

出口压差补偿的负载口独立控制系统防气穴特性研究

刘凯磊^{1,2} 顾秀琴¹ 强红宾^{1,2} 杨静¹ 康绍鹏¹ 朱勇²

(1. 江苏理工学院机械工程学院, 常州 213001; 2. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

摘要: 传统液压系统采用1根阀芯同时控制液压执行器进出口油路,系统能耗大、效率低,且在主动型负载工况下,易出现气穴现象。为防止液压缸在主动型负载工况下产生气穴现象,本文分别对传统液压系统、负载口独立控制系统、进口压差补偿负载口独立控制系统和出口压差补偿负载口独立控制系统4种液压系统防气穴特性进行了理论分析,获得了进、出口阀开口度比 μ 与空气分离压力 P_m 、负载力 F_L 等参数之间的关系,建立了4种液压系统仿真模型,设置相同负载力 F_L 、进口阀开口度 K_1 等仿真参数,仿真结果表明,除传统液压系统外,其他3种负载口独立控制系统均可以通过改变 μ 使进口压力 P_a 大于0,从而避免气穴现象,且出口压差补偿负载口独立控制系统无需检测负载力 F_L 。通过试验验证了仿真结果的可行性。

关键词: 负载口独立控制; 气穴现象; 负载力; 压差补偿; 开口度

中图分类号: TH137 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2024)10-0467-14

OSID:



Characteristics of Cavitation Prevention of Independent Metering Control System with Outlet Differential Pressure Compensation

LIU Kailei^{1,2} GU Xiuqin¹ QIANG Hongbin^{1,2} YANG Jing¹ KANG Shaopeng¹ ZHU Yong²

(1. School of Mechanical Engineering, Jiangsu University of Technology, Changzhou 213001, China

2. Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: The traditional hydraulic system used a sliding spool to control the inlet and outlet oil ways of the hydraulic actuator at the same time, as a result that the system had high consumption, low efficiency, and was prone to cavitation under active load conditions. In order to prevent cavitation phenomenon of hydraulic cylinder under the active load condition, the anti-cavitation characteristics of four hydraulic systems were analyzed theoretically, including the traditional hydraulic system, the independent metering control system, the independent metering control system with inlet differential pressure compensation and the independent metering control system with outlet differential pressure compensation. The relationship between the opening ratio μ of inlet and outlet valves and parameters such as air separation pressure P_m and load force F_L was obtained. Four hydraulic system simulation models were established, and the same load force F_L , inlet valve opening K_1 and other simulation parameters were set, the simulation results showed that in addition to the traditional hydraulic system, the other three independent metering control systems can avoid cavitation phenomenon by changing the opening ratio μ of inlet and outlet valves, and the independent metering control system with outlet differential pressure compensation did not need to test the load force F_L . Finally, the feasibility of the simulation results was verified by the experiments.

Key words: independent metering control; cavitation phenomenon; load force; pressure compensation; opening ratio

0 引言

液压系统可以进行超高功率密度的精密传动与

驱动,是众多高端装备执行机构的首选甚至是唯一选择^[1]。传统液压系统主要通过单阀芯控制阀对液压执行器工作油口进行控制,在满足运动控制性

收稿日期: 2023-12-28 修回日期: 2024-02-02

基金项目: 国家自然科学基金项目(52175052)、江苏省高等学校自然科学基金项目(22KJB460021、23KJA460006)和常州市领军型创新人才引进培育项目(CQ20210093、CQ20220089)

作者简介: 刘凯磊(1988—),男,副教授,江苏大学博士后,主要从事流体传动与电液控制技术研究,E-mail: liukailei@163.com

能的同时,产生了重复的节流损失,使节能特性难以最优^[2]。

为了克服传统液压系统中出现的重复节流损失,BACKÉ^[3]提出了负载口独立控制系统,采用4个插装阀对液压执行器的进、出口油路进行独立控制,完成了液压执行器正反向运动控制。国内外众多学者在此基础上进行了原理构型、运动控制、故障诊断等方面研究^[4-6]。JANSSON等^[7]通过检测阀芯位移、进出油腔压力等信号,实现了速度控制和主动型负载工况下流量再生功能。相比4个阀的布局形式,ELFVING^[8]利用2个三位三通比例阀实现了液压执行器负载口独立控制,完成了液压执行器压力和速度控制,减少了控制方式,降低了系统柔性。LIU等^[9-11]在液压执行器的进、出油腔之间增加了一个比例阀,可以在不需要泵源供油情况下,实现低压流量再生功能。HU等^[12-13]采用5个滑阀,利用不同的控制逻辑实现了液压执行器的双向运动,以及传统比例方向阀的多种中位机能,并提出了混合控制方法。HUOVA等^[14]利用独立控制原理对多级缸进行了控制,并建立了数学模型,相比于传统的三位四通阀的控制,实现了节能。王庆丰^[15]提出了基于压差传感电液进出口节流独立调节控制方法,提高了系统操作性。徐兵等^[16-18]对负载口独立控制系统的工作特性进行了分析,提出了在承受重载与承受轻载之间的模式切换特性方法及压力流量控制策略,并通过试验验证了可行性。丁孺琦等^[19-21]针对传统电液控制系统单一工作模式能耗高、效率低等问题,提出了一种负载口独立多模式切换控制系统,有效提高了系统能量效率。权龙等^[22-24]将负载口独立控制技术应用于挖掘机,提出了流量匹配负载口独立控制方法,减小了执行机构压力冲击,提高整机运行平稳性。文献[25-26]提出了一种主被动负载的负载独立口双阀节能控制系统,证明该系统不仅具有良好的跟踪效果,而且具有一定的节能特性。

国内外学者对负载口独立控制系统的节能特性、负载匹配、轨迹跟踪、流量再生、主被动控制、泵阀联控等方面研究取得了一定成果,但在防气穴特性方面研究较少。气穴现象是指当某处的压力低于该温度下的空气分离压时,溶解在液体中的空气迅速分离出来产生大量气泡现象^[27]。在液压泵、阀、执行器以及管路中易出现气穴,从而导致压力波动、流量失控、噪声、振动等,严重时会造成气蚀,进而影响液压系统控制性能^[28-30]。

为防止液压缸在主动型负载工况下易产生气穴现象,本文分别对传统液压系统、负载口独立控制系

统、进口压差补偿的负载口独立控制系统和出口压差补偿的负载口独立控制系统4种液压系统的防气穴特性进行理论分析,分析进、出口阀口开口度与空气分离压力之间的关系,获得防气穴控制方法,建立4种液压系统的仿真模型,并开展仿真分析、样机设计与试验研究。

1 气穴现象

在液压系统中,执行器无论是液压缸,还是液压马达,其负载类型分为主动型(驱动型)负载和被动型(阻滞型)负载,当负载为主动型负载时,进油腔易出现气穴现象。以执行器为液压缸为例,图1为阀控非对称缸主动型负载伸出工况,负载力 F_L 为主动型负载,根据牛顿第二定律可知

$$P_b A_b - P_a A_a = F_L \tag{1}$$

式中 P_a 、 P_b ——无杆腔和有杆腔压力,Pa
 A_a 、 A_b ——无杆腔和有杆腔面积,m²

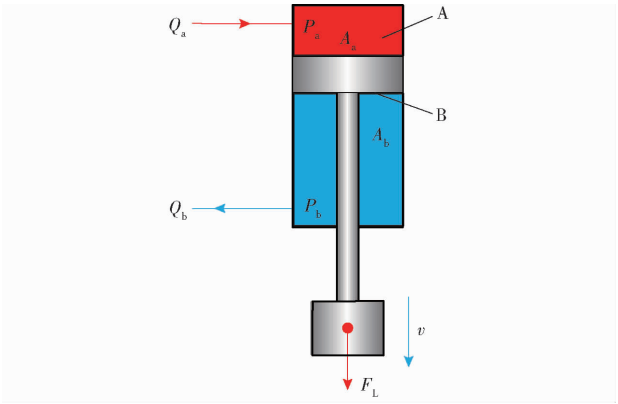


图1 阀控非对称缸主动型负载伸出工况
Fig.1 Valve-regulated asymmetrical cylinder with active load extension condition

由图1和式(1)可知,负载力 F_L 方向与活塞杆运动 v 方向相同,此时,液压缸无杆腔A进油,有杆腔B出油,由于活塞杆在主动型负载力 F_L 作用下向外作伸出运动,当活塞杆运动速度 v 较快时,泵源来不及向无杆腔A补充油液,则无杆腔压力 P_a 会变低,当低于空气分离压力(假设为 P_m)时,则在无杆腔A易出现气穴现象;同理,当为主动负载缩回工况时,有杆腔B易出现气穴现象。

2 防气穴理论分析

2.1 传统液压系统

为了分析主动型负载工况下传统液压系统流量、压力特性,忽略油液压缩性和动态特性,只进行静态特性分析。图2为传统液压系统主动型负载伸出工况简化原理图,液压阀为进、出口同时控制四通阀V,其进、出口开口度由同一根阀芯同时控制,以

对称阀为例,进、出口阀开口度相等。

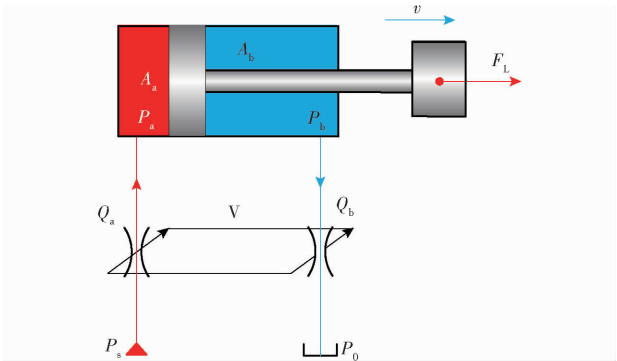


图 2 传统液压系统主动型负载伸出工况简化原理图
Fig.2 Traditional hydraulic system

在传统液压系统中,无杆腔流量 Q_a 和有杆腔流量 Q_b 满足压力-流量方程,可表示为

$$Q_a = C_d W X_v K \sqrt{\frac{2(P_s - P_a)}{\rho}} \tag{2}$$

$$Q_b = C_d W X_v K \sqrt{\frac{2(P_b - P_0)}{\rho}} \tag{3}$$

式中 C_d ——流量系数
 W ——面积梯度
 X_v ——阀芯最大位移, m
 K ——四通阀开口度
 P_s ——泵源压力, Pa
 P_0 ——系统回油压力(一般假设为 0), Pa
 ρ ——油液密度, kg/m³

