

# 机械设计手册

单行本

成大先 主编 ●

## 液压控制



化学工业出版社

# 机械设计手册

单行本

液压控制

主编单位 中国有色工程设计研究总院

- 主 编 成大先
- 副主编 王德夫  
姬奎生  
韩学铨  
姜 勇  
李长顺

化学工业出版社  
· 北 京 ·

(京)新登字 039 号

图书在版编目 (CIP) 数据

机械设计手册. 单行本. 液压控制/成大先主编.  
北京: 化学工业出版社, 2004.1  
ISBN 7-5025-4963-3

I. 机… II. 成… III. ①机械设计-技术手册  
②液压控制-技术手册 IV. TH122-62

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2003) 第 104924 号

---

机械设计手册

单行本

液压控制

成大先 主编

责任编辑: 周国庆 张红兵

任文斗 张兴辉

责任校对: 顾淑云

封面设计: 蒋艳君

化学工业出版社出版发行

(北京市朝阳区惠新里 3 号 邮政编码 100029)

发行电话: (010) 64982530

<http://www.cip.com.cn>

新华书店北京发行所经销

北京管庄永胜印刷厂印刷

三河市东柳装订厂装订

开本 787 毫米×1092 毫米 1/16 印张 22 $\frac{3}{4}$  字数 764 千字

2004 年 1 月第 1 版 2004 年 1 月北京第 1 次印刷

ISBN 7-5025-4963-3/TH·170

定 价: 42.00 元

---

版权所有 违者必究

该书如有缺页、倒页、脱页者, 本社发行部负责退换

京工商广临字 2003—31 号

## 撰 稿 人 员

- |     |               |     |               |
|-----|---------------|-----|---------------|
| 成大先 | 中国有色工程设计研究总院  | 邹舜卿 | 中国有色工程设计研究总院  |
| 王德夫 | 中国有色工程设计研究总院  | 邓述慈 | 西安理工大学        |
| 姬奎生 | 中国有色工程设计研究总院  | 秦毅  | 中国有色工程设计研究总院  |
| 韩学铨 | 北京石油化工工程公司    | 周凤香 | 中国有色工程设计研究总院  |
| 余梦生 | 北京科技大学        | 朴树寰 | 中国有色工程设计研究总院  |
| 高淑之 | 北京化工大学        | 杜子英 | 中国有色工程设计研究总院  |
| 柯蕊珍 | 中国有色工程设计研究总院  | 汪德涛 | 广州机床研究所       |
| 陶兆荣 | 中国有色工程设计研究总院  | 王鸿翔 | 中国有色工程设计研究总院  |
| 孙东辉 | 中国有色工程设计研究总院  | 段慧文 | 中国有色工程设计研究总院  |
| 李福君 | 中国有色工程设计研究总院  | 姜勇  | 中国有色工程设计研究总院  |
| 阮忠唐 | 西安理工大学        | 徐永年 | 郑州机械研究所       |
| 熊绮华 | 西安理工大学        | 梁桂明 | 洛阳工学院         |
| 雷淑存 | 西安理工大学        | 张光辉 | 重庆大学          |
| 田惠民 | 西安理工大学        | 罗文军 | 重庆大学          |
| 殷鸿樾 | 上海工业大学        | 沙树明 | 中国有色工程设计研究总院  |
| 齐维浩 | 西安理工大学        | 谢佩娟 | 太原理工大学        |
| 曹惟庆 | 西安理工大学        | 余铭  | 无锡市万向轴厂       |
| 关天池 | 中国有色工程设计研究总院  | 陈祖元 | 广东工业大学        |
| 房庆久 | 中国有色工程设计研究总院  | 陈仕贤 | 北京航空航天大学      |
| 李安民 | 机械科学研究院       | 王春和 | 北方工业大学        |
| 李维荣 | 机械科学研究院       | 周朗晴 | 中国有色工程设计研究总院  |
| 丁宝平 | 机械科学研究院       | 孙夏明 | 北方工业大学        |
| 梁全贵 | 中国有色工程设计研究总院  | 季泉生 | 济南钢铁集团        |
| 王淑兰 | 中国有色工程设计研究总院  | 马敬勋 | 济南钢铁集团        |
| 林基明 | 中国有色工程设计研究总院  | 蔡学熙 | 连云港化工矿山设计研究院  |
| 童祖楹 | 上海交通大学        | 姚光义 | 连云港化工矿山设计研究院  |
| 刘清廉 | 中国有色工程设计研究总院  | 沈益新 | 连云港化工矿山设计研究院  |
| 许文元 | 天津工程机械研究所     | 钱亦清 | 连云港化工矿山设计研究院  |
| 孔庆堂 | 北京新兴超越离合器有限公司 | 于琴  | 连云港化工矿山设计研究院  |
| 孔炜  | 北京新兴超越离合器有限公司 | 蔡学坚 | 邢台地区经济委员会     |
| 朱春梅 | 北京机械工业学院      | 虞培清 | 浙江长城减速机有限公司   |
| 丘大谋 | 西安交通大学        | 项建忠 | 浙江通力减速机有限公司   |
| 诸文俊 | 西安交通大学        | 阮劲松 | 宝鸡市广环机床责任有限公司 |
| 徐华  | 西安交通大学        | 纪盛青 | 东北大学          |
| 陈立群 | 西北轻工业学院       | 黄效国 | 北京科技大学        |
| 肖治彭 | 中国有色二程设计研究总院  | 陈新华 | 北京科技大学        |



李长顺 中国有色工程设计研究总院  
 崔桂芝 北方工业大学  
 张若青 北方工业大学  
 王侃 北方工业大学  
 张常年 北方工业大学  
 朱宏军 北方工业大学  
 佟新 中国有色工程设计研究总院  
 禩有雄 天津大学  
 林少芬 集美大学  
 卢长耿 集美大学  
 吴根茂 浙江大学

钟荣龙 厦门海特液压机械工程有限公司  
 黄会 北京科技大学  
 彭光正 北京理工大学  
 张百海 北京理工大学  
 王涛 北京理工大学  
 陈金兵 北京理工大学  
 包钢 哈尔滨工业大学  
 王雄耀 费斯托 (FESTO) (中国) 有限公司  
 蒋友谅 北京理工大学  
 刘福祐 中国有色工程设计研究总院  
 史习先 中国有色工程设计研究总院

## 审 稿 人 员

余梦生	成大先	王德夫	强毅	房庆久	李福君
钟云杰	郭可谦	姬奎生	王春九	韩学铨	段慧文
邹舜卿	汪德涛	陈应斗	刘清廉	李继和	徐智
郭长生	吴宗泽	李长顺	陈谌闻	饶振纲	季泉生
林鹤	黄增远	武其俭	洪允楣	蔡学熙	张红兵
朱天仕	唐铁城	卢长耿	宋京其	黄效国	吴筠
徐文灿	史习先				

## 编 辑 人 员

周国庆	张红兵	任文斗	张兴辉	刘哲	武志怡
段志兵	辛田				

# 《机械设计手册》单行本 出版说明

在我国机械设计界享有盛名的《机械设计手册》，自1969年第一版出版发行以来，已经修订了四版，累计销售量超过113万套，成为新中国成立以来，在国内影响力最强、销售量最大的机械设计工具书。作为国家级的重点科技图书，《机械设计手册》多次获得国家和省部级奖励。其中，1978年获全国科学大会科技成果奖，1983年获化工部优秀科技图书奖，1995年获全国优秀科技图书二等奖，1999年获全国化工科技进步二等奖，2002年获石油和化学工业优秀科技图书一等奖，2003年获中国石油和化学工业科技进步二等奖。1986年至2002年，连续被评为全国优秀畅销书。

《机械设计手册》第四版（5卷本），以其技术性和实用性强、标准和数据可靠、思路和方法可行、使用和核查方便等特点，受到广大机械设计工作者和工程技术人员的首肯和厚爱。自2002年初出版发行以来，已累计销售24000多套，收到读者来信数千封。山西省太原重型机器厂设计院的一位工程技术人员在来信中说，“《机械设计手册》（第四版）赢得了我们机械设计者的好评。特别是推荐了许多实用的新技术、新产品、新材料和新工艺，扩大了相应产品的品种和规格范围，内容齐全，实用、可靠，是我们设计工作者不可缺少的好助手。”江苏省南通市的一位退休工程师说，“我从事机械设计工作40余年，最初用的是1969年的《机械设计手册》第一版，后来陆续使用第二版、第三版，现在已经退休。近来逛书店，突然发现《机械设计手册》新出的第四版，爱不释手，自己买了一套收藏，它是我一生事业中最亲密、最忠诚的伴侣。”湖南省湘潭市江麓机械集团有限公司、辽宁省鞍山焦化耐火材料设计总院的读者认为，“《机械设计手册》第四版资料全面、新颖、准确、可靠，突出了实用性，从机械人员的角度出发，反映先进性，设计方法、公式选择、参数选用都采用最新标准，实用便查。”广大读者在对《机械设计手册》第四版的内容给予充分肯定的同时，也指出了《机械设计手册》第四版（5卷本）装帧太厚、太重，不便携带和翻阅，希望出版篇幅小些的单行本。其中武汉钢铁设计研究总院、重庆钢铁设计研究总院、内蒙古包头钢铁设计研究院、哈尔滨重型机器厂研究所、沈阳铁路分局沈东机械总厂、兰州铁道学院、天津工程机械研究院等众多单位的读者都纷纷来函、来电，建议将《机械设计手册》第四版以篇为单位改编为多卷本。

根据广大读者的反映和建议，化学工业出版社组织编辑出版人员深入设计科研院所、大中专院校、机械企业和有一定影响的新华书店进行调研，广泛征求和听取各方面的意见，在与主编单位协商一致的基础上，决定编辑出版《机械设计手册》单行本。

《机械设计手册》单行本，保留了《机械设计手册》第四版（5卷本）的优势和特色，从设计工作的实际出发，结合机械设计专业的具体情况，将原来的5卷23篇调整为15分册22篇，分别为：《常用设计资料》、《机械制图、极限与配合》、《常用工程材料》、《联接与紧固》、《轴及其联接》、《轴承》、《弹簧·起重运输件·五金件》、《润滑与密封》、《机械传动》、《减（变）速器·电机与电器》、《机械振动·机架设计》、《机构》、《液压传动》、《液压控制》、《气压传动》。原第5卷第23篇中“中外金属材料、滚动轴承、液压介质等牌号对照”内容，分别编入《常用工程材料》、《轴承》、《润滑与密封》、《液压传动》、《气压传动》等单行本中。这样，全套书查阅和携带更加方便，各分册篇幅适中，利于设计人员和读者根据各自需要灵活选购。

《机械设计手册》单行本，是为了适应机械设计事业发展和广大读者的需要而编辑出版的，将与《机械设计手册》第四版（5卷本）一起，成为机械设计工作者、工程技术人员和广大读者的良师益友。

借《机械设计手册》单行本出版之际，再次向热情支持和积极参加编写工作的单位和人员表示诚挚的敬意！向长期关心、支持《机械设计手册》的广大热心读者表示衷心感谢！

由于编辑出版单行本的工作量较大，时间较紧，难免存在疏漏和缺点，恳请广大读者给予指正。

**化学工业出版社**  
**2004年1月**

## 第四版前言

《机械设计手册》第一版于1969年问世，30多年来，共修订了三版，发行110余万套，受到了广大读者的欢迎和厚爱。

《机械设计手册》第三版于1994年出版发行，至今已有8年的时间。在这期间，我国的改革开放取得了举世瞩目的成就，以信息技术为代表的高新技术产业迅猛发展，经济建设日新月异。作为世界贸易组织的新成员，我国在进一步加强对外开放，顺应经济全球化潮流，主动参与国际竞争与合作的同时，也必将面对更为激烈的竞争和更加严峻的挑战。作为机械设计工作者，要参与激烈的竞争，迎接严峻的挑战，就必须积极快速地开发具有国际先进水平、形成自身特色的高质量的新产品。

《机械设计手册》第四版修订就是以满足新产品开发设计的需要为宗旨而进行的。因此，本版除了继续发扬前三版“实用可靠、内容齐全、简明便查”的特点外，首先着重推荐了许多实用的新技术、新产品、新材料和新工艺，并扩大了相应产品的品种和规格范围，同时全面采用了最新标准。调整了部分篇章，修改删节了不足和错误之处。全书仍分五卷出版，修订情况如下。

### 1. 采用新技术方面：

(1) 为便于设计人员充分利用通用的、先进的数字仿真软件，快速地进行液压伺服系统的数字仿真与动态分析，专门撰写了MATLAB仿真软件及其在液压控制系统仿真中的应用。气压传动进行了全面更新，包括了现代气压传动最新技术的各主要方面，推荐了阀岛技术、导杆气缸、仿生气动肌腱（一种能卷折起来的便于携带的新型气动驱动器）和模块化气动机械手等。

(2) 传动方面增加了“新型非零变位锥齿轮及双曲齿轮技术”和活齿传动。新型非零变位锥齿轮及双曲齿轮技术突破了零传动设计的制约，创立了非零传动设计。用此设计制造出的齿轮，在轴交角保持不变的条件下，具有高强度、长寿命、低噪声、小体积、大速比、少齿数等优点。该技术具有国际先进或领先水平，适用于高强度正传动设计，小体积小型设计，低噪声负传动设计等，并便于引进产品国产化，新产品开发创优和老产品改进，已在国内许多产品上推广使用。

(3) 介绍了金属-橡胶复合弹簧的设计计算。

(4) 介绍了几种新型热处理和新型表面处理工艺。

### 2. 采用新材料、新产品方面：

(1) 材料全面采用最新国家标准、行业标准，并推荐了许多新型材料品种，扩大了相应的规格范围。

(2) 联接与紧固、传动零部件、滚动轴承以及大部分或全部液压、气压传动和控制零部件都采用了最新标准及新产品，同时新增加了空气轴承、电磁轴承、膜片联轴器、膜片弹簧、盘形制动器、惯性制动器、电液推杆等，大大丰富了机械零部件的品种和规格范围。

(3) 在同类手册中首次编入了锚固联接一章，锚固联接技术有利于改善和加快设备的安装。

3. 补充了多点柔性传动的动力计算，从而完善了多点柔性传动的设计内容。

4. 为引起读者在新产品开发设计中重视产品的造型设计，特别在第1篇中增加了结构设计应与造型设计相结合的内容。

5. 扩大了几种常用设计资料的中外对照范围，更加方便于今后的中外交流和产品开发中的国内外产品选择和配套。

6. 应广大读者的要求, 在介绍产品时, 在备注中增加了产品生产厂名。由于市场经济的实际变化较快, 读者必须结合当时的实际情况, 进一步作深入调查, 了解产品实际生产品种、规格及尺寸, 以及产品质量和用户的实际反映, 再作选择。

7. 日前国家各级标准修订工作正处在向国际标准接轨时期, 加之组织机构的调整, 使各类标准工作未能同步进行, 因此, 手册中的一些名词、术语以及单位等, 未能完全统一。同时, 手册在引用各种标准时, 也都是根据设计需要进行摘编的, 请读者在使用中注意。

8. 对篇章结构作了部分调整。将第 1 篇原第 12 章通用技术条件及说明, 分散到该篇相关工艺性及结构要素各章, 更便于查阅, 原第 11 章变为第 12 章, 并增加了结构设计应与造型设计相结合的内容 (第 11 章)。第 5 篇联接与紧固增加了锚固联接一章。考虑机电一体化产品发展很快, 原第 22 篇内容已无法满足产品开发设计的需要, 若继续更新扩大, 则手册篇幅过大, 使用不便, 故第四版未再将此内容编入手册, 而是单独组织编写了《光机电一体化产品设计手册》一书。

为了满足新产品开发设计的需要, 我们还陆续组织编写了《机械设计图册》(已出版)、《光机电一体化产品设计使用手册》(已出版)、《现代设计方法实用手册》、《新产品开发设计指南》、《技术创新专利申请策划基础》等新书目。这几套书既各自独立, 又有内在联系, 但其共同点都是有助于新产品的开发, 强调实用性、启发性、开拓性和先进性相结合, 构成一套比较系统的、风格独特的机械新产品开发设计系列工具书。

《机械设计手册》第四版是在前几版基础上重新编写而成的。借《机械设计手册》第四版出版之际, 再次向参加每版编写的单位和个人表示衷心地感谢! 同时也感谢给我们提供大力支持和热忱帮助的单位 and 各界朋友们!

由于水平有限, 调查研究工作不够全面, 《机械设计手册》第四版中难免存在疏漏和缺点, 恳请广大读者继续给予指正。

主 编  
2001 年 11 月

## 内 容 提 要

《机械设计手册》单行本共 15 分册 22 篇，涵盖了机械常规设计的所有内容。各分册分别为：《常用设计资料》、《机械制图、极限与配合》、《常用工程材料》、《联接与紧固》、《轴及其联接》、《轴承》、《弹簧·起重运输件·五金件》、《润滑与密封》、《机械传动》、《减（变）速器·电机与电器》、《机械振动·机架设计》、《机构》、《液压传动》、《液压控制》、《气压传动》。

本书为《液压控制》，共 6 章。第 1 章为控制理论基础，主要介绍控制理论知识以及典型控制系统；第 2 章为液压控制概述，主要介绍液压控制系统与液压传动系统、电液伺服系统与电液比例系统的对比，液压伺服系统的分类、特点、应用等；第 3 章为液压控制元件、液压动力元件、伺服阀，主要介绍液压控制元件（滑阀、喷嘴挡板阀、射流管阀等）、液压动力元件、伺服阀的类型、特性、设计、应用等；第 4 章为液压伺服系统的设计计算，主要介绍电液伺服系统、机液伺服系统的设计计算，电液伺服油源的分析与设计，液压伺服系统的污染控制，伺服液压缸设计计算，液压伺服系统设计实例、安装与调试等；第 5 章为电液比例系统的设计计算，主要介绍电-机械转换器、电液比例压力控制阀、电液比例流量控制阀、电液比例方向流量控制阀、伺服比例阀、电控器等结构、性能参数、典型产品等；第 6 章为伺服阀、比例阀及伺服缸主要产品简介。

本书可作为机械设计人员和有关工程技术人员工具书，也可供大专院校有关专业师生参考。

# 目 录

## 第 21 篇 液压控制

<b>第 1 章 控制理论基础</b> .....	21-3	5.2.2 校正装置的确定 .....	21-32
1 控制系统的一般概念 .....	21-3	5.3 用综合性能指标确定校正装置 .....	21-33
1.1 反馈控制原理 .....	21-3	<b>6 非线性反馈控制系统</b> .....	21-34
1.2 反馈控制系统的组成、类型和要求 .....	21-3	6.1 概述 .....	21-34
<b>2 线性控制系统的数学描述</b> .....	21-4	6.2 描述函数的概念 .....	21-35
2.1 微分方程 .....	21-4	6.3 描述函数法分析非线性控制系统 .....	21-38
2.2 传递函数及方块图 .....	21-5	6.3.1 稳定性分析 .....	21-38
2.3 控制系统的传递函数 .....	21-7	6.3.2 振荡稳定性分析 .....	21-39
2.4 信号流图及梅逊增益公式 .....	21-8	6.3.3 消除自激振荡的方法 .....	21-39
2.4.1 信号流图和方块图的对应关系 .....	21-8	6.3.4 非线性特性的利用 .....	21-39
2.4.2 梅逊增益公式 .....	21-9	6.3.5 非线性系统分析举例 .....	21-40
2.5 机、电、液系统中的典型环节 .....	21-10	<b>7 控制系统的仿真</b> .....	21-40
2.6 频率特性 .....	21-11	7.1 系统仿真的基本概念 .....	21-40
2.6.1 频率特性的定义、求法及表示 方法 .....	21-11	7.1.1 模拟仿真和数字仿真 .....	21-40
2.6.2 开环波德图、奈氏图和尼柯尔 斯图的绘制 .....	21-12	7.1.2 仿真技术的应用 .....	21-42
2.7 单位脉冲响应函数和单位阶跃响应 函数 .....	21-14	7.2 连续系统离散相似法数字仿真 .....	21-42
<b>3 线性控制系统的性能指标</b> .....	21-15	7.2.1 离散相似法的原理 .....	21-42
<b>4 线性反馈控制系统分析</b> .....	21-16	7.2.2 连接矩阵及程序框图 .....	21-43
4.1 稳定性分析 .....	21-16	<b>8 线性离散控制系统</b> .....	21-45
4.1.1 稳定性定义和系统稳定的充要 条件 .....	21-16	8.1 概述 .....	21-45
4.1.2 稳定性准则 .....	21-16	8.1.1 信号的采样过程 .....	21-45
4.1.3 稳定裕量 .....	21-18	8.1.2 信号的复原 .....	21-45
4.2 控制系统动态品质分析 .....	21-19	8.1.3 数字控制系统的离散脉冲模型 .....	21-46
4.2.1 时域分析法 .....	21-19	<b>8.2 Z 变换</b> .....	21-46
4.2.2 频率分析法 .....	21-22	8.2.1 Z 变换定义 .....	21-46
4.2.3 控制系统波德图的绘制 .....	21-24	8.2.2 Z 变换的基本性质 .....	21-48
4.3 控制系统的误差分析 .....	21-24	8.2.3 Z 反变换 .....	21-49
4.3.1 误差和误差传递函数 .....	21-24	8.2.4 用 Z 变换求解差分方程 .....	21-49
4.3.2 稳态误差的计算 .....	21-25	<b>8.3 脉冲传递函数</b> .....	21-50
4.3.3 改善系统稳态品质的主要方法 .....	21-26	8.3.1 脉冲传递函数的定义 .....	21-50
<b>5 线性控制系统的校正</b> .....	21-26	8.3.2 离散控制系统的脉冲传递函数 .....	21-50
5.1 校正方式和常用的校正装置 .....	21-26	<b>8.4 离散控制系统分析</b> .....	21-51
5.1.1 校正方式 .....	21-26	8.4.1 稳定性分析 .....	21-51
5.1.2 常用的校正装置 .....	21-27	8.4.2 过渡过程分析 .....	21-52
5.2 用期望特性法确定校正装置 .....	21-31	8.4.3 稳态误差分析 .....	21-52
5.2.1 期望特性的绘制 .....	21-31	<b>第 2 章 液压控制概述</b> .....	21-54
		1 液压控制系统与液压传动系统的比较 .....	21-54
		2 电液伺服系统与电液比例系统的比较 .....	21-55
		3 液压伺服系统的组成及分类 .....	21-55
		4 液压伺服系统的几个重要概念 .....	21-56

5 液压伺服系统的基本特性 .....	21-56	2.4 动力元件的参数选择与计算 .....	21-88
6 液压伺服系统的优点、难点及应用 .....	21-57	3 伺服阀 .....	21-89
<b>第3章 液压控制元件、液压动力元件、</b>		3.1 伺服阀的组成及分类 .....	21-89
<b>伺服阀</b> .....	21-59	3.1.1 伺服阀的组成及反馈方式 .....	21-89
1 液压控制元件 .....	21-59	3.1.2 伺服阀的分类及输出特性 .....	21-90
1.1 液压控制元件概述 .....	21-59	3.1.3 电气-机械转换器的类型、原理及	
1.1.1 液压控制元件的类型及特点 .....	21-59	特点 .....	21-90
1.1.2 液压控制阀的类型、原理及		3.2 典型伺服阀的结构及工作原理 .....	21-91
特点 .....	21-59	3.3 伺服阀的特性及性能参数 .....	21-95
1.1.3 液压控制阀的静态特性及其阀		3.4 伺服阀的选择、使用及维护 .....	21-98
系数的定义 .....	21-60	3.5 伺服阀的试验 .....	21-99
1.1.4 液压控制阀的液压源类型 .....	21-61	3.5.1 试验的类型及项目 .....	21-100
1.2 滑阀 .....	21-61	3.5.2 标准试验条件 .....	21-100
1.2.1 滑阀的种类及特征 .....	21-61	3.5.3 试验回路及测试装置 .....	21-101
1.2.2 滑阀的静态特性及阀系数 .....	21-62	3.5.4 试验内容及方法 .....	21-101
1.2.3 滑阀的力学特性 .....	21-64	<b>第4章 液压伺服系统的设计计算</b> .....	21-103
1.2.4 滑阀的功率特性及效率 .....	21-65	1 电液伺服系统的设计计算 .....	21-103
1.2.5 滑阀的设计 .....	21-66	1.1 电液位置伺服系统的设计计算 .....	21-103
1.3 喷嘴挡板阀 .....	21-67	1.1.1 电液位置伺服系统的类型及	
1.3.1 喷嘴挡板阀的种类、原理及		特点 .....	21-103
应用 .....	21-67	1.1.2 电液位置伺服系统的方块图、	
1.3.2 喷嘴挡板阀的静态特性 .....	21-68	传递函数及波德图 .....	21-103
1.3.3 喷嘴挡板阀的力特性 .....	21-69	1.1.3 电液位置伺服系统的稳定性	
1.3.4 喷嘴挡板阀的设计 .....	21-69	计算 .....	21-105
1.4 射流管阀 .....	21-69	1.1.4 电液位置伺服系统的闭环频率	
1.4.1 射流管阀的紊流淹没射流特征 .....	21-70	响应 .....	21-105
1.4.2 流量恢复系数与压力恢复系数 .....	21-70	1.1.5 电液位置伺服系统的分析及	
1.4.3 射流管阀的静态特性 .....	21-71	计算 .....	21-107
1.4.4 射流管阀的特点及应用 .....	21-71	1.2 电液速度伺服系统的设计计算 .....	21-108
2 液压动力元件 .....	21-72	1.2.1 电液速度伺服系统的类型及控制	
2.1 液压动力元件的类型、特点及应用 .....	21-72	方式 .....	21-108
2.2 液压动力元件的静态特性及其负载		1.2.2 电液速度伺服系统的分析与	
匹配 .....	21-72	校正 .....	21-109
2.2.1 动力元件的静态特性 .....	21-72	1.3 电液力(压力)伺服系统的分析与	
2.2.2 负载特性及其等效 .....	21-73	设计 .....	21-111
2.2.3 阀控动力元件与负载特性的		1.3.1 电液力伺服系统的类型及	
匹配 .....	21-75	特点 .....	21-111
2.3 液压动力元件的动态特性 .....	21-75	1.3.2 电液驱动力伺服系统的分析与	
2.3.1 对称四通阀控制对称缸的动态		设计 .....	21-111
特性 .....	21-75	1.3.3 电液负载力伺服系统的分析与	
2.3.2 对称四通阀控制不对称缸		设计 .....	21-115
分析 .....	21-81	1.4 电液伺服系统的设计方法及步骤 .....	21-117
2.3.3 三通阀控制不对称缸的动态		2 机液伺服系统的设计计算 .....	21-121
特性 .....	21-83	2.1 机液伺服系统的类型及应用 .....	21-121
2.3.4 四通阀控制液压马达的动态		2.1.1 阀控机液伺服系统 .....	21-121
特性 .....	21-84	2.1.2 泵控机液伺服系统 .....	21-124
2.3.5 泵控马达的动态特性 .....	21-86	2.2 机液伺服机构的分析与设计 .....	21-125



3 电液伺服油源的分析与设计 .....	21-126	5 伺服液压缸的设计计算 .....	21-150
3.1 对液压伺服油源的要求 .....	21-126	5.1 伺服液压缸与传动液压缸的区别 .....	21-150
3.2 液压伺服油源的类型、特点及 应用 .....	21-127	5.2 伺服液压缸的设计步骤 .....	21-150
3.3 液压伺服油源的参数选择 .....	21-127	5.3 伺服液压缸的设计要点 .....	21-151
3.4 液压伺服油源特性分析 .....	21-128	6 液压伺服系统设计实例 .....	21-152
3.4.1 定量泵-溢流阀油源 .....	21-128	6.1 液压压下系统的功能及控制原理 .....	21-152
3.4.2 恒压变量泵油源 .....	21-129	6.2 设计任务及控制要求 .....	21-154
4 液压伺服系统的污染控制 .....	21-130	6.3 APC系统的控制模式及工作参数的 计算 .....	21-155
4.1 液压污染控制的基础知识 .....	21-130	6.4 APC系统的数学模型 .....	21-157
4.1.1 液压污染的定义与类型 .....	21-130	7 液压伺服系统的安装、调试与测试 .....	21-159
4.1.2 液压污染物的种类及来源 .....	21-130	8 控制系统的工具软件 MATLAB 及其在 仿真中的应用 .....	21-160
4.1.3 固体颗粒污染物及其危害 .....	21-131	8.1 MATLAB 仿真工具软件简介 .....	21-160
4.1.4 油液中的水污染、危害及脱水 方法 .....	21-131	8.2 液压控制系统 APC 仿真实例 .....	21-161
4.1.5 油液中的空气污染、危害及脱气 方法 .....	21-132	8.2.1 建模步骤 .....	21-161
4.1.6 油液污染度的测量方法及特点 .....	21-132	8.2.2 运行及设置 .....	21-163
4.1.7 液压污染控制中的有关概念 .....	21-133	<b>第5章 电液比例系统的设计计算</b> .....	21-170
4.2 油液污染度等级标准 .....	21-134	1 概述 .....	21-170
4.2.1 GB/T 14039—1993《液压传动— 油液—固体颗粒污染等级 代号法》 .....	21-134	1.1 电液比例系统的组成、原理、分类 及特点 .....	21-170
4.2.2 ISO 4406—1987 液压传动—油液— 固体颗粒污染等级代号法 .....	21-136	1.2 电液比例控制系统的性能要求 .....	21-173
4.2.3 ISO 4406—1999 液压传动—油液— 固体颗粒污染等级代号法 .....	21-136	1.3 电液比例阀体系的发展与应用 特点 .....	21-173
4.2.4 PALL 污染度等级代号 .....	21-139	2 电-机械转换器 .....	21-174
4.2.5 NAS 1638 污染度等级标准 .....	21-139	2.1 常用电-机械转换器简要比较 .....	21-175
4.2.6 SAE 749D 污染度等级标准 .....	21-140	2.2 比例电磁铁的基本工作原理和典型 结构 .....	21-175
4.2.7 几种污染度等级对照表 .....	21-141	2.3 常用比例电磁铁的技术参数 .....	21-178
4.3 不同污染度等级油液的显微图像 比较 .....	21-141	2.4 比例电磁铁使用注意事项 .....	21-179
4.4 伺服阀的污染控制 .....	21-142	3 电液比例压力控制阀 .....	21-179
4.4.1 伺服阀的失效模式、后果及失效 原因 .....	21-142	3.1 电液比例压力阀概述 .....	21-179
4.4.2 伺服阀的典型结构及主要 特征 .....	21-143	3.2 比例溢流阀的若干共性问题 .....	21-179
4.4.3 伺服阀对油液清洁度的要求 .....	21-143	3.3 电液比例压力阀的典型结构及工作 原理 .....	21-181
4.5 液压伺服系统的全面污染控制 .....	21-144	3.4 典型比例压力阀的主要性能 指标 .....	21-188
4.5.1 系统清洁度的推荐等级代号 .....	21-144	3.5 电液比例压力阀的性能 .....	21-188
4.5.2 过滤系统的设计 .....	21-146	3.6 电液比例压力控制回路及 系统 .....	21-191
4.5.3 液压元件、液压部件(装置)及 管道的污染控制 .....	21-148	4 电液比例流量控制阀 .....	21-195
4.5.4 系统的循环冲洗 .....	21-149	4.1 电液比例流量控制概述 .....	21-195
4.5.5 过滤系统的日常检查及清洁度 检验 .....	21-149	4.2 电液比例流量控制的分类 .....	21-195
		4.3 由节流型转变为调速型的基本 途径 .....	21-196
		4.4 电液比例流量控制阀的典型结构 及工作原理 .....	21-196

4.5	电液比例流量控制阀的性能	21-200	1.1.1	双喷嘴挡板力反馈式电液 伺服阀	21-243
4.6	节流阀的特性	21-200	1.1.2	双喷嘴挡板电反馈式 (FF108、 FF109、QDY3、QDY8、 DYSF 型) 电液伺服阀	21-246
4.7	流量阀的特性	21-201	1.1.3	动圈式滑阀直接反馈式 (YJ、 SV、QDY4 型)、滑阀直接 位置反馈式 (DQSF-I 型) 电液伺服阀	21-247
4.8	二通与三通流量阀工作原理与能 耗对比	21-203	1.1.4	动压反馈 (FF103 型)、双喷嘴 挡板压力反馈 (DYSF-3P 型)、 带液压锁 (FF107A 型)、射流 管式力反馈 (CSDY、FSDY、 SSDY 型) 电液伺服阀	21-248
4.9	电液比例流量阀动态特性试验 系统	21-205	1.1.5	动圈式 SV9、SVA9 伺服阀	21-249
4.10	电液比例流量控制回路及 系统	21-205	1.1.6	动圈式 SVA8、SVA10 伺服阀	21-249
4.11	电液比例压力流量复合 控制阀	21-207	1.2	国外主要电液伺服阀产品	21-251
5	电液比例方向流量控制阀	21-208	1.2.1	双喷嘴挡板力反馈式电液 伺服阀 (MOOG)	21-251
5.1	比例方向节流阀特性与选用	21-208	1.2.2	双喷嘴挡板力反馈式电液 伺服阀 (DOWTY、SW4)	21-252
5.2	比例方向流量阀特性	21-211	1.2.3	双喷嘴挡板反馈式电液伺服阀 (MOOG D76 系列)	21-253
6	比例多路阀	21-214	1.2.4	直动电反馈式伺服阀 (MOOG D63 系列)	21-255
6.1	概述	21-214	1.2.5	电反馈三级伺服阀	21-256
6.2	六通多路阀的微调特性	21-215	1.2.6	电反馈三级阀 D791 和 D792 系列 (MOOG)	21-257
6.3	四通多路阀的负载补偿与负载 适应	21-215	1.2.7	EMC 伺服阀 SV1-10	21-258
7	电液比例方向流量控制阀典型结构和 工作原理	21-218	2	比例阀主要产品	21-260
8	伺服比例阀	21-222	2.1	国内比例阀主要产品	21-260
8.1	从比例阀到伺服比例阀	21-222	2.1.1	BQY-G 型电液比例三通 调速阀	21-260
8.2	伺服比例阀	21-222	2.1.2	BFS 和 BSL 型比例方向 流量阀	21-260
8.3	伺服比例阀产品特性示例	21-224	2.1.3	BY※型比例溢流阀	21-260
9	电液比例流量控制的回路及系统	21-227	2.1.4	3BYL 型比例压力-流量 复合阀	21-261
10	电液比例容积控制	21-230	2.1.5	4BEY 型比例方向阀	21-261
10.1	变量泵的基本类型	21-231	2.1.6	BY 型比例溢流阀	21-262
10.2	基本电液变量泵的原理与 特点	21-231	2.1.7	BJY 型比例减压阀	21-262
10.3	应用示例——塑料注射机 系统	21-233	2.1.8	DYBL 和 DYBQ 型比例 节流阀	21-262
11	电控器	21-235	2.1.9	BPQ 型比例压力流量 复合阀	21-263
11.1	电控器的基本构成	21-235	2.1.10	4B 型比例方向阀	21-263
11.2	电控器的关键环节及其功能	21-236			
11.3	两类基本放大器	21-238			
11.4	放大器的设定信号选择	21-238			
11.5	闭环比例放大器	21-238			
12	电液控制系统设计的若干问题	21-239			
12.1	三大类系统的界定	21-239			
12.2	比例系统的新思考	21-239			
12.3	比例节流阀系统的设计示例	21-239			
	<b>参考文献</b>	21-241			
	<b>第 6 章 伺服阀、比例阀及伺服缸主要 产品简介</b>	21-243			
1	电液伺服阀主要产品	21-243			
1.1	国内电液伺服阀主要产品	21-243			

2.1.11	4WRA 型电磁比例换向阀	21-264	2.2.13	比例控制阀	21-289
2.1.12	4WRE 型电磁比例换向阀	21-265	2.2.14	插装式比例节流阀	21-293
2.1.13	4WR <sup>Z</sup> <sub>H</sub> 型电液比例方向阀	21-266	2.2.15	BOSCH 插头式比例放大器	21-294
2.1.14	DBETR 型比例压力溢流阀	21-268	2.2.16	BOSCH 单通道/双通道盒式放大器	21-295
2.1.15	DBE/DBEM 型比例溢流阀	21-269	2.2.17	BOSCH 模块式放大器 1	21-296
2.1.16	3DREP6 三通比例压力控制阀	21-270	2.2.18	BOSCH 模块式放大器 2	21-297
2.1.17	DRE/DREM 型比例减压阀	21-270	2.2.19	BOSCH 单通道放大器 (不带位移控制, 带缓冲)	21-298
2.1.18	ZFRE6 型二通比例调速阀	21-271	2.2.20	BOSCH 双通道双工放大器	21-299
2.1.19	ZFRE※型二通比例调速阀	21-273	2.2.21	BOSCH 不带缓冲的比例阀放大器	21-300
2.1.20	ED 型比例遥控溢流阀	21-274	2.2.22	BOSCH 带电压控制式缓冲的比例阀放大器	21-302
2.1.21	EB 型比例溢流阀	21-274	2.2.23	BOSCH 功率放大器 (带与不带缓冲电子放大器)	21-304
2.1.22	ERB 型比例溢流减压阀	21-275	2.2.24	力士乐 (Rexroth) DBET 和 DBETE 型/5X 系列比例溢流阀	21-307
2.1.23	EF (C) G 型比例 (带单向阀) 流量阀	21-275	2.2.25	力士乐 (Rexroth) DBETR/1X 系列比例溢流阀 (带位置反馈)	21-309
2.1.24	EFB 型比例溢流调速阀	21-276	2.2.26	力士乐 (Rexroth) DBE (M) 和 DBE (M) E 型系列比例溢流阀	21-312
2.2	国外电液伺服阀主要产品	21-277	2.2.27	力士乐 (Rexroth) 二位四通和三位四通比例方向阀	21-314
2.2.1	BOSCH 比例溢流阀 (不带位移控制)	21-277	2.2.28	力士乐 (Rexroth) 4WRE, 1X 系列比例方向阀	21-315
2.2.2	BOSCH 比例溢流阀和线性比例溢流阀 (带位移控制)	21-278	2.2.29	力士乐 (Rexroth) 三位四通高频响 4WRSE, 3X 系列比例方向阀	21-319
2.2.3	BOSCH NG6 带集成放大器比例溢流阀	21-279	2.2.30	力士乐 (Rexroth) WRZ, WRZE 和 WRH 7X 系列比例方向阀	21-322
2.2.4	BOSCH NG10 比例溢流阀和比例减压阀 (带位移控制)	21-279	2.2.31	力士乐 (Rexroth) 4WRTE, 3X 系列高频响比例方向阀	21-326
2.2.5	BOSCH NG6 三通比例减压阀 (不带/带位移控制)	21-280	2.2.32	力士乐 VT-VSPA2-1, 1X 系列电子放大器	21-330
2.2.6	BOSCH NG6、NG10 比例节流阀 (不带位移控制)	21-281	2.2.33	力士乐 VT5005 ~ 5008, 1X 系列电子放大器	21-331
2.2.7	BOSCH NG6、NG10 比例节流阀 (带位移控制)	21-282	2.2.34	力士乐 VT3000, 3X 系列电子放大器	21-333
2.2.8	BOSCH NG10 带集成放大器比例节流阀 (带位移控制)	21-283			
2.2.9	BOSCH 比例流量阀 (带位移控制及不带位移控制)	21-284			
2.2.10	BOSCH 不带位移传感器比例方向阀	21-286			
2.2.11	BOSCH 比例方向阀 (带位移控制)	21-287			
2.2.12	BOSCH 带集成放大器比例方向阀	21-288			

2.2.35	力士乐 VT-VSPA1-1 和 VT-VSPA1K-1, 1X 系列电子放大器 .....	21-334	液压缸 .....	21-337
2.2.36	力士乐 VT2000, 5X 系列电子放大器 .....	21-335	3.1.2 海特公司伺服液压缸 .....	21-338
2.2.37	力士乐 VT5001 至 VT5004 和 VT5010, 2X 系列 VT5003, 4X 系列电子放大器 .....	21-336	3.2 国外生产的伺服液压缸 .....	21-340
3	伺服液压缸 .....	21-337	3.2.1 力士乐 (Rexroth) 伺服液压缸 .....	21-340
3.1	国内生产的伺服液压缸 .....	21-337	3.2.2 MOOG 伺服液压缸 .....	21-341
3.1.1	优瑞纳斯的 US 系列伺服		3.2.3 M085 系列伺服液压缸 .....	21-342
			3.2.4 阿托斯 (Atos) 伺服	
			液压缸 .....	21-343
			<b>参考文献</b> .....	21-346

# 第 21 篇 液压控制

主 编 卢长耿  
主要撰稿 林少芬 卢长耿 吴根茂 魏建华 钟荣龙 黄 畚  
审 稿 卢长耿 宋京其 黄效国 姬奎生

# 第 1 章 控制理论基础

## 1 控制系统的一般概念

自动控制就是用各类控制装置和仪表包括计算机代替人工，自动地、有目的地控制和操纵机器及生产设备，使之具有一定性能。随着对生产设备机械化和自动化要求的不断提高，自动控制的生产过程已成为现代化生产的必要条件之一。液压伺服系统和电力伺服系统就是这一领域中的重要组成部分。

自动控制理论是研究自动控制系统运动规律，并运用这些规律分析和设计自动控制系统的理论。控制理论根据研究对象的不同分为两大类。研究连续自动控制系统运动规律的理论，一般称为反馈控制理论；研究断续自动控制系统运动规律的理论，称为开关控制理论或逻辑控制理论。反馈控制理论的基础是线性连续反馈控制理论。

反馈控制理论包括有应用状态空间分析法为基础的现代控制理论，以及自然科学和社会科学相结合的系统理论。需要指出的是，虽然现代控制理论的发展，解决了某些“经典”控制理论所不能解决的问题，但是经典控制理论仍在工程技术中发挥着指导性的作用，相当多的问题用它来解决是非常简便而有效的。

### 1.1 反馈控制原理

反馈控制是实现自动控制的最基本的方法。反馈控制的基本原理是利用控制装置将被控制对象的输出信号回输到系统的输入端，并为给定值进行比较形成偏差信号，以产生对被控对象的控制作用，使系统的输出量与给定值之差保持在容许的范围之内。反馈控制的基本特征是存在负反馈过程和按偏差进行调节，图 21-1-1 为电液位置控制系统原理图，其工作原理是：工作台期望到达某一位置，这一期望位置由输入给系统的指令电压  $u$  给定，工作台的实际位置由位移传感器测量，测量值被转换成相应的电压  $u_2$ 。当工作台的实际位置与期望位置相等时， $u_1 = u_2$ 。若二者有差异则将存在电压差  $\Delta u = u_1 - u_2$ ， $\Delta u$  经放大器放大并驱动电液伺服阀，经阀输出的相应油液压力和流量则驱使液压缸活塞带动工作台移动。由期望位置 and 实际位置的偏差产生的调节作用，最终实现工作台的实际位置接近于指令给定的期望位置，当某种干扰引起工作台的实际位置产生偏移时，也会由位置偏差产生调节作用，使工作台的位置恢复到原始的状态。基于反馈控制过程中信号在系统内构成一个闭合回路，所以反馈控制通常又叫闭环控制。自动控制系统也称为反馈控制系统或闭环控制系统。

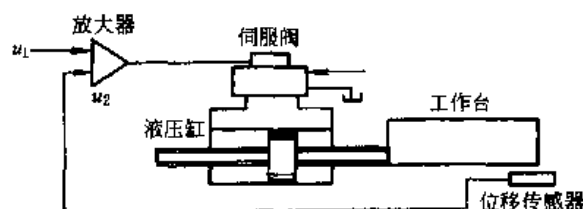


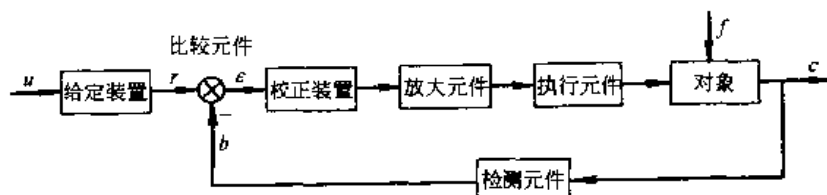
图 21-1-1 电液位置控制系统原理图

### 1.2 反馈控制系统的组成、类型和要求

表 21-1-1

下示职能方块图表示了一个典型的反馈控制系统一般组成、组成型式、信号传递和变换过程

基本组成



基本组成	<p>系统中的主要信号</p> <p>(1) 输入信号(指令)<math>u</math> 来自系统外部确定的或变化的信号,它决定着被控量的变化规律</p> <p>(2) 参考输入<math>r</math> 比例于输入信号并与主反馈信号进行比较,<math>r</math>为固定值,也称给定值</p> <p>(3) 主反馈信号<math>b</math> 它是被控制量的函数,并与参考输入进行比较以产生偏差信号</p> <p>(4) 偏差信号<math>e</math> 参考输入与主反馈信号之差</p> <p>(5) 输出信号(被控制量)<math>c</math> 系统中变化规律需要被检测和加以控制信号</p> <p>(6) 误差信号<math>e</math> 系统的期望输出值与实际输出值之差</p> <p>(7) 干扰信号<math>f</math> 除输入信号外对系统的输出产生影响的因素,它可能来自系统外部,也可以来自系统的内部</p>
基本类型	<p>按控制要求分</p> <p>(1) 自动调节系统 其输入量为常值或随时间缓慢变化,系统的主要任务是在受到干扰时,使系统的实际输出量保持或接近于期望值</p> <p>(2) 程序控制系统 其输入量的变化规律是事先确定的,系统将自动地使输出量尽可能准确地按事先给定的规律变化</p> <p>(3) 伺服系统 输入量为任意的时间函数,系统应使输出量以一定的精度跟随输入量的变化而变化,若系统的输出量是位置、速度之类的机械量,工程中通常称伺服控制系统</p> <p>按其他不同特征来分</p> <p>(1) 线性系统和非线性系统 线性系统是描述系统动态特性的数学方程为线性微分方程的一类系统,否则为非线性系统。线性系统满足叠加原理和均匀性定理</p> <p>(2) 连续系统和离散系统 系统中各部分的信号均为连续的时间变量<math>t</math>的函数,称为连续系统,其运动特性可用微分方程来描述。若系统中的一处和某几处信号的形式是脉冲或数码,这类系统称为离散系统,离散控制系统运动特性可用差分方程来描述</p> <p>(3) 确定系统和不确定系统 系统的结构和参数是确定和已知的,且作用于系统的输入信号(包括干扰信号)也是确定的一类系统为确定系统。若系统本身或作用于该系统的信号不确定或模糊时,则称为不确定系统</p> <p>(4) 单输入单输出系统和多输入多输出系统 系统的输入和输出量各为一个称为单输入单输出系统,它只有一个主反馈信号。若系统有多个输入和输出量,则为多输入多输出系统,也称多变量系统</p> <p>一般讲,不同类型的系统的分析方法是不同的</p>
反馈控制系统的的基本要求	<p>(1) 稳定性 系统稳定且有一定的稳定裕量</p> <p>(2) 稳态精度 系统达到平衡状态后要求满足一定的准确度</p> <p>(3) 动态品质 要求系统过渡过程的性能满足一定的指标</p> <p>(4) 运行条件</p> <p>(5) 可靠性</p> <p>(6) 经济性</p>

## 2 线性控制系统的数学描述

控制系统的运动特性可用一定形式的数学式来描述,通常称为系统的数学模型。在自动控制系统的分析和设计中,建立一个合理的数学模型是一项极为重要的任务。系统的数学模型可用解析法和实验法来建立。解析法是从元件或系统所依据的物理规律出发,从理论上推导出输入输出变量及内部变量之间的数学关系式。实验法是对实际系统输入一个一定形式的输入信号,根据实测的输出响应来建立系统的数学模型。

经典控制理论中描述线性控制系统的数学模型有微分方程、传递函数、函数方块图、信号流图、脉冲响应函数、阶跃响应函数和频率特性等。一个系统当采用不同的方法来分析和设计时将用到不同的数学模型。

### 2.1 微分方程

#### (1) 线性微分方程

线性元件或线性定常连续系统运动特性的数学方程是常系数线性微分方程,其一般形式为

$$a_n \frac{d^n y}{dt^n} + a_{n-1} \frac{d^{n-1} y}{dt^{n-1}} + \dots + a_1 \frac{dy}{dt} + a_0 y = b_m \frac{d^m x}{dt^m} + b_{m-1} \frac{d^{m-1} x}{dt^{m-1}} + \dots + b_1 \frac{dx}{dt} + b_0 x \quad (21-1-1)$$

式中

$x$ ——元件或系统的输入量;

$y$ ——元件或系统的输出量;

$a_n, \dots, a_0, b_m, \dots, b_0$ ——由系统的结构参数决定的常系数, 实际的系统, 均满足  $m \leq n$  的条件。

## (2) 非线性运动方程的线性化

实际的自动控制系统中经常存在一些非线性因素, 液压伺服系统中通过阀的流量特性就是非线性方程。当研究在某一工作点附近的运动特性或所研究的系统变量在动态过程中偏离平衡点不大时, 可以应用线性化的方法把非线性运动方程转化为线性微分方程, 称为非线性方程的线性化。线性化的目的是使某些非线性问题近似为线性问题。线性化的数学方法是将非线性函数在某工作点展开成泰勒级数后, 取其一阶近似式, 并以增量的形式表示相应的变量。线性化的公式如下。设非线性函数

$$y = f(x) \quad (21-1-2)$$

其稳定工作点为  $x_0, y_0$ , 则线性化后的线性方程为

$$\Delta y = \left. \frac{df}{dx} \right|_{x=x_0} \Delta x \quad (21-1-3)$$

其中

$$\Delta y = y - y_0, \Delta x = x - x_0$$

若非线性函数

$$y = f(x_1, x_2) \quad (21-1-4)$$

其稳定工作点为  $x_{10}, x_{20}$  和  $y_0$ , 则线性化后的线性方程为

$$\Delta y = \left. \frac{\partial f}{\partial x_1} \right|_{\substack{x_1=x_{10} \\ x_2=x_{20}}} \Delta x_1 + \left. \frac{\partial f}{\partial x_2} \right|_{\substack{x_1=x_{10} \\ x_2=x_{20}}} \Delta x_2 \quad (21-1-5)$$

其中

$$\Delta x_1 = x_1 - x_{10}, \Delta x_2 = x_2 - x_{20}, \Delta y = y - y_0$$

线性化举例, 在液压伺服系统分析中, 阀口的流量方程为

$$Q = Cx \sqrt{\frac{p_s - p_L}{\rho}}$$

式中  $Q$ ——通过阀的流量;

$x$ ——阀芯位移量或阀的开口度;

$p_L$ ——负载压力;

$p_s$ ——恒定的供油压力;

$\rho$ ——油的密度。

若阀处于某平衡状态时相应的变量为  $Q_0, x_0$  和  $p_{L0}$ , 则在平衡点附近线性化后, 可得线性方程为

$$\Delta Q = K_q \Delta x - K_c \Delta p_L;$$

式中  $\Delta Q = Q - Q_0$ ;

$\Delta x = x - x_0$ ;

$\Delta p_L = p_L - p_{L0}$ ;

$K_q$ ——流量增益,  $K_q = \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{\substack{x=x_0 \\ p_L=p_{L0}}}$ ;

$K_c$ ——流量压力系数,  $K_c = - \left. \frac{\partial f}{\partial p_L} \right|_{\substack{x=x_0 \\ p_L=p_{L0}}}$ 。

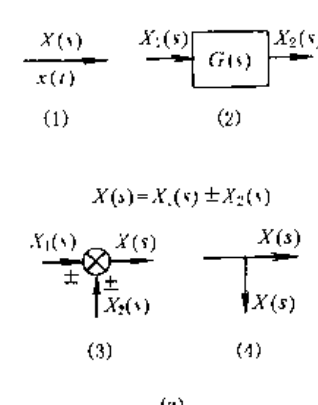
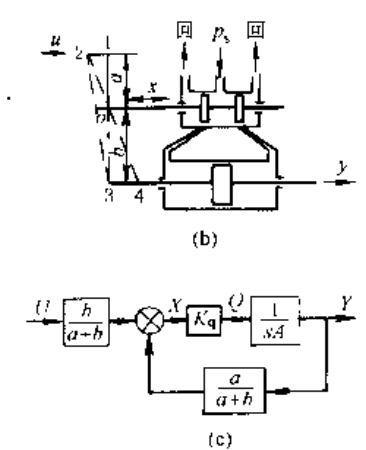
## 2.2 传递函数及方块图

表 21-1-2

传递函数、方块图及其等效变换

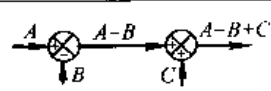
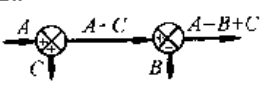
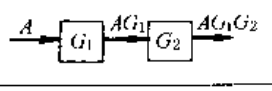
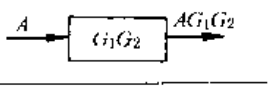
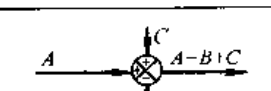
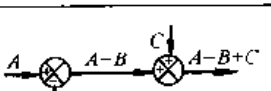
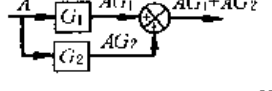
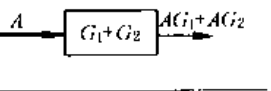
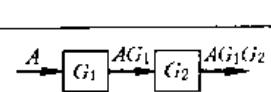
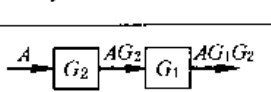
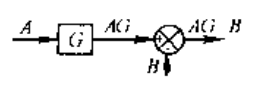
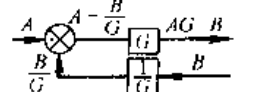
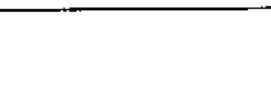

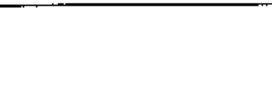

	定义及功能	表达(形式)	特点或应用
传递函数	线性定常系统, 在零初始条件下, 其输出量的拉氏变换式和输入量的拉氏变换式之比, 称为系统的传递函数, 记作 $G(s)$ 。它是经典控制理论中一个重要的概念, 它	根据线性控制系统(或元件)的运动微分方程(21-1-1), 在零初始条件下对等式两边逐项进行拉氏变换 <sup>①</sup> , 并取 $Y(s)$ 和 $X(s)$ 的比值, 可得 $G(s)$ : $G(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{b_m s^m + b_{m-1} s^{m-1} + \dots + b_1 s + b_0}{a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \dots + a_1 s + a_0}$	(1) 各项系数 $a_n, \dots, a_0, b_m, \dots, b_0$ 决定于系统的结构参数 (2) 传递函数 $G(s)$ 一般为复变量 $s$ 的有理分式。其分母多项式所构成的方程称为系统的特征方程。方程的根称为系统的极点。分子多项式所构成方程的根称为系统的零点。



<p><b>定义及功能</b></p> <p>可以用来描述元件或系统的动态特性</p>	<p><b>表达(形)式</b></p> <p>传递函数是在复变量 <math>s</math> 域内描述系统特性的数学表达式</p>	<p><b>特点或应用</b></p> <p><math>G(s)</math> 的零、极点在复平面上的位置可以用来确定系统的稳定性和动态品质</p> <p>(3) 分母多项式 <math>s</math> 的阶次 <math>n</math>, 称系统的阶。由于物理条件的限制, 实际控制系统分子多项式 <math>s</math> 的阶次 <math>m</math> 不可能大于分母多项式 <math>s</math> 的阶次 <math>n</math>, 即 <math>m \leq n</math></p> <p>(4) 传递函数的概念只适用于线性定常系统</p>
<p><b>传递函数</b></p> <p>是描述控制系统中变量之间传递关系的数学图形, 是工程中描述复杂系统的一种简便方法</p>	<p><b>方块图的组成要素如图 a 所示。</b></p> <div style="text-align: center;">  </div> <p>(1) 信号线 带箭头的直线, 箭头表示信号传递的方向, 线上标注相应变量的像函数或时间函数</p> <p>(2) 方块 系统中的传递函数用方块来表示。方块两侧为相应的输入量和输出量, 方块内写入输入与输出之间的传递函数, 如图中(2)。方块具有运算功能, 即</p> $X_2(s) = G(s)X_1(s)$ <p>(3) 比较点 对两个以上信号进行代数运算。“+”表示信号相加,“-”表示信号相减。“+”常可省略, 如图中(3)</p> <p>(4) 引出点 表示信号引出和测量的位置。从同一引出点上引出的信号, 其性质和数值都是相同的。如图中(4)</p>	<p>图 b 为液压助力器, 是一种液压伺服机构</p> <div style="text-align: center;">  </div> <p>当在杠杆的 1 点处输入位移 <math>u</math> 时, 阀芯左移使阀口开启, 液压缸的活塞将向右移动并带动支点 3 向右移动, 又使控制阀阀口减小。当支点 3 移动到位置 4 时, 控制阀阀口完全关闭, 液压缸活塞停止运动。反向运动时也如此。因此, 通过操纵反馈连杆可以实现输入一定的位移 <math>u</math> 将使活塞移动一定的位移 <math>y</math>, 并实现出力放大。所以该装置具有功率放大的助力作用。该系统的方块图如图(c)所示</p> <p>(该装置由控制阀、液压缸和反馈连杆三部分组成)</p>

方块图

即通过一定的运算法则把复杂的方块图转化成较为简单的方块图或单一方块图, 以便求取系统的传递函数。等效变换的原则是变换前后系统的输入输出之间总的传递关系保持不变

变换方式	原来结构	等效结构	变换方式	原来结构	等效结构
加、减点互换			环节串联		
					
加、减点重新安排			环节并联		
环节互换			加、减点左移		

方块图的等效变换

续表

变换方式	原来结构	等效结构	变换方式	原来结构	等效结构
方块图的等效变换	<p>加减右移</p>		<p>分岔点到加减左边</p>		
	<p>分岔左移</p>		<p>从反馈回路移环节</p>		
	<p>分岔右移</p>		<p>简化反馈回路</p>		

① 拉氏变换(拉普拉斯变换)参见第 1 篇。

### 2.3 控制系统的传递函数

反馈控制系统的方块图经等效变换后,一般具有如图 21-1-2 所示的典型结构。其中  $R(s)$ 、 $C(s)$  和  $F(s)$  分别为系统的输入量、输出量和扰动作用的像函数,  $E(s)$  和  $B(s)$  分别为偏差信号和反馈信号的像函数,  $G_1(s)$ 、 $G_2(s)$  和  $H(s)$  分别为系统中各信号之间的传递函数。

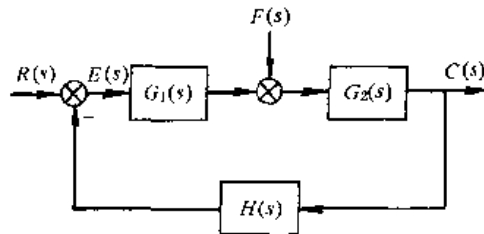


图 21-1-2 反馈控制系统的典型方块图

应用叠加原理,反馈控制系统的传递函数可以分别表示为下列函数。

(1) 控制输入作用下的闭环传递函数  $\Phi(s)$

控制输入作用下的闭环传递函数是指假定扰动作用  $F(s) = 0$  时,系统的输出量  $C(s)$  和输入量  $R(s)$  之间的传递函数,对于图 21-1-2,有

$$\Phi(s) = \frac{C(s)}{R(s)} = \frac{G_1(s)G_2(s)}{1 + G_1(s)G_2(s)H(s)} \quad (21-1-6)$$

(2) 扰动作用下的闭环传递函数  $\Phi_f(s)$

扰动作用下的闭环传递函数是指假定控制输入  $R(s) = 0$  时系统的输出量  $C(s)$  和扰动作用  $F(s)$  之间的传递函数。对于图 21-1-2,有

$$\Phi_f(s) = \frac{C(s)}{F(s)} = \frac{G_2(s)}{1 + G_1(s)G_2(s)H(s)} \quad (21-1-7)$$

(3) 闭环系统的开环传递函数  $G_k(s)$

闭环系统的开环传递函数等于反馈控制系统中前向通路的传递函数和反馈通路传递函数的乘积,对于图 21-1-2,有

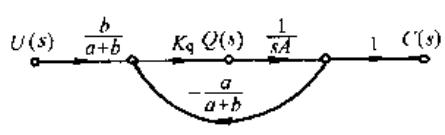
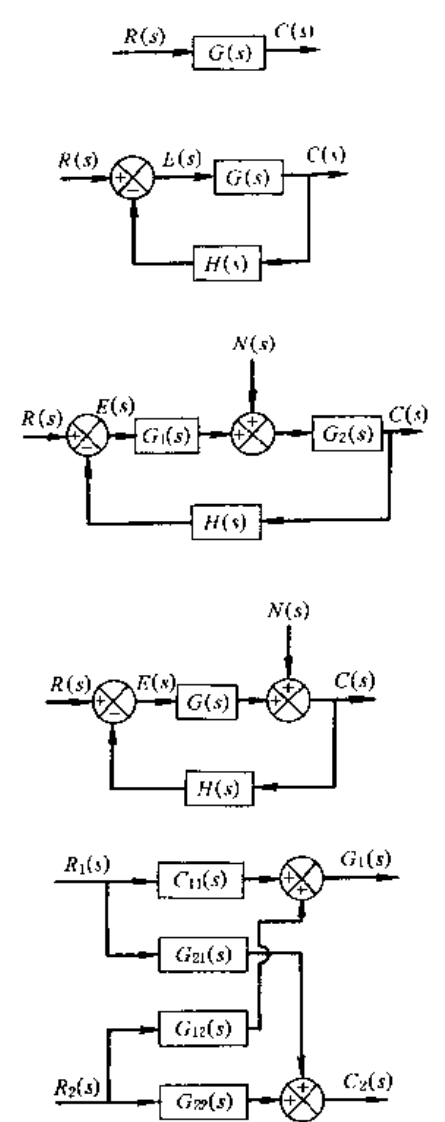
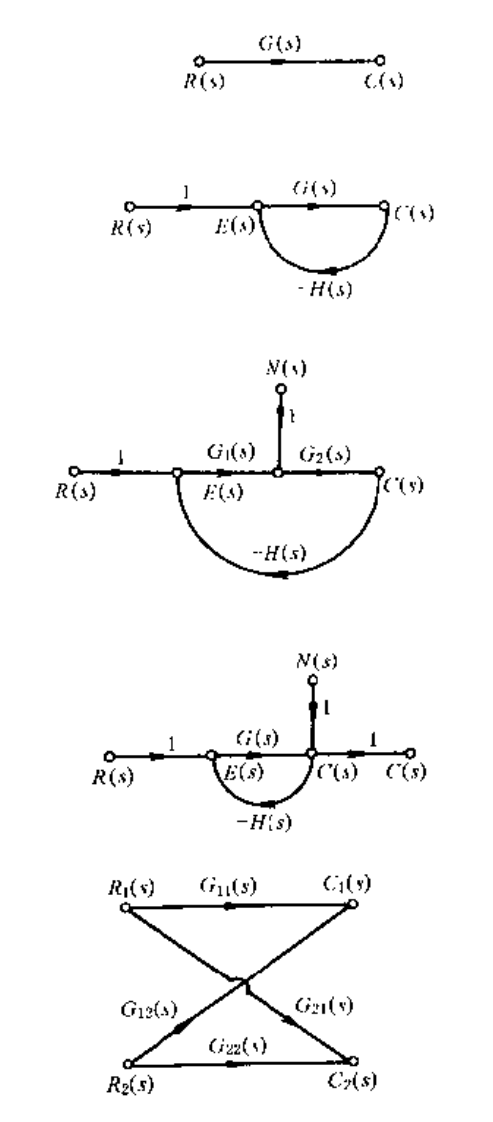
$$G_k(s) = G_1(s)G_2(s)H(s) \quad (21-1-8)$$

开环传递函数是反馈控制系统分析和设计的一个十分有用的概念。在反馈控制系统的分析中还有误差传递函数。

## 2.4 信号流图及梅逊增益公式

### 2.4.1 信号流图和方块图的对应关系

表 21-1-3

定义、功能	表达式	图中的专门术语
<p>是另一种以图解的形式来描述控制系统中传递关系的数学图形。在控制系统的计算机模拟及状态空间分析中,利用信号流图较为方便</p>	<p>信号流图是由节点和支路所组成的信号传递网络。节点用“○”表示,它代表系统中的变量。支路是两个节点之间的定向线段,支路上的箭头表示信号的传递方向,在两变量之间的传递函数称为支路的增益。下图为表 21-1-2 图 c 所示的液压助力器的信号流图</p> 	<p>(1) 输入节点(或源点) 只有输出支路无输入支路的节点,如左图中的 <math>U(s)</math>                  (2) 输出节点(或阱点) 只有输入支路无输出支路的节点,如左图中的 <math>C(s)</math>                  (3) 混合节点 既有输入支路,又有输出支路的节点,如左图中的 <math>Q(s)</math>                  (4) 前向通路 从输入节点开始沿各相连支路到输出节点的通道                  (5) 回路 从一个节点开始又回到该节点的通道                  (6) 前向通路增益 前向通路中,各支路增益的乘积                  (7) 回路增益 回路中各支路的增益的乘积                  (8) 不接触回路 没有任何公共节点的两个或两个以上回路</p>
<p>信号流图和方块图是相似的,两者一一对应。右图给出了相互对应的例子</p>	<p>方块图</p> 	<p>相对应的信号流图</p> 

信号流图和方块图的对应关系

### 2.4.2 梅逊增益公式

梅逊增益公式可用来计算输入节点和输出节点之间的总增益，即系统的传递函数。梅逊公式为

$$P = \frac{1}{\Delta} \sum_{k=1}^n P_k \Delta_k \quad (21-1-9)$$

式中  $P$ ——输入节点和输出节点之间的总增益；

$n$ ——前向通路的条数；

$P_k$ ——第  $k$  条前向通路的增益；

$\Delta$ ——信号流图的特征式，

$$\Delta = 1 - \sum_a L_a + \sum_{bc} L_b L_c - \sum_{def} L_d L_e L_f + \dots$$

$\sum_a L_a$ ——流图中每一个回路的增益之和；

$\sum_{bc} L_b L_c$ ——流图中每两个互不接触回路增益乘积之和；

$\sum_{def} L_d L_e L_f$ ——流图中每三个互不接触回路增益乘积之和；

$\Delta_k$ ——第  $k$  条前向通路特征式的余子式，它等于在  $\Delta$  式中除去与第  $k$  条通路相接触的回路增益后的特征式。

例 控制系统信号流图如图 21-1-3 所示，计算其总增益。

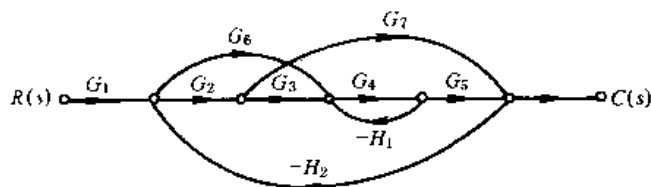


图 21-1-3

本例中输入量为  $R(s)$ ，输出量  $C(s)$ ，其间有三条前向通路。各前向通路的增益为

$$P_1 = G_1 G_2 G_3 G_4 G_5$$

$$P_2 = G_1 G_6 G_4 G_5$$

$$P_3 = G_1 G_2 G_7$$

四个独立的回路增益为

$$L_1 = -G_4 H_1$$

$$L_2 = -G_2 G_7 H_2$$

$$L_3 = -G_6 G_4 G_5 H_2$$

$$L_4 = -G_2 G_3 G_4 G_5 H_2$$

本例中回路  $L_1$  和  $L_2$  不相接触，其他回路都相互接触。不相接触回路的增益为

$$L_1 L_2 = G_2 G_4 G_7 H_1 H_2$$

流图的特征式  $\Delta$  为

$$\begin{aligned} \Delta &= 1 - (L_1 + L_2 + L_3 + L_4) + L_1 L_2 \\ &= 1 + G_4 H_1 + G_2 G_7 H_2 + G_6 G_4 G_5 H_2 + G_2 G_3 G_4 G_5 H_2 + G_2 G_4 G_7 H_1 H_2 \end{aligned}$$

$P_1$  通路中除去与其相接触的回路  $L_1$ 、 $L_2$ 、 $L_3$ 、 $L_4$  和  $L_1 L_2$  后，余子式  $\Delta_1$  为

$$\Delta_1 = 1$$

$P_2$  通路中除去与其相接触的回路  $L_1$ 、 $L_2$ 、 $L_3$ 、 $L_4$  和  $L_1 L_2$  后，余子式  $\Delta_2$  为

$$\Delta_2 = 1$$

$P_3$  通路中除去与其相接触的回路  $L_2$ 、 $L_3$ 、 $L_4$  和  $L_1 L_2$  后，余子式  $\Delta_3$  为

$$\Delta_3 = 1 - L_1$$

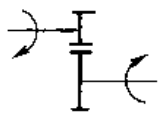
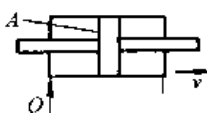
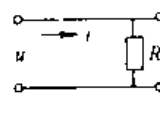
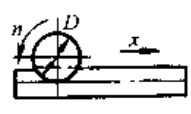

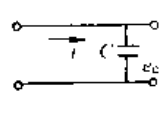
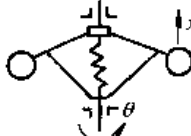
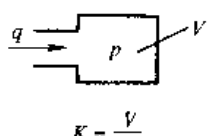
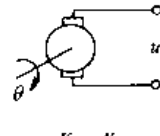
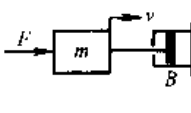
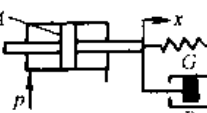
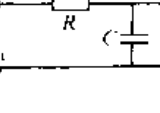
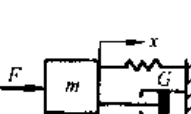
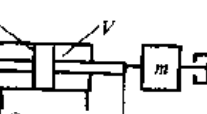
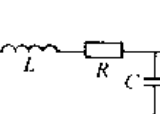
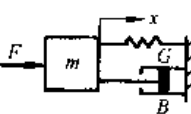
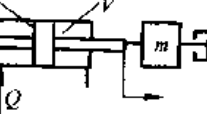
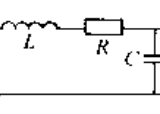
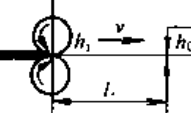

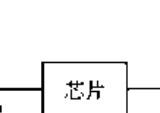
信号流图的总增益  $P$  为

$$P = \frac{1}{\Delta} (P_1 \Delta_1 + P_2 \Delta_2 + P_3 \Delta_3) = \frac{G_1 G_2 G_3 G_4 G_5 + G_1 G_6 G_4 G_5 + G_1 G_2 G_7 (1 + G_4 H_1)}{1 + G_4 H_1 + G_2 G_7 H_2 + G_6 G_4 G_5 H_2 + G_2 G_3 G_4 G_5 H_2 + G_2 G_4 G_7 H_1 H_2}$$

## 2.5 机、电、液系统中的典型环节

任何复杂的控制系统的数学模型，可以划分成一些简单基本的微分方程或传递函数，这些基本的数学描述称为系统的典型环节。典型环节是系统的动态特性描述，它与组成系统的基本元件是不同的概念，表 21-1-4 列出了机、液和电系统中相应的典型环节和传递函数。

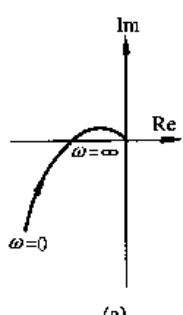
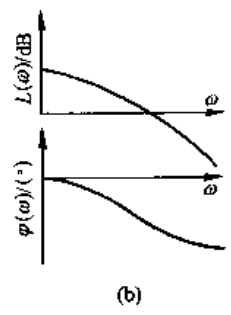
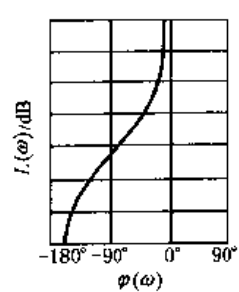
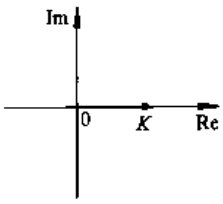
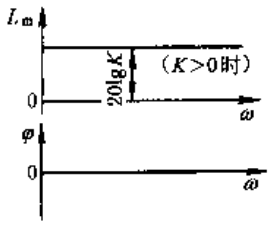
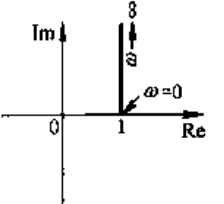
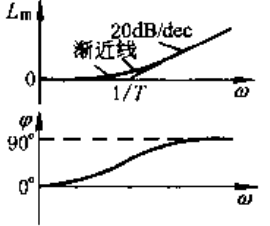
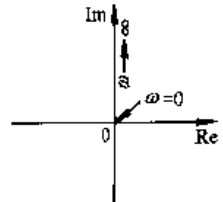
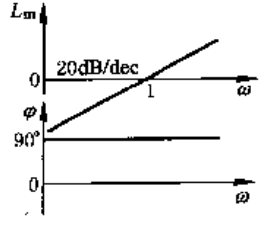
表 21-1-4 典型环节实例及其传递函数

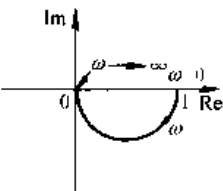
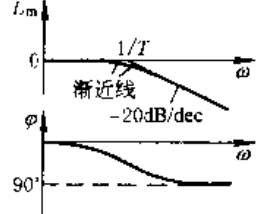
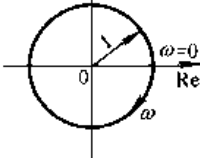
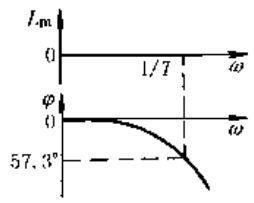
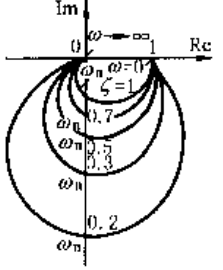
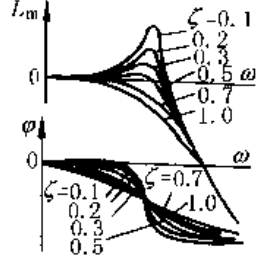
名称及传递函数	机械例	液压例	电例
比例环节 $G(s) = K$	 $K = \frac{1}{i}$	 $K = \frac{1}{A}$	 $K = \frac{1}{R}$
积分环节 $G(s) = \frac{K}{s}$	 $K = \pi D$	 $K = \frac{1}{A}$	 $K = \frac{1}{C}$
微分环节 $G(s) = Ks$	 $K = \frac{1}{B}$	 $K = \frac{V}{\beta_r}$	 $K = K_L$
惯性环节 $G(s) = \frac{K}{Ts + 1}$	 $K = \frac{1}{B} \quad T = \frac{m}{B}$	 $K = \frac{A}{G} \quad T = \frac{B}{G}$	 $K = 1 \quad T = RC$
一阶微分环节 $G(s) = K(Ts + 1)$	 $K = \frac{1}{G} \quad \omega = \sqrt{\frac{G}{m}} \quad \zeta = \frac{\beta}{\sqrt{mG}}$	 $K = C_{ep} \quad T = \frac{V}{\beta_e C_{ep}}$	 $K = 1 \quad T = RC$
振荡环节 $G(s) = \frac{K}{s^2 + \frac{2\zeta}{\omega}s + 1}$	 $K = \frac{1}{G} \quad \omega = \sqrt{\frac{G}{m}} \quad \zeta = \frac{\beta}{\sqrt{mG}}$	 $K = \frac{1}{A} \quad \omega = \sqrt{\frac{4\beta_e A^2}{Vm}}$ $\zeta = \frac{B}{4A} \sqrt{\frac{V}{\beta_e m}}$	 $K = 1 \quad \omega = \frac{1}{\sqrt{LC}} \quad \zeta = \frac{RC}{2\sqrt{LC}}$
延迟环节 $G(s) = Ke^{-\tau s}$	 $K = 1 \quad \tau = \frac{l}{v}$	 $K = \frac{1}{A} \quad \tau = \frac{V}{Q}$	

## 2.6 频率特性

### 2.6.1 频率特性的定义、求法及表示方法

表 21-1-5

定 义	<p>线性控制系统的输入端输入正弦信号后,其输出量的稳态分量是同频率的正弦信号,但幅值和相位将随输入频率而变化。系统的频率特性就是其输出量稳态分量的复数符与输入函数复数符的比,记为 <math>G(j\omega)</math></p> $G(j\omega) = \frac{\dot{y}(t)}{x(t)} = \frac{Y e^{j\omega t}}{X e^{j\omega t}} = \frac{Y}{X} e^{j(\varphi_y - \varphi_x)}$ <p>式中 <math>Y, X</math>——稳态分量和输入函数的幅值;  <math>\varphi_y, \varphi_x</math>——稳态分量和输入函数的相位。</p> <p>频率特性的模等于输出稳态分量的幅值和输入函数的幅值比,称为系统的幅频特性,记为 <math>A(\omega)</math>。频率特性的幅角等于稳态分量和输入函数之间的相位差,称为系统的相频特性,记为 <math>\varphi(\omega)</math>。因此,频率特性是幅频特性和相频特性的统称,即</p> $G(j\omega) = A(\omega) e^{j\varphi(\omega)}$ <p>频率特性是线性控制系统数学模型的另一类形式,是用频率法分析和设计自动控制系统的重要工具</p>					
	<p>微分方法 以正弦函数作为系统的输入信号,求解系统输出的稳态分量,最后取二者的复数比                  传递函数法 即取 <math>G(j\omega) = G(s) _{s=j\omega}</math>                  实测方法 在系统或元件的输入端输入一定幅值且频率由小逐渐增大的正弦信号。利用频率测定仪测出对应于每一频率情况下的稳态输出和输入信号之间的幅值比和相位差。由此来确定系统或元件的频率特性</p>					
图 示 方 法	<p>系统的频率特性通常采用下列三类图形来表示</p>					
	<p>幅相频率特性图(又称奈奎斯特图)</p>  <p>(a)</p> <p>它是在复平面上,描绘出当频率由零变化到无限大时, <math>G(j\omega)</math> 的极坐标图</p>	<p>对数频率特性图(又称波德图)</p>  <p>(b)</p> <p>它是由对数幅频特性和对数相频特性两张图组成。分别绘制在半对数坐标纸上</p>	<p>对数幅相频率特性图(又称尼柯尔斯图)</p>  <p>(c)</p> <p>它以频率作为参变量,在直角坐标系中绘出对数幅频特性和相位之间的关系</p>			
典 型 环 节 的 频 率 特 性	名称	奈式图	波德图	名称	奈式图	波德图
	比例环节			一阶微分环节		
		微分环节				积分环节

名称	奈氏图	波德图	名称	奈氏图	波德图
典型环节的频率特性	<p>惯性环节</p> 		<p>延迟环节</p> 		
	<p>振荡环节</p> 		<p>谐振频率 <math>\omega_r = \omega_0 \sqrt{1 - 2\zeta^2}</math></p> <p>谐振峰值 <math>M_r = \frac{1}{2\zeta \sqrt{1 - \zeta^2}}</math></p>		

注: dec 为十倍频程。

### 2.6.2 开环波德图、奈氏图和尼柯尔斯图的绘制

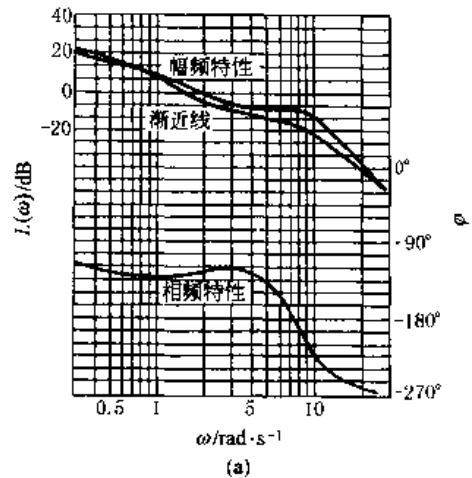
表 21-1-6

开环波德图、奈氏图和尼柯尔斯图的绘制

绘制步骤	举 例
1. 绘制系统的波德图	<p>试绘制出以下系统的波德图、奈奎斯特图和尼柯尔斯图</p> $G(s) = \frac{64(s+2)}{s(s+0.5)(s^2+3.2s+64)}$
(1) 绘制波德图时先将 $G(j\omega)$ 改写成典型环节乘积形式	<p>将 <math>G(s)</math> 变换成典型环节乘积形式</p> $G(s) = \frac{4\left(\frac{1}{2}s+1\right)}{s(2s+1)\left(\frac{1}{64}s^2+\frac{2 \times 0.2}{8}s+1\right)}$ <p>其频率特性为</p> $G(j\omega) = \frac{4\left(\frac{j\omega}{2}+1\right)}{j\omega(j2\omega+1)\left[-\left(\frac{\omega}{8}\right)^2+j2 \times 0.2\left(\frac{\omega}{8}\right)+1\right]}$
(2) 求出相应典型环节的转角频率	<p>随频率的增加依次出现的典型环节和相应的转角频率 <math>\omega</math> 为</p> <p>比例积分环节 <math>4/j\omega</math></p> <p>惯性环节 <math>1/(j2\omega+1), \omega_1 = 0.5\text{rad/s}</math></p> <p>一阶微分环节 <math>j\omega/2+1, \omega_2 = 2\text{rad/s}</math></p> <p>振荡环节 <math>1/\left[-\left(\frac{\omega}{8}\right)^2+j2 \times 0.2\left(\frac{\omega}{8}\right)+1\right], \omega_3 = 8\text{rad/s}</math> (<math>\zeta = 0.2</math>)</p>

绘制步骤	举 例			
<p>(3) 随着频率的增加,以比例环节(或比例积分和比例微分环节)开始在半对数坐标纸上依次在各转角频率之间给出相应的对数幅频特性的渐近直线</p> <p>绘制相频特性时,先绘制出各典型环节的相频特性,然后根据各典型环节的相频曲线在各频率处的相位叠加,得到系统的相频特性</p> <p>(4) 最后通过修正渐近线得到精确的对数幅频曲线</p>	各典型环节的对数幅频特性渐近线的特征			
	典型环节	$\omega/\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$	对数幅频渐近线特征	相频特性
	$\frac{4}{j\omega}$	无	一条斜率为 $-20\text{dB}/\text{dec}$ 的直线与 $\omega$ 轴相交于 $\omega = 4$ 处	恒等于 $-90^\circ$
	$\frac{1}{j2\omega + 1}$	$\omega_1 = 0.5$	$\omega < \omega_1$ 时为零分贝的直线 $\omega \geq \omega_1$ 时为一条斜率为 $-20\text{dB}/\text{dec}$ 的直线,交 $\omega$ 轴于 $\omega = 0.5\text{rad}/\text{s}$ 处	在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 之间变化, $\omega = \omega_1$ 时 $\varphi(\omega_1) = -45^\circ$
	$\frac{j\omega}{2} + 1$	$\omega_2 = 2$	$\omega < \omega_2$ 时为零分贝的直线 $\omega \geq \omega_2$ 时为一条斜率为 $20\text{dB}/\text{dec}$ 的直线,交 $\omega$ 轴于 $\omega = 2\text{rad}/\text{s}$ 处	在 $0^\circ \sim 90^\circ$ 之间变化, $\omega = \omega_2$ 时 $\varphi(\omega_2) = 45^\circ$
$-\left(\frac{\omega}{2}\right)^2 + j2 \times 0.2 \times \left(\frac{\omega}{8}\right) + 1$	$\omega_3 = 8$ ( $\zeta = 0.2$ )	$\omega < \omega_3$ 时为零分贝的直线 $\omega \geq \omega_3$ 时为一条斜率为 $-40\text{dB}/\text{dec}$ 的直线,交 $\omega$ 轴于 $\omega = 8\text{rad}/\text{s}$ 处	在 $0^\circ \sim -180^\circ$ 之间变化, $\omega = \omega_3$ 时 $\varphi(\omega_3) = -90^\circ$	

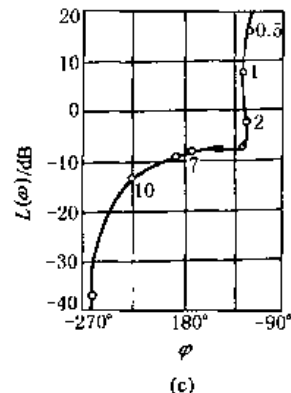
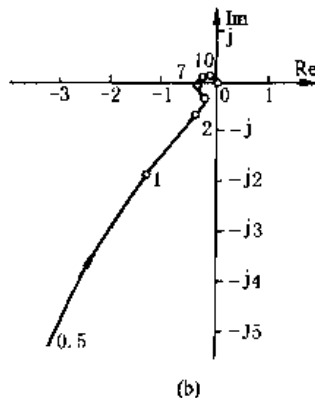
在半对数坐标纸上随着频率的增大,依次将上表中的典型环节的对数幅频渐近线斜率进行叠加,得到  $G_j(\omega)$  的对数幅频特性渐近线。各典型环节的对数相频特性叠加,可得到系统的对数相频特性如图 a。按各典型环节的对数幅频特性进行修正,可得到如图 a 的精确对数幅频特性<sup>①</sup>



根据图 a 可依次求出各频率值时的幅值和相位,如下表

频率/ $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$	0	0.5	1	2	4	7	8	10	20	$\infty$
增益 $L(\omega)$	$\infty$	15.3	7.3	-2.6	-8.6	-8.6	-9.3	-13	-37.3	$-\infty$
相位 $\varphi(\omega)$	$-90^\circ$	$-123^\circ$	$-127.5^\circ$	$-124.5^\circ$	$-127.5^\circ$	$-175.5^\circ$	$-196.5^\circ$	$-225^\circ$	$-263^\circ$	$-270^\circ$
幅值 $A(\omega)$	$\infty$	5.8	2.3	0.74	0.37	0.37	-0.34	0.22	0.14	0
$O(\omega) = A(\omega)\cos\varphi(\omega)$	0	-3.16	-1.40	-0.42	-0.22	-0.37	-0.33	-0.16	-0.02	0
$Q(\omega) = A(\omega)\sin\varphi(\omega)$	$-\infty$	-4.86	-1.80	-0.60	-0.29	-0.03	0.10	0.16	0.14	0

根据上表可分别绘出系统的奈氏图 b 和尼柯尔斯图 c

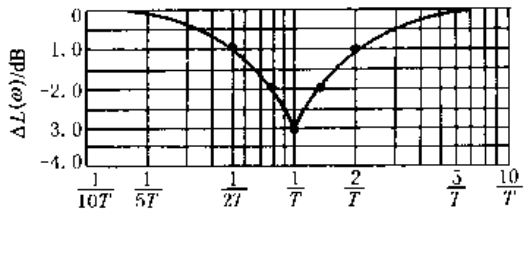
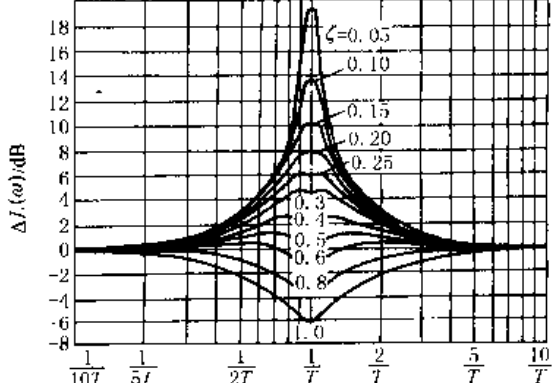


2. 根据波德图绘制其他二图

根据波德图求取各频率下的幅值和相位,即可方便地绘制出相应的奈氏图和尼柯尔斯图,如图 b 和 c 所示

对渐近线进行幅值修正时,惯性环节和一阶微分环节可按图 d 求取修正量。振荡环节和二阶微分环节可按图 e 求取修正量。总的幅值修正量等于在各频率处修正量的代数和



绘制步骤	举 例
<p>3. 修正渐近线用图</p>	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;">  <p>(d)</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>(e)</p> </div> </div>

① 波德图可以用计算机来绘制。

### 2.7 单位脉冲响应函数和单位阶跃响应函数

利用系统的单位脉冲响应函数或单位阶跃响应函数可以求取系统在任何其他形式输入条件下的系统响应。同时系统的单位脉冲响应函数和单位阶跃响应函数还反映了系统本身的固有特性。因此它们也都是描述系统动态特性的重要数学工具。

#### (1) 单位脉冲响应函数

当系统受到一个单位脉冲函数  $\delta(t)$  输入作用时，其输出函数  $g(t)$  称为单位脉冲响应函数，又称权函数。

$$g(t) = L^{-1}[G(s)] \quad (t \geq 0) \tag{21-1-10}$$

式中  $G(s)$ ——系统的传递函数。

系统的  $g(t)$  已知时，系统对其他任何输入函数  $x(t)$  的响应  $y(t)$  可用 Duhamel 公式求出：

$$y(t) = \int_0^t g(\tau)x(t-\tau)d\tau \quad (t \geq 0) \tag{21-1-11}$$

#### (2) 单位阶跃响应函数

当系统受到一阶单位阶跃函数  $1(t)$  输入作用时，其输出函数  $h(t)$  称为单位阶跃响应函数。它等于

$$h(t) = \int_0^t g(\tau)d\tau \tag{21-1-12}$$

式中  $g(t)$ ——系统的单位脉冲响应函数。

若系统的  $h(t)$  已知时，系统对其他任何输入函数  $x(t)$  的响应  $y(t)$  可由 Duhamel 公式求出：

$$y(t) = x(0)h(t) + \int_0^t h(t-\tau) \frac{dx(\tau)}{d\tau} = d\tau \quad (t \geq 0)$$

例 已知系统的单位阶跃响应函数  $h(t) = \frac{1}{K}(1 - \cos\omega t)$ ，当  $t=0$  时输入  $x(t) = A \sin\phi t$ ，则系统的输出响应函数为

$$y(t) = \int_0^t \frac{1}{K}[1 - \cos\omega(t-\tau)]A\phi \cos\phi t d\tau$$

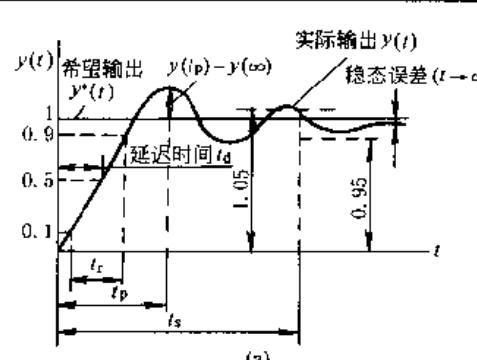
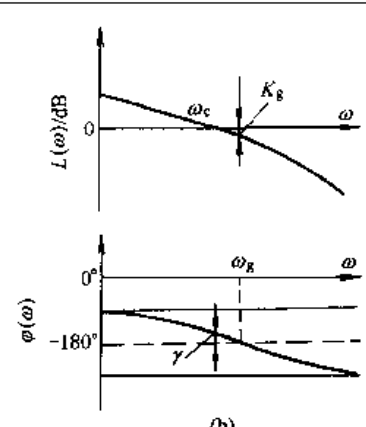
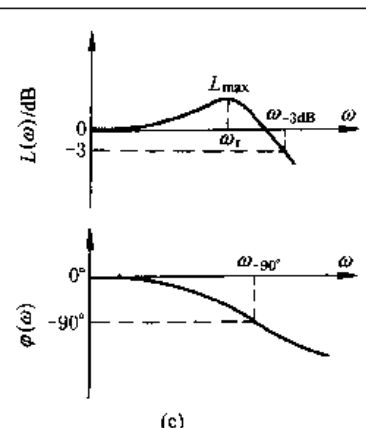
积分后得

$$y(t) = \frac{A}{K\left(1 - \frac{\phi^2}{\omega^2}\right)} \left( \sin\phi t - \frac{\phi}{\omega} \sin\omega t \right)$$

### 3 线性控制系统的性能指标

自动控制系统首先应该是稳定的。在保证系统稳定的条件下，还应进一步衡量系统的工作质量，以判别系统是否满足生产实际所提出的各项要求。评价系统性能的标准就是相应的各项性能指标，大体上分四类，如表 21-1-7。

表 21-1-7 控制系统的主要性能指标与要求

指标	主要内容	要求
时域动态指标	<p>一般是指系统在单位阶跃输入作用下，其输出响应的形状所反应出来的特征值，如图 a，主要是：</p>  <p>上升时间 <math>t_r</math> 响应曲线从稳态值的 10% 上升到 90% 所需时间</p> <p>峰值时间 <math>t_p</math> 响应曲线达到过调量的第一个峰值所需时间</p> <p>超调量 <math>\sigma_p</math> 响应曲线的最大过调量与稳态值之比的百分数</p> $\sigma_p = \frac{y(t_p) - y(\infty)}{y(\infty)} \times 100\%$ <p>调节时间 <math>t_s</math> 响应曲线衰减到与稳态值之差不超过稳态值的 <math>\pm 5\%</math> (或 <math>\pm 2\%</math>) 时所需时间</p>	<p><math>&lt; 30\text{ms}</math></p> <p><math>\sigma_{p\max} &lt; 25\%</math></p> <p><math>&lt; 80\text{ms}</math></p>
	<p>实际的控制系统分析中还会依据具体的情况对动态指标提出其他要求，如过渡过程中的振荡次数、单调无超调响应以及扰动输入作用下的性能评价等</p>	
频域动态指标	<p>相当多的控制系统常用频域动态指标来衡量系统的过渡过程品质。频域动态指标有开环频域指标和闭环频域指标。前者是根据开环波德图来确定系统性能的特征值，后者是根据闭环波德图来确定系统性能的特征值</p>  <p>增益交界频率 <math>\omega_c</math> 开环波德图上幅频特性的增益 <math>L=0</math> 处的频率值</p> <p>相位裕量 <math>\gamma</math> 在 <math>\omega_c</math> 处的开环相频特性与 <math>-180^\circ</math> 线的相位差，即 <math>\gamma = 180^\circ + \varphi(\omega_c)</math></p> <p>增益裕量 <math>K_g</math> 在相位等于 <math>-180^\circ</math> 时的频率 <math>\omega_g</math> 处(称相位交界频率)幅频特性增益的相反数，即</p> $K_g = -L(\omega_g)(\text{dB})$	<p><math>30^\circ \sim 60^\circ</math></p> <p><math>&gt; 8\text{dB}</math></p>
	 <p>谐振频率 <math>\omega_r</math> 闭环波德图上幅频特性的增益为最大值 <math>L_{\max}</math> 处的频率值</p> <p>谐振峰值 <math>M_r</math> 对应于 <math>L_{\max}</math> 的闭环频率特性的幅值</p> <p>截止频率 <math>\omega_b</math> 在闭环波德图上，当幅频特性的增益值下降到零频率处增益值以下 3dB 时所对应的频率</p> <p>-3dB 带宽 <math>\omega_{-3\text{dB}}</math> 零到截止频率 <math>\omega_b</math> 之间的频率范围</p> <p>-90° 带宽 <math>\omega_{-90^\circ}</math> 在闭环波德图上，零频率到相频特性等于 <math>-90^\circ</math> 处所对应频率的频率范围</p>	<p><math>&gt; 300\text{rad/s}</math></p> <p><math>&lt; 1.04</math></p> <p><math>0 \sim 400\text{rad/s}</math></p> <p><math>0 \sim 350\text{rad/s}</math></p>

续表

指标	主要内容	要求
稳态指标	是控制系统准确度的度量, 又称稳态误差。通常用动态误差系数和静态误差系数来表示动态误差系数用来衡量各类控制作用下的系统准确度。静态误差系数用来衡量系统对于一些典型输入函数的跟踪能力和准确度 误差系数的计算方法, 参见下节内容	阶跃指令输入时 $e_{ss} = 0$ 斜坡干扰输入时 $e_{ss} < 0.01 \text{mm}$
是控制系统性能的综合测量, 它们是系统参数的函数。因此, 当系统的某些参数取最佳值时, 综合性能指标将取极值。综合性能指标的概念在最优控制中是十分重要的, 通常称为目标函数, 记为 $J$ 。综合性能指标有许多种, 常用的有:		
综合性能指标	指标考虑系统的误差 $e$ 和发生误差过程所需的时间 $t$ , 系统力图使 $e$ 或者 $e$ 和 $t$ 所构成的目标函数 $J$ 的值最小。常用的目标函数为: 误差绝对值积分准则 (IAE 准则) $J = \int_0^{\infty}  e(t)  dt$ 时间误差绝对值积分准则 (ITAE 准则) $J = \int_0^{\infty} t  e(t)  dt$	$J$ 最小
	二次型性能指标 $J = X^T(t_f) P X(t_f) + \int_{t_0}^{t_f} [X^T(t) Q X(t) + u^T(t) R u(t)] dt$ 式中 $t_0, t_f$ —— 起始时间和终值时间; $X(t)$ —— 系统的状态变量; $u(t)$ —— 系统的控制量; $P, Q, R$ —— 加权矩阵 其中 $X^T(t_f) P X(t_f)$ 强调状态的终值为最小, 而积分项则是使系统在 $t_0$ 至 $t_f$ 的期间内跟踪期望轨迹时的误差最小和能耗最小	

注: 表中列举的要求属于一般性的要求, 对于实际的系统则将根据工程实际所提出的性能指标和要求来评价系统。

## 4 线性反馈控制系统分析

### 4.1 稳定性分析

#### 4.1.1 稳定性定义和系统稳定的充要条件

##### (1) 定义

当扰动作用消失后, 控制系统能自动地由初始偏差状态恢复到原来的平衡状态, 则此系统是稳定的。否则此系统是不稳定的。

如果初始偏差在一定的限度内, 系统才能保持稳定, 初始偏差超出某一限值时, 系统就不稳定, 则称系统是小范围内稳定的。如果不论初始偏差多大, 系统总是稳定的, 则称系统是大范围稳定的。线性系统若在小范围内是稳定的, 则一定也是大范围内稳定。非线性系统则可能存在小范围内稳定而大范围不稳定的情况。

稳定性是控制系统重要性能指标之一, 是系统正常工作的首要条件。

##### (2) 稳定的充要条件

线性反馈控制系统稳定的充要条件是它的特征方程的根均具有负实部, 或者说系统的闭环极点均位于复平面的左半部。

#### 4.1.2 稳定性准则

稳定性准则是分析控制系统是否稳定的依据, 又称为稳定判据。工程中常用的判别系统稳定性的准则有劳斯 (Routh) 稳定判据和奈魁斯特 (Nyquist) 稳定判据。

##### (1) 劳斯稳定判据

劳斯稳定判据是一种代数准则, 它利用系统的特征方程的系数来判据系统是否稳定。设系统的特征方程为

$$a_n s^n + a_{n-1} s^{n-1} + \dots + a_1 s + a_0 = 0$$

劳斯判据将方程的系数  $a_n, a_{n-1}, \dots, a_1, a_0$  列入劳斯表并计算表内元素  $b_1, \dots, c_1, \dots$  的值如下。

$$\begin{array}{l|llll}
 s^n & a_n & a_{n-2} & a_{n-4} & a_{n-6} \dots \\
 s^{n-1} & a_{n-1} & a_{n-3} & a_{n-5} & a_{n-7} \dots \\
 s^{n-2} & b_1 & b_2 & b_3 & b_4 \dots \\
 s^{n-3} & c_1 & c_2 & c_3 & c_4 \dots \\
 \vdots & \vdots & & & \\
 s^0 & \dots & & & 
 \end{array}$$

其中

$$\begin{aligned}
 b_1 &= -\frac{1}{a_{n-1}} \begin{vmatrix} a_n & a_{n-2} \\ a_{n-1} & a_{n-3} \end{vmatrix} \\
 b_2 &= -\frac{1}{a_{n-1}} \begin{vmatrix} a_n & a_{n-4} \\ a_{n-1} & a_{n-5} \end{vmatrix} \\
 b_3 &= -\frac{1}{a_{n-1}} \begin{vmatrix} a_n & a_{n-6} \\ a_{n-1} & a_{n-7} \end{vmatrix} \\
 &\dots \\
 c_1 &= -\frac{1}{b_1} \begin{vmatrix} a_{n-1} & a_{n-3} \\ b_1 & b_2 \end{vmatrix} \\
 c_2 &= -\frac{1}{b_1} \begin{vmatrix} a_{n-1} & a_{n-5} \\ b_1 & b_3 \end{vmatrix} \\
 c_3 &= -\frac{1}{b_1} \begin{vmatrix} a_{n-1} & a_{n-7} \\ b_1 & b_4 \end{vmatrix} \\
 &\dots
 \end{aligned}$$

表中各行元素均计算到全部为零为止。

劳斯判据：若表中第一列元素 ( $a_n, a_{n-1}, b_1, c_1, \dots$ ) 不为零且均为正，则系统稳定；否则，系统不稳定。第一列元素符号改变的次数表示系统的特征方程根中不稳定根的数目。

四阶以下系统劳斯稳定判据可以简化如表 21-1-8 所示。

表 21-1-8 低阶系统劳斯稳定判据

阶次	系统闭环传递函数	稳定的充要条件
1	$\Phi(s) = \frac{M(s)}{a_1 s + a_0}$	$a_1 > 0, a_0 > 0$
2	$\Phi(s) = \frac{M(s)}{a_2 s^2 + a_1 s + a_0}$	$a_2 > 0, a_1 > 0, a_0 > 0$
3	$\Phi(s) = \frac{M(s)}{a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0}$	$a_3 > 0, a_2 > 0, a_1 > 0, a_0 > 0, a_2 a_1 > a_3 a_0$
4	$\Phi(s) = \frac{M(s)}{a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0}$	$a_4 > 0, a_3 > 0, a_2 > 0, a_1 > 0, a_0 > 0, a_3 a_2 - a_4 a_1 > 0, a_3 a_2 a_1 - a_4 a_1^2 - a_3^2 a_0 > 0$

劳斯表中元素计算时，可能会出现第一列为零元素或全零行的情况，此时劳斯表的计算需参阅专门文献。

## (2) 奈魁斯特稳定判据

奈魁斯特稳定判据是一种频率准则，它利用系统的开环频率特性来判别闭环系统是否稳定。奈魁斯特稳定判据如下：

① 若系统的开环传递函数没有正实部的极点 ( $P=0$ )，当频率  $\omega$  由  $-\infty$  变化到  $\infty$  时，开环频率特性  $G_k(j\omega)$  不包围复平面上的  $(-1, j0)$  点则系统稳定，否则系统不稳定；

② 若系统的开环传递函数有  $P$  个极点具有正实部，当频率  $\omega$  由  $-\infty$  变化到  $\infty$  时开环频率特性  $G_k(j\omega)$  逆时针方向包围  $(-1, j0)$  点  $P$  圈时系统稳定，否则系统不稳定。

奈魁斯特稳定判据如图 21-1-4 所示, 其中辅助曲线是从  $\omega = 0_-$  开始顺时针方向到  $\omega = 0_+$  所划的一条半径为无限大的圆周线。圆周线转角等于开环传递函数中所含的积分环节个数  $\nu$  乘以  $\pi$ , 即  $\theta = \nu\pi$ 。

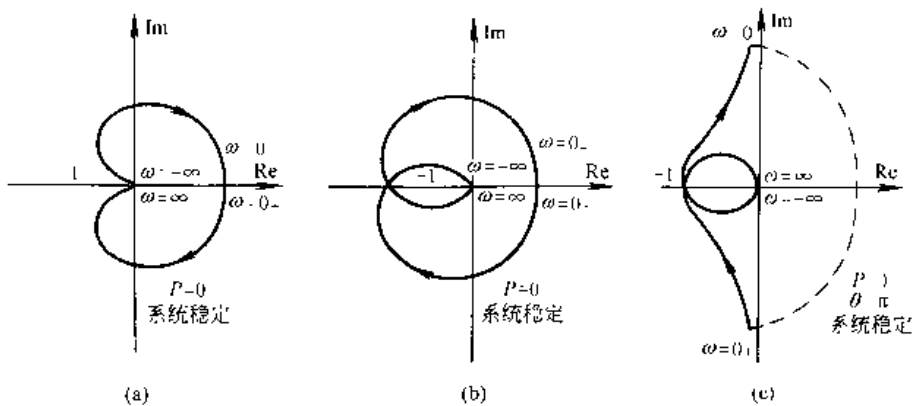


图 21-1-4 奈魁斯特稳定判据

③ 含有延迟环节的控制系统的奈魁斯特稳定性判据为: 若除延迟环节外, 开环传递函数中不包含正实部的极点, 闭环状态下系统稳定的充要条件是其开环频率特性  $G_k(j\omega)$  不包围  $(-1, j0)$  点, 则系统是稳定的, 如图 21-1-5a 所示; 否则系统不稳定, 如图 21-1-5b 所示。

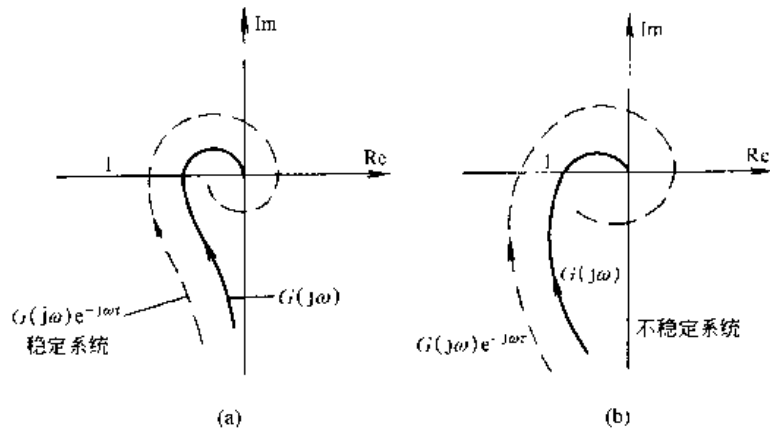


图 21-1-5 具有延迟环节的系统稳定性判据 [ $G_k(j\omega) = G(j\omega)e^{-j\omega\tau}$ ]

### 4.1.3 稳定裕量

稳定裕量是衡量一个闭环控制系统相对稳定性的定量指标。在频率准则中稳定裕量通常用相位裕量  $\gamma$  和增益裕量  $K_g$  来表示。它们可以根据系统的开环对数频率特性来求取, 其物理含义是相位迟后多少度, 或开环增益增大多少倍, 则系统将从稳定状态变为临界稳定状态。

#### (1) 相位裕量 $\gamma$

在开环对数频率特性图上, 幅频特性的增益  $L=0$  处的相位  $\varphi(\omega_c)$  和  $180^\circ$  之和, 即

$$\gamma = 180^\circ + \varphi(\omega_c) \tag{21-1-13}$$

式中,  $\omega_c$  称为增益交界频率或穿越频率。  $\gamma > 0$  为正相位裕量,  $\gamma < 0$  为负相位裕量。

#### (2) 增益裕量 $K_g$

在开环对数频率图上, 相频特性  $\varphi(\omega_1) = -180^\circ$  时, 对应的幅频特性增益  $L(\omega_1)$  的相反数, 即

$$K_g = -L(\omega_1) \tag{21-1-14}$$

式中,  $\omega_1$  称为相位交界频率。  $K_g > 0$  为正增益裕量,  $K_g < 0$  为负增益裕量。

稳定裕量的含义和求取方法如图 21-1-6 所示。

对于最小相位系统, 当  $\gamma > 0$ 、 $K_g > 0$  时系统是稳定的。一般来讲, 只用相位裕量或增益裕量是不足以充分说明系统的相对稳定程度的, 必须同时考虑两个量。工程实际中通常要求相位裕量  $\gamma$  为  $30^\circ \sim 60^\circ$ , 对数幅频特性在增益交界频率  $\omega_c$  处的斜率为  $-20\text{dB/dec}$ 。

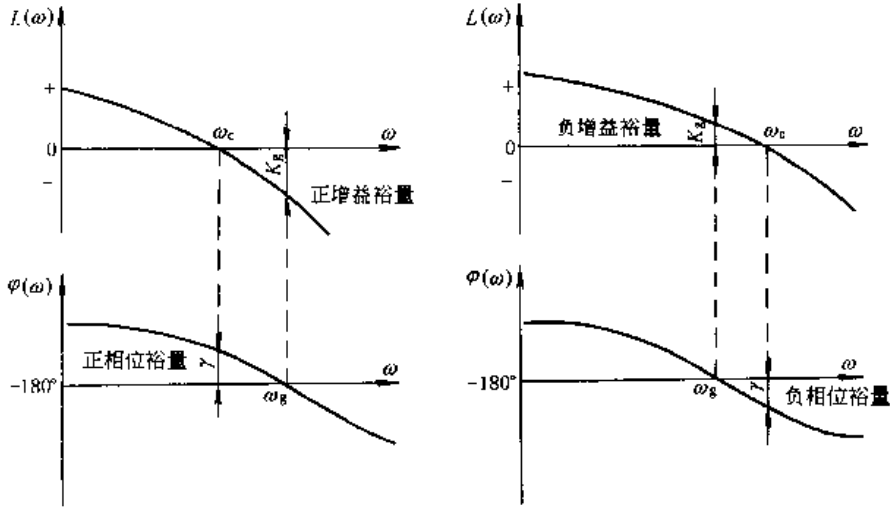


图 21-1-6 稳定裕量的定义

### 4.2 控制系统动态品质分析

控制系统的动态品质分析是在系统稳定的条件下确定系统的各项动态性能指标，以衡量系统性能的好坏。确定系统动态性能指标可以采用时域分析法和频域分析法。时域法是根据系统的单位阶跃响应函数来求取动态性能指标，其中包括利用数字计算机进行仿真分析。频率法是根据系统的闭环或开环频率特性间接求取系统的动态性能指标。

#### 4.2.1 时域分析法

(1) 一阶系统的单位阶跃响应函数及性能指标计算

设一阶系统的闭环传递函数为

$$\Phi(s) = \frac{1}{Ts + 1} \tag{21-1-15}$$

式中  $T$ ——系统的时间常数。

单位阶跃响应函数如图 21-1-7 所示。

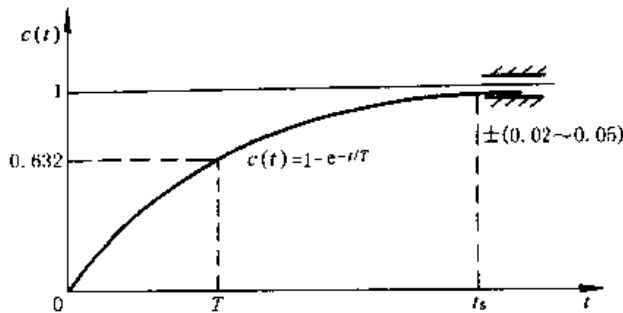


图 21-1-7 一阶系统单位阶跃响应曲线

图中响应函数  $c(t)$  为

$$c(t) = 1 - e^{-t/T} \quad t \geq 0 \tag{21-1-16}$$

$$t_s = 4T$$

(2) 二阶系统的单位阶跃响应函数及性能指标计算

设二阶系统的闭环传递函数为

$$\Phi(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \tag{21-1-17}$$

式中  $\omega_n$ ——系统无阻尼自然角频率；

$\zeta$ ——系统阻尼比。

其单位阶跃响应函数如图 21-1-8 所示。

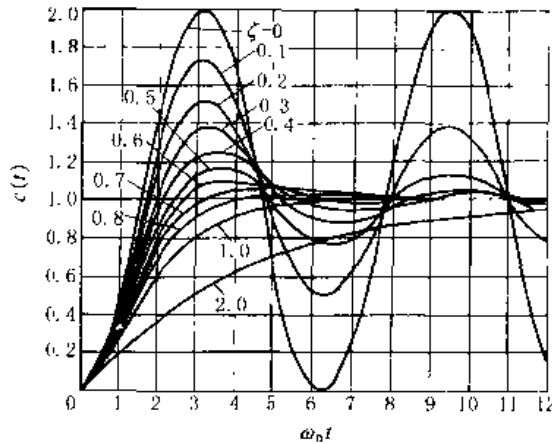


图 21-1-8 二阶系统单位阶跃响应曲线

图中响应函数  $c(t)$  为

$$\left. \begin{aligned}
 c(t) &= 1 - \cos \omega_n t & t \geq 0 & \zeta = 0 \\
 c(t) &= 1 - \frac{\exp(-\zeta \omega_n t)}{\sqrt{1-\zeta^2}} \sin(\omega_d t + \varphi) & t \geq 0 & 0 < \zeta < 1 \\
 \omega_d &= \omega_n \sqrt{1-\zeta^2}, \varphi = \arctan \frac{\sqrt{1-\zeta^2}}{\zeta} \\
 c(t) &= 1 - (1 + \omega_n t) \exp(-\zeta \omega_n t) & t \geq 0 & \zeta = 1 \\
 c(t) &= 1 + \frac{1}{2(\zeta^2 - \zeta \sqrt{\zeta^2 - 1} - 1)} \exp[-(\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1}) \omega_n t] + \\
 &\quad \frac{1}{2(\zeta^2 + \zeta \sqrt{\zeta^2 - 1} - 1)} \exp[-(\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}) \omega_n t] & t \geq 0 & \zeta > 1
 \end{aligned} \right\} \quad (21-1-18)$$

欠阻尼 ( $0 < \zeta < 1$ ) 情况下, 系统动态性能指标的计算式为

$$t_r = \frac{\pi - \arctan \frac{\sqrt{1-\zeta^2}}{\zeta}}{\omega_d} \quad (21-1-19)$$

$$t_p = \frac{\pi}{\omega_d} \quad (21-1-20)$$

$$\sigma_p = \exp\left(\frac{-\zeta \pi}{\sqrt{1-\zeta^2}}\right) \times 100\% \quad (21-1-21)$$

$$t_s = \frac{\ln\left(\frac{1}{\Delta}\right) - \ln \sqrt{1-\zeta^2}}{\zeta \omega_n} \quad (21-1-22)$$

式中  $\Delta$  为允许误差范围, 通常  $\Delta = \pm(0.02 \sim 0.05)$ 。若  $0 < \zeta < 0.8$  时, 忽略  $\ln \sqrt{1-\zeta^2}$  项, 则

$$\left. \begin{aligned}
 t_s &\approx \frac{4}{\zeta \omega_n} & (\Delta = \pm 0.02) \\
 t_s &\approx \frac{3}{\zeta \omega_n} & (\Delta = \pm 0.05)
 \end{aligned} \right\} \quad (21-1-23)$$

(3) 三阶系统的单位阶跃响应函数

设三阶系统的闭环传递函数为

$$\Phi(s) = \frac{\omega_n^2 s_0}{(s + s_0)(s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2)} \quad (21-1-24)$$

其单位阶跃响应函数如图 21-1-9 所示。

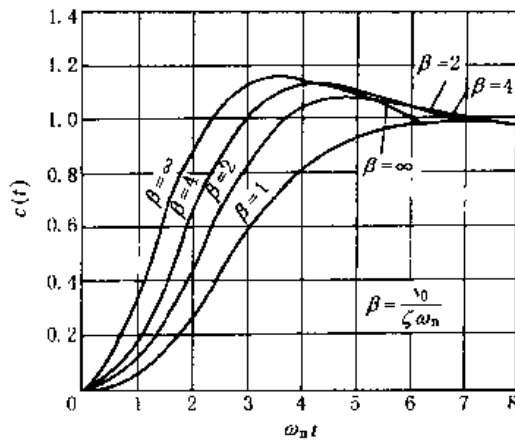


图 21-1-9 三阶系统单位阶跃响应曲线

图中响应函数  $c(t)$  为

$$c(t) = 1 + Ae^{-\beta t} + B \exp(-\zeta\omega_n t) \cos\omega_d t + C \exp(-\zeta\omega_n t) \sin\omega_d t \quad t \geq 0 \quad (21-1-25)$$

式中  $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$   $0 < \zeta < 1$

$$A = -\frac{1}{\beta\zeta^2(\beta-2) + 1}$$

$$B = -\frac{\beta\zeta^2(\beta-2)}{\beta\zeta^2(\beta-2) + 1}$$

$$C = -\frac{\beta\zeta[\beta\zeta^2(\beta-2) + 1]}{[\beta\zeta^2(\beta-2) + 1]\sqrt{1 - \zeta^2}}$$

$$\beta = \frac{s_0}{\zeta\omega_n}$$

(4) 高阶系统的单位阶跃响应函数

设高阶系统的闭环传递函数为

$$\Phi(s) = \frac{M(s)}{N(s)}$$

若系统的特征方程  $N(s) = 0$  具有  $n$  个不相重的根  $s_i$ ，则单位阶跃响应函数为

$$c(t) = A + \sum_{i=1}^n B_i e^{s_i t} \quad (21-1-26)$$

$$\text{式中 } A = \left[ \frac{M(s)}{sN(s)} \right]_{s=0}$$

$$B_i = \left[ \frac{M(s)}{sN(s)} (s - s_i) \right]_{s=s_i}$$

若系统的特征方程的根中包含重根和共轭复根，则可参阅第一篇中拉氏反变换中有关论述。

高阶系统若闭环极点中某一实数极点或某一对共轭极点其距虚轴的距离与其他极点距虚轴距离之比小于或等于  $1/5$ ，且在该极点附近不存在闭环零点，这类极点称为系统的主导极点。具有一对共轭极点为主导极点的高阶系统可以近似为二阶系统，其性能指标可以按二阶系统的方法进行计算。此时高阶系统的单位阶跃响应函数  $c(t)$  为

$$c(t) = 1 - a_1 \exp(-\zeta\omega_n t) \cos\omega_d t - a_2 \exp(-\zeta\omega_n t) \sin\omega_d t \quad t \geq 0 \quad (21-1-27)$$

$$\text{式中 } a_1 = \left[ \frac{M(s)}{sN(s)} (s - s_1) \right]_{s=s_1}$$

$$a_2 = \left[ \frac{M(s)}{sN(s)} (s - s_2) \right]_{s=s_2}$$

$s_1, s_2$ ——系统的一对共轭主导极点。



### 4.2.2 频率分析法

频率分析法是根据系统的频率特性来确定闭环系统过渡过程的品质指标。工程设计中主要是运用开环和闭环对数频率特性来评价系统的瞬态响应特征。当利用开环对数频率特性时,主要利用开环频域指标,如穿越频率 $\omega_c$ 、相位裕量 $\gamma$ 和增益裕量 $K_g$ 等来评价系统;当利用闭环对数频率特性时,主要利用闭环频域指标,如谐振频率 $\omega_r$ 、截止频率 $\omega_b$ 和谐振峰值 $M_r$ 等来评估系统。这些指标与闭环系统瞬态响应的关系,对二阶系统来讲是可以准确计算的,但对高阶来讲,由于二者的关系比较复杂,通常是近似估算或按经验公式估算。

#### (1) 二阶系统频域性能指标与时域性能指标之间的关系

设二阶系统的闭环传递函数为

$$\Phi(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}$$

系统开环频域指标与时域指标的关系为

$$\omega_c = \omega_n \sqrt{\sqrt{4\zeta^4 + 1} - 2\zeta^2} \quad (21-1-28)$$

$$\gamma = \arctan \frac{2\zeta}{\sqrt{\sqrt{4\zeta^4 + 1} - 2\zeta^2}} \quad (21-1-29)$$

$$t_a = \frac{6-8}{\omega_c \tan \gamma} \quad (21-1-30)$$

频域指标与时域指标的换算关系如图 21-1-10 所示。

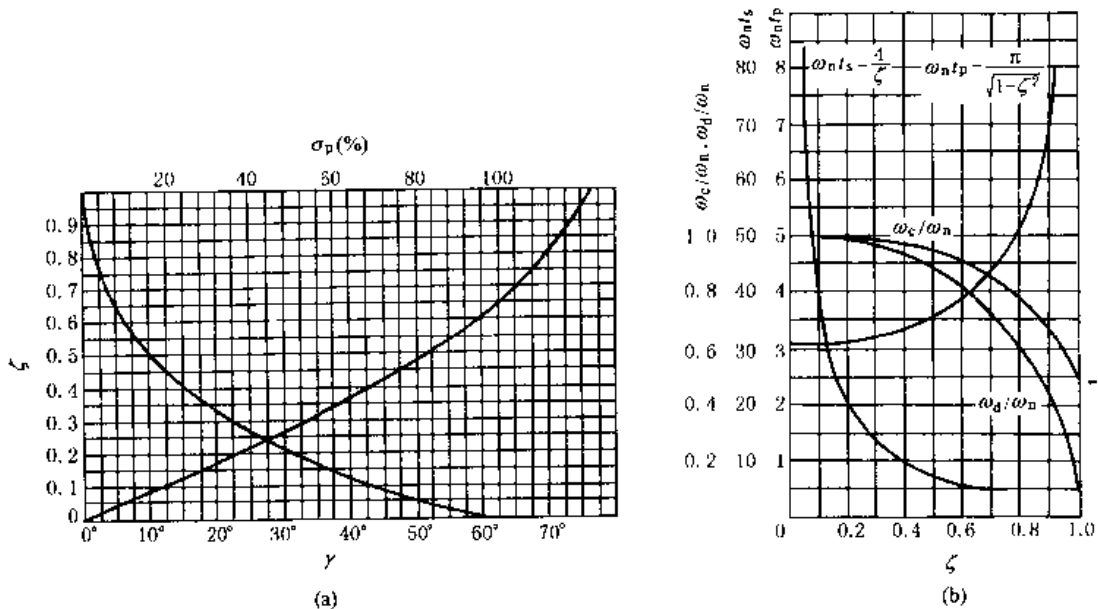


图 21-1-10 系统开环频域指标与时域指标的换算关系

系统闭环频域指标与时域指标的关系

$$\omega_c = \omega_n \sqrt{1 - 2\zeta^2} \quad (0 < \zeta \leq 0.707) \quad (21-1-31)$$

$$\omega_b = \omega_n \sqrt{1 - 2\zeta^2 + \sqrt{2 - 4\zeta^2 + 4\zeta^4}} \quad (21-1-32)$$

$$M_r = \frac{1}{2\zeta \sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (0 < \zeta \leq 0.707) \quad (21-1-33)$$

$$\sigma_p = e^{-\pi} \sqrt{\frac{M_r - \sqrt{M_r^2 - 1}}{M_r + \sqrt{M_r^2 - 1}}} \times 100\% \quad (21-1-34)$$

频域指标与时域指标的换算关系如图 21-1-11 所示。

利用上述公式或关系曲线来确定闭环系统的过渡过程的品质时可按以下步骤来进行:

- ① 根据开环波德图或闭环波德图确定频域指标穿越频率  $\omega_c$ 、相位裕量  $\gamma$  或谐振峰  $M_r$ 、截止频率  $\omega_b$  和谐振频率  $\omega_r$ ;
- ② 根据  $\gamma$  或  $M_r$  求取系统的阻尼比  $\zeta$ ;
- ③ 根据  $\gamma$  或  $M_r$  求取系统瞬态响应的超调量  $\sigma_p$ ;
- ④ 由阻尼比  $\zeta$  和  $\omega_c/\omega_n$  或  $\omega_r/\omega_n$  或  $\omega_b/\omega_n$  求取系统的无阻尼自然角频率  $\omega_n$ ;
- ⑤ 根据公式或关系曲线求取系统调整时间  $t_s$ 。

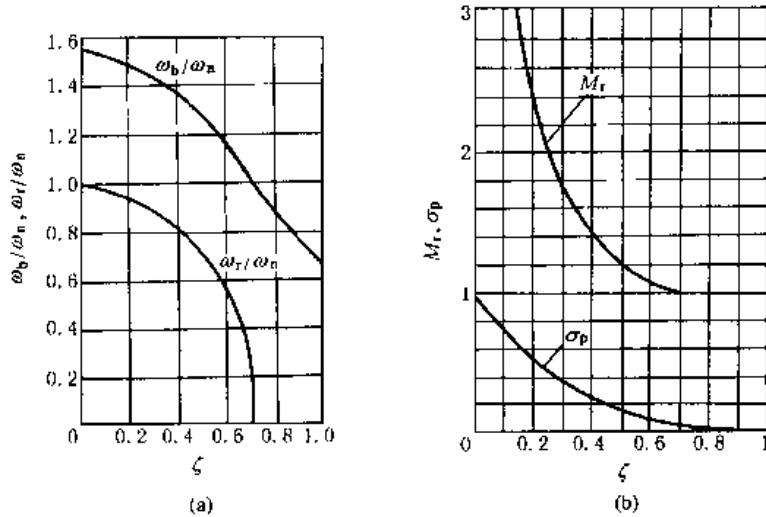


图 21-1-11 系统闭环频域指标与时域指标的换算关系

(2) 高阶系统频域指标与时域指标的关系 (如图 21-2-12 所示)

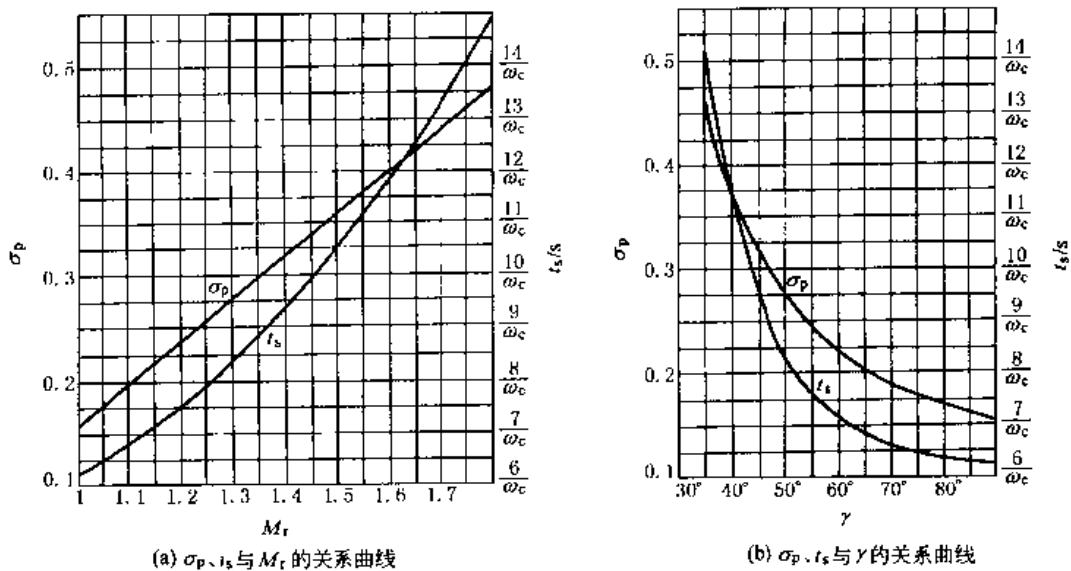


图 21-1-12

① 若高阶系统具有一对共轭复数闭环主导极点，则可以近似为二阶系统，系统的频域指标和时域性能指标的关系同二阶系统。

② 一般高阶系统，可按以下经验公式来估算：

$$\sigma_p = [16 + 40(M_r - 1)]\% \quad (1 \leq M_r \leq 1.8) \quad (21-1-35)$$

$$t_s = \frac{K\pi}{\omega_c} \text{ (s)} \quad (21-1-36)$$

$$K = 2 + 1.5(M_r - 1) + 2.5(M_r - 1)^2 \quad (1 \leq M_r \leq 1.8)$$

式中  $\omega_c$ ——开环对数幅频特性的穿越频率 (亦称增益交界频率);

$M_r$ ——闭环频率特性的谐振峰。

当系统的谐振频率  $\omega_r$  和穿越频率  $\omega_c$  相差较小时, 系统的谐振峰值  $M_r$  和相位裕量  $\gamma$  之间有以下的近似关系

$$M_r \approx \frac{1}{\sin \gamma}$$

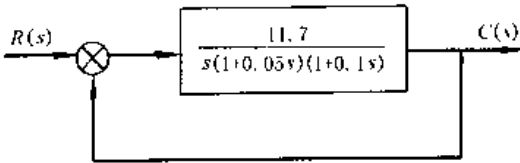


图 21-1-13 控制系统的方块图

### 4.2.3 控制系统波德图的绘制

波德图可以用人工绘制其近似图形, 绘制方法简单; 若人工绘制精确的波德图就很烦琐, 而利用计算机绘制波德图既快速又精确。同时, 可以打印出波德图中的主要参数。如开环波德图中的相位裕量  $\gamma$ 、增益裕量  $K_g$ 、穿越频率  $\omega_c$ 、闭环波德图中的截止频率  $\omega_b$  等。利用计算机绘制波德图也便于系统的校正。

例如, 一控制系统如图 21-1-13 所示。可以绘出开环波德图及闭环波德图, 如图 21-1-14 所示<sup>①</sup>, 还可以打印出该系统的穿越频率  $\omega_c = 8.3 \text{ rad/s}$ 、相位裕量  $\gamma = 27.5^\circ$ 、增益裕量  $K_g = 7 \text{ dB}$ 、截止频率  $\omega_b = 13.7 \text{ rad/s}$ 。

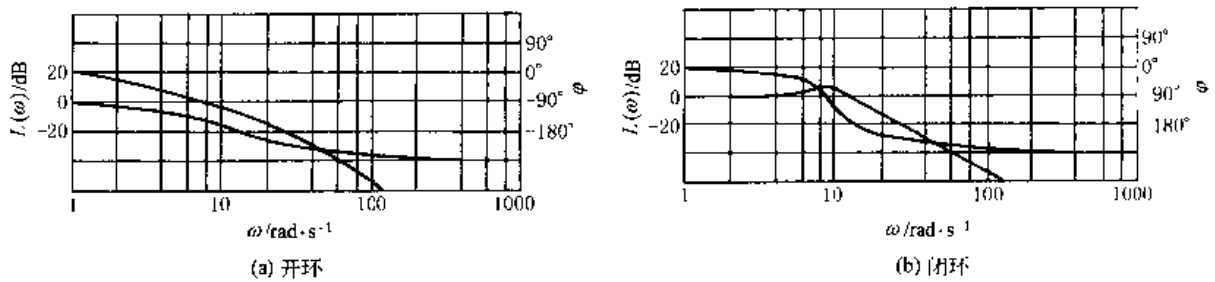


图 21-1-14 系统波德图

## 4.3 控制系统的误差分析

控制系统的精确度是用系统的误差来衡量的。因此, 系统的稳态误差是系统的重要性能指标之一。

### 4.3.1 误差和误差传递函数

对于图 21-1-15 所示的反馈控制系统, 其误差、误差传递函数和稳态误差等概念可定义如下。

#### (1) 误差

系统的期望输出量  $c^*(t)$  和实际输出量  $c(t)$  之差, 即

$$e(t) = c^*(t) - c(t)$$

或

$$E(s) = c^*(s) - c(s)$$

若系统为单位反馈系统,  $H(s) = 1$ , 则

$$C^*(s) = R(s)$$

若系统为非单位反馈系统,  $H(s) \neq 1$ , 则

$$C^*(s) = \frac{R(s)}{H(s)}$$

因此, 对于单位反馈系统:

$$E(s) = e(s)$$

#### (2) 误差传递函数

##### ① 控制作用下的误差传递函数 [ $F(s) = 0$ ]

$$\Phi_e(s) = \frac{E(s)}{R(s)} = \frac{1}{H(s)[1 + G_1(s)G_2(s)H(s)]}$$

对于单位反馈系统

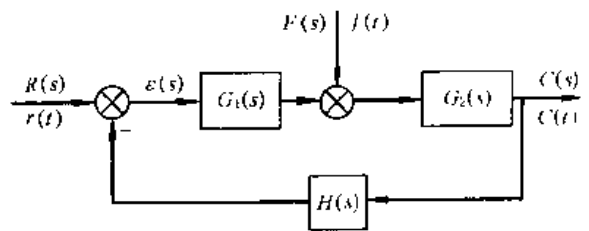


图 21-1-15

<sup>①</sup> 绘制波德图的计算机软件是由北京科技大学机电研究所提供的。

$$\Phi_e(s) = \frac{E(s)}{R(s)} = \frac{1}{1 + G_1(s)G_2(s)} \quad (21-1-37)$$

② 干扰作用下的误差传递函数 $[R(s) = 0]$

$$\Phi_{ef}(s) = \frac{E(s)}{F(s)} = -\frac{G_2(s)}{1 + G_1(s)G_2(s)H(s)} \quad (21-1-38)$$

(3) 稳态误差

控制系统误差函数 $e(t)$ 的稳态分量, 记为 $e(\infty)$ :

$$e(\infty) = \lim_{t \rightarrow \infty} e(t) \quad (21-1-39)$$

当控制和干扰作用同时存在时, 系统的误差函数 $e(t)$ 为

$$e(t) = L^{-1}[\Phi_e(s)R(s) + \Phi_{ef}(s)F(s)] \quad (21-1-40)$$

### 4.3.2 稳态误差的计算

(1) 任意输入信号作用下的稳态误差计算

设系统在控制输入 $r(t)$ 和干扰输入 $f(t)$ 共用之下, 则

$$E(s) = \Phi_e(s)R(s) + \Phi_{ef}(s)F(s)$$

则系统的稳态误差 $e(\infty)$ 为

$$e(\infty) = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{i!} \Phi_e^{(i)}(0) r^{(i)}(\infty) + \sum_{j=1}^{\infty} \frac{1}{j!} \Phi_{ef}^{(j)}(0) f^{(j)}(\infty)$$

式中  $\Phi_e^{(i)}(0)$ —— $\Phi_e(s)$ 的 $i$ 阶导数在 $s=0$ 处的值,  $\Phi_e^{(i)}(0) = \left. \frac{d^i}{ds^i} \Phi_e(s) \right|_{s=0}$ ;

$\Phi_{ef}^{(j)}(0)$ —— $\Phi_{ef}(s)$ 的 $j$ 阶导数在 $s=0$ 处的值,  $\Phi_{ef}^{(j)}(0) = \left. \frac{d^j}{ds^j} \Phi_{ef}(s) \right|_{s=0}$ ;

$r^{(i)}(\infty)$ ——输入函数的 $i$ 阶导数在 $t=\infty$ 时的值,  $r^{(i)}(\infty) = \left. \frac{d^i}{dt^i} r(t) \right|_{t=\infty}$ ;

$f^{(j)}(\infty)$ ——干扰作用函数的 $j$ 阶导数, 在 $t=\infty$ 时的值,  $f^{(j)}(\infty) = \left. \frac{d^j}{dt^j} f(t) \right|_{t=\infty}$ 。

$\Phi_e^{(i)}(0)$ 和 $\Phi_{ef}^{(j)}(0)$ 称为系统的误差系数, 利用它可以求取在某种输入信号作用下系统的误差随时间变化的特征。

(2) 典型控制输入作用下稳态误差的计算

典型输入作用下系统的稳态误差计算。可以根据系统的类型和系统的开环增益 $K$ 以及相应的静态误差系数来计算。基本原理是利用拉氏变换的终值定理, 即

$$e(\infty) = \lim_{t \rightarrow \infty} e(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s \cdot E(s) \quad (21-1-41)$$

① 系数的类型 设反馈控制系统开环传递函数形式如下:

$$G_k(s) = \frac{K \prod_{i=1}^n (\tau_i s + 1)}{s^v \prod_{i=1}^m (T_i s + 1)} \quad (21-1-42)$$

其中,  $v$ 为开环传递函数中所包含的积分环节个数, 称为系统的无差度。无差度可以用来对系统进行分类:

$v=0$ , 称为0型系统;

$v=1$ , 称为I型系统;

$v=2$ , 称为II型系统;

$v=3$ , 称为III型系统。

实际系统中,  $v$ 越大对系统的稳定性越不利, 因此实际系统大都要求 $v \leq 2$ 。

② 静态误差系数

$$\text{静态位置误差系数} \quad K_p = \lim_{s \rightarrow 0} G_k(s) \quad (21-1-43)$$

$$\text{静态速度误差系数} \quad K_v = \lim_{s \rightarrow 0} s G_k(s) \quad (21-1-44)$$

$$\text{静态加速度系数} \quad K_a = \lim_{s \rightarrow 0} s^2 G_k(s) \quad (21-1-45)$$

静态误差系数可以根据系统的开环对数幅频特性的低频特性来确定, 如图21-1-16所示。

典型控制输入作用下系统稳态误差 $e(\infty)$ 的计算如表21-1-9所示。

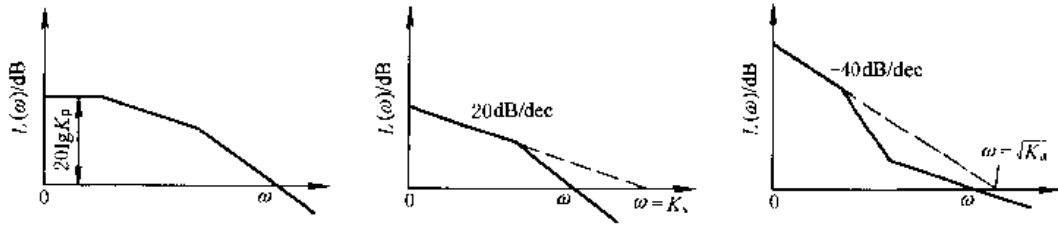


图 21-1-16 根据开环对数幅频特性确定误差系数

表 21-1-9 典型控制输入作用下的稳态误差

系统型别	静态误差系数			阶跃输入 $r(t) = R$	斜坡输入 $r(t) = Rt$	加速度输入 $r(t) = \frac{1}{2} Rt^2$
	$K_p$	$K_v$	$K_a$	$e(\infty) = \frac{R}{1 + K_p}$	$e(\infty) = \frac{R}{K_v}$	$e(\infty) = \frac{R}{K_a}$
0	$K$	0	0	$\frac{R}{1 + K}$	$\infty$	$\infty$
1	$\infty$	$K$	0	0	$\frac{R}{K_v}$	$\infty$
2	$\infty$	$\infty$	$K$	0	0	$\frac{R}{K_a}$

### 4.3.3 改善系统稳态品质的主要方法

- (1) 尽可能确保系统中的元件，特别是反馈检测元件的精度和稳定性。
  - (2) 提高系统的开环增益和增大扰动作用点以前的前向通路中传递函数的放大倍数。
  - (3) 增加前向通路中积分环节的个数或扰动作用点以前积分环节的个数。
  - (4) 采用复合控制以降低系统误差和改善系统的动态品质，有关复合控制可参阅专门文献。
- 应当注意，提高开环增益和增加前向通路中积分环节的个数有可能使系统的稳定性变坏。

## 5 线性控制系统的校正

当控制系统不能通过调整自身的结构参数来改善系统的品质时，就需要在原系统中引入附加装置来改善系统的性能，这种改善系统性能的方法称为系统的校正（或补偿），所引入的附加装置称为校正装置。

### 5.1 校正方式和常用的校正装置

#### 5.1.1 校正方式

校正装置附加在系统中的形式有两种：

串联校正——校正装置  $G_c(s)$  与原系统的前向通路元件相串联，如图 21-1-17a 所示；

并联校正——校正装置  $G_c(s)$  与原系统中部分环节形成一个局部反馈回路，又称反馈校正，如图 21-1-17b 所示。

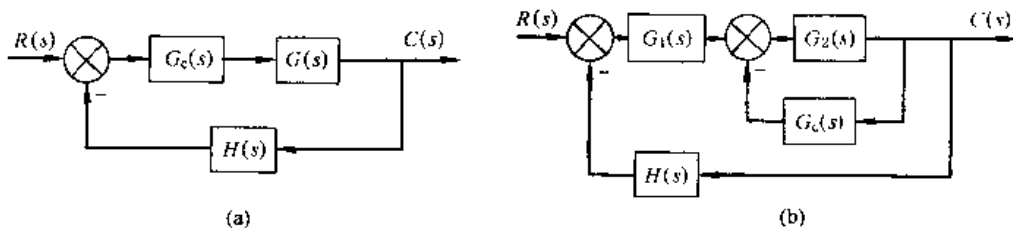


图 21-1-17 系统的校正方式

对控制系统进行校正时，选用何种校正方式决定于具体情况，如系统中信号的性质和功率，供选用的元件，

经济条件以及设计者的经验等。一般来说，串联校正比反馈校正要简单些，但串联校正需要对信号进行隔离和提高增益，系统中其他元件参数的变化将会影响校正效果。通常串联校正时校正装置配置在前向通路中能量最低的位置上。采用反馈校正且当信号适当时，所需的元件比串联校正时要少些。另外，反馈校正的结果将使系统对被反馈包围元件的参数变化不敏感，因此可以降低对这一部分元件的要求。但反馈校正装置本身的要求是比较高的。

### 5.1.2 常用的校正装置

#### (1) 校正装置

校正装置的形式很多，从物理结构上分，有电气的、机械的、液压的、气动的或者是它们的混合结构；就特性分，有滞后校正、超前校正和滞后-超前校正。一般来说，电气校正装置传输简单、精度高和可靠性大，所以在工程实际中应用较为广泛。在电气校正装置中，最常用的是由阻容元件组成的无源校正网络及用运算放大器和 RC 网络构成的各种调节器。其中 PID 调节器是控制工程中应用最为广泛的调节器，近年来数字 PID 控制也得到迅速发展。

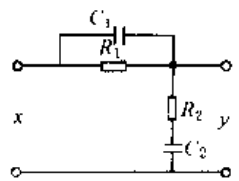
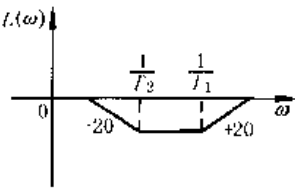
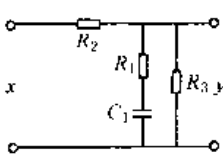
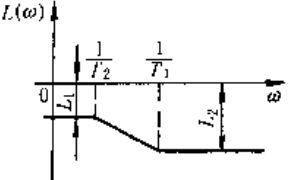
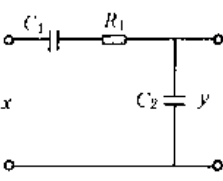
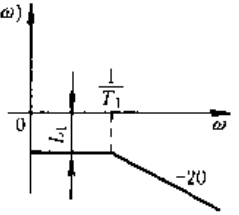
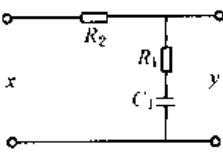
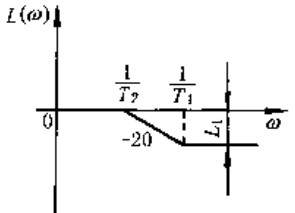
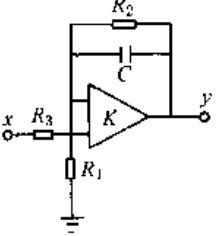
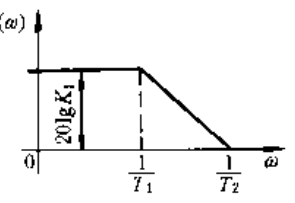
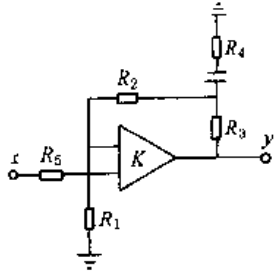
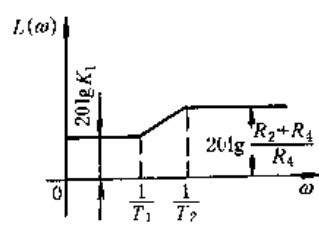
各类无源校正网络和调节器如表 21-1-10 所示。

表 21-1-10 无源校正网络和调节器

电路及特性	传递函数及参数
	$W(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{T_1 s}{T_1 s + 1}$ $T_1 = R_1 C_1$
	$W(s) = \frac{T_1 s}{T_2 s + 1}; \quad L_1 = 20 \lg \frac{T_1}{T_2}$ $T_1 = R_2 C_1; \quad T_2 = (R_2 + R_1) C_1$
	$W(s) = K \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1}; \quad L_1 = 20 \lg K$ $T_1 = R_1 C_1; \quad T_2 = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} C_1$ $K = \frac{R_2}{R_1 + R_2}$
	$W(s) = K \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1}; \quad L_1 = 20 \lg K$ $T_1 = R_1 C_1; \quad T_2 = \frac{R_2 + R_3}{R_1 + R_2 + R_3} T_1$ $K = \frac{R_3}{R_1 + R_2 + R_3}; \quad L_2 = 20 \lg \frac{R_3}{R_2 + R_3}$

电路及特性	传递函数及参数
	$W(s) = \frac{K \cdot (T_1 s + 1)}{T_2 s + 1}; \quad K = \frac{R_3}{R_1 + R_3}$ $T_1 = (R_1 + R_2) C_1; \quad T_2 = \frac{R_1 R_2 - R_1 R_3 + R_2 R_3}{R_1 + R_3} C_1$ $L_1 = 20 \lg K; \quad L_2 = 20 \lg \frac{R_3}{R_3 + R_1 // R_2}$
	$W(s) = K \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1}; \quad K = \frac{R_3}{R_1 + R_3 + R_4}$ $T_1 = (R_1 + R_2) C_1; \quad T_2 = \left( \frac{R_3 + R_4 + R_1 // R_2}{R_1 + R_3 + R_4} \right) T_1$ $L_1 = 20 \lg K; \quad L_2 = 20 \lg \frac{R_3}{R_3 + R_4 + R_1 // R_2}$
	$W(s) = \frac{T_1 T_2 s^2}{T_1 T_2 s^2 + \left[ T_1 \left( 1 + \frac{C_2}{C_1} \right) + T_2 \right] s + 1}$ $T_1 = R_1 C_1; \quad T_2 = R_2 C_2$
	$W(s) = T_1 T_2 s^2 / \left\{ T_1 T_2 \left[ 1 + \frac{R_3}{R_1 // R_2} \right] s^2 + \left[ T_1 \left( 1 + \frac{R_1}{R_2} \right) + T_2 \left( 1 + \frac{R_1}{R_2} \right) \right] s + 1 \right\}$ $T_1 = R_1 C_1; \quad T_2 = R_2 C_2$
	$W(s) = \frac{1}{T_1 T_2 s^2 + \left[ T_1 \left( 1 + \frac{C_2}{C_1} \right) + T_2 \right] s + 1}$ $T_1 = R_1 C_1; \quad T_2 = R_2 C_2$
	$W(s) = \frac{1}{T_1 s + 1}$ $T_1 = R_1 C_1$
	$W(s) = \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1}$ $T_1 = R_1 C_1$ $T_2 = R_1 (C_1 + C_2)$

续表

电路及特性	传递函数及参数
 	$W(s) = \frac{(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)}{T_1 T_2 s^2 + \left[ T_1 \left( 1 + \frac{C_2}{C_1} \right) + T_2 \right] s + 1}$ $T_1 = R_1 C_1; \quad T_2 = R_2 C_2; \quad T_1 < T_2$
 	$W(s) = \frac{K(T_1 s + 1)}{T_2 s + 1}; \quad K = \frac{R_3}{R_2 + R_3}$ $T_1 = R_1 C_1; \quad T_2 = R_1 C_1 + \frac{R_2 R_3}{R_2 + R_1} C_1$ $L_1 = 20 \lg K; \quad L_2 = 20 \lg \frac{R_1 // R_3}{R_2 - R_1 // R_3}$
 	$W(s) = \frac{K}{T_1 s + 1}$ $T_1 = R_1 \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2}; \quad K = \frac{C_1}{C_1 + C_2}$
 	$W(s) = \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1}$ $T_1 = R_1 C_1; \quad T_2 = (R_1 + R_2) C_1$ $L_1 = 20 \lg \frac{R_1}{R_1 + R_2}$
 	$W(s) = K_1 \frac{T_2 s + 1}{T_1 s + 1}$ $K_1 = \frac{R_1 + R_2}{R_1}; \quad T_1 = R_2 C; \quad T_2 = (R_1 // R_2) C$ $\left( R_1 < R_3; \quad R_3 < R_1; \quad K \frac{R_1}{R_1 + R_2} > 1 \right)$
 	$W(s) = K_1 \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1}; \quad K_1 = \frac{R_1 + R_2 + R_3}{R_1}$ $T_1 = (R_3 + R_4) C; \quad T_2 = R_4 C$ $\left( R_2 > R_3 > R_4; \quad K \times \frac{R_1}{R_1 + R_2 + R_3} \times \frac{R_4}{R_3 + R_4} > 1; \right.$ $\left. R_1 < R_5; \quad R_5 < R_1 \right)$



电路及特性	传递函数及参数
	$W(s) = K_1 \frac{(T_2s + 1)(T_3s + 1)}{(T_1s + 1)(T_4s + 1)}$ $K_1 = \frac{R_1 + R_2 + R_3}{R_1}; \quad T_1 = R_2C_2$ $T_2 = [(R_1 + R_3) // R_2]C_2$ $T_3 = (R_3 + R_4)C_1; \quad T_4 = R_4C_1$ $\left( R_1 \gg R_3 \gg R_4; R_1 \ll R_2; R_3 \ll R_4; \frac{K}{K_1} \gg 1; \right.$ $\left. K_1 \cdot \frac{R_1}{R_1 + R_3} \cdot \frac{R_4}{R_3 + R_4} \gg 1 \right)$
	$W(s) = K \frac{(T_2s + 1)(T_3s + 1)}{(T_1s + 1)(T_4s + 1)}$ $K_1 = \frac{R_2 + R_3 + R_5}{R_1}$ $T_1 = R_3C_1; \quad T_2 = [(R_2 + R_5) // R_3]C_1$ $T_3 = R_5C_2; \quad T_4 = \frac{R_4}{R_4 + R_5}T_1$ $\left( R_2 \gg R_5 \gg R_6 \gg R_4; K_1 \cdot \frac{R_1}{R_2 + R_5} \cdot \frac{R_4}{R_4 + R_6} \gg 1; \right.$ $\left. K_1 \cdot \frac{R_1}{R_2 + R_3 + R_5} \gg 1 \right)$

(2) 串联校正中几种校正装置的比较

在串联校正方式中常采用超前、滞后或滞后-超前校正装置，各类校正装置适用场合和校正效果比较如下。

① 超前校正正是通过相位超前的效果来改善系统的品质。校正后系统的相位裕量和频带宽都会增大，因此能有效地改善系统的动态品质，但对系统的稳态精确度影响不大。超前校正适用于稳态精度已满足，但动态品质不满足要求的系统。

② 滞后校正正是通过高频衰减的特性来改善系统的品质。校正后系统稳态精确度可以提高，但滞后校正将使系统的频带宽减小，响应速度变慢。滞后校正主要适用于动态品质已满足要求，而希望改善稳态精度的系统。

③ 当系统需要同时改善动态品质和稳态精度时，宜采用滞后-超前校正。

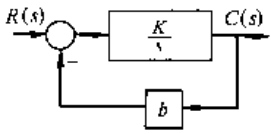
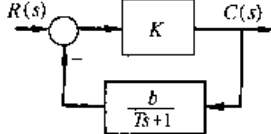
(3) 反馈校正

局部反馈校正的主要方法和校正效果如表 21-1-11 所示。

表 21-1-11 反馈校正的方法及效果

方法	方块图	等效传递函数	效果
用比例反馈包围惯性环节		$\frac{K}{1 + bK} \times \frac{1}{\frac{T}{1 + bK}s + 1}$	时间常数和放大系数都降低了 减小时间常数，提高相位裕量， 增加带宽、改善系统的稳定性和提高系统的快速性
用微分反馈包围某环节，测速电机作反馈装置		$\frac{K}{1 + bK} \times \frac{1}{s \left( \frac{T}{1 + bK}s + 1 \right)}$	有效地减小环节的时间常数

续表

方 法	方 块 图	等效传递函数	效 果
用比例包围积分环节		$\frac{1}{b} \times \frac{1}{\frac{1}{Kb}s + 1}$	积分环节变为惯性环节 深反馈时(b很大),系统时间常数将减小,能改善稳定性
用惯性包围放大器		$\frac{K}{1 + Kb} \times \frac{Ts + 1}{\left(\frac{T}{1 + Kb}s + 1\right)}$	原放大器变为一个微分装置 在系统中起相位超前的调节器作用

## 5.2 用期望特性法确定校正装置

利用期望对数频率特性来确定校正装置的结构形式,是工程上常用的设计方法之一。

根据对控制系统的精确度和动态品质的要求所绘出的一个与性能指标相对应的对数频率特性,称为系统的期望特性。将期望特性和原系统的特性进行比较后,根据它们的差可以确定校正装置的传递函数,最后查表 21-1-10 确定校正装置的结构形式。

### 5.2.1 期望特性的绘制

控制系统的对数频率特性主要分为三个区:低频区由系统的开环增益和系统的无差度决定,它规定了系统的稳态品质;中频区规定了系统的稳定性和动态品质,中频区主要由增益交界频率 $\omega_c$ 、截止频率 $\omega_b$ 、相位裕量 $\gamma$ 和中频宽度 $h$ 等要素决定;高频区对系统的品质影响较小,但与系统抑制噪声的能力有关。期望对数频率的绘制大致步骤如下。

(1) 根据系统的无差度 $v$ 和开环增益 $K$ ,绘制斜率 $-20\text{dB/dec}$ 的低频渐近线,渐近线在 $\omega = 1$ 处的增益 $L \geq 20\lg K$ 。在低频区主要采用高增益原则绘制期望特性。

(2) 根据对系统的动态品质如超调量 $\sigma_p$ 和调整时间 $t_s$ 的要求求取期望特性的增益交界频率 $\omega_c$ ,在 $\omega_c$ 处给斜率为 $-20\text{dB/dec}$ 的中频渐近线,渐近线向两个方向延伸一定的中频宽度 $h$ ,初步设计时, $\omega_c$ 和 $h$ 可以用以下公式估算:

$$\omega_c = \frac{4-9}{t_s} \quad (21-1-46)$$

$$h = \frac{\sigma_p + 64}{\sigma_p - 16} \quad (21-1-47)$$

中频段宽度 $h$ 直接影响到系统的稳定性和动态品质。经验证明中频段的边界位置可参考以下取值范围:

$$L(\omega_1) = 9 \sim 12 \text{ dB} \quad (21-1-48)$$

$$L(\omega_2) = -7 \sim -8 \text{ dB} \quad (21-1-49)$$

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = 30 \sim 40 \quad (21-1-50)$$

式中  $\omega_1$ ——中频段的低频端频率值;

$\omega_2$ ——中频段的高频端频率值。

(3) 高频区的渐近线可以与原系统的高频特性相重合,以有利于简化校正装置结构。

(4) 低频与中频过渡区,中频与高频过渡区的联接应注意尽量使相联各段的渐近线斜率彼此相差不超过 $-40\text{dB/dec}$ 。

利用上述步骤绘制的期望特性是否能满足所要求的系统性能指标需要进行校核,校核可以采用计算机数字仿真的方法进行。表 21-1-12 是几种典型工程中常用的期望特性模型。

表 21-1-12

特性类型	对数幅频特性曲线	各频段的斜率/dB·dec <sup>-1</sup> (低频→高频)	对应的开环传递函数
I 型系统 (一阶无差系统)	A		$\frac{K(T_2s+1)}{s(T_1s+1)(T_3s+1)}$
	B		$\frac{K(T_2s+1)^2}{s(T_1s+1)(T_3s+1)}$
	C		$\frac{K(T_2s+1)}{s(T_1s+1)(T_3s+1)^2}$
	D		$\frac{K(T_2s+1)^2}{s(T_1s+1)^2(T_3s+1)^2}$
II 型系统 (二阶无差系统)	E		$\frac{K(T_2s+1)}{s^2(T_3s+1)}$
	F		$\frac{K(T_2s+1)^2}{s^2(T_1s+1)(T_3s+1)}$
	G		$\frac{K(T_2s+1)}{s^2(T_3s+1)^2}$
	H		$\frac{K(T_2s+1)^2}{s^2(T_1s+1)(T_3s+1)^2}$

5.2.2 校正装置的确 定

(1) 串联校正装置的确 定

串联校正如图 21-1-18a 所示,其中  $G_0(s)$  为系统原有部分的传递函数,  $G_c(s)$  为串联校正装置的传递函数,期望特性的传递函数为  $G_d(s)$ ,校正后系统应满足:  $G_d(s) = G_c(s)G_0(s)$

相应的对数频率特性为

$$20 \lg |G_c(j\omega)| = 20 \lg |G_d(j\omega)| - 20 \lg |G_0(j\omega)|$$

根据上式确定的校正装置对数频率特性如图 21-1-18b 所示。

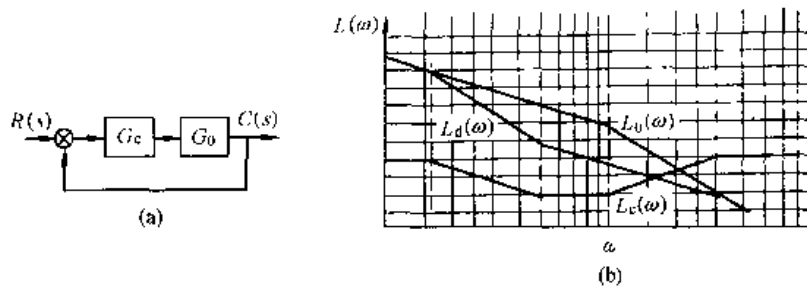


图 21-1-18

校正装置的传递函数为

$$G_c(s) = \frac{(\tau_1s+1)(\tau_2s+1)}{(T_1s+1)(T_2s+1)}$$

由表 21-1-11 可得到校正装置的结构和相应的元件参数,如图 21-1-19 所示。

(2) 反馈校正装置的确 定

反馈校正如图 21-1-20a 所示,其中  $G_1(s), G_2(s)$  为系统的原有部分传递函数,  $G(s)$  为反馈校正装置传递函数,期望特性为  $G_d(s)$ ,校正后系统应满足

$$G_d(s) = G_1(s) \frac{G_2(s)}{1 + G_2(s)G_c(s)} = \frac{G_0(s)}{1 + G'(s)}$$

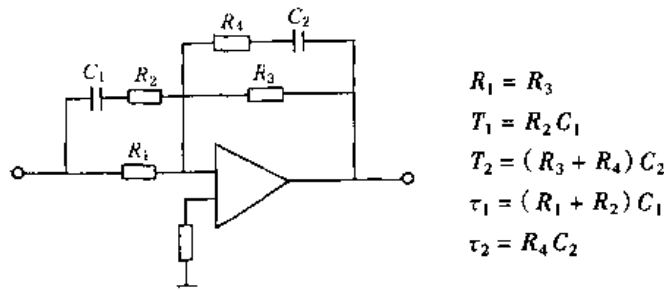


图 21-1-19

当  $|G_2(j\omega)G_c(j\omega)| \gg 1$  时

$$G_d(j\omega) \approx \frac{G_0(j\omega)}{G'(j\omega)}$$

因此

$$L'(\omega) = L_0(\omega) - L_d(\omega)$$

当  $|G_2(j\omega)G_c(j\omega)| \ll 1$  时

$$G_d(j\omega) \approx G_0(j\omega)$$

因此,期望特性  $L_d(\omega)$ 和原系统的  $L_0(\omega)$ 相重合。

确定校正装置时,先分别绘出  $L_0(\omega)$ 和  $L_d(\omega)$ ,然后以  $L_d(\omega)$ 和  $L_0(\omega)$ 的重合点为分界,分出  $|G_2(j\omega)G_c(j\omega)| \gg 1$ 的频率范围,并利用上述二个关系求出  $L'(\omega)$ ,如图 21-1-20b 所示。

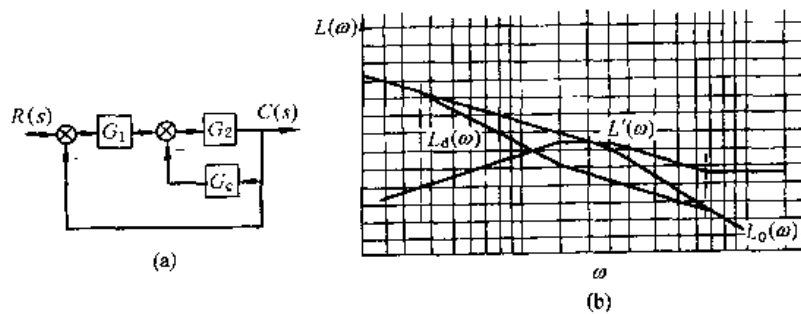


图 21-1-20

根据  $L'(\omega)$ 可求出反馈校正装置的传递函数  $G_c(s)$ :

$$G_c(s) = \frac{G'(s)}{G_2(s)}$$

通常还要根据  $G'(s)$ 校核校正回路的稳定性。在回路稳定的条件下,即可以根据  $G_c(s)$ 查表确定校正装置的结构及其相应参数。

### 5.3 用综合性能指标确定校正装置

采用综合性能指标来确定校正装置的方法,属于调整系统的结构和参数使系统性能最优的设计方法。其主要步骤如下。

(1) 根据性能最优原则确定标准闭环传递函数结构和系数。表 21-1-13 是按 ITAE 准则确定的 I 型系统的闭环传递函数及其性能指标。

表 21-1-13 按 ITAE 准则确定的 I 型系统的标准传递函数

n	$\sigma_p / \%$	$\omega_n t_s$	$\frac{a_0}{s^n + a_{n-1}s^{n-1} + \dots + a_1s + a_0}$	$a_0 = \omega_n^2$
			$s + \omega_n$	
1			$s + \omega_n$	
2	4.6	6.0	$s^2 + 1.41\omega_n s + \omega_n^2$	
3	2	7.6	$s^3 + 1.75\omega_n s^2 + 2.15\omega_n^2 s + \omega_n^3$	
4	1.9	5.4	$s^4 + 2.1\omega_n s^3 + 3.4\omega_n^2 s^2 + 2.7\omega_n^3 s + \omega_n^4$	
5	2.1	6.6	$s^5 + 2.8\omega_n s^4 + 5.0\omega_n^2 s^3 + 5.5\omega_n^3 s^2 + 3.4\omega_n^4 s + \omega_n^5$	
6	5	7.8	$s^6 + 3.2\omega_n s^5 + 6.6\omega_n^2 s^4 + 8.6\omega_n^3 s^3 + 7.45\omega_n^4 s^2 + 3.95\omega_n^5 s + \omega_n^6$	

(2) 选取某种结构形式校正装置, 使校正后系统的闭环传递函数 [包含校正装置传递函数  $G_c(s)$ ] 与标准闭环传递函数具有相同的阶次。

(3) 利用特征方程的系数相等关系求取校正装置的结构参数。

举例: 确定图 21-1-21 系统的校正装置  $G_c(s)$ 。

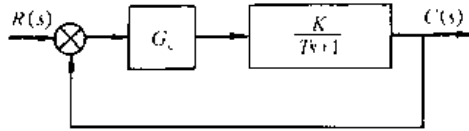


图 21-1-21

根据表 21-1-13 选择校正后系统的标准闭环传递函数为

$$\Phi(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 1.4\omega_n s + \omega_n^2}$$

未校正系统的开环传递函数为

$$G_k(s) = \frac{K}{Ts + 1}$$

选择校正装置

$$G_c(s) = \frac{K_1}{s}$$

串联校正后系统闭环传递函数

$$\Phi(s) = \frac{KK_1/T}{s^2 + \frac{1}{T}s + \frac{KK_1}{T}}$$

令特征方程系数相等, 则

$$\frac{1}{T} = 1.4\omega_n \text{ 或 } \omega_n = \frac{1}{1.4T}$$

$$\frac{KK_1}{T} = \omega_n^2$$

因此

$$K_1 = \frac{\omega_n^2 T}{K_0} = \frac{0.5}{TK_0}$$

根据  $K_1$  即可确定校正装置的元件参数。

## 6 非线性反馈控制系统

### 6.1 概 述

控制系统中包含有一个或一个以上非线性元件时属于非线性系统。非线性系统与线性系统有明显的差别, 须采用专门的方法进行分析。非线性控制系统具有以下特征:

- (1) 迭加的原则在非线形系统中不适用;
- (2) 系统瞬态响应特性与输入信号的大小和系统的初始条件有关;
- (3) 系统的稳定性与输入信号的大小和初始条件有关;
- (4) 非线性系统对正弦输入信号会产生畸变, 某些非线性还可能产生跳跃谐振现象, 即输入幅值不变的情况下, 随着频率的增加会产生输出幅值跳跃的状况;
- (5) 非线性系统可能产生稳定的等幅振荡, 称为自激振荡或极限环。工程上常见的典型非线性如表 21-1-14 所示。

表 21-1-14

典型非线性特性

静特性	非线性组合	实例	静特性	非线性组合	实例
	饱和区	理想继电器开关		不灵敏区、线性区、饱和区	有摩擦并输出量受一定限度的元件
	不灵敏区、饱和区	实际继电器有吸动电流时接点间有距离的情形		带不灵敏区继电器型,变化后有线性区	具有继电器开关特性,其后输出量按线性变化
	非单值区、饱和区	吸上电流与释放电流不同的继电器或有空隙有干摩擦的元件		非单值区	具有间隙、摩擦的齿轮传动环节
	不灵敏区、饱和区、非单值区	存在空隙、干摩擦和滞环的元件,如继电器		不灵敏区、非单值区、饱和区	具有间隙、摩擦的齿轮传动环节,但输出轴上有预拉力且输出有限制
	线性区、饱和区	输出量变化有一定限度的元件,如放大器			

在工程实际中,对于存在线性工作区的非线性系统或者非线性不严重的准线性系统,通常采用线性化的方法来处理非线性问题。对于不在线性区的非线性特性则采用以下的分析方法:

- ① 基于频率域的分析方法——描述函数法、波波夫法等;
- ② 基于时域分析方法——相平面法、李亚普诺夫第二法等。

利用模拟计算机和数字计算机对非线性进行研究和分析已成为一种重要的方法。本节介绍描述函数分析法,其他分析法可参阅有关的专门文献。

### 6.2 描述函数的概念

描述函数分析法的基本思想是把线性系统的频率分析方法推广应用到非线性系统,因此它是一种近似处理非线性问题的方法,使用描述函数法时要求系统满足以下条件:

- (1) 系统可归化为线性部分和包含一个可分离非线性元件的典型结构;
- (2) 非线性元件的输出量中高次谐波分量的振幅值较小;
- (3) 线性部分具有较好的低通滤波特性。

满足上述条件的情况下,当非线性元件输入正弦信号  $x(t) = X \sin \omega t$  时,系统中各部分之间的信号特征如图 21-1-22 所示。

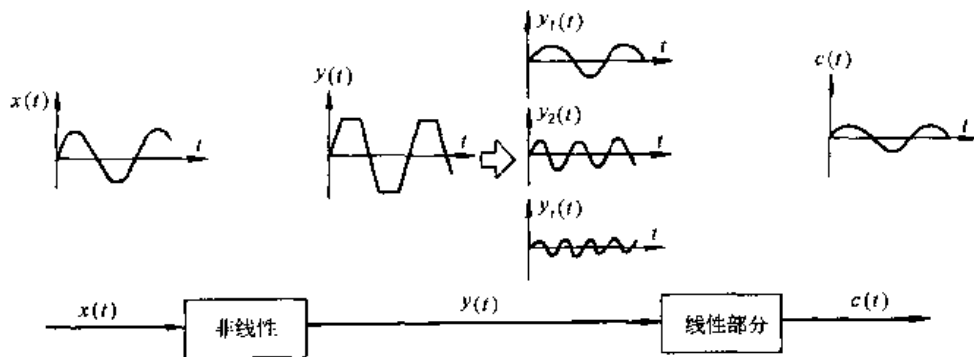


图 21-1-22

图中非线性元件的稳态输出  $y(t)$  用富氏级数来表示时,

$$y(t) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (A_n \cos n\omega t + B_n \sin n\omega t) \quad (21-1-51)$$

式中  $A_0 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} y(t) d\omega t$

$$A_n = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} y(t) \cos n\omega t d(\omega t)$$

$$B_n = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} y(t) \sin n\omega t d(\omega t)$$

若非线性特性是斜对称的, 则  $A_0 = 0$ 。若线性部分具有较好的低通滤波特性, 则线性部分的输出主要由  $y(t)$  中的基波分量决定。因此对于整个系统而言, 分析非线性元件的输入信号  $x(t)$  和线性部分输出  $C(t)$  之间的关系时, 可以近似以  $y(t)$  中的基波分量  $y_1(t)$  作为非线性元件的整个输出量, 即

$$y(t) \approx y_1(t) = A_1 \cos \omega t + B_1 \sin \omega t = Y_1 \sin(\omega t + \phi_1) \quad (21-1-52)$$

式中  $Y_1 = \sqrt{A_1^2 + B_1^2}$

$$\phi_1 = \arctan \frac{A_1}{B_1}$$

因此描述函数法的实质, 就是取非线性元件输出谐波中的基波分量来近似描述非线性元件特性的一种方法。非线性元件的描述函数  $N$ , 就是非线性元件的输出基波分量和输入正弦信号  $x(t) = X \sin \omega t$  的复数比, 即

$$N = \frac{Y_1}{X} e^{j\phi_1} \quad (21-1-53)$$

式中  $N$ ——非线性元件的描述函数;


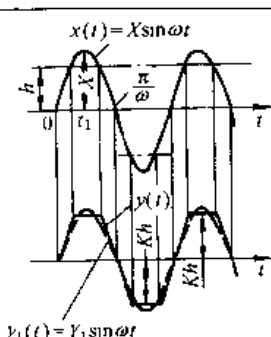
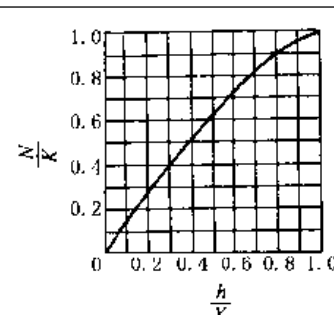
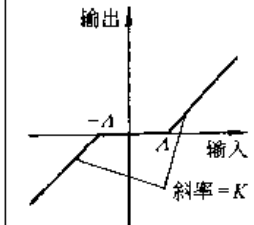
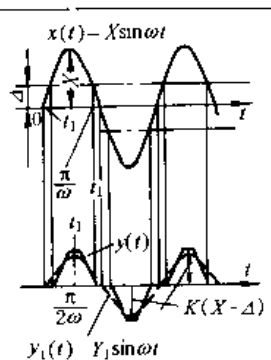
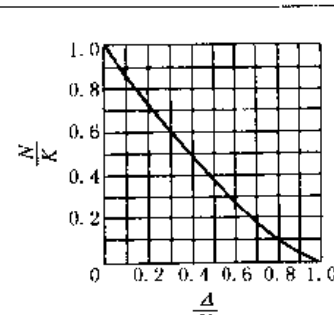
$X$ ——输入正弦信号幅值;

$Y_1$ ——非线性元件输出基波分量的幅值;

$\phi_1$ ——非线性元件输出基波分量和输入信号的相位差。

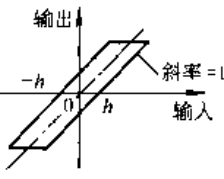
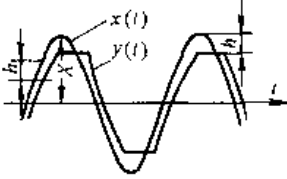
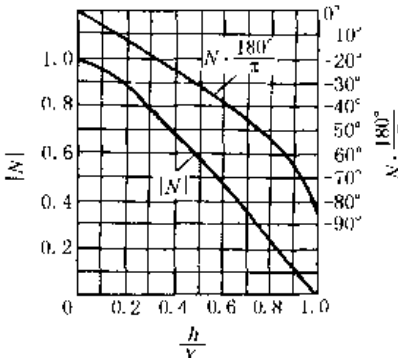
如果非线性元件中不包含储能元件,  $N$  只是输入振幅的函数; 包含储能元件时, 则  $N$  将是输入幅值和频率的函数。如果非线性是单值的, 则  $\phi_1 = 0$ ; 非线性多值时, 则  $\phi_1 \neq 0$ 。表 21-1-15 给出几种典型非线性特性及其描述函数。

表 21-1-15 各种典型非线性特性及其描述函数

类型	非线性元件的输入输出特性	输入为正弦波 $x(t) = X \sin \omega t$ 时的输出波形 [实际波 $y(t)$ , 基谐波 $y_1(t)$ ]	描述函数 $N$ 与输入正弦波幅值、非线性元件特征值间的关系	描述函数表达式
饱和				$N = \frac{2k}{\pi} \left[ \arcsin \left( \frac{h}{X} \right) + \frac{h}{X} \sqrt{1 - \left( \frac{h}{X} \right)^2} \right]$
死区(不灵敏区)				$N = k - \frac{2k}{\pi} \left[ \arcsin \frac{\Delta}{X} + \frac{\Delta}{X} \sqrt{1 - \left( \frac{\Delta}{X} \right)^2} \right]$

类型	非线性元件的输入输出特性	输入为正弦波 $x(t) = X \sin \omega t$ 时的输出波形[实际波 $y(t)$ , 基谐波 $y_1(t)$ ]	描述函数 $N$ 与输入正弦波幅值、非线性元件特征值间的关系	描述函数表达式
具有滞环的继电器型		<p><math>x(t) = X \sin \omega t</math></p> <p><math>y_1(t) = Y_1 \sin(\omega t + \phi)</math></p>	<p><math>\frac{hN}{M}</math></p> <p><math>\frac{h}{X}</math></p> <p><math>0^\circ</math> <math>10^\circ</math> <math>20^\circ</math> <math>30^\circ</math> <math>40^\circ</math> <math>50^\circ</math> <math>60^\circ</math> <math>70^\circ</math> <math>80^\circ</math> <math>90^\circ</math></p> <p><math>\frac{hN}{M} \cdot \frac{180^\circ}{\pi}</math></p>	$\frac{h}{M} N = -\frac{4h}{\pi X} \arcsin\left(\frac{h}{X}\right)$
继电器型		<p><math>x(t) = X \sin \omega t</math></p> <p><math>y_1(t) = Y_2 \sin \omega t</math></p>	<p><math>N</math></p> <p><math>\frac{M}{X}</math></p>	$N = \frac{4M}{\pi X}$
具有死区的继电器型		<p><math>x(t) = X \sin \omega t</math></p> <p><math>y_1(t) = Y_1 \sin(\omega t + \phi)</math></p>	<p><math>\frac{\Delta N}{M}</math></p> <p><math>\frac{\Delta}{X}</math></p>	$N = \frac{4M}{\pi X} \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta}{X}\right)^2}$
具有死区和滞环的继电器型	<p><math>h = \alpha \Delta</math> <math>M = \beta \Delta</math></p>	<p><math>x(t) = X \sin \omega t</math></p> <p><math>y_1(t) = Y_1 \sin(\omega t + \phi)</math></p>	<p><math>\frac{N}{\beta}</math></p> <p><math>\frac{\Delta}{X}</math></p> <p><math>0^\circ</math> <math>10^\circ</math> <math>20^\circ</math> <math>30^\circ</math> <math>40^\circ</math> <math>50^\circ</math> <math>60^\circ</math> <math>80^\circ</math></p> <p><math>\frac{N}{\beta} \cdot \frac{180^\circ}{\pi}</math></p>	$N = \sqrt{\left(\frac{a_1}{X}\right)^2 + \left(\frac{b_1}{X}\right)^2} \times \arctan\left(\frac{a_1}{b_1}\right)$ $a_1 = -\frac{4hM}{\pi X}$ $b_1 = \frac{2M}{\pi} \times \left[ \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta - h}{X}\right)^2} + \sqrt{1 - \left(\frac{\Delta + h}{X}\right)^2} \right]$



类型	非线性元件的输入输出特性	输入为正弦波 $x(t) = X \sin \omega t$ 时的输出波形[实际波 $y(t)$ , 基谐波 $y_1(t)$ ]	描述函数 $N$ 与输入正弦波幅值、非线性元件特征值间的关系	描述函数表达式
具有间隙的伺服机构				$N = \frac{1}{M} \sqrt{A_1^2 + B_1^2} \times \arctan(A_1/B_1)$ $A_1 = \frac{2h}{\pi M} \left( \frac{2h}{M} - 2 \right) M$ $B_1 = \frac{1}{\pi} \left[ \frac{\pi}{2} - \arcsin \left( \frac{2h}{M} - 1 \right) - \left( \frac{2h}{M} - 1 \right) \times \operatorname{coarcsin} \left( \frac{2h}{M} - 1 \right) \right] M$

### 6.3 描述函数法分析非线性控制系统

用描述函数法分析非线性控制系统的任务主要是判别系统是否稳定，是否产生自激振荡，确定自激振荡的幅值和频率以及对系统进行校正等。在对非线性系统进行分析时，通常将非线性系统等效变换成以描述函数表示的非线性部分  $N(X)$  和以传递函数表示的线性部分相耦合的标准结构形式，如图 21-1-23 所示。

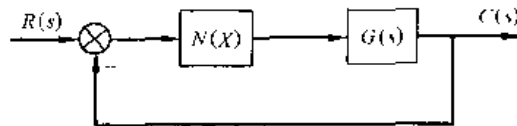


图 21-1-23

#### 6.3.1 稳定性分析

稳定性问题是非线性系统分析中的最主要问题。其分析方法是将线性理论中的奈魁斯特稳定判据推广应用到非线性系统。对于图 21-1-23 所示的非线性系统，其闭环频率特性为

$$\frac{C(j\omega)}{R(j\omega)} = \frac{N(X)G(j\omega)}{1 + N(X)G(j\omega)} \quad (21-1-54)$$

比照线性理论中奈魁斯特稳定判据，当系统处于临界稳定时应满足以下关系，即

$$N(X)G(j\omega) = -1$$

或 
$$G(j\omega) = -\frac{1}{N(X)} \quad (21-1-55)$$

上式表示，在非线性系统的稳定分析中， $-1/N(X)$  相当于线性系统中复平面上的  $(-1, j0)$  点。因此，对非线性系统而言，其稳定的临界点不是固定的，而是一条随输入正弦信号的幅值和频率而变化的轨迹。其稳定性的判别原则是：

- (1) 若线性部分  $G(s)$  没有位于  $S$  平面右半部的极点，则当  $G(j\omega)$  不包围  $-1/N(X)$  时，系统是稳定的，如图 21-1-24a。
- (2) 若  $-1/N(X)$  被  $G(j\omega)$  所包围，则系统不稳定，如图 21-1-24b。
- (3) 若  $G(j\omega)$  和  $-1/N(X)$  相交，则系统可能产生稳定的等幅振荡，振荡的幅值和频率可根据交点处输入信号幅值和  $G(j\omega)$  的频率来确定，如图 21-1-24c。

对于稳定的非线性系统，同样可以采用增益裕量和相位裕量来衡量其相对稳定性。稳定裕量的计算方法如图 21-1-24a 所示。需要注意的是，对于不同的输入幅值  $X$ ， $-1/N(X)$  和  $G(j\omega)$  的相对位置是不同的，因此稳定裕量是一个变化的数，通常以其最小值用来衡量非线性系统的相对稳定性。

非线性系统的稳定性分析也可以在尼柯尔斯图上进行。

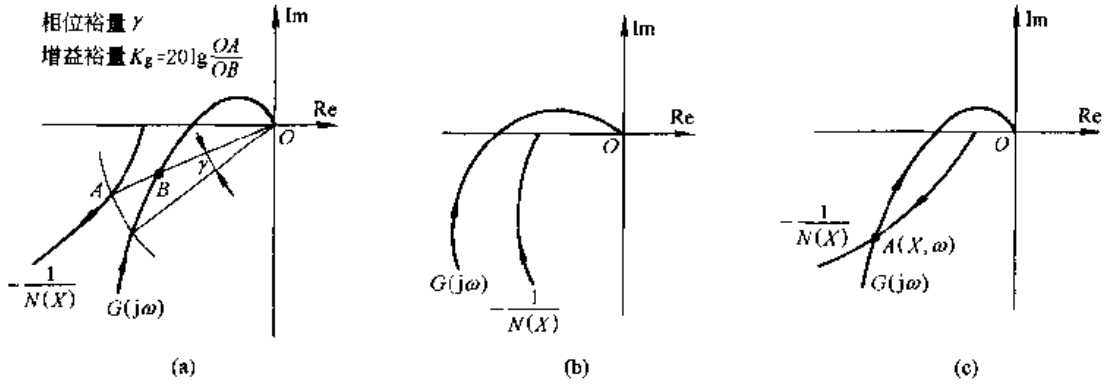


图 21-1-24

6.3.2 振荡稳定性分析

设非线性系统具有图 21-1-25 所示的特性， $-1/N(X)$ 和  $G(j\omega)$ 有两个交点， $A(X_1, \omega_1)$ 和  $B(X_2, \omega_2)$ ，图中箭头表示输入幅值  $X$  和频率的增加方向。振荡是否稳定的判别原则是：

(1) 如果沿  $-1/N(X)$ 曲线按  $X$  增大方向变动时， $-1/N(X)$ 由  $G(j\omega)$ 的外部走向  $G(j\omega)$ 的包围圈内，则此交点不是稳定的振荡点，是具有发散特性的不稳定工作点，如图中的  $A$  点；

(2) 如果沿  $-1/N(X)$ 曲线按  $X$  增大方向变动时， $-1/N(X)$ 由  $G(j\omega)$ 的内部走向  $G(j\omega)$ 的外部，则此交点是稳定的振荡点，称为自激振荡或极限环，振荡幅值和频率分别为  $X_2$  和  $\omega_2$ ，如图中的  $B$  点。

对于如图 21-1-25 特性的非线性系统，当输入幅值  $X$  较小时，系统将是稳定的；而输入幅值  $X$  较大时，系统可能趋向一个平衡状态，也可能趋向一个稳定的振荡。因此描述函数与输入幅值和频率有关，即  $N(X, \omega)$ 。稳定性的判别条件为

$$G(j\omega) = -\frac{1}{N(X, \omega)} \tag{21-1-56}$$

此时  $-1/N(X, \omega)$  将是随  $\omega$  变化的曲线簇。

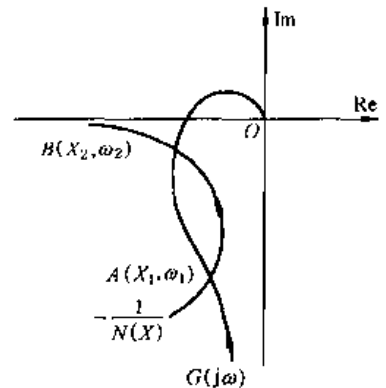


图 21-1-25

6.3.3 消除自激振荡的方法

非线性因素的存在，往往给系统带来不利的影响，如误差增大、响应迟钝以及产生自振等。其中低频自振尤为不利，常需要采取一定的措施以消除自激振荡。常用的方法有：

- (1) 减小系统的开环增益；
- (2) 利用串联超前校正和位置或速度反馈校正，改善线性部分的特性；
- (3) 引入新的非线性以改变原非线性的特性。

6.3.4 非线性特性的利用

在某些情况下，如果在线性系统中恰当引入非线性环节，能起到改善线性系统性能的作用，这种方法已广泛应用于工程实际。例如：

- (1) 在伺服控制系统中引入可变增益放大器，如图 21-1-26 所示；
- (2) 实现非线性阻尼控制，如图 21-1-27 所示。

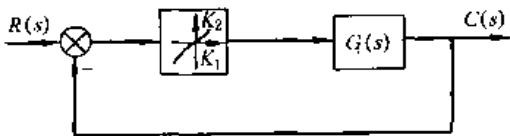


图 21-1-26

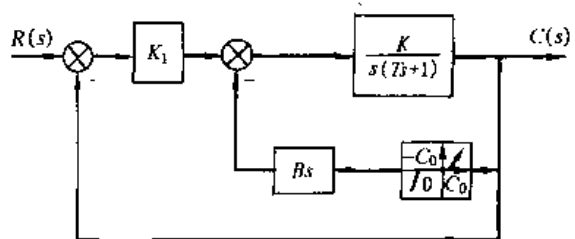


图 21-1-27

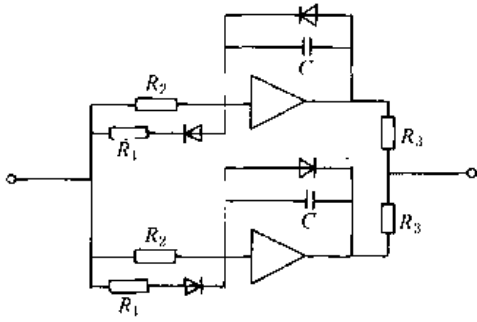


图 21-1-28

(3) 非线性积分器, 如图 21-1-28 所示, 这类积分器的相位迟后比线性积分器的要小, 因此有利于改善系统的动态性能。

(4) 利用振荡线性化以消除死区、摩擦和继电器非线性的影响。

振荡线性化是在非线性元件的输入端, 外加一个高频小振幅的振荡信号, 使相应的部件处于颤振状态。因此在没有控制信号输入时, 非线性元件呈等幅振荡, 输出的平均值为零; 有控制信号输入时, 由于输出偏振, 所以对非线性元件之后的线性元件, 相当于使非线性元件在零位附近线性化了。

采用振荡线性化时, 颤振信号可以来自系统内部也可由外部输入。

### 6.3.5 非线性系统分析举例

图 21-1-29 所示为一电控振动台, 其放大器呈饱和特性, 不饱和段的斜率  $k = 4 \text{ A/V}$ 。激振器和负载的增益  $K = 63.2 \text{ cm/A}$ 。

根据系统的开环传递函数和饱和非线性特性的描述函数可给出系统的奈魁斯特图  $G_k(j\omega)$  和非线性元件的特性  $-1/N(X)$  曲线, 如图 21-1-30 所示。

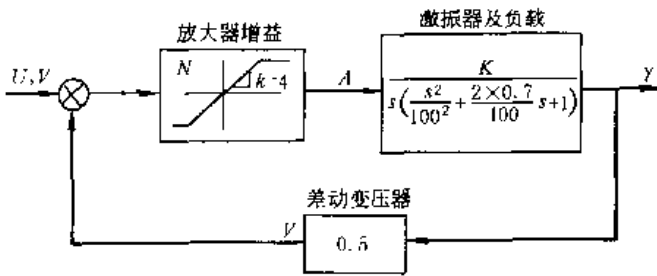


图 21-1-29

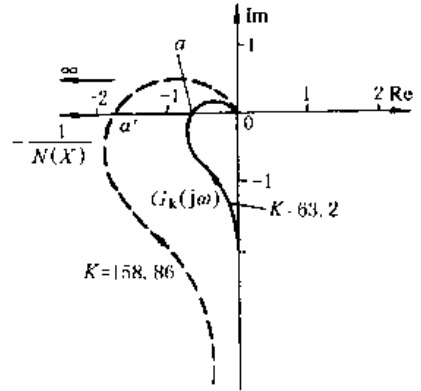


图 21-1-30

显然,  $G_k(j\omega)$  和  $-1/N(X)$  有交点  $a$ , 且为自激振荡点, 其幅值为  $1 \times 10^{-9} \text{ cm}$ , 振荡频率为  $16 \text{ Hz}$ 。这一振荡属于低频极小振幅的自激振荡。若系统的线性部分的增益增大到  $158.86 \text{ cm/A}$ , 则  $G_k(j\omega)$  变为图中的虚线且与  $-1/N(X)$  相交于  $a'$  点, 相应振荡幅值和频率为  $0.01 \text{ cm}$  和  $17.5 \text{ Hz}$  的自激振荡。这一振荡不能被忽视。

## 7 控制系统的仿真

### 7.1 系统仿真的基本概念

在进行自动控制系统的分析、综合和设计的过程中, 除了运用理论方法对系统进行分析外, 常需要进行实验研究。系统仿真就是在系统的数学模型基础上, 利用计算机进行系统实验研究的一种方法。

#### 7.1.1 模拟仿真和数字仿真

根据仿真时所运用的计算机类型不同, 仿真可分为模拟仿真、数字仿真、数字-模拟混合仿真和微机阵列组成的全数字式仿真。

##### (1) 模拟仿真

模拟仿真以模拟计算机为主要工具, 对系统的模型进行运算和研究。模拟计算机是一种在相似原理的基础上由电子元件构成的各类运算器所组成的运算装置。运算器如表 21-1-16 所示, 各运算器的图示符号如表 21-1-17 所示。

表 21-1-16

各类运算器原理

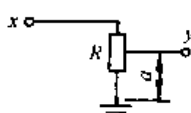
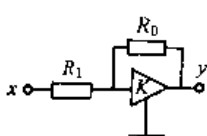
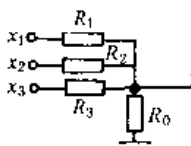
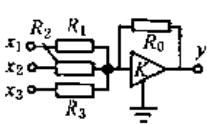
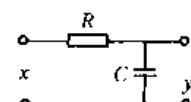
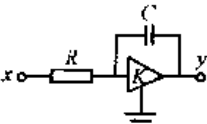
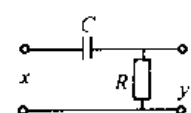
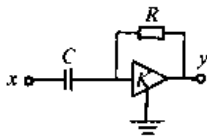
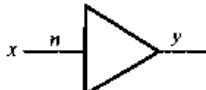
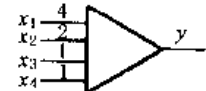
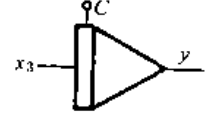
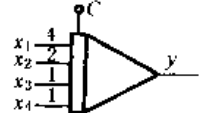
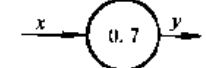
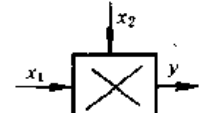
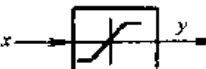
一般电路组成的运算器	用直流放大器组成的运算器
 $y = a \cdot x$ <p>固定位置 <math>a</math></p>	 $y = \frac{Kx}{(1-K)\frac{R_1}{R_0} + 1} \approx -\frac{R_0}{R_1}x$
 $y = \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{R_i} \cdot \frac{R_0}{R_0 \sum_{i=1}^n \frac{1}{R_i} + 1}$	 $y \approx -R_0 \sum \frac{x_i}{R_i}$
 $y = \frac{1}{RCs + 1}x$	 $y \approx -\frac{1}{RCs}x$
 $y = \frac{RCs}{RCs + 1}x$	 $y \approx -RCsx$

表 21-1-17

运算器图示符号

名称	符号	输出输入的关系	说明
系数器		$y = -nx$	完成对输入信号乘一系数 $n$ 的运算,并变换正负号。一般 $n$ 是整数 $1 \sim 20$ 。 $n = 1$ 时,只完成正负号变换
加法器		$y = -(4x_1 + 2x_2 + x_3 + x_4)$	完成输入信号乘以系数后的加法运算 $x_1, x_2, x_3, x_4$ 是输入信号,4,2,1,1 表示对应的应乘的系数
积分器		$y = -3 \int x dt + C$	完成输入信号乘以一定系数后的积分运算 $C$ 是初始条件值加入端 3 是应乘的系数
积分加法器		$y = - \int (4x_1 + 2x_2 + x_3 + x_4) dt + C$	完成各输入信号乘以一定系数后相加,再进行积分的运算 $C$ 是初始条件值加入端
系数电位计		$y = 0.7x$	完成小于 1 的非整数系数设定运算
乘法器		$y = x_1 \cdot x_2$	完成输入信号相乘运算
函数发生器		$y = f(x)$	完成非线性函数的运算

模拟仿真的大致步骤是：首先将物理系统的数学模型转化为模拟计算机的电路原理图，然后选择幅值比例尺、时间比例尺和运算器的系数值，通过排题板排题，静态和动态检查，最后进行仿真运算并输出仿真结果。

## (2) 数字仿真

数字仿真以数字计算机为主要工具，基于数值计算的原理对系统的数学模型进行数值求解，以实现系统分析和研究。数字仿真的过程大致为：

- ① 建立物理系统的数学模型，如微分方程、传递函数或方块图以及状态方程；
- ② 建立仿真模型，所谓仿真模型是指数字计算能运算的离散化数学模型，如差分方程等；仿真模型通常有数值计算方法中的欧拉法和龙格-库塔法等；近代计算方法中的图斯汀法、离散相似法和状态转移法等；
- ③ 编制仿真程序；
- ④ 上机操作，进行仿真实验；
- ⑤ 输出仿真结果。

### 7.1.2 仿真技术的应用

仿真技术在控制系统分析和设计中的应用主要是：

- (1) 对系统的性能进行分析，验证新设计系统的可行性；
- (2) 根据对系统的性能要求，确定控制器的结构和参数，并进行优化；
- (3) 进行系统模型的辨识。

另外，仿真技术是实现控制系统计算机辅助设计和建立仿真器的基础，也可推广运用到系统性能预测和系统故障分析等方面。

本节主要介绍离散相似法数字仿真方法，模拟仿真和其他数字仿真方法可参阅专门文献。

## 7.2 连续系统离散相似法数字仿真

离散相似法数字仿真是以系统的函数方框图为数学模型，并以模型中所包含的典型环节将系统的数学模型离散化。在仿真过程中各环节独立地计算其输出，由连接矩阵建立各环节之间的关系，这种方法的仿真速度较快，且能插入非线性环节，所以能比较方便地推广应用于非线性系统的仿真。

### 7.2.1 离散相似法的原理

离散相似法是在系统的各环节前加入虚拟的采样-保持器得到其离散化的模型，如图 21-1-31 所示。

图中  $X(t)$  是环节的状态变量。环节的状态方程和输出方程分别为

$$\dot{X}(t) = AX(t) + BU(t) \quad (21-1-57)$$

$$Y(t) = CX(t) \quad (21-1-58)$$

状态方程的时域解为

$$X(t) = e^{At}X(0) + \int_0^t e^{A(t-\tau)}BU(\tau)d\tau \quad (21-1-59)$$

对上式进行离散化，并设环节前虚拟的采样——保持器的采样周期为  $T$ ，则对于  $t = nT$  和  $t = (n+1)T$  的两任意相邻时刻状态变量的关系为

$$X[(n+1)T] = e^{AT}X(nT) + \int_0^T e^{A(T-\tau)}BU(\tau)d\tau \quad (21-1-60)$$

虚拟保持器的存在，使输入函数  $U(\tau)$  将具有不同形式，如图 21-1-32 所示。

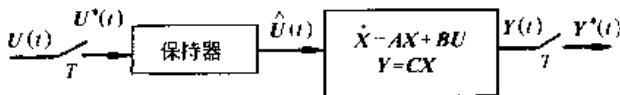


图 21-1-31

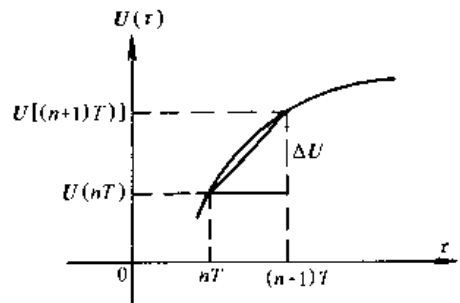


图 21-1-32

(1) 若为零阶保持器

$$U(\tau) = U(nT)$$

因此

$$X[(n+1)T] = e^{AT}X(nT) + \left[ \int_0^T e^{A(T-\tau)} B d\tau \right] U(nT)$$

令

$$\Phi(T) = e^{AT}$$

$$\Phi_m(T) = \int_0^T e^{A(T-\tau)} B d\tau$$

代入上式并写成递推式

$$X_{n+1} = \Phi(T)X_n + \Phi_m(T)U_n \quad (21-1-61)$$

(2) 若为一阶保持器

$$\begin{aligned} U(\tau) &= U(nT) + \frac{U[(n+1)T] - U(nT)}{T} \tau \\ &= U(nT) + \dot{U}(nT)\tau \end{aligned}$$

因此

$$X[(n+1)T] = e^{AT}X(nT) + \left[ \int_0^T e^{A(T-\tau)} B d\tau \right] U(nT) + \tau \int_0^T \tau e^{A(T-\tau)} B d\tau \dot{U}(nT)$$

令

$$\hat{\Phi}_m(T) = \int_0^T \tau e^{A(T-\tau)} B d\tau$$

代入上式并写成递推式,则

$$X_{n+1} = \Phi(T)X_n + \Phi_m(T)U_n + \hat{\Phi}_m(T)\dot{U}_n \quad (21-1-62)$$

根据各环节的输出方程,可得

$$Y_{n+1} = CX_{n+1} \quad (21-1-63)$$

显然,离散方程系数 $\Phi(T)$ 、 $\Phi_m(T)$ 和 $\hat{\Phi}_m(T)$ 决定于环节的状态方程系数矩阵 $A$ 和 $B$ ,编制适当程序即可依次递推计算出 $X_{n+1}$ 和 $Y_{n+1}$ 。

在实际应用中,通常将控制系统中的典型环节分类,并分别求出相应的离散系数表达式和输出方程表达式,如表 21-1-18 所示。

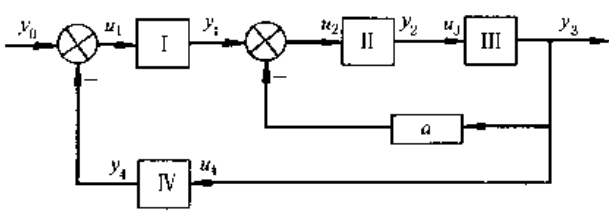
表 21-1-18 典型环节离散方程系数和输出方程

系数	积分环节	比例+积分	惯性环节	超前-滞后	比例
环节类型 $H$	0	1	2	3	4
典型传递函数	$\frac{K}{s}$	$K \frac{b1+s}{s}$	$K \frac{1}{a+s}$	$K \frac{b+s}{a+s}$	$K$
$\frac{C_1 + Ds}{A_1 + Bs}$	$\frac{C_1}{Bs}$	$\frac{C_1 + Ds}{Bs}$	$\frac{C_1}{A_1 + Bs}$	$\frac{C_1 + Ds}{A_1 + Bs}$	$\frac{C_1}{A_1}$
$K$	$C_1/B_1$	$C_1/B_1$	$C_1/B_1$	$D_1/B_1$	$C_1/A_1$
$a$	0	0	$A_1/B_1$	$A_1/B_1$	0
$b$	0	$D_1/C_1$	0	$C_1/D_1$	0
$\Phi(T)$	1	1	$e^{-aT}$	$e^{-aT}$	0
$\Phi_m(T)$	$KT$	$KT$	$\frac{K}{a}(1 - e^{-aT})$	$\frac{K}{a}(1 - e^{-aT})$	$K$
$\hat{\Phi}_m(T)$	$KT^2/2$	$KT^2/2$	$\frac{K}{a}T + \frac{K}{a^2}(e^{-aT} - 1)$	$\frac{K}{a}T + \frac{K}{a^2}(e^{-aT} - 1)$	0
输出方程	$Y_{n+1} = X_{n+1}$	$Y_{n+1} = X_{n+1} + KbU_{n+1}$	$Y_{n+1} = X_{n+1}$	$Y_{n+1} = (b-a)X_{n+1} + KU_{n+1}$	$Y_{n+1} = X_{n+1}$

## 7.2.2 连接矩阵及程序框图

(1) 连接矩阵

对于图 21-1-33 所示系统,各环节间的关系可以用连接矩阵来描述,从而构成闭环系统。



图中  $u_1 = y_0 - y_4$   
 $u_2 = y_1 - ay_3$   
 $u_3 = y_2$   
 $u_4 = y_3$

其矩阵表示式为

$$U = WY \quad (21-1-64)$$

图 21-1-33

其中

$$U = \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{bmatrix} \quad Y = \begin{bmatrix} y_0 \\ y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \end{bmatrix} \quad W = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 1 & 0 & -a & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$W$  称为连接矩阵，它反映了系统中各环节之间的关系，如  $W_{ij}$  表示第  $i$  号环节受第  $j$  号环节输出  $y_j$  作用的作用系数。

(2) 仿真程序框图及说明

利用离散相似法进行连续系统数字仿真的程序框图如图 21-1-34 所示。

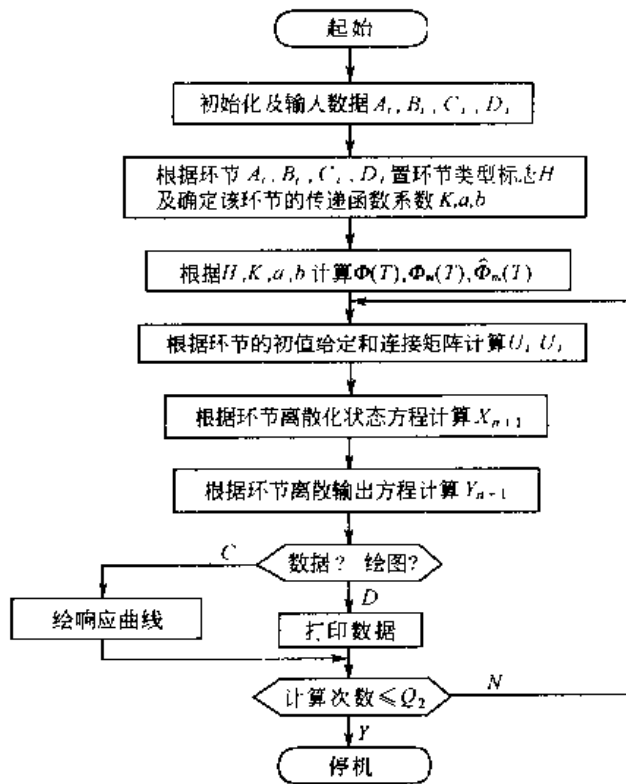


图 21-1-34

例如，一控制系统如图 21-1-35 所示，利用系统数字仿真程序，可得仿真的控制系统的响应曲线如图 21-1-36

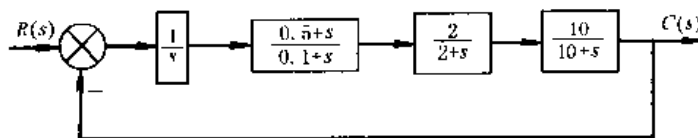


图 21-1-35

所示, 并打印出, 上升时间  $t_r = 1.6 \text{ s}$ , 最大超调量  $\sigma_p = 52\%$ , 调整时间  $t_s = 6.8 \text{ s}$ ①。

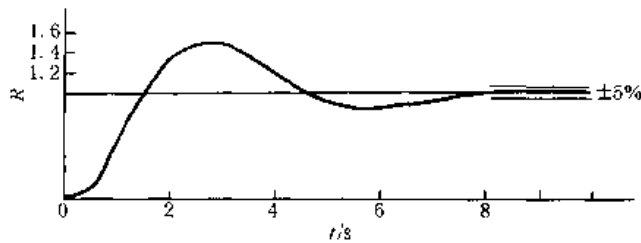


图 21-1-36 控制系统阶跃响应曲线

## 8 线性离散控制系统

### 8.1 概 述

在控制系统中, 若有一部分信号是离散的脉冲序列或数字序列, 这样的系统称为离散控制系统或采样控制系统。离散控制系统按其采样的方法不同, 可分为模拟采样系统和数字采样系统。数字测量控制系统和计算机控制系统属于数字采样控制系统。

在数字控制系统中, 信号的特征和等效方块图如图 21-1-37a 和 b 所示。

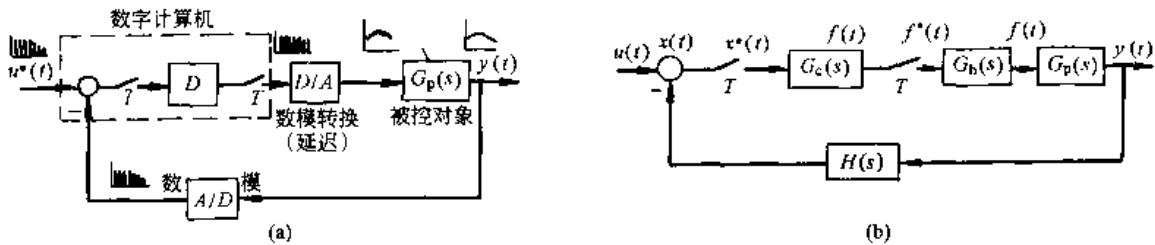


图 21-1-37

离散控制系统的优点如下:

- (1) 允许采用高灵敏度的数字测量元件, 以提高系统的灵敏度;
- (2) 当数码信号的位数足够时, 能够保证足够的计算精确度;
- (3) 信号传递过程中抗干扰的能力强;
- (4) 可以用一机实现多点测量和控制;
- (5) 可以灵活和有效实现信号处理, 系统的校正及优化。

#### 8.1.1 信号的采样过程

离散控制系统中, 把连续信号转化成脉冲或数字序列的过程, 称为采样过程。在数字控制系统中, 有时并不是真实地存在着某种采样开关, 而只是表示在系统中存在由连续信号变换为离散信号的变换过程。

在采样过程中, 采样开关以一定的时间间隔  $T$  做一次瞬时闭合, 以对连续信号  $x(t)$  进行采样, 从而在开关的输出端得到一组脉冲序列  $x(0T), x(1T), x(2T) \dots$ , 其中  $T$  称为采样周期, 这组脉冲序列通常以  $x^*(t)$  表示, 且用下列数学式描述。

$$x^*(t) = \sum_{n=0}^{\infty} x(nT) \delta(t - nT) \quad (21-1-65)$$

采样过程可看做脉冲调制过程, 采样开关起脉冲发生器的作用。理论证明, 对于一个具有带宽为  $\omega_b$  频带的连续信号, 对其进行采样时, 为使该信号能够不失真地复原, 采样频率  $\omega_s (= 2\pi/T)$  一定要大于  $2\omega_b$ , 这一原则称为采样定理。

#### 8.1.2 信号的复原

连续信号经过采样后, 其离散信号的频谱中除了与连续信号频谱对应的主要频谱分量外, 还有无限多的附加

① 此仿真程序是由北京科技大学机电研究所提供的。



频谱分量, 这些分量相当于对系统的干扰。为除去这些高频分量, 并使离散信号  $x^*(t)$  不失真地复原为连续信号  $x(t)$ , 通常需要采用起低频滤波作用的保持电路和保持器。

根据采样间隔中保持信号的不同方式, 保持器可分为零阶、一阶和多阶。一阶和二阶保持器的数学描述如表 21-1-19 所示。

表 21-1-19 保持器的数学描述

分 类	零阶保持器	一阶保持器
函数式	$x(t) = x(nT)$ $nT \leq t \leq (n+1)T$	$x(t) = \frac{x(nT) - x[(n-1)T]}{T}(t - nT)$ $nT \leq t < (n+1)T$
传递函数	$G_h(s) = \frac{1 - e^{-Ts}}{s}$	$G_h(s) = \frac{1 + Ts}{T} \left( \frac{1 - e^{-Ts}}{s} \right)^2$
频率特性	$G_h(j\omega) = T \frac{\sin \frac{\omega T}{2}}{\frac{\omega T}{2}} e^{-j\frac{\omega T}{2}}$	$G_h(j\omega) = T \sqrt{1 + (\omega T)^2} \left( \frac{\sin \frac{\omega T}{2}}{\frac{\omega T}{2}} \right)^2 e^{j\theta - j\omega T}$ 其中 $\theta = \arctan \omega T$

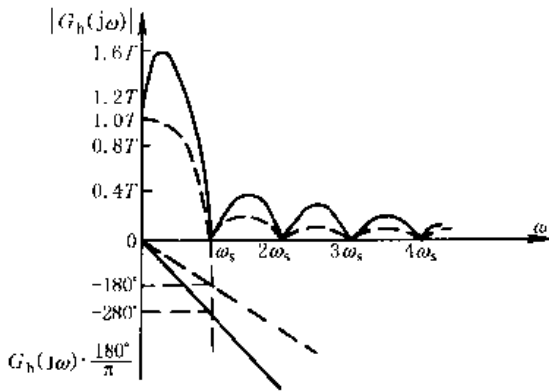


图 21-1-38

零阶和一阶保持器的频率特性如图 21-1-38 所示。

### 8.1.3 数字控制系统的离散脉冲模型

对于如图 21-1-39 所示的离散系统, 连续部分传递函数为  $G(s)$ , 离散信号为  $x^*(t)$ , 其输出信号  $c(t)$  可以利用线性系统脉冲响应和叠加原理得到, 即

$$c(t) = c_0(t) + c_1(t) + c_2(t) + \dots = \sum_{n=0}^{\infty} x(nT)h(t - nT) \quad (21-1-66)$$

式中  $x(nT)$  ——  $t = nT$  时刻  $G(s)$  输入脉冲的幅值;

$h(t - nT)$  ——  $t = nT$  时刻  $G(s)$  的脉冲响应函数。

若  $c(t)$  经过一个与输入采样同步的虚拟采样开关采样, 则  $c(t)$  将变换成离散信号  $c^*(t)$ 。

$$c^*(t) = \sum_{m=0}^{\infty} c(mT)\delta(t - mT) \quad (21-1-67)$$

式中  $c(mT)$  ——  $t = mT$  时刻  $c(t)$  的采样值。

因此

$$c^*(t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^m x(nT)h[(m-n)T]\delta(t - mT) \quad (21-1-68)$$

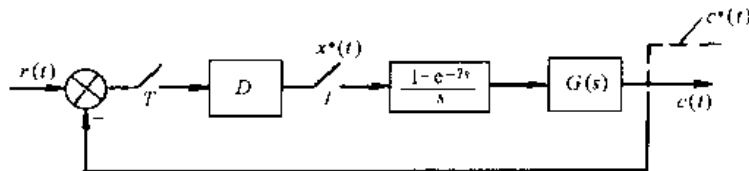


图 21-1-39

## 8.2 Z 变 换

Z 变换是研究离散系统的一种有力工具, 利用它可将线性差分方程变换成线性代数方程。

### 8.2.1 Z 变换定义

设离散信号  $x^*(t)$  为

$$x^*(t) = \sum_{n=0}^{\infty} x(nT)\delta(t - nT)$$

则其拉氏变换式为

$$X^*(s) = L[x^*(t)] = \sum_{n=0}^{\infty} x(nT)e^{-nTs}$$

令

$$e^{sT} = z$$

则

$$X^*(s) \Big|_{e^{sT}=z} = X(z) = \sum_{n=0}^{\infty} x(nT)z^{-n}$$

式中  $X(z)$  称为  $x^*(t)$  的  $Z$  变换, 并以  $Z[x^*(t)]$  表示, 即

$$X(z) = Z[x^*(t)] = \sum_{n=0}^{\infty} x(nT)z^{-n} \quad (21-1-69)$$

$X(z)$  有时也习惯性地称作  $x(t)$  的  $Z$  变换式, 即

$$X(z) = Z[x(t)] \quad (21-1-70)$$

而其实际含义仍是指  $x(t)$  经采样后, 对  $x^*(t)$  的  $Z$  变换。

$Z$  变换式的求取方法有两种, 即根据连续信号  $x(t)$  求  $X(z)$  或根据  $x(t)$  的像函数  $X(s)$  求取相应的  $Z$  变换式, 后者称为部分分式法。部分分式的原理是: 设  $X(s)$  具有以下形式

$$X(s) = \sum_{i=1}^k \frac{A_i}{s - s_i} \quad (21-1-71)$$

式中  $k$  ——  $X(s)$  中的极点数;

$A_i$  —— 对应于每一个极点的常数;

$s_i$  ——  $X(s)$  的极点。

则  $X(s)$  的原函数  $x(t)$  为

$$x(t) = \sum_{i=1}^k A_i e^{s_i t}$$

利用基本函数的  $Z$  变换表, 可得与  $x(t)$  相对应  $Z$  变换式

$$X(z) = \sum_{i=1}^k \frac{A_i z}{z - e^{s_i T}} \quad (21-1-72)$$

基本函数的  $Z$  变换如表 21-1-20 所示。

表 21-1-20

$Z$  变换表

$X(s)$	$x(t)$ 或 $x(k)$	$X(z)$
1	$\delta(t)$	1
$e^{-kTs}$	$\delta(t - kT)$	$z^{-k}$
$\frac{1}{s}$	$1(t)$	$\frac{z}{z-1}$
$\frac{1}{s^2}$	$t$	$\frac{Tz}{(z-1)^2}$
$\frac{1}{s^3}$	$\frac{t^2}{2!}$	$\frac{T^2 z(z+1)}{2!(z-1)^3}$
$\frac{1}{s^4}$	$\frac{t^3}{3!}$	$\frac{T^3 z(z^2+4z+1)}{3!(z-1)^4}$
$\frac{1}{s^{n+1}}$	$\frac{t^n}{n!}$	$\frac{T^n z R_n(z)}{n!(z-1)^{n+1}}$
$\frac{1}{s+\alpha}$	$e^{-\alpha t}$	$\frac{z}{z-e^{-\alpha T}}$
$\frac{1}{(s+\alpha)(s+\beta)}$	$\frac{1}{\beta-\alpha}(e^{-\alpha t} - e^{-\beta t})$	$\frac{1}{\beta-\alpha} \left( \frac{z}{z-e^{-\alpha T}} - \frac{z}{z-e^{-\beta T}} \right)$
$\frac{1}{s(s+\alpha)}$	$\frac{1}{\alpha}(1 - e^{-\alpha t})$	$\frac{1}{\alpha} \times \frac{(1 - e^{-\alpha T})z}{(z-1)(z - e^{-\alpha T})}$
$\frac{1}{s^2(s+\alpha)}$	$\frac{1}{\alpha} \left( t - \frac{1 - e^{-\alpha t}}{\alpha} \right)$	$\frac{1}{\alpha} \left[ \frac{Tz}{(z-1)^2} - \frac{(1 - e^{-\alpha T})z}{\alpha(z-1)(z - e^{-\alpha T})} \right]$

$X(s)$	$x(t)$ 或 $x(k)$	$X(z)$
$\frac{1}{(s + \alpha)^2}$	$te^{-\alpha t}$	$\frac{Tze^{-\alpha T}}{(z - e^{-\alpha T})^2}$
$\frac{\omega}{s^2 + \omega^2}$	$\sin \omega t$	$\frac{z \sin \omega T}{z^2 - 2z \cos \omega T + 1}$
$\frac{s}{s^2 + \omega^2}$	$\cos \omega t$	$\frac{z(z - \cos \omega T)}{z^2 - 2z \cos \omega T + 1}$
$\frac{\omega}{(s + \alpha)^2 + \omega^2}$	$e^{-\alpha t} \sin \omega t$	$\frac{ze^{-\alpha T} \sin \omega T}{z^2 - 2ze^{-\alpha T} \cos \omega T + e^{-2\alpha T}}$
$\frac{s + \alpha}{(s + \alpha)^2 + \omega^2}$	$e^{-\alpha t} \cos \omega t$	$\frac{z^2 - ze^{-\alpha T} \cos \omega T}{z^2 - 2ze^{-\alpha T} \cos \omega T + e^{-2\alpha T}}$
$\frac{\alpha}{s^2 - \alpha^2}$	$\sinh \alpha t$	$\frac{z \sinh \alpha T}{z^2 - 2z \cosh \alpha T + 1}$
$\frac{s}{s^2 - \alpha^2}$	$\cosh \alpha t$	$\frac{z(z - \cosh \alpha T)}{z^2 - 2z \cosh \alpha T + 1}$
	$\alpha^k$	$\frac{z}{z - \alpha}$
	$\alpha^k \cos k\pi$	$\frac{z}{z + \alpha}$
	$\frac{k(k-1)\cdots(k-m+1)}{m!}$	$\frac{z}{(z-1)^{m+1}}$

例 已知  $X(s) = \frac{1}{s(s+1)}$

因为

$$X(s) = \frac{1}{s(s+1)} = \frac{1}{s} - \frac{1}{s+1}$$

查表 21-1-20, 可得

$$\begin{aligned} \frac{1}{s} &\rightarrow \frac{z}{z-1} \\ \frac{1}{s+1} &\rightarrow \frac{z}{z-e^{-T}} \end{aligned}$$

因此

$$X(z) = \frac{z}{z-1} - \frac{z}{z-e^{-T}} = \frac{z(1-e^{-T})}{(z-1)(z-e^{-T})}$$

### 8.2.2 Z 变换的基本性质

表 21-1-21

Z 变换的性质

$x(t)$ 或 $x(k)$	$Z[x(t)]$ 或 $Z[x(k)]$
$\alpha x(t)$	$\alpha X(z)$
$x_1(t) + x_2(t)$	$X_1(z) + X_2(z)$
$x(t+T)$ 或 $x(k+1)$	$zX(z) - zx(0)$
$x(t+2T)$	$z^2X(z) - z^2x(0) - zx(T)$
$x(k+2)$	$z^2X(z) - z^2x(0) - zx(1)$
$x(t+kT)$	$z^kX(z) - z^kx(0) - z^{k-1}x(T) - \cdots - zx(kT-T)$
$x(k+m)$	$z^mX(z) - z^mx(0) - z^{m-1}x(1) - \cdots - zx(m-1)$
$tx(t)$	$-Tz \frac{d}{dz}[X(z)]$
$kx(k)$	$-z \frac{d}{dz}[X(z)]$
$e^{-\alpha t}x(t)$	$X(ze^{\alpha T})$

续表

$x(t)$ 或 $x(k)$	$Z[x(t)]$ 或 $Z[x(k)]$
$e^{-\alpha k}x(k)$	$X(ze^\alpha)$
$a^k x(k)$	$X\left(\frac{z}{a}\right)$
$ka^k x(k)$	$-z \frac{d}{dz} \left[ X\left(\frac{z}{a}\right) \right]$
$x(0)$	$\lim_{z \rightarrow \infty} X(z)$ 如果有极限
$x(\infty)$	$\lim_{z \rightarrow 1} [(z-1)X(z)] \left[ \frac{z-1}{z} X(z) \text{在单位圆上和单位圆外是解析的} \right]$
$\sum_{k=0}^{\infty} x(k)$	$X(1)$
$\sum_{k=0}^n x(kT)y(nT-kT)$	$X(z)Y(z)$

### 8.2.3 Z 反变换

Z 反变换是根据  $X(z)$  求出原函数  $x^*(t)$  和  $x(nT)$ 。常用 Z 反变换的方法有以下两种。

(1) 幂级数法。幂级数法是利用长除法把  $X(z)$  展开成  $z^{-i}$  的幂级数式, 然后根据 Z 变换的定义式求出  $x^*(t)$  或  $x(nT)$ 。例如

$$X(z) = \frac{10z}{(z-1)(z-2)} = \frac{10z^{-1}}{1-3z^{-1}+2z^{-2}} = 10z^{-1} + 30z^{-2} + 70z^{-3} + \dots = \sum_{n=0}^{\infty} x(nT)z^{-n}$$

因此

$$\begin{aligned} x(0) &= 0 \\ x(T) &= 10 \\ x(2T) &= 30 \\ x(3T) &= 70 \\ &\dots \end{aligned}$$

$$x^*(t) = 10\delta(t-T) + 30\delta(t-2T) + 70\delta(t-3T) + \dots$$

这种方法有时不便于求取  $x(nT)$  的闭式结果。

(2) 部分分式法。这是一种常用方法, 它将  $X(z)$  分解成为部分分式, 然后利用 Z 变换表求取  $x^*(t)$  或  $x(nT)$ , 例如

$$X(z) = \frac{10z}{(z-1)(z-2)}$$

展开成部分分式

$$\frac{X(z)}{z} = \frac{-10}{z-1} + \frac{10}{z-2}$$

查表 21-1-20 可得

$$Z^{-1} \left[ \frac{z}{z-1} \right] = 1^k$$

$$Z^{-1} \left[ \frac{z}{z-2} \right] = 2^k$$

因此

$$x(nT) = 10(-1 + 2^k) \quad k = 0, 1, 2, \dots$$

$$x^*(t) = 10\delta(t-T) + 30\delta(t-2T) + 70\delta(t-3T) + \dots$$

### 8.2.4 用 Z 变换求解差分方程

用 Z 变换求解差分方程与用拉普拉斯变换解微分方程一样, 是非常有用的, 其实质是利用 Z 变换将差分方程转化为代数方程。由 Z 变换的性质知,  $x[(n+m)T]$  的 Z 变换式为

$$Z[x(n+m)T] = z^m X(z) - z^m x(0) - z^{m-1} x(1) - \dots - z x(m-1)$$

式中  $x(0), x(1), \dots$  是  $x(t)$  在不同时刻的采样值。利用上述关系就可以将差分方程转化为以  $z$  为变量的代数方

程，并自动包含了初始采样值。例如差分方程

$$x(n+2) + 3x(n+1) + 2x(n) = 0 \quad x(0) = 0 \quad x(1) = 1$$

方程两端 Z 变换后得

$$z^2 x(z) - z^2 x(0) - zx(1) + 3zx(z) - 3zx(0) + 2x(z) = 0$$

代之初始数据并整理之

$$X(z) = \frac{z}{z^2 + 3z + 2} = \frac{z}{z+1} - \frac{z}{z+2}$$

利用 Z 变换表可得

$$Z^{-1}\left[\frac{z}{z+1}\right] = (-1)^k \quad Z^{-1}\left[\frac{z}{z+2}\right] = (-2)^k \quad k = 0, 1, 2, \dots$$

因此 X(z) 的原函数 x(kT) 为

$$x(kT) = (-1)^k - (-2)^k \quad k = 0, 1, 2, \dots$$

各时刻的函数值为

$$x(0) = 0$$

$$x(1) = 1$$

$$x(2) = -3$$

$$x(3) = 7$$

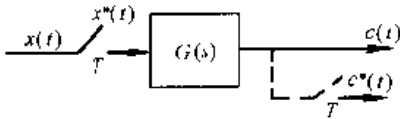
$$x^*(t) = \delta(t - T) - 3\delta(t - 2T) + 7\delta(t - 3T) + \dots$$

### 8.3 脉冲传递函数

脉冲传递函数是描述离散控制系统输入量和输出量的主要关系式，是分析离散控制系统的主要工具。

#### 8.3.1 脉冲传递函数的定义

脉冲传递函数是系统在零初始条件下，输出量的 Z 变换与输入量的 Z 变换之比，通常以 G(z) 表示。对于图 21-1-40 所示的开环系统，其脉冲传递函数为



根据离散脉冲模型

$$G(z) = \frac{C(z)}{X(z)} \quad (21-1-73)$$

图 21-1-40

$$C(z) = \sum_{m=0}^{\infty} h(mT) z^{-m} X(z)$$

因此

$$G(z) = \sum_{m=0}^{\infty} h(mT) z^{-m} \quad (21-1-74)$$

式中 h(mT)——G(s) 的单位脉冲响应的离散值。

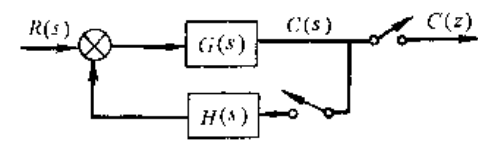
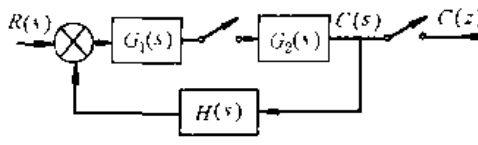
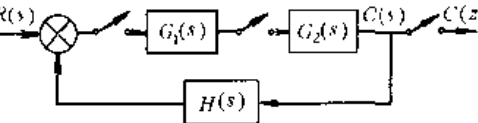
#### 8.3.2 离散控制系统的脉冲传递函数

在求取离散控制系统的脉冲传递函数时，必须注意采样开关在系统中的位置，采样开关位置不同其脉冲传递函数的表达式也不同，表 21-1-22 给出了几种典型情况下闭环离散系统输出量的 Z 变换式。

表 21-1-22 闭环离散系统的 Z 变换

	$C(z) = \frac{G(z)R(z)}{1 + GH(z)}$
	$C(z) = \frac{G(z)R(z)}{1 + G(z)H(z)}$

续表

	$C(z) = \frac{RG(z)}{1 + HG(z)}$
	$C(z) = \frac{G_2(z)RG_1(z)}{1 + G_1G_2H(z)}$
	$C(z) = \frac{G_1(z)G_2(z)R(z)}{1 + G_1(z)G_2H(z)}$

### 8.4 离散控制系统分析

#### 8.4.1 稳定性分析

(1) 稳定条件。离散控制系统稳定的充要条件是其特征方程的根全部分布在 Z 平面上以原点为圆心的单位圆内。如图 21-1-41 所示。

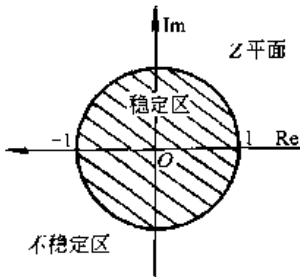


图 21-1-41

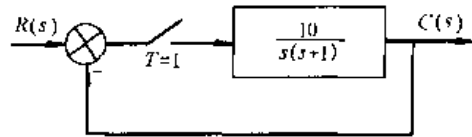


图 21-1-42

(2) 劳斯稳定判据。其判别步骤如下：

① 求出离散系统的特征方程  $D(z) = 0$ ；

② 在  $D(z) = 0$  中令  $z = (1 + \omega)/(1 - \omega)$ , 求出新方程  $D'(\omega) = 0$ ；

③ 利用劳斯表判别  $D'(\omega) = 0$  的根是否均为负实部。若  $D'(\omega)$  的根全部具有负实部, 则  $D(z) = 0$  的根全部位于 Z 平面的单位圆内。

例 离散系统如图 21-1-42 所示。

系统的闭环脉冲传递函数为

$$\Phi(z) = \frac{G(z)}{1 + G(z)}$$

$$G(z) = \frac{10(1 - e^{-1})z}{(z - 1)(z - e^{-1})}$$

$$D(z) = z^2 + 4.952z + 0.368 = 0$$

$$z = \frac{1 + \omega}{1 - \omega}$$

$$D'(\omega) = 6.32\omega^2 + 1.264\omega - 3.584 = 0$$

式中

因此

令

则

列劳斯表

$\omega^2$	6.32	-3.584
$\omega^1$	1.264	0
$\omega^0$	-3.584	

劳斯表第一列元素符号变化一次, 因此  $D'(w)$  有一个根具有正实部, 故  $D(z)$  中有一个根位于  $Z$  平面上的单位圆之外, 系统不稳定。

### 8.4.2 过渡过程分析

评价离散系统过渡过程品质时, 仍以单位阶跃信号作为输入信号, 以超调量、过渡过程时间等特征量来描述系统的性能。

(1) 单位阶跃响应。设系统如图 21-1-43 所示。

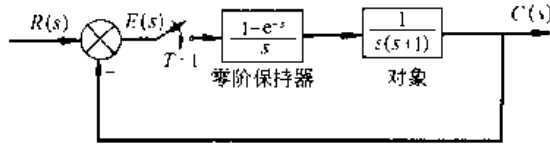


图 21-1-43

系统的闭环脉冲传递函数为

$$\Phi(z) = \frac{G(z)}{1 + G(z)}$$

其中

$$G(z) = \frac{e^{-1}z + 1 - 2e^{-1}}{z^2 - (1 + e^{-1})z + e^{-1}} = \frac{0.368z + 0.264}{z^2 - 1.368z + 0.368}$$

故

$$\Phi(z) = \frac{C(z)}{R(z)} = \frac{0.368z + 0.264}{z^2 - z + 0.632}$$

单位阶跃输入时,

$$R(z) = \frac{z}{z-1}$$

则

$$C(z) = \frac{(0.368z + 0.264)z}{(z^2 - z + 0.632)(z-1)} = \frac{0.368z^{-1} + 0.264z^{-2}}{1 - 2z^{-1} + 1.632z^{-2} - 0.632z^{-3}}$$

$$= 0.368z^{-1} + z^{-2} + 1.4z^{-3} + 1.4z^{-4} + 1.147z^{-5} + 0.895z^{-6} + 0.802z^{-7} + 0.868z^{-8} + 0.993z^{-9} + \dots$$

$Z$  反变换后

$$C(nT) = 0.368\delta(t-1) + 1\delta(t-2) + 1.4\delta(t-3) + 1.4\delta(t-4) + \dots$$

输出信号  $C^*(t)$  如图 21-1-44 所示。

该系统的单位阶跃响应是衰减振荡, 相应的特征值为

$$c^*(\infty) = 1$$

$$\sigma_p = 40\%$$

$$t_s = 10s (\Delta = 0.05)$$

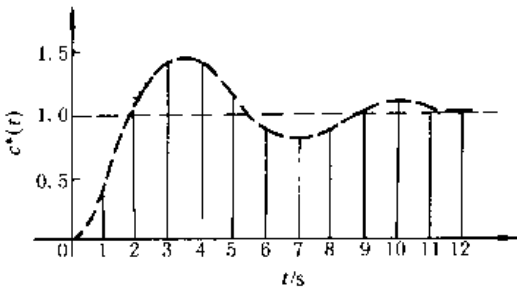


图 21-1-44

(2) 离散系统的极点分布和瞬态响应之间的关系。离散系统的

闭环脉冲传递函数为

$$\Phi(z) = \frac{C(z)}{R(z)} = K \frac{P(z)}{Q(z)} \quad (21-1-75)$$

其中

$$P(z) = \prod_{j=0}^n (z - z_j)$$

$$Q(z) = \prod_{i=0}^n (z - p_i)$$

式中  $K$ ——常数;

$z_j$ ——系统的零点;

$p_i$ ——系统的极点。

则  $p_i$  在  $Z$  平面上的位置与系统瞬态响应的关系如图 21-1-45 所示。

### 8.4.3 稳态误差分析

对于如图 21-1-46 所示的离散系统, 其误差脉冲传递函数  $\Phi_e(z)$  为

$$\Phi_e(z) = \frac{E(z)}{R(z)} = \frac{1}{1 + G(z)} \quad (21-1-76)$$

利用终值定理, 可计算系统的稳态误差  $e(\infty)$

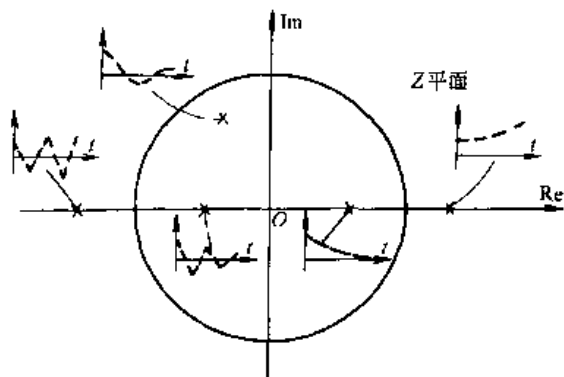


图 21-1-45 极点位置与瞬态响应的关系

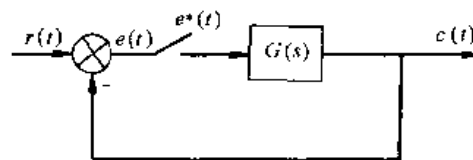


图 21-1-46

$$e(\infty) = \lim_{z \rightarrow 1} (z-1) E(z) = \lim_{z \rightarrow 1} (z-1) \frac{R(z)}{1+G(z)} \quad (21-1-77)$$

对于典型的输入函数，系统的稳态误差计算见表21-1-23。

表 21-1-23

典型输入作用下稳态误差计算式

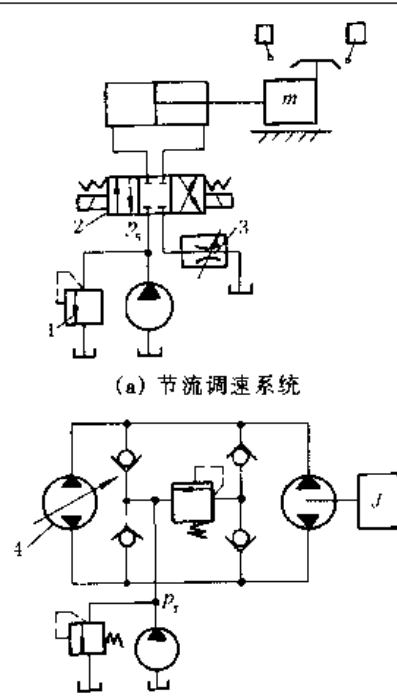
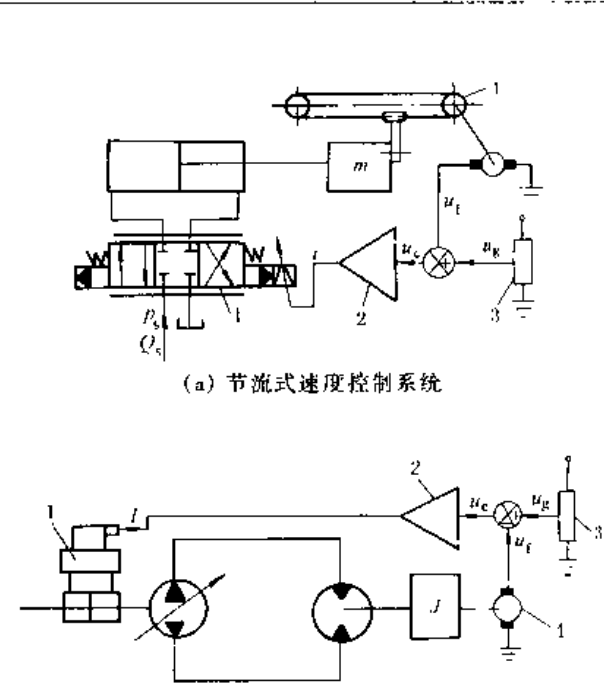
输入信号 $R(z)$	$e(\infty)$ 计算式
单位阶跃信号 $R(z) = \frac{z}{z-1}$	$e(\infty) = \lim_{z \rightarrow 1} \frac{1}{1+G(z)}$
单位斜坡信号 $R(z) = \frac{Tz}{(z-1)^2}$	$e(\infty) = \lim_{z \rightarrow 1} \frac{T}{(z-1)G(z)}$
单位加速度信号 $R(z) = \frac{T^2 z(z+1)}{2(z-1)^3}$	$e(\infty) = \lim_{z \rightarrow 1} \frac{T^2}{(z-1)^2 G(z)}$



## 第 2 章 液压控制概述

### 1 液压控制系统与液压传动系统的比较

表 21-2-1

项目	液压传动系统	液压控制系统
系统组成	 <p style="text-align: center;">(a) 节流调速系统</p> <p style="text-align: center;">(b) 容积调速系统</p> <p>1—溢流阀；2—换向阀；3—调速阀；4—手动变量泵</p>	 <p style="text-align: center;">(a) 节流式速度控制系统</p> <p style="text-align: center;">(b) 容积式速度控制系统</p> <p>1—伺服阀；2—伺服放大器；3—指令电位器；4—测速机</p>
系统功能	只能实现手动调速、加载和顺序控制等功能。难以实现任意规律、连续的速度调节	可利用各种物理量的传感器对被控制量进行检测和反馈，从而实现位置、速度、加速度、力和压力等各种物理量的自动控制
控制元件	采用调速阀或变量泵手动调节流量	采用伺服阀自动调节流量，伺服阀起到传动系统中的换向阀和流量控制阀的作用
工作原理	传动系统是开环系统，被控制量与控制量之间无联系。控制量是流量控制阀的开度或变量泵的调节参数（偏角或偏心），被控制量是执行机构的速度。对被控制量不进行检测，系统没有修正执行机构偏差的能力。控制精度取决于元件的性能和系统整定的精度，控制精度较差，但调整简单。开环系统无反馈，因而不存在矫枉过正问题，即不存在稳定性问题，所以传动系统的调整容易	控制系统是闭环系统，可以对被控制量进行检测并加以反馈。系统按偏差调节原理工作，并按偏差信号的方向和大小进行自动调整，即不管系统的扰动量和主路元件的参数如何变化，只要被控制量的实际值偏离希望值，系统便按偏差信号的方向和大小进行自动调整。控制系统有反馈，具有抗干扰能力，因而控制精度高；但也存在矫枉过正带来的稳定性问题。所以要求较高的设计和调整技术
工作任务	驱动、调速	要求被控制量能自动、稳定、快速、准确地复现指令的变化
性能指标	侧重于静态特性，主要性能指标有调速范围、低速平稳性、速度刚度和效率 特殊需要时才研究动态特性	性能指标包括稳态性能指标和动态性能指标 动态性能指标指超调、振荡次数、过渡过程时间等；稳态性能指标指稳态误差

续表

项目	液压传动系统	液压控制系统
工作特点	(1) 驱动力、转矩和功率大 (2) 易于实现直线运动 (3) 易于实现速度调节和力调节 (4) 运动平稳、快速 (5) 单位功率的质量小、尺寸小。例如 A4VSO 系列柱塞泵 1500r/min 时单位功率质量比的平均值为 0.85kg/kW, 同功率及转速的 Y 型电机为 8.44kg/kW (6) 过载保护简单 (7) 液压蓄能方便	除液压传动特点外, 还有如下特点: (1) 响应速度快 (2) 控制精度高 (3) 稳定性容易保证
应用范围	要求实现驱动、换向、调速及顺序控制的场合	要求实现位置、速度、加速度、力或压力等各种物理量的自动控制场合

## 2 电液伺服系统与电液比例系统的比较

表 21-2-2

名称	共性	区分
电液伺服系统	(1) 输入为小功率的电气信号 (2) 输出与输入成线性关系 (3) 可连续控制	(1) 均为闭环控制 (2) 输出为位置、速度、力等各种物理量 (3) 控制元件为伺服阀 (零遮盖、死区极小、滞环小、动态响应高、清洁度要求高) (4) 控制精度高、响应速度快 (5) 用于高性能的场合
电液比例系统		(1) 一般为开环控制, 性能要求高时亦有闭环控制 (2) 一般输出为速度或压力, 闭环时可以是位移等 (3) 控制元件为比例阀 (正遮盖、死区较大、滞环较大、动态响应较低、清洁度要求较低) (4) 控制精度较低、响应速度较低 (5) 用于一般工业自动化场合

## 3 液压伺服系统的组成及分类

表 21-2-3

组成		
分类	按控制信号的类别和伺服阀的类型	① 机液伺服系统; ② 电液伺服系统; ③ 气液伺服系统
	按液压功率放大器的类型	① 阀控液压伺服系统; ② 泵控液压伺服系统
	按负载运动性质及输出量的物理量	① 液压位置伺服系统; ② 液压速度伺服系统; ③ 液压加速度伺服系统; ④ 液压力 (压力) 伺服系统
	按检测元件的输出量形式及信号处理手段	① 模拟式液压伺服系统; ② 数字式液压伺服系统

### 4 液压伺服系统的几个重要概念

表 21-2-4

液压弹簧	物理模型		$m_1$ ——负载及活塞的总质量, kg $F$ ——外力, N $A_p$ ——活塞的工作面积, $m^2$ $x_p$ ——活塞的位移, m $V_{10}, V_{20}$ ——活塞两腔容积, $V_1, V_2$ 的初始值, $m^3$ $V_1$ ——总容积, $V_1 = V_1 + V_2, m^3$ $p_{10}, p_{20}$ ——活塞两腔压力 $p_1, p_2$ 的初始值, $N/m^2$ $\beta_e$ ——液体的容积弹性模量, $N/m^2$ $K_1, K_2$ ——两封闭容积腔产生的液压弹簧的刚度, $N/m$ $K_h$ ——总的等效液压弹簧刚度, $N/m$
	物理概念	伺服控制中,当功率滑阀处于零位时,油液被封闭在活塞腔里;由于液体具有可压缩性(压缩系数为 $C$ ),若受到外力,受压缩的液体产生的液压反力犹如一根受压弹簧所产生的弹力;产生液压反力的两个封闭容积犹如刚度为 $K_1, K_2$ 的液压弹簧	
	设计公式	$K_1 = A_p^2 \beta_e / V_{10}$ $K_2 = A_p^2 \beta_e / V_{20}$ $K_h = K_1 + K_2$ 当 $V_{10} = V_{20} = V/2$ 时,有 $K_{hmax} = 4A_p^2 \beta_e / V_1$	
液压谐振频率	物理概念	等效的液压弹簧-质量系统的无阻尼谐振频率称为液压谐振频率,用 $\omega_h$ 表示;该频率是实际物理系统的极限频率	$\omega_h$ ——液压谐振频率, rad/s
	计算公式	弹簧-质量系统 $\omega_h = \sqrt{K_h / m_1}$ 图 a 阀控缸 $\omega_h = \sqrt{4A_p^2 \beta_e / (V_1 m_1)}$	
液压阻尼系数	物理概念	实际物理系统总是存在阻尼,对于弹簧-质量-阻尼系统,其运动具有二阶振荡特性,其动态取决于谐振频率及无因次阻尼系数	$Q_L$ ——阀的负载流量, $m^3/s$ $v_p$ ——活塞的运动速度, $m/s$ $s$ ——拉普拉斯算子, $1/s$ $\zeta_h$ ——液压阻尼系数 $K_{ce}$ ——总的流量-压力系数, $K_{ce} = K_c + c_{vp}$ , $m^5/(N \cdot s)$ $K_c$ ——阀的流量-压力系数, $m^5/(N \cdot s)$ $c_{vp}$ ——缸的总泄漏系数, $m^5/(N \cdot s)$ $B_p$ ——活塞及负载的粘性阻尼系数, $N \cdot s/m$
	计算公式	对于图 a 阀控缸,存在 $\frac{v_p(s)}{Q_L(s)} = \frac{1/A_p}{\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1}$ $\zeta_h = \frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_e m_1}{V_1} + \frac{B_p}{4A_p} \sqrt{V_1 / (\beta_e / m_1)}}$	
硬量与软量	硬量	定义	指能够精确地确定,其值相对稳定,易于识别、计算并控制的物理量
		实例	如液压弹簧刚度 $K_h$ , 液压谐振频率 $\omega_h$ 等
	软量	定义	指不易确定、计算,相对模糊、变化的物理量
		实例	如阀的流量-压力系数 $K_c$ , 液压阻尼系数 $\zeta_h$ 等

### 5 液压伺服系统的基本特性

所谓基本特性是将远高于执行机构及负载环节的其他环节(如检测环节、伺服放大器、伺服阀)看成比例环节后的系统特性。

表 21-2-5

系统名称	液压位置伺服系统	液压速度伺服系统
输出量	位移 $x_p$	速度 $v_p$
方块图		
开环传递函数	$W(s) = \frac{u_f(s)}{u_g(s)} = \frac{K_{sv}}{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)}$	$W(s) = \frac{u_f(s)}{u_g(s)} = \frac{K_{sv}}{\frac{s^2}{\omega_b^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1}$
开环增益	$K_{sv} = K_1 K_{sv} K_{fx} / A_p$	$K_{sv} = K_1 K_{sv} K_{fv} / A_p$
系统类型	I型系统	O型系统
稳态误差	阶跃输入 $u_g(t) = R$ 时, $e(\infty) = 0$ 斜坡输入 $u_g(t) = Rt$ 时, $e(\infty) = R/K_{sv}$ 负载扰动引起的稳态位置误差 $e_L(\infty) = (K_c/A_p^2 K_{sv}) F_L$	阶跃输入 $u_g(t) = R$ 时, $e(\infty) = \frac{R}{1 + K_{sv}}$ 斜坡输入 $u_g(t) = Rt$ 时, $e(\infty) = \infty$ 负载扰动时, $e_L(\infty) = [K_c/A_p^2 (1 + K_{sv})] F_L$
稳定性	系统稳定性易保证, 简单的稳态性判据: $K_{sv} \leq 2\xi_h \omega_b$ 通常 $\xi_{h, min} = 0.1 \sim 0.2$	仅当开环增益很小时, 才有可能稳定。为使系统能稳定地工作, 务必加 PI 调节器进行系统校正
动态响应估计	交轴频率 $\omega_c = K_{sv}$ 系统频宽 $\omega_b: \omega_c < \omega_b < \omega_h$	加 PI 校正后, $\omega'_c = K'_p = K_p K_{sv}$ $K_p$ 为 PI 调节器的比例增益 系统频宽 $\omega_b: \omega'_c < \omega_b < \omega_h$

## 6 液压伺服系统的优点、难点及应用

表 21-2-6

优点、难点及应用	说明
(1) 易于实现直线运动的速度、位移及力控制	采用结构简单的液压缸, 液压控制系统便可以很方便地实现位置控制、速度控制和力控制。液压马达的低速性能好, 因此无需借助于机械减速器也可以实现低速或调速范围很宽的转速控制, 液压力控制更是独树一帜
(2) 驱动力、力矩和功率可很大	例如, 大型四辊轧机可以在 30MN 轧制力的条件下进行高响应、高精度的位置控制; 大型挤压机可以在 50MN 的挤压力情况进行挤压速度控制; 大型油压机可以在 50MN 加载力情况下实现多缸同步控制等
(3) 尺寸小、重量轻, 加速性能好	由于工作压力可高达 32MPa, 且液压控制系统容易通过自然散热或采用冷却器散发油液中的热量, 因此允许液压元件及液压装置的尺寸很小, 结构紧凑, 重量轻, 功率-质量比大, 力-惯性比大, 加速特性好
(4) 响应速度快	伺服阀的频率很高, 液压谐振频率也可以很高, 因此系统响应速度快
(5) 控制精度高	大功率电液位置伺服系统的控制精度可达 $\pm 2\mu m$
(6) 稳定性容易保证	由于液压谐振频率可以精确地计算且基本恒定, 因此按最低阻尼系数确定开环增益时, 系统稳定性容易保证

优点、难点及应用		说 明
难 点	(1) 油液易受污染	油液污染是液压控制系统故障的主要原因, 解决办法: ① 系统设计、制造及维护时采用综合的有效的污染控制措施, 确保系统清洁度 ② 采用抗污染的伺服阀
	(2) 液压伺服成本高	① 优化系统设计 ② 合理选用伺服阀、伺服缸及传感器
	(3) 系统的分析、设计、调整和维护需要高技术	① 请专业厂或公司设计、制造和安装调试 ② 加强维护、使用人员的技术培训
应 用	特别适用于大负载、大功率、高精度、高响应的控制场合, 液压伺服控制元件已广泛应用于各领域及各工业部门, 例如机床中的仿型机床及数控机床; 动力设备中汽轮机转速调节和自动调频; 锻压设备中油压机的速度或位置的同步控制, 快锻机中快锻频率控制, 挤压机的速度控制; 试验设备中的多自由度转台, 材料试验机、振动试验台、轮胎试验机、大型构件试验机等; 采煤机中的牵引部的恒功率控制; 冶金设备中的电炉电极自动升降, 带钢跑偏控制, 板材的液压压下厚度控制和板形控制等	

# 第3章 液压控制元件、液压动力元件、伺服阀

## 1 液压控制元件

### 1.1 液压控制元件概述

液压传动中的液压控制阀是指控制液体压力、流量和方向的三类开关阀；液压控制中的液压控制阀则是指可实现比例控制的液压阀，按其结构有滑阀、喷嘴挡板阀和射流管阀三种；从功能上看，液压控制阀是一种液压功率放大器，输入为位移，输出为流量或压力。液压控制阀加上转换器及反馈机构组成伺服阀，伺服阀是液压伺服的核心元件。

伺服变量泵也是一种液压比例控制及功率放大元件，输入为角位移，输出为流量。

#### 1.1.1 液压控制元件的类型及特点

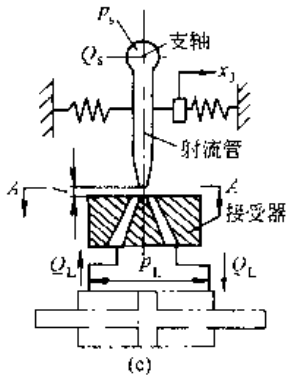
表 21-3-1

类型	特性	特点
液压控制阀	空载流量与位移成正比，负载流量随负载压力增大而减少， $Q-p$ 软特性	静态特性为软特性，刚度低，变阻尼，动态响应高，工作效率较低
伺服变量泵	空载流量与角位移成正比，负载流量随负载压力的变化很小， $Q-p$ 硬特性	静态特性为硬特性，刚度高，低阻尼，动态响应较低；工作效率高

#### 1.1.2 液压控制阀的类型、原理及特点

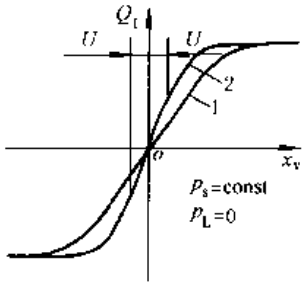
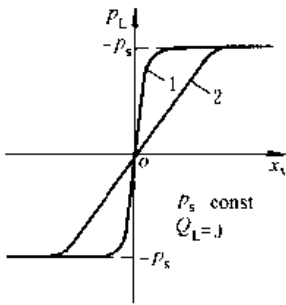
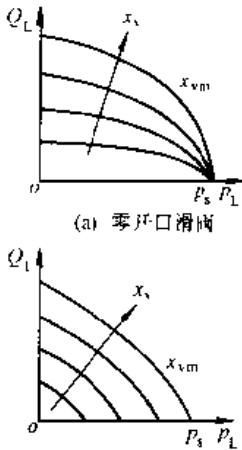
表 21-3-2

类型	工作原理	特点
滑阀	<p>滑阀属滑动式结构，利用阀芯在阀套中滑动实现配油。换向阀中，阀芯凸肩远大于阀口宽度，为正遮盖，死区大，且只能处于极限位置，只能做开关控制；伺服阀中，阀芯凸肩等于阀口宽度，为零遮盖，灵敏度高，且阀芯的位移可控，可实现比例控制；滑阀基于节流控制原理，通过阀口的流量与阀芯的位移成正比</p>	<p>滑阀的压力增益可以很高，通过的流量可以很大，特性易于计算和控制，抗污染性能较好，因此广泛用作工业伺服阀的前置级和所有伺服阀的功率级</p> <p>但要求严格的配合公差，制造成本高，作用在阀芯上的力较多、较大且变化；要求较大的控制力。作前置级时，动态响应较低</p>
喷嘴挡板阀	<p>喷嘴挡板阀属座阀式结构，挡板绕支轴摆动，利用挡板位移来调节喷嘴与挡板之间的环状节流面积，从而改变喷嘴腔内的压力</p>	<p>喷嘴挡板阀的结构简单、公差较宽；特性可预测；无死区、无摩擦副，灵敏度高；挡板惯量很小，所需的控制力小，动态响应高；抗污染性能差，要求很高的过滤精度；零位泄漏量大，功率损耗大。通常做伺服阀的前置级</p>

类型	工作原理	特点
射流阀	 <p>射流管属分流式结构，射流管绕支轴偏转。从射流管的喷嘴处高速喷出的液体，在扩散形的接受器内恢复成压力。射流管处于零位时，两接受嘴内的压力相等；偏转时，压力不等，产生压差，压差与射流管位移成正比，利用此压差可控制负载或功率级滑阀</p>	<p>射流管结构简单，制造容易；喷嘴较大，流量较大；抗污染能力很好，可靠性很高；无死区，转动摩擦小，灵敏度高；射流管惯量较大，动态响应较低；特性不易预测，设计时要靠模型试验；压力恢复系数和流量恢复系数较大，效率较高；适于中、小功率控制系统或伺服阀的前置级</p>

1.1.3 液压控制阀的静态特性及其阀系数的定义

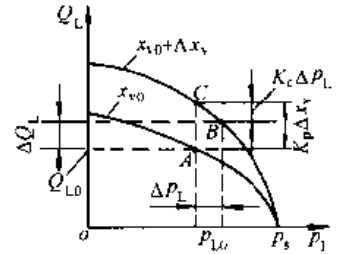
表 21-3-3

	空载流量特性	压力增益特性	压力-流量特性
静态特性	 <p>1—零开口滑阀、喷嘴挡板阀及射流管阀；2—正开口滑阀</p> <p>供油压力恒定，负载压力为零时，负载流量与阀芯位移的关系称为空载流量特性，表示为</p> $Q_L = f(x_v)  _{P_L=0}$ <p>空载流量特性曲线的斜率称为流量增益，用 <math>K_q</math> 表示</p> $K_q = \left. \frac{\partial Q_L}{\partial x_v} \right _{P_L=0}$	 <p>1—零开口滑阀；2—正开口滑阀、喷嘴挡板阀及射流管阀</p> <p>供油压力恒定，关闭负载通道即 <math>Q_L = 0</math> 时，负载压力与阀芯位移的关系称为压力增益特性，表示为</p> $P_L = f(x_v)  _{Q_L=0}$ <p>压力增益特性曲线的斜率称为压力增益，用 <math>K_p</math> 表示</p> $K_p = \left. \frac{\partial P_L}{\partial x_v} \right _{Q_L=0}$	 <p>(a) 零开口滑阀</p> <p>(b) 正开口滑阀、喷嘴挡板阀及射流管阀</p> <p>供油压力恒定时，负载流量与负载压力、阀芯位移的关系称为压力-流量特性，表示为</p> $Q_L = f(P_L, x_v)$ <p>阀芯位移一定时，压力-流量特性曲线的斜率的负数称为流量-压力系数，用 <math>K_c</math> 表示</p> $K_c = - \left. \frac{\partial Q_L}{\partial P_L} \right _{x_v=const}$
阀系数	<p>参数 <math>K_q</math>、<math>K_p</math>、<math>K_c</math> 统称为阀系数。阀系数全面地表征了阀的静态特性，而且直接影响着系统的静态和动态性能：<math>K_q</math> 影响着开环增益，<math>K_p</math> 影响着驱动负载的能力和负载引起的误差，<math>K_c</math> 影响系统的刚度和阻尼。三个阀系数的关系：<math>K_p = K_q / K_c</math></p>		

续表

阀系数

可采用解析法或图解法确定阀系数：如右已求得压力-流量特性方程  $Q_L = f(p_L, x_v)$ ，求某点的偏导数便得阀系数；如已测到压力-流量特性曲线，可按右图确定阀系数，图中 A 是初始平衡工作点，B 是新的工作点；如实测得到空载流量特性曲线和压力增益特性曲线，直接可得到  $K_q, K_p$ ，从而计算出  $K_v$ 。



1.1.4 液压控制阀的液压源类型

液压阀的液压源有恒压源和恒流源两种，一般采用恒压源。

恒流源只能配用正开口阀。由于用恒流源的阀具有严重的非线性压力-流量特性，且每个阀需独立的恒流源，因此应用不多。

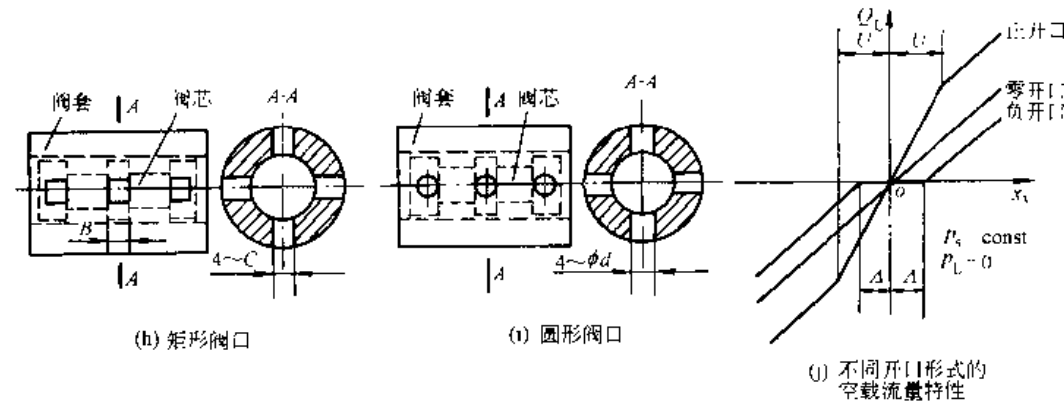
1.2 滑 阀

1.2.1 滑阀的种类及特征

表 21-3-4

分类	种 类	特 征
按结构型式	分为圆柱滑阀、旋转滑阀和平板滑阀	普遍采用的是圆柱滑阀。平板滑阀是为解决圆柱滑阀的加工精度而提出的结构，随着加工水平的提高，圆柱滑阀的加工困难已得到解决
按节流工作边数分类	<p>(a) 单边滑阀 (二通)      (b) 双边滑阀 (三通)      (c) 四边滑阀 (四通)      (d) 带两个固定节流孔的正开口双边滑阀 (四通)</p>	单边制造容易，性能差；双边制造较难，性能较好；四边制造困难，性能最好
按油口通路数分类	二通阀、三通阀和四通阀	特征、图示同“单边、双边和四边滑阀”的特征和图示
按零中位时阀的开口型式分类	<p>(e) 零开口 (<math>b=B</math>)      (f) 止开口 (<math>b &lt; B</math>)      (g) 负开口 (<math>b &gt; B</math>)</p>	



分类	种 类	特 征
按零中位时 阀的开 口型式 分类	对于四通阀、三通阀又有零开口阀、正开口阀和负开口阀之分 图中 $b$ ——阀芯凸肩宽度; $B$ ——阀套阀口宽度	零开口阀的流量增益恒定,死区小,灵敏度高,零位泄漏小,一般都采用,但制造较难 正开口阀无死区,在正开口范围内,流量增益为零开口阀的两倍,但流量特性非线性,零位泄漏大,较少应用,仅用于伺服阀的前置级、恒流系统及高温系统的场合 负开口阀死区大,不灵敏,流量特性非线性,一般不用。负开口阀与零开口阀并联用于出现人信号时增大流量
按阀 口形状 分类	 <p>(h) 矩形阀口</p> <p>(i) 圆形阀口</p> <p>(j) 不同开口形式的零位流量特性</p>	
	有全周开口和局部开口,全周开口如图 e; 局部开口又有矩形阀口和圆形阀口两种	大流量阀采用全周开口,中小流量阀采用局部开口。局部开口阀中的圆形阀加工简单,但阀口过流面积与阀芯位移不成线性,流量增益非线性,用于要求不高的场合; 矩形阀口流量增益为线性,普遍采用
按阀 芯的凸 肩数分 类	凸肩数有: 2, 3, 4, 5, 6	凸肩起配油和支承作用。采用全开口时,必须多于3个凸肩; 3和4个凸肩的最常用; 特殊场合采用5、6个凸肩的

1.2.2 滑阀的静态特性及阀系数

表 21-3-5

滑阀类型	无量纲 压力-流量特性方程	工作零点	零点阀系数			零位泄漏 $Q_L$	典型 应用
			$K_{q0}$	$K_{p0}$	$K_{d0}$		
零 开 口 A. 四通滑阀(四 边)(表 21-3-4 图 c)	$\bar{Q}_1 = \bar{x}_v \sqrt{1 - \frac{x_v}{1-x_v} p_L}$	$x_v = 0$ $p_L = 0$ $Q_L = 0$	$C_d W \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}$	$\infty$ (理论) $\frac{32\mu C_d \sqrt{p_s/\rho}}{\pi r_c^2}$	$0$ (理论) $\frac{\pi W r_c^2}{32\mu}$	$0$ (理论) $\frac{\pi W r_c^2}{32\mu} p_s$	控制对 称缸或 马达
B. 三通滑阀(双 边)(表 21-3-4 图 b)	$\bar{Q}_1 = \bar{x}_v \sqrt{2(1-p_c)}$ $\bar{Q}_L = \bar{x}_v \sqrt{p_c}$	$x_v = 0$ $p_c = p_s/2$ $Q_L = 0$	$C_d W \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}$	$\infty$ (理论)	$0$ (理论)	$0$ (理论) $\frac{\pi W r_c^2}{64\mu} p_s$	控制差 动缸 $A_c =$ $2A_1$
正 开 口 C. 四通滑阀(四 边)(表 21-3-4 图 d)	$\bar{Q}_L = (1 + \bar{x}_v) \sqrt{1-p_L}$ $-(1 - \bar{x}_v) \sqrt{1+p_L}$	$x_v = 0$ $p_L = 0$ $Q_L = 0$	$2C_d W \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}$	$2p_s/U$	$\frac{C_d W U \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}}{p_s}$	$2C_d W U \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}$	控制对 称缸或 马达
D. 三通滑阀(双 边)(表 21-3-4 图 b)	$\bar{Q}_L = (1 + \bar{x}_v) \sqrt{2(1-p_c)}$ $-(1 - \bar{x}_v) \sqrt{2p_c}$	$x_v = 0$ $p_c = p_s/2$ $Q_L = 0$	$2C_d W \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}$	$p_s/U$	$\frac{2C_d W U \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}}{p_s}$	$C_d W U \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}$	控制差 动缸

续表

滑阀类型	无量纲 压力-流量特性方程	工作零点	零点阀系数			零位泄漏 $Q_c$	典型 应用
			$K_{\phi}$	$K_{p_0}$	$K_{\omega}$		
正开口 E. 带两个固定节流孔的四通滑阀(双边)(表 21-3-4 图 d)	$\bar{Q}_L = \frac{1}{\alpha} \sqrt{2(1-\bar{p}_1)}$ $-(1-x_v) \sqrt{2\bar{p}_1}$ $\bar{Q}_L = (1+x_v) \sqrt{2\bar{p}_2} -$ $\frac{1}{\alpha} \sqrt{2(1-\bar{p}_2)}$ $\bar{p}_1 = \bar{p}_1 - \bar{p}_2$	$x_v = 0$ $p_1 = p_2 =$ $\frac{p_s}{1 + \alpha^2}$ $Q_L = 0$	$C_d W \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}$	$p_s / U$	$\frac{C_d W U \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}}{p_s}$	$2 C_d W U \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}$	作双级滑阀式伺服阀的前置级
F. 带一个固定节流孔的二通滑阀(单边)(表 21-3-4 图 a)	$\bar{Q}_L = \frac{1}{\alpha} \sqrt{2(1-\bar{p}_c)} -$ $(1-x_v) \times \sqrt{2\bar{p}_c}$	$x_v = 0$ $p_c = p_s / (1 + \alpha^2)$ $Q_L = 0$	$C_d W \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}$	$p_s / 2U$	$\frac{2 C_d W U \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}}{p_s}$	$C_d W U \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}$	用于性能要求不高的简单液压伺服机构

正开口

符号说明

式中  $\bar{x}_v$ ——无量纲位移,  $\bar{x}_v = x_v / x_{vm}$ ;  $x_v, x_{vm}$  分别为滑阀的位移、最大位移, m  
 $\bar{p}_L$ ——无量纲压力,  $\bar{p}_L = p_L / p_s$ ;  $p_s$  为供油压力, Pa;  $p_L = p_1 - p_2$ , 为负载压力, Pa  
 $\bar{Q}_L$ ——无量纲流量,  $\bar{Q}_L = Q_L / Q_{Lm}$ ;  $Q_L = C_d W x_v \sqrt{(p_s - p_L) / \rho}$ , 为负载流量  
 $Q_{Lm}$ ——最大空载流量,  $Q_{Lm} = Q_0 = C_d W x_{vm} \sqrt{p_s / \rho}$   
 $C_d$ ——流量系数  
 $W$ ——面积梯度(开口周边总长), m  
 $\rho$ ——油的密度, kg/m<sup>3</sup>  
 $\mu$ ——油的动力粘性系数, Pa·s  
 $r_c$ ——阀芯与阀套的半径间隙, m

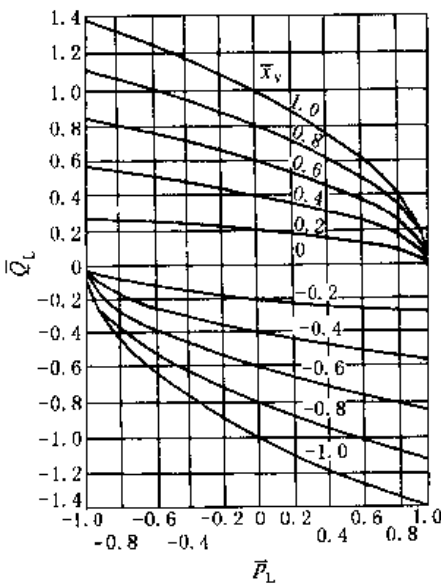
对于正开口阀:  $\bar{x}_v = x_v / U, x_{vm} = U, U$  为正开口量

对于三通阀:  $\bar{p}_c = p_c / p_s, p_c = p_0 = p_s / 2$  时,  $Q_{Lm} = C_d W x_{vm} \sqrt{p_s / \rho}$

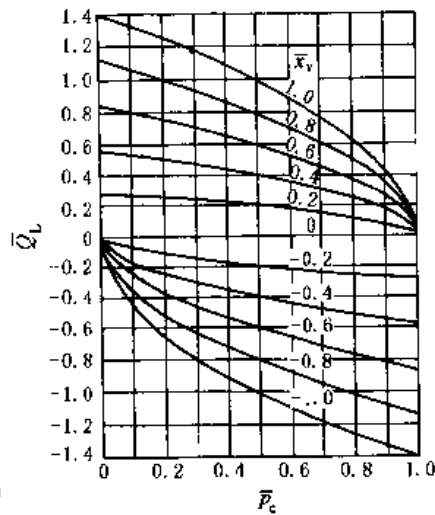
对于 F:  $\bar{p}_c = p_c / p_s, p_c = p_s / [1 + \alpha^2(1 - \bar{x}_v)^2]$ ,  $\alpha = C_d W U / C_{d0} a_0$ ,  $C_{d0}, a_0$  分别为固定节流孔的流量系数及面积

对于 E:  $\bar{p}_1 = p_1 / p_s, \bar{p}_2 = p_2 / p_s, p_1 = p_s / [1 + \alpha^2(1 - \bar{x}_v)^2], p_2 = p_s / [1 + \alpha^2(1 + \bar{x}_v)^2]$

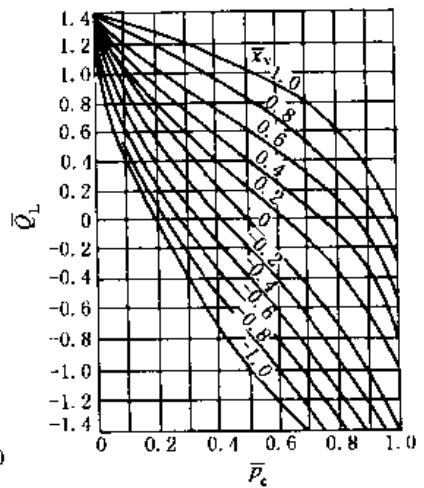
静态特性曲线



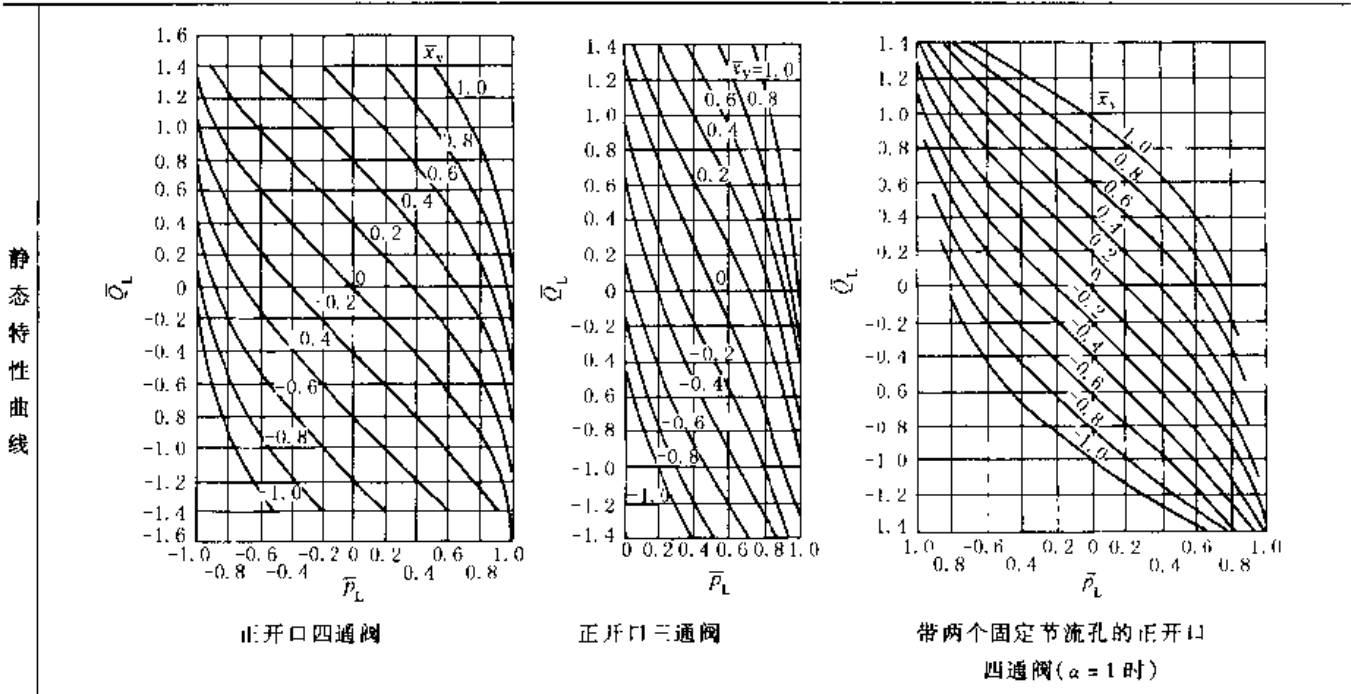
零开口四通阀



零开口三通阀



第一个固定节流孔的  
正开口二通阀( $\alpha = 1$ 时)



1.2.3 滑阀的力学特性

表 21-3-6

滑阀上的作用力	计算公式	附图及说明
惯性力 $F_I$	$F_I = m_v \ddot{x}$ 式中 $m_v = m_v + \rho V_0 + \sum_{i=1}^n \rho V_i \left( \frac{A_i}{A_v} \right)$	$m_v$ ——总质量, kg $m_v$ ——阀芯质量, kg $\ddot{x}$ ——阀芯加速度, $m/s^2$ $\rho V_0$ ——阀芯腔室中油液的质量; $\rho$ 为油液的密度, $kg/m^3$ $V_0$ ——油液容积, $m^3$ $\sum_{i=1}^n \rho V_i \left( \frac{A_i}{A_v} \right)^2$ ——前置级至滑阀两端管道中各段油液质量折算到阀芯处的等效质量; $A_i, V_i$ 为各段的截面积和容积, $A_v$ 为滑阀的端面积
粘性摩擦力 $F_v$	$F_v = B_v \dot{x}$ 式中 $B_v = \frac{\mu \pi d l}{r_c}$	$B_v$ ——滑阀的粘性摩擦系数 $\mu$ ——油液的动力粘性系数, $Pa \cdot s$ $d$ ——滑阀直径, m $l$ ——阀芯凸肩总长, m $r_c$ ——阀芯与阀套的径向间隙, m
液压卡紧力 $F_L$	$F_L = \alpha_L d l (p_1 - p_2)$ 式中 $\alpha_L = \frac{\pi}{4} \left( \frac{t}{c} \right) \left[ \frac{2 + \frac{t}{c}}{\sqrt{4 \left( \frac{t}{c} \right)^2 + \left( \frac{t}{r} \right)^2}} - 1 \right]$	$\alpha_L$ ——侧向力系数; $t/c = 0.9$ 时, $\alpha_{Lmax} = 0.27$ $d$ ——滑阀凸肩直径, m $l$ ——滑阀凸肩宽度, m $p_1, p_2$ ——凸肩两侧压力, Pa $t$ ——侧压时大端的最小间隙, m $c$ ——阀芯处于中心时大端处的径向间隙, m $r$ ——阀芯与阀套的偏心距, m 减弱措施: (1) 控制锥度使 $t/c \ll 1$ , 减少侧向力; (2) 在阀芯两端支承凸肩上开 3~5 条环形槽, 可显著减少侧向力; (3) 提高过滤精度, 减少因杂质造成的卡住现象

续表

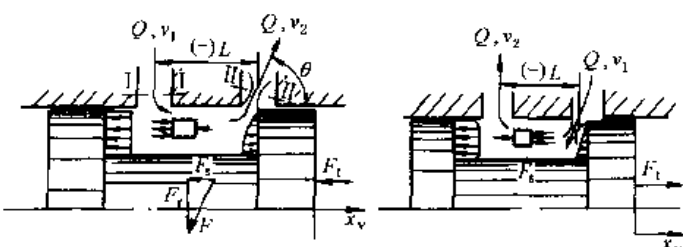
滑阀上的作用力	计算公式	附图及说明
稳态液动力 $F_s$	(1) 流过单个阀口时: $F_s = 2C_d C_v W x_v \Delta p \cos \theta = 0.43 W \Delta p x_v = K_s x_v$ 方向: 力图使阀口关闭 (2) 各种滑阀的稳态液动力见表 21-3-7	 <p>(a) 从阀口流出的情况      (b) 从阀口流入的情况</p> <p><math>C_d, C_v</math>——流量系数、速度系数; <math>C_d=0.61, C_v=0.98</math>  <math>W</math>——面积梯度, m  <math>\Delta p</math>——阀口上的压降, Pa  <math>\theta</math>——阀口处的射流角, <math>\theta=69^\circ</math>  <math>K_s</math>——液动力刚度系数, <math>K_s=0.43 W \Delta p, N/m</math></p> <p>补偿办法:            (1) 径向小孔法; (2) 回流凸肩法; (3) 负力窗口法; (4) 降压法</p>
瞬态液动力 $F_t$	(1) 流过单个阀口时: $F_t = \pm LC_d W \sqrt{2\rho \Delta p} \frac{dx_v}{dt} = B_t \frac{dx_v}{dt}$ $B_t = \pm LC_d W \sqrt{2\rho \Delta p}$ 方向: 与阀腔流体加速的方向相反 (2) 各种滑阀的瞬态液动力见表 21-3-7	$L$ ——液体在阀腔内的实际流程; $F_t$ 与 $x_v$ 方向相反为正阻尼; $F_t$ 与 $x_v$ 方向相同为负阻尼 $B_t$ ——称阻尼长度
滑阀的运动方程	$F_s = F_T + F_v + F_t + F_s + F_k$ $= m_v \ddot{x}_v + (B_v + B_t) \dot{x}_v + (K_s + K_L) x_v$	$F_s$ ——滑阀的驱动力, N $F_k$ ——弹簧力, $F_k = K_L x_v$ ; $K_L$ 为弹簧刚度。注: 侧向力 $F_L$ 补偿后造成的摩擦力较小, 已忽略

表 21-3-7

滑阀类型		上作阀口数	稳态液动力 $F_s$	瞬态液动力 $F_t$
四通滑阀	零开口(表 21-3-4 图 c)	2	$0.43 W (p_s - p_L) x_v$	$(L_2 - L_1) C_d W \dot{x}_v \sqrt{\rho (p_s - p_L)}$
	正开口(表 21-3-4 图 f)	4	$0.86 W (x_v p_s - U p_L)$	$(L_2 - L_1) C_d W \dot{x}_v \sqrt{\rho} [\sqrt{p_s - p_L} + \sqrt{p_s + p_L}]$
三通滑阀	零开口(表 21-3-4 图 b)	1	$\begin{cases} 0.43 W (p_s - p_c) x_v & x_v > 0 \\ 0.43 W p_c x_v & x_v < 0 \end{cases}$	$\begin{cases} -LC_d W \dot{x}_v \sqrt{2\rho (p_s - p_c)} & x_v > 0 \\ LC_d W \dot{x}_v \sqrt{2\rho p_c} & x_v < 0 \end{cases}$
	正开口(表 21-3-4 图 b)	2	$0.43 W [x_v p_s + U (p_s - 2p_c)]$	$-LC_d W \dot{x}_v \sqrt{2\rho} [\sqrt{p_s - p_c} + \sqrt{p_c}]$
带两个固定节流孔的正开口四通滑阀(表 21-3-4 图 d)		2	$0.43 W [x_v (p_1 + p_2) - U p_L]$	$LC_d W \dot{x}_v \sqrt{2\rho} [\sqrt{p_2} - \sqrt{p_1}]$
带一个固定节流孔的正开口二通滑阀(表 21-3-4 图 a)		1	$0.43 W p_c x_v$	$LC_d W \dot{x}_v \sqrt{2\rho p_c}$

### 1.2.4 滑阀的功率特性及效率

下面以应用最广的零开口四通滑阀为例。

表 21-3-8

项 目	计算公式	说 明				
输入功率最大输入功率	$N_i = p_s Q_0, Q_0 = C_d W x_v \sqrt{p_s / \rho}$ $N_{im} = p_s Q_s, Q_s = Q_{0m} = C_d W x_{vm} \sqrt{p_s / \rho}$	$Q_0, Q_{0m}$ ——空载流量、最大空载流量 $Q_s$ ——供油流量				
输出功率无量纲输出功率	$N_0 = p_L Q_L, Q_L = C_d W x_v \sqrt{(p_s - p_L) / \rho}$ $\bar{N}_0 = N_0 / N_{im} = \bar{p}_L x_v \sqrt{1 - \bar{p}_L}$	$Q_L$ ——负载流量 $p_L, p_s$ ——负载压力、供油压力				
最大输出功率及条件	$x_v = x_{vm}, p_L = (2/3)p_s$ 时: $Q_L = (1/\sqrt{3}) Q_{0m} = 57.7\% Q_{0m}$ , 或 $Q_{0m} = \sqrt{3} Q_L$ $N_0 = (2/3\sqrt{3}) N_{im} = 0.385 N_{im}$	$\gamma$ ——最大输出功率点				
效率	$\eta = \frac{N_0}{N_i} = \frac{p_L Q_L}{p_s Q_s}$	<p>无量纲输出功率曲线</p>				
	<table border="1"> <tr> <td>定量泵供油</td> <td>恒压变量泵供油</td> </tr> <tr> <td><math>Q_s = Q_{0m}</math></td> <td><math>Q_s = Q_L</math></td> </tr> <tr> <td><math>\eta_m = \frac{2}{3\sqrt{3}} = 38.5\%</math></td> <td><math>\eta_m = \frac{2}{3} = 66.7\%</math></td> </tr> </table>		定量泵供油	恒压变量泵供油	$Q_s = Q_{0m}$	$Q_s = Q_L$
定量泵供油	恒压变量泵供油					
$Q_s = Q_{0m}$	$Q_s = Q_L$					
$\eta_m = \frac{2}{3\sqrt{3}} = 38.5\%$	$\eta_m = \frac{2}{3} = 66.7\%$					

1.2.5 滑阀的设计

表 21-3-9

设计项目	设计的一般原则
滑阀结构型式的确 定	<p>工作边数及通路数主要应从执行元件类型、性能要求及制造成本三方面来考虑</p> <p>三通(双边)阀只能用于控制差动液压缸;四通(四边)阀可控制液压马达、对称液压缸和不对称液压缸,但用对称四通阀控制不对称液压缸容易产生较大的液压冲击,运动不平衡</p> <p>四通阀的压力增益比三通阀高一倍,它所控制的系统的负载误差小,系统的响应速度快;性能要求高的系统多用四通阀;负载不大、性能要求不高的机液伺服机构,或靠外负载回程的特殊场合常用三通阀;二通阀仅用于要求能自动跟踪,但无性能要求的场合</p> <p>四通阀制造成本较高,三通阀次之。二通阀极易制造</p>
	<p>阀口形状由流量大小及流量增益的线性要求来确定</p> <p>大流量阀要求面积梯度大,因此采用全周开口;为有足够刚度,小流量阀的阀芯不宜做得很小,因此采用局部开口。局部开口的阀有矩形阀口和圆形阀口两种,矩形阀口具有线性的流量增益,但须用电火花或线切割加工;圆形阀口加工简单,但流量增益非线性。多数采用矩形阀口,仅性能要求不高的阀才用圆形阀口</p>
	<p>零位开口形式取决于性能要求及用途</p> <p>零开口阀的流量增益为线性,压力增益很高,应用最广。正开口阀零位附近的流量为非线性,压力增益为线性但增益较低,零位泄漏大,一般较少用,多用于前置级、同步控制系统、高温工作环境和恒流系统</p>
	<p>凸肩数以保证阀芯有良好的支承,便于开均压槽,并使轴向尺寸紧凑为原则</p> <p>四通阀一般为 3 或 4 个凸肩。三通阀 2 个或 3 个凸肩。特殊用途的滑阀,除两端作控制面外,还有辅助控制面,需 5 至 6 个凸肩</p>
滑阀主要参数的确 定	<p>供油压力 <math>p_s</math></p> <p>一般以供油压力作为额定压力</p> <p>常用的滑阀供油压力为 4、6.3、10、21、32MPa</p>
	<p>最大开口面积 <math>W x_{vm}</math></p> <p><math>W x_{vm}</math> 表征阀的规格,由要求的空载流量来确定, <math>W x_{vm} = Q_0 / (C_d \sqrt{p_s / \rho})</math> 确定 <math>W, x_{vm}</math> 组合的原则如下:</p> <p>(1) 防止空载流量特性出现流量饱和原则:使 <math>\pi(d^2 - d_1^2) / 4 \geq 4 W x_{vm}</math></p> <p>(2) 保证阀芯刚度足够原则:取阀杆直径 <math>d_1 = d / 2</math>, <math>d</math> 为阀芯直径</p> <p>综上得: <math>x_{vm} \leq \frac{3\pi d^2}{64W}</math>; <math>W = \pi d</math> 时,则 <math>x_{vm} \leq \frac{3}{64} d \approx 5\% d</math>, 或 <math>\frac{W}{x_{vm}} \geq \frac{64\pi}{3} = 67</math></p>

设计项目		设计的一般原则
滑阀主要参数的确定	阀芯直径 $d$ 的确定	$d$ 的大小应从流量大小、动态性能及刚度三方面来考量 流量大时, $d$ 应足够大; 但 $d$ 太大惯性力大, 动态变低; $d$ 太小阀杆刚度低, 易变形, 且要求较大的行程 $x_{vm}$ ; 对于功率滑阀, $d$ 太小控制面积小, 液压谐振频率低, 动态低。 $d$ 的一般范围见表 21-3-10
	阀芯最大行程 $x_{vm}$	$x_{vm}$ 大有优点, 但要求有较大的驱动力、速度或功率。因此前置滑阀的最大行程受转矩马达或力马达输出位移、力和功率的限制; 功率滑阀的最大行程受前置级流量的限制。 $x_{vm}$ 的一般范围见表 21-3-10
	面积梯度 $W$	对于机液控制系统, 因各环节增益不可调, 应根据稳定判据先确定开环增益, 然后根据执行元件和反馈元件的增益确定出滑阀的零点流量增益 $K_{q0}$ , 再由 $K_{q0} = C_d W \sqrt{p_s/\rho}$ 确定出 $W$ , 最后由 $W/x_{vm} = 67$ 计算 $x_{vm}$ 对于电液控制系统, 因开环增益调整方便, 可先选择 $x_{vm}$ 再确定 $W$ 对于大流量的全周开口阀: $W = \pi d$ , 且需满足 $x_{vm} \leq 5\% d$ 及 $W/x_{vm} \geq 67$ 的条件, 因此, 须用试探法确定 $d, W$ 和 $x_{vm}$
结构设计		阀套与阀体过盈配合采用热压法安装 阀芯与阀套的轴向配合尺寸或遮盖量为微米级; 径向间隙为几微米至十几微米; 几何精度和工作棱边的允许圆角为零点几微米 四通滑阀的阀套有分段和整体两种结构。分段式主要是为了解决轴向尺寸难以保证和方孔加工困难而采用的结构。但分段式阀套的端面垂直度及光洁度要求很高, 内外圆要反复精磨。随着加工水平的提高, 多数阀套采用整体式阀套

表 21-3-10

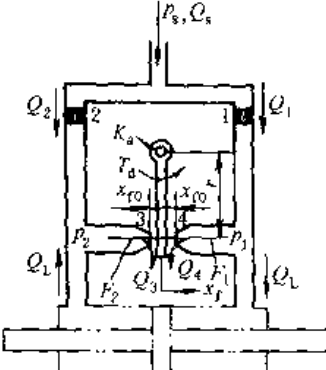
空载流量 $Q_0/L \cdot \min^{-1}$	< 10		10 ~ 100		160 ~ 250		400 ~ 800	
	$d$	$x_{vm}$	$d$	$x_{vm}$	$d$	$x_{vm}$	$d$	$x_{vm}$
直径和最大行程								
喷嘴挡板式伺服阀/mm	5	0.2 ~ 0.4	8	0.4 ~ 0.8	10 ~ 16	0.8 ~ 1.0	20 ~ 30	2 ~ 3
双级滑阀式伺服阀/mm	8 ~ 10	0.6 ~ 1.0	12 ~ 20	1.0 ~ 1.5	20 ~ 24	1.5 ~ 2.0	30 ~ 36	2.5 ~ 3.5

### 1.3 喷嘴挡板阀

#### 1.3.1 喷嘴挡板阀的种类、原理及应用

表 21-3-11

类型	组成及控制原理	特点及应用
单喷嘴挡板阀	<p>带有一个固定节流孔、一个可变节流孔的正开口二通阀, 只能用于控制差动缸</p>	<ol style="list-style-type: none"> <li>(1) 结构较简单, 但因小型化, 制造精密, 成本并不低</li> <li>(2) 特性可预知, 可通过设计计算确定其特性</li> <li>(3) 无死区、无摩擦副、灵敏度高</li> <li>(4) 挡板惯量很小, 驱动力矩小, 动态响应很高</li> <li>(5) 挡板与喷嘴间距很小 (<math>x_{f0} = 0.02 \sim 0.06\text{mm}</math>), 因此抗污染性能差, 且调整及维护困难; 要求油液的清洁度很高</li> <li>(6) 零位泄漏较大, 功率损耗较大, 因此, 只能做伺服阀的前置级</li> </ol>

类型	组成及控制原理	特点及应用
双喷嘴挡板阀	 <p>带有两个固定节流孔、两个可变节流孔的正开口四通阀，结构对称，按差动原理工作，可用于控制对称缸</p>	<p>(1) 结构较简单，但因小型化，制造精密，成本并不低                  (2) 特性可预知，可通过设计计算确定其特性                  (3) 无死区、无摩擦副、灵敏度高                  (4) 挡板惯量很小，驱动力矩小，动态响应很高                  (5) 挡板与喷嘴间距很小 (<math>x_{10} = 0.02 - 0.06mm</math>)，因此抗污染性能差，且调整及维护困难；要求油液的清洁度很高                  (6) 零位泄漏较大，功率损耗较大，因此，只能作伺服阀的前置级</p>

1.3.2 喷嘴挡板阀的静态特性

虽然喷嘴挡板阀与滑阀的结构不同，但单喷嘴挡板阀与带一个固定节流孔的正开口二通滑阀、双喷嘴挡板阀及带两个固定节流孔的正开口四通滑阀的工作原理相同，静态特性亦相同，只须将有关公式和图表中的参数作如下置换：

用喷嘴挡板阀流量系数  $C_{df}$  置换滑阀流量系数  $C_d$ ；

用喷嘴周长  $\pi D_N$  置换滑阀面积梯度  $W$ ；

用挡板至喷嘴的零位距离  $x_{10}$  置换滑阀的预开口量  $U$ ；用挡板位移  $x_f$  置换滑阀位移  $x_v$ 。

喷嘴挡板阀的静态特性见表 21-3-12。

表 21-3-12

喷嘴挡板阀的静态特性

	单喷嘴挡板阀	双喷嘴挡板阀	备注
压力增益特性	$\bar{p}_c = \frac{1}{1 + \alpha^2(1 - \bar{x}_f)^2}$	$\bar{p}_L = \frac{1}{1 + \alpha^2(1 - \bar{x}_f)^2} - \frac{1}{1 + \alpha^2(1 + \bar{x}_f)^2}$	$Q_L = 0$
零位压力	$p_{\omega 0} = \frac{p_s}{1 + \alpha^2}$	$p_{10} = p_{20} = \frac{p_s}{1 + \alpha^2}$	$x_f = 0$ $Q_L = 0$
无量纲压力-流量	$\bar{Q}_1 = \frac{1}{\alpha} \sqrt{2(1 - \bar{p}_s)} - (1 - \bar{x}_f) \sqrt{2\bar{p}_c}$	$\bar{Q}_L = \frac{1}{\alpha} \sqrt{2(1 - \bar{p}_1)} - (1 - \bar{x}_f) \sqrt{2\bar{p}_1}$ $\bar{Q}_L = (1 + \bar{x}_f) \sqrt{2\bar{p}_2} - \frac{1}{\alpha} \sqrt{2(1 - \bar{p}_2)}$ $\bar{p}_L = \bar{p}_1 - \bar{p}_2$	$\bar{x}_f = x_f / x_{f0}$
零位阀系数	$K_{q0} = \frac{1}{\sqrt{1 + \alpha^2}} C_{df} \pi D_N \sqrt{\frac{2}{\rho} p_s}$ $K_{\omega 0} = \frac{C_{df} \pi D_N x_{10}}{\sqrt{p_s \rho}} \left[ \frac{1}{\alpha \sqrt{2[1 - 1/(1 + \alpha^2)]}} + \frac{1}{\sqrt{2/(1 + \alpha^2)}} \right]$ $K_{p0} = \frac{\sqrt{2 p_s} / (x_{10} \sqrt{1 + \alpha^2})}{\frac{1}{\alpha \sqrt{2[1 - 1/(1 + \alpha^2)]}} + \frac{1}{\sqrt{2/(1 + \alpha^2)}}}$	$K_{q0} = \frac{1}{\sqrt{1 + \alpha^2}} C_{df} \pi D_N \sqrt{\frac{2}{\rho} p_s}$ $K_{\omega 0} = \frac{C_{df} \pi D_N x_{10}}{2 \sqrt{p_s \rho}} \left[ \frac{1}{\alpha \sqrt{2[1 - 1/(1 + \alpha^2)]}} + \frac{1}{\sqrt{2/(1 + \alpha^2)}} \right]$ $K_{p0} = \frac{2 \sqrt{2} p_s / (x_{10} \sqrt{1 + \alpha^2})}{\frac{1}{\alpha \sqrt{2[1 - 1/(1 + \alpha^2)]}} + \frac{1}{\sqrt{2/(1 + \alpha^2)}}}$	$\bar{p}_c = p_c / p_s$ $\bar{p}_1 = p_1 / p_s$ $\bar{p}_2 = p_2 / p_s$ $\bar{p}_L = p_L / p_s$ $\bar{p}_L = p_1 - p_2$ $\bar{Q}_1 = \frac{Q_L}{C_{df} \pi D_N x_{10} \sqrt{p_s / \rho}}$ $\alpha = \frac{C_{df} \pi D_N x_{10}}{C_{d0} \alpha_0}$
	$K_{q0} = C_{df} \pi D_N \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}$ $K_{\omega 0} = 2 C_{df} \pi D_N x_{10} \sqrt{p_s / \rho} / p_s$ $K_{p0} = p_s / 2 x_{10}$	$K_{q0} = C_{df} \pi D_N \sqrt{\frac{p_s}{\rho}}$ $K_{\omega 0} = C_{df} \pi D_N x_{10} \sqrt{p_s / \rho} / p_s$ $K_{p0} = p_s / x_{10}$	

续表

		单喷嘴挡板阀	双喷嘴挡板阀	备注
零位泄漏流量	$a \neq 1$	$Q_c = \frac{C_{d1}\pi D_N x_{f0}}{\sqrt{1+a^2}} \sqrt{2p_s/\rho}$	$Q_c = \frac{2C_{d1}\pi D_N x_{f0}}{\sqrt{1+a^2}} \sqrt{2p_s/\rho}$	$x_f = 0$
	$a = 1$	$Q_c = C_{d1}\pi D_N x_{f0} \sqrt{p_s/\rho}$	$Q_c = 2C_{d1}\pi D_N x_{f0} \sqrt{p_s/\rho}$	

### 1.3.3 喷嘴挡板阀的力特性

表 21-3-13

项目	计算公式	说明
作用在单喷嘴挡板阀挡板上的液流力	$F = p_c A_N [1 + 16C_{d1}^2 (x_{f0} - x_f)^2 / D_N^2]$	$p_c$ ——喷嘴内的压力 $A_N$ ——喷嘴面积, $A_N = \pi D_N^2 / 4$ $D_N$ ——喷嘴直径 $K_{s0}$ ——零点液动力弹簧刚度, $K_{s0} = -8\pi C_{d1}^2 p_s x_{f0} / (1 + a^2)$
作用在双喷嘴挡板阀挡板上的液流力	$F = p_L A_N - 2[8\pi C_{d1}^2 p_s x_{f0} / (1 + a^2)] x_f$	$K_{s0}$ ——零点液动力弹簧刚度, $K_{s0} = -2 \times 8\pi C_{d1}^2 p_s x_{f0} / (1 + a^2)$
挡板的运动方程	$T_s = J_s \ddot{\theta} + B_s \dot{\theta} + K_s \theta + Fr$	$T_s$ ——挡板的驱动力矩 $J_s$ ——挡板组件的转动惯量 $K_s$ ——支承挡板的扭簧的扭转刚度 $\theta$ ——挡板相对于平衡位置的转角 $r$ ——喷嘴轴线至扭转支点的距离
挡板运动的稳定性条件之一	$K_s > 8\pi C_{d1}^2 p_s x_{f0} r^2$	

### 1.3.4 喷嘴挡板阀的设计

以双喷嘴挡板阀为例。

表 21-3-14

项目	计算式	说明
喷嘴直径 $D_N$	$D_N = \frac{K_{q0} \sqrt{1+a^2}}{\pi C_{d1} \sqrt{2p_s/\rho}}$	$K_{q0}$ ——零点流量增益; 根据该阀及其控制的稳定性、稳态及动态性能要求确定 $K_{q0}$ 值 通常 $D_N$ 在 0.3 ~ 0.8mm 区间
零位间隙 $x_{f0}$	为避免产生流量饱和现象, $\pi D_N x_{f0} \leq A_N / 4 = \pi D_N^2 / 16$ $\therefore x_{f0} \leq D_N / 16$	通常 $x_{f0}$ 在 20 ~ 60 $\mu$ m 区间
固定节流孔直径	$D_0 = 2 \sqrt{C_{d1} D_N x_{f0} / (C_{d0} a)}$	$a = 1$ 时, 零点压力增益最大, 压力增益特性的线性度最好, 且零位压力 $p_{10} = p_{20} = p_s / 2$ , 所以通常取 $a = 1$ ; 但如果为减少零位泄漏, 减少供油流量及功率损耗, 则 $a \leq 0.707$
喷嘴挡板阀流量系数	当喷嘴端部为锐边时, $C_{d1} / C_{d0} = 0.8$	喷嘴与挡板间环形面积处的液流流动情况很复杂, 流量系数 $C_{d1}$ 与雷诺数及喷嘴端部的尖锐程度有关。固定节流孔为细长型, $C_{d0} = 0.8$ 左右

## 1.4 射流管阀

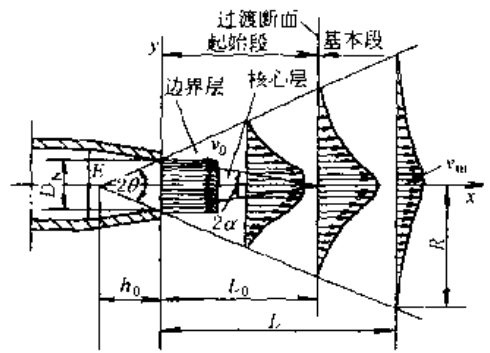
射流管阀(表 21-3-2 中图 c)是液体能量转换式放大器,在射流管喷嘴处,收缩喷嘴使液体的压力能变成动能,而在接收器内扩散流道又使液体的动能恢复成压力能。为了避免射流进入接收器时有空气混入,减小射流管所受的射流压力并增大运动阻尼,采用淹没射流。



1.4.1 射流管阀的紊流淹没射流特征

表 21-3-15

项目	特 征	
紊流淹没射流结构特征	<p>(1) 四周的液体将混渗并卷入射流中，射流的横断面及其流量沿射流方向逐渐扩大</p> <p>(2) 未被四周液体混入的中心部分，保持着喷口速度 <math>v_0</math>，称为核心层；核心层逐渐缩小，其消失处的断面称为过渡断面。喷口至过渡断面的射流段称为起始段 <math>L_0</math>，之后的射流段称为基本段。<math>\alpha</math> 角称为核心收缩角</p> <p>(3) 核心层之外的射流区域称为边界层，边界层逐渐扩大，外边界线上速度为零。E 点成为极点，<math>\theta</math> 角称为极角或扩散角，<math>h_0</math> 称为极点深度</p>	
紊流淹没射流参数	<p style="text-align: center;">计 算 式</p> <p>(1) 极点深度及极角 极点深度: <math>h_0 = R_N \tan \theta</math> 极角的大小随射流断面形状及喷口上速度不均匀程度而异: <math>\tan \theta = \beta \varphi</math></p> <p>(2) 收缩角 <math>\tan \alpha = R_N / L_0 = 1.49 \beta</math></p> <p>(3) 基本段的中心速度 <math>v_m</math> 沿轴线的分布 <math display="block">\frac{v_m}{v_0} = \frac{0.9666}{\beta L / R_N + 0.294}</math> 当 <math>L = L_0</math> 时, <math>v_m = v_0</math>, 得 <math>L_0 = 0.672 R_N / \beta</math></p> <p>(4) 基本段断面上的速度 <math>v</math> 分布 经验公式: <math>\frac{v}{v_m} = [1 - (y/R)^2]^{3/2}</math></p> <p>(5) 基本段的流量沿轴线的变化规律 <math display="block">\frac{Q}{Q_N} = 2.20 \left( \frac{\beta L}{R_N} + 0.294 \right)</math> 当 <math>L = L_0 = 0.672 R_N / \beta</math> 时, <math>Q = 2.1 Q_N</math>, 表明由于四周液体的卷入, 射流流量增大了</p> <p>(6) 起始段的流量沿轴线的变化 <math>Q = Q_1 + Q_2</math> <math>Q_1 / Q_N = 1 - 2.98 \beta L / R_N + 2.22 (\beta L / R_N)^2</math> <math>Q_2 / Q_N = 3.74 \beta L / R_N - 0.90 (\beta L / R_N)^2</math> 当 <math>L = L_0 = 0.672 R_N / \beta</math> 时, <math>Q_1 = 0</math>, <math>Q_2 = 2.1 Q_N</math> 当 <math>L = L_0 / 2 = 0.336 R_N / \beta</math> 时, <math>Q_1 = 0.25 Q_N</math>, <math>Q_2 = 1.16 Q_N</math></p>	<p style="text-align: center;">说 明</p> <p><math>D_N, R_N</math>——喷口直径、半径 <math>\beta</math>——紊流系数；喷嘴收缩好、喷口上速度均匀时, <math>\beta = 0.066</math> <math>\varphi</math>——与射流断面形状有关的系数；对于圆端面 <math>\varphi = 3.4</math>, 对于平面射流 <math>\varphi = 2.44</math> <math>v_0</math>——喷口速度 <math>L</math>——任意断面至喷口之距离 <math>R</math>——横断面上的半径 <math>y</math>——任意断面上任意点到轴心的距离 <math>Q_N</math>——喷口流量 <math>Q_1</math>——核心层部分的流量 <math>Q_2</math>——边界层部分的流量 <math>Q</math>——起始段的总流量</p>

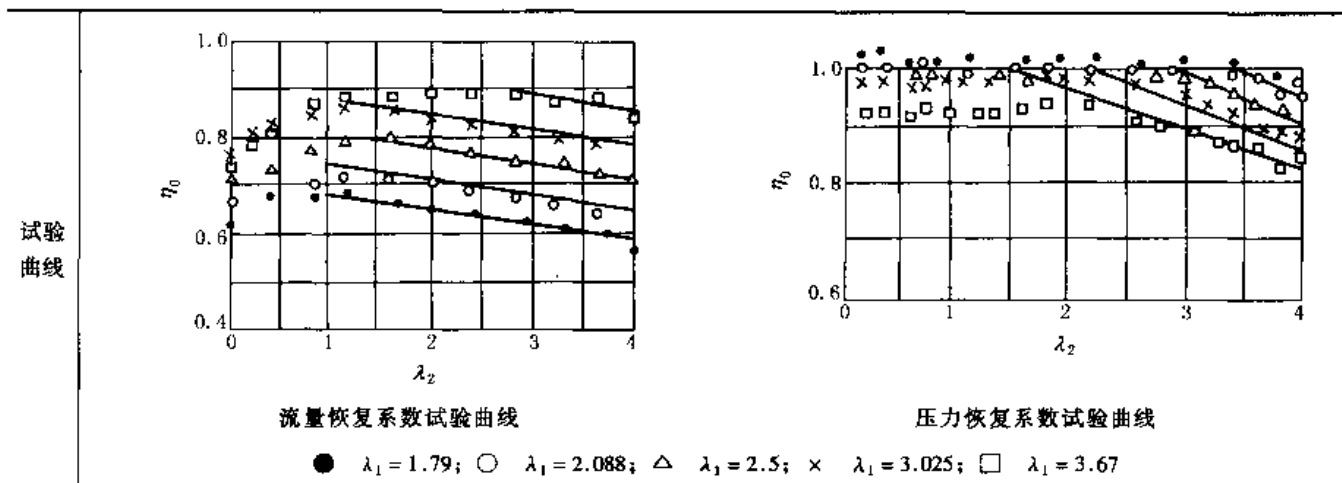


1.4.2 流量恢复系数与压力恢复系数

表 21-3-16

	流量恢复系数	压力恢复系数	总效率
定义	$\eta_Q = Q_0 / Q_s$ $Q_0$ ——流过接收孔的最大空载流量 $Q_s$ ——供油流量	$\eta_p = P_{Lm} / p_s$ $P_{Lm}$ ——接收孔内的最大负载压力 $p_s$ ——供油压力	$\eta = \eta_Q \eta_p$
参数	$\eta_Q, \eta_p, \eta$ 与参数 $\lambda_1, \lambda_2$ 的取值有关, 见试验曲线。通常取 $\lambda_1 = 2.5 \sim 3, 1.5 \leq \lambda_2 \leq 3$ , $\lambda_1 = A_r / A_N$ , $A_r, A_N$ 分别为接收孔面积、喷嘴面积 $\lambda_2 = l / D_N$ , $l$ 为喷嘴与接收孔间距		

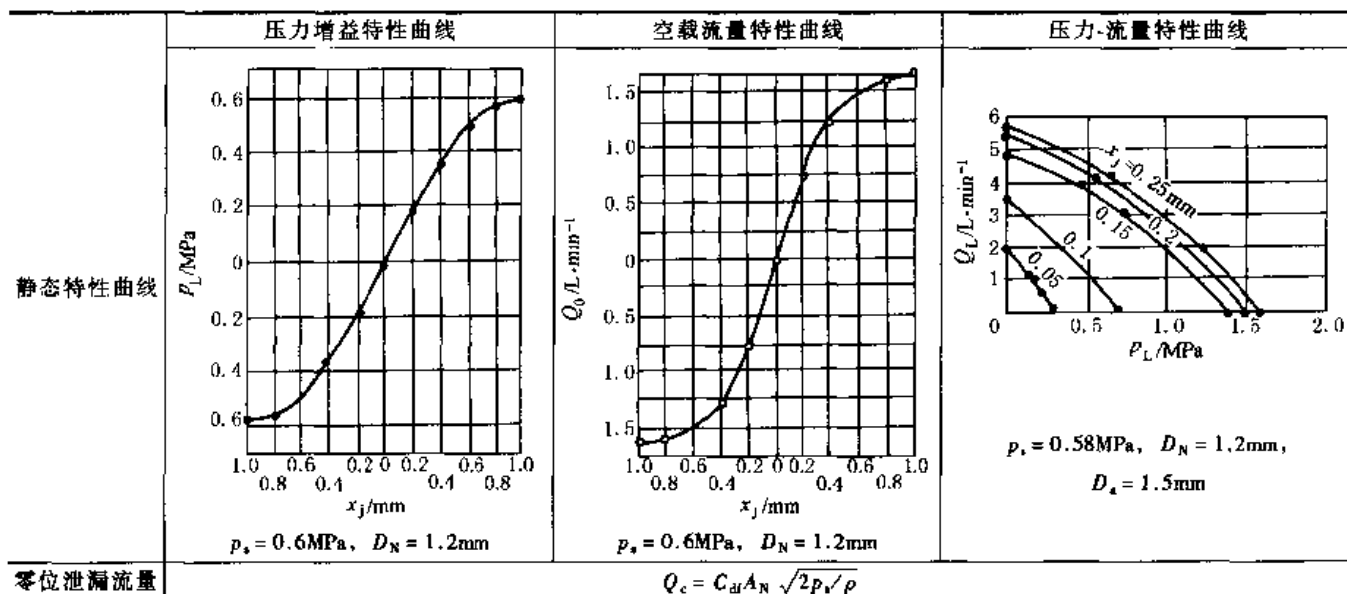
续表



### 1.4.3 射流管阀的静态特性

由于射流特性和能量转换的复杂性,难以通过分析、解析得到静态特性,而须借助于试验。阀系数亦由实测的特性曲线得到。试验曲线表明:射流管阀的静态特性类似于正开口四通滑阀或双喷嘴挡板阀。

表 21-3-17



### 1.4.4 射流管阀的特点及应用

表 21-3-18

特 点	发 展	应 用
(1) 喷口尺寸大,通常 $D_N = 0.5 \sim 2\text{mm}$ ,对油液的污染很不敏感,抗污染性能好,可靠性很高 (2) 压力恢复系数和流量恢复系数都很高,因此总效率比滑阀和喷嘴挡板阀高得多 (3) 结构简单,制造容易 (4) 射流管作摆动,转动摩擦小,所需驱动力小,分辨率高 (5) 虽然两个接收孔存在边距 $b = 0.1 \sim 0.2\text{mm}$ ,但并不存在几何尺寸引起的死区 (6) 特性不易预知,设计时需借助于试验 (7) 射流管的转动惯量远比挡板大,因而动态响应较低 (8) 零位泄漏量较大,零位功率损耗大 (9) 如喷嘴与接收孔间隙过小,则接收孔的回流易冲击射流管	新型偏转板式射流管阀,其射流管不动,通过小惯量的偏转板运动向接收孔“配流”,达到了高响应,并避免了回流冲击	(1) 作伺服阀的前置级 (2) 大功率单级射流管可直接驱动执行元件

## 2 液压动力元件

液压控制元件、液压执行元件及其负载的组合称为液压动力元件。液压动力元件的性能在很大程度上决定了液压控制系统的性能。

### 2.1 液压动力元件的类型、特点及应用

表 21-3-19

类型	控制元件	执行元件	组合简称	特点	应用
阀控动力元件	液压控制阀	液压缸	阀控缸	(1) 输出特性为软特性, 速度刚度低, 变阻尼 (2) 动态响应高, 控制精度高 (3) 工作效率较低 (4) 成本较高	用于要求高精度、高响应场合
		液压马达	阀控马达		
泵控动力元件	伺服变量泵	液压缸	泵控缸	(1) 输出特性为硬特性, 速度刚度大, 低阻尼 (2) 动态响应较低, 控制精度较低 (3) 工作效率高 (4) 泵的变量控制尚需一套阀控系统, 成本高	用于精度和响应速度要求较高, 功率大且要求效率高的场合
		液压马达	泵控马达		

### 2.2 液压动力元件的静态特性及其负载匹配

#### 2.2.1 动力元件的静态特性

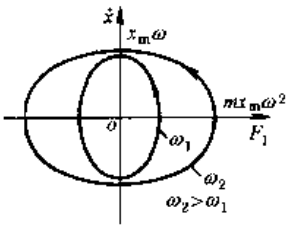
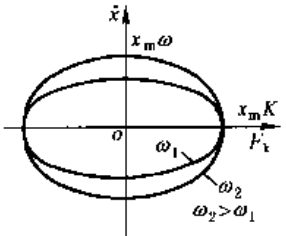
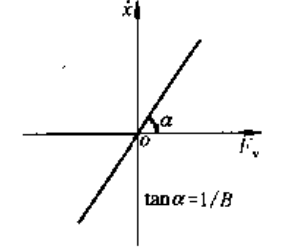
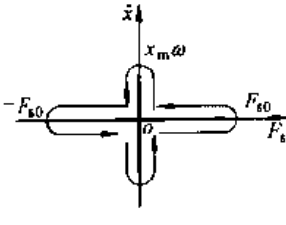
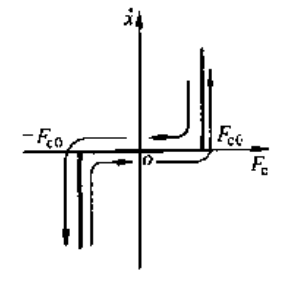
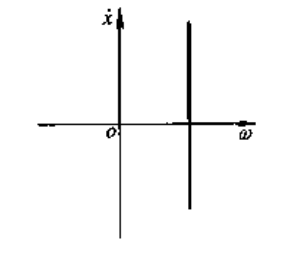
表 21-3-20

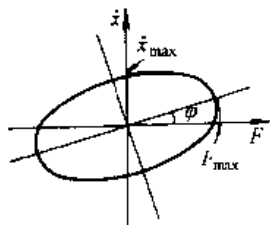
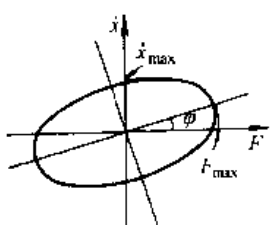
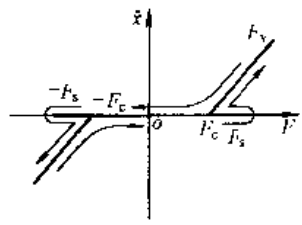
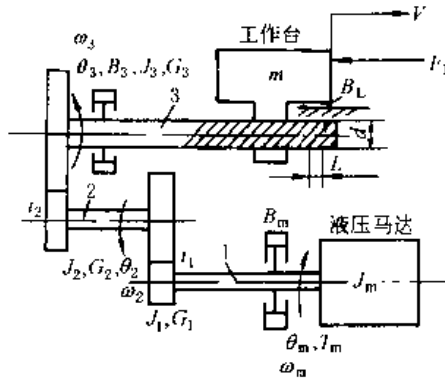
类型	静态特性		说明
阀控动力元件	阀控缸		$v_p = f(F_L, x_v)$ 速度特性: $v_p = f(x_v)  _{F_L = \text{const}}$
	阀控马达		
泵控动力元件	泵控缸		$v_p = f(F_L, \phi)$ 速度特性: $v_p = f(\phi)  _{F_L = \text{const}}$
	泵控马达		

$v_p$ ——输出速度, m/s  
 $\dot{\theta}_m$ ——输出转速, rad/s  
 $F_L$ ——外负载力, N  
 $T_L$ ——外负载力矩, N·m  
 $x_v$ ——阀的位移, m  
 $\phi$ ——泵的偏角, rad

2.2.2 负载特性及其等效

表 21-3-21

负载类型	负载特性方程	负载轨迹	说明
惯性负载	$\left(\frac{F_I}{m x_m \omega^2}\right)^2 + \left(\frac{\dot{x}}{x_m \omega}\right)^2 = 1$		$F_I$ ——惯性力, N $m$ ——负载质量, kg $x$ ——运动位移, m $\dot{x}$ ——运动速度, m/s $x_m$ ——最大位移, 振幅, m $\omega$ ——运动角频率, rad/s
弹性负载	$\left(\frac{F_k}{x_m K}\right)^2 + \left(\frac{\dot{x}}{x_m \omega}\right)^2 = 1$		$F_k$ ——弹性力, N $K$ ——弹簧刚度, N/m
粘性负载	$F_v = B \dot{x} = B x_m \omega \cos \omega t$		$F_v$ ——粘性力, N $B$ ——粘性阻尼系数, N·s/m
静摩擦力	$F_s = \begin{cases} F_{s0} & \dot{x} = 0, \ddot{x} > 0 \\ 0 & \dot{x} \neq 0 \\ -F_{s0} & \dot{x} = 0, \ddot{x} < 0 \end{cases}$		$F_s$ ——静摩擦力, N $F_{smax} =  \pm F_{s0} $ , 与 $\omega$ 无关
动摩擦力	$F_c = \begin{cases} F_{c0} & \dot{x} > 0 \\ 0 & \dot{x} = 0 \\ -F_{c0} & \dot{x} < 0 \end{cases}$		$F_c$ ——动摩擦力, N $F_{cmax} =  \pm F_{c0} $ , 与 $\omega$ 无关
重力负载	$F_g = mg$		$F_g$ ——重力, N $g$ ——重力加速度

负载类型	负载特性方程	负载轨迹	说明	
惯性负载 + 弹性负载 + 粘性负载	$\left\{ \frac{F - B\dot{x}}{x_m K \left[ 1 - \left( \frac{\omega}{\omega_m} \right)^2 \right]} \right\}^2 + \left( \frac{\dot{x}}{x_m \omega} \right)^2 = 1$		$F = F_1 + F_L + F_v$ $\varphi = \arctan \frac{B\omega}{K - m\omega^2}$ $F_{max} = x_m \omega \sqrt{(K - m\omega)^2 + (B\omega)^2}$	
惯性负载 + 粘性负载	$\left( \frac{F - B\dot{x}}{m x_m \omega^2} \right)^2 + \left( \frac{\dot{x}}{x_m \omega} \right)^2 = 1$		$F = F_1 + F_v$ $\varphi = \arctan(-B/m\omega)$ $F_{max} = x_m \omega \sqrt{(m\omega)^2 + B^2}$	
惯性负载 + 弹性负载	$\frac{1}{\left[ 1 - \left( \frac{\omega}{\omega_m} \right)^2 \right]^2} \left( \frac{F}{x_m K} \right)^2 + \left( \frac{\dot{x}}{x_m \omega} \right)^2 = 1$	类似弹性负载轨迹, 仅横坐标 相差 $\left[ 1 - \left( \frac{\omega}{\omega_m} \right)^2 \right]^{-1}$	$F = F_s + F_L$	
粘性负载 + 静摩擦力 + 动摩擦力	$F = F_v + F_s + F_c$			
等效负载实例	等效惯量 $J_t = J_m + J_1 + J_2 + J_3 + J_m$ $= J_m + J_1 + \frac{J_2}{i_1^2} + \frac{J_3}{(i_1 i_2)^2} + m \left( \frac{L}{2\pi i_1 i_2} \right)^2$	等效刚度 $\frac{1}{G_t} = \frac{1}{G_1} + \frac{1}{G_2} + \frac{1}{G_3}$ $= \frac{1}{G_1} + \frac{1}{G_2 / i_1^2} + \frac{1}{G_3 / (i_1 i_2)^2}$	等效外负载力矩 $T_{eL} = T_L / i_1 i_2 = LF_L / 2\pi i_1 i_2$	等效粘性阻尼系数 $T_{eB} = T_B / i_1 i_2$ $= B_3 \omega_m / (i_1 i_2)^2 = B_{e3} \omega_m$ 其中 $B_{e3} = B_3 / (i_1 i_2)^2$
 <p> <math>J_1, J_2, J_3</math>——1, 2, 3 轴的转动惯量, <math>N \cdot m \cdot s^2 / rad</math>  <math>\omega_1, \omega_2, \omega_3</math>——1, 2, 3 轴的角速度, <math>rad/s</math>  <math>G_1, G_2, G_3</math>——1, 2, 3 轴的扭转刚度, <math>N \cdot m / rad</math>  <math>i_1, i_2</math>——两齿轮对的减速比  <math>J_m, T_m, \omega_m, B_m</math>——液压马达的转动惯量、转矩(<math>N \cdot m</math>)、转速及粘性阻尼系数(<math>N \cdot m \cdot s / rad</math>)  <math>L, d</math>——滚珠丝杠的螺距、直径, <math>m</math>  <math>m, B_L, F_L, v</math>——工作台的质量(<math>kg</math>)、粘性阻尼系数、负载力(<math>N</math>)及转速(<math>m/s</math>)                 </p>				

### 2.2.3 阀控动力元件与负载特性的匹配

表 21-3-22

<p>匹配的含义</p>	<p>匹配是指动力元件的输出特性与负载特性相适应：                  (1) 动力元件的输出特性曲线应能包围负载轨迹，否则无法实现基本的拖动要求                  (2) 动力元件的输出特性曲线与负载轨迹在最大功率点附近相切，并使二曲线间的区域尽可能小，目的是为了                  提高功率利用率，提高效率</p>																																																																		
<p>匹配方法</p>	<p>通过改变动力元件的输出特性以适应负载特性的需要：                  (1) 改变供油压力 <math>p_s</math>：提高 <math>p_s</math> 时，压力-流量特性向外扩展                  (2) 改变伺服阀的规格：增大阀的规格，压力-流量特性向上扩展                  (3) 改变执行元件的规格：增大执行元件规格，压力-流量特性变窄变高</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div data-bbox="311 600 571 846"> <p>(a) 改变供油压力</p> </div> <div data-bbox="710 600 975 846"> <p>(b) 改变阀的规格</p> </div> <div data-bbox="1109 577 1380 846"> <p>(c) 改变执行元件规格</p> </div> </div>																																																																		
<p>匹配的评价</p>	<table border="1"> <tr><th>评价指标</th><th>a</th><th>b</th><th>c</th></tr> <tr><td>阀的规格</td><td>较小</td><td>太大</td><td>适中</td></tr> <tr><td>执行元件尺寸</td><td>较小</td><td>太大</td><td>适中</td></tr> <tr><td>供油压力</td><td>太大</td><td>较小</td><td>适中</td></tr> <tr><td>效率</td><td>较低</td><td>较低</td><td>较高</td></tr> <tr><td>刚度</td><td>较大</td><td>太小</td><td>尚好</td></tr> <tr><td>阻尼</td><td>较小</td><td>较大</td><td>居中</td></tr> <tr><td>线性</td><td>较好</td><td>较差</td><td>居中</td></tr> </table>	评价指标	a	b	c	阀的规格	较小	太大	适中	执行元件尺寸	较小	太大	适中	供油压力	太大	较小	适中	效率	较低	较低	较高	刚度	较大	太小	尚好	阻尼	较小	较大	居中	线性	较好	较差	居中	<table border="1"> <tr><th>评价指标</th><th>a</th><th>b</th><th>c</th></tr> <tr><td>阀的规格</td><td>较小</td><td>太大</td><td>适中</td></tr> <tr><td>执行元件尺寸</td><td>较小</td><td>太大</td><td>适中</td></tr> <tr><td>供油压力</td><td>太大</td><td>较小</td><td>适中</td></tr> <tr><td>效率</td><td>较低</td><td>较低</td><td>较高</td></tr> <tr><td>刚度</td><td>较大</td><td>太小</td><td>尚好</td></tr> <tr><td>阻尼</td><td>较小</td><td>较大</td><td>居中</td></tr> <tr><td>线性</td><td>较好</td><td>较差</td><td>居中</td></tr> </table>	评价指标	a	b	c	阀的规格	较小	太大	适中	执行元件尺寸	较小	太大	适中	供油压力	太大	较小	适中	效率	较低	较低	较高	刚度	较大	太小	尚好	阻尼	较小	较大	居中	线性	较好	较差	居中	
评价指标	a	b	c																																																																
阀的规格	较小	太大	适中																																																																
执行元件尺寸	较小	太大	适中																																																																
供油压力	太大	较小	适中																																																																
效率	较低	较低	较高																																																																
刚度	较大	太小	尚好																																																																
阻尼	较小	较大	居中																																																																
线性	较好	较差	居中																																																																
评价指标	a	b	c																																																																
阀的规格	较小	太大	适中																																																																
执行元件尺寸	较小	太大	适中																																																																
供油压力	太大	较小	适中																																																																
效率	较低	较低	较高																																																																
刚度	较大	太小	尚好																																																																
阻尼	较小	较大	居中																																																																
线性	较好	较差	居中																																																																

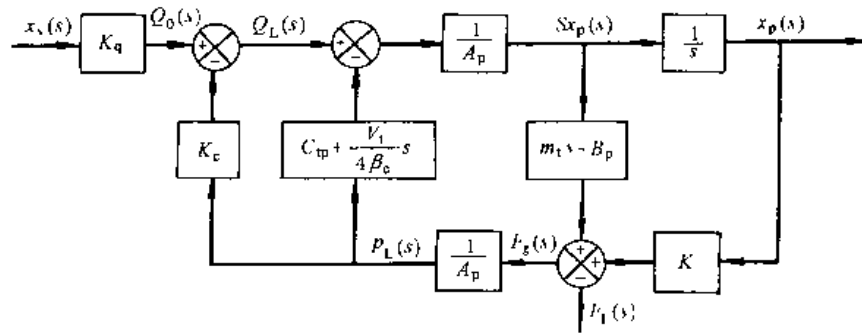
## 2.3 液压动力元件的动态特性

### 2.3.1 对称四通阀控制对称缸的动态特性

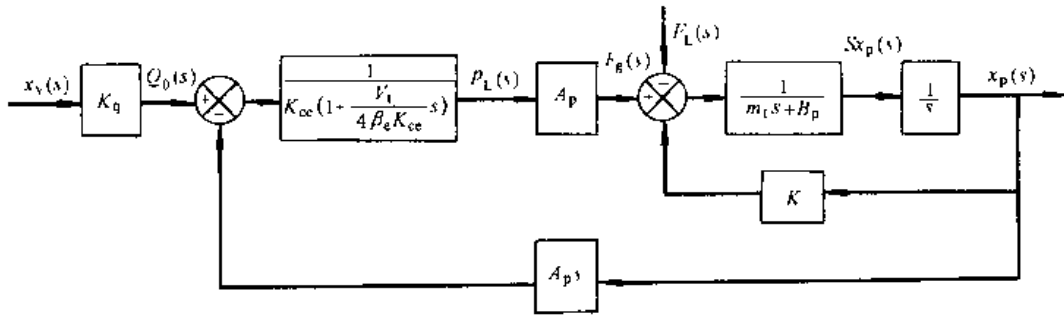
表 21-3-23

动态特性方程及方块图

项目	简图及特性方程	说明						
<p>物理模型</p>		<p>模型中滑阀为正开口阀，并假定：                  (1) 供油压力 <math>p_s</math> 恒定，回油压力 <math>p_r = 0</math>                  (2) 阀的四个节流窗口配作且对称；采用矩形阀口；阀口处流动为紊流                  (3) 不考虑管道损失及管道的动态                  (4) 温度和密度均为常数                  滑阀为理想零开口阀时，<math>Q_3 = Q_4 = 0</math>  <math>Q_L = (Q_{ip} + Q_{op})/2</math>  <math>Q_{ip} = (Q_1 - Q_4)</math>，为进入缸的流量  <math>Q_{op} = (Q_2 - Q_3)</math>，为从缸流出的流量，<math>m^3/s</math>  <math>s</math>——拉普拉斯算子，<math>1/s</math>  <math>K_q, K_c</math>——工作点处的流量增益、流量-压力系数，见表 21-3-24  <math>x_v</math>——滑阀的位移，<math>m</math>  <math>x_p, A_p</math>——活塞位移、活塞工作面积，单位分别为 <math>m, m^2</math>  <math>p_L = (p_1 - p_2)</math>，为负载压力，<math>N/m^2</math></p>						
<p>动态方程</p>	<table border="1"> <tr> <td>滑阀的流量方程</td> <td><math>Q_L(s) = K_q x_v(s) - K_c p_L(s)</math></td> </tr> <tr> <td>活塞腔的连续性方程</td> <td><math>Q_L(s) = A_p s x_p(s) + C_{dp} p_L(s) + (v_1/4\beta_e) s p_L(s)</math></td> </tr> <tr> <td>活塞上的力平衡方程</td> <td><math>A_p p_L(s) = m_1 s^2 x_p(s) + B_p s x_p(s) + K x_p(s) + F_L(s)</math></td> </tr> </table>	滑阀的流量方程	$Q_L(s) = K_q x_v(s) - K_c p_L(s)$	活塞腔的连续性方程	$Q_L(s) = A_p s x_p(s) + C_{dp} p_L(s) + (v_1/4\beta_e) s p_L(s)$	活塞上的力平衡方程	$A_p p_L(s) = m_1 s^2 x_p(s) + B_p s x_p(s) + K x_p(s) + F_L(s)$	
滑阀的流量方程	$Q_L(s) = K_q x_v(s) - K_c p_L(s)$							
活塞腔的连续性方程	$Q_L(s) = A_p s x_p(s) + C_{dp} p_L(s) + (v_1/4\beta_e) s p_L(s)$							
活塞上的力平衡方程	$A_p p_L(s) = m_1 s^2 x_p(s) + B_p s x_p(s) + K x_p(s) + F_L(s)$							



(a) 由负载流量获得缸位移的方块图



(b) 由负载压力获得缸位移的方块图

方  
块  
图

- $p_1, p_2$ ——缸两腔压力,  $N/m^2$
- $V_t$ ——总容积,  $V_t = (V_1 + V_2)$ ;  $V_1, V_2$  为进油腔、回油腔容积,  $m^3$
- $C_{tp}$ ——缸的总泄漏系数,  $C_{tp} = (C_{ip} + C_{op}/2)$ ,  $m^3/N \cdot s$
- $C_{\phi}, C_{\phi e}$ ——缸的内、外泄漏系数,  $m^3/N \cdot s$
- $\beta_e$ ——液体的有效容积弹性模数,  $N/m^2$
- $m_t$ ——活塞、油液及负载等效到活塞上的总质量,  $kg$
- $B_p$ ——活塞及负载的粘性阻尼系数,  $N \cdot s/m$
- $K$ ——负载的弹簧刚度,  $N/m$
- $K_L$ ——作用在活塞上的外负载力,  $N$

表 21-3-24

流量增益、流量-压力系数汇总

工作点	理想零开口四通阀	正开口四通阀
平衡点: $x_v = x_{v0}$ $p_L = p_{L0}$ $Q_L = Q_{L0}$	$K_q = C_d W \sqrt{(p_s - p_{L0})/\rho}$ $K_c = \frac{C_d W x_{v0} \sqrt{(p_s - p_{L0})/\rho}}{2(p_s - p_{L0})}$ $K_p = \frac{K_q}{K_c}$	$K_q = C_d W \sqrt{(p_s - p_{L0})/\rho} + C_d W \sqrt{(p_s + p_{L0})/\rho}$ $K_c = \frac{C_d W (U + x_{v0}) \sqrt{(p_s - p_{L0})/\rho}}{2(p_s - p_{L0})} + \frac{C_d W (U - x_{v0}) \sqrt{(p_s + p_{L0})/\rho}}{2(p_s + p_{L0})}$ $K_p = \frac{K_q}{K_c}$
零点: $x_v = 0$ $p_L = 0$ $Q_L = 0$	$K_{q0} = C_d W \sqrt{p_s/\rho}$ $K_{c0} = 0$ $K_{p0} = \frac{K_{q0}}{K_{c0}} = \infty$	$K_q = C_d W \sqrt{p_s/\rho}$ $K_c = \frac{C_d W U \sqrt{p_s/\rho}}{p_s}$ $K_p = K_q/K_c = 2p_s/U$

