

# 履带起重机提升过程中臂架系统的动载荷计算

林贵榆<sup>1</sup>, 李召勇<sup>2</sup>, 王贞观<sup>3</sup>, 李奎贤<sup>1</sup>

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 山东科瑞控股有限公司, 山东 东营 257000

3. 辽宁抚挖重工机械股份有限公司, 辽宁 抚顺 113126)

**摘 要:** 为了求提升过程中斜坡脉冲载荷作用下的弹性件动载荷, 将履带起重机的臂架系统简化为两个自由度的线性振动模型; 采用运动分析法建立了由振动引起弹性件变形的几何方程, 运用能量法建立斜坡脉冲载荷的振动数学模型, 并运用叠加法分别计算出斜坡脉冲载荷作用下的线性振动系统在最大加载的提升过程中弹性件的响应——位移、速度、加速度、动载荷及动载荷系数; 针对影响动载荷的主要因素提出有效的控制方法, 为保证设备平稳的工作提供了有效依据。

**关键词:** 起重机; 动力学; 动力系数; 振动

中图分类号: TH123

文献标志码: A

文章编号: 1005-3026(2015)05-0699-05

## A Calculation of the Crawler Crane Boom System's Dynamic Load in the Lifting Process

LIN Gui-yu<sup>1</sup>, LI Zhao-yong<sup>2</sup>, WANG Zhen-guan<sup>3</sup>, LI Kui-xian<sup>1</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. Ke Rui Group, Dongying 257000, China; 3. Liaoning Fuwa Heavy Industry Machinery Co., Ltd., Fushun 113126, China.

Corresponding author: LIN Gui-yu, E-mail: lin\_guiyu@163.com)

**Abstract:** To obtain the elastic element's dynamic load under the action of slope pulse load in the lifting process, we simplified the crawler crane boom system as a linear vibration model with two degrees of freedom. Through the motion analysis, the geometry equations of deformation caused by elastic element's vibration was established. The vibration mathematical model of the slope pulse load was established through energy's method, and we also used superposition principle method to calculate elastic element's the response, including displacement, velocity, acceleration and dynamic load coefficients of the linear vibration system with the greatest loading, under the slope pulse load. The effective control method can not only connect with the major factors about the dynamic load, but also provide practical basis for the equipment's working performance.

**Key words:** cranes; kinetics; dynamic coefficient; vibration

起重机在提升过程中由于启动和制动承受着较强烈的冲击载荷<sup>[1]</sup>, 且该系统的特点是变参数系统, 是往复和旋转运动的混合, 变参数体现在同一个工作幅度下弹性件的刚度随重物的提升高度增加, 其刚度增大, 该参量在启动过程中因加载时间短变化较缓慢, 针对该种情况采用具有定值参数的模型<sup>[2-3]</sup>, 即以最大额定工作载荷, 起吊重物离地的临界状态为计算条件, 以获得近似合理值。

特别是在加载过程中, 为保证整机平稳的工

作性能, 从动力学研究入手<sup>[4-6]</sup>, 确定合理的加载时间以控制动载荷。

## 1 动力学方程的建立

### 1.1 振动模型的建立

1) 建立振动模型的假设条件。①将臂架结构件视为质量为  $m_1$ , 长度为  $l$  的均质刚体, 则绕支撑点的转动惯量  $J = m_1 l^2 / 3$ ; ②工作载荷已含弹性

件(提升钢绳)的部分质量;③为了突出弹性件的动载荷特性,系统阻尼不予考虑;④干扰力为斜坡脉冲载荷<sup>[7]</sup>.

2) 斜坡脉冲载荷的特性. 斜坡脉冲载荷引起的动载荷与加载的缓急程度有关<sup>[8-10]</sup>. 实际的加载规律是多种多样的,它依控制系统与操作系统而定,但大体上与图 1 所示加载规律相近,它由 3 段组成;第 1 段和第 3 段是线性增长,即在  $0 \leq t \leq t_1$  段,为加速,  $F = Q \cdot t/t_1$ ; 在  $t_2 \leq t \leq t_3$  时段为减速,  $F = Q[1 - t/(t_3 - t_2)]$ ; 第 2 段,即当  $t_1 \leq t \leq t_2$  时,  $F = Q$ . 显然最大动载荷发生在第 2 段,重点在研究第 1 段动态响应的基础上,拟研究此段弹性构件的受力变化.

