

摘 要

石油钻井工程的高风险和高投入,使得钻柱力学特性研究倍受关注,从50年代至今,已取得大量研究成果,但随着钻井技术发展,这些成果已不能完全满足钻井工程的需要。为此,本文继承前人的工作,结合现有钻井技术和工程经验,对钻柱非线性静力学、振动模态和非线性瞬态动力学的有限单元法进行了研究。经专家评定认为:本文所建立的钻柱力学模型和用有限单元法开展的工程应用技术达国内领先水平,已在大庆油田等单位得到应用。

本文根据钻柱工作状态,把钻柱与井壁边界处理成多向接触摩擦,并考虑钻具自重和钻压引起的纵向弯曲,首次建立了整体钻柱双重非线性静力学模型。在此基础上,通过考虑下部钻具上端假想截面处的力和位移协调边界,又建立了下部钻具双重非线性静力学模型。这两种模型都不同于以往的曲屈或纵横弯曲模型,把钻柱力学归结为几何和接触非线性问题,增加了求解难度。本文通过非线性梁单元的采用、间隙元理论的完善,首次建立了钻柱双重非线性静力学的有限单元法。所构造的间隙元可以位于梁单元内任一位置,使梁单元最大横向位移首先与井壁产生多向接触得以描述。经研究得出:在 $1.5^{\circ}/\text{m}$ 井眼曲率条件内,梁单元的大位移刚度矩阵引起的非线性可以忽略,但几何刚度矩阵引起的非线性必须考虑,明确了非线性梁单元在钻柱力学分析中的应用条件。通过曲管道元的刚度矩阵、等效节点力推导,对曲管道元在钻柱力学分析中的实用性进行了研究。经分析得出:常规井眼曲率条件下,若不考虑钻柱的接触非线性,20m长的曲管道元与7m长的梁单元计算精度相同,曲管道元具有单元少、计算精度高的优点,反之,由于钻柱接触非线性作用,曲率井段内钻柱离散单元不宜过长,从实用性来看采用梁单元就可以。根据上述理论,自行开发了钻柱非线性静力学有限元分析软件DS-NSA,并将其应用到直井防斜钻具设计、斜井钻具设计和井眼轨道控制、水平井钻柱设计和摩阻模拟,所优选组配的钻柱结构和钻井参数,已在大庆油田等单位得到应用,能够满足井眼轨道控制需要,提高了钻井效率。此外,本文根据下部钻具力学分析结果,自行研制的伸缩钻铤已获国家专利,丰富了钻柱力学的应用范围。

本文通过钻柱接触摩阻力和非线性阻尼的等效,将钻头处的钻压、扭矩简化为简谐干扰力,建立了钻柱振动模态分析模型,该模型不能描述钻柱与井壁的碰撞接触状

态。通过采用改进的 Ritz 向量法、子空间迭代法、振型迭加法，并结合钻柱结构和受力状态，率先建立了钻柱振动模态分析的有限单元法和疲劳强度计算方法，编制了 DS-MVA 软件。将该软件应用于大庆油田直井钻柱断裂事故分析，得到钻柱纵向振动是引起钻柱断裂破坏的主要原因，其钻柱结构、钻头类型和钻柱转速的合理匹配是控制钻柱产生振动的主要途径，经分析设计的钻柱结构，在后继钻井中没有出现断裂破坏现象，使这一长期困扰生产的技术问题得以基本解决。此外，还应用于水平井钻柱设计和旋转速度分析，经 GP1 水平井应用表明，设计钻柱在极限转速 30rpm 内钻井时，能够安全工作。

本文通过考虑钻柱与井壁的碰撞接触边界，在钻柱振动模态分析的基础上，首次建立了钻柱非线性瞬态动力学模型，该模型考虑因素多，能够基本描述钻柱的运动和受力状态。通过构造动力间隙元、应变和判定条件的建立，并与梁单元相结合，采用 Newmark 直接积分法，建立了钻柱非线性瞬态动力学的有限单元法。此外，根据偏心钻具结构，对偏心块的动力学特性和偏心钻具处的动力间隙元进行了改进，使偏心钻具动力学分析成为可能。根据所研究的理论，自行开发了钻柱非线性瞬态动力学有限元分析软件 DS-TDA，并应用到偏心钻具和标准钻具的瞬态动力学分析中，其计算结果证实了偏心钻具具有较强的防斜能力，所设计的偏心钻具和钻井参数，经大庆油田应用表明，钻直井一次成功率提高了 5.5%，取得了显著的经济效益和社会效益。

关键词：钻井工程，钻柱，下部钻具组合，力学分析，疲劳强度，非线性，有限元，碰撞，接触，井眼轨道控制

ABSTRACT

It is closely attended to study the mechanical character of drillstring because drilling engineer takes high risk and invests heavily capital. Many results of drillstring mechanics that has been acquired since 1950 can't satisfy the drilling engineer needs as drilling technology is developed. Therefore, based on the previous works and connected the engineering experience with modern drilling technology, the nonlinear static mechanics, modal vibration and nonlinear transient dynamics for drillstring have been made systematic study by finite element method and applied to the drilling engineering. The drillstring mechanical validity and practice are tested and the economic and social benefits are also obtained. The drillstring mechanics has been widely used in the Daqing oil field and etc.

According to the working state of drillstring, the nonlinear static mechanics model of drillstring is presented for the first time. In the model, the boundary between the drillstring and hole wall is taken as multi-directional contact friction, and it is considered that the drillstring weight and the drill pressure lead to the vertical bending. Based on the model, the nonlinear static mechanics model of bottom hole assembly (BHA) is also presented through considering the boundary condition that is coordinated between force and displacement at the virtual position of BHA. Two models belong to the nonlinear problem of geometric and contact, so it is solved very difficulty, which is different from the previous helical bending model or the longitudinal and sidewise bending model. The double nonlinear static finite element method is presented through that the nonlinear beam is adopted and the gap element is perfected. The gap element can not only describe the contact friction between drillstring and hole wall to be distribution along the well depth and hole circle direction, but also place any position of beam element, which made the max-displacement of beam contact first with hole wall. Through analysis, it is shown that the nonlinear response to be produced by large displacement is ignored and the one by geometric stiffness must be considered below the bore hole curve of $1.5^\circ / \text{m}$, and the applied condition of nonlinear beam is explicitly defined. The stiffness and equivalent nodal force of curved pipe element are derived and its practical value is also researched in the dissertation. Through calculation, it is shown that if the nonlinear contact isn't considered, the curved pipe element of 20m is similar to the beam of 7m in calculate precision below the normal bore hole curve and the curved pipe element possesses less element and high calculate precision. If the nonlinear contact is considered, the beam element can be used in the mechanics analysis of drillstring. According to the theory, the program of DS-NSA is developed by oneself. The DS-NSA is successfully applied to the design of prevented deflect BHA, the design of BHA and hole trajectory control in directional well, the simulation of friction resistance and the drillstring design in horizontal well. The drillstring and the drill parameter to be optimized by the mechanics

analysis have been widely used in Daqing oil field and etc, which can satisfy the hole trajectory control of various wells and increase the drilling efficiency. In addition, according to the mechanics analysis of BHA the regulator of drill collar is developed by oneself, which has gotten a patent license and enriches the applied field of drillstring mechanics.

The modal vibration analysis model of drillstring is presented through that friction resistance and nonlinear damp are equaled to the viscous damp, and the drill pressure and torque of bit are simplified as harmonic loads. The model can't be used to describe the impact and contact between drillstring and hole wall. Through the improved Ritz vector method, subspace iterative method and the model superposition method, the finite element method of the modal vibration analysis and the fatigue strength method are presented in the dissertation, and the program of DS-MVA is developed. The DS-MVA is applied to the drillstring breaking analysis in the vertical well, which shows that the reason is longitudinal vibration and the main solution way is the drillstring structure to be matched with bit and rotary speed. The drillstring to be designed hasn't been broken in the succedent wells, which solved the technology problem to puzzle the drill operation all the time. Meanwhile, the DS-MVA is also applied to the design of rotary speed in horizontal well, and the drillstring can safely work under the rotary speed of 30rpm in GP1 well.

Based on the modal vibration analysis, the nonlinear transient dynamic model is presented for the first time through considering the impact and contact between drillstring and hole wall. The model can consider more drill parameter and fundamentally describe the motion and force of drillstring. The dynamic gap element is constructed and its strain and determining condition are also derived. The finite element method of nonlinear transient dynamic is presented through dynamic gap element to be connection with beam element and the direct integral method of Newmark to be adopted. According to the structure of eccentric BHA, the dynamic character and gap element of eccentric BHA are researched, which makes the dynamic analysis of eccentric BHA be possible. According to the theory, the program of DS-TDA is developed, which is applied to the dynamic analysis between the eccentric and normal BHA. The prevented deflect capacity of eccentric BHA is testified by the calculation results. The eccentric BHA and corresponding drill parameters to be designed have been used in Daqing oil field, which shows that once successfully ration in vertical well has increased by 5.5% over the normal BHA and produced remarkable economic and social benefits.

Key words: drilling engineer, drillstring, bottom hole assembly (BHA), mechanics analysis, fatigue strength, nonlinear, finite element, impact, contact, hole trajectory control

第一章 钻柱力学研究现状与本文研究内容

1.1 钻柱力学概述

石油和天然气是埋藏于地下数千米深的能源，也是当今社会的主要能源之一，世界各油气公司为了追求最大经济效益，不断满足经济和社会发展的需求，使石油天然气开采技术得到了飞速发展，迄今，各油气田可以用多种井型联合开发，使油气田开采率得到明显提高，井型剖面见图1.1。

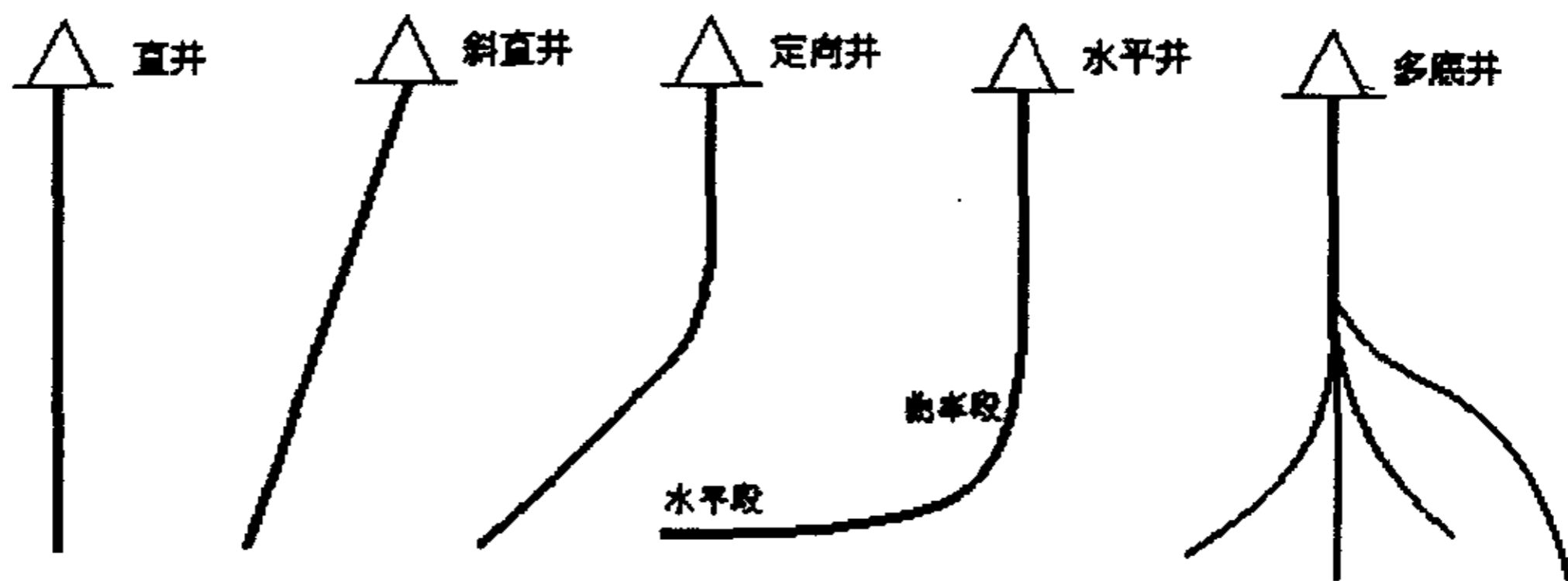


图1.1 各种井型剖面结构示意图

1. 直井^[1]

直井的井眼轨道是一条铅垂线，它是最早的井型。这种井型结构简单，只需钻柱旋转钻井即可钻出井眼，目前各油田仍在广泛使用。根据井深可把直井分为“深井”，深井钻井技术较复杂，是《八五》中国石油天然气总公司科技攻关项目。根据井眼直径可把直井分为“小井眼直井”，小井眼直井开发油气田成本低，是老油田提高产量的主要途径之一，也是《九五》中国石油天然气总公司科技攻关项目。

2. 定向（丛式）井^[2,3]

定向井的井眼轨道为一条任意曲率的空间曲线，一般由直井段、曲率段、稳斜段组成，用井斜角（井眼轨道与铅垂线夹角）和方位角（井眼轨道在水平面投影线与磁北方向夹角）来描述，它是国外在60~70年代开发研究的井型，也是《七五》国家重大科技攻关项目。这种井型的最大特点是井口和地下目的点有一段水平距离，用于地面有障碍物或绕地下障碍层的开发，另外，它也可以在同一井场向地下不同深度和不同方向目的层钻井，形成井组或井群，能够降低开发成本，有利于集中管理和环境保

护。这种井型在定向时需井下专用工具、并采用滑移钻井方式。当井眼轨道为一条斜直线，又被称作“斜直井”，斜直井无需井下定向作业，但需地面可倾斜的专用钻机。定向井已在沼泽、低洼、沙漠、海洋等油气田广泛使用。

3. 水平井^[4~6]

水平井的井眼轨道类同定向井，但要有一段穿越目的层的水平段，除定向井优点外，其最大优点是目的层井段长、泄油面积大、单井产量高。根据井眼曲率半径可划分为大半径水平井、中半径水平井和小半径水平井，根据水平位移又可分为大位移水平井。这种井型是国外80年代开发研究的，也是《八五》国家重大科技攻关项目。这种井型难度较大，需井下专用工具和测量仪器，尤其是随着水平位移延长，钻柱摩阻力和扭矩增大，使井下卡钻事故的风险性增加。该井型在各油田已普遍使用。

4. 多底井（分枝井）^[4,5]

该井型是在一个主井眼内，钻出几口定向井或水平井，用于开发不同油气层，是定向井和水平井钻井技术的综合应用。这种井型是国外90年代以来开发的新井型，国内把“套管开窗侧钻水平井技术”列入《九五》国家重大科技攻关项目，该项技术是多底井的一个特例。这种井型正处于开发研究阶段。

从以上油气井型的发展可以看到，井眼轨道已由一条简单的铅垂线转变成一条任意曲率的空间螺旋线，最后又变成树状型的多条螺旋线组合；同时，井眼直径由大变小，井深由短变长，这就使得井眼轨道、井身结构变得相当复杂，而钻柱又是地面设备与井下钻头的唯一连接体，它不仅传送钻井液，还是钻头破岩所需扭矩和钻压的载体，其工作状态直接关系到这些井型的井眼轨道质量和井下安全作业。因此，为了安全可靠地钻出这些高质量井眼，在钻井工程中必须解决以下三个技术问题

(1) 确定钻头和下部钻具的受力变形状态，优化钻具组合和钻井参数，确保钻出所设计的井眼轨道。

(2) 确定钻柱摩阻力分布规律，优化钻柱结构和井眼形态，在钻机许用负荷下，确保钻头具有足够钻压和扭矩进行破岩钻井。

(3) 确定钻柱动应力分布规律，预测钻柱疲劳强度，确保钻柱安全可靠工作。

为了解决上述问题，国内外许多学者和工程技术人员结合各种井型和相关学科技术，对钻柱运动状态和受力变形状态进行了不断的理论探讨和试验研究，取得了大量研究成果，为钻柱设计和井眼轨道控制提供了可靠的理论依据，使这些井型的工程问题得以基本解决。同时，这些研究成果也使钻柱力学得以形成，并在钻井工程中得到普遍重视和广泛应用。根据现有研究成果，钻柱力学的主要研究内容为

(1) 下部钻具静力学、瞬态动力学分析与井眼轨道控制。

(2) 整体钻柱摩阻力分析与大位移定向（水平）井。

(3) 整体钻柱动力学分析与疲劳强度计算。

由此可见，钻柱力学的研究内容是针对钻井工程问题开展的，并且随着钻井技术的发展，其研究内容也不断得到丰富和完善。因此说钻柱力学是一门来自于钻井工程，而又解决钻井工程问题的专业力学。

钻柱力学的研究对象是地下数千米长的细长管柱，其结构随井眼形态和钻具组合变化，其边界条件、载荷都十分复杂，是石油工程中的特有结构。经50多年的发展，它的研究方法已涉及到稳定屈曲、线性和非线性静力学、稳态（振动）和瞬态动力学分析。目前，又有一些学者对钻柱的混沌和分岔现象进行了理论探讨。

1.2 钻柱工作与受力状态描述

钻柱是一根数千米长的细长杆件，靠自重下入弯曲井眼，它有两种工作方式

(1) 旋转钻井：井口转盘驱动整个钻柱做旋转钻井。

(2) 滑移钻井：整个钻柱不做旋转运动，由水动力驱动螺杆带动钻头做旋转运动。

钻柱工作时，一方面由内孔输入钻井液，经钻头由环空（钻柱与井壁间隙）输出，完成钻井液的传输工作；另一方面，钻柱靠自重将轴向载荷传递到钻头，提供钻头破岩时所需钻压；当旋转钻井时，钻柱将井口扭转动力传递到钻头，提供钻头破岩时所需扭矩；当滑移钻井时，钻头破岩所需扭矩由水力提供，但反扭矩将由钻柱从近钻头螺杆向井口传递。另外，钻柱工作时，在任一井深和任一井眼圆周方向上将与井壁产生碰撞接触，其运动状态和受力状态十分复杂，主要表现在以下几个方面

1. 钻柱结构

钻柱结构主要包括空间几何形态和截面形状。空间几何形态是指整个钻柱在空间的位置和形状，由设计井眼轨道或已钻井井眼轨道决定，一般为一条任意曲率的空间螺旋线，这种任意曲率的空间螺旋线结构，给钻柱力学分析带来困难。截面形状是指局部钻柱的横截面形状，通常为轴对称的厚壁圆筒结构，如钻铤、钻杆等；但有些工具不具有轴对称性，或者它的轴线有相对转角，如弯接头（弯螺杆）、偏心短接等，这些结构在一定程度上给钻柱力学分析带来不便。

2. 钻柱边界

钻柱边界主要由井口、井底钻头、钻柱与井壁三部分组成，当选取下部钻具时，井口边界就转化为处理下部钻具上端假想截面处的边界。

井口边界条件比较清晰、易于描述。一般情况下，由于转盘作用，钻柱的横向位移可以处理成固定边界，而弯曲转角可处理成自由位移。由于钻井速度的存在，轴向

位移应处理成可动或已知位移边界。当旋转钻井时，扭转角位移可处理成可动或已知扭转角位移边界，而滑移钻井时，应处理成固定扭转角位移边界。

井底钻头处边界条件无法观测，较复杂、难于准确描述。一般情况下，钻头处的弯曲角位移不受限制，可处理成自由弯曲角位移。钻头处的横向位移可处理成无初始间隙的固定位移边界或带有初始间隙的碰撞接触边界，当然后一种处理方法更符合实际情况，但初始间隙难于准确给定，影响计算速度和精度。钻头处的扭转和轴向位移可处理成力边界条件，由钻头切削岩石时的轴向力和扭矩来确定，这些载荷通常为动载荷，受钻头结构、岩石可钻性、切削方式等因素影响，可由试验数据给定。

钻柱与井壁的初始间隙和碰撞接触边界属边界非线性问题。实际钻井中，不同井深处的钻柱与井壁初始间隙可能不同，而钻柱与井壁的碰撞接触随井深和井眼圆周方向又呈随机分布状态。由于钻柱处于轴向钻进或旋转运动，在与井壁碰撞接触处，不仅有法向碰撞接触反力存在，还有摩擦阻力或阻力矩存在，是一个不可逆的非线性问题，要准确描述钻柱这种带有初始间隙的碰撞接触问题，具有一定的理论难度。

在处理下部钻具上端边界条件时，按照严格的力学等效原则，只要假想截面处的力和位移边界条件能够满足整体钻柱在该截面处的力和位移边界条件，就能保证下部钻具力学分析结果与整体钻柱力学分析结果相同。因此，在该边界条件处理时，应考虑整体钻柱的受力变形分析结论。通常把该边界的横向位移处理成固定位移，弯曲角位移处理成自由位移，轴向位移处理成力边界，而扭转位移在旋转钻井时处理成力矩边界，滑移钻井时处理成固定位移边界。

3. 钻柱外载荷

实际工作中，钻柱首先靠自重进入弯曲井眼，井壁迫使钻柱形成已钻井眼轨道的空间形态，引起钻柱初弯曲和初应力。然后，通过不同钻井方式，给钻头施加钻压、扭矩等载荷，使钻柱再一次发生受力变形，通常钻柱受到如下载荷作用

- (1) 自重载荷，可以分解为轴向和横向均布载荷，一般为静载荷。
- (2) 钻井液的浮力、内外压差引起横向弯曲力、局部压差引起的活塞力作用，钻井液对钻柱运动的阻尼作用。
- (3) 井口处钻柱受转盘驱动扭矩作用，同时受大钩提升力作用。
- (4) 井底钻头处受钻压、扭矩作用，同时受横向碰撞接触反力和摩阻力作用。
- (5) 钻柱与井壁碰撞接触处，不仅有碰撞接触反力作用，还有摩擦阻力和阻力矩作用，另外，钻柱运动时有各种惯性力作用。

1.3 下部钻具力学分析与井眼轨道控制

在钻井工程中，实钻井眼轨道能否沿着设计井眼轨道方向钻进，即实施井眼轨道控制一直是钻井工程中十分关注的技术问题。为此，国内外许多学者和工程技术人员都致力于该问题研究，进行了大量理论分析和现场试验，其主要研究路线如图1.2所示。测量仪器是井眼轨道控制的“眼睛”，它能够测定所钻井眼轨道形态，但无法改变井眼轨道方向，主要有陀螺测斜仪、有线测量系统SST、随钻测量系统MWD等。钻具结构和造斜性能是井眼轨道控制的核心部分，通过它可以改变井眼轨道方向，主要由下部钻具(BHA)、钻头与地层各向异性、钻井工艺参数组成，其中BHA (bottom hole assembly)是可控制因素，它主要取决于BHA力学分析和井下专用工具的研制；钻头与地层各向异性是不可控制因素，只能分析其影响规律，在计算BHA造斜性能时给予考虑；而钻井工艺参数（如钻压、转速等）的改变要受钻井设备限制，只能在一定范围内变化，它对BHA性能的影响由BHA力学分析给予考虑；井下工具的研制基础和条件取决于BHA力学分析。由此可见，在井眼轨道控制技术中，核心问题就是BHA力学分析^[7]，其钻具设计与造斜性能计算、井下专用工具研制是BHA力学分析的具体应用。现将各方面主要研究成果做一综述。

1.3.1 下部钻具（BHA）力学分析

下部钻具力学分析的主要目的是探讨钻具结构、井身形态、钻井参数对钻头受力变形的影响，从而给出钻具的造斜性能，为合理设计钻具组合和实施井眼轨道控制提

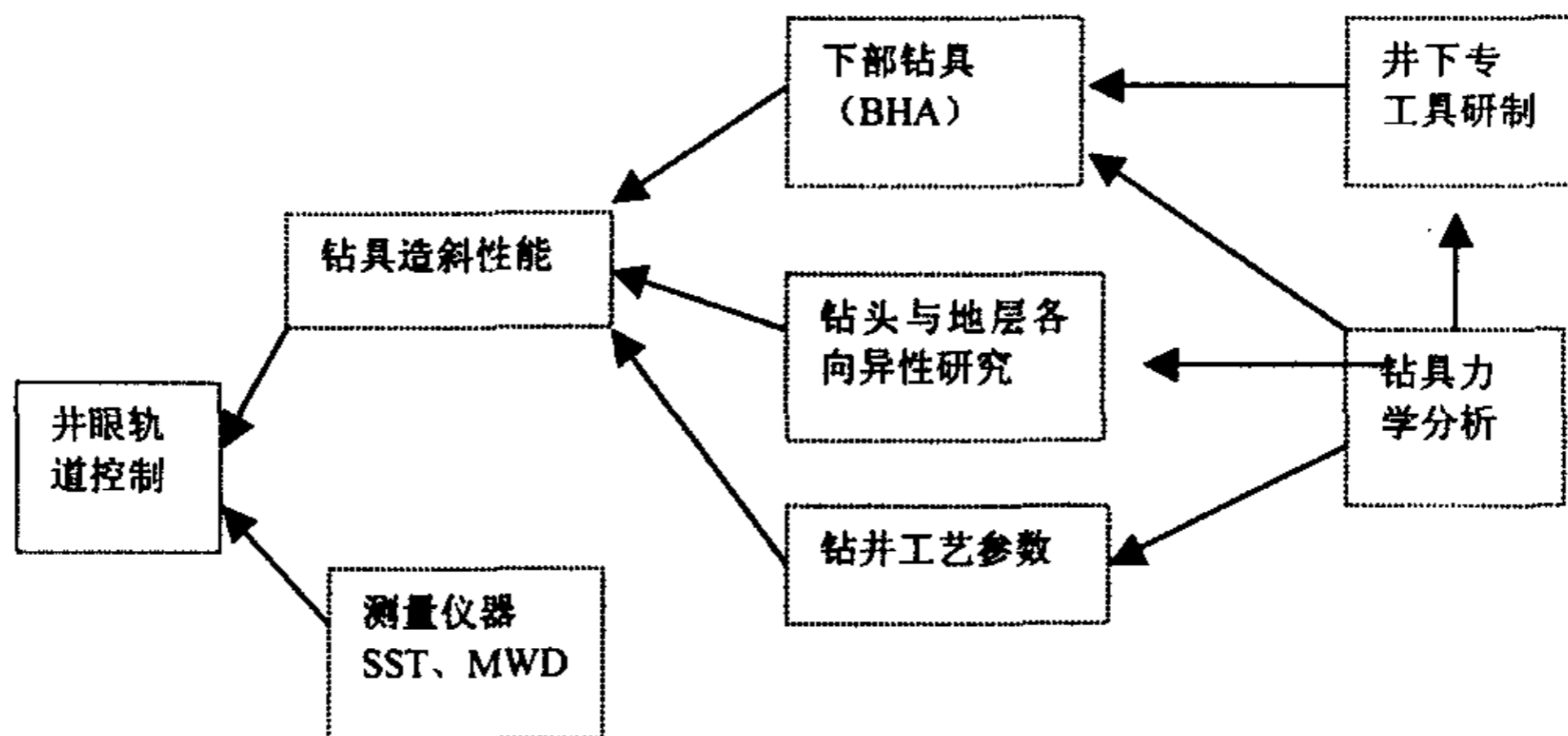


图1.2 井眼轨道控制主要研究路线示意图

供可靠的理论依据，并促进井下专用工具的研制和井眼轨道控制技术发展。因此，从50年代至今，国内外学者在钻具动、静力学方面做了大量研究工作，取得了相当大的进展。其中钻具静力学研究比较成熟，已在钻井工程中得到广泛应用，而钻具动力学研究比较困难，还不能在工程中得到可靠应用。

1.3.1.1 BHA静力学分析与井眼轨道制现状

BHA静力学分析从50年代起，随着钻井技术、数学和力学的发展，一直在不断研究和完善，提出了许多简化模型和求解方法，据不完全统计，国内外公开报导的文献达数千篇，现将工程上常用的方法做一概述。

1. 弯曲变形梁

该方法的基本思想是把下部钻具处理成一根弯曲变形梁，根据经典力学控制方程，运用弯曲变形平衡、能量理论或稳定和屈曲理论建立起下部钻具在各种工况下的常微分方程，并给出方程的解答。这种方法在建立微分方程时，需对钻柱做较多的假设和简化，才能使微分方程形式简单，易于求解。可见这种方法考虑因素少，很难确切描述井下钻柱的实际受力变形状态。

Lubinski^[8]在1950年首次对弯曲钻柱进行了较为系统的研究，他用弯曲变形后钻具的平衡条件，建立了BHA静力分析的三阶常微分方程，并根据钻具两端边界条件，确定了钻具在一次、二次或更高次弯曲变形的临界钻压，还给出了钻具弯曲变形后与井壁的接触力计算公式。通过研究认为：钻头处的偏转角是引起井斜的主要原因，为了防止井眼弯曲，钻井时钻压不应在一次与二次弯曲临界值之间。这一结论被早期直井施工中广泛使用，也被称作“钻具弯曲理论”。由于这一研究中假设井眼轴线为一维的铅垂直线，与实际井眼形态不符，使得一些研究结论不正确。为此，他又在后继的研究中[9~12]对有井斜的二维井眼内的钻具进行了力学分析，通过研究和试验认为：倾斜井眼内的钻具在钻头上方某一点将和井壁接触，此接触点称作上切点，上切点以上钻具紧贴下井壁，在未加钻压时，作用在钻头上的侧向力只是钻头与上切点之间的钻铤重量的横向分力，这个侧向力（钟摆力）使井眼趋于垂直；当加上钻压时，将在钻头处产生另一侧向力，此力使井眼偏离垂直方向，这两个力的合力决定钻头的钻进方向。根据这一结论所设计的“钟摆钻具”在直井防斜打直中得到广泛应用，被钻井工程中称作“钟摆钻具理论”。

文献[13~19]利用能量法，研究了钻具在铅垂井眼、斜直井眼、水平井眼和弯曲井眼内的稳定和屈曲问题，根据能量原理，钻具在任一微小的侧向扰动下，总势能增量为零建立了钻具的临界状态平衡方程，并根据边界条件给出了钻具发生屈曲（正弦波

屈曲、螺旋屈曲)的临界载荷计算公式,其力学模型一般都考虑钻具自重、井斜和井眼曲率的影响。通过研究认为:钻具临界载荷不仅与钻具的长度、截面尺寸等有关,还与井眼的井斜角、曲率有关,当井眼曲率增大时,钻具的临界载荷也随着增大。这些研究成果为斜井井眼轨道控制时的钻压选择提供了理论依据,同时也为实现稳斜钻井的“满眼钻具”设计提供了理论依据。但是这种方法多以二维井眼内的钻具为研究对象,在求解过程中对钻具结构、边界条件做了较多处理,其研究结果必然引起计算误差,使得一些井眼轨道控制问题还得不到合理解释。

文献[20~21]根据稳定和屈曲理论,通过实验结果和有限元分析数据,建立了在理想状态下(不考虑钻具自重和摩擦阻力)钻具发生螺旋屈曲和正弦波屈曲的方程组,通过实验考虑钻具自重和摩擦阻力的影响,并对方程组进行修正。

文献[22~23]根据稳定和屈曲理论,通过钻具临界平衡状态,建立了描述钻具在铅垂井眼、水平井眼内发生螺旋屈曲和正弦波屈曲的四阶非线性微分方程,应用线性化分析方法和小参数摄动分析方法求得钻具发生两种屈曲的临界载荷,并对钻具屈曲后与井壁的法向接触反力、弯矩及应力进行了分析。

文献[24~25]应用经典力学中的弯曲扭转杆件理论,通过下部钻具弯曲和扭转变形后的平衡条件,建立了下部钻具三维静态力学分析模型,并用逆解法通过递推形式进行求解。在求解过程中,用上切点处的弯矩为零来确定钻头到上切点的距离,并根据上切点和钻头处的边界条件得出解答。显然这一方法对实际钻具结构简化不合理。

2. 纵横弯曲连续梁

该方法主要以斜井中的下部钻具为研究对象,将下部钻具视为相互连接的弹性连续梁,在考虑侧向力产生横向弯曲的同时,还考虑了轴向载荷产生纵向弯曲,在模型建立时,采用如下假设①井眼尺寸不随井深变化,②每跨内的钻具截面尺寸不变、且不存在初弯曲,③下部钻具轴线是一条位于空间斜平面内的圆弧线,将空间问题分解成井斜平面和方位平面问题,根据经典力学中的连续梁理论建立起一组非线性代数方程,以钻具稳定器处的内弯矩为基本未知数,求得钻具任一截面处和钻头处的内力和变形。这种方法是由我国白家祉教授^[26]70年代提出,并对钻具二维力学问题进行了研究,后经文献[27]推广到钻具的三维力学分析,经文献[28,29]推广到带有弯接头的动力钻具组合,为斜井钻具组合设计和井眼轨道控制提供了可靠的理论依据,已在生产中得到广泛应用。该方法物理概念清晰、计算简单,在一般微机上即可完成。但这种方法在分析复杂下部钻具结构时(多螺旋稳定器或多个弯接头),计算公式变得复杂。另外,这种方法要用两个独立的平面问题来模拟钻具的三维力学问题,必然引起误差,使一些钻具的受力变形较难得到准确描述。

3. 有限差分法

有限差分法的基本思想是根据弹性力学理论，建立起下部钻具静力学分析的微分方程。然后通过各种导函数进行适当的差分，使由钻具位移建立起的微分方程转化成由矩阵方式表达钻具位移的线性方程组。这种方法在分析钻具受力变形时，由于差分方程中的系数是可变的，易于考虑钻柱的非线性作用；此外由于差分区间小，能很方便地考虑井壁的约束作用。但是这种方法要得到较精确的解答，差分区间必须取得很小，这样就使得矩阵维数增加，求解速度下降。

文献[30,31]首次以钻具的横向位移为基本未知量，应用有限差分法研究了直井和定向井中钻具的二维受力和变形状态。文中认为上切点以下的钻具长度是控制井斜的有效长度，而上切点以上的钻具对井斜的影响可用上切点处的轴力来表示，钻头处的合力角（钻头处的合力与井眼轴线方向夹角）就是钻头的钻进方向，钻头处的合力主要由钻压、钟摆力和钻具弯曲变形引起的侧向力组成。这一结论为“合力法”评价下部钻具造斜性能提供了依据。

文献[32,33]建立了定向井中下部钻具三维静力学模型，该模型假设钻具与井壁的接触只能发生在垂直平面内的上下井壁。根据大变形弹性理论导出了该模型一个关于横向位移的四阶共轭非线性微分方程，并应用有限差分法进行求解。经研究认为：非线性的影响随着井眼曲率的增加而增大，对大于 $5^\circ/30\text{m}$ 的井眼曲率，非线性的影响已是显著的；非线性对扩眼直径较大的井眼也有所影响。在钻头处弯矩为零的假设下，其它因素对钻头侧向力的非线性影响较小。钻压和钻头扭矩变化对钻头侧向力的非线性影响也不大。这一研究结果首先明确地考虑了钻具大变形的影响，并对一维、二维和三维井眼内的钻具进行了力学分析，比较系统地讨论了钻头侧向力的影响因素，为大曲率斜井的钻具设计和井眼轨道控制提供了理论依据。但在研究过程中，对钻具与井壁的接触摩擦状态简化与实际不吻合，对一些工程实际现象还不能作出合理解释。

4. 有限元法

有限元法的基本思想是把钻具离散化成若干个“空间梁单元”，然后以梁单元为研究对象，根据虚功原理建立起单元的平衡方程，再经过所有单元坐标变换和“对号入座”拼装过程，可得到下部钻具的平衡方程。求解该方程即可得钻具节点处的位移和单元内力。有限元法物理概念简单、清楚，适用性强，不限制钻柱的材料和几何形状，单元大小也无严格要求，而且也能方便地考虑钻具非线性作用。但是，一般的有限元法在处理钻柱与井壁的多向接触摩擦问题就显得十分困难。通常采用反复求解钻柱位移、判断与修改钻柱与井壁的边界条件来描述这种接触状态，其计算时间冗长。

另外, 由于钻柱与井壁的接触摩擦不可逆性, 这种方法描述的接触状态也很难保证收敛到正确状态。

Millheim K.K.^[34]应用有限元法首先建立了定向井下部钻具三维静态力学分析模型, 用空间直梁单元来离散钻具结构, 间隙元(Gap element)来模拟钻具与井壁的接触摩擦状态。在模型中, 没有钻具上切点的假设, 他认为: 下部300-500英尺钻具对井眼轨道的影响占整个钻柱的95%, 在井眼轨道控制中, 不需要研究整个钻柱, 只需研究下部钻具即可。通过研究得出钻头侧向力是确定下部钻具造斜能力的主要因素, 是评定钻头钻进方向(井眼轨道方向)的主要参数。但在模型中没有考虑稳定器与井壁的间隙和接触状态, 也没有对钻具上切点边界条件进行合理简化, 这使得计算结果有时与实际情况不吻合。Millheim是应用有限元法分析钻具受力变形的开拓者, 经过他的不断研究^[35,36], 使有限元法研究下部钻具力学问题的内容得以丰富。

Sutko A.A等人^[37]在Millheim研究的基础上, 假设钻柱是一截面性质可以变化的静态梁, 并引入了轴向力和几何非线性的影响, 使钻具力学问题的研究又前进了一步。

Brett J.F.等人^[38]运用有限元法来研究带有弯接头的井下动力钻具组合, 通过上下两个坐标系来描述弯接头形状, 弯接头肘部以上的钻具和位移用上坐标系来描述, 而下部用下坐标系来描述, 把钻具有限元分析和钻头钻速模型结合起来, 预测钻头在三维井眼中的钻进方向。经研究认为: 井眼轨道的准确预测(钻具造斜性能预测)主要取决于钻头侧向切削、轴向切削和钻头轴线相对于井眼轴线的变形转角。虽然Brett J.F等人首先用有限元法对带有弯接头的井下动力钻具进行了力学分析, 但他们在文中只介绍了坐标系的取法和理论分析过程, 但没有给出钻具实例和工程应用情况, 而后来的Birades M等人^[39]应用这一方法对带有弯接头、弯外壳的井下动力钻具组合进行了较详细的有限元分析和钻具组配试验。

国内许多学者也应用有限元法对下部钻具进行了大量的理论研究和工程应用。文献[40]应用有限单元法对下部钻具进行了二维及三维静力分析, 并对钻具组合的工作特性进行了全面的分析。研究表明, 作用在钻头处的侧向力是控制井眼轨道的重要因素, 可使钻具增斜、降斜或稳斜, 方位角增加或减小; 钻具组合的结构设计, 实际上就是合理地安置各个稳定器在钻铤上的位置, 以达到各种定向目的。小井斜增斜时, 选用一个稳定器的增斜钻具, 而大井斜增斜时, 选用两个稳定器的增斜钻具组合; 稳斜时一般可采用三个稳定器钻具组合, 若地层有明显的增斜或降斜趋势, 可适当选用更多的稳定器钻具组合; 降斜时, 可用一个稳定器的钟摆钻具组合, 根据井斜的变化适当调整钟摆的长度。文献[41]将有限元法应用于弯曲井眼中的下部钻具三维静力分析, 把钻具进入弯曲井眼后的变形用钻具初应力加以考虑, 把动力钻具的弯接头结构

用钻具的初位移来描述。文献[42]应用有限元理论,研究了钻具与井壁的相互作用对钻头侧向力影响,将井壁变形和摩阻因素引入力学模型,以滑动摩擦为主建立了摩擦模式,用文氏弹性地基模拟井壁变形(即弹性井壁),计算结果表明,对较软地层来说,井壁变形的影响不可忽视,尤其对三维井眼或造斜钻具,井壁变形对钻头侧向力影响很大,钻具与井壁的摩擦和井眼弯曲共同产生方位侧向力,而摩擦对井斜侧向力影响很小。文献[43,44]应用有限元理论,对带弯接头(弯外壳)井下动力钻具组合的力学特性进行了分析研究。文献[45]采用有限元法对BHA的大变形进行了受力和变形分析,给出了钻具组合大变形单元刚度的显式,分析中既考虑了应变和位移间的非线性二次项,又通过大位移矩阵计算了刚体位移的大小,非线性方程采用Newton-Raphson法求解。文献[46]应用有限元法对水平井段的钻具进行了稳定性分析。把水平井段的钻具简化为置于弹性基础上的梁,梁的一端为滑动固接、另一端为固定铰支的力学模型,钻具在自重和钻压作用下发生弯曲变形。以节点挠角和扭转角为基本未知量,经推导和边界条件处理,得出单元弯曲刚度阵和几何刚度阵,并考虑弹性基础的“弹簧”单元刚度矩阵。

文献[47~50]在Millheim研究的基础上,对“间隙元”进行了系统研究和应用,使间隙元的物理概念清晰、力学定义明确,尤其是间隙元的收敛速度得到明显提高,能够满足于钻井工程的要求,并首次提出了钻具接触非线性力学分析的“间隙元法”;同时,对整体钻柱和下部钻具力学模型的关系进行了研究,认为下部钻具在上切点的边界条件必须考虑轴向力、扭矩以及相应的轴向和扭转变形,而弯矩、剪力以及引起的变形对钻头处受力变形影响低于5%,可以忽略不计。间隙元法是在一般有限元法基础上建立的,其基本思想是首先用一般的有限元法将钻柱离散化为若干个空间梁单元;然后设计并推导出能方便准确模拟钻柱与井壁产生多向接触摩擦状态的“多向接触摩擦间隙元”,简称间隙元,并将该间隙元布置在钻柱的每个节点上,通过间隙元使钻柱与井壁形成一个系统,在该系统下钻柱与井壁的接触非线性力学问题能够得以方便求解。由于间隙元法能充分考虑钻柱及其附件(稳定器等)与井壁的初始间隙和多向接触摩擦状态,使钻柱力学分析模型简化和假设少,能较真实地反映出钻柱的实际受力变形状态,是解决钻柱这类多向接触非线性力学问题的一种有效方法。

综上所述,BHA静力学分析主要有解析法和数值法。解析法是根据经典力学理论建立BHA变形微分方程,为了得到可求解的微分方程,研究者不得不对钻具结构、边界条件、井眼形态、载荷做出各种假设,而假设条件不同,建立的微分方程和求解结果也不同,工程应用效果也不一样。数值法都把钻柱力学分析归结为线性方程组,不受方程解法限制,能够方便描述钻柱结构、边界和载荷的变化,而有限元法又具有力

学概念清晰、易于工程应用等优点，尤其随着计算机技术发展，已逐渐成为钻柱力学分析中的首选方法。但是在现有的钻柱力学有限元分析中，绝大多数模型都以下部钻具为研究对象，没有考虑上端假想截面处的力和位移协调边界，也没有同时考虑钻具的接触和几何非线性，尤其在模拟钻具与井壁的多向接触摩擦时，间隙元只能位于梁单元节点处，使梁单元最大位移首先与井壁接触得不到描述，限制了梁单元离散。为此，针对这些问题，进一步开展钻柱力学的有限单元法研究和工程应用势在必行。

1.3.1.2 BHA瞬态动力学分析与井眼轨道控制现状

在大量钻具静力分析和实际应用过程中，尽管钻具静力分析能够计算出下部钻具和钻头的受力变形状态，为钻具设计和井眼轨道控制提供理论依据，使钻井成本和钻井风险得到明显降低。但是，钻井过程实际上是一个复杂的动态过程，钻柱在某些井段可能出现自转，另一井段可能出现公转，甚至有些井段可能同时存在自转和公转。此外，由于钻柱与井壁的碰撞接触、钻头切削岩石的不均匀性等因素影响，常常使得下部钻具内力和钻压产生较大范围波动，不仅降低了钻井速度，还引起钻具的磨损和疲劳破坏，也使井眼轨道控制和预测更加困难。为此，许多学者从理论和试验两个方面对钻具的瞬态和稳态动力学问题进行了研究。其中稳态动力学主要是从振动理论出发，来研究钻具的纵向振动、横向振动、扭转振动以及这三种振动的任意藕合振动，从中算出钻具的固有频率、响应位移和响应应力，为钻具减振防断和疲劳强度计算提供理论依据，这一部分内容将在1.4中介绍；钻具瞬态动力学研究主要是通过时间步增量来描述钻具在任意时刻的位移、速度、加速度和钻具的动内力状态，能够对钻具在井下的实际工作状态进行仿真，为钻具设计和井眼轨道控制提供更可靠的理论依据。

国外钻柱瞬态动力学研究始于80年代，随着钻井技术和相关学科的发展，钻柱动力学研究也处于不断探讨和完善阶段，由于钻具与井壁接触碰壁状态描述、泥浆阻尼影响和钻头干扰力确定都具有不确定性，无法准确给定，对这些因素的不同处理方法，就形成了不同的钻柱动力学分析方法和计算结果。

Millheim K.K.等人^[51~53]在80年代初首先应用D'Alembert原理在钻具静力分析的基础上引入惯性力和摩擦力，建立了下部钻具三维动力分析的有限元模型。在模型中考虑了钻头力、钻具浮力、稳定器结构、井眼形态和钻具与井壁碰撞接触力，指出转动的下部钻具与井壁的间歇碰撞接触、动力扭矩和摩擦对下部钻具特性（造斜性能）有着明显的影响，而以前这些因素被认为是地层的影响。通过研究他们认为：控制钻头运动的主要变量是转速、稳定器、钻铤、钻头、摩擦系数、岩石和井眼条件；钻具在井下的动力状态可分为四种不同状态，即低能级稳定态（钻柱低速转动）、中能级不

稳定态（钻柱中速转动）、高能级不稳定态（钻柱高速转动）、高能级稳定态（钻柱钻速超过晃动/pipe whip/的转速）；钻头处的合力和变形角都是变化的，且动态分析的平均合力小于静态分析的合力。

Baird J.A.等人^[54]建立了下部钻具三维瞬态动力分析有限元模型，并开发了计算机程序(GEODYN2)。在模型中，将钻具与地层作为一个系统来研究，用“虚刃”模型模拟稳定器、钻头与地层的相互作用，用一个线性弹簧模拟地层对钻头切入的阻力，用六个弹簧模拟上部钻柱对下部钻具的影响，考虑了钻具非线性和间歇接触的影响。使用修正的Newton-Raphson法及Newmark数字积分进行模型求解。经研究认为：下部钻具的整体响应特性非常不稳定，其瞬时力和瞬时运动的幅值相当大，只有使用瞬态方法才能真正描述钻具和钻头的动态特性，控制和预测井眼轨道。

Biades M.^[55]建立了一个包括下部钻具静态和动态分析的三维有限元模型。经研究认为：井眼扩大是影响井斜和方位的主要因素，而摩擦仅影响方位；钻具与井壁的接触有两种形式，即连续接触（可滑动）和连续碰撞；静态分析结果与动态结果在井斜方面相差±20%，在方位方面相差±50%左右，但钻头侧向力的方向是相同的；地层各向异性对钻具造斜性能的影响可通过钻头处力矩的引入来考虑。

Brakel J.D.等人^[56]给出了下部钻具的瞬态动力有限元算法（不包括地层的影响），并用地层与钻头之间作用力的时间平均值来预测下部钻具走向。在模型中，使用了三维线性梁单元，并用Wilson- θ 法及Gaussian消元法来解动态有限元方程组，强加的井壁约束引起的接触力大小用Newton-Raphson迭代法确定；为了模拟上部钻柱的弹性响应，在下部钻具的上端连接拉伸和扭转弹簧。经算例表明，在所有影响下部钻具特性的变量中，径向环空间隙是主要的，为了能够准确预测下部钻具的井斜和方位趋势（造斜性能），应考虑钻头与岩石的相互作用。

Fu J. 等人^[57]应用瞬态动力学对带有弯接头（弯外壳）的井下动力钻具组合进行了动力分析，给出弯曲角对钻头侧向力随时间的变化趋势，为斜井动力钻具设计和滑移钻进时的井眼轨道控制提供了依据。

国内对钻柱动力学的研究是从80年代后期开展的。

章扬烈等人^[58]发表了国内第一篇研究钻柱动力学文章。他通过室内钻具动力学模拟试验，提出了以反转运动为主要特征的旋转钻柱运动原理，分析了钻柱的受力和变形，认为：①钻柱在直井中当以转盘转速按顺时针方向绕自身轴线旋转时，贴向井壁的各钻杆接头或钻铤以近于无滑动的滚动方式绕井眼轴线反时针转动，这种反转运动实质是多支点的自激晃振；②只有当钻柱与井壁的摩擦力很小时，才不产生钻柱的反转运动，而只绕自身轴线旋转。

陈浩和陈祖锡^[59]在用“纵横弯曲连续梁理论”分析下部钻具的三维静态受力变形的基础上,利用ADINA程序对下部钻具进行了动力响应分析。在模型中,主要考虑钻柱的旋转运动,其它方向的运动被忽略。经计算表明,钻柱的动态分析比静态分析更精确,但动态分析的平均值与同一条件下使用“纵横弯曲连续梁”进行静态分析结果较为接近。

署恒木、吕英明和蔡强康^[60,61]用Hamilton原理建立了下部钻具的动态有限元方程,以井眼轴线为参考位置,考虑了轴向力对弯曲变形和扭转变形的影响,将阻尼取为比例阻尼。在文献[61]中,又把钻柱与井壁的接触视为瞬时碰撞,考虑了钻压、转速、摩擦和井眼弯曲的影响。

刘延强、吕英明和蔡强康^[62]用D'Alembert原理建立了钻柱与井壁动态摩擦的有限元模式,考虑了钻柱与井壁之间的完全碰撞和连续接触情况,并用接触前后速度的平均值表示该瞬时的速度,把阻尼力和冲击作用的影响作为外载荷来考虑,用改进的Wilson- θ 法求解动态响应。经计算表明,钻柱与井壁之间确实存在着冲击作用,且钻柱的动力特性具有一定的随机性。

张其昌和吕英明^[63]对下部钻具进行了几何非线性动态特性分析,所建立的动力分析模型,考虑了钻柱与井壁的碰击、间断或连续的滚动和滑动,把Newmark法与Newton-Raphson法有机地结合起来,用来求解钻柱几何非线性动态特性,在算法上是一种尝试。经计算表明,井斜曲率、方位曲率和阻尼系数对典型钻具组合的动态特性均有一定影响,对增、降斜钻具组合、井眼曲率超过 $5^\circ/30\text{m}$ 的稳斜和光钻铤钻具组合进行了非线性动态分析计算。

综上所述,在钻柱瞬态动力学研究中,都采用了有限单元法,均选取下部钻具为研究对象,用等效弹簧来模拟下部钻具上端假想截面处的边界,无法反映该截面处钻柱的位移、速度、加速度和广义力边界,必然导致计算误差。此外,钻柱与井壁碰撞接触状态模拟方式各不相同,绝大多数模型不能合理考虑井壁变形和泥饼引起的能量损失,也无法综合描述钻柱这类多向的连续和间歇碰撞接触。因此,研究一种能够适用于钻柱这类碰撞接触的单元,进行整体钻柱瞬态动力学分析是必要的。

1.3.2 钻具造斜性能计算方法

钻具造斜性能的评估和计算,实质上是将钻头处的受力变形值转化到钻井工程中所关注的钻具造斜性能,它直接关系到钻具力学分析结果在工程中的应用效果,也是钻具结构合理设计和井眼轨道有效控制的关键环节。因此,中外许多科技人员对此进行了长期研究,因研究条件、研究方法和实验手段不尽相同,形成的观点也存在差别。

在定性分析中,微型造斜理论^[64,65]、地层可钻性理论^[66]、钻铤弯矩理论^[67]和扩眼作用与钻头偏移理论^[68]都是从不同角度论述了钻头穿越倾斜层状地层时,在软硬地层交界处产生井斜的原因,而优先碎屑地层理论^[69]是建立在单齿切削岩石的实验基础上,用单齿两侧形成的岩石碎片不对称性来论述井斜的产生。用这5种方法都能定性的说明,在钻井过程中,由于地层的作用,无论采用何种钻具,都会发生井斜。这就要求我们在分析计算钻具造斜性能时,必需考虑地层和钻头的相互作用。另外,这5种方法虽然能够在一定程度上解释产生井斜的原因,但都没有理论公式进行定量分析,因此,它们都不能直接应用于钻具性能评估和计算,下面将介绍定量分析理论。

1. 三点定园法

三点定园法的计算原理是:把钻头、近钻头螺旋稳定器和钻具上部接触点(或第二螺旋稳定器)视为同一圆弧上,钻具在这三点确定的圆弧作用下使井斜逐渐增加,当这三点全部进入新井眼后,钻具将成为“松弛”状态,此时钻具达到一个最大而稳定的造斜性能。三点定园法是根据钻具结构的几何关系推出,它无法考虑钻具的受力变形,也不考虑地层和钻头的各向异性,用这种方法计算的钻具性能与钻具实钻性能存在较大差别,有时会得出相反结果。为此,根据三点定园法计算原理,又提出了“修正的三点定园法”^[70,71],由于没有考虑钻头与地层的相互作用,工程应用还有明显误差。

2. 平衡曲率法

平衡曲率法^[72,73,56]的计算原理是:钻具在钻进过程中,总是沿着使钻具自身消耗能量最小的方向钻进,当钻头侧向力趋近与零时,钻具将处于“放松”状态,此时钻具所在的井眼曲率就是钻具的设计性能。利用平衡曲率法计算钻具性能时,必需通过下部钻具的受力变形分析。由此可见,这种方法的计算精度取决于BHA的力学分析精度,一般都不考虑钻头与地层的各向异性。

3. 极限曲率法

极限曲率法^[74, 100]的计算原理基本上同平衡曲率法,首先通过钻具受力变形分析,求得钻头处侧向力为零时的井眼曲率值,然后根据钻井实践,引入两个系数求得钻具的造斜性能。极限曲率法也是通过BHA受力变形分析得到,它的计算精度也受到BHA力学分析模型和计算方法影响。另外,该方法通过两个经验系数综合考虑了钻井过程中的各种因素影响,使钻具性能计算精度得到提高,同时也方便了使用,但这两个系数的合理选取相当关键,与使用者钻井经验密切相关。

4. 合力法

合力法的基本原则是把钻头合力方向作为钻头的实际钻进方向,合力方向和井眼轴线的夹角为钻具性能^[30,56]。这种方法的计算精度也取决于BHA力学分析,一般不考

虑钻头与地层的相互作用,但文献[56]根据PDC和牙轮钻头的切削原理,通过室内实验建立了钻头侧向力计算公式,并把这一侧向力加到BHA力学分析中进行钻具性能计算,与钻具实钻性能吻合程度较好,但侧向力计算公式中的几个参数较难确定。

5. 钻头与地层相互作用模型

钻头与地层相互作用模型是一种较为准确的模型,它能够综合考虑钻头与地层的各向异性,是一种通过钻井实践和室内实验不断发展起来的方法。主要有①各向异性地层理论^[9],②地层造斜力理论^[66,75,76],③三维钻速方程^[77-79],④侧向切削模型^[28,80-82],⑤横观各向同性地层有限元模式^[83,84],这5种钻头与地层相互作用模型都综合考虑了钻头与地层的各向异性,从理论上讲都能够较准确的计算出钻具性能,但这些模型都需要较多的地层参数和钻头参数,如地层和钻头的各向异性指数、地层弹性模量、岩石破碎指数等,这些参数都随不同油田、不同区块、不同井深而发生变化,在实际应用中很难准确选取,从而限制了这些方法的工程应用。

1.3.3 井下专用工具研制

井下专用工具研制是钻柱力学应用的又一分枝,它能够丰富钻柱力学研究内容,是井眼轨道控制的硬件部分。迄今,井眼轨道控制中的井下专用工具主要有:动力钻具(螺杆^[85]和涡轮钻具^[86]),稳定器^[90,91]、可变径稳定器和伸缩钻铤^[85],可调弯接头^[87,88,92]和特殊接头^[96,97],导向钻井系统(滑移^[93]和旋转钻井闭环控制系统^[94,95]),方位变向器^[98,99]等。据国内油田使用情况的不完全统计,由于种种原因,除了动力钻具外,其它井下专用工具的绝大部分没有在钻井中得到推广应用,仍需进一步研究完善。

1.4 整体钻柱摩阻力分析与大位移井

随着大位移定向井和水平井钻井技术的发展,数千米乃至数十千米长的绝大部分钻柱位于大井斜或大曲率井段,由于钻柱自重和初弯曲作用,一般都与下井壁产生接触,当钻柱旋转钻进时,将有轴向摩阻力和阻力矩产生,这些阻力不仅影响钻头破岩所需钻压和扭矩的施加,还影响整个钻柱的起下钻作业,使井口设备负荷增大,钻井风险增加,摩阻严重时将导致地面无法向钻头传递扭矩和钻压,也就无法进行钻井。因此,钻柱摩阻问题从80年代提出后,得到工程技术人员和有关学者的广泛关注,并应用已有的下部钻具力学分析方法对这一问题进行了大量研究,使该问题得到基本解决。就目前研究来看,由于摩阻问题必须选择整体钻柱为研究对象,而整体钻柱是一根特细长梁,不同于下部钻具。因此,其模型和分析方法与下部钻具有所不同,但研究的主要力学方法基本相同。其研究方法可划分为解析法、数值法和混合法(解析法

和数值法)；其研究的模型主要有柔索钻柱模型、刚性钻柱模型和混合钻柱模型(柔索钻柱和刚性钻柱)。现将主要研究结果做一介绍。

1. 柔索钻柱模型

Johancsik C.A.等人^[101]在研究定向井钻柱的扭矩和摩阻力时，首次建立了“柔索钻柱模型”。在模型中，不考虑钻柱的弯曲刚度，忽略了钻柱中的剪力，认为钻柱与弯曲井眼不存在间隙、且产生连续接触，由接触力引起的滑动摩擦是产生扭矩和摩阻力的全部原因，把钻柱摩阻问题处理成一个与重量有关的三维空间皮带摩擦问题。根据任一弯曲微元段钻柱在自重、轴向拉力、正压力和相应摩阻力作用下的平衡条件建立方程。由钻柱一端(井口或钻头)已知力边界，运用解析法的递推关系求解方程，可得出钻柱另一端和钻柱任一位置的摩阻力；也可通过钻柱两端已知的力边界，求出钻柱与井壁的摩擦系数，这一摩擦系数是校正模型误差的综合系数，而不是库仑定律中的摩擦系数。经研究和应用认为：钻柱与井壁的滑动摩擦系数为0.25~0.40(水基泥浆)，给出的摩阻力和扭矩的计算公式基本上能够分析定向井钻柱的摩阻和扭矩。Johancsik C.A.等人的研究成果为钻柱拉力和扭矩分析开创了一个新局面，为大位移井钻柱摩阻分析奠定了理论基础。但该模型假设和简化太多、且与钻柱的实际受力变形状态不吻合，主要有①钻柱处理成柔索，不考虑钻柱与井壁的间隙和接触状态；②没有考虑钻柱的运动状态(起钻、下钻和旋转)对钻柱摩阻力的影响；③没有考虑钻井液粘滞阻力的影响。

Lesage M.等人^[102]应用Johancsik C.A理论，引入了三个摩擦系数，分别考虑起钻、下钻和旋转运动时钻柱的摩阻力计算。其中起下钻时，计算钻柱拉力所用的摩擦系数为滑动摩擦系数；而旋转时，计算钻柱扭矩所用的摩擦系数为滚动摩擦系数。计算结果基本实用，但摩擦系数回归确定较为复杂。

Brett J.F.等人^[103]也把钻柱处理成柔索模型，应用Johancsik C.A方法进行分析。但他认为摩擦系数不是纯滑动摩擦系数，而是一个包括库仑摩擦、井壁的吃入、卡钻等机械阻力的综合系数，并且对轴向运动和转动来说，摩擦系数是相同的。

杨姝等人^[104]也把钻柱处理成柔索模型，但他应用有限差分法求解由钻柱微元体平衡建立的微分方程，对定向井摩阻问题进行了分析研究。

2. 刚性钻柱模型

He X.等人^[105]和Payne M.L.^[106]把钻柱处理成能承受一定弯矩和剪力的刚性梁，考虑了钻柱与井壁的初始间隙和接触状态，但他们按照下部钻具分析的屈曲理论，只分析了受压钻柱屈曲后，由于钻柱与井壁产生正压力而引起的摩阻力，忽略了受拉钻柱由于井眼弯曲引起的摩阻。这些模型还无法计算起钻时钻柱的摩阻力。

