

螺纹过盈量对特殊螺纹接头性能的影响

鲁碧为^{1,2}, 白鹤^{1,2}, 袁芳兰³, 何石磊^{1,2}, 张峰¹, 党涛^{1,2}

(1. 宝鸡石油钢管有限责任公司钢管研究院, 陕西 宝鸡 721008;

2. 国家石油天然气管材工程技术研究中心, 陕西 宝鸡 721008;

3. 西安电炉研究所有限公司, 陕西 西安 710061)

摘要: 运用 ABAQUS 软件计算了在上扣、上扣+拉伸条件下 $\Phi 139.70\text{ mm} \times 9.17\text{ mm}$ 规格 P110 钢级特殊螺纹不同螺纹过盈量对接头性能的影响。模拟结果表明: 上扣后, 当螺纹过盈量 $< 0.159\text{ mm}$ 时, 密封面处接触压力变化不大; 当螺纹过盈量 $> 0.238\text{ mm}$ 时, 随着螺纹过盈量的增加, 密封面接触压力下降明显。上扣+拉伸条件下, 随着螺纹过盈量的增加, 密封面接触压力下降, 同时接触位置向台肩处移动; 当螺纹过盈量 $< 0.079\text{ mm}$ 时, 拉伸失效断裂在螺纹处; 当螺纹过盈量 $> 0.159\text{ mm}$ 时, 拉伸失效断裂在管体。

关键词: 油套管; 特殊螺纹接头; 螺纹过盈量; 密封性能; 连接强度; 数值模拟

中图分类号: TG335.7; TE931^{+.2} **文献标志码:** B **文章编号:** 1001-2311(2015)04-0049-05

Influence by Thread Interference on Premium Connection Performance

LU Biwei^{1,2}, BAI He^{1,2}, YUAN Fanglan³, HE Shilei^{1,2}, ZHANG Feng¹, DANG Tao^{1,2}

(1. Welded Pipe Research Institute, Baoji Petroleum Steel Pipe Co., Ltd., Baoji 721008, China;

2. National Petroleum and Gas Tubular Goods Engineering Technology Research Center, Baoji 721008, China;

3. Xi'an Electric Furnace Research Institute Co., Ltd., Xi'an 710061, China)

Abstract: Analyzed is the influence by different interferences of the $\Phi 139.70\text{ mm} \times 9.17\text{ mm}$ P110 premium thread on the connection performance by means of the ABAQUS software, and under conditions of make-up, and make-up plus tensile loading. Result from the simulation reveals that if, after make-up, the thread interference is more than 0.159 mm , the contact pressure on the sealing surface changes a little; if the thread interference is more than 0.238 mm , along with increase of the interference, the contact pressure of the sealing surface is going down remarkably; under the condition of make-up plus tensile loading, along with increase of the interference, the contact pressure of the sealing surface is decreased, while the contact position is shifted towards the shoulder; and when the interference is more than 0.079 mm , tensile failure fracture takes places at the thread section, while when the interference is more than 0.159 mm , the similar fracture takes places with pipe body.

Key words: tubing/casing; premium connection; thread interference; sealing performance; connection strength; numerical simulation

进入 20 世纪, 随着油气井开采技术的不断发展和井下工况的逐渐复杂, 传统的 API 螺纹接头由于自身结构的缺陷而无法满足油田客户的使用要求; 而特殊螺纹接头通过设计独特的机械结构, 可

以很好地弥补 API 螺纹接头的设计缺陷。现场应用证明, 采用特殊螺纹接头是油田客户解决石油套管过早失效的有效措施之一^[1-2]。为此, 各生产厂家对特殊螺纹接头展开了大量探究和特殊螺纹接头专利产品开发。目前, 对特殊螺纹性能研究方法主要有实物试验法和有限元法。国内外技术人员运用有限元法探究了不同螺纹结构、不同密封过盈量条

鲁碧为(1987-), 男, 硕士, 工程师, 从事油套管特殊螺纹接头开发工作。

件下密封面接触压力的变化及接头内部应力分布情况^[3-8],同时还考察了不同加载条件下接头的密封性能和连接性能,并对不同特殊螺纹接头的使用性能进行了对比分析^[9-10];但关于螺纹过盈量对接头密封性能和连接性能影响的探究相对较少。

