

深水测试管柱-隔水管耦合涡激疲劳分析

刘红兵¹, 陈国明¹, 刘康¹, 孟文波², 韩彬彬¹, 刘秀全¹

(1. 中国石油大学海洋油气装备与安全技术研究中心, 山东青岛 266580; 2. 中海石油有限公司湛江分公司, 广东湛江 518067)

摘要:在深水钻完井测试作业过程中,由于海流作用隔水管易发生涡激振动引起疲劳损伤,由隔水管涡激振动引起测试管柱疲劳损伤问题不容忽视。针对深水高压气井测试作业特点,考虑测试管柱和隔水管之间相互作用,建立测试管柱-隔水管耦合涡激振动模型,提出测试管柱-隔水管涡激疲劳分析方法。结合南海某深水高压气井,研究测试管柱-隔水管耦合系统涡激振动机理、疲劳损伤规律及影响因素。研究结果表明:测试管柱-隔水管耦合系统高流速下更易于发生多模态涡激振动,疲劳损伤沿水深方向呈现波动变化,顶部和下挠性接头附近疲劳损伤最为严重,其中测试管柱疲劳损伤约为 0.2~0.25 倍隔水管疲劳损伤,适当增大隔水管顶张力和测试管柱提升力可有效改善测试管柱-隔水管耦合系统涡激疲劳性能。

关键词:深水钻井; 测试管柱; 隔水管; 涡激振动; 疲劳分析; 接触分析

中图分类号:TE 52 **文献标志码:**A

引用格式:刘红兵,陈国明,刘康,等.深水测试管柱-隔水管耦合涡激疲劳分析[J].中国石油大学学报(自然科学版),2017,41(1):138-143.

LIU Hongbing, CHEN Guoming, LIU Kang, et al. Analysis of VIV-induced fatigue of string-riser coupled system in deepwater [J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2017,41(1):138-143.

Analysis of VIV-induced fatigue of string-riser coupled system in deepwater

LIU Hongbing¹, CHEN Guoming¹, LIU Kang¹, MENG Wenbo², HAN Binbin¹, LIU Xiuquan¹

(1. Centre for Offshore Engineering and Safety Technology in China University of Petroleum, Qingdao 266580, China;
2. CNOOC Limited Zhanjiang, Zhanjiang 518067, China)

Abstract: The fatigue damage induced by vortex in a riser occurs frequently during deepwater drilling/completion and testing operations, while the testing string fatigue caused by vortex-induced vibration in a riser also could not be ignored. The string-riser coupled system model was established in the present paper, and the fatigue algorithm was also proposed by considering the characteristics of testing operation in high pressure deepwater gas wells and the interaction between the string and riser. Concentrating on a high pressure deepwater gas well in South China Sea, the vortex-induced vibration mechanism, the fatigue damage rules and the influence factors were investigated. The results show that the multi-modal vibration occurs easier in the string-riser coupled system at a high velocity. The fatigue damage is fluctuating with the increase of the water depth, and the maximum fatigue damage is located on the top side and the lower flexible joint. The fatigue damage of the testing string is about 0.2–0.25 times as big as that of the riser. An appropriate increase of the riser top tension and the string lifting force would effectively improve the vortex-induced vibration fatigue performance of the string-riser coupled system.

Keywords: deep water drilling; testing string; riser; vortex-induced vibration; fatigue analysis; contact analysis

随着中国陆地和浅海油气资源勘探开发进程逐渐衰减,油气勘探逐渐走向深海。深水油气测试对

收稿日期:2016-04-12

基金项目:国家重点基础研究发展计划项目(2015CB251200);山东省自然科学基金联合专项(ZR2014EL018,ZR2016EL08);中央高校基本科研业务费专项(15CX06058A)