帅健和吕英明^[107]把整体钻柱处理成一根弹性梁,按钻柱与井壁的接触情况来计算摩阻负荷。该模型能够考虑钻柱刚度、钻柱与井壁的间隙、钻具结构和井眼形态,接近了钻柱的实际工作状态。应用有限元法对该模型进行求解。

张学鸿等人^[108]也把整体钻柱处理成一根弹性梁,并考虑钻柱与井壁的初始间隙和随机接触摩擦状态,通过有限元法的空间梁单元来离散钻柱结构、多向接触摩擦间隙元来模拟钻柱与井壁的随机接触、接触反力和相应的摩擦阻力,文中所用的摩擦系数就是库仑摩擦系数和机械摩阻力的综合系数。其计算结果在大庆油田和辽河油田水平井中得到应用,摩阻力分析结果完全能够满足工程设计和施工要求。

王建军等人^[109]虽然把钻柱处理成刚性梁,但他假设钻柱与井壁连续接触,没有考虑钻柱与井壁的间隙,通过微元体平衡条件建立了钻柱摩阻分析的微分方程,并给出了摩阻力计算公式。

郭永峰和吕英明^[110]在文献[107]的基础上,又引入了几何非线性来考虑大曲率井眼对钻柱的弯曲影响,以及由初弯曲引起的摩阻力,在接触非线性分析中,通过“约束—放松法”来模拟钻柱与井壁的随机接触。

3. 混合钻柱模型(柔索钻柱和刚性钻柱)

由于“柔索钻柱模型”假设与钻柱实际工作状态相差较大,而“刚性钻柱模型”研究的钻柱又长,计算公式复杂、计算时间较长。为此,很多学者根据下部钻具弯曲刚度大于上部钻柱、上部钻柱受拉和下部钻具受压这些特点,将上部钻柱处理成柔索模型,而下部钻具处理成刚性模型,提出了“混合钻柱模型”。由于下部钻具力学分析方法的多样性,使计算混合钻柱模型的摩阻分析方法也比较多,现将主要方法做一介绍。

Ho H.S.^[111]在分析了柔索钻柱模型缺点后,首次提出了分析钻柱摩阻的改进模型,即混合钻柱模型。该模型仍把上部钻柱处理成柔索模型,而把下部钻具(钻铤和稳定部分)处理成刚性钻柱,考虑钻柱的弯曲变形和钻柱与井壁的初始间隙,并应用下部钻具非线性有限差分法分析下部钻柱的受力变形,并将这两种模型结合起来,形成钻柱摩阻力分析的混合模型。经研究认为:柔索钻柱模型只有在井眼轨道相当平滑时才是一种有效的模型,钻铤刚性效应十分显著,加重钻杆次之,而普通钻杆可以忽略;钻铤部分用非线性差分分析,其它部分使用柔索模型更切合实际;大钩总载荷5%的误差可能产生大于50%的钻柱摩阻力误差。

马善洲和韩志勇^[112]在用混合模型分析水平井钻柱摩阻力时,将下部钻具(刚性钻柱)用纵横弯曲理论来分析,上部柔索钻柱用微单元平衡方法来分析,考虑了钻井液的粘滞阻力影响。

刘延强和吕英明^[113]在采用混合模型时,对下部刚性钻具采用有限元法分析,对上部柔索钻柱,通过微单元平衡分别建立直井段、弯曲井段和水平井段摩阻力计算公式,并对起下钻及钻井时的大钩载荷、摩阻、水平段长度设计、井身优化问题进行了计算分析。

Adewuya O.A. 等人^[114]采用屈曲和螺旋弯曲对下部刚性钻具与井壁的接触摩阻力进行了分析,然后对上部钻柱仍采用柔索模型。该模型考虑了钻井液的粘滞阻力。

综上所述,在整体钻柱摩阻分析中,显然刚性钻柱模型更符合实际状态,但能够同时考虑钻柱初弯曲、几何非线性和接触非线性效应,进行钻柱摩阻计算的文献较少,尤其是在模拟钻柱与井壁的多向接触时,现有间隙元只能位于梁单元节点,限制了单元离散,影响计算精度。因此,针对这些问题,结合钻柱静力学分析方法,仍需进一步开展钻柱摩阻力的研究。

1.5 整体钻柱稳态动力学分析与疲劳强度

早期钻柱稳态动力分析始于60年代,主要对直井中的钻柱纵向和扭转振动进行实验与分析,所采用的研究方法为微分方程法,其分析结果与钻柱的实际工作状态相差较大,只是粗略的估算。近代钻柱动力学研究始于80年代,由于钻井技术和相关学科的发展,使钻柱动力学研究得到了快速发展,现介绍几种主要研究方法。

1. 试验研究

Wolf S.F.等人^[115]使用了有线遥控系统在现场对直井钻进时井底力、加速度、压力、岩层特性等数据进行了测量,他们发现系统的共振频率明显的低于钻柱的固有频率。根据静态模拟所得到的井下弯矩可能比实际弯矩小一个数量级。同时观测到了井底存在但井口测不到的高弯矩。他们在测试中发现,在钻铤发生进动期间,弯矩的主频率取决于井眼和钻铤的尺寸,并高于钻柱的旋转速度。

Beaisow A.A.^[116]等人应用钻柱分析测量系统研究了钻井过程中引起下部钻具振动的激振机理和共振区。质量不平衡、不同轴、钻柱弯曲、钻柱在井内的步进、其他几何性质将在转动过程中引起等于或倍于转动频率的激振。

2. 理论研究

Dunayevsky V.A.等人^[117,118]研究了带有三牙轮钻头的钻柱在定向井中发生进动的条件及稳定性,确定了钻柱振动的参数共振区域与转速关系,当钻压超过由静弯曲理论确定的临界值后,就会产生一种随时间变化的横向扰动,使钻柱绕本身轴线的转动不稳定,进而产生钻柱绕井眼轴线的转动。即使钻压没有超过临界值,钻压波动引起的轴向波将引起横向扰动,钻柱也会发生进动。当转速同时接近纵向振动的固有频率

及横向振动的固有频率时，将产生很大的共振区。在小钻压时不发生进动，钻柱绕其轴线的转动状态是稳定的。钻压一旦超过静弯曲载荷时，钻柱经常发生进动，摩擦阻力的存在减少了共振区的范围。Dunayevsky V.A.等人首次指出了钻柱不仅绕其轴线转动，还存在着进动，从理论上给出钻柱横向振动的原理及何时应考虑横向振动。

Vandiver J.K.等人^[119]研究了钻铤的弯曲振动和旋转运动，引起弯曲振动的主要原因有两个：一是钻铤的旋转，二是下部钻具的初弯曲引起的钻压波动与弯曲振动的线性耦合。文章给出了向前和向后旋转速度及在井壁处的切线速度计算公式。从地面接收的信号中可证实下部钻具确实存在着横向振动，但横向振动不能由钻柱传到地面。无论钻铤有无弯曲共振，下部钻具的轴向和弯曲振动的线性耦合都会发生。

Clayer F.等人^[120]研究了地面和下部边界条件对配有三牙轮钻头的钻柱振动影响，文中将钻柱和地面结构作为一个系统来研究。在模型中，地面结构被简化成质量—弹簧—阻尼系统，而下部的边界条件被简化为等效的弹簧和阻尼器。阻尼有四部分①绞车和动力水龙头在地面产生的阻尼；②声辐射阻尼；③钻柱与井壁和泥浆相互作用引起的阻尼；④钻头和岩石相互作用引起的阻尼。地面阻尼与其它阻尼相比可忽略，在低于500HZ，声辐射损失可忽略。钻柱振动幅值的高度和尖锐度主要取决于井壁与泥浆引起的阻尼。钻头和地层相互作用产生的阻尼是底部边界条件的重要组成部分，它和岩石的破裂机理密切相关。扭转的边界条件可近似地简化为有阻尼的自由端。轴向振动的边界条件取决于钻井条件（如时间），且下部钻具的轴向响应不能用一个简化公式进行可靠预测。由于下部边界条件随钻头类型、地层性质、时间、频率、钻压和钻进速度等变化，有效的下部边界条件目前仍无法准确模拟，但地面边界条件则可以较好的模拟。这篇文章大概是首篇明确地讨论钻柱顶部和底部边界条件对钻柱振动影响，从有关阻尼讨论可见，不考虑地面阻尼和声辐射阻尼，对钻柱动力响应不会产生很大的影响。

Zamudio C.A.等人^[121]指出由刮刀钻头产生的振动会造成钻柱部件过早失效和钻头牙齿破坏。这些振动是由钻柱、钻头和地层的相互作用而产生的自激振动。分析结果表明刮刀钻头的型号和钻头旋转速度支配着动力的不稳定性。通常大的刮刀钻头在低的旋转速度下是不稳定的。刮刀钻头的刃与岩石的剪切作用能够引起钻柱的自激振动，刮刀钻头的设计直接影响钻柱自激振动的稳定极限。

Apostal M.C.等人^[122]利用有限元法的力—频响应法（FFR）对下部钻具进行振动分析，建立的模型可以在设计和实时操作中应用于三维井眼的下部钻具分析，并且能确定钻柱由任一力或位移激振所引起的钻柱FFR。模型中允许稳定响应状态中存在阻尼，阻尼存在的结果使下部钻具的响应与激振频率相同，但相位不一定相同。文中的下部

钻具动力分析的FFR方法,包括了阻尼和间歇接触、浮力以及转动的下部钻具与地层相互作用等其它因素影响,其分析过程是基于准静态非线性有限元法。在模型中,他们将集中质量矩阵中的质量分为:结构质量、流体质量、钻柱外的泥浆加速度的惯性影响和非结构质量;将阻尼分为:Rayleigh或比例阻尼、结构阻尼(包括下部钻具刚度对结构阻尼的贡献和地层刚度对结构阻尼的贡献)、粘性阻尼和附加的单元水平组尼。其中附加的单元水平阻尼用以模拟钻柱中任何震击器(或类似部件)的阻尼影响及附加流体阻尼的影响。在可查到的文献中,这篇文章对质量及阻尼分得最细。

Burgess T.M.^[123]等人将一些钻柱振动模型应用于工程。结果表明,直井中钻柱振动比斜井中更严重,斜井中稳定器的侧向力近似地随井斜正弦增加,且在轴向和扭转振动上引起很大的摩擦阻尼。激振源有转速、钻头与岩石的相互作用、泥浆泵和稳定器。横向振动的共振频率主要取决于钻铤尺寸和刚度、稳定器位置和井斜角,井斜角决定最后一个稳定器以上钻铤与井壁的接触位置,这个位置决定了横向振动系统长度。

Arrestad T.V.等人^[124~126]对钻柱振动进行了系列研究。在文献[124,125]中,比较了直井钻柱线弹性模型的预测和钻井装置的纵向振动测量数据,钻柱顶部响应取决于钻柱的阻尼和悬挂物系数(钻井装置上的质量、井架和缆绳的等效弹簧系数、移动设备的阻尼系数),如果上面的参数能准确模拟,则钻头的运动就能够可靠地估算。在文献[126]中,研究了钻柱的纵向和扭转振动在钻头处的耦合机理,扭转振动与钻头的旋转速度相关系,当牙轮钻头以多叶形式运动时,速度的变化影响纵向振动的激振,井底参数(如轴向加速度、钻压、钻头扭矩等)的频率带经常包含一个三倍于转速的主频率,这个频率在井口也可以观测到,它证明了三牙轮钻头在地层中做三叶形式运动。另外在大多数主频率振动波形附近还有小的峰值存在,这就是颤振波形。

Halsey G.W.等人^[127]在钻井装置上对钻柱的扭转振动进行了理论和实验结果比较,给出了一个估算钻柱共振频率的方法。粘性阻尼的影响是小量,可以忽略不计;钻柱的扭转共振频率几乎与转动速度、钻压和阻尼影响无关;最低扭转共振频率对钻杆和钻铤的性质很敏感,顶部边界条件可模拟为固定端,钻头处可模拟为自由端。

Skaugen E.^[128]研究了钻头的随机振动对钻柱的轴向振动影响,建立的线性钻柱模型,不考虑非线性阻尼作用,顶部边界为固定端,底部为已知位移,忽略重力影响。钻头处的轴向和旋转运动随机分量是由于地层强度的不均匀性、岩石的随机破碎而产生。随机振动会导致钻柱共振峰值大幅度减小和消除。这篇文章首先用随机的观点研究钻柱的动力状态,虽然模型比较常简单,但随机性的考虑更接近实际。

Baryshniko V.A.等人^[129]把影响钻柱疲劳极限的所有因素分为结构因素和钻井工艺因素。结构因素是指管材加工成形之后具有的疲劳特性,如钻柱尺寸和型号、材料性

能、热处理方法等, 这些因素在现场应用中都不会发生改变; 钻井工艺因素为实际应用中形成的因素, 如拉伸载荷、上扣扭矩、钻具磨损、泥浆腐蚀等。该文着重阐述了钻井工艺参数对钻柱疲劳破坏的影响, 钻具在使用过程中会发生研磨磨损, 钻杆接头外径减小, 导致钻杆疲劳极限发生改变, 也影响丝扣的预紧力矩; 泥浆腐蚀会导致钻杆表面产生许多缺陷, 如疱疤、裂纹等, 这些都会使钻柱发生过早破坏, 通过实例表明, 在70%的盐溶液中, 钻柱疲劳强度要降低30~40%。此外, 文中也论述了表面机械损伤和上扣力矩对钻柱疲劳强度的影响。

Fereidoun Abbasion等人^[130]应用有限元法研究了钻柱扭转振动、横向振动、扭转和横向的耦合振动, 根据PDC钻头切削齿结构, 对钻头处的切削力、扭矩进行分析, 并给出计算公式。在扭转振动中, 井口边界用扭转弹簧刚度和转动惯量描述, 钻头处用转动惯量和扭矩来描述。在横向振动中, 认为钻头与刚性井壁存在间隙, 钻头与井壁一直处于接触, 接触力产生的摩擦阻力矩就是钻头所需扭矩。通过对钻压、转速等参数的计算, 给出了钻具的稳定工作状态区, 供钻井工程使用。

薛中天和屈展^[131]针对钻柱的旋转运动、扭转和横向弯曲振动的同时发生, 分析探讨了旋转状态的钻柱耦合振动问题, 把钻柱振动简化为旋转体的自由振动问题, 建立了一个含回转项的旋转钻柱运动方程, 并用近似法求解。

王珍应和徐铭陶^[132]研究了钻柱的纵向受迫振动, 认为结构阻尼与声辐射和粘性阻尼相比小得多, 完全可以忽略, 并采用广义传递矩阵法求解钻柱的受迫振动。

高宝奎和高德利等人^[133]全面讨论了钻柱底部横向振动的产生、传播和消失过程。横向振动只发生并存在于下部钻具, 主要由钻具的屈曲、动力失稳、钻柱与井壁的碰撞引起; 钻头与地层相互作用引起的振动动能, 大部分被螺旋屈曲段钻柱消耗; 涡动和碰撞引起的中性点及中性点以上的钻柱振动, 在向上传播过程中被钻井液阻尼抑制, 钻柱轴向力影响振动频率和波的传播。在文献[134]中, 通过耦合振动分析得到钻具的动应力分布, 运用非比例循环概念及特性, 对钻柱疲劳强度进行了分析计算, 指出振幅是影响非比例循环损伤的主要因素。

苏义脑和季细星^[135]建立了钻柱、钻柱内液柱和环空液柱系统的纵向振动方程。在建立模型时做了如下假设: 不考虑各流道的压缩性和膨胀性; 井眼为垂直井, 其中心线和钻柱轴线重合; 泥浆为连续性介质, 不考虑井底钻压、温度的影响; 不考虑钻杆接头、稳定器外径对泥浆压力损失的影响。

Van D.H.等人^[136]应用非线性理论对钻柱横向振动问题进行了混沌分析, 而屈展等人^[137]对钻柱纵向振动的混沌问题进行了探讨, 由于井底钻柱一些工作参数难于准确给定, 使得钻柱混沌问题研究还停留在理论探讨阶段。

综上所述, 在整体钻柱稳态动力学理论研究中, 主要有微分方程法和有限单元法。由于微分方程法受到解法限制, 需对钻柱结构、边界和阻尼做各种假设, 使得研究方法多样化, 其工程应用结论也各不相同。而有限元法不受方程解法限制, 能够描述钻柱结构、边界和阻尼的变化, 已成为钻柱稳态动力学分析的首选方法, 但是全面反映钻柱结构、边界和阻尼的文献不多, 尤其是对钻柱与井壁接触摩阻力的具体处理方法报道更少, 而通过钻柱稳态动力分析结果进行的钻柱疲劳强度计算还远不能满足工程应用要求, 这些问题仍需进一步开展研究。

1.6 本文研究内容

本文根据前人的研究工作, 结合现代钻井技术和工程经验, 开展以下研究工作。

1. 建立钻柱接触和几何非线性静力学的有限单元法。

(1)根据钻柱在直井、定向井和水平井中的工作状态, 综合考虑钻柱几何非线性和钻柱与井壁的接触非线性, 建立了整体钻柱双重非线性静力学模型。在此基础上, 考虑下部钻具上端假想截面处的轴向力、扭矩和相应的变形协调条件, 建立了下部钻具双重非线性静力学模型。整体钻柱模型适用于钻柱设计和摩阻力分析, 下部钻具模型适用于钻具设计和井眼轨道控制。

(2)根据钻柱与井壁的接触摩擦边界, 构造出能够位于梁单元内任一位置的“多向接触摩擦间隙元”, 并将间隙元与非线性梁单元相结合, 建立钻柱接触和几何非线性静力学的有限单元法。

(3)推导曲管道单元的有限元列式, 并对曲管道单元在钻柱力学分析中的实用性进行分析。

(4)自行开发整体钻柱和下部钻具非线性静力学有限元分析软件 DS-NSA。

(5)通过 DS-NSA 软件, 将下部钻具力学分析应用到直井防斜钻具设计、斜井钻具设计和井眼轨道控制, 并根据下部钻具力学分析结论进行井下专用工具研制; 将整体钻柱力学分析应用到水平井钻柱设计和摩阻模拟。

2. 建立钻柱振动模态分析的有限单元法和疲劳强度计算方法。

(1)考虑各种钻柱结构和井眼形态, 采用阻尼等效原则将静力分析得到的钻柱接触摩阻力、钻井液对钻柱产生的非线性阻尼等效为阻尼矩阵, 将钻头处的钻压、扭矩处理成简谐荷载, 井口悬挂物等效成质量弹簧系统, 建立钻柱振动模态分析模型。该模型不考虑钻柱与井壁的碰撞接触, 无法进行横向振动分析。

(2)采用子空间迭代法、改进的 Ritz 向量法求解钻柱固有频率, 振型迭加法计算钻柱的振幅和动内力, 建立钻柱振动模态分析的有限单元法。

(3)根据钻柱振动模态分析结果,结合钻柱结构和受力状态,建立钻柱疲劳强度计算方法,为定量分析钻柱疲劳强度提供一种技术手段。

(4)自行开发钻柱振动模态有限元分析和疲劳强度计算软件 DS-MVA。

(5)通过 DS-MVA 软件,将钻柱振动模态分析和疲劳强度计算应用到直井钻柱断裂事故分析和钻柱设计、水平井旋转钻井的极限转速确定,确保井下钻柱能够安全可靠工作。

3. 建立钻柱非线性瞬态动力学的有限单元法

(1)根据钻柱的运动和受力状态,通过综合考虑钻柱结构、边界条件和各种载荷作用,建立钻柱非线性瞬态动力学模型,该模型不仅是一个结构和阻尼非线性问题,还是一个碰撞接触边界非线性问题。

(2)根据钻柱与井壁的碰撞接触状态,构造出动力间隙元,遵循碰撞速度满足冲量定理原则,建立动力间隙元应变和判定条件,将梁单元和动力间隙元相结合,采用 Newmark 直接积分法,建立钻柱非线性瞬态动力学的有限单元法。

(3)根据偏心钻具结构,对偏心块的间隙、质心运动规律和惯性力进行分析,并对偏心钻具处的动力间隙元进行改进,使偏心钻具动力学分析成为可能。

(4)自行开发钻柱非线性瞬态动力学有限元分析软件 DS-TDA。

(5)通过 DS-TDA 软件,将钻柱瞬态动力学分析应用到偏心防斜钻具设计。

本文不仅注重钻柱力学理论研究,也注重工程应用。只有通过工程应用,才能使钻柱力学分析的正确性、实用性得到验证,同时,也能够解决钻井工程技术问题,提高钻井效率,体现钻柱力学的研究价值。

第二章 钻柱非线性静力学的有限单元法

钻柱静力学分析是钻柱力学的基本部分,已在钻井工程中得到广泛应用,它能够方便、快速地得到钻柱和钻头的受力变形值,为钻具和钻柱设计提供可靠的理论依据,其理论方法和应用效果一直受到有关学者的广泛关注。为此,本章将从钻柱的实际工作状态出发,结合已有的研究成果,对钻柱静力学模型、理论分析方法进行研究。

2.1 钻柱非线性静力学模型

钻柱非线性静力学模型拟分成整体钻柱和下部钻具两部分。

2.1.1 整体钻柱非线性静力学模型

钻井工程中,钻柱是由不同长度的钻具通过螺纹连接而成的细长管柱,由钻头引导下入已钻井眼底部进行钻进,钻柱内外环空有钻井液流动,钻柱与井眼之间有环型间隙存在。钻柱的受力变形由两部分组成,第一部分是已钻井眼形态迫使直线钻柱产生弯曲变形,由于钻柱刚度、井眼曲率都比较低,这种变形不十分突出,可用初弯曲给予考虑,也可用大挠度弯曲变形考虑。第二部分是钻柱在钻井过程中产生的组合变形,一方面钻头处的轴向集中力(钻压)由钻柱自重产生,这就使得下部钻具在发生横向弯曲的同时,还在钻压和自重分力作用下产生纵向弯曲,而钻压又受钻具变形影响,属几何非线性力学问题,见图 2.1(a);另一方面,钻柱在各种外载荷作用下,其变形将受到井眼约束,与井壁在任一井深位置、任一井眼圆周方向上产生接触,属接触非线性力学问题,见图 2.1(b)。因此,在钻柱静力学模型建立时,应以第二部分的接触和几何非线性问题为核心,并对钻柱结构、边界条件、外载荷做合理简化。

1. 钻柱结构

钻柱结构主要是指钻柱轴线的空间结构和钻柱截面的几何结构。当选取井口至井底的整个钻柱为研究对象时,钻柱的空间结构为已钻井眼的轴线形态,一般由测斜数据经数学回归得出^[138,139],是一条任意曲率的空间螺旋线,不同井眼内的钻柱将有不同的空间结构。钻柱的几何结构主要是环状的轴对称结构,其环形大小可以任意变化,对钻具组合中的钻杆、钻铤、稳定器、弯接头等特殊钻具的安放位置和个数不受限制,不同井眼内或同一井眼内的不同井段钻柱的几何结构可能不同。我们所描述的钻柱结构基本上反映了钻柱的实际结构,由于钻柱结构的复杂性和理论分析限制,仍需做下列简化和假设:

- (1) 钻柱变形前的轴线为已钻井眼轴线，并与已钻井眼之间有环间隙存在。
- (2) 不考虑钻柱螺纹连接处和局部孔、槽的刚度。
- (3) 对于机构性钻具，根据其结构应等效其抗弯刚度和质量。

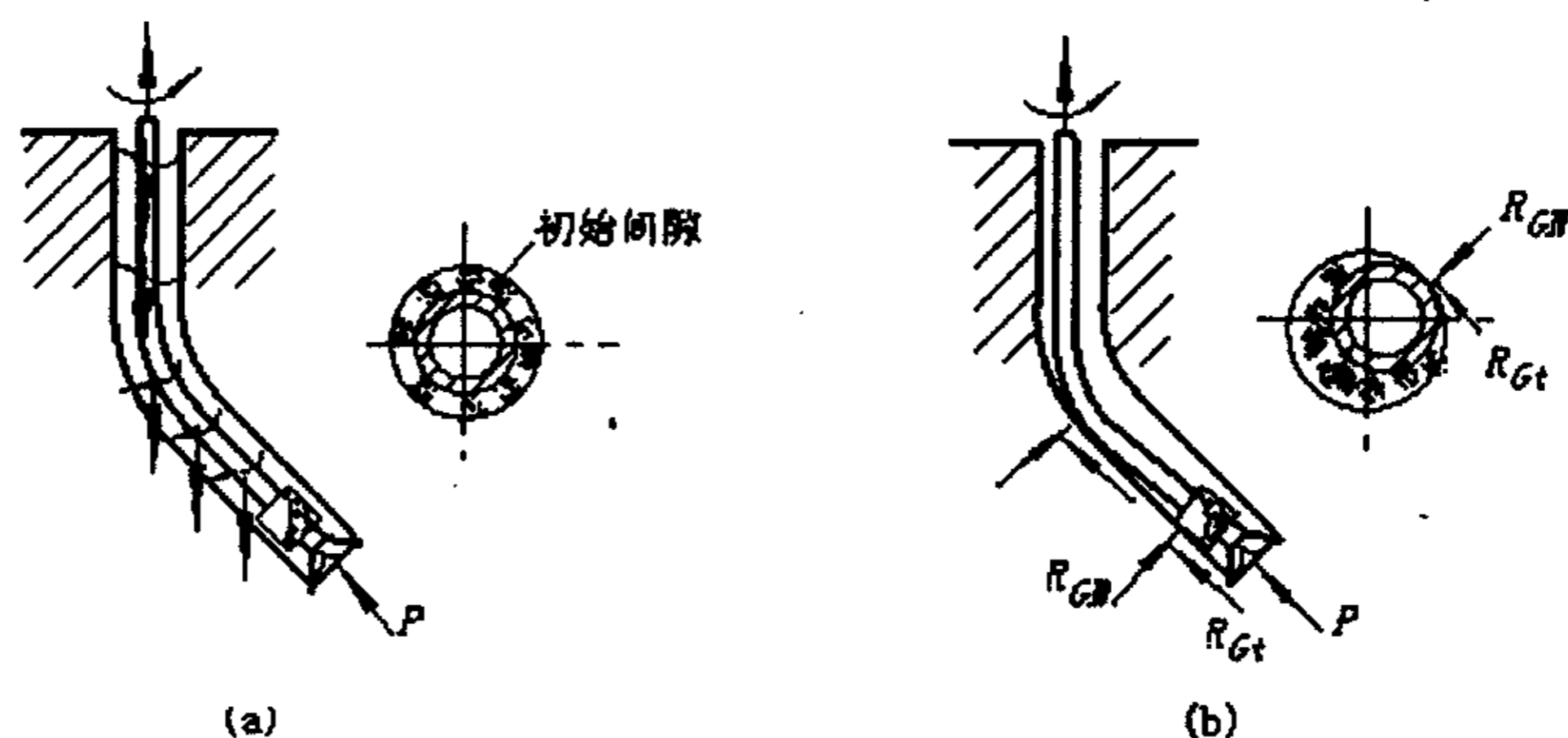


图 2.1 钻柱接触和几何非线性静力学模型示图

2. 边界条件

钻柱的边界条件主要有两类，第一类为井口和井底处的已知力或位移边界，第二类为钻具与井壁的接触摩擦边界。

井口边界：旋转钻井时，由于大钩的提力和转盘驱动，使井口处钻柱在轴向和扭转方向为已知力和力矩边界，其它均为固定位移边界。滑移钻井时，转盘不动，钻头扭矩通过井下螺杆钻具由水力产生，因此井口处钻柱的轴向为已知力边界，其它均为固定位移边界。

井底边界：旋转钻井时，由于钻头的破岩作用，使井底处钻头在轴向、横向线位移和扭转角位移为固定边界，横向角位移为自由边界。滑移钻井时，钻头处扭转方向为已知力矩边界，其它三个线位移为固定边界、二个角位移为自由边界。

钻柱与井壁接触摩擦边界：通过钻柱的横向变形和初始环型间隙来判断钻柱与井壁的接触状态，钻柱与井壁未接触时，钻柱在井眼内自由运动，没有附加力存在；钻柱一旦与井壁接触，钻柱的运动将受到阻力影响，不仅有接触反力存在，还有摩擦阻力存在，在旋转钻井时有摩擦阻力矩存在，在滑移钻井时有摩擦弯矩存在。由于井壁变形和泥饼形成的复杂性，需做如下简化和假设：

- (1) 井壁是圆形井眼，井壁变形和泥饼厚度是一个未知数，由测试值和经验给定。
- (2) 钻柱与井壁可能在任一井深处产生键槽或机械阻力，属非正常工作状态，可通

过井口大钩负荷、转盘扭矩来模拟键槽位置、确定机械阻力下限值，反加到钻柱上。

3. 外载荷

钻柱外部载荷主要有大钩提升力作用、泥浆浮力和阻力矩作用、钻柱的分布自重作用、钻头侧向力和井底钻压作用，转盘扭矩和钻头扭矩作用。在钻柱与井壁的可能接触处有井壁对钻柱的接触反力和相应的摩擦阻力和阻力矩作用。由于钻柱静力学分析的局限性，将进行下列简化和假设：

(1)忽略钻柱运动时所产生的一切动载荷。

(2)忽略钻井液流动所引起的动载荷。

(3)由于钻柱在下放过程中轴向自由、钻井过程中轴向运动，可忽略引起钻柱轴向变形的温度载荷、钻井液压力载荷。

综上所述，钻柱静力学模型是一个载荷简单、结构变化大、边界条件不定的双重非线性力学模型，使钻柱静力学分析归结为接触和几何非线性问题，而不是钻井中常用的那种钻柱稳定（失稳）或纵横弯曲问题。这样处理使得钻柱力学分析值更趋于合理，但理论难度和计算工作量都明显增大，若没有现代计算机的普及，这种分析方法很难在钻井工程中得到推广应用。

通过对钻柱非线性力学模型的求解，不仅可以得到钻柱任一截面处的内力和变形值、钻柱与井壁的接触状态分布情况，还可以得到钻头处的受力变形值，为钻井工程中进行钻柱设计、井眼轨道控制和摩阻分析提供可靠的力学参数。

2.1.2 下部钻具非线性静力学模型

整体钻柱非线性静力学模型能较真实地描述钻柱的实际工作状态，且井口边界条件十分清晰，易于简化。但整体钻柱较长，离散单元多，非线性迭代计算时间会相应增加。而实际钻井中，有时并不需要分析整个钻柱的受力变形状态，只需分析下部钻具受力变形，从中得到钻头处的受力和变形，为钻具设计和井眼轨道控制提供必要的力学参数，为此必需建立下部钻具非线性静力学模型。

下部钻具非线性静力学模型是在整体钻柱非线性静力学模型基础上建立的，其钻具结构、外载荷和边界条件基本相同，只是选取距钻头以上 70 ~ 90m 的下部钻具为研究对象，需对上端假想截面处的边界条件进行处理。众所周知，只要假想截面的力和位移边界条件能够严格满足整体钻柱在该截面处的力和位移值，其下部钻具受力分析结果一定与整体钻柱受力分析得到的结果相一致。那么，问题的难点就是如何处理这个边界条件，经过分析研究认为：下部钻具仍是一根细长梁，在假想截面处的剪力、弯矩和相应的变形，对远离截面处（10m 外）的下部钻具和钻头的受力变形影响较小，

相对误差小于 5%；而该截面处的扭矩、轴力和相应的变形，对钻具和钻头处的受力变形值影响较大，必须给予考虑。为此，在处理假想截面边界条件时只要考虑扭矩、轴力和相应的变形就能保证下部钻具受力变形计算精度，但这些边界值又无法预先给定，只能通过迭代计算，使钻头处的轴力和扭矩与给定的钻压和扭矩相匹配为止。

下部钻具非线性静力学模型与以往下部钻具静力学模型的不同之处为：

(1)通过钻头处钻压和扭矩的迭代计算，综合考虑了下部钻具上端假想截面处的扭矩、轴力和相应的变形协调条件。

(2)充分考虑了下部钻具（包括稳定器和各种接头）与井壁的环型间隙和接触摩擦状态，其接触状态是通过下部钻具的平衡条件和变形协调条件由间隙元模拟得到，而不是简化给定，如 Millheim^[34]把稳定器与井壁的接触简化为下井壁。

(3)模型中考虑了钻具自重分力、钻压对钻具产生的纵向弯曲，这种纵向弯曲能够加剧钻具的横向弯曲。

(4)把钻具所在的井眼轴线视为任意曲率的空间螺旋线，即钻具空间结构为空间螺旋线，考虑了钻具空间结构（井眼轴线形态）对钻柱受力变形的影响。

2.2 钻柱几何非线性分析的梁单元

为了模拟钻柱在已钻井眼内的弯曲效应，确保理论方法不失一般性，采用几何非线性梁单元进行钻柱受力变形分析。

2.2.1 坐标系和单元位移

根据钻柱的受力变形和井眼形体的描述，采用物质坐标为变量的 Lagrange 描述法，引入两个坐标系。

整体坐标系：是固定的笛卡尔坐标系 $OXYZ$ ， X 轴的正向是地理的北方向， Y 轴的正向是地理的东方向， Z 轴的正向是指向地下，坐标原点位于井口，钻柱各种单元的有限元表达式最终都转化到该坐标系下进行整体分析。

局部坐标系：是单元分析的参考坐标系，也为笛卡尔坐标系 $oxyz$ ， x 轴为梁的轴线， y 和 z 轴为梁的横向坐标^[140]，各种单元的有限元表达式都在该坐标系下表达。

图 2.2 为任一空间梁单元 ij 节点位移和节点力示图，其节点位移向量为

$$d_e = [u_i, v_i, w_i, \theta_{ix}, \theta_{iy}, \theta_{iz}, u_j, v_j, w_j, \theta_{jx}, \theta_{jy}, \theta_{jz}]^T \quad (2.1)$$

与之相对应的节点力向量为

$$F_e = [F_{ix}, F_{iy}, F_{iz}, M_{ix}, M_{iy}, M_{iz}, F_{jx}, F_{jy}, F_{jz}, M_{jx}, M_{jy}, M_{jz}]^T \quad (2.2)$$

由节点位移表示的单元位移为

$$f = [u, v, w, \theta]^T = Nd_e \quad (2.3)$$

式中: u 为轴向位移、 v, w 为挠度、 θ 为扭转角, 形函数矩阵 N 的显式为

$$N = \begin{Bmatrix} N_u \\ N_v \\ N_w \\ N_\theta \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & N_3 & 0 & 0 & 0 & N_4 & 0 & N_5 & 0 & 0 & 0 & N_6 \\ 0 & 0 & N_3 & 0 & -N_4 & 0 & 0 & 0 & N_5 & 0 & -N_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & N_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_2 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

$$\begin{aligned} N_1 &= 1 - \frac{x}{l}; & N_2 &= \frac{x}{l}; & N_3 &= 1 - \frac{3x^2}{l^2} + \frac{2x^3}{l^3}; \\ N_4 &= x - \frac{2x^2}{l} + \frac{x^3}{l^2}; & N_5 &= \frac{3x^2}{l^2} - \frac{2x^3}{l^3}; & N_6 &= -\frac{x^2}{l} + \frac{x^3}{l^2}; \end{aligned}$$

式中 l 为梁单元的长度。

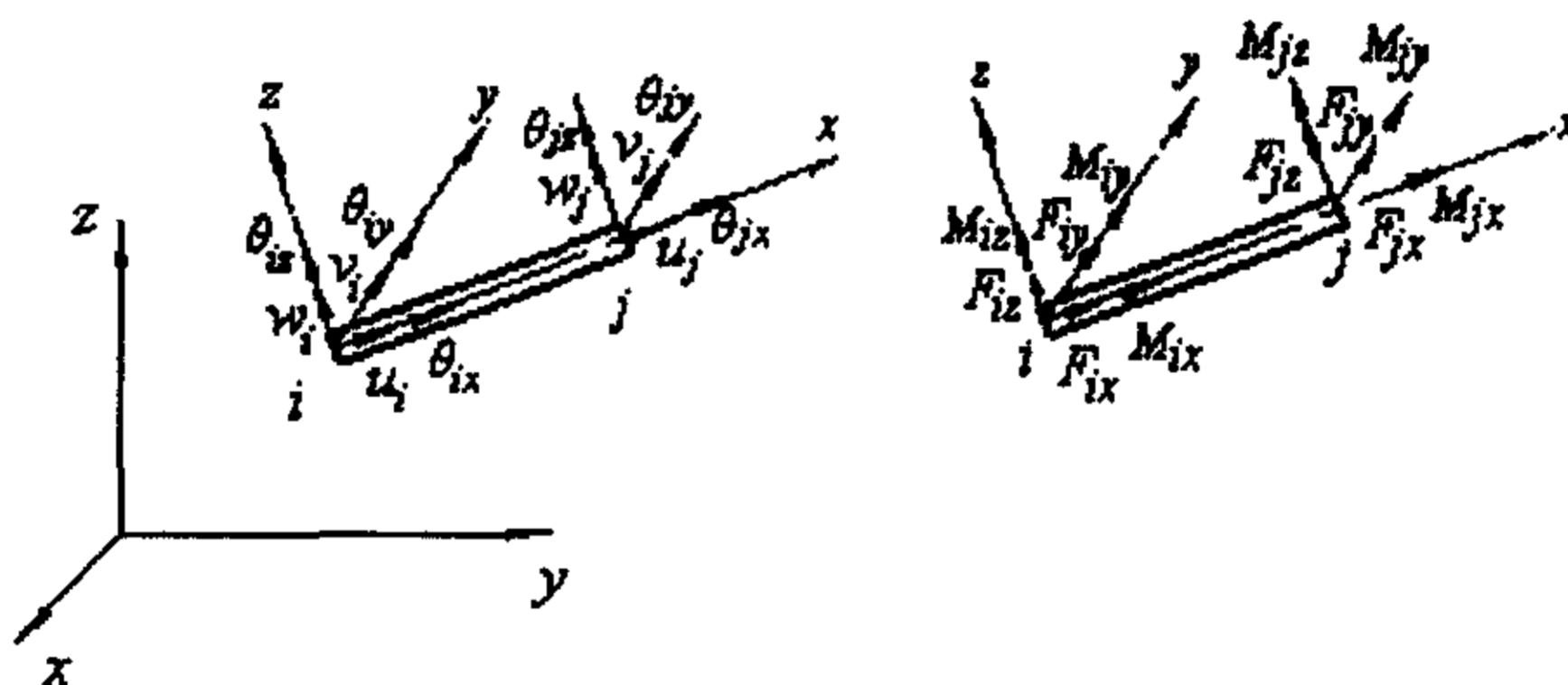


图 2.2 钻柱非线性分析梁单元节点位移和节点力示

2.2.2 单元几何方程和物理方程

由于钻柱变形为大挠度小应变几何非线性问题, 其几何方程为^[14]

$$\varepsilon = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_{by} \\ \varepsilon_{bz} \\ \gamma_x \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{dx}{dx} + \frac{1}{2} \left(\frac{dv}{dx} \right)^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{dw}{dx} \right)^2 \\ -y \frac{d^2v}{dx^2} \\ -z \frac{d^2w}{dx^2} \\ \rho \frac{d\theta}{dx} \end{Bmatrix} = \varepsilon_L + \varepsilon_{NL} \quad (2.5)$$

式中: $\varepsilon_x, \varepsilon_{by}, \varepsilon_{bz}, \gamma_x$ 分别为拉压应变、绕 y 和 z 轴弯曲应变、扭转剪应变。分解后的线性部分应变为

$$\varepsilon_L = B_L d_e \quad (2.6)$$

$$B_L = \begin{bmatrix} N_1' & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & N_2' & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -yN_3'' & 0 & 0 & 0 & -yN_4'' & 0 & -yN_5'' & 0 & 0 & 0 & -yN_6'' \\ 0 & 0 & -zN_3'' & 0 & zN_4'' & 0 & 0 & 0 & -zN_5'' & 0 & zN_6'' & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \rho N_1' & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \rho N_2' & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

分解后的非线性部分应变为

$$\varepsilon_{NL} = \frac{1}{2} B_{NL} d_e \quad (2.8)$$

$$B_{NL} = \begin{bmatrix} N_v' d_e N_v' + N_w' d_e N_w' \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

将(2.4)式代入上式,即可计算出非线性部分的应变矩阵显式。把(2.6)和(2.8)式合并,可得到由单元节点位移表达的应变

$$\varepsilon = (B_L + \frac{1}{2} B_{NL}) d_e \quad (2.10)$$

单元应变的变分表达式为

$$\delta \varepsilon = \delta \varepsilon_L + \delta \varepsilon_{NL} = (B_L + B_{NL}) \delta d_e \quad (2.11)$$

单元的物理方程为

$$\sigma = D\varepsilon \quad (2.12)$$

式中弹性矩阵 $D = \text{diag}(E, E, E, G)$, 其中 E, G 分别为梁的弹性模量和剪切模量。若考虑

单元的初应变 ε_0 和初始应力 σ_0 , 则单元的物理方程为

$$\sigma = D\varepsilon - D\varepsilon_0 + \sigma_0 \quad (2.13)$$

2.2.3 单元平衡方程和刚度矩阵

1. 全量非线性单元平衡方程

根据虚功原理,一梁单元的虚功方程可表示为

$$\int_{V_e} \delta \varepsilon^T \sigma dV = \int_{V_e} \delta f^T P_V dV + \int_{A_e} \delta f^T P_A dA + \delta d_e^T P_e \quad (2.14)$$

式中: P_V, P_A, P_e 分别为单元体力向量、面力向量和节点力向量, 将(2.3)、(2.10)、(2.11)和(2.12)或(2.13)代入上式化简, 并注意到 δd_e^T 的任意性, 可得梁单元平衡方程

$$K^e d_e = F_e \quad (2.15)$$

$$\text{单元刚度矩阵为 } K^e = \int_{V_e} (B_L + B_{NL})^T D (B_L + \frac{1}{2} B_{NL}) dV \quad (2.16)$$

$$\text{单元等效节点力为 } F_e = \int_{V_e} N^T P_V dV + \int_{A_e} N^T P_A dA + P_e \quad (2.17)$$

若考虑单元的初应力和初应变, 单元的等效节点力可表示为

$$F_e = \int_{V_e} N^T P_V dV + \int_{A_e} N^T P_A dA + P_e + \int_{V_e} B_L^T D \varepsilon_0 dV - \int_{V_e} B_L^T \sigma_0 dV \quad (2.18)$$

对(2.16)进一步化简, 可以得到

$$K^e = K_0^e + K_N^e + K_\sigma^e \quad (2.19)$$

$$K_0^e = \int_{V_e} B_L^T D B_L dV \quad (2.20)$$

$$K_N^e = \int_{V_e} B_L^T D B_{NL} dV \quad (2.21)$$

$$K_\sigma^e d_e = \int_{V_e} B_{NL}^T D (B_L + \frac{1}{2} B_{NL}) d_e dV = \int_{V_e} B_{NL}^T \sigma dV \quad (2.22)$$

式中: K_0^e 与单元节点位移无关, 为线性刚度矩阵; K_N^e 、 K_σ^e 与单元节点位移有关, 分别为大位移刚度矩阵和几何刚度矩阵。

式(2.15)是单元的全量平衡方程, 它是在物质局部坐标系中建立的, 经过所有单元组装, 可得整体结构(钻柱)的平衡方程

$$(K_0 + K_{N(d)} + K_{\sigma(d)}) d = F \quad (2.23)$$

式中: K_0 为整体结构的线性刚度矩阵; $K_{N(d)}$ 、 $K_{\sigma(d)}$ 分别为整体结构的大位移刚度矩阵和几何刚度矩阵, 是节点位移的函数; d 、 F 分别为整体结构的节点位移向量和节点力向量。对方程(2.23)可以用拟 Newton-Raphson 法求解^[142-144]。

2. 增量非线性单元平衡方程

为了描述钻柱进入初始井眼后的弯曲大变形, 应采用 Total Lagrange 法, 简称 T.L 法。一个梁单元在 t 到 $t + \Delta t$ 时间内, 增量方程的 Lagrange 描述为

$$\int_{V_e} (\boldsymbol{\sigma}^{(t)} + \Delta \boldsymbol{\sigma})^T \delta \Delta \boldsymbol{\varepsilon} dV = (\mathbf{F}_e^{(t)} + \Delta \mathbf{F}_e)^T \delta \Delta \mathbf{d}_e \quad (2.24)$$

注意到全量描述的几何方程和本构方程同样适合于增量, 则有如下关系

$$\Delta \boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D} \Delta \boldsymbol{\varepsilon} \quad (2.25a)$$

$$\Delta \boldsymbol{\varepsilon} = \Delta \boldsymbol{\varepsilon}_L + \Delta \boldsymbol{\varepsilon}_{NL} \quad (2.25b)$$

$$\Delta \boldsymbol{\varepsilon}_L = \mathbf{B}_L \Delta \mathbf{d}_e, \quad \Delta \boldsymbol{\varepsilon}_{NL} = \frac{1}{2} \mathbf{B}_{NL} \Delta \mathbf{d}_e \quad (2.25c)$$

$$\delta \boldsymbol{\varepsilon}_L = \mathbf{B}_L \delta \Delta \mathbf{d}_e, \quad \delta \boldsymbol{\varepsilon}_{NL} = \mathbf{B}_{NL} \delta \Delta \mathbf{d}_e \quad (2.25d)$$

$$\Delta \mathbf{F}_e = \mathbf{F}_e^{(t+\Delta t)} - \mathbf{F}_e^{(t)} \quad (2.26)$$

并将 \mathbf{B}_L 进一步划分为节点位移的零次函数 \mathbf{B}_{L_0} 和一次函数 \mathbf{B}_{L_1} 之和, 即

$$\mathbf{B}_L = \mathbf{B}_{L_0} + \mathbf{B}_{L_1} \quad (2.27)$$

\mathbf{B}_{L_0} 在形式上与小变形分析中的应变矩阵相同, \mathbf{B}_{L_1} 表示增量应变的线性部分中的初位移效应。将(2.25)至(2.27)式代入(2.24)进行化简, 并将应变增量非线性部分的高阶小量略去得

$$(\mathbf{K}_0^e + \mathbf{K}_L^e + \mathbf{K}_\sigma^e) \Delta \mathbf{d}_e = \Delta \mathbf{R}_e \quad (2.28)$$

式中

$$\mathbf{K}_0^e = \int_{V_e} \mathbf{B}_{L_0}^T \mathbf{D} \mathbf{B}_{L_0} dV \quad (2.29)$$

$$\mathbf{K}_L^e = \int_{V_e} (\mathbf{B}_{L_0}^T \mathbf{D} \mathbf{B}_{L_1} + \mathbf{B}_{L_1}^T \mathbf{D} \mathbf{B}_{L_0} + \mathbf{B}_{L_1}^T \mathbf{D} \mathbf{B}_{L_1}) dV \quad (2.30)$$

$$\mathbf{K}_\sigma^e \Delta \mathbf{d}_e = \int_{V_e} \mathbf{B}_{NL}^T \boldsymbol{\sigma}^{(t)} dV \quad (2.31)$$

$$\Delta \mathbf{R}_e = \mathbf{F}_e^{(t+\Delta t)} - \int_{V_e} \mathbf{B}_L^T \boldsymbol{\sigma}^{(t)} dV \quad (2.32)$$

经过组装, 可得整体结构 (钻柱) 增量形式的有限元方程

$$(\mathbf{K}_0 + \mathbf{K}_L + \mathbf{K}_\sigma) \Delta \mathbf{d} = \Delta \mathbf{R} \quad (2.33)$$

对上式求解, 可以得到钻柱结构在初始参考坐标系下任一加载步的受力变形状态。

2.2.4 几何非线性梁单元应用

为了分析钻柱进入已钻井眼后的大挠度弯曲效应，
现以一根钻杆为例分析，见图 2.3，跨度长 10m，外径
127mm、内径 108mm，计算结果见表 2.1。

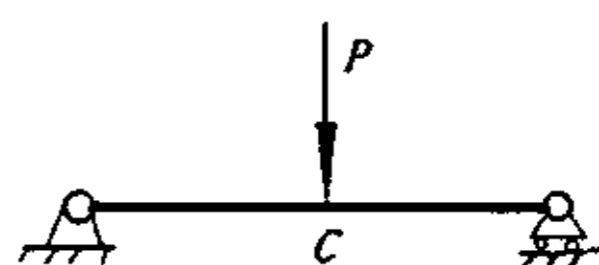


图 2.3 钻杆大挠度分析结构

从表中可见：当轴向力为零时，线性分析和非线性分析结果相差不大，集中力为 50kN 时的中点挠度误差为 2.66%，这说明非线性分析中由于结构坐标拖动的大位移刚度矩阵变化不大，引起的非线性效应不十分突出。当轴向力不为零时，非线性分析结果明显大于线性分析结果，而且轴向力越大其计算结果差别也越大，在轴向力为 10kN 时挠度误差达 7.7%，这说明非线性分析中由于轴向力产生纵向弯曲的几何刚度矩阵变化较大，非线性效应较突出。因此，在式(2.23)分析中，大位移刚度矩阵 $K_{N(d)}$ 可以忽略，但几何刚度矩阵 $K_{\sigma(d)}$ 必须给予考虑。

在定向和水平井中，长中半径的井眼曲率一般为 $5\sim 40^\circ / 100\text{m}$ ，其弯曲后的挠度为 $0.0011\sim 0.0873\text{m}$ ，横向力在 6kN 以内。短半径的井眼曲率达 $1.5^\circ / 1\text{m}$ ，钻柱弯曲的最大挠度为 0.3268m，横向力达 20kN 左右。因此，为了简化计算、缩短迭代时间，在井眼曲率低于 $0.4^\circ / 1\text{m}$ 的长中半径井内，不考虑已钻井眼使钻柱产生大挠度弯曲变形的接触力，只考虑其弯曲应力，用初应力来描述；而在井眼曲率大于 $0.4^\circ / 1\text{m}$ 的中短半径井内，必须考虑钻柱产生大挠度弯曲变形的接触力和弯曲应力，其中接触力 $\Delta F_{(d)}$ 是节点位移的函数。因此，在钻柱力学分析中可将(2.23)式简化为

$$(K_0 + K_{\sigma(d)}) d = F + \Delta F_{(d)} \quad (2.34)$$

当井眼曲率低于 $0.4^\circ / 1\text{m}$ 时，忽略初弯曲引起的接触力，上式可进一步简化为

$$(K_0 + K_{\sigma(d)}) d = F \quad (2.35)$$

已上两式就是非线性梁单元在钻柱力学分析中的总体平衡方程式。

表 2.1 钻杆大挠度弯曲变形的线性和非线性计算结果对比

横向 载荷 P kN	线 性 分 析 C 点 挠 度 m	非线性分析 C 点挠度					
		轴向力=0kN		轴向力=5kN		轴向力=10kN	
		挠度 m	误差 %	挠度 m	误差 %	挠度 m	误差 %
5.0	0.08145	0.08141	0.05	0.08469	-3.83	0.08825	-7.71
8.0	0.13032	0.13020	0.09	0.13544	-3.78	0.14113	-7.76
10.0	0.16290	0.16268	0.14	0.16923	-3.74	0.17633	-7.62
13.0	0.21177	0.21133	0.21	0.21982	-3.66	0.22903	-7.57
15.0	0.24435	0.24370	0.27	0.25347	-3.60	0.26407	-7.47
17.0	0.27693	0.27600	0.34	0.28705	-3.53	0.29903	-7.39
20.0	0.32580	0.32433	0.45	0.33727	-3.40	0.3513	-7.26
30.0	0.48870	0.48392	0.99	0.50299	-2.84	0.52361	-6.67
40.0	0.65160	0.64055	1.73	0.66533	-2.06	0.69208	-5.85
50.0	0.81450	0.79339	2.66	0.82341	-1.08	0.8557	-4.81

2.2.5 梁单元的几何刚度矩阵

钻柱的轴向载荷主要是由自重累积产生，它不同于其他工程结构。因此，有必要推导和分析其几何刚度矩阵。将式 (2.9)、(2.12) 代入 (2.22) 式，经矩阵运算可得

$$K_{\sigma}^e = \int_V \left((N'_v)^T N'_v + (N'_w)^T N'_w \right) \sigma_x dV \quad (2.36)$$

式中 σ_x 为梁单元的轴向拉压应力，设单元左节点轴向力为 R_i 、井斜角为 α 、自重为 q ，见图 2.4，那么距左节点任一截面处的轴向应力为

$$\sigma_x = -(R_i + qx \cos \alpha) / A \quad (2.37)$$

式中 A 为梁单元截面积，将式 (2.4)、(2.37) 代入 (2.36)

式，经化简得

$$K_{\sigma}^e = K_R^e + K_q^e \quad (2.38)$$

$$K_R^e = -\frac{R_i}{30l} \begin{bmatrix} K_{ii} & K_{ij} \\ K_{ji} & K_{jj} \end{bmatrix} \quad (2.39)$$

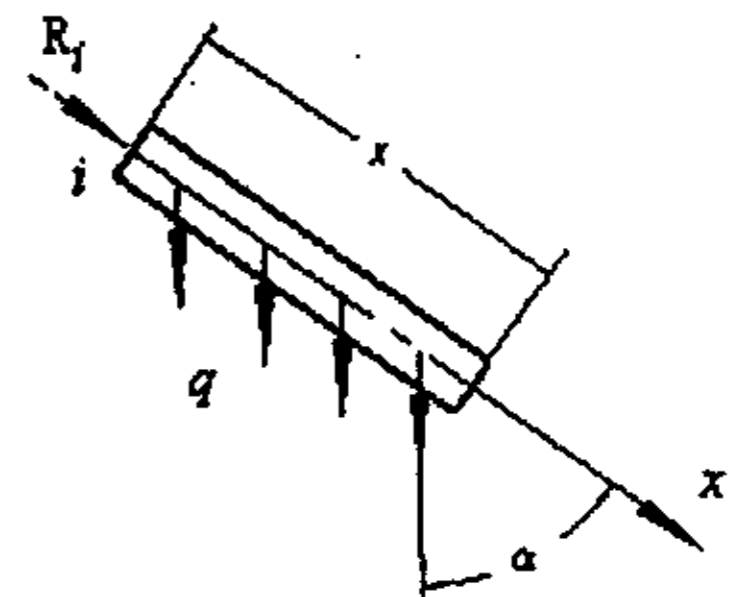


图 2.4 梁单元轴向力示图

$$\begin{aligned}
 \mathbf{K}_u = \mathbf{K}_{jj} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 36 & 0 & 0 & 0 & 3l \\ 0 & 0 & 36 & 0 & 3l & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 3l & 0 & 4l^2 & 0 \\ 0 & 3l & 0 & 0 & 0 & 4l^2 \end{bmatrix} & \mathbf{K}_{ij} = \mathbf{K}_{ji} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -36 & 0 & 0 & 0 & -3l \\ 0 & 0 & -36 & 0 & -3l & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 3l & 0 & -l^2 & 0 \\ 0 & 3l & 0 & 0 & 0 & -l^2 \end{bmatrix} \\
 \mathbf{K}_q &= -\frac{q \cos(\alpha)}{60} \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{ii}^q & \mathbf{K}_{ij}^q \\ \mathbf{K}_{ji}^q & \mathbf{K}_{jj}^q \end{bmatrix} & & (2.40)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \mathbf{K}_{ii}^q = \mathbf{K}_{jj}^q &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 36 & 0 & 0 & 0 & 6l \\ 0 & 0 & 36 & 0 & 6l & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 6l & 0 & 2l^2 & 0 \\ 0 & 6l & 0 & 0 & 0 & 2l^2 \end{bmatrix} & \mathbf{K}_{ij}^q = \mathbf{K}_{ji}^q &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -36 & 0 & 0 & 0 & -6l \\ 0 & 0 & -36 & 0 & -6l & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -l^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -l^2 \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

式中 \mathbf{K}_R^e 由单元集中载荷引起, 和节点位移有关, 需迭代计算。 \mathbf{K}_q^e 由单元自重分力产生, 和节点位移无关, 不需要迭代计算。因此, 由钻柱梁单元形成的几何刚度矩阵中, 只有左节点力 R_i 和节点位移有关, 在迭代计算时, 只需修改 \mathbf{K}_R^e 刚度矩阵即可。

2.3 钻柱接触非线性分析的间隙元

式(2.23)和(2.33)或(2.34)和(2.35)对于一般的空间刚架结构能够进行求解, 但对于钻柱这类细长杆件还不能求解。这是因为这些式子的推导没有考虑井壁约束作用, 即几乎没有抗弯能力的细长钻柱在各种外载荷作用下总体刚度矩阵可能成为奇异阵, 致使这些方程无法求解。另外, 钻柱与井壁的接触沿井深和井眼圆周方向呈随机分布状态, 用混合法或直接迭代法求解都比较困难^[146]。为此, 在钻柱梁单元最大横向位移处构造了“多向接触摩擦间隙元”, 简称间隙元, 见图 2.5。该间隙元可以位于梁单元的任意位置, 不仅能正确、方便地描述出钻柱与井壁的接触摩擦状态, 还能使细长杆件的总刚度矩阵奇异性得到解决^[149]。

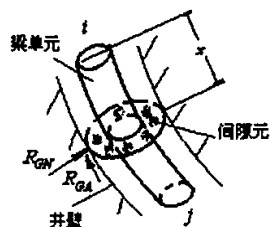


图 2.5 间隙元位置示意图

2.3.1 间隙元的物理特性和应变

间隙元是一种虚拟的、由钻井液或气体组成的单元，其外边界与井壁相接，内边界与钻柱相接，几何形状为一厚圆环。它的物理特性是：钻柱与井壁未接触时，抗压刚度趋近于零，不影响钻柱的自由运动；当钻柱与井壁接触时，间隙元在井眼圆周某个径向上完全被压缩掉，间隙元内外边界在接触点处相切，它的抗压刚度就变得相当大，能够阻止钻柱和井壁的相互侵入，但允许钻柱沿井壁表面产生滑动，并有接触反力、摩擦阻力和阻力矩产生，见图 2.6。

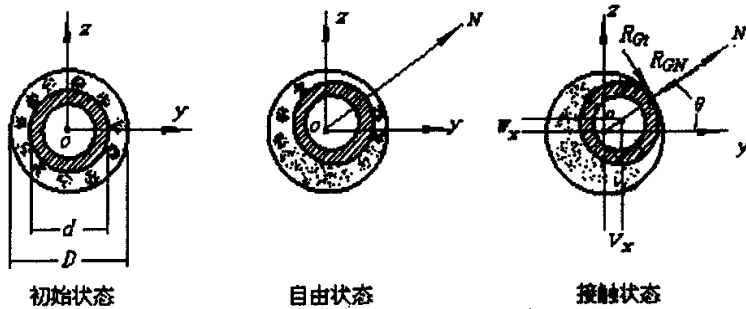


图 2.6 间隙元变形图

取间隙元的局部坐标系 oyz 与梁单元的局部坐标系重合，间隙元为二维单元，它的位移是梁单元的横向位移，位于梁单元左端任一位置 x 处的间隙元位移为

$$f_G = [v_x, w_x]^T = N_G d_c \quad (2.41)$$

式中间隙元的形函数矩阵 $N_G = \begin{Bmatrix} N_v \\ N_w \end{Bmatrix}$ 是一个 2×12 矩阵，显式可参见(2.4)式。由于钻

柱梁单元在最大横向位移内首先与井壁产生接触，这就使得间隙元应该设置在梁单元最大横向位移处，即取间隙元的位移为梁单元的最大横向位移。因此，对(2.41)式求极值或数值计算，可求得间隙元的位置 x_0 ，此时间隙元的位移为

$$f_{G_0} = \max(f_G) = N_G|_{x=x_0} d_\epsilon = N_{G_0} d_\epsilon \quad (2.42)$$

