

滑移装载机行驶减振系统设计与建模仿真研究

柳波, 陆江斌, 黄杰

(中南大学机电工程学院, 湖南长沙 410075)

摘要:以滑移装载机为研究对象, 针对在行驶过程中受到不平路面激励时, 工作装置对车架的冲击而引起的整机剧烈振动问题, 采用液压缓冲回路和传感检测技术对行驶减振系统进行了设计. 运用机械振动原理建立了整机的三自由度动力学模型, 结合动力学原理建立了整个系统的数学模型, 运用数字仿真方法并利用 MATLAB/Simulink 对系统进行动态仿真. 仿真结果表明: 行驶减振系统能使整机的振动幅值降低 55%, 振动加速度降低 59%, 并在较短的时间内达到稳态; 合理地选取减振系统的刚度和阻尼参数值能加快衰减振动的振幅和加速度, 提高了滑移装载机的行驶平顺性和工作效率.

关键词:滑移装载机; 行驶减振系统; 动力学模型; 动态仿真

中图分类号: TH137

文献标志码: A

0 引言

滑移装载机是一种利用两侧车轮线速度差而实现滑移转向的工程机械, 工作条件一般比较恶劣, 工作场地凹凸不平. 当在行驶时, 由于受到不平路面的激励, 工作装置和重物对车架产生振动冲击, 严重时会产生整车前后俯仰运动. 由于结构上的限制, 驱动轮都是刚性联结在车架上, 没有悬挂装置, 无法有效地衰减行驶中引起的振动, 影响了整机行驶的稳定性和作业效率^[1].

目前国内装载机主要是采用轮胎减振措施, 上海重型汽车厂、徐工、浦沅相继引入国外的单气室油气悬架技术, 但效果不理想, 可靠性差. 国外在油气悬架方面研究较早, 已经应用于部分工程车辆上, 如卡特彼勒的被动蓄能式悬架、力士乐 RSM、VOLVO 公司的可充液蓄能式悬架, 大多属于被动或半主动悬架.

笔者设计的行驶减振系统是在工作装置和车架之间增加了主动控制油气悬架系统, 该悬架主体由蓄能器、带压力补偿器的二通流量控制阀、速度传感器、压力传感器和 PLC 控制器组成. 利用电磁控制的二通流量控制阀代替普通节流阀, 由传感器检测结合 PLC 控制器根据实际路面实时调整系统阻尼以加快振动衰减, 属于主动控制减振.

笔者从该主动悬架减振系统整体出发, 将减振系统置于整车的模型中进行研究. 通过机械振动原理建立了减振系统简化后整机的动力学模型, 运用 MATLAB/Simulink 工具箱对系统进行仿真, 比较加入行驶减振系统前后整机振动衰减效果, 并选择较好的减振系统刚度和阻尼, 提高行驶稳定性.

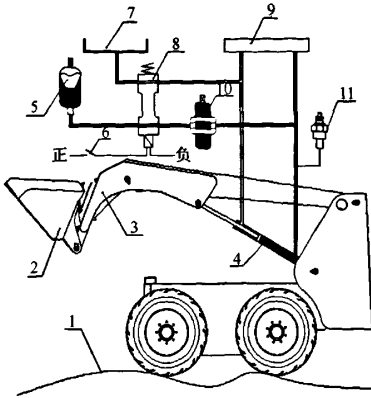
1 减振系统调节原理

该行驶减振系统主要包括液氮蓄能器、带压力补偿器的二通流量控制阀、压力传感器、速度传感器、PLC 控制器、电磁换向阀、控制电路和相应的油路等^[2], 其在滑移装载机上的连接方式如图 1 所示.

该行驶减振系统是在举升液压油路基础上安装一个液氮蓄能器, 通过带压力补偿器的二通流量控制阀和电磁换向阀与动臂油缸相连通, 在动臂油缸的无杆腔安装压力传感器. 该系统有两种工作状态: 一是在工作状态或行走速度偏低时, 断开电路, 减振系统不起作用; 二是在行驶状态时且速度传感器达到设定值时发出控制信号, 使电磁换向阀控制电路接通, 行驶减振系统起作用. 液压油从动臂油缸无杆腔通过二通流量控制阀、换向阀进入蓄能器, 同时通过油箱向动臂油缸的有杆腔补油. 由于蓄能器能够吸收冲击能量, 并通过二

收稿日期: 2010-09-09; 修订日期: 2010-11-24

作者简介: 柳波 (1968-), 男, 浙江金华人, 中南大学副教授, 硕士研究生导师, 主要研究领域为: 机电液系统传感、控制理论与技术和工程机械电液传动与控制技术.



