

DOI: 10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2021.04.038

# 农机用负载敏感系统故障分析及优化仿真研究

张绍军

(新疆农业职业技术学院, 新疆 昌吉 831100)

**摘要:**阐述了农机常用的LS及LUDV负载敏感液压系统的工作原理,利用AMESim仿真软件建立其仿真模型,对两者动态特性及故障现象进行仿真分析。针对LUDV负载敏感液压系统缺点,设计了一种新的支路并联压力切断阀的LUDV负载敏感液压改进系统。仿真结果表明:改进后的LUDV负载敏感系统,能够有效解决系统工作支路卡死或者运动到行程终点时系统控制功能失效的问题。

**关键词:**农业机械;液压系统;AMESim;负载敏感;故障分析

**中图分类号:**TH65+.3; TP391.9 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2021)04-0142-04

## Fault Analysis and Optimization Simulation of Load Sensing System for Agricultural Machinery

ZHANG Shaojun

(Xinjiang Agricultural Vocational and Technical College, Changji 831100, China)

**Abstract:** With the analysis on current agricultural machinery common LS and the working principle of the load sensitive LUDV hydraulic system and by AMESim simulation software, simulation model is established, and simulation analysis on dynamic characteristics and fault phenomenon are implemented. In regard to the load sensitive LUDV hydraulic system fault, a branch parallel pressure cut-off valve loaded with sensitive LUDV hydraulic system is designed. The simulation results show that the improved LUDV load sensing system can effectively solve the problems of system work branch stuck or system control function failure when moving to the end of the trip.

**Keywords:** agricultural machinery; hydraulicsystem; AMESim; load sensing; failure analysis

## 0 引言

负载敏感系统具有效率高、功率损失小、能耗低等优点,在薯类收获机、插秧机等农业机械中的应用越来越广泛<sup>[1-3]</sup>。采用将压力补偿阀设置在换向阀后的方法,可以避免LS负载敏感液压系统在系统流量饱和的情况下造成最高负载端运动停止的情况,并且使各负载运动的速度按比例减小<sup>[4]</sup>。但如果系统中有工作支路卡死或者已运动到行程终点,LUDV系统控制功能同样将失效。

鉴于此,本文在对两者动态特性及故障分析基础上,对LUDV负载敏感液压系统进行了优化设计,设计了一种支路并联压力切断阀的改进LUDV负载敏感液压系统。利用AMESim仿真软件建立了LS、LUDV及改进后LUDV液压系统仿真模型,通过对比分析的方法对3种系统的性能及故障进行仿真研究分析,得出结论为农机负载敏感液压系统的优化设计提供了理论依据。

## 1 液压系统原理分析

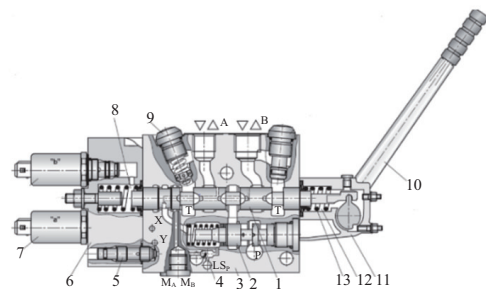
阀前补偿LS结构如图1所示,其工作原理为:补偿器置于操纵阀前,各支路的负载压力反馈到各自的补偿器,同时最大的负载压力反馈到泵的LS口。则对于操作阀有

$$(P_L - P_C)A = F \quad (1)$$

$$\Delta P = P_L - P_C = \frac{F}{A} \quad (2)$$

式中: $P_L$ 为操作阀进油口压力; $P_C$ 为操作阀出油口压力; $F$ 为压力补偿阀弹簧力; $A$ 为压力补偿阀阀芯作用面积。

由式(1)可知,系统流量没有达到饱和之前,不管负载怎么变化,操作阀两端的压力差值始终为定值。当操纵阀开口面积不变时,通过阀的流量保持恒定;但当系统流量达到饱和之后,补偿阀两端建立不起压力,达不到压力补偿效果,进而失效。



1—主阀芯;2—压力补偿器;3—阀体;4—梭阀;5—LS溢流阀;6、11—端盖;7—减压阀;8—左弹簧腔;9—带补油功能的溢流;10—手柄;12—右弹簧腔;13—压缩弹簧。

图1 阀前补偿LS结构图

**作者简介:**张绍军(1980—),男,新疆呼图壁人,讲师,本科,研究方向为农业装备应用技术,农业机械制造维修。

阀后补偿 LUDV 结构如图 2 所示,其工作原理为:补偿器置于操纵阀后,各支路的最大负载压力反馈到各自的补偿器和泵 LS 口。则对于操作阀有:

压力补偿器 1、压力补偿器 2 的平衡条件分别为<sup>[4]</sup>

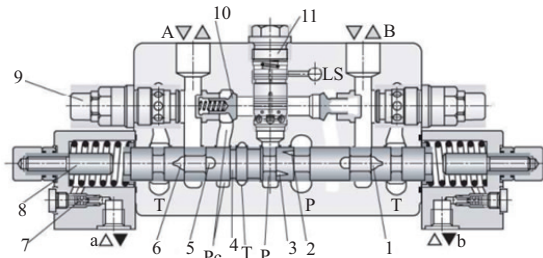
$$(P_{n1} - P_{L1})A_1 = F_{T1} \quad (3)$$

$$(P_{n2} - P_{L2})A_2 = F_{T2} \quad (4)$$

式中: $F_{T1}$ 、 $F_{T2}$ 分别为压力补偿器 1、压力补偿器 2 的弹簧力; $A_1$ 、 $A_2$ 分别为压力补偿器 1、压力补偿器 2 的阀心压力作用面积。

$$\text{取 } \frac{F_{T1}}{A_1} = \frac{F_{T2}}{A_2}, \text{ 则 } P_{n1} = P_{n2}$$

又由于每一联操纵换向阀的入口都是泵的工作压力  $P_p$ ,且出口油压相等,所以,即使各执行元件负载压力不等,各操纵阀的进出口压差都始终保持相等。但如果系统中有工作支路卡死或者已运动到行程终点,LUDV 系统中压力补偿阀补偿作用失效,系统控制功能失效。



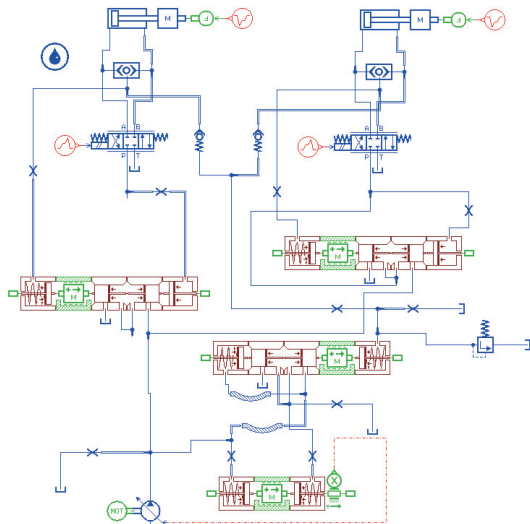
- 1、6—出口节流槽;2、3—进口节流槽;4—主阀芯;5—环形槽;
- 7—先导压力缓冲阀;8—行程限制器;9—二次溢流阀;
- 10—负载保持阀;11—压力补偿器。

图 2 阀后补偿 LUDV 结构图

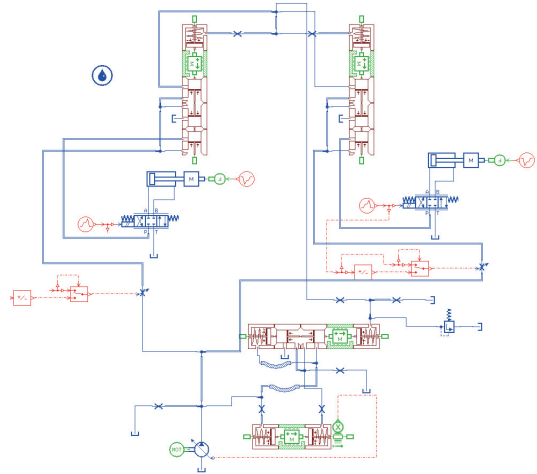
## 2 建模仿真

### 2.1 模型建立

根据 LS 及 LUDV 负载敏感液压系统工作原理,利用 AMESim 软件<sup>[5-7]</sup>建立系统仿真模型如图 3 所示。



(a) 阀前补偿 LS 系统仿真



(b) 阀后补偿 LUDV 系统仿真模型

图 3 负载敏感液压系统 AMESim 仿真模型

### 2.2 参数设置

根据元件结构参数及 LS 及 LUDV 负载敏感系统工作原理,设定 AMESim 各主要模块的参数如表 1,其他参数保持默认值。

表 1 参数设置表

参数名称	数值
压力补偿阀阀芯直径/mm	10
压力补偿阀阀孔直径/mm	8
液压缸活塞直径/mm	100
液压缸活塞杆直径/mm	50
液压缸行程/m	3
液压缸质量/kg	20
液压泵排量/(cc/rev)	100
液压泵转速/(r/min)	1 500
节流阀最大流量/(L/min)	60
节流阀压差/MPa	0.6
安全阀压力/MPa	25
支路 1 负载/N	15 000
支路 2 负载/N	2 500