若钻柱外径为 d ，井眼内径为 D ，那么间隙元的初始间隙为

$$\Delta_G = \frac{1}{2}(D-d) \quad (2.43)$$

间隙元的法向应变为

$$\epsilon_{GN} = \frac{f_G}{\Delta_G} \quad (2.44)$$

2.3.2 间隙元的接触状态判别条件和定解式

实际钻井中，变形后的钻柱与井眼不外乎以下三种接触状态之一。

(1)自由状态：钻柱侧面与井壁是脱开的，并没有靠在井壁上。

(2)刚性接触：钻柱靠在井壁上，钻柱侧面与井壁在圆周的某一方向接触，但井壁没有产生变形。

(3)弹性接触：钻柱靠在井壁上，由于接触力和钻柱的运动使井壁发生变形。

其中刚性接触只是弹性接触的特例，由间隙元来描述上述接触状态的判别条件为：

(1)自由状态： $\epsilon_{GN} < 1.0$ ； $G_k = 0.0$ ； $S_{G1} \in S$

(2)刚性接触： $\epsilon_{GN} = 1.0$ ； $G_k = G_{kmax}$ ； $S_{G2} \in S$

(3)弹性接触： $\epsilon_{GN} \geq 1.0$ ； $G_k = G_{ke}$ ； $S_{G3} \in S$

其中 S_{G1}, S_{G2}, S_{G3} 表示间隙元所在区域， S 表示接触区域，间隙元抗压刚度 G_k 与应变关系见图 2.7，可见间隙元实际上是一个具有变化刚度的非线性单元。当间隙元发生变形后，其产生的接触反力为

$$R_{GN} = G_k f_G \quad (2.45)$$

由于钻柱的运动，其接触反力必然引起摩擦阻力和阻力矩的存在，因此有

$$\left. \begin{aligned} R_{G1} &= \mu_1 R_{GN} \\ R_{GA} &= \mu_2 R_{GN} \\ M_{G1} &= \frac{d}{2} R_{G1} \\ M_{GA} &= \frac{d}{2} R_{GA} \end{aligned} \right\} \quad (2.46)$$

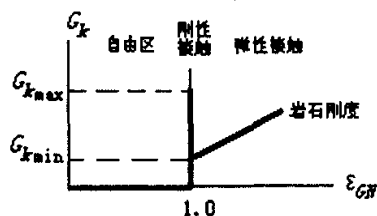


图 2.7 间隙元应变和刚度关系

式中 R_{Gt}, R_{GA} 分别为周向和轴向摩擦阻力, 当钻柱旋转钻井时 μ_1 为滑动摩擦系数、 $\mu_2 = 0.0$, 当钻柱滑移钻井或起下钻时 $\mu_1 = 0.0$ 、 μ_2 为滑动摩擦系数。 M_{Gt}, M_{GA} 分别为摩擦力引起的扭矩和弯矩。式(2.46)中的力是间隙元模拟钻柱与井壁接触时的附加力, 它可以进一步转化到钻柱梁单元的附加节点力

$$R_G^e = N^T (R_{Gt} + R_{GA} + M_{Gt}) + \frac{d}{dx} N^T M_{GA} \quad (2.47)$$

根据间隙元的应变和接触反力, 可以写出间隙元迭代计算时的定解式

(1)自由状态:

$$\left. \begin{array}{l} \varepsilon_{GN} - 1.0 < -\varepsilon_{N0} \\ |R_{GN} - R_{N0}| \leq 0.0 \\ G_k = G_{k \min} \end{array} \right\} \quad (2.48)$$

(2)刚性接触:

$$\left. \begin{array}{l} |\varepsilon_{GN} - 1.0| \leq \varepsilon_{N0} \\ |R_{GN} - R_{N0}| \geq 0.0 \\ G_k = G_{k \max} \end{array} \right\} \quad (2.49)$$

(3)弹性接触:

$$\left. \begin{array}{l} \varepsilon_{GN} - 1.0 \geq \varepsilon_{N0} \\ |R_{GN} - R_{N0}| \geq 0.0 \\ G_k = G_{kc} \end{array} \right\} \quad (2.50)$$

式中 ε_{N0}, R_{N0} 分别是大于零的小量, 来控制间隙元迭代时的收敛精度。为了使钻柱与井壁的接触满足间隙元的定解式, 在迭代计算中需对间隙元刚度进行不断修正, 修正时应采用下列原则:

(1)自由状态时, 间隙元的刚度应取最小值, 以致不影响钻柱的自由运动。

(2)对于刚性接触, 如果间隙元的应变 $|\varepsilon_{GN} - 1.0| > \varepsilon_{N0}$, 说明钻柱变形已超出井壁, 出现侵入状态, 则应不断增大间隙元刚度到 $G_{k \max}$, 使其满足定解式。

(3)对于弹性接触, 间隙元刚度应为地层的变形刚度, 它与地层的弹性模量、钻柱运动方式、接触反力和接触面积等因素有关, 一般情况下, 可根据钻井时的井径扩大

率反求。

(4)钻柱与井壁的接触随井深呈多向接触,相邻梁单元之间的间隙元刚度是相互影响的。因此,在修正间隙元刚度时应考虑这种影响,反复修正每一个间隙元,直到所有间隙元都满足定解式为此。

(5)为了直观地表示出钻柱与井壁的接触状态,也可用合矢量的方式描述间隙元的位移、应变、接触反力和接触角,其计算公式为

$$\left. \begin{aligned} U_G &= \sqrt{v_x^2 + w_x^2} \\ \varepsilon_G &= U_G / \Delta_G \\ R_G &= G_k U_G \\ \theta_G &= k\pi + \arctan(w_x / v_x) \end{aligned} \right\} \quad (2.51)$$

式中: U_G 为间隙元在 N 方向的最大位移, θ_G 为接触方向角、在 $0 \sim 360^\circ$ 之间变化。

2.3.3 间隙元的平衡方程式

间隙元的引入使钻柱梁单元与井壁连接成一个连续体,由虚功原理知,当钻柱在任一平衡位置上产生一虚位移,各种单元内力在虚位移上做的功一定与外载荷在虚位移上做的功相等。式(2.14)已经描述了梁单元的虚功方程,同样也可以建立间隙元的虚功方程,推导其平衡方程,并与梁单元平衡方程合并,得到钻柱双重非线性力学分析的平衡方程式。

当钻柱梁单元节点产生任一虚位移 δd_e 时,间隙元的虚功方程为

$$\delta f_G^T R_{GN} = \delta d_e^T R_G^e \quad (2.52)$$

将(2.41)和(2.45)式代入上式化简,并注意到虚位移的任意性得间隙元平衡方程

$$K_G^e d_e = R_G^e \quad (2.53)$$

$$K_G^e = N_G^T G_k N_G \quad (2.54)$$

式中 K_G^e 为间隙元的刚度矩阵,与式(2.15)和(2.23)相合并,可得梁单元与间隙元组合后的平衡方程式

$$(K_0^e + K_N^e + K_o^e + K_G^e) d_e = F_e + R_G^e \quad (2.55)$$

经过所有梁单元和间隙元的坐标转换和拼装，可得钻柱几何和接触非线性静力分析的总体平衡方程式

$$(K_0 + K_{N(d)} + K_{\sigma(d)} + K_{G(d)}) d = F + R_{G(d)} \quad (2.56)$$

若不考虑钻柱大位移刚度矩阵，其钻柱非线性静力学的总体平衡方程为

$$(K_0 + K_{\sigma(d)} + K_{G(d)}) d = F + R_{G(d)} \quad (2.57)$$

在对非线性方程组(2.56)或(2.57)求解时，在同一迭代步内，不仅要完成间隙元的定解式判别和修改，还要完成钻柱轴向载荷的判别和修改，直到这些条件全部满足，才可以使解出的钻柱广义位移和内力收敛于精确解。

2.4 钻柱静力分析的曲管道单元

钻柱是一根细长的厚壁管道，随已钻井眼呈曲线状态，而钻井时内外压差较大，用前述的梁单元离散必然导致单元增多、计算工作量增大，另外也无法考虑内外压差引起的弯曲效应。为此，本文推导了曲管道元的有限元列式，对曲管道元在钻柱静力学分析中的实用性进行了研究。

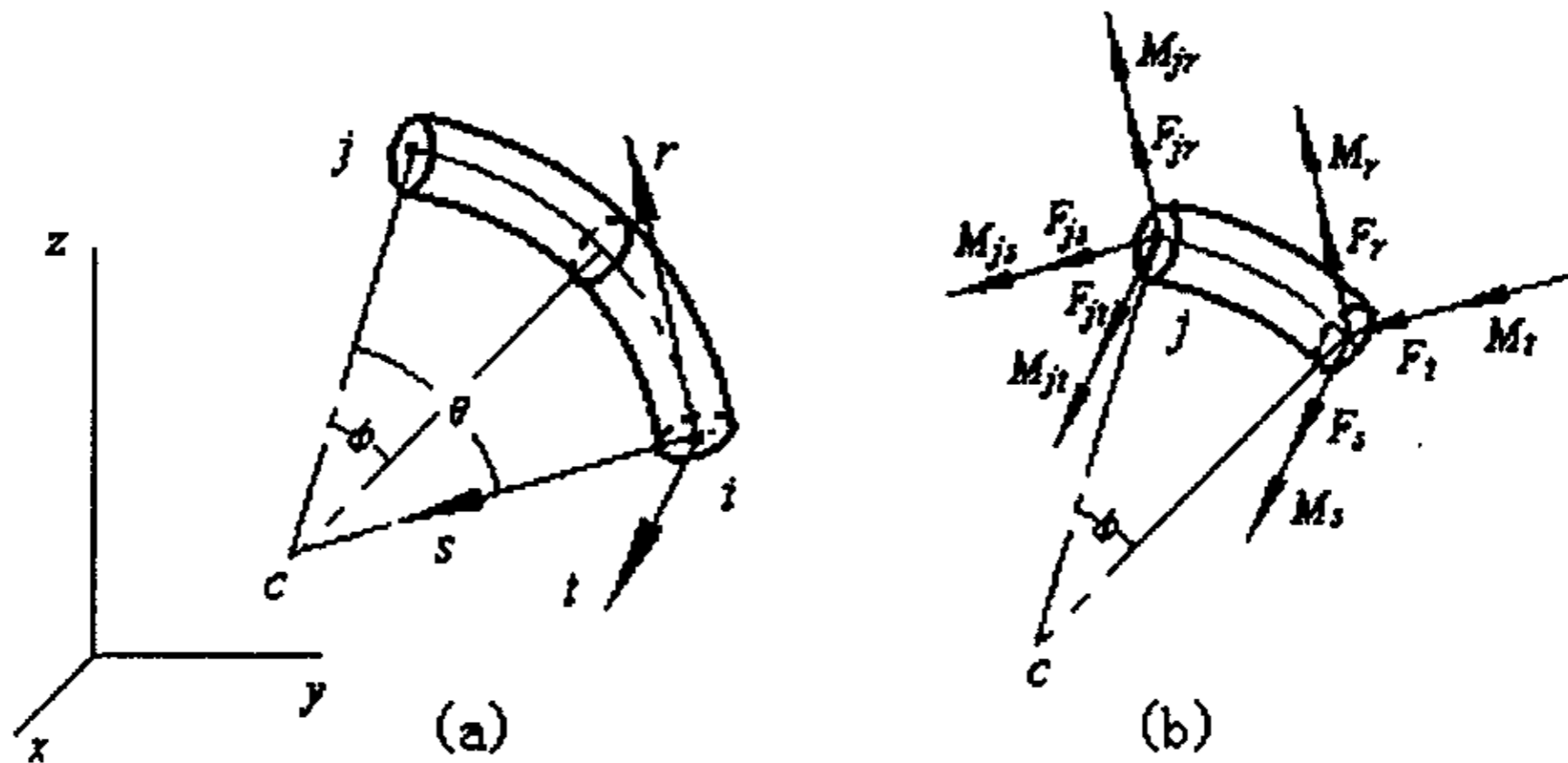


图 2.8 曲管道元的坐标系与内力分布图

2.4.1 曲管道元坐标系和内力矩阵

对曲管道元分析时，应选择整体坐标系和局部坐标系，其中整体坐标系的选择同梁单元整体坐标系。局部坐标系为 $irst$ ，如图 2.8(a)所示，坐标系原点 i 为单元节点， r

轴为节点的切线方向，并位于曲管道元的平面内，指向 j 节点方向为正； s 轴为节点指向曲率中心 c 的方向线； t 轴由右手坐标系决定， θ 为曲管道元的中心角。

在局部坐标系下，单元的节点位移向量和节点力向量规定同梁单元，记为

$$d_e = [d_i, d_j]^T = [u_i, v_i, w_i, \theta_{ir}, \theta_{is}, \theta_{it}, u_j, v_j, w_j, \theta_{jr}, \theta_{js}, \theta_{jt}]^T \quad (2.58)$$

$$F_e = [F_i, F_j]^T = [F_{ir}, F_{is}, F_{it}, M_{ir}, M_{is}, M_{it}, F_{jr}, F_{js}, F_{jt}, M_{jr}, M_{js}, M_{jt}]^T \quad (2.59)$$

选取任一段曲管道元，其中心角为 φ ，见图 2.8(b)，根据静力平衡建立如下关系

$$Q = MF_j \quad (2.60)$$

$$\text{内力矩阵 } M = \begin{bmatrix} \cos\varphi & \sin\varphi & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\sin\varphi & \cos\varphi & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R[1 - \cos(\theta - \varphi)] & \cos\varphi & \sin\varphi & 0 \\ 0 & 0 & -R\sin(\theta - \varphi) & -\sin\varphi & \cos\varphi & 0 \\ -R(\cos\varphi - \cos\theta) & R(\sin\theta - \sin\varphi) & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.61)$$

式中 R 为曲管道元的曲率半径。

2.4.2 曲管道元柔度矩阵^[147]

根据莫尔定理，曲管道元的 i 节点固定， j 节点在节点力作用下的广义位移为

$$d_j = \int_0^\theta \left[\frac{F_r^0 F_r}{EA} + \frac{\alpha}{GA} (F_s^0 F_s + F_t^0 F_t) + \frac{M_r^0 M_r}{2GI} + \frac{k_p}{EI} (M_s^0 M_s + M_t^0 M_t) \right] R d\varphi \quad (2.62)$$

式中 k_p 为柔度因子，表示曲管在内外压差作用下，其实际弯曲柔度与曲梁理论弯曲柔度的比值，其计算公式为^[148]

$$k_p = \frac{1.65}{H \left[1 + \frac{6p}{EH} \left(\frac{R}{t} \right)^3 \right]} \geq 1.0 \quad (2.63)$$

式中： $H = \frac{Rt}{r^2}$ ， $r = \frac{D-t}{2}$ ， t 为管壁厚度， R 为曲管圆弧半径， D 为曲管截面外径，

E 为材料弹性模量， p 为曲管内外压差。若 k_p 计算值小于 1.0，应取 $k_p = 1.0$ 。

将(2.62)写成矩阵形式, 把(2.60)式代入进一步推导得

$$d_j = C_{jj} F_j \quad (2.64)$$

$$C_{jj} = \int_0^\theta M^T D M R d\varphi \quad (2.65)$$

$$D = \text{diag} \left(\frac{1}{EA}, \frac{\alpha}{GA}, \frac{\alpha}{GA}, \frac{1}{2GI}, \frac{k_p}{EI}, \frac{k_p}{EI} \right) \quad (2.66)$$

式中 C_{jj} 为曲管道元的柔度矩阵, D 为曲管道元的弹性矩阵, 将(2.61)和(2.66)代入(2.65)

经化简可得曲管道元柔度矩阵的显式为

$$C_{jj} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & 0 & 0 & 0 & c_{16} \\ c_{21} & c_{22} & 0 & 0 & 0 & c_{26} \\ 0 & 0 & c_{33} & c_{34} & c_{35} & 0 \\ 0 & 0 & c_{43} & c_{44} & c_{45} & 0 \\ 0 & 0 & c_{53} & c_{54} & c_{55} & 0 \\ c_{61} & c_{62} & 0 & 0 & 0 & c_{66} \end{bmatrix} \quad (2.67)$$

$$c_{11} = \frac{R}{4EA} (2\theta + \sin 2\theta) + \frac{\alpha R}{4GA} (2\theta - \sin 2\theta) + \frac{k_p R^3}{4EI} (4\theta + 2\theta \cos 2\theta - 3 \sin 2\theta)$$

$$c_{12} = c_{21} = \left(\frac{R}{2EA} - \frac{\alpha R}{2GA} \right) \sin^2 \theta + \frac{k_p R^3}{4EI} (1 + 3 \cos 2\theta + 2\theta \sin 2\theta - 4 \cos \theta)$$

$$c_{16} = c_{61} = \frac{k_p R^2}{EI} (\theta \cos \theta - \sin \theta)$$

$$c_{22} = \frac{R}{4EA} (2\theta - \sin 2\theta) + \frac{\alpha R}{4GA} (2\theta + \sin 2\theta) + \frac{k_p R^3}{4EI} (4\theta - 2\theta \cos 2\theta + 3 \sin 2\theta - 8 \sin \theta)$$

$$c_{26} = c_{62} = \frac{k_p R^2}{EI} (\theta \sin \theta + \cos \theta - 1)$$

$$c_{33} = \frac{\alpha R}{GA} \theta + \frac{R^3}{8GI} (6\theta + \sin 2\theta - 8 \sin \theta) + \frac{k_p R^3}{4EI} (2\theta - \sin 2\theta)$$

$$c_{34} = c_{43} = \left(\frac{R^2}{4GI} + \frac{k_p R^2}{2EI} \right) (\sin \theta - \theta \cos \theta)$$

$$c_{35} = c_{53} = \frac{R^2}{4GI} (2 - \theta \sin \theta - 2 \cos \theta) - \frac{k_p R^2}{2EI} \theta \sin \theta$$

$$c_{44} = \frac{R}{8GI}(2\theta + \sin 2\theta) + \frac{k_p R}{4EI}(2\theta - \sin 2\theta)$$

$$c_{45} = c_{54} = \left(\frac{R}{8GI} - \frac{k_p R}{2EI} \right) (1 - \cos 2\theta)$$

$$c_{55} = \frac{R}{8GI}(2\theta - \sin 2\theta) + \frac{k_p R}{4EI}(2\theta + \sin 2\theta)$$

$$c_{66} = \frac{k_p R}{EI}\theta$$

2.4.3 曲管道元刚度矩阵^[149]

为了使曲管道元与梁单元、间隙元有机地结合起来,对钻柱进行静力学分析,需推导曲管道元的平衡方程和刚度矩阵

$$F_c = K_c^e d_c \quad (2.68)$$

$$K_c^e = \begin{bmatrix} K_{ii}^e & K_{ij}^e \\ K_{ji}^e & K_{jj}^e \end{bmatrix} \quad (2.69)$$

式中 K_{ij}^e 可直接由(2.67)式中的柔度矩阵求得

$$K_{ij}^e = (C_{ij})^{-1} \quad (2.70)$$

将 $\varphi = 0.0$ 代入(2.60)式可得 i 节点截面处内力,并注意到该内力与 i 节点力平衡,则

$$F_i = -Q|_{\varphi=0.0} = -M|_{\varphi=0.0} F_j = HF_j \quad (2.71)$$

若将 i 节点固定,则 $d_i = 0.0$, 代入(2.68)式得

$$\left. \begin{aligned} F_i &= K_{ij}^e d_j \\ F_j &= K_{jj}^e d_j \end{aligned} \right\} \quad (2.72)$$

将(2.71)式代入上式,并注意到 d_j 的任意性和单元刚度矩阵的对称性,则

$$\left. \begin{aligned} K_{ij}^e &= HK_{jj}^e \\ K_{ji}^e &= (K_{ij}^e)^T = K_{jj}^e H^T \end{aligned} \right\} \quad (2.73)$$

若将 j 节点固定,则 $d_j = 0.0$, 代入(2.68)式得

$$\left. \begin{aligned} F_i &= K_{ii}^e d_i \\ F_j &= K_{jj}^e d_j \end{aligned} \right\} \quad (2.74)$$

将(2.71)、(2.73)式代入上式，并注意到 d_i 的任意性，则

$$K_{ii}^e = HK_{jj}^e H^T \quad (2.75)$$

将(2.70)、(2.73)和(2.75)式代入(2.69)式，即可得到曲管道元的刚度矩阵。

2.4.4 曲管道元等效节点力^[150]

设 i 节点固定、 j 节点自由，根据单元外载荷和 j 节点等效力共同作用下的变形协调条件，可推得 j 节点等效力为

$$F_j = K_{jj}^e \delta_j \quad (2.76)$$

式中 δ_j 为单元外载荷作用下 j 节点的广义位移，可以根据不同的单元外载荷形式，用能量法求得^[151]。

根据单元外载荷和 j 节点等效力在固定端 i 节点处的平衡条件，可推得 i 节点的等效节点力计算公式

$$F_i = HK_{jj}^e \delta_j - Q_j \quad (2.77)$$

式中 Q_j 为单元外载荷在 i 节点固定、 j 节点自由时，引起单元 i 节点端部的内力。

钻柱井下工作时，曲管道元外载荷主要有自重、均布扭矩、内外压差引起的均布横向力，这些单元载荷都可以根据(2.76)和(2.77)式计算出单元等效节点力。

2.4.5 曲管道元总体平衡方程

将所有曲管道元的平衡方程(2.68)向整体坐标转化，并进行“对号入座”拼装，可得曲管道元分析钻柱的总体平衡方程

$$K_c d = F \quad (2.78)$$

将(2.78)和(2.57)合并，即可得到梁单元、间隙元和曲管道元对钻柱进行非线性力学分析的总体平衡方程

$$(K_0 + K_{\sigma(d)} + K_{G(d)} + K_c) d = F + R_{G(d)} \quad (2.79)$$

2.4.6 曲管道元应用分析

为了分析曲管道元在钻柱受力变形中的实用情况和梁单元区别，选取 20m 长的钻杆为例，见图 2.9，钻杆外径 127mm、内径 108mm，已钻井眼曲率取 0.1~1.5° /m，载荷取 100kg，内外压差 5.0~25.0MPa，其解析解、不同梁单元数和不同压差的曲管道元的数值解列入表 2.2。

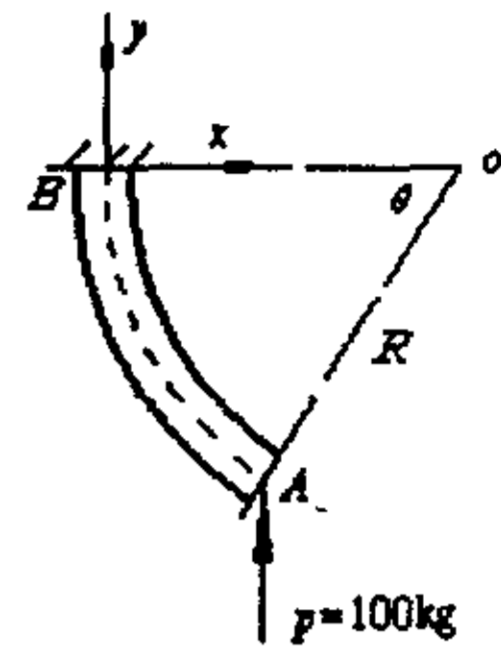


图 2.9 弯曲钻杆

从表中数据可见，3 个梁单元模拟的节点位移误差在 5.0%以内，而且随着梁单元数的增加或已钻井眼曲率的降低，其节点位移计算误差也在下降。因此，在不同的井眼曲率下，完全可以用 3 个梁单元来描述 20m 长的弯曲钻杆，也就是说，在井眼曲率低于 1.5° /m 的弯曲井段内，钻柱离散后的梁单元长度应低于 7m，其钻柱受力变形值的计算精度才能够满足石油工程 5%的需要。

表 2.2 不同井眼曲率下钻杆的解析解、梁单元和曲管道元数值解对照表

工 况		已钻井眼曲率 (° /m)									
		1.5		1.2		1.0		0.5		0.1	
		Ax cm	Ay cm	Ax cm	Ay cm	Ax cm	Ay cm	Ax cm	Ay cm	Ax cm	Ay cm
解 析 解		62.302	21.693	51.510	14.149	43.695	9.927	22.514	2.525	4.546	0.1016
梁单元数值解	1 个单元	50.354	13.495	41.473	8.818	35.104	6.192	18.302	1.580	3.637	0.0662
	2 个单元	59.255	19.448	48.969	12.696	41.525	8.910	21.393	2.271	4.319	0.0940
	3 个单元	60.942	20.680	50.378	13.494	42.725	9.468	22.016	2.412	4.445	0.0996
	5 个单元	61.810	21.327	51.102	13.913	43.342	9.761	22.336	2.486	4.510	0.1026
	10 个单元	62.177	21.603	51.408	14.092	43.602	9.886	22.471	2.518	4.537	0.1038
曲管道元数值解	0.0MPa 内压	62.296	21.692	51.504	14.148	43.688	9.927	22.514	2.528	4.546	0.1042
	5.0MPa 内压	62.261	21.618	51.475	14.079	43.663	9.861	22.501	2.467	4.543	0.0453
	15.0MPa 内压	62.191	21.469	51.417	13.941	43.614	9.729	22.476	2.346	4.538	-0.0726
	25.0MPa 内压	62.121	21.320	51.359	13.804	43.565	9.597	22.451	2.225	4.533	-0.1906

备注：Ax 表示指节点 A 在 x 方向的位移，Ay 表示指节点在 y 方向的位移。

表中数据表明, 1 个曲管道元模拟的节点位移基本上接近解析解, 而且随着内压的增加, 节点位移都在下降、并与解析解的误差在增大, 在 x 方向的位移误差明显低于 y 方向的位移误差, 这主要是由于内压作用后, 使曲管道元的轴向变形增加所致, 而钻柱在工作时轴向是可运动的, 因此在钻柱静力变形分析中可以忽略内外压差的影响。此时, 曲管道元相当于曲梁单元, 具有单元少、计算精度高的优点。

综上所述, 在分析弯曲井段内钻柱的受力变形时, 若不考虑钻柱的接触非线性, 用 1 个曲管道元或 3 个梁单元都能得到低于 5% 的数值解, 曲管道元与梁单元相比, 具有单元少、计算精度高的特征。若考虑钻柱的接触非线性, 弯曲段钻柱离散单元一般不宜过长, 7m 的梁单元已满足钻柱力学分析要求, 从实用性来看, 采用梁单元就可进行钻柱力学分析。

2.5 小 结

建立了整体钻柱和下部钻具双重非线性静力学模型, 这两种模型与以往模型相比, 其主要特点是①把钻具与井壁边界处理成多向接触摩擦, ②考虑钻具自重和钻压引起的纵向弯曲, ③考虑下部钻具上端假想截面处的力和位移协调边界, ④考虑钻柱的任意空间结构。整体钻柱模型主要应用于钻柱设计和摩阻力分析, 下部钻具模型主要应用于井眼轨道控制中的钻具受力变形和造斜性能分析、钻具和钻井参数设计。

采用非线性梁单元, 推导了钻柱在自重和钻压作用下的几何刚度矩阵。根据间隙元特性, 构造了可以位于梁单元内任一位置的间隙元, 并进行了相应公式推导, 使梁单元最大横向位移首先与井壁接触得以描述, 进一步完善了间隙元理论, 将梁单元与间隙元相结合, 建立了钻柱非线性静力学的有限单元法。经算例表明: 常规井眼曲率 ($1.5^\circ/\text{m}$) 条件下, 用非线性梁单元分析钻柱的受力变形时, 大位移刚度矩阵引起的非线性效应不明显, 可以忽略, 但几何刚度矩阵引起的非线性效应比较突出, 必须给予考虑。

通过曲管道元的有限元列式推导, 对曲管道元在钻柱力学分析中的实用性进行了研究。经算例表明: 常规井眼曲率条件下, 若不考虑钻柱的接触非线性, 20m 长的曲管道元与 7m 长的梁单元计算精度相同, 内外压差引起的变形可以忽略, 曲管道元具有单元少、计算精度高的优点; 当考虑钻柱的接触非线性时, 弯曲井眼内钻柱离散单元一般不宜过长, 7m 的梁单元已满足钻柱力学分析要求, 从实用角度来看, 采用梁单元就可以进行钻柱力学分析。

第三章 钻柱静力学的工程应用

根据第二章钻柱非线性静力学的有限单元法,在微机上行开发了 DS-NSA 软件。该软件需输入以下数据:(1)井眼形态数据,包括井深、井斜和方位,用于确定钻柱的空间结构。(2)钻具结构数据,包括钻头、钻铤、钻杆、稳定器等结构的截面尺寸、长度、安放位置、单元离散数,用于建立钻柱有限元分析模型。(3)钻井工艺数据,包括钻压、转速、泥浆密度、摩擦系数等,用于确定载荷。(4)地层数据,包括不同井段井壁变形系数、井斜和方位专家系数等,用于确定初始间隙和钻具造斜性能计算。经 DS-NSA 软件计算,就可以得到任一井深处钻柱的内力和位移、钻柱与井壁的接触状态、钻头处的受力变形、钻具的造斜性能,据此可进行钻柱设计和工程应用。

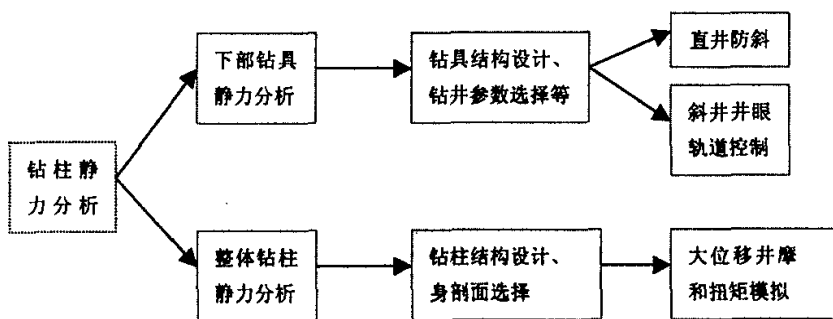


图 3.1 钻柱静力学分析在钻井工程应用分布图

本章将通过 DS-NSA 软件,结合钻井工艺,开展图 3.1 所示的工程应用。其中,第一部分为直井下部钻具力学分析与防斜钻具设计,第二部分为斜井下部钻具力学分析与井眼轨道控制,第三部分为整体钻柱力学分析与摩阻研究,第四部分为下部钻具力学分析与井下工具研制,最后为小结。

3.1 直井下部钻具力学分析与防斜钻具设计

直井的设计井眼轨道为一条垂直线,由于下部钻具弯曲、钻头和地层的各向异性影响,而实钻井眼轨道却为一条空间螺旋线,见图3.2所示。工程上为了控制实钻井眼轨道与设计

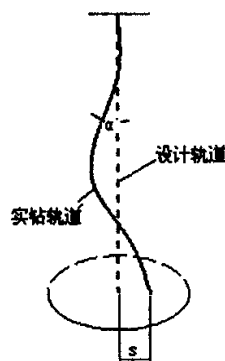


图 3.2 直井井眼轨道

轨道之间的误差，通常用三个指标来描述：井斜角 α 、井眼曲率（狗腿度） k 、靶心距 s ，其中井斜角指标最关键。因此，在直井钻井中，为了控制井斜角过大，以下部钻具力学分析为基础，通过防斜钻具设计和钻压选择，形成了一套防斜打直技术。目前，工程上常用的二大类标准防斜钻具为满眼和钟摆钻具，如图3.3所示。这两类钻具在D油田起初的小井眼直井中应用时，由于钻具设计和钻压选择不合理，平均机械钻速只有13.0m/h，严重制约着钻井成本的降低。为此，应用DS-NSA软件，对工程上可组配的满眼和钟摆钻具，在不同钻压、井斜和井眼扩大率条件下进行下部钻具力学分析计算，根据求得的钻头受力变形值，并以钻头轴线转角最小为准则，进行了防斜钻具的设计和钻压优选，经工程应用表明，所设计的防斜钻具和相应的钻压使平均机械钻速提高到22.0m/h，基本上满足了防斜打直要求，也取得了显著的经济和社会效益。

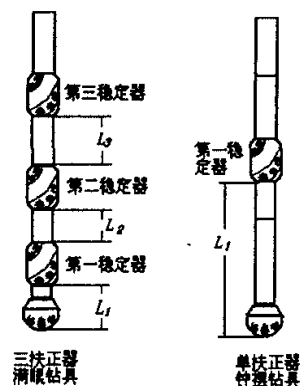


图 3.3 直井标准防斜钻具结构

3.1.1 直井标准防斜钻具结构及钻井工艺参数

1. 三稳定器满眼钻具组合（计为A类钻具）

钻具：6" PDC+151.4mmStab×1.6m+4 $\frac{3}{4}$ " DC×L₁+151.4mmStab×1.7m+4 $\frac{3}{4}$ " DC×L₂+151.4mmStab×1.7m+4 $\frac{3}{4}$ " DC×(54~140m)+3 $\frac{1}{2}$ " DP+...

L₁和L₂是可变参数，取不同值可组配不同的稳斜钻具，具体为：

A-1钻具：L₁=2.0m, L₂=3.0m; A-2钻具：L₁=2.0m, L₂=6.0m;

A-3钻具：L₁=2.0m, L₂=9.0m; A-4钻具：L₁=3.0m, L₂=3.0m;

A-5钻具：L₁=3.0m, L₂=6.0m; A-6钻具：L₁=3.0m, L₂=9.0m;

A-7钻具：L₁=4.0m, L₂=3.0m; A-8钻具：L₁=4.0m, L₂=6.0m;

A-9钻具：L₁=4.0m, L₂=9.0m。

2. 单稳定器钟摆钻具组合（计为B类钻具）

钻具：6" PDC+4 $\frac{3}{4}$ " DC×L₁+151.4mmStab×0.88m+4 $\frac{3}{4}$ " DC×(54~140m)+3 $\frac{1}{2}$ " DP+...

L₁是可变参数，取不同值可组配不同降斜钻具，具体为：

B-1: $L_1=9.0\text{m}$, B-2: $L_1=13.0\text{m}$, B-3: $L_1=18.0\text{m}$ 。

将 $4\frac{3}{4}$ " 钻铤改为 $4\frac{1}{8}$ " 钻铤, 又可以组配下列钻具

钻具: $6"$ PDC+ $4\frac{1}{8}"$ DC $\times L_1$ +151.4mmStab $\times 0.88\text{m}$ + $4\frac{1}{8}"$ DC $\times (54\sim 140\text{m})$ + $3\frac{1}{2}"$ DP+...

B-4: $L_1=9.0\text{m}$, B-5: $L_1=13.0\text{m}$, B-6: $L_1=18.0\text{m}$ 。

3. 钻井工艺参数

根据已钻直井资料分析, 选取如下参数。

井斜角: 1.0° , 2.5° , 4.0° ; 井径扩大率: 6.0%, 9.0%, 12.0%;

钻 压: 钟摆钻具为20kN、40kN、60kN; 满眼钻具为40kN、60kN、80kN。

3.1.2 下部钻具力学分析与防斜钻具设计

应用DS-NSA软件, 对上述各种钻具组合进行分析计算, 现将计算后所得的钻头受力变形值列入表3.1~3.5中, 供优选防斜钻具使用。表中的井斜力是指钻头在井斜平面内的侧向力, 负值表示为降斜力, 其值越大钻具的防斜能力越强; 钻头轴线转角是指钻头在井斜平面内相对于原井眼轴线的转角, 正值表示为增斜方向, 其值越大钻具的防斜能力越差。在分析钻头受力变形与钻具防斜性能关系时, 应遵循以下规则: 在同等计算条件下, 先综合分析井斜力和钻头轴线转角, 选取负井斜力最大和钻头轴线正转角最小的钻具为防斜性能最佳钻具; 当井斜力与钻头轴线转角很难综合考虑时, 应优先考虑钻头轴线转角, 这是因为直井中井斜角较小, 钻头处的井斜力远小于钻压, 而钻头轴线转角直接指向钻进方向所致。

1. A类满眼防斜钻具设计

从表3.1可见, 在井斜 1.0° 时, A-2钻具的钻头轴线转角小于A-1钻具、且A-2钻具负井斜力又大, 此时A-2钻具防斜性能优于A-1钻具, A-2钻具与A-3钻具相比不符合这种规律, 但A-3钻具达到A-2钻具的钻头轴线转角所产生的负井斜力比较大, 如A-2钻具在井径扩大率9.0%、钻压60kN时, 转角为 0.0380° 、井斜力为-0.038kN, 而A-3钻具的转角为 0.0391° 、井斜力为-0.062kN, 将A-3钻具转角折算到与A-2钻具相同转角时, 其井斜力为-0.060kN, 显然大于A-2钻具井斜力, 因此, 在井斜 1.0° 时A-3钻具的防斜性能要优于A-2钻具; 同样在井斜角 2.5° 、 4.0° 时, 把井斜角 2.5° 、扩大率9.0%、钻压60kN的钻头轴线转角折算到A-2钻具的转角时, A-1井斜力为-0.108kN、A-3井斜力为-0.134kN, 这些井斜力都小于A-2钻具的-0.150kN, 可见A-2钻具的防斜性能要优于A-1和A-3钻具。综合考虑井斜角、钻头轴线转角的关系, 表3.1中A-2钻具防斜性能最优。

用上述同样分析方法分析表3.2和表3.3数据，可确定A-5钻具的防斜性能要优于A-4和A-6钻具、A-8钻具防斜性能优于A-7和A-9钻具。

将A-2、A-5、A-8三种钻具对比分析时，在井斜 1.0° 时A-8钻具防斜性能最优，在井斜 2.5° 时A-5和A-8钻具防斜性能都比较好，在井斜 4.0° 时A-2钻具防斜性能最优。考虑到实际钻井中井斜角大于 4.0° 很难保证井眼质量，应优先考虑小井斜时的钻具组合。因此在直井钻井中，应优先选择A-8钻具组合。

2. B类钻具防斜性能分析

从表3.4中数据分析可得，B-2钻具防斜性能较优，如取井斜角 1.0° 、扩大率9.0%、钻压40kN，将钻头轴线转角折算到B-2钻具的转角，B-1井斜力为-0.024kN、B-3井斜力为-0.052kN，这些井斜力都小于B-2钻具的-0.054kN井斜力。同样，从表3.5中数据分析可得，B-5钻具防斜性能较优。

将B-2和B-5钻具做一对比，B-2钻具的钻头轴线转角较小，由此可得B-2钻具为最优防斜钻具。

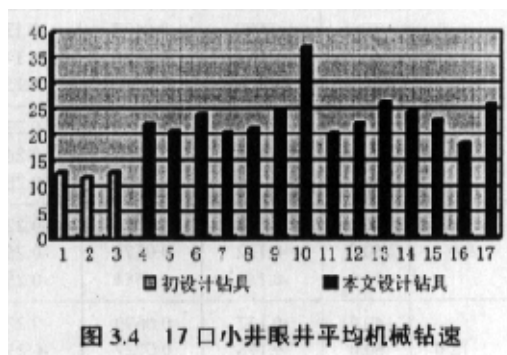
3.1.3 二类标准防斜钻具工程应用情况

经DS-NSA软件分析优选的满眼钻具为： $6''$ PDC+151.4mmStab \times 1.6m+ $4\frac{3}{4}''$ DC \times (3.5~4m)+151.4mmStab \times 1.7m+ $4\frac{3}{4}''$ DC \times (6 \pm 0.3m)+151.4mmStab \times 1.7m+ $4\frac{3}{4}''$ DC \times (54~140m)+ $3\frac{1}{2}''$ DP+...

这种钻具在井径扩大率低于9.0%时，可施加60~80kN钻压，反之应施加40~60kN钻压。该钻具有较强的稳斜能力，但低压纠斜能力没有钟摆钻具强，适合于高钻压稳斜钻井。

优选的钟摆钻具为： $6''$ PDC+ $4\frac{3}{4}''$ DC \times (13.0 \pm 0.3m)+151.4mmStab \times 0.88m+ $4\frac{3}{4}''$ DC \times (54~140m)+ $3\frac{1}{2}''$ DP+...

这种钻具随井斜角、井径扩大率和钻压的增大，钻头轴线转角在明显增加，钻具防斜能力显著下降。在井斜小于 2.5° 时可用40~60kN钻压钻进，反之应在20~40kN钻压钻进，当井斜要超标时，可用低压吊打方式进行纠斜作业。该钻具有较强的纠斜能力，但稳斜性能不如满眼钻具，适合于低钻压稳斜钻井。



以上两种钻具在D油田17口小井眼钻井中应用时, 平均机械钻速由原来的13.0m/h提高到22.0m/h以上, 见图3.4, 取得了明显的经济效益^[152], 并在D油田得到推广使用。

值得一提的是直井防斜问题是一个相当复杂的技术问题, 尤其是在大地层倾角的地层中钻直井, 单靠稳定器组配的防斜钻具很难彻底解决, 应结合新的井下工具来组配新的钻具组合, 如螺杆钻具、偏心接头等, 这些新工具的研制和应用离不开钻具力学分析, 同时又给钻具力学分析提出了新内容, 促进了钻具力学的研究和发展。

表 3.1 直井三稳定器满眼钻具组合在不同条件下钻头受力变形值

井斜角 deg.	井径扩大率 %	钻压 kN	A-1 钻具组合		A-2 钻具组合		A-3 钻具组合	
			井斜力 kN	钻头轴线转角 deg.	井斜力 kN	钻头轴线转角 deg.	井斜力 kN	钻头轴线转角 deg.
1.0	6.0	40.0	-0.005	0.0255	-0.037	0.0228	-0.052	0.0273
		60.0	-0.011	0.0266	-0.033	0.0234	-0.059	0.0284
		80.0	-0.011	0.0259	-0.037	0.0239	-0.064	0.0308
	9.0	40.0	-0.019	0.0440	-0.042	0.0397	-0.053	0.0375
		60.0	-0.021	0.0441	-0.038	0.0380	-0.062	0.0391
		80.0	-0.024	0.0439	-0.039	0.0380	-0.072	0.0446
	12.0	40.0	-0.031	0.0598	-0.048	0.0515	-0.065	0.0519
		60.0	-0.029	0.0607	-0.051	0.0525	-0.063	0.0511
		80.0	-0.023	0.0587	-0.052	0.0547	-0.070	0.0536
2.5	6.0	40.0	-0.077	0.0313	-0.130	0.0405	-0.175	0.0689
		60.0	-0.085	0.0320	-0.143	0.0441	-0.188	0.0736
		80.0	-0.094	0.0341	-0.162	0.0518	-0.196	0.0774
	9.0	40.0	-0.078	0.0468	-0.133	0.0541	-0.172	0.0757
		60.0	-0.092	0.0502	-0.150	0.0592	-0.188	0.0827
		80.0	-0.093	0.0497	-0.156	0.0603	-0.201	0.0885
	12.0	40.0	-0.082	0.0632	-0.134	0.0671	-0.170	0.0846
		60.0	-0.088	0.0636	-0.146	0.0701	-0.189	0.0941
		80.0	-0.100	0.0664	-0.156	0.0719	-0.205	0.1007
4.0	6.0	40.0	-0.154	0.0385	-0.225	0.0577	-0.231	0.0777
		60.0	-0.166	0.0399	-0.247	0.0637	-0.232	0.0780
		80.0	-0.180	0.0420	-0.264	0.0682	-0.234	0.0775
	9.0	40.0	-0.156	0.0546	-0.227	0.0693	-0.272	0.1070
		60.0	-0.172	0.0571	-0.254	0.0777	-0.278	0.1105
		80.0	-0.188	0.0584	-0.269	0.0815	-0.274	0.1106
	12.0	40.0	-0.157	0.0699	-0.228	0.0829	-0.298	0.1306
		60.0	-0.176	0.0727	-0.259	0.0919	-0.316	0.1374
		80.0	-0.192	0.0746	-0.278	0.0970	-0.312	0.1373

表 3.2 直井三稳定器满眼钻具组合在不同条件下钻头受力变形值

井斜角 deg.	井径扩大率	钻压 kN	A-4 钻具组合		A-5 钻具组合		A-6 钻具组合	
			井斜力 kN	钻头轴线转角 deg.	井斜力 kN	钻头轴线转角 deg.	井斜力 kN	钻头轴线转角 deg.
1.0	6.0	40.0	-0.020	0.0240	-0.043	0.0233	-0.065	0.0313
		60.0	-0.028	0.0253	-0.051	0.0252	-0.072	0.0334
		80.0	-0.030	0.0251	-0.055	0.0258	-0.082	0.0377
	9.0	40.0	-0.029	0.0410	-0.059	0.0406	-0.070	0.0435
		60.0	-0.031	0.0400	-0.058	0.0407	-0.070	0.0421
		80.0	-0.034	0.0402	-0.057	0.0376	-0.080	0.0469
	12.0	40.0	-0.030	0.0548	-0.056	0.0515	-0.078	0.0577
		60.0	-0.038	0.0556	-0.073	0.0559	-0.073	0.0538
		80.0	-0.044	0.0581	-0.067	0.0546	-0.079	0.0570
2.5	6.0	40.0	-0.100	0.0336	-0.154	0.0507	-0.168	0.0683
		60.0	-0.105	0.0346	-0.171	0.0553	-0.173	0.0687
		80.0	-0.113	0.0360	-0.184	0.0593	-0.181	0.0693
	9.0	40.0	-0.103	0.0489	-0.155	0.0621	-0.187	0.0865
		60.0	-0.112	0.0501	-0.170	0.0664	-0.208	0.0954
		80.0	-0.115	0.0502	-0.185	0.0708	-0.211	0.0942
	12.0	40.0	-0.104	0.0624	-0.158	0.0744	-0.189	0.0963
		60.0	-0.115	0.0652	-0.174	0.0793	-0.215	0.1082
		80.0	-0.123	0.0663	-0.188	0.0838	-0.228	0.1149
4.0	6.0	40.0	-0.181	0.0430	-0.247	0.0695	-0.216	0.0699
		60.0	-0.202	0.0479	-0.266	0.0748	-0.214	0.0679
		80.0	-0.220	0.0505	-0.281	0.0780	-0.220	0.0686
	9.0	40.0	-0.182	0.0562	-0.249	0.0802	-0.244	0.0969
		60.0	-0.199	0.0591	-0.276	0.0887	-0.237	0.0937
		80.0	-0.219	0.0626	-0.298	0.0962	-0.240	0.0948
	12.0	40.0	-0.185	0.0711	-0.257	0.0963	-0.267	0.1206
		60.0	-0.200	0.0740	-0.289	0.1061	-0.281	0.1258
		80.0	-0.222	0.0768	-0.307	0.1112	-0.275	0.1218

表 3.3 直井三稳定器满眼钻具组合在不同条件下钻头受力变形值

井斜角 deg.	井径扩大率	钻压 kN	A-7 钻具组合		A-8 钻具组合		A-9 钻具组合	
			井斜力 kN	钻头轴线转角 deg.	井斜力 kN	钻头轴线转角 deg.	井斜力 kN	钻头轴线转角 deg.
1.0	6.0	40.0	-0.029	0.0228	-0.060	0.0271	-0.067	0.0355
		60.0	-0.036	0.0250	-0.062	0.0283	-0.065	0.0354
		80.0	-0.034	0.0231	-0.060	0.0273	-0.073	0.0389
	9.0	40.0	-0.036	0.0384	-0.067	0.0427	-0.075	0.0468
		60.0	-0.042	0.0395	-0.067	0.0405	-0.072	0.0458
		80.0	-0.038	0.0380	-0.066	0.0411	-0.078	0.0495
	12.0	40.0	-0.033	0.0504	-0.053	0.0493	-0.068	0.0549
		60.0	-0.040	0.0511	-0.069	0.0576	-0.085	0.0614
		80.0	-0.055	0.0549	-0.081	0.0553	-0.076	0.0593
2.5	6.0	40.0	-0.122	0.0373	-0.164	0.0581	-0.152	0.0626
		60.0	-0.137	0.0415	-0.179	0.0622	-0.153	0.0603
		80.0	-0.149	0.0432	-0.192	0.0658	-0.160	0.0620
	9.0	40.0	-0.118	0.0493	-0.165	0.0686	-0.177	0.0865
		60.0	-0.132	0.0520	-0.185	0.0754	-0.185	0.0893
		80.0	-0.150	0.0560	-0.196	0.0776	-0.189	0.0893
	12.0	40.0	-0.120	0.0626	-0.162	0.0780	-0.188	0.1036
		60.0	-0.132	0.0640	-0.184	0.0851	-0.198	0.1079
		80.0	-0.149	0.0694	-0.206	0.0937	-0.205	0.1095
4.0	6.0	40.0	-0.205	0.0507	-0.249	0.0733	-0.210	0.0637
		60.0	-0.223	0.0544	-0.262	0.0743	-0.222	0.0655
		80.0	-0.241	0.0581	-0.269	0.0733	-0.227	0.0647
	9.0	40.0	-0.204	0.0625	-0.273	0.0948	-0.233	0.0879
		60.0	-0.226	0.0674	-0.288	0.0974	-0.237	0.0877
		80.0	-0.242	0.0703	-0.299	0.0989	-0.250	0.0898
	12.0	40.0	-0.212	0.0776	-0.282	0.1111	-0.251	0.1109
		60.0	-0.233	0.0831	-0.300	0.1149	-0.256	0.1103
		80.0	-0.254	0.0868	-0.311	0.1172	-0.270	0.1120

表 3.4 直井单稳定器钟摆钻具组合在不同条件下钻头受力变形值

井斜角 deg.	井径扩大率	钻压 kN	B-1 钻具组合		B-2 钻具组合		B-3 钻具组合	
			井斜力 kN	钻头轴线转角 deg.	井斜力 kN	钻头轴线转角 deg.	井斜力 kN	钻头轴线转角 deg.
1.0	6.0	20.0	-0.016	0.0242	-0.046	0.0248	-0.073	0.0501
		40.0	-0.021	0.0245	-0.056	0.0284	-0.085	0.0581
		60.0	-0.026	0.0256	-0.059	0.0294	-0.097	0.0647
	9.0	20.0	-0.024	0.0418	-0.046	0.0366	-0.075	0.0585
		40.0	-0.025	0.0415	-0.054	0.0397	-0.085	0.0655
		60.0	-0.024	0.0401	-0.058	0.0402	-0.095	0.0718
	12.0	20.0	-0.039	0.0585	-0.049	0.0484	-0.080	0.0716
		40.0	-0.034	0.0566	-0.058	0.0515	-0.088	0.0763
		60.0	-0.035	0.0572	-0.065	0.0555	-0.100	0.0828
2.5	6.0	20.0	-0.078	0.0291	-0.145	0.0545	-0.195	0.1150
		40.0	-0.089	0.0320	-0.162	0.0586	-0.219	0.1341
		60.0	-0.098	0.0334	-0.178	0.0637	-0.247	0.1538
	9.0	20.0	-0.088	0.0476	-0.149	0.0656	-0.201	0.1296
		40.0	-0.093	0.0476	-0.160	0.0674	-0.221	0.1431
		60.0	-0.106	0.0496	-0.177	0.0730	-0.251	0.1623
	12.0	20.0	-0.091	0.0628	-0.151	0.0761	-0.203	0.1376
		40.0	-0.097	0.0631	-0.165	0.0811	-0.221	0.1481
		60.0	-0.111	0.0657	-0.180	0.0855	-0.253	0.1696
4.0	6.0	20.0	-0.150	0.0382	-0.232	0.0769	-0.329	0.1926
		40.0	-0.166	0.0400	-0.258	0.0864	-0.370	0.2180
		60.0	-0.190	0.0459	-0.282	0.0946	-0.403	0.2323
	9.0	20.0	-0.153	0.0537	-0.234	0.0900	-0.327	0.1989
		40.0	-0.172	0.0560	-0.265	0.1019	-0.379	0.2347
		60.0	-0.186	0.0577	-0.292	0.1133	-0.402	0.2401
	12.0	20.0	-0.155	0.0684	-0.241	0.1027	-0.337	0.2165
		40.0	-0.179	0.0731	-0.273	0.1163	-0.379	0.2426
		60.0	-0.197	0.0757	-0.296	0.1252	-0.407	0.2542

表 3.5 直井单稳定器钟摆钻具组合在不同条件下钻头受力变形值

井斜角 deg.	井径扩大率	钻压 kN	B-4 钻具组合		B-5 钻具组合		B-6 钻具组合	
			井斜力 kN	钻头轴线转角 deg.	井斜力 kN	钻头轴线转角 deg.	井斜力 kN	钻头轴线转角 deg.
1.0	6.0	20.0	-0.023	0.0223	-0.042	0.0283	-0.056	0.0490
		40.0	-0.023	0.0225	-0.050	0.0327	-0.064	0.0591
		60.0	-0.027	0.0227	-0.046	0.0280	-0.079	0.0818
	9.0	20.0	-0.019	0.0374	-0.044	0.0388	-0.058	0.0618
		40.0	-0.011	0.0322	-0.050	0.0419	-0.063	0.0659
		60.0	-0.025	0.0370	-0.057	0.0454	-0.075	0.0869
	12.0	20.0	-0.019	0.0474	-0.048	0.0489	-0.058	0.0710
		40.0	-0.018	0.0515	-0.047	0.0546	-0.066	0.0773
		60.0	-0.024	0.0508	-0.058	0.0599	-0.082	0.1000
2.5	6.0	20.0	-0.066	0.0259	-0.114	0.0616	-0.163	0.1678
		40.0	-0.077	0.0304	-0.133	0.0742	-0.180	0.1807
		60.0	-0.091	0.0369	-0.155	0.0882	-0.202	0.2077
	9.0	20.0	-0.060	0.0396	-0.119	0.0762	-0.165	0.1765
		40.0	-0.073	0.0448	-0.135	0.0862	-0.181	0.1903
		60.0	-0.082	0.0481	-0.153	0.0972	-0.204	0.2236
	12.0	20.0	-0.065	0.0559	-0.119	0.0865	-0.171	0.1896
		40.0	-0.077	0.0612	-0.140	0.1000	-0.187	0.2071
		60.0	-0.086	0.0644	-0.155	0.1100	-0.207	0.2358
4.0	6.0	20.0	-0.125	0.0381	-0.192	0.1009	-0.271	0.2592
		40.0	-0.146	0.0452	-0.223	0.1198	-0.304	0.2985
		60.0	-0.162	0.0501	-0.245	0.1345	-0.339	0.3236
	9.0	20.0	-0.124	0.0548	-0.193	0.1117	-0.274	0.2722
		40.0	-0.145	0.0603	-0.221	0.1285	-0.307	0.3116
		60.0	-0.166	0.0677	-0.246	0.1432	-0.335	0.3356
	12.0	20.0	-0.127	0.0683	-0.196	0.1257	-0.271	0.2732
		40.0	-0.143	0.0732	-0.220	0.1359	-0.308	0.3218
		60.0	-0.162	0.0779	-0.245	0.1534	-0.340	0.3505

3.2 斜井下部钻具力学分析与井眼轨道控制

斜井主要包括定向（丛式）井、水平井、侧钻水平井等，工程上评价斜井实钻井眼轨道与设计轨道误差的主要指标是目的层靶心距 S ，见图 3.5，显然决定中靶的关键指标是井眼的井斜变化率 K_{α} 和方位变化率 K_{β} ，即钻具的造斜性能，包括井斜和方位性能。因此，本节将采用修正的合力法来研究钻头受力和钻具造斜性能关系，并对动力钻具弯接头进行力学处理，在此基础上，通过 DS-NSA 软件对斜井中的旋转钻具和动力钻具进行下部钻具力学分析，根据求得的钻头受力值，讨论了钻具结构、钻井参数对钻具造斜能力的影响规律，还与合力法相结合计算了钻具的造斜性能，并进行了工程应用，为斜井钻具设计和实施井眼轨道控制提供了可靠的理论依据。

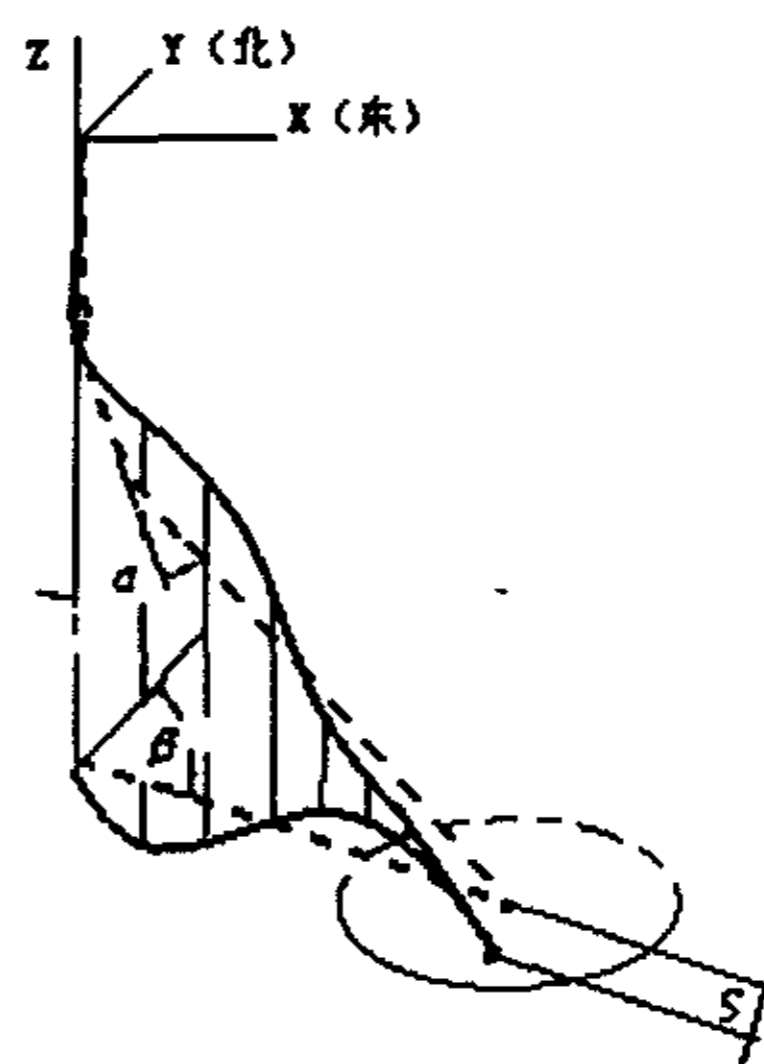


图 3.5 斜井设计与实钻井眼轨道示

3.2.1 钻头受力变形与钻具造斜性能

通过 1.3.2 对现有钻具造斜性能计算方法剖析可以看到，钻具性能一方面与钻具受力变形有关，另一方面与钻头和地层相互作用方式有关，这一观点已被钻井实践所证实。为此，我们以合力法为依据，通过两个专家系数来综合考虑钻头与地层的各向异性，建立一种实用的钻具性能评估和计算方法，即修正的钻头合力法。

根据下部钻具力学分析，可以得到钻头处的井底钻压 R （轴向分力）、井斜力 R_{α} 和方位力 R_{β} ，若不考虑地层和钻头的各向异性，那么钻头的前进方向必然沿其合力方向，其钻具性能可表示为

$$\text{井斜性能: } K_{\alpha} = \arctg\left(\frac{R_{\alpha}}{R}\right) \quad (^{\circ} / \text{1m}) \quad (3.1)$$

$$\text{方位性能: } K_{\beta} = \arctg\left(\frac{R_{\beta}}{R}\right) \quad (^{\circ} / \text{1m}) \quad (3.2)$$

实际钻井中，地层和钻头的各向异性是客观存在的，导致钻头前进方向不是合力方向，这也是影响钻具性能的主要因素之一，在钻具性能评估中必需给予考虑。由于地层和钻头相互作用的复杂性，一些异性指数和一些待定系数难于准确给定，我们将通过两个专家系数来综合考虑地层和钻头的作用，以及其他各种因素的影响，钻具性能计算公式修正为

$$\text{井斜性能: } K_{\alpha} = C_{\alpha} \times \text{arctg}\left(\frac{R_{\alpha}}{R}\right) \quad (^{\circ} / \text{1m}) \quad (3.3)$$

$$\text{方位性能: } K_{\varphi} = C_{\varphi} \times \text{arctg}\left(\frac{R_{\varphi}}{R}\right) \quad (^{\circ} / \text{1m}) \quad (3.4)$$

式中专家系数 C_{α}, C_{φ} 可由已钻井眼资料经后分析得到。一般情况下，当地层各向异性不严重时，即钻头轴线与地层层理方向垂直或平行时 $C_{\alpha} = C_{\varphi}$ ；反之 $C_{\alpha} \neq C_{\varphi}$ ；这两个参数的取值一般都在 0.02~0.09 之间。另外，这两个参数都可以根据不同区块已钻井史资料回归，也可以用同一井已钻井眼资料回归。

