

文章编号:1671-6833(2008)04-0137-04

液压静力压桩机起吊系统动态特性的研究

胡均平, 张 灵, 史天亮

(中南大学 机电工程学院, 湖南 长沙 410083)

摘 要: 通过对液压静力压桩机起吊系统的分析和研究, 运用 AMESim 软件建立了液压驱动系统的仿真模型, 并建立了钢丝绳的力学方程, 分析了激励加速度对钢丝绳动张力的影响. 对吊臂在不同动载系数时, 起吊系统的最大起重力及变幅油缸的最大油压与变幅角度的关系进行了仿真研究. 通过仿真分析可知激励加速度的变化会引起动张力的变化, 运用修正后的动载系数代替经验取值对模型进行力学分析, 不但简化了运算过程也使结果更加准确.

关键词: 静力压桩机; 起吊系统; 动张力; 动载系数; 建模; 仿真

中图分类号: TH 211

文献标识码: A

0 引言

液压静力压桩机起吊系统是相对独立又能适应主机工作特点的中小型液压起重机, 用于吊桩和其他辅助吊运工作, 由液压驱动控制系统、液压绞车、吊臂机构、起吊钢丝绳和变幅油缸等组成. 由于静力压桩机经常工作在复杂恶劣的环境中, 若发生事故, 会造成生命财产的重大损失. 为保证其安全作业, 力矩限制器就成为非常重要的保护装置. 常用的力矩限制器采用变幅油缸取力的方法, 将传感器测得的油压值与最大起重力对应的额定油压值比较, 超过限定值即采取控制、报警及记录等动作^[1]. 传统的检测方法建立在简单的吊臂力学平衡方程上, 仅按照经验取固定的动载系数, 从而确定最大起重力. 笔者在考虑加速度对钢丝绳动张力的影响的基础上, 建立较为准确的起吊系统数学模型, 为设计更加合理可靠的力矩限制器提供了数学依据.

1 起吊系统模型的建立

1.1 液压驱动系统原理及仿真建模的建立

液压驱动系统为一阀控马达系统, 根据系统的工作原理, 运用 AMESim 建立其仿真模型如图 1 所示, 模型中主要元件的依据理论及说明如下:

(1) 因为 Amesim 软件系统中没有手动换向阀, 所以在仿真过程中用比例换向阀采用直接信

号加载方式来代替.

(2) 制动器: 高速轴制动模型采用马达出口连接一个虚拟的分动箱模型. 其一端口连接传动部分, 另一端口连接可变摩擦转矩模型, 油缸输出位移经过相应的转化作为可变摩擦转矩模型的控制信号, 来实现马达的启动、正常转动及制动^[2].

(3) 减速器及卷筒: 采用带转动惯量的旋转负载、一级机械变速齿轮及绞盘来模拟减速器和卷筒.

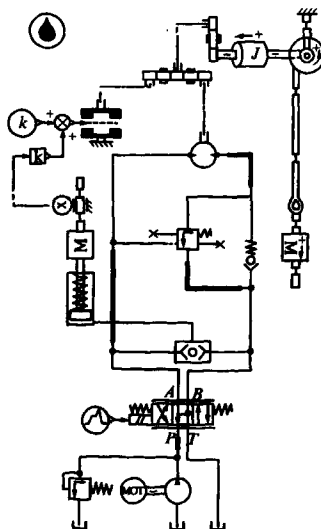


图1 液压驱动系统的仿真模型

Fig. 1 The simulation model of hydraulic driving system

收稿日期:2008-07-14; 修订日期:2008-08-18

基金项目:湖南省科技攻关计划资助项目(04GK3041)

作者简介:胡均平(1965-),男,湖南邵阳人,中南大学教授,博士生导师,主要研究方向为液压机械与控制技术.