作者简介:刘红兵(1988-),男,博士研究生,研究方向为海洋石油装备强度与可靠性等。E-mail:hb_liu1988@163.com。

通讯作者:陈国明(1962-),男,教授,博士,博士生导师,研究方向为海洋油气工程及装备、油气安全工程等。E-mail:offshore@126.com。

于及时发现和准确评价海洋油气资源具有重要意义^[1-2]。深水测试管柱作为海洋深水勘探开发的主要工具,主要包括测试油管柱、井下工具及各种阀门等^[2]。测试过程中由于测试工艺、管柱结构及环境载荷的复杂性,测试管柱将受到多种载荷的耦合作用,如海流引发的漩涡泄放激励隔水管发生振动,隔水管的振动又会引起测试管柱的振动,从而导致测试管柱出现涡激疲劳损伤。目前,国内外关于管柱涡激振动研究主要集中于单层油气管柱(如钻井隔水管、采油立管等)的涡激疲劳特性^[3-6],而对于深水测试管柱双层管耦合结构涡激动力学及疲劳特性研究较少。谢鑫等^[7]分析了深水测试管柱顶部位移对其动力特性的影响,但未考虑外部隔水管相互耦合的影响;HARRISON等^[8]采用等价模型法研究管中管结构动力特性,可较好评价管-管结构整体运动特性,但评估管柱疲劳损伤易造成较大误差。董世民等^[9]建立了采油杆-管耦合接触磨损模型,却未考虑外部环境载荷作用。笔者针对深水高压气井测试管柱测试作业特点,考虑测试管柱和隔水管之间的相互作用,建立测试管柱-隔水管耦合涡激振动模型,提出测试管柱-隔水管耦合系统涡激疲劳分析方法和计算流程,研究耦合系统涡激振动机理及疲劳损伤规律,探讨隔水管顶张力、测试管柱提升力及测试产量对耦合系统涡激疲劳特性影响规律。

1 测试管柱-隔水管耦合涡激疲劳分析方法

1.1 耦合涡激振动模型

深水油气测试作业通常在浮式平台上进行,隔水管通过井口与导管连接,组成完整的外管系统,测试油管、水下测试树及悬挂器等部件构成内管系统,如图1所示。

忽略钻井平台运动作用,将隔水管和测试管柱均简化为两端固定的梁单元,则考虑测试管柱和隔水管耦合作用的动力学微分方程^[10-11]为

$$\frac{\partial}{\partial z^2} \left(EI \frac{\partial^2 y}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(T \frac{\partial y}{\partial z} \right) + c \frac{\partial y}{\partial t} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = F(z, t) + F_c(z, t), \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial z^2} \left(E' I' \frac{\partial^2 y'}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(T' \frac{\partial y'}{\partial z} \right) + c' \frac{\partial y'}{\partial t} + m' \frac{\partial^2 y'}{\partial t^2} = F_c(z, t).$$

其中

$$F(z, t) = F_{VIV} - \frac{1}{4} \rho \pi D_o^2 C_D |V_r| \dot{y} - \frac{1}{4} \rho \pi D_i^2 C_A \ddot{y},$$

$$F_{VIV} = \frac{1}{2} \rho ((u-x) + u_c)^2 D_o C_L \cos(2\pi \bar{f}_s t + \varphi),$$

$$|V_r| = \sqrt{(u-x)^2 + y'^2}.$$

式中, y 和 y' 分别为隔水管和测试管柱横向位移,m; z 为泥线以上隔水管和测试管柱垂直高度,m; E 和 E' 分别为隔水管和测试管柱材料弹性模量,Pa; I 和 I' 分别为隔水管和测试管柱截面惯性矩,m⁴; T 和 T' 分别为隔水管和测试管柱有效张力,N; c 和 c' 为隔水管和测试管柱线性黏性阻尼系数; m 和 m' 分别为隔水管和测试管柱单位长度质量,kg/m; t 为时间,s; F_c 为测试管柱和隔水管之间的接触碰撞载荷,N; F 为隔水管横向水动力载荷; F_{VIV} 为测试管柱-隔水管耦合系统涡激升力,N; ρ 为海水密度,kg/m³; D_o 为隔水管外径,m; D_i 为隔水管内径,m; C_D 为拖曳力系数; C_A 为附加质量系数; C_L 为涡激升力系数; $\dot{y}$ 为隔水管横流向速度,m/s; $\ddot{y}$ 为隔水管横流向加速度,m/s²; V_r 为约化速度; u 为水质点速度,m/s; u_c 为稳态海流速度,m/s; $\bar{f}_s$ 为平均漩涡泄放频率,Hz; x 为隔水管顺流向速度,m/s。

