

分类号：TP273

密 级：公开

学校代码：10363

学 号：2210120125



安徽工程大学

Anhui Polytechnic University

硕士学位论文

题 目 电液力伺服系统试验台结构设计
及其控制系统研究

论 文 作 者 方旭

校 内 导 师 王幼民（教授）

校 外 导 师 李兴龙（工程师）

专业学位类别 机械

研究方向（领域） 数字化设计与制造技术

论文提交日期： 2024 年 5 月 31 日

分类号：TP273

单位代码：10363

密 级：公开

学 号：2210120125

电液力伺服系统试验台结构设计及其控制系统研究

STRUCTURAL DESIGN OF ELECTRO-HYDRAULIC SERVO SYSTEM TEST BENCH AND ITS CONTROL SYSTEM RESEARCH

学生姓名：_____方旭_____

指导教师：_____王幼民（教授）_____

校外教师：_____李兴龙（工程师）_____

专 业：_____机械_____

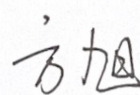
研究方向：_____数字化设计与制造技术_____

论文答辩日期：_____2024.05.18_____

安徽工程大学学位论文原创性声明

本人郑重声明：我恪守学术道德，崇尚严谨学风。所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究工作所取得的成果。除文中已明确注明和引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的作品及成果的内容。论文为本人亲自撰写，我对所写的内容负责，并完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

学位论文作者签名：



日期：2024 年 5 月 31 日

安徽工程大学学位论文版权使用授权书

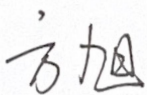
学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅或借阅。本人授权安徽工程大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

保密 ☐，在 ____ 年解密后适用本版权书。

本学位论文属于

不保密 ☒。

学位论文作者签名：



指导教师签名：



日期：2024 年 5 月 31 日

日期：2024 年 5 月 31 日

电液力伺服系统试验台结构设计及其控制系统研究

摘 要

电液力伺服系统具有体积小、结构简单紧凑、响应速度快、控制精度高、动态性能好、功重比大等优点，因此在国内外被大量学者和研究机构作为研究重点。当今世界高端的液压元件生产技术基本上已被国外垄断，国内目前使用的液压伺服试验台整体控制性能较差，这已经成为制约我国液压技术发展的一个瓶颈。针对现有电液力伺服系统试验台整体性能较差，本文以液压伺服试验台控制系统为研究对象。基于此完成了液压控制系统设计及液压元件的计算选型，提出液压系统全局最优工作压力的优化方法。为了提高系统模型精度，提出以系统响应超调量作为评价指标，设计正交试验分析得出流量增益系数、刚度阻尼比为影响模型精度的重要待辨识参数，基于 MATLAB 采用最小二乘法对参数进行辨识得到系统数学模型。针对 PID 控制效果不理想，提出 BP 优化 PID 控制参数。为了解决电液力伺服系统试验台采用 BP-PID 控制时输出响应曲线严重振荡，神经网络在学习的过程中容易陷入局部极小点，提出采用 PSO 粒子群优化神经网络学习速率和惯性系数。最后搭建电液力伺服系统试验台完成试验。

主要研究内容如下：

（1）设计电液力伺服系统试验台总体方案，完成了液压控制系统设计及液压元件的计算选型，试验台液压系统压力损失、工作效率以及系统发热与温升验算。完成电液力伺服系统试验台液压系统系统

压力优化。考虑到液压传动系统的负载压力超过系统的最大压力导致系统失控，同时为了使伺服阀工作处在线性区间，提出以系统输出作用力误差最小作为优化目标，设计仿真试验，以输入信号作为自变量，各溢流阀压力工作压力下的输出作用力误差作为因变量，采用 Polynomial 进行曲线拟合得到液压系统最优工作压力为 5.58MPa。

(2) 建立电液力伺服系统试验台控制系统模型，对模型相关参数进行优化。考虑到液压控制系统理论分析研究比较完善和成熟，经过机理分析采用模块化建模。针对模型未知参数过多导致辨识过程困难，提出以系统响应超调量作为评价指标，通过正交试验分析得出流量增益系数、刚度阻尼比为影响模型精度的重要待辨识参数。基于 MATLAB 采用最小二乘法对参数进行辨识得出液压伺服控制系统精确模型。

(3) 开展电液力伺服系统试验台控制方法研究。提出 BP 神经网络优化 PID 控制参数，建立以输入力信号 u_i 、偏差信号 u_g 、反馈信号 u_f 、伺服放大器输出信号 u 为输入层， K_p 、 K_i 、 K_d 作为输出层的四输入三输出的网络结构，其输出层激活函数为 Sigmoid 函数，隐含层为 Tanh 函数，采用 Hebb 学习规则和梯度下降法对 BP 神经网络的输出层和隐含层的权值进行选取，基于 MATLAB 编程实现 BP-PID 对电液力伺服系统试验台力控系统的仿真控制，仿真结果显示当 $K_p=0.53$ 、 $K_i=0.49$ 、 $K_d=0.39$ 时，该系统单位阶跃响应时间为 0.02s，较传统 PID 控制提高了 96%。针对 BP-PID 控制响应曲线振荡明显，BP 神经网络在学习过程中容易陷入局部极小点，提出采用 PSO 粒子

群优化 BP 神经网络最优学习速率和惯性系数，基于 MATLAB 编程仿真显示当学习速率 $\eta=0.264$ 、惯性系数 $\alpha=2$ 、 $K_p=0.13$ 、 $K_i=0.07$ 、 $K_d=0.162$ 时，该系统单位阶跃响应时间为 0.03s，响应时间有所增加，系统输出响应未出现振荡，超调量明显下降。

（4）搭建电液力伺服系统试验台完成相关试验。验证本文第 2 章试验台液压控制系统设计是否合理以及验证第 5 章力控制方法研究是否达到预期效果。

关键词：电液力伺服控制系统试验台，数学建模，最优工作压力，参数辨识，控制方法

STRUCTURAL DESIGN OF ELECTRO-HYDRAULIC SERVO SYSTEM TEST BENCH AND ITS CONTROL SYSTEM RESEARCH

ABSTRACT

Electro-hydraulic servo system has the advantages of small size, simple and compact structure, fast response speed, high control accuracy, good dynamic function, high power-to-weight ratio, and so on. So it always is researched by a large number of scholars and research institutions as the focus of research at home and abroad. Today the technology of the high-end hydraulic components in the world has mostly been monopolized by foreign countries. However, the overall control function of the domestic use of hydraulic servo test bench was poor, which has become a bottleneck restricting the development of China's hydraulic technology. For the exwasting electro-hydraulic servo system test bench overall function was poor this reason, which was dissertation to the hydraulic servo test bench control system for the research object. Based on this, the dissertation put forward the hydraulic control system design and hydraulic components calculation selection. The dissertation put forward the method of the hydraulic system global optimal working pressure optimization method. To improve the precision of the system model, it was proposed to take the system response overshooting amount as the evaluation criterion design orthogonal test to analyze the flow gain coefficient and stiffness damping ratio as the important parameters to

identify to affect the accuracy of the model, and then identify the parameters based on MATLAB using the method of least squares to obtain the mathematical model of the system. For the unsatisfactory effect of PID control, the concept of BP was proposed to control the parameters of PID. To solve the serious oscillation of the output response curve when the electro-hydraulic servo system test bench adopts BP-PID control and the neural network easily falls into the local minima in the process of learning, it was proposed to optimize the learning rate of the neural network and inertia coefficient by using the PSO particle swarm. Finally, the electro-hydraulic servo system test bench was built to complete the test.

The main research contents are as follows:

(1) Design the overall program of the electro-hydraulic servo system test bench, complete the design of the hydraulic control system and hydraulic components calculation and selection, complete the test bench hydraulic system pressure loss, efficiency, and system heat and temperature rise calculation. Complete the optimization of the system pressure of the hydraulic system of the electro-hydraulic servo system test bench. Considering that the load pressure of the hydraulic drive system exceeds the maximum pressure of the system leading to system loss of control, and at the same time, making the servo valve work in the linear range, proposed to minimize the output force error of the system as the optimization goal, design simulation test, with the input signal as the independent variable, the pressure of the relief valve pressure working pressure output force error as the dependent variable, using Polynomial curve fitting. The optimal working pressure of the hydraulic system is 5.58MPa.

(2) Establish the control system model of the electro-hydraulic servo system test bench, and optimize the relevant parameters of the

model. Considering that the theoretical analysis of the hydraulic control system was relatively perfect and mature, modular modeling was adopted after mechanism analyses. Aiming at the difficulty of the identification process caused by too many unknown parameters of the model, it was proposed to take the overshoot of system response as the evaluation index, and the flow gain coefficient and stiffness damping ratio are the important parameters to be identified to affect the accuracy of the model through the analysis of the orthogonal test. Based on MATLAB, the least squares method was used to identify the parameters to obtain the accurate model of the hydraulic servo control system.

(3) Research the control method of the electro-hydraulic servo system test bench. The BP neural network was proposed to optimize the PID control parameters, and a four-input and three-output network structure was established with the input force signal u_i , deviation signal u_g , feedback signal u_f , and servo amplifier output signal u as the input layer, and K_p , K_i , and K_d as the output layer, with the activation function of the output layer as a Sigmoid function, and the implicit layer as a Tanh function, and the weights of output and implicit layers of the BP neural network are selected by using the Hebb learning rule and the gradient descent method, and the BP-PID control method was implemented based on MATLAB programming. Hebb learning rule and gradient descent method were used to select the weights of the output layer and hidden layer of the BP neural network, based on MATLAB programming to realize BP-PID simulation control of the electro-hydraulic servo system test bench force control system, the simulation results show that when the $K_p=0.53$, $K_i=0.49$, $K_d=0.39$, the unit step response time of the system was 0.02s, which was 96% higher than the traditional PID control. For the BP-PID control response curve oscillation was obvious, and the BP neural network in the learning process was easy to fall into the local

minima, proposed to use PSO particle swarm optimization BP neural network optimal learning rate and inertia coefficients, based on the MATLAB programming simulation shows that when the learning rate $\eta=0.264$, inertia coefficient $\alpha=2$, $K_p=0.13$, $K_i=0.07$, $K_d=0.162$, the system unit step response time was 0.02s, compared with the traditional PID control, the unit step response time was 96%. When the learning rate $\eta=0.264$, the inertia coefficient $\alpha=2$, $K_p=0.13$, $K_i=0.07$, $K_d=0.162$, the unit step response time of the system was 0.03s, the response time was increased, the output response of the system does not oscillate, and the amount of overshooting decreases significantly.

(4) Build the electro-hydraulic servo system test bench to complete the relevant tests. Verify whether the design of the hydraulic control system of the test bench in Chapter 2 of this dissertation was reasonable and whether the research on the force control method in Chapter 5 achieves the expected effect.

KEYWORDS: test bench electro-hydraulic servo control system, mathematical modeling, optimal working pressure, parameter identification, control method

目录

第 1 章 绪论	1
1.1 电液力伺服系统试验台研究目的及意义	1
1.2 液压试验台及其控制系统国内外研究现状	2
1.2.1 液压试验台国内外研究现状	2
1.2.2 电液力伺服系统控制方法国内外研究现状	4
1.3 本文研究简介	6
1.4 本文主要研究内容	7
第 2 章 电液力伺服系统试验台总体方案设计	9
2.1 电液力伺服系统试验台机械结构设计	9
2.2 电液力伺服系统试验台控制系统分析与设计	10
2.2.1 阀控系统分析	10
2.2.2 泵控系统分析	11
2.2.3 电液力伺服系统试验台液压控制系统设计	11
2.3 电液力伺服系统试验台控制系统元件计算选型	13
2.4 电液力伺服系统试验台控制系统性能校核	17
2.4.1 试验台液压系统压力损失	18
2.4.2 系统效率计算	18
2.4.3 系统发热和温升的计算校核	19
2.5 电液力伺服系统试验台液压系统性能仿真研究	20
2.5.1 试验台液压控制系统模型建立	20
2.5.2 试验台液压控制系统模型仿真结果分析	22
2.6 本章小结	24
第 3 章 电液力伺服系统试验台液压控制系统最优工作压力研究	26
3.1 电液力伺服系统试验台系统压力对系统输出影响的研究	26
3.2 电液力伺服系统试验台系统压力设计准则	29
3.3 电液力伺服系统试验台控制系统最优工作压力研究	30
3.4 本章小结	34
第 4 章 电液力伺服系统试验台控制系统建模与分析	35
4.1 电液力伺服系统试验台控制系统方案	35
4.2 电液力伺服系统试验台控制系统建模方法分析	35
4.3 电液力伺服系统试验台控制系统建模	37
4.3.1 划分子系统	37
4.3.2 基本模型建立	37
4.3.3 集总建模	41
4.4 电液力伺服系统试验台控制系统模型参数辨识	42
4.4.1 试验台控制系统模型参数分析	43
4.4.2 试验台控制系统模型参数辨识	45
4.5 电液力伺服系统试验台控制系统性能分析	50
4.5.1 控制系统 Bode 图稳定性分析	50
4.5.2 试验台控制系统 Nyquist 图稳定性分析	52

4.6 电液力伺服系统试验台控制系统仿真	52
4.7 本章小结	53
第 5 章 电液力伺服系统试验台控制系统控制方法研究	55
5.1 电液力伺服系统试验台 PID 控制及仿真	55
5.1.1 PID 控制参数的整定	56
5.1.2 PID 控制仿真分析	57
5.2 BP 神经网络优化 PID	57
5.2.1 BP 神经网络优化 PID 控制参数分析	58
5.2.2 BP 神经网络优化 PID 控制算法	58
5.2.3 电液力伺服系统试验台 BP 神经网络优化 PID 控制仿真与分析	61
5.3 PSO 粒子群算法优化 BP-PID	63
5.3.1 PSO 粒子群优化 BP-PID 控制算法	63
5.3.2 电液力伺服系统试验台 PSO 优化 BP-PID 控制仿真与分析	65
5.4 本章小结	68
第 6 章 电液力伺服系统试验台搭建与试验	69
6.1 试验台搭建	69
6.2 试验台各部件操作规程	70
6.3 电液力伺服系统试验台验证试验	70
6.3.1 验证液压系统设计	70
6.3.2 验证试验台各控制方法	71
6.4 本章小结	73
第 7 章 总结与展望	74
7.1 论文总结	74
7.2 创新点	75
7.3 展望	75
参考文献	77
攻读学位期间发表的学术论文目录	85
致谢	86

第 1 章 绪论

1.1 电液力伺服系统试验台研究目的及意义

当今世界高端的液压元件和生产技术基本已被美德日等国家垄断，国内目前使用的电液力伺服系统试验台也比较落后，这已经成为制约我国液压技术发展的一个瓶颈^[1-2]。

本文是针对电液力伺服系统试验台进行设计和研究，主要包括试验台机械结构设计和液压控制系统设计，采用相关的控制方法对试验台对力伺服系统进行控制策略研究，以达到相关的设计要求。

液压技术是一门集合流体力学与控制基础的综合学科^[3]。近年来，随着工业制造的迅速发展，液压因独特优势被作为大型设备不可或缺的组成部分^[4]。上个世纪七十年代，计算机的普及和技术的不断发展，极大促进了先进控制理论与液压技术的相结合。在当今控制领域，电液力伺服系统因结构简单、体积小、重量轻、响应快和精度高等优点，所以电液力伺服控制系统被大量应用于航空航天、工程机械、冶金、船舶、车辆、国防工业等各技术领域^[5-7]。在航天领域例如飞机起落架的收放、刹车和轮舱门的开关等操作，航天器的姿态控制和轨道变换也离不开液压系统的精确控制，大型工程中大型运载车挖掘机，生活中较为常见汽车助力转向、叉车等机器设备都大量运用了电液力伺服控制系统^[8-11]。综上所述可以看出液压系统力的控制在工程应用中十分广泛，所以电液力控制系统的研究有着非常重要的经济价值与社会价值，开展电液力伺服控制系统相关方面的研究有着重要意义^[12]。

电液伺服控制系统是一种集合机、电、液多种因素耦合系统，该系统具有非线性和参数时变性，在工作时很容易受到外界不明因素的扰动，因此电液伺服控制系统较一般系统而言相对复杂^[13-14]。现阶段液压系统研究很多集中在位置控制，力控制研究一直是液压技术领域的一个难点，因此力研究还未形成完整的理论体系^[15]。目前电液力伺服控制主要采用阀控技术较多，主要是因为电液伺服控制的系统精度高和输出响应速度快，且一个动力源可实现对多个执行机构进行控制，同时液压系统回路安装、布置灵活方便^[16]。电液力伺服阀控技术主要受到伺服阀频率的制约，导致阀控系统应用在大流量设备上时，严重影响系统的动态特性，

造成该设备在工作时,生产效率低下产品质量不过关等问题^[17]。所以电液力伺服阀控系统要满足各方面应用时,需要解决的问题有很多。例如改善伺服阀控液压系统的动态性能,增强系统输出精度和抗干扰性,提升液压系统的动态负载刚度等^[18]。

综上所述,将智能控制算法与电液力伺服控制系统结合,有效提升电液力伺服控制系统的输出精度和动态响应性能,使电液力伺服控制系统的应用范围继续得到拓宽,极大促进相关智能控制理论在工程制造领域中的应用^[19]。电液力伺服控制系统的研究成果对智能控制理论应用、对制造业的生产加工、国防武器研发等有重要作用,因此对液压技术相关领域的探索研究具有及其重要的理论研究意义和实际应用价值。

1.2 液压试验台及其控制系统国内外研究现状

液压技术经过近一个世纪的研究发展,已经在很多领域得到推广与应用。本文基于液压试验台进行相关研究,主要研究内容集中在试验台总体方案设计、液压控制系统建模和智能控制等技术应用,通过分析电液伺服系统试验台在控制过程中影响试验台输出精度和系统稳定性的原因,以此改进完善电液力伺服系统试验台液压系统设计。

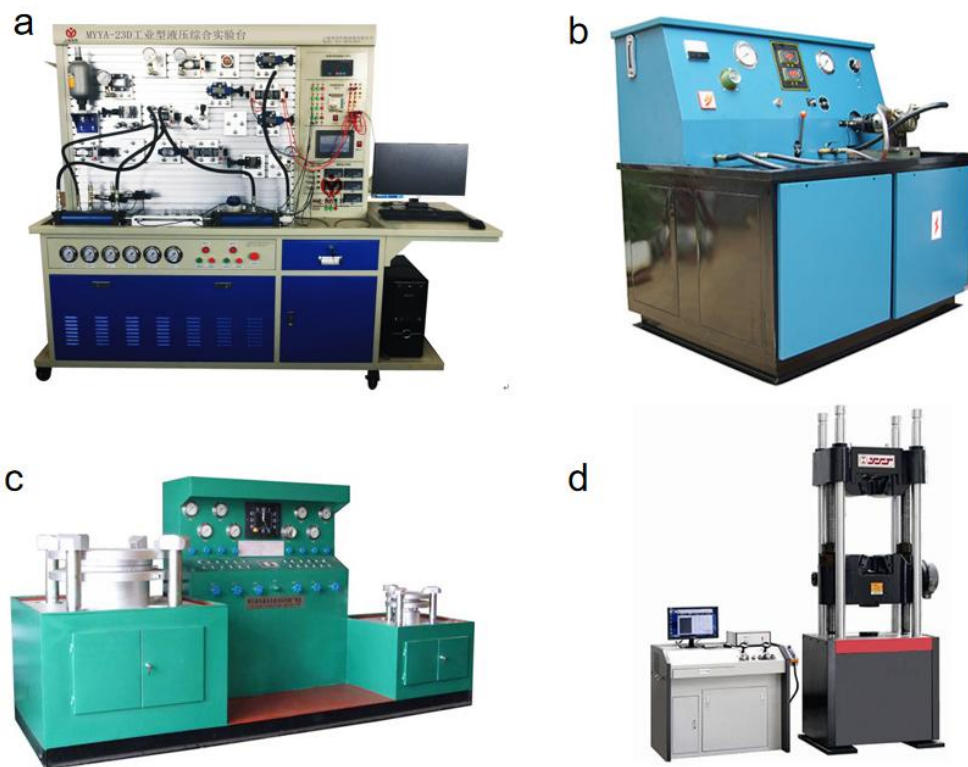
1.2.1 液压试验台国内外研究现状

随着工业技术地发展以及加工产品的多元化,为了应对工业化大规模生产中产品的各项指标、性能检测,液压试验台的研制测试迫在眉睫^[20]。因此上个世纪80年代大量的液压试验台应运而生,其试验台可根据产品检测的条件提供压力、流量和方向控制等功能^[21]。

国外的液压技术发展较早,已经有了稳定而精确的工业链,有专门的液压试验台生产公司,如德国的力士乐等^[22]。上个世纪九十年代末,德国 Bewas Barth 公司研发出微型液压试验台(MTT2100)的装置,该试验台配备软件可对试验数据进行比较分析^[23]。2001年,荷兰 VMI 公司生产出能进行负载变形试验和压穿试验等性能检测试验的多功能试验台^[24]。2003年,日本普利斯通公司开发出当时世界最大的力加载试验台,该试验台能广泛应用于垂直输入、速度、扭矩、

侧向力等相关检测方面^[25]。随着自动化控制技术、微电子技术、计算机技术和人工智能与液压技术的结合,使得液压相关设备发生了突飞猛进的发展。伴随着工业互联网的兴起,传感器技术在不断突破,新型的液压试验台已朝着高检测效率、功能丰富、智能化的液压计算机辅助测试方向发展^[26]。相较于国外传统工业、现代科学技术等方面基础深厚,国内技术都相应的处于劣势地位。比如在传统液压元件的研制上像美德日本领先我国很多,并且针对这些液压元件能不断设计出自动化程度高的液压试验台来测试液压元件^[27]。美国 NI 公司设计的集合 LabVIEW 7.1 计算机图形化编程语言和 PCI-6024E 数据采集卡等虚拟仪器技术结合的液压试验台^[28]。德国博世(BOSCH)和采埃孚(ZF)运用计算机技术研制出转向油泵试验台,该试验台自动化程度高,测量结果准确^[29]。德国力士乐公司研制出的液压泵阀试验台,该试验台信息化程度高,而且将计算机技术应用到液压检测技术上,可以不断设计出各类型高质量的液压阀和液压泵等元件,以此推动自身液压产品的发展^[30]。日本油研公司针对自生产产品研制出液压泵阀出厂试验台,该试验台运用了传感器技术对被监测元件数据进行检测,该试验台具有结构紧凑、测试速度快等优点^[31]。

国内液压试验台起步于上个世纪八十年代,早期试验台基本需要依靠国外的技术引进^[31]。随着国内经济的发展,近些年来,国内的各大研究院和高校正不断在液压检测试验台上加大研究力度,积极研制探索相关装备^[32]。2006 年北京航空航天大学研制出航空液压泵试验台,试验台在加载系统和计算机监控有了较大改善,控制系统可以改变加载状况,计算机系统可以对试验状况进行监测和记录^[33]。2010 年,太原科技大学创建了自动采集试验数据和控制测试系统,该系统将工控机和数据采集卡直接结合,大大提升检测效率^[34]。2016 年,国家地方联合工程研究中心研发出一款综合检测试验台,该试验台可以在单一试验中实现对液压泵多项参数的检测^[35]。2020 年,上海大学研发一款基于 LabVIEW 的功率回收型液压泵-马达试验台,该试验台完成在不同液压泵转速和不同液压泵排量匹配度的工况下的试验^[36]。现阶段较为广泛使用的液压试验台如图 1-1 所示。



(a) MYYA-23D 工业型液压综合试验台, (b) JD-YB-I 全功能液压泵试验台,
(c) YFT-T 液压蝶阀试验台, (d) WAW-1000C+电液伺服万能试验台。

图 1-1 各型液压试验台

综上所述,国内的液压试验台发展较晚,国产液压元件无论在精度还是稳定性、可靠性方面都与国外相距甚远,当有高精度需求时,液压元件都需要从国外进口的,这样既提高了成本,也加长了试验周期,但是目前国内很多高校研究所和商业公司都在努力发展研究各型液压试验台。

1.2.2 电液力伺服系统控制方法国内外研究现状

现阶段控制理论与液压技术这两大领域结合日加紧密,运用先进的控制理论成果来改善电液力伺服控制系统的综合性能,这是电液力伺服控制系统技术研究工作热点研究方向。目前,大部分的液压技术研究工作者基本是以应用创新研究为主,主要将现有控制理论和方法与电液力伺服控制系统结合,并根据电液力伺服控制系统相关特性对控制方法加以改进。

上个世纪五十年代开始的几十年内,PID 因其简单可靠成为当时液压技术及相关控制领域应用最为广泛的控制方法^[37]。现阶段很大一部分液压技术研究者任然将 PID 控制作为研究基础,结合先进的智能算法对 PID 参数进行改进形成 PID

控制的改进算法^[38-39]。恽灵明等基于遗传算法对液压系统的控制进行优化改进,通过仿真验证了优化后的控制算法在控制效率方面有所提升^[40]。龚崇权等在2002年同样运用遗传算法对PID控制的参数整定,优化效果理想^[41]。杨逢瑜等利用多种方法对遗传算法进行了改进,基于改进遗传算法对PID控制参数进行优化,解决了运用PID控制方法时,系统参数的在线整定比较困难等问题^[42]。2009年 Beitao Guo 等基础神经网络设计了自适应PID,该方法通过神经网络对权值进行自动调节,实现PID的控制参数的整定,使得电液力伺服系统的鲁棒性得到提高^[43]。范子彦等采用神经网络对增量式PID控制进行优化,以保证液压马达的转速可以恒定,从优化仿真结果发现系统响应速度加快,鲁棒性增强,PID控制器参数调整更加方便^[44]。师平等针对挖掘机轨迹控制存在控制精度较差的问题,基于神经网络算法对挖掘机工装轨迹进行优化控制,通过仿真分析工装轨迹控制精度较PID控制提升了10mm^[45]。上海理工大学研究者设计出有限时间命令滤波控制结合Pi-sigma模糊神经网络实现在液压控制系统中的应用^[46]。Yong Zhang, Huichao Lv 基于BP神经网络优化PID控制器参数,并将其应用在轧机液压控制系统中,试验结果表明BP神经网络能有效改善轧机液压控制系统的动静态性能^[47]。Song Z 提出一种可叠加神经网络用于飞机液压系统健康监测^[48]。Zheng J 等设计了BP神经网络PID控制器,仿真验证BP-PID控制器能有效提升液压系统响应速度动态跟踪品质,能实时调定PID控制器参数^[49]。邵俊鹏等基于BP神经网络对电液力伺服系统的数学模型进行了辨识,设计辨识算法,得到系统的数学模型^[50]。孟涛等采用BP神经网络算法解决了压力传感器的滞后、惯性、非线性等问题,提升了传感器动态响应的精度,优化了PID参数调整^[51]。丁明等对六自由度波浪补偿平台液压控制系统进行研究时,采用神经网络算法对PID控制器进行优化,提高了系统的抗干扰能力和控制器的控制精度,优化后的波浪补偿平台更适用于复杂海况下的工作环境^[52]。魏立新等基于一种径向基函数来优化神经网络PID,其控制算法可以实现在线自适应调节PID的控制参数,使控制系统具有良好的自适应能力^[53]。倪洪启等将BP神经网络与传统PID相结合,通过实时PID参数在线调整,得出PID参数的最优组合,从而实现滑块位移的精确控制^[54]。石云飞等则采用模糊自适应PID控制器实现控制参数的自适应调节,基于AMESim和MATLAB采用模糊控制对电液力伺服系统进行联合仿真^[55]。Feng Y Y、Li S 等神经网络PID对电液力伺服系统进行控制^[56-57]。Difei L 等设

计了一种变结构补偿的 PID 控制器，实现非对称液压缸系统位置跟踪控制^[58]。Hao W 等提出了一种自整定模糊 PID 控制方法，提高液压起重机控制的动态稳定性^[59]。Linjama M 等以模型力控制为基础，基于未知负载质量、体积模量和时滞下的鲁棒稳定性分析，提出了一种简单的串联 P-PID 控制器，该控制器具有良好的控制性能^[60]。

综上所述，现阶段对液压控制系统的研究多集中在运用 PID 控制、滑模控制及 PID 控制与神经网络、模糊控制、遗传算法等方法，主要是先进智能控制算法的研究工作，即寻求电液力伺服控制系统更加合理的控制策略^[18]。但是仅仅依靠先进的控制理论来改善电液力伺服控制系统的各项性能是有限的。因此可从液压回路改进研究开始，改进液压控制回路及伺服元件特性，从本质上改善系统的可控性，完善系统设计之后再运用先进的控制方法对该系统做进一步研究，这也成为研究电液力伺服系统相关性能的一个研究方法。

