

文章编号:1673-5005(2011)01-0110-05

浮式海洋钻井钻柱对大钩位移的响应分析

张彦廷, 武光斌, 姜 浩, 刘振东, 张文凯

(中国石油大学 机电工程学院, 山东 东营 257061)

摘要:海洋钻井平台的升沉运动对钻柱、钻压以及钻井操作具有较大影响。建立海洋浮式钻井平台钻柱系统动力学模型,利用级数法和机械振动理论求解得到钻柱系统运动响应,推导出大钩位移量与钻压变化量的数学公式,通过 Matlab 计算得到给定钻柱长度下大钩的允许位移。分析计算结果为浮式钻井平台升沉补偿装置的开发提供设计依据,可以作为升沉补偿系统的设计目标和工作性能评价的参考指标。

关键词:钻柱系统; 升沉补偿; 大钩位移; 钻压; 海洋钻井

中图分类号:TE 951 **文献标志码:**A **doi:**10.3969/j.issn.1673-5005.2011.01.022

Response analysis of drill string for hook displacement in floating offshore drilling

ZHANG Yan-ting, WU Guang-bin, JIANG Hao, LIU Zhen-dong, ZHANG Wen-kai

(College of Electromechanical Engineering in China University of Petroleum, Dongying 257061, China)

Abstract: The heave motion of offshore drilling platform has a great impact on the drill string, weight on bit and drilling operations. A dynamic model of drill string system for floating drilling platform was developed. Using series method and mechanical vibration theory, the motion response of drill string system was obtained, and then the mathematical formula expressing the relationship between the hook displacement and the weight on bit variation was derived. The allowed values of hook shift were calculated by Matlab under the given lengths of drill string. The calculation results provide the design basis for the heave compensation equipment development of floating drilling platform. The results can be used as the reference of design objectives and performance evaluation of heave compensation system.

Key words: drill string system; heave compensation; hook displacement; weight on bit; offshore drilling

深海浮式钻井平台随海浪的升沉运动不仅影响钻柱的寿命和可靠性,而且还会造成钻压的不稳定,降低钻井效率和钻头使用寿命^[1-2]。为此,浮式平台通常采用升沉补偿系统对钻柱升沉运动进行补偿^[3-5]。国外的升沉补偿技术研究起步较早,20 世纪 60 年代早期液压气动技术就被引入到升沉补偿系统中。目前国外已有 National Oilwell Varco、Dynacon 以及 Aker 等多个升沉补偿系统的专业生产厂家^[6-8]。我国学者对海底采矿装置的升沉补偿系统做了大量试验研究和仿真分析,并取得了一系列研究成果^[9-15]。在升沉补偿系统的设计过程中,为了

确定补偿系统的补偿目标,需要清楚大钩位移与钻压变化量的关系。笔者依据合理假设结合机械振动理论建立浮动式钻柱系统的动力学模型,得到大钩位移与钻压变化量的关系式。

1 钻柱系统的大钩位移响应分析

1.1 动力学模型

钻柱在井筒内的变形及受力情况十分复杂,为了从实际问题中抽象出动力学模型,作以下假设:

(1)忽略钻杆直径变化,将其视为等径均质弹性杆。

收稿日期:2010-08-15

基金项目:国家自然科学基金项目(50875262);国家“863”计划项目(2008AA09Z311)

作者简介:张彦廷(1968-),男(汉族),黑龙江拜泉人,教授,博士,博士生导师,现从事石油装备、流体传动及控制方面的研究。

(2) 正常钻井工况下,在升沉补偿系统的作用下,钻头一直与井底接触,因此可以假设钻铤固定于井底,大钩与平台刚性连接,且大钩随平台升沉作正弦运动。

(3) 忽略钻柱的弯曲变形和与井壁的接触摩擦,仅对钻柱的纵向振动进行分析。

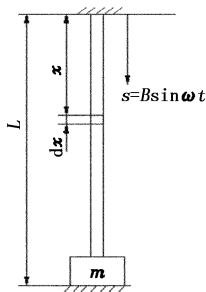


图 1 钻柱系统的动力学模型

Fig. 1 Dynamic model of drill string system

基于以上基本假设,得到图 1 所示的钻柱动力学模型。图中 L 为钻柱长度, m 为钻铤和钻头的集中质量, $s = B \sin \omega t$ 为大钩位移, B 为大钩运动振幅, ω 为角频率。

1.2 数学模型

以钻柱顶端为坐标原点,钻柱轴线为 x 轴,取向向下为正建立坐标系。在钻柱 x 处取微元进行受力分析(图 2),由达朗伯原理,得

$$N + \frac{\partial N}{\partial x} dx - N - c \frac{\partial u}{\partial t} dx - \rho A dx \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = 0. \quad (1)$$

