

挖掘机提升系统的动载荷计算

林贵瑜¹, 李杰², 连晋华³, 任月龙⁴

(1. 东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819; 2. 中航工业沈阳黎明航空发动机(集团)有限责任公司, 辽宁 沈阳 110043; 3. 太原重工股份有限公司 技术中心, 山西 太原 030024; 4. 内蒙古大唐国际锡林浩特矿业有限公司, 内蒙古 锡林浩特 026000)

摘 要: 考虑到挖掘机提升系统多自由度模型下动载荷计算的复杂性, 在设计初期, 将提升系统的传动件如轴、齿轮和联轴节及结构件均视为刚性元件, 只将提升钢丝绳视为弹性元件, 并不考虑阻尼的影响, 提出了将挖掘机提升系统的多自由度模型简化为二自由度模型. 通过拉格朗日方程法对在堵转工况下斗杆垂直于动臂、斗杆全伸出位置进行计算, 得出提升钢丝绳的动载荷系数, 并与多自由度模型下求得的动载荷系数比较. 结果表明, 在初步设计中可用二自由度模型代替多自由度模型, 达到简化计算的目的.

关 键 词: 挖掘机; 动力学; 振动; 提升系统; 动载荷

中图分类号: TH 422

文献标志码: A

文章编号: 1005-3026(2014)07-1001-04

Dynamic Load Calculation of Excavator Hoisting System

LIN Gui-yu¹, LI Jie², LIAN Jin-hua³, REN Yue-long⁴

(1. School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China; 2. AVIC Shenyang Liming Aero-Engine(Group) Corporation Ltd., Shenyang 110043, China; 3. Technology Center, Taiyuan Heavy Industry Corporation Ltd., Taiyuan 030024, China; 4. Inner Mongolia Datang International Xilinhaote Mining Corporation Ltd., Xilinhaote 026000, China. Corresponding author: LIN Gui-yu, E-mail: GYlin@mail.neu.edu.cn)

Abstract: Considering the complexity of the dynamic load calculation using the multi-degree-of-freedom model for the hoisting system of the excavator, initially, the driving parts of hoisting system, such as axle, gear, coupling and structural parts, were taken as rigid component, only left the hoisting wire rope taken as elastic component without taking the damping effect into consideration. A two-degree-of-freedom model was put forward by simplifying the multi-degree-of-freedom model for excavator's hoisting system. Under the locked-rotor conditions where arm is perpendicular to the movable arm and the bucket rod is completely out of position, the dynamic load coefficient of the hoisting system was calculated by the Lagrange equation method, and compared with the coefficient from the multi-degree-of-freedom model. The result shows that the two-degree-of-freedom model can be used instead of the multi-degree-of-freedom model to simplify the calculation in the preliminary design stage.

Key words: excavator; dynamics; vibration; hoisting system; dynamic load

目前设计机械式挖掘机提升系统所进行的强度计算, 通常是采用静力强度计算的方法, 没有考虑到提升系统在工作中实际所承受载荷的动力性质及其所引起的振动. 提升系统的载荷在工作过程中随土壤特性变化而变化, 而且启动、制动频繁, 堵转随时可能发生, 故其动载荷特别明显, 所以对其进行动力学研究是非常必要的. 然而在多

自由度模型下动载荷的计算非常复杂, 所以在设计初期能简略地计算出系统的动载荷, 对大幅度缩短设计周期是有巨大贡献的.

1 提升系统微分方程的建立

在提升系统动力学的详细计算与分析的基础

$$k_{22}=k_3\left(\frac{l_2l_3\sin\beta}{l_1}\right)^2+k_4(L_2+L)^2;$$
$$\boldsymbol{X}=(\theta_2\ \theta_3)^{\text{T}};$$
$$\boldsymbol{Q}=(2Q_s(t)i_1i_2\eta\ 0)^{\text{T}}.$$

(9)

(10)

2 提升系统的动载荷计算

2.1 提升系统对激振载荷响应^[7]的计算
方程(6)的特征值问题为

$$\boldsymbol{K}\boldsymbol{A}=\omega^2\boldsymbol{M}\boldsymbol{A}.$$

(11)

其中： ω 为固有频率； \boldsymbol{A} 为固有振型。
特征方程为

$$\begin{vmatrix} k_{11}-\omega^2m_1 & k_{12} \\ k_{21} & k_{22}-\omega^2m_2 \end{vmatrix}=0.$$

(12)

