

一种滑动导向钻井工具面自适应控制方法

钟晓宇¹ 刘佳鹏¹ 陆秋海¹ 程载斌²

摘要 滑动导向钻井过程中, 由于钻柱滑动摩擦阻力较大, 工具面角的调整速度较为缓慢, 且大多依赖司钻的经验, 大大降低了钻井工作效率. 论文建立了滑动导向钻井系统工具面控制对象的简化传递函数模型, 并针对该模型提出一种具有自适应性的工具面动态控制方法. 该方法采用微分正反馈控制律以提高工具面角的调整速度, 并利用自适应方法对模型参数进行在线辨识, 实时修正控制参数. 最后通过动力学仿真验证了该方法能实现工具面角无超调无稳态误差的快速响应, 且能根据参数辨识结果自动调整控制参数, 无需依赖司钻经验, 从而有效提高滑动导向钻井的工具面调整效率.

关键词 滑动导向钻井, 工具面控制, 微分正反馈, 自适应控制

引用格式 钟晓宇, 刘佳鹏, 陆秋海, 程载斌. 一种滑动导向钻井工具面自适应控制方法. 自动化学报, 2019, 45(6): 1044–1054

DOI 10.16383/j.aas.2018.c170425

An Adaptive Toolface Control Method for Slide Steering Drilling

ZHONG Xiao-Yu¹ LIU Jia-Peng¹ LU Qiu-Hai¹ CHENG Zai-Bin²

Abstract In the process of “slide” drilling, the friction between the drillstring and the wellbore is so large that it takes long to implement the tool-face adjustment which is very important to change the current wellbore trajectory. In addition, it is not clear in theory how to adjust the tool face correctly and efficiently, which results in that the tool face adjustment mostly depends on the driller’s experience and is very inefficient. In this paper, a simplified transfer function model which describes the tool face adjustment process is proposed. Based on this model, the differential positive feedback control algorithm is used to improve the response speed of toolface adjustment, and an adaptive method is established to identify and correct the parameters of the control model in real time. Finally, the results of the dynamic simulation show the correctness and robustness of the proposed control algorithm which can increase the dynamic response speed of the tool-face adjustment without overshoot or steady-state error. The parameters of the control algorithm is automatically identified and corrected without the driller’s experience.

Key words Slide steering drilling, toolface control, differential positive feedback, adaptive control

Citation Zhong Xiao-Yu, Liu Jia-Peng, Lu Qiu-Hai, Cheng Zai-Bin. An adaptive toolface control method for slide steering drilling. *Acta Automatica Sinica*, 2019, 45(6): 1044–1054

滑动导向和旋转导向是石油定向钻井中常用的两种钻进技术, 其中滑动导向效率较低, 但花费相对低廉, 因此仍是陆上钻井的主流选择^[1].

由于实际钻井地下工况十分复杂, 各种参数充满不确定性^[2], 因此一直以来, 钻井的自动控制都是一个很大的难题, 大部分工作如调整工具面都需要经验丰富的司钻手动控制完成, 既耗费人力又降低了效率. 近年来, 随着技术的发展, 越来越多的石油公司和机构开始将自动控制技术引入钻井行业, 如文献 [3–4] 中提出一种基于扭矩控制的钻具摆动系

统, 其利用顶驱的左右振荡来实现井下钻具的轴向减阻, 从而减小托压、提高钻速; 文献 [5] 中提出一种“软扭矩”控制系统, 通过对钻具组合的转动惯量和扭转刚度进行辨识来调整顶部控制器的 PID 参数, 实现类似隔振器的缓震效果. 不过对于较为困难的滑动导向钻井工具面控制问题, 目前尚未有成熟的自动控制方法, 仍依赖于司钻控制.

滑动导向钻井工具面控制的主要难点在于: 由于钻井系统的钻柱不旋转, 容易产生较大的摩擦阻, 通过旋转顶驱调整工具面的响应速度比较慢, 往往需要依赖司钻经验反复调整, 效率较低, 而且一旦出现突发情况, 则必须将钻头提离井底, 重新调整工具面角, 待其稳定下来之后才能继续定向钻进, 十分耗时. 另外, 工具面角的响应受到地层岩性、钻压大小、钻进速度等多方面因素影响, 给工具面角的动态控制带来很大干扰和不确定性, 难以事先选定一组合适的控制参数以满足各种复杂的井下工况.

要实现滑动导向钻井工具面的自动控制, 必须

收稿日期 2017-07-31 录用日期 2018-02-07
Manuscript received July 31, 2017; accepted February 7, 2018
国家科技重大专项 (2016ZX05025-002-001) 资助
Supported by National Science and Technology Major Project of China (2016ZX05025-002-001)
本文责任编辑 乔俊飞
Recommended by Associate Editor QIAO Jun-Fei
1. 清华大学航天航空学院 北京 100084 2. 中海油研究总院 北京 100028
1. School of Aerospace, Tsinghua University, Beijing 100084
2. China National Offshore Oil Corporation (CNOOC) Research Institute, Beijing 100028

建立相对准确且较为简洁的控制对象模型, 能够描述钻具系统在井下的基本动力学特性, 并在其基础上开展仿真控制研究。

钻井系统建模的主要难点在于井下钻柱类似于大长细比的柔性梁, 且与井壁之间存在大量接触和摩擦, 不同钻头与岩石的相互作用也十分复杂。多年来, 许多研究人员分别提出各种不同模型及仿真方法^[6], 如文献 [7] 分别提出两种“软弹簧”和“硬弹簧”模型来描述钻柱系统, 两种模型的主要区别在于是否考虑钻柱的弯曲刚度; 文献 [8–10] 利用有限元方法建立了底部钻具组合和钻头的 FEA 模型, 进而对底部钻具组合和钻头的设计进行优化; 文献 [11] 建立了钻柱系统的动力学方程, 并且建立了钻头与岩石作用的非线性模型, 最后通过数值仿真验证了顶驱操作对底部钻头的影响; 文献 [12] 建立了反映旋转导向钻井底部钻具组合造斜能力的传递函数模型, 从而为钻具设计和控制参数选取提供参考依据; 文献 [13] 建立了旋转导向钻井的动力学仿真模型, 并开发了一套 3D 仿真软件来模拟钻井过程; 文献 [14–16] 通过动力学仿真研究了不同钻头对于工具面控制的影响; 文献 [17] 利用多体动力学方法建立了滑动导向钻井的动力学模型, 并对接触碰撞进行检测, 通过数值仿真模拟了滑动导向钻井的钻进过程。目前为止, 滑动导向钻井工具面控制的建模与仿真仍处于探索阶段, 尚未有成熟的控制对象模型和自动控制方法。

基于以上讨论, 本文针对滑动导向钻井工具面控制问题, 通过理论分析建立了控制对象简化的二阶传递函数模型, 在此基础上采用微分正反馈控制律提高工具面动态响应速度; 并利用自适应控制方法在线辨识模型参数, 实时修正控制参数, 以实现工具面无超调无稳态误差的快速响应, 从而有效提高滑动导向钻井中的工具面调整效率。进一步, 本文通过动力学控制仿真验证了上述控制方法的合理性与有效性。

