

新型钻井振荡器工作原理与振动特性研究

田家林^{1,2} 杨志¹ 杨琳¹ 范哲³ 李友¹ 赵芸⁴

1.西南石油大学,成都,610500 2.西南交通大学,成都,610031

3.西气东输管道公司厦门管理处,厦门,361000

4.川庆钻探工程有限公司,成都,610056

摘要:提出了一种新型钻井振荡器。研究振荡器的工作机理,推导出了轴向脉冲激励函数,在此基础上建立了振荡器轴向振动分析模型,得到振荡器在振动下的位移、速度、加速度等关键参数;根据算例参数设计对应的室内实验,并将算例分析结果与实验结果进行对比,验证了振动分析模型的合理性,结果表明,振荡器可以产生平稳的高频微幅振动,使钻柱与井壁之间的静摩擦转化为动摩擦。研究结果对解决定向井、水平井钻进过程中钻压传递、钻柱磨损、粘卡等问题具有一定的参考意义。

关键词:振荡器;钻井;压力脉动;井壁摩擦;减摩;振动

中图分类号:TE921

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2015.21.018

Research on Operation Principles and Vibration Features of New Drilling Oscillator

Tian Jialin^{1,2} Yang Zhi¹ Yang Lin¹ Fan Zhe³ Li You¹ Zhao Yun⁴

1.Southwest Petroleum University, Chengdu, 610500

2.Southwest Jiaotong University, Chengdu, 610031

3.Management Office, West-East Gas Pipeline Company, Xiamen, Fujian, 361000

4.CNPC Chuanqing Drilling Engineering Co., Ltd., Chengdu, 610056

Abstract: A new type of drilling oscillator was proposed. According to the working principles of the oscillator, the axial pulse excitation function was deduced. Then, the axial vibration analysis model was established and the vibration characteristics were obtained. The laboratory experiments were designed according to the example parameters, and the results from the example parameters and experiments were compared, which verified the rationality of the vibration analysis model. The results show that: the oscillator can produce steady vibration with high frequency and low amplitude, which can turn static friction into dynamic friction. As a result, the problems of weight on bit transfer, drill string wear and stick slip for directional and horizontal wells may be solved effectively.

Key words: oscillator; drilling; pressure pulsation; sidewall friction; antifricition; vibration

0 引言

新型油气井开采使钻井工程面临更复杂的情况,为满足新钻井条件(如超深井)或新型油气资源(如煤层气、页岩气、海洋油气等)的需要^[1-5],对应的新钻井方法与工具也不断发展^[6-7]。在这些新钻井技术发展过程中,提高机械钻速、减小井壁摩擦、增大井眼靶径是需要解决的重要基础问题。在解决这些问题的方法中,以机械方式工作的井下工具利用钻井液实现能量转换,产生一定的预期振动,近几年发展迅速。与其他方法相比,井下工具具有能量转换效率高、经济效益好、灵活多变的特点,从而获得了广泛关注与应用。相关工具类型包括旋冲钻具、液力冲击器等^[8-12],具体实现方式有阀板、螺杆、涡轮、离心叶片等^[13-14],这些新

方法与新工具的出现对减摩降阻、提速增效具有重要的应用意义^[15-17]。现有研究主要基于实验测试获取相关重要参数,通过参数匹配进行工具改进,但受限于钻井现场生产条件,使参数获取非常有限,研究成果不能提供基础理论支撑,进而限制了相关技术与工具的优化与进一步发展。

基于此,本文在现有研究基础上,提出一种新型的振荡器,利用钻井液实现能量转换,产生以轴向振动为主的复合振动,结合机身结构参数与钻井参数,实现钻进过程减摩降阻、增大钻头有效钻压、提高机械钻速以及延伸钻柱入井位移等目的。首先给出振荡器结构设计,结合钻井现场条件建立其理论分析模型,利用算例分析其特性参数,根据实验对研究方法和分析模型进行验证。建立的方法和模型可为相关技术研究提供理论基础,通过修正相关参数,可推广至类似工具的优化与扩展,研究结果对新条件下的钻井工程提速增效具有重要的参考意义。