3.2.2 动力钻具弯接头的力学描述

动力钻具是由弯接头加螺杆或弯外壳螺杆组成的下部钻具组合，当其滑移钻井时，通过工具面角 ω 的改变能够调整钻具的井斜和方位性能，实现导向钻井，在斜井中、尤其是井眼曲率较大的水平井中经常使用。由于弯接头的作用，使动力钻具轴线出现了一个夹角 γ （称做弯曲角），见图 3.6。根据有限元法，

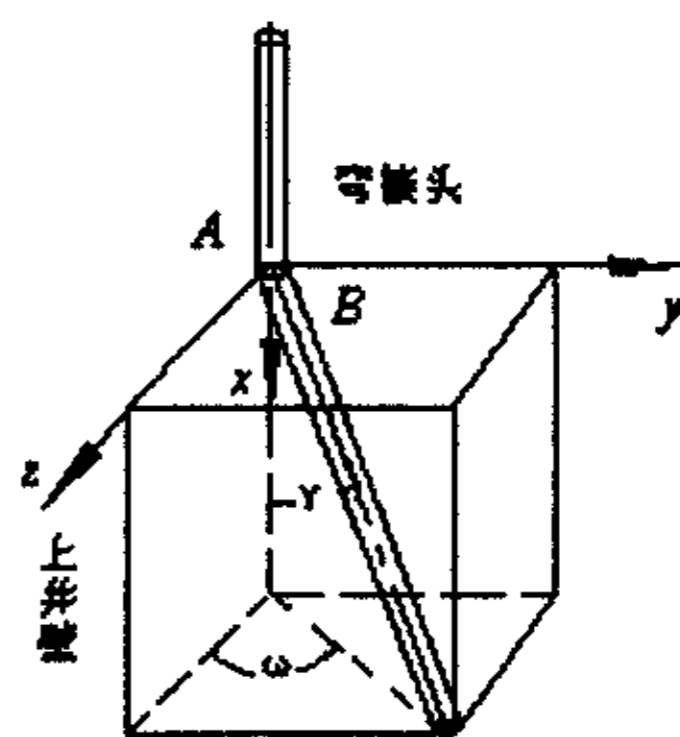


图 3.6 弯接头结构力学描述

我们将这种轴线偏离的影响作为初始位移来考虑，并用主从节点控制原理来实现，即在弯接头肘点处设置两个相邻的节点 A 和 B，A 为主节点，B 为从节点，B 相对于 A 的相对角位移可按下式计算

$$\theta_y = -\text{arctg}(\text{tg} \gamma \cos \omega), \quad \theta_z = -\text{arctg}(\text{tg} \gamma \sin \omega) \quad (3.5)$$

式中 θ_y, θ_z 分别为从节点 B 相对于主节点 A 绕 y 和 z 的转角。顺便指出，这里将弯接头

处理为弹性体，弯曲角 γ 为给定的初始值。动力钻具弯角愈大，钻柱与井壁的接触力愈大，摩阻力也相应增加，严重时会使井壁产生键槽、导致卡钻事故。因此，在钻井工程中尽量选用弯角较小的动力钻具，降低井下事故的风险性。

3.2.3 旋转钻具设计与工程应用^[153,154]

旋转钻具与直井防斜钻具相同，由稳定器和钻铤组成，但稳定器外径、安放位置和钻铤外径、长度是经常变化的，以满足增斜、稳斜和降斜目的，因而不同稳定器和钻铤的安放可组配出增斜、稳斜和降斜钻具。这种旋转钻具只有改变井斜能力，没有改变方位能力。旋转钻具的组配通常由钻具力学分析得到，由于钻具力学分析方法和钻具组配的多样性，已有很多文献对此做了大量研究和应用，为此，本论文也应用DS-NSA软件对各种可组配钻具的影响因素进行了研究，并取得了满意的应用效果，现以D油田常用的三稳定器钻具为例做一论述。钻具结构见图3.3。

1. 旋转钻具井斜性能影响因素分析

旋转钻具井斜性能影响因素大致包括：钻具结构、钻井参数、钻头和地层各向异性，其中钻具结构、钻井参数是可控制因素，在钻井工程中是可以改变的，而钻头和地层各向异性是不可控因素，只能利用、不能改变。限于篇幅，本文只对钻具结构中几个关键因素和钻压的影响做一分析。

(1) 第一稳定器至钻头距离 L_1 对钻具井斜性能影响

设定图3.3钻具 $L_2=L_3=10.0\text{m}$ ，钻压为60kN，此时钻头处井斜力随 L_1 的变化规律见图3.7。由图见，除井斜角小于 30° 时， L_1 由0.5m变化到1.0m使井斜力逐步增大外，而在其它情况下，钻头处井斜力是随着 L_1 的增大而下降，且由正的井斜力变为负的井斜力。这就是说，在正常条件下，随着 L_1 的增加，三稳定器钻具由微增斜钻具转

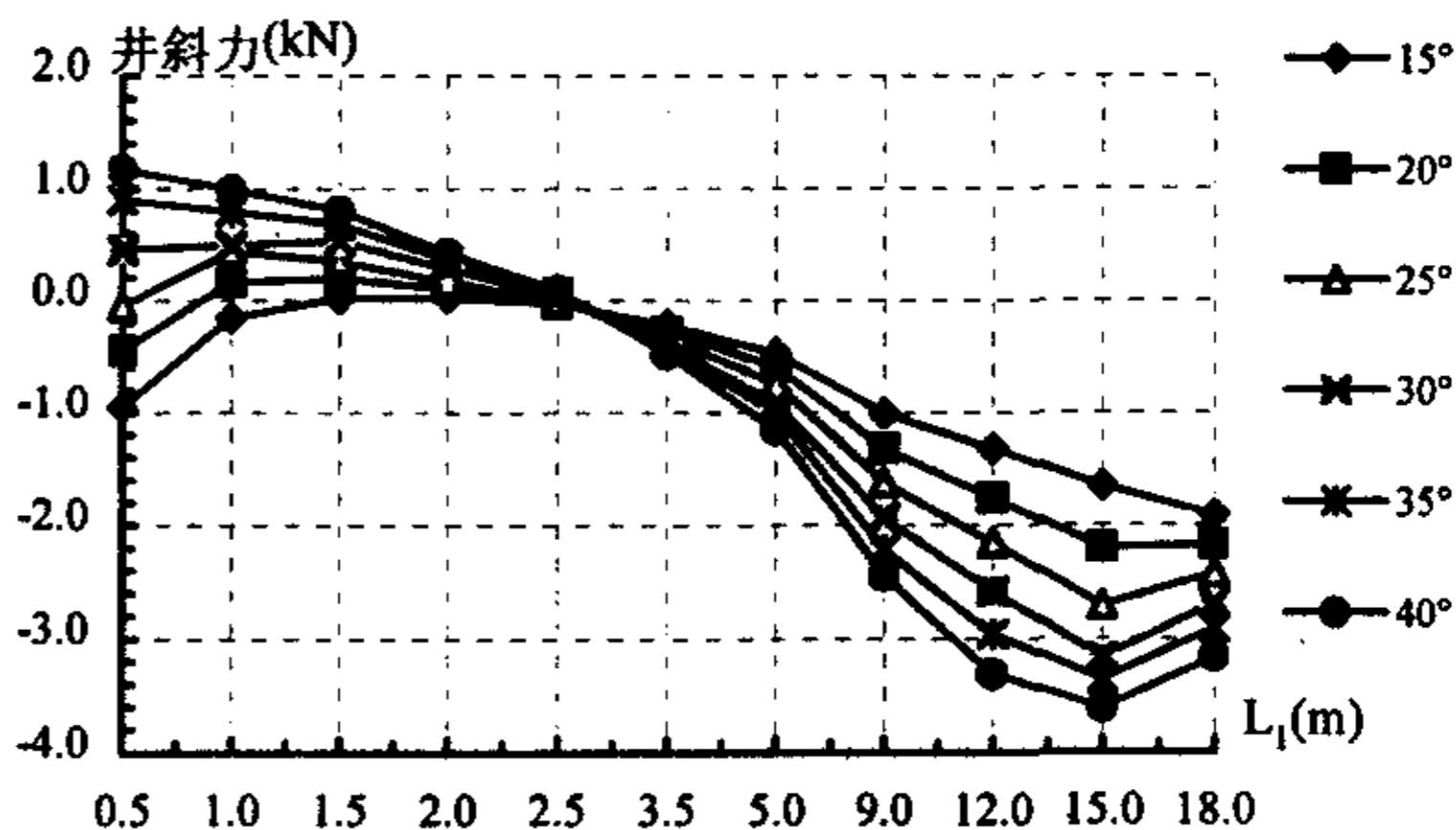


图3.7 钻头处井斜力随 L_1 变化曲线

变为微降斜钻具或降斜钻具。因此，当 $L_1=1.0\sim 1.5\text{m}$ （井斜角 $<30^\circ$ ）或 $L_1=1.5\sim 2.0\text{m}$ （井斜角 $>30^\circ$ ）时，钻具组合为稳斜钻具，而当 $L_1>2.0\text{m}$ 后，钻具为降斜钻具， L_1 越大钻具的降斜能力越强，如果 $L_1>15\text{m}$ 后，钻具的降斜能力不再增加，主要是由于 L_1 钻具与井壁接触所致。另外，对于同一种钻具组合，随着井斜角的增大，钻头处的井斜力增大，使钻具的增斜能力增强，这主要是由于井斜角增大，下部钻具重力的横向分力增大，加剧了钻具弯曲所致。

(2) 第二、三稳定器间距 L_2 对钻具井斜性能影响

设定图 3.3 钻具 $L_1=0.5\text{m}$ 、 $L_3=10.0\text{m}$ ，钻压 60kN ，此时钻头处井斜力随 L_2 的变化规律见图 3.8。由图见，随着 L_2 的增加，钻头处井斜力在不断增大，由负值变化到正值，其相应的钻具性能也由降斜变为微增或增斜。当 L_2 由 21m 到 27m 变化时，钻头处井斜力不再增加，而是呈微小的降低趋势，这主要是由于第二、三稳定器之间的钻铤与井壁产生接触，使钻具的横向弯曲受到限制所致。

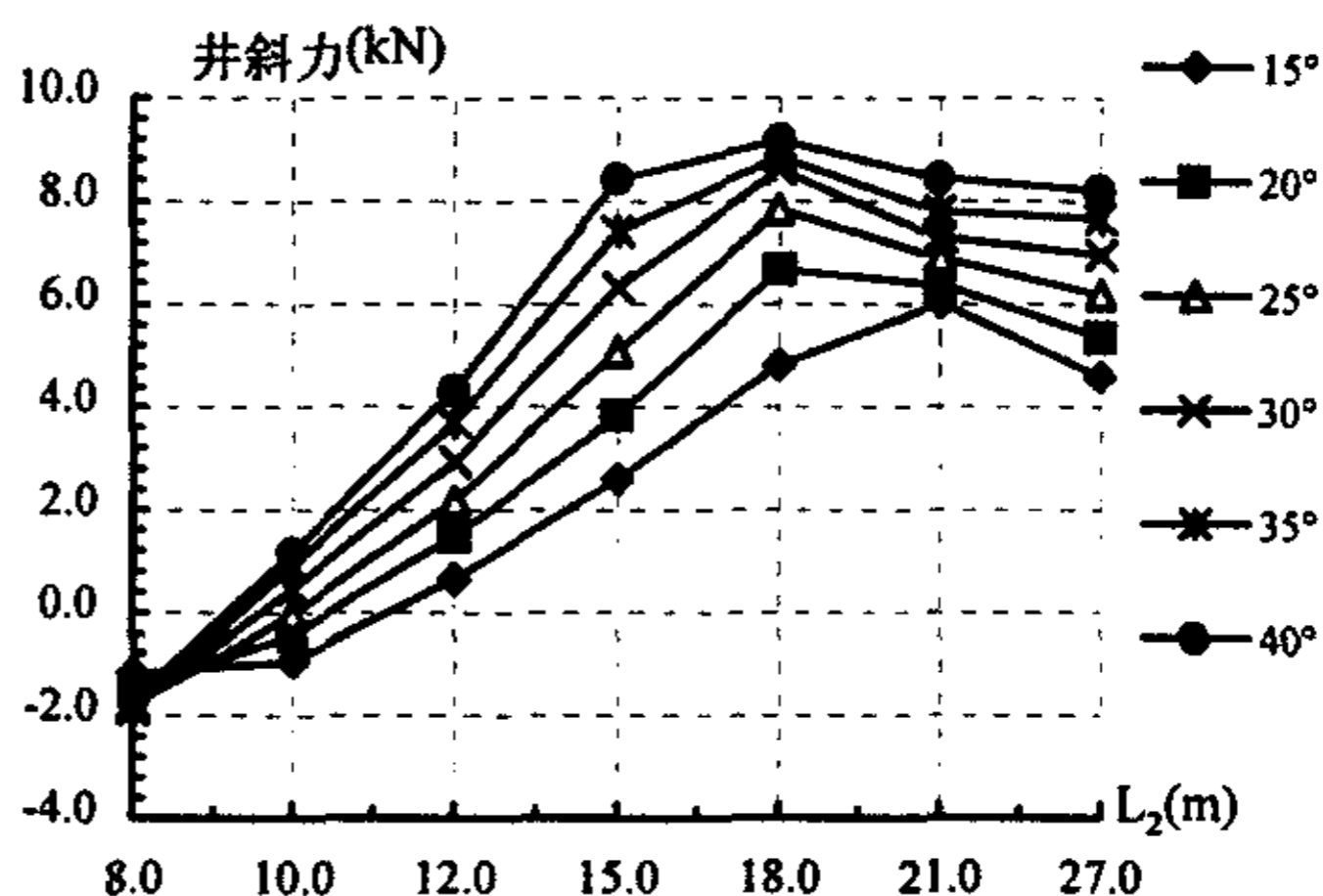


图3.8 钻头处井斜力随 L_2 变化曲线

当井斜角在 $15\sim 30^\circ$ 时， L_2 取 $10.0\sim 11.0\text{m}$ 为稳斜钻具， $L_2>11.0\text{m}$ 为增斜钻具， $L_2<10.0\text{m}$ 为降斜钻具；当井斜角在 $30\sim 40^\circ$ 时， L_2 取 $9.0\sim 10.0\text{m}$ 为稳斜钻具， $L_2>10.0\text{m}$ 为增斜钻具， $L_2<9.0\text{m}$ 为降斜钻具。显然，对于同一种钻具，随着井斜角的增加，钻具的增斜性能也在增加。

(3) 第一稳定器外径对钻具井斜性能影响

设定图 3.3 中钻具的 $L_1=0.5\text{m}$ 、 $L_2=L_3=10.0\text{m}$ ，钻压 60kN ，第一稳定器外径对钻头处井斜力的影响规律见图 3.9。从图中见，当第一稳定器外径由 $\Phi 214\text{mm}$ 变为 $\Phi 210\text{mm}$ 时，钻头处井斜力由正值变为负值，其钻具性能由微增斜转变为微降斜或降斜，而当外径尺寸进一步减小时，钻头处井斜力基本保持不变，且为负值，这主要是由于第一螺旋稳定器外径减到某一尺寸，不再与井壁接触所致，此时的钻具相当于一个短钟摆钻具。另外，第一螺旋稳定器外径的影响和钻井过程中局部井壁变形或井眼扩大率影响相同。因此，在钻具组合设计和井眼轨道控制中，必须考虑第一螺旋稳定器外径尺寸和井眼扩大率对钻具性能的影响。

(4) 钻压对钻具井斜性能的影响

D 油田定向井通常使用 PDC 钻头, 这种钻头的推荐钻压一般为 50~70kN、不应超过 100 kN。为此, 对三稳定器钻具 $L_1=0.5\text{m}$ 、 $L_2=L_3=10.0\text{m}$ 的井斜力随钻压的变化规律见图 3.10。从图中可见, 随着钻压的增大, 钻头处的井斜力在增大, 也就是说钻具的增斜性能在提高, 尤其是考虑钻压引起纵向弯曲后, 随着钻压的增大对钻具井斜力影响更为突出, 由此可见, 在大钻压钻井中, 钻压能够加剧钻具的横向弯曲, 使钻具的井斜能力加强。因此在斜井中, 经常用钻压变化来控制钻具的井斜性能, 一般情况下, 随着钻

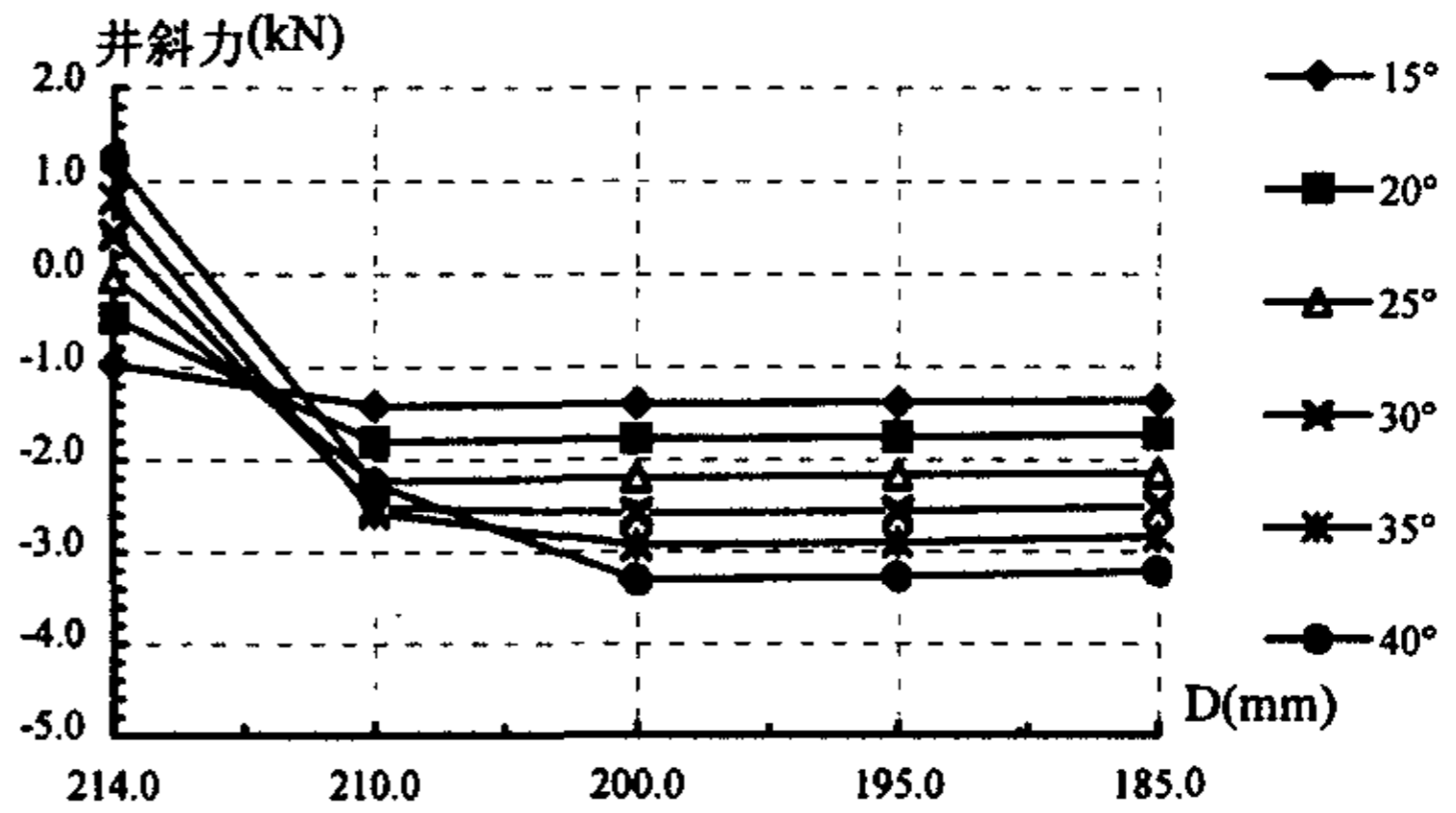


图3.9 钻头井斜力随第一稳定器外径D变化曲线

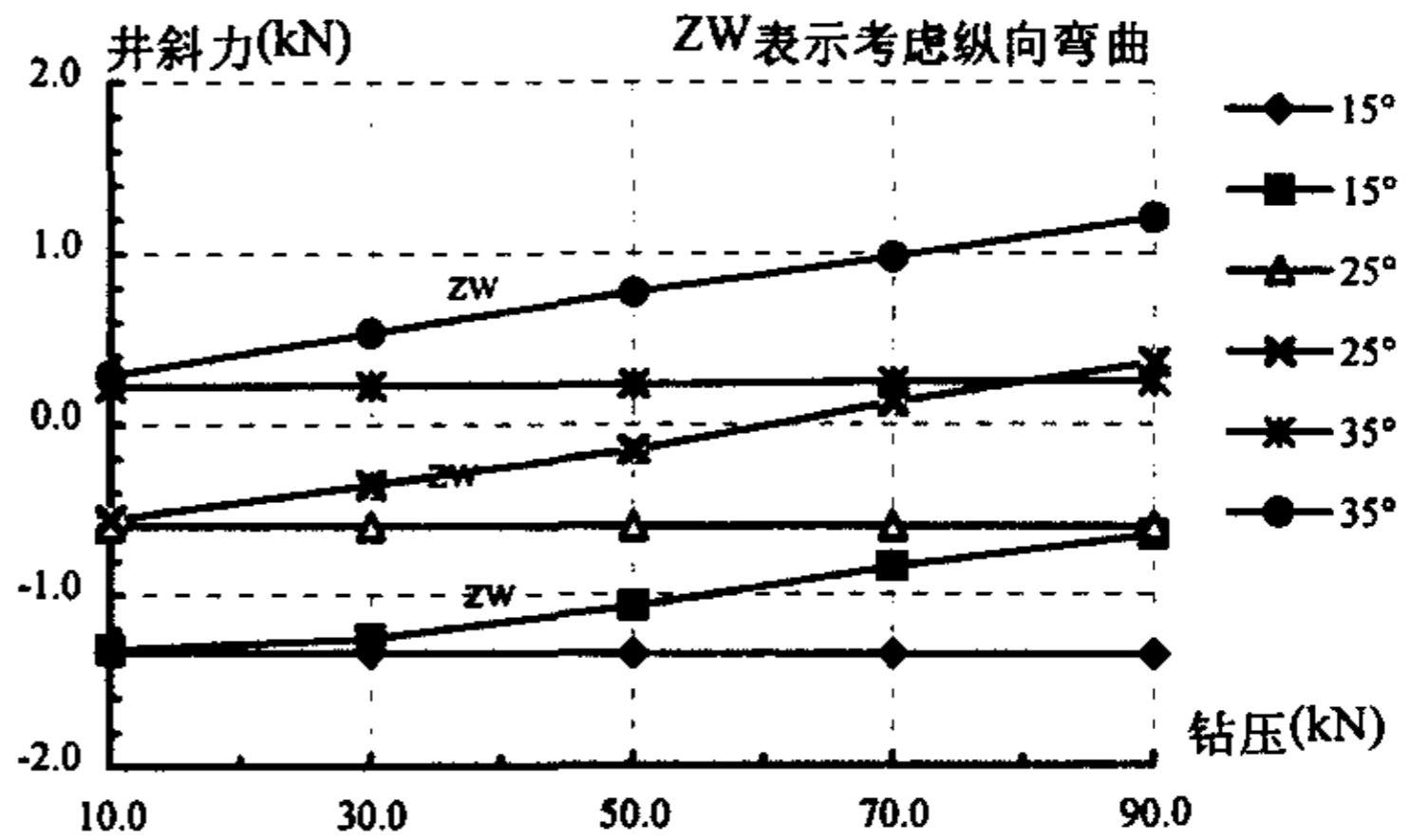


图3.10 钻头处井斜力随钻压的变化曲线

压的增大, 钻具增斜能力加强, 而降低钻压能够使钻具降斜能力加强。

表 3.6 转盘增斜钻具组合在 LP1 井中的设计性能与实钻性能对比

测斜数据			钻头受力值			实钻钻具性能		预测钻具性能	
井深 (m)	井斜角 (°)	方位角 (°)	钻压 (kN)	井斜力 (kN)	方位力 (kN)	井斜率 (°/100m)	方位率	井斜率 (°/100m)	方位率
1162.3	29.0	15.5	220.03	11.17	2.18	10.54	0.00	10.18	1.99
1171.8	30.0	15.5	219.98	7.70	0.65	5.36	5.36	7.02	0.59
1181.1	30.5	16.5	220.02	8.67	0.91	10.40	5.20	7.91	0.83
1190.7	31.5	16.5	220.00	7.24	1.03	5.22	5.22	6.60	0.93
钻具井斜性能(°/100m)			预测: 7.926			实钻: 7.878		误差: 0.048	
钻具方位性能(°/100m)			预测: 1.058			实钻: 3.944		误差: -2.886	

表 3.7 增斜钻具、稳斜钻具在 D 油田 2 口定向井中应用情况

井号	钻具类型	测斜数据			钻具实钻性能	
		井深 (m)	井斜角 (°)	方位角 (°)	井斜率 (°/100m)	方位率 (°/100m)
杏 1-2-斜丙 171	增斜钻具	328.0	7.3	337.0	2.46	2.24
		462.0	10.8	340.0	3.36	2.24
		569.0	15.3	343.0	3.88	8.75
		676.0	18.4	350.0	5.00	3.23
		738.0	21.5	352.0	2.08	8.33
		786.0	25.5	356.0	*	*
	井斜平均性能(°/100m)			设计: 4.21 实钻: 3.97 误差: 0.24		
	方位平均性能(°/100m)			设计: 3.21 实钻: 4.15 误差: -0.94		
	稳斜钻具	859.0	30.0	358.0	0.00	2.99
		936.0	30.0	0.0	-0.53	8.42
1021.0		29.5	8.0	*	*	
井斜平均性能(°/100m)			设计: -0.12 实钻: -0.31 误差: 0.19			
方位平均性能(°/100m)			设计: 4.62 实钻: 6.17 误差: -1.55			
杏 1-2-斜丙 173	增斜钻具	474.0	10.8	84.0	3.95	-5.26
		550.0	13.8	80.0	3.88	-4.48
		617.0	16.4	77.0	3.88	0.00
		684.0	19.0	77.0	*	*
	井斜平均性能(°/100m)			设计: 3.92 实钻: 3.90 误差: 0.02		
	方位平均性能(°/100m)			设计: -2.86 实钻: -3.33 误差: 0.47		
	稳斜钻具	725.0	20.5	80.0	0.00	3.51
		782.0	20.5	82.0	0.59	3.53
		867.0	21.0	85.0	0.00	8.24
		952.0	21.0	92.0	*	*
井斜平均性能(°/100m)			设计: 0.40 实钻: 0.22 误差: 0.18			
方位平均性能(°/100m)			设计: 3.80 实钻: 5.29 误差: -1.49			

2. 旋转钻具设计与工程应用

根据 DS-NSA 软件和钻井工程实践, 可设计出各类增斜、稳斜、降斜、防卡钻具组合供井眼轨道控制使用, 现以几种典型钻具为例介绍一下工程应用情况。

表 3.6 给出了 LP1 井增斜钻具的设计性能与实钻性能, 从表中可见, 钻具的井斜性能预测误差很小, 完全能够满足于井眼轨道控制要求。另外, 钻具井斜性能随井眼曲率等因素的影响也比较大, 因而表中各点的井斜性能也不完全相同, 这充分说明钻具的井斜性能不是一个定值, 应该是一个随各种条件变化的平均值, 为此, 在钻具设计和井眼轨道控制中, 应给出钻具的平均性能。

表 3.7 给出了 D 油田增斜钻具、稳斜钻具的平均性能与实钻效果。由表中可见, 钻具的设计平均井斜性能与实钻平均井斜性能误差都低于 $0.3^{\circ}/100\text{m}$, 而方位性能误

差比较大、达 $1.6^{\circ}/100\text{m}$ ，但方位变化在小井斜角时对井眼轨迹坐标影响不大，因此，这一预测精度能够满足于井眼轨道控制要求。

综上所述，下部钻具力学分析能够较精确地计算钻具的井斜性能，但方位性能计算误差较大，它可以应用于钻具设计和性能预测、影响因素规律分析，为斜井实施井眼轨道控制提供可靠的理论依据。由于钻具性能受诸多因素影响，因此，各钻井施工单位都根据自己条件，选择了不同的钻具力学分析理论和钻具设计方法，使钻具力学分析在工程中的应用得到了多元化发展。

3.2.4 动力钻具设计与工程应用^[153, 154]

动力钻具由弯接头加螺杆或弯外壳螺杆组成，通过工具面角的变化不仅能改变井斜、还能改变方位，其钻具的造斜能力主要和弯曲角有关，但是这种钻具由于螺杆寿命低、摩阻力大等缺点，在常规斜井中的大部分井段还没有得到应用，只在一些特殊井和特殊井段得到应用。动力钻具造斜性能也是通过钻具力学分析得到，工程上通常选用不同的弯曲角来改变钻具造斜性能，并在控制井眼轨道时通过调整工具面角、稳定器安放位置、钻压来进一步改变钻具造斜性能，从而达到控制井眼轨道目的。本文将应用 DS-NSA 软件，对动力钻具的部分参数进行分析讨论。

1. 动力钻具弯曲角对造斜性能的影响

选取水平井中常用的弯外壳螺杆钻具为例，其钻具组合为：

$\Phi 311\text{mm}$ PDC 钻头+ $\Phi 197\text{mm}$ 弯螺杆 $\times 7.5\text{m}$ （带 $\Phi 308\text{mm}$ 稳定器）+ $\Phi 197\text{mm}$ MWD $\times 11\text{m}$ + $\Phi 197\text{mm}$ 无磁钻铤 $\times 9.2\text{m}$ + $\Phi 179$ 钻铤 $\times 9.4\text{m}$ + $\Phi 159\text{mm}$ 钻铤 $\times 63.00\text{m}$ +...

螺杆转速 150rpm，转盘转数 30rpm，泥浆密度 $1.35\text{g}/\text{cm}^3$ ，井眼扩大率 10%，井身曲率半径 214.875m。在该条件下进行钻具力学分析，不同弯曲角时，井斜力随井斜角变化趋势见图 3.11。

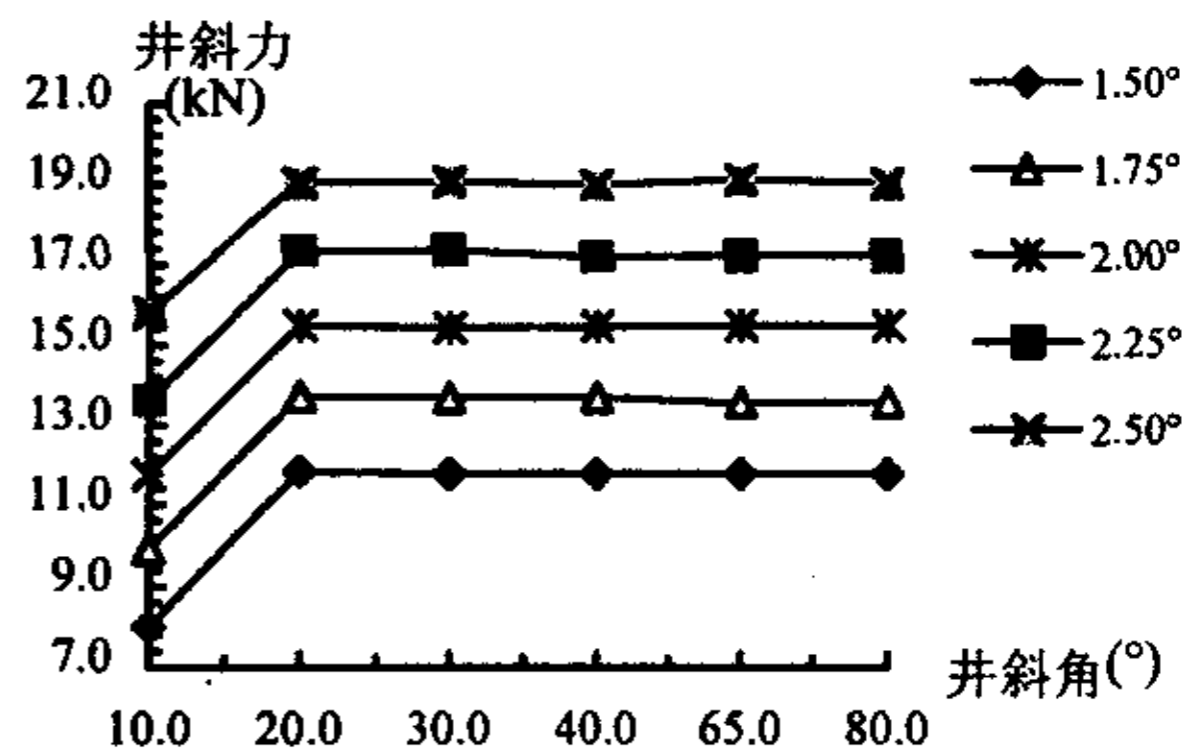


图3.11 钻头井斜力随井斜角变化曲线

从图 3.11 中明显看到弯螺杆的弯角愈大，钻头的变井斜力愈大，钻头的造斜能力也愈强。而井斜角对弯螺杆钻具造斜能力影响不大。

弯螺杆的造斜性能与它的工具面角有关，如果工具面角为零(钻头指向上井壁)，螺杆钻具的造斜能力最大，反之不仅会产生增、减方位趋势，还能降低钻具的造斜能力。因此，在钻井过程中，可通过调整工具面角来改变弯螺杆钻具的造斜能力。

2. 动力钻具设计与工程应用

在动力钻具设计中，采用钻具力学分析来选择弯曲角、稳定器外径和安放位置。而在实际钻井中，也用钻具力学分析跟踪预测钻具性能，并实时改变工具面角和钻压来控制钻具性能。由此可见，钻具力学分析一直贯穿与动力钻具的设计和应用，现以实例论述如下。

根据井眼曲率，应用 DS-NSA 软件对 2.25° 弯螺杆钻具的力学分析和性能评估见表 3.8，在不同井深、井眼曲率下动力钻具的造斜性能也不同，其平均造斜率为 0.93°/1m，能够满足于中曲率侧钻水平井的需要。应用同样方法，对 D 油田常用动力钻具进行力学分析和性能评估，其结果列入表 3.9。由表中可见，稳定器对动力钻具造斜性能的影响比较大，而弯曲角较小的动力钻具可以做旋转运动，能够提高钻井液携砂和机械钻速，因此，在动力钻具设计中，如果能用小弯曲角和稳定器组配的动力钻具满足造斜要求，原则上不使用大弯曲角动力钻具。

表 3.10 给出了动力钻具在两口侧钻水平井的应用情况，从表中可见，动力钻具造斜能力在各个井段都不完全一样，但其平均造斜率与预测值十分接近，应用 DS-NSA 软件所设计的动力钻具完全能够满足于侧钻水平井井眼轨道控制要求。

表 3.8 2.25° 弯螺杆钻具力学分析与性能评估

井深(m)	井斜角(°)	井斜力(kN)	造斜率(°/m)	平均造斜率(°/m)
1010.0	6.0	11.96	0.63	0.93
1024.0	15.0	15.26	0.80	
1036.0	25.0	17.31	0.91	
1047.0	35.0	20.99	1.10	
1056.0	45.0	19.17	1.00	
1066.0	55.0	18.08	0.95	
1076.0	65.0	17.40	0.91	
1087.0	75.0	21.50	1.13	
1096.0	85.0	18.60	0.97	

表 3.9 D 油田 $\phi 118\text{mm}$ 侧钻水平井常用动力钻具性能评估值

钻具类型	井段与井斜	平均造斜率($^{\circ}/\text{m}$)
2.25 $^{\circ}$ 弯螺杆加上 $\phi 112.3\text{mm}$ 稳定器	5~85 $^{\circ}$ 造斜段	0.930
2.25 $^{\circ}$ 弯螺杆加上柔性接头	5~85 $^{\circ}$ 造斜段	0.850
2.0 $^{\circ}$ 弯螺杆加上 $\phi 109.3\text{mm}$ 稳定器	5~85 $^{\circ}$ 造斜段	0.759
2.0 $^{\circ}$ 弯螺杆无稳定器	5~85 $^{\circ}$ 造斜段	0.400
0.5 $^{\circ}$ 弯螺杆加 $\phi 109.3\text{mm}$ 稳定器(定向)	5~85 $^{\circ}$ 造斜段	0.178
	85~95 $^{\circ}$ 水平段	0.138
0.5 $^{\circ}$ 弯螺杆加 $\phi 109.3\text{mm}$ 稳定器(旋转)	5~85 $^{\circ}$ 造斜段	-0.030
	85~95 $^{\circ}$ 水平段	-0.029

表 3.10 动力钻具在 D 油田两口侧钻水平井应用情况

井号	钻具类型	测斜数据			段内最大造斜率($^{\circ}/\text{m}$)	段内平均造斜率($^{\circ}/\text{m}$)	平均造斜率($^{\circ}/\text{m}$)	预测平均造斜率($^{\circ}/\text{m}$)
		井深(m)	井斜角($^{\circ}$)	方位角($^{\circ}$)				
金 6 侧平	2.25 $^{\circ}$	1661.20	8.1	350.0	1.10	0.833	0.918	0.930
		1665.00	11.4	1.6				
		1672.60	14.0	0.5	1.40	0.938		
		1683.6	24.5	351.5				
		1699.65	25.7	347.3	1.10	0.810		
		1710.80	34.7	332.9				
		1734.41	49.7	337.8	1.10	0.950		
1775.35	88.4	338.9						
高 160-侧平 38	0.5 $^{\circ}$ 定向	1110.88	87.2	343.3	0.151	0.080	0.106	0.138
		1123.33	88.2	344.4				
		1132.16	88.1	344.2	0.167	0.123		
		1150.02	90.3	345.7				
	0.5 $^{\circ}$ 转盘	1123.33	88.2	344.4	-0.043	-0.011	-0.028	-0.029
		1132.16	88.1	344.2				
		1150.02	90.3	345.7	-0.017	-0.009		
		1161.27	90.2	345.6				
		1164.27	89.8	346.3	-0.032	-0.048		
		1182.88	88.9	345.0				

3.3 整体钻柱力学分析与摩阻模拟

应用 DS-NSA 软件, 根据钻柱结构、井眼形态等参数, 对水平井整体钻柱进行受力变形分析, 可以得到整个钻柱与井壁的接触状态和摩阻力分布情况, 同时也可以计算出井口和井底的受力状态, 据此就可以进行钻柱摩阻模拟, 为钻柱和井眼轨道剖面设计提供理论依据。

现以 GP1 井为例，由 DS-NSA 软件对造斜段、水平段某一井深处，上提、下放、转盘和定向钻进工况下的钻柱摩阻力计算结果见表 3.11。由表可见，上提钻具时摩阻力比下放钻具时摩阻力大，水平段中摩阻力比造斜段中摩阻力大，定向钻进比下放工况摩阻力要大，水平段愈长，井深愈大，钻柱的摩阻力愈大，这些都是因钻压、井眼曲率、接触井段使钻柱摩阻力增加所致。这些摩阻力都使井口悬重负荷降低，但在摩阻力最大工况下井口的最小悬重负荷为 432.5kN，足以给钻头加压，因此说 GP1 井井眼轨道剖面 and 钻柱设计合理，能够实施钻井作业。

表 3.11 GP1 井钻柱摩阻力理论分析和现场测试值

井段与井深	工况	钻压 (kN)	计算悬重 (kN)	实测悬重 (kN)	误差 (%)	摩阻力 (kN)	摩阻力矩 (kN*m)
造斜段 井深 2075m 井 斜 65°	上提	0.0	733.4	745.0	1.58	-17.29	*
	下放	0.0	699.6	707.0	1.06	16.37	*
	旋转钻井	150.0	568.2	564.0	0.75	*	13.69
	定向钻井	170.0	524.3	511.0	2.54	29.84	*
水平井段 井深 2700m 井 斜 85°	上提	0.0	755.3	800.0	5.92	-63.30	*
	下放	0.0	631.3	680.0	7.71	61.70	*
	旋转钻井	77.0	616.7	646.0	4.75	*	25.89
	定向钻井	90.0	536.4	590.0	9.98	73.50	*
水平井段 井深 3190m 井 斜 86°	上提	0.0	753.4	828.0	9.90	-131.50	*
	下放	0.0	494.1	504.0	2.00	129.20	*
	旋转钻井	40.0	582.8	630.0	8.10	*	65.50
	定向钻井	60.0	432.5	444.0	2.66	137.50	*

为了考核钻柱力学分析精度，将钻柱实测悬重列入表 3.11，从表中可见，各种工况下，由 DS-NSA 软件计算的悬重与实测悬重误差都在 10%以内，其中 67%的误差低于 5%，这一精度能够说明钻柱力学的有限单元法和 DS-NSA 软件可以在钻井工程中应用，这一点已被钻井实践所证实。

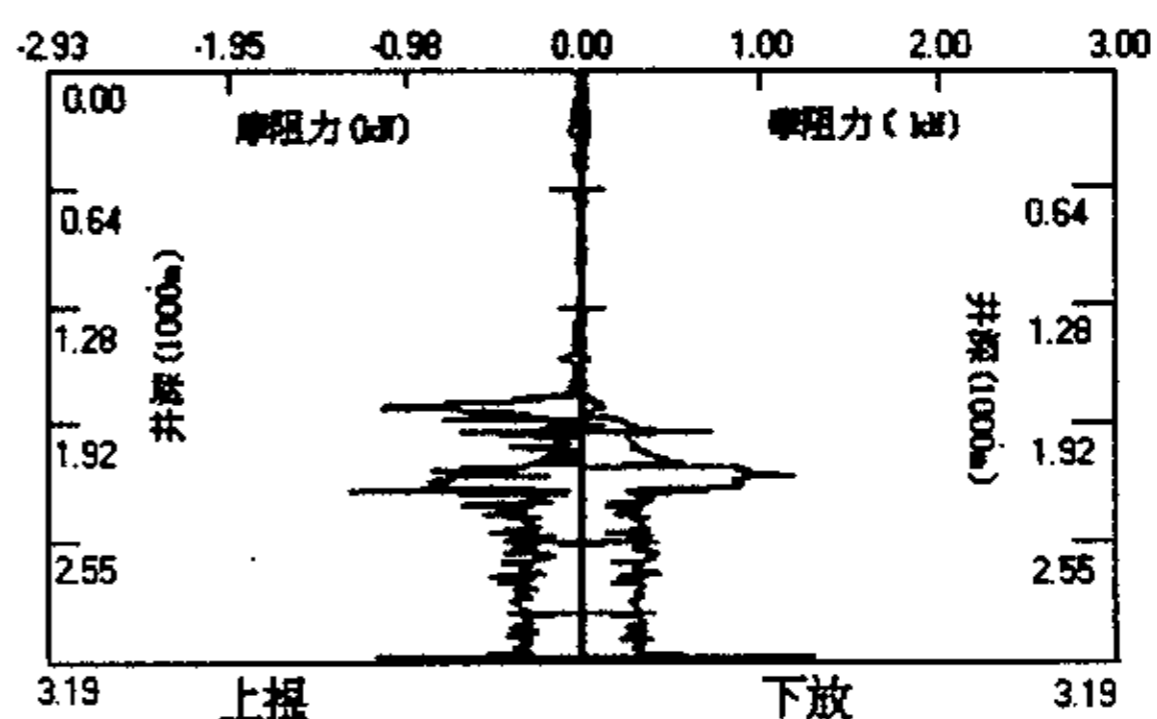


图 3.12 上提和下放摩阻力沿井深分布规律

图 3.12 给出了最大水平位移时钻柱摩阻力沿井深分布规律。由图中曲线可见，在井深 0~1780m 直井段，钻柱摩阻力较小；在 1780~2190m 造斜段，钻柱摩阻力最大、沿井深变化也大；在 2190~3190m 水平段，钻柱摩阻力较大、沿井深变化比较均匀，这些都符合实际情况，为了降低摩阻，应严格控制造斜段和水平段的长度和井眼曲率。

3.4 下部钻具力学分析与井下工具研制

下部钻具力学分析不仅能够应用于钻具设计和井眼轨道控制，还是井下工具设计和应用的理论基础。通过图 3.7 可以看到，当第一稳定器至钻头距离发生变化时，能够实现钻具的增斜、稳斜和降斜功能。而在钻井工程中，为了改变这一距离，通常将井下数千米长的钻柱起出，经过地面短钻铤调整后，再下入井底，使工人劳动强度加大、钻井成本增加，严重制约着钻井效益的提高。为此，根据下部钻具力学分析和钻井实践，研制一种新型的井下专用工具，使钻井过程中不用起下钻，就可以随时改变第一稳定器至钻头距离，实现钻具井斜能力的改变和井眼轨道连续控制，是钻井界一直追求的技术。

井下工具由于空间有限、动力来源少、工作环境恶劣等因素，研制难度比较大，工程上可应用的产品也寥寥无几。我们根据钻具力学分析和钻井实践，经过长期的科研工作，最终研制出图 3.13 所示的伸缩钻铤^[155]，并获国家专利（专利号 ZL98212258.6）。它主要由上外筒 1、阀座 2、下外筒 3、芯轴 4、下活塞 5、上活塞 6 和稳定器 7 等部件组成，其中阀座一端与上外筒连接、另一端与下外筒连接，芯轴的上部连接上活塞、下部连接下活塞，阀座与上活塞之间形成上部液压腔，阀座与下活塞之间形成下部液压腔，并把上、下液压腔充满液压油，下外筒与芯轴为滑动连接，只传递扭矩。它的伸缩量和井下安放位置由钻具力学分析计算，

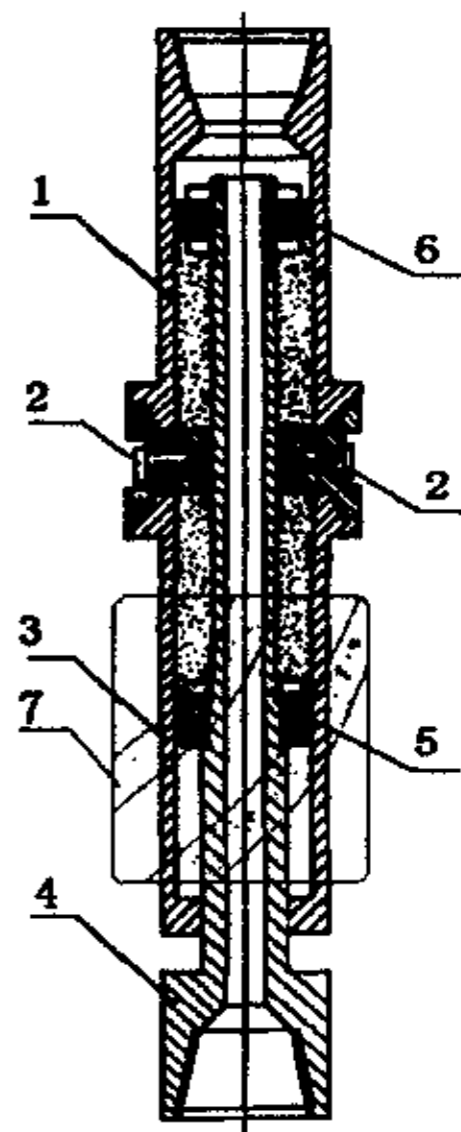


图 3.13 伸缩钻铤结构

并根据计算的长度对这一产品进行系列化。

伸缩钻铤的伸缩由地面控制，其伸缩量是零到最大伸长量的任意值，并由地面司钻根据钻杆刻度和大钩负荷测出，使井眼轨道控制的盲目性和风险性降到最低，这给实施井斜连续控制带来了极大方便。

伸缩钻铤在 6 口井中的应用效果见表 3.12。从表中可见，钻铤伸缩后，能够改变钻具的井斜性能，不同地层其改变程度也不同，由于 SSZT-120 的最大调节行程大于 SSZT-80,而且稳定器的安放位置也不同，因此它克服上、下地层特性对钻具井斜性能影响的能力也明显大于 SSZT-80，只要上部井眼给予适当控制，方位符合井眼轨道控制要求，就可以用伸缩钻铤进行井斜连续控制。通过应用表明：伸缩钻铤结构合理、工作可靠，可以用地面的简单操作取代起下钻作业来改变钻具性能，使钻井成本和工人劳动强度得到明显降低，具有明显的经济和社会效益，为实施井斜连续控制提供了一种实用的井下工具，同时也丰富了下部钻具力学的应用领域。

表 3.12 伸缩钻铤在 6 口斜直井应用效果

井号	SSZT 型号	设计井斜角 °	井段 m~m	SSZT 伸缩量 mm	井段平均井斜率 /100m	井段平均方位率 /100m
翻 114-斜 72	SSZT-80	24.42	41~451.8	780	-1.5	1.37
			521.8~743.6	0.0	0.81	1.43
			743.6~960.0	600	-2.85	0.63
			960.0~1327.0	150	-1.69	0.34
翻 120-斜 72	SSZT-80	12.65	30~396.0	150	0.42	1.12
			396.0~770.8	780	-0.82	1.31
翻 116-斜 74	SSZT-80	16.39	30~426.0	0.0	0.33	2.27
			426.0~944.0	780	-1.91	3.83
翻 118-斜 74	SSZT-120	10.79	30~360.0	400	0.0	2.17
			360.0~952.0	900	-1.16	-1.93
			952.0~1110.0	0.0	1.22	9.20
翻 116-斜 72	SSZT-120	12.03	30~800.0	400	-0.28	1.68
			800.0~1150.0	600	-1.54	4.23
翻 120-斜 74	SSZT-120	17.01	30~960.0	400	-0.96	0.76
			960.0~1178.0	600	-1.57	-2.70

3.5 小结

根据第二章整体钻柱和下部钻具双重非线性静力学的有限单元法，自行开发了 DS-NSA 软件，通过该软件将钻柱力学分析应用到以下四方面：

1. 小井眼直井防斜钻具设计。根据各种可组配钻具结构、井斜角和井径扩大率条

件,应用 DS-NSA 软件对下部钻具进行了受力变形分析,通过分析所求得的钻头受力变形值,并以钻头轴线转角最小为准则,优选组配了满眼和钟摆钻具,经 D 油田小井眼直井应用表明,平均机械钻速由原来的 13m/h 提高到 22m/h,取得了显著的经济和社会效益。

2. 斜井钻具设计和造斜性能计算。根据斜井旋转钻具和动力钻具结构、井眼形态等参数,应用 DS-NSA 软件对下部钻具进行力学分析,根据求得的钻头处井斜力,对钻具造斜性能的影响因素进行了讨论,并与修正的合力法相结合,完成了钻具造斜性能计算,据此设计的旋转钻具和动力钻具已在 D 油田定向井、水平井中得到应用,其钻具平均性能误差较小,完全能够满足井眼轨道控制需要。

3. 水平井钻柱摩阻模拟。根据钻柱结构、井身剖面等参数,应用 DS-NSA 软件对整体钻柱进行力学分析,求得的井口悬重与实测值误差在 10%以内,其摩阻模拟结果已在 GP1 井应用,为井眼轨道设计和现场施工提供了可靠的理论依据。

4. 根据 DS-NSA 软件对下部钻具力学分析结果,自行研制了可连续控制井斜的伸缩钻铤,已获国家专利(ZL98212258.6),不仅降低了工人劳动强度和钻井成本,还丰富了钻具力学的应用范围。

综上所述,钻柱双重非线性静力学的有限单元法和 DS-NSA 软件已在钻井工程中得到广泛应用,取得了显著的经济和社会效益,为钻柱和钻具设计、钻井参数优选、井眼轨道控制提供了一种行之有效的方法,具有重要的工程应用价值。

第四章 钻柱振动模态分析的有限单元法与疲劳强度

钻柱静力学研究是在忽略钻柱动载荷和运动状态前提下进行的, 是对钻柱工作状态的一种近似分析, 它的求解效率高、工程应用性能好。但是, 钻柱的实际工作状态如 1.2 所述是一个动态过程, 钻柱在钻井过程中出现的断裂、偏磨、跳钻等现象, 静力学分析已无法解释, 因此, 必须开展钻柱动力学研究。

钻柱动力学研究如 1.3.1.2 和 1.5 所述, 主要有钻柱瞬态动力学和稳态动力学研究。本章将从钻柱断裂问题出发, 用有限单元法对钻柱稳态动力学和疲劳强度进行研究, 并开展工程应用, 次于钻柱瞬态动力学研究和应用将在后两章进行。

4.1 整体钻柱振动模态分析模型

根据钻柱稳态动力学研究成果和钻柱的实际工作状态, 应选取整体钻柱为研究对象, 这是因为选取局部钻柱为研究对象, 无法准确给出假想截面处的边界条件, 使钻柱低阶固有频率和固有振型可能丢失, 导致计算误差。钻柱稳态动力学分析模型的建立应从以下三个方面进行, 见图 4.1。

1. 钻柱结构

钻柱是一根数千米长的连续管, 它的空间结构为井眼轴线形态, 是一条任意曲率的空间螺旋线, 通常由测斜数据经数学回归得出^[138,139], 不同井眼内的钻柱将有不同的空间结构。钻柱的几何结构主要是环状的轴对称结构, 钻具组合中的钻杆、钻铤、稳定器、弯接头等特殊钻具的安放位置和个数不受限制。由于钻柱结构的复杂性和理论分析限制, 需做下列简化和假设:

(1) 不考虑钻柱螺纹连接处和局部孔、槽的刚度。

(2) 对于减振器, 根据抗拉压刚度、质量、外径将其等效成变内径、变密度管体。

(3) 井口处方钻杆以上的地面设备 (大钩、游动滑车、井架等) 简化成一个弹簧质量系统^[124]。

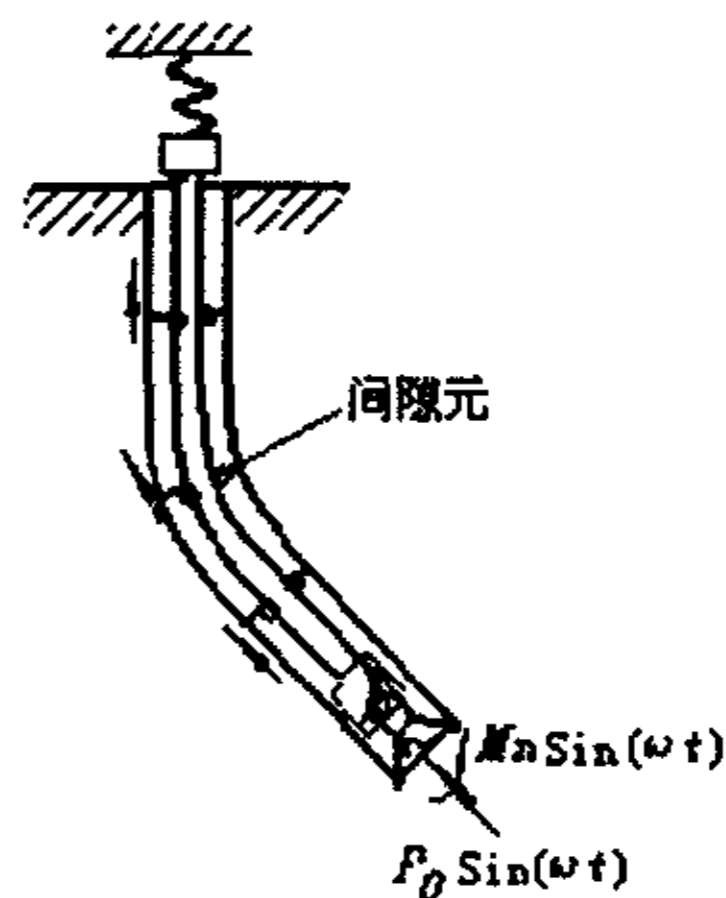


图 4.1 钻柱模态动力学分析示意图

2. 边界条件

井口边界：由于地面设备简化成一个弹簧质量系统，其井口边界实际上是地基边界，因此均为固定位移边界^[127]。

井底边界：由于钻头破岩时，做轴向移动和旋转运动，在钻头上有钻压和扭矩作用，因此可将井底钻头处的边界条件处理成横向线位移固定、横向角位移自由、轴向位移和扭转角位移为已知力边界。

钻柱与井壁碰撞接触边界：这种边界是一种自由移动边界，当钻柱与井壁碰撞接触时，能量损失、碰反力和摩阻力、速度和加速度都存在，反之为自由边界。该边界在钻柱模态动力学分析中无法全面考虑，若只进行钻柱的纵向和扭转振动分析，可以不考虑该边界，为了不失钻柱稳态分析的一般性，需对该边界做如下处理。

(1)钻柱与井壁由 2.3 所述的间隙元连接，间隙元刚度和摩阻力应由钻柱静力学分析得到。

(2)间隙元刚度只限制钻柱的横向运动，对钻柱的横向振动特性有影响，但对钻柱的纵向、扭转振动特性没有作用。

(3)间隙元的摩阻力是沿着钻柱的轴向和圆周方向，且与速度方向相反，对钻柱的纵向、扭转振动的动力响应有贡献，但对横向振动无影响。

该边界的处理，不仅使钻柱横向振动分析成为可能，也使摩阻力对钻柱纵向和扭转振动的作用得以考虑，而横向振动的固有特性显然与间隙元刚度有关，由于间隙元刚度通过静力学分析得到，比以往模型更趋于合理^[123]，但与实际状态还存在误差。

3. 载荷

钻柱的静载荷主要有泥浆浮力和阻力矩作用、钻柱的分布自重等载荷作用。钻柱的动载荷比较复杂，经简化和假设，主要考虑以下动载荷。

(1)钻头处作用一轴向简谐干扰力，即动钻压 $P_0 \sin(\omega t)$ ，其中 P_0 为钻压波动幅值， ω 为钻压干扰力频率，与钻头类型、岩石可钻性、钻柱转速有关。

(2)钻头处作用一简谐干扰力矩，即动扭矩 $M_{n0} \sin(\omega t)$ ，由于钻头扭矩与钻压成正比，因此取干扰力矩频率为钻压波动频率。

(3)钻柱与井壁相互运动时受到摩阻力作用，该摩阻力大小不变，方向与钻柱速度方向相反，即为库仑阻尼。

(4)钻柱在循环泥浆介质中运动会受到阻尼力抵抗，其阻尼力的大小和钻柱与泥浆介质的相对速度有关，当速度较小时，阻尼力与速度成正比，为粘性阻尼，当速度较高时（大于 3m/s），阻尼力与速度的平方成正比，为非线性阻尼。

(5)钻柱运动时的惯性力作用。

综上所述，建立的模型结构变化大，且阻尼相对复杂，只有将各种非线性阻尼等效成粘性阻尼，才能采用振型迭加法求解。该模型能够对钻柱进行各种振动模态分析，但横向振动模态分析误差较难估计，这主要是由于间隙元刚度所致，另外，钻柱是一根细长杆，其横向振动固有频率极低、且十分相近，难于工程应用。因此，该模型主要应用于钻柱的纵向、扭转及其耦合振动。

实际钻井中，钻柱的断裂事故一般发生在较深的可钻性比较高的地层中，而在井深较浅的井段基本不发生，这说明钻柱的断裂破坏主要是由于钻柱长度和钻头破岩载荷的变化，导致钻柱产生过大的纵向和扭转振动，这种振动严重时，井口的底座和井架都能感觉到。由此可见，我们所建立的钻柱振动模态分析模型，完全可以应用于钻柱断裂机理分析和疲劳强度计算。

4.2 钻柱振动模态分析的有限单元法

由于钻柱结构的多样性，采用有限元法对钻柱振动模态进行分析，根据结构振动分析理论^[156~160]，结合钻柱结构，简要推导其有限元公式。

4.2.1 钻柱一般动力学方程

钻柱动力学分析的整体和局部坐标系选取仍同静力学，在整体坐标系下将钻柱离散为若干个梁单元，然后在局部坐标系下建立每个梁单元的动力学方程，经一系列坐标转化和拼装过程，可得到整体坐标系下的钻柱动力学方程。