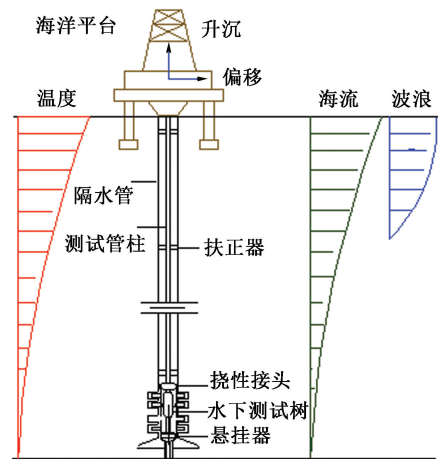


图1 深水测试管柱示意图

Fig.1 Schematic diagram of deepwater string-riser

1.2 测试管柱-隔水管接触分析

测试管柱测试作业过程中,一方面由于扶正器等存在使测试管柱和隔水管间隙变小,另一方面测试作业载荷复杂,导致测试管柱和隔水管可能发生接触和碰撞作用。为准确描述测试管柱和隔水管接触碰撞力学模型,通过在测试管柱和隔水管间隙间建立接触单元,然后将测试管柱离散为多个2节点12自由度空间梁单元,测试管柱任意点处位移列阵^[12]为

$$U_i = [u_i, w_i, v_i, \theta_i, \varphi_i, \varphi_i]^T. \quad (2)$$

式中, u_i, w_i, v_i 和 $\theta_i, \varphi_i, \varphi_i$ 分别为任意点处单元坐标轴切线、主法线和副法线方向的线位移和角位移。

当任意点处单元线位移和角位移满足下式时,则该点处于接触状态^[13]:

$$\sqrt{v_i^2 + w_i^2} \geq \Delta_i, \tag{3}$$

$$\cos \varphi_i \frac{w_i}{\sqrt{v_i^2 + w_i^2}} - \cos \varphi_i \frac{v_i}{\sqrt{v_i^2 + w_i^2}} = 0. \tag{4}$$

式中, Δ_i 为小常数。

根据动量守恒和管柱力学基本理论, 测试管柱和隔水管的接触碰撞模型^[14]为

$$\begin{cases} R_{ni} = \{ m(1-e)\sqrt{w_i^2 + v_i^2}/t, \sqrt{w_i^2 + v_i^2} > \varepsilon; \\ -T_{ni}, \sqrt{w_i^2 + v_i^2} < \varepsilon. \end{cases}$$

$$R_{ti} = \mu R_{ni},$$

$$M_i = d_i R_{ti} / 2. \tag{5}$$

式中, R_{ni} 为第 i 个接触单元对应的测试管柱和隔水管之间的法向反力, 当 $\sqrt{w_i^2 + v_i^2} > \varepsilon$ 时测试管柱和隔水管发生碰撞, 当 $\sqrt{w_i^2 + v_i^2} < \varepsilon$ 时测试管柱和隔水管发生连续接触; $N; m$ 为测试管柱单位长度质量, kg/m; e 为碰撞恢复系数, 可通过试验获得; t 为碰撞前后时间间隔, s; T_{ni} 为接触反力, N; ε 为碰撞和连续接触判断的速度阈值, m/s; R_{ti} 为第 i 个接触单元对应测试管柱和隔水管之间的摩擦力, N; μ 为测试管柱和隔水管之间的摩擦系数; M_i 为摩擦阻力引起的力矩载荷, N · m; d_i 为第 i 个接触单元对应的隔水管内径, m。

