

油套管螺纹接头密封面粘扣试验与分析

胡志立, 李小兵, 张垂贵

(衡阳华菱钢管有限公司, 湖南 衡阳 421000)

摘 要: 为了研究油套管螺纹接头不同密封结构参数与密封面粘扣的关系, 以 $\Phi 346.08 \text{ mm} \times 15.88 \text{ mm}$ P110 套管特殊螺纹接头为例, 设计了不同的密封面参数, 并进行实物上、卸扣试验, 通过试验分析提出可以用摩擦功这一量化指标来表征密封面抗粘扣性能。研究表明, 当摩擦功小于 387 kJ 时, 粘扣风险较低; 密封结构不匹配会导致密封面接触发生“犁削效果”, 即使摩擦功很小也会发生粘扣, 属于非正常摩擦磨损。

关键词: 油套管螺纹接头; 上卸扣; 密封面粘扣; 有限元分析

中图分类号: TG115.58

文献标识码: A

DOI: 10.19291/j.cnki.1001-3938.2023.02.004

Test and Analysis of Gluing on Sealing Surface of Tubing and Casing Threaded Connection

HU Zhili, LI Xiaobing, ZHANG Chuigui

(Hengyang Valin Steel Tube Co., Ltd., Hengyang 421000, Hunan, China)

Abstract: In order to study the relationship between different sealing structural parameters of oil and casing threaded connections and sealing surface gluing, taking the premium threaded casing of $\Phi 346.08 \text{ mm} \times 15.88 \text{ mm}$ P110 as an example, different sealing surface parameters were designed, and physical test of make-up and break-out test and analysis were carried out. Through the test analysis, it is proposed that the quantitative index of friction work can be used to characterize the anti-gluing performance of the sealing surface. The research shows that when the friction work is less than 387 kJ, the risk of gluing is low. The mismatch of the sealing structure will lead to the ploughing cutting effect in the sealing surface contact, and even if the friction work is very small, the gluing will occur, which is abnormal friction and wear.

Key words: tubing and casing threaded connection; make-up and break-out; sealing surface gluing; FEA

0 前 言

在油套管下井使用中, 上扣是使用的第一步, 在这一过程中粘扣是最常见的损伤失效形式^[1-3]。油套管接头粘扣不仅导致油套管损坏, 有时还会导致油套管滑脱掉井, 造成巨大的经济损失。API 油套管接头粘扣特指螺纹粘扣, 其产生的原因是复杂、多方面的, 众多专家学者也对粘扣产生的机理、成因和预防措施进行了分析研究^[4-6]。与 API 油套管螺纹接头相比, 特殊油套管螺纹接头由于螺纹过盈量远低于 API 螺纹接头, 其粘扣主要发生在密封面部位, 密封面粘扣会影

响特殊油套管螺纹接头的结构完整性和密封完整性, 轻者会造成密封性能变差, 影响油井管的使用, 重者会导致管柱失效进而造成油气井报废, 给油田造成巨大损失。目前, 特殊油套管螺纹接头密封面粘扣方面的研究较少, 笔者以 $\Phi 346.08 \text{ mm} \times 15.88 \text{ mm}$ P110 特殊螺纹接头套管为例, 设计不同的密封面参数, 进行理论分析和实物上、卸扣试验, 研究不同密封结构参数与密封面粘扣的相关关系, 建立一个具体的理论量化指标来表征密封面的抗粘扣性能, 为特殊油套管螺纹接头密封面相关参数优化提供参考。

1 不同密封结构参数设计

所有设计模型的螺纹锥度、螺距、齿高等参数均相同，不同点主要在于密封过盈量、密封面长度、密封面厚度、密封接触轴向滑移长度、密封面初始接触时的位置等。表1为不同模型密封结构的关键参数设计。

