

完井作业油管柱失效的力学机理

——以塔里木盆地某高温高压井为例

杨向同¹ 沈新普^{2,3} 王克林¹ 沈国阳^{2,3} 耿海龙¹ 邓鹏¹

1. 中国石油塔里木油田公司 2. 天津辰兴工程技术有限公司 3. Guoyang Technology and Services LLC, USA

摘 要 塔里木盆地某高温高压井井深约 7 000 m、地层温度 180 ℃、地层压力 120 MPa，该井在完井作业中发生两处油管工厂端丝扣根部断裂的工程问题。如何从管柱变形与应力变化进行解释并提出应对措施，进而保证管柱完整性和保障安全生产是一个值得讨论的问题。为此，采用有限单元法进行管柱的三维力学数值分析，建立起三维有限元管柱力学模型，模拟完井作业中下封隔器坐封、压裂、测试 3 个工况下的管柱结构变形，分析管柱系统的位移和应力的变化规律，进而基于疲劳强度计算的理论公式得出了疲劳安全系数的计算公式。研究表明：①依据该井完井管柱各处的轴向应力有限元数值计算结果，得到了各弯曲应力部位的疲劳安全系数值；②测试作业各油管段的疲劳安全系数都大于 3，属于安全状态；③断裂的 2 段油管疲劳安全系数值分别为 1.99 和 1.11，处于预警区，而其他管段的疲劳安全系数均大于 1.99，属于安全区。结论认为，该方法为具有类似结构的超深高温高压井的管柱力学设计提供了有效的分析手段。

关键词 高温高压井 管柱失效 水力压裂 三维有限元 屈曲 热膨胀 疲劳 安全系数 塔里木盆地

DOI: 10.3787/j.issn.1000-0976.2018.07.012

Mechanical mechanisms of tubing string failures in well completion operation: A case study from one HTHP well in the Tarim Basin

Yang Xiangtong¹, Shen Xinpu^{2,3}, Wang Kelin¹, Shen Guoyang^{2,3}, Geng Hailong¹ & Deng Peng¹

(1. PetroChina Tarim Oil Company, Korla, Xinjiang 841000, China; 2. Tianjin Chenxing Engineering and Technology LLC, Tianjin 301500, China; 3. Guoyang Technology and Services LLC, Houston, TX 77064, USA)

NATUR. GAS IND. VOLUME 38, ISSUE 7, pp.86-92, 7/25/2018. (ISSN 1000-0976; In Chinese)

Abstract: There is one HTHP well (high temperature, high pressure) in the Tarim Basin about 7 000 m deep with formation temperature 180 ℃ and formation pressure of 120 MPa. In the process of its completion operation, the root of thread at the factory end was broken at two points. Therefore, it is necessary to discuss the reasons for the breaking from the aspects of string deformation and stress change and propose the corresponding measures so as to ensure string integrity and production safety. In this paper, 3D mechanics of strings was analyzed using finite element method. Then, a 3D finite element string mechanics model was established to simulate the string deformation in 3 working conditions (i.e., packer setting, fracturing and testing) in the process of well completion and analyze the displacement of string system and the change laws of stress. Finally, the calculation formula of fatigue safety factor was derived based on the theoretical calculation formula of fatigue strength. And the following research results were obtained. First, the fatigue safety factor of bending stress positions is obtained based on the finite-element numerical calculation results of axial stress at different positions of completion string in this well. Second, the fatigue safety factor of each tubing section during the testing is higher than 3, so it is in the state of safety. Third, the fatigue safety factor of two broken tubing sections is 1.99 and 1.11, respectively, so they are marked as red-warning zones. The fatigue safety factor of other sections is higher than 1.99, so they are classified as safety zones. In conclusion, this method provides an effective analysis means for the string mechanics design of similar ultra-deep HTHP wells.

Keywords: HTHP well; String failure; Hydraulic fracturing; 3D finite element; Buckling; Thermal expansion; Fatigue; Safety factor; Tarim Basin

基金项目：国家科技重大专项课题“超深超高压高温气井优快建井与采气技术”（编号：2016ZX05051003）、国家自然科学基金面上项目“非常规天然气开采中关键力学问题理论与试验研究”（编号：11272216）。

作者简介：杨向同，1972年生，高级工程师；主要从事试油完井及储层改造方面的研究及管理工作。地址：（841000）新疆维吾尔自治区库尔勒市中国石油塔里木油田公司油气工程研究院。ORCID: 0000-0001-6790-9161。E-mail: yangxt-tlm@petrochina.com.cn

