

深水钻井隔水管脱开模式下纵向动态行为研究

张 炜 高德利

(石油工程教育部重点实验室(中国石油大学),北京 昌平 102249)

摘 要: 钻井隔水管在一些特殊情况下会与水下井口紧急脱开,其纵向固有频率很有可能落入波浪的能量窗口而发生纵向共振,造成隔水管损坏,甚至有可能对平台造成损伤。将隔水管视为均质等截面弹性细直杆,建立了隔水管纵向振动波动方程。把隔水管的纵向振动视为自由振动,根据边界条件,利用数值方法,求出了隔水管纵向自由振动的固有频率。考虑动态放大系数计算了隔水管的动态载荷。计算结果表明,隔水管的自身重量影响其纵向振动的固有频率和动态载荷,并根据此提出了避免隔水管与波浪发生共振,减少其动态载荷的方法。

关键词: 深水钻井; 隔水管; 振动; 频率; 动态载荷

中图分类号: TE921 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-0890(2010)04-0007-03

Research on the Dynamic Behavior of Riser in Deepwater Drilling under the Condition of Disconnection Mode

Zhang Wei Gao Deli

(MOE Key Laboratory of Petroleum Engineering, China University of Petroleum, Changping, Beijing, 102249, China)

Abstract: In some specific cases, the drilling riser would disconnect from subsea wellhead. Its axial frequencies may fall in the energy window of wave; this will cause resonance, which may damage riser and platform. Taking the riser as a long homogeneous slender rod with same cross section, a longitudinal vibration equation was derived. Regarding the longitudinal vibration of riser as a free vibration, an inherent frequency of riser vibrated in free way longitudinally was found using boundary condition by numerical method. A dynamic load of riser was calculated considering dynamic magnifying factor. Results show that gravity of riser has an effect on the inherent frequency and dynamic load of riser. A method to reduce dynamic load of riser and to avoid resonance between riser and waves was given.

Key words: deep water drilling; riser pipe; vibration; frequency; dynamic load

在海上钻探作业中,钻井隔水管在一些特殊情况下会处于悬挂模式,如果其纵向振动固有频率与平台的升、沉频率接近,即使在平静海况下,也会发生共振,产生极大的动态载荷,不仅危及隔水管的安全,甚至会失去隔水管或危及平台的安全^[1-3]。因此,分析隔水管在脱开模式下的动态性能极为重要。

以杆的纵向为 x 轴,以 $u(x, t)$ 为距离 O 点 x 截面处的位移,则微元段下端的位移可表示为 $u + \frac{\partial u}{\partial x} dx$, 如图 1 所示。微元段的变形为 $\frac{\partial u}{\partial x} dx$, x 处的应变为:

$$\epsilon(x, t) = \frac{\frac{\partial u(x, t)}{\partial x} dx}{dx} = \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \quad (1)$$

应力为:

1 建立波动方程

1.1 弹性杆的纵向振动

将隔水管视为均质等截面弹性细直杆,杆的长度为 l , 截面积为 A , 弹性模量为 E , 密度为 ρ 。在分析前作如下假设:杆在纵向分布力 $p(x, t)$ 作用下纵向振动时,杆的横截面保持为平面,不计横向变形,即同一横截面上各点在杆的轴线方向以相同的位移运动。

收稿日期: 2010-04-16; **改回日期:** 2010-06-01

基金项目: 国家高技术研究发展计划(“863”计划)项目“深水钻井关键技术”(编号:2006AA09A106)资助

作者简介: 张炜(1974—),河北保定人,1999年毕业于河北理工学院机械设计及制造专业,在读博士研究生,主要从事管柱力学与控制工程方面的研究工作。

联系方式: (010)89733702, zhangweihaozhe@126.com

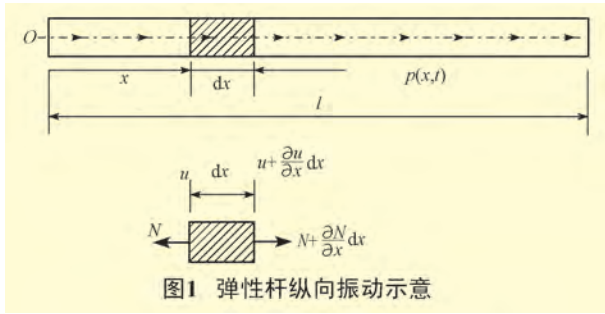


图1 弹性杆纵向振动示意

$$\sigma = \frac{N}{A} = E\epsilon(x,t) = E \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \quad (2)$$

式中, N 为作用于 x 截面处的轴向内力。

由式(2)可以得到:

$$\frac{\partial N}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left[EA \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right] \quad (3)$$