1.3 本文研究简介

根据研究背景和研究目的，确认本文研究的新颖性与实际性。通过分析国内外研究现状，为本文理论分析与研究思路做铺垫。本文的具体研究思路如图 1-2 所示。

电液力伺服系统试验台结构设计及其控制系统研究

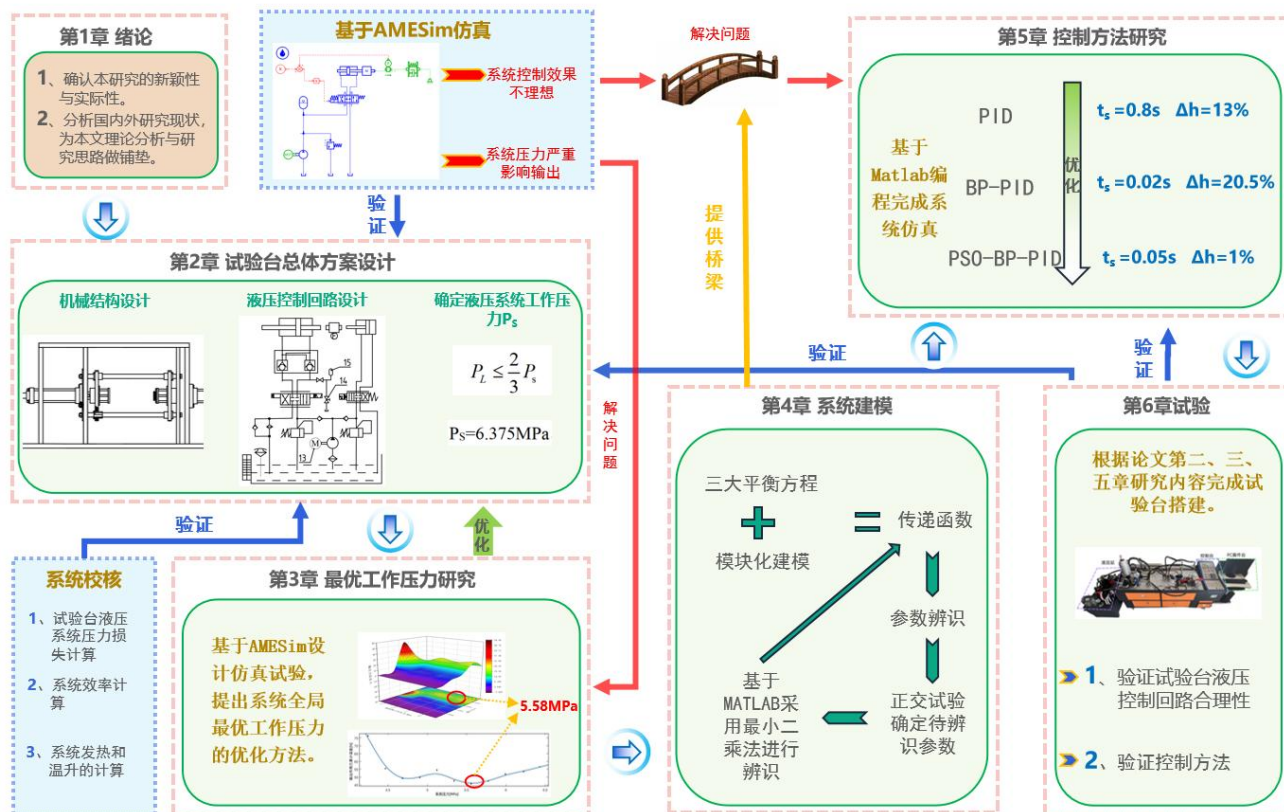


图 1-2 本文研究思路图

1.4 本文主要研究内容

本文研究的电液力伺服系统试验台控制系统的主要研究内容有以下几点：

(1) 第2章设计了电液力伺服系统试验台的总体方案。完成电液力伺服系统试验台总体设计方案，阐述电液力伺服系统试验台的结构形式、特点以及力伺服控制的重要意义。完成电液力伺服系统试验台三维和电液力伺服系统试验台液压控制系统原理图地设计，对液压控制系统中各种元器件、液压油、传感器进行相应地计算与选型，验证液压控制系统是否符合条件，完成电液力伺服系统试验台液压控制系统压力损失、效率、发热、温升的计算与校核。使用 AMESim 对电液力伺服系统试验台液压控制系统实行相应的仿真并分析。

(2) 第3章完成电液力伺服系统试验台液压控制系统最优工作压力研究。搭建 AMESim 仿真模型，通过大量仿真以及数据处理分析，发现系统工作压力是影响系统输出的重要因素，同种仿真条件下，系统压力直接影响系统响应时间

和稳态误差。为此本节提出该试验台液压系统全局最优工作压力的优化方法，以系统输出作用力误差最小作为评价指标，设计仿真试验，以输入信号作为自变量，各溢流阀压力工作压力下的输出作用力误差作为因变量，经过数据处理数据拟合得到系统全局最优工作压力。

(3) 第 4 章进行电液力伺服系统试验台液压控制系统建模与分析。详细说明电液力伺服系统试验台的力控制方案，建立了阀控缸系统的精确数学模型，对试验台力控制常用的控制方法进行分析，结合本文所设计的电液力伺服控制系统特点，采用模块化建模这一方法进行建模。根据模块化建模思路和原理对本文所设计的力伺服控制系统进行子模块划分、基础模块建模和集总建模，最后得到电液力伺服系统试验台力控制系统的传递函数。采用 Bode 图法、Nyquist 图法对电液力伺服系统试验台控制系统进行了分析，确定该系统具有稳定性。

(4) 第 5 章完成了电液力伺服系统试验台液压控制系统的控制方法研究。基于 PID 控制设计 BP-PID 控制器、PSO-BP-PID 控制器，采用 MATLAB 完成上述控制方法的编程。通过对比 PID 控制、BP 神经网络 PID 控制及 PSO 优化 BP 神经网络 PID 控制的仿真结果，寻找出契合本文所设计的电液力伺服试验台最优控制方法。

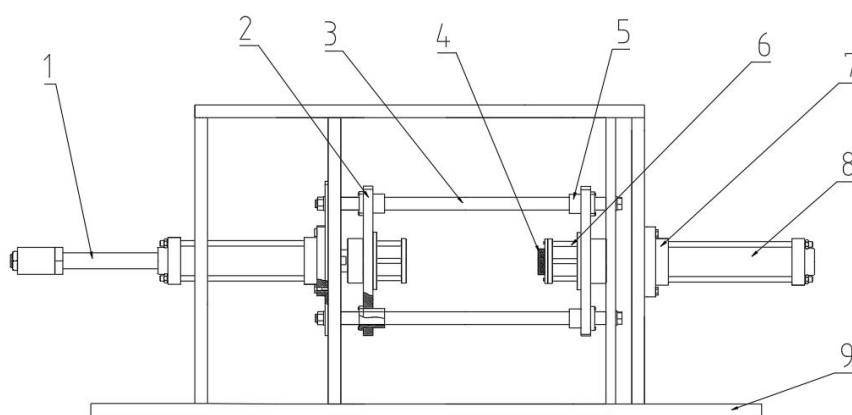
(5) 第 6 章完成电液力伺服系统试验台制造、搭建与试验。根据设计的电液力伺服系统试验台总体方案图和试验台液压系统控制原理图完成试验台的搭建，确定试验台试验规程和各元件的操作方法，完成相关验证试验。

第 2 章 电液力伺服系统试验台总体方案设计

为了对电液力伺服系统试验台控制系统做进一步研究。本章完成了电液力伺服系统试验台总体方案设计，包括试验台三维结构设计以及试验台液压控制系统设计。

2.1 电液力伺服系统试验台机械结构设计

电液力伺服系统试验台机械结构如图 2-1 所示。该试验台主要由双出杆液压缸、导板、导柱、压力传感器、导套、力调节装置、液压缸安装套、单出杆液压缸、机架等组成。双出杆液压缸由液压缸安装套通过螺栓固定在机架上，双出杆液压缸一端与力调节装置固定并通过螺栓连接在导板上；导柱共有四根，呈矩形通过螺栓安装在机架上；导板与导柱之间通过导套连接构成移动副，导套通过螺栓固定连接在导板上；单出杆液压缸安装原理类似；压力传感器通过螺栓安装力调节装置上。其中双出杆液压缸构力伺服控制部分，单出杆液压缸构成加载力部分。该试验台采用导柱设计是为了液压杆伸出时不受外界因素影响，使加载缸和力控制缸的液压杆处在一条直线上，以防止液压杆输出力产生偏移；液压杆末端安装力调节装置，力调节装置主要是利用多根无头螺栓控制螺栓两端面的距离，该装置主要是使得试验时两液压杆接触面与水平面垂直，以防止压力传感器受力不均产生测量误差。在进行试验时将整个装置通过螺栓安装在试验平台上。



图中：1、双出杆液压缸，2、导板，3、导柱，4、压力传感器，5、导套，6、力调节装置，7、液压缸安装套，8、单出杆液压缸，9、机架。

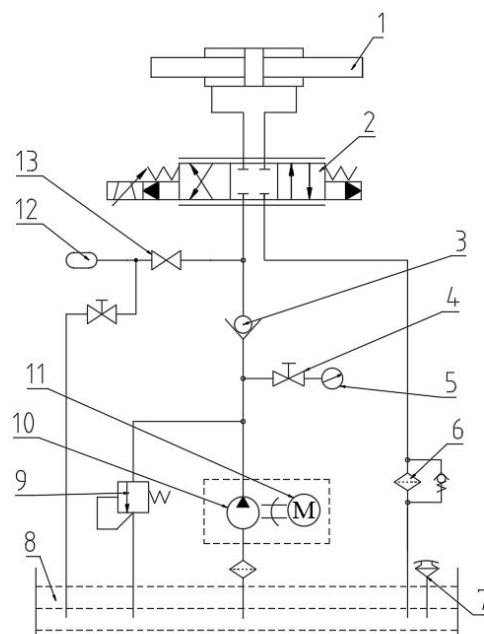
图 2-1 电液力伺服系统试验台总体方案图

2.2 电液力伺服系统试验台控制系统分析与设计

电液力伺服系统因具有精度高、动态性能好、功重比大等优点被各行业广泛使用^[61]。本节主要对现有研究中常见的阀控和泵控液压系统进行分析，得到适合本文所设计的试验台最佳液压控制系统方案。

2.2.1 阀控系统分析

阀控系统通过改阀芯与阀体之间的开度控制流量，从而控制液压缸的输出位移与速度^[62]。采用伺服阀控的液压力控制系统如图 2-2 所示。阀控系统中电液伺服阀可以根据输入信号准确地控制液压系统的输出，实现高精度的位置、速度和力的控制。通过精确的控制实现能量的有效利用，避免了传统液压系统中常见的过载和能量浪费，能够节约能源并提高系统效率。阀控系统可靠性和稳定性较强，设备长时间工作其故障率低，因此减少维护成本和停机时间^[63]。电液伺服阀可以方便的与各种传感器、控制器等设备进行集成，实现复杂的自动化控制功能，适用于各种工业和农业应用场景^[64]。但是伺服阀正常工作对液压油品质需要要求高，系统节流溢流损失较大，造成系统大部分能量被浪费。



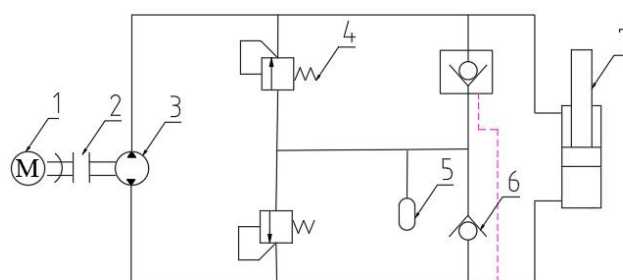
图中：1、双出杆液压缸，2、电液伺服阀，3、单向阀，4、截止阀，5、液压表，6、回油过滤器，7、空气滤清器，8、油箱，9、溢流阀，10、定量泵，11、电动机，12、蓄能器，13、截止阀。

图 2-2 电液伺服阀控制的对称缸液压系统原理图

阀控系统在现实生活中有多重应用场合，比如工程机械中的挖掘机、装载机；冶金矿山工业中的转炉控制；机床工业中的铣床、刨床以及拉床等；民用汽车转向、液压悬挂等装置。

2.2.2 泵控系统分析

泵控系统通过改变泵的排量来调节系统的流量，对液压缸进行速度位移控制^[65]。泵控非对称缸的液压系统原理图如 2-3 所示。泵控系统地输出压力大，可以根据执行机构功率来匹配最理想的伺服电机，并且伺服电机本身具有较强过载能力可以在短时间内满足泵控液压系统大功率的需求^[66]。泵控系统基本没有溢流损失，该系统结构简单易集成，有较长的寿命和稳定的可靠性。但是泵控系统初始投资高，引入变量液压泵控制系统需要更昂贵的设备和技术支持。同时该系统维护成本和故障率较高，调试和维护复杂，变量液压泵控制系统需要精确的参数调试和系统整合，操作和维护人员要具有专业的技术知识和经验。其次该系统响应速度有限，无法实现同样高精度和快速的控制效果，适用范围受到一定限制。



图中：1、伺服电机，2、联轴器，3、变量泵，4、溢流阀，5、蓄能器，6、单向阀，7、单出杆液压缸。

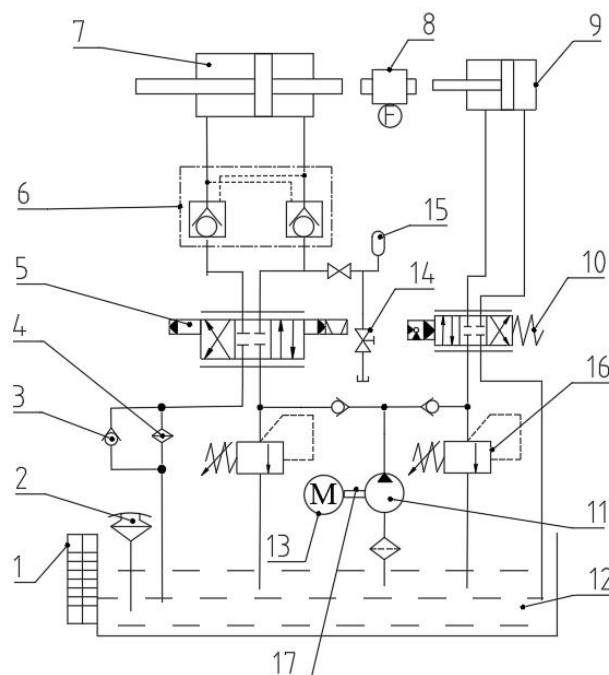
图 2-3 变量泵控制的非对称缸液压系统原理图

泵控电液伺服系统主要应用在流量大、快速运动的场合。例如国防工业中船舶的减摇系统以及航向控制系统、坦克的动力装置，工业注塑机、压铸机，楼宇安装的液压电梯等。

2.2.3 电液力伺服系统试验台液压控制系统设计

综合分析泵控系统与阀控系统。由于阀控液压系统具有输出精度高、系统频响高、动态性能好和调速便捷等优点^[67]。结合本文设计研究的试验台，选择采用阀控液压系统。

（1）试验台液压控制系统设计



图中: 1、液位计, 2、空气滤清器, 3、单向阀, 4、过滤器, 5、电液伺服阀, 6、液压锁, 7、双出杆液压缸, 8、压力传感器, 9、单出杆液压缸, 10、电磁阀, 11、定量泵, 12、油箱, 13、电动机, 14、截止阀, 15、蓄能器, 16、先导式溢流阀, 17、弹性联轴器。

图 2-4 电液力伺服系统试验台液压控制系统原理图

系统各部分作用分别如下所示:

- 1) 液位计：用于测量和监测油箱内液体的水平高度。
- 2) 空气滤清器：安装在液压进油回路初始端和回油回路末端，前者防止油箱中的杂质进入液压回路，后者防止液压系统工作时新产生的杂质进入油箱。
- 3) 单向阀：阻止液压系统回路工作时油管中油液反向流动。
- 4) 过滤器：过滤油液中较大的固体杂质。
- 5) 电液伺服阀：精确控制进入液压缸油液流量的大小。
- 6) 液压锁：当系统工作至指定工作状态，液压锁触发锁住液压回路，禁止液压回路中油液的流动，以防止液压缸或系统在受到外部干扰时，液压缸仍能保持其位置静止不动。
- 7) 双出杆液压缸：电液力伺服系统试验台力输出执行机构。
- 8) 压力传感器：实时检测试验台液压缸输出力的大小，然后将检测信号传递至比较器。
- 9) 单出杆液压缸：提供负载压力。

10) 电磁阀: 控制油液的流向的流量大小。

11) 定量泵: 由电机带动其旋转, 产生压力和流量。

12) 油箱: 存储液压系统工作所需液压油, 同时也能沉淀油液中的杂质。

13) 电动机: 试验台动力输入单元, 带动定量泵旋转泵油。

14) 截止阀: 对其所在液压管路中, 切断和节流其管路中的油液。

15) 蓄能器: 当液压系统的瞬间系统压力突然增大, 蓄能器可以吸收这部分压力, 以保证液压系统工作压力处在正常范围内, 可以对液压系统中的压力进行补充供给^[68]。

16) 溢流阀: 调节液压系统工作压力, 同时防止系统过载起到安全阀的作用。

17) 弹性联轴器: 连接电动机输出轴和定量泵的输入轴。

(2) 试验台液压控制系统工作原理

系统正常工作时, 首先由电机转动带动液压泵旋转, 液压泵从液压油箱中抽出液压油; 输入加载缸控制信号, 三位四通换向阀工作, 油液经过单向阀进入换向阀, 然后进入液压缸的无杆腔, 液压缸工作伸出至指定位置, 回路中的溢流阀是控制加载系统的工作压力; 输入力控制信号, 油液经过单向阀进入电液伺服阀, 电液伺服阀根据所输入的电信号调节阀芯的开度, 之后油液进入液压锁, 最后进入双出杆液压缸的加载腔, 液压杆向右端伸出, 与单出杆液压缸共同挤压压力传感器; 压力传感器收集压力数据反馈至电液伺服阀, 通过比较输入信号与反馈信号, 重新调节伺服阀阀芯开度, 从而调节双出杆液压缸的输出力, 重复此操作, 直至双出杆液压缸输出力处在稳态误差范围之内; 然后液压锁工作, 锁住双出杆液压缸进出口回路, 使得液压缸处于保压状态。

2.3 电液力伺服系统试验台控制系统元件计算选型

通过研究分析国内外电液力伺服系统试验台设计参数, 结合试验室已有的试验设备, 选定电液力伺服系统试验台设计参数如下。选定电液力伺服系统试验台液压系统的额定压力为 6 MPa、外负载为 10 kN、选用位移行程为 100 mm 的双出杆液压缸。

(1) 液压缸

通过试验台外负载力、液压缸作业压力可以计算得出液压缸的有效作业面积。

根据理论计算可以得出液压缸缸筒内径和杆外径，查阅相关的国家标准，选择液压缸缸筒内径和杆外径。液压缸负载力 $F_L = 10^4 \text{N}$ ，活塞杆运行速度为 $V_L = 0.05 \text{m/s}$ 。

根据液压缸所受外负载和工作压力计算得到液压缸缸筒的内径^[69]。液压缸内径计算如式（2-1）。

$$D = \sqrt{\frac{4F_L}{\pi p_1} + d^2} \quad (2-1)$$

式中， D —液压缸的内径（ mm ）；

F_L —液压缸外负载（ N ）；

p_1 —液压缸工作压力（ MPa ）；

d —液压缸活塞杆外径（ mm ）。

液压缸工作时缸内径和杆外径的选择应当满足表 2-1。

表 2-1 液压缸参数设计表

液压缸作业压力 P_1 （ MPa ）	$p_1 < 5 \text{MPa}$	$5 \text{MPa} < p_1 < 7 \text{MPa}$	$p_1 > 7 \text{MPa}$
活塞杆外径 d （ mm ）	$d = (0.5 \sim 0.55) D$	$d = (0.6 \sim 0.7) D$	$d = 0.7 D$

不计液压缸的压力损失，工作压力 $p_1 = 6 \text{MPa}$ ，液压缸内径满足式（2-2）。

$$d = 0.65 D \quad (2-2)$$

由式（2-1）、（2-2）得到液压缸内径为 63mm 。

本文选取液压缸内径 $D = 63 \text{mm}$ ，液压缸活塞杆外径 $d = 35 \text{mm}$ 。

液压缸的阻尼比为 $\xi_0 = 0.2$ ，根据式（2-3）计算得出液压缸有效工作面积约为 $2.16 \times 10^{-3} \text{m}^2$ 。

$$A_p = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (2-3)$$

（2）液压泵

根据设计的液压系统液压缸最大工作压力和系统流量，选择定量泵的规格^[70]。液压系统正常工作时，系统会出现压力损耗，选取的定量泵的最大作业压力按式（2-4）计算得出，最大作业压力 $p_m = 6.5 \text{MPa}$ 。

$$p_m = p_l + \Delta p \quad (2-4)$$

式中, Δp —整个系统从供油端至执行端的压力损失总和 (MPa)。

液压管路一般沿程压力损失为 0.2-0.5MPa, 较为复杂液压管路沿程压力损失为 0.5-1.5MPa, 本文取 0.5MPa。

通过上式所计算得到的液压泵最大作业压力为液压系统静态时的压力, 当系统处于动态工作状态时, 系统动态工作压力比静态时要高。为了使系统据有足够的工作压力, 此时定量泵应当据有相应储备压力, 一般情况下定量泵的额定工作压力 p_l 是静态工作压力 p_m 的 1.25~1.6 倍, 因此定量泵的额定压力为 $p_l = 9.1MPa$ 。

试验台所需定量泵的流量满足式 (2-5)。

$$q_p \geq K(\sum q)_{\max} \quad (2-5)$$

式中, K_l —试验台液压系统泄露系数 ($1.1 < K_l < 1.3$);

$(\sum q)_{\max}$ —液压缸输出最大位移所需流量 (L/min)。

系统在正常工作时因为有溢流阀的调节会产生溢流损失, 执行机构最大流量需要增加 2~3L/min 溢流量, 按式 (2-6) 计算得出执行机构最大流量为 $(\sum q)_{\max} = 9.48L/min$ 。

$$(\sum q)_{\max} = A_p \times V_L + \Delta q \quad (2-6)$$

按式 (2-7) 计算得出液压泵输出最大流量为 $q_l \approx 11.38L/min$ 。

$$q_l = K_l \times (\sum q)_{\max} \quad (2-7)$$

式中, K_l —泄露系数, $K_l = 1.2$ 。

通过上述计算得到额定压力 p_l 和输出最大流量 q_l 具体数值, 所以本文设计的电液力伺服试验台液压系统定量泵的选取型号为 CBG1016。

按式 (2-8) 计算得出试验台液压系统双出杆液压缸的总容积 $V_t = 2.16 \times 10^{-4} m^3$ 。

$$V_t = A_p \times L \quad (2-8)$$

按式 (2-9) 计算得出试验台液压系统双出杆液压缸的液压固有频率

$\omega_0 \approx 244 \text{ rad/s}$ 。

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{4\beta_e A_p^2}{V_t m_t}} \quad (2-9)$$

式中， β_e —体积弹性模量， $\beta_e = 6.9 \times 10^8 \text{ Pa}$ 。

(3) 电动机

按式 (2-10) 计算得出电机的功率 $P_p \approx 2.83 \text{ kW}$ 。

$$P_p = \frac{\psi p_N Q_N}{1000 \eta_p} \quad (2-10)$$

式中， η_p —泵总效率 ($0.6 < \eta_p < 0.8$)；

ψ —转换系数， $\psi = p_m / p_N$ ；

Q_N —泵额定流量 (m^3/s)。

根据上式计算出电机的效率为 2.83 kW ，在正常工作中电机的功率选择应该相应放大，以防止系统超荷运行。结合 Y2 系列电机类型选择表，选择型号为 Y2-112M-4 的电机，其额定功率是 4 kW 、效率为 82% 、转速是 1440 r/min 。

(4) 电液伺服阀

试验台按最大功率工作时，按式 (2-11) 计算得出伺服阀供油流量 $q_L = 6.48 \text{ L/min}$ 。

$$q_L = A_p \times v_L \quad (2-11)$$

因为系统运行会存在泄露因素，所以供油量应适当增加，因满足 $q_L = 1.15 q_L'$ ，因此供油量为 $q_L \approx 7.45 \text{ L/min}$ 。

油液经过电液伺服阀阀口会产生压降，其总压降 $p_v = p_1 - p_L \approx 1.37 \text{ MPa}$ 。

根据计算出的供油流量 q_L 和阀口总压降 p_v ，电液伺服阀的规格选择为中航工业生产的 FF-133/20。该阀的相关参数如下：供油压力 35 MPa 、额定供油压力 21 MPa 、额定流量 20 L/min 、压降 $\Delta p = 5.3 \text{ MPa}$ 、额定电流 30 mA 。根据上述参数按式 (2-12) 计算得出该阀的增益 $K_{sv} = 11.11 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \cdot \text{A}$ 。

$$K_{sv} = \frac{q_{om}}{I} \quad (2-12)$$

(5) 伺服放大器

本文选取的伺服放大器的型号为 NB2000，该信号放大器相关参数为：电压 24^{+6}_{-2} DC、功耗 25W、最大输出电流 810mA、最大负载电阻 30Ω 。所以计算得出该伺服放大器的增益 $K_a = 33.75mA/V$ 。

(6) 压力传感器

液压系统中压力传感器看作比例环节，本文选择的压力传感器工作电压为 0-10 V，量程为 0-10000 N，所以该压力传感器的增益为 $K_{fp} = 10^{-3} V/N$ 。

(7) 溢流阀

选取 Parker 公司生产的 RD102K03N 型直动式溢流阀。其相关参数为：额定压力 25 MPa，额定流量 38L/min。

(8) 管路

电液力伺服系统试验台液压控制系统管路的内径大小按式 (2-13) 计算。

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} \quad (2-13)$$

式中，Q—管道通过的流量 (m^3/s)；

v—管道内液体允许流速 (m/s)。

试验台管路内径 $d \approx 12.69mm$ 。选取油管内径为 16mm，壁厚为 2mm 的无缝钢管。

(9) 油箱参数

试验台油箱的容量按经验设计进行估算，油箱容量一般是试验台定量泵排量的 5-7 倍，试验台油箱的容量为 $V = 68.28L$ 。

2.4 电液力伺服系统试验台控制系统性能校核

为了验证本文设计的电液力伺服系统试验台液压控制回路相关性能，本节对该系统的温升发热压力损失和效率进行验算。

2.4.1 试验台液压系统压力损失

压力损失包含液压系统各液压元件的压力损失 Δp_v 、局部压力损失 Δp_ξ 和管路沿程损失 Δp_λ ，根据式（2-14）可计算出试验台液压控制系统的综合压力损失。

$$\Delta p = \Delta p_\lambda + \Delta p_\xi + \Delta p_v \quad (2-14)$$

$$\text{式中, } \Delta p_\lambda = \frac{\lambda \rho l v^2}{2d};$$

$$\Delta p_\xi = \frac{\xi \rho v^2}{2};$$

$$\Delta p_v = \Delta p_n \left(\frac{q}{q_n} \right)^2。$$

液压管管内流速按式（2-15）计算得出， $v \approx 0.94 \text{ m/s}$ 。

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi d^2} \quad (2-15)$$

雷诺数为按式（2-16）计算得出， $\text{Re}|_{\max} \approx 94.33$ 。

$$\text{Re}|_{\max} = \frac{4Q}{\pi d \nu} \quad (2-16)$$

式中， ν —液压油的运动粘度， $\nu = 1.6 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$ 。

