

水下液压连接器疲劳寿命分析

王涛 张志强 吴清华 侯朋杰 范再超
威飞海洋装备制造有限公司 山东 东营 257067

摘要: 在石油天然气行业中,水下液压连接器的疲劳寿命评估对于维护井口系统的完整性至关重要。本文针对18-3/4" 10K液压连接器,在钻井和完井/修井两种工况下,进行了详细的疲劳寿命分析。通过构建全局耦合模型,进行多体动力响应研究,获得了液压连接器关键部件的疲劳热点弯矩幅值-应力曲线。利用有限元分析,确定了三个疲劳热点:锁紧环、锁紧活塞和下部本体。依据DNV-RP-C203标准,计算了这些热点的疲劳寿命,并分析了涡流引起的疲劳损伤。研究表明,在考虑设计疲劳系数(DFI)10的情况下,总疲劳寿命中的下部本体寿命,1390年,涡流致疲劳效应主要作用于立管,其他部位基本无疲劳损伤。

关键词: 水下液压连接器; 疲劳寿命; 波浪载荷; 有限元分析; S-N曲线

1 引言

随着海洋石油天然气资源的不断开发,水下生产系统的应用日益广泛,已成为深海能源开采的重要技术手段。水下液压连接器作为水下生产系统中的关键部件,其主要功能是实现液压管线之间的快速连接与密封,确保系统正常运行。由于长期处于高压、腐蚀性海水以及频繁载荷变化等复杂工况下,液压连接器极易发生疲劳损伤,进而引发泄漏甚至失效,严重威胁整个水下生产系统的安全性和可靠性。因此,对其疲劳寿命进行深入研究具有重要工程价值。在复杂的海洋环境中,波浪载荷和船舶运动引起的动态载荷对液压连接器的结构稳定性构成显著影响。这些外部激励会导致连接器承受周期性应力作用,从而加速疲劳裂纹的萌生与扩展。因此,

对液压连接器进行详细的疲劳寿命分析,并考虑实际海洋环境因素的影响,对于提升其使用寿命、保障海洋石油天然气开发的安全性具有重要意义。

2 波浪作用疲劳分析

2.1 模型与材料属性

液压连接器由树体、外部壳体、下部本体、激发环、锁紧环、锁紧活塞、解锁活塞、二级解锁活塞、VX钢圈、螺栓、螺母等部件组成。各部件的材料参数如表1所示,包括材料等级、密度、杨氏模量、泊松比、屈服强度和拉伸强度。例如,树体和井口采用F22材料,密度为7750kg/m³,杨氏模量为210GPa,泊松比为0.3,屈服强度为552MPa,拉伸强度为689MPa。这些材料参数为后续有限元分析提供了基础^[1]。

表1 连接器组件材料参数

| 组件 | 材料 | 材料等级 | 密度 (kg/m ³) | 杨氏模量 (Gpa) | 泊松比率 | 屈服强度 (Mpa) | 拉伸强度 (Mpa) |
|--------|--------|------|-------------------------|------------|-------|------------|------------|
| 树体 | F22 | 80K | 7750 | 210 | 0.3 | 552 | 689 |
| 井口 | F22 | 80K | 7750 | 210 | 0.3 | 552 | 689 |
| 外部壳体 | F22 | 105K | 7750 | 210 | 0.3 | 724 | 862 |
| 激发环 | F22 | 105K | 7750 | 210 | 0.3 | 724 | 862 |
| 锁紧环 | F22 | 105K | 7750 | 210 | 0.3 | 724 | 862 |
| 下部本体 | F22 | 105K | 7750 | 210 | 0.3 | 724 | 862 |
| VX钢圈 | N06625 | 60K | 8440 | 207 | 0.31 | 414 | 552 |
| 锁紧活塞 | 4130 | 75K | 7833 | 200 | 0.32 | 517 | 655 |
| 解锁活塞 | 4130 | 75K | 7833 | 200 | 0.32 | 517 | 655 |
| 二级解锁活塞 | 4130 | 75K | 7833 | 200 | 0.32 | 517 | 655 |
| 3"螺栓 | A320 | L43 | 7833 | 200 | 0.32 | 725 | 860 |
| 3"螺母 | A194 | 2H | 7810 | 210 | 0.269 | 689 | 827 |

2.2 网格划分

模型主要采用了六面体网格,在角落和关键区域对

网格进行了细化,以评估网格大小变化对应力的影响。当所有部件的网格数量增加时,应力变化范围保持在10%

以内,因此不再考虑进一步细化网格。该模型共使用了1038505个单元(1216250个节点)。网格划分的合理性对于保证分析结果的准确性至关重要。

2.3 机械模型设置

2.3.1 材料设置

将SolidWorks三维模型的液压连接器转换为x_t格式,并导入ABAQUS软件。根据表1中列出的材料参数设置连接器的材料属性^[2]。材料设置的准确性直接影响到有限元分析的结果。

