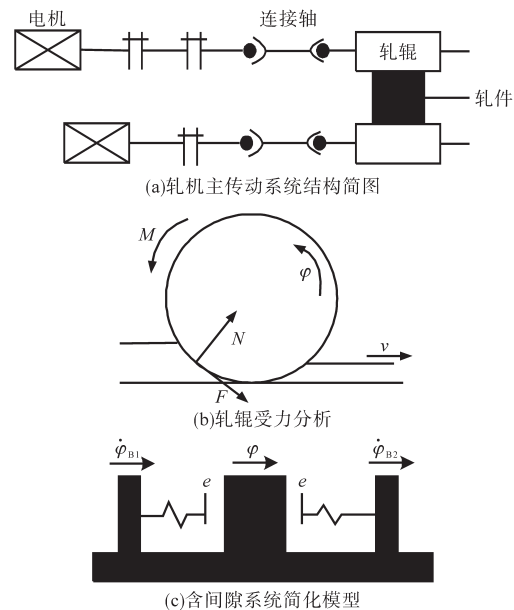


图 1 轧机主传动系统示意图及简化力学模型
Fig.1 Rolling mill drive system schematic and simplified mechanical model

图 1a 为轧机主传动系统简图。如果考虑连接轴的匀速转动,暂不考虑间隙对系统的影响,可将其简化为一个集中质量弹簧系统^[6]。在实际的轧制生产过程中,系统在稳定加载时不会发生振动现象,连接轴中的转矩变化是静态平稳的,但在咬钢、抛钢、制动、变速等操作的作用下,就会发生不稳定的扭转振动。

轧制过程中轧机因打滑产生自激振动,此时对轧辊受力分析如图 1b 所示。图中, M 为连接轴的驱动力矩; F 和 N 分别为轧辊和轧件之间的动摩擦力和正压力, $F = \mu \cdot N$, 其中, μ 为动滑动摩擦系数。当滑动速度在 $0.3 \sim 3 \text{ m/s}$ 时,动滑动摩擦系数可以表示为

$$\mu = -cv + dv^3$$

式中: v 为轧辊与轧件的相对速度; c, d 为常数,由试验确定, $c \in (0.03 \sim 0.09)$, $d \in (0.0015 \sim 0.0033)$ 。用轧辊转动的角度作为变量得:

$$\mu = -c\dot{\varphi} \cdot \frac{D}{2} + d(\dot{\varphi} \cdot \frac{D}{2})^3$$

则

$$F = -c\dot{\varphi} \cdot \frac{D}{2} \cdot N + d(\dot{\varphi} \cdot \frac{D}{2})^3 \cdot N \quad (1)$$

考虑到作用在轧辊上的力矩平衡时有:

$$J\ddot{\varphi} + M + F \cdot \frac{D}{2} = 0 \quad (2)$$

式中: J 为主传动系统集中质量的转动惯量; φ 为连接轴转动的角度; D 为连接轴的直径。

在不考虑间隙影响的时候, $M = k_0\varphi$, k_0 为传动系统扭转刚度。将 M 和 F 相关的表达式带入式(2), 得到轧辊的运动微分方程为

$$\ddot{\varphi} + k\varphi - \alpha\dot{\varphi} + \beta\dot{\varphi}^3 = 0 \quad (3)$$

其中

$$\alpha = \frac{cN}{J} \left(\frac{D}{2}\right)^2$$

$$\beta = \frac{dN}{J} \left(\frac{D}{2}\right)^4$$

$$k = \frac{k_0}{J}$$

考虑轧机传动系统的连接轴之间间隙的影响, 系统的简化模型如图 1c 所示。图中, e 为系统具有的间隙; 模型的边界作微幅振动, φ_{B1} 和 φ_{B2} 分别为两个边界的运动速率。对边界振动模型作以下假定^[3]:

1) 由于 φ_{B1} 和 φ_{B2} 很小, 取 $\varphi_{B1} = \varphi_{B2} = 0$ 时的平衡位置为原点;

2) 边界振动形式为 $\varphi_{B1} = \delta_{B1}\sin(\omega_{B1}t)$ 和 $\varphi_{B2} = \delta_{B2}\sin(\omega_{B2}t + \varphi)$ 。

由于主传动系统之间有间隙, 连接轴的驱动力矩 $M(\varphi)$ 为一段段线性函数:

$$M(\varphi) = \begin{cases} k_1(\varphi - e - \varphi_{B1}) & \varphi > (e + \varphi_{B1}) \\ 0 & -(e - \varphi_{B2}) \leq \varphi \leq (e + \varphi_{B1}) \\ k_1(\varphi + e - \varphi_{B2}) & \varphi < (e - \varphi_{B2}) \end{cases} \quad (4)$$

