

ZJ15D 型石油钻机井架的瞬态响应研究 *

邹龙庆 付海龙 王玥

(大庆石油学院机械科学与工程学院)

邹龙庆等.ZJ15D 型石油钻机井架的瞬态响应研究.天然气工业,2007,27(6):81-84.

摘 要 传统的通过静力或者利用最大设计大钩载荷乘以动载系数代替动载荷的研究方法对石油钻机井架进行结构分析,已经不符合现场石油钻机井架在复杂时间载荷作用下的真实动响应情况,尤其在起下钻和钻进时,钻机井架要承受瞬态冲击、钻机振动等随时间变化的载荷作用。为此,运用时间历程方法,通过模拟井架钻井时的情况,结合大型有限元 ANSYS 软件,对大庆油田普遍采用的 ZJ15D 型石油钻机井架进行了动响应计算。得出了以下结论:①在瞬时冲击下,井架动力响应的产生在钻具立柱轴向、井架侧向和前开口方向具有同时性,但最大值出现的时刻不同;②严重冲击载荷作用下,井架顶部开口方向响应最为强烈,危险时位移可达 4 cm。

主题词 钻井 钻机 井架 钻具 动力学模型

对石油井架结构分析常用的方法是施加静力,或者用最大设计大钩载荷乘以动载系数来代替动载荷,这种描述显然与井架实际承受的与时间相关的真实载荷是不相符的。基于此,本文依据与 ZJ15D 型石油钻机配套的 JJ160/41-K 井架实际情况,通过建立井架—钢丝绳—大钩系统振动模型,运用时间历程分析的方法,依托 ANSYS 大型有限元分析软件对其进行动态响应计算,求解了不同方向的动力响应,与现场测试和数值模拟分析对比合理,对油田钻机生产具有实际意义。

大钩(含钩载)为集中质量块(m),从而建立“井架—钢丝绳—大钩”振动模型,即图 1 所示的 K-M-C 模型。

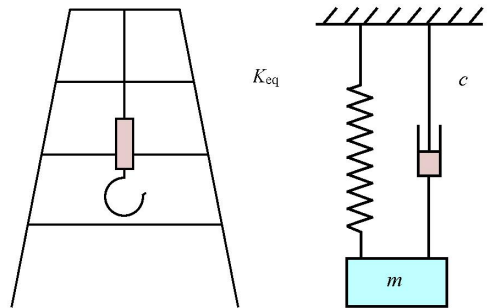


图 1 井架 K-M-C 动力模型图

一、模型的建立

1. 井架动力模型的建立

由于井架实际结构比较复杂,对其进行动态响应分析,必须建立描述系统动态特性的动力学模型。一般情况下,动力学模型涉及各构件的运动特点、弹性变形方式和质量分布等。

对于钻机井架而言,井架因大钩载荷等作用会引起井架振动,但由于井架自身的阻尼和钢丝绳的阻尼(粘性阻尼)作用,在大钩载荷卸掉后振动迅速衰减,直至消失。将井架看作线弹性元件^[1],将钢丝绳看作具有等效刚度(K_{eq})并含粘性阻尼(c)的弹簧,

(1)等效质量:在动力学模型中,需要将构件的分布质量用某些特定点上的质量来替代,集中质量即为等效质量。这里的集中质量主要指大钩负荷和大钩自身的质量。对于弹簧—质量振动系统中的弹簧,一般各圈弹簧的运动状况不同,其等效质量取弹簧质量的 1/3。根据 GB1806-86 规定,最大公称直径 32 mm 的钻井用金属绳心钢丝绳的质量才不过 4.30 kg/m,相对于大钩载荷上百吨的提升载荷是很小的。

(2)等效刚度:对于受轴向拉力的弹簧或轴向受

* 本文为黑龙江省教育厅资助项目(编号:10551008)。

作者简介 邹龙庆,1962 年生,教授;1982 年毕业于大庆石油学院石油矿场机械专业,哈尔滨工程大学船舶工程学院博士研究生,从事石油井架的设计与承载能力安全评定科研工作。地址:(163318)黑龙江省大庆市。电话:(0459)6503338。E-mail:zoulongqing@sohu.com

