飞行器动力工程专业系列教材

Hydraulic Control System of Aeroengines

航空发动机液压控制系统

主编/王彬　副主编/叶志锋

科学出版社

飞行器动力工程专业系列教材

航空发动机液压控制系统

主　编　王　彬
副主编　叶志锋

江苏高校品牌专业建设工程资助项目

科学出版社
北　京

内 容 简 介

本书是编者在多年飞行器动力工程专业液压伺服控制技术教学中结合专业需求不断总结与更新的基础上编写的。教材保留以往的经典内容，增加航空动力装置执行机构相关知识，内容体现当前航空动力控制领域的技术应用现状和发展趋势，兼顾基础理论、基本方法和技术发展等方面。其主要内容包括：液压伺服控制系统工作原理、组成及分类，航空发动机用液压放大元件，液压动力元件，机液伺服系统，电液伺服阀和高速开关电磁阀，电液伺服系统，航空发动机液压执行机构，典型液压执行机构的计算机仿真。

本书主要用作飞行器动力工程专业本科生教材，也可作为本专业或相近专业研究生以及从事航空动力装置控制研究及设计的工程技术人员的参考资料。

图书在版编目(CIP)数据

航空发动机液压控制系统/王彬主编. —北京：科学出版社, 2019. 5
飞行器动力工程专业系列教材
ISBN 978-7-03-061160-4
Ⅰ. ①航… Ⅱ. ①王… Ⅲ. ①航空发动机-液压控制-控制系统-教材
Ⅳ. ①V233.91
中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2019) 第 085757 号

责任编辑：李涪汁 曾佳佳 邢 华／责任校对：杨聪敏
责任印制：师艳茹／封面设计：许 瑞

科学出版社 出版
北京东黄城根北街 16 号
邮政编码：100717
http://www.sciencep.com

天津文林印务有限公司 印刷
科学出版社发行 各地新华书店经销
*
2019 年 5 月第 一 版 开本：787×1092 1/16
2019 年 5 月第一次印刷 印张：12 3/4
字数：300 000
定价：59.00 元
(如有印装质量问题，我社负责调换)