1 滑动导向钻井控制对象建模

1.1 滑动导向钻井系统概述

滑动导向钻井系统 (如图 1 所示) 可以划分为井上部分与井下部分: 井上部分主要包括绞车、天车、游车、顶驱、泥浆泵等, 天车和游车构成滑轮组, 用于钻具上提下放, 顶驱由电机驱动用以旋转钻柱进而控制工具面^[18]; 井下部分为钻具组合 BHA (Bottom hole assembly), 从上至下主要包括钻杆、加重钻杆、钻铤、稳定器、MWD (Measurement while drilling)、螺杆马达、钻头等, 其中 MWD 可测量螺杆马达的工具面角, 并将数据转化为脉冲信

号通过泥浆液上传至地面进行解码。

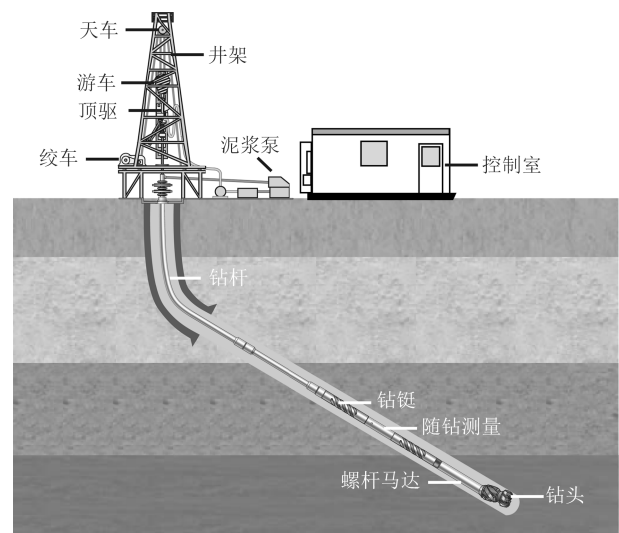


图 1 滑动导向钻井系统示意图

Fig. 1 Slide drilling system

1.2 滑动导向钻井系统控制对象模型

1.2.1 滑动导向钻井钻具系统简化模型

不考虑钻柱的屈曲变形, 将滑动导向钻井系统井下部分的钻具系统简化为一根圆管, 如图 2 所示。

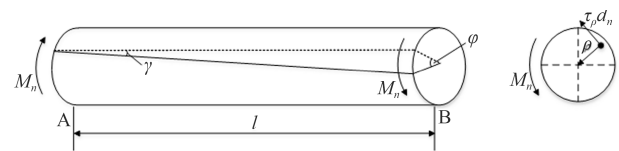


图 2 滑动导向钻井系统井下部分钻具系统简化模型

Fig. 2 Simplified BHA model of slide drilling system

根据扭转平面假设和剪切胡克定律, 横截面各点切应力为: $\tau_\rho = K\rho$ 。

整个横截面上所有微力矩之和应等于该界面的扭矩:

$$M_n = \int_A \tau_\rho \rho dA = K \int_A \rho^2 dA \quad (1)$$

令 $I_\rho = \int_A \rho^2 dA$, 称为截面极惯性矩, 则:

$$M_n = KI_\rho = \frac{\tau_\rho I_\rho}{\rho} \quad (2)$$

即:

$$\tau_\rho = \frac{M_n \rho}{I_\rho} \quad (3)$$

对于内径为 d , 外径为 D 的空心圆截面对圆心的极惯性矩为:

$$I_\rho = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) = \frac{\pi D^4}{32} (1 - \alpha^4) \quad (4)$$

其中, $\alpha = d/D$.

如图 2, 当 γ 较小时, 由几何关系可得:

$$\varphi = \frac{\gamma l}{R} \quad (5)$$

由胡克定律:

$$\gamma = \frac{\tau_R}{G} = \frac{M_n R}{GI_\rho} \quad (6)$$

根据式 (5) 和 (6) 可得:

$$M_n = \frac{GI_\rho \varphi}{l} \quad (7)$$

即将整个井下部分的钻具系统等效为一根扭簧, 其扭转刚度为 GI_ρ/l .

1.2.2 滑动导向钻井动力学建模

当通过旋转顶驱调整工具面时, 井下钻具系统与井壁之间存在大量接触和摩擦, 摩阻扭矩的大小是影响工具面角响应速度的主要因素. 螺杆马达带动钻头旋转, 钻头与井底之间会产生反扭矩, 其大小与钻压呈正相关. 此外, 当钻柱发生扭转时, 螺杆马达弯角部分会嵌入井壁并阻碍扭转, 相当于底部多了一个与扭转方向相反的恢复扭矩. 假设滑动导向钻进过程中钻压保持稳定, 钻头反扭矩大小不变, 将其作为一个常值干扰不予考虑, 并且忽略钻柱与井壁之间的静摩擦, 将其视为钻井液作用占主导的粘性摩擦, 则根据集中质量法原理^[11], 滑动导向钻进过程动力学模型如图 3 所示, 等价于一个两自由度振动系统.

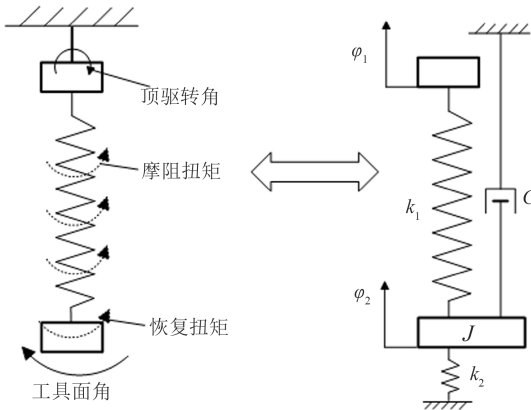


图 3 滑动导向钻井系统动力学模型示意图

Fig. 3 Dynamic model of slide drilling system

系统的动力学方程如下:

$$J\ddot{\varphi}_2 + c\dot{\varphi}_2 + k_1(\varphi_2 - \varphi_1) + k_2\varphi_2 = 0 \quad (8)$$

其中, φ_1, φ_2 分别代表顶驱转角和工具面角, k_1 代表钻柱系统的等效扭转刚度, k_2 代表螺杆马达弯角部分的等效扭转刚度, J 代表钻柱系统的等效转动

惯量, c 代表在钻井液作用下, 钻柱与井壁之间摩擦的等效阻尼系数.

对方程进行拉氏变换, 得到从顶驱转角到工具面角的传递函数:

$$G(s) = \frac{\varphi_2(s)}{\varphi_1(s)} = \frac{k_1}{Js^2 + cs + k_1 + k_2} \quad (9)$$

令 $\mu = k_1/(k_1 + k_2), \alpha = J/(k_1 + k_2), \beta = c/(k_1 + k_2)$, 顶驱转角为控制输入 $u(s)$, 工具面角为控制输出 $y(s)$, 则有:

$$G(s) = \frac{y(s)}{u(s)} = \frac{\mu}{\alpha s^2 + \beta s + 1} \quad (10)$$

将传递函数模型转化为离散系统差分方程, 采样间隔为 ΔT :

$$\alpha \cdot \frac{y(k) - 2y(k-1) + y(k-2)}{(\Delta T)^2} + \beta \cdot \frac{y(k) - y(k-1)}{\Delta T} + y(k) = \mu \cdot u(k) \quad (11)$$

整理可得:

$$y(k) = c_1 u(k) + c_2 y(k-1) + c_3 y(k-2) \quad (12)$$

$$\begin{cases} \mu = \frac{c_1}{1 - c_2 - c_3} \\ \alpha = -\frac{c_3}{1 - c_2 - c_3} \cdot (\Delta T)^2 \\ \beta = \frac{c_2 + 2c_3}{1 - c_2 - c_3} \cdot \Delta T \end{cases} \quad (13)$$

1.3 滑动导向钻井工具面控制方法

1.3.1 微分正反馈控制律

对于滑动导向钻井工具面控制, 若采用传统的负反馈控制, 如图 4 所示, 其中 $H(s)$ 为控制器, 控制对象传递函数如式 (10) 所示.

