

液压伺服系统优化设计理论

刘长年 著

冶金工业出版社

内 容 简 介

本书系统地介绍了由作者提出的一种液压伺服系统优化设计理论。全书包括十四章和三个附录。第一章介绍了现代液压伺服系统的特点、分类和液压伺服系统优化设计理论的概念及其主要内容；第二章介绍了液压动力机构的优化设计及频宽极限的计算方法；第三章介绍了液压伺服系统的系统参数优化方法；第四章介绍了电液伺服系统中的结构不变性原理；第五章介绍了电液伺服阀的优化设计；第六章介绍了非对称液压缸的建模与优化；第七章和第八章分别介绍了电液位置伺服系统和电液速度伺服系统的优化设计；第九章至第十一章分别介绍了电液施力伺服系统的概论、多余力产生的机理和消除方法、以及施力机构和系统的建模与优化设计等内容；第十二章至第十四章分别介绍了机液位置、机液速度和机液施力伺服系统的优化设计；附录 A、B、C 分别介绍了高压大流量大容腔压力跟踪系统的设计、拖拉机液压提升器的分析与设计、以及拖拉机力系统的物理仿真等内容。全书给出 44 个设计实例，可供读者在阅读本书和进行设计时参考。

本书可作为从事控制工程和机械工程，特别是流体控制、液压传动以及机械制造等方面工作的工程技术人员、大专院校有关专业的教师、研究生和高年级学生的参考书；也可作为研究生和本科生的选修课教材。

液 压 伺 服 系 统 优 化 设 计 理 论

OPTIMIZED DESIGN THEORY OF HYDRAULIC SERVO SYSTEM

刘长年 著

责任编辑 葛志祺

*

冶金工业出版社出版发行

(北京北河沿大街高碑院北巷39号)

新华书店总店科技发行所经销

冶金工业出版社印刷厂印刷

*

787×1092 1/16 印张 31 字数 726 千字

1989年8月第一版 1989年8月第一次印刷

印数00,001~2,000册

ISBN 7 5024 0128 8

TP·6 定价19.30元

SYNOPSIS

A optimization design theory of hydraulic servo system presented by the author is introduced systematically in this book. It consists of fourteen chapters and three appendices. The first chapter presents the characteristics, classification of the modern hydraulic servo systems, and the concepts, main contents of the optimization design theory of hydraulic servo system, the second chapter presents the optimization design of hydraulic power mechanism and the calculating methods of frequency bandwidth limit, the third chapter presents the optimization methods of system parameters of hydraulic servo system, the fourth chapter presents the structure invariance principle in electrohydraulic servo systems, the fifth chapter presents the optimization design of electro-hydraulic servo valve, the sixth chapter presents the model set-up and optimization of unsymmetrical hydraulic oil cylinder, the seventh and eighth chapters introduce the optimization design of electro-hydraulic position and velocity servo systems respectively, the ninth to eleventh chapters introduce the overview of electro-hydraulic loading servo system, the formation mechanism of extraneous force and its eliminating methods, model set-up and optimization of loading mechanism and system, etc., respectively, the twelfth to fourteenth chapters introduce the optimization design of mechano hydraulic position, velocity and loading servo systems, respectively, appendices A, B, C introduce the design of pressure follow-up system with high pressure, large flow and large volume, analysis and design of tractor hydraulic lifter, and the physical simulation of tractor force system, etc.... The characteristics of this book are that the subjects are new and original, the contents are easy to understand, the equal attention is paid to the theory and practice. Forty four design examples are given in the whole book, which provide references for readers who read them and design a concrete system.

This book may be used as a reference book for the engineering and technical workers who work at the fields of control engineering, mechanical engineering, especially at the field fluid control, hydrostatic transmission, and machine manufacture, teachers, graduate students and senior undergraduates who study the relevant specialities in universities and colleges, and can also be choiced as the textbook for the elective courses of graduate students and undergraduates.

序

近年来作者从事液压伺服系统优化设计理论的研究工作，先后发表了30余篇学术论文^[10~43]，分别刊登在《中国科学》（中、英文）、《自动化学报》以及日本的《油压技术》等12种刊物上。由于这些论文均来自于科研实际，并且用它们可以解决过去难于解决的问题，因此引起了国内外液压界同行们的兴趣。不少读者来信反应这些论文难以收齐，而且系统地掌握它们也比较困难，希望能将这些论文整理、写出一本专著。考虑到目前国内出版的同类书籍虽然也引用了作者的研究成果^[44, 59~61]，但都限于局部内容。为了能将这些成果系统地介绍给读者，以期在我国的四化建设中起到一点作用，作者才决定写这本书。由于这些论文涉及到液压控制的很多方面，而且叙述方式、名词、符号也多不相同，要想整理出一个体系，并且写成一本通俗易懂的专门性著作是相当困难的。作者从83年到85年花去了三年的业余时间才算完成此书。在此期间得到了许多液压界朋友和出版社的大力支持，因此本书的出版应该首先感谢他们的帮助。