《飞行器动力工程专业系列教材》编委会

主　编：宣益民

副主编：宋迎东　张天宏　黄金泉　谭慧俊　崔海涛

编　委：（按姓氏笔画排序）

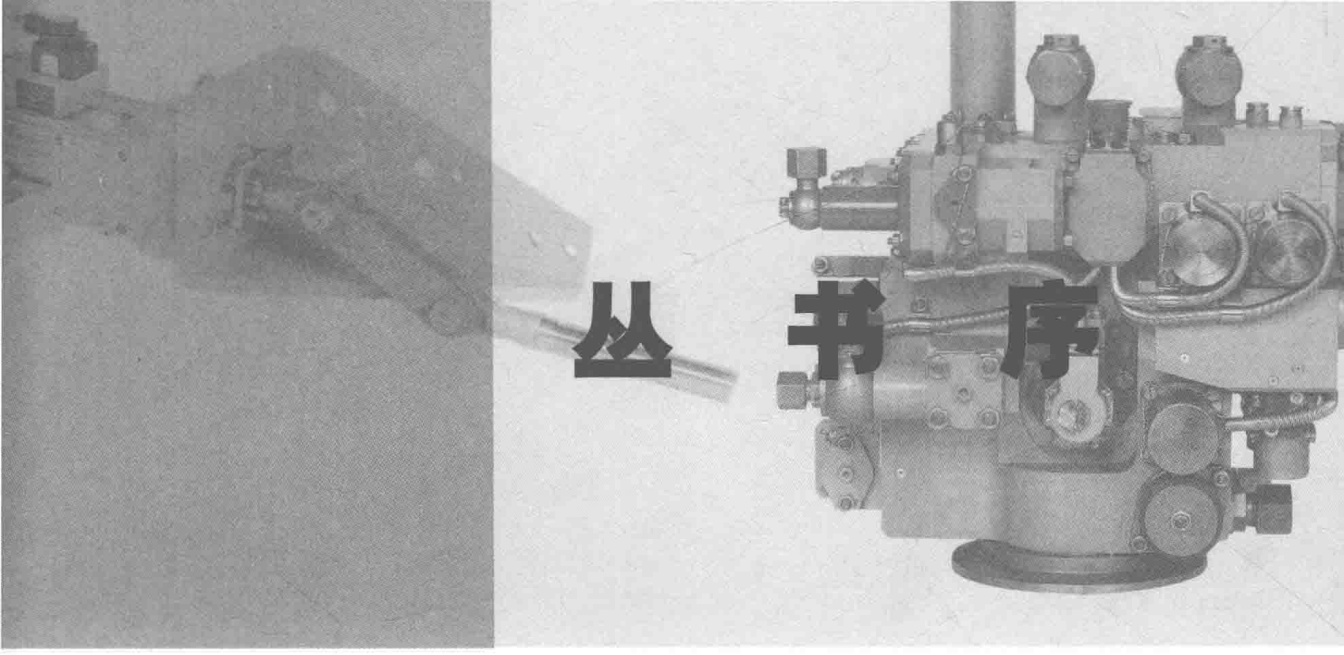
王　彬　毛军逵　方　磊　吉洪湖　刘小刚

何小民　宋迎东　张天宏　陈　伟　陈　杰

陈茉莉　范育新　周正贵　胡忠志　姚　华

郭　文　崔海涛　韩启祥　葛　宁　温　泉

臧朝平　谭晓茗



丛书序

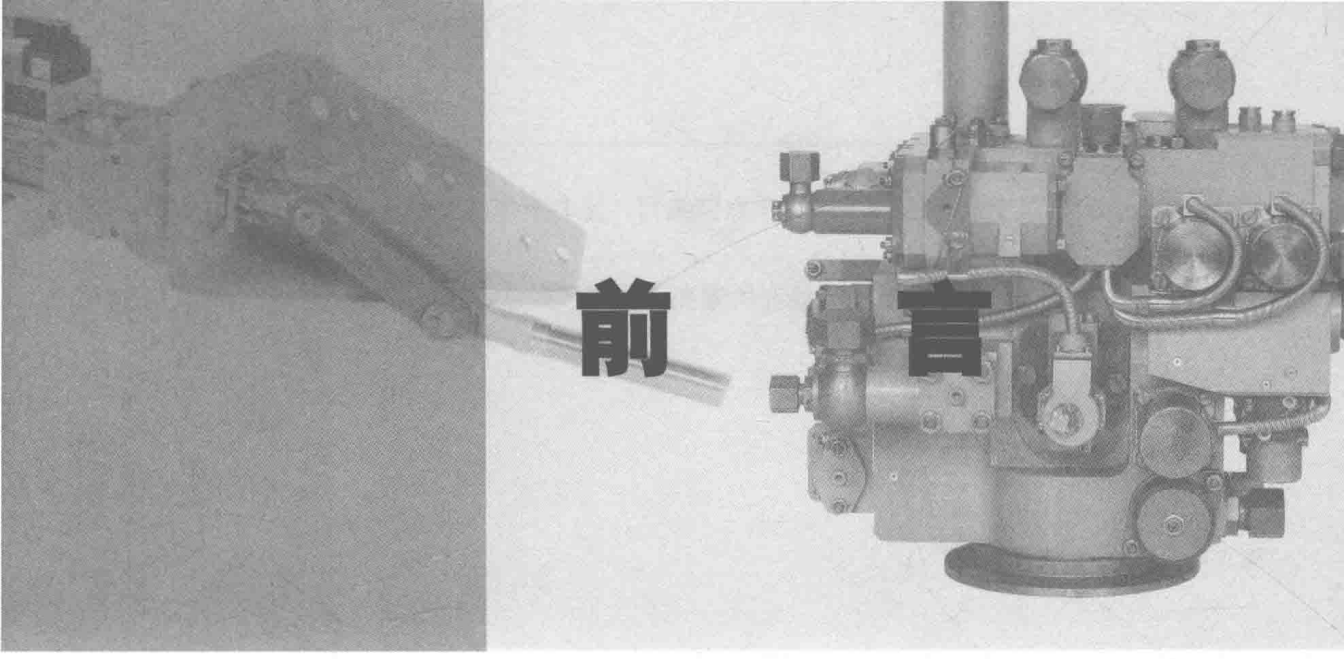
作为飞行器的“心脏”，航空发动机是技术高度集成和高附加值的科技产品，集中体现了一个国家的工业技术水平，被誉为现代工业皇冠上的明珠。经过几代航空人艰苦卓绝的奋斗，我国航空发动机工业取得了一系列令人瞩目的成就，为我国国防事业发展和国民经济建设做出了重要的贡献。2015 年，李克强总理在《政府工作报告》中明确提出了要实施航空发动机和燃气轮机国家重大专项，自主研制和发展高水平的航空发动机已成为国家战略。2016 年，国家《第十三个五年规划纲要》中也明确指出：中国计划实施 100 个重大工程及项目，其中“航空发动机及燃气轮机”位列首位。可以预计，未来相当长的一段时间内，航空发动机技术领域高素质创新人才的培养将是服务国家重大战略需求和国防建设的核心工作之一。

南京航空航天大学是我国航空发动机高层次人才培养和科学研究的重要基地，为国家培养了近万名航空发动机专门人才。在江苏高校品牌专业一期建设工程的资助下，南京航空航天大学于 2016 年启动了飞行器动力工程专业系列教材的建设工作，旨在使教材内容能够更好地反映当前科学技术水平和适应现代教育教学理念。教材内容涉及航空发动机的学科基础、部件/系统工作原理与设计、整机工作原理与设计、航空发动机工程研制与测试等方面，汇聚了高等院校和航空发动机厂所的理论基础及研发经验，注重设计方法和体系介绍，突出工程应用及能力培养。

希望本系列教材的出版能够起到服务国家重大需求、服务国防、服务行业的积极作用，为我国航空发动机领域的创新性人才培养和技术进步贡献力量。

南京航空航天大学

2017 年 5 月



前言

《航空发动机液压控制系统》是编者在多年飞行器动力工程专业液压伺服控制技术教学中不断总结与更新的基础上编写的。教材继承历届使用的《液压控制系统》教材的经典内容，结合飞行器动力工程专业特点和培养目标，加入航空发动机燃油与执行机构相关专业知识，与液压伺服控制理论结合，以期让本专业学生或相近专业的读者借助本教材有更为直接的专业指导或收获。教材的编写还兼顾后续“航空发动机控制原理”课程学习所需基础的铺垫，同时加入部件与执行机构建模与仿真的相关内容，突出高水平本科应用型人才工程实践能力培养的教学特点。