表 21-3-25

传递函数极其简化

考虑因素	简化条件	简化后的传递函数	动态参数
1 质量 $m_1$ 阻尼 $B_p$ 刚度 $K$ 压缩性 $\beta_c$ 缸泄漏 $C_{lp}$	$\frac{B_p K_{ce}}{A_p^2(1+K/K_h)} \ll 1,$ $\left[ \frac{K_{ce} \sqrt{m_1 K}}{A_p^2(1+K/K_h)} \right]^2 \ll 1$	$K$ 任意 $x_p(s) = \frac{A_p^2}{KK_{ce}} \cdot \frac{\frac{K_a}{A_p} x_v(s) - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(1 + \frac{s}{\omega_1}\right) F_L(s)}{\left(1 + \frac{s}{\omega_r}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0} s + 1\right)}$ $p_L(s) = \frac{K_{pe} \left(\frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\zeta_m}{\omega_m} s + 1\right) x_v(s) + \frac{A_p}{KK_{ce}} s F_L(s)}{\left(1 + \frac{s}{\omega_r}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0} s + 1\right)}$	$\omega_a = \sqrt{\frac{K}{m_1}}$ $\zeta_n = \frac{B_p}{2\sqrt{m_1/K}}$ $\omega_b = \sqrt{\frac{K_h}{m_1}}$ $= \sqrt{\frac{4\beta_c A_p^2}{V_1 m_1}}$ $K_h = \frac{4\beta_c A_p^2}{V_1}$ $\zeta_h = \frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_c m_1}{V_1}} + \frac{B_p}{4A_p} \sqrt{\frac{V_1}{\beta_c m_1}}$ $\omega_0 = \sqrt{\omega_h^2 + \omega_m^2}$ $= \omega_h \sqrt{1 + K/K_h}$ $\zeta_0 = \frac{1}{\sqrt{\left(1 + \frac{K}{K_h}\right)^3}} \times \frac{K_{ce}}{A_p} \sqrt{\frac{\beta_c m_1}{V_1}} + \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{K}{K_h}}} \times \frac{B_p}{4A_p} \sqrt{\frac{V_1}{\beta_c m_1}}$ $\zeta_0' = \frac{\omega_1 K_h}{2\omega_m K} + \frac{B_p}{2m_1 \omega_m}$ $\omega_1 = 4\beta_c K_{ce} / V_1$ $= K_h K_{ce} / A_p^2$ $\omega_r = K_{ce} / A_p^2 \left(\frac{1}{K} + \frac{1}{K_h}\right)$ $\omega_2 = KK_{ce} / A_p^2 = \omega_1 K / K_h$ $K_{pe} = K_q / K_{ce}$ $\omega_3 = A_p^2 / m_1 K_{ce}$
		$K \ll K_h$ $x_p(s) = \frac{A_p^2}{KK_{ce}} \cdot \frac{\frac{K_a}{A_p} x_v(s) - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(1 + \frac{s}{\omega_1}\right) F_L(s)}{\left(1 + \frac{s}{\omega_2}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_b^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_b} s + 1\right)}$ $p_L(s) = \frac{K_{pe} \left(\frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\zeta_m}{\omega_m} s + 1\right) x_v(s) + \frac{A_p}{KK_{ce}} s F_L(s)}{\left(1 + \frac{s}{\omega_2}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_b^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_b} s + 1\right)}$	
		$K \gg K_h$ $x_p(s) = \frac{A_p^2}{KK_{ce}} \cdot \frac{\frac{K_a}{A_p} x_v(s) - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(1 + \frac{s}{\omega_1}\right) F_L(s)}{\left(1 + \frac{s}{\omega_1}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\zeta_0'}{\omega_m} s + 1\right)}$ $p_L(s) = \frac{K_{pe} \left(\frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\zeta_m}{\omega_m} s + 1\right) x_v(s) + \frac{A_p}{KK_{ce}} s F_L(s)}{\left(1 + \frac{s}{\omega_1}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\zeta_0'}{\omega_m} s + 1\right)}$	
2 质量 $m_1$ 阻尼 $B_p$ 压缩性 $\beta_c$ 缸泄漏 $C_{lp}$	$K = 0$ $\frac{B_p K_{ce}}{A_p^2} \ll 1$	$x_p(s) = \frac{\frac{K_a}{A_p} x_v(s) - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(1 + \frac{s}{\omega_1}\right) F_L(s)}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1\right)}$	
3 质量 $m_1$ 阻尼 $B_p$ 缸泄漏 $C_{lp}$	$K = 0$ $\beta_c = \infty$ $\frac{B_p K_{ce}}{A_p^2} \ll 1$	$x_p(s) = \frac{\frac{K_a}{A_p} x_v(s) - \frac{K_{ce}}{A_p^2} F_L(s)}{s \left(1 + \frac{s}{\omega_3}\right)}$	
4 刚度 $K$ 阻尼 $B_p$ 缸泄漏 $C_{lp}$	$m_1 = 0$ $B_p = 0$	$x_p(s) = \frac{A_p^2}{KK_{ce}} \cdot \frac{\frac{K_a}{A_p} x_v(s) - \frac{K_{ce}}{A_p^2} \left(1 + \frac{s}{\omega_1}\right) F_L(s)}{1 + s/\omega_r}$ $p_L(s) = \frac{K_{pe} x_v(s) + \frac{A_p}{KK_{ce}} s F_L(s)}{1 + s/\omega_r}$	
5 空载	$m_1 = 0, B_p = 0, K = 0,$ $\beta_c = 0, F_L = 0$	$\frac{x_p(s)}{x_v(s)} = \frac{K_q/A_p}{s}$	



表 21-3-26

指令输入下的频率特性及波德图

输出/输入	负载情况	传递函数及动态参数	波德图
$\frac{x_p}{x_v}$	K = 0	$\frac{x_p(s)}{x_v(s)} = \frac{K_q/A_p}{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h s}{\omega_h} + 1 \right)}$ <p>系统为 I 型系统 动态参数: (1) 速度增益 <math>K_q/A_p</math> (2) 液压谐振频率 <math>\omega_h = \sqrt{4\beta_e A_p^2 / (v_l m_t)}</math> (3) 液压阻尼系数 <math>\zeta_h</math>, 见表 21-3-25</p>	<p>图中 <math>L(\omega)</math> —— 幅频特性 <math>\varphi(\omega)</math> —— 相频特性 <math>\omega_c</math> —— 穿越频率, <math>\omega_c = K_q/A_p</math></p>
	动态特性分析	<p>动态特性由动态参数 <math>K_q/A_p</math>、<math>\omega_h</math>、<math>\zeta_h</math> 所确定:</p> <p>(1) 速度增益增大, 则 <math>L(\omega)</math> 上移、<math>\omega_c</math> 增大。意味着系统精度、响应速度提高, 但稳定性变差 注意: <math>K_q</math> 随工作点变化, 零位空载时 <math>K_q</math> 最大, 稳定性最差</p> <p>(2) <math>\omega_h</math> 表征系统响应速度, 是系统的极限频率, 为提高 <math>\omega_h</math> 应增大 <math>A_p</math>、<math>\beta_e</math> 而减小 <math>v_l</math>、<math>m_t</math>, 通常取 <math>\beta_e = 700\text{MPa}</math>。 注意: 空气混入系统或采用软管时, <math>\beta_e</math> 大为降低</p> <p>(3) <math>\zeta_h</math> 表征系统的相对稳定性, <math>\zeta_h</math> 主要取决于 <math>K_c</math>。 <math>x_v \rightarrow 0</math> 时, <math>K_c</math>、<math>\zeta_h</math> 值最小, <math>\zeta_{h\text{min}} = 0.1 \sim 0.2</math></p>	
	K ≠ 0	$\frac{x_p(s)}{x_v(s)} = \frac{K_q A_p / KK_{ce}}{\left(1 + \frac{s}{\omega_r}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0 s}{\omega_0} + 1\right)}$ <p>系统为“0”型系统, 动态参数: (1) 位置增量 <math>K_q A_p / KK_{ce}</math> (2) 转折频率 <math>\omega_r = K_{ce} / A_p^2 \left( \frac{1}{K} + \frac{1}{K_b} \right)</math> (3) 综合固有频率 <math>\omega_0 = \omega_h \sqrt{1 + K/K_b}</math> (4) 综合阻尼系数 <math>\zeta_0</math> 见表 21-3-25</p>	<p>图中 穿越频率 <math>\omega_c = K_q/A_p \left( 1 + \frac{K}{K_b} \right)</math></p>
	动态特性分析	<p><math>K \neq 0</math> 时, 系统变成 0 型系统。动态特性由动态参数增益、<math>\omega_r</math>、<math>\omega_0</math>、<math>\zeta_0</math> 所确定</p> <p>(1) 动态参数均与负载刚度 <math>K</math> 有关; <math>K</math> 增大时, 增益、<math>\omega_c</math> 及 <math>\zeta_0</math> 减小, 而 <math>\omega_r</math>、<math>\omega_0</math> 提高, 即稳态误差增大、快速性降低、超调变小</p> <p>(2) 注意: 当 <math>K</math> 由某值变成 0, 即由有弹性负载转入空载时, 增益由 <math>K_q A_p / KK_{ce}</math> 增加到 <math>K_q / A_p</math>。瞬间增益的提高, 有可能使原来稳定的系统变得不稳定。如果存在这种情况, 应采取变增益控制措施</p>	

续表

输出/输入	负载情况	传递函数及动态参数	波德图
$\frac{v_p}{x_v}$	$K=0$	$\frac{v_p(s)}{x_v(s)} = \frac{K_q/A_p}{\frac{s^2}{\omega_b^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h}s + 1}$ <p>系统为0型系统,动态参数:                      (1) 速度增益 <math>K_q/A_p</math>                      (2) 液压谐振频率 <math>\omega_h</math>                      (3) 液压阻尼系数 <math>\zeta_h</math></p>	<p>图中 虚线系加PI校正后的波德图</p>
	<p>动态特性分析</p> <p>(1) 未加PI校正时,穿越频率 <math>\omega_c</math> 处的斜率为 <math>-40\text{dB/dec}</math>,因 <math>\zeta_h</math> 很小,因此相角贮备 <math>r(\omega_c)</math> 很小;计及检测及伺阀等环环节造成的相位滞后以后,即使开环增益很小,闭环也可能不稳定;因此速度伺阀系统须加PI校正</p> <p>(2) 采用PI校正后,穿越频率 <math>\omega_c'</math> 大为降低,即动态响应降低了</p>		
$\frac{p_L}{x_v}$	$K$ 与 $K_h$ 相当	$\frac{p_L(s)}{x_v(s)} = \frac{K_{pm} \left( \frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\zeta_m}{\omega_m}s + 1 \right)}{\left( 1 + \frac{s}{\omega_r} \right) \left( \frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0}s + 1 \right)}$ <p>系统为0型系统                      动态参数:                      (1) 增益 <math>K_{pe} = K_q/K_{cc}</math>                      (2) 转折频率 <math>\omega_r</math>                      (3) 综合固有频率 <math>\omega_0</math> 及阻尼 <math>\zeta_0</math>                      (4) 机械固有频率 <math>\omega_m</math> 及阻尼 <math>\zeta_m</math></p> $\omega_m = \sqrt{K/m_1}$ $\zeta_m = B_p/2\sqrt{m_1K}$	<p>(a) <math>K</math> 与 <math>K_h</math> 相当</p> <p>(b) <math>K \gg K_h</math></p> <p>(c) <math>K \ll K_h</math></p>
	$K \gg K_h$	$\omega_m \gg \omega_h$ $\omega_0 \approx \omega_m \frac{p_L(s)}{x_v(s)} = \frac{K_{pe}}{1 + s/\omega_r}$	
	$K \ll K_h$ (常见)	$\omega_m \ll \omega_h$ $\omega_0 \approx \omega_h$	
<p>动态特性分析</p>		<p>以 <math>p_L</math> 为输出时为压力控制;以驱动力 <math>F_e = p_L A_p</math> 为输出时为力控制,有 <math>\frac{F_e(s)}{x_v(s)} = \frac{A_p p_L(s)}{x_v(s)}</math>。它们的特点:</p> <p>(1) 存在阻尼很小的二阶微分环节,且恒有 <math>\omega_m &lt; \omega_0, \omega_m = \omega_0</math> 的点称为逆共振点,它是一个间断点;<math>\omega_m</math> 是力控制系统频宽的极限值;<math>\omega &gt; \omega_m</math> 易出现自激振荡,为不可用域</p> <p>(2) 为提高系统频宽,应设法增大 <math>\omega_c</math>,为此应增大 <math>K_q</math>、减小 <math>A_p</math>;力及压力系统中,在保证驱动力的前提下,通过减小 <math>A_p</math> 来提高系统频宽,这一点是与位置及速度控制中不同的</p>	

表 21-3-27

负载扰动下的频率特性及分析

输出/输入	负载情况	传递函数	频率特性	动态特性分析
$\frac{x_p}{F_L}$	$K \neq 0$	$\frac{x_p(s)}{F_L(s)} = \frac{-(1/K)(1+s/\omega_1)}{\left(1+\frac{s}{\omega_r}\right)\left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0}s + 1\right)}$	(动态位置柔度特性)	与分析 $x_v$ 作用下的频率特性一样,原则上可对 $F_L$ 作用下的频率特性进行类似的分析: 在 $F_L$ 作用下,更关心的是: (1) 动态位置刚度特性 $\frac{F_L(s)}{x_p(s)}$ (对位置控制) (2) 动态速降特性 $\frac{v_f(s)}{F_L(s)}$ (对速度控制)
	$K = 0$	$\frac{x_p(s)}{F_L(s)} = \frac{-(K_{ce}/A_p^2)(1+s/\omega_1)}{s\left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h}s + 1\right)}$		
$\frac{v_p}{F_L}$	$K = 0$	$\frac{v_p(s)}{F_L(s)} = \frac{-(K_{ce}/A_p^2)(1+s/\omega_1)}{\left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h}s + 1\right)}$	(动态速度柔度特性)	
	$K \neq 0$	$\frac{p_L(s)}{F_L(s)} = \frac{(A_p/KK_{ce})s}{\left(1+\frac{s}{\omega_r}\right)\left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0}s + 1\right)}$		
$\frac{p_L}{F_L}$	$K = 0$	$\frac{p_L(s)}{F_L(s)} = \frac{1/A_p}{\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h}s + 1}$		
	$K = 0$	$\frac{F_L(s)}{x_p(s)} = -\frac{A_p^2}{K_{ce}} \times \frac{s\left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h}s + 1\right)}{(1+s/\omega_1)}$ 式中 $\omega_1 = \frac{4\beta_e K_{ce}'}{v_t} = \frac{K_h K_{ce}}{A_p^2}$	<p>动态位置刚度幅频特性</p>	<p>动态位置刚度特性的物理解释:</p> <p>(1) <math>\omega &lt; \omega_1</math> 的低频段:渐进线斜率为 <math>+20\text{dB/dec}</math>, 当 <math>\omega = 1</math> 时, <math>\left  -\frac{F(j\omega)}{x_p(j\omega)} \right _{\omega=1} = \frac{A_p^2}{K_{ce}}</math>, 正是稳态速度刚度,说明低频时阀控缸相当于一个阻尼系数为 <math>A_p^2/K_{ce}</math> 的粘性阻尼器,阻尼作用相当于泄漏流量通道所造成的结果</p> <p>(2) <math>\omega_1 &lt; \omega &lt; \omega_h</math> 的中频段:渐进线斜率为 0, 由于外负载力的变化频率高,没有足够的时间让泄漏流量通过,油液被封在缸的两腔,因而动态刚度等于 <math>K_h</math></p> <p>(3) <math>\omega &gt; \omega_h</math> 的高频段,渐进线斜率为 <math>+40\text{dB/dec}</math>, 由于 <math>F_L</math> 的变化频率极高,快速“退让”运动产生很大的惯性力,抵消了 <math>F_L</math> 的作用,因而动态刚度早二次幂增加</p> <p>(4) <math>\omega = 0</math> 的刚度为稳态位置刚度,其值为 <math>\left  -\frac{F(j\omega)}{x_p(j\omega)} \right _{\omega=0} = 0</math>, 这是由于 <math>F_L</math> 作用下泄漏,使活塞不断后退,因而稳态位置刚度为零</p>

续表

输出/输入	负载情况	传递函数	频率特性	动态特性分析
$\frac{F_L}{v_p}$	$K=0$	$\frac{F_L(s)}{v_p(s)} = -\frac{A_p^2}{K_{ce}} \times \frac{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h s}{\omega_h} + 1 \right)}{(1 + s/\omega_1)}$	$L(\omega) = 20 \lg \left  -\frac{F_L(j\omega)}{v_p(j\omega)} \right $ <p>动态速度刚度幅频特性</p>	<p>(1) <math>\omega = 0</math> 时得稳态速度刚度:</p> $\left  -\frac{F_L(j\omega)}{v_p(j\omega)} \right _{\omega=0} = \frac{A_p^2}{K_{ce}}$ <p>(2) 反之, 稳态速度柔度:</p> $\left  -\frac{v_p(j\omega)}{F_L(j\omega)} \right _{\omega=0} = \frac{K_{ce}}{A_p^2}$ <p>其含义为 外负载力要引起速降 由于 <math>K_{ce}</math> 很小, 稳态速度柔度很小, 这正是液压伺服系统的特点, 是液压伺服系统得到广泛应用的原因之一</p>

2.3.2 对称四通阀控制不对称缸分析

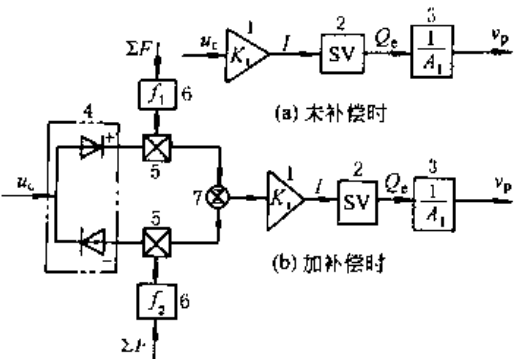
表 21-3-28 动态方程及压力跃变

项目	内容	说明
物理模型	<p>(a) 对称四通阀控制不对称缸简图</p>	<p>假设: 缸为单活塞杆不对称缸, 阀为对称的零开口四通阀</p> <p>图中 <math>A_1, A_2</math>——无杆腔、有杆腔工作面积, <math>m^2</math>  <math>p_1, p_2</math>——无杆腔、有杆腔工作压力, MPa  <math>\Sigma F</math>——总负载, N</p> <p><math>\Sigma F = m_1 \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p + Kx_p + F_L + F_c</math>  <math>\Sigma F_1</math>——<math>x_p &gt; 0</math> 时的总负载  <math>\Sigma F_2</math>——<math>x_p &lt; 0</math> 时的总负载  <math>F_L, F_c</math>——外负载力、摩擦力  <math>B_p</math>——粘性阻尼系数, <math>N \cdot s/m</math>  <math>x, x_p</math>——滑阀、活塞位移, m  <math>V_1, V_2</math>——无杆腔、有杆腔容积, <math>m^3</math>  <math>Q_1 \sim Q_4</math>——通过阀口 1~4 的流量, <math>m^3/s</math></p>
动态方程	<p>阀的流量方程</p> $\left. \begin{aligned} Q_1 &= C_d W x_v \sqrt{2(p_s - p_1)/\rho} \\ Q_3 &= C_d W x_v \sqrt{2p_2/\rho} \\ Q_2 &= Q_4 = 0 \end{aligned} \right\} (x_v \geq 0)$ $\left. \begin{aligned} Q_2 &= C_d W x_v \sqrt{2(p_s - p_2)/\rho} \\ Q_4 &= C_d W x_v \sqrt{2p_1/\rho} \\ Q_1 &= Q_3 = 0 \end{aligned} \right\} (x_v \leq 0)$	
	<p>连续性方程</p> $\left. \begin{aligned} Q_1 - A_1 \dot{x}_p &= V_1 \dot{p}_1 / \beta_e \\ A_2 \dot{x}_p - Q_3 &= V_2 \dot{p}_2 / \beta_e \end{aligned} \right\} (x_v \geq 0)$ $\left. \begin{aligned} Q_2 - A_2 \dot{x}_p &= V_2 \dot{p}_2 / \beta_e \\ A_1 \dot{x}_p - Q_4 &= V_1 \dot{p}_1 / \beta_e \end{aligned} \right\} (x_v \leq 0)$	
	<p>活塞运动方程</p> $p_1 A_1 - p_2 A_2 = m_1 \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p + Kx_p + F_L + F_c \quad (x_v \geq 0)$ $p_2 A_2 - p_1 A_1 = m_1 \ddot{x}_p + B_p \dot{x}_p + Kx_p + F_L + F_c \quad (x_v \leq 0)$	<p>数字仿真: 由于缸的不对称, 难以获得系统的传递函数及频率特性, 必须根据动态方程组, 通过数字仿真求出系统的动态特性</p>

项目	内容		说明			
有负载时	$p_1 = \frac{p_s + (A_1^2/A_2^2)\Sigma F_1}{1 + (A_1/A_2)^3}$	$\dot{x}_p > 0$	为简化分析,分析压力跃变时,未考虑油的压缩性和缸的泄漏情况 式中 $p_1, p_2$ —— $\dot{x}_p > 0$ 时 $V_1, V_2$ 腔内的压力 $p'_1, p'_2$ —— $\dot{x}_p < 0$ 时 $V_1, V_2$ 腔内的压力 $\Delta p_1, \Delta p_2$ —— $V_1, V_2$ 腔内的压力跃变值 $\dot{p}_1, \dot{p}_2$ —— $p_1, p_2$ 对时间的微分			
	$p_2 = \frac{(A_1/A_2)p_s + (1/A_2)\Sigma F_1}{1 + (A_1/A_2)^3}$					
$p'_1 = \frac{(A_1/A_2)^2 p_s + (A_1^2/A_2^2)\Sigma F_2}{1 + (A_1/A_2)^3}$	$\dot{x}_p < 0$					
$p'_2 = \frac{(A_1/A_2)^3 p_s + (1/A_2)\Sigma F_2}{1 + (A_1/A_2)^3}$						
压力及压力跃变	<p>(b) 空载下活塞换向瞬间压力跃变示意图</p>					
	空载	运动状况	压力关系	$A_1/A_2 = 1$	$A_1/A_2 = 1.71$	$A_1/A_2 = 2$
压力跃变	$\dot{x}_p > 0$		$\frac{p_1}{p_s} = \frac{1}{1 + (A_1/A_2)^3}$	0.500	0.167	0.311
			$\frac{p_2}{p_s} = \frac{A_1/A_2}{1 + (A_1/A_2)^3}$	0.500	0.285	0.222
压力跃变	$\dot{x}_p < 0$		$\frac{p'_1}{p_s} = \frac{(A_1/A_2)^2}{1 + (A_1/A_2)^3}$	0.500	0.487	0.444
			$\frac{p'_2}{p_s} = \frac{(A_1/A_2)^3}{1 + (A_1/A_2)^3}$	0.500	0.833	0.889
压力跃变	$\dot{x}_p = 0$ 附近压力跃变		$\Delta p_1 = p_1 - p'_1$	0	$0.320 p_s$	$0.333 p_s$
			$\Delta p_2 = p_2 - p'_2$	0	$0.548 p_s$	$0.667 p_s$
结论	<p>(1) 只要 <math>A_1/A_2 \neq 1</math>, 即只要对称四通阀控制的是不对称缸, 在运动的换向瞬间, 即 <math>\dot{x}_p = 0</math> 附近, 便会出现巨大的压力跃变</p> <p>(2) 表中数据是假定空载且不考虑油液的压缩性条件下得到的, 如考虑负载和油液的压缩性, 则压力跃变值将大于表中的数值</p> <p>(3) 缸内工作压力的变化范围为 <math>0 &lt; p &lt; p_s</math>, 为留有安全裕量, 要求 <math>(p_s/6) \leq p \leq (5/6)p_s</math>。但当 <math>A_1/A_2 &gt; 1.71</math> 时, 即使在空载条件下, 缸内工作压力 (<math>p_1</math> 或 <math>p_2</math>) 也超出 <math>(p_s/6) \leq p \leq (5/6)p_s</math> 的范围</p> <p>(4) 由于存在油液的压缩性, 因此, 在巨大的压力跃变下, 必引起油液的“内爆”或“外爆”, 由此即使在 <math>\dot{x}_p = 0</math> 附近, 也不可能平稳地工作</p> <p>(5) 对于要求精确且平稳的控制场合, 对称四通阀同不对称缸的不相容性是显然的, 为了避免压力的跃变并确保能平稳地工作, 必须采取有效的措施</p> <p>(6) 表中数据是假定 <math>\Sigma F_1 = \Sigma F_2 = 0</math> 的空载情况下得到的。如果 <math>\Sigma F_1 = \Sigma F_2</math> 为恒定载荷, 将使 <math>p_1, p_2</math> 偏置一定值, 但压力跃变的幅值不变。实际工作中载荷并非常量, 压力的偏置值和压力跃变幅值都将随工况而变化, 即随运动状态和负载而变化</p>					

表 21-3-29

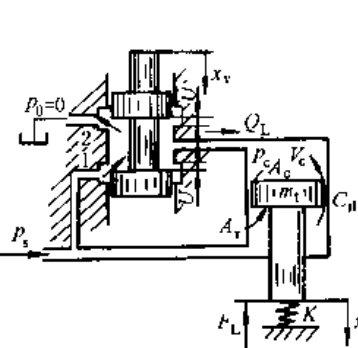
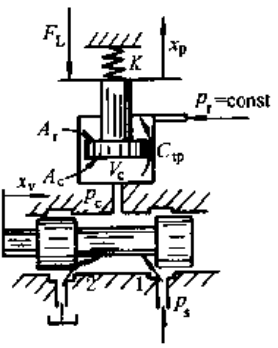
解决对称四通阀与不对称缸不相容的方法

方法名称	方法及原理	实质及特点
1. 阀口面积补偿法	<p>由表 21-3-28 图 a, 并令 <math>l_1 = l_2 = L/2</math>, 可导出平稳控制的条件:</p> $\frac{W_1}{A_1} = \frac{W_3}{A_2} \quad \text{及} \quad \frac{W_4}{A_1} = \frac{W_2}{A_2}$ <p>式中 <math>W_1, W_2, W_3, W_4</math> 分别为阀口 1、2、3、4 的面积梯度</p>	<p>实质是采用不对称阀, 利用阀的面积梯度与活塞面积进行匹配、进行补偿</p> <p>特点是必须采用非标准伺服阀, <math>L_1 \neq L_2 \neq L/2</math> 时结果是近似的</p>
2. 非线性算法或电路补偿法	<p>(1) 由表 21-3-28 中图 a, 不计油的压缩性及缸的泄漏, 并令 <math>j = A_2/A_1</math>, 可导出补偿前流量公式:</p> $Q_1 = C_d W x_v \sqrt{\frac{2p_s}{\rho} \frac{1 - \sum F/(A_1 p_s)}{1 + j^3}} \quad (x_v > 0)$ $Q_2 = C_d W x_v \sqrt{\frac{2p_s}{\rho} \frac{j(1 - \sum F)}{1 + j^3} \frac{1}{j A_1 p_2}} \quad (x_v > 0)$ <p>式中 <math>x_v = K_x I</math>, <math>I</math> 为何服阀的输入电流</p> <p>(2) 活塞杆上装一只拉压力传感器检测 <math>\sum F</math></p> <p>(3) 作二个非线性函数或电路</p> $f_1(j, \sum F) = \sqrt{\frac{1 + j^3}{1 - \sum F/(A_1 p_s)}}$ $f_2(j, \sum F) = \sqrt{\frac{1 + j^3}{j[1 - \sum F/(j A_1 p_2)]}}$ <p>(4) 按左图算法及接法, 并加方向鉴别器, 可得补偿后 <math>Q_1, Q_2</math> 的等效流量</p> $Q_{1c} = f_1 Q_1 = C_d W K_x I \sqrt{2p_s/\rho} \quad (I > 0)$ $Q_{4c} = f_2 Q_4 = C_d W K_x I \sqrt{2p_s/\rho} \quad (I < 0)$	 <p>(a) 未补偿时</p> <p>(b) 加补偿时</p> <p>非线性补偿的算法或电路接法</p> <p>该补偿法的实质是通过算法或电路产生补偿电流, 使阀产生补偿位移, 以补偿面积差, 该补偿法对活塞任意位置均适用, 但因未计及油的压缩性, 故属静态补偿</p>

2.3.3 三通阀控制不对称缸的动态特性

三通阀控制不对称缸有两种类型, 即三通阀控制差动缸、活塞缸, 它们共同特点是只有活塞腔一腔受控, 液压弹簧刚度是四通阀-对称缸的一半。液压谐振频率是四通阀-对称缸的  $1/\sqrt{2}$ ; 另外三通阀不能控制对称缸或马达, 无法反向。

表 21-3-30

项目	图	说明
三通阀控制差动缸	 <p>(a) 三通阀控制差动缸</p>	<p>图 a 三通阀控制差动缸中:</p> <p>取 <math>A_r = A_c/2</math>, 稳态时 <math>p_d = p_s/2</math>, 这种类型常用作机液伺服机构, 如仿型机床、助力操纵系统</p>
三通阀控制活塞缸	 <p>(b) 三通阀控制活塞缸</p>	<p>图 b 三通阀控制活塞缸中:</p> <p><math>F_L</math> 很大, 因此取 <math>A_c \gg A_r</math>; 且 <math>p_r = \text{常值}</math>, <math>p_r \ll p_s, p_r</math> 用于使缸回程。这种类型的典型应用是轧机液压压下 (HAGC) 系统</p>

项 目	公 式	说 明
动态方程	阀的流量方程 $Q_L(s) = K_q x_v(s) - K_c p_c(s)$	$K_q, K_c$ ——三通阀的流量增益、流量-压力系数 $p_c$ ——活塞腔内的工作压力 $V_0$ ——活塞腔的容积,初始容积为 $V_0$
	受控活塞腔的连续性方程 $Q_L(s) = A_c s x_p(s) + C_{sp} p_c(s) + \frac{V_0}{\beta_c} s p_c(s)$	
	活塞的运动方程 $A_c p_c(s) = (m_1 s^2 + B_p s + K) x_p(s) + F_L(s)$	对于图 b, 只须将式中的 $p_a$ 换成 $p_c$
方块图	由负载流量获得缸位移的方块图	与四通阀控制对称缸的方块图形式相同,但参数不同
	由负载压力获得缸位移的方块图	
传递函数	一般表达式 $x_p(s) = \frac{\frac{K_q}{A_c} x_v(s) - \frac{K_{cc}}{A_c^2} \left(1 + \frac{V_0}{\beta_c K_{cc}} s\right) F_L(s)}{\frac{V_0 m_1}{\beta_c A_c^2} s^3 + \left(\frac{K_{cc} m_1}{A_c^2} + \frac{B_p V_0}{\beta_c A_c^2}\right) s^2 + \left(1 + \frac{B_p K_{cc}}{A_c^2} + \frac{K V_0}{\beta_c A_c^2}\right) s + \frac{K K_{cc}}{A_c^2}}$	将四通阀控制对称缸的方块图作如下置换后,便是三通阀控制差动缸或活塞缸的方块图: $A_p \rightarrow A_c, F_L \rightarrow p_c$ $K_{cc} = (K_c + C_{sp} + C_{sp}/2) \rightarrow K_{cc} = K_c + C_{sp}$ $\frac{V_1}{4\beta_a} \rightarrow \frac{V_0}{\beta_c}$
传递函数的简化	没有弹性负载 $K=0$ $x_p(s) = \frac{\frac{K_q}{A_c} x_v(s) - \frac{K_{cc}}{A_c^2} \left(1 + \frac{s}{\omega_1}\right) F_L(s)}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1\right)}$ 式中 $\omega_h = \sqrt{K_b/m_1} = \sqrt{\beta_c A_c^2/v_0 m_1}$ , 为液压谐振频率, rad/s $\zeta_h = \frac{K_{cc}}{2A_c} \sqrt{\frac{\beta_c m_1}{V_0}} + \frac{B_p}{2A_c} \sqrt{\frac{V_0}{\beta_c m_1}}$ , 为阻尼系数 $K_b = \beta_c A_c^2/V_0$ , 为液压弹簧刚度, N/m $\omega_1 = \beta_c K_{cc}/V_0 = K_b K_{cc}/A_c^2$ , 为容积滞后频率, rad/s	与四通阀控制对称缸相比, 液压谐振频率 $\omega_h$ 为四通阀的 $1/\sqrt{2}$ , 因此动态响应较低
存在弹性负载 $K \neq 0$	$x_p(s) = \frac{\frac{K_q}{A_c} x_v(s) - \frac{K_{cc}}{A_c^2} \left(1 + \frac{s}{\omega_1}\right) F_L(s)}{KK_{cc} \left(1 + \frac{s}{\omega_1}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0} s + 1\right)}$ 式中 $\omega_0 = \sqrt{\omega_h^2 + \omega_m^2} = \omega_h \sqrt{1 + K/K_b}$ , 为综合谐振频率, rad/s $\zeta_0 = \left(1 + \frac{K}{K_b}\right)^{-3/2} \cdot \frac{K_{cc}}{2A_c} \sqrt{\frac{\beta_c m_1}{V_0}} + \left(1 + \frac{K}{K_b}\right)^{-1/2} \cdot \frac{B_p}{2A_c} \sqrt{\frac{V_0}{\beta_c m_1}}$ , 为阻尼系数 $\omega_1 = K_{cc}/A_c^2 \left(\frac{1}{K} + \frac{1}{K_b}\right)$ , 为综合刚度引起的转折频率, rad/s 当 $K \ll K_b$ 时: $\omega_0 = \omega_h, \zeta_0 = \zeta_h, \omega_1 = K_{cc} K/A_c^2$ 当 $K \gg K_b$ 时: $\omega_0 = \omega_m, \zeta_0 = \zeta_0 \approx \frac{\omega_1 K}{2\omega_m K_b} + \frac{B_p}{m_1 \omega_m}, \omega_c = \omega_1$	

### 2.3.4 四通阀控制液压马达的动态特性

阀控马达是常见的液压动力元件。

四通阀控制液压马达与四通阀控制对称缸实质上完全相同，对称缸不过是一种直线马达。

表 21-3-31

项 目	图、公 式	说 明
物理模型		<p><math>V_1, V_2</math>——马达进油腔、回油腔的容积, <math>m^3</math></p> <p><math>V_0</math>——每个马达腔的平均容积, 包括阀与马达间的管道容积</p> <p><math>\theta_m</math>——马达的转角, rad</p> <p><math>D_m</math>——马达的排量, <math>m^3/\text{rad}</math></p> <p><math>C_{im}</math>——总的泄漏系数, <math>C_{im} = C_{om} + C_{em}/2</math>, <math>m^3/(N \cdot s)</math></p> <p><math>C_{im}</math>——马达内泄漏系数, <math>m^3/(N \cdot s)</math></p> <p><math>C_{em}</math>——马达外泄漏系数, <math>m^3/(N \cdot s)</math></p> <p><math>V_t</math>——总容积, <math>V_t = V_1 + V_2 = 2V_0, m^3</math></p> <p><math>J_t</math>——液压马达及负载 (折算到马达轴上) 的总转动惯量, <math>N \cdot m \cdot s^2/\text{rad}</math></p> <p><math>B_m</math>——液压马达及负载 (折算到马达轴上) 的总粘性阻尼系数, <math>N \cdot m \cdot s/\text{rad}</math></p> <p><math>G</math>——负载的扭转弹簧刚度, <math>N \cdot m/\text{rad}</math></p> <p><math>T_L</math>——任意外负载力矩, <math>N \cdot m</math></p>
动态方程	<p>阀的流量方程</p> $Q_L(s) = K_q x_v(s) - K_c p_L(s)$ <p>马达腔的连续性方程</p> $Q_L(s) = D_m s \theta_m(s) + C_{im} p_L(s) + \frac{V_t}{4\beta_e} s p_L(s)$ <p>液压马达轴上的力矩平衡方程</p> $D_m p_L(s) = (J_t s^2 + B_m s + G) \theta_m(s) + T_L(s)$	
方块图		
传递函数 ( $G=0$ )	$\theta_m(s) = \frac{\frac{K_q}{D_m} x_v(s) - \frac{K_{ce}}{D_m^2} \left(1 + \frac{s}{\omega_1}\right) F_L(s)}{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h s}{\omega_h} + 1 \right)}$ <p><math>\omega_h = \sqrt{K_h/J_t} = \sqrt{4\beta_e D_m^2/V_t J_t}</math>, 为谐振频率, rad/s</p> <p><math>K_h = 4\beta_e D_m^2/V_t</math>, 为液压弹簧刚度, <math>N \cdot m/\text{rad}</math></p> <p><math>\zeta_h = \frac{K_{ce}}{D_m} \sqrt{\frac{\beta_e J_t}{V_t}} + \frac{B_m}{4D_m} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e J_t}}</math>, 为阻尼系数, 无量纲</p> <p><math>\omega_1 = 4\beta_e K_{oc}/V_t</math>, 为容积滞后频率, rad/s</p>	<p>显然, 阀控马达与四通阀控制对称缸的动态方程、方块图、传递函数的形式完全相同, 只须作如下参数置换:</p> <p><math>x_p \rightarrow \theta_m, A_p \rightarrow D_m</math></p> <p><math>m_t \rightarrow J_t, B_p \rightarrow B_m</math></p> <p><math>K \rightarrow G, F_L \rightarrow T_L</math></p> <p>因阀控马达多用作角速度控制, 通常 <math>G=0</math>, 故传递函数中仅给出 <math>G=0</math> 的情况</p>



2.3.5 泵控马达的动态特性

表 21-3-32

类型	物理模型	说明
泵控缸	<p>(a)</p>	主回路：泵控缸 辅助回路有： (1) 阀控变量机构 (2) 补油冷却回路 (3) 安全保护回路 (4) 低压放油回路
泵控马达	<p>(b)</p>	主回路：泵控马达 辅助回路：略 $\phi_p$ 不变——定量泵 $\phi_m$ 不变——定量马达

(1) 变量泵-定量马达(缸)的动态特性

表 21-3-33

项 目	图、公式	说 明
物理模型	图见表 21-3-32	(1) 忽略泵马达间管道的压力损失及动态 (2) 泵、马达的泄漏为层流泄漏 (3) 泵的转速 $n_p$ 恒定 (4) 低压补油系统压力 $p_2$ 恒定, 只有高压侧压力随负载变化 (5) 不考虑马达摩擦力矩等非线性因素
动态方程	<p>系的流量方程</p> $Q_p(s) = K_{dp} n_p \phi_p(s) - C_{ip} p_1(s)$ <p>高压腔的连续性方程</p> $Q_p(s) - C_{im} p_1(s) = D_m s \theta_m(s) + \frac{V_0}{\beta_c} s p_1(s)$ <p>马达轴的力矩平衡方程</p> $D_m p_1(s) = (J_1 s^2 + B_m s + G) \theta_m(s) + T_1(s)$	$Q_p$ ——泵的输出流量, $m^3/s$ $D_p$ ——泵的排量, $m^3/rad$ ; $D_p = K_{dp} \phi_p$ $K_{dp}$ ——泵的排量梯度, $m^3/rad^2$ $\phi_p$ ——泵的偏角, $rad$ $p_1$ ——出油(高压)侧压力, $N/m^2$ $C_{ip}, C_{op}$ ——泵的内、外泄漏系数, $m^3/(N \cdot s)$ $C_{ip} = C_{ip} + C_{op}$ , 为泵的总泄漏系数, $m^3/(N \cdot s)$ $D_m$ ——马达的排量, $m^3/rad$ $\theta_m$ ——马达轴转角, $rad$ $C_{im}, C_{om}$ ——马达内、外泄漏系数, $m^3/(N \cdot s)$ $V_0$ ——高压腔总容积, $m^3$ $C_{im} = C_{io} + C_{im}$ , 为马达总的泄漏系数, $m^3/(N \cdot s)$ $C_1 = C_{ip} + C_{im}$ , 为系统的总泄漏系数, $m^3/(N \cdot s)$ $J_1$ ——马达及负载的总转动惯性, $N \cdot m \cdot s^2/rad$ $B_m$ ——马达及负载的总粘性阻尼系数 $N \cdot m \cdot s/rad$ $G$ ——负载的扭簧刚度, $N \cdot m/rad$ $T_1$ ——外负载力矩, $N \cdot m$

项 目	图、公 式	说 明						
方块图		与阀控马达、阀控缸的动态方程及方块图形式相同,仅参数不同: $\phi_p \rightarrow x_v, K_{dp} n_p \rightarrow K_t, C_1 \rightarrow K_{\infty}$						
传递函数 ( $G=0$ )	$\theta_m(s) = \frac{\frac{K_{dp} n_p}{D_m} \phi_p(s) - \frac{C_1}{D_m^2} \left(1 + \frac{s}{\omega_1}\right) T_L(s)}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1\right)}$	$\omega_h = \sqrt{K_h/J_1} = \sqrt{\beta_c D_m^2/V_0 J_1}$ , 为液压谐振频率, rad/s $K_h = \beta_c D_m^2/V_0$ , 为液压弹簧刚度, N·m/rad $\zeta_h = \frac{C_1}{2D_m} \sqrt{\frac{\beta_c J_1}{V_0}} + \frac{B_m}{2D_m} \sqrt{\frac{V_0}{\beta_c J_1}}$ , 为阻尼系数, 无量纲 $\omega_1 = \beta_c C_1/V_0$ , 为容积滞后频率, rad/s						
频率响应及 动态参数分析	<p>与阀控马达、阀控缸的频率特性形式相同,但动态参数值及其变化范围却有很大不同</p> <table border="1"> <tr> <td>液压谐振频率</td> <td>泵控马达只高压腔一侧受控,液压弹簧刚度仅为阀控马达的一半,故液压谐振频率为阀控马达的<math>1/\sqrt{2}</math></td> </tr> <tr> <td>液压阻尼系数</td> <td>泵控马达的<math>\zeta_h</math>较小且恒定,而且总是欠阻尼。所以为使系统获得所需的合适阻尼,往往在泵控马达的高低管道间有意地设置旁路泄漏通道或采用内部压力反馈。但这会降低压力增益、增大功率损耗,使泵的结构复杂</td> </tr> <tr> <td>速度增益和稳态速度柔度</td> <td>泵控马达的速度增益<math>K_{dp} n_p/D_m</math>和静态速度柔度<math>C_1/D_m^2</math>都相当恒定;而阀控马达的速度增益与静态速度柔度变化较大</td> </tr> </table>	液压谐振频率	泵控马达只高压腔一侧受控,液压弹簧刚度仅为阀控马达的一半,故液压谐振频率为阀控马达的 $1/\sqrt{2}$	液压阻尼系数	泵控马达的 $\zeta_h$ 较小且恒定,而且总是欠阻尼。所以为使系统获得所需的合适阻尼,往往在泵控马达的高低管道间有意地设置旁路泄漏通道或采用内部压力反馈。但这会降低压力增益、增大功率损耗,使泵的结构复杂	速度增益和稳态速度柔度	泵控马达的速度增益 $K_{dp} n_p/D_m$ 和静态速度柔度 $C_1/D_m^2$ 都相当恒定;而阀控马达的速度增益与静态速度柔度变化较大	
液压谐振频率	泵控马达只高压腔一侧受控,液压弹簧刚度仅为阀控马达的一半,故液压谐振频率为阀控马达的 $1/\sqrt{2}$							
液压阻尼系数	泵控马达的 $\zeta_h$ 较小且恒定,而且总是欠阻尼。所以为使系统获得所需的合适阻尼,往往在泵控马达的高低管道间有意地设置旁路泄漏通道或采用内部压力反馈。但这会降低压力增益、增大功率损耗,使泵的结构复杂							
速度增益和稳态速度柔度	泵控马达的速度增益 $K_{dp} n_p/D_m$ 和静态速度柔度 $C_1/D_m^2$ 都相当恒定;而阀控马达的速度增益与静态速度柔度变化较大							
泵控马达与 阀控马达的性 能比较	<ol style="list-style-type: none"> <li>(1) 泵控马达的动态参数受工作点变化的影响小,动态特性更为确定,更可预知</li> <li>(2) 泵控马达的<math>\omega_h</math>值较小,若再计及泵的变量位置伺服部分的响应时间,因此总的响应速度比阀控马达低</li> <li>(3) 泵控马达的总泄漏系数小,稳态速度、刚度高,因而抗负载的刚度高。但由于泵控马达的<math>\omega_h</math>和<math>\zeta_h</math>均较小,因而频率值在<math>2\zeta_h \omega_h</math>时动态刚度不如阀控马达高</li> <li>(4) 泵控马达的效率高,理论上可达100%</li> </ol>							

(2) 定量泵-变量马达的动态特性

表 21-3-34

项 目	图、公 式	说 明
物理模型	见表 21-3-32 图 b	同表 21-3-23
动态 特性	泵的流量 方程	$Q_p(s) = D_p n_p - C_{ip} p_1(s)$ $D_p = \text{常数}$
	高压腔的 连续性方程	$Q_p(s) - C_{m1} p_1(s) = D_m s \theta_m(s) + \frac{V_0}{\beta_c} s p_1(s)$ 式中 $D_m = K_{dm} \phi_m$
	马达轴的 力矩平衡方 程	$K_T \phi_m(s) + D_{m0} p_1(s) = (J_1 s^2 + B_m s + G) \theta_m(s) + T_L(s)$ $K_T = K_{dm} p_{10}$ , 为马达力矩系数, N·m/rad $p_{10}$ ——高压腔压力的初始值, N/m <sup>2</sup> $D_{m0} = K_{dm} \phi_{m0}$ , 为马达的初始排量, m <sup>3</sup> /rad $\phi_{m0}$ 为马达初始偏角, rad

项 目	图 或 公 式	说 明
方块图		与变量泵-定量马达相比,方块图中多了一个 $K_T$ 环节的并联通道

(3) 变量泵-变量马达的动态特性

变量泵-变量马达实质上是变量泵-定量马达和定量泵-变量马达两种情况的组合。

表 21-3-35

方 块 图	说 明
	变量泵-定量马达与定量泵-变量马达方块图之合成

2.4 动力元件的参数选择与计算

以四通阀控制对称缸为例。

表 21-3-36

项 目	说 明
供油压力 $p_s$ 的选择	<p>供油压力 <math>p_s</math> 较高时,执行元件尺寸较小,伺服阀规格和液压源装置容量均可减小。压力较高时,油中空气的混入量减小, <math>\beta_c</math> 值较高,有利于提高液压谐振频率</p> <p>但压力过高,泄漏增大,噪声增大,要求有较好的维护水平</p>
执行元件参数的确定	<p>按拖动要求确定执行元件尺寸:</p> <p>由 <math>p_1 A_p = m_1 a_{pm} + B_p v_{pm} + F_L + F_c</math> 确定 <math>A_p</math></p> <p>其中 <math>a_{pm}</math>——活塞的最大加速度, <math>m/s^2</math></p> <p><math>v_{pm}</math>——活塞的最大速度, <math>m/s</math></p> <p>尽量取 <math>p_1 \leq 2p_s/3</math>, 以达到最大功率传输,并有足够的流量输出以保证良好的控制能力。当负载很大时可取 <math>p_1 \leq (5/6)p_s</math></p> <p>按动态要求确定执行元件尺寸:</p> <p>即按 <math>\omega_b = \sqrt{4\beta_c A_p^2 / m_1 v_1}</math> 确定 <math>A_p</math></p> <p>按拖动要求设计时,必须按动态要求校验,反之亦然</p> <p>当行程大、<math>v_1</math> 大, <math>\omega_b</math> 值达不到要求时,可采用液压马达加滚珠丝杠来驱动</p> <p>当外负载或摩擦负载较大时,为了减少负载的误差,应取较大的 <math>A_p</math></p> <p>为了减小伺服阀规格和液压源流量,应取较大的 <math>p_1(p_s)</math> 和较小的 <math>A_p</math> 值</p>

续表

项 目	说 明
机械减速箱传动比的确定	最佳传动比是具有满意的 $\omega_b$ 值的最小传动比
控制阀流量的确定	对于存在最大功率点的负载情况,根据最大功率点的负载速度 $v_{pm}$ 来确定控制阀的负载流量 $Q_L = A_p v_{pm}$ , 并取阀的空载流量 $Q_0 = \sqrt{3} Q_L$ 对于离散的负载工况点,应按最大负载力 $F_{max}$ 来确定 $A_p$ , 而按最大运动速度 $v_{max}$ 确定阀的负载流量 $Q_L$ , 即 $A_p = F_{max} / p_L$ , $Q_L = A_p v_{max}$ , 这时已不存在所谓的最大功率传输条件, $p_L$ 可在更大范围内选取

### 3 伺 服 阀

伺服阀既是信号转换元件, 又是功率放大元件, 它是液压控制系统的核心。

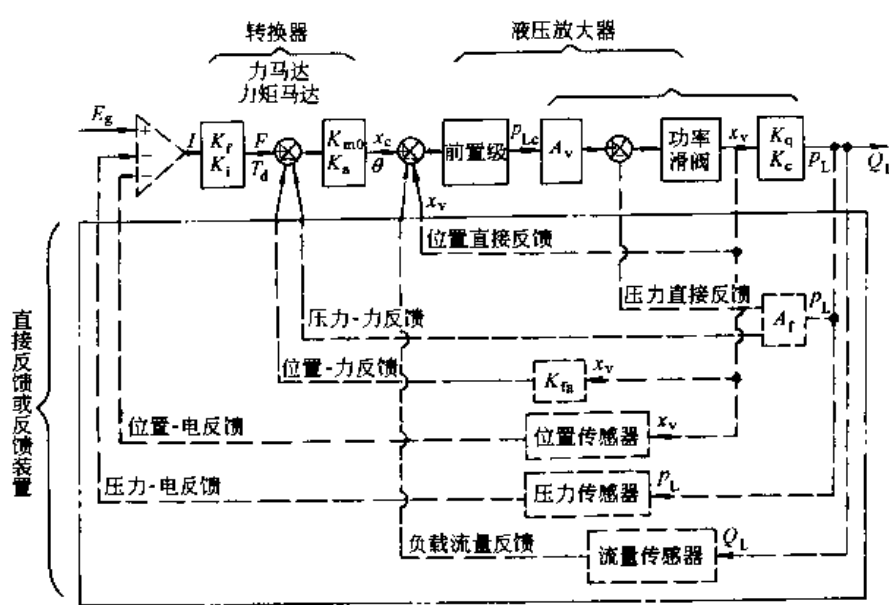
#### 3.1 伺服阀的组成及分类

伺服阀分为电液伺服阀、气液伺服阀、机液伺服阀三大类, 它们的基本组成部分相同。绝大多数伺服阀为电液伺服阀。

##### 3.1.1 伺服阀的组成及反馈方式

电液伺服阀的类型和结构型式虽然很多, 但都是由电气-机械转换装置、液压放大器和反馈装置三大部分组成。

表 21-3-37

组成部分	 <p>注: 图中汇总了各种反馈方式, 每种伺服阀只采用其中一种反馈方式</p>
电气-机械转换器	<p>转换器包括电流-力转换和力-位移转换两个功能</p> <p>典型的电气-机械转换器是力马达或力矩马达, 它们能将输入电流转换成与电流成正比的输出力或力矩, 用于驱动液压前置放大器; 力或力矩再经弹性元件转换成位移或角位移, 使前置放大器定位、回零</p> <p>通常, 力马达的输入电流为 150 ~ 300mA, 输出力为 3 ~ 5N; 力矩马达的输入电流为 10 ~ 30mA, 输出力矩为 0.02 ~ 0.06N·m</p>

液压放大器	伺服阀一般为两级液压放大, 由转换器驱动液压前置放大器, 再由前置放大器驱动液压功率放大器 常用的液压前置放大器为滑阀、喷嘴-挡板阀和射流管阀三种, 液压功率放大均采用滑阀
反馈方式	液压前置放大器直接控制功率滑阀时, 尤如一对称四通阀控制的对称缸, 为解决功率滑阀的定位问题, 并获得所需的伺服阀压力-流量特性, 在前置放大器和功率滑阀之间务必建立某种负反馈关系。如图所示, 可以通过前置放大器与功率滑阀的级间联系构成直接反馈, 或通过附加的反馈装置实现前置放大器与功率滑阀之间建立的负反馈

### 3.1.2 伺服阀的分类及输出特性

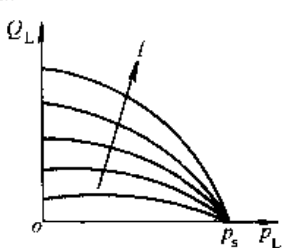
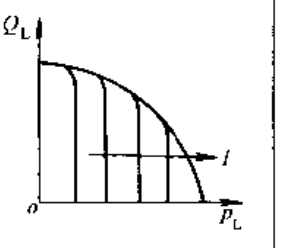
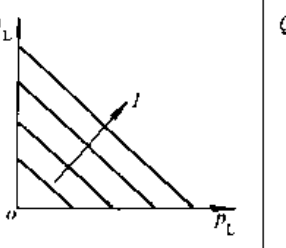
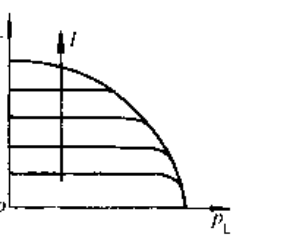
表 21-3-38

伺服阀的分类

按输入量及转换器分类	电液伺服阀: 转换器是电气-机械转换器, 输入信号是电流, 输出信号是位移 气液伺服阀: 转换器是膜盒, 输入信号是气压, 输出信号是位移 机液伺服阀: 转换器是推杆或杠杆, 输入信号是位移, 输出信号是位移
按前置放大器分类	滑阀式伺服阀、喷嘴挡板式伺服阀和射流管式伺服阀
按液压放大器级数分类	单级伺服阀、两级伺服阀和三级伺服阀
按伺服阀的输出特性分类	流量型伺服阀: 输出空载流量与电流成正比 压力型伺服阀: 负载压力与电流成正比 负载流量反馈伺服阀: 负载流量与电流成正比
按阀的内部结构及反馈形式分类	位置反馈式伺服阀、负载压力反馈式伺服阀和负载流量反馈式伺服阀
按输入信号的形式分类	调幅式伺服阀: 阀的位移、输出流量与输入电流的幅值成正比 脉宽调制式 (PWM) 伺服阀: 输入信号是一串正负脉冲宽度不等的恒幅高频矩形脉冲电压, 阀的位移、输出流量与输入信号的脉冲宽度差成正比

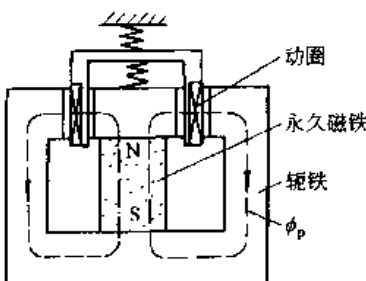
表 21-3-39

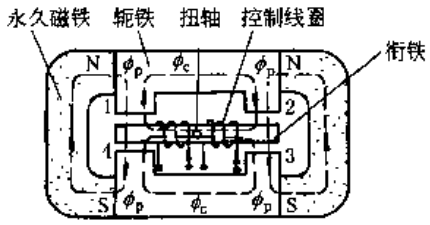
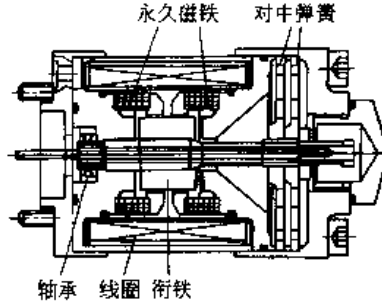
伺服阀的基本类型及输出特性

基本类型	流量型 伺服阀 (Q 阀)	压力型 伺服阀 (P 阀)	P-Q 阀	负载流量反馈型 伺服阀 (Q <sub>f</sub> 阀)
反馈形式	位置反馈	负载压力反馈	位置反馈 + 静压反馈	负载流量反馈
压力-流量 特性				

### 3.1.3 电气-机械转换器的类型、原理及特点

表 21-3-40

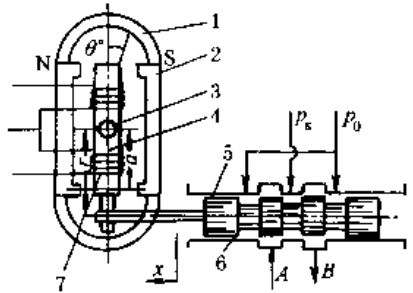
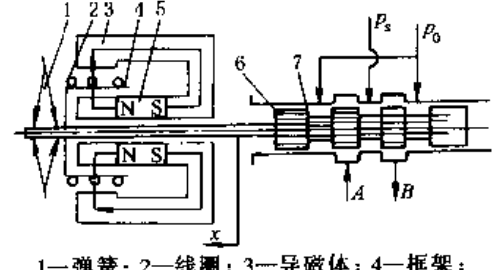
类型	原 理	特点及应用
力马达	<p>由永久磁铁、轭铁、动圈和弹簧组成, 基于载流导体在磁场中受力的原理工作</p> <p>动圈上产生的电磁作用力与流过线圈的电流成正比, 方向按左手定则判定</p> <p>动圈力克服弹簧力带动前置级阀运动, 阀位移与电流成正比。弹簧还用于调阀零位</p> 	<p>(1) 工作行程 <math>t</math> 为 <math>\pm(1-3)\text{mm}</math></p> <p>(2) 电流-力-位移特性的线性好</p> <p>(3) 制造容易、价廉</p> <p>(4) 尺寸和惯量较大 动圈、阀芯-弹簧组件的谐振频率较低, 一般 <math>\leq 100\text{Hz}</math></p> <p>(5) 可做成下式力马达 通常配用滑阀或射流管阀</p>

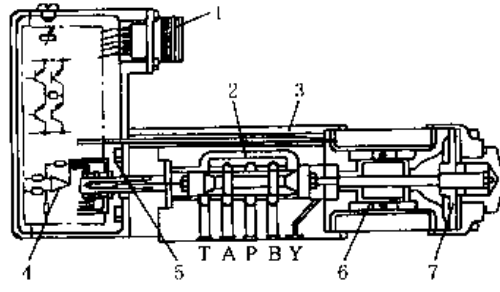
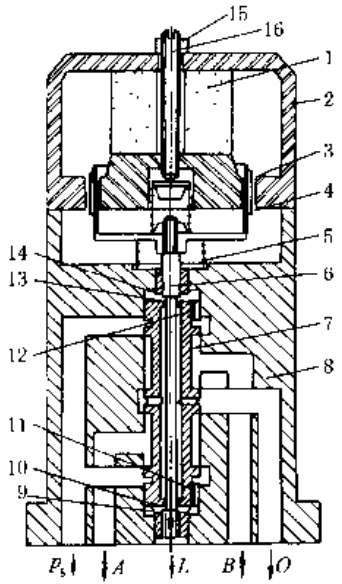
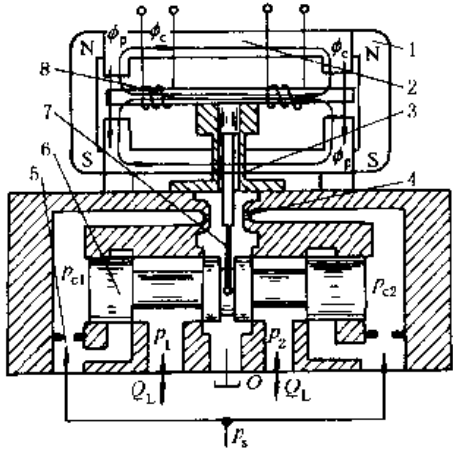
类型	原 理	特 点 及 应 用
动铁式力矩马达	<p>由永久磁铁、轭铁、控制线圈、可动衔铁和扭转弹簧组成,基于衔铁在磁场中受力的原理工作</p> <p>气隙中磁通为固定磁通 <math>\phi_p</math>、控制磁通 <math>\phi_c</math> 之合成, <math>\phi_c</math> 与线圈中电流成正比,方向按左手螺旋法则确定</p> <p>衔铁磁通为其转角及控制电流的线性函数,衔铁扭轴的输出力矩亦然</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>(1) 工作行程小 (<math>&lt; \pm 10^{-4}</math> rad 或 <math>\pm 0.25</math>mm)</li> <li>(2) 电流-力矩-角位移特性的线性较差</li> <li>(3) 支持衔铁并作扭簧的弹簧管加工较复杂,造价较高</li> <li>(4) 尺寸小、惯量小,衔铁-扭簧及挡板组件的谐振频率可高达 1000Hz</li> <li>(5) 可做成干式力矩马达</li> </ul> <p>多数配用于喷嘴挡板阀</p>
动铁式力马达	<p>由永久磁铁、衔铁、线圈、对中弹簧、轴承等组成,基于衔铁在磁场中受力的原理工作</p> <p>永久衔铁产生固定磁通 <math>\phi_p</math>,控制线圈产生控制磁通 <math>\phi_c</math>;气隙磁通为 <math>\phi_p</math>、<math>\phi_c</math> 之合成,电磁力与控制电流成正比,电磁力经对平板簧转换成位移</p> 	<ul style="list-style-type: none"> <li>(1) 工作行程较小</li> <li>(2) 电流-力-位移特性线性较好</li> <li>(3) 采用轴承支承,板簧对中,螺母调零;制造较容易</li> <li>(4) 尺寸和惯量较大,谐振频率较低</li> <li>(5) 做成湿式力马达,用于驱动滑阀</li> </ul>

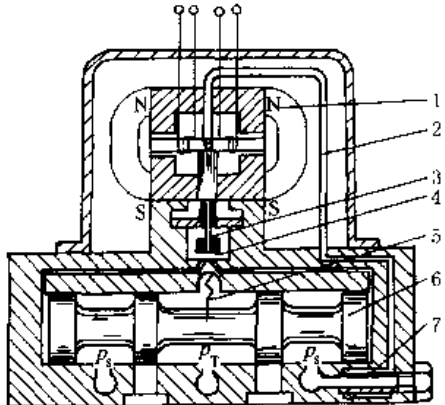
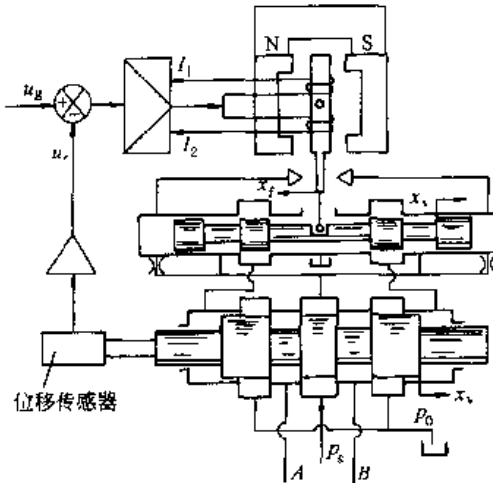
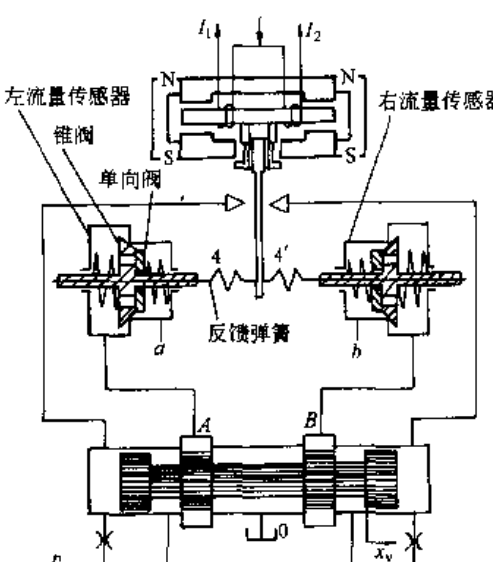
### 3.2 典型伺服阀的结构及工作原理

不同的应用场合要求伺服阀具有不同的输出特性。位置和速度控制一般采用流量型伺服阀;力(矩)或压力控制可采用流量型伺服阀,也可采用压力型伺服阀;惯性较小、外负载力(矩)很大且要求速度刚度很大的场合,拟采用负载流量反馈式伺服阀;惯性很大、外负载很小的位置或速度控制拟采用其输出特性介于流量型伺服阀与压力型伺服阀之间的 P-Q 阀。工程上绝大多数应用的是流量型伺服阀。

表 21-3-41

名称	结构示意图	组成及工作原理
单级伺服阀 动铁式单级伺服阀	 <p>1—永久磁铁; 2—导磁体; 3—扭簧; 4—衔铁; 5—滑阀; 6—阀套; 7—线圈; A, B—进出油口</p>	<p>由动铁式力矩马达和单级滑阀两部分所构成,结构简单</p> <p>工作原理:当信号电流通过控制线圈时,衔铁产生力矩,该力矩与扭簧的反作用力相平衡。衔铁将偏转 <math>\theta</math> 角,带动阀芯移动相应的位移 <math>x</math>,从而使阀输出流量。受功率限制,单级阀输出流量较小</p>
动圈式单级伺服阀	 <p>1—弹簧; 2—线圈; 3—导磁体; 4—框架; 5—永久磁铁; 6—阀芯; 7—阀套</p>	<p>由动圈式力马达和单级滑阀组成,结构简单</p> <p>工作原理:当信号电流通过控制线圈时,线圈在磁场中产生电磁力,此力与弹簧的反作用力平衡,使阀芯移动 <math>x</math>,从而使阀输出相应的流量</p> <p>采用小型力马达时,阀的输出流量较小;采用专用的大型力马达时,单级阀的输出也可以达 200L/min 左右,如日立的具有电反馈的 FM-V 阀</p>

名称	结构示意图	组成及工作原理
<p>单级电反馈伺服阀</p>	 <p>1—接头；2—滑芯；3—阀套；4—内置式放大器； 5—位置传感器；6—线性力马达；7—对中弹簧</p>	<p>由动铁式力马达、单级滑阀、位置传感器和内置式放大器组成</p> <p>工作原理：当信号电流通过控制线圈，所产生的电磁力与信号电流成正比，电磁力经对中弹簧转换成阀芯位移，使阀输出相应的流量。采用位置传感器构成电反馈后，阀的精度和响应速度主要取决于传感器的性能。由于传感器及其二次仪表容易做成高精度、高响应，因而阀的精度和响应得以提高</p>
<p>两级滑阀式伺服阀</p>	 <p>1—磁钢；2—导磁体；3—气隙；4—动圈；5—弹簧； 6—一级阀芯；7—二级阀芯；8—阀体；9—下控制腔； 10—下节流孔；11—下固定节流孔；12—上固定节流孔； 13—上节流孔；14—上控制腔；15—锁紧螺母； 16—调零螺丝</p>	<p>由力马达和双级滑阀组成。一级阀芯套在二级阀芯里，二级阀芯既作为一级阀的阀套又作为功率滑阀阀芯，从而实现了位置直接反馈</p> <p>工作原理：力马达驱动一级阀芯，一级阀是具有两个固定节流孔、两个可变节流口的正开口四通阀，<math>p_1</math> 口压力油经上、下固定节流孔进入功率滑阀的上、下控制腔，再经上、下可变节流口通过二级阀芯中的中空腔和回油口 <math>O</math> 回油。一级阀处于零位时，上、下可变节流口面积相等，上、下控制腔内压力相等，二级阀芯处于零位不动，<math>A</math>、<math>B</math> 口无流量输出。力马达带动一级阀芯向上运动某一位移时，上可变节流口开大，使上控制腔压力减小；而下可变节流口关小，使下控制腔内压力增大，从而使二级阀芯跟踪一级阀芯向上运动，直至上、下可变节流口的开口量相等；这时一级阀处于新的零位，而二级阀芯行程等于一级阀芯的行程，该行程与电流成比例，因而 <math>B</math> 口输出的空载流量与电流成比例。同理，电流反向时，二级阀芯跟踪一级阀芯同步向下，<math>A</math> 口有输出。国产 SV 系列伺服阀是这类阀的代表</p>
<p>喷嘴挡板式两级伺服阀</p>	 <p>1—磁钢；2—导磁体；3—弹簧管；4—喷嘴； 5—固定节流孔；6—滑阀；7—反馈杆；8—衔铁</p>	<p>由动铁式力矩马达、前置级喷嘴挡板阀和功率级滑阀组成</p> <p>工作原理：转换器为干式力矩马达，前置级为喷嘴挡板阀，通过反馈弹簧杆将滑阀位移反馈到前置级。当滑阀受前置级左(或右)移同时，带动钢珠、反馈弹簧杆、衔铁及挡板组件顺(或逆)时针方向偏转，直至同滑阀位移成正比的弹簧力造成的力矩与力矩马达产生的驱动力矩平衡，挡板处于喷嘴中间位置时为止，这时，喷嘴挡板阀处于零位，而滑阀位移与电流成正比。MOOG76 系列、国产 FF 系列、QDY 系列属于这类阀</p>

名称	结构示意图	组成及工作原理
<p>射流管式双级伺服阀</p> <p>两级伺服阀</p>	 <p>1—力矩马达；2—柔性供压管；3—射流管；4—射流接收器；5—反馈弹簧；6—阀芯；7—滤油器</p>	<p>由力矩马达、射流管阀和功率滑阀组成</p> <p>工作原理：射流管焊接于衔铁上，并由薄壁弹簧片支承；压力油通过柔性供压管进入射流管，从射流管喷嘴射出的油液进入两接收孔中，从而推动功率滑阀。射流管的侧面装有弹簧板及反馈弹簧丝，其末端插入阀芯中间的小槽内，阀芯移动反馈弹簧丝，构成对力矩马达的力反馈</p>
<p>三级电反馈伺服阀</p>		<p>用二级滑阀来驱动第三级滑阀，末级阀芯的定位只能借助于电反馈</p> <p>工作原理：电反馈处于外环，所以转换器、前置放大器及功率滑阀的参数变动、非线性度和干扰等对阀的性能的影响大大地降低了。由于位置传感器的分辨率及其二次仪表的频宽有可能做得很高，因此电反馈伺服阀的分辨率、频宽和线性度可大为提高，而滞环和零漂可大为减少，并且阀的性能进一步提高。MOOG公司的079-100、079-200伺服阀是三级阀代表性产品</p>
<p>负载流量反馈伺服阀</p>		<p>为检测负载流量，流量传感器必须串在阀的负载通道上，即功率滑阀与执行元件中间。由于有两个负载通道，因此必须有两个流量传感器。为了把流量传感器的输出位移反馈到前置级，两个流量传感器通过两根反馈弹簧与挡板相联</p> <p>工作原理：设输入电流后挡板左移，则滑阀右移；滑阀A口输出的高压油经左流量传感器中的单向阀由a口流入执行元件；执行元件回油经b口流入右流量传感器，经传感器中的锥阀流出，进入滑阀的B口后流回油箱；反馈弹簧4受压而4'受拉，弹簧的位移与负载流量成正比，反馈弹簧产生的反馈力矩与力矩马达的驱动力矩的方向相反，两力矩平衡时，挡板回至零位。所以，对应于一定输入电流，反馈弹簧有一定变形，传感器的锥阀有一定开口，通过一定的负载流量<math>Q_L</math>。<math>Q_L</math>值与电流成正比，不受负载压力<math>p_L</math>的影响。假定某瞬间<math>p_L</math>增大，<math>Q_L</math>减少，则锥阀开口减小，挡板偏左，致使滑阀右移，开口增大，以保持<math>Q_L</math>不变</p>



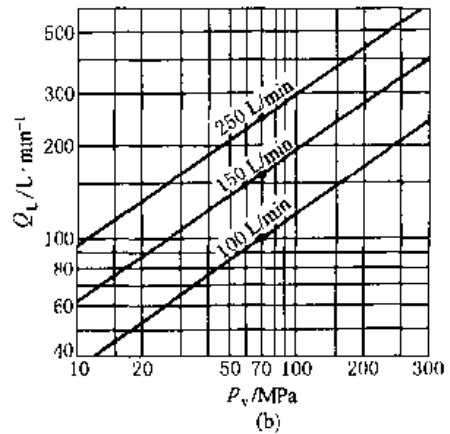
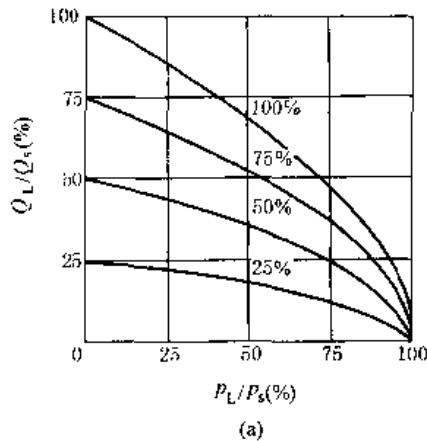
名称	结构示意图	组成及工作原理
负载压力反馈伺服阀		<p>与力反馈伺服阀不同之处在于自阀的 A、B 腔引出压力油至挡板两侧的喷嘴,而在油道中串联固定节流阀,不设反馈杆</p> <p>工作原理:当力矩马达输入信号电流时,衔铁在电磁力矩和扭簧力矩的作用下,偏转 <math>\theta</math> 角,使挡板产生位移,如向左,则主阀芯左控制腔内压力升高,阀芯向右移, B 腔输出压力油,在 B 腔引一油流至左喷嘴,对挡板进行反馈,使挡板趋于零位,从而使两个控制喷嘴压差趋于零,阀芯便停止运动。此时信号电流和负载压力具有一定比例关系。理论上阀的压力-流量特性是一条垂直于横轴的直线,即不论输出流量如何变化,只要信号电流不变,输出负载压力严格保持不变。实际上由于稳态液动力的影响,静特性有一定斜率</p> <p>此阀的特点是电流与负载压力基本上成线性关系。缺点是系统的刚性小,受负载力的影响大,速度的变化也大</p>
P-Q 阀		<p>该阀是在弹簧平衡式伺服阀的基础上,增加静压反馈而构成的</p> <p>工作原理:引入静压反馈后,由于强烈的压力反馈使阀的开口减少,从而使输出流量也相对减少。于是,阀的流量-压力系数增大了 <math>K_q A_f / K_m</math> 倍,即 P-Q 阀的流量-压力系数为 Q 阀的 <math>(1 + K_q A_f / K_m)</math> 倍</p> <p>此阀的特点是阻尼大而且恒定,但静态刚度较差,所以适用于惯性大而外负载力小的场合和带谐振负载的场合</p>
动压反馈伺服阀 DPF 阀		<p>该阀是在 P-Q 阀的基础上增加了一个压力微分装置。压力微分装置包括桥式层流节流回路及微分液压缸</p> <p>工作原理:P 阀和 P-Q 阀把负载压力直接引至反馈控制面,而 DPF 阀是把负载压力经过压力微分装置后再引到反馈控制面,即通过压力微分装置检测出负载压力的变化率并进行反馈,压力微分装置起到动压反馈的作用</p> <p>此阀的特点是稳态时具有 Q 阀的特性,静态刚度较高,而动态时具有 P 阀的特性,使阻尼大大提高</p>

### 3.3 伺服阀的特性及性能参数

表 21-3-42

项目	名称	含义及指标
伺服阀规格 的标称	额定电流 $I_n$	产生额定流量所需的任一极的输入电流, 它与力马达或力矩马达两个线圈的连接形式 (单接、串接、并联或差动连接) 有关
	额定压力 $p_n$	产生额定流量的供油压力
	额定流量 $Q_n$	在规定的阀压降下对应于额定电流的负载流量为额定流量

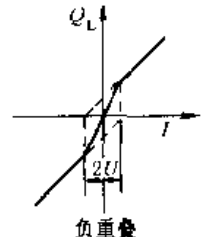
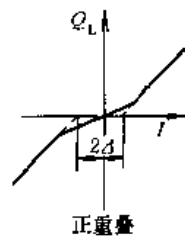
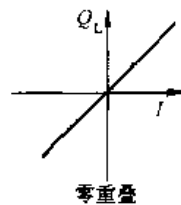
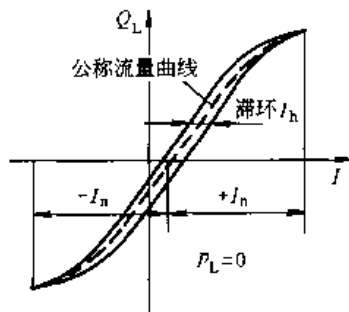
压力-流量特性



压力-流量曲线 (图 a) 某点上的斜率为伺服阀的流量-压力系数  
 压力-流量特性曲线可供系统设计者考虑负载匹配和用于确定伺服阀的规格。有些伺服阀样本会给出无量纲压力-流量特性曲线; 但现在更多的伺服阀样本给出的是用对数坐标表示的  $I = I_n$  下的压力-流量特性 (图 b), 对数坐标表示的优点是  $Q_L$  与  $\Delta p_o$  成线性, 且给出了该系列伺服阀的压力-流量特性

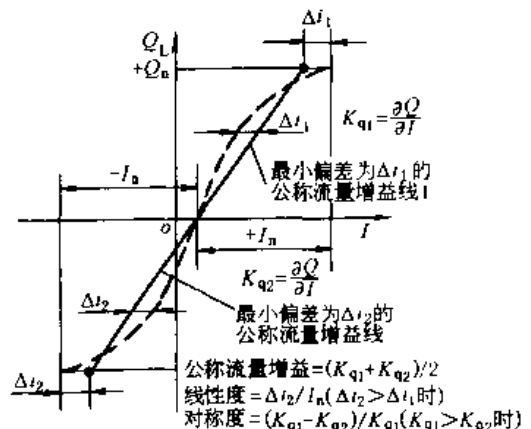
静态特性

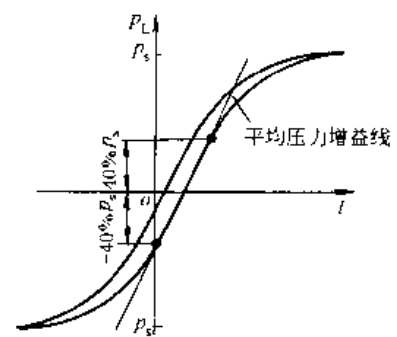
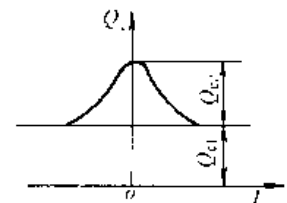
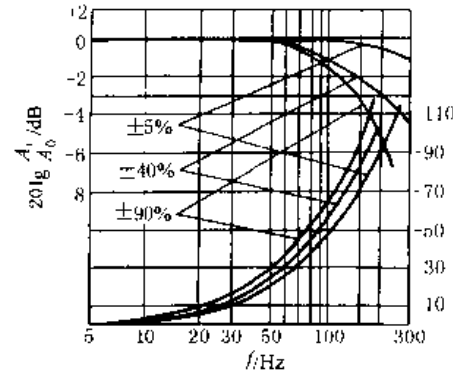
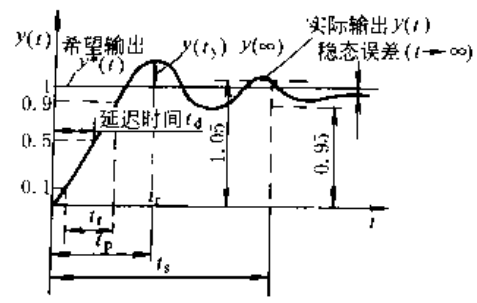
额定压力下, 负载压力为零, 输入电流在正、负额定电流间连续变化, 一个完整的循环后, 所得的输出流量与输入电流的关系曲线称为空载流量曲线, 简称流量曲线  
 流量曲线的中心轨迹称为公称流量曲线  
 流量型伺服阀的流量曲线可分成零区、控制区和饱和区。零区特性反映了功率滑阀的开口情况, 如下图所示, 由零区特性可评价伺服阀的制造质量

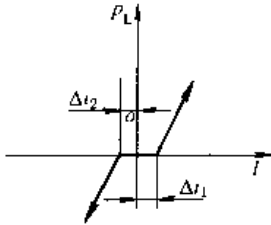
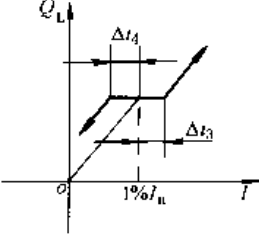
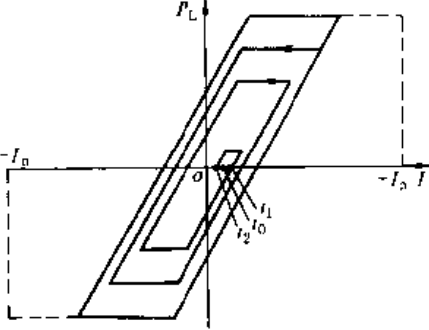


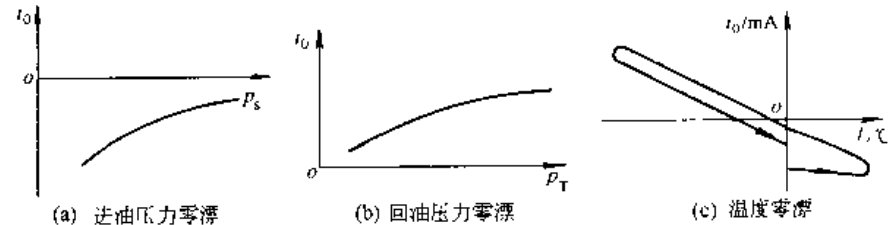
空载流量特性

在任一规定工作区域内, 流量曲线的斜率为流量增益  $[m^3/(s \cdot A)]$ 。由公称流量曲线的零流量点向两极各作一条与公称流量曲线偏差为最小的直线, 这两条公称流量增益线的平均斜率便是公称流量增益。如右图所示  
 随着电流的增大, 流量曲线将呈饱和状态。不再随电流而变化的流量称为饱和流量



项目	名称	含义及指标
静态特性	<p><b>压力增益特性</b></p>	<p>额定压力下, 负载流量为零 (1 作油口关闭) 时, 输入电流在正、负额定电流间连续变化一个完整的循环, 所得的负载压力与输入电流的关系曲线称为压力增益曲线</p> <p>规定用 <math>\pm 40\%</math> 额定压力区域内的负载压力对输入电流关系曲线的平均斜率, 或用该区域内 1% 额定电流时的最大负载压力来确定压力增益值</p> <p>压力增益大小与阀的开口类型有关, 因此由压力增益曲线可反映阀的零位开口的配合情况</p> 
	<p><b>内泄漏特性</b></p>	<p>额定压力下, 负载流量为零时, 从进油口到回油口的内部泄漏流量随输入电流的变化曲线称为内泄漏特性 <math>Q_i = f(I)</math>。其中 <math>Q_{i1}</math> 为前置级的泄漏流量; <math>Q_{i2}</math> 为功率滑阀的零位泄漏流量</p> <p><math>Q_{i2}</math> 的大小反映了功率滑阀的配合情况及磨损程度。对于新阀, 用泄漏曲线评价阀的制造质量; 对于旧阀, 可用于判断磨损程度。<math>Q_{i2}</math> 与 <math>p_s</math> 的比值可用于确定功率滑阀的流量-压力系数 <math>K_v</math>。</p> 
动态特性	<p><b>频率特性</b></p>	<p>额定压力下, 负载压力为零时, 恒幅正弦输入电流在一定的频率范围内变化, 输出流量对输入电流的复数比。频率特性包括幅频特性和相频特性</p> <p>幅频特性用幅值比表示, 通常用输出流量幅值 <math>A</math> 与同一输入电流幅值下, 指定基准低频时的输出流量幅值 <math>A_0</math> 之比随输入电流频率的变化曲线来表示</p> <p>相频特性是输出流量与输入电流的相位差随输入电流频率的变化曲线, 以度表示</p> <p>用伺服阀带宽衡量伺服阀的频率响应, 以幅值比衰减到 <math>-3\text{dB}</math> 时的频率为幅频宽, 用 <math>\omega_{-3}</math> 或 <math>f_{-3}</math> 表示; 以相位滞后 <math>90^\circ</math> 的频率为相频宽, 用 <math>\omega_{-90}</math> 或 <math>f_{-90}</math> 表示</p> <p>阀的频率特性与输入电流幅值、供油压力及粘度等条件有关, 因此伺服阀的频率特性中一般会注明不同电流幅值 (如 <math>\pm 5\%</math> 或 <math>\pm 10\%</math>, <math>\pm 25\%</math>、<math>\pm 40\%</math> 或 <math>\pm 50\%</math>, <math>\pm 90\%</math> 或 <math>\pm 100\%</math>) 下的幅频或相频特性</p> <p>基准低频视具体伺服阀而定, 一般应低于 <math>5f_{-3}</math></p> <p>流量的测量是通过速度传感器检测精密测试液压缸的速度而得到的。测试缸的内泄漏和摩擦力应很小, 缸的谐振频率应比阀的频宽高得多</p> 
	<p><b>阶跃响应</b></p>	<p>一般用阶跃响应来说明阀的瞬态响应。阶跃响应是额定压力下, 负载压力为零时, 输出流量对阶跃输入电流的跟踪过程。<math>t_r</math> 为上升 (飞升) 时间, <math>t_p</math> 为峰值时间, <math>t_s</math> 为过渡过程时间</p> <p>根据阶跃响应曲线确定超调量、过渡过程时间和振荡次数等时域品质指标</p> <p>通常规定阶跃输入电流的幅值为 <math>5\% I_n</math> 或 <math>10\% I_n</math>, <math>25\% I_n</math>、<math>40\% I_n</math> 或 <math>50\% I_n</math>, <math>90\% I_n</math> 或 <math>100\% I_n</math></p> 
<p>静态性能参数</p>	<p><b>滞环</b></p>	<p>在正负额定电流之间, 以动态不起作用的速度循环时, 产生相同的输出流量的两电流之最大差值与额定电流的百分比称为滞环。一般滞环 <math>\leq 3\%</math>, 电反馈伺服阀的滞环 <math>\leq 0.5\%</math></p> <p>伺服阀的滞环是由于力 (矩) 马达的磁滞和阀的游隙造成的。阀的游隙是由于摩擦力及机械固定部分的间隙造成的。磁滞回环值随电流的大小而变化, 电流小时磁滞回环值减小, 因此磁滞一般不会引起系统的稳定性问题; 游隙引起的回环值为定值, 油液脏时游隙显著增加, 可能引起系统的不稳定</p>

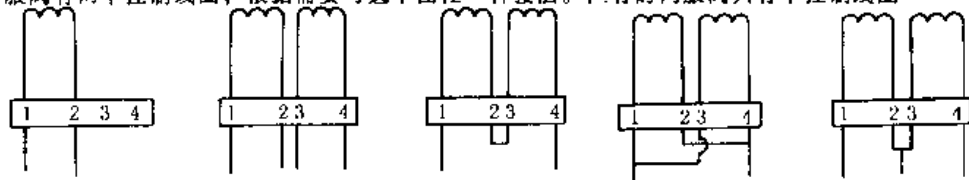
项目	名称	含义及指标
静态性能参数	分辨率	<div style="display: flex; justify-content: space-around;">   </div> <p>(a) 零位正、反向分辨率                      (b) 零外正、反向分辨率</p> <p>分辨率有零位正向、零位反向和零外正向、零外反向分辨率之分</p> <p>零位分辨率是在工作油口关闭下作出的，在额定供油压力下，输入一微小电流使 A、B 口的压力相等；若继续以相同方向缓慢增加微小电流，使两平衡的工作压力发生变化所需的电流增量 <math>\Delta i_1</math> 与额定电流的百分比称为零位正向分辨率；若以反向缓慢输入电流，使压力发生变化所需的电流增量 <math>\Delta i_2</math> 与额定电流的百分比称为零位反向分辨率</p> <p>零外分辨率是在工作油口开启下作出的，在 <math>I = 10\% I_n</math> 的规定信号值下，使阀的输出流量继续变化所需的电流增量 <math>\Delta i_3</math> 与 <math>I_n</math> 的百分比称为零外正向分辨率；而使阀的输出流量反向所需的电流增量 <math>\Delta i_4</math> 与 <math>I_n</math> 的百分比则称为零外反向分辨率</p> <p>一般，伺服阀分辨率 = <math>\Delta i_m / I_n &lt; 1\%</math>，电反馈伺服阀分辨率小于 0.4% 甚至 0.1%。<math>\Delta i_m</math> 为 <math>\Delta i_1</math>、<math>\Delta i_2</math>、<math>\Delta i_3</math>、<math>\Delta i_4</math> 中的最大者</p> <p>影响分辨率的主要因素是阀的静摩擦力和游隙。油脏时滑阀中摩擦力增大，分辨率将降低</p>
	线性度	<p>公称流量曲线与公称流量增益线的最大偏离值与额定电流的百分比称为线性度。一般要求线性度高于 7.5%</p> <p>线性度 = <math>\Delta i_1 / I_n &lt; 7.5\%</math></p>
	对称度	<p>两极性公称流量增益之差的最大值与两极性公称增益较大者的百分比称为对称度。一般要求对称度高于 10%。如果正极性的流量增益 <math>K_{q1}</math> 大于负极性的增益 <math>K_{q2}</math>，则</p> $\text{对称度} = \frac{K_{q1} - K_{q2}}{K_{q1}} < 10\%$
零偏		<p>在规定试验条件下尽管调好伺服阀的零点，但经过一段时间后，由于阀的结构尺寸、组件应力、电性能、流力特性等可能会发生微小变化，使输入电流为零时输出流量不为零，零点要发生变化。为使输出流量为零，必须预置某一输入电流，即零偏电流</p> <p>把阀回归零位的输入电流值，减去零位反向分辨率电流值的差值与额定电流的百分比称为零偏</p> <p>为了消除滞环及零位反向分辨率的影响，零偏的测试过程如图所示。一般要求：</p> $\text{零偏} = i_0 / I_n = (i_1 + i_2) / 2 I_n < 3\%$  <p>伺服阀是按试验标准在规定试验条件下调试的，当工作条件（供油压力、回油压力、工作油温、零值电流等）发生变化时，阀的零位发生偏移</p> <p>压力、温度等工作条件变化引起的零偏电流变化量与额定电流的百分比称为零漂</p> <p>零漂又分为压力零漂和温度零漂；压力零漂又分为进油压力零漂和回油压力零漂。通常，供油压力降低时零偏电流 <math>i_0</math> 增大，回油压力增大时零偏电流增大</p>

项目	名称	含义及指标
静态性能参数	零漂	 <p>(a) 进油压力零漂      (b) 回油压力零漂      (c) 温度零漂</p> <p>一般规定供油压力变化 <math>\pm 20\% p_s</math> 时, 进油压力零漂应小于 3%; 回油压力从 0 ~ 0.7MPa 变化时, 回油压力零漂应小于 2%。温度零漂亦应小于 2% 注意系统调整或检查时, 可加偏置电流以补偿零偏, 而随工作条件变化的零漂是无法补偿的</p>
	频宽	<p>以频宽作为阀的动态响应参数。从阀的频率特性可以直接查出幅频宽 <math>\omega_{-3}</math> 和相频宽 <math>\omega_{-90}</math>, 二者的值不相等, 应取其较小者作为频宽值 通常, 力矩马达喷嘴挡板式两级伺服阀的频宽 100 ~ 130Hz 之间, 动圈两级滑阀式伺服阀的频宽在 50 ~ 100Hz 之间, 电反馈高频伺服阀频宽可达 250Hz 甚至更高</p>
动态性能参数	响应时间	<p>以上升 (飞升) 时间 <math>t_r</math>、峰值时间 <math>t_p</math> 或过渡过程 (调节) 时间 <math>t_s</math> 作为动态响应参数, 以超调量 <math>\sigma_p</math> 来反映稳定性</p>
伺服阀的传递函数		<p>工程中一般采用传递函数描述流量型伺服阀的特性:</p> $\frac{Q_1(s)}{I(s)} = \frac{K_{sv}}{s^2 + \frac{2\delta_{sv}}{\omega_{sv}}s + 1}$ <p>式中 <math>K_{sv}</math>——伺服阀增益, <math>m^3/(s \cdot A)</math>; <math>\omega_{sv}</math>——伺服阀的频宽, <math>rad/s</math>; <math>\delta_{sv}</math>——伺服阀的阻尼系数, 一般为 0.5 ~ 0.7</p>

### 3.4 伺服阀的选择、使用及维护

表 21-3-43

项目	说明
考虑因素	<p>负载的性质及大小, 控制速度、加速度的要求, 系统控制精度及系统频宽的要求, 工作环境, 可靠性及经济性, 尺寸、重量限制以及其他要求等</p>
伺服阀的选择	<p>(1) 确定伺服阀的类型 根据系统的控制任务、负载性质, 确定伺服阀的类型。一般位置及速度控制系统采用 Q 阀; 力控制系统最好采用 P 阀, 亦可采用 Q 阀; 大惯量但外负载力较小的系统拟用 P-Q 阀</p> <p>(2) 确定伺服阀的种类和性能指标 根据系统的性能要求, 确定伺服阀的种类及性能指标。控制精度要求高的系统, 拟采用分辨率高、滞环小的伺服阀; 外负载力大时, 拟采用压力增益高的伺服阀 频宽应根据系统频宽要求来选择。频宽过低将限制系统的响应速度, 过高则会把高频干扰信号及颤振信号传给负载 工作环境较差的场合拟采用抗污染性能好的伺服阀</p> <p>(3) 确定伺服阀的规格 根据负载的大小和要求的控制速度, 确定伺服阀的规格, 即确定额定压力和额定流量</p> <p>(4) 选择合适的额定电流 伺服阀的额定电流有时可选择。较大的额定电流要求采用较大功率的伺服放大器, 较大额定电流值的阀具有较强的抗干扰能力</p>

项目	说 明
线圈的接法	<p>一般伺服阀有两个控制线圈，根据需要可选下图任一种接法。但有的伺服阀只有单控制线圈</p>  <p>(a) 单线圈      (b) 单独使用      (c) 串联      (d) 并联      (e) 差动连接</p> <p>两个线圈单独连接时，一个线圈接控制信号，另一个接颤振信号。如果只使用一个线圈，则把颤振信号叠加在控制信号上</p> <p>串联连接时，线圈匝数加倍，因而电阻加倍，而电流减半</p> <p>并联连接时，电阻减半，电流不变。并联的优点是：一个线圈损坏时，仍能工作，从而增大了工作可靠性</p> <p>差动连接的优点是电路对称，温度和电源波动的影响可以互补</p>
使用与维护	<p>颤振信号使阀始终处于一种高频低幅的微振状态，从而可减小或消除伺服阀中由于静摩擦力而引起的死区，并可以有效地防止出现阀的堵塞现象。但颤振无助于减小力（矩）马达磁滞所产生的伺服阀滞环值</p> <p>颤振信号的波形可以是正弦波、三角波或方波，通常采用正弦波。颤振信号的幅值应足够大，其峰值应大于伺服阀的死区值。主阀芯的振幅约为其最大行程的0.5%~1%左右，振幅过大将会把颤振信号通过伺服阀传给负载，造成动力元件的过度磨损或疲劳破坏。颤振信号的频率应为控制信号频率的2~4倍，以免扰乱控制信号的作用。由于力（矩）马达的滤波衰减作用，较高的颤振频率要求加大颤振信号幅值，因此颤振频率不能过高。此外，颤振频率不应是伺服阀或动力元件谐振频率的倍数，以免引起共振，造成伺服阀组件的疲劳破坏</p>
伺服阀的调整	<p>(1) 性能检查：伺服阀通电前，务必按说明书检查控制线圈与插头线脚的连接是否正确</p> <p>(2) 点的调整：闲置未用的伺服阀，投入使用前应调整其零点。必须在伺服阀试验台上调零；如装在系统上调零，则得到的实际上是系统零点</p> <p>(3) 振信号的调整：由于每台阀的制造及装配精度有差异，因此使用时务必调整颤振信号的频率及振幅，以使伺服阀的分辨率处于最高状态</p>
污染控制	<p>控制污染首先应防范污染物的侵入。合理的系统设计、有效的过滤和完善的维护管理体制是控制污染的关键</p> <p>大型工业伺服系统的过滤系统设有：主泵出口高压过滤器、伺服阀前高压过滤器、主回油低压过滤器、循环过滤器、空气过滤器和磁性过滤器</p> <p>阀前过滤器精度由伺服阀的类型而定，喷嘴挡板阀的绝对过滤精度要求<math>5\mu\text{m}</math>。滑阀式工业伺服阀的绝对过滤精度要求<math>10\mu\text{m}</math>，阀内小过滤器为粗过滤器，防止偶然的较大污染物进入伺服阀。阀内过滤器和系统过滤器应定期检查、更换和清洗</p> <p>系统装上伺服阀前，必须用伺服阀清洗板代替伺服阀，对系统进行循环清洗，循环清洗时要定期检查油液的污染度并更换滤芯，直至系统的洁净度达到要求后方可装上伺服阀</p>
伺服阀不稳定	<p>油源中泵的流量脉动引起的压力脉动、溢流阀的不稳定、管道谐振、各种非线性因素引起的极限环振荡、伺服阀引起的不稳定等，会引起系统振荡</p> <p>伺服阀中的游隙和阀芯上稳态液动力造成的压力正反馈，都可以引起系统的不稳定。伺服阀至执行元件间的管道谐振也会引起系统振荡。伺服阀转换器的谐振频率、前置级阀或功率级的谐振频率与动力元件的谐振频率、管道的<math>1/4</math>波长频率相重合或成倍数时，也可能引起共振</p> <p>伺服阀游隙引起的不稳定可通过改善过滤和加颤振来减弱或消除；与管道及结构谐振频率有关的振荡，则可通过改变管道的长度及支承、执行元件的支承等来减弱或消除</p>

### 3.5 伺服阀的试验

详见 GB/T 15623—1995 电液伺服阀试验方法。

## 3.5.1 试验的类型及项目

表 21-3-44

试验项目与试验类型		型式试验	出厂产品试验	
电气参数	绝缘电阻	✓	✓	
	线圈电阻	✓	✓	
	线圈电感	✓	✓	
稳态特性及参数	耐压	进油口耐压	✓	
		回油口耐压	✓	
	内泄漏	零位内泄漏量	✓	✓
		内泄漏特性	✓	✓
	压力增益	✓	✓	
	额定流量 (空载)	✓	✓	
	饱和流量	✓	✓	
	公称流量增益	✓	(✓)	
	零区特性	✓	✓	
	滞环	✓	✓	
分辨率	零位分辨率	✓	✓	
	零位外正向分辨率 零位外反向分辨率	✓ ✓	✓ ✓	
线性度	✓	(✓)		
对称性	✓	(✓)		
零偏	✓	✓		
压力零漂	进油压力零漂	✓	(✓)	
	回油压力零漂	✓	(✓)	
温漂	✓			
p-Q 特性	✓			
动态特性	频率特性	✓	(✓)	
	瞬态响应	✓		
耐久性试验		✓		
压力试验		✓		
环境试验		✓		

注: (✓) 为附加试验项目, ✓ 为应试项目。

## 3.5.2 标准试验条件

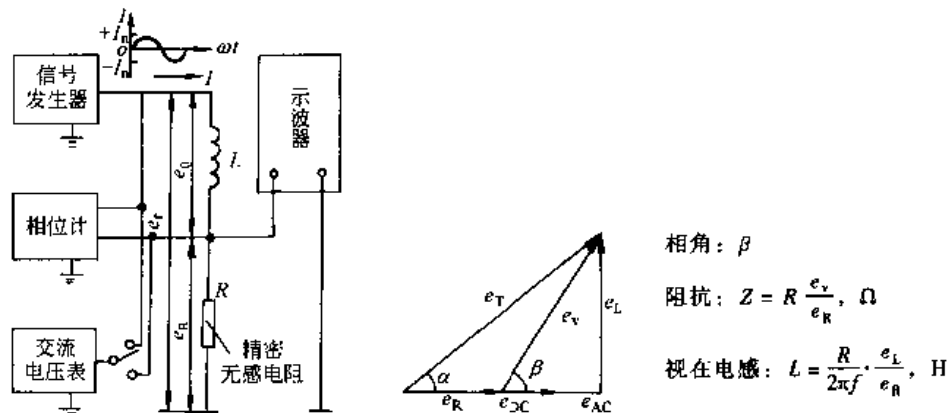
GB/T 15623—1995 电液伺服阀试验方法标准规定的标准试验条件:

- (1) 环境条件:  $(20 \pm 5)^\circ\text{C}$ ;
- (2) 相对湿度: 10% ~ 80%;
- (3) 液压油: 矿物基液压油 (如 HU20 或 HJ20);
- (4) 粘度等级: N32;
- (5) 油液油温度:  $(40 \pm 6)^\circ\text{C}$  (阀进油口处);
- (6) 油液清洁度等级: 试验用油液的固体颗粒污染等级应为  $1^{13}/_{10} \sim 1^{17}/_{10}$ ;
- (7) 供油压力: 额定压力  $p_n$  加上回油压力;
- (8) 回油压力:  $p_r < 5\% p_n$ ;
- (9) 测试仪器准确度等级: 根据需要, 按 GB 7935 规定, 以 A、B、C 三种等级中的一种进行。

### 3.5.3 试验回路及测试装置

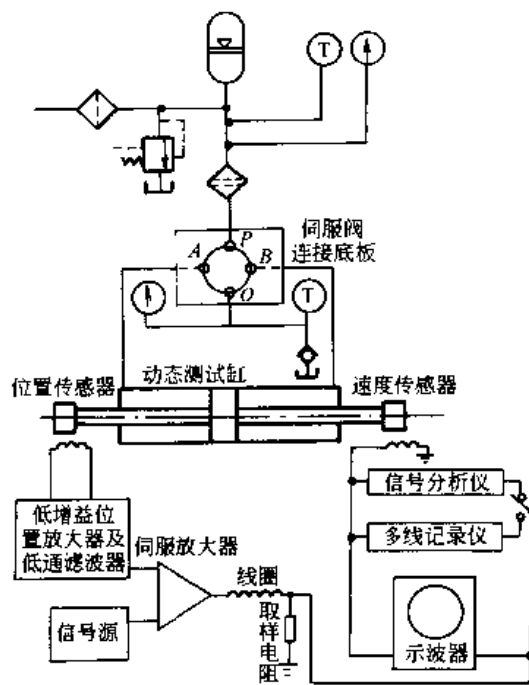
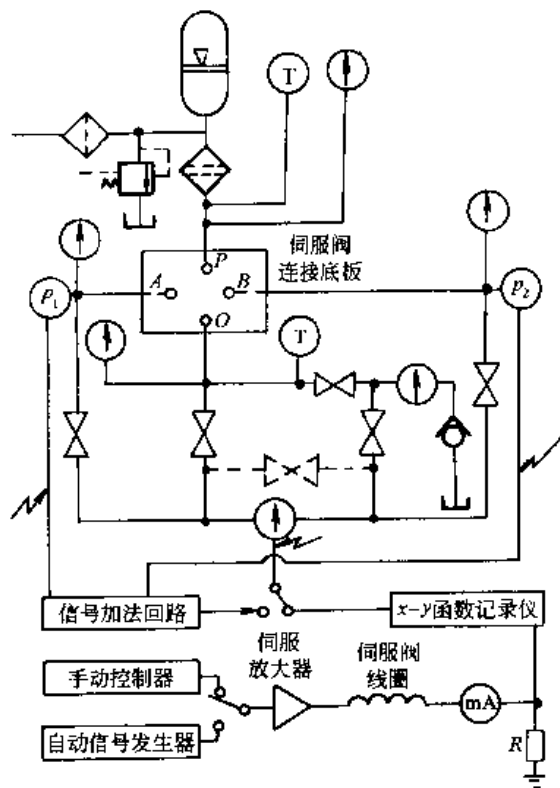
表 21-3-45

线圈阻抗和线圈电感测试



静态特性试验回路及测试

动态特性试验回路及测试



### 3.5.4 试验内容及方法

表 21-3-46

项 目	说 明
电气参数的测试	绝缘电阻的测试 伺服阀入口不供油（但对湿式力矩马达，阀内应充满液压油），用精度不低于 2.5 级 500V 的兆欧表，对线圈与阀体、线圈与线圈之间加上直流电压，历时 60s，绝缘电阻应大于 100MΩ
	线圈电阻的测试 伺服阀入口不供油，待线圈与室温一致时，分别测两线圈的直流电阻
	线圈阻抗及电感的测试 因线圈电感值随输入电流的幅值、频率、进油口压力及线圈连接方式而变化，所以规定：两线圈串联，阀进口压力调至额定压力，输入电流系幅值为额定电流而频率为 60Hz 的无畸变正弦波，并由示波器检测精密无感电阻 R 上电压波形来检查输入电流的波形 用交流电压表测量峰值交流电压 $e_T$ 、 $e_R$ ，用相位计测量 $e_T$ 与 $e_R$ 间相位差



项 目	说 明
静态特性及性能参数的测定	<p>静态特性试验可分为耐压试验、关闭工作油口时的试验和开启工作油口时的试验3个方面,共要测5条曲线、13个性能指标</p> <p>5条曲线:压力增益曲线,流量增益曲线,压力-流量曲线,饱和流量曲线和泄漏曲线</p> <p>13个性能指标:压力增益,额定空载流量,公称流量增益,饱和流量,重叠量,滞环,分辨率,线性度,对称度,零偏,零漂(压力零漂及温漂)和零位泄漏流量</p> <p>静态特性项目、条件、回路状态及记录参数见表 21-3-47</p>
动态特性及性能参数的测试	<p>动态特性测定可应用分析仪、笔记录仪或 CAT 系统,实测出频率特性或阶跃响应曲线</p> <p>由频率特性可得幅频宽、相频宽;由阶跃响应可得飞升时间、过渡过程时间和超调</p>
耐久性试验	<p>耐久性试验在关闭工作油口和短接工作油口两种状态下进行,试验时间各占一半</p> <p>供油压力为额定压力,输入电流的幅值等于额定电流、频率为五分之一相频宽 <math>\omega_{-50\%}</math> 的正弦信号,伺服阀动作循环次数不少于 <math>10^7</math> 次</p> <p>完成耐久性试验后,还应做产品验收试验,检验元件性能降低的程度</p>
压力脉冲试验	<p>控制油口关闭时对伺服阀供油口施加压力脉冲,压力脉冲幅值在额定回油压力(不低于 350kPa)和供油压力的 <math>100\% \pm 5\%</math> 之间循环,每次循环内应有 50% 以上时间保持在供油压力下;施加正负额定电流的时间各占试验时间的一半;该试验至少应进行 <math>5 \times 10^5</math> 次循环</p> <p>完成压力脉冲试验后,还应做产品验收试验,检验元件性能降低程度</p>
环境试验	<p>对于使用工况十分恶劣,或极其重要的应用场合还可能要进行条件苛刻的各种环境试验,如环境温度(高温、低温、温度冲击)、工作介质温度范围、振动、冲击、加速度、防爆、防火、盐雾、霉菌、湿热、真空、热辐射、水浸、湿度和高度试验等</p>

表 21-3-47 静态特性的试验项目、条件、回路状态及记录参数一览表

试验项目		输入电流 $I$	供油压力 $p_s$	阀口开闭情况				记录参数		试验方法及试验要求
				A	B	O	L	x	y	
耐久试验	进油口 耐压试验	$\pm I_n$	$1.5p_0$	关	关	开	关			保压;出厂试验 30s;型式试验 2.5min 无外漏,零件无永久变形及损坏
	回油口 耐压试验	$\pm I_n$	$\leq p_0$							
关闭工作油口时的试验	压力增益 特性	$\pm I_0$ 间循环	$p_0$	关	关	开	关	$I$	$p_L$	方法:测 $p_L = f(I)$ ; 要求: $\pm I_n$ 时 $p_A > p_B$
	零位正向 分辨率	$I=0$ 附近								使 $p_A = p_B$ , 增大 $I$ , 测使 $p_A, p_B$ 发生变化的 $\Delta i_1$
	零位反向 分辨率								使 $p_A = p_B$ , 减小 $I$ , 测使 $p_A, p_B$ 发生变化的 $\Delta i_2$	
	零偏								测使 $Q_L=0$ 时的零偏电流 $i_0$	
	进油压力 零漂	$\pm I_0 \rightarrow 0$	$p_n \rightarrow 0$							$p_s$ 逐渐减少, 测不同 $p_s$ 下的 $i_0$
	回油压力 零漂							缓关	关	缓关 O 口, 使 $p_0$ 逐渐增大, 测不同 $p_0$ 下的 $i_0$
	温度零漂		$p_0$					开	关	变油温 $T$ , 稳定 1min, 测不同 $T$ 下的 $i_0$
泄漏特性	$\pm I_n$	$p_0$	关	开	变 $I$ 测泄漏量 $Q_L$ 的回油 $Q_1$ , 得 $Q_1 = f(I)$					
开启工作油口下的试验	空载流量 特性	$\pm I_n$ 间循环	$p_n \rightarrow p_0$	开	开	开	开	$I$	$Q_L$	负载油口 A、B 敞开, 测 $Q_1 = f(I)$
	零位特性									调大记录仪灵敏度, 测零位附近的 $Q_L = f(I) _{p_L=0}$
	饱和流量	$\geq \pm I_n$							逐渐增大 $I$ , 记下饱和流量	
	零位外正反 向分辨率	$10\% I_n$							从 $10\% I_n$ 处缓慢增大或减小 $I$ , 测使 $Q$ 变化的 $\Delta i_3, \Delta i_4$	
	压力-流量 特性	$\pm I_n$	$p_0$ $p_n + p_0$							测 $I/I_n$ 为 $\pm 25\%, \pm 50\%, \pm 75\%, \pm 100\%$ 下的 $Q_L = f(p_L)$

# 第4章 液压伺服系统的设计计算

## 1 电液伺服系统的设计计算

### 1.1 电液位置伺服系统的设计计算

电液位置伺服系统是最常见的液压控制系统，而且在速度、力、功率和热工参量等各种物理控制系统中，也常存在位置内环，因此电液位置伺服系统的分析与设计是分析和设计各类液压控制系统的基础。

#### 1.1.1 电液位置伺服系统的类型及特点

表 21-4-1

类型	职 能 表	特 点
阀控电液位置控制系统		<ul style="list-style-type: none"> <li>(1) 伺服阀的分辨率高、频响高，因而系统的控制精度高、动态响应高</li> <li>(2) 系统效率较低</li> <li>(3) 系统刚度较小</li> <li>(4) 系统阻尼变化大；零位时阻尼最小</li> <li>(5) 控制功率可以高达上百千瓦</li> <li>(6) 应用于要求高精度高响应场合</li> </ul>
泵控电液控制系统		<ul style="list-style-type: none"> <li>(1) 伺服变量泵的分辨率较低、频响较低，因而系统的控制精度和动态响应较低</li> <li>(2) 系统效率高，特别适于大功率控制</li> <li>(3) 系统刚度较高</li> <li>(4) 系统阻尼低且恒定</li> <li>(5) 用于大功率但精度和响应要求较低场合</li> </ul>

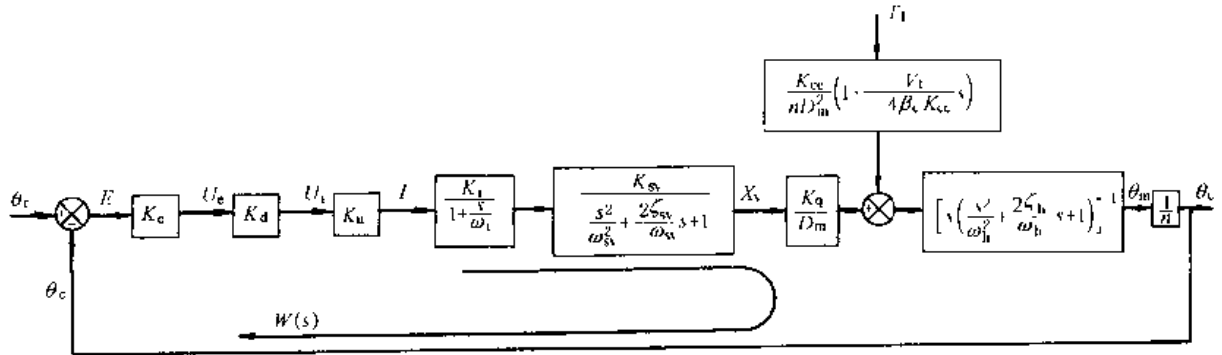
#### 1.1.2 电液位置伺服系统的方块图、传递函数及波德图

表 21-4-2

项目	内 容 分 析	说 明
物理模型		<p>被控制量：负载输出轴角位移 <math>\theta_c</math></p> <p>控制元件：伺服阀</p> <p>动力元件：阀控马达</p> <p>减速装置：一级齿轮减速器</p> <p>位移检测装置：自整角机组</p>

项目	内容分析	说明
----	------	----

方  
块  
图

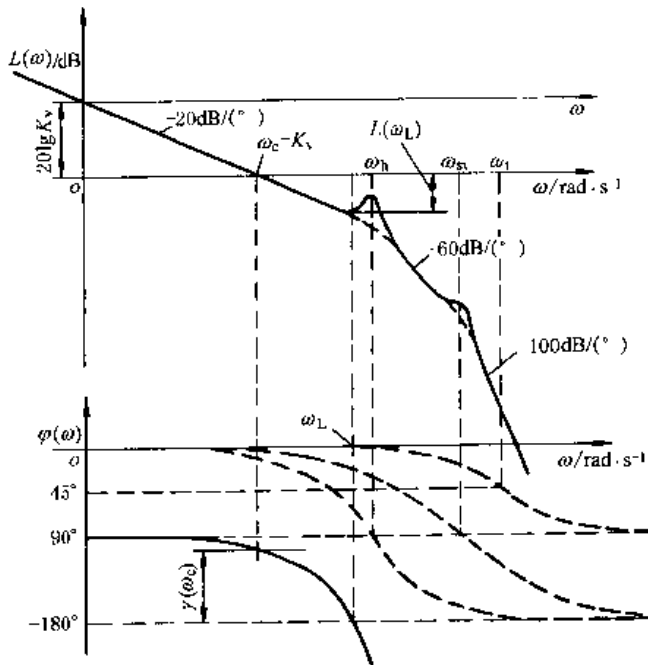


开  
环  
传  
递  
函  
数

$$W(s) = \frac{K_v}{s \left(1 + \frac{s}{\omega_l}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_v^2} + \frac{2\zeta_v}{\omega_v} s + 1\right) \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1\right)}$$

式中  $K_v = K_c K_d K_u K_l K_v K_q / (D_m n)$   
 $K_v$ ——开环增益, rad/s

波  
德  
图



$\theta_i, \theta_o$ ——指令输入轴、负载输出轴的角位移, rad

$E$ ——接收自整角机组转子绕组的感应电势, V

$K_c$ ——自整角机组的增益, V/rad

$U_e$ ——解调器的输出电压, V

$K_d$ ——交流放大器和解调器增益, V/V

$U_1, K_u$ ——伺服放大器的输出电压(V)、增益(V/V)

$I$ ——伺服阀线圈电流, A

$K_l, \omega_l$ ——线圈回路增益(A/V)、转折频率(rad/s)

$K_v$ ——伺服阀位移, m

$K_v$ ——以阀芯位移为输出的伺服阀增益, m/A

$\omega_v, \zeta_v$ ——伺服阀的频宽, rad/s、阻尼系数(无量纲)

$\theta_m$ ——液压马达角位移, rad

$\omega_h, \zeta_h$ ——液压谐振频率(rad/s)及阻尼系数

$$i = \theta_m / \theta_c = n$$

$i$ ——减速齿轮传动比

$T$ ——外负载力矩, N·m

$L(\omega)$ ——对数幅频特性

$\varphi(\omega)$ ——对数相频特性

$K_v$ ——开环增益, rad/s

$\omega_c$ ——穿越(或交轴)频率, rad/s

$\omega_L$ ——临界频率, rad/s

$\gamma(\omega_c)$ ——相角稳定裕量, (°)

$L(\omega_L)$ ——幅值稳定裕量, dB

1.1.3 电液位置伺服系统的稳定性计算

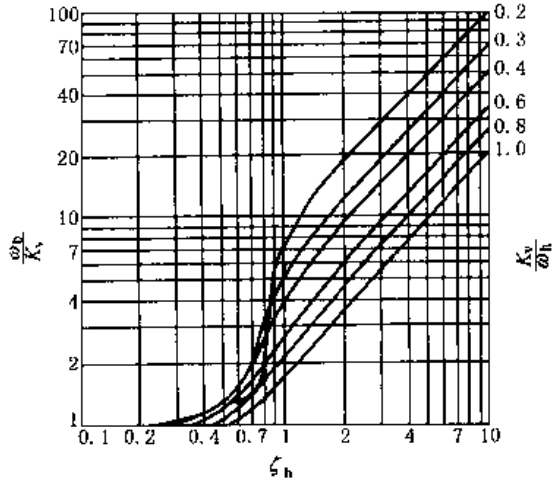
表 21-4-3

类别方法	条 件	稳 定 性 分 析
简易稳定性判据	当 $\omega_i \gg \omega_{nv} \gg \omega_h$ , 开环传递函数可简化成 $W(s) = \frac{K_v}{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)}$	应用劳斯稳定判据, 可得电液位置伺服闭环系统的简易判据: $K_v \leq 2\zeta_h \omega_h$ 考虑到 $\zeta_{hmin} = 0.1 \sim 0.2$ 得: $K_v \approx 0.2\omega_h \sim 0.4\omega_h$
相对稳定性判据	当 $\omega_i, \omega_{nv}, \omega_h$ 值差别不是很大时, 开环传递函数不能简化, 即: $W(s) = \frac{K_v}{s \left( 1 + \frac{s}{\omega_i} \right) \left( \frac{s^2}{\omega_{nv}^2} + \frac{2\zeta_{nv}}{\omega_{nv}} s + 1 \right) \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)}$ 注意到液压位置伺服系统具有积分特性, 因而仍存在 $\omega_c = K_v$ 的情况	(1) 已知 $\omega_i, \omega_{nv}, \omega_h$ 及其阻尼值, 并已确定开环增益 $K_v$ 时, 可由波德图中的相角稳定裕量 $\gamma(\omega_c)$ 来评价系统的相对稳定性 一般要求 $\gamma(\omega_c) = 30^\circ \sim 60^\circ$ , 具体值视系统要求而定 (2) 已知 $\omega_i, \omega_{nv}, \omega_h$ 及其阻尼值及要求的 $\gamma(\omega_c)$ , 则可由下式计算出允许的开环增益 $\gamma(\omega_c) = 180^\circ + \varphi(\omega_c)$ $\varphi(\omega_c) = -90^\circ - \arctan \frac{K_v}{\omega_i} - \arctan \left[ \frac{2\zeta_{nv} K_v / \omega_{nv}}{1 - (K_v / \omega_{nv})^2} \right] - \arctan \left[ \frac{2\zeta_h K_v / \omega_h}{1 - (K_v / \omega_h)^2} \right]$
动态仿真方法	当 $\omega_i, \omega_{nv}, \omega_h$ 值差别不大, 且 $\omega_h, \zeta_h, K_v$ 可能在较大范围内变化时	可应用面向动态方程、面向方块图、面向传递函数的仿真程序, 进行系统的动态数字仿真, 分析系统的稳定性、闭环响应及精度, 并进行优化设计

1.1.4 电液位置伺服系统的闭环频率响应

(1) 对指令输入的频率响应计算

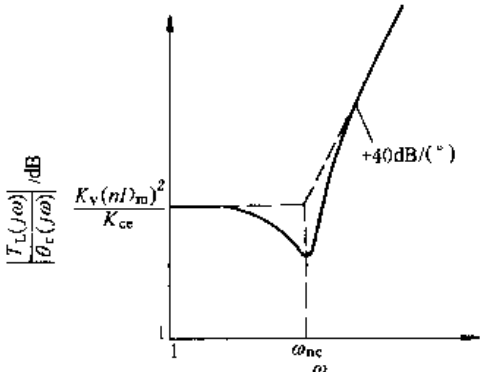
表 21-4-4

分类	分析 方法	说 明
三阶闭环系统的简化分析方法	当开环传递函数可简化成 $W(s) = \frac{K_v}{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)}$ 时, 系统闭环传递函数可简化成 $\phi(s) = \frac{\theta_o(s)}{\theta_i(s)} = \frac{W(s)}{1 + W(s)}$ $= \frac{1}{\frac{s^3}{K_v \omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{K_v \omega_h} s^2 + \frac{s}{K_v} + 1}$ $= \frac{1}{\frac{\omega_h}{K_v} \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} \right)^3 + \frac{1}{K_v} \left( \frac{s}{\omega_h} \right)^2 + \frac{s}{K_v} + 1}$ $= \frac{1}{\left( 1 + \frac{s}{\omega_b} \right) \left( \frac{s^2}{\omega_{nc}^2} + \frac{2\zeta_{nc}}{\omega_{nc}} s + 1 \right)}$	$\omega_b$ ——一阶因子的转折频率, rad/s $\omega_{nc}$ ——二阶因子的谐振频率, rad/s $\zeta_{nc}$ ——二阶因子的阻尼系数  <p style="text-align: center;">(a)</p>

分类	分析方法	说明
<p>三阶闭环系统的简化分析方法</p>	<p>系统结构参数 <math>\omega_h</math>、<math>\zeta_h</math>、<math>K_v</math> 已知时, 确定 <math>\omega_b</math>、<math>\omega_{nc}</math>、<math>\zeta_{nc}</math> 的方法有三种:</p> <p>(1) 应用劈因法求 <math>\omega_b</math>、<math>\omega_{nc}</math>、<math>\zeta_{nc}</math>。这是一种代数法, 计数较麻烦, 但可应用有关程序</p> <p>(2) 应用查图表法, 即利用 <math>\omega_b/K_v = f(K_v/\omega_h, \zeta_h)</math>、<math>\omega_{nc}/\omega_h = f(K_v/\omega_h, \zeta_h)</math> 及 <math>\zeta_{nc} = f(K_v/\omega_h, \zeta_h)</math> 三个图表来确定 <math>\omega_b</math>、<math>\omega_{nc}</math>、<math>\zeta_{nc}</math>。这是一种工程简便方法</p> <p>这三个图表, 实际上也是由一系列不同的 <math>K_v/\omega_h</math>、<math>\zeta_h</math> 值应用劈因法求出对应的 <math>\omega_b</math>、<math>\omega_{nc}</math>、<math>\zeta_{nc}</math> 而绘成的无因次曲线图</p> <p>(3) 近似估算法, 即当 <math>\zeta_h</math>、<math>K_v/\omega_h</math> 较小时, 认为闭环参数 <math>\omega_b</math>、<math>\omega_{nc}</math>、<math>\zeta_{nc}</math> 与开环参数 <math>K_v</math>、<math>\omega_h</math>、<math>\zeta_h</math> 有如下近似关系:</p> $\begin{cases} \omega_b \approx K_v \\ \omega_{nc} \approx \omega_h \\ \zeta_{nc} \approx \zeta_h - K_v/2\omega_h \end{cases}$ <p>实际上, 通常 <math>\zeta_{hmin} = 0.1 \sim 0.2</math>, <math>K_v/\omega_h = 0.2 \sim 0.4</math>, 它们确实较小; 由三个图表可以看出, 此时 <math>\omega_b/K_v</math> 略大于 1, <math>\omega_{nc}/\omega_h</math> 略小于 1, 上述近似关系成立, 三阶闭环系统的闭环频率响应见图 d, 图中已把 <math>\omega_b</math> 近似看做是闭环系统的频宽</p> <p>由于 <math>\omega_c = K_v</math>, 而 <math>\omega_b</math> 略大于 <math>K_v</math>, 因此 <math>\omega_b</math> 略大于 <math>\omega_c</math>; <math>\omega_b</math> 与 <math>\omega_c</math> 的比值随 <math>\zeta_h</math> 的增大而增大, 因此也可采用如下经验公式:</p> <p>闭环频宽 <math>\omega_{0.707}</math> 即 <math>\omega_{-3dB} \approx (1.2 \sim 1.5)\omega_c</math></p> <p>以上简化分析方法用于初步设计是很有用的</p>	<p>(b)</p> <p>(c)</p> <p>(d)</p>
<p>高阶闭环系统的分析方法</p>	<p>当开环传递函数 <math>W(s)</math> 较复杂 (4 阶或 5 阶以上) 时, 计算闭环频率特性 <math>\phi(j\omega)</math> 是极其麻烦的。这时可借助于等 M 圆图和等 N 圆图, 由开环频率特性分别得图 d 的闭环幅频特性 <math> \phi(\omega) </math> 和图 e 的闭环相频特性 <math>\phi(\omega)</math>。由图 d、图 e 可得闭环频率特性指标:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li><math>\omega_{0.707}</math> —— 幅值比频宽</li> <li><math>\omega_{-90^\circ}</math> —— 相角频宽</li> <li><math>\omega_p</math> —— 峰值频宽</li> <li><math>M_p</math> —— 峰值</li> </ul>	<p>(e)</p>

(2) 对负载扰动输入的频率响应计算

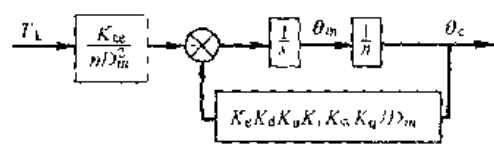
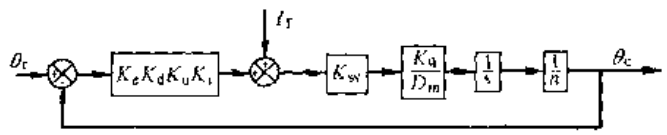
表 21-4-5

项目	分 析	说 明
闭环传递函数	$\phi_t(s) = \frac{\theta_c(s)}{T_L(s)}$ $= \frac{-\frac{K_{ce}}{K_v(nD_m)^2}(1+s/\omega_1)}{\left(1+\frac{s}{\omega_b}\right)\left(\frac{s^2}{\omega_{nc}^2} + \frac{2\zeta_{nc}}{\omega_{nc}}s + 1\right)}$	(1) 参见表 21-4-2 中方块图 (2) 设 $\omega_1 \gg \omega_{nc} \gg \omega_b$ , 忽略 $\omega_1$ 、 $\omega_{nc}$ 的动态影响 (3) 由 $\omega_b = \sqrt{4\beta_e D_m^2 / J_1 V_1}$ $\zeta_b = \frac{K_{ce}}{D_m} \sqrt{\beta_e J_1 / V_1}$ 及 $K_{ce} \gg B_p$
闭环动态位置刚度	$\frac{T_L(s)}{\theta_c(s)} = -\frac{K_v(nD_m)^2}{K_{ce}} \times \frac{\left(1+\frac{s}{\omega_b}\right)\left(\frac{s^2}{\omega_{nc}^2} + \frac{2\zeta_{nc}}{\omega_{nc}}s + 1\right)}{\left(1+\frac{s}{2\zeta_b\omega_b}\right)}$ $= -\frac{K_v(nD_m)^2}{K_{ce}} \left(\frac{s^2}{\omega_{nc}^2} + \frac{2\zeta_{nc}}{\omega_{nc}}s + 1\right)$ 	有 $\omega_1 = 4\beta_e K_{ce} / V_1 = 2\zeta_b \omega_b$ (4) 因 $\omega_b$ 略大于 $K_v$ (见表 21-4-4) $K_v$ 略小于 $2\zeta_b \omega_b$ , 即 $2\zeta_b \omega_b$ 略大于 $K_v$ (见表 21-4-3) 故 $\omega_b \approx \omega_1 = 2\zeta_b \omega_b$
闭环静态位置刚度	$\left  -\frac{T_L(j\omega)}{\theta_c(j\omega)} \right _{\omega=0} = K_v \frac{(nD_m)^2}{K_{ce}}$	$(nD_m)^2 / K_{ce}$ 为开环静态位置刚度 说明闭环静态位置刚度比开环增加了 $K_v$ 倍

1.1.5 电液位置伺服系统的分析及计算

表 21-4-6

误差类型	分 析 及 计 算				说 明
指令输入引起的稳态误差	输入信号 $r(t)$	阶跃输入 $r(t) = A \cdot 1(t)$	等速输入 $r(t) = Bt$	等加速输入 $r(t) = (1/2)\alpha t^2$	(1) 液压位置伺服系统属 1 型系统, $r=1$ (2) 对任意输入信号 $r(t)$ 在 $t=0$ 附近展成台劳级数, 取前三项有 $r(t) = r(0) + r'(0)t + \frac{1}{2!}r''(0)t^2$ $= A + Bt + \frac{1}{2}Ct^2$ 即任意输入信号可看成是阶跃、等速和等加速输入的合成。与此相应, 总的稳态误差为稳态位置误差、速度误差和加速度误差之和
	误差系数	稳态位置误差系数 $K_p = \infty$	稳态速度误差系数 $K_v = K_v$	稳态加速度误差系数 $K_a = 0$	
	稳态误差 $e_s(\infty)$	稳态位置误差 $e_p(\infty) = A/(1+K_p)$	稳态速度误差 $e_v(\infty) = B/K_v$	稳态加速度误差 $e_a(\infty) = \frac{c}{K_a} = \infty$	

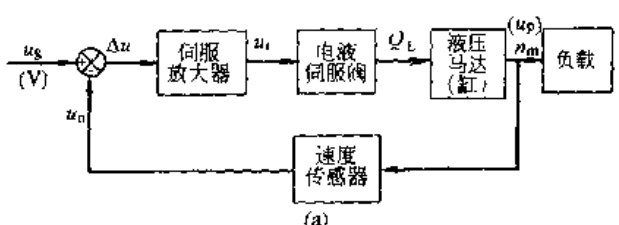
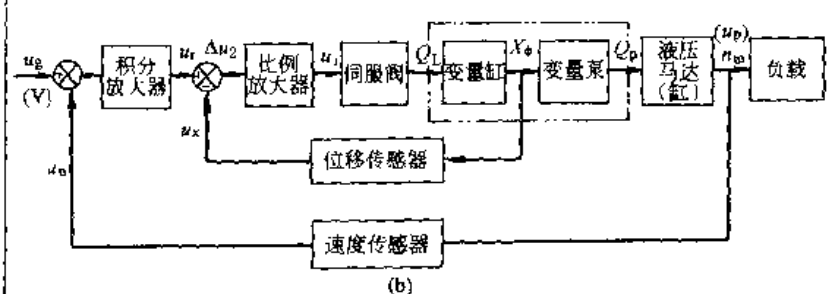
误差类型	分析及计算	说明
负载扰动引起的稳态误差	<p>由静态方块图可得</p> $\frac{\theta_c(s)}{T_L(s)} = -\frac{K_{ce}/(nD_m)^2}{s + K_v}$ $\left. \frac{Q_c(s)}{T_L(s)} \right _{s=0} = -K_{ce}/K_v(nD_m)^2$ <p>负号表示负载增大时位移减小</p> $e_{Tl}(\infty) = \frac{K_{ce}}{K_v(nD_m)^2} T_L(\infty)$	 <p>以负载扰动为输入的静态方块图</p>
零漂死区引起的稳态误差	$\frac{\theta_c(s)}{I_f(s)} = \frac{K_v K_q / n D_m}{s + K_v}$ $\left. \frac{\theta_c(s)}{I_f(s)} \right _{s=0} = \frac{K_v K_q}{K_v n D_m} = \frac{1}{K_e K_d K_u K_i K}$ $e_{If}(\infty) = \frac{1}{K_e K_d K_u K_i} \times I_f(\infty)$	<p>通常将放大器及伺服阀零漂, 伺服阀死区、执行机构的静摩擦力等因素的影响, 折算到伺服阀的输入端, 以零漂电流 <math>I_f</math> 表示, 其静态方块图为</p> 
检测环节引起的稳态误差	$e_d(\infty) = e_{d0}(\infty) + e_{ds}(\infty)$ <p>检测装置及传感器的误差将直接传给系统</p>	$e_{d0}(\infty)$ —— 检测装置的稳态误差 $e_{ds}(\infty)$ —— 传感器的稳态误差
总的稳态误差	$e(\infty) = e_r(\infty) + e_{Tl}(\infty) + e_{If}(\infty) + e_d(\infty)$	

## 1.2 电液速度伺服系统的设计计算

电液速度伺服系统也是工程和军工中常见的系统, 如挤压机的速度控制系统、火枪、大型天线的跟踪姿态控制等。此外, 在位置控制内环, 有时也采用速度做反馈校正用。

### 1.2.1 电液速度伺服系统的类型及控制方式

表 21-4-7

类型	控制方式	特点说明
阀控速度伺服系统	 <p>(a)</p>	<p>参见表 21-4-1 阀控电液位置控制系统的优点</p>
泵控速度伺服系统	 <p>(b)</p>	<p>(1) 参见表 21-4-1 泵控位置控制系统的优点</p> <p>(2) 图 b 及图 d 中变量缸位移局部闭环的功能如下:</p> <p>① 消除变量缸的积分特性, 使其具有比例特性</p>

续表

类型	控制方式	特点说明
泵控速度伺服系统	<p>(c)</p>	<p>② 抑制变量力矩变化及放大器、伺服阀零漂等影响</p> <p>③ 可降低伺服阀的性能要求</p> <p>(3) 图d实质上为开环速度控制系统, 工程上所以用它是因为</p> <p>① 不加校正的闭环速度伺服系统容易振荡; 而加校正后的闭环速度伺服系统的动态响应将大为降低</p> <p>② 开环控制不存在稳定性问题, 系统精度取决于各环节的精度。引入变量缸位移局部闭环后, 控制精度已有所改善。当然这种开环系统无法抑制和补偿负载扰动对系统性能的影响</p>
	<p>(d)</p>	

### 1.2.2 电液速度伺服系统的分析与校正

#### (1) 阀控电液速度伺服系统

表 21-4-8

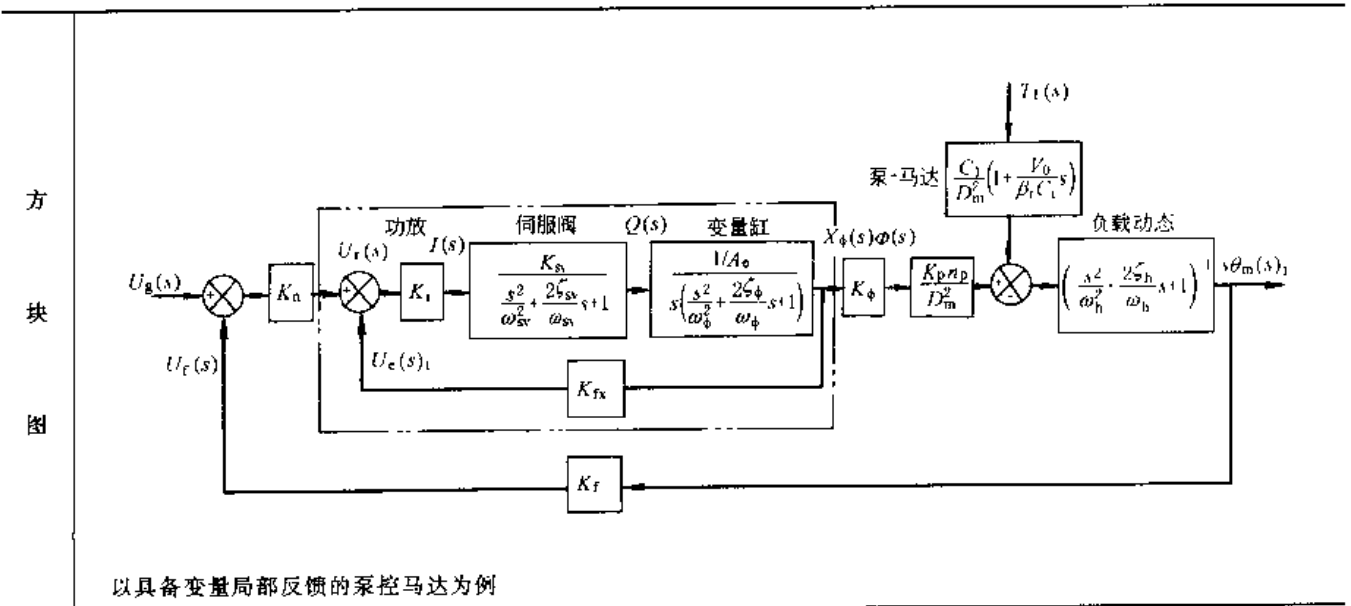
项目	分 析	说 明
方块图		<p>(1) 以阀控马达为例</p> <p>(2) 为突出本质问题, 忽略放大器、伺服阀及检测环节动态</p> <p>(3) 图中:</p> <p><math>K_{sv}</math>——以阀芯位移为输出的伺服阀增益, <math>m^2/V</math></p> <p><math>K_e</math>——放大器增益, <math>V/V</math></p> <p><math>K_f</math>——测速装置及速度传感器增益, <math>V/(rad/s)</math></p>
开环传递函数	$W(s) = \frac{U_f(s)}{U_g(s)} = \frac{K_v}{s^2 + \frac{2\zeta\omega_h}{\omega_h} s + 1}$ <p><math>K_v = K_e K_{sv} K_f K_q / D_m</math>——开环增益</p>	<p>无积分环节, <math>\gamma = 0</math>, 为0型系统</p> <p>开环传递函数为二阶的系统, 理论上不存在稳定性问题。但由于穿越频率 <math>\omega_c</math> 处的斜率为 <math>-40dB/(\circ)</math>, 且阻尼系数 <math>\zeta</math> 较小, 因此相角稳定裕量 <math>r(\omega_c)</math> 很小。若考虑伺服阀及检测环节所产生的相位滞后, 即使开环增益 <math>K</math> 很小, 甚至接近1时, 系统仍有可能不稳定</p>
波特图		<p>解决稳定性问题的方法:</p> <p>(1) 加滞后校正</p> <p>(2) 采用比例积分放大器</p> <p>(3) 采用开环控制</p>
加滞后校正	<p>在放大器之前加一 RC 滞后网络, 其传递函数为:</p> $W_c(s) = \frac{1}{1 + \frac{s}{\omega_{rc}}}$	<p><math>\omega_{rc} = 1/RC</math>——滞后校正环节的转折频率, <math>rad/s</math></p> <p>加滞后校正后, 系统稳定裕量增加了, 但穿越频率大为减小了, 即稳定性的提高以牺牲响应速度为代价</p>



项目	分 析	说 明
加滞后校正	<p>加滞后校正后的开环传递函数:</p> $W(s) = \frac{K_v}{\left(1 + \frac{s}{\omega_{rc}}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_b^2} + \frac{2\zeta_b}{\omega_b} s + 1\right)}$ <p>波德图</p>	<p>由波德图的几何关系可得 <math>\omega_{rc} = \omega_c / K_v</math>。  <math>K_v</math> 根据精度要求确定, <math>\omega_c</math> 受 <math>\omega_b</math> 限制, 取 <math>\omega_c = (0.2 \sim 0.4) \omega_b</math>。当 <math>K_v</math>、<math>\omega_c</math> 确定之后, 由 <math>\omega_{rc}</math> 便可确定 RC 网络参数</p>
采用 PI 放大器	<p>采用 PI 放大器时, 开环传递函数及波德图:</p> $W(s) = \frac{K'_v}{s \left(\frac{s^2}{\omega_b^2} + \frac{2\zeta_b}{\omega_b} s + 1\right)}$	<p><math>K'_v = K_v K_1</math>  <math>K_1</math>——PI 放大器的增益          由波德图中几何关系不难求出: 为达到与采用 RC 网络校正时所具有的共同穿越频率 <math>\omega_c</math>, PI 放大器的增益 <math>K_1</math> 应为  <math>K_1 = \omega_{rc} = \omega_c / K_v</math></p>

(2) 泵控电液速度伺服系统

表 21-4-9



续表

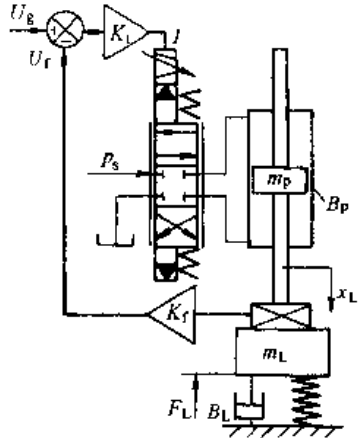
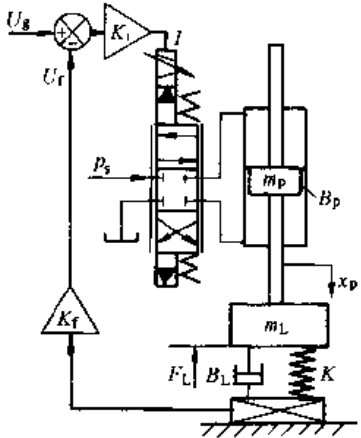
项目	分析	说明
开环传递函数及简化	<p>(1) 若 <math>\omega_n \gg \omega_f \gg \omega_h</math>, 可将变量位置局部闭环传递函数简化成</p> $\frac{X_f(s)}{U_r(s)} = \frac{1/K_{fx}}{1+s/\omega_x}$ <p><math>\omega_x = K_f K_{fv} K_{fv} / A_f</math> —— 变量位置环的转折频率</p> <p>(2) 设法使 <math>\omega_x \gg \omega_h</math>, 可进一步简化为</p> $\frac{X_f(s)}{U_r(s)} = 1/K_{fx}$ <p>(3) 在 <math>\omega_n \gg \omega_f \gg \omega_h</math> 及 <math>\omega_x \gg \omega_h</math> 条件下, 开环传递函数可简化为</p> $W(s) = \frac{U_r(s)}{U_g(s)} = \frac{K_v}{\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1}$ <p><math>K_v = K_v K_f K_p n_p K_f / K_{fx} D_m^2</math> —— 开环增益</p>	<p>(1) 变量位置反馈后, 变量缸原有的积分特性不存在了</p> <p>(2) 不能从式 <math>\omega_x = K_f K_{fv} K_{fv} / A_f</math> 中认为: 可以通过减小变量缸面积 <math>A_f</math> 来增大 <math>\omega_x</math>, 因为减小 <math>A_f</math> 将导致 <math>\omega_f</math> 的降低, 不能达到 <math>\omega_f \gg \omega_h</math> 进行传递函数简化的条件</p> <p>(3) 与阀控速度伺服系统一样, 泵控系统亦为 0 型系统, 也必须采用 PI 放大器</p>

### 1.3 电液力（压力）伺服系统的分析与设计

如果说电液速度伺服系统可能受到电气控制系统的挑战, 电液力伺服系统却是独树一帜, 因为用液压缸对受控对象进行加载极为简便, 且出力大、尺寸小、响应快、精度高。电液力（压力）伺服系统广泛应用于材料试验机、大型构件试验机、航空或高速汽车轮胎试验机、负载模拟器、飞机防滑车轮刹车系统、带材张力调节系统、平整机恒压系统和水压试管机压力控制等方面。

#### 1.3.1 电液力伺服系统的类型及特点

表 21-4-10

类型	驱动力伺服系统	负载力伺服系统
系统组成		
特点	力传感器装在施力缸活塞与被控制对象之间, 检测到的力包括惯性力、粘性阻尼力和弹性力; 因此检测和控制的仅是施力缸的驱动力	力传感器装在被控制对象与基座之间, 检测和控制的仅是弹性负载力

#### 1.3.2 电液驱动力伺服系统的分析与设计

##### (1) 采用 Q 阀的单自由度驱动力系统

表 21-4-11

项目	分 析	说 明
动态方程	<p>放大器: <math>\frac{I(s)}{U_g(s) - U_i(s)} = K_i</math></p> <p>伺服阀: <math>\frac{X_v(s)}{I(s)} = K_v</math></p> <p>力检测: <math>\frac{U_i(s)}{F_e(s)} = K_f</math></p> <p>动力元件: <math>Q_1(s) = K_q X_v(s) - K_r P_1(s)</math></p> <p><math>Q_1(s) = A_p s X_p(s) + C_{sp} P_1(s) + \frac{V_1}{4\beta_e} s P_1(s)</math></p> <p><math>A_p P_1(s) = F_e(s)</math></p> <p><math>= m_1 s^2 X_p(s) + B_1 s X_p(s) + K X_p(s) + F_L(s)</math></p>	<p>力传感器刚度 <math>K_f \gg K</math> (负载刚度) 时, 可把力传感器看成刚性, 系统看做是单自由度系统</p> <p><math>F_e</math> —— 力传感器的输出力, N</p> <p><math>U_i</math> —— 力传感器二次仪表的输出, V</p> <p><math>K_f</math> —— 力传感器及二次仪表的增益, V/N</p> <p><math>m_1 = m_p + m_1</math> —— 总的运动质量, kg</p> <p><math>B_1 = B_p + B_1</math> —— 总的粘性阻尼系数, N·s/m</p> <p><math>K</math> —— 负载刚度, N/m</p>
方块图		
开环传递函数	<p><math>W(s) = K_i K_v K_f K_q W_1(s)</math></p> <p>考虑到: <math>F_e(s) = A_p P_1(s)</math></p> <p><math>\frac{P_1(s)}{X_p(s)}</math> 可直接引用第 3 章表 21-3-23 中结果, 可得:</p> $W(s) = \begin{cases} \frac{K_v \left( \frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\zeta_m}{\omega_m} s + 1 \right)}{\left( 1 + \frac{s}{\omega_2} \right) \left( \frac{s^2}{\omega_b^2} + \frac{2\zeta_b}{\omega_b} s + 1 \right)} & (K \ll K_h) \\ \frac{K_v \left( \frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\zeta_m}{\omega_m} s + 1 \right)}{\left( 1 + \frac{s}{\omega_1} \right) \left( \frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0} s + 1 \right)} & (K \text{ 与 } K_h \text{ 相当}) \\ \frac{K_v \left( \frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\zeta_m}{\omega_m} s + 1 \right)}{\left( 1 + \frac{s}{\omega_1} \right) \left( \frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_m} s + 1 \right)} & (K \gg K_h) \end{cases}$ <p><math>K_v = K_i K_v A_p K_f K_q / K_{ce}</math></p> <p><math>K_v</math> —— 开环增益</p>	<p><math>K_{ce} = K_c + C_{sp}</math></p> <p><math>\omega_m = \sqrt{K/m_1}</math></p> <p><math>\omega_m</math> —— 机械谐振频率, rad/s</p> <p><math>\zeta_m = B_1/2 \sqrt{m_1 K}</math></p> <p><math>\zeta_m</math> —— 机械阻尼系数, 无量纲</p> <p><math>\omega_2 = K_{ce}/A_p^2 (1/K + 1/K_h)</math></p> <p><math>\omega_2</math> —— 液压及机械弹簧引起的转折频率, rad/s</p> <p><math>K_h = 4\beta_e A_p^2 / V_1</math></p> <p><math>K_h</math> —— 液压弹簧刚度, N/m</p> <p><math>\omega_1 = KK_{ce}/A_p^2</math></p> <p><math>\omega_1</math> —— 负载弹簧引起的转折频率, rad/s</p> <p><math>\omega_0 = 4\beta_e K_{ce}/V_1 = K_h K_{ce}/A_p^2</math></p> <p><math>\omega_0</math> —— 液压弹簧引起的转折频率, 即容积滞后频率, rad/s</p> <p><math>\omega_0 = \sqrt{\omega_b^2 + \omega_m^2} = \omega_b \sqrt{1 + K/K_h}</math></p> <p><math>\omega_0</math> —— 综合谐振频率, rad/s</p> <p><math>\omega_h = \sqrt{K_h/m_1} = \sqrt{4\beta_e A_p^2 / m_1 V_1}</math></p> <p><math>\omega_h</math> —— 液压谐振频率, rad/s</p> <p><math>\zeta_0 = K_{ce} \sqrt{\beta_e m_1 / V_1} / A_p \sqrt{(1 + K/K_h)^3} + B_1 \sqrt{V_1 / \beta_e m_1} / 4A_p \sqrt{(1 + K/K_h)}</math></p> <p><math>\zeta_0</math> —— 综合阻尼系数, 无量纲</p> <p><math>\zeta_0' = \omega_1 K / 2\omega_m K_h + B_1 / 2m_1 \omega_m</math></p>

续表

项目	分析	说明
波德图		<p>结论:</p> <p>(1) 驱动力系统属: 0 型系统, 对阶跃输入存在稳态误差</p> <p>(2) 负载刚度 <math>K</math> 愈小, 系统稳定性愈差, 甚至 <math>\omega_h</math> 处的谐振峰可能超出零分贝线, 以致不稳定, 如波德图 a 所示。在 <math>\omega_c</math> 与 <math>\omega_m</math> 之间加入 <math>W_c(s) = (1 + s/\omega_c)^{-2}</math> 的校正环节, 可望改善稳定性, 见 a 图中虚线。当然, 仅当 <math>K</math> 变化不大时, 校正才会奏效</p> <p>(3) 在相同的开环增益下, <math>K</math> 愈小, <math>\omega_c</math> 愈低, 即响应速度愈低, 因此系统稳定性和响应均应按 <math>K</math> 最小值来检验</p> <p>(4) 对于实际的驱动力系统, 不仅要充分考虑 <math>K</math> 变化对系统性能的影响, 还应计及伺服阀等小参数的影响</p> <p>(5) 若要分析外负载力 <math>F_L</math> 对输出力 <math>F_c</math> 的影响, 还应进行类似的分析</p>
	<p>(a) <math>K \ll K_b</math> 的情况</p> <p>(b) <math>K</math> 与 <math>K_b</math> 相当的情况</p> <p>(c) <math>K &gt; K_b</math> 的情况</p>	

(2) 采用 Q 阀的两自由度驱动力系统

表 21-4-12

项目	分析	说明
物理模型及动态方程	<p>与单自由度系统相比, 仅力平衡方程不同:</p> $A_p P_L(s) = (m_p s^2 + B_p s) X_p(s) + F_c(s)$ $F_c(s) = K_F [X_p(s) - X_L(s)]$ $K_F [X_p(s) - X_L(s)] = (m_L s^2 + B_L s + K) X_L(s) + F_L(s)$	<p><math>K_F</math> —— 力传感器刚度, N/m</p>
方块图及其简化		
	<p>(a) 原始方块图</p>	

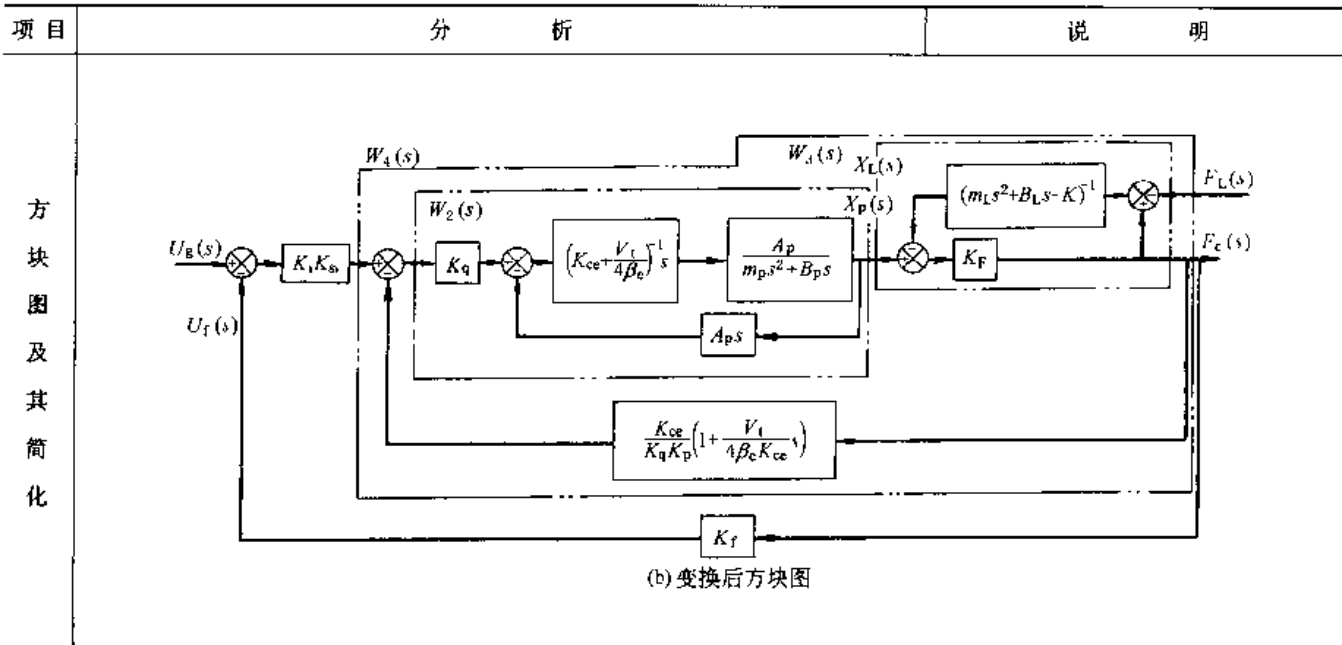


图 b 中  $W_2(s)$  相当于不存弹性负载的阀控缸以  $X_v$  为输入, 以  $X_p$  为输出的传递函数, 可直接引用表 21-3-25 中  $K=0$  的结论:

$$W_2(s) = \frac{X_p(s)}{X_v(s)} = \frac{K_q/A_p}{s \left( \frac{s^2}{\omega_{L1}^2} + \frac{2\zeta_{L1}}{\omega_{L1}} s + 1 \right)}$$

$$\text{而 } W_3(s) = \frac{F_c(s)}{X_p(s)} = \frac{K_3 \left( \frac{s^2}{\omega_{L1}^2} + \frac{2\zeta_{L1}}{\omega_{L1}} s + 1 \right)}{\left( \frac{s^2}{\omega_{L1}^2} + \frac{2\zeta_{L2}}{\omega_{L1}} s + 1 \right)}$$

$$W_4(s) = \frac{W_2(s) W_3(s)}{1 + W_2(s) W_3(s) \frac{K_{ce}}{K_q K_p} \left( 1 + \frac{s}{\omega_1} \right)}$$

$$= \frac{\frac{K_q K_3}{A_p} \left( \frac{s^2}{\omega_{L1}^2} + \frac{2\zeta_{L1}}{\omega_{L1}} s + 1 \right)}{\left( 1 + \frac{s}{\omega'_c} \right) \left( \frac{s^2}{\omega_{01}^2} + \frac{2\zeta_{01}}{\omega_{01}} s + 1 \right) \left( \frac{s^2}{\omega_{02}^2} + \frac{2\zeta_{02}}{\omega_{02}} s + 1 \right)}$$

如  $\omega_{02} \gg \omega_{01}$ , 则  $\omega_{02}$  所处的二阶环节可略去, 此时

$$W(s) = K_1 K_B K_q K_3 K_T W_4(s) = \frac{\frac{K_1 K_B K_q K_3 K_T}{A_p} \left( \frac{s^2}{\omega_{L1}^2} + \frac{2\zeta_{L1}}{\omega_{L1}} s + 1 \right)}{\left( 1 + \frac{s}{\omega'_c} \right) \left( \frac{s^2}{\omega_{01}^2} + \frac{2\zeta_{01}}{\omega_{01}} s + 1 \right)}$$

由于  $m_p \ll m_L$ , 因此  $\omega_{L1} = \sqrt{K/m_L} \approx \sqrt{K/(m_p + m_L)} = \omega_m$

$$\omega_{h1} = \sqrt{K_B/m_p} = \sqrt{4\beta_e A_p^2/m_p V_1}$$

$$\zeta_{h1} = K_{ce} \sqrt{\beta_e m_p/V_1} / A_p -$$

$$B_p \sqrt{V_1/\beta_e m_p} / 4A_p$$

$$K_3 = KK_F/(K + K_F) = 1/(1/K_F + 1/K)$$

$$\omega_{L2} = \sqrt{K/m_L}$$

$\omega_{L2}$ ——负载谐振频率

$$\zeta_{L1} = B_L/2 \sqrt{m_L K}$$

$\zeta_{L1}$ ——负载阻尼比

$$\omega_{L2} = \sqrt{(K + K_F)/m_L}$$

$\omega_{L2}$ ——负载力及传感器的综合谐振频率

$$\zeta_{L2} = B_L/2 \sqrt{m_L (K + K_F)}$$

$\zeta_{L2}$ ——综合阻尼比

$\omega'_c, \omega_{01}, \omega_{02}, \zeta_{01}, \zeta_{02}$ ——将  $W_4(s)$  折成典型环节后的参数

结论:

两自由度系统的简化传递函数与单自由度系统形式相同, 单自由度系统的有关结论原则上也适用于两自由度系统

(3) 采用 P 阀的单自由度驱动力系统

表 21-4-13

项目	分 析	说 明
<p>动态方程</p>	<p>与采用 Q 阀的单自由度驱动力系统相比, 仅伺服阀的传递函数不同。P 阀的传递函数:</p>	<p><math>K_{d1}</math>——P 阀的压力增益, <math>N/(m^2 \cdot A)</math>  <math>K_{d2}</math>——P 阀的流量-压力系数, <math>N \cdot s/m^5</math></p>

续表

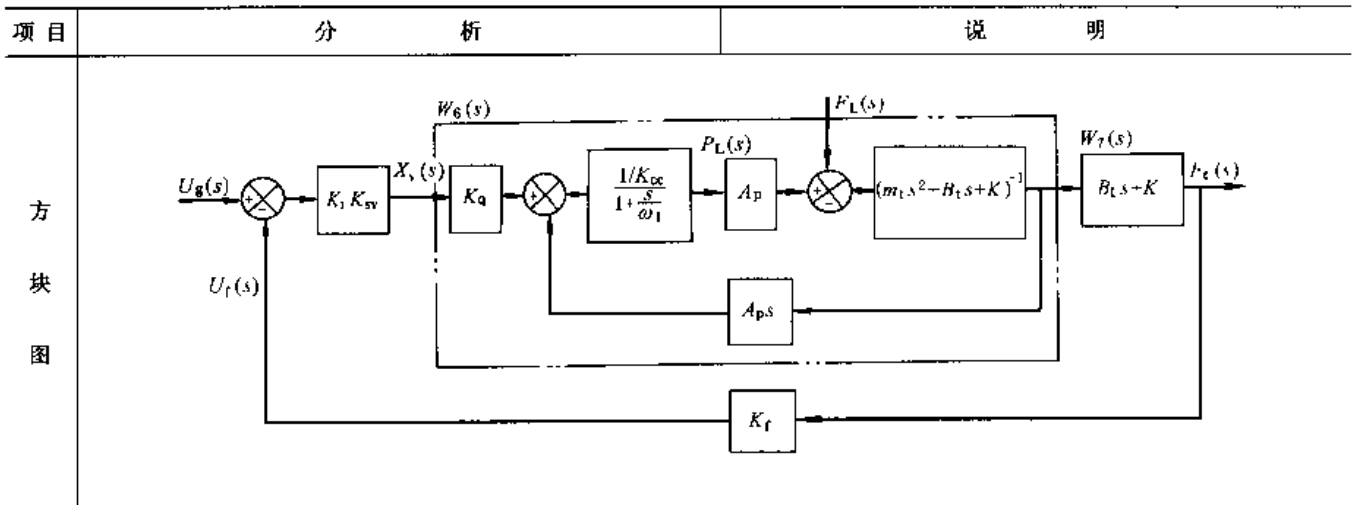
项目	分 析	说 明
动态方程	$P_L(s) = \frac{K_{d1}I(s) - K_{d2}(1 + s/\omega_{d1})Q_V(s)}{\frac{s^2}{\omega_{d2}^2} + \frac{2\zeta_{d2}}{\omega_{d2}}s + 1}$ $Q_V(s) = A_p s X_p(s)$	$Q_V$ ——使缸运动的强制流量, $m^3/s$ $\omega_{d1}$ ——P 阀的一阶因子频率, $rad/s$ $\omega_{d2}$ ——P 阀的二阶因子频率, $rad/s$
方块图		
传递函数	<p>图中:</p> $W_3(s) = \frac{A_p \left( \frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\zeta_m}{\omega_m} s + 1 \right)}{\left( \frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\zeta_m}{\omega_m} s + 1 \right) \left( \frac{s^2}{\omega_{d2}^2} + \frac{2\zeta_{d2}}{\omega_{d2}} s + 1 \right) + \frac{K_{d2} A_p^2}{K} s \left( 1 + \frac{s}{\omega_{d1}} \right)}$ <p><math>W_3(s)</math>的分母为四阶,一、二项 <math>K_{d2} A_p^2 s (1 + s/\omega_{d1})/K</math> 不会影响高阶项,因此 <math>W_3(s)</math>可写成如下形式:</p> $W_3(s) = \frac{A_p \left( \frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\zeta_m}{\omega_m} s + 1 \right)}{\left( \frac{s^2}{\omega_m^2} + \frac{2\zeta_m}{\omega_m} s + 1 \right) \left( \frac{s^2}{\omega_{d2}^2} + \frac{2\zeta_{d2}}{\omega_{d2}} s + 1 \right)}$ $\approx \frac{A_p}{\frac{s^2}{\omega_{d2}^2} + \frac{2\zeta_{d2}}{\omega_{d2}} s + 1}$ <p>于是开环传递函数:</p> $W(s) = K_1 K_{d1} K_f W_3(s) = \frac{K_v}{\frac{s^2}{\omega_{d2}^2} + \frac{2\zeta_{d2}}{\omega_{d2}} s + 1}$ <p><math>K_v = K_1 K_{d1} A_p K_f</math>  <math>K_v</math>——开环增益, <math>V/V</math></p>	$\omega_m = \sqrt{K/m_1}$ ——机械谐振频率, $rad/s$ $\zeta_m = B/2 \sqrt{m_1 K}$ ——机械阻尼系数, 无因次 $K$ ——负载刚度, $N/m$ <p>结论:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>(1) 采用 P 阀时, 系统开环传递函数不存在采用 Q 阀时的二阶微分环节, 也就是说采用 P 阀的驱动力系统的稳定性比 Q 阀时好得多</li> <li>(2) 如 P 阀的频宽很高, 可近似看做比例环节</li> <li>(3) 采用 P 阀时, 可以采用 PI 放大器</li> </ol>

### 1.3.3 电液负载力伺服系统的分析与设计

(1) 采用 Q 阀的单自由度负载力系统

表 21-4-14

项目	分 析	说 明
动态方程	<p>与驱动力系统相比, 仅力平衡方程有所不同:</p> $A_p P_L(s) = (m_1 s^2 + B_1 s + K) X_p(s) + F_L(s)$ $F_L(s) = (B_L s + K) X_p(s)$	<p>参见表 21-4-10 中系统原理图</p>



图中  $W_6(s)$  系以  $X_v(s)$  为输入,  $X_p(s)$  为输出的具有弹簧负载的阀控动力元件的传递函数。可直接引用表 21-3-25 中结果, 即

$$W_6(s) = \frac{X_p(s)}{X_v(s)} = \frac{A_p K_q}{K K_{ce}} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{s}{\omega_r}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0 s}{\omega_0} + 1\right)}$$

图中  $W_7(s) = B_L s + K = K(1 + 1/\omega_b)$

于是开环传递函数

$$W(s) = \frac{K_v(1 + s/\omega_b)}{\left(1 + \frac{s}{\omega_r}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0 s}{\omega_0} + 1\right)}$$

$$K_v = K_1 K_{sv} K_q A_p K_f / K_{ce}$$

$K_v$ ——开环增益

考虑到  $\left[\frac{(B_p + B_L) K_{ce}}{A_p^2} / (1 + K/K_h)\right] \ll 1$ , 且

$B_p \ll B_L$ , 则有

$$\omega_r = \left[\frac{K_{ce} K}{A_p^2} / (1 + K/K_h)\right] \ll \frac{K_L}{B_L} = \omega_b$$

于是  $W(s)$  可以简化成

$$W(s) = \frac{K_v}{\left(1 + \frac{s}{\omega_r}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0 s}{\omega_0} + 1\right)}$$

如果  $\omega_0 \gg \omega_r$ , 则

$$W(s) \approx \frac{K_v}{1 + s/\omega_r}$$

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

$$K_h = 4\beta_e A_p^2 / V_t$$

$$\omega_0 = \sqrt{\omega_b^2 + \omega_m^2} = \omega_b \sqrt{1 + K/K_h}$$

$\zeta_0$  见表 21-4-11

$$\omega_b = K/B_L$$

结论:

(1) 采用 Q 阀的负载力系统, 不易出现采用 Q 阀的驱动力系统那样的严重稳定性问题

(2) 可以采用 PI 放大器, 使 0 型系统变成 1 型系统

(2) 采用 P 阀的单自由度负载力系统

表 21-4-15

项目	分析	说明
动态方程	<p>见表 21-4-13</p> <p>为说明本质问题, 设 P 阀的频宽很高, 其传递函数可简化为</p> $P_L(s) = K_{q1} I(s) - K_{q2} Q_v(s)$ $= K_{q1} I(s) - K_{q2} A_p s X_p(s)$	<p><math>K_{q1}</math>——P 阀的压力增益, <math>N/(m^2 \cdot A)</math></p> <p><math>K_{q2}</math>——P 阀的流量-压力系数, <math>N \cdot s/m^3</math></p>

续表

项目	分析	说明
方块图		
传递函数	<p>图中：</p> $W_g(s) = \frac{A_p/K}{\omega_m^2 + \frac{2\zeta_m}{\omega_m}s + 1 + \frac{K_{s2}A_p^2}{K}s}$ $= \frac{A_p/K}{\omega_m^2 + \frac{2\zeta_m}{\omega_m}s + 1}$ <p>于是系统开环传递函数</p> $W(s) = \frac{K'_v}{\omega_m^2 + \frac{2\zeta_m}{\omega_m}s + 1}$ <p><math>K'_v = K_1 K_{val} A_p K_f</math>  <math>K'_v</math>——开环增益，V/V</p>	$\omega_m = \sqrt{K/m_1}$ <p><math>\omega_m</math>——机械谐振频率，rad/s</p> $\zeta_m = B/2 \sqrt{m_1 K}$ <p><math>\zeta_m</math>——机械阻尼系数</p> <p>结论：</p> <p>(1) 采用 P 阀的负载力系统，亦为 0 型系统</p> <p>(2) 对于负载力系统，看不出采用 P 阀有什么更为显著的好处</p>

