

偏心环组对指向式导向系统性能的影响研究

吕 健, 蔡 冲, 杨甘生

(中国地质大学(北京)科学钻探国家专业实验室, 北京 100083)

摘 要:指向式旋转导向系统在水平井和定向钻进中广泛应用,它代表了世界钻井技术的最高水平。首先假设偏心环组个数 $n=2$ 时可以有效增大钻头的偏移范围,然后通过建立旋转心轴的力学模型,分别推导出 $n=1$ 和 $n=2$ 时旋转心轴的转角方程和挠曲线方程进行比较,最后得出当 $n=2$ 时靠近钻头处的转角 θ_2 要大于 $n=1$ 时钻头处的转角 θ_1 的结论,即安置 2 个偏心环组可以达到增大钻头偏移范围,减小井眼轨迹曲率半径,优化系统导向性能的目的。最后,对偏心环组 B 在 $L_3=0$ 的情况下的力学模型进行了优化。

关键词:指向式旋转导向;钻头偏移范围;偏心环组;力学模型

中图分类号:P634.7 **文献标识码:**A **文章编号:**1672-7428(2014)11-0052-05

Impact of Decentralized Rings on Directive Rotary Steerable Drilling System/LV Jian, CAI Chong, YANG Gan-sheng
(State Professional Lab of Scientific Drilling, China University of Geosciences, Beijing 100083, China)

Abstract: Directive rotary steerable drilling system represents the most advanced technology in the world and it has been widely used in the horizontal well and controlled directional well. Firstly it is assumed that 2 decentralized rings could enlarge the deviation angle of bit effectively; then by the establishment of mechanics model of rotation axis, the rotation angle equations and deflection curve equations while $n=1$ and $n=2$ were derived respectively for comparison to prove the assumption, that is with 2 decentralized rings, enlargement of bit deviation angle, smaller well trajectory curvature radius and optimized steering performance can be realized; and finally mechanics model of decentralized ring B is optimized under the condition of $L_3=0$.

Key words: directive rotary steerable drilling system; bit deviation angle; decentralized ring; mechanics model

旋转导向技术是 20 世纪末发展起来的一项尖端导向技术,并迅速引起各大钻井公司的研发,它代表了世界钻井技术的最高水平,并被誉为定向钻井的一项技术革命。旋转导向技术按导向方式可以分为推靠钻头式和指向钻头式,按工作原理可以分为静态偏置和动态偏置。目前,旋转导向主要有以下 3 种类型:动态偏置推靠钻头式,静态偏置推靠钻头式和指向钻头式。已经具有商业化应用能力的产品有斯伦贝谢的 PowerDrive 系统(动态偏置推靠钻头式),哈里伯顿公司的 Geo-Pilot 系统(指向钻头式)以及贝克休斯公司的 AutoTrak 系统(静态偏置推靠钻头式)。其中静态偏置指向钻头式的 Geo-Pilot 导向系统结构简单,易于控制,耐温耐压性能效果良好,因此在市场上广受欢迎。

Geo-Pilot 中的导向系统不像推靠式系统需要翼肋推靠井壁来改变方向,所以其导向效果完全不受井眼扩径或缩孔等事故的影响,适合在软地层或复杂地层中应用。此外,指向式导向系统钻出的井眼更光滑、规则,无螺旋井眼,可更好地保证井眼质

量和井下安全。同时它使用电池作动力,不依赖于井底涡轮,可靠性高,钻头使用寿命长^[1]。但国内对指向式导向系统的研究相对较少。本文通过对指向式导向系统的调研,讨论了偏心环组的组数对系统导向性能的影响。

1 指向式导向系统工作原理

指向式旋转导向系统为静态偏置(不旋转外筒式),即外筒不随钻杆的旋转而旋转,但带有钻头的心轴会随着钻杆的转动而转动。与此同时,带有钻头的旋转心轴会在偏心环组的偏心作用下在悬臂轴承和球轴承之间向指定方向弯曲(见图 1),从而给钻头提供一个与井眼轴线不一致的倾角,达到旋转导向的效果。因为心轴在弹性变形的情况下产生较大的挠曲变形,尤其是悬臂轴承要承受较大力偶的作用,所以要求材料的综合力学性能优良。

