

掘进机电控箱减振装置研究

Vibration Attenuation Device Research of Roadheader Electric-control-box

孙斌 胡晓工 杜智强 蔡伟峰 张志庆

Bin Sun Xiaogong Hu Zhiqiang Du Weifeng Cai Zhiqing Zhang

中信机电制造集团有限公司 中国·山西 侯马 043000

CITIC Machinery Manufacturing Group Corporation Limited, Houma, Shanxi, 043000, China

摘要: 为了改善掘进机电控箱的振动特性,提高电控箱的可靠性。把半主动悬架结构引入作为电控箱的减振装置,根据掘进机电控箱部位的尺寸,设计出适用于电控箱的半主动悬架结构,并选择磁流变阻尼器作为半主动作动器,模糊控制方法作为控制策略,对半主动悬架电控箱结构进行 ADAMS-MATLAB 联合仿真试验。仿真结果表明:金属橡胶隔振器电控箱质心加速度的均方根值为 $\delta_1=4265.0\text{mm/s}^2$,电控箱质心加速度幅值在 1.5~2.0g;半主动悬架电控箱质心加速度的均值方根值为 $\delta_2=2736.6\text{mm/s}^2$,电控箱质心加速度幅值在 0.4~0.5g。使用半主动悬架结构减振效果比金属橡胶隔振器提高了 35.8%,在理论上验证了把半主动悬架结构做为电控箱减振装置的可行性。

Abstract: In order to improve the vibration characteristics and the reliability of the electrical-control-box. Semi-active suspension structure is introduced as the damping device structure introduced of the electrical-control-box. According to the size of the electrical-control-box, semi-active suspension structure which is suitable for the electrical-control-box is designed. Selecting MR damper as a semi-active actuator and fuzzy control method as the control strategy, ADAMS-MATLAB co-simulation test of the semi-active suspension is done. Simulation results show that: The centroid acceleration RMS value of the electric control box with metal rubber isolator is $\delta_1=4265.0\text{mm/s}^2$, centroid acceleration amplitude of the electronic-control-box is about 1.5~2.0g. The centroid acceleration RMS value of the electric-control-box with semi-active suspension structure is $\delta_2=2736.6\text{mm/s}^2$, centroid acceleration amplitude of the electronic control box is about 0.4~0.5g. Damping effect of semi-active suspension structure is 35.8% higher than the metal-rubber isolator. The semi-active suspension is proved in theory the feasibility of the structure as a electric cabinet vibration reduction device.

关键词: 掘进机; 电控箱; 减振; 半主动悬架结构

Keywords: roadheader; electric-control-box; vibration attenuation; semi-active suspension structure

DOI: 10.12346/etr.v5i8.8463

1 引言

掘进机工作时,由于截割头受到较大的变载荷,会对各零部件造成比较大的冲击,产生剧烈的振动^[1,2]。尤其是电控箱内的电器元件经常会因为振动而损坏,降低整机的工作效率。目前,电控箱使用的减振装置主要是金属橡胶隔振器,但是由于国内材料和工艺水平的限制使得隔振效果并不理想,电控箱振动过大的问题一直未能有效解决。因此改进电控箱的减振装置,从而降低电控箱的振动,提高其工作可靠性是非常必要的。论文以 EBH-132 掘进机为基础,引进半

主动悬架结构作为该机型电控箱的减振装置,并建立 EBH-132 整机虚拟样机,通过仿真试验的方法分别得到,以金属橡胶隔振器与半主动悬架作为减振装置时电控箱的振动曲线,通过对比得到半主动悬架结构的减振效果优于金属橡胶隔振器,为电控箱的减振提供一种新的方法。