通信作者：沈新普，1963年生，教授，博士；主要从事计算力学有限元数值计算及其在石油工程中的应用研究工作。E-mail: xinpushen@yahoo.com

0 引言

中国石油塔里木油田公司天然气开发中超深高温高压井的管柱力学问题在过去 10 年里受到若干研究者的关注^[1-3]。3 号井是 1 口高温高压超深油气直井, 储层温度接近 180 °C, 深度约 7 000 m, 储层孔隙压力接近 120 MPa。在井筒排液测试期间, 出现油套连通现象, 起出管柱, 发现油管柱在第 418 根和第 432 根发生了断裂。观察发现, 最初的起始裂纹为疲劳裂纹。

油管柱位于井下承受静载荷, 发生疲劳裂纹断裂的风险不大。3 号井之所以能够发生疲劳裂纹断裂, 是因为多方面的原因, 主要有: ①由于钻井质量不够好, 实际井眼轨迹偏离设计轨迹, 闭合距的偏离具有一定的震荡特点, 从而当其中的油管通过这些位置时会有附加弯曲应力出现, 造成局部应力在常规轴向力的基础上一定程度的应力震荡; ②施工及生产过程中的温度变化明显, 温度升降引起管柱伸长/收缩从而导致管柱反复通过局部应力震荡位置, 导致应力的反复变化; ③油管一套管之间的间隙设计不够合理, 使得局部管柱有发生弯曲变形的空间, 导致管柱发生应力震荡。

造成管柱侧向弯曲变形及扭转的载荷有两类, 其中一类是施加在管柱轴向的载荷, 包括力载荷与热载荷。这个载荷能导致管柱失稳、侧向弯曲及扭转, 另一类是作用在管柱侧表面上的套管支反力载荷。因为井眼轨迹有水平延伸即横向位移, 造成管柱下入井孔时支反力载荷致使管柱沿井眼轨迹的横向发生位移。管柱内部及外部的液体压力载荷及重力载荷一般不会直接导致管柱的横向位移。上述两类位移都是管柱弯曲及扭转变形的主要因素。当位移对应的应力足够大时, 管柱将进一步发生塑性变形及断裂。

采用有限单元法进行管柱的三维力学数值分析是近年来的一个热点研究^[4-6]。较之三维管柱力学解析解, 其优点在于: ①它可以模拟施工过程以及与施工过程相关的变形过程, 从而得到与过程相关的局部应力变化; ②对油管和套管之间的接触进行逐点分析, 并根据接触情况得到相应的摩擦力大小。

Abaqus 有限元软件提供了套管—油管接触单元(以下简称 ITT), 并且根据厚壁筒受内压—外压的理论, 提供了管截面上 24 个点的应力解析解, 这样就在保证位移和应力数值解精度的前提下极大地提高了管柱计算求解效率。

笔者通过建立管柱的三维有限元模型, 分析管

柱的力学行为, 在应力分析数值解的基础上, 分析管柱关键部位的疲劳强度安全系数。

由于管柱同一深度截面上的位移只有一个值, 在管柱分析数值结果中, 笔者把下封隔器坐封作业、压裂作业、测试作业共 3 个作业的位移解一起放在同一个图中以比较的形式展示。由于管柱同一深度截面上的应力点有 24 个, 我们在每个深度的截面上挑出了 9 个点的应力值进行应力结果展示。

笔者分析模拟了下封隔器坐封、压裂、测试作业 3 个工况的管柱系统的位移和应力。由于测试作业的管柱所受的温度载荷及压力载荷都比较大, 因此在结果展示时首先展示测试作业的位移和应力数值解, 之后再展示坐封和压裂两个作业的管柱位移和数值解。

在分析疲劳强度安全系数时, 笔者采用了本文参考文献[7-8]中的疲劳强度理论模型。

1 输入数据

1.1 井眼轨迹的信息

为了展示钻井质量不佳引起的井眼轨迹的闭合距震荡变化, 图 1 给出了 3 号井井眼轨迹闭合距随深度变化的曲线。在 4 000 m 以下井深, 有 10 个主要的不规则横向闭合距震荡区段。

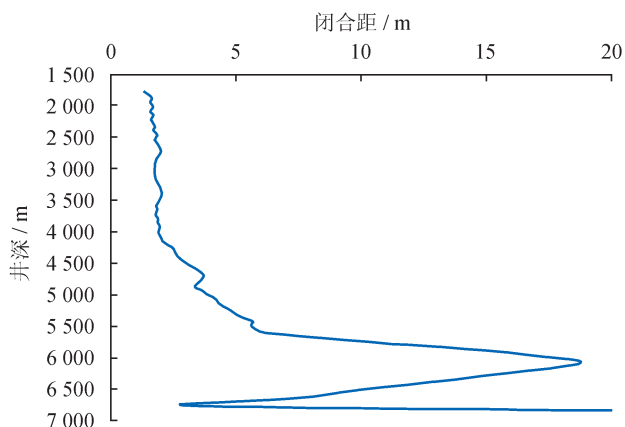


图 1 井眼轨迹闭合距偏离设计轨迹的信息图

1.2 3 号井管柱疲劳裂纹断裂情况

3 号井管柱疲劳裂纹断裂的具体情况为第 418 根油管(垂深 4 146 m)、第 432 根油管(垂深 4 285.39 m)工厂端丝扣根部断。断口如图 2 所示。观察发现, 第 418 根油管接箍完好无损, 丝扣/公螺纹在与接箍连接的根部断裂。第 432 根油管丝扣断裂位置与第 418 根油管类似。