1.3 疲劳损伤计算方法

目前, 关于管柱随机疲劳计算方法主要采用峰值计数法、量程计数法、穿级计数法和雨流计数法等, 其中雨流计数法应用较为广泛^[15]。为精确获得测试管柱-隔水管涡激疲劳损伤, 采用改进的雨流计数法对耦合系统各单元的应力时程进行计数统计, 得到各级应力循环, 然后基于 $S-N$ 曲线和线性疲劳损伤累加原理, 计算测试管柱-隔水管涡激疲劳损伤为

$$S^m N = C, \tag{6}$$

$$D = \sum_j \frac{n_j}{N_j} = \sum_j \frac{n_j S_j^m}{C}. \tag{7}$$

式中, S 为疲劳应力幅值, MPa; N 为应力循环次数; C 和 m 为 $S-N$ 曲线常数; D 为疲劳损伤, a^{-1} ; j 为测试工况; n_j 和 S_j 分别为对应工况下疲劳应力循环次数和应力幅值。

2 算例分析

以中国南海某深水高压气井为例, 其水深为 1 500 m, 测试油管柱外径为 0.057 2 m, 壁厚为 9.7 mm, 线密度为 35.72 kg/m, 测试作业配置隔水管情况如表 1 所示。测试过程中, 隔水管顶张力取为 2.50 MN, 测试管柱提升力取为 0.4 MN, 分别计算

测试管柱-隔水管耦合系统及仅考虑隔水管的模式频率和涡激疲劳损伤。

表 1 测试作业隔水管系统配置

Table 1 Configuration of string-riser system				
项目名称	数量	外径/m	壁厚/m	单根长度/m
分流器	1	—	—	3.20
隔水管单根	10	0.266 7	0.025 4	22.86
浮力单根 1	2	0.266 7	0.022 2	22.86
浮力单根 2	19	0.266 7	0.025 4	22.86
浮力单根 3	33	0.266 7	0.022 2	22.86
浮力单根 4	2	0.266 7	0.022 2	22.86
BOP 组	1	0.457 2	0.050 8	16.29

2.1 模态频率

图 2 为测试管柱-隔水管耦合系统模型及隔水管模型模态频率对比图。由图 2 可知, 两种模型前 25 阶模态频率之间差别较小, 这主要是由于深水测试作业隔水管和测试管柱长度和质量较大, 系统各阶模态频率较小, 测试管柱-隔水管耦合系统以隔水管振动为主导振动; 25 阶以后, 隔水管模型模态频率逐渐大于测试管柱-隔水管耦合系统模态频率, 这主要是由于测试管柱-隔水管耦合系统高阶模态振动时, 测试管柱与隔水管之间的接触摩擦对隔水管主导振动具有一定的抑制作用, 此时系统以测试管柱-隔水管耦合振动为主导振动, 因而对于高流速剖面下测试管柱-隔水管耦合系统比隔水管系统易于发生多模态振动响应。

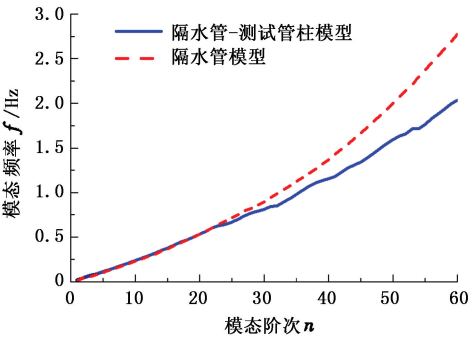


图 2 两种模型模态频率对比

Fig.2 Modal frequency in different models

2.2 疲劳寿命

以南海海域一年一遇流剖面作为计算流剖面, 分别采用 DNV 阴极保护 $S-N$ 曲线计算隔水管和测试管柱-隔水管耦合模型疲劳损伤, 如图 3 所示。由图 3 可知, 隔水管和测试管柱疲劳损伤沿水深方向上呈波动性变化, 不同位置疲劳损伤相差较大, 顶端和下挠性接头附近处疲劳损伤较大; 对比两种模型可知, 耦合模型隔水管疲劳损伤相对于隔水管模

