

槽孔加工中钻杆系统的非线性运动与动力稳定性^{*}

孔令飞 李言 吕延军 李德信 李淑娟

(西安理工大学机械与精密仪器工程学院, 西安 710048)

【摘要】 考虑了切削力波动、质量偏心及切削液流体力对钻杆动特性的影响。在求解切削液动态流体力时, 引入变分约束原理, 在动力积分、迭代过程中实时形成修正的 Reynolds 方程变分形式的有限元方程及其扰动方程, 同时求得了切削液流体力及其 Jacobian 矩阵, 并且使其具有相互协调一致的精度。在求解钻杆系统非线性动力学响应时, 通过改变系统的时间尺度, 使系统周期轨迹的周期显式地出现在系统方程中, 并将周期也作为一个参数参与迭代过程中, 减少了对周期轨迹及其周期求解的计算量。同时, 运用 Floquet 稳定性理论, 将理论计算与实验结果相结合分析了随系统控制参数改变钻杆系统周期运动的局部稳定性和分岔行为。

关键词: 槽孔 钻杆 非线性动力学 稳定性 分岔

中图分类号: TH113.2⁺5

文献标识码: A

Stability and Nonlinear Response of Drilling Shaft System in Deep Slot Hole Drilling

Kong Lingfei Li Yan Lü Yanjun Li Dexin Li Shujuan

(School of Mechanical and Instrumental Engineering, Xi'an University of Technology, Xi'an 710048, China)

Abstract

The effects of fluctuation of cutting force, the mass eccentricity and the hydrodynamic force of cutting fluid can be taken into consideration in the model of drilling shaft system. To solve the hydrodynamic force of cutting fluid, the variational form of Reynolds equation in hydrodynamic fluid was revised continuously to satisfy certain constraint conditions by variational constraint approach. By means of this approach, a perturbed equation could be obtained directly on the finite element equation. Consequently, nonlinear hydrodynamic force and their Jacobian were calculated simultaneously, and compatible accuracy has been obtained without increasing computational cost. In the stability analysis, the period of the periodic orbit of the nonlinear drilling shaft system was drawn into the governing equation of the system explicitly by changing the time scale, and was taken part into the iteration procedure of the shooting method as a parameter. Then the periodic orbit and its period of the drilling shaft system were determined rapidly. Combining theories with experiment, the local stability and bifurcation behaviors of periodic motions with the change of the drilling shaft design parameter value were obtained by the Floquet theory.

Key words Slot hole, Drilling shaft, Nonlinear dynamics, Stability, Bifurcation

引言

槽孔加工与传统的单孔加工, 其加工过程和切削机理并无差别, 只是钻杆的稳定性更差, 孔中心更

容易偏斜。钻杆在狭长的孔径里工作, 加工过程中细长钻杆要承受压、弯、扭及液力载荷, 其动力学行为对孔加工质量有很大影响。因此, 对钻杆系统的运动稳定性以及运动的有效控制越来越受到人们的

收稿日期: 2008-03-31 修回日期: 2008-05-14

^{*} 国家“973”重点基础研究发展计划资助项目(2007CB707706)和陕西省自然科学基金资助项目(2007E213、2007E203)

作者简介: 孔令飞, 博士生, 主要从事深孔加工系统非线性动力学、机械电子学研究, E-mail: lingfei.kong@163.com

重视^[1-8]。

目前,对深孔加工钻杆系统的动力学研究,通常将钻杆系统简化为全圆无限长或浸没在静态流体中的梁模型^[9-10],以期得到钻杆所承受的切削液流体力解析表达式,这与实际情况存在明显差异。实际上钻杆系统在加工中呈现出明显的非线性,并且非线性切削液流体力不具有解析表达式。本文运用变分约束原理实时修正切削液流体的 Reynolds 方程变分形式,使非线性切削液流体力及其 Jacobian 矩阵同时计算完成,并且使其具有相互协调一致的精度。通过对 Newton 打靶法进行改造,将周期也作为一个参数参与到打靶过程中,从而迅速求得系统的周期运行轨迹及其周期。以此为基础,结合 Floquet 稳定性理论研究钻杆系统周期运动的局部稳定性和分岔行为。

1 钻杆系统的动力方程

槽孔加工中,钻削刀具装在圆形空心钻杆上,相对工件作高速旋转运动,高压切削液通过钻杆与孔壁之间进入切削区,对刀具切削部分进行冷却润滑,并把切屑从刀杆内孔中排出,如图 1 所示。