本书共分为 8 章。

第 1 章绪论：液压伺服控制系统的工作原理及组成，液压伺服控制的分类及优缺点，航空发动机中的液压作动机构以及液压伺服控制系统的发展与未来。

第 2 章液压放大元件：圆柱滑阀的结构形式和静态特性，零开口四边滑阀和正开口四边滑阀的静态特性，滑阀的受力分析、功率输出、效率及设计，喷嘴挡板阀，射流管阀和偏转板射流阀的原理及特性。

第 3 章液压动力元件：四通滑阀控制液压缸，四通阀控液压马达，液压动力元件的负载匹配。

第 4 章机液伺服系统：机液位置伺服系统，结构柔度对系统稳定性的影响，动压反馈装置和液压转矩放大器。

第 5 章电液控制阀：电液伺服阀的组成及分类，力矩马达，力反馈两级电液伺服阀，电液伺服阀的特性及主要的性能指标，高速开关电磁阀。

第 6 章电液伺服系统：电液伺服系统的类型，电液位置伺服系统，电液伺服系统的校正，电液力控制系统。

第 7 章航空发动机液压执行机构：油缸介绍，燃油流量控制，喷口调节机构，导叶控制机构，电液伺服作动器。

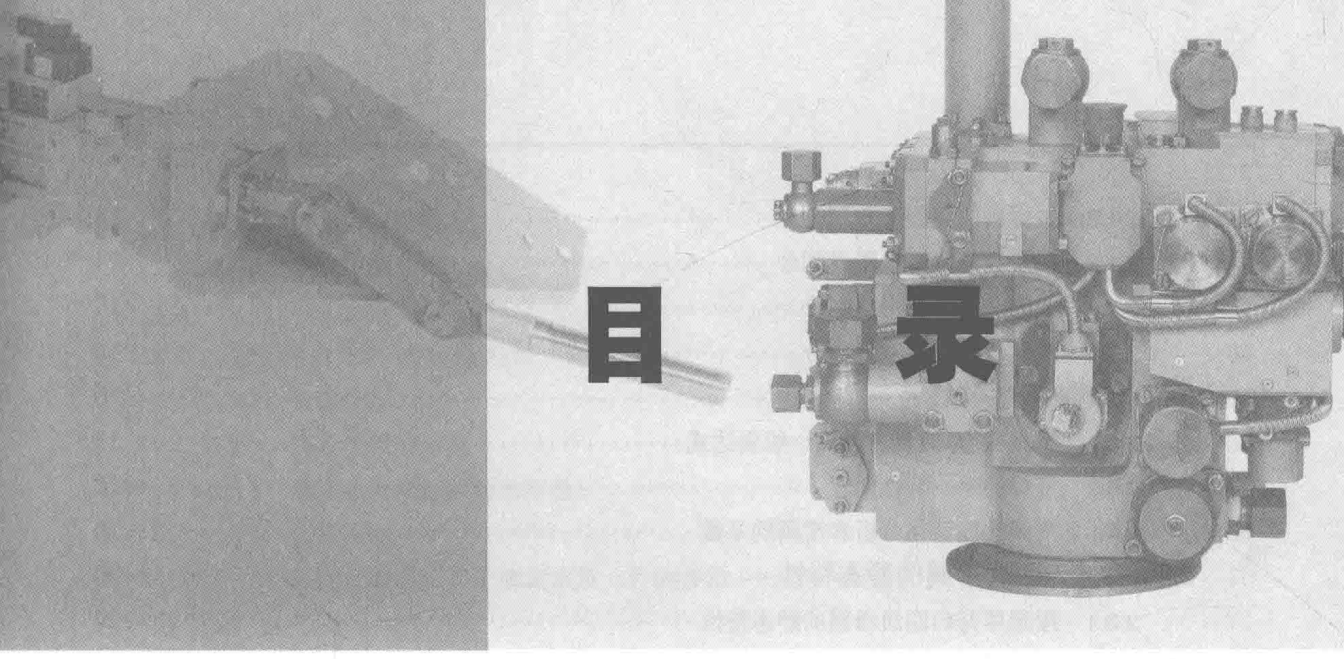
第 8 章典型液压执行机构的计算机仿真：软件仿真技术简介，MATLAB/Simulink 建模与仿真，AMESim 建模与仿真。