局部坐标系下，任一梁单元在 t 时刻的节点广义位移、速度和加速度向量

$$d_e(t) = [u_i(t), v_i(t), w_i(t), \theta_{ix}(t), \theta_{iy}(t), \theta_{iz}(t), u_j(t), v_j(t), w_j(t), \theta_{jx}(t), \theta_{jy}(t), \theta_{jz}(t)]^T \quad (4.1)$$

$$\dot{d}_e(t) = [\dot{u}_i(t), \dot{v}_i(t), \dot{w}_i(t), \dot{\theta}_{ix}(t), \dot{\theta}_{iy}(t), \dot{\theta}_{iz}(t), \dot{u}_j(t), \dot{v}_j(t), \dot{w}_j(t), \dot{\theta}_{jx}(t), \dot{\theta}_{jy}(t), \dot{\theta}_{jz}(t)]^T \quad (4.2)$$

$$\ddot{d}_e(t) = [\ddot{u}_i(t), \ddot{v}_i(t), \ddot{w}_i(t), \ddot{\theta}_{ix}(t), \ddot{\theta}_{iy}(t), \ddot{\theta}_{iz}(t), \ddot{u}_j(t), \ddot{v}_j(t), \ddot{w}_j(t), \ddot{\theta}_{jx}(t), \ddot{\theta}_{jy}(t), \ddot{\theta}_{jz}(t)]^T \quad (4.3)$$

单元广义位移、广义速度和广义加速度向量

$$f(t) = Nd_e(t) \quad (4.4)$$

$$\dot{f}(t) = N\dot{d}_e(t) \quad (4.5)$$

$$\ddot{f}(t) = N\ddot{d}_e(t) \quad (4.6)$$

式中形函数矩阵 N 的显式见(2.4)式，单元的几何方程和物理方程

$$\varepsilon(t) = (B_L + \frac{1}{2}B_{NL}(t)) d_e(t) \quad (4.7)$$

$$\sigma(t) = D \varepsilon(t) - D \varepsilon_0 + \sigma_0 \quad (4.8)$$

式中应变矩阵 B_L 和 B_{NL} 、弹性矩阵 D 可参见静力学部分。

根据多自由度系统的 Lagrange 方程进行单元运动方程推导，其方程

$$\frac{d}{dt} \left\{ \frac{\partial (T-U)}{\partial \dot{d}_e} \right\} - \left\{ \frac{\partial (T-U)}{\partial d_e} \right\} + \left\{ \frac{\partial R}{\partial \dot{d}_e} \right\} = \{0\} \quad (4.9)$$

式中 T, U, R 分别为单元的动能、势能和耗散函数，其计算公式

$$T = \frac{1}{2} \int_{V_e} \rho \dot{f}^T \dot{f} dV \quad (4.10)$$

$$U = \frac{1}{2} \int_{V_e} \varepsilon^T \sigma dV - \int_{A_e} f^T P_A dA - \int_{V_e} f^T P_V dV - f^T P_e \quad (4.11)$$

$$R = \frac{1}{2} \int_{V_e} c \dot{f}^T \dot{f} dV \quad (4.12)$$

式中： P_V, P_A, P_e 分别为单元体力向量、面力向量和节点力向量， ρ 为单元密度， c 为单元阻尼系数，取值较复杂，一般都与速度、时间等因素有关。将(4.10)~(4.12)式代入(4.9)式，并注意(4.1)~(4.8)式，经化简得到单元运动方程

$$M^e \ddot{d}_e(t) + C^e(t) \dot{d}_e(t) + (K_0^e + K_N^e(t) + K_G^e(t)) d_e(t) = F_e(t) \quad (4.13)$$

式中 K_0^e, K_N^e, K_G^e, F_e 分别为单元的线性刚度矩阵、大位移刚度矩阵、几何刚度矩阵和等效节点力向量，其计算公式参见(2.18)~(2.22)，而质量矩阵 M^e 、阻尼矩阵 C^e 的计算公式

$$M^e = \int_{V_e} \rho N^T N dV \quad (4.14)$$

$$C^e(t) = \int_{V_e} c N^T N dV \quad (4.15)$$

将离散后的所有单元向整体坐标系转化，并进行拼装，可得钻柱的动力学方程

$$M \ddot{d}(t) + C(t) \dot{d}(t) + (K_0 + K_N(t) + K_G(t)) d(t) = F(t) \quad (4.16)$$

上述方程推导没有考虑井壁约束，数千米长的细长杆件，其刚度矩阵可能出现奇异，为此需在任一时刻引入静力间隙元刚度矩阵 $K_G(t)$ ，则钻柱动力学方程为

$$M\ddot{d}(t) + C(t)\dot{d}(t) + (K_0 + K_N(t) + K_g(t) + K_G(t))d(t) = F(t) \quad (4.17)$$

若不考虑钻柱的大位移刚度矩阵 K_N ，则钻柱动力学方程为

$$M\ddot{d}(t) + C(t)\dot{d}(t) + (K_0 + K_g(t) + K_G(t))d(t) = F(t) \quad (4.18)$$

上述钻柱动力学方程中的质量矩阵 M 和线性刚度矩阵 K_0 不随时间变化，但阻尼矩阵 C 、大位移刚度矩阵 K_N 、几何刚度矩阵 K_g 和间隙元刚度矩阵 K_G 都是时间的函数，等效节点力向量 $F(t)$ 也随时间变化。因此，这些钻柱动力学方程都是非线性动力学方程，具有一般性，但求解相对困难、不宜于工程应用，为了得到钻柱振动的模态解，只有对上述方程进行简化，建立能够用振型迭加法求解的钻柱动力学方程。

4.2.2 钻柱振动模态分析的动力学方程

根据钻柱振动模态分析模型，对上述非线性动力学方程中的各项进行讨论。

1. 质量矩阵

根据(4.14)式可以计算出梁单元的一致质量矩阵^[159]，亦称均匀质量矩阵。此外，也可用单元形函数，由(4.14)式计算出集中质量矩阵，或者直接用集中质量法来求得集中质量矩阵。因此，在钻柱运动方程中有两种质量矩阵。

由文献[158]所述，在结构单元数目相同的条件下，两种质量矩阵给出的计算精度相差不多，用集中质量矩阵计算的振动频率稍低于一致质量矩阵计算的频率，而集中质量矩阵是对角线方阵，计算简单。因此，对于钻柱这类细长结构的振动分析，宜采用集中质量矩阵。

2. 刚度矩阵

由 2.2.4 分析可知，引起钻柱的大位移刚度矩阵可以忽略，但几何刚度矩阵和间隙元刚度矩阵必须给予考虑。而钻柱的几何刚度矩阵主要包括了钻柱的自重和集中轴向载荷，显式见(2.39)和(2.40)，钻柱自重不随时间变化，钻柱的集中轴向载荷随时间变化，主要受钻压波动载荷影响，而钻井过程中，钻压波动一般都远小于钻压平均载荷。因此，在计算几何刚度矩阵时可采用平均钻压，忽略钻压波动，这样处理使钻柱的几何刚度矩

阵就不随时间变化,便于模态分析。间隙元刚度矩阵实际上也随时间变化,由于算法限制,只能取静力间隙元刚度矩阵。

钻柱的几何刚度矩阵和间隙元刚度矩阵只对钻柱的横向振动有影响,而对钻柱的纵向和扭转振动没有影响。当下部钻柱处于受压状态,钻柱的横向刚度降低,钻柱的横向振动固有频率降低,反之,上部钻柱处于拉伸状态,横向固有频率提高。间隙元的刚度能够加大钻柱的横向弯曲刚度,使钻柱横向振动固有频率提高。

3. 动载荷向量

由钻柱振动模态分析模型知,不考虑钻柱与井壁碰撞接触时的动载荷,那么钻柱的动载荷只有钻头处的钻压和扭矩。经实验测试和现场观察,这些动载荷在一般条件下均为周期载荷,为了便于求解,本文采用简谐激振力^[130],钻压动载荷为 $P_0 \sin(\omega t)$, 扭矩动载荷为 $M_{n0} \sin(\omega t)$, 扭矩与钻压的关系^[160,161] :

$$M_{n0} = P_0 \varphi(n, bit, v, \gamma) \quad (4.19)$$

式中函数 φ 的变量主要是钻柱转速 n 、钻头类型 bit (外径、切削齿的分布和新旧程度)、机械钻速 v 和泥浆密度 γ , 其函数关系一般由理论和实验测试数据回归得到。干扰力频率 ω 主要与钻柱转速 n 、钻头切削指数 I_b (切削齿的分布和新旧程度)、岩石可钻性指数 I_f 有关,其函数关系为

$$\omega = \frac{\pi n}{30} I_f^{n_1} I_b^{n_2} \quad (4.20)$$

式中 n_1, n_2 由理论和实验测试数据回归得到。

4. 阻尼矩阵

钻柱在充满泥浆介质的井眼内发生振动,主要受到以下三种阻尼的作用

① 结构阻尼: 钻柱结构材料内部分子产生的阻尼,一般认为与钻柱弹性体的应变速率成正比。

② 泥浆介质阻尼: 当钻柱与泥浆介质的相对运动速度较低时,其产生的阻尼力与速度成正比,为线性阻尼。当速度大于 3m/s,其阻尼力与速度平方成正比,为非线性

阻尼^[162]。

③ 库仑阻尼：钻柱与井壁接触摩阻力产生的阻尼，该阻尼力的大小为摩阻力，但方向与速度方向相反。

由(4.15)式计算的阻尼矩阵必须包括上述三种阻尼，显然阻尼矩阵是速度和时间函数，无法进行模态响应分析，为此，必须对非线性阻尼进行等效。

结构阻尼和泥浆介质中的线性阻尼（粘性阻尼），形成的阻尼矩阵与时间无关，但阻尼系数难于确定，工程上一般采用比例阻尼，其计算式为

$$C_L = \alpha M + \beta(K_0 + K_o) \quad (4.21)$$

式中系数可由实验测出前两个振型的固有频率和阻尼比确定^[163]。

泥浆介质中的非线性阻尼和库仑阻尼，形成的阻尼矩阵与速度和时间有关，应按照等效阻尼原则^[162]将其等效成粘性阻尼。根据振动模态分析理论，结构系统受简谐干扰力作用将产生谐运动，其单元任一节点广义位移的解一定为

$$d = X \sin(\omega t - \varphi) \quad (4.22)$$

粘性阻尼力 $c\dot{d}$ 在一周期内所做的功

$$W_d = \oint c\dot{d} d(d) = \oint c(\dot{d})^2 dt = \pi\omega X^2 c \quad (4.23)$$

非线性阻尼力 $\alpha(\dot{d})^2$ 在一周期内所做的功

$$W_d = \oint \alpha(\dot{d})^2 d(d) = \oint \alpha(\dot{d})^3 dt = \frac{8}{3}\alpha\omega^2 X^3 \quad (4.24)$$

库仑阻尼力 $R_i \frac{\dot{d}}{|\dot{d}|}$ 在一周期内所做的功为

$$W_d = \oint R_i \frac{\dot{d}}{|\dot{d}|} d(d) = \oint R_i \dot{d} dt = 4R_i X \quad (4.25)$$

根据阻尼等效，使(4.23)分别与(4.24)和(4.25)式相等，可得等效阻尼系数

$$C_N = \frac{8}{3\pi} \alpha\omega X \quad (4.26)$$

$$C_F = \frac{4R_i}{\pi\omega X} \quad (4.27)$$

将(4.26)和(4.27)式分别代入(4.15)式, 可得单元的等效阻尼阵, 然后在进行坐标转化和拼装可得钻柱等效阻尼矩阵 C_N, C_F , 合并后的钻柱阻尼矩阵

$$C = C_L + C_N + C_F \quad (4.28)$$

式中阻尼矩阵不含时间变量, 但是位移振幅的函数。

通过上述质量矩阵、刚度矩阵、阻尼矩阵和动载荷的讨论, 可以得到钻柱振动模态分析的动力学方程

$$M\ddot{d}(t) + C\dot{d}(t) + Kd(t) = F_0 \sin(\omega t) \quad (4.29)$$

$$C = C_L + C_N + C_F \quad (4.29a)$$

$$K = K_0 + K_\sigma + K_G \quad (4.29b)$$

对上述方程进行模态分析, 可采用子空间迭代法或改进的 Ritz 向量法计算钻柱的固有频率和振型, 采用振型迭加法计算钻柱的动力响应。

4.2.3 钻柱固有频率和振型分析

由(4.29)式可得钻柱无阻尼自由振动方程

$$M\ddot{d}(t) + Kd(t) = \{0\} \quad (4.30)$$

上式解反映了钻柱在自由振动状态下的固有特性, 设钻柱作简谐运动, 可得

$$K\phi = \lambda M\phi; \quad \lambda = \omega^2 \quad (4.31)$$

式中 ϕ, λ, ω 分别为钻柱的振型矢量、特征值和固有频率。(4.31) 式为广义特征值问题, 可采用子空间迭代法和改进的 Ritz 向量法计算钻柱的低阶固有频率和振型。子空间迭代法可参见文献[159,163], 这里不在赘述。

改进的 Ritz 向量法^[164] 计算原理类似于子空间迭代法, 其计算速度是子空间的 10 倍左右, 这里仅论述其主要计算步骤。

1. 寻找 ($m \leq n$) 个正交基向量

① 求解第一个正交基向量

$$\left. \begin{aligned} K\bar{q}_1 &= F_0 \\ K\bar{q}_2 &= M\bar{q}_1 \end{aligned} \right\} \quad (4.32)$$

如果 $|\bar{q}_2 - \bar{q}_1| \geq \varepsilon$ (控制计算精度的小量), 将 \bar{q}_2 赋值到 \bar{q}_1 , 循环求解(4.32)式, 直到 $|\bar{q}_2 - \bar{q}_1| \leq \varepsilon$ 成立。最后归一化得第一个基向量

$$q_1 = \bar{q}_1 / \sqrt{\bar{q}_1^T M \bar{q}_1} \quad (4.33)$$

②求解 $m-1$ 个正交基向量

$$\left. \begin{aligned} K\bar{q}_{k+1} &= \bar{q}_{k+1} q_k \\ a_j &= \bar{q}_{k+1}^T M q_j \quad (j=1, 2, \dots, k) \\ \bar{q}_{k+1} &= \bar{q}_{k+1} - \sum_{j=1}^k a_j q_j \quad (k=1, 2, \dots, m-1) \\ q_{k+1} &= \bar{q}_{k+1} / \sqrt{\bar{q}_{k+1}^T M \bar{q}_{k+1}} \end{aligned} \right\} \quad (4.34)$$

如果 $|\bar{q}_{k+1} - \bar{q}_k| \geq \varepsilon$, 将 \bar{q}_{k+1} 赋值到 q_k , 循环求解(4.34), 否则, $k = k+1$ 再求解(4.34)式, 直到所有基向量求解完毕。

2. 计算钻柱前 m 阶固有频率和振型

记正交基向量组成的向量为

$$Q = [q_1, q_2, \dots, q_m] \quad (4.35)$$

$$\text{则} \quad K_m = Q^T K Q, \quad M_m = Q^T M Q \quad (4.36)$$

可以证明 $M_m = I$ 是单位矩阵, 于是(4.31)式转化为

$$K_m \eta = \lambda M_m \eta \quad (4.37)$$

$$\text{或} \quad K_m \eta = \lambda \eta \quad (4.38)$$

式(4.38)是 m 阶方程, 远小于(4.31)中的阶数, 利用广义雅可比法求出 λ_i 和 η_i ($i=1, 2, \dots, m$), 进一步计算出钻柱的前 m 阶固有频率 ω_i 和固有振型 ϕ_i

$$\omega_i = \sqrt{\lambda_i} \quad (i=1, 2, \dots, m) \quad (4.39)$$

$$\varphi_i = Q\eta_i \quad (i=1,2,\dots,m) \quad (4.40)$$

4.2.4 振型迭加法计算钻柱的动态响应

求得钻柱前 m 阶固有频率 ω_i 和振型 φ_i 后, 就可以对(4.29)式进行求解。实践表明, 激振力所能激起的只是相对激振频率较低的一部分振型, 而绝大部分高阶振型的参与因子都是小得可以忽略。因此, 在钻柱动力响应分析时, 用其前 q 阶固有振型的线性迭加来表示动位移。

$$d = y_1\varphi_1 + y_2\varphi_2 + \dots + y_q\varphi_q = [\varphi_1 \varphi_2 \dots \varphi_q] \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_q \end{Bmatrix} = \varphi y \quad (4.41)$$

式中 y_i 称为参与因子, 表示各阶主模态在响应位移中所占的比例, 与阻尼有关。 q 的选取原则一般为 $m = \min(2q, q+8)$ 。将上式代入(4.29)式, 且方程左乘 ϕ^T 得

$$M^* \ddot{y} + C^* \dot{y} + K^* y = F^* \sin(\omega t) \quad (4.42)$$

$$\text{式中} \quad \left. \begin{aligned} M^* &= \phi^T M \phi \\ C^* &= \phi^T C \phi \\ K^* &= \phi^T K \phi \\ F^* &= \phi^T F \end{aligned} \right\} \quad (4.43)$$

M^* 、 K^* 和 C^* 为对角阵, 则 (4.42) 式可解耦成 q 个二阶线性非齐次微分方程

$$m_j \ddot{y}_j + c_j \dot{y}_j + k_j y_j = F_j \sin \omega t \quad (j=1,2,\dots,q) \quad (4.44)$$

方程两边同除 m_j , 并令阻尼系数 $\xi_j = \frac{c_j}{2m_j}$, 固有频率 $\omega_j = \frac{k_j}{m_j}$, 则有

$$\ddot{y}_j + 2\xi_j \dot{y}_j + \omega_j^2 y_j = \frac{F_j}{m_j} \sin \omega t \quad (j=1,2,\dots,q) \quad (4.45)$$

其特解为

$$y_j = A_j \sin \omega t + B_j \cos \omega t \quad (4.46)$$

式中

$$\left. \begin{aligned} A_j &= \frac{F_j}{m_j \omega_j^2} \frac{1 - \frac{\omega^2}{\omega_j^2}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_j^2}\right)^2 + \left(2\xi_j \frac{\omega}{\omega_j}\right)^2} \\ B_j &= \frac{-F_j}{m_j \omega_j^2} \frac{2\xi_j \frac{\omega}{\omega_j}}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_j^2}\right)^2 + \left(2\xi_j \frac{\omega}{\omega_j}\right)^2} \end{aligned} \right\} (j=1,2,\dots,q) \quad (4.47)$$

当求得所有 q 个 y_j 后, 便得到

$$\left. \begin{aligned} y &= A \sin \omega t + B \cos \omega t \\ A &= [A_1, A_2, \dots, A_q]^T \\ B &= [B_1, B_2, \dots, B_q]^T \end{aligned} \right\} \quad (4.48)$$

将上式代入(4.41)得钻柱位移响应值

$$d = \phi y = C \sin \omega t + D \cos \omega t \quad (4.49)$$

式中响应位移包含和动载荷同相位的正弦分量, 也包含阻尼影响的余弦分量, 一般情况下, 各自由度并不同时达到最大位移值, 稳态振动之间有相位差。对于第 i 个自由度, 其位移可表示为

$$\left. \begin{aligned} d_i &= X_i \sin(\omega t - \varphi_i) \\ X_i &= \sqrt{C_i^2 + D_i^2} \\ \varphi_i &= \text{arctg}\left(\frac{D_i}{C_i}\right) \end{aligned} \right\} \quad (4.50)$$

式中 X_i, φ_i 分别为 i 自由度的最大振幅和相位差。

值得注意，由于非线性阻尼和库仑阻尼的等效，在对(4.45)求解时， $\xi_j = \frac{c_j}{2m_j}$ 虽然不是时间的函数，但它是最大振幅 X_j 的函数。因此，必须对(4.45)至(4.50)式反复求解，逐步修正等效阻尼系数，使求得的最大振幅满足计算精度要求，然后在求出响应内力和响应应力，为钻柱疲劳强度的计算提供数据。

4.3 钻柱疲劳强度计算方法

通过钻柱振动模态分析，不仅可以得到钻柱的固有频率和振型，还可得到钻柱的响应位移、响应内力和应力。工程上根据这些计算值可对钻柱振动程度进行定性分析，并指导钻柱设计和钻井作业，要定量分析钻柱振动对疲劳强度的影响，必须进行疲劳强度计算。

钻井实践表明，钻柱的断裂部位一般发生在钻杆螺纹连接处，从断口形式观察属疲劳破坏。因此，研究钻柱疲劳强度实际上是研究钻柱螺纹连接处的疲劳强度，由于螺纹连接结构和传递载荷的特殊性，其应力状态分布十分复杂，为了简化计算，采用名义应力（有效横截面的平均应力）和应力集中系数来描述螺纹连接处的最大局部应力。在钻井工程中，螺纹连接处的应力主要有

1. **预紧应力：**钻柱是由数百根钻杆或钻铤通过螺纹连接而成，为了使钻柱在井下不发生脱扣和上扣事故，必须施加一定的上扣力矩，如 $\phi 197$ 钻铤上扣力矩值约为 $62\text{kN}\cdot\text{m}$ 。上扣力矩不仅引起端面和螺纹牙齿上的正压力，还产生摩擦力和摩擦力矩，在径向上的正压力分力和摩擦力自相平衡，但正压力在轴向分力将产生拉压应力，摩擦力矩与上扣扭矩平衡，产生扭转剪应力，当上扣扭矩卸载后，摩擦力转化为静摩擦力，螺纹连接处只有轴向应力存在，而扭转剪应力消失。因此，钻柱的预紧应力应为轴向应力。

钻柱工作时，轴向拉载荷通过牙齿传递，轴向压载荷通过端面传递，其结果使端面和牙齿的预紧力发生变化，变化程度与传递轴向载荷大小、端面和牙齿之间的钻具变形有关。当轴向拉载过大时，端面预紧力下降，牙齿预紧力增大，如果轴向压载过大，情况正好相反，此时钻柱内高压泥浆将会进入螺纹连接处，造成刺扣等事故，这与钻柱脱断事故一般发生在下部钻具的现象相一致。一般情况下，钻柱的轴向载荷都低于预紧力，且端面到螺纹牙的钻具长度也很短，可把预紧力产生的轴向预紧应力处理成恒量。

钻柱传递扭矩低于预紧力产生的扭矩，螺纹连接处的剪应力为传递扭矩引起，反之，将产生上扣现象，使预紧力增大，但引起剪应力的扭矩仍为传递扭矩。因此，螺纹连接处的扭转剪应力应由传递扭矩计算。一般情况下钻具传递扭矩远低于上扣扭矩。

不同类型的钻铤和钻杆，上扣力矩是不同的，有规范可查^[165]。在上扣力矩作用下，端面预紧力 R_{yN} 、螺纹根部预紧应力 σ_y 为^[166]

$$\left. \begin{aligned} R_{yN} &= \frac{M_0}{\bar{R}_L \tan(\rho + \psi) + \bar{R}_d \mu} \\ \tan \rho &= \frac{\mu}{\cos \gamma}; \quad \tan \gamma = \tan \beta \cos \psi \\ \sigma_y &= R_{yN} / A_L \end{aligned} \right\} \quad (4.51)$$

式中 M_0 为上扣扭矩， μ 为钢与钢滑动摩擦系数， \bar{R}_L 为螺纹平均半径， \bar{R}_d 为有效端面平均半径， β 为螺纹牙型角， ψ 为螺纹升角， A_L 为螺纹根部最小横截面面积。

2. 静应力：钻柱位于弯曲井眼内，在自重、平均钻压、平均扭矩等静载荷作用下，将产生组合变形，工作应力可由钻柱静力学分析求得。其中钻柱产生的拉压应力为 σ_{jN} 、弯曲应力为 σ_{jW} 、扭转剪应力为 τ_j 。

3. 动应力：钻压波动和扭矩波动会引起钻柱的动应力，通过钻柱纵向和扭转振动模态分析，就可以得到钻柱拉压变形的轴向动应力 σ_{dN} 和扭转变形的剪切动应力 τ_d 。

由上述三类应力可见，钻柱受力比较复杂，属复合应力作用下的疲劳强度计算，且拉压和扭转循环应力均不对称，根据钻柱的工作状态就可以求得钻柱的平均应力和应力幅。

钻柱在旋转钻井时平均应力和应力幅为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= \sigma_y + \sigma_{jN}; & \sigma_a &= \sigma_d + \lambda \sigma_{jW} \\ \tau_m &= \tau_j; & \tau_a &= \tau_d \end{aligned} \right\} \quad (4.52)$$

钻柱在定向钻井（钻柱不旋转）时平均应力和应力幅为

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= \sigma_y + \sigma_{jN} + \sigma_{jW}; & \sigma_a &= \sigma_d \\ \tau_m &= \tau_j; & \tau_a &= \tau_d \end{aligned} \right\} \quad (4.53)$$

式中 λ 为钻柱转动频率与钻头激振力频率的比值。

钻柱在复合应力作用下的安全系数计算公式为^[167]

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \quad (4.54)$$

式中 n_σ, n_τ 分别为单向轴应力和单向扭转剪应力的安全系数, 在不对称循环时的计算公式为

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon\beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon\beta} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} \quad (4.55)$$

式中 σ_{-1}, τ_{-1} 分别为钻柱材料在对称循环下的拉压和扭转疲劳极限, 它可以根据钻柱材料由实验或估算法求得^[168]。 ε 为尺寸系数, β 为表面系数, 包括表面加工系数、腐蚀系数和强化系数, K_σ, K_τ 为有效应力集中系数, ψ_σ, ψ_τ 为不对称循环度系数。

由(4.54)、(4.55)式求得工作安全系数后, 可建立钻柱疲劳强度条件

$$n \leq [n] \quad (4.56)$$

式中 $[n]$ 为许用安全系数, 对于钻柱来说, 其值应该在 1.5 以上。

在进行钻柱疲劳强度计算时, 首先求得钻柱的静应力、动应力和预紧应力, 然后求出复合应力下的工作安全系数, 与许用安全系数进行比较即可完成。由于钻柱在不同井深处的工作应力不同, 其工作安全系数也不同。因此, 对不同井深的钻柱都要进行疲劳强度计算, 才能对钻柱的安全工作做出评定。

4.4 工程应用

根据上述理论方法, 自行开发了钻柱振动模态分析的有限单元法和疲劳强度计算软件 DS-MVA, 该软件不仅能够对直井钻柱进行纵向和扭转振动分析, 还可以对定向井、水平井钻柱进行分析。应用该软件能够定量分析钻柱断裂原因, 为钻井施工提供合理的钻具组合和工艺参数, 也能够根据钻井工程设计, 进行钻柱结构和工艺参数设计, 确保井下钻柱不产生共振、安全可靠工作。该软件已在 D 油田得到应用, 取得了明显效果^[153,154]。

4.4.1 直井钻柱断裂事故分析与应用

D 油田龙虎泡地区直井目的层深度为 2000m 左右,在起初钻井过程中,由于 1700~1900m 地层较硬、机械钻速较低,钻柱断裂事故频繁发生,其中施工的 10 口井中就有 7 口井的钻柱发生断裂,甚至在 1 口井中还产生多次钻柱断裂,给钻井施工带来极大困难,使钻井成本明显增加。为此,应用 DS-MVA 软件对钻柱断裂事故进行分析,并重新设计钻具组合,设计钻具在后继钻井过程中没有发生断裂事故,使这一工程问题得以基本解决。

表 4.1 钻柱结构 A 纵向和扭转耦合振动的前 20 阶固有频率值 (rad/s)

阶序	频率	阶序	频率	阶序	频率	阶序	频率	阶序	频率
1	3.40	2	4.55	3	5.80	4	8.00	5	10.70
6	12.37	7	17.62	8	18.62	9	23.10	10	26.79
11	28.68	12	34.30	13	34.95	14	39.94	15	42.98
16	45.54	17	50.93	18	51.06	19	56.54	20	58.91

表 4.2 钻柱结构 A 纵向和扭转耦合振动的动态响应值 (牙轮钻头)

钻柱截面至钻头距离(m)	螺纹预紧应力 (MPa)	平均正应力 (MPa)	正应力幅 (MPa)	平均剪应力 (MPa)	剪应力幅 (MPa)	纵振安全系数	扭转安全系数	综合安全系数
1870.00	160.958	221.264	7.853	-25.824	0.745	1.64	25.43	1.63
1852.39	160.958	213.467	6.275	-25.689	0.733	1.80	25.71	1.80
1834.78	160.958	211.163	5.613	-25.552	0.709	1.88	26.22	1.87
1412.14	160.958	196.600	6.728	-22.250	0.637	1.87	29.62	1.86
1394.53	160.958	196.097	6.942	-22.115	0.569	1.85	31.48	1.85
1376.92	160.958	196.551	7.274	-21.978	0.491	1.82	33.86	1.81
1359.31	160.958	196.012	7.382	-21.840	0.406	1.81	36.91	1.81
1341.70	160.958	194.654	7.295	-21.702	0.316	1.83	40.80	1.82
1324.09	160.958	192.920	7.088	-21.565	0.222	1.86	45.82	1.85
109.00	278.688	265.409	8.612	-17.821	0.223	1.41	52.31	1.41
103.00	278.688	265.042	8.435	-17.722	0.176	1.42	56.29	1.42
91.00	278.688	266.541	8.431	-17.503	0.154	1.41	58.89	1.41
85.00	278.688	262.744	7.622	-17.363	0.171	1.47	57.60	1.47
73.00	278.688	271.318	8.780	-17.251	0.153	1.38	59.55	1.38
67.00	278.688	268.453	8.102	-17.158	0.128	1.42	62.40	1.42
55.00	278.688	263.934	6.928	-16.925	0.080	1.51	68.84	1.51
49.00	278.688	260.676	6.155	-16.813	0.063	1.57	71.47	1.57
37.00	267.012	256.929	6.868	-15.417	0.040	1.54	81.19	1.54
18.80	267.012	248.187	4.461	-15.027	0.005	1.76	90.21	1.76
9.25	267.012	252.453	4.805	-14.823	0.012	1.71	89.79	1.71

表 4.3 钻柱结构 A 纵向和扭转耦合振动的动态响应值 (PDC 钻头)

钻柱截面至钻头距离(m)	螺纹预紧应力(MPa)	平均正应力(MPa)	正应力幅(MPa)	平均剪应力(MPa)	剪应力幅(MPa)	纵振安全系数	扭转安全系数	综合安全系数
1746.73	160.958	228.888	12.238	-37.206	2.638	1.35	10.02	1.34
1729.12	160.958	228.536	13.014	-36.872	3.781	1.31	7.63	1.29
1711.51	160.958	228.343	13.432	-36.538	4.628	1.29	6.49	1.27
1693.90	160.958	228.409	13.498	-36.203	5.114	1.29	5.98	1.26
1676.29	160.958	229.133	13.281	-35.868	5.200	1.30	5.90	1.27
1658.68	160.958	228.744	12.487	-35.530	4.877	1.34	6.24	1.31
1429.75	160.958	217.307	12.203	-31.147	3.337	1.39	8.72	1.37
1412.14	160.958	217.130	12.911	-30.814	2.093	1.35	12.48	1.35
1394.53	160.958	217.169	13.270	-30.481	0.684	1.34	24.37	1.34
1376.92	160.958	217.433	13.276	-30.147	0.792	1.34	22.85	1.33
1359.31	160.958	216.829	12.746	-29.811	2.198	1.36	12.15	1.36
109.00	278.688	294.179	18.040	-8.977	8.464	0.99	4.17	0.96
103.00	278.688	298.143	18.441	-8.697	8.713	0.97	4.06	0.94
91.00	278.688	292.401	16.693	-8.157	8.971	1.03	3.95	0.99
85.00	278.688	291.116	16.012	-7.905	8.979	1.05	3.95	1.01
73.00	278.688	288.909	14.557	-7.351	8.754	1.10	4.06	1.06
67.00	278.688	287.200	13.652	-7.075	8.521	1.13	4.17	1.09
55.00	278.688	282.897	11.559	-6.549	7.825	1.22	4.54	1.18
49.00	278.688	284.323	11.075	-6.291	7.369	1.23	4.82	1.19
37.00	267.012	278.776	10.350	-5.369	5.767	1.28	6.14	1.25

1. 钻柱断裂事故分析

根据所钻 7 口井钻柱断裂条件, 选取钻井参数为井深 1870.0m、井斜角 3.0deg, 牙轮钻头平均钻压 200.0kN、钻压幅值 60.0kN, 转盘转速 81.0rpm。

钻柱结构(记为 A): $\Phi 215J_{22}$ 牙轮钻头+ $\Phi 178$ 钻铤 $\times 9m$ + $\Phi 214$ 稳定器+ $\Phi 178$ 钻铤 $\times 27m$ +
 $\Phi 159$ 钻铤 $\times 72m$ + $\Phi 127$ 钻杆

经 DS-MVA 软件对上述钻井参数下的钻柱进行纵向和扭转耦合振动分析, 可以得到牙轮钻头的干扰力频率为 25.45rad/s, 钻柱固有频率和动态响应值分别见表 4.1 和表 4.2。从这两个表中可见干扰力频率在 9~10 阶固有频率之间, 钻柱工作安全系数低于 1.5 的区间在距钻头 67~109m 段, 最小安全系数为 1.38、距钻头 73m。由此可见, 该钻柱结构在这种条件下, 工作安全系数不够, 容易发生脱断事故, 而实际钻井中, 在距钻头 106m、72m 处均发生断裂, 与理论分析结果相一致。另外, 从表中数据可见, 影响钻柱工作安全系数主要原因是钻柱纵向振动, 而扭转振动影响较小。

考虑到该地区地层的特征,可以选用 PDC 钻头, PDC 钻头与牙轮钻头相比,具有低钻压、高转速特点,由于 PDC 钻头切削破岩,其钻压波动比较小。但这种小钻压波动是否引起的钻柱动应力也一定很小,这就要取决与钻柱的振动情况。为此,我们选取 PDC 钻头和相应的钻井工艺参数:平均钻压 60.0kN、钻压幅值 20.0kN、转盘转速 295.0rpm。由于钻柱结构不变,其钻柱振动分析的固有频率也不变,但钻头的干扰力频率变化为 51.05rad/s,与钻柱的 18 阶固有频率十分接近,因此钻柱的动态响应也发生很大变化,见表 4.3。从表中可见,钻柱的正应力和剪应力幅值明显增大,使钻柱的工作安全系数明显下降,大部分井段都低于 1.5,最小工作安全系数为 0.94、距钻头 103.0m,显然这套钻柱结构和 PDC 钻头组配后也不能在井下安全工作,其工作可靠度都不如牙轮钻头。钻井实践表明,这种钻柱结构在使用 PDC 钻头钻井时,也发生了多次钻柱断裂事故。

综上所述,钻柱断裂的主要原因是由钻柱纵向振动引起,钻柱的动力响应不仅与钻压波动有关,还与钻柱的固有频率和干扰力频率有关。虽然 PDC 钻头的波动钻压低于牙轮钻头,但引起的动应力不一定低,只有通过钻柱振动模态分析,使钻柱结构的固有频率和钻头型号、钻柱转速引起的干扰力频率相远离,才能够降低钻柱的动响应,提高钻柱的工作安全系数。

2. 钻柱结构设计

根据钻井工艺和现有钻具结构,对各种可组配的钻柱结构在相应钻井工艺参数下进行振动分析,筛选出工作安全系数大的钻柱结构和相应的工艺参数供现场使用,从而完成钻柱结构的优选设计。

钻柱结构(记为 B): $\Phi 215$ PDC 钻头+ $\Phi 159$ 钻铤 $\times 18$ m+ $\Phi 184$ 稳定器+ $\Phi 159$ 钻铤 $\times 18$ m+
 $\Phi 184$ 稳定器+ $\Phi 159$ 钻铤 $\times 81$ m+ $\Phi 127$ 加重钻杆 $\times 27$ m+ $\Phi 127$ 钻杆

相应的钻井工艺参数为:平均钻压 60.0kN、钻压幅值 20.0kN、转盘转速 295.0rpm。

根据上述钻柱结构和工艺参数等,经 DS-MVA 软件计算,得到钻头干扰力频率为 51.05rad/s,钻柱固有频率和动态响应见表 4.4 和表 4.5。为了对比分析,也把牙轮钻头在平均钻压 200.0kN、钻压幅值 60.0kN、转盘转速 81.0rpm 时的振动响应列入表 4.6,其干扰力频率仍为 25.45rad/s。从这三个表中可见,这种钻柱结构与 PDC 钻头组配后,钻柱动应力较小,其工作安全系数都在 1.5 以上,最小的工作安全系数为 1.51、距钻头 121.0m。但是这种钻柱结构与牙轮钻头匹配后,钻柱的动应力就比较大,其最小的工作安全系数为 1.30、距钻头 112.8m。显然这种钻柱结构适合于 PDC 钻头,正常钻井条

件下能够安全可靠的工作。因此，在龙虎泡地区的后继调整井中，都使用这种钻柱结构和 PDC 钻头，钻柱断裂事故基本没有发生，取得了显著的经济和社会效益。

表 4.4 钻柱结构 B 纵向和扭转耦合振动的前 20 阶固有频率值 (rad/s)

阶序	频率	阶序	频率	阶序	频率	阶序	频率	阶序	频率
1	3.37	2	4.89	3	5.84	4	8.57	5	10.72
6	12.66	7	17.87	8	18.80	9	23.38	10	27.12
11	29.01	12	34.68	13	35.41	14	40.41	15	43.57
16	46.10	17	51.62	18	51.70	19	57.21	20	59.72

表 4.5 钻柱结构 B 纵向和扭转耦合振动的动态响应值 (PDC 钻头)

钻柱截面至钻头距离(m)	螺纹预紧应力 (MPa)	平均正应力 (MPa)	正应力幅 (MPa)	平均剪应力 (MPa)	剪应力幅 (MPa)	纵振安全系数	扭转安全系数	综合安全系数
1870.00	160.958	245.807	2.818	-39.379	0.553	1.92	22.78	1.91
1755.20	160.958	230.158	3.159	-37.202	0.213	1.99	30.33	1.99
1736.07	160.958	229.693	3.427	-36.839	0.358	1.97	27.24	1.96
1716.93	160.958	229.421	3.624	-36.476	0.472	1.95	25.28	1.95
1697.80	160.958	229.388	3.755	-36.113	0.542	1.94	24.25	1.93
1678.67	160.958	230.046	3.897	-35.748	0.564	1.92	24.05	1.91
1659.53	160.958	229.824	3.779	-35.382	0.534	1.93	24.70	1.93
1621.27	160.958	230.301	3.414	-34.651	0.335	1.97	29.02	1.96
121.00	267.012	288.788	5.180	-8.438	0.911	1.51	31.99	1.51
112.80	267.012	284.188	4.556	-8.107	0.962	1.57	30.84	1.57
96.40	267.012	280.593	4.199	-7.464	0.999	1.61	30.33	1.61
88.20	267.012	278.440	3.921	-7.133	0.985	1.64	30.93	1.64
80.00	267.012	276.930	3.732	-6.780	0.952	1.66	32.08	1.66
71.80	267.012	274.141	3.299	-6.419	0.903	1.71	33.82	1.71
55.40	267.012	269.022	2.457	-5.743	0.758	1.81	39.87	1.81
47.20	267.012	269.921	2.613	-5.415	0.662	1.79	45.05	1.79
38.50	267.012	282.947	4.946	-5.060	0.573	1.55	51.36	1.55
30.90	267.012	269.165	2.531	-4.748	0.466	1.80	61.37	1.80
19.00	267.012	262.141	1.265	-4.255	0.279	1.97	92.68	1.97
11.50	267.012	261.518	1.121	-3.952	0.158	1.99	138.19	1.99

表 4.6 钻柱结构 B 纵向和扭转耦合振动的动态响应值 (牙轮钻头)

钻柱截面至钻头距离(m)	螺纹预紧应力 (MPa)	平均正应力 (MPa)	正应力幅 (MPa)	平均剪应力 (MPa)	剪应力幅 (MPa)	纵振安全系数	扭转安全系数	综合安全系数
1870.00	160.958	222.564	6.589	-25.951	0.831	1.73	23.92	1.72
1850.87	160.958	213.931	4.917	-25.805	0.817	1.93	24.21	1.92
1831.73	160.958	212.151	4.401	-25.656	0.787	1.99	24.76	1.99
1410.80	160.958	197.456	5.341	-22.366	0.701	2.00	28.10	1.99
1391.67	160.958	197.467	5.626	-22.220	0.612	1.97	30.26	1.96
1372.53	160.958	197.602	5.885	-22.071	0.514	1.94	33.09	1.94
1353.40	160.958	196.836	5.939	-21.921	0.408	1.94	36.77	1.94
1334.27	160.958	194.170	5.613	-21.771	0.297	1.99	41.59	1.99
1315.13	160.958	194.207	5.703	-21.624	0.184	1.98	48.03	1.98
121.00	267.012	257.262	6.588	-16.908	0.092	1.56	67.37	1.56
112.80	267.012	277.026	10.015	-16.778	0.248	1.30	52.47	1.30
96.40	267.012	262.640	7.442	-16.139	0.158	1.48	62.04	1.48
88.20	267.012	249.357	5.072	-15.977	0.172	1.70	61.05	1.70
80.00	267.012	258.795	6.635	-15.861	0.162	1.55	62.46	1.55
71.80	267.012	261.271	6.974	-15.830	0.129	1.52	66.33	1.52
55.40	267.012	252.032	5.149	-15.548	0.059	1.68	77.29	1.68
47.20	267.012	255.467	5.621	-15.400	0.038	1.63	81.60	1.63
38.50	267.012	272.668	8.584	-15.246	0.024	1.38	84.97	1.38
30.90	267.012	250.889	4.670	-15.112	0.014	1.73	87.85	1.73
11.50	267.012	244.962	3.293	-14.782	0.011	1.88	90.46	1.88

4.4.2 水平井钻柱设计与应用

在 D 油田进行的 GP1 水平井中, 井身剖面见图 4.2, 为了对造斜井段、水平井段实施井眼轨道控制, 工程上常选用井下动力钻具组合。在造斜或水平井段施工时, 为了实施定向控制井眼轨道, 不做旋转运动的钻柱纵向振动由摩阻力基本消耗, 此时的钻柱动应力很小, 可认为是一个静力问题。但钻柱不做旋转运动, 也给钻井施

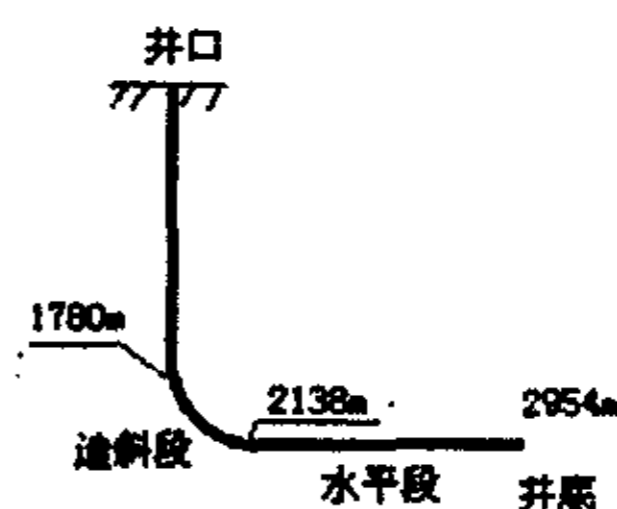


图 4.2 GP1 井井身剖面图

工带来了一系列问题, 如钻柱摩阻增大使钻压施加困难、钻井液携砂能力下降、机械钻速降低等。因此, 工程上在井眼轨道控制允许时, 经常采用转盘低速旋转和螺杆高速旋转进行钻井, 这种操作虽然解决了前述问题, 但也使钻柱的部分弯曲应力转化为动应力, 导致钻柱的工作安全系数或疲劳强度下降, 显然井眼曲率越大、钻柱转速越

高，钻柱的疲劳强度下降越大，钻柱发生断裂事故也屡见不鲜。由此可见，在水平钻井中，必须进行钻柱疲劳强度计算，设计出钻柱结构和相应的极限转速，为钻井工程提供理论依据。

根据 GP1 井井眼轨道控制要求、工艺参数等条件，选取井深为 2954.0m、井斜为 84.7deg 的井眼，平均钻压 40.0kN、钻压幅值 10.0kN，螺杆转速 150.0rpm，泥浆密度 1.38g/cm³，其钻柱结构为：Φ216 钻头+0.75° 单弯螺杆钻具×6.7m+随钻测量系统 MWD×9.2m+Φ165 无磁钻铤×9.5m+Φ127 斜坡钻杆×204.1m+Φ127 加重钻杆×245.6m+Φ159 钻铤×109.3m+Φ127 加重钻杆×1440.5m+Φ127 钻杆。

应用 DS-MVA 软件对上述钻柱进行纵向振动模态分析，可得到固有频率，见表 4.7。当转盘不旋转时，求得钻头处干扰力频率为 28.74rad/s，钻柱动力响应值见表 4.8，最小工作安全系数为 2.1，动应力值基本为零，在井下能够安全工作。当转盘转速为 15.0rpm 时，钻头处干扰力频率为 29.72rad/s，钻柱动力响应值见表 4.9，最小工作安全系数为 1.72，

表 4.7 水平井钻柱与 PDC 钻头的纵向振动前 20 阶固有频率值 (rad/s)

阶序	频率	阶序	频率	阶序	频率	阶序	频率	阶序	频率
1	2.41	2	7.77	3	11.68	4	19.15	5	21.74
6	29.17	7	32.53	8	38.35	9	41.78	10	49.05
11	51.03	12	58.64	13	63.02	14	67.82	15	74.37
16	77.57	17	83.42	18	87.17	19	94.50	20	96.51

表 4.8 水平井钻柱纵向振动的动态响应值 (转盘转速:0.0rpm)

钻柱截面至钻头距离(m)	螺纹预紧应力(MPa)	平均正应力(MPa)	正应力幅(MPa)	平均剪应力(MPa)	剪应力幅(MPa)	纵振安全系数	扭转安全系数	综合安全系数
2953.90	160.958	147.606	0.000	-316.477	0.000	5.39	5.73	3.93
1474.25	160.958	71.470	0.000	-426.260	0.000	11.12	4.26	3.98
1443.50	278.688	128.431	0.000	-425.040	0.000	6.19	4.27	3.51
1433.25	278.688	155.875	0.000	-424.649	0.000	5.10	4.27	3.28
1423.00	278.688	201.266	0.000	-424.150	0.000	3.95	4.28	2.90
1412.75	278.688	256.996	0.000	-423.344	0.000	3.09	4.29	2.51
1402.50	278.688	330.664	0.000	-421.917	0.000	2.40	4.30	2.10
1165.53	160.731	207.321	0.000	-201.213	0.000	3.83	9.02	3.53
1155.23	160.731	208.323	0.000	-188.973	0.000	3.82	9.60	3.55
1144.92	160.731	276.652	0.000	-174.842	0.000	2.87	10.38	2.77
1134.62	160.731	249.108	0.000	-146.945	0.000	3.19	12.35	3.09
1083.09	160.958	205.489	0.000	-126.566	0.000	3.87	14.34	3.74
1072.62	160.958	197.658	0.000	-108.924	0.000	4.02	16.66	3.91

表 4.9 水平井钻柱纵向振动的动态响应值 (转盘转速:15.0rpm)

钻柱截面至钻头距离(m)	螺纹预紧应力(MPa)	平均正应力(MPa)	正应力幅(MPa)	平均剪应力(MPa)	剪应力幅(MPa)	纵振安全系数	扭转安全系数	综合安全系数
2953.90	160.958	146.646	3.096	-316.477	0.000	4.51	5.73	3.54
1464.00	278.688	148.224	2.049	-425.913	0.000	4.74	4.26	3.17
1443.50	278.688	128.053	1.219	-425.040	0.000	5.69	4.27	3.41
1433.25	278.688	155.119	2.440	-424.649	0.000	4.45	4.27	3.08
1423.00	278.688	199.889	4.439	-424.150	0.000	3.28	4.28	2.60
1412.75	278.688	254.861	6.888	-423.344	0.000	2.48	4.29	2.15
1402.50	278.688	327.528	10.115	-421.917	0.000	1.87	4.30	1.72
1196.45	160.731	166.091	5.012	-208.540	0.000	3.71	8.70	3.42
1165.53	160.731	205.226	6.759	-201.213	0.000	2.95	9.02	2.80
1144.92	160.731	273.619	9.785	-174.842	0.000	2.16	10.38	2.12
1134.62	160.731	246.443	8.596	-146.945	0.000	2.42	12.35	2.37
1083.09	160.958	203.403	6.730	-126.566	0.000	2.97	14.34	2.91
1072.62	160.958	195.676	6.394	-108.924	0.000	3.10	16.66	3.04

表 4.10 水平井钻柱纵向振动的动态响应值 (转盘转速:30.0rpm)

钻柱截面至钻头距离(m)	螺纹预紧应力(MPa)	平均正应力(MPa)	正应力幅(MPa)	平均剪应力(MPa)	剪应力幅(MPa)	纵振安全系数	扭转安全系数	综合安全系数
2953.90	160.958	145.846	5.677	-316.477	0.000	3.97	5.73	3.27
1464.00	278.688	147.695	3.756	-425.913	0.000	4.33	4.26	3.04
1423.00	278.688	198.743	8.139	-424.150	0.000	2.87	4.28	2.39
1412.75	278.688	253.082	12.628	-423.344	0.000	2.13	4.29	1.90
1402.50	278.688	324.915	18.545	-421.917	0.000	1.58	4.30	1.49
1196.45	160.731	164.796	9.189	-208.540	0.000	3.15	8.70	2.96
1165.53	160.731	203.480	12.391	-201.213	0.000	2.47	9.02	2.38
1144.92	160.731	271.091	17.939	-174.842	0.000	1.80	10.38	1.77
1134.62	160.731	244.223	15.760	-146.945	0.000	2.01	12.35	1.99
1124.31	160.731	178.364	10.399	-123.731	0.000	2.86	14.67	2.81
1093.40	160.731	162.615	9.155	-102.541	0.000	3.18	17.70	3.13
1083.09	160.958	201.664	12.339	-126.566	0.000	2.49	14.34	2.45
1072.62	160.958	194.024	11.723	-108.924	0.000	2.60	16.66	2.57

最大动应力值为 10.1MPa, 在井下能够安全工作。当转盘转速为 30.0rpm 时, 钻头处干扰力频率为 30.69rad/s, 钻柱动力响应值见表 4.10, 最小工作安全系数为 1.49, 最大动应力值为 18.5MPa, 井下安全工作可靠度降低。由此可见, 该钻柱结构在进行水平段钻井时, 可以开动转盘钻井, 但旋转转速应控制在 30.0rpm 以内。这一极限转速在 GP1 井中得到应用, 没有出现钻柱断裂破坏。其它井段和其它水平井的钻柱设计和应用情况可参见文献[153]和[154], 这里不再赘述。

4.5 小 结

本章在钻柱振动模态分析的理论方面，主要开展以下工作：

1. 建立了钻柱振动模态分析模型。该模型能够全面描述钻柱结构、井眼形态和各种静载荷作用，用阻尼等效原则将静力分析求得的接触摩阻力等效成线性阻尼，同时也将钻井液产生的非线性阻尼等效为线性阻尼，并将钻头处的钻压、扭矩处理成简谐荷载，使钻柱振动模态分析得以求解。

2. 通过采用改进的 Ritz 向量法和子空间迭代法求解钻柱振动模态的固有特性，振型迭加法计算钻柱动态响应，建立了钻柱振动模态分析的有限单元法。

3. 根据常规疲劳强度理论，建立了钻柱疲劳强度计算公式，为定量分析钻柱疲劳强度提供了一种途径。

4. 自行开发了钻柱振动模态分析和疲劳强度计算软件 DS-MVA，为工程应用提供了一种行之有效的计算工具。

在工程应用方面，主要开展以下工作：

1. 经 DS-MVA 软件对 D 油田龙虎泡地区直井钻柱断裂事故分析，得到钻柱纵向振动是引起钻柱断裂破坏的主要原因，其钻柱结构、钻头类型和钻柱转速的合理匹配是控制钻柱产生振动的主要途径。经大量分析计算后，设计的钻柱在工程应用时没有出现断裂破坏现象，使这一工程问题得以基本解决，验证了 DS-MVA 软件及其理论方法的正确性和实用性。

2. 在水平钻井中，应用 DS-MVA 软件对 GP1 井钻柱进行了设计和极限转速计算，经工程应用表明，设计钻柱在低于 30.0rpm 旋转钻井时，钻柱能够安全工作。

综上所述，钻柱振动模态分析的有限单元法和疲劳强度计算，基本上能够满足钻柱断裂事故分析、钻柱设计和工艺参数优选的需要，但由于理论分析的局限性，钻柱与井壁的碰撞接触还无法准确考虑，横向振动分析还无法进行工程应用。因此，该理论方法在进一步应用时，有待于改进和完善。

第五章 钻柱非线性瞬态动力学的有限单元法

钻柱振动模态分析和疲劳强度计算是在忽略钻柱与井壁碰撞接触状态的前提下进行的,它能够对钻柱的纵向和扭转振动进行分析计算,对钻井过程中钻柱出现的断裂、跳钻等现象做出合理解释。但是,钻柱与井壁产生的碰撞接触对钻柱的运动和受力状态影响十分突出,必须给予考虑,而钻井工程中也迫切需要了解钻柱在井下的运动状态,据此才能进行偏心防斜钻具设计、钻具偏磨等现象的解释。因此,本章将开展钻柱非线性瞬态动力学研究。

钻柱非线性瞬态动力学研究如 1.3.1.2 所述,是一个非线性动力系统,其关键问题是如何描述钻柱与井壁的碰撞接触,这种碰撞不同于一般的工程结构,是一根数千米长的杆件与变直径的井眼产生碰撞接触,而碰撞接触位置随井深和井眼圆周方向呈随机分布,且有初始间隙和摩擦阻力存在,理论分析难度较大。为此,本章将根据现有钻柱动力学研究成果,构造动力间隙元来模拟钻柱与井壁的碰撞接触,并将梁单元与动力间隙元相结合,采用 Newmark 直接积分法,建立钻柱非线性瞬态动力学分析的有限单元法。次于钻柱瞬态动力学的工程应用将在第六章论述。

5.1 钻柱非线性瞬态动力学模型

钻柱非线性瞬态动力学模型的建立基本上同钻柱振动模态分析模型,只是考虑了钻柱与井壁的碰撞接触和相关因素。因此,在建立钻柱瞬态动力学模型时,应选取整体钻柱为研究对象,并从钻柱结构、边界条件、载荷三方面进行。

1. 钻柱结构

钻柱结构和相应的假设条件同钻柱振动模态分析模型,这里不再赘述。

2. 边界条件

钻柱在井口和井底边界条件类同钻柱振动模态分析模型,但在扭转方向上,井口为已知扭转角位移、角速度和角加速度边界,井底为已知力边界。

钻柱与井壁碰撞接触边界:钻柱与井壁的碰撞接触状态不仅沿井深和井眼圆周方向呈随机分布,而且还随时间变化,当钻柱与井壁碰撞接触时,都伴随着能量损失、碰反力、摩阻力、速度和加速度的变化,反之钻柱做自由运动。模拟这种自由移动边界条件比较困难,从目前研究情况来看,解决途径主要有:

(1)把钻柱与井壁作为一个系统来研究,若已知不同井深的岩石力学特性,可以求出碰撞接触瞬间动力波在岩石中的传播状态,从而确定出井眼岩石的外边界,这对理论分析和钻井工程来说都是很难做到的,同时,也使钻柱动力学模型变得更加复杂,其计算效率明显下降。

(2)应用理论力学中的碰撞理论,对钻柱任一节点建立一套碰撞接触计算公式,若井壁弹性恢复系数已知,就可以求得任一节点碰撞后的运动状态,但碰撞力和碰撞时间都无法求得,因而钻柱与井壁的碰撞接触过程就无法描述。此外,钻柱与井壁的碰撞接触沿井深和井眼圆周方向是多点、多方位的随机分布,碰撞接触时间也不同步,每一节点的碰撞接触对其附近点的碰撞接触都有影响,也就是说钻柱相邻节点产生的碰撞接触是耦合的,这种耦合作用很难用一个统一的公式进行描述。

为了简单合理描述钻柱与井壁的碰撞接触问题,在静力间隙元研究的基础上,我们又构造了动力间隙元,它不仅能够满足钻柱的自由移动边界条件,也能够描述碰撞接触过程,其特点如下:

(1)动力间隙元是一个具有抗压刚度、无阻尼和无质量的单元,抗压刚度不仅是钻柱横向位移的函数,也是时间的函数。抗压刚度的变化不仅可以近似模拟井壁对钻柱运动的影响,还包含了钻柱相邻碰撞接触点的耦合作用。

(2)当钻柱未与井壁碰撞接触时,动力间隙元的刚度趋于零,不影响钻柱的自由运动。反之,动力间隙元的刚度相当与岩石刚度,对钻柱的运动和碰撞有阻抗作用。

(3)动力间隙元在近似模拟钻柱与井壁的碰撞接触过程时,由力的平衡条件和动力间隙元收敛条件来确定碰撞接触反力,根据碰撞冲量定理来确定钻柱的速度,据此计算碰撞接触时的加速度。如果时间增量步变得足够小,动力间隙元就能够较精确地描述钻柱与井壁的碰撞接触过程。

(4)动力间隙元的引入,能够避免钻柱这类细长杆件由于单元离散带来的有限元方程中的总体刚度矩阵奇异性。

3. 载荷

钻柱的静载荷、动载荷包含了钻柱振动模态分析中的所有载荷,在此基础上又考虑了钻柱与井壁产生碰撞接触时的动载荷,主要有碰反力、摩阻力和阻力矩,这些载荷都是时间的函数。

综上所述,建立的钻柱非线性瞬态动力学模型比振动模态分析模型更复杂,描述的钻柱运动和受力状态更趋于钻柱的实际工作状态。该模型不仅是一个结构几何非线性

性, 还是一个阻尼非线性和碰撞接触边界非线性问题, 求解难度较大、计算时间较长。因此, 在钻井工程中只能对钻具设计、事故分析进行计算, 要进行井眼轨道跟踪计算还不成熟。

5.2 钻柱非线性瞬态动力学方程及求解

对钻柱进行瞬态动力学分析, 仍采用有限元法中的空间梁单元, 单元坐标系定义见 4.2, 单元节点位移 $d_e(t)$ 、速度 $\dot{d}_e(t)$ 和加速度 $\ddot{d}_e(t)$ 定义见(4.1)~(4.3)式, 单元位移 $f(t)$ 、速度 $\dot{f}(t)$ 、加速度 $\ddot{f}(t)$ 、几何方程和物理方程定义见(4.4)~(4.8)式。根据(4.9)式多自由度系统的 Lagrange 方程^[169]可进行单元运动方程推导, 其中单元动能 T 见(4.10)式、耗散函数 R 见(4.12)式, 但单元的势能应为

$$U = \frac{1}{2} \int_{V_e} \varepsilon^T \sigma \, dV + f_G^T R_{GN} - \int_{A_e} f^T P_A \, dA - \int_{V_e} f^T P_V \, dV - f^T P_e - d_e^T R_G^e \quad (5.1)$$

将(5.1)、(4.10)和(4.12)式代入(4.9)式, 并注意(4.1)~(4.8)式关系, 经化简得钻柱非线性瞬态动力学分析的单元运动方程

$$M^e \ddot{d}_e(t) + C^e(t) \dot{d}_e(t) + (K_0^e + K_N^e(t) + K_\sigma^e(t) + K_G^e(t)) d_e(t) = F_e(t) + R_G^e(t) \quad (5.2)$$

式中 $K_0^e, K_N^e, K_\sigma^e, K_G^e, F_e, R_G^e$ 分别为单元的线性刚度矩阵、大位移刚度矩阵、几何刚度矩阵、动力间隙元刚度矩阵、等效节点力向量和动力间隙元附加力向量(钻柱与井壁碰撞接触时的摩阻力和阻力矩)。关于梁单元的刚度矩阵、质量矩阵、阻尼矩阵计算公式和论述见 4.2, 这里不再赘述。