本书是按照设计一个快速高精度并且耗能最小的液压伺服系统所需要的理论、方法和设计顺序来安排全书内容的。全书包括十四章和三个附录。第一章概括地介绍了现代液压伺服系统的特点、分类、优化设计理论的概念和其主要内容；第二章详细地介绍了液压动力机构的优化设计及考虑液容效应和泄漏影响的极限幅频特性的计算方法；第三章介绍了保持型、正弦型和跟踪型三类液压伺服系统的系统参数优化方法；第四章介绍了能够同时消除负载影响、外干扰和交连影响的电液伺服系统中的结构不变性原理；第五章讨论了一种提高电液伺服阀频带宽度的优化设计方法；第六章系统地介绍了非对称伺服液压缸的建模与优化，并且详细地研究了这种液压缸的动静态特性；第七章和第八章分别介绍了电液位置系统和电液速度系统的优化设计；第九章介绍了电液施力系统的定义、分类、特点、多余力产生的机理和消除方法，以及施力机构的建模等内容；第十章介绍了施力机构的优化设计和系统极幅频特性的计算方法；第十一章介绍了电液施力系统的优化设计；第十二章到第十四章依次讨论了机液位置系统、机液速度系统和机液施力系统的优化设计；附录A、B、C分别介绍了高压大流量大容腔压力跟踪系统的设计、拖拉机液压提升器的分析与设计以及拖拉机力调节系统的物理仿真等内容。

本书在编写过程中注意到下列特点：

1) 实用性。全书的内容都是从工程实践中提炼出来的,经过必要的数学处理之后又应用到实践中去,因而具有实用价值。书中在每种理论和方法之后都附有相应的实例,可供读者阅读本书和开展实际设计时参考。

2) 严格性。本书介绍的理论都经过了严格的数学证明。

3) 完整性与系统性。本书虽取材于作者的论文,但决不是一本论文集。它是按照设计各种液压伺服系统所必需的理论、方法和由浅入深的顺序来安排全书内容的。对于一些液压伺服系统的基本知识,如对称液压缸、液压马达和液压放大器等部分虽未列入本书的讨论范围,但都给出了必要的结果。因此本书基本上构成了一个较为完整的体系。

4) 通俗性。为了便于读者理解和掌握全书的内容,书中所用到的数学、控制理论、电子学和流体力学等基础知识都没有超出工科大学生的所学范围。具有中专程度的工程技术人员,经过努力也能看懂本书的大部分内容。

最后应该说明,本书的数学证明、章节安排和文字修饰得到了北京航空学院陈哲副教授的大力帮助,在此致以谢意。

由于作者的水平所限,书中的不妥之处恐难避免,甚望读者给予指正。

刘长年

一九八七年三月于北京

目 录

第一章 引论	1
1.1 现代液压伺服系统的特点	1
1.2 液压伺服系统的分类	2
1.3 液压伺服系统优化设计概述	3
1.4 液压伺服系统优化设计理论的主要内容	4
第二章 液压动力机构的优化设计及系统频宽极限的计算方法	8
2.1 负载轨迹及其方程	8
2.1.1 负载种类	8
2.1.2 典型的负载轨迹方程及其负载轨迹	8
2.2 阀控动力机构优化设计方法之一——经典解析法	12
2.2.1 以耗能最小为指标的优化设计概念	12
2.2.2 求取最佳匹配参数的解析方法	13
2.3 阀控动力机构优化设计方法之二—— $P-Q$ 计算尺法	16
2.3.1 $P-Q$ 计算尺的基本原理	16
2.3.2 $P-Q$ 计算尺的使用方法	20
2.4 阀控动力机构优化设计方法之三——考虑液容效应及泄漏的 $P-Q$ 计算尺法	27
2.4.1 建立负载轨迹方程	27
2.4.2 动力机构的优化设计	28
2.5 系统极限幅频特性的计算方法	34
2.6 动力机构优化设计的意义	36
2.6.1 系统消耗功率最小	36
2.6.2 效率最高	37
2.6.3 频带最宽	37
2.7 频宽与 A 和 Q_M 的关系	42
2.8 阀控动力机构优化设计方法之四——全局优化法	45
2.8.1 $f=0$ 的阀控动力机构的优化设计	45
2.8.2 $f=常数$ 的阀控动力机构的优化设计	47
2.9 泵控液压马达式动力机构的优化设计	49
第三章 电液伺服系统的系统参数优化方法	52
3.1 保持型电液伺服系统的系统参数优化方法	52
3.1.1 标准数学模型及其优化曲线	52
3.1.2 非标准数学模型及其与标准数学模型的关系	55
3.1.3 系统参数的优化方法	57
3.2 正弦型电液伺服系统的系统参数优化方法	66