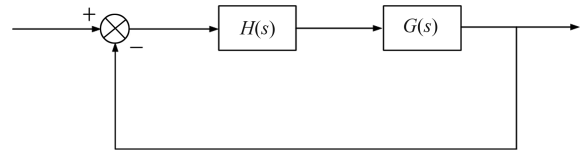


图 4 负反馈控制回路

Fig. 4 Negative feedback control loop

系统的闭环传递函数为:

$$K(s) = \frac{G(s)H(s)}{1 + G(s)H(s)} \quad (14)$$

以常用的 PD 控制为例, 令 $H(s) = k_p + k_d s$, 则有:

$$K(s) = \frac{\mu k_d s + \mu k_p}{\alpha s^2 + (\beta + \mu k_d) s + \mu k_p + 1} \quad (15)$$

根据终值定理^[19], 系统的稳态值为:

$$\lim_{s \rightarrow 0} K(s) = \frac{\mu k_p}{\mu k_p + 1} \quad (16)$$

可见, 无论如何调整比例系数, 工具面角最终都会有稳态误差. 而且, 工具面角的响应速度主要由阻尼项决定, 对于滑动导向钻井而言, 摩擦较大, 系统通常为过阻尼系统, 而 PD 控制非但不能加速响应, 反而会增大系统的阻尼项, 使工具面角的响应速度变慢.

对于滑动导向钻井这种稳定性冗余, 快速性不足的控制对象而言, 传统的负反馈控制难以实现理想的控制效果. 为了解决这一问题, 本文提出一种微分正反馈控制律, 如图 5 所示:

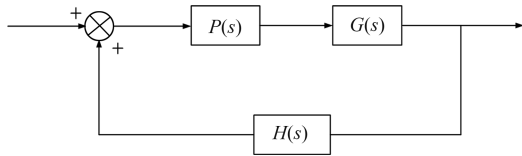


图 5 正反馈控制回路

Fig. 5 Positive feedback control loop

系统的闭环传递函数为:

$$K(s) = \frac{P(s)G(s)}{1 - P(s)H(s)G(s)} \quad (17)$$

令控制器 $P(s) = 1/\mu$, $H(s) = k_d s$, 则:

$$K(s) = \frac{1}{\alpha s^2 + (\beta - k_d)s + 1} \quad (18)$$

根据终值定理, 系统的稳态值为 1, 无稳态误差, 且可以通过调节微分系数 k_d 的大小来减小系统的阻尼项, 从而加快工具面角的响应速度. 由于顶驱存在反转限制, 最好不要有超调现象出现, 因此系统的理想状态是临界阻尼状态, 对应的控制方程为:

$$\begin{cases} P(s) = \frac{1}{\mu} \\ H(s) = (\beta - 2\sqrt{\alpha})s \end{cases} \quad (19)$$

在此条件下, 可以保证在系统稳定、无超调、无稳态误差的前提下, 尽量提高工具面角的响应速度.

1.4 自适应模型参数辨识

由于实际钻井工程中, 井下工况十分复杂, 控制对象特性受到井眼轨迹、地层岩性、钻压大小、钻进速度等多方面因素影响, 其模型参数事先难以预知, 而且在钻进过程中会受到各种干扰, 具有很大的不确定性. 对于上节提出的微分正反馈控制律, 需要对井下钻具系统传递函数模型参数进行在线估计, 控

制算法应脱离对司钻经验的依赖, 具有一定自适应性, 能够根据不同的钻井工况实时调整控制参数.

为此, 需要使用自适应控制的方法对模型参数进行在线辨识, 然后根据辨识结果实时修正控制参数, 使系统始终保持在临界阻尼状态, 具体方法如下.

实际钻井的 MWD 将工具面角数据上传至地面并解码需要一定时间, 假设采样周期为 ΔT , 延时步数为 N , 则式 (12) 变为:

$$y(k) = c_1 u(k - N) + c_2 y(k - 1) + c_3 y(k - 2) \quad (20)$$

写成矩阵形式:

$$\begin{cases} Y = [y(3) \ \cdots \ y(k)]^T \\ X = \begin{bmatrix} u(3 - N) & y(2) & y(1) \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ u(k - N) & y(k - 1) & y(k - 2) \end{bmatrix} \\ \theta = [c_1 \ c_2 \ c_3]^T \end{cases} \quad (21)$$

根据最小二乘法原理, 参数矩阵的最佳估计结果为^[20]:

$$\hat{\theta} = (X^T X)^{-1} X^T Y \quad (22)$$

根据 $\hat{\theta}$ 的辨识结果和式 (13) 即可求出模型参数的估计值 $\hat{\mu}$ 、 $\hat{\alpha}$ 、 $\hat{\beta}$, 离散系统可以由差分代替微分, 其控制方程为:

$$\begin{cases} P(k) = \frac{1}{\hat{\mu}} \\ H(k) = (\hat{\beta} - 2\sqrt{\hat{\alpha}}) \frac{y(k) - y(k - 1)}{\Delta T} \end{cases} \quad (23)$$

2 滑动导向钻井动力学仿真建模

2.1 钻井系统建模

对钻井系统进行多体动力学建模, 如图 6 所示.

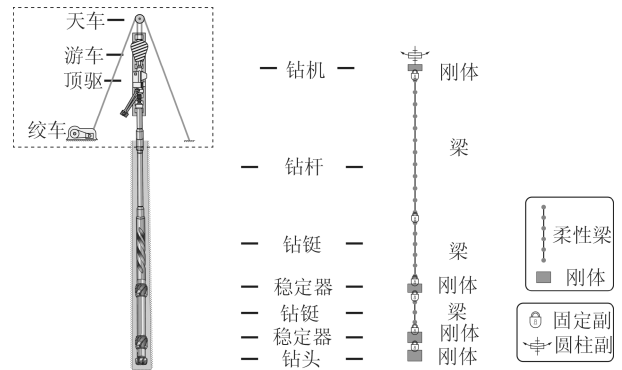


图 6 钻井系统多体动力学建模

Fig. 6 Multi-body dynamic model of drilling system

建模主要考虑绞车带动钻柱上下平动和顶驱带动钻柱左右转动的过程, 因此将顶驱建模成刚体, 与地面通过圆柱副进行连接, 可控制其上下平动与转动. 将钻柱中细长的刚度较小的钻杆、钻铤部分使用柔性梁进行建模, 将短粗的稳定器和钻头使用刚体进行建模. 不同的钻具组件之间是通过螺纹进行连接的, 刚度很大, 因此使用固定副进行建模.