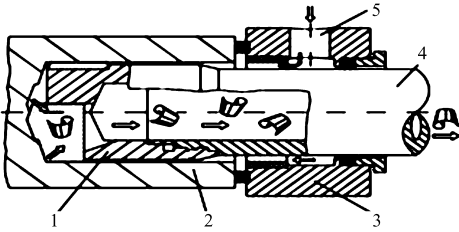


图 1 深孔钻削原理示意图

Fig. 1 BTA deep hole drilling principle

1. 钻头 2. 工件 3. 授油器 4. 钻杆 5. 切削液

图 2 为槽孔加工钻杆柔性回转系统模型,其动力学方程可表示为

$$M\ddot{q} + Kq = Q \quad (1)$$

其中 $M = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix}$ $q = [x \quad y]^T$

$$K = \begin{bmatrix} \frac{6EI}{l^3} & 0 \\ 0 & \frac{6EI}{l^3} \end{bmatrix}$$

$$Q = F_n + F_c + F_{ex} = \begin{bmatrix} -F_x \\ -F_y + mg \end{bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} -F_{cx}\sin\omega t \\ -F_{cy}\cos\omega t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} me_x\omega^2\cos\omega t + me_y\omega^2\sin\omega t \\ me_y\omega^2\cos\omega t - me_x\omega^2\sin\omega t \end{bmatrix}$$

式中 M ——集总到加工孔颈处的钻杆质量矩阵

K ——集总到加工孔颈处的刚度矩阵

Q ——施加在钻杆上的周期激励力

q ——钻杆的位移向量

m ——集总到加工孔颈处的钻杆质量

g ——重力加速度 ω ——钻杆角速度

E, I ——钻杆的弹性模量和转动惯性矩

l, l_c ——钻杆长度和加工深度

F_x, F_y ——钻杆在 x 和 y 负方向上的切削液流体力分量

F_{cx}, F_{cy} ——钻杆在 x 和 y 负方向上承受切削力的波动分量

e_x, e_y ——钻杆在孔颈内不平衡质量偏心距在 x 和 y 方向上的分量

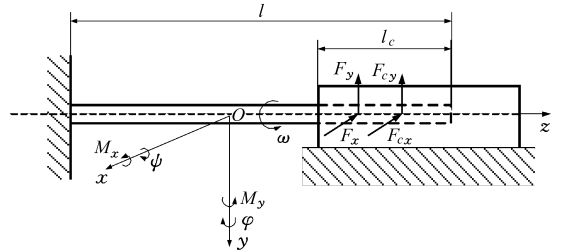


图 2 槽孔加工钻杆系统示意图

Fig. 2 Schematic diagram of drilling shaft system

当引入状态变量 $X = (q, \dot{q})^T$ 后,其相应的系统方程在状态空间中可表示为

$$\dot{X} = \begin{cases} \dot{q} \\ m^{-1}(Q - Kq) \end{cases} \quad (2)$$

2 切削液流体力及其 Jacobian 矩阵

对于实际钻杆系统,不具有解析形式的切削液流体力,而在计算钻杆系统的非线性响应及其稳定性分析时,每一时刻的打靶迭代均需要切削液流体力及其 Jacobian 矩阵。切削液流体力及其 Jacobian 矩阵协调一致的精度不仅影响到打靶法是否收敛,而且对周期解的稳定性及分岔的分析有着极其重要的影响。同时,任一时刻流体力的 Jacobian 矩阵的准确性又影响着判断周期解稳定性的 Floquet 乘子的求解。基于上述问题,运用有限元法求解具有 Reynolds 边界的切削液动态流体力及其 Jacobian 矩阵。将流体力视为钻杆中心位移及速度的函数,由此得到一组微分方程,根据该方程组的特点,在求出流体力的同时,可很快求得其 Jacobian 矩阵。

对于具有 Reynolds 边界条件的有限长钻杆切削液流体力满足

$$\frac{\partial}{\partial \phi} \left(\frac{\delta^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \phi} \right) + \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\delta^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 3 \frac{\partial \delta}{\partial \phi} + 6(\dot{y}\cos\phi + \dot{x}\sin\phi) \quad (3)$$

式中 p ——切削液流体动态压力函数

μ ——切削液流体动力粘度
 d/l ——被加工孔长径比的倒数
 δ ——钻杆与工件内孔壁间的切削液厚度
 ϕ ——从轴负方向到切削液膜位置的角度

图3中 θ 为偏位角, φ 为偏位线与钻杆中心连线至切削液膜位置的角度。

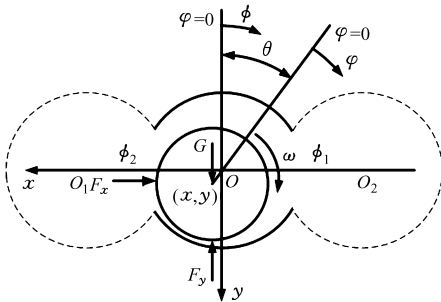


图3 槽孔模型及其计算坐标

Fig.3 Coordinate of slot hole for calculation

式(3)可等价于如下离散的变分不等式^[11~12]

$$\hat{\psi}(p, q) \geq \hat{\xi}(q) \quad (\forall q \in K) \quad (4)$$

$$p \geq 0 \text{ 于 } \Omega \quad p = p_{in} \text{ 于 } \partial\Omega \quad \frac{\partial p}{\partial \varphi_b} = 0$$