1.2 提升钢丝绳力学方程的建立

1.2.1 钢丝绳微分方程的建立

因为在突然启动或紧急制动时分离点是逐步改变速度,所以存在一个激励加速度.以提升过程为例,钢丝绳上微元段受力如图2所示, Q_0 为吊物的重量, l_1 为绞车滚筒到吊臂滑轮钢丝绳的长度, l_0 为钢丝绳的悬垂长度, x 为主坐标,坐标原点为绳与绞车滚筒的分离处^[3].根据牛顿第二定律有:

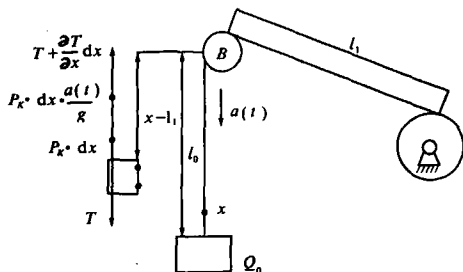


图2 钢丝绳—重物—绞车滚筒的简化模型

Fig.2 The simplified model of steel rope system

$$T + \frac{\partial T}{\partial x} dx + P_k \cdot dx - T = \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} \cdot \frac{P_k dx}{g} - \frac{a(t)}{g} \cdot P_k \cdot dx \quad (1)$$

式中: T 为绳中的张力, N ; $a(t)$ 为绞车与绳接触点的加速度, m/s^2 ; g 为重力加速度, m/s^2 ; P_k 为每米钢丝绳重, N/m ; $u(x, t)$ 为由张力所引起的微元件的位移。

因为 $T = T_D + T_j$; $u(x, t) = u_D + u_j$;

$$\begin{cases} \partial u_j / \partial t = 0; \\ \partial T_j / \partial x = -P_k \end{cases} \quad (2)$$

式中: T_D 为绳的动张力, N ; T_j 为由于吊重和绳重引起的绳的静张力, N ,此时 $T_j = Q_0 + R_k(l_0 + l_1 - x)$; u_D 为微元体由于 T_D 引起的位移, m ; u_j 为微元体由于 T_j 引起的位移, m 。

所以,式(2)都代入到式(1)中就可以得到:

$$\frac{\partial T_D}{\partial x} dx + \frac{a(t)}{g} P_k dx = \frac{\partial^2 u_D}{\partial t^2} \cdot \frac{P_k dx}{g} \quad (3)$$

整理式(3)并考虑到 $T_D = EF \frac{\partial u_D}{\partial x}$,便有:

$$\frac{\partial^2 u_D}{\partial t^2} = C^2 \frac{\partial^2 u_D}{\partial x^2} + a(t) \quad (4)$$

$$C^2 = \frac{gEF}{P_k} \quad (5)$$

式中: E 为钢绳的弹性模数, N/m^2 ; F 为钢绳的横断面积, m^2 ; C 为弹性波在钢绳中传播的速度,

m/s 。

1.2.2 提升钢丝绳动张力的计算

由于 $T_D = EF \frac{\partial u_D}{\partial x}$,所以求钢绳中动张力的问题就转化为在一定的初始和边界条件下求偏微分方程式(4)的定解问题^[4]。

在 $x=0$,即绳与滚筒的分离点处: $u_D(0, t)=0$;

在 $x=l=l_0+l_1$,即绳与提升容器的相连处:

$$-\frac{Q_0}{g} \left[\frac{\partial^2 u_D(l, t)}{\partial t^2} - a(t) \right] = EF \frac{\partial^2 u_D(l, t)}{\partial x^2}$$

当系统激励加速度为矩形脉冲即 $a(t) = a$ (为一常数)时,根据边界条件可算出:

$$T_D(x, t) = -\frac{a(t)}{g} (1 + \alpha) Q_0 + \frac{a(t)}{g} P_k x + \frac{a(t) Q_0}{g} \times \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{4 \sin \beta_n \sqrt{1 + \left(\frac{\alpha}{\beta_n} \right)^2}}{2 \beta_n + \sin 2 \beta_n} \cos \left(\frac{\beta_n C}{l} t + \varphi_n \right) \cos \frac{\beta_n}{l} x \right] \quad (6)$$