3·2·1	优化数学模型的建立	66
3·2·2	校正装置的设计	68
3·2·3	振幅保持系统	70
3·2·4	系统参数优化设计举例	72
3·3	伺服系统跟踪问题的研究 (动态消差法)	78
3·3·1	伺服系统跟踪给定函数的实质和条件	78
3·3·2	实现高阶无静差度的两种方法	81
3·3·3	消除静差的新方法——动态消差法	82
3·4	跟踪型电液伺服系统的系统参数优化方法	92
3·4·1	建立优化数学模型	92
3·4·2	2型伺服系统的系统参数优化方法	98
第四章	电液伺服系统中的结构不变性原理	105
4·1	结构不变性原理的基本概念	105
4·2	电液位置伺服系统的结构不变性问题	108
4·2·1	单变量位置伺服系统	108
4·2·2	多变量位置伺服系统	112
4·3	电液速度伺服系统的结构不变性问题	116
4·4	电液施力伺服系统的结构不变性问题	118
4·4·1	内力扰动型施力系统	118
4·4·2	位置扰动型施力系统	121
4·4·3	外力扰动型施力系统	123
4·5	关于按结构不变性原理补偿液压伺服系统的近似性问题	126
第五章	电液伺服阀的优化设计	128
5·1	伺服阀的优化数学模型	128
5·2	伺服阀的传递函数	131
5·2·1	伺服阀的传递函数	131
5·2·2	衔铁传递函数的简化计算	134
5·2·3	反馈回路的处理方法	137
5·2·4	伺服阀简化后的传递函数及其与优化数学模型的关系	137
5·3	伺服阀的优化设计	139
5·3·1	双喷嘴挡板阀的最佳流量选择方法	139
5·3·2	伺服阀优化设计步骤	146
5·3·3	设计举例	149
5·3·4	结论	153
第六章	非对称动力机构的建模与优化	155
6·1	非对称动力机构的建模与优化 (方法一)	155
6·1·1	伺服阀的负载压力-流量特性	155
6·1·2	建立非对称液压缸的数学模型	158
6·1·3	附加干扰力对系统的影响	160

6.1.4	系统的静差	161
6.1.5	伺服阀的零位系数	163
6.1.6	忽略液容效应时非对称动力机构的优化设计	164
6.1.7	实验	168
6.2	非对称动力机构的建模与优化 (方法二)	172
6.2.1	伺服阀的负载流量方程	173
6.2.2	建立非对称动力机构的数学模型	174
6.2.3	系统静差	176
6.2.4	忽略液容效应时非对称动力机构的优化设计	176
6.2.5	考虑液容效应时非对称动力机构的优化设计	178
6.2.6	非对称液压缸的耗功问题	180
第七章	电液位置伺服系统的优化设计	183
7.1	阀控液压缸式位置系统	183
7.1.1	设计步骤	183
7.1.2	设计举例	188
7.2	阀控液压马达式位置系统 (转动式)	195
7.2.1	阀控液压马达式位置系统的基本工作原理	195
7.2.2	设计举例	196
7.3	阀控液压马达式位置系统 (直动式)	201
第八章	电液速度伺服系统的优化设计	204
8.1	阀控液压缸式速度系统	204
8.2	阀控液压马达式速度系统	207
8.3	第一类泵控液压马达式速度系统	213
8.4	第二类泵控液压马达式速度系统	217
8.5	第三类泵控液压马达式速度系统	225
第九章	电液施力伺服系统的分析	229
9.1	电液施力伺服系统概论	229
9.1.1	引言	229
9.1.2	施力系统的定义	231
9.1.3	施力系统的结构组成	238
9.1.4	施力系统的分类	239
9.1.5	施力系统的特点	242
9.1.6	施力系统的品质指标	244
9.2	电液施力系统中的多余力	245
9.2.1	多余力的定义、度量方法和产生原因	246
9.2.2	伺服阀全局负载曲线的概念	246
9.2.3	四种伺服阀的全局负载曲线	248
9.2.4	多余力形成过程及其与伺服阀的关系	258
9.2.5	消除多余力的方法	268

