

指向式旋转导向钻井系统旋转轴力学模型

吕建国, 刘宝林, 李清涛

(中国地质大学(北京)科学钻探国家专业实验室, 北京 100083)

摘要:在对指向式旋转导向钻井系统旋转轴结构和支承进行简化的基础上,建立了力学模型,给出了旋转轴在静态偏置状态下的转角方程、挠曲线方程、支撑反力及弯矩方程,对偏置力 F 作用点的位置进行了优化,为指向式旋转导向系统的工程设计和结构优化提供了理论计算依据。

关键词:指向式旋转导向钻井系统;旋转轴;力学模型;优化

中图分类号:TE921 **文献标识码:**A **文章编号:**1672-7428(2009)12-0029-04

Mechanics Model of Rotation Axis in Directive Rotary Steerable Drilling System/LV Jian-guo, LIU Bao-lin, LI Qing-tao (State Professional Lab of Scientific Drilling, China University of Geosciences, Beijing 100083, China)

Abstract: The mechanics model was established on the basis of simplifying structure and supporting of rotation axis in directive rotary steerable drilling system. Rotation equation, deflection curve equation, reaction and moment equation of the rotation axis under the static offset condition were derived and the location of offset force F was optimized, which provide a basis for theoretical calculation on engineering design and structure optimization for directive rotary steerable drilling system.

Key words: directive rotary steerable drilling system; rotation axis; mechanics model; optimization

旋转自动导向闭环钻井技术是 20 世纪末期发展起来的一项尖端自动化钻井技术,它代表了当今世界钻井技术发展的最高水平,该技术使世界钻井技术发生了一次质的飞跃^[1-4]。旋转导向钻井系统的核心是井下旋转导向钻井工具系统,根据其导向方式可分为推靠式和指向式 2 种^[1,3]。图 1 所示的指向式旋转导向井下工具中,偏置稳定器安放在两个稳定器之间,在旋转导向过程中,偏置工具的偏心导致其上下两跨钻柱发生弯曲,使钻头处钻柱的轴线和井眼轴线之间出现夹角而实现旋转导向。这种导向方式的特点是钻头的侧向力较小,造斜率较低,但旋转导向钻出的井眼“狗腿”小,轨迹平缓,摩阻力和扭矩较小,可以使用较大的钻压,机械钻速较高,有助于发挥钻头的性能。

1 旋转轴的结构与简化

指向式旋转导向钻井系统井下旋转导向工具的核心是旋转轴。其结构如图 2 所示^[6]。扭矩通过驱动连接器 2 从钻杆 1 传递到旋转轴 3,轴承组合 5 将钻压从钻杆传递到不旋转的外套 7,再由球轴承组合 10 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

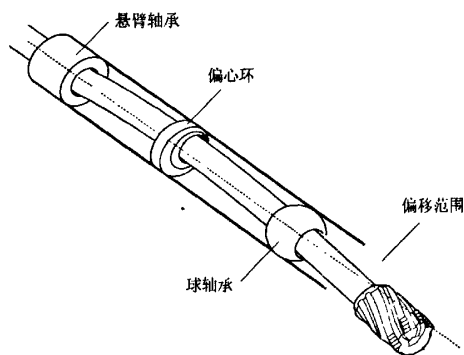


图 1 指向式旋转导向钻井系统旋转导向工具示意图

转轴的弯曲便于控制。

指向式旋转导向钻井系统旋转轴的弯曲是发生在悬臂轴承 6 和球轴承 10 之间的。悬臂轴承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 9 带动偏心执行机构 8 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。

旋转轴在悬臂轴承上部无径向载荷作用在旋转

收稿日期:2009-06-30

基金项目:科技部国际科技合作重点项目“井下闭环高精度导向钻进技术的研究”部分内容(编号:2006DFB21300)

作者简介:吕建国(1964-),男(汉族),内蒙古人,中国地质大学(北京)工程技术学院副院长、教授,地质工程专业,博士,从事力学教学及力学在地质工程领域中应用研究工作,北京市海淀区学院路 29 号,lig@cugb.edu.cn。

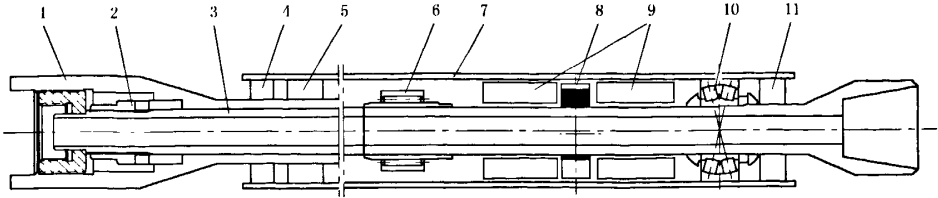


图2 指向式旋转导向工具结构示意图

1—钻杆;2—驱动连接器;3—旋转轴;4—上端密封;5—轴承组合;6—悬臂轴承;7—外套;8—偏心执行机构;9—控制设备;10—球轴承;11—下端密封

轴上,只有上端通过八面体轴套将钻井扭矩传到旋转轴上,防窜螺母防止旋转轴向上窜动,故上端简化成固定铰支座。悬臂轴承不约束轴线方向的位移,简化成滑动支座。钻压通过外套传到球轴承,再传到旋转轴上,下端球轴承处可简化成活动铰支座。双偏心环作用于轴上的力可简化为集中力。如图3所示。