2.2 钻柱-井壁接触建模

钻柱与井壁之间存在着大量的随机接触碰撞和摩擦^[21-22], 通过在钻柱的各个部位布置接触检测点, 用以检测钻柱是否与井壁接触以及接触时嵌入量的大小, 然后通过赫兹接触模型计算接触力的大小, 如图 7 所示, 判定接触检测点位置采用 AABB 包围盒方法^[23]. 接下来计算接触检测点在空间曲线上的投影点, 计算二者距离 h , 则嵌入深度 δ 为:

$$\delta = h + R - r \quad (24)$$

其中, R 为钻柱的外半径, r 为井眼半径.

钻柱与井壁的接触力 \mathbf{f} 分为法向力和切向力两部分, 如式 (25) 所示:

$$\mathbf{f} = f_n \mathbf{n} + f_\tau \boldsymbol{\tau} \quad (25)$$

其中, \mathbf{n} 为接触法方向, $\boldsymbol{\tau}$ 为接触切方向.

法向力由弹性力和阻尼力组成^[24], 如式 (26) 所示:

$$f_n = \kappa \cdot \delta^e + \varepsilon \cdot \dot{\delta} \quad (26)$$

其中, κ 为接触刚度系数, e 为接触刚度指数, ε 为接触阻尼系数.

切向力为摩擦力, 使用库伦摩擦模型进行描述, 如式 (27) 所示:

$$f_\tau = \eta f_n \quad (27)$$

其中, η 为摩擦系数.

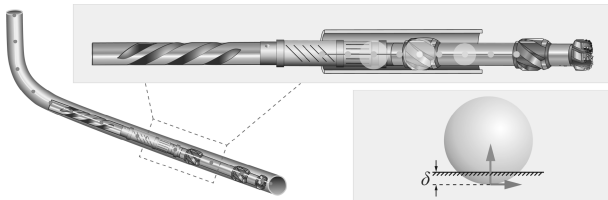


图 7 钻柱-井壁接触建模

Fig. 7 Modeling of drillstring-wall contact

2.3 钻井系统多体动力学方程

钻井系统是一个刚柔耦合系统^[25]. 钻机、稳定器、钻头使用刚体进行建模, 钻杆、加重钻杆、钻铤使用柔性梁进行建模. 整个系统的动力学方程是拉格朗日第一类方程, 由各个部件的力平衡方程及其之间的约束方程所组成.

则刚体的力平衡方程如式 (28) 所示:

$$M\ddot{\mathbf{q}} + M\dot{\mathbf{q}} - \frac{1}{2}\dot{\mathbf{q}}^T \frac{\partial(M\dot{\mathbf{q}})}{\partial \mathbf{q}} - \mathbf{Q} + \mathbf{C}_q^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{0} \quad (28)$$

其中, $\mathbf{q} = [\mathbf{r}^T \ \boldsymbol{\phi}^T]^T$ 为刚体的广义坐标, M 是刚体的质量, \mathbf{r} 是刚体的位置, $\boldsymbol{\phi}$ 描述刚体的姿态.

柔性梁采用两节点单元, 与刚体描述姿态的方式相同, 柔性梁节点依旧采用转动向量描述其姿态.

则单元的惯性力矢量如式 (29) 所示:

$$\mathbf{f}_{\text{inertia}} = -\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right) + \frac{\partial E_k}{\partial \mathbf{q}} = -M\ddot{\mathbf{q}} - M\dot{\mathbf{q}} + \frac{1}{2}\dot{\mathbf{q}}^T \frac{\partial(M\dot{\mathbf{q}})}{\partial \mathbf{q}} \quad (29)$$

单元的弹性力矢量如式 (30) 所示:

$$\mathbf{f}_{\text{elastic}} = -\frac{\partial E_p}{\partial \mathbf{q}} = -l_0 \left(\int_0^1 \boldsymbol{\gamma}^T \mathbf{C}_\gamma \frac{\partial \boldsymbol{\gamma}}{\partial \mathbf{q}} ds + \int_0^1 \boldsymbol{\kappa}^T \mathbf{C}_\kappa \frac{\partial \boldsymbol{\kappa}}{\partial \mathbf{q}} ds \right) \quad (30)$$

柔性梁的力平衡方程如式 (31) 所示:

$$\mathbf{f}_{\text{inertia}} + \mathbf{f}_{\text{elastic}} + \mathbf{f}_{\text{external}} + \mathbf{C}_q^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{0} \quad (31)$$

对多体动力学方程进行数值求解, 即可获得整个钻井系统的动力学响应.

2.4 滑动导向钻井工具面控制仿真

2.4.1 2D 定向井算例

选取深度为 2000 m, 直径为 215.9 mm 的一口 2D 水平定向井 (图 8), 采用套管固井, 钻柱与井壁之间的摩擦系数设为 0.3, 具体井眼轨迹和钻具组合信息分别如表 1 和表 2 所示.

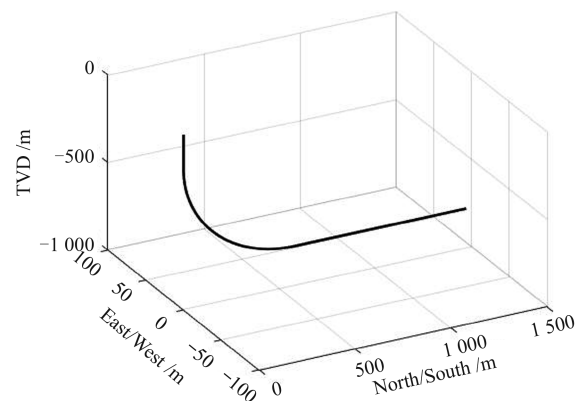


图 8 初始井眼轨迹曲线 (2000 m)

Fig. 8 Initial wellbore trajectory curve (2000 m)

表 1 定向井眼轨迹参数 (2000 m)
Table 1 Wellbore trajectory parameters of directional well (2000 m)

测深 (m)	井斜角 (°)	方位角 (°)	垂深 (m)	+N/-S (m)	+E/-W (m)	狗腿度 (°/30 m)	扭方位率 (°/30 m)
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.000	0.000
200.00	0.00	0.00	200.00	0.00	0.00	0.000	0.000
300.00	10.00	0.00	299.49	8.70	0.00	3.000	0.000
400.00	20.00	0.00	395.96	34.55	0.00	3.000	0.000
500.00	30.00	0.00	486.48	76.76	0.00	3.000	0.000
600.00	40.00	0.00	568.29	134.05	0.00	3.000	0.000
700.00	50.00	0.00	638.91	204.67	0.00	3.000	0.000
800.00	60.00	0.00	696.20	286.48	0.00	3.000	0.000
900.00	70.00	0.00	738.40	377.00	0.00	3.000	0.000
1000.00	80.00	0.00	764.25	473.46	0.00	3.000	0.000
1100.00	90.00	0.00	772.96	572.96	0.00	3.000	0.000
1500.00	90.00	0.00	772.96	972.96	0.00	0.000	0.000
2000.00	90.00	0.00	772.96	1472.96	0.00	0.000	0.000