为了保证系统不产生气穴现象,须满足流量连续性方程,则无杆腔流量 Q_a 和有杆腔流量 Q_b 也可以表示为

$$Q_a = A_a v \tag{4}$$

$$Q_b = A_b v \tag{5}$$

且假设系统回油压力 P_0 为 0,由式(2)~(5)可得

$$\frac{Q_a}{Q_b} = \frac{\sqrt{P_s - P_a}}{\sqrt{P_b}} = \frac{A_a}{A_b} \tag{6}$$

令 $R = \frac{A_a}{A_b}$,则式(6)可以化简为

$$P_a = P_s - R^2 P_b \tag{7}$$

将式(1)代入式(7)后,可得

$$P_a = \frac{1}{1 + R^3} P_s - \frac{R^2}{(1 + R^3) A_b} F_L \tag{8}$$

当泵源为恒压源时,液压泵输出压力 P_s 也可以认为是常数,因此,式(9)中仅有一个变量为负载力 F_L ,当负载力 F_L 较小时,无杆腔压力 P_a 大于 0;当负载力 F_L 增大到一定值时,无杆腔压力 P_a 逐渐减小,当小于空气分离压力(假设为 0),则会出现气穴现象。

2.2 负载口独立控制系统

图 3 为负载口独立控制系统,采用 4 个节流阀 V1、V2、V3 和 V4 可以实现液压缸两腔进、出口口的独立控制,当 V1 和 V3 同时开启时,且 V2 和 V4 同时关闭时,可以实现液压缸活塞杆伸出运动;当 V2 和 V4 同时开启时,V1 和 V3 同时关闭时,可以实现液压缸活塞杆缩回运动。由于液压缸活塞杆伸出运动和缩回运动相似,因此,本文以主动型负载伸出工况为例进行分析。

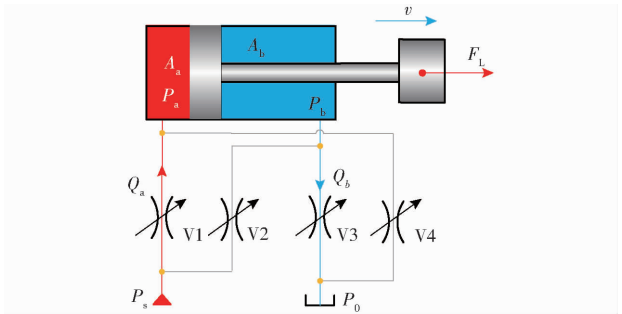


图 3 负载口独立控制系统简化原理图
Fig.3 Independent metering control system

在负载口独立控制系统,无杆腔流量 Q_a 和有杆腔流量 Q_b 可表示为

$$Q_a = C_d W X_v K_1 \sqrt{\frac{2(P_s - P_a)}{\rho}} \tag{9}$$

$$Q_b = C_d W X_v K_2 \sqrt{\frac{2(P_b - P_0)}{\rho}} \tag{10}$$

式中 K_1 ——进口阀开口度
 K_2 ——出口阀开口度

对于负载口独立控制系统,仍满足流量连续性方程,因此,式(4)、(5)仍然适用,联立式(4)、(5)、(9)、(10),可得

$$\frac{Q_a}{Q_b} = \frac{K_1 \sqrt{P_s - P_a}}{K_2 \sqrt{P_b}} = \frac{A_a}{A_b} \tag{11}$$

进、出口阀开口度之间关系可以表示为

$$\mu = \frac{K_1}{K_2} \tag{12}$$

式中 μ ——进、出口阀开口度比
则式(11)可以简化为

$$P_a = P_s - \frac{R^2}{\mu^2} P_b \tag{13}$$

将式(1)代入式(13)可得

$$P_a = \frac{\mu^2}{\mu^2 + R^3} P_s - \frac{R^2}{(\mu^2 + R^3) A_b} F_L \tag{14}$$

式(9)既适用于传统液压系统,也适用于负载口独立控制系统。

在负载口独立控制系统中,由于节流阀 V1、V2 开口度 K_1 、 K_2 可以进行独立调节,因此,其开口

度比 μ 可以调节,由式(9)可知,若无杆腔压力 P_a 大于或等于空气分离压力 P_m ,则可以避免气穴现象,可得

$$P_a = \frac{\mu^2}{\mu^2 + R^3} P_s - \frac{R^2}{(\mu^2 + R^3) A_b} F_L \geq P_m \quad (15)$$

化简式(15)可得

$$\mu \geq \mu_{\min} = R \sqrt{\frac{A_b R P_m + F_L}{A_b (P_s - P_m)}} \quad (16)$$

式中 $\mu_{\min}$ ——避免气穴现象时进、出口阀最小开口度比

式(16)表明,当泵源为恒压源时,液压泵输出压力 P_s 同样可以认为是常数,则只需要调节 μ 值,使其满足式(16),即可避免气穴现象。

为了避免气穴现象,在实际的工程应用中,需要实时检测负载力 F_L ,然而,负载力 F_L 的检测需要在液压执行器末端安装力传感器,但是受空间、成本、结构、工况等限制,液压执行器末端极少安装有力传感器。因此,虽然负载口独立控制系统可以避免气穴现象,但是由于负载力 F_L 检测局限性,其工程应用难度较大。

2.3 进口压差补偿的负载口独立控制系统

采用定差减压阀 V5 和 V6 分别对负载口独立控制系统的进口节流阀 V1 和 V2 进行补偿,可以提高流量控制精度,图 4 为进口压差补偿的负载口独立控制系统。其原理与负载口独立控制系统类似, V1 和 V3 作为一组,控制着液压缸活塞杆伸出运动, V2 和 V4 作为一组控制着液压缸活塞杆缩回运动,同样以主动型负载伸出工况进行分析。

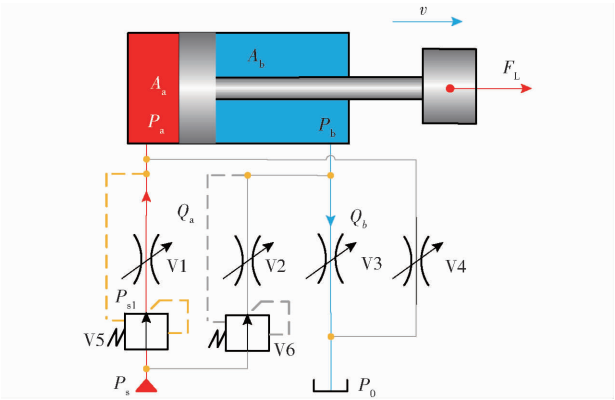


图 4 进口压差补偿的负载口独立控制系统简化原理图

Fig. 4 Independent metering control system with inlet differential pressure compensation

无杆腔流量 Q_a 可以表示为

$$Q_a = C_d W X_v K_1 \sqrt{\frac{2(P_{s1} - P_a)}{\rho}} \quad (17)$$

式中 P_{s1} ——定差减压阀出口压力

式(17)中,定差减压阀 V5 决定了进口节流阀 V1 的前后压差,因此,其压差可以表示为

$$\Delta P = P_{s1} - P_a \quad (18)$$

有杆腔流量 Q_b 仍然可以用式(10)表示,且式(4)、(5)、(12)依然适用,因此,联立推导后,可得

$$P_a = \frac{\mu^2}{R^3} \Delta P - \frac{F_L}{A_a} \quad (19)$$

从式(19)可看出,无杆腔压力 P_a 与负载力 F_L 、开口度比 μ 有关, ΔP 、 R 和 A_a 均为常数。

同样,无杆腔压力 P_a 必须大于或等于空气分离压力 P_m ,则可得

$$\mu \geq \mu_{\min} = R \sqrt{\frac{(P_m A_a + F_L) R}{A_a \Delta P}} \quad (20)$$

因此,由式(20)可知,调节 μ 值,使其大于等于 $\mu_{\min}$,则进口压差补偿的负载口独立控制系统可避免气穴现象。

2.4 出口压差补偿的负载口独立控制系统

图 5 为出口压差补偿的负载口独立控制系统简化原理图,采用定差减压阀 V5 和 V6 对出口节流阀 V3 和 V4 的两端压差进行补偿,其液压缸活塞杆运动控制与进口压差补偿的负载口独立控制系统类似。

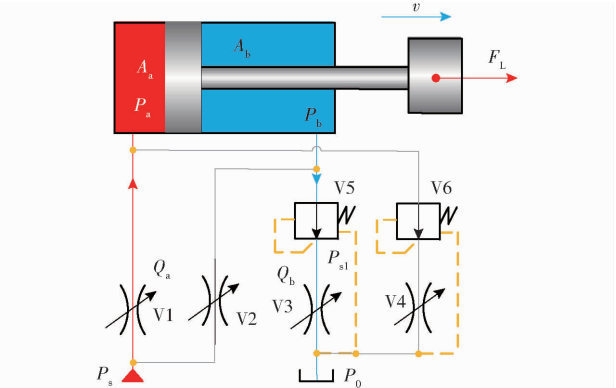


图 5 出口压差补偿的负载口独立控制系统简化原理图

Fig. 5 Independent metering control system with outlet differential pressure compensation

无杆腔流量 Q_a 可以用式(9)表示,有杆腔流量 Q_b 可以表示为

$$Q_b = C_d W X_v K_2 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (21)$$

联立式(4)、(5)、(9)、(12)、(21)可得

$$P_a = P_s - \frac{R^2}{\mu^2} \Delta P \quad (22)$$

式(22)表明,仍然假设采用恒压源,液压泵输出压力 P_s 为常数, ΔP 和 R 均是常数,则出口压差补偿的负载口独立控制系统的无杆腔压力 P_a 只与开口度比 μ 有关,而与负载力 F_L 无关。