其中

$$\hat{\xi}(q) = \iint_{\Omega} (\hat{\xi}q) d\Omega \quad K = \{p \in H_0^1, p \geq 0 \text{ 于 } \Omega\}$$

$$\hat{\psi}(p, q) = \iint_{\Omega} \frac{d^3}{\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial \phi} \frac{\partial q}{\partial \phi} + \left(\frac{d}{l}\right)^2 \frac{\partial p}{\partial z} \frac{\partial q}{\partial z} \right) d\Omega$$

式中 $\hat{\psi}(p, q)$ —— $H_0^1(\Omega) \times H_0^1(\Omega)$ 上的强制、对称、椭圆双线性泛函

$\hat{\xi}(q)$ ——线性泛函 p_{in} ——供油压力

$H_0^1(\Omega)$ ——Sobolev 空间

φ_b ——偏位线与钻杆中心连线至切削液膜完整区和切削液膜破裂区交界线(随位移和速度扰动变化的曲线)的夹角

由于切削液流体力是钻杆中心动态位置的函数,所以切削液流体力 F_x, F_y 对动态压力分别积分后得到

$$\begin{cases} F_x(x, y, \dot{x}, \dot{y}) = - \iint_{\Omega} p(x, y, \dot{x}, \dot{y}) \sin \phi d\Omega \\ F_y(x, y, \dot{x}, \dot{y}) = - \iint_{\Omega} p(x, y, \dot{x}, \dot{y}) \cos \phi d\Omega \end{cases} \quad (5)$$

运用8节点等参有限元法可求出切削液膜区域各节点的压力分布 p_i 。压力函数为

$$p = \sum_{i=1}^n p_i N_i \quad (6)$$

式中 N_i ——有限元插值函数

式(6)代入不等式(4)可得如下 n 阶离散不等式方程

$$\mathbf{V}^T \hat{\psi} \mathbf{p} \geq \mathbf{V}^T \hat{\xi} \quad (\forall \mathbf{V} \geq 0) \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \text{其中 } \hat{\psi} &= [\hat{\psi}_{ij}] \in \mathbf{R}^{n \times n} \quad \hat{\xi} = [\hat{\xi}_i] \in \mathbf{R}^n \\ \mathbf{p} &= [p_i] \in \mathbf{R}^n \quad \mathbf{V} = [q_i] \in \mathbf{R}^n \end{aligned}$$

为了求解式(7),将其等价于约束迭代方程

$$\hat{\psi}(x, y) \mathbf{p} = \hat{\xi}(x, y, \dot{x}, \dot{y}) \quad (8)$$

式中矩阵 $\hat{\psi}$ 和矢量 $\hat{\xi}$ 分别为边值问题第1类及第2类约束条件的稀疏、带状、对称矩阵和列矢量。解出 \mathbf{p} 后将式(6)代入式(5)可得

$$\begin{cases} F_x(x, y, \dot{x}, \dot{y}) = \sum_{i=1}^n p_i r_i = \mathbf{r}^T \mathbf{p} \\ F_y(x, y, \dot{x}, \dot{y}) = \sum_{i=1}^n p_i v_i = \mathbf{v}^T \mathbf{p} \end{cases} \quad (9)$$

其中 $\mathbf{r} = - \iint_{\Omega} \mathbf{N} \sin \phi d\Omega$ $\mathbf{v} = - \iint_{\Omega} \mathbf{N} \cos \phi d\Omega$ 均为常数列矢量。切削液流体力 F_x, F_y 相对于 x, y 和 \dot{x}, \dot{y} 的 Jacobian 矩阵表示为

$$\mathbf{F}_{ij} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_x}{\partial x} & \frac{\partial f_x}{\partial y} & \frac{\partial f_x}{\partial \dot{x}} & \frac{\partial f_x}{\partial \dot{y}} \\ \frac{\partial f_y}{\partial x} & \frac{\partial f_y}{\partial y} & \frac{\partial f_y}{\partial \dot{x}} & \frac{\partial f_y}{\partial \dot{y}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{r}^T \mathbf{p}_x & \mathbf{r}^T \mathbf{p}_y & \mathbf{r}^T \mathbf{p}_{\dot{x}} & \mathbf{r}^T \mathbf{p}_{\dot{y}} \\ \mathbf{v}^T \mathbf{p}_x & \mathbf{v}^T \mathbf{p}_y & \mathbf{v}^T \mathbf{p}_{\dot{x}} & \mathbf{v}^T \mathbf{p}_{\dot{y}} \end{bmatrix} \quad (i = x, y; j = x, y, \dot{x}, \dot{y}) \quad (10)$$

$$\text{其中 } \mathbf{p}_x = \frac{\partial \mathbf{p}}{\partial x} \quad \mathbf{p}_y = \frac{\partial \mathbf{p}}{\partial y} \quad \mathbf{p}_{\dot{x}} = \frac{\partial \mathbf{p}}{\partial \dot{x}} \quad \mathbf{p}_{\dot{y}} = \frac{\partial \mathbf{p}}{\partial \dot{y}}$$

式(8)分别对 x, y, \dot{x}, \dot{y} 求偏导数可得如下扰动方程

$$\hat{\psi} \mathbf{p}_k = \hat{\xi}_k - \hat{\psi}_k \mathbf{p} \quad (k = x, y, \dot{x}, \dot{y}) \quad (11)$$