指向式旋转导向系统的核心是偏心环组和旋转心轴。其基本原理^[2]是利用偏心环组的偏心作用,使旋转心轴在弯曲强度允许的情况下弯曲,从而

收稿日期:2014-06-04

作者简介:吕健(1989-),男(汉族),山东莱芜人,中国地质大学(北京)在读硕士研究生,钻井工程专业,主要研究方向为特种钻进设计与施工和钻井机械,北京市海淀区学院路 29 号,393770676@qq.com。

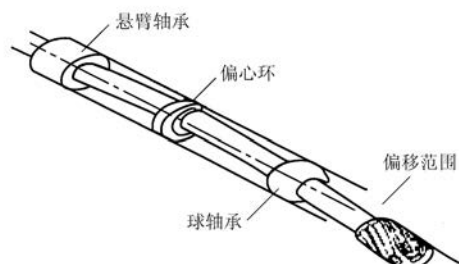


图1 指向式旋转导向钻井系统井下旋转导向工具示意图

调节钻头的钻进方向。其结构示意图如图2;扭矩通过驱动连接器从钻杆传递到旋转轴,轴承组合将钻

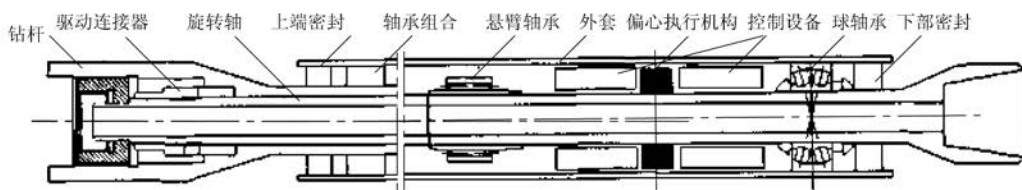


图2 指向式旋转导向工具结构示意图

指向式旋转导向系统具有以下优点^[3]:

- (1) 扩大了稳定器的径向调整范围,直径在调节范围内可任意调节,从而加强了井斜的控制能力;
- (2) 为稳定器设置了多个控制位置,采用钻井液脉冲遥控技术、电子及液压技术对稳定器的径向位置进行控制;
- (3) 通过 MWD 向地面通报稳定器的工作状态;
- (4) 降低了对调整稳定器所需要的压力要求,从而不影响钻井参数的优选。

2 偏心环组对导向性能的影响假设

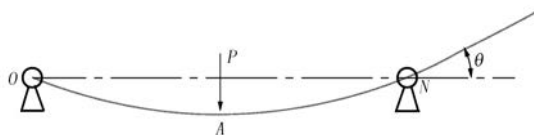
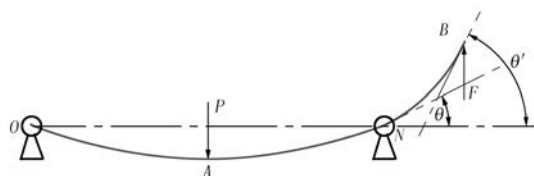
指向式旋转导向系统的钻头偏移范围是评判系统造斜能力的重要指标。而钻头偏移范围主要取决于偏心环组在心轴上产生的偏心力的大小与心轴的弯曲强度。指向式旋转导向系统如图3所示;在偏心环组产生的偏心力 P 的作用下,钻杆产生弹性变形,从而在钻头处造成一个与井眼轴线不一致的截面转角 θ ,则指向式旋转导向系统的钻头偏移范围为 $0 \sim \theta$ 。

为了能够简洁地了解偏心环组组数 n 对导向系统导向性能的影响,我们做了以下简化:

当 $n=1$ 时,导向系统的示意图可简化为图3所示。其中, P 为偏心环组A提供的偏心力, O 和 N 分别为悬臂轴承和球轴承, θ 为在偏心环组A的偏心力 P 作用下钻头处产生的偏转角。

当 $n=2$ 时,导向系统的示意图可简化为图4所示。其中, P 为偏心环组A提供的偏心力, F 为偏

压从钻杆传递到不旋转外套,再由球轴承组合传递到旋转轴下端,旋转轴的下端接钻头,钻压传递到钻头进行钻进,绕过旋转轴的控制段,使旋转轴的弯曲便于控制。旋转心轴的弯曲是发生在悬臂轴承和球轴承之间。悬臂轴承的支撑旋转轴并阻止上部旋转轴的弯曲,而球轴承支撑旋转轴并有利于旋转轴的弯曲。通过控制设备带动偏心执行机构的转动,使旋转轴产生弯曲,球轴承处旋转轴产生一个小的角度,从而改变与之相连的钻头的方向。该角度直接决定了指向式系统的造斜能力。