型疲劳损伤约减小了二分之一,这主要是由于测试管柱的耦合作用导致隔水管振动频率降低;耦合模型中,测试管柱疲劳损伤约为隔水管疲劳损伤的 0.2~0.25 倍,其最大疲劳均位于下挠性接头附近,分别为 8.13×10^{-4} 和 $1.78\times10^{-3}\text{ a}^{-1}$,取安全系数为 10,则测试管柱和隔水管疲劳寿命分别为 123 和 56 a,满足测试作业要求。

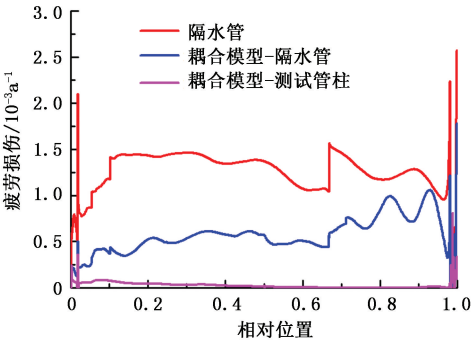


图 3 两种模型涡激疲劳损伤对比

Fig. 3 Vortex-induced vibration (VIV) fatigue damage in different models

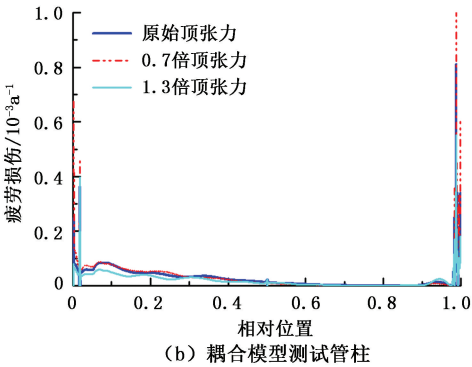
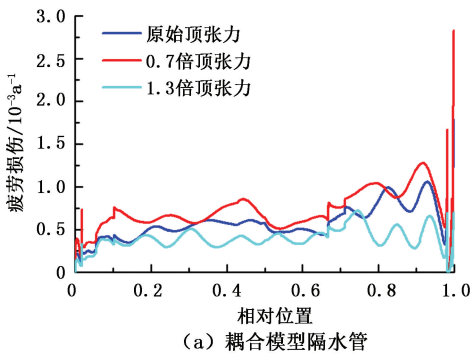


图 4 隔水管顶张力对耦合系统涡激疲劳损伤影响

Fig. 4 Effects of riser top tension on system VIV fatigue characteristics

表 2 顶张力及提升力对耦合系统涡激疲劳损伤影响

工况	最大疲劳损伤		最大损伤变化/%	
	隔水管	测试管柱	隔水管	测试管柱
原始顶张力及提升力	0.001 78	0.000 81	—	—
隔水管顶张力减小 30%	0.002 83	0.001 01	58. 99	24. 43
隔水管顶张力增大 30%	0.000 72	0.000 55	-59. 42	-32. 09
测试管柱提升力减小 30%	0.001 76	0.000 89	-1. 05	9. 50
测试管柱提升力增大 30%	0.001 79	0.000 74	0. 44	-8. 78

3.2 测试管柱提升力

保持隔水管顶张力不变,分别分析不同测试管柱提升力作用下测试管柱-隔水管耦合系统疲劳损

3 影响因素分析

3.1 隔水管顶张力

保持测试管柱提升力不变,分别分析不同隔水管顶张力作用下测试管柱-隔水管耦合系统疲劳损伤,结果如图 4 所示。由图 4(a) 可知,隔水管顶张力对于耦合系统中隔水管疲劳损伤影响较大,随着顶张力增大,疲劳损伤呈减小趋势,这主要是由于顶张力越大,耦合系统隔水管抗弯刚度越大,模态曲率则越小。由图 4(b) 可知,与隔水管类似,耦合系统中测试管柱疲劳损伤随着隔水管顶张力增大逐渐减小,但减小幅值相对较小。