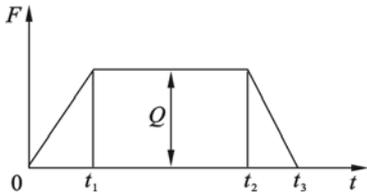


图 1 斜坡脉冲载荷  
Fig. 1 The slope pulse load

3) 广义自由度的确定. 将弹性支撑力和工作载荷简化到臂架的顶点 A. OA 为臂架中心线,取重物  $m_2$  离地的临界状态为平衡位置,即臂架在斜坡载荷作用下,臂架绕其支撑点左右摆动,形成摆动角  $\theta$  及重物  $m_2$  在 y 方向的上下摆动,故将该系统简化为二自由度振动模型. 如图 2 所示.

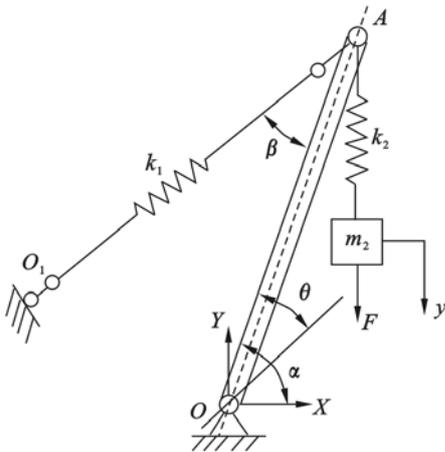


图 2 臂架系统的振动模型  
Fig. 2 The vibration model of the boom

1.2 弹性件的变形几何方程

臂架在振动时,由初始位置  $A_0$  运动到  $A_1$ ,转过的弧长为  $l\theta$ ,并认为其弧长等于弦长,即弦长  $A_0A_1 \approx l\theta$ ,如图 3 所示;支撑绳  $l_0$  由初始位置  $A_0$  点运动到  $A_1$  点,长度为  $O_1A_1$ ,其支撑绳的伸长量

$\Delta l = O_1A_1 - O_1A_0 = l_1 - l_0$ , OB 线是  $\theta$  角的角分线,  $\Delta l$  的计算方法如下:

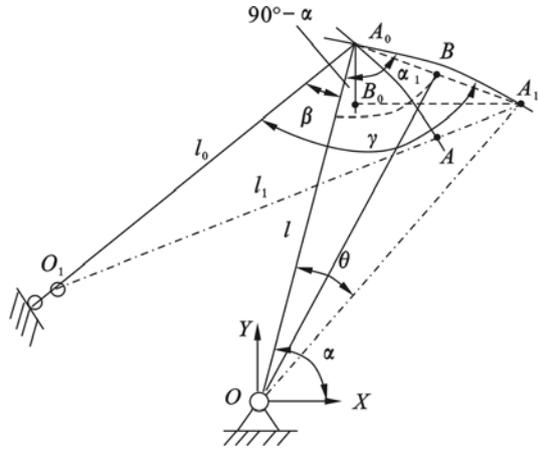


图 3 相关量的计算简图  
Fig. 3 The diagram of correlated amount

根据余弦定理并整理有

$$l_1 = O_1A_1 = l_0 \sqrt{1 + \frac{(\theta)^2 + 2l_0l\theta\sin(\beta - 0.5\theta)}{l_0^2}}$$

实际上,  $l_0$  与  $l$  是同量级,一般  $n = l/l_0 = 1 \sim 1.5$ , 令  $l \approx l_0$ , 则

$$\frac{\partial x}{\partial l_0} = \frac{l\theta}{l_0} = \frac{nl_0\theta}{l_0} \approx n\theta$$

实际的振动角很小,所以:

$$x = \frac{(\theta)^2 + 2l_0l\theta\sin(\beta - 0.5\theta)}{l_0^2} \leq 1$$

满足  $\sqrt{1+x}$  泰勒级数展开公式中的条件,即  $-1 \leq x \leq 1$ ; 并取其前两项,有

$$l_1 \approx l_0 \left( 1 + \frac{(\theta)^2 + 2l_0l\theta\sin(\beta - 0.5\theta)}{2l_0^2} \right)$$