收稿日期:2015-05-07

基金项目:石油天然气装备教育部重点实验室开放课题(OGE201403-05);国家自然科学基金资助项目(51074202, 11102173);四川省教育厅成果转化重大培育项目(省教 667)

1 振荡器的结构设计

设计的新型钻井振荡器利用泥浆驱动螺杆实现动阀板运动输出,通过动静阀板流通面积变化

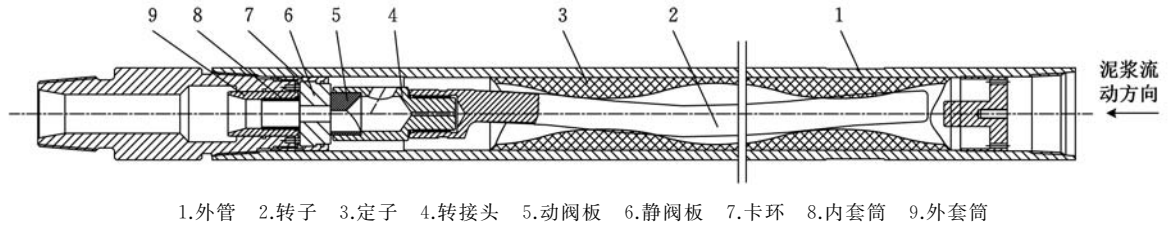


图1 振荡器结构图

振荡器的工作原理:钻井过程中钻井泥浆带动转子在定子内转动,即通过泥浆压力变化驱动转子带动转接头与动阀板一起运动;经过定转子之后的钻井泥浆,通过转接头侧面斜孔进入动阀板内腔,由螺杆转子带动动阀板做特定规律运动;静阀板通过外管内壁的台阶面和卡环进行轴向定位,并与外管内壁形成间隙配合,静阀板内孔的直径小于动阀板偏孔直径。工作过程中动静阀板紧密贴合,由于动静阀板之间的相对运动,钻井泥浆流过动静阀板的过流面积不断变化,从而产生周期性的压力脉冲,实现能量转换使振荡器发生周期性的振动,其运动形式是以轴向运动为主的复合运动。

2 振荡器工作特性分析方法

2.1 运动规律分析

按照振荡器的结构与运动关系,首先对螺杆部分进行分析。与现有常用的螺杆钻具不同,此振荡器中采用的螺杆为单头,螺杆马达线型为共轭普通内摆线等距线型,对于螺杆工作的基本参数——马达的偏心距 E 、马达每转排量 q 、马达自转角速度 ω ,建立计算关系式如下:

$$E = (D_k - 2r)/4 \quad (1)$$

$$q = 4rh(D_k - 2r) \quad (2)$$

$$\omega = \frac{\pi Q \eta_v}{2rh(D_k - 2r)} \quad (3)$$

式中, D_k 为定子线型外廓直径, m ; r 为转子截面半径(在单头马达中,等距半径即为转子截面半径), m ; h 为螺杆螺距, m ; Q 为螺杆马达总排量, m^3/s ; η_v 为容积效率。

螺杆马达转子中心轴线以及转子截面圆中心在定子衬套内的运动可用半径为 E 的滚圆 O_1 在半径为 $2E$ 的定圆 O_0 内做纯滚动来描述。点 O_0 为定子中心,点 O_1 为转子轴线中心。滚圆 O_1 的边界上每一点是转子每一截面圆心在 O_1XY 平面的投影,如图 2 所示。

滚圆 O_1 绕定子公转的角速度记为 ω_1 ,滚圆

实现钻井泥浆与振荡器的能量转换,如图 1 所示,结合钻井实际情况以及对振荡器振动频率的要求,设计螺杆头数比(lobe configuration)为 $1:2$ 。