拉压的杆件,以及受扭转振动或弯曲的梁,都可以适当等效为弹簧模型。井架系统各单元均是承力元件,其等效刚度是在保证弹性变形势能守恒的条件下折算后的合成刚度。在游动系统中每根钢丝绳主要表现为抗拉刚度。每根绳的抗拉刚度表示为:

$$k_0 = \frac{EA}{L} = \frac{E\pi R^2}{L} \quad (1)$$

式中: E 为材料的弹性模量; R 为钢丝绳等效截面半径; L 为绳的有效长度。

ZJ15D钻机配套的游动系统的有效绳数为10绳,总刚度可视为10绳并联系统。

(3)等效阻尼:由于系统的能量损失,引起了自由振动振幅的衰减,所以从系统响应角度来考虑阻尼的作用。粘性阻尼的“弹簧—质量”振动系统在一个循环内的能量消耗及粘性阻尼力分别为:

$$W_d = \oint F_d dx \quad (2)$$

$$F_d = cx \quad (3)$$

设稳态振动的位移和速度为: $x = X \sin(\omega t - \phi)$,结合公式 $\omega = \omega_n = \sqrt{k/m}$ 和 $c = 2\zeta \sqrt{km}$ 得到阻尼力:

$$F_d = cx = \pm c\omega \sqrt{X^2 - x^2} \quad (4)$$

式中: F_d 为粘性阻尼力; W_d 为振动系统在一个循环内的能量消耗; k 为振动系统等效刚度; c 为振动系统等效阻尼系数; m 为振动系统等效质量; X 为系统稳态振动的振幅; ϕ 为激励初相角; ω_n 为振动系统的自然频率; ω 为激励频率; ζ 为阻尼率。

2. 井架有限元模型的建立

依据井架的自然结点作为有限元计算模型的节点,选取8种截面特性定义梁单元。共划分116个节点,281个单元^[2],建立如图2所示井架有限元模型。

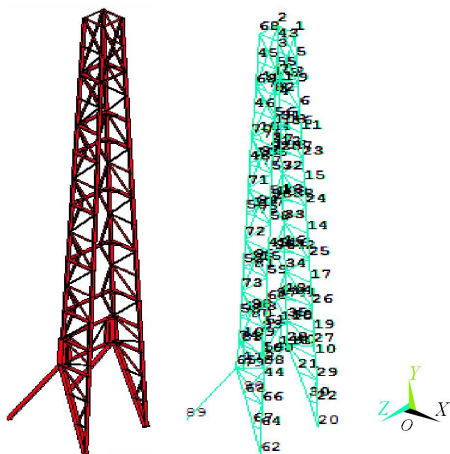


图2 井架有限元模型图

二、瞬态响应分析基本原理

求解上述 K-M-C 系统在时间函数 $F(t)$ 激励下的瞬态响应,可以先求解一个典型脉冲输入的响应,然后利用叠加原理得到对函数 $F(t)$ 的响应^[3]。

设在初始时刻,一单位冲量 $\hat{F}=1$ 作用于系统,该激励随即写成 $F(t)=1 \delta(t)$,系统运动学方程为:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 1 \delta(t) \quad (5)$$

若激励作用以前系统为零初始条件:

$$x(0) = 0, \dot{x}(0) = 0 \quad (6)$$

系统受到单位脉冲作用之后,质点将获得速度 $\frac{1}{m}$ (单位脉冲冲量为1),在极短的时间内位移来不及变化,仍为零,同时系统将不再受到任何激励。由此将问题转化为初始激励下的响应问题。

$$\begin{cases} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \\ x(0^+) = 0, \dot{x}(0^+) = \frac{1}{m} \end{cases} \quad (7)$$

解之得:

$$x(t) = \frac{1}{m\omega_d} e^{-\zeta\omega_n t} \sin \omega_d t \quad (8)$$

式中: ω_d 为有阻尼自然频率。

式(8)即为单位脉冲作用在具有零初始条件系统上所产生的单位脉冲响应。通常情况下,对于发生在 $t = \tau$ 时刻的单位脉冲,其响应往往滞后一个相位:

$$x(t - \tau) = \frac{1}{m\omega_d} e^{-\zeta\omega_n(t-\tau)} \sin \omega_d(t - \tau) \quad (9)$$

