

复杂载荷条件下钻具接头台肩作用机理研究

狄勤丰¹, 靳泽中¹, 王 涛², 陈 锋¹, 王文昌¹

(1. 上海大学理学院, 上海市应用数学和力学研究所, 上海 200072; 2. 克拉玛依红山油田有限责任公司, 新疆克拉玛依 834000)

摘 要:为了解台肩对钻具接头螺纹牙承载的影响, 基于 $\phi 139.7$ mm 贯眼扣钻具接头分别建立了无台肩、仅主台肩、仅副台肩和双台肩等 4 种结构钻具接头的有限元计算模型, 分析比较了其在复杂载荷作用下的力学特性和抗扭性能。分析结果表明: 主、副台肩对保证钻具接头连接稳定性有着至关重要的作用; 预紧扭矩作用下主台肩的存在使钻具接头公扣产生拉伸的预紧效果, 副台肩的存在使钻具接头公扣产生压缩的预紧效果, 从而直接影响了钻具接头的承载特征和极限抗扭能力; 在相同轴向拉力的条件下, 仅副台肩钻具接头的极限抗扭能力比仅主台肩钻具接头高约 12%, 双台肩钻具接头的极限抗扭能力比仅主台肩钻具接头高约 69%。研究结果为新型高性能钻具接头的研发及结构设计提供了理论依据。

关键词: 钻具接头; 台肩; 几何模型; 数学模型; 有限元法; 接触应力

中图分类号: TE21 **文献标志码:** A **文章编号:** 1001-0890(2016)04-0027-08

The Functional Mechanism of Drilling Tool Shoulder under Complex Load Conditions

DI Qinfeng¹, JIN Zezhong¹, WANG Tao², CHEN Feng¹, WANG Wenchang¹

(1. Science College of Shanghai University, Shanghai Institute of Applied Mathematics and Mechanics, Shanghai, 200072, China; 2. Karamay Hongshan Oilfield Co. Ltd., Karamay, Xinjiang, 834000, China)

Abstract: To clarify the effects of the shoulder on the load bearing of connection threads, FEM models are built based on $\phi 139.7$ mm FH connection under four conditions, i. e. no shoulder, only primary shoulder, only secondary shoulder and double shoulders, respectively, and analyzed the mechanical properties under complex loads. Research results showed that the primary and secondary shoulders could play vital roles for ensuring the stability while making up connections; the primary shoulder can make the pin connection generating tensile effects under pre-tightening torsion, whereas the secondary shoulder can make the pin connection produce compressive pre-tightening effects, which, eventually, will affect the load bearing characteristics and ultimate torsion resistance. Under the same axial tension, the ultimate torsion resistance with only secondary shoulder is 12% higher than that when it has only primary shoulder, whereas the double-shoulder connection is 69% higher than when it has only a primary shoulder connection. Research results could provide references for development and the structure design of a new high-performance drilling tool connections.

Key words: drilling tool connection; shoulder; geometry model; mathematical model; finite element method (FEM); contact stress

随着石油钻井条件的日益复杂, 原有的 API 标准钻具接头已经不能完全满足钻井的需要。世界各大钻具制造厂商都致力于开发连接强度和密封性能更优越的特殊螺纹钻具接头。我国特殊螺纹接头的研发起步较晚, 以引进、消化、吸收国外先进螺纹接头为主^[1], 对接头连接与密封的力学机制认识不够透彻, 严重制约了我国特殊螺纹接头的研发与应用^[2]。目前常用钻具接头的连接结构由主台肩、螺

收稿日期: 2015-12-15; 改回日期: 2016-05-27。

作者简介: 狄勤丰(1963—), 男, 江苏溧阳人, 1984年毕业于华东石油学院钻井工程专业, 1987年获华东石油学院油气井工程专业硕士学位, 1997年获西南石油大学油气井工程博士学位, 教授, 主要从事石油工程技术和力学问题研究。系本刊编委。E-mail: qinfengd@sina.com。

基金项目: 国家自然科学基金项目“超深井钻柱非线性动力学及动态安全性基础理论研究”(编号: U1663205)和“深井、超深井钻柱的非线性动力学特性分析”(编号: 51174130)部分研究内容。

纹和副台肩等部分组成,各部分在连接中所起的作用不尽相同,钻具接头的结构形式对其性能的影响显著,但有关该方面的研究报道十分有限。上述现象的出现,一方面缘于实验手段的限制,对这些影响的表现没有一个详细直观的展现;另一方面缘于边界条件、接触关系、材料属性造成理论模型复杂及涉及的多重非线性问题的求解困难。数值方法的出现,特别是有限元法,为接头的设计分析提供了一种新方法。之前由于网格处理和计算资源的限制,绝大部分有限元分析都是基于二维轴对称模型分析^[3-5]或三维旋转对称模型分析^[6-9](忽略螺旋升角),虽然得到许多对螺纹设计有益的结论,为螺纹设计提供了一定指导,但是这些模型都不能真实、直接模拟扭矩的施加效果,并且二维模拟所得结果可能偏小^[10-11],对螺纹连接的实际安全性不利。随着网格处理技术的发展和计算资源的丰富,使建立基于实际工况的三维模型成为可能^[2,11-13]。为此,笔者运用弹塑性有限元法,研究了复杂载荷工况下钻具接头关键结构(包括主台肩、副台肩和螺纹牙)在其受力时所起的作用,明确了钻具接头的受力情况,为新型高性能钻具接头设计提供了理论依据。