本文利用 ABAQUS 有限元软件,分析了在上扣、上扣+拉伸条件下不同螺纹过盈量对特殊螺纹接头密封接触压力和连接性能的影响,以期对特殊螺纹接头的设计和后期结构优化提供参考。

1 特殊螺纹有限元建模

1.1 有限元模型

模拟采用 $\Phi 139.70 \text{ mm} \times 9.17 \text{ mm}$ 规格 P110 钢级的特殊螺纹接头。该特殊螺纹接头的结构特点如下:导向面 45° ,承载面 3° ,球面/锥面金属过盈密

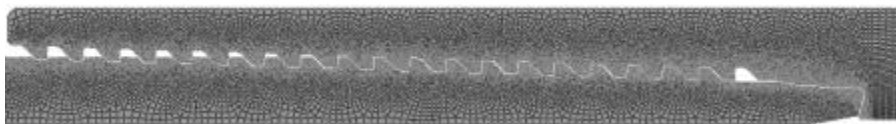


图1 特殊螺纹接头有限元模型及网格划分示意

1.3 模型边界、载荷及相关参数

根据接箍的对称性,接箍中面的轴向位移为 0 mm,因此在接箍对称面的各节点上施加计算模型的轴向位移约束。轴向拉力以分布载荷的形式施加在相应位置上,选用库仑摩擦模型来模拟螺纹牙与牙之间、金属对金属密封面之间的接触摩擦,摩擦因数取 0.025^[14-15],弹性模量为 210 GPa,泊松比为 0.3,屈服强度取实测值 827 MPa,抗拉强度取实测值 891 MPa,轴向拉伸载荷为 3 196 kN。

2 有限元结果及分析

2.1 上扣条件下

特殊螺纹接头上扣后,接头主密封面的接触压力分布如图 2 所示,起辅助密封作用的台肩处的接触压力分布如图 3 所示。

从图 2 可以看出:特殊螺纹接头上扣后,密封面的接触压力都呈先增大后减小的趋势,密封面接触长度在 2 mm 左右,不同螺纹过盈量对密封面接触压力有一定的影响。当螺纹过盈量为 $-0.079 5$, 0 , $0.079 5$, $0.159 0$ mm 时,密封面处的接触压力区别不大,最大接触压力都在 880 MPa 左右,接

封, -15° 扭矩台肩角;分析选用的内外螺纹过盈量分别为 $-0.079 5$, 0 , $0.079 5$, $0.159 0$, $0.238 5$, $0.318 0$ mm。

1.2 基本假设

为简化分析,假设接箍和套管材料为各向同性,小螺纹升角忽略不计,套管和接箍在变形前的几何尺寸都为理想状态^[11-12]。

基于模型特征和上述假设,特殊螺纹接头分析可按二维轴对称问题处理,计算采用弹塑性非线性有限元方法进行分析。依据圣维南原理,为消除端部约束条件对螺纹连接处的影响,取管体长度为螺纹全长的 3 倍^[13]。特殊螺纹接头有限元模型及网格划分如图 1 所示,本次分析采用了轴对称四节点单元,并在螺纹、密封面及台肩处进行了网格加密,增加了分析结果的合理性。

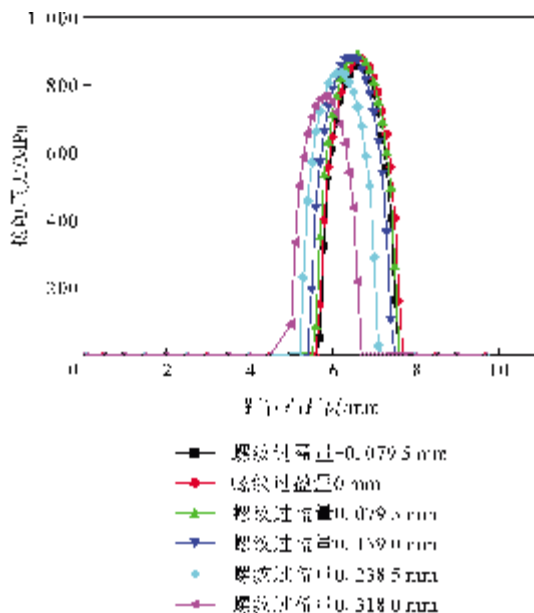


图2 上扣后接头主密封面接触压力分布

触位置分布在距台肩 5.5~7.5 mm 处,密封性能好;当螺纹过盈量为 0.238 5, 0.318 0 mm 时,密封面处的接触压力下降明显,螺纹过盈量为 0.238 5 mm 时,密封面处最大接触压力为 840.05 MPa,螺