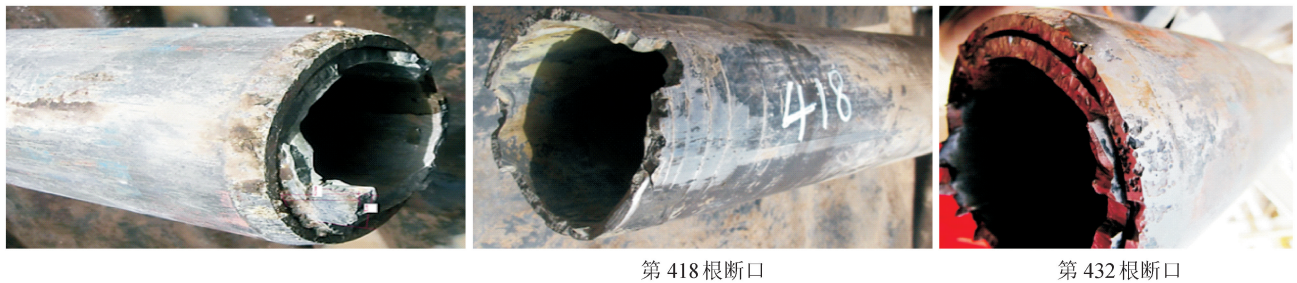


图 2 油管断口照片

1.3 油管柱机械参数

油管柱的几何尺寸、油套间隙的机械参数见表 1。

表 1 油管柱的参数及油套管间隙表

井深 / m	套管内径 / mm	油管内径 / mm	油套管间隙 / mm	备注
0	199.00	88.90	42.35	
300	171.50	88.90	28.60	
300	171.50	97.18	28.60	
1 000	171.50	97.18	28.60	
1 000	171.50	69.86	41.30	
1 700	171.50	69.86	41.30	
1 700	171.50	74.22	41.30	
3 200	171.50	74.22	41.30	
3 200	171.50	76.00	41.30	
6 314	171.46	76.00	41.28	
6 314	115.52	76.00	13.31	
6 680	115.52	76.00	13.31	封隔器
6 680	115.52	76.00	13.31	

2 三维管柱有限元模型及载荷

采用上述数据，建立管柱三维有限元模型并进行分析。图 3 给出了管柱的 6 810 m 全长示意图。模型采用 2 123 个二次管单元 pipe32H、4 247 个节点模拟油管。图 3 中的坐标原点位于井口，纵向为 z 轴，两个水平方向分别为 x 轴和 y 轴。闭合距偏离在模型中为沿 x 轴方向的偏离。模型自顶端开始至封隔器处

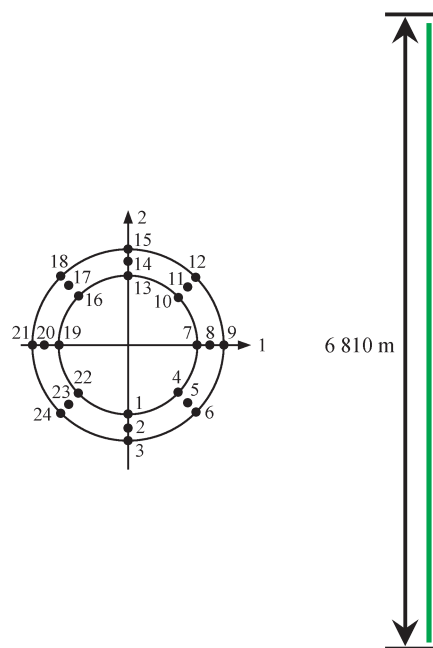


图 3 管柱模型示意图

设置了 ITT 接触单元。封隔器以下的管柱部分不是分析的重点，为减少计算工作量，封隔器以下部分管柱没有设置 ITT 管—管接触单元，仅设置了 pipe32H 管单元模拟这部分管柱。

