

基于振动模型的掘进机截割系统稳定性预测*

谢苗^{1,2}, 王贺¹, 刘杰³, 任泽⁴, 刘治翔^{1,2}, 孟庆爽¹, 朱昀¹

(1. 辽宁工程技术大学机械工程学院 阜新, 123000) (2. 辽宁省大型工矿装备重点实验室 阜新, 123000)

(3. 华能煤炭技术研究有限公司 北京, 100070) (4. 国家能源集团国际工程咨询有限公司 北京, 100070)

摘要 掘进机截割过程受动态径向和轴向载荷影响, 截割臂会产生水平和竖直方向的摆动, 摆动截割过程由煤岩反作用力产生的截割振动对截齿冲击最大, 其振动量大小直接影响截割头的稳定性。为判断截割过程截割载荷是否稳定, 首先, 基于岩石断裂力学和煤岩破碎理论, 建立掘进机截割系统物理本构模型, 构建截齿和截割头截割载荷谱函数; 其次, 基于牛顿差值多项式方法进行截割过程截割稳定性预测, 构建多因素耦合的非线性截割系统动力学方程, 求解动态振动稳定域截割曲线(截割稳定性叶瓣图); 然后, 提出一种基于相关系数的无量纲截割振动判定准则, 从理论和实际两方面判定截割头不同时刻的截割状态; 最后, 通过搭建截割系统实验台, 进行截割系统模态参数辨识实验, 测试破岩过程截割头截齿随机载荷特性, 研究不同截割参数组合下截割载荷变化规律, 得出截割头转速与截割深度的最佳匹配关系, 从而证明截割稳定性叶瓣图的正确性。

关键词 悬臂式掘进机; 截割载荷谱; 稳定性叶瓣图; 牛顿多项式; 截割稳定性预测

中图分类号 TH113.1

引言

实现截割稳定性和动态截割误差的高效、高精度预测一直是智能化截割的研究热点。Zhang 等^[1]研究了冲击式掘进机刀盘驱动系统的动力学行为, 分析了冲击载荷作用下掘进机动力系统力学特性。李晓豁等^[2]针对掘进机截割臂动力学行为, 提出了截割头外载荷虚拟激励法, 研究截割臂振动特性。邹晓阳等^[3]建立了硬岩掘进机的动力学模型, 分析其截割过程振动特性, 并进行了现场振动测试。Jiang 等^[4]基于岩石破碎理论, 分析了掘进机岩石破碎机理, 通过搭载试验样机进行岩石破碎模拟试验, 为提高掘进机截割性能提供了设计依据。杨阳^[5]基于井下掘进机实际工况的振动数据, 分析了掘进机的模态特性和时频特性。姚继权等^[6]以 EBH120 型掘进机为基础, 搭建了掘进机截割部模型, 建立了整机的振动数学模型, 通过仿真分析了掘进机工作状态力学特性。Wang 等^[7]研究了掘进机动力系统力学特性, 分析了硬岩截割工况截割部的动力学行为。Huo 等^[8]基于数值积分理论, 进行了刀盘系统动力学方程的构建, 研究了冲击载荷下刀盘的动力学行为。在铣削动力学领域, Insperger 等^[9]基于半离散法进行加工过程的稳定性预测。Ding 等^[10]提出了

基于直接积分框架基础的全离散预测方法。文献[11-12]分析了欧拉公式动力学方程的离散特性, 研究了基于完全离散法 (complete discretization scheme with Euler's method, 简称 CDSEM) 的工件加工稳定性, 并对比完全离散法, 提出了基于 4 阶龙格库塔的全离散法 (Runge-Kutta-based complete discretization method, 简称 RKCDM)。

笔者基于牛顿插值多项式 (Newton polynomial, 简称 NP) 方法对掘进机截割过程截割稳定性和截割头动态截割误差进行同步预报, 构建截割稳定性叶瓣图, 提出一种基于相关系数的无量纲截割振动判定准则, 确定截割头不同时刻的截割状态, 通过搭建截割实验台, 测试破岩过程截割头截齿随机载荷特性, 研究不同参数组合下截割载荷变化规律以及截割转速与截割深度匹配机制, 验证所提方法的可行性。

1 截割系统动力学特性分析

1.1 截齿截割载荷计算

截割作业过程中, 截齿工作空间、工作载荷不断变化, 由于煤岩赋存条件复杂, 煤岩的挤压力、摩擦

* 国家自然科学基金面上资助项目(51874158); 国家自然科学基金青年科学基金资助项目(51904142); 辽宁省教育厅资助项目(LJ2019ZL003); 中国华能集团总部科技资助项目(HNKJ20-H34)

收稿日期: 2022-09-05; 修回日期: 2022-11-30

力等参数会对截割头截齿造成一定的影响,第*i*个截齿的截割力通过进给方向的牵引阻力 $f_a(i)$ 、截割方向的截割阻力 $f_b(i)$ 和侧向方向的侧向阻力 $f_c(i)$ 来表示,截齿受力分析如图1所示。

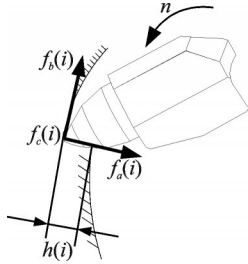


图1 截齿受力分析

Fig.1 Force analysis of pick

截割煤岩时截齿截割载荷^[13]计算式为

$$f_b(i) = P_k [K_w K_h K_r (0.25 + 0.18lh(i)) + 0.1S_w] (1)$$

$$f_a(i) = f_b(i) (0.15 + 0.00056P_k) \frac{2.5}{h(i)^{0.4}} (2)$$

$$f_c(i) = f_b(i) \left(\frac{C_1}{C_2 + h(i)} + C_3 \right) \frac{h(i)}{l} (3)$$