1 几何模型特征

目前常用的钻具接头有两大类:API标准钻具接头和特殊螺纹钻具接头。API标准钻具接头包括主台肩和螺纹牙。特殊螺纹钻具接头普遍采用双台肩结构,其在标准钻具接头基础上延长公扣小端,与母扣相配合形成一个新的台肩(副台肩),可以大幅提高接头抗扭能力。双台肩钻具接头是为应对越来越复杂的钻井条件而开发的新型接头,其结构如图1所示。

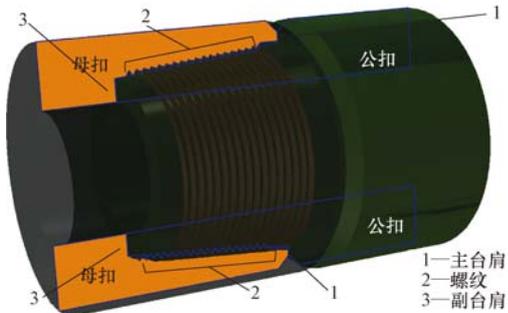


图1 双台肩钻具接头示意

Fig. 1 Schematic diagram of double-shoulder drilling tool connection

为了更好地分析连接方式对钻具接头连接性能的影响,探讨钻具接头的主要组成部分在连接中所起的作用,基于 $\phi 139.7$ mm API标准贯眼扣接头的结构(结构一,仅主台肩)建立了其他3种钻具接头的结构(如图2所示):将结构一削去公扣主台肩得到结构二(无台肩);在结构二的基础上将公扣小端延长与母扣配合形成副台肩结构得到结构三(仅副台肩);在结构一的基础上将公扣小端延长与母扣配合形成副台肩结构得到结构四(双台肩)。API标准钻具接头的基本结构参数为:外径177.8 mm,内径78.0 mm,基面中径142.0 mm,镗孔直径150.0 mm,镗孔深度15.9 mm,公扣长度127.0 mm,螺纹牙型V-0.050,锥度1:6。

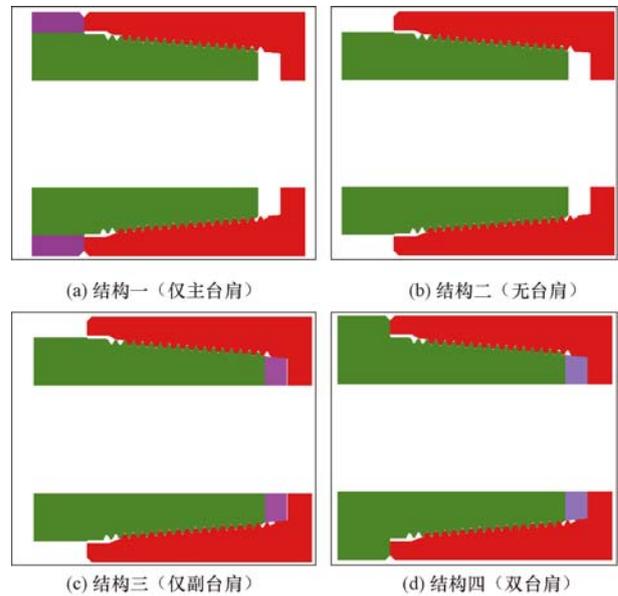


图2 4种结构钻具接头的连接示意

Fig. 2 Schematic diagram for four kinds of drilling tool connections

2 数学模型与模拟工况

2.1 数学模型

钻具接头的三维有限元分析是一个非线性问题^[2]:首先,由于连接是靠螺纹牙啮合面、台肩啮合面的接触组成,在施加载荷的过程中螺纹牙啮合面是一个空间的螺旋曲面,涉及的接触位置、状态、条件都具有非线性;再者,几十到几千千牛的荷载完全由几毫米高的螺纹牙来承担,有些螺纹牙承受的应力水平早已超过了材料的极限甚至达到强化阶段,因此必须采用非线性弹塑性模型^[2]才能更准确地模拟接头的受力状态;同时,钻具接头的变形比较大

(复杂载荷条件下计算出的最大变形量约为螺纹牙厚度的 1/7), 线性位移应变关系已经不能满足模拟需求, 因此钻具接头三维有限元分析也是典型的几何非线性问题。接触的非线性会带来隐式求解的收敛问题, 隐式算法本身也会带来很大的内存消耗; 同时, 采用材料非线性隐式算法求解需要迭代, 计算量也会较大。对于该类问题, 笔者选用非线性有限元软件 ABAQUS 显式算法进行求解。钻具接头三维有限元分析控制方程包括平衡方程、几何方程、本构方程和动力学平衡方程。

平衡方程:

$$\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + F_i = \rho \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} + c \frac{\partial u_i}{\partial t} \quad (\text{在求解域 } V \text{ 内}) \quad (1)$$

几何方程:

$$\epsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{在求解域 } V \text{ 内}) \quad (2)$$

本构方程:

$$\sigma_{ij} = \mathbf{D}_{ijkl} \epsilon_{kl} \quad (\text{在求解域 } V \text{ 内}) \quad (3)$$

边界条件:

$$\begin{cases} u_i = \bar{u}_i & (\text{在位移边界域 } S_u \text{ 内}) \\ \sigma_{ij} n_j = \mathbf{F}_{iA} & (\text{在力边界域 } S_\sigma \text{ 内}) \end{cases} \quad (4)$$

