DOI: 10.3901/JME.2020.07.109

波纹辊轧机辊系主共振分岔控制研究*

和东平 王 涛 解加全 任忠凯 刘元铭 马晓宝
(太原理工大学机械与运载工程学院 太原 030024)

摘要: 基于波纹轧制工艺与结构, 利用检测装置对小型波纹辊系系统进行了振动特性分析。考虑了波纹轧制界面的非线性阻尼和非线性刚度, 建立了波纹辊轧机辊系二自由度非线性主共振动力学方程, 应用多尺度法求解了波纹辊轧机辊系在主共振情况下的幅频特性方程, 采用奇异性理论和普适开折理论得到了波纹辊系统稳态响应的转迁集及相应的分岔曲线拓扑结构, 通过设计非线性参数控制器来改变波纹辊系系统的稳态响应, 减小了系统的响应幅值和消除了共振时的鞍结分岔。通过数值仿真验证了该控制器设计的正确性和可行性, 为抑制波纹辊轧机的辊系振动提供了一定的理论指导。

关键词: 波纹辊轧机; 主共振; 多尺度法; 幅频特性; 分岔控制

中图分类号: TG113

Research on Principal Resonance Bifurcation Control of Roller System in Corrugated Rolling Mills

HE Dongping WANG Tao XIE Jiaquan REN Zhongkai LIU Yuanming MA Xiaobao
(College of Mechanical and Vehicle Engineering, Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024)

Abstract: Based on corrugated rolling technology and structure, the vibration characteristic analysis of the small corrugated roll system is carried out by using the detecting device. Considering the nonlinear damping and nonlinear stiffness within corrugated interface of corrugated rolling mill, the two degree of freedom nonlinear dynamic equation of principal resonance is established, the amplitude-frequency characteristic equations of principal resonance of roller system are carried out by using the multiscale scale method, the static response transition sets of the system and the topological structure of the corresponding the bifurcation are analyzed by the singular theory and universal unfolding theory, the nonlinear parameter controller is designed to change the steady-state response of the corrugated roll system, reduce the corresponding amplitude of the system and eliminate the saddle-node bifurcation at resonance. The correctness and feasibility of the controller design are verified by numerical simulation, which provides some theoretical guidance for restraining vibration of roller system of corrugated rolling mill.

Key words: corrugated rolling mill; principal resonance; multiscale method; amplitude-frequency characteristic; bifurcation control

0 前言

轧机辊系振动的现象在实际生产中普遍存在, 不仅对轧件表面的粗糙度、轧制精度产生不利影响, 严重的甚至造成设备的损坏和人员的伤亡^[1-3]。传统的复合板轧制生产工艺是轧机的上下工作辊都分别采用平辊进行轧制生产, 从而实现两种金属的横向与纵向延伸, 但是在实际的生产中, 由于上下两种金属的延伸率不一样, 很容易造成金属大曲率翘曲,

不能连续化生产, 如图 1 所示。复合板波纹辊轧制技术可以促进异种材料更好的实现冶金结合, 提高结合强度, 实现连续化生产, 如图 2 所示。但是, 波纹辊的辊型曲线为余弦函数曲线, 在复合板的轧制过程中, 轧制界面的非线性阻尼以及上下辊系之间的非线性刚度都可能导致参激振动以及主共振分岔现象的发生, 造成辊缝的波动, 从而影响复合板的结合强度和降低零部件的在线服役时间。

图 1 平辊轧制翘曲现象

* 国家自然科学基金重点项目(U1710254)、国家自然科学基金青年基金(51804215)、山西省重点研发计划重点项目(201703D111003)、山西省高等学校科技创新项目(2017132)、山西省研究生教育创新项目(2019BY052)和太原市科技重大专项(170203)资助项目。20190315 收到初稿, 20190813 收到修改稿

图2 波纹轧制示意图

近些年来,国内外的科研人员针对平轧机辊系振动的问题都做了许多有益的探索。YOUNES等^[4]将轧件等效为具有线性刚度的弹性零件,基于线性振动理论建立了轧机机座的线性垂振模型。MACCARI^[5]研究了外激励下的 Van der Pol 振子在状态反馈时滞控制下如何通过适当的时间延迟和反馈增益来对振动进行控制。SWIATONIEWSKI等^[6]研究了轧件刚度随外扰周期性变化时的轧机垂直振动特性。孙韵韵等^[7]采用多尺度法求解了考虑界面粗糙形貌影响的轧机系统主共振幅频特性方程,分析了轧制界面粗糙形貌、激励载荷、非线性刚度率和阻尼对轧机辊系系统动力学响应特性的影响,为抑制轧机振动提供了有效的理论参考。彭荣荣^[8]建立了轧机辊系的非线性动态轧制振动模型,利用 Melnikov 函数法研究了系统发生分岔与混沌的参数临界条件。侯东晓等^[9]考虑冷轧机轧辊在垂直方向上振动位移动态变化影响,建立了一种动态轧制力模型。魏立群等^[10]从生产现场的振动实测分析入手,确定了该轧机的振动源和振动频率,并且通过有限元动态分析计算验证了轧机振动实测分析结果和振动形态。到目前为止,国内外对轧机振动的研究已取得了一定的成绩,但是影响轧机振动的因素较多,涉及到振动理论、轧制理论、故障诊断理论等几大领域的交叉融合。波纹轧机是一个多变量、强耦合、非线性、多约束、时变性的系统,波纹轧机辊系的振动问题影响着产品的质量和零部件的在线使用寿命,但是目前为止,还没有学者针对波纹轧机辊系的振动特性展开相关研究。