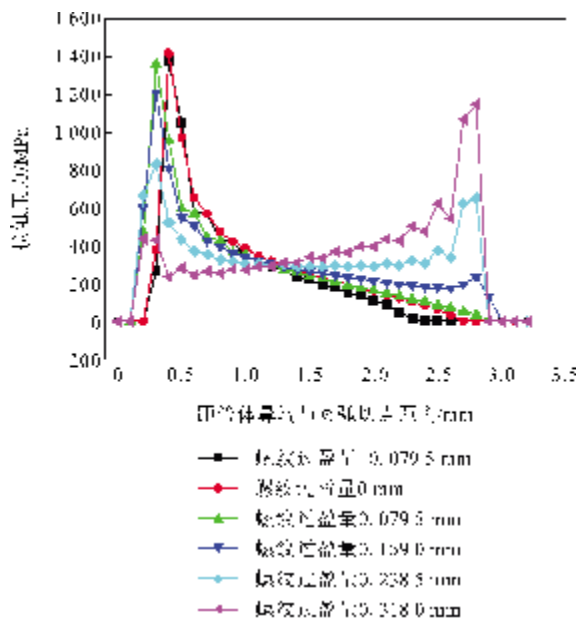


图3 上扣后台肩处接触压力分布

纹过盈量增大到 0.318 0 mm 时,密封面处的最大接触压力降为 765.29 MPa,同时接触位置向台肩处移动,接触位置分布在距台肩 4.7~6.7 mm 处。这是因为当螺纹过盈量远小于密封面过盈量时,接头上扣过程中,螺纹径向过盈量移除完后,此时密封过盈量还有一大部分存在,随后上扣过程才是密封面径向位移的移除;因此,当螺纹过盈量在-0.079 5, 0, 0.079 5, 0.159 0 mm 4 种条件下上扣时,密封面的接触压力以及分布区别不大;当螺纹过盈量接近密封面过盈量时,继续增加螺纹过盈量进行上扣,此时密封面的接触压力及分布变化明显,螺纹过盈量越大,密封面接触压力越小,这是因为螺纹过盈量接近或超过密封过盈量后,随着上扣的进行,螺纹过盈量的移除对密封过盈产生了影响,当密封过盈量移除完成后,此时螺纹部分还有一部分过盈量,随着螺纹部分剩余过盈的继续移除,抵消了一部分接触压力,内外密封面同时发生垂直于接触面的相对位移,造成接触压力降低,同时接触位置向台肩处移动。

从图 3 可看出:当螺纹过盈量较小(-0.079 5, 0, 0.079 5 mm)时,台肩处接触压力呈先增后减的趋势,最大接触压力约为 1 400 MPa;当螺纹过盈量增大(0.159 0, 0.238 5, 0.318 0 mm)后,台肩处接触压力呈两头高中间低的类马鞍型趋势,最大接触压力分别为 1 209.33, 834.467, 1 148.56 MPa。当螺纹过盈量与密封过盈量相近时,台肩处最大接