9.3 建立施力机构的数学模型	270
9.3.1 内力扰动型施力机构的数学模型	270
9.3.2 位置扰动型施力机构的数学模型	272
9.3.3 外力扰动型施力机构的数学模型	273
9.3.4 无扰动型施力机构的数学模型	274
9.3.5 一种求取三阶特征方程式根的方法	274
9.3.6 内力扰动型非对称施力机构的数学模型	278
9.3.7 位置扰动型非对称施力机构的数学模型	282
第十章 施力机构的优化设计和系统频宽极限的计算方法	283
10.1 忽略液容效应时对称施力机构的优化设计	283
10.1.1 内力扰动型施力机构	283
10.1.2 位置扰动型施力机构	286
10.1.3 外力扰动型施力机构	287
10.1.4 无扰动型施力机构	288
10.2 忽略液容效应时非对称施力机构的优化设计	288
10.2.1 内力扰动型施力机构	288
10.2.2 位置扰动型施力机构	293
10.3 考虑液容效应时对称施力机构的优化设计	294
10.3.1 内力扰动型施力机构	294
10.3.2 位置扰动型施力机构	298
10.3.3 外力扰动型施力机构	299
10.3.4 无扰动型施力机构	299
10.4 考虑液容效应时非对称施力机构的优化设计	300
10.4.1 内力扰动型施力机构	300
10.4.2 位置扰动型施力机构	305
10.5 忽略液容效应时跟踪型对称施力机构的优化设计	308
10.5.1 内力扰动型施力机构	309
10.5.2 位置扰动型施力机构	310
10.5.3 求取最大行程的计算公式	311
10.6 忽略液容效应时跟踪型非对称施力机构的优化设计	311
10.6.1 内力扰动型施力机构	311
10.6.2 位置扰动型施力机构	311
10.7 考虑液容效应时跟踪型对称施力机构的优化设计	312
10.7.1 内力扰动型施力机构	312
10.7.2 位置扰动型施力机构	313
10.8 考虑液容效应时跟踪型非对称施力机构的优化设计	314
10.8.1 内力扰动型施力机构	314
10.8.2 位置扰动型施力机构	315
10.9 施力系统极限幅频特性的计算方法	316

10·9·1 内力扰动型施力系统.....	316
10·9·2 位置扰动型施力系统.....	318
10·9·3 外力扰动型施力系统.....	320
10·9·4 无扰动型施力系统.....	321
10·9·5 Q_M 及 A 对 极限幅频特性的影响	321
第十一章 电液施力伺服系统的优化设计	326
11·1 内力扰动型施力系统的优化设计.....	326
11·1·1 频域中的设计方法	326
11·1·2 优化设计方法	338
11·2 位置扰动型施力系统的优化设计.....	341
11·2·1 施力机构的优化设计.....	341
11·2·2 极限幅频特性的计算.....	342
11·2·3 结构不变性系统的设计.....	342
11·2·4 选取优化数学模型及优化参数	342
第十二章 机液位置伺服系统的优化设计	351
12·1 机液位置伺服系统的基本原理.....	351
12·2 机液位置伺服系统的分析.....	354
12·2·1 机液位置系统的特点.....	354
12·2·2 机液位置系统的分析.....	356
12·3 机液位置伺服系统的设计.....	361
12·3·1 根据系统频宽和外干扰选择动力机构的最佳匹配参数	361
12·3·2 根据系统的负载特性及其输出的最大速度选择动力机构的最佳匹配参数	361
12·3·3 确定系统的其它参数.....	363
12·3·4 系统的设计步骤	364
第十三章 机液速度伺服系统的优化设计	371
13·1 机液速度伺服系统的基本原理.....	371
13·1·1 带有硬反馈的机液速度系统的工作原理.....	371
13·1·2 带有软反馈的机液速度系统的工作原理.....	372
13·2 对机液速度伺服系统的分析.....	374
13·2·1 带有硬反馈的机液速度系统的分析	374
13·2·2 带有软反馈的机液速度系统的分析	376
13·3 机液速度伺服系统的优化设计.....	382
13·3·1 带有硬反馈的机液速度系统的优化设计.....	382
13·3·2 带有软反馈的机液速度系统的优化设计.....	388
第十四章 机液施力伺服系统的优化设计	400
14·1 机液施力伺服系统的基本原理.....	400
14·1·1 机液负载模拟器的基本原理	400
14·1·2 拖拉机牵引阻力调节系统的基本原理	401
14·2 机液施力伺服系统的分析.....	402