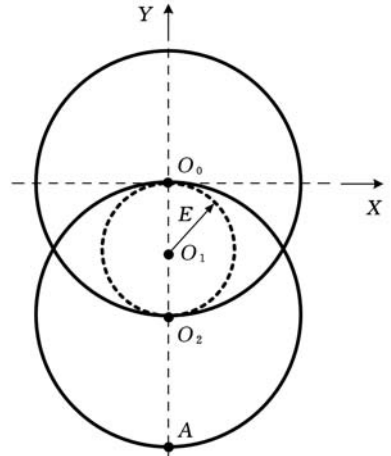


图2 螺杆马达截面圆的运动规律

O_1 自转的角速度记为 ω_2 ,则有 $E\omega_1 + E\omega_2 = 0$,即 $\omega_2 = -\omega_1$ 。由于初始状态时最外端转子截面在最下方,以上顶点为圆心的截面圆为 O_2 ,且截面圆 O_2 的自转速度也为 ω ,假设圆 O_2 顺时针转动,那么 A 点的坐标为

$$\left. \begin{aligned} x_A &= -r \sin \omega t \\ y_A &= -(2E + r) \cos \omega t \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

由于动阀板与转子最外截面圆的上方之间相互固定,故 A 点的坐标也是在动阀板上投影点 A' 的坐标,而动阀板的轴线与转子的轴线共线。动阀板偏孔的轴向截面是一个与动阀板内截面圆 O'_3 (圆 O_3 半径除去壁厚的同心圆)相啮合的圆,初始状态时, O_3O_4 与 Y 轴的夹角为 210° 。因为点 A' 、 O_3 、 O_4 都在动阀板所在圆面内,都以角速度 ω 顺时针自转,如图 3 所示,所以 O_4 的坐标为

$$\left. \begin{aligned} x_4 &= -(r_m - s - r_h) \sin(\omega t + \frac{\pi}{6}) + E \sin \omega t \\ y_4 &= -(r_m - s - r_h) \cos(\omega t + \frac{\pi}{6}) - E \cos \omega t \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

式中, r_m 为动阀板的半径, m ; s 为圆 O_3 与圆 O'_3 的半径差, m ; r_h 为动阀板偏孔的半径, m ; ω 为动阀板的转速, rad/s 。

而静阀板流道的截面圆 O_5 与圆 O_0 同轴, O_4 的半径为 r_h ,那么 O_4 与 O_5 的圆心距 d 为

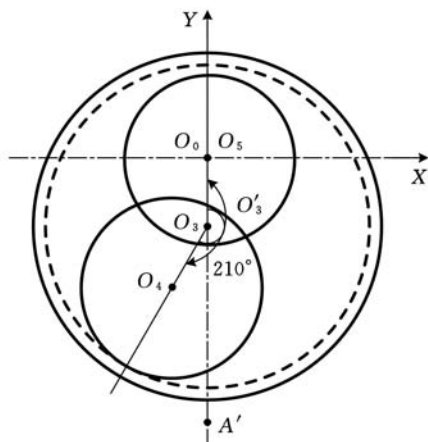


图 3 动阀板及其偏孔的运动规律

$$d = [E^2 + (r_m - s - r_h)^2 + 2E(r_m - s - r_h)\cos(2\omega t + \pi/6)]^{1/2} \quad (6)$$

两圆相交的弦长为

$$h_s = [(r_s + r_h + d)(r_h + d - r_s) \cdot (r_s + d - r_h)(r_s + r_h - d)]^{1/2} / d \quad (7)$$

根据圆 O_4 半径 r_h 和圆 O_5 半径 r_s 以及圆心距 d , 便可得出动阀板偏孔与静阀板孔之间的过流面积 S , 即圆 O_4 和圆 O_5 相交部分的面积。

由于两圆半径不等, 所以当 $d \leq r_h - r_s$ 时, S 为定值, 大小等于静阀板通孔的面积 πr_s^2 。 d 为关于 t 的函数, 且 d 为周期函数, 周期 $T = \pi/\omega$, 那么 t 在 $(0, \pi/\omega)$ 区间内, $d = r_h - r_s$ 有两个根, 设为 t_3, t_4 , 其中 $t_3 < t_4$, 那么在 (t_3, t_4) 区间内, $S = \pi r_s^2$; t 在 $(0, \pi/\omega)$ 区间内, $h_s = 2r_s$ 有两个根, 设为 t_1, t_2 , 其中 $t_1 < t_3 < t_4 < t_2$ 。 则可得过流面积计算关系式:

$$S = \begin{cases} r_s^2 \arcsin \frac{h_s}{2r_s} + r_h^2 \arcsin \frac{h_s}{2r_h} - \frac{h_s d}{2} & t \in (0, t_1) \cup (t_2, \frac{\pi}{\omega}) \\ r_s^2 (\pi - \arcsin \frac{h_s}{2r_s}) + r_h^2 \arcsin \frac{h_s}{2r_h} - \frac{h_s d}{2} & t \in (t_1, t_3) \cup (t_4, t_2) \\ \pi r_s^2 & t \in (t_3, t_4) \end{cases} \quad (8)$$

