

Analysis and Comparison of Sealing Performance of the Premium Connections

Yu Peng¹, Lianjin Li²

¹College of Food Science and Biotechnology, Tianjin University of Commerce, Tianjin

²College of Mechanical Engineering, Tianjin University of Commerce, Tianjin

Email: pengyu.110@qq.com

Received: Mar. 5th, 2016; accepted: Mar. 17th, 2016; published: Mar. 24th, 2016

Copyright © 2016 by authors and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

Abstract

With the drilling depth getting deeper and the exploitation of offshore oilfield, the demands of premium connection are greatly increased, which draw domestic enterprises' more attention to their sealing performance. Selecting two kinds of premium connections with sealing structure of cone/cone type and cylindrical/spherical type as the research objects, this paper analyzes the influence of structure parameters, which include the interference of the primary sealing structure along with the shoulder structure, and the radius of curvature along with the taper of the primary sealing structure, on contact pressure of sealing structure and shoulder under different conditions. FEA results indicate that the contact pressure of shoulder is sensitive to the structure parameters, while a contrary trend is observed in primary sealing structure. The premium connection with sealing structure of cone/cone type is applicable under the condition of make-up. On the other hand, the cylindrical/spherical type structure is suitable under tensile.

Keywords

Premium Connection, Sealing Performance, Finite Element Analysis, Numerical Simulation, Contact Pressure

油井管特殊螺纹接头的密封性能对比分析

彭羽¹, 李连进²

¹天津商业大学, 生物技术与食品科学学院, 天津

²天津商业大学, 机械工程学院, 天津

Email: pengyu.110@qq.com

收稿日期: 2016年3月5日; 录用日期: 2016年3月17日; 发布日期: 2016年3月24日

摘要

随着油田的钻井深度增加和海上油田的开发, 特殊螺纹接头的需求量增加, 油井管制造企业加大了对专用油井管的研究投入。为得出不同密封结构接头密封性能受结构参数的影响, 本文以锥面/锥面、柱面/球面两种密封结构的特殊螺纹接头为研究对象, 采用有限元软件进行模拟分析, 在不同工况下台肩及主密封面的加工误差、球面曲率半径、锥度变化等对两种结构的密封面接触压力及分布规律的影响。有限元计算结果表明: 两种密封结构接头的扭矩台肩接触压力受影响较为敏感, 而主密封面的接触应力受影响相对较小; 在只有上扣工况时, 采用锥面/锥面的密封结构接头较为适用, 而在存在拉伸工况时, 柱面/球面结构的密封结构更为适用。

关键词

特殊螺纹接头, 密封性能, 有限元分析, 数值模拟, 接触压力

1. 引言

随着钻井深度的增加和海上油田的开采, 国内外油田企业普遍开始重视特殊螺纹接头石油管的应用。因此, 油井管特殊螺纹接头的结构设计及其密封性能的研究则成为重点内容。在根据工况需求选择油井管特殊螺纹接头的结构时, 不仅要关注特定结构的接触压力分布规律, 也要注意不同参数对密封性能的影响[1]-[3]。特殊螺纹接头主要由主密封结构、扭矩台肩结构和螺纹连接3部分组成, 其中主密封结构决定了接头的密封性能, 扭矩台肩结构也可以起到辅助密封作用, 而螺纹则主要承担连接作用[4]。

虽然国内已经有一些特殊螺纹接头的接触压力分布规律的研究, 但是并未对不同密封结构接头做出参数对密封性能的影响分析及对比。笔者结合金属密封原理, 运用 ANSYS 有限元分析软件, 对两种不同主密封结构的特殊螺纹接头进行了不同工况下的模拟计算, 以得出主密封结构、扭矩台肩结构的各个参数分别对密封性能的影响规律, 并进行对比分析得出两种密封结构不同点。

2. 金属密封原理及特殊螺纹接头结构

2.1. 金属密封原理

特殊螺纹接头气密封原理主要是依靠密封面的接触来控制内部流体压力。在金属/金属密封结构开始接触时, 密封面之间首先发生接触, 接触部分的粗糙表面受挤压变形, 密封面之间的间隙会逐渐减小直至配合面吻合, 以产生足够的泄漏阻力[5]。