轧机振动是一个动态的过程, 故式(4)中的常数项对其不产生影响。如果 $\delta_{B1} = \delta_{B2} = \delta$, $\omega_{B1} = \omega_{B2} = \omega_B$, $\varphi = 0$, 由假定2)将式(4)改写为

$$g(\varphi) = \begin{cases} \lambda[\varphi - e - \delta\sin(\omega_B t)] & \varphi > [e + \delta\sin(\omega_B t)] \\ 0 & -[e - \delta\sin(\omega_B t)] \leq \varphi \leq [e + \delta\sin(\omega_B t)] \\ \lambda[\varphi + e - \delta\sin(\omega_B t)] & \varphi < [e - \delta\sin(\omega_B t)] \end{cases} \quad (5)$$

其中

$$\lambda = k_1/J$$

将式(1)和式(5)代入式(2), 并作无量纲变换, 令 $\omega t = \tau$, $\varphi/e = y$, $\bar{\omega} = \omega_B/\omega$, $\gamma = \delta/e$, 有:

$$\ddot{y} + h(\tau, y) - \alpha\dot{y} + \beta\dot{y}^3 = 0 \quad (6)$$

其中

$$h(\tau, y) = \begin{cases} \lambda[y - 1 - \gamma\sin(\bar{\omega}\tau)] & y > [1 + \gamma\sin(\bar{\omega}\tau)] \\ 0 & [\gamma\sin(\bar{\omega}\tau) - 1] \leq y \leq [1 + \gamma\sin(\bar{\omega}\tau)] \\ \lambda[y + 1 - \gamma\sin(\bar{\omega}\tau)] & y < [\gamma\sin(\bar{\omega}\tau) - 1] \end{cases}$$

式(6)即为该振动系统的微分方程。

分析该振动系统参数的变化对系统振动特性

的影响。考虑滑动摩擦系数中参数 α 对振动特性的影响, 绘制系统在 $\beta = 0.283$, $\lambda = 1$, $\gamma = 0.5$, $\bar{\omega} = 1.11$ 时, $\alpha \in (0.2, 0.7)$ 时的分岔图, 如图 2a 所示。当滑动摩擦系数中参数 $\alpha < 0.25$ 时, 系统(式(6))是周期运动, 随着 α 的增大, 系统运动逐渐过渡到混沌状态, 当 $\alpha > 0.65$ 时系统又回到周期运动状态。考虑边界振动幅值 γ 的影响, 绘制 $\alpha = 0.35$, $\beta = 0.283$, $\lambda = 1$, $\bar{\omega} = 1.11$, $\gamma \in (0.3, 0.9)$ 时的分岔图, 如图 2b 所示。可以看出, 边界振动幅值很小时, 系统运动是周期稳定的; 当振动幅值接近 0.363 时, 出现了倍周期分岔, 并逐渐进入混沌运动状态; 之后又出现了概周期运动等多种非线性振动形式。

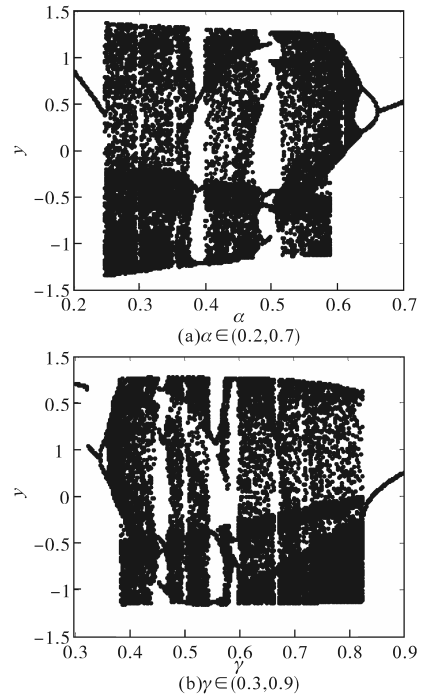


图2 不同参数下的分岔图

Fig.2 Bifurcation diagram with different parameters

为说明边界振动频率对系统运动特性的影响, 绘制了边界频率 $\bar{\omega}$ 分别为 0.6, 0.9, 1.11, 1.3 时的 Poincare 截面, 如图 3a ~ 图 3d 所示。可以看出, 边界振动频率和边界振动幅值对系统振动特性的影响类似, $\bar{\omega} = 1.3$ 时, 系统的 Lyapunov 指数为 0.066。可见, 轧机主传动系统由于受到非线性摩擦阻力、边界振动和间隙的共同影响, 运动形式从稳定的周期运动状态逐渐过渡到混沌状态, 之后又出现周期运动和概周期运动等多种非线性振动形式。为了减弱轧机主传动系统扭转自激振动, 避免混沌现象的发生, 本文通过设计新的 Terminal 滑模实现对它的混沌控制, 将系统控制到平衡点或使其跟踪给定的信号。