当无杆腔压力 P_a 大于或等于空气分离压力 P_m , 则可以避免气穴现象, 可得

$$\mu \geq \mu_{\min} = R \sqrt{\frac{\Delta P}{P_s - P_m}}$$

(23)

因此, 出口压差补偿的负载口独立控制系统, 不必实时检测负载力 F_L , 而且无杆腔压力 P_a 仅受开口度 μ 影响, 利用式 (23) 将 μ 调节在 $\mu_{\min}$ 以上, 便可避免气穴现象。

负载口独立控制系统由于其进、出阀口可以独立控制, 减少了重复的节流损失, 进而可以实现节能, 然而在本文理论分析过程中, 为了简化分析, 将泵源假设为恒压源 (定量泵和溢流阀的组合方式), 在实际工程应用中采用恒压源无法实现系统节能, 因此, 采用负载敏感变量泵是更为有效的液压系统方式。由式 (16)、(20) 可知, 在负载口独立控制系统和进口压差补偿的负载口独立控制系统中, $\mu_{\min}$ 的理论值受负载力 F_L 影响, 而在实际应用中, 如前所述实时检测负载力 F_L 非常困难, 因此, 较难应用于后续的防气穴闭环控制中。根据式 (23) 可知, $\mu_{\min}$ 理论值只与泵源压力 P_s 有关, 由于采用负载敏感变量泵, 其压力 P_s 会受负载力 F_L 的影响, 且始终高于进油腔压力 1 个 ΔP , 虽然泵源压力 P_s 会随之变化, 但是通过在负载敏感变量泵出油口安装压力传感器, 便可检测其压力, 从而在防气穴闭环控制中较容易实现。

3 建模与仿真

3.1 液压系统建模

根据上述液压系统工作原理, 采用 AMESim 软件分别搭建了传统液压系统、负载口独立控制系统、进口压差补偿的负载口独立控制系统和出口补偿的负载口独立液压系统仿真模型, 如图 6~9 所示。为对比 4 种液压系统特性, 电机、负载敏感变量泵、溢流阀、液压缸和负载力等模型参数相同, 采用两位三通电磁换向阀 1 和 2 进行负载敏感压力信号切换。4 种液压系统仿真模型中所不同的是控制阀组, 传统液压系统仿真模型 (图 6) 采用常规的三位四通比例阀; 负载口独立控制系统仿真模型 (图 7) 采用 4 个二位二通比例阀 V1 和 V2、V3 和 V4 分别作为进口阀和出口阀; 进口压差补偿的负载口独立控制系统仿真模型 (图 8) 在负载口独立控制系统的基础之上, 采用定差减压阀 V5 和 V6 对进口阀两端的压差进行了补偿; 出口压差补偿的负载口独立控制系统仿真模型 (图 9) 同样采用定差减压阀 V5 和 V6 对出口阀两端压差进行了补偿。

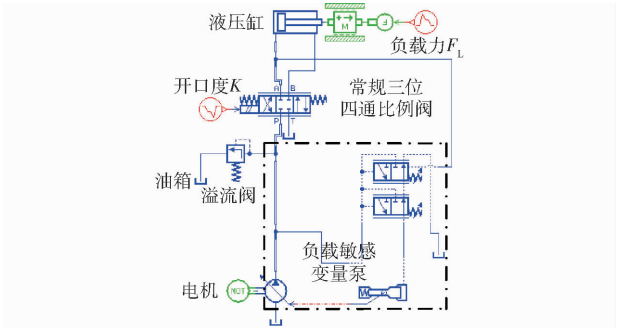


图 6 传统液压系统仿真模型
Fig. 6 Simulation model of traditional hydraulic system

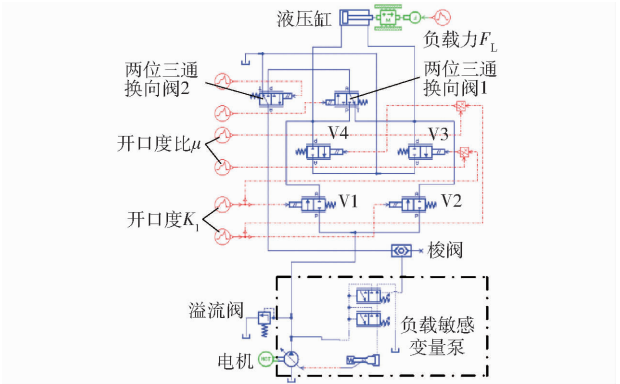


图 7 负载口独立控制系统仿真模型
Fig. 7 Simulation model of independent metering control system

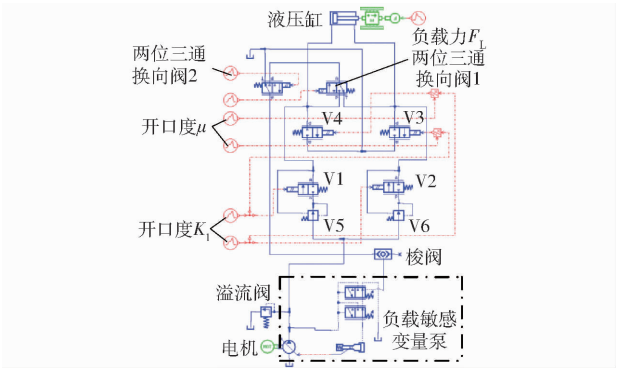


图 8 进口压差补偿的负载口独立控制系统仿真模型
Fig. 8 Simulation model of independent metering control system with inlet differential pressure compensation

3.2 参数设置

利用上述建立的 4 种液压系统仿真模型, 分别对主动型负载工况下, 液压缸活塞杆伸出工况进行仿真, 仿真参数设置如下:

(1) 在 4 种液压系统仿真模型中, 将相同液压元件的参数设置一致, 如表 1 所示。负载力 F_L 和进口阀开口度 K_1 曲线如图 10 所示, 仿真时间设置为 10 s; 在 0~5 s, F_L 从 0 线性增大至 50 kN, K_1 从 0 线性增大至 100%; 在 5~10 s, F_L 从 50 kN 线性减小到 0, K_1 从 100% 线性减小到 0; 传统液压系统仿真模型 (图 6) 由于采用常规三位四通比例阀, 其开口度

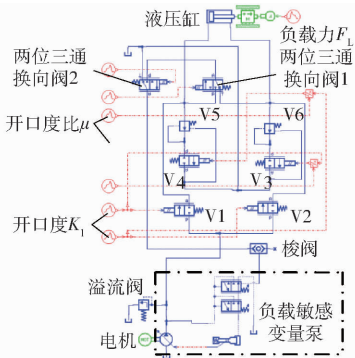


图9 出口压差补偿的负载口独立控制系统仿真模型

Fig. 9 Simulation model of independent metering control system with outlet differential pressure compensation

表 1 参数设置
Tab. 1 Setting of parameters

参数	数值
液压缸缸径/mm	140
液压缸杆径/mm	63
液压缸行程/mm	600
溢流阀溢流压力/MPa	28
定差减压阀调定压力/MPa	1
负载敏感变量泵排量/(mL·r ⁻¹)	45
电机转速/(r·min ⁻¹)	1 500

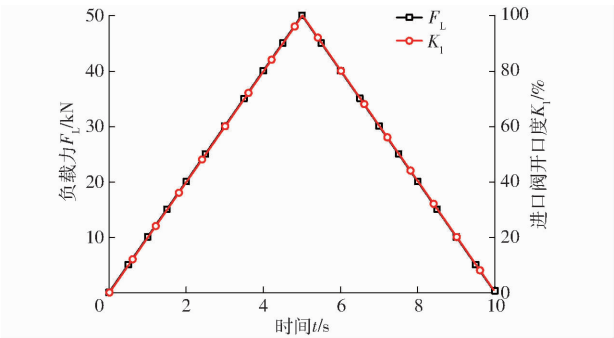


图 10 负载力 F_L 和进口阀开口度 K_1 变化曲线

Fig. 10 Curve of load force F_L and inlet valve opening degree K_1

K 与图 10 中所示的 K_1 完全相同。

(2) 设置 6 种不同进、出口阀开口度比 μ , 表示 6 种工况, 如表 2 所示, 系统 1、系统 2、系统 3 和系统 4 分别表示传统液压系统、负载口独立控制系统、进口压差补偿负载口独立控制系统、出口压差补偿的负载口独立控制系统; 传统液压系统所采用的三位四通比例阀是对称阀, μ 无需设置, 且始终为 1; 负载口独立控制系统的 μ 每隔 0.5 进行取值, 并且线性增加, 则分别为 0.5、1.0、1.5、2.0、2.5 和 3.0; 根据式(20)可知, 进口压差补偿的负载口独立控制系统的 $\mu_{\min}$ 值, 除负载力 F_L 为变量外, 其他参数均可看作为常数, 而负载力 F_L 最大值为 50 kN, 因此, 将其他参数代入式(20), 可计算出 $\mu_{\min}$ 为 2.53, 因此 μ 可与负载口独立控制系统相同; 同理, 根据式(23)可

知, μ 取决于泵源压力 P_s 和负载力 F_L , 泵源压力 P_s 越小 μ 越大, 负载力 F_L 越大 μ 越大, 因此, 泵源压力 P_s 假设为 1 MPa, 负载力 F_L 为 50 kN, 代入式(23)可计算出 $\mu_{\min}$ 为 1.02, 因此, 出口压差补偿的负载口独立控制系统 μ 设置为 0.8、0.9、1.0、1.1、1.2 和 1.3。

表 2 进、出口阀开口度比 μ 设置
Tab. 2 Setting of inlet and outlet valve opening area ratio μ

工况	液压系统类型			
	系统 1	系统 2	系统 3	系统 4
1	1.0	0.5	0.5	0.8
2	1.0	1.0	1.0	0.9
3	1.0	1.5	1.5	1.0
4	1.0	2.0	2.0	1.1
5	1.0	2.5	2.5	1.2
6	1.0	3.0	3.0	1.3