图3 $n=1$ 时导向系统的简化示意图图4 $n=2$ 时导向系统的简化示意图

环组B提供的偏心力, O 和 N 分别为悬臂轴承和球轴承, θ' 为偏心环组A和B共同作用下钻头处的偏转角。

由图3和图4的对比我们可以清楚地发现,当偏心环组A和偏心环组B同时作用时钻头处的偏转角 θ' 明显要大于偏心环组A单独作用时的偏转角 θ 。

所以,我们作出假设:当 $n=2$ 时,且两组偏心环组的偏心方向呈 180° ,即偏心方向相反时,钻头处的转角要大于 $n=1$ 时的转角。

3 力学模型的建立

由简化示意图3和图4的推导可以从定义上证明假设的正确性。但该假设的理论科学性仍需要有科学依据的支撑。因此,我们通过建立旋转心轴的力学模型,对改进方案的可行性进行理论证明。

3.1 力学模型建立的假设条件^[4]

(1) 不考虑旋转扭矩、转速等参数。因为 Geo-Pilot 指向式旋转导向系统的心轴在定向造斜过程中保持挠曲状态并不断旋转,故其力学模型应建立在动态方式下。但动态方式下的旋转扭矩和转速对心轴末端挠曲度 y 和截面转角 θ 等参数影响很小,所以模型不考虑旋转扭矩、转速等参数。

(2) 为了便于控制心轴和降低偏置机构的复杂程度,可假设钻压通过支撑心轴的外筒传递,绕过心轴的控制段,然后在下支点通过轴承传递给心轴。由于地层软硬程度的不同,钻压在钻进过程中也随之变化。在保证造斜率符合要求的情况下,若直接通过旋转心轴来传递钻压,就必须保证心轴在不同钻压下具有相同的挠曲度,偏置机构施加的偏置力也要实时调节,这就加大了控制的难度和偏置机构的复杂程度。

3.2 $n=1$ 时的力学模型

$n=1$ 时的指向式旋转导向系统相当于 $n=2$ 时偏心环组 A 单独作用情况下的导向系统。故可以将 $n=2$ 时的系统看做是偏心环组 B 不工作情况下的力学模型。

静态指向式导向系统状态下的心轴力学如图 5 所示:心轴两端由轴承支撑位(O 和 N) 支撑,其中 O 为原点;心轴总长度为 L ;偏心环组 A 对心轴施加的偏心力为 P ,作用点距 O 点长度为 L_1 ,距心轴末端 N 长度为 L_2 ; θ 为心轴绕 N 旋转角度; R_1 、 M_1 分别为 O 点处的支撑反力和弯矩, R_2 为 N 处的支撑反力。

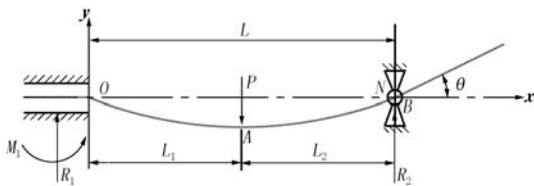


图5 心轴静态偏置状态下的力学模型

设心轴挠曲线方程:

$$y=f(x) \quad (1)$$

根据平面假设,弯曲变形前垂直于轴线的横截面,变形后仍垂直于挠曲线。所以,截面转角 θ 就是 y 轴与挠曲线法线的夹角。它应等于挠曲线的倾角,即等于 x 轴与挠曲线切线的夹角。故有:

$$\tan\theta(x) = \frac{dy}{dx}, \theta(x) = \tan^{-1} \frac{dy}{dx}$$

在 θ 很小的情况下, $\tan\theta \approx \theta$, 所以:

$$\theta(x) = \frac{dy}{dx} \quad (2)$$

静态偏置状态下, P 的大小和方向是确定的,即在恒力状态下有:

$$\frac{1}{\rho(x)} = \frac{M(x)}{EI} \quad (3)$$

式中: $\rho(x)$ ——心轴曲率半径; $M(x)$ ——心轴弯矩; E ——心轴弹性模量; I ——心轴截面惯性矩。

由数学计算可知:

$$\frac{1}{\rho(x)} = \frac{|y''|}{(1+y'^2)^{3/2}} \quad (4)$$

令 $(1+y'^2)^{3/2} \approx 1$, 则由式(3)和式(4)可得到:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI} \quad (5)$$