14·2·1 机液负载模拟器的系统分析	402
14·2·2 拖拉机牵引阻力调节系统的分析	408
14·3 机液施力伺服系统的优化设计	411
14·3·1 机液负载模拟器的设计	411
14·3·2 拖拉机牵引阻力调节系统的设计	417
附录A 关于高压大流量大容腔跟踪型压力控制系统的研究	428
A·1 绪言	428
A·2 压力控制系统的基本原理	428
A·3 建立伺服增压器的数学模型	430
A·3·1 锥形阀关闭的工作状态	430
A·3·2 锥形阀打开的工作状态	431
A·4 液压动力机构的优化设计	432
A·4·1 增压器的优化设计	432
A·4·2 电液伺服阀的选择和计算	435
A·4·3 求取动力机构的数学模型	436
A·4·4 油源的设计	437
A·5 系统设计与实验	437
A·5·1 给定指标	437
A·5·2 系统的校正方案	437
附录B 关于拖拉机液压提升器的分析与设计	443
B·1 绪言	443
B·2 拖拉机位置控制系统的基本原理	443
B·3 拖拉机位置控制系统的分析	444
B·4 拖拉机位置控制系统的设计	447
B·4·1 求取动力机构的最佳匹配参数	447
B·4·2 求取其它参数	448
B·4·3 系统的设计步骤	449
B·5 拖拉机力-位控制系统参数之间的关系	451
B·6 拖拉机液压提升器的设计	452
附录C 拖拉机力调节系统的物理仿真	454
C·1 绪言	454
C·2 基本原理	454
C·3 力模拟器的设计	456
C·3·1 力模拟器的设计要点	456
C·3·2 确定力模拟器的设计指标	457
C·3·3 设计力模拟器的施力机构	458
C·3·4 极限幅频特性的计算	461
C·3·5 求取施力机构的数学模型	464
C·3·6 力模拟器的系统设计	467

C·3·7 利用TL-1型专用机实现控制功能	470
C·4 力模拟器的调试.....	470
C·5 力系统的动态测试.....	471
C·5·1 阶跃过渡过程试验	471
C·5·2 消扰试验	471
参考文献.....	473

第一章 引 论

1.1 现代液压伺服系统的特点

液压伺服系统的产生和发展已经有30年的历史。由于这种系统具有一系列的优点，因此被广泛地应用于各工业部门。随着科学技术的发展，对液压伺服系统的要求也越来越高。现代液压伺服系统应该具有下列特点：

1) 具有很高的静态精度和快速性。现代的液压伺服系统要求有很高的静态精度和快速性，例如机床位置控制系统要求静差为 $1 \times 10^{-6} \text{m}$ 。若切削力为 $1 \times 10^4 \text{N}$ ，流量-压力系数为 $8.3 \times 10^{-12} \text{m}^5/\text{N}\cdot\text{s}$ ，液压缸活塞有效面积为 $2.75 \times 10^{-3} \text{m}^2$ ，则系统的开环增益要达到 1.1×10^4 。要获得这样高的增益，如果使用频率法就很难设计出满意的系统。此外，现代的快速液压伺服系统要求具有100Hz以上的频带宽度，然而动力机构的液压固有频率常常接近这个数值。过去认为系统的频宽仅是液压固有频率的0.2~0.4倍，因此系统的频宽将无法满足给定的要求。

2) 具有强大的抗干扰能力。随着液压伺服系统精度和快速性的大大提高，很多干扰必然会增加，尤其是电液施力系统，其多余力干扰的量值往往大于被调量的最大值，而且变化快。为了保证现代液压伺服系统的高精度要求，必须设法消除这些干扰。然而这样大的和变化快的干扰用以前的简单的闭环控制系统是无法消除的。

3) 具有点点跟踪任意非直线型函数曲线的能力。有些液压伺服系统要求其被调量点点跟踪某一非直线型函数曲线，例如函数负载模拟器、压力跟踪系统和机器人的位置控制系统等。研究表明，跟踪的必要条件是系统无静差。然而，除典型的抛物线之外，任意曲线若将其展成代数项级数^[1]，其最高次幂都将大于3，因而要求系统至少应是4型的。显然这是不可能的，因为这时系统的稳定性和动态品质都将无法保证。另外，按照什么样的指标来设计系统，才能恰到好处地满足跟踪要求，也是个没有解决的问题。因此利用原有的设计方法很难设计这类系统。

4) 具有耗功最小的特点。可以证明，随着系统快速性的提高，所消耗的功率也将大大增加。例如，如果系统的频宽提高一倍，则执行机构的速度也将增加一倍。若是惯性负载，则活塞面积或马达的排量将增大四倍，因而流量将增大八倍。可见，在满足要求的前提下节省能源是现代液压伺服系统的重要设计原则。这一重要问题只有当负载轨迹为简单的几何形状时，利用已有的方法才能解决；而当负载轨迹为任意几何形状时却找不到有效的解决办法，尤其当考虑了液容效应和泄漏之后。

此外，系统的快速性及效率与动力机构参数的关系，以及系统频宽极限的求法等一系列重要问题也都没有解决。事实证明，动力机构的参数一旦选定后，系统的响应极限即随之确定。如果找不到这种极限，企图通过最佳的系统参数设计方法设计出频宽大于极限值的系统，必将是徒劳的。

通过以上的讨论不难看出，利用以往的频率法来设计现代的液压伺服系统是很难满足

要求的。因为三阶以上的系统，其开环频率特性与闭环系统动态指标之间很难找到简单的函数关系，也即无法根据给定的动态指标直接找到对应的开环频率特性。另外，利用频率法还难以设计出以某项指标最小或最大的优化系统。