3.3 仿真结果

传统液压系统, 在主动型负载液压缸活塞杆伸出工况的仿真结果如图 11、12 所示。

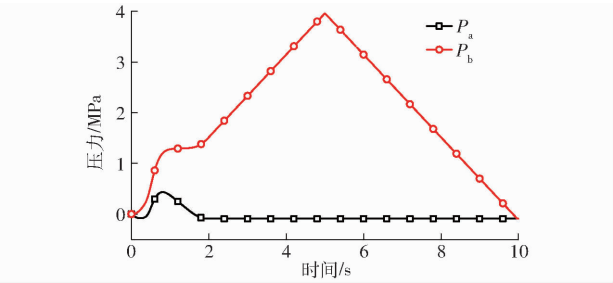


图 11 传统液压系统 P_a 和 P_b 变化曲线

Fig. 11 Change curves of P_a and P_b in traditional hydraulic system

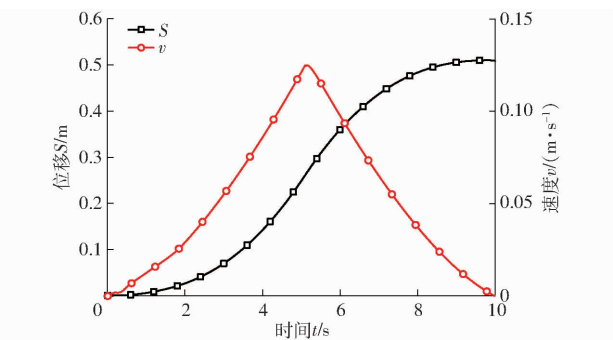


图 12 传统液压系统 S 和 v 变化曲线

Fig. 12 Change curves of S and v in traditional hydraulic system

从图 10、11 可以看出, 在 0 ~ 2 s 内, 负载力 F_L 由 0 增加至 20 kN, 液压缸无杆腔压力 P_a 和有杆腔压力 P_b 均有波动; 在 2 s 以后, 液压缸无杆腔压力 P_a 低于 0, 此时, 液压缸无杆腔处于吸空状态, 易出现气穴现象, 而液压缸有杆腔压力 P_b 与负载力 F_L 保持

一致,呈先上升后下降的趋势。图 12 为液压缸活塞杆位移 S 和速度 v 变化曲线。从图 12 可以看出,液压缸活塞杆在初始状态速度 v 有一定波动,随后呈先上升后下降的趋势,最终活塞杆位移 S 停留在 0.5 m 左右。

负载口独立控制系统,在主动型负载液压缸活塞杆伸出工况的仿真结果如图 13 ~ 16 所示。

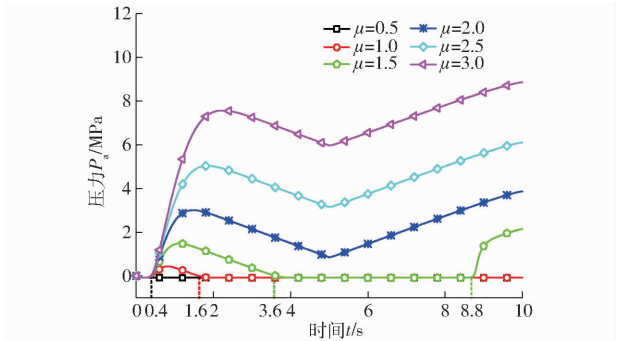


图 13 负载口独立控制系统 P_a 变化曲线
Fig. 13 Change curves of P_a in independent metering control system

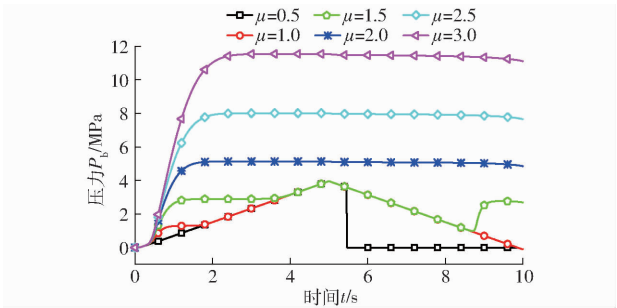


图 14 负载口独立控制系统 P_b 变化曲线
Fig. 14 Change curves of P_b in independent metering control system

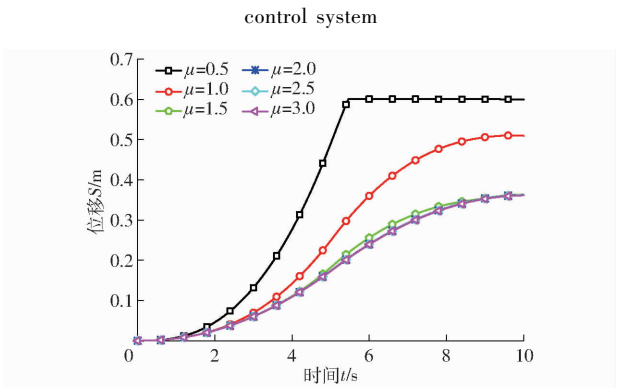


图 15 负载口独立控制系统位移变化曲线
Fig. 15 Change curves of S in independent metering control system

图 13 为负载口独立控制系统无杆腔压力中 P_a 变化曲线,当开口度比 μ 为 0.5 时,无杆腔压力 P_a 在整个仿真过程中均低于 0;当开口度比 μ 为 1.0 时,在 1.6 ~ 10 s,无杆腔压力 P_a 低于 0;当开口度比 μ 为 1.5 时,在 3.6 ~ 8.8 s,无杆腔压力 P_a 低于 0;当开口度比 μ 为 2.0、2.5 和 3.0 时,无杆腔压力 P_a 均

大于 0;因此,当开口度比 μ 为 0.5、1.0 和 1.5 时,在仿真过程中不同阶段均会出现气穴现象,当开口度比 μ 大于等于 2.0 后,则不会产生气穴现象。

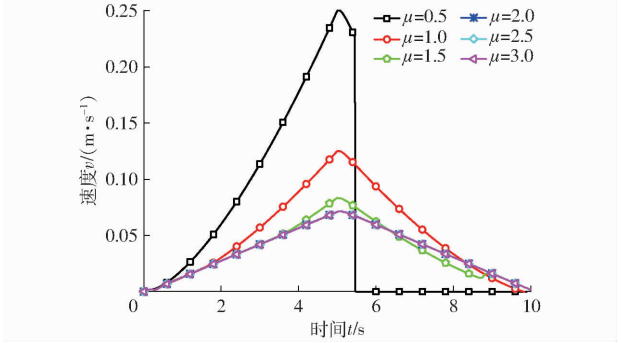


图 16 负载口独立控制系统速度变化曲线
Fig. 16 Change curves of v in independent metering control system

将仿真结果中负载力 F_L 、泵源压力 P_s 等参数提取,假设空气分离压力 P_m 为 0,利用式(16)计算进、出口阀最小开口度比 $\mu_{\min}$,如图 17 所示。

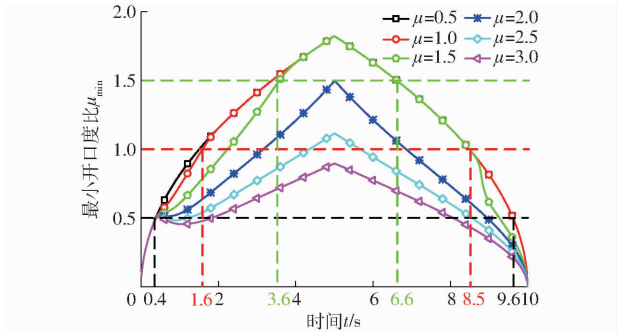


图 17 负载口独立控制系统 $\mu_{\min}$ 变化曲线
Fig. 17 Change curves of $\mu_{\min}$ in independent metering control system

图 14 为负载口独立控制系统有杆腔压力 P_b 变化曲线,结合图 15、16 可知,当开口度比 μ 为 0.5 时,由于液压缸活塞杆在 5.5 s 达到最大行程 0.6 m,所以活塞杆突然停止, v 突降至 0,因而导致有杆腔压力 P_b 降低到 0;当开口度比 μ 为 0.5、1.0 和 1.5 时,有杆腔压力 P_b 比较接近,且有部分重合;当开口度比 μ 为 2.0、2.5 和 3.0 时,有杆腔压力 P_b 随着 μ 增大而增大。

从图 15、16 可以看出,随着开口度比 μ 增大,活塞杆速度 v 呈非线性减小,其主要原因是当 μ 增大时,进口阀开口度 K_1 不变的情况下,出口阀开口度 K_2 减小,导致出口流量变小,进而 v 减小。

由图 13、17 可知,在 0 ~ 0.4 s,系统处于响应阶段,无杆腔在这段时间内并未建立起来压力,所以此时压力 P_a 为 0。当 μ 为 0.5 时,在 0.4 ~ 9.6 s, μ 小于 $\mu_{\min}$,因此,这一阶段无杆腔压力 P_a 小于 0,会出现气穴现象;在 9.6 ~ 10 s, μ 大于 $\mu_{\min}$,这段时间仍

然过短,无杆腔未能建立起来压力,因此,同样会出现气穴现象。当 μ 为1.0时,在0.4~1.6 s, μ 大于 $\mu_{\min}$,在此阶段无杆腔压力 P_a 大于0,则不会出现气穴现象;在1.6~8.5 s, μ 小于 $\mu_{\min}$,因此,会出现气穴现象;在8.5~10 s, μ 大于 $\mu_{\min}$,在此阶段未能及时补充相应油液,依然会出现气穴现象。当 μ 为1.5时,在0.4~3.6 s, μ 大于 $\mu_{\min}$,在此阶段 P_a 大于0,则不会出现气穴现象;在3.6~6.6 s, μ 小于 $\mu_{\min}$,因此,这一阶段会出现气穴现象;在3.6~8.8 s,此阶段与 μ 等于1.0时的8.5~10 s类似,仍会出现气穴现象;在8.8~10 s,在此阶段 μ 大于 $\mu_{\min}$, P_a 大于0,因此,在这一阶段不会出现气穴现象。当 μ 为2.0、2.5和3.0时, μ 始终大于 $\mu_{\min}$,无杆腔压力 P_a 大于0,因此,未出现气穴现象。当 μ 大于 $\mu_{\min}$ 时,在仿真过程中不会出现气穴现象,这一仿真结果与理论分析一致。