表 2 定向井钻具组合参数 (2000 m)
Table 2 BHA parameters of directional well (2000 m)

#	名称	长度 (m)	累长 (m)	外直径 (mm)	内直径 (mm)	线重 (kg/m)	总重 (kg)	累重 (kg)
1	8.5in Bit	0.3	0.3	215.9	-	131.2	39.37	39.37
2	6.75 BH	9.5	9.8	171.5	63.5	140.27	1332.57	1332.57
3	6.75 Stabilizer	1.524	11.324	171.5	71.44	149.77	228.25	228.25
4	CrossOver	0.91	12.234	158.5	70.1	123.9	112.75	112.75
5	6.75in Collar	8.14	20.374	171.45	71.45	149.74	1218.88	1218.88
6	6.75 MWD	7.5	27.874	171.45	73.03	150	1125	1125
7	6.75in Collar	9.14	37.014	171.45	71.45	149.74	1368.62	1368.62
8	CrossOver	0.91	37.924	158.5	70.1	123.9	112.75	112.75
9	6.25in Collar	50.7	88.624	158.75	71.45	123.89	6281.22	6281.22
10	CrossOver	0.91	89.534	158.5	70.1	123.9	112.75	112.75
11	5in HWDP	109.68	199.241	127	76.2	73.96	8111.93	8111.93
12	5in DP	1828.0	2027.214	127	108.61	34.82	63650.96	63650.96

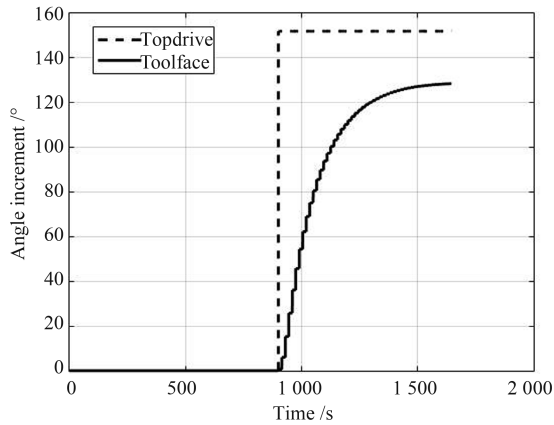


图 9 顶驱转角与工具面角增量曲线 (2000 m)

Fig. 9 Angle increment of topdrive and toolface (2000 m)

首先进行不加控时的仿真, 设滑动钻进速度为 0.005 m/s, 工具面角的采样周期为 15 s, 数据上传延 30 s, 在 900 s 左右顶驱旋转 152°, 顶驱转角与工具面角的增量如图 9 所示。

根据顶驱转角和工具面角的增量, 可以在线辨识出传递函数模型参数 (图 10), 然后根据模型参数辨识结果, 可以画出其传递函数式 (10) 的阶跃响应曲线, 并与仿真中的工具面角响应进行对比, 如图 11 所示。

通过对比可见, 传递函数的阶跃响应与工具面角的动力学仿真结果基本吻合, 从而验证了二阶传递函数模型的合理性和模型参数辨识结果的准确性。

然后进行动力学控制仿真: 同样设滑动钻进速度为 0.005 m/s, 在 900 s 左右开始试图将目标工具

面调整到 180°, 自适应控制与不加控 (模仿司钻操作) 的仿真结果对比曲线如图 12~14 所示.

通过对比可见, 不加控时, 只是将顶驱旋转与目标工具面角增量相同的角度 (150°), 然后被动等待工具面缓慢响应; 而自适应微分正反馈控制方法则能通过实时调整顶驱转角实现工具面的连续自动控制, 可有效提高工具面响应速度, 并减小稳态误差.

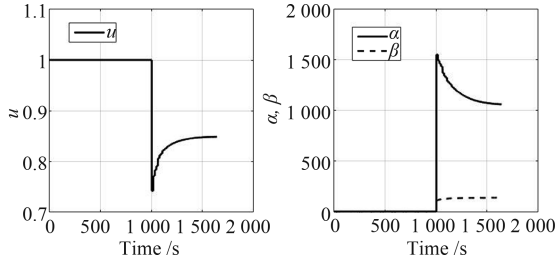


图 10 模型参数辨识结果 (2000 m)

Fig. 10 Model parameters identification results (2000 m)

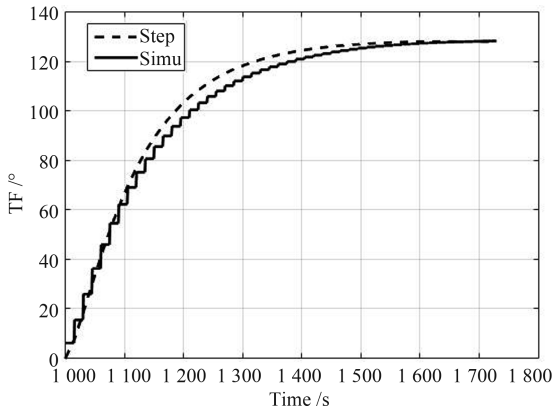


图 11 传递函数阶跃响应与仿真结果对比 (2000 m)

Fig. 11 Between step response of transfer function and simulation results (2000 m)

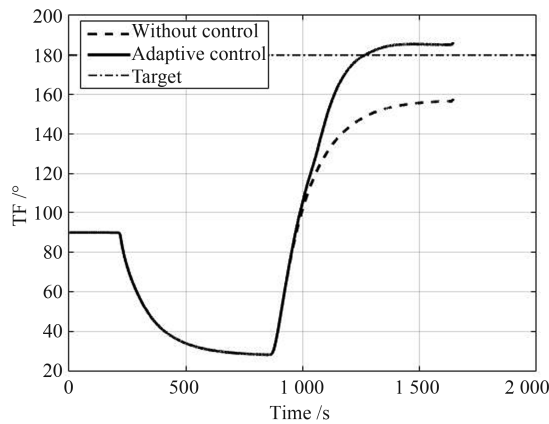


图 12 工具面角对比曲线 (2000 m)

Fig. 12 Toolface angle contrast curves (2000 m)

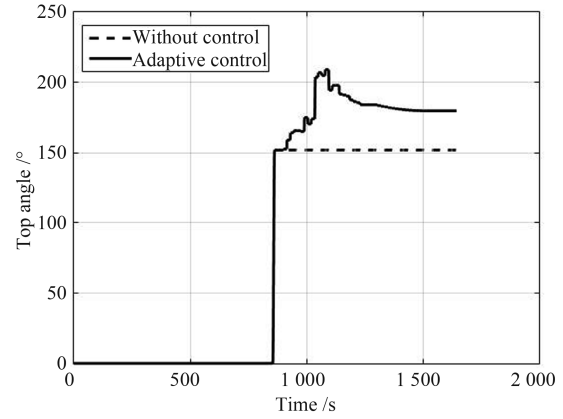


图 13 顶驱转角对比曲线 (2000 m)

Fig. 13 Topdrive angle contrast curves (2000 m)

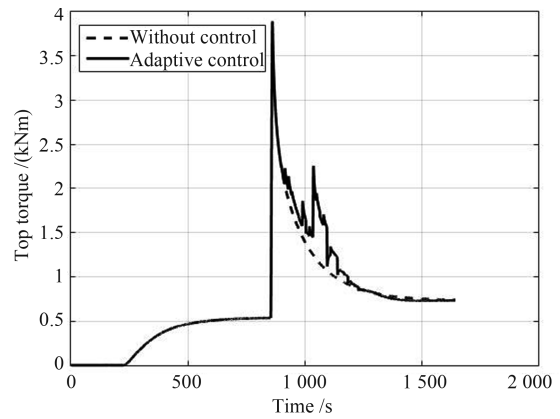


图 14 顶驱扭矩对比曲线 (2000 m)

Fig. 14 Topdrive torque contrast curves (2000 m)

2.5 3D 定向井算例

选取深度为 1200 m, 直径为 8.5 英寸 (in) 的一口 3D 定向井 (图 15), 钻柱与井壁之间的摩擦系数设为 0.3, 具体井眼轨迹和钻具组合信息分别如表 3 和表 4 所示.