式中, c 为钻柱在钻井液中的黏性阻力系数; ρ 为钻柱材料密度; A 为钻柱横截面积; u 为 x 横截面处一点的纵向位移; N 为 x 横截面处内轴向应力的合力。

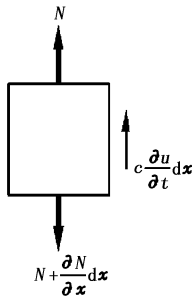


图 2 微元受力分析

Fig. 2 Force analysis of drill string element

由材料力学可知

$$N = \sigma A = E \varepsilon A = EA \frac{\partial u}{\partial x}. \quad (2)$$

将式(1)和式(2)联立得

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + r \frac{\partial u}{\partial t} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}. \quad (3)$$

其中

$$r = \frac{c}{\rho A}, \quad a = \sqrt{E/\rho}.$$

式中, E 为钻柱弹性模量。

用偏微分方程(3)描述图 1 所示力学模型,其边界条件为

$$\begin{cases} u(0, t) = B \sin \omega t, \\ u(L, t) = 0. \end{cases} \quad (4)$$

1.3 大钩运动的位移响应

大钩位移可视为钻柱系统的激振位移,故钻柱系统的纵向绝对位移响应为

$$u = u_0 + u^*. \quad (5)$$

式中, u_0 为假设钻杆无质量时其上任一点由于大钩运动引起的位移; u^* 为钻杆上任一点相对于 u_0 的位移。

u_0 可由静力分析确定,即

$$u_0 = \frac{L-x}{L} B \sin \omega t. \quad (6)$$

将式(5)和式(6)代入式(3),整理得

$$\frac{\partial^2 u^*}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 u^*}{\partial x^2} + r \frac{\partial u^*}{\partial t} = \frac{L-x}{L} B \omega^2 \sin \omega t - \frac{L-x}{L} B r \omega \cos \omega t. \quad (7)$$

由钻柱系统力学模型得到偏微分方程(7)的边界条件为

$$\begin{cases} u^*(0, t) = 0, \\ u^*(L, t) = 0. \end{cases} \quad (8)$$

两端固定的弹性杆振动系统的主振型和固有频率分别为

$$X_i = D_i \sin(P_i x/a), \quad P_i = i\pi a/L.$$

采用级数法对偏微分方程(7)进行求解。

设 $u^* = \sum_{i=1}^{\infty} T_i(t) \sin(P_i x/a)$, 代入式(7)整理得

$$\sum_{i=1}^{\infty} [T_i''(t) + r T_i'(t) + P_i^2 T_i(t)] \sin(P_i x/a) = \frac{L-x}{L} B \omega (\omega \sin \omega t - r \cos \omega t). \quad (9)$$

式(9)等号左侧为 x 的正弦级数,其系数为

$$\begin{aligned} T_i''(t) + r T_i'(t) + P_i^2 T_i(t) &= \frac{2}{L} \int_0^L \frac{L-x}{L} \sin(P_i x/a) dx \times \\ &B \omega (\omega \sin \omega t - r \cos \omega t) = 2B\omega a/LH_i (\omega \sin \omega t - r \cos \omega t). \end{aligned} \quad (10)$$

其中, $H_i = \frac{1}{P_i} - a/(P_i^2 L) \sin(P_i L/a)$.

解式(10)得

$$T_i(t) = \frac{P_i^2 \omega - \omega^3 - r^2 \omega}{(P_i^2 - \omega^2)^2 + r^2 \omega^2} \frac{2B\omega a}{L} H_i \sin \omega t + \frac{-rP_i^2}{(P_i^2 - \omega^2)^2 + r^2 \omega^2} \frac{2B\omega a}{L} H_i \cos \omega t + C_1 \exp\left(-\frac{r - \sqrt{r^2 - 4P_i^2}}{2} t\right) + C_2 \exp\left(-\frac{r + \sqrt{r^2 - 4P_i^2}}{2} t\right). \quad (11)$$

式中, C_1 和 C_2 为常数。

从式(11)中可以看出公式中最后两项随时间 t 的增大趋于零。因所求系统为稳态振动响应(即 t 趋于较大值),故可将这两项忽略,则式(11)改写为

$$T_i(t) = A_i \frac{2B\omega a}{L} \sin \omega t + B_i \frac{2B\omega a}{L} \cos \omega t. \quad (12)$$

