

# 海洋管道立管有限元分析方法研究

石真肖 (中石化胜利油田分公司海洋采油厂, 山东 东营 257237)

**摘要:** 针对当前海底管道立管应力损伤和失效破坏问题较为严重, 本文以埕岛油田立管实际失效案例为参考, 基于传统有限元建模方法, 通过重点分析立管服役环境海生物载荷、水平段悬空与约束施加方式、管卡形式与位置约束等关键因素对应力分析结果的影响规律, 提出一套更贴合海管立管实际作业工况的有限元建模与分析方法, 并与传统建模分析方法的对比分析, 得出改进后的模拟分析方法可提高立管最大应力位置预测精度 30% 以上, 验证本文提出的基于失效案例的立管应力分析评价方法的准确性和优越性, 并为海洋立管的损伤失效预测和摸排作业时效性提供有效的理论支撑和指导意义。

**关键词:** 海洋立管; 有限元建模; 参数分析; 应力评价

## 0 引言

海底管道立管系统长期服役于恶劣的海洋环境中, 与陆地油气管道和海底管道平管段部分相比, 海底管道立管工作环境荷载及管卡管土约束均更加复杂, 难以预测立管最大应力集中位置与疲劳寿命的预报模型的准确性, 因此对其结构安全的要求更加严格<sup>[1-3]</sup>。当前国内对立管应力集中和损伤破坏分析预测的研究相对较少, 本文在传统建模分析方法基础上, 通过综合考虑影响立管应力变化与疲劳损伤的多因素, 建立一套适用于海管立管实际作业工况的有限元建模与分析方法, 并结合埕岛油田某海底注水管道失效案例, 验证了建模方法的准确性, 为海洋立管的维护管理和除险加固提供理论参考。

## 1 埕岛油田失效立管案例分析

埕岛油田某登陆天然气海管于 2000 年 7 月 1 日投产, 海管长度 11600m, 海管规格为内管  $\Phi 219 \times 12$  无缝钢管, 材质为 API 5L X56, 外管  $\Phi 325 \times 12$  电阻焊直缝钢管, 材质为 API 5L X52, 海管立管的结构形式为现装海上钢结构膨胀弯式立管 (为补偿温变两端立管均设有膨胀弯结构)。2002 年 10 月 20 日凌晨 1 时许, 固定于 BG5 立管结构导管架腿上管卡中的立管, 在膨胀弯与管道水平段连接处发生断裂。

2002 年 2 月 16 日, 在一端立管桩施工时对海底海管进行了详细的探摸, 发现立管从导管架处开始沿管道方向产生悬空, 悬空高度最大约 3m, 悬空长度约为 28-30m, 并且海管上已长满海生物。从悬空高度和悬空长度来看, 海管悬空十分严重, 海管受外力作用较大 (包括涌浪排击、海流冲击), 同时在涌浪冲击下使立管结构导管架产生一定振幅, 在大风浪作用下会产生晃动。但水平管段不会和立管部分同步晃

动, 形成一转动绞, 由此造成弯头处产生扭矩。立管长期处于这种状态下极易产生变形, 因此, 分析失效原因为管道悬空造成膨胀弯处应力集中, 导致立管的疲劳破坏。

## 2 海洋立管有限元分析方法研究

### 2.1 环境载荷分析

渤海海域埕岛油田立管在运行过程中主要承受风、浪、流等外部环境载荷的作用, 其中, 风载荷指风作用在海面以上立管结构所产生的载荷。由于立管属于细长结构物, 风载荷的直接作用可能导致立管的振动, 因此在立管的安装及运行过程中必须考虑风载荷的影响<sup>[4]</sup>。由于空气在一定速度下运动时, 作用在平面和曲面上的理论风压力是空气的动能函数, 因此可用数学关系式表示如下:

$$P = P_0 \propto \frac{\rho v^2}{2g}$$

设承受风压的结构物投影面积为 A, 稳定的静风载指结构垂直于风向所受的力, 通常处理为分布载荷, 其大小可以通过下式进行计算:

$$F = K K_z P_0 A$$

$$P_0 = \alpha v_t^2$$

式中: F 为风载荷, N; K 为风载荷形状系数, 对圆柱体侧壁取 0.5; V 为波浪, m/s;  $K_z$  为海上风压高度变化系数, 按规范取 1.0; A 为受风面积,  $m^2$ ;  $P_0$  为基本风压, Pa;  $\alpha$  为风压系数, 取  $0.613 N s^2 / m^4$ ;  $v_t$  设计波浪, m/s。

海流载荷指海水流动过程中作用于海洋工程结构所产生的载荷。通常海流速度随时间变化缓慢, 在工程结算中可以将其简化为定常流, 海流力的大小按照与动能成正比的阻力来计算:

$$F_c = \frac{1}{2} \rho_w C_D Du^2$$

式中:  $F_c$  是单位长度立管上的海流力, N;  $\rho_w$  是海水密度,  $\text{kg/m}^3$ ;  $C_D$  是阻力系数, 取值为 0.4~1.6;  $D$  是海管立管的直径, m;  $u$  是海流流速, m/s。