式中: $\alpha = \frac{P_k l}{Q_0}$ 为主绳重与终端吊重之比; $\beta_n = \frac{\omega_n l}{C}$

为固有值,且有, $\alpha = \beta_n \tan \beta_n$, $\varphi_n = \arctan \frac{\alpha}{\beta_n}$, ω_n 为绳系的各阶固有圆频率。

1.3 吊臂变幅油缸的力学模型

如图3所示为静力压桩机吊臂受力关系图,由图可得吊臂的力学平衡方程为^[5]:

$$(T_D + Q_0) L_{OC} \cos \alpha + GL_{OG} \cos \alpha - NL_{OG} \sin \beta = 0$$

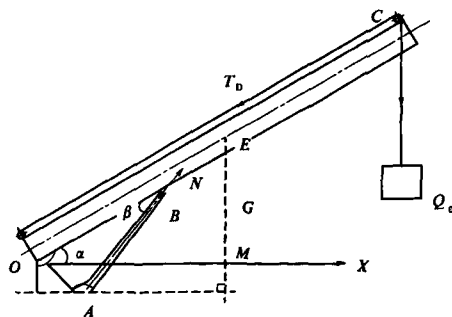


图3 吊臂受力分析图

Fig.3 Analyze the force on crane arm

$$\frac{L_{OA}}{\sin \beta} = \frac{L_{OB}}{\sin (180 - \alpha - \beta - \angle AOM)} \quad (7)$$

式中: G 为吊臂的自重; $N = P_1 A_1 - P_2 A_2$ 为油缸对吊臂斜向支撑力; P_1 、 P_2 、 A_1 、 A_2 分别为变幅油缸无杆腔和有杆腔的油压及横截面积.根据静力压桩机吊机设计的安全程度要求可知:

$$Q_{max} \cos \alpha = (T_D + Q_{0max}) \cos \alpha = 22\,540 \quad (8)$$

式中: Q_{\max} 为吊机吊臂的承载能力; $Q_{0\max}$ 为吊机吊臂的最大起重力。

2 仿真分析

系统采用检测变幅油缸进出油压力得出油缸对吊臂斜向支撑力, 根据吊臂的力学平衡方程来确定起吊重物额定重量。液压缸油压取决于吊臂与水平面的夹角 α , 动张力 T_D 及吊重 Q_0 等, 而影响动张力 T_D 的参数主要有液压驱动系统的激励加速度 a 及吊重 Q_0 。为此, 笔者对静力压桩机起吊系统进行了仿真研究分析。

ZYB 系列静力压桩机起吊系统模型涉及的主要参数: $E = 1 \times 10^5 \text{ MPa}$, $F = 1.63 \times 10^{-4} \text{ m}^2$, $P_K = 1.523 \text{ kg}$, $l = 30 \text{ m}$, $l_1 = L_{OC} = 19 \text{ m}$, $L_{OB} = 3.5 \text{ m}$, $L_{OA} = 1.34 \text{ m}$, $L_{OE} = 12 \text{ m}$, $\angle AOM = 26.5^\circ$, $A_1 = 0.025 \text{ m}^2$, $A_2 = 0.013 \text{ m}^2$ 。

如图4所示, $0 \sim 10 \text{ s}$ 为下放过程, $20 \sim 30 \text{ s}$ 为提升过程, $10 \sim 20 \text{ s}$ 和 $30 \sim 40 \text{ s}$ 为停止过程。 0 s 和 20 s 对应的是启动瞬间, 10 s 和 30 s 对应的是制动瞬间。由图可知卷筒在下放、停止、提升的开始时刻都会产生角加速度的突然变化, 其中下放过程中制动时角加速度最大, 为 11.2 rad/s^2 , 由卷筒半径为 0.18 m , 可得此时的加速度为 2 m/s^2 。