其中

$$A_i = \frac{P_i^2 \omega - \omega^3 - r^2 \omega}{(P_i^2 - \omega^2)^2 + r^2 \omega^2} H_i,$$

$$B_i = \frac{-rP_i^2}{(P_i^2 - \omega^2)^2 + r^2 \omega^2} H_i.$$

将上述推导所得公式代入式(5)得到钻柱系统的绝对位移响应式为

$$u = \frac{L-x}{L} B \sin \omega t + \sum_{i=1}^{\infty} \left(A_i \frac{2B\omega a}{L} \sin \omega t + B_i \frac{2B\omega a}{L} \cos \omega t \right) \sin \frac{P_i x}{a}. \quad (13)$$

2 大钩位移与钻压变化量关系

2.1 钻柱系统负载和钻压响应

钻柱系统的振动载荷可由下式求得:

$$F = EA \frac{\partial u}{\partial x} = EA \left[-\frac{B \sin \omega t}{L} + \sum_{i=1}^{\infty} P_i \left(A_i \frac{2B\omega}{L} \sin \omega t + B_i \frac{2B\omega}{L} \cos \omega t \right) \cos \frac{P_i x}{a} \right]. \quad (14)$$

当 $x=0$ 时,大钩所受振动载荷为

$$F|_{x=0} = EA \left[-\frac{B \sin \omega t}{L} + \sum_{i=1}^{\infty} P_i \left(A_i \frac{2B\omega}{L} \sin \omega t + B_i \frac{2B\omega}{L} \cos \omega t \right) \right]. \quad (15)$$

当 $x=L$ 时,钻铤与钻头所受振动载荷为

$$F|_{x=L} = EA \left[-\frac{B \sin \omega t}{L} + \sum_{i=1}^{\infty} P_i \left(A_i \frac{2B\omega}{L} \sin \omega t + B_i \frac{2B\omega}{L} \cos \omega t \right) \cos \frac{P_i L}{a} \right] = A_F \sin(\omega t + \varphi). \quad (16)$$

其中

$$A_F = \sqrt{A_{F1}^2 + A_{F2}^2}, \quad \varphi = \arctan(A_{F2}/A_{F1}),$$

$$A_{F1} = EA \left(-\frac{B}{L} + \sum_{i=1}^{\infty} P_i A_i \frac{2B\omega}{L} \cos \frac{P_i L}{a} \right),$$

$$A_{F2} = EA \sum_{i=1}^{\infty} P_i B_i \frac{2B\omega}{L} \cos \frac{P_i L}{a}.$$

对钻铤与钻头的集中质量 m 进行受力分析后可知,钻压的变化量 ΔN 与 $x=L$ 处的振动载荷大小相等,即

$$\Delta N = F|_{x=L} = A_F \sin(\omega t + \varphi). \quad (17)$$

由式(17)可知钻压变化量呈正弦变化,最大值 $\Delta N_{\max}$ 为 A_F ,即

$$\Delta N_{\max} = A_F = EAB \left[\left(-\frac{1}{L} + \sum_{i=1}^{\infty} P_i A_i \frac{2\omega}{L} \cos \frac{P_i L}{a} \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^{\infty} P_i B_i \frac{2\omega}{L} \cos \frac{P_i L}{a} \right)^2 \right]^{1/2}. \quad (18)$$

用 Matlab 编程计算得到钻压变化 10% 时,不同钻柱长度的大钩位移允许振幅 B 随海浪周期 T 的变化规律如图 3 所示。计算中所用数据如下:正常钻压 N 为 150 kN,允许钻压变化量 $\Delta N'$ 为 10% N ,钻井液对钻柱的黏性阻力系数 c 为 1.1,钻柱材料的弹性模量 E 为 210 GPa,钻柱材料的密度 ρ 为 7.85×10^3 kg/m³,钻柱横截面积 A 为 3.5×10^{-3} m²,大钩运动周期 T 为 12 s。

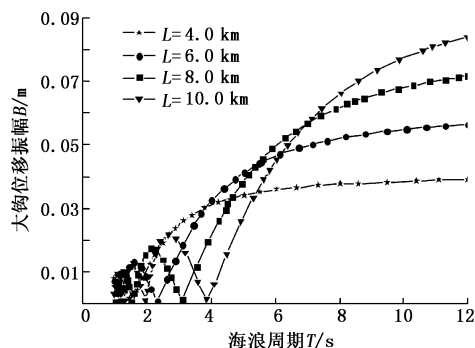


图3 大钩位移振幅随海浪周期的变化规律
Fig. 3 Change of hook displacement amplitude with wave period