2.2 轴向力计算

由于此类工具的运动形式是以轴向运动为主的复合运动, 所以, 为了准确地分析其工作特性, 必须对工具所受的所有轴向力进行逐一计算。

当泥浆通过定子内腔时, 单头螺杆马达产生的轴向力为

$$G = G_3 + G_1 - G_2 = uG_3 = u\Delta p r (16E + \pi r) \quad (9)$$

式中, G_1 为马达高压腔液体向低压腔内漏失时的轴向力, N ; G_2 为转子和定子衬套间摩擦接触时, 按照其螺旋面沿轴向运动趋势产生的部分轴向力, N ; G_3 为高压口和低压口之间由于液体压力差 Δp 所造成的轴向力, N ; u 为轴向力系数, 其大小由实验确定, 一般接近于 1, 在进行理论计

算一般可取 $u = 1$; Δp 为马达入口与出口的钻井压力差, Pa 。

泥浆从转接头侧面斜孔进入动阀板内腔, 再通过动阀板和静阀板之间的过流通道流出的整个过程中, 根据 Bernoulli 方程可计算出各过流面积变化处的压降:

$$z_n + \frac{p_n}{\rho g} + \frac{v_n^2}{2g} = z_{n+1} + \frac{p_{n+1}}{\rho g} + \frac{v_{n+1}^2}{2g} + h_{j(n+1)} \quad (10)$$

式中, z_n 为 n 截面处的比位能, m ; p_n 为 n 截面处的平均压强, Pa ; ρ 为泥浆密度, kg/m^3 ; g 为重力加速度, 本文取 9.8 m/s^2 ; v_n 为 n 截面处的平均流速, m/s ; $h_{j(n+1)}$ 为 n 截面处到 $n+1$ 截面处产生的局部水头损失, m ; S_n 为 n 截面处的过流面积, m^2 。

S_n 的具体位置如图 4 所示。图 4 中, $S_1, S_2, S_3, S_4, S_5, S_6$ 分别为进口环空截面、斜孔截面、转接截面、动阀板偏心孔截面、静阀板截面、出口截面处的过流面积, 其中 S_2 有 3 个均布斜孔; 动阀板与静阀板之间的轴向力与过流面积 S 相关。

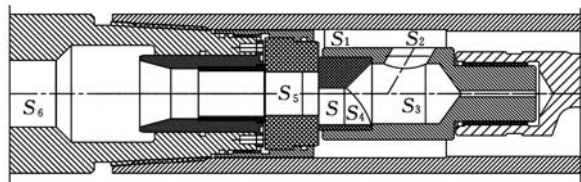


图 4 振荡器内的截面分布情况

规定图 4 中向左(即向钻头方向)为正方向, 那么动阀板与静阀板之间因过流面积变化产生的轴向力为

$$F = (S_4 - S) p_4 \quad (11)$$

此外, 泥浆进出口压差产生的轴向力计算公式为

$$\Delta F = (p_1 - p_6) S_6 \quad (12)$$

综上所述讨论的轴向力情况, 振荡器产生的总轴向力为

$$F_{\text{total}} = G + F + \Delta F \quad (13)$$

2.3 振动模型及分析

作以下假设: 振荡器是一个刚体质量块(不能拉伸和压缩), 且质量均匀分布; 该刚体质量块底面与水平地面平行, 并且与水平地面完全接触; 减振器简化为一个刚度为 k 的弹簧和减振器刚块; 由于左侧为其余整个钻井系统, 其质量远远大于减振器和振荡器组合的质量, 故忽略弹簧的弹性力对左侧的影响, 左侧可以假设为一个自发向右移动的支承点。

