

旋转扶正底部钻具组合滑动钻进 受力分析与优化

刘航铭¹, 张所邦¹, 胡胜华¹, 宋永朋¹, 陈霖², 万继方³,
赵子栋¹, 李永超¹, 胡冰¹, 肖雨¹, 陈敏¹

(1. 湖北省地质局第七地质大队, 湖北宜昌 443100; 2. 川庆钻探工程有限公司长庆钻井总公司, 陕西西安 710018;
3. 中能建数字科技集团有限公司, 北京 100044)

摘要:为解决传统水平井“单弯单稳”底部钻具组合在滑动钻进时的托压和井斜问题,提高钻进效率和井下安全,创新性提出一种旋转扶正底部钻具组合,基于前期的现场试钻效果和数据资料,并应用纵横弯曲梁理论建立底部钻具力学模型,重点对钻头侧向力与扶正器摩阻进行计算,模拟分析了不同结构参数、井身参数和钻井参数下力学性能变化规律。结果表明:螺杆弯角度的改变对钻头侧向力和扶正器摩阻的影响并不明显,根据实际情况,不推荐使用弯角过大的螺杆,以减小井壁对钻具的磨损;扶正器外径与钻头到扶正器距离对钻头侧向力和摩阻的影响较为显著,在对结构参数进行优化时,可结合不同井身参数,主要采取调整扶正器外径和位置的方式满足不同造斜需求;为提高钻进效率和井下安全,推荐该钻具组合采用的扶正器外径范围为0.214~0.215 m,弯角度数范围为1.5°~2.5°,扶正器到钻头距离为0.4~1 m,弯点到扶正器距离为1.4~1.8 m。研究结果可指导旋转扶正底部钻具组合结构参数的优化设计,指导该工具的现场应用,以提高造斜段滑动钻进的造斜效果,降低托压风险,具有工程指导意义。

关键词:水平井;托压;底部钻具组合;旋转扶正;滑动钻进;降摩减阻

中图分类号:TE243;P634.7 **文献标识码:**A **文章编号:**2096-9686(2025)S1-0157-08

Force analysis and optimization of rotary steerable bottom hole assemblies in slide drilling

LIU Hangming¹, ZHANG Suobang¹, HU Shenghua¹, SONG Yongpeng¹, CHEN Lin²,
WAN Jifang³, ZHAO Zidong¹, LI Yongchao¹, HU Bing¹, XIAO Yu¹, CHEN Min¹

(1. The Seventh Geological Brigade of Hubei Geological Bureau, Yichang Hubei 443100, China; 2. Changqing Drilling Company of CNPC Chuanqing Drilling Engineering Company Limited, Xi'an Shaanxi 710018, China;
3. China Energy Digital Technology Group Co., Ltd., Beijing 100044, China)

Abstract: To address drag resistance and inclination control issues during slide drilling with traditional “single-bend single-stabilizer” bottom hole assemblies (BHAs) in horizontal wells, improving drilling efficiency and downhole safety, this study innovatively proposes a rotating stabilizer BHA. Based on previous field trial results and data, a mechanical model of the bottom hole assembly was established using longitudinal and transverse beam bending theory, focusing on calculating drill bit lateral force and stabilizer friction resistance. Simulations analyzed changes in mechanical performance under varying structural parameters, wellbore parameters, and drilling parameters. The results indicate that: Changes in the positive displacement motor bending angle have no significant effect on drill bit lateral force or stabilizer friction

收稿日期:2025-05-30; 修回日期:2025-08-12 DOI:10.12143/j.ztgc.2025.S1.024

基金项目:湖北省地质局项目“页岩气水平井旋转扶正防托压钻具组合力学模型与设计软件开发”(编号:42000025622T000000169);湖北省市场监督管理局项目“湖北省中深层地热井完井技术规程”(编号:T-Z-05-2023369)

第一作者:刘航铭,男,汉族,1991年生,工程师,石油与天然气工程专业,博士,从事非常规油气钻完井技术研究工作,湖北省宜昌市夷陵区夷兴大道35号,zjrsllm@163.com。

引用格式:刘航铭,张所邦,胡胜华,等.旋转扶正底部钻具组合滑动钻进受力分析与优化[J].钻探工程,2025,52(S1):157-164.

LIU Hangming, ZHANG Suobang, HU Shenghua, et al. Force analysis and optimization of rotary steerable bottom hole assemblies in slide drilling[J]. Drilling Engineering, 2025, 52(S1):157-164.

resistance. Considering practical conditions, using motors with excessively large bending angles is not recommended to minimize drilling tool wear caused by the wellbore wall; The outer diameter of the stabilizer and the distance from the drill bit to the stabilizer significantly influence drill bit lateral force and friction. When optimizing structural parameters, these stabilizer attributes can be primarily adjusted in conjunction with wellbore parameter conditions to meet different inclination requirements; To enhance drilling efficiency and downhole safety, it is recommended to employ this assembly with a stabilizer outer diameter range of 0.214 to 0.215 meters, a bending angle range of 1.5 to 2.5 degrees, a distance from the stabilizer to the drill bit of 0.4 to 1 meter, and a distance from the bending point to the stabilizer ranging from 1.4 to 1.8 meters. These findings can guide the optimization design of the rotating straightening bottom hole assembly's structural parameters, support its field application, improve inclination control during sliding drilling in deviated sections, reduce pressure support risks, and possess practical engineering significance.