接着求解任意激励 $F(t)$ 下系统的响应问题。使用褶积积分求解方程:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (10)$$

用脉冲序列近似代替激励函数 $F(t)$,将各脉冲序列产生的响应叠加起来即得到系统在 $F(t)$ 激励下的响应:

$$\begin{aligned} x(t) &= \int_0^t F(\tau) x(t - \tau) d\tau \\ &= \frac{1}{m\omega_d} \int_0^t F(\tau) e^{-\zeta\omega_n(t-\tau)} \sin \omega_d(t - \tau) d\tau \end{aligned} \quad (11)$$

当初始条件不为零时,系统对输入 $F(t)$ 的响应为:

$$\begin{aligned} x(t) &= e^{-\zeta\omega_n t} \left(x_0 \cos \omega_d t + \frac{\zeta\omega_n x_0 + \dot{x}_0}{\omega_d} \sin \omega_d t \right) + \\ &\quad \frac{1}{m\omega_d} \int_0^t F(\tau) e^{-\zeta\omega_n(t-\tau)} \sin \omega_d(t - \tau) d\tau \end{aligned} \quad (12)$$

三、井架时间载荷的描述

1. 情况描述

钻井主要包括正常钻进和起下钻两个基本过

程,此外还有接单根、换钻头等其他辅助环节。虽然钻进作为直接生产时间所占比例最大,而起钻和下钻是钻井辅助生产时间,但是作为起升设备的主要组成部分——井架在正常钻进过程中振动比较平稳,而起下钻作业经常会遇到猛刹或猛提的瞬时情况,大钩负荷变化往往比较剧烈,对井架及钻井工人的安全造成严重威胁。

据油田统计,当井深为 3000 m 左右时,起下钻时间约占钻井时间的 13%,而当井深超过 6000 m 时,起下钻时间将超过 20%,从该角度讲,起下钻及由此产生的瞬时振动对井架的危害就更不能忽略了。

2. 时间载荷

结合 K-M-C 系统模型和式(11),利用牛顿定律,可以求解井架顶部所受到的激励力:

$$N(t) = me^{-\zeta\omega_n t} \left[\left(\frac{\zeta x_0 \omega_h^3 + \zeta^2 u \omega_h^2}{\omega_h} - u \omega_h \right) \sin \omega_h t - (x_0 \omega_h^2 + 2\zeta u \omega_h) \cos \omega_h t + g \right] + ce^{-\zeta\omega_n t} \times \left(\frac{x \omega_h^2 + \zeta \omega_h u}{\omega_h} \sin \omega_h t - u \cos \omega_h t \right) \quad (13)$$

四、瞬态响应的有限元计算

1. 计算精度与时间步长

时间步长的选取主要取决于计算精度,原则是在满足必要的计算精度的条件下,采用尽可能大的时间步长(Δt),以节省计算时间。

对井架这样的结构振动问题,常常只有少数低频阶型被激发。通常在使用 Newmark 方法^[4]进行结构动力分析的时候,时间步长与结构前几阶阶型的最高频率(f_{max})满足下式时,其解的精度将比较合理。

$$\Delta t = \frac{1}{20 f_{max}} \quad (14)$$

2. 时间位移响应

根据式(12)计算所得 $\Delta t=0.00439$ s,利用 ANSYS 软件,选取折减法求解井架瞬态响应。如图 3、4 为加载后立柱轴向和前开口向的时间—位移响应

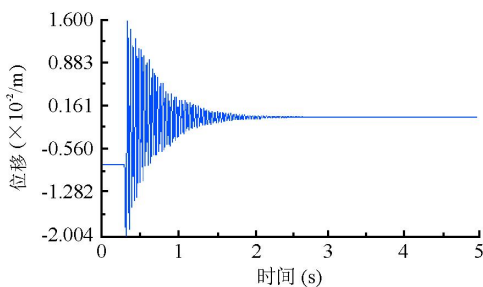


图 3 立柱轴向瞬态响应曲线图

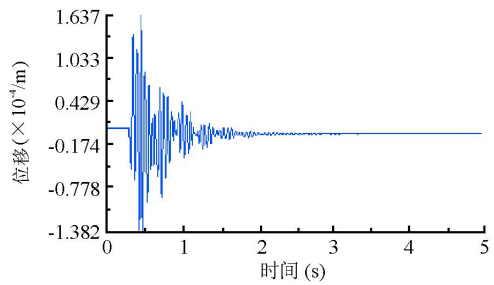


图 4 前开口向瞬态响应曲线图

曲线图。

(1)稳态振动(0~0.31 s):井架承受大小为 784 kN 的恒定载荷。通过 x, y, z 向的响应曲线可以看出:在各个方向的振动幅值恒定不变,呈现出一种持续的稳态振动,其中朝向前开口方向的位移幅值最大,井架顶部节点达到 3 cm。

