文章编号：1006-1355(2021)03-0046-04

BTA深孔钻杆系统稳定性

马国红，杜 娟

（太原科技大学 机械工程学院，太原 030024）

摘 要：针对深孔钻杆系统的稳定性，利用转子动力学和流固耦合理论，建立钻杆系统横向振动动力学模型，该模型考虑流固耦合作用、转动惯量、涡动效应、运动约束和润滑液产生的摩擦阻尼等因素，然后进一步分析钻削深度对钻杆系统固有频率和稳定性的影响。研究结果发现：钻杆系统各阶模态频率随孔深的变化规律并不相同，因此会对深孔加工的稳定性和工件加工质量产生影响。

关键词：振动与波；深孔加工；流固耦合；转子动力学；稳定性

中图分类号：TH113.1 **文献标志码**：A **DOI编码**：10.3969/j.issn.1006-1355.2021.03.008

Stability of BTA Deep Hole Drilling Systems

MA Guohong , DU Juan

(School of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract : Stability of deep hole drilling pipe systems is studied. The rotor dynamics and fluid-solid coupling theory are used to establish the governing equation of the drilling shaft system for lateral vibration analysis. The fluid-structure coupling effect, moment of inertia, whirl effects, motion constraints and friction damping caused by lubrication liquid are considered. And the impact of drilling depth on natural frequency and stability of the drilling shaft system is analyzed. It is found that the variation law of the modal frequencies of different orders of the drilling shaft system with the hole depth are not the same, which will affect the stability of deep hole processing and the quality of workpiece processing.

Key words : vibration and wave; deep hole drilling; fluid-structure interaction; rotor dynamics; stability

BTA钻杆系统是一个内部相互作用复杂的系统。钻杆的动力学行为会对加工质量产生不良的影响，例如圆度、直线度和孔表面粗糙度[1–4]。

研究人员对钻杆动力学行为的研究非常重视，开展了大量的研究。文献[5–6]建立三维动力学模型来研究深孔钻杆的固有频率。文献[7–8]为了研究钻杆系统的非线性动力学响应，构建钻杆的动力学模型，该模型考虑了切削力波动和质量偏心的影响。此外，还提出一种修正的打靶法，得到钻杆运动的周期性轨迹，并分析了钻杆系统的非线性动力学行为。文献[9]建立两种不同的动力学模型：Timoshenko梁模型和Euler-Bernoulli梁模型，分析旋转钻杆的固有频率，考虑了流体流动和轴向力的作用。文献[10]提出了一种研究颤振的模型，考虑了钻杆的支撑位置，例如在输油器、辅助支撑和基座等位置，研究了钻杆的动态稳定性。文献[11]在工件和钻杆之间，以内力的形式引入系统激励来研究深孔钻杆的涡动。

在本文中，BTA钻杆系统被视为瑞利梁模型，该模型考虑内部流体、扭矩、轴向力和支撑约束的影响。基于流固耦合和转子动力学理论，建立钻杆横向振动动力学方程，考虑流固耦合效应、转动惯量、运动约束效应、陀螺效应以及由周围流体引起的摩擦阻尼，研究了钻削深度对系统固有频率和稳定性的影响。

1 系统运动方程

在深孔加工过程中，刀具边旋转边轴向进给，而工件始终保持静止状态。图1所示为深孔钻削原理示意图，刀具以转动角速度ω进行旋转，并且其内部流动着流速为U的切削液，同时，还承受着扭矩、轴

收稿日期：2020-06-28

基金项目：山西省面上青年基金资助项目(201901D211289)；山西省高等学校科技创新资助项目(2019L0639)；太原科技大学科研启动基金资助项目(20182039)