Key words: horizontal well; pressure holding; bottom hole assembly; rotating stabilization; slide drilling; friction reduction and drag reduction

0 引言

在当今全球能源格局中,非常规油气资源正逐渐成为能源领域的焦点,水平井、定向井、大位移井等复杂结构井随之迅速发展,成为提高勘探钻遇率和开发采收率的重要技术途径^[1-2]。目前,在这类井井眼轨迹控制技术中,普遍采用单弯螺杆滑动钻进达到快速造斜的效果^[3]。然而生产实践证明,随井深增加,该钻具组合在滑动导向时井斜问题出现频次偏高,普遍存在托压、井眼不规则、井径缩小等现象,严重影响了深部井段钻进效率及井下安全^[4-8]。

安全快速、降本增效是油气井钻井一直追求的目标,为缩短施工周期,除选用高效钻头和高性能钻井液外,还应考虑钻具组合的优选^[9-11]。针对传统单弯螺杆钻具组合的不足,国内外学者对此开展了诸多研究,研制了以水力振动器和随钻扩眼器为代表的一系列工具,从而有效解决了上述钻井难题,但同时一定程度上也存在着钻柱动力学稳定性差、扩眼效果不理想、仪器故障率高等问题^[11-14]。对此,本文创新性地提出一种较为简单的旋转扶正BHA(Bottom Hole Assembly)结构,其特点是将单弯螺杆扶正器前移至钻头尾部,使得滑动钻进中扶正器与钻头同速旋转,利用扶正器棱带与井壁的周期性间断接触产生的振动,从而使滑动钻进的静摩擦转变为动摩擦进而减轻摩阻,同时通过扶正器旋转来修整井壁,改变钻井液流场,提高携砂能力,防止不规则井壁带来的岩屑沉积和轨迹控制问题。

井眼轨迹的控制是钻井施工的关键,直接关系到钻井的成败。实钻过程中井眼轨迹偏离设计轨道是难以避免的,由于BHA的导向能力与其在井眼内的受力变形特征密切相关^[15-17]。为实现旋转扶

正BHA结构参数优化从而提高钻具的造斜能力,减小扶正器摩阻,满足井眼轨迹控制要求,笔者基于前期的现场试验效果,结合现场数据资料,运用纵横弯曲梁理论重点对该BHA钻头与扶正器处的受力进行计算,模拟分析了不同结构参数、井身参数和钻井参数(钻压)下力学性能变化规律,优化钻具结构,指导该工具的现场应用,为提升其造斜能力和滑动施工效率提供理论支持。

1 钻具组合结构及防托压原理

1.1 钻具基本结构

旋转扶正BHA基本结构如图1所示,钻具组合:Ø215.9 mm防托压钻头+底部旋转扶正器+单弯螺杆+钻铤。扶正器安装在钻头后,与钻头同步旋转,螺杆处不需要安装扶正器。

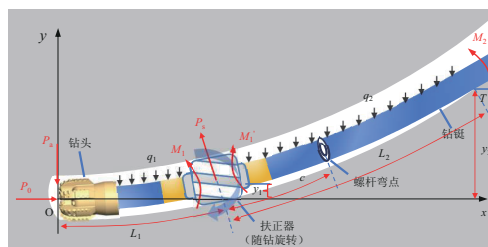


图1 旋转扶正BHA受力分析

1.2 防托压工作原理

钻井过程井眼轨迹与设计轨迹势必产生略微的偏差,需要不断调整,扶正器处摩阻大导致钻具易卡、钻压传递效率低,从而造成托压现象加剧。除此之外,岩屑反排效果不良形成的岩屑床会增加钻井过程中的整体摩擦力,导致托压问题的加剧,严重影响钻井安全和钻进效果。针对该问题,本文

所用旋转扶正 BHA 在进行滑动导向钻进时,螺杆钻具带动钻头和扶正器同步旋转,管体螺旋棱带可对岩屑床进行机械刮削,破坏岩屑床并起到限流和导流作用,使钻井液流过扶正器后产生周向旋转,形成旋流,提高钻井液携砂能力,推动沉砂向井筒

外运移,从而有效缓解托压^[18-20]。

1.3 现场应用

基于滑动防托压钻具组合在钻井现场进行多次试验,试验情况见表 1、表 2。

表 1 长庆油田应用情况

井号	钻具组合类型	井眼尺寸/mm	井段/m	滑动进尺/m	滑动机械钻速/(m·h ⁻¹)	磨 损 情 况
A	新型	215.9	302~1718	189	10.67	钻头少量磨损、扶正短节磨损
B	常规	215.9	302~2264	368	8.64	钻头少量磨损

表 2 苏东某井应用情况

井斜区间/ (°)	邻井常规钻具组合					试验井新型钻具组合				
	钻时/(min·m ⁻¹)		泵压/MPa	钻压/ kN	排量/ (L·s ⁻¹)	钻时(min·m ⁻¹)		泵压/MPa	钻压/ kN	排量/ (L·s ⁻¹)
	滑动	复合				滑动	复合			
30~40	20~30	5~6	18.1~19.2	80	18	15~20	3~4	18.6~19.7	60	18
40~50	40~50	3~5	19.5~20.5	80	18	10~15	2~3	19.5~20.5	60	18
50~60	50~60	3~5	20.1~20.8	80	18	15~18	3~5	20.3~21.0	80	18
60~70	40~50	5~6	20.3~21.5	80	18	20~25	3~4	20.5~21.7	80	18
70~80	30~40	3~5	20.4~21.3	100	17	15~20	3~5	20.8~21.8	100	17
80~90	25~35	2~3	21.7~22.8	100	17	15~20	2~3	22.0~23.2	100	17