将有关数据代入式(12)求得固有频率为
 $\omega_1=8.021\ 7\ \text{rad/s}$ ， $\omega_2=90.125\ 0\ \text{rad/s}$ 。将 ω_1,ω_2
代入特征值方程(11)，并对固有振型进行归一化
处理，得

$$\begin{bmatrix} A_1^{(1)} \\ A_2^{(1)} \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 1 \\ -0.002\ 1 \end{bmatrix},\begin{bmatrix} A_1^{(2)} \\ A_2^{(2)} \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 0.097\ 5 \\ 1 \end{bmatrix}.$$

对固有振型进行正则化，得正则化振型

$$\begin{bmatrix} u_1^{(1)} \\ u_2^{(1)} \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 0.002\ 0 \\ -0.405\ 5\times10^{-5} \end{bmatrix},$$
$$\begin{bmatrix} u_1^{(2)} \\ u_2^{(2)} \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 0.027\ 9\times10^{-3} \\ 0.286\ 4\times10^{-3} \end{bmatrix}.$$

激振载荷 $Q_1=2i_1i_2\eta M_{\max,\text{ts}}\cdot\sin\left(\frac{\pi}{2.5}t\right)$ ，其中 $M_{\max,\text{ts}}$
表示提升电机最大力矩($\text{N}\cdot\text{m}$)，求得系统对激振
载荷的稳态响应为

$$\begin{bmatrix} \theta_2 \\ \theta_3 \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} 0.027\ 6 \\ -0.563\ 2\times10^{-4} \end{bmatrix}\cdot\sin\left(\frac{\pi}{2.5}t\right).$$

(13)

2.2 提升钢丝绳动载荷的计算

堵转工况^[8-9]下提升钢丝绳在斗杆垂直于动
臂、斗杆全伸出位置的动载荷表达式为

$$F_3=k_3\left(\frac{l_2l_3\sin\beta}{l_1}\theta_3+R_1\theta_2\right).$$

(14)

将式(13)的值代入式(14)中得

$$F_3=k_3\left(\frac{l_2l_3\sin\beta}{l_1}\times(-0.563\ 2\times10^{-4})+0.027\ 6R_1\right)\cdot\sin\left(\frac{\pi}{2.5}t\right).$$

将原始数据代入式(14)，计算出提升钢丝绳
动载荷随时间的变化规律，如图 2 所示。

从图 2 中可得到提升钢丝绳最大动载荷
 $F_{\max,\text{d}}=554.103\ \text{kN}$ ，静载荷 $F_{\text{j}}=1\ 628.683\ \text{kN}$ (按最

大功率计算)，动载荷系数表达式^[10]为

$$K_{\text{se}}=\frac{F_{\max,\text{d}}+F_{\text{j}}}{F_{\text{j}}}.$$

(15)

$$K_{\text{se}}=\frac{554.103+1\ 628.683}{1\ 628.683}\approx1.340.$$

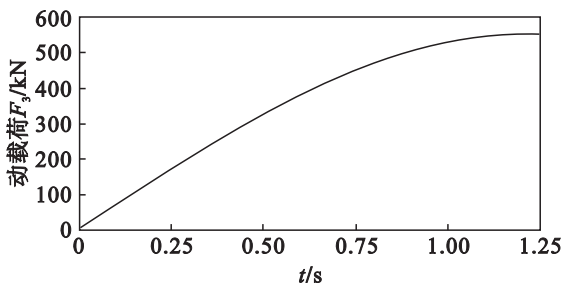


图 2 提升钢丝绳的动载荷与时间的变化关系
Fig. 2 Dynamic load of hoisting wire rope over time

与多自由度模型求得的动参数^[1]进行比较，
结果如表 1 所示。

表 1 多自由度与少自由度模型的动参数比较
Table 1 Dynamic parameters of multiple and less
freedom model

参数	多自由度 模型	二自由度 模型	误差 /%
动载荷系数 K_{se}	1.374	1.340	2.5
最大动载荷 $F_{\max,\text{d}}/\text{N}$	60.97×10^4	55.41×10^4	9.0
固有频率 $\omega/(\text{rad}\cdot\text{s}^{-1})$	7.993 5	8.021 7	0.35

由表 1 可知：两种模型下求得的动载荷系数、
固有频率相差不大，在初步设计时可用二自由度
模型代替多自由度模型进行动载荷的计算。

3 结 论

1) 将挖掘机提升系统的多自由度模型简化
为二自由度模型的计算误差很小，其结果有参考
意义。

2) 二自由度模型可代替多自由度模型，具有
简捷易行的特点。

参考文献：

[1] 李杰. 机械式挖掘机传动系统动力学研究[D]. 沈阳：东北
大学, 2012.
(Li Jie. The dynamics research of mechanical excavator's
driving system [D]. Shenyang: Northeastern University,
2012.)