因  $\theta$  很小,  $\theta^2 \rightarrow 0$ , 略去高阶无穷小,有

$$l_1 \approx l_0 \left( 1 + \frac{l_0l\theta\sin\beta}{l_0^2} \right) = l_0 + l\theta\sin\beta, \tag{1}$$

$$\Delta l = l_1 - l_0 = l_0 + l\theta\sin\beta - l_0 = l\theta\sin\beta$$

1.3 动力学方程的建立

1.3.1 第 1 阶段  $0 \leq t \leq t_1$  的动力学方程

1) 系统动能:

$$T = \frac{1}{2}J\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}m_2\dot{y}^2$$

2) 系统势能:

$$U = \frac{1}{2}\Delta l^2 + \frac{1}{2}\Delta h^2 = \frac{1}{2}K_1(l\theta\sin\beta)^2 + \frac{1}{2}K_2(y - l\theta\cos\alpha)^2$$

$$\text{广义力 } F = Q \frac{t}{t_1}$$

代入拉氏方程得系统动力学方程：

$$\left. \begin{aligned} J\ddot{\theta} + (K_1 l^2 \sin^2 \beta + K_2 l^2 \cos^2 \alpha) \cdot \theta - \\ K_2 l \cos \alpha \cdot y = 0, \\ m_2 \ddot{y} + K_2 y - K_2 \cos \alpha \cdot l \cdot \theta = F = \frac{Q}{t_1} t. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

3) 二自由度的位移方程：

$$\left. \begin{aligned} \theta = A \sin pt + A_1 \cos pt, \\ y = B \sin pt + B_1 \cos pt + Ht. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

初始条件： $t = 0; y = \theta = 0; \dot{y} = 0$ .

将位移方程的相应形式代入式(2)，整理得：

$$\begin{aligned} [((K_1 l^2 \sin^2 \beta + K_2 l^2 \cos^2 \alpha) - Jp^2)(K_2 - \\ m_2 p^2) - (K_2 \cos \alpha \cdot l)^2] B \sin pt + [K_2((K_1 l^2 \sin^2 \beta + \\ K_2 l^2 \cos^2 \alpha) - Jp^2) - (K_2 \cos \alpha \cdot l)^2] Ht = \\ Q \frac{t}{t_1} (K_1 l^2 \sin^2 \beta + K_2 l^2 \cos^2 \alpha - Jp^2). \end{aligned}$$

显然满足此式的条件有：

$$\begin{aligned} ((K_1 l^2 \sin^2 \beta + K_2 l^2 \cos^2 \alpha) - Jp^2)(K_2 - m_2 p^2) - \\ (K_2 \cos \alpha \cdot l)^2 = 0, \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} [K_2((K_1 l^2 \sin^2 \beta + K_2 l^2 \cos^2 \alpha) - Jp^2) - \\ (K_2 \cos \alpha \cdot l)^2] Ht = Q \frac{t}{t_1} [(K_1 l^2 \sin^2 \beta + K_2 l^2 \cos^2 \alpha) - \\ Jp^2]. \end{aligned} \quad (5)$$

$$\text{令 } h_i = \left(1 + \frac{K_2 \cos^2 \alpha}{K_1 \sin^2 \beta - m_1 p_i^2 / 3}\right);$$

$$H_i = (h_i / K_2) \cdot (Q / t_1).$$

式(4)、式(5)是固有频率算式，可计算  $p_i$ ， $i = 1, 2$ .

根据初始条件，求得位移方程  $y$  中的系数  $B$ ：

$$B_i = -\frac{H_i}{p_i} = -\frac{h_i}{K_2 p_i} \cdot \frac{Q}{t_1},$$

$$y = H_i \left(-\frac{\sin p_i \cdot t}{p_i} + t\right) = \frac{h_i}{K_2} \cdot \frac{Q}{t_1} \left(t - \frac{\sin p_i t}{p_i}\right).$$

4) 由振幅比值求振幅  $A$ ：

$$\frac{A_i}{B_i} = \frac{-K_2 l \cos \alpha}{[-Jp_i^2 + (K_1 l^2 \sin^2 \beta + K_2 l^2 \cos^2 \alpha)]} = \frac{(K_2 - m_2 p_i^2)}{-K_2 l \cos \alpha} = \lambda_i. \quad (6)$$

有  $A_i = \lambda_i B_i, i = 1, 2$ .