根据绕射理论计算大构件波频载荷, 满足:

$$F_K = \frac{1}{2} (C_{dn} \cos \alpha + C_{dt} \sin \alpha) \rho_w l dv_0^2 + C_M \rho V \frac{\partial V}{\partial t} \cos \alpha$$

式中:  $C_{dn}$  是法向流阻力系数, 取较大值 1.2;  $C_{dt}$  是切向流阻力系数, 海水一般取 1.31;  $C_m$  是质量系数, 一般取 2.0;  $C_{d90}$  是垂直冲角阻力系数, 一般取 1.1;  $C_{d0}$  是水平冲角阻力系数, 一般取 0.27。

## 2.2 失效立管有限元模型建立

基于该登陆天然气海管立管外管尺寸规格建立典型立管有限元模型, 具体尺寸参数为: 海管长度 11600m, 材质为 API 5L X52, 弹性模量 210GPa, 泊松比 0.3, 材料的屈服极限 450MPa。约束方面, 共分布有四个管卡, 包括三个导向管卡和一个固定管卡。立管所处渤海海域的环境参数为: 波高 3.02m, 周期 10s, 速度 5m/s。

## 2.3 载荷及边界条件的确定

通常情况下, 传统分析方法忽略立管水平管段的管土相互作用, 而将其简化为固支或简支边界, 并且不考虑水平管段的悬空作用。载荷方面, 通常忽略波浪的时域效应, 仅考虑某特征波高、周期波浪的静力作用, 且一般忽略附着海生物对海管立管应力分布的影响。基于常规分析方法设置载荷及边界条件完成求解。

发现利用常规分析方法, 该登陆天然气海管立管最大 Mises 应力为 104.24MPa, 出现在水平段距离弯头 31m 的地方, 与海管实际破坏位置偏差较大, 损伤位置预测精度误差为 31%。分析认为载荷及边界的处理与实际情况不相符, 根据案例失效情况分析, 海管水平段出现严重悬空, 固支边界的处理不能够反映悬空作用, 由 2.1 中海流载荷计算公式可知, 立管结构的等效应力跟立管管径成正比, 附着海生物导致管径的显著增加, 必将导致立管承受波流力的明显增大, 从而造成应力集中, 因此, 海生物的影响不可忽略。现具体分析管道悬空、海生物附着厚度以及管卡约束的影响规律, 最终建立接近真实工况的载荷及边界条件。

首先, 改变弯头处悬空长度以及中间段悬空长度

0m、5m、10m、15m、20m, 计算最大 Mises 应力及其分布位置, 分析其影响规律。

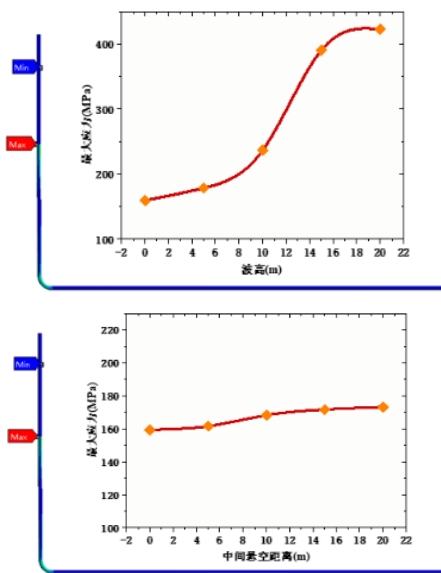


图1 弯管悬空距离与中间悬空——应力对应规律

分析图 1 可知, 弯管悬空长度对立管应力大小影响显著。当弯头悬空长度较小最大应力出现在最下方管卡处, 而当悬空长度过大时, 会导致应力集中位置出现在弯头。因此在实际工况分析时, 要重点考虑弯管悬空的建模准确性, 根据上述典型立管模型分析结果, 当悬空长度为 15m 时, 应力最大位置出现在弯头处, 易对弯头结构产生较大的应力集中。

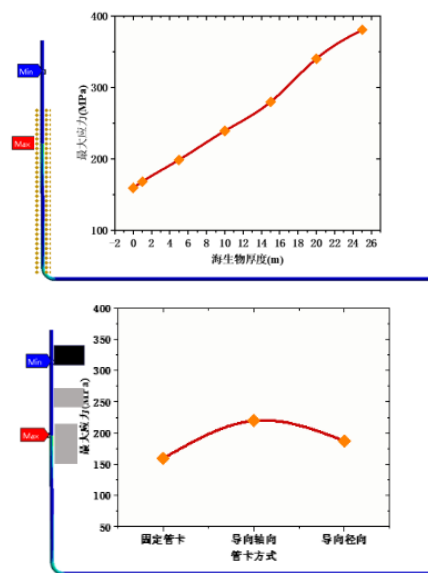


图2 海生物与管卡——应力变化规律

分析图 1 可知, 水平管中间悬空长度对海管应力大小和位置的影响较小。因此在实际工况分析时, 中间悬空建模对结果准确性影响不大, 但要考虑时域分

析时,海管在长期悬跨过程会产生下沉现象,此时下沉管道易发生应力集中问题,在实际工况中要进行具体考虑。

为表征附着海生物对立管结构应力水平的影响,改变海生物附着厚度 0~26mm,并改变管卡的约束程度:固定约束、轴向以及径向约束,以此分析固定管卡和导向管卡的作用规律,结果分别如图 2 所示。