### 2.3 仿真分析

a) 模型验证分析

设定两支路的输入信号如图 4 所示:0~10 s 内为-10,使两换向阀的开度一致。

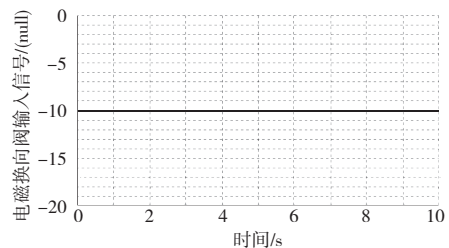


图 4 支路换向阀输入信号曲线

设定支路1外加负载在10s内由0增加到15000N,支路2外加负载在10s内由0增加到2500N。进行仿真,得到仿真结果如图5、图6所示。

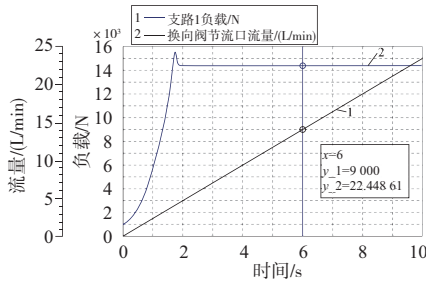


图5 支路1换向节流口流量及负载变化曲线

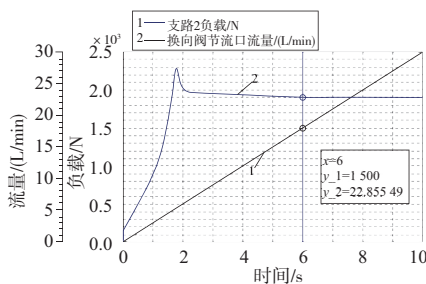


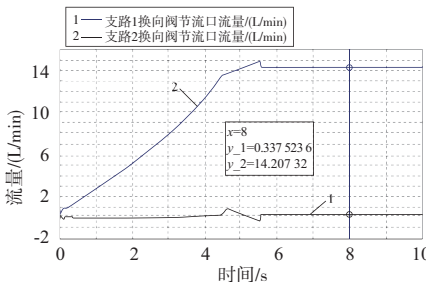
图6 支路2换向节流口流量及负载变化曲线

由仿真结果图5、图6可知:支路1外加负载在10s内由0增加到15000N,经过约1.9s的时间支路流量达到最大值22.45L/min;支路2外加负载在10s内由0增加到2500N,经过约1.9s的时间支路流量达到最大值22.48L/min。仿真结果表明,两支路的流量大小与负载无关,只与系统中节流口开度有关。本文中设定两换向节流口开度大小相同,得到的两支路的流量基本一致,证明了所建立模型的正确性和精确性。

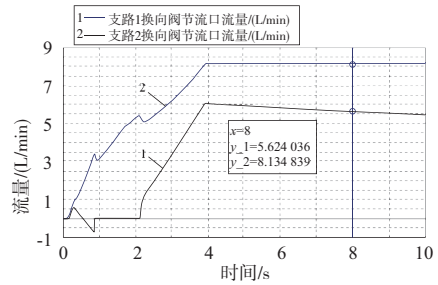
b) 故障现象仿真分析

1) 流量饱和和故障设定仿真分析

设定系统液压泵流量为15L/min,模拟流量饱和和故障工况,其他参数保持不变。仿真得到两种负载敏感系统各支路流量变化曲线如图7所示。流量饱和时LS负载敏感液压系统中负载大的支路1换向节流口流量为0.33L/min,负载小的支路2回路流量为14.2L/min。LUDV负载敏感液压系统中负载大的支路1换向节流口流量为5.62L/min,负载小的支路2回路流量为8.13L/min。仿真结果表明:流量饱和时,LS负载敏感液压系统中负载大的支路已经停止,系统已经丧失了其控制功能;而LUDV负载敏感液压系统各支路流量按比例减小。