初始条件:

$$\begin{cases} u_i(x, y, z, 0) = u_i(x, y, z) \\ \frac{\partial u_i(x, y, z, 0)}{\partial t} = \frac{\partial u_i(x, y, z)}{\partial t} \end{cases} \quad (5)$$

式中: σ_{ij} 为应力, Pa; F_i 为体积力, N/m^3 ; u_i 为 i 方向的变形, m; ρ 为密度, kg/m^3 ; c 为阻尼系数; $\frac{\partial u_i}{\partial t}$ 为 i 方向上的速度, m/s ; $\frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2}$ 为 i 方向上的加速度, m/s^2 ; $\rho \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2}$ 和 $c \frac{\partial u_i}{\partial t}$ 分别为惯性力和阻尼力, N; \mathbf{D}_{ijkl} 为弹性矩阵; ϵ_{ij} 为应变; \bar{u}_i 为边界的结点变形, m; \mathbf{F}_{iA} 为面积力, N/m^2 ; \mathbf{n}_j 为 j 方向的单位矢量。

动力学平衡方程:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{u}(t) = \mathbf{Q}(t) \quad (6)$$

式中: $\ddot{\mathbf{u}}(t)$ 为系统的结点加速度, m/s^2 ; $\dot{\mathbf{u}}(t)$ 为系统的结点速度, m/s ; \mathbf{M} , \mathbf{C} , \mathbf{K} 和 $\mathbf{Q}(t)$ 分别为系统质量矩阵、系统阻尼矩阵、总体刚度矩阵和系统结点载荷向量。

求解时在公扣端面施加载荷, 母扣端面施加固定约束, 在可能发生接触的部位(包括啮合的螺纹

牙、主台肩、副台肩)定义相应的接触对。

2.2 材料参数

根据试验数据与载荷工况, 选择各向同性弹塑性材料作为所用钻具接头模型的材料, 弹性模量为 210 GPa, 泊松比为 0.3。考虑到低应变率和非循环加载, 假设材料服从各向同性硬化法则。材料的真实应力与塑性应变的关系如表 1 所示。材料发生失效时的塑性应变为 0.139, 将其作为材料的失效条件。接触面间(包括螺纹之间、台肩面之间)的摩擦系数为 0.08^[14]。

表 1 材料真实应力与塑性应变的关系

Table 1 Relationship between real stress and plastic strain of materials

真实应力/MPa	塑性应变/ 10^{-3}	真实应力/MPa	塑性应变/ 10^{-3}
735.36	0	974.79	19.70
750.61	0.20	993.44	22.90
807.57	1.22	1 002.52	25.10
832.47	1.97	1 025.25	31.20
858.24	3.14	1 039.07	35.10
877.15	4.37	1 052.19	40.70
884.25	5.85	1 062.38	45.60
904.43	7.86	1 069.44	50.80
936.70	12.10	1 078.52	55.70
952.60	15.20	1 088.86	71.00

2.3 模拟工况

为了比较不同结构钻具接头的连接性能, 第一步对 4 种结构的钻具接头施加 20 $\text{kN} \cdot \text{m}$ 的上扣扭矩, 第二步在上扣预紧基础上对 4 种结构的钻具接头再施加 3 000 kN 的轴向拉力, 第三步在前两步的基础上计算 4 种结构接头的抗扭极限。

3 结果分析

3.1 上扣预紧

3.1.1 钻具接头的位移

由于公扣有旋转前进的过程, 会产生较大的旋转位移(刚体位移), 不利于观察变形后的形态。由于母扣在端部被约束固定, 最终的位移可以较直观地反映钻具接头承载后的变形形态。根据动力学模型, 利用有限元分析软件, 可以获得上扣预紧状态下 4 种结构钻具接头母扣的位移云图, 结果见图 3、图 4。

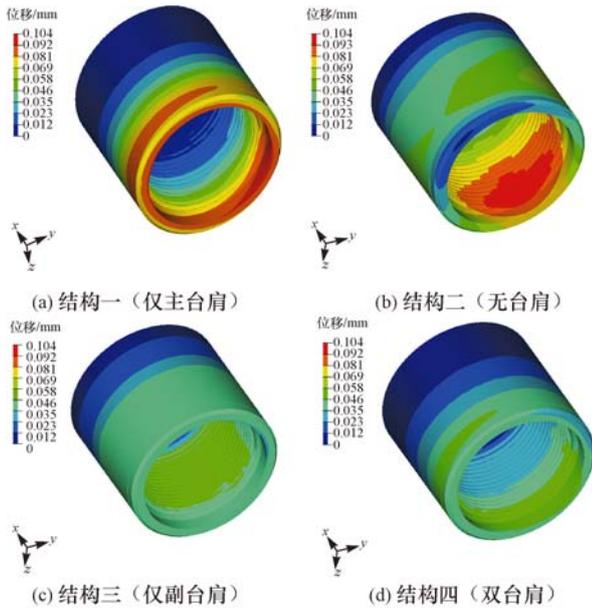


图 3 上扣预紧状态下钻具接头母扣合位移云图

Fig. 3 Resultant displacement nephogram of box drilling tool connection under makeup pre-tightening state