根据上式计算的雷诺数 $\text{Re}|_{\max} < 2320$ ，得出液压油为层流。

电液力伺服系统试验台的液压管道的长度为 5 m ，液压管路的沿程压力损失按式（2-17）计算， $\Delta p_\lambda \approx 0.10 \text{ MPa}$ 。

$$\Delta p_\lambda = \frac{\lambda \rho l v^2}{2d} \quad (2-17)$$

液压管路的压力损失为 $\Delta p_\xi = 0.1 \Delta p_\lambda = 0.01 \text{ MPa}$ 。

液压回路中各阀的压力损失为 $\Delta p_v \approx 0.26 \text{ MPa}$ 。

综上，电液力伺服试验台液压系统的总压力损失为 $\Delta p \approx 0.37 \text{ MPa}$ 。

因为 $\Delta p < \Delta p$ ，试验台液压控制系统设计合理。

2.4.2 系统效率计算

电液力伺服系统试验台液压控制系统回路效率按式（2-18）计算得出，

$\eta_c \approx 0.63$ 。

$$\eta_c = \frac{p_1 q_1}{p_{p1} q_{p1}} \quad (2-18)$$

式中， p_1 —液压缸工作压力， $p_1 = 6MPa$ ；

q_1 —液压缸加载腔流量， $q_1 = 6.48L/min$ ；

p_{p1} —液压泵的工作压力， $p_{p1} = 6.5MPa$ ；

q_{p1} —液压泵的输出流量， $q_{p1} = 9.48L/min$ 。

电液力伺服系统试验台液压控制系统总效率按式（2-19）计算， $\eta \approx 0.48$ 。

$$\eta = \eta_p \eta_c \eta_m \quad (2-19)$$

式中， η_p —液压泵效率， $\eta_p = 0.8$ ；

η_m —液压缸效率， $\eta_m = 0.95$ 。

2.4.3 系统发热和温升的计算校核

电液力伺服系统试验台正常工作时，泵的输入功率按式（2-20）计算， $P_{pi} = 1283.75W$ 。

$$P_{pi} = \frac{p_{p1} q_{p1}}{\eta_p} \quad (2-20)$$

此时液压系统的散热量按式（2-21）计算， $Q_o = 667.55W$ 。

$$Q_o = P_{pi}(1-\eta) \quad (2-21)$$

液压油箱尺寸设计应满足长、宽、高比为 1:1:1~3:2:1 之间，油箱中的液压油的高度不低于油箱高度的 0.8 倍。因此本文设计的油箱的尺寸为，长 $a=0.6m$ 、宽 $b=0.5m$ 、高 $c=0.3m$ 。

所以油箱的散热面积可按式（2-22）计算出， $A=1.26m^2$ 。

$$A=2(ab+bc+ac) \quad (2-22)$$

油箱中此时油液的高度按式（2-23）计算得出， $h=227.60mm$ 。

$$h = \frac{V}{ab} \quad (2-23)$$

按下式可得出油箱油液高度与油箱高度之比小于 0.8，因此本文设计的油箱符合设计要求。

$$\frac{h}{c} = \frac{227.60}{300} \approx 0.76 < 0.8$$

电液力伺服系统试验台液压控制系统的温升可按式（2-24）计算得出， $\Delta T \approx 26.49^\circ\text{C}$ 。

$$\Delta T = \frac{Q}{KA} = \frac{667.55}{20 \times 1.26} \approx 26.49^\circ\text{C} \quad (2-24)$$

式中，K—散热系数（ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ ）。

散热系数选取应当满足表 2-2。

表 2-2 油箱散热系数表

油箱通风不良	油箱通风良好	风冷	水冷
$K = 8$	$K = 14 \sim 20$	$K = 20 \sim 25$	$K = 110 \sim 175$

实验室中环境温度一般为 20°C ，所以电液力伺服系统试验台的工作温度为 $t_1 = 46.49^\circ\text{C}$ 。

本文设计的电液力伺服系统试验台液压控制系统的工作温度一般控制在 $15 \sim 65^\circ\text{C}$ 之间内，因此该液压控制系统设计合理。

2.5 电液力伺服系统试验台液压系统性能仿真研究

利用 AMESim 对设计的液压控制系统进行仿真。根据设计计算结果调节仿真模型各元件的参数，通过仿真结果分析优化系统性能。AMESim 仿真过程分为草图模式、子模型模式、参数模式和运行模式四步。

2.5.1 试验台液压控制系统模型建立

根据电液力伺服系统试验台液压控制系统原理图，使用 AMESim 在草图模式下建立系统仿真模型，其仿真模型如图 2-5 所示。

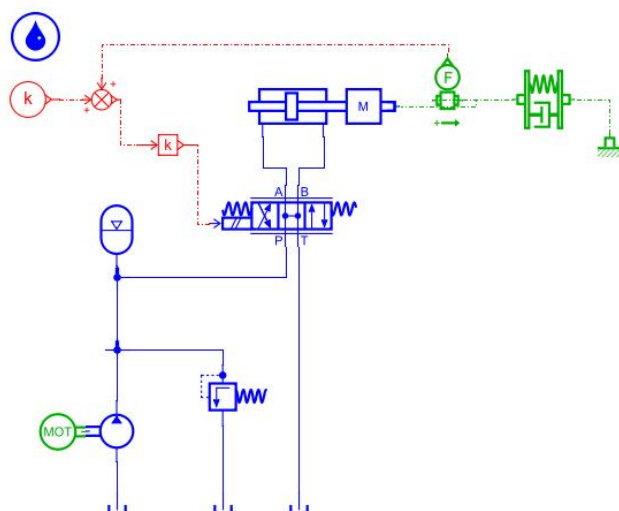
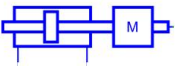


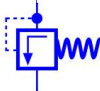
图 2-5 电力伺服系统试验台液压控制系统仿真模型

在 AMESim 草图模式下完成各模块连接后，需要调节至参数模式下，然后对模型中各个元件的参数进行设置^[71]。根据本文对各元件的设计计算结果来调节模型中的各个参数，其主要元件参数如表 2-3 所示。

在 AMESim 草图模式中建立液压控制系统，点击子模型模式，将子模型设置为最简子模型，点击参数模式，在该模式中设置每个子模型的参数，相关参数如表 2-3 所示，其它参数均按默认值来设置，点击运行模式。在该模式中设置运行参数，将运行时间设置为 1.5s，采样周期设置为 0.01s，点击开始运行得到仿真结果。

表 2-3 仿真参数表

元件	参数	数值	单位
	活塞直径	65	mm
	活塞杆直径	35	mm
	液压缸行程	300	mm
	质量块	100	Kg
	额定电流	40	mA
	阀固有频率	80	HZ
	阻尼比	0.8	null
	压降	13.7	bar
	最大流量	100	L/min

液压泵 	额定转速	1500	r/min
	理论排量	100	cc/r
溢流阀 	额定压力	60	bar
阻尼器 	弹簧刚度	10000	N/m
	阻尼比	1000	N/(m/s)
电机 	额定转速	1500	r/min

2.5.2 试验台液压控制系统模型仿真结果分析

系统输入信号为 5000N 时，该液压系统仿真如图 2-6 所示。液压缸输出力第一次达到 5000N 的加载时间约为 0.2 秒，说明该系统在理想的仿真条件下响应速度较快，但液压缸输出力一直处于波动状态，不能稳定输出。

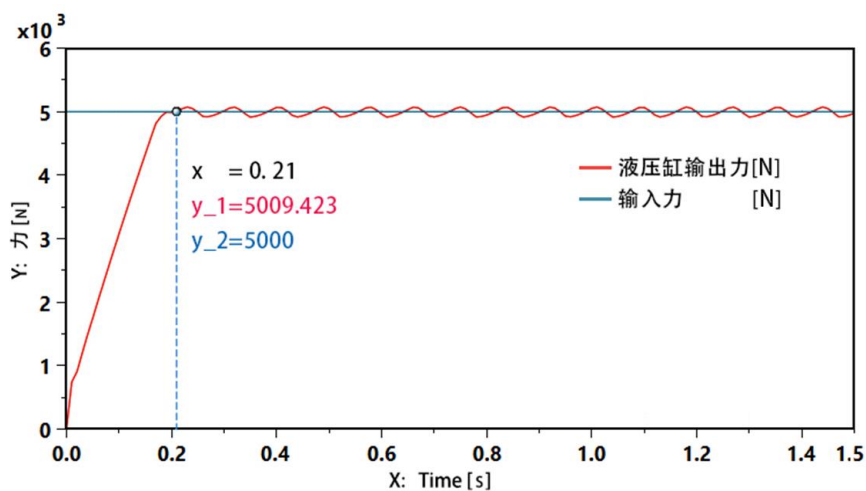


图 2-6 液压缸输出力

由液压缸进油口流量图 2-7 分析可知，液压缸进油口压力在 0.2 秒前处于加载状态，0.2 秒后处于动态调整阶段，并且液压缸瞬间进油量和出油量非常大，说明此时电液伺服阀阀芯运动剧烈，阀芯开口始终未达到稳定值，这会导致整个液压系统产生剧烈的抖动。

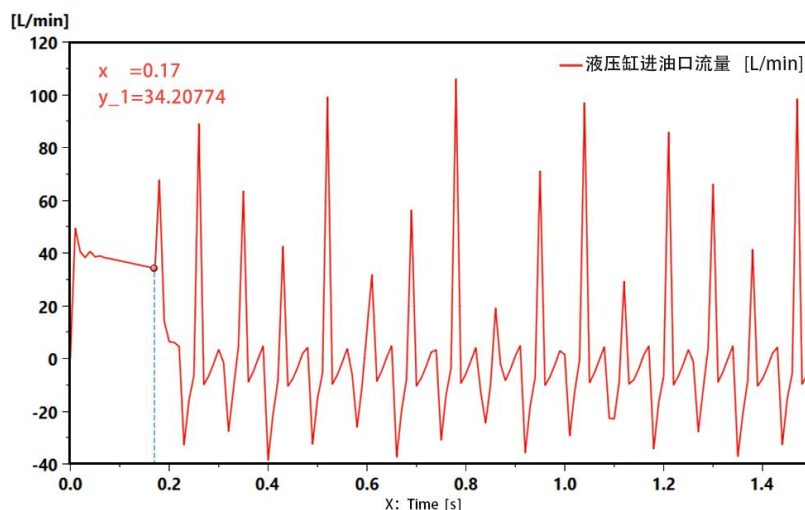


图 2-7 液压缸进油口流量

图 2-8 表明，在 0.2 秒之前，溢流阀尚处于稳定工作状态，0.2 秒后，受系统不稳定因素影响，溢流量波动巨大。由溢流阀溢流量图可知，系统定量泵的输出流量为 150L/min，溢流阀正常工作状态下的溢流量约为 112L/min。由此可知，系统的额定流量过大，液压系统输出流量的 74%被溢流阀溢出，说明该系统电机转速和定量泵排量选择过大，这使得整个系统输出流量利用率较低，能耗偏高，因此在后续试验台搭建时因该注意此点。

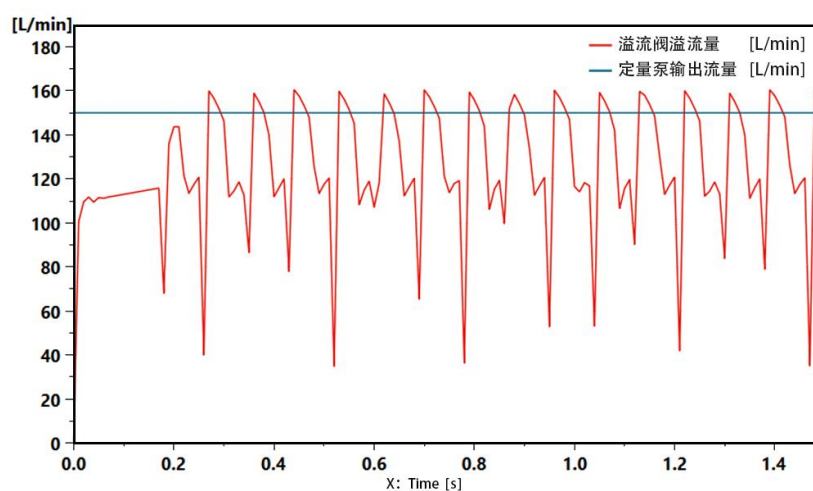


图 2-8 溢流阀溢流量

图 2-9 表明，在同一仿真模型，系统压力均为 6MPa 的情况下，分别给予系统 100N、1000N、5000N 和 10000N 的输入信号作用下，液压缸的输出响应差异很大。系统输出最大误差率分别为：100N 输入信号作用下输出误差率为 70%、1000N 输入信号作用下输出误差率为 7.1%、5000N 输入信号作用下输出误差率

为 1.38%、10000N 输入信号作用下输出误差率为 0.19%。由此可知，在同一电液力伺服控制系统和同一系统压力作用下，系统输出由于输入压力的不同而产生较大误差。在不考虑电液伺服阀的控制性能情况下，模型的系统压力成为影响液压缸输出精度的主要因素。为了提升该系统的力输出精度，接下来应探索研究出该系统输出力与系统压力的关系，从而得到该系统的最优工作压力。

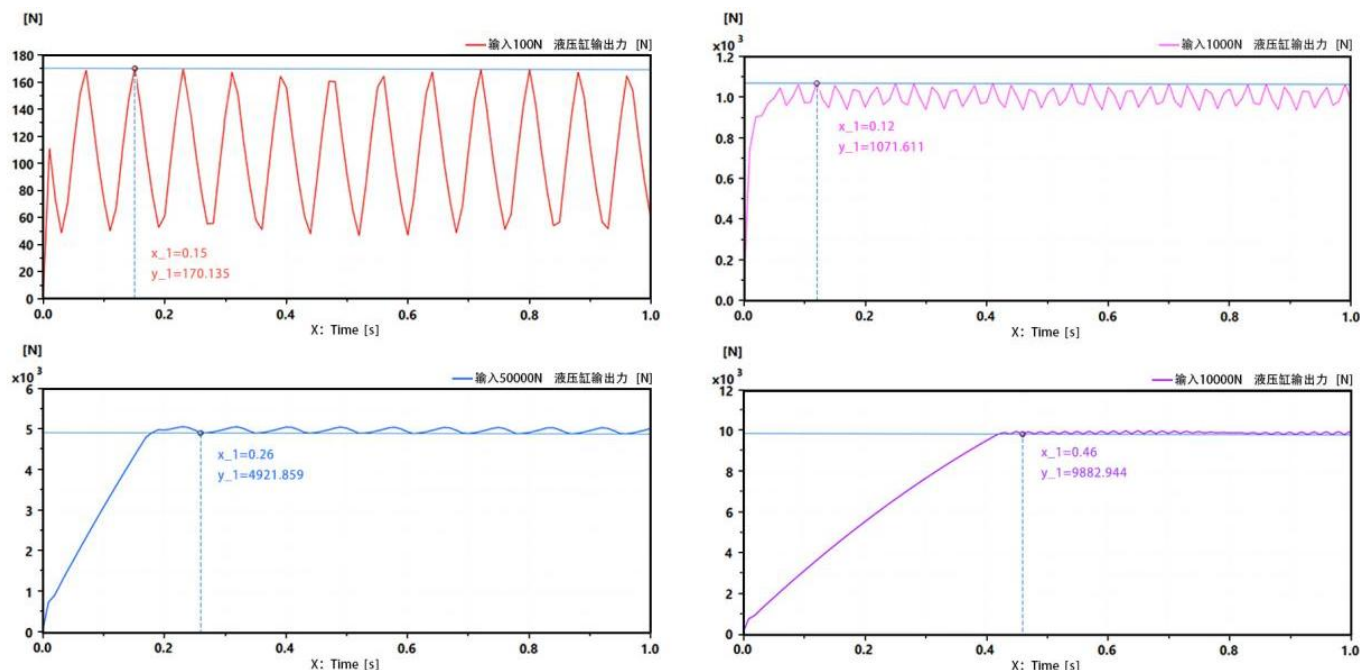


图 2-9 不同输入信号的系统输出图

2.6 本章小结

完成电液力伺服系统试验台的总体方案设计，包括试验台的机械结构和试验台液压控制系统。完成系统各元件的计算与选型，校核系统性能，基于 AMESim 开展仿真分析，发现系统压力成为影响液压缸输出精度的主要因素。因此在下一章中将探索研究系统输出力与系统压力。

本章完成的具体工作有：

(1)根据电液力伺服系统试验台液压控制系统设计方案，建立液压控制系统原理图，对所设计系统中各液压元件的名称、工作过程和原理进行阐述。

(2)完成电液力伺服系统试验台液压控制系统回路各元件的选型计算，完成试验台液压系统压力损失、工作效率以及系统发热与温升验算，校核了试验台液压控制系统性能，验证设计液压系统的相关性能符合要求。

(3)利用 AMESim 对液压控制系统进行仿真，验证系统性能，检测系统存在的问题和不足。对试验台液压控制系统模型仿真结果进行详细分析，分析发现在不考虑电液伺服阀的控制性能情况下，模型的系统压力成为影响液压缸输出精度的主要因素。为了提升该系统的力输出精度，因此接下来应探索研究出该系统出力与系统压力的关系，从而得到该系统的最优工作压力。

第 3 章 电液力伺服系统试验台液压控制系统最优工作压力研究

在第 2 章对设计液压系统进行仿真时发现,系统压力成为影响系统输出的重要因素,因此本章针对该问题作详细研究。传统液压系统为恒压油源系统,系统压力恒定,负载压力随负载变化^[72]。液压传动系统的负载压力超过系统的最大压力时,可能导致系统发生危险的失控现象,因此需要满足设计准则 $P_L \leq 2/3P_s$ 。为了使伺服阀工作处在良好的线性区间,需要液压系统中的溢流阀产生适当的节流压降。解决这一问题,最有效的方法是通过调节液压系统中溢流阀的工作压力与系统负载压力相适应,寻找到电液力伺服系统试验台液压系统最优工作压力,以确保系统可以安全稳定地工作^[73]。

3.1 电液力伺服系统试验台系统压力对系统输出影响的研究

本文 2.5 节,对设计的试验台液压控制系统进行性能仿真,通过仿真分析发现试验台液压系统在同一工作压力条件下,液压缸输入 100N、1000N、5000N、10000N 时,系统输出的误差率差别很大。为了研究出系统的工作压力对系统输出的影响规律,采用 AMESim 仿真对系统做进一步分析。

如图 3-1 所示,系统输入为 100N,研究此时系统工作压力对系统输出的影响。由图可知,系统压力在 3MPa 时,电液力伺服控制系统的力输出误差较小,最大误差率为 40%,相较于系统压力为 4MPa、5MPa、6MPa,误差率明显减小。并且系统压力为 3MPa 时,系统输出响应的振荡频率明显较小。由此可知,在系统输入力为 100N,且在同一电液力伺服控制系统作用下,系统压力设置为 3MPa 时,电液力伺服控制系统试验台的力输出响应效果最好。

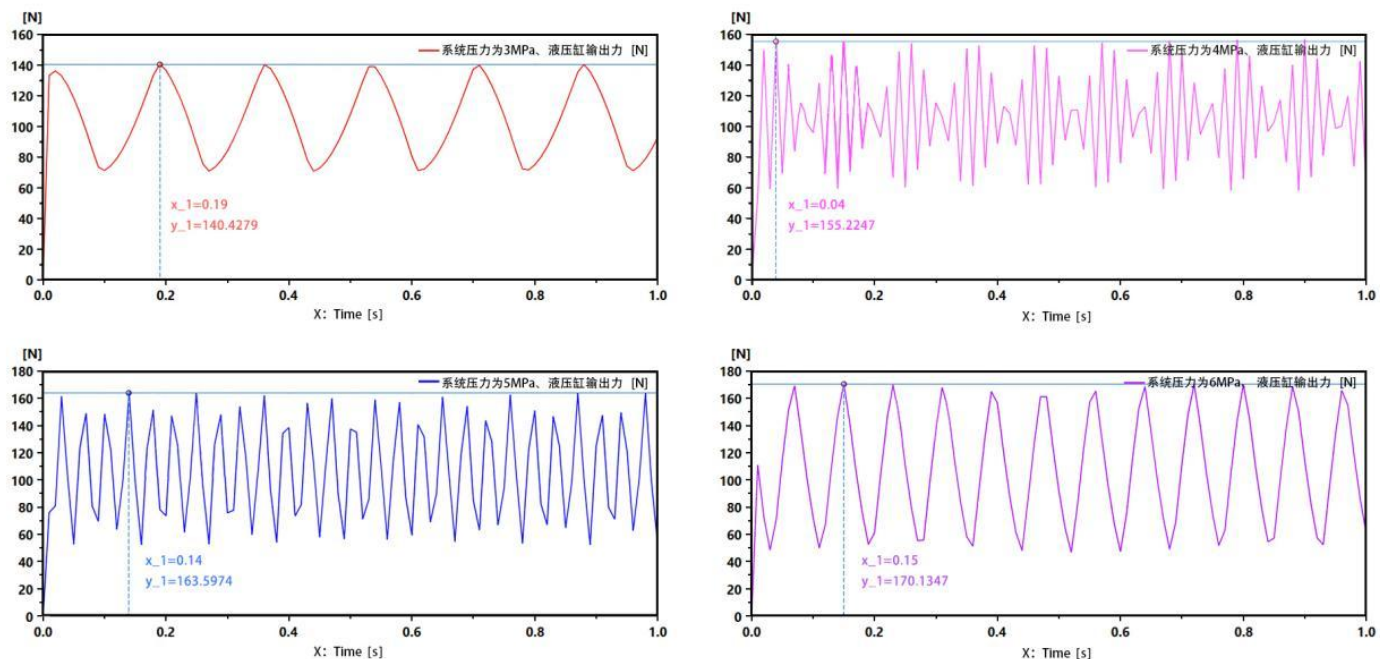


图 3-1 输入为 100N 时系统的输出响应曲线图

如图 3-2 所示, 系统输入为 1000N 时, 研究此时系统工作压力对系统输出的影响。由图 3-2 可知, 系统压力在 3MPa 时, 电液力伺服控制系统的力输出误差较小, 最大误差率为 4.7%, 相较于系统压力为 4MPa、5MPa、6MPa, 误差率明显减小。并且系统压力为 3MPa 时, 系统输出响应的振荡频率明显较小。

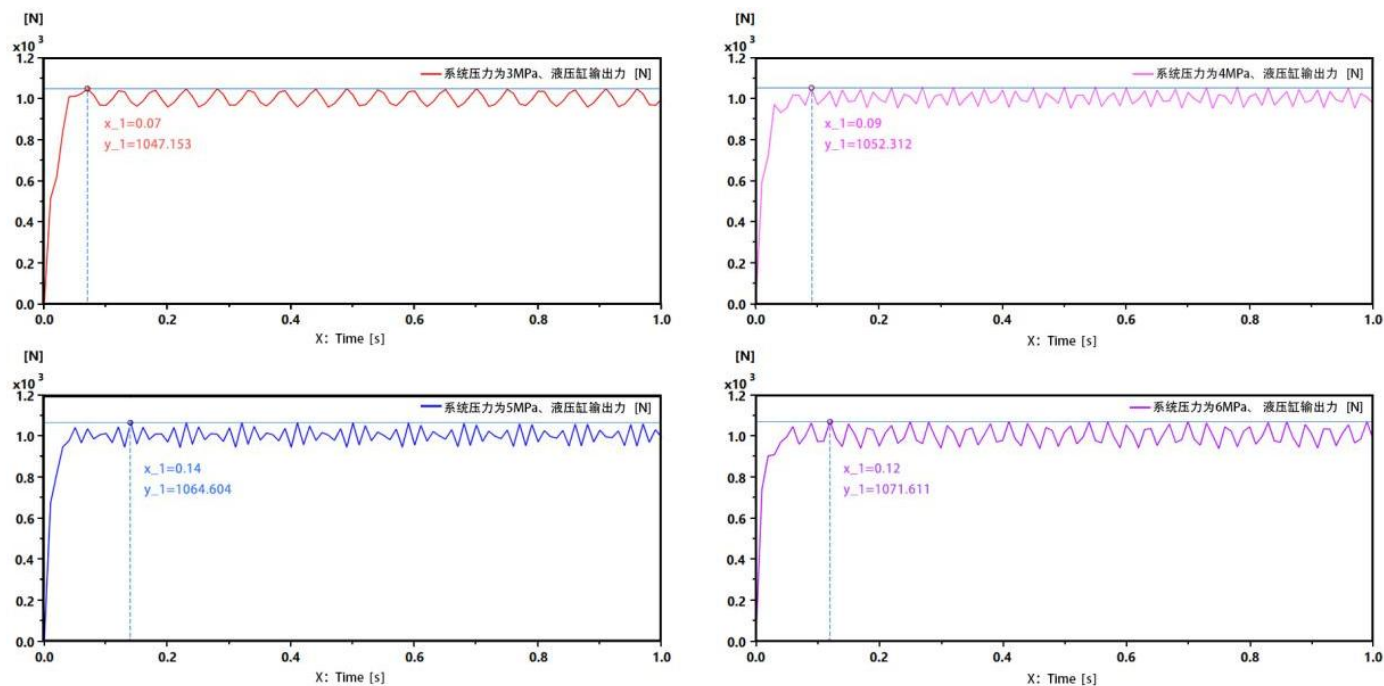


图 3-2 输入为 1000N 时系统的输出响应曲线图

如图 3-3 所示, 系统输入为 5000N 时, 研究此时系统工作压力对系统输出的

影响。由图 3-3 可知，系统压力在 5MPa 时，电液力伺服控制系统的力输出误差最小，输出响应未出现振荡，该系统压力下，电液力伺服控制系统的力输出调整时间仅为 0.21s，且系统的输出响应很快就达到稳定状态。

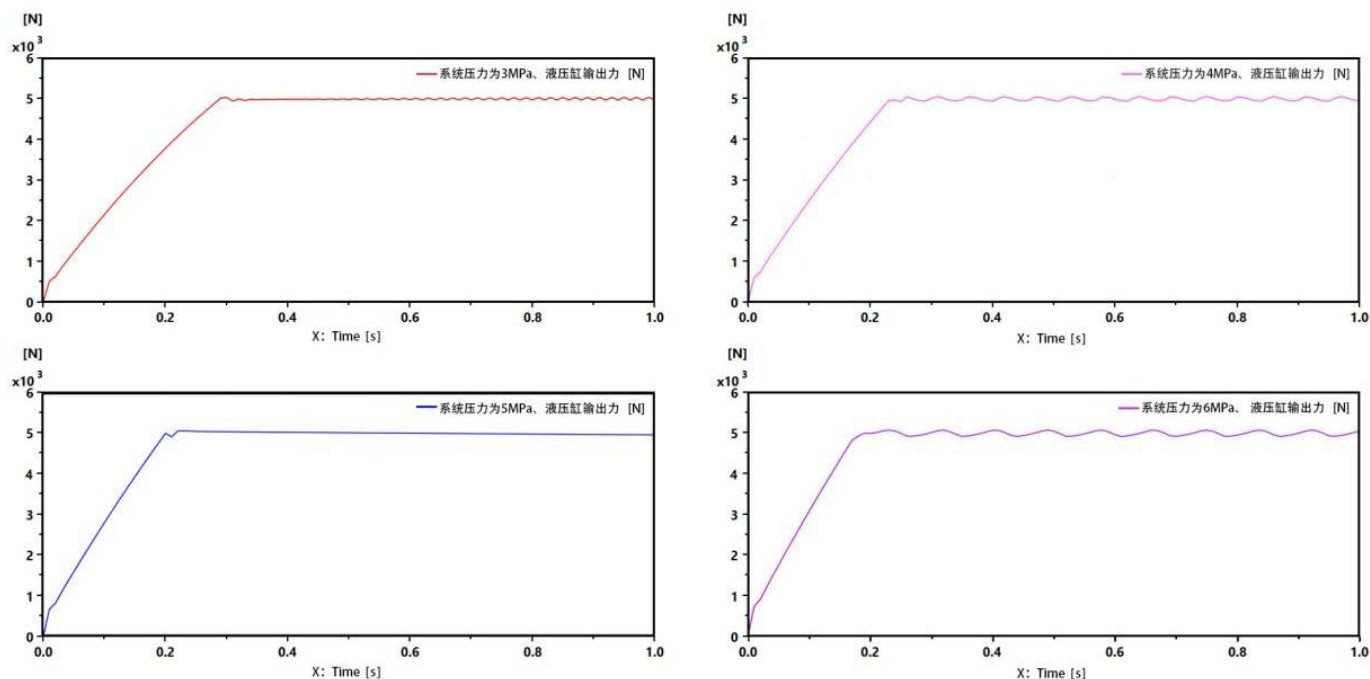


图 3-3 输入为 5000N 时系统的输出响应曲线图

如图 3-4 所示，系统输入为 10000N 时，研究此时系统工作压力对系统输出的影响。由图可知，系统压力在 3MPa 和 4MPa 时，系统力输出调整时间较长，并且存在较大的输出误差，该误差是系统压力不足造成。系统压力在 5MPa 时，电液力伺服控制系统力输出调整时间为 0.45s，较系统压力为 6MPa 时系统响应时间略有增加，但系统输出响应未出现明显振荡，很快就达到稳定状态。