其中: P_k 为煤岩接触强度; K_w 为截齿类型系数,镐形齿 $K_w=1.5$; K_h 为截齿几何形状影响系数; l 为平均截线间距; $h(i)$ 为第*i*个截齿截割煤岩时的截割厚度; S_w 为截齿后刃面投影面积,镐形齿 $S_w=15\sim 20\text{ mm}^2$; C_1, C_2, C_3 为截齿布置系数,顺序式 $C_1=1.4, C_2=0.3, C_3=1.5$;交叉式 $C_1=1.0, C_2=0.2, C_3=0.1$ 。

$$K_h = K_a K_b K_c K_d K_e (4)$$

其中: K_a 为合金头形状影响系数; K_b 为齿尖形状系数; K_c 为截齿直径系数; K_d 为截割刃宽度系数; K_e 为齿尖影响系数。

$$K_d = 0.92 + 0.01b (5)$$

其中: b 为截割刃宽度。

$$h(i) = h_{\max} \sin \varphi(i) (6)$$

其中: h_{\max} 为截齿最大截割厚度; $\varphi(i)$ 为第*i*个截齿的位置角。

$$h_{\max} = 1000V_s/nm (7)$$

其中: m 为截割头截齿数; n 为截割头转速; V_s 为截齿纵向进给速度。

1.2 截割头截割载荷计算

截割头上参与截割的截齿受力总和即为截割头载荷。截割作业时,截齿位置角随时间不断变化,截割厚度随之改变,不同时刻截割头上截齿的受力也不断变化。截割头旋转截割时,第*i*个截齿受到牵引阻力 $f_a(i)$ 、截割阻力 $f_b(i)$ 和侧向阻力 $f_c(i)$ 的作用,基于力线平移理论,将不同时刻参与截割的截齿受

力转换到截割头大端面中心,得到截割头的牵引阻力 R_a 、截割阻力 R_b 和侧向阻力 R_c ,截割头受力分析如图2所示。

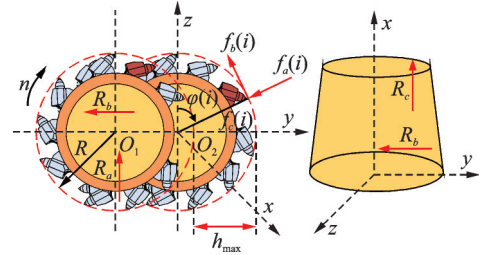


图2 截割头受力分析

Fig.2 Force analysis of cutting head

三向力表达式^[14-16]为

$$\begin{cases} R_a = \sum_{i=1}^m (-f_a(i) \cos \varphi_i + f_b(i) \sin \varphi_i) \\ R_b = \sum_{i=1}^m (f_a(i) \sin \varphi_i + f_b(i) \cos \varphi_i) \\ R_c = \sum_{i=1}^m f_c(i) \end{cases} (8)$$

1.3 截割系统动力学方程构建

将截割头视为刚性体,煤岩视为脆性体,考虑截割头截割过程受迫振动,建立煤岩弹性冲击截割过程的截割系统力学模型,如图3所示。

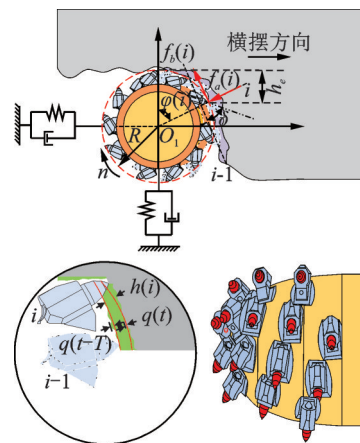


图3 截割系统力学模型

Fig.3 Mechanics model of cutting system

基于截割系统建立的动力学方程为

$$M\ddot{q}(t) + C\dot{q}(t) + Kq(t) = F(t) + R_0(t) (9)$$

其中: M 为截割头模态质量矩阵, $M = \begin{bmatrix} m_x & 0 \\ 0 & m_y \end{bmatrix}$;

C 为系统阻尼矩阵, $C = \begin{bmatrix} 2m_x \zeta_x \omega_{nx} & 0 \\ 0 & 2m_y \zeta_y \omega_{ny} \end{bmatrix}$;

K 为

系统刚度矩阵, $K = \begin{bmatrix} m_x \omega_{nx}^2 & 0 \\ 0 & m_y \omega_{ny}^2 \end{bmatrix}$; $q(t) =$

$\begin{bmatrix} x(t) \\ y(t) \end{bmatrix}$; $m_x, m_y, \zeta_x, \zeta_y, \omega_{nx}, \omega_{ny}$ 分别为 x, y 方向的模态

质量、阻尼比和固有频率; $R_0(t)$ 为稳态截割载荷, 其大小与截割阻力有关; $F(t)$ 为动态截割振动截割载荷。

$$F(t) = K_p [q(t) - q(t - T)] h_p(i) \quad (10)$$

$$\begin{cases} u_{xx}(t) = \sum_{i=1}^m h_\omega(i) \sin \omega_i(t) [K_g \cos \omega_i(t) + K_h \sin \omega_i(t)] \\ u_{xy}(t) = \sum_{i=1}^m h_\omega(i) \cos \omega_i(t) [K_g \cos \omega_i(t) + K_h \sin \omega_i(t)] \\ u_{yx}(t) = \sum_{i=1}^m -h_\omega(i) \sin \omega_i(t) [K_g \sin \omega_i(t) - K_h \cos \omega_i(t)] \\ u_{yy}(t) = \sum_{i=1}^m -h_\omega(i) \cos \omega_i(t) [K_g \sin \omega_i(t) - K_h \cos \omega_i(t)] \end{cases} \quad (12)$$