进口压差补偿的负载口独立控制系统,主动型负载液压缸活塞杆伸出工况仿真结果如图18~21所示。

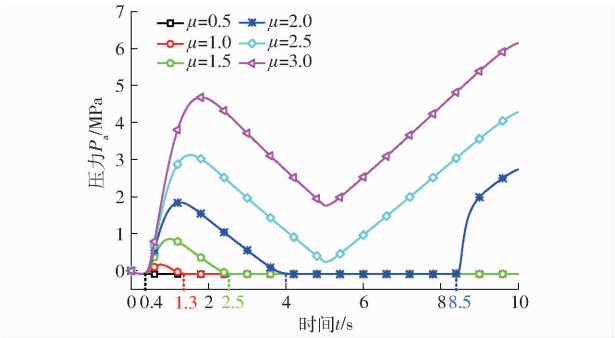


图 18 进口压差补偿的负载口独立控制系统 P_a 变化曲线

Fig. 18 Change curves of P_a in independent metering control system with inlet differential pressure compensation

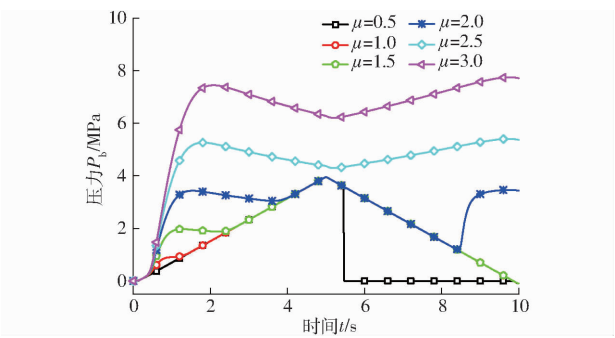


图 19 进口压差补偿的负载口独立控制系统 P_b 变化曲线

Fig. 19 Change curves of P_b in independent metering control system with inlet differential pressure compensation

假设空气分离压力 P_m 为0,利用式(20)计算进、出口阀最小开口度比 $\mu_{\min}$,如图22所示。

图18为进口压差补偿的负载口独立控制系统

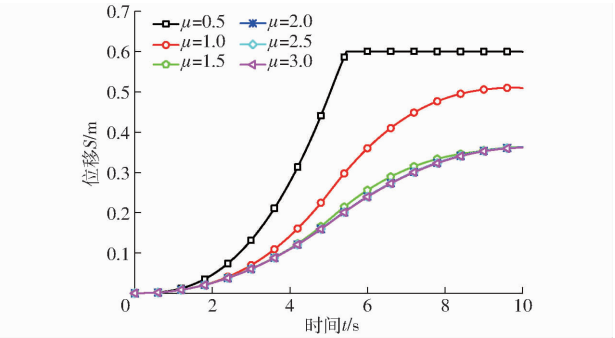


图 20 进口压差补偿的负载口独立控制系统位移变化曲线

Fig. 20 Change curves of S in independent metering control system with inlet differential pressure compensation

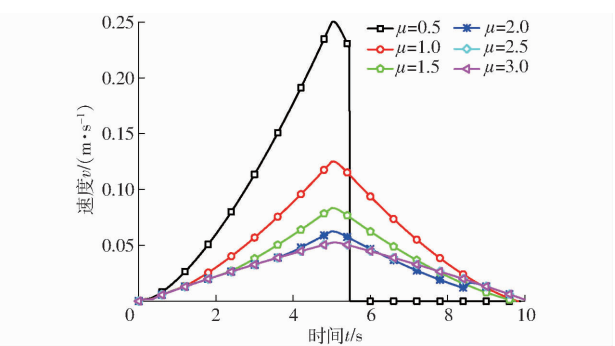


图 21 进口压差补偿的负载口独立控制系统速度变化曲线

Fig. 21 Change curves of v in independent metering control system with inlet differential pressure compensation

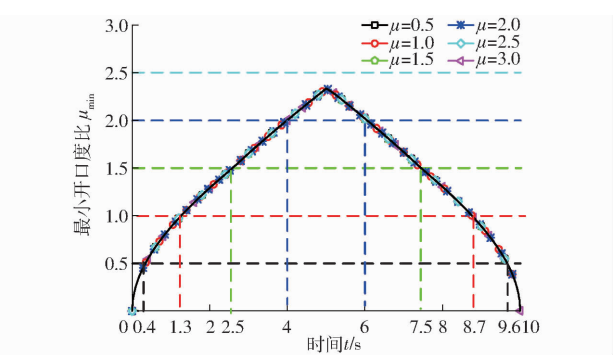


图 22 进口压差补偿的负载口独立控制系统 $\mu_{\min}$ 变化曲线

Fig. 22 Change curves of $\mu_{\min}$ in independent metering control system with inlet differential pressure compensation

中无杆腔压力 P_a 变化曲线,与图13类似,当 μ 为0.5、1.0、1.5和2.0时,在仿真过程中不同阶段均会出现气穴现象,当 μ 大于等于2.5以后,则不会出现气穴现象。图19为进口压差补偿负载口独立控制系统中有杆腔压力 P_b 变化曲线,其变化曲线与活塞杆运动相一致。如图20、21所示,随着 μ 增大,活塞杆速度 v 呈非线性减小,其主要原因与负载口独立控制系统类似,当 μ 增大时,进口阀开口度 K_1 不变的情况下,出口阀开口度 K_2 减小,导致出口流量减小,进而 v 减小。

由图18、22可知,在0~0.4 s,系统处于响应阶段,无杆腔在未能建立起压力,所以 P_a 为0。当 μ 等

于 0.5 时,在 0.4 ~ 9.6 s, μ 小于 $\mu_{\min}$, 会出现气穴现象;在 9.6 ~ 10 s, μ 大于 $\mu_{\min}$, 全程会出现气穴现象。当 μ 等于 1.0 时,在 0.4 ~ 1.3 s, μ 大于 $\mu_{\min}$, P_a 大于 0, 则不会出现气穴现象;在 1.3 ~ 8.7 s, μ 小于 $\mu_{\min}$, P_a 小于 0, 会出现气穴现象;在 8.7 ~ 10 s, μ 大于 $\mu_{\min}$, P_a 仍小于 0, 依然会出现气穴现象。当 μ 为 1.5 时,在 0.4 ~ 2.5 s, μ 大于 $\mu_{\min}$, P_a 大于 0, 则不会出现气穴现象;在 2.5 ~ 7.5 s, μ 小于 $\mu_{\min}$, P_a 小于 0, 会出现气穴现象;在 7.5 ~ 10 s, μ 大于 $\mu_{\min}$, 此阶段与 μ 等于 1.0 时的 8.7 ~ 10 s 类似, 仍会出现气穴现象。当 μ 为 2.0 时,在 0.4 ~ 4 s, μ 大于 $\mu_{\min}$, P_a 大于 0, 则不会出现气穴现象;在 4 ~ 6 s, μ 小于 $\mu_{\min}$, P_a 小于 0, 会出现气穴现象;在 6 ~ 8.5 s, μ 大于 $\mu_{\min}$, 此阶段与 μ 等于 1.0 时的 8.7 ~ 10 s 类似, 仍会出现气穴现象;在 8.7 ~ 10 s, 在此阶段 μ 大于 $\mu_{\min}$, P_a 大于 0, 因此, 在这一阶段不会出现气穴现象。当 μ 为 2.5 和 3.0 时, μ 始终大于 $\mu_{\min}$, 无杆腔压力 P_a 大于 0, 因此, 未出现气穴现象。当 μ 大于 $\mu_{\min}$ 时, 在仿真过程中不会出现气穴现象, 这一仿真结果与理论分析一致。

出口压差补偿的负载口独立控制系统, 主动型负载液压缸活塞杆伸出工况仿真结果如图 23 ~ 26 所示。

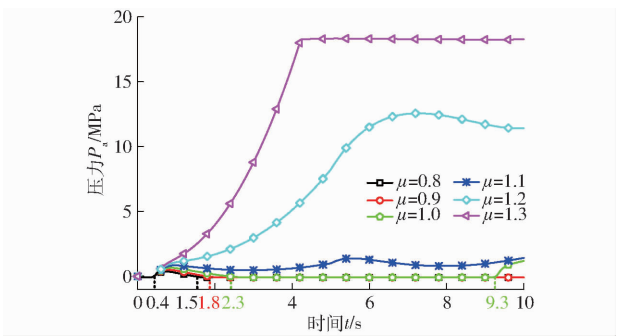


图 23 出口压差补偿的负载口独立控制系统 P_a 变化曲线
Fig.23 Change curves of P_a in independent metering control system with outlet differential pressure compensation

图 23 为出口压差补偿的负载口独立控制系统中无杆腔压力 P_a 变化曲线, 当 μ 为 0.8、0.9、1.0 时, 在仿真过程中的不同阶段均会出现气穴现象, 当 μ 大于等于 1.1 以后, 则不会出现气穴现象。

图 24 为出口压差补偿负载口独立控制系统中有杆腔压力 P_b 变化曲线, 当 μ 小于 1.1 时, P_b 上升并不明显, 当 μ 大于 1.1 以后, P_b 开始明显上升, 当 μ 等于 1.3 时, P_b 最大值达到 27 MPa。

如图 25、26 所示, 随着 μ 增大, 活塞杆速度 v 呈现非线性减小, 其主要原因与负载口独立控制系统和进口压差补偿的负载口独立控制系统类似, 当 μ 增大时, 出口阀开口度 K_2 变大, 导致出口流量变大,

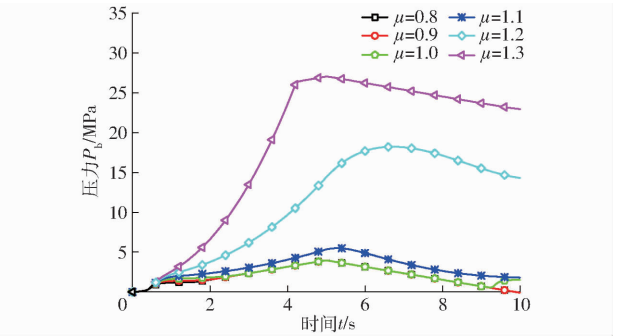


图 24 出口压差补偿的负载口独立控制系统 P_b 变化曲线
Fig.24 Change curves of P_b in independent metering control system with outlet differential pressure compensation

