

文章编号:1007-6492(1999)03-0076-03

## 桥式抓斗起重机钢丝绳卷绕系统动态分析

袁 昕<sup>1</sup>, 韩林山<sup>2</sup>

(1.河南省对外经济贸易委员会,河南 郑州 450003; 2.华北水利水电学院机械工程系,河南 郑州 450045)

**摘 要:**为系统了解桥式抓斗起重机这种变质量、变刚度的时变振动系统的动态工作特性,为其设计分析提供比较可靠的动态理论根据,以桥式抓斗起重机钢丝绳卷绕系统为研究对象,建立了该系统的力学模型,用 Wilson- $\theta$  法、Newmark 法提出求解方法,编制计算程序,并用该程序对实例进行计算分析,得出以下结论:主、辅小车的振动主要是由抓斗的摆动所引起,并且主、辅小车的振动频率,相位相同;主小车的位移、速度和加速度是辅小车相应值的 2 倍。

**关键词:**桥式抓斗;起重机;钢丝绳卷绕系统;力学模型;时变振动

**中图分类号:** TH 215

**文献标识码:** A

为了提高港口、码头卸船作业效率,研制大型高效现代抓斗起重设备是非常必要的。随着抓斗起重机的高效发展,要求增大起重量,提高主、辅小车的运行速度及抓斗起升、开闭速度。这些参数的提高,对其钢结构疲劳破坏及作业性能产生很大的影响。过去的静态设计方法已不适用现在的使用的要求,必须从静态设计过渡到动态设计。本文对钢丝绳卷绕系统的动态特性作了初步探讨。

### 1 钢丝绳卷绕系统的动力计算

#### 1.1 钢丝绳卷绕系统的组成

牵引小车式桥式抓斗起重机钢丝绳卷绕系统主要由起升卷筒,开闭卷筒,运行卷筒,主、辅小车,张紧油缸,弹簧装置,钢丝,抓斗,滑轮等组成。

#### 1.2 钢丝绳卷绕系统动态计算力学模型<sup>[1,2]</sup>

钢丝绳卷绕系统的动力计算(图 1)分 3 个工况进行:(1)仅起升、开闭电机工作;(2)仅运行电机工作;(3)起升、运行电机同时工作。

##### 1.2.1 假设条件

分析钢丝绳卷绕系统动态特性,作如下假设:

(1)把桥架作为绝对刚体,即不考虑桥架弹性变形对卷绕系统的影响;(2)钢丝绳质量忽略不计;(3)钢丝绳与滑轮之间无相对滑动;(4)考虑卷绕系统中部分阻尼因素。

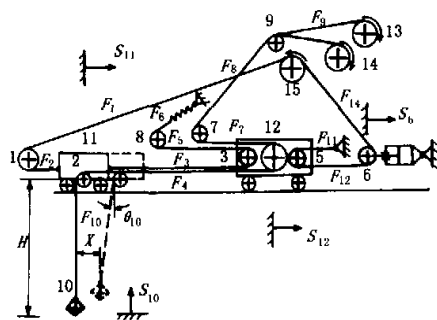


图 1 钢丝绳卷绕系统动态计算简图

##### 1.2.2 卷绕系统的力学模型 Lagrange 方程

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = Q_i \quad (1)$$

式中:  $T$  为系统总动能;  $U$  为系统总势能;  $q_i$  为系统广义坐标;  $Q_i$  为除有势力之外所有外力; 卷绕系统总动能为

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^9 J_i \dot{\theta}_i^2 + \frac{1}{2} M_a \dot{S}_{11}^2 + \frac{1}{2} M_b \dot{S}_{12}^2 + \frac{1}{2} M_{10} \dot{S}_{10}^2 + \frac{1}{2} M_{10} \dot{X}^2 + \frac{1}{2} J_{15} \dot{\theta}_{15}^2 + J_{13} \dot{\theta}_{13}^2 + \frac{1}{2} M_6 \dot{S}_6^2 \quad (2)$$

式中:  $J_i$  ( $i=1, 2, \dots, 9$ ) 为各滑轮的转动惯量;  $\dot{\theta}_i$  ( $i=1, 2, \dots, 9$ ) 为滑轮的角速度;  $J_i$  ( $i=13, 14, 15$ ) 为起升、开闭及运行卷筒的转动惯量;  $\dot{\theta}_i$  ( $i=13, 14, 15$ ) 为起升、开闭及运行卷统的角速度;  $\dot{S}_i$  ( $i=10, 11, 12$ ) 为抓斗垂直方向, 主、辅小车水平方向速