图3 旋转轴支承和载荷的简化图

在垂直钻进中,在球轴承之上的旋转轴只承受扭转应力,球轴承下部的旋转轴受扭转和压缩的组合应力。在定向钻进中,在悬臂轴承之上的旋转轴只承受扭转应力;悬臂轴承与球轴承之间承受弯曲、扭转应力组合,因旋转轴弯曲产生弹性变形,因此轴受交变应力载荷;球轴承下部的旋转轴受扭转和压缩的组合应力。

在定向钻进时,钻头偏转角最大即旋转轴弯曲挠度最大时,旋转轴在悬臂轴承和球轴承之间所承受的载荷最大。因此本文重点分析此时悬臂轴承和球轴承之间轴的力学特性,在满足设计要求的前提下优化轴的力学特性,以提高旋转轴及支撑部件的使用寿命。

2 旋转轴力学模型的建立

初始计算时假定双偏心环作用于悬臂轴承和球轴承中间,在定向钻进的过程中,旋转轴在保持挠曲状态下旋转,应建立动态力学模型。由于扭矩和转速只影响旋转轴和支撑轴承等的使用寿命,对轴末端转角、双偏心环作用于轴上的力及支撑力等参数影响很小,所以旋转轴力学模型的建立可考虑静态模式。

力学模型如图4所示,旋转轴在悬臂轴承和球轴承之间的长度为 L ,力 F 为双偏心环作用于旋转

轴上的力,作用位置在上下两轴承中间, F_B 为球轴承处支撑反力, F_A 和 M_A 为悬臂轴承处的支撑反力和反力偶。

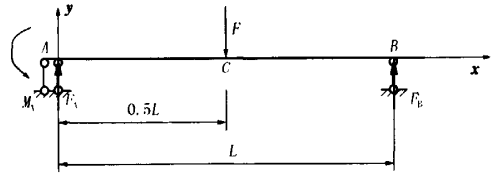


图4 旋转轴静态力学模型

利用变形比较法可解得:

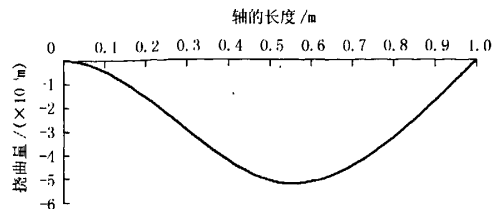
$$F_A = 11F/16, F_B = 5F/16, M_A = 3FL/16 \quad (1)$$

利用积分法可求得转角方程和挠曲线方程如式(2)和式(3)。

$$v' = \begin{cases} \frac{11Fx^2}{32EI} - \frac{3FLx}{16EI} & [0, \frac{L}{2}] \\ -\frac{5Fx^2}{32EI} + \frac{5FLx}{16EI} - \frac{FL^2}{8EI} & [\frac{L}{2}, L] \end{cases} \quad (2)$$

$$v = \begin{cases} \frac{11Fx^3}{96EI} - \frac{3FLx^2}{32EI} & [0, \frac{L}{2}] \\ -\frac{5Fx^3}{96EI} + \frac{5FLx^2}{32EI} - \frac{FL^2x}{8EI} + \frac{FL^3}{48EI} & [\frac{L}{2}, L] \end{cases} \quad (3)$$

根据上述方程,旋转轴在球轴承处的偏转角与偏置力作用点位置、偏置力大小、轴的内径、外径、长度以及轴本身的材料有关。取旋臂轴承与球轴承间的距离 $L=1\text{ m}$,轴外径 $D=50\text{ mm}$,内径 $d=30\text{ mm}$,旋转轴材料为合金结构钢,弹性模量 $E=200\text{ GPa}$ 。控制球轴承处的最大转角为 $v'=1^\circ$,利用MATLAB编程求解出旋转轴的挠曲线如图5所示。

图5 力 F 作用于两轴承中点时旋转轴挠曲线图

根据式(2)得:当 $x=L=1, \theta(L)=v'=1^\circ$ 时, $F=29828 \text{ N}$ 。

根据式(1)得: $F_A=20507 \text{ N}, M_A=-5593 \text{ N} \cdot \text{m}, F_B=9321 \text{ N}$ 。

悬臂轴承承受弯矩 M_A 作用,在满足钻具设计要求的前提下,尽可能降低悬臂轴承所承受的弯矩 M_A 。旋转轴在力作用点处所承受弯矩也较大,关系到旋转轴的使用寿命,在满足工程设计要求的前提下,尽可能使旋转轴轴身挠曲线平缓,因此有必要对旋转轴在静态偏置状态下的受力进行优化分析,以提高整个系统的使用寿命。