表1 不同模型密封结构的关键参数设计

| 设计模型编号 | 密封过盈量/ mm | 密封接触轴向滑 移长度/mm | 密封面厚度/ mm |
|--------|--------------|-------------------|--------------|
| 1 | 0.85 | 3.76 | 9.4 |
| 2 | 0.85 | 2.91 | 9.4 |
| 3 | 0.85 | 5.61 | 9.4 |
| 4 | 0.70 | 5.41 | 9.4 |
| 5 | 0.60 | 5.04 | 9.4 |
| 6 | 0.40 | 3.48 | 9.4 |
| 7 | 0.75 | 5.61 | 7.2 |
| 8 | 0.58 | 5.31 | 7.2 |
| 9 | 0.65 | 4.92 | 7.2 |

2 实物上、卸扣试验与分析

按照不同模型设计的密封参数进行试样加

工，接箍进行磷化处理，按照ISO 13679: 2019/ API 5C5: 2017标准要求上进行、卸扣试验，套管上扣3次不发生粘扣，则判定为不粘扣。图1为上、卸扣后套管螺纹实物照片，结果显示，模型1、模型3、模型7上扣1次就发生粘扣；模型2、模型4、模型5、模型9上扣2次发生粘扣；模型6和模型8没发生粘扣。表2为不同模型上、卸扣试验统计结果。

一般来讲，密封过盈量越大，密封接触压力越高，则密封面越容易粘扣；密封面厚度越厚，密封面刚度越大，则会导致密封接触压力越高，同样造成密封面越容易粘扣。在所有模型里，模型6和模型8未发生粘扣，过盈量分别为0.40 mm和0.58 mm，密封面厚度分别是9.4 mm和7.2 mm。模型7过盈量为0.75 mm，密封面厚度是7.2 mm，其上扣1次就发生粘扣；而模型2过盈量为0.85 mm，密封面厚度是9.4 mm，其上扣2次发生粘扣，模型7和模型2上、卸扣试验结果存在一定矛盾。从设计参数上来讲，密封面抗粘扣性能与密封过盈量、密封接触轴向滑移长度、密封面接触长度、密封面厚度等参数相关，需要建立一个统一的具体量化指标来表征密封面抗粘扣性能。