作者简介：马国红(1987–)，男，山西省朔州市人，博士，讲师，主要研究方向为深孔加工动力学。

E-mail: mgh266088@163.com

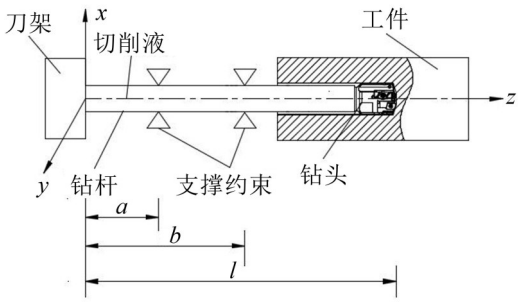


图1 深孔钻削原理示意图

向力和支撑约束的作用。将刀具等效为瑞利梁，其中刀具的尾部视为固定端，刀具的刀头部位视为简支端。

构建钻杆系统横向振动动力学模型，该模型考虑扭矩、轴向力、支撑约束、转动惯量、流固耦合、因转动引起的涡动效应和由周围切削液产生的摩擦阻尼等因素。基于转子动力学和流固耦合理论，钻杆系统横向振动控制方程：

$$\begin{aligned}&\left(\rho_p A_p+\rho_f A_f\right)\frac{\partial^2 w_x}{\partial t^2}-\left(\rho_p I_p+\rho_f I_f\right)\\&\left(\frac{\partial^4 w_x}{\partial t^2\partial z^2}+2\omega\frac{\partial^3 w_y}{\partial t\partial z^2}\right)+C_f\frac{\partial w_x}{\partial t}-T\frac{\partial^3 w_y}{\partial z^3}+\\&\left[P+p_f A_f+\rho_f A_f U^2\right]\frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2}+2\rho_f A_f U\frac{\partial^2 w_x}{\partial t\partial z}+\\&EI_p\frac{\partial^4 w_x}{\partial z^4}+\left(K_a w_x+C_a\frac{\partial w_x}{\partial t}\right)\delta(z-z_a)+\\&\left(K_b w_x+C_b\frac{\partial w_x}{\partial t}\right)\delta(z-z_b)=0\end{aligned}\tag{1}$$

$$\begin{aligned}&\left(\rho_p A_p+\rho_f A_f\right)\frac{\partial^2 w_y}{\partial t^2}-\left(\rho_p I_p+\rho_f I_f\right)\\&\left(\frac{\partial^4 w_y}{\partial t^2\partial z^2}+2\omega\frac{\partial^3 w_x}{\partial t\partial z^2}\right)+C_f\frac{\partial w_y}{\partial t}-T\frac{\partial^3 w_x}{\partial z^3}+\\&\left[P+p_f A_f+\rho_f A_f U^2\right]\frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2}+2\rho_f A_f U\frac{\partial^2 w_y}{\partial t\partial z}+\\&EI_p\frac{\partial^4 w_y}{\partial z^4}+\left(K_a w_y+C_a\frac{\partial w_y}{\partial t}\right)\delta(z-z_a)+\\&\left(K_b w_y+C_b\frac{\partial w_y}{\partial t}\right)\delta(z-z_b)=0\end{aligned}\tag{2}$$

式中：ρ_p和ρ_f分别为钻杆和切削液的密度；d_i和d_e分别为钻杆的内径和外径；$A_p=\pi(d_e^2-d_i^2)/4$为钻杆的横截面面积；$I_p=\pi(d_e^4-d_i^4)/64$为钻杆的横截面惯性矩；$A_f=\pi d_i^2/4$为钻杆内孔的横截面面积；$I_f=\pi d_i^4/64$为钻杆的横截面惯性矩；P为钻头所承受的轴向力；T为对钻头所承受的扭矩；K_a,C_a和K_b,C_b分别为位于x_a和x_b处的支撑刚度和阻尼系数；w_x和w_y分别为沿x和y方向的横向振动位移。

令$w=w_x+\mathrm{i}w_y$，且$\mathrm{i}=\sqrt{-1}$，并将式(1)和式(2)进行合并，得到：

$$\begin{aligned}&\left(\rho_p A_p+\rho_f A_f\right)\frac{\partial^2 w}{\partial t^2}-\left(\rho_p I_p+\rho_f I_f\right)\\&\left(\frac{\partial^4 w}{\partial t^2\partial z^2}-2i\omega\frac{\partial^3 w}{\partial t\partial z^2}\right)+C_f\frac{\partial w}{\partial t}+iT\frac{\partial^3 w}{\partial z^3}+\\&\left[P+p_f A_f+\rho_f A_f U^2\right]\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}+2\rho_f A_f U\frac{\partial^2 w}{\partial t\partial z}+\\&EI_p\frac{\partial^4 w}{\partial z^4}+\left(K_a w+C_a\frac{\partial w}{\partial t}\right)\delta(z-z_a)+\\&\left(K_b w+C_b\frac{\partial w}{\partial t}\right)\delta(z-z_b)=0\end{aligned}\tag{3}$$

