

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.04.011

基于 AMESim 的机床非对称液压系统的优化设计

王丹¹, 郑凯¹, 张子珩²

(1. 西安交通工程学院, 陕西 西安 710300; 2. 西安航空职业技术学院, 陕西 西安 710089)

摘 要:针对机床中非对称液压系统供给压力的不平衡问题,提出一种系统供给压力自动补偿控制系统。阐述机床中非对称液压系统的种类与基本结构,利用 AMESim 软件对非对称液压系统进行仿真与误差分析。以液压缸、比例换向阀为硬件核心,完成自动补偿系统的硬件设计,并进行 PID 控制环节的优化设计。利用 AMESim 绘制具有 PID 控制环节的自动补偿控制系统仿真模型,并进行仿真实验。研究结果表明:PID 控制的自动补偿系统提高了机床液压系统运行的稳定性。

关键词:机床; 液压系统; 自动补偿; 仿真

中图分类号:TH137 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2025)04-0063-05

Optimization Design of Asymmetrical Hydraulic System of Machine Tool Based on AMESim

WANG Dan¹, ZHENG Kai¹, ZHANG Ziheng²

(1. Xi'an Traffic Engineering Institute, Xi'an 710300, China;

2. Xi'an Aeronautical Polytechnic Institute, Xi'an 710089, China)

Abstract: An automatic supply pressure compensation control system is proposed concerning the unbalanced supply pressure of asymmetrical hydraulic system of machine tool. The types and basic structure of the asymmetrical hydraulic system of the machine tool are expounded, and the simulation and error analysis of the asymmetrical hydraulic system are carried out by AMESim software. With the hydraulic cylinder and proportional reversing valve as the hardware core, the hardware design of automatic compensation system is completed, and the optimization design of PID control link is carried out. The simulation model of automatic compensation control system with PID control link is drawn by AMESim, and the simulation experiment is carried out. The research results show that the automatic compensation system with PID control improves the operation stability of the machine tool hydraulic system.

Keywords: machine tool; hydraulic system; automatic compensation; simulation

0 引言

液压技术以其结构简单、传动平稳等优势被广泛应用于制造业、机床行业等领域。因此,液压控制系统的进一步提高和改善具有重要意义。目前,张阳^[1]对机电液综合性能进行研究,提出液压系统稳定性不足及电控系统自动化水平较低等问题;王猛^[2]以钻孔组合机床液压系统为研究对象,通过串口与 PLC 进行信息交互,实现对钻孔组合机床液压系统的分析诊断和反馈处理。这些方式提高了液压系统性能,但面对复杂的非对称液压系统依然存在系统压力不足的问题。因此,如何在保证机床各液压系统原有性能的同时,解决好非对称液压系统供给压力的损失,提高机床设备

的稳定性及可靠性,成为值得研究的课题。本文设计了一种非对称液压系统供给压力的自动补偿控制系统。通过 PID 控制环节的引入,结合比例反馈环节实现对机床设备中非对称液压系统压力的自适应控制,提高了机床设备在载荷不断变化等复杂加工环境下的可靠性及机床液压系统回路的性能,扩大了机床的使用范围与效率。