本书由南京航空航天大学王彬、叶志锋编写，其中王彬编写第 1~3 章、第 5~8 章，叶志锋编写第 4 章。

因编者水平有限，书中不妥之处在所难免，恳请广大读者批评指正。

编　者

2019 年 1 月 15 日



目 录

丛书序

前言

第 1 章　绪论……1

1.1　液压伺服控制系统的工作原理及组成……1

1.1.1　液压伺服控制系统的工作原理……1

1.1.2　液压伺服控制系统的组成……3

1.2　液压伺服控制的分类……4

1.2.1　按系统输入信号的变化规律分类……4

1.2.2　按被控物理量的名称分类……4

1.2.3　按液压动力元件的控制方式或液压控制元件的形式分类……4

1.3　液压伺服控制的优缺点……4

1.3.1　液压伺服控制的优点……5

1.3.2　液压伺服控制的缺点……5

1.4　航空发动机中的液压作动机构……6

1.4.1　燃油计量装置……7

1.4.2　离心飞重转速调节机构……8

1.4.3　导叶控制机构……9

1.4.4　喷口作动器……9

1.4.5　反推装置……10

1.4.6　电静液作动器……11

1.5　液压伺服控制系统的发展与未来……11

思考题……12

第 2 章　液压放大元件……13

2.1　圆柱滑阀的结构形式……13

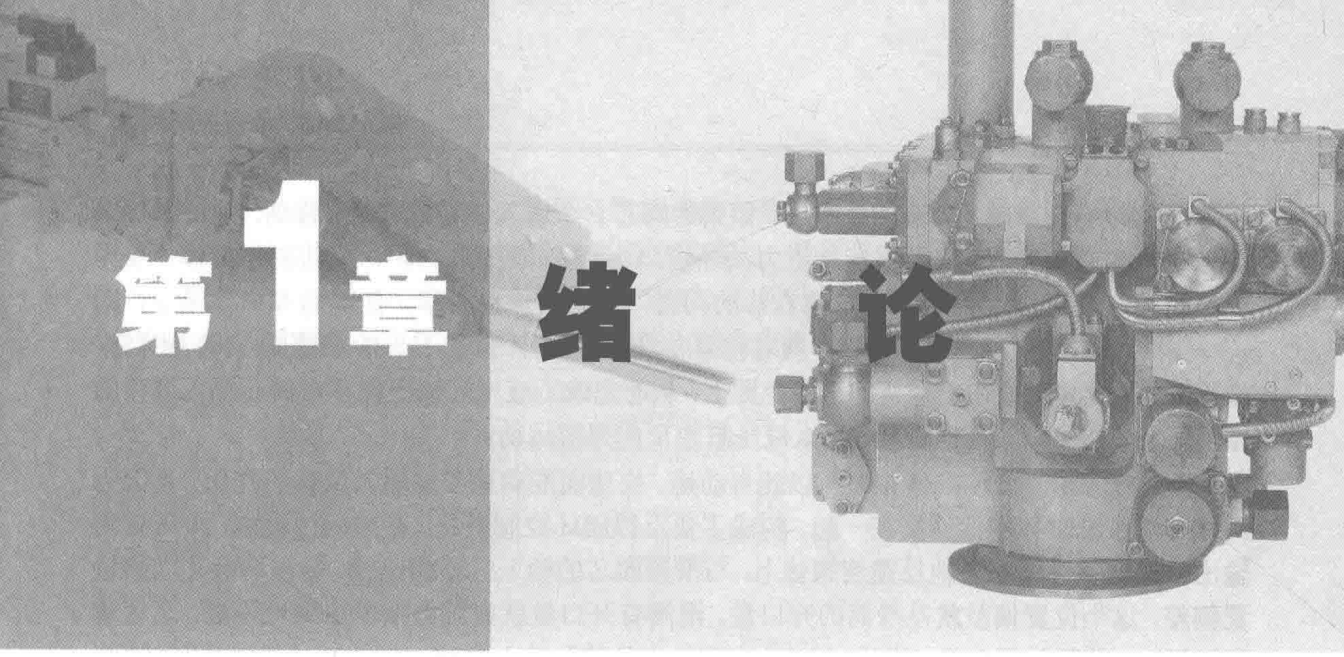
2.1.1　按进、出阀的通道数目划分……13

2.1.2 按滑阀的工作边数划分 ····· 14
2.1.3 按滑阀的预开口形式划分 ····· 14
2.1.4 按阀套窗口的形状划分 ····· 15
2.1.5 按阀芯的凸肩数目划分 ····· 16
2.2 滑阀的静态特性 ····· 16
2.2.1 滑阀压力–流量方程的一般表达式 ····· 16
2.2.2 滑阀的静态特性曲线 ····· 18
2.2.3 滑阀的线性化分析和滑阀的系数 ····· 19
2.3 零开口四边滑阀的静态特性 ····· 20
2.3.1 理想零开口四边滑阀的静态特性 ····· 20
2.3.2 实际零开口四边滑阀的静态特性 ····· 22
2.4 正开口四边滑阀的静态特性 ····· 25
2.5 滑阀受力分析 ····· 27
2.5.1 作用在阀芯上的液动力 ····· 27
2.5.2 滑阀的驱动力 ····· 30
2.6 滑阀的功率输出及效率 ····· 31
2.7 滑阀的设计 ····· 32
2.7.1 结构形式的选择 ····· 32
2.7.2 主要参数的确定 ····· 33
2.8 喷嘴挡板阀 ····· 34
2.8.1 单喷嘴挡板阀的静态特性 ····· 34
2.8.2 双喷嘴挡板阀的静态特性 ····· 37
2.8.3 作用在挡板上的液流力 ····· 41
2.8.4 喷嘴挡板阀的设计 ····· 42
2.9 射流管阀 ····· 43
2.9.1 工作原理 ····· 44
2.9.2 射流管阀的静态特性 ····· 45
2.9.3 射流管阀的特点 ····· 47
2.10 偏转板射流阀 ····· 47
2.10.1 工作原理 ····· 47
2.10.2 偏转板射流阀的主要参数 ····· 48
2.10.3 偏转板射流阀的特点 ····· 49
思考题 ····· 50
习题 ····· 50
第 3 章 液压动力元件 ····· 51
3.1 四通滑阀控制液压缸 ····· 51
3.1.1 基本方程 ····· 52
3.1.2 方框图与传递函数 ····· 54