触压力最小且分布相对均匀。

2.2 上扣+拉伸条件下

2.2.1 螺纹过盈量对接头密封性能的影响

在管体轴向施加 3 196 kN(850 MPa)拉力后,当轴向拉力达到材料的屈服强度时,接头密封面的接触压力分布如图 4 所示。

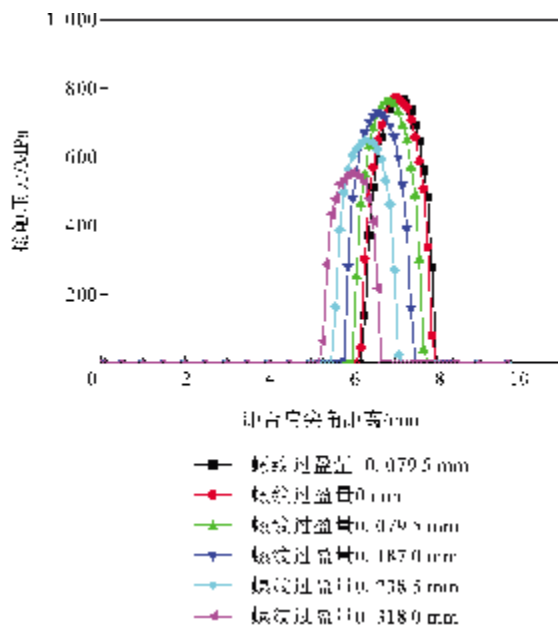


图4 拉伸载荷下接头密封面接触压力分布

从图 4 可以看出:当施加的轴向拉伸载荷等于材料屈服强度时,接头密封面接触压力与上扣后的分布趋势相同但下降明显,随着螺纹过盈量的增加,接头密封面最大接触压力分别为 772.73, 772.12, 764.05, 727.02, 647.84, 553.12 MPa。这是因为当螺纹为间隙配合或过盈量为 0 mm 时,螺纹部分对密封面接触压力没有影响,密封接触压力变化不大且分布位置相同,最大接触压力都约为 772 MPa;随着螺纹过盈量的增大,密封面接触压力一部分被螺纹过盈量抵消,导致密封面接触压力降低,密封性能变差。

2.2.2 螺纹过盈量对接头连接性能的影响

图 5 所示为拉伸载荷等于材料屈服强度时该特殊螺纹接头的 mises 应力分布。从图 5 可以看出:特殊螺纹接头的 mises 应力呈两端高中间低的趋势,随着拉伸载荷的不断增大,材料开始发生塑性径缩变形后,首先会在啮合的第一扣非完整螺纹开始出现径向位移,随后沿后续啮合扣向后扩展直至整个特殊螺纹接头发生失效。通过考察内外螺纹每

一扣的啮合位置随载荷增加的相对径向位移增量来判断特殊螺纹接头的失效形式：随着轴向拉伸载荷增加，材料发生径缩变形时，若内外螺纹每一扣上的啮合位置相对径向位移差值都变大，表明该特殊螺纹接头在拉伸过程中有滑脱趋势；若内外螺纹某一扣上的啮合位置相对径向位移差值发生了变化，

而后续螺纹扣相对径向位移差值不变，则表明该特殊螺纹接头在拉伸过程中这一扣之前有滑脱失效的趋势，并在该扣处发生断裂；若随拉伸载荷增加，内外螺纹啮合位置径向位移差值保持恒定，则表明特殊螺纹接头没有滑脱趋势，在螺纹第一扣处或管体发生断裂失效。