1 机床非对称液压系统结构与工作原理

1.1 基本结构与参数

本文选用 C45—H 型液压双头钻床进行非对称液压系统的设计。基本结构与参数,如图 1 和表 1 所示。

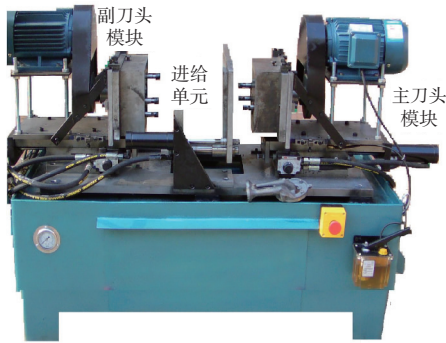


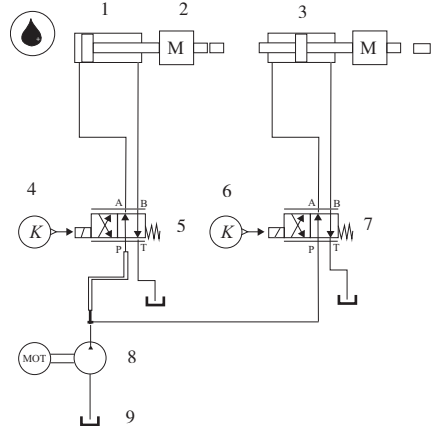
图 1 液压双头钻床的基本结构

表 1 C45—H 型液压双头钻床基本参数

序号	技术指标	数值
1	整机质量/kg	3 500
2	液压系统额定工作流量/(L/min)	80~85
3	最大扭矩力矩/kN	18

1.2 工作原理

结合图 1 中 C45—H 型液压双头钻床的基本结构,其副刀头模块固定,主刀头模块、进给单元均采用液压驱动。为了保证其工作的可靠性,主刀头模块以双作用单杆液压缸驱动,实现工进与快退功能;而进给单元采用双作用双杆液压缸,实现进给与退回动作。主刀头模块与进给单元间形成非对称液压系统,文中利用 AMEsim 绘制了双头钻床传统液压系统的仿真模型^[3-4],如图 2 所示。



1—主刀头模块液压缸; 2—负载(质量块); 3—进给单元液压缸; 4、6—控制信号; 5、7—三位四通电磁换向阀; 8—液压泵; 9—油箱。

图 2 双头钻床传统液压系统仿真模型

在 AMEsim 仿真环境中^[5],采用表 1、图 2 所示的双头钻床传统液压系统仿真模型的基本参

数,并选取 40 mA 电流为控制信号进行了仿真实验,得到了双头钻床传统液压系统仿真模型的流量变化曲线,如图 3 所示;图 3 中 A 处的局部放大图如图 4 所示。

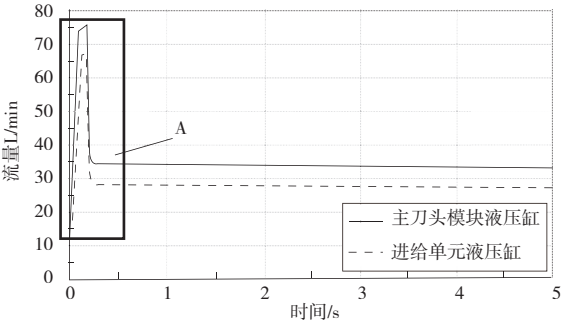


图 3 传统仿真模型流量变化曲线

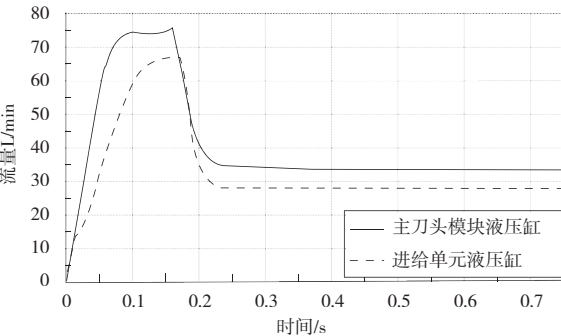


图 4 图 3 中 A 处的局部放大图

通过 AMEsim 仿真,由图 4 可知双头钻床液压系统工作时主刀头模块与进给单元存在一定的延迟现象。本文在 AMEsim 仿真环境中,通过图 4 的仿真结果,得到了双头钻床液压系统在不同时刻的流量值,如表 2 所示。

表 2 双头钻床液压系统流量变化

运动时间/s	主刀头流量/(L/min)	进给单元流量/(L/min)	流量变化增量/(L/min)
0.03	35.68	20.12	15.56
0.09	73.76	55.96	17.80
0.15	74.94	66.64	8.30
0.21	37.07	30.50	6.57
0.27	33.93	27.98	5.95

本文在表 2 的基础上,构建了比例系数 k 的数学模型,并利用 Matlab 分析^[6-7]且得到了比例系数。

$$k = \frac{S_n + S_{(n-1)} + \dots + S_0}{\Delta z_n + \Delta z_{(n-1)} + \dots + \Delta z_0} \quad n \leq 6 \quad (1)$$

可得: $k \approx 0.21$

由式(1)可知单一的控制环节存在一定的局限性;同时如图4所示在系统工作的开始阶段(0.2 s),主刀头模块与进给单元两者间存在一定的压力变化,降低了系统的响应速度。

同时不能忽略的是钻床在实际工作过程中的复杂性,其外部负载处于不规律的连续变化中,因此以神经网络算法为基础,提出了将单神经网络PID算法^[8-9],应用于双头钻床的非对称液压系统中,以提高钻床的性能。