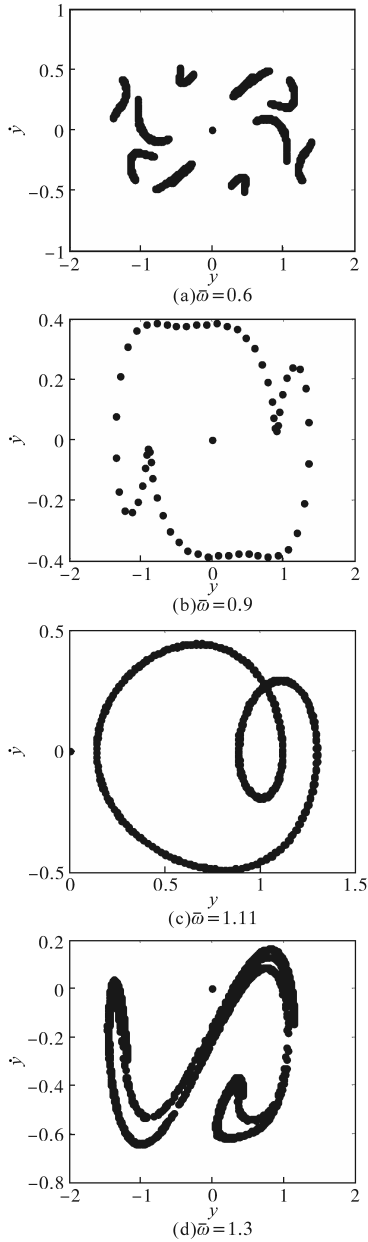


图3 不同边界频率 $\bar{\omega}$ 下 Poincaré 截面
Fig.3 Poincaré map at different boundary frequencies $\bar{\omega}$

2 基于趋近律的 Terminal 滑模控制

2.1 Terminal 滑模 (TSM) 控制

对上节建立的具有边界振动的轧机主传动自激振动模型式(6)做变换,令 $y = x_1, \dot{y} = \dot{x}_1 = x_2$, 得到非线性微分方程组:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = \alpha x_1 + \beta x_1^3 + h(\tau, x_1) \end{cases} \quad (7)$$

其中

$$h(\tau, x_1) = \begin{cases} \lambda[x_1 - 1 - \gamma \sin(\bar{\omega}\tau)] & x_1 > [1 + \gamma \sin(\bar{\omega}\tau)] \\ 0 & [\gamma \sin(\bar{\omega}\tau) - 1] \leq x_1 \leq [1 + \gamma \sin(\bar{\omega}\tau)] \\ \lambda[x_1 + 1 - \gamma \sin(\bar{\omega}\tau)] & x_1 < [\gamma \sin(\bar{\omega}\tau) - 1] \end{cases}$$

在方程的第二项加入控制,可以看做一个对于二阶非线性系统(式(7))的控制问题:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = f(x) + g(x) + b(x)u \end{cases} \quad (8)$$

其中 $x = [x_1 \ x_2]^T$

式中: x 为系统的状态变量; $f(x), b(x)$ 为 x 的光滑非线性函数, $b(x) \neq 0$; $g(x)$ 为不确定性及干扰, 满足 $\|g(x)\| \leq l_g, l_g > 0$; u 为控制输入。

采用传统的 Terminal 滑模控制,其滑模面设计如下式:

$$s = x_2 + \beta x_1^{q/p} \quad (9)$$

其中, $\beta > 0, p$ 和 $q (p > q)$ 为正奇数。

控制器设计为

$$u = -b^{-1}(x) [f(x) + \beta \frac{q}{p} x_1^{q/p-1} x_2 + (l_g + \eta) \text{sgn}(s)] \quad (10)$$

