

机械式静态双层推靠自动垂直钻具设计

李立鑫, 薛启龙, 刘宝林, 赵柳东, 李昕愉

(中国地质大学(北京)国土资源部深部地质钻探技术重点实验室, 北京 100083)

摘要:为满足小尺寸垂直钻探的作业要求,设计一种外径 127 mm、具有双层推靠活塞的机械式静态自动垂直钻井工具。该垂直钻具不含独立的电子和液压系统,仅依靠偏重块在重力作用下自动偏向井眼低边的物理特性,带动环阀转动进而改变钻井液流道的开闭,使钻井液在钻具内部和环空中形成压差,驱动双层分布的 8 个活塞以相应的组合方式推向井眼高边,实现自动纠斜,维持井眼垂直。该钻具采用全新的环阀设计,避免常规盘阀较大的摩擦阻力,提高纠偏的灵敏度和精度,其推靠活塞为独特的双层分布,纠斜时有 3 个不同层的推靠活塞同时推出,可在较小的钻头压降下获得较大的推靠力和纠斜力矩,纠斜能力显著提升,而且不同层推出的 3 个推靠活塞形成稳定的三角结构,有效提升钻具的稳定性和可靠性。在钻具结构设计的基础上,对钻具偏心机构、推出机构的力学性能进行分析,并研究角接触球轴承的摩擦阻力对钻具纠斜行为的影响。结果表明:该自动垂直钻具的推靠合力是单个推靠活塞的 $1+\sqrt{2}$ 倍,理论上其纠斜精度仅在井斜角降至 0.154° 后才会受到影响,纠斜极限井斜角可达 0.059° ,具有很好的纠斜能力、纠斜精度和灵敏度,而且该钻具结构简单,造价及维护成本较低,其机械式的控制方式不受井下温度影响,具有很好的现场应用前景。

关键词:垂直钻井; 机械式垂直钻具; 偏重块; 推靠力; 纠斜行为

中图分类号: TE 921 **文献标志码:** A

引用格式: 李立鑫,薛启龙,刘宝林,等. 机械式静态双层推靠自动垂直钻具设计[J]. 中国石油大学学报(自然科学版),2017,41(4):91-98.

LI Lixin, XUE Qilong, LIU Baolin, et al. A static mechanical automatic vertical drilling tool with double-layer positive pushing pistons for slim well drilling[J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2017, 41(4): 91-98.

A static mechanical automatic vertical drilling tool with double-layer positive pushing pistons for slim well drilling

LI Lixin, XUE Qilong, LIU Baolin, ZHAO Liudong, LI Xinyu

(Key Laboratory on Deep Geo-Drilling Technology of the Ministry of Land and Resources,
China University of Geosciences, Beijing 100083, China)

Abstract: In this study, a new kind of automatic vertical drilling tool, with outer diameter of 127 mm and double-layer positive pushing pistons, was designed for slim well drilling. The new tool has no independent electronic or hydraulic system, but relies on a deflective eccentric weighting block to control its straightening motion in the well borehole. When the eccentric block rotates under gravity, the flow channel will change and then an internal-external pressure difference is formed, by which the pistons are pushed out onto the upper side of the borehole to reduce the deviation and maintain the well path with high perpendicularity. During the structure design, because of the reduction of the friction in comparison to the regular disk valves, a new ring valve was adopted to improve the sensitivity and precision of the drilling tool. Distinctively, with eight double-layer positive pistons, the pushing unit can gain a higher push force and straightening moment, then a better deviation correction performance can be obtained. Three pistons located on different layers can be pushed out and a stable triangle structure is formed by the three action points, thus the stability and responsibility of the vertical drilling tool can be signifi-

cantly improved. In this paper, based on the structure design of the vertical drilling tool, the functions of the eccentric unit and push unit, as well as the friction resistance of angular contact ball bearing on the straightening motion are analyzed. The results show that the push force of the newly designed vertical drilling tool is $1+\sqrt{2}$ times of that with only one piston, and its straightening precision reduces or gets lost only after the deviation angle is lower than 0.154° and 0.059° , respectively, thus the vertical drilling tool has high quality, precision and sensitivity. Moreover, due to a simple mechanical structure, its manufacture and maintenance cost is low, and it also has high temperature tolerance. The vertical drilling tool has a good prospective for field application.