试验结果表明,采用新工具后,滑动时效明显提高,复合时效有一定提高(钻时从 5 min/m 下降到 4 min/m),其余无明显变化。采用新工具基本解决了滑动托压问题,大大提高了滑动钻进效率,但扶正短节处磨损较为严重。为进一步提高斜井段效率,优化钻具结构,提高工具使用寿命,展开钻具组合力学分析,重点研究钻头和扶正器处的受力。

2 力学模型建立

2.1 底部钻具组合力学分析模型

目前有多种方法建立下部钻具组合受力分析模型,其中最具代表性的分析方法可概括为 4 种,即以 Lubinski^[21]为代表的微分方程法,以 Millheim 等^[22]为代表的应有限元法, Walker 等^[23]为代表的能量法和以白家祉等^[24]、贾建波等^[25]为代表的纵横弯曲法。对比上述方法,综合考虑建模和求解难度和精度要求,在二维情况下,将该 BHA 考虑为带弯角结构的曲梁,采用纵横弯曲梁方法建立旋转扶正底部 BHA 力学分析模型。

以钻头、螺杆弯点、扶正器、管柱与井壁的可能接触位置为节点,单弯螺杆钻具组合可以近似为一

系列纵横弯曲梁的组合。在建立计算模型前,引入一些基本假设:(1)钻头、钻铤和扶正器(及井下工具)组成的底部钻具组合是弹性小变形体系;(2)钻头底面中心位于井眼中心线上,钻压为常量,沿井眼轴线方向分布;(3)井壁为刚性,井眼截面为圆形;(4)扶正器与井壁为点接触,钻柱上切点以上钻柱均贴于下井壁;(5)不考虑钻井过程中钻柱转动和振动的影响;(6)把弯接头以下的动力钻具组合简化为等效钻铤(均匀、连续等圆环截面梁柱)。

以钻头处 O 为坐标原点,钻头处井眼轨迹的切线为 x 轴,与 x 轴垂直向上为 y 轴,建立直角坐标系。将钻头、扶正器和管柱与井壁的可能接触位置视为简单支座,初始结构弯角处等效为集中载荷,初始弯曲等效为均布载荷,在正常定向造斜情况下,井眼轨迹发生偏离,钻头受到侧向力 P_a 作用,扶正器部分受到均布支撑力 P_s 作用。为了简化模型,将均布力简化为通过扶正器中点的集中力,弯螺杆的弯点把上切点以下至钻头间的底部钻具组合分为两跨,根据纵横弯曲梁理论直接给出各个支座对应的三弯矩方程组:

$$M_1 \left[\frac{L_1}{3EI_1} Y(u_1) + \frac{L_2}{3EI_2} Y(u_2) \right] = -\frac{q_1 L_1^3}{24EI_1} X(u_1) - \frac{M_2 L_2}{6EI_2} Z(u_2) - \frac{q_2 L_2^3}{24EI_2} X(u_2) - \frac{y_1}{L_1} + \frac{y_2 - y_1}{L_2} - \frac{Q \sin k_2 c}{P_2 \sin k_2 L_2} + \frac{Qc}{P_2 L_2} \quad (1)$$

$$\frac{q_2 L_2^3}{24EI_2} X(u_2) + \frac{M_2 L_2}{3EI_2} Y(u_2) + \frac{M_1 L_2}{6EI_2} Z(u_2) + \frac{y_2 - y_1}{L_2} + \frac{Q \sin k_2 (L_2 - c)}{P_2 \sin k_2 L_2} - \frac{Q(L_2 - c)}{P_2 L_2} = K(L_1 + L_2) \quad (2)$$

采用纵横弯曲梁法,根据扶正器处力矩平衡条件计算钻头侧向力 P_a :

$$P_a = \frac{1}{L_1} \left(P_0 y_1 - \frac{q_1 L_1^2}{2} - M_1 \right) \quad (3)$$

式中: $i=1, 2, 3, \dots, n$; M_i ——第 i 个扶正器处的内弯矩; L_i ——第 i 跨梁的长度; EL_i ——第 i 跨梁的抗弯刚度; $X(u_i)$ 、 $Y(u_i)$ 、 $Z(u_i)$ ——分别为第 i 跨梁柱轴向载荷对变形影响的放大因子; u_i ——第 i 段钻具的稳定系数, $u_i = k_i L_i$, $k_i = \sqrt{P_i/EI_i}$; q_i ——第 i 跨梁的浮重; y_i ——第 i 个支座高度; Q ——初始弯角等效集中载荷, $Q = P_2 \gamma$; γ ——弯角度数; P_i ——第 i 跨梁平均轴向载荷; c ——弯点到扶正器中心点距离; K ——井眼曲率; P_a ——钻头侧向力; P_0 ——钻压。