### 1.4 电液伺服系统的设计方法及步骤

表 21-4-16

步骤	设计内容及方法要点	
了解对象控制	<p>(1) 全面了解被控制对象及其所属的主机（机组）的功能、组成、原理及有关参数</p> <p>(2) 了解工艺和设备对控制系统的基本要求</p> <p>(3) 了解负载的性质、类型、大小及变化规律。负载性质是指阻力负载还是动力负载，负载类型是指惯性负载、弹性负载、粘性负载、摩擦负载、外载荷及其组合</p>	
明确设计要求	被控制量的类型及控制规律	<p>类型：位置控制、速度控制、加速度控制、力或压力控制、温度控制、功率控制</p> <p>控制规律：恒值、恒速、等加速、阶梯状或任意变化规律的控制</p>
	系统传动方面要求	<p>最大作用力、最大位移、最大速度、最大加（减）速度、最大功率、传动比和效率等</p>
	稳定性指标	<p>频域指标：相角稳定裕量 <math>\gamma(\omega_c)</math>、幅值稳定裕量 <math>L(\omega_L)</math>、峰值 <math>M_p</math></p> <p>时域指标：超调量 <math>\sigma</math> (%)，振荡次数 <math>N</math></p>
	控制精度指标	<p>指定输入引起的稳态误差：稳态位置误差、稳态速度误差、稳态加速度误差</p> <p>负载扰动引起的稳态误差：稳态负载误差</p> <p>元件死区、滞环、零漂、摩擦、间隙等引起的稳态误差（静差）</p> <p>检测机构、传感器及其二次仪表误差</p>
动态响应指标	<p>频域指标：穿越频率 <math>\omega_c</math>，幅频宽 <math>\omega_{-0.707}</math> 或 <math>\omega_{-3db}</math>、相频宽 <math>\omega_{-90}</math></p> <p>时域指标：响应时间或飞升时间 <math>t_r</math>，过渡过程时间 <math>t_s</math></p>	



步骤	设计内容及方法要点	
明确设计要求	其他方面要求	抗污染性能或油液清洁度等级, 无故障工作率, 工作寿命, 操作和维护的方便性等
	限制性条件	装置的尺寸、体积、重量、成本、能耗、油温、噪声等级、电源等级、接地方式
	工作环境条件	环境温度、湿度、通风, 冷却水质、压力、温度, 振动、电磁场干扰, 酸碱腐蚀性、易燃性等
拟订	确定被控制物理量	取决于系统用途或工艺要求。有的系统可能存在可切换的两个被控制量, 如轧机液压压下系统, 大压下量轧制状态时采用位置闭环恒辊缝工作, 平整状态时采用力闭环恒轧制力工作
	开环控制或闭环控制方式	<p>闭环控制具有抗干扰能力, 对系统参数变化不太敏感, 控制精度高、响应速度快, 但要考虑稳定性问题, 且设备成本高</p> <p>开环控制不存在稳定性问题, 但不具有抗干扰能力, 控制精度和响应速度取决于各环节或元件的性能, 控制精度低, 设备成本较低</p> <p>对于闭环稳定性难以解决、响应速度要求较快、控制精度要求不太高、外扰较小、功率较大、要求成本较低的情况, 可以选择开环或局部闭环控制方式</p>
	模拟控制或数字控制方式	<p>模拟式控制系统较传统, 而且目前仍普遍使用。除脉宽调制式伺服阀, 目前工业上采用的伺服阀仍然是模拟式的, 与之相配的放大器也是模拟式的。模拟式系统分辨率和控制精度较低</p> <p>检测元件、控制元件全部数字化, 并由计算机控制的系统才是全数字系统</p> <p>目前工程上采用的高精度高响应电液伺服系统属于混合型数字系统, 即伺服阀及放大器仍为模拟式, 检测元件为数字式的高精度高响应传感器(如磁尺、编码器等)并采用计算机控制的系统; 放大器为功率放大器, 其前加 D/A 转换器, 前置放大功能可改由计算机实现</p>
控制方案	液压控制方式及供油方式	<p>阀控系统控制精度、响应速度高, 但效率低。阀控缸方式中常用的有四通阀-对称缸控制方式和三通阀-不对称缸控制方式。轧机液压压下是三通阀-不对称缸控制方式的典型</p> <p>泵控系统效率高, 但控制精度、响应速度较低, 成本也较高。泵控方式中常用的有泵控马达和泵控不对称缸两种, 挤压速度控制是泵控不对称缸的典型</p>
	执行元件类型	<p>绝大多数阀控系统采用恒压油源: 供油压力恒定, 控制阀的压力-流量特性的线性度好, 系统精度和响应速度高, 但系统效率低</p> <p>恒流油源阀控系统: 供油流量一定, 与正开口阀配套使用, 正开口阀较容易制造, 且油源系统效率高, 但控制阀 P-Q 特性的线性度差, 因而系统的控制性能较差, 用于高温场合(要求始终有油源流过阀口)或精度、响应要求不高的系统</p>
传感器类型	液压缸	直线运动采用液压缸
	液压马达及减速箱	回转运动采用液压马达; 超大行程的直线运动也通过液压马达+滚珠丝杠来实现; 负载惯性矩很大时, 常有意在马达轴与负载轴之间增设一机械减速箱, 以减小马达轴的等效负载惯量, 提高液压谐振频率
	位移传感器	差动变压器(LVDT)、磁尺、微致伸缩位移传感器(MTS)、高精度导电塑料电位计等
	速度传感器	测速机、光码盘、编码器、圆形光栅等
	压力传感器	应变式压力传感器、半导体压力传感器、差压传感器等
	力传感器	压磁式力传感器、应变式力传感器

续表

步骤	设计内容及方法要点	
动 力 元 件 的 设 计	分析负载轨迹, 考虑负载匹配	详见第3章2.2节
	合理确定供油压力 $p_s$	<p><math>p_s</math> 合理与否很重要, 它关系到动力元件与负载的匹配是否合理, 关系到动力元件规格、静态参数及动态参数, 关系到伺服阀的规格、供油系统的参数及液压装置的尺寸等</p> <p><math>p_s</math> 较高时, 执行元件的 <math>A_p</math> 或 <math>D_m</math> 可较小, 因而伺服阀额定流量 <math>Q_N</math> 和伺服油源的供油流量 <math>Q_s</math> 可较小; 压力较高时, 油中空气含量减小, 油液 <math>\beta_v</math> 值提高, 有利于提高液压谐振频率 <math>\omega_h</math>。但 <math>p_s</math> 过高, <math>A_p</math> 或 <math>D_m</math> 过小, 难以达到良好的负载匹配, 且 <math>\omega_h</math> 降低; 高压时要求采用高压高性能液压泵, 并要求高的系统维护水平</p> <p>初步设计可参考或比较同类系统的 <math>p_s</math> 值</p>
	确定执行元件及伺服阀的规格参数 (以阀控缸为例)	<p>(1) 通常按最大功率传输条件取负载压力 <math>p_L = (2/3) P_s</math>。</p> <p>按最大功率点负载 <math>F_m</math> 及运动速度 <math>v_m</math></p> <p>由式 <math>A_p = F_m / p_L</math> 确定液压缸工作面积 <math>A_p</math></p> <p>由式 <math>Q_L = A_p v_m</math> 确定伺服阀负载流量 <math>Q_L</math></p> <p>由式 <math>Q_0 = \sqrt{3} Q_L</math> 确定伺服阀的空载流量 <math>Q_0</math></p> <p>注意, 工程设计上出于保守计算, 取 <math>F_m = m_1 a_m + B_1 v_m + K X_{pm} + F_{Lm}</math>, 实际上负载中的惯性力、粘性力和弹簧力最大值的出现相位依次相差 <math>90^\circ</math></p> <p>(2) 对于 <math>F_m</math> 很大的情况, 可取 <math>p_L = (3/4 \sim 5/6) P_s</math>, 并由 <math>A_p = F_m / p_L</math> 确定 <math>A_p</math>, 由 <math>Q_L = A_p v_m</math> 确定 <math>Q_L</math></p>
	液压谐振频率 $\omega_h$ 的校验	<p>按拖动要求确定 <math>A_p</math> 时, 必须校验动态:</p> <p>对于四通阀—对称缸: <math>\omega_h = \sqrt{4\beta_c A_p^2 / m_1 V_1}</math> (见表 21-3-23)</p> <p>对于三通阀—不对称缸: <math>\omega_h = \sqrt{\beta_c A_i^2 / m_1 V_0}</math> (见表 21-3-30)</p>
	机械减速箱减速比的确定	<p>对于阀控马达: <math>\omega_h = \sqrt{4\beta_c D_m^2 / J_1 V_1}</math>; 如 <math>\omega_h</math> 达不到要求, 可加设速比为 <math>n</math> 的减速箱, 此时:</p> $\omega_h = \sqrt{4\beta_c D_m^2 / V_1 (J_m + J_L / n^2)}$ <p>式中 <math>J_m</math>、<math>J_L</math>——马达轴及负载的转动惯量</p> <p>在负载匹配良好的情况下, 具有满意 <math>\omega_h</math> 值的最小传动比为最佳传动比</p>
	变量机构的控制设计	原则上同阀控动力元件。但由于成品泵或马达的变量缸业已确定, 对系统设计者而言, 实际上只须选用伺服阀及位置检测元件
	泵控动力元件的设计	<p>不计压力损失时, 泵的出口压力与马达 (缸) 的人口压力相同; 不计内泄漏时, 泵的出口流量与马达 (缸) 的人口流量相同。因此泵控动力元件完全匹配, 不存在阀控动力元件中的所谓负载匹配问题</p> <p>一般按拖动要求进行设计, 以动态设计相校验。以泵控马达为例:</p> <p>(1) 根据负载力矩和 <math>\omega_h</math> 的要求预选高压侧管道压力 <math>P_1</math>, <math>P_1</math> 取值的合理与否, 将影响马达排量 <math>D_m</math>、泵排量 <math>D_p</math> 和 <math>\omega_h</math> 及装置尺寸的大小</p> <p>(2) 按 <math>p_1 / D_m = J_1 \dot{\theta}_{mm} + B_1 \dot{\theta}_{mm} + G \theta_{mm} + T_{Lm}</math> 确定 <math>D_m</math></p> <p>(3) 按要求的 <math>\dot{\theta}_{mm}</math> 由式 <math>D_p \eta_p \eta_m = D_m \dot{\theta}_{mm}</math> 确定 <math>D_p</math></p>

步骤		设计内容及方法要点	
动力元件的设计	泵控动力元件的设计	<p>按拖动要求进行设计时, 必须按动态要求校验 <math>\omega_b</math> 值:</p> $\omega_b = \sqrt{\beta_e D_w^2 / J_1 V_0}$ <p><math>V_0</math>——高压管道一侧的容积</p> <p>如果通过调整 <math>p_1</math>、<math>D_w</math> 参数, 仍难以达到 <math>\omega_b</math> 要求, 则需增设减速箱, 此时</p> $\omega_b = \sqrt{\beta_e D_w^2 / V_0 (J_m + J_1 / n^2)}$	
	$\omega_b$ 的校验		
伺服阀及放大器的选择	伺服阀类型	<p>应综合考虑系统类型、系统精度与频宽要求、工作环境、抗污染性能和经济性等因素来选择伺服阀, 一般来说:</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>(1) 位置和速度控制采用 Q 阀, 压力控制采用 Q 阀或 P 阀</li> <li>(2) 系统精度要求高时, 拟采用分辨率高、滞环小、零漂小的伺服阀</li> <li>(3) 系统频宽要求高时, 拟采用高频宽 (高响应) 的伺服阀</li> <li>(4) 工业控制尽量采用抗污染、成本较低的伺服阀</li> </ol>	
	伺服阀的规格	<ol style="list-style-type: none"> <li>(1) 额定压力等级为 7MPa、21MPa、35MPa, 视系统压力 <math>p_s</math> 需要选取</li> <li>(2) 额定流量以空载流量或指定阀上总压降 <math>\Delta p</math>, 或每个阀口压降 <math>\Delta p</math> 下的流量标称, 视负载流量需要而定。注意各种标称流量的折算</li> </ol>	
	放大器等配件	<p>为保证参数匹配, 放大器、调制解调器、电源及机箱等最好与伺服阀厂家一致。放大器有 P、PI 和 PID 等类型, I 型系统可选比例放大器, O 型系统可选 PI 放大器</p>	
传感器选择	传感器类型	根据被控制物理量类型、量程、要求的精度、结构及安装方式等加以选择	
	传感器及其二次仪表的性能	<p>传感器及其二次仪表的性能包括测量范围、分辨率、非线性度、重复精度、滞后、输出信号、响应时间、温漂、工作温度、工作寿命、供电电源等。其中最主要的有分辨率、重复精度和响应时间等指标</p> <p>位移传感器中, 量程最大的是: MTS 磁致伸缩型, 可达 10m; SONY 磁尺次之, 可达数米。测量精度最高的是 SONY 磁尺, 可高达 <math>1\mu\text{m}</math>; 其次是 MTS, 可达 <math>2\mu\text{m}</math>。响应时间方面, MTS 为 1~3ms, SONY 磁尺为 1ms。SONY 磁尺为数字式; MTS 有模拟式和数字式两种, 模拟输出中有 0~10V、4~20mA、0~20mA 标准输出</p>	
系统分析	建立数学模型	<p>对于典型的位置、速度和力伺服系统可直接引用已有的数学模型, 对于特殊需要的系统, 可采用同样的分析思路和方法建模</p> <p>对于工程系统, 常用系统数模形式有: 系统运动微分方程组或拉氏变换方程组、系统方块图、系统开环或闭环传递函数、系统开环或闭环频率特性等。对于多输入多输出系统, 可以采用状态方程建模时应根据系统实际情况进行必要而合理的简化, 以便数模能反映系统本质又不过于复杂化</p>	
	确定各环节参数	根据系统组成、动力元件设计及元件参数等, 计算并确定各环节的静态或动态的参数。从而得到可供系统性能分析或系统数字仿真的带有参数数值的数模 (方块图、传递函数或频率特性)	
	系统性能分析	稳定性分析	通过稳定性分析, 确定系统的稳定裕量和开环增量
		动态响应分析	通过动态响应分析, 确定开环穿越频率、闭环频宽或响应时间、过渡过程时间
精度分析		通过精度分析, 计算各种稳态误差, 确定各部分的误差分配和增益分配	
注意事项		<ol style="list-style-type: none"> <li>(1) 性能分析时应特别注意主要参数的变化及其对性能的影响</li> <li>(2) 如性能达不到要求, 应考虑增加校正环节</li> <li>(3) 如加校正后仍难以达到要求, 应考虑性能指标是否合理, 并重新系统设计</li> </ol>	

续表

步骤		设计内容及方法要点	
系统分析	系统校正	校正方案	采用比例或比例积分放大器时, 如果通过调整开环增益或主要结构参数, 系统性能仍达不到性能指标, 则应采取校正措施。适合液压伺服系统的校正类型较多, 常用的串联校正有 PID 调节器; 并联校正有速度、加速度、静压或动压反馈等。采用哪类校正要根据系统的组成、结构和参数情况而定
		加校正后的性能分析	校正环节的传递函数形式及参数, 要根据系统性能分析结果而定; 加入校正环节后, 应对系统性能进行重新分析, 直至性能指标满足要求
系统数字仿真		仿真的必要性	工程上为简化分析, 系统建模及系统分析中作了一些必要的假设和简化, 忽略了一些次要因素和非线性因素, 所得的频域分析结果是近似的。对于结构复杂、性能要求高或应用场合重要的系统, 有必要进行系统数字仿真
		仿真的方便性	随着计算机技术及软件的飞速发展, 由 Matrix Laboratory 开发的 MATLAB 软件被移植和扩展成方便的控制系统的仿真软件, MATLAB 软件相当方便, 只需将有关结构参数写入微分方程、方块图、传递函数或频域特性中, 一按执行便可得到波德图、闭环频率特性或阶跃响应曲线, 并得到相应的有关性能指标。这样一来, 系统设计者无需为计算方法和编程而困扰, 只需把精力集中到系统建模、系统设计上
		MATLAB 仿真软件使用方法	详见本章“控制系统的工具软件 MATLAB 及其在仿真中的应用”
		仿真的真实性与局限性	数字仿真只是一个工具, 其结果的真实性与准确性取决于数学模型的真实性和边界条件及数据以及结构参数的准确性 仿真离不开系统分析, 仿真时许多参数的取值范围有赖于系统频域分析的结果; 而且仿真的分析也离不开频率分析和时域分析的物理概念
液压伺服油源设计		液压油源类型	定量泵 + 溢流阀油源; 恒压变量泵 + 蓄能器油源
		伺服油源参数	(1) 供油系统压力 $p_s$ : 动力元件设计中业已确定 (2) 泵的最大供油流量 $Q_m$ : 取 $Q_0 \geq Q_m > Q_L$ , $Q_0$ 、 $Q_L$ 为伺服阀的空载流量及负载流量 (3) 蓄能器容积 $V_0$ : 根据允许的压力波动值及恒压泵变量特性确定 (4) 系统清洁度等级 (ISO 4406 或 NAS 1638 等级): 根据保证伺服阀可靠工作的清洁度等级要求确定 (5) 工作油温 $T$ : 一般取 $T = (45 \pm 5)^\circ\text{C}$ 并加以自动控制
		污染控制及装置设计	详见本章 3 “电液伺服油源的分析与设计”
伺服的液设压计		一般伺服缸	采用通用伺服缸产品
		专用伺服缸	压下伺服缸内置或外置高精度位移传感器, 工作压力高达 28MPa, 活塞直径为 1250mm, 甚至更大, 要求承受重载、偏载、冲击载荷, 且要求摩擦力 $< 5\%$ 液压力, 因此需专门设计和制造

## 2 机液伺服系统的设计计算

信号的检测、比较及放大均借助于机械部件的液压伺服系统称为机液伺服系统。

机液伺服系统广泛应用于仿型机床、助力操纵、助力转向、汽轮机转速调节、行走机械及采煤机牵引部恒功率控制等场合。

### 2.1 机液伺服系统的类型及应用

#### 2.1.1 阀控机液伺服系统

阀控机液伺服系统一般称为机液伺服机构。

表 21-4-17

机液伺服机构的类型及特征

类型	原理图	特征及用途
外反馈式 阀控缸		<p>连杆式外反馈；常做助力操纵</p>
内反馈式 机液伺服机构	<p style="text-align: center;">(a) (b) (c) (d) (e)</p> <p style="text-align: center;">螺杆反馈螺母</p>	<p>(1) 阀芯与活塞关系 图 a—分体式；图 b、c、d、e—嵌入式</p> <p>(2) 通路数 图 a、b—四通阀；图 c、d、e—三通阀</p> <p>(3) 滑阀结构 图 a、b、c、e—圆柱滑阀；图 d—螺纹滑阀</p> <p>(4) 滑芯运动方式 图 a、b、c—直线运动；图 d、e—旋转运动</p> <p>(5) 反馈形式 图 a、b、c、d—直接位置反馈；图 e—螺杆螺母副位置反馈</p> <p>(6) 用途 图 a、b、c—作伺服机构；图 d、e—作电液步进缸（数字缸）</p>
滑阀式 阀控马达	<p style="text-align: right;">1—阀芯 2—螺杆 3—螺母 4—轴向马达</p>	<p>螺杆/螺母—内反馈 工程上称为液压扭矩放大器。加上步进电机构成电液步进马达</p>
转阀外反馈式 机液伺服机构	<p style="text-align: right;">1—连杆系 2—齿轮 3—螺母 4—螺杆 5—液压马达 6—摇杆 7—转阀</p>	<p>螺杆/螺母/杠杆—外反馈 法国 SAMM 公司电液步进马达属此结构</p>

续表

类型	原理图	特征及用途
阀控马达机液伺服机构 转阀内反馈式	<p>摆线马达      转阀      转向轴</p> <p>1—阀体 2—阀芯 3—阀套 4—转子 5—马达轴 6—定子 7—反馈轴 8—销轴 9—定位弹簧 10—转向轴 11—单向阀</p>	反馈轴/销轴/阀套—内反馈 工程上称为摆线转阀式液压转向器 在工程机械及农机的转向系统中，以及小型舵机操纵系统中广泛应用液压转向器

表 21-4-18

机液伺服机构的应用

名称	原理图	说明
液压仿型刀架	<p>1—模板 2—触杆 3—导轨 4—溜板 5—刀架 6—工件</p>	模板固定于床身；活塞杆固定于溜板上，工件由主轴带动；当溜板由丝杠带动沿导轨向左运动时，触杆沿模板运动，触杆控制阀芯，缸体连同刀架跟随触杆运动，实现仿型加工
车辆助力转向系统	<p>液体动力能源 与发动机冷却风扇轴相连的三角皮带 主销轴 操纵齿轮箱 侧梁 机液伺服机构 阀的推拉杆 (a)</p> <p>安全止动器 (b)</p>	图 a—外观图 图 b—原理图 转向指令由方向盘经操纵齿轮箱推动阀芯，打开阀口；阀体与缸体作成一體，随同缸体运动，关闭阀口，实现位置直接反馈 作为车辆转向驾驶系统，为使司机能感觉到不同路面的负载反作用力，在阀体两端分别开有小孔，以便将负载压力反馈到阀芯两端
汽轮发电机组调速系统	<p>1—离心调速器 2—阀控机液伺服机构 3—汽阀 4—汽轮发电机组 5—设定弹簧</p> <p>电网</p>	离心调速器 1 检测发电机组转速，电负荷增大、发电机反力矩增大，致使机组速度降低时，调速器飞球下垂，阀芯下移，活塞杆带动汽阀片上移，开大汽阀，增大进气量，直至机组速度恢复；使电频率稳定；反之亦然。设定弹簧用于调节转速的设定值 船舶柴油机调速系统原理相似

名称	原理图	说明
车辆或舵机转向式液压转向系统	<p>1—油泵；2—方向盘；3—液压转向器；4—梯形转向机构； 5—转向缸；6—单向阀；7—溢流阀；8—安全阀；9—单向阀</p>	<p>图 a—外形图；图 b—系统图，液压转向器马达作计量马达使用。转向器中位（图示）时，压力油由 <math>p</math>、<math>a</math>、<math>d</math>、<math>e</math>、<math>f</math>、<math>o</math> 回油箱，泵空载，油口 <math>b</math>、<math>c</math> 及 <math>A</math>、<math>B</math> 封闭状态，转向系统处于初始位置。方向盘左转向某一角度，转阀油口打开，压力油经 <math>p</math>、<math>a</math>、<math>b</math>、计量马达、<math>c</math>、<math>d</math>、<math>e</math>、<math>B</math>，缸 5-1 活塞杆伸出、缸 5-2 活塞杆缩回，实现左转弯，缸的回油经 <math>A</math>、<math>f</math>、<math>o</math> 回油箱；因液压转向器存在直接位置反馈，计量马达带动阀套跟随阀芯转到同一角度后转阀关闭、转向停止。方向盘右转时，压力油经 <math>p</math>、<math>a</math>、<math>c</math>、计量马达、<math>b</math>、<math>d</math>、<math>e</math>、<math>A</math>，实现右转弯，缸的回油由 <math>B</math>、<math>f</math>、<math>o</math> 回油箱。当发电机熄火或泵有故障无法实现动力转向时，可利用计量马达做手动泵进行人力转向：方向盘带动阀芯、销轴、阀套、反馈轴带动马达转子，压力油流向与动力转向相同，只是缸的回油由 <math>f</math>、单向阀 9、<math>a</math>，供手动泵吸油</p> <p>千吨级船舶亦广泛应用该系统作为舵机转向系统</p>

2.1.2 泵控机液伺服系统

大功率机液伺服系统采用泵控系统，采煤机牵引部、工程机械行走部的恒功率控制是泵控机液伺服系统的典型。

表 21-4-19

原理图	说明
<p>1—变量泵；2—液压马达；3—单向阀；4—发讯缸；5—模块； 6—滑阀；7—连杆；8—变量缸；9—链轮；10—螺旋阻尼管； 11—回油阻尼管</p>	<p>系统由泵控马达（1、2、3、9）、阀控机液伺服机构（6、7、8、11）和负载-位移信号发生器（4、5、10）组成</p> <p>恒功率调节过程如下：负载压力 <math>p_1</math> 经螺旋阻尼管 10 滤波后作用于发讯缸 4 的活塞上。稳态时，发讯缸活塞杆对模块 5 作用力的 <math>Y</math> 轴分量与调节套内刚度为 <math>K_2</math> 的弹簧力相平衡，滑阀油口关闭，变量缸活塞不动，变量泵处于某偏角，马达处于相应的转速下。<math>p_1</math> 增大时，模块上移、阀芯向上、变量缸活塞下移、泵偏角减小、马达速度自动调低，从而实现了恒功率控制；由于连杆的反馈作用，活塞下降时，滑阀开口回零，变量活塞和偏角处于新的平衡位置。<math>p_1</math> 减少时，马达速度自动调高至新的平衡状态，保持恒功率</p>

## 2.2 机液伺服机构的分析与设计

表 21-4-20

项目	阀控缸机液伺服机构	阀控马达机液伺服机构												
方块图	<p style="text-align: center;">阀控液缸伺服机构</p>	<p style="text-align: center;">阀控马达机液伺服机构</p>												
参数	<p>滑阀开口量 <math>X_v</math>：  <math>X_v(s) = K_i X_d(s) - K_f X_p(s)</math>  <math>K_i</math>—输入装置的增益  <math>K_f</math>—输出装置的增益</p> <table border="1"> <tr> <td>表 21-4-17 中图</td> <td><math>K_i</math></td> <td><math>K_f</math></td> </tr> <tr> <td>连杆外反馈式</td> <td><math>b/(a+b)</math></td> <td><math>a/(a+b)</math></td> </tr> <tr> <td>图 a、b、c</td> <td>1</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>图 d、e</td> <td>1</td> <td>1</td> </tr> </table> <p>注：图 d、e 中，输入为转角 <math>\theta_1</math>，因此，<math>x_1 = (T/2\pi)\theta_1</math>，<math>T</math>—螺杆螺距</p>	表 21-4-17 中图	$K_i$	$K_f$	连杆外反馈式	$b/(a+b)$	$a/(a+b)$	图 a、b、c	1	1	图 d、e	1	1	<p>滑阀开口量 <math>X_v</math>：  <math>X_v(s) = K_\theta [\theta_1(s) - \theta_m(s)]</math>          对于表 21-4-17 中滑阀式螺杆/螺母内反馈：  <math>K_\theta = T/2\pi</math>          对于表 21-4-17 中转向外反馈：  <math>K_\theta = K_x T/2\pi</math>  <math>K_x</math>—连杆及摇杆的比例系数          对于表 21-4-17 中液压转向器：  <math>K_\theta = 1</math>  <math>T_1 = 0</math></p>
表 21-4-17 中图	$K_i$	$K_f$												
连杆外反馈式	$b/(a+b)$	$a/(a+b)$												
图 a、b、c	1	1												
图 d、e	1	1												
开环传递函数	$W(s) = \frac{K_v}{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)}$ $K_v = K_i K_q / A_p$	$W(s) = \frac{K_v}{s \left( \frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} s + 1 \right)}$ $K_v = K_\theta K_q / D_m$												
稳定性条件	$K_v \leq 2\xi_h \omega_h$	$K_v \leq 2\xi_h \omega_h$												
设计特点及注意事项	<p>(1) 机液伺服机构的最大特点是使用时开环增益不可调          (2) 由于执行元件尺寸 <math>A_p</math> 或 <math>D_m</math> 主要由负载大小和结构尺寸限制所决定，并经过了 <math>\omega_h</math> 的校验；而参数 <math>K_f</math>、<math>K_\theta</math> (或 <math>T</math>) 由反馈机构所确定。因此设计机液伺服机构时，应由稳定性条件 <math>K_v \leq 2\xi_h \omega_h</math> 来确定开环增益 <math>K_v</math>，即按稳定性条件来确定流量增益 <math>K_q</math> 或阀的面积梯度 <math>W</math>          (3) 滑阀的设计参见第 3 章 1.2.5 节          (4) 对于助力操纵和转向系统，一般精度和频宽要求不很高，关键是要确保稳定性；对于仿型加工伺服机构，精度要求高          (5) 机液伺服机构的连接配合处应无间隙，机械刚度足够大，以确保系统稳定性及精度</p>													



### 3 电液伺服油源的分析与设计

由于伺服阀对供油系统的压力稳定性、油液的清洁度、油温以及油液品质等均有较高的要求，因此，液压伺服系统中一般单独设置液压伺服油源。

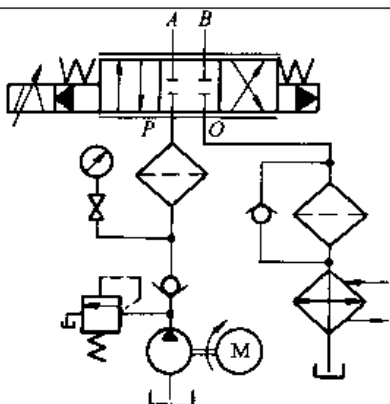
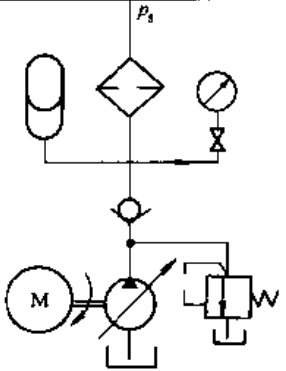
#### 3.1 对液压伺服油源的要求

表 21-4-21

项目	要 求 内 容
油液理化性能	<p>伺服阀的阀口在高压降下工作，通过阀口的流速高达 50m/s 以上，因此它对工作油液的物理性能和化学性能有着严格要求：</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>(1) 适宜的粘度和优良的粘温性</li> <li>(2) 良好的润滑性</li> <li>(3) 良好的抗剪切性、抗氧化性和稳定性</li> <li>(4) 良好的消泡性，以降低油中的混入气体含量，提高油液的容积弹性模量</li> </ol> <p>通常，液压伺服系统采用精密抗磨液压油、透平油或航空液压油。常用粘度 N32 或 N46，具体视工作压力而定</p>
压力稳定性	<p>伺服阀供油压力波动将直接影响负载流量及阀系数的变化，从而影响系统的稳定性、精度和响应速度；回油压力的较大变化，也将直接引起阀上压降的变化，从而也会影响负载流量及系统性能。供油压力、回油压力的变化还会引起伺服阀压力零漂，从而影响系统性能。阀控动力元件的分析都是以供油压力恒定为基础的，供油压力的较大变化，可能使系统性能达不到设计的性能指标。伺服阀是高响应元件，阀口瞬间打开或关闭，信号电流不同时，阀的开口不同，负载流量变化很大，必将反过来影响到供油压力和回油压力的变化。因对伺服油源稳定性方面的要求包括：</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>(1) 供油流量满足负载流量的要求，并有一定的裕量</li> <li>(2) 供油压力基本恒定，压力波动控制在 10% 之内</li> <li>(3) 油源调压阀或泵的变量机构的稳定性好、动态响应较高</li> <li>(4) 回油压力基本恒定</li> </ol>
油液清洁度	<p>油液清洁度等级视伺服阀及具体型号而定，一般伺服阀说明书中会给出推荐等级。MOOG 伺服阀有时给出两种推荐值，一个为保证正常工作的清洁度等级，一个为保证伺服阀长寿命工作的清洁度等级；例如 MOOG D791、D792 系列伺服阀，正常工作的等级为 <math>\beta_{10} \geq 75</math>（或 <math>10\mu\text{m}</math> 绝对过滤精度），长寿命工作的等级为 <math>\beta_3 \geq 75</math>（或 <math>5\mu\text{m}</math> 绝对过滤精度）。为确保油液清洁度，要求伺服油源：</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>(1) 采用合理的油箱结构，防止外部侵入污染，并防止回油气泡进入泵的吸油管</li> <li>(2) 采用不锈钢油箱，避免普板油箱存在的铁锈脱落和油漆脱落</li> <li>(3) 采取完善的过滤系统和综合的污染控制措施</li> <li>(4) 进行有效的管道循环冲洗和系统循环冲洗，采用喷嘴挡板伺服阀时应使清洁度达到 ISO 4406-15/12 至 14/11（或 NAS1638-6 或 5 级）</li> </ol>
油温	<p>油温变化要影响粘度并引起伺服阀零漂，因此要采用能自动加热、冷却的温控系统，一般要求油温控制在 <math>(45 \pm 5)^\circ\text{C}</math> 范围</p>

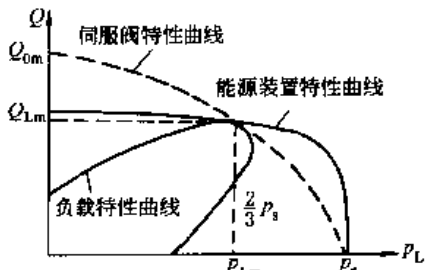
## 3.2 液压伺服油源的类型、特点及应用

表 21-4-22

类型	组成	特点及应用
定量泵-溢流阀油源		<p>特点:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>(1) 简单、成本低</li> <li>(2) 压力稳定性较好, 压力稳定性主要取决于溢流阀的动态特性</li> <li>(3) 效率低</li> <li>(4) 温升大, 需用较大功率的冷却器</li> </ul> <p>应用: 一般用于低压、小功率伺服油源。对于伺服阀动态响应快的系统, 拟在接近伺服阀入口处加设蓄能器, 以减小 <math>p_s</math> 波动, 提高压力稳定性</p>
恒压变量泵-蓄能器油源		<p>特点:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>(1) 恒压变量泵结构复杂、成本较高</li> <li>(2) 压力稳定性主要取决于泵的变量机构的动态响应。变量泵的动态响应比溢流阀低, 因此采用恒压泵时一般须配用蓄能器</li> <li>(3) 恒压泵供油流量自动随负载流量而变化, 因而效率高</li> <li>(4) 温升较小, 冷却器功率可较小</li> </ul> <p>应用: 一般用于高压、大功率伺服油源。大流量时, 可采用恒压泵并联、多蓄能器并联供油</p>

## 3.3 液压伺服油源的参数选择

表 21-4-23

参数	选择或匹配原则	说明
供油压力	<p>取 <math>p_s = p_{Lm} + \Delta p_v</math></p> <p>(1) 按最大功率传输条件取: <math>p_{Lm} = (2/3)p_s</math> 时 <math>p_s = 1.5p_{Lm}</math></p> <p>(2) 当负载很大, 取 <math>p_{Lm} \leq (5/6)p_s</math> 时,  <math>p_s = (6/5)p_{Lm} = 1.2p_{Lm}</math></p>	<p><math>p_s</math>——系统供油压力, MPa</p> <p><math>p_{Lm}</math>——最大负载压力, MPa</p> <p><math>\Delta p_v</math>——保证所需流量的阀上总压降, MPa</p>
供油流量	取 $Q_{0m} \geq Q_s \geq Q_{Lm}$	<p><math>Q_s</math>——系统供油流量, <math>m^3/s</math></p> <p><math>Q_{Lm}</math>——最大的负载流量, <math>m^3/s</math></p> <p><math>Q_{0m}</math>——伺服阀的最大空载流量, <math>m^3/s</math></p>
油源特性		<p>要求:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>(1) 油源特性应包括负载特性</li> <li>(2) <math>p_s \geq p_{Lm} + \Delta p_v</math></li> <li>(3) <math>Q_{0m} \geq Q_s \geq Q_{Lm}</math></li> </ul>

### 3.4 液压伺服油源特性分析

#### 3.4.1 定量泵-溢流阀油源

表 21-4-24

项目	内 容	说 明
动态方程	(1) 压力管道的连续性方程 $Q_p(s) - C_{1p}s(s) - Q_B(s) - Q_L(s) = \frac{V_1}{\beta_c} s p_s(s)$ (2) 溢流阀主阀芯流量方程 $Q_B(s) = K_{qb} X_p(s) + K_{cb} p_s(s)$ (3) 溢流阀先导阀的力平衡方程 $A_v p_s = M_v s^2 X_v(s) + B_v s X_v(s) + K_s X_v(s) + F_0(s)$ (4) 溢流阀先导阀的流量方程 (可忽略 $K_c$ 项) $Q_v(s) = K_c X_v(s) + K_{cv} p_s(s)$ (5) 溢流阀主阀受控腔连续性方程 (忽略泄漏及压缩性) $Q_v(s) = A_p s X_p(s)$	$Q_p$ ——泵的输出流量, $m^3/s$ $Q_B$ ——溢流阀溢流量, $m^3/s$ $Q_L$ ——负载(消耗)流量, $m^3/s$ $C_{1p}$ ——泵的内泄漏系数, $m^5/N \cdot s$ $V_1, p_s$ ——高压管路总容积( $m^3$ )、压力( $N/m^2$ ) $X_p, A_p$ ——溢流阀主阀位移( $m$ )、面积( $m^2$ ) $K_{qb}$ ——溢流阀主阀流量增益, $m^2/s$ $K_{cb}$ ——溢流阀主阀流量压力系数, $m^4/N \cdot s$ $X_v, A_v$ ——先导阀位移( $m$ )、面积( $m^2$ ) $Q_v$ ——先导阀流量, $m^3/s$ $K_c, K_{cv}$ ——先导阀流量增益( $m^3/s$ )、流量-压力系数( $m^5/N \cdot s$ ) $M_v, B_v, K_s$ ——先导阀质量( $kg$ )、粘性阻尼系数( $N \cdot s/m^2$ )、弹簧刚度( $N/m$ ) $F_0$ ——先导阀弹簧力, $N$
方块图	<p>绘出以溢流阀的调压力 <math>F_0</math> 作为输入, 以供油压力 <math>p_s</math> 作为输出, 以流量 <math>Q_p</math>、<math>Q_L</math> 作为扰动的方块图</p> <p>图中 <math>\omega_{nv} = \sqrt{K_s / M_v}</math>  <math>\omega_{nv}</math>——先导阀机械谐振频率, <math>rad/s</math>  <math>\zeta_{nv}</math>——先导阀的阻尼系数  <math>\omega_v = \beta_c (C_1 + K_{cb}) / V_1</math>  <math>\omega_v</math>——容积滞后频率, <math>rad/s</math></p>	$K_v$ ——开环增益, $s^{-1}$
传递函数	$W(s) = \frac{K_v}{s \left(1 + \frac{s}{\omega_v}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_{nv}^2} + \frac{2\zeta_{nv} s}{\omega_{nv}} + 1\right)}$ $K_v = \frac{K_q A_v K_{qb}}{K_s A_p (C_1 + K_{cb})}$	
稳定性	由于先导阀的 $M_v$ 小、 $K_s$ 大, 因此 $\omega_{nv}$ 高。忽略 $\omega_{nv}$ 环节的动态影响, 则 $W(s) = \frac{K_v}{s(1 + s/\omega_v)}$ 可见系统为 I 阶系统, 系统容易稳定	只须使参数 $K_v$ 限定在一定值内, 系统便可稳定 $K_v$ 值中所有参数均系溢流阀的结构参数, 所以实际上油源的稳定性取决于溢流阀的稳定性

续表

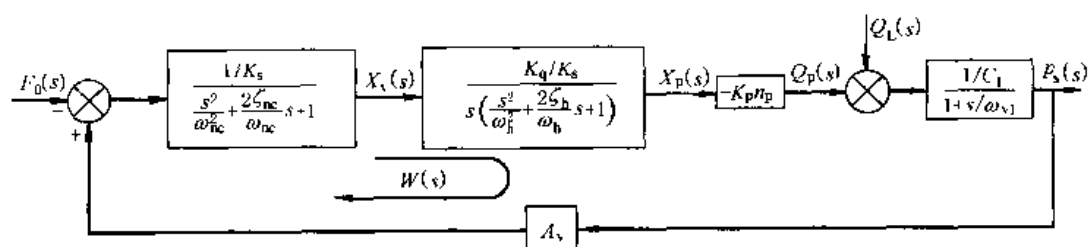
项目	内 容	说 明
动态及静态柔度	$\frac{P_s(s)}{Q_L(s)} = - \frac{[1/K_s(C_1 + K_{cb})]s}{K_s\omega_v + \frac{s}{K_v} + 1}$ <p>负号表示 <math>Q_L</math> 增大、<math>p_s</math> 降低</p> $\left. \frac{P_s(s)}{Q_L(s)} \right _{s=0} = 0$	<p>以负载流量为扰动输入，以 <math>p_s</math> 为输出分析动态柔度</p> <p>(1) 当 <math>\omega = \sqrt{K_s\omega_v}</math> 时，动态柔度最大</p> <p>(2) <math>\omega = 0</math> 或 <math>\infty</math> 时，动态柔度为 0</p> <p>(3) 稳态即 <math>s=0</math> 时，稳态柔度为零，表明稳态下 <math>Q_L</math> 对 <math>p_s</math> 无影响，实际上由于溢流阀液动力和弹簧力的影响，稳态时柔度不完全为零，即 <math>Q_L</math> 对 <math>p_s</math> 会有一些影响</p>

### 3.4.2 恒压变量泵油源

表 21-4-25

项目	内 容	说 明
动态方程或环节传递函数	<p>(1) 变量泵的流量方程</p> $Q_p(s) = -K_p n_p X_p(s); \text{负号表示 } X_p \text{ 增大时 } Q_p \text{ 减小}$ <p>(2) 阀控变量缸</p> $\frac{X_p(s)}{X_v(s)} = \frac{K_q/A_p}{s \left( \frac{s^2}{\omega_b^2} + \frac{2\zeta_b}{\omega_b} s + 1 \right)}$ <p>(3) 压力管路的连续性方程</p> $Q_p(s) - C_1 p_s(s) - Q_L(s) = \frac{V_1}{\beta_e} s p_s(s)$ <p>(4) 滑阀的力平衡方程</p> $A_v p_s(s) = M_v s^2 X_v(s) + B_v s X_v(s) + K_v X_v(s) + F_0(s)$	<p><math>Q_p</math>——变量泵的输出流量，<math>m^3/s</math></p> <p><math>K_p, n_p</math>——泵的排量梯度 (<math>m^3/\text{rad}</math>)、转速 (<math>\text{rad/s}</math>)</p> <p><math>X_p, A_p</math>——变量缸的位移 (<math>m</math>)、面积 (<math>m^2</math>)</p> <p><math>K_q</math>——滑阀的流量增益，<math>m^3/s</math></p> <p><math>\omega_b</math>——变量机构的液压谐振频率，<math>\text{rad/s}</math></p> <p><math>\zeta_b</math>——变量机构的液压阻尼系数</p> <p><math>F_0</math>——变量机构调压弹簧的弹簧力，<math>N</math></p> <p>其余同表 21-4-23</p>

方块图



绘出以变量机构的调压力  $F_0$  为输入，以供油压力  $p_s$  为输出、以负载流量  $Q_L$  为扰动的方块图，图中：

$$\omega_{v1} = \beta_e C_1 / V_1$$

$\omega_{v1}$ ——容积滞后频率， $\text{rad/s}$

传递函数

考虑到  $\omega_{nc} \gg \omega_{v1}$ ，因而可忽略滑阀动态，于是开环传递函数

$$W(s) = \frac{K_{v1}}{s \left( 1 + \frac{s}{\omega_{v1}} \right) \left( \frac{s^2}{\omega_b^2} + \frac{2\zeta_b}{\omega_b} s + 1 \right)}$$

$$K_{v1} = K_q K_p n_p A_v / K_v A_p C_1$$

$K_{v1}$ ——开环增益， $s^{-1}$

可见恒压泵油源的动态主要取决于容积滞后和变量机构的动态，因此对恒压泵的变量机构应有较高的要求

稳定性

与定量泵-溢流阀油源相比：  
 $\omega_{v1} = \beta_e C_1 / V_1 \ll \omega_v = \beta_e (C_1 + K_{cb}) / V_1$   
 $\omega_b \ll \omega_{nv}, \zeta_b$  及  $\zeta_{nv}$  均较小，因此为确保稳定性，应取  $K_{v1} < K_v$

项目	内 容	说 明
动态及静态柔度	<p>若 <math>\omega_h \gg \omega_{v1}</math>, 忽略变量机构动态, 则可得</p> $\frac{P_s(s)}{Q_L(s)} = - \frac{(1/K_{v1} C_1) s}{\frac{s^2}{K_{v1} \omega_{v1}} + \frac{s}{K_{v1}} + 1}$ <p>如果 <math>\omega_h</math>、<math>\omega_{v1}</math> 相当, 动态柔度表达式将相当复杂, 但仍有:</p> $\left. \frac{P_s(s)}{Q_L(s)} \right _{s=0} = 0$	以负载流量为扰动输入, 以 $p_s$ 为输出分析动态柔度

## 4 液压伺服系统的污染控制

### 4.1 液压污染控制的基础知识

#### 4.1.1 液压污染的定义与类型

表 21-4-26

内 容		说 明
液压污染定义		净洁的系统油液中混入或生成一定数量的有害物质称为污染
液压污染类型	外界侵入污染	(1) 不恰当的安装、维修或清洗使固体颗粒、纤维、密封碎片等进入系统 (2) 空气中灰尘从密封不严的油箱或精度不高的空气滤清器进入系统 (3) 贮运过程中油液受到污染, 未经精密过滤将油液加入系统 (4) 开始加油时从空气中吸入灰尘
	内部自生污染	(1) 泵、阀、缸 (马达) 摩擦副的机械正常磨损产生的金属磨损颗粒或密封磨损颗粒 (2) 软管或滤芯的脱落物 (3) 油液劣化产物

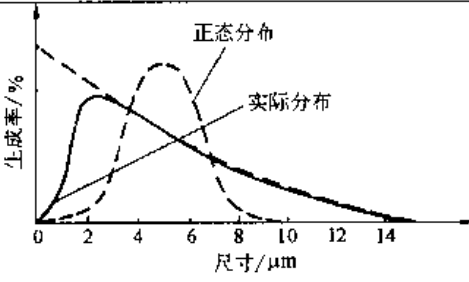
#### 4.1.2 液压污染物的种类及来源

表 21-4-27

内 容		说 明
污染物的种类	颗粒状污染物	铁锈、金属屑、焊渣、砂石、灰尘等
	纤维污染物	纤维、棉纱、密封胶带片、油漆皮等
	化学污染物	油液氧化或残存的清洗溶剂引起的油液劣化胶质等
	水或空气	从油箱或液压缸活塞杆处带入水分、热交换器泄漏进水、油液中的空气混入等
污染物的来源	元件或装置的原有污染物	液压泵、阀、缸、马达、油箱、过滤器、阀块、管道、软管中原有的污染物
	外界侵入污染物	(1) 油箱通气、液压缸活塞杆密封、轴承密封进入的污染物 (2) 系统组装、调试带入的外部污染物
	内部生成污染物	系统运转或油液变质生成的污染物
	维护造成的污染物	系统维修、更换元件、拆装及加油造成的污染

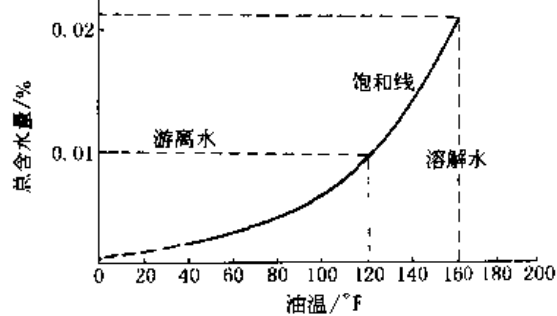
4.1.3 固体颗粒污染物及其危害

表 21-4-28

内 容		说 明
固体颗粒的危害性		(1) 固体颗粒最为普遍：颗粒尺寸从 1~100 $\mu\text{m}$ 以上不等，其中： $<10\mu\text{m}$ 者，数量上占 85%~95% 以上，重量上占 70% 以上 (2) 固体颗粒危害性最大：加速元件的磨损、老化、性能降低；堵塞导致控制失灵、引起故障、设备可靠性降低
颗粒形状和尺寸	形状	形状多样不规则；如多面体状、球状、片状和纤维状
	尺寸	为定量描述污染颗粒的大小，需要定义颗粒的尺寸： (1) 对于形状规则的颗粒，采用球形直径、正方体边长等 (2) 对于形状不规则的颗粒，颗粒尺寸很大程度上取决于测量方法，例如：用显微镜测量时，以颗粒的最大长度作为颗粒尺寸；用光电仪器测量时，以等效投影面积的直径——投影直径作为颗粒尺寸
颗粒尺寸分布		 <p>实际液压系统中，由于小颗粒尺寸的生成率高，数量很多，因而分布曲线向小颗粒尺寸偏斜，而非标准的正态分布 但采用对数坐标后，实际系统的颗粒尺寸便呈现对数正态分布规律</p>
颗粒污染度的测定方法		详见 4.1.6 节

4.1.4 油液中的水污染、危害及脱水方法

表 21-4-29

内 容		说 明
水污染来源		(1) 热交换器泄漏 (2) 从液压缸活塞杆密封处带进水分 (3) 油箱顶盖结构或密封不当而渗水 (4) 从空气滤清器吸入潮湿空气，冷凝后使油箱上部内表面出现水珠 (5) 温度降低，溶解水析出，变成游离水
水在油中的存在形式		(1) 溶解水：当油液中含水量低于饱和度时，水以溶解态存在于油液中 (2) 游离水：当油液中含水量超过饱和度时，过量的水以水珠状悬浮在油液中，或以自由状态沉淀在油液底部。油液暴露在潮湿环境下，或与水接触，其吸水量大约经过 8 周可达饱和，油液的含水饱和度与油液的类型、粘度及油温有关，如图所示  <p>常用油的含水饱和度：                      液压油 0.02%~0.04%                      润滑油 0.02%~0.075%                      变压器油 0.003%~0.005%</p>
水对液压系统的危害		(1) 水与油添加剂中的硫或元件清洗剂中的残留氯作用产生硫酸或盐酸，对元件有强烈的腐蚀作用。实践证明：同时存在固体颗粒和水比单独存在固体颗粒、水时所产生的磨损及腐蚀的总和要严重得多，这是由于颗粒磨损后暴露出的新表面，易被水产生的酸类腐蚀 (2) 水与油中某些添加剂易产生沉淀物，并加速油液的变质与劣化

内容	说明	
水对液压系统的危害	(3) 水与油因在泵、阀中高压、高速激烈搅动、乳化,使油膜变薄,润滑性降低,加速了金属表面的疲劳失效 (4) 低温工作条件下,油液中水结成微小冰柱,易堵塞元件孔口或间隙,造成故障	
脱水方法	沉淀法	用放水阀排水,只能除去游离水
	离心脱水	用高速离心机脱水,只能除游离水
	吸附脱水	只能除游离水,而且处理量很小
	真空脱水	可除游离水和溶解水,适合单机及大批量处理,使用方便,性能价格比最优

### 4.1.5 油液中的空气污染、危害及脱气方法

表 21-4-30

内容	说明	明
油中空气的存在形式	<p>(1) 溶解于油液中:当油液中空气含量低于空气溶解饱和度时,空气溶解于油液中</p> <p>(2) 游离气泡:当油液中空气含量高于空气溶解饱和度时,以气泡形式悬浮于油液中</p> <p>空气在油中的溶解度与压力、油液的种类及油温有关,如右图所示。1个大气压下,空气在矿物油中的溶解度为10% (体积),即10L油液在大气环境下经过数天可溶解1L空气。当压力减小或温度升高时,溶解在油液中的空气会分离出来成为气泡</p>	<p style="text-align: center;">油液中的空气溶解度</p>
空气对液压伺服系统的危害	<p>(1) 空气混入将大大降低油液的容积弹性模量,从而显著地降低液压谐振频率、系统响应速度及系统刚度。若油中空气含量1% (体积),则<math>\beta_e</math>将降至纯净油液<math>\beta_e</math>的35.6%。纯油<math>\beta_e = 1380\text{MPa}</math>。空气含量对<math>\beta_e</math>的影响见右图</p> <p>(2) 油液混入空气使压缩性增大,压缩油液过程中消耗能量,并释放热量会使油温升高</p> <p>(3) 容易产生气蚀,加剧元件表面的损坏,并易引起振动、噪声和不稳定</p> <p>(4) 加速油液的氧化变质、劣化</p> <p>(5) 油中气泡使油液的润滑性变差</p>	<p style="text-align: center;"><math>\beta_e</math>与油中空气含量及压力的关系</p>
空气分离方法	加热脱气	温度升高,油中空气容易分离成气泡
	真空脱气	压力低于饱和蒸气压力时,油中空气便可分离出来

### 4.1.6 油液污染度的测量方法及特点

表 21-4-31

方法	单位	特点	局限性	适用范围
光学显微镜颗粒计数法	个/mL	提供准确的颗粒尺寸及颗粒分布	计数时间长	实验室
自动颗粒计数器法	个/mL	快速、重复性好,自动打印计数结果	对颗粒浓度及非颗粒性污染物(水、空气、胶质)很敏感	实验室 便携式自动颗粒计数器 亦可用于工厂现场

续表

方法	单位	特点	局限性	适用范围
显微镜油液污染比较法	目视比较确定清洁度等级	在现场能较迅速测出系统油液清洁度等级,也可帮助确定污染物的种类。精度较好、重复精度也较高	只能提供近似的污染度等级	工厂现场
铁谱分析法	标定大/小颗粒数目	提供基本参数	无法检测非金属(青铜、黄铜、硅土等)颗粒数	实验室
光谱分析法	$1 \times 10^{-6}$ (质量分数)	验明污染物种类及含量	无法测出污染物颗粒尺寸大小	实验室
重量分析法	mg/L	显示污染物总重量	无法测出污染物颗粒尺寸大小	实验室
PCM 100	NAS 1638 ISO 4406	快速,可在线检测,不受气泡与水的影响	不提供具体颗粒数值	现场在线测试

#### 4.1.7 液压污染控制中的有关概念

表 21-4-32

概念	说明
高清洁度 = 高可靠性	由于液压伺服系统的绝大多数故障是由于油液污染造成的,因此确保油液的高清洁度,意味着获得系统工作的高可靠性
新油是脏油	由于油液在贮运和管理过程中可能受到污染,即使是新油也必须看做是受过污染的脏油;新油必须通过精度足够高的过滤小车,才允许加入到系统中
动态间隙与间隙保护过滤	元件工作状态下的间隙称为动态间隙。典型液压阀的动态间隙:伺服阀 $1 \sim 5\mu\text{m}$ ,比例阀 $3 \sim 8\mu\text{m}$ ,换向阀 $3 \sim 10\mu\text{m}$ 。颗粒尺寸与动态间隙相当时最为危险,易导致阀芯卡死、交流电磁铁线圈烧坏、响应慢、不稳定、磨损加剧、系统失效等;要把磨损降到最低,并最大限度地延长元件寿命,必须滤除间隙尺寸颗粒
磨损的种类与定义	磨料磨损——硬颗粒嵌在两运动表面之间、划伤一个或两个表面 粘附磨损——丧失油膜的两运动表面之间,金属对金属的接触磨损 疲劳磨损——嵌进间隙的颗粒引起表面应力集中点或微裂纹,由于危险区的重复应力作用扩展成金属剥离 冲刷磨损——高速液流中的精细颗粒磨掉节流边或关键表面 气蚀磨损——泵吸油受阻造成气泡,气泡在高压腔爆裂产生冲击剥离金属表面 腐蚀磨损——油液中水或化学污染引起锈蚀或化学反应,使表面劣化
污染敏感度与污染耐受度	油液中某尺寸规范的固体颗粒对元件产生并导致性能下降的敏感程度称为污染敏感度反之,小于某尺寸的固体颗粒,不致对元件造成显著磨损的耐受程度称为污染耐受度
临界颗粒尺寸	元件耐应的最大颗粒尺寸为临界颗粒尺寸 元件的临界颗粒尺寸是通过试验而测出的,即在洁净的油液中人为地逐段加入某尺寸范围的标准试验粉尘(ACFTD)作为颗粒污染物,通过试验评定性能下降时对污染敏感时的临界颗粒尺寸。液压泵以流量下降来评定,液压阀以污染淤积来评定,比例阀和伺服阀则以滞环加大来评定。各种元件的临界颗粒尺寸是不同的



概念	说明																						
表面型过滤与深度型过滤	<p>过滤器壁厚薄，直接阻截颗粒污染物的过滤器为表面型过滤器，如网式、线隙式、片式过滤器</p> <p>过滤器壁厚，除直接阻截外，还具有吸附作用的过滤器为深度型过滤器，如金属粉末过滤器、多层微孔纤维过滤器</p> <p>表面型、深度型过滤器的过滤特性不同如图示</p>																						
过滤比 $\beta_x$ 与过滤效率	<p>定义过滤比 <math>\beta_x</math> 为过滤器上游油液单位体积中大于某一给定尺寸 <math>x</math> (<math>\mu\text{m}</math>) 的颗粒数，与下游油液单位体积中大于同一尺寸的颗粒数的比值，过滤比反映了过滤器的过滤能力：过滤精度及过滤效率</p> <p>根据 <math>\beta_x</math> 的定义，可得不同 <math>\beta_x</math> 的对应过滤效率</p> <table border="1"> <tr> <td><math>\beta_x</math></td> <td>1</td> <td>2</td> <td>5</td> <td>10</td> <td>20</td> <td>75</td> <td>100</td> <td>200</td> <td>1000</td> <td>5000</td> </tr> <tr> <td>效率/%</td> <td>0</td> <td>50.00</td> <td>80.00</td> <td>90.00</td> <td>95.00</td> <td>98.70</td> <td>99.00</td> <td>99.50</td> <td>99.90</td> <td>99.98</td> </tr> </table>	$\beta_x$	1	2	5	10	20	75	100	200	1000	5000	效率/%	0	50.00	80.00	90.00	95.00	98.70	99.00	99.50	99.90	99.98
$\beta_x$	1	2	5	10	20	75	100	200	1000	5000													
效率/%	0	50.00	80.00	90.00	95.00	98.70	99.00	99.50	99.90	99.98													
过滤精度的定义	<p>名义过滤精度——由过滤器制造商指明的一个随意的微米值</p> <p>绝对过滤精度——在规定试验条件下能穿过过滤器的最大颗粒的直径，它是滤芯中最大微孔尺寸的指标</p> <p>过滤比——见上述</p>																						

## 4.2 油液污染度等级标准

### 4.2.1 GB/T 14039—1993《液压传动—油液—固体颗粒污染等级代号法》

GB/T 14039—1993 国家标准等效采用国际标准 ISO 4406—1987。

该标准适用于显微镜计数和自动颗粒计数器（按照 ISO 4402 校准）计数。按照每毫升油液中颗粒数划分 26 个等级代码，从 0.9、0、1、2、…、22、23 和 24。颗粒浓度愈高，等级代码愈大。根据测得的每毫升油液中  $\geq 5\mu\text{m}$  和  $\geq 15\mu\text{m}$  的颗粒数确定对应的等级代码，用这两个代码来表示油液的污染等级代码，两代码之间用斜线分隔，例如 18/13。

表 21-4-33

项目	内容					
代号的组成	固体颗粒污染等级代号由用斜线隔开的两个标号组成：第一个标号表示 1mL 工作介质中大于 $5\mu\text{m}$ 的颗粒数；第二个标号表示 1mL 工作介质中大于 $15\mu\text{m}$ 的颗粒数，例如 18/13					
标号的规定	1mL 中颗粒数		标号	1mL 中颗粒数		标号
	>	≤		>	≤	
	80000	160000	24	5000	10000	20
	40000	80000	23	2500	5000	19
	20000	40000	22	1300	2500	18
10000	20000	21	640	1300	17	

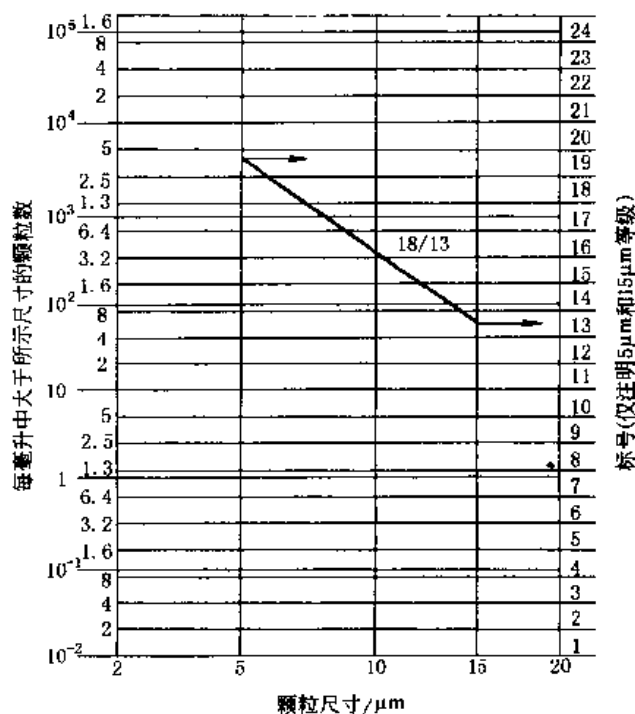
续表

项 目	内 容					
	1mL 中颗粒数		标 号	1mL 中颗粒数		标 号
	>	≤		>	≤	
标号的规定	320	640	16	0.64	1.3	7
	160	320	15	0.32	0.64	6
	80	160	14	0.16	0.32	5
	40	80	13	0.08	0.16	4
	20	40	12	0.04	0.08	3
	10	20	11	0.02	0.04	2
	5	10	10	0.01	0.02	1
	2.5	5	9	0.005	0.01	0
	1.3	2.5	8	0.0025	0.005	0.9

按显微镜颗粒计数法或自动颗粒计数法取得颗粒计数数据。针对大于  $5\mu\text{m}$  的颗粒数规定第一个标号，针对大于  $15\mu\text{m}$  的颗粒数规定第二个标号。依次写出这两个标号，并用斜线隔开  
代号 18/13 表示在 1mL 给定工作介质中大于  $5\mu\text{m}$  的颗粒有 1300 ~ 2500 个，大于  $15\mu\text{m}$  的颗粒有 40 ~ 80 个

确定固体颗粒污染等级代号时，针对大于  $5\mu\text{m}$  的颗粒数规定第一个标号，针对大于  $15\mu\text{m}$  的颗粒数规定第二个标号，依次写出这两个标号并用斜线隔开。例如：18/13（如下图）  
允许插补，不允许外推

附录 A  
代号的图  
示法



项 目	内 容									
	代号	1mL中大于 5 $\mu$ m的颗粒数		1mL中大于 15 $\mu$ m的颗粒数		代号	1mL中大于 5 $\mu$ m的颗粒数		1mL中大于 15 $\mu$ m的颗粒数	
		>	$\leq$	>	$\leq$		>	$\leq$	>	$\leq$
附录 B 代 号的表格表 示法	20/17	5000	10000	640	1300	16/12	320	640	20	40
	20/16	5000	10000	320	640	16/11	320	640	10	20
	20/15	5000	10000	160	320	16/10	320	640	5	10
	20/14	5000	10000	80	160	15/12	160	320	20	40
	19/16	2500	5000	320	640	15/11	160	320	10	20
	19/15	2500	5000	160	320	15/10	160	320	5	10
	19/14	2500	5000	80	160	15/9	160	320	2.5	5
	19/13	2500	5000	40	80	14/11	80	160	10	20
	18/15	1300	2500	160	320	14/10	80	160	5	10
	18/14	1300	2500	80	160	14/9	80	160	2.5	5
	18/13	1300	2500	40	80	14/8	80	160	1.3	2.5
	18/12	1300	2500	20	40	13/10	40	80	5	10
	17/14	640	1300	80	160	13/9	40	80	2.5	5
	17/13	640	1300	40	80	13/8	40	80	1.3	2.5
	17/12	640	1300	20	40	12/9	20	40	2.5	5
	17/11	640	1300	10	20	12/8	20	40	1.3	2.5
	16/13	320	640	40	80	11/8	10	20	1.3	2.5

注：表中包括标号为 8~20 的最常用代号  
表中未给出的其他代号可按图示法中给出的方法组成

#### 4.2.2 ISO 4406—1987 液压传动—油液—固体颗粒污染等级代号法

由于 GB/T 14039—1993 国家标准等同采用 ISO 4406—1987 国际标准，而 ISO 4406—1987 已被 ISO 4406—1999 新的国际标准所取代，因此本手册从略 ISO 4406—1987 标准。

#### 4.2.3 ISO 4406—1999 液压传动—油液—固体颗粒污染等级代号法

随着对液压污染控制要求的进一步提高，以及由于自动颗粒计数器校准方法的改变，ISO/TC 131/SC 6 对 ISO 4406—1987 进行了修订。修订后的 ISO 4406—1999 主要变化如下：

(1) 对于按照新修订标准 ISO 11171—1999 (已代替 ISO 4402—1991) 校准的自动颗粒计数器计数，采用二个尺寸的颗粒数代码，即

第一个代码代表每毫升油液中  $\geq 4\mu\text{m}$  (c) 的颗粒数；

第二个代码代表每毫升油液中  $\geq 6\mu\text{m}$  (c) 的颗粒数；

第三个代码代表每毫升油液中  $\geq 14\mu\text{m}$  (c) 的颗粒数。

例如：22/18/13

以上  $\mu\text{m}$  (c) 表示用按照 ISO 11171 校准的自动颗粒计数器的测量尺寸。

由于校准方法的改变，自动颗粒计数器测量的颗粒尺寸发生变化。原来用 ISO 4402:1991 校准的报告颗粒尺寸 2 $\mu\text{m}$ 、5 $\mu\text{m}$  和 15 $\mu\text{m}$ ，现在用 ISO 11171:1999 校准则为 4.6 $\mu\text{m}$  (c)、6.4 $\mu\text{m}$  (c) 和 13.6 $\mu\text{m}$  (c)。因此在修订后的 ISO 4406:1999 中污染等级代号的后两个代码调整为 6 $\mu\text{m}$  (c) 和 14 $\mu\text{m}$  (c)，是为了使采用不同的颗粒计数器测得的油液污染等级基本一致，从而使测试结果具有可比性。

(2) 取消了原来的代码 0.9，增加了代码 25，26，27，28 和 >28，代码总数增加到 30 个，各个代码代表的颗粒浓度范围没有改变。

对于用显微镜计数，仍采用  $\geq 5\mu\text{m}$  和  $\geq 15\mu\text{m}$  两个尺寸的颗粒浓度代码表示油液的污染等级。

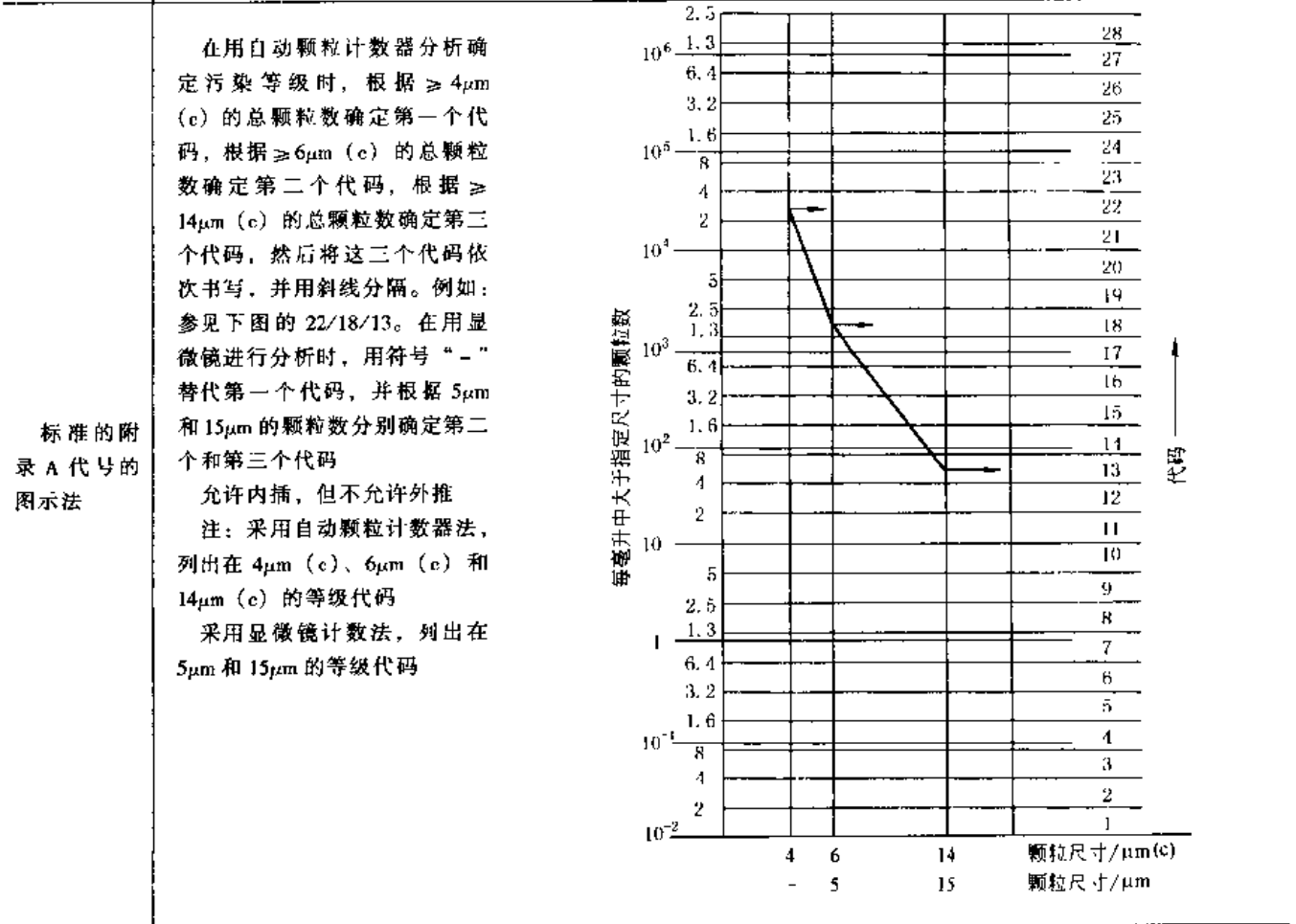
表 21-4-34

## ISO 4406:1999 国际标准 (摘录)

项目	内 容																																																																																																				
引用标准	ISO 11171:1999 液压传动—液体自动颗粒计数器的校准 ISO 4407:1991 液压传动—流体污染—用显微镜计数法测定颗粒污染 ISO 11500:1997 液压传动—用遮光原理自动计数测定颗粒污染																																																																																																				
代号说明	<p>代号的目的是, 是通过将单位体积油液中的颗粒数转换成较宽范围的代码, 以简化颗粒计数数据的报告。油液的污染等级代号由代码组成。代码每增加一级, 颗粒数一般增加一倍</p> <p>按照 ISO 4406:1987 的原代号, 数据报告以两个尺寸表示, 即 <math>\geq 5\mu\text{m}</math> 和 <math>\geq 15\mu\text{m}</math>, 但是, 考虑到光学自动颗粒计数器采用不同的校准标准, 所以在本标准中已将这尺寸作了改变。改后的数据报告尺寸为 <math>\geq 4\mu\text{m}</math> (c), <math>\geq 6\mu\text{m}</math> (c) 和 <math>\geq 14\mu\text{m}</math> (c), 后两个尺寸相当于采用 ISO 4402:1991 自动颗粒计数器校准方法所得到的 <math>5\mu\text{m}</math> 和 <math>15\mu\text{m}</math> 的颗粒尺寸。ISO 4402:1991 已被 ISO 11171:1999 所代替。<math>\mu\text{m}</math> (c) 的意思是指使用 ISO 11171 校准的自动颗粒计数器测量的颗粒尺寸</p> <p>按 ISO 4407:1991 用光学显微镜测得的颗粒大小是颗粒的最大尺寸, 而自动颗粒计数器测得的尺寸是由颗粒的投影面积换算而来的等效尺寸, 在大多数情况下它与采用显微镜法测得的值是不同的。用光学显微镜测量时报告的颗粒尺寸 <math>\geq 5\mu\text{m}</math> 和 <math>\geq 15\mu\text{m}</math>, 与 ISO 4406:1987 规定的相同</p> <p>注意: 颗粒计数受多种因素的影响。这些因素包括取样方法、位置、颗粒计数的准确性以及取样容器及其清洁度等。在取样时要特别小心, 以确保所取得的液样能够代表整个系统中的循环油液</p>																																																																																																				
代号组成	<p>使用自动颗粒计数器计数所报告的污染等级代号, 由三个代码组成, 该代码可分辨如下的颗粒尺寸及其分布:</p> <p>第一个代码代表每毫升油液中颗粒尺寸 <math>\geq 4\mu\text{m}</math> (c) 的颗粒数 第二个代码代表每毫升油液中颗粒尺寸 <math>\geq 6\mu\text{m}</math> (c) 的颗粒数 第三个代码代表每毫升油液中颗粒尺寸 <math>\geq 14\mu\text{m}</math> (c) 的颗粒数</p> <p>用显微镜计数所报告的污染等级代号, 由 <math>5\mu\text{m}</math> 和 <math>15\mu\text{m}</math> 两个尺寸的代码组成</p>																																																																																																				
代号的确定	<p>代码是根据每毫升液样中的颗粒数确定的, 见下表。</p> <p>正如下表所给出的, 每毫升液样中颗粒数的上、下限之间, 采用了通常为 2 的等比级差, 使代码保持在一个合理的范围内, 并且保证每一等级都有意义</p> <p style="text-align: center;">代号的确定表</p> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th colspan="2">每毫升中颗粒数</th> <th rowspan="2">代 码</th> <th colspan="2">每毫升中颗粒数</th> <th rowspan="2">代 码</th> </tr> <tr> <th>&gt;</th> <th>≤</th> <th>&gt;</th> <th>≤</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>2500000</td> <td></td> <td>28</td> <td>80</td> <td>160</td> <td>14</td> </tr> <tr> <td>1300000</td> <td>2500000</td> <td>28</td> <td>40</td> <td>80</td> <td>13</td> </tr> <tr> <td>640000</td> <td>1300000</td> <td>27</td> <td>20</td> <td>40</td> <td>12</td> </tr> <tr> <td>320000</td> <td>640000</td> <td>26</td> <td>10</td> <td>20</td> <td>11</td> </tr> <tr> <td>160000</td> <td>320000</td> <td>25</td> <td>5</td> <td>10</td> <td>10</td> </tr> <tr> <td>80000</td> <td>160000</td> <td>24</td> <td>2.5</td> <td>5</td> <td>9</td> </tr> <tr> <td>40000</td> <td>80000</td> <td>23</td> <td>1.3</td> <td>2.5</td> <td>8</td> </tr> <tr> <td>20000</td> <td>40000</td> <td>22</td> <td>0.64</td> <td>1.3</td> <td>7</td> </tr> <tr> <td>10000</td> <td>20000</td> <td>21</td> <td>0.32</td> <td>0.64</td> <td>6</td> </tr> <tr> <td>5000</td> <td>10000</td> <td>20</td> <td>0.16</td> <td>0.32</td> <td>5</td> </tr> <tr> <td>2500</td> <td>5000</td> <td>19</td> <td>0.08</td> <td>0.16</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td>1300</td> <td>2500</td> <td>18</td> <td>0.04</td> <td>0.08</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td>640</td> <td>1300</td> <td>17</td> <td>0.02</td> <td>0.04</td> <td>2</td> </tr> <tr> <td>320</td> <td>640</td> <td>16</td> <td>0.01</td> <td>0.02</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>160</td> <td>320</td> <td>15</td> <td>0.00</td> <td>0.01</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table> <p>注: 代码小于 8 时, 重复性受液样中所测得的实际颗粒数的影响。原始计数值应大于 20 个颗粒, 如果不可能, 则参考下述内容 (3)</p>	每毫升中颗粒数		代 码	每毫升中颗粒数		代 码	>	≤	>	≤	2500000		28	80	160	14	1300000	2500000	28	40	80	13	640000	1300000	27	20	40	12	320000	640000	26	10	20	11	160000	320000	25	5	10	10	80000	160000	24	2.5	5	9	40000	80000	23	1.3	2.5	8	20000	40000	22	0.64	1.3	7	10000	20000	21	0.32	0.64	6	5000	10000	20	0.16	0.32	5	2500	5000	19	0.08	0.16	4	1300	2500	18	0.04	0.08	3	640	1300	17	0.02	0.04	2	320	640	16	0.01	0.02	1	160	320	15	0.00	0.01	0
每毫升中颗粒数		代 码	每毫升中颗粒数		代 码																																																																																																
>	≤		>	≤																																																																																																	
2500000		28	80	160	14																																																																																																
1300000	2500000	28	40	80	13																																																																																																
640000	1300000	27	20	40	12																																																																																																
320000	640000	26	10	20	11																																																																																																
160000	320000	25	5	10	10																																																																																																
80000	160000	24	2.5	5	9																																																																																																
40000	80000	23	1.3	2.5	8																																																																																																
20000	40000	22	0.64	1.3	7																																																																																																
10000	20000	21	0.32	0.64	6																																																																																																
5000	10000	20	0.16	0.32	5																																																																																																
2500	5000	19	0.08	0.16	4																																																																																																
1300	2500	18	0.04	0.08	3																																																																																																
640	1300	17	0.02	0.04	2																																																																																																
320	640	16	0.01	0.02	1																																																																																																
160	320	15	0.00	0.01	0																																																																																																

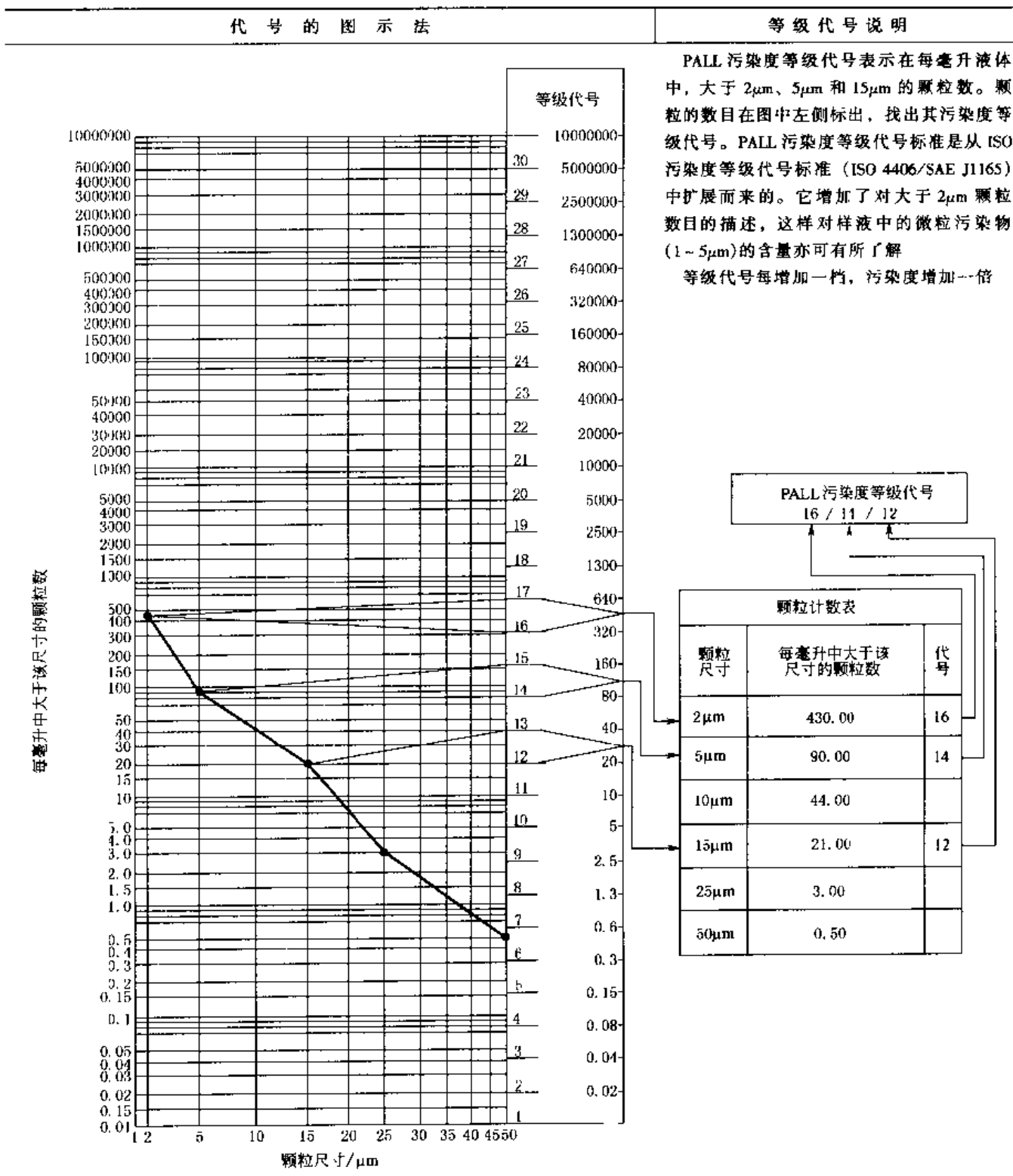
项目	内 容
用自动颗粒计数器计数的代号确定	<p>(1) 应使用经 ISO 11171 方法校准过的自动颗粒计数器, 按照 ISO 11500 或其他公认的方法来进行颗粒计数                      第一个代码按 <math>\geq 4\mu\text{m}</math> (c) 的颗粒数来确定                      第二个代码按 <math>\geq 6\mu\text{m}</math> (c) 的颗粒数来确定                      第三个代码按 <math>\geq 14\mu\text{m}</math> (c) 的颗粒数来确定                      这三个代码应按次序书写, 相互间用一条斜线分隔                      例如: 代号 22/18/13 表示, 在每毫升油液中, <math>\geq 4\mu\text{m}</math> (c) 的颗粒数在大于 20000 ~ 40000 之间 (包括 40000 在内); <math>\geq 6\mu\text{m}</math> (c) 的颗粒数在大于 1300 ~ 2500 之间 (包括 2500 在内); <math>\geq 14\mu\text{m}</math> (c) 的颗粒数在大于 40 ~ 80 之间 (包括 80 在内)</p> <p>(2) 在应用时, 可用 “*” (颗粒数太多而无法计数) 或 “-” (不需要计数) 两个符号来报告代码                      例 1: */19/14, 表示油液中 <math>\geq 4\mu\text{m}</math> (c) 的颗粒数太多而无法计数                      例 2: -/19/14, 表示油液中 <math>\geq 4\mu\text{m}</math> (c) 的颗粒数不需要计数</p> <p>(3) 当其中一个尺寸范围的原始颗粒计数值小于 20 时, 该尺寸范围的代码前应标注 <math>\geq</math> 符号                      例如: 代号 14/12/<math>\geq 7</math> 表示, 在每毫升油液中, <math>\geq 4\mu\text{m}</math> (c) 的颗粒数在大于 80 ~ 160 之间 (包括 160 在内); <math>\geq 6\mu\text{m}</math> (c) 的颗粒数在大于 20 ~ 40 之间 (包括 40 在内); 第三个代码 <math>\geq 7</math> 表示, 每毫升油液中 <math>\geq 14\mu\text{m}</math> (c) 的颗粒数在大于 0.64 ~ 1.3 之间 (包括 1.3 在内), 但计数值小于 20。这时, 统计的可信度降低。由于可信度较低, <math>14\mu\text{m}</math> (c) 部分的代码实际上可能高于 7, 即表示每毫升油液中的颗粒数可能大于 1.3 个</p>

用显微镜计数的代号确定	<p>应按照 ISO 4406 进行计数                      第一个代码按 <math>\geq 5\mu\text{m}</math> 的颗粒数来确定                      第二个代码按 <math>\geq 15\mu\text{m}</math> 的颗粒数来确定                      为了与用自动颗粒计数器所得的数据报告相一致, 代号应由三部分组成, 第一部分用符号 “-” 表示                      例如: -/18/13</p>
-------------	--



### 4.2.4 PALL 污染度等级代号

表 21-4-35



### 4.2.5 NAS 1638 污染度等级标准

NAS 1638 污染度等级由美国国家宇航学会在 1964 年提出。它扩充了 SAE 749D 等级的范围, 将污染度等级扩展到 14 个等级。NAS 1638 等级标准目前在美国和世界各国仍得到广泛应用。从表中可以看出相邻两等级颗粒浓度的递增比位。因此, 当油液污染度超过表中 12 级, 可用外推法确定更高的污染等级。英国流体动力研究协会 (BHRA) 按照 NAS 1638 将最高污染度等级扩展到 16 级。

表 21-4-36

项 目	内 容					
代号的组成	固体颗粒污染等级由 14 个等级的数字代号组成, 相邻两等级颗粒浓度的递增比为 2。其中的颗粒数表示 100mL 中的颗粒数					
标号的规定	污染度等级	颗粒尺寸范围/ $\mu\text{m}$				
		5 ~ 15	15 ~ 25	25 ~ 50	50 ~ 100	> 100
	00	125	22	4	1	0
	0	250	44	8	2	0
	1	500	89	16	3	1
	2	1000	178	32	6	1
	3	2000	356	63	11	2
	4	4000	712	126	22	4
	5	8000	1425	253	45	8
	6	16000	2850	506	90	16
	7	32000	5700	1012	180	32
	8	64000	11400	2025	360	64
	9	128000	22800	4050	720	128
	10	256000	45600	8100	1440	256
11	512000	91200	16200	2880	512	
12	1024000	182400	32400	5760	1024	

#### 4.2.6 SAE 749D 污染度等级标准

SAE 749D 污染度等级是美国汽车工程学会在 1963 年提出的。它以颗粒浓度为基础, 根据 100mL 油液中在五个尺寸区段内的最大允许颗粒数划分为 7 个污染度等级。

表 21-4-37

项 目	内 容					
代号的组成	固体颗粒污染等级由 5 个等级的数字代号组成, 以颗粒浓度为基础。其中的颗粒数表示 100mL 中的颗粒数					
标号的规定	污染度等级	颗粒尺寸范围/ $\mu\text{m}$				
		5 ~ 10	10 ~ 25	25 ~ 50	50 ~ 100	> 100
	0	2700	670	93	16	1
	1	4600	1340	210	26	3
	2	9700	2680	350	56	5
	3	24000	5360	780	110	11
	4	32000	10700	1510	225	21
	5	87000	21400	3130	430	41
6	128000	42000	6500	1000	92	

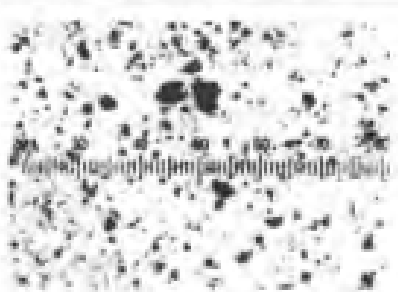
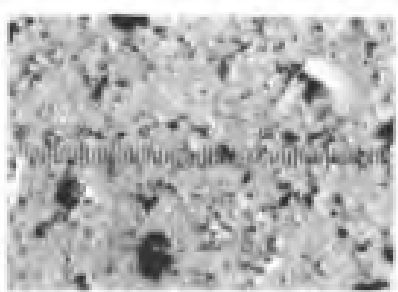
## 4.2.7 几种污染度等级对照表

表 21-4-38

ISO 4406:1987	NAS 1638	SAE 749D	每毫升油液中大于 10 $\mu$ m 颗粒数	ACFTD 重量 浓度/(mg·L <sup>-1</sup> )
26/23			140000	1000
25/21			85000	
23/20			14000	100
21/18	12		44500	
20/18			2400	
20/17	11		2300	
20/16			1400	10
19/16	10		1200	
18/15	9	8	580	
17/14	8	5	280	
16/13	7	4	140	1
15/12	6	3	70	
14/12			40	
14/11	5	2	35	
13/10	4	1	14	0.1
12/9	3	0	9	
11/8	2		5	
10/8			3	
10/7	1		2.3	
10/6			1.4	0.01
9/6	0		1.2	
8/5	00		0.6	
7/5			0.3	
6/3			0.14	0.001

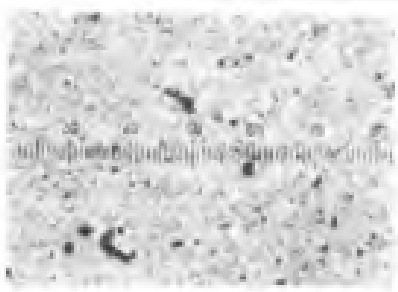
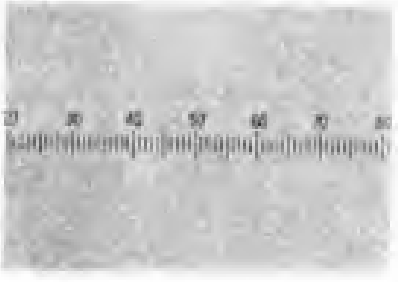
## 4.3 不同污染度等级油液的显微图像比较

表 21-4-39 (PALL 提供)

100 倍放大显微镜	说 明	颗粒数/ml	PALL 污染度等级代号
	桶中新油	> 2 33121 > 5 7820 > 10 5010 > 15 2440	22/20/18
	新安装系统内在的 污染物	> 2 79854 > 5 21070 > 10 12320 > 15 8228	13/12/20



续表

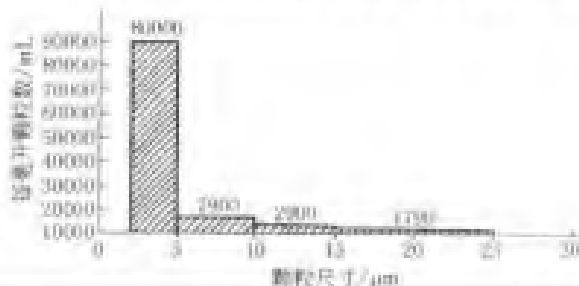
100 倍放大显微镜	说 明	颗粒数/ml	PALL 污染度等级代号
	系统使用常规液压过滤器后的油样	> 2 5870 > 5 2400 > 10 1800 > 15 540	20/18/16
	系统使用 $\beta_1 \geq 200$ 回原保护过滤器后的油样	> 2 80 > 5 41 > 10 20 > 15 12	14/13/11

## 4.4 伺服阀的污染控制

### 4.4.1 伺服阀的失效模式、后果及失效原因

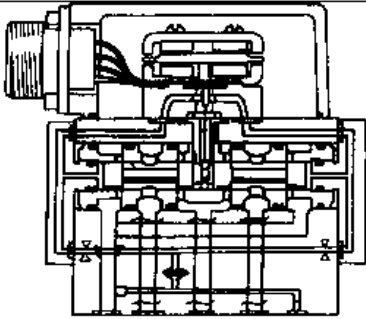
表 21-4-40

项 目	说 明
主 阀 失 效 模 式 及 后 果	冲蚀失效 油液中大量微小的固体颗粒随高速油液流过阀口时, 冲蚀阀芯与阀套上的节流梭边; 致使节流梭边倒钝, 导致伺服阀零区特性改变, 压力增益降低, 零位飘偏增大
	淤积失效 $\leq r$ (半径间隙) 的颗粒堆积于阀芯与阀套之间的环形间隙; 致使加快阀芯与阀套的磨损, 启动摩擦力加大, 滞环增大, 响应时间增长, 工作稳定性变差, 严重时出现卡涩现象
	卡涩失效 阀芯与阀套环形间隙中不均匀的淤积造成侧向力, 侧向力使阀芯与阀套的金属表面接触, 从而出现微观粘附 (冷压接触), 造成卡紧; 卡紧使启动摩擦力加大, 造成阀的工作不稳定, 严重卡紧时将引起卡涩失效
	腐蚀失效 油液中的水分和液压油添加剂中的碱或零件清洗剂中残留碱产生硫酸或盐酸, 致使节流梭边腐蚀, 造成与冲蚀相同的后果
先导阀失效	伺服阀内装过滤器堵塞或喷嘴、挡板、反馈杆端部小球的冲蚀、磨损所致; 过滤器堵塞降低了阀的灵敏度及响应, 严重时难以驱动功率滑阀
失效主要原因	<p>液压伺服系统中 85% 以上的故障是油液污染造成的; 污染中又以固体污染物最为普遍, 危害也最大。典型液压油颗粒尺寸分布如图所示。图示表明:</p> <p><math>\leq 5\mu\text{m}</math> 颗粒占总数的 86%。伺服阀阀芯与阀套半径间隙的典型值为 <math>1 \sim 2.5\mu\text{m}</math>, 且阀口上的流速高达 <math>50\text{m/s}</math> 以上, 因此 <math>\leq 5\mu\text{m}</math> 的大量微小颗粒是造成阀芯与阀套冲蚀失效、淤积失效和卡涩失效的主要原因。喷嘴与挡板的典型间隙为 <math>20 \sim 30\mu\text{m}</math> 左右, 因此 <math>25\mu\text{m}</math> 左右的颗粒最易造成先导阀及内装过滤器的失效</p>



#### 4.4.2 伺服阀的典型结构及主要特征

表 21-4-41

项 目	说 明
典型结构	<p>绝大多数高精度、高响应伺服阀采用右图所示的力矩马达喷嘴挡板式伺服阀</p> 
主要特征	<p>(1) 输入功率小, 额定输入电流的典型值为 <math>\pm 10\text{mA}</math>、<math>\pm 20\text{mA}</math>、<math>\pm 30\text{mA}</math></p> <p>(2) 形式有两级或三级。第一级均为喷嘴挡板阀, 第二、第三级为滑阀功率放大级</p> <p>(3) 级间反馈形式有: 两级伺服阀的级间反馈形式有机械反馈、电反馈和机械反馈加电反馈三种; 电反馈伺服阀的精度及响应高。三级伺服阀的第三级必为电反馈</p> <p>(4) 功率滑阀中阀芯与阀套的遮盖(开口)一般采用零遮盖(零开口)形式</p> <p>(5) 输出 (<math>Q_0</math>) 对输入 (<math>I</math>) 的关系成线性关系, 即: <math>Q_0 = \pm CI</math></p> <p>(6) 死区极小, 如 0.1%、0.2%、0.3%、0.4%、0.5%, 视具体伺服阀的类型及反馈形式而定</p> <p>(7) 滞环很小, 如 0.2%、0.3%、0.5% 或 1%、2%、3%, 视具体伺服阀的类型及反馈形式而定</p> <p>(8) 频宽很高, 100~200Hz, 视具体伺服阀的类型及反馈形式而定</p>

#### 4.4.3 伺服阀对油液清洁度的要求

下表汇集了 MOOG 喷嘴挡板式伺服阀清洁度等级推荐表。

表 21-4-42

MOOG 伺服阀系列		推荐清洁度等级		过滤器过滤比	
		正常工作	长寿命工作	正常工作	长寿命工作
两 级 SV	D661.....G/S/H	ISO 4406 < 16/13	ISO 4406 < 14/11	$\beta_{15} \geq 75$	$\beta_{10} \geq 75$
	72			$\beta_{25} \geq 75$	
	730	(最大) ISO 4406 16/13	推荐 ISO 4406 14/11		
	D761	ISO 4406 14/11	ISO 4406 13/10	$\beta_{10} \geq 75$	$\beta_5 \geq 75$
	D765	ISO 4406 14/11	ISO 4406 13/10	$\beta_{10} \geq 75$	$\beta_5 \geq 75$
	770	(最大) ISO 4406 16/13	推荐 ISO 4406 14/11		
三 级 SV	79-100	(最大) ISO 4406 16/13	推荐 ISO 4406 14/11		
	79-200	(最大) ISO 4406 16/13	推荐 ISO 4406 14/11		
	79-200HR	(最大) ISO 4406 16/13	推荐 ISO 4406 14/11		

随着过滤技术的发展, 上表指标是可以实现的, 并已被列入工业标准, 例如, 美国工业标准 NFPA/JICT2.24.1—1990 规定: 伺服元件供油系统的清洁度等级应达到 ISO 4406—14/10 级。这一规范已被其他一些工业规范支持并加强, 例如 1991 年 12 月发布的 BMW 汽车制造商规范 BVH—HO 和 Saturn 公司的规范都推荐采用伺服阀的系统清洁度为 ISO 4406—13/10 级。

PALL 过滤器公司推荐采用伺服阀的系统清洁度为 PCC (PALL Cleanliness Code) = 14/13/10, 并且指出该等级是目前 PALL 过滤器所能实现并能经济达到的。

加拿大航空公司的技术报告说, 其飞行模拟器上使用精细过滤, 油液清洁度达到 PCC = 13/12/10, 经过 8 年连续运行后检查伺服机构, 没有着出磨损痕迹。

伺服阀之所以要求这么高的清洁度, 正是基于伺服阀的失效模式及失效原因。

### 4.5 液压伺服系统的全面污染控制

#### 4.5.1 系统清洁度的推荐等级代号

表 21-4-43 PALL 推荐的系统清洁度等级代号

液压元件	液 压 系 统 工 作 压 力 及 工 作 状 况								
伺服阀	A	B	C	D	E				
比例阀		A	B	C	D	E			
变量泵			A	B	C	D	E		
插装阀				A	B	C	D	E	
定量柱塞泵				A	B	C	D	E	
叶片泵					A	B	C	D	E
压力/流量控制阀					A	B	C	D	F
电磁阀					A	B	C	D	E
齿轮泵					A	B	C	D	E
润 滑 系 统									
球轴承		A	B	C	D	E			
滚子轴承			A	B	C	D	E		
径向轴承				A	B	C	D	E	
齿轮箱 (工业用)				A	B	C	D	E	
汽车变速器					A	B	C	D	F
柴油机						A	B	C	D
清洁度等级 (PCC)	12/10/7	13/11/9	14/12/10	15/13/11	16/14/12	17/15/12	17/16/13	18/16/14	19/17/14
PALL 过滤器滤材级别	KZ								
			KP						
					KN				
							KS		

注：确定清洁度等级步骤。

1. 在该表元件栏中，找出液压系统中所采用的元件。
2. 根据系统的工作压力 (bar)，在表中找出相应的方框： $C > 175$ ， $D 105 - 175$ ， $D 105$ ； $A$ 、 $B$ 表示更高一级使用要求。
3. 方框的正下方列出了推荐的清洁度。
4. 如果出现下列情况之一，清洁度向左移一栏：
  - a. 该系统对整个生产过程的正常运行至关重要。
  - b. 高速/重载的工作情况。
  - c. 液压油中含水。
  - d. 系统中寿命要求在七年以上。
  - e. 系统失效会导致安全方面的问题。
5. 上述情况如果同时出现两种或两种以上，清洁度向左移两栏。

表 21-4-44 Vickers 推荐的系统清洁度等级代号

工作压力 (PSI)		< 2000	2000 ~ 3000	> 3000
液 压 泵	定量齿轮泵	20/18/15	19/17/15	18/16/13
	定量叶片泵	20/18/15	19/17/14	18/16/13
	定量柱塞泵	19/17/15	18/16/14	17/15/13

续表

工作压力 (PSI)		< 2000	2000 ~ 3000	> 3000
液 压 泵	变量叶片泵	18/16/14	17/15/13	17/15/13
	变量柱塞泵	18/16/14	17/15/13	16/14/12
液 压 阀	方向阀 (电磁阀)		20/18/15	19/17/14
	压力控制阀 (调压阀)		19/17/14	19/17/14
	流量控制阀 (标准型)		19/17/14	19/17/14
	单向阀		20/18/15	20/18/15
	插装阀		20/18/15	19/17/14
	螺纹插装阀		18/16/13	17/15/12
	充液阀		20/18/15	19/17/14
	负载传感方向阀		18/16/14	17/15/13
	液压遥控阀		18/16/13	17/15/12
	比例方向阀 (节流阀)		18/16/13	17/15/12
	比例压力控制阀		18/16/13	17/15/12
	比例插装阀		18/16/13	17/15/12
	比例螺纹插装阀		18/16/13	17/15/12
伺服阀		16/14/11	15/13/10	
执 行 元 件	液压缸	20/18/15	20/18/15	20/18/15
	叶片马达	20/18/15	19/17/14	18/16/13
	轴向柱塞马达	19/17/14	18/16/13	17/15/12
	齿轮马达	21/19/17	20/18/15	19/17/14
	径向柱塞马达	20/18/14	19/17/13	18/16/13
	斜盘结构马达	18/16/14	17/15/13	16/14/12
静液传 动装置	工作压力 (PSI)	< 3000	3000 ~ 4000	> 4000
	静液传动装置 (回路内油液)	17/15/13	16/14/12	16/14/11
轴 承	球轴承系统	15/13/11		
	滚柱轴承系统	16/14/12		
	滑动轴承 (高速)	17/15/13		
	滑动轴承 (低速)	18/16/14		
	一般工业减速机	17/15/13		
试验台	试验台的目标清洁度等级对每种颗粒尺寸应比将要试验的最敏感的条件和元件的代号清洁一档。例如, 在 2500 PSI 下试验的变量柱塞泵清洁度等级应是 17/15/13, 故试验台清洁度等级起码应是 16/14/12			
确定目标清洁度等级步骤	<p>(1) 用 Vickers 推荐清洁度代表率确定系统中各元件所要求的最清洁油液 (最小代号)。从一个公用油箱抽取油液的所有元件, 即便其工作是独立的或顺序的 (例如一个中心泵站供给几个不同的机器), 也应看成是同一系统中的元件。压力额定值指整个工作循环期间机器所达到的最高系统压力</p> <p>(2) 对于其中油液不是 100% 石油型油液的任何系统, 对每种颗粒尺寸选低一档目标代号。例, 如果所需最清洁代号为 17/15/13, 而系统油液是水乙二醇, 则目标变为 16/14/12</p> <p>(3) 如果系统经历以下工况中的任意两种工况, 则将每种颗粒尺寸选低一档目标清洁度</p> <p>(a) 在 0°F (-18°C) 以下频繁冷启动</p> <p>(b) 在超过 160°F (71°C) 的油温下间歇工作</p> <p>(c) 高振动或高冲击状态下工作</p> <p>(d) 作为过程工作的一部分对系统有关键依存关系时</p> <p>(e) 系统故障可能危及操作者或附近其他人的人身安全</p>			

### 4.5.2 过滤系统的设计

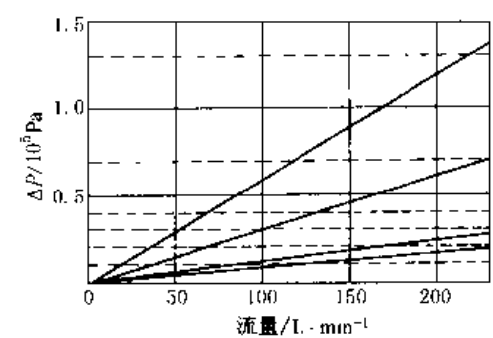
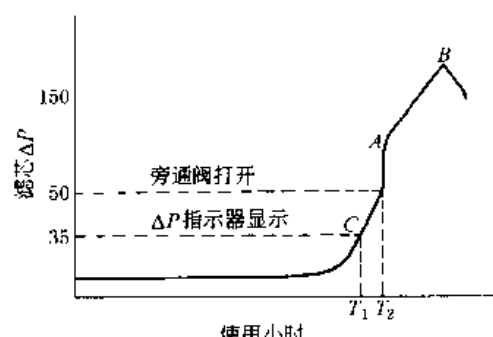
#### (1) 过滤器的类型、特点及应用

表 21-4-45

类型	结构式	过滤原理	特点及应用
表面型过滤器	金属网式	过滤介质为薄层网孔, 被滤除的颗粒污染物直接阻截在过滤元件上游表面	(1) 过滤精度很低, 容易堵塞 (2) 可清洗 (3) 只能做泵的吸入口过滤器
	线隙式		
	片式		
深度型过滤器	烧结金属	过滤介质为多孔可透性材料, 内有无数曲折的通道, 每个通道又有多处狭窄的缩口, 因此颗粒既可直接阻截在介质表面小孔处和内部通道的缩口处, 也可受分子吸附力的作用被吸附在通道内壁或粘附在纤维表面	(1) 过滤精度高, 能滤除的颗粒尺寸范围大 (2) 纳污容量大 (3) 一次性滤芯 其中以多层纤维应用最为广泛
	多孔陶瓷		
	多层纤维		

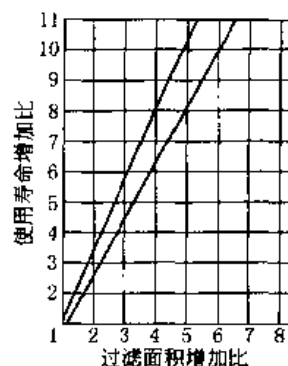
#### (2) 过滤器的主要性能参数

表 21-4-46

性能参数	说 明
过滤精度	目前国际上普遍采用过滤比作为过滤精度性能指标, 例如标称: $\beta_1 \geq 75, \beta_2 \geq 100, \beta_3 \geq 200, \beta_x \geq 1000$
最高工作压力	指过滤器外壳能够承受的最高工作压力 (MPa)
压 差 特 性	<p>初始压差</p> <p>过滤器压降包括壳体压降和滤芯压降 初始压差指滤芯清洁时的滤芯压降, 它与滤材及精度有关, 可由过滤器滤芯压降流量特性查出, 如右图实例</p> 
	<p>最大极限压差</p> <p>滤芯使用一端时间后, 由于污染物的堵塞, 压差逐渐增大。压差达到一定值后, 便急剧增大, 如右图的压差时间曲线 (亦称污染物负荷曲线), C 点称为最大极限压差, 此压差下压差指标器发讯, 表示滤芯已严重堵塞, 应该更换。对于具有旁通阀的过滤器, 旁通阀的开启压力一般比允许的极限压差大 10% 左右 (PALL 则规定: <math>T_2 - T_1 = (5\% \sim 10\%) \times</math> 过滤器使用寿命)。图中 A 点为滤材的压溃压力, B 点为滤芯骨架的压溃压力</p>  <p>对于吸油过滤器, 为防止吸空, 最大极限压差不应超过 0.015 ~ 0.035MPa; 对于压力油路过滤器, 为减小能耗, 最大极限压差通常为 0.3 ~ 0.5MPa</p>
纳污容量	<p>视在纳污容量: 过滤器达到设定的极限压差之前, 加入到过滤器试验系统中的污染物总量</p> <p>实际纳污容量: 试验系统中的过滤器达到设定的极限压差之前, 所截获的污染物总量</p> <p>注意: 不能用纳污容量去预测过滤器的使用寿命, 因为纳污容量受许多因素的影响且容易变化</p>

续表

性能参数	说 明
纳污容量	<p>使用寿命是指实际系统中过滤器达到设定极限压差之前的工作时间</p> <p>滤芯的纳污容量及使用寿命与滤芯面积有关, 如右图所示, 滤芯面积比为2时, 使用寿命比大于2, 为2.5~3.5之间; 因此, 从降低运行费用的观点, 适当加大滤芯面积是合算的</p>



## (3) 过滤器的布置及精度配置

表 21-4-47

名称	功 用	精度	布 置 图
工作压力系统内过滤器	(1) 防止泵磨损下来的污染物进入系统 (2) 防止液压阀及管路的污染物进入伺服阀块	B	<p>1—恒压泵; 2—压力过滤器; 3—蓄能器; 4—阀块; 5—伺服阀; 6—伺服阀先导级过滤器; 7—伺服缸; 8—回油过滤器; 9—油箱; 10—循环泵; 11—冷却器; 12—循环过滤器; 13—磁性过滤器; 14—空气滤清器; 15—取油样阀</p> <p>注: 1. 对于管路很长的大型系统, 压力管路过滤器可能不止一个 2. 精度配置举例: A: 2~6<math>\mu\text{m}</math>, B: 6~12<math>\mu\text{m}</math>, C: 12~20<math>\mu\text{m}</math></p>
回油管路过滤器	防止元件磨损或管路中残存的污染物回到油箱	C	
空气滤清器	防止空气中灰尘进入油箱	A	
伺服阀入口过滤器	拟采用无旁通阀的压力过滤器用于伺服阀先导控制阀的入口或主阀入口。以确保伺服阀的工作可靠性及性能, 并减少磨损、提高工作寿命	A	
工作系统外过滤器	对于大型系统或重要的伺服系统配置循环泵及循环过滤冷却系统, 该系统长期连续运转, 用于提高系统清洁度。可取外过滤流量 = ( $\frac{1}{2}$ ~ $\frac{1}{3}$ ) 主油路流量	A	
冲洗过滤器	对于长管路的大型系统, 利用冲洗系统对短接的车间管路进行循环冲洗, 防止将管路中污染物带入系统	B	
加油过滤器	即使是新油也必须经加油小车将新油过滤后加入系统	A	

## (4) 流量波动对过滤性能的影响

表 21-4-48

内容	说 明
流量波动	系统中换向阀的切换、执行机构的起动或制动、缸中压缩油液的突然释放、蓄能器的快速供油, 以及伺服阀的高频工作等都将使系统流量产生波动, 甚至会出现瞬间流量冲击

内容	说 明
$\beta_x$ 下降的原因	<p>过滤比 <math>\beta_x</math> 是由多次通过滤油器性能试验测定的, 多次通过试验是在稳定流量的条件下进行的。在流量波动或冲击下, 被吸附截留在过滤器介质上的颗粒污染物会重新释放, 导致下游污染浓度上升、过滤比下降、过滤性能变差</p>
影响 $\beta_x$ 下降的因素	<p>试验表明:</p> <p>(1) 流量波动的频率和振幅对 <math>\beta_x</math> 均有影响, 其中波动振幅的影响更为显著</p> <p>(2) 流量波动的影响主要发生在频率较低、振幅较高的区段; 高频区无显著影响; 低幅区基本上无影响。波动频率对 <math>\beta_x</math> 值的影响见右图曲线 1、2</p> <p>(3) 流量波动对某一直径以上的颗粒滤除能力的影响较小, 甚至无影响。尺寸界限视过滤器的过滤精度而定</p> <p>(4) 流量波动对高精度过滤器达到极限压差的时间无显著影响; 而对低精度过滤器达到极限压差时间显著变长</p>
对策	<p>(1) 系统设计、系统调试时尽可能减少流量波动的幅值, 例如换向阀加阻尼器、限定蓄能器安全阀组的开度等</p> <p>(2) 采用有支撑、有固结孔隙滤材的高精度过滤器, 如 PALL <math>\beta_x = 1000</math> 过滤器, 这种过滤器的 <math>\beta_x</math> 值如上图中的曲线 3 所示</p>

4.5.3 液压元件、液压部件 (装置) 及管道的污染控制

表 21-4-49

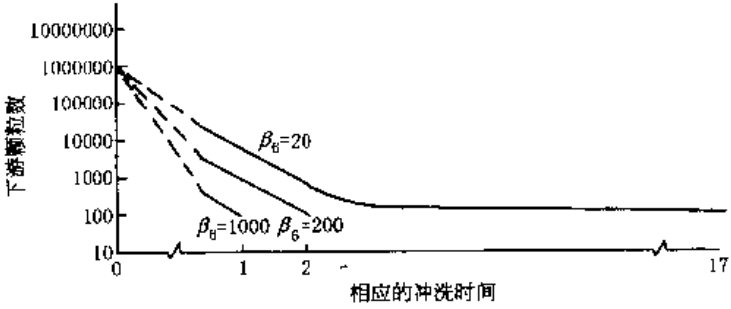
元件部件	污 染 控 制 内 容																																								
<p>液压元件</p>	<table border="1"> <thead> <tr> <th>元件类型</th> <th>优等品</th> <th>一等品</th> <th>合格品</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>各种类型液压泵</td> <td>16/13</td> <td>18/15</td> <td>19/16</td> </tr> <tr> <td>一般液压泵</td> <td>16/13</td> <td>18/15</td> <td>18/16</td> </tr> <tr> <td>伺服阀</td> <td>13/10</td> <td>14/11</td> <td>15/12</td> </tr> <tr> <td>比例控制阀</td> <td>14/11</td> <td>15/12</td> <td>16/13</td> </tr> <tr> <td>液压马达</td> <td>16/13</td> <td>18/15</td> <td>19/16</td> </tr> <tr> <td>液压缸</td> <td>16/13</td> <td>18/15</td> <td>19/16</td> </tr> <tr> <td>摆动液压缸</td> <td>17/14</td> <td>19/16</td> <td>20/17</td> </tr> <tr> <td>蓄能器</td> <td>16/13</td> <td>18/15</td> <td>19/16</td> </tr> <tr> <td>滤油器 (壳体)</td> <td>15/12</td> <td>16/13</td> <td>17/14</td> </tr> </tbody> </table> <p>(1) 液压元件的清洁度指标应满足 JB/T 7858—1995 要求, 该标准以液压元件内部残留污染物重量作为评定指标。典型液压元件清洁度等级亦可参见右表</p> <p>(2) 元件在运输、存放过程中可能被污染, 因此组装系统前, 必须对每个元件进行认真的检查和清洗</p>	元件类型	优等品	一等品	合格品	各种类型液压泵	16/13	18/15	19/16	一般液压泵	16/13	18/15	18/16	伺服阀	13/10	14/11	15/12	比例控制阀	14/11	15/12	16/13	液压马达	16/13	18/15	19/16	液压缸	16/13	18/15	19/16	摆动液压缸	17/14	19/16	20/17	蓄能器	16/13	18/15	19/16	滤油器 (壳体)	15/12	16/13	17/14
元件类型	优等品	一等品	合格品																																						
各种类型液压泵	16/13	18/15	19/16																																						
一般液压泵	16/13	18/15	18/16																																						
伺服阀	13/10	14/11	15/12																																						
比例控制阀	14/11	15/12	16/13																																						
液压马达	16/13	18/15	19/16																																						
液压缸	16/13	18/15	19/16																																						
摆动液压缸	17/14	19/16	20/17																																						
蓄能器	16/13	18/15	19/16																																						
滤油器 (壳体)	15/12	16/13	17/14																																						
油箱	<p>(1) 伺服系统油箱采用不锈钢油箱, 并用氩弧焊焊接</p> <p>(2) 油箱应采用全封闭结构, 以防外部侵入污染</p> <p>(3) 吸油腔与回油腔应加隔板, 隔板上装有消泡网</p> <p>(4) 油箱侧面中下方应装取油样阀, 以便定期取样, 检验油液清洁度</p>																																								
阀块	<p>(1) 阀块设计及加工中, 应避免出现难以清洁的流道死角</p> <p>(2) 流道孔加工后, 必须进行去毛刺处理和严格的清洁</p> <p>(3) 对于伺服阀阀块, 应制作循环冲洗板或用换向阀代替伺服阀进行循环冲洗</p>																																								
液压管道	<p>(1) 不论采用不锈钢管或普通无缝管, 弯管前均按规范进行彻底的酸洗处理, 酸洗过程包括: 脱脂处理、酸洗、中和处理和钝化处理</p>																																								

续表

元件部件	污 染 控 制 内 容
液压管道	(2) 配管及接头采用氩弧焊接, 焊缝部件应进行再次酸洗处理 (3) 管道与接头、法兰采用对接焊, 不允许套人后焊接, 以避免颗粒进入缝隙难以清洗 (4) 管道预装后要全部拆开, 严格清洗后复装
系统清洗及总装	(1) 系统预装后应全部拆除, 严格清洗后进行复装 (2) 系统复装后, 应进行循环清洗, 循环清洗时间伺服阀清洗板或换向阀代替, 执行元件油口用软管短接 (3) 达到清洁度等级要求后, 方可装上伺服阀进行系统出厂调试 (4) 出厂调试后, 拆开各液压部件, 运输发运前各接口应细微封装牢固, 以免运输过程受到污染

## 4.5.4 系统的循环冲洗

表 21-4-50

内 容	说 明
循环冲洗类型	车间管路冲洗 对于车间管路很长的大型系统, 配管后用软管将车间管路短接, 采用冲洗系统(装置)供油, 对车间管路进行循环冲洗
	系统循环冲洗 车间管路清洁度达标后, 按实际系统接入阀台、阀块、蓄能器装置及液压站, 由系统主泵进行循环冲洗。如系统主泵流量不足, 则应由冲洗装置供油。系统循环冲洗时, 伺服阀由清洗板或换向阀代替
对冲洗系统的要求	流速 冲洗流量应足够大, 使工作管路的流速 $\geq 8\text{m/s}$
	压力 冲洗装置压力足够大, 大于所流过的各阀的压降与管道压降之总和
	温度 冲洗装置的供油油温: $60^\circ\text{C}$
	振动 人工用木锤不时反复逐段敲打振动管道
冲洗过滤器的选择	<p>(1) 冲洗装置的供油及回油路均应装设过滤器; 冲洗过滤器的滤油面积应该加大</p> <p>(2) 循环冲洗的前一阶段可采用精度较低的滤芯</p> <p>(3) 冲洗一段时间后, 拟换用精度高、<math>\beta_s</math> 值大的滤芯, 以缩短冲洗时间。如右图所示, 用 <math>\beta_s = 1000</math> 滤芯的冲洗时间比 <math>\beta_s = 20</math> 的快 17 倍, 比 <math>\beta_s = 200</math> 的快 2 倍</p> 

## 4.5.5 过滤系统的日常检查及清洁度检验

表 21-4-51

内 容	说 明
日常检查	项目 (1) 检查并记录过滤器前后压力、压差 (2) 检查并记录过滤器堵塞发讯器的讯号或颜色 (3) 根据需要及时更换滤芯 注意: 单筒压力过滤器必须停机并卸压后更换滤芯; 双筒压力过滤器可以在运行状态下切换, 切换后更换滤芯; 双筒回油过滤器必须在停机状态下切换, 因切换瞬间回油背压会剧增
	时间 新系统每日检查 1 次
清洁度检查	取样 从指定的取样口(参见表 21-4-47 中过滤器布置图)定期取油样并送检
	时间 新系统每月检查 1 次, 旧系统 3-6 个月检查 1 次



## 5 伺服液压缸的设计计算

伺服液压缸是液压伺服系统关键性部件。对于中小规格的伺服缸可以选用标准产品,但对于大规格的伺服液压缸,如压下伺服缸,则必须进行非标设计。伺服液压缸的结构及其动态特性直接影响到系统的性能和使用寿命,所以伺服液压缸的设计是系统设计中的重要组成部分。

### 5.1 伺服液压缸与传动液压缸的区别

表 21-4-52

区 别		传动液压缸	伺服液压缸
功用不同		作为传动执行元件,用于驱动工作负载,实现工作循环运动,满足常规运动速度及平稳性要求	作为控制执行元件,用于高频下驱动工作负载,实现高精度、高响应伺服控制
强度及结构方面	强度	满足工作压力和冲击压力下强度要求	满足工作压力和高频冲击压力下强度要求
	刚度	一般无特别要求	要求高刚度
	稳定性	满足压杆稳定性要求	满足压杆高稳定性要求
	导向	要求良好的导向性能,满足重载或偏载要求	要求优良的导向性能,满足高频下的重载、偏载要求
	连接间隙	连接部位配合良好,无较大间隙	连接部位配合优良,不允许存在游隙
	缓冲	高速运动缸应考虑行程终点缓冲	伺服控制不碰缸底,不必考虑缓冲装置
	安装	只需考虑缸体与机座、活塞杆与工作机构的连接	除考虑与机座及工作机构的连接,还应考虑传感器及伺服控制阀块的安装
性能方面	摩擦力	要求较小的起动力	要求很低的起动力和运动阻力
	泄漏	不允许外泄漏,内泄漏较小	不允许外泄漏,内泄漏很小
	寿命	要求较高工作寿命	要求高寿命
	清洁度	要求较高清洁度	要求很高的清洁度

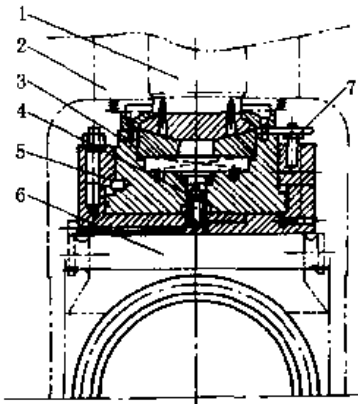
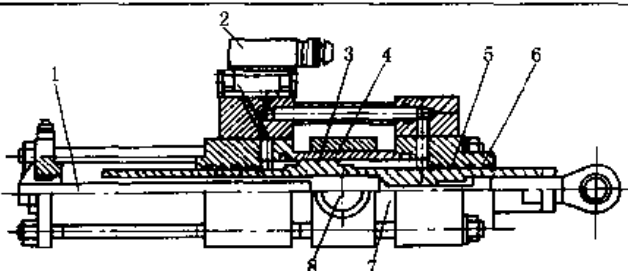
### 5.2 伺服液压缸的设计步骤

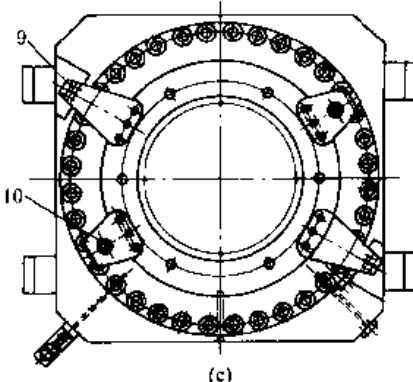
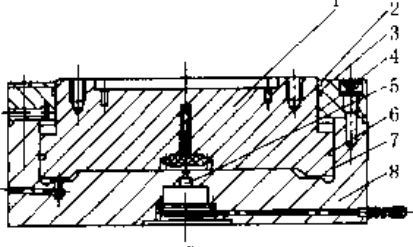
表 21-4-53

步 骤	内 容
(1)	详细了解主机的工况及结构特点,确定缸的行程及允许的最大外形尺寸,确定缸与主机的连接方式
(2)	确定缸的类型:活塞缸或柱塞缸
(3)	根据负载力及选定的供油压力 $p_s$ , 确定缸的有效面积 $A_p$
(4)	计算并确定缸的主要参数,包括缸内径 $D$ 、活塞杆直径 $d$ 、缸的壁厚 $t$ 及外径、缸底厚度等。确定壁厚、缸底厚度主要考虑其强度和刚度
(5)	绘制结构草图,确定缸的最大行程及最大外形尺寸
(6)	校核缸的固有频率是否满足系统要求
(7)	在系统静动特性分析符合后,进行液压缸及其辅件结构设计和零件的校核。如不符合要求,需重复(4)~(7)的步骤
(8)	绘制正式施工图

## 5.3 伺服液压缸的设计要点

表 21-4-54

项 目	内 容	
强度校核	一般均按经典的强度公式计算出厚度和直径等尺寸,然后圆整或套用标准,因此最后结果(例如厚度尺寸)往往大大超过计算值,偏于安全;但对缸的变形量必须校核	
关于刚度	应有足够的连接刚度,即活塞杆的细长比要很小,否则执行元件的固有频率会下降很多,缸的底座不能只满足能支撑缸的受力,还应有“坚实”的基础	
减少液压缸的摩擦力	摩擦力的危害	摩擦力是非线性负载,其方向与运动相反,如果摩擦力过大,容易产生极限环振荡,并将产生静态死区和动态死区,因此应尽量减小液压缸的静摩擦力和动摩擦力
	措施	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. 选用动、静摩擦系数小,弹性好、密封性好的组合式密封件与硬度较高的导向环,密封件及导向环采用专门厂商生产的产品,以保证良好的密封性和导向性</li> <li>2. 活塞杆的有效导向长度应尽量长,以减少由于液压缸轴向歪斜产生的附加摩擦力</li> <li>3. 应保证缸体与活塞尺寸在允许范围之内。其公差值应遵循密封件的公差要求</li> </ol>
提高液压缸的固有频率	伺服液压缸的固有频率往往是伺服系统中各环节的最低频率,即系统能够响应的最高频率。要加快响应速度,就要加大 $\omega_h$	
	有效工作面积 $A_p$	当 $\omega_h$ 不足时,可以在空间允许的范围内提高 $A_p$ ,但 $A_p$ 与 $\omega_h$ 不是成正比,因为 $V_1$ 当中含有参数 $A_p$ 。不过随着 $A_p$ 增大,可以降低 $P_1$ ,但 $\beta_e$ 也会随之有所下降
	工作腔容积 $V_1$	<p><math>V_1</math> 的减小,可以提高 <math>\omega_h</math>。减小 <math>V_1</math> 的最有效方法是使缸的行程尽量减小,减小到只满足控制行程,而调节缸的原始位置,用其他办法完成。例如压下缸的行程只作轧钢时调整辊缝,而调整轧制线的标高(因轧辊磨损)则用电动压下螺丝或斜块来调整。此外,由伺服阀到液压缸油管的容积也是不可忽视的,伺服阀阀块尽量靠近液压缸,或就装在缸上,如图 a 所示</p>  <p style="text-align: center;">(a)</p> <p>1—压下螺丝; 2—机架; 3—活塞杆; 4—位移传感器; 5—防转块; 6—轧辊轴承座; 7—防转装置</p>
$\beta_e$	液体的体积弹性系数 $\beta_e$ 的理论值为 1400MPa,实际值与油液中气体含量有很大关系,当气体含量少,压力高时,则 $\beta_e$ 大。缸的刚度不够,特别是管道的刚性差时, $\beta_e$ 值也会显著降低。因此从阀到缸中间一般不采用软管连接。作为工程设计,一般设计计算取 $\beta_e = 700\text{MPa}$ ,高压时气体容易排出,可取 $\beta_e = 1000\text{MPa}$	
工艺和安装的要求	缸的安装与固定	<p>一般受力较小的伺服液压缸可用传动缸安装与固定的方法(如图 b 所示)。对于出力很大,有较大的径向尺寸,而轴向尺寸往往较小的压下缸多数与设备做成一体或用缸底支承(如图 a 所示),因缸自重很大(3~6t),必须有起重、吊装装置</p>  <p style="text-align: center;">(b)</p> <p>1—传感器; 2—伺服阀; 3—活塞密封; 4—活塞; 5—活塞杆密封; 6—缸盖; 7—缸筒; 8—销轴</p>

项目	内容
	<p>缸的防转装置</p> <p>当装有外置位移传感器时,要求活塞与缸体之间不能有相对转动,常采用框架限制住缸体并设定位销;图 a、c 表示缸体与柱塞间有导向装置,图 c 左下角 10 和右上角为定向装置,左右对称。缸体左右四翼为用框架固定缸体的支承座</p>  <p style="text-align: center;">(c) 9—外置传感器; 10—导向装置</p>
<p>工艺和安装的要求</p>	<p>传感器的设置</p> <p>传感器设置的方法有两种,一种在中间设置,如图 d 所示,优点是只用一个传感器即能得到准确数据,缺点是不易维修和调整。另一种方式是在缸两侧对称设置两个传感器(如图 c 中 9),传感器分别固定在缸体和挡板上,以防止缸歪斜时单个传感器检测不准。在工作过程中,要保证位置传感器对中,运动自如</p>  <p style="text-align: center;">(d) 1—活塞; 2—防尘圈; 3、6—组合密封圈; 4、7—导向环; 5—位移传感器; 8—缸体套</p> <p>在缸的最上方,应有放气装置,保证油腔中无空气存在</p> <p>保证传感器和活塞杆不受灰尘和水汽污染,应加防护装置</p>

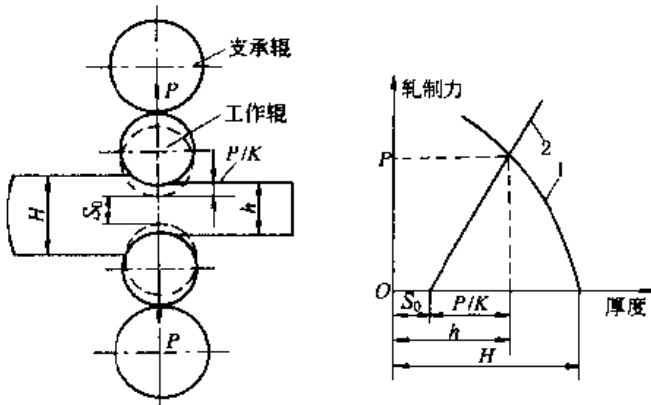
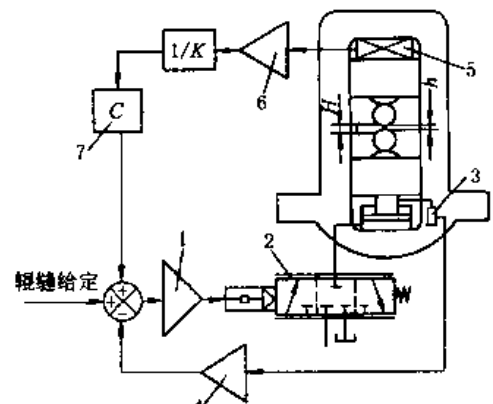
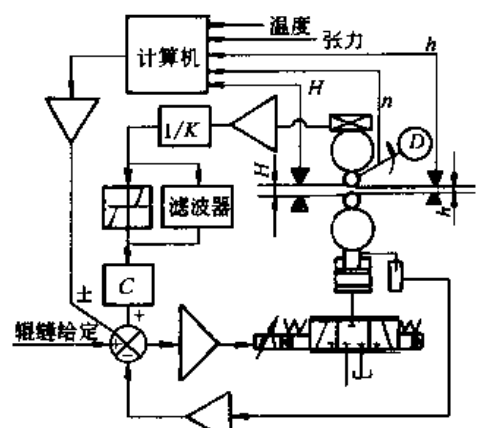
## 6 液压伺服系统设计实例

轧机液压压下系统是控制大型复杂、负载力很大、扰动因素多、扰动关系复杂、控制精度和响应速度要求很高的设备,采用高精度仪表并由大中型工业控制计算机系统控制的电液伺服系统。以它为实例,具有代表性、先进性和实用性。

### 6.1 液压压下系统的功能及控制原理

表 21-4-55

项目	内容
<p>HAGC 系统的含义及功能</p>	<p>AGC(Automatic Gauge Control)系厚度自动控制的简称</p> <p>液压 AGC 即 HAGC(Automatic Gauge Control Systems With Hydraulic Actuators)系采用液压执行元件(压下缸)的 AGC,国内称液压压下系统。HAGC 是现代板带轧机的关键系统,其功能是不管引起板厚偏差的各种扰动因素如何变化,都能自动调节压下缸的位置,即轧机的工作辊缝,从而使出口板厚恒定,保证产品的目标厚度、同板差、异板差达到性能指标要求</p> <p>国外也有将 HAGC 称作 HGC(Hydraulic Gap Control)或 SDS(Hydraulic Screw Down System)</p>
<p>液压压下与电动压下的区别</p>	<p>液压压下由电动压下发展而来,所不同的是电动压下采用电机+大型蜗轮减速机+压下螺丝进行压下,结构笨重、响应低、精度差,且电动压下不能带钢压下。由于液压压下具有高精度、高响应、压压力大、尺寸小、结构简单等特点,现代轧机已全部采用液压压下。对于具有电动压下的厚板即大行程压下时仍采用电动压下(此时压下缸作液压垫使用),轧制成薄板即小行程压下时采用液压 AGC(此时电动压下螺丝不动)</p>

项目	内容
<p>HAGC 系统基本控制思想</p>	<p>轧机的弹跳方程如下,变形曲线见右图</p> $h = S_0 + P/K$ <p>式中 <math>S_0</math>——空载辊缝,mm  <math>P</math>——轧制压力,N  <math>K</math>——轧机的自然刚度,N/mm  <math>h</math>——出口板厚,mm</p> <p>影响板厚的各种因素集中表现在轧制力和辊缝上。影响轧制力的因素是:来料厚度 <math>H</math> 增加使 <math>P</math> 增大,轧材机械性能的变化和连轧中带材张力波动都将使 <math>P</math> 发生变化;影响辊缝的因素是:轧辊膨胀使 <math>S_0</math> 减小,轧辊磨损使 <math>S_0</math> 增大,轧辊偏心和油膜轴承的厚度变化会引起 <math>S_0</math> 的周期性变化</p>  <p><math>H</math>—来料板厚; <math>S_0</math>—空载辊缝; <math>P</math>—轧制力; <math>K</math>—轧机的刚度;          1—轧机塑性变形抗力曲线; 2—轧机弹性变形曲线</p> <p>HAGC 系统中:<math>h</math> 为被控制量,希望 <math>h</math> 恒定,影响板厚变化的各种因素为扰动量,由于扰动因素多且变化复杂,因此 HAGC 系统的基本控制思想是:采用位置闭环控制 + 扰动补偿控制</p>
<p>BISRA AGC 及其原理</p>	<p>由于轧制力及其波动值很大,而轧机刚度有限,因此,扰动量中,以轧制力引起的轧机弹跳对出口板厚的影响最大。采用位置闭环 + 轧制力主扰动补偿构成的液压 AGC,称为力补偿 AGC 或 BISRA AGC,因为这种方法是英国钢铁协会(British Iron and Steel Research Association)提出的</p> <p>右图为 BISRA AGC 原理图,引入力补偿后,出口板厚</p> $h = S_0 + \frac{\Delta P}{K} - C \frac{\Delta P}{K}$ $= S_0 + \frac{\Delta P}{K}(1 - C) = S_0 + \frac{\Delta P}{K_n}$ <p>式中 <math>K_n = K/(1 - C)</math>——称为轧机的控制刚度  <math>K_n</math> 可以通过调整补偿系数 <math>C</math> 加以改变;          使 <math>C = 1</math> 时, <math>K_n = \infty</math>,意味着轧机控制刚度无穷大,即弹跳变形完全得到补偿,实现了恒辊缝轧制。由于力补偿为正反馈,为使系统稳定,应作成欠补偿,即取 <math>C = 0.8 \sim 0.9</math>          使 <math>C = 0</math> 时, <math>K_n = K</math>,意味着力不补偿未投入,只有位置环起作用,轧机的弹跳变形量影响仍然存在</p>  <p>1—伺服放大器; 2—伺服阀; 3—位移传感器;          4—位移传感器二次仪表; 5—力传感器(压头);          6—力传感器二次仪表; 7—补偿系数</p>
<p>液压 AGC 的控制策略</p>	<p>BISRA AGC 仅对主要扰动——轧制力的变化及影响进行补偿,并提出了头部锁定(相对值)AGC 技术。为使板厚精度达到高标准(例如,冷轧薄板的同板差 <math>\leq \pm 0.003\text{mm}</math>,热轧薄板的同板差 <math>\leq \pm 0.02\text{mm}</math>)必须对其他扰动也进行补偿,完善的液压 AGC 系统如右图所示,它包括:</p> <p>(1) 液压 APC(Automatic Position Control):即液压位置自动控制系统,它是液压 AGC 的内环系统,是一个高精度、高响应的电液位置闭环伺服系统,它决定着液压 AGC 系统的基本性能。它的任务是接受厚控 AGC 系统的指令,进行压下缸的位置闭环控制,使压下缸实时准确地定位在指令所要求的位置。也就是说,液压 APC 是液压 AGC 的执行系统</p> <p>(2) 轧机弹跳补偿 MSC(Mill Stretch Compensation):其任务是检测轧制力,补偿轧机弹跳造成的厚度偏差。MSC 是 HAGC 系统的主要补偿环</p> 

项 目	内 容
液压 AGC 的控制策略	<p>(3) 热凸度补偿 TEC(Thermal Crown Compensation): 轧辊受热膨胀时, 实际辊缝减小, 轧制力增加, 轧件出口厚度减小; 此时如用弹跳方程式计算轧件出口厚度, 由于轧制力增大, 计算出的厚度反而变大了。如果不对此进行处理, AGC 就会减小辊缝, 使实现出口轧件厚度更薄, 即轧辊热膨胀的影响反而被轧机弹跳补偿放大了。TEC 的作用便是消除这种不良影响。此外, TEC 中还要考虑轧辊磨损的影响</p> <p>(4) 油膜轴承厚度补偿 BEC(Beering Oil Compensation): 大型轧机支承辊轴承一般采用能适应高速重载的油膜轴承。油膜厚度取决于轧制力和支承辊速度; 轧制力增加, 辊缝增加; 速度增加, 辊缝减小。通过检测轧制力和支承辊速度可进行 BEC 补偿</p> <p>(5) 支承辊偏心补偿 ECC(Eccentricity Compensation): 支承辊偏心将使辊缝和轧制压力发生周期性变化, 偏心使辊缝减小的同时, 将使轧制压力增大, 如果将偏心量引起的轧制压力进行力补偿, 必将使辊缝进一步减小, 因为力补偿会使压下缸活塞朝着使辊缝减小的方向调节。为解决这一问题, 拟在力补偿系数 C 环节之前加一死区环节, 死区值等于或略大于最大偏心量, 为了让小于死区值的其他缓变信号能够通过, 死区环节旁并联一个时间常数较大的滤波器, 滤波器不允许快速周期性变化的偏心信号通过</p> <p>(6) 同步控制 SMC(Synchronized Motion Compensation): 四辊轧机传动侧、操作侧的压下缸之间没有机械联结, 两侧压下缸的负载力(轧制反力)又可能因偏载而差别较大, 这将造成两侧运动位置不同步, 为此需要引入同步控制。方法是将检测到的两侧压下缸活塞位移信号求和取平均值作为基准, 以活塞位移与平均值的差值作为补偿信号, 迫使位移慢的一侧加快运动到位, 使位移快的一侧减慢运动到位</p> <p>(7) 倾斜控制: 对于中厚板轧机, 当来料出现楔形或轧制过程产生镰刀弯时, 需引入倾斜控制。通过两侧轧制力差值或在轧机出口两侧各装一台激光测厚仪, 测其两侧板厚差, 进行倾斜控制, 使板厚的一侧压下缸压下, 板薄的一侧上抬</p> <p>(8) 加减速补偿: 对于可逆冷轧机, 轧机加速、减速过程中带材与辊系摩擦系数等变化引起的轧制力变化会对出口板厚造成影响, 为此引入加减速补偿环, 根据轧制数学模型推算出压下位置的修正量</p> <p>(9) 前馈(预控)AGC: 针对入口板厚变化而造成的出口板厚影响而设置的补偿称为前馈 AGC, 方法是由测厚仪检测入口板厚, 根据轧制数学模型推算出入口板厚对出口板厚的影响值, 进而推算出压下指令修正量, 并进行补偿控制</p> <p>(10) 监控 AGC: 通过检测出口板厚而设置的板厚指令修正补偿环称为监控 AGC。尽管 AGC 系统中已采取了一系列补偿措施, 由于扰动因素很多, 且各扰动因素对出口板厚的影响关系复杂, 不可能实现完全补偿, 因此出口板厚难免还存在微小偏差, 对于要求纵向厚差 <math>\leq \pm(0.003 \sim 0.005)\text{mm}</math> 的冷轧机来说, 应用测厚仪进行监控是必不可少的</p> <p>以上补偿措施并非每台轧机都全部采用, 需要根据轧机的类型、精度要求和工程经验采用其中的一些主要补偿措施</p> <p>(11) 恒压力 AGC: 上述 AGC 系统, 难以补偿支承辊偏心造成的微小厚差。通常, 轧制最后一个道次时, 采用恒压轧制来减缓偏心造成的厚差。所谓恒压轧制是断开位置闭环, 将力补偿变成力闭环, 实现恒压力闭环控制。平整机中一般都采用恒压力 AGC</p>

## 6.2 设计任务及控制要求

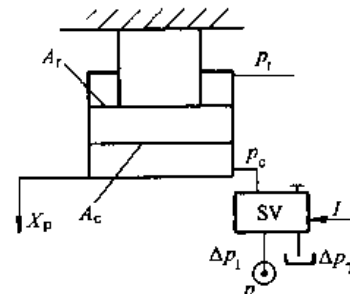
表 21-4-56

项 目	说 明
设计任务	对某热轧机进行技术改造, 在已有电动压下系统的基础上, 增设液压压下微调系统, 提高压下系统的控制精度和响应速度, 保证产品的目标厚差、同板差和异板差
工艺及设备主要参数	坯料最大厚度、宽度、长度: $300\text{mm} \times 1500\text{mm} \times 2500\text{mm}$ 成品厚度: $5 \sim 40\text{mm}$ 成品最大宽度、长度: $2700\text{mm} \times 28000\text{mm}$ 额定轧制力: $50000\text{kN}$ 最大轧制速度: $5\text{m/s}$ 轧机综合刚度: $6500\text{kN/mm}$ 辊系总量: $2 \times 165000\text{kg}$

项 目	说 明
APC 系统性能指标	压下缸额定压下力: 25000kN 压下缸最大压下力: 30000kN 压下缸行程: 60mm 压下速度: $\geq 6\text{mm/s}$ 快速回程速度: 20m/s 液压 APC 系统定位精度: $\leq \pm 0.005\text{mm}$ 液压 APC 系统频宽(-3dB): $\geq 10\text{Hz}$ 液压 APC 系统 0.1mm 阶跃响应时间: $\leq 50\text{ms}$
出口板厚精度(同板差)	5 ~ 10mm: $\leq 0.10\text{mm}$ 10 ~ 20mm: $\leq 0.16\text{mm}$ 20 ~ 40mm: $\leq 0.22\text{mm}$

### 6.3 APC 系统的控制模式及工作参数的计算

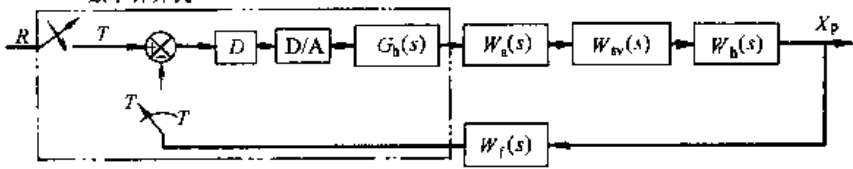
表 21-4-57

项 目	内 容
控制模式	<p>由于压下力很大,且精度和稳定性要求很高,因此 APC 系统一般采用三通阀—不对称缸控制模式,即用标准四通伺服阀当三通阀用,压下缸活塞腔受控,活塞杆腔通恒定低压。低压 <math>p_r</math> 的作用是轧制时 <math>p_r = 0.5\text{MPa}</math> 左右,防止活塞杆腔空吸并吸入灰尘;换辊时使 <math>p_r = 3\text{MPa}</math> 左右用于快速提升压下缸</p> <p>压下缸放在上支承销轴承座与压下螺丝(或牌坊顶面)之间时,压下缸倒置,即活塞杆不动,缸体运动</p> 
系统供油压力 $p_s$	因压下力很大,为避免压下缸尺寸、伺服阀流量和供油系统参数与尺寸过大,拟取经济压力;考虑到液压元件及伺服阀的额定压力系列,并考虑到可靠性和维护水平,取 $p_s = 28\text{MPa}$
负载压力 $p_L$	考虑到压下力很大,这里不可能按常规即最大功率传输条件取 $p_L = (2/3)p_s$ ;但 $p_L$ 也不应过大,应保证伺服阀阀口上有足够压降,以确保伺服阀的控制能力,这里取 $p_L = 23\text{MPa}$
背压 $p_r$	压下控制状态取 $p_r = 0.5\text{MPa}$
压下缸参数的确定与计算	<p>压下力 <math>F = A_c p_L - A_r p_r</math></p> <p>式中 <math>A_c</math>——活塞腔工作面积, <math>\text{m}^2</math>  <math>A_r</math>——活塞杆腔面积, <math>\text{m}^2</math></p> <p>令面积比 <math>\alpha = A_c / A_r</math>            得 <math>A_c = F / (p_L - p_r / \alpha)</math>            由 <math>F = 25000\text{kN}</math>, <math>p_L = 23\text{MPa}</math>, <math>p_r = 0.5\text{MPa}</math>, 并取 <math>\alpha = 4</math>            得 <math>A_c = 10989.01 \times 10^{-4}\text{m}^2</math>  <math>D = \sqrt{4A_c / \pi} = 118.29 \times 10^{-2}\text{m}</math>            取 <math>D = \phi 1200\text{mm}</math>  <math>d = \phi 1050\text{mm}</math>            则 <math>A_c = 11309.73 \times 10^{-4}\text{m}^2</math>  <math>A_r = 2650.72 \times 10^{-4}\text{m}^2</math>  <math>\alpha = A_c / A_r = 4.27</math>  <math>p_L = 22.22\text{MPa}</math></p>
行程 $S$	压下缸行程可根据来料最大厚度、压下率、成品最小厚度及故障状态的过钢要求等加以确定,取 $S = 60\text{mm}$

项目	内容
压下缸参数的确定与计算	<p>对于三通阀控制的差动缸, 液压谐振频率</p> $\omega_h = \sqrt{\frac{\beta_e A_c^2}{V_c m_1}} = \sqrt{\frac{\beta_e A_c}{S m_1}}$ <p>式中 <math>A_c = 11309.73 \times 10^{-4} \text{m}^2</math>——压下缸活塞腔工作面积  <math>\beta_e</math>——油液的容积弹性模量, 考虑到系统在 23MPa 左右的高压状态下工作, 取 <math>\beta_e \approx 1000 \text{MPa}</math>;  <math>V_c</math>——压下缸活塞腔控制容积, 考虑到伺服阀块直接贴装在压下缸缸体上, 管道容积极小, 则 <math>V_{\text{max}} = A_c S</math></p> $S = 6 \times 10^{-2} \text{m}$ ——压下缸行程 $m_1 = m_{R_1}/2 + m_{cy} = 85.5 \times 10^3 \text{kg}$ $m_{R_1}$ ——上辊系的运动质量, $m_{R_1} = 165 \times 10^3 \text{kg}$ $m_{cy}$ ——压下缸缸体运动质量, $m_{cy} = 3 \times 10^3 \text{kg}$ 将 $A_c, \beta_e, S, m_1$ 诸参数代入 $\omega_h$ 中, 可计算出 $\omega_h = 469.53 \text{ rad/s} = 74.73 \text{ Hz}$ 由于 $\omega_h$ 很高, 可以不必担心 APC 系统的动态响应
压下缸参数的确定与计算	<p>液压动力元件的传递函数</p> $W_h(s) = \frac{1/A_c}{\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h s}{\omega_h} + 1}$ <p>式中 <math>1/A_c = 1/11309.73 \times 10^{-4} = 88.42 \times 10^{-2} \text{m}^{-2}</math>  <math>\omega_h = 469.53 \text{ rad/s}</math>  <math>\zeta_{\text{hmin}} \approx 0.2</math></p>
压下缸参数的确定与计算	<p>负载流量</p> <p>由压下速度 <math>v = 6 \text{mm/s}</math>, 可求出伺服阀的负载流量  <math>Q_L = v A_c = 407.15 \text{ L/min}</math></p>
伺服阀参数的确定	<p>伺服阀的选择及其参数</p> <p>选用 MOOG-D792 系列伺服阀, 主要参数如下:                      额定流量 <math>Q_N = 400 \text{L/min}</math>, (单边 <math>\Delta p_N = 3.5 \text{MPa}</math> 时)                      最大工作压力 <math>35 \text{MPa}</math>                      输入信号 <math>\pm 10 \text{V}</math> 或 <math>\pm 10 \text{mA}</math>                      响应时间(从 0 至 100% 行程) <math>4 \sim 12 \text{ms}</math>                      分辨率 <math>&lt; 0.2\%</math>                      滞环 <math>&lt; 0.5\%</math>                      零漂(<math>\Delta T = 55 \text{K}</math>) <math>&lt; 2\%</math>                      总的零位泄漏流量(最大值) <math>10 \text{L/min}</math>                      先导阀的零位泄漏流量(最大值) <math>6 \text{L/min}</math></p>
伺服阀参数的确定	<p>伺服阀的工作流量</p> <p>阀口实际压降 <math>\Delta p = p_s - \Delta p_1 - p_L - \Delta p_T</math>                      式中 液压站供油压力 <math>p_s = 28 \text{MPa}</math>                      液压站至伺服阀的管路总压降 <math>\Delta p_1 \approx 1 \text{MPa}</math>                      伺服阀回油管路压降 <math>\Delta p_T \approx 0.5 \text{MPa}</math>                      额定负载压力 <math>p_L = 22.22 \text{MPa}</math>  <math>\Delta p = 4.28 \text{MPa}</math>                      于是伺服阀的工作流量:  <math display="block">Q_L = Q_N \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_N}} = 442.33 \text{ L/min}</math></p>
实际压下速度校验	<p>由 <math>Q_L = 442.33 \text{ L/min}</math> 及 <math>A_c = 11309.73 \times 10^{-4} \text{m}^2</math>, 可得实际压下速度:  <math>v = Q_L/A_c = 6.52 \text{mm/s}</math>                      为达到输入振幅 <math>A_m = 0.1 \text{mm}</math> 下系统频宽 <math>\geq 10 \text{Hz}</math>, 即 <math>\omega \geq 62.83 \text{rad/s}</math> 的条件, 应使动态速度:  <math>v_d \geq A_m \omega = 6.28 \text{mm/s}</math>                      可见, 选用 <math>Q_N = 400 \text{L/min}</math> 伺服阀可以满足静态及动态速度要求</p>

### 6.4 APC 系统的数学模型

表 21-4-58

项目	内容
<p>方块图</p>	<p>由于 APC 系统采用工业控制数字计算机或数字控制器,因此它是一个离散控制系统,方块图如下:</p>  <p>图中 <math>X_p</math>——压下缸活塞位移,被控制量  <math>R</math>——AGC 控制器发出的指令。当对 APC 系统进行测试时, <math>R</math> 为阶跃或正弦试验信号,因此须通过采样器将其离散化  <math>X</math>——采样器,它把连续的模拟信号转换成周期为 <math>T</math> 的一串脉冲—离散的模拟信号。离散的模拟信号再经 A/D 转换(图中未画出)变成离散的数字信号传递给 CPU  <math>Y</math>——由检测环节输出的位置反馈信号。信号的形式取决于传感器类型  <math>D</math>——工业控制计算机或数字控制器。可令 <math>D = K_I, K_I</math>——增益调整系数  <math>D/A</math>——数模转换器,它把离散数字信号转换成离散模拟信号。其转换精度取决于位数大小。由于 <math>D/A</math> 和 <math>A/D</math> 只影响转换精度而不会影响系统的基本性能,所以方块图中可以省略</p>
<p>各环节传递函数</p>	<p>由于零阶保持器简单,相位滞后小,一般都采用零阶保持器,其传递函数 <math>G_h(s)</math> 把离散的模拟信号近似恢复成连续的模拟信号</p> $G_h(s) = \frac{1 - e^{-Ts}}{s}$ <p>由于压下系统中均需选用高精度、高响应的位置传感器及其配套二次仪表,因此:</p> <p><math>W_f(s) = K_f</math>  <math>W_f(s)</math>——位移传感器及其二次仪表传递函数          对于 LVDT 或电感式位移传感器及其二次仪表,它是电压输出的连续模拟信号,须经采样器变成离散模拟信号,再经 A/D 转换成离散数字信号。对于磁尺及其检测器(二次仪表)它输出的是脉冲宽度为 <math>\mu s</math> 级的脉冲,须经高速计数器计数。对于磁致伸缩式位移传感器,它有模拟式和数字式两种可供选择,数字式中又有 SSI 和 CANBUS 两种接口板  <math>K_f</math>——检测环节增益,本例中 <math>K_f = 156.25V/m</math></p> <p>考虑到伺服放大器频宽比伺服阀高得多,于是:</p> <p><math>W_a(s) = K_i</math>  <math>W_a(s)</math>——伺服放大器传递函数。  <math>K_i</math>——放大器(PID)的比例增益, <math>K_i = 4 \sim 100mA/V</math> 可调          调定 <math>K_i = 15mA/V</math></p> <p><math>W_{sv}(s) = \frac{K_{sv}}{s^2 + 2\zeta_{sv}s + \omega_{sv}^2}</math>  <math>W_{sv}(s)</math>——伺服阀的传递函数  <math>K_{sv}</math>——伺服阀的增益,以电流 <math>I_N</math> 为输入,以主阀芯位移 <math>X_v</math> 为输出时  <math display="block">K_{sv} = \frac{X_v}{I_N} = 1.8 \times 10^{-4}m/mA</math>  <math>\omega_{sv}</math>——伺服阀的频宽, rad/s  <math>\zeta_{sv}</math>——伺服阀的阻尼系数          根据伺服阀频宽特性可知  <math>\omega_{sv} = 942.48 \text{ rad/s}</math>  <math>\zeta_{sv} \approx 0.7</math></p>



项目	内容
伺服阀	$W_v(s) = \frac{X_v(s)}{I(s)} = \frac{1.8 \times 10^{-4}}{\frac{s^2}{942.48^2} + \frac{2 \times 0.7}{942.48} s + 1}$ <p>伺服阀的流量增益 <math>K_q = \frac{Q_N}{X_{vm}} = 3.70 \text{ m}^3/\text{s}</math></p> <p>以流量为输出时, 伺服阀的总增益 <math>K'_{sv} = K_{sv} K_q = 6.67 \times 10^{-4} \text{ m}^3/(\text{s} \cdot \text{mA})</math></p>
各环节传递函数	<p><math>W_h(s)</math>——动力元件即压下缸及其负载的传递函数</p> <p>严格地讲, APC 系统动力元件属于多自由度动态系统。由于轧件的变形抗力系数, <math>K_L \ll K</math> (<math>K</math> 为轧机自然刚度), 作为工程分析, 可将其看做是单自由度动态系统, 并可直接引用第 3 章 2.2.3 节及表 21-3-30 中的分析结论, 直接写出带有弹性负载 <math>K_L</math> 时的传递函数</p> $W_h(s) = \frac{A_c^2}{K_L K_{ce}} \times \frac{\frac{K_q}{A_c} X_v(s) - \frac{K_{ce}}{A_c^2} \left(1 + \frac{s}{\omega_t}\right) F_L(s)}{\left(1 + \frac{s}{\omega_t}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + \frac{2\zeta_0}{\omega_0} s + 1\right)}$ <p>式中</p> $\omega_0 = \sqrt{\omega_h^2 + \omega_m^2} = \omega_h \sqrt{1 + K_L/K_h}$ <p><math>\omega_0</math>——综合谐振频率, rad/s</p> $\zeta_0 = \left(1 + \frac{K_L}{K_h}\right)^{-1/2} \times \frac{K_{ce}}{2A_c} \sqrt{\frac{\beta_c m_t}{V_c m_t}} + \left(1 + \frac{K_L}{K_h}\right)^{-1/2} \times \frac{B_p}{2A_c} \sqrt{\frac{V_c}{\beta_c m_t}}$ <p><math>\zeta_0</math>——阻尼系数</p> $\omega_t = K_{ce}/A_c^2 \left(\frac{1}{K_L} + \frac{1}{K_h}\right)$ <p><math>\omega_t</math>——综合刚度引起的转折频率, rad/s</p> $K_h = \beta_c A_c^2 / V_c$ <p><math>K_h</math>——液压弹簧刚度, N/m</p> <p><math>K_L</math>——弹性负载刚度, N/m</p> <p>由于 <math>K_h = \beta_c A_c^2 / V_c = \beta_c A_c / s = 1884.96 \times 10^7 \text{ N/m} \gg K_L = 20.00 \times 10^7 \sim 33.33 \times 10^7 \text{ N/m}</math>, 因此:</p> $\omega_0 \approx \omega_h, \zeta_0 \approx \zeta_h, \omega_t \approx K_{ce} K_L / A_c^2$ <p>则以 <math>X_v</math> 为输入, 以 <math>X_p</math> 为输出时, 传递函数为</p> $\frac{X_p(s)}{X_v(s)} = \frac{K_q A_c / K_L K_{ce}}{\left(1 + \frac{s}{\omega_t}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1\right)}$ <p>而以 <math>Q_0</math> 为输入, 以 <math>X_p</math> 为输出时的传递函数为</p> $\frac{X_p(s)}{Q_0(s)} = \frac{A_c / K_L K_{ce}}{\left(1 + \frac{s}{\omega_t}\right) \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1\right)}$ <p>压下缸内泄漏极其微小, 于是 <math>K_{ce} = K_c</math>, 阀在工作点处的流量-压力系数 <math>K_c</math> 可从其静态特性中估计出来</p> $K_c = 3.33 \times 10^{-10} \text{ m}^5/(\text{N} \cdot \text{s})$ <p>取 <math>K_L = 25.37 \times 10^7 \text{ N/m}</math>, 则</p> $A_c / K_L K_c = \frac{11309.73 \times 10^{-4}}{25.37 \times 10^7 \times 3.3 \times 10^{-10}} = 13.51 \text{ s/m}^2$ $\omega_t \approx K_{ce} K_L / A_c^2 = \frac{3.33 \times 10^{-10} \times 25.37 \times 10^7}{(11309.73 \times 10^{-4})^2} = 6.60 \times 10^{-2} \text{ s}^{-1}$ <p>因 <math>\omega_t \ll \omega_h</math>, 故可将 <math>\frac{X_p(s)}{Q_0(s)}</math> 写成</p> $\frac{X_p(s)}{Q_0(s)} = \frac{A_c / K_L K_{ce}}{s \left(\frac{s^2}{\omega_h^2} + \frac{2\zeta_h}{\omega_h} s + 1\right)}$

续表

项 目	内 容
各环节传递函数	<p>APC 系统动力元件属于多自由度动态系统。由于轧件的变形抗力系数 <math>K_L \ll K</math> (<math>K</math> 为轧机自然刚度) APC 系统工作时, 伺服阀不可能在零位, 总是在零位附近调节, 一旦偏离零位, 则阻尼便迅速增大, 可取 <math>\zeta_h = 0.3 \sim 0.35</math>。于是</p> $\frac{X_p(s)}{Q_0(s)} = \frac{13.51}{s \left( \frac{s^2}{469.53^2} + \frac{2 \times 0.35}{469.53} s + 1 \right)}$
最终方块图	<p>综上可得 AGC 指令 <math>R</math> 为输入, 以 <math>X_p</math> 为输出的 APC 系统闭环状态方块图:</p>

## 7 液压伺服系统的安装、调试与测试

表 21-4-59

项 目	说 明
系统安装	<p><b>液压站的安装</b></p> <p>(1) 对于整体底盘的中小液压站</p> <p>① 电机功率较小(如 30kW 以下)、底盘较大的液压站, 可直接在基础上打膨胀螺丝来固定底盘</p> <p>② 电机功率较大(如 45kW 以上)、底盘较小的液压站, 须采用预埋地脚螺栓并进行二次灌浆方法固定底盘</p> <p>(2) 对于油箱装置、主泵组、蓄能器装置、循环过滤冷却系统及控制阀台分立的大液压站, 按基础设计要求分部件安装, 之后进行系统配管; 各部件固定采用预埋地脚螺栓及二次灌浆方式</p> <p><b>工作阀台的安装</b></p> <p>(1) 对于具有台架的大型控制阀台, 采用预埋地脚螺栓及二次灌浆方式</p> <p>(2) 对于局部回路的阀块, 可固定在小阀架上, 小阀架焊接或固定在底盘上</p> <p>(3) 动态响应要求很高的伺服控制阀块, 拟直接固定在伺服油缸上</p> <p><b>执行机构的安装</b></p> <p>执行机构装于工作机构与机座之间, 应特别注意安装的同轴度、平直度、垂直度; 连接或铰接部分不得存在过大的间隙, 以免出现游隙</p> <p><b>车间配管</b></p> <p>液压部件安装固定后, 按配管设计图要求预埋管夹固定埋设件、酸洗管道、配管、清洗并用管夹固定管道</p> <p><b>系统循环冲洗</b></p> <p>详见 4.5.4 节</p>
系统调试	<p><b>液压伺服油源的调试</b></p> <p>(1) 按系统工作要求, 手动开闭有关球阀、蝶阀、高压球阀</p> <p>(2) 开启主泵组前先开循环过滤系统, 系统清洁度达到要求后, 再开启主泵</p> <p>(3) 逐台启动液压泵; 分别设定各泵调压阀块中溢流阀的设定压力、恒压泵的设定压力和压力继电器的设定压力</p> <p>(4) 向蓄能器充气并调整蓄能器各安全阀组的设定压力及压力继电器的设定压力</p> <p>(5) 进行油源的耐压试验</p> <p><b>控制阀块的调试</b></p> <p>(1) 将伺服油源打开, 向控制阀块供油</p> <p>(2) 供油前先用换向阀代替伺服阀, 进行系统功能调试</p> <p>(3) 调整各压力阀的设定压力和各流量阀的开度</p>

项 目		说 明
系统安装	系统闭环调试	(1) 从各取样点取油样,检查系统清洁度,全部油样达到要求后方可安装伺服阀 (2) 检查控制电源、控制电路及反馈传感器的输出信号,信号及其极性符合要求后,伺服放大器才能向伺服阀供电 (3) 先将系统开环增益调低,并将系统供油压力调低,进行闭环试动 开环增益的调节:通过调节计算机控制系统的前置级增益或前置放大器增益来实现 (4) 闭环运动正常后,将供油压力设定至额定值 (5) 将 PID 放大器设置在比例工作状态,系统逐步增大开环增益,直至出现微震荡,记下允许的最大开环增益 (6) 试验各种开环增益下的系统响应速度及控制精度,确定最佳开环增益 (7) 如通过调整开环增益难以达到要求的响应速度或控制精度,则进行 PID 参数的整定和试验,直至满足性能要求
系统测试 与分析	阶跃响应测试	(1) 由分析仪或 CAT 系统给出阶跃讯号,讯号幅值大小按行业标准或技术要求给定 (2) 测试闭环系统的输入与输出曲线及数值 (3) 分析阶跃响应,必要时重新整定系统参数并再次进行测试
	频率特性测试	(1) 由分析仪或 CAT 系统给出正弦讯号,讯号幅值按行业标准或技术要求给定 (2) 测试闭环系统的频率特性 (3) 分析闭环频率特性,必要时重新整定系统参数,再次进行测试

## 8 控制系统的工具软件 MATLAB 及其在仿真中的应用

控制系统的设计集中体现两个步骤:建模和仿真。其基本思想就是建立物理的或数学的模型来模拟现实的过程,以寻求过程和规律。实物仿真比较直观、形象,如飞机、导弹模型在风洞中的模拟实验;利用沙盘模型作战;以及汽车的道路实验等。利用数学的语言、方法来描述实际问题的过程称为数字仿真。人们利用计算机在数值计算上的优势,采用高级计算机语言(如 FORTRAN, C 等),编制计算程序替代人工求解。这使得数学模型的求解变得更加方便、快捷和精确。有许多专业性和通用性的计算仿真软件, MATLAB 是通用性较强的数值计算商业软件之一。

### 8.1 MATLAB 仿真工具软件简介

MATLAB 1.0 版于 1984 年由 MATHWORKS 公司推出,其名称由 Matrix Laboratory 缩写而来,主要的优势在于它强大的矩阵处理和绘图功能。这一点非常适合于现代控制系统的计算机辅助设计。它一推出就立刻引起国际控制学术界的重视。

MATLAB 把计算、可视化、编程等基本功能都集中在一个易于使用的环境中,并且公式的表达和求解与日常数学运算相似,这一特点,使工程技术人员很容易地熟悉其使用环境,缩短学习和编程时间,为此 MATLAB 语言也被亲切地称为“演算纸式的语言”。

随着 MATLAB 的不断完善和功能的开发,1993 年在 MATLAB 中集成了具有动态系统建模、仿真工具的 SIMULINK,使控制系统建模和仿真摆脱了繁琐的关联矩阵求取和输入,让设计者把更多的精力集中在系统的设计和校正上。

SIMULINK 是面向传递函数、方框图的动态仿真工具。工程技术人员不需要编制任何程序,甚至不必编写一行代码,即可完成相当复杂的控制系统的模型构建、仿真和分析校正。能直观、快捷地得到希望的参数。