本文利用检测装置对小型波纹辊系振动特性展开了相关振动测试与分析,基于波纹轧制工艺与结构,考虑了波纹轧制界面的非线性阻尼和非线性刚度,建立了波纹轧机辊系二自由度非线性主共振动力学方程,应用多尺度法求解了波纹轧机辊系在主参数共振情况下的幅频特性方程,采用奇异值理论和普适开折理论分析得到了波纹辊系统稳态响应的转迁集及相应的分岔曲线拓扑结构,通过设计非线性参数控制器来改变波纹辊系稳态响应,减小了系统的响应幅值和消除了共振时的鞍结

分岔。通过数值仿真验证了该控制器设计的正确性、可行性和实用性,为抑制波纹轧机的辊系振动和升级改造提供了一定的理论指导。

1 小型波纹轧机辊系振动测试分析

1.1 试验设备

以实验室小型波纹轧机作为实验对象,采用现代振动测试技术,建立了波纹轧机辊系振动检测系统。对复合板的轧制过程进行综合测试,深入了解波纹轧机辊系的振动特性。板材前进的方向定义为 X 方向,平行于轧辊的方向定义为 Y 方向,垂直于 XY 方面的方向定义为 Z 方向。

小型波纹轧机主要参数如下:

电机功率: 3 kW

波纹辊直径(波腰): 95 mm

平轧辊直径: 95 mm

三向加速度传感器型号: HD-YD-230

16 通道数据采集仪: INV3060A

分析软件: DASP2010

图3 波纹轧机振动测试

波纹轧机各个检测点的仪器通道号如表 1 所示。

表 1 测量点设置

序号	传感器编号	线号	通道	采集点
1	261107	1	CH-1	操作侧上辊 X
2		2	CH-2	操作侧上辊 Y
3		3	CH-3	操作侧上辊 Z
4	261105	4	CH-4	操作侧下辊 X
5		5	CH-5	操作侧下辊 Y
6		6	CH-6	操作侧下辊 Z
7	261110	7	CH-7	传动侧上辊 X
8		8	CH-8	传动侧上辊 Y
9		9	CH-9	传动侧上辊 Z
10	261111	10	CH-10	传动侧下辊 X
11		11	CH-11	传动侧下辊 Y
12		12	CH-12	传动侧下辊 Z

1.2 试验结果

试验工况: 相同的转速(0.18 m/s),不同的压下量

(30%、40%、50%)。下面只针对操作侧波纹辊轴承座的三向加速度信号进行分析。其他检测点振动特性类似, 不再一一赘述。检测结果如图 4、图 5 和图 6 所示。

(1) 波纹辊 X 方向加速度信号。

图 4 波纹辊 X 方向不同压下量时域频谱图

(2) 波纹辊 Y 方向加速度信号。

图 5 波纹辊 Y 方向不同压下量时域频谱图

(3) 波纹辊 Z 方向加速度信号。

图 6 波纹辊 Z 方向不同压下量时域频谱图

通过分析波纹辊三向加速度信号的时域频谱图可以得到: 当转速为 0.18 m/s, 在不同的压下量(30%、40%、50%)下, 波纹辊的优势频率为 25 Hz、216 Hz、325 Hz, Z 方向的振动程度最强烈, X 方向的振动次之, Y 方向的振动最弱。当压下量为 40%下, 波纹辊振动最强烈, 三个方向同时出现的优势频率是 25 Hz 和 325 Hz, 推断在轧制的变形区产生了主共振现象, 由波纹辊轧制界面的非线性阻尼以及波纹辊之间的非线性刚度所致。在复合板的轧制过程中应该避免共振现象的发生, 因此需要从理论上针对波纹辊轧机的参激振动特性展开更加深入的研究, 揭示波纹辊轧机辊系振动的特征及规律。