2 单神经网络PID算法

在实际的工程应用中,双头钻床液压系统通常由多个工作液压缸驱动,因此将单神经网络与PID算法结合起来,实现PID控制器参数的实时整定,弥补了单一控制策略的不足,使得双头钻床中的非对称液压系统具有更强的适应性。其控制框图如图5所示。

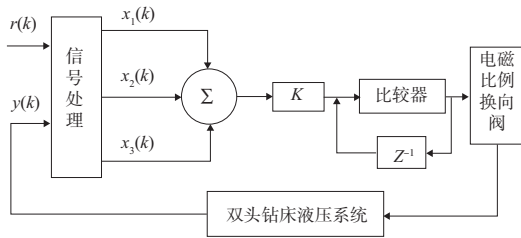


图5 控制系统流程图

对期望值为 $r(k)$ 与实际输出 $y(k)$ 进行信号处理并得出单神经元网络所需的3个状态变量 $x_1(k)$ 、 $x_2(k)$ 、 $x_3(k)$ 。

$$\begin{cases} x_1(k) = r(k) - y(k) = e(k) \\ x_2(k) = \Delta e(k) \\ x_3(k) = e(k) - 2e(k-1) + e(k-2) \end{cases} \quad (2)$$

式中 k 为比例系数,取 $k=0.35$ 。控制信号为

$$u(k) = u(k-1) + k \sum_{i=1}^3 \omega_i(k) x_i(k) \quad (3)$$

式中 $\omega_i(k)$ 为 $x_i(k)$ 的加权系数。主要通过加权系数的调整实现PID参数自适应整定。采用有监督Hebb学习算法。

$$\omega_i(k+1) = (1-c)\omega_i(k) + \eta(e(k)u(k)x_i(k)) \quad (4)$$

式中 $e(k)$ 为误差信号, $e(k) = r(k) - y(k)$; c 为常数, $0 \leq c \leq 1$, c 取0.1。因此权值修正量 $\Delta\omega_i(k)$ 可由下式表示:

$$\Delta\omega_i(k) = \omega_i(k+1) - \omega_i(k) = -c(\omega_i(k) - \frac{\eta}{c} z(k) u(k) x_i(k)) \quad (5)$$

控制量 $u(k)$ 为:

$$u(k) = u(k-1) + K \sum_{i=1}^3 \bar{\omega}_i(k) x_i(k) \quad (6)$$

$$\bar{\omega}_i(k) = \frac{\omega_i(k)}{\sum_{i=1}^3 |\omega_i(k)|} \quad (7)$$

$$\omega_1(k+1) = \omega_1(k) + \eta_p e(k) u(k) x_1(k) \quad (8)$$

$$\omega_2(k+1) = \omega_2(k) + \eta_i e(k) u(k) x_2(k) \quad (9)$$

$$\omega_3(k+1) = \omega_3(k) + \eta_d e(k) u(k) x_3(k) \quad (10)$$

式中: η_p 为比例环节学习速率, $\eta_p = 0.23$; η_i 为积分环节学习速率, η_i 为0.12; η_d 为微分环节学习速率, $\eta_d = 0.09$ 。

通过PID反馈环节,控制系统成比例释放流量,进而达到稳定系统压力,提高非对称液压系统稳定性的目的。

3 控制系统的设计

本文以PID算法中的比例环节为基础,选用Micro-chip公司的具有较高响应速度的DSPIC30F2010数字信号处理器^[10]为控制核心进行控制,控制流程如图6所示。

