

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2026.01.034

基于 AMESim 的冲击载荷下液压支架承载系统优化设计

王亚楠, 郑凯

(西安交通工程学院, 陕西 西安 710300)

摘 要:以提高液压支架抵抗冲击载荷的能力为目标,以单元型液压支架为研究对象,进行冲击载荷下液压支架承载系统优化设计。阐述单元型液压支架的基本结构与核心参数,并进行力学分析。利用 AMESim 软件绘制传统单元型液压支架的液压系统原理图,并进行仿真分析。以传感器、电磁比例换向阀为硬件核心,通过 PID 控制系统的引入,对传统单元型液压支架的控制系统进行优化设计,并利用 AMESim 软件进行仿真分析。分析结果表明:PID 控制系统的运用提高了液压组合支架抵抗冲击载荷的能力,可保证液压组合支架机构的持续与稳定运行。

关键词:液压支架;控制系统;冲击载荷;AMESim

中图分类号:TP302.1 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2026)01-0182-05

Optimization Design of Hydraulic Support Bearing System under Impact Load Based on AMESim

WANG Yanan, ZHENG Kai

(Xi'an Traffic Engineering Institute, Xi'an 710300, China)

Abstract: With the goal of improving the ability of hydraulic supports to resist impact loads, the optimization design of the bearing system of hydraulic supports under impact loads was carried out with unit type hydraulic supports as the research object. The basic structure and core parameters of the unit type hydraulic support were elaborated, and mechanical analysis was conducted. The hydraulic system schematic of the traditional unit type hydraulic support was drawn using AMESim software and simulated for analysis. With sensors and electromagnetic proportional directional valves as hardware cores, the control system of traditional unit type hydraulic supports was optimized and designed through the introduction of PID control system, and simulation analysis was conducted using AMESim software. The analysis results indicate that the application of PID control system improves the ability of hydraulic combination support to resist impact loads and ensures the continuous and stable operation of the hydraulic combination support mechanism.

Keywords: hydraulic support; control system; impact load; AMESim

0 引言

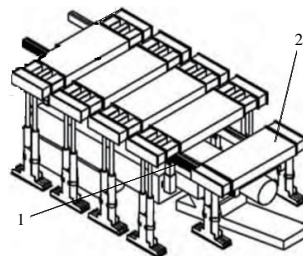
液压支架主要用于矿业生产中的掘进工作面的支撑与保护,是进行生产与施工的重要设备。当前针对液压支架的主要研究成果有:郑璐^[1]提出配置独立控制单元进行联动控制,提高控制系统稳定性;程刚等^[2]提出了煤矿液压支架的形态、倾角和惯性实时监测技术。这些方法虽然提高了液压支架的承载能力和控制系统的响应速度,但由于矿业生产环境的多变性,如局部冒顶、片帮等局部突发事件的产生,极易产生瞬发的负载冲击,造成液压支架的变形甚至是破坏^[3]。本文通过模糊控制理论对传统控制环节的优化,对冲击载荷作用下单个液压单元支架进行瞬态分析,设计了一种具有 PID 控制环节的控制系統,在保证液压支架原有性能的同时,提高其抵抗冲击载荷的能

力,扩大液压支架的使用范围与效率。

1 液压组合支架结构与分析

1.1 液压组合支架基本结构

本文参照《煤矿用液压支架》国家标准^[4],其单元型液压组合支架的机械结构如图 1 所示。



1—移架轨道;2—液压单元支架。

图 1 液压组合支架简图

第一作者简介:王亚楠(1990—),女,陕西西安人,讲师,学士,研究方向为计算机控制,wangyanan202312@126.com。

1.2 单元型液压支架结构与指标

本文为了便于研究以组合支架的基本支撑单元,以液压单元型液压支架为研究对象。

单元型液压支架的基本结构如图 2 所示。

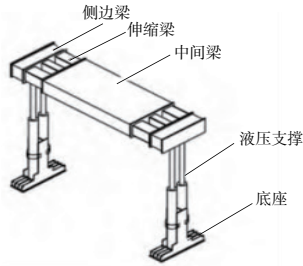


图2 单元型液压支架基本结构

单元型液压支架的基本指标如表 1 所示。

表 1 单元型液压支架基本指标

序号	参数	数值
1	液压支撑工作阻力/kN	2 400
2	支架支护强度/MPa	0.20~0.42
3	液压站工作压力/MPa	5
4	液压站工作流量/(L/min)	6