2 波纹辊轧机辊系主共振数学模型

考虑波纹辊轧制界面的非线性阻尼以及波纹辊之间的非线性刚度, 波纹辊轧机辊系可以简化为两自由度垂直非线性参激振动模型如图 7 所示。

图 7 波纹辊系参激振动数学模型

其中, m_1 代表波纹辊的等效质量, m_2 代表平轧辊的等效质量, k_1 是波纹辊与机架之间的刚度, k_2 是平轧辊与机架之间的刚度, k_0 表示波纹辊轧机稳态过程中刚度的均值, $F \cos \omega t$ 近似为轧制过程中的轧制力, c_1 为波纹辊与机架间的阻尼平均值, c_2 为平轧辊与机架间的阻尼平均值。考虑到波纹辊轧机的非线性阻尼和刚度特性, 将 Vanderpol 振子 $c_0 + c_0'(y_1 - y_2)^2$ 定义为波纹辊轧机在轧制过程中由于辊型曲线的影响导致的上下工作辊之间的非线性阻尼, 将 Duffing 振子 $k + k'y^2$ 定义为波纹辊系和机架间的非线性刚度项。波纹辊轧机非线性参激振动方程表示为

$$\begin{cases} m_1 \ddot{y}_1 + (c_0 + c_0'(y_1 - y_2)^2)(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + c_1 \dot{y}_1 + \\ (k_1 + k_1' y_1^2) y_1 + k_0 (y_1 - y_2) - F \cos \omega t = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 - (c_0 + c_0'(y_1 - y_2)^2)(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + c_2 \dot{y}_2 + \\ (k_2 + k_2' y_2^2) y_2 - k_0 (y_1 - y_2) + F \cos \omega t = 0 \end{cases} \quad (1)$$

在波纹辊轧制复合板的过程中, 上下波纹辊系具有近似对称性。因此令 $m_1 = m_2$, $y_1 = -y_2$, 则式(1)可以简化为

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{y}_1 + (2c_0 + c_1 + 2c_0'(2y_1)^2) \dot{y}_1 + \\ (k_1 + k_1' y_1^2) y_1 + 2k_0 y_1 - F \cos \omega t = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

将上式无量纲化, 其中 y 的导数是对时间 τ 的求导, 为了习惯表达, 仍用 t 代替 τ 。

$$\begin{aligned} \text{令 } \omega_1^2 = \frac{k_1}{m_1}, \quad \tau = \omega_0 t, \quad y_0 = \frac{m_1 g}{k_1}, \quad y = \frac{y_1}{y_0}, \\ \omega_0^2 = \frac{2k_0 + k_1}{m_1 \omega_1^2}, \quad \alpha = \frac{2c_0 + c_1}{m_1 \omega_0}, \quad \beta = \frac{8c_0' y_0^2}{m_1 \omega_0}, \quad \gamma = \frac{k_1' y_0^2}{m_1 \omega_0^2} \end{aligned}$$

则两自由度非线性振动微分方程可以简化为

$$\ddot{y}_1 + \omega_0^2 y + (\alpha + \beta y^2) \dot{y} + \gamma y^3 - F \cos \omega t = 0 \quad (3)$$

假设 ε 为小参数, 将式(3)的非线性项冠以小参数 ε , 则有

$$\ddot{y}_1 + \omega_0^2 y = \varepsilon [-(\alpha + \beta y^2) \dot{y} - \gamma y^3 + F \cos \omega t] \quad (4)$$

3 波纹辊轧机主共振分岔分析

波纹辊轧机辊系振动是一个非线性系统, 在轧制的过程中可能导致多种共振现象, 如: 内共振、主参数共振、倍共振。下面主要对波纹辊的轧制力的激振频率 ω 接近固有频率 ω_0 时的主参数共振进行分析^[11]。

本文采用多尺度法对波纹辊轧机的参激振动进行分析。引入表示不同尺度的时间变量 $T_n = \varepsilon^n t$, 其中, $n = 0, 1, 2, \dots$, 并把它们看成独立的自变量, 而 X

为这些自变量的 ε 和 t 的函数, 即 $X(t, \varepsilon) = \sum_{m=0}^{\infty} \varepsilon^m x_m(T_0, T_1, T_2, \dots, T_m)$, 其中 m 为小参数的最高阶次^[9], 取决于计算的精度要求。

$$Y(t, \varepsilon) = Y_0(T_0, T_1) + \varepsilon Y_1(T_0, T_1) + \dots \quad (5)$$

将不同尺度的时间变量视为独立变量, 则 $X(t, \varepsilon)$ 成为 m 个独立时间变量的函数, 对时间的微分可利用复合函数微分公式按 ε 的幂次展开, 得到

$$\frac{d}{dt} = D_0 + \varepsilon D_1 + \dots \quad (6)$$

$$\frac{d^2}{dt^2} = D_0^2 + 2\varepsilon D_0 D_1 + \varepsilon^2 (D_1^2 + 2D_0 D_2) + \dots \quad (7)$$