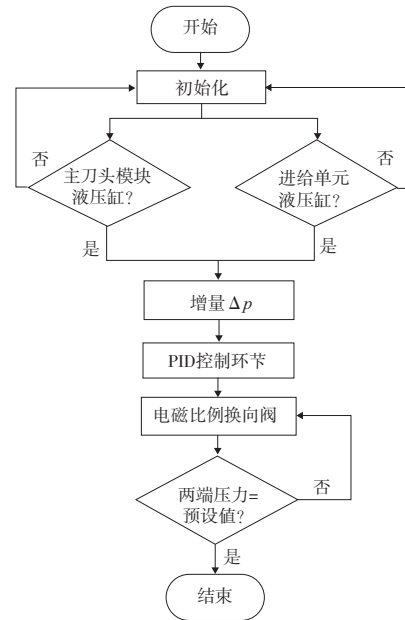


图6 控制系统流程图

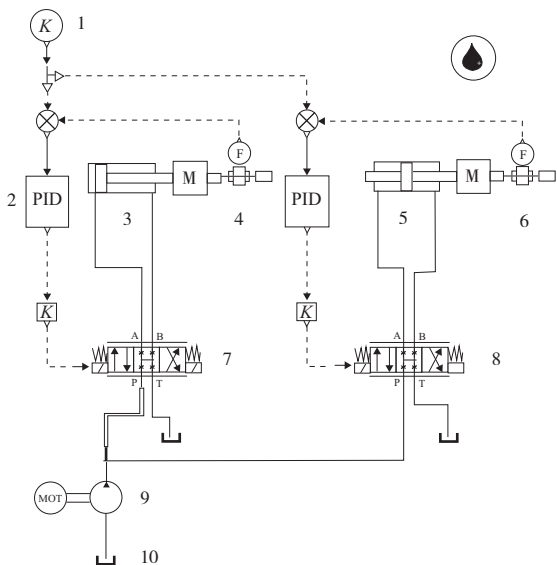
控制系统的主要功能是通过传感器对主刀头模块液压缸、进给单元液压缸的工作流量进行检测,得到两缸流量的相对增量(ΔZ),同时通过PID反馈环节,向控制系统中的电磁比例换向阀输入适当强度的电流,使系统成比例释放压力,进而达到稳定系统压力,提高非对称液压系统稳定性的目的。

4 非对称液压系统的优化与仿真

本文运用 AMEsim 软件进行绘制系统草图、建立子模型、参数设置、运行仿真 4 个环节工作^[11],建立双头钻床非对称液压系统的仿真模型,并进行了仿真实验,得到了相应的特性曲线。

4.1 建立仿真模型

结合图 2 双头钻床传统液压系统仿真模型,搭建了 PID 控制优化模型,如图 7 所示。



1—标准信号;2—PID 环节;
3—主刀头模块液压缸;4、6—传感器;5—进给单元液压缸;
7、8—比例换向阀;9—液压泵;10—油箱。

图 7 非对称液压系统的优化模型

依据表 1、图 7,本文给出了 PID 系统仿真模型的基本参数,为后续的仿真提供了依据,如表 3 所示。

表 3 PID 系统仿真模型参数

序号	名称	指标	参数
1	标准信号	电流值/mA	1.5
		比例系数	0.23
2	PID 环节	积分系数	0.12
		微分系数	0.09
3	主刀头模块液压缸	无杆腔面积/mm ²	150
4、6	传感器	默认值	默认值
5	进给单元液压缸	有杆腔面积/mm ²	110
7、8	比例换向阀	默认值	默认值
9	液压泵	流量/(L/min)	15~45
10	油箱	默认值	默认值

4.2 系统的仿真与分析

1) 系统仿真

本文依据 4.1 中的仿真模型,按照表 3 中的参数,进行了 PID 环节的设置并进行仿真,得到相应的特性曲线。

a) 非对称液压系统工作压力

双头钻床非对称液压系统工作压力特性曲线如图 8 所示。

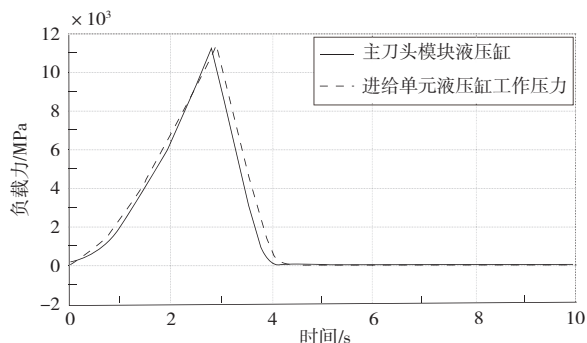


图 8 工作压力特性曲线

由图 8 可知,双头钻床非对称液压系统采用 PID 控制方式时,由主刀头模块与进给单元形成的非对称液压系统,其工作压力的变化过程更加平稳,无明显的压力波动,进而提高了双头钻床液压系统的稳定性;其次,如图 8 所示,PID 控制使系统的响应速度明显提高,其工作压力达到稳定输出时所用的时间进一步减少。

