文章编号: 1000-4750(2010)07-0232-05

厚板轧机含间隙主传动系统混沌动力学分析

*申延智¹,刘宏民¹,熊 杰²,杜国君¹

(1. 燕山大学机械工程学院,燕山大学亚稳材料制备技术与科学国家重点实验室,河北,秦皇岛 066004;2. 宝钢股份有限公司宝钢分公司设备部,上海 200941)

摘 要: 咬钢冲击及打滑等因素极易导致轧机主传动系统产生振动,是轧机主传动系统异常损坏的主要因素。根据厚板轧机主传动系统实际结构形式,将该主传动系统简化为 3 自由度系统含间隙离散动力学模型,采用 Runge-Kutta 方法计算了含间隙碰撞系统在周期激励下的动力学响应。文中选择间隙闭合界面为庞加莱截面,对 系统进行混沌动力学分析,发现系统具有混沌运动特征,结合现场工程实际对轧机进行了分析。论文的研究为该 类轧机主传动的振动研究和控制奠定了基础。

关键词: 厚板轧机; 间隙; 主传动系统; 分岔; 混沌

中图分类号: TH113.1 文献标识码: A

ANALYSIS OF CHAOTIC BEHAVIOR OF THE MAIN DRIVE SYSTEM WITH CLEARANCE OF A HEAVEY PLATE MILL

*SHEN Yan-zhi¹, LIU Hong-min¹, XIONG Jie², DU Guo-jun¹

(1. College of Mechanical Engineering, National Key Laboratory of Metastable Materials Science & Technology,

Yanshan University, Hebei, Qinhuangdao 066004, China;

2. Facility Department, Baosteel Branch, Bao Iron and Steel Company Limited, Shanghai 200941, China)

Abstract: Biting and slippage may incur the vibration of the main drive system of rolling mill, which is the major cause of most system damage. A 3-degree scattering dynamic model considering the clearance was developed according to the main driving system of a heavy plate mill. By using Runge-Kutta method, the mathematical model of the dynamic response of periodic power was calculated. The Poincaré section was chose as the closure interface. According to the chaotic dynamics and the engineering analysis, it was proved that this model is capable of simulating chaotic motion. This study provides reference for the research on the vibration control of this kind of rolling mill's driving system.

Key words: heavy plate mill; clearance; main drive system; bifurcation; chaos

对于工程机械的运动分析和研究,通常采用经 典物理学理论。此类研究往往不考虑间隙的影响, 在实际工程中,机械传动部分由于设计、安装和磨 损等客观因素,系统中往往存在间隙。含间隙系统 的理论研究已引起国内外学者的广泛关注^[1-2],对 于含间隙、摩擦等分段光滑力学因素的力学模型的 动力学特性和混沌控制问题也受到广泛关注和深 入研究。随着混沌理论的逐步发展和应用,含间隙 机械系统的应用研究正在日益深入,对于单自由度 和双自由度系统的研究和仿真分析较多^[3-5],对于

收稿日期: 2009-02-18; 修改日期: 2009-11-23

基金项目: 国家自然科学基金项目(50675186)

作者简介:*申延智(1980-),男,山东聊城人,博士生,从事轧机振动控制、混沌分岔研究(E-mail: yh-111@tom.com); 刘宏民(1959-),男,河南民权人,教授,博士,博导,校长,从事板带轧机设计及板形控制研究(E-mail: liuhmin@ysu.edu.cn); 熊 杰(1970-),男,上海人,高工,硕士,从事冶金机械设备及工艺研究(E-mail: jiexiong@baosteel.com); 杜国君(1961-),男,黑龙江人,教授,博士,从事非线性振动、数值分析等研究(E-mail: dugj2002@yahoo.com).