各参数计算如下:

$$y_i = \frac{K}{2} \left(\sum_{j=1}^i L_j \right)^2 \pm e_i \quad (4)$$

$$e_i = \frac{1}{2} (D_0 - D_{Si}) \quad (5)$$

$$(\alpha_i)_m = \alpha_0 - K \sum_{j=1}^{i-1} L_j - \frac{KL_i}{2} \quad (6)$$

$$P_i = P_{i-1} - \frac{1}{2} w_{i-1} L_{i-1} \cos(\alpha_{i-1})_m - \frac{1}{2} w_i L_i \cos(\alpha_i)_m \quad (7)$$

$$q_i = w_i \sin(\alpha_i)_m + P_i K \quad (8)$$

$$\begin{cases} X(u_i) = \frac{3}{(u_i)^3} (\tan u_i - u_i) \\ Y(u_i) = \frac{3}{2u_i} \left(\frac{1}{2u_i} - \frac{1}{\tan 2u_i} \right), P_i > 0 \\ Z(u_i) = \frac{3}{u_i} \left(\frac{1}{\sin(2u_i)} - \frac{1}{2u_i} \right) \end{cases} \quad (9)$$

式中: $i=1, 2, 3, \dots, n$; e_i ——第 i 个支座位移; D_0 ——井眼直径; D_{Si} ——第 i 个扶正器外径; $(\alpha_i)_m$ ——第 i 跨梁的平均井斜角; α_0 ——钻头处的井斜角; w_i ——第 i 段梁在钻井液中的线重。

通过式(3)得到钻头侧向力后,根据第一跨梁受力可得扶正器支撑力 P_s :

$$P_s = -(P_a + q_1 L_1) \quad (10)$$

摩阻 F_f 计算公式为:

$$F_f = P_s f_a \quad (11)$$

式中: f_a ——动摩擦系数。

2.2 计算方法

该方程组为非线性方程组,包含两个方程两个未知数,理论上方程有解,但是由于列出的方程组有超越函数(即对于钻具上部与井壁切点位置难以确认),需要先通过假设一个值 L_2 作为初始值,通过控制两次求解扶正器弯矩的差值,采用二分法迭代求出 L_2 后,判断扶正器贴上井壁或下井壁,若满足假设条件,即为最终解,若不满足,重新给 L_2 赋值,直到求得最终解。该方程组使用人工计算效率低,耗时长,难度大,针对这种情况,编制了MATLAB程序进行迭代求解,求解流程如图2所示。

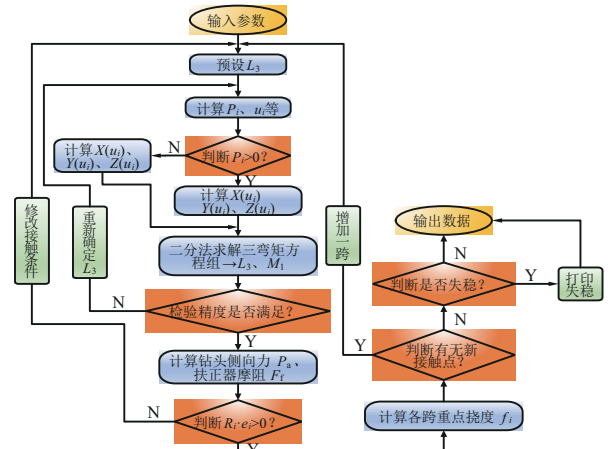


图2 计算流程

在程序求解时,输入数据包括:钻压、集中力到扶正器的距离、井眼直径、每跨钻柱的参数(包括弹性模量、惯性矩、线重、长度、扶正器外径、井斜角、井眼曲率)。输出参数为:钻头侧向与扶正器摩阻。

3 滑动钻进时底部钻具受力影响因素分析

为分析各因素对旋转扶正导向钻具组合滑动

钻进受力的影响,应用自编软件,对底部旋转扶正BHA滑动钻进时受力进行模拟计算。在分析计算中每次仅改变一个参数,其余参数不变,并分析该条件下不同弯角度数对受力的影响。在计算分析中,滑动钻进的钻头侧向力以增斜力为“+”,降斜力为“-”。模型参数见表3。

表3 模型参数

参数名称	数值	参数名称	数值
井斜角 $\alpha_0/(^{\circ})$	60	扶正器中点到钻头距离 L_1/m	0.4
钻井液密度 $\rho/(\text{g}\cdot\text{cm}^{-3})$	1.25	扶正器中点到弯点距离 c_1/m	1.2
弹性模量 E/GPa	210	扶正器长度/ m	0.15
螺杆线重 $w_1/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	1363	扶正器直径 D_s/m	0.213
钻铤线重 $w_2/(\text{N}\cdot\text{m}^{-1})$	1363	弯角度数 $\gamma/(^{\circ})$	1.5
井眼直径 D_0/m	0.2159	螺杆外径 D_1/m	0.165
钻压 P_0/kN	120	钻铤外径 D_2/m	0.165
井眼曲率 $K/[(^{\circ})\cdot(30\text{ m})^{-1}]$	3	螺杆内径 d_1/m	0.0712
动摩擦系数 f_s	0.3	钻铤内径 d_2/m	0.0712

3.1 底部钻具组合结构参数影响

3.1.1 扶正器外径

模拟计算条件如上所述,仅改变扶正器外径 D_{s1} 的大小,模拟不同弯角度数对滑动钻进中钻头侧向力与扶正器摩阻的影响,结果如图3所示。由图3(a)可知, D_{s1} 对侧向力有显著影响,随其外径的增大,钻头侧向力逐渐由降斜力变为增斜力,二者近似呈线性关系;在 D_{s1} 相同情况下,随着弯角度数的增加,降斜力逐渐减小,增斜力逐渐增大。由图3(b)可知,随着扶正器外径增大,不同弯角度数下的扶正器摩阻呈下降趋势(正值减小,负值绝对值增大)。考虑到钻头侧向力和扶正器摩阻对滑动钻进增斜能力的影响,在现场应用中,要求钻头侧向力大,摩阻小,因此,扶正器外径不宜过小,建议扶正器外径取0.214~0.215 m,弯角度数 $1.5^{\circ}\sim 2.5^{\circ}$,此时有较大的造斜力与适中的摩阻。