(a) 流量饱和时LS系统各支路流量变化曲线



(b) 流量饱和时LUDV系统各支路流量变化曲线

图7 流量饱和时两种负载敏感系统各支路流量变化曲线

2) 支路卡死故障设定仿真分析

设定系统中支路1换向阀输入信号为40,模拟支路卡死故障工况,其他参数保持不变。仿真得到两种负载敏感系统各支路流量变化曲线如图8所示。支路1卡死时LS负载敏感液压系统中液压缸的速度为0.052m/s。LUDV负载敏感液压系统中速度发生了突变,降低到0.038m/s。仿真结果曲线表明某支路卡死时,LS负载敏感液压系统中其他支路不受其影响,能继续正常运行,而LUDV负载敏感液压系统其他支路系统流量发生突变,进而影响支路执行元件的速度,系统控制性能下降,易发生生产事故。

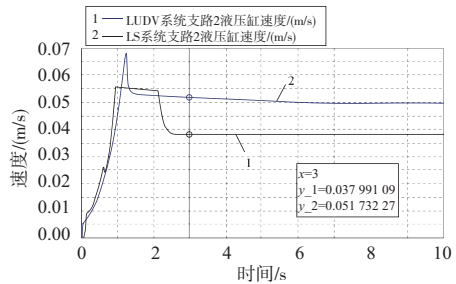


图8 两种负载敏感系统液压缸速度变化曲线

c) 优化设计仿真分析

在对两者动态特性及故障分析基础上,对LUDV负载敏感液压系统进行了优化设计,提出了一种支路并联压力切断阀的改进LUDV负载敏感液压系统并建立了仿真模型,如图9所示。

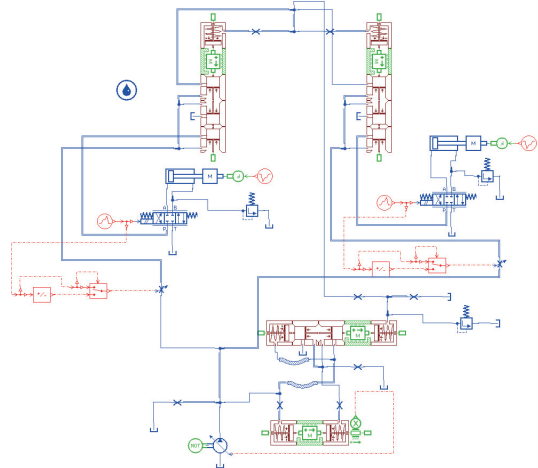


图9 改进后阀后补偿LUDV系统仿真模型

设定系统中支路 1 换向阀输入信号为 40, 模拟支路卡死故障工况, 并联压力切断阀设定的压力为 20 MPa, 其他参数保持不变。仿真得到改进前后 LUDV 负载敏感系统各支路速度变化曲线如图 10 所示。改进前 LUDV 负载敏感液压系统中速度发生了突变, 降低到 0.038 m/s。改进后 LUDV 负载敏感液压系统在支路 1 卡死时, 仍能保持支路 2 运行速度恒定。仿真结果表明, 通过并联压力切断阀优化设计方案, 解决了速度突变的问题, 达到了优化效果。

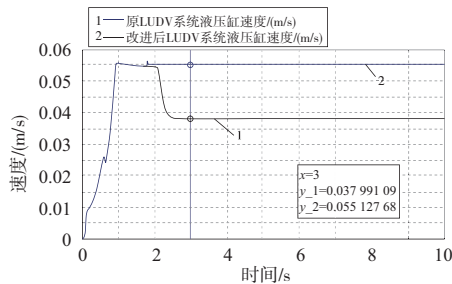


图 10 改进前后 LUDV 系统液压缸速度变化曲线

### 3 结语

本文在对两种负载敏感回路动态特性及故障现象分

析基础上, 对 LUDV 负载敏感液压系统进行了优化设计, 提出了一种新的支路并联压力切断阀的改进 LUDV 负载敏感液压系统, 并利用 AMESim 仿真软件建立仿真模型, 进行了仿真分析。仿真结果表明: 通过并联压力切断阀优化设计方案, 解决了 LUDV 负载敏感液压系统支路速度突变的问题, 达到了优化效果。所得结论为阀后补偿负载敏感液压系统的优化设计提供了理论依据。