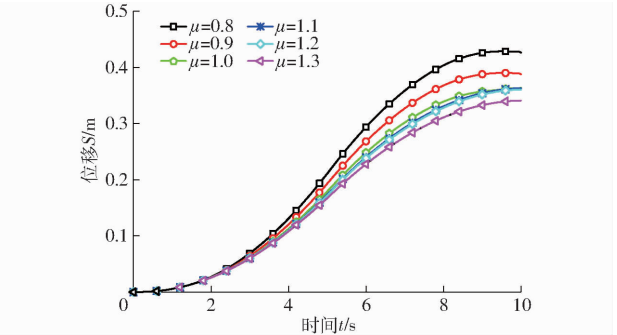


图 25 出口压差补偿的负载口独立控制系统位移变化曲线
Fig.25 Change curves of S in independent metering control system with outlet differential pressure compensation

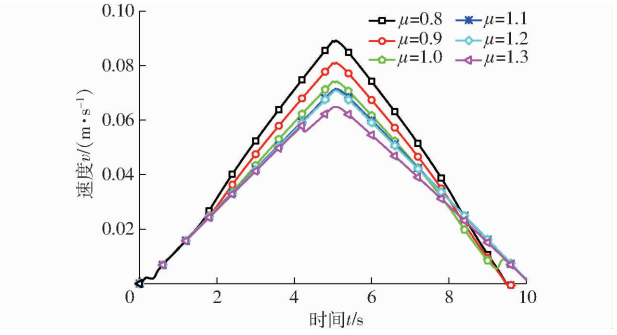


图 26 出口压差补偿的负载口独立控制系统速度变化曲线
Fig.26 Change curves of v in independent metering control system with outlet differential pressure compensation

进而 v 增大。

同样, 假设空气分离压力 P_m 为 0, 利用式 (23) 计算进、出口阀最小开口度比 $\mu_{\min}$, 如图 27 所示。

对比分析图 23、27 可知, 在 0 ~ 0.4 s, 系统仍然处于响应阶段, 所以 P_a 为 0。当 μ 等于 0.8 时, 在 0.4 ~ 1.5 s, μ 小于 $\mu_{\min}$, 会出现气穴现象; 在 1.5 ~ 8.5 s, μ 小于 $\mu_{\min}$, 会出现气穴现象; 在 8.5 ~ 10 s, μ 大于 $\mu_{\min}$, 由于时间过短, 无杆腔未能建立起来压力, 会出现气穴现象。当 μ 等于 0.9 时, 在 0.4 ~ 1.8 s, μ 大于 $\mu_{\min}$, P_a 大于 0, 则不会出现气穴现象; 在 1.8 ~ 8.1 s, μ 小于 $\mu_{\min}$, P_a 小于 0, 会出现气穴现象; 在 8.1 ~ 10 s, μ 大于 $\mu_{\min}$, 在此阶段未能建立起来压力, P_a 仍小于 0, 依然会出现气穴现象。当 μ 为

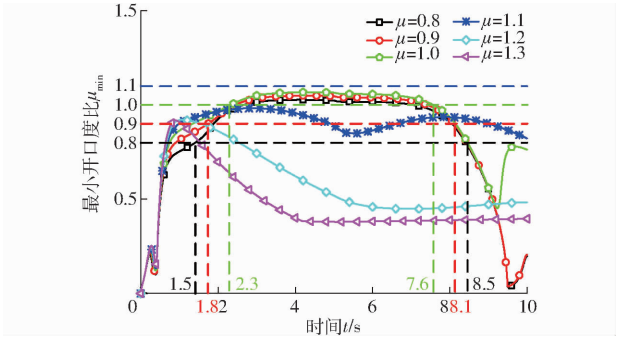


图 27 出口压差补偿的负载口独立控制系统 $\mu_{\min}$ 变化曲线

Fig. 27 Change curves of $\mu_{\min}$ in independent metering control system with outlet differential pressure compensation

1.0 时,在 0.4 ~ 2.3 s, μ 大于 $\mu_{\min}$,则不会出现气穴现象;在 2.3 ~ 7.6 s, μ 小于 $\mu_{\min}$,会出现气穴现象;在 7.6 ~ 9.3 s, μ 大于 $\mu_{\min}$,在此阶段未能建立起来压力, P_a 仍小于 0,依然会出现气穴现象;在 9.3 ~ 10.0 s, μ 大于 $\mu_{\min}$, P_a 大于 0,不会出现气穴现象。当 μ 为 1.1、1.2 和 1.3 时, μ 始终大于 $\mu_{\min}$,无杆腔压力 P_a 大于 0,因此,未出现气穴现象。当 μ 大于 $\mu_{\min}$ 时,在仿真过程中不会出现气穴现象,这一仿真结果与理论分析一致。

综合分析 4 种液压系统的仿真结果可知,传统液压系统,由于 μ 为定值,因此,当主动型负载力 F_L 增大到一定值时,则会出现气穴现象。其余 3 种负载口独立控制系统均能通过改变 μ ,可以避免气穴现象的产生。负载口独立控制系统和进口压差补偿的负载口独立控制系统在计算 $\mu_{\min}$ 时,需要引入负载力 F_L ,在工程应用中引入负载力 F_L ,理论上可以实现,但是实际应用中造成较大困难。出口压差补偿的负载口独立控制系统在计算 $\mu_{\min}$ 时无需检测负载力 F_L ,仅与泵源压力 P_s 、出口阀前后压差 ΔP 、空气分离压力 P_m 和两腔面积比 R 有关,因此,在防气穴控制过程中,具有较大的工程应用价值。

4 试验

4.1 出口压差补偿的负载口独立控制阀组设计

由仿真分析可知,出口压差补偿的负载口独立控制系统,通过改变 μ ,可以避免气穴现象,且无需检测负载力 F_L ,因此,采用螺纹插装阀对负载口独立控制阀组进行设计,如图 28 所示。分别采用两个二位二通电液比例阀 4、5 作为进口比例阀,以及两个电液比例阀作为出口比例阀,同时,采用两个二位二通电磁换向阀和梭阀将进油腔压力反馈至 LS_1 油口,然后,在工作油口 A、B 之间采用二位二通电液比例阀 3 将其连接,从而可实现流量再生功能,最

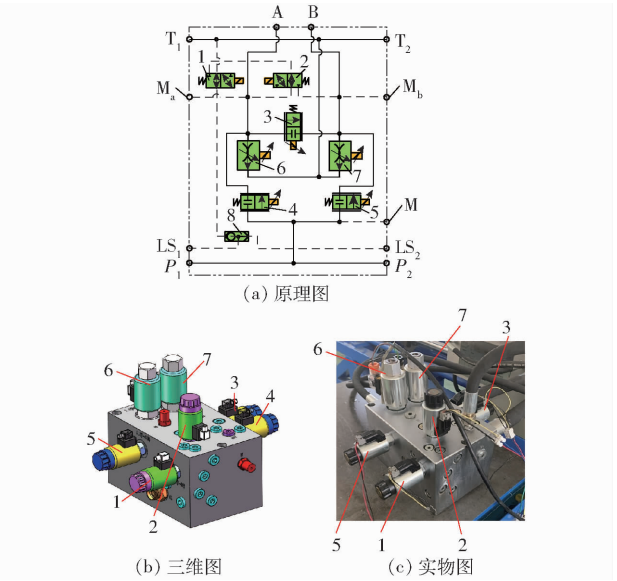


图 28 出口压差补偿的负载口独立控制阀组

Fig. 28 Independent metering control valve group with outlet differential pressure compensation

1、2. 二位三通电磁换向阀 3、4、5. 二位二通电液比例阀
6、7. 电液比例调速阀 8. 梭阀

后,增加相应的测压口 M_a 、 M_b 和 M ,以及其他辅助油口。

为了方便加工与快速实现原理性验证,所有阀均采用螺纹插装阀,关键参数如表 3 所示。根据图 28a 所示的原理图,进行三维图设计和样机加工制造,如图 28b、28c 所示。

表 3 出口压差补偿的负载口独立控制阀组参数

Tab. 3 Parameters of independent metering control valve group with outlet differential pressure compensation

阀类型	额定压力/MPa	额定流量/(L·min ⁻¹)
二位三通电磁换向阀	35	1
二位二通电液比例阀	26	40
电液比例调速阀	26	45
梭阀	35	4.7

4.2 试验方案

将以液压缸作为出口压差补偿的负载口独立控制系统的液压执行器作为试验研究对象,需要对液压缸施加主动型可变负载,因此,搭建了双缸加载试验台,如图 29、30 所示,在前文系统建模与仿真分析中,涉及的液压缸、负载敏感变量泵、电机等,采用本试验台的参数,因此,仿真模型与试验台的相关参数一致。试验台由工作系统和加载系统两部分组成,工作系统采用测试阀组对工作缸进行控制,工作缸在测试阀组的控制下可以实现伸缩和缩回动作,工作电机带动负载敏感变量泵向测试阀组供油并感知负载反馈信号,在负载敏感变量泵的出口加装溢流阀保证系统安全,通过 3 个压力传感器分别测出相

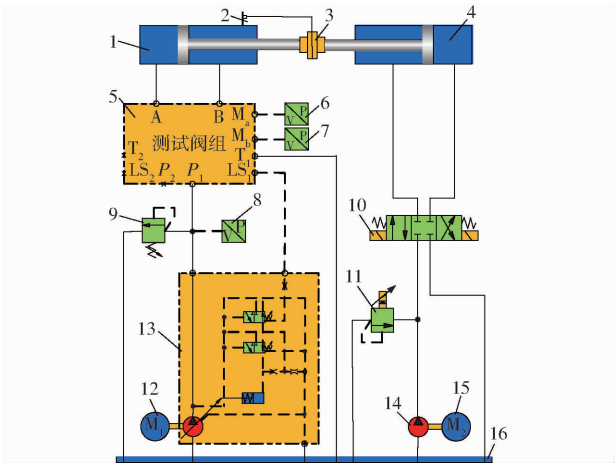


图 29 双缸加载试验台液压原理图

Fig. 29 Hydraulic schematic of double cylinder loading test bench

1. 工作缸 2. 位移传感器 3. 联轴器 4. 加载缸 5. 测试阀组
6~8. 压力传感器 9. 溢流阀 10. 三位四通换向阀 11. 比例溢流阀 12. 工作电机 13. 负载敏感变量泵 14. 加载泵 15. 加载电机 16. 油箱