2 三维模型

2.1 EBH-132 掘进机三维模型

基于 UG 建模模块,完成 EBH-132 掘进机截割头、悬臂、叉形架、机架、回转台、铲板、刮板输送机、液压油

【作者简介】孙斌(1988-),男,中国山西临汾人,硕士,工程师,从事机械工程、特种车辆研究。

缸、电控箱、液压系统各部分的建模与装配，并通过 UG 与 ADAMS 的接口，把模型导入到 ADAMS 中，对各部分进行质量的修改，如图 1 所示。

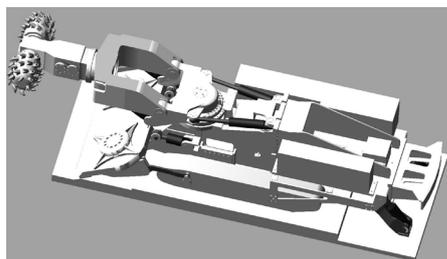


图 1 掘进机整机模型

2.2 半主动悬架结构电控箱三维模型

半主动悬架系统通过输入少量的能量，调节半主动动作器的刚度或者阻尼系数，改变动作器力的输出，从而达到减振的效果^[3]。

半主动悬架电控箱的三维模型如图 2，图 3 为该模型的侧视图，该结构采用前后各一对铰接刚性杆作为支撑，两个支撑杆通过一个销铰接，阻尼杆的下端与支撑座铰接相连，上端通过一个滑块与阻尼器相连，阻尼器滑块沿着电控箱的槽型孔左右滑动，弹簧杆的上端与电控箱铰接相连，下端通过一个滑块与弹簧相连。弹簧滑块可在支撑座的槽型孔内其中滑动，其中电控箱的自重全部由弹簧承担，而阻尼器的阻尼力可以调节控制，起减振作用。支撑座与掘进机机架以焊接方式固定在一起。

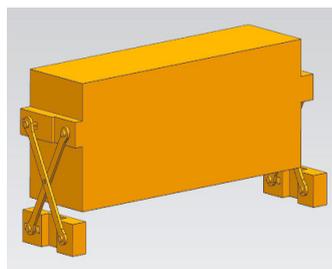


图 2 电控箱悬架结构

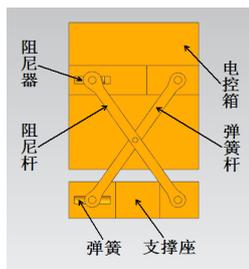


图 3 侧视图

把电控箱悬架结构，安装在原电控箱的位置，可得到如图 4 所示的掘进机电控箱三维模型对比图，从图中可以看出，电控箱悬架结构，并没有影响到掘进机其他零部件的结构尺寸。

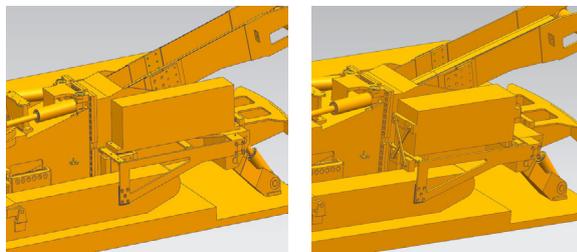


图 4 电控箱对比图

2.3 电控箱悬架结构尺寸设计

在电控箱悬架简化模型图 5 中可以看到，悬架结构的主要参数有高度 h 、宽度 a 和支撑杆倾角 α 。电控箱的宽度为 500mm，这就决定悬架结构的宽度 $a \leq 500\text{mm}$ 。电控箱的自重，全部由弹簧承担，倾角 α 过大会使得 x 方向的分力过大，对弹簧的要求会很高。而倾角 α 过小，就会使得悬架的高度 h 变小，可能引起电控箱的失稳。通过综合考虑与多次试验，确定悬架的基本参数为： $a=330\text{mm}$ ， $h=490\text{mm}$ ， $\alpha=56^\circ$ ， $k=2500\text{N/mm}$ 。