收稿日期:1999-02-01; 修订日期:1999-04-19

作者简介:袁 昕(1966-),男,河南省对外经济贸易委员会工程师,硕士,主要从事机械设计及动力设备管理方面的研究。

度;  $\dot{S}_6$  为滑轮 6 水平方向速度;  $\dot{X}$  为抓斗水平方向速度;  $M_a$  为主小车质量;  $M_b$  为辅小车质量;  $M_{10}$  为起重重量(含抓斗自重);  $M_6$  为滑轮 6 质量; 卷绕系统总势能(取平衡位置势能为 0)

$$\begin{aligned} U = & \frac{1}{2} K_1 (\theta_1 R_1 - \theta_{15} R_{15})^2 + \frac{1}{2} K_2 (S_{11} - \theta_1 R_1)^2 + \\ & \frac{1}{2} K_3 (S_{12} - S_{11} + \theta_3 R_3)^2 + \\ & \frac{1}{2} K_4 (S_{12} - S_{11} + \theta_4 R_4 + \theta_2 R_2)^2 + \\ & \frac{1}{2} K_5 (S_{12} + \theta_8 R_8 - \theta_3 R_3)^2 + \\ & \frac{1}{2} \frac{K_0 K_6}{(K_0 + K_6)} \cdot \theta_8 R_8^2 + \frac{1}{2} K_7 (\theta_7 R_7 + S_{12} \\ & - \theta_4 R_4)^2 + \frac{1}{2} K_8 (\theta_9 R_9 - \theta_7 R_7)^2 + \\ & \frac{1}{2} K_9 (\theta_{13} R_{13} - \theta_9 R_9)^2 + \\ & \frac{1}{2} K_{11} (\theta_5 R_5 - S_{12})^2 + \\ & \frac{1}{2} K_{12} (\theta_6 R_6 - S_{12} + S_6 - \theta_5 R_5)^2 + \\ & \frac{1}{2} K_{13} (\theta_{15} R_{15} - \theta_6 R_6 + S_6)^2 + \\ & \frac{1}{2} K_{10} (\theta_2 R_2 - S_{10})^2 + \end{aligned}$$

$$[M_{10}g + K_{10}(\theta_2 R_2 - S_{10})](S_{11} - X)\theta_{10}, \quad (3)$$

式中:  $\theta_i (i=1, 2, \dots, 9)$  为各滑轮的角位移;  $\theta_i (i=13, 14, 15)$  为起升、开闭及运行卷筒的角位移;  $S_i (i=10, 11, 12)$  为抓斗垂直方向、主、辅小车水平方向位移;  $S_6$  为滑轮 6 的水平位移;  $H$  为起升高度;  $g$  为重力加速度;  $R_i (i=1, 2, \dots, 9)$  为各滑轮的半径;  $R_i (i=13, 14, 15)$  为起升、闭合及运行卷筒的半径;  $\theta_{10}$  为抓斗相对垂直方向的偏移角度;  $K_0$  为卷绕系统中弹簧的刚度系数;  $K_i (i=1, 2, \dots, 13)$  为各段钢丝绳的刚度系数。

$$K_i = \frac{E_e A}{L_i [1 + [(\gamma L_i)^2 / (12 \sigma_i^3)] E_e]}, \quad (4)$$

式中:  $E_e$  为钢丝绳的理想弹性模量;  $L_i$  为钢丝绳长度;  $\gamma$  为钢丝绳的比重;  $\sigma_i$  为钢丝绳的拉应力;  $A$  为钢丝绳的横截面积。

将式(2)、(3)入式(1), 即可得到卷绕系统动态计算的力学模型

$$[M] \ddot{U} + [K] U = \{R\}, \quad (5)$$

其中, 位移向量为

$$U^T = [\theta_{15}, \theta_6, \theta_5, \theta_{14}, \theta_4, \theta_2, S_{10}, S_{11}, X, S_{12}, S_6, \theta_8, \theta_3, \theta_7, \theta_9, \theta_{13}]$$