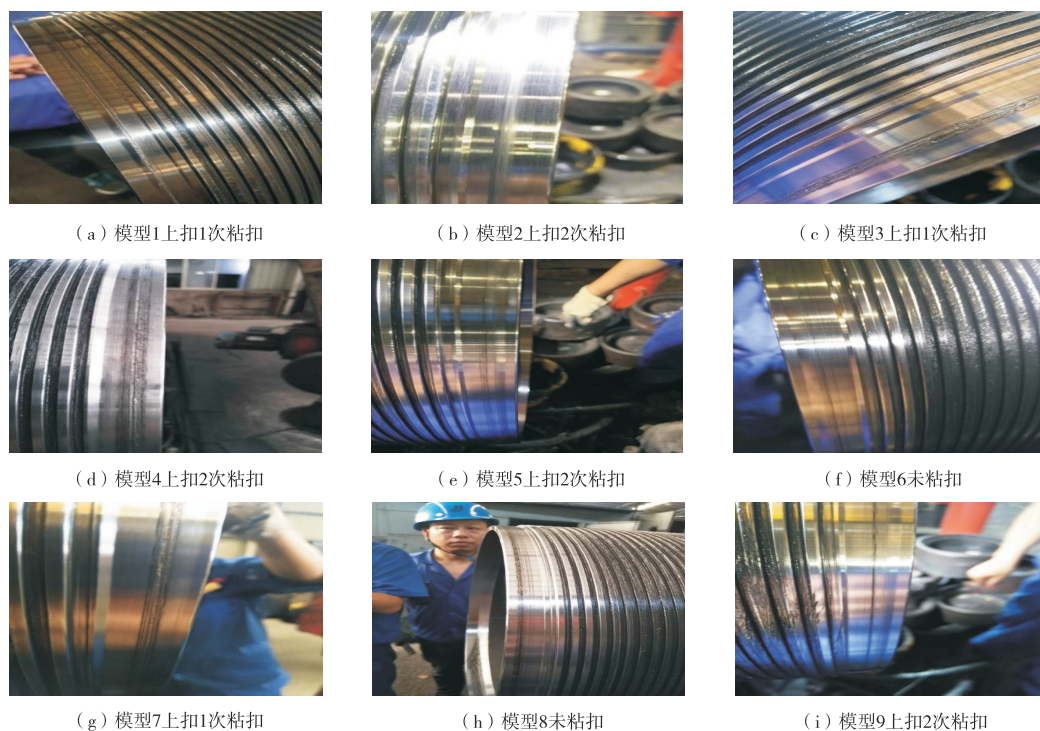


图1 不同模型上卸扣试验后套管密封面形貌

表2 不同模型密封结构实物上、卸扣试验统计结果

| 设计模型编号 | 密封过盈量/mm | 密封接触轴向滑移长度/mm | 密封面厚度/mm | 是否粘扣 | 上扣次数/次 |
|--------|----------|---------------|----------|------|--------|
| 1 | 0.85 | 3.76 | 9.4 | 是 | 1 |
| 2 | 0.85 | 2.91 | 9.4 | 是 | 2 |
| 3 | 0.85 | 5.61 | 9.4 | 是 | 1 |
| 4 | 0.70 | 5.41 | 9.4 | 是 | 2 |
| 5 | 0.60 | 5.04 | 9.4 | 是 | 2 |
| 6 | 0.40 | 3.48 | 9.4 | 否 | 3 |
| 7 | 0.75 | 5.61 | 7.2 | 是 | 1 |
| 8 | 0.58 | 5.31 | 7.2 | 否 | 3 |
| 9 | 0.65 | 4.92 | 7.2 | 是 | 2 |

粘扣本质上来讲就是摩擦磨损现象,宏观上表现为密封面在整个旋转位移过程中,摩擦超过了材料基体的承受范围,从而产生材料表面破损、撕裂、剪切等现象。显然这一过程与三个物理量相关,即接触压力、接触长度、旋转位移。以下基于有限元分析,建立一个具体的量化指标

来表征密封面的抗粘扣性能。

3 有限元分析

采用ABAQUS软件,对建立的9个模型进行分析。根据接头结构和受力特点,将其按轴对称处理,且将接头的接箍中面处理为对称面,该截面内各点只有径向位移自由度。为消除管端效应,建模时管体长度取约为螺纹长度的3倍,建模时引入下述简化和假设:由于螺纹螺旋升角很小,把接头视为轴对称结构,接头的材料视为均匀的各向同性体^[7-10]。有限元模型如图2所示,螺纹、密封面、台肩等接触部位进行网格细化,采用四节点四边形单元CAX4,接触模式为surface to surface。取材料弹性模量 $E=2.05 \times 10^5$ MPa,泊松比 $\mu=0.3$,材料模型采用双线性强化模型,根据接头的实际材料性能输入真实应力、真实应变数据,根据接头的受力施加边界条件。

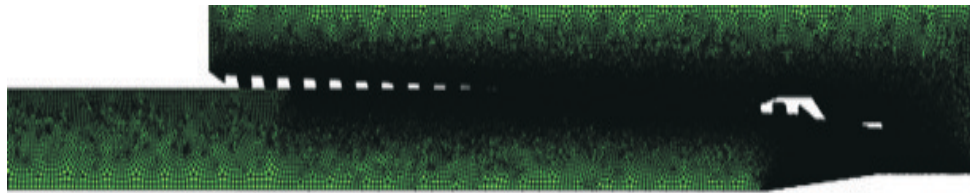


图2 有限元分析模型

在上扣状态下提取密封接触压力、接触长度、旋转位移,定义密封面摩擦系数为单位1,则有以下关系式成立

$$F = \int_L \pi D P dL \quad (1)$$

式中: F ——上扣完成时密封面之间的摩擦力;

D ——母扣密封面直径;

P ——密封面接触压力;

L ——密封面接触长度。

从密封面开始接触到上扣结束整个过程中,密封面所滑行的距离

$$S = n\pi D \quad (2)$$

式中: n ——密封面接触旋转的圈数,即密封面轴向滑移长度与螺距的比值;