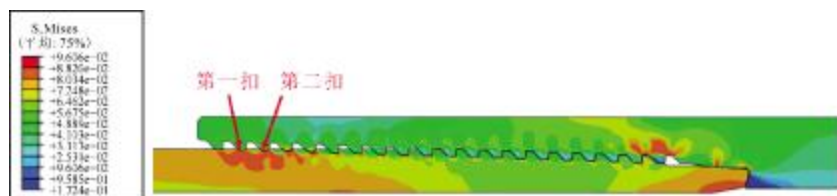


图5 拉伸载荷等于材料屈服强度时螺纹接头的 mises 应力分布

图6所示为不同螺纹过盈量条件下接头螺纹径向位移差值分布。从图6(a)可以看出：当接头螺纹间隙配合时，随着轴向载荷的增大，前3扣螺纹的相对径向位移差值也增大，说明螺纹在前3扣啮合处有明显的滑脱趋势，而在啮合的第13扣处，相对径向位移差值没有变大，甚至有略微变小的趋势。这是因为螺纹间隙配合时，承载面倒角处在承受很大接触压力时有小量的塑性变形，造成第13扣处相对径向位移差值略微变小，这说明接头在该处呈现出断裂的趋势。同理，从图6(b)~(c)可以看出：当螺纹过盈量为0, 0.079 5 mm时，螺纹前3扣有明显滑脱趋势，而分别从第13扣、第8扣往后呈现断裂趋势。图7所示为螺纹过盈量为0 mm时接头拉伸失效形貌，拉伸极限试验断裂位置发生在螺纹第8扣。当螺纹过盈量增大到0.159 0, 0.238 5, 0.318 0 mm后，螺纹啮合前3扣随着轴向载荷加大，相对径向位移差值保持不变，螺纹没有发生径向相对位移，说明在该螺纹过盈量为0.159 0 mm或更大时，整个螺纹没有滑脱，接头连接性能良好，拉伸极限试验断裂位置发生在管体。图8所示为螺纹过盈量为0.159 0 mm时接头拉伸失效形貌，拉伸极限试验在管体处发生了断裂。因此，特殊螺纹接头螺纹过盈量的确定要综合考虑接头的连接强度和密封性能。

3 结 论

以 $\Phi 139.70 \text{ mm} \times 9.17 \text{ mm}$ 规格P110钢级球面/锥面密封形式的某特殊螺纹接头为研究对象，得出了以下结论：

(1) 上扣后，当螺纹过盈量较小时(-0.079 5, 0, 0.079 5, 0.159 0 mm)，密封面处接触压力变化不大，密封性能良好；随着螺纹过盈量的增加，密封面接触压力下降明显，密封性能变差。当螺纹过盈量较小时，台肩处接触压力呈类抛物线；当螺纹过盈量增大时，台肩处接触压力呈类马鞍型，接触压力下降。

(2) 上扣+拉伸条件下，随着螺纹过盈量的增加，密封面接触压力下降，密封面性能变差，同时接触位置向台肩处移动；接头密封面接触压力与上扣后相比下降明显。

(3) 上扣+拉伸条件下，当螺纹过盈量 $< 0.079 5 \text{ mm}$ 时，拉伸失效断裂发生在螺纹处；当螺纹过盈量 $> 0.159 0 \text{ mm}$ 时，拉伸失效断裂发生在管体。

4 参考文献

- [1] 蔡晓闻, 高连新. 我国油套管特殊螺纹接头的发展现状[J]. 焊管, 2008, 31(4): 41-44.
- [2] 白鹤, 何石磊, 党涛, 等. 我国油套管特殊螺纹接头研究现状分析[J]. 焊管, 2011, 34(11): 30-34.
- [3] 王峰. 油套管特殊螺纹接头的研制与应用[J]. 石油矿场机械, 2004, 33(2): 85-87.
- [4] 王治国, 刘玉文. 宝钢特殊螺纹油管的设计分析[J]. 宝钢技术, 2006(6): 52-58.
- [5] 申昭熙, 李磊, 王鹏. 特殊螺纹接头主要参数对密封性能的影响分析[J]. 石油矿场机械, 2011, 40(1): 38-41.
- [6] 高连新. 石油套管特殊螺纹接头的结构与性能研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2005.
- [7] 高连新, 金烨, 张居勤. 石油套管特殊螺纹接头的密封