静态偏置条件下心轴边界假设条件为:

$$y_{x=0} = 0; y_{x=L} = 0; \theta_{x=0} = 0$$

令 $L_1 = \alpha L$, 则可知优化后 O 点和 B 点约束反力分别为^[5]:

$$R_1 = P - \frac{3P\alpha^2}{2} + \frac{P\alpha^3}{2} \quad (6)$$

$$R_2 = \frac{3P\alpha^2}{2} - \frac{P\alpha^3}{2} \quad (7)$$

$$M_1 = \frac{P\alpha^3 L}{2} - \frac{3P\alpha^2 L}{2} + P\alpha L \quad (8)$$

对式(5)积分。当 $0 \leq x \leq \alpha L$ 时,心轴的转角方程和挠曲线方程为:

$$\theta_1 = -\frac{M_1 x}{EI} + \frac{Px^2}{2EI} \quad (9)$$

$$y_1 = -\frac{M_1 x^2}{EI} + \frac{Px^3}{2EI} \quad (10)$$

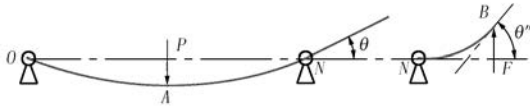
当 $\alpha L \leq x \leq L$ 时,心轴的转角方程和挠曲线方程为:

$$\theta_1 = \frac{R_2 x L}{EI} - \frac{R_2 x^2}{2EI} - \frac{P\alpha^2 L^2}{2EI} \quad (11)$$

$$y_1 = \frac{R_2 x^2 L}{2EI} - \frac{R_2 x^3}{6EI} - \frac{P\alpha^2 L^2 x}{2EI} - \frac{R_2 L^3}{3EI} + \frac{P\alpha^2 L^2}{2EI} \quad (12)$$

3.3 $n=2$ 时的力学模型

因为指向式旋转导向系统在双偏心环组的偏心作用下,弯曲变形仍然很小且材料服从胡克定律,则其挠曲线的微分方程和弯曲与荷载的关系都是线性的。由叠加原理可知,当同时作用几个荷载时,可分别求出每一荷载单独作用下的变形,把各个变形叠加即为这些荷载共同作用时的变形。因此,如图 6 所示, $n=2$ 时指向式旋转导向系统可视为偏心环组 A 提供的偏心力 P 单独作用和偏心环组 B 提供的偏心力 F 单独作用在悬臂梁自由端的线性叠加。

图6 叠加原理解 $n=2$ 时指向式旋转导向系统示意图

当偏心环组 A 单独工作时,相当于 $n=1$ 时导向系统的工作原理。因此,此处只需建立偏心环组 B 单独工作时的力学模型,然后与 $n=1$ 线性叠加即可。

在原指向式旋转导向系统的基础上添加偏心环组 B 后,若只有偏心环组 B 工作,即偏心环组 A 不工作的情况下,其力学模型可近似表示为悬臂梁(如图7所示)。其中力 F 作用在心轴末端,弥补偏心轴承的原有偏心挠曲 y ,心轴长度为 L_3 。在仅考虑图7所示情况时,任意界面上的弯矩为:

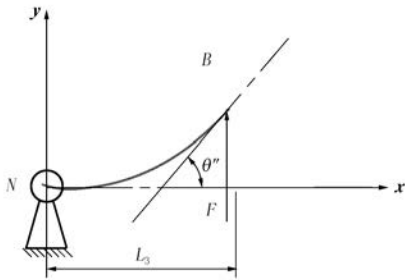


图7 偏心轴承力学模型

$$M(x) = F(L_3 - x) \quad (13)$$

对式(5)积分得旋转心轴的转角方程和挠曲线方程分别为:

$$\theta_2 = -\frac{Fx^2}{2EI} + \frac{FL_3x}{EI} + C \quad (14)$$

$$y_2 = -\frac{Fx^3}{6EI} + \frac{FL_3x^2}{2EI} + Cx + D \quad (15)$$

其中 C 和 D 为未知常数。

静态偏置条件下的心轴边界条件为:

$$\theta_{x=0} = 0, y_{x=0} = 0$$

将边界条件代入式(12)和式(13)中可解得:

$$C = D = 0$$

则心轴的转角方程和挠曲线方程分别为:

$$\theta_2 = -\frac{Fx^2}{2EI} + \frac{FL_3x}{EI} \quad (16)$$

$$y_2 = -\frac{Fx^3}{6EI} + \frac{FL_3x^2}{2EI} \quad (17)$$

为了得到 $n=2$ 时钻头的偏移范围,即悬臂梁末端的转角大小,可以利用叠加原理将偏心环组 A 单独作用时的转角 θ_1 与偏心环组 B 单独作用时的转角 θ_2 线性相加。