根据流体力学可知, 流体通过间隙时产生的局部阻力可表示为:

$$\Delta R \propto \int P_t dx \quad (1)$$

式中, P_t 为接触压力;

x 为泄漏路径的最小长度。

该阻力相当于沿泄漏路径 x 累积的接触压力, 因此该接触面的临界密封压力 P_{cr} 可以表示为:

$$P_{cr} \leq K \int P_t dx \quad (2)$$

式中, K 为常数。

由(2)式可知, 如果表面粗糙度保持不变, 接触面的临界密封压力与接触压力和泄漏路径长度成正比关系。因此, 设计特殊螺纹接头的金属/金属密封结构时, 若要获得较好的密封性能则应尽量满足两个条件: 1) 最大限度增大接触压力, 从而减小泄漏路径的截面积; 2) 最大限度增加接触面积, 从而增加泄漏路径的长度[6]。

2.2. 特殊螺纹接头结构特点

特殊螺纹接头的密封性能主要取决于特殊螺纹接头的主密封面结构, 而其较典型的结构有锥面/锥面、锥面/球面以及柱面/球面, 如图 1 所示[7]。

三种密封结构的特点为: 锥面/锥面密封结构的接触面较大, 接触应力沿锥度方向逐渐减小; 柱面/球面密封结构的接触应力最大接触压力值大于锥面/锥面的密封结构, 但是其接触面积较小。在上扣 + 拉伸载荷工况下, 两种结构的接触应力会出现不同程度的下降, 其中锥面/锥面密封结构受拉伸载荷的影响最大[8]; 锥面/球面密封结构上扣时的分布规律与锥面/锥面结构相近, 复合工况下的分布规律则与柱面/球面结构类似。

因此, 本文选取较为对比性更强的锥面/锥面、柱面/球面这两种密封结构进行计算分析。

3. 有限元分析

本文以外径 $\Phi 224.48 \text{ mm}$ ($9\frac{5}{8}$ 英寸)、壁厚 11.99 mm 、P110 级特殊螺纹套管接头为计算模型, 采用 ANSYS 有限元软件, 建立密封结构计算模型。其中, 套管和接头的材料相同, 弹性模量为 201 GPa , 屈服强度为 758 MPa 。

建立有限元计算模型时, 为了提高计算效率, 进行以下基本假设:

- 1) 材料属于低合金钢, 视为各向同性材料;
- 2) 由于接头螺纹升角小于 2° , 套管与接头的配合简化为轴对称模型[9]。

本文选用 PLANE183 单元建立油管接头轴对称模型, 接头中间平面施加轴向位移约束, 套管与接头螺纹接触类型为面 - 面接触, 选用 TARGE 169 和 CONTA172 接触单元生成面 - 面接触对。泊松比为 0.3 , 摩擦因数为 0.02 , 上扣 + 拉伸工况下, 轴向载荷为 1000 kN 。

结构参数方面, 主密封面采用锥面/锥面、柱面/球面结构, 扭矩台肩结构均选用 90° 直角台肩, 螺纹部分采用偏梯形螺纹, 其承载面 3° , 导向面 10° , 螺纹其余详细参数参见 API SPEC STD 5B [10]。

3.1. 主密封面加工误差

设定锥面/锥面结构的密封面锥度为 $1:6$, 柱面/球面结构密封面结构的球面曲率半径为 20 mm , 台肩加工误差均为 0.03 mm , 锥面/锥面、柱面/球面密封结构的特殊螺纹接头的主密封面及台肩的接触压力有限元计算的分布曲线如图 2、图 3 所示, 其中 A 为上扣工况下扭矩台肩结构的接触压力曲线、B 为上扣工况下主密封结构的接触压力曲线, C 为上扣 + 拉伸工况下扭矩台肩结构的接触压力曲线、D 为上扣 + 拉伸工况下主密封结构的接触压力曲线。

锥面/锥面密封结构接头的接触压力曲线如图 2 所示, 在上扣和上扣 + 拉伸的工况下, 扭矩台肩结构的接触压力都与密封面加工误差成线性正比关系, 上扣工况的扭矩台肩结构的接触压力 2 倍大于上扣 + 拉伸工况的应力。但在加工误差达到 0.28 mm 时, 扭矩台肩接触应力呈下降趋势; 主密封结构的接触压力与密封面加工误差成线性关系, 两种载荷的接触应力数值基本相同。