在 SIMULINK 下进行控制系统仿真,分两步进行:首先是系统建模,其次是系统分析和仿真。

表 21-4-60

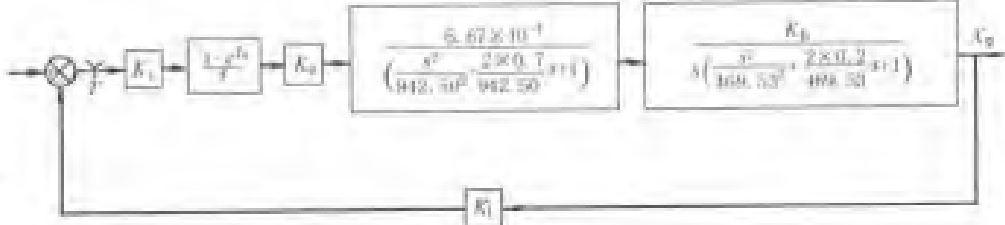
SIMULINK 环境和元件库

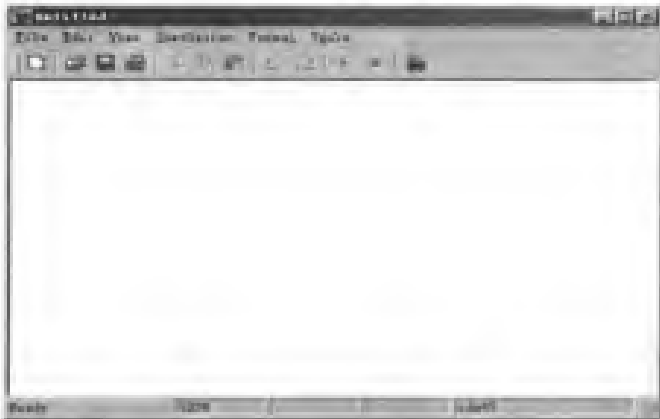

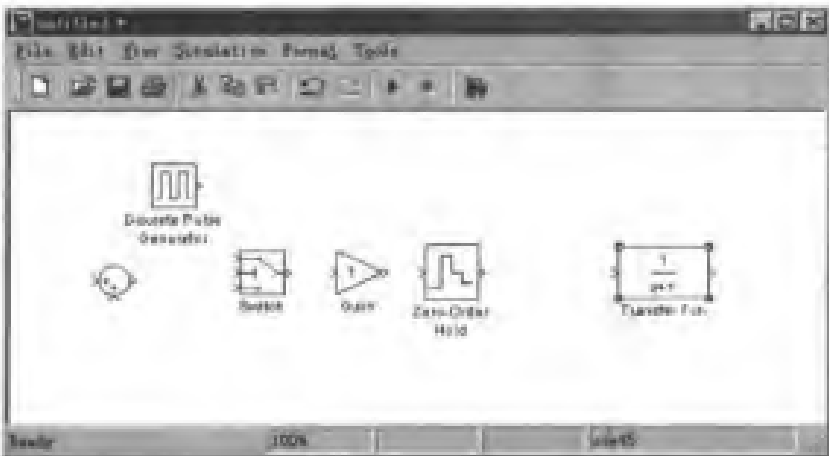
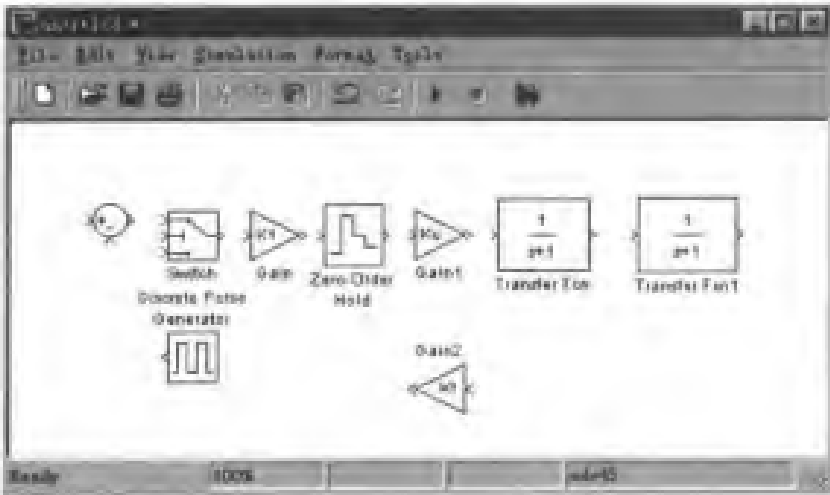
项 目	内 容	说 明
运行 MATLAB	 <p style="text-align: center;">MATLAB Command Windows 窗口</p>	双击 Windows 桌面的  图标; 或者 点击开始 \ 程序 \ MATLAB \ MATLAB5.3
激活 Simulink 仿真 元件库浏览 窗口	 <p style="text-align: center;">Simulink 中的线性元件子库及其成员</p>	MATLAB 命令窗口激活 Simulink 的方式: 输入 Simulink 后回车 或者: 选择 File \ New \ Model 选项 或者: 鼠标点击  图标

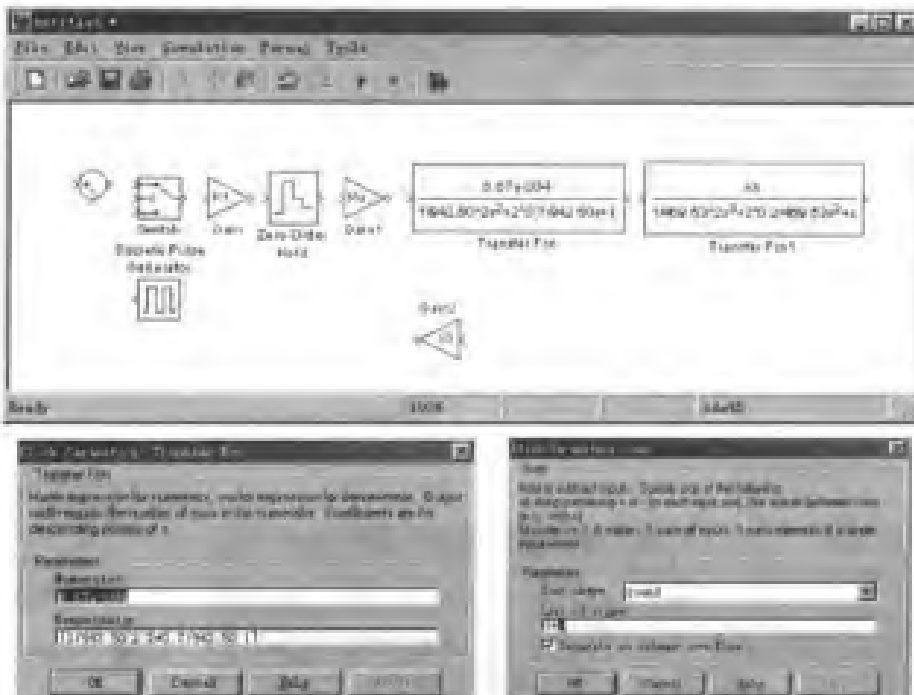
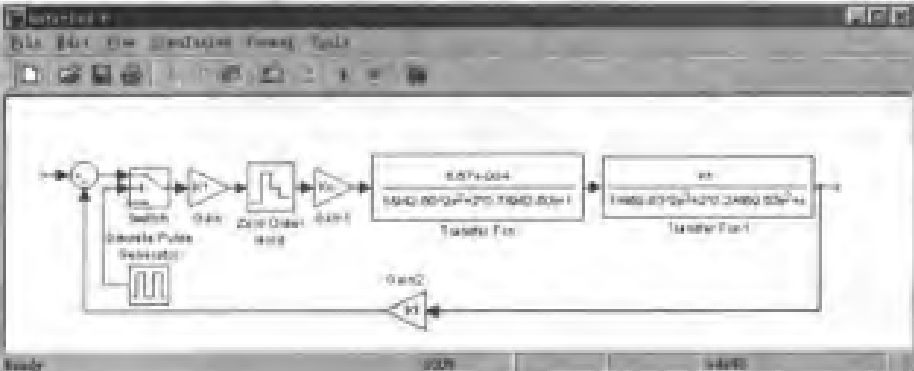
## 8.2 液压控制系统 APC 仿真实例

### 8.2.1 建模步骤

表 21-4-61

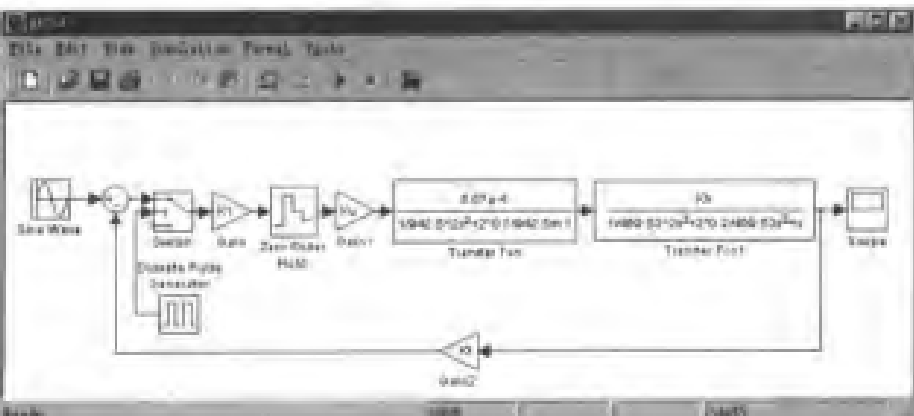
项 目	内 容	说 明
组成框图		

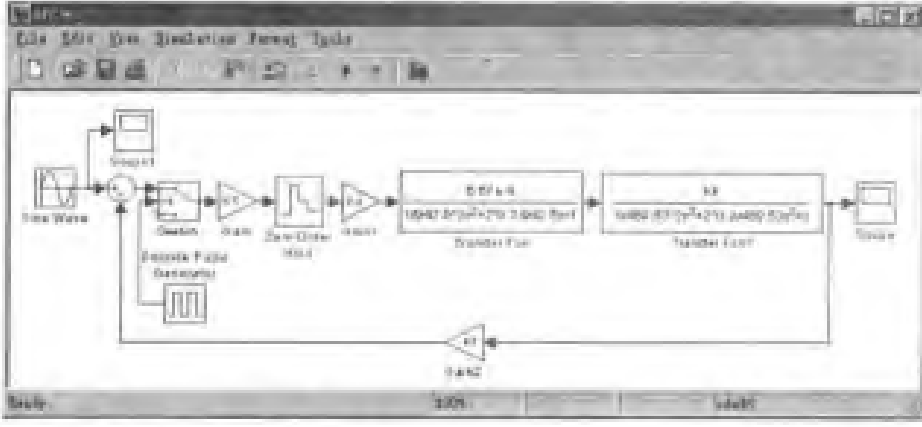
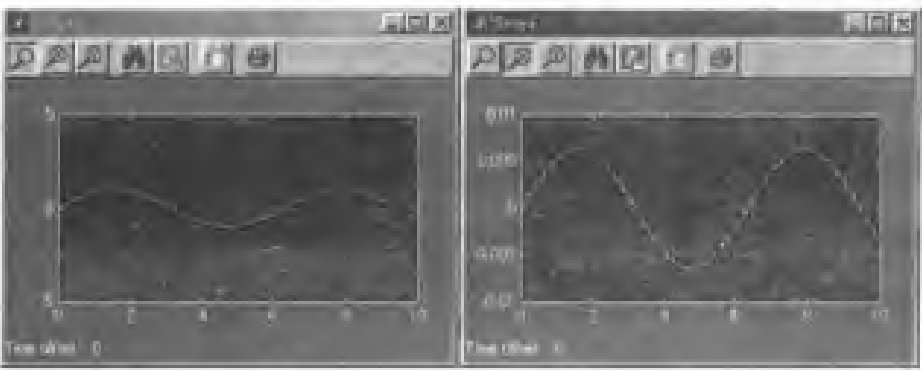


项目	内 容	说 明
主要传递函数	伺服阀: $G_v(s) = \frac{K_v}{\frac{s^2}{\omega_{0v}^2} + \frac{2\zeta_{0v}}{\omega_{0v}}s + 1} = \frac{6.67 \times 10^{-4}}{\frac{s^2}{942.50^2} + \frac{2 \times 0.7}{942.50}s + 1}$ 伺服缸: $G_f(s) = \frac{1/A_f}{s \left( \frac{s^2}{\omega_{0f}^2} + \frac{2\zeta_{0f}}{\omega_{0f}}s + 1 \right)} = \frac{K_f}{s \left( \frac{s^2}{469.53^2} + \frac{2 \times 0.2}{469.53}s + 1 \right)}$	
新建模型窗口		点击“Simulink Library Browser”下的图标  新建“Untitled - 模型窗口”或者选择 MATLAB 命令窗口中的 File \ New \ Model 菜单选项。
拖入成员块		从 Simulink 元件库浏览窗口的“Continuous”子元件库中点击“Transfer Fcn”成员块,并拖到模型窗口。 同样方法把“Math”子元件库中的“Sum”、“Gain”成员块拖到模型窗口。 把“Sources/Discrete Pulse Generator, Discrete/Zero-Order Hold, Nonlinear/Switch”子元件库中成员块拖到模型窗口;按图示顺序排列。
复制、旋转成员块		鼠标点击“Transfer Fcn”成员块的同时按住“Ctrl”键,移动鼠标,复制一传递函数“Transfer Fcn”成员块,同样方法复制“Gain1”和“Gain2”成员块。复制等编辑过程遵照 Windows 规范操作。选中“Gain2”成员块,点击 Format \ Rotate Block 两次或按“Ctrl + R”键两次使“Gain2”成员块旋转 180°;同样方法旋转“Discrete Pulse Generator”成员块。 单击成员块并移动鼠标,调整成员块间相对位置。

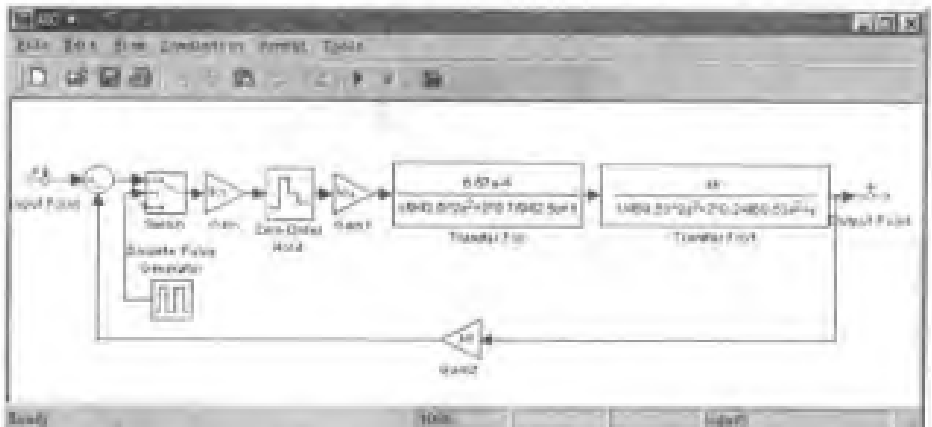

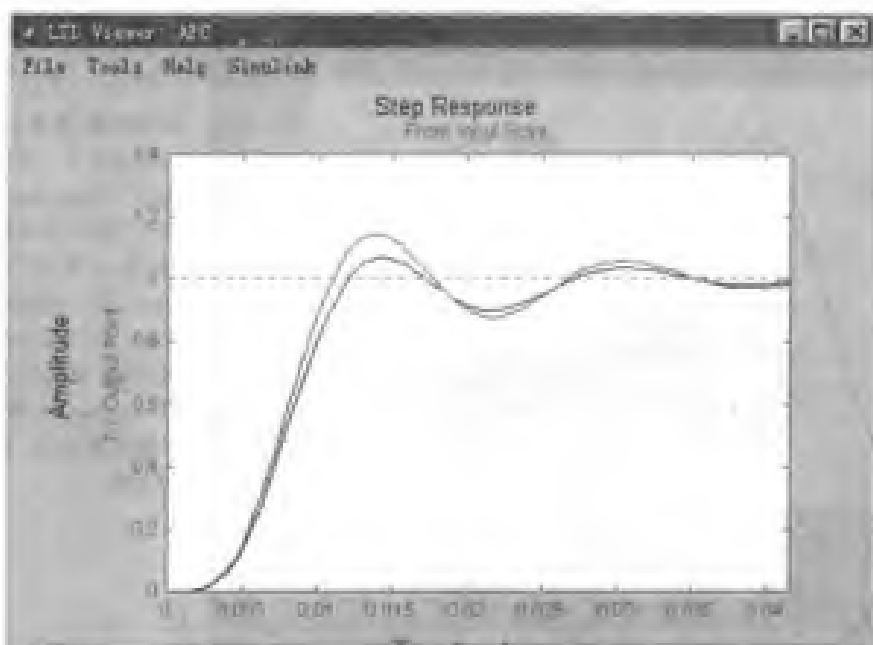
项目	内 容	说 明
编辑成员块		<p>双击每个成员块 (Block), 均能在弹出的对话框中对该块的参数进行编辑。</p> <p>双击“Transfer Fun”成员块, 把“Numerator”值 [1] 改为 [6.67e-4]; “Denominator”值 [1 1] 改为 [1/942.50 25 + 2 * 0.7/942.50 ( )]。“Transfer Fun”成员块表达传递函数 <math>G_1(s)</math>。同样方法修改“Transfer Fun1”成员块, 使它表达传递函数 <math>G_2(s)</math>。</p> <p>对其他成员块进行相应的修改。</p> <p>单击成员块后, 用鼠标拖动成员块的任一角点, 可改变成员块尺寸大小, 使函数表达式显示完整。</p>
连接成方框图		<p>用鼠标点住成员块上的“&gt;”, 并拖到下一成员块的“&gt;”处, 在两成员块间自动连上连接线。从成图线上做分支线时, 在点击鼠标前需按住“Ctrl”键。如左图所示, 其结果和通常书写的传递函数相同。</p> <p>选择菜单 File / Save, 取文件名为“APC”, 将保存为 APC.mdl 模型文件。</p>

## 8.2.2 运行及设置

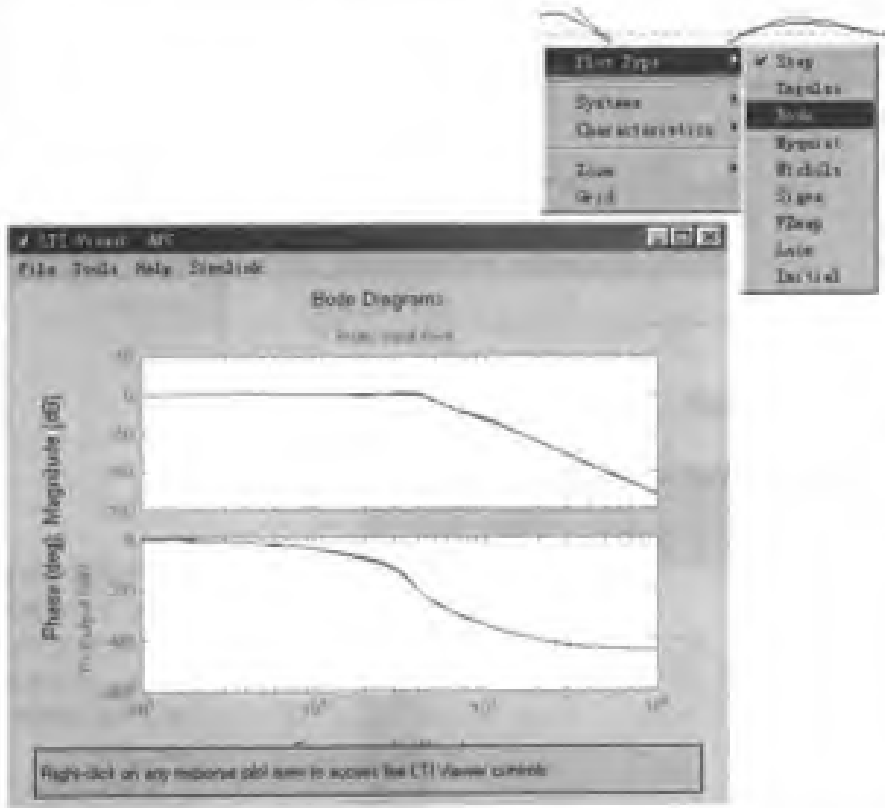
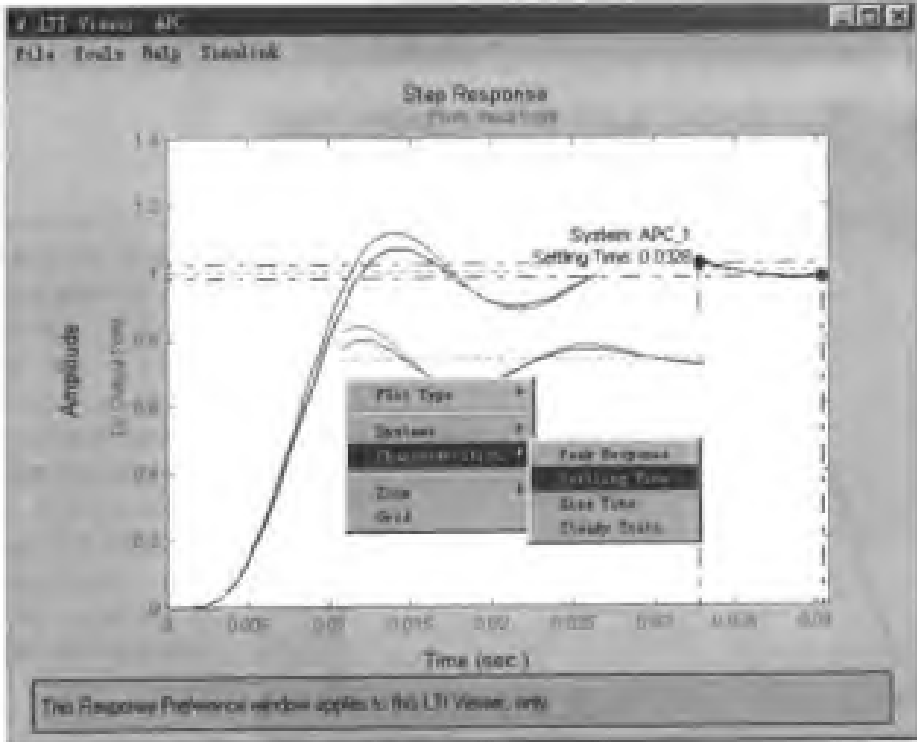
表 21-4-62

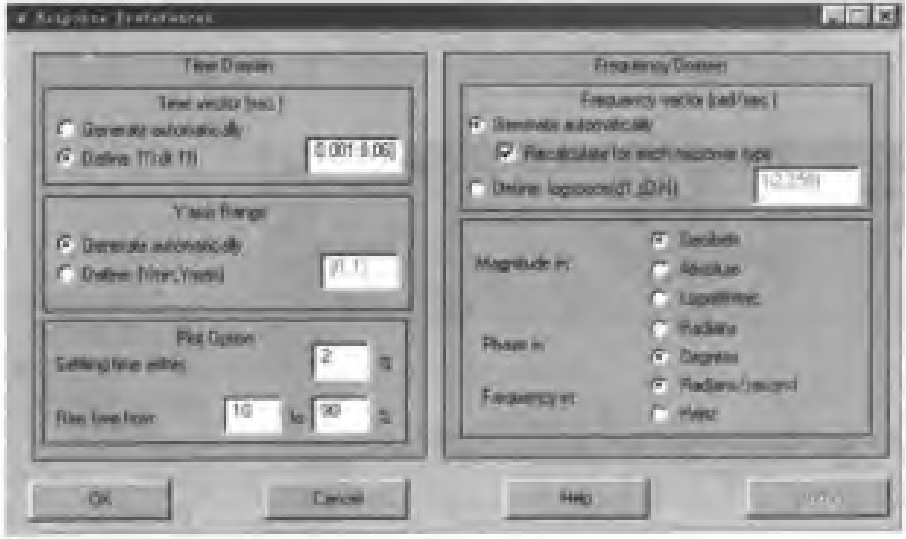
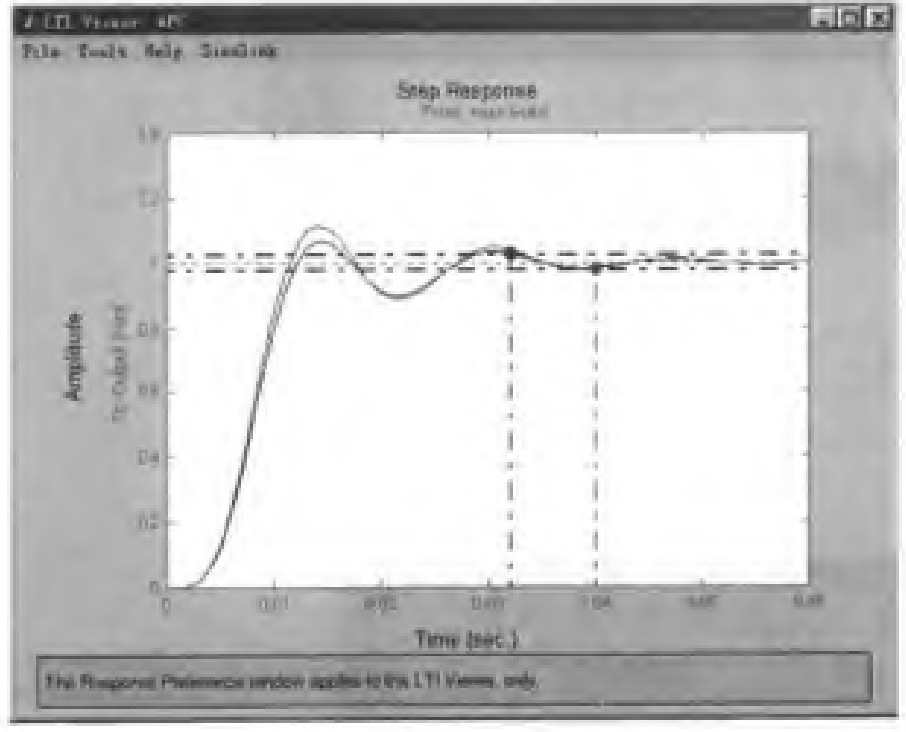
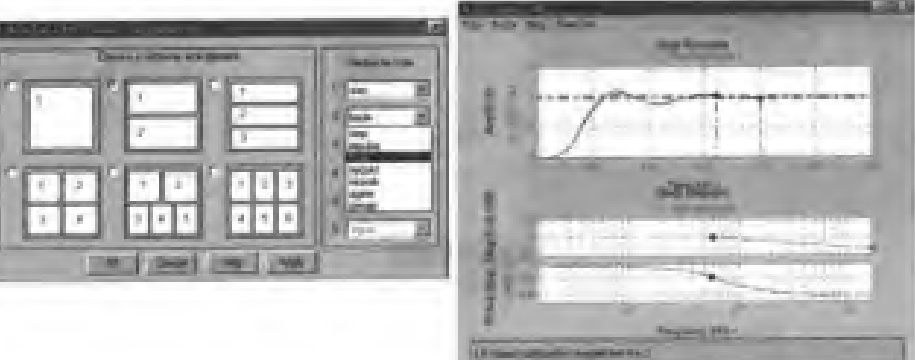
项目	内 容	说 明
检测: 加入信号类型和输出显示类别		<p>从 Simulink 元件库浏览器窗口的“Sources”子元件库中点击“Sin Wave”成员块, 并拖到模型窗口。</p> <p>把“Sinks”子元件库中“Scope”成员块拖到模型窗口, 并连接, 构成一个正弦波输入, 示波器显示输出的仿真图。</p> <p>MATLAB 提供的输入波形还有 Pulse Generator, Step, ...</p> <p>双击“Sin Wave”成员块, 可编辑相关参数。</p>

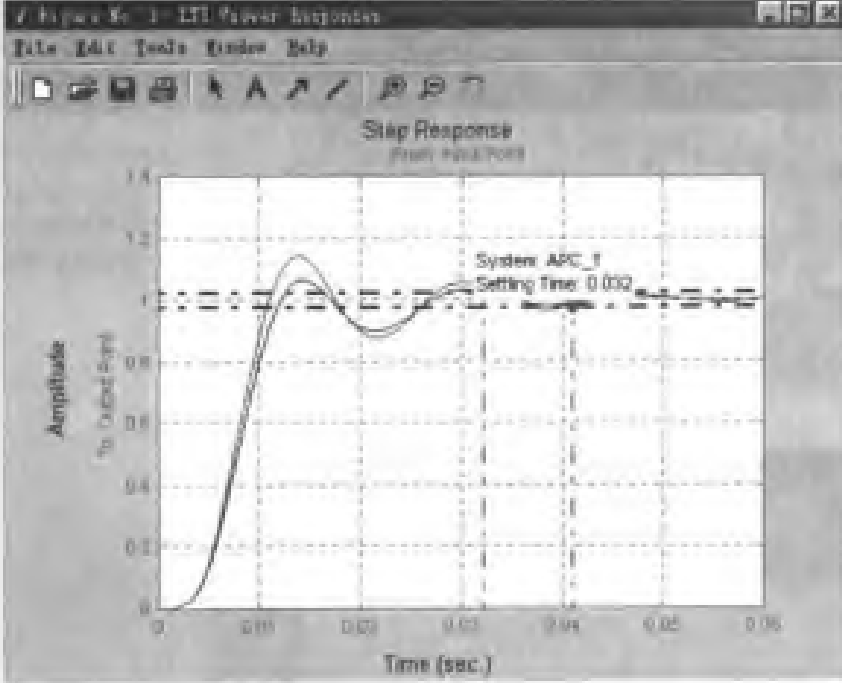
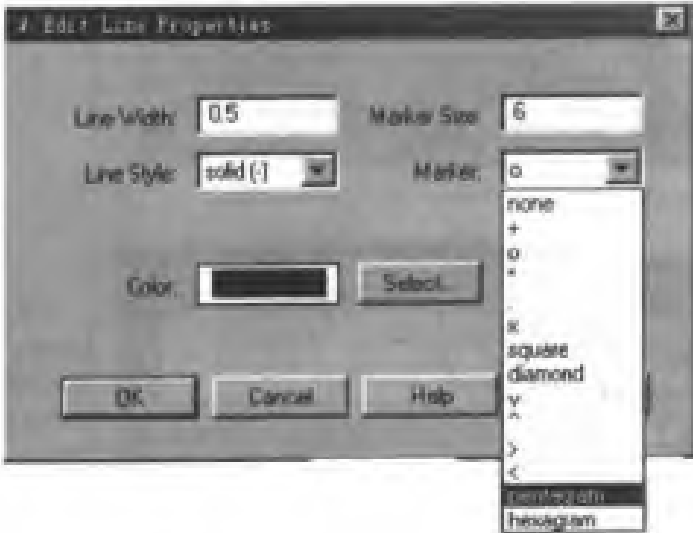

项目	内 容	说 明
设置观测点		<p>用复制“Scope”观测块的方法,在信号“Sin Wave”观测块后设置一“Scope”观测点,“Scope”将显示输入波形。</p> <p>用编辑成员块的方法为 <math>K_1</math>、<math>K_u</math>、<math>K_h</math>、<math>K_i</math> 赋值。</p> <p>或者在 MATLAB 命令窗口直接输入 <math>K_1 = 90</math>、<math>K_u = 15</math>、<math>K_h = 0.88</math> 和 <math>K_i = 156.25</math> 等设定值。</p>
直接查看仿真过程		<p>双击“Scope”,“Scope”将弹出 Scope1 和 Scope2 两个对话框,单击模型窗口工具栏  “图标开始进行仿真,其过程和结果在 Scope1 和 Scope2 窗口分别显示。单击 Scope 窗口中  “图标,按弹出图形自动调整显示比例,按结果可以打印输出。</p>
用线性定常系统 LTI Viewer 仿真		<p>选择菜单“Tools \ Linear Analysis”将弹出“Model , Inputs , and Outputs”窗口和线性定常系统可视化仿真环境 LTI Viewer: APC 窗口。若已建的模型中含有未给定值的参数,将弹出一错误对话框,告诉哪些参数未定义,同时线性定常系统可视化仿真环境 LTI Viewer: APC 窗口不可用。</p>

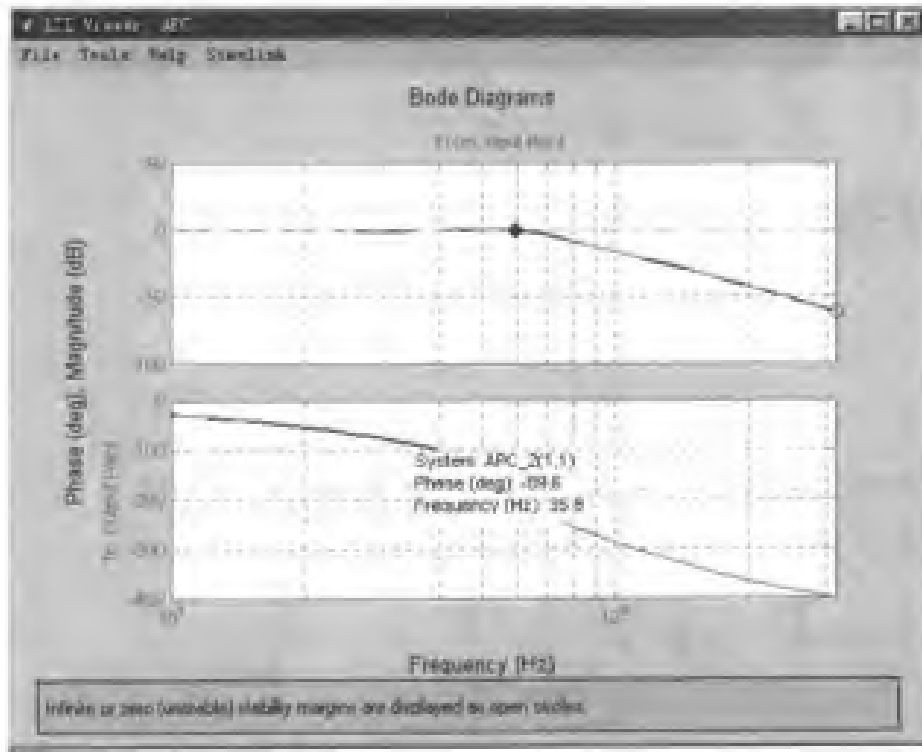
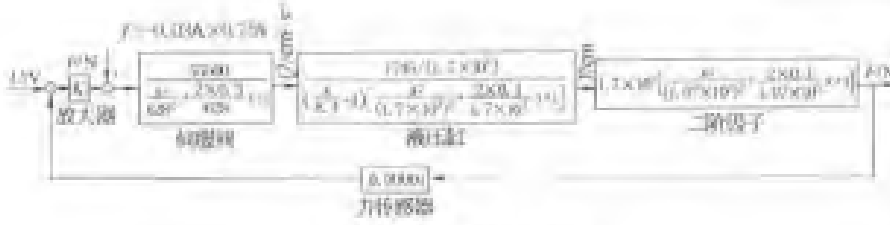
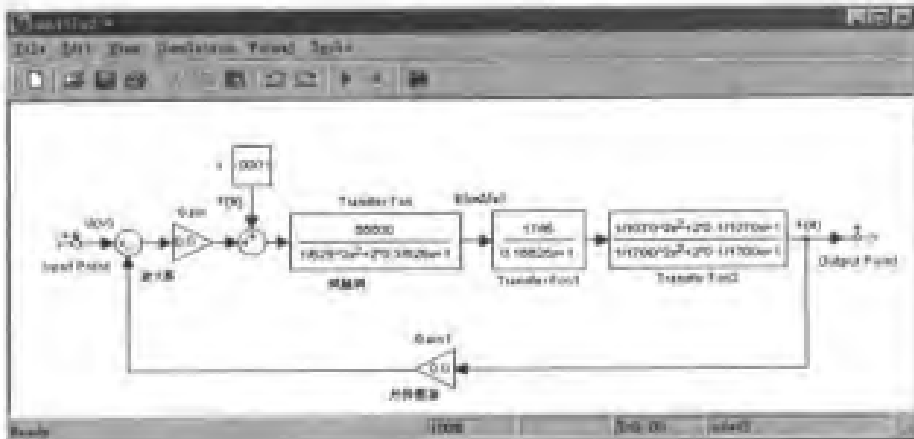
项目	内 容	说 明
加入输入输出点		<p>去除 APC 模型窗口中“Simulink Wave”、“Scope”、“Scope”成员块,把 Model、Input_and_Output 窗口中的 Input Point 和 Output Point 分别拖入模型窗口,并连接如左图所示。</p>
运 行		<p>用编辑成员块的方法修改 <math>K_1</math>、<math>K_u</math>、<math>K_h</math>、<math>K_f</math> 等参数          选择菜单 Tools \ Linear Analysis, 弹出线性定常系统可视化仿真环境 LTI Viewer: APC 窗口          选取 LTI Viewer: APC 窗口中菜单“Simulink \ Get Linearized Model”</p>
改变传递函数的参数		<p>不关闭 LTI Viewer: APC 窗口,激活 APC 模型窗口。双击要改变参数的成员块,修改参数后,返回 LTI Viewer: APC 窗口,选择“Simulink \ Get Linearized Model”后,便以不同颜色绘出响应曲线。如果在修改参数前关闭了 LTI Viewer: APC 窗口,则修改参数后,要先执行 Model 窗口的 Tools \ Linear Analysis 重新打开 LTI Viewer: APC 窗口,这时仅能绘出修改参数后的曲线。</p>



项目	内 容	说 明
变换响应曲线类型		<p>LTI Viewer: APC 窗口能方便直观、准确地根据不同的要求绘制相应的曲线—阶跃响应曲线(缺省曲线类型)、脉冲响应曲线、Bode 图(开环、闭环)、Nyquist 图和 Nichols 图等。在绘图区单击鼠标右键,将弹出一快捷菜单,选择快捷“Plot Type \ Bode”。</p>
获取性能指标		<p>在 LTI Viewer: APC 窗口的绘图区域,单击右键,将弹出一快捷菜单。选择快捷菜单中的“Characteristics \ 选项”,将对已绘出的曲线标记特征值:如过渡过程时间( Rise Time)、进入稳态时间(Setting Time)、峰值点(Peak)、增益裕量(Gain Margin)、相角裕量(Phase Margin)等。鼠标点击并按住标记点,将显示该点特征值。</p>

项目	内 容	说 明
设置坐标有关参数		<p>选取 LTI Viewer: APC 窗口菜单“Tools \ Response Preferences”, 弹出“Response Preferences”窗口, 在其时间域 (Time Domain) 和频率域 (Frequency Domain) 中, 可以设置坐标范围、稳态百分比、上升时间和坐标单位等。</p>
改变横坐标值		<p>选取 LTI Viewer: APC 窗口菜单“Tools \ Response Preferences”, 从时间域设置横坐标, 其值由 0 - 0.04sec, 更改为 0 - 0.08sec。</p>
显示多种类型曲线		<p>选择“Tools \ Viewer Configuration”, 设置何时显示响应曲线的种类和布局。          设置同时显示阶跃响应、波特图。          绘图区鼠标右键 \ Grid, 将画面上网格线。</p>

项目	内 容	说 明
曲线图形输出阶跃响应		<p>在 LTI Viewer: APC 窗口中, 选择菜单“File \ Print ...”, LTI Viewer: APC 窗口中曲线图形立刻从打印机输出。</p> <p>选择菜单“File \ Print to Figure...”, 曲线图形输出到 Figure 窗口中, 在该窗口可以对曲线图形进行注释, 改变特征值标记式样及其大小, 打印设置和拷贝到其他文档中。</p>
修改标记点式样及大小		<p>选取 Figure No. 1: LTI Viewer Responses 对话框中工具栏图标“”, 曲线处于可编辑状态, 双击标记点, 弹出“Edit Line Properties”对话框, 设置线宽、线型、标记点大小和标记点形状。</p>

项目	内 容	说 明
伯德图形输出频率响应		<p>绘图区单击鼠标右键, 选择“Plot Type \ Bode”, 变换曲线响应类型为波特图</p> <p>选择 LTI Viewer: APC 窗口菜单“Tools \ Response Preferences”, 从频率域单击 Define; logspace(d1; d2; N) 前的单选项, 修改编辑框数值为 [1; 2.5; 50]</p> <p>单击 Hz 值的单选项, 坐标单位从 Radians/second 改为 Hz</p>
对单个高分子阶次的处理	 <p style="text-align: center;">试验机力控制系统方块图</p>	<p>对包含着二阶因子的传递函数, 其建模的方法与 APC 系统略有不同, 因 MATLAB 的 Transfer Fun 不能处理分子阶次高于分母的多项式, 要先对上述的函数进行组合</p>
整理后的 MATLAB 模型		

# 第5章 电液比例系统的设计计算

## 1 概 述

### 1.1 电液比例系统的组成、原理、分类及特点

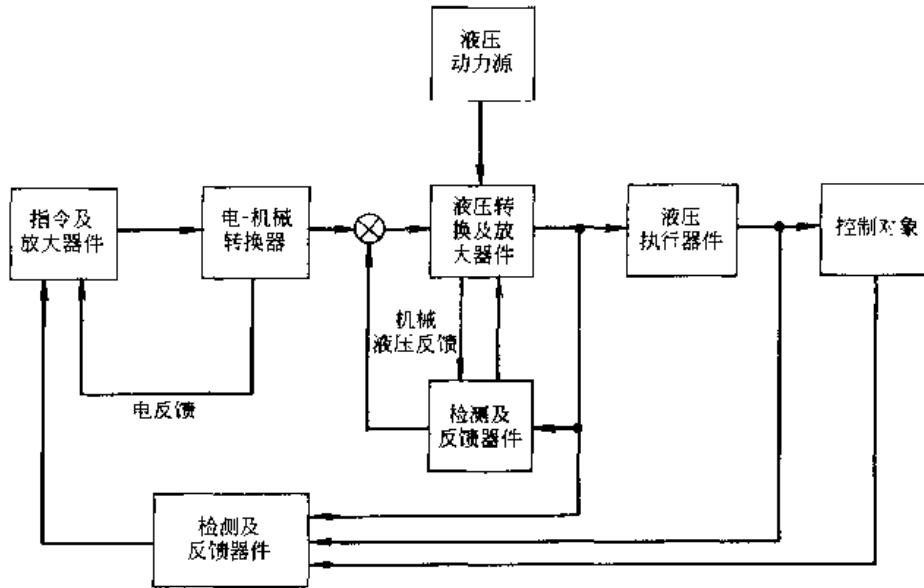


图 21-5-1 电液比例控制系统的技术构成

表 21-5-1 电液比例控制系统的组成与原理

开环控制系统	方块图及组成	原理
		<p>系统输入量为控制电量（电压或电流），经电控制器放大转换成相应的电流信号输入给电-机械转换装置，后者输出与输入电流近似成比例的力、力矩或位移，使液压阀的可动部分移动或摆动，并按比例输出具有一定压力 <math>p</math>、流量 <math>Q</math> 的液压油以驱动执行元件，执行元件也将按比例输出力 <math>F</math>、速度 <math>v</math> 或转矩 <math>r</math>、角速度 <math>\omega</math> 以驱动负载，无级调节系统输入量就可无级调节系统输出量力、速度，以及加、减速度等</p> <p>这种控制系统的结构组成简单，系统的输出端和输入端不存在反馈回路，系统输出量对系统的输入控制作用没有影响，没有自动纠正偏差的能力，其控制精度主要取决于关键元器件的特性及系统调整精度。但这种开环控制系统不存在稳定性问题</p>
闭环控制系统		<p>系统工作原理为反馈控制原理或偏差调节原理，这种控制系统通过负反馈控制，因而具有自动纠正偏差的能力，可获得相当高的控制精度。但系统存在稳定性问题，而且高精度和稳定性的要求是矛盾的</p>

电控制器（比例放大器，俗称放大板）在开环控制系统中，用于驱动和控制电液比例控制元件的电-机械转换器；在闭环控制系统中除了上述作用外，还要承担反馈检测器的检测放大和校正系统的控制性能。因此，电控制器的功能直接影响系统的控制性能，它的组成应与电-机械转换器的型式相匹配，一般都具有控制信号的生成、信号的处理、前置放大、功率放大、测量放大、反馈校正、颤振信号发生及电源变换等基本组成单元。它包括电位器、斜坡发生器、阶跃函数发生器、PID调节器、反向器、功率放大器、颤振信号发生器，或用可编程控制器等，一般生产电液比例阀的厂家供应相应的比例放大器

电液比例阀由电-机械转换器（比例电磁铁等）和液压阀两部分组成。由于比例电磁铁可以在不同的电流下得到不同的力（或行程），因此可以无级地改变压力、流量。故电-机械转换器是电液比例阀的关键元件

表 21-5-2 电液比例控制系统的分类

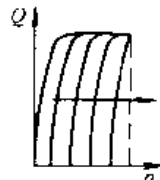
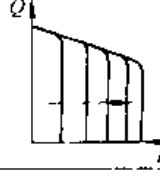
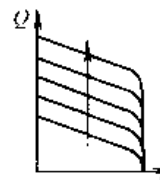
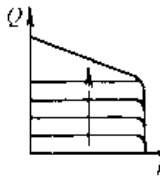
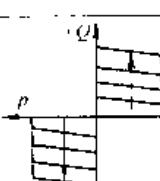
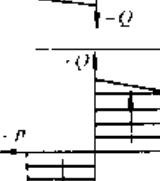
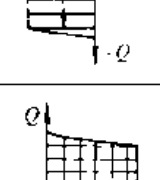
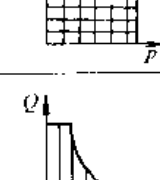
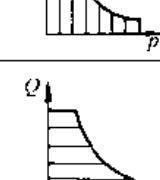
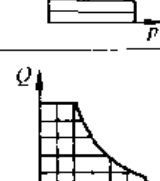

分类依据	类 别
按系统的输出信号	①位置控制系统；②速度控制系统；③加速度控制系统；④力控制系统；⑤压力控制系统
按系统输入信号的方式	①手调输入式系统：以手调电位器输入，调节电控制器，以调整其输出量，实现遥控系统。②程序输入式系统：可按时间或行程等物理量定值编程输入，实现程控系统。③模拟输入式系统：将生产工艺过程中某参变量变换为直流电压模拟量，按设定规律连续输入，实现自控系统
按系统控制参数	①单参数控制系统：液压系统的基本工作参数是液流的压力、流量等，通过控制一个液压参数，以实现对系统输出量的比例控制。如采用电液比例压力阀控制系统压力，以实现对系统输出压力或力的比例控制；用电液比例调速阀控制系统流量，以实现对系统输出速度的比例控制等，都是单参数控制系统。②多参数控制系统：如用电液比例方向流量阀或复合阀、电液比例变量泵或马达等，既控制流量、液流方向，又控制压力等多个参数，以实现对系统输出量比例控制的系统
按系统控制回路组成	①开环控制系统；②闭环控制系统
按系统电液比例控制元件	①阀控制系统：采用电液比例压力阀、电液比例调速阀、电液比例插装阀、电液比例方向流量阀、电液比例复合阀等控制系统参数的系统。②泵、马达控制系统：采用电液比例变量泵、马达等控制系统参数的系统

表 21-5-3 电液比例系统的技术优势与基本特点

电液控制的技术优势	电气或电子技术在信号的检测、放大、处理和传输等方面比其他方式具有明显的优势，特别是现代微电子集成技术和计算机科学的进展，使得这种优势更显突出。因此，工程控制系统的指令及信号处理单元和检测反馈单元几乎无一例外地采用了电子器件。而在功率转换放大单元和执行部件方面，液压元件则有更多的优越性。电液控制技术集合了电控与液压的交叉技术优势
电液比例控制系统的基本特点	①可明显地简化液压系统，实现复杂程序控制；②引进微电子技术的优势，利用电信号便于远距离控制；以及实现计算机或总线检测与控制；③电液控制的快速性，是传统开关阀控制无法达到的；④利用反馈，提高控制精度或实现特定的控制目标；⑤便于机电一体化的实现

表 21-5-4

阀控与泵控体系的对应关系

阀 控			泵 控				
压力控制	溢流阀		压力控制	恒压力泵			
	减压阀			变排量泵			
流量控制	单向	节流阀	流量控制	恒排量泵			
		流量阀		变排量泵			
	双向	方向节流		双向	变排量泵		
		方向流量			恒排量泵		
	复合控制	$p_q$ 阀 (压力流量复合)			复合控制	压力流量复合	
						压力功率复合	
		流量功率复合					
		压力流量功率复合					

注:  $\Delta p$  为控制器件进出口压差。

## 1.2 电液比例控制系统的性能要求

表 21-5-5

性能	要 求
稳定性	指系统输出量偏离给定输入量的初始值随着时间增长逐渐趋近于零的性质。稳定性是系统正常工作的首要条件。因此，系统不仅应是绝对稳定的，而且应有一定的稳定裕度。电液比例控制系统作为开环控制系统一般是具有稳定性的，但作为闭环控制系统工作时，则应注意确保它的稳定性，并应适当处理好稳定性要求与准确性之间可能存在的矛盾
准确性	指系统在自动调整过渡过程结束后，系统的输出量与给定的输入量之间所存在稳态偏差大小的性质，或系统所具有稳态精度高低的性质。总是希望系统由一个稳态过渡到另一个稳态，输出量尽量接近或复现给定的输入量，即希望得到高的稳态精度。系统的稳态精度不仅取决于系统本身的结构，也取决于给定输入信号和外扰动的变化规律。系统在实际工作中总是存在着稳态误差的，故力求减小稳态误差，把稳态精度作为系统工作性能的重要指标
快速性	指系统在某种输入信号作用下，系统输出量最终达到以一定稳态精度复现输入这样一个过程的快慢性质。当系统的输入信号是阶跃信号时，系统的阶跃响应特性以调整时间 $t_s$ 作为快速性指标，并常以调整时间 $t_s$ 、超调量 $M_p$ 和阶跃响应的振荡次数三项指标作为系统的过渡过程品质指标。当系统的输入信号是正弦信号时，可以证明线性系统的输出也是同频率的正弦信号，但其幅值随着角频率 $\omega$ 的增高而衰减，当角频率增高到系统的截止频率 $\omega_c$ 时，系统输出信号的幅值已衰减到输入信号幅值的 70% 左右。若再加快频率，则幅值将更衰减，认为输出已不能准确复现输入了。通常以输出信号的幅值不小于输入信号幅值的 70.7%，或者说输出信号与输入信号的幅值比（或增益）不低于 -3 dB 时，所对应的频率范围 $0 < \omega \leq \omega_c$ ，这个频带宽表明系统的响应速度，即以系统的频宽 $\omega_c$ 或其相应的频率 $f_{-3dB}$ (Hz) 作为系统快速性指标

## 1.3 电液比例阀体系的发展与应用特点

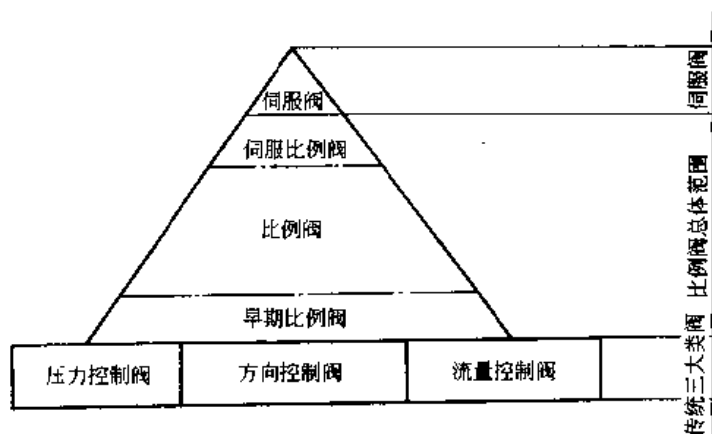


图 21-5-2 电液伺服阀、电液比例阀、传统三大类阀相对关系

表 21-5-6

电液控制技术发展

电液伺服阀技术		第二次世界大战期间由于武器和飞行器自动控制需要而出现，至 20 世纪 60 年代日臻成熟	其特点见表 21-5-7；但由于对流体介质的清洁度要求十分苛刻，制造成本和维修费用比较高，系统能耗也比较大，难以作为各工业用户所接受
电液比例阀技术	工业伺服阀	20 世纪 60 年代后期出现	在伺服阀基础上，增大电-机械转换器功率，适当简化伺服阀结构，降低制造成本
	早期比例阀	20 世纪 60 年代后期出现	仅将比例电磁铁用于控制阀，控制阀原理未变，性能较差，频响 1~5 Hz，滞环 4%~7%，用于开环控制
	比例阀	20 世纪 80 年代初期出现	完善控制阀设计原理，采用各种内外反馈、电校正，耐高压比例电磁铁、电控器特性大为提高，稳态特性接近伺服阀，频响 5~30 Hz，但有零位死区；既用于开环，也用于闭环控制
	伺服比例阀	20 世纪 90 年代中期出现	制造精度、过滤精度矛盾淡化，首级阀口零遮盖，无零位死区，用比例电磁铁作电-机械转换器，二级阀主级阀口小压差，频响 30~100 Hz，用于闭环控制
传统的电液开关控制技术		不能满足高质量控制系统的要求	



表 21-5-7 开关控制、电液比例控制、电液伺服控制基本特点的对比

电液控制阀	电子或 继电器控制	电-机械转换器	动态响应/Hz	零位 死区	加工精 度要求	过滤 精度要求	阀口压降
伺服阀	电子控制	力马达 力矩马达	高, >100	无	1 μm	30 ~ 10 μm	1/3 油源总压力
比例 阀	伺服比例阀	电子控制	比例电磁铁	中, 30 ~ 100	无	1 μm	单级或首级: 1/3 油源 总压力 主级: 0.3 ~ 1 MPa
	一般比例阀	电子控制	比例电磁铁	一般, 1 ~ 50	有	10 μm	25 μm
传统开关阀	继电器控制	开关电磁铁		有	10 μm	25 μm	0.3 ~ 1 MPa
一般比例阀的 特点	① 过滤精度要求、阀口压降、价格接近开关阀 ② 滞环、重复精度等稳态特性低于或接近伺服阀 ③ 频宽(动态特性)比伺服阀低一个档次,但已可满足 70% 工业部门的需要 ④ 有中位死区(零位死区),与开关阀相同						
对伺服比例 阀的说明	(1) 伺服比例阀是基于上述的历史变迁,并弥补一般比例阀用于要求无零位死区的闭环控制存在的一定缺陷而出现:原来伺服阀加工精度高的缺陷,由于制造技术的发展而淡化;原来伺服阀要求过滤精度高的矛盾由于过滤技术的进步也淡化;以及对电控器而言,处理大电流的技术水平已大为提高 (2) 伺服比例阀的结构特点:利用(大电流的)比例电磁铁(不采用伺服阀常用的力马达或力矩马达)为电-机械转换器,加上首级采用伺服阀机械结构(首级用伺服阀的阀心阀套),以及(首级、主级)阀口零遮盖 (3) 根据其动态频响比一般比例阀高,伺服比例阀被称为高频响比例阀;根据其更适合于像速度控制、位置控制、压力控制等要求无零位死区的闭环系统,伺服比例阀又被称为闭环比例阀。这两种叫法都有一定道理,但也都有其片面性						

表 21-5-8 开关控制、电液比例控制、电液伺服控制适应性的基本情况对比

控制阀	开环控制系统	速度闭环控制系统	位置、压力闭环控制系统
伺服阀		伺服阀一般只用于闭环系统,且工作在零点附近	
伺服比例阀(高频响比例阀、闭环比例阀,比例伺服阀)		无零位死区,可用于各类闭环系统,频响比一般比例阀高;可靠性比伺服阀高	
比例(方向)阀	用于开环系统,也用于闭环系统;工作于阀口开度变化很大的区域,也工作于零位附近		采用阶跃信号发生器等特殊措施,快速通过零位死区,可用于要求无零位死区的闭环控制;但特性不如无零位死区的伺服阀或伺服比例阀
传统开关式方向阀	仅用于开环系统		

## 2 电-机械转换器

电-机械转换器是电液比例控制元件的重要组成部分,其输入是比例放大器的输出电流信号(或电压信号),输出为机械力、力矩或位移信号,并以此去操纵液压阀的阀芯运动,进而实现电液比例控制功能。因此,电-机械转换器的性能,对电液比例控制元件及系统的稳态控制精度、动态响应特性、抗干扰能力、工作可靠性等产生重要影响。

在电液比例控制元件中常用的电-机械转换器,有直流比例电磁铁,有时也使用直流和交流伺服电机,步进电机,较少使用动圈式力马达、动铁式力矩马达、移动式力马达。近来,也有人致力于开发依靠压电材料,通常都是作为模拟转换器应用的,但如果必要,原则上也可借助于频率调制或脉宽调制而用作数字式或数模转换式电-机械转换器。

在电液比例控制元件中应用最广泛的电-机械转换器是湿式耐高压直流比例电磁铁。

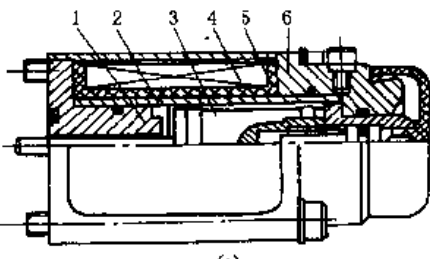
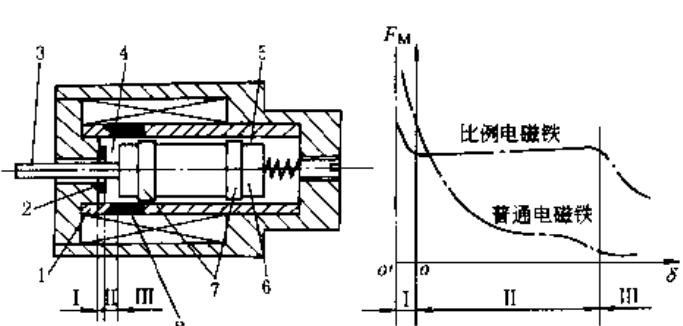
## 2.1 常用电-机械转换器简要比较

表 21-5-9

型式	比例电磁铁	动圈式力马达	动铁式力矩马达	伺服电机
工作原理	在由软磁材料组成的磁路中,有一激磁线圈(或有一对激磁线圈和一对控制线圈),当有控制电流输入时,由于磁路中磁通力因缩短其长度或磁场使磁路中磁阻减小的特性,使衔铁与轭铁之间产生吸力而移动,通过推杆输出机械力	在由硬磁材料和软磁材料组成的磁路中,有1~2个控制线圈,当有控制电流输入时,由于载流导体(线圈)在磁场中受力,使悬挂在弹性元件上的可移动控制线圈相对轭铁移动,并输出机械力	在由硬磁材料和软磁材料组成的磁路中,有2个控制线圈,当有控制电流输入时,由于控制磁场与永磁磁场的相互作用,使支承在弹性元件或转轴上的衔铁相对轭铁转动,并输出机械力矩	各种类型的直流伺服电机,根据载流导体在磁场中受电磁力的作用原理设计,其输出转速正比于输入电压,可实现正反向速度控制,利用转角检测反馈实现角位移闭环控制,其输入电压输出转速的传递函数可视为阶滞后环节
特点	结构简单,使用一般材料,工艺性好,输出机械力较大,控制电流较大,使用维护方便,稳态、动态性能较差	结构较简单,用较贵重材料,工艺性较好,输出机械力较小,控制电流中等,使用维护较方便,稳态、动态性能较好	结构复杂,用贵重材料,工艺性差,输出机械力矩小,控制电流小,结构尺寸紧凑、稳态、动态性能优良	结构较复杂,启动转矩大,调速范围广,机械特性线性度较好,控制液压阀须配用高速比精密减速机构,减速齿隙会产生不利影响,使用中可能产生火花,稳态、动态性能一般
应用	控制一般比例阀(直接控制式和先导控制式比例压力阀、比例流量阀、比例方向流量阀、比例多路阀,比例复合阀),各种比例变量泵,以及伺服比例阀	控制锥阀式、喷嘴挡板式压力阀,进而控制先导式比例压力阀;控制喷嘴挡板进而控制比例方向流量阀	控制锥阀或喷嘴挡板以控制比例压力阀或比例方向流量阀;经前置放大级控制节流阀以控制流量阀	控制节流阀芯转动,以控制比例流量阀;控制锥阀作直线移动,以控制比例压力阀

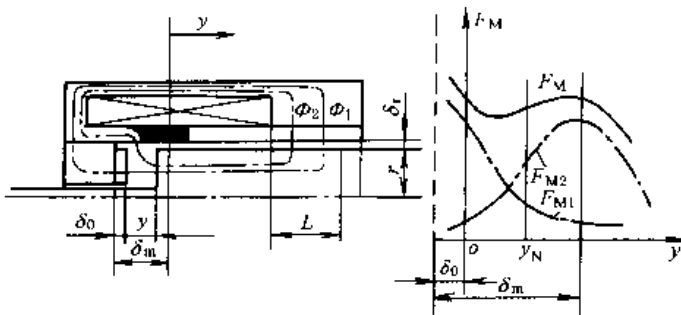
## 2.2 比例电磁铁的基本工作原理和典型结构

表 21-5-10

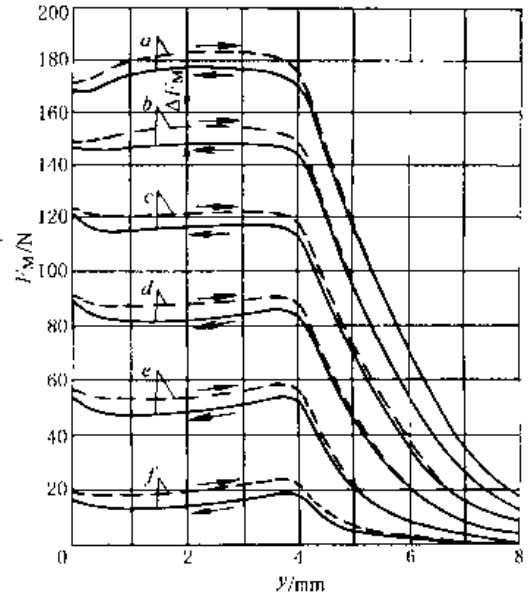
类型	基本结构、工作原理与特性
力控制型比例电磁铁 基本形式：单向直动式	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="text-align: center;">  <p>(a)</p> <p>1—轭铁; 2—导向套锥端; 3—衔铁; 4—线圈; 5—导向套; 6—壳体</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>(b) 耐高压直流比例电磁铁的结构和特性</p> <p>I—吸合区; II—工作行程区; III—空行程区</p> <p>1—导套; 2—限位片; 3—推杆; 4—工作气隙; 5—非工作气隙; 6—衔铁; 7—轴承环; 8—隔磁环</p> </div> </div>

类型

基本结构、工作原理与特性



$\Phi_1$ 、 $\Phi_2$ 的磁路示意图 行程力特性  
(c) 比例电磁铁磁路内的气隙磁导和行程力特性



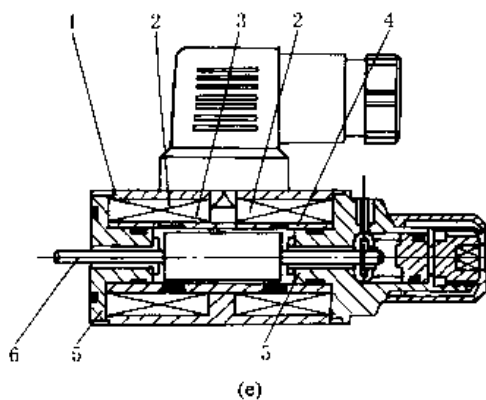
(d) 不带位移反馈比例电磁铁位移-力特性

力控制型比例电磁铁  
基本形式：单向直动式

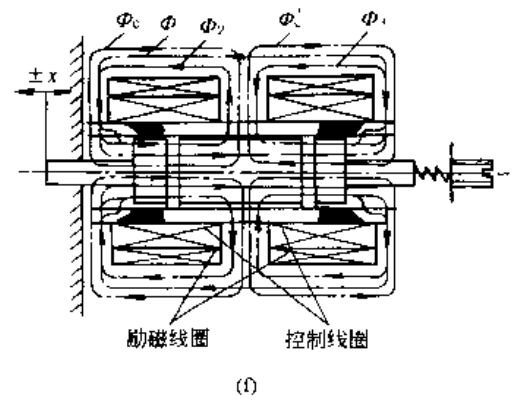
基本结构：图 a 为单向直动式比例电磁铁，由软磁材料的衔铁、导向套、轭铁、外壳以及激磁线圈和输出推杆等组成。导向套的前后两段之间用非导磁材料焊成整体，形成筒状结构的导向套具有足够的强度，可承受充满其中的油液静压力达 35 MPa，导套内孔经精加工，与衔铁上用非导磁材料制成的低摩擦支承环，形成轴向移动的低摩擦副，导套前段端部经优化设计成锥形，导套与壳体之间为同心螺线管式控制线圈，导套中的衔铁处于静压平衡状态，衔铁前端装有输出推杆，衔铁后端由弹簧和调节螺钉组成调零机构，衔铁前端与轭铁之间形成工作气隙，衔铁与导套之间的径向间隙为非工作气隙。动铁前后通油孔用于改善动态特性

工作原理及特性(图 b、c、d)：比例电磁铁的输入端为控制线圈，输出端为推杆。当控制线圈输入激磁控制电流后，形成的磁路经由轭铁、导磁壳体、导套、非工作的径向气隙、衔铁，然后分成两路，一路的磁通  $\Phi_1$  由衔铁经工作气隙到轭铁底面，另一路的磁通  $\Phi_2$  由衔铁经气隙、导套锥端到轭铁。磁场的特性是要使磁阻减小， $\Phi_1$  与  $\Phi_2$  都有减小工作气隙即减小磁阻的作用。 $\Phi_1$  的作用是形成底面力  $F_{M1}$ ， $\Phi_2$  的作用形成了锥面力  $F_{M2}$ 、 $F_{M1}$  与  $F_{M2}$  的合力  $F_M$  即为比例电磁铁推杆上的输出力(指力控制型)。输出力  $F_M$  与输入控制电流  $I$  在比例电磁铁的工作行程中是近似成比例的，无级调节其输入控制电流，就可实现其输出力的无级调整，这就是比例电磁铁的电磁作用工作原理。分 3 个区段：用小隔磁环来消除第 1 区段；第 2 区段为水平吸力区；第 3 区段为辅助工作区

力控制型比例电磁铁  
双向



1—壳体；2—线圈(左右)；3—导向套；  
4—隔磁环；5—轭铁；6—推杆

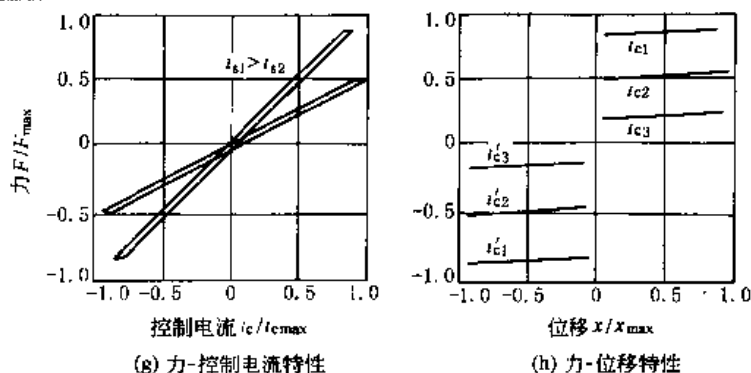


(f)

类型

基本结构、工作原理与特性

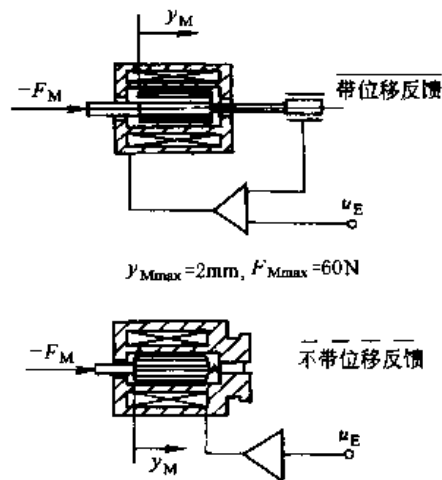
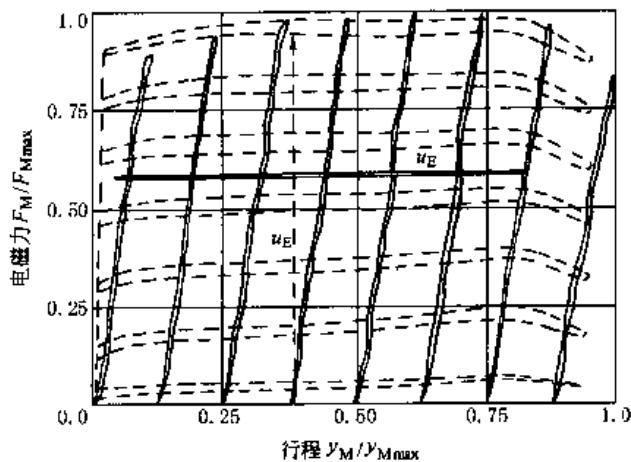
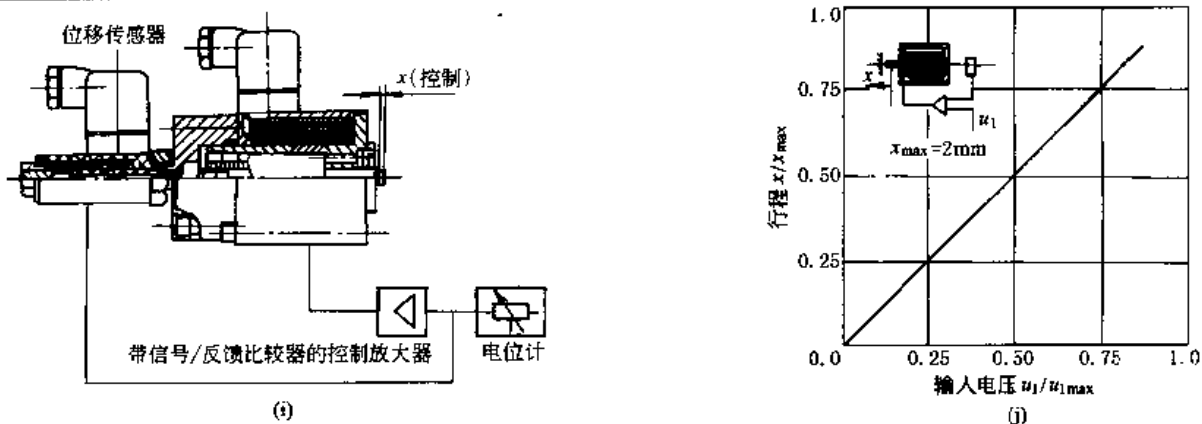
力控制型比例电磁铁



基本结构: 图 e 为双向极化式比例电磁铁的结构示意图, 采用对称配置两个平底动铁式结构, 在壳体中对称安排了  
两对线圈。由于在其磁路中的初始磁通, 避开了磁化曲线起始段的非线性影响, 使输出电磁力、输入控制电流特性无  
零位死区、线性好、滞环小; 由于采用平底、锥形盆口、动铁式结构, 具有良好的水平吸力特性, 其动态响应较快, 工作频  
宽几乎为单向直动式比例电磁铁的一倍, 可达 100 Hz 以上, 也可作为动铁式力马达控制伺服阀, 其稳态特性和动态特  
性均优于单向直动式比例电磁铁

工作原理及特性(图 b、c、d): 两对线圈中一对为激磁线圈, 相互串联极性相同, 由恒流电源供给恒定的激磁电流, 形  
成磁路的初始磁通  $\Phi_1$ 、 $\Phi_2$  和  $\Phi_3$ 。由于结构及线圈绕组的参数对称相同, 左右两端电磁吸力大小相等方向相反, 衔铁  
处于平衡状态, 输出力为零。另一对为控制线圈, 极性相反串联或并联, 当输入控制电流时, 则产生极性相反、数值相  
同的控制磁通  $\Phi_4$  和  $\Phi_5$ , 它们与初始磁通叠加, 使左右两端工作气隙的总磁通分别发生变化, 衔铁两端的电磁吸力不  
等, 形成了与控制电流方向和大小相对应的输出力

位置调节型比例电磁铁



(k) 带位移闭环比例电磁铁的稳态特性

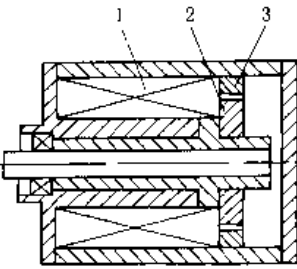
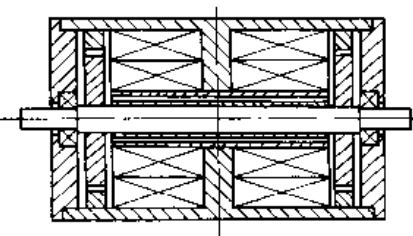
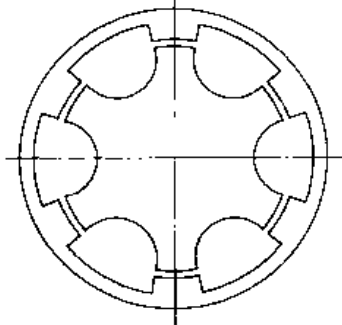
类型	基本结构、工作原理与特性
位置比例调节型电磁铁	<p>图 i 位置调节型比例电磁铁配有电感式位移传感器,用以检测阀芯的实际位置,它将与阀芯行程成比例的电压信号反馈至比例放大器,构成位置闭环控制,改善了滞环和非线性,提高了抗干扰能力并抑制了作用在阀芯上液动力的影响。图 j 为电压-位移特性,呈简单的比例关系特性。此外,采用衔铁位置反馈控制,对提高比例电磁铁的动态性能也有一定效果</p>
旋转电磁铁	<div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: flex-start;"> <div style="text-align: center;">  <p>(l) 单向旋转电磁铁 1—线圈; 2—转子; 3—定子</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>(m) 双向旋转电磁铁结构原理</p> </div> <div style="text-align: center;">  <p>(n) 双向旋转电磁铁(端部形状)</p> </div> </div>
	<p>一般为有限角位移旋转电磁铁,分单向与双向两种。单向电磁铁(图 l)的特点是转子、定子分别由三片导磁钢片叠和而成,定子通过销钉与壳体相连;转子通过半月形孔与输出轴相连。机壳、定子、转子和转轴构成磁路。其功能原理是当有电流通过线圈时,转子便向定子对中方向旋转。由于对定、转子齿进行了特殊设计,当转子齿快要与定子齿对中时,仍能保持一定的力矩。但这种电磁铁只能单向旋转,转角-力矩特性曲线的水平段较短</p> <p>双向旋转电磁铁(图 m)的定子转子左右对称布置,定、转子齿进行了特殊设计,当转子齿快要与定子齿重合时,能保持一定的力矩。当转子转动时,其工作气隙处于变长度和变面积两种情况并存状态。这种旋转电磁铁的转角范围较大(<math>\pm 5^\circ</math>或更大些),转角-力矩曲线水平段较长,并且定子、转子之间的初始位置可以方便地进行调节。这种双向旋转电磁铁能实现双向连续比例控制</p>

表 21-5-11 基本类型电磁铁的结构、特性、适用情况对照

力控制型	结 构		输入输出特性		使用
	力控制型 + 负载弹簧	结构完全相同,只是使用上的区别	电 流-输 出力	与输入电流成正比的是输出力,在工作区内与衔铁位移无关,即具有水平吸力特性	
行程控制型	力控制型 + 负载弹簧	结构完全相同,只是使用上的区别	电 流-力-位移	与输入电流成正比的是负载弹簧转化的输出位移	输出行程较大,多用于直控阀
位置调节型	力控制型 + 位移传感器	增加了衔铁位置小闭环	电 流-衔铁位置	与输入电流成正比的是衔铁位移而与所受反力无关,具体力的大小在最大吸力之内根据负载需要定	有衔铁位置反馈闭环,用于控制精度要求较高的直控阀

### 2.3 常用比例电磁铁的技术参数

表 21-5-12 常用比例电磁铁的技术参数

电磁铁规格	035	045	060	新发展
输出力/N	55	75	135	
行程/mm	2 + 2	3 + 3	4 + 4	
额定电流/mA	680	810	1110	额定 2500, 短时可达 3700, 用于排除污染物卡塞故障
常态电阻/ $\Omega$	24.6	21	16.7	
电压/V(DC)	24 或 12			

## 2.4 比例电磁铁使用注意事项

(1) 与先导级配合的电磁铁，其工作行程应限制在电磁铁的有效行程（水平吸力区段）内。在设计与之配合的先导级时，应先测出比例电磁铁的位移-力特性曲线，据此来确定最佳的衔铁位置尺寸，保证电磁铁的工作点最佳。

(2) 市售的比例电磁铁多数为湿式，但也有干式比例电磁铁；不同厂家的湿式比例电磁铁中耐油压的程度也不尽相同，多数为耐 35 MPa 静压，具体应查阅供货时的样本。

(3) 电磁铁衔铁腔易受污染，进入其中的油液须经内置粗滤，运行时应定期检查此粗滤是否堵塞，以保证动铁正常运动；沟通衔铁前后腔的阻尼通道若被污染物阻塞，电磁铁将无法正常工作。

(4) 比例电磁铁的衔铁总行程包括工作行程与空行程，表中行程 (3+3) 表示：工作行程 3 mm，空行程 3 mm；在双电磁铁的比例方向阀中，左右两个电磁铁的空行程都是必不可少的。

(5) 比例电磁铁一般都备有放气螺钉。在液压系统开动之后、正式运行之前的低压状态下，给电磁铁放气，以排除电磁铁和阀中的空气。否则滞留在其中的空气使比例阀不能可靠运行。

(6) 对带位移传感器的位置调节型比例电磁铁，其位移传感器的电感线圈与检测杆的相对位置由生产厂家调整好，不应随意变动。

(7) 颤振信号的幅值与频率，生产厂家调整好，用户不要随意调整。

(8) 不同厂家的电磁铁，其连接形式与尺寸（含工作行程）不尽相同，一般不能互换。

## 3 电液比例压力控制阀

### 3.1 电液比例压力阀概述

液压系统的基本工作参数是压力和流量，电液比例压力控制就是采用电液比例压力控制阀对系统压力进行单参数比例控制，进而实现对系统输出力或转矩的比例控制。

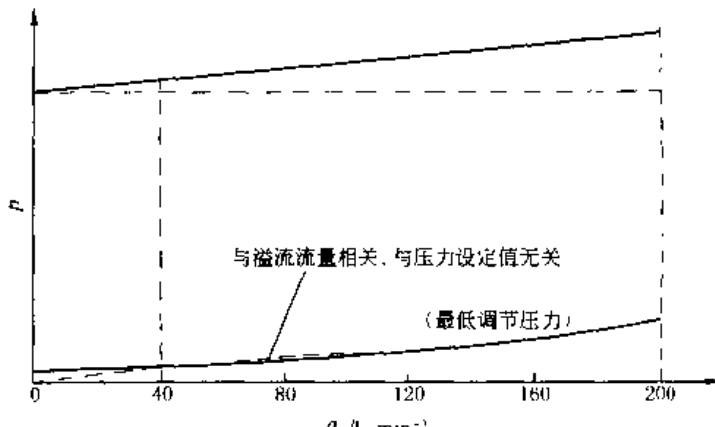
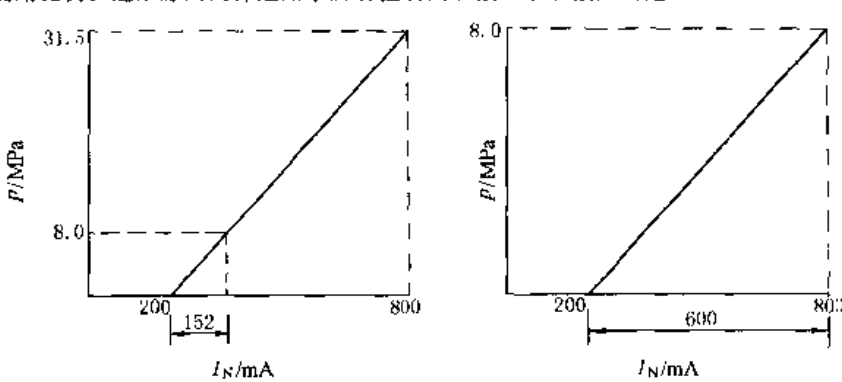
表 21-5-13 电液比例压力阀的基本分类

电液比例压力阀			一般直接称直动式比例溢流阀为电液比例压力阀，因为它既可以做先导式比例溢流阀、也可以做先导式比例减压阀的先导级，并由它是否带电反馈决定先导式阀是否带电反馈；还用于恒压泵等变量泵控制系统
电液比例溢流阀	直动式比例溢流阀		
	先导式比例溢流阀		
电液比例减压阀	两通减压阀	直动式	不常见
		先导式	新型结构的先导油引自减压阀的进口
	三通减压阀	直动式	常以双联形式作为比例方向节流阀的先导级，并常以构件形式用于汽车自动变速箱等控制系统中
		先导式	新型结构的先导油引自减压阀的进口

### 3.2 比例溢流阀的若干共性问题

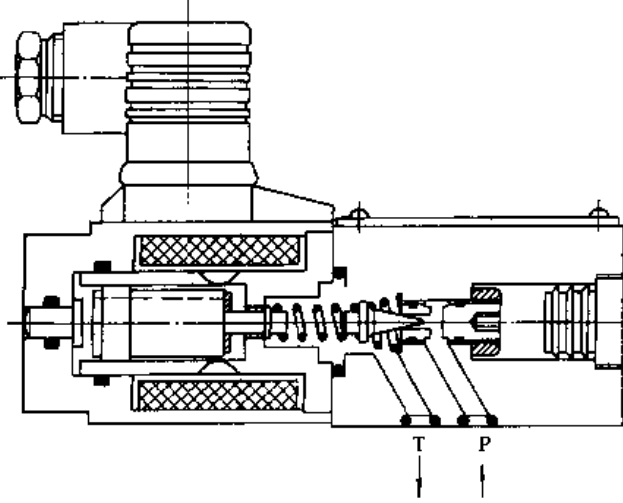
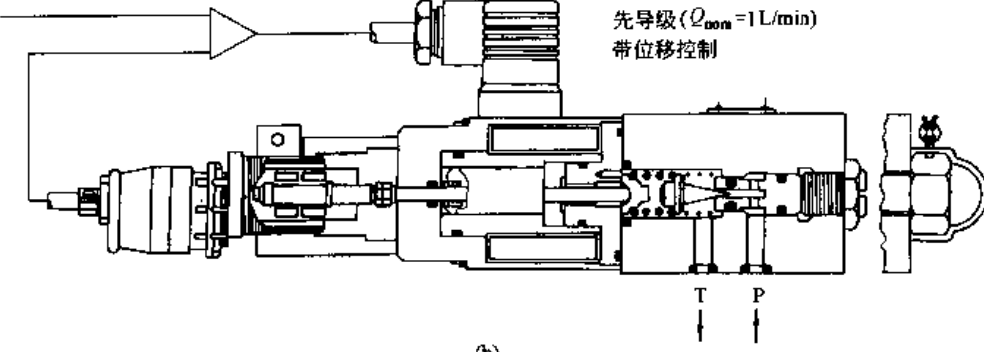
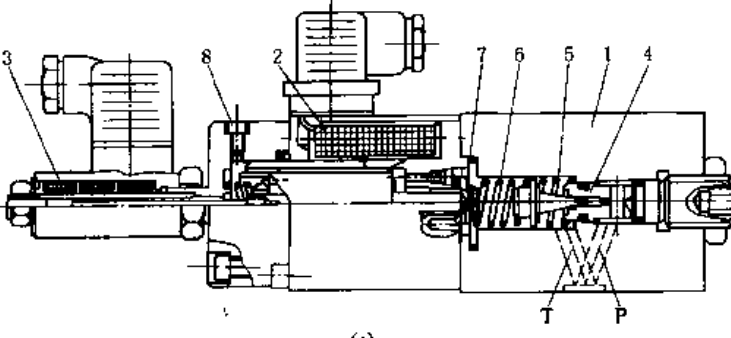
表 21-5-14

不同压力等级的实现	首先，比例压力阀中的弹簧与手调压力阀的调压弹簧功能不同，仅仅是个传力弹簧；其次，不同压力等级的比例压力阀所用比例电磁铁规格相同，所以，比例压力阀不同压力等级的实现是依靠改变先导阀孔直径来实现。这一点同样适用于减压阀
-----------	---

<p>利用功率域曲线选择流量规格</p>	<p>功率域的上限与压力设定值和溢流流量相关；下限仅与溢流流量相关，为阀的最低可调节压力（这两条曲线在产品样本中一般是分别用两个图表示的）；最大流量线受主阀口最大开度限制。将溢流阀流量与压力参数选择在功率域范围里，阀都能起到溢流阀稳压、排出多余流量的作用。只要最低调节压力能满足要求，应尽量将溢流流量值加大</p>  <p>(a) 溢流阀的功率域</p>
<p>压力控制的高分辨率原则</p> <p>选用溢流阀的原则与注意事项</p>	<p>实际最大压力值尽量与最大控制电信号相对应。如图 b 所示，例如对于使用压力在 8 MPa 以下的系统，如果选用 31.5 MPa 压力等级的压力阀，则其有效控制电流为 152 mA（此为举例，各种阀的起始电流是千差万别的），仅占整个控制范围的 25%。当然，也不可能像右图那样用足 600 mA，只能是尽可能提高使用比例。这条原则同样适用于所有控制阀、液压泵、液压马达</p>  <p>(b) 压力、流量等级的合理选择</p>
<p>动态特性与应用系统的实际相关</p>	<p>(1) 溢流阀的时域阶跃响应特性（压力飞升速率），实际上是与液压系统中阀所在的封闭容腔的特性相关的。封闭容腔的压力飞升速率可表示为 <math>\Delta p = \frac{E_s \Delta V}{V}</math>，式中 <math>\Delta V</math>——压力区（封闭容腔）油液总变化量；<math>V</math>——压力区的总容积；<math>E_s</math>——有效体积弹性模量。影响有效体积弹性模量的因素：</p> $\frac{1}{E_s} = \frac{1}{E_c} + \frac{1}{E_l} + \frac{V_g}{V} \times \frac{1}{E_g}$ <p>式中 <math>E_s</math>、<math>E_c</math>、<math>E_l</math>、<math>E_g</math> 依次分别为有效、管道、油液、气体的体积弹性模量；<math>V_g</math> 为油液中溶解和混入空气的影响（油液中的空气含量对有效体积弹性模量进而对压力飞升速率有很大影响）</p> <p>(2) 溢流阀的频率响应特性，除了与阀所在封闭容腔的 <math>V</math>、<math>\Delta V</math>、<math>E_s</math> 三大因素相关外，还与实际使用时（或者阀做实验时）的输入信号幅值相关，一般样本中给出 <math>\pm 5\%</math> 和 <math>\pm 100\%</math> 两个极限情况下的曲线，实际应用时可根据实际信号幅值范围在对数坐标上用内插法进行估计</p> <p>上述封闭容腔压力基本公式是普遍适用的，不论是频响很高的伺服系统还是传统的开关控制系统，都应注意封闭容腔（液压系统中的一个压力区）压力变化速率对系统功能的影响</p>
<p>用其所能的 80%</p>	<p>从运行可靠性和提高液压器件使用寿命角度考虑，一般不应该让器件运行在样本所标示的极限参数上，而以极限参数的 80% 为好</p>

## 3.3 电液比例压力阀的典型结构及工作原理

表 21-5-15

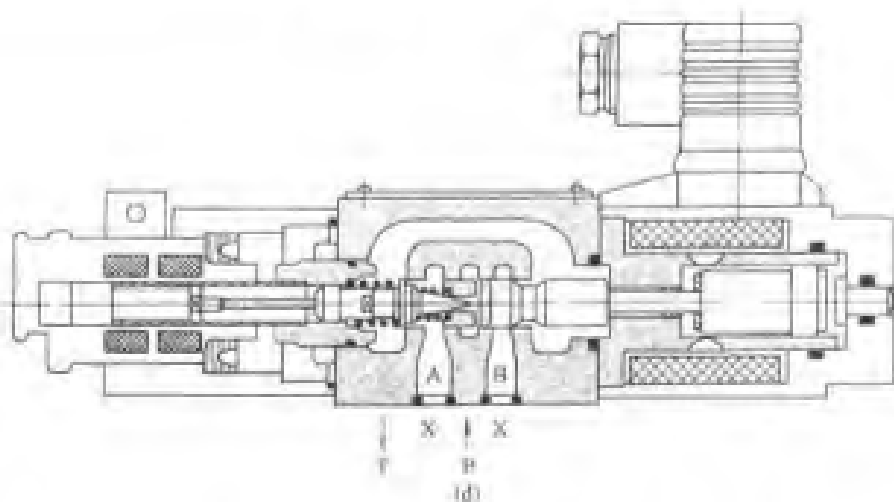
名称	典型结构、工作原理及特点
1. 直动式比例压力阀	<div style="text-align: center;">  <p>(a)</p> </div> <p>典型结构：由比例电磁铁和直动式压力阀组成，直动式压力阀结构与普通压力阀的先导阀相似，但其调压弹簧换为传力弹簧，手动调节螺钉部位换装上比例电磁铁。锥阀心与阀座间的弹簧主要是防止阀心的撞击。图示阀体为方向阀式阀体</p> <p>工作原理及特点：当比例电磁铁输入控制电流时，衔铁推杆输出的推力通过传力弹簧作用在锥阀上，与作用在锥阀上的液压力相平衡，决定了锥阀与阀座之间的开口量。由于开口量变化很微小，因而传力弹簧变形量的变化也很小，若忽略液动力的影响，则可认为在平衡条件下这种直接控制式比例压力阀所控制的压力是与比例电磁铁的输出电磁力成正比，进而与输入比例电磁铁的控制电流近似成正比。这是比例压力阀最常用的基本结构，运行可靠</p> <p>备注：1. 传力弹簧与比例电磁铁的这种组合，属于表 21-5-11 所列行程控制型比例电磁铁 2. 本表序号 6 所示 REXROTH 先导比例溢流阀的先导阀，其电磁铁输出推杆与阀心之间没有传力弹簧，电磁铁属力控制型</p>
2. 电反馈型直控式比例压力阀	<div style="text-align: center;">  <p>先导级 (<math>Q_{00m} = 1L/min</math>) 带位移控制</p> <p>(b)</p> </div> <div style="display: flex; justify-content: space-between; align-items: flex-start;"> <div style="text-align: center;">  <p>(c)</p> </div> <div style="margin-left: 20px;"> <p>1—壳体；2—比例电磁铁； 3—位移传感器；4—阀座； 5—阀芯；6—压力弹簧； 7—弹簧座；8—放气螺钉</p> </div> </div>



名称

典型结构、工作原理及特点

2. 电反馈型直控式比例压力阀

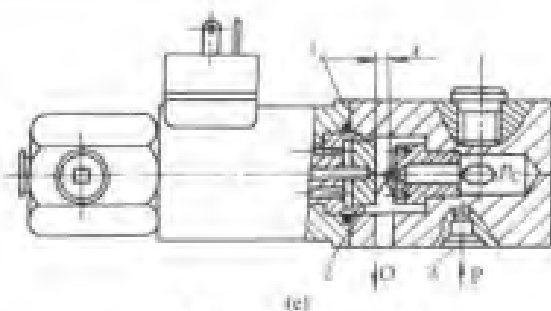


典型结构：图 b 带干式位移传感器，阀体为方向阀式阀体，图 c 带湿式位移传感器。图 d 为线性比例压力阀，电磁铁将阀芯推向锥阀芯，位于锥阀芯背面的弹簧压缩量，决定了作用在锥阀芯上的力，即溢流阀的开启压力。故大调节电磁铁的电流（电磁铁的力），以使锥阀芯被压缩至一个所需的距离。位移传感器构成了弹簧压缩量的闭环控制。由于设置了位移传感器，使得输入电信号与调节压力之间有一个线性关系。图示阀体为方向阀式阀体。

工作原理及特点：图 b、c 为传统电反馈压力阀的结构。给定设定值电压，电控器输出相应控制电流，比例电磁铁推杆将输出与设定值成比例的位移，电磁铁衔铁的位置即弹簧座的位置，由电感式位移传感器检测反馈至电控器，利用反馈电压与设定值电压比较的误差信号去控制衔铁的位移，即在阀内形成衔铁位置闭环控制。这种带衔铁位置闭环的电磁铁组合，属于表 21-5-11 所示位置调节型比例电磁铁。与输入信号成正比的是衔铁位移量与所受反力无关，力的大小在最大吸力之内由负载需要决定。对重复精度、循环等有较高要求时，采用这种带电压反馈的比例压力阀。

图 d 阀具有线性好，滞环小，压力上升及下降时间短以及抗磨损能力强等特点。

3. 力马达控制喷嘴挡板阀的直控式比例压力阀



1—挡板；2—喷嘴；3—节流器

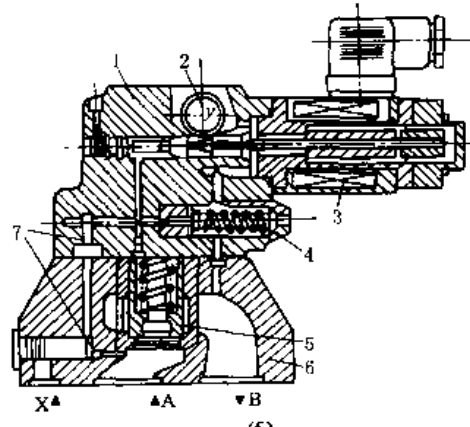
典型结构：力马达采用类似比例电磁铁的结构，挡板直接与力马达的快推杆连接，压力油进入喷嘴腔室前经过固定节流器。

工作原理及特点：力马达在输入控制电流后通过推杆使挡板产生位移，改变输入力马达电流信号的大小，可以改变挡板和喷嘴之间的距离  $e$ ，因而能控制喷嘴处的压力  $P_c$ 。这种喷嘴-挡板阀结构与喷嘴-挡板式伺服阀相比，结构简单，加工容易，对污染不太敏感。作为比例阀来说，它的压力-流量特性比较容易控制，线性较好，工作比较可靠，是提高比例阀控制精度和响应速度的一种结构形式。

力马达作为比例阀的电-机械转换器，不太常用。

名称 典型结构、工作原理及特点

4. 带手调安全阀的先导式比例溢流阀



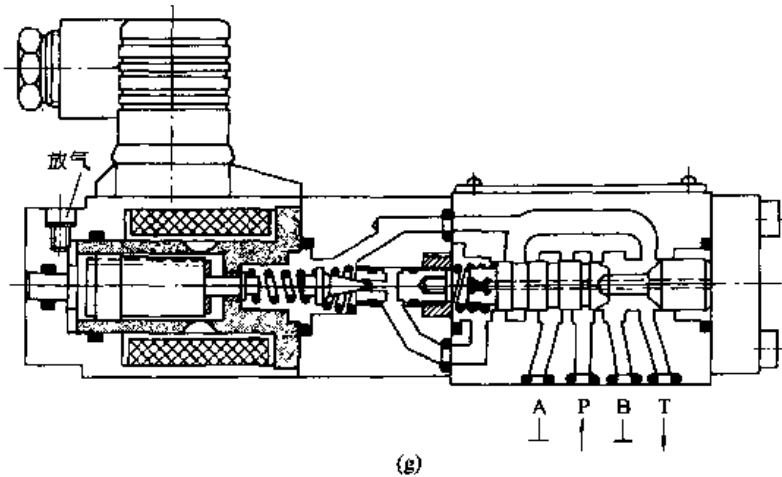
(f)  
1—先导阀体；2—外泄油口；3—比例电磁铁；4—安全阀；5—主阀组件；6—主阀体；7—固定液阻

典型结构：先导控制式比例溢流阀的主阀，采用了带锥度的锥阀结构，并配置了手调限压安全阀。使用上其先导控制回油必须单独无压引回油箱

工作原理及特点：工作原理上，除先导级采用比例压力阀之外与一般的先导式溢流阀基本相同，为系统压力间接检测型（与输入控制信号比较的不是希望控制的系统压力，而是经先导液桥的前固定液阻后的液桥输出压力）。依靠液压半桥的输出对主阀进行控制，从而保持系统压力与输入信号成比例，同时使系统多余流量通过主阀口流回油箱。这种阀的启闭特性一般较系统压力直接检测型差

这种比例溢流阀，由于配置了手调安全阀，当电气或液压系统发生意外故障，如过大的电流输入比例电磁铁，液压系统出现尖峰压力时，比例溢流阀能保证液压系统的安全。手调安全阀的设定压力一般比比比例溢流阀调定的最大工作压力高 10% 左右

5. 采用方向阀阀体的先导式比例溢流阀



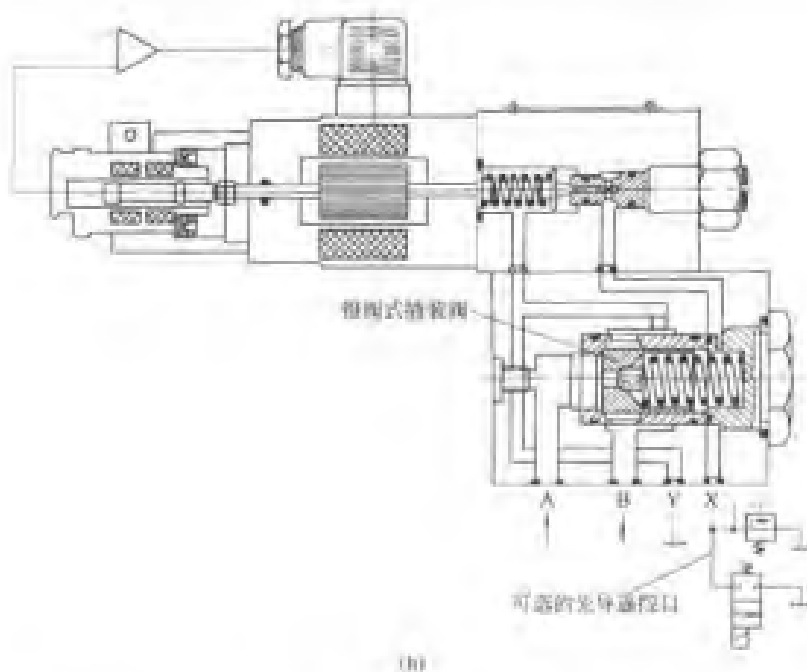
(g)  
典型结构：(1) 采用方向阀式阀体；(2) 先导阀与主阀在同一轴线上  
图示结构中，电磁铁上标出了放气螺钉

工作原理同系统压力间接检测型，由于采用方向阀阀体的结构模式，结构紧凑，适用于中小流量（120 L/min 以下）

名称

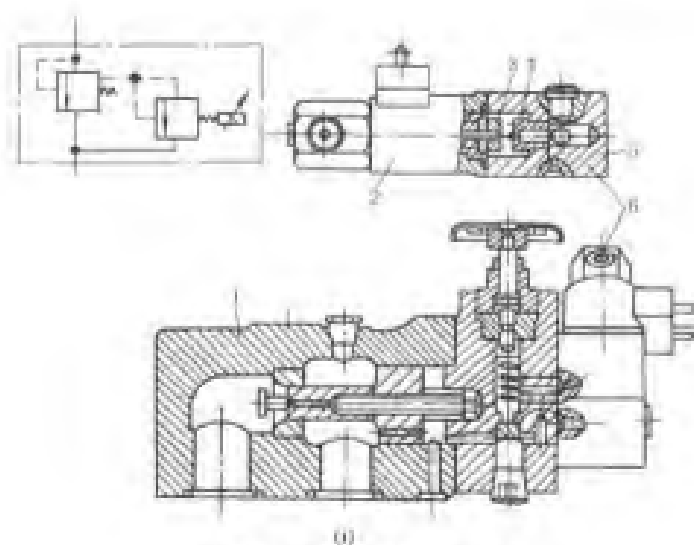
典型结构、工作原理及特点

6. 电反馈型先导式比例溢流阀



典型结构：(1) 主阀为插装阀结构；(2) 先导阀与主阀在同一轴线上，主阀检修方便  
工作原理同系统压力间接检测型

7. 力马达喷嘴挡板先导式比例溢流阀



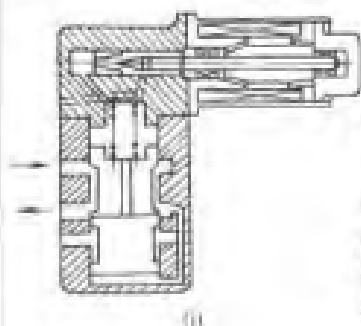
1-主阀；2-力矩马达；3-挡板；  
4-喷嘴；5-节流器；6-先导阀

工作原理及特点：将力马达喷嘴挡板直控式比例压力阀作为先导阀与定值控制溢流阀叠加在一起而成。所保留的手调定值控制先导压力阀用来调定系统的最高压力，当安全阀用。它与力马达喷嘴挡板比例控制先导压力阀并联，并都通过主阀阀芯内部回油。当主阀输出压力低于手动调定的最高压力时，可以通过调节先导式比例压力阀的输入控制电流连续按比例地调节输出压力，当输入控制电流为零时，该阀将起卸荷阀的作用。

名称

典型结构、工作原理及特点

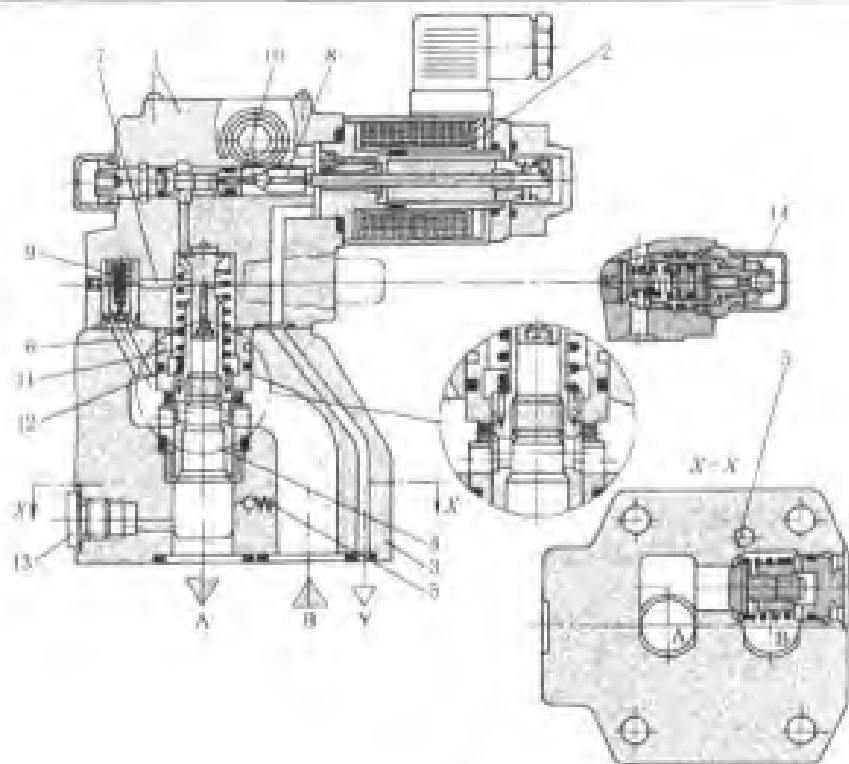
8. 传统先导式四通比例减压阀



先导阀为直接控制式比例压力阀，主阀为定值减压阀主阀。结构上的重要特点是与传统减压阀一样，先导控制油引自主阀的出口

原理上与传统的手调先导减压阀相似，当二次压力侧的输出压力低于比例先导压力阀的调定压力时，主阀下移，阀口开至最大，不起减压作用。当二次压力上升至给定压力时，先导液桥工作，主阀上移，起定值减压作用。只要进口压力高于允许的最低值，调节输入控制电流就可按比例连续地调节输出的二次压力

9. 新型先导式四通比例单向减压阀



(b)

- 1—先导阀；2—比例电磁铁；3—主阀；4—主阀芯；5—单向阀；6、7—先导油孔道；8—先导阀芯；9—先导流量稳定器；10—先导阀座；11—弹簧；12—弹簧腔；13—压力表接口；14—最高压力溢流阀

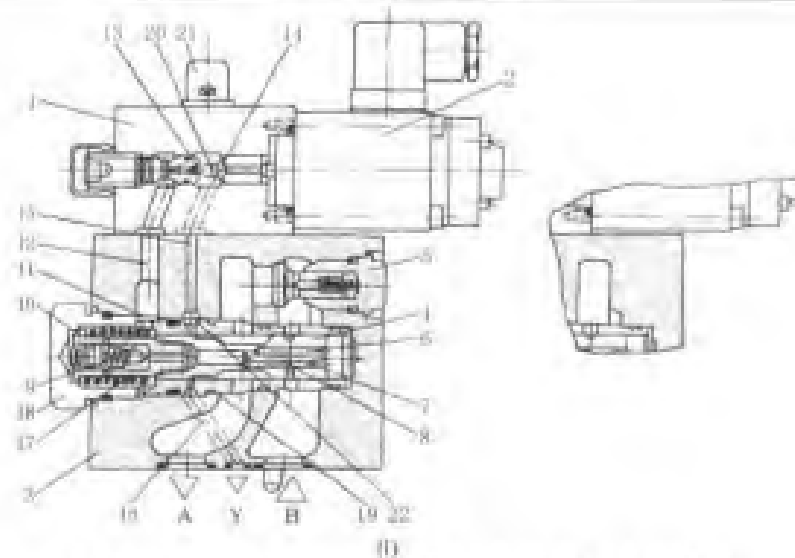
典型结构：(1) 先导油引自主阀的进口；(2) 配置先导流量稳定器；(3) 消除反向瞬间压力峰值，保护系统安全；(4) 带单向阀，允许反向自由流通

工作原理及特点：先导流量稳定器在结构原理上是一个按 H 型液压半桥工作的定流量阀，主阀进口压力无论如何变化（只要高于允许的最低值），先导流量都能保持不变，从而使主阀的出口压力只与输入信号成比例，不受进口压力变化的影响

在减压阀出口所连接的负载突然停止运动等的情况下，常常会在出口段管路引起瞬时的超高压，严重时将使系统破坏而酿成事故。这种阀消除反向瞬间压力峰值的机理是：在负载即将停止运动时，先给比例减压阀一个接近于零的低输入信号，停止运动时，主阀芯在下部高压和上部低压作用下快速上移，受压液体产生的瞬时高压直接进入主阀弹簧腔而卸向先导阀回油口（配用的单向阀 5 在瞬间高压时来不及打开）

10. 主阀口常闭的先导式四通比例单向减压阀

典型结构、工作原理及特点

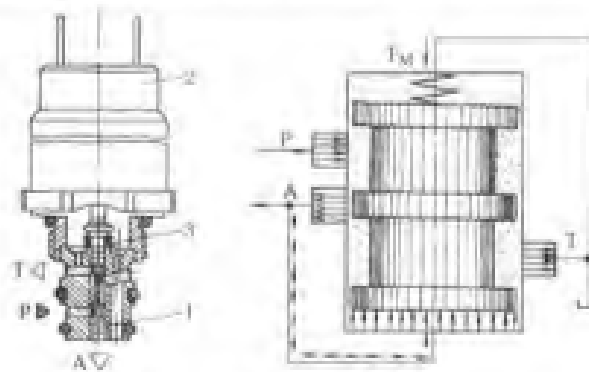


- (l)
- 1—先导阀；2—比例电磁铁；3—主阀；4—主阀芯；5—单向阀；  
 6、8、11、12、14、15、16—孔道；7—主阀芯端面；9—先导流量  
 稳定器；10—弹簧腔；13—先导阀座；17—弹簧；  
 18—堵头；19—控制棱边；20—先导阀芯；  
 21—安全阀；22—远程控制口

典型结构：(1) 先导油引自主阀的进口；(2) 配置先导流量稳定器；(3) 消除反向瞬间压力峰值，保护系统安全；(4) 带单向阀，允许反向自由流通；(5) B口无压力油时即向主阀口常闭，有效抑制后座桥效应

工作原理及特点：前4项与前一结构相似，最后一项是为了防止油源启动时产生启动冲击。当B口无压力油时，弹簧17使主阀芯组件处于A与B通道之间关闭位置（图示左位）。当B口引来压力油时，压力油通过通道8和先导流量稳定器9，作用在主阀组件的弹簧腔一侧，使主阀组件克服弹簧17的作用力向右移动，从而打开主阀口。

11. 直动式三通比例减压阀



(m) 三通插装式比例减压阀

- 1—阀芯；2—比例电磁铁；3—反馈弹簧

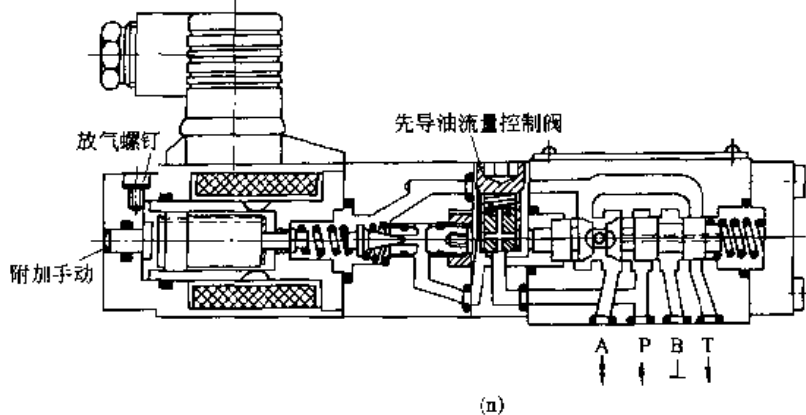
典型结构：配有P（压力油口）、A（负载油口）、T（通油箱油口）三个工作油口。结构上A→T与P→A之间可以是正流量也可以是负流量。图示为螺紋插装式结构

工作原理及特点：三通减压阀正向流量（P→A）时为减压阀功能，反向流量（A→T）时为溢流阀功能。三通减压阀的输出压力作用在反馈面积上与输入作用力进行比较后，可通过自动启闭P→A或A→T口，维持输出压力稳定不变，其特性优于二通减压阀

名称

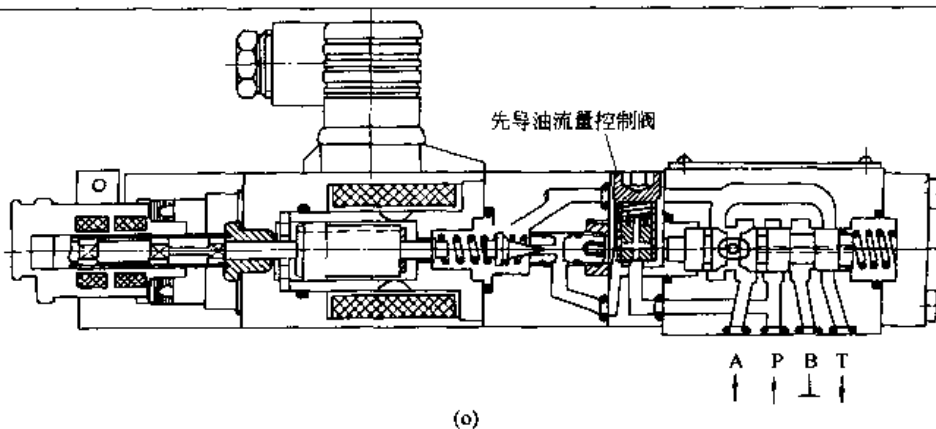
典型结构、工作原理及特点

12. 先导式三通比例减压阀



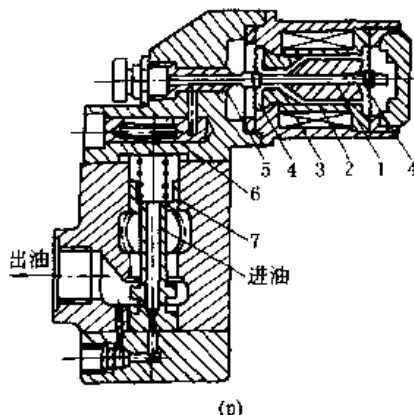
(1) 主阀采用方向阀体结构模式；(2) 先导油引自主阀进口；(3) 配置先导流量稳定器；(4) 带有手动应急推杆  
主阀为三通结构，先导控制油引自主阀进口，设置先导流量稳定器，原理与二通减压阀相似

13. 电反馈型先导式三通比例减压阀



(1) 主阀采用方向阀体结构模式；(2) 先导油引自主阀进口；(3) 配置先导流量稳定器；(4) 配置位置调节型比例电磁铁  
采用电反馈型压力阀为先导阀，滞环、响应时间等稳态和动态特性都优于不带电反馈的三通减压阀

14. 力马达喷嘴挡板先导控制式比例减压阀



1—衔铁；2—线圈；3—推杆  
(挡板)；4—铍青铜片；  
5—喷嘴；6—精过滤器；  
7—主阀

力马达喷嘴挡板阀作先导控制阀而定值减压阀作主阀，力马达的衔铁悬挂于左右两片铍青铜弹簧中间，与导套不接触，避免了衔铁-推杆-挡板组件运动时的摩擦力，减小滞环  
工作时输入控制电流，则衔铁或挡板产生一个与之成比例的位移，从而改变了喷嘴挡板的可变液阻，控制了喷嘴前腔的压力，进而控制了比例减压阀输出的二次压力

### 3.4 典型比例压力阀的主要性能指标

表 21-5-16 典型比例压力阀的主要性能指标 (BOSCH)

表 21-5-15 中的序号	1	2	5	6
型式	直接作用式	直接作用式	先导式	先导式
结构	方向阀式	方向阀式	方向阀式, 先导与主阀同一轴线	主阀插装阀, 先导与主阀轴线平行
位置闭环	无	有千式位移传感器	无	有
压力等级/最低调节压力/MPa	80/0.3, 180/0.4, 250/0.6, 315/0.8	25/0.1, 80/0.3, 180/0.4, 250/0.5, 315/0.6	80/0.7, 180/0.8, 315/1	180/0.6, 315/0.8
T 口最大压力	250	2	250	A/B/X315, Y/2
先导流量/L·min <sup>-1</sup>			0.6	
流量/L·min <sup>-1</sup>	1~1.5	1~3	40	120
电流/A	0.8/2.5	3.7	0.8/2.5	3.7
功率/W	18/25	50	25	50
滞环/%	±2	0.3	±2	1
全信号阶跃响应时间	升	< 30	200	80
	降	≤ 70	250	

### 3.5 电液比例压力阀的性能

电液比例压力阀的先导阀主要有喷嘴挡板式和锥阀式两种, 后者结构简单, 价格便宜, 使用维护方便, 抗污染能力强, 工作可靠, 应用最广泛, 故以锥阀式为例讨论电液比例压力阀的稳态特性。

如图 21-5-3 所示, 锥阀式电液比例先导压力阀在稳态工作时应满足以下方程式。

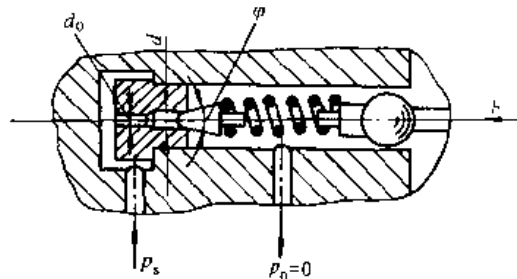


图 21-5-3 锥阀式比例压力阀先导阀计算简图

#### (1) 阀口流量方程式

$$q = C\pi dx \sin\varphi \sqrt{\frac{2}{\rho} p_c}$$

式中  $q$ ——流过先导压力阀的流量;

$C$ ——阀的流量系数;

$d$ ——直径;

$x$ ——阀芯的位移量;

$\varphi$ ——锥阀阀芯的出流角;

$\rho$ ——油液密度;

$p_c$ ——先导阀阀腔内所控制的液压力。

#### (2) 阀芯的力平衡方程式

$$F = \frac{\pi}{4} d^2 p_c - C\pi dx \sin 2\varphi p_c x \pm F_f$$

式中  $F$ ——比例电磁铁输出力;

$F_f$ ——阀芯、衔铁等运动部分的运动摩擦力。

(3) 比例电磁铁的吸力方程式

$$F = F_L + F_B = C_F I^2$$

式中  $F_L$ ——比例电磁铁的锥面力；  
 $F_B$ ——比例电磁铁的底面力；  
 $C_F$ ——比例电磁铁的吸力系数。

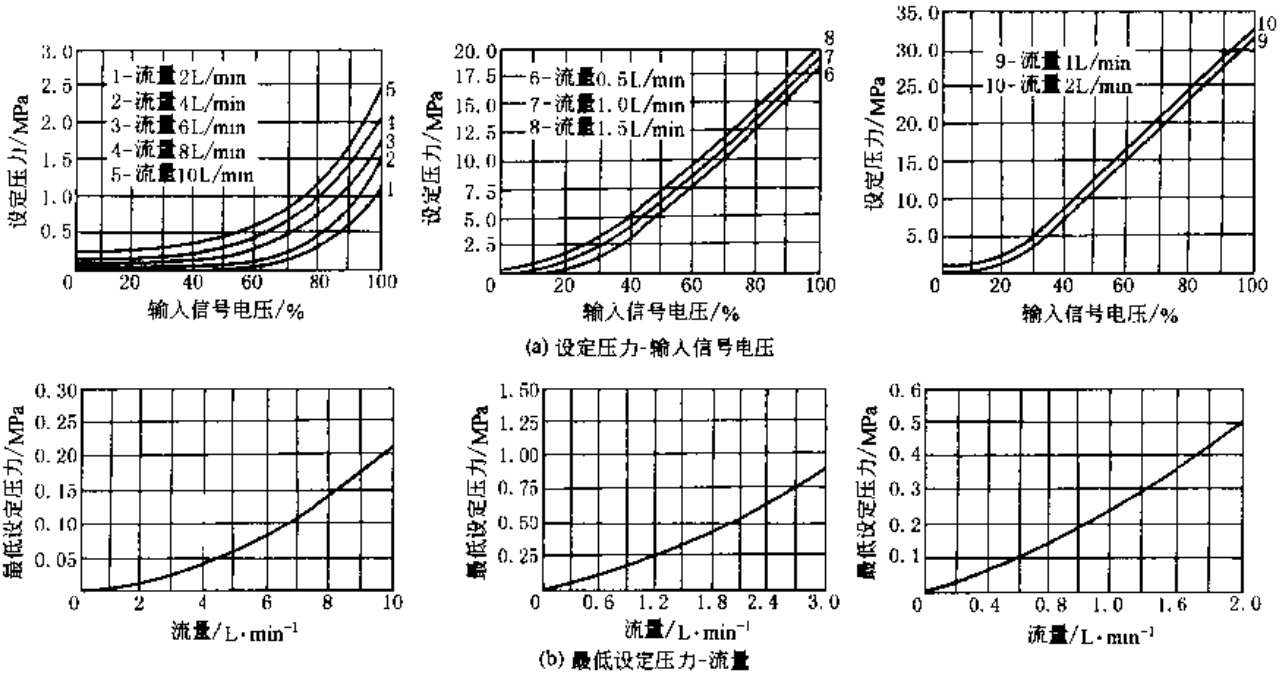


图 21-5-4 带电反馈直接控制式比例压力阀稳态特性

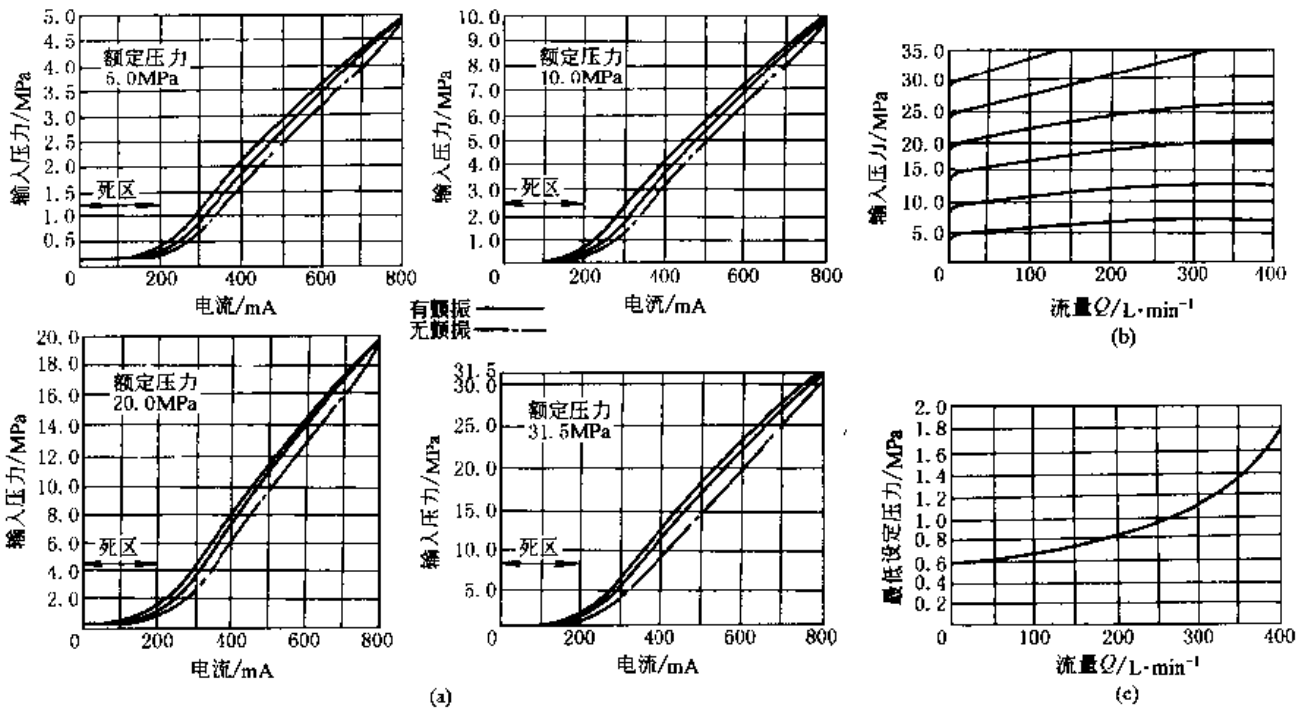


图 21-5-5 先导控制式比例溢流阀稳态特性

若忽略了摩擦力及通过阀流量等的影响，则由力平衡方程式和吸力方程式可得出阀的控制压力  $p_c$  与控制电流  $I$  间的关系为



$$p_c = \frac{F}{\pi d^2} = \frac{4C_v}{\pi d^2} i^2$$

上式表明电液比例先导压力阀的稳态特性，即其输出的阀控制压力与输入的控制电流近似地存在抛物线关系特性，忽略摩擦力、液流力的影响，则阀输出控制压力完全由输入的控制电流的大小决定。

图 21-5-4 为带电反馈直控式比例压力阀 DBETR 型的稳态特性曲线，是在油液  $\nu = 36 \text{ mm}^2/\text{s}$ ， $t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$  和出油口无背压条件下测得的。

图 21-5-5 为先导控制式比例溢流阀 DBE 型的稳态特性曲线，是在油液  $\nu = 36 \text{ mm}^2/\text{s}$ ， $t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$  的条件下测得的，它们包括有压力-电流特性、压力-流量特性、最低设定压力-流量特性等。

图 21-5-6 为先导控制式比例减压阀 DRE 型的稳态特性曲线，也是在油液  $\nu = 36 \text{ mm}^2/\text{s}$  和  $t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$  的条件下测得的。

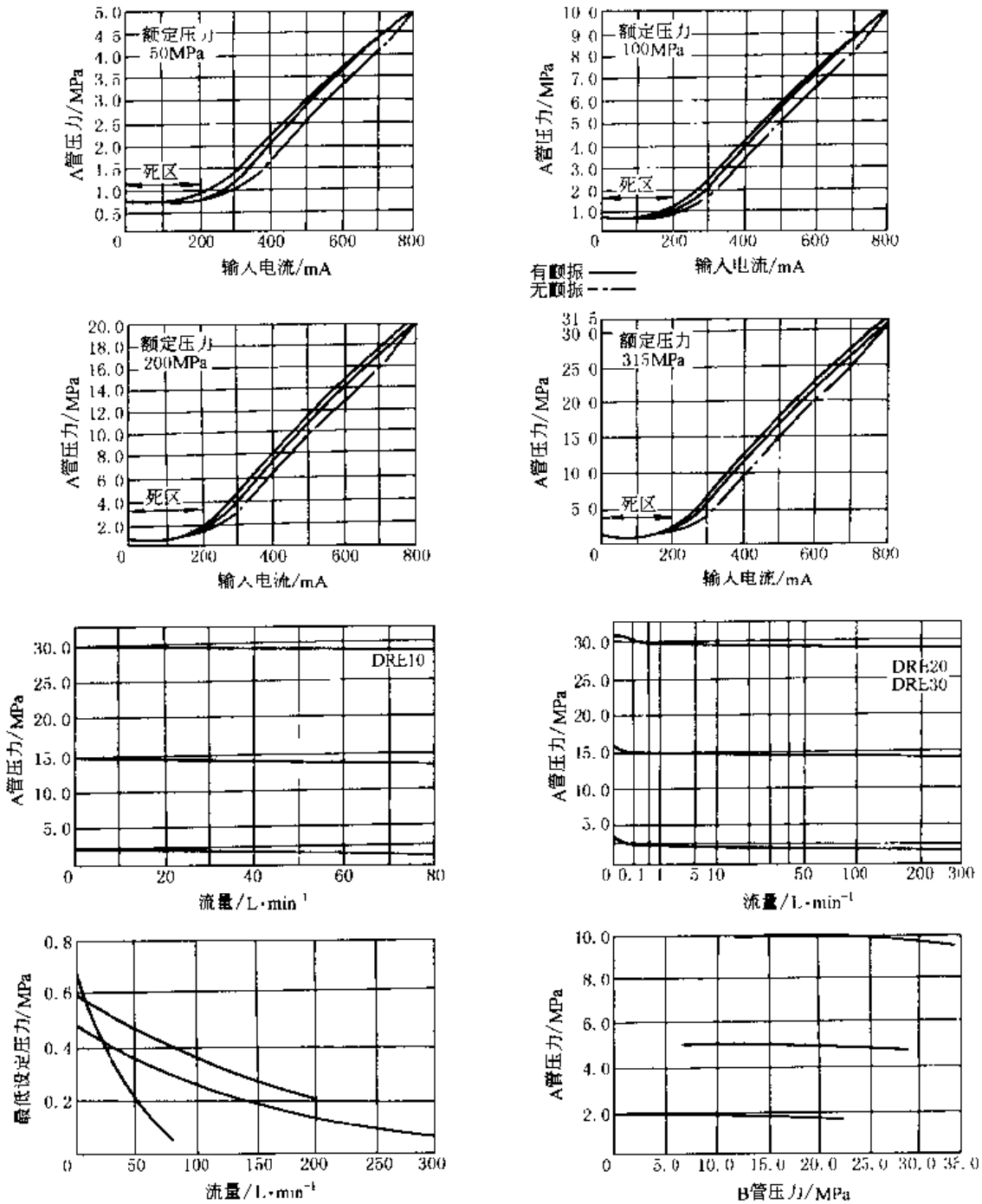


图 21-5-6 先导控制式比例减压阀稳态特性

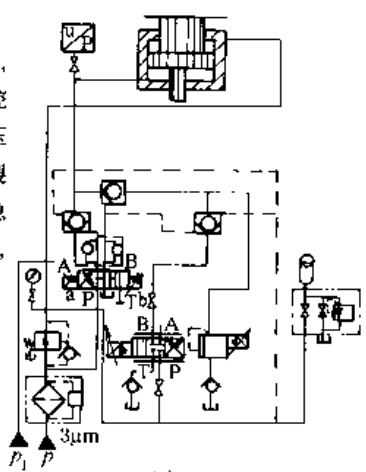
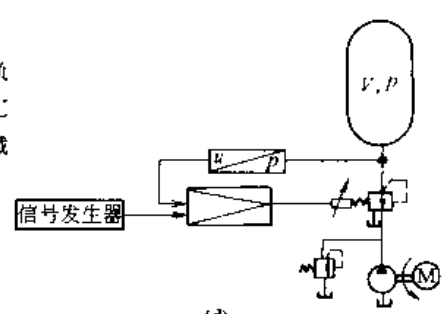
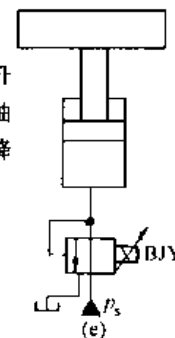
由以上各种比例压力阀的稳态特性可见，由摩擦和磁滞等因素引起的特性曲线滞环是难免的，在设计中应尽量减少摩擦和磁滞，例如，采用悬挂式力马达控制喷嘴挡板阀作为先导控制级，采用带电反馈的先导控制阀，以及采用较大的弹簧刚度等。在使用中加颤振电流，可以明显改善其滞环。比例压力控制阀的压力-流量特性，除压力较低的区域外，具有良好的线性。由于比例电磁铁衔铁组件的摩擦力较大，推动阀芯需要的油压力较大，故电液比例压力阀的最低设定压力要比定值控制压力阀高。

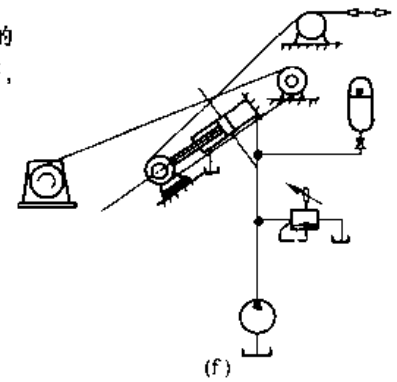
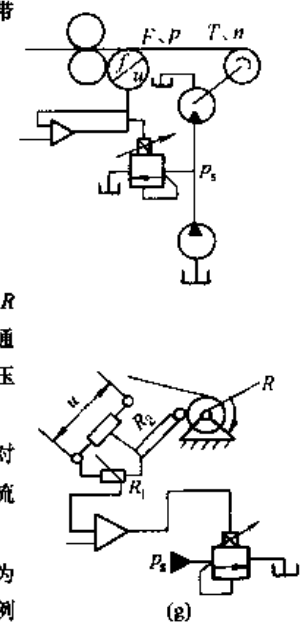
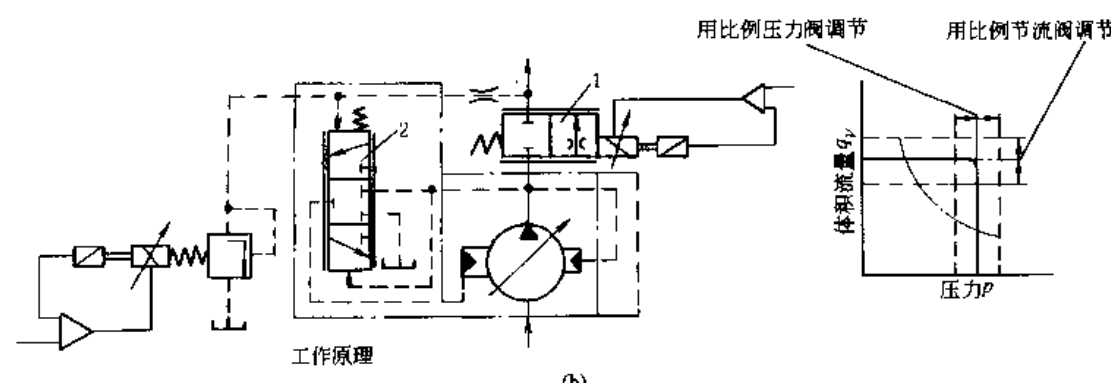
电液比例压力阀的动态响应特性基本上取决于液压阀部分，而把比例电磁铁线圈及比例放大器均看做比例环节，即可以忽略其电性能的一阶滞后。由于比例电磁铁衔铁及导阀阀芯运动时存在粘滞阻力，所以比定值控制压力阀更易稳定。

### 3.6 电液比例压力控制回路及系统

表 21-5-17 电液比例压力控制回路及系统

名称	回路图、特点及应用
1. 传统手调压力控制与比例压力控制回路的对比	<p style="text-align: center;">(a)</p>
<p>采用电液比例压力控制可以很方便地按照生产工艺及设备负载特性的要求，实现一定的压力控制规律，同时避免了压力控制阶跃变化而引起的压力超调、振荡和液压冲击。如图 a 所示，采用电液比例压力控制与传统手调阀配用电磁方向阀的压力控制相比较，可以大大简化控制回路及系统，又能提高控制性能，而且安装、使用和维护都较方便。在电液比例压力控制回路中，有用比例阀控制的，也有用比例泵或马达控制的，但是以采用比例压力阀控制为基础的被广泛应用。采用比例压力阀进行压力控制一般有以下两种方式：用一个直动式电液比例压力阀与传统溢流阀、减压阀等的先导遥控口相连接，以实现对其比例控制（下一栏示例）；或直接选用比例溢流阀或减压阀</p>	
2. 用直控式比例压力阀的注塑机控制系统	<p style="text-align: center;">(b)</p>

名称	回路图、特点及应用
<p>2. 用直控式比例压力阀的注塑机控制系统</p>	<p>采用直控式比例压力阀与传统溢流阀、减压阀等的先导遥控口相连接, 以实现对比溢流阀、减压阀等的比例控制。图 b 为一个带塑料注射成型机结构简图的油路图。送料和螺杆回转由比例压力阀和比例节流阀进行控制, 以保证注射力和注射速度的精确可控。其工作原理是: 塑料的粒料在回转的螺杆区受热而塑化。通过液压马达驱动的螺杆转动, 由比例节流阀 1 确定方向阀 6 处于切换位置 a。螺杆向右移动, 注射缸经过由件 2 (直控式电液比例压力阀) 和件 4 (一般先导式溢流阀) 组成的电液比例先导溢流阀排出压力油, 支撑压力由先导阀 2 确定。此时方向阀 5 处于切换位置 b</p> <p>已塑化的原料由螺杆的向前推进而射入模具。注射缸的注射压力通过由件 3 和件 2 组成的电液比例先导减压阀确定, 此时方向阀 5 处于切换位置 a。注射速度由比例节流阀 1 来精细调节, 此时, 方向阀 6 处于切换位置 b。在注射过程结束时, 比例阀 2 的压力在极短的时间里提高到保压压力</p>
<p>3. 液压推上系统的电液比例压力控制回路</p>	<p>图 c 为板带轧机辊缝控制的液压推上电液控制系统, 系统中既采用伺服控制, 又采用了电液比例压力控制。通过连续调整先导控制式电液比例溢流阀的输入控制电流, 进而可连续调整液压推上液压缸活塞腔的油液压力。既可控制其最高压力, 以防轧制压力超过设定的上限, 也可控制其迅速卸荷。如在轧制带材断裂时, 开卷机与轧机之间带材张力急剧减小, 这种减小将引起主传动电机的电流急剧变化, 此时, 轧机主电机的 <math>dI/dt</math> 值区别于厚度调节时加速或减速时的数值, 约在 25 ms 内形成控制信号, 使电液比例溢流阀瞬时完全开启而使系统卸荷</p>  <p style="text-align: center;">(c)</p>
<p>4. 压力容器疲劳寿命试验的电液比例压力控制回路</p>	<p>图 d 为压力容器疲劳寿命试验的电液比例压力控制系统, 以实现试验负载压力的闭环控制, 提高了压力控制精度。系统中所用的比例压力阀是三通比例减压阀, 调节输入电控制信号, 可按试验要求得到不同的试验负载压力波形, 以满足疲劳试验的要求</p>  <p style="text-align: center;">(d)</p>
<p>5. 升降台液压控制系统中的电液比例压力控制回路</p>	<p>图 e 为升降台液压控制系统中的电液比例控制, 采用的是三通比例减压 (溢流) 阀。对升降台的控制来说, 在上升行程中, 与设定值电流信号成比例, 比例减压阀保持输出相应的油液压力, 托起升降台。当升降台上升遇阻超载时, 该阀可起到溢流限压作用。当升降台下降时, 该阀可以适当的背压或卸荷压力释放升降液压缸排出的油液流回油箱</p>  <p style="text-align: center;">(e)</p>

名称	回路图、特点及应用
<p>6. 卷取张力的电液比例压力控制</p>	<p>图 f 为采用电液比例压力控制的张力补偿器系统，用以实现对卷取张力的控制。通过调节张力补偿器比例溢流阀的输入电信号，可实现恒张力控制，也可按所要求的变化规律控制张力，但开环控制精度不高</p>  <p>(f)</p>
<p>7. 带材卷取设备恒张力控制的闭环电液比例控制</p>	<p>图 g 为带材卷取设备恒张力控制的闭环电液比例控制，采用了电液比例溢流阀。带材的卷取恒张力控制应满足下式</p> $p_s = \frac{20\pi F R}{q}$ <p>式中 <math>p_s</math>——输入到液压马达的工作压力  <math>R</math>——卷取半径  <math>q</math>——液压马达的排量  <math>F</math>——张力</p> <p>上图检测反馈量为 <math>F</math>，在工作压力一定而不及及时调整时，张力 <math>F</math> 将随着卷取半径 <math>R</math> 的变化而变化。设置张力计随时检测实际的张力，经反馈与给定值相比较，按偏差通过比例放大器调节输给比例溢流阀的控制电流，进而实现连续地、成比例地控制液压马达的工作压力 <math>p_s</math>、输出转矩 <math>T</math>，以适应卷径 <math>R</math> 的变化，保持张力恒定</p> <p>下图表示检测反馈量为卷径 <math>R</math>，电位器 <math>R_1</math> 用来设定与初始卷径、要求张力相对应的工作压力 <math>p_s</math>，电位器 <math>R_2</math> 将随卷径的变化而变化，并通过比例放大器、比例溢流阀使 <math>p_s</math> 随卷径 <math>R</math> 变化作相应的变化，以保持张力恒定</p> <p>电液比例压力控制可以有效地控制液压控制系统的工作压力按设定规律变化，作为其特例，如保持压力恒定及转换压力卸荷，对液压控制系统的输出力或转矩进行比例控制</p>  <p>(g)</p>
<p>8. 用于变量泵的电液比例控制</p>	 <p>工作原理</p> <p>(h)</p> <p>恒压变量泵、恒流变量泵或压力流量复合控制变量泵，都可以通过比例阀，用电信号进行控制。由此，泵可运行于 <math>p</math>-<math>q_v</math> 图的任意点上。各种控制特性曲线，例如功率特性，可以用电信号预先设定。图示为一压力流量复合控制泵，其中的比例阀通过一控制块直接贴在泵体上</p> <p>原理图上如果减去比例压力阀 1 而保留比例节流阀 2，则成为比例恒流变量泵；如果保留比例压力阀 1 而减去比例节流阀 2，则成为比例恒压泵</p>

名称	回路图、特点及应用
----	-----------

9. 矿区有轨空中缆车的电液比例控制系统

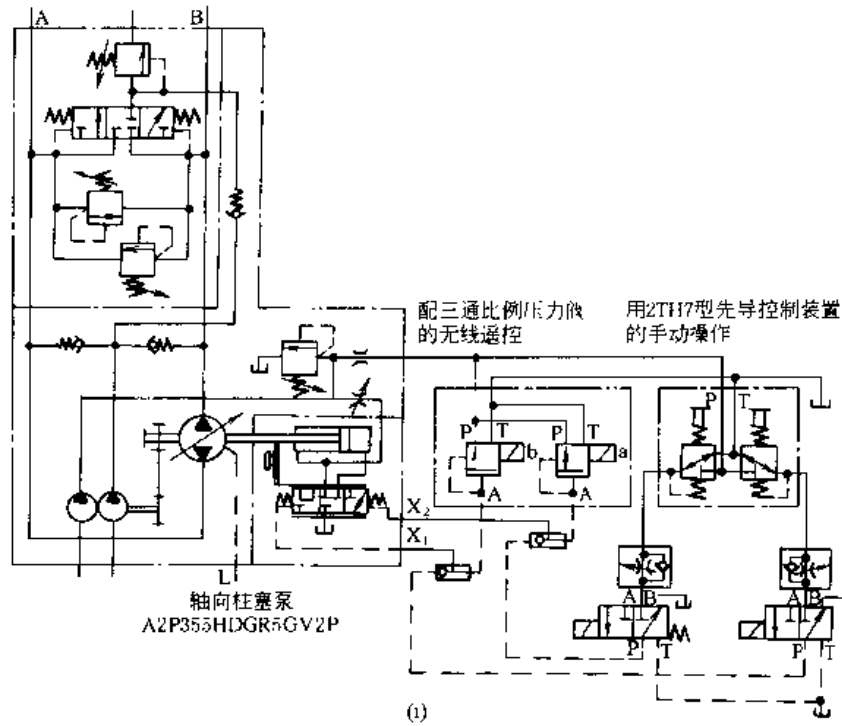


图 i 为矿用有轨空中缆车的液压控制系统，是开环控制电液比例变量泵速度控制系统。这个系统主要由三部分所组成：第一是在闭式和半闭式系统的斜轴式轴向柱塞变量泵上，组装了控制泵、补油升压泵，控制阀块，组成了用于闭式系统的泵装置；第二是配用的三通比例减压阀；第三是可装在控制台上的手动控制先导阀组。无级调节三通比例减压阀的控制电流，则可与之成比例地输出先导控制压力，经先导控制油口  $X_1$  或  $X_2$  直接输入，作用于变量机构先导阀芯端面与弹簧力相平衡，则变量机构输出的摆角与先导控制压力成比例，变量泵的输出流量变化决定于三通比例减压阀控制电流的调节变化，并与其近似成比例。通常取先导控制压力为  $0.8 \sim 4 \text{ MPa}$ ，变量泵的排量将分别由两个独立设定的先导压力所决定，即变量泵在任一转动方向上，当先导控制压力在  $0.8 \sim 4 \text{ MPa}$  之间变化时，泵的排量随之作相应的线性变化。为了保证系统可靠而持久地运行，系统又配用了手动控制先导阀组 2TH7，它们的工作原理相当于直动式减压阀，装置了这个阀组，便可在控制台上手动控制先导压力，进行泵变量控制，调节系统的输出速度

10. 电液比例压力阀与液压控制变量泵的组合

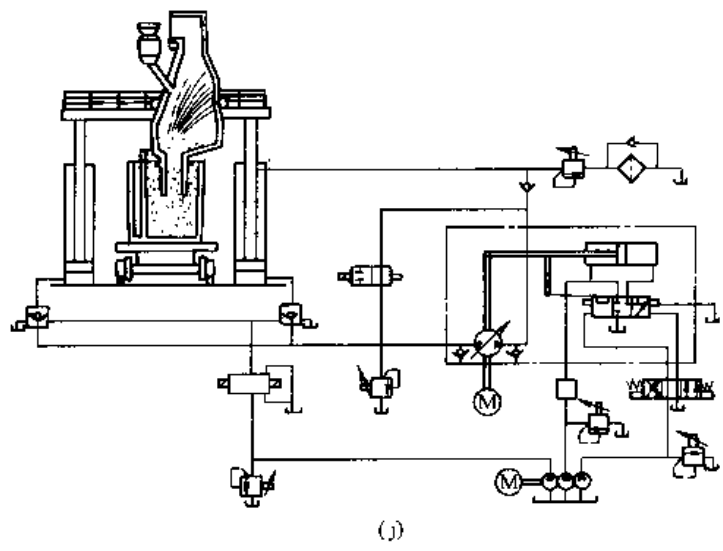
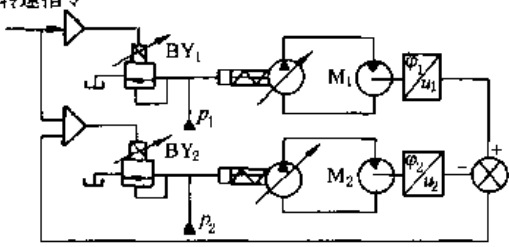


图 j 为冶炼设备中除气装置的液压系统，采用了电液比例压力阀与液压控制变量泵组合，通过调节电液比例压力阀的输出压力，作为调节排量的先导控制压力，就可无级调节泵的排量，以实现装置的升降速度控制

续表

名称	回路图、特点及应用
11. 电液比例压力控制同步系统	<p>图 k 为重载、慢速同步系统常采用的电液比例压力控制变量泵系统，系统中液压马达 <math>M_1</math> 为主，<math>M_2</math> 为从，对 <math>M_1</math> 进行开环转速指令控制，对 <math>M_2</math> 进行闭环控制。通过比例放大器输入给比例溢流阀 <math>BY_1</math> 控制电流，则 <math>BY_1</math> 输出与之成比例的液压力，作为变量泵排量控制的先导压力。调节控制电流就可成比例地调节变量泵的输出流量或液压马达 <math>M_1</math> 的输出转速。为了使液压马达 <math>M_2</math> 跟随 <math>M_1</math> 同步转动，对 <math>M_2</math> 实行闭环控制。为此，比例溢流阀 <math>BY_2</math> 的比例放大器将接受给定 <math>M_1</math> 的指令信号及两个马达 <math>M_1</math>、<math>M_2</math> 的转角偏差反馈信号。改变指令信号，即可实现两个液压马达的同步启动、变速、制动，工作平稳无冲击，安全可靠</p>  <p style="text-align: center;">(k)</p>

## 4 电液比例流量控制阀

### 4.1 电液比例流量控制概述

电液比例流量控制是采用电液比例节流阀、二通调速阀、三通调速阀；方向节流阀、方向流量阀；多路阀、负载敏感多路阀（阀控），以及比例排量泵、恒流量泵（见变量泵部分）等控制器件，对系统流量进行单参数（有时含流量的正负——液流方向）比例控制，进而实现对系统输出速度或转速、同步的比例控制。

### 4.2 电液比例流量控制的分类

表 21-5-18

按控制类型	控制阀主要有（单向）节流阀、（单向）二通调速阀、三通调速阀；方向节流阀、方向流量阀；多路阀、负载敏感多路阀		
按信号方向	单向类	主要指与传统流量阀对应的（单向）比例节流阀、（单向）比例调速阀	
	双向类	这是比例方向阀与传统开关阀的最重要区别：比例方向阀既控制液流的流动方向又控制流量（或阀口开度）的大小，所以比例方向阀归到流量阀大类。双向控制主要指比例方向阀，包括比例多路阀	
按流量规格	直动式	小流量	
	先导式	先导减压型	先导阀为一对比例减压阀，不必电反馈，可靠性好，快速性略差于先导节流型
		先导节流型	先导阀为一对比例节流阀，先导级必须采用阀芯位移电反馈；快速性好，且可降低零件加工精度要求
		先导溢流型	先导阀为一对直动式比例压力阀，有一定的先导流量损失
		先导开关型	先导阀为一对高速开关阀
按反馈原理	节流类	一般节流阀	
		一般多路阀	
		电反馈型	
		力反馈型	
	调速类	压力补偿型	通称二通调速阀，由定差减压阀与比例节流阀串联而成；可以根据需要布置成进油、回油或旁路调速等方式，使用最普遍；但由于液动力等的干扰，补偿特性较差，并存在启动阶跃现象，能量利用不及负载适应型
		负载适应型	通称三通调速阀，由定差溢流阀与比例节流阀并联而成，备有 P、A、T 三个主油口，无须另设溢流阀。最大优点是节能，泵的出口压力自动与负载适应，配上直动式压力阀后阀本身可实现最高限压功能，无须另配安全阀。但阀只能布置在泵与负载之间，除负载敏感多路阀添加梭阀网络等措施外，不能用于多负载情况
		负载敏感多路阀	一般每一联多路阀配定差减压阀实现负载压力补偿，同时通过高压优先梭阀网络和一个总的定差溢流阀实现泵出口压力与运行各时刻的最高负载相适应
		流量力反馈型	
		流量电反馈型	
		其他流量反馈型	
流量与压力功率等的复合控制类			

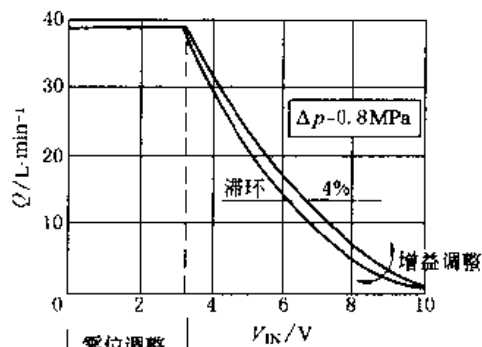
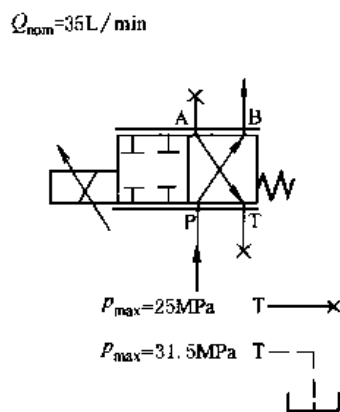
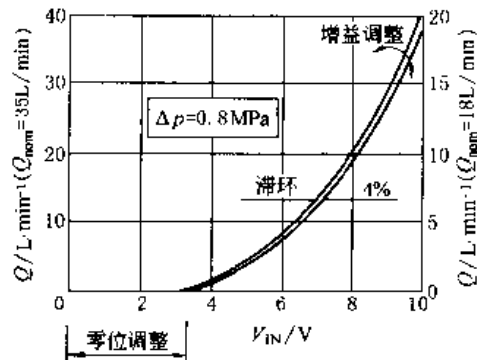
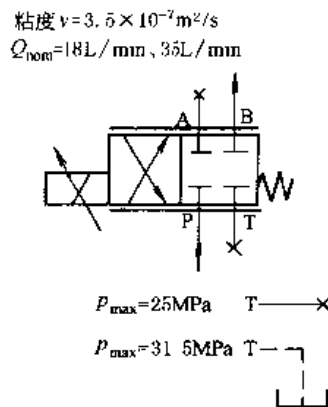
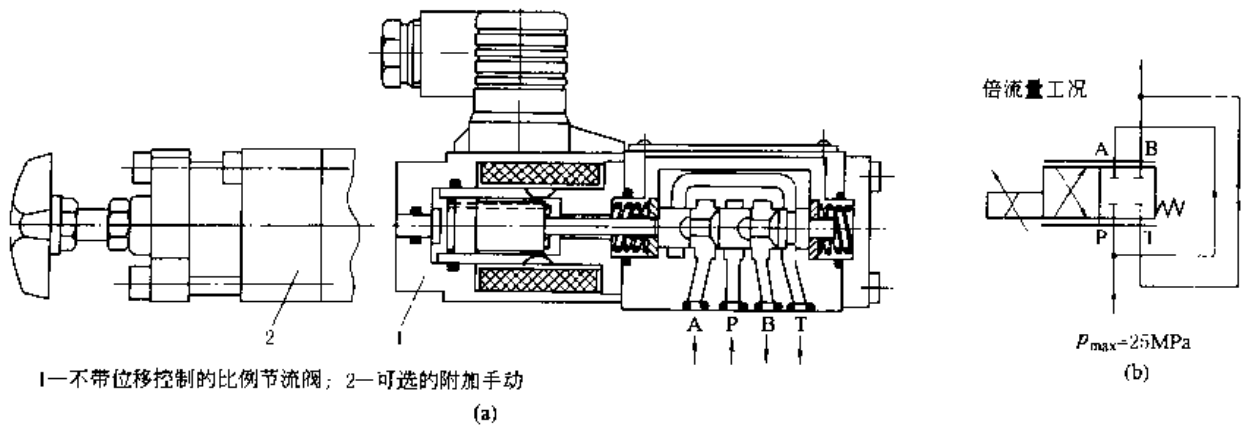
### 4.3 由节流型转变为调速型的基本途径

由节流型转变为调速型的基本途径有三种：(1) 压力补偿；(2) 压力适应；(3) 流量反馈。

### 4.4 电液比例流量控制阀的典型结构及工作原理

表 21-5-19

1. 普通直动式比例节流阀

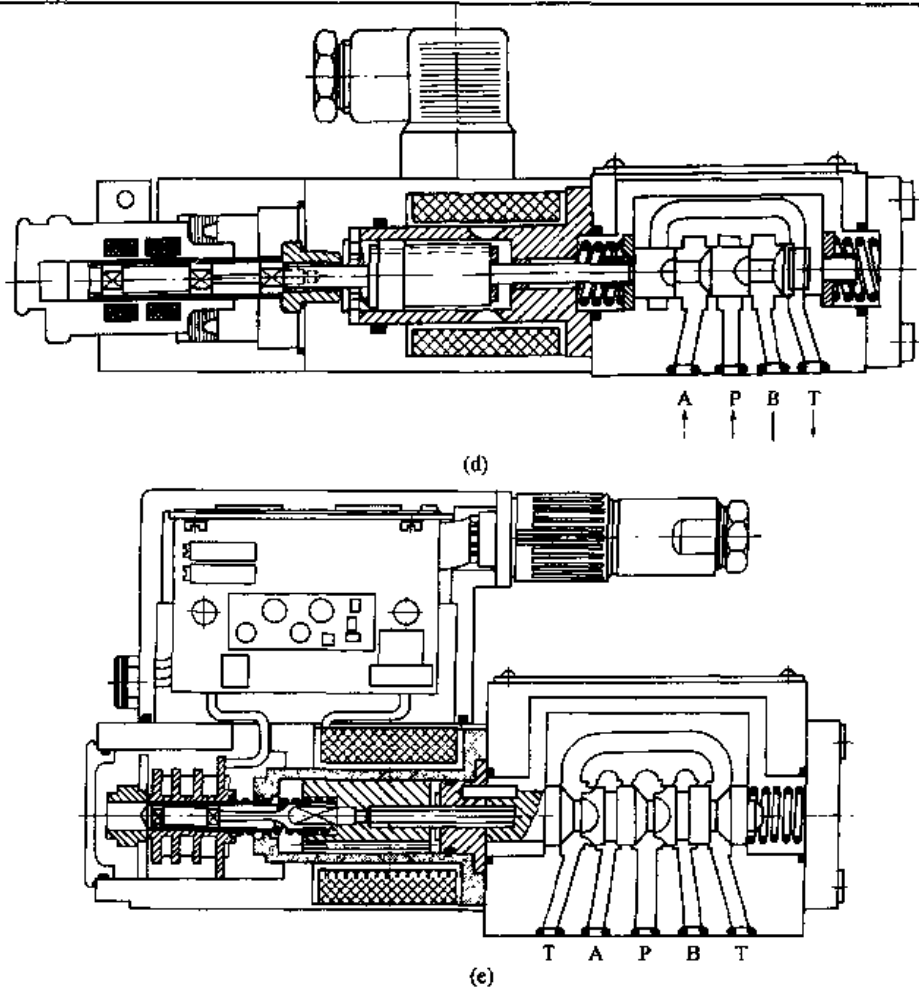


(c)

这种小口径（6或10）比例节流阀，与输入信号成比例的是阀芯的轴向位移，即阀口过流面积中的轴向开度；由于没有压力或其他形式的检测补偿，通过流量受阀进出口压差变化的影响

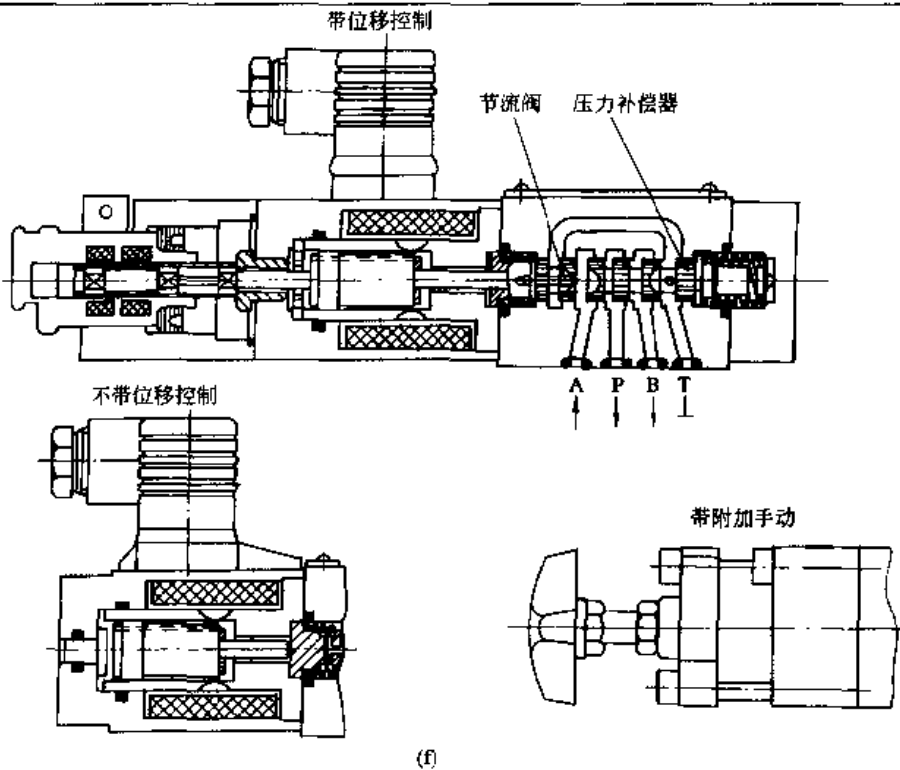
其基本特点是：(1) 采用方向阀阀体的结构型式；(2) 配1个比例电磁铁；(3) 区分常开与常闭两种模式；(4) 常采用倍流量工况

2. 带阀芯位移电反馈的直动式比例节流阀



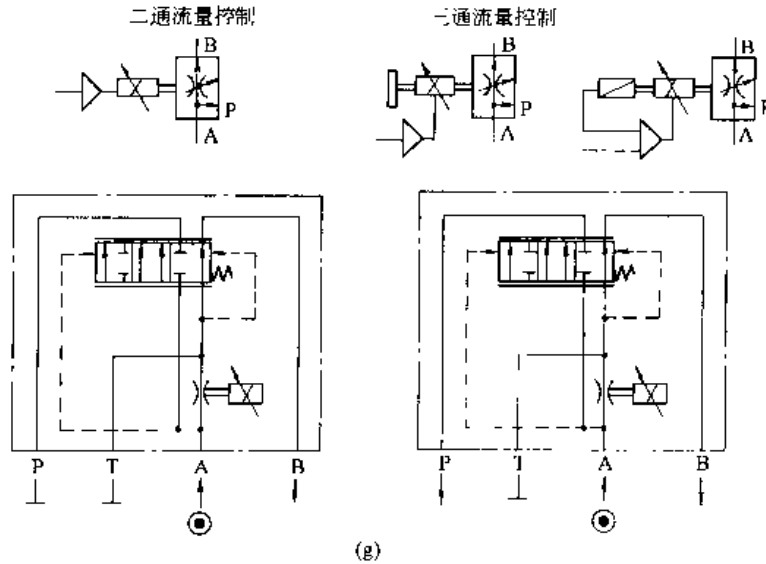
这种小口径比例节流阀，与前者主要差别在于配置了阀芯位移电反馈，使阀芯的轴向位移更精确地与输入信号成比例。带集成放大器的比例节流阀，将使结构更紧凑，运行可靠性进一步提高。这两种型式的其他特点同前例

3. 直接作用式电液比例流量阀 (二通与三通流量阀)





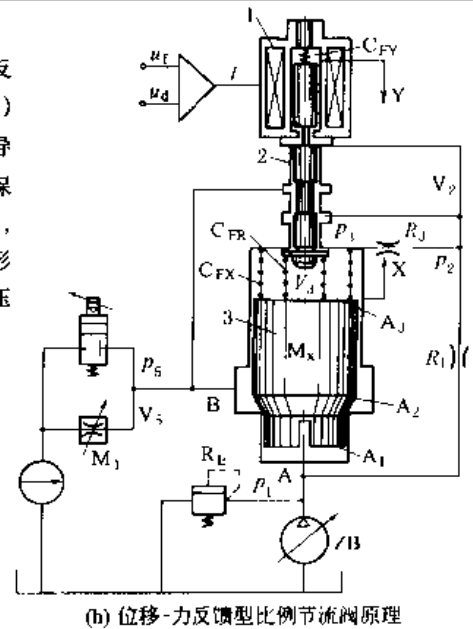
3. 直接作用式电液比例流量阀 (二通与三通流量阀)



这种比例流量阀, 仍然采用方向阀式结构, 在方向阀式阀体内配置了2根阀芯: 一侧是由比例电磁铁直接推动的节流阀阀芯, 另一侧为由弹簧支持的压力补偿器阀芯。在结构与性能上具有如下特色: (1) 在输入方式上, 可以是电液比例的, 也可以是手动调节的; (2) 原理上可以带阀芯位移电反馈, 也可以不带阀芯位移电反馈; (3) 在特性上, 可以构成电液比例压力补偿型二通流量阀, 也可以构成电液比例负载适应型三通流量阀

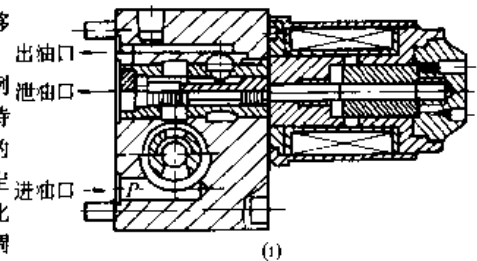
4. 先导式力反馈电液比例节流阀

这是一种先导式节流阀, 其基本特点是: (1) 采用主阀芯位移力反馈和级间 (主级与先导级之间) 动压反馈原理 (通过液阻  $R_3$ ); (2) 先导控制油路应用B型液压半桥原理 (固定液阻  $R_1$  与可变液阻先导阀口); (3) 采用插装式结构; (4) 主阀采用非全周阀口形式, 以保证主阀芯位移力反馈的实现。原理上, 通过主阀芯开口的特殊设计, 使主阀芯的轴向位移与输入电信号成比例。由于未进行压力或其他形式的检测补偿反馈, 仍属于节流阀层次, 所通过的流量还与进出口压差相关

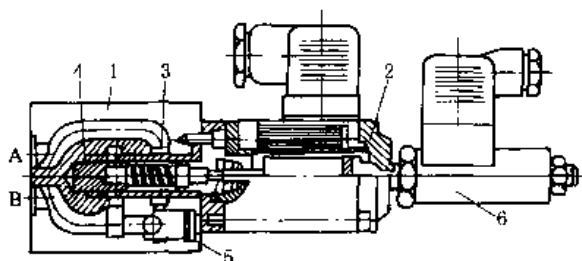


5. 直接作用式压力补偿型电液比例二通流量阀

由普通定值控制调速阀和比例电磁铁组成, 后者取代前者的手动调节部分。比例电磁铁的可动衔铁与推杆连接并控制节流阀芯, 由于节流阀芯处于静压平衡, 因而操纵力较小。要求节流阀口压力损失小、节流阀芯位移量较大而流量调节范围大, 一般采用行程控制型比例电磁铁。  
当给定某一设定值时, 通过比例放大器输入相应的控制电流信号给比例电磁铁, 比例电磁铁输出电磁力作用在节流阀芯上, 此时节流阀口将保持与输入电流信号成比例的稳定开度。当输入电流信号变化时, 节流阀口的开度将随之成比例地变化, 由于压差补偿使节流阀口前后的压差维持定值, 阀的输出流量与阀口开度成比例, 与输入比例电磁铁的控制电流成比例, 只要控制输入电流, 就可与之成比例地、连续地、远程地控制比例调速阀的输出流量  
这种传统压力补偿型比例调速阀, 由于液动力等的干扰, 存在以下缺点: (1) 很大的启动流量超调; (2) 为使补偿特性好, 体积较大; (3) 动态响应上不去等



## 6. 电反馈直接作用式压力补偿型电液比例二通流量阀



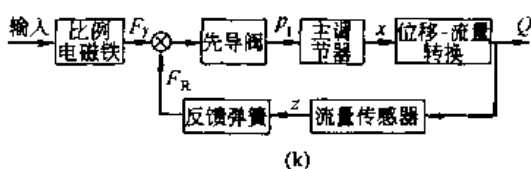
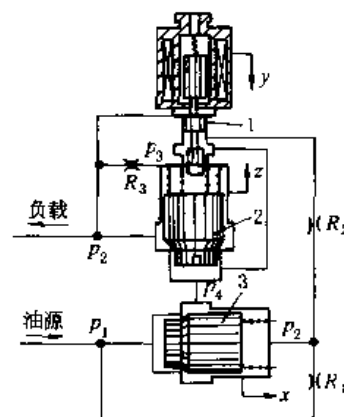
1—阀体；2—比例电磁铁；3—节流阀芯；  
4—作为压力补偿器的定差减压阀；  
5—单向阀；6—电感式位移传感器