Keywords: vertical drilling; mechanically vertical drilling tool; eccentric block; pushing force; straightening motion

因地层倾角、岩性变化及钻井工艺等因素导致的井斜问题会对钻井、完井等过程造成一系列危害,甚至导致不可挽回的重大损失,故控制井斜始终是钻井工程领域的技术难题^[1-2]。且随着石油勘探开发难度的不断增大,在高陡构造、断层、盐层等复杂地质条件下的作业量急剧增加,传统的钟摆钻具、满眼钻具、偏轴钻具等被动式防斜技术已很难满足现代钻井工艺的需要,如何进行高效的防斜快打,实现低成本、高质量的钻井作业,已成为石油钻井工程中最为重要的关键问题^[3-4]。自动垂直钻井技术的出现很好地适应了现代钻井技术的发展要求,可有效释放钻压和扭矩,提高钻进效率^[5]。该技术源自德国大陆超深井计划(KTB计划),利用井下闭环电子控制系统控制靠近钻头的可伸缩推靠活塞推向井壁高边实现主动纠斜,井斜可控制在 1° 以下^[6]。在KTB钻井技术的基础上,国内外石油公司相继开发出了Power V、Verti-Trak、V-Pilot、SL-AVDS、CGVDS等自动垂直钻井系统,均取得了良好的使用效果^[7-10]。但自动垂直钻井系统机械结构设计复杂,须配备高精度、高效率的信号采集分析系统,其电子控制系统在井底恶劣的工况下对密封性要求高,不耐高温,极易造成损坏,故整体造价及维修维护成本高。机械式自动垂直钻具的结构设计相对简单,不含电子控制系统,仅依靠偏重块在重力作用下的偏转控制推靠机构进行连续纠斜,不仅能够实现主动纠斜,而且具有成本低、适用性强、可靠性高的特点,展现出了良好的经济效益^[11-13]。目前,机械式自动垂直钻具因受制于内部液压系统等结构的限制,设计尺寸较大,不能匹配小尺寸钻头进行直井作业。为此,笔者设计一种外径为 $\Phi 127$ mm的机械式静态双层推靠垂直钻具,在充分发挥静态推靠式垂直钻具纠斜迅速可靠的基础上^[14-17],不再使用常规机械式垂直钻具中体积较大的独立液压控制系统,改用钻井液在钻杆与环空中的内外压差作为纠斜动力以保证尺寸要求,并设计同时推出3个推靠活塞的双层推靠机构,以保证在一定的钻头压降下形成更大的推靠力和纠斜力矩,获得更佳的纠斜能力和适用

性,而且3个推靠作用点形成稳定的三角结构,增加纠斜工作的稳定性。此外,该钻具还引入环阀控制取代常规的盘阀控制,以避免钻井液轴向流动施加给阀体工作面的正压力,减小摩擦阻力,提升钻具的控制灵敏度,以满足不同地质条件下高垂直度深井的作业要求。

1 垂直钻具的结构设计

机械式静态双层推靠自动垂直钻具的设计结构如图1所示。该钻具的钻杆、钻头连接套外端分别与上部钻杆和钻头相连,中心安装有内钻杆,均与上部钻杆保持同步旋转,将钻压和扭矩传递给钻头。内钻杆与钻具工作部分依靠轴承组(推力轴承与深沟球轴承)连接,使得基体、轴承外套等部件均保持相对静止状态。基体与轴承外套中间安装有内套筒及外套筒,内、外套筒间的环状空间为钻具的控制部分,其内部的偏重块与环阀可在重力作用下发生同步偏转,而环阀座则与基体固定不动,以保证环阀可自由环绕环阀座转动,实现钻井液通道的开启与关闭,驱动相应组合的推靠活塞推向井壁。该钻具在设计中采用环阀控制,与常规盘阀相比,环阀和环阀座的工作面与钻具轴向平行,避免了钻井液轴向流动施加给阀体工作面的正压力,避免力摩擦阻力较大的问题,有效提升了钻具控制机构的灵敏度和精度。

图2为该机械式自动垂直钻具的纠斜工作原理。钻井液流经钻杆连接套时,一部分通过内钻杆的中心通孔直接流向孔底,冲洗孔底后经过钻具与井壁间的环空实现循环;另一部分则通过钻杆连接套内部的钻井液分流孔流入垂直钻具内筒和外筒之间的工作空间,在偏重块的控制下将推靠活塞推向井壁实现纠斜,并对内部轴承起润滑作用。当井眼轨迹发生倾斜时,偏重块因自身重力作用产生偏心扭矩,自动转向井眼低边,带动环阀的宽槽和窄槽分别转向井眼低边和井眼高边。此时,环阀座在井眼低边一侧的上、下两排孔均处于开启状态,钻井液进入上排孔后从相连通的泄流孔流出,使井眼低边一

侧的钻井液在钻具内部与环空中未形成压差,该侧的推靠活塞不会推向井壁;而井眼高边一侧的上排孔处于关闭状态,该侧钻井液不能流入泄流孔内泄压,钻井液在钻具内部和环空中形成压差,与下排孔连通的推靠活塞在高压钻井液的驱动下被推向井壁高边,井壁施加给钻具的反作用力使钻头在井眼低边一侧切削加强,使井眼轨迹逐步回复至垂直方向,实现自动感应连续纠斜^[18-19]。