其中 $D_n (n = 0, 1, 2, \dots, m)$ 为偏微分算子, 定义

$$D_n \equiv \frac{\partial}{\partial T_n} (n = 0, 1, 2, \dots, m)$$

3.1 主共振响应求解

假设 ζ 为频率调制参数。讨论波纹辊轧制力的激振频率 ω 接近波纹辊轧机固有频率 ω_0 时^[12-13], 令

$$\omega_0^2 = \omega^2 + \varepsilon \zeta \quad (8)$$

将式(5)、式(6)和式(7)代入式(4), 展开后令两边 ε 的同次幂系数相等, 得到各阶近似方程

$$D_0^2 y_0 + \omega_0^2 y_0 = 0 \quad (9)$$

$$\begin{aligned} D_0^2 y_1 + \omega_0^2 y_1 = -(\alpha + \beta y_0^2) D_0 y_0 - \gamma y_0^3 + \\ F \cos \omega t - 2D_0 D_1 y_0 \end{aligned} \quad (10)$$

设零次近似方程(9)的解为

$$y = B(T_1) \exp(j\omega_0 T_0) + \Delta \quad (11)$$

其中 Δ 代表前一项的共轭复数。

将式(11)代入式(10), 得到

$$\begin{aligned} D_0^2 y_1 + \omega_0^2 y_1 = (-2j\omega_0 D_0 B - 3\gamma B^2 \bar{B} - \\ 3\beta B^2 \bar{B} j\omega_0 + \alpha j\omega_0 B) \exp(j\omega_0 T_0) - \\ (\beta B^3 + \gamma B^3) \exp(3j\omega_0 T_0) \dot{y}_0 + \\ \frac{1}{2} F \exp(j\zeta T_0) - \gamma y_0^3 + \Delta \end{aligned} \quad (12)$$

为了避免出现久期项, 必须使函数 B 满足

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} F - 2j\omega_0 D_0 B - 3\gamma B^2 \bar{B} - 3\beta B^2 \bar{B} j\omega_0 + \\ \alpha j\omega_0 B = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

将 B 表示成复数形式, 令

$$B = \frac{1}{2} k(T_1) \exp(j\varphi T_1) \quad (14)$$

将式(14)代入式(13), 分离实部与虚部, 得到

$$\dot{k} = \frac{k\alpha}{2} + \frac{3\beta k^3}{8} + \frac{F \sin(\zeta t - \varphi)}{2\omega_0} \quad (15)$$

$$k\dot{\varphi} = \frac{3\gamma k^3}{8} + \frac{F \cos(\zeta t - \varphi)}{2\omega_0} \quad (16)$$

令 $\phi = \zeta t - \varphi$, 化简式(15)和式(16)可得主共振一阶近似解

$$Y = k \cos(\omega_0 t + \phi) + O(\varepsilon) \quad (17)$$

系统有定常解的条件是: $\dot{k} = 0, \dot{\phi} = 0$, 从而得到主共振的幅频特性曲线方程

$$\left(k\zeta - \frac{3\gamma k^3}{8}\right)^2 + \frac{(4k\alpha + 3\beta k^3)^2}{64} - \frac{F^2}{4\omega_0^2} = 0 \quad (18)$$

3.2 主共振分岔分析

为了研究波纹辊轧机辊系在平衡点附近的工作状态, 将式(18)化成如下形式

$$a^3 + \mu a + na^2 + m = 0 \quad (19)$$

其中, μ 是分叉参数, n, m 是开折参数

$$k^2 = a, n = \frac{24(\alpha\beta - 2\zeta\gamma)}{9(\gamma^2 + \beta^2)}$$

$$m = \frac{-16F^2}{9\omega_0^2(\gamma^2 + \beta^2)}$$

$$\mu = \frac{16(4\zeta^2 + \alpha^2)}{9(\gamma^2 + \beta^2)}$$

$$G(a, \mu, n, m) = a^3 + \mu a + na^2 + m \quad (20)$$

根据奇异性理论和普适开折理论, 式(20)是 GS 范式 $\varepsilon x^3 + \delta \lambda x$ 的普适开折, 奇异点为余维二的叉形点, 根据转迁集的定义, 可知

分叉点集: $B = \{m = 0\}$;

滞后点集: $H = \left\{m = \frac{1}{27}n^3\right\}$;

双极限点集: $D = \emptyset$;

