



硕士学位论文

MASTER'S DISSERTATION

(学 术 学 位)

论文题目 伺服电机泵控液压缸反步法位置控制

研究

作者姓名 张小涵

学科专业 机械电子工程

指导教师 赵劲松副教授

2023 年 6 月

中图分类号：TH137

学校代码：10216

UDC：621

密级：公开

学术学位硕士学位论文

伺服电机泵控液压缸反步法 位置控制研究

硕 士 研 究 生：张小涵

导 师：赵劲松 副教授

申 请 学 位：工学硕士

学 科 专 业：机械电子工程

所 属 学 院：机械工程学院

答 辩 日 期：2023 年 6 月

授 予 学 位 单 位：燕山大学

A Dissertation in Mechanical and Electronic Engineering

**RESEARCH ON POSITION CONTROL OF SERVO
MOTOR PUMP CONTROLLED HYDRAULIC
CYLINDER USING BACKSTEPPING METHOD**

by Zhang Xiaohan

Associate professor: Zhao Jinsong

Yanshan University

June, 2023

燕山大学硕士学位论文原创性声明

本人郑重声明：此处所提交的硕士学位论文《伺服电机泵控液压缸反步法位置控制研究》是本人在导师指导下，于燕山大学攻读硕士学位期间独立进行研究工作所取得的成果。论文中除已注明部分外不包含他人已发表或撰写过的研究成果。对本文的研究工作做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式注明。本声明的法律结果将完全由本人承担。

作者签字：张小涵 日期：2023 年 5 月 28 日

燕山大学硕士学位论文使用授权书

《伺服电机泵控液压缸反步法位置控制研究》系本人在燕山大学攻读硕士学位期间在导师指导下完成的硕士学位论文。本论文的研究成果归燕山大学所有，本论文的研究内容不得以其它单位的名义发表。本人完全了解燕山大学关于保存、使用学位论文的规定，同意学校保留并向有关部门送交论文的复印件和电子版本，允许论文被查阅和借阅。本人授权燕山大学，可以采用影印、缩印或其它复制手段保存论文，可以公布论文的全部或部分内容。

保密□，在 年解密后适用本授权书。

本学位论文属于

不保密☑。

(请在以上相应方框内打“√”)

作者签名：张小涵 日期：2023 年 5 月 28 日

导师签名：赵研 日期：2023 年 5 月 28 日

摘要

泵控式电液伺服系统是由双向定量泵、伺服电机、液压缸等构成的高度集成化闭式驱动单元。与传统阀控技术相比，该系统具有高集成度、高能效和高功重比等技术优点。但泵控电液伺服系统控制精度低并且动态性能较差，系统的响应速度、带宽及定位精度等技术指标有待提高。为此，本文以泵控式电液伺服系统位置控制策略为研究目标，具体研究内容如下：

首先建立伺服电机与液压系统相关组件的数学模型；接着对泵控位置系统进行分析，利用 MATLAB/Simulink 软件平台搭建整体系统的仿真模型，为下一步采取适合的控制策略提供理论指导。

由于泵控系统的强非线性部分使得控制时不可避免地受到未建模动态（包括时变参数、建模偏差、外部扰动及时变负载等）的影响，传统PID控制和传统反步控制难以解决这些问题。为此首先采用基于未知动态观测器的反步控制方法，既可补偿未建模动态的负面影响，又可优化系统响应性能并减轻控制器计算负担。

为进一步改善上述问题，考虑自适应反步算法对参数变化具有较强的适应性，且滑模控制具有良好的鲁棒性，本文结合两者优点采用自适应反步滑模控制技术。同时为改善控制策略的工程实用性，减少控制器需要的系统状态变量的数目，采用等价坐标变换操作将泵控系统的状态空间表达式转换为Brunovsky标准形形式。详细分析控制器的组成和工作原理，并借助系统仿真分析平台验证该策略的正确性与有效性。

将本文设计的算法应用于泵控电液伺服设备，通过试验验证，两种算法均能实现泵控系统的高性能控制，即改善系统控制精度与响应速度。通过试验对比得到：自适应反步滑模控制算法使系统具备更好的动态与静态特性。

关键词：反步控制；泵控位置系统；滑模变结构；未知动态观测器；自适应

Abstract

A study on the position control of servo motor pump controlled hydraulic cylinder using backstepping method. The pump controlled electro-hydraulic servo system is a highly integrated closed drive unit composed of a bidirectional quantitative pump, servo motor, hydraulic cylinder, etc. Compared with traditional valve control technology, this system has technical advantages such as high integration, high energy efficiency, and high power to weight ratio. However, the pump controlled electro-hydraulic servo system has low control accuracy and poor dynamic performance, and the technical indicators such as response speed, bandwidth, and positioning accuracy of the system need to be improved. Therefore, this article takes the position control strategy of the pump controlled electro-hydraulic servo system as the research objective, and the specific research content is as follows:

Firstly, establish a mathematical model of the components related to the servo motor and hydraulic system; Next, the pump control position system was analyzed, and a simulation model of the overall system was built using MATLAB/Simulink software platform, providing theoretical guidance for the next step of adopting suitable control strategies.

Due to the strong nonlinearity of the pump control system, the control process is inevitably affected by unmodeled dynamics (including time-varying parameters, modeling bias, external disturbances, and variable loads). Traditional PID control and traditional backstepping control are difficult to solve these problems. To this end, a backstepping control method based on unknown dynamic observers is first adopted, which can compensate for the negative effects of unmodeled dynamics, optimize system response performance, and reduce the computational burden on the controller.

In order to further improve the above problems, considering that the adaptive backstepping algorithm has strong adaptability to parameter changes, and Sliding

mode control has good robustness, this paper uses adaptive backstepping Sliding mode control technology combining the advantages of both. At the same time, in order to improve the engineering practicality of the control strategy and reduce the number of system state variables required by the controller, the equivalent coordinate transformation operation is adopted to convert the state space expression of the pump control system into Brunovsky standard form. Analyze the composition and working principle of the controller in detail, and verify the correctness and effectiveness of the strategy using a system simulation analysis platform.

The algorithm designed in this article is applied to the pump controlled electro-hydraulic servo equipment. Through experimental verification, both algorithms can achieve high-performance control of the pump control system, which improves the control accuracy and response speed of the system. The experimental results show that the adaptive backstepping Sliding mode control algorithm makes the system have better dynamic and static characteristics.

Keywords: reverse step control; pump controlled position system; sliding mode variable structure; unknown dynamic observer; self-adaption

目 录

摘 要	I
Abstract	II
第 1 章 绪 论	1
1.1 课题来源及背景和意义	1
1.1.1 课题来源	1
1.1.2 课题背景及意义	1
1.2 泵控电液伺服系统国内外研究现状	2
1.3 泵控系统控制策略国内外研究现状	3
1.4 本文主要研究内容	5
第 2 章 泵控系统数学模型建立和仿真	7
2.1 引言	7
2.2 伺服电机泵控缸系统工作原理	7
2.3 泵控系统元部件数学模型	8
2.3.1 伺服电机数学模型	8
2.3.2 泵控缸数学模型	10
2.3.3 补油回路数学模型	15
2.3.4 单向阀数学模型	17
2.3.5 溢流阀数学模型	17
2.4 泵控系统仿真模型	17
2.5 本章小结	20
第 3 章 基于未知扰动观测器的反步控制	21
3.1 引言	21
3.2 泵控系统传统反步控制算法	21
3.2.1 反步控制算法	21
3.2.2 泵控缸系统状态空间表达式	22
3.2.3 传统反步控制器设计	23

3.2.4 传统反步控制仿真验证.....	26
3.3 基于未知动态的反步控制算法	27
3.3.1 泵控伺服系统的模型不确定问题.....	27
3.3.2 未知动态观测器的原理.....	29
3.3.3 未知动态观测器的设计.....	29
3.3.4 未知动态观测器的验证.....	32
3.4 控制器仿真分析	36
3.5 本章小结.....	38
第 4 章 泵控缸自适应反步滑模控制	39
4.1 引言	39
4.2 控制策略研究	39
4.2.1 自适应反步控制.....	39
4.2.2 滑模控制.....	40
4.3 自适应反步滑模控制器设计	42
4.3.1 系统等价变换	43
4.3.2 自适应反步滑模控制器设计	45
4.4 仿真分析.....	52
4.4.1 阶跃信号响应曲线	52
4.4.1 正弦信号响应曲线	54
4.5 本章小结.....	55
第 5 章 泵控系统控制策略的试验验证研究	57
5.1 引言	57
5.2 泵控系统的试验系统	57
5.2.1 系统方案设计	57
5.2.2 系统液压部分	59
5.2.2 系统控制部分	60
5.3 泵控系统的位置跟踪试验分析	62
5.3.1 空载状态的位置响应试验	62

5.3.2 施加干扰状态的正弦响应试验	64
5.3.3 改变试验频率的正弦响应试验	65
5.3.4 试验结论	67
5.4 本章小结.....	68
结 论	69
参考文献	72
攻读硕士学位期间承担的科研任务与主要成果	76
致 谢	77

第1章 绪论

1.1 课题来源及背景和意义

1.1.1 课题来源

本课题是在国家自然科学基金（批准号：51505412）的资助下，围绕泵控电液伺服系统参数时变性与系统非线性部分的影响，针对泵控系统的位置输出设计高性能控制算法，处理系统控制精度较低并且稳态性能不高的关键问题。针对所设计的控制系统，进行多种控制技术（传统 PID、反步控制、基于未知动态观测器的反步控制、自适应反步滑模控制）下的位置输出控制特性试验，在此基础上研究如何通过改进控制算法提高系统的响应特性和控制精度。

1.1.2 课题背景及意义

电液伺服系统是工业装备制造领域的一类重要设备^[1-2]，被广泛应用在冶金、锻压、军工、船舶等控制精度高、输出功率大的工业领域。

电液伺服控制技术按照控制组件可分为阀控技术和泵控技术两大类。相比于电液伺服泵控技术（简称泵控系统），电液伺服阀控技术发展迅速，技术较为成熟，应用广泛^[3-4]，阀控系统同时具有动态响应快速、系统结构简单、控制准确等优势。但同时也有很多难以解决的问题：系统的效率在溢流等影响下比较低，系统发热严重^[5]；抗污染能力差；设备集成度低等。与电液伺服阀控系统相比较，泵控系统可降低约 40%以上的能耗比，提高约 55%的功重比，并且占用空间小，操作和维修成本较低^[6-7]。

泵控系统需要解决的关键问题是：由于液压泵的自身惯量过大、存在容积伺服响应滞后等问题，导致泵控系统静态精度和动态响应均较低，影响系统的响应速度及定位精度等技术指标。近几年来，在国家大力倡导绿色制造、节能减排的前提背景下，更多的研究人员致力于泵控电液伺服系统的研究^[8]。考虑泵控电液伺服系统自身固有特性：各种非线性因素、参数时变性以及不同工作状态下负载变化等，为位置精准控制技术带来了更高的要求^[9]。

1.2 泵控电液伺服系统国内外研究现状

电液伺服控制技术是出现较晚的工业技术，属于液压领域的重要组成部分，直到目前已经成为现代控制工程领域的基础技术之一^[10]。自从 20 世纪 80 年代以来，针对泵控电液伺服技术的研究便没有间断过。由于泵控系统通过改变伺服电机的转速与方向，使液压泵的输出流量产生变化，从而控制液压执行组件实现位置与速度控制功能，因此也被称作直驱式容积控制电液伺服系统。此系统具有高度集成化、操作简单、成本低廉、经济环保的优点，具有很高的经济价值。

伴随着上世纪功率电传理论的推广，目前美国、德国等国家对泵控系统的研究方向主要集中在电动静液作动器（Electric hydrostatic actuator，简称 EHA）、飞机与海外运输等方面。EHA 系统采用功率电传理论，可以有效提高泵控系统的紧凑性并且大大减轻了泵控系统的重量与体积^[11]。EHA 泵控系统广泛应用于舵面驱动系统^[12-13]、飞机刹车系统^[14-15]和汽车主动悬架系统等系统中。

世界上最早研究直驱式定量泵控电液伺服系统的国家是美国、德国和日本等发达国家。自从 20 世纪八十年代，日本学者提出了用电机驱动作为泵控液压系统的动力源，以实现系统恒压控制的方案^[16]。日本第一电气株式会在直接驱动式泵控电液伺服系统方向有较多的研究经验，已经取得重大的研究成果，并且设计的产品已经进入实际应用的阶段。会社研发的直驱式泵控系统已经在注塑机、精密锻压机、液压成型机等工业装置中得到了广泛应用^[17]，该公司由此获得了巨大的经济利益。日本川崎公司研发出了电-液混合伺服系统，不仅可对执行组件进行高精度输出量的控制，还可以实现节能、低噪声化等功能。

除此之外，日本高校针对泵控电液伺服系统也展开了深入研究，NAMBU 公司成功开发出了容积直驱式泵控电液伺服系统的实用产品^[18]。日本不二越公司研发出伺服驱动液压单元，与普通的液压设备相比约节能 60%，噪声较低且具有很好的保压性能，广泛适用于机床等工业设备。

欧美等发达国家最早将泵控电液伺服系统应用在飞机飞控作动系统中。等到 21 世纪初，欧美等国最新入役的飞机全部在不同水平上应用到了电液作动技术；EHA 作动技术已经应用于 F35 型战斗机与空中客车 A380 的飞行控制舵面的控制^[19]。美国 Moog 公司已将新型的电动静液作动器成功应用到 C-141 运输机、F-16 战机与 Racal 飞行模拟器等各种型号的飞机或飞行模拟器上。

在工业应用领域，美国 Moog 公司推出新型电动伺服泵控单元产品。紧凑型泵控电动伺服系统主要应用于金属冲压、弯折、成型与切割等行业领域^[20]。

相比国外，我国针对泵控电液伺服系统的研究方向开始较晚，主要是科研院所和高校学府进行研究，目前大多处于方案设计和原理样机的验证试验阶段。

在直驱式容积控制系统的动态性能与控制策略方向，哈尔滨工业大学姜继海教授研制了泵控电液伺服系统的样机^[21]；燕山大学姚静教授团队通过多模式流量分配控制策略达到了高性能控制^[22]。

浙江大学多位教授针对轴向柱塞泵在高速运动工况下的滑靴磨损问题等关键技术展开研究^[23]，并且将泵控电液伺服系统应用到机器人关节驱动^[24]等领域。

由上可知，国外多个国家的科研人员致力于泵控电液伺服系统的开发与研究，并取得了丰硕的成果，并且已经完成了在工程应用中的推广，在泵控系统结构设计、生产制造和实验测试等各种领域已经遥遥领先。我国针对泵控系统的研究开始时间较晚，并且由于国外的关键技术和试验数据对外进行技术封锁，相关领域的研究成果仍需自主研发。国内各高校以及科研院所在泵控机构原理性研究及试验样机的开发方面获得了一定的研究成果。目前大多数的研究领域还集中在节能方面，但很少有将泵控电液伺服系统应用于实际工业生产中的伺服设备中。近年来国内部分相关企业也逐步开始与高校合作项目，共同推进泵控技术在实际生产中的工程推广与实际应用。

1.3 泵控系统控制策略国内外研究现状

由于泵控系统本身存在难以避免的非线性、强耦合性、参数的时变性及外界负载的不断变化等扰动^[25]，会给泵控系统的稳定性、可靠性控制带来更大的挑战。国内外学者们为提高泵控系统的位置控制精度和鲁棒特性，针对以上问题进行了诸多研究，设计了大量的控制算法和控制策略并进行了相应的应用。

国外，德国凯撒斯劳滕工业大学的学者^[26]提出自适应鲁棒控制方法应用在泵控伺服系统力控制问题上，可以明显提高泵控电液伺服系统的高性能力控制特性。

日本东京大学学者 Ryoya Suzuki^[27]为解决泵控系统高、低压腔之间难以消除的内泄漏问题，制作叶片泵的材料改为陶瓷材料，此叶片泵的内泄漏流量得到有效降低，能够明显提升泵控位置系统的控制精度。

在位置控制策略方面, 韩国 Woongyong Lee 学者^[28]围绕电静液执行器系统中内部泄漏和外界摩擦扰动等非线性因素, 在保证系统闭环稳定性的泄漏观测器和设计的柔顺控制器中设置了标称装置的状态, 并最终验证了系统的渐近收敛性。

加拿大曼尼托巴大学学者 Masoumeh Esfandiari^[29]考虑到泵控系统的油液泄漏问题, 由系统的稳定性指标和位置跟踪指标提出了固定增益位置控制器, 此方法在补偿系统泄漏问题方面具有一定的优势。

国内学者针对位置控制策略方向也有大量的研究, 浙江大学学者姚斌^[30]考虑到液压泵在较低转速下存在的压力脉动等扰动, 拟合出泵流量的非线性映射, 同时进行流量的非线性补偿, 运用自适应鲁棒控制算法改善系统的动静态特性。上海交通大学刘成良学者等人^[31]提出具有约束的三阶状态空间表达式构建泵控系统的位置控制构架, 经验证可有效解决位置控制系统的非线性问题与超调问题。

北京航空航天大学教授焦宗夏等学者考虑泵控系统的粘性摩擦损失问题, 利用能量梯度理论建立了集总粘性摩擦损失的参数模型, 为泵控系统的多目标高性能位置控制提供了理论基础^[32]。

北京航空航天大学教授付永领学者采用 AMESim 软件针对电动静液作动器展开研究, 在泄漏量增大到一定程度时, 容积效率较低, 并且仿真时稳态误差超过给定信号的 3%, 可以得到经典 PID 控制器难以满足系统的要求^[33]; 采用遗传算法对 EHA 系统的模型进行参数辨识, 将滑模控制算法应用到负载工况下的力控系统, 阶跃响应时稳态误差约为 0.05%^[34]; 并且设计一种比例积分控制器补偿了油液流阻的负面影响, 可以有效提升位置系统的定位精度^[35]。

西安电子工程研究院的学者曹福祿^[36]针对永磁同步伺服电机直驱泵控系统, 设计了基于遗传优化算法的 PID 控制器, 经验证能够显著提高直驱伺服系统的动态响应特性。中南大学学者曾乐^[37]考虑阀控非对称缸系统中难以避免的死区、内泄漏等各种非线性问题进行研究, 设计了一种神经网络逆系统的控制算法, 首先利用反馈的方法将非线性系统转化成简单线性系统, 然后按照线性系统的理论完成后续步骤。

围绕电液伺服位置控制系统中外部干扰等问题, 众多学者设计了各种的干扰观测器进行研究。昆明理工大学那靖等学者^[38-39]提出了控制器结构简单又可对各种干扰精准估计的未知动态观测器, 并在电液伺服控制系统应用中也取得了良好的控制效果, 在存在各种未知扰动干扰的情况下能够实现对干扰的观测误差与

位置跟踪误差都是有界收敛的。

为保证被控系统的有界性，并且减小系统的位置跟踪误差，梁浩、何常玉等学者^[40]将自适应控制算法应用到电液伺服系统控制器的设计中，验证了该算法比 PID 控制算法与神经网络控制算法具有更好的快速性和鲁棒性。针对提高电液伺服系统鲁棒特性以及控制精度的问题，何常玉等学者^[41]围绕鲁棒控制展开了研究，经仿真验证跟踪误差限制在 $\pm 0.5\text{mm}$ 内。燕山大学学者^[42]通过采用自适应反步控制方法得到负载的流量指令，再通过非线性模型反解步骤得到泵转速，最后通过伺服电机的速度环控制实现对泵控位置系统的高性能控制，稳态精度较高。滑模控制^[43]能够增强系统对各种匹配不确定性（匹配不确定性：系统的不确定性部分是被控制输入所覆盖的；反之则是非匹配不确定性）和时变性参数的鲁棒特性，提升电液位置伺服系统的跟踪精度，应用串联控制器阶跃信号稳态控制精度可达到 20%。上述控制策略在很大程度上提升了电液伺服系统的控制精度以及运动性能。在实际工艺应用方面，将设计的串联控制算法应用于泵控电液伺服设备中，为泵控电液伺服技术在工业领域的推广给予了理论基础与技术支持。

通过上述研究可以发现，国内外针对泵控电液伺服系统动静态特性的提高方面提出了各种类型的控制策略，但泵控系统的自适应补偿控制策略还需进一步完善。本文针对泵控系统的位置控制等动静态指标采用性能更高的控制算法来进行研究。

1.4 本文主要研究内容

本文的主要研究目标是提升泵控电液伺服系统的工作性能，围绕泵控系统高性能控制策略展开研究，通过调研国内外学者对泵控电液伺服系统的理论和实践研究成果，阐述了泵控系统具有各种非线性动态的研究现状，归纳出泵控系统在高性能控制策略方面所面临的各种挑战。

本文在前人经验的基础上，论文主要研究内容如下：针对伺服电机泵控对称缸系统控制性能研究的要求，对泵控驱动系统的位置控制特性进行分析，并设计相关的泵控系统位置控制方法改善系统控制性能。通过对位置正弦响应信号跟随的仿真和试验，证明了所提出的控制策略的正确性。本文的主要研究内容一共分成五章，具体每章的内容如下：

第 1 章阐述国内外科研工作者针对泵控电液伺服系统的研究现状与关键问题，

分析各种控制策略的研究意义，重点论述泵控电液伺服系统在控制研究、实际应用中的主要研究方向。通过考察国内外对液压型泵控位置系统的研究成果，为本文后续章节泵控系统的位置控制策略设计提供理论借鉴。

第2章主要建立泵控系统数学模型，并着重分析其性能特点。针对液压动力单元高精度与高响应的要求，对泵控系统的结构、组成及工作原理进行详细分析。建立系统中关键液压组件的数学模型，整合获得泵控对称缸系统整体的数学模型。在MATLAB/Simulink仿真软件平台中分别构建系统中双向齿轮泵、伺服电机、液压缸和补油回路等子模型，再将各部分组建成完整的系统模型。查阅国内外关于伺服电机泵控对称缸系统的建模方法，科学归纳处理各个部分的建模参数。最后，通过搭建的仿真模型分析所建立的泵控系统的固有特性，给本论文后续的相关控制策略奠定理论基础。

第3章设计基于未知动态观测器（未知扰动观测器）的泵控系统反步控制算法。考虑泵控式电液伺服系统本身的强非线性、参数时变性以及在不同工作情况下负载变化，对泵控系统的稳定性控制以及可靠性控制提出更大的难题。建立泵控对称缸系统的状态空间模型，采用基于未知扰动观测器的反步控制算法，不仅能够补偿系统未知动态的负面影响，同时可以优化系统的瞬态响应并且控制器调参数量较少。最后，通过理论分析及仿真结果验证算法的有效性以及所设计的控制方法对系统未建模动态的补偿效果。

第4章考虑自适应反步算法对参数变化具有较强的适应性，而滑模控制具有良好的鲁棒性，本文结合两者优点采用自适应反步滑模控制技术。采用引入滑模控制的自适应反步滑模控制策略。利用电压输入反步控制器与时变参数自适应律对泵控系统的输出位置与参数的时变扰动进行实时在线调节，以提高系统的控制性能并通过仿真软件进行验证。

第5章搭建伺服电机泵控系统性能测试试验平台，详细介绍了搭建的测试试验平台系统的结构组成，进而开展有关的泵控位置系统的试验验证。围绕所设计的控制系统，进行多种方法（传统PID、基于未知动态观测器的反步控制、自适应反步滑模控制）下的控制特性试验，验证设计的试验方案的可行性并在此基础上研究如何通过改进控制算法提高响应特性以及系统控制精度。

第2章 泵控系统数学模型建立和仿真

2.1 引言

泵控缸系统将液压、机械、控制和电气等领域融合于一体，属于机-电-液-控一体化系统，各子系统之间存在相互耦合，对数学建模和控制器的设计提出挑战。本章节首先分析泵控系统位置控制的工作原理；建立泵控液压缸系统回路中伺服电机、液压缸、双向齿轮泵、单向阀以及部分液压辅助组件的数学模型并建立泵控系统的整体数学模型。在 MATLAB/Simulink 软件仿真平台中搭建泵控系统的各子系统的仿真实验模型并进行封装，通过仿真实验验证泵控系统模型的正确性，同时分析泵控电液伺服系统的固有特性，为后续章节所设计的相关控制策略提供理论基础。

2.2 伺服电机泵控缸系统工作原理

电液伺服泵控系统的位置控制模式主要是通过调节液压泵输出口流量的方式来实现。泵控系统主要分为变转速定量泵组合、定转速变量泵组合与变转速变量泵组合三种组合模式类型。本文采用第一种变转速定量泵控制模式实现对泵控系统位置跟随的控制。控制系统框架原理图如图 2-1 所示。

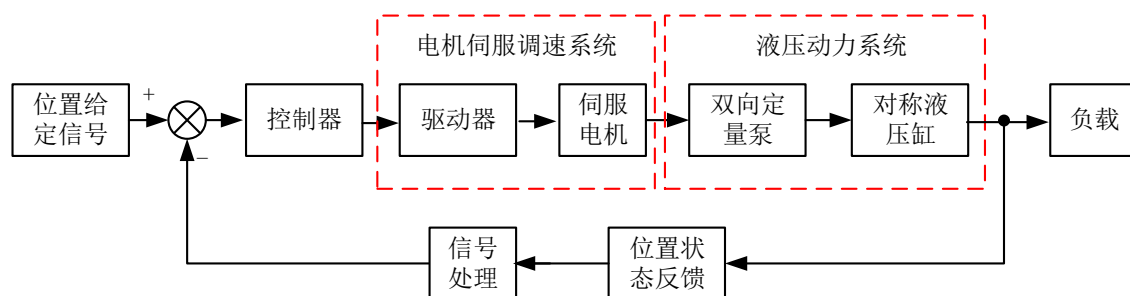
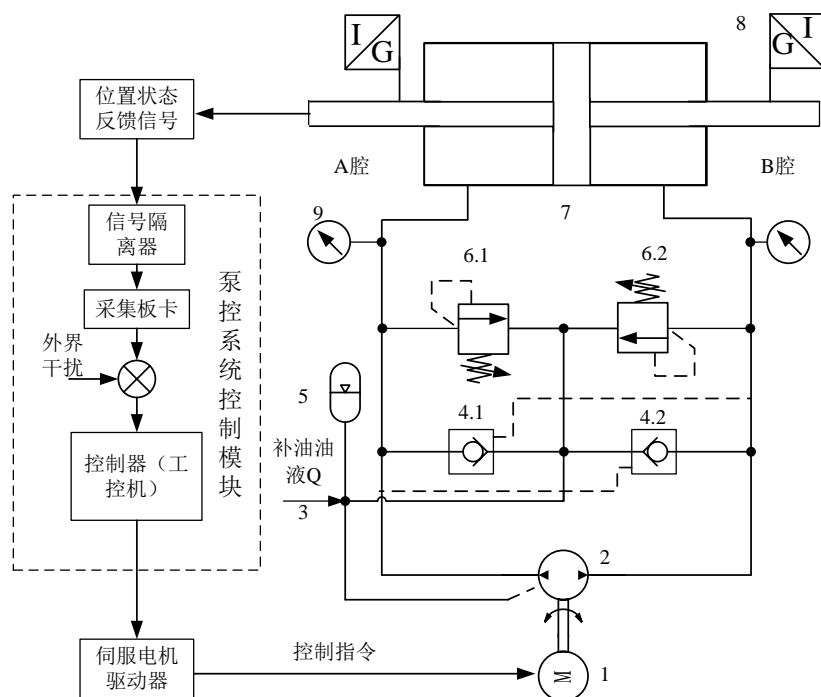