1.2 液压伺服系统的分类

事物的正确分类可以帮助人们了解事物的本质，并且给分析问题带来方便，液压伺服系统也是如此。为了优化设计的需要可将液压伺服系统分别按被调量的物理量纲、传递信息的介质、动力机构的类型和给定量的数学模型来分类。

1. 按被调量的物理量纲来分类

在动力机构的优化设计中要用到所谓负载轨迹及负载轨迹方程。它们均与被调量的物理量纲有关，量纲不同，其负载轨迹与负载轨迹方程也不相同，因而研究方法及结果也各不相同。为研究的方便，可将液压伺服系统按被调量的物理量纲划分成液压位置伺服系统、液压速度伺服系统及液压施力伺服系统等三类。

2. 按传递信息的介质来分类

在液压伺服系统中，传递信息的介质不同，系统的研究方法和优化方法也各不相同，因此按照传递信息的介质来分类是有意义的。在液压伺服系统中传递信息的介质可分成机械-液压和电气-液压两类。因而可将液压伺服系统划分成机械-液压伺服系统和电气-液压伺服系统，或简称机液伺服系统（或机液系统）和电液伺服系统（或电液系统）。

所谓机液伺服系统指的是信息的传递过程全部依靠机械杠杆等构件及液压元部件来完成，例如助力器、发动机及水轮机上使用的调速系统以及拖拉机上使用的液压提升系统等。

所谓电液伺服系统指的是液压放大器前及系统反馈后的信息是靠电信号传递的液压伺服系统，例如仿型机床的台面液压伺服系统、振动台、材料试验机以及函数负载模拟器等。

电液伺服系统的精度高、响应速度快，因此应用的范围最为广泛，其缺点是抗污染能力差，造价昂贵；机液伺服系统的缺点是精度低、响应速度慢，但结构简单，造价低和抗污染能力强，因此应用的范围也十分广泛。

3. 按动力机构的类型来分类

动力机构的类型不同，其优化设计的方法和结果也各不相同，例如阀控与泵控动力机构。前者属于节流式，要用到所谓 $P-Q$ 计算尺来进行优化设计；而后者属于容积式，要用到一组解析式来选择优化参数。

按照动力机构的类型可将液压伺服系统分成阀控式与泵控式两种，其中阀控式又分成阀控液压缸式和阀控液压马达式两种，而泵控式也可分成泵控液压缸式与泵控液压马达式两种。

阀控式液压伺服系统的精度高，快速性好，缺点是效率低，因此一般用在中小功率的系统；泵控式液压伺服系统的效率高，缺点是精度和快速性都较差，因此多用在动、静态品质要求不高的大功率系统。

4. 按给定量的数学模型来分类

事实证明，如果按照不同的输入函数分别确定系统不同的优化指标，对于提高系统的

动静态品质是十分有利的。液压伺服系统的输入函数是多种多样的,大体可分成阶跃、方波、斜坡、三角波、锯齿波、正弦波和任意非直线型函数等七种。按照这七种类型的输入函数可将液压伺服系统分成保持型、正弦型和跟踪型三种。

(1) 保持型

有些液压伺服系统的功能是自动保持其被调量为常值。当输入信号改变后,能使被调量自动地由一个保持值变化到另一个保持值,如航空发动机的转速系统及拖拉机的力调节系统等。这类系统应以阶跃函数为给定量,称之为保持型液压伺服系统。此外,以方波为给定量的液压伺服系统也属于保持型,因为每一个方波相当于正、负两个阶跃信号。

保持型液压伺服系统的优化指标应该是阶跃过渡函数的超调量和过渡时间最小,并且无静差。

(2) 正弦型

有一类液压伺服系统的被调量为正弦函数,例如:振动台、万能疲劳试验机以及一部分负载模拟器等。这类系统的给定量是正弦函数,故称之为正弦型液压伺服系统。

正弦型液压伺服系统的优化指标应该是频带宽度最宽,并且幅频特性平直。显然优化指标中并不包含相频特性,因为这类系统实际上是一种正弦函数发生器,人们只希望它具有良好的正弦波形和很宽的频带,并不需要了解其输出与输入之间的相位关系。

由于正弦函数具有 n 阶连续导数,系统在固定频率和振幅的输入函数作用下,只在开始瞬间出现暂态解,因此系统的被调量实际上是一种稳态解。但以方波或者三角波为输入量的系统则不同,由于方波或三角波函数具有一阶不连续导数,系统在每个周期内都要引起两次暂态过程。可见正弦型系统与一般的系统是不同的。但过去都按照一般的设计方法来设计此类系统,因此很难找到最佳值。