1. 不平路面;2. 铲斗及物料;3. 动臂;4. 举升油缸;5. 液氮蓄能器;6. 控制电路;7. 油箱;8. 换向阀;9. 多路阀;10. 流量控制阀;11. 压力传感器

图1 滑移装载机行驶减振系统示意图

Fig. 1 The damping vibration system of the skid-steer loader

通流量控制阀的阻尼作用,可以逐步将动能转化为热能散发,达到减振的作用。此时压力传感器将动臂无杆腔油压信号送给 PLC 控制器,由控制器经过一定算法产生控制信号来调节二通流量控制阀的阀口开度,进而改变减振系统阻尼,更好地衰减振动。

2 整机系统数学建模

对整机的动力学性能进行分析,建立整机动力学系统模型,取滑移装载机满载运输状态为研究模型。

2.1 物理建模

未加入减振系统的滑移装载机,动臂油缸在行驶时处于闭锁状态,工作装置与车架之间近似刚性联接,车体的减振完全由4个橡胶轮胎来承担。振动系统可简化为影响较显著的车体纵向垂直平面内的2个自由度,即车体在竖直方向上的振动和绕过质心横轴的俯仰振动。

加入行驶减振系统后,滑移装载机在行驶作业时,工作装置与车架间不再是刚性连接。由以上分析可知,利用蓄能器和二通流量控制阀吸收不平路面激励造成的工作装置液压回路的振动和冲击,相当于在动臂与车架之间加上了弹簧和阻尼元件,此时铲斗将围绕动臂上铰接点做微小角振动。假设工作装置和物料的质量都集中在铲斗处,动臂和动臂油缸都简化成一轻直刚性杆,可得加入行驶减振系统后的三自由度振动模型^[3,4],如图2所示。

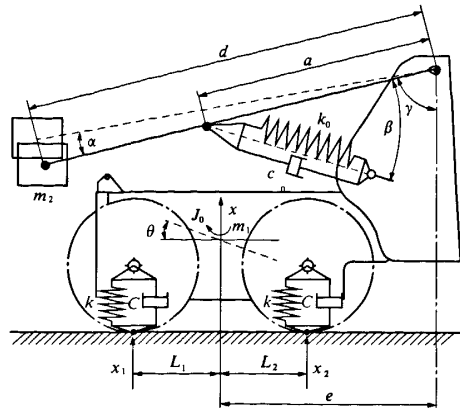


图2 滑移装载机三自由度振动模型

Fig. 2 The vibration model of three freedom degrees of the skid-steer loader

图中各参数定义如下: m_1 为车身的质量; m_2 为动臂、铲斗及物料简化后的质量; J_0 为车体绕质心横轴的转动惯量; L_1 为前轮到车体质心的距离; L_2 为后轮到车体质心的距离; d 为工作装置质心到动臂上铰接点距离; a 为举升油缸到动臂上铰接点的距离; e 为动臂上铰接点到车体质心水平距离; β 为动臂与动臂举升油缸的夹角; γ 为动臂与竖直方向的夹角; k 为前后轮胎的刚度; c 为前后轮胎的阻尼; k_0 为行驶减振系统的刚度; c_0 为行驶减振系统的阻尼; x_1, x_2 为前、后轮所受路面激励。

将坐标原点选在整机的质心处,系统的坐标为质心偏离静平衡位置的竖直距离 x 、绕质心的转角 θ 和铲斗偏离平衡位置的转角 α ,其中 x 以竖直向上为正方向, θ, α 以顺时针转动为正方向。

2.2 系统数学建模

由以上物理模型知,滑移装载机工作装置和车体是弹性连接,需计算出车身绕整机质心横轴的转动惯量 J ,笔者采用 Inventor 三维绘图软件设计出整机的三维模型,然后让系统 z 轴通过整机质心并与侧面垂直,由软件计算出整机绕 z 轴的惯性矩 J_0 和车身绕 z 轴的惯性矩 J 。下面由动力学原理进行数学建模^[5-6]。