1.3 力学模型与分析

单元型液压支架在受到静载荷时正常工作,当顶板压力超过了液压单元支架可承受的工作阻力时,单元型液压支架开始出现变形破坏^[5-6]。

按照载荷估算法计算支架支护强度。

$$p_z = \frac{H\gamma qg}{(K-1)\cos\alpha}\beta \quad (1)$$

式中: H 为采高, m; γ 为顶板岩石密度, kg/m^3 ; q 为顶板来压负载系数; K 为顶板岩石膨胀系数,取值范围为 1.23~1.50; α 为工作面倾角, ($^\circ$); β 为附加阻力系数; g 为重力加速度。

液压支架工作阻力

$$Q_z = p_z B_c S_c \quad (2)$$

式中: B_c 为支架控顶距, m; S_c 为支架中心距, m。

由式(1)、式(2)可知,单元型液压支架可承受的工作阻力与支架的支护强度有关,若式(1)的其它参数不变,顶板来压负载系数的不规律变化,即可造成瞬发的负载冲击。为了便于研究将单元型液压支架简化为一个包含阻尼元件、弹性元件的动力学模型,如图 3 所示。

在构建单元型液压支架动力学模型的基础上,可知支架液压缸是单元型液压支架的主要承载装置,作业中若产生瞬发负载冲击,则各支架液压缸承受的力为动变载荷,载荷的连续变化造成

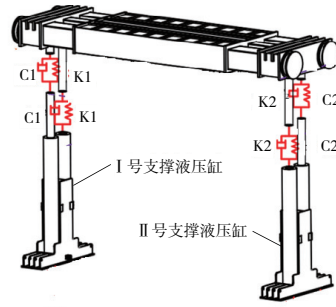


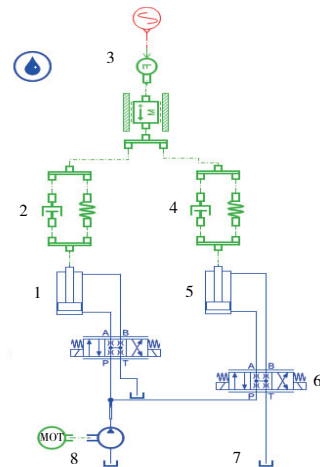
图3 单元型液压支架的动力学模型

了液压系统的迟滞性及惯性,降低了整个液压支架的稳定性。

2 传统单元型液压支架液压系统

2.1 基本结构与参数

本文以图 2 及图 3 所示的单元型液压支架基本结构与力学模型为基础,利用 AMESim 软件^[7-8]绘制了传统单元型液压支架的液压系统。其原理如图 4 所示,基本参数如表 2 所示。



1— I 号支撑液压缸; 2,4— 阻尼、弹性元件; 3— 控制信号;
5— II 号支撑液压缸; 6— 控制阀; 7— 油箱; 8— 液压源。

图4 传统单元型液压支架系统

表 2 传统控制系统仿真实验模型参数

序号	名称	参数	数值
1	I 号支撑液压缸	无杆腔面积/ m^2	0.45
2,4	阻尼、弹性元件	阻尼额定值/ $(\text{N}/\text{M} \cdot \text{s}^{-1})$	1 000
		弹簧刚度/ (N/m)	5 000
3	控制信号	频率/Hz	0.5
5	II 号支撑液压缸	无杆腔面积/ m^2	0.45
6	控制阀	默认值	默认值
7	油箱	默认值	默认值
8	液压源	转速/ (r/min)	1 500

2.2 仿真分析

以图4及表2为基础,在AMESim环境中进行传统单元型液压支架液压系统仿真,其液压支架各支撑液压缸在瞬发负载作用下的运行状态,如图5所示。

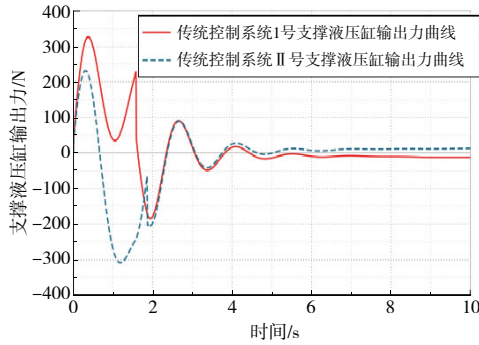


图5 支撑液压缸的状态图

由图5可知,单元型液压支架的各支撑液压缸在受到瞬发负载冲击时,由于系统的迟滞性,造成各支撑液压缸存在脉动变化情况,表现为各支撑液压缸输出压力的明显差异,造成支架系统的不稳定性。