3.1.3 传递函数简化 ····· 56
3.1.4 频率响应分析 ····· 57
3.2 四通阀控液压马达 ····· 62
3.3 液压动力元件的负载匹配 ····· 64
3.3.1 负载特性 ····· 64
3.3.2 等效负载的计算 ····· 67
3.3.3 液压动力元件的输出特性 ····· 69
3.3.4 负载匹配 ····· 69
3.3.5 根据负载最佳匹配确定液压元件的参数 ····· 70
思考题 ····· 71
习题 ····· 71
第 4 章　机液伺服系统 ····· 73
4.1 机液位置伺服系统 ····· 74
4.1.1 系统方框图 ····· 74
4.1.2 系统稳定性分析 ····· 75
4.2 结构柔度对系统稳定性的影响 ····· 77
4.2.1 基本方程与传递函数 ····· 77
4.2.2 考虑结构柔度的系统稳定性 ····· 79
4.3 动压反馈装置 ····· 82
4.4 液压转矩放大器 ····· 87
4.4.1 结构原理 ····· 87
4.4.2 方框图及传递函数 ····· 88
4.4.3 液压转矩放大器稳定性计算举例 ····· 88
思考题 ····· 90
习题 ····· 90
第 5 章　电液控制阀 ····· 92
5.1 电液伺服阀的组成及分类 ····· 92
5.1.1 电液伺服阀的组成 ····· 92
5.1.2 电液伺服阀的分类 ····· 93
5.2 力矩马达 ····· 94
5.2.1 力矩马达的分类及要求 ····· 95
5.2.2 永磁动铁式力矩马达 ····· 95
5.2.3 永磁动圈式力马达 ····· 99
5.2.4 动铁式力矩马达和动圈式力马达的比较 ····· 100
5.3 力反馈两级电液伺服阀 ····· 100
5.3.1 工作原理 ····· 100
5.3.2 基本方程与方框图 ····· 101
5.3.3 力反馈伺服阀的稳定性分析 ····· 106

5.3.4　力反馈伺服阀的传递函数 ····· 109
5.3.5　力反馈伺服阀的频宽 ····· 110
5.3.6　力反馈伺服阀的静态特性 ····· 112
5.3.7　力反馈伺服阀的设计计算 ····· 112
5.4　电液伺服阀的特性及主要的性能指标 ····· 115
5.4.1　静态特性 ····· 115
5.4.2　动态特性 ····· 120
5.4.3　输入特性 ····· 120
5.5　高速开关电磁阀 ····· 121
5.5.1　高速开关电磁阀的结构及原理 ····· 122
5.5.2　高速开关电磁阀数学模型的建立 ····· 122
5.5.3　高速开关电磁阀的主要特性 ····· 124
思考题 ····· 126
习题 ····· 126
第 6 章　电液伺服系统 ····· 128
6.1　电液伺服系统的类型 ····· 128
6.1.1　模拟伺服系统 ····· 128
6.1.2　数字伺服系统 ····· 129
6.2　电液位置伺服系统 ····· 129
6.2.1　系统的组成及其传递函数 ····· 129
6.2.2　系统的稳定性分析 ····· 132
6.2.3　系统的响应特性分析 ····· 133
6.2.4　系统的稳态误差分析 ····· 137
6.2.5　计算举例 ····· 140
6.3　电液伺服系统的校正 ····· 141
6.3.1　滞后校正 ····· 141
6.3.2　速度与加速度反馈校正 ····· 144
6.3.3　压力反馈和动压反馈校正 ····· 145
6.4　电液力控制系统 ····· 147
6.4.1　系统组成及工作原理 ····· 147
6.4.2　基本方程与开环传递函数 ····· 148
6.4.3　系统特性分析 ····· 151
思考题 ····· 152
习题 ····· 152
第 7 章　航空发动机液压执行机构 ····· 154
7.1　液压油缸 ····· 154
7.2　燃油流量控制 ····· 155
7.2.1　主燃油计量装置的组成和功能 ····· 155

7.2.2　定压差控制式……156
7.2.3　定压控制式……157
7.2.4　加力燃油流量控制……158
7.3　喷口调节机构……159
7.4　导叶控制机构……160
7.5　电液伺服作动器……161
7.5.1　概述……161
7.5.2　基本原理……162
7.5.3　尚存的不足……164
7.5.4　其他类型作动器与电静液作动器比较……164
思考题……165
第 8 章　典型液压执行机构的计算机仿真……166
8.1　软件仿真技术简介……166
8.1.1　概述……166
8.1.2　MATLAB/Simulink 仿真软件……166
8.1.3　AMESim 仿真软件……167
8.2　MATLAB/Simulink 建模与仿真……167
8.2.1　滑阀静态特性仿真……167
8.2.2　高速开关阀特性……169
8.2.3　阀控缸响应特性……170
8.2.4　电液位置控制系统校正装置设计……171
8.2.5　泵控马达速度控制系统……174
8.3　AMESim 建模与仿真……180
8.3.1　等压差阀和定压阀……180
8.3.2　燃油计量装置……182
思考题……186
习题……186
参考文献……187