分析图1微元段的运动情况,微元段上端截面位移为 $u(x,t)$, 则其加速度为 $\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2}$ 。由于微元段很小,可以认为其加速度一致。由微元段的受力图,根据牛顿第二定律,可得到平衡方程为:

$$\rho A dx \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = \left[N + \frac{\partial N(x,t)}{\partial x} dx \right] - N + p(x,t) dx \quad (4)$$

把式(3)代入式(4),得:

$$\rho A \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left[EA \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right] + p(x,t) \quad (5)$$

如果 EA 为常数,则式(5)可以写成:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = \frac{E}{\rho} \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} + \frac{1}{\rho A} p(x,t) \quad (6)$$

令 $c^2 = \frac{E}{\rho}$, 那么式(6)可写成:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} + \frac{1}{\rho A} p(x,t) \quad (7)$$

1.2 固有频率计算

在式(7)中,如果令 $p(x,t)=0$, 就是杆的自由振动微分方程,为:

$$\frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} \quad (8)$$

由 c 的定义式可以看出,其大小只与材料的性质有关,所以为常数。由弹性波理论可知, c 表示弹性波沿杆的纵向传播的速度。

采用分离变量的方法解式(8),即将 $u(x,t)$ 分解为两个单变量函数积的形式,表示为:

$$u(x,t) = U(x)(A \cos pt + B \sin pt) \quad (9)$$

式中: $U(x)$ 只是坐标 x 的函数; $A \cos pt + B \sin pt$ 仅与时间 t 有关; A, B 为积分常数。

弹性杆为无穷多个自由度系统,所以振型为一条连续曲线,就是振型函数,以 $U(x)$ 表示,杆上各点的振动规律以 $A \cos pt + B \sin pt$ 表示。将式(9)代入式(8),得:

$$\frac{d^2 U(x)}{dx^2} + \frac{p^2}{c^2} U(x) = 0 \quad (10)$$

当 $U(x)$ 具有非零解,而且符合杆端边界条件的情况下,求解 p^2 及振型函数 $U(x)$, 就是弹性杆作纵向振动的特征值问题。 p^2 为特征值, $U(x)$ 为特征函数或主振型, p 就是固有频率。

式(10)的解可表示为:

$$U(x) = C \cos \frac{px}{c} + D \sin \frac{px}{c} \quad (11)$$

由弹性杆边界条件确定 p^2 值以及振型函数 $U(x)$ 。

2 硬悬挂模式下隔水管波动方程的解

把隔水管的伸缩接头折叠,从分流器壳体处悬挂隔水管,张紧装置不再承担隔水管的重力,这就是硬悬挂模式。在该模式下,隔水管可以看成是一端固定,一端有下部隔水管组 LMPR (lower marine risers package) 作为集中质量、有时还包含有井下防喷器组 (BOP)^[3] 的弹性杆振动模型,如图2所示。该模式下,属于复杂边界条件^[4-6]。

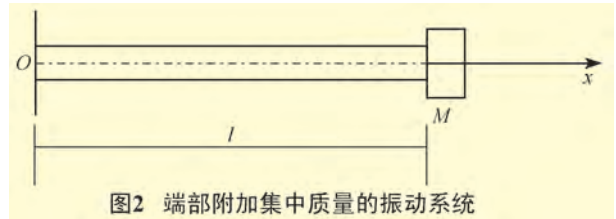


图2 端部附加集中质量的振动系统

在上端 $x=0$ 处,边界条件为:

$$U(0) = 0 \quad (12)$$

做纵向振动时,附有集中质量端内力应等于附加集中质量的“惯性力”,边界条件为:

$$EA \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=l} = -M \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \Big|_{x=l} \quad (13)$$

式中: M 为集中质量, t ; 负号表示与运动方向相反; l 为管子的总长度, m 。

由式(11)、(12),可得 $C=0$ 。

$$\frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=l} = \frac{p}{c} D (A \cos pt + B \sin pt) \cos \frac{pl}{c} \quad (14)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \Big|_{x=l} = -p^2 D (A \cos pt + B \sin pt) \sin \frac{pl}{c} \quad (15)$$

将式(14)和式(15)代入式(13),整理可得:

$$EA \frac{p}{c} \cos \frac{pl}{c} = Mp^2 \sin \frac{pl}{c} \quad (16)$$

式(16)即为频率方程。引入无量纲因子 $\alpha = \frac{\rho A l}{M}$ (α 即为杆与集中质量的质量比)、 $\beta = \frac{p}{c} l$, 则式(16)可写成如下形式:

$$\beta \tan \beta = \alpha \quad (17)$$

求解式(17)即可得到相应的主振型。

3 算 例

采用 3 000 m 长的典型隔水管, 隔水管质量 $m_R = 1\ 852\ \text{t}$, BOPS 质量 $m_B = 261\ \text{t}$, LMPR 的质量 $m_L = 122\ \text{t}$ 。计算所需浮力补偿值为:

$$B_c = (1 - \rho_s / \rho_p) G + R_{TB} \quad (18)$$

式中: B_c 为所需补偿浮力, N; G 为隔水管重力, N; ρ_s 为海水密度, kg/m^3 ; ρ_p 为隔水管材料密度, kg/m^3 ; R_{TB} 为底部残余张力(一般与隔水管下部组合重量接近, 取 $1.0 \times 10^6\ \text{N}$)。