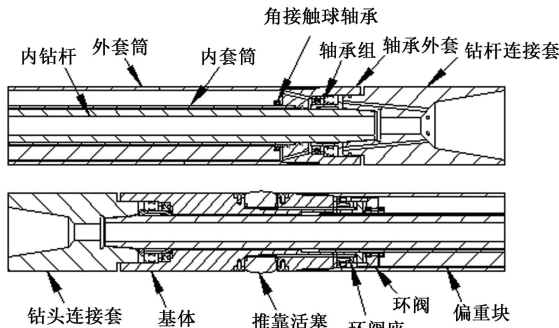


图 1 机械式静态推靠自动垂直钻具结构

Fig.1 Structural schematic of static mechanical automatic vertical drilling tool

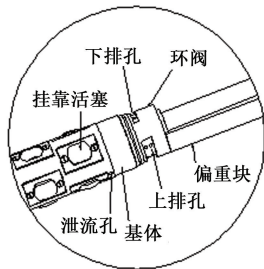


图 2 机械式静态推靠自动垂直钻具工作原理

Fig.2 Working principle schematic of static mechanical automatic vertical drilling tool

2 垂直钻具力学行为

机械式垂直钻具的纠斜过程主要由偏重块在偏心扭矩的作用下带动环阀偏转,进而控制推靠活塞推向井壁实现纠斜,因而偏重块产生偏心扭矩,推靠活塞的推靠力和纠斜力矩以及由角接触球轴承产生的摩擦力矩对偏心扭矩的影响是整个垂直钻具纠斜过程最关键的因素,直接关系到自动垂直钻具的纠斜性能。

2.1 偏重块设计及偏心扭矩

为保证偏心机构产生足够的扭矩用于纠斜,须保证偏重块所产生的偏心扭矩尽可能大,且考虑到机加工的可行性,故偏重块采用对称式设计,横截面呈扇面形状(图 3),其偏重及偏心扭矩可通过以下计算过程求得。

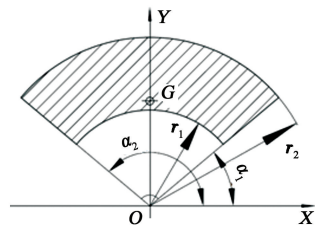


图 3 偏重块示意图

Fig.3 Schematic diagram of eccentric block

以垂直于偏重块轴向对称面为基准面建立直角坐标系,设偏重块重心坐标为 (X_C, Y_C) ,由于偏重块为对称式设计,重心坐标中 $X_C = 0$,其偏心扭矩在 XOY 平面上仅与重心的 Y 坐标有关,根据重心的物理定义有

$$Y_C = \frac{M_x}{M} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i y_i}{\sum_{i=1}^n m_i} \quad (1)$$

式中, m_i 为 XOY 平面内坐标为 $(0, y_i)$ 的偏重块质点 i 的质量,kg; $M_x = \sum_{i=1}^n m_i y_i$ 为该质点系对 X 轴的静矩, $N \cdot m$; $M = \sum_{i=1}^n m_i$ 为该质点系的总质量,kg。

以偏心扭矩横截面为闭区间 D ,可求 m_i 和静矩微元 dM_x :

$$m_i = \rho(x, y) d\sigma, \quad (2)$$

$$dM_x = y\rho(x, y) d\sigma. \quad (3)$$

式中, $d\sigma$ 为质点 m_i 处的面积微元, m^2 ; $\rho(x, y)$ 为在闭区间 D 中连续的偏重块密度函数。对 m_i 和 dM_x 在闭区间 D 上进行积分得

$$M = \iint_D \rho(x, y) d\sigma, \quad (4)$$

$$M_x = \iint_D y\rho(x, y) d\sigma. \quad (5)$$

根据式(1),重心坐标 Y_C 为

$$Y_C = \frac{M_x}{M} = \frac{\iint_D y\rho(x, y) d\sigma}{\iint_D \rho(x, y) d\sigma} = \frac{\iint_D y d\sigma}{\iint_D \rho d\sigma}. \quad (6)$$

将上述二重积分转化为极坐标求解,因 $x = r \cos \alpha$, $y = r \sin \alpha$ 可得

$$Y_C = \frac{M_x}{M} = \frac{\iint_D y d\sigma}{\iint_D \rho d\sigma} = \frac{\iint_D r^2 \sin \alpha dr d\alpha}{\iint_D r dr d\alpha} = \frac{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sin \alpha d\alpha \int_{r_1}^{r_2} r^2 dr}{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} d\alpha \int_{r_1}^{r_2} r dr}. \quad (7)$$