图 2-1 变转速定排量系统控制框架图

泵控对称缸系统的调速方式是通过对伺服电机的调速来完成的。使用伺服电机的调速控制效率高，可以简化系统的控制过程，提升位置控制时的灵活度，同时能够处理由于功率不匹配导致液压系统效率较低的固有问题。

本文的泵控对称缸系统输入位移给定信号，输出信号是液压缸的位移信号，

系统通过位置伺服闭环控制使液压缸活塞杆的位置输出能精准地跟踪输入位置信号。本文研究的泵控电液伺服系统的结构与系统工作原理如图2-2所示，主要液压元件包含伺服电机、双向齿轮泵、蓄能器及补油回路、各功能阀组、对称液压缸和系统控制器等。系统3处连接补油回路。



1—伺服电机；2—双向定量泵；3—补油回路；4—单向阀；5—蓄能器阀组；
6—安全溢流阀；7—液压缸；8—位置传感器；9—压力计

图2-2 泵控系统工作原理图

2.3 泵控系统元部件数学模型

本小节的工作是建立泵控系统部分关键组件的数学模型，其中包括伺服电机、对称缸、双向齿轮泵和其他液压回路部分等。数学建模操作是对具体系统抽象化的过程，因此有必要对系统做一些假设和简化。

2.3.1 伺服电机数学模型

由于伺服电机的数学模型结构比较复杂、各种非线性影响因素多，推导过程中本文将忽略部分影响比较小且建模困难的因素^[44]。

伺服电机的电压平衡方程为：

$$U_q = E + L \frac{dI}{dt} + RI \quad (2-1)$$

式中 E —— 为伺服电机的反电动势（V）；

I —— 为伺服电机的电枢电流（A）；

L —— 为伺服电机的电枢电感（H）；

R —— 为伺服电机的电枢绕阻（ Ω ）。

公式(2-1)中伺服电机内部的反电动势为：

$$E = K_q n_p \quad (2-2)$$

式中 K_q —— 伺服电机电磁转矩系数（V/(rad/s)）；

n_p —— 伺服电机转速（rad/s）。

伺服电机的电磁转矩表达式为：

$$T_e = K_I I \quad (2-3)$$

式中 K_I —— 伺服电机电流转矩系数（N·m/A）；

T_e —— 伺服电机电磁转矩（N·m）。

由于伺服电机与双向泵是直接相连的，由转矩平衡可得电机运动方程为：

$$T_e = J_L \dot{n}_p + B_p n_p + T_L \quad (2-4)$$

式中 J_L —— 折算到伺服电机轴的等效转动惯量（kg·m²）；

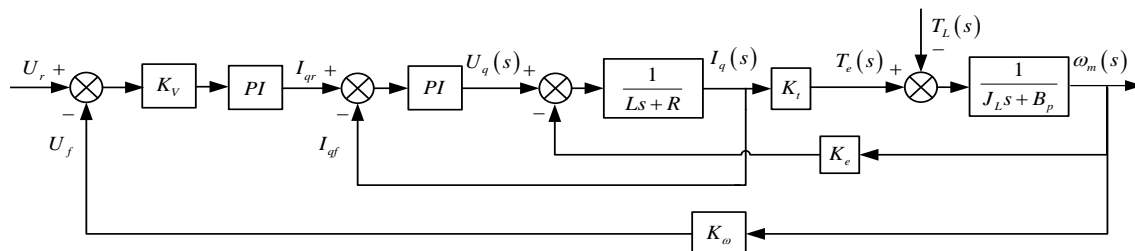
B_p —— 电机粘性摩擦系数（N·m/(rad/s)）；

T_L —— 伺服电机的外负载转矩（N·m）。

将式(2-1)、(2-2)、(2-3)与(2-4)进行拉氏变换有：

$$\begin{cases} T_e(s) = K_I I(s) \\ n_p(s) = \frac{1}{J_L s + B_p} (T_e - T_L) \\ I(s) = \frac{U_q(s) - K_q n_p(s)}{Ls + R} \end{cases} \quad (2-5)$$

伺服电机一般采用三环控制（包括电流环、速度环和位置环）以实现系统的精确控制，针对泵控系统的位置控制采用速度闭环调控策略，即系统的位置偏差通过位置控制器形成转速信号至伺服电机驱动器，再对伺服电机进行转速闭环控制。电流环与速度环选用PI调节系统，由此将两处的数学模型用比例环节替代，比例系数分别使用 K_p 与 K_i 表示。同时 U_r 代表控制信号，伺服电机的转速常



在图 2-3 中, K_v 为伺服电机的电压电流转换系统, 不考虑系统中外界干扰力矩对伺服电机控制的影响, 可以得到伺服电机调速系统中伺服电机的输入电压与电机输出转速之间的开环传递函数为:

2.3.2 泵控缸数学模型

当双向齿轮泵进行正向运动时,本文考虑齿轮泵存在的内、外泄漏等问题,齿轮泵流量与压力关系如图 2-4 所示。

图 2-4 齿轮泵流量与压力关系图

- (1) 忽略实际工作时双向齿轮泵在输出口处存在的流量脉动;
- (2) 将泵控系统各类不确定参量 (液压油温度以及油液的弹性模量等系数) 当作恒定值处理;
- (3) 忽略油液在流动过程中由于管道压力及沿途摩擦阻力等产生的各类流量消耗;
- (4) 将泵控对称缸系统视为容积式伺服一体化结构, 由此可知系统的流量泄漏量比较小。

本节为了文章后续的研究与分析工作的简便性, 搭建泵控缸动力单元的数学模型时采用了数学模型部分理想化方式。

齿轮泵 a 点、b 点的流量方程分别为:

$$\begin{cases} Q_A = D_p n_p - Q_{ip} - Q_{ep1} \\ Q_B = D_p n_p - Q_{ip} + Q_{ep2} \end{cases} \quad (2-7)$$

- 式中 Q_{ip} ——双向齿轮泵的内泄漏流量 (m^3/s);
 Q_{ep1} ——双向齿轮泵a口处的外泄漏流量 (m^3/s);
 D_p ——双向齿轮泵的流量 (m^3/s);
 n_p ——双向齿轮泵的转速 (rad/s);
 Q_{ep2} ——双向齿轮泵b口处的外泄漏流量 (m^3/s)。

考虑到内、外泄漏的压力与流量关系, 由此获得下述表达式:

$$\begin{cases} Q_{ip} = C_{ip} (P_A - P_B) \\ Q_{ep1} = C_{ep} (P_A - P_C) \\ Q_{ep2} = C_{ep} (P_B - P_C) \end{cases} \quad (2-8)$$

- 式中 C_{ip} ——双向齿轮泵的内泄漏系数 ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$);
 C_{ep} ——双向齿轮泵的外泄漏系数 ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$);
 P_A ——双向齿轮泵a口处压力 (Pa);
 P_B ——双向齿轮泵b口处压力 (Pa);
 P_C ——双向齿轮泵c口处压力 (Pa), 直接接外部油箱时定量泵卸油腔压力为0 Pa。

整理可得, 定量泵的流量方程为:

$$Q_L = D_p n_p - C_{ip} P_L \quad (2-9)$$

- 式中 Q_L ——定量泵的流量, $Q_L = (Q_A + Q_B)/2$ (m^3/s);

p_L ——系统A、B腔压差， $p_L = P_A - P_B$ (Pa)；

C_{ip} ——双向齿轮泵的内、外总泄漏系数， $C_{ip} = C_{ip} + C_{ep}/2$ ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$)；

(2) 液压缸数学模型

考虑作用在对称液压缸上的弹性负载与惯性负载，假定不计液压管路、各种液压阀的内、外泄漏以及局部压力损失、沿程压力损失，并且假定补油蓄能器的压力恒为定值，液压油液的油液温度和油液弹性模量保持恒定。液压缸的流量分布如图2-5所示。

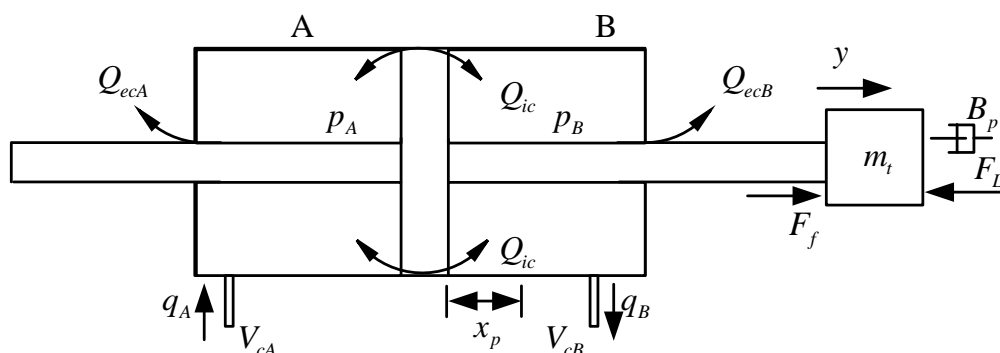


图 2-5 液压缸工作原理图

图 2-5 中液压缸内泄漏流量 Q_{ic} 与 A 腔、B 腔的外泄漏流量 Q_{ecA} 、 Q_{ecB} 的表达式分别为：

$$\begin{cases} Q_{ic} = C_{ic} p_L \\ Q_{ecA} = C_{ec} p_A \\ Q_{ecB} = C_{ec} p_B \end{cases} \quad (2-10)$$

式中 p_A ——活塞杆 A 腔的压力 (Pa)；

p_B ——活塞杆 B 腔的压力 (Pa)；

C_{ic} ——液压缸的内泄漏系数 ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$)；

C_{ec} ——液压缸的外泄漏系数 ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$)。

对称液压缸的流量连续性方程：

$$\begin{cases} q_A = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{ic} p_L + C_{ec} p_A + \frac{V_{cA}}{\beta_e} \frac{dp_A}{dt} \\ q_B = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{ic} p_L - C_{ec} p_B - \frac{V_{cB}}{\beta_e} \frac{dp_B}{dt} \end{cases} \quad (2-11)$$

式中 A_p ——液压缸有效工作面积 (m^2)；

x_p ——液压缸活塞位移 (m);

V_{cA} ——液压缸A腔及其管路有效体积 (m^3);

V_{cB} ——液压缸B腔及其管路有效体积 (m^3);

β_e ——有效体积弹性模量 (Pa)。

液压缸 A、B 两容腔的数学表达式如下:

$$\begin{cases} V_{cA} = V_{oA} + A_p x_p \\ V_{cB} = V_{oB} - A_p x_p \end{cases} \quad (2-12)$$

式中 V_{oA} ——A腔初始容积 (m^3);

V_{oB} ——B腔初始容积 (m^3)。

将式(2-11)、公式(2-12)化简可得:

$$Q_L = A_p \frac{dx_p}{dt} + C_{ic} p_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} \quad (2-13)$$

式中 C_{ic} ——液压缸的总泄漏系数, $C_{ic} = C_{ic} + C_{ec}/2$ ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$);

p_L ——液压缸两腔压力差 (Pa);

V_t ——液压缸两腔的总体积, 包含管路容积 (m^3)。

对公式(2-13)进行拉格朗日变换可得:

$$Q_L = A_p X_p s + C_{ic} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} P_L s \quad (2-14)$$

负载可以直接影响到液压缸的动态性能, 泵控系统的液压负载力主要由粘滞阻力、外部负载力以及负载惯性力等组成。将系统的负载部分简化为理想模型, 则液压缸活塞杆动态的输出力平衡方程为:

$$(p_A - p_B) A_p = m_t \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + K x_p + F_L + F_f \quad (2-15)$$

式中 m_t ——活塞杆质量和外界负载等效的总质量 (kg);

B_p ——活塞杆和外界负载等效的总粘性阻尼系数 ($\text{N}/(\text{m}/\text{s})$);

K ——负载弹簧刚度 (N/m);

F_L ——未精准建模的力, 包含外部扰动力等 (N)。

基于 Stribeck 摩擦模型建立的摩擦方程, 此摩擦模型将泵控系统的库伦摩擦部分和黏性摩擦部分综合考虑。由于 $\text{sgn}(x_p)$ 是不连续的数学模型, 容易造成数值计算错误, 故本文中利用双曲正切函数 $\tanh(x_p)$ 代替, 使得模型连续可导。其中 F_f 由库伦摩擦力以及黏性摩擦力组成, 可表示为:

对公式(2-9)进行拉格朗日变换可得:

$$Q_L = D_p N_p - C_w P_L \quad (2-17)$$

$$A_n P_L = m_n X_n s^2 + B_n X_n s + K X_n + F_L + F_f \quad (2-18)$$

根据公式(2-11)、式(2-14)、式(2-17)与式(2-18)可获得泵控电液伺服系统的系统控制框架图以及开环传递函数,如图 2-6 与公式(2-19)所示,建立的数学模型在参考其他论文模型基础上增补了各部分细节模型:

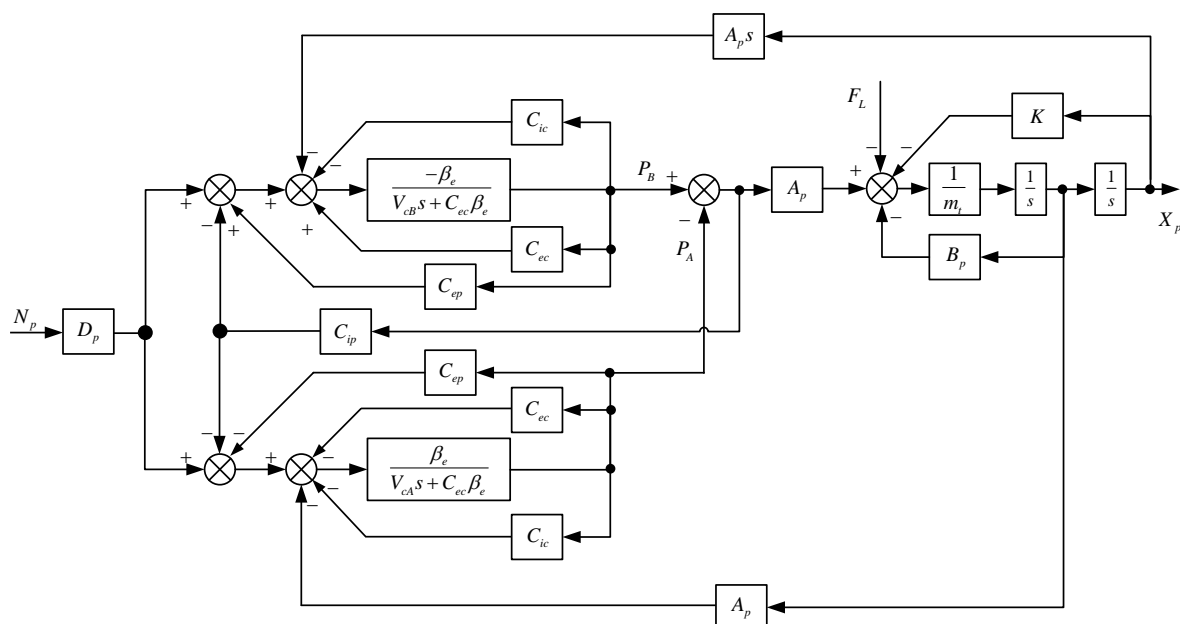


图 2-6 泵控位置液压系统控制框图

$$X_p = \frac{A_p D_p N_p - \left(C_c + \frac{V_t}{4\beta_e} s \right) (F_L + F_f)}{\frac{V_t}{4\beta_e} m_t s^3 + \left(m_t C_c + \frac{V_t}{4\beta_e} B_p \right) s^2 + \left(B_p C_c + \frac{V_t}{4\beta_e} K + A_p^2 \right) s + C_c K} \quad (2-19)$$

式中 C_c ——系统总泄漏系数, $C_c = C_{tc} + C_{tp}$ ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$)。

泵控系统的弹性负载为零的情况比较常见，一般以惯性负载为主要负载工况。同时总粘性阻尼系数 B_p 通常比较小，故可得 $B_p C_c / A_p^2 \ll 1$ ，则泵控系统忽略系统粘性阻尼部分以及弹性负载，公式(2-19)可以简化得到：

$$\frac{X_p}{N_p} = \frac{\frac{D_p}{A_p} - \frac{1}{A_p^2} \left(C_c + \frac{V_t}{4\beta_e} s \right) (F_L + F_f)}{\left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right) s} \quad (2-20)$$

式中 ω_h ——系统的液压固有频率, $\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e A_p^2}{V_t m_t}}$;

ζ_h ——系统的液压阻尼比, $\zeta_h = \frac{C_c}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e m_t}{V_t}}$ 。

当泵控系统处于理想的工作状态时, 忽略掉系统的泄漏与外部扰动, 将公式(2-19)的开环传递函数简化为:

$$G(s) = \frac{K_e}{\left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right) s} \quad (2-21)$$

式中 K_e ——开环增益, $K_e = D_p / A_p$ 。

泵控系统的传递函数包括一个积分环节、比例环节与二阶振荡环节等部分, 由公式(2-21)可得, 由于传递函数只包含一个积分环节, 可得泵控系统在趋近稳态后输出位移是与伺服电机的输入转速信号成比例的。泵控系统的响应速度与稳定性能与开环增益(也称速度放大系数) K_e 直接相关, 反映齿轮泵的输出转速对缸速度控制的灵敏性。

2.3.3 补油回路数学模型

本文泵控系统为闭式系统, 需要通过由补油泵、单向阀和蓄能器组成的补油回路给泵控系统补充油液, 补油回路的主要作用有:

- (1) 补充泵控系统泄漏掉的液压油液部分, 否则容易造成主油泵吸空, 产生噪音与振动, 影响系统的正常工作且降低液压元件的寿命;
- (2) 保证双向泵的吸入端有足够的压力;
- (3) 补充冷却的油液, 以降低系统的油液温度并减小泄漏, 提高可靠性;
- (4) 预防系统执行组件在进行高频运动时出现气穴现象。

由于传统泵控在进行数学建模时常忽略系统补油环节, 导致系统与实际情况容易出现偏差, 影响建模的准确性。综上, 本节建立系统补油回路处流量及压力的关系, 补油系统的关系图如图2-7。

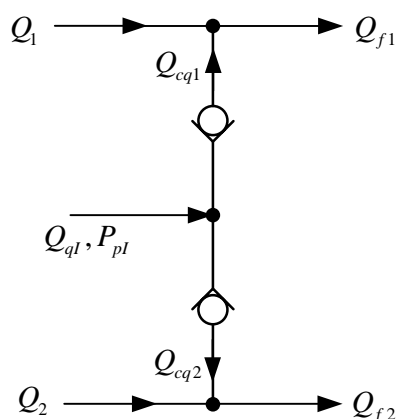


图 2-7 补油回路流量-压力关系图

图2-7中各部分流量方程如下所示：

$$Q_{f1} = Q_1 + Q_{cq1} \quad (2-22)$$

$$Q_{f2} = Q_2 - Q_{cq2} \quad (2-23)$$

$$Q_{ql} = Q_{cq1} + Q_{cq2} \quad (2-24)$$

式中 Q_{cq1} ——与液压缸A腔连接的单向阀流量（ m^3/s ）；

Q_{cq2} ——与液压缸B腔连接的单向阀流量（ m^3/s ）；

P_{pl} ——补油回路处的压力（Pa）；

Q_{ql} ——补油回路流出的流量（ m^3/s ）。

由于补油回路与蓄能器相连，而实际应用中补油回路与蓄能器的功能有相似之处，故本节使用蓄能器的数学模型替换补油回路处的数学模型^[39]。故此部分输入流量与输出压力的关系方程为：

$$P_{pl} = \frac{p_{gp} V_{gv}^k}{\left[V_{gv} - \int Q_{ql} dt \right]^k} \quad (2-25)$$

式中 p_{gp} ——蓄能器的初始压力（Pa）；

k ——蓄能器内气体的多变指数；

V_{gv} ——蓄能器初始体积（ m^3 ）。

另外， k 的数值是时变的，取值范围在 1.0-1.4 中间：在气体等温工况下 $k=1.0$ ，在气体绝热工况下 $k=1.4$ 。

2.3.4 单向阀数学模型

如图 2-7 所示, 单向阀的作用是只允许液压油液沿固定方向流动, 当系统单向阀两端的压力差值比单向阀的设定开启压力 P_p 小时, 单向阀阀口呈闭合状态, 通过的流量为 0; 当单向阀两端压力差值比开启压力 P_p 大时, 单向阀阀口开启, 将此状态下的单向阀模型等效为节流口模型, 得到如下表达式:

$$Q_{cq1} = \begin{cases} K_{cp} \sqrt{P_{pl} - P_A} & P_{pl} - P_A \geq P_p \\ 0 & P_{pl} - P_A < P_p \end{cases} \quad (2-26)$$

$$Q_{cq2} = \begin{cases} K_{cp} \sqrt{P_{pl} - P_B} & P_{pl} - P_B \geq P_p \\ 0 & P_{pl} - P_B < P_p \end{cases} \quad (2-27)$$

式中 P_{pl} ——补油回路输出压力 (Pa);

K_{cp} ——单向阀流量-压力系数 ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$)。

2.3.5 溢流阀数学模型

简化的溢流阀的压力-流量方程为:

$$Q_y = \begin{cases} K_y (P_j - P_y) \sqrt{P_y} & P_j \geq P_y \\ 0 & P_j < P_y \end{cases} \quad (2-28)$$

式中 Q_y ——通过溢流阀阀口的流量 (m^3/s);

K_y ——溢流阀压力-流量系数 ($\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$);

P_y ——溢流阀初始设定压力值 (Pa);

P_j ——溢流阀进口处压力值 (Pa)。

综上所述, 本文结合前人工作进行了更加完善的数学建模。完善了伺服电机与双向齿轮泵的数学模型, 建立了比较全面的液压缸模型, 增加了系统补油回路、单向阀回路数学模型。

2.4 泵控系统仿真模型

以泵控系统的基本工作原理为基础, 结合各小节控制模型的分析, 建立伺服电机、双向泵、液压缸和各液压辅件等组件的仿真模型并进行串联整理, 整合泵控系统液压模型与伺服电机模型得到泵控电液伺服系统的整体仿真模型, 如图 2-8 所示。在 Simulink 运行仿真过程中, 泵控模型参数的取值设定是十分重要的。

为保证所搭建的仿真模型更加切近实际工况，整体系统的参数配置需要结合各部分组件的技术样本，整理得到泵控系统仿真参数如表 2-1 所示。

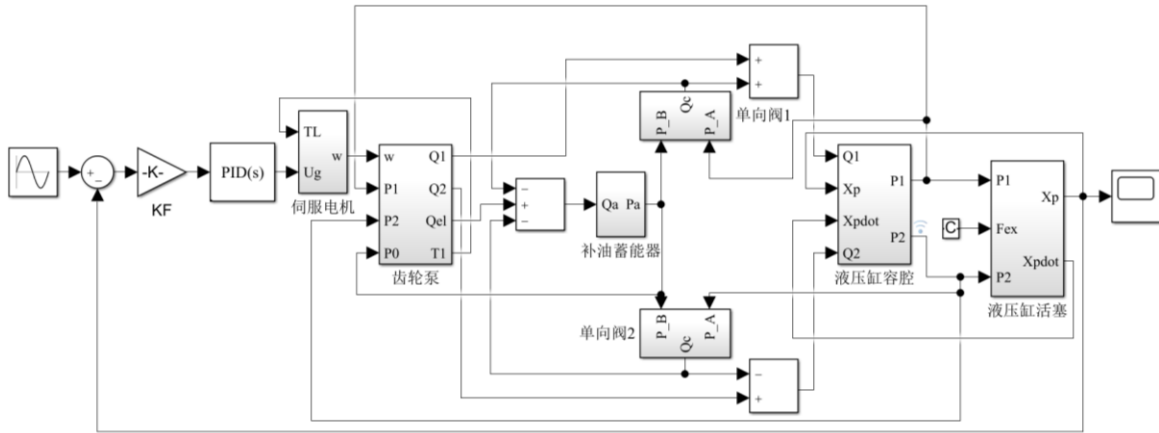


图 2-8 泵控系统整体仿真模型

表 2-1 系统仿真参数设置表

物理名称	设定值	单位	物理名称	设定值	单位
泵内泄漏系数	3×10^{-11}	$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$	缸内泄漏系数	3×10^{-11}	$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$
泵外泄漏系数	3×10^{-11}	$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$	缸外泄漏系数	3×10^{-11}	$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$
泵排量	10^{-5}	m^3/s	粘性阻尼系数	150	$\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{Pa})$
活塞有效面积	3×10^{-3}	m^2	缸 A 腔初始容积	2×10^{-4}	m^3
气体多变指数	1.3	--	缸 B 腔初始容积	1.4×10^{-4}	m^3
油液弹性模量	8×10^8	Pa	电压电流转化系数	7.5	A/V
液压缸总行程	0.15	m	伺服电机轴转动惯量	4.5×10^{-3}	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$
电流反馈系数	1	--	蓄能器初始压力	4×10^6	Pa
电机电枢绕阻	5.7×10^{-2}	Ω	蓄能器初始气体体积	10^{-4}	m^3
负载折算质量	10	kg	蓄能器初始液体体积	10^{-4}	m^3
电机转矩系数	1.75	$\text{N} \cdot \text{m}/\text{A}$			

为了验证泵控系统搭建的数学模型的正确性和合理性，以及系统能否实现位置闭环控制，仿真时初步选用传统 PID 控制器进行控制，给定泵控缸系统典型阶跃信号以及典型正弦信号进行位置闭环仿真分析，在零初始条件下开始仿真，系统的不确定负载扰动取为 $F_L = 3\sin(3t)$ 。具体的仿真曲线如图 2-9 和图 2-10 所示。

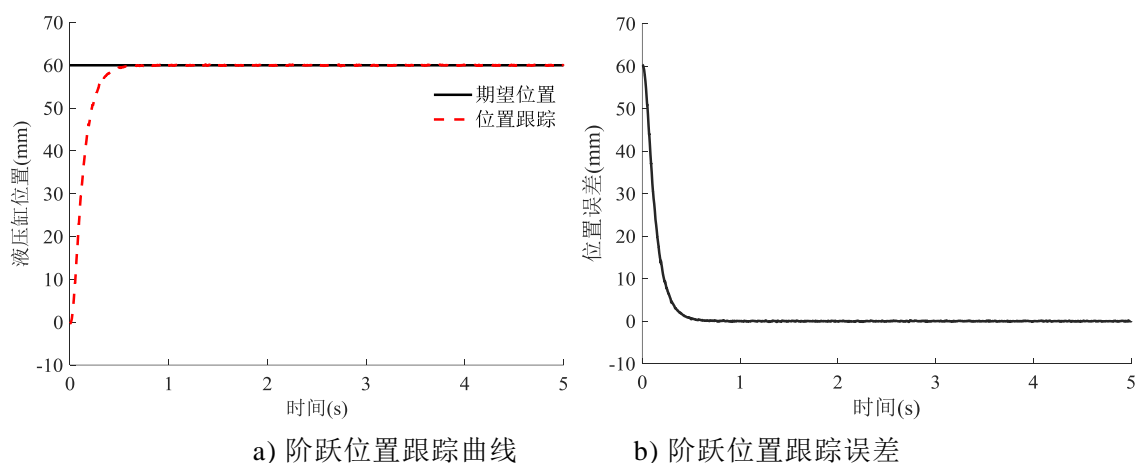


图 2-9 PID 控制的阶跃跟踪曲线

观察图 2-9 可知，当系统给定的目标位置指令为初始值为 0 的 60mm 阶跃信号时，液压缸输出位移大体上可以跟随目标位置指令，系统到达稳态的时间约在 0.6s 左右，位置跟踪的稳态误差较小。