系统的动能 T :

$$T = \frac{1}{2} m_2 (\dot{x} - e\dot{\theta} + d\dot{\alpha}\sin\gamma)^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{x}^2 + \frac{1}{2} J \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_2 (d\dot{\alpha}\cos\gamma)^2 \quad (1)$$

系统的势能 U :

$$U = \frac{1}{2}k(x + L_1\theta - x_1)^2 + \frac{1}{2}k(x - L_2\theta - x_2)^2 + \frac{1}{2}k_0[\alpha(\theta - \alpha)\sin\beta]^2 \quad (2)$$

系统的耗散能 D :

$$D = \frac{1}{2}c(\dot{x} + L_1\dot{\theta} - \dot{x}_1)^2 + \frac{1}{2}c(\dot{x} - L_2\dot{\theta} - \dot{x}_2)^2 + \frac{1}{2}c_0[\dot{\alpha}(\dot{\theta} - \dot{\alpha})\sin\beta]^2 \quad (3)$$

应用拉格朗日方程:

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (4)$$

($i = 1, 2, \dots, n$)

式中: q_i 为独立的广义坐标; Q_i 为广义力。

由拉格朗日方程可得出系统的微振动微分方程组,以矩阵形式表示为:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F \quad (5)$$

式中: M 为系统的质量矩阵; C 为系统的阻尼矩阵; K 为系统的刚度矩阵。

$$M = \begin{bmatrix} m_1 + m_2 & -em_2 & dm_2\sin\gamma \\ -em_2 & J + e^2m_2 & -edm_2\sin\gamma \\ dm_2\sin\gamma & -edm_2\sin\gamma & d^2m_2 \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 2c & c(L_1 - L_2) & 0 \\ c(L_1 - L_2) & c(L_1^2 + L_2^2) + c_0a^2\sin^2\beta & -c_0a^2\sin^2\beta \\ 0 & -c_0a^2\sin^2\beta & c_0a^2\sin^2\beta \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} 2k & k(L_1 - L_2) & 0 \\ k(L_1 - L_2) & c(L_1^2 + L_2^2) + k_0a^2\sin^2\beta & -k_0a^2\sin^2\beta \\ 0 & -k_0a^2\sin^2\beta & k_0a^2\sin^2\beta \end{bmatrix}$$

$$X = [x \quad \theta \quad \alpha]^T, F = [f_1 \quad f_2 \quad 0]^T,$$

$$f_1 = c(x_1 + x_2) + k(x_1 + x_2),$$

$$f_2 = c(L_1x_1 - L_2x_2) + k(L_1x_1 - L_2x_2).$$

3 Simulink 仿真

系统动态特性反映了系统工作过程中调节与控制的有效性,各种参数的变化,分别影响到系统的不同调节控制性能。笔者采用 MATLAB 提供的动态系统仿真工具箱 Simulink 对加入行驶减振系统的整机系统进行数字仿真。

3.1 建立 Simulink 方块图模型

根据以上分析的系统数学模型得出微振动微分方程组,建立 Simulink 仿真的方块图模型^[7],如图 3。图中 f_1 和 f_2 模块为阶跃信号表示的一个瞬时脉冲激励输入; K 模块、 C 模块和 M 模块分别为减振系统的刚度、阻尼和质量矩阵;两个示波器分别显示被测试点的振幅和加速度。