隔水管顶张力对耦合系统中隔水管及测试管柱最大疲劳损伤影响见表 2。由表 2 可知,隔水管顶张力减小 30%,隔水管和测试管柱最大疲劳损伤分别增加了 58.99% 和 24.43%;隔水管顶张力增大 30%,隔水管和测试管柱最大疲劳损伤分别减小了 59.42% 和 32.09%,从而说明提高隔水管顶张力可有效抑制隔水管和测试管柱疲劳损伤。

伤,如图 5 所示。由图 5(a) 可知,不同测试管柱提升力作用下隔水管疲劳损伤曲线基本重合,测试管柱提升力对于隔水管疲劳损伤影响较小;由图 5(b) 可知,增大测试管柱提升力有助于减小测试管柱疲劳损伤。由表 2 中不同测试管柱提升力作用下耦合系统最大疲劳损伤可知,测试管柱提升力减小 30%,隔水管最大疲劳损伤减小了 1.05%,测试管柱最大疲劳损伤增大 9.50%;测试管柱提升力增大 30%,隔水管最大疲劳损伤增大了 0.44%,测试管柱最大疲劳损伤减小了 8.78%;因而测试过程中,应合理配置隔水管顶张力和测试管柱提升力,从而提高耦合系统疲劳寿命。

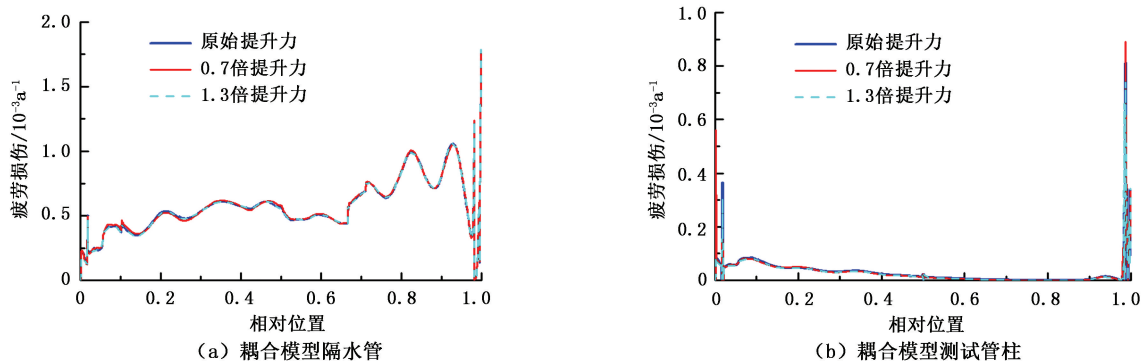


图5 测试管柱提升力对耦合系统涡激疲劳损伤影响

Fig. 5 Effects of string lifting force on system VIV fatigue characteristics

3.3 测试产量

深水测试过程中通常先进行大产量返排防止水合物生成,然后进行井下取样和变流动生产,分别考虑不同测试产量下耦合系统疲劳损伤如图6所示。

由图6可知,测试产量对于隔水管疲劳损伤影响较小,而测试管柱整体疲劳损伤则随着产量的增大而逐渐增大。

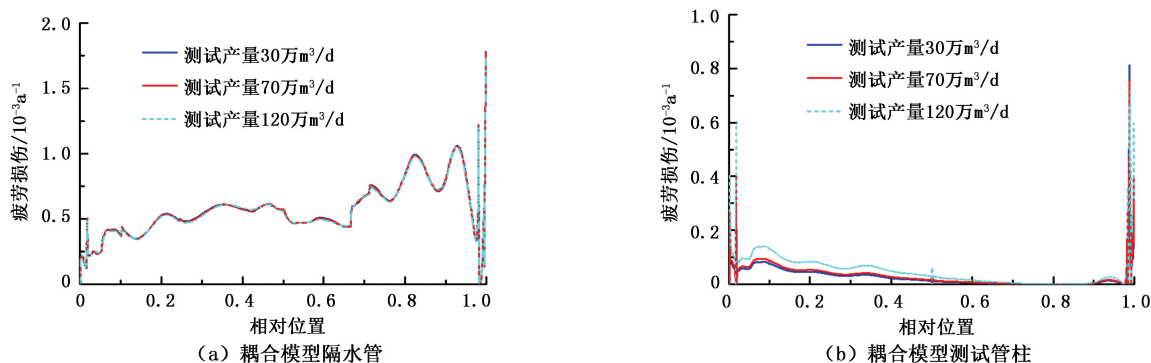


图6 测试产量对耦合系统涡激疲劳损伤影响

Fig. 6 Effects of test production on system VIV fatigue characteristics

4 结 论

(1) 测试管柱-隔水管耦合系统低阶频率与隔水管低阶振动频率相差不大,但高阶振动频率小于隔水管高阶振动频率,在高流速作用下,测试管柱-隔水管耦合系统更易于发生多模态涡激振动。