外载荷向量为

$$R^T = [\eta_5, \eta_{15}, \eta_{ch}, M_a, -(1/\eta_6 - 1)F_{12g}R_6,$$

$$-(1/\eta_5 - 1)F_{1g}R_5, -(1/\eta_1 - 1)F_{11g}R_1, (1/\eta_4 - 1)F_{4g}R_4, -(1/\eta_2 - 1)F_{2g}R_2, 0,$$

$$-\beta_1(M_{10g} + M_a)g \frac{\mu_{d1} + 2f}{D_1} + F_{c1}, -F_{c2},$$

$$-\beta_2 M_b g \frac{\mu_{d2} + 2f}{D_2} + F_{c3}, 0,$$

$$-(1/\eta_8 - 1)F_{5g}R_8, -(1/\eta_3 - 1)F_{3g}R_3,$$

$$-(1/\eta_7 - 1)F_{7g}R_7, -(1/\eta_9 - 1)F_{9g}R_9,$$

$$2\eta_{Qch}\eta_{Qt}M_Q - QR_{13}]$$

式中:  $M_Q, M_v$  为起升、运行电机作用在卷筒上的力矩;  $\eta_{Qch}, \eta_{veh}$  为起升、运行机构的传动效率;  $\eta_{Qt}, \eta_{vt}$  为起升、运行卷筒的效率;  $F_{ig} (i=1, 2, 3, \dots, 13)$  为各段钢丝绳的初始张力;  $\beta_1, \beta_2$  为主、辅小车车轮轮缘摩擦的附加阻力系数;  $D_1, D_2$  为主、辅小车轮轴轴直径;  $F_{c1}, F_{c2}, F_{c3}$  为作用在主、辅小车及吊重的风阻力;  $\eta_i (i=1, 2, \dots, 9)$  为滑轮 1, 2,  $\dots$ , 9 的效率。

质量阵  $[M]_{16 \times 16}$  是一个对角阵, 其对角线元素为  $m_{1.1} = J_{15}, m_{2.2} = J_6, m_{3.3} = J_5, m_{4.4} = J_1, m_{5.5} = J_4, m_{6.6} = J_2, m_{7.7} = M_{10}, m_{8.8} = M_a, m_{9.9} = M_{10}, m_{10.10} = M_b, m_{11.11} = M_6, m_{12.12} = J_8, m_{13.13} = J_3, m_{14.14} = J_7, m_{15.15} = J_9, m_{16.16} = 2J_{13}$ 。

刚度阵  $[K]_{16 \times 16}$  是一个实对称阵, 其上三角元素非零元素为:  $k_{1.1} = (K_1 + K_{13})R_{15}^2, k_{1.2} = -K_{13}R_6R_{15}, k_{1.4} = -k_1R_1R_{15}, k_{1.11} = K_{13}R_{15}, k_{2.2} = (K_{12} + K_{13})R_5^2, k_{2.3} = -K_{12}R_5R_6, k_{2.10} = -K_{12}R_6, k_{2.11} = (K_{12} - K_{13})R_6, k_{3.3} = (K_{11} + K_{12})R_5^2, k_{3.10} = (K_{12} - K_{11})R_5, k_{3.11} = -K_{12}R_5, k_{4.4} = (K_1 + K_2)R_1^2, k_{4.8} = K_2R_1, k_{5.5} = (K_4 + K_7)R_4^2, k_{5.6} = -K_4R_2R_4, k_{5.8} = -K_4R_4, k_{5.10} = (K_4 + K_7)R_4, k_{5.14} = -K_7R_7R_4, k_{6.6} = (K_{10} + K_4)R^2, k_{6.7} = -K_{10}R_2, k_{6.8} = K_4R_2, k_{6.10} = -K_4R_2, k_{7.7} = K_{12}, k_{8.8} = K_2 + K_3 + K_4 + K, k_{8.9} = -K, k_{8.10} = -(K_3 + K_4), k_{8.13} = -K_3R_3, k_{9.9} = K, k_{10.10} = K_3 + K_4 + K_5 + K_7 + K_{11} + K_{12}, k_{10.11} = -K_{10}, k_{10.12} = K_5R_8, k_{10.13} = (K_3 + K_5)R_3, k_{10.14} = K_7R_7, k_{11.11} = K_{12} + K_{13}, k_{12.12} = (K_5 + K_0K_6/(K_0 + K_6))R_8^2, k_{12.13} = -K_5R_8R_3, k_{13.13} = (K_3 + K_5)R_3^2, k_{14.14} = (K_7 + K_8)R_7^2, k_{14.15} = -K_8R_9R_7, k_{15.15} = (K_8 + K_9)R_9^2, k_{15.16} = -K_9R_{13}R_9, k_{16.16} = K_9R_{13},$