(3) 跟踪型

如果液压伺服系统的被调量能以允许的误差点点跟踪某一非直线型函数曲线,则称此类系统为跟踪型液压伺服系统,例如电液推力系统、低空火炮控制系统和机器人行为控制系统等。在本书以后的章节中将会看到,这类系统应以单位斜坡函数为给定量,而以被调量的偏离值和偏离时间最小为优化指标。此外,有些以三角波、锯齿波为给定量的系统也属于跟踪型液压伺服系统,因为这类函数的每个波形都由两个斜坡函数组成。

1·3 液压伺服系统优化设计概述

从实用的角度出发,液压伺服系统的优化设计应该包括两个组成部分,即元部件的优化设计和系统的优化设计。后者是在前者的基础上进行的。

一个液压伺服系统是由很多元部件组成的,其中液压动力机构是液压伺服系统的核心部分。因为液压动力机构既是功率部件,又是系统中频带最窄的环节,而且结构复杂、造价高、不具有通用性和互换性,一旦设计并制造出来就很难中途改变。由于液压动力机构是功率元件,它决定了系统消耗能量的大小。例如某一液压振动台,当频宽为50 Hz时只需60 L/min的流量已足够用,但由于设计不合理竟然消耗280 L/min的流量。可见以耗能最小为优化指标来设计液压动力机构是需要的。另外,由于液压动力机构的频带最窄,故怎样在设计中有意识地提高其快速性也是设计这类部件所必须考虑的问题。经研究发现,若以耗能最小为优化指标来设计液压动力机构,不仅可使其效率最高,而且频带也最

宽, 因此液压伺服系统元件的优化设计便可归结为液压动力机构的优化设计。此外, 从本书的第二章中将会看到, 动力机构的优化设计还包括求取其极限幅频特性。由于液压伺服系统是非线性的, 其频宽与振幅有关, 振幅越大, 频带越窄, 因此脱离振幅来讨论系统的频宽是无意义的。事实上, 动力机构一旦确定, 系统便存在一个振幅与频宽最大值之间的函数曲线, 称之为系统的极限幅频特性。设计者在设计前必须掌握极限幅频特性的计算方法, 并在设计中令极限幅频特性曲线包容设计指标中给出的幅频特性(或者说给定的频宽值应在极限幅频特性曲线的左侧), 才有可能设计出满意的系统。

应该说明, 动力机构的优化设计仅仅从能量和动力的角度提供了满足给定指标的必要条件, 但系统能否达到给定的动静态指标, 还要看系统参数匹配的合理程度。图 1-1 中曲线 ① 是系统给定的闭环幅频特性, 曲线 I 是动力机构的极限幅频特性, 曲线 ② 是系统线性化后的幅频特性。显然, 由于曲线 ① 被曲线 I 所包容, 故动力机构的设计是满足需要的。

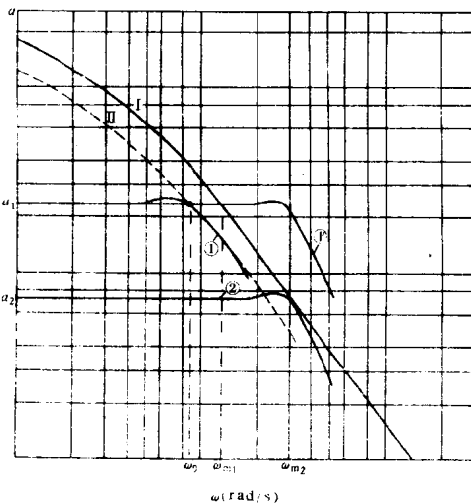


图 1-1 三种频率特性之间的关系

的。但由于曲线 ① 远离曲线 I, 故动力机构不是按耗功最小来设计的, 因此将有一部分流量被浪费。如果动力机构的极限幅频特性如虚线 II 所示, 那么动力机构便是优化的。然而, 不管采用曲线 I 或曲线 II 所对应的动力机构, 系统要想具有曲线 ① 的频宽还必须使系统线性化后的幅频特性包容曲线 ①。图 1-1 中由于曲线 ① 包容了曲线 ②, 故当振幅为 a_1 时达到了设计要求, 此时系统的频宽为 ω_{m1} (对于曲线 I 来说)。由于线性化系统的幅频特性与振幅无关, 故图 1-1 中线性化系统的频宽始终为 ω_{m2} 。当振幅为 a_2 时, 线性化的幅频特性 ② 刚好与极限幅频特性 I 相切, 此时两者的频宽皆为 ω_{m2} 。当 $a > a_2$ 时,