第1章 绪 论

1.1 液压伺服控制系统的工作原理及组成

1.1.1 液压伺服控制系统的工作原理

液压伺服控制系统是以液压动力元件作驱动装置所组成的反馈控制系统。在这种系统中，输出量 (位移、速度、力等) 能够自动地、快速而准确地复现输入量的变化规律。与此同时，还对输入信号进行功率放大，因此也是一个功率放大装置。

图 1-1 是一个简单的液压伺服控制系统原理图。以此为例说明液压伺服控制的工作原理。图中，液压泵 4 是系统的能源，它以恒定的压力向系统供油，供油压力由溢流阀 3 调定。液压动力元件由四边滑阀 1 和液压缸 2 组成。滑阀是转换放大元件，它将输入的机械信号 (阀芯位移) 转换成液压信号 (流量、压力) 输出，并加以功率放大。液压缸是执行元件，输入是压力油的流量，输出是运动速度 (或位移)。滑阀阀体与液压缸缸体刚性连接在一起，构成反馈回路。因此，这是个闭环控制系统。

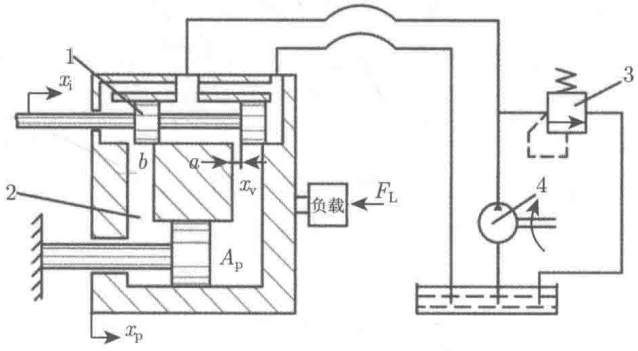


图 1-1 液压伺服控制系统原理图

1. 滑阀; 2. 液压缸; 3. 溢流阀; 4. 液压泵

当滑阀阀芯处于阀套中间位置时，阀的四个窗口均关闭 (阀芯凸肩宽度与阀套窗口宽度

相等)，阀没有流量输出，液压缸不动。如果给阀芯一个输入位移，如向右移动，则窗口 a、b 便有一个相应的开口量 $x_v = x_i$，压力油经窗口 a 进入液压缸右腔，推动缸体右移，液压缸左腔油液经窗口 b 回油。在缸体右移的同时，带动阀体也右移，使阀的开口量减小，即 $x_v = x_i - x_p$。当缸体位移 x_p 等于阀芯位移 x_i 时，阀的开口量 x_v=0，阀的输出流量为零，液压缸停止运动，处在一个新的平衡位置上，从而完成了液压缸输出位移对阀芯输入位移的跟随运动。如果阀芯反向运动，那么液压缸也反向跟随运动。

在这个系统中，输出位移之所以能自动地、快速而准确地复现输入位移的变化，是因为阀体与液压缸缸体刚性连接在一起，构成了负反馈闭环控制系统。在控制过程中，液压缸的输出位移能够连续不断地反馈到阀体上，与滑阀阀芯的输入位移相比较，得出两者之间的位置偏差，这个位置偏差就是滑阀的开口量。滑阀有开口量就有压力油输出到液压缸，驱动液压缸运动，使阀的开口量 (偏差) 减小，直到输出位移与输入位移一致为止。可以看出，这个系统是靠偏差工作的，即以偏差来消除偏差，这就是反馈控制的原理。系统的工作原理可以用图 1-2 所示的方框图表示。

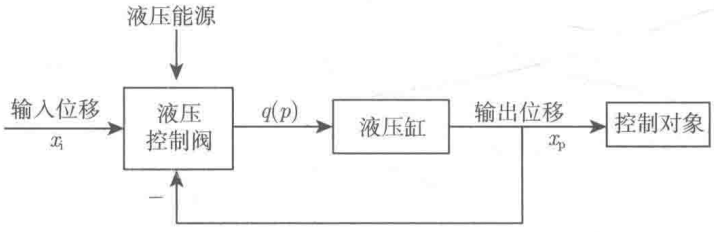


图 1-2　系统工作原理方框图

该系统中，移动滑阀阀芯所需要的信号功率很小，系统的输出功率却可以达到很大，因此这是个功率放大装置。功率放大所需的能量是由液压能源供给的，供给能量的控制是根据伺服系统偏差的大小自动进行的。因此，液压伺服系统也是一个控制液压能源输出的装置。

图 1-1 所示的系统，其输出量是位移，因此称为位置伺服控制系统。在该系统中，输入信号和反馈信号均由机械构件实现，所以也称机械液压伺服系统。液压控制元件为滑阀，靠节流原理工作，也称节流式或阀控式液压伺服系统。

图 1-3 是泵控式电液速度控制系统的原理图。该系统的液压动力元件由变量泵和液压马达组成，变量泵既是液压能源又是液压控制元件。由于操纵变量机构所需的力较大，通常采用一个小功率的液压放大装置作为变量控制机构。图 1-3 所示系统采用阀控式电液位置伺服机构作为泵的变量控制机构。液压马达的控制速度由测速发电机检测，转换为反馈电压信号 U_f，与输入指令电压信号 U_r 相比较，得出偏差电压信号 $U_e = U_r - U_f$ 作为变量控制机构的输入信号。