引入无量纲变量：

$$\eta=\frac{w}{l},\ \xi=\frac{z}{l},\ \xi_a=\frac{a}{l},\ \xi_b=\frac{b}{l},\ u=\left(\frac{\rho_f A_f}{EI_p}\right)^{1/2}Ul,$$

$$\tau=\left(\frac{EI_p}{\rho_p A_p+\rho_f A_f}\right)^{1/2}\frac{t}{l^2},\quad \beta=\frac{\rho_f A_f}{\rho_f A_f+\rho_p A_p},$$

$$\gamma=\frac{\rho_f I_f+\rho_p I_p}{l^2(\rho_p A_p+\rho_f A_f)},\quad \Omega=\left(\frac{\rho_p A_p+\rho_f A_f}{EI_p}\right)^{1/2}l^2\omega,$$

$$k_a=\frac{K_a l^3}{EI_p},\ k_b=\frac{K_b l^3}{EI_p},\ c_f=\frac{l^2 C_f}{[EI_p(\rho_p A_p+\rho_f A_f)]^{1/2}},$$

$$\Pi=\frac{lT}{EI_p},\quad c_a=\frac{lC_a}{[EI_p(\rho_p A_p+\rho_f A_f)]^{1/2}},$$

$$\Gamma=\frac{l^2\left(P+p_f A_f\right)}{EI_p},\quad c_b=\frac{lC_b}{[EI_p(\rho_p A_p+\rho_f A_f)]^{1/2}}。$$

将上述无量纲变量全部代入方程(3)中，经化解整理可得：

$$\begin{aligned}&\frac{\partial^2\eta}{\partial\tau^2}-\gamma\left(\frac{\partial^4\eta}{\partial\tau^2\partial\xi^2}-2i\Omega\frac{\partial^3\eta}{\partial\tau\partial\xi^2}\right)+c_f\frac{\partial\eta}{\partial\tau}+\\&\mathrm{i}\Pi\frac{\partial^3\eta}{\partial\xi^3}+\left[\Gamma+u^2\right]\frac{\partial^2\eta}{\partial\xi^2}+2\sqrt{\beta}\,u\frac{\partial^2\eta}{\partial\tau\partial\xi}+\frac{\partial^4\eta}{\partial\xi^4}+\\&\left(k_a\eta+c_a\frac{\partial\eta}{\partial\tau}\right)\delta(\xi-\xi_a)+\left(k_b\eta+c_b\frac{\partial\eta}{\partial\tau}\right)\\&\delta(\xi-\xi_b)=0\end{aligned}\tag{4}$$

2 求解方法

采用Galerkin方法对无量纲四阶偏微分方程(4)进行离散。假设任意点ξ无量纲位移可以表示为

$$\eta(\xi,\tau)=\sum_{i=1}^{N}\varphi_i(\xi)q_i(\tau)\tag{5}$$

式中：$q_i(\tau)$为广义时间坐标，$\varphi_i(\xi)$为固定-简支梁正交模态函数，$\varphi_i(\xi)$的表达式为

$$\varphi_i(\xi)=\cos\lambda_i\xi-\cosh\lambda_i\xi-\sigma_i(\sin\lambda_i\xi-\sinh\lambda_i\xi)$$

$$\sigma_i=\frac{\cos\lambda_i+\cosh\lambda_i}{\sin\lambda_i+\sinh\lambda_i}\tag{6}$$

式中：特征值λ_i是特征方程式(7)的解。

$$\tan\lambda_i=\tanh\lambda_i\tag{7}$$

特征方程式(7)的前10阶特征值λ_i列在表1中。

表1 λ_i的值

λ_i	λ_i的值	λ_i	λ_i的值
λ_1	3.926 602 46	λ_6	19.634 954 08
λ_2	7.068 582 75	λ_7	22.776 546 74
λ_3	10.210 176 12	λ_8	25.918 139 39
λ_4	13.351 768 78	λ_9	29.059 732 05
λ_5	16.493 361 43	λ_{10}	33.201 324 70