式中, α_1 与 α_2 分别为偏重块的两边与 X 轴的夹角,

(°); r_1 与 r_2 分别为偏重块的内、外半径, m。则偏重块的偏重为

$$G_e = \rho g V = \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{2\pi} \rho g l \pi (r_2^2 - r_1^2). \quad (8)$$

式中, G_e 为偏重块的偏重, N; ρ 为偏重块的密度, kg/m^3 ; g 为重力加速度, 9.8 m/s^2 ; V 为偏重块的体积, m^3 ; l 为偏重块的长度, m。

以钻具轴线与铅垂线平面为基准建立直角坐标系, 则偏重块在发生井斜时产生的轴向和径向偏心力分别为

$$F_a = G_e \cos \beta, \quad (9)$$

$$F_r = G_e \sin \beta. \quad (10)$$

式中, F_a 和 F_r 分别为偏重块产生的轴向偏心力和径向偏心力, N; β 为井斜角, (°)。

设偏重块处于图4所示位置, 则有

$$F_{rt} = G_e \sin \beta \sin \varphi, \quad (11)$$

$$F_{rr} = G_e \sin \beta \cos \varphi. \quad (12)$$

式中, φ 为重心位置与井眼低边的夹角, (°); F_{rt} 和 F_{rr} 分别为 F_r 在横截面切线与径向上的分力, N。

由式(7)和式(11)可得偏心扭矩为

$$T = F_{rt} Y_C = \frac{1}{3} \rho g l (r_2^3 - r_1^3) (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2) \sin \beta \sin \varphi. \quad (13)$$

式中, T 为偏重块产生的偏心扭矩, $\text{N} \cdot \text{m}$ 。当取 $\alpha_1 = 0, \alpha_2 = \pi$, 可得偏心扭矩的最大值 $T_{\max}$ 为

$$T_{\max} = \frac{2}{3} \rho g l (r_2^3 - r_1^3) \sin \beta \sin \varphi. \quad (14)$$

垂直钻具偏重块采用钢质材料, 其密度 $\rho = 7.41 \times 10^3 \text{ kg}/\text{m}^3$, 取 $g = 9.8 \text{ m/s}^2$, 设计长度 $l = 450 \text{ mm}$, 内半径 $r_1 = 41 \text{ mm}$, 外半径 $r_2 = 60 \text{ mm}$, 可计算得不同井斜角条件下偏重块产生的偏心扭矩随偏重块与井眼低边夹角 φ 变化的关系曲线, 如图5所示。由图5可以看出, 当井斜角一定时, 正弦变化的偏心扭矩曲线在夹角 $\varphi = 90^\circ$ 时达到最大值, 此时偏重块中心线与井眼低边与高边的连线垂直, 随着偏重块因重力发生偏转, 夹角 φ 随之逐渐减小, 偏重块产生的偏心扭矩随之减小, 直至偏重块与井眼低边重合 ($\varphi = 0^\circ$), 偏心扭矩降至零, 达到稳定状态, 此时井眼高边的推靠活塞推向井壁, 井壁对垂直钻具的反作用力使钻头加剧向井眼低边的切削碎岩, 迫使井眼轨迹向垂直方向靠近, 实现纠斜, 井斜角随之逐渐减小。当井斜角减小后, 偏心扭矩也随之减小, 当垂直钻具姿态接近理论垂直时, 偏重块不再产生偏心扭矩, 此时偏重块可处于任意位置, 与偏重块对应的推出活塞推向井壁发生

造斜, 随着井斜加大, 偏重块再次发生偏转纠斜, 如此循环往复, 实现动态连续纠斜。

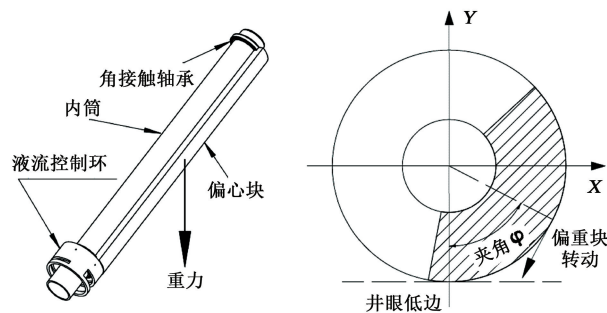


图4 偏重块转动纠斜示意图

Fig. 4 Schematic diagram of straightening motion by eccentric rotation

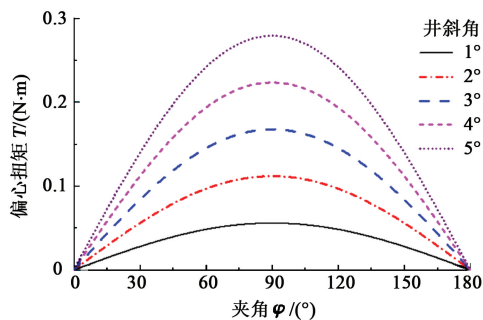


图5 不同井斜角下偏重块所产生的偏心扭矩随夹角的变化

Fig. 5 Relationship between straightening torques and included angles under different inclination angles