其中, $\eta > 0$ 。由于式(10)中含有 $x_1^{q/p-1} x_2$ 项,在 $x_1 = 0, x_2 \neq 0$ 时会有奇异问题^[15,19]。文献[20]分析了奇异问题发生的条件和到达滑模面及到达之后趋于平衡态时的收敛速度受限问题,在文献[20-21]的基础上,结合趋近率思想^[22],本文提出了基于趋近率的 TSM 控制方法,设计控制器时采用指数趋近律的形式,在避免奇异问题的同时,改善趋近滑模面的速度,具体设计过程见下节。

2.2 基于指数趋近律的 Terminal 滑模控制

为克服 Terminal 滑模的奇异问题,可设计滑模面为

$$s = x_1 + \frac{1}{\beta} x_2^{p/q} \quad (11)$$

其中, $\beta > 0, p$ 和 $q (p > q)$ 为正奇数,且 $1 < p/q < 2$ 。采用式(11)形式的滑模面,在 $s = 0$ 时,式(11)相当于式(9)。可以证明,由式(11)得到的控制量中不会出现负幂次方,从而避免了奇异问题。

s 沿解的时间导数为

$$\begin{aligned} \dot{s} &= \dot{x}_1 + \frac{1}{\beta} \frac{p}{q} x_2^{p/q-1} \dot{x}_2 \\ &= x_2 + \frac{1}{\beta} \frac{p}{q} x_2^{p/q-1} \dot{x}_2 \\ &= x_2 + \frac{1}{\beta} \frac{p}{q} x_2^{p/q-1} [f(x) + g(x) + b(x)u] \end{aligned} \quad (12)$$

取指数趋近律:

$$\dot{s} = -ks - \varepsilon \text{sgn}(s) \quad k > 0, \varepsilon > 0 \quad (13)$$

式中: ε 为系统运动趋近切换面 $s=0$ 的速率。

令 $\rho(x_2) = \frac{1}{\beta} \frac{p}{q} x_2^{p/q-1}$,有:

$$x_2 + \rho(x_2)[f(x) + g(x) + b(x)u] = -ks - \varepsilon \operatorname{sgn}(s) \quad (14)$$

化简即得到控制律为

$$u = -b^{-1}(x) \{ \rho^{-1}(x_2)x_2 + f(x) + \rho^{-1}(x_2)[ks + \varepsilon \operatorname{sgn}(s)] + g(x) \} \quad (15)$$

由于 $g(x)$ 未知,控制律中可用 l_g 对不确定性造成的影响限制,同时,为了防止 $x_2=0$ 时控制量为零,在式(15)中加入一个很小的避零常数 ξ ,得到新的控制律为

$$u = -b^{-1}(x) \{ [\rho(x_2) + \xi]^{-1} x_2 + f(x) + [\rho(x_2) + \xi]^{-1} [ks + \varepsilon \operatorname{sgn}(s) + l_g \operatorname{sgn}(s)] \} \quad (16)$$

式中: ξ 为很小的正常数, $\xi > 0$ 。

定理 1: 对系统(式(8)),取滑模面式(11),在控制率式(16)的作用下,系统将在有限时间内到达 Terminal 滑模面,并使得在滑模面上的跟踪误差在有限时间内收敛到零。

证明: 由 s 沿解的时间导数为

$$\begin{aligned} \dot{s} &= x_2 + \rho(x_2)[f(x) + g(x) + b(x)u] \\ &= x_2 - \rho(x_2) \{ [\rho(x_2) + \xi]^{-1} x_2 + [\rho(x_2) + \xi]^{-1} [ks + \varepsilon \operatorname{sgn}(s) + l_g \operatorname{sgn}(s)] - g(x) \} \end{aligned} \quad (17)$$

ξ 足够小,有 $\rho(x_2)[\rho(x_2) + \xi]^{-1} = 1$,式(17)可化简为下式:

$$\dot{s} = -ks - \varepsilon \operatorname{sgn}(s) - \rho(x_2)[l_g \operatorname{sgn}(s) - g(x)] \quad (18)$$

当 $x_2 \neq 0$ 时,由于 $\beta > 0$, p 和 q ($p > q$)为正奇数,且 $1 < p/q < 2$,所以有 $\rho(x_2) > 0$, $\dot{s} \leq -ks - \varepsilon \operatorname{sgn}(s) < 0$ 。

综合式(13)和式(15)可以看出,Terminal滑模在趋近滑模面时具有指数趋近律(EAL)。将这种控制律称为基于指数趋近律的非奇异 Terminal 滑模控制(NTSM-EAL)。