系统的频宽与振幅的关系将遵循极限幅频特性曲线 I: 当 $a < a_2$ 时, 系统的幅频特性与线性化的幅频特性相同, 即频宽恒为 ω_{m2} , 与振幅无关。由此可以看出: 当振幅大于 a_2 时, 系统的快速性受动力机构极限幅频特性的约束; 当振幅小于 a_2 时, 系统的快速性便决定于线性化的数学模型。由图 1-1 看出, 此时系统的频宽极限值即线性化频率特性的频宽值 ω_{m2} 。因此, 在动力机构满足要求后, 还必须通过系统参数的合理配置, 使线性化频率特性的频宽 ω_{m2} 至少应大于给定频宽值 ω_c 。因此常以频带最宽或过渡时间最短为优化指标进行系统参数的优化设计(对于跟踪型系统则以单位斜坡过渡函数的偏离值和偏离时间最小作为系统参数的优化指标)。基于以上讨论, 本书将同时满足动力机构耗能最小和系统参数优化条件的液压伺服系统称之为优化系统, 而将这种设计方法称之为优化设计理论。

1.4 液压伺服系统优化设计理论的主要内容

本书所定义的液压伺服系统优化设计理论的主要内容可以分成下列九个组成部分。

1. 液压动力机构的优化设计(或称最佳匹配)

正如1.3节所述的那样, 液压伺服系统优化设计的第一步应该是动力机构的优化设计。液压动力机构是由液压放大器、液压执行机构和负载所组成。例如阀控液压缸式动力机构是由伺服阀、液压缸和负载组成; 而阀控液压马达式动力机构则是由电液伺服阀、液压马达和转动型负载所组成。所谓动力机构的优化设计, 即是根据系统给定的动态指标、负载特性和外干扰力建立起负载轨迹方程(必要时还要画出负载轨迹), 然后利用相应的优化计算公式或者 $P-Q$ 计算尺求出以耗能最小为优化指标的动力机构参数, 例如阀控液压缸式动力机构的参数便是伺服阀的最大空载流量和液压缸活塞的有效面积; 而阀控液压马达式动力机构的参数则是伺服阀的最大空载流量和液压马达的单位容积排量。书中对各种动力机构都给出了求取优化参数的计算公式和计算方法。

为了能够知道液压伺服系统的被调量在各种振幅下所能达到的最大频宽, 必须在液压动力机构确定以后, 求出它的极限幅频特性。由于液压动力机构在液压伺服系统中的频带最窄, 故今后即将液压动力机构的极限幅频特性一律称之为液压伺服系统的极限幅频特性。书中对于位置伺服系统、速度伺服系统和施力伺服系统都给出了考虑液容效应和泄漏影响时的极限幅频特性计算方法。

2. 系统参数的优化方法

在液压动力机构按照上面的优化设计方法确定之后, 便可求出它的数学模型。然后根据输入函数的类型确定所设计系统的优化数学模型的类型, 如保持型、正弦型或者跟踪型等。最后依照给定的品质指标, 利用书中给出的优化曲线及一系列公式确定系统的开环增益及校正装置参数。

书中分别介绍了保持型、正弦型和跟踪型三类系统的优化数学模型、优化曲线及其具体选择参数的优化方法等一系列内容。其中对于正弦型液压伺服系统, 为了进一步展宽频带和使幅频特性保持平直, 书中还介绍一种附加的外回路, 即保幅系统的设计方法。此外, 还专题研究了跟踪问题的实质和条件, 并介绍一种解决跟踪问题的新方法——动态消差法。

3. 电液伺服系统中的结构不变性原理

有经验的设计师都知道, 消除外干扰、负载影响和交连影响是在液压伺服系统设计中最难解决的问题。外干扰影响之大可以施力系统中的多余力及大型燃油转台中的偏心力矩为例。施力系统中的多余力是由于施力液压缸的运动引起的, 当运动方向与施力方向相反时, 负载压力将大于能源压力。此时液压缸将由电动机状态变成发电机状态, 因此多余力瞬间将比被调量大若干倍, 理论上可到无限大。至于大型燃油转台, 当所模拟的燃油“消耗”到一定程度时, 偏心力矩则以吨米计算。以上举出的干扰无法通过闭环回路来消除。负载影响主要是指大质量、小阻尼的负载特性对系统的快速性和动态品质所造成的不良影响。交连影响可以多点协调加载为例。一台大型飞机要在机身上同时做几十点甚至上百点的加载实验, 这些子系统通过机身彼此传递信息, 产生交连影响。如果使用一般的去耦矩阵将使系统的结构变得十分复杂, 而且难于优化。为解决这三个问题, 本书介绍一种所谓结构不变性原理。根据这一原理可得出如下结论:

在液压伺服系统内部可以找到一个观测量, 并能造出一种补偿器, 使上述三种影响同时被消除。证明指出, 对于位置和速度系统, 所谓观测量即是负载压力; 对于施力系统则为施力液压缸的活塞速度。实践证明, 这种方法容易实现。