管单元按厚壁筒计算，在管截面上的应力点共有 24 个点，如图 3 所示。下述的 9 个应力点均在这 24 个点中选出。

管柱材料力学性能如表 2 所示，包括管柱材料的刚度、强度、密度和热膨胀参数。坐封、压裂、测试作业时的压力载荷参数如表 3 所示。

目标井管柱在不同工况的温度分布参数见图 4。

表 2 管柱材料力学性能表

弹性参数		屈服强度 /MPa	抗拉强度 /MPa	热膨胀系数 / ($1 \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$)	密度 / ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)
杨氏模量 /MPa	泊松比	最小值	最小值		
215 700	0.3	750	828	1.15×10^{-5}	7 850

表 3 压力载荷参数表

工 况	井口压力 / MPa	井底压力 / MPa	环空保护液密度 / (g · cm ⁻³)
坐封	套压	30	122
	油压	30	122
压裂	套压	55	147
	油压	110	162
测试	油压	80	105

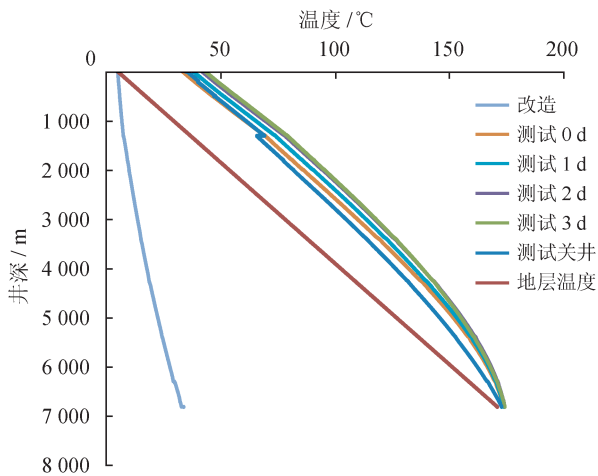


图 4 不同工况下管柱温度分布图

3 Abaqus 有限元管柱三维变形及应力分析数值结果

3.1 x 方向管柱位移比较与分析

图 5 显示了完井的 3 个作业（封隔器坐封、压裂、测试）的管柱沿水平面 x 方向的管柱位移 (u_x) 分布图。由图 5 可知，测试作业时在下部管柱（5 900 m

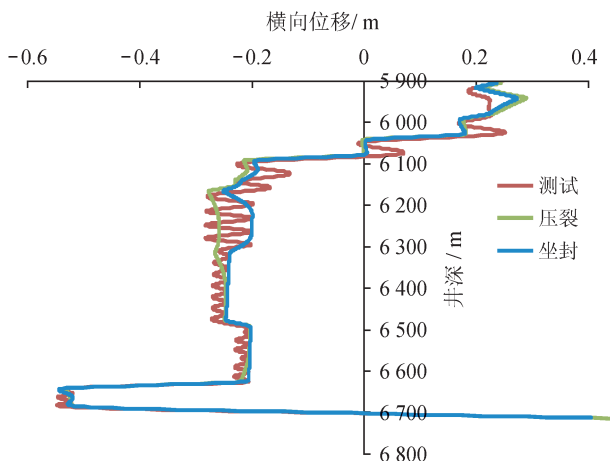


图 5 作业期间管柱变形分布图

以下) 横向位移的变形因素开始明显, 管柱局部屈曲失稳造成的横向变形周期型震荡, 而压裂阶段和坐封前阶段没有屈曲失稳震荡现象。

3.2 y 方向管柱位移比较与分析

图 6 为完井作业时管柱螺旋形失稳变形时沿水平面 y 轴的位移 (u_y) 局部放大图。由图 6 可知, 上部的油套间隙约为 0.043 m, 下部约为 0.013 m。上部一个波长跨度在井深 6 262 ~ 6 293 m, 长度 (或距离) 为 31 m, 跨越逾 3 根油管长度; 而下部的波长跨度在井深 6 323 ~ 6 351 m, 长度为 29 m, 跨越近 3 根油管长度。