柱面/球面密封结构接头的接触压力曲线如图 3 所示, 在上扣和上扣 + 拉伸的工况下, 扭矩台肩结构

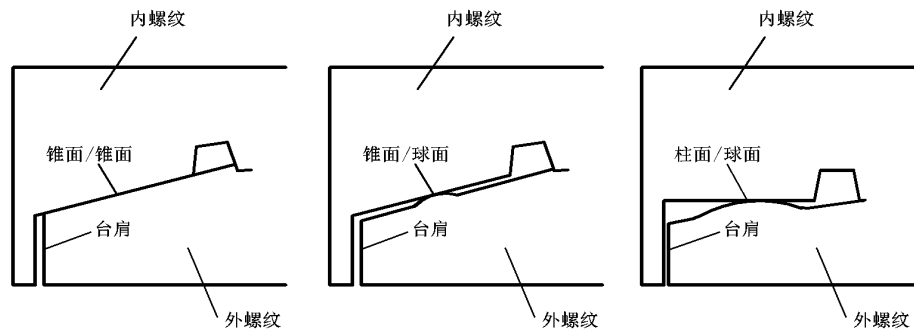


Figure 1. Different structures of premium connection

图 1. 特殊螺纹接头的主密封结构形式

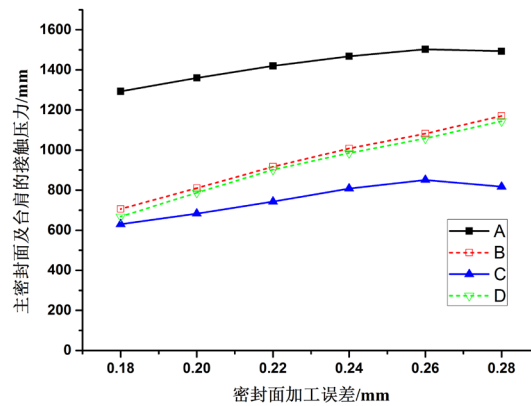


Figure 2. Contact pressure curves of cone/cone type

图 2. 锥面/锥面结构接触压力变化曲线

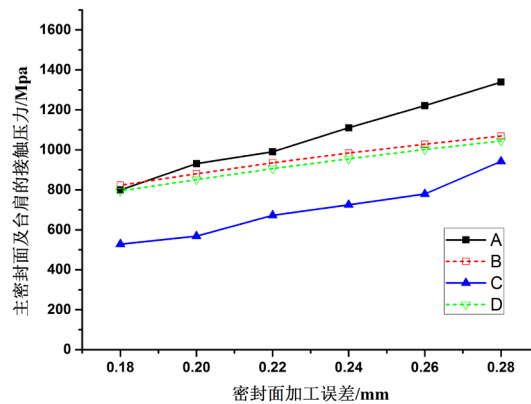


Figure 3. Contact pressure curves of cylindrical/spherical type

图 3. 柱面/球面结构接触压力变化曲线

的接触压力都随密封面加工误差的增加而加大, 上扣工况的扭矩台肩结构的接触压力比上扣 + 拉伸工况的应力大近 300 MPa; 主密封结构的接触压力与密封面加工误差成线性关系, 两种载荷的接触应力数值基本相同。

3.2. 台肩轴向加工误差

取锥面/锥面结构的密封面锥度为 1:6, 柱面/球面结构密封面结构的球面曲率半径为 20 mm, 密封面

加工误差均为 0.22 mm。两种结构的主密封面及台肩的有限元计算接触压力分布曲线如图 4、图 5 所示, 曲线 A、B、C 及 D 代表的含义如前所述。

由图 4 可见, 锥面/锥面密封结构接头在上扣工况下, 扭矩台肩接触压力整体随加工误差增加而增大, 但在加工误差在 0.02~0.025 之间时, 接触压力上升较快, 而在加工误差超过 0.04 mm 时, 接触压力开始下降; 在上扣 + 拉伸工况下, 台肩接触压力也是随加工误差增加而增大, 而在加工误差超过 0.04 mm 时, 接触压力开始下降; 上扣工况的压力明显大于上扣 + 拉伸工况, 且上扣工况的接触压力增加幅度明显低于上扣 + 拉伸工况; 上扣工况的密封面的接触压力略大于上扣 + 拉伸工况的, 不随载荷变化。

由图 5 可见, 在上扣和上扣+拉伸的工况下, 扭矩台肩结构的接触压力都随密封面加工误差的增加而加大, 上扣工况的扭矩台肩结构的接触压力比上扣 + 拉伸工况的应力大 300 多 MPa; 上扣工况的密封面的接触压力略大于上扣 + 拉伸工况的, 不随载荷变化而变化。