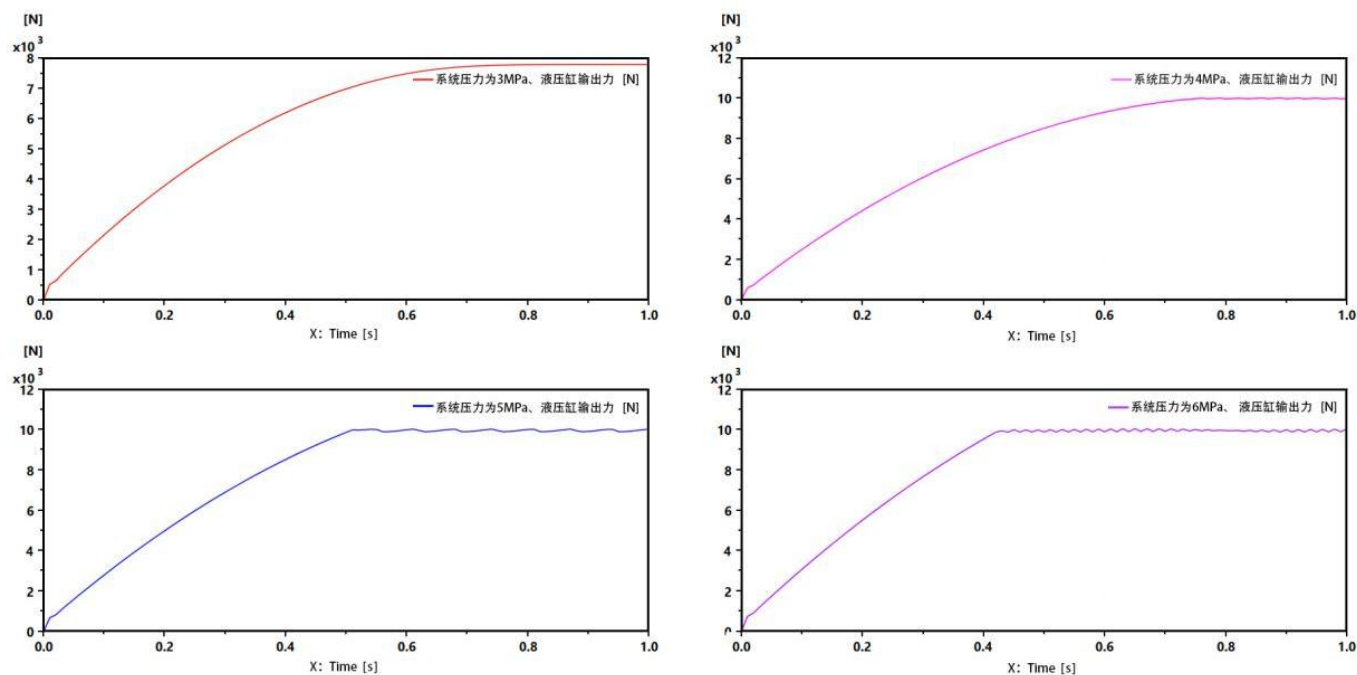


图 3-4 输入为 10000N 时系统的输出响应曲线图

通过上述分析可知，系统不同的工作压力对系统同一输出影响很大。合适的系统工作压力会降低系统输出的振荡，增强系统的稳定性^[74]。本文设计的液压伺服试验台力输出范围是 0~10000N，系统压力为 6MPa，当试验台输出力较大时，系统的输出误差和稳定性较好，当试验台输出力较小时，系统的输出误差和稳定性较差。这严重影响后期该系统控制方法研究，因此研究出液压系统最优工作压力非常重要。

3.2 电液力伺服系统试验台系统压力设计准则

在液压传动系统的设计中，为了避免系统压力超出其最大压力而造成的安全风险，需要遵循一系列的设计准则，其中一个准则如式（3-1）所示。

$$P_L \leq \frac{2}{3} P_s \quad (3-1)$$

式中， P_L —系统的负载压力(MPa)；

P_s —系统的最大压力(MPa)。

这一准则的目的是当液压传动系统的负载压力超过系统最大压力时，可能导致系统发生危险造成失控，如系统泄漏、爆炸等。为了避免这种情况发生，需要在设计液压传动系统时，保证系统的最大压力比实际应用的负载压力大，保留一

定的安全余量，基于此设计选择合适的液压元件（如液压泵、液压缸等），以确保系统可以安全稳定地工作。

试验台负载 0~10KN，得出液压缸进油口最大压力 4.25MPa，根据式 3-1 得出试验台液压系统的最大压力为 $P_s=6.375\text{MPa}$ 。

3.3 电液力伺服系统试验台控制系统最优工作压力研究

为了研究出系统的最优工作压力，本节采用仿真分析法研究电液力伺服系统试验台相关性能。采用 AMESim 搭建电液力伺服系统试验台液压控制系统仿真模型，仿真发现系统的最大压力 $P_s>6.4\text{MPa}$ 时，液压缸，伺服阀各项仿真参数数值变化较小。因此准备讨论溢流阀压力设定在 4.25MPa~6.4MPa 时，研究系统相关性能的变化。

使用 AMESim 搭建试验台液压系统的仿真模型，研究系统在不同工作压力情况下，系统的输出受到系统工作压力的影响。为了降低系统电液伺服阀控制性能对系统输出的影响，仿真模型将采用 PID 进行控制。仿真模型如图 3-5 所示。

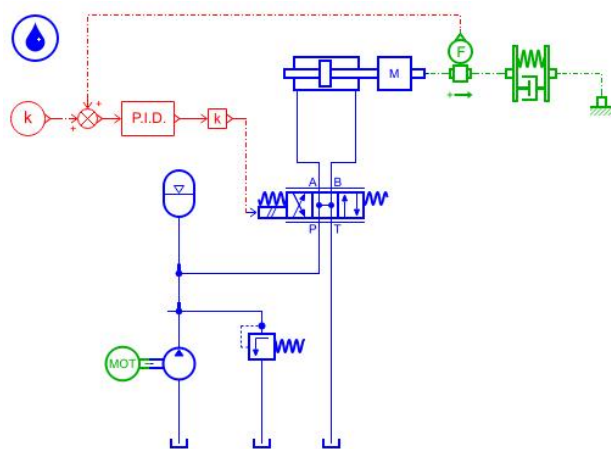


图 3-5 系统仿真模型图

具体仿真思路如下：

(1) 将 4.25MPa~6.4MPa 等分成 11 个点（4.246、4.468、4.684、4.904、5.122、5.34、5.558、5.776、5.994、6.225、6.43。单位 Mpa），通过调节模型的溢流阀压力来获得上述 11 个节点的系统压力。

(2) 将斜坡信号作为系统的输入，调节溢流阀工作压力，得到 11 组仿真模型，调节 PID 三个参数，使得每组的系统输出力尽量与输入信号吻合。

例如：溢流阀取 6.43MPa，在斜坡信号的作用下，调节 PID 三个参数，使得

系统输出达到稳定状态。电液力伺服系统试验台液压控制系统输入与输出响应曲线如图 3-6 所示。由图可知，通过 PID 控制虽然能使系统输出力与输入力基本吻合，但在输入力较小的情况下，系统误差仍然较大，这种情况验证了前文所述系统压力对输出的影响。

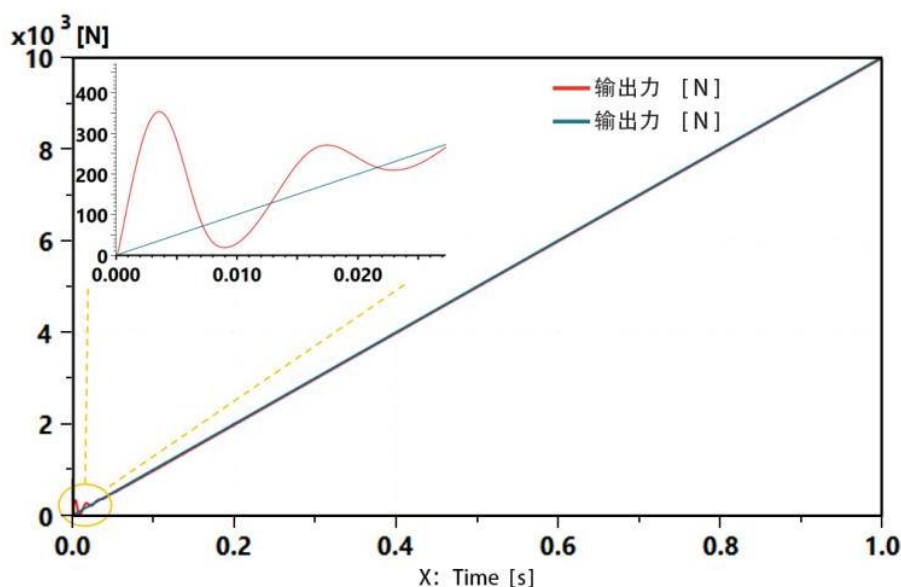


图 3-6 电液力伺服系统试验台控制系统输入与输出响应曲线图

如此操作，得到各系统压力对应下的 PID 控制参数如表 3-1 所示。

表 3-1 各溢流阀压力对应系统稳定输出的 PID 控制参数表

溢流阀压力/MPa	PID 参数		
	K _p	K _i	K _d
4.246	0.3	0.492	0
4.468	0.3	0.4445	0
4.684	0.3	0.3918	0
4.904	0.3	0.3515	0
5.122	0.3	0.3912	0
5.34	0.3	0.2918	0
5.558	0.3	0.268	0
5.776	0.3	0.2468	0
5.994	0.3	0.2268	0
6.225	0.3	0.207	0
6.43	0.3	0.1905	0

(3) 将输入信号改变为阶跃信号，输入 10、100、500、1000、3000、5000、8000、10000，单位 N。

例如：溢流阀取 6.43MPa，在阶跃信号的作用下，根据上表 3-1 所示，调节 PID 三个参数为 $K_p=0.3$ 、 $K_i=0.1905$ 、 $K_d=0$ 。通过仿真得到电液力伺服系统试验

台液压控制系统的输出响应如图 3-7 所示。

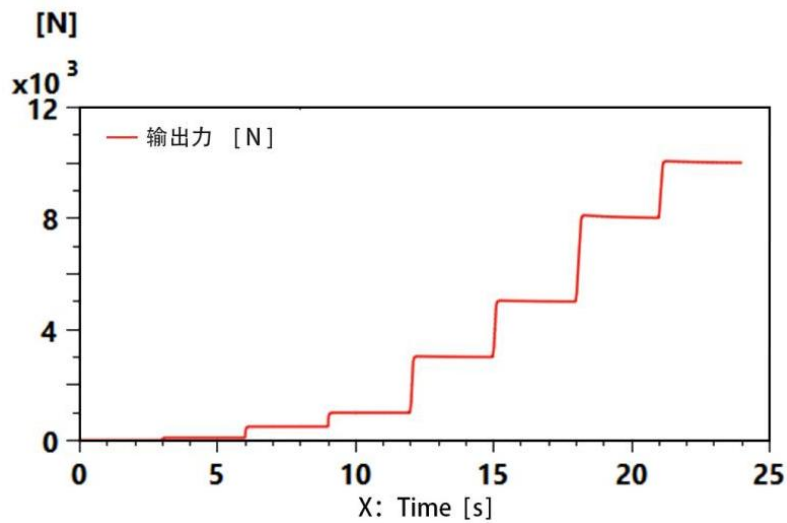


图 3-7 电液力伺服系统试验台系统输出响应曲线图

在阶跃信号的作用下，系统输出都产生误差，为了统计每个阶跃信号输入作用下的稳态输出作用力误差，选取每个阶跃信号响应后的 2.5s 输出误差值。改变溢流阀设定值来调节系统压力，重复上述操作，得到各系统压力作用下，对应输入阶跃信号所产生的输出误差值，如表 3-2 所示。

表 3-2 电液力伺服系统试验台系统输出作用力误差表

溢流阀	输入力								
	压力	10	100	500	1000	3000	5000	8000	10000
4.246	-0.016	0.026	0.095	0.112	3.052	53.87	11.412	7.81	
4.468	-0.027	0.031	0.128	0.17	4.247	24.633	15.221	11.06	
4.684	-0.02	0.033	0.143	0.227	5.035	16.219	15.926	11.58	
4.904	-0.028	0.033	0.145	0.293	6.141	6.628	19.913	11.74	
5.122	-0.043	0.031	0.148	0.205	6.281	6.855	24.269	11.58	
5.34	-0.046	0.0223	0.1247	0.16	5.838	6.773	24.728	9.99	
5.558	-0.049	0.019	0.099	0.138	5.934	7.671	22.803	8.99	
5.776	-0.063	0.011	0.079	0.121	5.436	8.05	20.823	13.01	
5.994	-0.06	0.001	0.034	0.071	7.142	8.597	22.891	13.151	
6.225	-0.074	-0.014	-0.018	-0.001	6.225	7.961	25.034	14.27	
6.43	-0.081	-0.029	-0.073	-0.080	6.681	8.913	25.908	14.78	

(4) 数据分析。对上述输入力与输出力的误差数据进行分析，得到液压系统在不同压力下输入与输出的 3D 曲面图。由图 3-8 可知，系统输入力在 2000N 以下，溢流阀工作压力对系统几乎没有影响。系统输入力在 2000~10000N 时，随着溢流阀工作压力的改变，系统的误差出现了明显的波动。溢流阀工作压力处在 4.25MPa 时最明显，这是液压系统各元件会产生压力损失，导致系统压力不足造成。

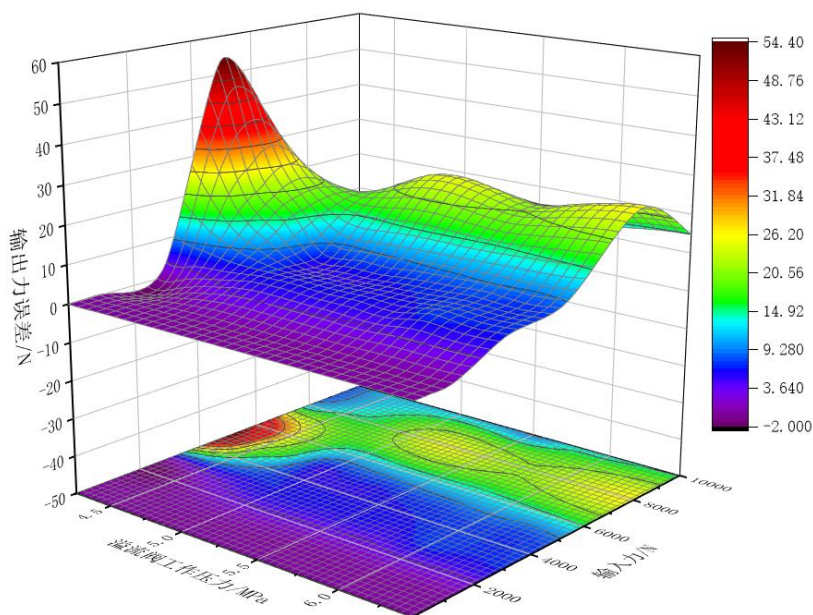


图 3-8 电液力伺服系统试验台系统输出作用力误差 3D 曲面图

对表 3-1 的数据做进一步分析。溢流阀的工作压力设为 x 轴，不同输入力作用下的累计误差设为 y 轴。处理表格数据得到 11 个点，采用 Polynomial 进行曲线拟合。如图 3-9 所示，可以看出系统输入与输出最小时，溢流阀压力为 5.58MPa。以系统输出作用力误差最小作为评价指标时，得到液压控制系统全局最优工作压力为 5.58MPa。

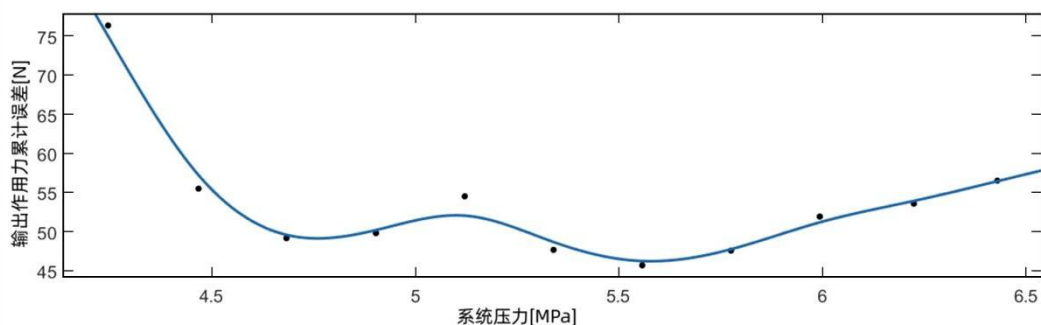


图 3-9 电液力伺服系统试验台系统作用力误差曲线拟合图

3.4 本章小结

搭建 AMESim 仿真模型，设计仿真试验，以系统输出作用力误差最小作为评价指标。通过大量仿真以及数据处理分析，发现系统工作压力是影响系统输出的重要因素，同种仿真条件下，系统压力直接影响系统响应时间和稳态误差。为此本节提出该液压系统全局最优工作压力的优化方法，得到系统的全局最优工作压力为 5.58MPa。

本章完成的具体工作有：

（1）对设计的试验台液压控制系统进行性能仿真。通过仿真分析发现，试验台液压系统在同一工作压力条件下，液压缸在不同输入时，系统输出的误差率差别很大。

（2）根据液压系统压力设计准则，以及试验台负载 0~10KN 区间，得出液压缸进油口最大压力 4.25MPa，试验台液压系统的最大压力为 6.375MPa。

（3）提出液压系统全局最优工作压力的优化方法。以系统输出作用力误差最小作为评价指标，设计仿真试验，以输入信号作为自变量，各溢流阀压力工作压力下的输出作用力误差作为因变量，经过数据处理数据拟合得到系统全局最优工作压力为 5.58MPa。

第 4 章 电液力伺服系统试验台控制系统建模与分析

为了分析电液力伺服系统试验台控制系统特性和后续系统控制方法研究,本章对系统进行建模。通过分析现有液压系统建模方法,针对本文设计的电液力伺服控制系统提出采用模块化建模。考虑到系统模型参数较多,提出采用正交试验分析出系统各参数对模型的影响精度,对模型精度影响程度较大的采取参数辨识获得具体参数。根据所建立的试验台控制系统传递函数完成对系统的动静态分析。

4.1 电液力伺服系统试验台控制系统方案

本文采用阀控对称缸液压系统,即电液伺服阀来控制对称液压缸的输出力。试验台的液压控制方案如图 4-1 所示。

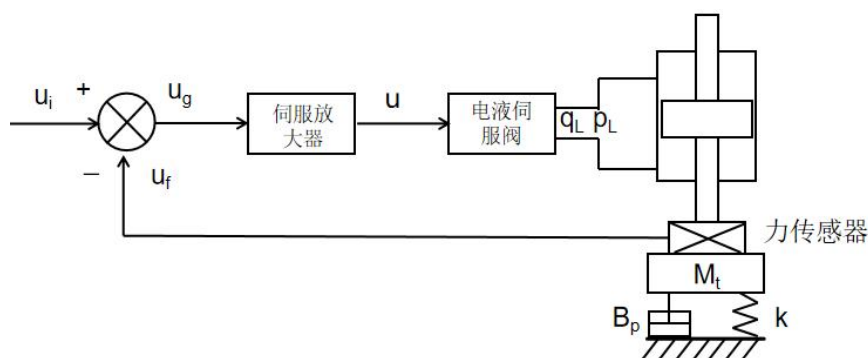


图 4-1 电液力伺服系统试验台控制系统方案图

电液力伺服系统试验台控制系统主要由伺服阀、双出杆液压缸、控制器、功率放大器、力传感器等各元件构成。其电液力伺服系统试验台力控系统的控制方框图如图 4-2 所示。

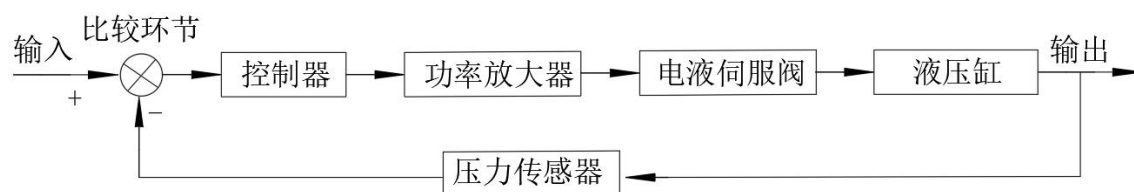


图 4-2 电液力伺服系统试验台控制系统方框图

4.2 电液力伺服系统试验台控制系统建模方法分析

为了更好地描述液压系统的分布参数特性,对液压系统不同的建模方法进行分析。

（1）分布参数建模

分布参数建模法是一种将物理模型表达为偏微分方程的数学手段^[76]。它不假定液体的体积、长度和偏离轴线的位置等参数集中于一点，而是考虑压力、流量、体积等参数随长度和时间的变化，详细反映液压系统的分布参数特点。

分布参数建模法能够更真实地描述液压系统各部分单元之间的传递、反射等液体特性，能较好地描述不稳定和线性系统以及较好地应对参数变化问题，更准确地反映管路的动态特性。分布参数建模法的缺点在于计算复杂度高、计算时间长，对于大型系统，模型建立和计算较困难并且计算成本高，需要配合其他方法一起使用以解决问题以及提高计算结果的准确性^[77]。

（2）集中参数建模

集中参数建模法是一种将液压系统抽象为节点和连边的网络结构，以集中参数为基础建立的系统建模方法，主要通过构建系统的传递函数来描述系统的动态特性^[78]。在集中参数建模中，系统被抽象为一系列节点，每个节点代表一个部件或一个集合部件，每个节点上连接着一些连边，代表了节点之间的相互作用，位于同一节点上的元器件可以看作是一个等效的子系统，如电机、泵、油缸等都可以看作是一个节点。通过对各节点之间的相互作用关系的研究，得到系统的传递函数，可以形成系统的数学模型，用于描述系统的动态响应。

集中参数建模方法具有简单、易于实现、计算速度快等优点，适用于进行系统分析、控制系统设计和模型预测等方面。但由于它假设系统是集中参数结构，所以系统在较大的频率范围时可能存在偏差。由于压力、流量等参数在液压系统中会发生波动，这造成集中参数建模具有一定的挑战性。在实际应用中，通常结合分布参数建模法、经验公式建模法等其他方法共同建模。

（3）模块化建模

模块化建模是将液压系统分为若干较小的子系统，以此建立起整个系统的模型^[79]。每个子系统拥有其独特的功能和响应特点，可被视作一个单独的模块，通过对每个模块进行分析和建模，可以得到整个系统的模型。在模块化建模中，可以使用传递函数、状态空间等不同的数学方法来表示子系统。这种方法可以简化建模过程，使得系统的建模更具可行性，同时也能够更好地理解系统的结构和特点。模块化建模是目前应用较为广泛的系统仿真建模方法，对于本文所设计的电液力伺服试验台力控制系统而言，该系统的理论分析现较以完善，因此经机理分

析所获得的模型在结构方面具有较高的精度。

4.3 电液力伺服系统试验台控制系统建模

结合本文设计的电液力伺服试验台控制系统分析,采用模块化对系统进行建模^[80]。模块化的建模是对所建模系统进行概括、抽象以及数学解析。对系统进行建模,过程主要分为以下三个阶段,分别为划分子系统、建立基本模型和集总建模。

4.3.1 划分子系统

液压系统通常比较复杂,由许多液压元件连接而成,对这种液压系统建模直接建立其动态模型一般情况下是比较困难,而且在后期控制方法研究中,不利于系统分析和调试。针对上述问题,将设计的液压系统划分为若干个子系统,从子系统的模型入手进行分析,根据各模块之间的联系搭建整个试验台液压系统的动力学模型。

结合所设计的电液力伺服试验台阀控液压系统,将该系统划分为阀控对称缸模块、反馈模块和其他模块。对各个模块分别建立其数学模型,从而建立阀控液压缸系统的传递函数,为后续该系统的性能研究和仿真分析做好准备^[13]。如图4-3为阀控缸力伺服系统控制方框图。

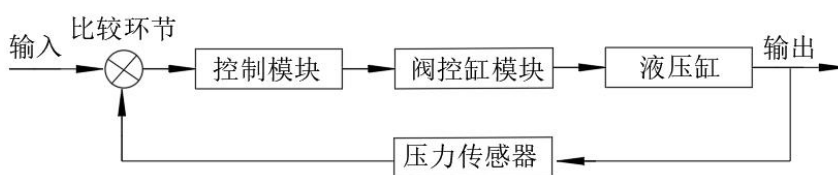


图 4-3 阀控缸力伺服系统控制方框图

4.3.2 基本模型建立

通过从各液压元件的基本参数出发,忽略其影响较小因素,以此建立的系统中,各液压元件的模型更加具有通用性。

(1) 阀控对称缸模块数学模型建立

阀控对称缸模块主要包含液压缸、伺服阀两个液压元件,分别建立其基本模

型。

1) 阀控液压缸

在电液力伺服控制系统中，弹性负载和粘性阻尼系数可以忽略不计，此时液压缸因泄露产生的位移要远小于液压缸正常工作状态下的位移^[81]。因此基于液压缸三大平衡方程建立液压缸的数学模型。

① 滑阀流量方程

本文选用的是三位四通零开口的电液伺服滑阀，其线性化流量方程如式(4-1)所示。

$$q_L = K_q x_v - K_c p_L \quad (4-1)$$

式中， q_L 为负载流量。 $q_L = \frac{1}{2}(q_1 + q_2)$ ，由于泄露导致，所以 $q_1 \neq q_2$ 。

$$K_q = \frac{\partial q_L}{\partial x_v} = C_d W \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_s - p_L)} \quad (4-2)$$

$$K_c = -\frac{\partial q_L}{\partial p_L} = \frac{C_d W x_v \sqrt{\frac{1}{\rho}(p_s - p_L)}}{2(p_s - p_L)} \quad (4-3)$$

$$K_p = \frac{\partial p_L}{\partial x_v} = \frac{2(p_s - p_L)}{x_v} = \frac{K_q}{K_c} \quad (4-4)$$

式中， p_L —负载压力（MPa）， $p_L = p_1 - p_2$ ；

x_v —伺服阀的阀芯位移（m）；

K_q —流量增益；

K_c —压力-流量系数。

② 液压缸的连续方程

液压缸连续性方程是描述液压缸内油液流量连续性的方程，是基于质量守恒定律和连续性原理推导出来的，连续性方程如式(4-5)所示。

$$q_L = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{tp} p_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} \quad (4-5)$$

式中， A_p —缸有效工作面积（ m^2 ）；

x_p —杆位移（ m ）；

C_{ip} —缸总泄漏系数（ $m^5/N \cdot s$ ），且 $C_{ip} = C_{ip} + 0.5C_{ep}$ ， C_{ip} —液压缸缸内泄漏系数， C_{ep} —液压缸缸外泄漏系数；

V_t —总压缩体积（ m^3 ）；

β_e —有效体积弹性模量（ Pa ）。

③ 力平衡方程如式（4-6）所示。

$$A_p p_L = m_t \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + K x_p \quad (4-6)$$

式中， m_t —负载质量（ kg ）；

B_p —负载阻尼系数（ $N \cdot s/m$ ）；

K —负载弹簧刚度（ N/m ）。

其拉氏变换方程如式（4-7）所示。

$$\begin{cases} Q_L = K_q X_v - K_c P_L \\ Q_L = A_p s X_p + C_{ip} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} s P_L \\ A_p P_L = m_t s^2 X_p + B_p s X_p + K X_p \end{cases} \quad (4-7)$$

根据上述三大平衡方程，推导出本文液压系统中双出杆液压缸的传递函数如下。

$$G_h(s) = \frac{\frac{K_{sv}}{A_p K_{ce}} \left(\frac{s^2}{\omega_m^2} + 1 \right)}{\left(\frac{s}{\omega_r} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)}$$