其中: K_g 为切向力系数; K_h 为径向力系数; $\omega_i(t)$ 为截齿角速度; $h_\omega(i)$ 为判断截齿在一个旋转周期内是否参与截割的函数。

$$\omega_i(t) = (2\pi n/60)t + (i-1)2\pi/m \quad (13)$$

$$h_\omega(i) = \begin{cases} 1 & (\omega_{in} \leq \omega_i \leq \omega_{out}) \\ 0 & (\text{其他}) \end{cases} \quad (14)$$

其中: ω_{in} 为第 i 个截齿开始截割位置, $\omega_{in} = 0$; ω_{out} 为结束截割位置, $\omega_{out} = \arccos(1 - h_e/R)$, h_e 为截割宽度, R 为截割头半径。

2 截割系统稳定性预测与误差分析

2.1 截割系统稳定性预测

掘进机截割头截割过程中受动态径向和轴向载荷影响, 截割臂会产生水平和垂直两个方向摆动, 截割头摆动截割过程受煤岩反作用力影响产生的截割振动对截齿冲击最大, 其振动量大小直接影响截割头截割载荷的稳定性。为预测截割系统稳定性, 将建立的截割动力学方程转换成状态空间格式^[17], 即

$$\dot{v}(t) = A_0 v(t) + A(t)v(t) - A(t)v(t - T) + R(t) \quad (15)$$

$$\text{其中: } A_0 = \begin{bmatrix} -M^{-1}C/2 & M^{-1} \\ CM^{-1}C/4 - K & -CM^{-1}/2 \end{bmatrix};$$

$$A(t) = -h_e \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ u_{xx}(t) & u_{xy}(t) & 0 & 0 \\ u_{yx}(t) & u_{yy}(t) & 0 & 0 \end{bmatrix}; R(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ R_0(t) \end{bmatrix}$$

令

$$G(t) = A(t)v(t) - A(t)v(t - T) \quad (16)$$

其中: T 为时滞周期, $T = 60/mn$, m 为截齿数目, n 为截割头转速; $q(t) - q(t - T)$ 为截割头摆动截割过程受煤岩反作用力产生的动态位移变化; $h_p(i)$ 为动态截割深度; K_p 为系数矩阵。

$$K_p = \begin{bmatrix} u_{xx}(t) & u_{xy}(t) \\ u_{yx}(t) & u_{yy}(t) \end{bmatrix} \quad (11)$$

$u_{xx}(t), u_{xy}(t), u_{yx}(t)$ 和 $u_{yy}(t)$ 定义为

则上述状态空间一般解为

$$v(t) = e^{A_0(t-t_p)} \left\{ v(t_p) + \int_{t_p}^t e^{-A_0(\delta-t_p)} [G(\delta) + R(\delta)] d\delta \right\} \quad (17)$$

将周期 T 分为 m 份, 即 $T = m\tau$, 利用点 $\{t_{p+1}, t_p, \dots, t_{p-n}\}$ ($n = 0, 1, 2, \dots$) 通过牛顿多项式将 $G(\delta)$ 和 $R(\delta)$ 变为

$$G(\delta) = r_0 + \sum_{k=1}^{n+1} \left[r_k \prod_{i=1}^k (\delta - t_{p+2-i}) \right] \quad (18)$$

$$R(\delta) = rr_0 + \sum_{k=1}^{n+1} \left[rr_k \prod_{i=1}^k (\delta - t_{p+2-i}) \right] \quad (19)$$

其中: $r_0 = G(t_{p+1})$; $r_k = G[t_{p+1}, t_p, \dots, t_{p+1-k}]$; $rr_0 = R(t_{p+1})$; $rr_k = R[t_{p+1}, t_p, \dots, t_{p+1-k}]$ 。

将 $G(\delta)$ 和 $R(\delta)$ 代入截割系统的输出序列表达式, 得

$$v(t_{p+1}) = e^{A_0\tau} v(t_p) + \sum_{i=0}^{n+1} M_i r_i + \sum_{i=0}^{n+1} M_i rr_i \quad (20)$$

$$\text{其中: } M_i = \int_0^\tau e^{A_0(\tau-l)} R_i dl; R_i = \begin{cases} 1 & (i=0) \\ \prod_{j=1}^i [l + (j-2)\tau] & (i \geq 1) \end{cases}$$

联立式(18)~(20), 得

$$v_{p+1} = e^{A_0\tau} v_p + \sum_{k=0}^{n+1} G_k A_{p+1-k} v_{p+1-k} - \sum_{k=0}^{n+1} G_k A_{p+1-k} v_{p+1-km} + \sum_{k=0}^{n+1} G_k f_{p+1-k} \quad (21)$$

由于 $\sum_{k=0}^{n+1} G_k f_{p+1-k}$ 与截割稳定性预测无关, 则

$$v_{p+1} = e^{A_0 \tau} v_p + \sum_{k=0}^{n+1} G_k A_{p+1-k} v_{p+1-k} - \sum_{k=0}^{n+1} G_k A_{p+1-k} v_{p+1-k-m} \quad (22)$$

定义离散关系

$$D_1 =$$

$$\begin{bmatrix} I & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ G_{n+1}A_1 & G_nA_2 & \cdots & G_2A_n & G_1A_{n+1} + e^{A_0\tau} & G_0A_{n+2} - I & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & G_{n+1}A_2 & G_nA_3 & \cdots & G_2A_{n+1} & G_1A_{n+2} + e^{A_0\tau} & G_0A_{n+3} - I & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 & G_{n+1}A_m & G_nA_{m+1} & \cdots & G_2A_{m+n-1} & G_1A_{m+n} + e^{A_0\tau} & G_0A_{m+n+1} - I & 0 \end{bmatrix} \quad (25)$$

$$D_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I \\ G_{n+1}A_1 & G_nA_2 & \cdots & G_2A_n & G_1A_{n+1} & G_0A_{n+2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & G_{n+1}A_2 & G_nA_3 & \cdots & G_2A_{n+1} & G_1A_{n+2} & G_0A_{n+3} & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 & G_{n+1}A_m & G_nA_{m+1} & \cdots & G_2A_{m+n-1} & G_1A_{m+n} & G_0A_{m+n+1} & 0 \end{bmatrix} \quad (26)$$