将式(5)代入式(4)中，并在式(4)两边同乘以j_{th}模态函数$\varphi_j(\xi)$，然后对式(4)从0到1进行积分，经过化解整理可得：

$$\boldsymbol{M}\ddot{q}+(\boldsymbol{C}+F)\dot{q}+(\boldsymbol{K}+\boldsymbol{H})q=\boldsymbol{0} \tag{8}$$

式中：$\boldsymbol{M}=\boldsymbol{B}_0-\gamma\boldsymbol{B}_2$，$\boldsymbol{C}=2\mathrm{i}\gamma\Omega\boldsymbol{B}_2+c_f\boldsymbol{B}_0+2\sqrt{\beta}\,u\boldsymbol{B}_1$，$F=c_a\boldsymbol{B}_5+c_b\boldsymbol{B}_6$，，$\boldsymbol{H}=k_a\boldsymbol{B}_5+k_b\boldsymbol{B}_6$。

其中：$\boldsymbol{B}_0$～$\boldsymbol{B}_6$的元素可表示为

$$B_0(i,j)=\int_0^1\varphi_i(\xi)\varphi_j(\xi)\,\mathrm{d}\xi$$

$$B_1(i,j)=\int_0^1\varphi_i(\xi)\varphi'_j(\xi)\,\mathrm{d}\xi$$

$$B_2(i,j)=\int_0^1\varphi_i(\xi)\varphi''_j(\xi)\,\mathrm{d}\xi$$

$$B_3(i,j)=\int_0^1\varphi_i(\xi)\varphi_j^{(3)}(\xi)\,\mathrm{d}\xi$$

$$B_4(i,j)=\int_0^1\varphi_i(\xi)\varphi_j^{(4)}(\xi)\,\mathrm{d}\xi$$

$$B_5(i,j)=\varphi_i(\xi_a)\varphi_j(\xi_a)$$

$$B_6(i,j)=\varphi_i(\xi_b)\varphi_j(\xi_b)$$

为了方便求解，引入状态向量：

$$Z=\begin{Bmatrix}q\\ \dot{q}\end{Bmatrix}$$

从而，式(8)由2阶微分方程转变为1阶微分方程：

$$\dot{Z}=AZ \tag{9}$$

式中：$\boldsymbol{A}=\begin{bmatrix}\boldsymbol{O} & \boldsymbol{I}\\ -\boldsymbol{M}^{-1}(\boldsymbol{K}+\boldsymbol{H}) & -\boldsymbol{M}^{-1}(\boldsymbol{C}+\boldsymbol{F})\end{bmatrix}$，$\boldsymbol{I}$为单位矩阵。

取式(9)的解的形式：

$$\boldsymbol{Z}=e^{\lambda t}\boldsymbol{B} \tag{10}$$

式中：λ为待求的特征值，$\boldsymbol{B}$为任意常数向量。

将式(10)代入式(9)中，假设存在特征方程(11)，则特征方程(11)有非平凡解：

$$|\boldsymbol{A}-\boldsymbol{\lambda I}|=0 \tag{11}$$

其中，特征方程(11)解λ的虚部$\mathrm{Im}(\lambda)$代表钻杆系统的各阶模态频率，而λ的实部$\mathrm{Re}(\lambda)$符号决定钻杆系统的稳定性，当实部符号全都为负时，则系统渐进稳定；当实部符号中至少有一个为正时，则系统不稳定；当实部为零时，则系统处于临界稳定状态。

3 数值结果与分析

系统仿真参数：钻杆长度$l=6$ m，钻杆内径和外径分别为$d_i=25\times10^{-3}$m和$d_e=36\times10^{-3}$ m，杨氏模量$E=2.14\times10^{11}$ Pa，切削液和钻杆密度分别为$\rho_f=0.865\times10^3$ kg/m^{3}和$\rho_p=7.8\times10^3$ kg/m^3，支撑约束的初始位置为$\xi_a=0.677$和$\xi_b=0.833$，转速$n=282$ r/min，$\omega=2\pi n/60$，流速$U=\dfrac{Q\times10^{-3}}{60A_f}$ m/s，Q为切削液流量，$Q=120$ L/min，$\Pi=4.28\times10^{-5}$，$\Gamma=2.65$，$K_a=1\times10^7$，$K_b=1\times10^8$，$C_a=5\times10^4$，$C_b=5\times10^5$，$C_f=1.72\times10^{-5}$。