式中矩阵 $\hat{\psi}_k$ 和矢量 $\hat{\xi}_k$ 的元素分别为

$$\begin{cases} \frac{\partial \hat{\psi}_{ij}}{\partial k} = \frac{\partial \hat{\psi}(N_i, N_j)}{\partial k} \\ \frac{\partial \hat{\xi}_i}{\partial k} = \frac{\partial \hat{\xi}(N_i)}{\partial k} \end{cases} \quad (k = x, y, \dot{x}, \dot{y}) \quad (12)$$

将求解式(11)所得到的 $\mathbf{p}_k (k = x, y, \dot{x}, \dot{y})$ 代入式(10)即可求得切削液流体力的 Jacobian 矩阵。由于式(12)中的 $\hat{\xi}_k$ 与式(9)具有类似的形式,不需要再次求解式(12),所以在求解 $\mathbf{p}_k (k = x, y, \dot{x}, \dot{y})$ 时可由式(8)、(9)和式(12)中的 $\hat{\psi}_k$ 得到式(11),而式(11)与式(8)具有相同的系数矩阵 $\hat{\psi}$,这样就使得非线性分析所需要的切削液流体力及其 Jacobian 矩阵能够同时计算完成,而不需额外多次求解 Reynolds 方程。

3 系统非线性周期响应及其解法

对于传统的打靶法,一般仅适用于已知周期求

响应或已知响应求周期,不能在求得系统周期解时,同时求得周期解的周期。本文采用打靶法和 Floquet 稳定性理论相结合的周期解法及稳定性分析方法,将周期也作为一个参数参与打靶法的迭代过程,迭代过程包含对周期轨迹和周期的求解,迭代过程中的增量通过优化方法选择,从而迅速确定出系统的周期轨迹及其周期。从式(2)中可以看出系统的周期 T 并没有显式地出现在系统方程中。为使系统的周期 T 显式地出现在方程中,对方程(2)实施变换 $\lambda = t/T$ 得

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{X}} &= T\mathbf{F}(\mathbf{X}, T\lambda, U) \\ (\mathbf{X}, \mathbf{F} \in \mathbf{R}^n; \lambda, U \in \mathbf{R}) \end{aligned} \quad (13)$$

式中 U ——钻杆系统控制参数集

T ——原系统式(2)的周期轨迹的周期

这样式(13)的周期轨迹的周期为1,即 $\mathbf{X}(\lambda) = \mathbf{X}(\lambda + 1)$ 。对系统式(13)从 $\lambda = 0$ 到 $\lambda = 1$ 积分也就相当于对系统式(1)从 $t = 0$ 到 $t = T$ 积分。给出钻杆系统初始迭代条件 $X_i(t_0) = \epsilon_i$ 和 $T^0 (i = 1, 2, \dots, n)$ 对式(13)积分,使得周期轨迹解满足

$$\begin{aligned} H_i(X_i, U) &= X_i^1(\epsilon, T^0) - X_i^0(t_0) = 0 \\ (i = 1, 2, \dots, n) \end{aligned} \quad (14)$$

将 \mathbf{H} 在 ϵ 及 T^0 附近展开成泰勒级数,取其线性部分为

$$\begin{aligned} H_i(\epsilon, T^0) + \sum_{j=1}^n \left[\frac{\partial H_i(\epsilon, T^0)}{\partial \epsilon_j} \Delta \epsilon_j \right] + \\ \frac{\partial H_i(\epsilon, T^0)}{\partial T^0} \Delta T = 0 \quad (i = 1, 2, \dots, n) \end{aligned} \quad (15)$$

将式(14)分别对 ϵ_j 和 T^0 求偏导,得

$$\begin{aligned} \frac{\partial H_i(\epsilon, T^0)}{\partial \epsilon_j} = \mathbf{J} - \mathbf{I} \\ (i, j = 1, 2, \dots, n) \end{aligned} \quad (16)$$

其中 $\mathbf{J} = \frac{\partial X_i^1(\epsilon, T^0)}{\partial \epsilon_j}$ $I_{ij} = \begin{cases} 1 & (i = j) \\ 0 & (i \neq j) \end{cases}$

式中 \mathbf{I} ——Kronecker 符号

$$\begin{aligned} \frac{\partial H_i(\epsilon, T^0)}{\partial T^0} = \frac{\partial X_i^1(\epsilon, T^0)}{\partial T^0} \\ (i = 1, 2, \dots, n) \end{aligned} \quad (17)$$