为检测截割头-煤岩系统的截割状态,建立截割系统状态转移矩阵

$$y_p = \Phi y_{p-m} \quad (27)$$

其中

$$\Phi = D_1^{-1} D_2 \quad (28)$$

若状态转移矩阵 Φ 的临界特征值大于1,说明截割过程稳态截割载荷 $R_0(t)$ 与动态振动截割载荷 $F(t)$ 的合力存在小于0情况,截齿存在离开煤壁时刻,截割系统处于离散状态,系统不稳定;若临界特征值等于1,说明 $R_0(t)$ 与 $F(t)$ 合力存在等于0情况,截割系统处于临界状态,系统在稳定与不稳定之间变化;若临界特征值小于1,说明 $R_0(t)$ 与 $F(t)$ 合力大于0,截齿始终贴合煤壁截割,截割系统处于收敛状态,系统稳定。

2.2 截割系统动态误差预测

将式(21)表示为

$$\sum_{k=0}^{n+1} G_k A_{p+1-k} v_{p+1-k} + e^{A_0 \tau} v_p - v_{p+1} = \sum_{k=0}^{n+1} G_k A_{p+1-k} v_{p+1-km} - \sum_{k=0}^{n+1} G_k f_{p+1-k} \quad (29)$$

$$D_1 y_p = D_2 y_{p-m} \quad (23)$$

其中

$$y_p = [v_1, v_2, \dots, v_{m+n-1}, v_{m+n}, v_{m+n+1}]^T \quad (24)$$

定义一个离散关系

$$D_1 y_p = D_2 y_{p-m} + D_3 z_p \quad (30)$$

其中

$$z_p = [f_1, f_2, \dots, f_{m+n+1}]^T \quad (31)$$

$$D_3 =$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ G_{n+1} & G_n & \cdots & G_2 & G_1 & G_0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & G_{n+1} & G_n & \cdots & G_2 & G_1 & G_0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & \cdots & 0 & G_{n+1} & G_n & \cdots & G_2 & G_1 & G_0 & 0 \end{bmatrix} \quad (32)$$

基于时间有限元分析方法,令 $y_p = y_{p-m} = y_p^*$, 则稳态量系数矩阵 $D_4 = D_1 - D_2$, 假设 D_4 可逆, 则稳态量 y_p^* 为

$$y_p^* = D_4^{-1} D_3 z_p \quad (33)$$

其中

$$D_4 = \begin{bmatrix} I & 0 & 0 & 0 & -I & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 & 0 & -I & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I & 0 & 0 & 0 & -I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I & 0 & 0 & 0 & -I & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & I & 0 & 0 & 0 & -I \\ 0 & 0 & \dots & 0 & e^{A_0\tau} & -I & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & \dots & 0 & e^{A_0\tau} & -I & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & 0 \\ 0 & \dots & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & e^{A_0\tau} & -I \end{bmatrix} \quad (34)$$

与传统的全离散法和 4 阶龙格库塔离散法相比,采用牛顿多项式方法构建的稳态量系数矩阵 D_4 仅与截割转速有关,不受时间变化影响。传统方法的稳态量系数矩阵须依靠截割转速和截割时刻组合所对应的动态切削信息建立,假设截割头转速和截割深度平面被分为 $N_c \times m$ 份,传统方法必须计算 $N_c \times m$ 次才能获得稳态量系数矩阵;采用牛顿多项式方法只需要计算 N_c 次即可,且得到的状态转移矩

阵存在较多的耦合项,构建叶瓣图时可减少每次计算的时间,提高了计算效率。

2.3 1 阶 NP 方法截割稳定性验证与分析

2.3.1 收敛速度验证

令式(18)、式(19)中 $n=0$,验证 1 阶牛顿多项式方法预测效果。基于实验获得截割系统模态参数,设 $m_x=6.10$ kg, $m_y=6.13$ kg, $\omega_{nx}=1\ 050$ Hz, $\omega_{ny}=1\ 050$ Hz, $\zeta_x=0.050$, $\zeta_y=0.049$, $K_g=7.96 \times 10^8$ N/m², $K_h=1.68 \times 10^8$ N/m², 煤岩硬度 $f=7$, 截割摆速 $V_s=0.5$ m/s, 截割转速 $n=30$ r/min, 截割深度分别为 100, 200 和 400 mm, 对比 1 阶 NP 方法、全离散法和 4 阶龙格库塔离散法的收敛速度。3 种方法收敛速度对比如图 4 所示,其中: $|U|$ 为状态转移矩阵临界特征值的模; $|U_0|$ 为基于 RKCDM 方法在时间周期离散数 $m=500$ 时得到的精确值; $\| |U| - |U_0| \|$ 为预测局部离散收敛误差,误差值越小表明收敛速度越快。