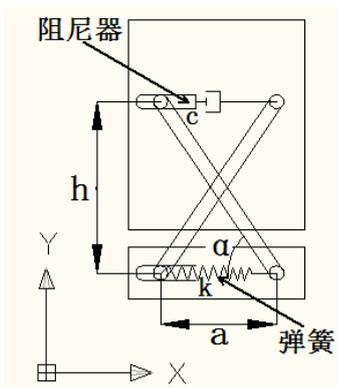


图 5 电控箱悬架简化模型

3 电控箱半主动悬架控制实现

3.1 半主动动作器的选择

论文选用磁流变阻尼器作为，半主动动作器。根据磁流变液 Bingham 力学模型，磁流变液阻尼器的阻尼力可用公式 (1) 表示：

$$F(t) = C \cdot V + F(i) \quad (1)$$

阻尼力可以分为两部分，其中第一部分为粘滞阻尼力，它与装置的几何尺寸、磁流变液的参数和剪切速度有关，可以用常数和剪切速度的乘积表示。第二部分为库伦阻尼力，它与外加电流有关，也就是可控部分。通过改变电流的大小来控制阻尼力的大小。

磁流变阻尼器输出的阻尼力，是起抑制振动的作用的，而系统装置的静载荷由弹簧承担。电控箱的振动加速度最大在 1.5g 左右，而电控箱的质量为 1000kg，可以计算得到需要的阻尼力大小最大为 15kN。根据电控箱的尺寸结构和振动加速度大小，选择哈尔滨工业大学通过试验得到的阻尼器参数^[4]。如表 1 所示：

表 1 磁流变阻尼器参数

h/mm	D/mm	d/mm	L/mm	$\eta/\text{Pa} \cdot \text{s}$	$\tau_{y\text{max}}/\text{kPa}$	F_{max}/KN	F_{min}/KN
2	80	40	40	1.0	50	0.98	12.1

并在该阻尼器的活塞相对于缸体做频率为 1.5HZ，振幅为 1.5mm 的简谐运动时，测出屈服应力为 0，10，20，30，40，50KPa 时的滞回曲线如图 6 所示：

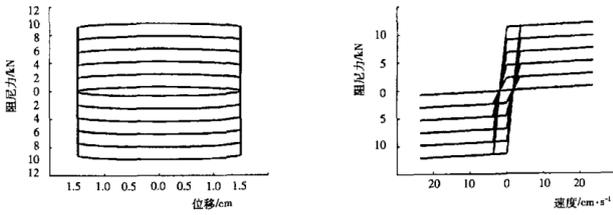


图 6 磁流变阻尼器的滞回曲线

3.2 控制策略选择

由于掘进机整机模型复杂，要建立精确的数学模型非常困难，但是无论是经典控制理论还是现代控制理论，都需要事先了解被控对象的精确数学模型，然后根据模型选择适当的控制规律，而模糊控制系统是借助专家经验和知识而建立的，它以系统的某些参数作为输入，将输入量模糊化，然后根据专家经验和知识进行模糊推理决策，再把得到决策反模糊化得到精确的输出量，来控制系统的输出。它的核心是模糊推理决策，而该决策是建立在人的认识基础之上的，所以不需要精确的数学模型。由于不需要精确的数学模型，所以选择模糊控制作为控制策略^[5]。

3.2.1 电控箱模糊控制器设计

模糊控制器主要有输入，模糊规则和输出三部分组成。论文设计的模糊控制系统框图^[6]如图 7 所示，根据输入输出在 MATLAB 的 fuzzy 模块中，设计出的模糊控制器如图 8 所示，该模糊控制以电控箱质心加速度 a 和质心加速度的变化率 $acc=da/dt$ 为输入量，输出为磁流变液阻尼器的控制力 F 。