观察图 2-10 可知，当系统给定的目标位置指令为幅值 60mm、频率为 1Hz 的正弦信号时，调节控制器的参数取值，基本可以实现对目标位置指令的跟随，位置跟踪的稳态误差约为 $\pm 6.2\text{mm}$ ，并且存在一定的相位滞后。

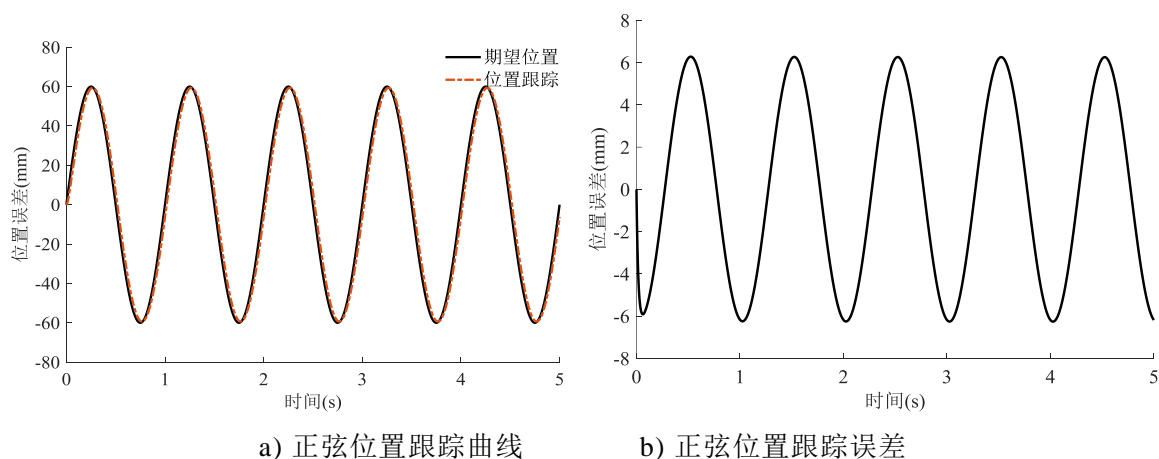


图 2-10 PID 控制的跟踪曲线

综上所述，本文的泵控电液伺服系统仅应用简单 PID 控制器时能够实现位置指令信号与位置反馈信号之间的基本跟随，可以简单验证建立的仿真模型的正

确性以及合理性。但对于本文的泵控系统，传统 PID 控制难以通过选取一组最优的控制参数进而保证系统在任意工况下的控制精度。

2.5 本章小结

本章主要介绍了泵控系统的组成结构及工作原理，系统主要分为三部分：伺服电机子模型、泵控缸液压系统模型以及补油回路模块。分别建立了伺服电机、补油模块与泵控缸系统的数学模型及仿真模型，将子系统整合并且推导出泵控液压缸系统整体的开环传递函数。应用典型的泵控系统参数，并在 MATLAB/Simulink 仿真平台中搭建泵控系统的整体模型并使用简单 PID 控制器进行仿真，为下文对泵控系统位置跟随控制策略的研究提供理论依据。但简单 PID 控制器难以达到理想的控制效果，在响应速度与稳态误差等指标方面仍有不足，还需要设计更高性能的控制策略进行改进。

第3章 基于未知扰动观测器的反步控制

3.1 引言

由上文可知搭建泵控缸伺服系统精确模型的难度很大。但如果对数学模型进行理想化处理会丧失普遍性，并且系统在不同工作条件下系统的时变性参数难以预测且又不断变化，导致泵控系统的静态精度较低并且动态性能较差。所以本文考虑到泵控位置系统在控制过程中的各种未建模因素，采用基于未知扰动观测器的反步控制策略，在补偿未建模函数消极影响的同时降低控制器计算繁琐程度并提高响应特性。通过李雅普诺夫函数原理分析系统的稳定性，并对观测器的鲁棒性与稳定性进行理论分析，最终通过仿真验证算法的正确性与控制效果。

3.2 泵控系统传统反步控制算法

3.2.1 反步控制算法

反步法（也称反演法）最早出现于上世纪九十年代，属于经典的非线性控制策略。此控制方法基础理论为李雅普诺夫（Lyapunov）函数稳定性方法。通过研究系统中各个状态变量之间的关系，将系统分解为子系统联合表达式，此表达式不超过系统的阶数。传统反步控制策略的主要思路为：首先将繁琐的高阶泵控系统拆解成若干阶数较低的子系统，并且保证各个子系统的闭环有界性并且最终能收敛到平衡点，选择仅包括最终控制变量（输入量） u 的子系统，进一步从最终控制量所在的最后一项子系统开始，由下向上依次对子系统选择适合的虚拟控制律直到输入子系统结束，获得系统的最终控制信号。此算法利用对设计的控制器进行状态反馈方法解决状态跟踪控制问题和稳定性分析问题，通常应用于可状态线性化的不确定性系统。

在进行反步控制器的设计时选择虚拟控制律的操作本质属于静态补偿机制，通过针对各子系统的 Lyapunov 函数与中间虚拟控制变量的设计使得当前子系统维持稳定，通过连续的子系统稳定性的验证最终回到对系统整体的控制。反步算法属于系统性控制策略，其能够确保系统最后的反步控制器是渐进稳定的。应用反步策略设计控制器的前提条件是系统满足能够推导为严格反馈形式的条件。

但是美中不足的是，设计的反步控制在导出虚拟控制律时需要对系统中非线性

性函数进行多次求导操作。被控系统的阶次越高会导致虚拟控制律的求导项阶次更高。针对函数进行反复求导的操作会增加控制器的计算负担甚至造成“级数爆炸”现象。反步控制在设计时还需要被控系统的闭环系统中状态变量全部都是已知的（即全状态反馈）。但是工程实际中很难达到这个条件，一是因为物理传感器难以测得系统的所有状态变量信息，二是因为由物理传感器测得的状态变量存在的杂波信号干扰又给系统的控制造成了鲁棒性负担。由此，系统采用反步控制时通常需要通过状态观测器以实时在线估计所需要的状态变量信息，通过传感器采集系统的输出反馈信号。

对于本文的泵控位置系统来说，稳定性是系统十分重要的性能指标。针对简单线性系统，通常由劳斯判据和奈奎斯特稳定判据来判断线性系统的稳定性。对于泵控位置系统这类非线性、时变系统，本文运用俄国数学家 Lyapunov 提出的 Lyapunov 稳定性判据进行分析。

3.2.2 泵控缸系统状态空间表达式

由于电机速度环的动态性能比较好，响应快，伺服电机的频响远高于液压系统的工作频率，因此可以将电机的转速运动视为高频运动学，可将伺服电机动态简化成比例环节：

$$n_p = k_p u \quad (3-1)$$

式中 k_p —— 伺服电机的转速增益（ rad/s^2 ）；

u —— 伺服电机的输入信号（ $\text{m}/(\text{rad} \cdot \text{s})$ ）。

代入到公式(2-9)中可得：

$$Q_L = D_p k_p u - C_p P_L \quad (3-2)$$

根据公式(2-9)、式(2-13)、式(2-15)、式(3-1)与式(3-2)可整理得到泵控电液伺服系统的整体数学模型：

$$\begin{cases} Q_L = D_p k_p u - C_p P_L \\ q_L = A_p \dot{x}_p + C_{ic} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \dot{P}_L \\ A_p (p_A - p_B) = m_t \ddot{x}_p + f_c \tanh(\dot{x}_p) + f_v \dot{x}_p + Kx_p + B_p \dot{x}_p + F_L \end{cases} \quad (3-3)$$

选取一组状态变量 $x = [x_1, x_2, x_3]^T = [x_p, \dot{x}_p, (p_A - p_B)]^T$ ，并将伺服电机的输入信号 u 定义为输入量，即式(3-4)中的系统控制输入为电机输入电压，输出量取为

$y = x_1$ ，可得泵控缸状态方程为：

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = -\frac{K}{m_t}x_1 - \frac{f_v}{m_t}x_2 - \frac{B_p}{m_t}x_2 + \frac{A_p}{m_t}x_3 - \frac{f_c}{m_t}\tanh(x_2) \\ \dot{x}_3 = \frac{4\beta_e}{V_t}(D_p k_p u - A_p x_2 - C_c x_3) \end{cases} \quad (3-4)$$

公式(3-4)为了降低本文中公式推导过程的繁杂程度，定义下列变量：

$$\begin{cases} a_1 = -\frac{K}{m_t} \\ a_2 = -\frac{f_v}{m_t} - \frac{B_p}{m_t} \\ a_3 = \frac{A_p}{m_t} \\ a_4 = -\frac{f_c}{m_t}\tanh(x_2) \\ p = \frac{4\beta_e}{V_t} \\ a_5 = -A_p p \\ a_6 = -C_c p \end{cases} \quad (3-5)$$

经过合理简化，于是式(3-4)的数学模型可简写为：

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_4 \\ \dot{x}_3 = p D_p k_p u + a_5 x_2 + a_6 x_3 \end{cases} \quad (3-6)$$

3.2.3 传统反步控制器设计

传统反步控制方法可以解决李雅普诺夫函数控制器在设计时过于依赖实际经验而缺乏系统性的构造设计的问题。反步控制方法通过分析泵控系统建立的不同状态空间表达式的结构，进而分步地构造出适用于本系统的李雅普诺夫函数，通过设计出每一步骤的虚拟控制律，再应用反演法依次递推到适用于整个状态空间表达式的李雅普诺夫函数，保证整个泵控闭环系统能够根据不同工程需要达到可以满足目标期望的动静态响应性能。本小节欲先对泵控位置伺服系统应用传统反步控制算法的情况进行分析，并且讨论其不足之处在后面的章节进行改进。

本小节将建立传统的反步控制器，由于传统的反步控制器的工作原理是基于不含未知函数的精确模型所设计的，在此研究基础上反步方程中无法处理任何意义的未知参数，因此本小节设计控制器时忽略系统所有的未建模动态。

(1) 步骤一

本文中泵控系统实际上的控制目标是通过调整控制策略使液压缸的实际运动的位置信号可以尽量精准地跟随给定的目标数据，在此基础上定义系统的位置误差为：

$$z_1 = x_1 - x_d \quad (3-7)$$

其中， x_d 定义为 x_1 的期望位置值。先对 z_1 求导得：

$$\dot{z}_1 = \dot{x}_1 - \dot{x}_d = x_2 - \dot{x}_d \quad (3-8)$$

定义适用公式(3-8)的半正定的 Lyapunov 候补函数为：

$$V_1 = \frac{1}{2} z_1^2 \geq 0 \quad (3-9)$$

对 V_1 进行求导可得：

$$\dot{V}_1 = z_1 \dot{z}_1 = z_1(x_2 - \dot{x}_d) \quad (3-10)$$

再定义泵控系统二级子系统的速度状态误差变量为：

$$z_2 = x_2 - \alpha_1 \quad (3-11)$$

其中， α_1 为泵控系统的中间虚拟控制量， α_1 可以设计为：

$$\alpha_1 = -k_{z_1} z_1 + \dot{x}_d \quad (3-12)$$

将定义后的虚拟控制量代入公式(3-10)可得：

$$\dot{V}_1 = z_1 \dot{z}_1 = z_1(z_2 - k_{z_1} z_1) = -k_{z_1} z_1^2 + z_1 z_2 \quad (3-13)$$

(2) 步骤二

对 z_2 求导，并将公式(3-6)代入可得：

$$\dot{z}_2 = \dot{x}_2 - \dot{\alpha}_1 = a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_4 - \dot{\alpha}_1 \quad (3-14)$$

定义适用于式(3-14)的半正定 Lyapunov 候补函数为：

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2} z_2^2 = \frac{1}{2} z_1^2 + \frac{1}{2} z_2^2 \geq 0 \quad (3-15)$$

再定义泵控系统二级子系统的状态误差变量为：

$$z_3 = x_3 - \alpha_2 \quad (3-16)$$

将公式(3-16)代入，求导可得 V_2 的导数：

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_2 &= z_1 \dot{z}_1 + z_2 \dot{z}_2 \\
 &= -k_{z_1} z_1^2 + z_1 z_2 + z_2 (a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_4 - \dot{\alpha}_1) \\
 &= -k_{z_1} z_1^2 + z_1 z_2 + z_2 [a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 (z_3 + \alpha_2) + a_4 - \dot{\alpha}_1]
 \end{aligned} \tag{3-17}$$

故虚拟控制率 α_2 可以设计为:

$$\alpha_2 = \frac{1}{a_3} (-k_{z_2} z_2 - z_1 - a_1 x_1 - a_2 x_2 - a_4 + \dot{\alpha}_1) \tag{3-18}$$

其中, $k_{z_2} > 0$ 为泵控系统的可凋控制增益。将公式(3-18)代入公式(3-17)可以得到:

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_2 &= -k_{z_1} z_1^2 + z_1 z_2 \\
 &\quad + z_2 \left[a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 \left(z_3 + \frac{1}{a_3} (-k_{z_2} z_2 - z_1 - a_1 x_1 - a_2 x_2 - a_4 + \dot{\alpha}_1) \right) + a_4 - \dot{\alpha}_1 \right] \\
 &= -k_{z_1} z_1^2 - k_{z_2} z_2^2 + a_3 z_2 z_3
 \end{aligned} \tag{3-19}$$

(3) 步骤三

泵控系统的控制变量 x_3 包含控制变量 u , 且 x_3 是可视化的, 因此不用设置新的虚拟控制变量。

令 z_3 对时间求导, 并将公式(3-6)代入可以得到:

$$\dot{z}_3 = \dot{x}_3 - \dot{\alpha}_2 = (pD_p k_p u + a_5 x_2 + a_6 x_3) - \dot{\alpha}_2 \tag{3-20}$$

同理, 为了控制 z_3 , 使其尽量小, 定义适用的 Lyapunov 候补函数:

$$V_3 = \frac{1}{2} z_1^2 + \frac{1}{2} z_2^2 + \frac{1}{2} z_3^2 \tag{3-21}$$

对式(3-21)求导, 并把本文中的不含未知动态的泵控状态方程(3-6)代入得:

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_3 &= \dot{V}_2 + z_3 \dot{z}_3 \\
 &= -k_{z_1} z_1^2 - k_{z_2} z_2^2 + a_3 z_2 z_3 + z_3 (\dot{x}_3 - \dot{\alpha}_2) \\
 &= -k_{z_1} z_1^2 - k_{z_2} z_2^2 + a_3 z_2 z_3 + z_3 [(pD_p k_p u + a_5 x_2 + a_6 x_3) - \dot{\alpha}_2]
 \end{aligned} \tag{3-22}$$

所以, 最终的传统反步控制器可以设计为:

$$u = \frac{1}{D_p k_p p} (-k_{z_3} z_3 - a_3 z_2 - a_5 x_2 - a_6 x_3 + \dot{\alpha}_2) \tag{3-23}$$

其中, $k_{z_3} > 0$ 为本系统的可凋控制增益。将公式(3-23)代入公式(3-22)可以得到:

$$\dot{V}_3 = -k_{z_1} z_1^2 - k_{z_2} z_2^2 - k_{z_3} z_3^2 \leq 0 \tag{3-24}$$

由(3-24)式可得 $\dot{V}_3 \leq 0$ 并且 $\dot{V}_3 \neq 0$ 。于是因为 V_3 为正定, 并且 $V_3(\infty) = \infty$ 。同时由于 \dot{V}_3 负半定, 并且 $\dot{V}_3 \neq 0$ 可以得出泵控系统是李雅普诺夫稳定的。

综上所述，泵控系统的虚拟控制律和最终传统反步控制器的实际控制律为：

$$\begin{cases} \alpha_1 = -k_{z_1} z_1 + \dot{x}_d \\ \alpha_2 = \frac{1}{a_3} (-k_{z_2} z_2 - z_1 - a_1 x_1 - a_2 x_2 - a_4 + \dot{\alpha}_1) \\ u = \frac{1}{D_p k_p p} (-k_{z_3} z_3 - a_3 z_2 - a_5 x_2 - a_6 x_3 + \dot{\alpha}_2) \end{cases} \quad (3-25)$$

通过查阅资料可知，传统的反步控制器的工作及其依赖本系统中所建模型的数据精度。系统的控制效果与计算时的各种建模精度息息相关。虽然通过计算可以得出本系统稳定的初步结论，但是通过后续操作不难发现由于传统反步控制器设计中多次忽略此系统中未建模的函数，而实际的数学模型如果出现模型不精确的情况，那么传统的反步控制器的控制效果将在各种未知动态的未知影响下降低，实际应用中这种情况会严重影响控制精度导致控制效果的失败。

综上所述，传统的反步控制器由于其自身的控制器结构有所限制，泵控伺服系统的建模精度将严重影响到传统的反步控制器的控制，有些难以精确建模的未知扰动会对系统的控制效果造成的消极影响。基于以上的原因，在下一小节中将引入一种通过观测估计器的方法来解决这些问题，使泵控系统可以达到更好的控制效果和对未知动态估计的能力。下文通过设计系统的未知动态观测器解决传统反步法过度依赖模型准确性的问题，设计观测器对泵控系统的非匹配项干扰和匹配项的扰动进行前馈补偿，使泵控系统获得更好的抗干扰性能，从而实现泵控系统对输出位置的跟踪控制。

3.2.4 传统反步控制仿真验证

本小节将对上节设计的传统反步控制器进行简单方案验证，其中泵控系统的具体参数与第二章一致。反步控制器的可调控制增益分别取 $k_{z_1} = 25$ 、 $k_{z_2} = 50$ 、 $k_{z_3} = 35$ 。根据泵控缸系统状态空间表达式(3-6)与泵控系统的虚拟控制律和最终传统反步控制器表达式(3-25)搭建系统的仿真模型。

针对输出幅值为60mm的阶跃信号进行仿真，结果如图3-1与图3-2所示，系统动态反应速度有待提高；针对输出幅值为60mm的正弦位置信号进行仿真，结果如图3-3与图3-4所示，通过上节的理论分析，反步控制器无法处理任何意义的未知参数，可以看出，系统针对正弦输入信号具有较好的跟随性，系统响应有待提高，并且存在一定的稳态误差，约为 $\pm 2.5\text{mm}$ ，可以初步证明反步控制算法在

泵控位置系统中具有适用性。

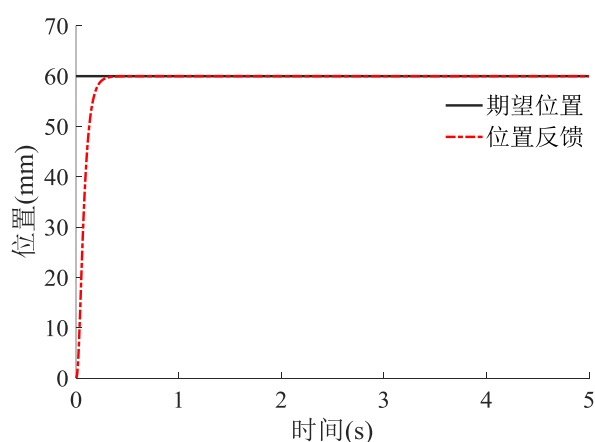


图 3-1 正弦位置跟踪曲线

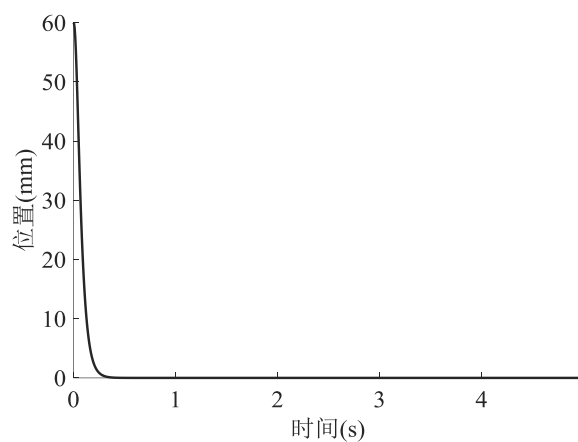


图 3-2 正弦位置误差曲线

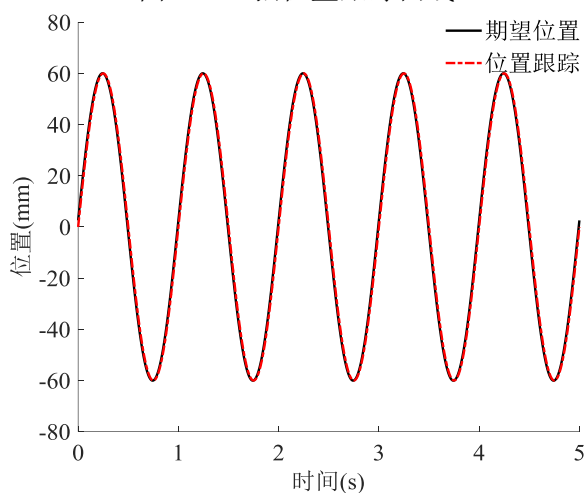


图 3-3 正弦位置跟踪曲线

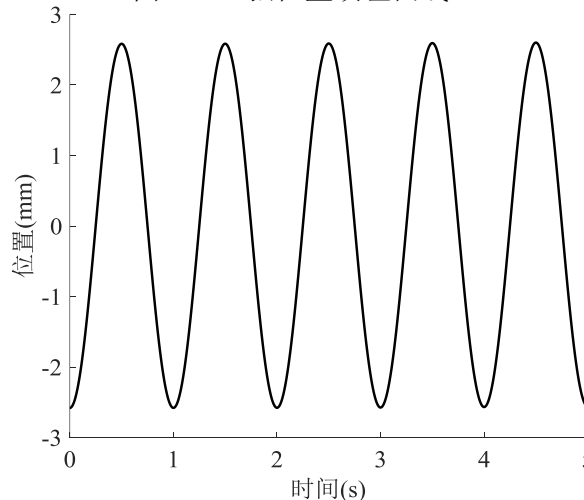


图 3-4 正弦位置误差曲线

3.3 基于未知动态的反步控制算法

3.3.1 泵控伺服系统的模型不确定问题

(1) 泵控系统的建模误差

经典反馈控制系统在进行传统控制器的设计时往往要求已知被控系统的全部精准模型（包含数学模型的具体结构以及参数的取值范围），然而实际上这一点是难以实现的。理论建模和实验分析获得的简化数学模型并不能描述泵控系统全部的精确动态特性，未被描述的动态特性部分称为系统未建模动态(亦称动态不

确定性), 通常模态频率较高, 属于系统的高频特性。未建模动力学动态与已建模动力学动态都具有一定的不确定性, 而且后者不确定性强于前者。

(2) 泵控系统的参数不确定性

实际工程中不确定性主要体现在内、外两类, 外部的不确定性主要为系统外界的不确定性扰动等; 内部不确定性体现在实际工程中各类系统参数的估计误差, 如内、外摩擦系数及转动惯量等、传感器的参数测量误差及未建模动态等, 还包括时变参数不确定性(例如液压油液弹性模量、流量的泄漏系数、粘性摩擦系数以及负载等效弹簧刚度等参数存在的摄动现象)。通常内部的不确定性并不改变系统的结构, 如模型的阶次。在实际控制中, 泵控系统的不确定特性对位置控制的动态性能与稳态特性具有很大的影响。另外在实际的工程过程中可能出现设备组件老化、环境变化等问题。

(3) 泵控系统的非线性

同时由于泵控系统的复杂性, 工程中的系统参数模型往往都是高阶非线性时变的, 通常使用低阶线性定常的数学模型进行简化。然而这样的简化操作会导致系统数学模型的不确定性。非线性特性可能影响泵控系统的跟踪误差与稳态精度, 给控制性能带来负面影响, 并且产生多余的摩擦进而减少使用寿命。

(4) 泵控系统的时滞现象

泵控系统的时滞主要由于伺服电机对输入信号的响应时滞、容积伺服响应时滞、信号传输时滞与各种传感器的测量时滞。由于时滞现象, 系统的稳定性、控制精度与动态性能受到很大影响。系统中时滞现象难以完全避免。

综上所述, 泵控系统的控制难点之一在于建模中部分物理参数不能精确测量, 如等效转动惯量、等效负载质量等, 并且系统难以避免所有建模误差, 如液压缸的各种摩擦力等不能精确建模的项, 另外执行元件液压缸在实际工作中还存在着难以预测的外部干扰, 如负载和环境的变化等。这些未建模动态和系统外部干扰严重影响泵控系统的控制性能, 甚至可能导致泵控系统的不稳定性。

由此可得, 本文设计的控制器务必要解决泵控系统的各项不确定因素导致的负面效果。尽管之前的科研工作者验证神经网络算法和模糊逻辑算法等处理这些不确定项有不错的效果, 但这些算法计算量庞大, 且参数调节繁琐, 实用性受到很大限制。由此可知, 控制器设计过程中的一个重要问题是: 如何设计泵控系统的

控制器，保证系统在包含一定程度的未建模模型以及一定范围的参数时变性时，控制系统仍能保持闭环稳定并具有良好的动态性能品质，即系统具有鲁棒性。

3.3.2 未知动态观测器的原理

本节为处理未建模动态将未知动态观测器理论引入到传统反步控制器的设计中，采用一种新颖的基于未建模观测器的反步控制。在这里需要指出的是，本文为了便于后续的理论分析，将进行数学建模与控制器设计时并不明确或者时变的具体数值函数统称为未知动态，将本系统中的所有未建模动态（还包含各种实验中的参数变化以及其它的数学建模误差）一起定义为 $N(t)$ 和 $O(t)$ ，此操作能够保证系统的控制更加简单有效。为了不失一般性，本小节将泵控系统的状态空间表达式中写入 $N(t)$ 和 $O(t)$ ，见公式(3-26)。并且在后续章节设计未知动态控制器以及其他控制器时会对系统的未建模动态进行相应的处理。

针对本文的泵控系统，采用一种能保证瞬态性能和稳态性能的基于未知动态的反步控制算法。

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_4 + N(t) \\ \dot{x}_3 = pD_p k_p u + a_5 x_2 + a_6 x_3 + O(t) \end{cases} \quad (3-26)$$