2.3 轧机主传动自激振动系统的混沌控制

当系统(式(7))的参数为: $\alpha = 0.25$, $\beta = 0.35$, $\gamma = 0.45$, $\bar{\omega} = 1.3$ 时,系统运动状态是混沌的。系统的始状态为 $[0.1, 0]$ 。采用提出的 NTSM-EAL 控制器,控制器参数为: $q = 3$, $p = 5$, $\beta = 1.0$, $l_g = 0.015$, $k = 10$, $\xi = 0.001$ 。在 150 s 时加入控制信号,系统输出如图 4 所示。图 4a 反映了 s 趋于滑模面 $s=0$ 的过程,滑模面很快趋于原点,控制器的输出信号如图 4b 所示,控制量的幅值比较小,

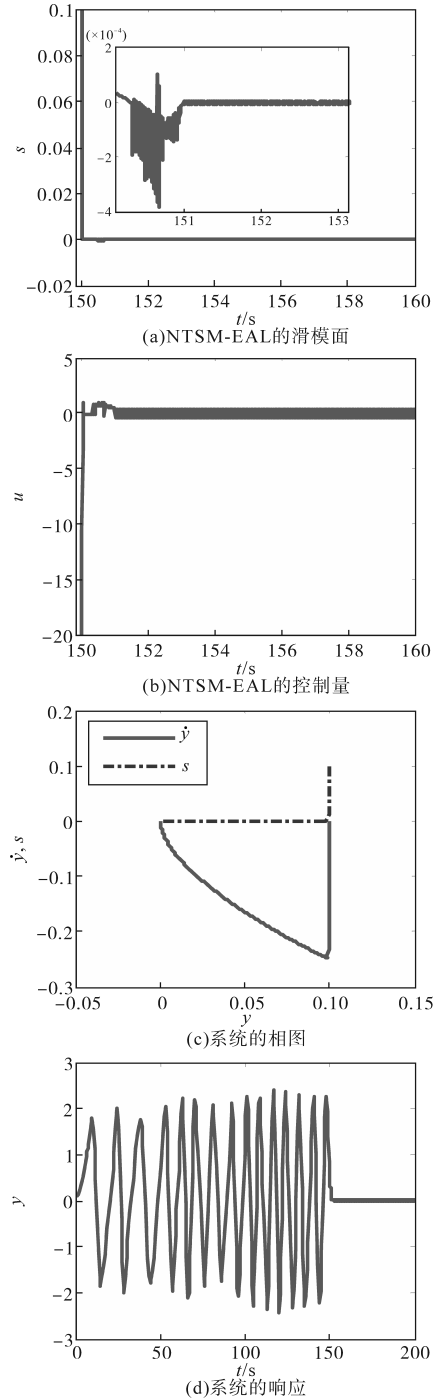


图4 基于 NTSM-EAL 的轧机主传动自激振动系统的混沌控制

Fig.4 Control of chaos in self-excited vibration of rolling mill systems by NTSM-EAL

抖振的幅值维持在 0.5 上下。系统状态在该控制律的作用下也能在很短的时间内趋于平衡点,如图 4c 和图 4d 所示,混沌运动得到了有效的控制。可以看出,提出的 NTSM-EAL 控制算法,可以在保证 TSM 非奇异的前提下,用较小的控制量实现振动系统的稳定。

3 结论

本文分析了轧机主传动系统扭转自激振动混沌行为。针对传统Terminal滑模控制的奇异问题和调整时间问题,结合趋近律思想,为改善到达滑模面的速度,提出基于趋近律的非奇异Terminal滑动模态控制器的设计方法,控制器参数满足一定条件时避免了奇异问题,在克服奇异问题的基础上提高了趋近滑模面的速度,缩短了调整时间。将设计的控制器用于轧机主传动振动系统的控制,实现了该系统的有限时间稳定。

参考文献

[1] 邹家祥,徐乐江,等. 冷连轧机系统振动控制[M]. 北京:冶金工业出版社,1998.

[2] 高崇一,魏云平,秦红星,等. 轧机主传动机电耦合扭振系统机理分析及影响因素研究[J]. 机械强度,2020,42(4):966-970.

[3] 高崇一,杜国君,李蕊,等. 考虑轧机主传动系统扭振的带钢非线性振动研究[J]. 机械强度,2019,41(2):260-266.

[4] 张义方,闫晓强,凌启辉. 多源激励下CSP轧机主传动扭振问题研究[J]. 机械工程学报,2017,53(10):34-42.