(2) 测试管柱和隔水管疲劳损伤沿水深方向上呈波动性变化,不同位置疲劳损伤相差较大,顶端和下挠性接头附近处疲劳损伤较大,且测试管柱疲劳损伤约为隔水管疲劳损伤的0.2~0.25倍。

(3) 增大隔水管顶张力可有效减小隔水管和测试管柱涡激疲劳损伤;增大测试管柱提升力可有效降低测试管柱疲劳损伤,但会造成隔水管疲劳损伤增大;测试产量对隔水管疲劳损伤影响较小,但测试管柱疲劳损伤随着产量的增大而增大,适当提高隔水管顶张力及测试管柱提升力,可有效地改善测试管柱-隔水管系统涡激疲劳性能。

参考文献:

- [1] 樊洪海,王宇,张丽萍,等. 高压气井完井管柱的流固耦合振动模型及其应用[J]. 石油学报,2011,32(3): 547-550.
FAN Honghai, WANG Yu, ZHANG Liping, et al. A fluid-solid coupled oscillation model for completion string and its application in high pressure gas well[J]. Acta Petrolei Sinica, 2011, 32(3): 547-550.
- [2] 张晓涛. 深水完井测试管柱结构设计[D]. 青岛: 中国石油大学, 2010.
ZHANG Xiaotao. The structure design of well completion test string in deep water[D]. Qingdao: China University of Petroleum, 2010.
- [3] LARSEN C M, HALSE K H. Comparison of models for vortex induced vibrations of slender marine structures[J]. Marine Structure, 1997, 10(10): 413-441.
- [4] 刘娟,黄维平. 钢悬链式立管涡激振动流固耦合非线性分析方法研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(3): 41-