偏心环组 A 单独作用即导向系统 $n=1$ 时,在 $x=L$ 处的偏移角度为:

$$\theta_1 = \frac{(R_2 - \alpha P)L^2}{2EI} \quad (18)$$

偏心环组 B 单独作用时,在 $x=L_3$ 处的偏移角度为:

$$\theta_2 = \frac{FL_3^2}{2EI} \quad (19)$$

因为 θ_1 和 θ_2 都是逆时针方向的转角,即两者均为正角。则 $n=2$ 时的钻头偏移角为 θ_1 和 θ_2 的数值线性相加:

$$\theta = \theta_1 + \theta_2 = \frac{(R_2 - \alpha P)L^2 + FL_3^2}{2EI} \quad (20)$$

因此, $n=2$ 时钻头的偏移角度范围为 $0 \sim [(R_2 - \alpha P)L^2 + FL_3^2]/(2EI)$ 。

同时, $n=2$ 时比 $n=1$ 时增大的偏移角度为:

$$\Delta\theta = \theta_2 = \frac{FL_3^2}{2EI} > 0 \quad (21)$$

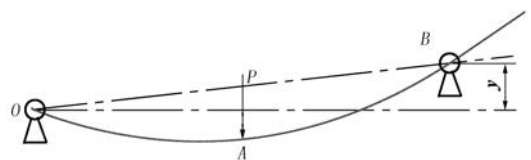
综上所述,通过比较可得, $n=2$ 时的指向式旋转导向系统的钻头的转角在理论上大于 $n=1$ 时钻头的转角,故假设正确。

3.4 力学模型的优化

当 $n=1$ 时,其力学模型优化的结果在文献[5]中给出:悬臂轴承 O 的径向支撑力 R_1 、力偶矩 M_1 随着 α 的增大而减小;球轴承 N 的径向支撑反力 R_2 随着 α 的增大而增大;双偏心环作用于旋转轴上的力 P 随着 α 的增大先减小后增大,当 $\alpha \approx 0.675$ 时,力 P 最小。

当 $n=2$ 时,由式(20)可以得知钻头处的截面转角与 α 和 L_3 有关。若 α 取固定值 0.675,即保证力 P 最小的前提下,截面转角仅与 L_3 相关,且随着 L_3 的增大而增大。

L_3 的取值范围 $[0, \infty]$,当 $L_3=0$ 时表示将球轴承 N 换做偏心轴承或偏心环组,在未来的研究中具有一定的现实意义,故在此进行相应的优化。其模型简化图如图8所示。其中 y 是偏心环组 B(球轴承 N)所产生的挠度。

图8 $L_3=0$ 时模型简化示意图

由式(21)可知截面转角增量不仅与旋转心轴

材料自身性质 EI , 还与模型的自由段长度 L_3 有关。但若在指向式导向系统的导向机构中 $L_3 = 0$, 式(21)就无法准确地表达偏心环组 B 增大钻头偏移范围的精确值。

将 $x = L_3$ 代入式(17)可得出悬臂梁自由端的挠度:

$$y_2 = \frac{FL_3^3}{3EI} \quad (22)$$

因为在 $L_3 = 0$ 时偏心环组 B 所产生的挠度 y 和式(22)中 y_2 相等, 即 $y = y_2$, 故 $y = FL_3^3 / (3EI)$, 则:

$$L_3^2 = \frac{3EI^{2/3}}{F} y^{2/3} \quad (23)$$

将式(23)代入到式(21)中, 可得:

$$\Delta\theta = \frac{3^{3/2}}{2} \left(\frac{F}{EI} \right)^{1/3} y^{1/3} = Ky^{1/3} \quad (24)$$

其中系数 $K = (3^{3/2}/2) [F/(EI)]^{1/3}$, 暂可称为增角系数。因为力 F 也是未知数, 所以 K 应通过设计试验而得到, 但现阶段尚未进行相关试验和研究。