将式(13)分别对 ϵ_j 和 T^0 求偏导,并令 $\frac{dX_i}{d\epsilon_j} =$

$\delta_{ij}, \frac{dX_i}{dT^0} = \delta_{iT}$ 得

$$\begin{aligned} \frac{d\delta_{ij}}{d\lambda} = T^0 \sum_{s=1}^n \left[\frac{\partial F_i(X, T^0\lambda, U)}{\partial X_s} \frac{dX_s}{d\epsilon_j} \right] \\ (i, j = 1, 2, \dots, n) \end{aligned} \quad (18)$$

$$\frac{d\delta_{iT}}{d\lambda} = F_i(X, T^0\lambda, U) +$$

$$\begin{aligned} T^0 \sum_{j=1}^n \left[\frac{\partial F_i(X, T^0\lambda, U)}{\partial X_j} \delta_{iT} \right] + \\ T^0 \frac{\partial F_i(X, T^0\lambda, U)}{\partial T^0} \quad (i = 1, 2, \dots, n) \end{aligned} \quad (19)$$

式(18)和式(19)中的诸方程形成一常微分方程初值问题。以 $X_i(t_0)$ 为初始条件,其中 $\delta_{ij}^0 = I, \delta_{iT}^0 = 0$, 从 $\lambda = 0$ 到 $\lambda = 1$ 对式(18)和式(19)分别积分,就可以得到 δ_{ij}^1 和 δ_{iT}^1 , 即 $\frac{dX_i}{d\epsilon_j}$ 和 $\frac{dX_i}{dT^0}$ 在 $\lambda = 1$ 处的值。将所求得的 $\frac{dX_i}{d\epsilon_j}$ 和 $\frac{dX_i}{dT^0}$ 在 $\lambda = 1$ 处的值代入式(16)、(17), 得 $\frac{\partial H_i(\epsilon, T^0)}{\partial \epsilon_j}$ 和 $\frac{\partial H_i(\epsilon, T^0)}{\partial T^0}$ 。将 $H_i(\epsilon, T^0)$ 、 $\frac{\partial H_i(\epsilon, T^0)}{\partial \epsilon_j}$ 和 $\frac{\partial H_i(\epsilon, T^0)}{\partial T^0}$ 代入式(15), 这样就形成一个具有 $n + 1$ 个变量的线性方程组。由于未知数的个数多于方程的个数,该方程组有无数组解。为了能从上述方程组中解出 $\Delta \epsilon_1, \Delta \epsilon_2, \dots, \Delta \epsilon_n, \Delta T$, 在求解该方程组以前必须将其中一个变量取为一个已知值。本文根据在所选择的 $n + 1$ 个初始条件下,经过一个周期的积分后所得的周期终点的值与所选择的初始条件之间存在的误差 H_i 值来选择需要在求解线性方程组之前应先确定的取值的变量。在 \mathbf{H} 中,如果 H_k 的值最小,则说明所选择的第 k 个变量的初始值最靠近钻杆系统的实际周期运行轨迹,则取第 k 个变量在下次迭代中保持不变,即将线性方程组(15)的系数矩阵中第 k 列划掉。由此,原来 $n + 1$ 个变量 n 个未知数的线性方程组就变成 n 个变量 n 个未知数的线性方程组,解该方程组即可得到在下一迭代中变量的增量值。在 \mathbf{H} 中,如果 ΔT 为最小,则不能划掉周期 T 所对应的列,因为钻杆系统周期轨迹的周期 T 是确定的且是唯一的。解出 $\Delta \epsilon_1, \Delta \epsilon_2, \dots, \Delta \epsilon_n, \Delta T$ 后,令 $X_i^0 = \epsilon_i + \Delta \epsilon_i$ 、 $T^0 = T^0 + \Delta T$ 重复上述过程直到满足精度为止,这样就可以求得系统式(13)的周期运行轨迹,然后做逆变换 $\lambda = t/T$, 即可以得到原钻杆系统式(2)的周期运行轨迹和周期。

4 局部稳定性和分岔

Floquet 理论可用于分析非线性动力系统周期响应的局部稳定性及分岔现象^[13]。当系统设计或加工参数集 U (如:角速度 ω 、加工深度 l_c 、钻杆与孔壁间隙等)发生改变时,由 Floquet 特征乘子模可判断非线性动力系统是否失稳以及系统周期解失稳的分岔形式。设 $\mathbf{X}(t) = \mathbf{X}(t + T)$ 是 T 周期解,当所有 Floquet 乘子均位于复平面上的单位圆内时,则系统运动稳定。当 Floquet 特征乘子模的最大值大

于1时,系统运动不稳定。具体可根据模最大的Floquet乘子穿出复平面上单位圆时的情况进行失稳分岔方式的分类:

(1)当一个模最大的Floquet乘子经由实轴处穿出单位圆时,发生鞍结分岔、叉型分岔和对称破组分岔。

(2)当一个模最大的Floquet乘子经由实轴处穿出单位圆时,发生倍周期分岔。

(3)当一个模最大的Floquet乘子以共轭复数方式(虚部不为零)穿出单位圆时,发生伪周期分岔或称为二次Hopf分岔。

5 实验结果及讨论

运用以上理论和算法编制的程序对图4所示槽孔布局下的钻杆系统进行计算分析,并通过实验研究来验证上述算法的正确性和有效性,图4中 α_i 为空切区域角, τ_i 为相交值($i=1,2$)。深孔加工过程中,切削力的波动是影响钻杆动态特性的重要因素之一^[14~16]。本文取切削力的波动量为0.08 kN。实验过程中,由于钻杆的刚度、切削液的流量、温度等无法精确控制,因此在设计实验时,依据现有条件最大限度地满足实验要求。实验中,钻杆系统相关参数:长度 $l=1.25$ m,外径34 mm,内径26 mm,材质为高强度合金钢,密度 7.87×10^3 kg/m³,供油压力 $p_{in}=2$ MPa,切削液动力粘度 $\mu=0.026$ Pa·s,加工槽孔深度 $l_c=150$ mm,槽孔孔径36 mm,相交值 $\tau_1=\tau_2=0.5$ mm,空切区域角 $\alpha_1=\alpha_2=13.57^\circ$ 。钻杆的质量偏心是通过加工并结合动平衡由实验测量获得。切削进给量为15 mm/min,钻杆的转速为1 256~1 413 r/min,实验过程中选择较小的进给量和较高的转速是为了尽量减少切削力对钻杆的阻力。图5所示的实验装置中, x 和 y 方向垂直布置的两个电涡流传感器安装在距离刀具257 mm处。采用图5所示的实验方案与理论计算的结果是有差异的,但主要关注的是在不同的参数下理论分析的

结果是否会出现,以及其发生的趋势是否一致。

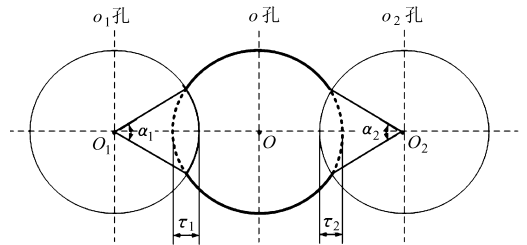


图4 槽孔布局形式

Fig.4 Layout of slot hole

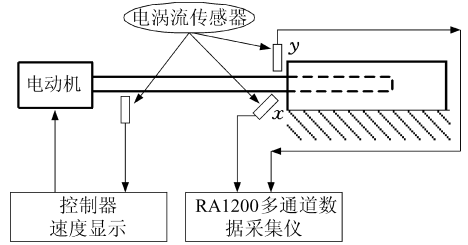


图5 实验测试系统原理图

Fig.5 Schematic presentation of experimental setup

图6给出了转速 $n=1\ 256$ r/min,质量偏心 $e=0$ 时钻杆中心轨迹的理论计算值和实验结果。运用Floquet稳定性理论计算得到的主Floquet乘子以共轭复数方式(虚部不为零)穿出单位圆,此时系统发生伪周期分岔,从实验结果可以看出系统的运动呈现出伪周期特性。图7、8为不同转速下的钻杆中心轨迹的理论计算和实验结果。从实验获得的系统轨迹图中可以看出,随着转速的提高,钻杆中心的涡动轨迹逐渐呈现出明显的周期性,此时理论计算得到系统在 $n=1\ 328$ r/min和 $n=1\ 413$ r/min时的主Floquet乘子模分别为 -1.3657 和 0.9821 ,表明钻杆的运动轨迹是Hopf分岔后的极限环解和稳定的周期运动。由图6~8可见,当转速从1 256 r/min增加到1 413 r/min的过程中,钻杆的涡动轨迹也逐渐增大。

图9、10给出了当 $n=1\ 328$ r/min,质量偏心分别为 $e=3.143$ μm 和 7.285 μm 时钻杆中心的运动

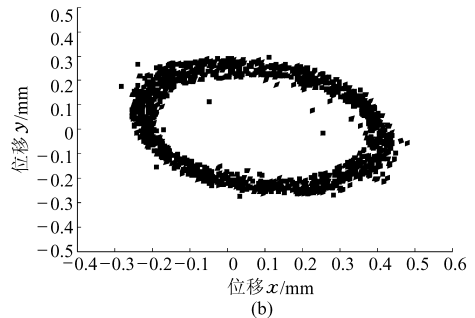
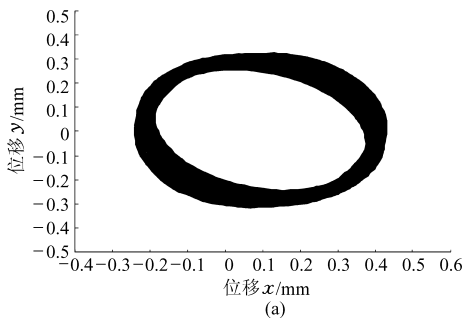


图6 $n=1\ 256$ r/min, $e=0$ 时钻杆的中心轨迹

Fig.6 Movement trajectory of the drilling shaft center for $n=1\ 256$ r/min and $e=0$