由图 3 可以看出：上扣预紧状态下结构一、结构三与结构四钻具接头的上扣预紧力由螺纹牙和台肩（尤其是主台肩）共同承担，台肩的平衡缓冲作用使这 3 种结构的钻具接头在横断面内的变形较均匀，位移呈轴对称分布；结构二钻具接头仅由螺纹牙来承担上扣预紧力，且因有螺旋升角和锥度造成在同一横断面内承载不均，预紧后位移明显不呈轴对称，与接头发生弯曲时类似。

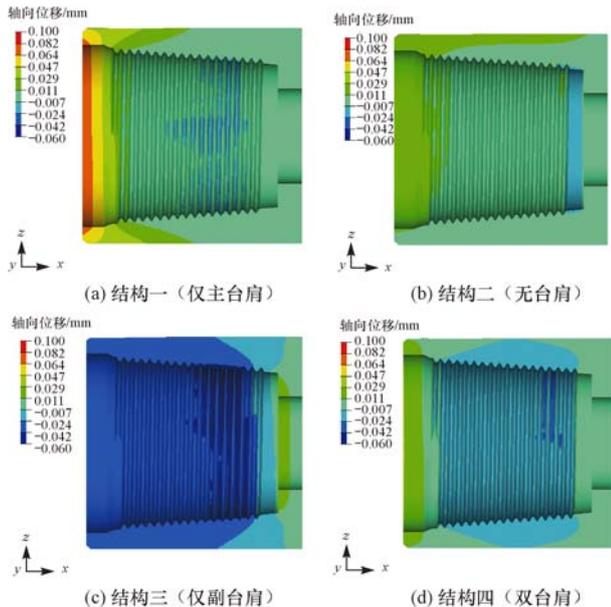


图 4 上扣预紧状态下母扣轴向位移云图

Fig. 4 Axial displacement nephogram of the box threads under makeup pre-tightening state

由图 4 可以看出：结构一钻具接头预紧后母扣靠近主台肩处被压缩，靠近大端处被拉长，总体为被压缩的状态；结构二钻具接头的轴向位移一侧为正，而另一侧为负，类似发生弯曲；结构三钻具接头预紧后母扣靠近副台肩处被压缩，靠近母扣镗孔处被拉长，总体为拉伸状态；结构四钻具接头则呈现出结构一与结构三复合在一起的状态，在台肩处都存在母扣被压缩的情况。

3.1.2 钻具接头的接触应力分布

图 5 为计算出的上扣预紧状态下 4 种结构钻具接头的接触应力分布。

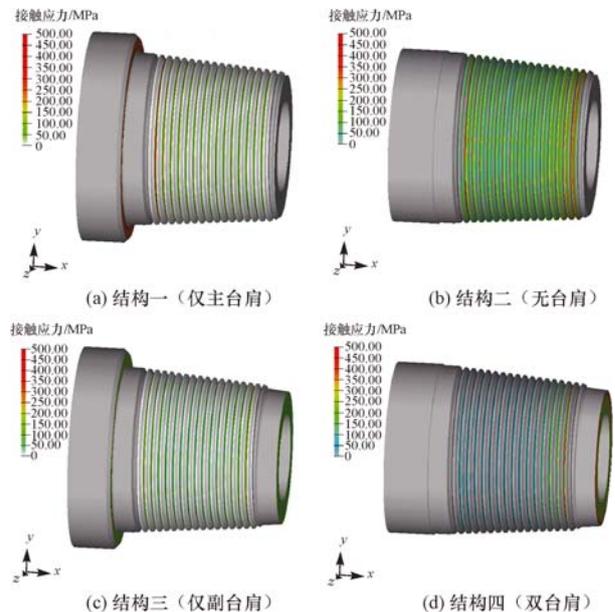


图 5 上扣预紧状态下 4 种结构钻具接头的接触应力分布
Fig. 5 Contact stress nephogram for four kinds of connection under makeup pre-tightening state

由图 5 可以看出：结构一钻具接头的预紧力由螺纹牙的承载面和主台肩承载，接触应力较高的区域在主台肩附近，这有利于台肩密封，靠近主台肩处几个啮合螺纹牙的接触应力较高；结构二钻具接头的预紧力由螺纹牙的导向面和承载面共同承载，整体接触应力水平比较高，所有螺纹牙的接触应力相差不多；结构三钻具接头的预紧力由螺纹牙承载面和副台肩承载，接触应力峰值是所有结构钻具接头中最高的，接触应力随距副台肩距离减小逐渐升高；结构四钻具接头的预紧力主要由螺纹牙承载面和 2 个台肩承载，2 个台肩处的接触应力较高，其中主台肩处的接触应力高于副台肩处。

3.1.3 钻具接头母扣啮合螺纹牙的载荷分布

图 6 为计算出的上扣预紧状态下钻具接头母扣啮合螺纹牙(简称啮合牙)的载荷。由图 6 可以看出:

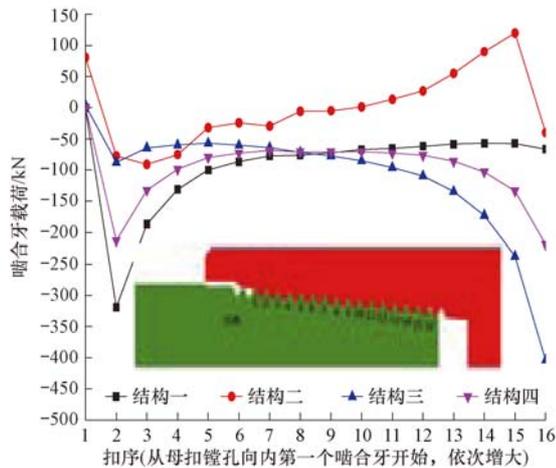


图 6 上扣预紧状态下钻具接头母扣啮合牙的载荷

Fig. 6 Loads of engaged box threads for the drilling tool connection under makeup pre-tightening state