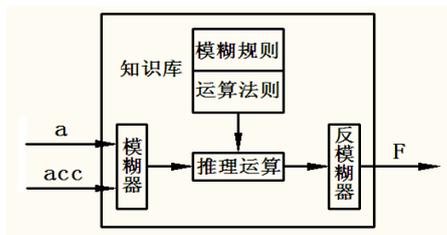


图 7 模糊控制系统框图

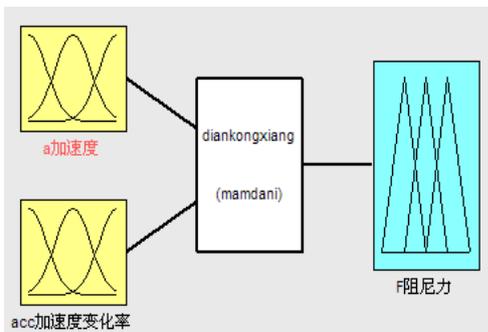


图 8 fuzzy 模块中的模糊控制器

3.2.2 控制规则

模糊控制规则就是用语言描述控制器输入量与输出量之

间的关系。选用 fuzzy 中内置的 Mamdani 控制规则，根据实际中总结的经验与实验，得出相应的控制规则，根据该控制器的目的是尽量减小电控箱的振动，得出该控制规则的主要原则是：当加速度和加速度变化率最大时，阻尼力最大；当加速度和加速度变化率为 0 时，阻尼力最小。

3.2.3 模糊控制规则三维曲面图

最终得到该模糊控制器的三维曲面如图 9 所示，从曲面图中可以直观的看到，模糊控制规则的推理结果。当加速度和加速度变化率为最大时，阻尼力取最大值；只有加速度和加速度变化率均为 0 时，阻尼力才可能取到 0。

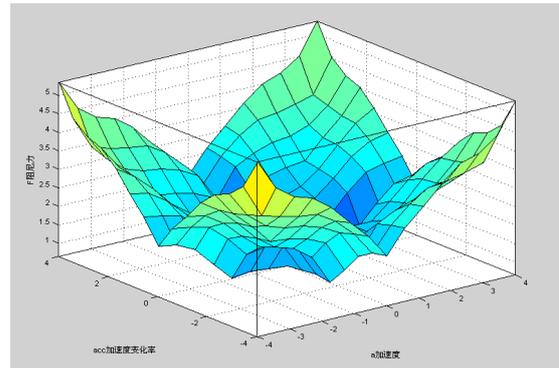


图 9 模糊控制规则三维曲面图

4 ADAMS-MATLAB 联合仿真系统建立

4.1 ADAMS 与 MATLAB 的输入输出设置

在 ADAMS 与 MATLAB 联合仿真中，ADAMS 的机械系统模型为 MATLAB 的控制系统提供悬架电控箱的加速度，MATLAB 中的模糊控制系统通过对加速度和加速度变化率的模糊推理，把得到阻尼力的大小返还给 ADAMS 中的机械系统。所以 ADAMS 机械系统模型的输入为磁流变液阻尼器的阻尼力，输出为电控箱的加速度。而 MATLAB 模糊控制系统的输入为电控箱的加速度和加速度变化率，输出为磁流变液的阻尼力，其关系可表示如图 10 所示，图中的外扰是掘进机截割头的外载荷。