(a) 理论计算值 (b) 实验采集值

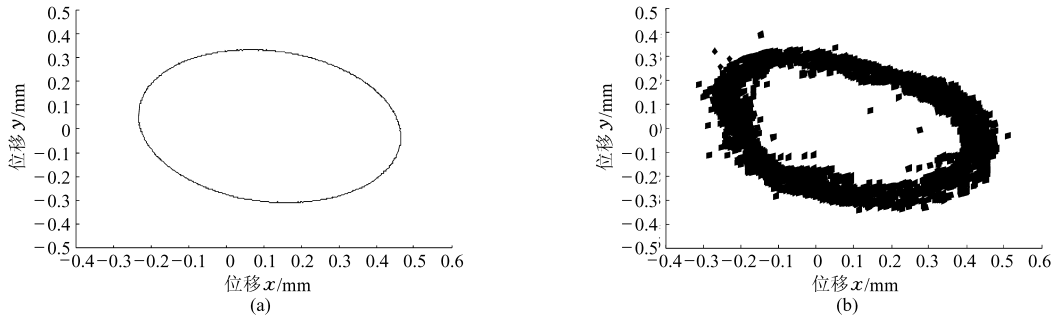


图 7 $n = 1328 \text{ r/min}$, $e = 0$ 时钻杆的中心轨迹

Fig. 7 Movement trajectory of the drilling shaft center for $n = 1328 \text{ r/min}$ and $e = 0$

(a) 理论计算值 (b) 实验采集值

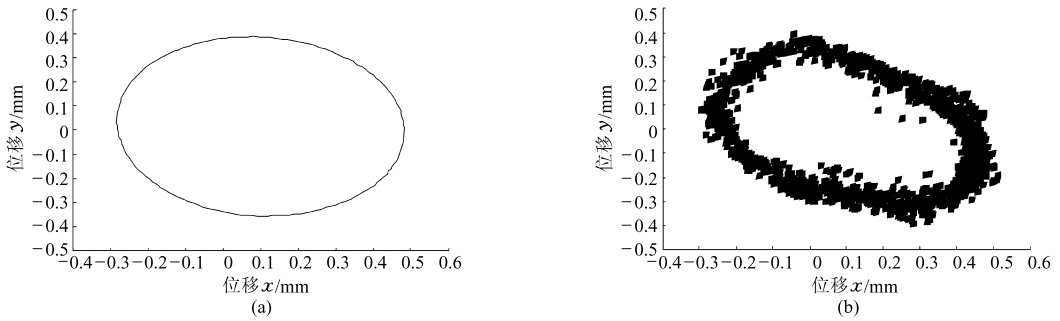


图 8 $n = 1413 \text{ r/min}$, $e = 0$ 时钻杆的中心轨迹

Fig. 8 Movement trajectory of the drilling shaft center for $n = 1413 \text{ r/min}$ and $e = 0$

(a) 理论计算值 (b) 实验采集值

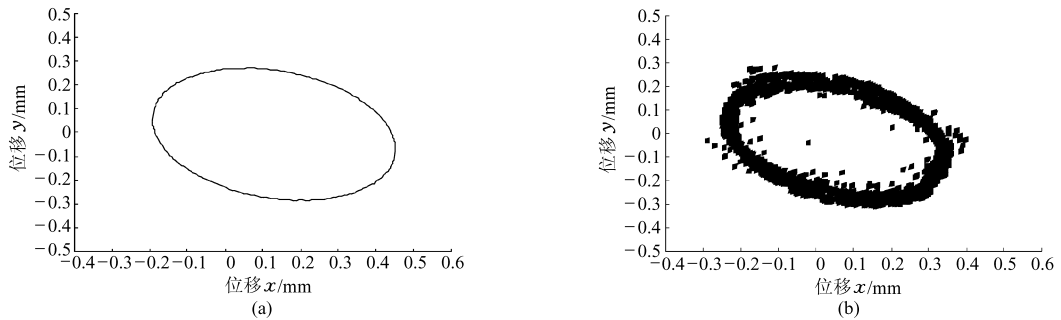


图 9 $n = 1328 \text{ r/min}$, $e = 3.143 \mu\text{m}$ 时钻杆的中心轨迹

Fig. 9 Movement trajectory of the drilling shaft center for $n = 1328 \text{ r/min}$ and $e = 3.143 \mu\text{m}$

(a) 理论计算值 (b) 实验采集值

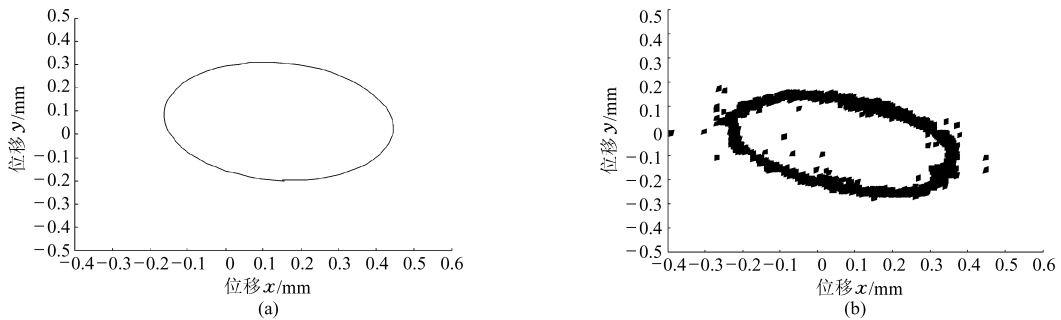


图 10 $n = 1328 \text{ r/min}$, $e = 7.285 \mu\text{m}$ 时钻杆的中心轨迹

Fig. 10 Movement trajectory of the drilling shaft center for $n = 1328 \text{ r/min}$ and $e = 7.285 \mu\text{m}$