式中， ξ_h —液压缸阻尼比；

ω_h —液压缸固有频率；

ω_r —刚度阻尼比。

2) 伺服阀

电液伺服阀传递函数与液压执行机构的固有频率相关，执行机构的固有频率

不同，其电液伺服阀的传递函数也不同^[82]。电液伺服阀的传递函数与执行机构的固有频率对应关系有以下三种情况。

当伺服阀频率远大于液压执行机构固有频率时，可将电液伺服阀的传递函数看成比例环节，表达式如式（4-8）所示^[83]。

$$G_{sv}(s) = K \quad (4-8)$$

当伺服阀频率为液压执行机构固有频率 ω_h 的 3~5 倍时，可将电液伺服阀的传递函数看成一阶惯性环节，表达式如式（4-9）所示^[84]。

$$G_{sv}(s) = \frac{K_{sv}}{\frac{s}{\omega_{sv}} + 1} \quad (4-9)$$

式中， K_{sv} —伺服阀流量增益；

ω_{sv} —伺服阀固有频率（ rad/s ）；

ξ_{sv} —伺服阀阻尼比。

当伺服阀频率与液压执行机构固有频率 ω_h 接近时，可将电液伺服阀的传递函数看成二阶振荡环节，表达式如式（4-10）所示^[85]。

$$G_{sv}(s) = \frac{K_{sv}}{\left(\frac{s}{\omega_{sv}}\right)^2 + \left(\frac{2\xi_{sv}}{\omega_{sv}}\right)s + 1} \quad (4-10)$$

因为电液伺服阀响应速度快，结合设计液压伺服控制系统，认为伺服阀的频率远大于液压执行元件的频率，通常只考虑静态性能，所以将伺服阀直接视作比例环节^[86]。

（2）反馈模块

反馈模块主要有压力传感器。在第 2 章液压元件的选型计算，系统压力传感器的相关参数为：量程 0~1000kg，电压 0~10V。在电液力伺服控制系统中，通常将压力传感器视为比例环节^[87]。压力传感器的增益根据下式计算得出。

$$K_{fp} = \frac{10V}{10000N} = 10^{-3} V / N$$

（3）其他模块

伺服放大器的选择与电液伺服阀类型有关，在第 2 章液压元件的选型计算，伺服放大器的相关参数为：电压 24⁺⁶₋₂DC、功耗 25W、最大输出电流 810mA、最

大负载电阻 30Ω 。伺服放大器的增益根据下式计算得出。

$$K_a = \frac{810mA}{24V} = 33.75mA/V$$

4.3.3 集总建模

根据上述划分的子系统的模型和划分的边界条件,按照一定的规则建立整个系统的集总模型。系统的传递函数框图如图 4-4 所示。

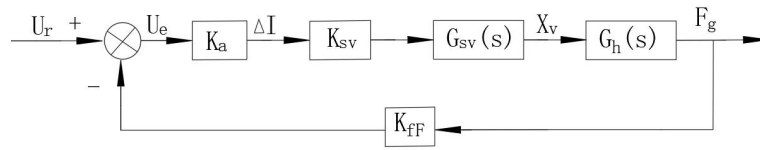


图 4-4 电液力伺服系统试验台控制系统集总模型传递函数框图

系统数学模型如式 (4-11) 所示。

$$G(s) = \frac{K_a K_{sv} \frac{K_q}{K_{ce}} A_p K_{ff} \left(\frac{s^2}{\omega_m^2} + 1 \right)}{\left(\frac{s}{\omega_r} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (4-11)$$

式中, K_a —伺服放大器增益 (A/V);

$$K_a = \frac{810mA}{24V} = 33.75mA/V$$

K_{sv} —阀增益 ($m^3/s \cdot A$);

$$K_{sv} = \frac{q_{om}}{I} = \frac{20 \times 10^{-3} / 60}{0.03} = 11.11 \times 10^{-3} m^3 / s \cdot A$$

K_q —流量增益系数 (m^2/s);

$$K_q = C_d W \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_s - p_L)} = 10 \times 10^{-3} m^2 / s \cdot A$$

K_{ce} —流量-压力系数;

$$K_{ce} = \frac{q_l}{p_s} = \frac{3.14 \times 10^{-3}}{60 \times 5.58 \times 10^6} = 9.4 \times 10^{-12} (m^3 / s \cdot Pa)$$

A_p —缸有效工作面积 (m^2);

$$A_p = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4}(63^2 - 35^2) \approx 2.16 \times 10^{-3} m^2$$

K_{fF} —压力传感器增益 (V/N) ;

$$K_{fF} = \frac{10V}{10000N} = 10^{-3} V/N$$

ω_m —液压缸负载频率 (rad/s) ;

$$\omega_m = \sqrt{\frac{K}{m_p}} = \sqrt{\frac{8000}{10}} \approx 28.28 rad/s$$

ω_r —刚度阻尼比;

$$\omega_r = \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left/ \left(\frac{1}{K_h} + \frac{1}{K} \right) \right. = \frac{K_{ce}K}{A_p^2} = 0.2860$$

ω_h —液压缸固有频率;

$$\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e A_p^2}{V_t m_t}} = \sqrt{\frac{4 \times 6.9 \times 10^8 \times (2.16 \times 10^{-3})^2}{2.16 \times 10^{-4} \times 1000}} \approx 244 rad/s$$

ξ_h —液压缸阻尼比;

$$\xi_h = \frac{1}{2\omega_h} \frac{4\beta_e K_{ce}}{V_t [1 + (K/K_h)]} = 0.2$$

将上述结果代入可得数学模型如下。

$$G(s) = \frac{30.729s^2 + 861.62}{5.87 \times 10^{-5}s^3 + 5.75 \times 10^{-3}s^2 + 3.50s + 1}$$

4.4 电液力伺服系统试验台控制系统模型参数辨识

电液力伺服系统性能在很大程度上受到液压控制系统中控制阀、阀芯、液压缸、压力传感器等元件的几何形状制造公差和泄漏系数、摩擦系数的影响,这导致在电液力伺服控制系统在建模过程中有一些物理量很难确定。虽然能在建模过程中利用传统计算公式推导出传递函数的相关参数。随着液压系统的广泛应用,在仿真试验中对力伺服系统模型精度要求更高。没有精确的数学模型,在后续章节对电液力伺服系统的性能进行分析会不准确,对电液力伺服系统模型参数进行

精确地辨识可以提高模型质量,对后续控制系统性能研究也有促进作用^[88]。因此电液力伺服系统参数辨识成为影响系统性能、稳定性和精度的关键因素^[89]。

4.4.1 试验台控制系统模型参数分析

本文 4.3 节中,通过模块化建模得到电液力伺服系统试验台液压控制系统的传递函数,考虑到在模块化建模过程中,很多参数均是采用计算公式或者经验赋值得出。其中流量-压力系数、零开口四通滑阀的阀增益、零开口四通滑阀的流量增益、刚度阻尼比、液压缸固有频率等五个参数对电液力伺服控制系统模型精度影响较大,需要采用新的方法求出相关参数,以提高系统模型的精度。

本节采用参数辨识来获取模型具体的参数值,待辨识的系统传递函数如式(4-12)所示。

$$G(s) = \frac{K_a K_{sv} \frac{K_q}{K_{ce}} A_p K_{fF} \left(\frac{s^2}{\omega_m^2} + 1 \right)}{\left(\frac{s}{\omega_r} + 1 \right) \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (4-12)$$

观察式(4-12)的传递函数,待辨识参数较多,这造成在辨识过程复杂困难。为了降低辨识参数的难度,提出采用正交试验,通过极差分析各个参数对系统模型影响大小的程度,判断出最有必要进行辨识的参数。

表 4-1 正交试验因素水平表

因素	A (Ksv)	B (Kq)	C (Kce)	D (Wr)	E (Wh)
水平 1	8	7	6.4	0.168	214
水平 2	11.11	10	9.4	0.268	244
水平 3	14	13	12.4	0.368	274
水平 4	17	16	15.4	0.468	30

本文选择阀增益、流量增益系数、流量-压力系数、刚度阻尼比、液压缸固有频率作为本次正交试验的五个因素,分别用 A、B、C、D、E 来表示。本次设计的正交试验是四个水平的,即五因素四水平的正交试验。选取评价指标是系统模型在阶跃信号作用下的超调量和响应时间。根据因素、水平的选择,可知本试验为 5 因素 4 水平试验,所以采用 $L_{16}(4^5)$ 最合适。正交试验因素水平表如表 4-1 所示。

表 4-2 正交试验表

编号	A (Ksv)	B (Kq)	C (Kce)	D (Wr)	E (Wh)	超调量
1	8	7	6.4	0.186	214	0.503
2	8	10	9.4	0.286	244	0.609
3	8	13	12.4	0.386	274	0.666
4	8	16	15.4	0.486	304	0.704
5	11.11	7	9.4	0.386	304	0.658
6	11.11	10	6.4	0.486	274	0.820
7	11.11	13	15.4	0.186	244	0.515
8	11.11	16	12.4	0.286	214	0.703
9	14	7	12.4	0.486	244	0.710
10	14	10	15.4	0.386	214	0.700
11	14	13	6.4	0.286	304	0.811
12	14	16	9.4	0.186	274	0.734
13	17	7	15.4	0.286	274	0.575
14	17	10	12.4	0.186	304	0.604
15	17	13	9.4	0.486	214	0.866
16	17	16	6.4	0.386	244	0.889

根据正交试验表 4-2 所列出的 16 组不同参数，采用 MATLAB 编程获取 16 组数据的数学模型，运用 Simulink 软件分别对 16 组数据的数学模型进行仿真试验。获取仿真数据后采用极差分析法进行数据分析，其分析的过程如下：

(1) 建立正交试验表，按照表格数据得到数学模型后进行仿真试验，得到试验参数。

(2) 分别对各因素各水平下的试验结果进行求和，在按照水平数求出该因素该水平下的试验结果平均值，如式 (4-13) 所示。

$$\begin{cases} K_{mn} = \sum Q_{mn} \\ k_{mn} = K_{mn} / 4 \end{cases} \quad (4-13)$$

(3) 求出各因素对应评价指标的极差, 如式 (4-14) 所示。

$$R_m = k_{\max} - k_{\min} \quad (4-14)$$

结合仿真结果统计表所得到的 16 组试验数据, 采用极差分析法探究模型各参数对最大超调量的影响, 分析结果如表 4-3。

表 4-3 极差分析表

	A (Ksv)	B (Kq)	C (Kce)	D (Wr)	E (Wh)
K1	2.482	2.446	3	2.356	2.772
K2	2.696	2.733	2.867	2.698	2.723
K3	2.955	2.858	2.683	2.913	2.795
K4	2.934	3.03	2.494	3.1	2.777
k1	0.6205	0.6115	0.75	0.589	0.693
k2	0.674	0.68325	0.71675	0.6745	0.68075
k3	0.73875	0.7145	0.67075	0.72825	0.69875
k4	0.7335	0.7575	0.6235	0.775	0.69425
R	0.11825	0.146	0.1265	0.186	0.018

极差的大小反映出各因素对试验结果的影响程度, 两者成正比关系^[90]。根据表 4-3 可知, 流量增益系数、刚度阻尼比这两个因素对系统建模精度影响最大, 需要进行参数辨识。

4.4.2 试验台控制系统模型参数辨识

明确电液力伺服试验台液压控制系统待辨识参数后, 结合先验知识设计试验。对试验数据进行初步采集和处理, 然后利用 MATLAB 进行模型参数辨识和校验, 循环上述步骤直到找到能够与实际系统性能等价的模型结构为止^[91]。系统辨识流程图如图 4-5 所示。

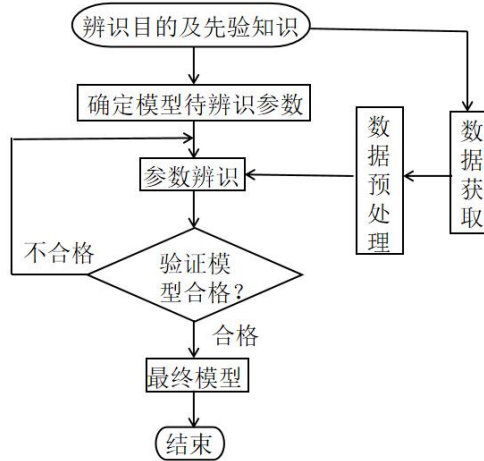


图 4-5 模型参数辨识流程图

本文采用离线辨识结合最小二乘辨识算法对电液力伺服控制系统进行辨识。辨识传递函数相关参数的步骤如下：

(1) 确定辨识模型的形式

本文研究的是电液力伺服控制系统，辨识模型的形式为传递函数，在进行辨识之前，需要确定传递函数的具体阶数，包括分子和分母多项式的次数。根据上文的研究，待辨识的系统传递函数如式（4-15）所示。

$$G(s) = \frac{K_q(107.74s^2 + 8.62 \times 10^4)}{\left(\frac{s}{\omega_r} + 1\right)\left(\frac{1}{59536}s^2 + 1.64 \times 10^{-3}s + 1\right)} \quad (4-15)$$

(2) 设计辨识试验

为了进行辨识，需要设计一系列试验来获取系统的输入输出数据。在设计试验时，需要考虑输入信号的类型和范围，例如阶跃信号、正弦信号或其他激励信号^[92]。试验要覆盖系统的工作范围，并确保输入信号的变化幅度和频率范围足够大。

(3) 数据获取

本文采用 AMESim 搭建试验台电液力伺服系统模型，选择 Random 作为系统仿真的信号源，通过设置，在 10s 内随机产生 1001 组阶跃信号，其取值范围在 0~10000N 之间，通过仿真的到系统执行机构反馈信号。仿真模型如图 4-6 所示。

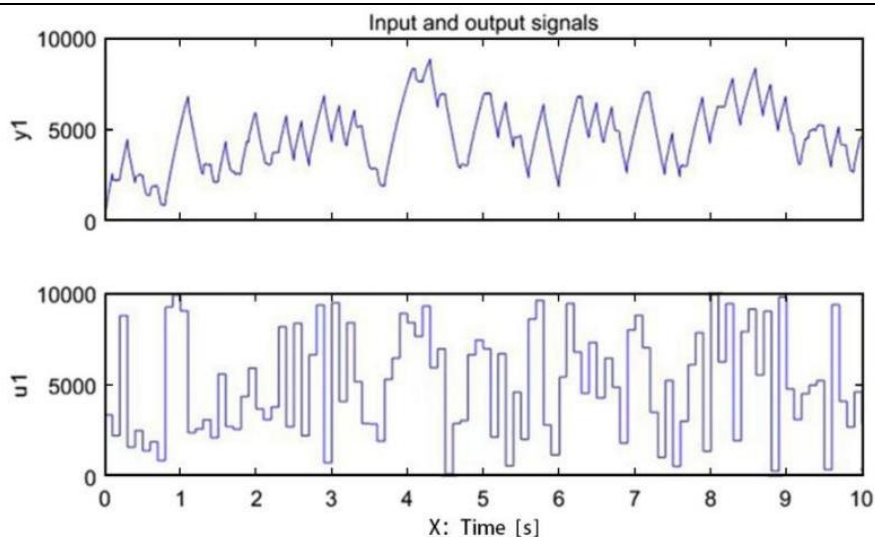


图 4-8 输入与输出信号图

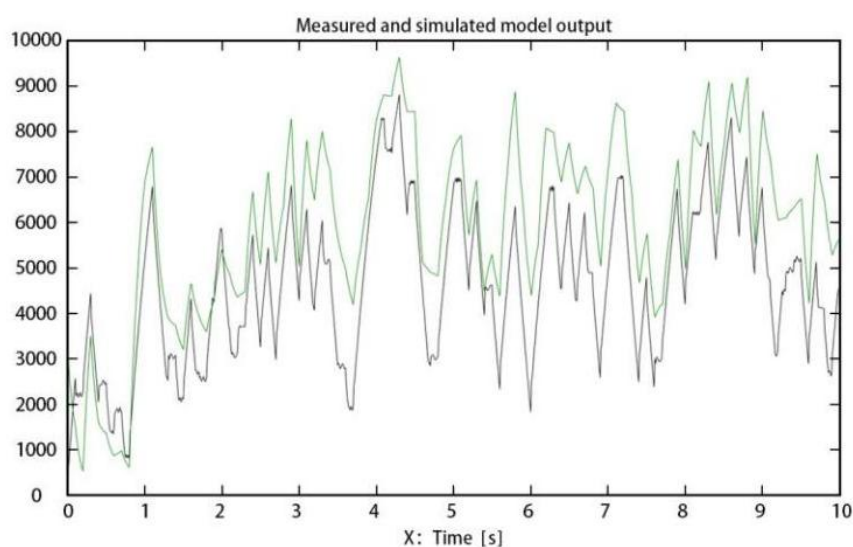


图 4-9 数据拟合图

图 4-9 为数据拟合图，可以看出拟合度不理想，仅为 45.7%，需要对输入信号进行预处理，以提高待辨识拟合度。选择“Select Range”对数据进行处理，对数据进行去均值化，通过减去输入与输出数据的平均值，来消除数据的偏移，如图 4-10 所示。同时将数据进行分割，前 5s 数据进行模型辨识，后 5s 进行数据验证，如图 4-11。

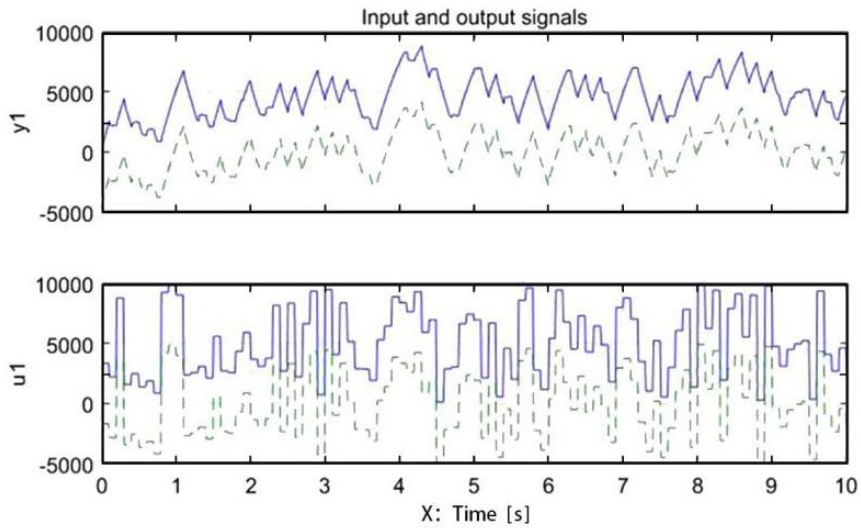


图 4-10 数据处理图

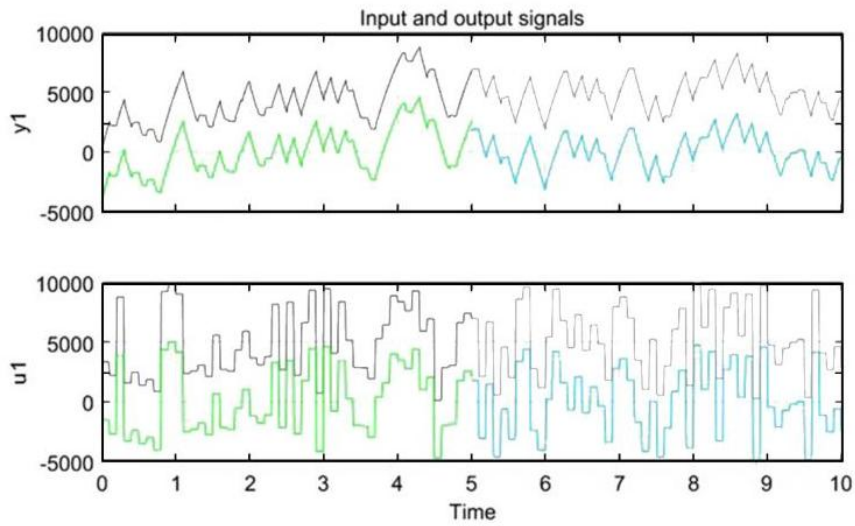


图 4-11 数据分割图

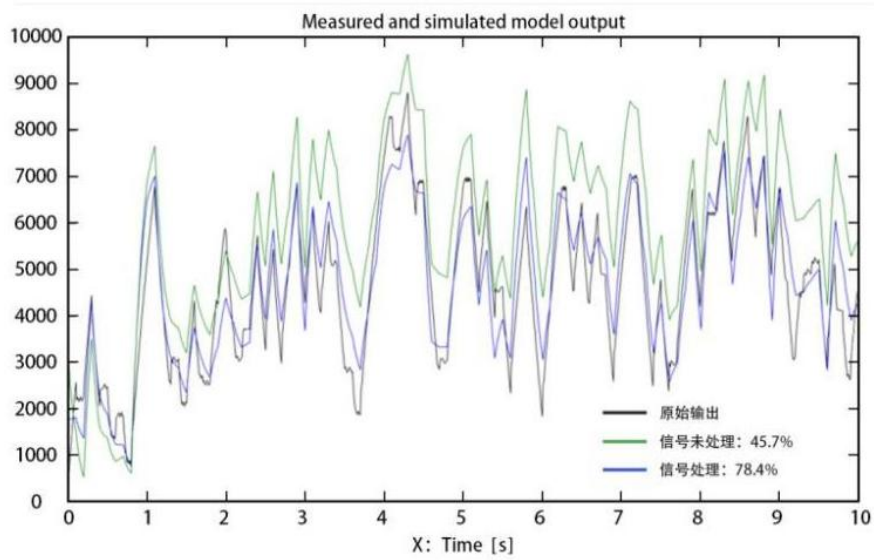


图 4-12 数据拟合图

经过信号预处理后，数据拟合图如图 4-12 所示。待辨识参数数据的拟合度为 78.4%，有了明显提高。此时输出的待辨识参数流量增益系数 K_q 为 3.78×10^{-5} ，刚度阻尼比 W_r 为 0.277。得到电液力伺服系统试验台控制系统的传递函数如式 (4-16) 所示。

$$G(s) = \frac{5.92 \times 10^{-2} s^2 + 3.26}{6.02 \times 10^{-5} s^3 + 5.92 \times 10^{-2} s^2 + 3.61 s + 1} \quad (4-16)$$

4.5 电液力伺服系统试验台控制系统性能分析

稳定性是一个控制系统能否正常运行的首要条件^[94]。所以电液力伺服控制试验台的力控制系统只有保持稳定，系统才能正常工作。本节采用 Bode 图法、Nyquist 图法对电液力伺服系统试验台力控制系统进行稳定性分析。根据上节得到的电液力伺服系统试验台力控制系统的传递函数得出状态空间如式 (4-17) 所示。

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -6.02 \times 10^5 & -5.99 \times 10^4 & -9.83 \times 10^3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} u \\ y = \begin{bmatrix} 3.26 & 0 & 5.92 \times 10^{-2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} \end{cases} \quad (4-17)$$

4.5.1 控制系统 Bode 图稳定性分析

采用 Bode 图法分析电液力伺服系统试验台的力控制系统稳定性，其中相角裕度和幅值裕度为判断试验台力控制系统稳定性的两个主要参数。

相角裕度 p_m 可以表示在剪切频率 ω_c 上，使电液力伺服系统试验台力控制系统发生振动的附加相位滞后量。 p_m 和相角 $\varphi(\omega_c)$ 的关系如式 (4-18) 所示。

$$p_m = \varphi(\omega_c) + 180^\circ \quad (4-18)$$

式中，当 $p_m \leq 0$ 时，电液力伺服系统试验台的力控制系统不稳定；

当 $p_m > 0$ 时，电液力伺服系统试验台的力控制系统稳定。

p_m 越小，电液力伺服系统试验台力控制系统的稳定性越差，通常情况取 $p_m = 30^\circ \sim 60^\circ$ ；如果 p_m 太大，则电液力伺服系统试验台力控制系统灵敏度会降低。

幅值裕度 G_m 表示在交界频率 ω_g 上，使电液力伺服系统试验台力控制系统发生振动的附加增益量，幅值裕度如式（4-19）所示。

$$G_m = \frac{1}{|G(j\omega_g)H(j\omega_g)|} \quad (4-19)$$

式中， $\varphi(\omega_g) = -180^\circ$ 。

将式 4-18 用分贝表示，可得

$$G_m(dB) = 20 \lg G_m = -L(\omega_g) = -20 \lg |G(j\omega_g)H(j\omega_g)| (dB)$$

在 Bode 图中，当 $|G(j\omega_g)H(j\omega_g)| < 1$ ，且 $G_m(dB) > 1$ 时，电液力伺服系统试验台力控制系统稳定；反之，电液力伺服系统试验台力控制系统不稳定。为了使试验台力控制性能达到最佳状态，通常取 $G_m(dB) < 6dB$ 。

根据电液力伺服系统试验台力控制系统的状态空间表达式，基于 MATLAB 编程获得电液力伺服系统试验台的力控制系统 Bode 图，如图 4-13 所示。

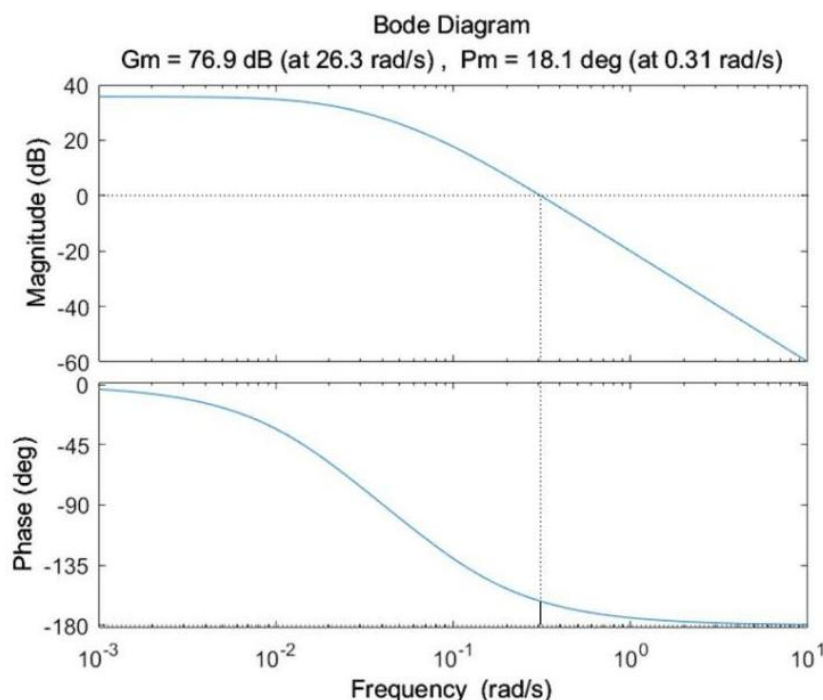


图 4-13 电液力伺服系统试验台的力控制系统 Bode 图

当 $G_m > 1$ 、 $P_m > 0$ ，电液力伺服系统试验台力控制系统稳定。在实际工程应用中， P_m 是力控制系统性能的主要指标，通常取 $p_m = 30^\circ \sim 60^\circ$ ，对于幅值裕量，通常小于 $6dB$ 。由电液力伺服系统试验台的力控制系统 Bode 图可知， $G_m = 76.9dB$ ， $P_m = 18.1deg$ ，所以该电液力伺服系统试验台的力控制系统稳定性符合要求，其试验台性能良好。