(j)

图示为带节流阀芯位置电反馈的比例调速阀。当液流是从B油口流向A油口时，单向阀开启，不起比例流量控制作用。这种比例调速阀与不带位置电反馈的比例调速阀相比，稳态、动态特性都得到明显的改善。但这种阀还是根据直接作用式的原理，而对于高压、大流量液流的控制，宜采用先导控制式比例流量阀，即利用先导阀的输出放大作用控制节流主阀，可以实现大流量的稳定控制

## 7. 带流量位移力反馈的先导式二通比例流量阀

在图k流量阀中，1为先导阀，2为流量传感器，3为主调节器， $R_1$ 、 $R_2$ 、 $R_3$ 为液阻。其基本工作原理为：流量-位移-力反馈和级间（主级与先导级之间）动压反馈。流量-位移-力反馈的原理是：当给比例电磁铁输入一定的控制电流时，电磁铁则输出与之近似成比例的电磁力；此电磁力克服先导阀端面上的弹簧力，使先导阀口开启，进而使主调节器控制腔压力从原来等于其进口压力而降低。在此压差作用下，主调节器节流阀口开启；流过该阀口的流量经流量传感器检测后通向负载。流量传感器将所检测的主流量转换为与之成比例的阀芯轴向位移（经设计，流量传感器阀芯的抬起高度，即阀芯的轴向位移，与通过流量传感器的主流量成比例），并通过作用在先导阀端面的反馈弹簧转换为反馈力；当此反馈力与比例电磁铁输出的电磁力相平衡时，则先导阀、主调节器、流量传感器均处于其稳定的阀口开度，比例流量阀输出稳定的流量。这种阀内部的主流量-位移-力反馈闭环具有很强的抗干扰能力。当负载发生变化，例如负载压力 $p_3$ 增大，破坏了流量传感器原本的稳定平衡状态，形成关小流量传感器阀口开度、使通过流量减小的趋势；但这一趋势使反馈弹簧力减小，进而使先导阀口开大，进一步使主调节器控制腔压力有所降低，主调节器阀口开度增大，使通过流量传感器的流量增大，即使流量传感器恢复到原来的与输入信号相对应的阀口开度位置。



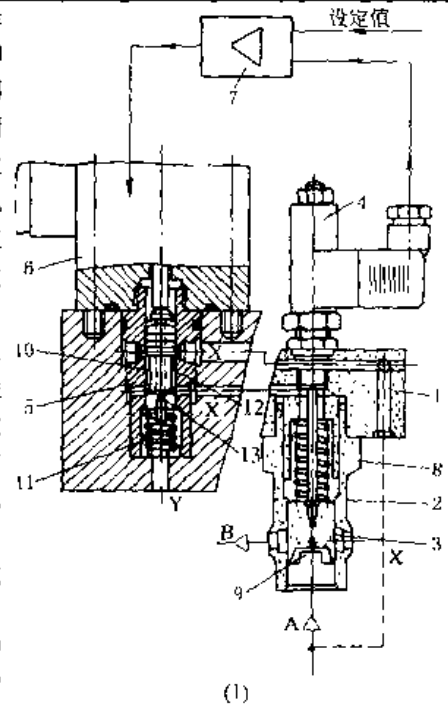
(k)

这种阀要提高抗干扰能力和静动态特性，还依赖于与流量-位移-力反馈闭环配合的级间动压反馈。其原理是：为使比例电磁铁能正常运行，必须将流量传感器上腔的油液引导到先导阀芯与比例电磁铁相接触的容腔，使比例电磁铁动铁和先导阀芯的轴向液压力自动平衡。在先导阀芯两端相连接的油路上，设置液阻 $R_3$ ，就可构成级间动压反馈。当流量传感器处于稳定状态时，先导阀两端油压相等。当有干扰出现，例如流量传感器有关小阀口的运动趋势，其上腔压力随关小速度相应地降低，引起先导阀芯两端压力失恒；先导阀芯出现一个附加的向下作用力，使先导阀口开大，进而降低主调节器上腔压力，其阀口向开大的方向适应，从而使通过的主流量增大，直至主流量以及反映流量值的流量传感器阀口开度恢复到与输入电信号相一致的稳定值。级间动压反馈具有以下特点：(1) 反馈力的大小，与受干扰影响的传感器阀芯运动速度成比例；(2) 反馈一定是负反馈；(3) 反馈力直接作用在先导阀芯上，相当于一个附加的输入。这些特点，使得级间动压反馈的作用与干扰强度相适应且直接而强烈。可见，由于这种阀形成了流量-位移-力反馈自动控制闭环，并将主调节器等都包容在反馈环路中，作用在闭环各环节上的外干扰（如负载变化、液动力等的影响）可得到有效的补偿和抑制，加上级间动压反馈，故这种阀的稳态特性和动态特性都较好。如果将流量传感器和调节器并联配置，可得流量-位移-力反馈三通比例流量阀，这种阀用于调速系统可获得高的系统效率

8. 带图1为带位移电反馈先导控制式二通插装型比例节流阀, 这种节流阀是主阀芯一种按标准配置插孔尺寸的插装组件, 在控制盖板1上装有带主阀芯3和位移电反馈先为可调单控制边节流阀, 先导控制阀为两控制边滑阀。液流方向从A到导式B, 先导控制油可按需要采用内供或外供。前者是将先导控制油口X与主通插装油路油口A相连, 先导控制油的回油口Y应尽可能无背压地与油箱相连。型电液比例节在设定值为零, 即比例电磁铁6不输入控制电流时, 由油口A处引来的压力油经控制油路X和先导控制阀10进入主阀芯上弹簧腔8, 则主阀芯3在液流阀压力和弹簧力作用下关闭节流阀口9

当给定一个设定值后, 在比例放大器7中将设定值和位移传感器实测反馈的实际值相比较, 按其差值相应的电流信号控制比例电磁铁6。电磁铁输出电磁力克服弹簧11的作用力, 推动先导控制阀芯10移动。通过其控制节流口12、13的共同作用, 使主阀芯弹簧腔8的压力得到调节, 进而使主阀芯3的位置被调节。主阀芯3的调节行程或位移与输入设定值或比例电磁铁输入控制电流近似成正比, 而其输出流量, 在节流阀前后压力差恒定时, 只取决于阀口9的几何形状和开度。当比例电磁铁6失电或电缆线断开时, 则阀自动关闭

这种阀既可作为大流量比例节流阀, 也可与压力补偿器组合成比例调速阀使用。既可使用矿物油基液液压油, 也可使用乳化液、水乙二醇。这种阀宜用于冶金机械、金属压力加工机械及塑料加工机械等液压系统的大流量控制



### 4.5 电液比例流量控制阀的性能

与普通流量阀一样, 电液比例流量控制阀的稳态特性是指阀在稳态下工作时, 阀的输出控制量(受控参数)与输入控制电信号之间的关系特性, 一般称控制特性; 以及输出量与负载压力变化的关系特性, 一般称为负载特性。根据基本流量公式

$$q_v = CA \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

- 式中  $q_v$ ——通过控制阀口的体积流量;
- $C$ ——阀口流量修正系数;
- $A$ ——阀口的通流面积;
- $\Delta p$ ——阀口前后压力差。

可以看出, 通过阀的流量主要受阀口的通流面积  $A$  和阀口前后压力差  $\Delta p$  两个因素的影响。据此, 在流量控制中; 区分一般的节流阀与流量阀。以压力补偿型调速阀为例: 节流阀—— $\Delta p \neq$  常数, 调节  $A$  后,  $q_v$  还受负载 ( $\Delta p$ ) 变化的影响; 调速阀—— $\Delta p =$  常数, 调节  $A$  后,  $q_v$  不受负载变化的影响。

### 4.6 节流阀的特性

表 21-5-20 节流阀的名义流量(公称流量)及控制特性

输出受控参数	实际上是阀口的通流面积(一般的滑阀常指阀口的轴向开度), 而不是流量
控制特性含义	控制特性应为阀口通流面积(滑阀常指阀口的轴向开度)与输入电信号的关系, 而通过阀的流量除了与输入控制电信号相关外, 还受阀口前后压差的影响
控制特性的工程表示	工程上常用在阀口压差 $\Delta p = 8 \text{ bar}$ (0.8 MPa) 前提下的输出流量与输入电信号的关系来表示(定义名义流量的压差各公司不尽统一, 应查样本)
名义流量	阀口压差 $\Delta p = 0.8 \text{ MPa}$ 时的流量为公称流量
其他流量的计算	可根据名义流量, 按公式 $q_v = q_{v_{\text{max}}} (\Delta p_x / 8)^{0.5}$ 计算其他压差情况下的流量, 并请注意阀的功率域, 超过功率域时, 所产生的液动力将使阀芯变得不可控。在这种情况下, 应使用压力补偿器来限制节流口的压差
图 21-5-7 的说明	图中的3组特性曲线, 都是带阀芯位移检测闭环的6通径(NC6)比例节流阀的控制特性, 其名义流量差别产生的原因在于阀芯的周向开口宽度

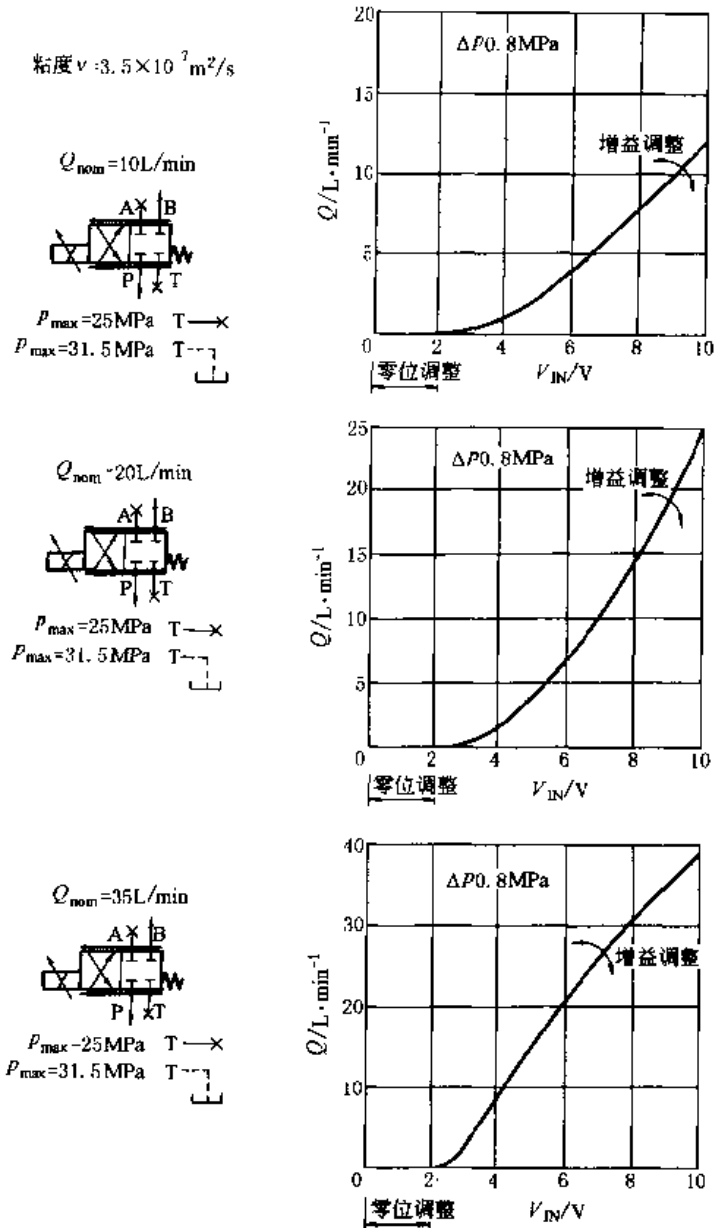


图 21-5-7 比例节流阀的控制特性

### 4.7 流量阀的特性

流量阀是指在节流阀基础上，配置或压力补偿、或负载适应、或流量检测反馈的控制阀，其输出受控参数是

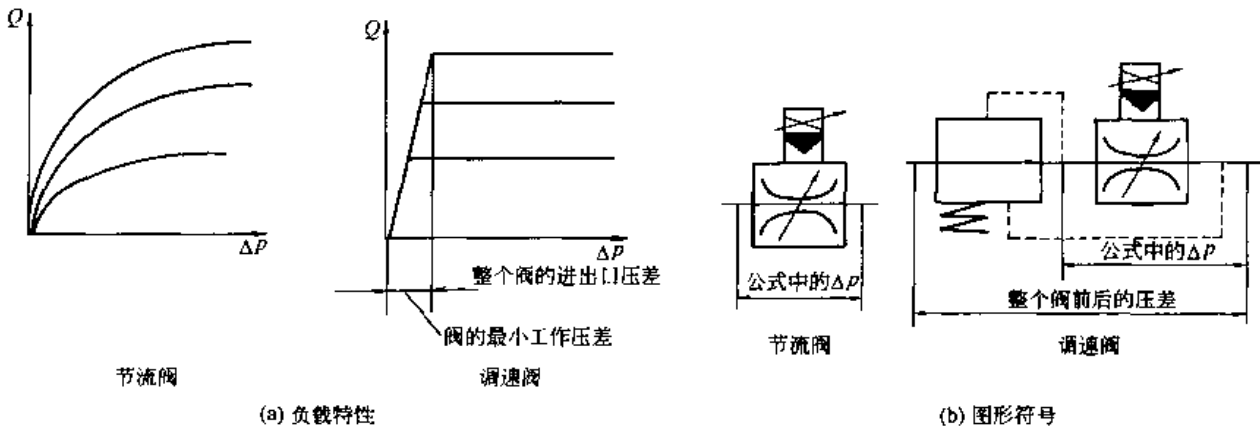
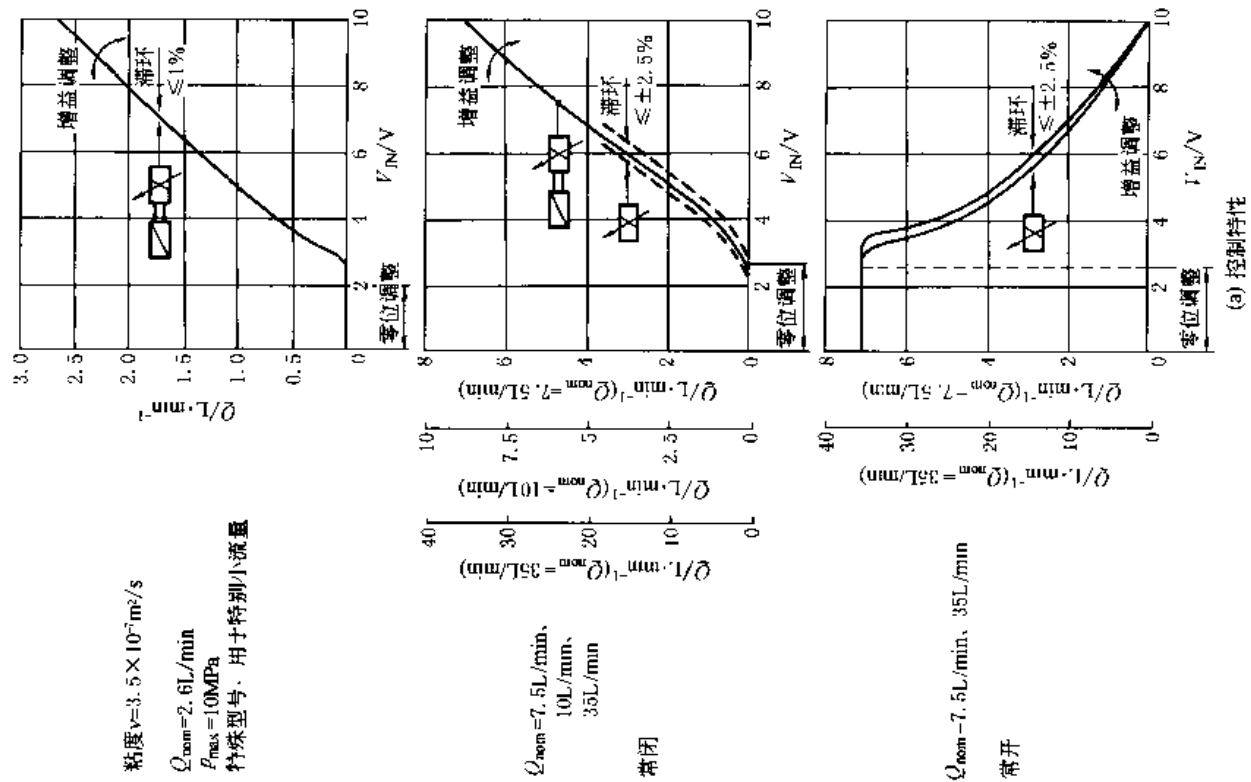
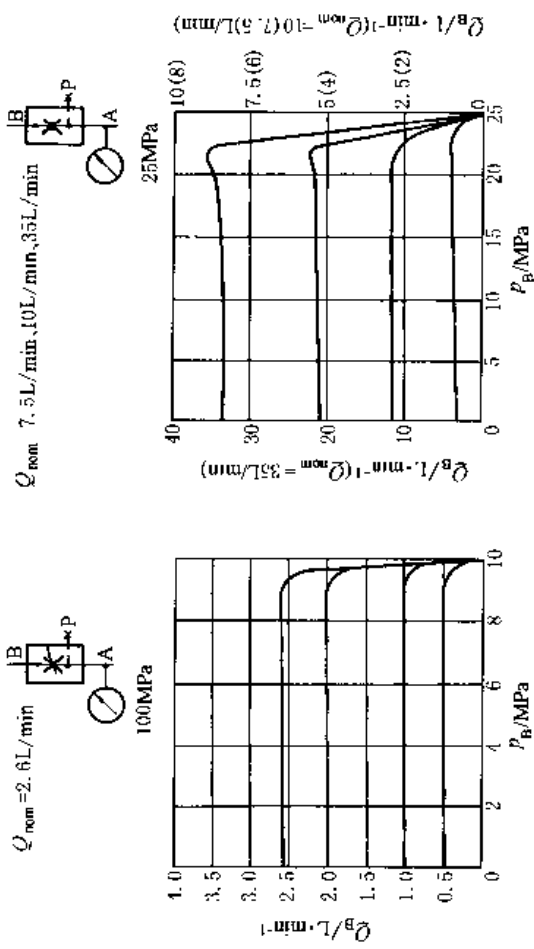


图 21-5-8 节流阀与调速阀负载特性、图形符号



二通流量控制



三通流量控制

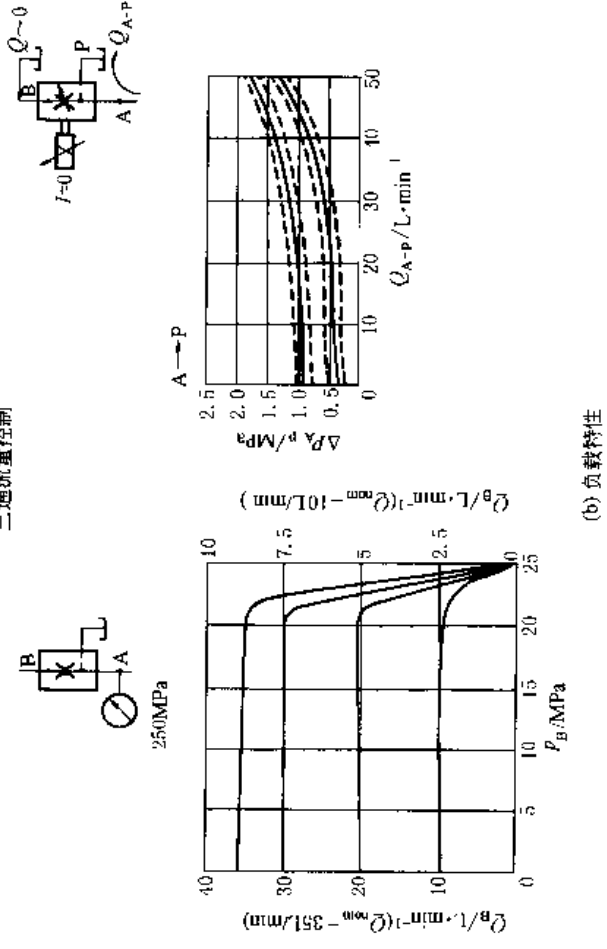


图 21-5-9 二通、三通流量阀的实际特性曲线

通过阀的流量。图 21-5-8 给出了节流阀与调速阀（以压力补偿型为例）的负载特性、图形符号以及流量公式的对比。注意两种阀的流量公式、负载特性压差坐标中  $\Delta p$  的差别。流量公式为：

$$q_v = CXW \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta p}$$

式中  $q_v$ ——通过控制阀口的体积流量；  
 $C$ ——阀口流量修正系数；  
 $X$ ——阀口的轴向开度；  
 $W$ ——阀口的圆周方向开度；  
 $\rho$ ——油液密度；  
 $\Delta p$ ——阀口前后压力差。

表 21-5-21 有关流量阀特性的说明（以图 21-5-9 BOSCH 阀为例）

控制特性带与不带电反馈的区别	(1) 共同点：都有零位死区，都可零位调整和增益调整 (2) 带阀芯位移闭环后滞环明显减小
控制特性常开与常闭的区别	基本位置区分常开与常闭，其中常开仅用作二通流量阀，常闭既可用作二通也可用作三通流量阀
负载特性的两种表述	图 21-5-8 横坐标为流量阀的进出口压差，图 21-5-9 是一种工程习惯表示法，其横坐标是进口压力为定值时的流量阀出口压力，要特别注意的是三通阀也是这样表示的，这与实际工况有出入
最小工作压差	流量阀必须工作在大于最小工作压差的调速阀范围内，负载特性图（图 21-5-8）上小于最小工作压差的区域为节流区，而非调速区

#### 4.8 二通与三通流量阀工作原理与能耗对比

表 21-5-22

类别	二通流量阀（定差减压阀 + 节流阀）	三通流量阀（定差溢流阀 + 节流阀）
工作原理图	<p>先减压后节流</p> <p>先节流后减压</p> <p>(a) 两种二通调速阀</p>	<p>(b) 三通调速阀</p>
		<p>式中 <math>p_1 - p_2 = [K(x_1 + x_d + x) + \rho Q_3 v \cos \theta] / A</math></p> <p><math>p_1</math>——流量阀进口压力  <math>p_2</math>——流量阀出口压力  <math>K</math>——压力补偿器（溢流阀芯）弹簧刚度（图中左面所示弹簧，右面弹簧很细可忽略）  <math>x_1</math>——压力补偿器弹簧预压缩量  <math>x_d</math>——压力补偿器阀芯的封油长度  <math>x</math>——压力补偿器阀芯的开口长度  <math>\rho</math>——油液密度  <math>Q_3</math>——通过压力补偿器阀口的系统多余流量  <math>v</math>——多余流量的出流速度  <math>\theta</math>——多余流量的出流角度</p>

类别	二通流量阀(定差减压阀+节流阀)	三通流量阀(定差溢流阀+节流阀)
系统运行	<p>多余流量以并联于系统的溢流阀调定压力流回油箱,产生较大的能量损失</p>	<p>多余流量以比当时系统压力略高的压力从自身的旁通口流回油箱。图示先导阀 <math>R_V</math> 用于限定系统最高压力,系统不用另设安全阀;当系统压力达到调定值时, <math>R_1</math>、<math>R_2</math> 与定差溢流阀阀芯构成常规的安全溢流阀</p>
能耗对比图	<p style="text-align: center;">(c)</p>	<p style="text-align: center;">(d)</p>
工作原理	<p><b>负载补偿型,属于耗能模式</b></p> <p>负载补偿,是流量控制阀范围的一个技术问题。它要解决的问题是,在负载压力大幅度变化(主要干扰)和/或油源压力波动(次要干扰)时,通过流量阀的流量能保持其调定值不变。定差减压型负载压力补偿控制,是通过在定差减压阀(压力补偿器)上消耗一部分无用的能量,来换取工作节流阀口的压差基本不变,属于负载补偿型</p> <p>通常情况下,配置二通压力补偿器(定差减压型)的系统,为定压系统。负载变化时,补偿器保持节流器前后压差不变,克服负载而多余的或大或小的压差,都消耗在补偿器的补偿阀口上。因此,二通补偿器只能起到负载压力补偿的作用</p>	<p><b>负载敏感型,属于节能模式</b></p> <p>负载敏感,是一种有关节能型液压系统的概念。它是指系统能自动地将负载所需压力或流量变化的信号,传到敏感控制阀或泵变量控制机构的敏感腔,使其压力参量发生变化(这功能就是所谓负载敏感,或称负荷感知,负荷传感),从而调整供油单元的运行状态,使其几乎仅向系统提供负载所需要的液压功率(压力与流量的乘积),最大限度地减少压力与流量两项相关损失。负载敏感是从基本原理角度对这种系统的称呼,而从其达到的实际工程效果角度常称为负载适应、负载匹配或功率匹配,有时直称为节能系统。负载敏感是个系统问题,而不单是个控制阀的问题;其技术含量,主要在油源及相应的控制部分,只在大闭环系统中,才牵涉到液动机部分实施负载适应节能,具体来说,是提高原动机利用效益,减小系统发热,达到机械设备结构紧凑和节能的目的</p> <p>三通压力补偿器(定差溢流型)的特点在于,在保持节流器阀口压差不变的情况下,总是使泵出口压力实时地比负载压力高出一个定压差——补偿器阀口压差,从而达到了负载适应</p>

### 4.9 电液比例流量阀动态特性试验系统

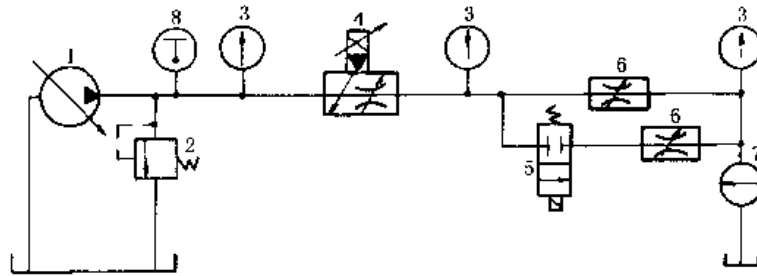


图 21-5-10 电液比例流量阀的典型试验回路

1—液压泵；2—溢流阀；3、8—压力表；4—被试电液比例流量阀；  
5—快速切断阀；6—负载节流阀；7—流量计

与压力阀试验相似，其动态特性受油液容积的影响。有关实验标准规定，进行阀的负载阶跃响应特性试验时，图示快速切断阀5的操作时间不得超过被试阀响应时间的10%，且最大值不得超过10ms。此外，被试阀4与负载节流阀6之间的油液容积应尽可能小，以使负载阶跃信号的前沿尽可能地陡。其具体要求是：保证由于油的压缩性造成的压力梯度用公式  $dp/dt = \Delta VE/V$  计算所得的，至少是所测梯度的10倍。

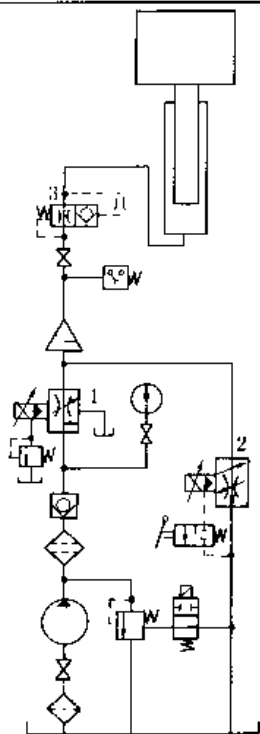
### 4.10 电液比例流量控制回路及系统

表 21-5-23

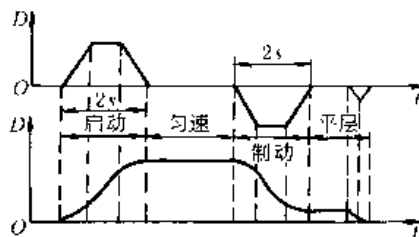
<p>1. 用比例节流阀取代普通节流阀组简化控制系统</p>	<p>图 a 为采用一个比例节流阀连续、比例、无级调节流量，取代采用多个定值节流阀调节流量的控制回路，既简化了控制回路又改善了性能。采用电液比例流量控制可以很方便地满足负载速度特性要求，实现所设定流量控制变化的规律</p>
<p>2. 比例控制节流调速的基本回路</p>	<p>图 b 为电液比例控制节流调速的基本回路，其结构与功能的基本特点与由定值节流阀构成的调速回路有共同点。但由是电液比例控制，既可开环控制又可闭环控制，按照负载速度特性要求，以更高的精度，实现调速要求</p>



3. 液压电梯的电液比例控制回路



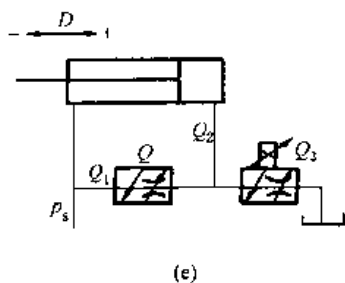
(c)  
1、2—比例复合阀；  
3—限速切断阀



(d)

图c液压电梯是利用液压驱动的垂直运输工具。图中比例复合阀1是一个带应急下降先导阀的比例三通调速阀，控制电梯的向上运动速度，泵的输出压力与负载相适应，从而达到节能的效果。先导压力阀可以控制柱塞突然停止所产生的液压冲击。比例复合阀2是一个带手动应急下降先导阀的二通比例三通调速阀。电梯下降时泵停止工作，依靠电梯轿厢自重下落。二通阀控制其下降运行速度。轿厢运行速度如图d所示。手动应急下降阀的作用是：当发生意外故障时，可以手动操作，使轿厢平稳回到最接近的层面。本系统的基本特点为：(1) 采用比例控制，可以对轿厢的加减速进行精确控制，达到快速、平稳地按预定曲线运行；(2) 上升用三通调速阀实现负载适应，下降依靠自重用二通调速阀控制，形成了最佳的节能组合。应特别注意，要使轿厢自重（不够时常采用在轿厢体增加配重）产生的油压大于二通比例调速阀的最小工作压差，以保证二通阀工作在调速区

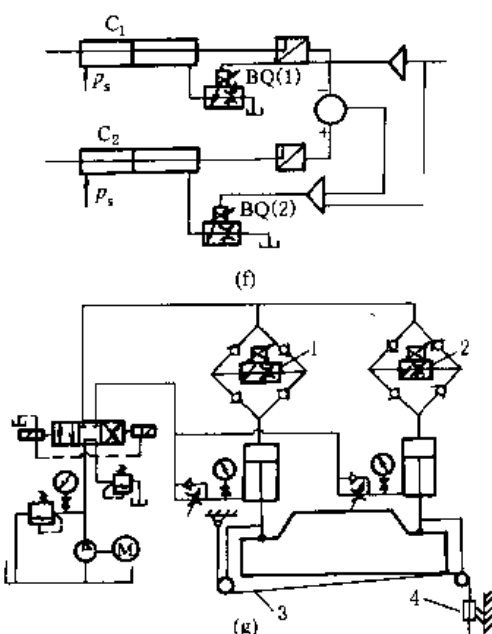
4. 机床微进给的电液比例控制回路



(e)

图e为机床及材料试验机采用的微进给电液比例控制，图中的定值控制调速阀也可用比例调速阀代替而扩大调节范围。液压缸的输出速度，由流量 $Q_2$ 所决定，而 $Q_2 = Q_1 - Q_3$ 。当 $Q_1 > Q_3$ 时，液压缸活塞左移；当 $Q_1 < Q_3$ 时，活塞右移，故无换向阀就可使活塞运动换向。这种控制方式的优点在于，为获得微小进给量，不必采用微小流量调速阀，只需用流量增益较小的比例调速阀。两个调速阀均可在较大流量下工作而不易堵塞，液压缸实际得到的流量很小，实现微量进给。既可开环控制，也可闭环控制，保证液压缸输出速度恒定或按设定规律变化

5. 旋压机、折板机同步的电液比例控制回路



(f)

(g)

图f、g为双旋轮旋压机、双缸折板机等机械设备同步系统的电液比例控制，图f表明了控制思想，在两缸油路上分别安装比例调速阀片BQ(1)及BQ(2)，其中BQ(1)接受指令信号，BQ(2)同时接受指令信号及两缸位移偏差信号，C<sub>1</sub>缸为主动缸，C<sub>2</sub>缸为随动缸进行闭环控制。在没有偏心载荷的情况下，同步误差在0.3 mm以下，在有偏心载荷时，同步误差在0.8 mm以下。图g中1、2为电液比例调速阀，3为钢带系统，4为差动变压器。差动变压器通过钢带系统检测滑块运动过程的同步情况，并转换为电信号反馈，实现闭环控制

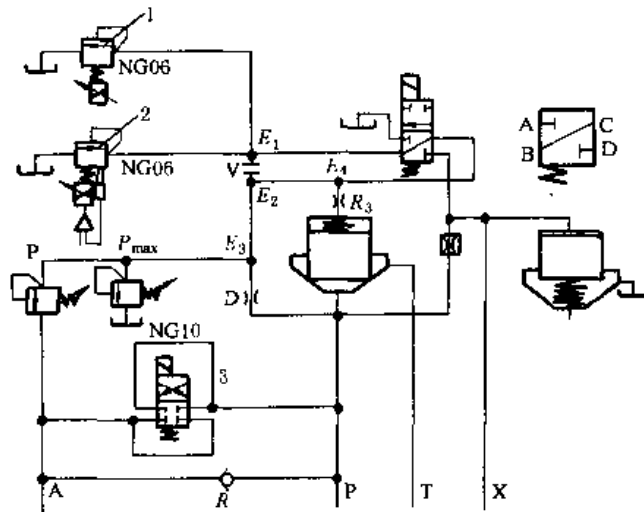
### 4.11 电液比例压力流量复合控制阀

电液比例压力流量复合控制也区分为阀控与泵控两大类型：压力流量复合控制阀，压力流量复合控制泵。压力流量复合控制阀的基本原理与特点见表 21-5-24。

表 21-5-24

特点与用途	压力流量复合控制阀，实际上是根据注塑机、吹塑机、压铸机控制系统的需要，在三通调速阀基础上迅速发展起来为各种工业用途提供压力和流量的一种精密控制阀类。对于定量泵系统，压力流量阀是理想的控制器件，它调节压力和流量，并使泵卸载。与其他方案不同，压力流量阀设计成将流量调节与压力调节合并在一个整体的阀体中。压力流量阀简化了大型油路块和复杂液压系统的设计、安装与调试
基本构成	参见三通流量阀的原理图 21-5-11，如果节流阀 1 是比例阀，而且本来用于限制系统最高压力的压力先导阀也是比例阀，这就各构成电液比例压力流量复合控制阀
三通调速阀	对三通调速阀而言：当系统压力没有达到定差溢流阀先导阀调定的安全压力时，先导阀不开，系统实现负载压力适应，溢流阀主阀起定差溢流阀作用（保持节流阀两端压差为常数），系统的多余流量以当时的系统压力（而不是先导阀限定的高压）从打开的溢流阀阀口排回油箱；只有当系统压力达到先导阀调定压力，先导阀与主阀芯配合，起到一般溢流阀的作用，此时，不再起定差溢流阀作用
压力流量阀	对压力流量复合控制阀而言：当需要对流量进行控制时，比例压力阀给定值提高，仅起安全阀作用，补偿器主阀起到定差溢流阀作用；当需要进行系统压力控制时，让节流口全闭（例如塑化阶段的背压控制）或全开，流量控制不起作用 以 BOSCH 产品为例：其中的比例压力阀可以选择带电反馈、不带电反馈、带电反馈和线性功能，带集成放大器；其中的比例节流阀可以选择带电反馈、不带电反馈，带集成放大器。节流阀压降可调： $\Delta p = 0.5 - 2 \text{ MPa}$

图 21-5-11 是 BOSCH 公司的三通比例压力流量阀油路原理图。图 21-5-12 是 VICKERS 公司压力流量阀的内部结构与油路原理图。



带可选背压切换功能 NG10 三通比例压力流量阀  
图 21-5-11 BOSCH 压力流量阀油路原理图  
1、2、3—节流阀

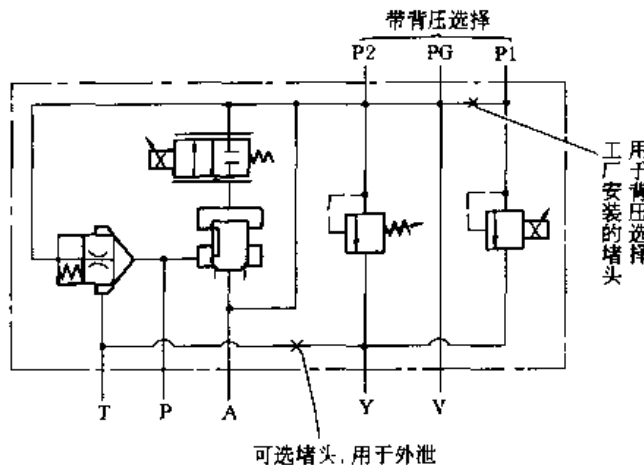


图 21-5-12 VICKERS 压力流量阀结构与油路原理图

## 5 电液比例方向流量控制阀

电液比例方向流量阀，在结构型式上与传统方向阀中的电磁换向阀、电液换向阀很相似，但在功能上，有着本质性的不同，它属于流量控制阀的范畴，它能同时实现液流方向控制与流量的比例控制；而传统方向阀，只能改变液流流动方向。电液比例方向流量阀是按照输入控制电流，同时实现系统中液流方向控制和流量比例控制的高性能阀。按其控制流量特性的不同，可分为节流控制型和流量控制型两大类。前者是比例方向节流阀，其被控制量，即与输入电流信号成比例的输出量，只是主阀芯的（轴向）位移或节流阀口开度，而其输出流量还要受负载和供油压力变化的影响。后者是比例方向流量阀，是由比例方向节流阀和通称压力补偿器的定差减压阀或定差溢流阀等组成；也有内含或外置各种型式的流量检测反馈器件，构成流量反馈型比例方向流量阀。比例方向流量阀的被控制量是输出流量，与输入控制电流成比例，而与供油压力、负载压力和回油压力变化基本无关。

表 21-5-25 传统（开关型）方向阀与电液比例方向阀的主要异同点

相同（相似）点	不 同 点		
	传统（开关型）方向阀	电液比例方向阀	阀类型
都可控制液流方向	仅改变液流方向	兼有液流方向控制和流量的比例控制（注意区分节流型与流量型）	基本功能
都有多种中位机能	仅用于开环系统	可用于开环系统也可用于闭环系统	系统类型
都有中位死区（伺服比例阀无中位死区）	包括阀口在内的阀内各处过流面积相等	阀内其他各处过流面积，应为与最大控制信号对应的控制阀口最大面积的 3~4 倍	过流面积原则
主阀体结构基本相同（常通用）	最大通流流量	$\Delta p = 1 \text{ MPa}$ （P→A，B→T 各 0.5 MPa，具体数据见样本）时的流量	公称流量定义
都有多种输入方式	解决开关控制	解决阀芯位移（阀口开度）的比例控制	多种输入方式
都分直动式与先导式（由流量带来的驱动力因素决定）	一般变化不大，由通过的流量决定	方向节流阀：一个工作循环过程中变化较大 方向流量阀：由补偿器确定，一般可在小范围内调节	阀口工作压力
过滤精度、阀口压降、配合间隙等基本相同	一般开有减缓换向冲击的小三角（半圆）槽	非全周阀口	阀口形式
	一般无内反馈	带或不带先导级、主级位移电反馈	内反馈

### 5.1 比例方向节流阀特性与选用

#### (1) 比例方向节流阀基本特性

表 21-5-26 比例节流阀基本原理与特性

基本类型	直接作用式	
	先导控制式	
带与不带电反馈		
基本原理	输出流量	$Q = CXW \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}$ <p>式中 X——功率阀芯轴向位移（与输入信号成比例）                      C——阀口流量修正系数                      ρ——油液密度                      Δp——阀口前后压力差                      W——阀芯周向开口量（根据设计）。同一通径且配用相同直径的阀芯的比例节流阀，常通过改变 W 实现不同的名义流量</p>
	名义流量	Δp = 1 MPa（P→A，B→T 各 0.5 MPa，具体数据见样本）时的流量

续表

先导级型式	双比例减压阀	不用主阀芯位移反馈,性能靠元件加工精度保证,运行可靠
	双比例节流阀	快速性好,但必须有主阀芯位移反馈
	双比例溢流阀	有一定的先导流量损失
	双脉宽调制开关阀	快速性好,成本较高
由液动力引起直动式节流阀的功率极限		图 21-5-13a 表明,超过一定压差范围(最大流量与额定流量之比从 3.7 减小到 2.3,额定流量小者比值高),随着阀口压差的增大,流量反而减少,这是液动力超过驱动力所致
规格选用	容易误解	错将比例方向节流阀 1 MPa 压降时的名义流量,当作普通开关方向阀的名义流量
	正确原则	使一定压差下所需的最大流量,与 100% 最大控制输入信号相对应,最终使控制分辨率提高
不等过流面积方向阀(不对称阀口)	对于单杆缸,如果面积比 $A_A:A_B=2:1$ ,则必须选用节流面积比 2:1 的阀芯。因为当两个节流孔面积相等时,通过小腔出油时流量增大 1 倍,阀口压差将是原来的 4 倍,即液压缸两腔形成 4:1 的压差比	

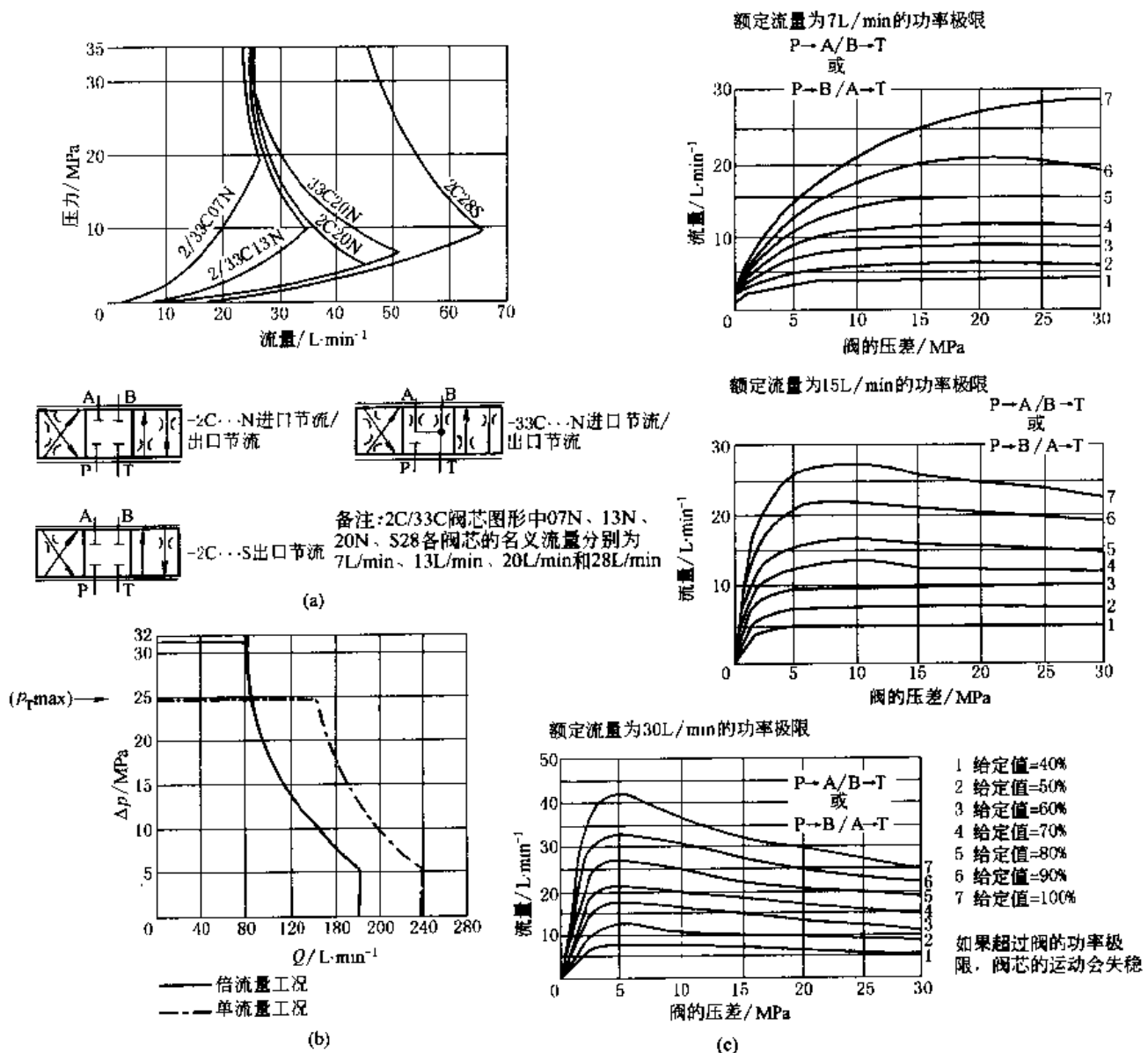


图 21-5-13 由液动力引起的直动式节流阀功率域  
 (a) 带位移反馈单级节流阀 KFDG4V-3 的自然功率域;  
 (b) 一般的功率域曲线之一; (c) 一般的功率域曲线之一

如果超过阀的功率极限,阀芯的运动可能会失稳

## (2) 比例方向节流阀的输入电流-输出流量特性

图 21-5-14 为 REXROTH 公司 4WRE6 (四通, 电反馈, 六通路) 比例节流阀的特性曲线。这里表明了电液比例节流阀的若干重要特性。

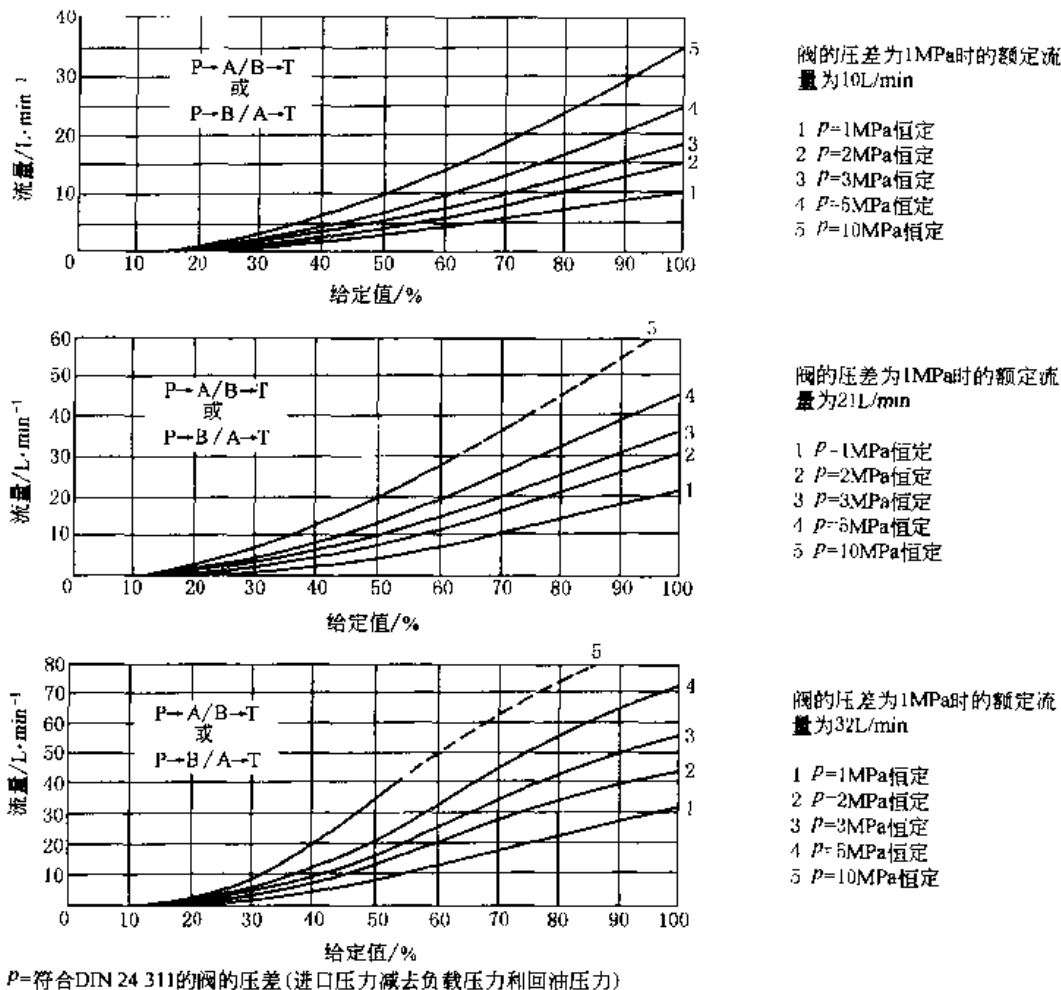


图 21-5-14 比例节流阀典型特性曲线

1) 名义流量是压降  $p = 1 \text{ MPa}$  (不同公司产品会有所差别) 时、输入信号 100% 时的流量值。根据说明,  $p$  为符合 DIN24311 规定的压差 (进口压力减去负载压力和回油压力), 这表明此地所说的阀口压差, 是指 P 到 A (或 P 到 B) 阀口压差, 加上 B 到 T (或 A 到 T) 阀口压差之和, 即单个阀口压差为 0.5 MPa。

2) 同一通径的阀 (同一阀芯直径) 有三种不同的名义流量, 在于阀口的圆周方向开口量 (流量公式中的  $\psi$ ) 不同所致。

3) 同一名义流量的阀, 各条曲线的差别在于阀口压差 (流量公式中的  $\Delta p$ ) 不同。

## (3) 比例方向节流阀的正确选用

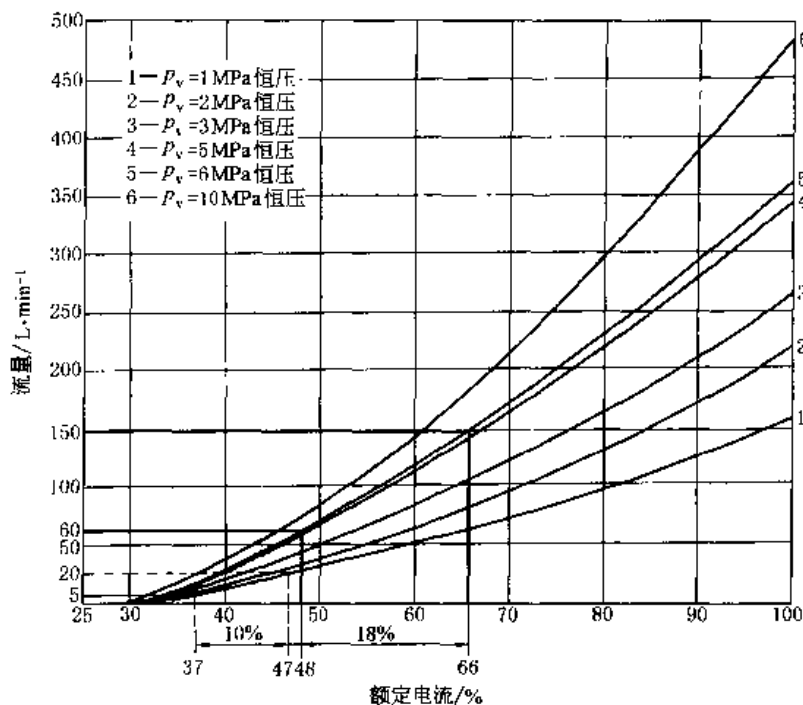
比例方向阀的选用示例: 设定系统压力为 12 MPa, 工进负载压力 11 MPa, 工进速度范围对应流量 5 ~ 20 L/min; 快进负载压力 6 MPa, 快进速度范围对应流量 60 ~ 150 L/min。

1) 通常容易犯的错误是: 像普通方向阀那样, 以最大流量 150 L/min 作为公称流量来选比例方向阀。据此, 如图 21-5-15a 那样, 选用阀压降 1 MPa 公称流量 150 L/min 的比例节流阀。这样的选择, 形式上是能满足系统的要求, 但从图中可见:

快进时: 对应于压差 6 MPa, 流量  $q_v = 150 \text{ L/min}$  时仅利用额定电流的 66%, 流量  $q_v = 60 \text{ L/min}$  时仅利用额定电流的 48%; 这样一来, 调节范围仅达额定电流的 18%。

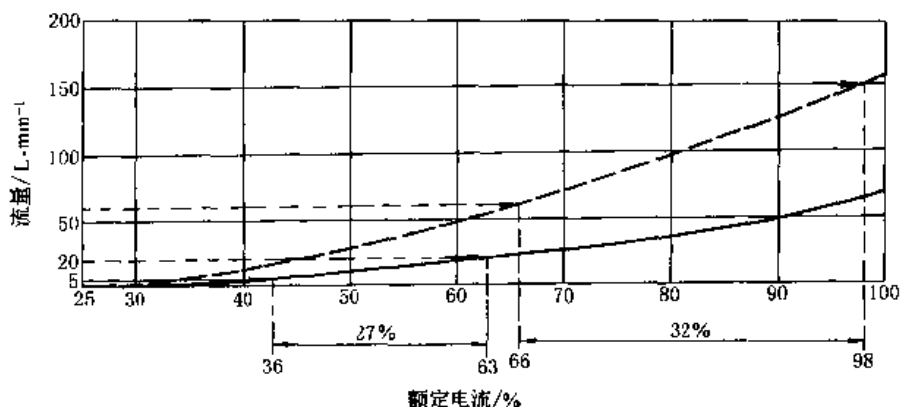
工进时: 对工进速度的调节, 也只达到总调节范围的 10% (20 L/min 时为 47% 额定电流, 5 L/min 时为 37% 额定电流)。

总体而言, 假如阀的滞环为 1% ~ 3%, 而对应调节范围为 10% 的情况, 则其滞环相当于 10% ~ 30%。显然,



$P_v$  阀的压降(流进、流出两个节流阀口上压力降之和)

(a) 阀压降 1 MPa、公称流量 150 L/min 对应的输入电流-输出流量特性



$P_v$  阀的压降(流进、流出两个节流阀口上压力降之和)

(b) 阀压降 1 MPa、公称流量 64 L/min 对应的输入电流-输出流量特性

图 21-5-15 比例方向阀选择示例

很难用这样差的分辨率来进行控制。

2) 正确的原则是:使最大流量尽量接近于与 100% 额定电流相对应;即尽可能大地利用阀芯行程,以扩大调节范围、提高控制性能。

按此原则,就选择了如图 21-5-15b 所示的阀压降 1 MPa 公称流量 64 L/min 的比例节流阀。相应的调节范围分别达到 32% (快进) 和 27% (工进),可调范围很大,有一个较好的分辨率。同时,重复精度造成的偏差当然也很小。

## 5.2 比例方向流量阀特性

(1) 比例方向流量阀的基本类型(表 21-5-27)

(2) 配定差减压型补偿器的方向流量阀特点

图 21-5-16 原理图有 3 个特点:1) 由于是比例方向阀(图 a),所以需要用一个梭阀来获取所沟通的油路( $P \rightarrow A$  或  $P \rightarrow B$ ) 的压力;2) 加入液阻  $R_1$ 、 $R_3$  (动态阻尼液阻) 和  $R_Y$  并从定差减压阀阀口前引入控制油,从而形成 B 型半桥。这样,调节  $R_Y$ ,就可在一定范围内改变定差减压阀的压差,即可在功率域范围内扩大流量范围;3) 与图 a 相似,图 b 是从节流阀之后引入了固定液阻  $R_1$  在前、可变液阻  $R_Y$  在后的 B 型半桥。当系统压力达到  $R_Y$  时, B 桥起作用,限定了系统压力。

表 21-5-27

方向流量阀类型	(传统) 压力补偿型			流量检测反馈型
补偿器类型	定差减压型 进口压力补偿器	定差溢流型 进口压力补偿器	其他	流量-压力反馈 流量-力反馈 流量-电反馈
补偿器名称	二通型压力补偿器 定差减压阀	三通型压力补偿器 定差溢流阀		
方向流量阀的构成	方向节流阀 + 定差减压阀	方向节流阀 + 定差溢流阀	如位移流量 压力反馈	
特点	①耗能；②受液动力、弹簧力影响，补偿偏差较大；③进口压力补偿器不能用于超越负载	①泵的出口压力与负载适应，为负载敏感节能型；②受液动力、弹簧力影响，补偿偏差较大；③只能配置于泵的出口；④不能用于超越负载		①形成阀内部或外部检测闭环；②稳态的动态控制精度都较高

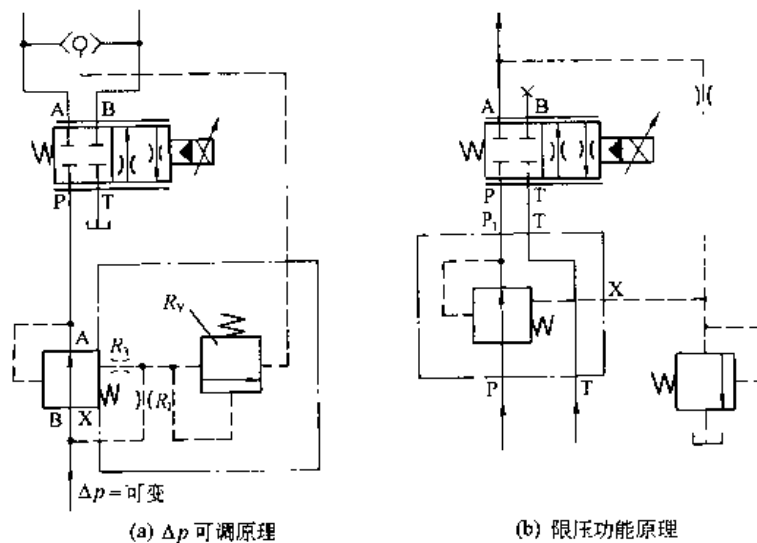


图 21-5-16 压差可调的定差减压型进口压力补偿器

与单向调速阀一样，配定差减压型补偿器的比例方向流量阀，也是一个定压系统，只有负载压力补偿的作用，没有负载适应的性能。

配这种定差减压型进口压力补偿器的方向流量阀，不加附加元件不能用于存在超越负载的系统。

### (3) 配定差溢流型补偿器（三通补偿器）的方向流量阀特点

图 21-5-17 原理图有 3 个附加功能：节流阀口压差  $\Delta p$  可调，限制系统最高压力，实现电动卸荷。其中电磁阀 4 实现电动卸荷的功能比较明显。其余两个功能中，应注意区分压力阀 2 与 3 的功能：即液阻  $R_1$  是与阀 2 还是与阀 3 构成调节阀口压差的 B 型半桥？按基本原理应该是阀 3，而当系统压力达到阀 2 的调定压力时，阀 2 与主阀 1 形成系统的限压安全阀。

与在单向调速阀中一样，配定差溢流型补偿器的方向流量阀，既起到负载补偿的作用，实际上又具有负载适应的功能。

配这种定差溢流型进口压力补偿器的方向流量阀，不加附加元件不能用于存在超越负载的系统。

### (4) 超越负载的压力补偿

1) 配置在进口（相对于比例方向阀而言）， $P \rightarrow A$  或  $P \rightarrow B$  的压力补偿器有明显的缺点：在减速制动过程中，特别是当减速制动压力高于由弹簧设定的定差压力时，它不能正常工作（图 21-5-18a）。作为补偿措施，如图 b 和

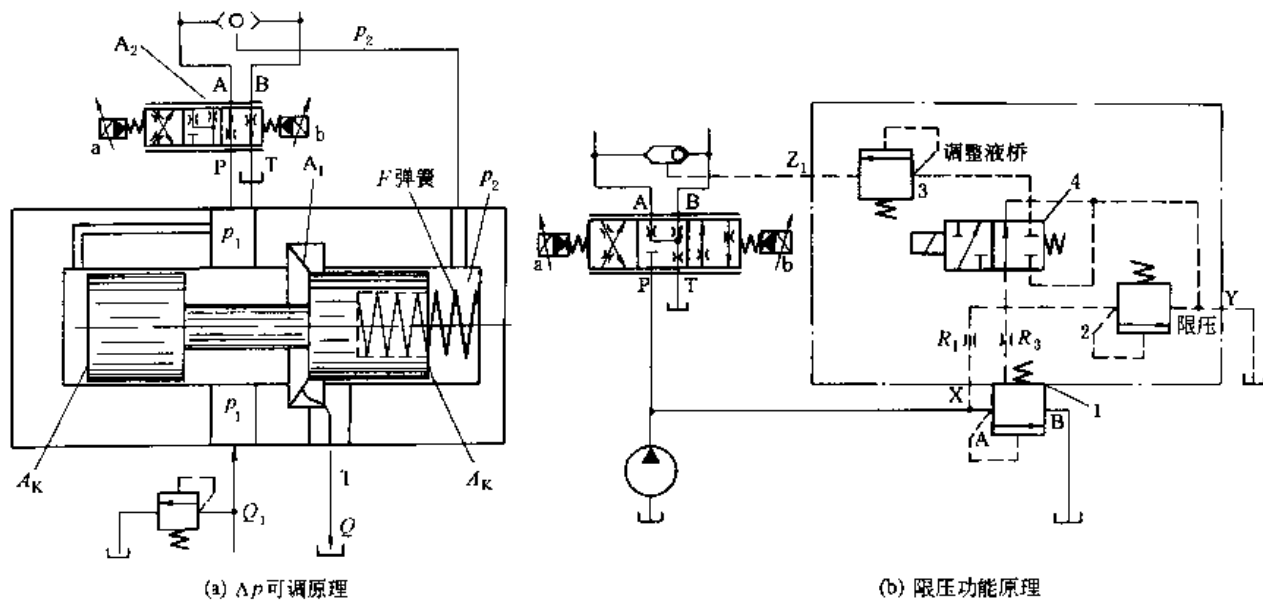


图 21-5-17 定差溢流型压力补偿器及其附加功能

c 那样，设置制动阀、压力阀等支承装置，以保证进口压力补偿器功能正常，使传动装置平稳制动。当没有这类支承装置时，进口压力补偿器只能限制在负载仅作用在一个方向上的系统使用。

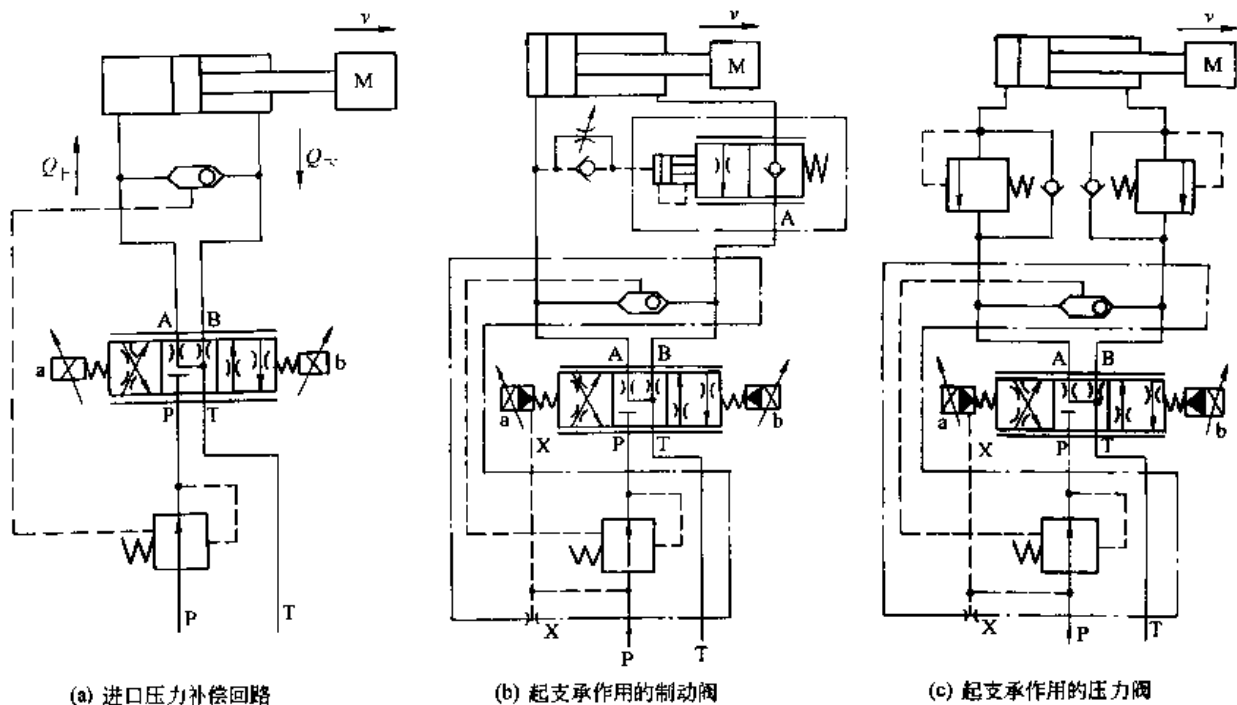


图 21-5-18 用于超越负载时进口压力补偿器油路的改造

2) 出口压力补偿器 (图 21-5-19) 对于有超越负载的系统，采用出口压力补偿器，它配置在比例方向阀与负载之间，保持比例方向节流阀的 A (或 B) → T 阀口的压差为常数。图示为出口单向截止型压力补偿器的油路原理图，现以 P → A 进油 B → T 阀口进行补偿为例，加以说明。

基本原则：既然不能控制进油 (P → A)，则设法控制出油 (B → T)。

① P → A 进油后，4 a 右移，由固定液阻 7 a 与可变液阻 5 a (移动的活塞 4 a 后端面与孔道 5 a 配合) 组成的 B 型半桥，从而构成流量稳定器，使流经压力阀 10 的流量不受 A 腔压力变化而保持不变。



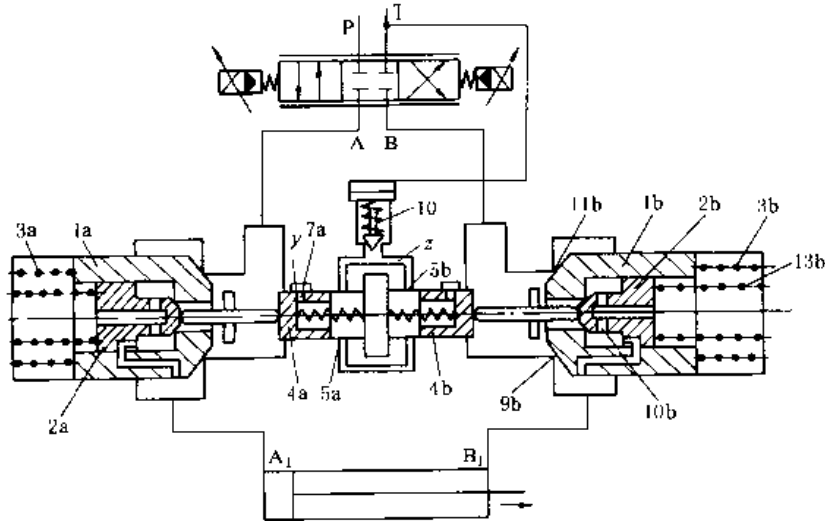


图 21-5-19 出口压力补偿器

- ② 由于流经限压阀 10 的流量不变, 不论阀 10 的压力流量特性如何, 都能保持  $p_z$  为常数。
- ③ 当主液压缸向右运动时, 开始主阀口 11 b 未打开, 因为  $B_1$  腔的高压油作用使 1 b、2 b 都压向左边相应阀口。
- ④ 4 b 在  $p_z$  作用下向右移动, 先顶开 2 b 的小阀口。这样, 在切断高压油进入 1 b 右腔通路的同时, 又使该腔卸压。
- ⑤ 4 b 进一步右移, 将主阀口 (压力补偿口 11 b) 打开。
- ⑥ 压力补偿口 11 b 的开度明显受到制约: 只能使  $p_B = p_z = \text{常数}$ , 否则主阀口将重新关闭。
- ⑦ 既然  $p_B = p_z = \text{常数}$ , 则  $B \rightarrow T$  口压差为常数, 达到控制出口压差 ( $B \rightarrow T$ ) 的目的。

## 6 比例多路阀

### 6.1 概 述

(1) 多路阀的含义: 用于控制多负载 (多用户) 的一组方向阀, 外加功能阀 (限压, 限速, 补油等) 组成的控制阀组。

(2) 输入方式与转换环节: 多数多路阀都是手动, 即通过改变手柄角度来控制主阀芯的位移, 尽管其中的转换过程各异; 随着电液比例技术和微电子技术的发展, 近来出现了用电位器、微机电信号输入方式的电液比例多路阀。

表 21-5-28 多路阀输入方式与转换环节

类别	形式	控制类型	指令信号	中间转换环节		输出量
A	直动式	手动多路换向阀	操作手柄			主阀芯位移 液压力
B	先导式	手动比例多路阀	操作手柄			
C		电液比例多路阀	操作手柄	电位器	比例电磁铁	
D			手动电位器			
E			微机			

(3) 多路阀阀口实际上是一个通道 (A 类, 相当于开关式方向阀, 只是联数多为 1 以上), 或一个可变节流口 (B 类、C 类、D 类、E 类); 目前广泛应用的多路阀中, 最古老的 A 类只在要求不高的简单机械中使用, 大量的 B 类。在技术比较先进, 要求比较高的场合, 才逐步开始应用 C 类或 D 类, 一般称之为电液比例控制的新型多路阀。

(4) 由液压系统传动与控制的设备, 可根据其使用场合, 区分为固定式和行走式两大类。对于行走式设备,

其系统热交换条件较差。因而，在一个工作循环结束或其他工作停留间隙，都要使油压系统卸压，以减少系统发热。就多路阀的工作原理而言，其基本原则是：各联都回到中位时，油液通过多路阀中位通路或卸荷阀以最低压力卸荷；而当任何一联离开中位进入工作状态时，系统就起压。至今，实现这一功能的有两种基本方式：一种靠先导溢流阀，另一种靠中位通路。正是由于这两种方式不同，引起主阀要有相应的不同结构。与前者对应的为四通型，与后者对应的为六通型。

## 6.2 六通多路阀的微调特性

### (1) 六通型多路阀中位卸荷的原理 (图 21-5-20)

六通阀 6 个主油口的含义如下：

- P: 压力油口；
- $P_1$ : 通往 C 口的压力油口，另一头总是与 P 口相通；
- A, B: 工作油口；
- T: 回油口；
- C: 各联阀芯处于中位及中位附近位置时，C 口一头与  $P_1$  口相通，另一头或直接与 T 口相通（当系统只有一只多路阀，或当系统有多只多路阀时，从油流方向为最后一只多路阀），或与下一只多路阀的 P 口相联。

这就表明，当系统中所有主阀芯都回到中位时，尽管 P 口与 A、B、T 三个油口都不相通，但系统马上通过 P- $P_1$ -C-T 的通路，实现卸荷。

1) 由此，可将六通阀理解为由“三位四通”+“二位二通”组成，其中的二位二通，解决中位卸荷。从下面的切换过程可以看到，这种“三位四通”+“二位二通”的结构，给六通阀带来了重要的特性，使六通型多路阀得以广泛应用。

2) 六通阀从中位卸荷的  $P_1$ -C-T 状态，过渡到 P-A-B-T ( $P \rightarrow A$ ,  $B \rightarrow T$  阀口完全打开) 的过程：

① P- $P_1$ -C-T: 阀芯处于中位， $P_1 \rightarrow C$  中位卸荷油口全开，全部压力油以最低压力卸荷；阀芯离开中位，但位移量小于阀口遮盖量， $P \rightarrow A$  阀口尚未打开，没有油液流向负载。

② P-A-B-T,  $P_1$ -C-T:  $P \rightarrow A$  阀口打开，而卸荷阀口关小，但未关闭；部分油液流向负载，另一部分油液以比最低卸荷压力高的压力，流回油箱。随着阀芯位移量的加大，流向负载的流量逐步增大，流向油箱的那一部分油液的压力，也逐渐升高，这一转变过程引来阀的重要特性。

③ P-A-B-T: 卸荷口全部关闭，由于系统只配置安全阀，所以油源油液全部进入系统。由此可得出过程的实质是：先为旁路节流，后油源全流量通过多路阀主阀口进入系统。可见，六通阀很难构成负载压力补偿或负载适应控制。

### (2) 六通多路阀的流量微调与压力微调特性

六通型多路阀的基本特性为：流量-压力损失特性；阀芯行程-压力特性；阀芯行程-操作力特性；微调特性。

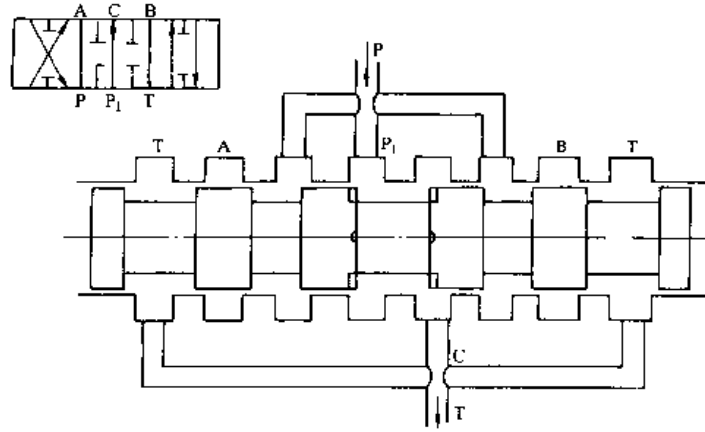
其中最为重要的为微调特性。微调特性本质上是一种初级的比例控制特性；输入（横坐标）为主阀芯位移，输出为进入系统的流量或负载口压力；比例控制特性有较大的零位死区，也即比例控制范围较小；比例控制范围受系统压力的很大影响；压力高，比例范围小；正由于此地比例控制范围本身就小，又受系统压力影响，其可控作用，实际上只相当于阀口打开的开始一小段，不仅有一个与四通阀口开缓冲槽一样的缓冲效果，而且还可以稍微调节一点低速挡，仅此而已。因此，在工程上，将此称为微调特性，比叫比例特性更合理。

## 6.3 四通多路阀的负载补偿与负载适应

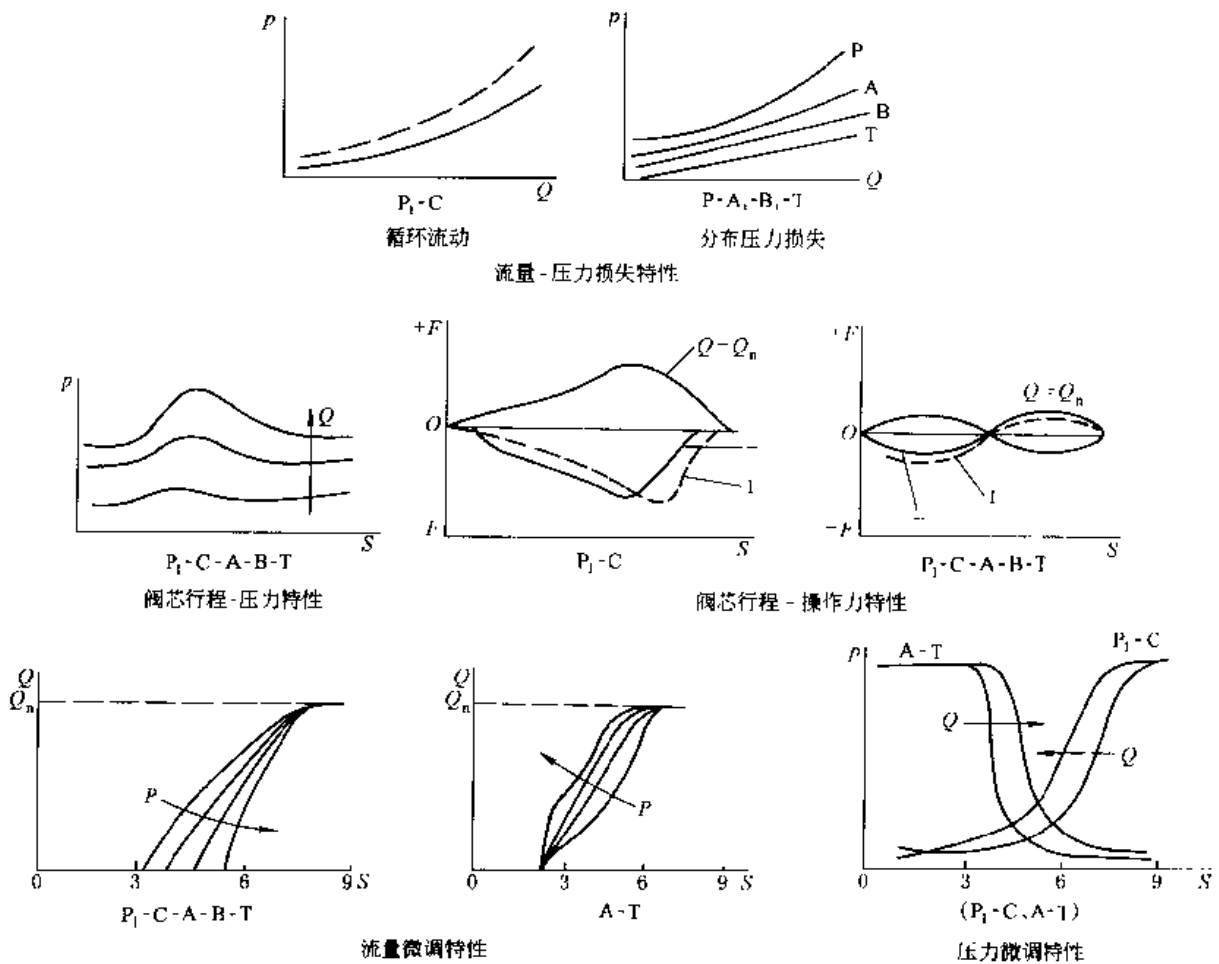
(1) 从原理上来讲，四通型具有 P、A、B、T 四个主油口，六通型除了常规的 P、A、B、T 四个主油口之外，另有  $P_1$ 、C 两个油口。目前应用面最广的 B 类，其主阀是六通型。其余，包括最古老用手柄直接推动（主）阀芯和最新型的电液比例控制在内的 A、C、D、E 几类都是四通型的。

(2) 四通型多路阀中位卸荷的原理：所有主阀芯都处于中位时，组合在多路阀中的卸荷阀的先导油路，通过阀体及各个主阀芯端部的小孔道与 T 口相通，系统卸荷。当任何一主阀芯离开中位时，就切断了先导油路与 T 口的通道，系统起压。因此，主阀只需要 4 个主油口。

(3) 由节流阀到流量阀：多路阀属于广义流量阀的范畴，从性能的角度看，与一般流量阀一样，可区分为方向节流阀和方向流量阀。而从节流阀转变为流量阀时，与一般方向阀一样，可以通过负载压力补偿或流量检测反



(a) 单片结构示意图和符号



(b) 主要特性

图 21-5-20 六通型多路阀

来实现。

(4) 如果不考虑电液控制等新技术，仅考察传统的所谓机液压力补偿机理，如方向流量阀所述，有两种基本的压力补偿器——串联于主油路的二通压力补偿器和并联于主油路的三通压力补偿器。这两种补偿器，而且对于单个方向阀而言，两种补偿器只能选择其中的一种。

(5) 对于多路阀的应用，则有其特点（参见图 21-5-21）。对于所谓开中心系统，一个系统中同时使用两种补

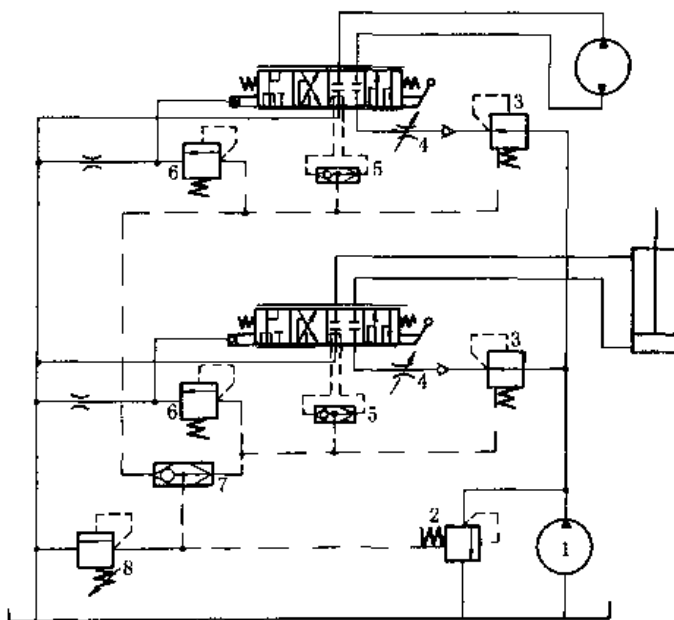


图 21-5-21 多路阀负载压力补偿与负载适应 (开中心系统)

偿器：二通压力补偿器使单联实现负载压力补偿；三通压力补偿器使系统实现负载适应（各时刻的最高负载联）。

对于开中心系统：每一联用定差减压阀 3，稳定从减压阀出口到方向节流阀出口之间的压差，调节其间的节流阀 4 就可一定范围内调节该联多路阀阀口压差。定差溢流阀 2 用来使整个多路阀系统的泵出口压力始终仅比当时各联中的最高负载压力高出一个定值（定差溢流阀调定值，例如 0.5 - 1 MPa），实现负载适应，或称负载敏感控制（见图 21-5-22）。系统最高压力由阀 8 限定。在每一联中，阀 6 用来限制该联负载的最高压力，当超过限压时，阀 6 打开，在比例节流阀的液压力作用下，换成安全第 4 位。

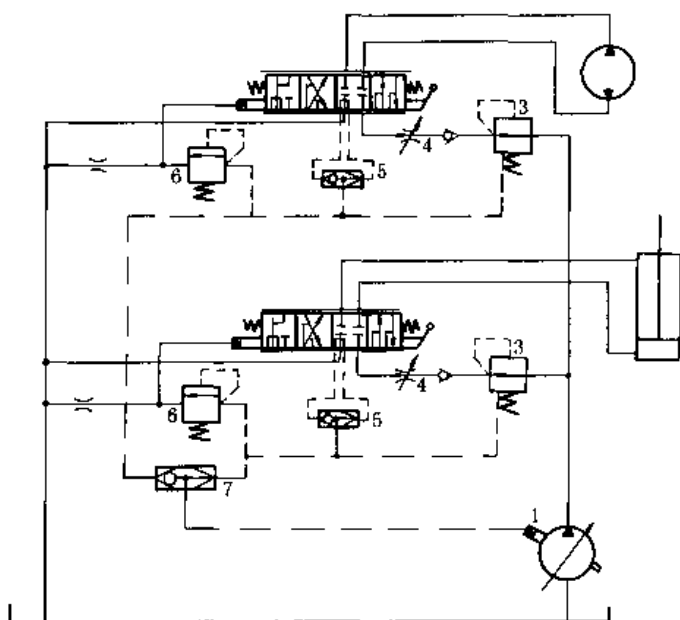
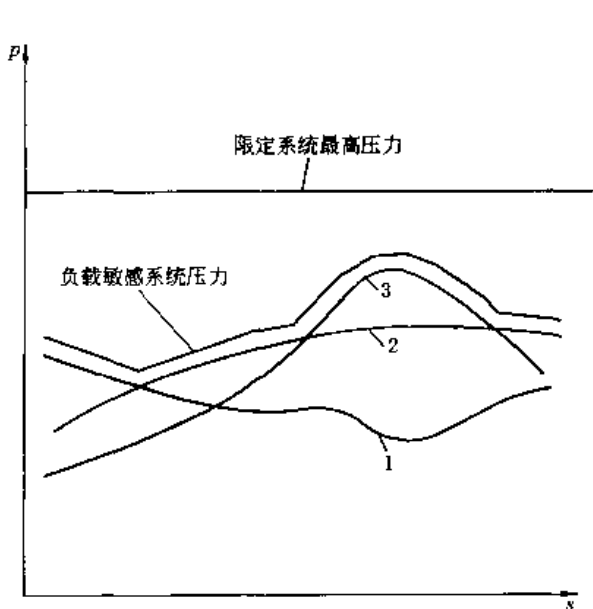


图 21-5-22 多路阀负载敏感系统压力变化曲线

图 21-5-23 多路阀负载压力补偿与负载适应 (闭中心系统)

对于闭中心系统（图 21-5-23）：以变量泵替代开中心系统中的定量泵加定差溢流阀。此变量泵实际上是恒流变量泵，此地恒流是指全部流量进入系统，而压力比当时最高联压力高一个定值，所以是比开中心更为节能的负载敏感系统。

## 7 电液比例方向流量控制阀典型结构和工作原理

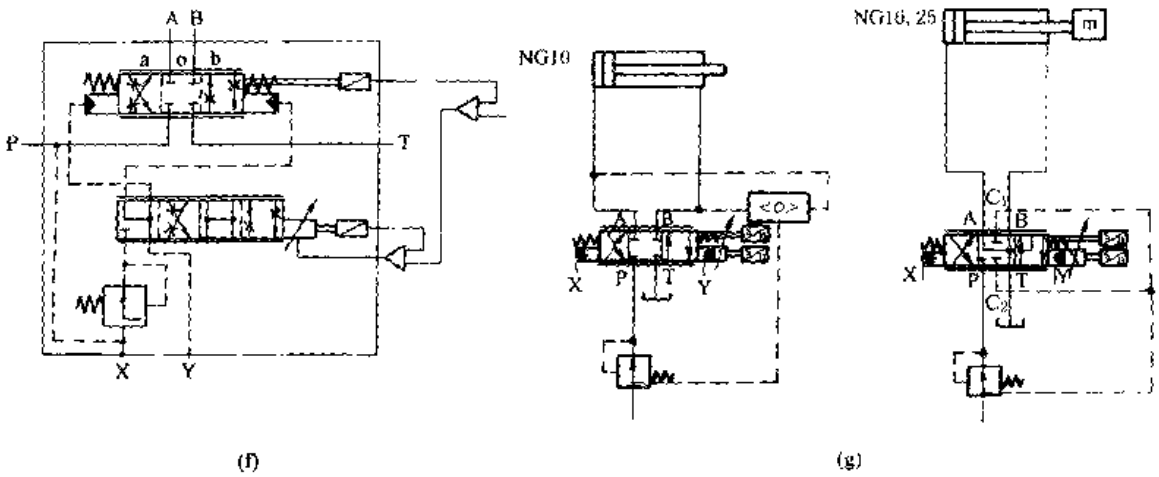
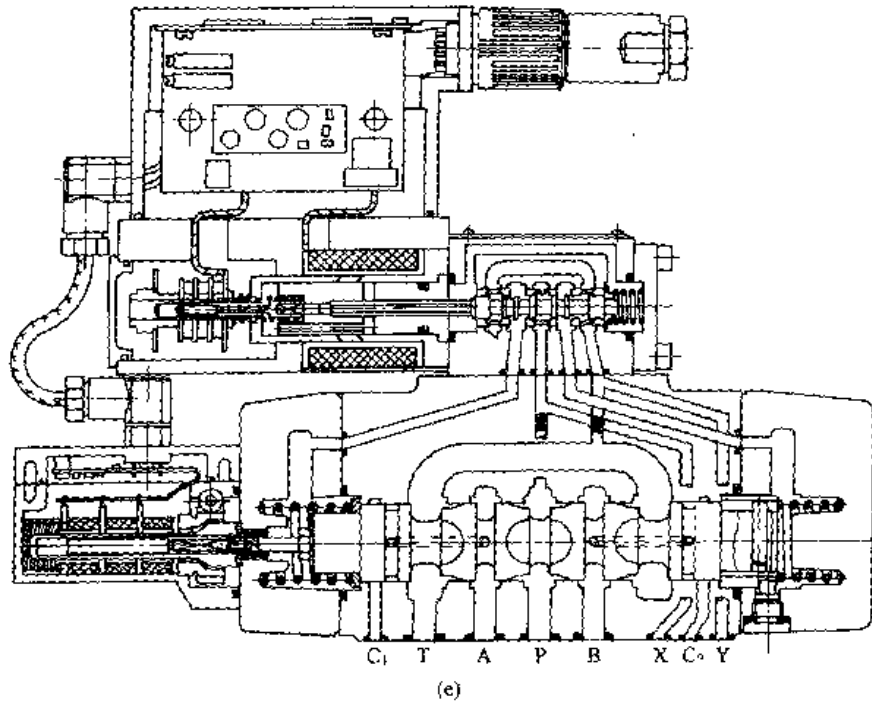
表 21-5-29

名称	结构及工作原理
<p>1. 直接控制式比例方向节流阀</p>	<div style="text-align: center;"> <p>(a)</p> <p>(b)</p> </div> <p>图 a、b 为直接控制式比例方向节流阀的两种型式，它们的主要组成包括阀体，比例电磁铁（湿式直流电磁铁，最大电流 2.5 A 或 2.7 A），控制阀芯和用于与电磁力平衡而使阀芯位移与输入电信号成比例的对中弹簧。在没有输入控制电流时，控制阀芯靠对中弹簧保持在中位。阀芯上开有 V 形或半圆形节流槽，使阀的流量特性呈抛物线形。滑阀有较大遮盖量，其稳态特性具有较大的中位死区，起始控制电流可达额定控制电流的 20% 左右。排气螺钉在用于调试时排气，以保证阀的正确功能。在图 b 型式的阀上有感应式位移传感器，可实现控制阀芯位置的闭环控制，以消除液动力等的影响，提高控制精度</p>
<p>2. 先导式比例方向节流阀（双比例减压阀为先导级）</p>	<div style="text-align: center;"> <p>(c)</p> </div>

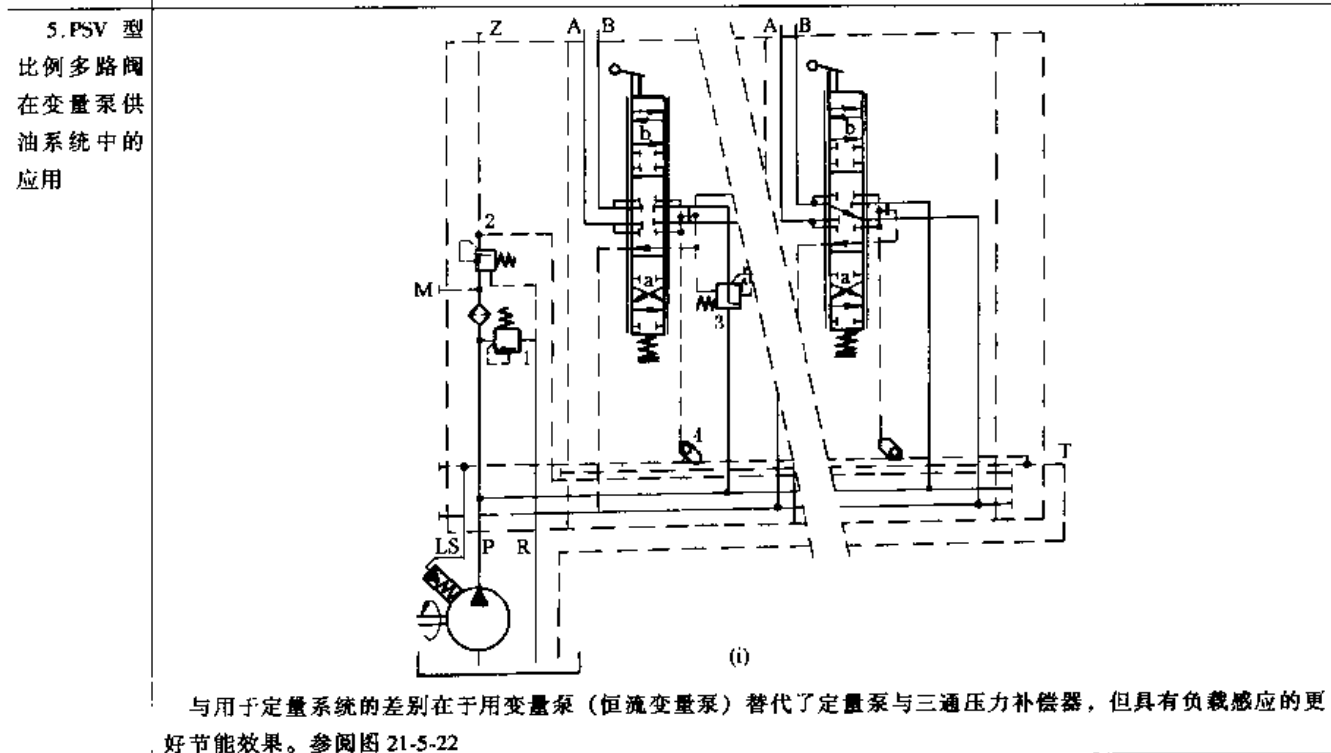
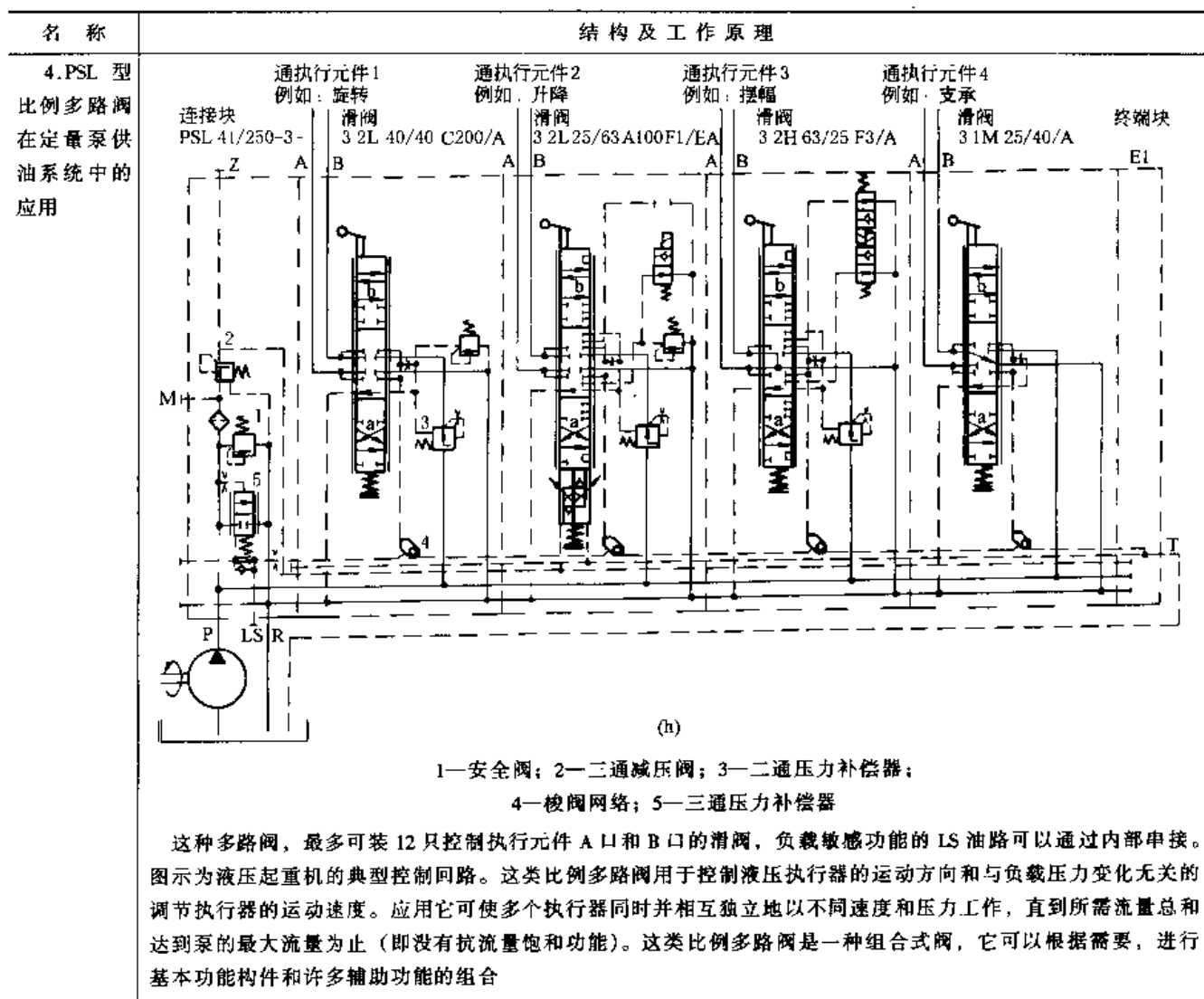
名称	结构及工作原理
2. 先导式比例方向节流阀 (双比例减压阀为先导级)	<div data-bbox="319 302 1356 1019" style="text-align: center;"> </div> <p data-bbox="438 1041 1236 1153">           1—阀体；2—工作阀芯；3、4—压力测量活塞；5、6—电磁铁；7—放大器；            8—丝堵；9—先导阀；10—主阀；11—主阀芯；12—对中平衡弹簧；            13—控制腔；14、15—辅助手动操作件         </p> <p data-bbox="252 1187 1423 1366">           图 d 为先导控制式比例方向节流阀，图 c 为其先导控制阀。该先导阀是一个由比例电磁铁控制的一组相背的三通型减压阀，它的作用是将一个输入的电信号转化为与之成比例的控制压力信号，用以对主阀芯的轴向位移进行控制。比例电磁铁为可调湿式直流电磁铁结构，带中心固定螺纹，线圈可单独拆卸。电磁铁的控制可以通过外部放大器或内置的放大器来实现。先导阀的主要组成部分有：带有安装底板的阀体 1，装有压力测量活塞 3、4 的工作阀芯 2，带中心螺纹的电磁铁 5、6，可选择的带内置放大器 7         </p> <p data-bbox="279 1377 1125 1406">           主阀的主要组成部分为：先导阀 9，装有主阀芯 11 和对中平衡弹簧 12 的主阀 10         </p> <p data-bbox="252 1411 1423 1590">           先导阀工作原理：当无输入控制电流时，先导控制阀的 A、B 油口与 P 油口不通，当比例电磁铁 6 输入控制电流时，其输出电磁力通过感受阀芯 4 传给控制阀芯 2 使之右移，减压阀口 A 开启，P 油口与 A 油口接通并在 A 油口建立压力，此压力升高，经反馈孔道作用在控制阀芯右端，直到与电磁力平衡，则油口 A 经减压后的二次压力与电磁力成正比。当比例电磁铁 6 的输入控制电流或输出电磁力减小时，控制阀芯左移，A 油口与 T 油口接通，二次压力降低，直到再次与电磁力成相应的正比关系，控制阀芯恢复平衡状态         </p> <p data-bbox="252 1601 1423 1736">           主阀工作原理：当比例电磁铁没有输入控制电流时，主阀芯 11 两端液压控制腔与回油口 T 相通，则在对中平衡弹簧 12 的作用下使主阀芯处于中位。当输入控制电流时，主阀芯由于与输入电信号成比例的控制油压力作用，克服平衡弹簧力而作相应的轴向位移。此轴向位移量（扣除遮盖量即为主阀口的轴向开度）与先导控制油压力成正比，进而与比例电磁铁的输入控制电流成正比         </p> <p data-bbox="252 1747 1423 1892">           主阀芯 V 形节流控制边与阀体上的控制边形成过流截面，可获得较好的流量特性。这种比例方向节流阀对于同一通径的阀（主阀芯直径一样）设置不同数量的 V 形节流控制槽，可有不同的名义流量。例如通径 32 的阀其名义流量分别为 360 L/min、520 L/min。这种阀也有多种滑阀机能以适应各种控制要求，这个系列的比例方向节流阀已在冶金设备及其他重型机械设备的液压控制系统中得到广泛的应用         </p> <p data-bbox="252 1904 1423 2038">           这类以减压阀作为先导级的比例方向节流阀，在先导级控制阀与功率级主滑阀之间无级间反馈，只存在先导控制阀输出压力与主阀输出轴向位移之间的压力-位移变换。这种开环控制变换不能克服液动力、摩擦力的影响，控制精度较低。但另一方面，由于先导级与功率级仅有液压力的控制关联，允许主阀有较大位移或阀口开度，可输出大流量而节流压力损失较小；而且结构配置、装配调整方便，制造精度无特殊要求         </p>

名称 结构及工作原理

3. 先导式比例方向节流阀 (双比例节流阀为先导级)



双级比例方向节流阀有如下特点: (1) 采用没有零位死区且带阀芯位置闭环的六通径伺服比例阀作为先导级, 静动态特性优异; (2) 当电磁铁失电时, 先导阀进入作为“故障保险”的第4位, 主阀芯两端卸压, 在对中平衡弹簧作用下, 处于中位; (3) 主阀芯位置用另一个位移传感器控制 (双级电反馈), 主阀芯闭环叠加在先导阀芯位置闭环上, 进一步增强了控制精度和运行的可靠性; (4) 主阀芯中带有防阀芯自转 (由非全周阀口引起) 的插销, 能获得很好的可再现性和很高的工作极限; (5) 主阀芯上备有负载压力引出口: 为了与定差减压阀配合实现负载压力补偿, 10 通径阀中用一个梭阀引出负载压力; 16、25 通径阀中, 负载压力通过两个附加的阀口  $C_1$  和  $C_2$  引出; (6) 其他可选功能有非对称阀芯、中位泄漏油排泄等





## 8 伺服比例阀

### 8.1 从比例阀到伺服比例阀

(1) 比例阀的主要缺陷是不能很好地用于位置、力控制闭环（尽管在放大器中设置了阶跃信号发生器，用于位置、力控制闭环时可以快速越过零位死区，但性能上总不及无零位死区的伺服阀）。由于客观条件的变化和工程应用的要求，1995年前后开始出现新一轮的伺服比例阀，这是相对于比例技术发展初期，由伺服阀适当放松要求而得的工业伺服阀而言。实际上，新一代的伺服比例阀出现后，为了市场竞争的需要，不少公司很快就将工业伺服阀更名为伺服比例阀。但它仍然属于老一代的伺服比例阀：关键的电-机械转换器，仍然是最大信号电流仅20 mA量级的力马达（力矩马达）；多级阀中功率级阀口压差仍然较大。

(2) 伺服比例阀最重要特征之一是阀口为零遮盖，解决了位置、压力等要求无零位死区的闭环控制。

(3) 伺服比例阀得以产生与发展的客观条件主要有：①原来伺服阀加工精度高的缺陷，由于制造技术的发展而淡化了；②原来伺服阀要求过滤精度高的矛盾，由于高精度过滤器件的出现和大量应用也淡化了；③对电控制器，处理大电流的技术水平大为提高，为使用大电流（额定电流2.7 A，故障排除电流瞬时达3.7 A）、高可靠性的比例电磁铁提供了前提条件；④1/3油源压力用于控制阀口的问题：比例伺服阀设计上采取区别对待的办法：小通径的单级阀，保持伺服阀的方案，能量损失问题不大；大通径的主级阀阀口保留比例阀的水平0.5~0.7 MPa。

伺服阀、伺服比例阀、比例阀等三种电液控制阀特点对照，参见表21-5-7。

### 8.2 伺服比例阀

(1) 结构特点：利用（大电流）比例电磁铁（不采用伺服阀的力马达或力矩马达）为电-机械转换器 + 首级伺服阀结构（首级用伺服阀的阀芯阀套），（首级、主级）阀口零遮盖；有些产品为了解决零飘问题，设置了第4位，还可实现断电时的安全保护。

(2) 性能特点：无零位死区；频响较一般比例阀为高；可靠性比伺服阀高。

(3) 系统构成：与一般伺服阀或比例阀组成的闭环系统一样。

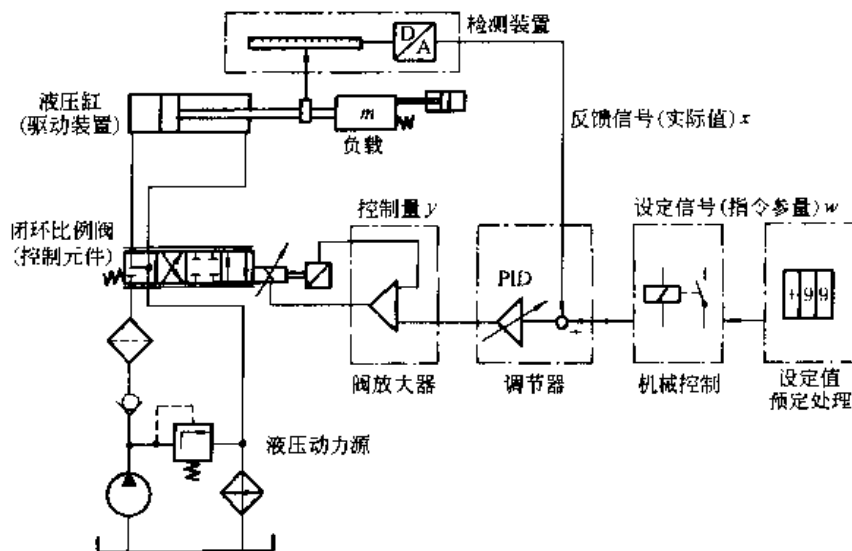


图 21-5-24 典型闭环回路

(4) 名义流量与压差-流量特性

对于多级阀，与一般比例阀一样，以双阀口0.8~1 MPa压差定义名义流量；对于单级阀，与一般伺服阀一样，以单阀口3.5 MPa压差定义名义流量；其他压差下的流量为  $q_{vx} = q_{vnom} \sqrt{\frac{\Delta p_x}{\Delta p_{nom}}}$ 。

(5) 阀的特性曲线

与一般比例阀、伺服阀的表述方法一样，阀的特性一般包括稳态特性与动态特性。

1) 稳态特性：图21-5-25的控制特性曲线（流量与输入信号关系曲线）有线性的（增益基本不变）和各种

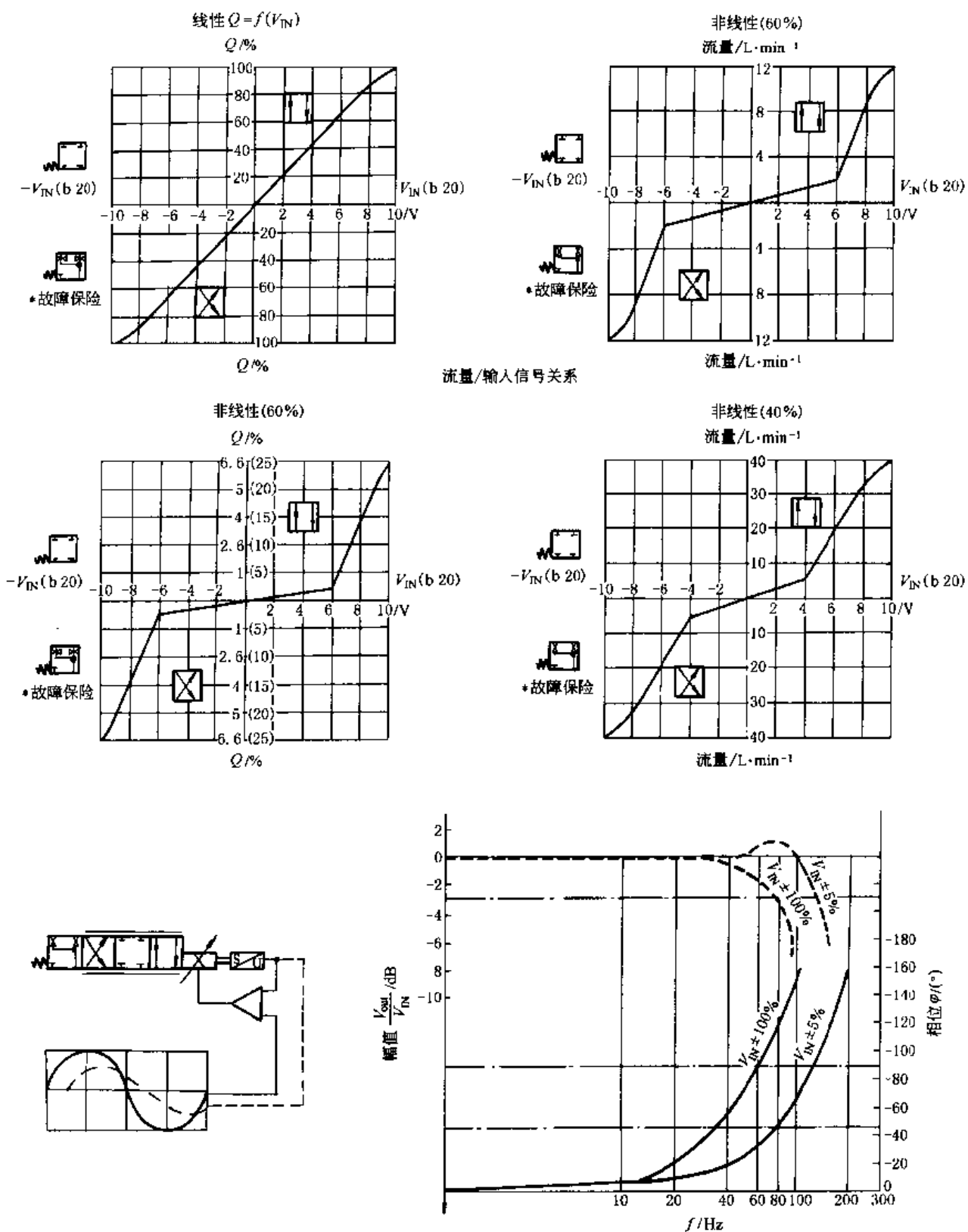


图 21-5-25 单级伺服比例阀的典型特性曲线

非线性的(变增益),一般比例阀也具有这种特性。注意其条件是阀口压差  $\Delta p =$  定值。

2) 动态特性:与一般伺服阀一样,动态特性或用时间域的阶跃响应表示(参见表 21-5-14 比例溢流阀的若干共性问题),或以频率域的频率响应(波德图)表示。波德图的各种表述,基本与伺服阀相同。对于比例阀应特别加以注意以下几点。

① 由于受阀闭环工作系统非线性的制约,阀的频响还与输入信号幅值有关。即信号幅值还需要作为一个参量给出附加说明。一般在图上分别给出信号幅值为  $U = \pm 5\% U_{\max}$  与  $U = \pm 100\% U_{\max}$  (有些写成 5% 与 100%) 两种情况下的幅频与相频曲线,在实际系统中使用时可用内插法估计。

② 在一般情况下  $-3$  dB 的幅频(图示  $\pm 100\%$  时约为 73 Hz)与  $-90^\circ$  的相频(图示  $\pm 100\%$  时约为 62 Hz)往往不相同。

③ 这里所得的曲线,与时域特性一样,实际上还与所在系统的液容、弹性模量等因素相关。

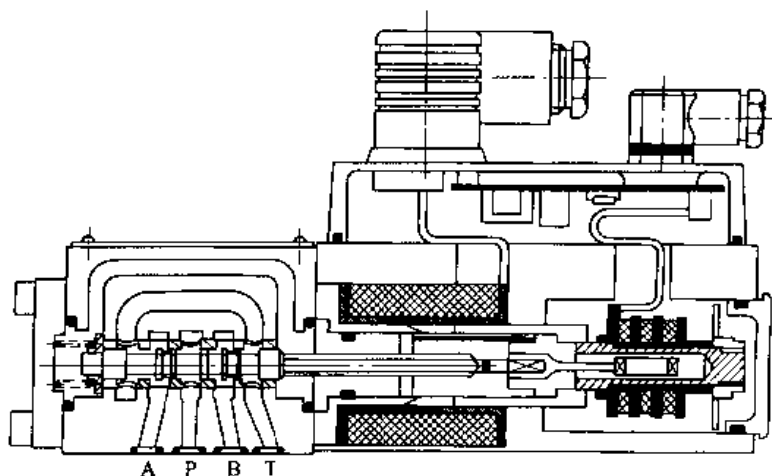
### 8.3 伺服比例阀产品特性示例

表 21-5-30 伺服比例阀产品特性和典型结构示例

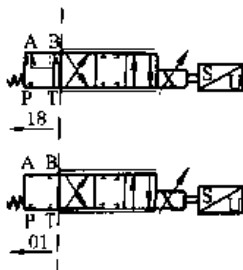
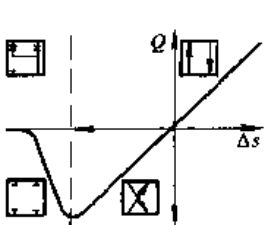
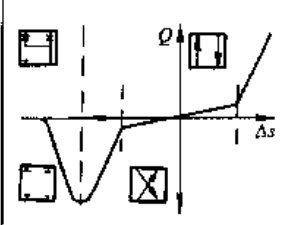
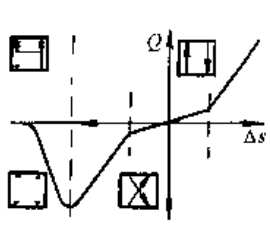
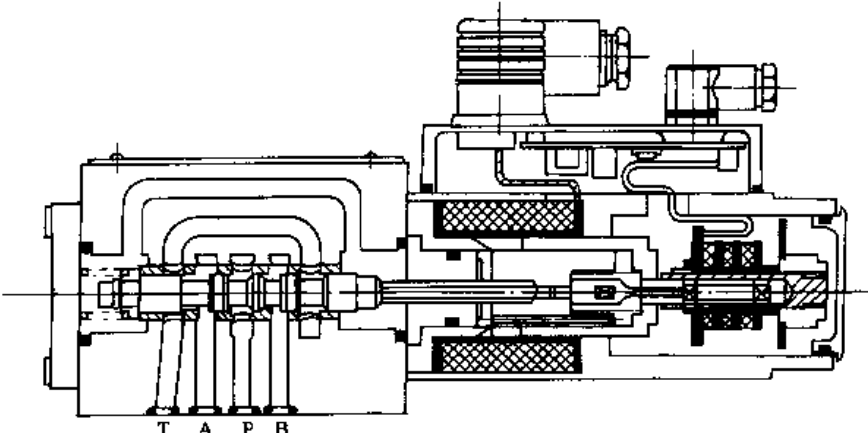
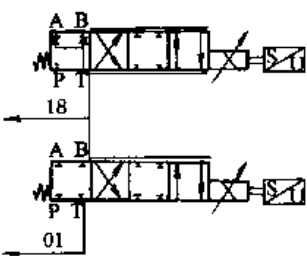
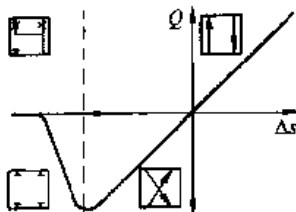
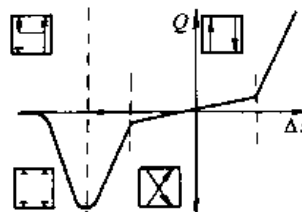
型 式	直动式		先导式	三通插装式
	NG6	NG10		
通径/mm	NG6	NG10	10、16、25、32	25、32、50
最高工作压力 $p_{\max}$ /MPa	31.5	31.5	35	31.5
单阀口压降 $\Delta p$ /MPa	3.5	3.5	0.5	0.5
名义流量 $q_v/L \cdot \min^{-1}$	4, 12, 24, 40	50, 100	50, 75, 120/200, 370, 1000	60/150, 300, 600
频响/Hz ( $\pm 5\%$ 额定值)	120	60	70, 60, 50, 30	80, 70, 45
响应时间/ms (信号变化 0~100%)	< 10	< 25	$p_x = 10$ MPa 时, 25、28、45、130; $p_x = 1$ MPa 时, 85、95、150、500 ( $p_x$ 为控制压力)	$p_x = 10$ MPa 时, 33、28、60
滞环/%	0.2	0.2	< 0.1	0.1
压力增益/%	$\approx 2$	$\approx 2$	< 1.5	1
线圈电流/A	2.7	3.7	2.7	
温飘( $\Delta T = 72^\circ\text{F}$ )/%	< 1	< 1	< 1	< 1

型式、典型结构及基本特点

直动式

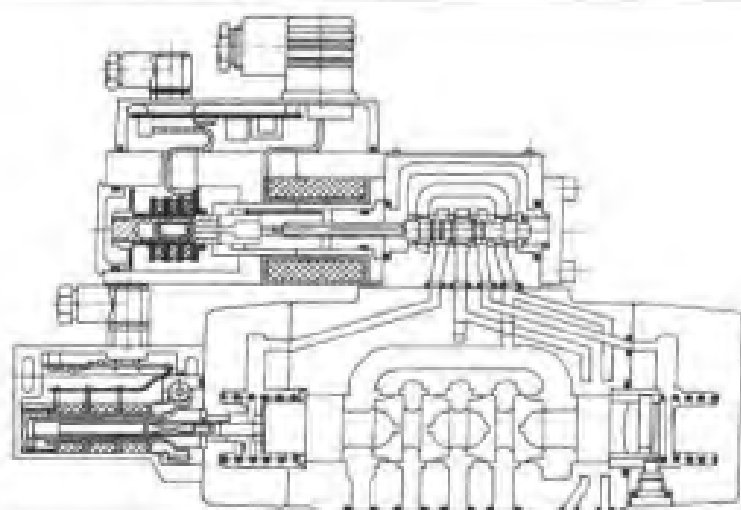


型式、典型结构及基本特点

直动式	符号	1 线性	2 非线性 60%	3 非线性 40%
				
4 非线性 60% + 2:1 (A:B)		(a)		
<p>(1) 可单独作为控制器件(阀),也可作为所有先导式伺服比例阀的先导级;(2) 阀体配置钢质阀套,确保耐磨和精确的零遮盖;(3) 配用位置调节型比例电磁铁,可以无级地在所有中间点达到很小的滞环;(4) 电磁铁失电时,阀处于附加的第4位,即安全位;(5) 特性曲线参见图 21-5-25</p>				
				
符号	1 线性	2 非线性 40%		
				
3 非线性 40% + 2:1 (A:B)		(b)		
<p>(1) 除了不作多级阀的先导级外,基本与 6 通径相同;(2) 频响相差较大</p>				

型式、典型结构及基本特点

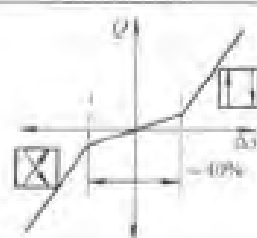
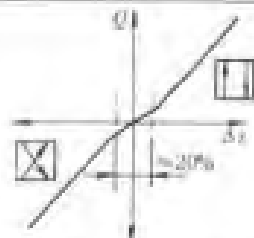
先导式



符号

1 标准

2 非线性 40%

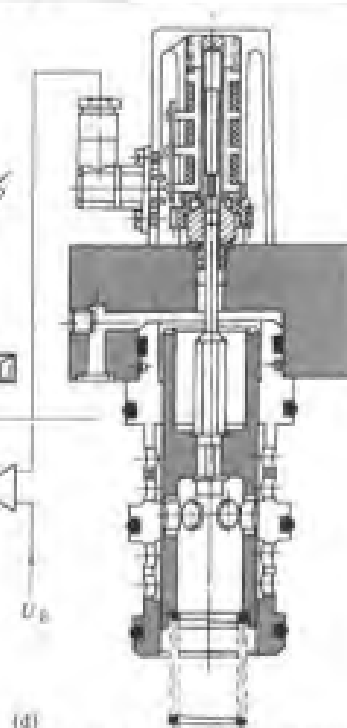
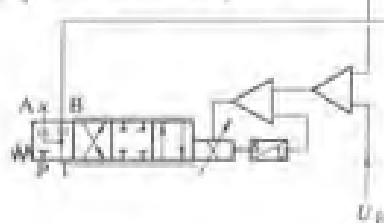
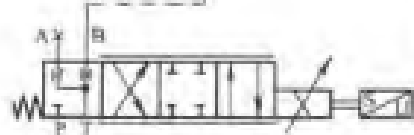
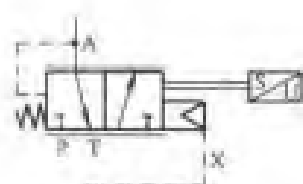


3 流量增益变化 40% + 2:1 (A:B)

(c)

(1) 基本结构与一般比例阀相似(表图 21-5-28 中 2), 先导级用本表 6 通径伺服比例阀。(2) 主级位移用另一个位移传感器检测, 主级与先导级两个闭环回路叠加。(3) 与比例阀具有正流量不同, 主级中位时为零流量, 并用耐磨的控制阀口(壳体用球墨铸铁)来保证。

插装式



(d)

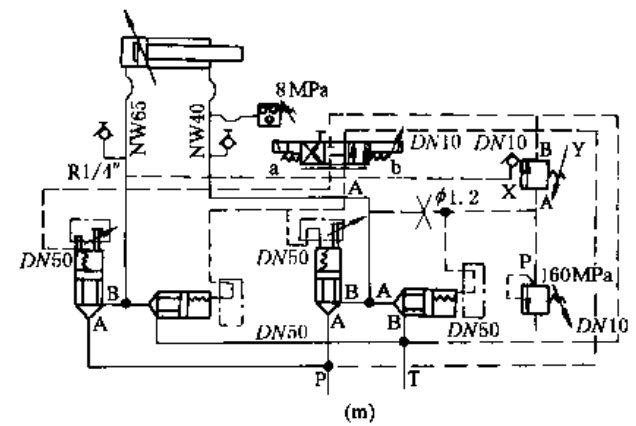
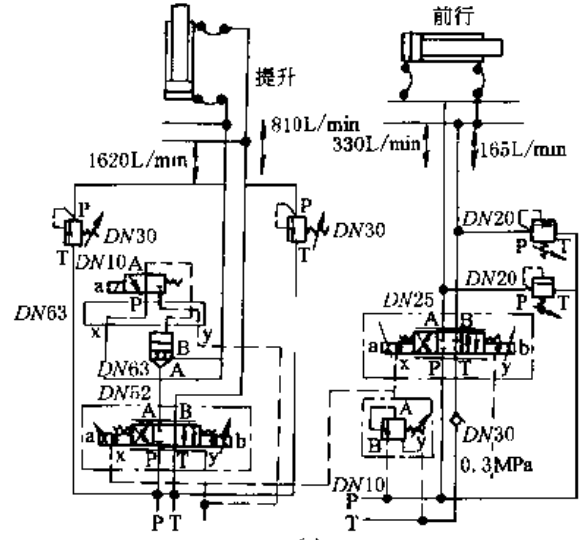
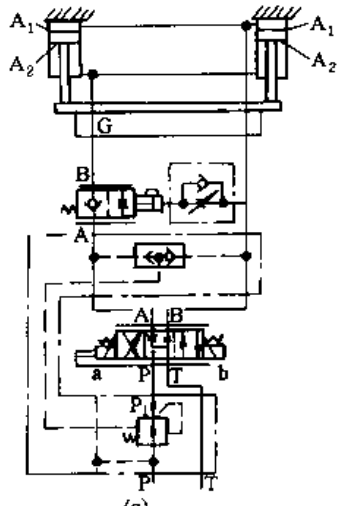
(1) 先导级用外置的 6 通径伺服比例阀。(2) 主阀为三通插装式结构, 两个位置闭环回路叠加。(3) 安装于朝着负载运动方向上的力和位置两闭环上。

9 电液比例流量控制的回路及系统

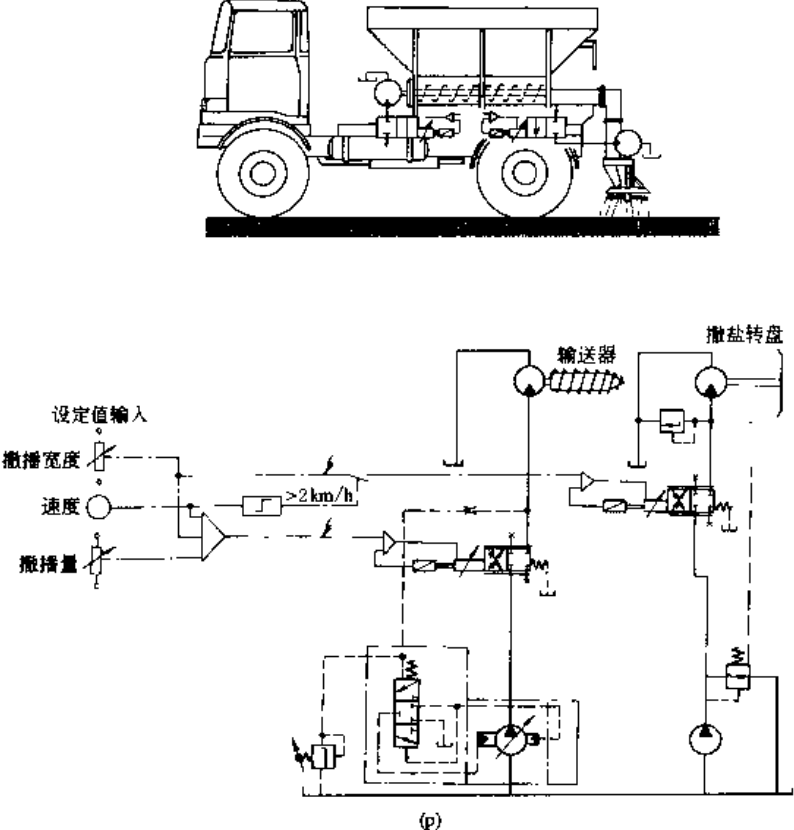
表 21-5-31

名称	回路图	特点及应用
<p>1. 等节流面积 E 型阀芯 (REXROTH 公司) 的应用回路</p>	<p>(a) (b)</p>	<p>E 型阀芯 <math>P \rightarrow A</math> 和 <math>B \rightarrow T</math> 或 <math>P \rightarrow B</math> 和 <math>A \rightarrow T</math> 各节流面积是一样的, 故宜用双出杆液压缸和定量液压马达回路</p> <p>图 a 为 E 型阀芯配双出杆液压缸, 图 b 为 E 型阀芯配液压马达</p>
<p>2. 采用 E、<math>E_3</math>、<math>W_3</math> 型阀芯的差动回路</p>	<p>(c) (d) (e)</p>	<p>为了实现差动控制, 可采用 <math>E_3</math>、<math>W_3</math> 及 E 型阀芯, 组成差动控制回路</p> <p>图 c 为配用 E 型阀芯, 图 d 为配用 <math>E_3</math> 型阀芯, 图 e 为配用型 <math>W_3</math> 阀芯</p>
<p>3. 不等节流面积 <math>E_1</math>、<math>W_1</math> 型阀芯应用回路</p>	<p>(f) (g)</p>	<p>如液压缸是单出杆活塞式液压缸, 其有效作用面积之比 <math>A_K : A_R = 2:1</math>, 则应选用节流面积比为 2:1 的阀芯</p> <p>图 f 为配用型 <math>E_1</math> 型阀芯, 图 g 为配用 <math>W_1</math> 型阀芯</p>

名称	回路图	特点及应用
液压缸垂直配置采用 $W_1$ 型阀芯的比例控制回路	<p style="text-align: center;">(h)</p>	对于控制系统中垂直配置的单出杆液压缸组成回路, 应在液压缸下腔回油路上配用顺序阀或平衡阀进行重力平衡, 而其配用的比例方向节流阀可采用 $W_1$ 型阀芯
4. 步进链式运输机 (热轧钢卷用) 的速度、加(减)速度控制回路	<p style="text-align: center;">(i) (j)</p>	重载运移设备, 要求进行加(减)速度控制, 以便实现稳定快速和准确的定位, 应采用如图 j 的电液比例控制回路, 仅用一个电液比例方向节流阀, 就可实现液压缸的运动方向、速度、加(减)速度控制、启动和制动, 以及所要求的运行速度, 均可很简单地在比例放大器中调节, 控制可靠, 操作简单。而图 i 则为定值控制、开关控制的速度、加(减)速度控制回路, 其方向控制采用电液换向阀, 而流量控制或速度、加(减)速度控制采用了较复杂的开关和定值控制阀, 应用图 j 所示的回路取代
5. 焊接自动线上提升装置的电液比例控制回路	<p style="text-align: center;">(k) (l)</p>	要求提升和下降行程运行尽可能快, 最高速度达 $0.5 \text{ m/s}$ , 但在提升行程的中点, 却要求速度不得超过 $0.15 \text{ m/s}$ , 其运行速度循环如图 l 所示。这里采用了电液比例方向节流阀, 电子接近开关即所谓模拟式触发器及挡铁, 随着挡铁逐步接近开关, 接近开关输出的模拟电压相应降低直到 $0 \text{ V}$ , 通过比例放大器去控制电液比例方向节流阀。这种控制回路, 对于控制位置重复精度较高的大惯量负载是很有效的

名称	回路图	特点及应用
<p>6. 无缝钢管生产线上的穿孔机芯棒送入机构的电液比例控制回路</p>	 <p>(m)</p> <p>液压缸行程 1.59 m, 最大运行速度 1.987 m/s, 启动和制动时的最大加(减)速度均为 30 m<sup>2</sup>/s, 在两个运行方向运行所需流量分别为 937 L/min 和 468 L/min</p>	<p>采用公称通径 10 的比例方向节流阀为先导控制级, 通径 50 的二通插装阀为功率输出级, 组合成电液比例方向节流控制插装阀。采用通径 10 的定值控制压力阀为先导控制级, 通径 50 的二通插装阀为功率输出级, 组合成先导控制定值压力阀, 以满足大流量和快速动作的控制要求。采用进油节流调节速度和加(减)速度, 以适应阻力负载; 采用液控插装式锥阀锁定油缸活塞, 以及采用接近开关、比例放大器、电液比例方向节流阀等的配合控制, 控制加(减)速度或斜坡时间, 控制工作速度</p>
<p>7. 步进式加热炉提升机构和前进机构的电液比例控制回路</p>	 <p>(n)</p> <p>要求能无级调节和平稳控制其提升机构的加(减)速度, 前行机构的运行速度, 以及能按要求可靠地将提升机构在升降的任意位置锁定</p>	<p>为了适应提升行程的大控制流量 (1620 L/min), 采用了通径 52 的电液比例方向节流阀, 其中位的滑阀机能为 4WRZ 阀的 W<sub>1</sub> 型 (REXROTH)。为了确保其位置锁定, 采用了常开型钢球座阀式的二位三通电磁换向阀为先导控制阀, 通径 63 的二通插装阀为功率级主阀, 实现大流量液压锁的功能。由于主油路的工作压力为 14 MPa, 而所采用电液比例方向节流阀的先导控制油压力需在 3 ~ 10 MPa 范围内, 故在其先导控制阀与主阀之间设置了叠加式定值减压阀, 以便提供合乎要求的先导控制油压力</p>
<p>8. 机械同步升降工作机构的电液比例控制回路</p>	 <p>(o)</p>	<p>选用了叠加式二通进口压力补偿器, 由于其下行时将产生超越负载, 故设置了出口制动阀, 使下行时载荷由制动阀承担, 保证比例方向节流阀从 P 到 B 油口的压差恒定为 0.8 MPa</p>



名称	回路图	特点及应用
<p>9. 撒盐车电液控制油路</p>		<p>比例阀在恶劣环境的行走机械中的一个应用实例是图示的撒盐车。撒盐车的任务是，在路面宽度和行车速度变化的情况下，将准确的单位面积盐量（盐量 <math>g/m^2</math>）撒到路面上去。在撒盐车上，通过螺旋输送器和输送带，将储盐箱里的盐送到撒盐转盘。当撒盐宽度仅仅与撒盐转盘转速相关时，则撒盐量、进而螺旋输送器的转速就受行车速度和撒盐宽度的影响</p> <p>驱动输送器马达的系统为恒压恒流复合控制泵系统（恒流是电液比例的 <math>Q_1</math>，恒压是手动的 <math>p_1</math>，恒流不能超过 <math>p_1</math>，且在恒压线上，只能运行于与 <math>Q_1</math> 的交点上）。驱动转盘马达的系统，为比例三通调速阀（比例节流阀加定差溢流阀）系统，马达前的溢流阀对系统进行限压</p>

### 10 电液比例容积控制

与常规液压系统一样，电液比例控制系统除了阀控系统外，也有一类容积控制系统，而且在节能、简化系统、提高运行品质与可靠性等方面有其特有的优势。目前，应用最多的是各种变量泵。

从某种意义上讲，变量泵的控制都是通过各种形式的控制阀来实现。电液比例变量泵也不例外，在基泵上组合相关的控制阀，就可演变出不同类型的比例泵。正是由于这个特点，往往由相关控制阀的形式（如机动、液控、电液控、电控等）就引申出相应的变量泵控制方式。所以，在液压阀中常常区分出相对独立的比例阀（电液比例阀），而在液压泵中，一般就只将比例控制（电液比例控制）作为变量泵的一种控制方式，而没有必要将它相对独立成一种专门的变量泵类型。现在，几乎所有比较重要的变量泵，都有电液比例这种控制方式。总之，电液变量泵这种方式，尽管给变量泵的性能、运行带来重要的变化与优势，但它毕竟只是变量泵多种变量形式之一。

10.1 变量泵的基本类型

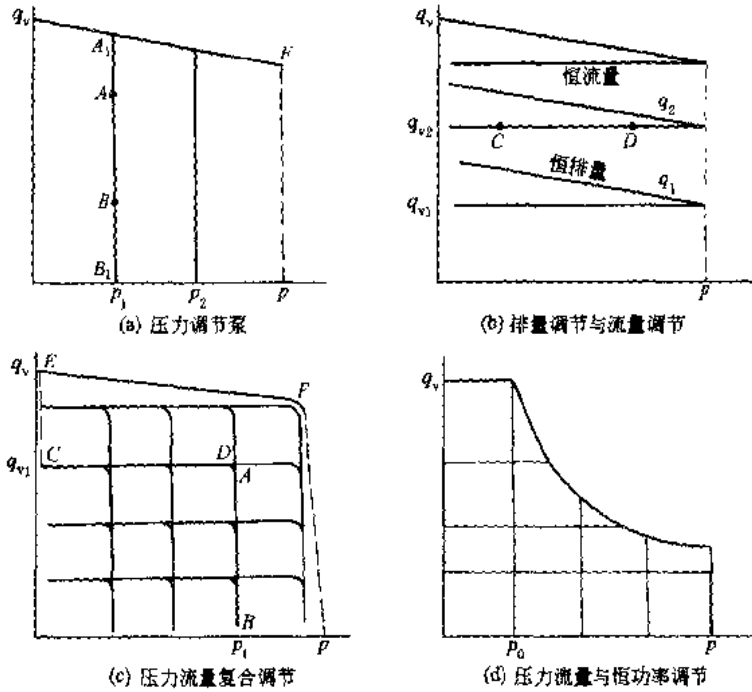


图 21-5-26 基本类型变量泵的典型  $p-q_v$  图

10.2 基本电液变量泵的原理与特点

表 21-5-32

变量泵类型	原理图	特点
变排量泵		<p>将一般变量调节阀（如压力阀、节流阀）换成电液比例压力阀、电液比例节流阀，并配上相应的电液控制器（参见表 21-5-17 中 8）</p>

变量泵类型	原 理 图	特 点
恒压泵	<p style="text-align: center;">(b)</p>	<p>将一般变量调节阀(如压力阀、节流阀)换成电液比例压力阀、电液比例节流阀,并配上相应的电控器(参见表 21-5-17 中 8)</p>
恒流泵	<p style="text-align: center;">(c) 节流检测压差反馈型流量调节泵</p>	
压力流量复合控制泵	<p style="text-align: center;">(d)</p>	

### 10.3 应用示例——塑料注射机系统

#### (1) 功能说明

塑料注射机（简称塑机）主要用于热塑性塑料（聚苯乙烯、聚乙烯、聚丙烯、尼龙 ABC、聚碳酸酯等）的成型加工。塑料颗粒在注射机的料桶内加热熔化至流动状态，然后以很高的压力和较快的速度注入温度较低的闭合模具内，并保压一段时间，经冷却凝固后，模具打开，顶出缸推杆将制成品从模具中顶出。注射成型具有成型周期快，对各种塑料的加工适应性强，能制造外形复杂、尺寸较精密或带有金属嵌件的制件，以及自动化程度高等优点，得到广泛应用。其成型工艺是一个按预定顺序的周期性动作过程。塑料注射成型机主要由合模部分、注射部分、液压传动及电气控制系统等组成。

#### (2) 塑机工艺对液压系统的基本要求

表 21-5-33

序号	机 构	要 求	说 明
1	合模机构	足够的合模力	防止模具离缝而产生制品溢边现象
2		启闭模速度的调节	缩短空程时间，模具启闭缓冲避免撞击
3	注射座整体移动	注射时足够的推力	
4		适应 3 种预塑形式	注射座整体移动缸及时动作
5	注射机构	灵活调节注射压力	由原料、制品形状、模具浇注系统粗细决定
6		灵活调节注射速度	由注射充模行程、工艺条件、模具结构、制品要求决定
7		保压压力可调	使塑料紧贴模腔壁，以获得精确的形状；补充冷固收缩所需塑料，防止充料不足、空洞等弊端
8	顶出机构	足够的顶出力	
9		平稳可调的顶出速度	
10	调模机构	调模灵便	

(3) 近 10 年来，一方面塑料注射机产量大幅度增长，另一方面其液压系统的构成，也不断发生变化。这里，汇集了有代表性的几个典型液压系统，反映了塑机向高效率、高精密度、节能、微机控制和高度可靠性方向发展，也从一个侧面反映了液压技术、特别是电液比例控制技术在塑机系统的应用与发展情况。

表 21-5-34

典型塑机液压系统的主要特征

类 型	速度控制	压力控制	预 塑	调 模
多泵 容积调速	多泵有级 容积调速	电磁溢流阀加远程调压阀实现 多级压力切换	高速马达齿轮箱减速螺杆预 塑，有级变速	
单比例阀	双联泵加节流调速	比例压力阀	低速、大扭矩液压马达直接驱 动螺杆预塑	液压马达驱 动同步调模装 置
压力流量阀	压力流量阀，压力、速度无级调节		低速、大扭矩液压马达	
压力流量泵	压力流量复合变量泵，压力、速度无级调节		直接驱动螺杆预塑，无级变速	

#### (4) 单比例阀型塑机（以宁波通用 TF-1600A-II 塑料注射成型机为例）

1) 特点 通过双联叶片泵加节流阀（V14, V15, V16），实现有级速度切换；使用比例压力阀（V2）实现各种压力的无级调节；由低速、大扭矩液压马达直接驱动预塑；双缸平行式注射机构；使用液压马达驱动齿轮调模装置，迅速轻便地适应模具厚度的变化；采用五支点双曲轴液压机机械式合模机构，增力比大，运动性能好；调节性能优于传统系统；压力和速度的各种不同调节均为数字化。

#### 2) 液压原理（图 21-5-27）

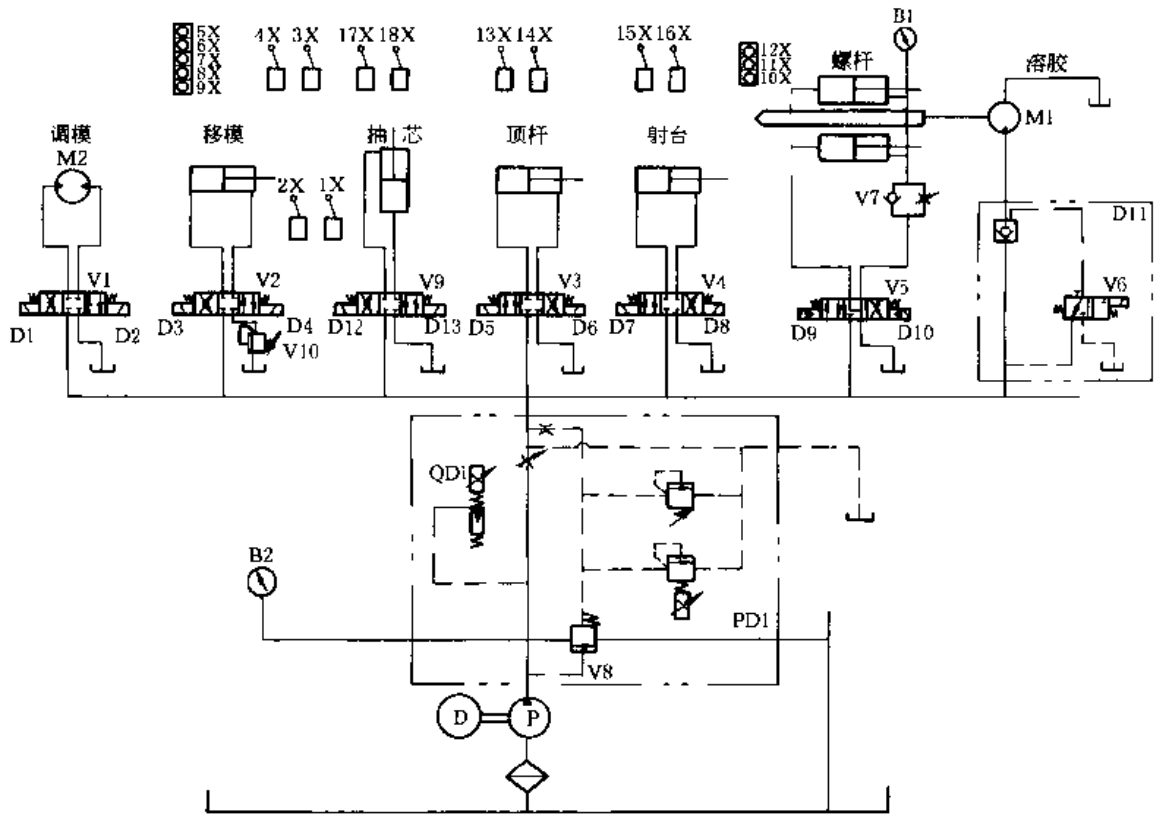


图 21-5-27 TF-1600A-II 塑料注射机液压系统

(5) 压力流量阀注塑机 (以宁波海天 HFT150 注塑机为例)

1) 特点 使用比例压力阀和比例流量阀, 供给每一个操作功能所需要的压力与流量; 低速、大扭矩液压马达直接驱动预塑, 并能无级变速; 双缸平行式注射机构; 液压马达驱动调模装置, 迅速轻便; 调节性能和节能效果优于单比例阀系统; 压力和速度的各种不同调节均为数字化。

2) 液压原理 (图 21-5-28)

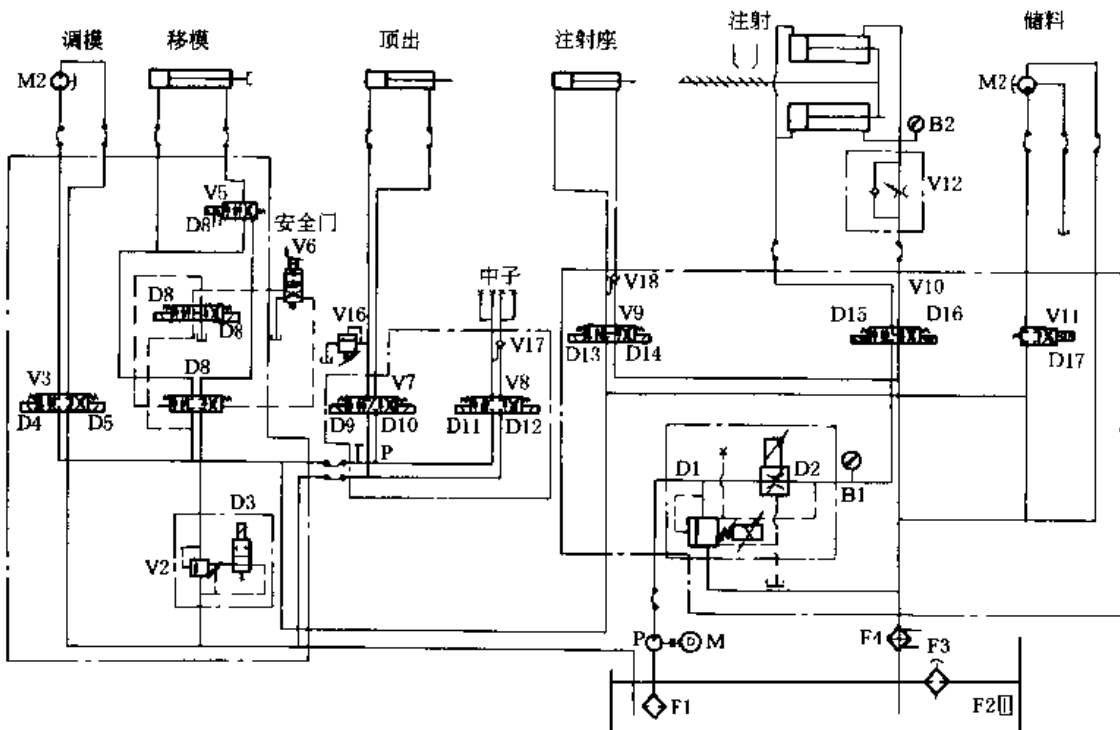


图 21-5-28 HFT150 塑料注射机液压系统

(6) 压力流量泵塑机系统 (BOSCH 公司)

配置压力流量泵的塑机液压系统, 与配置压力流量阀的系统相比主要差别在油源部分, 具有更好的节能效果。

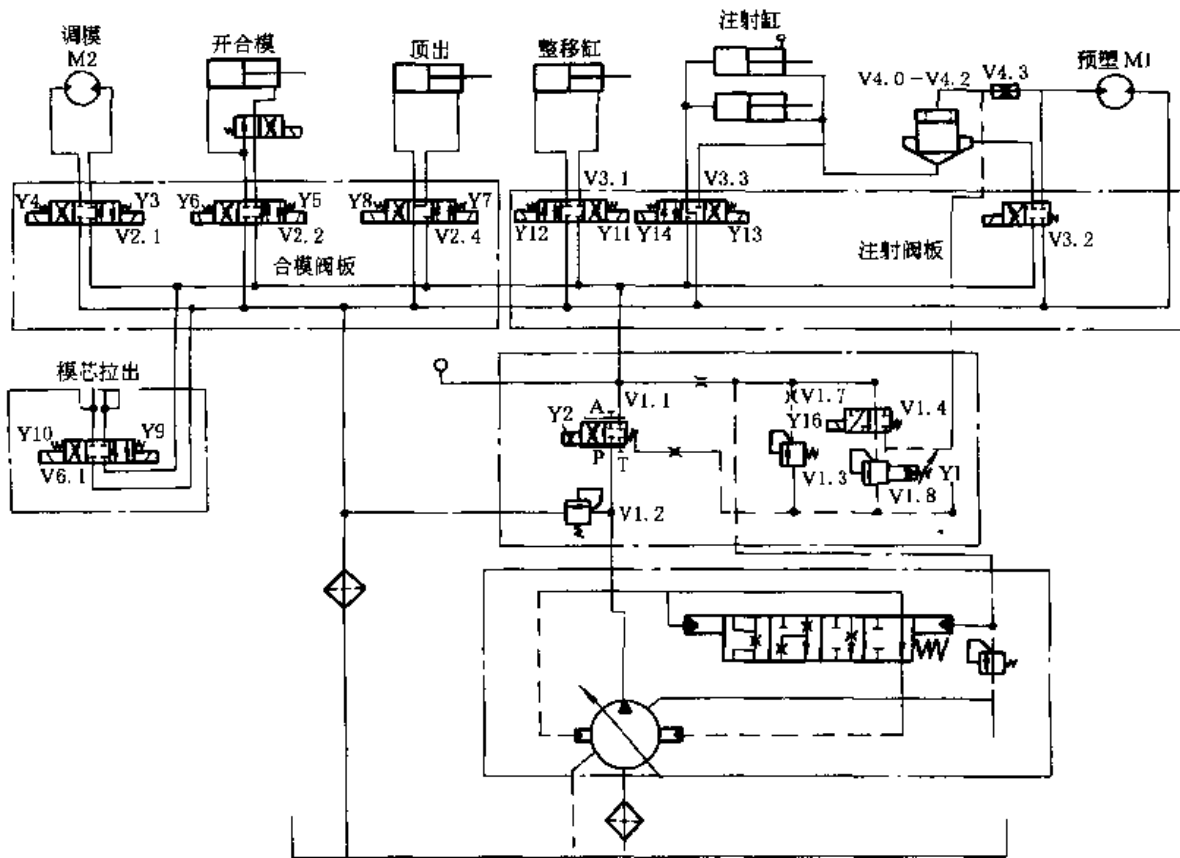


图 21-5-29 配压力流量泵的塑机液压系统

## 11 电 控 器

### 11.1 电控器的基本构成

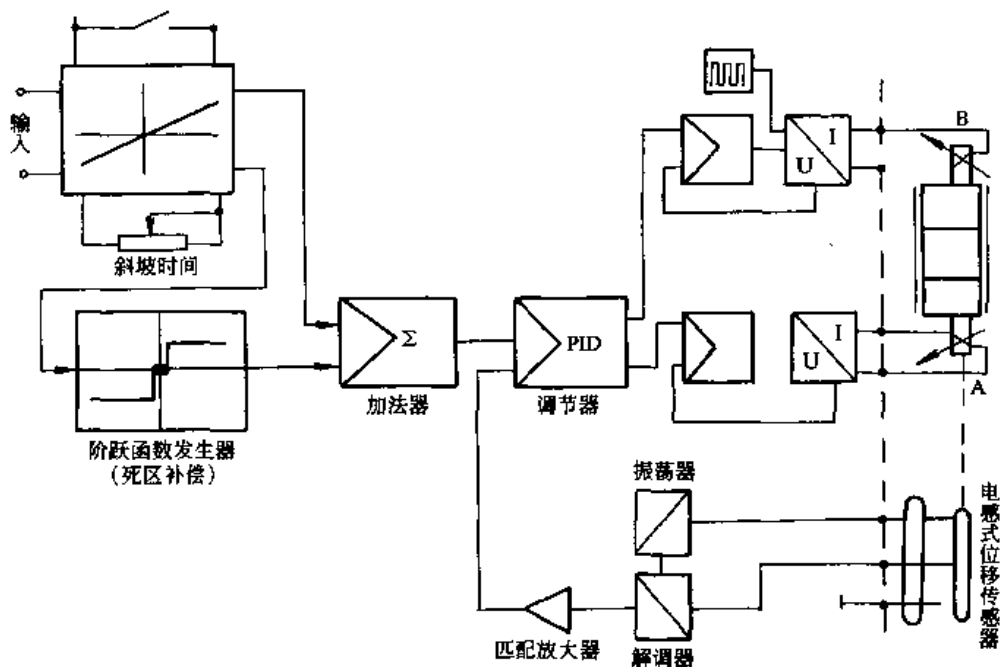


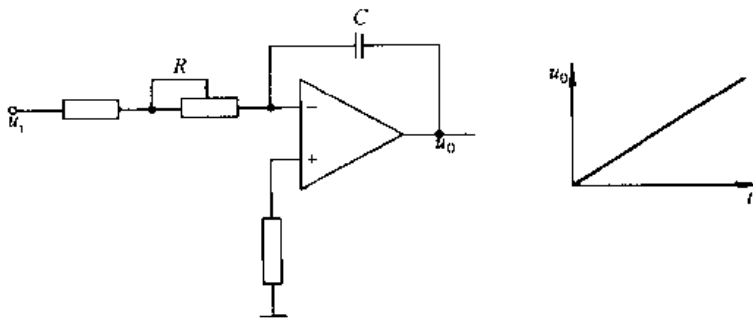
图 21-5-30 电控器基本构成

### 11.2 电控器的关键环节及其功能

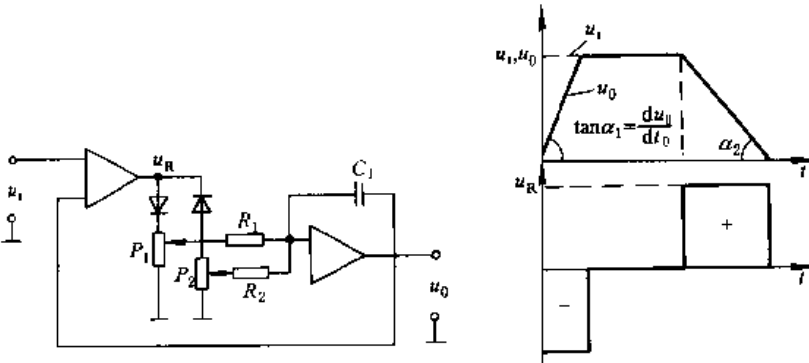
表 21-5-35

<p>1. 功率放大</p>		<p>输入信号/V: 0 ~ 10, 0 ~ ± 10, 0 ~ ± 20, 0 ~ 20                  输出信号/mA: 0 ~ 800, 0 ~ 1500, 0 ~ 2500, 0 ~ 2700</p>
<p>2. 死区补偿</p>	<p style="text-align: center;">(a)</p>	<p>输入电压大于 ±0.1V 时用补偿环节加大放大器输出 (例如 ±1.3V), 将 (±20% 总位移) 正遮盖 (零位死区) 的影响减少到最低程度。在放大器中采用的方法是“零点跳跃”, 当有一个小信号输入时, 经过“零点跳跃”变成一个较大的信号, 如图中 0.3 V 变成 1.3 V。但还是存在一个 0.3 V 的死区, 要完全消除可采用二级跳跃方式</p>
<p>3. 颤振</p>	<p style="text-align: center;">(b) 三角波颤振信号发生器</p>	<p>叠加在直流控制信号中的高频 (50 ~ 100 Hz) 小振幅交流信号, 用于减小摩擦力及磁滞所造成的滞环, 并有利于消除卡涩现象</p>

4. 缓冲功能



(c) 斜坡发生器



(d) 两个斜坡速率分别可调的斜坡发生器

缓冲实现方法：采用简单的 RC 网络，或采用积分环节 + 反馈方向实现。缓冲调节的是斜率，而不是缓冲时间。缓冲时间取决于缓冲斜率初值与终值的差

将设定值的阶跃输入转换成精确可控的斜坡输出（斜坡信号发生器），使压力变化或加减速过程平缓，减小冲击。由于伺服比例阀用于闭环控制，可以对控制过程进行任意调节，因此，不必再设缓冲环节。缓冲环节的位置缓冲处于反馈外面，紧跟着信号给定环节

5. 阀芯位置闭环

（电感式位移传感器，LVDT）：与阀芯刚性相连的铁芯跟随阀芯在差动变压器初级和差动相连的 2 个次级线圈中移动，从次级线圈引出的感应电压差信号表征了阀芯的位移，将此反馈信号引回放大器与输入信号相比较，形成偏差调节闭环，以自动纠正干扰，保证阀芯准确定位，减小滞环，提高控制精度

6. 脉宽调制功率输出

脉宽调制时以恒定电源电压向电磁铁反馈一系列断通脉冲，晶体管或全通（大电流小压降）或全闭，避免了使用模拟量直流信号模式时由于输出级通过大电流、大压降而带来的能耗与发热。脉频一般恒定为 1 kHz，电磁铁响应脉冲的平均电压值

7. 切断信号与电缆故障监视

在某个采用电液比例的机械中，当它继续某种运动会造成严重后果时，就要紧急停止该运动，此时，光靠切断放大器的电信号（电流）并不能做到这一点，因为放大器的某些元件（如电容）还储存有能量，使电磁铁还可继续运动一段时间。而释放是直接切断输出级，使电磁铁马上停止运动



### 11.3 两类基本放大器

#### (1) 模拟式放大器

功放管模拟工况，当比例电磁铁所需的电流为  $I$  时，功放管上的功率损失为： $I \times [24 \text{ V}(\text{电源电压}) - IR(\text{电磁铁})] = 24I - I^2 R$ 。

#### (2) PWM 脉宽调制式

功放管只有两种工况：要么完全导通，电源电压全部加在电磁铁上，功放管的电流为最大，但压降最小（几乎为零）；要么完全截止，此时电源电压完全加在功放管上，但通过电流最小（几乎为零）。所以放大器的效率很高，功放管的放热很小。

由于电磁铁为一个感性元件，因此 PWM 电压信号加在它上面时，产生的电流不可能是完全的 PWM 形式，它变形了，电磁铁的输出电磁力也基本上是稳定的。

图 21-5-31 为 PWM 控制输出级。

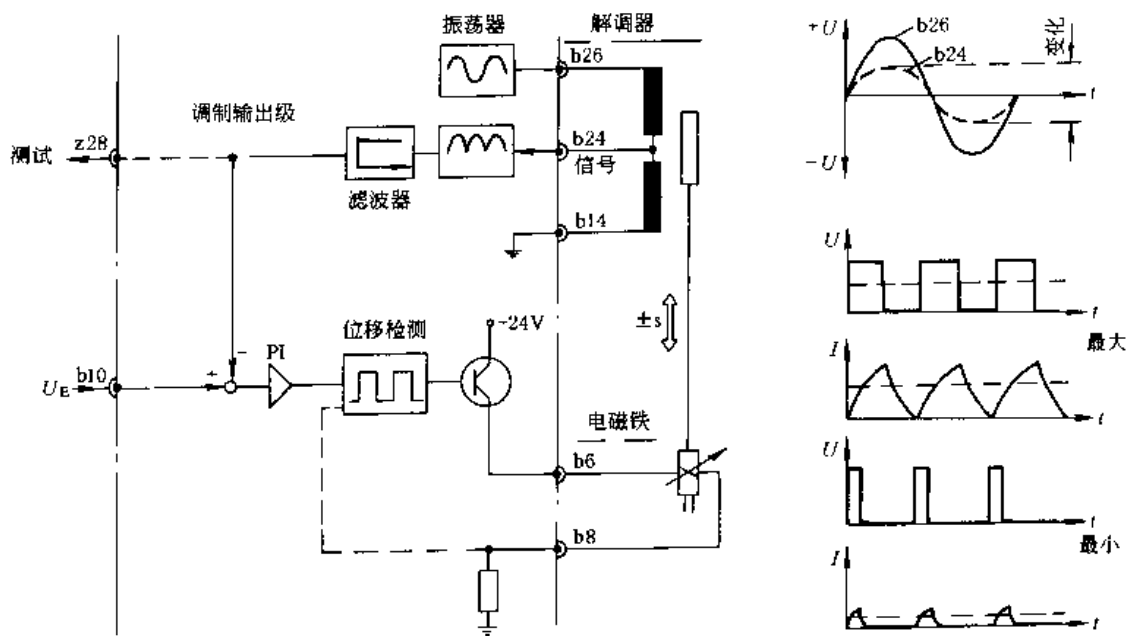


图 21-5-31 PWM 控制输出级

### 11.4 放大器的设定信号选择

#### (1) 电位器

电位器电阻的选择受两方面限制（相互矛盾）：一方面来自放大器内部稳压源的电压  $\pm 10 \text{ V DC}$  的许用电流的限制，因为一般情况下许用电流仅为十几 mA，因此，它希望电位器的阻值大一点好；另一方面，放大器信号输入端的阻抗的限制，因为放大器的输入阻抗并不是无穷大，因此电位器的阻值的大小直接影响到电位器的输出电压的线性度，要求电位器电阻小于放大器输入阻抗的  $1/10$ 。

#### (2) 电流给定信号

当给定信号的传输距离比较远时，最好采用标准工业电流信号  $I = 0 \sim 20 \text{ mA}$ ，在放大器中设有一个  $500 \Omega$  的电阻，将电流信号变换为  $0 \sim 10 \text{ V DC}$ 。

(3) 来自可编程控制器 (PLC) 的模拟量输出模块的模拟信号，或来自微机的经 D/A 转换的模拟量信号（越来越普遍）。

#### (4) BCD 码拨码盘（不常用）。

### 11.5 闭环比例放大器

闭环比例阀电子放大器的原理完全同比例阀用电子放大器，但具有如下特点。

(1) 闭环控制比例阀一般都带位移传感器, 用于检测阀芯的位移, 实现阀芯位移的闭环控制, 提高控制精度和响应快速性。

(2) 闭环控制比例阀用位移传感器上集成有调制解调器, 放大器供给集成电子的位移传感器  $\pm 15 \text{ V DC}$  的电源, 位移传感器输出信号为  $\pm 10 \text{ V DC}$ , 这个值的大小与阀的规格、型式无关, 因此它是通用测量器件。

(3) 由于闭环控制阀用于闭环控制, 可以对控制过程进行任意调节, 因此, 不必再设缓冲环节。

## 12 电液控制系统设计的若干问题

### 12.1 三大类系统的界定

一个液压控制系统, 首先应在伺服控制、比例控制、开关控制之间进行界定, 其原则是:

- (1) 在满足性能要求前提下, 尽可能采用低一个档次的方案 (参见表 21-5-7);
- (2) 重视可靠性, 经济性/节能、环境亲和等。

### 12.2 比例系统的新思考

表 21-5-36

1. 充分利用电控制器的功用, 以简化系统设计, 提高性能与可靠性	(1) 多种输入方式/手动、微机、PLC、……; (2) 功率放大; (3) 阶跃信号发生/死区补偿功能; (4) 斜坡函数/缓冲功能; (5) 颤振信号发生/减小滞环; (6) 开环或内外位置、压力、速度闭环; (7) 经典、现代控制策略; (8) 脉宽调制功率输出	
2. 油源系统构成的发展	(1) 以流量控制为主体的构成	(1) 定量泵加节流调速; (2) 从定量泵的高低压组合到恒压泵; (3) 定量泵系统的交直流组合; (4) 从变排量到多种变量形式—— $p$ 、 $q_v$ 、 $N$ 、 $p + q_v$ 、 $p + q_v + N$ 、 $DA$ 速度敏感; (5) 变频交流电机驱动定量泵; (6) 辅助油箱 + 充液阀; (7) 蓄能器、飞轮
	(2) 以压力为主体的构成	(1) 限压; (2) 减压; (3) 增压
	(3) 净化与安全保护	(1) 压力切断保护; (2) 手动与电控的并联; (3) 自净化系统; (4) 插装阀互锁; (5) 控制油单独回油; (6) 开式与闭式专用泵
	(4) 油源先进性的基本点	(1) 比例/伺服控制; (2) CAT (总线技术); (3) 插装阀系统逻辑切换控制; (4) 独立的自净化系统; (5) 控制油独立回油; (6) 独立控制油源; (7) 模块式结构; (8) 机组降噪减振; (9) 自保护体系; (10) 温控系统
	(5) 开式回路与闭式回路	
3. 考虑封闭容积的系统设计	(1) 传统的误导; (2) 快速性只有层次的差异 (参见表 21-5-14)	
4. 区分固定设备与行走设备	(1) 油源; (2) 方向阀与多路阀	

### 12.3 比例节流阀系统的设计示例

#### (1) 系统设计计算步骤

其中前 3 步依次进行, 第 4 步相对独立

- 1) 估算液压缸面积及系统压力;
- 2) 按系统工作过程的要求, 核算液压缸及系统压力;
- 3) 选择比例阀的规格参数;
- 4) 核算系统的固有频率。

#### (2) 液压缸面积及系统压力的估算

1) 这一步是初步的, 其原则是: 系统压力扣除系统管道损失之后的可利用压力, 按经验各 1/3 分别用于克服负载, 用于产生速度, 用于产生加速度 (质量的加减速或转动惯量的加减速)。

2) 如果其中用于加速的部分达不到 1/3, 则活塞由恒速转到减速的过程中, 比例阀阀口的面积会有过大的变化, 造成阀芯转换时间增加, 而用于负载的那部分则难以准确地达到 1/3。

3) 按上述原则, 先假定泵的压力, 计算液压缸面积: 第一, 根据加速段的需要; 第二, 根据恒速段的需要。选两者中较大的为液压缸面积。也可倒过来, 先确定液压缸的尺寸, 反算泵所需的压力。

(3) 按系统工作过程的要求, 核算液压缸的面积及泵压力

已知:  $m = 700 \text{ kg}$ ;  $F = 7000 \text{ N}$ ;  $F_{ST} = F \sin 30^\circ = 7000 \times 0.5 = 3500 \text{ N}$ 。