2.3 系统工作压力与分析

在AMESim仿真环境中以图5为基础,进行了数据统计与分析,得到传统单元型液压支架的I号支撑液压缸、II号支撑液压缸之间输出力的绝对偏差,如表3所示。

由图5及表3可知,单元型液压支架工作的初始阶段(1~2 s),由于系统惯性及瞬发负载的较大幅度变化,I号支撑液压缸、II号支撑液压缸的输出力出现较大偏差,既造成液压支架机构的受力不平衡。这种受力不平衡的状态,增加了液压支架的变形甚至是破坏风险。

表3 传统控制系统仿真实验数据

运行时间/s	I号支撑液压缸输出力/N	II号支撑液压缸输出力/N	输出力绝对偏差/N
0.3	309.56	230.43	79.13
0.5	283.93	129.66	154.27
0.7	169.42	-43.95	125.47
1.0	35.62	-278.01	242.39
1.3	102.47	-298.14	195.74
1.5	198.43	-256.63	58.20
2.0	178.96	197.78	19.82

3 单元型液压支架的优化设计

结合文中2.1节、2.2节、2.3节的内容,建立单元型液压支架的数学模型,通过分析将其等效为两个阀控单作用液压缸,并引入PID控制环节^[9]。

支撑液压缸被视为1个积分环节与2阶环节的组,其传递函数为

$$G_1(s) = \frac{1/A_h}{s \left(\frac{1}{\omega_h^2} s^2 + 2 \frac{\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (3)$$

式中: A_h 为液压缸的无杆腔面积, $A_h = 0.45 \text{ m}^2$; ω_h

为系统固有频率, $\omega_h = \sqrt{\frac{K_h}{m_t}} = \sqrt{\frac{4EA^2}{m_t V_t}}$, Hz; ζ_h 为系

统阻尼比, $\zeta_h = \frac{K_{ce}}{A} \sqrt{\frac{\beta_e M}{V_t}}$; s 为比例阀活塞面积。

比例阀一般被视为2阶振荡环节,其传递函数为

$$G_2(s) = \frac{k_q}{\frac{1}{\omega_v^2} s^2 + 2 \frac{\zeta_v}{\omega_v} s + 1} \quad (4)$$

式中: k_q 为比例阀流量增益; ω_v 为比例阀的固有频率; ζ_v 为比例阀的阻尼比。

系统的传递函数为:

$$G(s) = \frac{k_c}{s \left(\frac{1}{\omega_h^2} s^2 + 2 \frac{\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right) \left(\frac{1}{\omega_v^2} s^2 + 2 \frac{\zeta_v}{\omega_v} s + 1 \right)} \quad (5)$$

$$k_c = \frac{k_q k_f k_p}{A_h} \quad (6)$$

式中:位移传感器的增益 k_f 为1.25;PID控制环节的比例系数 k_p 为5.21;系统的开环放大增益 k_q 为 0.15×10^{-3} ;系统固有频率 ω_h 为150.2 Hz;系统阻尼比 ζ_h 为0.2;比例阀的固有频率 ω_v 为350 Hz;比例阀的阻尼比 ζ_v 为0.7。

综上所述,得到系统的开环传递函数:

$$G(s) = \frac{0.034 \ 17}{s \left(\frac{1}{150.2^2} s^2 + \frac{0.2}{150.2} s + 1 \right) \left(\frac{1}{350^2} s^2 + \frac{0.7}{350} s + 1 \right)} \quad (7)$$

根据闭环控制系统原理框图和各环节传递函数,在MATLAB—Simulink^[10]窗口中选取对应模块建立双缸液压机PID控制系统的仿真模型,并进行线性分析。通过调试及经验,确定文中PID控制器的参数为 $P=2.21$, $I=3.3$ 和 $D=0.01$ 。