根据上述假设, 该系统振动可以看作在周期性激励下的受迫振动, 建立振荡器的振动力学模型如图 5 所示。

由于动静阀板之间的过流面积呈周期性变

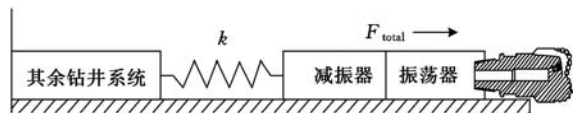


图5 振荡器振动模型

化,故振荡器在泥浆的作用下产生了周期性变化的轴向力。在分析振荡器的振动特性时,可将轴向力函数按傅里叶级数展开^[12];结合钻井实际情况,由分析可知,一般3~5阶展开式的波形与实际波形吻合程度就可满足计算精度的要求,计算时可取 $n=5$ 。建立振荡器振动模型计算式为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^5 a_n \cos \frac{2n\pi t}{T} + \sum_{n=1}^5 b_n \sin \frac{2n\pi t}{T} \quad (14)$$

其中, a_n 、 b_n 为傅里叶系数,其求解方法为

$$\left. \begin{aligned} a_n &= \frac{2}{T} \int_0^T F_{\text{total}}(t) \cos \frac{2n\pi t}{T} dt \\ b_n &= \frac{2}{T} \int_0^T F_{\text{total}}(t) \sin \frac{2n\pi t}{T} dt \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

式中, m 为工具的总质量; c 为工作环境条件的等效阻尼系数; k 为与振荡器相连接的减振器的刚度系数。

解得位移函数为

$$x(t) = \frac{a_0}{2k} + \sum_{n=1}^5 \frac{\frac{a_n}{k}}{\sqrt{(1-n^2\lambda^2) + (2\zeta n\lambda)^2}} \cos\left(\frac{2n\pi t}{T} - \psi_n\right) + \sum_{n=1}^5 \frac{\frac{b_n}{k}}{\sqrt{(1-n^2\lambda^2) + (2\zeta n\lambda)^2}} \sin\left(\frac{2n\pi t}{T} - \psi_n\right) \quad (16)$$

$$\psi_n = \arctan \frac{2n\pi c T}{kT^2 - 4mn^2\pi^2}$$

其中, λ 为频率系数; ζ 为阻尼比; ψ_n 为相角。

根据上述关系式进行求解,可得振荡器工作过程的运动规律。

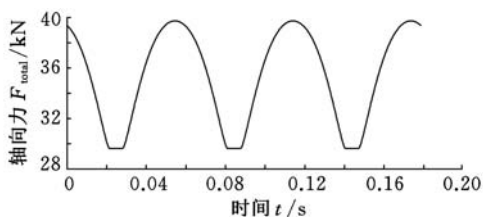
3 算例分析

结合钻井现场条件,并根据建立的振荡器轴向振动分析模型进行算例分析,分析参数见表1。根据表1中振荡器的基本数据,计算得到图6、图7所示的振荡器振动特性。

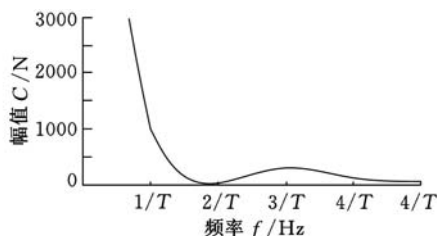
由图6a可知,振荡器产生的轴向力 F_{total} 关于时间 t 的变化曲线可以近似看作一个连续的、柔和的拟余弦压力脉冲曲线,这说明该工具输出的轴向力十分平稳;图6b是激励频谱图,由于轴向力函数是按傅里叶级数展开的,所以图中纵坐标 C 为不同频率所对应的幅值,图中 $1/T$ 对应的基波的幅值远大于其他高次波的幅值,各阶高次波的幅值在一个小的范围内波动,进一步说明该振荡器产生的激励振动波十分平稳,且波形接近基波。