5) 位移及速度方程：

$$y = \frac{Q}{K_2 t_1} \left[ (h_1 + h_2) t - \left( \frac{h_1}{p_1} \sin p_1 t + \frac{h_2}{p_2} \sin p_2 t \right) \right], \quad (7)$$

$$\dot{y} = \frac{Q}{K_2 t_1} [h_1 (1 - \cos p_1 t) + h_2 (1 - \cos p_2 t)], \quad (8)$$

$$\theta = -\frac{1}{K_2} \cdot \frac{Q}{t_1} (\lambda_1 \frac{h_1}{p_1} \sin p_1 t + \lambda_2 \frac{h_2}{p_2} \sin p_2 t), \quad (9)$$

$$\dot{\theta} = -\frac{Q}{K_2 t_1} (\lambda_1 h_1 \cos p_1 t + \lambda_2 h_2 \cos p_2 t). \quad (10)$$

1.3.2 第 2 阶段  $t_1 \leq t \leq t_2$  的动力学方程

第 2 阶段的初始运动情况即是第 1 阶段的终了情况，即

①  $t = t_1$  时的速度为

$$\dot{y} = \frac{Q}{K_2} \frac{h_1}{t_1} (1 - \cos p_1 t_1) + \frac{Q}{K_2} \frac{h_2}{t_1} (1 - \cos p_2 t_1). \quad (11)$$

② 运动方程为

$$\left. \begin{aligned} J\ddot{\theta} + (K_1 l^2 \sin^2 \beta + K_2 l^2 \cos^2 \alpha) \theta - \\ K_2 l \cos \alpha \cdot y = 0, \\ m_2 \ddot{y} + K_2 y - K_2 \cos \alpha \cdot l \theta = F = Q. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

该系统为两个自由度的线性系统，在  $t > t_1$  时，设运动由两部分组成，即

$$\begin{cases} y_i(p_i) = \frac{Q h_i}{K_2 t_1} \left(t - \frac{1}{p_i} \sin p_i t\right), \\ \dot{y}_i(p_i) = \frac{Q h_i}{K_2 t_1} (1 - \cos p_i t). \end{cases}$$

1) 求  $y_1$ .

$$\left. \begin{aligned} y_1 = D_1 \sin p_1 (t - t_1) + E_1 \cos p_1 (t - t_1) + \frac{Q}{K_2} (h_1 + h_2), \\ \dot{y}_1 = D_1 p_1 \cos p_1 (t - t_1) - E_1 p_1 \sin (t - t_1). \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

第 2 阶段开始时应符合第 1 阶段的终了情况，即

$$\left. \begin{aligned} \dot{y}_{1(t=t_1)} = D_1 p_1 = \dot{y}_{1(t > t_1)} = \frac{Q h_1}{K_2 t_1} (1 - \cos p_1 t_1), \\ D_1 = \frac{Q h_1}{K_2 t_1 p_1} (1 - \cos p_1 t_1), \\ E_1 = -\frac{Q h_1}{K_2 p_1 t_1} \sin p_1 t_1, \\ y_1 = \frac{Q}{K_2} \left\{ (h_1 + h_2) + \frac{h_1}{t_1 p_1} [\sin p_1 (t - t_1) - \sin p_1 t] \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

2) 求  $y_2$ .

$$\left. \begin{aligned} y_2 = D_2 \sin p_2 (t - t_1) + E_2 \cos p_2 (t - t_1), \\ \dot{y}_2 = D_2 p_2 \cos p_2 (t - t_1) - E_2 p_2 \sin p_2 (t - t_1). \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

当  $t = t_1$  时：

$$D_2 = \frac{Q h_2}{K_2 t_1 p_2} (1 - \cos p_2 t_1),$$

$$E_2 = -\frac{Q}{K_2 p_2 t_1} \sin p_2 t_1,$$

故

$$y_2 = \frac{Qh_2}{K_2 p_2 t_1} [\sin p_2(t - t_1) - \sin p_2 t] \quad (16)$$

3) 计算总位移  $y = y_1 + y_2$ .

$$T = 2\pi/p, \quad p = 2\pi/T.$$

$$y = \frac{Q}{K_2} \left[ (h_1 + h_2) - \frac{h_1 T_1}{t_1 \pi} \sin \frac{\pi t_1}{T_1} \cos \pi \left( \frac{2t}{T_1} - \frac{t_1}{T_1} \right) - \frac{h_2 T_2}{t_1 \pi} \sin \frac{\pi t_1}{T_2} \cos \pi \left( \frac{2t}{T_2} - \frac{t_1}{T_2} \right) \right] \quad (17)$$

由该式可知,弹性件力由两部分组成:一部分是刚性系统所受的基本载荷  $Q$ ;第二部分是周期变化的振动力,其振幅完全决定于第二阶段的初始状况.如  $t_1$  为  $T_1$  的整倍数,振动消失,振幅为  $Q/K_2$ ,弹性件力恰好是  $Q$ ,而吊重物的速度也恰好为零,因而保持了稳定的平衡状况.