将离散后的所有单元向整体坐标系转化, 经拼装可得钻柱非线性瞬态动力学方程

$$M \ddot{d}(t) + C(t) \dot{d}(t) + K(t) d(t) = F(t) + R_G(t) \quad (5.3)$$

$$K(t) = K_0 + K_N(t) + K_\sigma(t) + K_G(t) \quad (5.4)$$

若不考虑钻柱大位移刚度矩阵 K_N , 则钻柱刚度矩阵变为

$$K(t) = K_0 + K_\sigma(t) + K_G(t) \quad (5.5)$$

若不考虑钻柱的几何非线性刚度矩阵 K_σ , 则钻柱动力学方程变为

$$K(t) = K_0 + K_G(t) \quad (5.6)$$

上述钻柱动力学方程中的质量矩阵 M 和线性刚度矩阵 K_0 不随时间变化, 但阻尼矩阵 C 、大位移刚度矩阵 K_N 、几何刚度矩阵 K_G 和间隙元刚度矩阵 K_G 都是时间的函数, 等效节点力向量 $F(t)$ 和 $R_G(t)$ 也是动载荷。因此, 上述钻柱动力学方程都是非线性动力学方程, 具有一般性。

对上述非线性动力学方程求解时, 考虑到解的稳定性, 选用 Newmark 直接积分方法^[170], 相邻两时刻 t 和 $t + \Delta t$ 的位移、速度和加速度关系为

$$d(t + \Delta t) = d(t) + \dot{d}(t)\Delta t + \left[\left(\frac{1}{2} - \alpha \right) \ddot{d}(t) + \alpha \ddot{d}(t + \Delta t) \right] \Delta t^2 \quad (5.7)$$

$$\dot{d}(t + \Delta t) = \dot{d}(t) + \left[(1 - \delta) \ddot{d}(t) + \delta \ddot{d}(t + \Delta t) \right] \Delta t \quad (5.8)$$

若 t 时刻的位移、速度和加速度已知, 根据上式关系和 $t + \Delta t$ 的动力学方程, 就可以求出 $t + \Delta t$ 时刻的位移、速度和加速度, 其计算公式为

$$\left(\frac{1}{\alpha \Delta t^2} M + \frac{\delta}{\alpha \Delta t} C(t) + K(t) \right) d(t + \Delta t) = F(t) + R_G(t) + \left[\frac{1}{\alpha \Delta t^2} d(t) + \frac{\delta}{\alpha \Delta t} \dot{d}(t) + \left(\frac{1}{2\alpha} - 1 \right) \ddot{d}(t) \right] M + \left[\frac{\delta}{\alpha \Delta t} d(t) + \left(\frac{\delta}{\alpha} - 1 \right) \dot{d}(t) + \left(\frac{\delta}{2\alpha} - 1 \right) \Delta t \ddot{d}(t) \right] C \quad (5.9)$$

$$\ddot{d}(t + \Delta t) = \frac{1}{\alpha \Delta t^2} (d(t + \Delta t) - d(t)) - \frac{1}{\alpha \Delta t} \dot{d}(t) - \left(\frac{1}{2\alpha} - 1 \right) \ddot{d}(t) \quad (5.10)$$

$$\dot{d}(t + \Delta t) = \dot{d}(t) + (1 - \delta) \Delta t \ddot{d}(t) + \delta \Delta t \ddot{d}(t + \Delta t) \quad (5.11)$$

在上述求解过程中, 由于没有考虑钻柱与井壁的碰撞接触, 求得的解通常也不是钻柱的真实状态。因此, 对方程(5.9)~(5.11)求得的解必须进行碰撞接触状态判断, 并通过迭代计算对方程反复修改, 方可求解出钻柱的真实运动状态。

5.3 钻柱碰撞接触分析的动力间隙元

5.3.1 钻柱运动状态与碰撞接触状态描述

钻柱在旋转钻井中不仅沿轴线做轴向钻进运动, 还做旋转运动。由于轴向钻井速度远小于钻柱旋转运动速度, 在钻柱瞬态动力学分析中应重点研究旋转运动引起的动态效应, 次于轴向运动只考虑其动载荷即可。

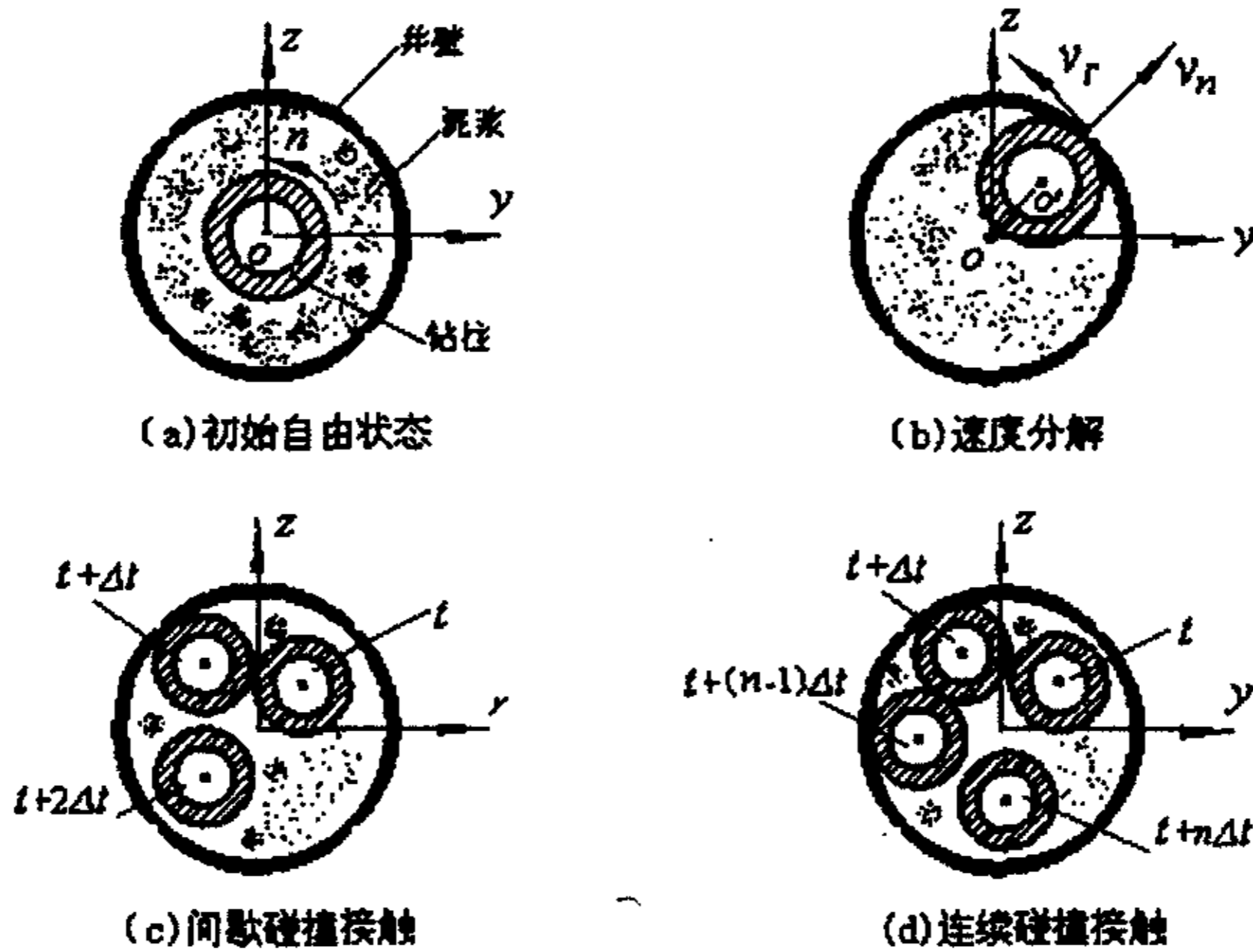


图 5.1 钻柱任一横截面运动与碰撞接触状态

钻柱在任一井深截面处的运动和碰撞接触状态见图 5.1。图(a)为钻柱的初始变形和运动状态。图(b)为钻柱的运动状态图，其中 v_n, v_r 分别为钻柱的法向和切向速度，由钻柱动力学分析求得的质心 o' 运动与钻柱绕 o' 轴的旋转运动合成，当切向速度 $v_r = 0.0$ 时，钻柱与井壁产生纯滚动运动；当切向速度 v_r 为钻柱旋转速度时，钻柱与井壁产生纯滑动运动；当切向速度 $v_r > 0.0$ 时，钻柱与井壁产生正向滑动和滚动运动，摩擦阻力与钻柱旋转运动方向相反；当切向速度 $v_r < 0.0$ 时，钻柱与井壁产生反向滑动和滚动运动，摩擦阻力与钻柱旋转运动方向相同，这种运动会引起钻柱卸扣事故，是钻井工程中不希望的运动状态；由此可见，钻柱与井壁的相互运动有三种方式，即纯滚动、纯滑动、滚动和滑动并存，其摩擦阻力计算因运动状态不同也应改变，这些特征在模拟钻柱与井壁的碰撞接触时都应给予考虑。图(c)和图(d)分别给出了钻柱与井壁的碰撞接触形式，当钻柱某一截面与井壁的接触时间很短，并进行间断性接触，我们称之为间歇碰撞接触；如果接触时间很长，在几个时间段内与井壁连续碰撞接触，我们称之为连续碰撞接触；由此可见，钻柱在井眼内的运动状态也可划分为两种：自由运动和碰撞接触，其中碰撞接触又可分为间歇碰撞接触和连续碰撞接触。当钻柱处于自由运动时，方程(5.9)~(5.11)求得解为钻柱的真实解，反之钻柱处于碰撞接触时，其求得的解

应根据动力间隙元定解条件、冲量定理进行修改。

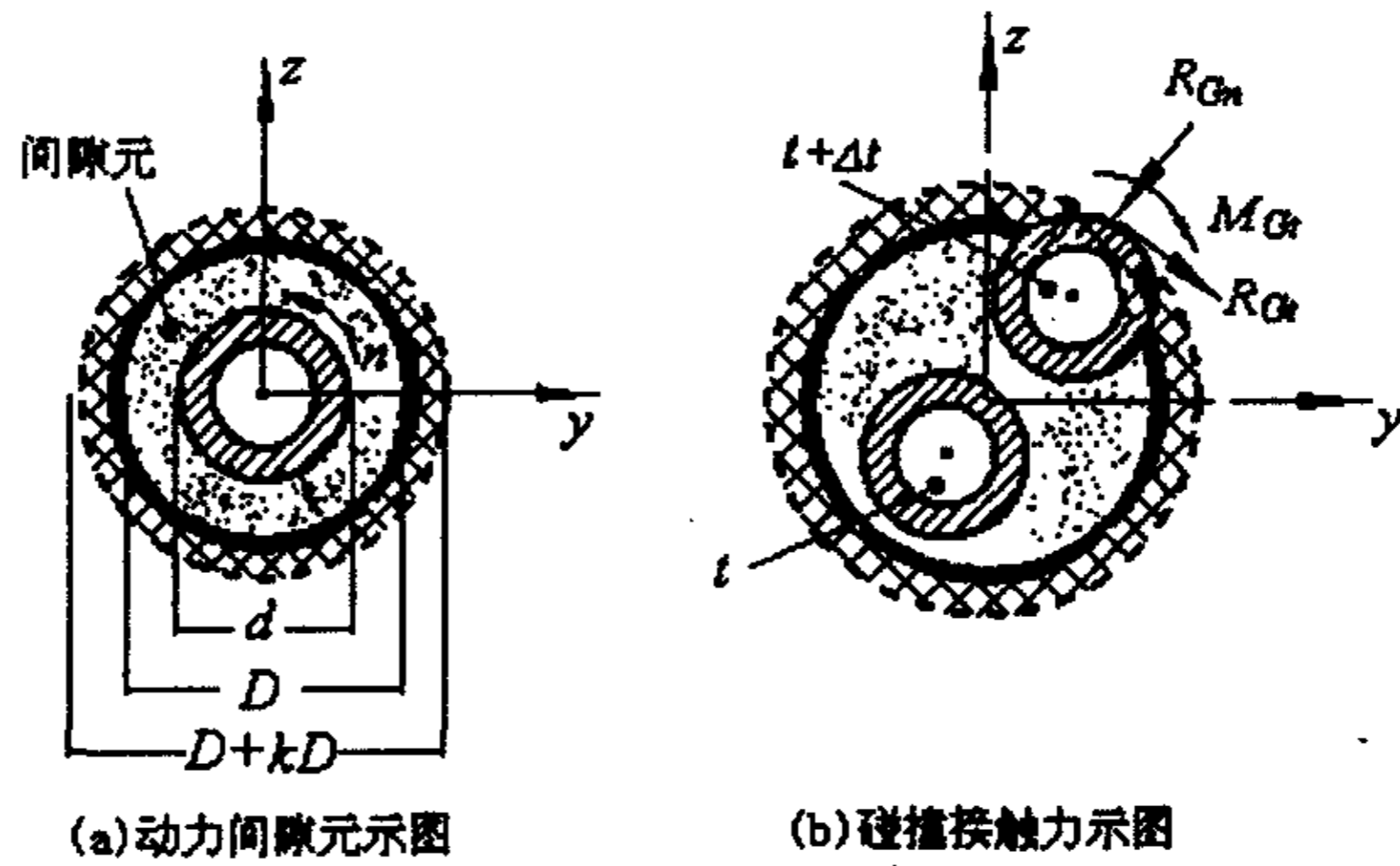


图 5.2 动力间隙元与碰撞接触力分布示图

5.3.2 钻柱动力间隙元理论

为了描述钻柱与井壁的碰撞接触状态，需构造动力间隙元，它和 2.3 所构造的静力间隙元基本类同。但是，动力间隙元的各物理量显然是时间的函数，同时也有速度、加速度参数，因此，将从以下三个方面进行论述。

1. 动力间隙元的物理特性和应变

动力间隙元也是一个虚拟的二维单元，它具有抗压刚度，但没有质量和阻尼，其几何形状同静力间隙元。物理特性是：当钻柱未与井壁产生碰撞接触时，钻柱的运动不受井壁约束，此时动力间隙元的抗压刚度趋于零，钻柱的运动不发生变化；反之，钻柱与井壁产生碰撞接触时，动力间隙元的抗压刚度不仅能模拟井壁的弹性变形、阻抗钻柱的进一步侵入井壁运动，还能根据冲量定理修改钻柱的速度和加速度，最终描述出钻柱与井壁碰撞接触过程。

动力间隙元的安放位置见图 2.5，它的二维坐标系选择为梁单元的横向坐标，见图 5.2(a)，动力间隙元的位移实际上是梁单元的横向位移，也可以用(2.41)和(2.42)式表示，考虑到动力间隙元是时间的变量和动力学分析计算效率，我们将动力间隙元设置在钻柱梁单元任一节点 i 上，此时动力间隙元位移可以表示为

$$f_G(t) = [v, w]^T = I_{1 \times 12} d_e(t) = I_{1 \times 6} d_i(t) \quad (5.12)$$

若动力间隙元的内径为钻柱直径 d 、外径为井壁的初始直径 D ，那么动力间隙元的初始间隙 Δ_G 和法向应变 ε_G 仍可以表示为

$$\Delta_G = \frac{1}{2}(D-d) \quad ; \quad \varepsilon_G(t) = \frac{f_G(t)}{\Delta_G} \quad (5.13)$$

当井壁发生弹性变形后达到直径 D_i 时，井壁不再发生弹性变形，此时的井壁为刚性井壁，根据钻井工程中的井径扩大规律统计分析，其 D_i 应为

$$D_i = (1+k)D = (1.02 \sim 1.08)D \quad (5.14)$$

此时动力间隙元的最大应变为

$$\varepsilon_{G\max} = 1 + \frac{kD}{D-d} \quad (5.15)$$

当钻柱未与井壁产生碰撞接触时，动力间隙元应符合运动学规律，其速度和加速度应由间隙元的中心 o' 运动和绕中心 o' 的旋转运动合成，见图 5.1(b)，此时动力间隙元的速度为

$$v_G = \begin{Bmatrix} v_T \\ v_n \end{Bmatrix} = \dot{f}_G + \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ 0 \end{Bmatrix} \frac{d}{2} \quad (5.16)$$

动力间隙元的加速度为

$$a_G = \begin{Bmatrix} a_T \\ a_n \end{Bmatrix} = \ddot{f}_G + \begin{Bmatrix} \ddot{\theta} \\ \dot{\theta}^2 \end{Bmatrix} \frac{d}{2} \quad (5.17)$$

式中 $\dot{\theta}, \ddot{\theta}$ 分别为由(5.10)和(5.11)式求得的钻柱扭转角速度和角加速度。

当钻柱与井壁产生碰撞接触时，动力间隙元的法向速度、切向速度和钻柱的旋转角速度应符合冲量定理，即

$$m_i(v_n(t+\Delta t) - v_n(t)) = R_{Gn}(t+\Delta t)\Delta t \quad (5.18)$$

$$m_i(v_T(t+\Delta t) - v_T(t)) = R_{Gt}(t+\Delta t)\Delta t \quad (5.19)$$

$$J_i(\omega(t+\Delta t) - \omega(t)) = M_{Gt}(t+\Delta t)\Delta t \quad (5.20)$$

将上式求得钻柱与井壁碰撞接触时的速度，代入(5.16)式可得间隙元中心 o' 的速度 \dot{f}_G ，

并代入(5.17)式可进一步求得动力间隙元碰撞接触时的加速度 a_G 。

钻柱与井壁碰撞接触时, 不仅位移、速度和加速度发生变化, 还在产生碰反力 R_{Gn} 的同时, 伴随着附加力和力矩, 如图 5.2(b)所示。

$$\left. \begin{aligned} R_{Gt} &= \mu_1 R_{Gn} \\ R_{GA} &= \mu_2 R_{Gn} \\ M_{Gt} &= \frac{d}{2} R_{Gt} \\ M_{GA} &= \frac{d}{2} R_{GA} \end{aligned} \right\} \quad (5.21)$$

式中: R_{Gt}, R_{GA} 分别为切向和轴向摩擦阻力; μ_1 为摩擦系数, 与间隙元切向速度有关, 当钻柱做纯滚动或纯滑动时为滚动或滑动摩擦系数, 否则取滚动和滑动摩擦系数的加权平均值; μ_2 为滑动摩擦系数; M_{Gt}, M_{GA} 分别为摩擦阻力引起的扭矩和弯矩。这些附加力都可以通过(2.47)式转化成间隙元的等效节点力 R_G' 。

2. 动力间隙元碰撞接触状态判别条件

在动力间隙元描述钻柱与井壁碰撞接触过程时, 应根据动力间隙元的应变来进行判断, 其表达式为

$$(1) \text{ 自由状态: } \quad \varepsilon_G(t) < 1.0 \quad G_k(t) = 0.0$$

$$(2) \text{ 刚性碰撞接触状态: } \quad \varepsilon_G(t) = 1.0 \quad G_k(t) = G_{k \max}$$

$$(3) \text{ 弹性碰撞接触状态: } \quad 1.0 \leq \varepsilon_G(t) \leq \varepsilon_{G \max} \quad G_k(t) = G_{kc}$$

关于动力间隙元抗压刚度 G_k 可参见图 2.7。

3. 动力间隙元的定解条件

根据动力间隙元碰撞接触状态判别条件, 结合动力间隙元的速度、加速度和碰反力、节点等效力, 可进一步写出动力间隙元的定解条件

(1) 自由状态

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_G(t) - 1.0 &< -\varepsilon_0 \\ G_k &= G_{k \min} \\ |R_{Gn}| &\leq R_0 \end{aligned} \right\} \quad (5.22)$$

速度 v_G 、加速度 a_G 按(5.16)和(5.17)式计算, 节点等效力按(5.21)式计算。

(2) 刚性碰撞接触状态

$$\left. \begin{aligned} |\varepsilon_G(t) - 1.0| &\leq \varepsilon_0 \\ G_k &= G_{k \max} \\ |R_{Gn}| &\geq R_0 \\ |v_G(t)| &> |v_G(t + \Delta t)| \end{aligned} \right\} \quad (5.23)$$

速度 v_G 、加速度 a_G 按(5.16)~(5.20)式计算, 节点等效力按(5.21)式计算。

(3) 弹性碰撞接触状态

$$\left. \begin{aligned} -\varepsilon_0 &\leq \varepsilon_G(t) - 1.0 \leq \varepsilon_{G \max} \\ G_k &= G_{kc} \\ |R_{Gn}| &\geq R_0 \\ |v_G(t)| &> |v_G(t + \Delta t)| \end{aligned} \right\} \quad (5.24)$$

速度 v_G 、加速度 a_G 按(5.16)~(5.20)式计算, 节点等效力按(5.21)式计算。

5.3.3 钻柱瞬态动力学计算格式

根据钻柱的工作状态, 将钻柱动力学分析划分为三个阶段, 如图 5.3 所示。第一阶段为转速加速段, 模拟钻柱开钻时, 转盘转速由零达到额定值, 此时钻头没有接触井底, 钻压为零。第二阶段

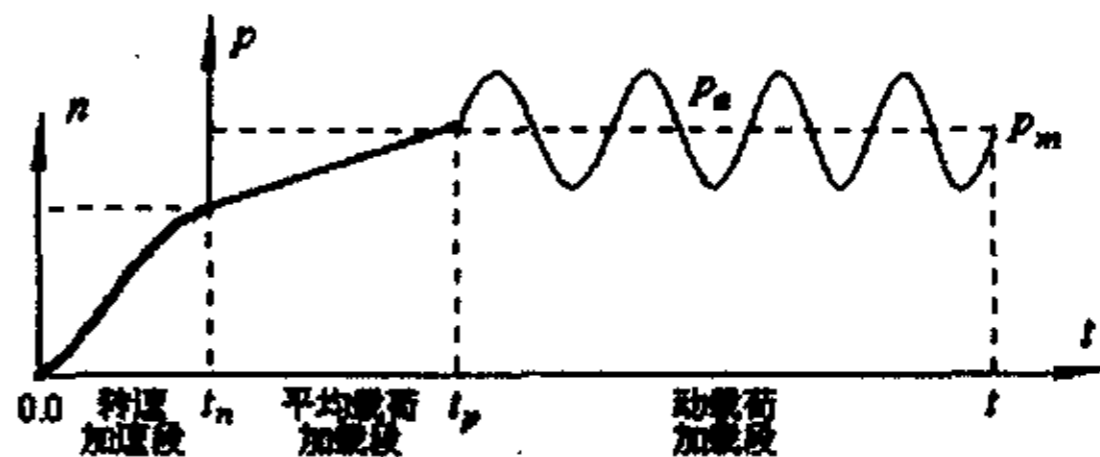


图 5.3 钻柱动力学分析过程示图

为平均载荷加载段, 模拟钻柱开始下放, 钻头钻压达到平均值, 开始切削岩石, 此时转盘转速为额定值, 钻头旋转有动扭矩存在。第三阶段为动载荷加载段, 模拟正常钻井作业, 钻压沿着正弦曲线加载, 同时钻头扭矩也随着动钻压变化。

1. 转速加速阶段

钻柱在 $0.0 \rightarrow t_n$ 段进行转速加速时, 其井口和井底已知边界条件为

$$\left. \begin{aligned} \theta_h(t) &= nt_n \left[\sin\left(\frac{t}{t_n} \pi\right) - \frac{t}{t_n} \pi \right] \\ \omega_h(t) &= \pi n \left[\cos\left(\frac{t}{t_n} \pi\right) - 1 \right] \\ \varepsilon_h(t) &= \frac{\pi^2 n}{t_n} \sin\left(\frac{t}{t_n} \pi\right) \\ p(t) &= 0.0 \end{aligned} \right\} \quad (t \leq t_n) \quad (5.25)$$

式中 $\theta_h, \omega_h, \varepsilon_h$ 分别为井口钻柱的给定角位移、角速度和角加速度, n 为转盘转速, p 为井底钻压。

2. 平均载荷加载阶段

钻柱在 $t_n \rightarrow t_p$ 段进行平均载荷加载时, 其井口和井底已知边界条件为

$$\left. \begin{aligned} \theta_h(t) &= 2\pi n(t_n - t) \\ \omega_h(t) &= -2\pi n \\ \varepsilon_h(t) &= 0.0 \\ p(t) &= \frac{t-t_n}{t_p-t_n} p_m \end{aligned} \right\} \quad (t_n < t \leq t_p) \quad (5.26)$$

式中 p_m 为井底钻头处平均钻压, 钻头处扭矩可根据(4.19)式计算。

3. 动载荷加载阶段

钻柱在 $t_p \rightarrow t$ 段进行动载荷加载时, 其井口和井底已知边界条件为

$$\left. \begin{aligned} \theta_h(t) &= 2\pi n(t_n - t) \\ \omega_h(t) &= -2\pi n \\ \varepsilon_h(t) &= 0.0 \\ p(t) &= p_m + p_a \sin(\omega(t - t_p)) \end{aligned} \right\} \quad (t_p < t) \quad (5.27)$$

式中 p_a 为井底钻头处动钻压幅值, 钻头处扭矩可根据(4.19)式计算。

钻柱瞬态力学分析时的计算格式大致为:

(1) 根据时间 t 的大小, 确定钻柱工作阶段, 由(5.25)~(5.27)式给出钻柱在井口和井底的已知边界。

(2) 根据(5.9)~(5.11)式求解出钻柱节点的广义位移、速度和加速度。

- (3) 根据(5.12)、(5.16)和(5.17)式求解出间隙元的位移、速度和加速度。
- (4) 根据(5.22)~(5.24)式判断钻柱与井壁的碰撞接触状态。若满足碰撞接触状态条件, 可进行下一个时间步, 否则转入第(5)步。
- (5) 根据(5.22)~(5.24) 式修改间隙元刚度、碰反力和节点力。
- (6) 若钻柱未与井壁产生碰撞接触, 返回第(2)步进行迭代运算。否则, 根据(5.9)和(5.12)式求解出钻柱和间隙元的广义位移。
- (7) 根据(5.18)~(5.20)式计算出间隙元的速度和钻柱角速度, 并代入(5.16)和(5.17)式计算出间隙元的加速度。
- (8) 返回第(4)步进行迭代运算。

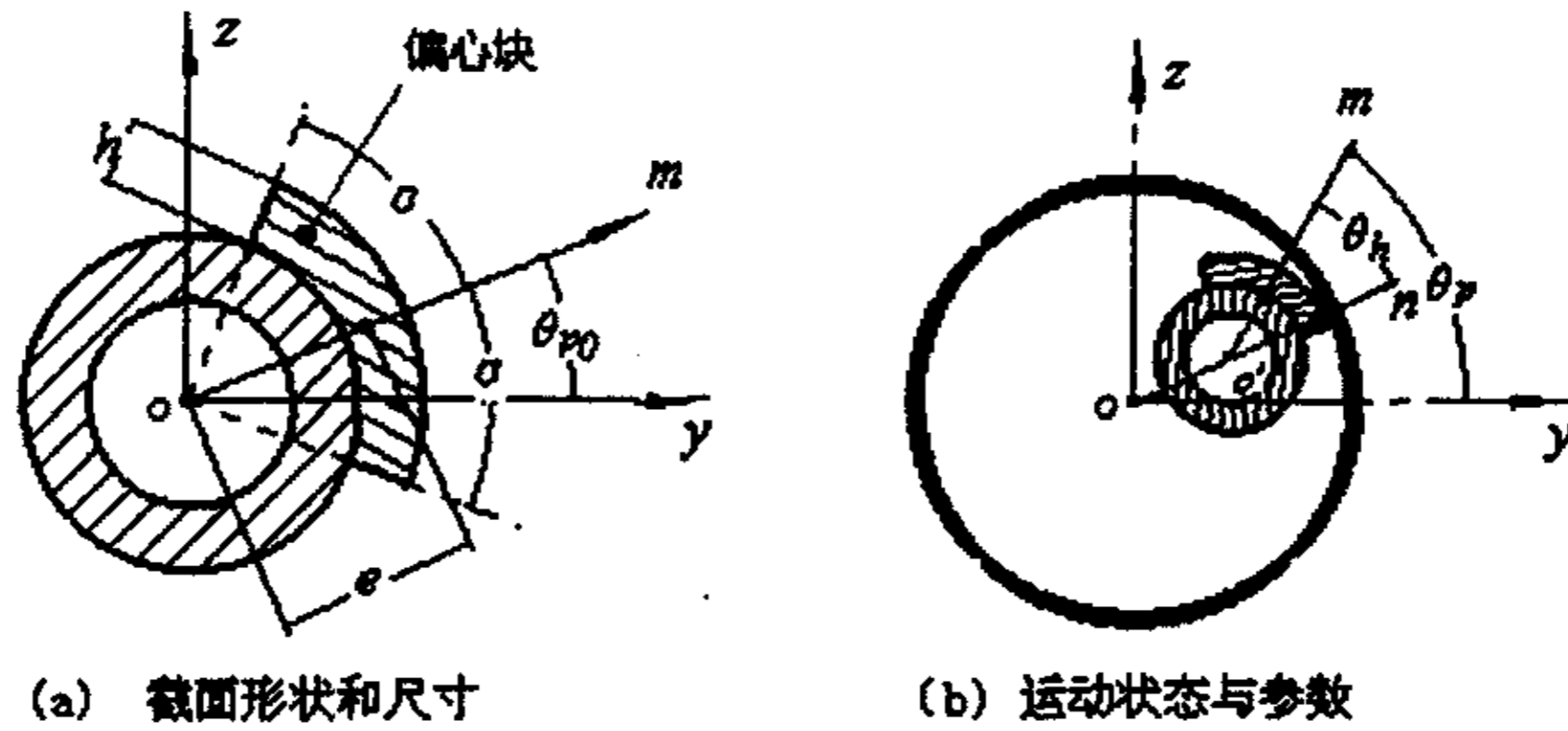


图 5.4 偏心短接钻具截面形状与参数示图

5.4 偏心钻具动力学分析

偏心钻具是钻直井中经常使用的钻具, 由于钻具截面不在是轴对称圆环结构, 因此在钻具动力学分析中必须给予特殊考虑。图 5.4 给出了偏心钻具截面结构, 通常用偏心块的质量 m_p 、轴向长度 l_p 、包角 2α 和厚度 h 来描述, 其偏心距计算式为

$$e = \frac{2\sin\alpha}{3\alpha} \left[d+h - \frac{0.5d(0.5d+h)}{d+h} \right] \quad (5.28)$$

在钻柱动力学分析中, 由于偏心块的位置随着时间的变化, 将引起偏心块与井壁的间隙、偏心块的重力和惯性力发生变化。为了合理描述偏心块变化对钻柱动力学的影响, 需定义偏心块对称轴 m 与钻柱局部坐标系 y 轴的夹角为 θ_p , 偏心块对称轴 m 与

钻柱运动位移方向 n 的夹角为 θ_h ，偏心块在开始运动前的位置为 θ_{p0} 。偏心块在井眼内运动时，与井壁的间隙不再是一个常数，应由下列分段函数表示

$$\Delta_G = \begin{cases} \frac{D-d}{2} h & \theta_h \leq \alpha \\ \frac{D-d}{2} - \frac{h}{\theta_{hcr} - \alpha} (\theta_{hcr} - \theta_h) & \alpha < \theta_h \leq \theta_{hcr} \\ \frac{D-d}{2} & \theta_{hcr} < \theta_h \leq \pi \end{cases} \quad (5.29)$$

$$\theta_{hcr} = \sin^{-1} \left[\frac{\sqrt{R^2(R-r)^2 - (R^2 + (R-r)^2 - (r+h)^2)}}{(R-r)(r+h)} \right] + \alpha \quad (5.30)$$

$$R = D/2 \quad ; \quad r = d/2$$

式中 θ_{hcr} 为偏心块和钻柱本体与井壁同时产生碰撞接触时的临界角。

钻柱运动过程中，偏心块质心 p 的位移与钻柱本体中心 o' 的位移关系为

$$\left. \begin{aligned} y_p(t) &= y_{o'}(t) + e(t) \cos \theta_p(t) \\ z_p(t) &= z_{o'}(t) + e(t) \sin \theta_p(t) \\ \theta_p(t) &= \theta_{o'}(t) + \theta_{p0} \end{aligned} \right\} \quad (5.31)$$

相应的速度关系为

$$\left. \begin{aligned} v_{yp}(t) &= v_{yo'}(t) - \omega_{o'}(t) e(t) \sin \theta_p(t) \\ v_{zp}(t) &= v_{zo'}(t) + \omega_{o'}(t) e(t) \cos \theta_p(t) \\ \omega_p(t) &= \omega_{o'}(t) \end{aligned} \right\} \quad (5.32)$$

相应的加速度关系为

$$\left. \begin{aligned} a_{yp}(t) &= a_{yo'}(t) - \varepsilon_{o'}(t) e(t) \sin \theta_p(t) - \omega_{o'}^2(t) e(t) \cos \theta_p(t) \\ a_{zp}(t) &= a_{zo'}(t) + \varepsilon_{o'}(t) e(t) \cos \theta_p(t) - \omega_{o'}^2(t) e(t) \sin \theta_p(t) \\ \varepsilon_p(t) &= \varepsilon_{o'}(t) \end{aligned} \right\} \quad (5.33)$$

偏心块质心与钻柱本体中心在轴向上的位移、速度和加速度相等。根据偏心块质心加速度可以进一步计算出偏心块的惯性力。

在进行偏心钻具动力学分析时，主要考虑或修改以下内容：

- (1) 修改偏心短接横截面的力学参数，如截面积、惯性矩和极惯性矩。
- (2) 修改偏心短接处的等效节点力，在钻柱本体自重的基础上加入偏心块重力，同

时还应考虑偏心块质心处的惯性力。

(3)在偏心短接节点处设置的动力间隙元理论公式基本不变,但有两点需做修改。其一动力间隙元的几何形状不同,应用(5.29)式中 Δ_G 的计算式取代(5.13)中的计算式。其二需对(5.16)和(5.17)式计算动力间隙元的速度和加速度公式进行修正,将这两式右端项第二式中的 $d/2$ 改为

$$\frac{d}{2} \Rightarrow \begin{cases} 0.5d + h & 0.0 \leq \theta_h \leq \theta_{hcr} \\ 0.5d & \theta_{hcr} < \theta_h \leq \pi \end{cases} \quad (5.34)$$

通过上述分析,就可以对带有偏心短接的钻柱进行非线性瞬态动力学分析,使钻柱瞬态动力学分析内容得到延拓。

5.5 小 结

在本章研究中,根据钻柱的井下工作状态,建立了整体钻柱非线性瞬态动力学分析模型,通过动力间隙元的构造和公式推导,使钻柱与井壁的碰撞接触问题得以描述,将动力间隙元与梁单元相结合,采用 Newmark 直接积分法,建立了钻柱非线性瞬态动力学的有限单元法,主要研究内容如下:

1. 建立了钻柱非线性瞬态动力学分析模型。该模型能够充分考虑钻柱结构、边界条件和各种载荷作用,不仅是一个结构和阻尼非线性问题,还是一个碰撞接触边界非线性问题,理论分析难度较大,但模型考虑因素多,基本上能够描述钻柱的运动和受力状态。

2. 建立了钻柱非线性瞬态动力学的有限单元法。构造出能够模拟钻柱与井壁碰撞接触状态的动力间隙元,通过动力间隙元应变和判定条件的建立,碰撞速度满足冲量定理,使钻柱这类碰撞接触问题得以求解,将梁单元和动力间隙元相结合,采用 Newmark 直接积分法,建立了钻柱非线性瞬态动力学的有限单元法。该方法能够对钻柱动力学模型求解,但计算工作量较大,这主要是因为模拟钻柱与井壁碰撞接触状态时,时间步长不宜过大所致。

3. 根据偏心钻具结构,对偏心块的间隙、质心运动规律和惯性力进行了分析,并对偏心钻具处的动力间隙元进行了修改,使偏心钻具动力学分析成为可能,拓展了钻柱动力学分析的应用范围。

第六章 钻柱瞬态动力学的工程应用

根据第五章钻柱非线性瞬态动力学的有限单元法,在微机上自行开发了 DS-TDA 软件。该软件输入数据格式基本同 DS-NSA 软件,主要有:(1)井眼形态数据,包括井深、井斜和方位。(2)钻具结构数据,包括钻头、钻铤、钻杆、稳定器等结构的截面尺寸、长度、安放位置、单元离散数。(3)钻井工艺数据,包括钻压、转速、泥浆密度、摩擦系数等。(4)地层参数和计算参数数据,包括不同井段井壁变形系数,计算时间和时间步长等参数。根据这些数据,DS-TDA 软件就能够自动建立钻柱瞬态动力学有限元分析模型和数据格式,并完成钻柱瞬态动力学计算。计算结果可以给出钻柱在任一时刻的位移和内力响应值、钻柱与井壁的碰撞接触状态,并经后处理,可以给出不同时间步内、不同井深处钻柱的各种动力计算值,也可进行图形显示。据此可进行钻柱动力学规律研究、钻具设计和钻井参数优选等工作。

就直井防斜钻具来说,通过长期的钻井实践和钻柱静力学分析计算,已形成了工程上广泛使用的满眼钻具和降斜钻具,其结构如 3.1 所示。但随着钻井技术发展和钻井商对最大经济效益的追求,工程技术人员根据经验和钻柱力学知识提出了偏心防斜钻具,为了进一步研究偏心块和钻头的动力学规律,完成偏心防斜钻具的能力评价、钻具和工艺参数优选等工作,必须开展钻柱动力学分析。为此,本章将应用钻柱瞬态动力学分析的有限单元法和 DS-TDA 软件,对偏心钻具的动力学状态进行研究,并将优选的偏心钻具结构和工艺参数进行现场应用,取得了明显的经济和社会效益,已在大庆油田得到推广应用,现将这一应用情况做一论述。

6.1 标准钻具与偏心防斜钻具分析

为了评价偏心钻具的防斜能力,选取图 6.1 中的三种钻具来进行动力学分析。图中钻头 Bit 为 203mm、稳定器 Stab. 外径为 195mm、钻铤 DC1 外径为 178mm、DC2 为 165mm、偏心钻具 PX 最大外径为 195mm,上部钻具为 9 根 159mm 钻铤和 127mm 钻杆。

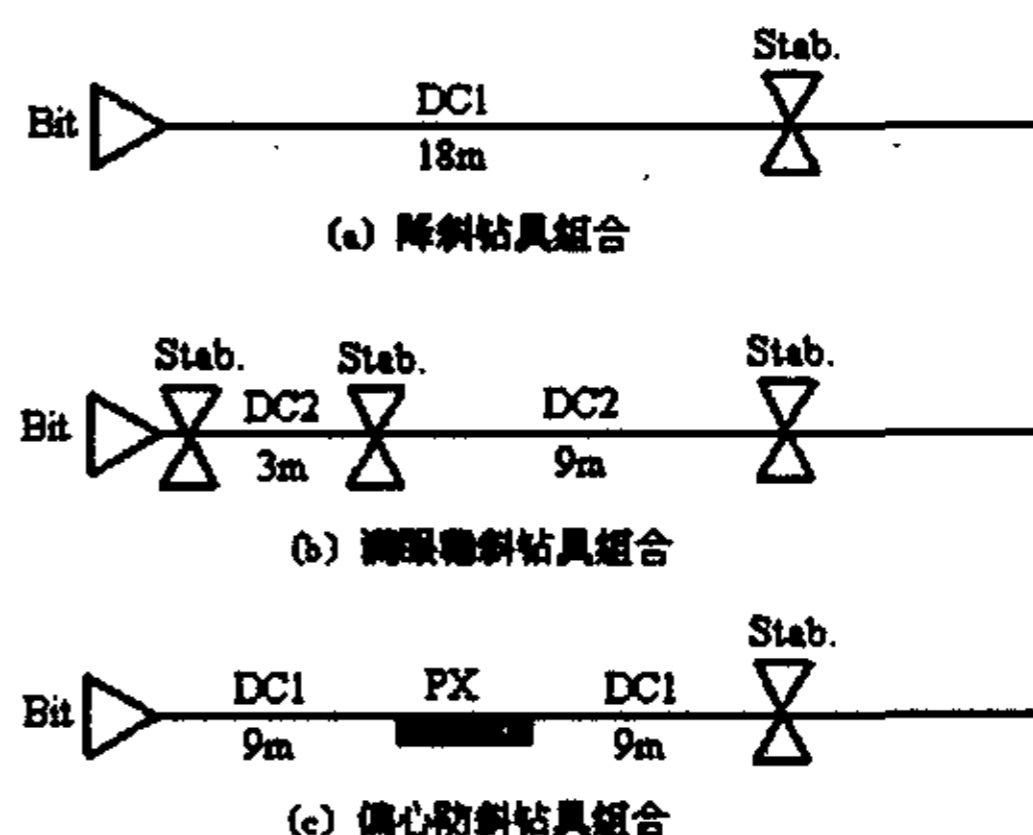


图 6.1 三种防斜钻具结构示意图

根据钻直井工艺,选择的计算参数为:平均钻压 140kN、动钻压幅值 15kN,井深 1250.0m、井斜角 2.0° ,转盘转速 65rpm 和 278rpm,井径扩大率 1.03。

根据上述钻具结构和工艺参数,就可以用 DS-TDA 软件对钻柱进行非线性瞬态动力学分析计算。钻头处的平均受力和变形值见表 6.1,钻头和钻具运动轨迹、井斜力和碰反力随时间的变化曲线见图 6.2~图 6.7。从图表中可见,降斜和稳斜钻具的受力变形受转速影响不大,钻头基本靠近下井壁运动,而距钻头 9.4m 处钻具围绕井眼中心运动,整个下部钻具基本上做自传运动;偏心防斜钻具受转速影响较大,当转速为 278rpm 时,偏心块与井壁圆周均匀碰撞接触,做公转运动,带动钻头切削井眼圆周,但下井壁切削概率明显大于上井壁,与稳斜或降斜钻具相比,其井斜力大相差不大、而轴线转角却小了 40%,显然防斜性能好,当转速为 65rpm 时,偏心块离心力没有拉动钻具做公转运动,因而其钻头运动轨迹、受力变形与稳斜或降斜钻具相比没有多大变化。由此可见,偏心防斜钻具在较高转速下,比稳斜或降斜钻具有较强的防斜性能。

表 6.1 三种防斜钻具在不同转速下钻头处的平均受力变形计算值

钻具类型	转速 278rpm		转速 65rpm	
	平均井斜力 kN	平均轴线转角 deg.	平均井斜力 kN	平均轴线转角 deg.
稳斜钻具	-0.236	-0.042873	-0.239	-0.042669
降斜钻具	-0.324	-0.048314	-0.331	-0.052886
偏心钻具	-0.317	-0.026783	-0.280	-0.056715

备注:负井斜力使钻具产生降斜效果,负轴线转角使钻具产生增斜效果。

6.2 偏心防斜钻具设计与钻井参数优选

通过上述三种钻具的动力学对比分析表明,偏心钻具在高转速下能够产生较好的防斜效果,这说明防斜钻具的应用是有条件的。因此,为了使偏心防斜钻具达到最佳应用效果,必须通过 DS-TDA 软件,开展转速、钻压和偏心块的安放位置研究。

6.2.1 偏心钻具转速和钻压参数优选

根据钻井设备和钻头情况,选择了转速为 65~278rpm 五个档次、钻压为 100.0~220.0kN 四种情况,偏心钻具结构和其它参数同 6.1。对这 20 种工况进行了钻柱动力学分析,其钻头处的平均受力变形见表 6.2,部分工况下的钻头和偏心块运动轨迹、井斜力和碰反力随时间变化曲线见图 6.6~图 6.12。

从表和图 6.6~图 6.10 中可见, 转速对偏心钻具影响较大, 当转速为(165rpm)时, 钻头处平均井斜力和钻头轴线转角都比较小, 此时钻头切削井壁的概率为 86%, 偏心块与井壁的碰撞接触概率为 95%、碰反力在 0.6kN 左右, 可见 165rpm 为一临界转速; 当转速低于 165rpm 时, 偏心块没有起作用, 防斜能力差, 当转速大于 165rpm 时, 偏心块都与井壁产生碰撞接触, 钻头切削井壁的概率得到提高, 碰反力增大, 下部钻具基本上处于公转状态, 钻头处井斜力和轴线转角都增大, 考虑到钻头轴线转角和井斜力的综合效果、偏心块碰反力都低于 2.78kN 等因素, 偏心钻具转速只要大于 165rpm 都具有较强的防斜能力, 推荐使用转速为 225~278rpm。

从表和图 6.6、图 6.11、图 6.12 可见, 钻压对偏心钻具的运动和受力状态影响不大, 一般情况下, 随着钻压的增大, 钻头处井斜力和轴线转角增大, 而碰反力也在增大, 但是这些参数增大幅度不高, 在转速大于 165rpm 前提下, 钻压在 100.0~220.0kN 变化时, 最大钻头轴线转角-0.032872deg.、最大增幅-0.0084deg., 偏心块与井壁的最大碰撞接触力却低于 3.7kN、增幅 0.44kN, 这些变化都在偏心钻具的设计范围内, 由此可见, 偏心钻具对钻压变化不敏感。

综上所述, 偏心钻具的防斜能力受转速影响较大, 而受钻压影响较小。工程应用时, 在推荐转速 225~278rpm 条件下, 都可以取得较强的防斜能力。

表 6.2 偏心防斜钻具在不同转速和钻压下钻头处的平均受力变形计算值

钻压 kN 转速 rpm	100.0		140.0		180.0		220.0	
	井斜力 kN	转角 deg.	井斜力 kN	转角 deg.	井斜力 kN	转角 deg.	井斜力 kN	转角 deg.
65	-0.270	-0.053822	-0.280	-0.056715	-0.293	-0.061382	-0.298	-0.063403
115	-0.215	-0.042636	-0.230	-0.048326	-0.217	-0.046984	-0.230	-0.049315
165	-0.097	-0.008494	-0.101	-0.010846	-0.104	-0.013267	-0.107	-0.014852
225	-0.209	-0.018064	-0.211	-0.019758	-0.215	-0.021695	-0.221	-0.023629
278	-0.311	-0.024574	-0.317	-0.026783	-0.322	-0.029958	-0.338	-0.032872

备注: 负井斜力使钻具产生降斜效果, 负轴线转角使钻具产生增斜效果。

6.2.2 偏心块安放位置优选

分析偏心钻具转速、钻压时, 都在假设偏心块的结构和钻具安放位置不变的前提下进行的, 事实上这些参数都是相互关联的。为此, 我们又对偏心块结构(偏心带包角、轴向长度、径向厚度)和钻具安放位置进行了研究。限于篇幅, 将两种转速下偏心块安放位置的 dynamics 分析结果列入表 6.3 和图 6.13~图 6.17 供分析。从图表中可见,

当偏心块距钻头 3~6m 时, 钻头和偏心块都在做公转运动, 而且钻头绕井眼圆周均匀切削井壁, 钻头处平均井斜力和轴线转角都产生降斜效果, 井斜力随时间呈明显的周期性变化; 当偏心块距钻头 9~15m 时, 偏心块在绕井眼圆周做公转运动, 而钻头不在均匀切削井壁, 钻头处平均井斜力产生降斜效果, 而钻头轴线转角产生增斜效果, 井斜力随时间不在呈明显的周期性变化。综合考虑到钻头和偏心块的运动与受力状态, 偏心块安放位置应选择 6m 较为合理, 此时偏心钻具防斜效果得到最佳。为了便于工程应用和钻具管理, 其偏心块安放位置可选择 6~9m。

表 6.3 偏心块在钻具不同安放位置下的钻头平均受力变形值

偏心块安放位置距钻头长度 m	转速 225rpm		转速 278rpm	
	平均井斜力 kN	平均轴线转角 deg.	平均井斜力 kN	平均轴线转角 deg.
3.0	-0.089	0.005600	-0.168	0.003480
6.0	-0.090	0.008095	-0.197	0.008014
9.0	-0.209	-0.018064	-0.311	-0.024574
12.0	-0.229	-0.003174	-0.232	-0.005095
15.0	-0.158	-0.002078	-0.155	-0.000536

备注: 负井斜力使钻具产生降斜效果, 负轴线转角使钻具产生增斜效果。

6.3 偏心防斜钻具动力学特性分析

通过上述偏心钻具和钻井参数优化设计, 我们已经确定出偏心块的最佳安放位置距钻头 6~9m、转速为 225~278rpm、钻压可以任意选择。为了进一步分析偏心钻具在井眼中沿井深的运动和碰撞接触状态, 对任一种工作状态(偏心块距钻头 9m、转速 278rpm、钻压 140kN)进行动力学分析, 并将其结果绘成图 6.18~图 6.20。从图 6.18 和图 6.19 可见, 钻柱沿井深的碰撞接触状态在不同时间内是不一致的, 在不同井深处钻柱的运动状态也不同, 有的靠近上井壁运动、有的靠近下井壁运动, 尤其是距钻头 382m 处的钻杆运动轨迹为一条典型的螺旋线, 这种孤立的闭轨表明了钻柱的非线性, 也说明了此井深处钻具做稳定的周期运动, 由此可见, 钻柱沿井深和井眼圆周方向的运动和碰撞接触是非线性分布、具有不确定性。图 6.20 给出了偏心块与井壁碰撞接触过程中部分动力学参数随时间的变化, 位移、速度周期性较强, 但加速度、切向摩阻

力、剪力和弯曲应力周期性较差，这主要是由于偏心块与井壁处于连续碰撞接触所致。钻柱动力学分析还有很多结果，这里就不一一讨论。

6.4 偏心防斜钻具工程应用

通过偏心防斜钻具的动力学分析，完成了偏心钻具设计和钻井参数优选，在此基础上开展了现场试验和推广应用。目前，大庆油田已大规模使用偏心防斜钻具，取得了明显的经济和社会效益^[171]，其部分指标见表 6.4。

偏心防斜钻具及其配套技术的形成，解决了大庆油田调整井直井钻井技术中井斜控制这一严重制约钻井成本的技术难题，使井斜发生率由原来的 7.2% 左右降为现在的 1.7% 左右，平均机械钻速提高了 4.15m/h，平均钻井周期缩短了 1 天 16 小时，每年可节约钻井成本 1000 多万元，为油田带来了巨大的经济效益，也促进了石油钻井工艺技术的进步和发展。

表 6.4 偏心钻具与标准钻具（稳斜或降斜钻具）应用对比

钻具类型	钻直井一次成功率 %	平均钻井周期 (d-h)	平均机械钻速 (m/h)
标准钻具	92.8	4-4	33.10
偏心钻具	98.3	2-12	37.25

6.5 小 结

本章根据钻柱非线性瞬态动力学的有限单元法，自行开发了 DS-TDA 软件。根据钻直井工艺参数和可组配钻具结构，应用 DS-TDA 软件，对偏心钻具和标准钻具进行了动力学分析计算，从理论上证实了偏心钻具的防斜能力。通过各种工况下偏心钻具的动力学分析计算，完成了偏心钻具设计和钻井参数优选，为偏心钻具的合理使用提供了可靠的理论依据。经大庆油田现场应用表明，偏心防斜钻具比标准钻具的钻直井一次成功率提高了 5.5%，具有较强的防斜能力，也验证了钻柱非线性瞬态动力学的有限单元法和 DS-TDA 软件的正确性和实用性。

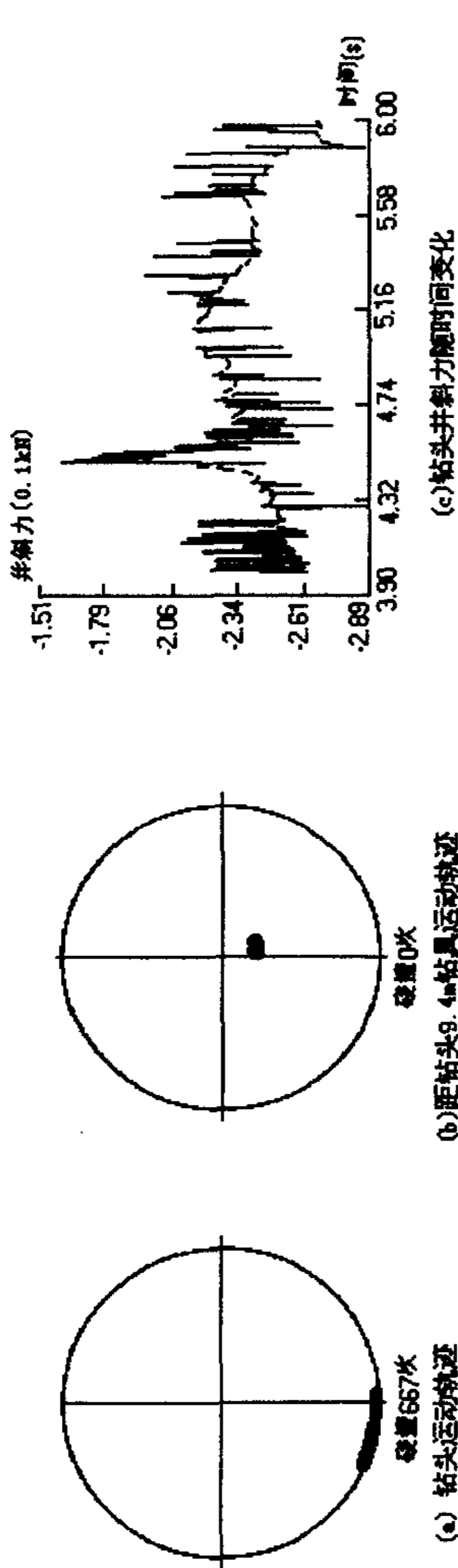


图6.2 稳斜钻具(钻压140kN、转速278 rpm)动力学分析部分示图(时间4-6s, 步长0.003s)

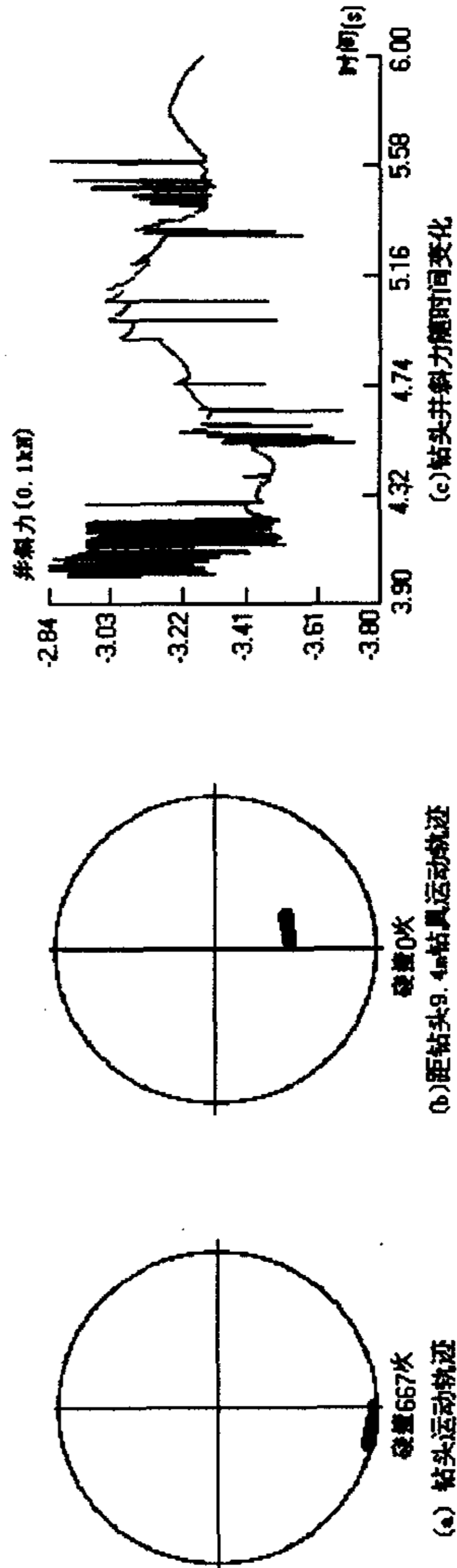


图6.3 降斜钻具(钻压140kN、转速278 rpm)动力学分析部分示图(时间4-6s, 步长0.003s)

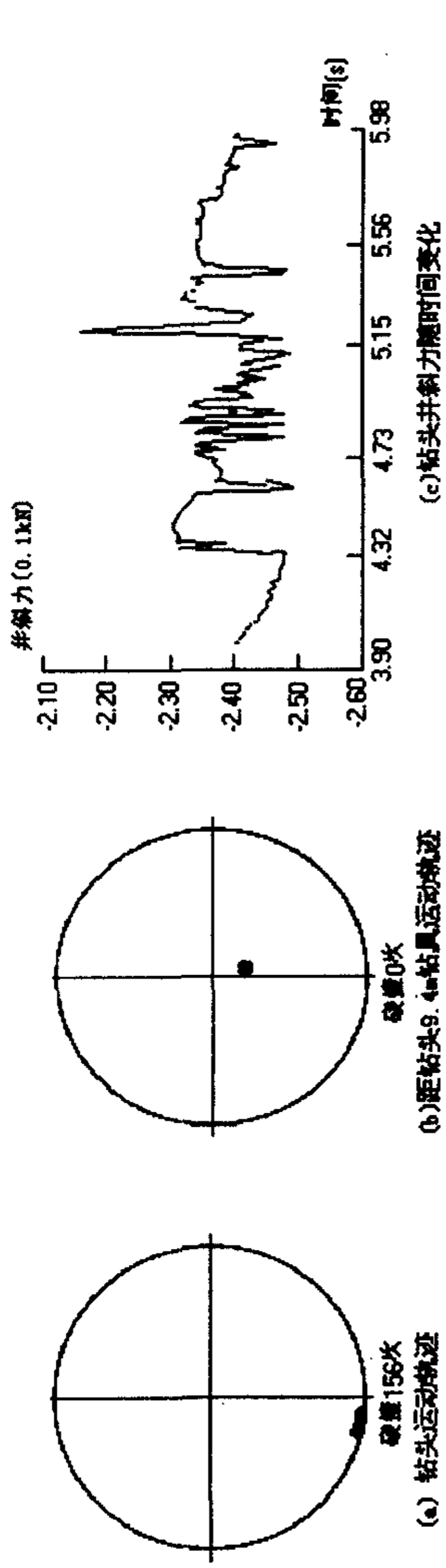


图6.4 稳斜钻具(钻压140kN、转速65rpm)动力学分析部分示图(时间4-6s, 步长0.013s)