D ——母扣密封面直径。

由于密封过盈量在上扣过程中是逐渐均匀增加的,所以摩擦力 F 与密封面滑行的距离 S 满足如图3所示的线性函数关系,那么在密封面开始接触

到上扣结束整个过程中,密封面所做的摩擦功

$$W = \int_S F dS \quad (3)$$

积分后可以得到

$$W = 1/2 n \pi^2 D^2 \int_L P dL \quad (4)$$

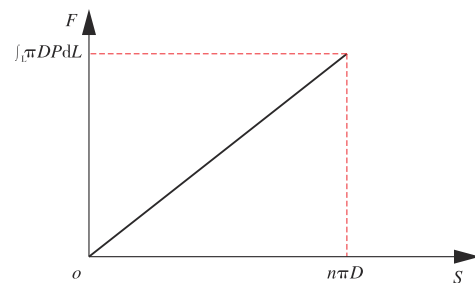
图3 摩擦力 F 与密封面滑行距离 S 的线性关系

图4为不同模型上扣密封接触压力分布情况。由图4可以看出,未发生密封面粘扣的模型6的密封接触峰值压力为900 MPa,远高于

发生粘扣的模型3、模型4、模型5、模型7、模型9的密封接触峰值压力，因此密封接触压力峰值与密封面粘扣不存在一定的对应关系。

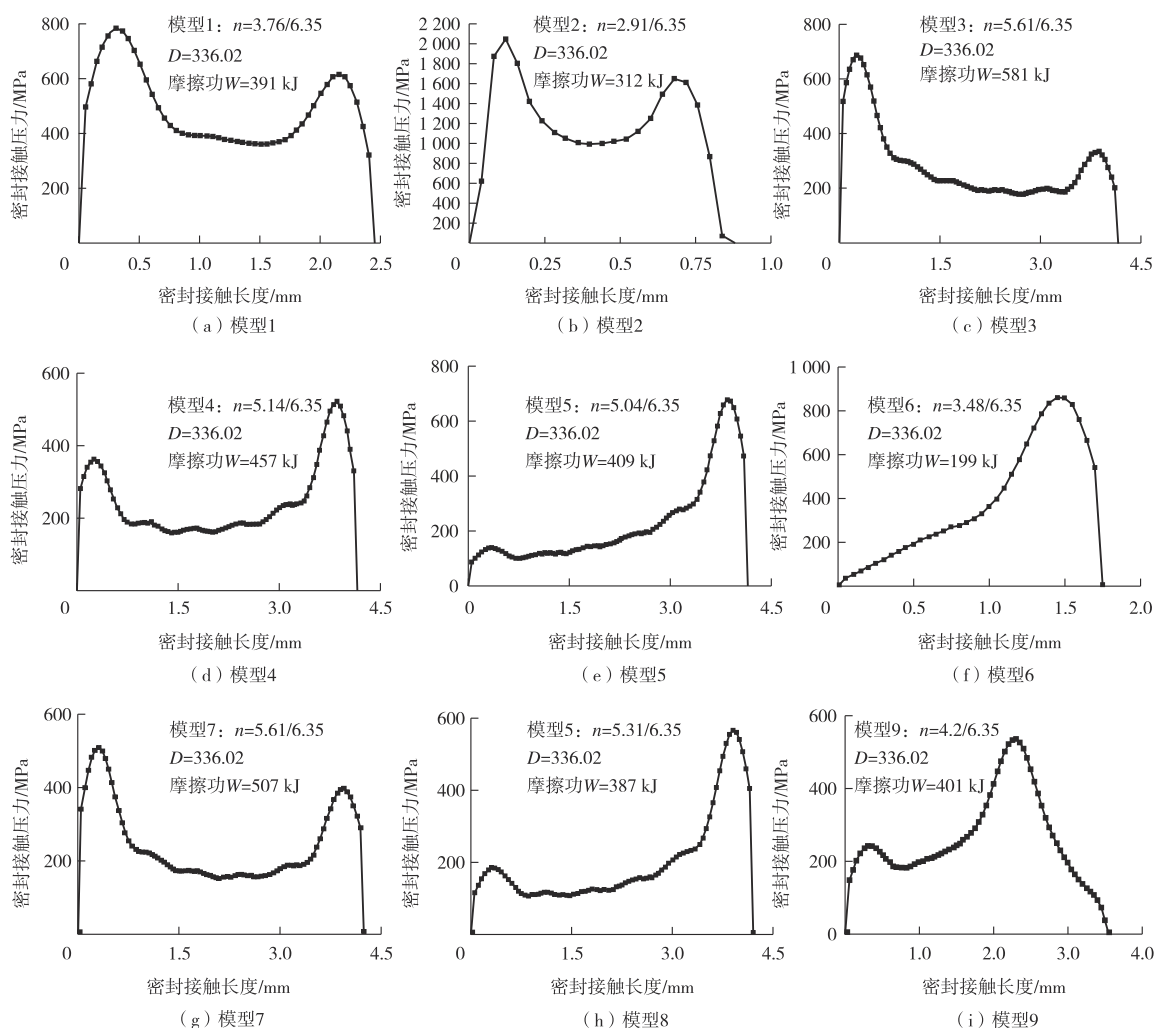


图4 不同模型上扣密封接触压力分布情况

本研究的模型除了密封参数不同，其他参数均相同。从摩擦学原理来说，密封面承受的摩擦功越大，那么越倾向粘扣。表3为不同模型的粘扣情况与摩擦功的关系。从表3中可以看出，模型6的摩擦功为199 kJ，模型8的摩擦功为387 kJ，虽然这两个模型上扣3次均未发生粘扣，但是模型6的密封面磨痕印要比模型8轻微的多（见图1）。