4.5.2 试验台控制系统 Nyquist 图稳定性分析

根据电液力伺服系统试验台力控制系统的状态空间表达式，采用 MATLAB 编程获得试验台的力控制系统 Nyquist 图，如图 4-14 所示。

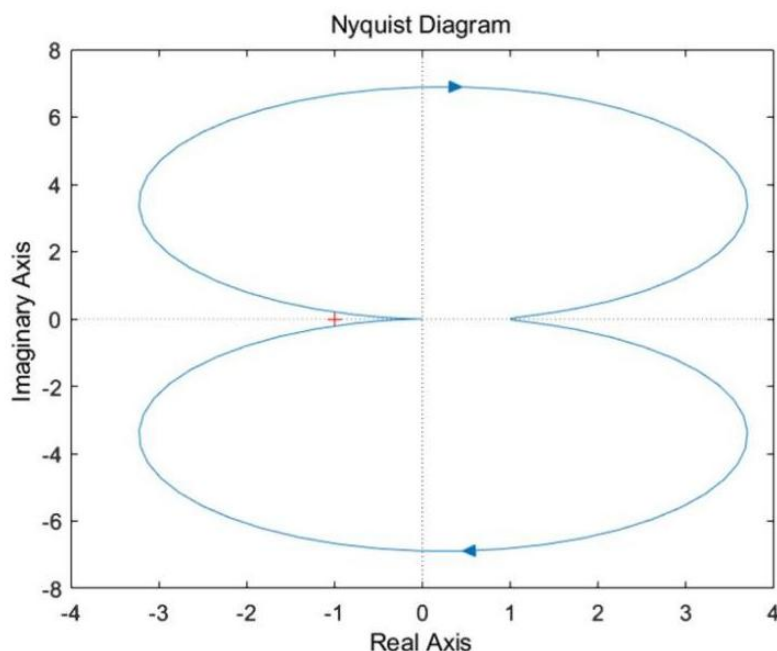


图 4-14 电液力伺服系统试验台控制系统 Nyquist 图

电液力伺服系统试验台力控制系统 Nyquist 图仿真结果如图所示。图中右半侧曲线极点 $P=0$ ；逆时针方向沿 $(-1, j0)$ 的圈数 $N=0$ ，则可得到 $P=N$ ， $Z=P-2N=0$ ，即该电液力伺服系统试验台力控制系统 Nyquist 图曲线右半侧不存在特征根，试验台力控系统稳定。

4.6 电液力伺服系统试验台控制系统仿真

根据电液力伺服系统试验台液压控制系统传递函数搭建 Simulink 仿真模型，对系统传递函数采取仿真，得到该系统单位阶跃响应曲线如图 4-15 所示。由图

可知，该系统在单位阶跃信号作用下响应时间较长，调整时间 t_s 为 4.5s，稳态误差大于 2%，因此该系统控制性能很不理想，需要进行优化。

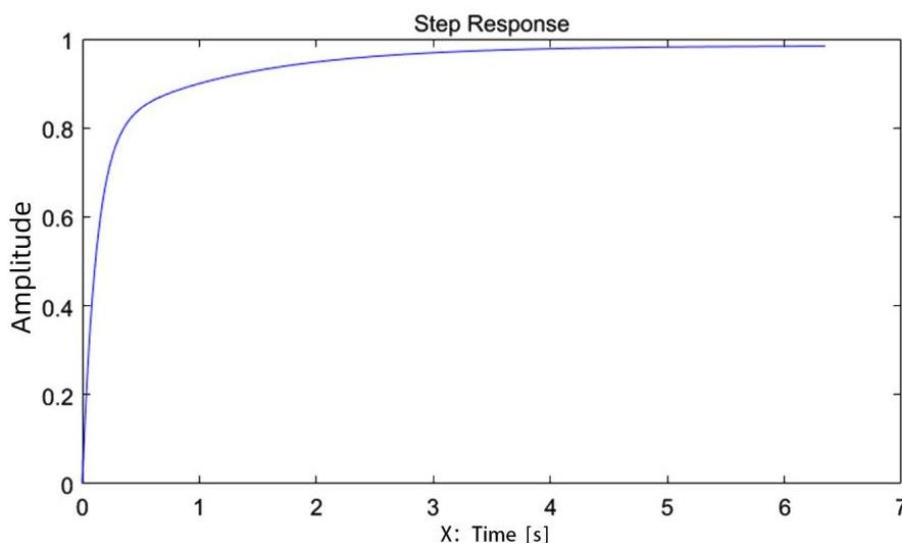


图 4-15 电液力伺服系统试验台控制系统单位阶跃响应曲线图

4.7 本章小结

为了对试验台力控制系统做出进一步研究，本章阐述了电液力伺服系统试验台力控制系统方案，基于模块化建模法完成电液力伺服系统试验台液压控制系统建模。为了提高模型的精度，提出以系统响应超调量作为评价指标，通过正交试验得出流量增益系数、刚度阻尼比为影响模型精度的重要待辨识参数。基于 MATLAB 采用最小二乘对参数进行辨识得出液压伺服控制系统精确模型。对试验台力控制系统进行了稳定性分析，完成系统进行控制性能仿真分析，得到系统响应时间为 4.5s。为了改善电液力伺服系统试验台力控制系统综合性能，在后续研究中需要寻找出合适的控制方法对其做出优化。

本章完成的具体工作有：

(1) 确定了电液力伺服系统试验台力控制方案，对试验台电液力伺服控制系统作了详细的说明。分析了现有液压系统的建模方法，针对本文设计的电液力伺服控制系统提出采用模块化建模。

(2) 针对模型未知参数过多导致辨识过程困难，提出以系统响应超调量作为评价指标，通过正交试验分析得出流量增益系数、刚度阻尼比为影响模型精度的重要待辨识参数。基于 MATLAB 采用最小二乘对试验台控制系统数学模型参

数进行辨识，得到电液力伺服系统试验台控制系统精确的数学模型。

(3) 采用 Bode 图法、Nyquist 图法对电液力伺服系统试验台力控制系统进行了分析，判断试验台控制系统具有稳定性。根据系统传递函数搭建 Simulink 仿真模型，经过仿真得到调整时间 t_s 为 4.5s，稳态误差大于 2%，因此该系统控制性能很不理想，需要进行优化。

第 5 章 电液力伺服系统试验台控制系统控制方法研究

为了改善电液力伺服系统试验台液压力控制系统的性能。本章对试验台力控制系统进行分析研究，寻找合适的控制方法对系统做出优化。以经典 PID 控制为基础，提出 BP 神经网络优化 PID 控制参数，仿真显示输出力响应曲线振荡明显。针对 BP 神经网络优化学习的过程中也经常出现陷入局部最小点，同时该算法的初始权值的随机赋值和学习速率的选取极易影响算法的收敛速度，导致无法实时输出 PID 比例积分微分三个参数。因此提出采用 PSO 粒子群算法进一步优化 BP-PID 控制算法。

5.1 电液力伺服系统试验台 PID 控制及仿真

PID 的控制原理图如图 5-1 所示。基本原理是调整比例、积分和微分三个参数来控制被控对象的输出^[95]。

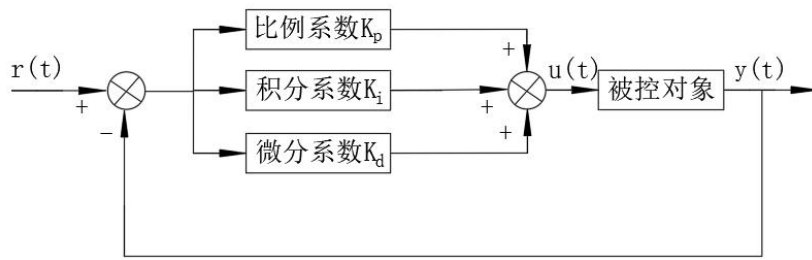


图 5-1 PID 控制系统原理图

PID 的输入量为设定值和输出值的误差，即 $e(t)$ ，所以 PID 的表达式如式(5-1)所示。

$$e(t) = r(t) - y(t) \quad (5-1)$$

式中， $r(t)$ 为输入量；

$y(t)$ 为输出量；

$e(t)$ 为输入值。

图 5-1 所示 PID 控制系统原理图中， $u(t)$ 表示 PID 控制器的输出值，连续控制系统的 PID 控制器的调节规律如式（5-2）所示。

$$u(t) = K_p \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (5-2)$$

式中， K_p 为比例系数；

T_I 为积分时间常数；

T_D 为微分时间常数。

为了提高系统的可靠性，在现代控制理论中，通常使用数字式 PID 控制方法^[96]。将上式离散化得到数字 PID 控制算法，亦称为位置 PID，其表达式如（5-3）所示。

$$\begin{aligned} u(t) &= K_p[e(k) + \frac{T}{T_I} \sum_{j=0}^k e(j) + \frac{T}{T_D}(e(k) - e(k-1))] \\ &= K_p e(k) + K_i \sum_{j=0}^k e(j) + K_d(e(k) - e(k-1)) \end{aligned} \quad (5-3)$$

式中， K_i 为积分系数， $K_i = K_p T / T_I$ ；

K_d 为微分系数， $K_d = K_p T_D / T$ ；

T 为系统采样时间。

在实际操作中，控制系统采用上式的 PID 控制方法时，容易使控制系统出现较大的误差，且运行过程中的性能较差，因此可以使用增量式 PID 控制方法^[97]。

对位置式 PID 表达式变形可得式（5-4）。

$$u(k-1) = K_p e(k-1) + K_i \sum_{j=0}^{k-1} e(j) + K_d[e(k-1) - e(k-2)] \quad (5-4)$$

将式 5-3 与式 5-4 推理可得增量式 PID 控制方法的表达式如式（5-5）所示。

$$\Delta u(k) = K_p[e(k) - e(k-1)] + K_i e(k) + K_d[e(k) - 2e(k-1) - e(k-2)] \quad (5-5)$$

通过对式 5-3、5-5 的对比，该方法的计算量明显减少。因此增量式 PID 的应用较为广泛，在工业生产制造过程中具有很大的优势在。增量式 PID 的控制效果可以通过加权处理来提升，在被控对象发生故障时，不会对生产制造过程造成很大的影响。所以本节采用增量式 PID 对电液力伺服试验台进行控制研究。

5.1.1 PID 控制参数的整定

电液力伺服试验台采用 PID 控制器的控制效果与 PID 比例、积分、微分三个参数的取值直接相关。目前针对 PID 的控制参数调节主要采用经验调参试凑法^[98]。该方法的核心是根据各个参数对系统的控制效果不断修改其参数值，直至系统的输出响应达到预期效果。

针对本文设计电液力伺服系统试验台液压力控制系统，采用 PID 控制。首

先将 PID 三个参数调为 0，慢慢增大比例系数，当系统的输出响应出现振荡时，停止增大比例系数；然后慢慢减小比例系数，直至系统的输出响应振荡消失；最后取此刻比例系数的 60%-70%，得到比例系数 K_P 为 9。积分系数调试先设定一个较大的值，在慢慢减小，直至系统的输出响应出现振荡，最后取此刻积分系数的 15%~185%，得到积分系数 K_I 为 0.9。微分系数一般设置为零，如果调节比例、积分两个参数后，系统输出响应为达到预期，可继续调节微分环节，调节步骤与积分调节类似，取最后值的 30%。

通过经验试参，PID 控制器的参数选择分别为： $K_p = 9$ 、 $K_i = 0.9$ 、 $K_d = 0.2$ 。

5.1.2 PID 控制仿真分析

根据第 3 章求取的试验台液压液压力控制系统传递函数，采用 Simulink 建立其仿真模，通过仿真得到该系统在 PID 控制器作用下的阶跃响应曲线，如图 5-2 所示。由图可知，试验台液压力控系统采用 PID 控制后，系统在单位阶跃输入信号的作用下，其调整时间 t_s 为 0.8s，系统超调量为 13%，因此需要对 PID 控制进行优化改进。

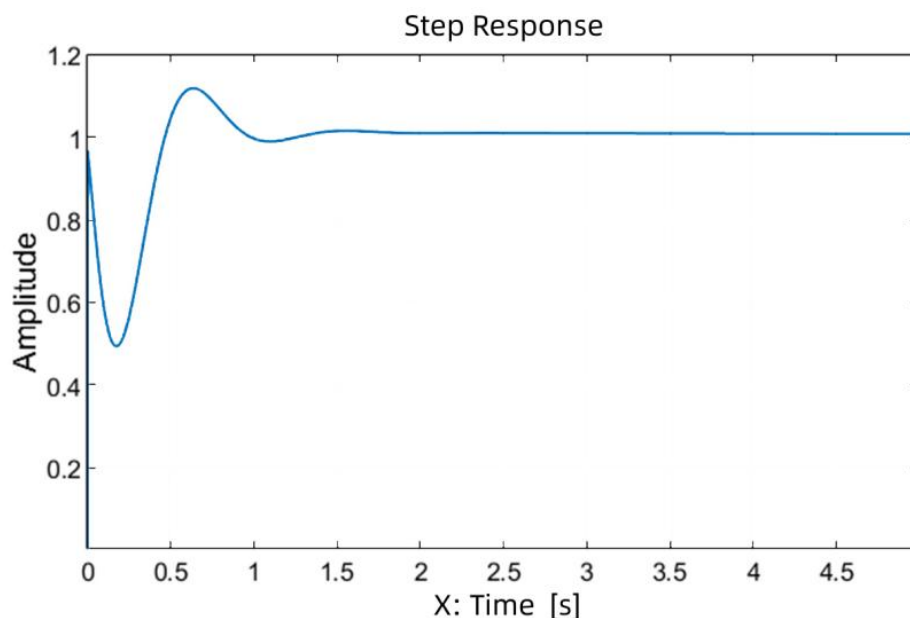


图 5-2 电液力伺服系统试验台 PID 控制输出响应曲线图

5.2 BP 神经网络优化 PID

BP 神经网络具有自适应能力，将 BP 神经网络与 PID 控制相结合能够较好

地适应环境变化,提高系统的抗干扰能力^[99]。并且 BP 神经网络结构和算法编程简单,具有接近任意非线性函数的能力^[100]。从而可以利用 BP 神经网络对 PID 控制器比例积分微分三个参数进行自适应调节和优化,达到优化系统的输出响应^[101]。

考虑到本文设计的电液力伺服系统试验台液压力控制系统较为复杂。针对上节采用传统 PID 控制,其 PID 控制参数整定过程存在的参数在线整定困难和系统输出响应时间过长等问题。本节以 PID 控制为基础,结合 BP 神经网络自学习和自适应能力强等特点,采用 BP 神经网络在线优化 PID 控制器参数,对 BP-PID 的具体结构进行分析与设计,最后采用 MATLAB 完成 BP-PID 的算法编程,实现 BP-PID 对电液力伺服系统试验台液压控制系统的优化控制。

5.2.1 BP 神经网络优化 PID 控制参数分析

在 5.1 节中,仔细分析了位置 PID 和增量式 PID。由于增量式 PID 控制综合控制效果较位置 PID 优越,因此选择增量式 PID 对电液力伺服系统试验台液压控制系统作进一步研究。在 PID 调参过程中发现对操作者的经验要求较高,对初学者而言,逐个找出适合本试验台控制系统的最佳参数组合需要大量时间。而且本文所设计的液压力控制系统较为复杂,运用 PID 控制在离线调参情况下所得到的系统输出响应往往难以满足设计需求。如 5.1 节中所获得的响应曲线存在调整时间较长,超调量较大的问题。

本章以 PID 控制为基础,结合 BP 神经网络具有自适应自学习的优点,基于 MATLAB 设计 BP-PID 控制算法,从而实现 PID 比例积分微分三个参数在线实时获取能力,解决了传统 PID 参数选择困难的问题,又保留了 PID 控制的优点,使得系统具有更强的鲁棒性和自适应能力。当液压伺服控制系统外负载改变时,控制系统经过误差的反馈于输入信号比较,将比较信号输入 BP 神经网络,经过神经网络各层权值的调整输出最优的 PID 控制参数,从而实现电液力伺服系统试验台液压力控制系统的自适应控制。

5.2.2 BP 神经网络优化 PID 控制算法

针对本文设计的电液力伺服系统试验台液压力控制系统,以 PID 控制为基

础，引入 BP 神经网络算法，从而实现该力控系统的在线调参自主学习自适应能力。采用 BP 神经网络 PID 的工作原理为：输入力信号 u_i 、偏差信号 u_g 、反馈信号 u_f 、伺服放大器输出信号 u 作为 BP 神经网络的输入，经过 BP 神经网络的训练学习，在线输出 PID 比例积分微分三个参数的具体数值，PID 获取具体的参数值后输出控制信号，经过放大器处理将信号传递至电液伺服阀，电液伺服阀阀芯根据信号产生相应的开口位移，液压油进入液压缸产生相应的输出力，输出力的大小经压力传感器采集反馈至比较器，比较器产生偏差信号，该偏差信号继续与输入信号、反馈信号和伺服放大器输出信号共同输入至 BP 神经网络，然后 BP 神经网络继续输出 PID 三个参数。如此重复，直至液压缸输出力的稳态误差在 2% 以内。控制原理如图 5-3 所示。

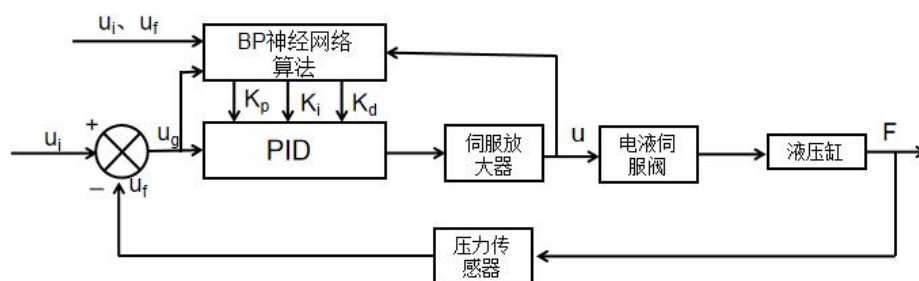


图 5-3 电液力伺服控制试验台控制系统神经网络 PID 控制原理图

BP 神经网络控制误差精度与网络层数隐含层神经元数目成正相关。考虑到神经网络层数过多会导致编程过程复杂，适当增加隐含层的神经元数目反而使得网络训练效果更易观察和调整^[102]。所以优先考虑增加隐含层的神经元数目。神经元数目按式（5-6）选取。

$$s_1 = \sqrt{S + S_2} + (1 \sim 10) \quad (5-6)$$

式中， S —输入层神经元数（个）；

S_1 —隐含层神经元数（个）；

S_2 —输出层神经元数（个）。

本文采用三层 BP 神经网络。如图 14 所示，输入层神经元数为 4，分别为输入力信号 u_i 、偏差信号 u_g 、反馈信号 u_f 、伺服放大器输出信号 u ，输出层神经元数为 3，分别为 PID 控制器的 3 个参数 K_p 、 K_i 、 K_d ，隐含层神经元数为 12 个。

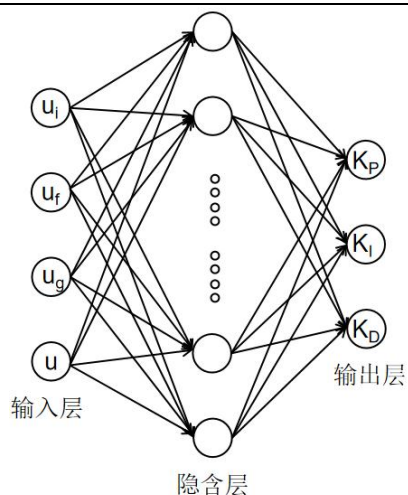


图 5-4 试验台控制系统 BP 神经网络结构图

BP 神经网络的激活函数必须是处处可微，一般采用 Sigmoid, Tanh, ReLU, Leaky ReLU 等函数。考虑到 PID 控制器的 3 个参数 K_p 、 K_i 、 K_d 必须为正值。所以输出层激活函数采用非线性 Sigmoid 函数，隐含层采用 Tanh 型双曲正切函数。

$$\text{sigmoid}(x) = \frac{1}{1 + e^{-x}} \quad (5-7)$$

$$\text{tanh}(x) = \frac{e^x - e^{-x}}{e^x + e^{-x}} \quad (5-8)$$

图 5-3 电液力伺服系统试验台控制系统原理图包含经典 PID 控制器和神经网络控制器。以 u_i 、 u_f 、 u_g 、 u 作为神经网络输入，通过 BP 神经网络的自学习、权值系数选取，使得 BP 神经网络实时输出 PID 控制最优参数组合。具体算法如下：

对式 5-5 增量式 PID 控制算式改写得到式 (5-9)。

$$u(k) = u(k-1) + K_p[u_g(k) - u_g(k-1)] + K_I u_g(k) + K_D[u_g(k) - 2u_g(k-1) + u_g(k-2)] \quad (5-9)$$

隐含层第 k 个神经元的输出如式 (5-10) 所示。

$$a_{1k} = f_1\left(\sum_{j=1}^r \omega_{1kj} p_j + b_{1k}\right) (k=1, 2, 3, \dots, 12) \quad (5-10)$$

输出层第 z 个神经元输出如式 (5-11) 所示。

$$W_z = f_2\left(\sum_{k=1}^{s_1} \omega_{2kj} a_{1k} + b_{2z}\right) (z=1, 2, 3) \quad (5-11)$$

式中, $W_1 = K_p$;

$$W_2 = K_I;$$

$$W_3 = K_D。$$

误差函数如式 (5-12) 所示。

$$E(W, B) = \frac{1}{2} \sum_{z=1}^3 (t_z - W_z)^2 \quad (5-12)$$

权值系数按有监督的 Hebb 学习规则进行, 采用梯度递减的方法来更新 BP 神经网络的权值系数以及输出层和隐含层的权值系数^[103]。

输出层第 i 个输入与第 k 个输出的之间的权值可表示为式 (5-13)。

$$\Delta \omega_{2ki} = -\eta \frac{\partial E}{\partial \omega_{2ki}} = \eta (t_k - W_k) \frac{\partial W_k}{\partial u(k)} f'_2 a_{1i} = \eta \delta_{ki} a_{1i} \quad (5-13)$$

隐含层第 j 个输入与第 i 个输出的权值可表示为式 (5-14)。

$$\Delta \omega_{1ij} = -\eta \frac{\partial E}{\partial \omega_{1ij}} = \eta (t_k - W_k) f'_2 \omega_{2ij} f'_1 p_j = \eta \delta_{ij} p_j \quad (5-14)$$

5.2.3 电液力伺服系统试验台 BP 神经网络优化 PID 控制仿真与分析

根据电液力伺服试验台控制系统完成对 BP 神经网络 PID 控制器和算法的分析与设计。采用 MATLAB 编程实现 BP-PID 对电液力伺服试验台力控系统的仿真控制, 如图 5-5 所示为 BP 神经网络调节 PID 在线实时输出得到具体的 K_p 、 K_i 、 K_d 三个参数。系统在单位阶跃相应输入的作用下, BP 神经网络实时输出参数稳定后的数值分别为 $K_p=0.53$ 、 $K_i=0.49$ 、 $K_d=0.39$ 。

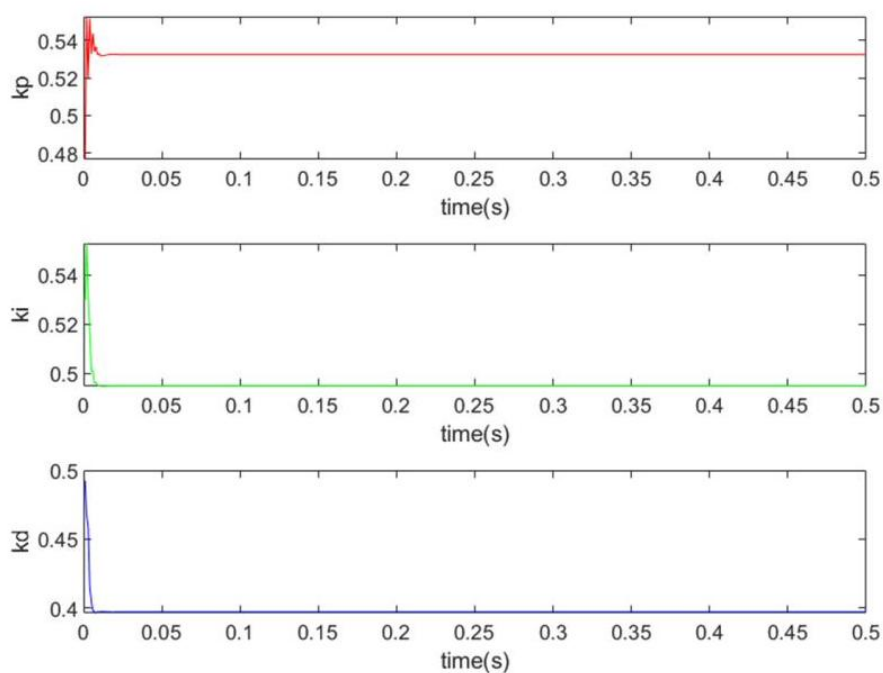


图 5-5 BP 神经网络输出参数图

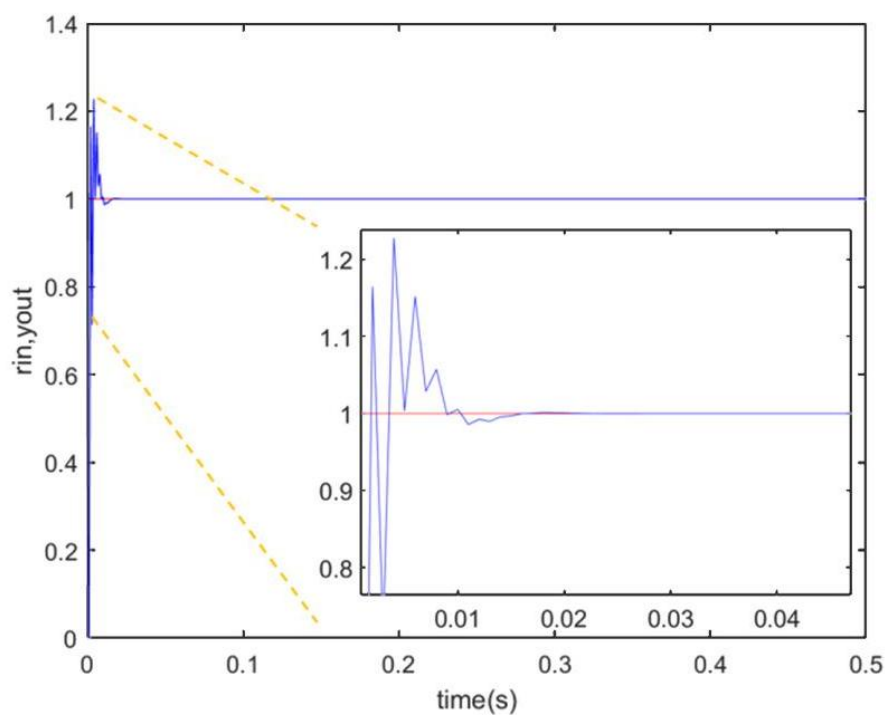


图 5-6 BP-PID 阶跃响应图

图 5-6 为电液力伺服试验台 BP-PID 控制的阶跃响应曲线，调整时间 t_s 仅为 0.02s。可以看出，引入了 BP 神经网络后，BP-PID 控制可以有效输出 K_p 、 K_i 、 K_d 。虽然超调量未有明显降低，但是 BP-PID 的调整时间较传统 PID 控制缩短了 0.75 秒，系统响应时间得到了很大的提升，较传统 PID 控制提高了 96%。

5.3 PSO 粒子群算法优化 BP-PID

在本文 5.2 节中, 针对增量式 PID 对本文所设计的电液力伺服试验台力控制系统的控制效果不理想, 因此采用 BP 神经网络优化 PID。试验台在 BP-PID 的控制作用下, 输出响应时间明显缩短, 但系统输出出现严重的振荡。采用 BP 神经网络优化 PID 参数的过程中, 神经网络容易陷入局部极小点, 而且其算法的收敛速度极容易受到算法惯性系数 η 和学习速率 α 取值的影响^[104]。虽然算法陷入局部极小值对试验台输出影响不大, 能够满足试验台力控系统输出响应的基本性能指标。但这种情况会使得本文设计的试验台力控系统无法发挥最佳状态, 同时也会影响该系统高效稳定的输出。而且在对电液力伺服试验台力控系统进行 BP 神经网络 PID 控制进行编程时, 为了得到较好的控制效果, 需要花费大量的时间反复随机选取 BP 神经网络的加权系数。

为了解决 BP-PID 优化试验台控制系统出现的各种问题, 引入 PSO 粒子群算法对 BP 神经网络进行优化。在神经网络迭代输出 PID 最优参数的过程中, 利用 PSO 粒子群算法对 BP 神经网络中的惯性系数 η 和学习速率 α 进行全局优化, 以得到最优解, 从而保证 BP 神经网络收敛于全局最优, 提升神经网络算法优化 PID 参数的性能^[105]。PSO 粒子群是一种具有全局搜索能力的算法, 其优点是收敛速度快、算法简单、易于采用 MATLAB 编程实现^[106]。因此采用 PSO 粒子群算法能很好的解决神经网络各层神经元间的权值以及学习速率确定, 也能很好的解决 BP 神经网络在优化过程中极易陷入局部极小值这一问题^[107]。

5.3.1 PSO 粒子群优化 BP-PID 控制算法

BP 神经网络具有较强的学习能力、泛化能力等优点, 但存在一些缺点, 如收敛速度慢、容易陷入局部最优等。粒子群算法比较成熟、简单容易实现、能够全局寻优、收敛速度快。因此有许多研究者将两种算法相结合, 结合方式有如下两种:

(1) 通过 PSO 算法的全局寻优能力和 BP 神经网络的局部寻优能力互相弥补, 以先全局后局部的方式, 优化 BP 神经网络的初始权值。

(2) 在 PSO 算法内部使用 BP 算法, 发挥 BP 神经网络的学习能力来提升

PSO 算法的收敛速度。

在设计 BP-PID 控制器时, 各层加权系数初始值选取具有随机性, 为了得到较好的控制效果, 需要不断随机选取初始值, 再进行仿真, 观察仿真结果及计算峰值和均方根值, 耗费大量时间^[108]。因此选用方式 1, 运用 PSO 弥补 BP 神经网络惯性系数 η 和学习速率 α , 使 BP 神经网络有效输出 PID 控制参数, 进而得到电液力伺服系统试验台最优的控制效果。

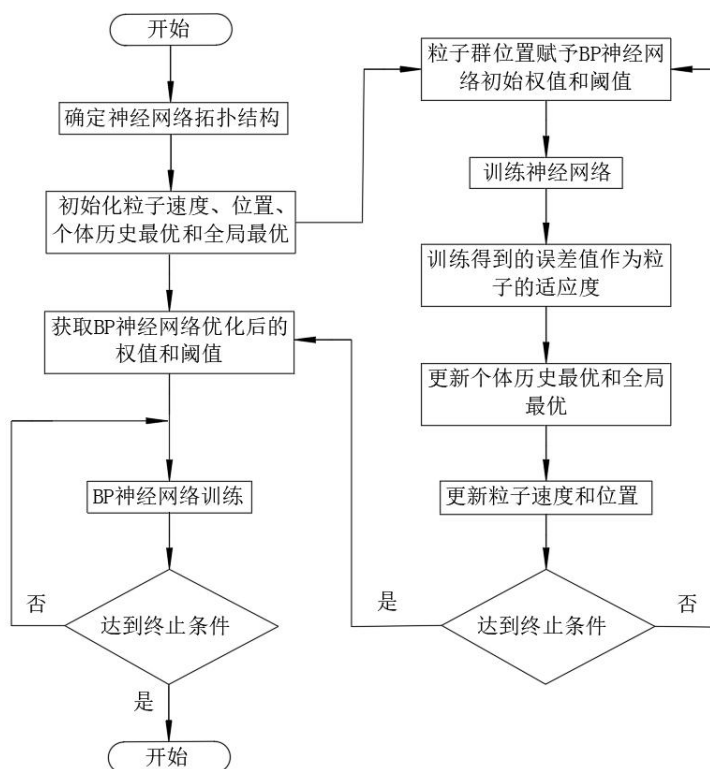


图 5-7 电液力伺服系统试验台 PSO 优化 BP 算法流程图

图 5-7 为电液力伺服系统试验台控制系统 PSO 粒子群优化 BP-PID 控制算法的流程图, 其具体步骤总结为:

步骤 1: BP 网络结构初始化。按 5.5.5 小节构建四输入层、十隐含层、三输出层结构模型, 设置学习率为 0.2、惯性系数为 0.3、变化范围为 0~10;

步骤 2: 初始化 PSO 粒子群算法, 把学习速率和惯性系数作为其 PSO 算法的粒子, 设置 PSO 算法初始种群数为 10、迭代次数为 50、初始化粒子速度为 0;

步骤 3: 对算法中每个粒子的位置和速度进行更新, 以获得每个粒子的 P_i 和群体 P_g ;

步骤 4: 对 PSO 输出进行判断, 判断其状态是否达到 PSO 迭代终止条件, 若满足条件, 则迭代终止输出数据, 否则继续按步骤 3 迭代;

步骤 5: PSO 粒子群算法迭代终止并输出最优学习速率 η 为 0.264、惯性系数 α 为 2, 将最优的学习速率和惯性系数作为 BP 神经网络的初始参数。

通过 PSO 与 BP 神经网络相结合, 得到 BP 神经网络最优的初始学习率和惯性系数, 粒子群 BP 神经网络 PID 控制器原理框图如图 5-8 所示。

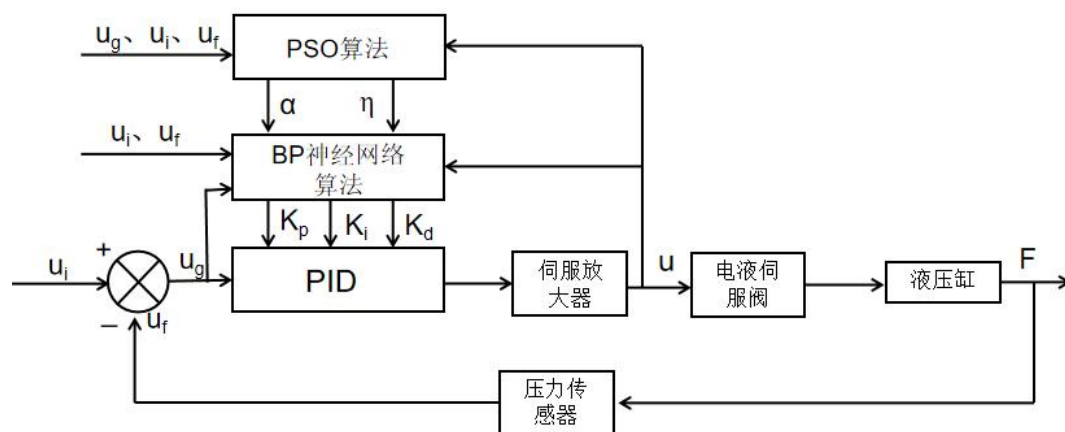


图 5-8 电液力伺服系统试验台 PSO 优化 BP 神经网络 PID 控制原理图

通过对 PSO 优化 BP-PID 控制器和算法的设计分析。采用 MATLAB 编程实现 PSO 粒子群算法优化 BP-PID 对本文电液力伺服试验台力控制系统的仿真控制。

5.3.2 电液力伺服系统试验台 PSO 优化 BP-PID 控制仿真与分析

采用 PSO 粒子群算法对 BP 神经网络学习速率和惯性系数进行优化, 得到学习速率迭代图如图 5-9, 惯性系数迭代图如图 5-10 所示。两图表示学习速率和惯性系数的取值变化过程曲线, 可以看出 PSO 粒子群算法大约只需要 19 次迭代, 其算法就可以达到收敛状态, 此时 PSO 算法输出的最优学习速率 η 为 0.264、惯性系数 α 为 2。

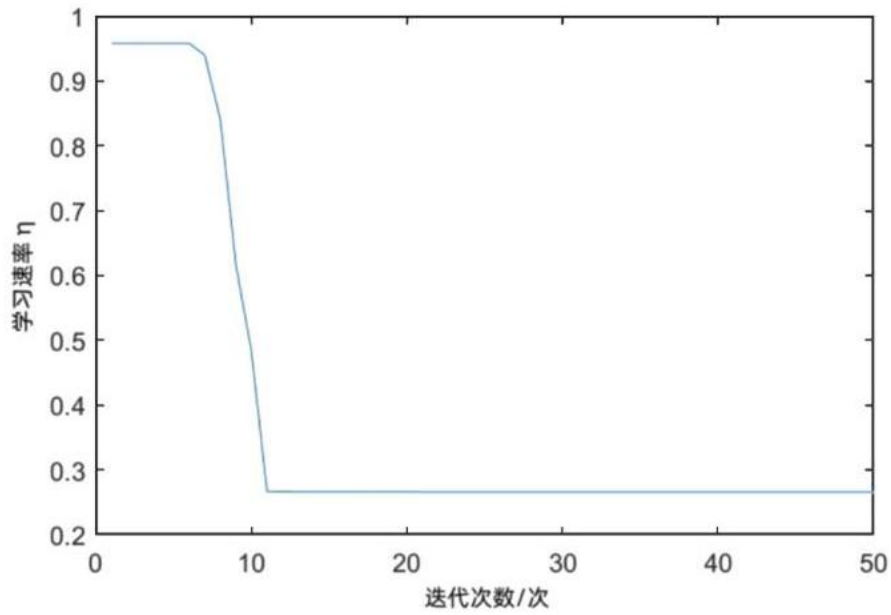


图 5-9 学习速率图

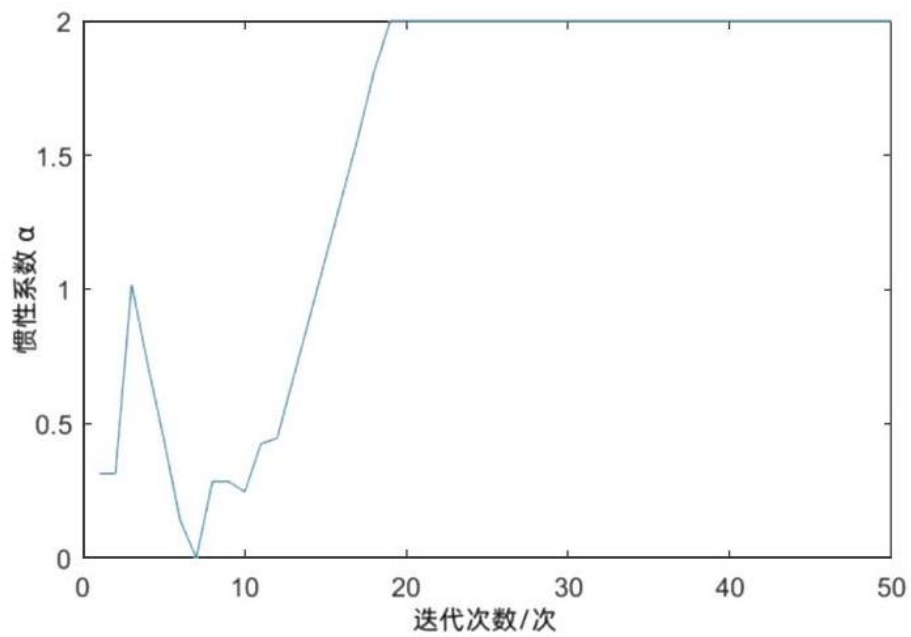


图 5-10 惯性系数图

图 5-10 为 PSO 优化 BP 神经网络调节 PID 得到具体的 K_p 、 K_i 、 K_d 三个参数。由图可知 $K_p=0.13$ 、 $K_i=0.07$ 、 $K_d=0.162$ 。

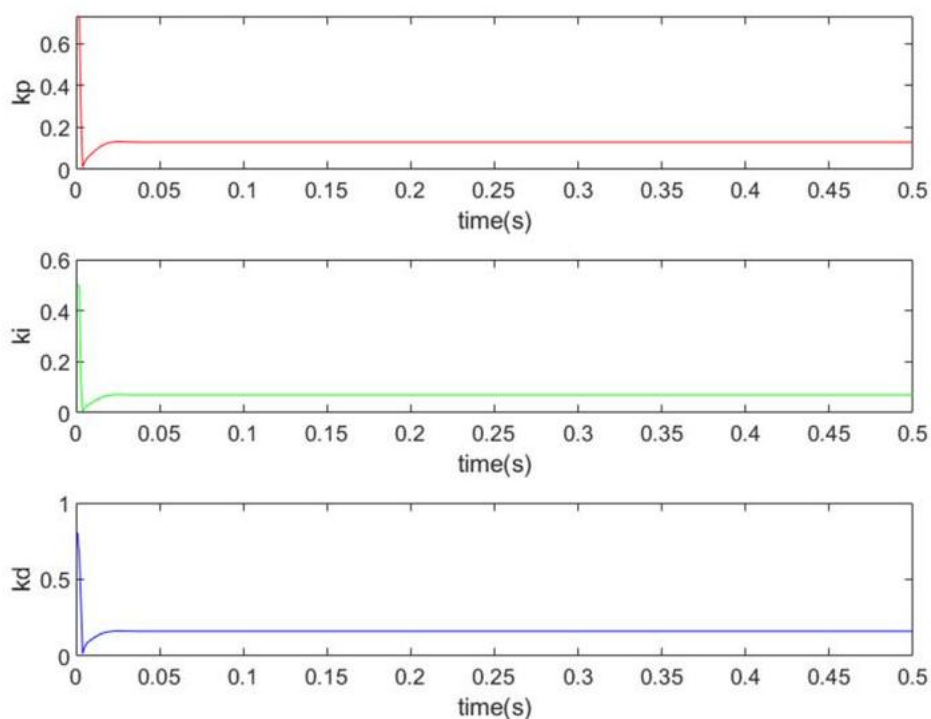


图 5-11 PSO-BP-PID 输出参数图

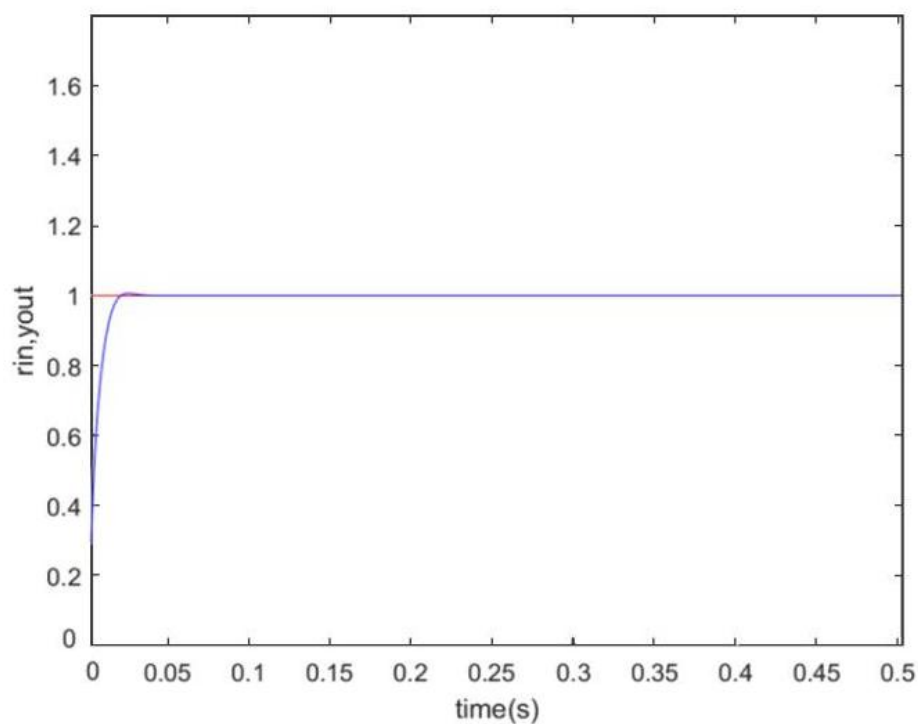


图 5-12 PSO-BP-PID 阶跃响应图

图 5-12 为 PSO 优化 BP 神经网络 PID 得到的电液力伺服试验台力控制系统的阶跃响应曲线，由图可知系统响应的调整时间 t_s 仅为 0.05s，伴随着微量的超调。经过 PSO 优化 BP 神经网络后，可以有效输出 K_p 、 K_i 、 K_d ，虽然响应时间有所增加，但是系统超调量明显降低，未出现振荡现象。仿真说明 PSO 优化 BP

神经网络 PID 效果明显，PSO-BP-PID 控制算法设计合理。

5.4 本章小结

本章首先阐述了经典 PID 控制理论，以此为基础采用 BP 神经对传统 PID 进行优化。针对 BP-PID 对电液力伺服系统试验台进行控制仿真时，出现严重振荡，且 BP 神经网络在输出 PID 参数的学习过程中容易误入局部极值。针对上述问题，提出采用 PSO 粒子群进行优化，通过仿真分析，系统响应时间虽然有所增加，但是系统输出响应未出现振荡。

本章完成的具体工作有：

(1) 针对本文设计电液力伺服试验台力控系统采用增量式 PID 对其进行控制优化，通过经验试参得到 $K_p = 9$ 、 $K_i = 0.9$ 、 $K_d = 0.2$ 时，电液力伺服试验台力控系统在 0.8s 达到稳定状态。但是，该系统响应超调量较高，需要进行优化。

(2) 提出电液力伺服试验台 BP 神经网络优化 PID 控制参数，建立以输入力信号 u_i 、偏差信号 u_g 、反馈信号 u_f 、伺服放大器输出信号 u 为输入层， K_p 、 K_i 、 K_d 作为输出层的四输入三输出的结构。算法输出层采用 Sigmoid 函数，隐含层采用 Tanh 函数，采用 Hebb 学习规则以及梯度下降法对神经网络各权值系数进行调整更新，基于 MATLAB 编程实现 BP-PID 对电液力伺服试验台力控系统的仿真控制。仿真结果显示，当 $K_p=0.53$ 、 $K_i=0.49$ 、 $K_d=0.39$ 时，系统单位阶跃响应的调整时间为 0.02s，较传统 PID 控制提高了 96%。

(3) 针对 BP-PID 控制响应曲线振荡明显，BP 神经网络在学习过程中容易陷入局部极小点，提出采用 PSO 粒子群优化 BP 神经网络最优学习速率和惯性系数，基于 MATLAB 编程实现 PSO 粒子群算法优化 BP-PID 对电液力伺服试验台力控制系统的仿真控制。仿真显示当学习速率 $\eta=0.264$ 、惯性系数 $\alpha=2$ 、 $K_p=0.13$ 、 $K_i=0.07$ 、 $K_d=0.162$ 时，系统单位阶跃响应的调整时间为 0.03s，系统响应时间虽然有所增加，但是系统输出响应未出现振荡。

第 6 章 电液力伺服系统试验台搭建与试验

为了验证本文第 2 章试验台液压控制系统设计是否合理、第 5 章力控制方法研究是否达到预期效果。因此本章搭建了电液力伺服试验台，通过试验对上述研究做出进一步验证与研究。

6.1 试验台搭建

本文第 2 章中试验台机械结构做出详细的设计，绘制出电液力伺服控制试验台总体方案图，但考虑到试验经费有限，故未对试验台机械结构部分进行加工搭建，而是选择试验室已有的试验台台体。

试验设备基本配置有 PLC、显示屏、动力加载液压控制系统。动力加载液压控制系统主要分为以下三个部分，分别为液压伺服控制回路、加载力控制回路和供油系统。液压伺服控制回路包括电液伺服阀、双出杆液压缸以、压力传感器及各种阀组。加载力控制回路主要由三位四通换向阀、单出杆液压缸和各类阀组组成。

电液力伺服试验台力控制系统主要由一台可程式编程器控制，其中试验台的供油系统启停、加载缸等由 PLC 控制。用电液伺服阀控制控制加载缸力输出，显示屏支持手动输入和编程控制调节液压缸力输出。

试验台搭建步骤如下：根据本文第 2 章所设计的液压控制系统，完成液压回路的搭建。根据系统压力控制及传感器接线图接线。根据伺服阀力控制-电气控制框图，在接入一头七芯一头圆芯辫子线前，先将“调零”旋钮调至伺服阀电流显示表头为 0mA。关闭 A 模块中蓄能器进出口的高压球阀，给试验台通电，“启动主泵”、“加载”，然后顺时针调节先导式溢流阀，调节系统压力至 5MPa，然后卸荷，停止，关闭 B 模块中的 1#、3#、4#高压球阀，打开 2#、5#、6#高压球阀。启动辅助泵，顺时针旋转加载阀板上的直动式溢流阀手柄，调节系统压力为 6MPa，从主面板 1 上的“DC24V 输出”用试验导线接电磁换向阀，直至加载缸活塞杆伸出。试验台的总装图如图 6-1 所示。

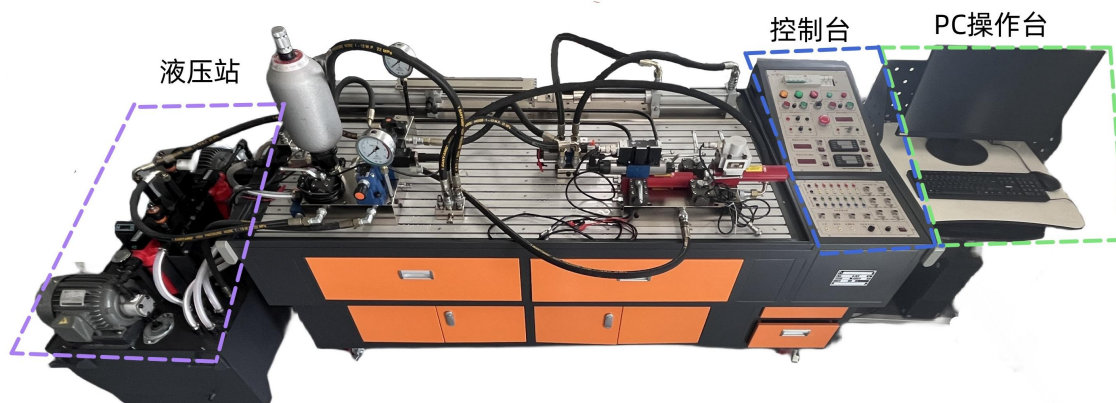


图 6-1 试验台总装图

6.2 试验台各部件操作规程

(1) 液压泵启动准备

在试验台启动前。首先要检查供油系统、加载缸回路、液压伺服控制回路以及各种阀组件油液的进出口，防止管路连接错误，同时确定好电机、油泵的安装是否正确，其旋转方向与转置上的指示标识牌是否一致。试验台安装后首次启动时，要向液压泵注满液压油，然后手握电机与液压泵的连接轴施加适当的旋转力，感受电机与液压泵的旋转是否灵活均匀。试验台初次启动如果供油不畅，可能是液压泵中存在空气，此时可将输出端接口稍微松开排气。

(2) 液压控制系统工作流程

首先控制加载缸伸出至指定位置，液压杆顶住压力传感器的一端。液压伺服控制回路在工作前，先调节回路中的溢流阀的溢流压力，使整个力控制回路的系统压力处于低压状态，然后等待系统运行两分钟左右，再调节溢流阀压力，使得系统工作压力慢慢升至 6MPa。在此过程中，若出现反常现象，应立即对液压系统进行卸压，再停机检查，关闭试验台电源。最后对试验台进行各项检查直至恢复正常。完成上述检查和测试试验后才能进行本章的试验内容。

6.3 电液力伺服系统试验台验证试验

6.3.1 验证液压系统设计

根据第 2 章设计的试验台液压控制系统，完成试验台液压回路部分搭建，试

验台液压系统工作压力设置为 6MPa，进行试验，该试验台在输出信号为 5000N 时，试验台的力输出响应曲线如图 6-2 所示。

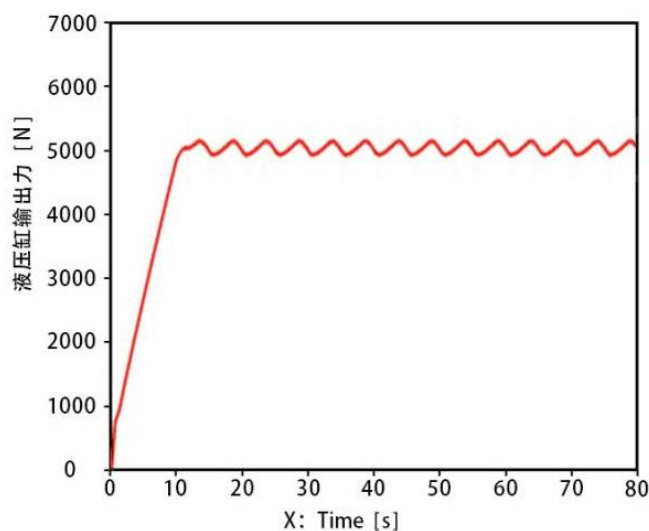


图 6-2 响应曲线图

由图可知，系统虽然响应时间较长，并出现微量超调，系统达到稳态之后，系统液压缸力输出力稳定在 5000N 附近振荡，未出现较大的浮动变化，说明该系统设计合理。

6.3.2 验证试验台各控制方法

本文第 5 章中，采用 PID 调节该试验台液压力控制系统，发现系统响应时间仍然较长，因此基于 PID 设计了 BP-PID。虽然其控制性能有所提升，但响应出现明显振荡，而且神经网络输出 PID 参数的学习过程中收敛易陷入局部极值。因此采用 PSO 对 BP 神经网络作进一步优化，为此，设计了 PSO-BP-PID 控制器。仿真结果显示，响应时间虽然有所增加，但是响应振荡现象得到明显改善。为了验证上述控制方法对本文试验台电液力伺服控制系统是否真是有效，搭建该试验台，将试验台系统工作压力调整为 5.58MPa，通过试验，得到系统在 PID，BP-PID，PSO-BP-PID 的响应曲线，如图 6-6、6-7、6-8 所示。

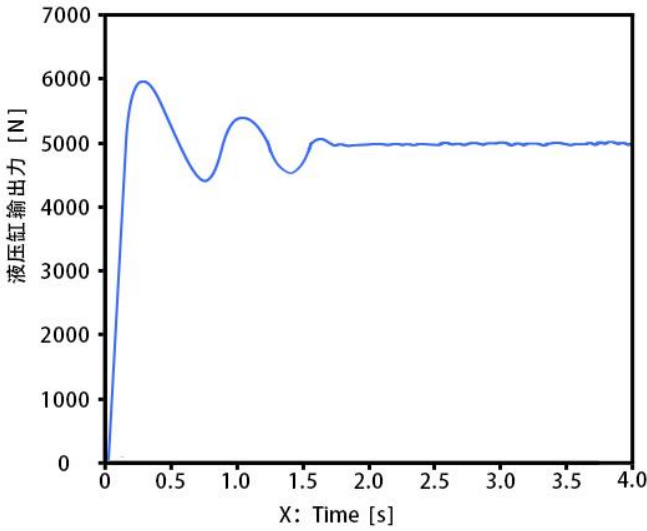


图 6-6 PID 控制响应曲线图

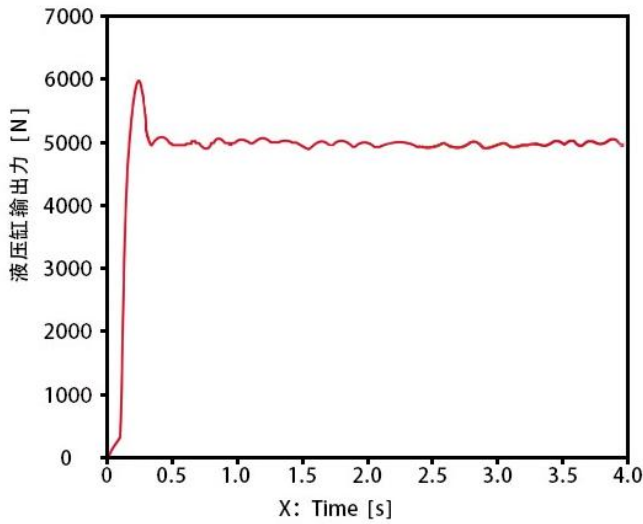


图 6-7 BP-PID 控制响应曲线图

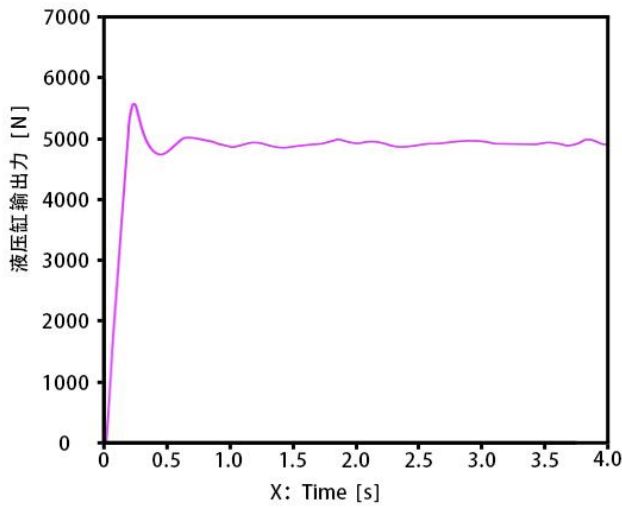


图 6-8 PSO-BP-PID 控制响应曲线图

当系统均输入 5000N 时，由 PID 控制的试验台输出响应为 1.6s，最大超调量为 19%；BP-PID 控制的试验台输出响应为 0.5s，最大超调量为 20%；PSO 粒子群优化后 BP-PID 控制的试验台输出响应为 0.65s，最大超调量为 12%。由图可知，电液力伺服系统试验台采用 PID 控制输出响应时间最长，经 BP 神经网络优化后的 PID 对电液力伺服系统试验台进行控制仿真时，其试验台输出响应时间较 PID 控制缩短 68.7%，但系统的超调量明显增大，达到 20%，采用 PSO 粒子群优化 BP-PID 其输出响应时间较 BP-PID 控制增加 0.15s，最大超调量减少 8%。