1) 在预紧力作用下结构二钻具接头的第 1 啮合牙的载荷远大于其他结构钻具接头,这是因为结构二钻具接头没有台肩的限制,公扣旋进的轴向位移大于其他结构钻具接头,造成其第 1 啮合牙过盈量远大于其他结构钻具接头,导致其第 1 啮合牙的载荷大幅增加。

2) 结构一钻具接头的母扣主台肩处受力方向为 x 轴正向,所有啮合牙受力方向均为 x 轴负向,整个母扣受拉伸作用。其中,第 2 啮合牙的载荷最大(约为 320 kN,约是结构二钻具接头最大载荷的 3 倍),第 3—第 15 啮合牙的载荷依次降低,第 16 啮合牙的载荷比第 15 啮合牙稍高。

3) 结构二钻具接头的母扣两端受压,中间部分受拉(第 1 啮合牙受力约为 100 kN,方向为 x 轴正向,第 2—第 9 啮合牙受力方向为 x 轴负向,第 10 啮合牙的载荷为 0,第 11—第 15 啮合牙的受力方向为 x 轴正向,第 16 啮合牙受力方向为 x 轴负向),考虑到力的相互作用,公扣在预紧后应该两端受拉,中间受压。

4) 结构三钻具接头的母扣副台肩处受力方向为 x 轴正向,所有啮合牙受力方向均为 x 轴负向,整个母扣受拉伸作用(第 16 啮合牙的载荷最大,约为 400 kN,第 3—第 15 啮合牙的载荷依次升高,第 2 啮合牙的载荷比第 3 啮合牙稍高),同样考虑到力

的相互作用,相应的公扣在预紧后呈压缩状态。

5) 结构四钻具接头的所有啮合牙的载荷大致对称分布(如第 2 啮合牙与第 16 啮合牙、第 3 啮合牙与第 15 啮合牙、第 4 啮合牙与第 14 啮合牙),靠近台肩的 2 个啮合牙的载荷大于其他螺纹牙,但都比结构一和结构三钻具接头的相应啮合牙小。母扣在台肩处的受力方向为 x 轴正向,所以上扣预紧状态下母扣在主台肩段受压,在副台肩段受拉,可见公扣在主台肩段呈拉伸状态,在副台肩段为压缩状态。

3.2 上扣预紧+轴向拉力作用

3.2.1 钻具接头的位移

依然选择母扣作为研究对象,计算在上扣预紧+轴向拉力作用下钻具接头母扣的轴向位移,结果如图 7 所示。

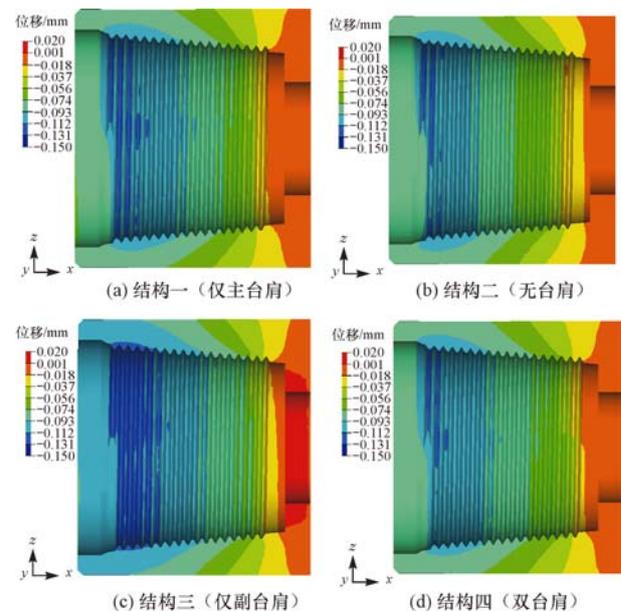


图 7 上扣预紧+轴向拉力作用下钻具接头母扣轴向位移云图

Fig. 7 Axial displacement nephogram of box drilling tool connection under makeup pre-tightening and axial tension

由图 7 可以看出:4 种结构钻具接头的母扣沿轴向各截面的位移都变得比较均匀,呈现出比较一致的轴对称性;结构二钻具接头的弯曲效应不再明显;与预紧后相比,4 种结构的钻具接头都被拉长,母扣轴向位移都有所增加,其中结构二钻具接头的变化最明显,这是由于其他结构钻具接头都有台肩约束,在拉力作用下台肩处可以释放这部分压缩位移,以适应新的受力状态。

3.2.2 钻具接头的接触应力分布

计算上扣预紧+轴向拉力作用下 4 种结构钻具接头的接触应力,结果如图 8 所示。

对比图 8 与图 5 可以发现:轴向拉力的作用使 4 种结构钻具接头螺纹牙的接触应力升高,台肩接触应力降低;结构一钻具接头的台肩依然有接触应力存在,表明台肩没有发生分离,密封性依然有效;结构二钻具接头的部分螺纹牙受力方式发生改变,部分导向面接触发生分离,改为完全由承载面接触,公扣小端接触应力明显升高;结构三钻具接头螺纹牙的接触应力依然最高,峰值依然出现在副台肩处,副台肩密封依然有效;结构四钻具接头螺纹牙的接触应力峰值明显升高,主、副台肩接触应力都为 0,表明主、副台肩都已发生分离,预紧力太小,应适当提高上扣扭矩。