2.3.2 连接设置

切向摩擦系数设为0.1,法向采用硬接触。为提高计算效率,仅对分析中可能相互接触的表面设置摩擦接触。具体设置包括外部壳体、壳体、锁紧活塞等部件之间的摩擦接触面。这些设置确保了模型在模拟实际工作条件时的准确性。

2.3.3 边界条件

边界条件1:海底井口底部完全固定,以模拟实际安装条件。

边界条件2:对所有分析构件施加关于对称平面的对称约束,以限制其在垂直于对称平面方向上的位移和平行于对称平面方向上的旋转^[3]。

边界条件3:在锁紧活塞顶部设置垂直位移,模拟锁定过程。

2.3.4 负载条件

钻井条件:液压连接器会受到自身重力、上端所有设备的重力以及上部设备产生的弯矩和剪切力的影响。为了确保液压连接器受力均匀,所有位于液压连接器顶部的设备所施加的重力以压力的形式传递到井口装置的顶面。上部设备产生的弯矩和剪切力被转换为弯矩,并作用于耦合井口装置顶面的中心点。

完井/修井条件:由于完井/修井条件在整个系统中比钻井条件多一个采油树,因此在钻井条件模型的基础上,仅修改了施加在采油树顶部的压力,其余约束条件保持不变。

2.4 负载谱计算

通过Orcaflex软件构建的全局耦合动态分析模型,动态条件包括风、波浪和流参数。根据波浪散射图选取了7个波高,水流方向设定为180°,与风速方向相同。通过动态分析,提取了井口连接器参考面的力矩-时间历史曲线和横向剪切力-时间历史曲线,并基于雨流计数法计算了弯矩载荷谱。载荷谱的计算为后续疲劳寿命分析提供了

关键数据。

2.5 疲劳热点确定与应力分析

通过有限元分析,确定了液压连接器的应力分布,并识别出三个疲劳热点:锁紧环、锁紧活塞和下部本体。针对这些热点,分析了在不同弯矩载荷下的应力变化,并计算了应力幅值。例如,在钻井工况下,锁紧环应力集中位置的应力值为678MPa,加载弯矩后得到锁紧环应力变化,计算得出应力幅值为1.1MPa。类似地,锁紧活塞和下部本体的应力幅值也通过有限元分析得出。

2.6 弯矩幅值-应力关系拟合

针对锁紧环、下部本体和锁紧活塞,改变弯矩载荷幅值,分别提取应力幅值的变化,得到相关数据。利用这些数据进行数据的汇总和公式拟合,分别得到各液压连接器部件在钻井工况下的弯矩幅值-应力拟合公式^[4]。例如,锁紧环弯矩幅值-应力关系为 $y = 2E-05x^2 + 0.0154x + 0.9927$,下部本体弯矩幅值-应力关系为 $y = 2E-08x^3 + 1E-06x^2 + 0.0144x + 0.2023$,锁紧活塞的弯矩幅值-应力关系为 $y = 4E-05x^2 + 0.1137x$ 。这些公式为后续疲劳寿命计算提供了基础。

2.7 疲劳寿命计算

将负载谱中的弯矩振幅分别代入相应的力矩-应力拟合曲线,以获得相应的应力值S。接着,将应力值S代入S-N曲线,以确定该应力值下的循环次数N。最后,通过负载谱中实际循环次数Ni除以N,可以计算出相应的疲劳损伤。考虑安全系数DFF=10,钻井、完井/修井的疲劳寿命结果如表2,表3所示。例如,在钻井工况下,锁紧环的疲劳寿命为 3.04×10^7 年,锁紧活塞的疲劳寿命为 1.14×10^4 年,下部本体的疲劳寿命为 2.96×10^7 年。

表2 钻井工况疲劳寿命

| 零件名称 | 设计疲劳因子 | 疲劳损伤 | 疲劳寿命 |
|------|--------|----------|--------------|
| 锁紧环 | 10 | 3.29E-09 | 3.04E+07 (年) |
| 锁紧活塞 | 10 | 8.76E-06 | 1.14E+04 (年) |
| 下部本体 | 10 | 3.38E-09 | 2.96E+07 (年) |

表3 完井/修井工况疲劳寿命

| 零件名称 | 设计疲劳因子 | 疲劳损伤 | 疲劳寿命 |
|------|--------|----------|--------------|
| 锁紧环 | 10 | 1.16E-07 | 8.59E+05 (年) |
| 锁紧活塞 | 10 | 5.60E-05 | 1.79E+03 (年) |
| 下部本体 | 10 | 8.83E-08 | 1.13E+06 (年) |

3 涡流引起的疲劳分析

3.1 模型建立和计算

使用SHEAR7软件进行涡流引起的疲劳分析。模型建立包括单元系统选择、结构和水动力数据定义、当前数据输入、S-N和SCF数据输入以及计算/输出选项定义。

基金项目:山东省重点研发计划资(2021CXGC010706)