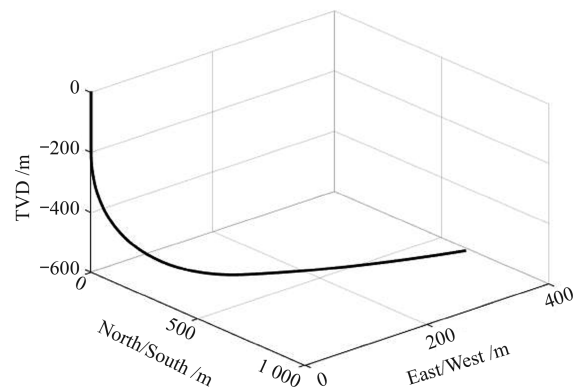


图 15 初始井眼轨迹曲线 (1200 m)

Fig. 15 Initial wellbore trajectory curves (1200 m)

表 3 定向井井眼轨迹参数 (1 200 m)
Table 3 Wellbore trajectory parameters of directional well (1 200 m)

测深 (m)	井斜角 (°)	方位角 (°)	垂深 (m)	+N/-S (m)	+E/-W (m)	狗腿度 (°/30m)	扭方位率 (°/30m)
0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.000	0.000
200.00	0.00	0.00	200.00	0.00	0.00	0.000	0.000
300.00	15.00	5.00	298.86	12.97	1.13	4.500	1.500
400.00	30.00	10.00	390.99	50.70	6.64	4.533	1.500
500.00	45.00	15.00	470.12	109.82	20.21	4.588	1.500
600.00	60.00	20.00	530.85	185.12	44.32	4.652	1.500
700.00	75.00	25.00	569.03	270.11	79.76	4.707	1.500
800.00	90.00	30.00	582.05	357.74	125.46	4.738	1.500
900.00	90.00	35.00	582.05	442.05	179.17	1.500	1.500
1000.00	90.00	40.00	582.05	521.36	240.03	1.500	1.500
1 100.00	90.00	45.00	582.05	595.07	307.57	1.500	1.500
1 200.00	90.00	50.00	582.05	662.60	381.27	1.500	1.500

表 4 定向井钻具组合参数 (1 200 m)
Table 4 BHA parameters of directional well (1 200 m)

#	名称	长度 (m)	累长 (m)	外直径 (mm)	内直径 (mm)	线重 (kg/m)	总重 (kg)	累重 (kg)
1	8.5in Bit	0.3	0.3	215.9	-	131.234	39.37	39.37
2	6.75BH	8.0	8.3	171.45	63.5	140.27	1 122.16	1 122.16
3	6.75Stablizer	0.5	8.8	158.75	71.44	123.91	61.955	61.955
4	MWD	5.0	13.8	171.45	73.03	150	750	750
5	6.75Stablizer	0.5	14.3	158.75	71.44	123.91	61.955	61.955
6	6.75in Collar	180	194.3	127	71.45	67.95	12 231	12 231
7	5in HWDP	118.82	313.12	139.7	92.08	77.43	9 200.233	9 200.233
8	5in DP	914	1 227.12	127	101.6	43.68	39 923.52	39 923.52

首先进行不加控时的仿真, 设滑动钻进速度为 0.005 m/s, 工具面角的采样周期为 15 s, 数据上传延时 30 s, 在 1 050 s 左右顶驱旋转 226°, 顶驱转角与工具面角的增量如图 16 所示.

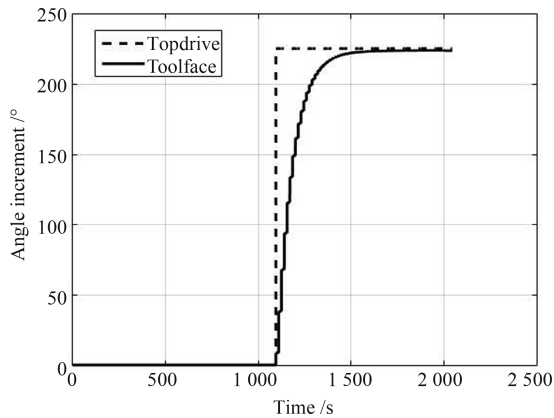


图 16 顶驱转角与工具面角的增量曲线 (1 200 m)
Fig. 16 Angle increment of topdrive and toolface (1 200 m)

由于该算例的底部钻具组合有两个稳定器, 起到了扶正螺杆马达的作用, 因此由螺杆马达弯角部分嵌入井壁引起的恢复扭矩较小, 使其引起的工具面角稳态误差也随之减小.

根据顶驱转角和工具面角的增量, 模型参数的辨识结果如图 17 所示.

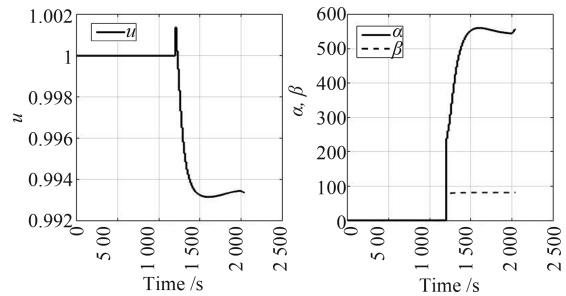


图 17 模型参数辨识结果 (1 200 m)
Fig. 17 Model parameters identification results (1 200 m)

根据模型参数辨识结果, 可以画出其传递函数的阶跃响应曲线, 与仿真中的工具面角响应对比如

图 18 所示, 两者基本吻合, 从而验证了传递函数模型的合理性和参数辨识结果的准确性.

然后进行动力学控制仿真: 设滑动钻进速度为 0.005 m/s, 在 1050 s 左右开始试图将目标工具面调整到 180°, 自适应控制与不加控的仿真结果对比曲线如图 19~21 所示.