3 旋转轴的力学模型的优化

在旋转轴的外形尺寸不变的前提下,适当调节偏置力的作用点的位置,可使挠曲线相对平滑,旋转轴的受力更加合理。设力 F 作用于轴上的位置距悬臂轴承的距离为 αL ,力学模型如图 6 所示。

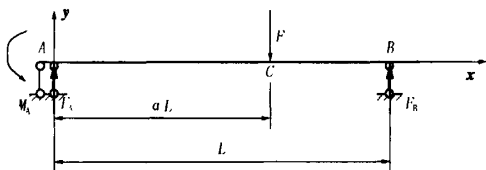


图6 旋转轴静态力学模型优化

约束反力为:

$$\begin{aligned} F_A &= F - \frac{3F\alpha^2}{2} + \frac{F\alpha^3}{2} \\ F_B &= \frac{3F\alpha^2}{2} - \frac{F\alpha^3}{2} \\ M_A &= \frac{F\alpha^3 L}{2} - \frac{3F\alpha^2 L}{2} + F\alpha L \end{aligned} \quad (4)$$

转角方程和挠曲线方程为:

$$v' = \begin{cases} -\frac{M_A x}{EI} + \frac{F_A x^2}{2EI} & [0, \alpha L] \\ \frac{F_B x L}{EI} - \frac{F_B x^2}{2EI} - \frac{F\alpha^2 L^2}{2EI} & [\alpha L, L] \end{cases} \quad (5)$$

$$v = \begin{cases} -\frac{M_A x^2}{2EI} + \frac{F_A x^3}{6EI} & [0, \alpha L] \\ \frac{F_B x^2 L}{2EI} - \frac{F_B x^3}{6EI} - \frac{F\alpha^2 L^2 x}{2EI} - \frac{F_B L^3}{3EI} + \frac{F\alpha^2 L^3}{2EI} & [\alpha L, L] \end{cases} \quad (6)$$

定向钻井的主要目的是在钻进过程中控制钻头偏离轴线的角度即球轴承处旋转轴的转角。因此优化分析时控制当 $x=L$ 时,转角 v' 取最大值为:

$$v'|_{x=L} = 1^\circ = \pi/180 \quad (7)$$

把条件(7)代入到式(5)中的转角方程中求得双偏心环作用于旋转轴上的力 F :

$$F = \frac{EI\pi}{45(1-\alpha)\alpha^2 L^2} \quad (8)$$

把式(8)代入到式(4)得悬臂轴承和球轴承的支撑力:

$$\begin{aligned} F_A &= \frac{EI\pi(2+2\alpha-\alpha^2)}{90\alpha^2 L^2} \\ M_A &= \frac{EI\pi(2-\alpha)}{90\alpha L} \\ F_B &= \frac{EI\pi(3-\alpha)}{90L^2(1-\alpha)} \end{aligned} \quad (9)$$

力 F 、悬臂轴承的支撑力 F_A 和 M_A 、球轴承的支撑力 F_B 关于 α 的函数曲线如图 7 所示。

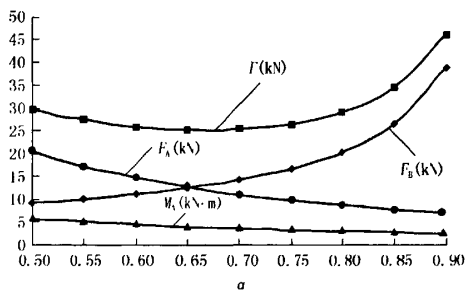


图7 力 F 、 F_A 、 F_B 、 M_A 关于 α 的函数曲线图 ($L=1 \text{ m}$)

根据图 7 可知,悬臂轴承的径向支撑力 F_A 、力偶矩 M_A 随着 α 的增大而减小;球轴承的径向支撑反力 F_B 随着 α 的增大而增大;双偏心环作用于旋转轴上的力 F 随着 α 的增大先减小后增大,当 $\alpha \approx 0.675$ 时,力 F 最小。

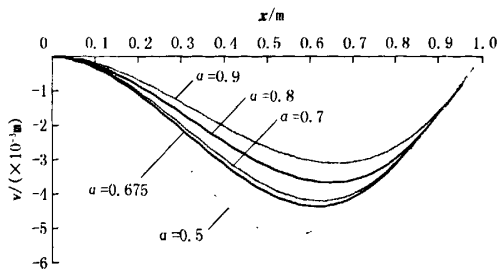


图8 旋转轴挠曲线图 ($L=1 \text{ m}$)

不同 α 旋转轴的挠曲线如图 8 所示,随着 α 的增大,旋转轴的挠曲线越来越平滑,即旋转轴的弯曲应力越小。在满足设计要求的情况下, α 越大,越能提高轴的使用寿命。

指向式旋转导向系统旋转轴优化的目标为:在保证设计转角 θ 的前提下,尽可能的减小偏置作用