2.2 位移响应分析结果对比

若假定允许的钻压变化量为 $\Delta N'$,则大钩位移的振幅 B 需满足

$$A_F < \Delta N'.$$

计算得到不同钻柱长度下的大钩位移允许振幅 B 如图 4 所示。由计算结果可知:钻柱长度为 10 km 时,大钩运动允许的最大值为 178.97 mm;钻柱长度越小, B 越小,也就是要求升沉补偿系统的性能越

好。

按照钻柱设计的强度条件,设计了 10 km 钻柱的组成,如表 1 所示。

表 1 钻柱的组成及其长度变化量

Table 1 Drill string composition and its length variation

位置	规格	长度 L/m	横截 面积 A/mm ²	长度 变化量 ΔL/mm
钻铤	177.8 mm 钻铤	183	20821	0.62
第一段	114.3 mm,242.3 N/m、E 级钻杆	3405	2844	83.86
第二段	114.3 mm,242.3 N/m、G105 钻杆	2488	2844	61.27
第三段	127.0 mm,284.78 N/m、G135 钻杆	2717	3401	55.96
第四段	139.7 mm,360.52 N/m、G135 钻杆	1207	4277	19.77

对钻柱系统进行静力学分析,钻压在 10% 范围内变化时,由胡克定律得到钻柱长度的稳态变化量计算公式为

$$\Delta L = \Delta N' L / (EA).$$
 (19)

按式(19) 计算得到各段钻柱长度的变化量亦列于表 1。钻柱长度的变化量随钻柱长度的变化见图 4。

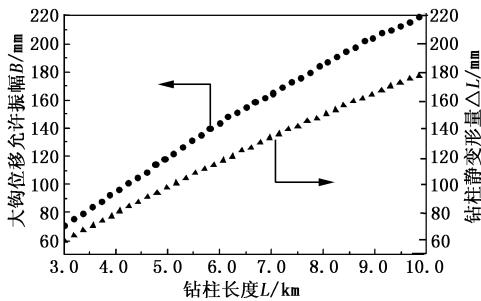


图 4 钻柱长度对位移响应的影响

Fig.4 Influences of drill string length on displacement response

对比图 4 中两组数据可以看出:钻柱长度相同时,通过动力分析得到的大钩位移允许范围大于静力分析结果,说明钻柱动态影响在大钩允许位移计算过程中是不能忽略的,即在分析大钩位移与钻压变化量的关系时,应考虑大钩运动引起的钻柱系统振动问题。在应用时,应选用更为符合实际的动力分析结果。

3 结束语

基于机械振动理论和研究目标,建立了钻柱系统纵向振动分析的动力学模型和偏微分方程。利用级数法对偏微分方程进行求解,得到钻柱系统的大钩位移和钻压响应计算式,并求得钻头处的振动载荷,为升沉补偿系统试验提供准备数据。利用 Matlab 编程计算得到了大钩位移与钻压变化量间的

关系,此规律可以作为升沉补偿系统的设计目标和工作性能评价的参考指标。

参考文献:

[1] 方华灿. 海洋石油钻采装备与结构[M]. 北京:石油工业出版社,1990.

[2] 王立忠. 论我国海洋石油工程技术的现状与发展[J]. 中国海洋平台,2006,21(4):9-11.

WANG Li-zhong. The research and development of offshore petroleum engineering [J]. China Offshore Platform, 2006,21(4):9-11.

[3] 廖谟圣,李旭杨,汤恒斌. 论我国海洋石油工业技术装备的国产化[J]. 石油矿场机械, 2002,31(6):1-3.

LIAO Mo-sheng, LI Xu-yang, TANG Heng-bin. Discuss on manufacturing offshore petroleum equipments in China [J]. Oil Field Equipment, 2002,31(6):1-3.

[4] BRINK A W, CHUNG J S. Automatic position control of a 30,000 tons ship during ocean mining operations; proceedings of the 13th Annual Offshore Technology Conference, Houston,TX, 1981 [C]. OTC4091: c1981.

[5] UMESH A K. Active heave compensation on drilling-ships in irregular waves [J]. Ocean Engineering, 1998, 25(7):541-561.

[6] SARKER G, MYERS G, WILLIAMS T,et al. Comparison of heave motion compensation systems on scientific ocean drilling ship and their effects on wireline logging data;2006 Offshore Technology Conference Houston, Texas, USA May 1, 2006 [C].

[7] XU Qi, ABBOTT PHILLIP A, HALKYARD John. Heave suppressed offshore drilling and production platform and method of installation; US, 6652192 [P]. 2003-12-25.

[8] World Oil. Drill string motion compensators [EB/OL]. (2005-02) http://findarticles.com/p/articles/mi_m3159/is_2_226/ai_n27847784/pg_1?tag=artBody,coll.