3.3. 主密封面结构参数

为便于计算结果的对比, 将锥面/锥面、柱面/球面结构的其它参数均设为一致, 即台肩加工误差为 0.03 mm, 密封面加工误差为 0.22 mm。有限元计算后, 两种结构的主密封面及台肩的接触压力分布曲线如图 6、图 7 所示, 曲线 A、B、C 及 D 代表的含义如前所述。

锥面/锥面密封结构接头的接触压力曲线如图 6 所示, 在上扣和上扣 + 拉伸的工况下, 扭矩台肩结构

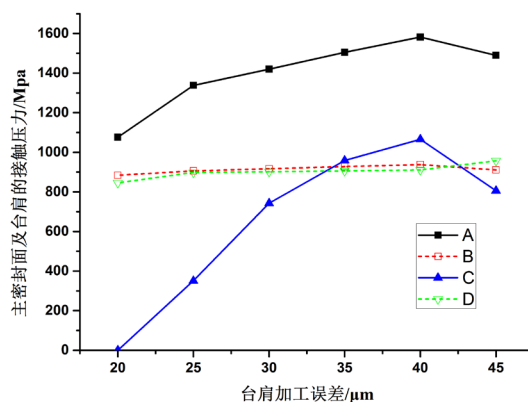


Figure 4. Contact pressure curves of cone/cone type
图 4. 锥面/锥面结构接触压力变化曲线

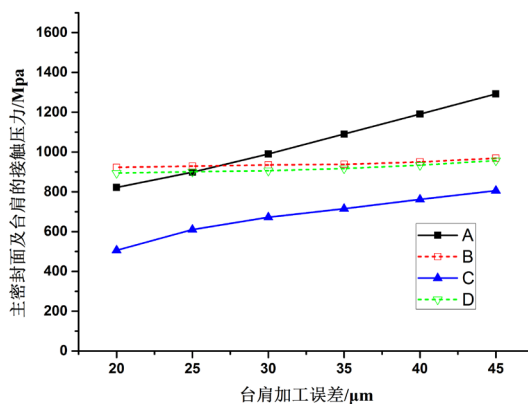


Figure 5. Contact pressure curves of cylindrical/spherical type
图 5. 柱面/球面结构接触压力变化曲线

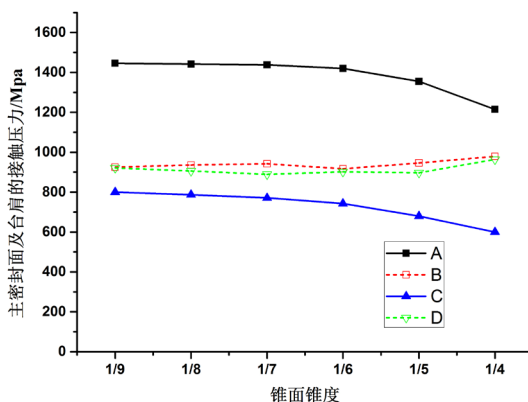


Figure 6. Contact pressure curves of cone/cone type

图 6. 锥面/锥面结构接触压力变化曲线

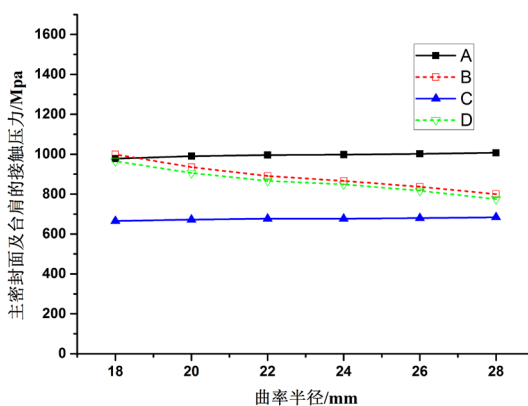


Figure 7. Contact pressure curves of cylindrical/spherical type

图 7. 柱面/球面结构接触压力变化曲线

的接触压力都随锥度增加而减小, 而锥度大于 1/6 后的应力下降幅度加大, 上扣工况的扭矩台肩结构的接触压力值将近 2 倍于上扣 + 拉伸工况的应力; 两种载荷的主密封面接触应力基本不随锥度变化, 上扣工况的接触应力略大于上扣 + 拉伸的, 数值基本一致。