2.2 推靠机构的力学行为

图6为垂直钻具推靠机构的投影视图, 推靠活塞为双层设计, 每层4个, 同层推靠活塞呈 90° 相位差沿周向均匀分布, 不同层推靠活塞间存在 45° 的相位角, 8个推靠活塞依次编号为1~8, 其中奇数编号为上层推靠活塞, 偶数编号为下层推靠活塞, 图6所示位置为7号推靠活塞中心线与井眼低边重合。由于该垂直钻具依靠钻井液为动力进行纠斜的特殊设计, 推靠活塞推出力由推靠活塞位置处钻井液在钻具内部和环空中的压差决定, 在钻具推靠机构范围内, 可认为8个推靠活塞推出的作用力相等, 该处钻井液在钻杆和环空中的压差仅由钻头压降 p_b 决定, 推靠活塞的推出力计算式为

$$F_p = p_b \pi r_p^2 = \frac{4\rho_w Q^2}{5\pi^2 C^2 d_{ne}^4} \pi r_p^2. \quad (15)$$

式中, F_p 为推靠活塞的推出力, N; p_b 为钻头压降, MPa; r_p 为活塞半径, m; ρ_w 为钻井液密度, kg/m^3 ; Q 为喷嘴流量, m^3/s ; C 为喷嘴流量系数; d_{ne} 为喷嘴当量直径, m。

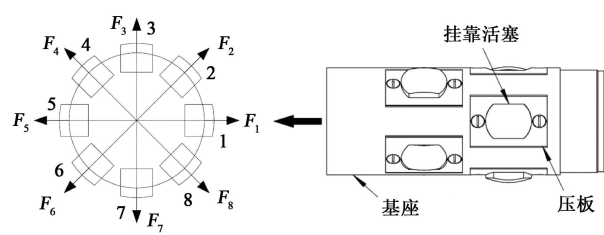


图 6 推靠活塞位置的轴向投影视图

Fig. 6 Axial projection view of positive pistons

钻井作业中钻头压降可通过选择不同规格尺寸的喷嘴、控制钻井液排量等方式加以控制,该垂直钻具推靠活塞设计半径 $r_p=30\text{ mm}$,可根据式(15)计算推靠活塞在不同钻头压降下的推出力,结果见表 1。为保证推靠活塞在一定的钻头压降下获得尽可能大的推出力和纠斜力矩,提升钻具的纠斜能力,将纠斜机构设计成具有双层推靠活塞的机械结构。

由于环阀的宽槽与窄槽的开槽角度均为 135° ,仅允许 3 个连通推靠活塞的液流通道同时开启,推出相对应的 3 个推靠活塞,而上下层推靠活塞连通的液流通道呈交替分布,故推靠机构仅允许两个相邻上层推靠活塞与两者之间的下层推靠活塞同时推

出,或两个相邻下层推靠活塞与两者之间的上层推靠活塞同时推出,其推出力作用可等效为在三角形中心沿径向外延、大小为 $(1+\sqrt{2})F_p$ 的推出合力和一个以孔底为作用点的纠斜力矩。若上层推靠活塞与下层推靠活塞间距离为 l_1 ,下层推靠活塞与孔底距离为 l_2 ,则可形成大小分别为 $\sqrt{2}F_p(l_1+l_2)+F_p l_2$ 或 $F_p(l_1+l_2)+\sqrt{2}F_p l_2$ 的合力矩,具体推靠组合及推出力见表 2。由于 3 个液流通道开启所需角度为 90° ,比环阀的开槽角度小 45° ,故偏重块的位置在井眼低边 $\pm 22.5^\circ$ 的范围内均能保证推靠机构推出组合的正确性,因而有效地规避振动导致的偏重块位置变化对纠斜造成的不利影响。

表 1 不同钻头压降下单个推靠活塞的推出力

Table 1 Push forces of single piston under different drill bit pressure-drops		
序号	钻头压降 p_b/MPa	推出力 F_p/N
1	0.5	1 414
2	1.0	2 827
3	1.5	4 241
4	2.0	5 655
5	2.5	7 069
6	3.0	8 482