本节的控制目标：用未知动态观测器的在线估计作用（通过对系统中未建模状态 $N(t)$ 和 $O(t)$ 的负面作用加以前馈补偿）以保证系统的控制精度，并将该集总未知动态估计值融入到反步控制器的设计中实现在线补偿作用，不需要使用系统中不确定项，有效补偿了泵控系统外部干扰的负面影响，用此补偿作用来实现对泵控系统位置信号的控制效果。该扰动估计器可以在消除系统未知动态的同时控制器结构复杂性也大大减小，降低系统建模难度，同时可以提高控制系统的鲁棒性。

3.3.3 未知动态观测器的设计

（1）步骤一

和上小节同理，通过求导求出 z_1 的导数：

$$\dot{z}_1 = \dot{x}_1 - \dot{x}_d = x_2 - \dot{x}_d = z_2 + \alpha_1 - \dot{x}_d \quad (3-27)$$

选择适合的李雅普诺夫函数，定义为：

$$V_1 = \frac{1}{2} z_1^2 \quad (3-28)$$

于是对 V_1 求导可得：

$$\dot{V}_1 = z_1 \dot{z}_1 = z_1(z_2 + \alpha_1 - \dot{x}_d) \quad (3-29)$$

同理可以得到，本节的虚拟控制率可以设计为：

$$\alpha_1 = -k_{z_1} z_1 + \dot{x}_d \quad (3-30)$$

将(3-30)代入(3-29)得到：

$$\dot{V}_1 = z_1 \dot{z}_1 = z_1(z_2 - k_{z_1} z_1) = -k_{z_1} z_1^2 + z_1 z_2 \quad (3-31)$$

(2) 步骤二

为方便后续表示，定义系统的未知动态观测器为：

$$\dot{X}_1 = a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_4 + N(t) - \dot{\alpha}_1 \quad (3-32)$$

观测器中同时包括未知动态与已知函数，同理可以求得 z_2 的导数：

$$\dot{z}_2 = \dot{x}_2 - \dot{\alpha}_1 = a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_4 + N(t) - \dot{\alpha}_1 = X_1 + a_3 x_3 \quad (3-33)$$

将 z_2 和 x_3 滤波处理过后的变量定义为 z_{2s} 和 x_{3s} ，对 z_2 、 x_3 同时进行低通滤波操作，即 z_2 、 x_3 两边同时加上低通滤波器 $1/(k_s + 1)$ 实现。此公式被改写成：

$$\begin{cases} k_s \dot{z}_{2s} + z_{2s} = z_2, z_{2s}(0) = 0 \\ k_s \dot{x}_{3s} + x_{3s} = x_3, x_{3s}(0) = 0 \end{cases} \quad (3-34)$$

其中， $k_s > 0$ 为滤波系数（滤波时间常数/输出反馈增益）。

未知动态观测器经过滤波处理后则改写成：

$$\hat{X}_1 = (z_2 - z_{2s})/k_s - a_3 x_{3s} \quad (3-35)$$

选择适应于公式(3-33)李雅普诺夫函数：

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2} z_2^2 = \frac{1}{2} z_1^2 + \frac{1}{2} z_2^2 \geq 0 \quad (3-36)$$

对 V_2 求导可得 \dot{V}_2 ，并将未知动态观测器 X_1 代入，可以得到：

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &= z_1 \dot{z}_1 + z_2 \dot{z}_2 \\ &= -k_{z_1} z_1^2 + z_1 z_2 + z_2 [a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_4 - \dot{\alpha}_1] \\ &= -k_{z_1} z_1^2 + z_1 z_2 + z_2 [a_3 (z_3 + \alpha_2) + X_1] \end{aligned} \quad (3-37)$$

适用于公式(3-37)的虚拟控制律 α_2 则可以设计为：

$$\alpha_2 = \frac{1}{a_3} (-k_{z_2} z_2 - z_1 - \hat{X}_1) \quad (3-38)$$

其中 $k_{z_2} > 0$ 为可调控增益，将式(3-38)代入式(3-37)可得：

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_2 &= z_1 \dot{z}_1 + z_2 \dot{z}_2 \\
 &= -k_{z_1} z_1^2 + z_1 z_2 + z_2 [a_3(z_3 + \alpha_2) + X_1] \\
 &= -k_{z_1} z_1^2 - k_{z_2} z_2^2 + a_3 z_2 z_3 + z_2 \tilde{X}_1
 \end{aligned} \tag{3-39}$$

其中, $\tilde{X}_1 = X_1 - \hat{X}_1$ 为系统的观测器误差。

(3) 步骤三

记未知动态观测器 $X_2 = a_5 x_2 + a_6 x_3 + O(t) - \dot{\alpha}_2$, 并且求出 z_3 的导数 \dot{z}_3 :

$$\dot{z}_3 = \dot{x}_3 - \dot{\alpha}_2 = pD_p k_p u + a_5 x_2 + a_6 x_3 + O(t) - \dot{\alpha}_2 = X_2 + pD_p k_p u \tag{3-40}$$

同理, 对 z_3 、 u 两端进行低通滤波操作, 可以得到:

$$\begin{cases} k_s \dot{z}_{3s} + z_{3s} = z_3, z_{3s}(0) = 0 \\ k_s \dot{u}_s + u_s = u, u_s(0) = 0 \end{cases} \tag{3-41}$$

同理, 参考上一步的步骤, 所设计的未知动态观测器则有:

$$\hat{X}_2 = (z_3 - z_{3s})/k_s - u_s \tag{3-42}$$

选取合适的李雅普诺夫函数为:

$$V_3 = V_2 + \frac{1}{2} z_3^2 \tag{3-43}$$

于是求导得到 V_3 的导数:

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_3 &= z_1 \dot{z}_1 + z_2 \dot{z}_2 + z_3 \dot{z}_3 \\
 &= z_1 \dot{z}_1 + z_2 \dot{z}_2 + z_3 (X_2 + pD_p k_p u)
 \end{aligned} \tag{3-44}$$

综上所述, 系统最终的基于未知动态观测的反步控制器可表示为:

$$u = \frac{1}{pD_p k_p} (-k_{z_3} z_3 - a_3 z_2 - \hat{X}_2) \tag{3-45}$$

其中, $k_{z_3} > 0$ 为可调控制增益, 所得的控制器即为最终的反步控制器。

此控制器不仅包括系统需要估计的误差信息, 同时包括控制器本身的信息, 这是与一般控制器不同的地方。系统需要估计的各部分被控制器同时估计, 可以降低对模型的依赖。且此控制器中只有 k_{z_1} 、 k_{z_2} 、 k_{z_3} 、 k_s 四个参数需要控制和调节, 调节参数的负担和计算量都得到很大缓解。本节中 k_s 是设计的未知动态观测器需要调节的唯一系数, 且 k_s 的取值与观测时的精度息息相关, 由工程经验可知, 滤波系数的取值比较小的时候会增加系统对外界噪声测量时的敏感性; 而滤波系数取值较大的时候虽然可以增强泵控系统的鲁棒性, 但同时也会导致系统在估计未知动态的过程中出现相位滞后的问题。综合考虑得到, 系统为了获得更准确的观测效果, k_s 的取值应当在合理范围内取偏小的数值。

3.3.4 未知动态观测器的验证

本节的目的是设计和验证未知动态观测器的合理性，为了简便起见，需要先对系统内的未建模动态做一些具有限制性的假设。

假设3.1:

假设泵控电液伺服系统的集总未建模动态的导数是有界的，可以表示为 $\sup_{t \geq 0} |\dot{X}_1| \leq \varsigma_1$, $\sup_{t \geq 0} |\dot{X}_2| \leq \varsigma_2$ ，其中 $\varsigma_1 > 0$, $\varsigma_2 > 0$ 为未知动态的边界值。

假设 3.1 广泛应用于液压控制系统的实际操作中，并且在观测器设计中已被证实。使用设计完成的未知扰动观测器用来估计出系统的集总未知扰动。

下一步，通过采用适合的系统的不变流形来设计出针对未建模动态的观测器，并且有以下定理：

定理 3.1:

通过式(3-33)和低通滤波操作(3-34)，假设泵控系统存在时不变流型：

$$(z_2 - z_{2s})/k_s - a_3 x_{3s} - X_1 = 0 \quad (3-46)$$

并且构建有适合的理想平面为：

$$\beta_1 = (z_2 - z_{2s})/k_s - a_3 x_{3s} - X_1 \quad (3-47)$$

可以得到，等式(3-47)对于任意 $k_s > 0$ 标量滤波参数都是有界的。另外可以看出，理想平面 β_1 将会指数性的收敛到零，即：

$$\lim_{k_s \rightarrow 0} \left\{ \lim_{t \rightarrow 0} [(z_2 - z_{2s})/k_s - a_3 x_{3s} - X_1] \right\} = 0 \quad (3-48)$$

可以得到 $\beta_1 = 0$ 为不变流型。

该不变流形形式是反映了从 z_2 、 x_3 滤波变量到未知动态观测器 \hat{X}_1 的映射。

证明：

由公式(3-33)以及公式(3-34)可得：

$$\dot{\beta}_1 = (\dot{z}_2 - \dot{z}_{2s})/k_s - a_3 \dot{x}_{3s} - \dot{X}_1 = -\beta_1/k_s - \dot{X}_1 \quad (3-49)$$

又因为未知集总动态 $\|\dot{X}_1\| \leq \varsigma_1$ ，进而为式(3-49)选择一个适合的李雅普诺夫函数：

$$V_{\beta_1} = \beta_1^2 / 2 \quad (3-50)$$

下面来证明 β_1 有界性。

证明：本文系统结合杨氏不等式，由以上过程对 V_{β_1} 求导可以得出：

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_{\beta_1} &= \beta_1 \dot{\beta}_1 \\
 &= -\beta_1^2/k_s - \beta_1 \dot{X}_1 \\
 &\leq -\beta_1^2/k_s - |\beta_1 \dot{X}_1| \\
 &= -\beta_1^2/k_s - \left| \frac{\beta_1}{k_s} \dot{X}_1 k_s \right| \\
 &\leq -\beta_1^2/k_s + -\beta_1^2/2k_s + k_s \dot{X}_1^2/2 \\
 &\leq -V_{\beta_1}/k_s + k_s \zeta_1^2/2
 \end{aligned} \tag{3-51}$$

由上可知不等式 $V_{\beta_1} \leq e^{-t/k_s} V_{\beta_1}(0) + k_s \zeta_1^2/2$ 成立，由此可得 β_1 将会呈指数性收敛到一个无限小的有界集合 $|\beta_1(t)| \leq \sqrt{\beta_1^2(0)e^{-t/k_s} + k_s^2 \zeta^2}$ 中，故可以证明 β_1 的有界性。其中，有界集合的上界取决于系统的滤波系数 k_s 的上界取值和未建模动态 X_1 的上界。

由上面过程可以推导出 $\lim_{k_s \rightarrow 0} \lim_{\zeta \rightarrow 0} \beta_1(t) = 0$ ，等式的成立条件为：任意滤波系数 $k_s > 0$ 或者 $\zeta \rightarrow 0$ 存在。这证明出 $\beta_1 = 0$ 是不变流型。

未知扰动观测器的误差以及扰动器的收敛性能证明为：

定理3.2：

针对设计的观测器，未知动态观测器的误差 $\tilde{X}_1 = X_1 - \hat{X}_1$ 将会指数性地收敛到趋近0的区间内，此邻域能够表示为 $\|\tilde{X}_1\| = \sqrt{X_1^2(0)e^{-t/k_s} + k_s^2 \zeta^2}$ ，基于此可以得出对于任意 $k_s \rightarrow 0$ 或者 $\dot{X}_1 = 0$ 时，则有 $\hat{X}_1 \rightarrow X_1$ 成立。

证明：

对未知扰动观测器的稳定性进行分析，以 z_2 、 x_3 观测出未知扰动观测器 X_1 为研究主体。通过使用低通滤波器 $1/k_s s + 1$ 操作，同时对公式 $\dot{z}_2 = X_1 + a_3 x_3$ 进行滤波，可以得到：

$$\frac{s}{k_s s + 1} [z_2] = \frac{1}{k_s s + 1} [X_1] + \frac{a_3}{k_s s + 1} [x_3] \tag{3-52}$$

即：

$$\dot{z}_{2s} = X_{1s} + a_3 x_{3s} \tag{3-53}$$

其中 X_{1s} 为未知扰动观测器 X_1 经过低通滤波处理后的变量，并且同上 $X_{1s}(0) = 0$ 。

又因为公式 $k_s \dot{z}_{2s} + z_{2s} = z_2$ ，将其代入公式(3-53)可以得到：

$$(z_2 - z_{2s})/k_s = \hat{X}_1 + a_3 x_{3s} \tag{3-54}$$

所以可以经过公式推导得到 $\hat{X}_1 = X_{1s}$ 。

未知动态观测器的估计误差：

$$\tilde{X}_1 = X_1 - \hat{X}_1 = X_1 - X_{1s} \quad (3-55)$$

求出扰动观测器观测误差的导数：

$$\dot{\tilde{X}}_1 = \dot{X}_1 - \dot{\hat{X}}_1 = \dot{X}_1 - \dot{X}_{1s} = \dot{X}_1 - \frac{X_1 - X_{1s}}{k_s} = -\frac{\tilde{X}_1}{k_s} + \dot{X}_1 \quad (3-56)$$

为证明未知动态观测器的收敛性能，选取李雅普诺夫函数为 $V_{X_1} = \frac{\tilde{X}_1^2}{2}$ ，类似

于引理3.1的证明，结合杨氏不等式，由(3-56)可以得出：

$$\begin{aligned} \dot{V}_{X_1} &= -\frac{\tilde{X}_1^2}{k_s} + \tilde{X}_1 \dot{X}_1 \\ &\leq -\frac{\tilde{X}_1^2}{k_s} + |\tilde{X}_1 \dot{X}_1| \\ &\leq -\frac{\tilde{X}_1^2}{k_s} + \frac{\tilde{X}_1^2}{2k_s} + \frac{k_s \dot{X}_1^2}{2} \\ &\leq -\frac{V_{X_1}}{k_s} + \frac{k_s \zeta^2}{2} \end{aligned} \quad (3-57)$$

因此可得估计误差 \tilde{X}_1 有界，收敛边界为：

$$\|\tilde{X}_1(t)\| = \sqrt{2V_{X_1}} = \sqrt{X_1^2(0)e^{-t/k_s} + k_s^2 \zeta^2} \quad (3-58)$$

所以 $\hat{X}_1 \rightarrow X_1$ 对于 $k_s \rightarrow 0$ 或者 $\dot{X}_1 = 0$ （即泵控系统未建模动态时不变）成立。

因为泵控系统使用的滤波操作(3-34)为低通滤波操作，因而低通滤波器的截止频率由滤波系数 k_s 的取值决定，同时 k_s 是观测器中需要调节的唯一系数又反过来影响着观测器的控制精度。由 $|\tilde{X}_1(t)| \leq \sqrt{X_1^2(0)e^{-t/k_s} + k_s^2 \zeta^2}$ 可知，当滤波参数 k_s 取值偏小时，虽然估计器的估计误差也同样较小，但是同时会导致未知动态估计器对于泵控系统产生的各种噪声过于敏感；然而当设置的滤波参数 k_s 的值偏大时，系统的鲁棒性提高却又难以避免未知状态估计器的相位滞后。由此在进行控制器设计时需要选取一个比较合适的 k_s 值，综合考虑下一般选择数值较小的一个正常数。另外因为低通滤波器的固有特性，当需要观测输入的频率比截止频率高时难以保证观测的精度。另外，由公式(3-58)可知，滤波参数 k_s 的取值越小观测器的误差也随之减小，二者之间并不相悖，在设计观测器时还可以根据这一固有特性将滤波参数 k_s 进行适当的调小以获得更宽的带宽及更佳的观测精度。

由定理3.2可以得到，根据泵控系统已知变量求得对未知变量的估计值原理

上是可行的，此观测器提供了通过 z_2 和 x_3 观测求得 X_1 的策略。

上述系统的未知状态估计器 X_1 在设计控制器时引入了低通滤波操作，此步骤可以防止对系统的未知状态进行估计的过程中使用到未知状态跟踪偏差的导数，并且可以同时估计系统内部参数与系统的外部干扰，此操作可以大幅度降低建立精准数学模型的负担。由于系统引进了滤波变量，由此可通过系统的已知信息进行推导获得未知扰动 X_1 的表达式，对系统进一步公式推导可以获得系统未知扰动的估计值。还可以得到扰动观测器的误差是有上下界并且收敛到具体数值的，即当 $k_s \rightarrow 0$ 或者 $\dot{X}_1 = 0$ 时，扰动观测器的误差趋于0，位置跟踪误差保持在预先规定的目标边界内。

定理 3.3:

针对此泵控系统设计的观测器是稳定的，并且系统闭环信号均有界，系统的误差以及系统中所有的未建模动态观测的估计误差 \hat{X}_1 ， \hat{X}_2 都可以指数性的约束到0周围的区间。

证明:

选取适合的李雅普诺夫函数为:

$$V = \frac{1}{2} z_1^2 + \frac{1}{2} z_2^2 + \frac{1}{2} z_3^2 + \frac{1}{2} \tilde{X}_1^2 + \frac{1}{2} \tilde{X}_2^2 \quad (3-59)$$

同理，证明过程与上节类似，此处简化推理过程，对 V 求导可得 \dot{V} :

$$\begin{aligned} \dot{V} &= -k_{z_1} z_1^2 - k_{z_2} z_2^2 - k_{z_3} z_3^2 + z_2 \tilde{X}_1 + z_3 \tilde{X}_2 + \tilde{X}_1 \left(-\frac{\tilde{X}_1}{k_s} + \dot{X}_1 \right) + \tilde{X}_2 \left(-\frac{\tilde{X}_2}{k_s} + \dot{X}_2 \right) \\ &= -k_{z_1} z_1^2 - k_{z_2} z_2^2 - k_{z_3} z_3^2 + z_2 \tilde{X}_1 + z_3 \tilde{X}_2 + \left(-\frac{\tilde{X}_1^2}{k_s} + \tilde{X}_1 \dot{X}_1 \right) + \left(-\frac{\tilde{X}_2^2}{k_s} + \tilde{X}_2 \dot{X}_2 \right) \\ &\leq -k_{z_1} z_1^2 - \left(k_{z_2} - \frac{1}{2k_s} \right) z_2^2 - \left(k_{z_3} - \frac{1}{2k_s} \right) z_3^2 \\ &\quad - \left(\frac{1}{2k_s} - \frac{k_s}{2} \right) \tilde{X}_1^2 - \left(\frac{1}{2k_s} - \frac{k_s}{2} \right) \tilde{X}_2^2 + \frac{k_s}{2} (\varsigma_1^2 + \varsigma_2^2) \\ &\leq -KV + \frac{k_s}{2} (\varsigma_1^2 + \varsigma_2^2) \end{aligned} \quad (3-60)$$

其中， $K = 2 \min \left\{ k_{z_1}, \left(k_{z_2} - \frac{1}{2k_s} \right), \left(k_{z_3} - \frac{1}{2k_s} \right), \left(\frac{1}{2k_s} - \frac{k_s}{2} \right) \right\}$ 是一个正常数（控制增益系数）。

根据有界性理论，由李雅普诺夫函数的稳定性判据可以推得 V 是稳定的，且系统建立的各种误差 z_1 、 z_2 、 z_3 、 \tilde{X}_1 、 \tilde{X}_2 均是有界收敛的。又因为 $u=1/pD_pk_p(-k_{z_3}z_3-a_3z_2-\hat{X}_2)$ ，可以得到控制输入 u 也有界。

3.4 控制器仿真分析

本小节设计仿真验证基于未知动态观测器的泵控位置系统反步控制器。反步控制器的增益取 $k_{z_1}=70$ ， $k_{z_2}=60$ ， $k_{z_3}=65$ ，观测器的滤波器系数取 $k_s=0.001$ 。

为继续证明所设计的未知动态观测器的反步控制器针对位置指令的跟踪效果，下面在含外界扰动的工况下输出位置正弦信号，将含未知动态观测器的控制器和传统PID控制器及传统反步控制器通过仿真实验进行性能对比分析。对于本文的泵控电液位置伺服系统，选取的参数参考第二章给出的数据。

首先，在系统初始运动时加入外界扰动 $N(t)=3\sin(3t)$ 和 $O(t)=5\sin(10t)$ 。仿真验证中，系统的初始状态设置为 $x(0)=[0,0,0]^T$ ，并将电机转速限制在 $\pm 1500 \text{ r/min}$ 内。输出幅值为60mm的正弦位置信号，系统的性能曲线中位置状态轨迹曲线仿真情况如图3-5所示。

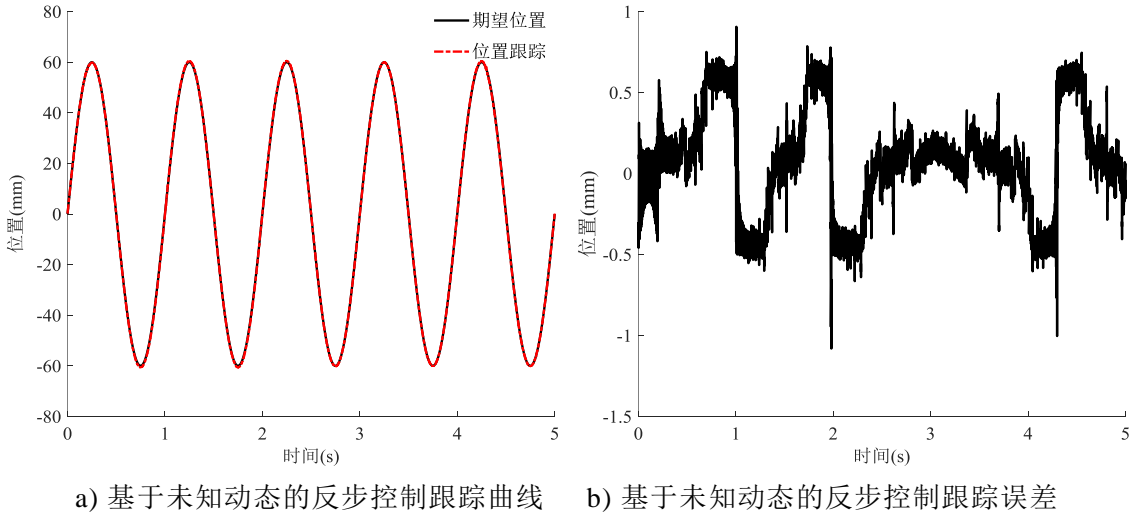
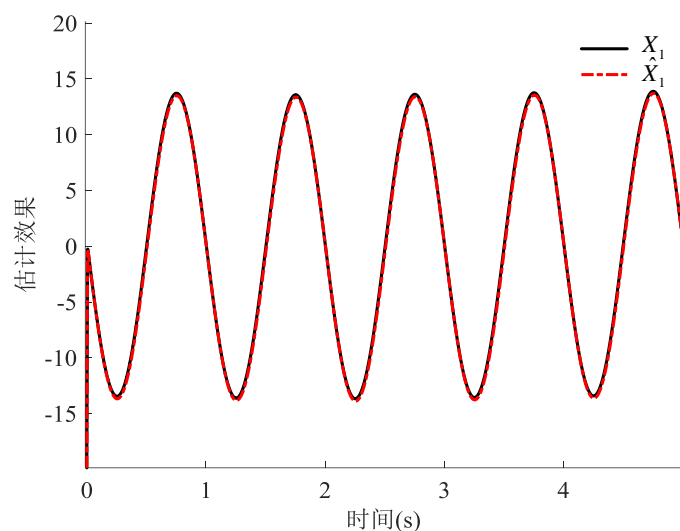


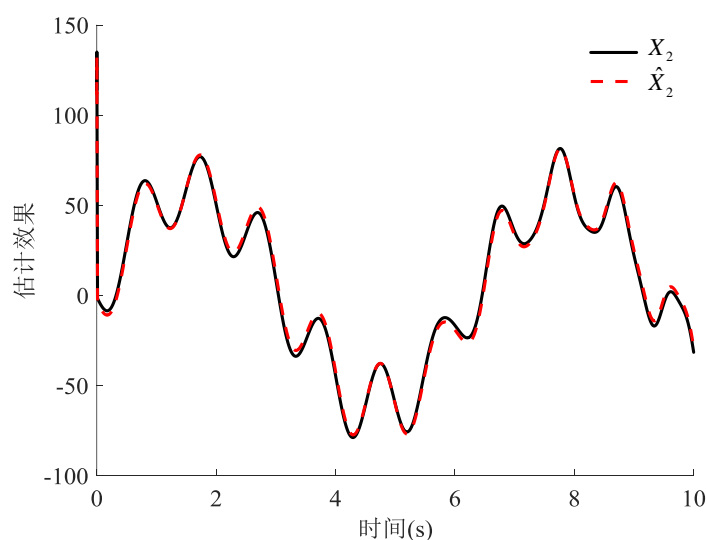
图 3-5 未知动态观测器跟踪效果

仿真结果表明：含未知动态观测器的反步控制器的调节参数的方法十分简便：反步系数取值增大时，系统响应快速，如图 3-5 b)所示。与传统 PID 控制器与传统反步法进行比较后可以得到系统跟踪误差比较小，可以满足系统的控制要求。

同时获得了观测器估计性能曲线，即不确定项的估计曲线。如图 3-6 所示描述了本文设计基于低通滤波器的未知动态估计器对系统集总扰动的估计效果。



a) 未知动态观测器 X_1 估计效果



b) 未知动态观测器 X_2 估计效果

图 3-6 未知动态观测器估计效果

可以看到设计的扰动估计器能达到较好的估计效果，故得出设计的未知扰动估计器可以实现对泵控系统中集总未知动态进行比较精准的估计。

通过对未知动态估计器的设计可对泵控系统的未知动态部分和外部干扰部分进行重构，与其他控制策略相比，估计器的系统结构简单，可以降低对系统模型

建立的依赖，同时抑制未建模动态对控制系统的负面影响取得不错的跟踪控制效果，有利于泵控系统在实际中的运用。

3.5 本章小结

本章首先构建泵控系统的状态微分方程；然后选择适合的李雅普诺夫函数，通过李雅普诺夫函数稳定性条件和反演控制方法设计出系统的控制器。首先通过Simulink仿真实验平台对传统反步控制器进行仿真实验并进行曲线分析。

对于系统的集总未建模动态，选用了一种仅有一个调参变量且快速收敛的未知扰动观测器，通过对估计的未知动态进行补偿的方法来提高泵控系统的控制性能。在补偿系统未知动态带来的负面影响的同时减少算法的计算负担。此控制器在系统结构的简便程度以及参数调整的数量上有很大优势。由仿真曲线可得：与传统PID控制器及传统反步控制器相比，使用控制器后系统响应快速，且系统通过初始阶段后能持续保持良好的跟踪性能；所采用的控制方法降低了控制器对泵控系统精确数学模型的依赖，减少了系统数学建模和仿真分析的工作量，针对系统未建模动态具有良好的控制效果。