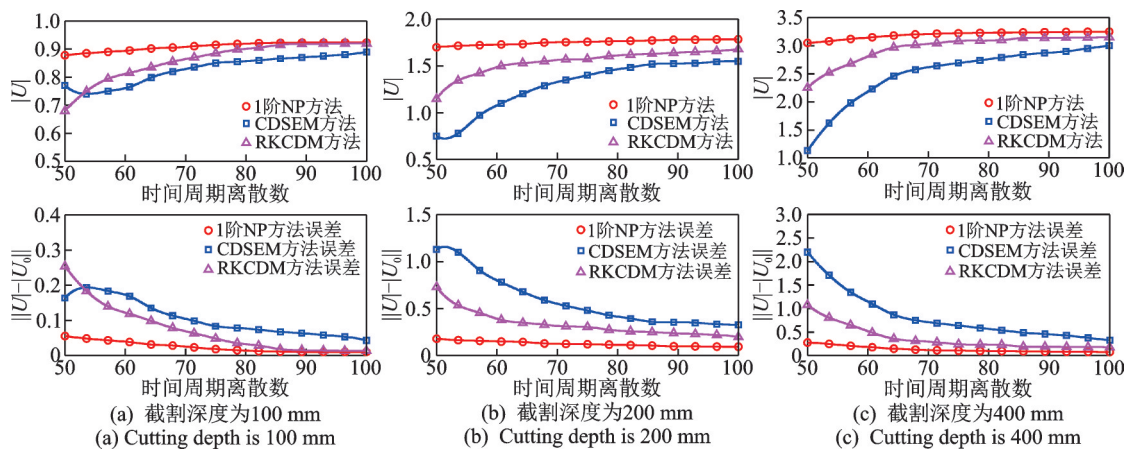


图 4 3 种方法收敛速度对比

Fig.4 Comparison of convergence speed of three methods

2.3.2 预测精度与效率验证

为验证所提出的 1 阶牛顿多项式方法预测精度与效率,在截割系统参数不变的情况下,时间周期离散数 $m=60$,验证截割宽度分别为 50, 100 和

200 mm 时上述 3 种方法的预测精度和预测效率,不同方法预测精度和计算时间对比分别如图 5, 6 所示。其中,将 RKCDM 方法在 $m=500$ 时的截割系统叶瓣图作为准确值,并在图中用黑色虚线表示。

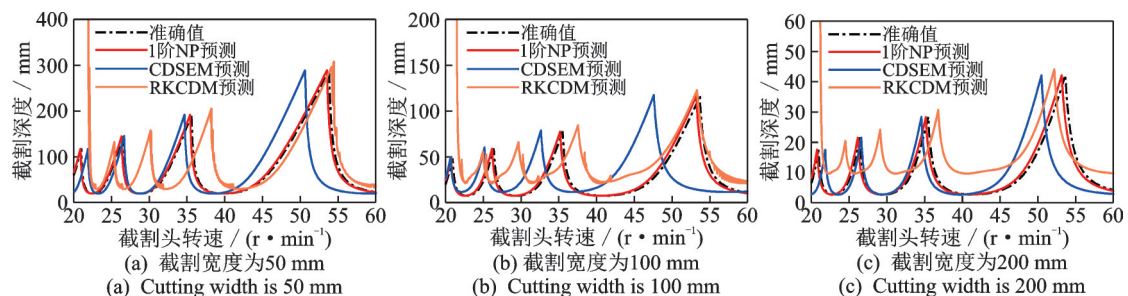


图 5 不同方法预测精度对比

Fig.5 Comparison of prediction accuracy of different methods

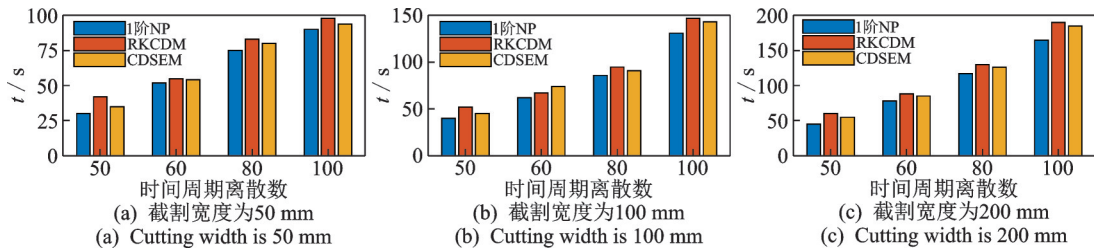


图6 不同方法计算时间对比

Fig.6 Comparison of calculation time of different methods

分析图4~6可知,在收敛速度方面,随着时间周期离散数 m 值的增大,1阶牛顿方法、全离散法和4阶龙格库塔离散法均逐渐趋于稳定,但1阶牛顿方法收敛速度更快,局部误差值最小;在预测精度方面,1阶牛顿方法波动程度最小,与准确值贴合率最高,能更准确预测截割头转速与截割深度关系;在预测效率上,随着 m 值的增大,预测时间逐渐增大,但1阶牛顿方法耗时最少,计算效率更高。分析结果验证了本研究提出的1阶NP预测方法的可行性。

2.4 多阶NP方法预测对比分析

2.4.1 收敛速度验证

式(18)和式(19)中 n 分别取1,2,3,然后分析

2,3,4阶牛顿多项式预测效果。在截割系统参数不变情况下,设定截割深度为100,200和400 mm,计算多阶NP方法收敛速度。不同阶NP方法收敛速度对比如图7所示。

2.4.2 预测精度与效率验证

截割系统参数不变,设置时间周期离散数 $m=60$,截割宽度分别为50,100和200 mm,不同阶NP方法预测精度及预测误差如图8所示,不同阶NP方法收敛速度对比如图9所示。其中:将 $m=500$ 时RKCDM方法预测的截割系统叶瓣图作为准确值,并在图中用黑色虚线表示;预测误差为不同转速下的预测截割深度值与精确值的相对误差。