图 30 试验现场

Fig. 30 Test site

1. 工作电机 2. 加载电机 3. 测控台 4. 测试阀组 5. 加载缸
6. 油箱及其附件 7. 工作缸

应压力信号用于系统控制;加载系统采用加载缸对工作缸进行加载,比例溢流阀可以调节加载泵的出口压力,进而调节整个加载系统压力,通过采用三位

四通换向阀可以实现工作缸伸出和缩回过程中的双向主动型加载。测试阀组不仅可以测试出口压差补偿的负载口独立控制阀组,而且可以测试其他类型阀组,因此,采用传统控制阀与出口压差补偿负载口独立控制阀组进行对比试验。

4.3 试验结果分析

出口压差补偿的负载口独立控制系统和传统液压系统试验结果,如图 31、32 所示。

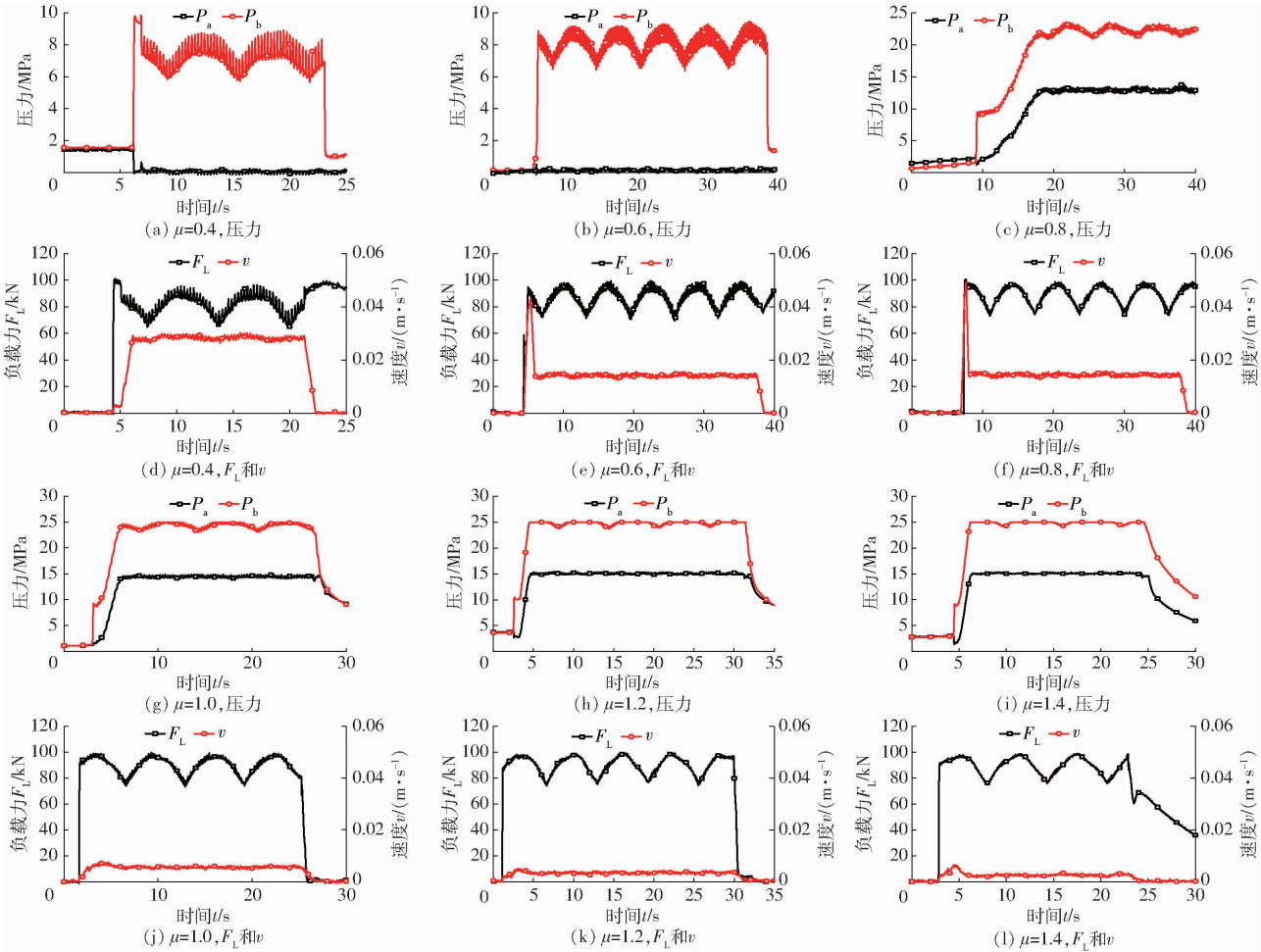


图 31 出口压差补偿的负载口独立控制系统试验结果

Fig. 31 Trial results of independent control system of load port with outlet differential pressure compensation

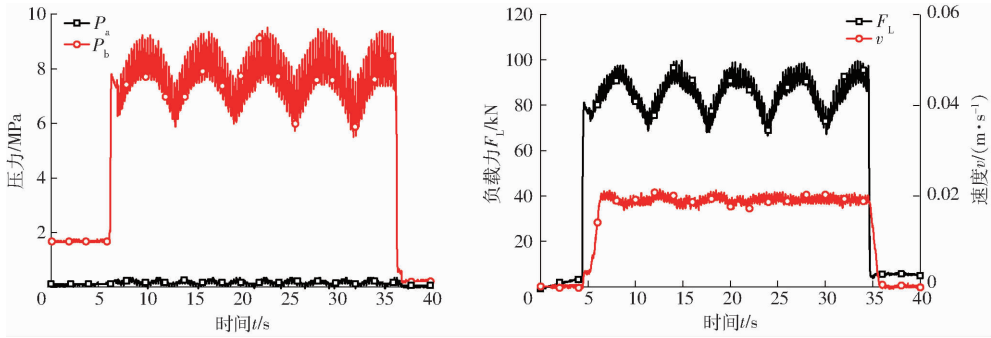


图 32 传统液压系统试验结果

Fig. 32 Trial results of traditional hydraulic systems

通过改变进口阀和出口阀输入电流,从而改变 μ ,在出口压差补偿负载口独立控制系统试验中, K_1 取 20%, μ 设为 0.4、0.6、0.8、1.0、1.2 和 1.4,进而可以计算出 K_2 ;通过检测加载液压缸两腔压力,可以计算出负载力 F_L ;通过位移传感器可以检测工作缸活塞杆位移,进而计算出活塞杆运动速度 v 。

从图 31 可以看出,当 μ 逐渐增大时,活塞杆运动速度随之减小,由于 μ 增大导致了 K_2 增大,由于出口为调速阀,出口流量增加,活塞杆运动速度加快;当 μ 为 0.4 和 0.6 时,进油腔压力 P_a 小于 0,与仿真分析结果一致,易出现气穴现象;当 μ 为 0.8、1.0、1.2 和 1.4 时,进油腔压力 P_a 大于 0,不会出现气穴现象,与仿真结果有所出入,主要是由于压力传感器测量精度和管路压力导致;当 μ 大于 1.0 以后, P_a 稳定在 15 MPa 左右,不再增加,其主要原因是设定了溢流阀最高压力约为 15 MPa。

从图 32 可以看出,负载力 F_L 在 80 kN 左右变化时,传统液压系统进油腔压力 P_a 小于 0,易出现气穴现象,活塞杆运动速度维持在 0.02 m/s 左右,由此可见,当主动型负载力 F_L 较大时,传统液压系统无

法避免气穴现象。

5 结论

(1) 针对液压缸在主动型负载工况下易产生气穴现象,分别对传统液压系统、负载口独立控制系统、进口压差补偿的负载口独立控制系统和出口压差补偿的负载口独立控制系统 4 种液压系统的防气穴特性进行了理论分析与仿真研究,理论分析与仿真结果表明,除传统液压系统外,其他 3 种负载口独立控制系统均可以通过改变 μ 来避免气穴现象。

(2) 负载口独立控制系统和进口压差补偿负载口独立控制系统中, μ 与负载力 F_L 相关,在防气穴控制过程中,需实时检测负载力 F_L ,然而负载力 F_L 存在着变化快、突变大、检测难等特点,因此,其工程应用受到了一定限制。

(3) 出口压差补偿的负载口独立控制系统在改变 μ 时无需检测负载力 F_L ,仅与泵源压力 P_s 、出口阀前后压差 ΔP 、空气分离压力 P_m 和两腔面积比 R 有关,仿真和试验研究结果表明,改变 μ 可以防止气穴现象产生,且不受负载力 F_L 的影响,具有较大的工程应用价值。

参 考 文 献

[1] 焦宗夏,吴帅,李洋,等. 液压元件及系统智能化发展现状及趋势思考[J]. 机械工程学报, 2023, 59(20): 357–384.
JIAO Zongxia, WU Shuai, LI Yang, et al. Development status and trends of the intelligence of hydraulic components and systems[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(20): 357–384. (in Chinese)

[2] 吕立彤,陈正,姚斌. 并联式泵阀协调电液系统:对比分析与运动控制[J]. 机械工程学报, 2022, 58(10): 136–151.
LÜ Litong, CHEN Zheng, YAO Bin. Parallel-connected pump-valves coordinated electro-hydraulic system: comparative study and motion control[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2022, 58(10): 136–151. (in Chinese)

[3] BACKÉ W. Design systematics and performance of cartridge valve controls[C] // International Conference on Fluid Power, Tampere, 1987: 1–48.

[4] 丁孺琦,徐兵,张军辉,等. 负载口独立控制挖掘机液耦合模型建立与试验[J]. 农业机械学报, 2016, 47(4): 309–318.
DING Ruqi, XU Bing, ZHANG Junhui, et al. Mechanical-hydraulic coupling model of independent metering control excavator and its test verification[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(4): 309–318. (in Chinese)

[5] LI C, LYU L T, HELIAN B B, et al. Precision motion control of an independent metering hydraulic system with nonlinear flow modeling and compensation[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2022, 69(7): 7088–7098.