第4章 泵控缸自适应反步滑模控制

4.1 引言

泵控对称缸系统不仅存在较强的外界环境扰动问题还具有参数不确定性，由此难以对其开展高性能的控制。第三章的控制器针对系统的集总未知动态进行研究，但控制效果还需进一步提高，本章针对上述泵控系统的固有问题继续研究。单纯的自适应反步控制器只考虑系统参数时变性，且在设计控制器的过程中容易出现“相互嵌套”的问题。因此本章将滑模变结构控制加入到自适应反步控制策略中，利用自适应反步控制抑制非匹配不确定项带来的负面影响，利用滑模控制抑制匹配不确定项带来的负面影响，同时又可避免产生相互嵌套的问题。

4.2 控制策略研究

4.2.1 自适应反步控制

自适应控制能够在系统以及环境不完善时自动调整本身特性使得系统在时变的环境下能够达到期望的功能和品质。自适应控制策略设计的基本思路为：第一步确定泵控系统的初始已知条件：系统的时变参数以及适合的目标函数。然后利用泵控系统输入以及输出的反馈数据进行系统估计操作，不断对时变参数和外界干扰进行在线估计，将估计结果应用到控制策略中计算参数的估计值，并且修改控制器的参数，保证控制器具有最佳控制率，并通过计算对控制输入进行调控操作。

由上文分析可知，实际工程中泵控系统不能精准地获得全部参数，为了能够有效补偿系统参数时变性对控制性能的消极影响，采用自适应控制与反步控制结合的策略应用到泵控系统中。利用自适应控制中的参数自适应律对时变参数扰动进行参数在线调整，提高控制的精度。

自适应反步控制自提出后经过多年的不断发展成熟，近些年来逐渐受到国内外研究人员越来越多的关注。截止到目前为止自适应反步控制策略已经被成功应用到很多领域。自适应反步控制按照被控系统的类型可以分为线性系统的自适应反步控制与非线性系统的自适应反步控制等。由于在工程实际中多数系统为非线性系统，所以针对非线性系统的控制策略一直是国内外学者中更为青睐的研究方

向。

自适应反步控制算法是在反步递推规则基础上考虑并联合了泵控系统的各种非线性因素的影响，在整体系统李雅普诺夫渐进稳定的基础下，再针对泵控系统各状态子系统构造合适的候选 Lyapunov 函数，使泵控系统的各状态变量都能够具备渐进稳定性，倒推出泵控系统的期望控制输入。自适应反步控制框图如图 4-1 所示。

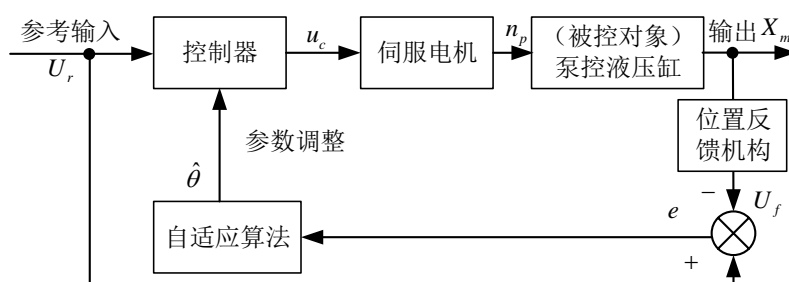


图 4-1 自适应反步控制框图

4.2.2 滑模控制

滑模控制（又称滑模变结构控制）解决的主要内容是针对被控系统内存在的未知扰动（外界扰动，模型建模不确定性：如未知扰动、不确定参数等），而且未知扰动有上界的一种控制思想。由此可见，滑模控制对系统的外界干扰的补偿性以及系统的参数时变性均存在良好的控制效果。

滑模控制模式与传统的系统控制策略相比，主要区别在于滑模控制拥有类似开关通断的不连续特性，在满足前提条件时可使被控系统按事先指定的轨迹进行幅度小、频率高的上下滑动，将此滑动动态表示为“滑动模态”或者“滑模”运动。正常情况下系统在进入滑动模态后不用考虑参数变化以及外界干扰的影响，这种状态下系统有优良的鲁棒特性与适应性。由此可知滑模变结构控制策略具有控制效果显著、强抗干扰性、强鲁棒性以及整体实现简单等优点，故可广泛的应用在众多的工业领域中。

滑模运动可分为趋近运动段与滑模运动段。趋近运动指的是系统的滑动运动点从趋近切换面直至到达的过程，由滑模变结构控制的控制原理可以得到，滑模运动的可达性条件只能满足系统的滑动点能够在规定时间内到达滑模切换面的要

求，却没有在滑模趋近过程的具体运动轨迹的规定限制，将趋近律引入到系统控制器的设计中可以改善趋近滑动过程中的动态品质。

滑模变结构控制的原理为通过泵控系统的控制需要建立切换超平面，由控制器的调节作用保证系统向超平面进行收敛，一旦泵控系统到达后能够迅速收敛到系统的控制目标。

滑模控制器在设计时需要满足下面三个条件：第一：系统所有的状态轨迹能在有效时间内到达切换面 $s(x)$ ；第二：滑模面上必须存在滑动模态区（在此滑模面滑动时整个控制系统对各种干扰不敏感，具有鲁棒性）；第三：滑动模态具有渐近稳定性、响应时间快等优良的动态性能。

滑模变结构控制器的主要设计过程可以归纳为三个方面：一为选取适合的切换面 s ，即确定合适的切换函数 $s(x)$ ；二是在 $s\dot{s} < 0$ 的前提条件下求得滑模变结构的控制律 $u(s)$ ；三是如何设计滑模面的趋近律/控制律。

滑模控制器设计过程如下：

假设在本文的泵控系统： $\dot{x} = f(x), x \in R^n$ 的状态空间中，存在着滑模切换面 $s(x)=0$ ，如图 4-2 所示。超曲面将系统的状态空间分割成了上、下两部分，即： $s > 0$ 和 $s < 0$ 。由图可知，系统的运动点到达滑模切换面 $s(x)=0$ 附近时有以下三种情况：终止点 A 从该点附近趋近该点；通常点 B 将穿越此点经过；起始点 C 从该点向外离开。

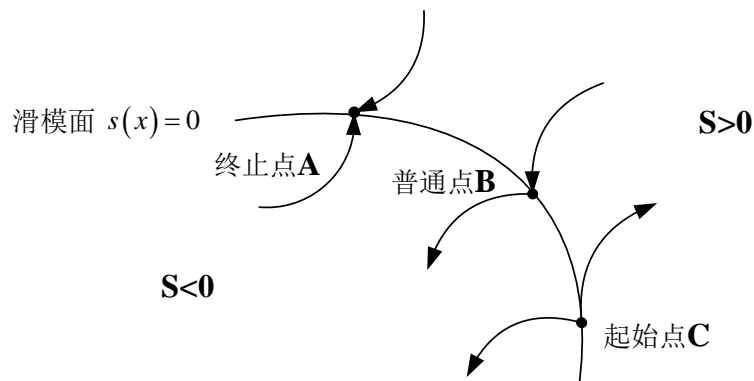


图 4-2 滑模切换面上不同类型的点特性

在滑模区内需要泵控系统的任意滑动点都为终止点 A 的类型，由此当系统的运动点处在切换平面 $s(x)=0$ 附近时，存在公式(4-1)：

$$\begin{cases} \lim_{s \rightarrow 0^+} \dot{s} \leq 0 \\ \lim_{s \rightarrow 0^-} \dot{s} \geq 0 \end{cases} \quad (4-1)$$

即：

$$\lim_{s \rightarrow 0} s \dot{s} \leq 0 \quad (4-2)$$

滑模变结构控制器的缺点是易产生抖振现象。假设存在理想的滑模变结构控制系统，满足以下几个条件：在滑模面切换的过程中具备理想开关性（即忽略空间滞后与时间滞后）、系统的状态变量是明确已知的、控制输入量没有限制，则滑模运动模态一直进行光滑运动且渐进稳定趋于原点，没有抖振现象。然而对于本文真实的泵控系统，以上假设难以同时成立。同时，实际泵控系统在滑模控制中，去除抖振的同时也导致控制器丧失抗摄动性和抗扰动性。由此，仅可以在一定范围内削弱抖振。

4.3 自适应反步滑模控制器设计

本文的控制目标是使系统在含有未建模函数的情况下，泵控系统的位置信号仍能快速跟踪期望的位置参考轨迹并保持持续稳定。本章结合反步控制策略设计系统的自适应滑模控制器，利用设计的控制器来逼近系统的不确定参数和外界干扰项，从而补偿或者抑制系统的不确定参数和干扰项对系统稳定性造成的影响，最终使系统的工作状态维持稳定。

自适应反演控制器优势之一是解决系统的非匹配不确定性问题，但该方法本身还是存在较大缺陷，这种方法只研究系统参数的不确定性，且参数的自适应律在系统修正时易出现“计算膨胀”和与控制输出之间的相互嵌套问题。滑模变结构控制在控制系统不确定项时可以保证良好的鲁棒性能，另外自适应反演控制器是消除非匹配不确定项带来的负面影响问题的一种有效方法。由此可得自适应反步滑模控制是将两者优点结合来的有效方案，便于处理系统不确定性问题，并且引入滑模变结构控制又可以避免自适应反演控制器在设计系统的参数自适应律时出现“相互嵌套”的问题。

本章控制器的设计步骤为：首先建立本文泵控系统的状态空间方程；接着结合传统反步控制方法的基本思想，利用三步递推方法设计出基于泵控系统的反步控制器；当进行到传统反步法递推的第三步骤时结合滑模变结构控制方法，再选择适合的李雅普诺夫函数，给定泵控系统中不确定参数的自适应律，最终设计出

泵控系统的自适应反步滑模控制器 (Adaptive Backstepping Sliding mode Controller, 简称 ABSC), 且通过李雅普诺夫稳定性定理针对所设计控制器的稳定性进行验证; 最后利用 MATLAB 仿真软件平台, 搭建本文所设计控制器的仿真模型, 对所提出的自适应反步滑模控制器验证其有效性及正确性。此控制策略通过参数自适应律针对时变性参数变化进行实时在线调节, 能够降低控制性能对参数误差范围的依赖, 同时增强控制系统的精度。本章控制方法针对具有强非线性和参数不确定性的泵控系统, 在理论指导与工程应用中具有一定的实际指导意义。

4.3.1 系统等价变换

系统状态空间方程为:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = x_2 \\ \dot{x}_2 = a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_4 + N(t) \\ \dot{x}_3 = pD_p k_p u + a_5 x_2 + a_6 x_3 + O(t) \end{cases} \quad (4-3)$$

泵控系统(4-3)属于严格反馈系统, 第三章控制策略算法应用复杂的反步控制结构避免“级数爆炸”问题的产生。然而在反步控制过程中需要全状态反馈, 在实际工程应用中容易受到各种限制。本小节针对泵控系统通过等价坐标变换进而解决系统全状态反馈的制约, 进而实现输出反馈。

为方便下文推导, 本文通过等价坐标变换方法将原严格反馈系统公式(4-3)重塑为能控标准型 (Brunovsky 标准型) 的形式。

为了不失一般性, 首先定义下述假设:

假设 4.1:

系统的未知动态符合局部利普利兹条件, 未建模函数是分段连续可导的。

首先定义新系统的等价状态变量为:

$$\begin{cases} w_1 = x_1 \\ w_i = \dot{w}_{i-1} \\ y = w_1 = x_1 \end{cases} \quad (4-4)$$

将 $w_2 = \dot{w}_1 = x_2$ 代入到公式(4-1)中, 求得 w_2 的导数为:

$$\dot{w}_2 = \dot{x}_2 = a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_4 + N(t) = f_1(x_1, x_2) + a_3 x_3 \quad (4-5)$$

其中, $f_1(x_1, x_2) = a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_4 + N(t)$ 为系统的集总未知函数。

又因为 $w_3 = \dot{w}_2$ ，可得 w_3 的导数为：

$$\begin{aligned}\dot{w}_3 &= \ddot{x}_2 = a_1 \dot{x}_1 + a_2 \dot{x}_2 + a_3 \dot{x}_3 + \dot{a}_4 + \dot{N}(t) \\ &= a_1 \dot{x}_1 + a_2 \dot{x}_2 + a_3 [pD_p k_p u + a_5 x_2 + a_6 x_3 + O(t)] + \dot{a}_4 + \dot{N}(t) \\ &= f_2(x_1, x_2, x_3) + a_3 pD_p k_p u\end{aligned}\quad (4-6)$$

其中，未知函数 $f_2(x_1, x_2, x_3)$ 的表达式为：

$$\begin{aligned}f_2(x_1, x_2, x_3) &= a_1 \dot{x}_1 + a_2 \dot{x}_2 + a_3 [a_5 x_2 + a_6 x_3 + O(t)] + \dot{a}_4 + \dot{N}(t) \\ &= a_1 x_2 + a_2 [a_1 x_1 + a_2 x_2 + a_3 x_3 + a_4 + N(t)] \\ &\quad + a_3 [a_5 x_2 + a_6 x_3 + O(t)] + \dot{a}_4 + \dot{N}(t) \\ &= a_1 a_2 x_1 + (a_1 + a_2^2 + a_3 a_5) x_2 \\ &\quad + (a_2 a_3 + a_3 a_6) x_3 + a_2 N(t) + a_3 O(t) + \dot{a}_4 + \dot{N}(t)\end{aligned}\quad (4-7)$$

将 $w_1 = x_1$ ， $w_2 = \dot{w}_1 = \dot{x}_1 = x_2$ 和方程中 $x_3 = \frac{1}{a_3} [\dot{x}_2 - a_1 x_1 - a_2 x_2 - a_4 - N(t)]$ 联立代

入方程(4-7)中，可以获得系统新的未建模函数 $F_3(w_1, w_2, w_3)$ 为：

$$\begin{aligned}F_3(w_1, w_2, w_3) &= f_2(x_1, x_2, x_3) \\ &= -a_1 a_6 w_1 + (a_1 - a_2 a_6 + a_3 a_5) w_2 \\ &\quad + (a_2 + a_6) w_3 + (a_2 + a_6) [-a_4 - N(t)] \\ &\quad + a_2 N(t) + a_3 O(t) + \dot{a}_4 + \dot{N}(t)\end{aligned}\quad (4-8)$$

系统(4-3)通过上述坐标变化，可等价变换为：

$$\begin{cases} \dot{w}_1 = w_2 \\ \dot{w}_2 = w_3 \\ \dot{w}_3 = F_3(w_1, w_2, w_3) + a_3 pD_p k_p u \\ y = w_1 = x_1 \end{cases}\quad (4-9)$$

定义泵控系统的状态向量为液压缸的位移信号、液压缸的速度信号、液压缸加速度信号，故系统的状态向量可改为：

$$\begin{cases} \dot{w}_1 = w_2 \\ \dot{w}_2 = w_3 \\ \dot{w}_3 = -a_1 a_6 w_1 + (a_1 - a_2 a_6 + a_3 a_5) w_2 \\ \quad + (a_2 + a_6) w_3 + a_3 pD_p k_p u + (a_2 + a_6) [-a_4 - N(t)] \\ \quad + a_2 N(t) + a_3 O(t) + \dot{a}_4 + \dot{N}(t) \\ y = w_1 = x_1 \end{cases}\quad (4-10)$$

为方便表示，将上式系数项简化表示为：

$$\begin{cases}
 b_1 = -a_1 a_6 = -\frac{4KC_c\beta_e}{mV_t} \\
 b_2 = a_1 - a_2 a_6 + a_3 a_5 = -\frac{K}{m} - \left(\frac{f_v + B_p}{m}\right) \frac{4C_c\beta_e}{V_t} - \frac{4\beta_e A^2}{mV_t} \\
 b_3 = a_2 + a_6 = -\left(\frac{f_v + B_p}{m}\right) - \frac{4C_c\beta_e}{V_t} \\
 b_4 = a_3 p D_p k_p = \frac{4AD_p k_p \beta_e}{mV_t} \\
 b_5 = (a_2 + a_6) \left[-a_4 - N(t) \right] + a_2 N(t) + a_3 O(t) + \dot{a}_4 + \dot{N}(t) \\
 \quad = \left[\left(\frac{f_v + B}{m} \right) + \frac{4C_c\beta_e}{V_t} \right] \left(\frac{f_c}{m} \tanh(x_2) - N(t) \right) \\
 \quad \quad + a_2 N(t) + a_3 O(t) + \dot{a}_4 + \dot{N}(t)
 \end{cases} \quad (4-11)$$

将公式(4-11)代入公式(4-10)可得：

$$\begin{cases}
 \dot{w}_1 = w_2 \\
 \dot{w}_2 = w_3 \\
 \dot{w}_3 = b_1 w_1 + b_2 w_2 + b_3 w_3 + b_4 u + b_5 \\
 y = w_1 = x_1
 \end{cases} \quad (4-12)$$

由定义可知，公式(4-3)为严格反馈形式。为计算方便通过定义等价状态变量进行等价坐标变换，将公式(4-3)转换成 Brunovsky 标准型式公式(4-12)。原系统的控制期望为 $y = x_1$ 位置跟踪信号参考轨迹 x_d ，利用泵控系统的等价坐标变换操作后，可以通过调节针对公式(4-12)设计的自适应反步滑模控制器（保证输出 $y = w_1$ 跟踪位置参考轨迹 x_d ）来实现对原系统的位置信号跟踪控制。变换后的公式(4-12)为 Brunovsky 标准型，针对该标准型设计控制器时由于简化了控制器的结构，故大大降低了计算负担，可避免“级数爆炸”等问题。

4.3.2 自适应反步滑模控制器设计

公式(4-12)中定义的各种参数能够依据系统的反馈算法计算出估计值的大致范围，故对泵控系统的参数做下述假设：

假设 4.1：系统理想的位置跟踪参考轨迹 x_d 连续且有界，同理，理想速度 \dot{x}_d 和理想加速度 \ddot{x}_d 均存在且是有界的；

假设 4.2：未知扰动部分 b_5 有界，即 $|b_5| \leq \eta$ 。其中， η 为系统已知的正常数；

假设 4.3: 系统的时变参数向量 $b_i (i=1,2,3,4)$ 属于一个有边界且边界已知的封闭集合 Ω 内, 并且假设 $\forall b_i \in \Omega, 0 < b_{i\min} \leq b_i \leq b_{i\max}$, 假设 $b_{i\min}, b_{i\max}$ 为已知常量, 且根据 b_i 的实际物理含义规定 $b_{i\min} > 0$ 。

自适应反步滑模控制器设计过程如下所示:

(1) 步骤一

本章系统的控制目的是使泵控系统实际控制的位置信号可以准确地跟踪目标位置值运动, 首先定义系统的位置误差:

$$z_1 = w_1 - w_d \quad (4-13)$$

其中, w_d 为 w_1 的期望位置数值。对 z_1 求导得:

$$\dot{z}_1 = \dot{w}_1 - \dot{w}_d = w_2 - \dot{w}_d \quad (4-14)$$

取候补 Lyapunov 函数为:

$$V_1 = \frac{1}{2} z_1^2 \geq 0 \quad (4-15)$$

对 V_1 求导可得 \dot{V}_1 :

$$\dot{V}_1 = z_1 \dot{z}_1 = z_1 (w_2 - \dot{w}_d) \quad (4-16)$$

定义二级子系统状态误差 (虚拟控制偏差) 为:

$$z_2 = w_2 - \alpha_1 \quad (4-17)$$

其中, α_1 为 w_2 的期望值, 定义为系统的虚拟控制量, 取:

$$\alpha_1 = -k_{z_1} z_1 + \dot{w}_d \quad (4-18)$$

其中, $k_{z_1} > 0$ 为正常数, 将其代入式并整理可得:

$$\dot{V}_1 = z_1 \dot{z}_1 = z_1 (z_2 - k_{z_1} z_1) = -k_{z_1} z_1^2 + z_1 z_2 \quad (4-19)$$

综上可得, 当 z_2 等于 0 且系统的跟踪误差 z_1 也收敛到 0 时, \dot{V}_1 处于负半定状态。因此下一步骤是设计虚拟控制量保证 z_2 趋近于零或尽可能无穷小。

(2) 步骤二

令 z_2 对时间求导:

$$\dot{z}_2 = \dot{w}_2 - \dot{\alpha}_1 = w_3 - \dot{\alpha}_1 \quad (4-20)$$

定义子系统虚拟控制偏差为:

$$z_3 = w_3 - \alpha_2 \quad (4-21)$$

再定义一个新的候补 Lyapunov 函数, 取为:

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2} z_2^2 = \frac{1}{2} z_1^2 + \frac{1}{2} z_2^2 \geq 0 \quad (4-22)$$

对 V_2 求导可得:

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_2 &= z_1 \dot{z}_1 + z_2 \dot{z}_2 \\
 &= -k_{z_1} z_1^2 + z_1 z_2 + z_2 [w_3 - \dot{\alpha}_1] \\
 &= -k_{z_1} z_1^2 + z_1 z_2 + z_2 [(z_3 + \alpha_2) - \dot{\alpha}_1]
 \end{aligned} \tag{4-23}$$

虚拟控制率 α_2 可以设计为:

$$\alpha_2 = -k_{z_2} z_2 - z_1 + \dot{\alpha}_1 \tag{4-24}$$

代入公式(4-22)可得为:

$$\dot{V}_2 = -k_{z_1} z_1^2 - k_{z_2} z_2^2 + z_2 z_3 \tag{4-25}$$

由公式(4-25)可得, 当 z_3 等于零时, \dot{V}_2 是负半定的。可得下一步骤是使 z_3 等于零或者尽可能的无穷小。

(3) 步骤三

针对液压位置伺服系统来说, 可得设计的线性滑模面的滑模切换函数表达式为:

$$s = c_1 z_1 + c_2 z_2 + z_3 \tag{4-26}$$

其中, c_1 、 c_2 为滑模面常数, 取 $c_1 > 0$ 、 $c_2 > 0$ 。其中, c_1 、 c_2 为使下式 Hurwitz 稳定的正常数, 即

$$p(\zeta) = c_1 + c_2 \zeta + \zeta^2 \tag{4-27}$$

其中, ζ 为 Laplace 算子, 通常采用极点配置方法确定 c_1 、 c_2 的值。

所采用的线性滑模面可简化泵控系统的稳定性证明, 并且设计控制器时进行的参数设计比较轻松, 故线性滑模面符合泵控系统的设计要求。

另外, 为了改善到达模态阶段的趋近速度品质, 选取指数趋近律为:

$$\dot{s} = -k_3 s - k_4 \operatorname{sgn}(s) \tag{4-28}$$

其中, k_3 , k_4 为待设计的参数, 且 $k_3 > 0$, $k_4 > 0$ 。

k_3 表示到切换面 $s(x)=0$ 的速度, k_4 代表的是对系统不确定项的适应性, 且 k_4 的取值需大于不确定性参数与外界干扰的上界。泵控系统存在抖振的原因之一是切换增益 k_3 为固定数值, 系统通过控制 k_3 的取值范围补偿外部扰动的负面影响, 由此可知 k_3 的取值越大, 导致系统的抖振则越明显。 k_3 的取值影响运动点到达滑模面的速度, k_3 的取值越大则到达滑模面的时间越短, 但如果 k_3 的取值偏大则系统得到区域稳态误差的时间过长, 但是滑动点的趋近运动是渐近的过程, 难以保证能在规定时间内抵达切换面。所以引入等速趋近律 $-k_4 \operatorname{sgn}(s)$ 这一项。当运动点到达至切换面 $s(x)=0$ 附近时, $-k_3 s$ 项比较小, 趋近的速度变为非零的

k_4 ，通过切换控制项 $-k_4 \text{sgn}(s)$ 项去“轻柔”地闭合开关，控制器设计的系数决定了控制器的动态品质，为了系统滑模运动中既能快速趋近的同时又能够减小抖振，故指速趋近律参数的选取标准为：增大 k_3 的同时减小 k_4 的取值。

对公式(4-26)求导得：

$$\begin{aligned}\dot{s} &= c_1 \dot{z}_1 + c_2 \dot{z}_2 + \dot{z}_3 \\ &= c_1 (w_2 - \dot{w}_d) + c_2 (w_3 - \dot{\alpha}_1) \\ &\quad + (b_1 w_1 + b_2 w_2 + b_3 w_3 + b_4 u + b_5) - \dot{\alpha}_2\end{aligned}\quad (4-29)$$

当泵控系统运动点在滑模面上滑动时 $s(w)=0$ ，可得 $\dot{s}=0$ 。同时，为了避免在下述引入的参数自适应律 \hat{b}_4 中包括泵控系统的输入控制量 u ，防止循环嵌套问题的产生，取 Lyapunov 函数为：

$$V_3 = V_2 + \frac{1}{2} \frac{1}{b_4} s^2 \geq 0 \quad (4-30)$$

对 V_3 求导可得：

$$\begin{aligned}\dot{V}_3 &= -k_{z_1} z_1^2 - k_{z_2} z_2^2 + z_2 z_3 \\ &\quad + s \left[\frac{1}{b_4} c_1 (w_2 - \dot{w}_d) + \frac{1}{b_4} c_2 (w_3 - \dot{\alpha}_1) + (b_1 w_1 + b_2 w_2 + b_3 w_3 + b_4 u + b_5 - \dot{\alpha}_2) \right]\end{aligned}\quad (4-31)$$

取参数 $\tau_1 = \frac{b_1}{b_4}$ 、 $\tau_2 = \frac{b_2}{b_4}$ 、 $\tau_3 = \frac{b_3}{b_4}$ 、 $\tau_4 = \frac{b_5}{b_4}$ 、 $\tau_5 = \frac{1}{b_4}$ ，将其带入，则公式(4-

31)可以改写成：

$$\begin{aligned}\dot{V}_3 &= -k_{z_1} z_1^2 - k_{z_2} z_2^2 + z_2 z_3 \\ &\quad + s \left[\tau_5 c_1 (w_2 - \dot{w}_d) + \tau_5 c_2 (w_3 - \dot{\alpha}_1) + (\tau_1 w_1 + \tau_2 w_2 + \tau_3 w_3 + u + \tau_4 - \tau_5 \dot{\alpha}_2) \right]\end{aligned}\quad (4-32)$$

定义 $\tilde{\tau}_1 = \tau_1 - \hat{\tau}_1$ 、 $\tilde{\tau}_2 = \tau_2 - \hat{\tau}_2$ 、 $\tilde{\tau}_3 = \tau_3 - \hat{\tau}_3$ 、 $\tilde{\tau}_4 = \tau_4 - \hat{\tau}_4$ 、 $\tilde{\tau}_5 = \tau_5 - \hat{\tau}_5$ 。其中， τ_1 、 τ_2 、 τ_3 、 τ_4 、 τ_5 的估计值分别为 $\hat{\tau}_1$ 、 $\hat{\tau}_2$ 、 $\hat{\tau}_3$ 、 $\hat{\tau}_4$ 、 $\hat{\tau}_5$ ，并且 $\tilde{\tau}_1$ 、 $\tilde{\tau}_2$ 、 $\tilde{\tau}_3$ 、 $\tilde{\tau}_4$ 、 $\tilde{\tau}_5$ 为系统估计误差。

取系统的 Lyapunov 函数：

$$V = V_3 + \frac{1}{2} \lambda_1 \tilde{\tau}_1^2 + \frac{1}{2} \lambda_2 \tilde{\tau}_2^2 + \frac{1}{2} \lambda_3 \tilde{\tau}_3^2 + \frac{1}{2} \lambda_4 \tilde{\tau}_4^2 + \frac{1}{2} \lambda_5 \tilde{\tau}_5^2 \geq 0 \quad (4-33)$$