转迁集: $\Sigma = B \cup H \cup D$

系统的转迁集将整个开折平面($m-n$ 平面)分成了四个区域(A^1, A^2, A^3, A^4), 如图 8 所示。

图 8 转迁集

转迁集中各个临界点和区域的分岔拓扑结构如图 9 所示, 图中的 9 中分岔模式反映了波纹辊系的全部分叉信息。不同的开折参数下系统在平衡点附近有着不同形式的振动状态, 在 $m < 0$ 的区域, 一个分叉参数 μ 对应多个 a , 可知在 $m < 0$ 的区域, 波纹辊系产生了振动; 在 H^+ 和 H^- 区域系统可能发生滞后和跳跃现象, 将导致波纹辊系发生明显的振动, 影响复合板的结合强度, 因此在波纹辊的设计改造过程中, 可以通过控制开折参数 m 和 n 来保证波纹辊系工作在稳定区域。

图 9 分岔曲线拓扑结构

改变波纹辊轧机的非线性刚度系数 γ 、非线性阻尼系数 β 、系统阻尼系数 α 、轧制力的幅值 F , 可以得到不同的主共振幅频特性曲线(扰动频率 ζ 与振幅 k 之间的关系), 如图 10 所示。

图10 不同参数对主共振幅频特性曲线的影响

如图10a所示,随着非线性刚度系数 γ 的增大,曲线右移而且弯曲程度增大。当扰动频率从负

值到正值变化的时候,幅值出现跳跃,引起系统的振荡。如图10b所示,随着非线性阻尼系数 β 的增大,振幅减小且共振域减小。如图10c所示,随着系统阻尼系数 α 的增大,振幅减小且共振域减小。非线性阻尼系数 β 和系统阻尼系数 α 的变化不影响频响曲线的弯曲程度。如图10d所示,随着轧制力的幅值 F 的增大,系统的振幅和共振区域明显增大。因此,在波纹辊设计的过程中,应该合理优化辊型曲线来避免和减小轧制力幅值对主共振的影响。

4 波纹辊轧机主共振分岔控制

4.1 主共振分岔控制求解

为了将波纹辊轧机辊系主共振分岔得到合理的控制,设计一种非线性参数分岔控制器来消除波纹辊系系统的跳跃、滞后现象,同时降低系统的振幅^[14-15]。设非线性参数控制器如下

$$\Omega(y, \dot{y}, t) = \varepsilon E y^2 \cos \omega t \quad (21)$$

其中, E 是非线性参数分岔控制器的控制参数。则公式(4)可以变为

$$\ddot{y}_1 + \omega_0^2 y = \varepsilon [-(\alpha + \beta y^2) \dot{y} - \gamma y^3 + F \cos \omega t + E y^2 \cos \omega t] \quad (22)$$

仍采用多尺度法对改进后的方程(22)进行分析。将式(5)、式(6)和式(7)代入式(22),展开后令两边 ε 的同次幂系数相等,得到各阶近似方程

$$D_0^2 y_0 + \omega_0^2 y_0 = 0 \quad (23)$$

$$D_0^2 y_1 + \omega_0^2 y_1 = -2D_0 D_1 y_0 - (\alpha + \beta y_0^2) D_0 y_0 - \gamma y_0^3 + F \cos \omega t + E y_0^2 \cos \omega t \quad (24)$$

设零次近似方程(23)的解为

$$y = N(T_1) \exp(j\omega_0 T_0) + \Delta \quad (25)$$

其中 Δ 代表前一项的共轭复数。

与前面的计算过程类似,分离实部与虚部以后,得到

$$\dot{k} = k\alpha + \frac{F \sin(\zeta t - \varphi)}{2\omega_0} - \frac{\beta k^3}{8} + \frac{E y^2 \sin(\zeta t - \varphi)}{4\omega_0} \quad (26)$$

$$k\dot{\varphi} = k\zeta - \frac{3\gamma k^3}{8\omega_0} + \frac{F \cos(\zeta t - \varphi)}{2\omega_0} + \frac{3E y^2 \cos(\zeta t - \varphi)}{4\omega_0} \quad (27)$$

令 $\dot{\varphi} = \zeta t - \varphi$ 系统有定常解的条件是: $\dot{k} = 0$,

$\dot{\phi}=0$ 从而得到改进后的主共振的幅频特性曲线方程

$$\frac{(8\alpha\omega_0 k - \omega_0 \beta k^3)^2}{(4F + 2Ek^2)^2} + \frac{(8\omega_0 \xi k - 3\gamma k^3)^2}{(4F + 6Ek^2)^2} - 1 = 0 \quad (28)$$