当速度指令为 U_{r0} 时，负载以某个给定的转速 ω_0 工作，测速机输出反馈电压 U_{f0}，则偏差电压 $U_{e0} = U_{r0} - U_{f0}$，这个偏差电压对应于一定的液压缸位置，从而对应于一定的泵流量输出，此流量为保持负载转速为 ω_0 所需的流量。可见偏差电压 U_{e0} 是保持工作速度为 ω_0 所需要的，因此这是个有差系统 (内部控制回路闭合)。如果负载变化或其他原因引起转速发生变化，则 $U_f \neq U_{f0}$。假如 $\omega > \omega_0$，则 $U_f > U_{f0}$，此时，$U_e = U_{r0} - U_f < U_{e0}$，使液压缸输出

位移减小，于是泵输出流量减小，液压马达转速便自动下调至给定值。反之，如果转速下降，则 $U_f < U_{f0}$，因而 $U_e > U_{e0}$，使液压缸输出位移增大，于是泵输出流量增大，液压马达转速便自动回升至给定值。可见，在速度指令一定时，液压马达转速可保持恒定，不受负载变化等影响。如果速度指令变化，则液压马达转速也相应变化。系统的工作原理方框图见图 1-4。

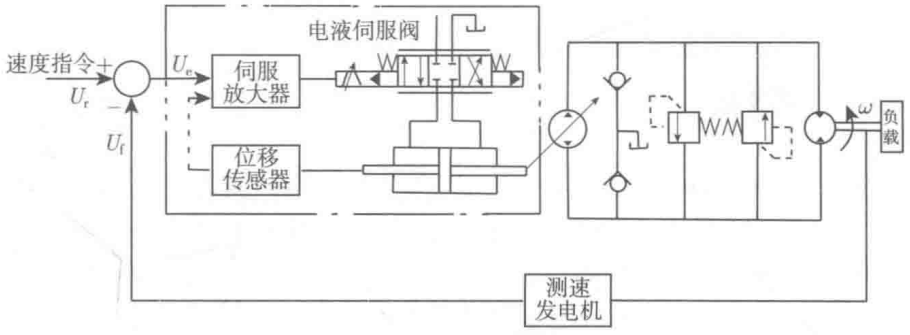


图 1-3　泵控式电液速度控制系统原理图

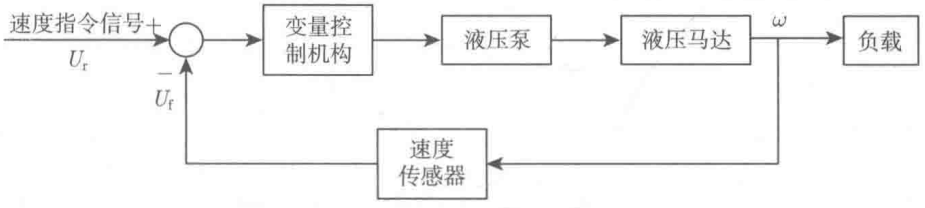


图 1-4　泵控式电液速度控制系统工作原理方框图

在这个系统中，内部控制回路 (图 1-3 中的双点划线) 可以闭合也可以不闭合。当内部控制回路闭合时，消除了液压泵变量液压缸的积分作用，使前置级不再带有积分环节，整个系统成为 O 型系统。当内部控制回路不闭合时，整个系统是 I 型系统。

图 1-4 所示系统，在内部控制回路闭合的情况下，将速度指令变为位置指令，测速机改为位置传感器，就成为泵控式电液位置伺服系统。

1.1.2　液压伺服控制系统的组成

液压伺服控制系统由以下一些基本元件组成。

输入元件。输入元件也称指令元件，它给出输入信号 (指令信号) 加于系统的输入端。该元件可以是机械的、电气的、气动的等，如靠模、指令电位器或计算机等。

反馈测量元件。反馈测量元件测量系统的输出并转换为反馈信号。这类元件也是多种形式的。各种传感器常作为反馈测量元件。

比较元件。比较元件将反馈信号与输入信号进行比较，给出偏差信号。

放大转换元件。放大转换元件将偏差信号放大、转换成液压信号 (流量或压力)，如伺服放大器、机液伺服阀、电液伺服阀等。

执行元件。执行元件产生调节动作加于控制对象上，实现调节任务，如液压缸和液压马达等。

控制对象。控制对象是指被控制的机器设备或物体，即负载。

此外，还可能有各种校正装置，以及不包含在控制回路内的液压能源装置。

1.2　液压伺服控制的分类

液压伺服控制系统可按不同的原则分类，每一种分类的方法都代表系统一定的特点。

1.2.1　按系统输入信号的变化规律分类

液压伺服控制系统按输入信号的变化规律不同可分为：定值控制系统、程序控制系统和伺服控制系统。

当系统输入信号为定值时，称为定值控制系统。对定值控制系统，基本任务是提高系统的抗干扰性，将系统的实际输出量保持在希望值上。当系统的输入信号按预先给定的规律变化时，称为程序控制系统。伺服系统也称随动系统，其输入信号是时间的未知函数，而输出量能够准确、快速地复现输入量的变化规律。对伺服系统来说，能否获得快速响应往往是它的主要问题。