综上所述，BP 神经网络优化 PID 能有效缩短 PID 的响应时间，但是超调量有所增加，PSO 粒子群优化 BP-PID 虽然响应时间有所增加，但是超调量明显降低，试验效果与第 5 章仿真结果类似，说明 BP-PID 和 PSO-BP-PID 设计合理，能有效控制电液力伺服系统试验台力输出。

6.4 本章小结

本章完成了电液力伺服系统试验台的搭建，对试验台各部件操作规范和试验流程注意事项等作出详细解释说明。通过试验，验证了本文第 2 章试验台液压控制系统设计合理以及第 5 章力控制方法研究达到预期效果。

本章完成的具体工作有：

(1)完成试验台液压回路部分搭建，试验台液压系统工作压力设置为 6MPa，然后进行试验，试验结果验证了第 2 章所试验台液压控制系统设计是合理的。

(2)分别选取电液力伺服试验台系统工作压力为 3MPa 5.58MPa 和 6.4MPa，输入信号为 5000N，进行试验，得到该试验台力控制系统的输出响应曲线，验证了第 3 章所研究出系统全局最优工作压力在 0~10000N 输出范围内是最优的。

(3)将试验台系统工作压力调整为 5.58MPa，分别对电液力伺服试验台进行 PID 控制、BP-PID 控制、PSO-BP-PID 控制、验证了第 5 章所研究出的控制方法对电液力伺服试验台系统控制效果达到预期效果。

第 7 章 总结与展望

电液力伺服控制系统由于具有诸多优点，因此在航天航空、军工、工程、制造业等行业应用发展空间巨大，这使得电液力伺服系统成为科研工作者关注和研究的热门方向。本文着重研究电液力伺服系统试验台伺服阀控对称液压缸的闭环力控制系统，建立试验台控制系统的数学模型，对数学模型中相关参数进行辨识。使用 MATLAB 采用不同控制方法对电液力伺服试验台进行控制仿真试验，通过比较试验台系统的稳定性、响应速度、控制精度等指标，得出最优的控制方法，从而改善系统的控制性能。

7.1 论文总结

本文基本完成了预定的研究工作，主要研究内容和结果如下：

(1) 设计了电液力伺服系统试验台的总体方案，介绍了电液力伺服系统试验台的结构特点以及工作原理。

(2) 完成了试验台液压控制系统设计及液压元件的计算选型。考虑到液压传动系统的负载压力超过系统的最大压力导致系统失控，同时为了使伺服阀工作处在线性区间，提出液压系统全局最优工作压力的优化方法。以系统输出作用力误差最小作为评价指标，设计仿真试验，以输入信号作为自变量，各溢流阀压力工作压力下的输出作用力误差作为因变量，经过数据处理数据拟合得到系统全局最优工作压力为 5.58MPa。

(3) 针对模型未知参数过多导致辨识过程困难，提出以系统响应超调量作为评价指标，通过正交试验分析得出流量增益系数、刚度阻尼比为影响模型精度的重要待辨识参数。基于 MATLAB 采用最小二乘对参数进行辨识得出液压伺服控制系统精确模型。

(4) 针对试验台 PID 控制效果不理想，设计 BP-PID 控制算法，基于 MATLAB 完成算法编程。通过仿真得出当 $K_p=0.53$ 、 $K_i=0.49$ 、 $K_d=0.39$ 时，系统单位阶跃响应的调整时间为 0.02s，较传统 PID 控制提高了 96%。针对 BP-PID 控制响应曲线振荡明显，而且 BP 神经网络输出试验台 PID 参数时的学习过程容易陷入局部极值，因此完成了 PSO-BP-PID 控制算法设计和程序编程。通过仿真得出当 $K_p=0.13$ 、 $K_i=0.07$ 、 $K_d=0.162$ 时，系统单位阶跃响应的调整时间为 0.03s，系统响

应时间虽然有所增加，但是系统输出响应未出现振荡。

(5) 根据本文所设计的试验台力控制系统和设计参数搭建试验台，完成试验台总装。在试验前，做好液压泵启动准备和液压控制系统工作流程检查，试验台各项运行指标正常后进行试验。通过试验验证了本文第 2 章试验台液压控制系统设计合理以及第 5 章力控制方法研究达到预期效果。

7.2 创新点

本文主要创新点如下：

(1) 提出液压系统全局最优工作压力的优化方法。设计系统仿真试验，以系统输出作用力误差最小作为优化目标，经数据处理拟合后得到液压系统全局最优工作压力。

(2) 提出电液力伺服系统试验台控制系统数学模型参数辨识方法。以系统响应超调量作为评价指标，设计正交试验分析得出流量增益系数、刚度阻尼比为影响模型精度的重要待辨识参数，基于 MATLAB 采用最小二乘对电液力伺服系统试验台控制系统数学模型参数进行辨识得到系统精确的数学模型。

(3) 研究出了电液力伺服试验台控制系统智能 PID 控制方法。针对 PID 控制效果不理想，完成 BP-PID 和 PSO-BP-PID 控制算法设计，通过 MATLAB 编程实现电液力伺服试验台的仿真控制。

7.3 展望

本文设计并搭建了电液力伺服控制系统试验台，提出了电液力伺服控制系统试验台系统全局最优工作压力的优化方法，完成了全局最优工作压力、系统建模、参数辨识、系统仿真以及控制方法研究。本文针对电液力伺服台力控制系统的研究过程中，由于本人研究水平的局限性，论文的部分研究内容不深入不透彻，任有进一步改进研究和完善空间。

(1) 针对本文设计的电液力伺服试验台力控制系统，目前只是将 PID 控制研究作为载体，实现了试验台控制性能的改善。在以后研究中，可继续深入探索其他智能控制方法，以提升试验台的控制性能。

(2) 针对试验台系统压力仅研究出输出力在 0~10000N 范围内的全局最优

工作压力,对于系统实时输入力所对应的系统实时最优工作压力未作出进一步探索与研究。

参考文献

- [1] 崔晓磊, 贺久强, 韩聪等. 复杂异形空心构件协同变载液压成形技术[J]. 机械工程学报, 2023, 59(20): 143-153.
- [2] 胡东海, 何仁. 电磁与摩擦集成制动系统防抱死制动分层协调控制[J]. 农业机械学报, 2015, 46(11): 360-368.
- [3] 叶俊华, 李俊辰, 何勇等. 高压水射流技术在航空发动机中的应用与展望[J]. 热加工工艺, 2022, 51(17): 6-11.
- [4] 任丰兰, 仵坤. 某大型液压装备的液压冲击装置的设计及试验[J]. 锻压技术, 2022, 47(12): 161-167.
- [5] 魏琼, 周刚, 胡新宇. 电液伺服系统力轨迹反馈线性化滑模跟踪控制研究[J]. 河南理工大学学报(自然科学版), 2023, 42(02): 108-113.
- [6] 周挺, 程华. 电液力伺服系统参数自整定模糊 PID 控制器设计[J]. 机床与液压, 2020, 48(17): 135-139+145.
- [7] 江加和, 喻统武, 宋子善. 电液伺服加载系统数字控制的研究[J]. 北京航空航天大学学报, 2000, (03): 318-320.
- [8] 赵开宇, 袁朝辉, 张颖. 起落架作动筒脉冲试验设备分析与试验[J]. 西北工业大学学报, 2012, 30(04): 594-600.
- [9] 范彬, 潘晴. 基于定量反馈理论的液压机驱动系统复合鲁棒控制[J]. 四川大学学报(工程科学版), 2016, 48(05): 186-191.
- [10] 焦志伟, 安瑛, 谢鹏程等. 新型注塑机合模机构内循环节能机理[J]. 机械工程学报, 2012, 48(10): 153-159.
- [11] 黄鹏, 李长硕, 丁华锋等. 液压装载机工作装置的构型综合与优选[J/OL]. 机械工程学报, 2024, 3(14): 1-15.
- [12] 郭志坚, 于少娟, 杨琛. 模糊无模型控制在大质量缸电液激振台的半实物仿真研究[J]. 科学技术与工程, 2014, 14(07): 200-203+211.
- [13] 石姣姣, 郑建明, 李旭波等. 直驱泵控压力伺服系统自适应模糊 PID 控制[J]. 机械科学与技术, 2017, 36(01): 52-57.
- [14] 刘春艳, 钮王杰. 基于 MATLAB 的带钢卷取机跑偏电液伺服控制系统的 PID

- 控制[J]. 山西大同大学学报(自然科学版), 2010, 26(05): 78-80+88.
- [15]朱琦歆, 俞滨, 王春雨等. 液压驱动单元基于力的阻抗控制系统前馈抗扰控制研究[J]. 机械工程学报, 2023, 59(04): 295-307.
- [16]徐海枝. 浅谈现代液压控制技术的特点及应用[J]. 装备制造技术, 2012, (07): 127-129.
- [17]Xia B, Xing K. Research on frequency response experiment of servo valve based on LabVIEW Journal[J] IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019, 310(3): 1-7.
- [18]于少娟. 电液伺服力控系统的鲁棒迭代学习控制方法研究[D]. 太原理工大学, 2012.
- [19]许来. 基于粒子群算法的液压位置伺服系统的研究[D]. 合肥工业大学, 2014.
- [20]任丰兰. 某大型装备液压试验台的设计[J]. 机床与液压, 2022, 50(16): 104-108.
- [21]谢为民. 介绍一种先进的液压比例阀测试、调试方法[J]. 液压与气动, 2000, (01): 35-37.
- [22]李清香, 丁时锋. TS-DS4 液压传动试验台 PLC 控制系统的设计[J]. 机械设计与制造, 2012, (02): 75-76.
- [23]唐岚, 陈翀. 汽车悬架装置试验台控制系统的研究[J]. 客车技术与研究, 2004(03): 16-17+41.
- [24]吕宏庆, 苏毅, 杨建勇等. 电液伺服系统中的非线性及其影响分析[J]. 机床与液压, 2002, (01): 116-118.
- [25]任定林, 刘涛, 夏守浩等. 玉米大豆兼用腔盘组合孔式排种盘设计与充种性能试验[J]. 农业机械学报, 2024, 55(02): 73-89.
- [26]曲伟. 智能化液压系统监测在重型矿山机械可靠性分析中的应用[J]. 邢台职业技术学院学报, 2023, 40(05): 70-73.
- [27]徐兆坤, 吴伟蔚, 邓子兵等. 侧撞和翻车车身被动安全性试验台的研制[J]. 公路交通科技, 2009, 26(09): 136-140.
- [28]姚起宏, 赵艳珍, 韦志康等. 基于 LabVIEW 的汽车离合器盖总成负荷特性测试系统[J]. 拖拉机与农用运输车, 2008, (04): 49-50.
- [29]仇滔, 刘天翔, 安晓东等. 高压共轨喷油器针阀开启与关闭过程规律研究[J].

- 兵工学报, 2017, 38(10): 2069-2074.
- [30] 李金英. 实施筑路机械试验室可靠性试验的试验系统[J]. 工程机械, 2001, (02): 13-15.
- [31] 黄海鸿, 唐运先, 金瑞等. 变速变排量液压驱动系统的动态过程能效优化[J]. 机械工程学报, 2021, 57(07): 185-193.
- [32] 薛朝军, 王海波, 陈俞鹏. 315 kW 泵马达试验台自动化测试系统设计[J]. 机床与液压, 2020, 48(13): 92-94+123.
- [33] 白国长, 王占林, 祁晓野. 航空液压泵变负载加速寿命试验台研制[J]. 液压与气动, 2006, (03): 47-50.
- [34] 刘畅, 杨淑敏, 陈永会. 径向柱塞泵液压试验台虚拟仪器测试系统的研制[J]. 机床与液压, 2010, 38(08): 75-77+74.
- [35] 李祥阳. 一种液压泵综合测试试验台研究[J]. 新技术新工艺, 2017(3): 25-28.
- [36] 江小星, 牛钰翔, 袁晨晖, 邢科礼. 基于 LabVIEW 的功率回收型液压泵-马达试验台[J]. 计量与测试技术, 2022, 49(01): 44-46.
- [37] 倪涛, 吕博, 张泮虹等. 基于严格反馈模型的电液伺服作动器控制策略研究[J/OL]. 中国机械工程, 2024, 2024: 1-11.
- [38] Kumar N G, Kumar M K, Kumar A S. Design of a 2-DOF-PID controller using an improved sine-cosine algorithm for load frequency control of a three-area system with nonlinearities[J]. Protection and Control of Modern Power Systems, 2022, 7(1): 1-18.
- [39] Fannie K, Jinfang L, Daliang Y. Multi-Area Load Frequency Control of Hydro-Thermal-Wind Power Based on Improved Grey Wolf Optimization Algorithm[J]. Elektronika ir Elektrotechnika, 2020, 26(6): 32-39.
- [40] 恽灵明. 基于产品实例的液压系统动态特性分析方法研究[D]. 合肥工业大学, 2013.
- [41] 龚崇权, 蔡维由, 肖惠民. 基于遗传算法的水轮机调节系统最优参数整定[J]. 电力系统自动化, 2002, (15): 57-59.
- [42] 杨逢瑜, 骆明辉, 齐学义等. 改进的遗传算法对电液伺服系统 PID 调节器参数优化方法的研究[J]. 机床与液压, 2003, (03): 96-97+82.
- [43] B Guo, H Liu, Z Luo, F Wang, "Adaptive PID Controller Based on BP Neural

- Network," 2009 International Joint Conference on Artificial Intelligence, 2009, 2009: 148-150.
- [44] 范子彦, 李立君, 李宇航等. 油茶果采摘机阀控液压马达模糊神经网络 PID 控制[J]. 液压与气动, 2021, 45(11): 76-85.
- [45] 师平, 白亚琼, 李远凯. 改进 RBF 神经网络挖掘机液压工装轨迹优化控制[J]. 机床与液压, 2021, 49(18): 86-90.
- [46] Wei Shen, Chao Shen, Xiaoyu Su, Jiehao Wang. Finite-time Command Filtered Control Combined With Pi-sigma Fuzzy Neural Network for Hydraulic Control System[J]. Journal of Engineering, 2021, 23(6): 2657-2668.
- [47] Zhang Y, Lv H. Study on PID Controller Based on Fuzzy RBF Neural Network in Rolling Mill Hydraulic AGC System[C]. School of Electronic and Information Engineering, University of science and Technology Liaoning, 2016, 5: 1-5.
- [48] Song Z, Feng Y, Lu C. Superimposable neural network for health monitoring of aircraft hydraulic system[J]. Engineering Failure Analysis, 2024, 160: 1-18.
- [49] Zheng J, Xiao M. BP-PID control for electro-hydraulic proportional position servo system[J]. International Journal of Online Engineering, 2013, 2013(9): 40-42.
- [50] 邵俊鹏, 王伟, 高炳微. 电液位置伺服系统的 BP 神经网络辨识[J]. 控制工程, 2018, 25(02): 183-187.
- [51] 孟涛, 张彦, 王勇. 基于 BP 神经网络 PID 的活塞式深海压力传感器压力控制研究[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2022, 45(01): 24-29.
- [52] 丁明, 孟帅, 王书恒等. 六自由度波浪补偿平台的神经网络自适应反馈线性化控制[J]. 上海交通大学学报, 2022, 56(02): 165-172.
- [53] 魏立新, 王浩, 王铁兴. 基于粒子群算法的液压 APC 系统分数阶 PID 控制器设计[J]. 燕山大学学报, 2017, 41(03): 246-252.
- [54] 倪洪启, 王帅军, 王树强等. BP 神经网络 PID 控制对液压控制系统的改进[J]. 锻压技术, 2015, 40(11): 67-70.
- [55] 石云飞, 章青, 吕喆. 基于模糊 PID 控制的液压同步提升系统仿真分析[J]. 计算机工程与科学, 2016, 38(11): 2335-2341.
- [56] Feng Y Y, Hui M N, Luo A Z, et al. Optimization of the Hydraulic Control

- System Utilizing BP Neural Network Control Strategy Based on Genetic Algorithm[J]. Applied Mechanics and Materials, 2013, 2658(397-400): 1245-1252.
- [57]Li S, Song C J, et al. Research on Hydraulic Control System of Straightening Machine with Nine Rolls for Plates Based on BPNeural Network PID Controller[J]. Advanced Materials Research, 2013, 2730(820-820): 117-121.
- [58]Difei L, Zhiyong T, Zhongcai P. Variable Structure Compensation PID Control of Asymmetrical Hydraulic Cylinder Trajectory Tracking[J]. Mathematical Problems in Engineering, 2015, 2015: 1- 9.
- [59]Hao W, Kan J. Application of self-tuning fuzzy proportional–integral–derivative control in hydraulic crane control system[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2016, 8(6): 1-10.
- [60]Linjama M, Huova M, Huhtala K. Model-based force and position tracking control of an asymmetric cylinder with a digital hydraulic valve[J]. International Journal of Fluid Power, 2016, 17(3): 163-172.
- [61]周挺, 程华. 电液力伺服系统参数自整定模糊 PID 控制器设计[J]. 机床与液压, 2020, 48(17): 135-139+145.
- [62]汪浒江, 王振宇, 王涛等. 负载敏感泵流量控制精度及变量机构节流损耗特性[J]. 北京理工大学学报, 2023, 43(01): 70-80.
- [63]孙菊妹. 基于前馈补偿的比例电磁阀控制方法[J]. 电子器件, 2019, 42(01): 106-110.
- [64]王一婷, 常学森, 卫天喜等. 液压阀数字化最新研究进展[J]. 机床与液压, 2023, 51(09): 197-206.
- [65]刘绪波, 韩正青, 张美端. 二通插装阀技术及多柔传动在大型回转窑中的应用[J]. 磷肥与复肥, 2012, 27(04): 68-70.
- [66]黄杨成. 交流伺服电机驱动的液压动力系统关键技术研究[D]. 合肥工业大学, 2016.
- [67]郝双晖, 石晶合, 郝明晖等. 直驱式电液伺服系统压力流量复合控制[J]. 吉林大学学报(工学版), 2011, 41(04): 1113-1118.
- [68]高洪凤, 刘昆, 刘正堂等. 液压技术在提升装置中的应用[J]. 山东科学, 2010,

23(01): 81-82.

- [69]陈观土. 矿用单轨悬挂锚杆钻车电液控制系统研究[D]. 安徽理工大学, 2022.
- [70]王靖. 分叉板电动推杆驱动的液压改造[J]. 起重运输机械, 2012, (02): 77-79.
- [71]侯立鹏, 田国红, 秦玉英等. 基于 AMEsim 的汽车减振器 DOE 分析[J]. 汽车实用技术, 2021, 46(21): 139-141.
- [72]张昊. 16MN 全液压式径锻机主机液压系统静动态特性的研究[D]. 兰州理工大学, 2018.
- [73]王茂坤. 串联式泵阀协控系统控制方法研究[D]. 哈尔滨工业大学, 2016.
- [74]谭青. 基于双阀芯的挖掘机动臂控制系统特性及节能研究[D]. 中南大学, 2010.
- [75]郭洪波, 水涌涛, 李磊等. 阀控液压缸动力机构通用非线性建模与试验验证[J]. 机械设计与制造工程, 2018, 47(04): 95-98.
- [76]党爱然, 栾秀春, 孙贺涛等. 基于 T-S 模糊模型的非线性分布参数系统极点配置 P-sD 控制[J]. 导航定位与授时, 2022, 9(06): 58-67.
- [77]吴丰君. 多机器人路径规划[D]. 北京化工大学, 2011.
- [78]付继华, 孟浩, 王中宇. 基于灰色理论的动态测量系统非统计建模方法[J]. 仪器仪表学报, 2008, (06): 1245-1249.
- [79]常士楠, 袁美名, 袁修干. 飞机机载综合热管理系统稳态仿真[J]. 北京航空航天大学学报, 2008, (07): 821-824.
- [80]李辉, 鲁力群, 董万玉等. 油气弹簧试验台测控系统设计与仿真[J]. 时代汽车, 2021, (08): 119-121.
- [81]张善运. 基于二维 (2D) 伺服阀的双缸同步控制系统研究[D]. 浙江工业大学, 2020.
- [82]冯志清. 脉宽调制式电液位置系统的动态加载研究[D]. 兰州理工大学, 2014.
- [83]王旭, 蒋奇. 基于改进遗传算法的故障电液伺服系统控制方法研究[J]. 机床与液压, 2022, 50(04): 167-172.
- [84]李坤. 汽车减震器电液伺服试验台的研究[D]. 郑州大学, 2014.
- [85]邹喜红, 罗洋, 袁冬梅等. 道路模拟试验台电液伺服系统仿真研究[J]. 机床与液压, 2019, 47(02): 69-73+144.
- [86]郭建虎. IGCT 测试夹具压力和温度控制系统的设计[D]. 西安理工大学, 2020.

- [87]杜巧连, 陈旭辉. 轧机液压压下位置闭环控制系统研究及仿真[J]. 机械制造, 2017, 55(12): 39-41+49.
- [88]张春龙, 赵迎鑫, 张朋等. 基于遗传算法的电静压伺服系统模型参数辨识[J]. 导弹与航天运载技术, 2020, (01): 72-77.
- [89]张友旺. 电液伺服系统的动态递归模糊神经网络辨识与鲁棒控制研究[D]. 中南大学, 2006.
- [90]李效文, 盈亮, 申国哲等. 高强度热成形钢点焊性能与接头组织[J]. 电焊机, 2012, 42(12): 92-96.
- [91]刘金辉. 液位控制系统模型参数辨识与算法研究[D]. 杭州电子科技大学, 2020.
- [92]马庆港, 王紫扬, 康杰等. 运载火箭结构工作模态参数辨识研究综述[J]. 弹箭与制导学报, 2022, 42(01): 60-70.
- [93]黄大伟. 泵车臂架系统的随动控制策略及其仿真分析[D]. 武汉科技大学, 2014.
- [94]张国渊, 赵伟刚, 闫秀天等. 考虑多源信息耦合的高速涡轮泵转子动力学公理化设计方法[J]. 机械工程学报, 2015, 51(05): 47-55.
- [95]Langton B. PID loop-tuning parameters and control fundamentals[J]. Control Engineering, 2023, 70(6): 2-3.
- [96]朱学飞, 张雪莉. 基于数字 PID 控制的辣椒微波干燥实验研究[J]. 中国设备工程, 2020, (09): 119-121.
- [97]付锐, 郑宗华. 基于相位同步增量式 PID 的气压制动器优化控制方法[J]. 机械设计与研究, 2023, 39(03): 206-209.
- [98]曾方正, 高秀晶, 袁志群等. 基于实车调参的自动驾驶模糊 PID 纵向控制算法[J/OL]. 中国测试, 2024, 2024: 1-10.
- [99]Lianghao H, Jianfeng Z, Dejie L, et al. Sensor Fault Diagnoswas and Fault Tolerant Control of Quadrotor UAV Based on Genetic Algorithm[J]. Journal of Sensors, 2022, 2022: 1-8.
- [100] Zhang Y, Yuanxing Z, Taoyong L, et al. Electric Vehicle Charging Fault Diagnoswas Based on BP Neural Network[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2020, 1646(1): 12-46.

- [101] Zheng J, Xiao M, Yang M, et al. BP-PID Control for Electro-hydraulic Proportional Position Servo System[J]. iJOE, 2013, 9(3): 40-44.
- [102] Xiaozhe G, Zixun Z, Yuncheng J, et al. Hierarchical Weight Averaging for Deep Neural Networks[J]. IEEE transactions on neural networks and learning systems, 2023, 2023:1-12.
- [103] Napole C, Barambones O, Calvo I, et al. Feedforward Compensation Analyswas of Piezoelectric Actuators Using Artificial Neural Networks with Conventional PID Controller and Single-Neuron PID Based on Hebb Learning Rules[J]. Energies, 2020, 13(15): 1-16.
- [104] Hong L, Sun Y, Cao C. Motor synchronwasation control for multwastage hot die forging press feed manipulator based on BP-PID controller[J]. International Journal of Computing Science and Mathematics, 2020, 11(4): 347-356.
- [105] Yongzhong L, David L, Jingyu Z, et al. An evolutionary performance enhanced PSO approach by using a BP neural-learning-based PID controller[J]. Connection Science, 2011, 23(1): 45-63.
- [106] Zhengxiong R, Hua H, Xiaoyu C, et al. Application of PSO-LSSVM and hybrid programming to fault diagnoswas of refrigeration systems[J]. Science and Technology for the Built Environment, 2021, 27(5): 592-607.
- [107] Yongtao W, Jian L, Rong L, et al. Application of PSO-BPNN-PID Controller in Nutrient Solution EC Precwase Control System: Applied Research[J]. Sensors (Basel, Switzerland), 2022, 22(15): 1-20.
- [108] Huang G, Yuan X, Shi K, et al. A BP-PID controller-based multi-model control system for lateral stability of dwastributed drive electric vehicle[J]. Journal of the Franklin Institute, 2019, 356(13): 7290-7311.

攻读学位期间发表的学术论文目录

一、论文发表情况：

- [1] **Fang Xu**, Wang Youmin, Zhu Bo. Research on the control method of force servo system of liquid hydrostatic guide oil film thickness test bench for machine tools[J]. Shock and Vibration, 2022, 2022: 1-18.
- [2] **Fang Xu**, Wang Youmin, Lu Na, Xu Binxue. Research on optimization of structural parameters of plastic-lined pumps based on genetic algorithm[J]. Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers Editors, 2024, 45(2): 115-127.
- [3] **Fang Xu**, Wang Youmin Lili Zhang. Design and Control System Research of Hydraulic Pressure Test Bench. [J]. Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers Editors. (录用)

二、专利授权情况：

- [1] 方旭，王幼民等. 一种基于涡激振动与旋转发电的路灯；中国，CN202210472436.5（发明专利、授权）
- [2] 方旭，何治国等. 一种基于永磁铁驱动的柱塞变量液压泵；中国，CN202210934395.7（发明专利、授权）
- [3] 方旭，王幼民等. 一种人为操作控制器的自动旋转书架；中国，CN202111394980.4（发明专利、实审）
- [4] 方旭，王幼民等. 一种基于伺服电机驱动环形滚珠丝杠的万向关节装置；中国，CN202310427808.7（发明专利、受理）
- [5] 方旭，王幼民等. 一种圆环式柱塞变量液压泵的装置；中国，CN202310373839.9（发明专利、实审）

致谢

时光匆匆，一转眼三年就过去了，我也即将完成硕士阶段的学习。我曾无数次畅想过毕业的场景，想着如何告别我的导师、我的室友、我的同学，可是笔尖停留在论文最后，离别的话却不知从何说起。

回首这三年，深刻的感受到我是幸运的，很幸运能遇到王幼民教授唐铃凤教授、遇到杨克帆师兄李向利师兄、遇到组里各位同学。若不是你们的鼎力支持相助，我也不可能顺利完成硕士阶段的学习。

首先，我要衷心感谢我的导师王幼民教授。这三年，由于我的无知和鲁莽给老师制造了许多麻烦，幸得老师原谅。在此，我深感抱歉，十分感谢老师的宽容与谅解。

其次，我要感谢试验室中的各位同学。感谢你们在科研中为我提供无私的帮助和热心的指导。你们的研究经验和学术见解对我的成长起到了重要的推动作用，和你们共同工作学习的岁月不仅丰富了我的专业知识，也收获了无数宝贵的友情。感谢你们，让我学会了团队合作的重要性。

同时，我还要感谢我的家人和朋友们。你们无条件地支持我、鼓励我，在我迷茫时给予我温暖的肩膀，成为我不断前行的动力。感谢你们在学业上的帮助和理解，让我能够专注于自己的研究领域。感谢你们永远在我身边，无论顺境或逆境，都给予我无尽的支持和鼓舞。

此外，我要感谢所有帮助过我的人们，即使是在学术之外。感谢你们不厌其烦地回答我的问题，与我分享经验和见解，让我突破了自己的局限。感谢你们在我迷茫时给予的鼓励和支持，激励着我勇往直前。我将永远怀着感激之心，珍视你们的友谊和帮助。

最后，向论文审阅、评议、答辩过程中给予指导的专家、教授表示衷心的感谢！

尚德敏学 唯实惟新