计算得: $B_c \approx 1.71 \times 10^7\ \text{N}$ 。

采用试算的方法, 从 0 开始按照等步长进行计算, 寻找前五阶固有频率所对应的 β 值所处区间, 然后对区间进行细分, 提高结果精度, 根据得到的 β 值计算所对应的固有频率。

求得的前 5 阶依次对应的固有频率分别是: 1) 集中质量包含防喷器组, 0.157 4、0.431 0、0.891 3、1.293 0、1.740 1 Hz; 2) 集中质量不包含防喷器组, 0.249 2、0.431 0、0.950 9、1.293 0、1.772 9 Hz。

4 钻井隔水管的动态载荷计算

首先计算动态放大系数, 放大系数的定义式为:

$$a_f = 1 / [1 - (\tau_n / \tau_s)^2] \quad (19)$$

式中: a_f 为动态放大系数, 无因次; τ_n 为隔水管固有周期, s; τ_s 为海浪周期(平台浮沉周期), s。

考虑算例中基频(集中质量包括防喷器组), 其基频固有周期为 6.35 s, 一般浮式钻井平台的升沉周期约为 9 s, 那么动态放大系数 $a_f = 1 / [1 - (6.35 / 9)^2] = 1.99$ 。也就是说, 由于平台的升沉运动带来的纵向动态放大系数为 1.99。

假设某深水钻井平台做 0.9 144 m 单幅波的上下升沉运动, 其周期为 9 s, 其最大加速度为 $0.4\ \text{m}/\text{s}^2$, 那么悬挂的隔水管系统产生的动载荷为:

$$F_d = ma \quad (20)$$

式中: m 为隔水管质量, kg; a 为平台升沉过程中产生的最大加速度, m/s^2 ; F_d 为产生的动载荷, N。

由于动态放大系数的影响, 实际的动态载荷为:

$$F'_d = (1 - a_f) F_d \quad (21)$$

式中: F'_d 为考虑动态放大系数的实际动态载荷, N。

由式(21)求得 $F'_d = 6.3 \times 10^6\ \text{N}$ 。此时, 在这样的载荷条件下, 隔水管就有可能处于过应力状态。如果在这种情况下仅仅考虑不浪费钻井液, 在脱开作业时仍把钻井液留在隔水管内, 则整个系统的质量会大大增加, 会造成动态系数进一步增大, 动载荷大大增加, 甚至极有可能导致隔水管毁坏。因此, 进行紧急脱开作业时, 把钻井液排放到海水中是标准的作业程序^[7-8]。

5 结论与建议

1) 纵向振动分析及动态载荷计算表明, 隔水管自身重量影响其纵向振动的固有频率和动态载荷。

2) 通过减轻隔水管自身重量, 改变质量比, 控制振动的固有频率, 使之避开波浪的能量窗口, 避免发生共振, 同时降低动态载荷。

3) 可以采用轻型材料和改变结构的方式减轻隔水管自身的重量。

4) 在执行隔水管与水下井口紧急脱开作业时, 必须将其中的钻井液排放到海水中, 以减小隔水管柱的总体质量, 从而减小动态载荷。

5) 可以考虑采用软悬挂方式, 此时张紧装置和伸缩接头始终可以活动, 伸缩接头与张紧装置可以补偿平台的升降运动, 这样就可以减小隔水管系统的动载荷。

参 考 文 献

- [1] Hugh McCrae. Marine riser systems and subsea blowout preventers[M]. Austin: University of Texas at Austin Petroleum, 2003: 7-21.
- [2] Ambrose B D, Child M S, Krohn R L. Application of a deepwater riser risk analysis to drilling operations and riser design [R]. OTC 12954, 2001.
- [3] Poirette Y, Guesnon J, Dupuis D. First hyperstatic riser joint field tested for deep offshore drilling [R]. IADC/SPE 99005, 2006.
- [4] 方同, 薛璞. 振动理论及应用 [M]. 陕西西安: 西北工业大学出版社, 1984: 217-220.
- [5] 诸德超, 邢誉峰. 工程振动基础 [M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006: 110-118.
- [6] 张亚辉, 林家浩. 结构动力学基础 [M]. 辽宁大连: 大连理工大学出版社, 2007: 112-120.
- [7] Persent E, Guesnon J, Heitz S, et al. New riser design and technologies for great water depth and deeper drilling operation [R]. SPE/IADC 119519, 2009.
- [8] Shaughnessy J M, Armagost W K, Herrmann R P, et al. Problems of ultra-deep water drilling [R]. SPE/IADC 52782, 1999.

[审稿 韩志勇]