b) 非对称液压系统工作流量

双头钻床非对称液压系统工作流量特性曲线如图 9 所示。

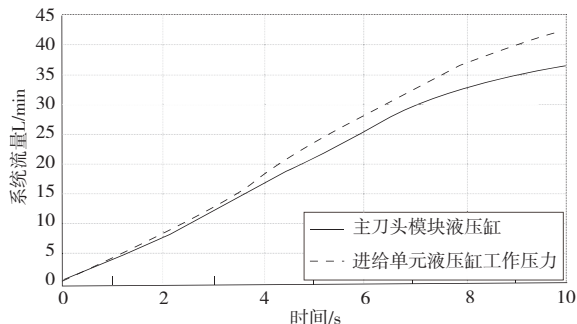


图 9 工作流量特性曲线

由图 9 可知,双头钻床非对称液压系统采用 PID 控制方式时,非对称液压系统的流量变化整体呈线性,其过程更加平稳,保证了双头钻床系统的所需压力。同时,系统的响应速度明显提高,对系统延迟有了一定的抑制作用。

2) 控制系统数据分析

结合图 7 的仿真优化模型与图 9 的工作流量特性曲线,得到实验在时间为 2~10 s 之间的主刀头、进给单元液压缸的流量数据,并进行了分析,如表 4 所示。

表 4 非对称液压系统控制系统数据分析

运行时间/s	液压泵流量/L/min	主刀头液压缸流量/L/min	进给单元液压缸流量/L/min	流量变化增量/L/min	相对误差/%
2	15	8.06	7.55	0.51	3.40
4	20	17.99	16.55	1.44	7.20
6	30	28.14	25.42	2.72	9.06
8	40	36.59	32.41	4.18	10.45
10	45	42.04	36.33	5.71	12.68

由表 4 的实验结果可知,主刀头与进给单元液压缸流量的相对误差平均值小于 8.50%。通过分析证明 PID 控制系统起到了较好的流量与压力补偿效果,提高了非对称液压系统的稳定性,达到了设计目标。

5 结语

本文分析了液压双头钻床液压系统的基本结构,并建立对应的仿真实验模型。通过分析仿真发现采用传统的控制方式,当外部负载连续变化时,引起液压缸有效体积的不稳定变化,造成液压双头钻床液压系统的响应速度较低,影响液压双头钻床的使用。针对这一问题,以单神经算法为理论基础,通过传感器、PID 控制环节为核心设计了一种具有 PID 反馈环节的自适应控制系统,通过 PID 反馈环节的控制提高液压双头钻床系统的响应速度,进而达到提高系统稳定性与响应速度的目的。以 AMESim 为手段搭建了 PID 自适应

控制系统的仿真模型,并进行仿真实验。通过实验结果的对比分析表明:PID 控制系统提高液压双头钻床系统的响应速度,保证了系统所需的工作流量与压力,提高了系统运行的可靠性,同时增强了设备的适用性。

参考文献:

- [1] 张阳. 钻机车机电液一体化系统性能优化关键技术研究[D]. 北京:煤炭科学研究总院,2020.
- [2] 王猛. 钻孔组合机床液压系统智能化控制的研究[D]. 青岛:青岛科技大学,2014.
- [3] 宋豫. 锻造油压机开式泵控液压系统研究[D]. 秦皇岛:燕山大学,2016.
- [4] 陈超,王刚,王力,等. 基于 AMESim 的新型成孔机动臂动态性能研究[J]. 机械制造与自动化,2022,51(6):147-150.
- [5] 王小军,孟利民,满辉. 基于 AMESim 新型先导式减压阀设计与性能分析[J]. 机械工程与自动化,2022(5):26-27,30.
- [6] 李炜,李蓓智,张瑄琚,等. 基于 MATLAB 的机床工作台平面度激光测量研究[J]. 应用激光,2018,38(4):668-671.
- [7] 刘博. 基于 MATLAB 的机床液体静压导轨动态特性分析[J]. 智能制造,2017(10):32-34.
- [8] 刘宇,刘杰,戴丽,等. 基于神经网络和 PID 算法的数控机床并行混合控制模型[J]. 信息与控制,2006,35(1):30-33,42.
- [9] 孟凡顺,张景扩,李东亚,等. BP 神经网络 PID 算法在液位控制系统的应用研究[J]. 湖北农机化,2020(15):124-125.
- [10] 倪福银,李云峰,龚烨玮. 基于 dsPIC30F2010 低功率逆变器的设计[J]. 江苏技术师范学院学报,2013,19(2):45-48,51.
- [11] 雷亚军,杨建辉,韩春福,等. 基于 AMESim 的综采工作面远距离供液系统仿真分析[J]. 矿山机械,2021,49(9):12-16.

收稿日期:2023-08-31