1.2.2　按被控物理量的名称分类

按被控物理量的名称不同可分为：位置伺服控制系统、速度伺服控制系统、力控制系统和其他物理量的控制系统。

1.2.3　按液压动力元件的控制方式或液压控制元件的形式分类

按液压动力元件的控制方式或液压控制元件的形式不同可分为：节流式控制 (阀控式) 系统和容积式控制 (变量泵控制或变量马达控制) 系统。其中，阀控系统又可分为阀控液压缸系统和阀控液压马达系统两种；容积式控制系统又可分为伺服变量泵系统和伺服变量马达系统两种。

阀控系统的优点是响应速度快、控制精度高、结构简单；缺点是效率低。其由于性能优越而得到广泛的应用，特别是在快速、高精度的中小功率伺服系统中应用很广。泵控伺服系统的优点是效率高，缺点是响应速度较慢、结构复杂。另外，操纵变量机构所需的力较大，需要专门的操纵机构。通常采用一套小型的伺服机构 (图 1-3)，其功率为主回路功率的 2%～10%，还常需要单独的能源，造成系统复杂化。泵控系统适用于大功率而对响应速度要求不高的场合。

阀控系统根据液压能源的形式不同又可分为恒压伺服系统和恒流伺服系统。在恒压伺服系统中，液压能源以恒定的压力向系统供油；在恒流伺服系统中，液压能源以恒定的流量向系统供油。恒流伺服系统结构简单、价格低廉、效率相对较高，但阀的线性度差。一般恒流伺服系统的性能不如恒压伺服系统，所以恒压伺服系统用得比较多，而恒流伺服系统只用在对系统性能要求不高的场合。

1.3　液压伺服控制的优缺点

液压伺服控制具有很多的优点，因而获得广泛的应用。但也存在一些缺点，这些缺点限制了它的应用。

1.3.1 液压伺服控制的优点

液压伺服控制系统与其他类型的伺服控制系统相比，具有以下的优点：

(1) 液压元件的功率–质量比和力矩–惯量比 (或力–质量比) 大。液压元件可以组成结构紧凑、体积小、质量轻、加速性好的伺服系统。对于中、大功率的伺服控制系统，这一优点尤为突出。

为了说明这一点，现将液压元件与电气元件作一比较。电气元件的最小尺寸取决于最大的有效磁通密度和功率损耗所产生的发热量 (与电流密度有关)。最大有效磁通密度受磁性材料的磁饱和限制，而热量散发又比较困难，因此电气元件的结构尺寸比较大，功率–质量比和力矩–惯量比小。液压元件功率损耗所产生的热量可由油液带到散热器去散发，它的尺寸主要取决于最大工作压力，由于最大工作压力可以很高 (目前可达 45MPa)，所以液压元件的体积小、重量轻，而输出力或力矩却很大，使功率–质量比和力矩–惯量比 (或力–质量比) 大。一般液压泵的质量只是同功率电动机质量的 10%～20%，尺寸为后者的 12%～13%。液压马达的功率–质量比一般为相当容量电动机的 10 倍，而力矩–惯量比为电动机的 10～20 倍。

(2) 液压动力元件快速性好，系统响应快。由于液压动力元件的力矩–惯量比 (或力–质量比) 大，所以其加速能力强，能高速起动、制动与反向。例如，加速中等功率的电动机需一至几秒，而加速同功率的液压马达的时间只需电动机的 1/10 左右。

由于液压系统中油液的体积弹性模量很大，由油液压缩性形成的液压弹簧刚度很大，而液压动力元件的惯量又比较小，所以由液压弹簧刚度和负载惯量耦合成的液压固有频率很高，故系统的响应速度快。具有与液压系统相同压力和负载的气动系统，其响应速度只有液压系统的 1/50。

(3) 液压伺服控制系统抗负载的刚度大。液压伺服控制系统输出位移受负载变化的影响小，定位准确，控制精度高。由于液压固有频率高，允许液压伺服控制系统特别是电液伺服控制系统有较大的开环放大系数，因此可以获得较高的精度和响应速度。另外，由于液压系统中油液的压缩性很小，同时泄漏也很少，故液压动力元件的速度刚度大，组成闭环系统时其位置刚度也大。电动机的开环速度刚度约为液压马达的 1/5，电动机的位置刚度接近于零。因此，电动机只能用来组成闭环位置控制系统，而液压马达 (或液压缸) 却可以用来进行开环位置控制，当然闭环液压位置控制系统的刚度比开环时要高得多。气动系统由于气体可压缩性的影响，其刚度只有液压系统的 1/400。

综上所述，液压伺服控制系统体积小、重量轻、控制精度高、响应速度快。这些优点对伺服控制系统来说是极其重要的。除此之外，还有一些优点：液压元件的润滑性好、寿命长；调速范围宽、低速稳定性好；借助油管动力传输比较方便；借助蓄能器，能量储存比较方便；液压执行元件有直线位移式和旋转式两种，增加它的适应性；过载保护容易；解决系统温升问题比较方便等。

1.3.2 液压伺服控制的缺点

(1) 液压元件，特别是精密的液压控制元件 (如电液伺服阀) 抗污染能力差，对工作油液的清洁度要求高，污染的油液会使阀磨损而降低其性能，甚至使其被堵塞而不能正常工作。