基于以上分析，摩擦功在387 kJ以内应该不会发生粘扣，然而模型1和模型2的摩擦功分别为391 kJ和312 kJ，却均发生了粘扣，这明显与分析结果存在矛盾。进一步将模型1和模型2的密封结构与其他模型密封结构进行对比，发现模型1和模型2的密封结构在设计上存在不匹配的问题（见图5），模型1和模型2初始接触位置

表3 不同模型实物上、卸扣试验

| 设计模型编号 | 是否发生粘扣 | 上扣次数/次 | 摩擦功/kJ |
|--------|--------|--------|--------|
| 1 | 是 | 1 | 391 |
| 2 | 是 | 2 | 312 |
| 3 | 是 | 1 | 581 |
| 4 | 是 | 2 | 457 |
| 5 | 是 | 2 | 409 |
| 6 | 否 | 3 | 199 |
| 7 | 是 | 1 | 507 |
| 8 | 否 | 3 | 387 |
| 9 | 是 | 2 | 401 |

存在结构性干涉，模型1密封面初始接触点的高度差为0.18 mm，模型2密封面初始接触点的高度差为0.25 mm，密封结构的不匹配导致密封面

接触发生“犁削效果”，进而发生粘扣，属于较为严重的摩擦磨损^[11-13]。因此，在模型1和模型2的摩擦功远低于其他模型的情况下，仍然会发生粘扣。图6为其他模型的密封结构匹配示意图，该匹配不会产生“犁削效果”。