3.1.2 钻头到扶正器的距离

仅改变钻头到扶正器的距离 L_1 ,模拟不同弯角度数下对滑动钻进钻头侧向力和扶正器摩阻的影响,结果如图4所示。由图4(a)可知,随着 L_1 的增大,起初钻头侧向力变化较大,但增至0.6 m后,钻头侧向力的变化变小,直至趋近于0,此时扶正器开

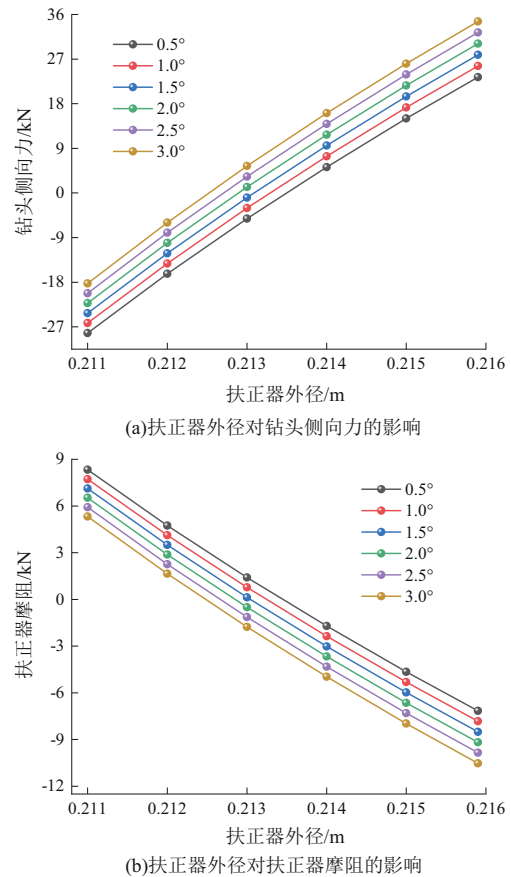
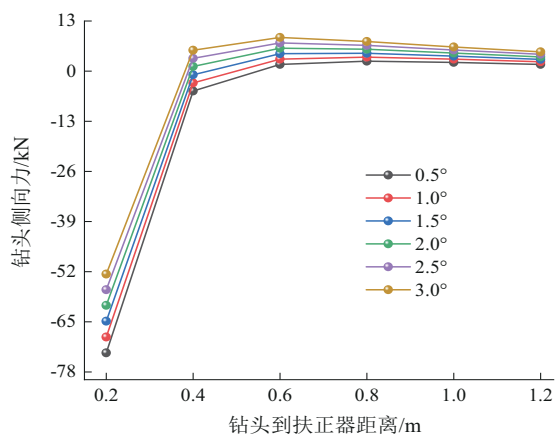


图3 扶正器外径和螺杆弯角度数对BHA力学性能的影响

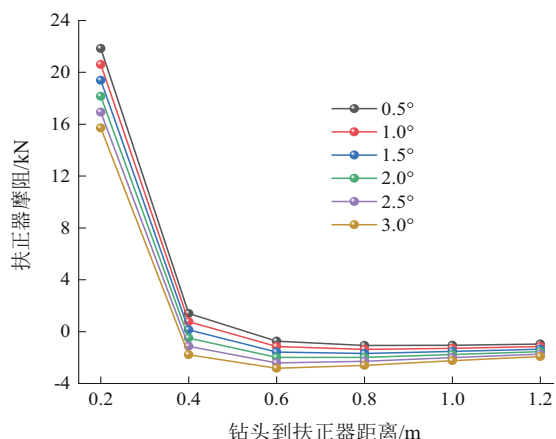
始在井眼中处于悬空状态。因此,为了使扶正器接触井壁并发挥其应有的作用, L_1 不能过大。当 L_1 一定时,降斜力随弯角度数增加而减小,增斜力随弯角度数增加而增大。由图4(b)可知,在 L_1 小于0.4 m阶段,弯角度数越大,扶正器摩阻初始值越高,但下降速率相近, L_1 大于0.4 m后,不同弯角度数下的扶正器摩阻差异极小,均稳定接近于0,说明此阶段角度对扶正器摩阻影响微弱,距离是控制因素。钻头到扶正器距离较小时造斜能力低,并且为避免管柱过长导致弯曲疲劳,推荐 L_1 长度在0.4~1.0 m。

3.1.3 扶正器到弯点的距离

仅改变扶正器到弯点的距离 c ,模拟不同弯角度数下对滑动钻进钻头侧向力和扶正器摩阻的影响,结果如图5所示。由图5(a)可知,随着扶正器到弯点的距离增大,不同弯角度数下的钻头侧向力均呈上升趋势;当弯角度数较小时, c 对钻头侧向力的影响不大;当弯角度数小于 2° 时,钻头侧向力主要表现为降斜力,大于 2° 时,主要表现为增斜力;当 c 一定时,降斜力随弯角度数增加而减小,增斜力随弯角度数增加而增大。由图5(b)可知,随着弯点到扶