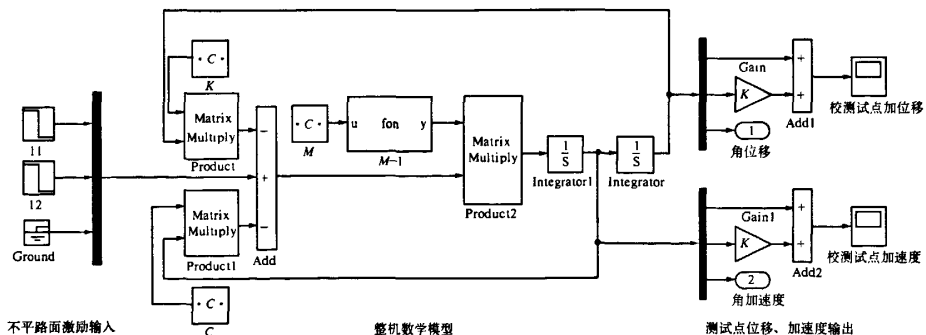


图 3 滑移装载机 Simulink 振动仿真模型

Fig. 3 Simulink simulation model of vibration of the skid-steer loader

3.2 仿真参数确定

以某型号滑移装载机为例进行振动仿真,其主要结构参数见表 1。

4 仿真结果分析

纵向稳定性是影响整机行驶稳定性的重要因素。笔者以动臂与车身连接的上铰点的响应为

振动评价指标。当不平路面给驱动轮以激励时,笔者选择前后轮受到一个瞬时脉冲激励,通过 Simulink 对图 3 的仿真结构图进行仿真来分析加入行驶减振系统对滑移装载机行驶稳定性的影响,在进行仿真运算之前,对仿真环境参数进行设置:仿真时间是 20 s;采用变步长的 ode45 运算方法;相对误差取 $1e-4$ 。仿真运行结果如图 4 和图 5。

表 1 减振系统仿真参数
Tab.1 Simulation parameters of the
damping vibration system

参数名称	参数值
m_1/kg	2 138
m_2/kg	1 262
$J_0/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	4 904
$J/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	1 441
L_1/m	0.559
L_2/m	0.559
e/m	1.376
d/m	3.114
a/m	1.611
$\sin\beta$	0.485
$\sin\gamma$	0.974
$k/(\text{N} \cdot \text{m}^{-1})$	585 000
$c/(\text{Nm} \cdot \text{s}^{-1})$	2 200

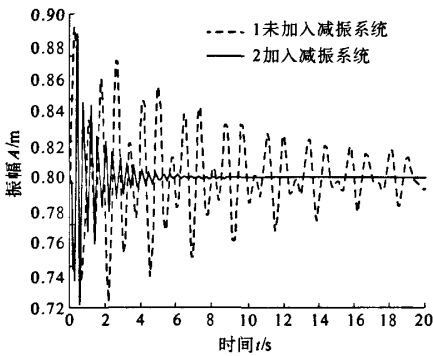


图 4 减振系统对振幅响应的影响
Fig. 4 The affect of amplitude response with the
damping vibration system

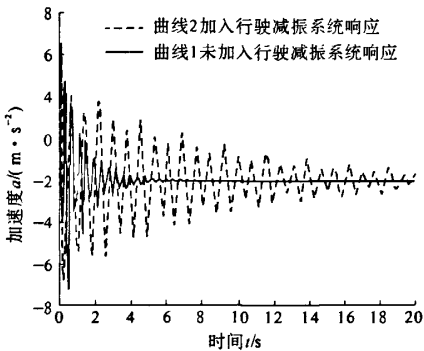


图 5 减振系统对加速度响应的影响
Fig.5 The affect of acceleration response with
the damping vibration system

图 4 与图 5 是整机系统在加入行驶减振系统前后的动臂上铰接点振幅与加速度的仿真对比曲

线. 从图中可以看出, 加入了减振系统以后, 振幅和加速度衰减明显. 根据仿真计算, 未加减振系统的振幅均方根值为 0.025 4, 加入减振系统后为 0.011 4. 加速度均方根值由 1.562 降低为 0.639 8. 当 $k_0=45\,000\text{ N/m}$, $c_0=6\,400\text{ Nm/s}$ 时, 大约 6 s 后就能达到稳定状态.

下面将验证减振系统的参数对振动衰减的影响, 此时将仿真时间设置为 10 s, 其它设置不变. 仿真运行如图 6 和图 7.

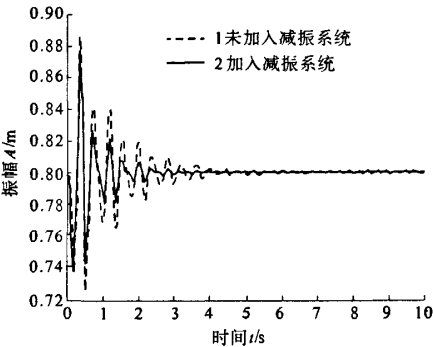


图 6 刚度和阻尼对振幅响应的影响
Fig.6 The affect of amplitude response with the
different stiffness and damping