表 2 垂直钻具推靠机构的推出组合及其推出力

Table 2 Push combination forms and push forces of vertical drilling tool					
序号	推靠活塞编号	推出合力/N	与水平方向夹角/ $(^\circ)$	推出合力值/N	纠斜力矩/ $(\text{N}\cdot\text{m})$
①	8、1、2	F_1	0	$(1+\sqrt{2})F_p$	$F_p(l_1+l_2)+\sqrt{2}F_p l_2$
②	1、2、3	F_2	45	$(1+\sqrt{2})F_p$	$\sqrt{2}F_p(l_1+l_2)+F_p l_2$
③	2、3、4	F_3	90	$(1+\sqrt{2})F_p$	$F_p(l_1+l_2)+\sqrt{2}F_p l_2$
④	3、4、5	F_4	135	$(1+\sqrt{2})F_p$	$\sqrt{2}F_p(l_1+l_2)+F_p l_2$
⑤	4、5、6	F_5	180	$(1+\sqrt{2})F_p$	$F_p(l_1+l_2)+\sqrt{2}F_p l_2$
⑥	5、6、7	F_6	225	$(1+\sqrt{2})F_p$	$\sqrt{2}F_p(l_1+l_2)+F_p l_2$
⑦	6、7、8	F_7	270	$(1+\sqrt{2})F_p$	$F_p(l_1+l_2)+\sqrt{2}F_p l_2$
⑧	7、8、1	F_8	315	$(1+\sqrt{2})F_p$	$\sqrt{2}F_p(l_1+l_2)+F_p l_2$

通过上述分析可以看出,相比于常规的仅有单层推靠活塞的推靠式垂直钻具,该垂直钻具因具有双层推靠活塞设计,在纠斜时可同时推出 3 个推靠活塞,其推靠合力是单个推靠活塞推靠力的 $1+\sqrt{2}$ 倍,同时形成了数倍于常规推靠式垂直钻具的纠斜力矩,其意义在于该垂直钻具可在一定的钻头压降下获得更大的推靠力和纠斜力矩,钻具的纠斜能力大大提升,并且可以匹配压降较小的钻头使用,其适用性显著增加。此外,该钻具因具有独特的双层推靠结构设计,同时推出的 3 个推靠活塞在井壁的作用点形成了稳定的三角形结构,可缓解钻具在复杂井下工况中的振动,更有利

于纠斜的顺利进行,有效提升钻具工作的稳定性和可靠性,同时也减轻了剧烈振动对垂直钻具和钻头的破坏,提高了钻具与钻头的寿命,获得更佳的经济效益。

2.3 角接触球轴承摩擦力矩对钻具纠斜行为的影响

事实上,由于偏重块与相对静止的内套筒间使用 3 个角接触球轴承连接,其在工作过程中不可避免地会产生摩擦力矩,使钻具的纠斜不可能按照理想状态进行工作。为满足垂直钻具能够进行有效的纠斜工作,偏重块产生的偏心扭矩 T 须大于角接触球轴承的摩擦力矩,即满足

$$T \geq \frac{n\mu_b Nd}{2} \approx \frac{n\mu_b dG_e \cos \beta}{2} = \frac{1}{4} \pi n \mu_b \rho g l d (r_2^2 - r_1^2) \cos \beta.$$

(16)

式中, n 为实际产生摩擦力矩的角接触球轴承个数; μ_b 为角接触球轴承在钻井液环境中的摩擦系数; N 为角接触轴承承受的总载荷(此处近似等于偏重块重力的轴向分力), N ; d 为角接触球轴承的内径, mm。

在井斜角一定时, 由于角接触球轴承摩擦力的存在, 偏重块不能始终处于井眼低边, 当垂直钻具的姿态发生改变时, 偏重块开始偏转的动作存在一定的延迟, 只有当偏重块与井眼低边之间的夹角达到临界值后, 偏重块才开始发生偏转, 进而带动垂直钻具进行下一阶段的纠斜动作, 临界夹角与井斜角的关系可由式(14)和(16)导出

$$\varphi_l = \arcsin \left(\frac{3}{8} \pi n \mu_b d \frac{r_2 - r_1}{r_2^2 + r_1 r_2 + r_1^2} \cot \beta \right).$$

(17)

式中, φ_l 为偏重块中心线与井眼低边之间的临界夹角, (°)。

机械式静态双层推靠自动垂直钻具选用 3 个角接触球轴承, 用以承担偏重块在不同井斜条件下的径向力和轴向力, 由于上部角接触球轴承主要起扶正作用, 受轴向力较小, 实际产生摩擦力矩的轴承仅为下面两个, 故 n 取 2; 角接触球轴承型号为 71814C, 其摩擦系数 μ_b 取 0.001 5^[20], 内径 d 为 70 mm, 可计算求得临界夹角 φ_l 随井斜角 β 变化的关系曲线, 如图 7 所示。可以看出, 随着井斜角的增加, 临界夹角 φ_l 的值急剧减小, 当井斜角趋近于 90° 时, 临界夹角 φ_l 的值逐步趋近于 0, 此时偏重块可与井眼低边完全重合, 垂直钻具的偏心机构具有极高的纠斜精度。对于垂直钻井, 井斜角通常须控制在 1° 以下, 此后随着井斜角的减小, 临界夹角急剧上升。