[9] 肖体兵,吴百海,邹大鹏. 深海采矿升沉补偿系统非线性仿真模型的建立和试验[J]. 中国机械工程,2004, 15(9):792-795.

XIAO Ti-bing, WU Bai-hai, ZOU Da-peng. Experiments and modeling of nonlinear simulation model of heave compensation system for deep-sea mining [J]. China Mechanical Engineering, 2004,15(9):792-795.

[10] 肖体兵,吴百海,罗忠辉. 重型扬矿管主动升沉补偿系统的设计与仿真研究[J]. 机床与液压,2002(6): 47-49.

XIAO Ti-bing, WU Bai-hai, LUO Zhong-hui. Research on design and simulation of active heave compensation system of heavy lifting mine pipeline [J]. Machine Tool

- & Hydraulics, 2002(6):47-49.
- [11] WU B H, XIAO T B, ZOU D P, et al. Detection and control of synchro-operation of long-stroke cylinders in a deep ocean mining heave compensation system, 2003 [C]. ISMTII, 2003.
- [12] 吕东,何将三,刘少军. 深海采矿被动式升沉补偿系统设计及仿真分析[J]. 矿山机械,2003(11):6-8.
LÜ Dong, HE Jiang-san, LIU Shao-jun. Design of passive motion compensatory system and analysis of its simulation result [J]. Mining & Processing Equipment, 2003(11):6-8.
- [13] 黄锴,刘少军,肖永山. 基于 ADAMS 的深海采矿装置升沉补偿系统仿真研究[J]. 计算机仿真,2003, 20(10):57-59.
HUANG Kai, LIU Shao-jun, XIAO Yong-shan. Based on ADAMS simulation study of the deep sea bed mining heave compensated system [J]. Computer Simulation, 2003, 20(10):57-59.
- [14] 李艳,刘少军. 深海采矿系统虚拟样机及联动特性研究[J]. 系统仿真学报, 2006,18(8):2192-2194.
LI Yan, LIU Shao-jun. Virtual prototype and dynamic behavior analysis of deep-ocean mining system [J]. Journal of System Simulation, 2006,18(8):2192-2194.
- [15] 王腾,张修占,朱为全. 深水立管涡激振动单模态响应时频联合预报模型[J]. 中国石油大学学报:自然科学版, 2010, 34(1):60-63.
WANG Teng, ZHANG Xiu-zhan, ZHU Wei-quan. Time-frequency prediction model for vortex induced vibration single-modal responses of deep water riser [J]. Journal of China University of Petroleum (Edition of Natural Science), 2010,34(1):60-63.

(编辑 沈玉英)

(上接第 109 页)

5 结 论

(1)利用能量平衡方程建立的套管挤毁受力模型能够很好地预测带有初始椭圆度的套管抗挤强度,计算公式简单、准确,适用于不同椭圆度、屈服应力和径厚比的套管抗挤强度计算,与室内试验结果和 ISO/TR10400 2007(E) 标准中的 KT 公式计算结果具有很好的一致性,可以满足工程的需要。

(2)套管的抗挤强度随着初始椭圆度和径厚比的增加而降低,随着屈服强度的增加而增加;初始椭圆度对套管抗挤强度影响比较显著,应该严格控制。

参考文献:

- [1] ISO/TR 10400 Petroleum and natural gas industries: formulae and calculation for casing, tubing, drill pipe and line pipe properties[S]. Washington, DC: 2005.
- [2] ISO/TR 10400 Petroleum and natural gas industries: equations and calculations for the properties of casing, tubing, drill pipe and line pipe used as casing or tubing [S]. Switzerland, 2007.
- [3] KLEVER F J, TAMANO T, KOGKULN U. A new OCTG strength equation for collapse under combined loads[R]. SPE 90904,2006.
- [4] ADAAMS A J, MOORE P W, PAYNE M L. On the calibration of design collapse strengths for quenched and tempered pipe[R]. SPE 85112,2003.
- [5] Bull. 5C2 Bulletin on performance properties of casing, tubing and drill pipe[S]. Washington, DC:API,1987.
- [6] Bull. 5C3 Bulletin on formulas and calculations for casing, tubing, drill pipe, and line pipe properties [S]. Washington, DC:API,1994.
- [7] 殷有泉,李平恩. 非均匀载荷下套管强度的计算[J]. 石油学报,2007,28(6):138-141.
YIN You-quan, LI Ping-en. Computation of casing strength under non-uniform load[J]. Acta Petrolei Sinica, 2007,28(6):138-141.
- [8] ISSA J A, CRAWFORD D S. An improved design equation for tubular collapse[R]. SPE 26317,1993.

(编辑 沈玉英)