表1 172 mm 振荡器基本数据

总排量 $Q(\text{m}^3/\text{s})$	0.03
转子截面半径 $r(\text{m})$	0.03
转子偏心距 $E(\text{m})$	0.013
螺杆螺距 $h(\text{m})$	0.536
定子线型外廓直径 $D_k(\text{m})$	0.11
动阀板直径 $D_m(\text{m})$	0.08
动阀板内偏孔直径 $D_b(\text{m})$	0.04
静阀板内孔直径 $D_s(\text{m})$	0.03
工具总质量 $m(\text{kg})$	600
减振器的刚度系数 $k(\text{N}/\text{m})$	4.5×10^6
初始泥浆压力 $p(\text{MPa})$	20
容积效率 η_V	0.9
泥浆密度 $\rho(\text{kg}/\text{m}^3)$	1100

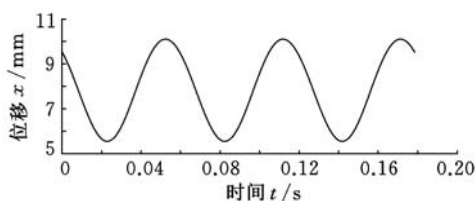


(a) 振荡器产生轴向力的变化情况

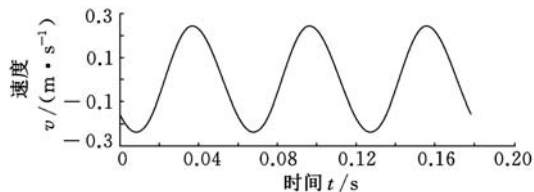


(b) 激励频谱图

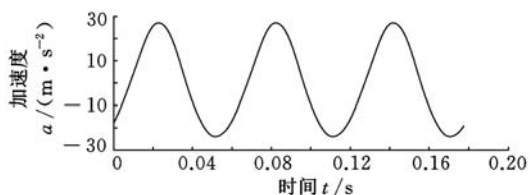
图6 振荡器所产生的激励特性



(a) 位移的变化情况



(b) 速度的变化情况



(c) 加速度的变化情况

图7 振荡器振动特性

图7所示是该振荡器配合减振器后产生振动的振动特性,是3个周期内的变化情况。图7a显示振荡器产生的周期激励振动位移范围为0~5 mm,图7b显示振动速度大小的范围仅为0~0.6 m/s,而图7c显示振动加速度范围在-25~25 m/s²,说明该振荡器产生的振动为微振动,振动相对较为平稳,这种持续性振动可使原有的静摩擦变为滑动摩擦,可减少能力聚集、释放的次数,从而保护钻柱不会发生较为严重的磨损。而其振动频率为16.79 Hz,说明振荡器产生的振动为高频微振动,在现场施工中,这种高频微振动对改善井壁的平滑度、减小井壁摩阻有显著的作用。

4 实验与分析

结合算例分析,对振荡器进行实验分析。实验设备包括井下工具实验台、2台泵、1个减振器、1个振荡器、2个节流阀、1个旁通阀、1个出口总阀以及水箱、进出水管道,如图8、图9所示,实验中泵压可调至5 MPa,流量30 L/s,每测一次实验持续时间为2 min。

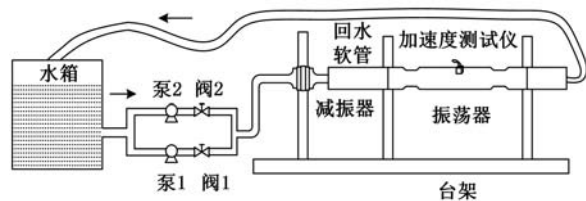
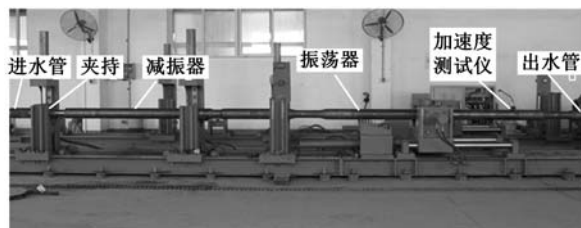