柱面/球面密封结构接头的接触压力曲线如图 7 所示, 在上扣和上扣 + 拉伸的工况下, 扭矩台肩结构的接触压力都不随曲率半径而变化, 上扣工况的扭矩台肩结构的接触压力比上扣 + 拉伸工况的应力大 300 多 MPa; 两种工况下的主密封面接触应力都随锥度增加而减少, 上扣工况的接触应力略大于上扣 + 拉伸的, 数值基本一致。

4. 试验

对上述两种不同密封结构特殊螺纹接头进行试验, 锥面/锥面结构接头与球面/柱面结构接头均取三组试样进行实物性能验证, 试验内容包括上卸扣试验和静水压试验。上卸扣试验装置采用美国 MOHR 公司产品, 按油田企业普遍采用的美国石油协会标准进行试验。规定的试样在三上两卸的试验过程中, 试样组的内外部分螺纹均出现不同程度的轻微粘扣, 但符合标准规定的要求。在试样完成上卸扣试验后进行静水压试验, 试样两端拧接螺纹端塞进行封堵, 通过增压泵对样管内施加额定水压, 压力传感器测量实时压力值。在静水压试验中, 两种结构的各三支样管螺纹精度均为外螺纹 4 级、内螺纹 5 级, 试验过程中未发生泄漏。试验结果表明特殊螺纹接头的密封性能满足要求, 说明采用的特殊扣螺纹结构和参数(加

工误差)能满足使用要求及有限元计算结果可信。

5. 结论

通过改变密封结构参数,即主密封面及台肩的加工误差、密封面锥度和曲率半径,对锥面/锥面、柱面/球面结构特殊螺纹接头进行上扣工况和承受拉伸载荷下的有限元分析,得出以下结论:

1) 在上扣工况时,锥面/锥面结构接头的台肩结构接触压力明显大于柱面/球面结构的接触应力,前者的密封泄露长度会较短;而上扣 + 拉伸工况时,前者的接触压力峰值较大,后者的稳定性较好,在台肩加工误差在 0.03~0.045 之间时可以采用锥面/锥面结构,否则要采用柱面/球面结构;

2) 柱面/球面结构与锥面/锥面结构相比,其主密封结构的接触压力略高,而其变化幅度也较小,对加工制造的精度要求不高,所以柱面/球面结构的密封更为稳定可靠;

3) 两种结构的特殊螺纹接头都受结构参数影响,锥面/锥面结构接头的台肩结构接触压力随锥度增加而降低,柱面/球面结构接头的主密封面接触压力随曲率半径增加而减少。

参考文献 (References)

- [1] 张占国, 方文, 孙灵丽, 等. 油套管特殊螺纹接头的技术现状及结构形式[J]. 石油机械, 2011, 39(10): 179-182.
- [2] 李连进, 彭羽, 李牧. 油套管特殊螺纹接头密封结构设计方法[J]. 润滑与密封, 2015, 40(4): 106-109.
- [3] 朴龙华, 张毅. 我国特殊螺纹接头油套管生产使用现状及需要注意的几个问题[J]. 钢管, 2006, 35(4): 45-48.
- [4] 王建东, 冯耀, 荣林凯, 等. 特殊螺纹接头密封结构比对分析[J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2010, 34(5): 126-130.
- [5] 许志倩, 闰相祯, 杨秀娟, 等. 微观泄漏机理在非 API 套管接头密封性能评估中的应用[J]. 石油学报, 2014, 35(5): 963-971.
- [6] 高连新, 金焯, 张居勤. 油套管特殊螺纹接头的密封设计[J]. 机械工程学报, 2005, 41(3): 216-220.
- [7] 于洋. 特殊螺纹接头选用技术研究[D]: [硕士学位论文]. 西安: 西安石油大学, 2012: 5-10.
- [8] 辛纪元, 吴广瀚, 邹天下, 等. 特殊螺纹接头密封性能与结构分析[J]. 石油矿场机械, 2015, 44(6): 29-33.
- [9] 周晓君, 魏波. 基于 ANSYS 的特殊螺纹接头结构设计与分析[J]. 机电工程, 2012, 29(9): 1002-1006.
- [10] API SPEC 5B (2008) Specification for Threading, Gauging and Thread Inspection of Casing, Tubing and Line Pipe Thread. 15th Edition.