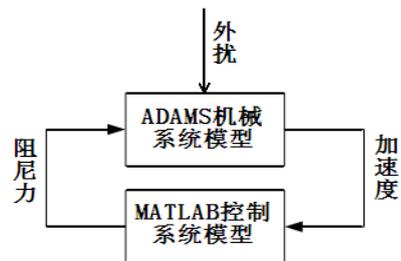


图 10 联合仿真输入输出变量

4.2 基于 MATLAB/Simulink 的控制系统建模

由 MATLAB/Simulink 模块建立的模糊控制器中，构成了对真个机电系统的联合仿真模型，如图 11 所示：

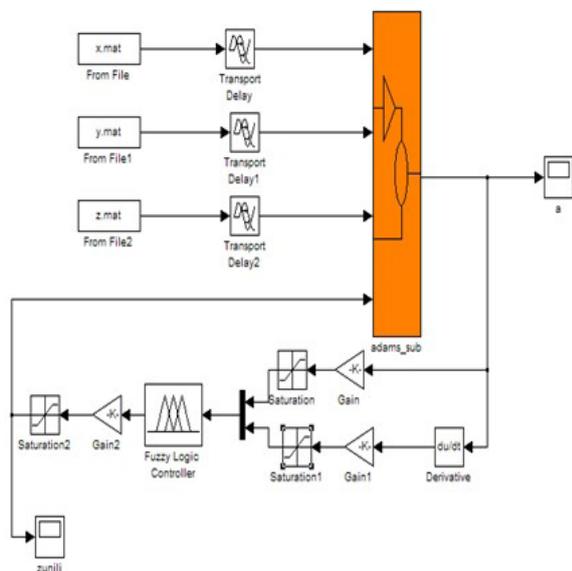


图 11 联合仿真控制系统图

图 11 中 x.mat、y.mat 与 z.mat 是掘进机截剖头的外载荷，adams_sub 机械系统输出电控箱质心加速度，然后经过求导模块 du/dt 得到加速度变化率，把加速度与加速度变化率同时输入模糊控制器 Fuzzy Logic Controller 中，通过模糊推理，输出一个 zunili 的数值，作为磁流变阻尼器的阻尼力实时返回到 adams_sub 中。该模型中有两个示波器（scope），示波器 a 显示的是电控箱质心加速，示波器 zunili 显示的是模糊控制输出的阻尼力数值。

5 仿真结果分析

首先把建立的 EBH-132 掘进机，在 ADAMS 中进行动力学仿真，在 ADAMS 后处理模块中，可以得到电控箱在使用金属橡胶隔振器时，电控箱质心的加速度曲线，如图 12 所示：



图 12 金属橡胶隔振器电控箱质心加速度

通过 ADAMS-MATLAB 联合仿真，电控箱在使用半主动悬架结构作为减振装置时，在联合仿真控制系统图中的，

加速度示波器中可得到，电控箱质心的加速度曲线如图 13 所示：

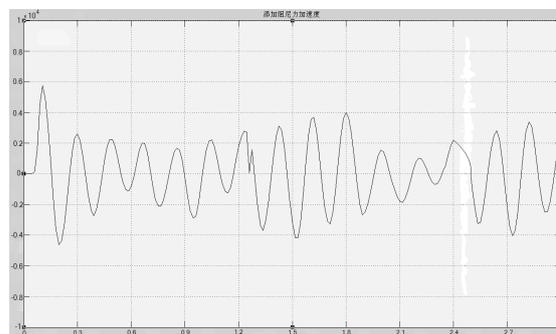


图 13 半主动悬架电控箱质心加速度

把进行对比，可以得出以下结论：

①半主动悬架电控箱加速度幅值从原来的 1.5g 减小到了 0.5g，电控箱的的振动特性明显提高；②半主动悬架电控箱的加速度曲线比较平滑，而原电控箱有过大的突变值，这表明半主动悬架电控箱的减振性能更加稳定；③半主动悬架电控箱的加速度的均方根值 $\delta_2=2736.6\text{mm/s}^2$ ，金属橡胶隔振器电控箱的均方根值 $\delta_1=4265.0\text{mm/s}^2$ ，减振效果提高了 35.8%，说明半主动悬架系统对掘进机电控箱的减振有很大的潜力。

6 结论

论文基于 ADAMS-MATLAB 联合仿真，把半主动悬架结构引入并作为电控箱的减振装置，进行了仿真试验，得到电控箱质心加速度幅值在 0.4-0.5g，均值方根值 $\delta_2=2736.6\text{mm/s}^2$ ，加速度幅值比金属橡胶电控箱大幅减小，振动减小了 35.8%，满足了电控箱隔振要求，为电控箱的减振装置提供了一种新的方法。

参考文献

- [1] 张建广.纵轴式掘进机截剖人工岩壁的振动试验研究[J].煤炭科学技术,2011,39(8):76-78.
- [2] 闻邦椿.机械振动学[M].北京:冶金工业出版社,2000.
- [3] (日)背户一登.结构振动控制[M].马立新,李孜,译.北京:机械工业出版社,2011.
- [4] 隋莉莉,欧进萍.半主动磁流变减振驱动器的工作原理及应用[J].哈尔滨建筑大学学报,2002,35(3):9-11.
- [5] 孙涛,陈大跃.电流变智能半主动悬架模糊PID控制[J].汽车工程,2004(5):605-608.
- [6] 诸静.模糊控制原理与应用[M].北京:机械工业出版社,1995.