图8 实验总体方案流程图



(a) 静阀板

(b) 动阀板



(c) 实验装置连接图

图9 振荡器振动实验

根据实验采集的振荡器在实验条件下的振动加速度,绘制测试某一段2.5 s内的加速度随时间的变化曲线如图10所示。

通过对比振荡器的理论计算与台架实验的结

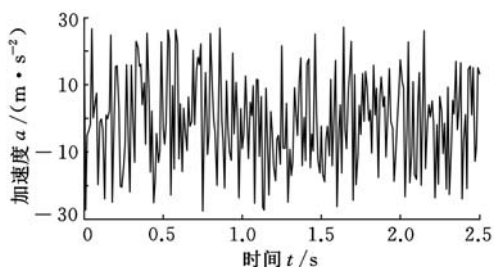


图10 实验测得的加速度

果,在一定允许误差的下,图10中加速度测试仪测量的加速度与图7理论计算结果有较好的吻合度,验证了算例的正确性。此外,配合减振器作用,振荡器产生的轴向振动平稳连续,轴向位移较小,对大部分井底工具影响较小。

5 结论

(1) 振荡器能够通过牺牲一部分泥浆压力而产生轴向的脉冲激励,选用单头螺杆马达提供驱动动力,产生的扭矩小,泥浆压力能量损失小;输出的脉冲激励相对平稳,保证轴向力更好地传递。

(2) 通过振荡器与减振器的配合使用,能够产生连续性轴向振动,并且这种振动为平稳的高频微幅振动,可以将钻柱与井壁间的轴向静摩擦变为滑动摩擦,从而使井壁光滑,减小磨损和黏滑现象,提高钻井效率。

(3) 根据钻井实际条件,建立振荡器的理论分析模型,可为相关技术发展奠定理论基础,为新技术与新工具的优化提供依据;通过调整相应参数,研究提出的理论方法与分析模型可适用于类似条件下的技术研究与工具研制,为新形势下的钻井工程技术增速提效提供支撑条件。

参考文献:

- [1] 贾承造,郑民,张永峰. 中国非常规油气资源与勘探开发前景[J]. 石油勘探与开发, 2012, 39(2): 129-136.
Jia Chengzao, Zheng Min, Zhang Yongfeng. Unconventional Hydrocarbon Resources in China and the Prospect of Exploration and Development[J]. Journal of Petroleum Exploration and Development, 2012, 33(2): 129-136.
- [2] 秦勇,袁亮,胡千庭,等. 我国煤层气勘探与开发技术现状及发展方向[J]. 煤炭科学技术, 2012, 40(10): 1-6.
Qin Yong, Yuan Liang, Hu Qiantin, et al. Status and Development Orientation of Coal Bed Methane Exploration and Development Technology in China[J]. Journal of Coal Science and Technology, 2012, 40(10): 1-6.