4.2 主共振分岔控制分析

为了研究波纹辊轧机辊系在平衡点附近的工作状态, 将式(28)化成如下形式

$$m_0 b^5 + m_1 b^4 + m_2 b^3 + m_3 b^2 + m_4 b + m_5 = 0 \quad (29)$$

其中

$$\begin{aligned} b &= k^2 \\ m_0 &= \frac{9E^2(E^2\omega_0^2 - \gamma^2)}{1024} \\ m_1 &= \frac{9FE\gamma^2 - 9E^4 - 3FE\beta^2\omega_0^2}{256} - \frac{9E^2\beta\alpha\omega_0^2}{128} - \frac{3\xi E^2\gamma\omega_0}{64} \\ m_2 &= \frac{9F^2\gamma^2 + F^2\beta^2\omega_0^2}{256} - \frac{3FE\beta\alpha\omega_0^2}{32} + \frac{9E^2\alpha^2\omega_0^2 - 3FE\xi\gamma\omega_0 + E^2\xi^2\omega_0^2 - 3FE^3}{16} \\ m_3 &= \frac{3FE\alpha^2\omega_0^2 - 3F^2\xi\gamma\omega_0}{16} + \frac{3FE\alpha^2\omega_0 + FE\xi^2\omega_0^2}{4} - \frac{11F^2E^2 + F^2\beta\alpha\omega_0^2}{32} \\ m_4 &= \frac{F^2\alpha^2\omega_0^2 + F^2\xi^2\omega_0^2 - F^3E}{4} \\ m_5 &= -\frac{F^4}{16} \end{aligned}$$

对方程(29)进行线性变换 $b = a - \frac{m_1}{5m_0}$, 令

$$p_i = \frac{m_i}{m_0} (i=1, 2, \dots, 5)$$

则方程(29)可以转化为

$$a^5 - \mu + n_1 a + n_2 a^2 + n_3 a^3 = 0 \quad (30)$$

其中, μ 是分叉参数, n_1, n_2, n_3 是开折参数。

$$G(a, \mu, n_1, n_2, n_3) = a^5 - \mu + n_1 a + n_2 a^2 + n_3 a^3 \quad (31)$$

根据奇异性理论和普适开折理论, 式(31)是 GS 范式 $\varepsilon x^5 + \delta \mu$ 的普适开折, 奇异点为余维三的五次滞后点。

(1) 当 $n_1 = 0$ 时, 根据转迁集的定义, 可知分叉点集: $B = \emptyset$

$$\text{滞后点集: } H = \left\{ \left(-\frac{n_3}{5} \right)^3 = \frac{1}{25} n_3^2 \right\}$$

双极限点集: $D = \emptyset$

转迁集: $\Sigma = B \cup H \cup D$

系统的转迁集将整个开折平面($n_2 - n_3$ 平面)分成了两个区域(B^1 、 B^2), 如图 11 所示。

图 11 转迁集

(2) 当 $n_2 = 0$ 时, 根据转迁集的定义, 可知

分叉点集: $B = \emptyset$

$$\text{滞后点集: } H = \left\{ \frac{9}{20} n_3^2 = n_1 \right\}$$

双极限点集: $D = \emptyset$

转迁集: $\Sigma = B \cup H \cup D$

系统的转迁集将整个开折平面($n_1 - n_3$ 平面)分成了两个区域(B^3 、 B^4), 如图 12 所示。

图 12 转迁集

(3) 当 $n_3 = 0$ 时, 根据转迁集的定义, 可知

分叉点集: $B = \emptyset$

$$\text{滞后点集: } H = \left\{ \left(\frac{n_2}{10} \right)^4 = \left(\frac{n_1}{15} \right)^3 \right\}$$

双极限点集: $D = \emptyset$

转迁集: $\Sigma = B \cup H \cup D$

系统的转迁集将整个开折平面($n_1 - n_2$ 平面)分成了两个区域(B^5 、 B^6), 如图 13 所示。

图 13 转迁集

转迁集中各个临界点和区域的分岔拓扑结构如图14所示,图中的9中分岔模式反映了波纹辊系增加非线性参数分岔控制器的全部分叉信息。分岔曲线的拓扑结构在区域 B^3 和 B^5 没有极限点和鞍结分岔,幅频特性曲线不会发生跳跃和滞后现象。只要将控制参数选择在这两个区域,便不会发生鞍结分岔、跳跃和滞后现象。

图15是不同控制参数下的主共振幅频特性曲线。由图15a可知:当控制参数 $E=0$ 的时候,主

共振幅频特性曲线方程存在多值区域,产生了跳跃和滞后现象;当控制参数 $E=-1$ 和 $E=-2$ 的时候,系统没有鞍结分岔,主共振的响应幅值和共振区域明显减小;当 $E=-4$ 的时候,出现了多值区域,辊系运动混乱。由图15b可知:当控制参数 $E=-1$ 时,随着轧制力的幅值 F 的增大,主共振幅频特性曲线方程出现了多值区域并且产生了跳跃和滞后现象,可见控制参数 E 的选取与轧制力的幅值有关系。