表 3 为不同井斜角对应的临界夹角及推靠活塞推出组合形式(此时 7 号推靠活塞中心线与井眼低边重合), 当井斜角为 1° 时, 临界夹角 φ_l 为 3.38°,

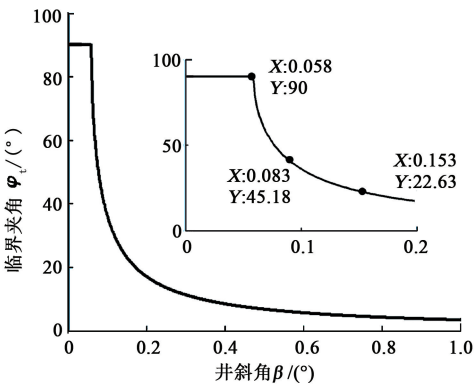


图 7 临界夹角随井斜角的变化
Fig. 7 Relationship between critical angles and inclination angles

表示在井眼低边±3.38°的范围内, 偏重块无法依靠偏心扭矩发生偏转, 对应环阀上的窄槽可停驻在如图 6 所示的 20.12°~159.88°内, 此时其对应的 3 个钻井液通道同时开启, 以推靠方式③将推靠活塞 2-3-4 同时推向井壁, 实现对井眼轨迹的纠斜。当井斜角降至 0.154°时, 临界夹角 φ_l 为 22.6°, 偏重块会停驻在井眼低边±22.6°的范围内, 对应开槽圆环可停驻的角度为-0.1°~180.1°, 此时, 推靠活塞的推出方式有如表 2 所示②、③、④ 3 种可能, 即推靠活塞 1-2-3、2-3-4 或 3-4-5 同时推出, 对应推靠力合力方向为 45°、90°和 135°。当推靠力合力方向为 90°时, 垂直钻具纠斜方向为理想方向, 但当合力方向为 45°和 135°时, 钻具纠斜方向与要求的正确方向存在 45°的相位差, 此时推靠活塞推出合力仅 $\sqrt{2}/2$ 用于纠斜, 纠斜能力和精度均明显下降。当井斜角降至 0.083°时, 推靠活塞推出组合为①、②、③、④、⑤, 其中①和⑤不仅不具备纠斜能力, 还会使井斜角加大, 此时垂直钻具的纠斜能力和精度已较差。当井斜角小于 0.059°时, 临界夹角 φ_l 的数值解出现复数解, 其物理意义表示偏重块在角接触球轴承摩擦力的作用下无法再发生偏转。此刻偏重块可能处于任意位置, 推靠活塞的 8 种推出组合均可能发生, 钻具不再具有纠斜能力, 但此时井斜控制已十分理想。

表 3 不同井斜角对应的临界夹角及推靠活塞推出组合形式

Table 3 Critical angles and push combination forms of vertical drilling tool under different inclination angles

序号	井斜角 β / (°)	临界夹角 φ_l / (°)	可能的推出组合	与理论纠斜方向夹角 / (°)	精度
1	≥ 0.154	0 ~ 22.5	③	0	高
2	0.153 ~ 0.084	22.6 ~ 44.5	②/③/④	±45	中
3	0.083 ~ 0.059	45.2 ~ 86.2	①/②/③/④/⑤	±90	低
4	< 0.059	90	全部组合	±180	无

注: 表中默认 7 号推靠活塞处于井眼低边位置。

3 结论

(1)该机械式自动垂直钻具直径小,不含电控系统、液压系统,仅依靠钻井液的内外压差形成推靠力,迫使推靠活塞推向井眼高边实现纠斜,推靠机构在偏重块和环阀的控制下可形成8种推靠组合,在8个方向上降低井斜,而且采用的环阀设计有效提升了钻具控制机构的灵敏度,可满足小尺寸、高质量直井的作业要求。

(2)推靠活塞的推靠力与钻头压降呈线性关系,其双层错位均布的排列方式配合环阀135°的宽槽和窄槽设计,仅允许3个推靠活塞同时推向井壁,其推靠合力是单个推靠活塞的 $1+\sqrt{2}$ 倍,使钻具的纠斜能力和适用性显著提高,且3个推靠作用点形成了稳定的三角形结构,有效提升了垂直钻具的稳定性和可靠性。

(3)该钻具的控制机构具有较高的灵敏度,其偏重块在重力作用下可灵活偏转,且角接触球轴承的摩擦力矩对偏重块工作的影响很小,理论上当井斜角降至 0.154° 后才会对纠斜精度造成影响,当井斜角低于 0.059° 时,该垂直钻具不再具有纠斜能力,此时钻具姿态已接近理论垂直。