如图2所示。为钻杆系统模态频率随加工孔深增加的变化规律。第1阶模态频率随着孔深的增加而逐渐增大。在深孔加工过程中，选取合适的支撑位置，有助于钻杆伸入工件内依然能够保持第1阶模态频率不减小。第2阶模态频率随着孔深的增加先增大后减小。第3、第4阶模态频率随孔深的增加呈波动变化。

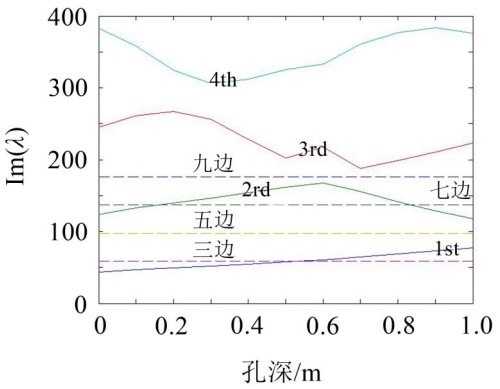


图2 前4阶模态频率随孔深增加的变化曲线

从图2可以看出1阶模态频率曲线与“三边形”虚线有一个交点，其所处的位置为0.540 6 m。2阶模态频率曲线与“七边形”虚线有两个交点，其所处的位置分别为0.155 1 m和0.839 1 m。这些交点意味着在深孔加工过程中工件内表面会产生“三边形”和“七边形”波瓣形貌。

如图3所示为前4阶实部随孔深增加的变化规律。从图3可以看出，第1阶实部呈减小的趋势，在0.6 m位置附近出现突变点，而该点位置与图2中第1阶模态频率曲线与“三边形”虚线的交点位置相近；第2阶实部先减小后增大再减小，在孔深0.7 m位置附近处为最高点；第3阶实部先增大后减小再增大，在孔深0.2 m位置附近处为最高点；第4阶实部先减小后增大。此外，在整个加工过程中前4阶的实部符号始终都为负，表明系统始终处于稳定状态。然而，各阶稳定性程度随孔深变化各不相同。