4 单元型液压支架优化仿真

4.1 建立仿真模型

从 AMESim 软件的“Signal,Control”电子元件库;“Hydraulic”液压库,选取相应的“元件”进行相应系统草图的绘制,如图 6 所示。

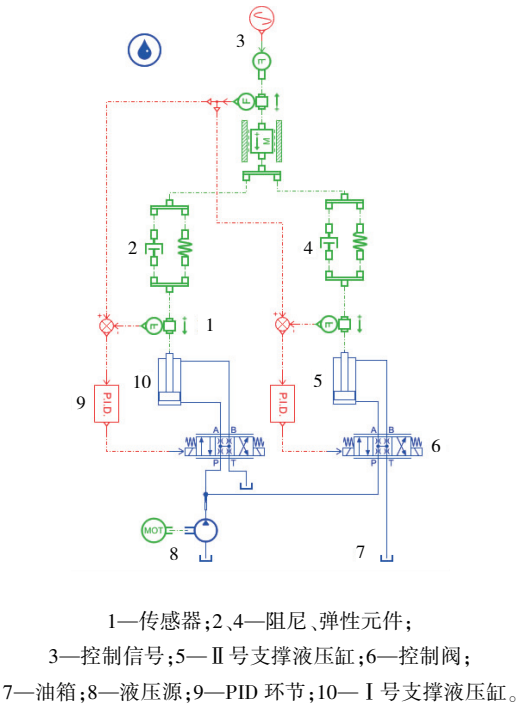


图 6 单元型液压支架优化仿真模型

如图 6 所示,当有瞬发负载产生时,单元型液压支架液压系统中的Ⅰ号支撑液压缸、Ⅱ号支撑液压缸(5、10)输出一定的工作压力,进行支撑承载工作,同时前端压力传感器与Ⅰ号支撑液压缸、Ⅱ号动臂油缸压力传感器(1)组成控制系统反馈回路,得到输出力变化的增量后,PID 控制环节工作,并按照预定算法向控制阀(6)输入相应比例控制电流,使支撑液压缸比例输入压力,提高液压支架稳定性。

4.2 设定模型参数

依据表 1、图 4、图 6,本文给出了举升机构控制系统优化仿真模型的基本参数,为后续举升机构液压系统的仿真实验提供了依据,如表 4 所示。

4.3 系统仿真实验与分析

本文依据 4.1 中的仿真模型,按照表 4 中参数进行设置,仿真得到 PID 控制系统液压支架Ⅰ号支撑液压缸、Ⅱ号支撑液压缸输出力变化特性曲线,如图 7 所示。

表 4 PID 控制系统仿真实验模型参数

序号	名称	参数	数值
1	Ⅰ号支撑液压缸	无杆腔面积/ m^2	0.45
2、4	阻尼、弹性元件	阻尼额定值/ $(\text{N}/\text{M} \cdot \text{s}^{-1})$	1 000
		弹簧刚度/ (N/m)	5 000
3	控制信号	频率/ Hz	0.5
5	Ⅱ号支撑液压缸	无杆腔面积/ m^2	0.45
6	控制阀	默认值	默认值
7	油箱	默认值	默认值
8	液压源	转速/ (r/min)	1 500
9	PID 环节	比例系数	2.21
		积分系数	3.3
		微分系数	0.01
10	传感器	默认值	默认值

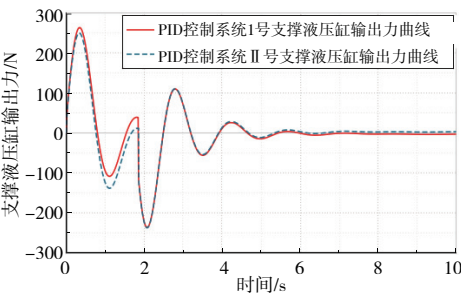


图 7 PID 控制系统位置变化曲线

PID 控制系统仿真实验,支撑液压缸输出力变化特性曲线。

PID 控制系统仿真实验的数据分析如表 5 所示。

表 5 PID 控制系统仿真实验数据

运行时间/s	Ⅰ号支撑液压缸输出力/N	Ⅱ号支撑液压缸输出力/N	输出力绝对偏差/N
0.3	309.56	305.23	4.33
0.5	283.93	276.35	7.58
0.7	169.42	139.98	29.44
1.0	35.62	30.21	5.41
1.3	102.47	92.36	10.11
1.5	198.43	192.69	5.74
2.0	178.96	176.32	2.64