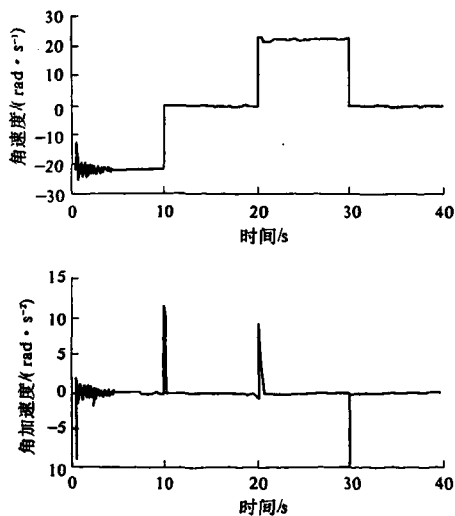


图4 液压绞车的角速度、角加速度时间关系图

Fig. 4 The relationship between angular velocity, acceleration and time of the winch

图5为激励加速度分别为 2 m/s^2 、 1.6 m/s^2 、 1.4 m/s^2 时绳的动张力曲线图, 由图可知激励加速度越大动张力也越大。由于加速度的大小取决于液压绞车控制阀的打开速度及阀口的大小, 本

文对控制阀阀口迅速开到最大时进行研究(此时最大激励加速度为 $a = 2 \text{ m/s}^2$)。

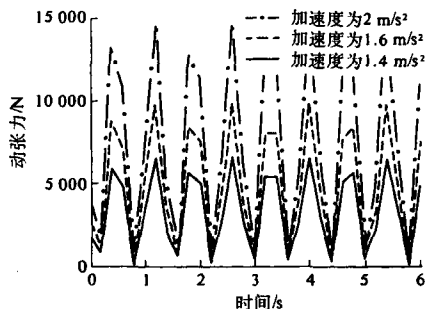


图5 不同激励加速度时绳的动张力

Fig. 5 The dynamic tension change with acceleration

图6为提升钢丝绳的动载系数 K_d 变化曲线图, $K_d = 1 \pm \frac{T_D}{T_j}$ (“ \pm ”用于提升和下放工况)。由图可知动载系数是震荡变化的, 其震荡变化是由其固有频率的变化引起的, 而其大小则与激励加速度的大小和吊重的重量等有关。

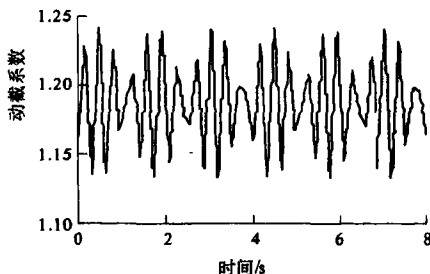


图6 钢丝绳的动载系数变化曲线图

Fig. 6 The dynamic load coefficient curve of steel rope

图7(a)为动载系数按照经验公式取常数1.1和动载系数按图6所示变化时的吊臂最大起重能力与变幅角度关系图。由图可知当变幅角度从 $0 \sim 80^\circ$ 变化时, 随着变幅角度的增加起重能力也越来越大。动载系数为常数时, 起吊能力是一条光滑的曲线; 动载系数振荡变化时, 起吊能力也随之振荡变化, 由此可知起吊重量越大钢丝绳的动张力也就越大。

图7(b)为动载系数按照经验公式取常数1.1和动载系数按图6所示变化时变幅油缸的最大压力与变幅角度关系图。由于钢丝绳动张力的振荡变化受多种因素的影响, 很难准确的得出某一起吊过程的具体数值, 笔者根据动张力的仿真结果, 对动载系数的经验值进行了修正, 通过仿真计算得到更加可靠的数值, 如图7(b)中虚线表示。