45.
LIU Juan, HUANG Weiping. Fluid-structure interaction analysis for VIV of steel catenary risers[J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(3): 41-45.
- [5] 郭海燕,傅强,娄敏. 海洋输液立管涡激振动响应及其疲劳寿命研究[J]. 工程力学, 2005, 22(4): 220-224.
GUO Haiyan, FU Qiang, LOU Min. Vortex-induced vibrations and fatigue life of marine risers conveying flowing fluid[J]. Engineering Mechanics, 2005, 22(4): 220-224.
- [6] 畅元江,杨焕丽,刘秀全,等. 深水钻井隔水管-井口系统涡激疲劳详细分析[J]. 石油学报, 2014, 35(1): 146-151.
CHANG Yuanjiang, YANG Huanli, LIU Xiuquan, et al. Detailed analysis of vortex induced fatigue for deep-water drilling riser-wellhead system[J]. Acta Petrolei Sinica, 2014, 35(1): 146-151.
- [7] 谢鑫,付建红,张智,等. 深水测试管柱动力学分析[J]. 天然气工业, 2011, 31(1): 77-79, 115-116.
XIE Xin, FU Jianhong, ZHANG Zhi, et al. Mechanical analysis of deep water well-testing strings[J]. Natural Gas Industry, 2011, 31(1): 77-79, 115-116.
- [8] HARRISON R I, HELLE Y. Understanding the response of pipe-in-pipe deepwater riser systems; proceedings of the Sixteenth International Offshore and Polar Engineering Conference, July 1-6, 2007 [C]. Lisbon: Portuga, 2007.
- [9] 董世民,张万胜,王强,等. 直井地面驱动螺杆泵采油杆管偏磨机理[J]. 石油学报, 2012, 33(2): 304-309.
DONG Shimin, ZHANG Wansheng, WANG Qiang, et al. Mechanism of eccentric wear between rod string and tubing string of a surface driving screw pump lifting system in vertical well[J]. Acta Petrolei Sinica, 2012, 33(2): 304-309.
- [10] PARK H I, JUNG D. A finite element method for dynamic analysis of long slender marine structures under combined parametric and forcing excitations[J]. Ocean Engineering, 2002, 29(11): 1313-1325.
- [11] MOROOKA C K, COELHO F M, RIBEIRO, et al. Dynamic behavior of a vertical riser and service life reduction; Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering [C]. Halkidiki: Greece, 2005.
- [12] 郭永峰,金晓剑,谭树人. 非线性有限元法预测近海水平井钻进摩阻[J]. 中国造船, 2003, 44(2): 63-68.
GUO Yongfeng, JIN Xiaojian, TAN Shuren. Prediction of drilling drag and torque in horizontal wells of offshore oilfield by nonlinear FEM[J]. Ship Building of China, 2003, 44(2): 63-68.
- [13] 庞东晓,刘清友,孟庆华,等. 三维弯曲井眼钻柱接触非线性问题求解方法[J]. 石油学报, 2009, 30(1): 121-124.
PANG Dongxiao, LIU Qingyou, MENG Qinghua, et al. Solving method for nonlinear contact problem of drill strings in 3D curved borehole[J]. Acta petrolei Sinica, 2009, 30(1): 121-124.
- [14] 孟庆华,刘清友,庞东晓. 气体钻井中接触非线性问题的数值算法研究[J]. 应用力学学报, 2010, 27(1): 90-95, 226.
MENG Qinghua, LIU Qingyou, PANG Dongxiao. A new algorithm for the nonlinear contact problem in gas drilling[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2010, 27(1): 90-95, 226.
- [15] 刘秀全,陈国明,畅元江,等. 深水钻井隔水管时域随机波激疲劳分析[J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2012, 36(2): 146-151.
LIU Xiuquan, CHEN Guoming, CHANG Yuanjiang, et al. Time domain random wave-loading fatigue analysis on deepwater drilling risers[J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2012, 36(2): 146-151.
- [16] 孙友义,陈国明,畅元江. 深水铝合金隔水管涡激振动疲劳特性[J]. 中国石油大学学报(自然科学版), 2008, 32(1): 100-104.
SUN Youyi, CHEN Guoming, CHANG Yuanjiang. Vortex-induced vibration fatigue characteristic of deepwater aluminum alloy riser[J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2008, 32(1): 100-104.
- [17] VANDIVER J K, LI L. SHEAR7 V4.3 program theoretical manual[M]. Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2003.
- [18] WENDLER C, SCOTT M. Testing and perforating in the HPHT deep and ultra-deep water environment[R]. SPE 158851, 2012.
- [19] WANG H, SUN J, JUKES P. FEA of a laminate internal buckle arrestor for deep water pipe-pipe flow lines [R]. OMAE 79520, 2009.
- [20] NAZIR M, KHAN F, AMYOTTE P. Fatigue reliability analysis of deep water rigid marine risers associated with Morison-type wave loading[J]. Stochastic Environmental Research and Risk Assessment, 2008, 22(3): 379-390.
- [21] GRACIA V, MACKENZIE C. Development of subsea safety systems to allow well testing in European frontier areas[R]. SPE 124228, 2009.