其中， $\lambda_i > 0 (i=1, \dots, 5)$ 为自适应律调节系数，为任意正实数。

对 V 求导可得：

$$\begin{aligned}\dot{V} &= -k_{z_1} z_1^2 - k_{z_2} z_2^2 + z_2 z_3 \\ &\quad + s \left[\tau_5 c_1 (w_2 - \dot{w}_d) + \tau_5 c_2 (w_3 - \dot{\alpha}_1) + (\tau_1 w_1 + \tau_2 w_2 + \tau_3 w_3 + u + \tau_4 - \tau_5 \dot{\alpha}_2) \right] \\ &\quad + \lambda_1 \tilde{\tau}_1 (-\dot{\hat{\tau}}_1) + \lambda_2 \tilde{\tau}_2 (-\dot{\hat{\tau}}_2) + \lambda_3 \tilde{\tau}_3 (-\dot{\hat{\tau}}_3) + \lambda_4 \tilde{\tau}_4 (-\dot{\hat{\tau}}_4) + \lambda_5 \tilde{\tau}_5 (-\dot{\hat{\tau}}_5)\end{aligned}\quad (4-34)$$

为了消除公式(4-34)中的第四项，故自适应滑模反步控制器取为：

$$\begin{aligned} u = & -\hat{\tau}_5 c_1 (w_2 - \dot{w}_d) - \hat{\tau}_5 c_2 (w_3 - \dot{\alpha}_1) \\ & -\hat{\tau}_1 w_1 - \hat{\tau}_2 w_2 - \hat{\tau}_3 w_3 - \hat{\tau}_4 + \hat{\tau}_5 \dot{\alpha}_2 - k_3 s - k_4 \operatorname{sgn}(s) \end{aligned} \quad (4-35)$$

为进一步降低抖振，由于切换控制项 $-k_4 \operatorname{sgn}(s)$ 是不连续的，需对其进行线性化操作。线性化设计的总体原则为：当运动点趋近滑模面 s 时，为削弱系统抖振，控制器控制效果应降低；反之，为降低误差，控制器的控制效果应提升。

设计模糊规则如下^[47]：

$$\begin{aligned} R1: & \text{If } s \text{ is } v_- \text{ then } v(s) = -k_4 \\ R2: & \text{If } s \text{ is } v_0 \text{ then } v(s) = 0 \\ R3: & \text{If } s \text{ is } v_+ \text{ then } v(s) = k_4 \end{aligned} \quad (4-36)$$

其中， v_+ 对应模糊集合上正模糊子集、 v_0 为零模糊子集和 v_- 为负模糊子集。

模糊输入 s 选用三角形隶属度函数，如图 4-3 所示，其中 $s_i > 0$ 为系统待设计参数。应用乘积推理机、加权平均解模糊器后求得总输出为：

$$v = \frac{-y_1 k_4 + y_3 k_4}{y_1 + y_2 + y_3} \quad (4-37)$$

其中， $y_i (i=1,2,3)$ 为设计的各条模糊规则中各项的加权系数。

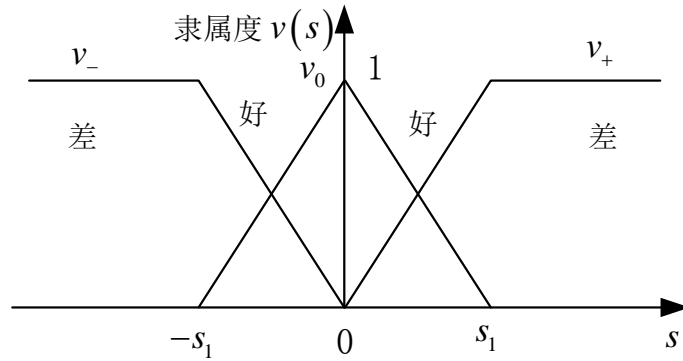


图 4-3 模糊输入的三角形隶属函数

另外，针对所有模糊输入 s 均存在 $y_1 + y_2 + y_3 = 1$ ，故 $-k_4 \operatorname{sgn}(s)$ 可改写为：

$$v = -k_4 (y_1 - y_3) \quad (4-38)$$

针对任意条件的模糊输入，有 4 种情况： $s \geq s_1$ 、 $0 \leq s < s_1$ 、 $-s_1 \leq s < 0$ 、 $s \leq -s_1$ 。

由图 4-3 可知，对任意的 s 均有 $k_4 (y_1 - y_3) \geq 0$ ，故存在：

$$k_4 (y_1 - y_3) = |k_4| |y_1 - y_3| \quad (4-39)$$

假设各参数变化比较缓慢，将公式(4-35)代入公式(4-34)可得：

$$\begin{aligned}\dot{V} = & -k_{z_1} z_1^2 - k_{z_2} z_2^2 + z_2 z_3 - k_3 s^2 - k_4 |y_1 - y_3| \\ & + \tilde{\tau}_1 (s w_1 - \lambda_1 \dot{\hat{\tau}}_1) + \tilde{\tau}_2 (s w_2 - \lambda_2 \dot{\hat{\tau}}_2) + \tilde{\tau}_3 (s w_3 - \lambda_3 \dot{\hat{\tau}}_3) \\ & + \tilde{\tau}_4 (s - \lambda_4 \dot{\hat{\tau}}_4) + \tilde{\tau}_5 [s c_1 (w_2 - \dot{w}_d) + s c_2 (w_3 - \dot{\alpha}_1) - s \dot{\alpha}_2 - \lambda_5 \dot{\hat{\tau}}_5]\end{aligned}\quad (4-40)$$

为消掉公式(4-36)中的后面五项，取参数的自适应律为：

$$\begin{cases} \dot{\hat{\tau}}_1 = \frac{1}{\lambda_1} s w_1 \\ \dot{\hat{\tau}}_2 = \frac{1}{\lambda_2} s w_2 \\ \dot{\hat{\tau}}_3 = \frac{1}{\lambda_3} s w_3 \\ \dot{\hat{\tau}}_4 = \frac{1}{\lambda_4} s \\ \dot{\hat{\tau}}_5 = \frac{1}{\lambda_5} [s c_1 (w_2 - \dot{w}_d) + s c_2 (w_3 - \dot{\alpha}_1) - s \dot{\alpha}_2] \end{cases}\quad (4-41)$$

其中， $\dot{\alpha}_2 = -(k_{z_1} k_{z_2} + 1) w_2 - (k_{z_1} + k_{z_2}) w_3 + (k_{z_1} k_{z_2} + 1) \dot{w}_d + (k_{z_1} + k_{z_2}) \ddot{w}_d + \ddot{w}_d$ 。

代入公式(4-36)可得：

$$\begin{aligned}\dot{V} = & -k_{z_1} z_1^2 + a_3 z_2 z_3 - k_3 s^2 - k_4 |y_1 - y_3| \\ = & -(k_{z_1} + k_3 c_1^2) z_1^2 - (k_{z_2} + k_3 c_2^2) z_2^2 - k_3 z_3^2 - 2k_3 c_1 c_2 z_1 z_2 \\ & - 2k_3 c_1 z_1 z_3 - (2k_3 c_2 - 1) z_2 z_3 - k_4 |y_1 - y_3|\end{aligned}\quad (4-42)$$

整理得到：

$$\begin{aligned}\dot{V} = & -\begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} k_{z_1} + k_3 c_1^2 & k_3 c_1 c_2 & k_3 c_1 \\ k_3 c_1 c_2 & k_{z_2} + k_3 c_2^2 & k_3 c_2 - \frac{1}{2} \\ k_3 c_1 & k_3 c_2 - \frac{1}{2} & k_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ z_3 \end{bmatrix} - k_4 |y_1 - y_3| \\ \text{令 } E = & \begin{bmatrix} z_1 & z_2 & z_3 \end{bmatrix}^T, Q = \begin{bmatrix} k_{z_1} + k_3 c_1^2 & k_3 c_1 c_2 & k_3 c_1 \\ k_3 c_1 c_2 & k_{z_2} + k_3 c_2^2 & k_3 c_2 - \frac{1}{2} \\ k_3 c_1 & k_3 c_2 - \frac{1}{2} & k_3 \end{bmatrix}\end{aligned}\quad (4-43)$$

公式(4-35)、公式(4-37)为泵控系统的控制部分输入，其中包括各子系统的偏差量以及各级干扰，并含有系统参数变化的自适应估计值。

定理 4.1:

对于泵控电液伺服系统公式(4-3)，设计的自适应反步滑模控制器取公式(4-35)和参数自适应律公式(4-37)，为满足系统稳定性，选择适合的控制器参数 c_1 、 c_2 、 $k_i (i=1,2,3)$ ，应满足不等式：

$$\begin{cases} c_1 > 0, c_2 > 0 \\ k_{z_1} > 0, k_{z_2} > 0 \\ k_{z_1} k_{z_2} + k_{z_1} k_3 c_2^2 + k_{z_2} k_3 c_1^2 > 0 \\ k_{z_1} k_{z_2} k_3 + k_{z_1} k_3 c_2 - (k_{z_1} + k_3 c_1^2) / 4 \end{cases} \quad (4-44)$$

此时系统的位置跟踪误差是收敛到 0 的，即整个系统具有渐近稳定性，即全局收敛。

稳定性证明：当设计的系统控制器的各参数 c_1 、 c_2 、 $k_i (i=1,2,3)$ 满足公式(4-40)的取值范围时，矩阵 Q 的一阶顺序主子式到三阶顺序主子式皆大于零，由此推出矩阵 Q 是正定的。

令 $W = E^T Q E$ ，由式(4-43)可知 $\dot{V} \leq -W$ ，所以可得：

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \int_0^t W dt \leq V(z_1(0), z_2(0), z_3(0)) - V(z_1(\infty), z_2(\infty), z_3(\infty)) \quad (4-45)$$

综上，由于 z_1 、 z_2 、 z_3 和 $\tilde{\tau}_1$ 、 $\tilde{\tau}_2$ 、 $\tilde{\tau}_3$ 、 $\tilde{\tau}_4$ 、 $\tilde{\tau}_5$ 都有界，可以求得 V 也是有界的，根据 Barbalat 定理，可以得到 $\lim_{t \rightarrow \infty} W = 0$ ，所以 $\lim_{t \rightarrow \infty} z_i = 0 (i=1,2,3)$ ，即系统的位置跟踪误差是有界且收敛的。同样可证明得到 $\lim_{t \rightarrow \infty} s = 0$ ，因此系统是具有渐近稳定性的，可保证对给定位置信号的渐近跟踪，系统的状态轨迹能够在有效时间内趋近滑模切换面 $s=0$ ，并保证沿着设计的状态轨迹滑动，因此系统是渐近稳定的。

证毕。

引理 4.1 (Barbalat 定理):

如果函数 $f(x, t)$ 是可微函数，并且 $\lim_{t \rightarrow \infty} f(x, t)$ 是存在的，且函数 $f(x, t)$ 的导数是一直连续的，则当时 $t \rightarrow \infty$ 时， $\dot{f}(x, t) \rightarrow 0$ 。

由自适应反步滑模控制器的推演过程可以得到，最终控制器的设计充分利用到泵控系统的各状态变量，不仅包括系统的输入变量和内部状态变量，而且包含了各外界干扰变量，使控制器具有了抗干扰特性。系统在实际进行控制时要求对各状态变量采用观测操作或者引入传感器。以下对控制器进行仿真分析。

4.4 仿真分析

为了检验本章所设计的泵控自适应反步滑模控制算法的正确性，需要应用 MATLAB 仿真软件并联立式(4-5)、式(4-35)及式(4-33)，创建该泵控控制器的 Simulink 模型并进行系统仿真实验分析，如图4-3所示。控制器在仿真中各参数下所示。

在初始为零的条件下开始仿真，仿真模型中自适应反步滑模控制器参数为： $c_1=0.04$ 、 $c_2=0.025$ 、 $k_{z_1}=50$ 、 $k_{z_2}=80$ 、 $k_3=2\times 10^4$ 、 $k_4=50$ 、 $\lambda_1=2.5\times 10^3$ 、 $\lambda_2=3\times 10^5$ 、 $\lambda_3=2.5\times 10^4$ 、 $\lambda_4=5\times 10^{14}$ 、 $\lambda_5=1.7\times 10^{21}$ 。在本节仿真中加入的未知动态函数以及其他参数与第三章相同。

4.4.1 阶跃信号响应曲线

对泵控系统加入初始值为0的幅值60mm的阶跃信号，观察在自适应反步滑模控制器的作用下液压缸的位移输出，如图4-4所示，将自适应反步滑模控制器作用下的系统输出位移曲线进行对比，同时分析得到液压缸位移输出误差曲线，如图4-5所示。

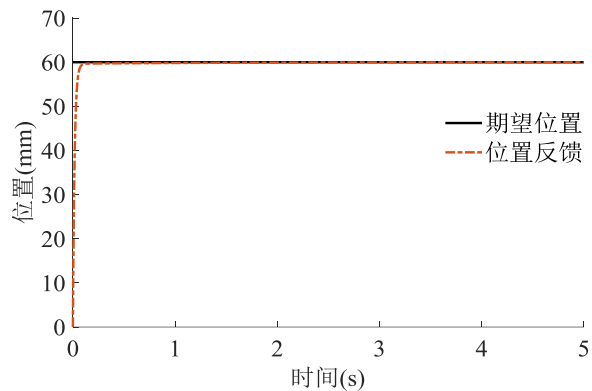


图 4-4 阶跃位置跟踪曲线

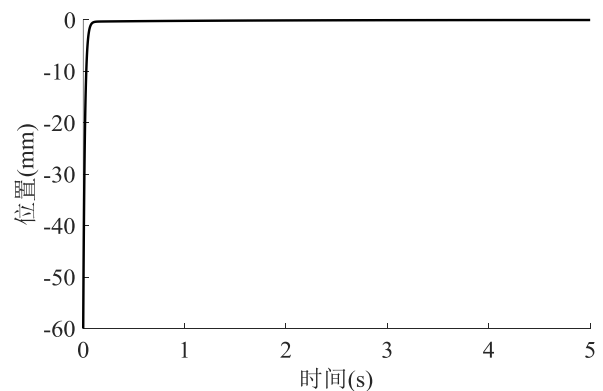


图 4-5 阶跃位置误差曲线

观察图 4-4 可知，自适应反步滑模控制器的位置跟随曲线表现出了良好的瞬态响应特性与稳态响应特性。通过图 4-5 可知，泵控位置控制系统约在 0.1s 左右进入稳定状态，稳态精度误差较低。与第二章的 PID 控制器及传统反步控制器进行比较，上述仿真结果可以验证自适应反步滑模控制器对泵控系统的位置控制精度与位置响应特性具有明显的提高效果，系统的跟踪误差更小。

当泵控系统进行阶跃期望位置控制时，自适应反步滑模控制器的各参数变化曲线如图 4-6 所示。

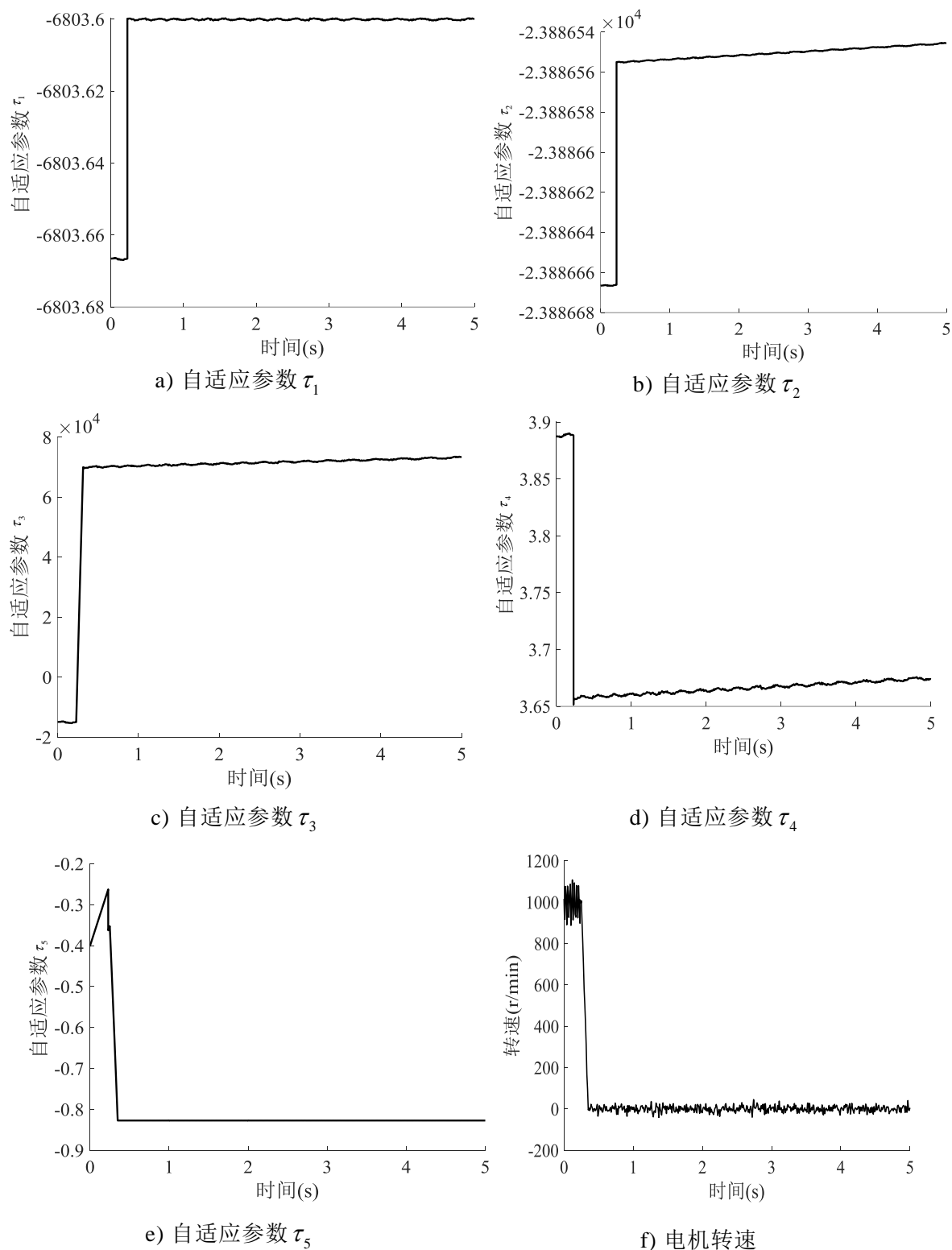


图 4-6 自适应参数曲线

观察图 4-6 中曲线发现，系统中各时变参数的自适应估计值均有界，设计的泵控系统位置输出信号能够快速跟踪位置期望信号。在位置控制过程中泵控系统时变参数通过系统参数自适应律的调整完成实时在线调节，由此调整系统的位置控制输出，最终控制伺服电机转速，进而提升系统的稳态控制精度，当泵控系统趋于稳定后转速输出同样逐渐趋于稳定。

4.4.1 正弦信号响应曲线

给定泵控位置控制系统幅值为60mm，频率为1Hz的典型正弦信号，观察在控制器作用下的活塞杆位移运动曲线如图4-7所示，并且获得泵控系统的位置输出误差曲线如图4-8所示。控制器做正弦位置响应跟随的系统输出参数的变化曲线如图4-9所示。

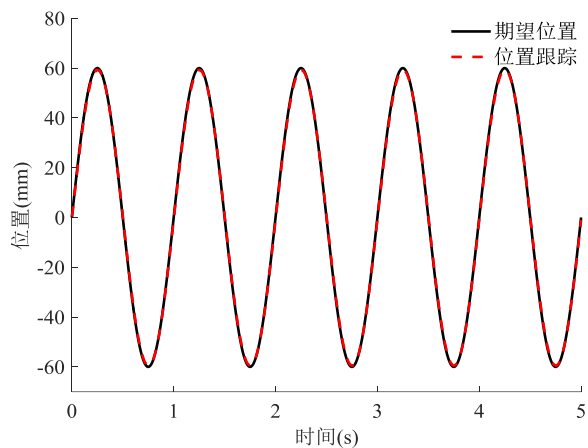


图 4-7 正弦位置跟踪曲线

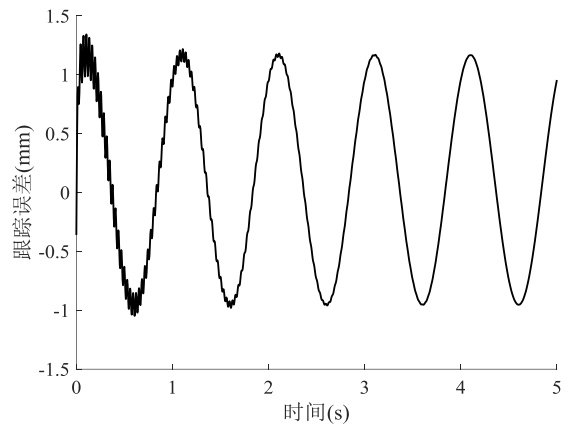
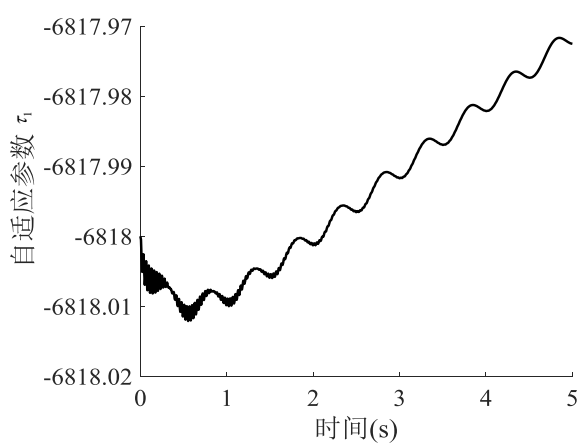
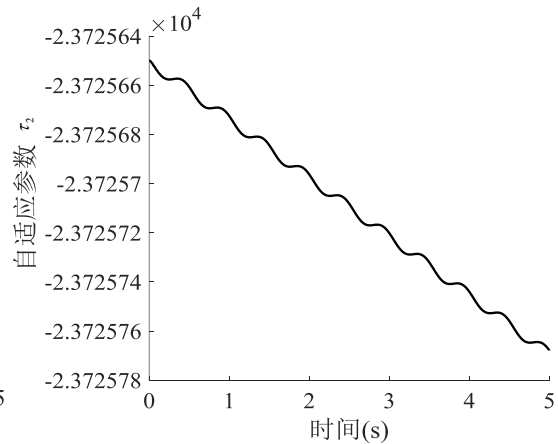


图 4-8 正弦位置跟踪误差曲线



a) 自适应参数 τ_1



b) 自适应参数 τ_2

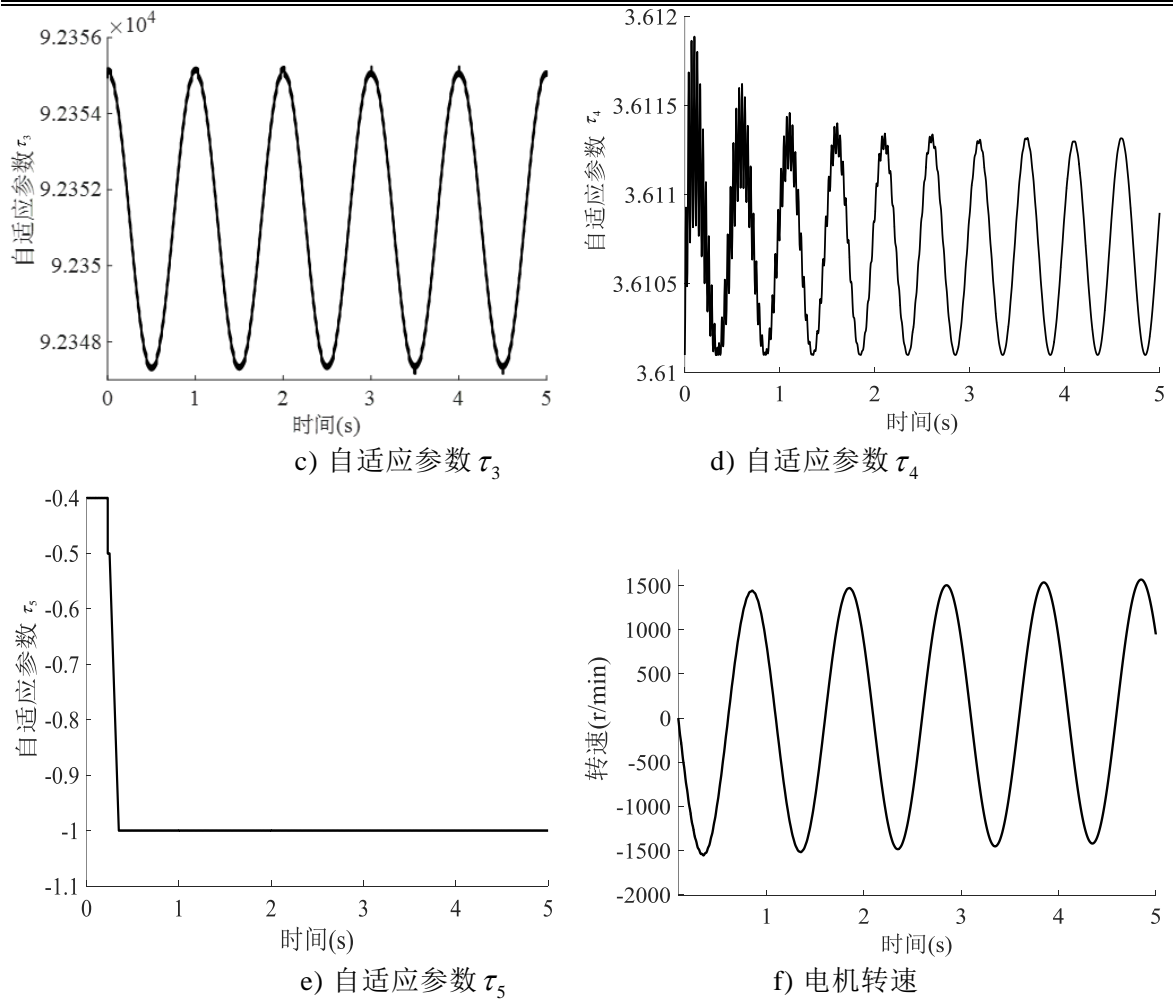


图 4-9 自适应参数曲线

由图4-7与图4-8的曲线可以发现，采用自适应反步滑模控制器在位置跟随正弦响应的控制过程中呈现出了良好的动态响应性能，并且泵控系统的位置跟踪精度在 $\pm 1.4\text{mm}$ 左右。

由仿真结果可以得到，当系统参数具有时变性时，设计的泵控位置系统具有渐近稳定性，针对系统时变参数的自适应估计值是有界的，观察图 4-7 与图 4-8，位置输出信号能够快速地跟随位置期望信号。由此可得，设计的自适应反步控制器可适应不同的工况参数，实时调整控制器的控制指令以满足位置输出需求。