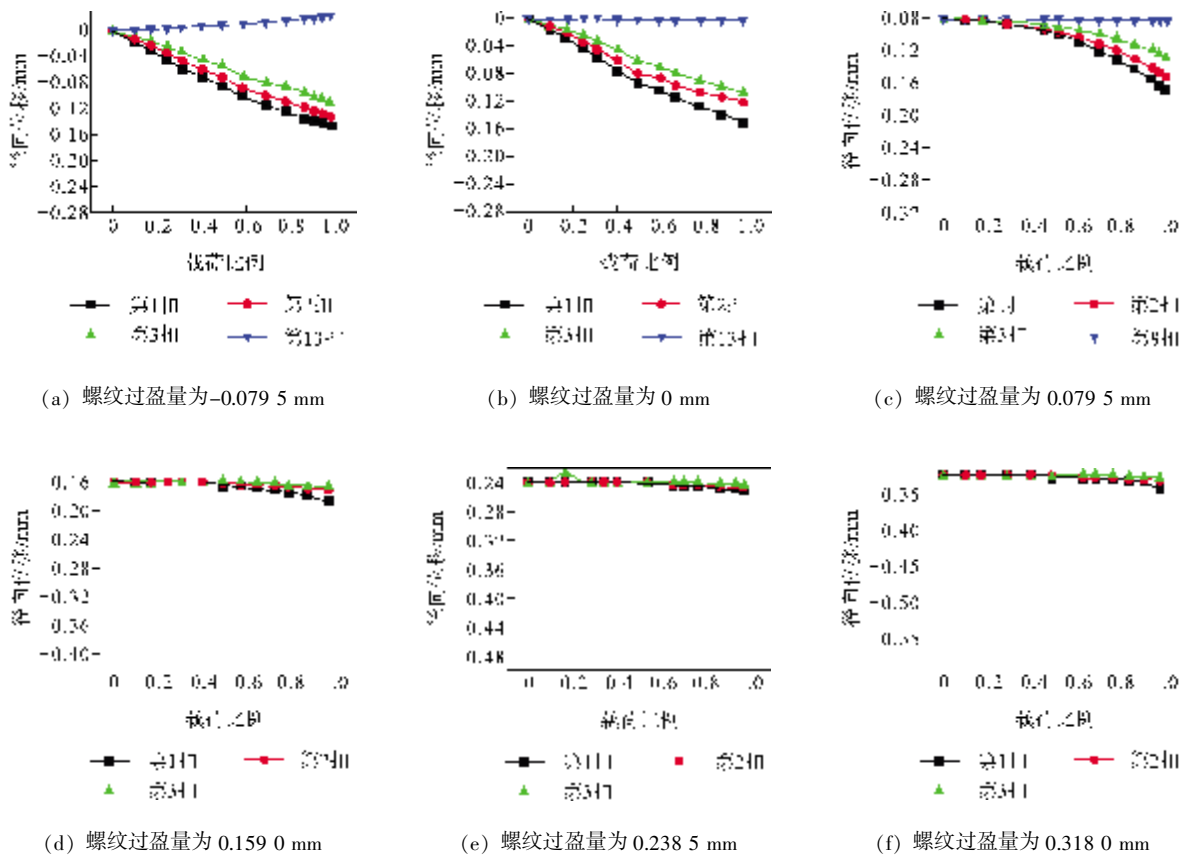


图 6 不同螺纹过盈量条件下接头螺纹径向位移差值分布



图 7 螺纹过盈量为 0 mm 时接头拉伸失效形貌

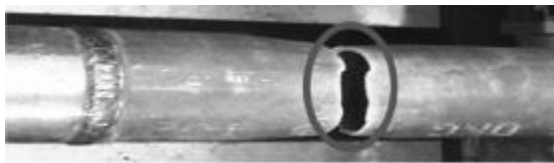


图 8 螺纹过盈量为 0.159 0 mm 时接头拉伸失效形貌

设计[J]. 机械工程学报, 2005, 41(3): 216-219.

[8] 康晓雷. 石油套管螺纹连接的密封结构[J]. 钻采工艺, 1997, 20(1): 47-51.

[9] 张林, 罗增, 林元华, 等. 双台肩螺纹接头参数与应力应变关系研究[J]. 石油矿场机械, 2010, 39(4): 21-23.

[10] 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.

[11] 杨智春, 李斌, 史交齐. 特殊扣套管接头的应力及密封特性分析[J]. 机械科学与技术, 2004, 23(7): 771-776.

[12] 吴稀勇, 闫龙, 陈涛, 等. 弯曲载荷下特殊螺纹接头密封性能的有限元分析[J]. 钢管, 2010, 39(6): 70-73.

[13] 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.

[14] Kwon W Y, Klementich E F, Ko I K. An efficient and accurate model for the structural analysis of threaded tubular connections[J]. SPE Production Engineering, 1990, 5(4): 261-264.

[15] Michael J, Manuel A D. How to evaluate and select premium casing connections[R]. New Orleans: IADC, 1996.

(收稿日期: 2014-09-11; 修定时间: 2015-07-09)