结果表明,海生物附着导致立管等效直径变大,导致所承受波浪力显著增大。不同管卡约束形式下变化幅值较小,可忽略不计,分析原因为立管主要承受水平方向风浪流载荷,不同约束形式对立管限定效果较为一致。

基于上述影响因素分析,则分析时需着重考虑不同的悬空位置和长度、考虑海生物附着厚度,设置具体的载荷及边界条件为:管卡设置固定全约束,水平段设置弹性地基梁约束,竖向弹性地基梁刚度系数为 6400N/m,横向弹性地基梁刚度系数 4408N/m,并且设置悬空。施加水平波浪载荷,基于莫里森公式,带入正常作业工况波浪参数,施加波浪载荷,按照 workbench 软件施加载荷转换原则,施加水平波流载荷力为:

$$F_K = -10909 \cdot \cos(40 \cdot \text{time}) - 12111 \cdot \sin(40 \cdot \text{time}) - 11330 \cdot \cos(40 \cdot \text{time})$$

波浪载荷具体形式及边界设置分别如图 3 所示。

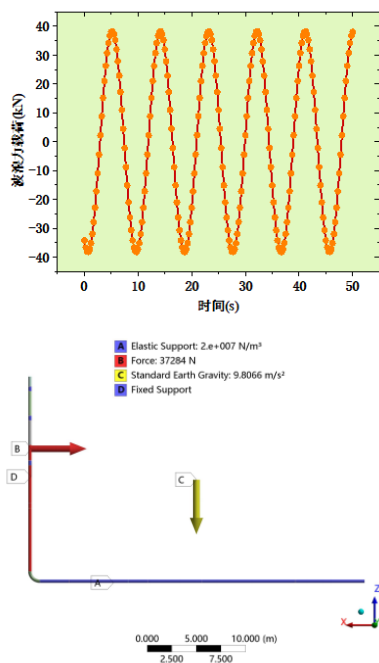


图 3 边界设置

## 2.4 应力结果分析研究

基于上述载荷及边界条件,利用 workbench 完成

求解,结果如图 4 所示。

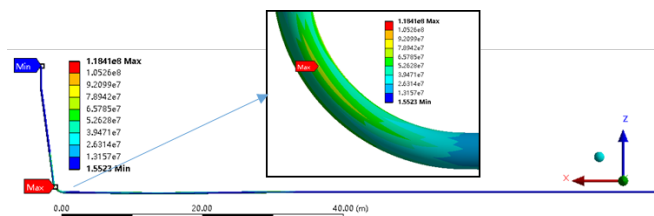


图 4 立管时域应力云图

根据一中分析,可知该登陆天然气海管失效案例失效点在水下弯管处。基于常规分析方法得出结果如图 4 所示,最大 Mises 应力为 104.24MPa,最大位置为悬空与入泥交接处,距离弯管处 31m,损伤位置预测精度误差为 31%;图 4 采用新建立模拟分析方法得到的立管时域应力分布云图,最大 Mises 应力为 350.48MPa,最大应力位置为立管弯管处,损伤位置预测精度误差为 0.9%。对比常规模拟方法,位置预测精度提高 30.1%。

## 3 结论

本文以埕岛油田某失效登陆天然气海管立管为研究对象,选取该海域特征波浪参数,利用 workbench 软件对其进行了分析,探究其真实失效机理,分析了悬空长度、海生物附着厚度以及管卡约束形式对立管应力分布的影响,最终建立了一套海管立管应力分析评价方法。根据本文的研究可得到以下结论:

- ①弯头处悬空长度变化对立管最大应力结果影响较大,水平段中部悬空对结果影响较小;
- ②弯头悬空长度过大,导致应力集中位置出现在弯头,弯头处悬空必须加强摸排频率和治理;
- ③海生物附着导致立管等效直径变大,导致所承受波浪力显著增大。因此必须加强清理;
- ④相比于传统分析手段,本文建立立管应力分析评价方法实现了损伤位置预测精度提高 30.1%。

## 参考文献:

- [1] 雷万征,王潇潇,田凤仙,等.海洋生产立管应力单根设计与制造方法研究[J].焊管,2019,42(08):61-64.
- [2] 柳军,郭晓强,刘清友,等.考虑顺流向和横流向耦合作用的海洋立管涡激振动响应特性[J].石油学报,2019,40(10):1270-1280.
- [3] 刘雪.海洋立管的风险和敏感性分析[D].兰州:兰州理工大学,2014.
- [4] 周阳,黄维平,杨斌,等.带螺旋侧板立管两向涡激振动的试验研究[J].振动与冲击,2018,37(17):249-255.