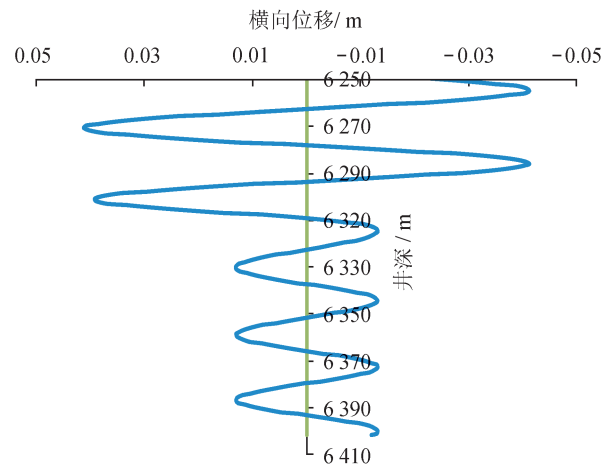


图 6 完井作业时管柱螺旋形失稳变形的局部放大图

3 个作业管柱沿 z 轴的轴向位移 (u_z) 见图 7。

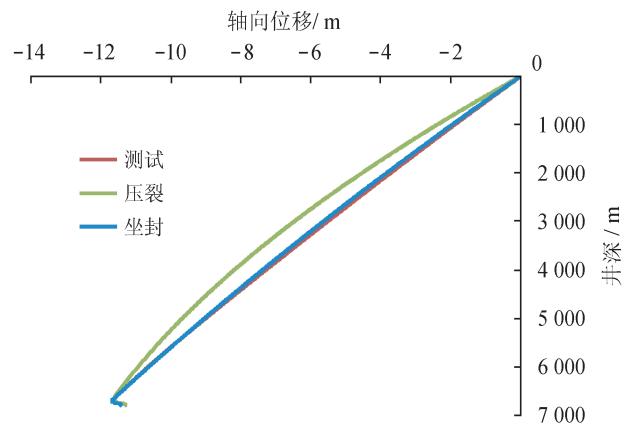


图 7 3 个作业管柱的轴向位移分布比较图

由图 7 可知, 轴向位移初始值和完井作业时的差别不大。压裂作业时因为温度降低引起管柱收缩, 中间深度上的管柱的轴向位移值有一定减小。封隔器处的轴向位移发生在坐封之前。坐封之后封隔器处的轴向位移增量为零。

3.3 测试作业时管截面上的各点应力分析

如图 8-a 所示，模型输出应力时选用的厚壁圆管的截面上的点沿圆周的分布及编号。第 1 至 9 号点为套管上的点，这里的是油管柱上截面的点。第 12 和 13 号点都在 1 轴上。分别位于外圆周及壁厚中间。其他 7 点都在外圆周上。图 8-b 给出了管柱横截面上第 10 至第 18 共 9 个点上的轴向应力分量 (s_{11}) 值在不同深度的管柱上分布。图 8 中看出，同一深度的横截面 9 个点上的 s_{11} 值很接近。

图 9 为图 8-b 分别截取 6 100 ~ 6 800 m 及 4 100 ~ 4 300 m 两个井段的放大图，截面上 9 个点的 s_{11} 分布及比较。由图 9-a 可知，在 6 100 ~ 6 300 m 深度间隔上的截面内 9 个点间的 s_{11} 差为 32 MPa。单点的最大变化幅度为其 1/2，即 16 MPa。在 6 300 ~ 6 600 m 深度间隔上的截面内 s_{11} 差为 20

MPa。油层套管大间隙和小间隙之间的截面内 s_{11} 差约为 12 MPa。应力变化幅值为其 1/2，即分别为 10 MPa 和 6 MPa。由图 9-b 可知，在 4 100 ~ 4 300 m 深度间隔上，通过同一深度上红蓝两条 s_{11} 曲线的比较可以得出：弯曲引起的截面内的 s_{11} 差为 157 - 144 = 13 MPa。单点的应力变化幅值为其 1/2，即 6.5 MPa。数值计算结果还显示：由于弯曲变形等原因，位于壁厚中间点的截面点 12 位置上的 s_{Mises} 和环向应力分量 (s_{22}) 明显比位于外圆周上的其他 8 个点上的值都大。

3.4 坐封作业时管截面上的各点应力分析

表 4 给出了下管柱坐封、压裂和测试作业管柱的轴向应力波动的应力变幅及平均应力。

在下管柱作业坐封时，管柱的受力为重力、内压、外压以及底部的液体压力即浮力。数值结果显示：

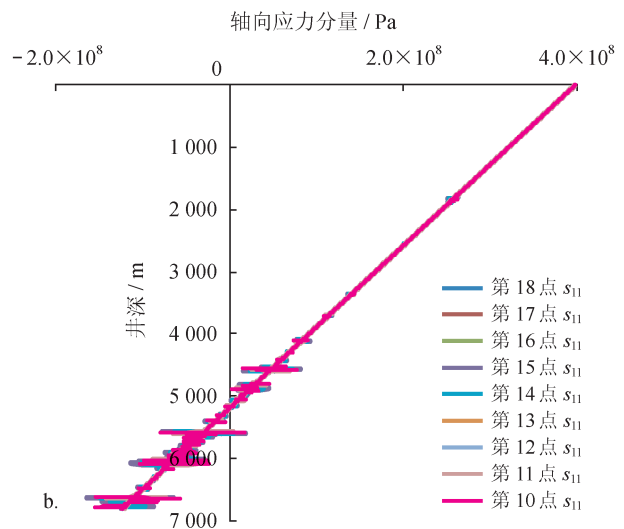
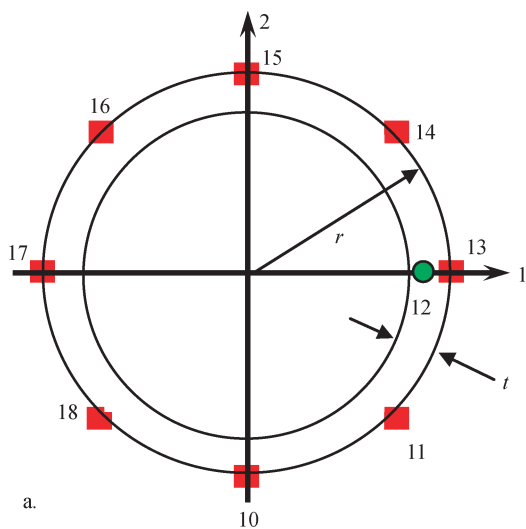