4.4 系统实验数据的对比分析

结合表 3、表 5,绘制了传统与 PID 两种控制

系统下输出力偏差的特性曲线,如图8所示。

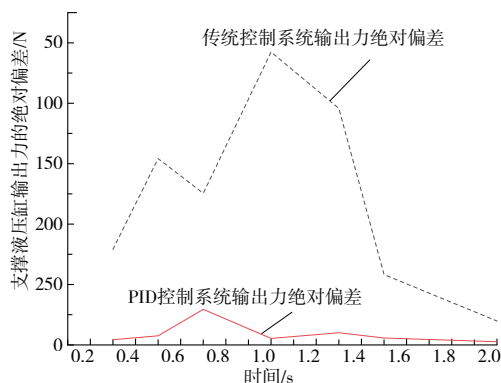


图8 输出力偏差的特性曲线

由表3可知,在采用一般控制系统时,I号支撑液压缸、II号支撑液压缸承载的输出力平均偏差为125.00 N。由表5可知,当采用PID控制系统时,其I号支撑液压缸、II号支撑液压缸承载的输出力平均偏差为9.32 N。由图8输出力偏差的特性曲线可知,采用PID控制系统,当承受交变载荷冲击时,两缸输出力偏差较小,其抵抗交变载荷冲击的能力增强。对图8仿真实验数据进行频域对比分析,如图9所示。

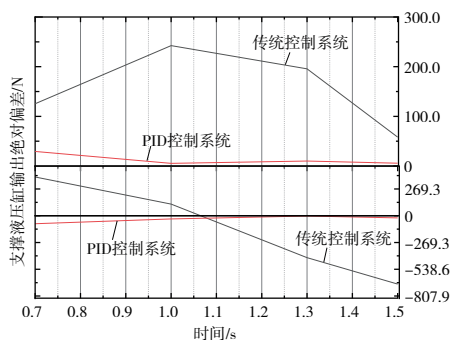


图9 仿真实验数据频域对比分析

由图9可知,PID控制系统的频域响应更加稳定,随着工作时间的延长,PID控制系统不仅减小了输出力偏差,同时提高了自身的承载能力。证明PID控制系统起到了较好的补偿效果,提高了液压支架的稳定性,达到了抵抗冲击载荷的设计目标。

5 结语

本文分析了液压支架的硬件结构与工作原理,通过分析仿真发现传统的控制方式造成了一定的支撑液压缸的输出阻力偏差。针对受力偏差较大而造成其抵抗冲击载荷能力不足的问题,基于PID原理设计了一种具有反馈环节的控制系統,通过PID控制向工作系统成比例进行压力输入,进而补偿系统压力。以AMESim为手段搭建了传统控制与PID控制系统的仿真模型,并进行了仿真分析,通过对仿真结果的数据对比分析表明:PID控制系统保持了液压支架各支撑液压缸所需压力,提高了液压支架运行的稳定及抵抗冲击载荷的能力,具有一定的应用价值。

参考文献:

- [1] 郑璐. 矿井工作面液压支架电液自动化控制系统的研究[J]. 机械管理开发,2022,37(6):297-298,305.
- [2] 程刚,赵晋红. 煤矿液压支架形态实时监测技术研究[J]. 能源与环保,2021,43(3):164-168.
- [3] 陈笑然,田宪华,吴坤,等. 冲击载荷下液压单元支架承载特性研究[J]. 煤矿机械,2023,44(5):45-48.
- [4] 陈笑然. 综掘巷道液压组合支架设计及动力学特性研究[D]. 徐州:中国矿业大学,2023.
- [5] 刘剑,熊玮. 循环前移式单元超前支护液压支架的研究与设计[J]. 煤矿机械,2021,42(2):16-17.
- [6] 常祥太. 液压支架电液控制单元测试系统研究设计[J]. 山西煤炭,2017,37(5):8-10,26.
- [7] 刘广阔,王建军,张伟,等. 基于AMESim布料车液压系统消振分析与仿真[J]. 机械工程与自动化,2024(1):72-73,77.
- [8] 王小龙. 基于AMESim的车辆悬架减震系统优化与仿真[J]. 机械制造与自动化,2023,52(6):119-122.
- [9] 吴沁,周顺仟,王星联. 改进粒子群优化滚珠丝杠进给系统BP神经网络PID控制策略研究[J]. 西安交通大学学报,2024,58(6):24-33.
- [10] 董壮壮,王兆强,孙令涛,等. 基于AMESim、MATLAB与LabVIEW的联合仿真虚拟平台技术[J]. 软件导刊,2023,22(10):42-48.

收稿日期:2024-03-14