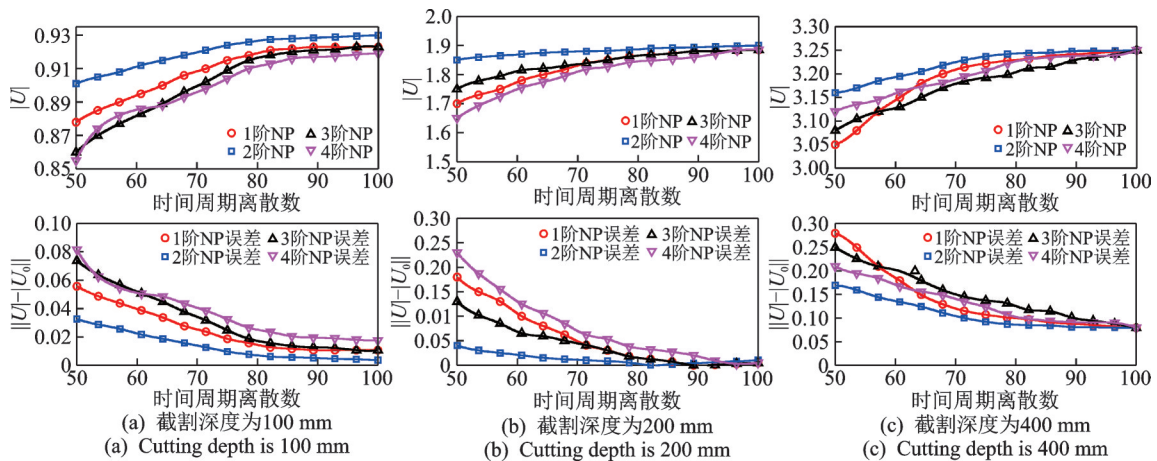


图7 不同阶NP方法收敛速度对比

Fig.7 Comparison of convergence speed of different order NP methods

分析图7~9可知,在收敛速度方面,随着时间周期离散数 m 值的增大,前4阶NP方法均逐渐趋于准确值,但2阶NP方法收敛速度更快,局部离散误差值更小;在预测精度方面,2阶NP方法波动程度最小,与准确值贴合率最高,预测误差值变化最小,能更准确预测截割头转速与截割深度内在关系;在预测效率上,随着 m 值的增大,前4阶NP方法预测时间逐渐增大,但2阶NP方法耗时最少,计算效率更高。但是,预测精度并不一味地随着牛顿多项式离散阶数的增多而显著增强。

3 截割系统稳定性实验验证

采用自制截割煤岩实验装置,实验煤壁按煤粉:水泥:水=1.62:1:0.49比例进行配置^[18],结合高速红外摄像机进行截割系统模态参数辨识实验,搭建的截割系统实验台如图10所示。截割系统测点布置及力锤敲击实验如图11所示。

实验过程如下:锤击位置选择截割臂伸缩段靠近截割头部位,设定锤击过程锤击人员为同一人,力锤抬起角度和锤击力度近似相同,锤击方向一致,允

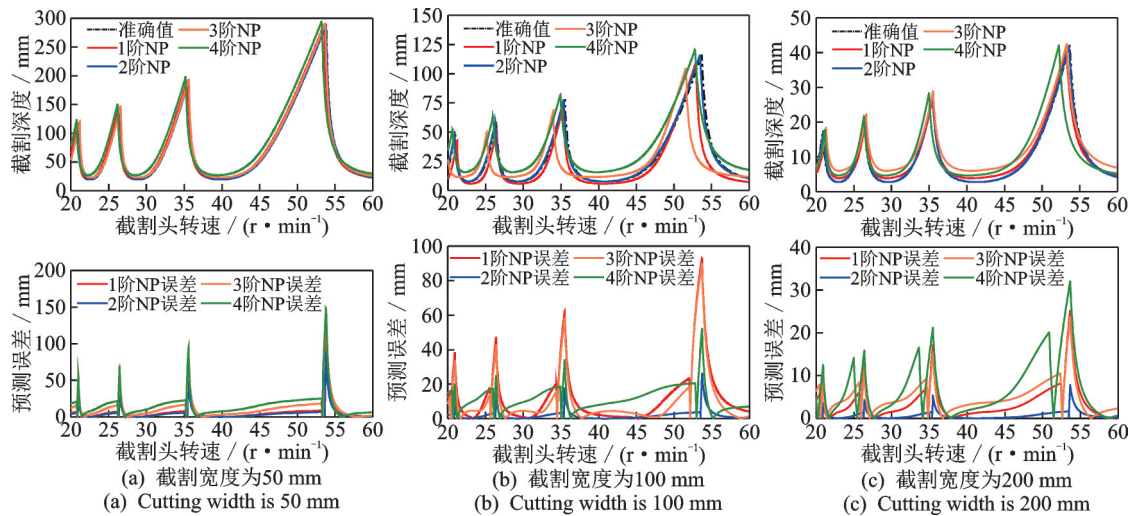


图 8 不同阶 NP 方法预测精度及预测误差

Fig.8 Prediction accuracy and error of different order NP methods

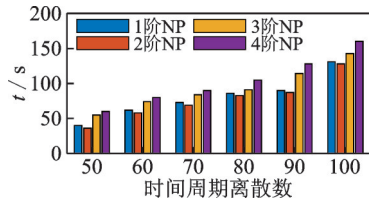


图 9 不同阶 NP 方法收敛速度对比

Fig.9 Comparison of convergence speed of different order NP methods

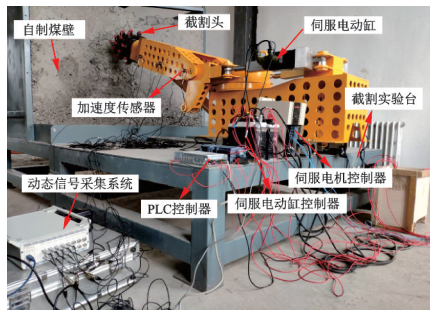


图 10 截割系统实验台

Fig.10 Cutting system test bench



图 11 截割系统测点布置及力锤敲击实验

Fig.11 Measuring point arrangement and force hammer percussion experiment of cutting system