4) 计算位移  $y$  的加速度  $a$ .

若  $t = t_1, p = 2\pi/T$ ,由式(17)求得  $a$ .

$$a = \ddot{y} = \frac{Q}{K_2} \left[ \frac{h_1 T_1}{t_1 \pi} \left( \frac{2\pi}{T_1} \right)^2 \sin \frac{\pi t_1}{T_1} \cos \frac{\pi t_1}{T_1} + \frac{h_2 T_2}{t_1 \pi} \left( \frac{2\pi}{T_2} \right)^2 \sin \frac{\pi t_1}{T_2} \cos \frac{\pi t_1}{T_2} \right] \quad (18)$$

5) 角位移  $\theta$ .

$$\theta = -\frac{Q}{K_2} \left[ \frac{\lambda_1 h_1 T_1}{t_1} \sin \frac{2\pi t}{T_1} + \frac{\lambda_2 h_2 T_2}{t_1} \sin \frac{2\pi t}{T_2} \right] \quad (19)$$

### 1.3.3 弹性件的动载荷系数

1) 提升钢绳的振动载荷及动载荷系数:

$$P_{Tz} = Q \left\{ (h_1 + h_2) - h_1 \frac{T_1}{\pi t_1} \sin \frac{\pi t_1}{T_1} \times \cos \pi \left( \frac{2t}{T_1} - \frac{t_1}{T_1} \right) - h_2 \frac{T_2}{\pi t_1} \sin \frac{\pi t_1}{T_2} \cos \pi \left( \frac{2t}{T_2} - \frac{t_1}{T_2} \right) \right\} \quad (20)$$

$$k_{Tz} = \frac{P_{Tz}}{Q} = (h_1 + h_2) + h_1 \frac{1}{\pi} \cdot \frac{T_1}{t_1} \sin \pi \frac{t_1}{T_1} + h_2 \frac{1}{\pi} \cdot \frac{T_2}{t_1} \sin \pi \frac{t_1}{T_2} \quad (21)$$

讨论:

①根据极限定理  $\lim_{t_1 \rightarrow 0} \frac{\sin \pi t_1 / T}{\pi t_1 / T} = 1$ ,  
 $k_{Tz \max} \approx 2(h_1 + h_2)$ .

②根据极限定理  $\lim_{t_1 \rightarrow \infty} \frac{\sin \pi t_1 / T}{\pi t_1 / T} = 0$ ,  
 $k_{Tz \min} = (h_1 + h_2)$ .

说明加载时间越长,动载荷系数越小.

令  $N_t = t_1/T_1$ ,则加载时间  $t_1$  应满足:

$$t_1 \geq N_t T_1 = N_t \frac{2\pi}{p} = \frac{2\pi N_t}{\sqrt{K_x/m_2}} \quad (22)$$

加载时间即设备启动时间,一般  $t_1 = (3 \sim 5) s$ ,由式(22)可得系统的提升绳刚度  $K_x$ ,应满足:

$$K_x = m_2 \frac{4\pi^2 N_t^2}{t_1^2} \approx 40m_2 \left( \frac{N_t}{3 \sim 5} \right)^2 \quad (23)$$

2) 惯性载荷及动载荷系数:

$$p_{Tg} = m_2 \ddot{y} = m_2 a, \quad (24)$$

$$k_{Tg} = m_2 a / m_2 g = \ddot{y} / g \quad (25)$$

### 1.4 实例计算

系统特性:臂架质量  $m_1 = 231 \times 10^3 \text{ kg}$ ,臂架长度  $l = 54 \text{ m}$ ;吊重质量  $m_2 = 3.5 \times 10^6 \text{ kg}$ ,

$$\beta = 69^\circ, \alpha = 85^\circ, \text{吊重的重力 } Q = 3.5 \times 10^7 \text{ N},$$

$$J = \frac{m_1 l^2}{3} = 2.24532 \times 10^8 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$K_1 = 1.33536 \times 10^8 \text{ N/m},$$

$$K_2 = 2.405078261 \times 10^8 \text{ N/m}.$$

将有关数据代入相关方程得结果,见表 1.