#### 参考文献:

- [1] 刘本通, 姚瑶, 姜鹏, 等. 树莓采摘机闭式静液行走系统研究[J]. 液压与气动, 2018(9): 108-113.
- [2] 虞雷. 履带式果园作业平台液压系统设计优化[D]. 杨凌: 西北农林科技大学, 2015.
- [3] 扈凯, 张文毅, 余山山, 等. 插秧机升降液压缸位置控制系统设计与仿真[J]. 农机化研究, 2017, 39(3): 165-169.
- [4] 陈晓. 基于 AMESim 的 M4 系列负载敏感比例多路阀动态特性的研究[J]. 机床与液压, 2019, 47(17): 192-197.
- [5] 梁全, 谢基晨, 聂利卫. 液压系统 Amesim 计算机仿真进阶教程[M]. 北京: 机械工业出版社, 2016.
- [6] 付永领. AMESIM 系统建模和仿真: 从入门到精通[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2006.
- [7] 徐学文, 张洪信, 赵清海. 基于 AMESim 的轴向柱塞泵柱塞组件件力学分析[J]. 机械制造与自动化, 2020, 49(5): 123-125.

收稿日期: 2021-01-20

(上接第 138 页)

在 VC 软件中, 定义了特定的函数 sasssa1 用来快速求解四连杆机构参数, 连杆 BC 转动角度 B 和套筒 CD 的转动角度 D 可以表示为式(11)。

$$\begin{cases} B = \text{degree} \{ \text{sasssa1} [ a, \text{radian} (A+A_0), b, c, d ] \} - B_0 \\ D = \text{degree} \{ \text{sasssa1} [ b, \text{radian} (A+A_0), a, d, c ] \} - D_0 \end{cases} \quad (11)$$

式中 degree 和 radian 分别是 VC 软件中弧度转角度和角度转弧度的函数。

对于存在“交叉”现象的特殊四连杆结构(图 12), 由于使用余弦定理得到的表达式与式(8)和式(9)形式不一致, 因此不能直接使用四连杆机构计算函数 sasssa1, 可通过两个三角函数 sssad 组合求解。

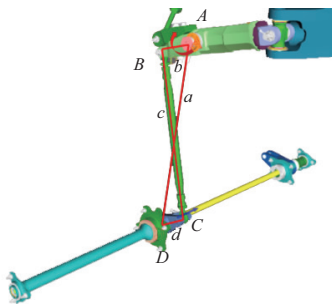


图 12 “交叉”四连杆机构

在“交叉”四连杆机构中, BD 长度 e 与式(7)完全一致, 连杆 BC 转动角度 B 由  $\angle DBA$  和  $\angle DBC$  相减得到, 同理, 套筒 CD 的转动角度 D 由  $\angle BDC$  和  $\angle BDA$  相减得到, 将其用 VC 软件自带的 sssad 表示, 如式(12)所示。

$$\begin{cases} B = \text{sssad} ( a, b, e ) - \text{sssad} ( d, c, e ) - B_0 \\ D = \text{sssad} ( c, d, e ) - \text{sssad} ( b, a, e ) - D_0 \end{cases} \quad (12)$$

### 4 结语

本文利用简单机构的复合构建了舱门开关机构的数字化模型, 以表达式形式准确表示任意时刻机构组成零部件的所在位置, 实现舱门开关过程的可视化。结果表明: 舱门提升臂、摇臂等关键结构件随把手转动的角度与实际一致; 且舱门提升高度以及平移幅度也与测量结果相同; 证明了本文方法能够准确模拟飞机舱门开关情况。

#### 参考文献:

- [1] 杨小军. 民用飞机舱门提升原理分析研究[J]. 山东工业技术, 2017(19): 275-276.
- [2] 汪性武. 登机门综合设计技术研究[J]. 民用飞机设计与研究, 2009(3): 18-21.
- [3] 田子阳, 高志慧, 王明. 舱门展收机构运动与结构参数优化设计[J]. 机械制造与自动化, 2018, 47(2): 27-31.
- [4] 庞微, 卢鹤, 张涛, 等. 飞机舱门机构运动仿真分析技术研究[J]. 航空制造技术, 2012, 55(6): 84-87.
- [5] 马超. 组合机构在民用飞机舱门设计中的应用[J]. 现代工业经济和信化, 2015, 5(8): 57-59.
- [6] 董萌. 民用飞机前起落架舱门“拉杆—摇臂”式机构建模与优化[J]. 装备制造技术, 2014(8): 112-113, 116.
- [7] 王楠. 某型飞机舱门机构优化研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2018.
- [8] 赵小龙. 基于 CATIA 的客机舱门提升机构设计与仿真[J]. 飞机设计, 2016, 36(5): 39-42.

收稿日期: 2020-11-23