图 8 坐封前不同深度处的管柱横截面各点轴向应力分量 (s_{11}) 分布图

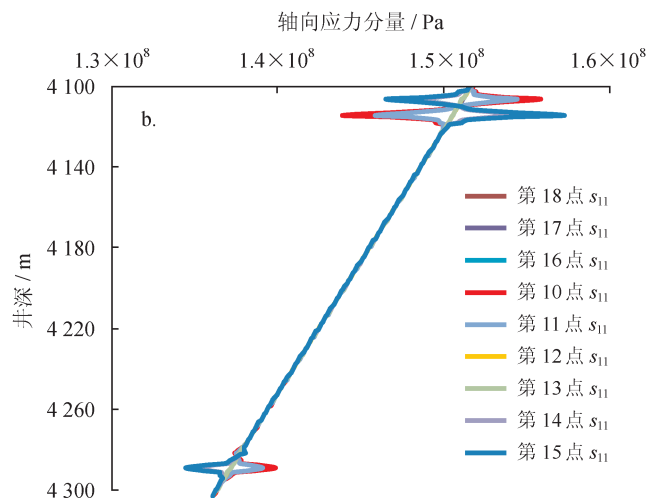
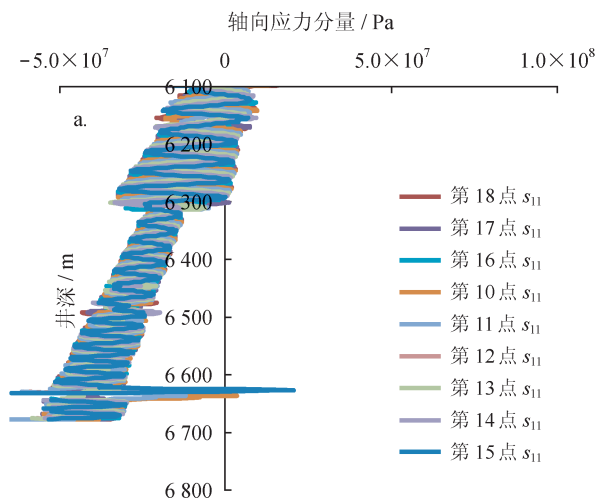


图 9 不同深度管柱截面上 9 个点的 s_{11} 分布及比较图

表 4 完井作业的管柱轴向应力波动、平均应力及疲劳安全系数表

作业	深度 / m	应力幅值 / MPa	平均应力 / MPa	安全系数
下管柱坐封结束	1 800 ~ 2 000	6.0	257	2.49
	4 000 ~ 5 000	32.4	47.5	1.83
	6 000 ~ 7 000	55.0	110	1.04
压裂	5 580 ~ 5 590	60.0	164	0.91
	4 560 ~ 4 570	40.0	246	1.11
	4 110 ~ 4 120	11.0	278	1.99
测试	4 110 ~ 4 120	7.0	150	3.49
	6 100 ~ 6 300	16.0	16	3.83
	6 300 ~ 6 600	10.0	40	5.02

此时中和点的位置在 5 294 m。在 1 840 m 深度上最大的应力变化幅度为 6 MPa，此处的平均应力为 257 MPa。在 4 600 m 深度上最大的应力变化幅度为 32.4 MPa，此处的平均应力为 47.5 MPa。在 6 639 m 深度上最大的应力变化幅度为 55.0 MPa，此处的平均应力为 110 MPa（表 4）。