[5] 申延智,刘宏民,熊杰,等. 厚板轧机含间隙主传动系统混沌动力学分析[J]. 工程力学,2010,27(7):232-236.

[6] Ame Y A, EL-Sayed A T, El-Bahrawy F T. Torsional vibration reduction for rolling mill's main drive system via negative velocity feedback under parametric excitation[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29(4):1581-1589.

[7] 苟向锋,罗冠炜,朱凌云,等. 初轧机的混沌控制[J]. 机械科学与技术,2009,28(6):726-729.

[8] 周红星,李园园,马志强,等. 基于改进状态观测器的轧机扭振抑制策略[J]. 电气传动,2021,51(3):29-35.

[9] 张瑞成,童朝南. 基于状态观测器的轧机主传动系统机电振动控制研究[J]. 电气传动,2005,35(11):4-8.

[10] 张瑞成,杨蔚海,梁卫征,等. 板带轧机主传动非线性系统扭振控制[J]. 控制工程,2018,25(12):2128-2133.

[11] Yan J J, Chang W D, Lin J S, et al. Adaptive chattering free variable structure control for a class of chaotic systems with unknown bounded uncertainties[J]. Physics Letters A, 2005, 335(4):274-281.

[12] Franck P, Emmanuel M, Alain G, et al. Robust output feedback sampling control based on second-order sliding mode[J]. Automatica 2010,46(6):1096-1100.

[13] 田亚平,徐璐,宋佩颖,等. 基于OGY的含间隙单级齿轮系统混沌运动控制[J]. 振动与冲击,2020,39(14):17-21,35.

[14] Hassan A M, Ramin V. Non-PDC observer-based T-S fuzzy tracking controller design and its application in chaos control [J]. Asian Journal of Control, 2017, 19(3):969-982.

[15] Venkataraman S T, Gulati S. Control of nonlinear systems using terminal sliding modes[C]//American Control Conference, 1992: 891-893.

[16] Wu Y, Yu X, Man Z. Terminal sliding mode control design for uncertain dynamic system[J]. Systems and Control Letters, 1998, 34(5):281-288.

[17] 刘壮,郑雪梅,冯勇,等. 全阶无抖振非奇异终端滑模控制方法[J]. 控制工程,2020,27(5):824-829.

[18] 王卉,刘毅庭. 基于分段终端滑模的双三相电机控制系统研究[J]. 电气传动,2020,50(5):15-19,80.

[19] Boukattaya M, Mezghani N, Damak T. Adaptive nonsingular fast terminal sliding-mode control for the tracking problem of uncertain dynamical systems[J]. Isa Transactions, 2018, 77:1-19.

[20] 张巍巍,王京. 基于指数趋近律的非奇异Terminal滑模控制[J]. 控制与决策,2012,27(6):909-913.

[21] 马悦悦,唐胜景,郭杰. 基于ESO的复合滑模面非奇异terminal滑模控制[J]. 控制与决策,2015,30(1):76-80.

[22] 高为炳. 变结构控制理论基础[M]. 北京:中国科学技术出版社,1990.

收稿日期:2021-03-29

修改稿日期:2021-04-15

(上接第26页)

[11] 胡森军,王金华,李武华,等. 一种增强型单相无变压器型逆变器的漏电流抑制拓扑[J]. 电源学报,2016,14(2):63-69.

[12] 应鸿,林琳,吴星昂,等. 新型配电网动态电压调节器拓扑结构研究[J]. 电气传动,2018,48(10):22-27.

[13] 闫琪,李艳,王路. 基于GaN器件的双Buck逆变器共模与损耗[J]. 电工技术学报,2017,32(20):133-141.

[14] Kouro S, Leon J I, Vinnikov D, et al. Grid-connected photovoltaic systems: an overview of recent research and emerging PV converter technology[J]. IEEE Industrial Electronics Magazine, 2015, 9(1):47-61.

[15] 陈艳慧,周烽. 一种低输入电流纹波单相全桥逆变器研究[J]. 电力电子技术,2018,52(9):60-62.

[16] 王金华,顾云杰,胡斯登,等. 一种二极管无源钳位的单相无变压器型光伏并网逆变器拓扑研究[J]. 中国电机工程学报,2015,35(6):1455-1462.

[17] 张雅静,郑琼林,李艳. 两级微型逆变器 GaN DC/DC 电路软开关特性和损耗分析[J]. 太阳能学报,2016,37(1):32-39.

收稿日期:2020-03-12

修改稿日期:2020-04-27