[6] 孙炜,刘恒,陶建峰,等. 基于 IndRNN-1DLCNN 的负载口独立控制阀控缸系统故障诊断[J]. 浙江大学学报(工学版),

- 2023,57(10):2028–2041.
- SUN Wei, LIU Heng, TAO Jianfeng, et al. IndRNN–1DLCNN based fault diagnosis of independent metering valve-controlled hydraulic cylinder system [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2023, 57(10): 2028–2041. (in Chinese)
- [7] JANSSEN A, PALMBERG J O. Separate controls of meter-in and meter-out orifices in mobile hydraulic systems [J]. SAE Technical Paper, 1990, 99: 377–383.
- [8] ELFVING M. A concept for a distributed controller of fluid power actuators [D]. Sweden: Linköping University, 1997.
- [9] LIU Song, YAO Bin. Energy-saving control of single-rod hydraulic cylinders with programmable valves and improved working mode selection [C] // Proceedings of the 49th National Conference on Fluid Power, 2002: 81–91.
- [10] LIU Song, YAO Bin. Automated onboard modeling of cartridge valve flow mapping [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2006, 11(4): 381–388.
- [11] LIU Song, YAO Bin. Coordinate control of energy saving programmable valves [J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2007, 16(1): 34–45.
- [12] HU Haibo, ZHANG Qin. Realization of programmable control using a set of individually controlled electrohydraulic valves [J]. International Journal of Fluid Power, 2002, 3(2): 29–34.
- [13] HU Haibo, ZHANG Qin. Development of a programmable E/H valve with a hybrid control algorithm [J]. SAE Technical Paper, 2002, 111: 413–419.
- [14] HUOVA M, LAAMANEN A, LINJAMA M. Energy efficiency of three-chamber cylinder with digital valve system [J]. International Journal of Fluid Power, 2010, 11(3): 15–22.
- [15] 王庆丰. 大惯性负载电液进出口节流独立调节系统研究 [J]. 中国机械工程, 1999, 10(8): 853–855.
- WANG Qingfeng. Research on electro hydraulic meter in and meter out independent regulation system [J]. China Mechanical Engineering, 1999, 10(8): 853–855. (in Chinese)
- [16] 徐兵, 丁孺琦, 张军辉. 基于泵阀联合控制的负载口独立系统试验研究 [J]. 浙江大学学报 (工学版), 2015, 49(1): 93–101.
- XU Bing, DING Ruqi, ZHANG Junhui. Experiment research on individual metering systems of mobile machinery based on coordinate control of pump and valve [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2015, 49(1): 93–101. (in Chinese)
- [17] XU B, DING R, ZHANG J, et al. Pump/valves coordinate control of the independent metering system for mobile machinery [J]. Automation in Construction, 2015, 57: 98–111.
- [18] 曹剑, 徐兵, 杨华勇, 等. 负载口独立控制系统静态工作点选取原则及仿真分析 [J]. 机械工程学报, 2006, 42(6): 11–15.
- CAO Jian, XU Bing, YANG Huayong, et al. Principles for choosing static operation points and simulation analysis of fluid power system based on separate control of actuator ports [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2006, 42(6): 11–15. (in Chinese)
- [19] DING R, XU B, ZHANG J, et al. Self-tuning pressure-feedback control by pole placement for vibration reduction of excavator with independent metering fluid power system [J]. Mechanical System and Signal Processing, 2017, 92: 86–106.
- [20] 丁孺琦, 江来, 李刚, 等. 电液负载敏感负载口独立多模式切换控制能效研究 [J]. 农业机械学报, 2021, 52(12): 433–442.
- DING Ruqi, JIANG Lai, LI Gang, et al. Energy efficiency of electro-hydraulic load sensing independent metering multi-mode switching control system [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2021, 52(12): 433–442. (in Chinese)
- [21] DING R Q, CHENG M, JIANG L, et al. Active fault-tolerant control for electro-hydraulic systems with an independent metering valve against valve faults [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2021, 68(8): 7221–7232.
- [22] 权龙, 廉自生. 应用进出油口独立控制原理改善泵控差动缸系统效率 [J]. 机械工程学报, 2005, 41(3): 123–127.
- QUAN Long, LIAN Zisheng. Improving the efficiency of pump controlled differential cylinder system with inlet and outlet separately controlled principle [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2005, 41(3): 123–127. (in Chinese)
- [23] 黄伟男, 权龙, 黄家海, 等. 进出口独立控制液压挖掘机回转系统运行特性 [J]. 机械工程学报, 2016, 52(20): 159–167.
- HUANG Weinan, QUAN Long, HUANG Jiahai, et al. Excavator swing system controlled with separate meter-in and meter-out method [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(20): 159–167. (in Chinese)
- [24] 师建鹏, 权龙, 张晓刚, 等. 进出口独立复合控制挖掘机的动臂速度位置特性 [J]. 浙江大学学报 (工学版), 2017, 51(9): 1797–1807.
- SHI Jianpeng, QUAN Long, ZHANG Xiaogang, et al. Velocity and position characteristics of excavator's boom by separate meter-in and meter-out compound control [J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2017, 51(9): 1797–1807. (in Chinese)
- [25] 陈光荣, 王军政, 汪首坤, 等. 基于主被动负载的负载独立口双阀节能控制系统研究 [J]. 北京理工大学学报, 2016, 36(12): 1053–1058.
- CHEN Guangrong, WANG Junzheng, WANG Shoukun, et al. Separate meter in and separate meter out energy saving control system using dual servo valves under complex load conditions [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2016,

36(10): 1053 – 1058. (in Chinese)

[26] 牛善帅,王军政,张鹏,等. 基于负载口独立控制的双伺服阀控缸系统[J]. 北京理工大学学报,2019,39(12): 1292 – 1297.
NIU Shanshuai, WANG Junzheng, ZHANG Peng, et al. Dual servo valve control cylinder system based on independent control of load port [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2019, 39(12): 1292 – 1297. (in Chinese)

[27] 曾定荣,徐兵,刘英杰. 负载口独立控制系统中防止气穴的理论研究[J]. 机床与液压,2010,38(19):1 – 3.
ZENG Dingrong, XU Bing, LIU Yingjie. Anti-cavitation analysis of separate meter in and separate meter out control system [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2010,38(19):1 – 3. (in Chinese)

[28] 柴红强,杨国来,苏华山,等. 液压碎石器内部气穴可视化分析[J]. 振动与冲击,2022,41(21):140 – 147,167.
CHAI Hongqiang, YANG Guolai, SU Huashan, et al. Visual analysis of cavitation inside hydraulic stone crusher[J]. Journal of Vibration and Shock, 2022,41(21):140 – 147,167. (in Chinese)

[29] 齐国宁,田婷,何增强,等. 高压柱塞泵气蚀现象及其控制[J]. 机床与液压,2021,49(9):187 – 191.
QI Guoning, TIAN Ting, HE Zengqiang, et al. Cavitation phenomenon of high-pressure piston pump and control[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2021,49(9):187 – 191. (in Chinese)

[30] 刘念,王帆. 阀控非对称缸系统中气穴现象分析及解决方法[J]. 液压与气动,2021,45(8):177 – 182.
LIU Nian, WANG Fan. Analysis and countermeasures about cavitation in valve-controlled-asymmetrical-cylinder system[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2021,45(8):177 – 182. (in Chinese)

(上接第 326 页)

[22] 陈斌,饶洪辉,王玉龙,等. 基于 Faster – RCNN 的自然环境下油茶果检测研究[J]. 江西农业学报, 2021, 33(1): 67 – 70.
CHEN Bin, RAO Honghui, WANG Yulong, et al. Study on detection of camellia fruit in natural environment based on Faster – RCNN[J]. Acta Agriculturae Jiangxi, 2021, 33(1): 67 – 70. (in Chinese)

[23] TANG Y, ZHOU H, WANG H, et al. Fruit detection and positioning technology for a *Camellia oleifera* C. Abel orchard based on improved YOLOv4 – tiny model and binocular stereo vision[J]. Expert Systems with Applications, 2023, 211: 118573.

[24] 宋怀波,王亚男,王云飞,等. 基于 YOLOv5s 的自然场景油茶果识别方法[J]. 农业机械学报, 2022, 53(7): 234 – 242.
SONG Huaibo, WANG Ya’nan, WANG Yunfei, et al. *Camellia oleifera* fruit detection in natural scene based on YOLOv5s [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(7): 234 – 242. (in Chinese)

[25] 王金鹏,何萌,甄乾广,等. 基于改进 COF – YOLOv8n 的油茶果静态与动态检测计数方法[J]. 农业机械学报,2024, 55(4):193 – 203.
WANG Jinpeng, HE Meng, ZHEN Qianguang, et al. *Camellia oleifera* fruit static and dynamic detection counting based on improved COF – YOLOv8n[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(4): 193 – 203. (in Chinese)

[26] WANG Y Q, YAO Q M, KWOK J T, et al. Generalizing from a few examples: a survey on few-shot learning[J]. ACM Computing Surveys, 2020, 53(3): 1 – 34.

[27] WANG Z, DU L, MAO J, et al. SAR target detection based on SSD with data augmentation and transfer learning[J]. IEEE Geoscience and Remote Sensing Letters, 2019, 16(1): 150 – 154.

[28] ZHANG X, ZHOU X, LIN M, et al. ShuffleNet: an extremely efficient convolutional neural network for mobile devices[C] // Proceedings of the IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition, 2018: 6848 – 6856.

[29] SUN Y, CHEN G, ZHOU T, et al. Context-aware cross-level fusion network for camouflaged object detection[J]. arXiv preprint, arXiv: 2105.12555, 2021.

[30] PARK H, YOO Y J, SEO G, et al. C3: concentrated-comprehensive convolution and its application to semantic segmentation [J]. arXiv preprint, arXiv: 1812.04920, 2018.

[31] WANG C Y, LIAO H Y, WU Y H, et al. CSPNet: a new backbone that can enhance learning capability of CNN[C] // Proceedings of the IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition Workshops, 2020: 390 – 391.