3.5 压裂作业时管截面上的各点应力分析

数值结果显示：此时管柱封隔器上都进入处于压缩应力状态。压裂时管柱截面上各点的 s_{Mises} 等效应力的震荡现象明显，振幅在 6 074 m 深度上达到 40.0 MPa。轴向应力分量 (s_{11}) 在深度 5 580 m 和 5 590 m 上有一个弯曲引起的增量变化。增量幅值为 60.0 MPa。轴向应力分量 (s_{11}) 在深度 4 110 m 和 4 120 m 的管柱上有一个弯曲引起的增量变化。应力增量幅值为 11.0 MPa，此处的平均应力为 278 MPa（表 4）。轴向应力分量 (s_{11}) 在深度 4 280 m 和 4 300 m 局部弯曲亦引起的应力增量变化。应力震荡现象数值计算结果与观测现象很接近，但不是精确相同：两者之间的位置坐标有一定差别。这个差别的来源是管柱数值模型在对偏离“理想竖直的”井轨迹实际坐标点的几何信息做了近似处理。在近似处理过程中井孔轴线螺旋变化形式的偏离信息有所丢失。这些因素的共同作用导致数值解与实际现象的偏差。

3.6 疲劳强度计算法

在 3 号井油管柱分析中，交变应力的来源主要有 2 种：①由温度变化引起的热膨胀 / 收缩导致管柱位移。在局部发生弯曲变形时产生局部弯曲应力变化

震荡。这主要发生在压裂及测试作业。主要表现为轴向应力分量 (s_{11}) 的变化。②坐封下管柱过程中受到井眼轨迹约束强制变形引起的交变应力。管柱下入井孔套管的过程是一个动态过程，每当有管柱节通过井孔弯曲点时，弯曲导致的应力震荡变化就会出现。

根据文献^[7-8]的理论，当前应力点的疲劳失效安全系数为：

$$n = \frac{\sigma_1}{\sigma_{1i}} = \frac{\sigma_1}{\sigma_a + \Psi_\sigma \sigma_m} \quad (1)$$

式中 n 表示疲劳失效安全系数； σ_1 表示疲劳极限，MPa； σ_{1i} 表示等效交变应力，MPa； σ_a 表示应力变幅，MPa； σ_m 表示平均应力，MPa； Ψ_σ 表示应力不对称系数。

考虑结构的有效应力集中系数 K_σ 、尺寸系数 ε 、表面加工系数 β 三方面的因素对疲劳极限的影响之后，得到疲劳强度安全系数公式：

$$n = \frac{\sigma_1}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon\beta} \sigma_a + \Psi_\sigma \sigma_m} \quad (2)$$

式(2)适用于拉压弯曲单向应力安全系数的计算。

3.6.1 应力集中系数的确定

应力集中系数 (K_σ) 的定义是结构截面上实际发生的最大应力与结构此处的名义应力之间的比值。参考文献中关于应力集中系数的描述很多，典型的与本项目相关的资料有：

1) 螺纹处的应力集中系数根据材料强度高低， K_σ 值可以从抗拉强度 (σ_b) 为 350 MPa 时的 3 变化到 σ_b 为 890 MPa 时的 5.2。

2) 变截面轴在截面台阶处的 K_σ 值的大小与台阶处的元角半径 R 、以及台阶的大小、截面两侧的轴半径之比有关， K_σ 值从 R 为 0 时的 5 变化到 R 为 0.3 d 时的 1.5。

综合考虑各种因素，取工厂端丝扣根部的应力集中系数为 3.5。

3.6.2 尺寸系数、表面加工系数的确定

尺寸系数 (ε)、表面加工系数 (β) 均取为 1。

3.6.3 疲劳强度安全系数公式

将上述有效应力集中系数、尺寸系数、表面加工系数三方面的取值带入到疲劳强度安全系数公式(1)中，根据本文参考文献[8-9]，这里取不对称系数 Ψ_σ 为 0.28，则

$$\sigma_1 = 0.28\sigma_b = 0.28 \times 828 = 231.84 \text{ MPa}$$

得到安全系数计算公式：

$$n = \frac{231.84}{3.5\sigma_a + 0.28\sigma_m} \quad (3)$$

3.6.4 疲劳强度安全系数值

由上述计算模型对参数取值：应力集中系数为 3.5，尺寸及表面质量系数取 1，不对称系数为 0.28，抗拉强度为 828 MPa，疲劳极限为 231.84 MPa，采用表 4 的应力值，使用式 (3) 计算得到各弯曲应力部位的疲劳安全系数值（表 4）。由表 4 可看出：

1) 压裂作业，在深度 5 580 ~ 5 590 m，疲劳安全系数 n 值小于 1，标为红色警告区。在深度 4 110 ~ 4 120 m 和 4 560 ~ 4 570 m， n 值分别为 1.99 和 1.11， n 值大于 1、小于 2，标为黄色预警区。在其他管段的安全系数 n 值大于 1.99，属于绿色安全区。

2) 测试作业，各段的安全系数都大于 3，安全，标为绿色安全区。

3) 下管柱结束，坐封，在 1 840 m 深度上有应力波动区， n 值为 2.49，属于绿色安全区。在 4 590 ~ 4 610 m 和 6 629 ~ 6 649 m 深度上有应力波动区， n 值分别为 1.83 和 1.04，属于黄色预警区。