(a) 钻头到扶正器距离对钻头侧向力的影响



(b) 钻头到扶正器距离对扶正器摩擦阻的影响

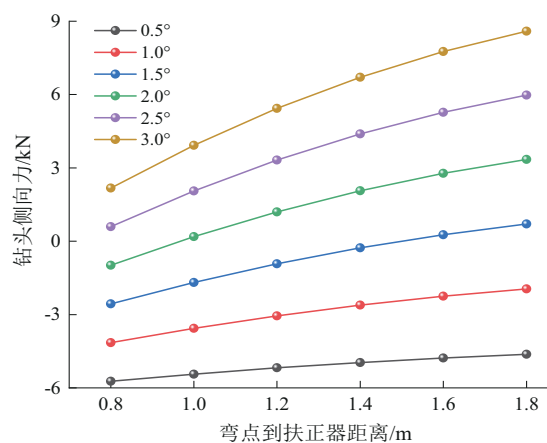
图4 钻头到扶正器距离和螺杆弯角度数对BHA力学性能的影响

正器距离增大,不同弯角度数下的扶正器摩阻呈下降趋势(正值减小,负值绝对值增大),弯角度数越大,扶正器摩阻随 c 增大的下降幅度越显著,大弯角情况下,扶正器到弯点距离对扶正器摩阻的影响更为突出。当弯角度数在 $2.0^\circ \sim 3.0^\circ$ 、弯点到扶正器距离在 $1.4 \sim 1.8$ m时,适用于造斜段,此时有较大的造斜力与适中的摩阻。

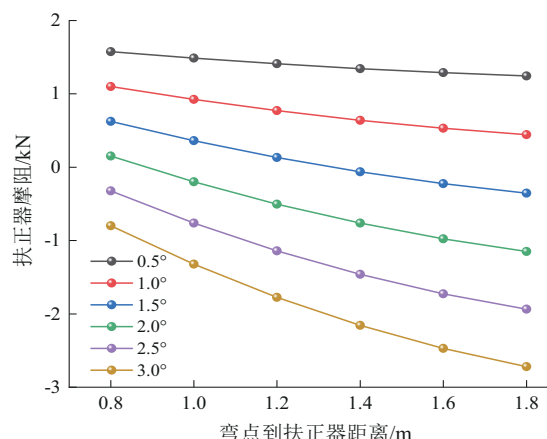
3.2 井身结构参数的影响

3.2.1 井斜角

仅改变井斜角 α_0 ,模拟不同弯角度数下对滑动钻进钻头侧向力和扶正器摩阻的影响,结果如图6所示。由图6(a)可知,侧向力随着 α_0 的增加而增加,且变化逐渐变小;当弯角度数小于 1.5° 时,侧向力主要表现为降斜力,弯角度数大于 1.5° 时,侧向力逐渐由降斜力变为增斜力;当井斜角一定时,降斜力随弯角度数增加而减小,增斜力随弯角度数增加而增大。



(a) 弯点到扶正器距离对钻头侧向力的影响



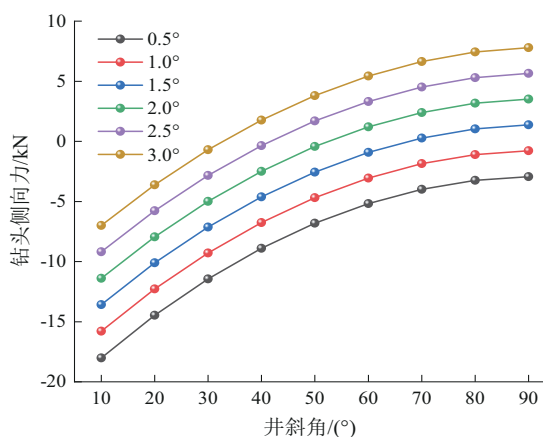
(b) 弯点到扶正器距离对扶正器摩擦阻的影响

图5 扶正器到弯点距离和螺杆弯角度数对BHA力学性能的影响

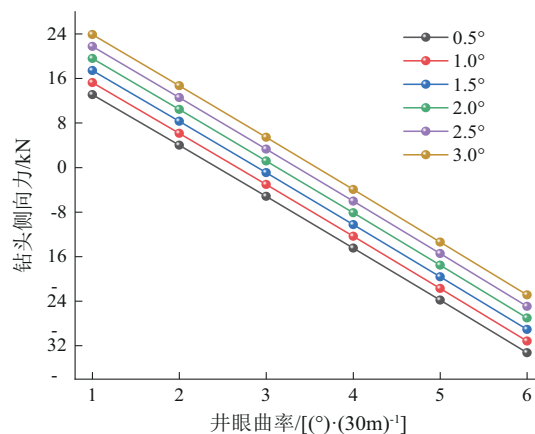
由图6(b)可知,随着井斜角 α_0 增大,不同弯角度数下的扶正器摩阻均呈下降趋势(正值减小,负值绝对值增大),井斜角较小时($10^\circ \sim 30^\circ$)摩阻下降速率较快,井斜角较大时($70^\circ \sim 90^\circ$)下降速率变缓,曲线逐渐平稳。增斜与井斜角度有关,选择弯角度数需根据实际情况择优选取,同时考虑对扶正器摩阻的影响。