图14 分岔曲线拓扑结构

图15 不同控制参数的主共振幅频特性曲线

由此可见, 可以通过选择合适的控制器参数 E 的大小来对波纹辊系的主共振现象进行控制, 非线性参数控制器的设计是成功的

5 结论

(1) 本文考虑了波纹辊轧机波纹界面间的非线性阻尼和非线性刚度, 建立了波纹辊轧机两自由度垂直主共振数学模型。

(2) 运用多尺度法得到系统发生主共振时的分岔和幅频特性方程。采用奇异性理论和普适开折理论得到了波纹辊系的转迁集及相应的分岔曲线, 得到了系统的失稳区域。幅频特性曲线的振动幅值和共振区域随着系统阻尼的增大而减小, 轧制力幅值增大会使幅频曲线的振动和共振域迅速增大。

(3) 通过设计非线性参数控制器来改变波纹辊系的稳态响应, 减小了系统的响应幅值和消除了共振时的鞍结分岔。通过数值仿真验证了该控制器设计的正确性和可行性, 为抑制波纹辊轧机的辊系振动和升级改造提供了一定的理论指导。

(4) 在波纹辊的设计过程中, 应该合理优化辊型曲线来避免主共振现象的发生。在以后的研究中需要结合非线性时滞反馈控制原理来对波纹辊轧机辊系振动特性做进一步的研究与分析。

参 考 文 献

- [1] 张瑞成, 陈至坤, 王福斌. 单辊驱动轧机水平非线性参激振动机理研究[J]. 振动与冲击, 2010, 29(6): 105-108. ZHANG Ruicheng, CHEN Zhikun, WANG Fubin. Study on the mechanism of horizontal nonlinear parametric vibration of single-roll driving mill[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(6): 105-108.
- [2] 杨旭, 李江昀, 童朝南. 冷轧机垂直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 roll system of cold rolling mill[J]. Journal of Vibration, Measurement and Diagnose, 2013, 33(2): 302-306.
- [3] 侯东晓, 陈浩, 刘彬, 等. 轧机辊系垂直非线性参激振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2009, 28(11): 1-5. HOU Dongxiao, CHEN Hao, LIU Bin, et al. Research on parametrically excited nonlinear vertical vibration of roller system system in rolling mills[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(11): 1-5.
- [4] YOUNES M A, SHAHTOUT M, DAMIR M N. A parameters design approach to improve product quality and equipment performance in hot rolling[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2006, 171(1): 83-92.
- [5] MACCARI A. Vibration control for the primary resonance of the van der pol oscillator by a time delay state feedback[J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2003, 38(1): 123-131.
- [6] SWIATONIEWSKI A, BAR A. Parametrical excitement vibration in tandem mills-mathematical model and its analysis[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2009, 134(2): 214-224.
- [7] 孙韵韵, 肖会芳, 徐金梧. 考虑轧制界面粗糙形貌的轧机辊系非线性振动特性研究[J]. 振动与冲击, 2017, 36(8): 113-120. SUN Yunyun, XIAO Huifang, XU Jinwu. Nonlinear vibration characteristics of a rolling mill system considering the roughness of rolling interface [J]. Journal of Vibration and Shock, 2017, 36(8): 113-120.
- [8] 彭荣荣. 动态轧制过程下轧机辊系分岔与混沌特性[J]. 机械设计与制造, 2015 (6): 75-79. PENG Rongrong. Study on bifurcation and chaos characteristics of rolling mill rolls under dynamic rolling process[J]. Machinery Design and Manufacture, 2015 (6): 75-79.
- [9] 侯东晓, 朱月, 刘浩然, 等. 基于动态轧制力的冷轧机非线性振动特性研究[J]. 机械工程学报, 2013, 49(14): 45-50. HOU Dongxiao, ZHU Yue, LIU Haoran, et al. Research on nonlinear vibration characteristics of cold rolling mill based on dynamic rolling force[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(14): 45-50.
- [10] 魏立群, 戴志方, 肖壮, 等. 高速冷连轧机组的振动与对策研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(11): 88-94. WEI Liqun, DAI Zhifang, XIAO Zhuang, et al. Research of vibration and strategy in high speed cold-rolling mill[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(11): 88-94.
- [11] 时培明, 刘彬, 刘爽. 一类谐波激励相对转动非线性动力系统的稳定性与近似解[J]. 物理学报, 2008, 57(8): 4675-4683. SHI Peiming, LIU Bin, LIU Shuang. Stability and approximate solution of a relative-rotation nonlinear dynamical system under harmonic excitation[J]. Acta Physica Sinica, 2008, 57(8): 4675-4683.
- [12] 刘延柱, 陈立群. 非线性振动[M]. 北京: 高等教育出版社, 2001. LIU Yanzhu, CHEN Liqun. Nonlinear vibrations[M]. Beijing: Higher Education Press, 2001.
- [13] 刘彬, 赵红旭, 朱月, 等. 基于动态轧制力的冷轧机两自由度垂直振动特性[J]. 中国机械工程, 2014, 25(17): 2344-2350.