表 1 计算结果  
 Table 1 The calculation results

$p_i, \lambda_i, h_i$	振幅 $A_i = B_i \lambda_i$	振幅 $B_i = b_i \cdot Q/t_1$ , $b_i = -h_i/(K_2 p_i)$
	$A_1 = 1.763 \times 10^{-12}$	$B_1 = -5.14 Q/t_1 \times 10^{-10}$
$p_1 = 8.22$	$\times Q/t_1 \text{ rad}$	m
$\lambda_1 = -0.00343$	$A_2 = -2.69 \times 10^{-11}$	$B_2 = -5.92 Q/t_1 \times 10^{-12}$
$h_1 = 1.0163$	$\times Q/t_1 \text{ rad}$	m
	$Q = 3.5 \times 10^7 \text{ N}, t_1 = 5 \text{ s}$	
$p_2 = 39.2$	$A_1 = 7.32 \times 10^{-4} (^\circ)$	$B_1 = -3.598 \text{ mm}$
$\lambda_2 = 4.54$	$A_2 = -1.3 \times 10^{-4} (^\circ)$	$B_2 = -4.15 \times 10^{-2} \text{ mm}$
$h_2 = 0.056$		
$T_2 = 0.21 T_1$		
	若 $Q = 3.5 \times 10^7 \text{ N}, t_1 = 3 \text{ s}$	
	$A_1 = 1.22 \times 10^{-4} (^\circ)$	$B_1 = -6 \text{ mm}$
	$A_2 = -2.2 \times 10^{-4} (^\circ)$	$B_2 = -6.9 \times 10^{-2} \text{ mm}$

将相关数据代入式(21),得表 2、图 4 所示.

以加载时间  $t_1$  与振动周期  $T_1$  的比值为变量,随着加载时间的增大,振动呈衰减状态.为保证起重机工作平稳,使动载荷系数  $k_{Tz} = (0.98 \sim 1.03)$ ,由式(25)可计算提升绳应具备的刚度  $K_x$  及其与加载时间  $t_1$  的关系.

由表 3 可知,当  $k_{Tz} = (0.98 \sim 1.03)$ ,应使加载时间  $t_1 = (3 \sim 6) s$ ,提升绳应具有刚度  $K_x = (2.2 \sim 2.4) \times 10^8 \text{ (N/m)}$  为宜;根据提升系统已给定的提升绳刚度  $K_2 = 2.4 \times 10^8 \text{ (N/m)}$ ,取加载时间  $t_1 = 5 \text{ s}$ ,即可保证动载荷系数  $k_{Tz} = 1.03$ .

表 2 动载荷系数与加载时间的关系  
Table 2 The relationship between dynamic load coefficient and the loading time

序号	$t_1/T_1$	$k_{Tz}$	加载时间/s
1	0	$k_{Tz,max} = 2.145$	$t_1 \rightarrow 0$
2	$\infty$	$k_{Tz,min} = 1.072$	$t_1 \rightarrow \infty$
3	1.50	0.853	1.14
4	2.50	1.202	1.91
5	5.50	1.013	4.20
6	6.55	1.122	5.00
7	7.50	1.030	5.73

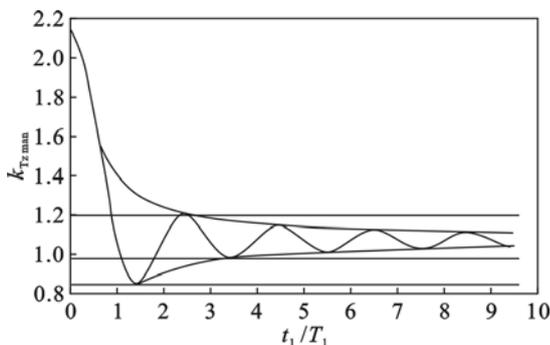


图 4 动载荷系数与  $t_1/T_1$  关系  
Fig. 4 The relationship between dynamic load coefficient and  $t_1/T_1$