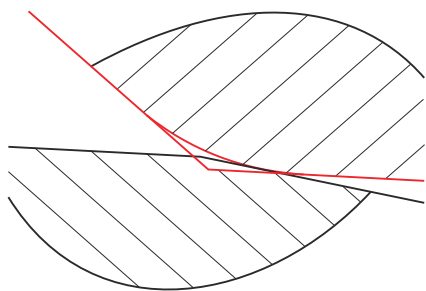


图5 模型1和模型2密封结构

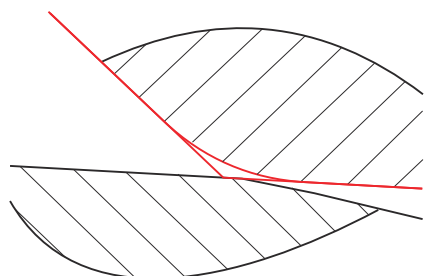


图6 其他模型密封结构

当摩擦功大于507 kJ时，上扣1次就会发生粘扣（模型3和模型7），产生严重的摩擦磨损现象。排除密封结构不匹配的因素，上扣2次发生粘扣的模型有模型4、模型5和模型9，三者模型的密封面磨损程度与其摩擦功相对应，即摩擦功为409 kJ的模型5和摩擦功为401 kJ的模型9的密封面粘扣程度较轻，而摩擦功为457 kJ的模型4密封面粘扣程度相对较严重。以上分析表明，摩擦功与抗粘扣性能相对应，摩擦功越小，则抗粘扣性能越好。在设计分析中可以用摩擦功这一量化指标来表征密封面抗粘扣性能的优劣，可为发生粘扣的特殊螺纹接头进行密封面相关参数优化提供参考。

4 结 论

(1) 以 $\Phi 346.08 \text{ mm} \times 15.88 \text{ mm}$ P110特殊螺纹接头套管为例，对不同密封面参数的样管进行实物上、卸扣试验和理论分析，提出可以用摩擦功这一量化指标来表征密封面抗粘扣性能的优劣。

(2) 当摩擦功小于387 kJ时，粘扣风险较低；当摩擦功大于507 kJ时，粘扣风险较大。

(3) 对于正在开发的特殊螺纹接头油套管，若密封面发生粘扣，则在后续进行参数优化时，可考虑减少摩擦功，而不仅仅是降低密封面过盈量这个单一因素。

(4) 密封结构不匹配会导致密封面接触发生“犁削效果”，即使摩擦功很低也会发生粘扣，属于非正常的摩擦磨损，特殊螺纹接头密封面设计中要避免密封结构不匹配。

参考文献：

- [1] 丛深,蔡克,张益铭,等. N80Q套管螺纹粘扣原因分析[J]. 石油管材与仪器, 2021, 7(5): 54-58.
- [2] 李兵,高连新. 螺纹黏结对圆螺纹套管连接强度的影响[J]. 钢管, 2021, 50(4): 29-33.
- [3] 赵勇. 套管抗螺纹黏结性能的试验研究[J]. 钢管, 2020, 49(3): 51-53.
- [4] 史交齐,姬丙寅,刘卜,等. 某井特殊螺纹接头粘扣原因分析[J]. 石油矿场机械, 2016, 45(3): 62-65.
- [5] 袁光杰,姚振强. 油套管螺纹连接抗粘扣技术的研究现状及展望[J]. 钢铁, 2003(11): 66-69, 14.
- [6] 张永强,王新虎. 油套管螺纹抗粘扣技术研究进展[J]. 石油矿场机械, 2008(2): 78-81.
- [7] 胡志立,李建亮,吴丹,等. 一种高气密封油套管特殊扣的研发[J]. 焊管, 2021, 44(6): 24-30.
- [8] 李建亮,胡志立,李小兵,等. 衡钢HSM-2-HC特殊螺纹接头有限元分析[J]. 焊管, 2021, 44(5): 32-37.
- [9] 史彬,周晓峰. G3耐蚀合金油管特殊螺纹接头TP-G2的设计与开发[J]. 钢管, 2019, 48(2): 63-67.
- [10] 吴丹. 无接箍式双台肩油管接头结构设计与分析[J]. 焊管, 2017, 40(8): 36-39, 44.
- [11] 刘庆帅,刘秀波,刘一帆,等. 陶瓷基高温自润滑复合涂层的制备及摩擦学性能研究进展[J]. 材料工程, 2022, 50(6): 61-74.
- [12] 滕子,杨鹏,朱瑾,等. 含Ti耐磨钢Ti60和ANM450的腐蚀磨料磨损性能研究[J]. 热加工工艺, 2022(16): 12-17.
- [13] 冯小亮,郭策安,赵万江,等. 载荷和温度对B5铜合金材料摩擦磨损性能的影响[J]. 热加工工艺, 2021, 50(24): 65-68, 73.

作者简介：胡志立（1986—），男，工程师，主要从事油套管螺纹接头的设计及仿真分析工作。

收稿日期：2022-06-06

修改返回日期：2022-08-20

编辑：李 超