参考文献:

- [1] GUIDO B, PETE L, MIKE W. Drilling straight down [J]. Oilfield Review, 2004,16(3):14-17.
- [2] 汪海阁,苏义脑.直井防斜打快理论研究进展[J].石油学报,2004,25(3):86-90.
WANG Haige, SU Yinao. Progress of theoretical research on deviation control and drilling fast for vertical wells [J]. Acta Petrolei Sinica, 2004,25(3):86-90.
- [3] OPPELT J, CHUR C. New concept for vertical drilling of boreholes[R]. SPE 21905,1991.
- [4] 张绍槐.深井、超深井和复杂结构井垂直钻井技术[J].石油钻探技术,2005,33(5):11-15.
ZHANG Shaohuai. Vertical drilling technologies in deep, ultra-deep, and complex structure wells [J]. Petroleum Drilling Techniques, 2005, 33(5):11-15.
- [5] 杨春旭,韩来聚,步玉环,等.现代垂直钻井技术的新进展及发展方向[J].石油钻探技术,2007,35(1):16-19.
YANG Chunxu, HAN Laiju, BU Yuhuan, et al. New development and future direction of modern vertical drilling technology [J]. Petroleum Drilling Techniques, 2007,35(1):16-19.
- [6] KURT B, JOHANN D, COTTFRID H, et al. The KTB

borehole-Germany's supredeep telescope into the earth's crust [J]. Oilfield Review, 1995,7(1):4-22.

- [7] LIGRONE A, OPPELT J. The fattest way to the bottom: straight hole drilling device-drilling concept, design considerations, and field experience [R]. SPE 36826,1996.
- [8] 李松林,苏义脑.自动垂直钻井系统VDS的形成与发展[J].国外石油机械,1999,10(5):10-14.
LI Songlin, SU Yinao. The formation and development of automatic vertical drilling system [J]. Foreign Petroleum Machinery, 1999,10(5):10-14.
- [9] 苏义脑,李松林,葛云华.自动垂直钻井工具的设计及自动控制方法[J].石油学报,2001,22(4):87-92.
SU Yinao, LI Songlin, GE Yunhua. The design and control ways of the downhole automatic closed loop of vertical drilling tool [J]. Acta Petrolei Sinica, 2001,22(4):87-92.
- [10] 沈忠厚,黄洪春,高德利.世界钻井技术新进展及发展趋势分析[J].中国石油大学学报(自然科学版),2009,33(4):64-70.
SHEN Zhonghou, HUANG Hongchun, GAO Deli. Analysis on new development and development trend of worldwide drilling technology [J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2009, 33(4):64-70.
- [11] SHINMOTO Y, WADA K, SAWADA I. Case study of push-the-bit vertical drilling in shallow sediments of the nankai-trough seismogenic zone [R]. OTC-20716, 2010.
- [12] 韩来聚,倪红坚,赵金海,等.机械式自动垂直钻井工具的研制[J].石油学报,2008,29(5):766-768.
HAN Laiju, NI Hongjian, ZHAO Jinhai, et al. Development of mechanical tool for automatic vertical drilling [J]. Acta Petrolei Sinica, 2008,29(5):766-768.
- [13] STEVE J, CHAD F, JUAN C. Fully mechanical vertical drilling system delivers RSS performance in vertical drilling applications while providing an economical alternative conventional rotary steerable systems set-up for vertical hold mode [R]. IADC/SPE 178788, 2016.
- [14] STEPHEN J, JUNICHI S, DAS P. Design, development and testing of a slimhole rotary steerable system [R]. SPE 130920, 2010.
- [15] JUNICHI S. Optimal BHA design for steerability and stability with configurable rotary-steerable system [R]. SPE 114599, 2008.
- [16] 郑德帅,高德利,冯江鹏,等.推靠式和指向式旋转导向工具的造斜性能研究[J].石油钻采工艺,2011,33(6):10-13.
ZHENG Deshuai, GAO Deli, FENG Jiangpeng, et al.

Study on deflection performance of backup and directional types of rotary steering tools [J]. Oil Drilling & Production Technology, 2011,33(6):10-13.

[17] MENAND S, SIMON C, GAOMBALET J, et al. PDC bit steer ability modeling and testing for push-the-bit and point-the-bit RSS[R]. IADC/SPE 151283, 2012

[18] YUAN Z, ROBELLO S. Analytical model to estimate the directional tendency of point and push-the-bit BHAs [R]. SPE 174798, 2015.

[19] GRAHAM M W, BRIAN S. PDC bits and rotary steerable tools-functional challenges, stabilization requirements and the establishment of operational compatibility [R]. SPE 72280, 2001.

[20] 闻邦椿. 机械设计手册[M]. 北京:机械工业出版社,2014.

(编辑 李志芬)