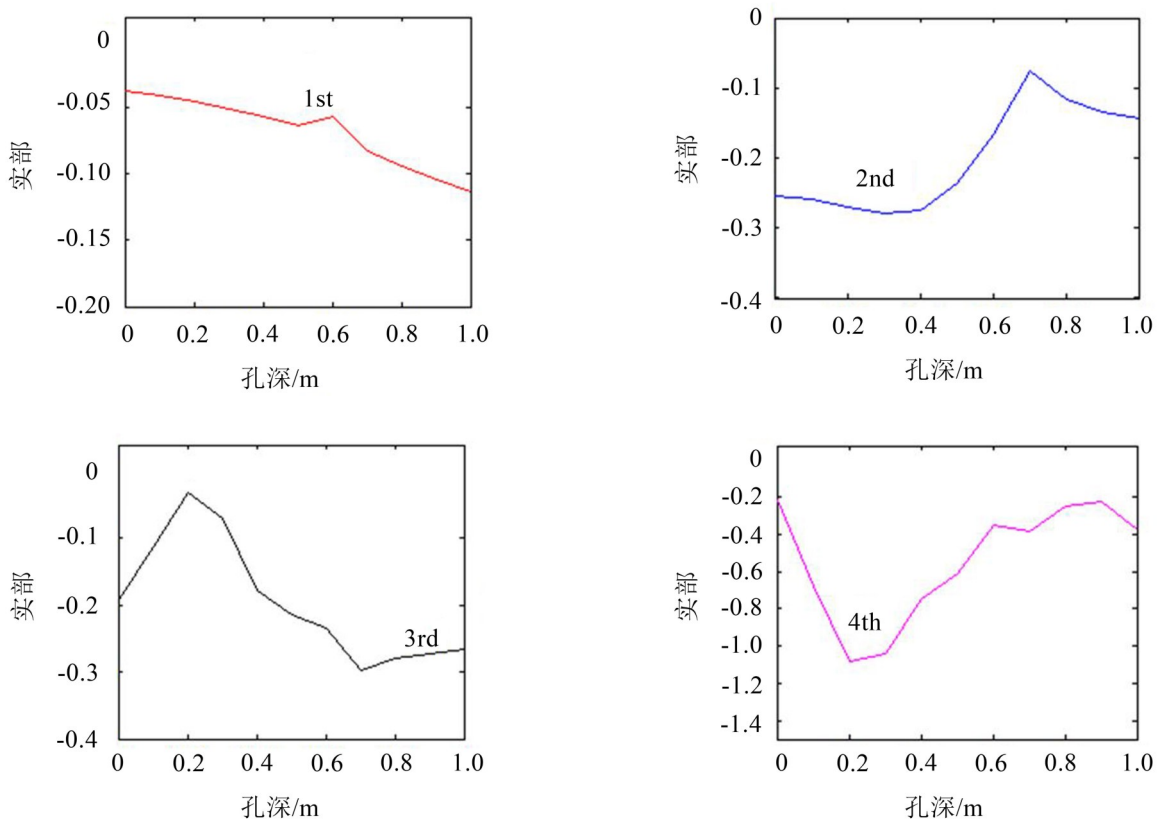


图3　前4阶实部随孔深增加的变化曲线

4　实验结果与分析

工件长度为1 060 mm，直径为74 mm，材料为40 Cr。刀头直径为44 mm，钻杆外径为36 mm，内径为25 mm。在深孔钻削过程中，选取主轴转速为282 r/min，进给量为15 mm/min。如图4所示为试验工件装夹实物图。图5为钻削试验测试系统图，采用加速度传感器采集钻杆振动信号。

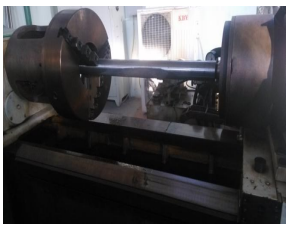


图4　工件装夹



图5钻削试验测试系统图

图6所示为在深孔加工过程中钻杆系统振动加速度信号的频谱图。钻杆的前4阶模态频率分别为15.8 Hz、41.6 Hz、60.8 Hz、85.2 Hz。

图7所示为工件内孔表面形貌。在工件加工完成后，将内窥镜伸入工件内部，发现在工件的内表面上沿轴向明显地均匀分布着3条波瓣。本实验主轴转速为282 r/min，将该数据转换成频率为4.7 Hz，其接近于钻杆系统一阶模态频率的1/3，因此，实验结果与所建立的钻杆系统模型仿真分析结果较为吻合。

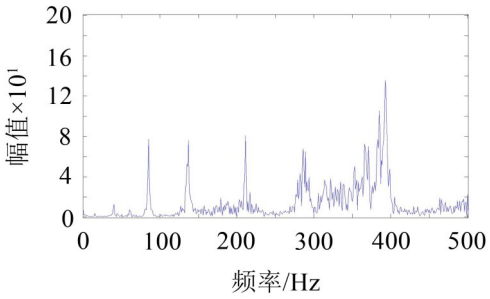


图6　钻杆系统振动加速度信号频谱图

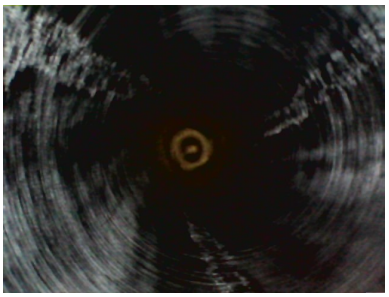


图7　工件内孔表面形貌

5　结　语

本文建立了钻杆系统动力学模型，分析了钻削深度对系统固有频率和稳定性的影响。在深孔加工过程中，钻杆系统各阶模态频率随孔深的变化规律并不相同。此外，这种变刚度现象会对深孔加工稳定性和工件质量产生一定的影响，而且会直接影响

内孔表面的波瓣形貌，这与系统第1阶固有频率有着密切的关系，从仿真结果和实验结果也可同时得到验证。

参考文献：

[1] 沈兴全，庞俊忠. 深孔加工关键技术研究[J]. 中北大学学报，2010，5(6)：43-46.