3.2.2 井眼曲率

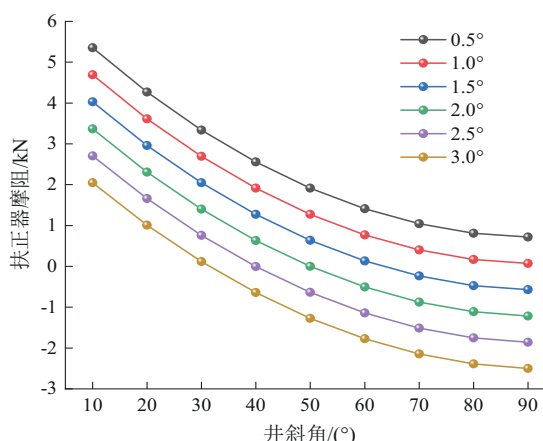
模拟计算条件如前所述,仅改变井眼曲率 K ,模拟不同弯角度数下对滑动钻进钻头侧向力与扶正器摩阻的影响,结果如图7所示。由图7(a)可知,侧向力随井眼曲率的增加逐渐由增斜力变为降斜力,趋于线性关系;当井眼曲率一定时,降斜力随弯角度数增加而减小,增斜力随弯角度数增加而增大。由图7(b)可知,随着井眼曲率增大,不同弯角度数下的扶正器摩阻均呈线性上升趋势(负值绝对值减小,正值增大);相同曲率下,井眼曲率较小时,扶正



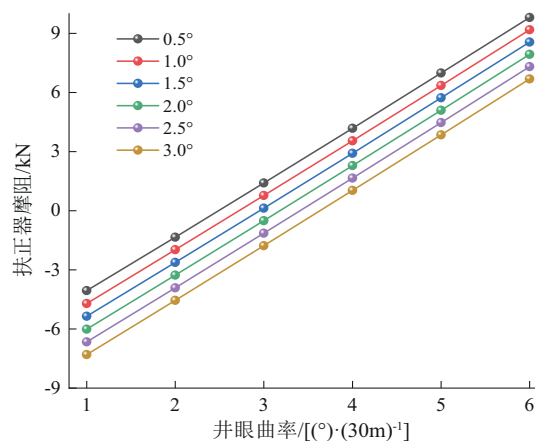
(a)井斜角对钻头侧向力的影响



(a)井眼曲率对钻头侧向力的影响



(b)井斜角对扶正器摩擦阻的影响



(b)井眼曲率对扶正器摩擦阻的影响

图6 井斜角和螺杆弯角度数对BHA力学性能的影响

图7 井眼曲率和螺杆弯角度数对BHA力学性能的影响

器摩擦阻随弯角度数增大而增大,井眼曲率较大时则相反。井眼曲率对侧向力影响较大,当井眼曲率较小时,选择较大的弯角度数能改善增斜效果。

3.3 钻压的影响

模拟计算条件如前所述,仅改变钻压 P_0 ,模拟不同弯角度数下对滑动钻进钻头侧向力与扶正器摩擦阻的影响,结果如图8所示。由图8(a)可知,侧向力随着钻压的增加逐渐由降斜力变为增斜力,并趋于线性关系;当弯角度数大于 1.5° 时,侧向力主要表现为增斜力;钻压一定时,降斜力随弯角度数增加而减小,增斜力随弯角度数增加而增大。因此,在一定条件下,适当增加弯角度数和滑动钻进时的钻压,可提高造斜能力。由图8(b)可知,随着钻压增大,不同弯角度数下的扶正器摩擦阻均呈线性下降趋势(正值减小,负值绝对值增大),弯角度数越大,变化越明显。综上,在提高钻进造斜能力时应同时对钻压和弯角度数进行综合考量。

4 结论

(1)针对常规单弯螺杆BHA托压和井斜问题频发,创新性地提出一种旋转扶正BHA,基于前期的现场试钻效果,结合现场数据资料,通过纵横弯曲法对其进行受力分析,得到了不同结构参数与井身参数对钻头侧向力和扶正器摩擦阻的影响的变化趋势,并结合不同造斜需求给出了结构参数的优化设计范围,为该BHA组合的应用提供了理论指导。

(2)降斜力随弯角度数增加而减小,增斜力随弯角度数增加而增大,但螺杆弯角度数的改变对BHA井下受力的影响并不明显,因此根据实际情况,不推荐使用弯角过大的螺杆,建议弯角度数 $1.5^\circ \sim 2.5^\circ$,以减小井壁对钻具的磨损。

(3)在现场应用中,要求钻头侧向力大,扶正器摩擦阻小,综上所述,扶正器外径与钻头到扶正器距离对钻头侧向力的影响较为显著,因此在该BHA结构参数进行优化时,可结合不同井身参数采取调