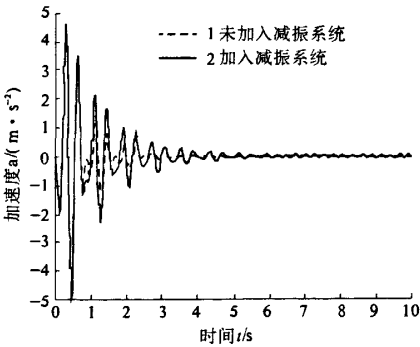


图 7 刚度和阻尼对加速度响应的影响
Fig.7 The affect of acceleration response with the
different stiffness and damping

曲线 1: $k_0=29\,500\text{ N/m}$, $c_0=18\,500\text{ Nm/s}$. 曲线 2: $k_0=52\,500\text{ N/m}$, $c_0=6\,480\text{ Nm/s}$.

图 6 和图 7 是行驶减振系统取不同的 k_0 、 c_0 对动臂上铰接点振幅和加速度的影响. 从图中可以看出, 行驶减振系统取 $k_0=29\,500\text{ N/m}$, $c_0=18\,500\text{ Nm/s}$ 时, 能更好的衰减振动, 曲线 1 的振幅和加速度相对曲线 2 衰减更明显, 3 s 后就近似达到稳态.

仿真验证了减振系统刚度的减小和阻尼的增大有利于衰减整机的振动,但由于负载比较大,刚度不宜选得过小。

5 结论

通过滑移装载机行驶减振系统设计和整机三自由度振动模型的建立,推导了系统的数学模型并利用 MATLAB/Simulink 进行动态仿真,得到整机在加入减振系统后,由不平路面激励引起的振动幅值降低了 55%,振动加速度降低了 59%,稳态时间由 20 s 降低为 6 s,保证了车身迅速恢复平稳;合理的选择减振系统的刚度和阻尼能改变振动的衰减效果,笔者确定的 k_0 、 c_0 使稳态时间由 5 s 降低到 3 s,提高了行驶稳定性;减振系统提供了工作装置上下移动的伸缩性,很大程度上降低了纵向上的振动,提高了整机的平顺性和作业效率。

参考文献

- [1] 司爱国,王国彪,徐进永,等. 轮式装载机行驶稳定系统开发[J]. 矿山机械,2004(12):27-28.
- [2] 唐振科,王长胜. 轮式装载机可控油气减振系统及其组合阀块设计[J]. 工程机械,2008,39(7):54-56.
- [3] 葛强胜. 轮式装载机行驶中振动问题的分析与仿真计算[J]. 筑路机械与施工机械化,2002,19(6):4-6.
- [4] 杜勇,孟令启,郭斌,等. 立辊轧机主传动系统的非线性参数振动仿真[J]. 郑州大学学报:理学版,2009,41(3):109-113.
- [5] 方同,薛璞. 振动理论及应用[M]. 西安:西北工业大学出版社,1998.
- [6] 靳晓雄,张立军,江浩. 汽车振动分析[M]. 上海:同济大学出版社,2002.
- [7] 黄永安. MATLAB7.0/Simulink6.0 建模仿真开发与高级工程应用[M]. 北京:清华大学出版社,2005.

Study on Design and Modeling Simulation of the Damping Vibration System on the Skid-Steer Loader

LIU Bo, LU Jiang-bin, HUANG Jie

(College of Mechanism and Electron Engineering, Central South University, Changsha 410075, China)

Abstract: Based on the skid-steer loader, this paper focuses on the severe vibration problem caused by the impact of the working device on frame when suffered by unflat road surface in motion, and the damping vibration system was designed by hydraulic buffer circuit and sensor detection technology. Three-dimensional dynamic model of whole system was established by mechanical vibration principle and mathematical models of whole system was established by dynamic principle, and the system was simulated by Simulink toolbox. The results of simulations prove that the damping vibration system can reduce the amplitude by 55% and the acceleration by 59%, and can make the vibration attenuation reach steady state in shorter time, and stiffness and damping of the damping vibration system reasonably selected can speed up amplitude and acceleration of vibration attenuation, and it also improved traveling comfort and efficiency of the skid-steer loader.

Key words: skid-steer loader; travelling damping vibration system; dynamics model; dynamic simulation