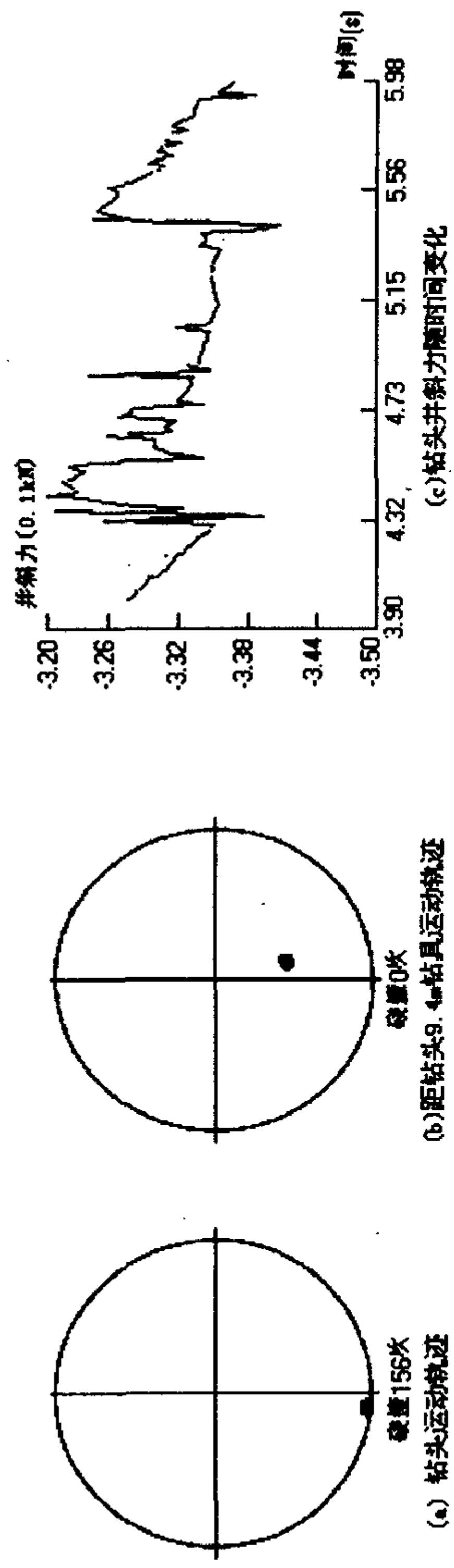
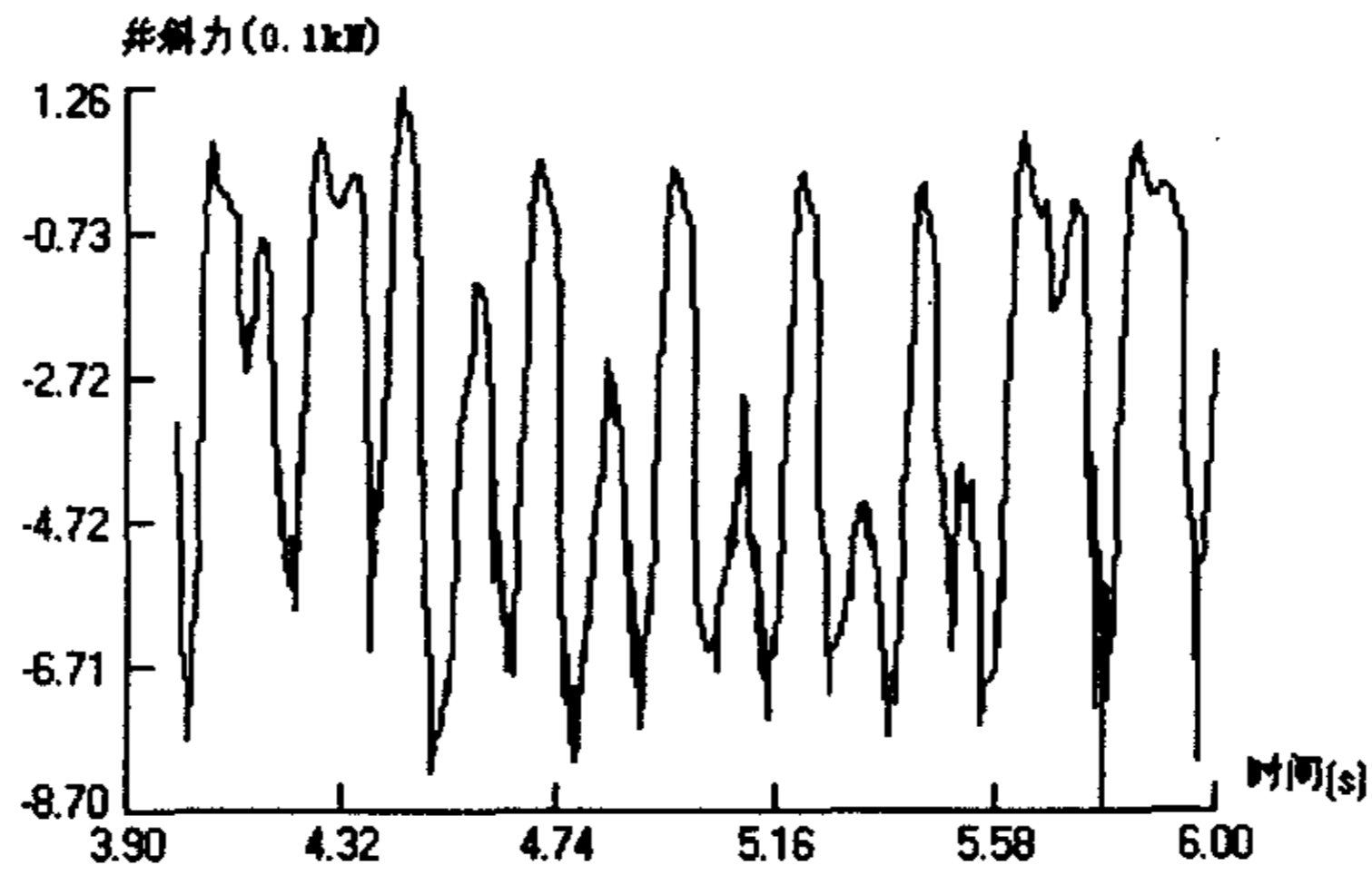
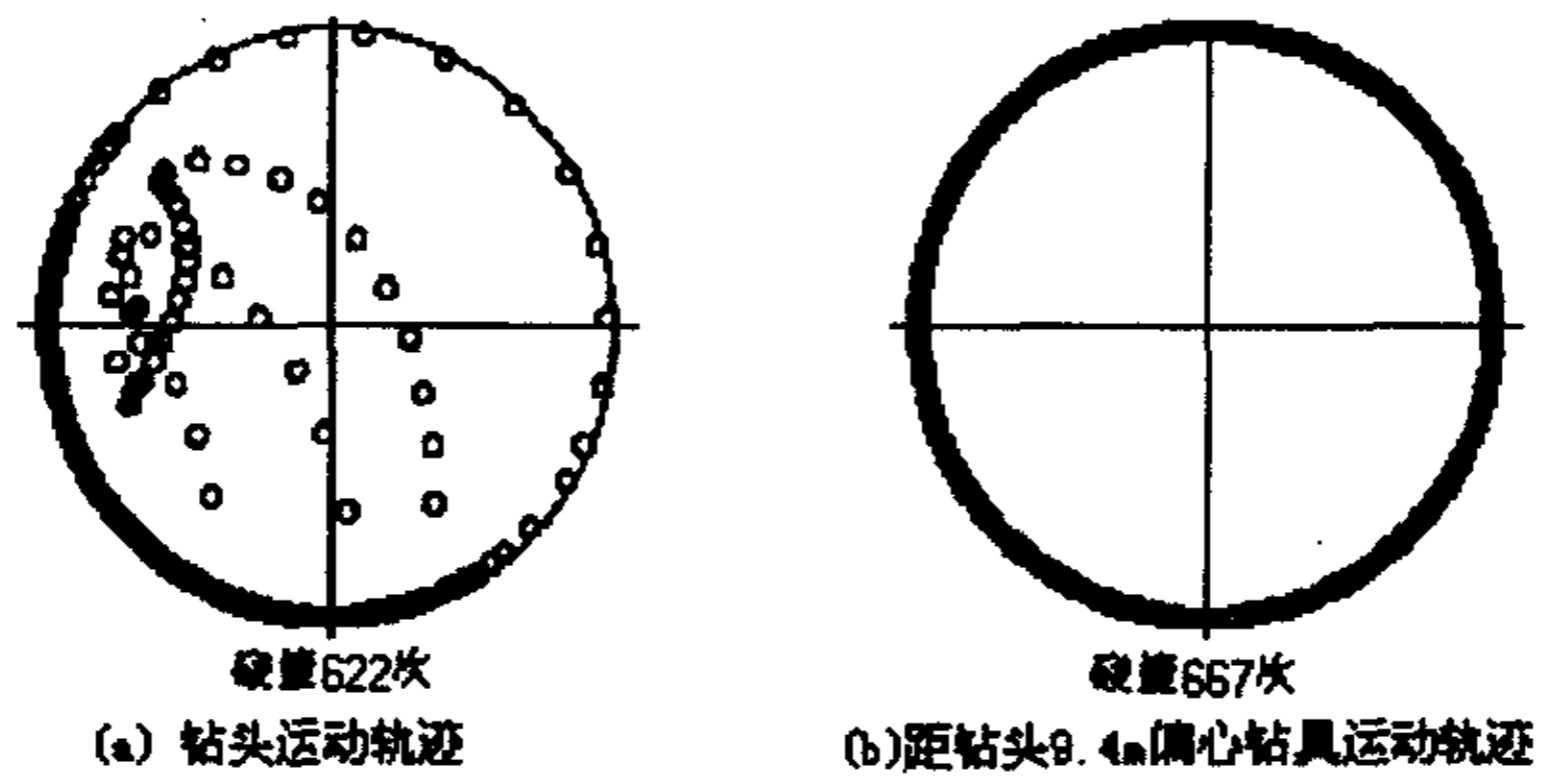
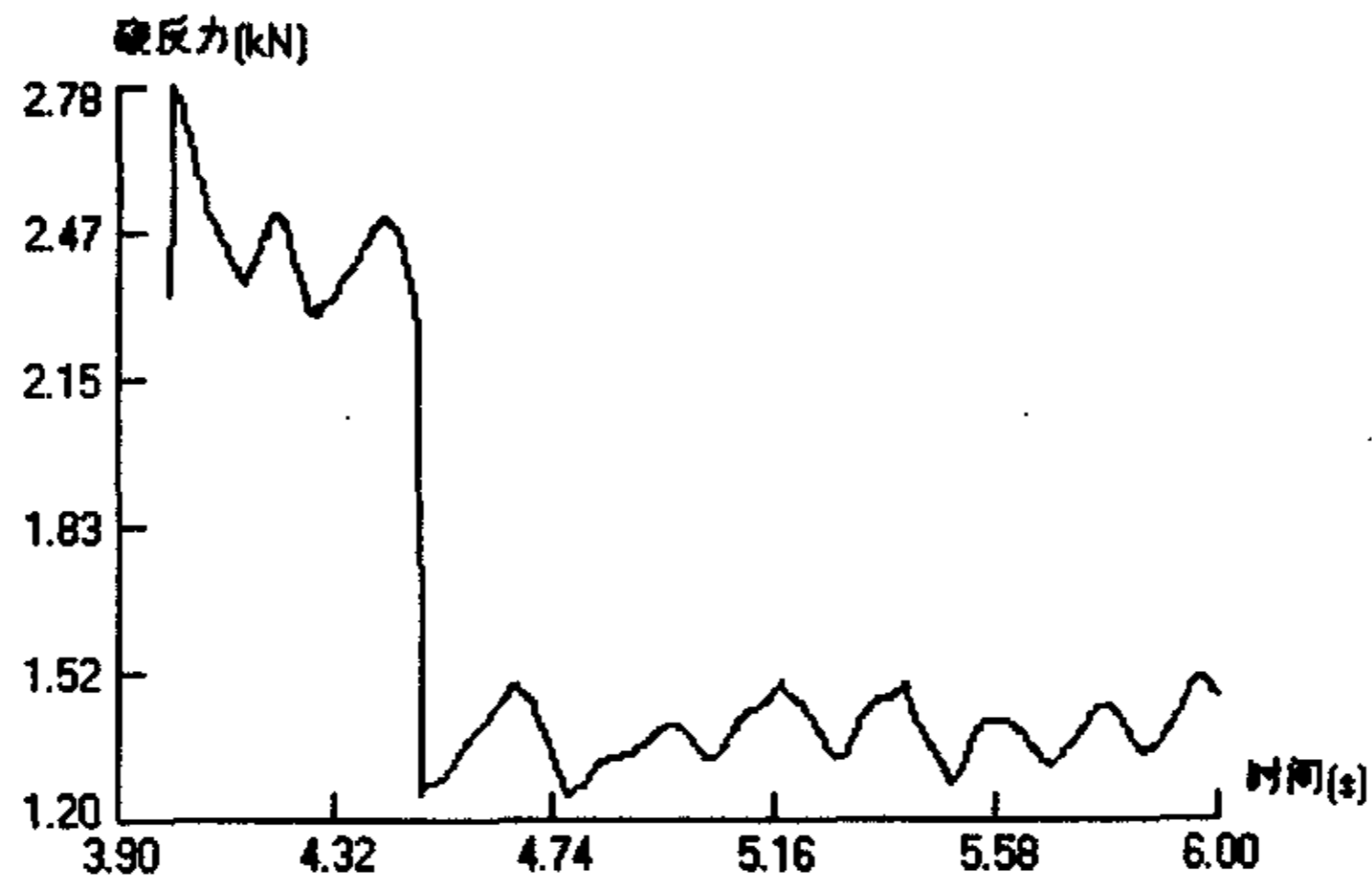


图6.5 降斜钻具(钻压140kN、转速65rpm)动力学分析部分示图(时间4-6s, 步长0.013s)



(c) 钻头处并斜力随时间变化曲线



(d) 偏心钻具碰反力随时间变化曲线

图6.6 偏心钻具(钻压140kN、转速278rpm)动力学分析部分示图
(时间为4~6s, 步长为0.003s, 共667步)

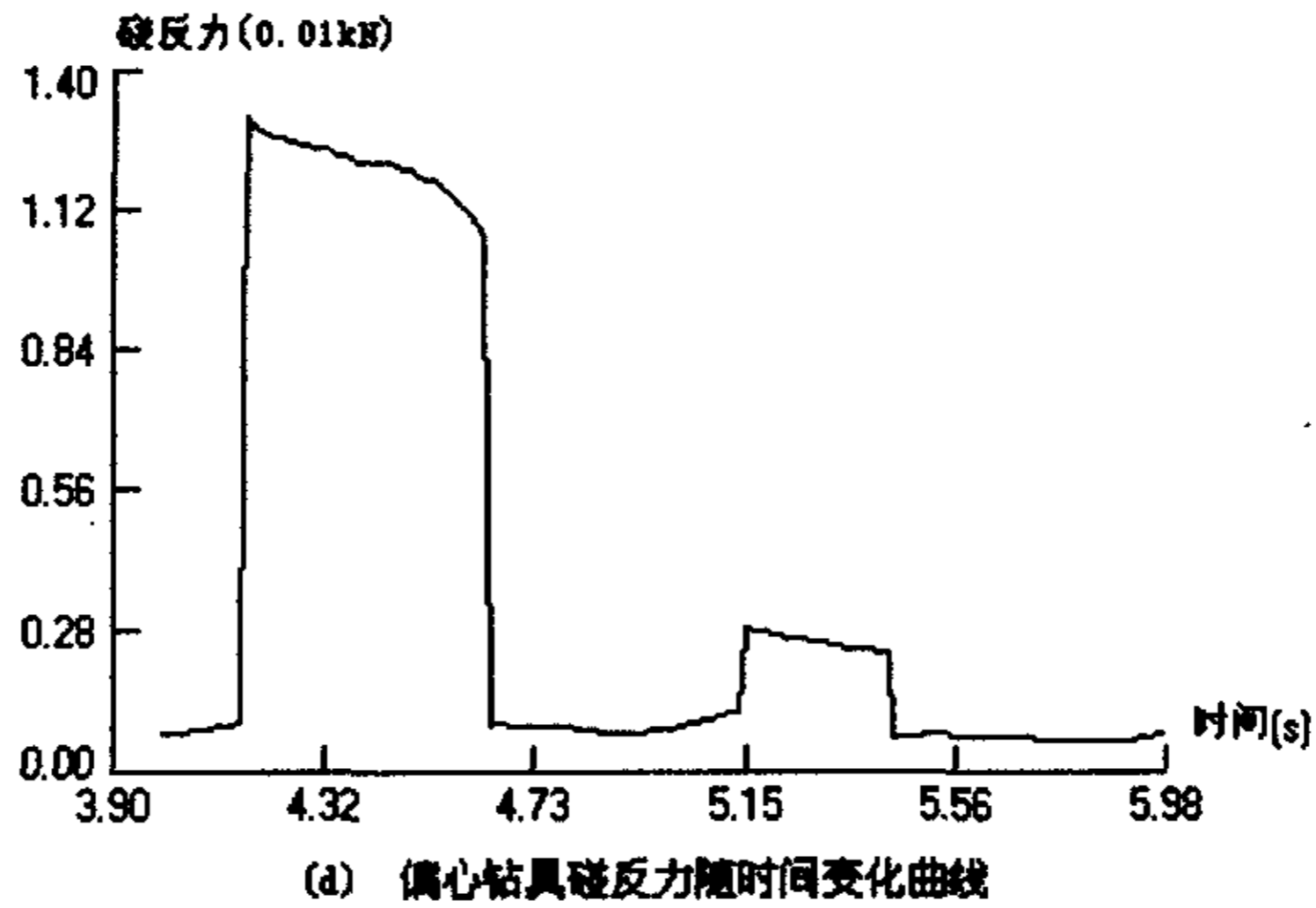
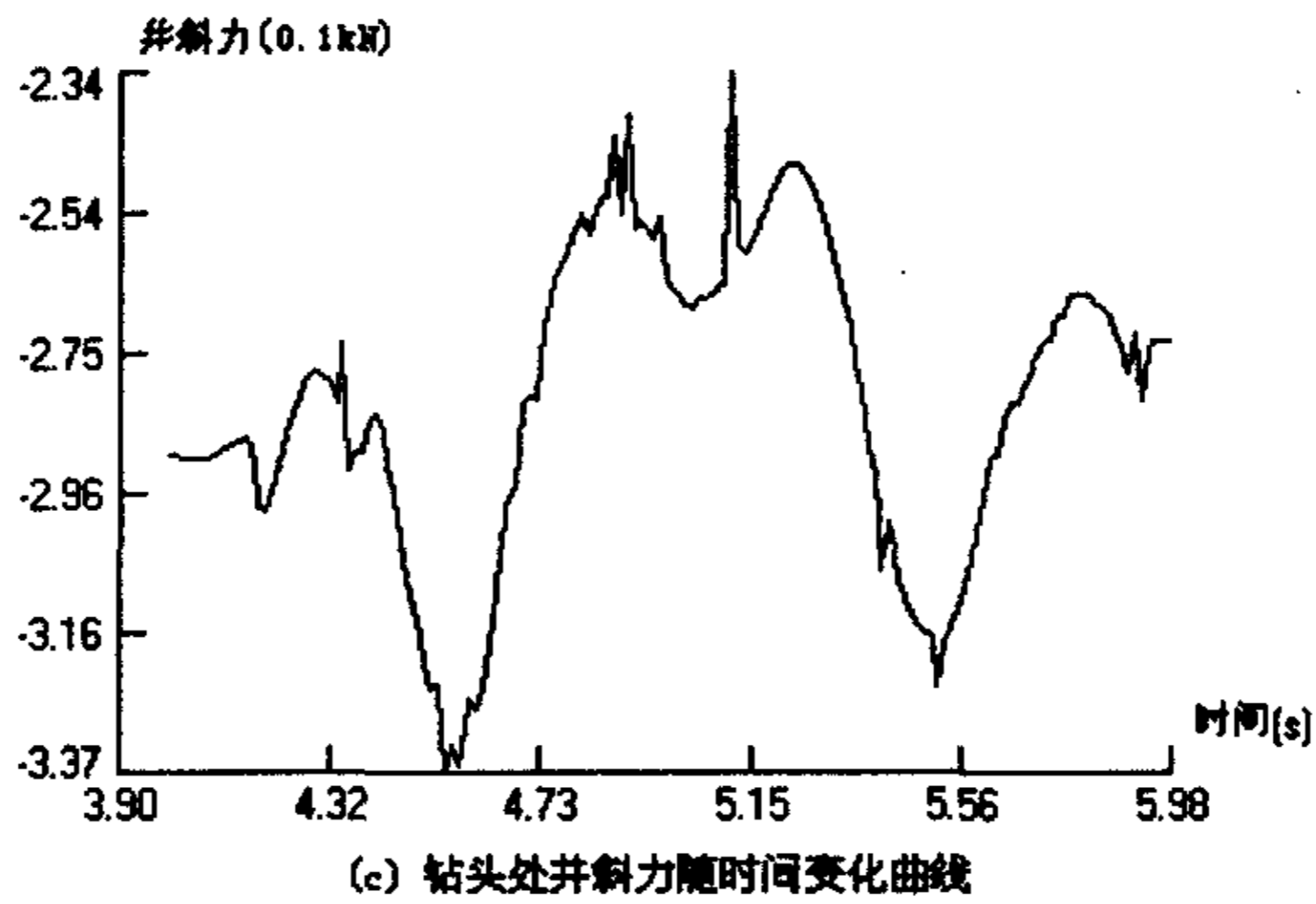
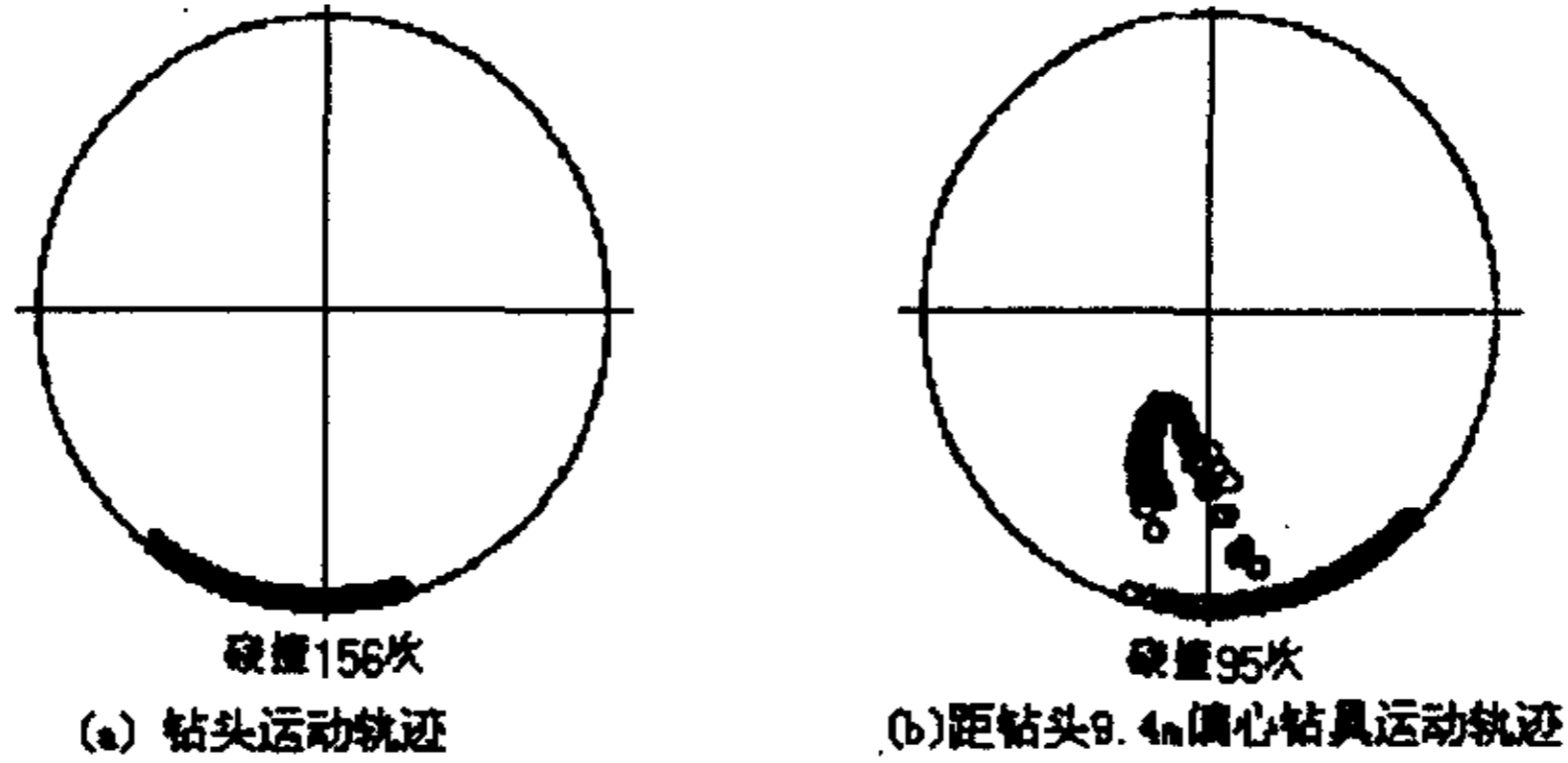


图6.7 偏心钻具(钻压140kN、转速65 rpm)动力学分析部分示图
(时间为4~6s, 步长为0.013s, 共156步)

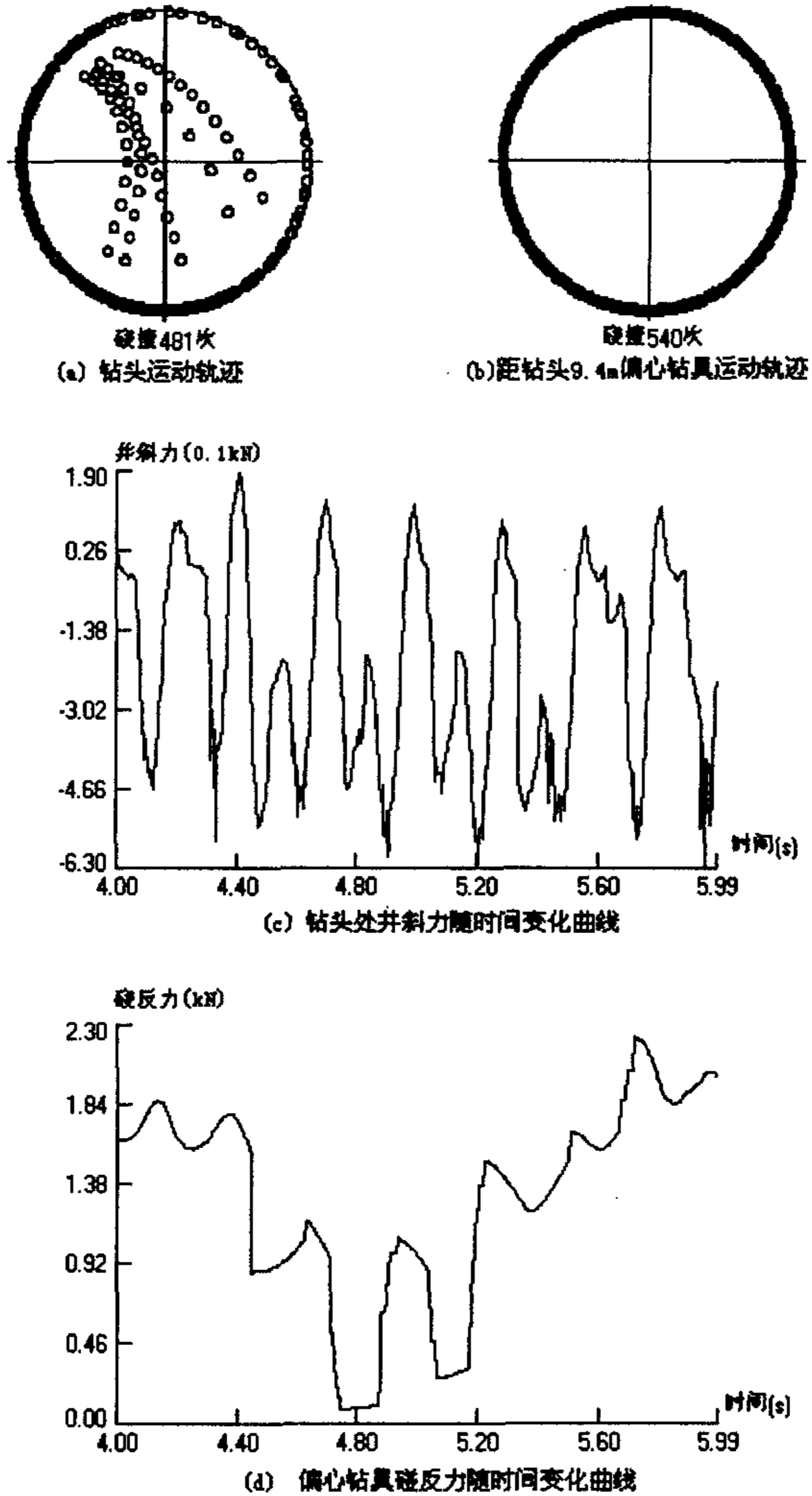


图6.8 偏心钻具(钻压140kN、转速225rpm)动力学分析部分示图
(时间为4~6s, 步长为0.004s, 共540步)

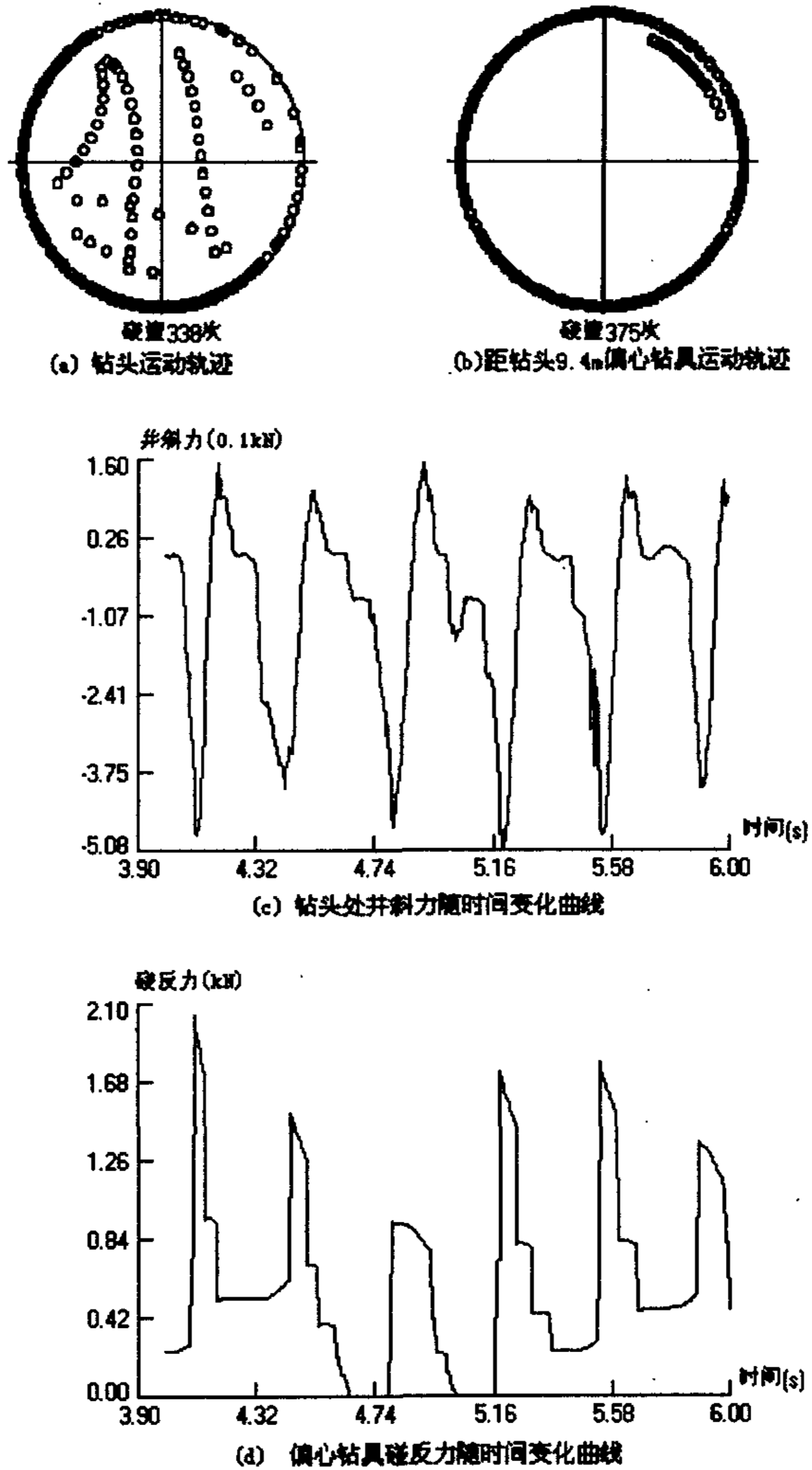


图6.9 偏心钻具(钻压140kN、转速165rpm)动力学分析部分示图
(时间为4~6s, 步长为0.005s, 共393步)

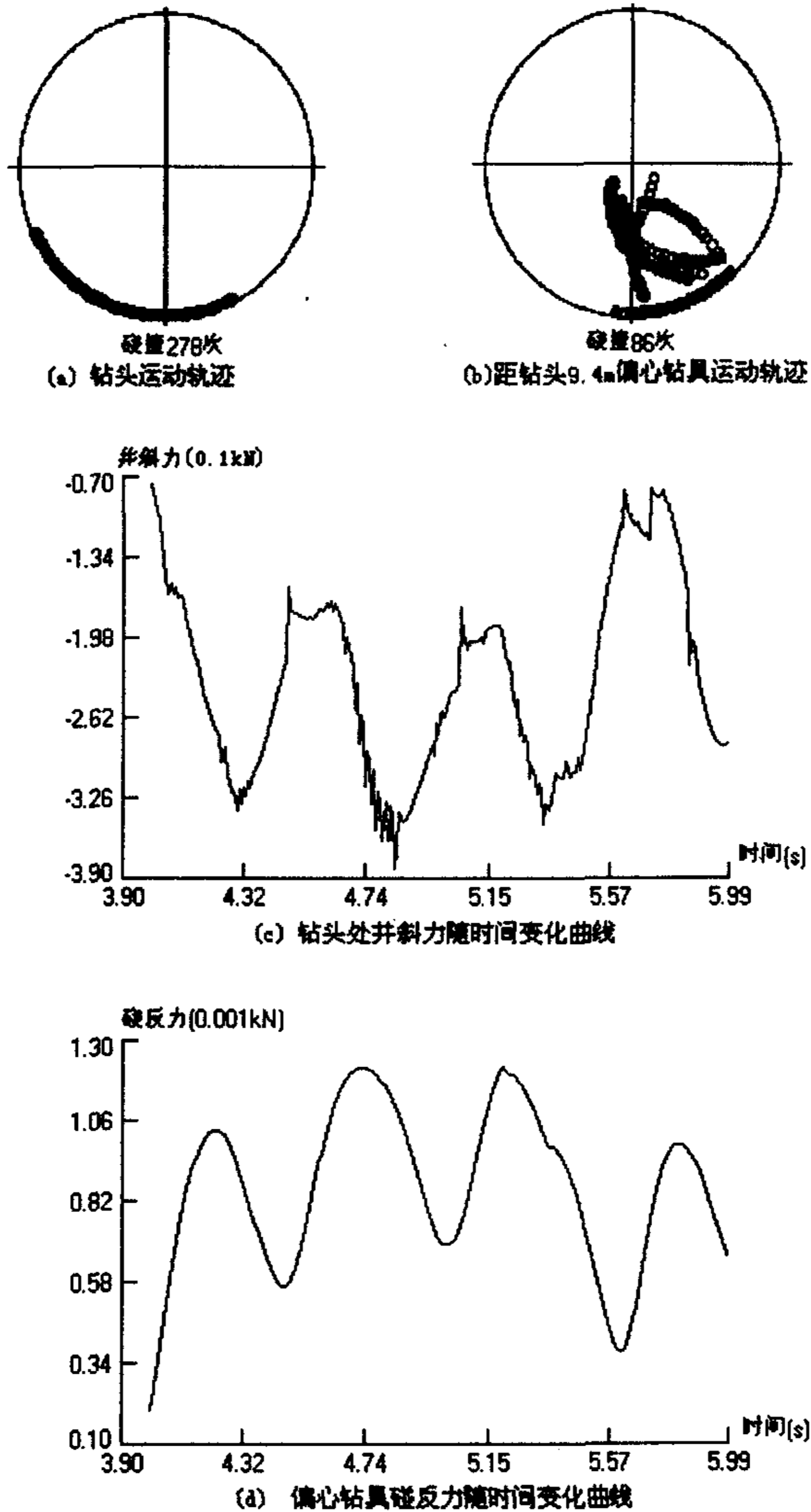


图6.10 偏心钻具(钻压140kN、转速115rpm)动力学分析部分示图
(时间为4~6s, 步长为0.007s, 共278步)

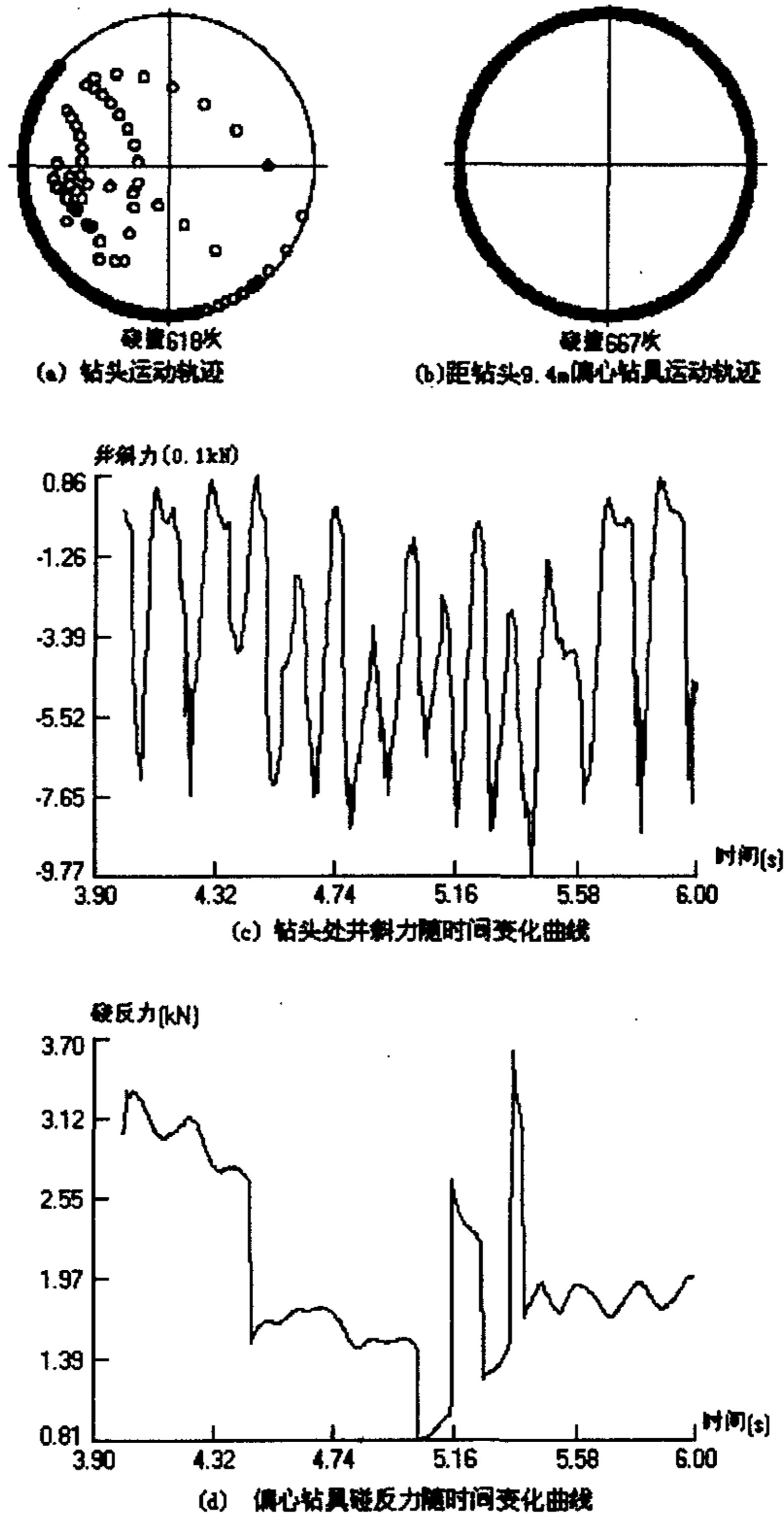


图6.11 偏心钻具(钻压220kN、转速278rpm)动力学分析部分示图
(时间为4~6s, 步长为0.003s, 共667步)

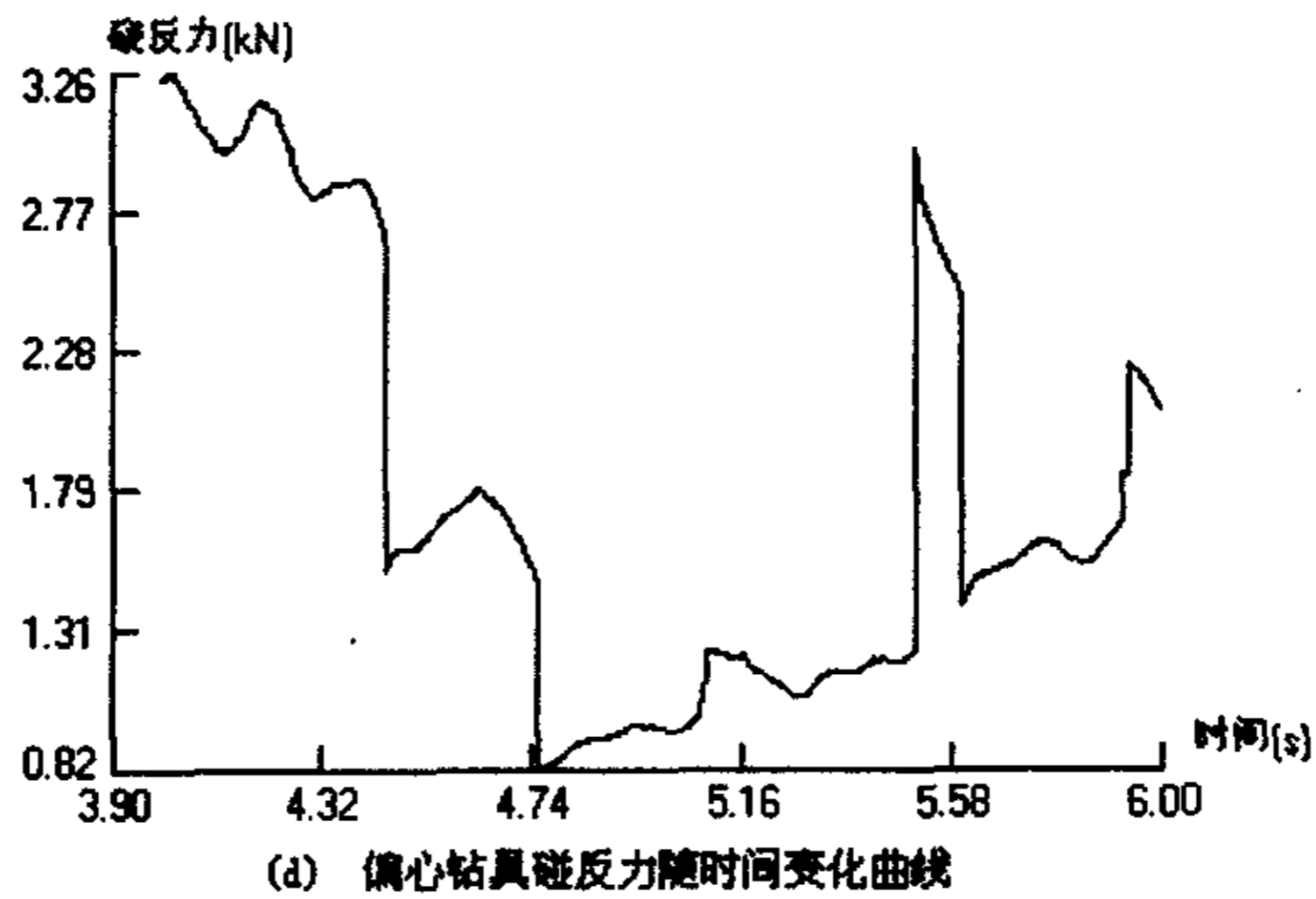
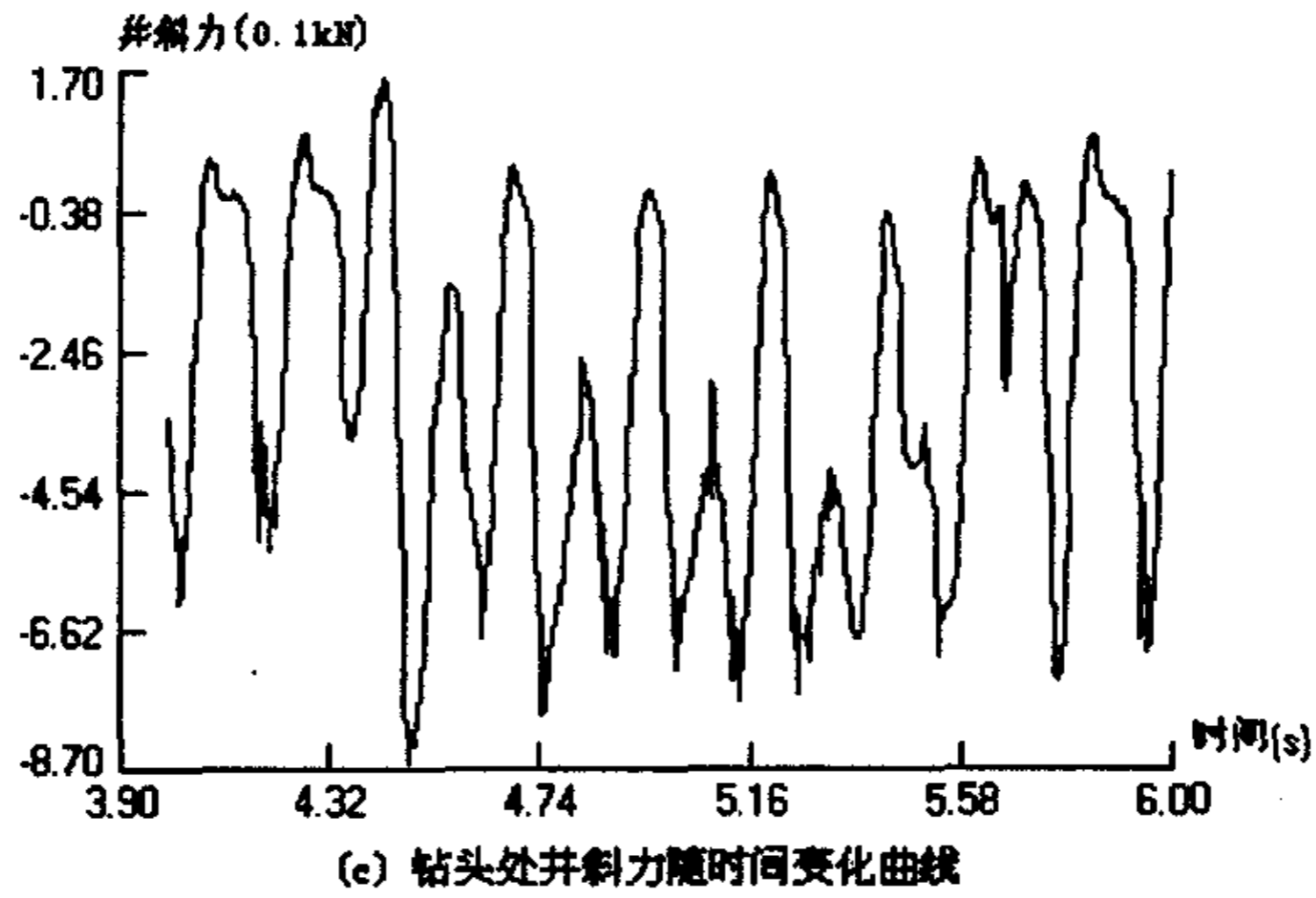
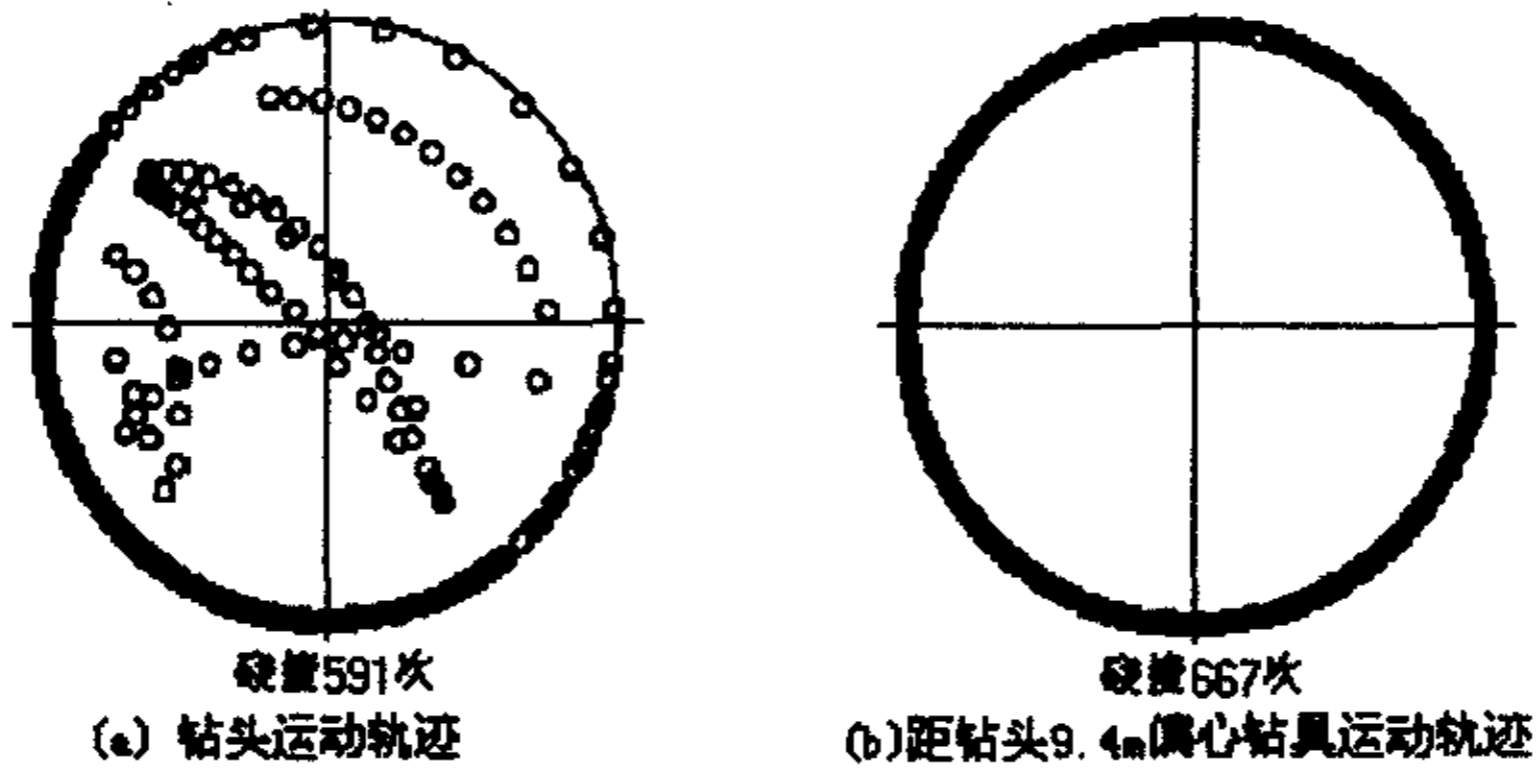


图6.12 偏心钻具(钻压100kN、转速278rpm)动力学分析部分示图
(时间为4~6s, 步长为0.003s, 共667步)

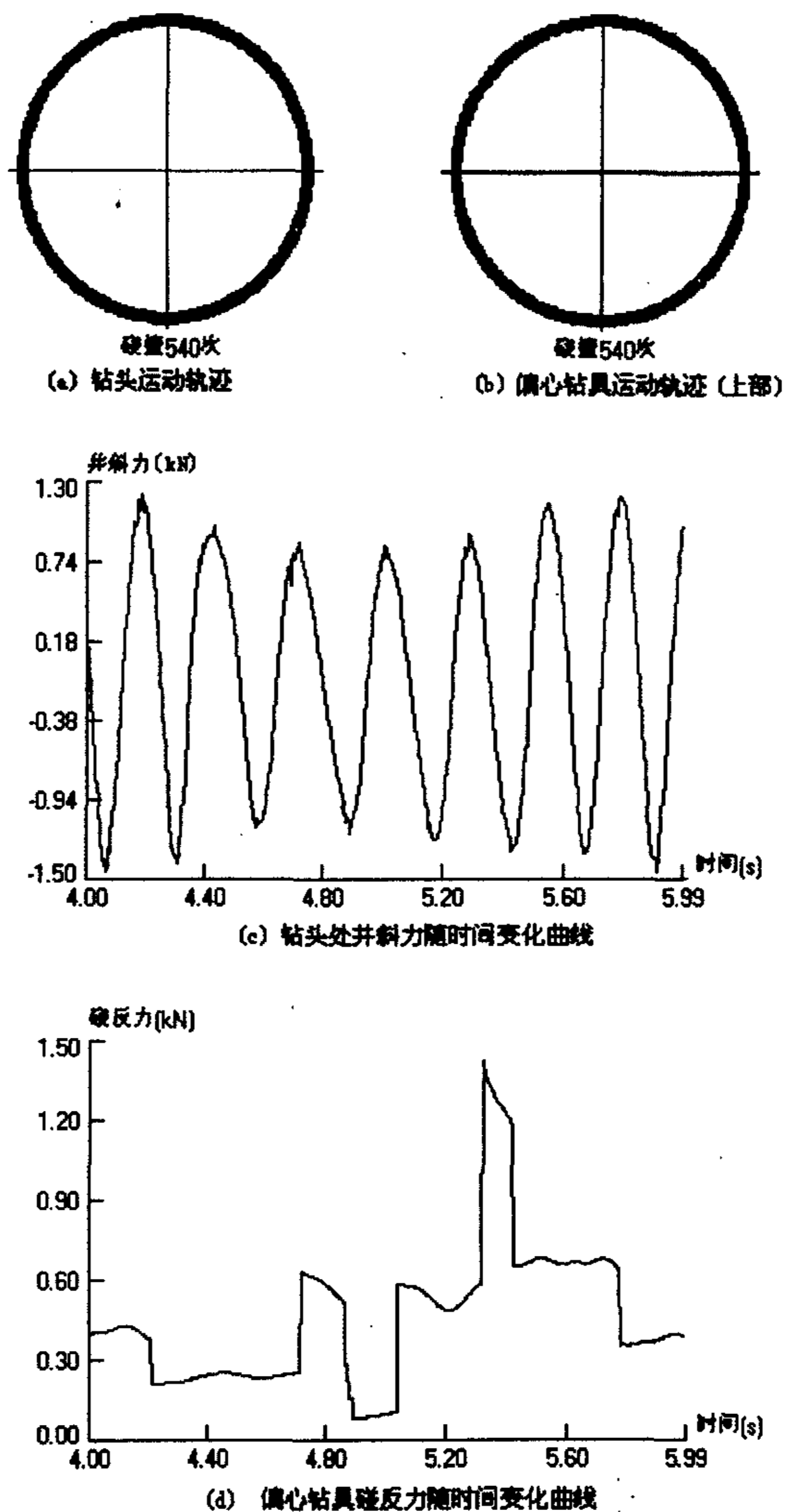


图6.13 距钻头3m 偏心钻具(钻压100kN、转速225rpm)动力学分析部分示图
(时间为4~6s, 步长为0.004s, 共540步)

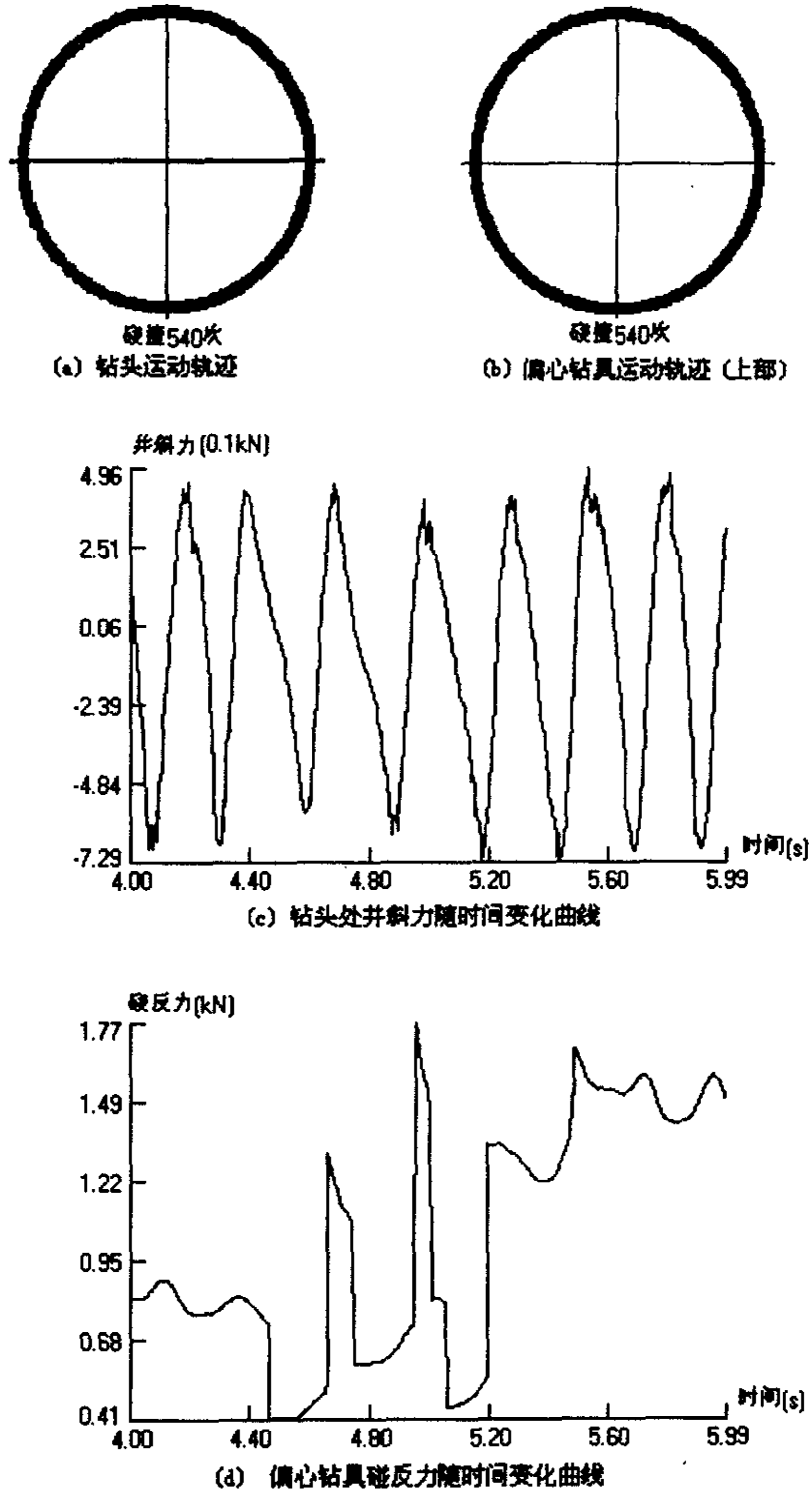


图6.14 距钻头6m 偏心钻具(钻压100kN、转速225rpm)动力学分析部分示图
(时间为4~6s, 步长为0.004s, 共540步)

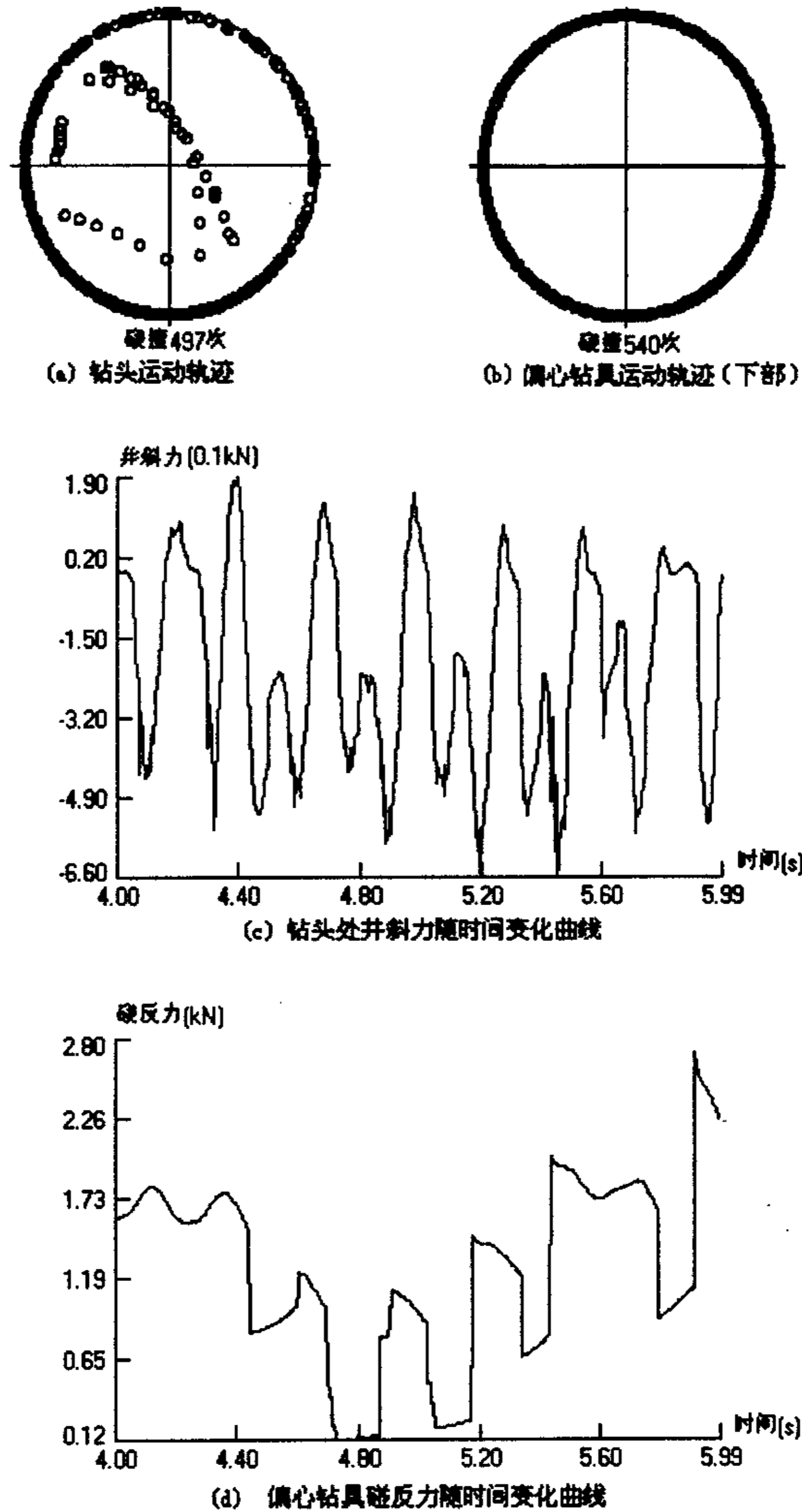


图6.15 距钻头9m偏心钻具(钻压100kN、转速225rpm)动力学分析部分示图
(时间为4~6s, 步长为0.004s, 共540步)