三自由度甚至更多自由度的研究和分析也正在日 益增加。从普通的 Hopf 分岔、叉型分岔等,发现 三自由度系统存在更复杂的混沌特性^[6-9]。

轧机是冶金工业中的大型、重载且工况恶劣的 设备,控制难度高,系统的动力学现象更加复 杂^[10-11]。目前在轧机主传动系统动力学研究中,间 隙影响的学术研究和需求逐渐兴起,如周金宇、陈 占福等研究了轧机主传动系统在板坯咬钢冲击导 致间隙打开后的冲击响应,研究方法基于运动学和 动力学,提出了间隙打开后系统的动力学模型,研 究表明间隙开闭过程中系统产生2次冲击,主传动 系统振幅略有增加^[12]。李鸿光与闻邦椿等对轧机含 间隙主传动系统扭振特性进行了研究,将系统简化 为单自由度模型,对系统进行了解析计算和数值分 析,表明系统存在混沌运动特征,其研究模型主要 是分析轧辊与轧件动摩擦系数非线性的影响[13-14]。 本文在文献[6,13]思想方法的基础上进一步细化系 统动力学模型,建立了三自由度含间隙动力学模型 并进行混沌动力学分析研究。

本文以某厂 5000mm 厚板轧机为研究对象,该 轧机额定轧制力 108MN,轧制力矩达 4000kN·m, 是目前世界上最大的轧机。在轧机生产过程中,由 于咬钢、抛钢,轧机打滑引起的系统扭振等因素, 导致轧机主传动系统万向节甚至主轴断裂,严重影 响生产并增加了维修成本,因此必需对系统的复杂 动力学特性进行分析。其主传动系统的结构如图 1 所示,间隙主要存在于扁头、扁头套之间。由于此 轧机属于无张力可逆轧机,难以实现连轧机的稳定 轧制状态,辊缝的打滑现象频繁,轧制力矩出现大 幅度波动而简谐激励和冲击又是引起系统发生振 动的主要因素,因此从轧制力矩中提取其简谐成分 作为动力学模型的激励形式。





以该轧机主传动系统为研究对象,建立三自 由度含间隙碰撞系统,对周期激励下的系统动力 学响应进行数值分析,得到系统的混沌分岔图, 旨在进一步认识这类系统通向混沌的道路及参数 的影响,为优化控制手段和控制效果提供理论 参考。

1 系统动力学模型及数学模型

图1所示主传动系统的动力学模型如图2。



本文旨在分析间隙对系统动力学特性的影响, 因此将实际轧机主传动系统的扭振模型简化为三 自由度含间隙碰撞振动系统进行分析。其中振子 1、 振子 2、振子 3 的质量分别为 M_1 、 M_2 、 M_3 ,振 子由三个刚度为 K_1 、 K_2 、 K_3 的线性软弹簧相连接, K_1 和 K_2 相应位置存在阻尼为 C_1 与 C_2 的比例阻尼 器。在间隙打开时, M_3 做单独的强迫振动。 M_3 外 载激励的形式为 $P_3 = P \sin(\Omega T + \tau)$,模型为一类含 间隙非自治系统。

假定 M_1 、 M_2 由静止状态开始运动, M_3 运动 到 δ 时(以图 2 所示位置作为坐标原点),发生碰撞, 并带动系统的其它振子运动。也就是说 M_3 的位移 $X_3 \in (-\delta + X_2, \delta + X_2)$ 时,系统中 M_3 与系统脱离, 单独做强迫振动。

根据达朗贝尔原理,建立该系统在*M*₃与系统 脱离时的振动方程如下:

$$\begin{bmatrix} M_{1} & 0 \\ 0 & M_{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X}_{1} \\ \ddot{X}_{2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{1} + C_{2} & -C_{2} \\ -C_{2} & C_{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X}_{1} \\ \dot{X}_{2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{1} + K_{2} & -K_{2} \\ -K_{2} & K_{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_{1} \\ X_{2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{1} \\ P_{2} \end{bmatrix} \sin(\Omega T + \tau),$$

$$M_{3}\ddot{X}_{3} + K_{3}(X_{3} - X_{2}) = P_{3}\sin(\Omega T + \tau) \qquad (1)$$

当 $X_3 - X_2 \in (-\infty, -\delta] \cup [\delta, +\infty]$ 时, M_2 与 M_3 通过 K_3 连接,系统的振动方程为下式,计算过 程中根据振子 2、振子 3 的位移差判断间隙开闭状 态,选择相应方程:

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 & 0 \\ 0 & M_2 & 0 \\ 0 & 0 & M_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{X}_1 \\ \ddot{X}_2 \\ \ddot{X}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1 + C_2 & -C_2 & 0 \\ -C_2 & C_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 + K_2 & -K_2 & 0 \\ -K_2 & K_2 & -K_3 \\ 0 & -K_3 & K_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{bmatrix} = \begin{cases} P_1 \\ P_2 \\ P_3 \end{bmatrix} \sin(\Omega T + \tau) (2)$$
$$\Rightarrow P_0 = \sqrt{P_1^2 + P_2^2 + P_3^2} , \text{ 为减小方程中各系数}$$

之间的差别,根据量纲 π 定理对方程进行无量纲化 处理。式(2)无量纲化处理后转换为式(3)。同样,对 式(1)也进行无量纲化处理。无量纲间隙用 b 表示, 根据无量纲转换关系对原物理坐标下动力学方程 进行无量纲化处理:

$$\mu_{mi} = \frac{M_i}{M_1}, \quad x_i = \frac{X_i K_1}{P_0}, \quad \zeta_i = \frac{C_i}{2\sqrt{K_1 M_1}} (i = 1, 2),$$

$$\mu_{ki} = \frac{K_i}{K_1} (i = 1, 2, 3), \quad t = T\sqrt{\frac{K_1}{M_1}},$$

$$\omega = \Omega\sqrt{\frac{M_1}{K_1}}, \quad f_i = \frac{P_i}{P_0}, \quad b = \frac{\delta K_1}{P_0},$$

$$\begin{bmatrix} \mu_{m1} & 0 & 0\\ 0 & \mu_{m2} & 0\\ 0 & 0 & \mu_{m3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1\\ \ddot{x}_2\\ \ddot{x}_3 \end{bmatrix} + 2\begin{bmatrix} \zeta_1 + \zeta_2 & -\zeta_2 & 0\\ -\zeta_2 & \zeta_2 & 0\\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1\\ \dot{x}_2\\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mu_{k1} + \mu_{k2} & -\mu_{k2} & 0\\ -\mu_{k2} & \mu_{k2} & -\mu_{k3}\\ 0 & -\mu_{k3} & \mu_{k3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1\\ x_2\\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1\\ f_2\\ f_3 \end{bmatrix} \sin(\omega t + \tau)$$
(3)

2 数值仿真分析

根据动力学模型的振动方程,采用数值积分方 法对系统进行分析,根据图3所示流程图编写了计 算机仿真计算程序。由于程序复杂,计算量庞大, 所以采用C语言编写计算机仿真程序,完成仿真计 算后将数据导入其它软件做数据处理。对于间隙开 闭过程中振子2、振子3之间的弹性力,用变量 *e* 表示,弹性力取值及变化详见图3。

2.1 系统周期运动的分岔

取 截 面 $\sigma = \{(x_1, \dot{x}_1, x_2, \dot{x}_2, x_3, \dot{x}_3, \tau) \in \mathbb{R}^6 \times S, \tau = 0.0, x_3 - x_2 = b, \dot{x}_3 - \dot{x}_2 > 0\}$ 作为 Poincaré 截面, 计 算该系统的动力学响应。将实际轧机主传动系统参 数转换为无量纲参数:间隙: b=0.003; 刚度比: $\mu_{k1}=1$; $\mu_{k2}=0.916$; $\mu_{k3}=20.84$; 质量比: $\mu_{m1}=1$; $\mu_{m2}=0.259$; $\mu_{m3}=5.90$; 阻尼比: $\zeta_1=\zeta_2=0.02$; 载荷系数: $f_1=f_2=0$; $f_3=\sin(\omega t+\tau)$ (辊缝打滑引 起的激励); 当 $\omega \in [7.2, 7.56]$ 时, 经过 75000 次映 射(去掉前面的 10000 次映射点),得到如图 4 所示 的分岔混沌图。纵坐标为碰撞截面上的无量纲速度 \dot{x}_2 ; 横坐标为对应的无量纲频率 ω 。图 5 是无量纲 量间隙 b=0.002 时的分岔图。比较图 4 和图 5 可见, 间隙变化对系统混沌通道特性影响不大,只是原来 在 7.23-7.3 之间的分岔部分变成了混沌状态。系 统的*M、K、*ζ变化对分岔特征影响较大。