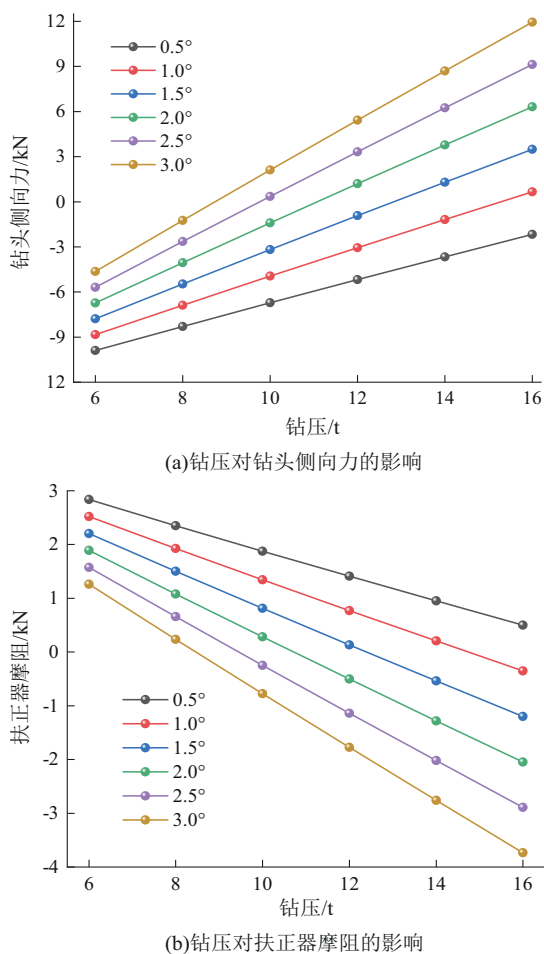


图8 钻压和螺杆弯角度数对BHA力学性能的影响

整扶正器外径 D_{s1} 和钻头到扶正器距离 L_1 的方式满足不同造斜需求;建议扶正器外径设计范围在0.214~0.215 m,钻头到扶正器距离设计范围在0.4~1 m,弯点到扶正器距离范围在1.4~1.8 m。

(4)本文仅围绕优化旋转扶正BHA井下受力展开分析,而对于该BHA在井下工作的动力学分析以及对岩屑清除效果的分析不足,建议在后续的研究中,结合优化后的BHA结构进行系统性研究。同时,积极开展针对不同井段的井下研究,结合试验情况对旋转扶正BHA进行优化设计与分析。

参考文献:

- [1] 于永南,帅健,吕英民.带弯接头下部钻具组合的特性分析[J].石油钻采工艺,1993(4):8-13.
- [2] 华勇.单弯螺杆钻具组合的受力分析及造斜率预测[D].武汉:长江大学,2018.
- [3] 黄壮,侯作富,陈锐,等.水平井眼中单弯螺杆钻具组合力学分析方法[J].石油机械,2021,49(8):8-15.

- [4] 薛曼,侯继武,李智,等.多分支水平井岩屑运移模型与实验研究[J].钻探工程,2024,51(1):31-39.
- [5] 孙琦,王成彪,杨甘生,等.井壁修整器在塔河油田TK1286井的应用[J].断块油气田,2012,19(6):806-808.
- [6] 王志刚,王稳石,张立烨,等.万米科学超深井钻完井现状与展望[J].科技导报,2022,40(13):27-35.
- [7] 孙凯,刘化伟,明鑫,等.自201井区页岩气井水平段安全高效钻井技术[J].钻探工程,2022,49(2):104-109.
- [8] 纪慧,李军,杨宏伟,等.底部钻具组合力学性能分析及优化[J].石油机械,2024,52(6):20-28.
- [9] 李瑞刚,张洪宁,刘湘华,等.顺北56X特深水平井定向钻井关键技术[J].钻探工程,2023,50(2):57-63.
- [10] 张晓明,耿应春,赵洪山,等.“单弯双稳”导向钻具组合受力分析及在胜利油田的应用[J].石油地质与工程,2021,35(4):110-113,118.
- [11] 滕学清,陈勉,杨沛,等.库车前陆盆地超深井全井筒提速技术[J].中国石油勘探,2016,21(1):76-88.
- [12] 张佳伟,纪国栋,郭卫红,等.随钻扩眼钻具组合与钻井参数优化研究[J].石油机械,2021,49(2):22-27.
- [13] 明瑞卿,张时中,王海涛,等.国内外水力振荡器的研究现状及展望[J].石油钻探技术,2015,43(5):116-122.
- [14] 郑欣,付建红,周伟,等.大斜度小井眼随钻扩眼钻柱动力学研究[J].钻采工艺,2013,36(4):70-72,78,138.
- [15] 王光磊,狄勤丰,张进双,等.带可变径稳定器底部钻具组合的等效刚度及其导向能力分析[J].钻采工艺,2020,43(2):15-18.
- [16] 张瑞瑞,文涛,蒲磊,等.“垂直钻井工具十等壁厚螺杆”提速钻具组合先导性试验——以库车山前高陡构造克深A井为例[J].石油钻采工艺,2020,42(6):684-690.
- [17] 郭宗禄,高德利,张辉.单弯双稳导向钻具组合复合钻进稳斜能力分析与优化[J].石油钻探技术,2013,41(6):19-24.
- [18] 李洪乾.螺旋套管扶正器诱导环空流场的数值模拟[J].石油钻探技术,2012,40(2):25-29.
- [19] 汤历平,周翔宇,李金和,等.基于环空流场特性的变径稳定器参数优化研究[J].石油机械,2023,51(12):8-16.
- [20] 武宏超,王向延,任亚男.靖边南部定向井钻井托压产生及摩阻分析[J].化工设计通讯,2018,44(12):250.
- [21] Lubinski A. A Study of the Buckling of Rotary Drilling Strings[J]. Drilling and Production Practice. API, 1950: 178-214.
- [22] Millheim K, Jordan S, Ritter C J. Bottom-hole assembly analysis using the finite-element method[J]. Journal of Petroleum Technology, 1978, 30(2): 265-274.
- [23] Walker B H. Some technical and economic aspects of stabilizer placement[J]. Journal of Petroleum Technology, 1973, 25(6): 663-672.
- [24] 白家社,苏义脑.井斜控制理论与实践[M].北京:石油工业出版社,1990.
- [25] 贾建波,兰洪波,营志军,等.475型静态推靠式旋转导向钻具组合的弯曲应力分布规律[J].地球物理学报,2023,66(1):95-100.

(编辑 王跃伟)