4) 模型中忽略了深度 1 800 ~ 2 600 m 井眼轨迹方位角变化可能产生的支反力 / 扭转载荷作用。

5) 在第 418 根和 432 根油管断裂的深度 4 100 ~ 4 300 m 的管段，靠近安全系数黄色预警区。

4 结论与建议

笔者针对 3 号井的实际工程问题建立了三维有限元管柱力学模型及疲劳安全系数的计算公式，弯曲应力部位疲劳安全系数值计算结果表明：

1) 测试作业各油管段的安全系数都大于 3，属于安全状态。

2) 断裂的 2 段油管疲劳安全系数值分别为 1.99 和 1.11，处于预警区。其他管段的安全系数大于 1.99，属于安全区。

3) 模型中忽略了深度 1 800 ~ 2 600 m 之间井眼轨迹方位角变化可能产生的支反力 / 扭转载荷作用。这使得计算所得疲劳安全系数的结果比实际上的可能值要大，实际的安全系数要小于计算值。

结合管柱应力分析数值和疲劳安全系数分析结果，为了保证管柱的完整性、保障安全生产，建议：

1) 对管柱安全系数较低、黄色及红色失效风险较大的管段，有必要在下管柱 / 安装前采取措施降低应力集中系数，比如增大螺纹接箍部位的圆角等。

2) 提高材料的强度极限。

参 考 文 献

- [1] 杨向同, 吕拴录, 闻亚星, 李宁, 黄世财. 耿海龙. 塔里木油田特殊倒角接箍油管的应用分析 [J]. 石油钻采工艺, 2015, 37(4): 127-130.
Yang Xiangtong, Lü Shuanlu, Wen Yaxing, Li Ning, Huang Shicai & Geng Hailong. Application analysis of tubing with specially chamfer collar in Tarim Oilfield[J]. Oil Drilling & Production Technology, 2015, 37(4): 127-130.
- [2] 周鹏遥, 杨向同, 刘洪涛, 周怀光, 巴旦, 于东兵. 连续管在塔里木油田高温高压深井复杂作业的应用 [J]. 钻采工艺, 2016, 39(2): 116-118.
Zhou Pengyao, Yang Xiangtong, Liu Hongtao, Zhou Huaiguang, Ba Dan & Yu Dongbing. Application of coiled tubing in complicated operations of deep high temperature and high pressure well of Tarim Oil Field[J]. Drilling & Production Technology, 2016, 39(2): 116-118.
- [3] 丁亮亮, 杨向同, 刘洪涛, 张宇. 超深水平井尾管悬挂器下部环空压力预测及其应用 [J]. 石油钻采工艺, 2015, 37(5): 10-13.
Ding Liangliang, Yang Xiangtong, Liu Hongtao & Zhang Yu. Prediction and application of lower annular pressure of hanger of ultra-deep horizontal well[J]. Oil Drilling & Production Technology, 2015, 37(5): 10-13.
- [4] 沈新普. 超深井套管三维弹塑性 ABAQUS 有限元分析 [J]. 天然气工业, 2007, 27(2): 54-56.
Shen Xinpu. ABAQUS FEM analysis for elastoplasticity of casing used in ultradeep wells[J]. Natural Gas Industry, 2007, 27(2): 54-56.
- [5] 沈新普, 沈国阳. 复杂结构井钻压值的有限元数值计算 [J]. 计算机辅助工程, 2013, 22(增刊 2): 312-316.
Shen Xinpu & Shen Guoyang. Finite element numerical calculation on axial force along drilling tube for complex wells with finite element method[J]. Computer Aided Engineering, 2013, 22(S2): 312-316.
- [6] 沈新普, 沈国阳. 致密砂岩油层改造压力作用下双筒液压封隔器弹塑性承载能力三维数值分析 [J]. 计算机辅助工程, 2013, 22(增刊 2): 307-311.
Shen Xinpu & Shen Guoyang. 3D numerical analysis on bearing capacity of dual piston hydraulic packer under reservoir stimulation pressure for tight sand[J]. Computer Aided Engineering, 2013, 22(S2): 307-311.
- [7] 曾春华, 邹十践. 疲劳分析方法及应用 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1991.
Zeng Chunhua & Zou Shijian. Methods and applications of fatigue analysis[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1991.
- [8] 王学颜, 宋广惠. 结构疲劳强度设计与失效分析 [M]. 北京: 兵器工业出版社, 1992.
Wang Xueyan & Song Guanghui. Structural fatigue strength design and failure analysis[M]. Beijing: Weapon Industry Press, 1992.

(修改回稿日期 2018-05-13 编辑 凌 忠)