(a) 理论计算值 (b) 实验采集值

轨迹。值得注意的是随着质量偏心的增加,钻杆的
涡动范围明显减小,这表明质量偏心在一定程度上

对钻杆的涡动行为能够起到抑制作用。

实验和计算结果在定性方面吻合非常好,从而

说明了计算和理论分析的正确性。但二者的结果仍然存在一定差异,主要是由于理论计算与实验条件方面的差异造成的。

6 结论

(1) 对于实际的槽孔加工钻杆系统,通过引入变分约束原理的有限元方法,使得钻杆系统动态分析必需的切削液流体力及其 Jacobian 矩阵的计算同时完成。

(2) 通过对钻杆系统状态方程的改造,将周期值作为一参数参与打靶法的迭代,其最大特点是求解

过程既包括对钻杆周期运行轨迹的求解,又包括对钻杆轨迹周期的求解,从而能迅速准确地求出周期运行轨迹和周期。

(3) 将上述方法与 Floquet 理论相结合,研究了深孔加工方法钻削槽孔时钻杆系统的周期运动。通过实验研究验证了本文算法的正确性和有效性。研究表明:在不加偏心的情况下,钻杆的涡动轨迹,随转速的增加而增大;在相同转速情况下,质量偏心在一定程度上对钻杆的涡动行为能够起到抑制作用,从而有效地保证被加工孔的圆度误差以及避免产生槽孔交合现象。

参 考 文 献

- Deng C S, Chin J H. Roundness errors in BTA drilling and a model of waviness and lobing caused by resonant forced vibrations of its long drill shaft[J]. ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2004, 126(3): 524~534.
- Bayly P V, Halley J E, Brian P M, et al. Stability of interrupted cutting by temporal finite element analysis[J]. ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2003, 125(2): 220~225.
- Bayly P V, Metzler S A, Schaut A J, et al. Theory of torsional chatter in twist drills: model, stability analysis and comparison to test[J]. ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2001, 123(4): 552~561.
- Weinert K, Webber O, Husken M, et al. Statistics and time series analysis of BTA deep hole drilling[C]// Nonlinear Dynamics in Mechanical Processing, EU-Frame Work COST Action P4. University of Dortmund, Germany, 2001.
- Batzer S, Gousskov A, Vornov S. Modeling vibratory drilling dynamics[J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2001, 123(4): 435~443.
- Marui E, Kato S, Hashimoto M, et al. The mechanism of chatter vibration in a spindle workpiece system part 1: properties of self-excited chatter vibration in spindle-workpiece system [J]. ASME Journal of Engineering for Industry, 1988, 110: 236~241.
- 高印寒,王昕,代汉达. 永磁振动钻削排屑分析[J]. 农业机械学报, 2003, 34(5): 143~146.
Gao Yinhan, Wang Xin, Dai Handa. Study on mechanism of chip-letting of a permanent magnetic vibration drill[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2003, 34(5): 143~146. (in Chinese)
- 张平宽,王慧霖. 微小深孔的超低频振动切削机理研究[J]. 农业机械学报, 2002, 33(2): 102~104.
Zhang Pingkuan, Wang Huilin. The mechanism of small deep hole cutting by super low frequency vibration [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2002, 33(2): 102~104. (in Chinese)
- 胡占齐,赵武,缪磊. BTA 深孔加工中流体力引起的钻杆涡动的研究[J]. 机械工程学报, 2005, 41(1): 230~233.
Hu Zhanqi, Zhao Wu, Miao Lei. Research on vortex motion of BTA drilling shaft caused by hydro-force[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(1): 230~233. (in Chinese)
- Perng Y L, Chin J H. Theoretical and experimental investigations on the spinning BTA deep-hole drill shafts containing fluids and subject to axial forces[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1999, 41(11): 1301~1322.
- Parker T S, Chua L O. Practical numerical algorithms for chaotic system[M]. New York: Springer-Verlag, 1989.
- Kinderlehrer D, Stanpacchina G. An introduction to variational inequalities and their application[M]. New York: Academy Press, 1980.
- Seydel R. From equilibrium to chaos: practical bifurcation and stability analysis[M]. New York: Elsevier, 1988.
- Hussien M, Wedyan A L, Rama B B, et al. Whirling vibration in boring trepanning association deep hole boring process: analytical and experimental investigations[J]. ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2007, 129(1): 48~62.
- Kovacic I. Chatter vibrations in cutting-theoretical approach[J]. Facta Universitatis: Mechanical Engineering, 1998, 1(5): 581~593.
- Fujii H, Marui E, Ema S. Whirling vibration in drilling-part 2: influence of drill geometries, particularly of the drill flank, on the initiation of vibration[J]. American Society of Mechanical Engineers, Production Engineering Division (Publication) PED, 1984, 108: 163~168.