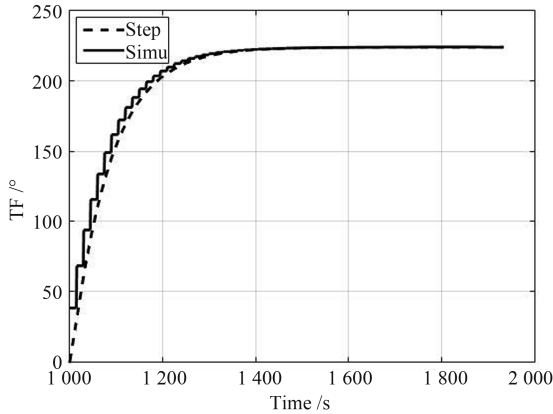


图 18 传递函数阶跃响应与仿真结果对比 (1200 m)

Fig. 18 Comparison between step response of transfer function and simulation results (1200 m)

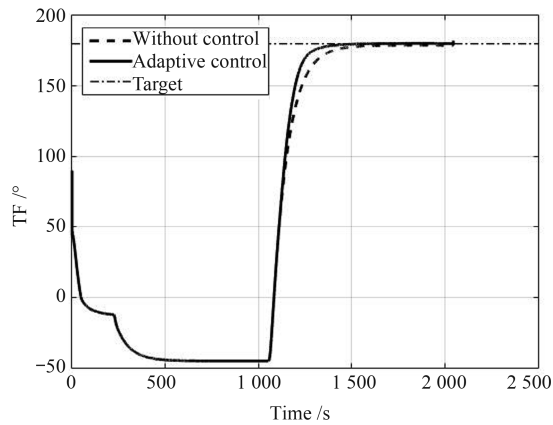


图 19 工具面角对比曲线 (1200 m)

Fig. 19 Toolface angle contrast curves (1200 m)

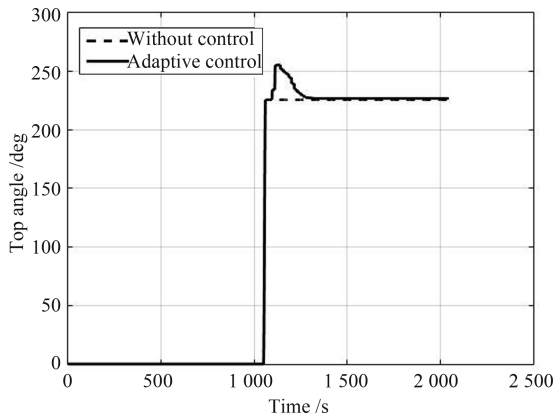


图 20 顶驱转角对比曲线 (1200 m)

Fig. 20 Topdrive angle contrast curves (1200 m)

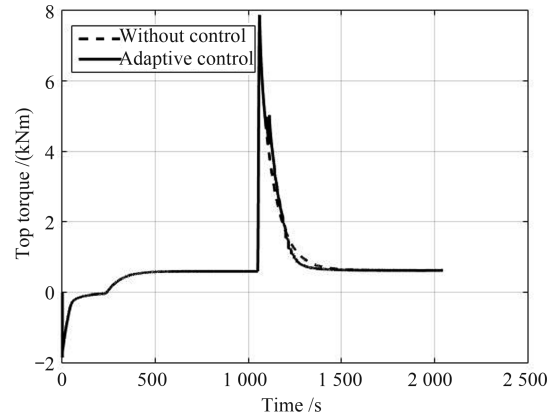


图 21 顶驱扭矩对比曲线 (1200 m)

Fig. 21 Topdrive torque contrast curves (1200 m)

通过对比可见, 由于 1200 m 定向井本身深度不大且水平段较短, 其摩擦阻力也较小, 工具面角响应速度较快, 因此自适应控制的提速效果不如算例 1 明显.

2.6 仿真小结

根据以上两种不同井型的动力学仿真, 其控制效果对比如表 5 所示.

表 5 动力学仿真控制效果对比
Table 5 Comparison of control effects of dynamic simulation

井深 (m)	控制方法	响应时间 (s)	稳态误差 (°)	超调量 (%)
2000	不加控	750	-23.4	0
2000	自适应	450	5.2	0
1200	不加控	500	-1.5	0
1200	自适应	300	0.2	0

通过两个算例的仿真结果对比可见, 两口定向井由于其深度不同、底部钻具组合不同, 导致其工具面角的动力学响应也有所不同, 主要体现在: 算例 1 比算例 2 井深更大、水平段更长, 由于摩擦阻力随井深和井斜角增加而增大, 相当于其传递函数模型中的阻尼系数 β 也更大, 因此工具面角的响应更慢; 算例 2 的底部钻具组合比算例 1 多增加了一个稳定器, 起到了扶正底部螺杆马达的作用, 导致螺杆马达弯角部分嵌入井壁的深度变小, 进而使其引起的恢复扭矩也随之减小, 即相当于其传递函数模型中的 μ 更趋近于 1, 因此其对应工具面角的稳态误差也随之减小.

通过自适应控制与不加控的仿真结果对比可见, 自适应微分正反馈方法能大大加快工具面角的响应速度, 并减小稳态误差, 而且该方法对于深井的工具

面控制提速效果更加明显. 虽然由于离散采样和数据延时导致模型参数的辨识存在一定误差, 进而导致工具面角的控制略有稳态误差, 但实际钻井一般允许工具面角存在 $\pm 10^\circ$ 以内的误差, 控制效果基本能满足实际需求.

3 结论

本文通过理论分析, 建立了滑动导向钻井的工具面控制对象模型. 该模型采用集中质量法, 将钻柱系统简化为两自由度动力学模型, 并且忽略了静摩擦等非线性因素及复杂的钻头岩石相互作用, 得到了形式简洁的二阶传递函数模型, 以方便控制方法的设计. 然后在该控制模型的基础上, 提出了一种自适应微分正反馈控制方法. 该方法可对模型参数进行在线辨识, 并根据辨识结果实时调整控制参数, 以提高工具面角的响应速度并减小稳态误差; 最后通过不同井型的动力学控制仿真验证了该方法能实现工具面角的快速响应, 且能自动调整控制参数, 超调量和稳态误差均在允许范围之内.

本文提出的滑动导向钻井工具面控制方法能有效加快工具面角的响应速度, 且具有自适应性, 无需用户手动调整控制参数, 可通过计算机编程建立控制程序与现场设备之间的指令通信, 从而实现工具面的自动控制, 替代司钻的部分工作, 提高工作效率. 该方法能适应不同井型和各种复杂的井下工况, 可应用于工程实际.