许锤击力波动 $\pm 2\%$;在截割部圆柱面处用黑色记号笔画黑色圆形标号,标记锤击位置,使锤击过程锤击位置相同,锤击次数为 8 次;测试设备选择东华 DH5922N 动态信号检测系统^[19],系统采样频率为

512 Hz,加速度传感器量程范围为 5 m/s^2 ,通过磁性底座固定于被测试掘进机上,实验力锤选择东华 LC02 内含力传感器的力锤,可检测锤击过程锤击力大小;利用东华 DH 系统自带的 DHDAS 分析软件,构建截割系统空间结构物理模型,测量 x, y 方向上截割系统模态质量、刚度及阻尼等参数;在测试系统软件测量模式的模拟通道页面中将采样频率设置为 5 kHz ,采用多次锤击取均值法进行截割头-煤岩系统模态参数辨识实验,通过在 DHDAS 软件中添加记录仪,监测力锤输入信号和加速度传感器的响应信号,将测得的 2 种信号数据导出至 Matlab 数值模拟软件,经后处理,得力锤敲击信号和加速度响应信号分别如图 12, 13 所示。

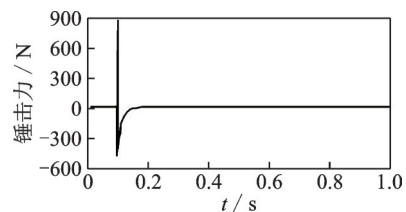


图 12 力锤敲击信号

Fig.12 Hammer strike signal

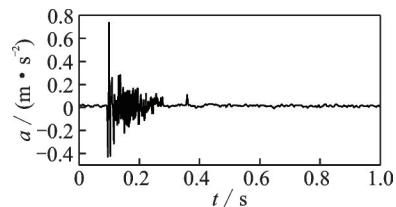


图 13 加速度响应信号

Fig.13 Acceleration response signal

由得到的曲线可知,力锤激励信号无重复激励且激振迅速,截割臂在力锤的激振下呈快速衰减振动。截割系统模态参数如表1所示,其中: f_n 为系统固有频率; ζ 为系统阻尼; K 为系统刚度。

表1 截割系统模态参数

方向	f_n/Hz	ζ	$K/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$
x	1 050	0.050	2.73×10^6
y	1 050	0.049	2.76×10^6

基于仿真实验得到的截割系统模态参数,建立如图14所示的截割稳定性叶瓣图曲线,其中:离散周期数 m 为60;截割宽度为100 mm。

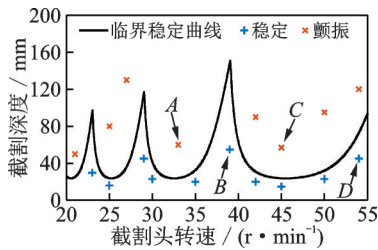


图14 截割稳定性叶瓣图曲线

Fig.14 Cutting stability lobe diagram curve

为了验证构造的颤振稳定域曲线的正确性,选取图14中A,B,C,D点进行验证,各点对应的截割信息如表2所示。通过伺服电机控制器控制截割头转速,使其分别达到33,39,45和55 r/min;通过截割机构前后滑移的丝杠控制实验截割深度,使其分别达到为60,55,60和45 mm;通过在截割头内部安装微型测力传感器,测量截割过程截割载荷大小。传感器输出线接到数据放大器,数据经过放大传递到数据采集模块,再通过无线通讯方式将应变值传输到数据采集终端,将事先标定好的系数与采集的应变变量对应计算后,得出截齿截割载荷。

截割力变化曲线如图15所示,由图可知,截割

表2 选取点截割信息

选取点	截割转速/($\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$)	截割深度/mm	截割状态
A	33	60	不稳定
B	39	55	稳定
C	45	60	不稳定
D	55	45	稳定

头转速增加,截割力逐渐变大。选取B,D点数据作为截割参数时,截割力较小,波动程度较平稳,截割过程较稳定,煤岩对截齿冲击较小;选取点A,C点

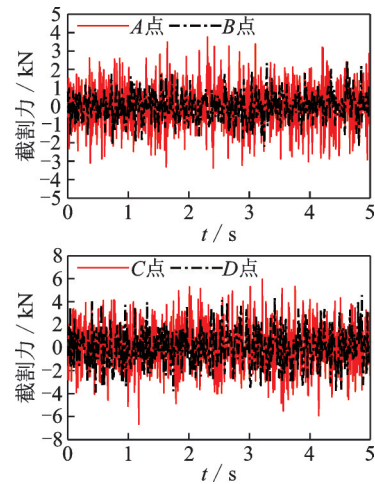


图15 截割力变化曲线

Fig.15 Change curve of cutting force

数据作为截割参数时,截割力较大,波动程度较剧烈,截割头受力存在突变情况,截齿截割过程存在离开煤壁时刻,说明截割过程产生了截割颤振现象,加剧了对截割头截齿的冲击,降低截齿使用寿命。对比分析4组数据,证明了截割稳定性叶瓣图的正确性。

4 结 论

1) 提出了基于牛顿插值多项式的截割系统截割稳定性和动态截割误差同步预报方法,整体展开截割动力学方程中横摆稳态推移力和动态颤振截割力的非齐次项,构建了截割头煤岩系统稳态量纲系数矩阵,提出一种基于相关系数的无量纲颤振判定准则,从理论和实际两个方面判定了截割头不同时刻的截割状态,对截割稳定性和截割头动态截割误差进行同步预报。