- [3] 崔思华, 班凡生, 袁光杰. 页岩气钻完井技术现状及难点分析[J]. 天然气工业, 2011, 31(4): 72-75.
Cui Sihua, Ban Fansheng, Yuan Guangjie. Status Quo and Challenges of Global Shale Gas Drilling and Completion[J]. Natural Gas Industry, 2011, 31(4): 72-75.
- [4] Hu D, Xu S. Opportunity, Challenges and Policy Choices for China on the Development of Shale Gas [J]. Energy Policy, 2013, 60: 21-26.
- [5] 付建红, 冯剑, 陈平, 等. 深水动态压井钻井筒压力模拟[J]. 石油学报, 2015, 36(2): 232-237.
Fu Jianhong, Feng Jian, Chen Ping, et al. Simulation on Wellbore Pressure during Dynamic Kill Drilling in Deep Water[J]. Journal of Oil, 2015, 36(2): 232-237.
- [6] 田家林, 杨志, 付传红, 等. 多功能钻井综合实验平台钻机载荷平衡新方法[J]. 机械强度, 2015, 37(4): 657-663.
Tian Jialin, Yang Zhi, Fu Chuanhong, et al. New Balance Method of Drilling Rig Load of Drilling Comprehensive Experiment Platform with Multi-function[J]. Journal of Mechanical Strength, 2015, 37(4), 657-663.
- [7] 田家林, 付传红, 董明键, 等. 海洋钻井用双向减震器的失效机理与应对措施研究[J]. 海洋工程装备与技术, 2015, 2(2): 13-18.
Tian Jialin, Fu Chuanhong, Dong Mingjian, et al. Study on Failure Mechanism and Countermeasures of Two-way Shock Absorber in Ocean Drilling[J]. Ocean Engineering Equipment and Technology, 2015, 2(2): 13-18.
- [8] 雷鹏, 倪红坚, 王瑞和, 等. 自激振荡式旋冲工具在深井超深井中的试验应用[J]. 石油钻探技术, 2013, 41(6): 40-43.
Lei Peng, Ni Gongjian, Wang Ruihe, et al. Field Test of Self-excited Vibration Rotary Percussion Drilling Tool in Deep and Ultra-deep Wells [J]. Journal of Drilling Technology, 2013, 41(6): 40-43.
- [9] Wang P, Ni H, Wang R, et al. Modulating Down-hole Cuttings via a Pulsed Jet for Efficient Drilling-tool Development and Field Testing[J]. Journal of Natural Gas Science and Engineering, 2015.
- [10] 刘清友, 单代伟, 王国荣. 微小井眼水力加压器结构设计及钻压计算[J]. 石油学报, 2009, 30(2): 304-307.
Liu Qingyou, Shan Daiwei, Wang Guorong. Structure Design of Hydraulic Thruster and Computation Model of Weight on Bit in Micro-hole[J]. Acta Petrolei Sinica, 2009, 30(2): 304-307.
- [11] 汪杰, 郭奇, 马辉, 等. 水力加压装置在滑动钻井中的应用[J]. 复杂油气藏, 2012, 5(1): 72-75.
Wang Jie, Guo Qi, Ma Hui, et al. Application of Hydraulic Thruster in Slide Drilling[J]. Complex Hydrocarbon Reservoirs, 2012, 5(1): 72-75.
- [12] 董学成, 熊继有, 王国华, 等. 振荡冲击器破岩机理数值模拟分析[J]. 西南石油大学学报, 2014, 36(6): 160-167.
Dong Xuecheng, Xiong Jiyou, Wang Guohua, et al. Numerical Simulation Analysis of Rock Breaking Mechanism for Oscillation Impacter[J]. Journal of Southwest Petroleum University, 2014, 36(6): 160-167.
- [13] Gee R, Hanley C, Hussain R, et al. Axial Oscillation Tools vs. Lateral Vibration Tools for Friction Reduction—What’s the Best Way to Shake the Pipe? [C]//SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition, London, 2015: 1-16.
- [14] 冯定. 涡轮钻具复合钻进技术[J]. 石油钻采工艺, 2007, 29(3): 19-21.
Feng Ding. Study on Compound Drilling Technology of Turbo Drill[J]. Oil Drilling Technology & Production Technology, 2007, 29(3): 19-21.
- [15] 李瑞营, 王峰, 陈绍云, 等. 大庆深层钻井提速技术[J]. 石油钻探技术, 2015, 43(1): 38-43.
Li Ruiying, Wang Feng, Chen Shaoyun, et al. ROP Improvement in Deep Formations in the Daqing Oilfield [J]. Petroleum Drilling Techniques, 2015, 43(1): 38-43.
- [16] 陈海力, 王琳, 周峰, 等. 四川盆地威远地区页岩气水平井优快钻井技术[J]. 天然气工业, 2014, 34(12): 100-105.
Chen Haili, Wang Lin, Zhou Feng, et al. Sichuan Basin Vying in Shale Gas Horizontal Well Optimized Drilling Technology[J]. Natural Gas Industry, 2014, 34(12): 100-105.
- [17] Barton S P, Baez F, Alali A. Drilling Performance Improvements in Gas Shale Plays Using a Novel Drilling Agitator Device[C]//North American Unconventional Gas Conference and Exhibition. Houston, 2011: 1-8.

(编辑 苏卫国)

作者简介: 田家林, 男, 1979年生。西南石油大学机电工程学院副教授, 西南交通大学机械工程学院博士。主要研究方向为井下工具、钻井力学及理论。杨志(通信作者), 男, 1990年生。西南石油大学机电工程学院硕士研究生。杨琳, 女, 1979年生。西南石油大学机电工程学院博士后研究人员。范哲, 男, 1986年生。西气东输管道公司厦门管理处助理工程师。李友, 男, 1992年生。西南石油大学机电工程学院硕士研究生。赵芸, 女, 1979年生。川庆钻探工程有限公司物资管理部工程师。