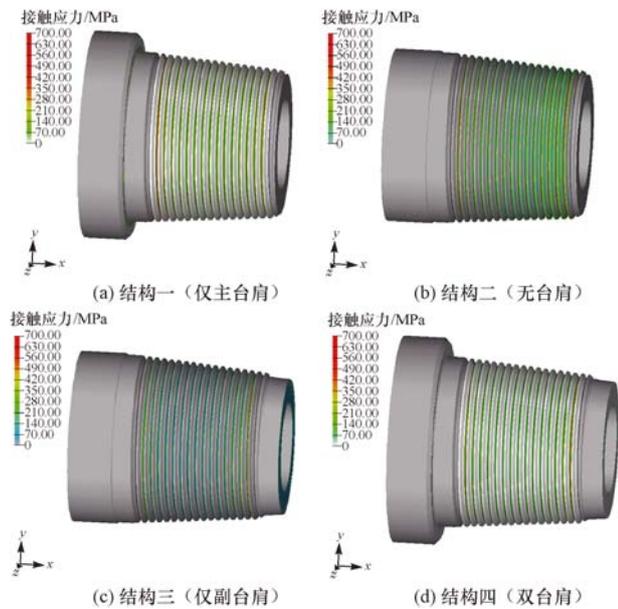


图 8 上扣预紧+轴向拉力作用下不同结构钻具接头的接触应力分布

Fig. 8 Distribution of contact stress over drilling tool connections under makeup pre-tightening and axial tension

3.2.3 钻具接头母扣啮合牙的载荷分布

图 9 为上扣预紧+轴向拉力作用下 4 种结构钻具接头母扣啮合牙的载荷分布。由图 9 可以看出:4 种结构钻具接头啮合牙的载荷整体上都有所提高;结构一钻具接头所有啮合牙的载荷都大幅升高,升高幅度最大的是第 16 啮合牙,载荷最大的依然是第 1 啮合牙(450 kN);结构二钻具接头的载荷发生巨

大变化,第 11—第 15 啮合牙的受力方向由 x 轴正向变为 x 轴负向;结构二钻具接头的第 3—第 8 啮合牙的载荷接近甚至超过结构一钻具接头的相应啮合牙;结构三钻具接头的前 5 啮合牙载荷升高幅度不大,升高幅度最大的是第 6 啮合牙,承受载荷最大的依然是靠近副台肩处的第 16 啮合牙(高达 500 kN);结构四钻具接头靠近台肩 2 个啮合牙(第 2 啮合牙、第 16 啮合牙)的载荷升高较为明显(约为 180 kN),但还是比结构一钻具接头的第 2 啮合牙与结构三钻具接头的第 16 啮合牙小。

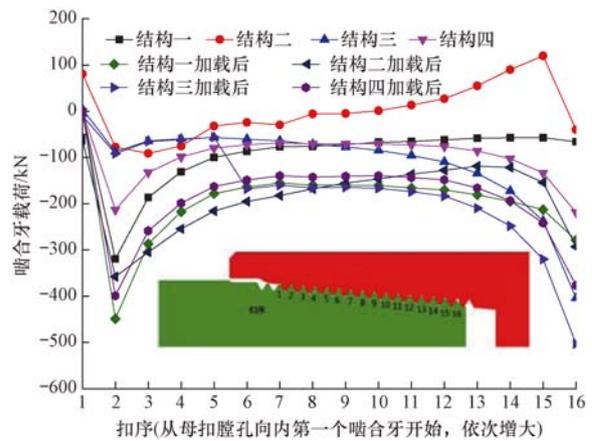


图 9 上扣预紧+轴向拉力作用下 4 种结构钻具接头母扣啮合牙的载荷

Fig. 9 Loads of engaged box threads for four kinds of drilling tool connection under makeup pre-tightening and axial tension

3.3 钻具接头的薄弱位置和极限扭矩

3.3.1 钻具接头的薄弱位置

按照 2.3 节的第三步,计算 4 种结构钻具接头的极限扭矩,进而计算出它们的等效塑性应变,结果见图 10。由图 10 中应变较大的区域可以确定 4 种结构钻具接头的薄弱位置,结果为:结构一钻具接头的薄弱位置为母扣镗孔、主台肩根部、公扣第 1 和第 2 啮合牙、公扣第 7—第 14 啮合牙;结构二钻具接头的薄弱位置为公扣第 1 和第 2 啮合牙、母扣近公扣小端的 2—3 个啮合牙;结构三钻具接头的薄弱位置为副台肩、公扣靠近副台肩的 2 个啮合牙;结构三钻具接头的薄弱位置为母扣副台肩、副台肩附近的啮合牙、公扣主台肩根部。