(2)瞬态振动(0.31~5 s):井架载荷在瞬间阶跃为 1568 kN 经历 0.018 s 后载荷降低至原来的 784 kN,最后以坡面卸载方式卸载至零。结合图 3、4,在 0.31 s 瞬间加载时,各向位移在滞后的 0.31169 s 同时发生突变,其中 y 向(立柱轴向)变化最大;在 0.018 s 的振动期间, x, y, z 向位移幅值在 0.32486 s 同时获得最大值;0.328 s 以后开始载荷卸载,响应曲线随之迅速衰减, x, y, z 向位移衰减至最小值时的时刻分别为 4.9783 s、4.4427 s 和 4.9958 s, x, y, z 各向扭转位移衰减至最小值时的时刻分别为 4.8597 s、4.1924 s 和 4.8685 s。

由此说明,在整个瞬态振动期间,各向扭转振动衰减最快; x, y, z 向位移中 y 向振动位移衰减则最快。表 1 列举出了部分时间历程的瞬态位移响应值。同时在整个时间历程中, x, y 向分别呈现出井架整体在振动过程中受拉和受压趋势, z 向和立柱轴向则分别表现出二阶弯曲和二阶扭转趋势,与文献[5]结论一致。

表 1 井架瞬态振动时的位移响应表

时间历程	振动位移 (10^{-3} /m)			
	前开口向 (x 向)	立柱轴向 (y 向)	井架侧面 (z 向)	立柱扭转 ($r-y$ 向)
0.30730	30.4938	-7.9188	0.0078	-0.0673
0.31169	30.5741	-8.8698	-0.0145	-0.1780
0.32486	31.4792	-20.0474	-0.0487	0.1145
0.35998	41.7849	-13.2138	0.0593	1.2547
0.36437	43.1598	-18.7839	-0.0090	0.9684
0.45217	6.4707	-11.5072	0.1638	-0.7483

五、结 论

(1)将“井架—钢丝绳—大钩”简化为含粘性阻尼的弹簧—质量振动系统是合理的,可通过该系统将大钩处的瞬时载荷传递到井架顶部以求解井架在危险冲击下的真实响应。

(2)在瞬时冲击下,井架前开口向、立柱轴向和井架侧面产生冲击响应具有同时性,并且响应时间均滞后于激励 0.00169 s,朝向开口的前倾变形最大,其次是立柱轴向受压,侧向弯曲变形最小,二层台及其上段部位并伴有明显扭振。

(3)瞬态振动过程中,阻尼是振动衰减的主要因素,它对井架立柱轴向响应影响最大。

(4)严重冲击载荷作用下,井架顶部开口向响应最为强烈,危险时位移可达 4 cm,应加强立柱抗侧力刚度,并严格保证钻机正常工作时井架绷绳系统紧

固完好。

(5)提升钻具时司钻尽量保持平稳操作,减少危险冲击的人为因素。

参 考 文 献

- [1] 赵国珍,龚伟安.钻井力学基础[M].北京:石油工业出版社,1990.
- [2] 邹龙庆,付海龙,任国友,等.基于 I-DEAS 的石油井架模态分析[J].天然气工业,2005,25(7):59-61.
- [3] 师汉民,谌刚,吴雅.机械振动系统(上)[M].武汉:华中理工大学出版社,1992.
- [4] 王志刚.兰州铁路局采石段轨枕厂房轻钢结构的抗震分析与设计[D].浙江大学,2002.
- [5] 邹龙庆,付海龙,任国友.JJ160/41-K 型井架有限元分析与承载能力研究[J].石油矿场机械,2004,33(6):33-35.

(收稿日期 2006-12-19 编辑 钟水清)