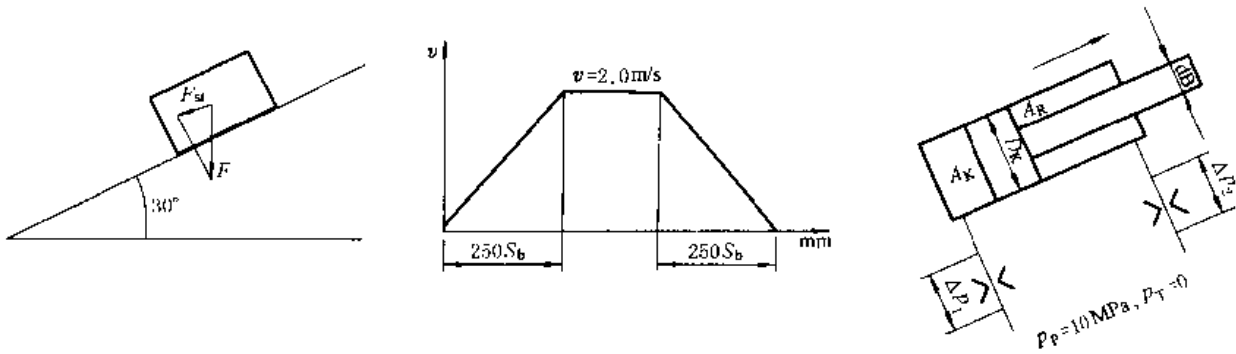


图 21-5-32 比例系统设计示例

1) 首先计算根据加减速需要的缸面积 根据  $F = ma$  得到 ( $\Delta p A_1$  用于产生加速度的液压力)

$$\Delta p A_1 = \frac{1}{100} am$$

式中  $\Delta p$ ——用于产生加速度的压力, MPa,

$$\Delta p = \frac{1}{2} (p_p - \Delta p_L - p_s) = \frac{1}{2} \left( p_p - \Delta p_L - \frac{F_{ST} + F_R}{100 \times A_1} \right)$$

由上两式可得, 加速段所需的活塞面积为

$$A_1 = \frac{2 [mv/t_B + (F_{ST} + F_R)/2]}{100(p_p - \Delta p_L)} \quad (\text{cm}^2)$$

2) 其次计算恒速及最大稳态力  $F_K$  下所需的活塞面积 阀口用于产生速度 (恒速段) 的压差 (此时加速度为零)

$$\Delta p_1 = p_p - \Delta p_L - (F_{ST} + F_R + F_K)/A_1$$

$$A_1 = \frac{F_{ST} + F_K + F_R}{100(p_p - \Delta p_L - \Delta p_1)} \quad (\text{cm}^2)$$

选上面两个面积中较大的一个来确定液压缸的尺寸。

式中  $\Delta p$ ——用于产生加速度的压力, MPa;

$a$ ——活塞的加速度,  $\text{m/s}^2$ ;

$$a = v/t_B$$

$v$ ——活塞运动速度,  $\text{m/s}$ ;

$t_B$ ——加速段时间, s;

$A_1$ ——活塞面积,  $\text{cm}^2$ ;

$F_{ST}$ ——静总负载, N;

$F_R$ ——摩擦力, N;

$F_K$ ——液压缸稳态作用力, N;

$m$ ——运动部分质量, kg;

$\Delta p_1$ ——比例阀阀口压差, MPa。

(4) 比例阀的选用

表 21-5-37

比例方向节流阀选用

$p_p$ /MPa 油源压力	$p_v$ (恒速) /MPa	$p_v$ (减速) /MPa	$Q_N$ /L·min <sup>-1</sup> 额定流量	变化范围	变化量
5.5	5	9	150	83% ~ 72%	11 阀转换长
10	11	15	150	72% ~ 68% 分辨率差	4 时间短
10	11	15	100	87% ~ 83% 分辨率好	4 时间短

1)  $p_p = 5.5$  MPa 时, 比例阀的选用 选用  $p_v = 1$  MPa 时,  $Q_N = 150$  L/min, 由图 21-5-33: 83% ~ 72% ~ 11% 变化量。

2)  $p_p = 10$  MPa 时, 仍选用  $p_v = 1$  MPa 时  $Q_v = 150$  L/min, 由图 21-5-34: 72% ~ 68% ~ 4% 变化量, 转换时间短, 但最大仅 72%, 分辨率不够理想。

3)  $p_p = 10$  MPa 时, 改选  $p_v = 1$  MPa 时,  $Q_v = 100$  L/min, 由图 21-5-35: 87% ~ 83% ~ 4% 变化量, 最大达 87%, 可以。

这里考虑的主要是 3 个问题: 分辨率, 阀芯位置转换时间, 阀口压差。

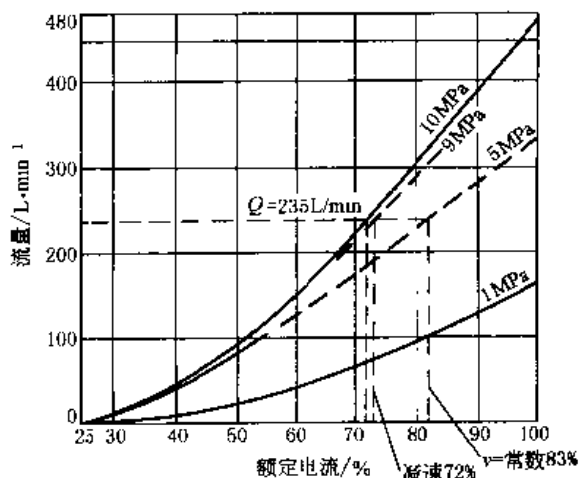


图 21-5-33 比例节流阀选用图一

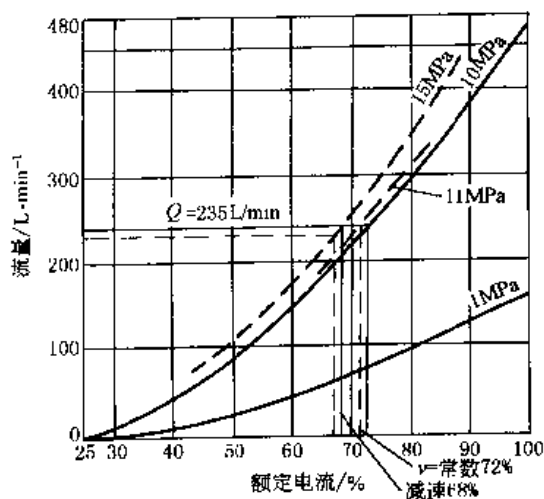


图 21-5-34 比例节流阀选用图二

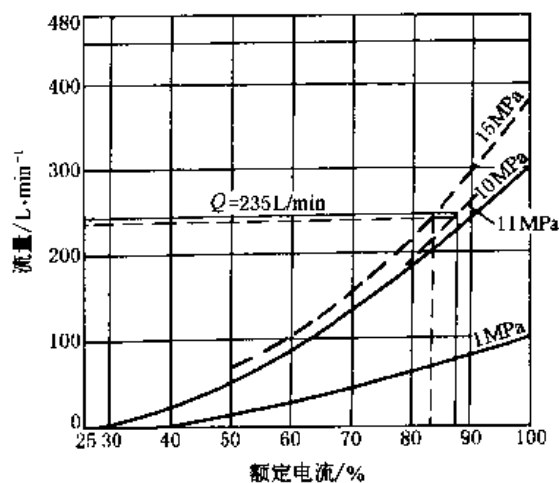


图 21-5-35 比例节流阀选用图三

## 参 考 文 献

- 1 BOSCH. 电液比例控制阀 (NG6、10)
- 2 BOSCH. 比例伺服阀 (13)

- 3 BOSCH. 电液比例技术与电液闭环比例技术的理论与应用 .1997
- 4 REXROTH. Stetigventile, Regelungssysteme, Elektronikomponenten RD00155---1.1998
- 5 REXROTH. Proportional-Regel-und Servoventile, Elektronik-Komponenten und-System RD29003/04.93
- 6 吴根茂等编著. 实用电液比例技术. 杭州: 浙江大学出版社, 1993
- 7 路甬祥, 胡大统编著. 电液比例控制技术. 北京: 机械工业出版社, 1988
- 8 BOSCH. 径向柱塞泵 (6) .198776/0228.AKY002/2
- 9 VICKERS. 液压暨电子技术/工业技术用元件及系统 .CH-001-11/94
- 10 REXROTH. 液压传动教程. 第二册. 比例与伺服技术 .RC00303.10.87
- 11 REXROTH. 通用比例阀及放大器 RC00150.2000
- 12 国家电液控制工程技术研究中心编. 液压技术与电液比例技术图文集 .2001
- 13 BOSCH. 先导式比例阀 .NG10---NG50 (13) .2000
- 14 WAVE. PSL 和 PSV 型负载敏感式比例多路换向阀 .D7700-3.1998
- 15 REXROTH. 液压泵 .RC10002/06.95
- 16 REXROTH. Proportional-und Servoventil-Technik (Der Hydraulic Trainer Band 2) RD00291/12.89
- 17 浙江大学流体传动与控制国家重点实验室. 电液比例多路阀资料汇编 .1995
- 18 ATOS. Proportional electrohydraulic controls. KF96-0/E
- 19 VICKERS. 工业用液压技术手册. 第三版 .1996
- 20 PARKER. Mobile Hydraulic Products

# 第 6 章 伺服阀、比例阀及伺服缸主要产品简介

## 1 电液伺服阀主要产品

### 1.1 国内电液伺服阀主要产品

#### 1.1.1 双喷嘴挡板力反馈式电液伺服阀

表 21-6-1

FF101、FF102、FF106、FF106A 型技术性能

型 号		FF101	FF102	FF106-63 FF106A-103	FF106A-218 FF106A-234 FF106A-100	型 号 意 义
液 压 特 性	额定流量 $Q_n$ /L·min <sup>-1</sup>	1, 1.5, 2, 4, 6, 8	2, 5, 10, 15, 20, 30	63	100	<div style="display: flex; justify-content: space-around; margin-bottom: 5px;"> <span>□</span><span>□</span><span>□</span><span>□</span><span>□</span><span>□</span><span>□</span><span>□</span><span>□</span> </div> <p>额定流量</p> <p>额定供油压力</p> <p>T—通用(如外形图所示); Z—专用(按用户要求)</p> <p>P—插销在供油口一侧; R—插销在回油口一侧; 1—插销在负载口1一侧; 2—插销在负载口2一侧</p> <p>额定电流</p>
	额定供油压力 $p_s$ /MPa	21				
	供油压力范围 /MPa	2~28				
电 气 特 性	额定电流 $I_n$ /mA	10, 40		15	40	
	线圈电阻/ $\Omega$	50, 700		200	80	
	颤振电流/%	10~20				
	颤振频率/Hz	100~400				
静 态 特 性	滞环/%	$\leq 4$				
	压力增益 $90p_s$ /1% $I_n$	$> 30$				
	分辨率/%	$\leq 1$		$\leq 0.5$		
	非线性度/%	$\leq \pm 7.5$				
	不对称度/%	$\leq \pm 10$				
	零位重叠/%	-2.5~2.5				
	零位流量 /L·min <sup>-1</sup>	$\leq 0.25 + 5\% Q_n$ $\leq 0.5 + 4\% Q_n$		$\leq 1 + 3\% Q_n$	$\leq 3$	
	零偏/%	$\leq \pm 3$				
	压力零漂 <sup>①</sup> /%	$\leq \pm 2$				
	温度零漂 <sup>②</sup> /%	$\leq \pm 4(-30 \sim 150^\circ\text{C})$		$\leq \pm 4$ (每变化 $56^\circ\text{C}$ )		
频 率 特 性	幅频宽/Hz	$> 100$		$> 50$	$> 45$	
	相频率/Hz	$> 100$		$> 50$	$> 45$	
其 他	工作介质	YH-10		YH-12		
	工作温度/ $^\circ\text{C}$	-55~150		$\sim 100$	-30~100	
	重量/kg	0.19	0.4	1	1.2/1.43	

① 供油压力变化 (80~110)%  $p_s$ ; ② 温度变化间隔为  $40^\circ\text{C}$ 。

注: 生产厂: 航空工业第六〇九研究所(湖北襄樊)。

表 21-6-2

FF113、DYSF、YFW 型技术性能

型 号	FF113 - 150	FF113 - 250	FF113 - 400	DYSF - 3Q	DYSF - 2Q - I	DYSF - 4Q - 250	YFW06	YFW10	YFW08	
液 压 特 性	额定流量 $Q_n$ /L·min <sup>-1</sup>	150	250	400	40, 60, 80	230	144	33, 44, 66, 88, 100	160, 250, 400	18, 35, 70, 105
	额定供油压力 $p_n$ /MPa	21			21			21		
	供油压力范围 /MPa							1 ~ 21		
电 气 特 性	额定电流 $I_n$ /mA	40	15	40	40			8, 10, 15, 20, 30, 40, 50		100
	线圈电阻/ $\Omega$	80	200	80	80		100	1500, 1100, 500, 250, 130, 70, 40		27
	颤振电流/%	10 ~ 20			< 10					
	颤振频率/Hz	100 ~ 400			300 ~ 400					
静 态 特 性	滞环/%	$\leq 4$			< 3	< 4	< 4	< 4		
	压力增益% $p_n$ /1% $I_n$	> 30			30 ~ 80	> 30		> 30		
	分辨率/%	< 1.5			< 0.5	< 1	< 1.5	< 0.5	< 1.5	
	非线性度/%	$\leq \pm 7.5$			$\leq \pm 7.5$			< $\pm 7.5$		
	不对称度/%	$\leq \pm 10$			$\leq \pm 10$			$\leq \pm 10$		
	重叠/%	- 2.5 ~ - 2.5						- 2.5 ~ + 2.5		
	零位流量 /L·min <sup>-1</sup>				< 2.5	< 5	< 8	$\leq 3$	$\leq 10$	$\leq 4$
	零偏/%				< $\pm 2$	< $\pm 3$	< $\pm 3$	可外调		
	压力零漂/%				< $\pm 3$	< $\pm 4$	< $\pm 4$	< $\pm 2$		
	温度零漂/%				< $\pm 3$	< $\pm 4$	< $\pm 4$			
频 率 特 性	幅频宽(-3dB) /Hz	$\geq 35$	$\geq 30$	$\geq 20$	> 60	> 40	> 40	> 60	> 30	> 13
	相频宽(-90°) /Hz	$\geq 40$	$\geq 30$	$\geq 30$	> 60	> 40	> 40	> 60	> 30	> 15
其 他	工作介质	YH-10, YH-12			HY-10, N32 液压油			YH-10, YK-12 或其他矿物油		
	工作温度/°C	- 30 ~ 100			0 ~ 60			- 10 ~ 80	- 35 ~ 100	
	重量/kg				1			1.3	4	

注：生产厂：FF113——航空工业第六〇九研究所；DYSF——中国航空精密机械研究所（北京丰台）；YFW——陕西汉中秦峰机械厂。

表 21-6-3

FF111、QDY、YF 型技术性能

型 号	FF111		QDY6	QDY9	QDY10	QDY12	QDY14	YF7	YF12	YF13
液 压 特 性	额定流量 $Q_n$ /L·min <sup>-1</sup>	6.3, 15, 30, 63	10, 25, 50, 100	4, 10, 12, 40, 60	125, 200	80, 100, 125	4, 10, 20, 40	1.5, 2.5, 4, 6, 8, 10, 16, 20, 27	1, 2, 4, 6	50, 70, 90, 115
	额定供油压力 $p_n$ /MPa	21		31.5	21	25		21		
	供油压力范围 /MPa	2 ~ 21		1.5 $p_n$				1 ~ 21		

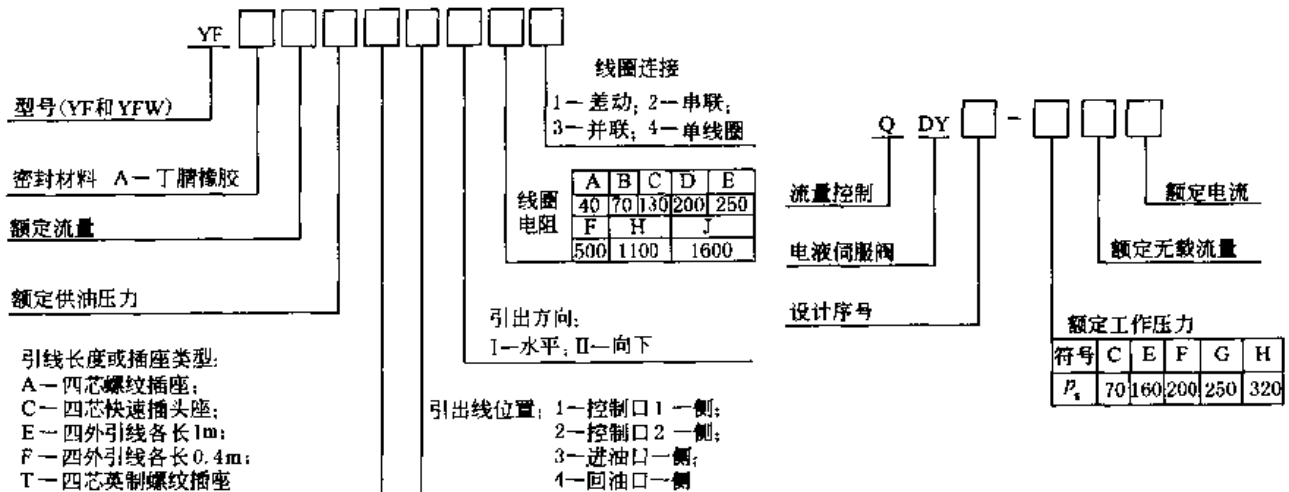
续表

型 号		FF111		QDY6	QDY9	QDY10	QDY12	QDY14	YF7	YF12	YF13
电气特性	额定电流 $I_n$ /mA	15	40	10, 15, 30, 40, 80, 120, 200, 350, 2000, 3000					8, 10, 15, 20, 30, 40, 50		
	线圈电阻/ $\Omega$	200	80	1000, 650, 220, 80, 22, 30, 4, 2, 2.5, 5					1500, 1100, 500, 250, 130, 70, 40		
	颤振电流/%	10 ~ 20									
	颤振频率/Hz	100 ~ 400									
静态特性	滞环/%	$\leq 4$		$< 3$					$< 4$		
	压力增益 % $p_s$ / $1\% I_n$	$> 30$		$30 \sim 95$					$> 30$		
	分辨率/%	$< 0.5$		$< 0.5$					$< 1$	$< 0.5$	
	非线性度/%	$\leq \pm 7.5$							$< \pm 7.5$		
	不对称度/%	$\leq \pm 10$		$< \pm 10$					$< \pm 10$		
	重叠/%	$-2.5 \sim +2.5$		按用户要求					$-2.5 \sim +2.5$		
	零位流量 / $L \cdot \min^{-1}$	$\leq 0.8 + 4\% Q_n$	$< 1.3$	$< 3$	$< 2.5$	$< 1.2$	$< 1.3$	$< 0.4 + 5\% Q_n$	$< 0.3 + 5\% Q_n$	$\leq 4$	
	零偏/%	$\leq \pm 2$ (可调)		$< \pm 3\%$					$< \pm 3$		
	压力零漂/%	$\leq \pm 2$ ①		$< \pm 2$					$< \pm 2$		
	温度零漂/%	$\leq \pm 4$ ②		$< \pm 2$ ③							
频率特性	幅频宽 (-3dB) /Hz	$\geq 60$		$> 60$	$> 30$	$> 40$	$> 120$	$> 60$	$> 100$	$> 50$	
	相频宽 (-90°) /Hz	$\geq 60$							$> 100$	$> 70$	
其他	工作介质	YH-10, YH-12		22 透平油, YH-10					YH-10, YK-12 或其他矿物油		
	工作温度/ $^{\circ}C$	$-30 \sim 100$		$-40 \sim 100$					$-55 \sim 150$		$-30 \sim 100$
	质量/kg	1.3		1		3.4			0.4	0.2	1.1

① 80% ~ 110%  $p_s$ ; ② 每变化 56 $^{\circ}C$ ; ③ 变化 55 $^{\circ}C$ 时。

注：生产厂：FF111——航空工业第六〇九研究所；QDY——北京机床研究所（北京密云）；YF——陕西汉中秦峰机械厂。

型号意义：





## 1.1.2 双喷嘴挡板电反馈式 (FF108、FF109、QDY3、QDY8、DYSF 型) 电液伺服阀

表 21-6-4

## 技术性能

型 号		FF108	FF109P	FF109G	QDY3	QDY8	DYSF -3G-1	DYSF-3G-II	
液 压 特 性	额定流量 $Q_n$ /L·min <sup>-1</sup>	60, 100	150, 200, 300	400	125, 250, 300, 500	20, 40	200	400	
	额定供油压力 $p_n$ /MPa	21			21		21		
	供油压力范围/MPa	2~28	2~21		1.5~21	2~21	7~21		
电 气 特 性	额定电流 $I_n$ /mA	50	10		10, 15, 30, 40, 80, 120, 200	200, 350	40		
	线圈电阻/ $\Omega$	35	160		1000, 650, 220, 80, 22, 30, 4	4, 2	80		
	颤振电流/%	10~20						<10	
	颤振频率/Hz	100~400						300~400	
静 态 特 性	滞环/%	$\leq 3$	$\leq 1$		<3	<3	<3		
	压力增益 % $p_n$ /1% $I_n$	>30	6~50 (% $p_n$ , 1% 阀芯行程)		30~95	>30	>40	>30	
	分辨率/%	$\approx 0.5$				<0.5	<0.5	1	
	非线性度/%	$\leq \pm 5$	$\leq \pm 7.5$			< $\pm 7.5$	< $\pm 7.5$		
	不对称度/%	$\leq \pm 5$	$\leq \pm 10$		$\leq \pm 10$	< $\pm 10$	< $\pm 10$		
	重叠/%	-2.5~2.5			按用户要求				
	零位流量/L·min <sup>-1</sup>	$\leq 3.3$	$\leq 13, \leq 20$		<4	<1.5	<8		
	零偏/%	$\leq \pm 2$ (可调)					< $\pm 2$	< $\pm 2$	
	压力零漂/%	$\leq \pm 2$			< $\pm 2$	< $\pm 2$	< $\pm 3$	< $\pm 5$	
	温度零漂/%	< $\pm 2$	$\leq \pm 2.5$		< $\pm 3$	< $\pm 2$	< $\pm 3$	< $\pm 5$	
频 率 特 性	幅频宽/Hz	$\geq 250$	>70	>150	$\geq 30$	>300	>100	>70	
	相频率/Hz	$\geq 250$	>70	>100	$\geq 30$	>300	>100	>80	
其 他	工作介质	YH-10, YH-12			YH-10, 22* 透平油		YH-10, N32 液压油		
	工作温度/ $^{\circ}\text{C}$	20~60	-20~80		-40~100		0~60		
	重量/kg	1.5	7.8				18		

注：生产厂：FF——航空工业总公司第六〇九研究所；QDY——机械电子工业部北京机床研究所；DYSF——中国航空精密机械研究所。

### 1.1.3 动圈式滑阀直接反馈式 (YJ、SV、QDY4 型)、滑阀直接位置反馈式 (DQSF-I 型) 电液伺服阀

表 21-6-5

技术性能

型 号	YJ741	YJ742	YJ752	YJ761	YJ861	SV8	SV10	QDY4	DQSF-I		
液 压 特 性	额定流量 $Q_n$ /L·min <sup>-1</sup>	63, 100, 160	200, 250, 320	10, 20, 30, 40, 60, 80, 100	10, 16, 25, 40	400, 500, 600	6.3, 10, 16, 25, 31.5, 40, 63, 80	100, 125, 160, 200, 250	80, 100, 125, 250	100	
	额定供油压力 $p_s$ /MPa			6.3			31.5	20	21	21	
	供油压力范围 /MPa	3.2~6.3				4.5~6.3	2.5~31.5	2.5~20	1.5~21	1~28	
电 气 特 性	额定电流 $I_n$ /mA	100	150	300			300		10, 15, 30, 40, 80, 120, 200	300	
	线圈电阻/ $\Omega$	80		40			30		1000, 650, 220, 80, 22, 10, 4	59	
	颤振电流/%	10~25		10~25			$\leq 10$				
	颤振频率/Hz	50		50			50~200			300~400	
静 态 特 性	滞环/%	< 5		< 3		< 5		< 3		< 5	
	压力增益 % $p_s$ /1% $I_n$								30~95	> 30	
	分辨率/%	< 1		< 1			< 0.5		< 0.5	< 1	
	非线性度/%									< $\pm 7.5$	
	不对称度/%	< $\pm 10$		< $\pm 10$					< $\pm 10$	< $\pm 10$	
	重叠/%								按用户要求		
	零位流量 /L·min <sup>-1</sup>	1% $Q_n$		5% $Q_n$		1% $Q_n$		< 3	< 5	< 4	< 6
	零偏/%						< $\pm 3$			< $\pm 3$	
	压力零漂/%	$\leq \pm 2$					< $\pm 2$		< $\pm 2$	< $\pm 3$	
温度零漂/%	$\leq \pm 2$					< $\pm 2$		< $\pm 3$	< $\pm 3$		
频 率 特 性	幅频宽/Hz	> 15	> 10	> 16	> 50	> 7	> 100			> 70	
	相频率/Hz						> 80			> 70	
其 他	工作介质	液压油, 乳化液, 机械油					矿物油 (20~ 40mm <sup>2</sup> /s)		YH-10, N32 液压油 23 号透平油 YH-10		
	工作温度/ $^{\circ}$ C						10~60		-40~ +100	0~60	
	重量/kg	15	25	18	4	30					

注: 生产厂: YJ——北京冶金液压机械厂; SV——北京机械工业自动化研究所、上海科星电液控制设备厂; QDY——北京机床研究所; DQSF——中国航空精密机械研究所。



续表

型 号	FF103	DYSF-3P	FF107A	CSDY1	CSDY3	CSDY5	FSDY	DSDY	SSDY
其他	工作介质	YH-10, YH-12	YH-10	YH-10, YH-12	2055*, 22* 透平油, YH-10				
	工作温度/°C	-55 ~ 150	10 ~ 45	-55 ~ 150	-40 ~ 85				
	重量/kg	1		1	<0.4	<1.5	<3	<0.4	<0.4

① 据样本频率特性曲线得出的数值。

注：生产厂：CSDY、FSDY、DSDY、SSDY——上海船舶设备研究所（CSDY——船用射流管电液伺服阀，FSDY——航空射流管电液伺服阀；DSDY——二线圈电液射流管电液伺服阀，SSDY——水轮机调速射流管伺服阀）；FF103、FF107A——航空工业第六〇九所（FF103——动压反馈电液伺服阀，FF107A——带液压锁的电液伺服阀）；DYSF-3P——中国航空精密机械研究所。

### 1.1.5 动圈式 SV9、SVA9 伺服阀

表 21-6-7

型 号	SV9	SVA9	结构示意图
工作压力/MPa	2.5 4 6.3		
负载能力/N	≈ 1500	≈ 2400 ≈ 3800	
零耗流量/L·min <sup>-1</sup>	< 1	< 2 < 3	
工作行程/mm		± 6	
额定电流/mA	± 150		
线圈电阻/Ω	60 (20°C)	10 (20°C)	
颤振电流/mA	0 ~ 150	0 ~ 1000	
颤振频率/Hz	50 ~ 200 (正弦波)		
死区/%	≤ 2.5	≤ 1	
非线性/%	≤ 10		
压力漂移/%	≤ 2	≤ 1	
负载漂移/mm·N <sup>-1</sup>	≤ 0.0005		
频宽(-3dB)/Hz	≥ 8	≥ 14	
要求油液清洁度	≤ NAS10 级	≤ NAS12 级	
生产厂	北京机械工业自动化研究所		

### 1.1.6 动圈式 SVA8、SVA10 伺服阀

表 21-6-8

结构及型号意义

SVA □ - □ - □ / □

电液伺服阀

设计序号

额定流量(7MPa阀压降下)/L·min<sup>-1</sup>  
6.3, 10, 16, 25, 31.5, 40, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 300

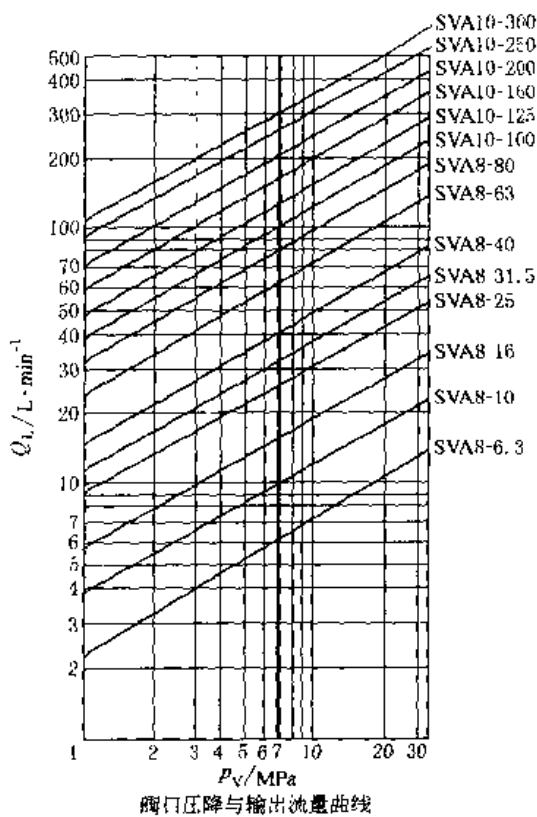
额定电流

工作压力  
A—2.5MPa;  
C—6.3MPa;  
F—20MPa;  
H—31.5MPa

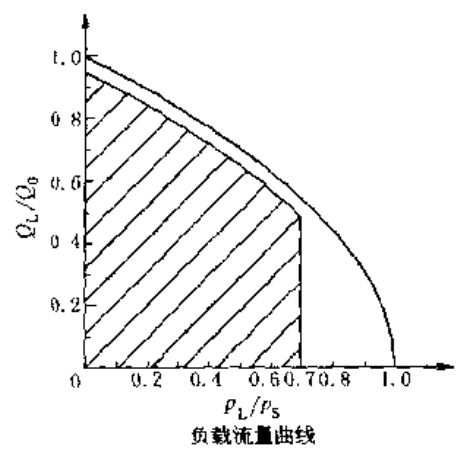
性能	规格	SVA8-□-□/□								SVA10-□-□/□					
	性能	6.3	10	16	25	31.5	40	63	80	100	125	160	200	250	300
额定流量 $Q_n/L \cdot \text{min}^{-1}$		6.3	10	16	25	31.5	40	63	80	100	125	160	200	250	300
工作压力 $p_s/\text{MPa}$		1 ~ 31.5								1 ~ 20					
最大回油背压/MPa		≤ 5													
额定电流 $I_n/\text{mA}$		300, 1000													
线圈电阻/ $\Omega$		30, 5													
零耗流量/ $L \cdot \text{min}^{-1}$		< 0.5 + 5% $Q_n$								< 0.5 + 5% $Q_n$					
滞环/%		< 3													
线性度/%		< 7.5													
对称度/%		< 10													
分辨率/%		< 0.5													
零偏/%		< 3													
压力零漂/%		$\pm 15\% p_s$ 变化时 < 2													
温度零漂/%		油温每变 40℃ 时 < 2													
压力增益 % $p_s/1\% I_n$		> 30													
频宽 (-3dB)/Hz		> 100								> 50					
工作液体		矿物油 (粘度 20 ~ 40 $\text{mm}^2/\text{s}$ )													
工作油温/℃		20 ~ 60													
要求系统清洁度		≤ 10 $\mu\text{m}$													
重量/kg		4.2								14.2					
配套放大器		YCF-6													
生产厂		北京机械工业自动化研究所													

技  
术  
性  
能

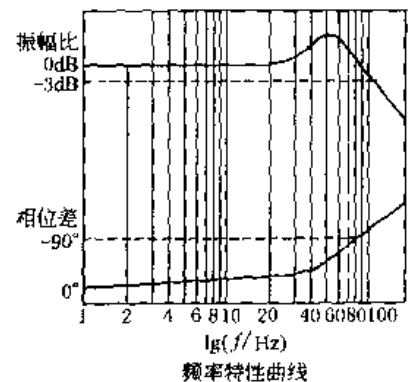
特  
性  
曲  
线



阀门压降与输出流量曲线



负载流量曲线



频率特性曲线

## 1.2 国外主要电液伺服阀产品

## 1.2.1 双喷嘴挡板力反馈式电液伺服阀 (MOOG)

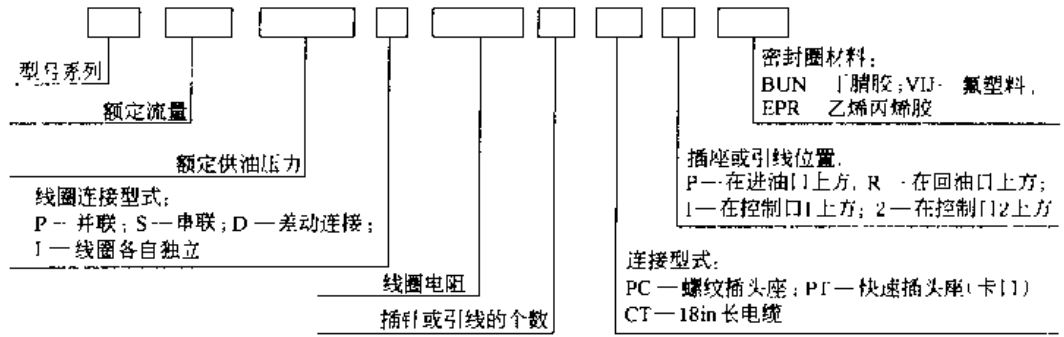
表 21-6-9 技术性能

型 号		MOOG 30	MOOG 31	MOOG 32	MOOG 34	MOOG 35	MOOG 72	MOOG 78	MOOG 73	MOOG 760	MOOG 780	MOOG 62
液 压 特 性	额定流量 $Q_n$ /L·min <sup>-1</sup>	1.2~12	6.7~26	27~54	49~73	73~170	96, 159, 230	76, 114, 151	3.8, 9.5, 19, 38, 57		38, 45, 57	9.5, 19, 38, 57, 76
	额定供油压力 $p_s$ /MPa	21					7					
	供油压力范围 /MPa	1~28					1~28	1.4~21	1~28		1.4~21	1.4~14
电 气 特 性	额定电流 $I_n$ /mA	8, 10, 15, 20, 30, 40, 50					8, 10, 15, 20, 30, 40, 50, 200				10, 20, 40, 200	30, 100
	线圈电阻/ $\Omega$	1500, 1000, 500, 200, 130, 80, 40					1500, 1000, 500, 200, 130, 80, 40, 22				1000, 200, 80, 22	300, 27
	颤振电流/%	20										
	颤振频率/Hz	100~400										
静 态 特 性	滞环/%	< 3					< 4	< 3				< 6
	压力增益 $p_s$ /1% $I_n$	> 30					> 30				> 20	
	分辨率/%	< 0.5					< 1.5	< 0.5				< 2
	非线性度/%	< $\pm 7$					< $\pm 7$					
	不对称度/%	< $\pm 5$					< $\pm 10$					
	重叠/%	-2.5~2.5					-2.5~2.5					
	零位静耗流量 /L·min <sup>-1</sup>	< 0.35 + 4% $Q_n$	< 0.45 + 4% $Q_n$	< 0.5 + 3% $Q_n$	< 0.6 + 3% $Q_n$	< 0.75 + 3% $Q_n$	< 2% $Q_n$	< 1 + 2% $Q_n$	< 1.33		< 1.3	< 2
	零偏/%	< $\pm 2$					可外调					
压力零漂 <sup>①</sup> /%	< $\pm 4$ [供油压力为(60~100)% $p_s$ ]					< $\pm 2$	< $\pm 2$ <sup>③</sup>				< $\pm 3$	
温度零漂 <sup>②</sup> /%	< $\pm 2$ <sup>②</sup>					< $\pm 4$ <sup>③</sup>	< $\pm 2$ <sup>③</sup>				< $\pm 3$ <sup>④</sup>	
动 态 特 性	幅频宽 (-3dB) /Hz	> 200		> 160	> 110	> 60	> 50	> 15	> 80	> 80	> 30	> 10
	相频宽 (-90°) /Hz	> 200		> 160	> 110	> 80	> 70	> 40	> 80	> 80	> 80	> 30
其 他	工作介质	MIL-H-5606, MIL-H-6083					石油基液压油(38℃时粘度 10~97mm <sup>2</sup> /s)					
	工作温度/℃	-4~135					-40~135					18~93
	重量/kg	0.19	0.37	0.37	0.50	0.97	3.5	2.86	1.18	1.03	0.9	1.22

① 表示供油压力变化, 除注明者外均为 (80~110)%  $p_s$ ; ② 表示温度每变化 50℃; ③ 表示温度变化范围 56℃; ④ 表示供油压力变化 7MPa。

注: 生产厂: 美国莫格公司 (MOOG)。

型号意义:



1.2.2 双喷嘴挡板力反馈式电液伺服阀 (DOWTY、SM4)

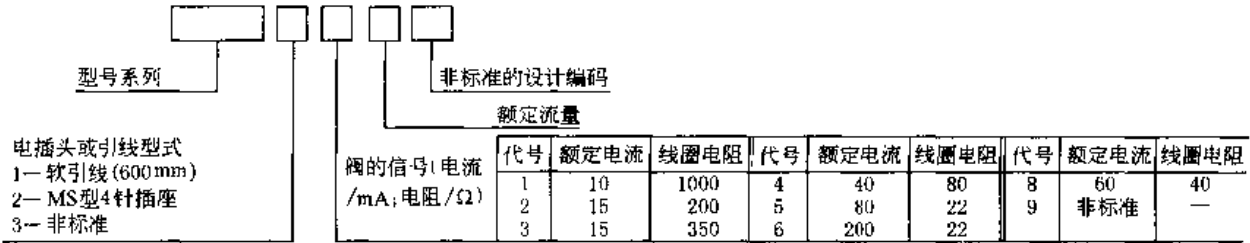
表 21-6-10 技术性能

型 号		DOWTY 30	DOWTY 31	DOWTY 32	DOWTY 4551 4659	DOWTY 4658	SM4 - 10	SM4 - 20	SM4 - 30	SM4 - 40	
液 压 特 性	额定流量 $Q_n/L \cdot \min^{-1}$	7.7	27	54	3.8, 9.6, 19, 38, 57		38	76	113	151	
	额定供油压力 $p_s/MPa$	21			7		21		14	21	
	供油压力范围/MPa	1.5 ~ 28			1.5 ~ 31.5	1.5 ~ 28	1.4 ~ 35		1.4 ~ 21	1.4 ~ 35	
电 气 特 性	额定电流 $I_n/mA$	8 ~ 80			10, 15, 40, 60, 80, 200		200, 40, 100, 15				
	线圈电阻/ $\Omega$	2000 ~ 30			1000, 200, 350, 80, 40, 22		20, 80, 30, 200				
	颤振电流/%										
	颤振频率/Hz										
静 态 特 性	滞环/%	< 3				< 2					
	压力增益 $p_s$ / $1\% I_n$	> 30			30 ~ 80		> 30				
	分辨率/%	< 0.5									
	非线性度/%	< $\pm 7.5$					5 ~ 10				
	不对称度/%	< $\pm 5$			< $\pm 10$		5				
	重叠/%	- 2.5 ~ 2.5					$\pm 5$				
	零位静耗流量/ $L \cdot \min^{-1}$	0.25 + 5% $Q_n$			< 1.6 <sup>③</sup>						
	零偏/%	< $\pm 2$			可外调						
	压力零漂 <sup>①</sup> /%	< $\pm 2$					< 2%				
温度零漂 <sup>②</sup> /%	< $\pm 4$ (工作温度内)				< $\pm 2$		< 1.5				
动 态 特 性	频率 响 应	幅频宽 (-3dB)/Hz		> 200	> 160	> 70		> 40	> 25	25	
	相频宽 (-90°)/Hz	> 200		> 160	> 80		90	100	40	60	
其 他	工作介质	石油基液压油					32 ~ 48mm <sup>2</sup> /s 抗磨液压油				
	工作温度/ $^{\circ}C$	- 54 ~ 177			- 30 ~ 120						
	重量/kg	0.185	0.34	0.34	0.8	1.18	0.68	1.05	1.9	2.8	

① 表示供油压力变化 (80 ~ 110)%  $p_s$ ; ② 表示温度每变化 50 $^{\circ}C$ ; ③ 表示供油压力为 14MPa 最大内漏。

注: 生产厂: DOWTY 型英国道蒂公司 (Dowty); SM 型美国威格士公司 (Vickers) 中国服务公司 (北京)。

型号意义:



1.2.3 双喷嘴挡板反馈式电液伺服阀 (MOOG D76 系列)

型号意义:

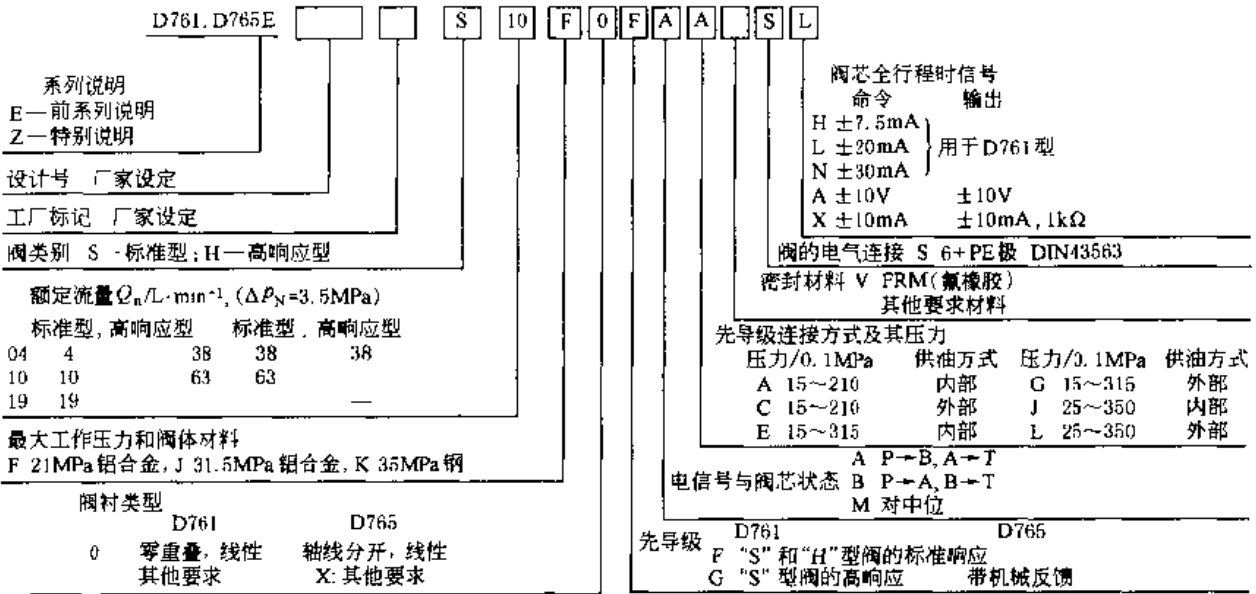


表 21-6-11 技术性能

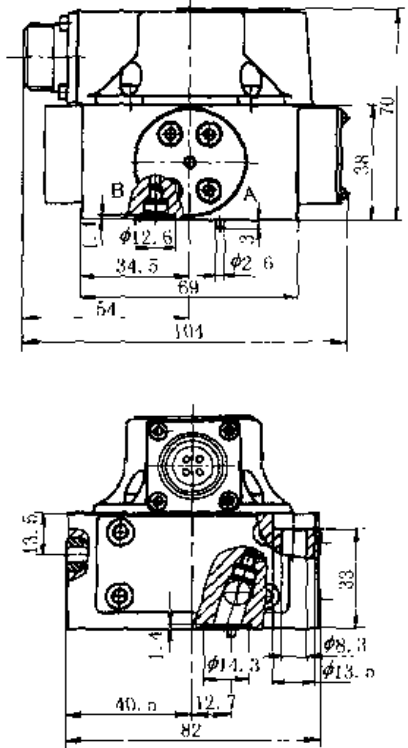
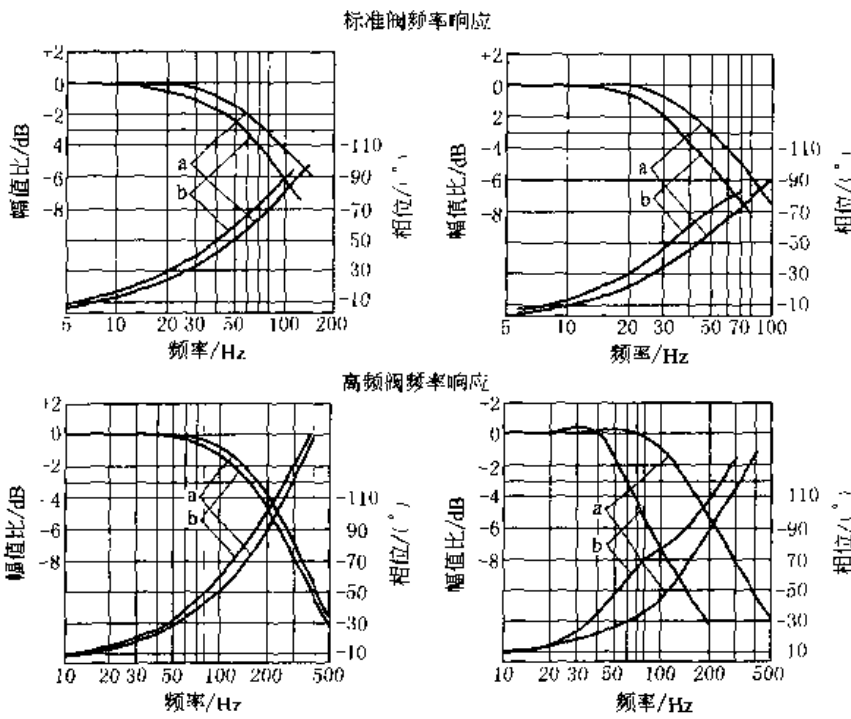
型 号		D761 (机械反馈)	D765 (电反馈)	型 号		D761 (机械反馈)	D765 (电反馈)
液 压 特 性	额定流量 $Q_n$ / $L \cdot \min^{-1}$ ( $\Delta p = 3.5 \text{ MPa}$ )	3.8, 9.5, 19, 38, 63 (标准阀)	4, 10, 19, 38, 63 (标准阀)	静 态 特 性	重叠/%		
	额定供油压力 /MPa	21	31.5		零位静耗流量 / $L \cdot \min^{-1}$	1.5~2.3	1.5~2.3
	供油压力范围 /MPa	31.5	31.5		零偏/%	<2	
	额定电流 $I_n$ /mA	$\pm 20 \sim \pm 40$ (与连接方式有关)	0~ $\pm 10 \text{ V}$ , 0~ $\pm 10 \text{ mA}$		压力零漂 /%	$< 2 \left( \begin{matrix} 70\% \sim 100\% \\ \text{系统压力} \end{matrix} \right)$	
电 气 特 性	线圈电阻 / $\Omega$	40, 80, 160 (与连接方式有关)	1k $\Omega$	温度零漂 /% ( $\Delta T = 55 \text{ K}$ )	<2	<1	
	额定电流			动 态 特 性	频率响应 幅频宽 (-3dB) /Hz	标准阀 >37 高响应阀 >60	标准阀 >46 高响应阀 >95
	线圈电阻				相频宽 (-90°) /Hz	标准阀 >70 高响应阀 >150	标准阀 >90 高响应阀 >110
颤振电流			其 他	工作介质	符合 DIN51524 矿物油		
颤振频率/Hz				工作温度/ $^{\circ}\text{C}$	-20~80		
滞环/%	<3	<0.3		重量/kg	1.0	1.1	
静 态 特 性	压力增益% $p_e / 1\% I_n$						
	分辨率/%	<0.5	<0.1				
	非线性度/%						
	不对称度/%						



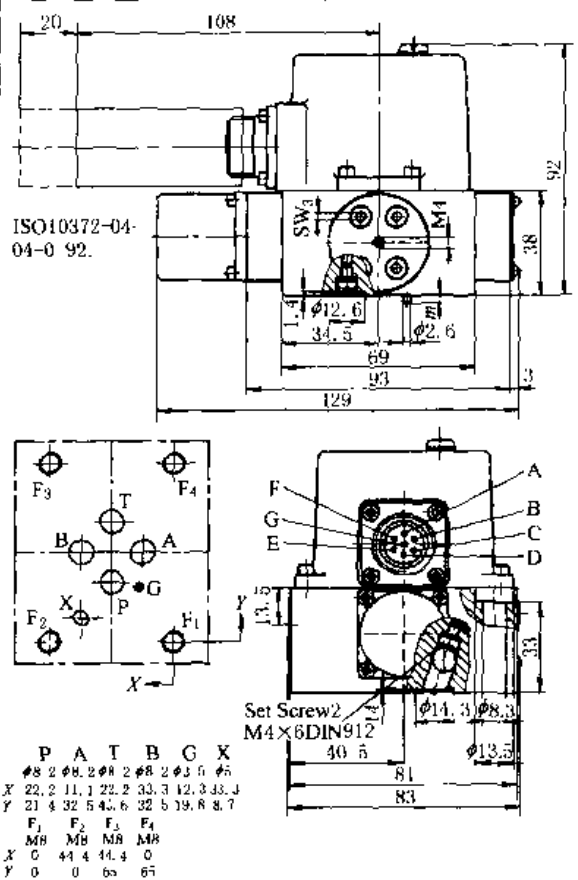
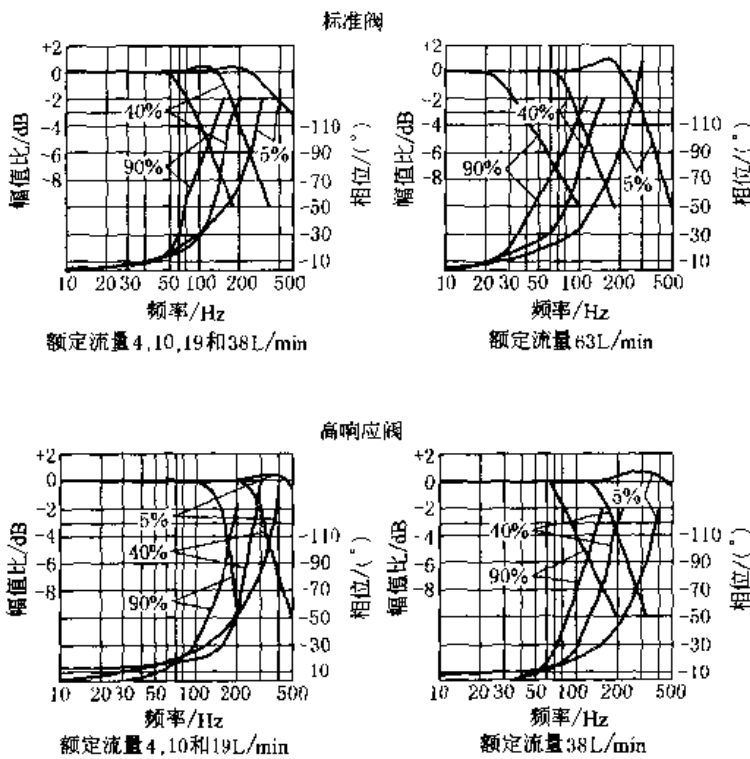
表 21-6-12

特性曲线与外形尺寸

D761 机械反馈



D765 电反馈



### 1.2.4 直动电反馈式伺服阀 (MOOG D63 系列)

表 21-6-13

结构及型号意义

零位调节螺钉  
电气接头  
TAPBY  
位移传感器  
线性力马达  
弹簧

D63 **3** **E**     **R** 04 K A I M I N S P Z

系列:  
3—规格03;  
4—规格05

系列说明:  
E—前系列说明;  
Z—特别说明

设计号, 厂家设定:  
工厂标记, 厂家设定

阀类:  
R—带集成电气

额定流量  $Q_N/L \cdot \text{min}^{-1}$   
 $\Delta P_N=3.5, 0.5 \text{MPa}$  系列

02	5	2	D633
04	10	4	D633
08	20	8	D633
16	40	16	D633
24	60	24	D634
40	100	40	D634

最大工作压力:  
K—35MPa

衬套/阀芯类型:  
D—4位, 10%重叠, 线性;  
0—4位, 轴线分开, 线性;  
A—4位, 1.5%~3%重叠, 线性; X—其他特别衬套/阀芯要求

1—标准线性马达, 系列D633; 2—标准线性马达, 系列D634

电源电压:  
2—24VDC (22~28V DC)

阀芯全行程时信号:  
命令 输出  
M±10VDC +4~-20mA  
P±10mA +4~-20mA  
S+4~-20mA +4~-20mA  
按死区的要求补偿

阀的电气连接:  
S—6+PE极 DIN43563

密封材料:  
N—NBR (丁腈橡胶);  
V—FRM (氟橡胶);  
其他要求材料

Y口:  
0—堵住,  $P_{Tmax}=5 \text{MPa}$ ;  
1—单独外引, 装有过滤器  $P_f > 5 \text{MPa}$

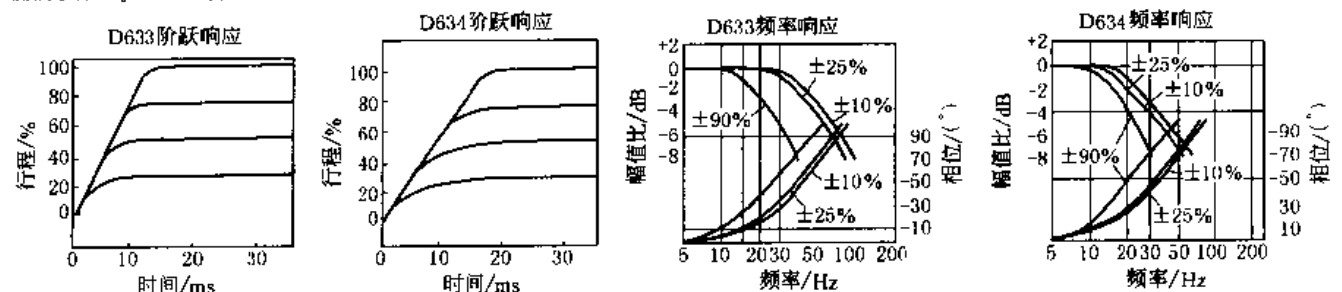
失电时阀芯状态:  
M—对中性;  
A—P→B, A→T (10%开口);  
B—P→A, B→T (10%开口);  
其他的要求

液 压 特 性	型 号	D633	D634	静 态 特 性	型 号	D633	D634
	额定流量 $Q_n$ $/L \cdot \text{min}^{-1}$ ( $\Delta p = 3.5 \text{MPa}$ )		5, 10, 20, 40, 最大 75		60, 100, 最大 185	重 叠 / %	
额定供油压力 $/\text{MPa}$		31.5		零位静耗 流量 $/L \cdot \text{min}^{-1}$		0.15, 0.3, 0.6, 1.2	1.2, 2.0
供油压力范围 $/\text{MPa}$		~ 35		零偏 / %			
额定电流 $I_n/\text{mA}$		0 ~ ± 10, 4 ~ 20		压力零漂 / %			
线圈电阻 $/\Omega$		300 ~ 500		温度零漂 / % ( $\Delta T = 55 \text{K}$ )		< 1.5	< 1.5
额定电流				频 率 响 应 特 性 曲 线 获 得	幅 频 宽 (-3dB) $/\text{Hz}$	标准阀 > 37	标准阀 > 46
线圈电阻						高响应阀 > 60	高响应阀 > 95
额定电流				相 频 宽 (-90°) $/\text{Hz}$	标准阀 > 70	标准阀 > 90	标准阀 > 90
线圈电阻						高响应阀 > 150	高响应阀 > 110
额定电流				其 他	工 作 介 质	符合 DIN51524 矿物油, NAS1638-6 级	
线圈电阻						工 作 温 度 / °C	- 20 ~ 80
额定电流				重 量 / kg	工 作 温 度 / °C	2.5	6.3
线圈电阻						重 量 / kg	2.5

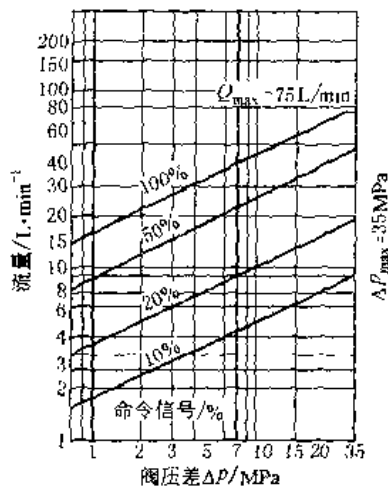
表 21-6-14

特 性 曲 线

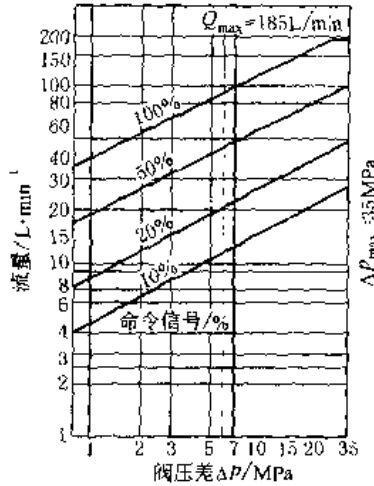
测试条件:  $P_s=14 \text{MPa}$ , 粘度  $\nu=32 \text{mm}^2/\text{s}$



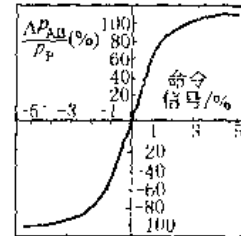
测试条件:  $P_s=14\text{MPa}$ , 粘度  $\nu=32\text{mm}^2/\text{s}$   
D633流量曲线 ( $Q_n=40\text{L}/\text{min}$ )



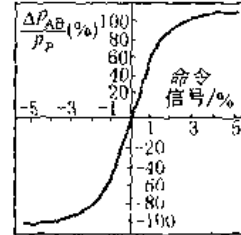
D634流量曲线 ( $Q_n=100\text{L}/\text{min}$ )



D633压力增益



D634压力增益



### 1.2.5 电反馈三级伺服阀

表 21-6-15

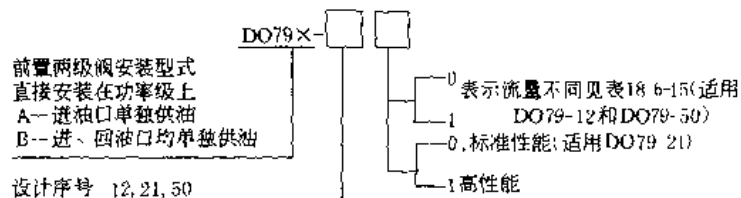
技术性能

型号	DO79						型号	DO79							
	-120	-121	-210	-211	-500	-501		-120	-121	-210	-211	-500	-501		
液 压 特 性	额定流量 $Q_n$ / $\text{L}\cdot\text{min}^{-1}$ ( $\Delta p \approx 3.5\text{MPa}$ )	113	227	756	756	1600	2800	重叠			$\pm 0.03\text{mm}$	$\pm 0.076\text{mm}$			
	额定供油压力 $p_s$ / $\text{MPa}$	21						零位静耗流 量 <sup>①</sup> / $\text{L}\cdot\text{min}^{-1}$	<3	<6	<9.5	<9.5	<64		
	供油压力范围 / $\text{MPa}$	7~35		7~28				零偏/%	可外调						
电 气 特 性	额定电流 $I_n$ / $\text{mA}$	40	15	40	40	40	40	压力零漂 <sup>②</sup> /%	<±2	<±2	<±1	<±1.5	<±0.7		
	线圈电阻 / $\Omega$	80	200	80	80	80	80	温度零漂 <sup>③</sup> /%	<±2.5	<±2	<±1	<±1.5	<±0.7		
	额定电压 $U_n$ / $\text{V}$	24	24	24	24	24	24	动 态 特 性	频率 响应 特 性 曲 线 获 得	幅频宽 (-3dB) / $\text{Hz}$	>90	>50	>60	>48	>28
静态特性	滞环/%	<1	<1	<0.5	<0.6		相频宽 (-90°) / $\text{Hz}$		>70	>40	>55	>46	>34		
静 态 特 性	压力增益 $p_p/1\%I_n$	6~8	20~79	20~79	4~12			其他	工作介质	石油基液压油(38℃时粘度 $10\sim 97\text{mm}^2/\text{s}$ )					
	分辨率/%	<0.5	<0.5	<0.25	<0.3			工作温度/ $^{\circ}\text{C}$	-20~80		-10~80				
	非线性度/%	<±5						重量/ $\text{kg}$	11		16		54		

① 表示阀的压降为 7MPa; ② 表示供油压力变化 3.5MPa; ③ 表示温度每变化 50℃。

注: 生产厂: 美国莫格公司。

型号意义:

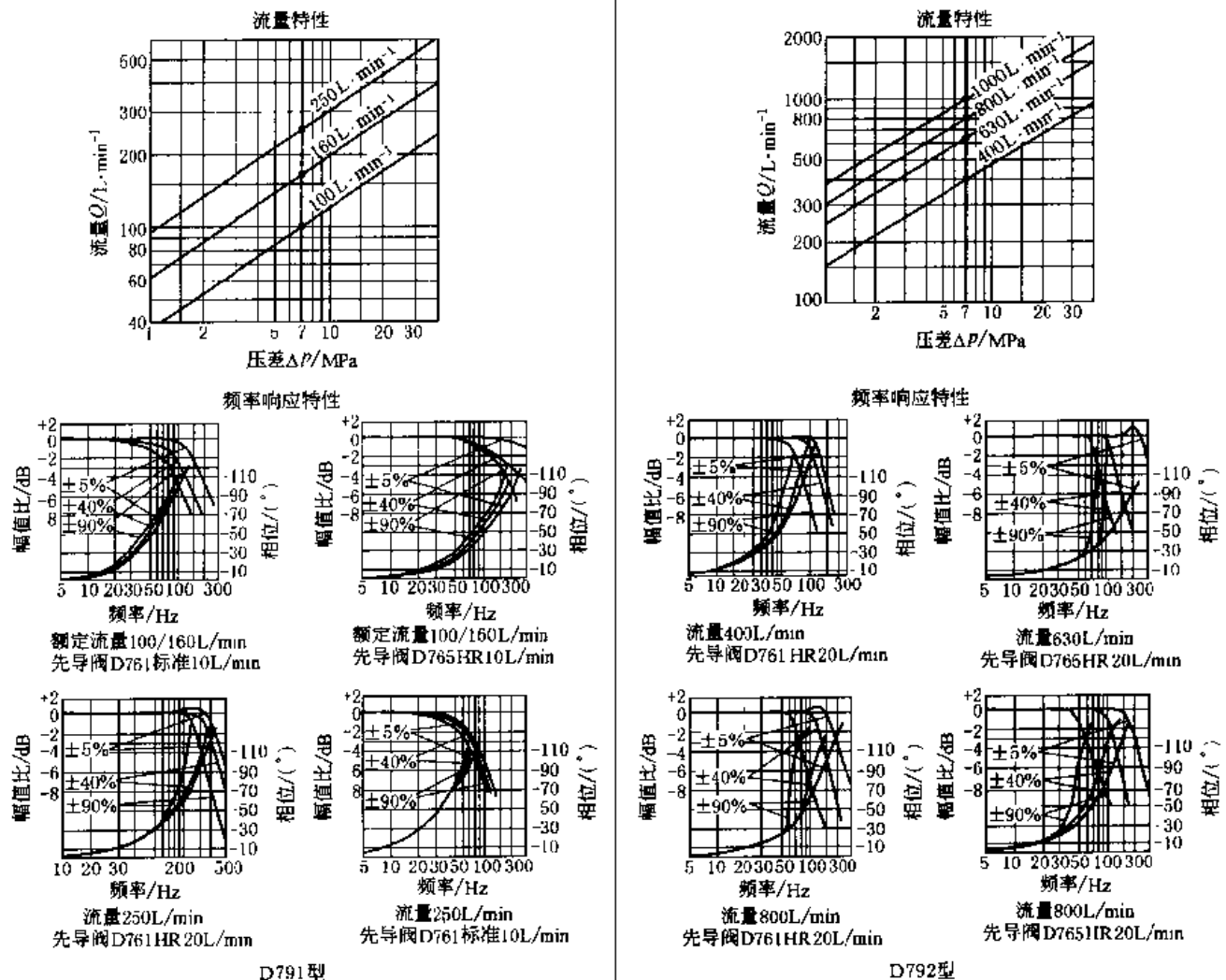


1.2.6 电反馈三级阀 D791 和 D792 系列 (MOOG)

表 21-6-16 技术性能

型号		D791	D792	型号		D791	D792					
液压特性	额定流量 $Q_n$ /L·min <sup>-1</sup> ( $\Delta p = 3.5\text{MPa}$ )	100, 160, 250	400, 630, 800, 1000	静态特性	重叠/%							
	额定供油压力 /MPa	31.5			零位静耗	5	7	10	10	14	14	14
	供油压力范围 /MPa	~ 31.5			流量/L·min <sup>-1</sup>							
电气特性	额定电流 $I_n$ /mA	(0~10) / (4~20)		动态特性	零偏/%							
	线圈电阻 /k $\Omega$	10			压力零漂 /%							
	额定电压/%				温度零漂 /% ( $\Delta T = 55\text{K}$ )	< 2						
静态特性	滞环/%	< 0.5		其他	频率响应特性曲线获得	幅频宽 (-3dB) /Hz	> 80	> 80	> 65	> 120	> 80	> 80
	压力增益 % $p_n / 1\% I_n$				相频宽 (-90°) /Hz	> 80	> 110	> 60	> 110	> 80	> 65	
	分辨率/%	< 0.2			工作介质	符合 DIN51524 矿物油						
静态特性	非线性度/%			工作温度/°C	- 20 ~ 80							
	不对称度/%			重量/kg	13		17					

表 21-6-17 特性曲线



型号意义:

D791, D792E          S 10 J 0 P M F U S A 0

系列说明:  
E—前系列说明;  
Z—特别说明

设计号, 厂家设定

工厂标记, 厂家设定

阀类: S—三级伺服阀

额定流量  $Q_n/L \cdot \min^{-1}$  ( $\Delta p_n=3.5\text{MPa}$ )

	10	16	25	40	63	80	99
$Q_n$	100	160	250	400	630	800	1000

系列 D791 D791 D791 D792 D792 D792 D792

最大工作压力: J—31.5MPa, K—35MPa, 当X和Y口为外接时, P, A, B和T口可达35MPa

先导阀: P—D761, 标准型; Q—D761, 高响应型; R—D765, 高响应型; S—D765, 标准型

失电时阀芯状态: M—对中位, A—P→B, A→T(10%开口); B—P→A, B→T(10%开口); 其他的要求

电源电压:  
0—±15VDC±3%, 波纹<50mV

阀芯全行程时信号:  
命令    输出

A ±10VDC ±10VDC  
B ±0mA ±10mA  
P ±0mA 4~20mA

阀的电气连接: S—6·PE极 DIN43563  
U—FPM, PU只适用D791;  
V—FRM(氟橡胶)仅适用D792

密封材料: 其他要求材料

先导级连接方式及其压力:

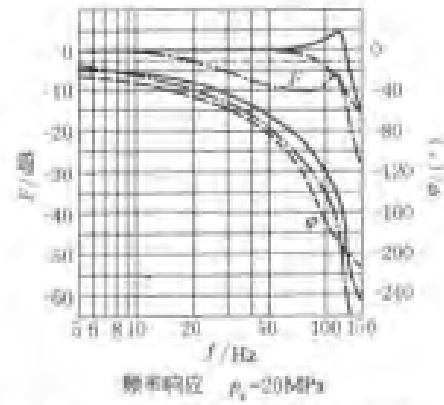
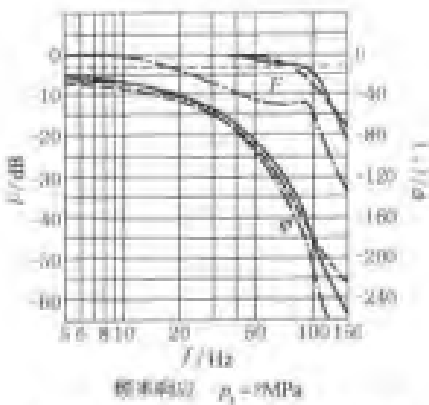
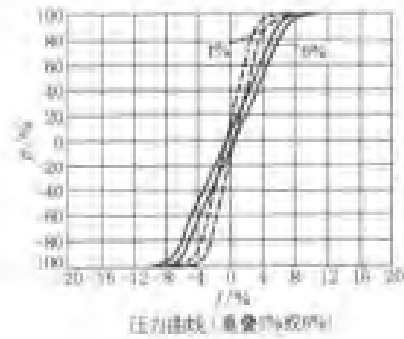
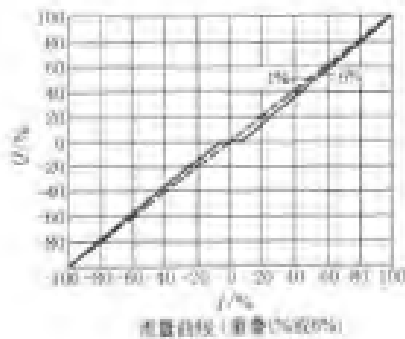
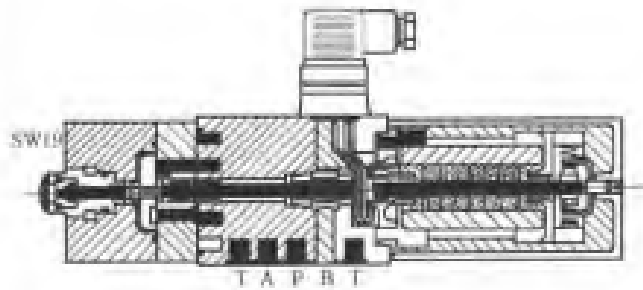
比力/0.1MPa	进油X	回油Y
E 15~315	内部	内部
F 15~315	外部	外部
G 15~315	外部	外部
H 15~315	内部	外部
J 25~350	内部	内部
K 25~350	外部	外部
L 25~350	外部	内部
M 25~350	内部	外部

1.2.7 EMG 伺服阀 SV1-10

表 21-6-18

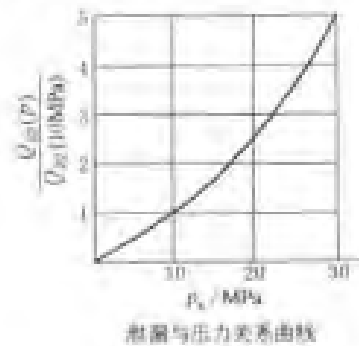
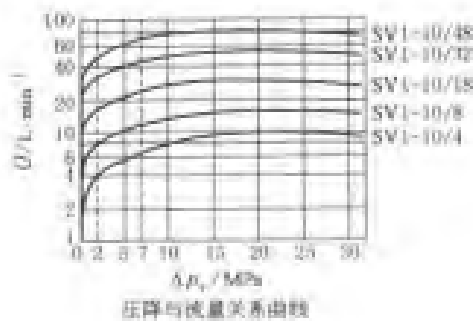
型 号		SV1-10/□□	4	8	16	32	48	型 号	SV1-10/□□	4	8	16	32	48	
液 压 特 性	额定流量 $Q_n$ /L·min <sup>-1</sup> ( $\Delta p = 3.5\text{MPa}$ )	$\Delta p_n = 2\text{MPa}$ 时	4	8	16	32	48	重 叠 / %	SV1-10/□□/□□/1	0.5 ~ 2.5					
	$\Delta p_n = 7\text{MPa}$ 时	7	13	24	46	70	4 ~ 8		SV1-10/□□/□□/6						
工 作 压 力 / MPa	3.0 ~ 31.5, 0.5 ~ 10.0														
	最大回油背压 / MPa	3.0													
电 气 特 性	额定电流 $I_n$ / mA	1-2	±300	±300	±300	±300	±1000	静 态 特 性	零位静耗 流量/L·min <sup>-1</sup> ( $p_s = 10\text{MPa}$ , $I = 0\text{mA}$ , $Q_A = Q_B = 0\text{L/min}$ )	SV1-10/□□/315/6	0.15	0.25	0.4	0.7	1.0
		1-3	±600	±600	±600	±600	-			SV1-10/□□/315/1	0.25	0.4	0.7	1	1.5
	线圈电阻 / Ω	1-2	40	40	40	44	11			SV1-10/□□/100/6	0.25	0.4	0.7	1.0	1.5
		1-3	20	20	20	22	-			SV1-10/□□/100/1	0.4	0.6	1.0	1.5	2.2
特 性	额定电流 / mA	50c/s 时	10	10	20	20	40	零 偏 / %							
		150c/s 时	20	20	40	40	80	压 力 零 漂 / %							
	1-3	50c/s 时	20	20	40	40	-	温 度 零 漂 / %	没有测量, 理论上为零						
		150c/s 时	40	40	80	80	-								
滞 环 / %			<2	<2	<2.5	<2.5	<2.5								
静 态 特 性	压力增益 [( $\Delta p_L/p_s$ )/ ( $\Delta I/I_0$ )]	SV1-10/□□/315/6	14					动 态 特 性	幅频宽 (-3dB) / Hz	130	130	140	115	130	
		SV1-10/□□/315/1	25						相频宽 (-90°) / Hz	75	75	85	62	72	
		SV1-10/□□/100/6	12												
		SV1-10/□□/100/1	20												
分 辨 率 / %			<0.1	<0.1	<0.2	<0.2	<0.2	工 作 介 质    液压油 H-L46							
非 线 性 度 / %			<2	<3	<4	<5	<6	工 作 温 度 / °C    -20 ~ 80							
不 对 称 度 / %			<5	<5	<5	<5	<5	重 量 / kg    6.5 6.5 6.5 7.5 7.5							

结构及型号意义



$f/f_0=10\%$  --- 10% --- 100% ---

$f/f_0=10\%$  --- 10% --- 100% ---



特性曲线

## 2 比例阀主要产品

### 2.1 国内比例阀主要产品

#### 2.1.1 BQY-G 型电液比例三通调速阀

表 21-6-19 技术性能

技术性能	型号	公称口径/mm	工作压力/MPa			工作流量/L·min <sup>-1</sup>			线性度/%	滞环/%	阶跃响应/s	生产厂
			额定	最高	最低	额定	最大	最小				
	BQY-G16	16	25	31.5	1.5	63	80	6.3	5	3	0.25	上海液压件二厂
	BQY-G25	25	25	31.5	1.5	160	200	16	5	3	0.25	
	BQY-G32	32	25	31.5	1.5	250	320	25	5	3	0.25	

**特性曲线**

静态特性曲线: Q/% vs I/%

负载特性曲线: Q/% vs p/%

阶跃曲线: Q vs t/ms

**型号意义:**

BQY - G

连接型式:  
无 板式  
L 螺纹

公称口径:  
16-16mm;  
25-25mm;  
32-32mm

额定压力: G 25MPa  
电液比例三通调速阀

#### 2.1.2 BFS 和 BSL 型比例方向流量阀

表 21-6-20

型号	通径/mm	压力/MPa		公称流量/L·min <sup>-1</sup>	最小额定流量/L·min <sup>-1</sup>	滞环/%	重复精度/%	线圈	
		额定	最低					额定电流/mA	直流电阻/Ω
34BFS O/Y - G20L	20	25	1.5	100	10	<7	1	800	18
34BFL O/Y - G16L	16	25	1.5	60	6	<7	1	800	18

**线圈**

34BF

L-螺纹连接

通径/mm 16、25

压力: G-25MPa

补偿机能:  
O/Y 滑阀机能 O 型、补偿机能溢流阀;  
O/J 滑阀机能 O 型、补偿机能减压阀

机能类:  
S 三种机能;  
L 二种机能

名称: 三位四通比例方向流量阀

列数: 单、2、3……

#### 2.1.3 BY※型比例溢流阀

表 21-6-21

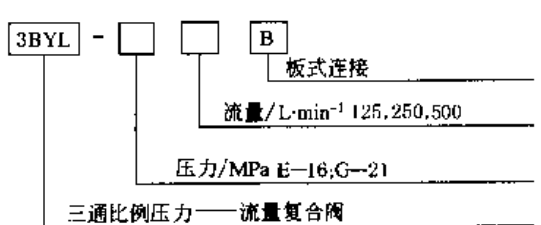
结构及型号意义	BY※	B	连接型式	
			板式连接	通径/mm
	压力/MPa 无 - 6.3; B - 2.5; E - 16; G - 21; H - 32		无 - 不带压力保护; M - 带压力保护	
	BY <sub>x</sub> - 比例溢流阀(直动式); BY - 比例溢流阀(先导式)			

续表

技术性能	型号	公称通径 /mm	流量 /L·min <sup>-1</sup>	压力 /MPa	线性度 /%	滞环 /%	重复精度 /%	频宽 /Hz	放大器		控制电流 /mA		线圈电阻 /Ω	生产厂
									直流	交流	最大	最小		
	BY <sub>1</sub> -※4	4	0.7~3	无—6.3 B—2.5 E—16 G—21 H—32	5	< 5	1	8 (-3dB)	MD-1型	BM-1型	800	200	19.5	杭州精工液压机电有限公司
	BY※-※10	10	85											
	BY※-※20	20	160											
	BY※-※32	32	300											

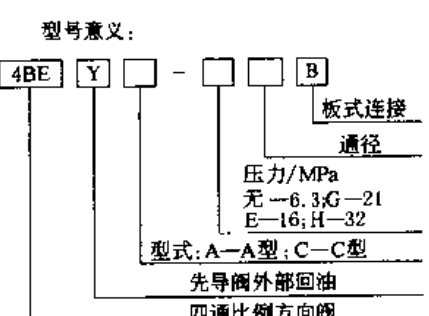
2.1.4 3BYL 型比例压力-流量复合阀

表 21-6-22

型 号		3BYL-※63B	3BYL-※125B	3BYL-※250B	3BYL-※500B	型 号 意 义	
最高使用压力/MPa		25	25	25	25		
额定流量/L·min <sup>-1</sup>		63	125	250	500		
流量调整范围/L·min <sup>-1</sup>		1~125	1~125	2.5~250	5~500		
流量系统	压差/MPa	≤1	≤1	≤1	≤1		
	滞环/%	≤5	≤5	≤5	≤5		
	线性度误差/%	≤5	≤5	≤5	≤5		
控制电流/mA		200~700	200~700	200~700			
压力系统	调压范围/MPa	E	1.3~16	1.3~16	1.4~16	1.5~16	
		G	1.3~21	1.3~21	1.4~21	1.5~21	
	滞环/%	≤5	≤5	≤5	≤5		
	线性度误差/%	≤5	≤5	≤5	≤5		
控制电流/mA		200~800	200~800	200~800	200~800		
生产厂		杭州精工液压机电有限公司					

2.1.5 4BEY 型比例方向阀

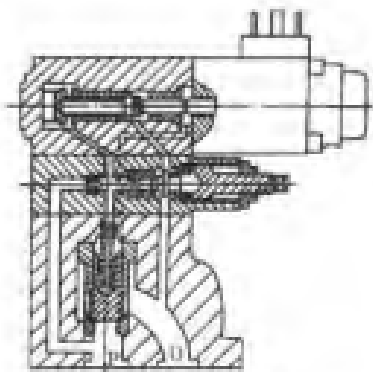
表 21-6-23

型 号	公称通径 /mm	流量 /L·min <sup>-1</sup>	压差 /MPa	滞环 /%	对称度 /%	重复精度 /%	油温 /℃	放大器		控制电流/mA		线圈电阻 /Ω	型号意义:
								直流	交流	最大	最小		
4BEY※-※10	10	85	≤1	4	12	1	-10~60	MD-1型	BM-1型	800	200	19.5	
4BEY※-※16	16	150											
生产厂		杭州精工液压机电有限公司											



## 2.1.6 BY型比例溢流阀

表 21-6-24



BY型比例溢流阀结构图

型号	公称通径/mm	额定压力/MPa	最大/额定/流量/L·min <sup>-1</sup>	线性度/%	滑环/%	重复精度/%	卸荷压力/MPa	精度/Hz	重量/kg
BY-6A	6		6/2	3				15	1.9
BY-10A	10	H: 31.5 G: 25	200/100	7.5	3	1	0.6	6-10	4.4
BY-20A	20	F: 20 E: 16	400/200						6.8
BY-16A	16	D: 10	150/70						5.9
BY-25A	25	G: 25 H: 31.5	200/100						6.3
BY-32A	32		450/250						9
生产厂	宁波电磁比例阀厂 (6个型号), 上海液压件二厂 (后3个型号)								

型号意义:

BY — 比例溢流阀  
 无 — 直动式, Y — 先导式  
 压力/MPa  
 H—31.5; D—10; F—20;  
 C—6, 3; E—16; G—25; H—31.5

公称通径/mm

无 — 滑环型  
 A — 滑环型

## 2.1.7 BJY型比例减压阀

表 21-6-25

技术性能及型号意义

型号	公称通径/mm	进口额定压力/MPa	额定流量/L·min <sup>-1</sup>	线性度/%	滑环/%	重复精度/%	最低控制压力/MPa	精度/Hz	重量/kg	生产厂
BJY-16A	16	G: 25 F: 20	100	8	3	1	0.8	6-10	5.9	宁波电磁比例阀厂
BJY-32A	32	E: 16 D: 10	300						9.7	

型号意义:

BJY — 先导式比例减压阀  
 压力等级/MPa

A — 滑环型, 无 — 滑环型  
 公称通径

## 2.1.8 DYBL和DYBQ型比例节流阀

表 21-6-26

技术性能及型号意义

型号	公称通径/mm	额定流量/L·min <sup>-1</sup>	压力等级/MPa	最低工作压力/MPa	线性度/%	滑环/%	重复精度/%	精度/Hz	重量/kg	生产厂
DYBQ-16	16	63 30 15	H: 31.5 G: 25	1.0	4	3	1	8	6.6	宁波电磁比例阀厂, 上海液压件二厂
DYBQ-25	25	200/100		1.2					12.5	
DYBQ-32	32	400/150		1.2					20.3	
DYBL-16	16	150/70	1.0	6						
DYBL-32	32	200/100	1.2	7.5						

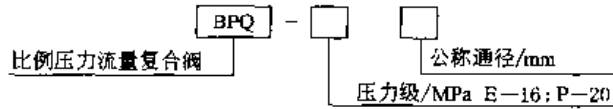
型号意义:

公称通径/mm  
 压力/MPa  
 DYBQ — 电磁比例流量阀;  
 BL — 比例节流阀

### 2.1.9 BPQ 型比例压力流量复合阀

表 21-6-27

型号意义:



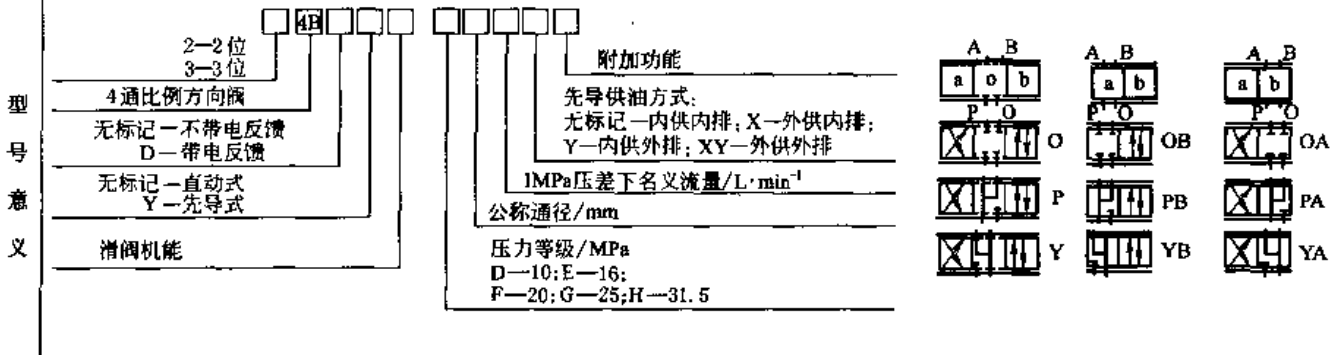
型 号	公称通径/mm	最高工作压力 /MPa	压 力 控 制				流 量 控 制				流量调节范围 /L·min <sup>-1</sup>	频宽 /Hz	重量 /kg
			压力调节范围 /MPa	额定流量 /L·min <sup>-1</sup>	滞环	重复精度 /%	额定流量 /L·min <sup>-1</sup>	压差 /MPa	滞环	重复精度 /%			
BPQ-※16	16	E=16 F=20	1.0~16 1.0~20	810	<1	1	810	0.6	<1	1	1~125	8	15.5

- 注: 1. 泄油背压不得大于 0.2MPa。  
 2. 为使预先设定的压力稳定, 阀通过的流量不小于 10L/min。  
 3. 安全阀设定压力比最高压力高 2MPa。  
 4. 生产厂: 宁波电液比例阀厂。

### 2.1.10 4B 型比例方向阀

表 21-6-28

名 称	型 号	额定流量 /L·min <sup>-1</sup>	公称通径/mm	主阀最高工作压力 /MPa	主阀最低工作压力差 /MPa	滞环 /%	重复精度 /%	响应时间/ms	频宽 /Hz	重量 /kg	生产厂	
直动式比例方向阀	34B-※6	16	6	31.5	1.0	<5	<2	<100	<10	2.5	宁波电液比例阀厂	
直动式比例方向阀	34B-※10	32	10							7.5		
先导式比例方向阀	34BY-※10	85	10							7.8		
先导式比例方向阀	34BY-※16	150	16		1.3	<6	<3			12.2		
先导式比例方向阀	34BY-※25	250	25							18.2		
电反馈直动式比例方向阀	34BD-※6	16	6		1.0	<1	<1			<15		2.7
电反馈直动式比例方向阀	34BD-※10	32	10									7.7
电反馈先导式比例方向阀	34BDY-※10	80	10									8.0
电反馈先导式比例方向阀	34BDY-※16	150	16									1.3
电反馈先导式比例方向阀	34BDY-※16	150	16	11.0								

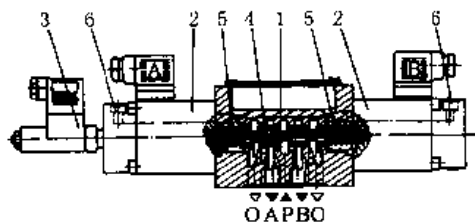




2.1.12 4WRE 型电磁比例换向阀

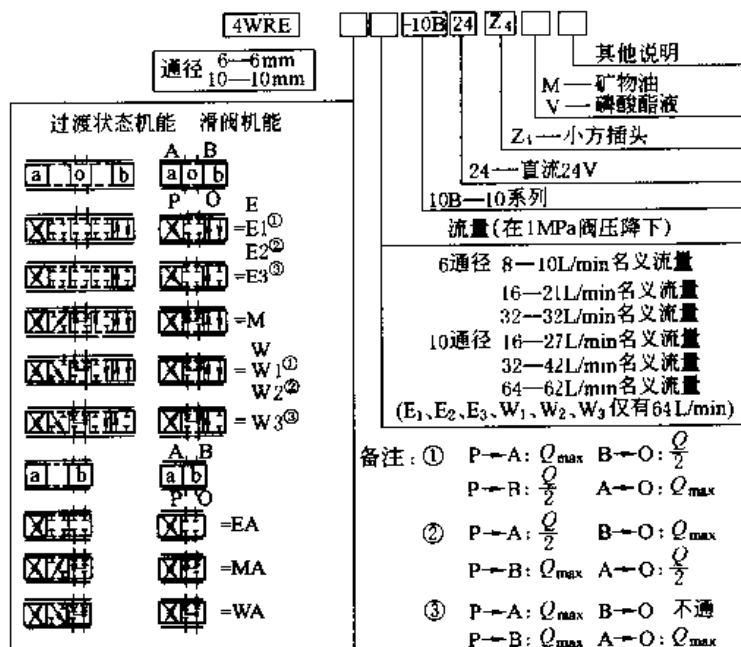
表 21-6-30

通径/mm		6	10
工作压力 /MPa	A、B、P 口	32	32
	O 口	16	< 16
最大流量/L·min <sup>-1</sup>		65	260
过滤要求/μm		≤ 20	
重复精度/%		< 1	< 1
滞环/%		< 1	< 1
响应灵敏度/%		≤ 0.5	≤ 0.5
-3dB 下的频率响应/Hz		6	4
介质		矿物油、磷酸酯液	
介质温度/℃		- 20 ~ 70	
介质粘度/m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>		(2.8 ~ 380) × 10 <sup>-6</sup>	
重量/kg	二位阀	1.91	5.65
	三位阀	2.66	7.65
电源		直流, 24V (或 12V)	
电磁铁最大电流/A		1.5	
线圈电阻 /Ω	(在 20℃) 冷值	5.4	10
	最大热态值	8.1	15
最高环境温度/℃		50	
线圈温度/℃		150	
绝缘要求		IP65	
性能	配套放大器	有两个斜坡时间	VT-5001S20 VT-5002S20 (二位四通阀用)
		有一个斜坡时间	VT-5005S10 VT-5005S10 (三位四通阀用)
	位移传感器		
	电气测量系统		差动变压器
工作行程/mm		± 4.5 直线	
线性度/%		1	
线圈电阻 /Ω	I R20	56	
	II R20	112	
	III R20	112	
电感/mH		6 ~ 8	
频率/kHz		2.5	
生产厂		北京华德液压集团液压阀分公司	



1—阀体; 2—比例电磁铁; 3—位置传感器;  
4—阀芯; 5—复位弹簧; 6—放气螺钉

型号意义:



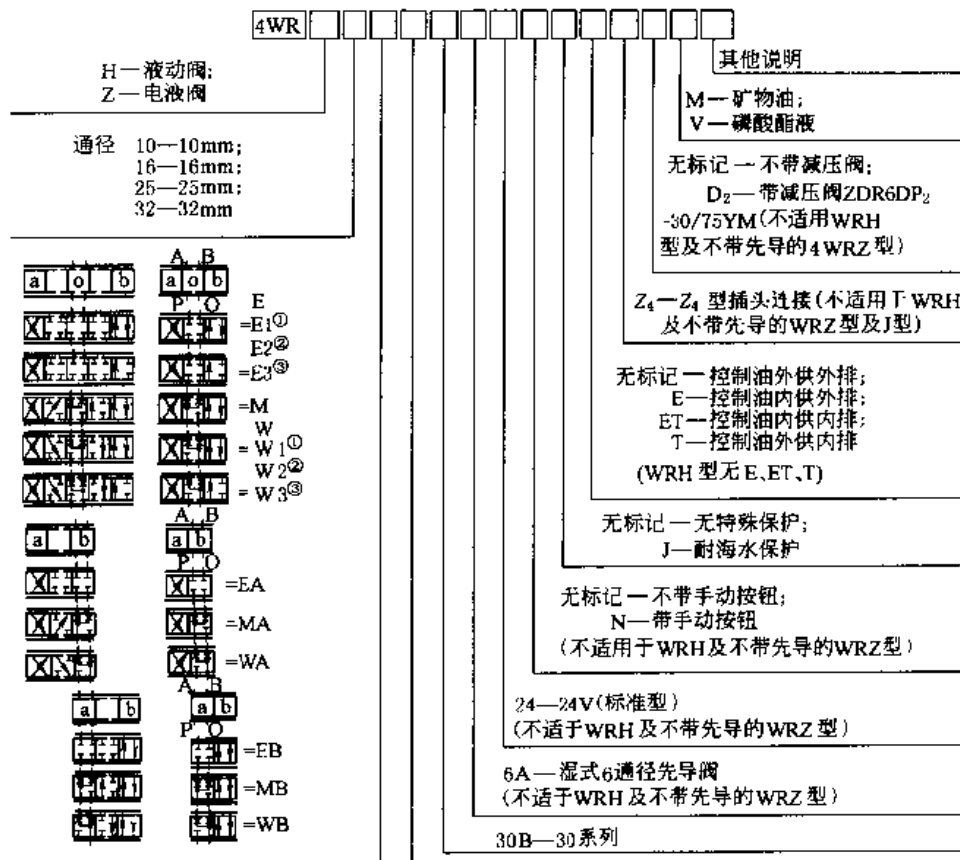
注意: 4WRE6...10B/...型无E<sub>1</sub>、E<sub>2</sub>、E<sub>3</sub>、(对于再生控制, 液压缸无杆端与A口全通) W<sub>1</sub>、W<sub>2</sub>、W<sub>3</sub> 机能

### 2.1.13 4WR<sup>Z</sup><sub>H</sub>型电液比例方向阀

表 21-6-31

通径/mm		10	16	25	32
先导阀压力/MPa	控制油外供	3 ~ 10			
	控制油内供	< 10 (大于 10 时须加减压阀 ZDR60P <sub>2</sub> -30/75YM)			
主阀工作压力/MPa		32	35		
回油压力/MPa	T腔 (控制油外排)	32	25	15	
	T腔 (控制油内排)	3			
油口 Y		3			
技 术 性 能	先导控制油体积/cm <sup>3</sup> (当阀芯运动 0 ~ 100%)	1.7	4.6	10	26.5
	控制油流量 (X 或 Y) /L·min <sup>-1</sup> (输入信号 0 ~ 100%)	3.5	5.5	7	15.9
	主阀流量 $Q_{max}$ /L·min <sup>-1</sup>	270	460	877	1600
	过滤精度/ $\mu$ m	$\leq 20$			
重复精度/%		3			
滞环/%		6			
介质		矿物油、磷酸酯液			
介质温度/°C		- 20 ~ 70			
介质粘度/m <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>		$(2.8 \sim 380) \times 10^{-6}$			
重量/kg	二位阀	7.4	12.7	17.5	41.8
	三位阀	7.8	13.4	18.2	42.2
电源		直流, 24V			
电磁铁名义电流/A		0.8			
线圈电阻/ $\Omega$		在 (20°C) 冷值下 19.5, 最大热态值 28.8			
环境温度/°C		50			
线圈温度/°C		150			
先导电流/A		$\leq 0.02$			
生产厂		北京华德液压集团液压阀分公司、天津液压件一厂、天津液压件二厂、上海立新液压件厂			

型  
号  
意  
义



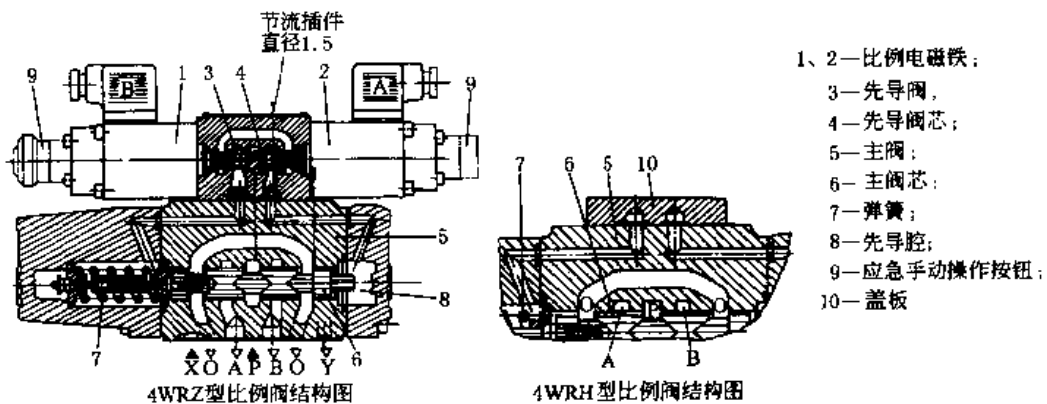
备注: ① 对于阀芯型式E1和W1  
 $P \rightarrow A: Q_{max}$   $B \rightarrow O: \frac{Q}{2}$   
 $P \rightarrow B: \frac{Q}{2}$   $A \rightarrow O: Q_{max}$

② 对于阀芯型式E2和W2  
 $P \rightarrow A: \frac{Q}{2}$   $B \rightarrow O: Q_{max}$   
 $P \rightarrow B: Q_{max}$   $A \rightarrow O: \frac{Q}{2}$

③ 对于阀芯型式E2和W3  
 $P \rightarrow A: Q_{max}$   $B \rightarrow O: 不通$   
 $P \rightarrow B/A \rightarrow O: Q_{max}$

对于再生控制, 将液压缸无杆端与油口A全通

结  
构  
图

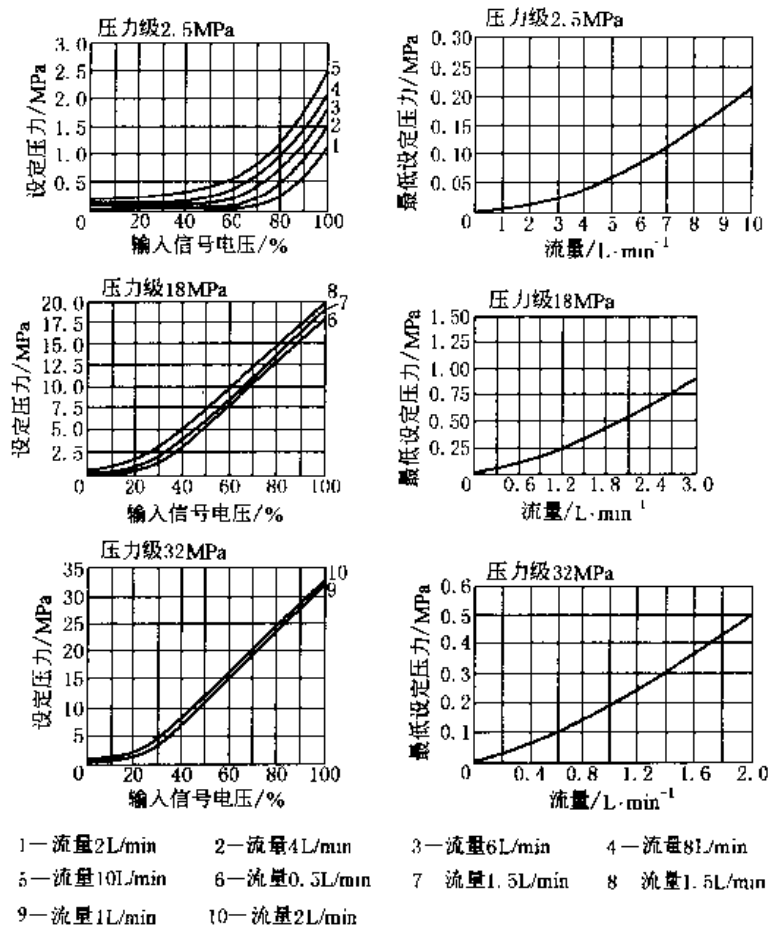


2.1.14 DBETR 型比例压力溢流阀

表 21-6-32

型号意义	<p>DBETR-10B/□□□□</p> <p>10B—10系列</p> <p>其他说明 M—矿物油; Y—磷酸酯液</p> <p>压力等级: 2.5—至2.5MPa; 180—至18MPa; 80—至8MPa; 315—至32MPa</p> <p>无标记—回油内排, Y 回油外排</p>					
	最高设定压力/MPa	压力级 25	2.5	重复精度/%	≠0.5	
技术性能	最低设定压力	压力级 80	8	滞环/%	≠1	
		压力级 180	18	线性度/% (压力等级在3~32MPa)	≠1.5的最高设定压力	
		压力级 315	31.5	介质	矿物油, 磷酸酯	
		见特性曲线		介质温度/℃	-20~70	
	最高工作压力/MPa	O口带压力调节	0.2	电源	直流, 24V	
		O口	10	配套放大器	VT-5003S30 (与阀配套供应)	
		P口	312	振荡频率(传感器)/kHz	2.5	
	最大流量/L·min <sup>-1</sup>	压力级 25	10	线圈电阻/Ω	(在20℃)冷值	10
		压力级 80	3		最大热态值	13.9
		压力级 180	3	环境温度/℃	+50	
压力级 315		2	生产厂	北京华德液压集团液压阀分公司		
过滤精度/μm	≦20 (为保证性能和延长寿命建议≦10)					

特性曲线

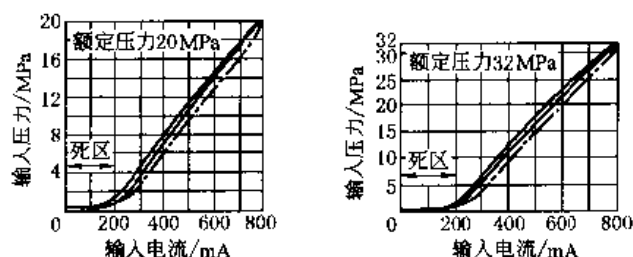
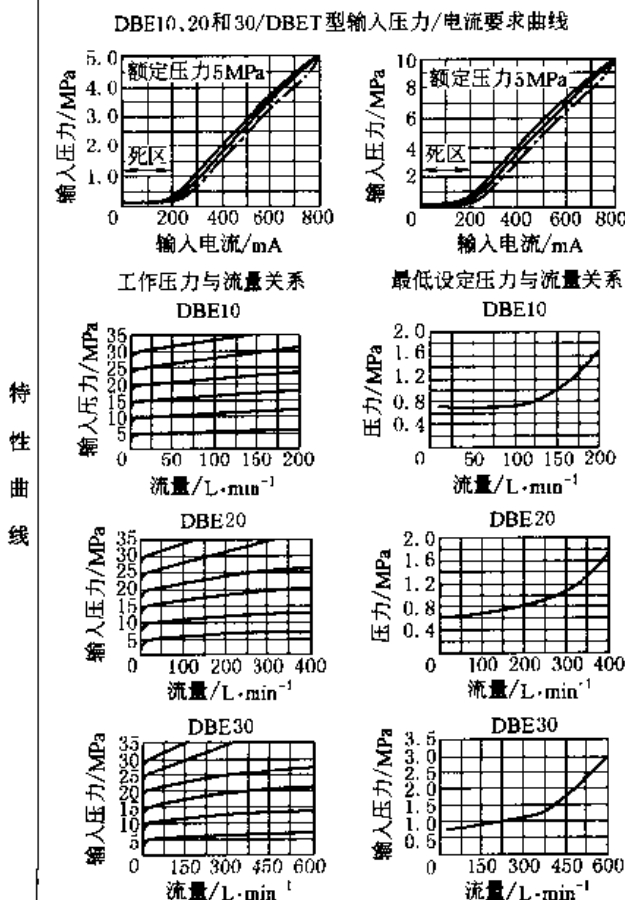


### 2.1.15 DBE/DBEM 型比例溢流阀

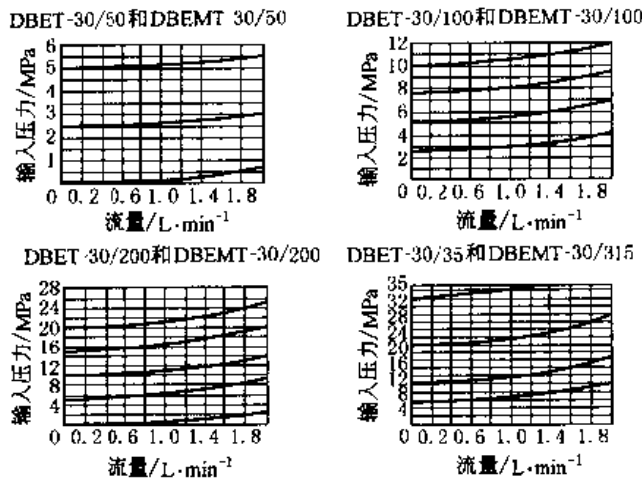
表 21-6-33

型号 号 意 义	DBE	30B	其他说明 M—矿物油; V—磷酸酯液 Y—控制油内供外排; XY—控制油外供外排 压力级 50—至 5MPa; 100—至 10MPa; 200—至 20MPa; 315—至 32MPa 30B—30 系列 (30~39) 连接安装尺寸相同
	无标记—不带高压保护; M—带最高压力保护		
	无标记—先导式溢流阀; C—不带主阀芯的先导阀 (不标明通径); C—插入式溢流阀 (标明通径 10 和 30); T—作为遥控阀用的先导阀		
	通径 10—10mm; 20—25mm; 30—32mm		

技术 性能	最高工作压力/MPa	油口 A、B、X				32
	回油压力/MPa	Y 口				无压回油箱
	最高设定压力/MPa	5, 10, 20, 32 (与压力级相同)				
	最低设定压力/MPa	与 Q 有关, 见特性曲线				
	最高设定压力保护装置设定压力范围/MPa	设定压力/MPa				
		5	10	20	32	
	阀的最高压力保护设定在/MPa	额定压力/MPa				
		5	10	20	32	
	介质温度/°C	-20~70				
	电源	直流, 24V				
配套放大器	VT-2000 S <sub>K</sub> 40 (与阀配套供应)					
控制电流/A	0.1~0.8					
技术 性能	最大流量 /L·min <sup>-1</sup>	规格 10	规格 20	规格 30		
	先导阀流量/L·min <sup>-1</sup>	200	400	600		
	过滤精度/μm	≤20 (为保证性能和延长寿命建议 ≤10)				
	重复精度/%	< ±2				
	滞环/%	有颤振 ±1.5p <sub>max</sub> , 无颤振 ±4.5p <sub>max</sub>				
	线性度/%	±3.5				
	切换时间/ms	30~150				
	典型的总变动/%	±2 (最高压力 p <sub>max</sub> 下)				
	介质	矿物油, 磷酸酯				
	线圈电阻/Ω	(在 20°C) 冷值		19.5		
最大热态值		28.8				
环境温度/°C	50					
生产厂	北京华德液压集团液压阀分公司、上海立新液压件厂					



DBE10; 20和30型 27L/min 的流量下测得;  
DBET 型在 0.8L/s 的流量下测得;  
迟滞: 有颤振——— 无颤振———  
为了得到最低设定压力, 先导电流不超过 0.1A



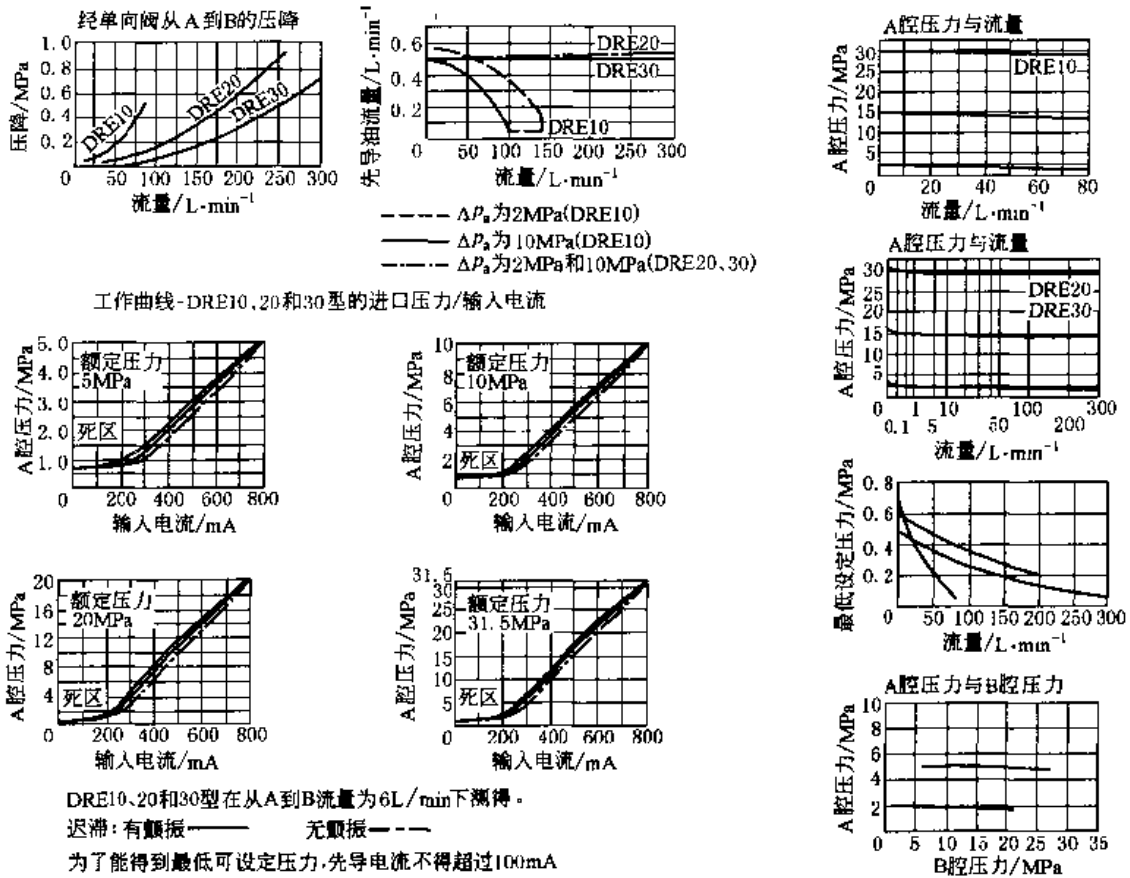




续表

技术性能	过滤要求/ $\mu\text{m}$	$\leq 20$	技术性能	最高环境温度/ $^{\circ}\text{C}$	50	
	电源	直流		绝缘要求	IP65	
	最小控制电流/A	0.1		生产厂	北京华德液压集团液压阀分公司、上海立新液压件厂	
	最大控制电流/A	0.8				
线圈电阻/ $\Omega$	20 $^{\circ}\text{C}$ 下 19.5,最大热态值 28.8					

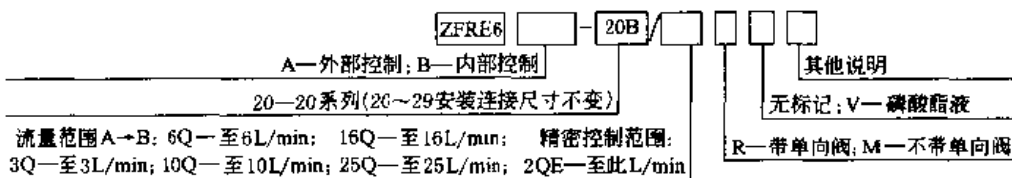
特性曲线



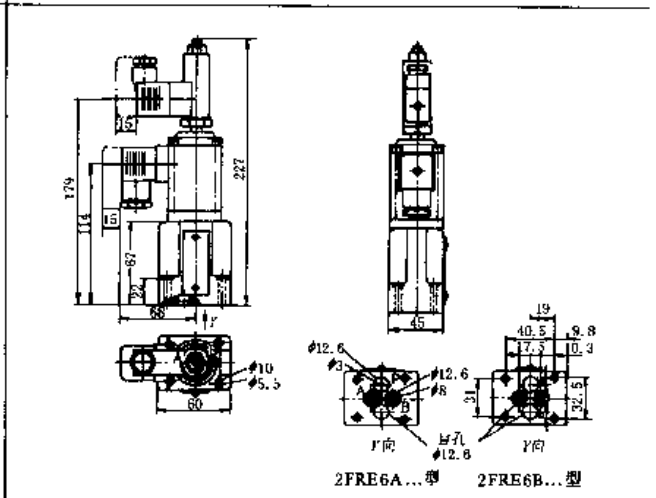
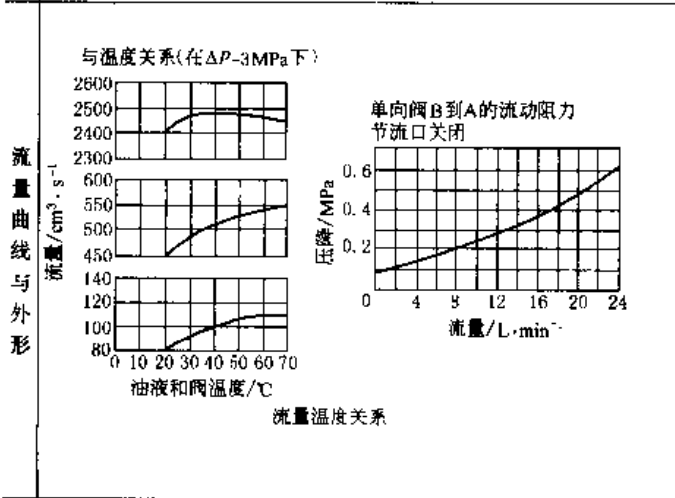
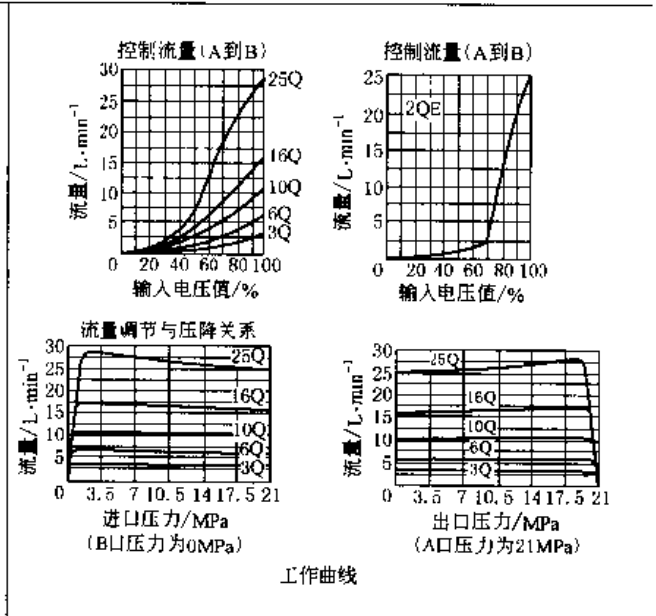
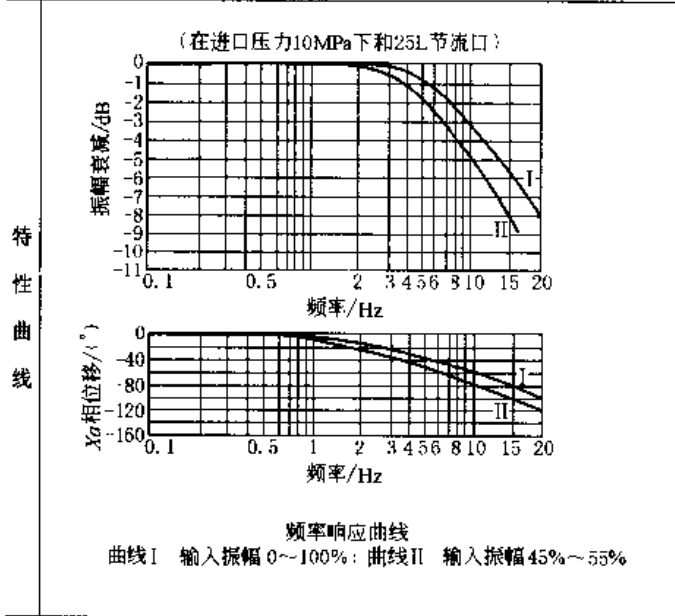
### 2.1.18 ZFRE6 型二通比例调速阀

表 21-6-36

型号意义



最高工作压力/MPa		A 腔 21					
最大流量/L·min <sup>-1</sup>	型式	2QE	3Q	6Q	10Q	16Q	25Q
	流量	25	3	6	10	16	25
最小流量/L·min <sup>-1</sup>	至 10MPa	0.015	0.015	0.025	0.05	0.07	0.1
	至 21MPa	0.025	0.025	0.025	0.05	0.07	0.1
最大泄漏量/L·min <sup>-1</sup>	Δp (A→B) 输入信号为 0 时						
	5MPa	0.004	0.004	0.004	0.006	0.007	0.01
	10MPa	0.005	0.005	0.005	0.008	0.01	0.015
	21MPa	0.007	0.007	0.007	0.012	0.015	0.022
最小压差/MPa		0.5 ~ 1					
压降 (B→A)	详见特性曲线	滞环				< ±1% Q <sub>max</sub>	
流量调节	详见特性曲线	介质				矿物油、磷酸酯液	
流量稳定性	详见特性曲线	温度/℃				-20 ~ 70	
重复精度/%	< 1% Q <sub>max</sub>	过滤要求/μm				≤ 20	
生产厂	北京华德液压集团液压阀分公司、上海立新液压力件厂、天津液压力件一厂、天津液压力件二厂						

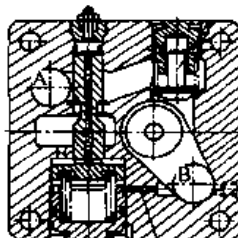


## 2.1.19 ZFRE※型二通比例调速阀

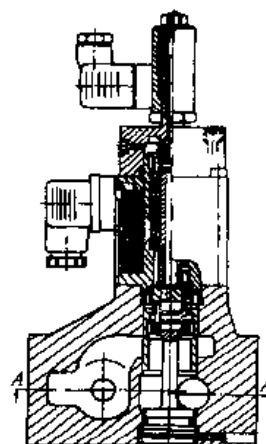
表 21-6-37

结构及型号意义	A到B流量											
	10 通径	16 通径										
ZERE * 40B / 10-10通径; 16-16通径 4CB-40系列 (40至49-安装连接 尺寸保持) 其他细节用文字说明 无标记-矿物油; V-磷酸酯液 无标记-压力补偿器上没有行程 限制器; B-压力补偿器上有行程限制器	线性 5L—至5L/min 10L—至10L/min 16L—至16L/min 25L—至25L/min 50L—至50L/min 60L—至60L/min	递增 5Q—至5L/min 10Q—至10L/min 16Q—至16L/min 25Q—至25L/min										
	两级递增 2QE—至2L/min 50QE—至5L/min	线性 80L—至80L/min 100L—至100L/min 125L—至125L/min 160L—至160L/min										
技 术 性 能	最高工作压力/MPa	32										
	最小压差/MPa	10 通 径					16 通 径					
		0.3~0.8					0.6~1					
	A到B压差/MPa	节流口打开	0.1	0.12	0.15	0.2	0.3	0.35	0.16	0.19	0.24	0.31
		节流口关闭	0.17	0.2	0.25	0.3	0.5	0.6	0.3	0.36	0.45	0.6
	流量 $Q_{max}/L \cdot min^{-1}$	线性+递增	5	10	16	25	50	60	80	100	125	160
		2级递增	40									
	滞环/%	< $\pm 1 Q_{max}$										
	重复精度/%	< $1 Q_{max}$										
	介 质	矿物油、磷酸酯液										
	温 度/℃	-20~70										
	过滤要求/ $\mu m$	$\leq 20$										
重量/kg	10通径为6, 16通径为8.3											
电 源	直流 24V											
线圈电阻/ $\Omega$	20℃冷态 10, 最大热态值 13.9											
最高环境温度/℃	50											
最大功率/VA	50											
传感器电阻/ $\Omega$	20℃下: I—56; II—56; III—112											
传感器阻抗/mH	6~8											
传感器振荡频率/kHz	2.5											
生 产 厂	北京华德液压集团液压阀分公司、上海立新液压件厂											

A-A



节流孔



2.1.20 ED 型比例遥控溢流阀

表 21-6-38

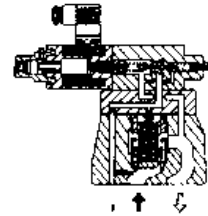
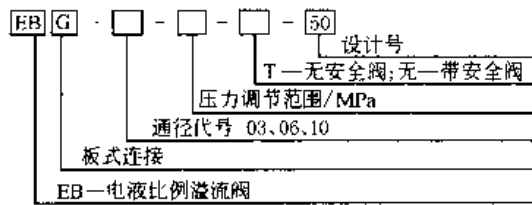
技术性能和型号意义

<p>ED—电液比例遥控溢流阀</p> <p>G—板式连接</p> <p>用途: 尤—一般用途; V—用于溢流阀泄油</p> <p>压力调节范围/MPa B—0.5~7; C—1~16; H—1.2~5</p> <p>安全阀: 无—无安全阀; 1—有安全阀</p> <p>PL1 节流; PN—无节流(标准)</p> <p>O11 节流</p> <p>设计号</p> <p>通径代号</p>	型号	EDG-01※-※-※-※-※-50
	最高工作压力/MPa	25
	最大流量/L·min <sup>-1</sup>	2
	最小流量/L·min <sup>-1</sup>	0.3
	一次压力调整范围/MPa	B: 0.5~7 C: 1~16 H: 1.2~25
	额定电流/mA	EDG-01※-B: 800 EDG-01※-C: 800 EDG-01※-H: 950
	线圈电阻/Ω	10
	重复精度/%	1
	滞环/%	< 3
	重量/kg	2
生产厂	榆次油研液压公司	

2.1.21 EB 型比例溢流阀

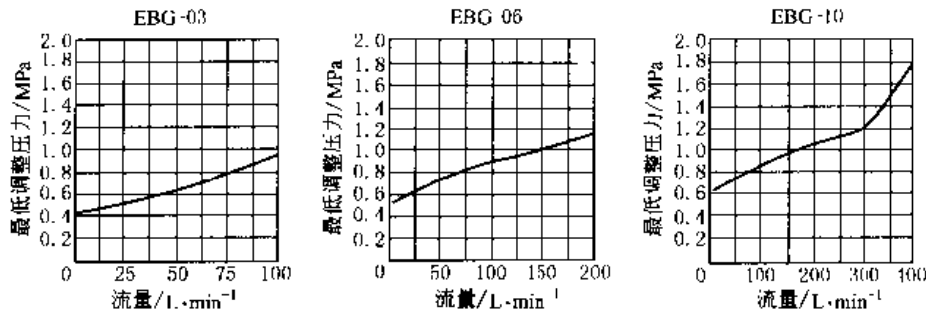
表 21-6-39

外形及型号



型号	EBC-03-※-※-50	EBG-06-※-※-50	EBG-10-※-※-50
最高工作压力/MPa	25	25	25
最大流量/L·min <sup>-1</sup>	100	200	400
最小流量/L·min <sup>-1</sup>	3	3	3
二次压力调整范围/MPa	C: ※~16 H: ※~25		
额定电流/mA	EBG-03-C: 770 EBG-03-H: 820	EBG-06-C: 750 EBG-06-H: 800	EBG-10-C: 730 EBG-10-H: 780
线圈电阻/Ω	10	10	10
重复精度/%	1	1	1
滞环/%	< 2	< 2	< 2
重量/kg	5.6	6.3	10
生产厂	榆次油研液压公司		

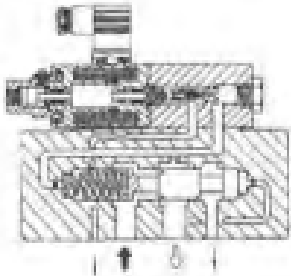
最低压力调整特性



## 2.1.22 ERB 型比例溢流减压阀

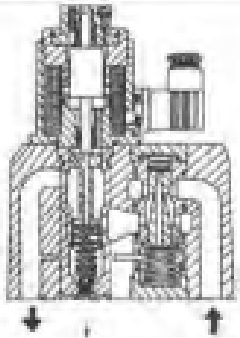
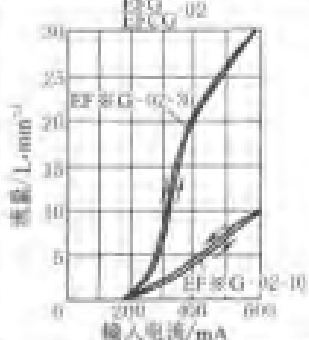
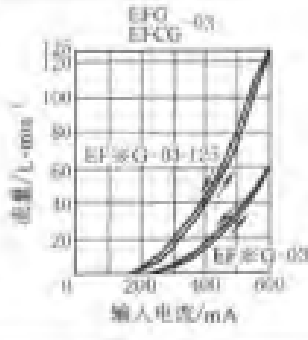
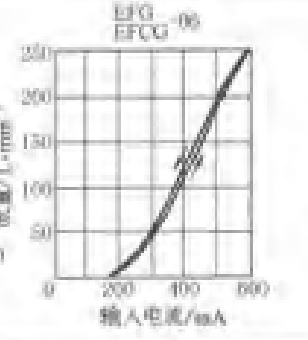
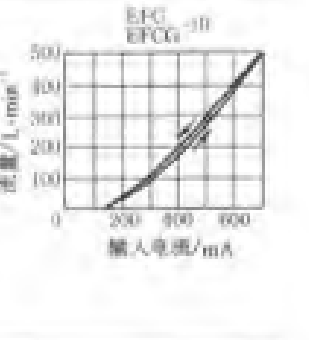
表 21-6-40

结构、技术性能及型号意义

 <p>↑ ↓</p> <p>ER G - [ ] - [ ] - [ ]</p> <p>设计号</p> <p>二次压力调整范围/MPa B—0.8~7, C—1.2~14, H—1.5~21</p> <p>通径代号 0, 4, 10</p> <p>G—板式连接</p> <p>ERB—比例溢流减压阀</p>	型号	ERBG-06-8-30	ERBG-10-8-50
	最高工作压力/MPa	25	25
	最大流量/L·min <sup>-1</sup>	100	250
	最大溢流流量/L·min <sup>-1</sup>	35	15
	二次压力调整范围/MPa	B: 0.8~7 C: 1.2~14 H: 1.5~21	
	额定电流/mA	ERBG-06-B: 800 ERBG-06-C: 800 ERBG-06-H: 950	ERBG-10-B: 800 ERBG-10-C: 800 ERBG-10-H: 950
	线圈电阻/Ω	40	40
	重复精度/%	1	1
	滞环/%	<3	<3
	重量/kg	12	13.5
生产厂	榆次油研液压公司		

## 2.1.23 EF (C) G 型比例 (带单向阀) 流量阀

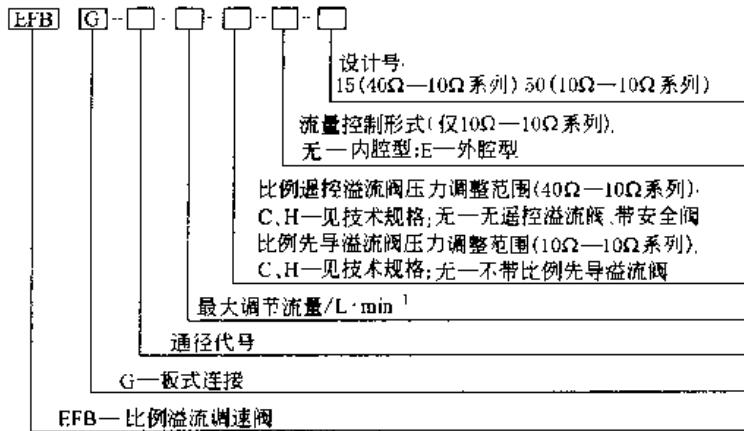
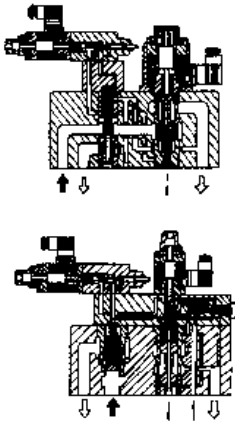
表 21-6-41

外形及型号	 <p>↓ ↑</p> <p>EF G - [ ] - [ ] - [ ]</p> <p>设计号</p> <p>最大调整流量/L·min<sup>-1</sup></p> <p>通径代号</p> <p>G—板式连接</p> <p>EF—电液比例流量控制阀</p> <p>EFC—电液比例带单向阀的流量控制阀</p>											
	型号	最高使用压力/MPa	流量调整范围/L·min <sup>-1</sup>	最低工作压力/MPa	自由流量(仅EFC)/L·min <sup>-1</sup>	额定电流/mA	线圈电阻/Ω	滞环/%	重复精度/%	重量/kg	生产厂	
技术性能	EFC-10-31 EFCG-02-31	21	10: 0.3~10 30: 0.3~30	0.6	40	600	45	<5	1	8.2	榆次油研液压公司	
	EFC-03-60 EFCG-03-125	21	60: 2~60 125: 2~125	1	130	600	45	<7	1	12.5		
	EFC-06-250-22 EFCG-	21	3~250	1.3	280	600	45	<7	1	25		
	EFC-10-500-11 EFCG-	21	5~500	2	550	700	45	<7	1	51		
输入电流—流量特性曲线												

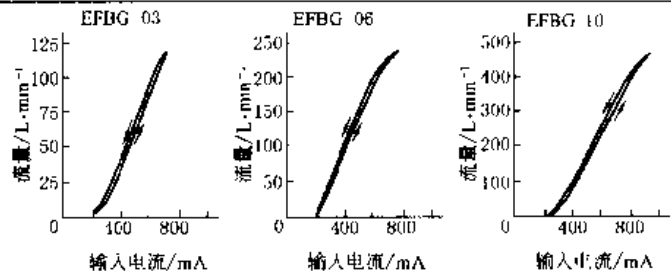
### 2.1.24 EFB 型比例溢流调速阀

表 21-6-42

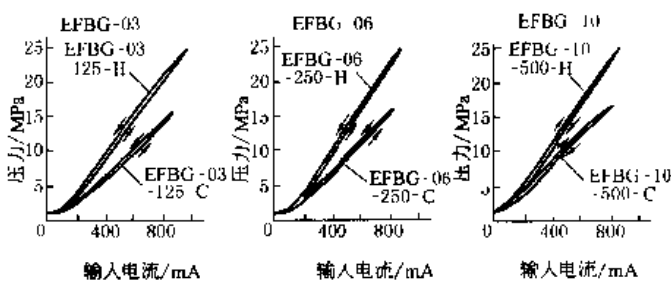
结构、技术性能、特性曲线及型号意义



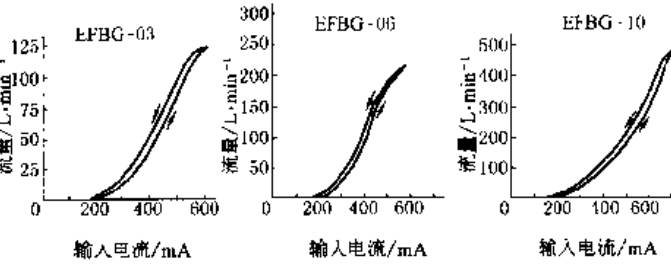
型 号	40Ω—10Ω 系列			10Ω—10Ω 系列			
	EFBG-03-125-※-15	EFBG-06-250-※-15	EFBG-10-500-※-15	EFBG-03-125-※-50	EFBG-06-250-※-50	EFBG-10-500-※-50	
最高工作压力 / MPa	25	25	25	25	25	25	
最大流量 / L·min <sup>-1</sup>	125	250	500	125	250	500	
流量调节范围 / L·min <sup>-1</sup>	1~125	2.5~250	5~500	1~125	2.5~250	5~500	
最低控制压力 / MPa				1.5	1.5	1.5	
所需控制流量 / L·min <sup>-1</sup>	正常			1	1	1	
	瞬时			3	4	4	
流 量	额定流量 / A	680	580	700	800	900	
	线圈电阻 / Ω	43.5	43.5	43.5	10	10	10
控 制	阀压差 / MPa	0.6	0.7	0.9	0.6	0.7	0.9
	滞环 / %	<7	<7	<7	<3	<3	<3
	重复精度 / %	1	1	1	1	1	1
压 力 控 制	压力调节范围 / MPa	C: 1.4~14 H: 1.4~21	C: 1.5~14 H: 1.5~21	C: 1.6~14 H: 1.6~21	C: 1.2~16 H: 1.4~25	C: 1.4~16 H: 1.4~25	C: 1.5~16 H: 1.5~25
	额定电流 / mA	C: 710 H: 770	C: 690 H: 730	C: 690 H: 690	C: 890 H: 970	C: 820 H: 880	C: 820 H: 900
	线圈电阻 / Ω	10	10	10	10	10	10
	滞环 / %	3	3	3	3	3	3
	重复精度 / %	1	1	1	1	1	1
	重 量 / kg	不带 先导溢流阀	14	28	58	14	21
	带 流阀	16	30	60	16	23	64
生产厂	榆次油研液压公司						



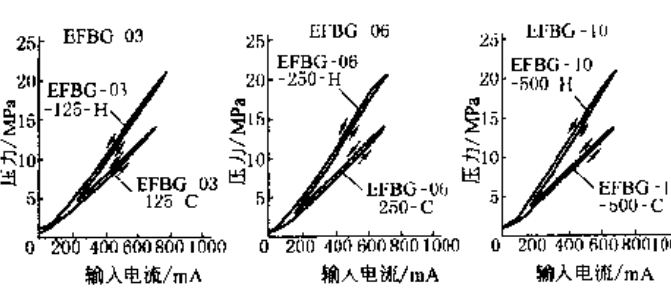
10Ω—10Ω 系列电液比例溢流调速阀输入电流—流量特性曲线



10Ω—10Ω 系列电液比例溢流调速阀输入电流—压力特性曲线



40Ω—10Ω 系列电液比例溢流调速阀输入电流—流量特性曲线

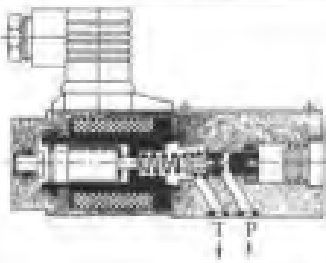
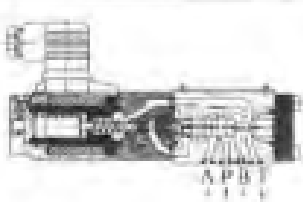
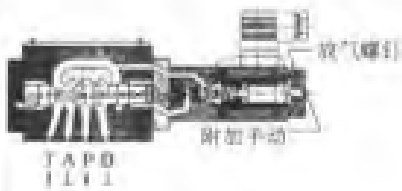
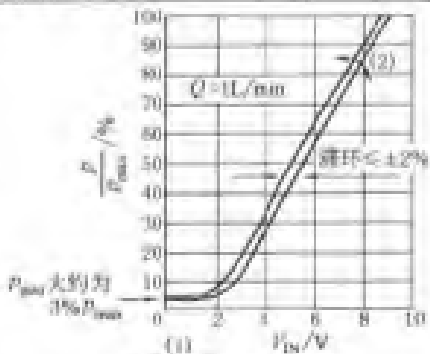
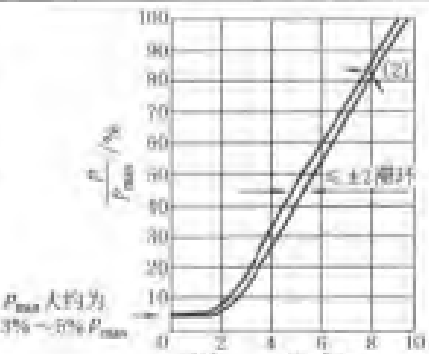
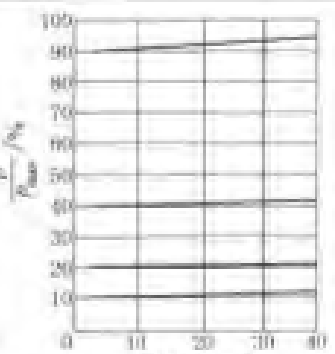


40Ω—10Ω 系列电液比例溢流调速阀输入电流—压力特性曲线

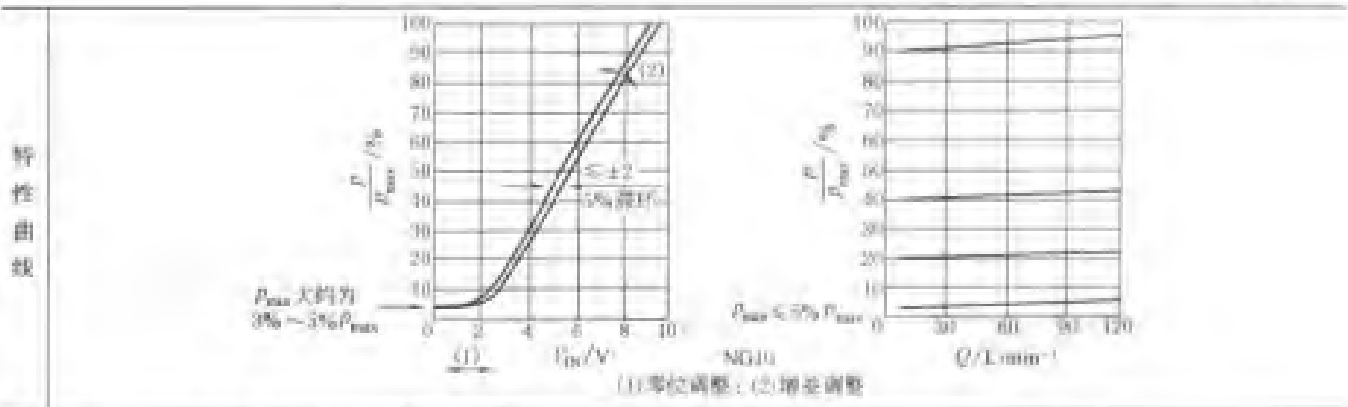
## 2.2 国外电液伺服阀主要产品

## 2.2.1 BOSCH 比例溢流阀 (不带位移控制)

表 21-6-43

结构图	NG6 (直动式)				NG6 (先导式)				NG10 (先导式)				
													
技 术 性 能	型号	板式, NG6 (ISO 4401) 直动				板式, NG6 (ISO 4401) 先导				板式, NG10 (ISO 4401) 先导			
	额定流量/ $L \cdot min^{-1}$	1.0 (最大 1.5)				40				120			
	额定压力/MPa	8	18	25	31.5	8	18	31.5	8	18	25	31.5	
	最低压力/MPa	0.3	0.4	0.6	0.8	0.7	0.8	1.0	0.9	1.0	1.1	1.2	
	最高工作压力/MPa	P口: 31.5 T口: 25 (静态)											
	暂载率	100%											
	电磁铁连接型式	DIN 43 650/ISO 4400 连接件											
	电磁铁电流/A	0.8		2.5		0.8		2.5		0.8		2.5	
	线圈阻抗/ $\Omega$	22		21.5		22		21.5		22		21.5	
	功率/V·A	18		25		18		25		18		25	
	配套放大器	0.8A/18V·A		K: 1M45-0.8A M: 1M08-12GC		P: AS0.8-V		2.5A/25V·A		K: 1M45-2.5A M: 1M25-12GC		P: AS2.5-V B	
	滞环	$\leq \pm 2\%$											
	分辨率	$\leq \pm 1.5\%$											
	响应时间 100%指令信号	上升: < 30ms 下降: < 70ms				上升: < 30ms 下降: < 70ms				上升: < 300ms 下降: < 300ms			
工作介质	符合 DIN51524-535 液压油, 使用其他液压油时, 先向厂家咨询												
粘度范围/ $mm^2 \cdot s^{-1}$	20-100 (推荐), 最大范围 (10-800)												
油液温度/ $^{\circ}C$	-20-80												
介质清洁度	NAS1638-8 或 ISO 4406-17/14												
特 性 曲 线													
	NG6(直动)				(1)零位调整; (2)增益调整				NG6(先导)				
	$P_{max}$ 大约为 3% $P_{max}$				$P_{max}$ 大约为 3%~5% $P_{max}$				$Q/L \cdot min^{-1}$				





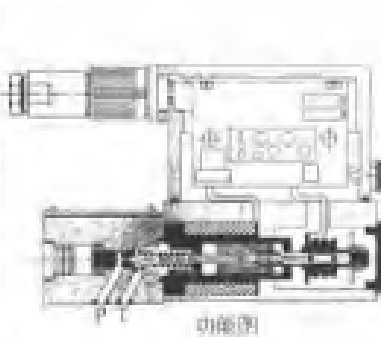
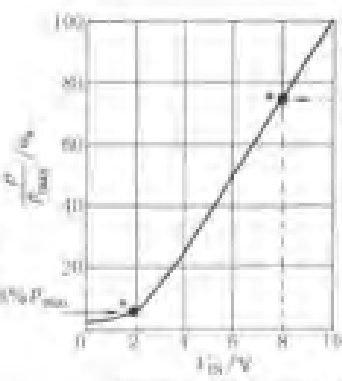
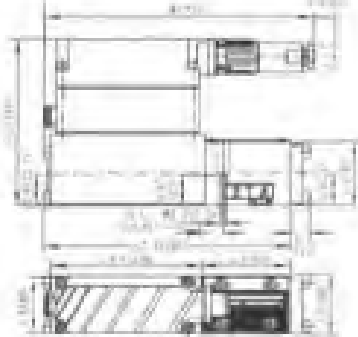
### 2.2.2 BOSCH 比例溢流阀和线性比例溢流阀 (带位移控制)

表 21-6-44

结构图	NG6				NG6 线性					
技术性能	型号	NG6 (带位移反馈)				NG6 线性				
	额定流量/ $L \cdot min^{-1}$	1.0 (3.0)								
	工作压力范围/MPa	0.1~2.5				0.3~8, 0.4~18, 0.5~25, 0.6~31.5				
	最低压力/MPa	0.1	0.3	0.4	0.5	0.6	0.3	0.4	0.5	0.6
	最高工作压力/MPa	P	31.5				31.5			
		T	0.2				≤20			
	工作介质	符合 DIN51524-535 液压油, 使用其他液压油时, 先向厂家咨询								
	粘度范围/ $mm^2 \cdot s^{-1}$	20~100 (推荐), 最大范围 (10~800)								
	油液温度/ $^{\circ}C$	-20~80								
	介质清洁度	NAS1638-8 或 ISO 4406-17/14, 通过采用 $\beta = 75$ 过滤器达到 $s = 10$								
	漏环/%	≤±0.3				≤±1				
	分辨率/%	≤±0.2				≤±0.8				
	响应时间/ms	45				45				
	100%指令信号	25ms (特征参数对应 PV60)				25ms (特征参数对应放大器 PDL1)				
传感器连接型式	特殊连接件									
电磁铁电流/A	最大 3.7				最大 2.7					
线圈阻抗/ $\Omega$	2.5 (R20 $^{\circ}C$ )									
功率/V·A	50				25					
配套放大器	PV60, PV60-RGC1, PV60-RGC3				PDL1, PDL1-RFC1, PDL1-RGC3					
特性曲线										
	(1) 零位调整 (2) 增益调整				(1) 零位调整 (2) 增益调整					

## 2.2.3 BOSCH NG6 带集成放大器比例溢流阀

表 21-6-45

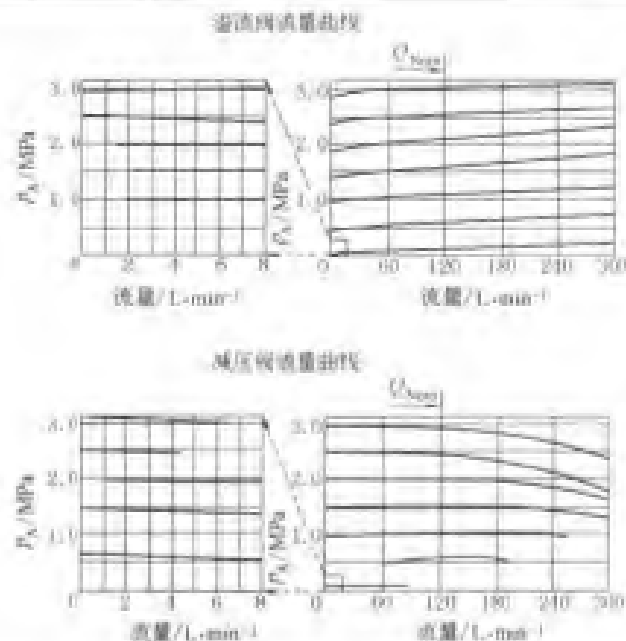
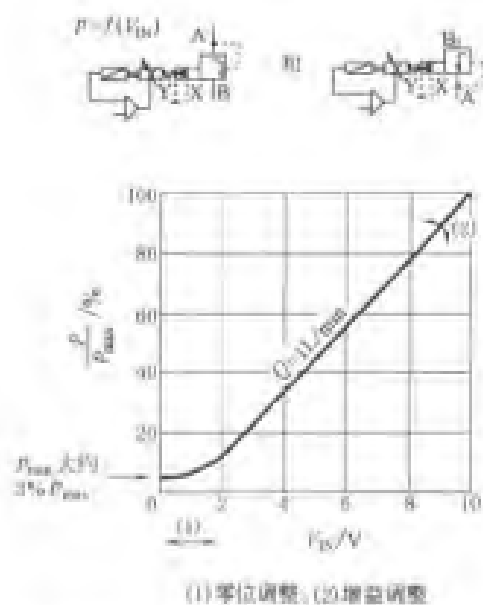
结构外形及性能曲线						
	功能图		工厂设定: ±制造公差(1%)		结构尺寸	
技术性能	安装型式	板式, 连接尺寸符合 NG6 (ISO 4401)		安装位置	任意	
	环境温度/℃	-20 ~ 50		油液温度/℃	-20 ~ 80	
	工作介质	符合 DIN 51524-535 液压油, 使用其他油液时, 先向厂家咨询		粘度范围/mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	20 ~ 100 (推荐) 10 ~ 800 (最大)	
	清洁度	通过采用 β <sub>s</sub> = 75 过滤器达到 s = 10, 允许污染等级 NAS 1638/8, ISO 4406-17/14				
	额定流量 /L·min <sup>-1</sup>	1.0 (最大 1.5)		工作压力范围/MPa (当 Q = 1 L·min <sup>-1</sup> )	0.3 ~ 8.0, 0.4 ~ 18, 0.5 ~ 25, 0.8 ~ 31.5	
	最高工作压力/MPa	P口: 31.5      T口: ≤0.2 (静态 25)				
	溢流	≤0.2%	分辨率	≤0.1%	制造公差	≤±5%
	响应 100% 指令信号 响应 10% 指令信号	30ms 10ms	温漂	≤1%, 当 ΔT = 72°F (22℃)		
	暂态率	100%	防护等级	IP 65/EN 40050 和 IEC 1443/5		
	连接	1 芯插头 Pg11	电源: 端子 A 端子 B	额定 24V DC, 最小 21V DC/最大 40V DC, 最大压纹 2V DC 0V		

## 2.2.4 BOSCH NG10 比例溢流阀和比例减压阀 (带位移控制)

表 21-6-46

功能图					
	可选的先导溢流口				
技术性能	型号	比例溢流阀 比例减压阀	型号	比例溢流阀 比例减压阀	
	额定流量/L·min <sup>-1</sup>	120	介质清洁度	NAS1638/8 或 ISO 4406-17/14, 通过采用 β <sub>s</sub> = 75 过滤器达到 s = 10	
	公称压力/MPa	18, 31.5	溢流/%	≤±0.1	
	最低压力/MPa	0.6, 0.8	分辨率/%	≤±0.5	
	最高工作压力 /MPa	A, B Y X	31.5 0.2 控制油外排 31.5 先导溢流	响应时间 100% 指令信号	30ms
	工作介质	符合 DIN51524-535 液压油使用其他液压油时, 先向厂家咨询	电磁铁电流/A	位移传感器连接形式	特殊连接件
	精度范围/mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	20 ~ 100 (推荐), 最大范围 (10 ~ 800)	线圈阻抗 820/Ω	功率/W	50
	油液温度/℃	-20 ~ 80	配套放大器	重量/kg	9.5

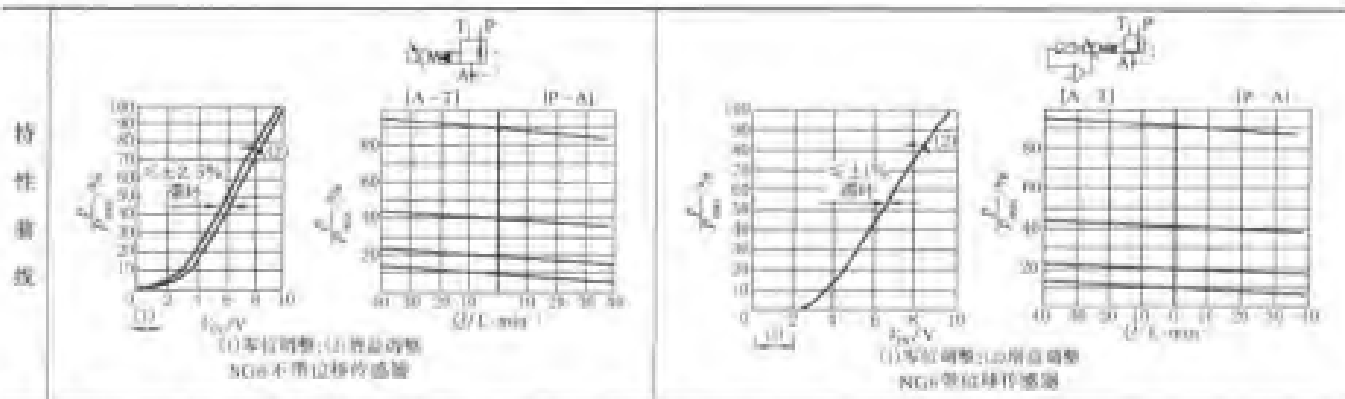
特性曲线



## 2.2.5 BOSCH NG6 三通比例减压阀 (不带/带位移控制)

表 21-6-47

功 能 图	不带位移传感器		带位移传感器	
	不带位移传感器 (NG6)	带位移传感器 (NG6)	不带位移传感器 (NG6)	带位移传感器 (NG6)
技 术 性 能	型号	不带位移传感器 (NG6) 带位移传感器 (NG6)	型号	不带位移传感器 (NG6) 带位移传感器 (NG6)
	额定流量	40	油液温度/°C	-20 ~ 80
	控制油流量	约 0.6	介质清洁度	NAS1638-8 或 ISO4406-17/14, 通过采用 $\mu = 75$ 过滤器达到 $\alpha = 10$
	A 口公称压力/MPa	7.5   17.5   31	暂载率	100%
	A 口最低压力/MPa	0, 或 T 口压力	滞环	$\leq \pm 2\%$   $\leq \pm 1\%$
	P 口进口压力/MPa	最小 $p_p = p_A + 0.5$	响应时间 100% 指令信号	上升: 80ms 下降: $\leq 250ms$   50ms (100% 指令信号) 20ms (10% 指令信号)
最高工作压力 /MPa	A, B: 31.5 T: 25 B 堵住	传感器连接型式	特殊连接件	
工作介质	符合 DIN51524-335 液压油, 使用其他液压油时, 先向厂家咨询	电磁快电流/A	最大 0.8	最大 2.5
粘 度 范 围 $/mm^2 \cdot s^{-1}$	20 ~ 100 (推荐), 最大范围 (10 ~ 800)	线圈阻抗 R20/Ω	22	2.5
		功率/V·A	18	25
		配套放大器	1M45-0.8A, 1M0.8-BGC1, AS0.8-V	PDV45, PV45-BGC1, PV45-RGC2
		重量/kg	2.3	2.4



## 2.2.6 BOSCH NG6、NG10 比例节流阀 (不带位移控制)

表 21-6-48

功 能 图	NG6 比例节流阀		NG10 比例节流阀				
	型 号	NG6	NG10	型 号	NG6	NG10	
技 术 性 能	比例节流阀		比例节流阀		比例节流阀		
	$\Delta p = 0.8 \text{ MPa}$ 公称 流量/ $\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$		每个通道 18 或 35	每个通道 40 或 80	管数率/块 100 (9VDC)		
	泄漏/节流口 $T=0$ ( $\Delta p = 10 \text{ MPa}$ )		$\leq 80 \text{ cm}^3/\text{min}$	$\leq 150 \text{ cm}^3/\text{min}$	带环/块	$\leq \pm 2$	$\leq \pm 5$
	最高工作 压力/MPa	P, A, B 口	31.5		灵敏度/%	$\leq \pm 1.5$	$\leq \pm 3$
		T 口	25		响应时间/ms 100% 指令信号	上升: 50 下降: 20	上升: 100 下降: 100
	工作介质	符合 DIN51524--535 液压油, 使用 其他液压油时, 先向厂家咨询		电磁铁电流/A	最大 2.5	最大 2.5	
	粘度范围/ $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	20 ~ 100 (推荐), 最大范围 10 ~ 600		线圈阻抗 $R_B/\Omega$	3.0	5.8	
	油液温度/ $^{\circ}\text{C}$	-20 ~ 80		功率/W	25 (max)	30 (max)	
	介质清洁度	NAS1638-8 或 ISO 4406-17/14, 通过采用 $\beta_{0.5} = 75$ 过滤器达到 $\alpha = 10$		配套放大器	1M45-2.5A, AS2.5- V, PY45-BGC3	1M45-2.5A, AS2.5- V, 1M25-BGC1	
	特 性 曲 线	$Q_{\text{max}} = 18 \text{ L/min}, 35 \text{ L/min}$		$Q_{\text{max}} = 40 \text{ L/min}, 80 \text{ L/min}$		$Q_{\text{max}} = 40 \text{ L/min}, 80 \text{ L/min}$	
$P_{\text{max}} = 20 \text{ MPa}$ $P_{\text{max}} = 31.5 \text{ MPa}$		$P_{\text{max}} = 20 \text{ MPa}$ $P_{\text{max}} = 31.5 \text{ MPa}$		$P_{\text{max}} = 20 \text{ MPa}$ $P_{\text{max}} = 31.5 \text{ MPa}$			
$Q_{\text{max}} = 30 \text{ L/min}$		$Q_{\text{max}} = 30 \text{ L/min}$		$Q_{\text{max}} = 30 \text{ L/min}$			
(1) 零位调整; (2) 增益调整		(1) 零位调整; (2) 增益调整		(1) 零位调整; (2) 增益调整			
NG6 比例节流阀		NG6 比例节流阀		NG10 比例节流阀			

### 2.2.7 BOSCH NG6、NG10 比例节流阀（带位移控制）

表 21-6-49

结构图		NG6 比例节流阀			NG10 比例节流阀				
		型号	NG6 比例节流阀			NG10 比例节流阀			
		$\Delta p = 0.8 \text{ MPa}$ 公称流量 $/\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$	10	20	35	20	40	80	
		泄漏/节流口 $I=0$ ( $\Delta p = 10 \text{ MPa}$ )	$\leq 80 \text{ cm}^3/\text{min}$						
最高工作 压力/MPa	P、A、B口	31.5			31.5				
	T口	25			25				
	L口				$\leq 0.2$				
工作介质		符合 DIN51524...535 液压油, 使用其他液压油时, 先向厂家咨询							
粘度范围/ $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$		20 ~ 100 (推荐), 最大范围 (10 ~ 800)							
油液温度/ $^{\circ}\text{C}$		- 20 ~ 80							
介质清洁度		NAS1638-8 或 ISO 4406-17/14, 通过采用 $\beta_s = 75$ 过滤器达到 $\alpha = 0$							
暂载率/%		100 (9VDC)			100				
滞环/%		$\leq \pm 0.3$			$\leq \pm 0.3$				
灵敏度/%		$\leq \pm 0.2$			$\leq \pm 0.2$				
响应时间/ms		$\approx 12$			$\approx 25$				
100% 指令信号		(特征参数对应放大器 QV45)			$\approx 15 \text{ ms}$ (特征参数对应放大器 QV60)				
电磁铁电流/A		最大 2.7			最大 3.7				
线圈阻抗 $R_{20}/\Omega$		3.0			2.5				
功率/W		25 (max)			50 (max)				
配套放大器		QV45, QV45-RCC1, QV45-RCC3			QV60, QV60-RCC1, QV60-RCC3				
特性 曲线	$Q_{\text{nom}} = 10 \text{ L/min}$			$Q_{\text{nom}} = 20 \text{ L/min}$			$Q_{\text{nom}} = 35 \text{ L/min}$		
	$Q_{\text{nom}} = 20 \text{ L/min}$			$Q_{\text{nom}} = 40 \text{ L/min}$			$Q_{\text{nom}} = 80 \text{ L/min}$		
	$Q_{\text{nom}} = 35 \text{ L/min}$								

(1) 零位调整; (2) 增益调整

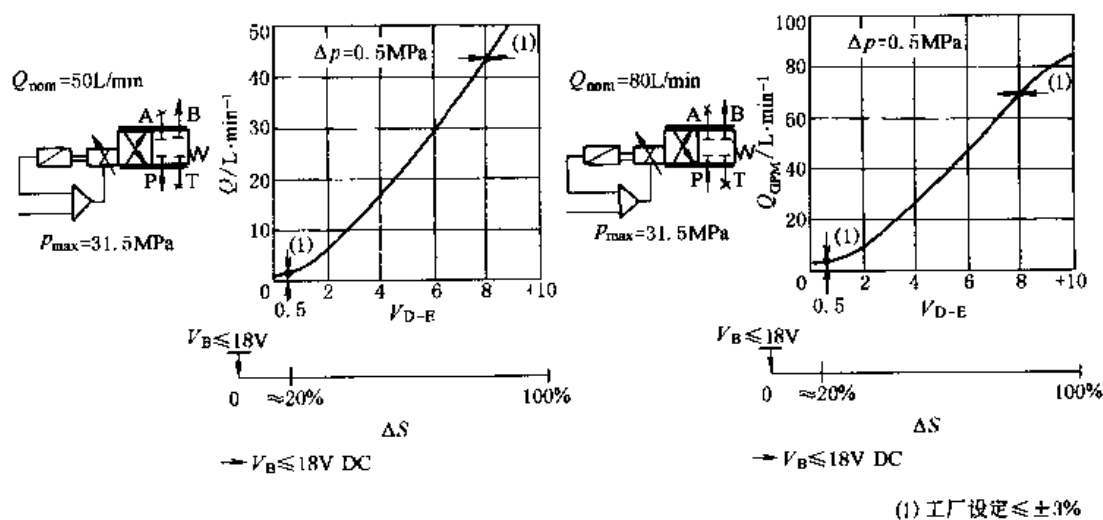
(1) 零位调整; (2) 增益调整

## 2.2.8 BOSCH NG10 带集成放大器比例节流阀 (带位移控制)

表 21-6-50

公称流量( $\Delta p = 0.5\text{MPa}$ )/ $\text{L}\cdot\text{min}^{-1}$	50	80
泄漏/节流口 $\Delta p = 10\text{MPa}$ $l = 0$	$\leq 80\text{cm}^3/\text{min}$	
最高工作压力/ MPa	P、A、B 口	31.5
	T 口	20
工作介质	符合 DIN51524...535 液压油, 使用其他液压油时, 先向厂家咨询	
粘度范围/ $\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$	20 ~ 100 (推荐), 最大范围 (10 ~ 800)	
油液温度/ $^{\circ}\text{C}$	-20 ~ 80	
介质清洁度	NAS1638-8 或 ISO 4406-17/14, 通过采用 $\beta_x = 75$ 过滤器达到 $x = 10$	
电磁铁连接型式	7 芯插头, PG11	
电源 端子 A:, B:	额定 24V DC, 最小 21V DC/最大 40V DC, 最小波动 2V DC	
功率	最大 30V·A	
外接保险丝	2.5A <sub>F</sub>	
输入信号	0 ~ 10V	
端子 D: $V_m$	差动放大器	
E: 0V	$R_i = 100\text{k}\Omega$	
相对于 0V 最高 差动输入电压	D→B, 最大 18V DC	
	E→B	
测试信号	0 ~ 10V, 与主阀芯位移成比例	
接地安全引线	只有当电源变压器不符合 VDE0551 时才需要	
推荐电缆	7 芯屏蔽电缆 用 18AWG, 最大距离: 19.8m; 用 16AWG, 最大距离: 38m	
调整	工厂设定	
滞环/%	$\leq \pm 0.3$	
灵敏度/%	$\leq \pm 0.2$	
响应 时间 /ms	100% 指令信号	$\approx 25$
	10% 指令信号	$\approx 10$
温漂	$< 1\%$ , 当 $\Delta T = 40^{\circ}\text{C}$	
重量	7.1kg	

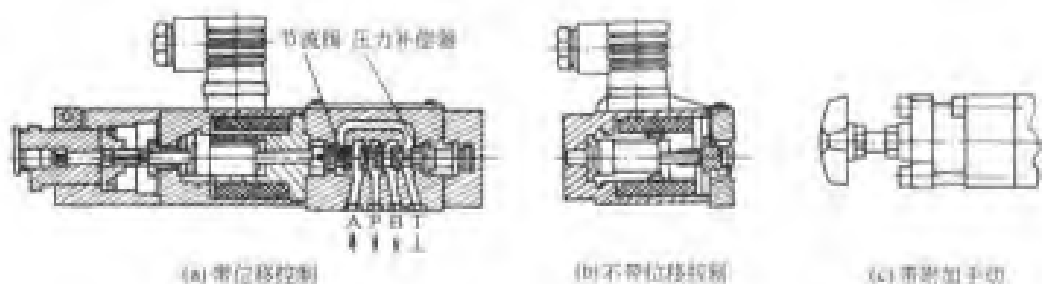
特性曲线



## 2.2.9 BOSCH 比例流量阀 (带位移控制及不带位移控制)

表 21-6-51

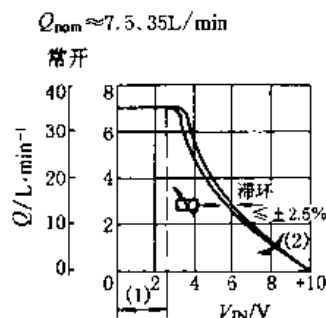
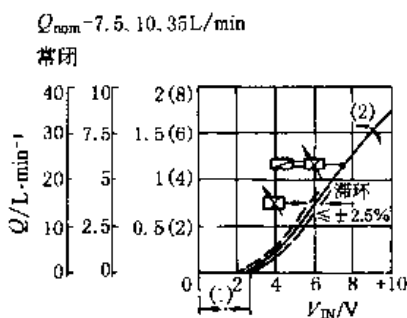
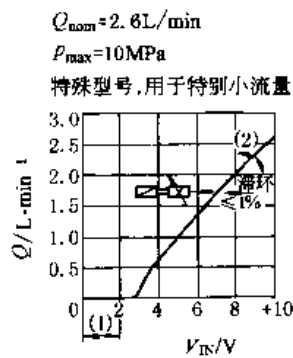
结构图



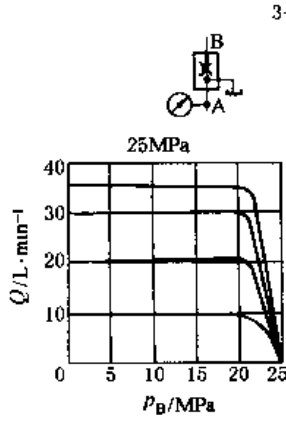
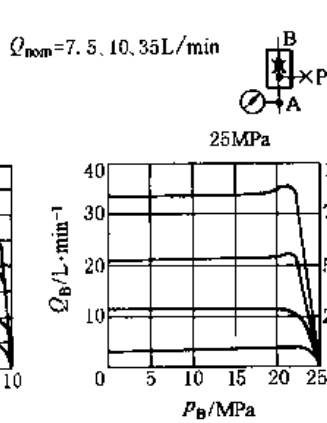
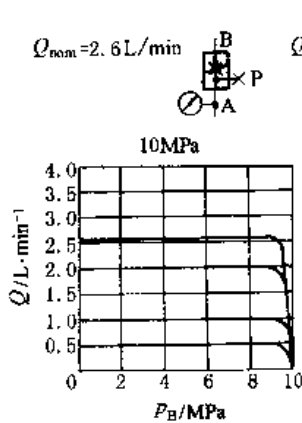
技术性能