3.3.2 钻具接头的极限工作扭矩

图 11 为 4 种结构钻具接头的工作扭矩加载过程。

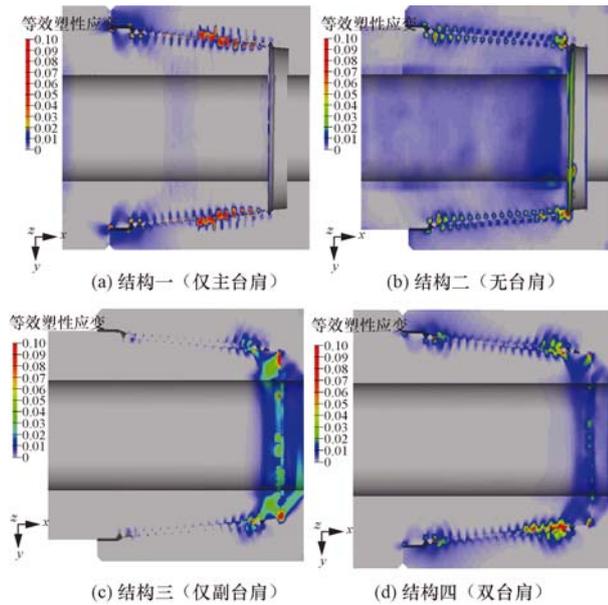


图 10 4 种结构钻具接头的等效塑性应变

Fig. 10 Equivalent plastic strains for four kinds of drilling tool connection

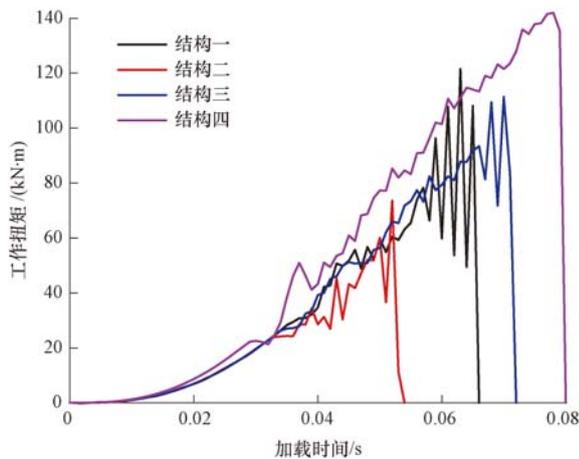


图 11 4 种结构钻具接头的工作扭矩的加载过程

Fig. 11 Loading process of working torque for four kinds of drilling tool connection

由图 11 可以看出,4 种结构钻具接头的工作扭矩加载过程的特征比较相似,可以分为 3 个阶段:

1) 稳定上升阶段。钻具接头因预紧接触平衡状态的存在,加载曲线平滑上升。

2) 波动上升阶段。随着工作扭矩增大,上扣预紧平衡被打破,加载曲线小幅回落,直至接头再次形成新的接触平衡,加载曲线又小幅升高,然后新的平衡又被打破,加载曲线又小幅回落,如此反复多个回合,在这一阶段钻具接头的工作扭矩依然在增大。

3) 振荡失效阶段。对接头施加的工作扭矩已达到其承载极限,接头很难再形成新的、稳定的接触

平衡,加载曲线上下大幅波动,直至最终接头连接发生失效。

根据 4 种结构钻具接头最后波动段的波动情况,得到 4 种结构钻具接头的极限工作扭矩分别为 83.79, 57.13, 93.62 和 141.95 kN·m。由此可以看出:在文中计算工况条件下,结构二钻具接头的极限抗扭能力要弱于其他结构钻具接头,结构一、结构三和结构四钻具接头的极限抗扭能力分别比结构二高 46.7%, 63.9% 和 148.5%;结构三钻具接头(仅副台肩)的极限抗扭能力要大于结构一(仅主台肩),结构四钻具接头(双台肩)的抗扭能力最强。这说明同时采用主、副台肩对提高接头的抗扭性能有协同增效的作用。

4 结 论

1) 台肩对钻具接头的变形有平衡缓冲作用,但主、副台肩的存在又会显著提高台肩附近啮合螺纹牙的载荷。

2) 在上扣预紧之后,无台肩钻具接头因仅有螺纹承受预紧载荷会造成接头发生弯曲,而台肩可以有效缓解这一不利效应。

3) 仅主台肩钻具接头对公扣的预紧效果为拉伸,仅副台肩钻具接头对公扣的预紧效果为压缩,双台肩钻具接头啮合牙的载荷关于中间啮合牙呈类对称方式分布,呈抛物线状。

4) 双台肩钻具接头在施加轴向拉力后 2 个台肩都发生了分离,应适当提高上扣扭矩,还可以通过调节副台肩间隙来调整双台肩钻具接头的连接性能。

5) 无台肩钻具接头的薄弱位置为前几个啮合牙及靠近公扣小端的啮合牙;仅主台肩钻具接头的薄弱位置位于主台肩附近区域和中间几个啮合牙;仅副台肩和双台肩钻具接头的薄弱位置都位于副台肩附近。

6) 双台肩钻具接头的抗扭能力最强,比无台肩钻具接头高 148.5%,比仅主台肩钻具接头高 69.4%,比仅副台肩钻具接头高 51.4%。

参 考 文 献

References

- [1] 白鹤,何石磊,党涛,等. 我国油管套特殊螺纹接头研究现状分析[J]. 焊管, 2011, 34(11): 30-34.
BAI He, HE Shilei, DANG Tao, et al. The analysis of research status on China domestic tubing and casing premium connection[J]. Welded Pipe and Tube, 2011, 34(11): 30-34.
- [2] 陈锋. 复杂载荷条件下钻具接头三维应力特征分析[D]. 上海:

- 上海大学, 2014; 42-56.
- CHEN Feng. Three-dimensional stress analysis of tool joints under complex load[D]. Shanghai: Shanghai University, 2014: 42-56.
- [3] SANTUS C, BERTINI L, BEGHINI M, et al. Torsional strength comparison between two assembling techniques for aluminium drill pipe to steel tool joint connection[J]. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2009, 86(2/3): 177-186.
- [4] XU Honglin, SHI Taihe, ZHANG Zhi, et al. Loading and contact stress analysis on the thread teeth in tubing and casing premium threaded connection[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2014, Article ID 287076.
- [5] 许志倩, 闫相祯, 杨秀娟. 非 API 标准 Big Omega 特殊螺纹接头连接性能数值分析[J]. 石油矿场机械, 2009, 38(6): 34-39.
- XU Zhiqian, YAN Xiangzhen, YANG Xiujuan. Numerical analysis on connection performance of non-API Big Omega premium threaded connection[J]. Oil Field Equipment, 2009, 38(6): 34-39.
- [6] 祝效华, 董亮亮, 董华, 等. 拉弯复合载荷作用下的 API 短圆套管螺纹力学行为[J]. 石油学报, 2013, 34(1): 157-163.
- ZHU Xiaohua, DONG Liangliang, TONG Hua, et al. Mechanical behaviors of short-round thread of the API casing under combined load of stretching and bending moment[J]. Acta Petrolei Sinica, 2013, 34(1): 157-163.
- [7] KANTARIYA S N. FEM analysis application to the strength prediction challenges and design optimization of the casing string threaded connections[D]. Aberdeen: The Robert Gordon University, School of Engineering MSc Oil and Gas Engineering, 2007.
- [8] TAFRESHI A, DOVER W D. Stress analysis of drillstring threaded connections using the finite element method[J]. International Journal of Fatigue, 1995, 15(5): 429-438.
- [9] 祝效华, 高原, 贾彦杰. 弯矩载荷作用下偏梯形套管连接螺纹参数敏感性分析[J]. 工程力学, 2012, 29(10): 301-307.
- ZHU Xiaohua, GAO Yuan, JIA Yanjie. The parameter sensitivity analysis of buttress casing connecting thread under action of bending loading[J]. Engineering Mechanics, 2012, 29(10): 301-307.
- [10] RHEE H C. Three-dimensional finite element analysis of threaded joint; the 9th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Houston, February 18-23, 1990[C].
- [11] 刘巨保, 丁宇奇, 韩礼红. 基于三维有限元模型的钻具连接螺纹上扭扭矩影响分析[J]. 石油矿场机械, 2009, 38(3): 28-32.
- LIU Jubao, DING Yuqi, HAN Lihong. Impact analysis of make-up torque of drill connecting thread based on 3-D finite element model[J]. Oil Field Equipment, 2009, 38(3): 28-32.
- [12] 陈锋, 狄勤丰, 欧阳彦辉, 等. 双台肩钻杆接头副台肩间隙的优选[J]. 工程力学, 2013, 30(增刊 1): 353-357.
- CHEN Feng, DI Qinfeng, OUYANG Yanhui et al. The influence of clearance of secondary shoulder on performance of double shoulder drill pipe joint[J]. Engineering Mechanics, 2013, 30(supplement 1): 353-357.
- [13] SHAHANI A R, SHARIFI S. Contact stress analysis and calculation of stress concentration factors at the tool joint of a drill pipe[J]. Materials & Design, 2009, 30(9): 3615-3621.
- [14] 陈锋, 狄勤丰, 王文昌, 等. 基于密封性能要求的超深井钻柱极限提升力的确定[J]. 石油学报, 2013, 34(6): 1176-1180.
- CHEN Feng, DI Qinfeng, WANG Wenchang, et al. Determination of ultimate lifting capacity of drill string for ultra-deep wells based on sealing performance of tool joint[J]. Acta Petrolei Sinica, 2013, 34(6): 1176-1180.

[编辑 刘文臣]

Quanta Geo 油基钻井液成像测井仪

针对水基钻井液成像测井仪无法用于油基钻井液,且已有油基钻井液成像测井仪存在分辨率和覆盖率低的问题, Schlumberger 公司研发了一种基于量子技术的 Quanta Geo 油基钻井液成像测井仪。该测井仪共有 8 个电极板, 上下两组各 4 个电极板, 采用双轴独立铰接设计, 交错 45° 布置, 可以保证电极和井筒接触良好, 提高定向井和水平井的测井质量和测井能力, 获得可靠的井筒图像, 对地层进行精细评价。

Quanta Geo 油基钻井液成像测井仪的测井速度可以高达 1 097.3 m/h, 具有以下技术优势: 1) 缩短平台占用时间, 获得可重复的高质量图像; 2) 尽快获得一手图像, 确保数据采集顺利; 3) 提高测井效率; 4) 降低“遇卡-拉伸”对图像质量的影响。

墨西哥湾一口接近陆坡的重点深水油井钻井时应用了油基钻井液, 井眼直径为 250.8 mm。如采用常规油基钻井液成像测井仪, 存在较大风险, 而且该井的目的层为低电阻率地层, 需要精确分析沉积相、油层厚度与砂层厚度的比值、沉积结构和河道发育特征。为此, 该井应用 Quanta Geo 油基钻井液成像测井仪与声波三维扫描测井仪获得了高质量的测井图像。该井虽然发生了扩径, 但成像对井眼的覆盖率仍达到 80%, 并通过 360° 多点统计处理, 精确分析了储层张开缝、充填缝及诱导缝的走向及倾角等地质特征。

[供稿 秦黎明]