单元系统选择：在.dat文件中选择SI单位，并在第一行输入0，设置单位系统分区。

结构和水动力数据定义：选择Nmodel1：固定-固定梁，原点位于最小张力端。将环境参数、材料参数和载荷数据输入到块2中^[5]。

当前数据输入：根据速度降低情况，选择年度运行条件，共分为8组速度。将8组流速剖面的洋流数据分别输入到SHEAR7中，得到8组计算结果。

S-N和SCF数据输入：所用的SN曲线与计算波浪疲劳时使用的曲线一致，从SN曲线中选取20个点，将应力数据和循环次数数据以两列的形式输入到SHEAR7软件中，SCF = 1。

计算/输出选项定义：定义SHEAR7将如何计算VIV，并定义了结尾处编写的输出选项。

3.2 液压连接器涡流疲劳寿命计算结果

涡流诱导效应主要作用于立管，立管是疲劳破坏的关键部位，其他部位基本无疲劳破坏。表4显示了不同表面速度下液压连接器的寿命和疲劳破坏位置^[6]。例如，在表面速度为0.78m/s时，疲劳损伤为3.77E-09，疲劳寿命为2.65E+08年；在表面速度为0.45m/s时，疲劳损伤为6.84E-14，疲劳寿命为1.46E+13年。

表4 各部位疲劳损伤和寿命

| 表面流速 (m/s) | 相对位置 (x/L) | 绝对位置 (m) | 疲劳损坏 | 疲劳寿命 (年) |
|------------|------------|----------|----------|-------------|
| 0.78 | 0.025 | 39.5 | 7.05E-02 | 14.18439716 |
| 0.75 | 0.025 | 39.5 | 3.74E-02 | 26.73796791 |
| 0.7 | 0.025 | 39.5 | 1.47E-02 | 68.02721088 |
| 0.65 | 0.028 | 44.2 | 5.96E-03 | 167.7852349 |
| 0.6 | 0.028 | 44.2 | 2.07E-03 | 483.0917874 |
| 0.55 | 0.031 | 49 | 8.81E-04 | 1135.07378 |
| 0.5 | 0.033 | 52.1 | 4.21E-04 | 2375.296912 |
| 0.45 | 0.036 | 56.9 | 9.09E-05 | 11001.10011 |

4 总疲劳损伤分析

4.1 组合疲劳损伤计算

简单地将两种疲劳损伤相加可能会使结果过于保守。DNV-RP-F204给出了一种简单而保守的方法，可以组合不同的疲劳损伤。涡激疲劳的振动过程被看作是高频率，波致疲劳则被视为低频。

4.2 总疲劳损伤计算结果

设计寿命为30年，经计算得出钻井工况V2为0.0069，

完井工况为0.0070。经计算汇总，钻井工况和完井/修井工况的总疲劳损伤如表5、表6所示。例如，在钻井工况下，锁紧环的总疲劳损伤为1.879E-08，疲劳寿命为5.32E+06年；锁紧活塞的总疲劳损伤为1.248E-05，疲劳寿命为8.01E+03年；下部本体的总疲劳损伤为1.909E-08，疲劳寿命为5.24E+06年^[7]。

表5 钻井工况下的总疲劳损伤

| 零件名称 | 设计疲劳因子 | 疲劳损伤 | 疲劳寿命 (年) |
|------|--------|-----------|----------|
| 锁紧环 | 10 | 1.879E-08 | 5.32E+06 |
| 锁紧活塞 | 10 | 1.248E-05 | 8.01E+03 |
| 下部本体 | 10 | 1.909E-08 | 5.24E+06 |

表6 完井/修井条件下的总疲劳损伤

| 零件名称 | 设计疲劳因子 | 疲劳损伤 | 疲劳寿命 (年) |
|------|--------|----------|----------|
| 锁紧活塞 | 10 | 2.64E-07 | 3.79E+05 |
| 下部本体 | 10 | 7.17E-05 | 1.39E+03 |
| 锁紧环 | 10 | 2.09E-07 | 4.78E+05 |

结语

本文针对18-3/4” 10K液压连接器，在钻井和完井/修井两种工况下，进行了详细的疲劳寿命分析。通过构建全局耦合模型，进行多体动力响应研究，获得了液压连接器关键部件所承载的时间历史曲线。利用有限元分析，确定了三个疲劳热点：锁紧环、锁紧活塞和下部本体。依据DNV-RP-C203标准，计算了这些热点的疲劳寿命，并分析了涡流引起的疲劳损伤。研究表明，在考虑设计疲劳系数（DFF）10的情况下，总疲劳寿命中的下部本体寿命，1390年，涡流致疲劳效应主要作用于立管，其他部位基本无疲劳损伤。

参考文献

- [1]DNVGL-RP-E104井口疲劳分析，2019年9月
- [2]DNVGL-RP-C203《海上钢结构疲劳设计》，2019年4月
- [3]DNV-RP-F204立管疲劳，2019年9月
- [4]ENISO13628-7石油和天然气工业——海底生产系统的设计与操作，2006年12月
- [5]API-SPEC-6A井口和树设备规范，2021年1月
- [6]王卫华,许宏奇,陈艳东,等.海洋水下液压连接器设计与应用[J].机床与液压,2023,51(12):87-90.
- [7]吴炜.海洋水下液压连接器设计与分析[D].东北石油大学,2024.