综上所述, $n = 2$ 时的指向式导向系统的性能比 $n = 1$ 要有所提高。在 $L_3 = 0$ 的情况下, 能保证有效提高导向性能的情况下减少系统的复杂性。其导向性能与其自身性质有关, 如最大偏心挠度 y , 偏心力 F , 以及 EI , 需要通过实验得出。但仍需要进一步研究。

4 结论

(1) 当 $n = 2$ 且两组偏心环组的偏心方向呈 180° , 即偏心方向相反时, 可以在一定程度上增大钻头的偏移范围。

(2) 通过建立指向式旋转导向系统的力学模型

进行转角方程和挠曲线方程的推导, 从理论上证明了偏心环组数 $n = 2$ 的指向式旋转导向系统可以有效增大钻头的偏移范围。

(3) 在实际生产实践的造斜过程中, 心轴处于连续回转钻进状态中, 但本文中的力学模型是在静态偏置条件下建立的, 未考虑动态模式下心轴的回转所造成的影响。

(4) 改进后的指向式导向系统与原导向系统性能一致, 在 $\alpha = 0.675$ 处, 旋转轴在较小的挠曲状态下、较小的偏置力 F 和 M_1 下工作, 提高旋转轴的使用寿命。但偏心轴承的存在会使得旋转轴的挠曲度变大, 下一步应针对相应的材料弯曲强度和使用寿命进行研究。

(5) $L_3 = 0$ 时的钻头偏移范围的增量与偏心环组 B 的偏心作用所产生的挠度 y 成正相关。

(6) 对于增量系数 K 可以通过设计相关试验进行确定。

(7) 本文只在理论上讨论了 $n = 1$ 和 $n = 2$ 的情况, 对于 $n > 3$ 的情况未予讨论。

参考文献:

- [1] 薛启龙, 丁青山, 黄蕾蕾. 旋转导向钻井技术最新进展及发展趋势[J]. 石油机械, 2013, 41(7): 1-6.
- [2] 吕建国, 刘宝林, 杜建生, 等. 指向式旋转导向系统旋转轴弯曲旋转试验研究[J]. 探矿工程(岩土钻掘工程), 2009, 36(S1): 108-114.
- [3] 冯定, 袁咏心, 李汉兴, 等. 井眼轨迹控制工具发展现状及趋势[J]. 石油机械, 2011, 39(3): 70-73.
- [4] 杜建生, 刘宝林, 李清涛, 等. 指向式旋转导向系统偏置心轴力学模型及优化[J]. 石油机械, 2008, 36(8): 28-35.
- [5] 吕建国, 刘宝林, 李清涛. 指向式旋转导向钻井系统旋转轴力学模型[J]. 探矿工程(岩土钻掘工程), 2009, 36(12): 29-32.

(上接第30页)

水平甚至同一水平不同工作面等进行工艺研究, 根据不同情况调整施工方法和施工技术参数, 这在一定程度上增加了工艺研究的工作量。

4 结语

考察相关行业的跟管钻进技术和煤层压裂技术的应用情况, 认为松软突出煤层跟管钻进压裂技术有望通过提高本煤层钻孔的钻孔深度和煤层透气性, 进而提高瓦斯抽采效率, 有望从根本上解决松软突出煤层瓦斯抽采难题。但该技术尚处于可行性研究阶段, 还需要在设备研制、技术开发及现场施工等方面进行进一步的研究。

参考文献:

- [1] 石智军, 胡少韵, 姚宁平, 等. 煤矿井下瓦斯抽采(放)钻孔施工新技术[M]. 北京: 煤炭工业出版社, 2008.
- [2] 殷新胜, 凡东, 姚克, 等. 松软突出煤层中风压空气钻进工艺及配套装备[J]. 煤炭科学技术, 2009, 37(9): 72-74.
- [3] Yew, Ching H. Mechanics of Hydraulic Fracturing [M]. Houston: Gulf Publishing Company, 1997.
- [4] 周军民. 水力压裂增透技术在突出煤层中的试验[J]. 中国煤层气, 2009, 6(3): 34-39.
- [5] 喻晓峰. 松软突出煤层水力压裂试验与抽采效果分析[J]. 矿业安全与环保, 2012, 39(5): 75-76.
- [6] 姚亚峰, 姚宁平, 彭涛. 松软煤层套管钻机夹持器机构设计与分析[J]. 煤炭科学技术, 2013, 41(3): 73-76.
- [7] 张有狮. 煤矿井下水力压裂技术研究进展及展望[J]. 煤矿安全, 2012, 43(12): 163-165.