4.5 本章小结

本章简单研究了自适应反步控制与滑模控制的基本原理，通过自适应反步算法获得的参数自适应律来处理系统在进行位置控制时时变性参数与外界干扰引起

的消极影响。将滑模变结构控制策略以及自适应反步控制策略的优点相结合，并且具体分析自适应反步滑模控制算法的控制原理和方案步骤。仔细分析了在反演法的基础上设计自适应滑模位置控制算法的基本原理与设计过程。通过仿真软件对泵控系统设计的控制器完成仿真试验，与传统PID控制器及传统反步控制器仿真结果相比证明了自适应反步滑模控制能够明显增强系统的跟随精度以及动态响应性能，能够完成高性能控制的目的。

第5章 泵控系统控制策略的试验验证研究

5.1 引言

本课题中泵控系统的最终目标是要实现在各种非线性扰动及不确定参数下系统仍能实现对给定位置轨迹的精确跟踪。本文前面四章分别通过泵控系统数学模型的分析与建立，从理论上研究了泵控系统高性能控制策略的设计，针对系统数学模型与仿真模型等方面进行了详细的论述与研究，并且提出了基于未知扰动观测器设计与基于自适应反步滑模控制器设计方法。为进一步验证前文的控制器效果，本章将在泵控液压缸系统本体机械机构设计的基础上，通过快速成形技术搭建控制系统，并通过实验将多种研究方法进行对比实验来证明控制器相关理论的有效性。

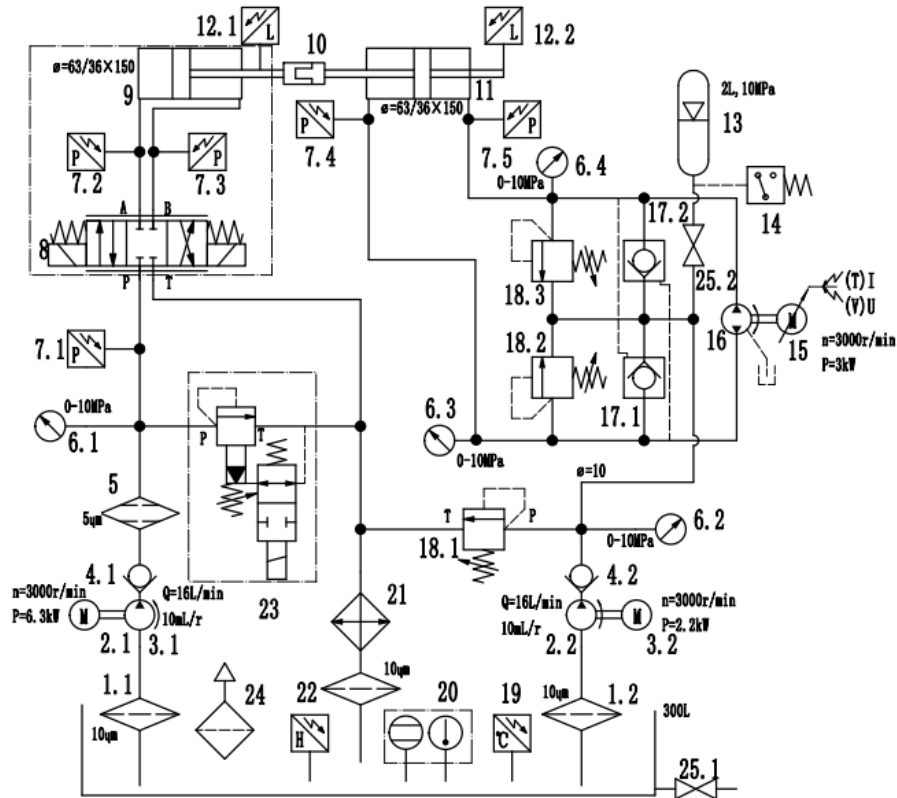
5.2 泵控系统的试验系统

为了测试泵控系统性能并且验证设计的相关控制策略的有效性，搭建了泵控位置系统的试验测试平台。本章详细介绍了试验平台的工作原理与系统各部分组成，一个完整的液压试验台不仅需要本体机构硬件结构还需要软件控制系统，本课题利用快速成形技术为泵控系统搭建基于 xPC Target 的控制系统。

5.2.1 系统方案设计

本文搭建的电液伺服泵控液压系统主要包括电气与液压两部分。系统的液压部分由伺服电机、双向齿轮泵、功能阀组、执行元件液压缸、补油回路等组成，设计的泵控电液伺服系统试验平台的液压原理图如图5-1所示。由于齿轮泵存在系统的内、外泄漏等固有的结构特性导致液压泵的输出流量产生脉动，进而造成泵的输出压力脉动，液压缸的输出速度也会产生脉动、死区和“尖顶”等现象。另一方面，执行机构是对称液压缸，其两个工作腔间不存在容积差，然而液压缸与液压泵必然存在内泄漏和外泄漏现象，由此可得系统需进行流量补偿控制，故封闭式泵控液压系统需设置补油油路。本试验台采用补油回路与蓄能器配合单向阀的组合进行补油，当主回路中低压油管的压力小于高压油管的压力时，通过补油阀向低压油管补油。安全溢流阀保护系统工作压力不超过规定值。补油回路的泵

为定量泵，综上所述系统的流量损失主要包括泵高、低压腔之间的内泄漏损失、油液的体积压缩现象以及泵在吸油时由于液压油黏度、液阻效应、转速过高等造成的吸油腔无法充满油液等。见图5-1液压原理图，系统左侧为阀控部分，作用是为泵控系统提供扰动，通过拉压力传感器与泵控制系统的液压缸对顶安装。



- 1-过滤器 2-电机 3-液压泵 4-单向阀 5-精过滤器 6-压力表
7-压力传感器 8-比例换向阀 9-单出杆液压缸 10-拉压力传感器 11-对称液压缸
12-位移传感器 13-蓄能器 14-继电器 15-伺服电机 16-双向齿轮泵
17-液控单向阀 18-溢流阀 19-温度传感器 20-液位液温计 21-冷却器
22-液位传感器 23-叠加电磁溢流阀 24-空气滤清器 25-截止阀

图5-1 泵控液压系统原理设计图

系统工作原理为：在泵控系统闭式回路中，工控机输出转速指令到伺服电机驱动器，再通过伺服电机驱动器的模拟电压信号进而对伺服电动机的转速进行控制。伺服电机通过联轴器和双向液压泵直接连接，即伺服电机同轴驱动双向液压泵，同时泵的吸油口与排油口直连液压缸高、低油压负载油口。再依据液压原理中的流量公式可得定量泵输出的流量数值受控于伺服电机的转速大小，泵输出油

液的方向取决于伺服电机的转动方向。由此系统通过对伺服电机的旋转方向和转速进行控制来调控液压泵的输出压力与流量，完成控制液压缸活塞杆输出位移特性的目的。位移传感器将实时监测到的液压缸位移量转化成模拟信号输出，控制器采集反馈的压力信号、位移信号等状态信息，再通过控制方法实现位置伺服控制，以保证位置输出的平稳性。

液压组件布局初始设计为液压缸摆放在试验台上端，后期出于液压缸的运动安全性，对液压缸的位置布局进行改进。将液压缸的位置由上层改为下层，使系统结构更加稳定。为减小伺服阀与液压缸之间的油液堆积，后期将伺服阀与液压缸的距离靠近，提高液压缸的刚度及其频率，使阀控部分的控制更加准确。系统各部分布局如图5-2所示。

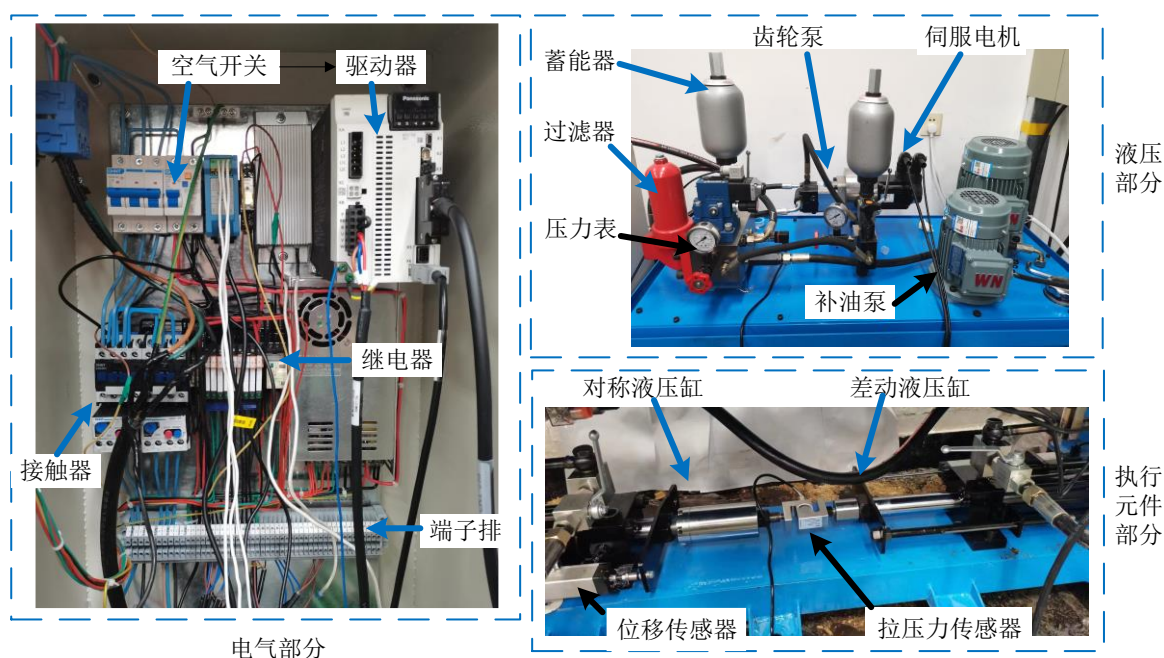


图 5-2 泵控系统试验台布局

5.2.2 系统液压部分

系统的液压工作原理如图5-1所示。系统的液压部分主要包括动力装置、液压执行装置、控制装置、辅助装置以及工作介质等五部分。系统的各液压装置主要组成部分如下：

(1) 动力装置—图中双向齿轮泵将伺服电机的机械能转变成液体的液压

能，属于系统的能源装置，利用油液压力能的变化原理传递能量。动力装置是液压传动系统的重要组成部分。

(2) 执行装置—图中的液压缸在泵控系统中做往复直线运动，此装置将液体的液压能转变为机械能。本试验台选择行程150mm，缸径63mm的液压缸。

(3) 控制调节装置—控制调节装置的原理是通过对系统液压油液的方向、压力和流量进行控制调节，使液压缸获得沿所需的运动方向的推力及运动速度等。如图中的溢流阀、截止阀与伺服阀等。本文选用松下AC系列交流伺服电机—MINAS A6系列驱动器。

(4) 辅助装置—提供条件使泵控系统正常工作并对试验台系统进行监控控制的其他装置，如图5-1中的各种传感器、过滤器、蓄能器和液压管路等。

5.2.2 系统控制部分

(1) 控制系统硬件部分

泵控位置控制系统硬件部分主要由上位计算机、下位计算机、直流信号隔离模块（也称隔离变送器模块）、各种传感器、伺服电机、双向齿轮泵等组成。

上位机通常是个人笔记本电脑，本试验台下位机选择工业控制计算机（下文简称工控机），型号选用研华工控机 IPC-610L，如图 5-3 所示，当个人 PC 电脑编译好的泵控程序下载到工控机后，由工业控制计算机直接对泵控系统的位置跟踪轨迹进行闭环控制。

工控机的内部安装多个 PCI 卡槽，其中安装控制板卡和信号采集板卡，各板卡如图 5-3 所示，采集板卡的型号是研华 PCI-1716 板卡，采集的信号量程为 $\pm 10V$ ；控制板卡的型号是凌华 PCI-6208，板卡输出的模拟电压信号量程为 $\pm 10V$ 。

本试验中为测量液压缸活塞杆的位移选用天沐 NS-WY03 系列传感器，分辨率为 0.005mm，量程为 200mm，此位移传感器将测量到的液压缸活塞杆位移量成比例地转变为 4-20mA 电流信号。

直流信号隔离器起到功率放大和滤波的功能，还可对位置传感器的输出信号进行信号类型的转换，将传感器采集得到的 4-20mA 模拟电流信号转换为 $\pm 10V$ 模拟电压信号输出给采集板卡。

(2) 控制系统软件部分

系统的软件部分主要包括 MATLAB 软件、VC6.0 软件。MATLAB、VC6.0 等软件安装在上位机内部，通过 MATLAB 软件中的 Simulink 可视化仿真工具利用图形化语言建立泵控系统的控制模型，可实时观测到位置传感器反馈的数据，还可以在线实时调整控制器的参数，上位机与下位机通过以太网进行通讯；VC6.0 软件将 Simulink 建立的泵控程序编译成 C 语言，再通过以太网将泵控程序实时下载到下位机中，控制过程原理如图 5-3 所示。

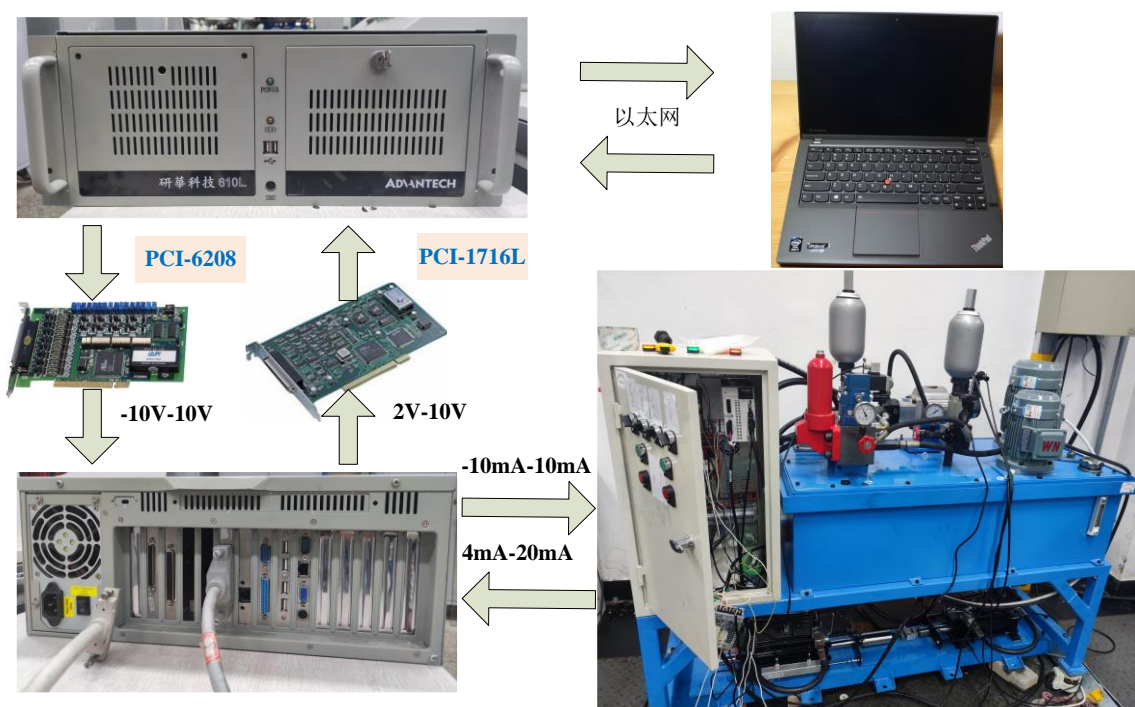


图 5-3 泵控系统控制原理图

归纳上述，在泵控液压缸系统的控制过程中，位置传感器将采集到的液压缸位置信号经过直流信号隔离器输入到采集板卡；上位机发出的操控命令和下位机读取到的位置状态数据在下位机中进行闭环控制，在上位机中实时调控控制器的参数，将系统控制信号从工控机控制板卡发出，再把输出板卡输出的 $\pm 10V$ 电压信号输出给伺服电机，并由伺服电机控制齿轮泵，从而带动液压缸活塞杆运动。

由泵控系统的试验需求设计电气原理图，本试验台采用经典的电气控制系统，优点为控制操作实现简单，系统结构简单并且易于控制，按照电气原理图安装电控柜，电控柜详细接线见图5-2所示。

5.3 泵控系统的位置跟踪试验分析

第三章与第四章给出了基于未知动态观测器的反步控制与自适应反步滑模控制器的设计步骤与仿真分析结果，本节通过泵控电液伺服系统搭建试验平台对设计的两种控制器的正确性与有效性进行试验证明。

5.3.1 空载状态的位置响应试验

对系统施加初始值为 0，幅值为 20mm，频率为 0.5Hz 正弦信号，观察在控制器作用下液压缸活塞杆位移过程，在传统 PID 控制器的参数选择方面：需要考虑减小系统稳态误差的范围与提高响应速度，并且将泵控系统的最大超调量限制在较小的范围内，防止由于系统的超调冲击造成试验设备的损坏。综合考虑上述各种因素之后，将 PID 控制器控制参数调整到最佳值。给定系统的位置正弦信号，即期望轨迹方程为：

$$x_d = 20\sin(\pi t) \quad (5-1)$$

试验结果如图 5-4 所示。

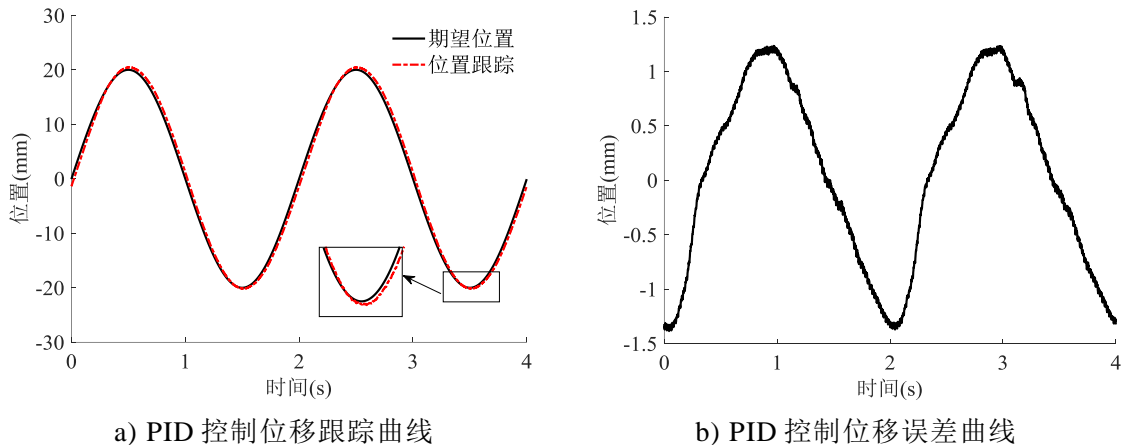


图 5-4 PID 控制的跟踪曲线

试验结果表明 PID 控制具有一般的动态响应，且存在一定的相位滞后，将液压缸期望位移与位置跟踪进行差值后可看出，系统误差均保持在 $\pm 1.38\text{mm}$ 区间内。

将含未知动态观测器的反步控制器与自适应反步滑模控制器的可调控增益与各控制参数调整到最佳数值。给定系统如公式(5-1)相同的正弦位置指令，分别将设计的两种控制器应用到控制系统中，得到含未知动态观测器的反步控制器

与自适应反步滑模控制作用下的系统位置跟踪曲线，同时对系统的期望位置曲线与实际跟踪曲线进行差值分析得到液压缸位移输出的误差曲线。两种控制器的控制效果曲线分别如图 5-5 以及图 5-6 所示。

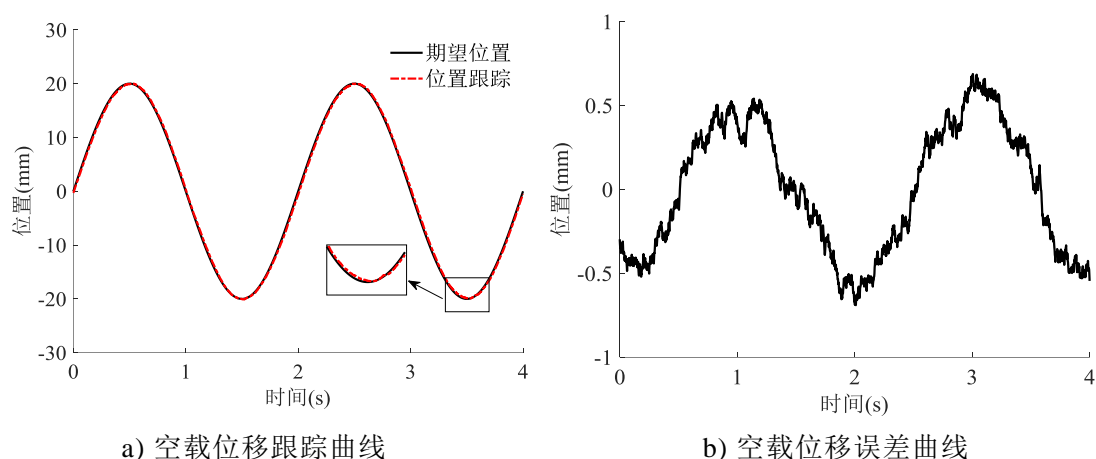


图 5-5 含未知动态观测器的控制器跟踪曲线

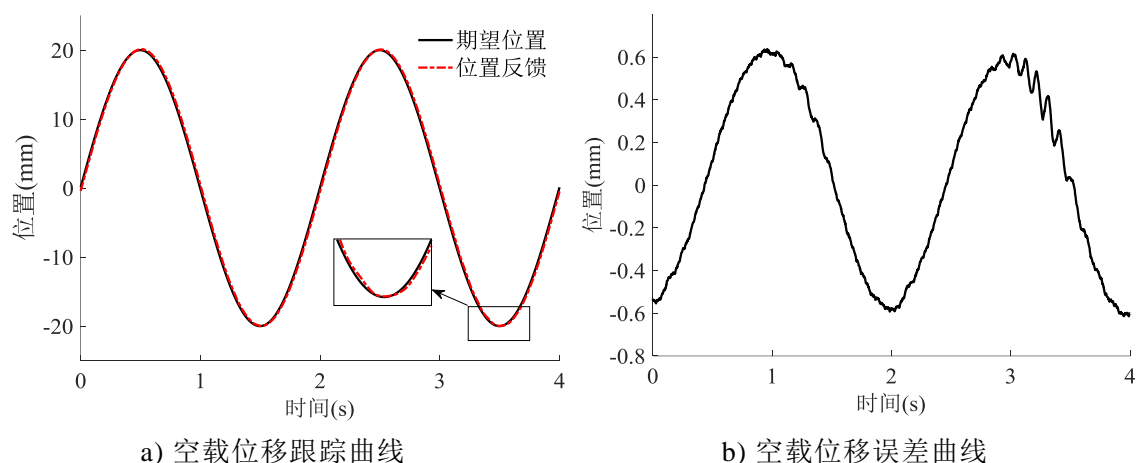


图 5-6 自适应反步滑模控制器跟踪曲线

对比观察图5-5和图5-6可知，两种控制器都表现出了良好的控制效果。通过观察图5-5可以发现基于未知动态观测器的位置控制系统跟随误差为 $\pm 0.68\text{mm}$ ，系统响应比较快速。由自适应反步法与滑模控制理论结合设计的自适应反步滑模控制器跟随参考位置曲线表现出了比前者效果更好的动态响应性能与稳态响应性能。由图5-6可知，应用了自适应反步控制器的泵控位置系统跟随精度较高，跟随误差则可以达到 $\pm 0.61\text{mm}$ 。

综上，应用PID控制器时系统的位置偏差最大值约为 1.38mm ，应用含动态

观测器的反步控制器的偏差最大值约为0.68mm，与PID控制器相比精度提高50.72%；应用自适应反步滑模控制器的位置偏差最大值约为0.61mm，与PID控制器相比精度提高55.80%。

5.3.2 施加干扰状态的正弦响应试验

本文以阀控系统施加的 $10\sin(t)$ N 力信号作为模拟外负载干扰，在外负载干扰下给定泵控系统与无负载下一致的正弦位置信号，尽量保证比例-积分控制器的设置的参数不变，给定幅值为 20mm，频率为 0.5Hz 的正弦信号，PID 控制器的位置响应曲线如图 5-7 所示。

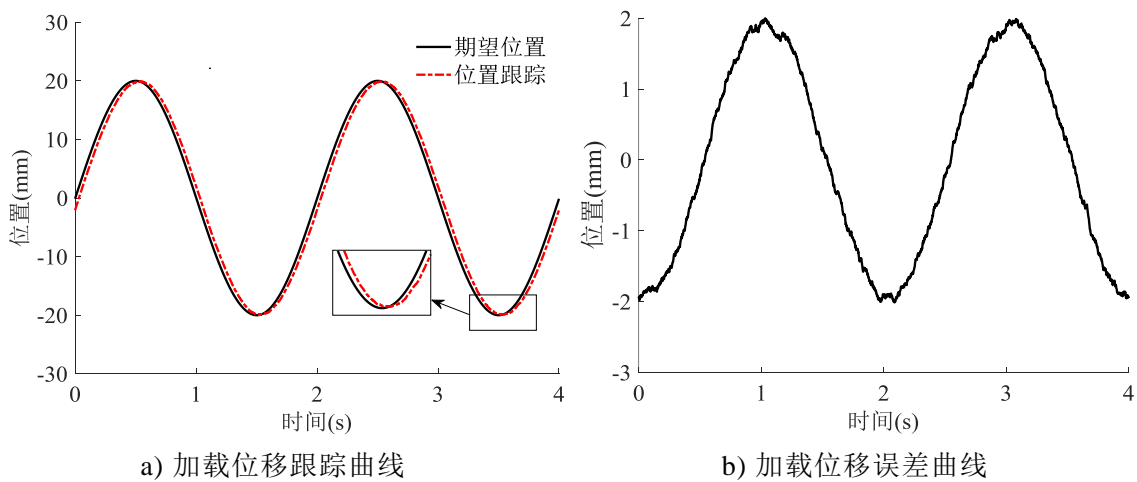


图 5-7 PID 控制的加载跟踪曲线

对比图5-7与5-4可知，施加外负载干扰后液压缸活塞杆的动态响应效果并不理想，系统的控制误差限制在 $\pm 2.05\text{mm}$ 内。根据试验结果表明，外界施加的负载干扰将会导致试验台对位置信号控制效果的下降。

同理，相同位置信号下应用设计的两种高性能控制器的曲线如图5-8与图5-9所示。观察在含未知动态观测器的控制器作用下的位移过程如图5-8 a)所示，得到系统输出位置误差曲线如图5-8 b)所示。相比于图5-7所示的PID响应曲线，系统输出位移曲线响应快，滞后比较小。系统的位置追踪误差保持在 $\pm 0.86\text{mm}$ 。

对比图5-8与图5-9表明，应用基于自适应反步法与滑模变结构控制理论设计的自适应反步滑模控制器，在系统位置控制正弦响应跟踪的过程中体现了良好的动静态响应特性，同时此控制器的位置跟踪误差控制在 $\pm 0.73\text{mm}$ 范围内。