其中, 刚度阵元素  $K = \frac{K_{10}(R_2\theta_2 - S_{10}) + M_{10}g}{H - S_{10}}$

由于卷绕系统中主、辅小车位置的变化, 将引

起各段钢丝绳长度以及拉应力的变化,从式(4)可知,各段钢丝绳的刚度系数将不断变化,因此所建立的力学模型式(5)将是一个变刚度的振动方程,所以桥式抓斗起重机钢丝绳卷绕系统的振动属于时变振动系统.用 Wilson- $\theta$ 法和 Newmark 法对方程(5)进行求解<sup>[3]</sup>.

## 2 实例

利用所编程序对实例进行计算,得出卷绕系统中各元件的状态向量(即位移、速度、加速度),并将计算结果利用 AutoCAD 软件绘出其随时间的变化情况.图 2、图 3、图 4 就是用 Wilson- $\theta$ 法计算时,主、辅小车,吊重水平方向、垂直方向各状态向量的曲线图.

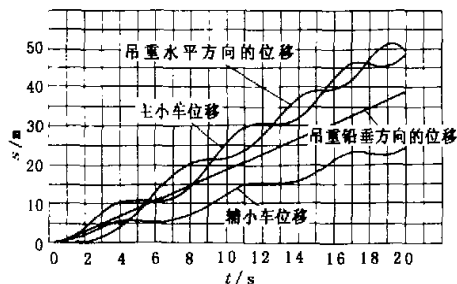


图 2 主、辅小车及吊重的位移变化情况

## 3 结论

通过对实例进行计算分析,可以得出以下结论:主、辅小车的振动主要是由抓斗的摆动所引起

的,且主、辅小车的振动频率、相位相同,主小车的位移、速度、加速度是辅小车相应值的 2 倍.

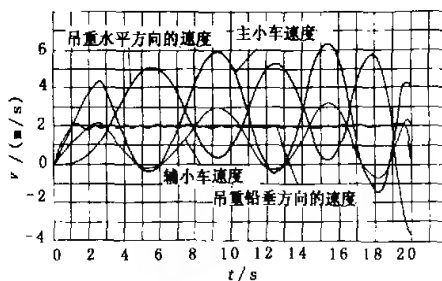


图 3 主、辅小车及吊重的速度变化情况

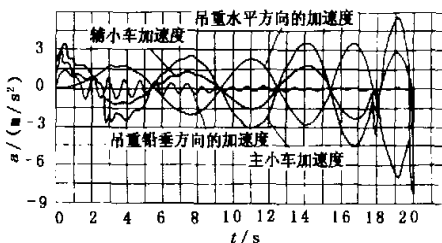


图 4 主、辅小车及吊重的加速度变化情况

## 参考文献:

- [1] 特罗伊茨基 M S. 斜拉桥理论与设计[M]. 王学俊, 译. 北京: 中国铁道出版社, 1980. 110-115.
- [2] 杨长骥. 起重机械[M]. 北京: 机械工业出版社, 1985. 250-283, 416-436.
- [3] 巴斯 K J. 工程分析中的有限元[M]. 傅子智, 译. 北京: 机械工业出版社, 1991. 432-466.

## Dynamic Analysis of Wire Rope Coiling System of Bridge Grab Crane

YUAN Xin<sup>1</sup>, HAN Lin-shan<sup>2</sup>

(1. Henan Foreign Economic Relationship & Trade Committee, Zhengzhou 450002, China; 2. Department of Machinery Engineering, North China Institute of Water Conservancy & Hydroelectric Power, Zhengzhou 450045, China)

**Abstract:** With view to comprehensively mastering the dynamic function features of bridge grab crane and consequently providing quite reliable dynamic theory grounds for the crane's design and analysis, the mechanical model of the bridge grab crane's wire rope coiling system is established. Solution based on the Wilson- $\theta$  and Newmark methods is recommended. Computer program is completed by which we study a actual example and come to the conclusion that the bucket oscillation gives rise to the vibration of the main as well as the auxiliary trolleys. The frequency and phase of the main trolley's vibration are the same as those of the auxiliary ones. The displacement, speed and acceleration of the main trolley double those of the auxiliary ones.

**Key words:** bridge grab crane; wire rope coiling system; mechanical model; time-varying vibration