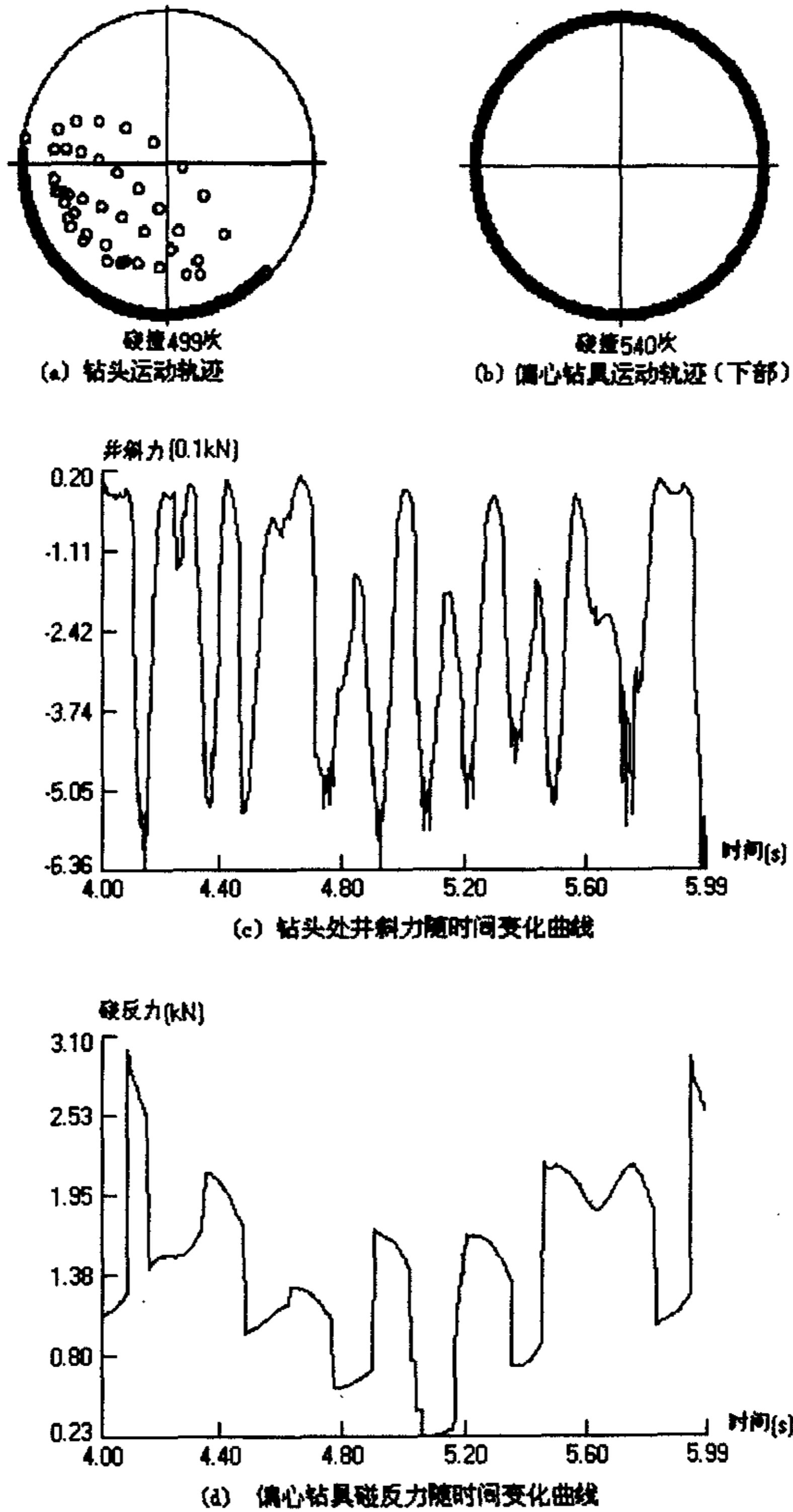


图6.16 距钻头12m 偏心钻具(钻压100kN、转速225rpm)动力学分析部分示图
(时间为4~6s, 步长为0.004s, 共540步)

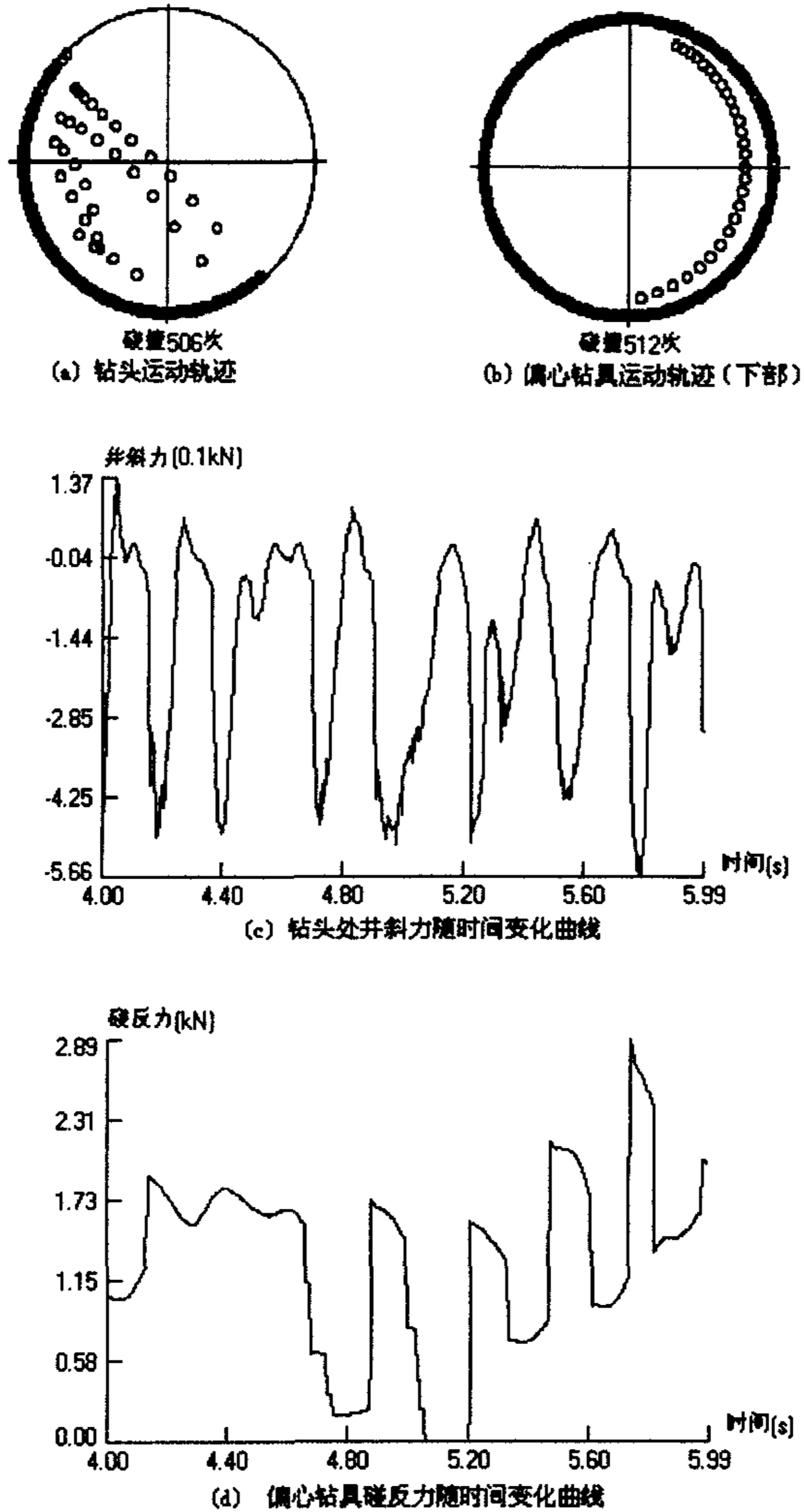


图6.17 距钻头15m偏心钻具(钻压100kN、转速225rpm)动力学分析部分示图
(时间为4~6s, 步长为0.004s, 共540步)

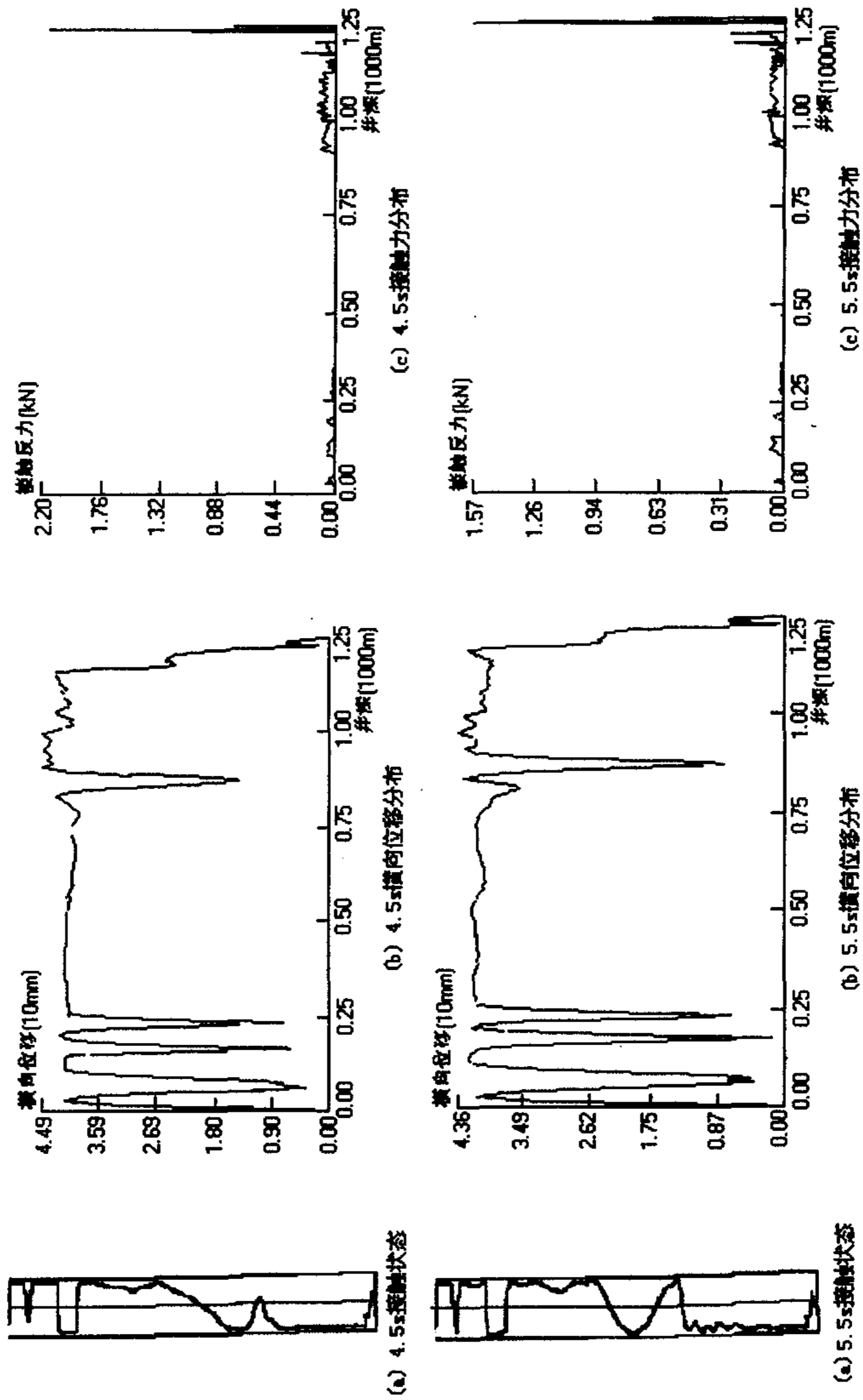


图6.18 偏心钻具任一时刻沿井深接触状态示意图

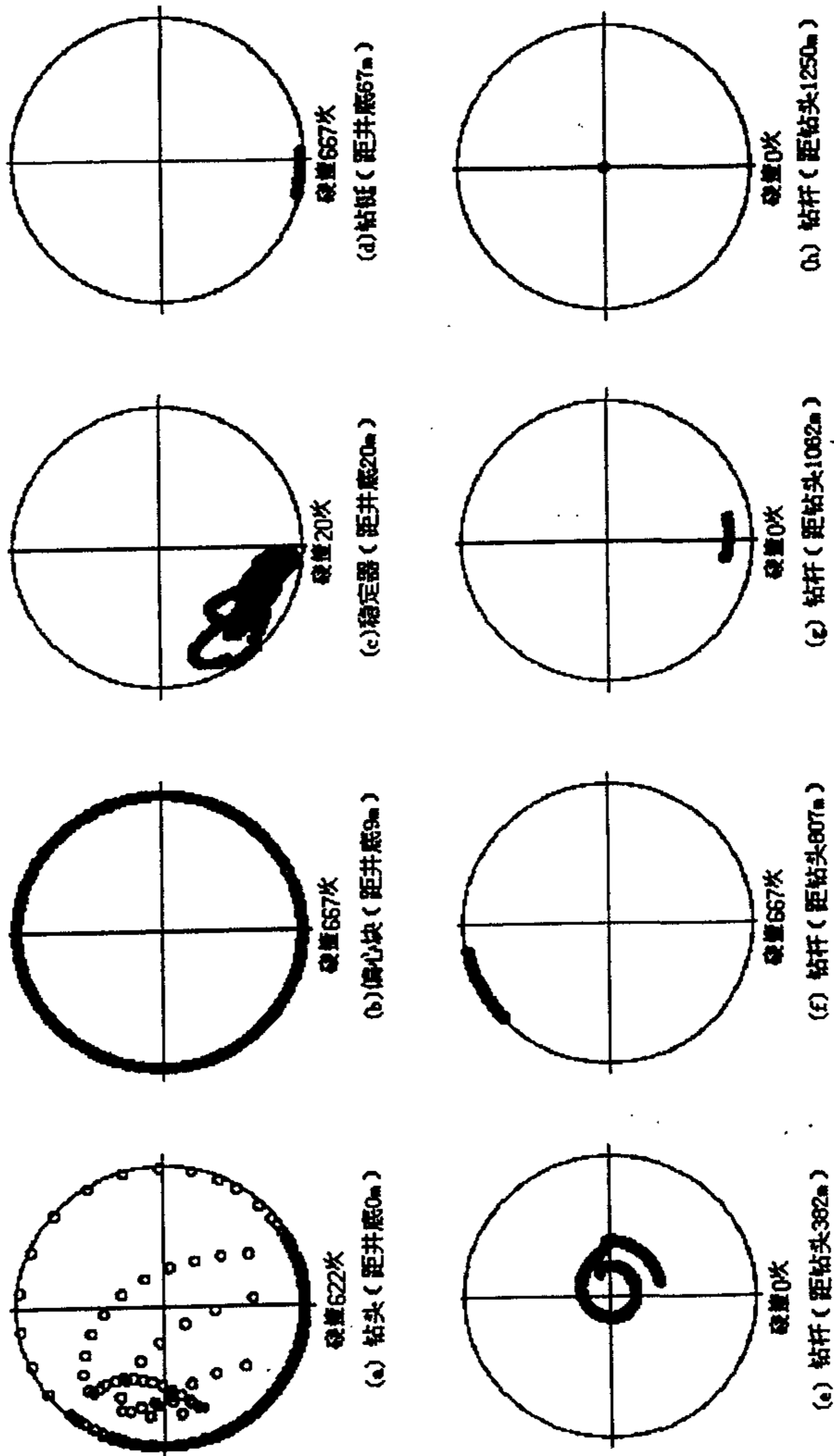


图6.19 不同井深钻柱运动轨迹

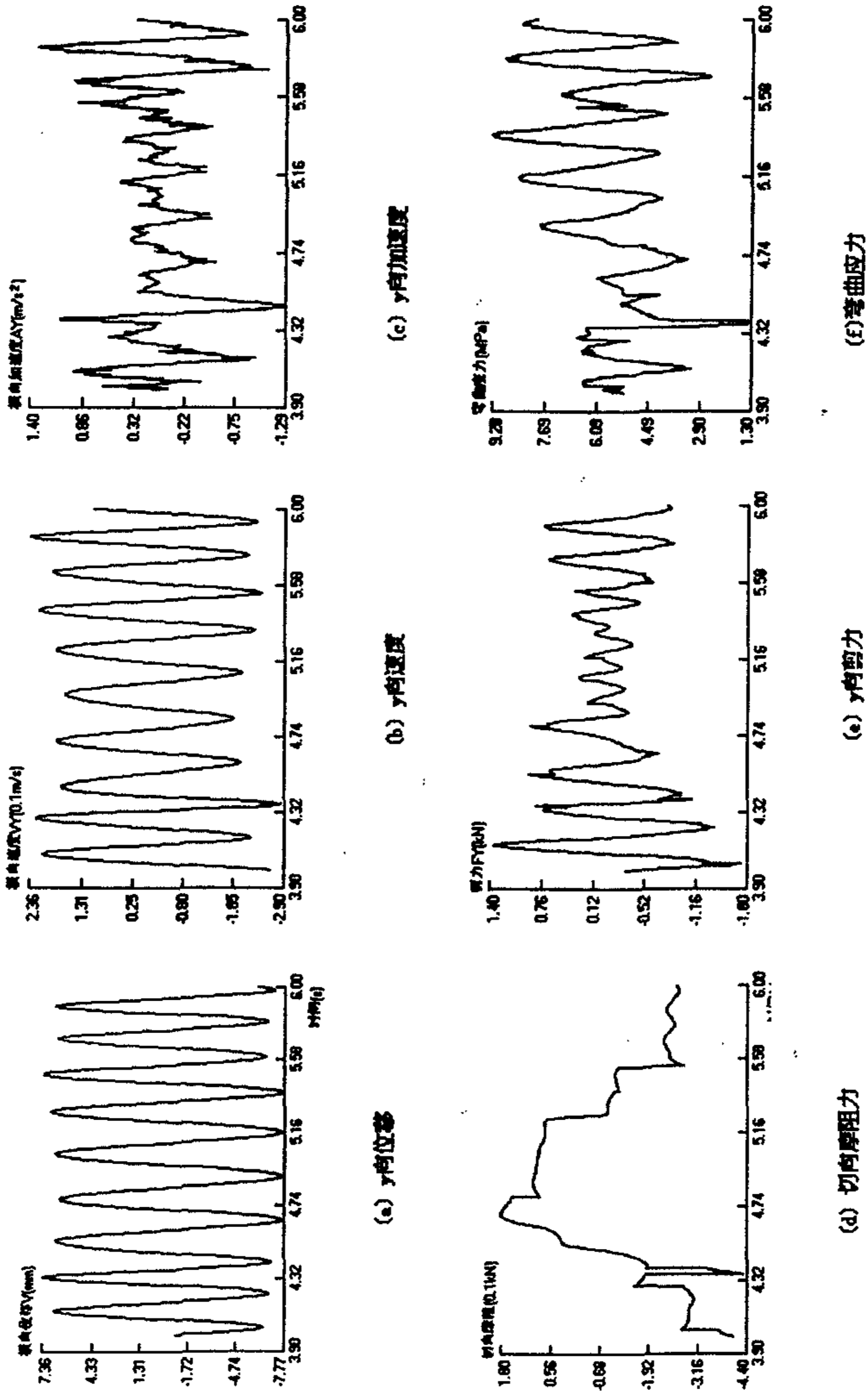


图6.20 偏心块运动与受力状态

第七章 总结与展望

7.1 全文总结

本文在前人研究的基础上,结合现有钻井技术和工程经验,针对长期影响钻井效率的井眼轨道控制、钻柱脱断技术难题,本着理论研究服务于工程应用的原则,开展了钻柱非线性静力学、振动模态和非线性瞬态动力学的有限单元法研究,并编制了相应软件,通过工程应用,使钻柱力学分析的正确性和实用性得到验证,也取得了明显的经济和社会效益,已在大庆油田等单位得到应用,现将主要研究成果总结如下:

1. 建立了钻柱接触和几何非线性静力学的有限单元法。

根据钻柱实际工作状态,把钻柱与井壁边界处理成多向接触摩擦,考虑钻具自重和钻压引起的纵向弯曲,首次建立了整体钻柱双重非线性静力学模型。在此基础上,通过考虑下部钻具上端假想截面处的力和位移协调边界条件,又率先建立了下部钻具双重非线性静力学模型。这两种模型都不同于以往的曲屈或纵横弯曲模型,把钻柱力学归结为几何和接触非线性问题,使钻柱受力变形状态得以合理描述。整体钻柱模型主要应用于钻柱设计和摩阻力分析,下部钻具模型主要应用于下部钻具设计、造斜性能分析和井眼轨道控制。为了对钻柱双重非线性静力学模型求解,首次设计了可以位于梁单元内任一位置的间隙元,并进行了公式推导,使梁单元最大横向位移首先与井壁接触得以描述。通过间隙元与非线性梁单元的有机结合,建立了钻柱接触和几何非线性静力学的有限单元法,并编制了 DS-NSA 软件。

钻柱非线性静力学模型和有限单元法,也是国家“九五”科技攻关项目和中国石油天然气总公司“九五”科技项目中的主要研究成果之一,见 135 和 136 页。经专家评定认为:钻柱静力学模型和间隙元理论方法达国内领先水平,优选组配的小井眼直井防斜钻具组合已在大庆油田得到广泛应用,为侧钻水平井设计的钻柱结构和预测的钻具性能,完全能够满足井眼轨道控制的需要,现场应用效果良好。此外,以下部钻具力学分析为基础,自行研制的伸缩钻铤已获国家专利,专利证书见 138 页,丰富了钻柱力学的应用范围。

2. 建立了钻柱振动模态分析的有限单元法和疲劳强度计算方法。

通过考虑各种钻柱结构和工作状态,首次采用阻尼等效原则将静力分析得到的钻柱接触摩阻力、钻井液对钻柱产生的非线性阻尼等效为粘性阻尼,钻头处的钻压、扭

矩处理成简谐荷载，建立了钻柱振动模态分析模型。采用改进的 Ritz 向量法和振型迭加法进行钻柱振动模态分析，在此基础上，又考虑了钻柱螺纹预紧力、初弯曲应力等因素，率先建立了钻柱疲劳强度计算方法，并编制了 DS-MVA 软件，为定量分析钻柱疲劳强度提供了一种技术手段。

钻柱振动模态分析和疲劳强度计算也是国家“九五”科技攻关项目和大庆局级科研项目的主要研究成果之一，见 135 和 137 页。经专家评定认为：钻柱振动分析模型和疲劳强度的定量分析方法达国际先进水平，所设计的钻柱能够在水平井、侧钻水平井中安全可靠工作，避免了钻柱脱断事故，取得了良好的经济和社会效益。

3. 建立了钻柱非线性瞬态动力学的有限单元法。

根据钻柱的运动和受力状态，通过综合考虑钻柱结构、边界条件和各种载荷作用，把钻柱与井壁处理成具有能量损失的多向碰撞接触边界，首次建立了钻柱非线性瞬态动力学模型。该模型不仅是一个结构和阻尼非线性问题，还是一个碰撞接触边界非线性问题，能够反映出钻柱在井下的实际动力学状态。为了描述钻柱与井壁的碰撞接触特性，率先构造出动力间隙元，遵循碰撞速度满足冲量定理原则，建立了动力间隙元的应变和判定条件，将动力间隙元与梁单元相结合，采用 Newmark 直接积分法，建立了钻柱非线性瞬态动力学的有限单元法，并编制了 DS-TDA 软件。

钻柱瞬态动力学分析也是大庆局级科研项目的主要研究成果，评定结论见 139 页。应用 DS-TDA 软件，对偏心钻具和标准钻具的瞬态动力学特性进行了计算和对比分析，从理论上证实了偏心钻具具有较强的防斜能力，通过偏心钻具设计和钻井参数优选，提供了一种实用的偏心钻具结构，现场应用效果良好，经专家评定认为：钻柱非线性瞬态动力学分析和偏心钻具结构处于国内领先水平。

7.2 钻柱力学研究与工程应用展望

本文通过钻柱非线性静力学、振动模态和非线性瞬态动力学研究，已对钻柱进行了较为系统的力学分析，并成功地应用到钻井工程中的钻具设计与井眼轨道控制、钻柱设计与断裂评定、摩阻模拟等工程技术领域，使涉及到钻柱力学、严重制约钻井效率的技术难题得已基本解决。但是，由于钻柱在井下工作状态十分复杂，又没有试验测试结果进行验证，这就使得一些钻井参数、力学处理方法有待于进一步研究和完善，此外，随着钻井技术和相关技术的不断发展，不仅给钻柱力学提出了新内容和新要求，还使钻柱力学分析的新方法成为可能。鉴于上述原因，笔者认为将来的钻柱力学研究

和应用可从以下几个方面开展。

1. 钻井参数的选取与力学分析

在钻柱力学分析中,无论何种方法都需要计算参数,只有计算参数选取合理,才能保证计算结果可靠。对于钻柱来说,计算参数除了可知参数外,还有一些未确知参数,如井眼直径、钻压动载荷和阻尼系数,这些参数目前无法直接测定,只能通过间接测试值、统计分析、工程经验和反复模拟而确定。今后可通过钻柱力学实验或概率统计分析方法确定,由于各油田地层情况、钻井液不同,其研究工作量可能很大,是否有更科学的选取方法有待于研究。

2. 钻柱力学新方法研究与工程应用

随着力学、数学和计算机技术的发展,能够更快速、更准确地描述钻柱在井下工作状态的力学分析方法也一定会产生,如目前开展研究的钻柱分岔、钻柱混沌研究,但是这些方法仍停留在理论研究阶段,如何应用于工程还有待于研究。

3. 钻井新工具与钻柱力学

随着钻井技术的发展,常常会有一些新工具的应用,这些新工具会给钻柱力学带来新的研究内容。如目前处于实验期的偏轴短接、水力冲击接头、变向接头,为了使这些工具得到合理设计和使用,都需要开展钻柱力学分析。

4. 钻柱仿真技术的研究

钻柱仿真一直是钻井工程所追求的技术,但是钻柱瞬态动力学分析计算时间长,使得这一技术一直未能实现。解决途径基本上有两种:其一是根据钻井工程特征,简化钻柱研究对象,只选取下部钻具结构,使数千米长的钻柱转化为数十米的下部钻具,但下部钻具的上端假想截面的边界条件如何确定,才能保证下部钻具的动力学分析结果,仍需从理论上进行探讨研究。其二是寻求新的计算力学方法,缩短计算时间,主要工作是降低模拟钻柱与井壁碰撞接触的迭代时间,或取消迭代计算。

5. 钻柱力学在其它石油工程领域应用

石油工程中,除了钻柱,还有其它管柱在井下工作,如套管柱、油管柱、抽油杆柱、测试管柱、压裂管柱等,这些管柱的工作状态基本上同钻柱。因此,将好的钻柱力学理论及时推广应用到其它管柱中去,也是钻柱力学研究者必须开展的工作。

随着石油开发技术的不断发展,经过广大科技人员的共同研究和探索,笔者相信钻柱力学分析方法一定会有新的进展,其工程应用领域一定更为广阔。

参 考 文 献

1. [美]Lubinski 著. 黎孔昭, 严世才等译. 钻井工程进展. 石油工业出版社, 北京, 1994.5
2. P.G 米尔斯基著, 孙振纯, 黎昕译. 斜井钻井. 石油工业出版社, 北京, 1992.1
3. [英]T.A.英格里斯著, 苏义脑译. 定向钻井. 石油工业出版社, 北京, 1995.8
4. 缪明富译. 国外水平钻井技术简况. 国外水平井钻井工艺技术, 1986.11: 1-14
分支水平钻井工艺再度流行. 国外水平井钻井工艺技术 1986.11: 15-26
5. 杨金华. 90 年代水平钻井技术发展动向. 石油情报, 1991(76): 1-4
6. Cocking D.A. etc.大位移水平井的技术进展. 国外钻井技术, 98,14 (3)
7. 高德利. 井眼轨迹控制问题的力学分析方法. 石油学报, 1996.1 (1)
8. Lubinski A. A Study of Buckling of Rotary Drilling. Drilling and Production Practice, 1951: 178-214
9. Lubinski A., Woods H.B. Factors affecting the Angle of Inclination and Dog-Legging in Rotary Bore Hole. Drilling and Production practice, 1953:222-242
10. Woods H.B., Lubinski A. Charts Solve Hole Deviation Problems. OGJ, May, 1954
11. Lubinski A. Maximum Permissible Dog-Legs in Rotary Bore Holes. AIME/SPE Tech. Pub., Oct., 1960
12. Williamson J.S., Lubinski A. Prediction Bottom hole Assembly Performance. IADC/SPE 14764
13. Paslay P.R. etc. The Stability of a Circular Rod Laterally Constrained to be in Contact with an Inclined Circular Cylindr. J. Appl. Mech, 1964:605-610
14. Dawson R. etc. Drill-pipe Buckling in Inclined Holes. JPT, 1984(10)
15. Chen Yuche. etc. Tubing and Casing Buckling in Horizontal wells. JPT, 1990(2)
16. Salies J.B., Azar J.J., Sorem J.R. Directional Well: How to Avoid Helicoidal Buckling. 5Th Brazil Petrol Conf, Brazil, 1994.10.16-20
17. 吕英民等. 水平井中的临界载荷. 石油钻采工艺, 1992 (4)
18. 于永南, 韩志勇, 路永明. 斜直井眼中钻柱侧向屈曲的研究. 石油大学学报, 1997 (3)
19. 于永南, 韩志勇, 路永明. 弯曲井眼中柔性钻柱的屈曲问题. 石油大学学报, 1997 (6)
20. Hishida H., etc. Prediction of Helical/Sinusoidal Buckling. IADC/SPE Asia Pacific Drilling Conf., Kuala Lumpur, Malasia, 1996.9.9-11 (IADC/SPE 36384)
21. Akgun F., etc. Theoretical and Experimental Evaluation of Drill Pipe Stability Condition in Slim Holes. SPE Asia Pacific Oil & Gas Conf., Adelaide, Australia, 1996.10.28-31
22. 高国华, 李琪, 张健仁. 管柱在垂直井眼中的屈曲分析. 西安石油学院学报, 1996,11 (1)
23. 高国华, 李琪, 李淑芳. 管柱在水平井眼中的屈曲分析. 石油学报, 1996,17 (3)
24. Walker B.H. Some Technical and Economic Aspects of Stabilizer Placement. JPT, Jun., 1973:663-672
25. Walker B.H., Friedman M.B. Three Dimension Force and Deflection Analysis of a Variable Cross Section Drill string. J. of Pressure Vessel Tech. May 1977:367-373
26. 白家祉. 应用纵横弯曲连续梁理论求解钻具组合的受力变形. 国际石油工程会议论文集, 1982.3:106-116
27. 白家祉, 黄惠泽. 纵横弯曲法对钻具组合的三维分析. 石油学报, 1989,10 (2)

参 考 文 献

28. 白家祉, 苏义脑. 井斜控制理论与实践. 北京, 石油工业出版社, 1990
29. 苏义脑, 白家祉. 用纵横弯曲法对弯接头—井下动力钻具组合的三维分析. 石油学报.1991, 12(3)
30. Bradely W.B. Factors Affecting the Control of Bore hole Angle in Straight and Directional wells. JPT, Jun. 1975:679-688
31. Fisher F.J. Analysis of Drilling String in Curved Bore Holes. SPE 5071
32. Rafie S. etc. Application of a BHA Analysis Program in Directional Drilling. IADC/SPE 14765
33. Ho H.S. General Formulation of Drillstring Under Large Deformation and Its Use in BHA Analysis. SPE 15562
34. Millheim K.K. Bottom Hole Assembly Analysis Using the Finite Element Method. JPT, Feb.1978:265-274
35. Millheim K.K. The Effect of Hole Curvature on the Trajectory of a Borehole. SPE 6779
36. Millheim K.K. Eight-Part Series on Directional Drilling. OGJ, Nov. 1978 to Feb.1979
37. Sutko A.A. etc. Directional Drilling —A Comparison of Measured and Predicted Changes in Hole Angle. SPE 8336
38. Brett J.F. etc. A Method of Modeling the Directional Behavior of Bottom Hole Assembly Including Those with Bent Subs and Downhole Motors. SPE 14767
39. Birades M., Gazaniol D. ORPHEE 3D Original Results on the Directional Behavior of BHA with Bent Subs. SPE 19244
40. 蔡强康, 吕英民. 下部钻具组合的特性分析. 石油大学学报, 1988, 12(3)
41. 帅健, 蔡强康. 弯曲井眼中下部钻具组合的有限元分析. 石油学报, 1990, 11(4)
42. 刘延强, 吕英民. 井壁变形和摩擦阻力对底部钻具组合的影响. 石油大学学报, 1991, 15(1)
43. 于永南, 帅健. 带弯接头下部钻具组合的特性分析. 石油钻采工艺, 1993, 15(4)
44. 付建红, 施太和. 弯外壳动力钻具力学性能分析. 石油钻采工艺, 1995, 17(2)
45. 苏义脑, 张海. 水平井钻具组合大变形有限元分析. 石油钻探技术, 1995, 23(1)
46. 彭勇, 王启玮. 水平井段钻柱稳定性分析的有限元法. 石油机械, 1994, 22(3)
47. 张学鸿, 刘巨保. 整体钻柱力学接触有限元分析. 石油学报, 1992, 13(3)
48. 张学鸿, 刘巨保. 水平井钻柱接触问题的间隙元法. 计算结构力学及其应用, 1992, 10(4)
49. 刘巨保编著. 石油设备有限元分析. 北京, 石油工业出版社, 1996:61-72
50. 刘巨保, 张学鸿, 王述德. 小井眼钻具双重非线性力学分析. 石油学报, 1998, 19(1)
51. Millheim K.K. etc. The Effect of Bottom Hole Assembly Dynamics on the Trajectory of a Bit. JPT, Dec.1981 (SPE 9222)
52. Millheim K.K, Apostol M.C. How BHA Dynamics Affect Bit Trajectory. World Oil, May, 1981:183-205
53. Millheim K.K. Computer Simulation of the Directional Drilling Process. SPE 9990
54. Baird J.A. etc. GEODYN2: A Bottomhole Assembly and Geological Formation Dynamic Interaction Computer Program. SPE 14328
55. Birades M. Static and Dynamic Tri-dimensional BHA Computer Models. SPE15466, 1988
56. Brakel J.D., Azar J.J. Prediction of Well Bore Trajectory Considering Bottom Hole Assembly and Drill Bit Dynamics. SPE/IADC 16172, 1989
57. Fu J., Shi T. Dynamic Analysis of BHA(Bottom Hole Assembly) with Bent Housing. 2ND SPE Horizontal Well

参 考 文 献

- Technology INT CONF. Calgary, CAN, 1996.11.18-20 (SPE 37046)
58. 章扬烈等. 旋转钻柱运动原理的研究. 石油矿场机械, 1988(2)
 59. 陈浩, 陈祖锡. 用有限元法对下部钻具组合的动态分析. 石油学报, 1991(3)
 60. 署恒木等. 有限元法在底部钻具组合动态分析中的应用. 石油大学学报, 1990(6)
 61. 署恒木等. 下部钻具组合的动态分析. 石油学报, 1992(1)
 62. 刘延强等. 钻柱结构动态分析及动态因素的影响. 石油大学学报, 1991(2)
 63. 张其昌, 吕英明. 下部钻具组合的几何非线性动态特性分析. 石油大学学报, 1996, 20(3)
 64. Rollins H.M. Straight Hole Drilling, World Oil, Mar., 1963
 65. Brown E.T. etc. The Infuelence of Rock Anisotropy on Hole Deviation in Rotary Drilling—A Review. International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences and Geomechanics Abastracts, 1981:387-401
 66. Merphey C.E. and Cheatham J.B. Hole Deviation and Drill String Behavior. SPE J. Mar.1966
 67. Knapp S.R. Are We Missing the Cheapest Solution to Our Crooked Hole Problem? OGJ. 1961:103-108
 68. Knnap S.R. New Bit Concept Helps Control Hole Deviation, World Oil, 1965:113-116
 69. Mclamore R.T. The Role of Rock Strength Anisotropy in Natural Hole Deviation. SPE 3229
 70. 王宝新, 许岱文, 程存志. 弯外壳动力钻具造斜率的几何分析与计算. 石油钻采工艺, 1994.16(1)
 71. 辽河石油勘探局, 大庆石油学院. 稠油油藏水平井优化设计技术研究. 国家《八五》重点科技攻关项目技术报告, 1995.5.15
 72. Callas N.P., Calls R.L. Boundary Value Problem is Solved. OGJ. Dec.,1980
 73. Michel Birades, Robert Fenoul. A Microcomputer Program for Prediction of Bottomhole Assembly Trajectory. SPE Drilling Engineering, June 1988:167-172 (SPE15285)
 74. 石油勘探开发科学研究院, 华北石油管理局. 水平井井眼轨道控制技术. 国家《八五》重点科技攻关项目技术报告, 1995.5.15
 75. 杨勋尧. 地层造斜力的计算与应用. 石油学报, 1985(1)
 76. 苏义脑, 白家社. 定向井轨道控制中的地层力分析与验证. 石油学报, 1991(1)
 77. Ho H.S. Prediction of Drilling Trajectory in Pirectiknal Wells Via New Rock-Bit in Anisotorpic Rock. SPE 10642, 1987
 78. 高德利, 刘希圣. 钻头与地层相互作用新模型. 石油钻采工艺, 1987(2)
 79. 张建群, 阎铁. 钻头与地层相互作用分析及井眼轨道控制. 石油学报, 1991(4)
 80. Gray K.E., Armstrong F. Two-Dimensional Study of Rock Breakage in Drag-Bit Drilling at atmospheric Pressure, JPT. Jan.,1962:93-98
 81. Millheim K.K., Warren T. Side Cutting Characteristics of Rock Bits and Stabilizer While Drilling. SPE 7518
 82. 马德坤. 岩石与钻头的相互作用与井斜. 西南石油学院学报, 1983(3)
 83. 吕英民, 于永南, 蔡强康. 根据新的钻头-岩石相互作用模型预测井眼轨迹. 石油学报,1992(3)
 84. 张学鸿, 刘巨保. 定向井转盘钻进中井底钻具组合优选. 科研鉴定材料, 1991.12
 85. 杨金华, 刘长生. 控制井眼轨迹的新工具. 石油科技动态, 1987(10):1-14
 86. 李扬译. 最新式的井下钻具组合. 国外钻井技术.1988, 3(2):32-35
 87. 彭贵译. 用新型多角度遥控弯接头有效控制和校正井眼轨迹是影响全世界的一项措施. 国外钻井技术.1988,

- 3(2):35-38
88. 王启译. 用新工具钻水平井. 国外钻井技术, 1989, 4(6):1-3
89. 于连江, 陈国良. 弯壳体螺杆钻具. 石油矿场机械, 1995, 24(5):12-14
90. 刘春文, 刘子春. 井斜控制器. 专利号 CN2096627U, 1992.2.19
91. 刘文占. 钻具稳定器. 专利号 CN2167182Y, 1994.6.1.
92. 陈武. 改善水平钻井的遥控弯头. 钻采工艺, 1990, 13(2):77-79
93. 符达良, 易先忠. 国外井下动力钻具的新发展. 石油机械技术水平调研报告集, 1989.12
94. 狄勤丰, 张绍魁. 一种旋转导向工具设计方案及其旋转导向功能的实现. 石油钻采工艺, 1998 (3)
95. Sandro Poll, Franco Donati. Advanced tools for advanced wells: Rotary closed-loop drilling system results of prototype field testing. SPE Drilling & Completion, June 1998:67-72
96. 张书明, 任俊. 多功能井下钻头接头. 专利号 CN2092596U, 1992.1.8
97. 高德利, 丁岗. 底部钻具组合技术接头. 专利号 CN2129333Y, 1993.4.7
98. 高志强;刘玉石. 套筒型钻井方位控制器组合钻具的研究与应用. 石油学报, 1991,12(3):151-157
99. 盛明仁, 孙建成. 钻井液控钻头变向器. 专利号 CN2076151U,1992
100. 苏义脑. 极限曲率法及其应用. 石油学报, 1997, 18 (3)
101. Johancsik C.A. etc. Torque and Drag in Directional Well-Prediction and Measurement. JPT, June 1984
102. Lesage M. etc. Evaluating Drilling Practice in Deviated Well With Torque and Weight Data. SPE/IADC 16114, 1987
103. Brett J.F. etc. Uses and Limitations of Drillstring Tension and Torque Models for Monitoring Hole Condition. SPEDE, Sep. 1989 (SPE 16664)
104. 杨姝, 高得利, 徐秉业. 定向井钻柱摩阻问题的有限差分解. 石油钻探技术, 1992, 20 (3)
105. He X. etc. Interactions Between Torque and Helical Buckling in Drilling. SPE 30521, 1995
106. Payne M.L. etc. Advanced Torque-and-Drag Consideration in Extended-Reach Wells. SPE 35102, 1997
107. 帅健, 吕英明. 建立在钻柱受力变形分析基础之上的钻柱摩阻分析. 石油钻采工艺, 1994,16 (2)
108. 刘巨保, 张学鸿. 长中半径水平井钻柱接触摩擦阻力分析. 计算结构力学及其应用, 1993, (3)
109. 王建军等. 水平井钻柱接触摩擦阻力解析分析. 石油机械, 1995,23 (4)
110. 郭永峰, 吕英明. 水平井钻柱摩阻力几何非线性分析研究. 石油钻采工艺, 1996,18 (2)
111. Ho H.S. An Improved Modeling Program for Computing the Torque and Drag in Directional and Deep Wells. SPE 18047, 1987
112. 马善洲, 韩志勇. 水平井钻柱摩阻力和摩阻力矩的计算. 石油大学学报, 1996, 20 (6)
113. 刘延强, 吕英明. 钻柱拖扭阻力的计算分析. 石油学报, 1996, 17 (3)
114. Adewuya O.A. etc. Robust Torque-and-Drag Analysis for Well Planning and Drillstring Design. SPE 39321, 1998
115. Wolf S.F. etc. Field Measurements of Downhole Drillstring Vibrations. SPE 14330
116. Besaisow A.A., Payen M.L. A Study of Excitation Mechanisms and Resonances Inducing BottomHole-Assembly Vibrations, SPEDE, MAR, 1988 (SPE 15560)
117. Dunayevsky V.A. etc. Onset of Drillstring Procession in a Directional Borehole. SPE 13027
118. Dunayevsky V.A. etc. Dynamic Stability of Drillstring Under Fluctuating Weights-on-Bit. SPE14329, 1985

参 考 文 献

119. Vandiver J.K. etc. Case Studies of the Bending Vibration and Whirling Motion of Drill Collars. SPE/IADC 18652, 1989
120. Clayer F. etc. The effect of Surface and Downhole Boundary Conditions on the Vibration of Drillstring. SPE 20447, 1990
121. Zamudio C.A. etc. Self-Excited Vibrations in Drillstring. SPE 16661, 1987
122. Apostol M.C. etc. A Study To Determine the Effect of Damping of Finite-Element-Based, Forced-Frequency-Response Models for Bottomhole Assembly Vibration Analysis. SPE 20458, 1990
123. Burgess T.M. etc. Improving BHA Tool Reliability with Drillstring Vibration Model: Field Experience and Limitations. SPE/IADC 16109, 1987
124. Aarestad T.V. etc. Drillstring Vibrations: Comparison Between Theory and Experiments on a Full-Scale Research Drilling Rig. IADC/SPE 14760, 1986
125. Aarrestad T.V. etc. Measurement and Theoretical models on Rig Suspension and the Effect on Drillstring Vibrations. SPE 19553, 1989
126. Aarestad T.V., Kyllingstad A. An Experimental and Theoretical Study of a Coupling Mechanics in Between Longitudinal and Torsional Drillstring Vibrations at the Bit. SPE 15563, 1988
127. Halsey G.W. etc. Drillstring Torsional Vibrations: Comparison Between Theory and Experiment on a Full-Scale Research Drilling Rig. SPE 15564
128. Skaugen E. The Effects of Quasi-Random Drill Bit Vibrations Upon Drillstring Dynamic Behavior, SPE 16660, 1987
129. Baryshniko V.A., Calderoni A. Ligrone A. and Ferrara P., A New Approach to the Analysis of Drillstring Fatigue Behaviour. SPE 30524, 1995
130. Fereidoun A. etc. Application of Stability Approach to Torsional and Lateral Bit Dynamics. SPE Drilling & Completion, June 1998 (SPE 30478)
131. 薛中天, 屈原. 旋转钻柱振动的动力响应分析. 石油机械, 1994(3)
132. 王珍应, 徐铭陶. 钻柱纵向受迫振动的广义传递矩阵法. 石油学报, 1990(3)
133. 高宝奎, 高德利. 深井钻柱的横向振动浅论. 石油钻采工艺, 1996, 18 (4)
134. 高宝奎, 高德利. 耦合振动对钻柱疲劳的影响. 石油大学学报, 1996, 20 (5)
135. 苏义脑, 季细量. 起下钻时的钻柱和液柱系统纵向振动过程分析. 力学和实践, 1994, 16 (5)
136. Van D.H. etc. Bifurcation and Chaos in Drillstring Dynamics. Chaos, Olitions Fractals 1993, 3(2): 219-247
137. 屈展, 徐建学. 石油钻柱纵向振动的混沌问题讨论. 西安石油学院学报, 1996, 11 (5)
138. 程正兴等. 数据拟合. 西安交通大学出版社, 1986
139. 刘修善等. 井眼轨道设计理论与描述方法. 黑龙江科学技术出版社, 1993.5
140. 钟万勰等. 计算杆系结构力学. 水利电力出版社, 1980
141. [日] 鹭津一郎著. 弹性和塑性力学中的变分法. 科学出版社, 1984
142. 宋天霞等. 非线性结构有限元计算. 华中理工大学出版社, 1996
143. 殷有泉. 固体力学非线性有限元引论. 北京大学出版社, 1987
144. 徐兴等. 非线性有限元及程序设计. 浙江大学出版社, 1993
145. 蒋维成. 固体力学有限元分析. 北京理工大学出版社, 1986

146. 张汝清. 非线性有限元法. 重庆大学出版社, 1990
147. 袁明武等. 空间结构中平面曲梁的计算. 工程力学, 1985, 3 (1)
148. . ALGOR FEAP (SAP 91)使用手册. 1991
149. 张相庭, 王聪. 圆弧曲梁单元的质量矩阵和刚度矩阵. 同济大学学报, 1985, (2)
150. 黄剑源等. 薄壁曲线杆系结构空间分析的刚度法. 土木工程学报, 1994, 10 (5)
151. 刘鸿文主编. 材料力学. 高等教育出版社, 1984.8
152. 大庆钻井研究所, 大庆石油学院. 小井眼钻柱结构设计及动力学性能分析研究. “九五”中国石油天然气总公司科技攻关项目鉴定材料 (四级子课题), 1998.10
153. 大庆石油学院, 大庆钻井二公司. 侧钻水平井钻具组合优化设计. “九五”国家重大科技攻关项目鉴定材料 (四级子课题), 1998.12
154. 大庆石油学院, 大庆钻井一公司. 裂缝性泥岩探井水平井钻具组合设计, 性能评估与安全评定. 大庆石油管理局级科研项目鉴定材料. 1999.12
155. 大庆石油学院, 大庆钻井二公司. 斜直井下部钻具组合系列研究. 大庆石油管理局级科研项目鉴定材料. 1998
156. William Weaver, Jr. Structural Dynamics by Finite elements. Prentice, Inc. New Jersey, 1987
157. Roger T.fenner. Finite Element Method for Engineer. The MACMILLAN Press LTD, london and basingstocke, 1975
158. 张国瑞主编. 有限元法. 机械工业出版社, 1991
159. 殷学纲等编著. 结构振动分析的子结构方法. 中国铁道出版社, 1991
160. 刘希圣等编著. 钻井工艺原理. 石油工业出版社
161. 赵国珍, 龚伟安. 钻井力学基础. 石油工业出版社, 1988
162. 胡宗武等译. 振动理论及其应用. 煤炭工业出版社, 1980
163. 刘北辰主编. 工程计算力学—理论与应用. 机械工业出版社, 1994
164. 曲乃泗, 吴全军. 改进的 Ritz 向量法在动态子结构分析中的应用. 大连理工大学学报, 1991, 31 (5)
165. 刘景伊等编. 钻井工具使用手册. 科学出版社, 1990
166. 卜炎编. 螺纹联结设计与计算. 高等教育出版社, 1995
167. 徐灏. 疲劳强度. 高等教育出版社, 1988
168. 赵少汴编著. 抗疲劳设计---方法与数据. 机械工业出版社, 1997
169. 王勖成、邵敏. 有限单元法基本原理与数值方法. 清华大学出版社, 1988
170. 丁皓江等编. 弹性和塑性力学中的有限单元法. 机械工业出版社, 1992
171. 大庆钻井二公司, 大庆石油学院. 偏心钻具动力学研究及其应用. 大庆石油管理局级科研项目鉴定材料. 1999.12

在学期间发表和已被录用的学术论文

1. 刘巨保, 张学鸿等。小井眼钻柱瞬态动力学研究及应用。石油学报, 2000, 21(6):17-22
2. 刘巨保, 张学鸿, 王述德。小井眼钻具非线性力学分析及应用。石油学报, 1998, 19(1): 100-104
3. 刘巨保, 张学鸿等。水平井分流压裂管柱设计与力学分析。天然气工业, 1998, 18(2): 46-48 (1999 年被 EI 收录)
4. 刘巨保, 张学鸿等。斜井旋转钻进井斜连续控制技术。天然气工业, 1999, 19(5): 54-57
5. 刘巨保, 张学鸿等。侧钻水平井螺杆钻具组合设计及应用。天然气工业, 2000, 20(4)
6. 刘巨保, 何俊才, 张学鸿。井下稳定器安放位置调节器的研制与应用。石油机械, 1999, 26(9): 22-24
7. 刘巨保等。侧钻水平井下部钻具造斜性能的预测。大庆石油学院学报, 1999, 23(2): 64-66
8. 刘巨保等。斜直井下部钻具设计与力学分析。大庆石油学院学报, 2000, 24(3)

1. 侧钻水平井钻具组合优化设计

国家“九五”重大科技攻关项目中的四级子课题，合同编号为 95-108-04-02-4

五、评定（验收）意见

“侧钻水平井钻具组合优化设计”是国家“九五”重点科技攻关项目“侧钻水平井钻井采油配套技术研究”中的四级研究课题。通过对侧钻水平井下部钻具性能评估和预测以及钻具在套管中的通过度研究，提出的下部钻具力学分析模型充分考虑了钻具与井壁之间的初始状态，采用间隙元理论方法求解钻柱的多向随机接触非线性问题，计算精度高，收敛速度快，给出了钻具性能和通过度的定量评估和预测结果，为优选钻具组合提供了可靠的理论依据和有效的工程实用方法。

侧钻水平井钻柱动强度分析，采用整体钻柱力学模型和有限元振动理论方法，考虑了丝扣的预紧应力和初弯曲应力，给出了钻柱疲劳极限应力，对钻柱疲劳强度给出定量的评估和预测。

现场实验表明，上述力学模型和理论方法实用效果良好：①钻具性能评估在造斜段平均误差在9%以下，在水平段平均误差在1°/100m左右；②通过度和钻柱动强度理论分析结果与现场实验结果一致。

该项目完成了开题报告中规定的研究内容，达到了规定的技术指标，其中侧钻水平井下部钻具性能评估和预测的力学模型和间隙元理论方法、通过度的定量分析理论和方法达到了国际九十年代先进水平，并在国际上首次提出了钻柱强度的定量分析方法，建议进一步扩大实验范围，进一步验证理论方法的可靠性。

经局钻井专业技术委员会专家审议，同意通过技术评定。

评定（验收）委员会主任（签字）

沈学功

1998年12月3日

2. 小井眼钻柱结构设计及钻柱动力学性能分析研究

中国石油天然气总公司“九五”重点科技攻关项目中的四级子课题

五、评定（验收）意见

小井眼钻柱结构设计及钻柱动力学性能分析研究针对小井眼钻井特点和实际，建立了小井眼钻柱静、动力学模型和理论方法，并综合考虑了在小井眼中反映突出的钻柱纵向弯曲、多相接触摩擦、随机接触碰撞等问题，能够比较真实地反映小井眼钻井工作状态。该项研究中在全尺寸钻井综合试验装置上进行的钻柱动力学试验，为钻头干扰力边界的确定提供了可靠的试验依据。和以往的钻柱力学模型相比，该项目在钻柱静态分析力学模型及纵向弯曲、多相接触摩擦间隙元理论方法和钻柱动态分析力学模型及动力间隙元理论方法中独具特色。上述研究为评估和预测钻具防斜性能和动力强度提供了可靠的实验和理论依据，为优选小井眼防斜钻具组合提供了实用的计算机软件，现场应用效果良好。经科技查新认为，该项目提出的小井眼钻柱静态和动态分析力学模型达到了目前国内领先水平。

该项目已完成开题报告要求的全部研究内容和技术指标，提交评定的技术资料齐全、准确，经钻井专业评定验收委员会评审，同意通过技术评定。评定委员会建议将研究成果与动力钻具相结合在小井眼钻井上进行试验应用。

评定（验收）委员会主任（签字）沈学明

1998年10月29日

3. 裂缝型泥岩水平井钻具设计与安全评定

大庆石油管理局科研项目

五、评定 (验收) 意见

该项目通过对裂缝性泥岩探井水平井下部钻具性能评估和预测及整体钻柱摩阻的研究, 提出的下部钻具力学分析模型和整体钻柱力学分析模型充分考虑了钻具与井壁之间的初始间隙, 采用间隙元理论方法求解钻柱的多向随机接触非线性问题, 计算精度高, 为优选钻具组合提供了可靠的理论依据和有效的工程实用方法。

裂缝性泥岩探井水平井钻柱疲劳强度安全评定, 采用整体钻柱纵向振动力学模型和有限元振动理论方法, 考虑了丝扣的预紧力、钻柱的初弯曲应力以及钻柱与井壁之间的阻尼作用, 给出了钻柱疲劳极限应力, 对钻柱疲劳强度给出定量的评估和预测。

现场试验证明, 上述力学模型和理论方法实用效果良好, 钻具性能评估理论预测值与现场实测值在造斜段误差小于 $0.98^\circ / 30\text{m}$, 水平段误差小于 $0.53^\circ / 30\text{m}$; 钻柱摩阻分析中井口悬重的理论预测值与现场实测值误差一般小于 7.7% , 最大 9.98% ; 钻柱疲劳强度理论分析结果与现场实验结果一致。

该项目在国际上首次提出了钻柱疲劳强度的定量分析方法, 达到国际先进水平。

该项目已完成开题报告所要求的各项研究内容和技术指标, 提交的技术资料齐全、准确, 经钻井专业技术委员会专家开会讨论, 一致同意通过评定。

评定 (验收) 委员会主任 (签字)

沈宝华

1999年 12月 10日

4. 自行研制的井下工具专利证书

实用新型专利证书

实用新型名称: 井下螺旋稳定器安放位置调节器

设计人: 刘巨保

专利号: ZL 98 2 12258.6

专利申请日: 1998 年 3 月 12 日

专利权人: 大庆石油学院

该实用新型已由本局依照中华人民共和国专利法进行初

步审查, 决定授予专利权。

第 1 页(共 1 页)



本实用新型已由本局依照专利法进行审查, 决定于 1999 年 8 月 21 日授予专利权, 颁发本证书并在专利登记簿上予以登记。专利权自证书颁发之日起生效。

本专利的专利权期限为十年, 自申请日起算。专利权人应当依照专利法及其实施细则规定缴纳年费。缴纳本专利年费的期限是每年 3 月 12 日前一个半月内。未按规定缴纳年费的, 专利权自应当缴纳年费期满之日起终止。

专利证书记载专利权登记时的法律状况。专利权的转让、继承、撤销、无效、终止和专利权人的姓名或名称、国籍、地址变更等事项记载在专利登记簿上。

证书号 第 346091 号

申请号 



局长 姜颖

5. 偏心钻具动力学研究及应用

大庆石油管理局科研项目

五、评定（验收）意见

偏心钻具动力学研究是在静力学研究的基础上，运用结构力学有限元法对偏心防斜钻具进行动力学分析，对静力学分析结论进行验证，同时对偏心防斜钻具的结构参数和使用参数进行了优选。

通过钻柱动力学分析及理论计算和现场试验，确定了偏心短节的结构参数、偏心短节在钻具中的安放位置及使用参数，经现场实际应用，在正常钻井条件下，纠斜率从普通钻具结构的7.2%降到1.7%，平均机械钻速由原来的33.10米/小时提高到37.25米/小时，取得较高的经济效益。

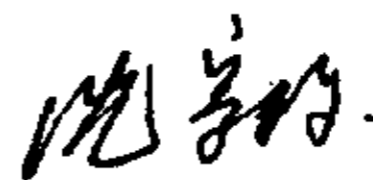
该项目在研究过程中，首次将钻具静、动力学有限元模型，静动力学间隙元模型应用于偏心防斜钻具分析中，进一步完善和发展了间隙元理论，经国内最先进的室内全尺寸钻具纵向振动试验，证明理论分析正确；首次建立了偏心防斜钻具使用参数和结构参数的优选理论和方法，全面系统地研究了偏心防斜钻具的理论和工作原理，并以此为基础，设计了一种适合大庆油田调整井钻井需要的直井防斜偏心钻具结构，该项目技术研究在国内处于领先水平。

该项目已完成开题报告所要求的各项研究内容和技术指标，提交的技术资料齐全、准确，经钻井专业技术委员会专家开会讨论，一致同意通过评定。

建议该成果在调整井全面推广应用。

评定（验收）委员会主任（签字）

2000年1月14日



致 谢

在三年的博士学习期间，作者始终得到了丁皓江教授和张学鸿教授的深切关怀和悉心指导。两位导师的高尚修养和慈祥宽厚的为人，渊博的学识和敏锐的洞察力，对科学严谨执着的求是精神和对学生的严格要求，给我留下了终生难忘的印象，并使我终生受益。作者在此谨向两位可亲可敬的导师致以崇高的敬意和最深切的感激。

大庆石油管理局钻井二公司的邹野高级工程师、何俊才高级工程师，为作者开展钻井工程应用工作，提供了许多宝贵经验和宽松的工作环境，使本论文得以顺利完成，在此表示衷心的感谢。

作者 刘巨保 谨致
二〇〇〇年十月于求是园