References

- Gillan C, Boone S, Kostiuk G, Schlembach C, Pinto J, Leblanc M G. Applying precision drill pipe rotation and oscillation to slide drilling problems. In: Proceedings of the 2009 SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition. Amsterdam, The Netherlands: SPE, 2009.
- Maidla E, Haci M. Understanding torque: the key to slide-drilling directional wells. In: Proceedings of the 2004 IADC/SPE Drilling Conference. Dallas, Texas, USA: SPE, 2004.
- Maidla E, Haci M, Jones S, Cluchey M, Alexander M, Warren T. Field proof of the new sliding technology for directional drilling. In: Proceedings of the 2005 SPE/IADC Drilling Conference. Amsterdam, Netherlands: SPE, 2005.
- Gillan C, Boone S G, Leblanc M G, Picard R P, Fox R T. Applying computer based precision drill pipe rotation and oscillation to automate slide drilling steering control. In: Proceedings of the 2011 Canadian Unconventional Resources Conference. Alberta, Canada: SPE, 2011.
- Veltman A, Stulemeijer I, Catena A. Identification while drilling of drill-string dynamic model for diagnostics and optimization. In: Proceedings of the 2015 Offshore Technology Conference Brasil. Rio de Janeiro, Brazil: OTC, 2015.
- Wilson A. Drilling modeling and simulation: current state and future goals. *Journal of Petroleum Technology*, 2015, **67**(9): 140–142
- Menand S, Sellami H, Tijani M, Stab O, Dupuis D C, Simon C. Advancements in 3D drillstring mechanics: from the bit to the topdrive. In: Proceedings of the 2008 IADC/SPE Drilling Conference. Miami, Florida, USA: SPE, 2006.
- Najmi N F N M, Soh A, Nair D G, Zaim M A, James B, Subroto B, et al. Advanced FEA modeling delivers solution for designing a dual hole opening BHA for a single directional run. In: Proceedings of the 2015 SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition. London, England, UK: SPE, 2015.
- Jardinez A, Guzman G, Karrer C, Murillo R, Verano F, Araujo J C, et al. Advanced FEA modeling produces first directional tandem reamer BHA: eliminates trip on deepwater exploration well. In: Proceedings of the 2014 IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition. Fort Worth, Texas, USA: SPE, 2014.
- Shi J B, Shen Y L, Zheng G S, Xu G. Time-based drilling dynamics modeling provided BHA solutions to motor development. In: Proceedings of the 2016 IADC/SPE Asia Pacific Drilling Technology Conference. Singapore: SPE, 2016.
- Kamel J M, Yigit A. Modeling and analysis of axial and torsional vibrations of drillstrings with drag bits. In: Proceedings of the 2014 International Petroleum Technology Conference. Doha, Qatar: IPTC, 2014.
- Downton G. Systems modeling and design of automated-directional-drilling systems. *SPE Drilling & Completion*, 2015, **30**(3): 212–232
- Tikhonov V S, Safronov A I, Valiullin K, Bukashkina O S. Development of universal application for drillstring dynamics simulation. In: Proceedings of the 2014 SPE Russian Oil and Gas Exploration & Production Technical Conference and Exhibition. Moscow, Russia: SPE, 2014.
- Spencer R, Hanson J, Hoffman O, Kulkarni A, Allison C. New directional drilling simulation tool reveals link between dynamic stability and tool face control. In: Proceedings of SPE/IADC Drilling Conference. Amsterdam, The Netherlands: SPE, 2013.
- Ledgerwood L W, Spencer R W, Matthews O, Bomidi J A R, Mendoza J A, Hanson J M. The effect of bit type on reactive torque and consequent toolface control anomalies. In: Proceedings of the 2015 SPE Annual Technical Conference and Exhibition. Houston, Texas, USA: SPE, 2015.
- Barton S P, May H S, Johnson S. Gauge, cutting structure, torque control components-what really counts for optimal tool face control with FC drill bits? *SPE Drilling & Completion*, 2009, **24**(2): 293–300
- Wang N, Cheng Z, Lu Y, He B, Ren G. Automated slide drilling system and multi-body dynamics aided slide drilling simulation. In: Proceedings of the 2015 SPE Digital Energy Conference and Exhibition. The Woodlands, Texas, USA: SPE, 2015
- Xu Wen, Liu Xin-Li, Ma Rui, Zou Lian-Yang, Zhao Jing, Luo Jian-Sheng, et al. Top drive-based steering control technology for slide drilling. *China Petroleum Machinery*, 2013, **41**(3): 27–30
(徐文, 刘新立, 马瑞, 邹连阳, 赵静, 雒建胜, 等. 基于顶部驱动的滑动钻井导向控制技术. *石油机械*, 2013, **41**(3): 27–30)

- 19 Ge Yi-Nan, Tang Yi-Qian, Yu Xiao-Hong, Fan Yun, Xie Hong. *Automatic Control Theory*. Beijing: Tsinghua University Press, 2016. 169–170
(葛一楠, 唐毅谦, 喻晓红, 樊云, 谢虹. 自动控制原理. 北京: 清华大学出版社, 2016. 169–170)
- 20 Han Zheng-Zhi, Chen Peng-Nian, Chen Shu-Zhong. *A textbook for Adaptive Control*. Beijing: Tsinghua University Press, 2014. 257–258
(韩正之, 陈彭年, 陈树中. 自适应控制. 北京: 清华大学出版社, 2014. 257–258)
- 21 Martinez A, Miska S, Kuru E. Experimental evaluation of the lateral contact force in horizontal wells. *Journal of Energy Resources Technology*, 2000, **122**(3): 123–128
- 22 Duman O B, Miska S, Kuru E. Effect of tool joints on contact force and axial-force transfer in horizontal wellbores. *SPE Drilling & Completion*, 2003, **18**(3): 267–274
- 23 Wang N Y, Cheng Z B, Lu Y J, Jiang W, Zhou J L, He B S, et al. A multibody dynamics model of contact between the drillstring and the wellbore and the rock penetration process. *Advances in Mechanical Engineering*, 2015, **7**(5): 1–12
- 24 Pereira C M, Ramalho A L, Ambrosio J A. A critical overview of internal and external cylinder contact force models. *Nonlinear Dynamics*, 2011, **63**(4): 681–697
- 25 Cheng Z B, Jiang W, Ren G X, Zhou J L, Jiang S Q, Yang C J, et al. A multibody dynamical model for full hole drillstring dynamics. *Applied Mechanics and Materials*, 2013, **378**: 91–96



钟晓宇 清华大学航天航空学院博士研究生. 2013 年获得北京航空航天大学宇航学院硕士学位. 主要研究方向为钻井系统动力学与控制. 本文通信作者.

E-mail: zxy890516@126.com

(**ZHONG Xiao-Yu** Ph.D. candidate at the School of Aerospace Engineering, Tsinghua University. He received his master degree from Beihang University in 2013.

received his master degree from Beihang University in 2013.

His research interest covers the dynamics and control of drilling system. Corresponding author of this paper.)



刘佳鹏 清华大学航天航空学院博士研究生. 2013 年获得清华大学工程力学系(钱学森力学班)学士学位. 主要研究方向为柔性多体系统动力学建模与仿真.

E-mail: liujp13@mails.tsinghua.edu.cn

(**LIU Jia-Peng** Ph.D. candidate at the School of Aerospace Engineering, Tsinghua University. He received his

bachelor degree from Tsinghua University in 2013. His research interest covers the modeling and simulation of flexible multibody system dynamics.)



陆秋海 博士, 清华大学航天航空学院教授. 主要研究方向为结构损伤动力学识别方法, 振动辨识与控制.

E-mail: luqh@tsinghua.edu.cn

(**LU Qiu-Hai** Ph.D., professor at the School of Aerospace Engineering, Tsinghua University. His research interest covers identification method of

structural damage dynamics, vibration identification and control.)



程载斌 博士, 中海油研究总院高级工程师. 主要研究方向为钻井系统动力学.

E-mail: chengzb@cnooc.com.cn

(**CHENG Zai-Bin** Ph.D., senior engineer at the China National Offshore Oil Corporation (CNOOC) Research Institute. His research interest covers dynamics of drilling system.)

covers dynamics of drilling system.)