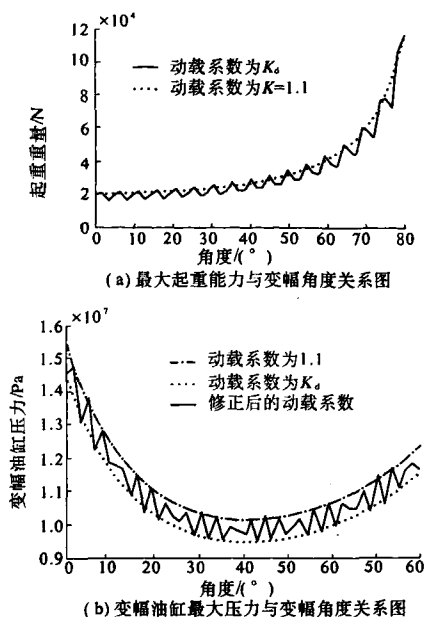


图7 吊臂特征参数随变幅角度变化关系

Fig. 7 The curve of characteristic parameters change with angle of the crane arm

3 结论

(1) 通过对液压静力压桩机起吊系统数学模型的分析 and 仿真, 表明起吊过程是一个典型的动力学过程。

(2) 在吊臂工作过程中, 由于吊重悬空提升或下降状态驱动系统的启动与制动, 吊重突然离地提升瞬间或钢丝绳由松弛到绷紧的瞬间, 将产生一定的加速度或减速度, 此时钢丝绳都将受明显的动张力作用, 使得变幅油缸压力也随之振荡变化, 在力矩限制器的设计时要充分的考虑。

(3) 传统的计算方法是根据经验取一固定的动载系数, 虽然简化了计算过程, 但结果不够精确。笔者通过对钢丝绳动张力的分析和修正, 得出比较接近系统实际情况的数学模型, 从而为力矩限制器的设计提供更加可靠精确的数学依据。

参考文献:

- [1] 吴邦春, 周洪, 陈可群, 等. 一种新型汽车起重量力矩限制器的研制[J]. 微计算机信息, 2005, 21(11-2): 112-113.
- [2] 马鹏宇, 胡永彪, 张新荣. 冷铣刨机功率自适应控制参数研究[J]. 郑州大学学报: 工学版, 2007, 28(2): 88-92.
- [3] 潘英, 夏荣海. 竖井提升机在紧急制动过程中钢丝绳的动张力[J]. 中国矿业学院学报, 1982, (3): 52-55.
- [4] 彭佑多, 张永忠, 刘德顺, 等. 计及液压驱动系统激励的提升绳系振荡特性研究[J]. 中国机械工程, 2002, 13(7): 14-17.
- [5] 胡均平, 刘兴农, 罗春雷, 等. 液压起重机过载保护系统的设计[J]. 中南大学学报, 2005, 36(5): 841-845.

Study on the Dynamic Characteristics of the Hoisting System of Hydraulic Static Pile Pressing-in Driver

HU Jun - ping, ZHANG Ling, SHI Tian - liang

(College of Mechanical & Electrical Engineering, Central South University, Changsha 410083, China)

Abstract: This paper makes the analysis of and research into the hoisting system of hydraulic static pile pressing-in driver, sets up the simulation model of the hydraulic driving system in AMESim, establishes the mechanics equation of steel rope and analyses the influence of actuator acceleration on dynamic tension. Simulation of and research into the relationship between maximal hoisting force and angle of the crane, and the relationship between the maximal cylinder pressure and angle of the crane arm with different dynamic load coefficient are made. The analysis shows that the change of acceleration makes the change of dynamic tension. Using the amendatory dynamic load coefficient to substitute the experiential one and doing the dynamical analysis can predigest the calculating and make the result more accurate.

Key words: hydraulic static pile pressing-in driver; hoisting system; dynamic tension; dynamic load coefficient; modeling; simulation