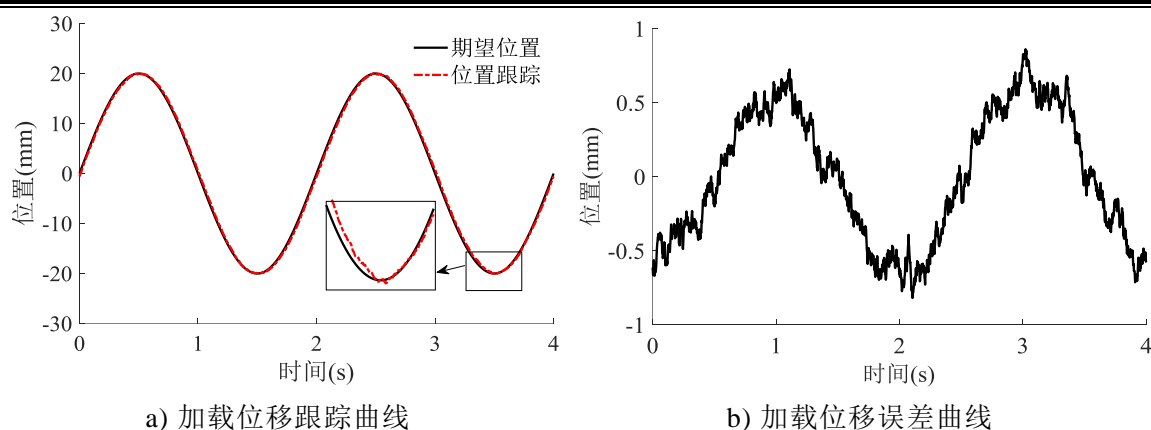


图 5-8 含未知动态观测器控制器跟踪曲线

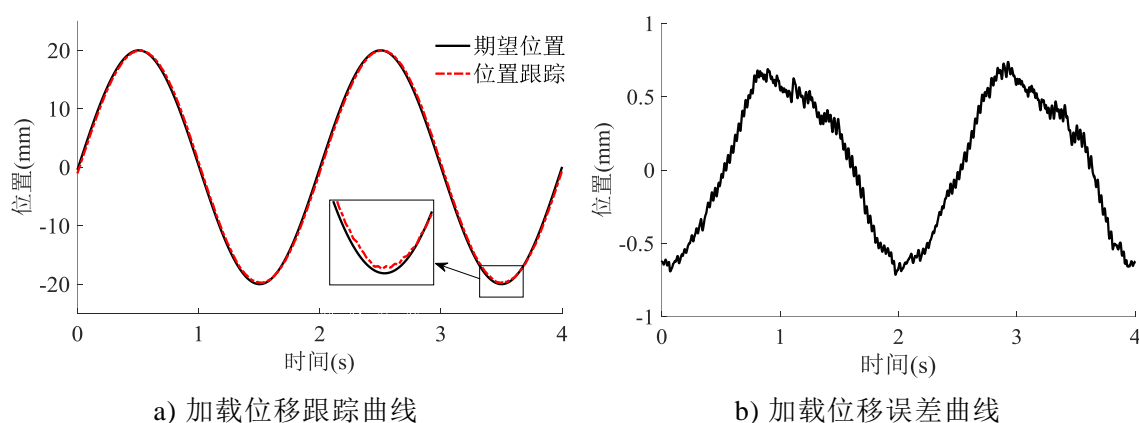


图 5-9 自适应反步滑模控制器跟踪曲线

加载状态下应用PID控制器时系统的位置偏差最大值约 $\pm 2.05\text{mm}$ ，应用含动态观测器的反步控制器的偏差最大值约为 $\pm 0.86\text{mm}$ ，与PID控制器相比精度提高58.09%；应用自适应反步滑模控制器的位置偏差最大值约为 $\pm 0.73\text{mm}$ ，与PID控制器相比精度提高64.39%。试验结果表明：所提出的自适应反步滑模控制策略使系统的稳定性和鲁棒性均可得到有效提高。

5.3.3 改变试验频率的正弦响应试验

本节在含外负载干扰下给定泵控系统 0.25Hz 的正弦位置信号，PID 控制器的位置响应曲线如图 5-10 所示。

对比图5-10与5-7可知，改变试验频率后液压缸活塞杆的动态响应效果更佳，系统的控制误差控制在 $\pm 1.04\text{mm}$ 内。

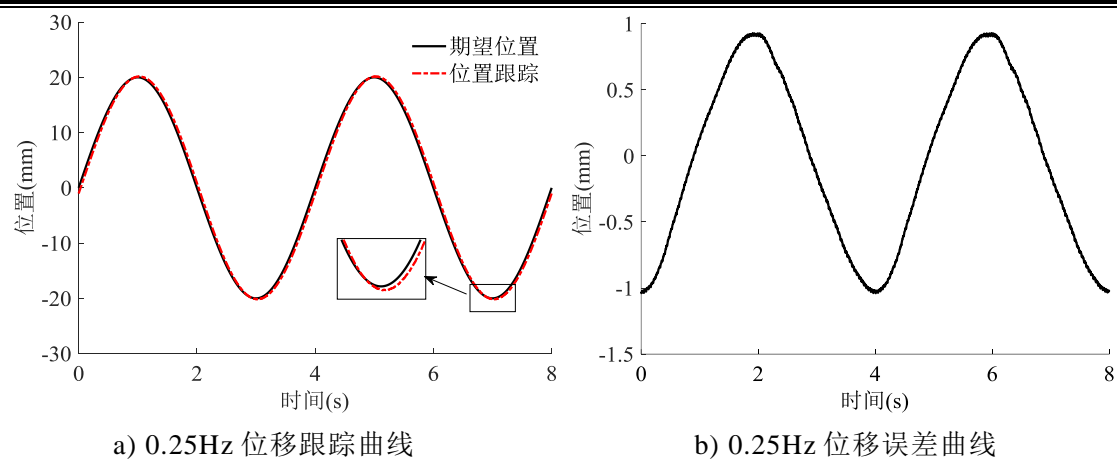


图 5-10 PID 控制的加载跟踪曲线

同理，相同位置信号下应用设计的两种高性能控制器的曲线如图 5-11 与图 5-12 所示。

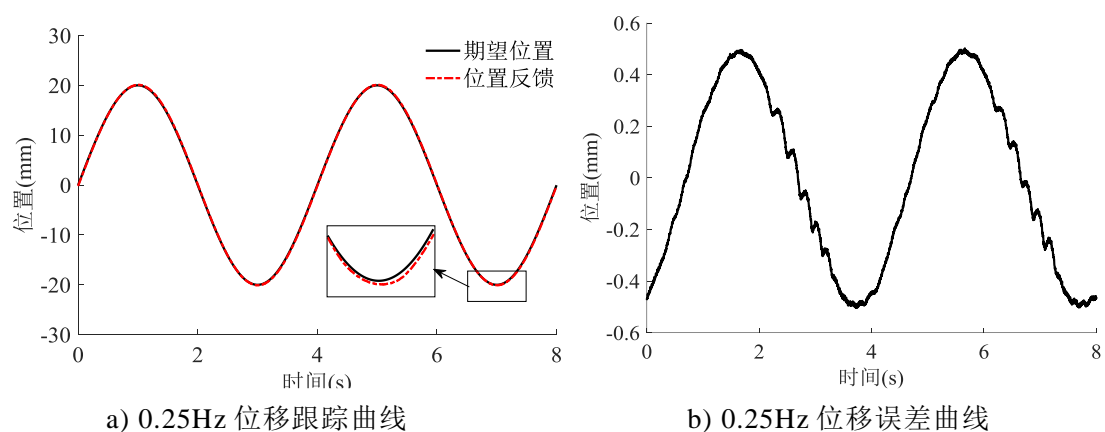


图 5-11 含未知动态观测器控制器跟踪曲线

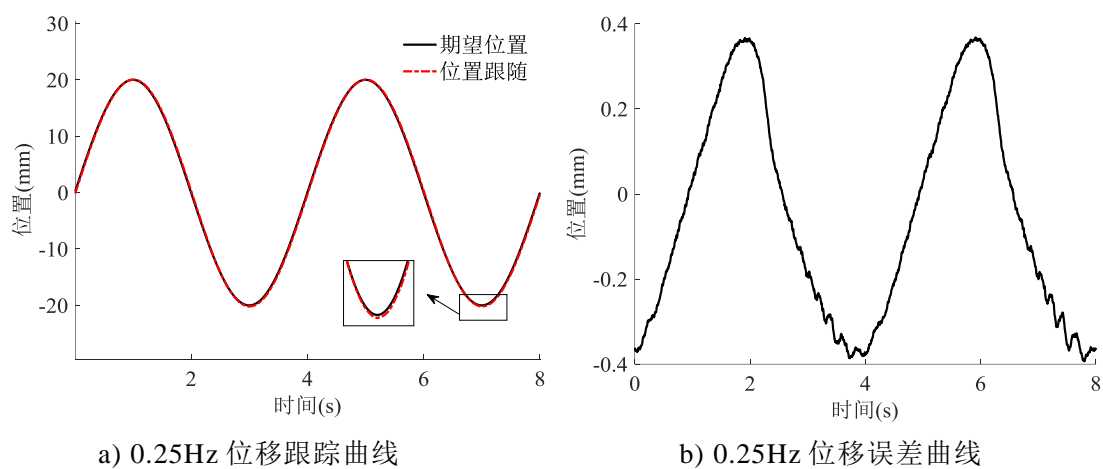


图 5-12 自适应反步滑模控制器跟踪曲线

观察在含未知动态观测器的控制器作用下的位移过程如图5-11 a)所示,得到系统输出位置误差曲线如图5-11 b)所示。相比于图5-10所示的PID响应曲线,系统输出位移曲线响应快,滞后比较小。系统的位置追踪误差保持在 $\pm 0.51\text{mm}$ 。

对比图5-11与图5-12表明,应用基于自适应反步法与滑模变结构控制理论设计的自适应反步滑模控制器,在系统位置控制正弦响应跟踪的过程中体现了良好的动静态响应特性,同时此控制器的位置跟踪误差控制在 $\pm 0.39\text{mm}$ 范围内。

加载状态下应用PID控制器时系统的位置偏差最大值约为 1.04mm ,应用含动态观测器的反步控制器的偏差最大值约为 $\pm 0.51\text{mm}$,与PID控制器相比精度提高50.96%;应用自适应反步滑模控制器的位置偏差最大值约为 $\pm 0.39\text{mm}$,与PID控制器相比精度提高62.5%。试验结果表明:所提出的控制策略在不同频率范围内均有一定的效果。

5.3.4 试验结论

由图5-4、5-7分析可知,基于比例-积分控制器的泵控电液伺服位置系统,控制器的控制参数对不同工作条件的调整作用包含一定的区别,不能应用同一组最优控制参数来控制全部工况情况;并且对正弦位置信号的跟踪响应较慢,位置跟踪误差较大。由于泵控电液伺服系统存在各种未知扰动,首先在试验过程中加入含未知扰动估计器的反步控制器,此控制器可以比较精确地估测出系统的集总未知动态,并将其估计值引用到反步控制律中设置扰动补偿。同时,从图5-5与图5-8也可以看出,将含有扰动补偿的反步控制的位置跟踪误差与PID控制器的位置跟踪误差进行对比可得,含未知动态观测器的反步控制策略尽管可以比较准确地跟踪期望位置信号,但是系统仍然存在一定的误差值。

为进一步验证高性能位置控制器的效果,将自适应反步滑模控制策略加入到系统中,此控制器将对各个扰动部分的估计值引用到反步控制器中。从图5-6与图5-9也可以看出,设计的控制器可以比较精准地估计出液压缸的实际扰动,系统的动态响应能够满足,同时能够保证系统在控制精度方面的需求,实现系统的稳定控制。从图5-10至图5-12,所提出的控制策略在不同频率范围内均有一定的效果。由此可知此控制器能够保证泵控系统的鲁棒性,并且泵控系统的位置跟踪精度比含未知动态观测器的反步控制策略效果好,验证了控制器针对泵控系统具有较好的位置控制效果与动态响应性能。但是在实际试验中自适应反步滑模控制

需要调节的在线更新参数较多，也就意味着需要将较多的增益参数和修正项参数进行离线调节至最优组合。

5.4 本章小结

本章通过试验对泵控系统基于传统比例-积分控制器、未知动态观测器的反步法、自适应反步滑模控制的控制效果进行了验证。具体的研究内容为：利用快速原型技术为泵控缸系统搭建了基于 xPC Target 的控制系统，并对泵控系统软件部分和硬件部分进一步详细说明；通过试验说明泵控系统中确实存在不同工况下的未建模动态影响控制效果的现象；验证泵控系统在未知动态观测器和自适应反步滑模控制观测器的作用下对系统未建模动态进行反馈补偿；验证了引入自适应滑模控制器后能够使系统的控制效果更加良好。

结 论

本论文围绕泵控液压缸系统的位置跟随控制展开控制策略设计以及方案研究，主要分为泵控液压缸系统数学模型的建立与Simulink仿真平台的搭建、基于反步法的控制策略设计与优化、位置控制方案的试验验证等三个方面进行分析研究，分析了泵控系统的位置跟随控制算法、系统动静态响应效果以及稳态控制性能，通过MATLAB软件的仿真分析和具体试验验证，证明了本文设计的控制策略具有正确性和可行性。完成的主要工作内容以及成果如下文所示：

（1）针对泵控系统展开数学模型的建立以及仿真模型的搭建。第一步根据泵控电液伺服系统的基本结构组成以及系统工作原理，各自搭建伺服电机、双向齿轮泵、液压缸和其它液压辅件的数学模型。再通过MATLAB/Simulink平台的仿真建模功能，分别构建泵控系统各液压子模型的仿真模型，并根据各液压模型之间的参数关系，将各部分模型组装成完整的泵控位置系统，最后进行PID控制器的仿真分析研究。为之后几章的控制算法研究提供了理论基础。

（2）针对泵控系统的位置控制策略展开研究。围绕电液伺服泵控系统位置控制过程存在的未建模动态与未知扰动等问题，采用一种基于未知扰动观测器的反步位置控制算法，首先通过未知动态观测器估计出泵控系统的集总未建模动态以及反步控制器中应用到的各求导项，在抑制系统未建模扰动带来的负面影响的同时降低算法的计算繁琐程度。通过李雅普诺夫稳定性理论验证闭环系统的稳定性，最后通过系统的仿真和对比试验验证所提出方法的有效性。此控制器在系统结构的简便程度以及参数调整的数量上有很大优势。

（3）对EHA泵控系统的位置控制算法进一步分析且改善控制效果。由于自适应反步位置控制算法难以避免控制量与自适应律相互嵌套的产生，利用引入滑模控制的方式避免设计参数自适应律时发生相互嵌套问题。通过结合滑模变结构控制的自适应反步滑模控制算法，得到参数自适应律进行在线实时调控时变参数的扰动，由此提高泵控系统的稳态精度与鲁棒性性能。仿真结果表明，自适应反步滑模控制器对泵控电液伺服系统的位置控制具有良好的控制性能以及动态响应特性，能够实现针对泵控位置系统的高性能控制。

（4）针对上述研究，搭建泵控系统试验平台同时完成对应的试验验证，试

验结果证明，本文采用的基于未知动态观测器的反步控制器以及基于自适应反步滑模的控制器均能够有效提高泵控系统的位置控制精度，同时优化动态响应特性，均可以实现泵控位置系统的高性能控制。其中经过试验得到：自适应反步滑模控制器的位置控制效果更好，基于未知动态观测器的反步控制器结构简单，只需要调节一个滤波参数，便于试验的实际操作。

本文创新点：

(1) 本文分析研究如何提高泵控对称液压缸系统的控制精度，针对泵控系统未知动态，将目前较为新颖的未知动态控制策略应用到实际的泵控电液伺服控制系统中，在此基础上通过对含有未知动态观测器的反步控制算法的理论分析与试验分析相结合，得到设计的控制器结构简单，并且能有效提高泵控系统的响应特性和控制精度。

(2) 为进一步提高控制策略在实际工程应用中的实用性，将泵控系统状态空间表达式结合等价坐标变换转换成Brunovsky标准形式。结合自适应反步控制与滑模变结构控制两者的优点设计出自适应反步滑模控制器。自适应反步滑模控制策略的优势是针对泵控系统的各个不确定参数均设计合适的自适应律。并针对目前的控制策略中难以避免的不完善的地方做了一定程度的改善，降低了控制器算法的实现难度，同时具有一定的工程实用性。

由于本人能力不足，本论文针对泵控系统的研究方面依然存在需要继续深入探索的内容，主要不足之处如下：

(1) 对EHA泵控位置控制系统采用的结合自适应滑模控制器的反步控制虽拥有良好的鲁棒特性以及控制性能，然而控制器的结构相对复杂由此实际应用时具有很大的局限性。进行实际工程应用的推广操作时需要继续改进控制器的设计思路，保证控制器的结构简单、应用可靠、实用性强。

(2) 本文在推导自适应反步滑模控制器时公式中出现了液压缸活塞杆速度、活塞杆运动加速度以及加速度的导数项，但实际搭建的泵控试验台并没有安装导数项所对应的各类传感器，故所需加速度项以及加速度的导数项只能通过试验平台上的位移传感器检测位置，再进行微分的方式获取，但这样的微分操作会对控制器的性能造成影响，故后续的工作内容是需要进一步研究如何在没有对应的检测设备的情况下获取更为精准的速度、加速度以及更高阶信号。

(3) 本论文虽然尽量建立泵控系统的精确数学模型，但受到各种限制，依

然忽略了系统的部分非线性参数。但是后续没有针对状态空间方程中忽略的非线性部分进行参数辨识。

参考文献

- [1] 王军政, 赵江波, 汪首坤. 电液伺服技术的发展与展望[J]. 液压与气动, 2014(5): 1-12.
- [2] 郭庆. 电液伺服非线性控制技术研究进展综述[J]. 液压与气动, 2018(3): 1-9.
- [3] 权龙, 高有山, 程珩. 提高工程机械能量利用率的技术现状及新进展[J]. 液压与气动, 2013(4):1-10.
- [4] 付永领, 韩旭, 杨荣荣, 等. 电动静液作动器设计方法综述[J]. 北京航空航天大学学报, 2017, 43(10):1939-1952.
- [5] 刘彬, 电驱动小型液压挖掘机功率匹配及能效特性研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2016. 2-5.
- [6] Zhang C, Wang S. A Novel Indicator for Mechanical Failure and Life Prediction Based on Debris Monitoring[J]. IEEE Trans. Reliability, 2017, 66(1): 161-169.
- [7] 谷正钊. 液压系统热损耗能量表征及回收利用方法研究[D]. 太原: 太原理工大学, 2022. 2-5.
- [8] 冀宏, 左嘉韵, 程源. 工程机械液压组件及节能液压系统的发展与思考[J]. 液压与气动, 2013(05): 1-8.
- [9] 王军政, 赵江波, 汪首坤. 电液伺服技术的发展与展望[J]. 液压与气动, 2014(05): 1-12.
- [10] 闫桂山, 金振林. 容积伺服电液作动器位置控制研究[J]. 西安交通大学学报, 2021, 5(01): 94-100.
- [11] Roth D, Jacobs G, Pietrzyk T, et al. Decentralized Compact Hydraulic Power Supply by High Speed Components[J]. ATZ Heavy Duty Worldwide, 2019, 12(1): 66-71.
- [12] 焦宗夏, 孔祥东, 王少萍, 等. 大型飞机电液动力控制与作动系统新体系基础研究[J]. 中国基础科学, 2018, 20(2): 41-47.
- [13] 沈磊. 民用飞机电传飞控作动系统设计与工程运用[D]. 上海: 上海交通大学, 2012: 10-15.
- [14] 张谦, 李兵强. 一种新型电静液作动飞机刹车系统[J]. 测控技术, 2011, 30(7): 79-82
- [15] 李玉忍, 魏庆. 基于 EHA 的多轮系飞机刹车系统的建模与仿真[J]. 航空制造技术, 2011(03): 85-88.
- [16] Nakano K, Tanaka Y. Energy Saving Type Electro-Hydraulic Servo System[J]. Journal of

- Fluid Control. 1988, 18(3): 35-51.
- [17] 姜继海, 苏文海, 刘庆和. 直驱式容积控制电液伺服系统[J]. 军民两用技术与产品, 2003(9): 43-45.
- [18] 张婷婷. PTC ASIA 2019 高新技术展区现场技术报告之十三关于产业机械用液压件的新技术及产品介绍—据川崎精密机械商贸(上海)有限公司专家韩绍斌报告整理[J]. 液压气动与密封, 2020, 40(7): 105-108.
- [19] 韩瑞. 航空电动静液作动器技术浅谈[J]. 科技视界, 2019(17): 34-35.
- [20] 陈海兵. 基于液压伺服控制的粉末压制弹性回弹补偿功能的实现[J]. 液压气动与密封, 2018, 38(2): 62-65.
- [21] 王德文, 衣超, 李翠芬, 等. 基于 AMESim-Simulink 联合仿真的直驱式容积控制系统模糊 PID 控制研究[J]. 机床与液压, 2021, 49(14): 7-12.
- [22] Yao J, Wang P, Dong Z, et al. A Novel Architecture of Electro-Hydrostatic Actuator with Digital Distribution[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2021, 34(05): 224-238.
- [23] 潮群, 徐兵, 张军辉. EHA 轴向柱塞泵高速化若干关键技术研究[J]. 金属加工(冷加工), 2021(6): 95-105.
- [24] 李志昊. 下肢外骨骼机器人控制系统研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2020: 55-60.
- [25] 郭新平, 汪成文, 刘华, 等. 基于扩张观测器的泵控电液伺服系统滑模控制[J]. 北京航空航天大学学报, 2020, 7(2): 1-12.
- [26] Luo G, Görges D. Modeling and Adaptive Robust Force Control of a Pump-Controlled Electro-Hydraulic Actuator for an Active Suspension System[C]. 2019 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA). IEEE, 2019: 592-597.
- [27] Suzuki R, Komagata M, Ko T, et al. Development of 3-DOF Wrist Mechanism for Electro-Hydrostatically Driven Robot Arm[J]. Advanced robotics, 2020, 34(14): 958-973.
- [28] Lee W, Kim M, Chung W. Asymptotically Stable Disturbance Observer-Based Compliance Control of Electrohydrostatic Actuators[J], in IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2020, 1(25): 195-206.
- [29] Ren G, Esfandiari M, Song J, et al. Position Control of an Electrohydrostatic Actuator with Toleranceto Internal Leakage[J]. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2016, 24(6): 2224-2232.
- [30] Helian B, Chen Z, Yao B. Precision Motion Control of a Servo Motor-Pump Direct Drive

- Electrohydraulic System with a Nonlinear Pump Flow Mapping[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2019, 99: 360-372.
- [31] 王玄, 陶建峰, 张峰榕, 等. 基于预测控制的单向比例泵控非对称液压缸系统控制方法[J]. 上海交通大学学报, 2016, 50(5): 696-701.
- [32] Shang Y, Li X, Qian H, et al. A Novel Electro Hydrostatic Actuator System With Energy Recovery Module for More Electric Aircraft[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2020, 67(4) : 2991-2999.
- [33] 付永领, 赵子宁, 韩旭, 等. 基于 AMESim 的电动静液作动器 (EHA) 系统级设计[J]. 机床与液压, 2019, 47(2): 54-57.
- [34] 付永领, 鄢梦. 用于加载系统的机电作动器滑模变结构控制研究[J]. 液压与气动, 2017(2): 75-80.
- [35] Yongling F U, Xu H A N, Sepehri N, et al. Design and Performance Analysis of Position-Based Impedance Control for an Electrohydrostatic Actuation System[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2018, 31(3): 584-596.
- [36] Cao F. PID Controller Optimized by Genetic Algorithm for Direct-drive Servo System[J]. Neural Computing and Applications, 2020, 32(1): 23-30.
- [37] 曾乐, 谭建平, 许文斌, 等. 阀控非对称缸系统神经网络多逆模型切换控制研究[J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(12): 153-160.
- [38] Yingbo Huang, Huidong Hou, Jing Na, et al. Output Feedback Control of Hydraulic Active Suspensions With Experimental Validation[J]. IEEE Transactions on Circuits and Systems, 2023, 70(1): 1549-7747.
- [39] Na J, Chen Q, Herrmann G, et al. Vehicle Engine Torque Estimation Via Unknown Observer and Adaptive Parameter Estimation[J]. IEEE Transactions on Vehicular Technology, 2017, 67(1): 409-422.
- [40] 梁浩, 孙玉梅, 池荣虎, 等. 轧机液压伺服位置系统的无模型自适应控制[J]. 济南大学学报, 2018, 32(3) : 240-244.
- [41] 何常玉, 施光林, 郭秦阳, 等. 阀控非对称液压缸位置控制系统自适应鲁棒控制策略[J]. 上海交通大学学报, 2019, 53(2) : 209-216.
- [42] 闫桂山. 电液伺服泵控系统高性能控制与热功率特性优化研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2022: 110-118.

- [43] 刘会龙. 电液伺服泵控系统位置高性能控制策略研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2022: 110-118.
- [44] Mohanty A, Yao B. Integrated Direct/Indirect Adaptive Robust Control of Hydraulic Manipulators With Valve Deadband[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2011, 16(4): 707-715.
- [45] 贾甜甜. 基于智能优化算法的前馈 PID 直驱泵控电液伺服控制技术研究[D]. 西安: 西安理工大学, 2017: 51-52.
- [46] 李云鹏. 含未建模动态的电液伺服系统控制及应用研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2018.
- [47] 肖宇强, 陈龙森. 含齿隙伺服系统的反步自适应模糊滑模控制[J]. 机械制造与自动化, 2016, 45(06): 187-191.

攻读硕士学位期间承担的科研任务与主要成果

（三）申请及已获得的专利

- [1] 赵劲松,孙鑫宇,董杰,张小涵. 一种用于 L 型预制沉箱芯模的液压自动收缩机构: 中国, 202110459807.1[P]. 2022-10-12.

致 谢

本次论文从选题到理论分析、方案设计、试验验证，每一步都有导师花费大量的时间去指导。在此，我要感谢赵老师的悉心指导！导师渊博的专业知识、严谨的工作态度、崇高的敬业精神深深感染着我。

光阴似箭，三年的硕士研究生生涯即将结束，三年里充满各种经历，但更多的是获得和成长。感谢侯会东师兄，感谢何冰耀、李戊戌与刘子旭等各位同窗们，感谢杨子韬、岳宇卫、张云鹏、孟凯、胡才勇、石译文等各位师弟对本人平时理论学习和试验过程中给予的帮助，感谢课题室的师兄弟们一起构建起来的良好学习氛围，感谢课题室其他老师的指导和帮助。

七年前我带着理想和青涩来到秦皇岛，在这里度过大学和研究生时光，回想起来，过去的一切都历历在目，一路走来，永远也不会忘记在燕大度过的收获最多的几年。通过这几年的学习生活，养成了踏实肯干、永不放弃的性格。

另外十分感谢液压试验室的吕世君老师、张春宇老师和吴立军老师无私的帮助！

最后感谢各位专家在百忙之中对论文的评审及出席答辩，感谢您们提出的宝贵意见！