- LIU Bin, ZHAO Hongxu, ZHU Yue, et al. Two degree of freedom vertical vibration characteristics of cold rolling mill based on dynamic rolling force[J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(17): 2344-2350.
- [14] 符文彬, 唐驾时. 强迫 Duffing 振动系统的主共振鞍结分岔控制[J]. 振动工程学报, 2004, 17 (3): 365-368.
- FU Wenbin, TANG Jiashi. Primary resonance saddle-node bifurcation control of forced duffing system[J]. Journal of Vibration Engineering, 2004, 17(3): 365-368.
- [15] 唐驾时, 符文彬, 钱长照, 等. 非线性系统的分岔控制[M]. 北京: 科学出版社, 2016.
- TANG Jiashi, FU Wenbin, QIAN Changzhao, et al. Bifurcation control in nonlinear systems[M]. Beijing: Science Press, 2016.
- 作者简介: 和东平, 男, 1989 年出生, 博士研究生。主要研究方向为波纹辊轧机振动特性分析及智能抑振策略。
E-mail: tyuthdp@163.com
- 王涛(通信作者), 男, 1985 年出生, 博士, 副教授, 硕士研究生导师。主要研究方向为轧制工艺及设备。
E-mail: tyutwt@163.com

第 9 届上银优秀机械博士论文奖——佳作奖

微注压成型表面仿生蝉翼纳米结构的设计及润湿和陷光性能研究

作 者: 谢恒

毕业学校: 华南理工大学

指导教师: 黄汉雄

利用仿生原理设计制备新材料和结构是近年来迅速崛起和快速发展的研究领域。仿生微纳结构的高效、低成本和批量化制备是功能性仿生表面推广应用的关键。微注射压缩成型(μ -ICM)技术同时综合了微注射成型(μ -IM)效率高和微热压印成型精度高的优点, 是快速、批量制备表面精密微细仿生结构的理想选择。本文深入研究蝉翼表面性能和相关机理, 进而掌握结构与性能之间的关系, 并首次将 μ -ICM 技术用于蝉翼表面纳米结构的复制。

蝉翼表面沿着翅脉方向分别呈现亲水的 Wenzel 状态和疏水的 Cassie-Baxter 状态, 这是蝉翼表面能够保持清洁和轻质的关键。蝉翼表面在 400~1000 nm 波长范围内的平均反射率约为 2%。

以蝉翼为模板, 采用 μ -ICM 技术制备表面具有蝉翼表面纳米柱的聚苯乙烯(PS)复制品。复制品表面纳米柱分布规律和蝉翼表面结构一致。PS 对比物表面在 400~1000 nm 波长范围内的反射率约为 9%, 而 PS 复制品表面的反射率约为 4%。PS 复制品表面的水接触角(CA)为 $143^\circ \pm 2^\circ$, 远高于无结构的 PS 对比物表面的 CA($83^\circ \pm 2^\circ$), 复制品不仅精确继承了原型的表面结构而且具有疏水、陷光性能。

设计关于熔体温度、模具温度、模具压缩力 3 个 μ -ICM 成型参数的响应曲面实验, 研究单因素与多因素交互作用对聚丙烯(PP)和 PS 表面纳米柱 AR 的影响。结果表明, 模具温度对 PP 和 PS 表面纳米柱 AR 的影响最为显著。当模具压缩力、模具温度、熔体温度三个 μ -ICM 成型参数中一个处于中心水平时, 其它两个参数均存在一定的协同作用, 而包含模具温度的交互项对制品表面纳米柱 AR 的影响最为显著。

采用 μ -ICM 技术, 制备了 AR 约为 6.2 的仿生纳米结构 PS 大尺寸表面, 模板可以被重复使用 50 次不发生明显的物理损伤。仿生 PS 制品表面的 CA 为 $155^\circ \pm 2^\circ$, RA 小于 30° , 具有自清洁、防覆冰性能及稳健的 Cassie-Baxter 状态。仿生 PS 制品表面的反射率相较于无结构的 PS 对比物降低了约 5% (500~1000 nm)。仿生 PS 制品覆盖的太阳能电池光电转换效率较 PS 对比物覆盖的提高了 7.1%。

以多孔板和柔性膜组合作为模具嵌件, 采用 μ -ICM 技术快速制备了微透镜阵列(MLAs), 采用一套模具嵌件可制备不同尺寸的 MLAs。不同模具压缩力下制备的 MLAs 均具有出色的聚光和成像能力。采用压印和阳极氧化制备复眼透镜阵列 AAO 模板, 并采用 μ -ICM 制备具有微透镜和仿生纳米结构的复眼透镜阵列 PS 制品, 制品表面呈疏水状态, 在 400~1000 nm 波长范围内的反射率约为 4.5%。