[2] 何定健，李建勋，王勇. 深孔加工关键技术及发展[J]. 航空制造技术，2008，21：90-93.

[3] 李文亮. 高效深孔加工技术的研究[D]. 兰州：兰州理工大学，2012.

[4] MALEKI M I, NOURI M, MADOLIAT R, et al. Investigating chatter vibration in deep drilling, including process damping and the gyroscopic effect[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2009, 49(12-13): 939-946.

[5] CHIN J H, LEE L W. A study on the tool eigenproperties of a BTA deep hole drill theory and experiments[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 1995, 35(1): 29-49.

[6] CHIN J H, HSIEH C T, LEE L W, et al. The shaft behavior of BTA deep hole drilling tool[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1996, 38(5): 461-482.

[7] KONG L F, LI Y, LU Y J, et al. Complex nonlinear behaviors of drilling shaft system in boring and trepanning association deep hole drilling[J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2009, 45(3-4): 211-218.

[8] KONG L F, LI Y J, ZHAO Z, et al. Numerical investigating nonlinear dynamic responses to rotating deep-hole drilling shaft with multi-span intermediate supports[J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2013, 55: 170-179.

[9] 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, 2001, 41 (11): 1301-1322.

[10] MATSUZAKI K, RYU T, SUEOKA A, et al. Theoretical and experimental study on rifling mark generating phenomena in BTA deep hole drilling process (generating mechanism and countermeasure)[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 2015, 88: 194-205.

[11] AL-WEDYAN H, BHAT R, DEMIRLI K, et al. Whirling vibrations in boring trepanning association deep hole boring process: analytical and experimental investigations [J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering Transactions of the ASME, 2007, 1:48-62.

（上接第13页）

[6] ZHOU S, JEAN-MISTRAL C, CHESNÉ S. Electromagnetic shunt damping with negative impedances: optimization and analysis[J]. Journal of Sound and Vibration, 2019, 445: 188-203.

[7] 背户一登. 动力吸振器及其应用[M]. 任明章译. 机械工业出版社，2013.

[8] NARIMAN ZADEH N, SALEHPOUR M, JAMALI A, et al. Pareto optimization of a five-degree of freedom vehicle vibration model using a multi-objective uniform-diversity genetic algorithm (MUGA) [J]. Engineering Applications of Artificial Intelligence, 2010, 23(4): 543-551.

[9] ESEN İ, KOÇ M A. Optimization of a passive vibration absorber for a barrel using the genetic algorithm[J]. Expert Systems with Applications, 2015,42 (2): 894-905.

[10] LEE J, KIM C J, LEE C, et al. Optimal design of multiple tuned mass dampers to reduce vibrations of a ram-type structure with varying dynamics via a control theoretic framework[J]. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2020, 142(2): 021009.

[11] 付江华，张博涵，陈哲明，等. 基于智能算法的动力吸振器多参数优化研究[J]. 噪声与振动控制，2018，38(4)：214-218.

[12] 李学斌. 动力吸振器的多目标优化和多属性决策研究[J]. 振动工程学报，2010(3)：319-324.

[13] XU Z D, HUANG X H, XU F H, et al. Parameters optimization of vibration isolation and mitigation system for precision platforms using non-dominated sorting genetic algorithm[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 128: 191-201.

[14] PEI Y, LIU Y, ZUO L. Multi-resonant electromagnet-tic shunt in base isolation for vibration damping and energy harvesting[J]. Journal of Sound and Vibration, 2018,423: 1-17.

[15] AO W K, REYNOLDS P. Analysis and numerical evaluation of H_∞ and H_2 optimal design schemes for an electromagnetic shunt damper[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2020, 142(2): 1-25.

[16] 雷英杰，张善文. MATLAB遗传算法工具箱及应用[M]. 西安：西安电子科技大学出版社，2014.