表 3 刚度  $K_x$  与加载时间  $t_1$  的关系  
Table 3 The relationship between stiffness  $K_x$  and loading time  $t_1$

序号	$N_1 = t_1/T_1$	加载时间 $t_1/s$	$K_x \times 10^8 / (N \cdot m^{-1})$
1	3.50	2.70 $\approx$ 3	1.90 $\sim$ 0.686
2	6.55	5	6.67 $\sim$ 2.400
3	7.50	5.73 $\approx$ 6	8.75 $\sim$ 3.150

加速度  $a$  与加载时间  $t_1$  的关系如表 4 所示。

表 4 加速度  $a$  与加载时间  $t_1$  的关系  
Table 4 The relationship between acceleration  $a$  and the loading time  $t_1$

序号	$t_1/T_1$	$a / (mm \cdot s^{-2})$	加载时间 $t_1/s$
1	1.50	0.26	1.14
2	2.50	-0.15	1.91
3	5.50	0.31	4.20
4	6.55	0.20	5
5	7.50	-0.32	5.73

由式 (18) 可知惯性动载荷系数  $k_d = P_D/Q = a/g = 0.3/10 = 0.03$ 。

总动载荷系数  $k_z = 1.03 + 0.03 = 1.06$ 。

由式 (19) 可知, 当  $t_1/T_1 = 0.15, \theta_{max} =$

$0.0085 \text{ rad}$ ; 当  $t_1/T_1 = 5.5 \sim 6.5, \theta \rightarrow 0$ 。

## 2 结 论

1) 履带起重机臂架结构在重物起升离地过程中简化为两自由度的线性振动系统是合理可行的, 该计算模型的假设条件和系统广义自由度的确定符合实际情况, 并与计算结果相吻合。

2) 合理确定起升加载时间可使起升过程平稳, 减小振动冲击, 通过保证加载时间  $t_1 \geq 5 \text{ s}$ , 可使提升绳的动载荷系数降到 1.03。

3) 通过加载时间与振动周期即频率的关系可求得提升系统的提升绳应具有刚度的表达式: 当  $t_1/T_1 = 6.5$  时,  $t_1 = 5 \text{ s}$ , 则  $K_x \approx (67 \sim 68) m_2$  (N/m), 可保证设备平稳工作。

### 参考文献:

[1] 王金诺, 于兰峰. 起重运输机金属结构[M]. 北京: 中国铁道出版社, 1984: 152 - 154.  
(Wang Jin-nuo, Yu Lan-feng. The metal structure of crane [M]. Beijing: China Railway Publishing House, 1984: 152 - 154.)

[2] Брауде В И. Вероятностные Методы Расчёта Грузоподъемных Машин[M]. Ленинград: Машиностроение, 1978: 121 - 123.  
(Braude V I. The reliability and dynamics of the crane [M]. Leningrad: The Leningrad Machine Press, 1978: 121 - 123.)

[3] Walshaw A C. Mechanical vibration with applications [M]. London: Ellis Horwood Limited, 1984: 171 - 180.

[4] Maczynski A, Wojciech S. Dynamic of a mobile crane and optimisation of the slewing motion of its upper structure [J]. Kluwer Academic Publisher, 2003 (32): 259 - 290.

[5] Wang A L, Jiang T. Study on structural instability of large crawler crane boom structure [J]. International Conference on WTCS, 2012 (116): 401 - 406.

[6] Lou F P, Wang X J. Study and simulation of crane lifter sensorless system based on sliding mode variable structure [J]. International Conference on ICCE2011, 2011 (110): 511 - 519.

[7] Timoshenko S, Young D H, Weaver W. Vibration problems in engineering [M]. 4th ed. New York: John Wiley & Sons, 1974: 145 - 149.

[8] Dupuis H, Zerlett G. Whole-body vibration and disorders of the spine [J]. Int Arch Occup Environ Health, 1987 (59): 323 - 336.

[9] Samani F S, Pellicano F. Performance of dynamic vibration absorbers for beams subjected to moving loads [J]. Nonlinear Dynamics, 2013 (73): 1065 - 1079.

[10] 杨长骅. 起重机械 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1982: 416 - 430.  
(Yang Chang-kui. Hoisting machinery [M]. Beijing: China Machine Press, 1982: 416 - 430.)