2) 进行了1阶NP方法与全离散方法、4阶龙格库塔离散法预测效果对比分析,在相同计算误差时,1阶NP方法计算效率远高于另外2种方法。通过多阶NP方法预测效果对比分析得知,前4阶NP预测方法中2阶NP预测精度最高,不同转速下的截割深度预测值与精确值的相对误差最小,预测所消耗的时间最少。

3) 进行了截割系统模态参数辨识实验,构建了截割系统稳定性叶瓣图,研究了不同参数组合下截割头截割载荷变化规律,得出了截割头转速与截割深度的匹配关系,证明了构建的截割稳定性叶瓣图的正确性。

参 考 文 献

[1] ZHANG H, WANG M, HAN Q K, et al. Dynamic

- behaviors of the cutter head driving system in tunneling boring machine with impact[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2016, 230:2427-2437.
- [2] 李晓豁. 纵轴式掘进机横向和纵向随机振动响应的分析[J]. 煤炭学报, 2014, 39(3):580-585.
LI Xiaohuo. Analysis of lateral and longitudinal random vibration responses of longitudinal roadheader[J]. Journal of Coal, 2014, 39(3):580-585. (in Chinese)
- [3] 邹晓阳, 米永振, 郑辉. 基于现场测试的硬岩掘进机振动特性[J]. 振动、测试与诊断, 2017, 37(5):990-995.
ZOU Xiaoyang, MI Yongzhen, ZHENG Hui. Study on vibration characteristics of tunnel boring machine based on field test[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2017, 37(5):990-995. (in Chinese)
- [4] JIANG H X, LIU S Y, DU C L, et al. Numerical simulation of rock fragmentation process by road header pick [J]. Journal of Vibroengineering, 2013, 15: 1807-1817.
- [5] 杨阳. 基于振动测试的掘进机关键结构动态特性研究[D]. 北京:中国矿业大学(北京), 2017.
- [6] 姚继权, 李晓豁, 倪杰. 纵轴式掘进机横向截割时侧向振动分析研究[J]. 矿山机械, 2012, 40(4):11-14.
YAO Jiquan, LI Xiaohuo, NI Jie. Lateral vibration analysis of longitudinal-axis roadheader during lateral cutting[J]. Mining Machinery, 2012, 40(4):11-14. (in Chinese)
- [7] WANG H, SUN D Y, QIN D T. A new continuously variable transmission system applied to transmission system of the roadheader's cutting unit[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2017, 231: 3590-3600.
- [8] HUO J Z, WU H Y, YANG J, et al. Multidirectional coupling dynamic characteristics analysis of TBM cutterhead system based on tunnelling field test[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2015, 29:3043-3058.
- [9] INSPERGER T, STEPAN G. Semi-discretization method for delayed systems [J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2010, 55 (5): 503-518.
- [10] DING Y, ZHU L M, ZHANG X J, et al. A full-discretization method for prediction of milling stability [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2010, 50(5):502-509.
- [11] LI M Z, ZHANG G J, HUANG Y. Complete discretization scheme for milling stability prediction [J]. Nonlinear Dynamics, 2013, 71(1/2):187-199.
- [12] LI Z Q, YANG Z K, PENG Y R, et al. Prediction of chatter stability for milling process using Runge-Kutta-based complete discretization method [J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2016, 86:943-952.
- [13] 张文恺. 悬臂纵轴式掘进机截割破岩机理分析[J]. 机械管理开发, 2016, 31(8):20-22.
ZHANG Wenkai. Analysis of cutting rock breaking mechanism of cantilever longitudinal axis roadheader [J]. Mechanical Management and Development, 2016, 31(8):20-22. (in Chinese)
- [14] MAO Q H, CHEN L, YAN Y Z, et al. Precise control method of cutting head position for boom-type roadheader in coal mine [J]. Journal of China Coal Society, 2017, 42:562-567.
- [15] 李晓豁, 刘兴刚. 纵横轴式掘进机截割头载荷的模拟分析[J]. 辽宁工程技术大学学报, 2008, 27(5):745-747.
LI Xiaohuo, LIU Xinggang. Load simulation analysis of vertical and horizontal axis roadheader cutting head [J]. Journal of Liaoning University of Technology, 2008, 27(5):745-747. (in Chinese)
- [16] 温璇. 掘进机不同工况下截割头破岩的仿真研究[D]. 太原:太原科技大学, 2019.
- [17] 代月帮. 铣削动力学高效分析方法及其在五轴加工中的应用研究[D]. 大连:大连理工大学, 2019.
- [18] 李晓婧. 含有主动激振的掘进机系统振动特性及其对截割载荷的影响研究[D]. 阜新:辽宁工程技术大学, 2019.
- [19] 卢进南, 岳建光, 谢苗, 等. 自主激振式辅助截割相似实验样机研制及其力学实验[J]. 机械强度, 2022, 44(2): 317-325.
LU Jinnan, YUE Jianguang, XIE Miao, et al. Development of self-excited vibration assisted cutting similar experimental prototype and its mechanical experiment [J]. Journal of Mechanical Strength, 2022, 44 (2) : 317-325. (in Chinese)



第一作者简介:谢苗,女,1980年11月生,教授、博士生导师。主要研究方向为综掘成套装备理论与关键技术、矿用智能机器人研发、机电液气系统动态特性及控制策略等先进装备制造领域。曾发表《掘支锚联合机组支撑油缸多目标优化设计》(《中国机械工程》2019年第16期)等论文。

E-mail: xiemiao1121@126.com

通信作者简介:王贺,男,1998年5月生,博士生。主要研究方向为综掘成套装备理论与关键技术。

E-mail: 1179143021@qq.com.