图 3 计算机仿真程序流程图











由图 4 读取数据可知,系统在ω=7.504 时发生 倍分岔,由周期 1 运动变为周期 2 运动。ω=7.23 时系统进入混沌状态。图 5 中的相应频率稍大一些。

2.2 系统的混沌通道

根据前面的系统参数针对系统的混沌演化过 程进行仿真分析。得到如图 6 所示的 Poincaré 映射 图。由图 6(a)可见,系统在 ω =7.5021 时,系统碰 撞 5000 次后,截面图像呈现为一个点,系统具有稳 定的 1-1-1 周期运动^[6]。随着 ω 的减小,如图 6(b)-图 6(c)系统进入锁相状态。随后系统的稳定性被破 坏,进入图 6(d)所示混沌状态。系统相图如图 7 所 示。图 6-图 7 中横坐标为无量纲位移 x_2 ,纵坐标 为无量纲速度 \dot{x}_2 。

对图 6 中不同频率截面图及其在图 7 中的相应 相图进行分析可知,当 ω=7.5021 时,整条相轨是 一条封闭曲线,系统做稳定的单周期简谐振动,碰 撞状态为双边碰撞,如图 7(a);当 ω 减小到 7.4021 时,系统的相轨为一条自相交封闭曲线,做倍周期 运动,其运动周期为激励周期的 2 倍,如图 7(b)所 示;随着 ω 进一步减小,系统再次分岔,相轨迹为 一条自相交的四轨道封闭曲线,ω进一步减小到 7.1138 时,系统的周期运动特性被破坏,相图呈现 一种杂乱状态,如图 7(a)-图 7(b)。

经过对仿真结果的分析,系统碰撞状态为双边 碰撞, x₃-x₂达到了左碰和右碰的数值边界条件。 也就是说系统在运动中,既存在左碰也存在右碰。





分析表明,轧制过程中存在打滑时极易导致系 统动力学响应不稳定,容易出现混沌现象,这与工 程实际相吻合。出现混沌振动后,轧机控制系统无 法准确预见下一时刻系统的运动形式和趋势,因此 不能有效控制系统的运动状态。轧机打滑后出现较 大的轧制力矩和轧制速度波动,甚至出现单辊拖动 的现象,实际控制系统无法完全消除偏载趋势。为 避免轧机打滑应该在工程中采取相应措施,如:改 进润滑条件或改进上轧辊、下轧辊速度同步控制 等。该轧机目前在采取相应工艺措施^[15]后,运行状 况已有所改善。

3 结论

(1)本文研究分析了含间隙碰撞振动系统的周期运动稳定性、叉式分岔和混沌通道。随着激励频率的减小,系统的周期运动经过锁相等环节后状态被逐步破坏。

(2) 含间隙系统的动力学参数敏感性很强,激励参数的微小影响可能会导致系统的本质变化,产生分岔和混沌现象。

(3) 轧机打滑容易激起轧机主传动系统振动, 甚至出现混沌现象,应在工程中加以控制。根据现 场实际情况,对轧机轧制工艺采取相应措施后,已 初步获得一定效果,轧机偏载情况明显减少。

(4) 含间隙振动系统的优化设计和工程控制依赖于对系统复杂运动特性的深入了解和分析。本文

的研究对此类系统的设计分析和轧机主传动系统 扭转振动的工程分析具有参考价值。

参考文献:

- Knudsen J, Massih A R. Dynamic stability of weakly damped oscillators with elastic impacts and wear [J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 263: 175-204.
- [2] Xu L, Lu M W, Cao Q J. Bifurcation and chaos of a harmonically excited oscillator with both stiffness and viscous damping piecewise linearities by incremental harmonic balance method [J]. Journal of Sound and Vibration, 2003, 264: 873-882.
- [3] Xu L, Lu M W, Cao Q J. Nonlinear vibration of dynamical systems with a general form of piecewiselinear viscous damping by incremental harmonic balance method [J]. Physics Letters A, 2002, 301: 65-73.
- [4] Cao Q J, Xu L, Djidjeli K. Analysis of period-doubling and chaos of a non-symmetric oscillator with piecewise-linearity [J]. Chaos, Solitons and Fractals, 2001, 12: 1917-1927.
- [5] Mahfouz I A, Badrakhan F. Chaotic behaviour of some piece-linear systems, Part I: Systems with set-up spring or with unsymmetric elasticity [J]. Journal of Sound and Vibration, 1990, 143(2): 255–288.
- [6] 李万祥, 丁旺才, 周勇. 一类三自由度含间隙系统的 分岔与混沌[J]. 工程力学, 2005, 22(5): 111-114, 53.
 Li Wanxiang, Ding Wangcai, Zhou Yong. Bifurcation and chaos of a three-degree-of-freedom system with clearance [J]. Engineering Mechanics, 2005, 22(5): 111-114, 53. (in Chinese)
- [7] 罗冠炜,张艳龙,谢建华.多自由度含间隙振动系统 周期运动的二重 Hopf 分岔[J].工程力学,2006,23(3): 37-43,68.

Luo Guanwei, Zhang Yanlong, Xie Jianhua. Double Hopf bifurcation of periodic motion of the multi-degree-of-freedom vibratory system with a clearance [J]. Engineering Mechanics, 2006, 23(3): 37-43, 68. (in Chinese)

[8] 马永靖, 丁旺才. 碰撞振动系统四阶共振下的 Hopf 分 岔和次谐分岔[J]. 工程力学, 2007, 24(7): 33-38.
Ma Yongjing, Ding Wangcai. Hopf and subharmonic bifurcation of vibro-impact system in order 4 resonance case [J]. Engineering Mechanics, 2007, 24(7): 33-38. (in Chinese)

- [9] Hiroshi Kawakami. Bifurcation of periodic response in forced dynamic nonlinear circuits: Computation of bifurcation values of the system parameters [J]. IEEE Transactions on Circuits and Systems, 1984, 3: 248-260.
- [10] Wang Z H, Wang D J. Dynamic characteristics of a rolling mill drive system with backlash in rolling slippage [J]. Journal of Materials Processing Technology, 2000, 97: 69-73.
- [11] 朱伟勇, 刘向东, 王国栋. 六辊 UC 轧机轧制过程混 沌、分形特性的探索和定量判据动力学分析[J]. 钢铁 研究学报, 1997, 19(5): 17-20.
 Zhu Weiyong, Liu Xiangdong, Wang Guodong. Chaotic character in the rolling process of a 6-high UC mill and dynamic analysis of its quantitative criterion [J]. Journal of Iron and Steel Research, 1997, 19(5): 17-20. (in Chinese)
- [12] 周金宇. 宝钢 2050 轧机主传动扭振分析与性能评估
 [D]. 上海: 上海交通大学, 2007: 27-50.
 Zhou Jinyu. Research of torque vibration and performance evaluation of the main drive system of Bao steel 2050 rolling mill [D]. Shanghai: Shanghai Jiaotong University, 2007: 27-50. (in Chinese)
- [13] 李鸿光. 若干工程非线性振动系统的动力学特性及分 叉与混沌研究[D]. 沈阳: 东北大学, 1999: 14-44.
 Li Hongguang. Study on dynamic characteristics, bifurcations and chaos of some nonlinear systems in engineering [D]. Shenyang: Northeastern University, 1999: 14-44. (in Chinese)
- [14] 李鸿光,闻邦椿.具有间隙和振动边界的自激振动系 统非线性振动[J].振动工程学报,2000,13(1):122-127.

Li Hongguang, Wen Bangchu. Non linear vibrations of self-excited vibration systems with clearances and oscillating boundaries [J]. Journal of Vibration Engineering, 2000, 13(1): 122–127. (in Chinese)

[15] 申延智. 厚板轧机主传动系统扭振及间隙引起的混 沌、分岔研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2009.
Shen Yanzhi. Research on the torsinal vibration as well as chaos and bifurcation caused by clearance in the main drive system of heavy plate mill [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2009. (in Chinese)