型 号		NG6 (ISO 4401) 比例流量阀				NG10 (ISO 4401) 比例流量阀	
公称流量/ $L \cdot \min^{-1}$	进油	—	30	30	35	65	80
	控制	2.6	7.5	10	35		
可控 $Q_{max}/L \cdot \min^{-1}$		10	—	40	50		
最高工作压力 (MPa)	A、B 口	25 或 10					
	T 口	堵住					
	P 口	堵住或 25 残油口					
最低压差 A→B/MPa		$Q_{max} = 2.6L/\min$ 及 $7.5L/\min$ (0.4 ~ 0.6MPa)				0.8	
		$Q_{max} = 10L/\min$ 及 $35L/\min$ (1 ~ 1.4MPa)					
工作介质		符合 DIN51524 - 535 液压油, 使用其他液压油时, 先向厂家咨询					
粘度范围		20 - 100mm <sup>2</sup> /s (推荐), 最大范围 (10 - 800mm <sup>2</sup> /s)					
油液温度		- 20 - 80℃					
介质清洁度		NAS1638-8 或 ISO 4406-17/14, 通过采用 $\beta_{0.5} = 75$ 过滤器达到 $s = 10$					
位移传感器连接型式		特殊连接件					
		带位移控制	不带位移控制	不带位移控制	带位移控制		
电磁铁电流/A		最大 2.7	最大 2.5	最大 2.5	最大 2.7		
线圈阻抗 $R_{co}/\Omega$		2.7	2.5	2.5	2.7		
功率/W		25				25	
配套放大器		QV45	1M45 - 2.5A	1M45 - 2.5A	1M45 - 2.5A	QV45	
滑环/个		≤ 1	≤ ± 2.5	≤ ± 2.5	≤ 1		
分辨率/°		≤ 0.5	≤ ± 1.5	≤ ± 1.5	≤ 0.5		
响应时间(100%指令信号)/ms		35/25	70	35/25	70		
最大负载变化时响应时间/ms		≤ 30	≤ 30	≤ 45	≤ 45		

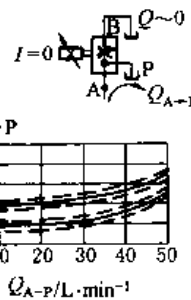
NG6 比例流量阀特性曲线



(1)零位调整; (2)增益调整

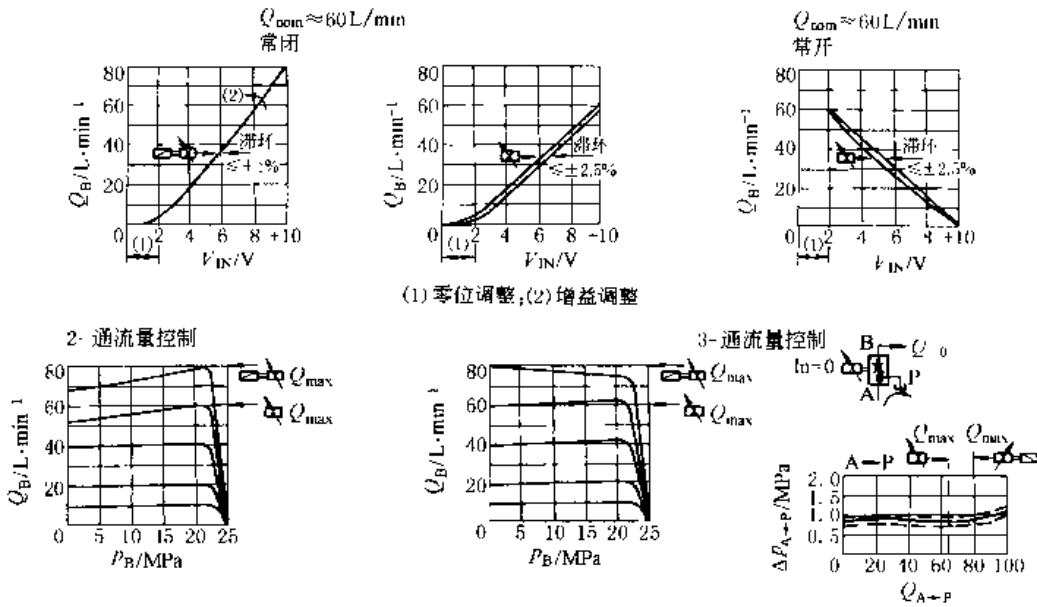


3-通流量控制





NG10 比例流量阀特性曲线



2.2.10 BOSCH 不带位移传感器比例方向阀

表 21-6-52

结构图					
	NG6		NG10		
技术性能	型号	NG6		NG10	
	公称流量 / L·min <sup>-1</sup>	7.5、18 或 35 ( $\Delta p = 0.8\text{MPa}$ )		40、80、80:45 ( $\Delta p = 0.8\text{MPa}$ )	
	最高工作压力 / MPa	P, A, B 口	25		31.5
		T 口			25 (I. 口: 0.2)
	工作介质	符合 DIN51524 ~ 535 液压油, 使用其他液压油时, 先向厂家咨询			
	粘度范围	20 ~ 100mm <sup>2</sup> /s (推荐), 最大范围 (10 ~ 800mm <sup>2</sup> /s)			
	油液温度	-20 ~ 80℃			
	介质清洁度	NAS1638-8 或 ISO 4406-17/14, 通过采用 $\beta_s = 75$ 过滤器达到 $x = 10$			
	暂载率	100%			
	电磁铁电流 / A	最大 2.5		最大 2.5	
线圈阻抗 $R_{20}/\Omega$	3.0		5.8		
功率 / W	最大 25		最大 50		
配套放大器	2M45-2.5A, 2M2.5-RGC2, 2CH. /2.5A, 25P				

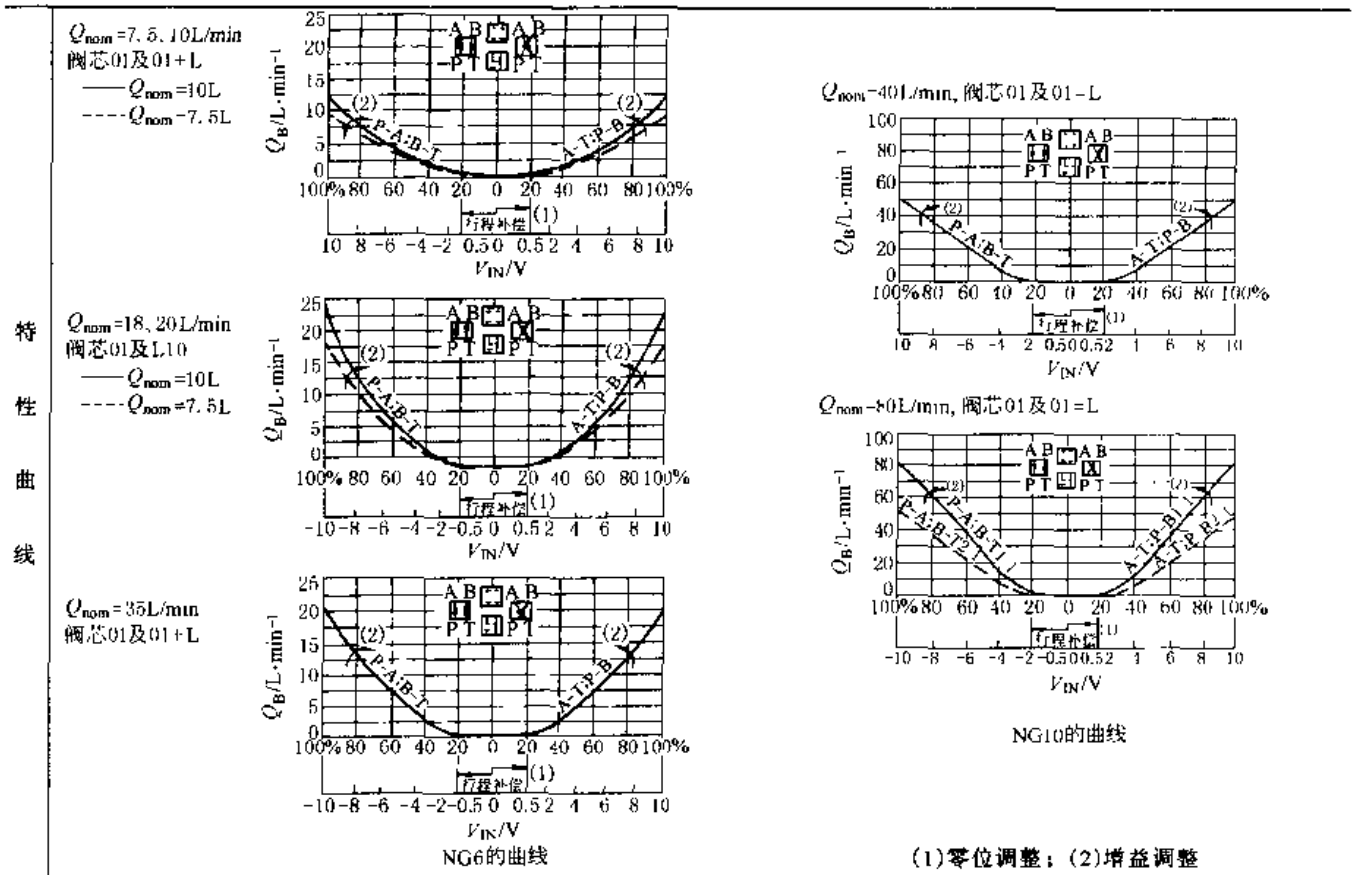
续表

技术性能	型号	NG6	NG10
	溢流	≤4%	≤6%
	分辨率	≤3%	≤4%
	响应时间 (100%指令信号)	70ms	80ms
	重量	2.6kg	3.7kg
特性曲线	<p>NG6比例方向阀 (1)零位调整,(2)增量调整</p>	<p>NG10比例方向阀 (1)零位调整,(2)增量调整</p>	

## 2.2.11 BOSCH 比例方向阀 (带位移控制)

表 21-6-53

结构图	<p>NG6(带位移控制)</p>	<p>NG10(带位移控制)</p>							
	<p>附加排油口 <math>P_{max} \leq 0.2 \text{ MPa}</math></p>								
技 术 性 能	型号	NG6				NG10			
	公称流量/ $\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$ $\Delta p = 0.8 \text{ MPa}$ 时	7.5	10	20	35	40	80	80:45	
	最高工作 压力/MPa	P, A, B口	31.5				31.5		
		T口	25				25		
		L口					0.2		
	工作介质	符合 DIN51524-535 液压油, 使用其他液压油时, 先向厂家咨询							
	粘度范围/ $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	20-100 (推荐), 最大范围 (10-800)							
	油液温度/ $^{\circ}\text{C}$	-20-80							
	介质清洁度	NAS1638-8 或 ISO 4406-17/14, 通过采用 $\mu = 75$ 过滤器达到 $\alpha = 10$							
	暂载率/%	100							
	电磁铁电流/A	最大 2.7				最大 3.7			
	线圈阻抗 $R_{20}/\Omega$	3.0				2.5			
	功率/W	最大 25				最大 50			
	配套放大器	WV45-RGC2				WV60-RGC2			
	溢流/%	≤0.3				≤0.75			
灵敏度/%	≤0.2				≤0.5				
制造公差 $p_{max}$	±5%				±10%				
响应 时间 /ms	100%指令信号		30		50				
	10%指令信号		15		20				



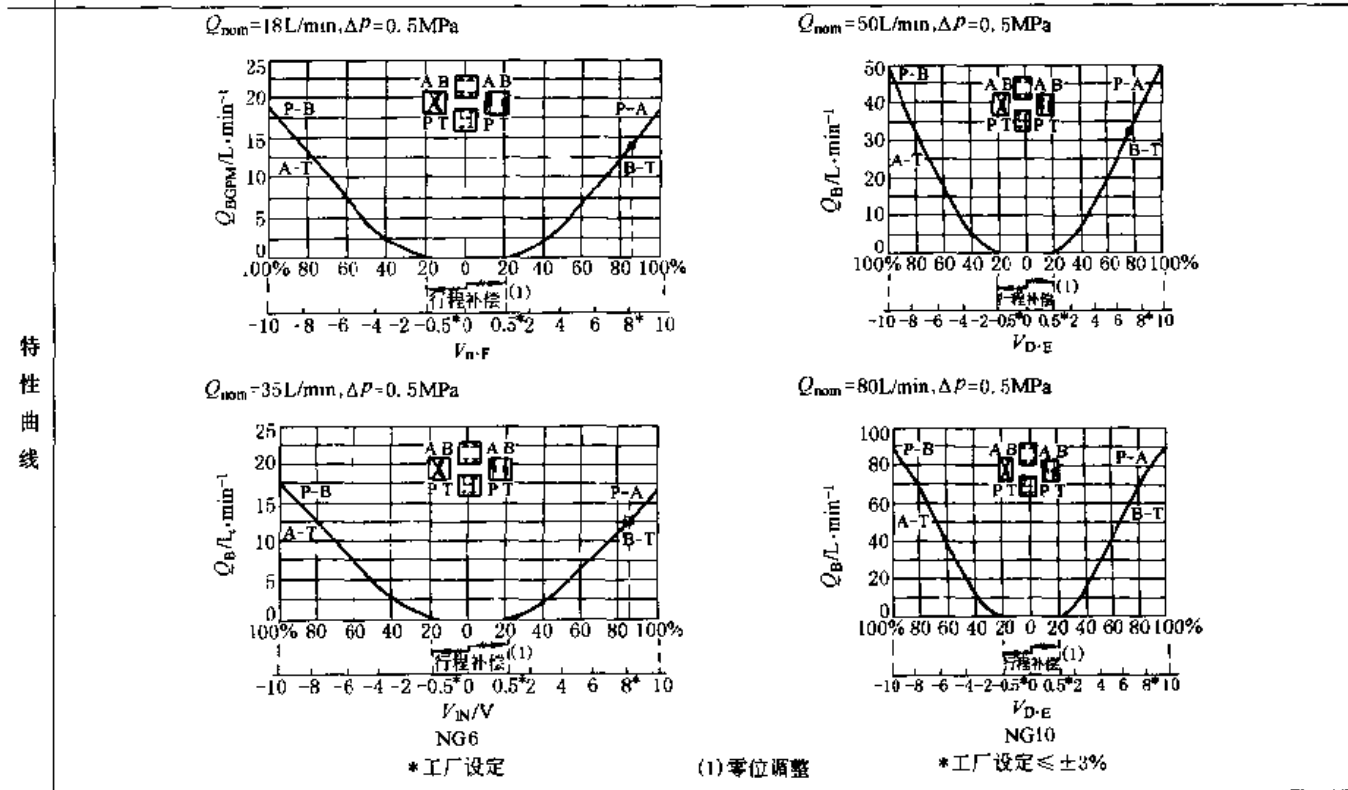
2.2.12 BOSCH 带集成放大器比例方向阀

表 21-6-54

结构图						
	NG6		NG10			
技术性能	型号		NG6 (ISO 4401)		NG10 (ISO 4401)	
	$\Delta p = 0.5MPa/台肩$		4.7 18	8.5 32	50	80
	公称流量 (L/min) 8V时 $Q_A$		14 (+/-3%)	25 (+/-3%)	35 (+/-3%)	70 (+/-3%)
	泄漏 100 1/台肩		$\leq 80cm^3/min$		80cm <sup>3</sup> /min	
	最高工作	P, A, B口	31.5			
		T口	20			
	工作介质		符合 DIN51524 - 535 液压油, 使用其他液压油时, 先向厂家咨询			
	粘度范围/ $mm^2 \cdot s^{-1}$		20 ~ 100 (推荐), 最大范围 (10 ~ 800)			
	油液温度/°C		- 20 ~ 80			
	介质清洁度		NAS1638-8 或 ISO 4406-17/14, 通过采用 $\beta_s = 75$ 过滤器达到 $x = 10$			
暂载率/%		100				
电磁铁连接型式		7芯插头, PG11				
电源: 端子 A、B		额定 24V DC, 最小 21V DC/最大 40V DC, 最大波动 2V DC				
功率/W		30		50		

续表

型 号		NG6 (ISO 4401)	NG10 (ISO 4401)		
外接保险丝		2.5A <sub>F</sub>			
输入信号: 端子 D、E		0 ~ +10V, 差动放大器, R <sub>i</sub> = 100kΩ			
相对于 0V 最高		D→B } E→B } 最大 18V DC			
差动输入电压					
测试信号		0 ~ +10V, 与主阀芯位移成比例			
端子	F: V <sub>ref</sub>	R <sub>s</sub> = 10kΩ			
	C: 0V				
接地安全线		只有电源变压器不符合 VDE0551 时才需连接			
推荐电缆		7 芯屏蔽电缆 18AWG, 最大距离: 19.8m; 16AWG, 最大距离: 38m			
调整 V <sub>D-E</sub> + 8V = (工厂设定) ± 3%, GPM (L/min) ΔP = 0.5MPa		14	25	35	70
典型 Q <sub>NCPM</sub> /L·min <sup>-1</sup>		18	32	50	80
配套放大器		QV45			
滞环/%		≤ 0.3			
分辨率/%		≤ 0.2			
响应时间 /ms	100% 指令信号	30		50	
	10% 指令信号	5		15	
温漂/%		< 1 (当 ΔT = 40℃)			
重量/kg		3.9		8.8	



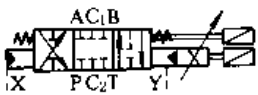


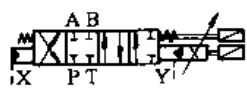

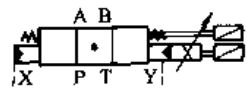

### 2.2.13 比例控制阀

表 21-6-55

技 术 性 能	型 号	NG10	NG16	NG25	NG32
公称流量 (ΔP = 0.5MPa) / L·min <sup>-1</sup>		80	180	350	1000
最大流量 / L·min <sup>-1</sup>		170	450	900	2000

型 号		NG10	NG16	NG25	NG32			
最高工作压力 /MPa	P, A, B 口	35						
	T 口	25						
先导级控制压力/MPa		(X 口及 P 口) 最低 0.8, 最高 25						
零位泄漏 $p = 10\text{MPa}$	主级/ $\text{L}\cdot\text{min}^{-1}$	0.25	0.4	0.6	1.2			
	先导级/ $\text{L}\cdot\text{min}^{-1}$	0.15	0.15	0.35	1.1			
先导阀 $Q_N/\text{L}\cdot\text{min}^{-1}$		2	4	12	40			
工作介质		符合 DIN51524 ~ 535 液压油, 使用其他液压油时, 先向厂家咨询						
粘度范围/ $\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$		20 ~ 100 (推荐), 最大范围 (10 ~ 800)						
油液温度/ $^{\circ}\text{C}$		-20 ~ 80						
介质清洁度		NAS1638-8 或 ISO 4406-17/14, 通过采用 $\beta_s = 75$ 过滤器达到 $s = 10$						
中位正遮盖量		18% ~ 22% 阀芯行程						
滞环/%		< 0.1 (不可测)						
温漂/%		< 1 (当 $\Delta T = 20 \sim 50^{\circ}\text{C}$ )						
响应时间/ms	$p_x = 10\text{MPa}$	40	80	80	130			
	100% 信号变化 $p_x = 1\text{MPa}$	150	250	250	500			
暂载率/%		100						
电磁铁电流/A		最大 2.7						
线圈阻抗 $R_{20}/\Omega$		2.4						
功率/V·A		最大 25						
配套放大器		2STV, 2STV - RGC2						
型 号 及 标 记	符 号 1:1 + 2:1	NG	$Q_{\text{nom}} [\Delta p = 0.5\text{MPa}]$ $Q_A : Q_B$	控制油		重 量 /kg	型 号 标 记	
				P/X	T/Y			
			10	80:80	外部	外部	8.35	0 811 404 180
					内部	内部		
					外部	外部		0 811 404 181
					内部	内部		0 811 404 182
			10	80:80	外部	外部	0 811 404 183	
					内部	内部	0 811 404 188	
					外部	外部	0 811 404 184	
					内部	内部	0 811 404 185	

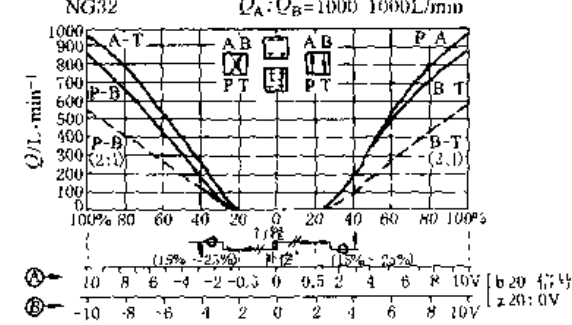
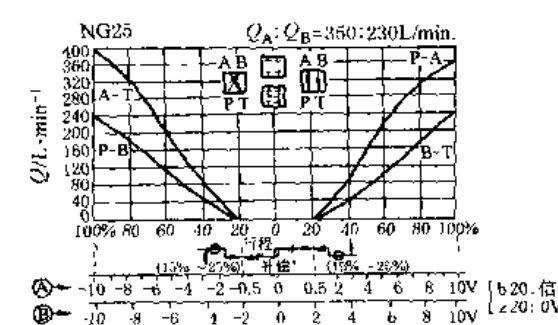
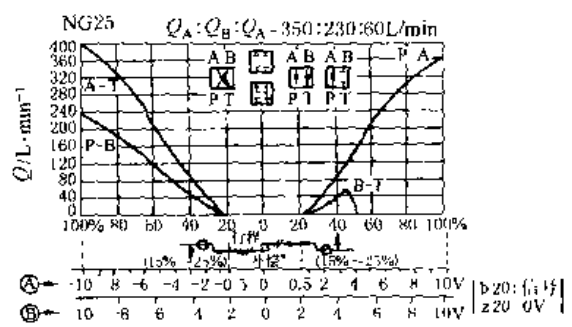
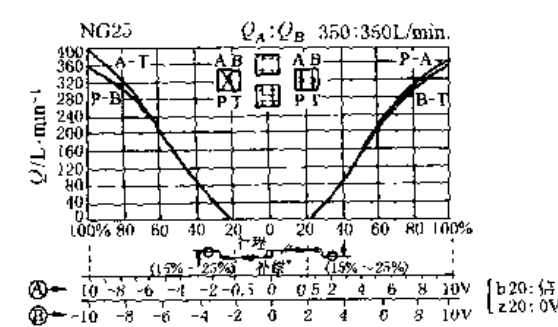
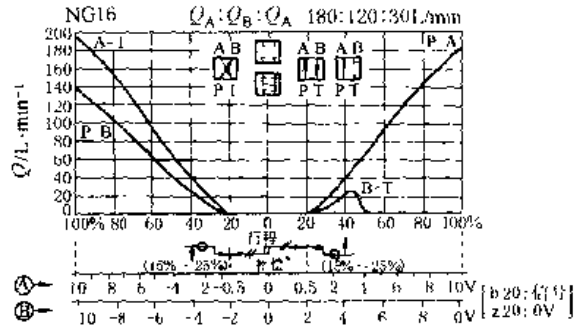
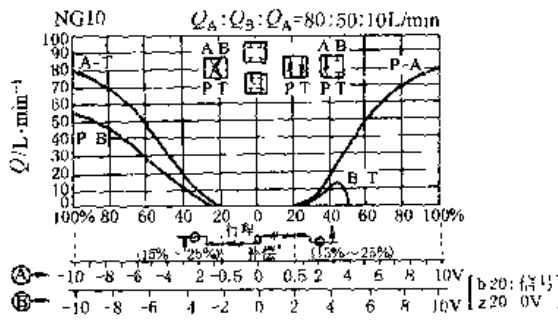
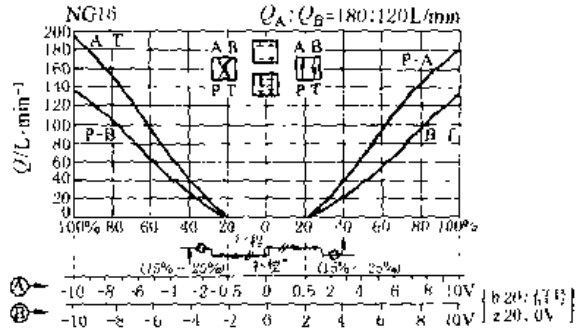
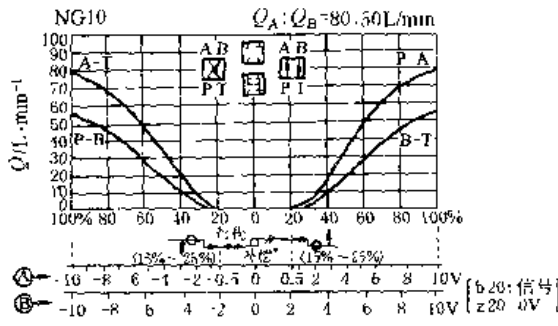
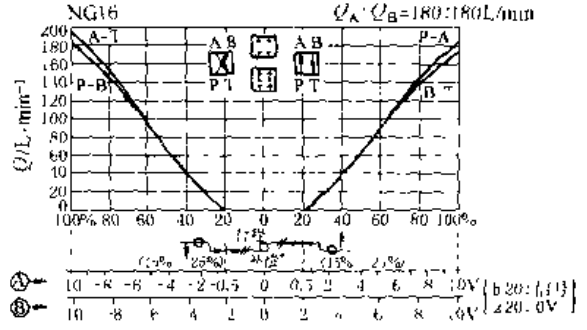
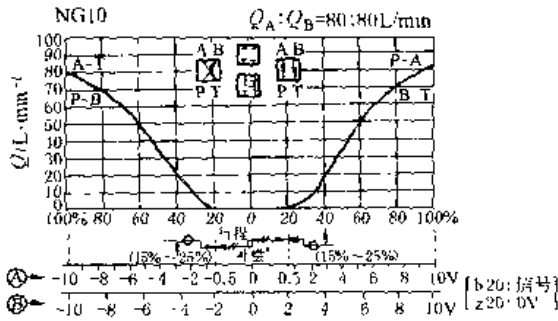
续表

符 号 1:1+2:1	NG	$Q_{nom} [\Delta p = 0.5MPa]$ $Q_A: Q_B$	控制油		重量 /kg	型号标记
			P/X	T/Y		
	16	180:180	外部	外部	10.2	0 811 404 210
			内部	内部		
		180:120	外部	外部		0 811 404 212
			内部	内部		
	16	180:180	外部	外部	10.2	0 811 404 209
			内部	内部		
		180:120	外部	外部		0 811 404 213
			内部	内部		
	25	350:350	外部	外部	18	0 811 404 407
			内部	内部		
		350:230	外部	外部		0 811 404 408
			内部	内部		
		350:350	外部	外部		0 811 404 406
			内部	内部		
350:230	外部	外部	0 811 404 409			
	内部	内部				
	10	80:50:10	外部	外部	8.35	0 811 404 186
			内部	内部		
	16	180:120:30	外部	外部	10.2	0 811 404 214
			内部	内部		
	25	350:230:60	外部	外部	18	0 811 404 420
			内部	内部		
	10	80:50:10	外部	外部	8.35	0 811 404 187
			内部	内部		
	16	180:120:30	外部	外部	10.2	0 811 404 211
			内部	内部		
	25	350:230:60	外部	外部	18	0 811 404 421
			内部	内部		
	32	按需要确定, $Q = 1000L/min$		80	0811 404...	
		1000:1000L/min 中位机能  01 X/Y 外部			0811 404 500	

型  
号  
及  
标  
记

表 21-6-56

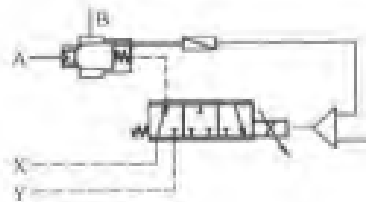
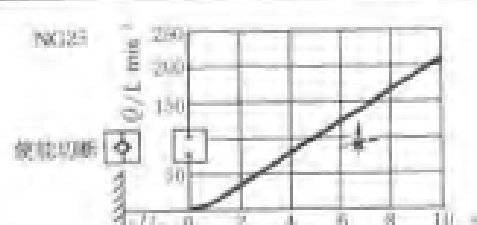
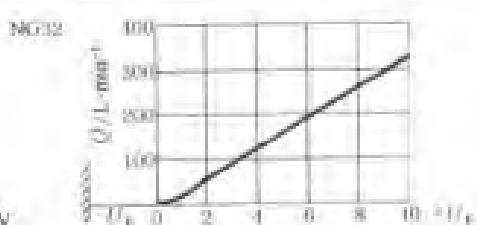
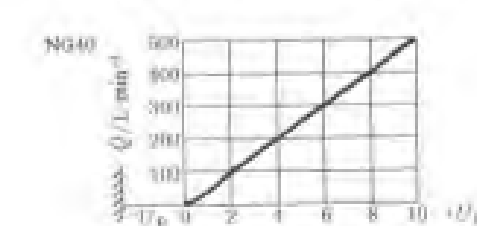
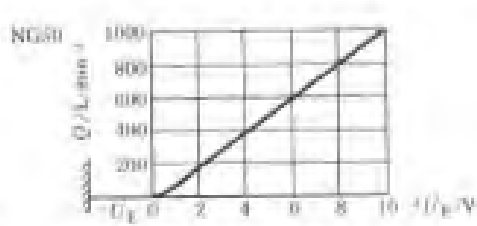
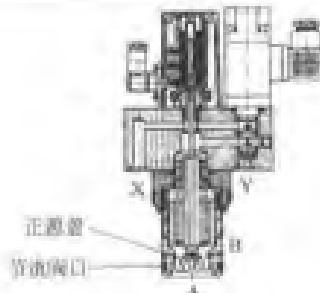
NG10、NG16、NG25 和 NG32 的特性曲线



( $\Delta P=0.5MPa; v=36mm^2/s$ ) 放大器: (A) 带缓冲, (B) 0811405073, (C) 不带缓冲, (D) 0811405063

## 2.2.14 插装式比例节流阀

表 21-6-57

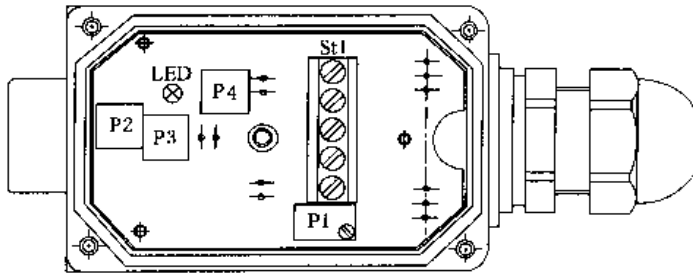
结构图		 NG25, 32, 40, 50				
技术性能	型号	NG25	NG32	NG40	NG50	
	公称流量 ( $p = 0.5 \text{ MPa}$ ) / $\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$	7.5	18	40		
	最高工作压力 / MPa	31.5				
		A, B, X口	25		25	
	最低进口压力 / MPa	A→B: 1.2, B→A: 2.0				
	先导阀泄漏 ( $p = 10 \text{ MPa}$ 时)	X→Y: 大约 $< 0.4 \text{ L/min}$ , X→A 插装阀中, 无泄漏				
	控制油回油	有可能情况下零压, 最高 10 MPa				
	控制油流量 / $\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$	5	5	10	25	
	当 $p = 10 \text{ MPa}$ , 并具有最高动态响应时					
	工作介质	符合 DIN51524 - 535 液压油, 使用其他液压油时, 先向厂家咨询				
	粘度范围 / $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	20 - 100 (推荐), 最大范围 (10 - 300)				
	油液温度 / $^{\circ}\text{C}$	-20 - 80				
	介质清洁度	NAS1638-8 或 ISO 4406-17/14, 通过采用 $\beta = 75$ 过滤器达到 $\alpha = 10$				
	响应时间 / ms	100% 指令信号	50	90	100	120
		10% 指令信号	20	30	40	45
重量 / kg		1.9	5	7.1	11.2	
特性曲线	 NG25		 NG32			
	 NG40		 NG50			
	$\Delta p = 0.5 \text{ MPa}, \nu = 36 \text{ mm}^2/\text{s}$					
	 正源油 节流阀口 A					



### 2.2.15 BOSCH 插头式比例放大器

表 21-6-58

结构图



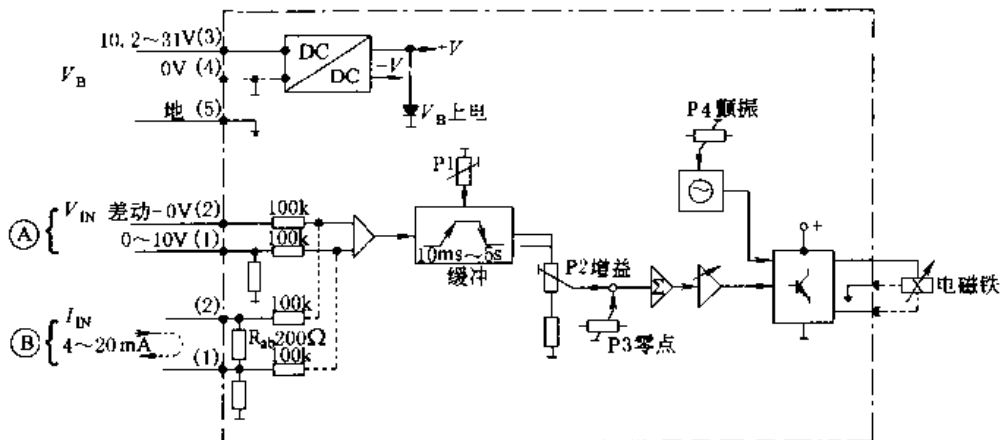
- 0 ~ 10V DC 差动输入
- 打开金属盖子，缓冲，颤振，零位及增益可调整
- CE 认可
- 壳体坚固

P1—缓冲时间；P2—增益；P3—零位；P4—颤振频率；  
St1—接线端子；LED—U<sub>B</sub> 指示

技术性能

型号	AS 2.5-mA	AS 0.8-V	AS 2.5-V
输出方式	2.5A 线圈，4 ~ 20mA 控制信号	800mA 线圈，0 ~ 10V DC 控制信号	2.5A 线圈，0 ~ 10V DC 控制信号
电流/功率 (A/W)	2.5/25	0.8/18	2.5/25
重量/kg	0.15		
缓冲时间	10ms ~ 5s		
颤振频率范围	80 ~ 350Hz, 工厂预设		
零位补偿范围	见特性曲线		
特点	LED (绿): 电源上电时输入输出短路保护 PWM 输出级 快速充放电, 高响应 采用电位器进行调整		

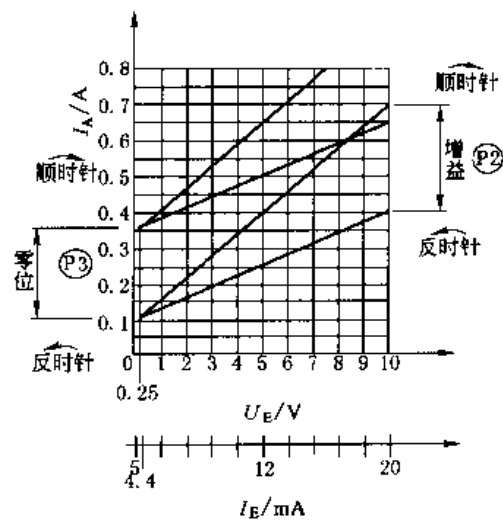
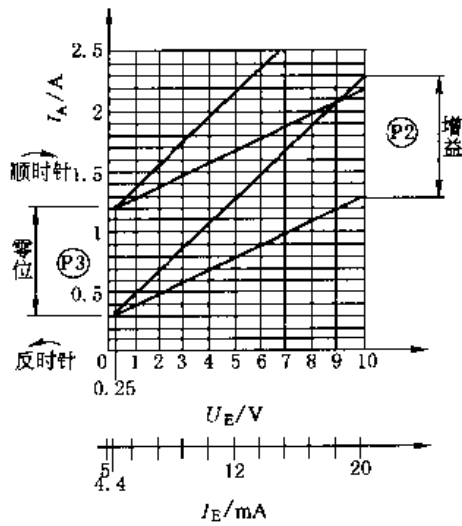
原理图



Ⓐ 0811 405 143 ; 0811 405 144 ;

Ⓑ 0811 405 145

特性曲线

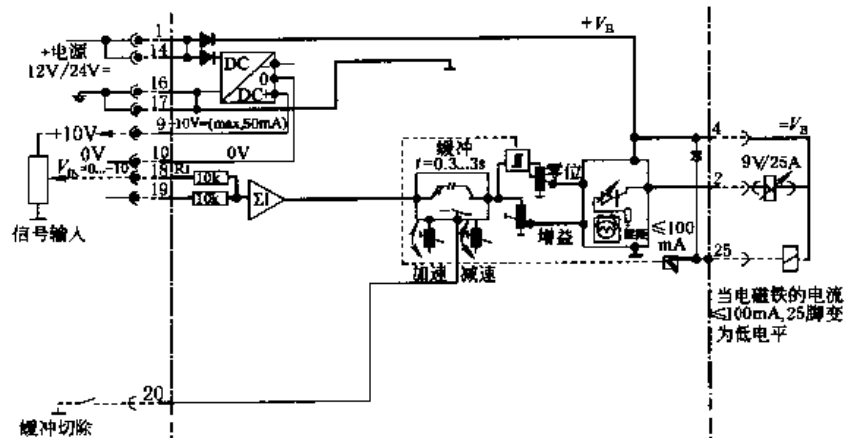


2.2.16 BOSCH 单通道/双通道盒式放大器

表 21-6-59

应用对象	所有不带位移控制的比例阀
重量/kg	(单通道/双通道) 0.5/0.6
电磁铁电流/功率	2.5A/25W
输出到比例铁磁信号	脉宽调制信号 $I_{max} = 2.5A$
电缆长度及截面尺寸	电磁铁 可达 65ft. (20m): 18AWG
	可达 130ft. (40m): 14AWG
特点	输入输出短路保护; PWM 输出级; 快速充放电, 高响应

原理图



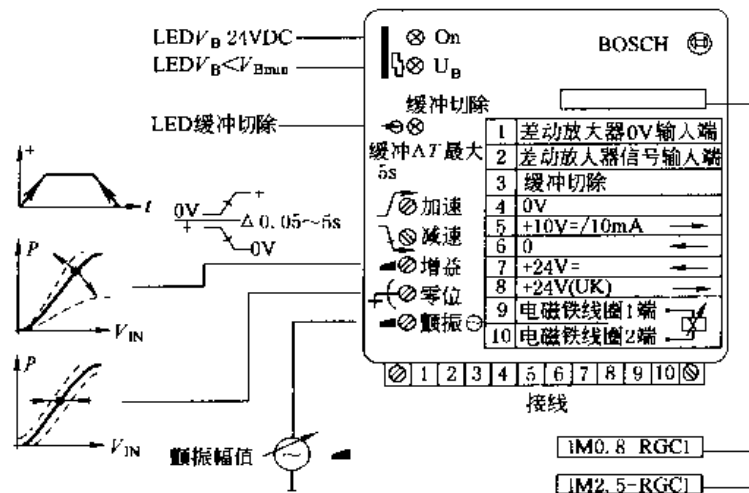
### 2.2.17 BOSCH 模块式放大器 1

表 21-6-60

型 号	1M0.8-RGC1	1M2.5-RGC1
应用对象	用于单电磁铁、不带位移传感器的比例阀	
重量/kg	0.25	
铁磁铁/A·W <sup>-1</sup>	0.8A/20W	2.5A/35W
输入电流	1.25A	1.5A
	当输入电压较低, 以及电磁铁连线较长时, 电流会大于上述值	
功率(典型)	30V·A	35V·A
输出到比例铁磁铁信号(9) - (10)	脉宽调制信号 $I_{max} = 2.5A$	
缓冲时间	0.05 ~ 5s	
调整	0.05 ~ 5s	
	零位	
	增益	
	缓冲时间	
特点	输入输出短路保护	
	PWM 输出级快速充放电, 高响应	

技  
术  
性  
能

原  
理  
图

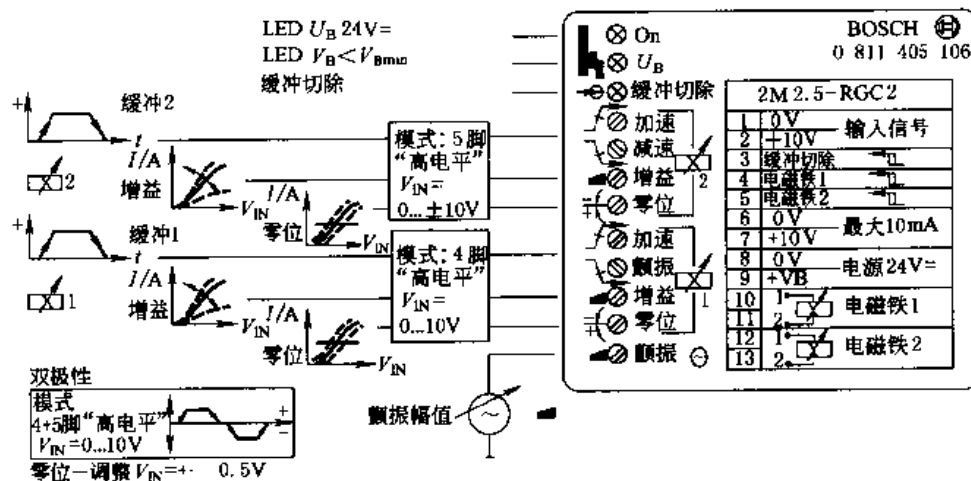


2.2.18 BOSCH 模块式放大器 2

表 21-6-61

技术性能	型号	1M2.5-RGC2
	应用对象	用于二个 2.5A 电磁铁、不带位移传感器的比例阀
	重量/kg	0.3
	铁磁铁	2.5A/25W
	输入电流	1.5A
		当输入电压较低, 以及电磁铁连线较长时, 电流会大于上述值
	最大功率消耗	35V·A
	给定信号: (2) 0V (1)	0 ~ +10 ± 0.3 ~ 10V 差动放大 (Ri = 100kΩ)
	输出到比例铁磁信号 1-2	脉宽调制信号 $I_{max} = 2.5A$
	外控缓冲切除	(3); 6~40V DC (额定 10V DC)
	缓冲时间	0.05 ~ 5s
	调整	零位, 缓冲时间
		增益, 颤振幅值
特点	输入输出短路保护	
	PWM 输出级	
	快速充放电, 高响应	

原理图



2.2.19 BOSCH 单通道放大器 (不带位移控制, 带缓冲)

表 21-6-62

面板

面板(尺寸7TE/3HE)

LED使能  
LED  $V_B < V_{Bmin}$

缓冲切除

缓冲加速

缓冲减速

增益  $V_{IN} = 10V$

零位  $V_{IN} = 0.2 \dots 0.5V$

LDE电磁铁 1M-0

BOSCH 控制旋钮: 开,  $I_B$ , 缓冲切除,  $f \Delta T_{max}$  5s, max, 零位,  $I_M=0$

1M45-0.8A  
1M45-2.5A

技术性能

型 号	1M45-2.5A	1M45-0.8A
应用对象	所有不带位移控制的比例阀	不带位移控制的比例压力阀
重量/kg	0.2	
电缆长度及截面尺寸	电磁铁可达 65ft (20m), 18AWG	
	连线可达 130ft (40m), 14AWG	
阀响应时间	50ms 100% 信号变化	
阀滞环	< 4%	
缓冲时间	0.05 ~ 5s	
调整	零位 [ $V_{IN} \leq 0.3 (0.5) VDC$ ]	
	增益 $V_{IN} = 10V$ 缓冲时间	
特点	输入输出短路保护	
	PWM 输出级, 快速充放电, 高响应	

原理图

电位器信号源  $+10V/20mA$

差动输入  $V_{IN} = 0 \dots +10V$  (z16, z18)

信号输入  $V_{IN} = 0 \dots +10V$  (b10, z10)

$V_{IN} = 0 \dots +10V$  (z12, b12)

缓冲切除  $b20$  28V max 40V,  $b22$   $R_t=100k$  "缓冲切除"黄色

加速 减速

最大 零位

$V_B \geq V_{min}$   $V_B$  上电 红色 绿色

$z20$   $-0 \dots +10V$  监视信号

100mA 当电磁铁电流  $\leq 0$  时, 24V 为高电平 (b2)

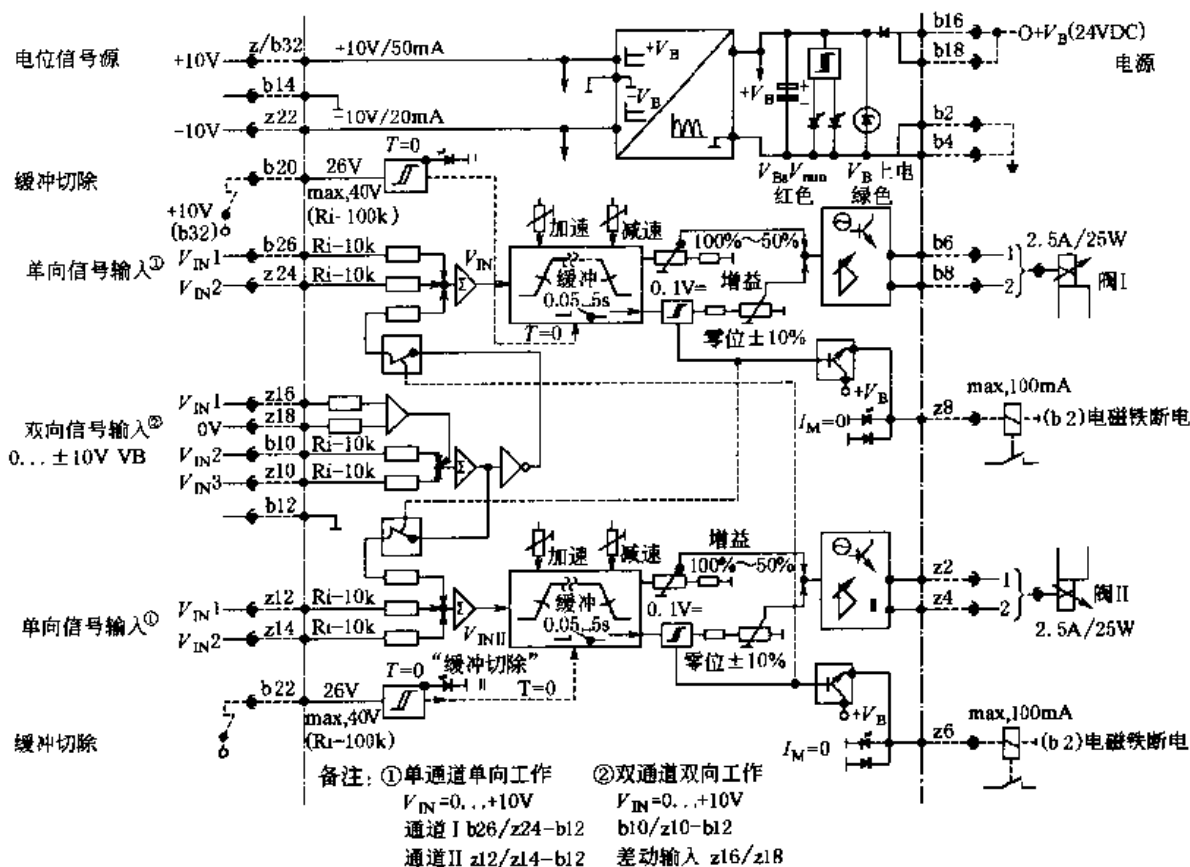
$+I_B$  黄色

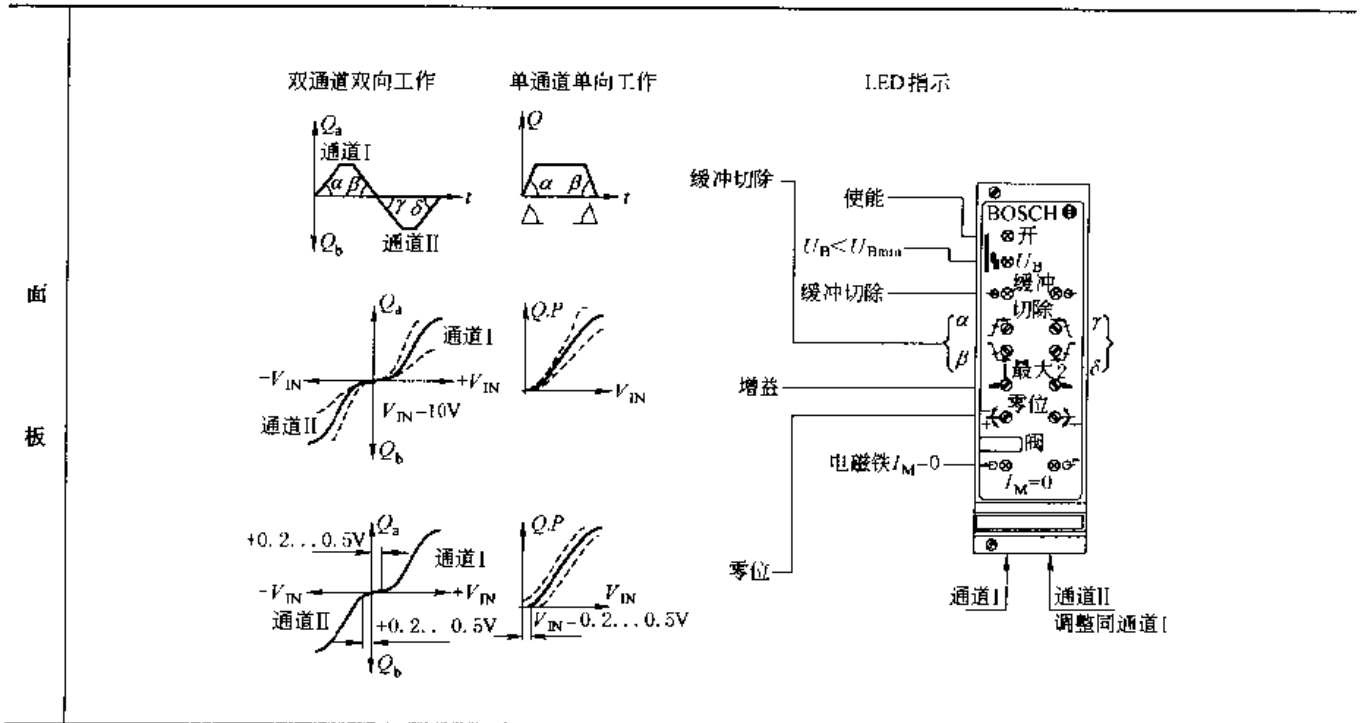
### 2.2.20 BOSCH 双通道双工放大器

表 21-6-63

型 号	2M45-2.5A	
应用对象	所有不带位移控制的比例阀	
电磁铁	2.5A/25W	
重量/kg	0.25	
电缆长度及截面尺寸	电磁铁可达: 65ft, 18AWG	
	连线可达: 130ft, 14AWG	
1 单通道单向工作输入信号 $V_{IN} = 0 \sim +10V$	通道 1	通道 2
	b26 和/或 z24	z12 和/或 z14
双通道双向工作输入信号 $V_{IN} = 0 \sim \pm 10V$	二通道中, 都以 b12 作为控制零的参考点	
双向工作时的输出	要么是差动输入信号 z16/z18 (0V), 要么是以 b12 为控制零参考点, 输入脚为 b10 或 z10 输入信号; 放大器处于双向工作时, 在 b26/z24 $\Omega$ 及 z12/z14 $\Omega$ 脚不能有任何信号	
缓冲时间	$V_{IN} = +$ 时: 通道 1 (b6/b8); $V_{IN} = -$ 时: 通道 2 (z2/z4)	
缓冲切除	通道 1	通道 2
	b20	b22
特点	$V = 6 \dots 40$ , 来自 b32 的 10V	

原  
理  
图





2.2.21 BOSCH 不带缓冲的比例阀放大器

表 21-6-64

型号	* -	PDL1	PV45	PV60	QV45	QV60
	* -PGC1	PDL1-PGC1	PV45-PGC1	PV60-PGC1	QV45-PGC1	QV60-PGC1
应用对象						
铁磁铁	* -	2.7A/25W				
	* -PGC1	3.7A/50W				
额定电 流/A	* -	1.5 (当输入电压较低, 以及电磁铁连线较长时, 电流会大于上述值)				
	* -PGC1	2.2 (当输入电压较低, 以及电磁铁连线较长时, 电流会大于上述值)				
电缆长度及截面尺寸	电磁铁可达: 65ft (20m), 18AWG; 连线可达: 130ft (40m), 14AWG					
	位移传感器: 最长 150ft, 100PI/m					
	电源及电容: 18AWG					
输出到比例电磁铁信号	脉宽调制信号 $I_{max} = 2.7A$ , 脉宽调制信号 $I_{max} = 3.7A$					
输出短路保护	接电磁铁的输出级; 接 LVDT 信号; 电位器信号源					
特点	LVDT 电缆断路监测, PID 位移控制					
	PWM 输出级; 冲放电快, 响应高					

表 21-6-65

PAL1、PV45、PV60、QV45 和 QV60 等

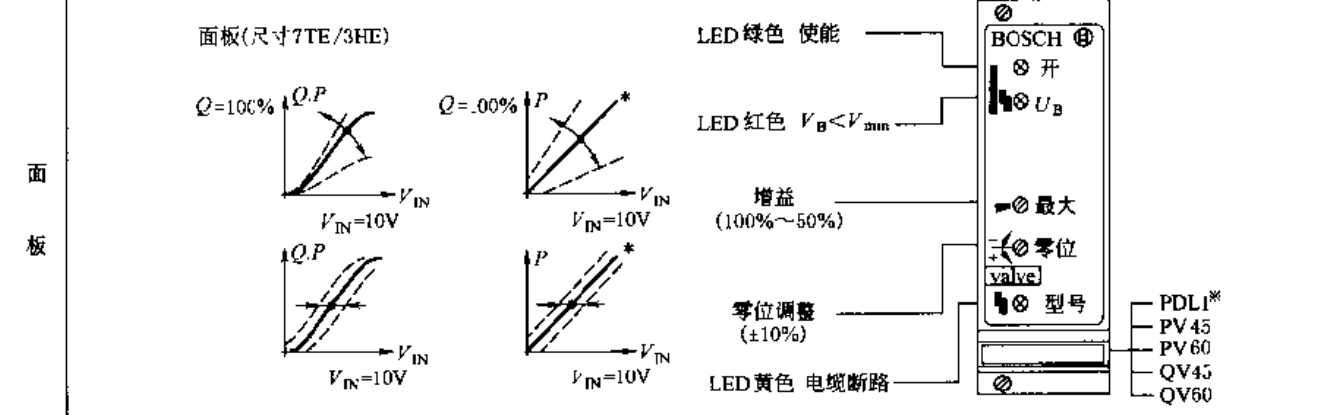
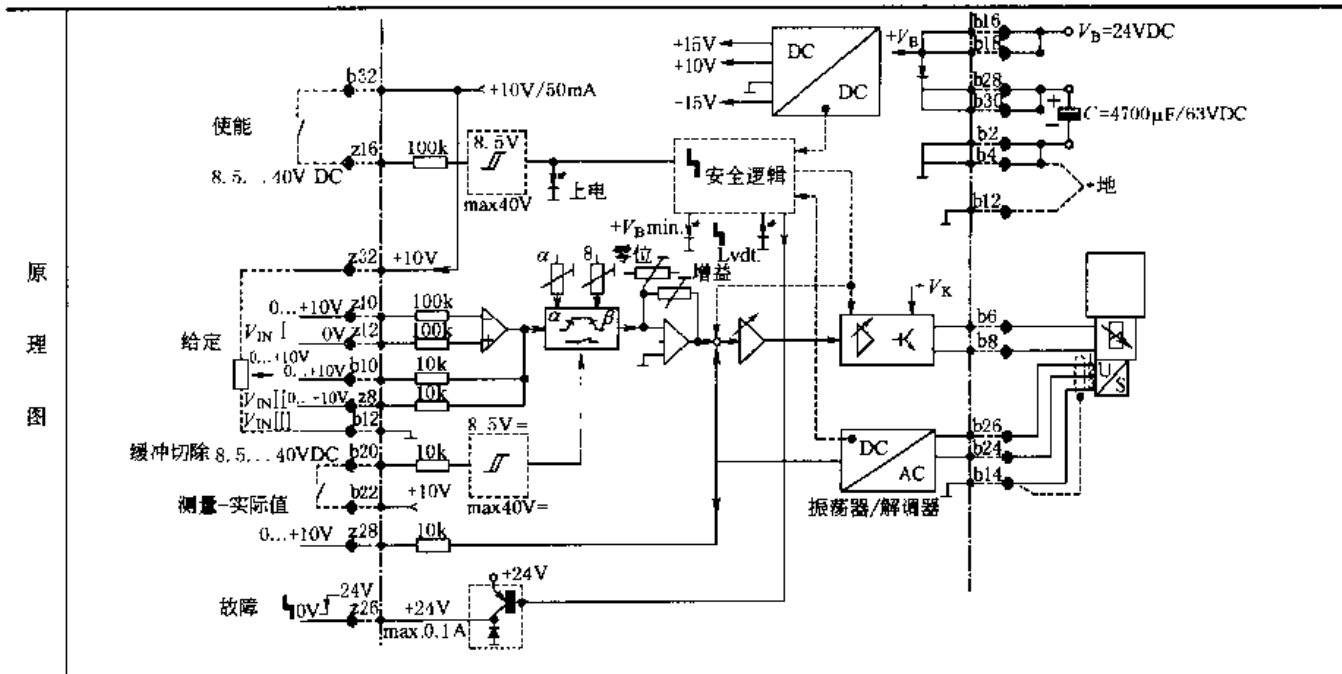
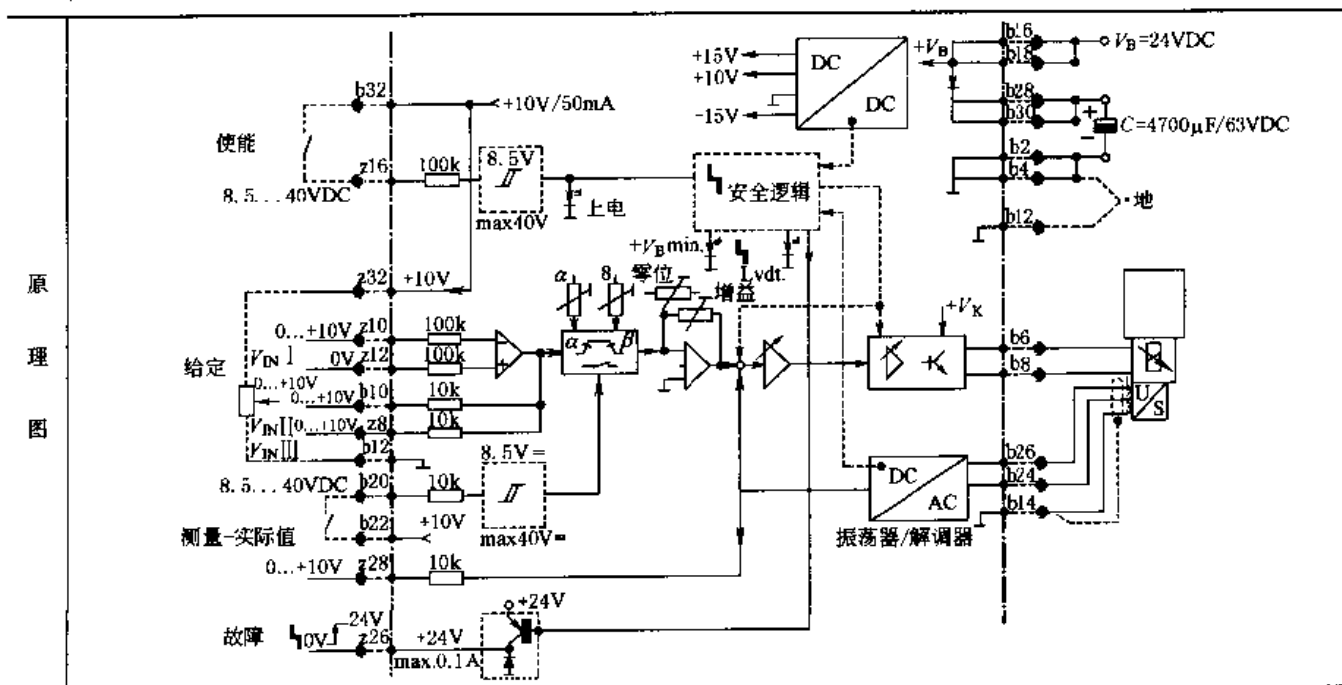


表 21-6-66

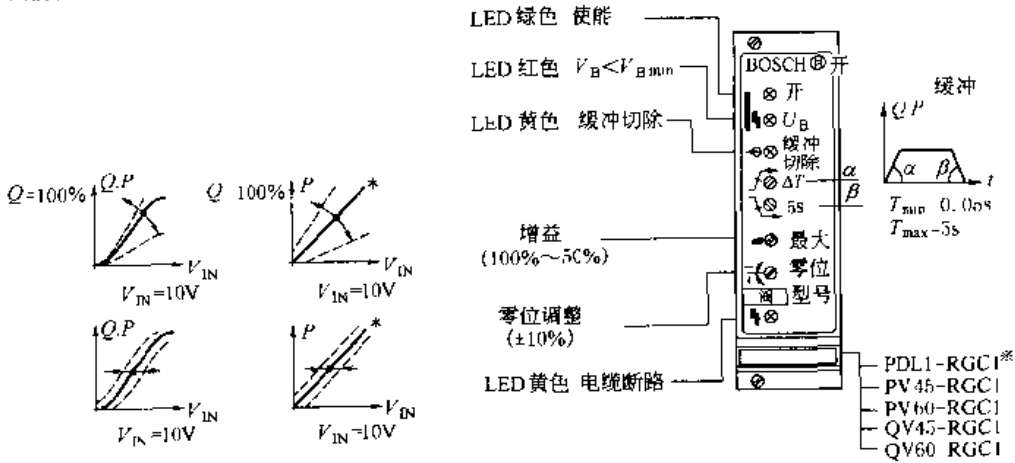
PAL1-PGC1、PV45-PGC1、PV60-PGC1、QV45-PGC1 和 QV60-PGC1 等





面板

面板(尺寸7TE/3HE)

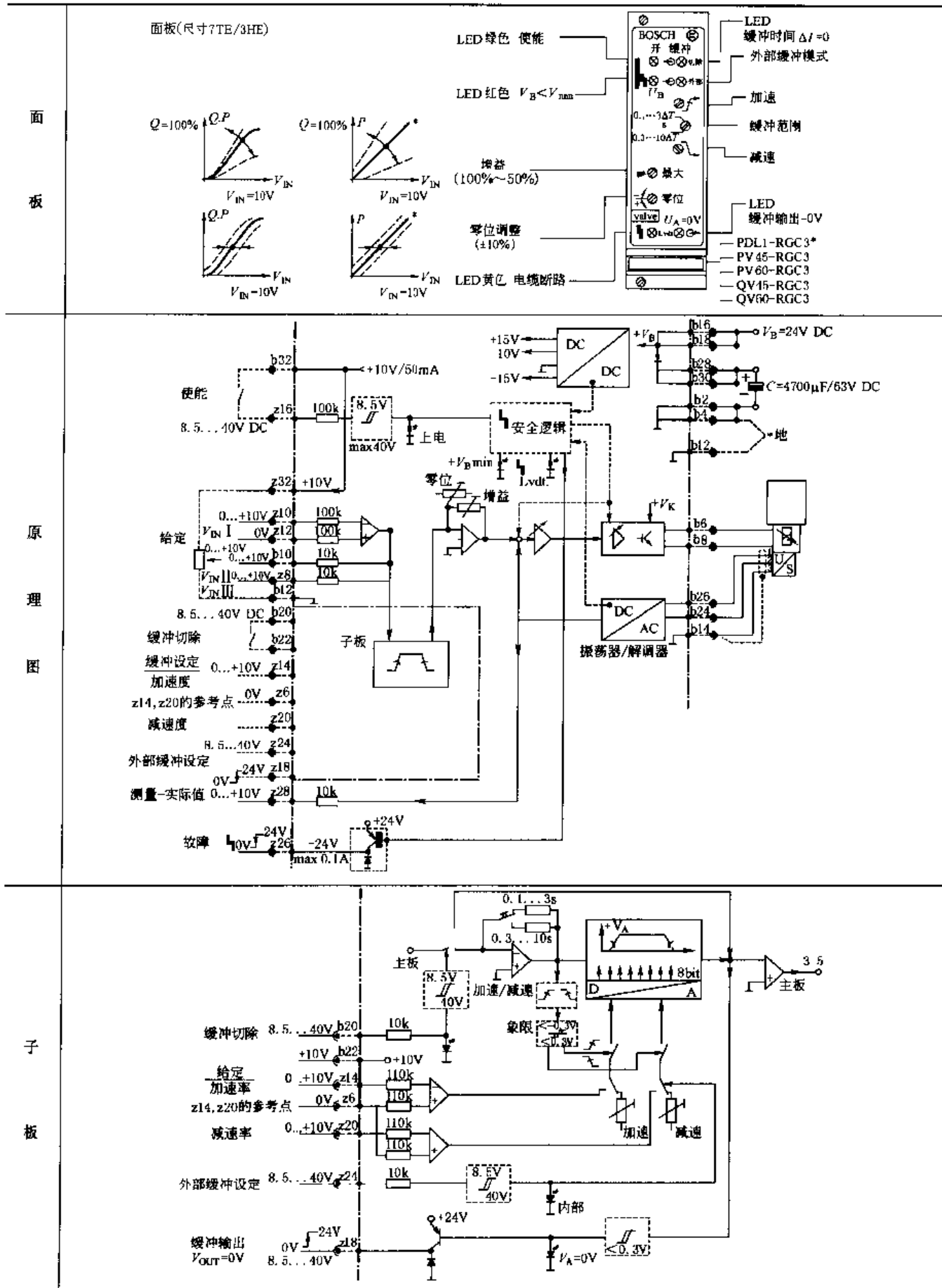


2.2.22 BOSCH 带电压控制式缓冲的比例阀放大器

表 21-6-67

型号	PDL1-PGC3	PV45-PGC3	PV60-PGC3	QV45-PGC3	QV60-PGC3
应用对象					
铁磁铁	2.7A/25W	2.7A/50W	3.7A/50W	2.7A/25W	2.7A/50W
额定电流/A	1.5	1.5	2.2	1.5	1.5
最大功率/W	35	35	55	35	35
电缆长度及截面尺寸	电磁铁可达: 65ft, 18AWG; 连线可达: 130ft, 14AWG 位移传感器: 3芯 20AWG 屏蔽线最长 150ft 电源及电容: 18AWG				
输出到比例电磁铁信号	脉宽调制信号 $I_{max} = 2.7A$ , 脉宽调制信号 $I_{max} = 3.7A$				
输出短路保护	接电磁铁的输出级; 接 LVDT 信号; 电位器信号源				
特点	LVDT 电缆断路监测, PID 位移控制 PWM 输出级; 冲放电快, 响应高				

表 21-6-68 PAL1-PGC3、PV45-PGC3、PV60-PGC3、QV45-PGC3 和 QV60-PGC3 等



2.2.23 BOSCH 功率放大器 (带与不带缓冲电子放大器)

表 21-6-69

型 号		2STV	2/2V	2STV-RGC2	2/2V-RGC1
		不带缓冲电子放大器		带缓冲电子放大器	
应用对象		先导式闭环控制比例阀	插装式比例节流阀	先导式 4/3 比例方向阀	插装式比例节流阀
重量/kg		0.2		0.25	
电源 $U_B$ 至 $z_2-b_2$		24V DC 额定值, 电源电压 21~40V, 交流电压整流, $U_{max} = 21 \sim 28V$ (全波单相整流)			
输入电流		1.5A, 该值会随着 $U_B$ 最小值减小和控制电磁铁用电缆长度加长而升高			
技 术	位移传感器电源		b 30: -15V		
			z 30: +15V		
性 能	先导级	实际信号值	b 22: $0 \sim \pm 10V$ , $R_i > 20k\Omega$		
		实际信号参考值	b 24		
	主级	实际信号值	b 26: $0 \sim \pm 10V$ , $R_i > 20k\Omega$		
		实际信号参考值	b 28		
电磁铁输出 b 6-b 8		脉宽调制式电流调节, $I_{max} = 2.7A$			
放大器/阀引线		电磁铁引线: 20m 时为 $1.5mm^2$ ; 20~60m 时为 $2.5mm^2$ 位移传感器: $4 \times 0.5mm^2$ (屏蔽)			
特点		测量回路开路保护; 带 PID 调节的位移控制; 脉宽调制输出级 快速激发和关断; 输出短路保护			

表 21-6-70

2STV、2/2V 和 2STV-RGC2、2/2V-RGC1 等

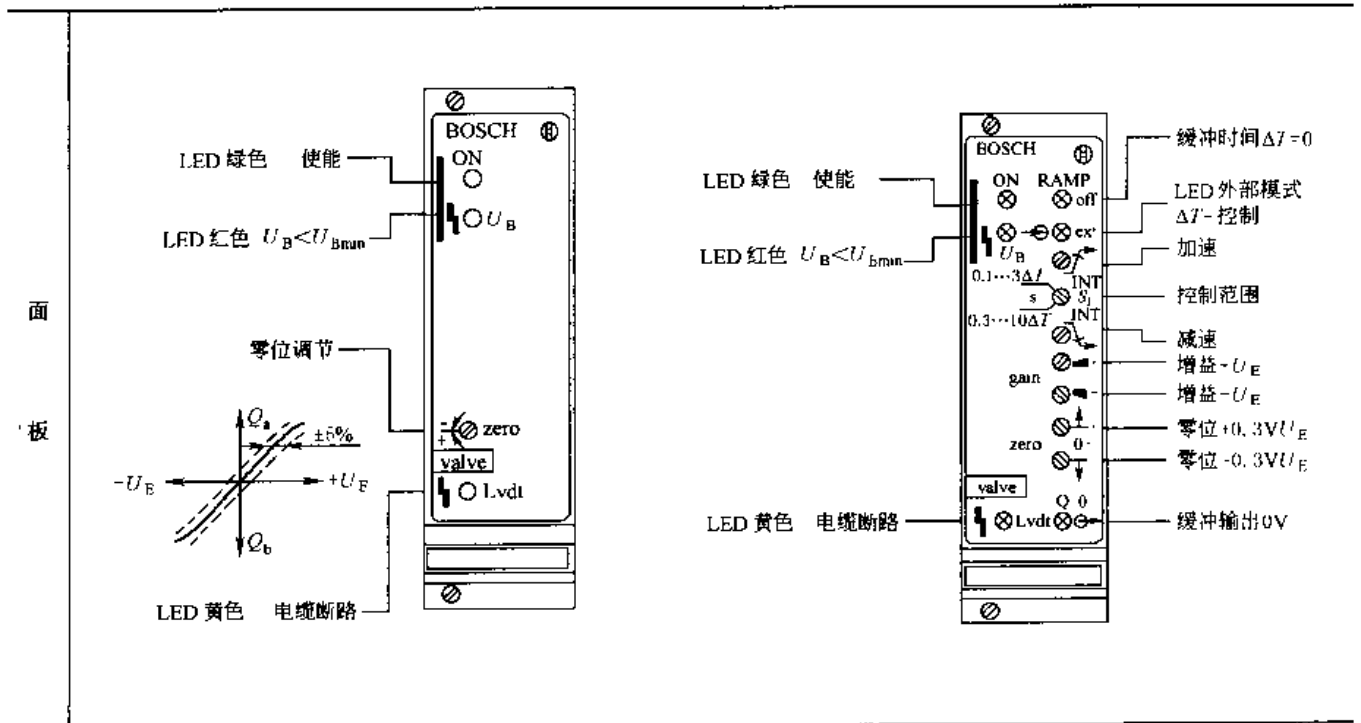
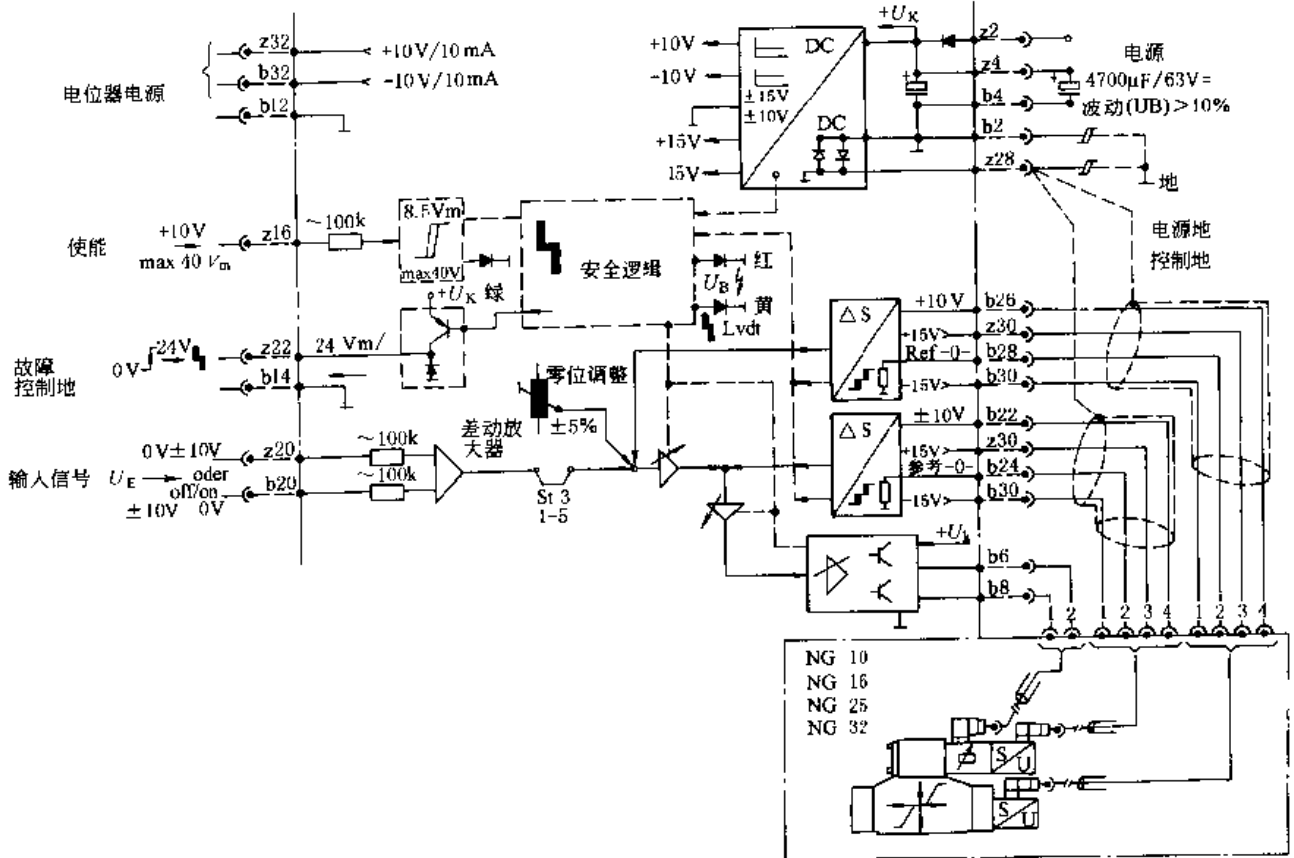
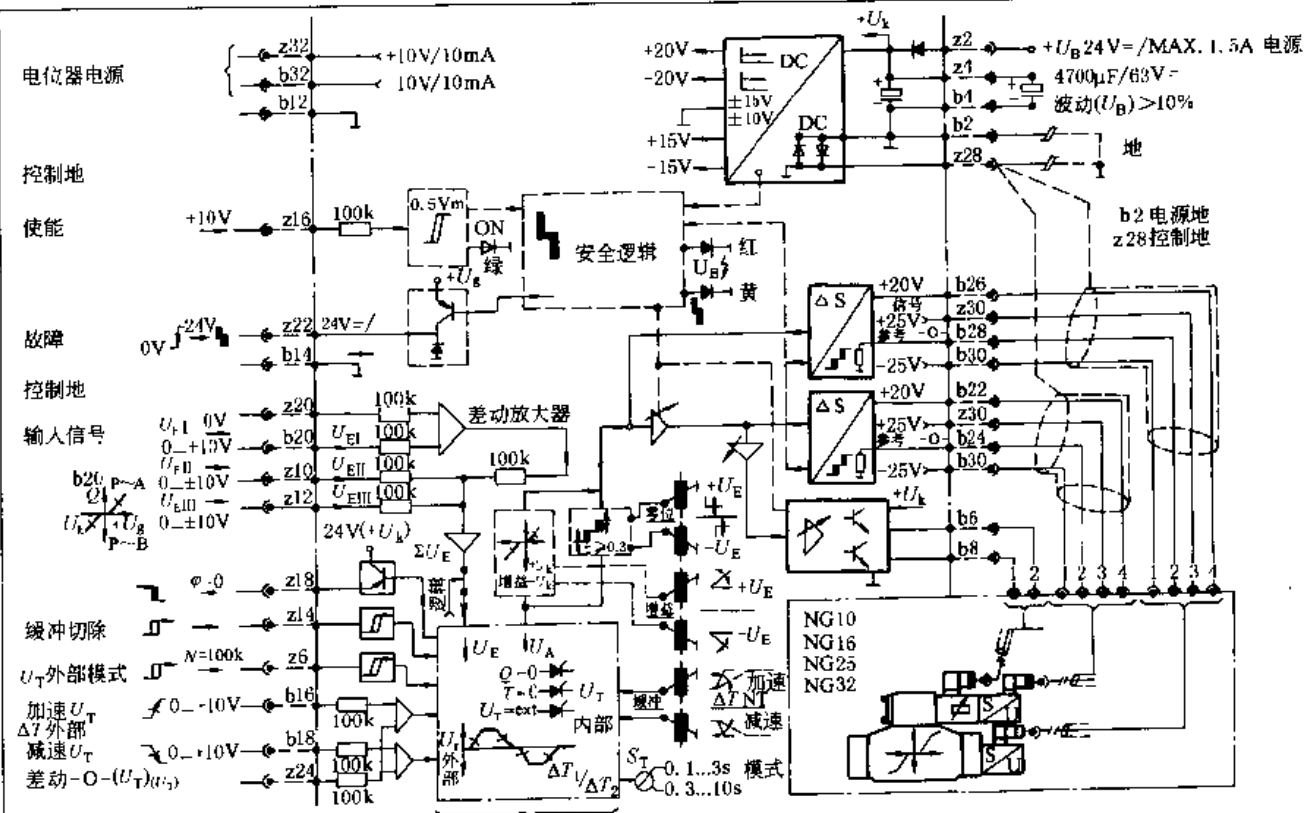


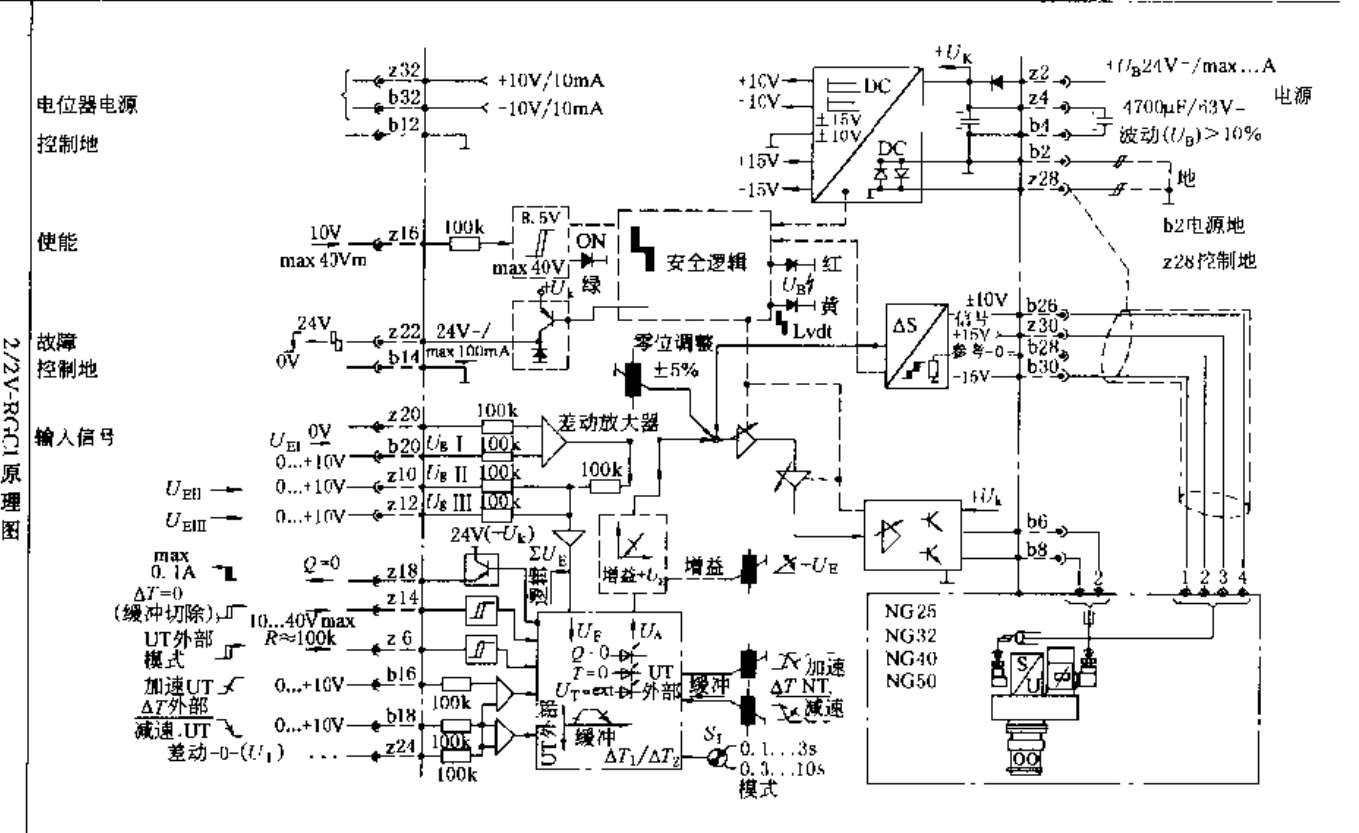
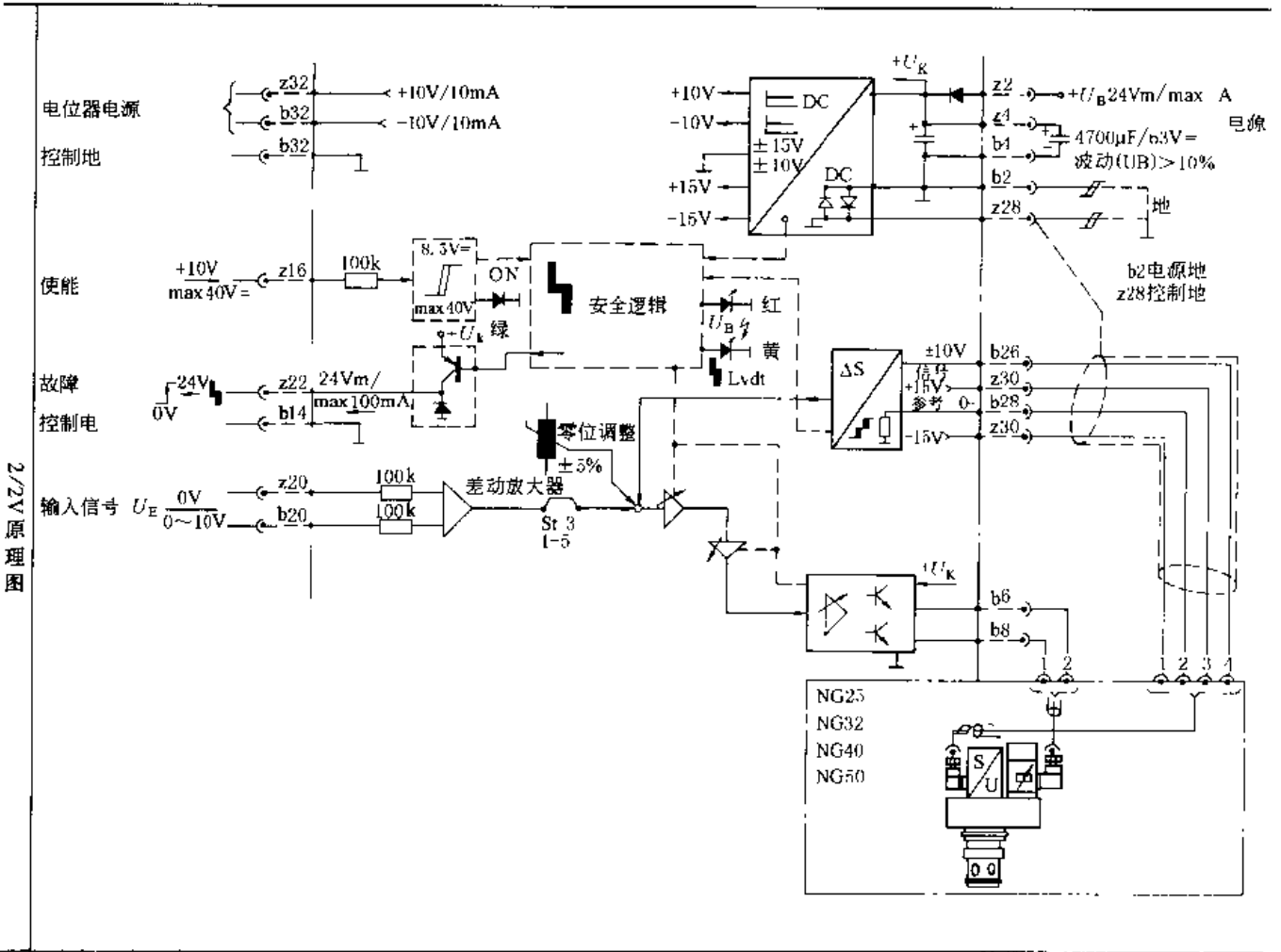
表 21-6-71

ZSTV原理图



ZSTVRG2原理图

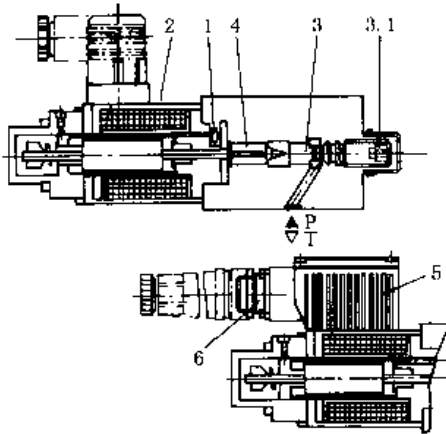




2.2.24 力士乐 (Rexroth) DBET 和 DBETE 型/5X 系列比例溢流阀

表 21-6-72

结  
构  
图



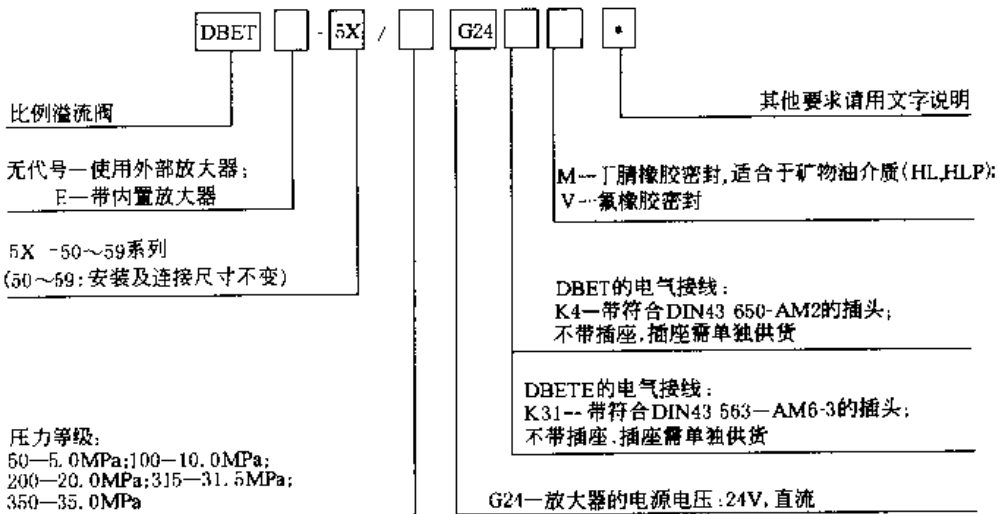
DBETE (带内置式放大器):

其功能和结构与 DBET 类似,只是在比例电磁铁上多了控制放大器的外壳 (5),电源电压及给定值电压通过插头 (6) 接入。

出厂前每个阀的给定值-压力-特性曲线都经过精确调节 [阀座 3.1 处的零点以及放大器中  $I_{max}$ -电位计 (R30) 的调节精度],其差别很小。

利用其中的两个电位计可以单独调节建立起压力以及卸掉压力所需的斜坡时间

型  
号  
意  
义



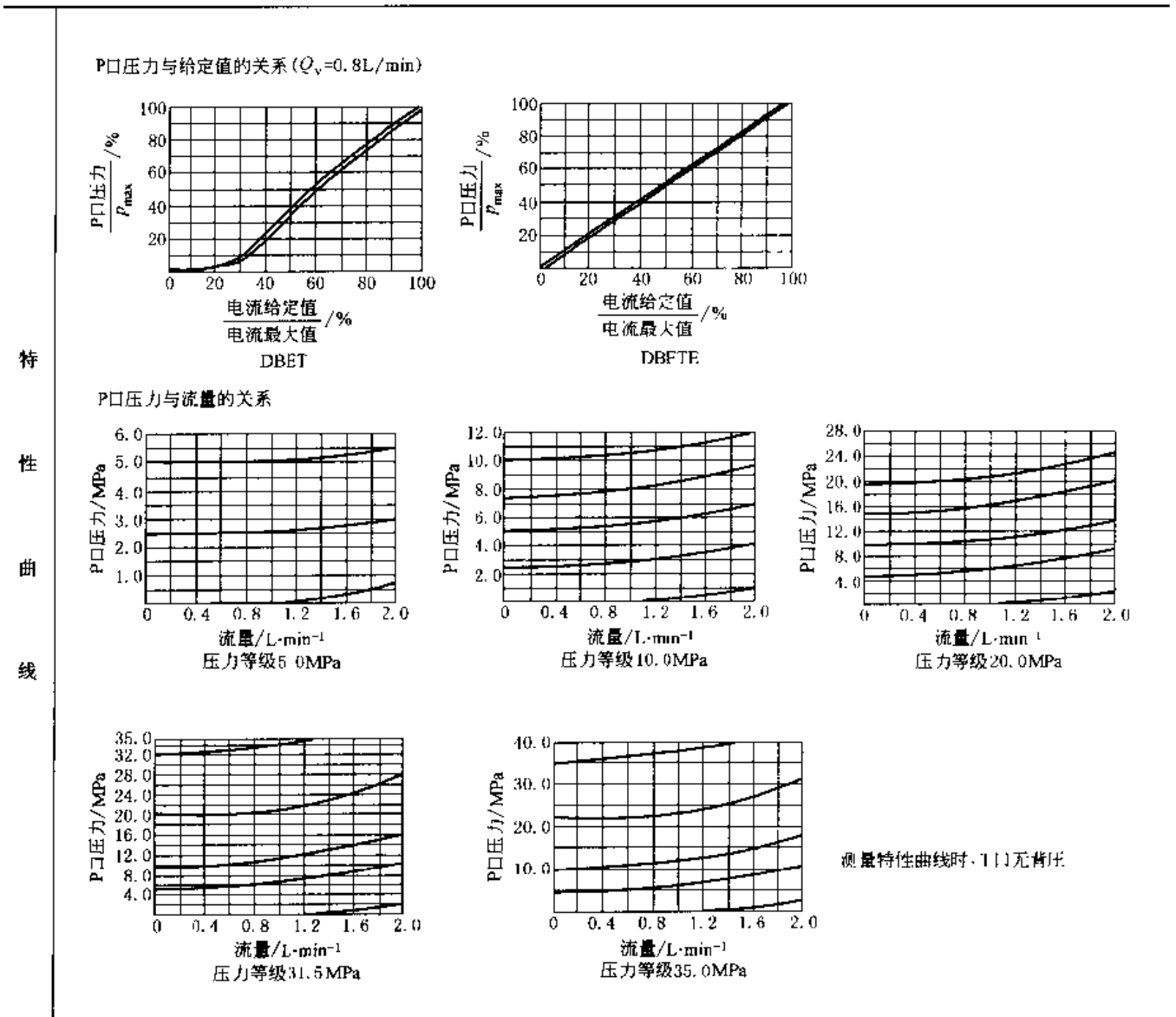
技  
术  
性  
能

最高工作压力 (P口) /MPa		35.0		流量/L·min <sup>-1</sup>		最大 2	
最高调定压力/MPa	压力等级 5.0MPa	5.0	给定值为零时的最低调定压力			见特性曲线	
	压力等级 10.0MPa	10.0					
	压力等级 20.0MPa	20.0	回油压力 (油口 T)			单独无背压地回油箱	
	压力等级 31.5MPa	31.5					
	压力等级 35.0MPa	35.0					
油液污染度		NAS1638-9 级					
油液温度范围/℃		-20 ~ 80					
粘度范围/mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>		15 ~ 380					
滞环(见压力特性曲线)/%		最高调定压力的 ±1.5		考虑滞环特性曲线;在压力递增的情况下,同型号元件的给定值-压力特性曲线的误差		DBET	最高调定压力的 ±2.5%
重复精度/%		最高调定压力的 < ±2					DBETE
线性度/%		最高调定压力的 ±3.5					
动作时间/ms		30 ~ 150 (与具体设备有关)					

续表

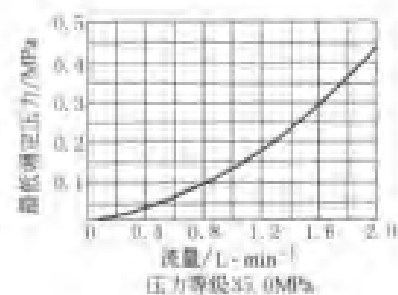
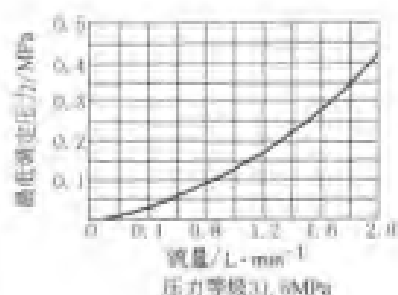
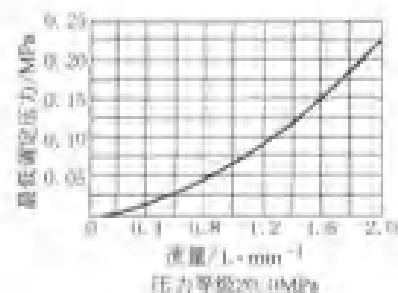
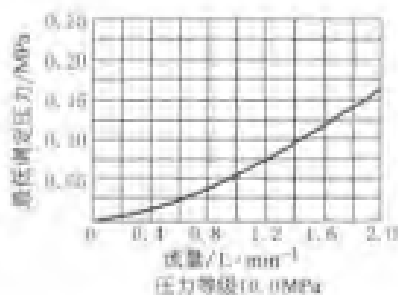
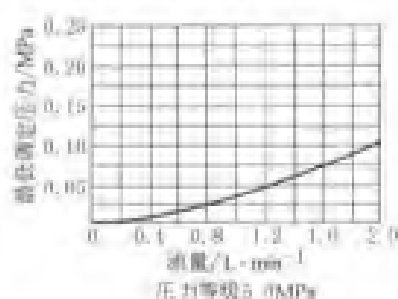
技 术 性 能	电源电压	24V DC		电气 接线	单 独 订 货	DBET	带符合 DIN43 650-AM2 标准的插头
	最小控制电流	DBET 和 DBETE	100mA			插座符合标准 DIN43 650 AF2/PN11	
	最大控制电流	DBET	800mA			带符合 E DIN43 563-AM63 标准的插头	
		DBETE	1600mA	插座符合标准 E DIN43 563-BF6-3/PN11			
	电磁铁线圈电阻/ $\Omega$	20℃时的冷值		DBET 为 19.5; DBETE 为 5.4			
		最大热值		DBET 为 28.8; DBETE 为 7.8			
	通电率	DB	阀的保护形式符合 DIN40 050		IP 65		
用于 DBETE 的放大器			内置于阀内				
用于 DBET 的放大器 欧洲制式 (单独订货)			模拟式	VT-VSPA1-1 VT2000			

表 21-6-73



特  
性  
曲  
线

给定值为0时 P口的最低调定压力

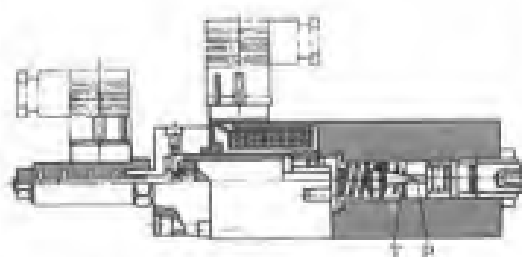


流量特性曲线时, T口无背压

说明: 为了能达到最低调定压力, 起  
始电流不得超过100mA

## 2.2.25 力士乐 (Rexroth) DBETR/IX 系列比例溢流阀 (带位置反馈)

表 21-6-74

结  
构  
图  
及  
型  
号  
意  
义

Typ DBETR-IX/...

DBETR-IX □ / □ □ □ □ □ □ □ □

比例溢流阀

10-19 系列  
(10-19: 安装及连接  
尺寸不变)压力等级:  
30—至3.0MPa;  
40—至8.0MPa;  
180—至18.0MPa;  
230—至23.0MPa;  
315—至31.5MPa;  
350—至35.0MPa

电控部分电源电压, 直流, 24V

其他要求请用文字说明

M—NBR-密封, 适用于符合  
DIN51 524 的矿物油介质(HL, HLP),  
V—FKM密封电气接线: E 4—带符合 DIN 43  
620-AM2 的插头, 用于比例电液  
的插线, 以及 Hirschmann 公司的  
插头 GSA 20, 用于比例阀的接线;  
不带插线, 插座要单独供货技  
术  
性  
能液压参数 (测量条件:  $\nu = 41 \text{ mm}^2/\text{s}$ ,  $t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ )

最高工作压力/MPa	P口	35.0	给定值为零时的最低 调定压力	见特性曲线
	T口, 调压时	0.2		
不带压力调节, T口截止/MPa		10.0	回油压力 (油口 T)	单独无背压地回油箱

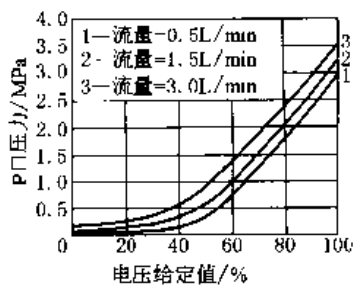


续表

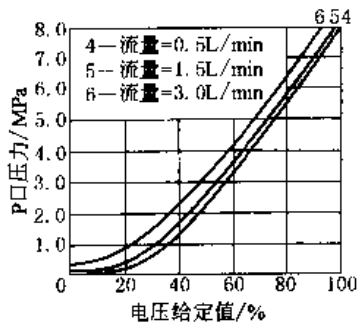
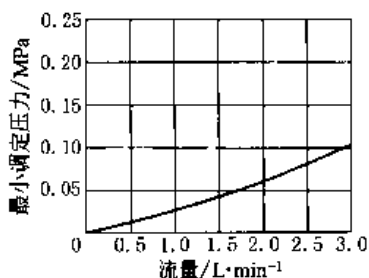
最高调定压力	压力等级 3.0MPa	3.0	最大流量/L·min <sup>-1</sup>	压力等级 3.0MPa	3
	压力等级 8.0MPa	8.0		压力等级 8.0MPa	3
	压力等级 18.0MPa	18.0		压力等级 18.0MPa	3
	压力等级 23.0MPa	23.0		压力等级 23.0MPa	3
	压力等级 31.5MPa	31.5		压力等级 31.5MPa	2
	压力等级 35.0MPa	35.0		压力等级 35.0MPa	2
粘度范围/mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>		15 ~ 380			
油液污染度		NAS1683-9 级			
油液温度范围/℃		- 20 ~ 80			
技 术 性 能	滞环 (见压力特性曲线)		最高 - 20 ~ 80 调定压力的 < 1%	考虑滞环特性曲线; 在压力递增的情况下, 同型号元件的给定值-压力特性曲线的误差	最高调定压力的 ± 3%
	重复精度		最高调定压力的 < 0.5%		
	线性度		最高调定压力的 < 1.5%		
阶跃响应特性 $T_r + T_s$ (0 至 100%) / ms		与具体设备有关		$P_{min} - P_{max}$	$P_{max} - P_{min}$
		压力等级 30, 80, 180		100	50
		压力等级 230, 315, 350		150	100
电源电压		24V, DC	电气接线	带符合 DIN43 650-AM2 标准的插头	
最大功率消耗		50VA		插座符合标准 DIN43 650-AF2/PN11	
线圈电阻/Ω		20℃时的冷值	10	通电率	100%
		最大热值	13.9	保护形式符合 DIN40 050	IP 65
振荡器频率	2.5kHz	感抗	6 ~ 8mH		
感应器线圈电阻冷值电阻/Ω		线圈之间 20℃时	1 和 2	2 和接地	接地和 1
			31.5	45.5	31.5
阀的保护形式符合 DIN40 050		IP 65	电气接线	带 Hirschmann 公司的插头 GSA	
				插座为 Hirschmann 公司的 CM209N9 (Pg9)	
欧洲制式		模拟式		VT 5003	
		数字式		VT-VRPD-1	
模块式		VT 11 025			

表 21-6-75

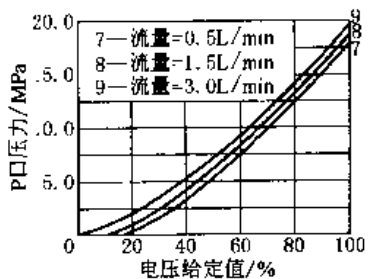
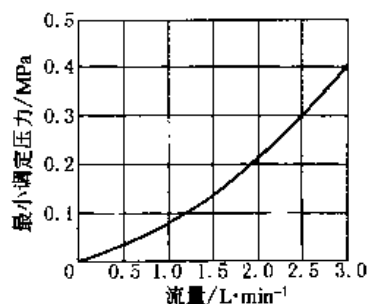
特  
性  
曲  
线



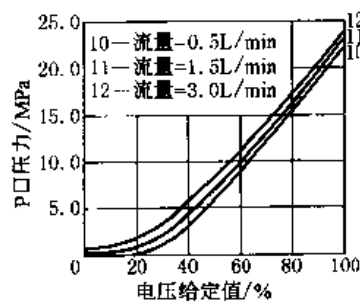
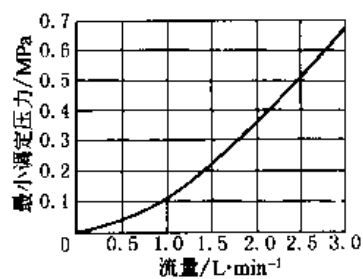
压力等级3.0MPa



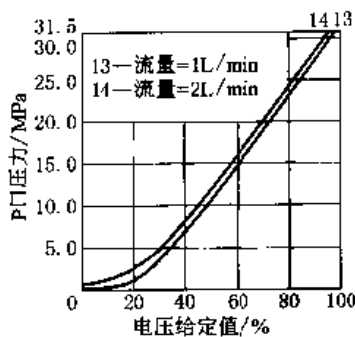
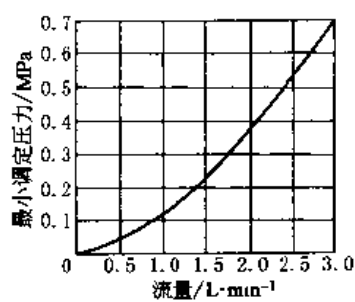
压力等级8.0MPa



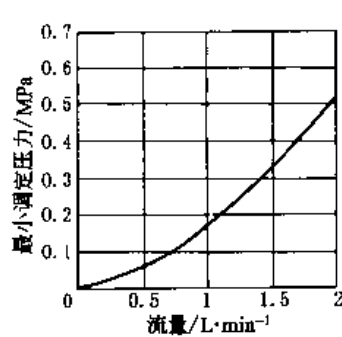
压力等级18.0MPa

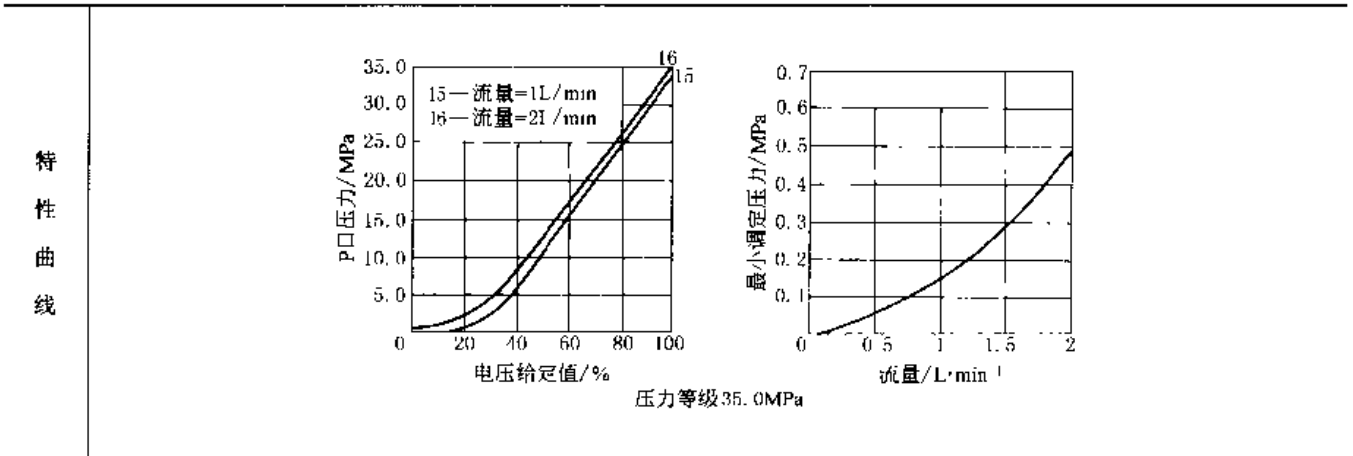


压力等级23.0MPa



压力等级31.5MPa





2.2.26 力士乐 (Rexroth) DBE (M) 和 DBE (M) E 型系列比例溢流阀

表 21-6-76

结构及型号

Typ DBE...-5X/...XY...G24 K4.  
Typ DBEM...-5X/...用最高压力安全阀

比例溢流阀

- 无代号—不带最高压力安全阀; M—带最高压力安全阀
- 无代号—使用外部放大器; E—带内置放大器
- 10—通径10; 20—通径20
- 5X—50~59系列 (50~59; 安装及连接尺寸不变)
- 压力等级: 50—至5MPa; 100—至10MPa; 200—至20MPa; 315—至31.5MPa; 350—至35MPa
- Y—控制油经外部回油; XY—带卸荷口X, 控制油外部回油

其他要求请用文字说明  
M—NBR-密封, 适用于符合DIN 51 521的矿物油介质(HL, HLP); V—FKM-密封

DBE, DBEM的电气接线; K4—带符合DIN43 630-AM2的插头; 不带插座, 插座单独供货

DBEE, DBEME的电气接线; K31—带符合DIN43 630-AM6 3的插头; 不带插座, 插座单独供货

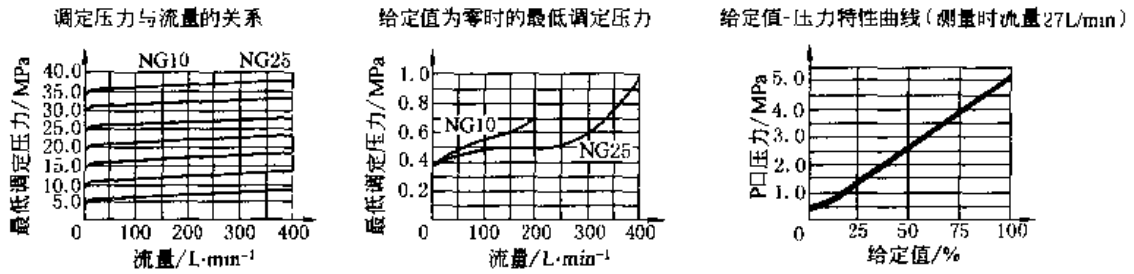
G24—放大器的电源电压: 24V, 直流

液压参数 (测量条件: $\nu = 41 \text{ mm}^2/\text{s}$ , $t = 50^\circ\text{C}$ )			
最高工作压力 A、B、X口/MPa	35.0	回油压力 (Y口)	单独无背压地回油箱
给定值为零时的最低调定压力	见特性曲线		
最高调定压力/MPa	(可无级调节)	调节范围	供货时的状态
	压力等级 5.0MPa	3.0 ~ 7.0	7.0
	压力等级 10.0MPa	5.0 ~ 13.0	13.0
	压力等级 20.0MPa	9.0 ~ 23.0	23.0
	压力等级 31.5MPa	15.0 ~ 35.0	35.0
最大流量/L·min <sup>-1</sup>	200	400	
控制油流量/L·min <sup>-1</sup>	0.5 ~ 1.8	0.5 ~ 2.1	
粘度范围/mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	15 ~ 380		
油液温度范围/°C	-20 ~ 80		
油液污染度	NAS1638-9级		
滞环 (见压力特性曲线)	最高调定压力的 $\pm 1.5\%$	考虑滞环特性曲线; 在压力递增的情况下, 同型号元件的给定值-压力特性曲线的误差	DBE 最高调定压力的 $\pm 2.5\%$
重复精度	最高调定压力的 $< \pm 2\%$		DBEM 最高调定压力的 $\pm 1.5\%$
线性度	最高调定压力的 $\pm 3.5\%$		DBEE
阶跃响应时间/ms	150 (与具体设备有关)		DBEME

续表

技 术 性 能	电源电压	24V, DC	电 气 接 线	单 独 订 货	带符合 DIN43 650-AM2 标准的插头			
	最小控制电流/mA	100			插座符合标准 DIN43 650-AF2/PN11			
	最大控制 电流/mA	DBE、DBEM			1600	DBEE、 DBEME	带符合 E DIN43 563-AM6-3 标准的插头	
		DBEE、DBEME			1440 ~ 1760		插座符合标准 E DIN43 563-BF6-3/PN11	
	电磁铁线圈 电阻/ $\Omega$	20℃时的冷值		5.4				
		最大热值		7.8				
	通电率	100%	阀的保护形式符合 DIN40 050		IP 65			
	用于 DBEE、DBEME 的放大器	内置于阀内						
	用于 DBE、DBEM 的放大器	模拟式		VT-VSPA1-1				
	欧洲制式 (单独定货)	数字式		VT-VSPD-1				
模块式放大器	模拟式		VT11 131					
电磁铁线圈电阻	20℃时的冷值		VT11 030					
	最大热值		DBET 为 28.8 $\Omega$ ; DBETE 为 7.8 $\Omega$					

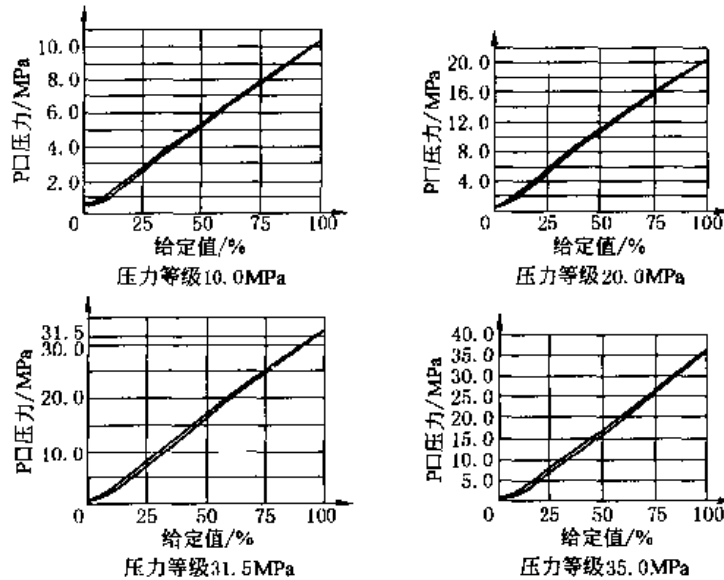
表 21-6-77



压力等级 5.0 MPa

上述曲线是在 B 口的压力在整个流量范围内均等于零的情况下获得的。  
 说明: 为了达到最低调节压力, 起始电流不应大于 100 mA。

特  
性  
曲  
线

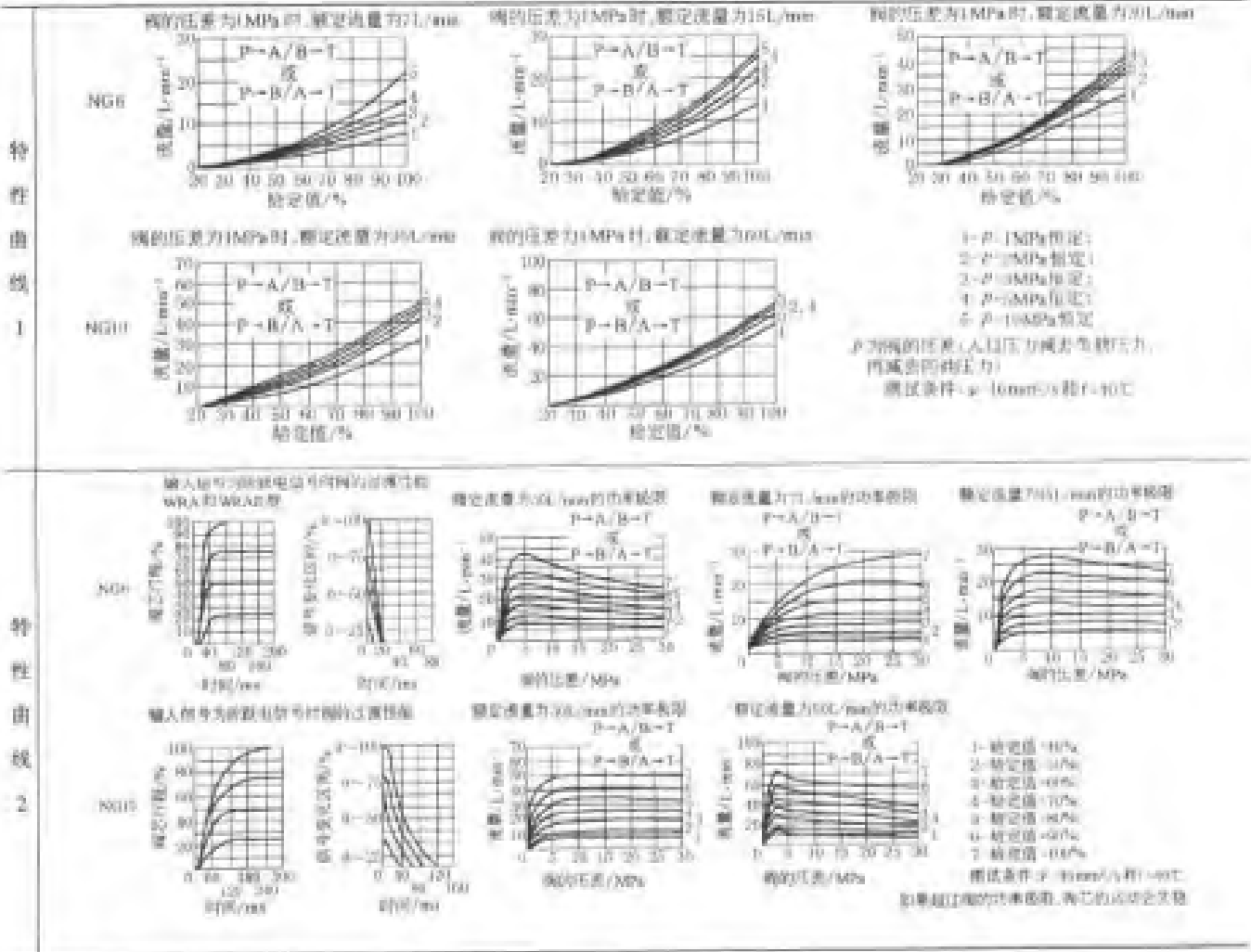


2.2.27 力士乐 (Rexroth) 二位四通和三位四通比例方向阀

表 21-6-78

结构及型号意义	型号: 4WRA6...2X/... <p>ATB (P)</p>	无代号—不带内置放大器; E—带内置放大器(标准放大器) 6—通径6, 10—通径10 机能符号 F E1 W W1 FA WA	其他要求用文字说明 V—氟橡胶密封, 适用于符合 DIN51524标准的液压油 (HL, HLP) 用于 WRA 及 WRAE AI—给定值输入 ±10V; FI—给定值输入 4~20mA WRA 的电气接线型式: K1 <sup>①</sup> —符合 DIN43 650-AM2 的插 头, 不带电线插座, 电线插座 单独订货 WRAE 的电气接线型式: K31 <sup>②</sup> —符合 DIN43 650-AM6-3 标准的插头, 不带电线插座, 电线插座需单独订货 无代号—无特殊保护要求; J <sup>③</sup> —抗海水腐蚀(仅用于 NG6) G-24—电源电压: 24V DC 20~29 系列 2x—(20~29 系列, 安装和连接尺寸不变)																																																																																																																																																																																											
	型号: 1WRAE10...2X/... <p>TAPBT</p>	对于机能符号 E1 和 W1 P→A: Q <sub>v max</sub> B→T: Q <sub>v 2</sub> P→B: Q <sub>v 2</sub> A→T: Q <sub>v max</sub> 说明 对于阀芯 W, WA, 在中位时 A 口至 T 口, 以及 B 口至 T 口均有相当于额定通径 3% 的流通面积 备注 ① 有关电气保护的内容请向厂家咨询; ② 只用于 NG6; 对于保护型式“J”=抗海水腐蚀, 只能选“K31”	阀的压力为 1MPa 时的额定流量 NG6 07—7L/min; 13—15L/min; 30—26L/min. NG10 30—30L/min; 60—60L/min.																																																																																																																																																																																											
<table border="1"> <thead> <tr> <th>阀的型号</th> <th>工作压力</th> <th>P, A, B 口</th> <th>T 口</th> <th>WRA</th> <th>WRAE</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td> <td>/MPa</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>p = 1MPa 时的额定</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>流量 / L·min<sup>-1</sup></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>允许最大流量</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>/L·min<sup>-1</sup></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>质量/kg</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>工作介质</td> <td colspan="4">符合 DIN51 524 标准的矿物油</td> </tr> <tr> <td></td> <td>液压油温度范围/℃</td> <td colspan="4">20~80 (优先选择 40~50)</td> </tr> <tr> <td></td> <td>粘度范围/mm<sup>2</sup>·s<sup>-1</sup></td> <td colspan="4">20~380 (优先选择 20~46)</td> </tr> <tr> <td></td> <td>最高油液允许污染度</td> <td colspan="4">NAS 1638 9 级推荐使用过滤器的过滤比: β<sub>r</sub> ≥ 75, x = 10</td> </tr> <tr> <td></td> <td>滞环/%</td> <td colspan="4">≤ 5</td> </tr> <tr> <td></td> <td>反向误差/%</td> <td colspan="4">≤ 1</td> </tr> <tr> <td></td> <td>灵敏度/%</td> <td colspan="4">≤ 0.5</td> </tr> <tr> <td></td> <td>频率响应 (相位差 -90° 信</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td>号 50%) / Hz</td> <td>NG6</td> <td></td> <td>25</td> <td>25</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>NG10</td> <td></td> <td>10</td> <td>10</td> </tr> <tr> <td></td> <td>信号的形式</td> <td colspan="4">直流, 模拟</td> </tr> <tr> <td></td> <td rowspan="4">给定值信号</td> <td rowspan="2">电压输入</td> <td>NG6/V</td> <td>± 10</td> <td>± 10</td> </tr> <tr> <td>NG10/V</td> <td>± 10</td> <td>± 10</td> </tr> <tr> <td rowspan="2">电流输入</td> <td>NG6/mA</td> <td>4~20</td> <td>4~20</td> </tr> <tr> <td>NG10/mA</td> <td>4~20</td> <td>4~20</td> </tr> <tr> <td></td> <td>每个电磁铁的最大电流/A</td> <td colspan="2">2.5</td> <td>2.5</td> </tr> <tr> <td></td> <td rowspan="2">电磁铁线圈电阻/Ω</td> <td>20℃ 时的冷值</td> <td>2</td> <td>2</td> </tr> <tr> <td>最大热值</td> <td>3</td> <td>3</td> </tr> <tr> <td></td> <td>通电率/%</td> <td colspan="4">100</td> </tr> <tr> <td></td> <td>线圈温度/℃</td> <td colspan="4">可达 150</td> </tr> <tr> <td></td> <td rowspan="2">电气接线 单独订货</td> <td>WRA</td> <td colspan="2">带符合 DIN43 650-AM2 标准的插头 插座符合 DIN43 650-AF2/PN11</td> </tr> <tr> <td>WRAE</td> <td colspan="2">带符合 DIN43 650-AM6-3 标准的插头 插座符合 DIN43 650-BF6-3/PN11</td> </tr> <tr> <td></td> <td>欧洲制式的放大器</td> <td colspan="2">VT-VSPA2-1-1X</td> <td>内置于阀内</td> </tr> <tr> <td></td> <td>欧洲制式的数字放大器</td> <td colspan="2">VT-VSPD-1-1X</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td rowspan="3">电源 电压</td> <td>额定电压/V DC</td> <td colspan="2">24</td> </tr> <tr> <td></td> <td>下限值/V</td> <td>21/22</td> <td>19</td> </tr> <tr> <td></td> <td>上限值/V</td> <td colspan="2">35</td> </tr> <tr> <td></td> <td rowspan="2">放大器的电流 消耗</td> <td>I<sub>max</sub>/A</td> <td>1.8</td> <td>1.8</td> </tr> <tr> <td></td> <td>最大脉冲电流/A</td> <td>3</td> <td>3</td> </tr> </tbody> </table>		阀的型号	工作压力	P, A, B 口	T 口	WRA	WRAE		/MPa						p = 1MPa 时的额定						流量 / L·min <sup>-1</sup>						允许最大流量						/L·min <sup>-1</sup>						质量/kg						工作介质	符合 DIN51 524 标准的矿物油					液压油温度范围/℃	20~80 (优先选择 40~50)					粘度范围/mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	20~380 (优先选择 20~46)					最高油液允许污染度	NAS 1638 9 级推荐使用过滤器的过滤比: β <sub>r</sub> ≥ 75, x = 10					滞环/%	≤ 5					反向误差/%	≤ 1					灵敏度/%	≤ 0.5					频率响应 (相位差 -90° 信						号 50%) / Hz	NG6		25	25			NG10		10	10		信号的形式	直流, 模拟					给定值信号	电压输入	NG6/V	± 10	± 10	NG10/V	± 10	± 10	电流输入	NG6/mA	4~20	4~20	NG10/mA	4~20	4~20		每个电磁铁的最大电流/A	2.5		2.5		电磁铁线圈电阻/Ω	20℃ 时的冷值	2	2	最大热值	3	3		通电率/%	100					线圈温度/℃	可达 150					电气接线 单独订货	WRA	带符合 DIN43 650-AM2 标准的插头 插座符合 DIN43 650-AF2/PN11		WRAE	带符合 DIN43 650-AM6-3 标准的插头 插座符合 DIN43 650-BF6-3/PN11			欧洲制式的放大器	VT-VSPA2-1-1X		内置于阀内		欧洲制式的数字放大器	VT-VSPD-1-1X				电源 电压	额定电压/V DC	24			下限值/V	21/22	19		上限值/V	35			放大器的电流 消耗	I <sub>max</sub> /A	1.8	1.8		最大脉冲电流/A	3	3
阀的型号	工作压力	P, A, B 口	T 口	WRA	WRAE																																																																																																																																																																																									
	/MPa																																																																																																																																																																																													
	p = 1MPa 时的额定																																																																																																																																																																																													
	流量 / L·min <sup>-1</sup>																																																																																																																																																																																													
	允许最大流量																																																																																																																																																																																													
	/L·min <sup>-1</sup>																																																																																																																																																																																													
	质量/kg																																																																																																																																																																																													
	工作介质	符合 DIN51 524 标准的矿物油																																																																																																																																																																																												
	液压油温度范围/℃	20~80 (优先选择 40~50)																																																																																																																																																																																												
	粘度范围/mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	20~380 (优先选择 20~46)																																																																																																																																																																																												
	最高油液允许污染度	NAS 1638 9 级推荐使用过滤器的过滤比: β <sub>r</sub> ≥ 75, x = 10																																																																																																																																																																																												
	滞环/%	≤ 5																																																																																																																																																																																												
	反向误差/%	≤ 1																																																																																																																																																																																												
	灵敏度/%	≤ 0.5																																																																																																																																																																																												
	频率响应 (相位差 -90° 信																																																																																																																																																																																													
	号 50%) / Hz	NG6		25	25																																																																																																																																																																																									
		NG10		10	10																																																																																																																																																																																									
	信号的形式	直流, 模拟																																																																																																																																																																																												
	给定值信号	电压输入	NG6/V	± 10	± 10																																																																																																																																																																																									
NG10/V			± 10	± 10																																																																																																																																																																																										
电流输入		NG6/mA	4~20	4~20																																																																																																																																																																																										
		NG10/mA	4~20	4~20																																																																																																																																																																																										
	每个电磁铁的最大电流/A	2.5		2.5																																																																																																																																																																																										
	电磁铁线圈电阻/Ω	20℃ 时的冷值	2	2																																																																																																																																																																																										
最大热值		3	3																																																																																																																																																																																											
	通电率/%	100																																																																																																																																																																																												
	线圈温度/℃	可达 150																																																																																																																																																																																												
	电气接线 单独订货	WRA	带符合 DIN43 650-AM2 标准的插头 插座符合 DIN43 650-AF2/PN11																																																																																																																																																																																											
WRAE		带符合 DIN43 650-AM6-3 标准的插头 插座符合 DIN43 650-BF6-3/PN11																																																																																																																																																																																												
	欧洲制式的放大器	VT-VSPA2-1-1X		内置于阀内																																																																																																																																																																																										
	欧洲制式的数字放大器	VT-VSPD-1-1X																																																																																																																																																																																												
	电源 电压	额定电压/V DC	24																																																																																																																																																																																											
		下限值/V	21/22	19																																																																																																																																																																																										
		上限值/V	35																																																																																																																																																																																											
	放大器的电流 消耗	I <sub>max</sub> /A	1.8	1.8																																																																																																																																																																																										
		最大脉冲电流/A	3	3																																																																																																																																																																																										

表 21-6-79



2.2.28 力士系 (Rexroth) 4WRE, 1X 系列比例方向阀

表 21-6-80

4WRE 1X 2/3E 24

其他要求请用文字说明

M—丁腈橡胶密封, 适用于符合 DIN51 524 的矿物油(HL, HLP)

V—氟橡胶密封, 适用于磷酸酯 (MPD-R)

电气接线形式: z4—符合 DIN 43 616 的插式

电控部分供电电压: 24—24 VDC

IX—10—19系列 10—19系列 (安装和连接尺寸不变)

说明: 对于机能 W, W1, W2, W3 和 WA 在中位时, A→T 和 B→T 均有相当于额定通径 3% 的通流面积

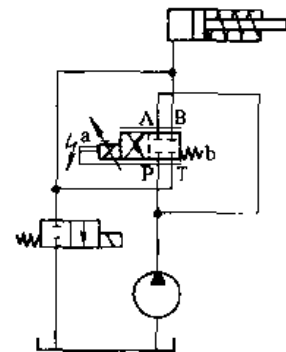
对于机能 E1 和 W1:  
 $P \rightarrow A: Q_{v, \max}$      $B \rightarrow T: Q_{v, /2}$   
 $P \rightarrow B: Q_{v, /2}$      $A \rightarrow T: Q_{v, \max}$

对于机能 E2 和 W2:  
 $P \rightarrow A: Q_{v, /2}$      $B \rightarrow T: Q_{v, \max}$   
 $P \rightarrow B: Q_{v, \max}$      $A \rightarrow T: Q_{v, /2}$

对于机能 E3 和 W3:  
 $P \rightarrow A: Q_{v, \max}$      $B \rightarrow T: \text{截止}$   
 $P \rightarrow B: Q_{v, /2}$      $A \rightarrow T: Q_{v, \max}$

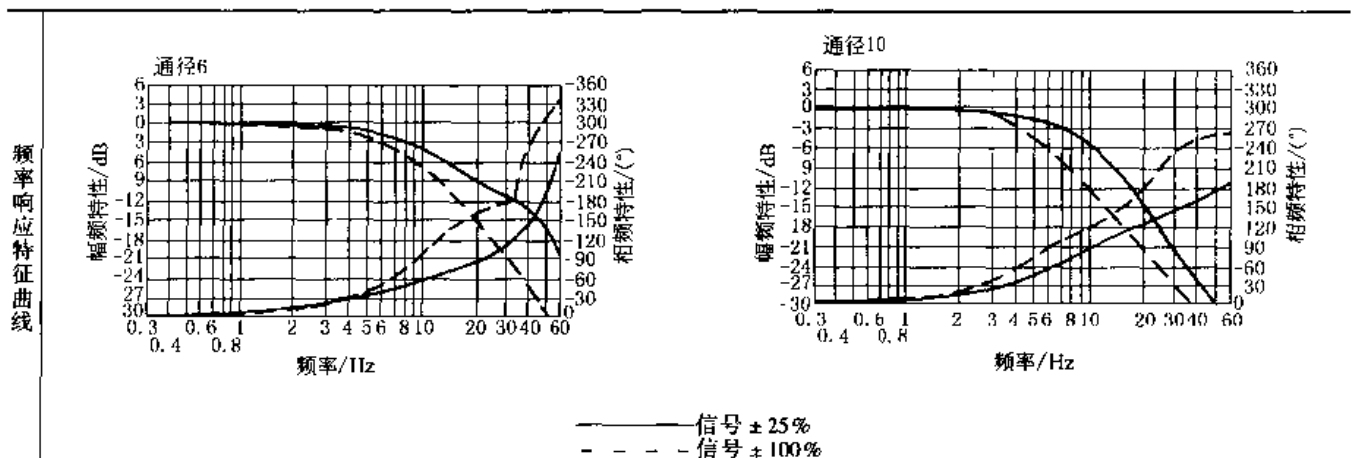
(对于机动回讯, 油缸底部与 A 口相接)

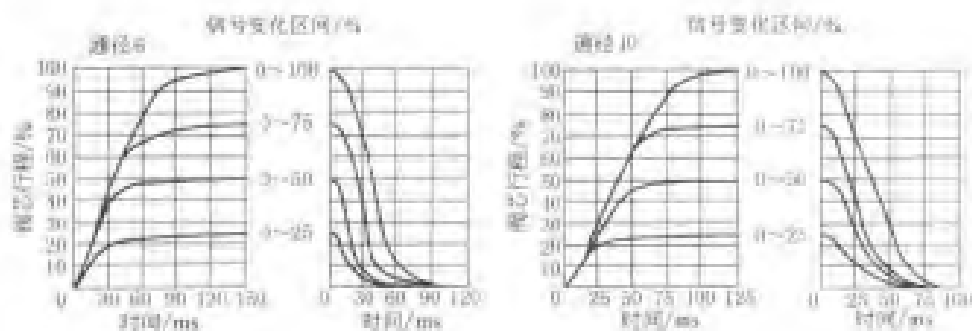
型 号		NG6	NG10	功 率 域				
重量 /kg	带一个电磁铁的阀	1.9	5.7	通径	机能符号/ 额定流量	压差为 p 时的流量/L·min <sup>-1</sup>		
	带两个电磁铁的阀	2.7	7.7			6MPa	12MPa	18MPa(max)
工作压力/MPa	P, A, B 口	0 ~ 31.5		6	E, W 08	27	25	23
	T 口	0 ~ 16			EA, WA 08	(28)	(40)	—
允许最大流量/L·min <sup>-1</sup>	65		E, W 16		38	34	29	
工作介质	符合 DIN51 524 标准的矿物油,磷酸酯		EA, WA 16		(65)	(51)	—	
液压油温度范围/°C	20 ~ 80 (优先选择 40 ~ 50)		E, W 32		52	41	36	
粘度范围/mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>	15 ~ 380 (优先选择 20 ~ 46)		EA, WA 32		(65)	(58)	—	
污染度	最高油液允许污染度: NAS 1638 9 级推荐使用过滤器的过滤比: $\beta_x \geq 75, x = 10$		10		E, W 16	49	80	65
滞环/%	< 1				EA, WA 16	(98)	(115)	—
重复精度/%	< 1				E, W 32	130	110	100
灵敏度/%	≤ 额定信号的 0.5%				EA, WA 32	(180)	(150)	—
频率响应(-3dB, 信号 ± 100%)/Hz	6	4		E, W 64	180	130	110	
电压	24V DC			EA, WA 64	(260)	(180)	—	
每个比例电磁铁的额定功率/W	12.5	22.5		E1, W1				
电磁铁线	20°C 时的冷值	5.4		E, W 08				
圈电阻/Ω	最大热值	8.1		EA, WA 08				
通电率	连续			E2, W2				
线圈温度/°C	可达 150		E3, W3					
放大器的电气参数								
放大器 单独供货	带一个可调斜坡时间	VT5005	VT5006					
	带一个可调斜坡时间	VT5024	VT5025					
	带五个可调斜坡时间	VT5007	VT5008					
	带两个可调斜坡时间	VT5001	VT5002					
	模块式放大器	VT11023	VT11024					
	模块式放大器	VT11074	VT11075					
感应位移传感器								
电测系统	LVDT		3					
测量行程/mm	± 2.8		± 4					
线性公差/%			1					
电气接线			2 芯插头 + PE/Pg11					
符合 DIN40 050 的保护形式			IP65					
感抗/mH			6 ~ 8					
振荡器频率/kHz			2.5					



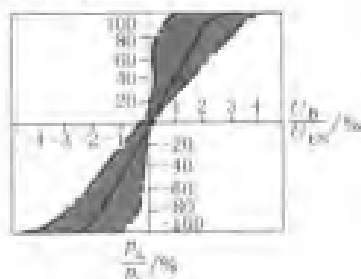
双流量回路  
备注:括号中的值用于双流量回路

表 21-6-81

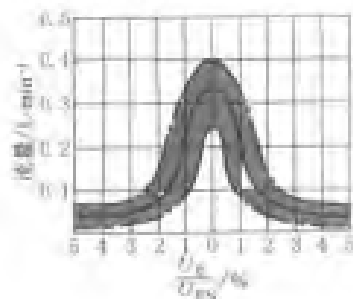




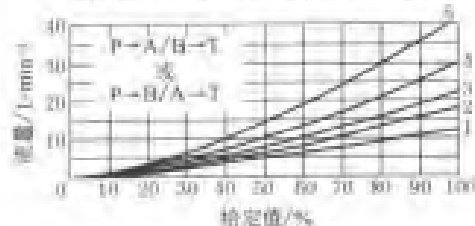
压力增益的范围  
(测量条件:  $P_0=10\text{MPa}$ )



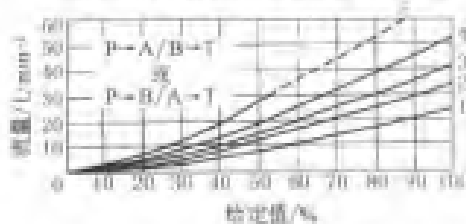
零流量区域  
(测量条件:  $P_0=10\text{MPa}$ )



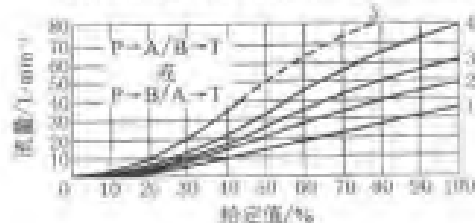
阀的压差为1MPa时的额定流量为1L/min



阀的压差为1MPa时的额定流量为2L/min



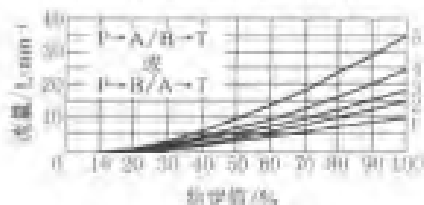
阀的压差为1MPa时的额定流量为3L/min



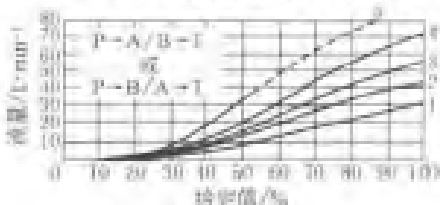
- 1— $P=1\text{MPa}$ 恒定;  
2— $P=2\text{MPa}$ 恒定;  
3— $P=3\text{MPa}$ 恒定;  
4— $P=5\text{MPa}$ 恒定;  
5— $P=10\text{MPa}$ 恒定  
 $P$ 为符合DN24 311的阀的压差  
(进口压力减去负载压力和回油压力)  
说明: 请注意功率损失



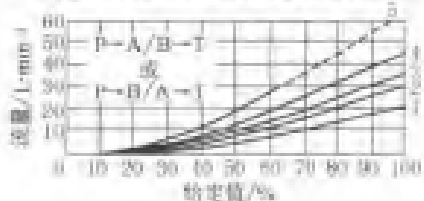
阀的压力为 1MPa 时的额定流量为 10L/min



阀的压力为 1MPa 时的额定流量为 20L/min

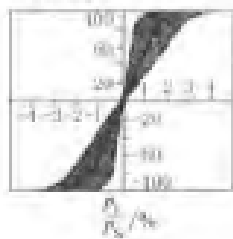


阀的压力为 1MPa 时的额定流量为 20L/min

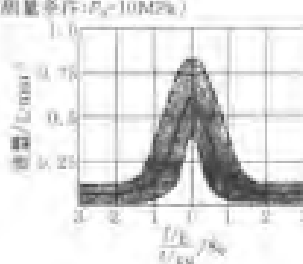


1— $P=1\text{MPa}$  恒定;  
2— $P=2\text{MPa}$  恒定;  
3— $P=3\text{MPa}$  恒定;  
4— $P=4\text{MPa}$  恒定;  
5— $P=10\text{MPa}$  恒定  
 $P$  为符合 DIN 24 311 的阀的压力  
(进口压力减去负载压力和回油压力)  
说明: 请注意功率域  
公称流量 E1、E2 和 W1、W2 的订货型号

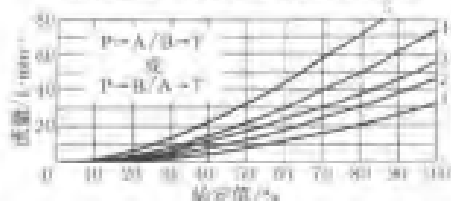
压力增益的范围  
(额定条件:  $P_1=10\text{MPa}$ )



零流量区域  
(额定条件:  $P_1=10\text{MPa}$ )

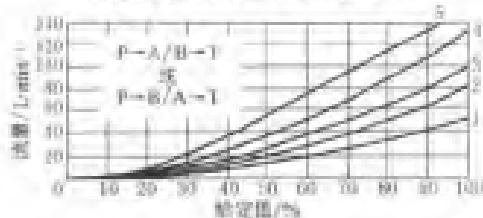


阀的压力为 1MPa 时的额定流量为 20L/min

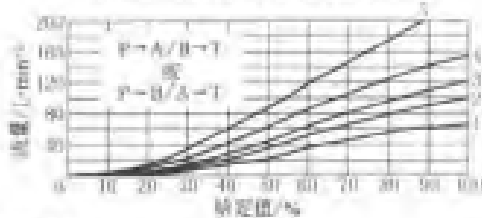


1— $P=1\text{MPa}$  恒定;  
2— $P=2\text{MPa}$  恒定;  
3— $P=3\text{MPa}$  恒定;  
4— $P=4\text{MPa}$  恒定;  
5— $P=10\text{MPa}$  恒定

阀的压力为 1MPa 时的额定流量为 5L/min



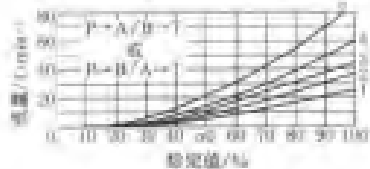
阀的压力为 1MPa 时的额定流量为 5L/min



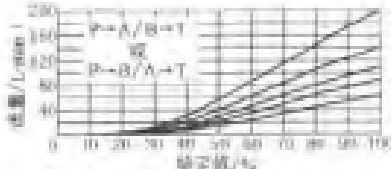
1— $P=1\text{MPa}$  恒定;  
2— $P=2\text{MPa}$  恒定;  
3— $P=3\text{MPa}$  恒定;  
4— $P=4\text{MPa}$  恒定;  
5— $P=10\text{MPa}$  恒定

$P$  为符合 DIN 24 311 的阀的压力  
(进口压力减去负载压力和回油压力)。说明: 请注意功率域

阀的压力为 1MPa 时的额定流量为 20L/min



阀的压力为 1MPa 时的额定流量为 20L/min



阀的压力为 1MPa 时的额定流量为 20L/min



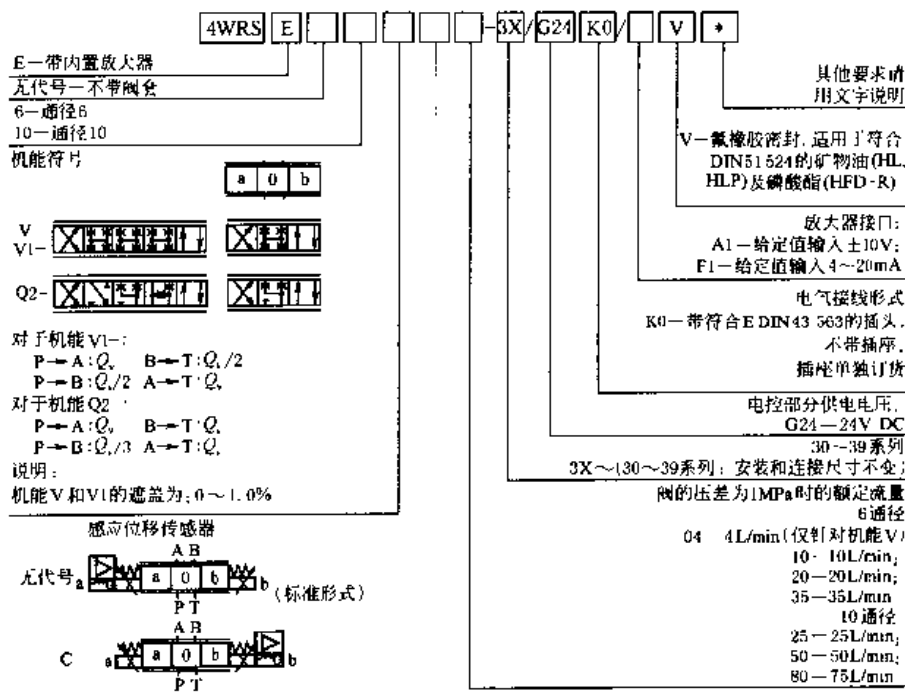
阀的压力为 1MPa 时的额定流量为 20L/min

1— $P=1\text{MPa}$  恒定;  
2— $P=2\text{MPa}$  恒定;  
3— $P=3\text{MPa}$  恒定;  
4— $P=4\text{MPa}$  恒定;  
5— $P=10\text{MPa}$  恒定  
 $P$  为符合 DIN 24 311 的阀的压力  
(进口压力减去负载压力和回油压力)  
说明: 请注意功率域  
公称流量 E1、E2 和 W1、W2 的订货型号

2.2.29 力士乐 (Rexroth) 三位四通高频响 4WRSE, 3X 系列比例方向阀

表 21-6-82

型号意义



型 号		NG6	NG10
质量/kg		3.0	7.3
工作压力 /MPa	P, A, B 口	31.5	31.5
	T 口	31.5	31.5
额定流量 $Q_{\text{nom}} \pm 10\% / \text{L} \cdot \text{min}^{-1}$ ( $\Delta p = 1\text{MPa}$ 时, $\Delta p$ 为阀的压差)		4	25
		10	50
		20	75
		35	—
允许最大流量		80	180
工作介质	符合 DIN51 524 标准的矿物油		
液压油温度范围/°C	20~80 (优先选择 40~50)		
粘度范围/ $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	20~380 (优先选择 20~46)		
污染度	最高油液允许污染度: MAS 1638 9级 推荐使用过滤器的过滤比: $\beta_x \geq 75, x = 10$		
滞环/%	$\leq 0.05$		
反向误差/%	$\leq 0.03$		
灵敏度/%	$\leq 0.03$		
电压的形式	直流电压		
信号的方式	模拟		
每个电磁铁的最大电流/A	2.5	2.5	
零点补偿/%	$\leq 1$		
零点漂移	介质温度/%/10K	< 0.1	< 0.1
	工作压力/%/10MPa	< 0.5	< 0.3

技术性能

电气接线  
单轴订货

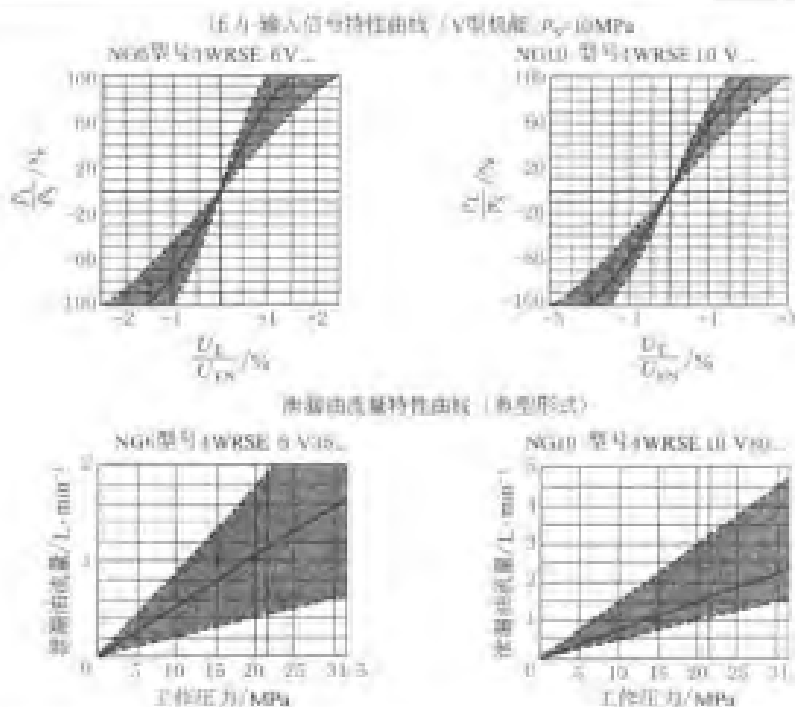
带符合 DIN43 563 AM6 标准插头  
插座符合标准 DIN43 563-BF6 3/PV11

放大器

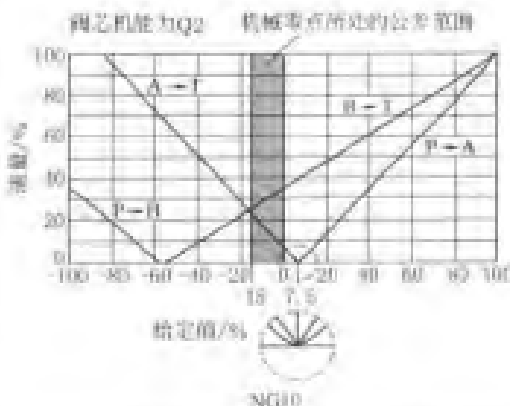
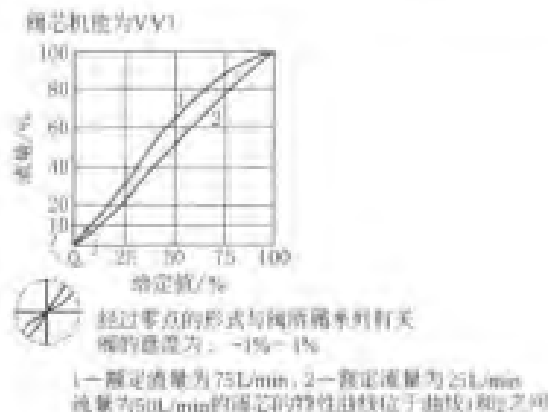
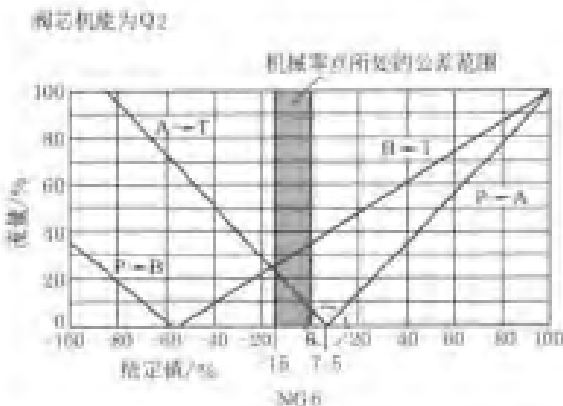
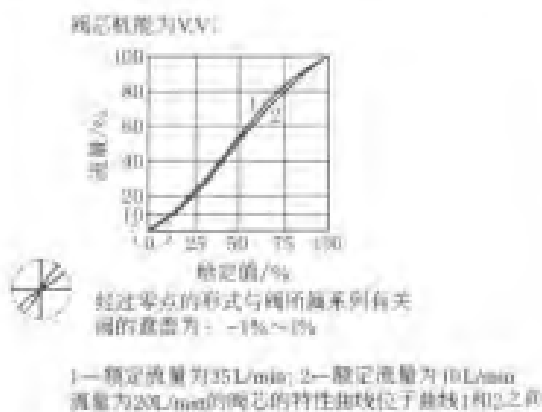
已集成入阀内

表 21-6-83

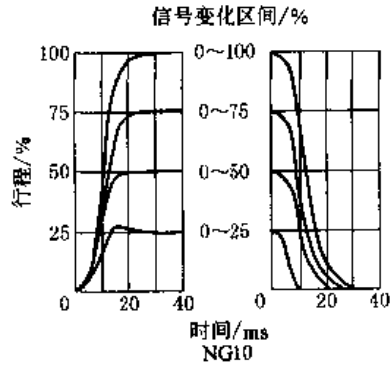
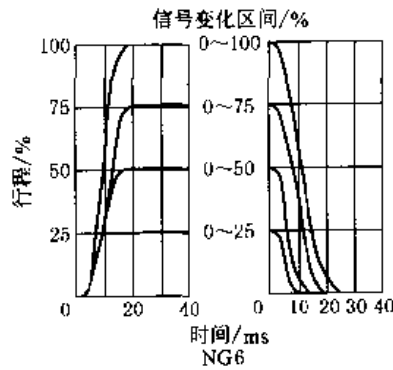
特性曲线



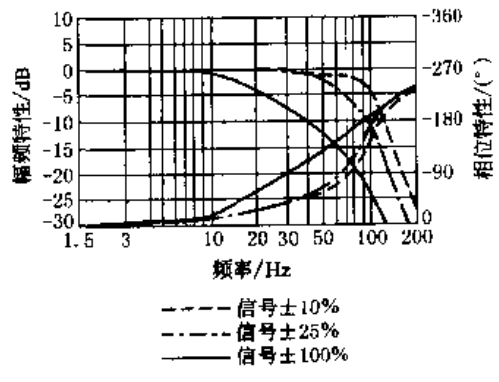
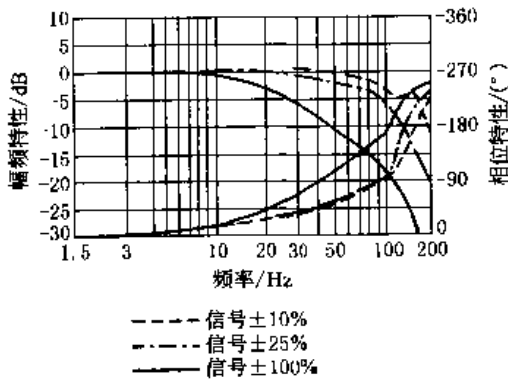
阀的压差为 0.1 MPa 或阀的单边压差为 0.5 MPa 时典型流量曲线



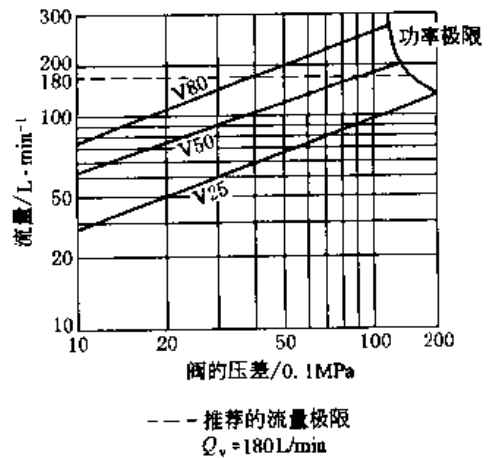
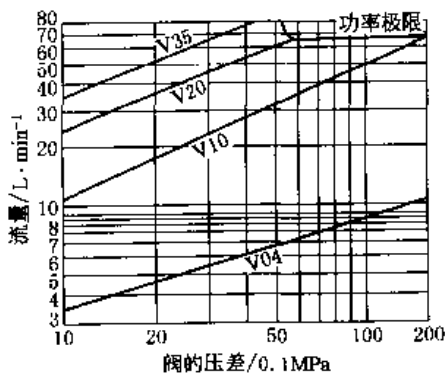
阶跃响应曲线



频率响应曲线



流量-负载曲线





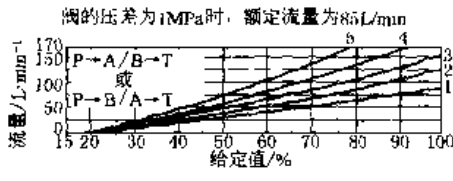
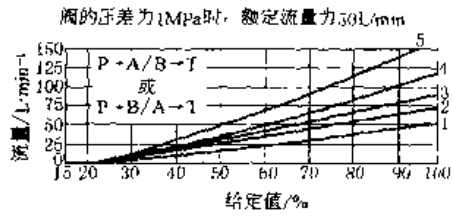
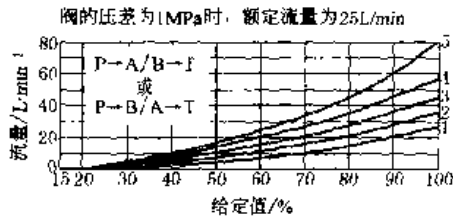
续表

工作介质		符合 DIN51 524 标准的矿物油		
液压油温度范围/°C		20 ~ 80 (优先选择 40 ~ 50)		
粘度范围/mm <sup>2</sup> ·s <sup>-1</sup>		20 ~ 380 (优先选择 20 ~ 46)		
污染度		最高油液允许污染度: NAS 1638 9 级, 7 级 (先导) 推荐使用过滤器的过滤比: $\beta_x \geq 75$ , $x = 15$ , $x = 5$ (先导)		
滞环/%		$\leq 6$		
电压的形式		直流电压		
信号的方式		模拟		
给定值遮盖/%		15		
最大电流/A		1.5	2.5	
电磁铁线圈电阻/ $\Omega$	20°C 时的冷值	4.8	2	
	最大热值	7.2	3	
线圈温度/°C		$\approx 150$		
电气接线	WRZ	带符合 DIN43 563 AM2 标准插头, 插座符合标准 DIN43 563-AF2/PN11		
	WRZE	带符合 DIN43 563-AM6-3 标准插头, 插座符合标准 DIN43 563-BF 6-3/PN11		
WRZE 的内置式放大器			内置于阀内	
电流消耗	$I_{max}/A$	—	1.8	
	脉冲电流/A	—	3	
给定值信号	结构 AL/V	—	$\pm 10$	
	结构 FI/V	—	4 ~ 20	
WRZ 的外控放大器				
模拟式放大器	带一个斜坡调节	VT-VSPA2-50-1X/T1		
	带五个斜坡调节	VT-VSPA2-50-1X/T5		
欧洲标准		VT-VSPA2-51-1X		
欧洲制式的数字放大器		VT-VSPD-1-1X/		
模块式放大器		VT 11 118-1X/		
重量/kg	板式连接	NG 10	7.8	8.0
		NG 16	13.4	13.6
		NG 25	18.2	18.4
		NG 32	42.2	42.4
		NG 52	79.5	79.7
	法兰连接 NG 52	77.5	77.7	

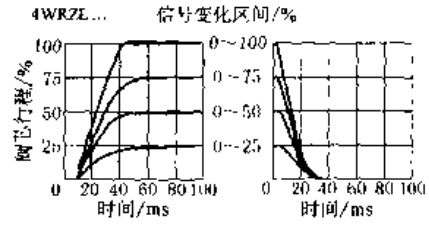
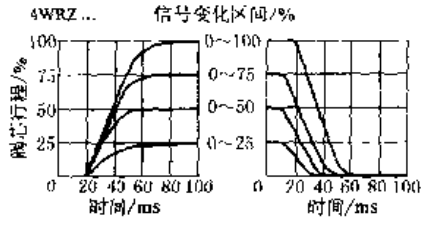
技  
术  
性  
能

表 21-6-85

NG10, 阀的机能 "E, W6-, EA, W6A"

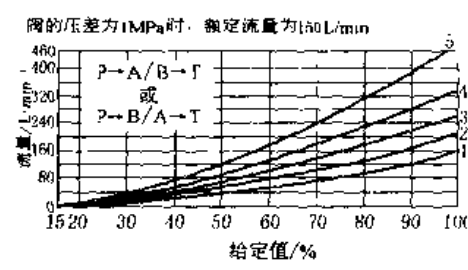
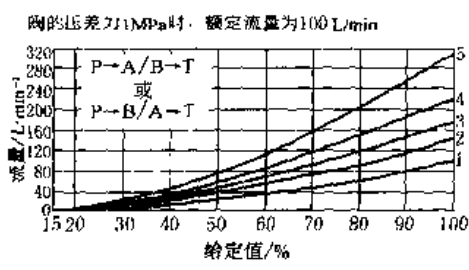


1 -  $P=1MPa$ 恒定;  
 2 -  $P=2MPa$ 恒定;  
 3 -  $P=3MPa$ 恒定;  
 4 -  $P=5MPa$ 恒定;  
 5 -  $P=10MPa$ 恒定;  
 $P$ 为符合标准DIN24 311规定的阀的压差(入口压力减去负载压力,再减去回油压力);  
 输入信号为阶跃电信号时的过渡机能,  $P_0=5MPa$

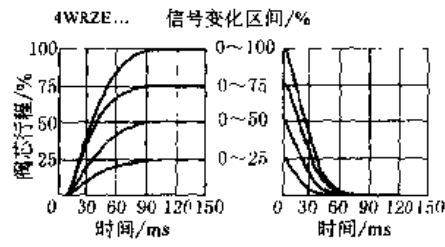
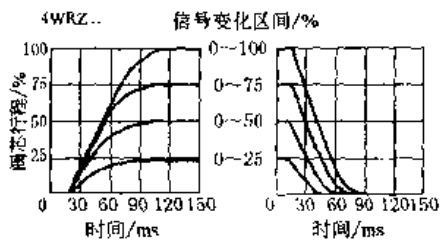


特  
性  
曲  
线

NG16, 阀的机能 "E, W6-, EA, W6A"



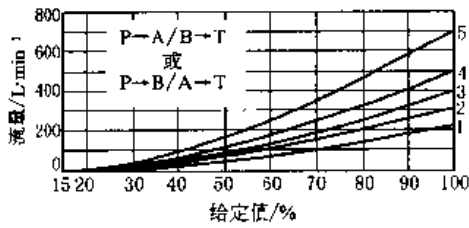
1 -  $P=1MPa$ 恒定, 2 -  $P=2MPa$ 恒定, 3 -  $P=3MPa$ 恒定,  
 4 -  $P=5MPa$ 恒定, 5 -  $P=10MPa$ 恒定  
 $P$ 为符合标准DIN24 311规定的阀的压差(入口压力减去负载压力,再减去回油压力);  
 输入信号为阶跃电信号时的过渡机能,  $P_0=5MPa$



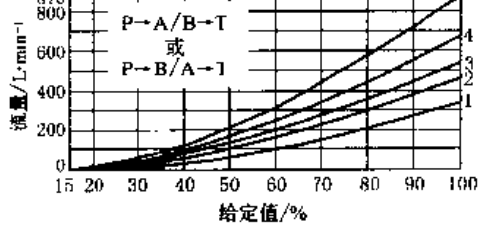
NG25, 阀的机能“E, W6-, EA, W6A”

特性曲线 (测量条件:  $v = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$ ,  $t = 40^\circ\text{C}$ )

阀的压差为1MPa时, 额定流量为220L/min



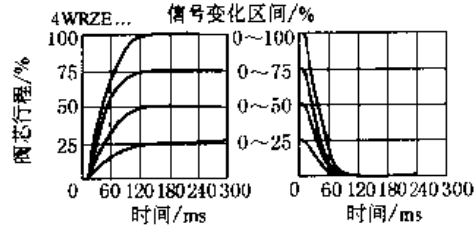
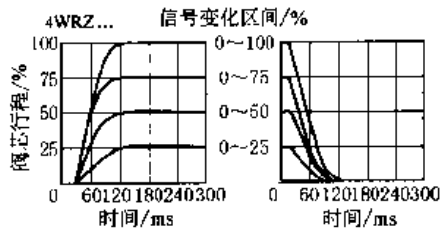
阀的压差为1MPa时, 额定流量为325L/min



1 -  $p = 1 \text{ MPa}$  恒定, 2 -  $p = 2 \text{ MPa}$  恒定, 3 -  $p = 3 \text{ MPa}$  恒定,  
4 -  $p = 5 \text{ MPa}$  恒定, 5 -  $p = 10 \text{ MPa}$  恒定

$P$  为符合标准 DIN 24 311 规定的阀的压差 (入口压力减去负载压力, 再减去回油压力)

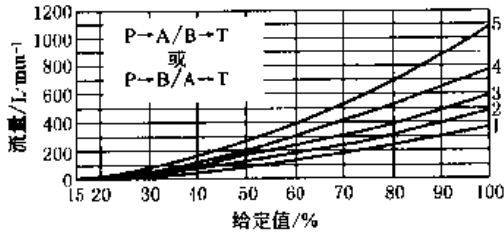
输入信号为阶跃电信号时的过渡机能,  $p_a = 5 \text{ MPa}$



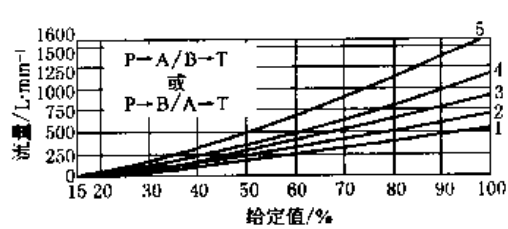
特  
性  
曲  
线

NG32, 阀的机能“E, W6-, EAZ, W6A”

阀的压差为1MPa时, 额定流量为360L/min



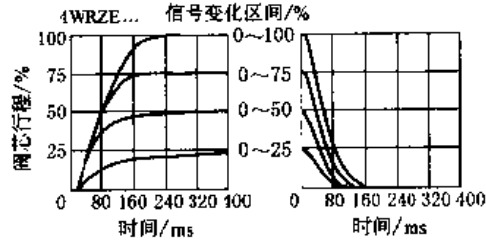
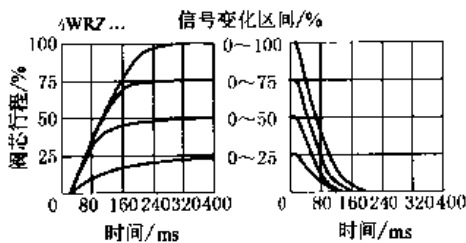
阀的压差为1MPa时, 额定流量为520L/min



1 -  $p = 1 \text{ MPa}$  恒定, 2 -  $p = 2 \text{ MPa}$  恒定, 3 -  $p = 3 \text{ MPa}$  恒定,  
4 -  $p = 5 \text{ MPa}$  恒定, 5 -  $p = 10 \text{ MPa}$  恒定

$P$  为符合标准 DIN 24 311 规定的阀的压差 (入口压力减去负载压力, 再减去回油压力)

输入信号为阶跃电信号时的过渡机能,  $p_a = 5 \text{ MPa}$



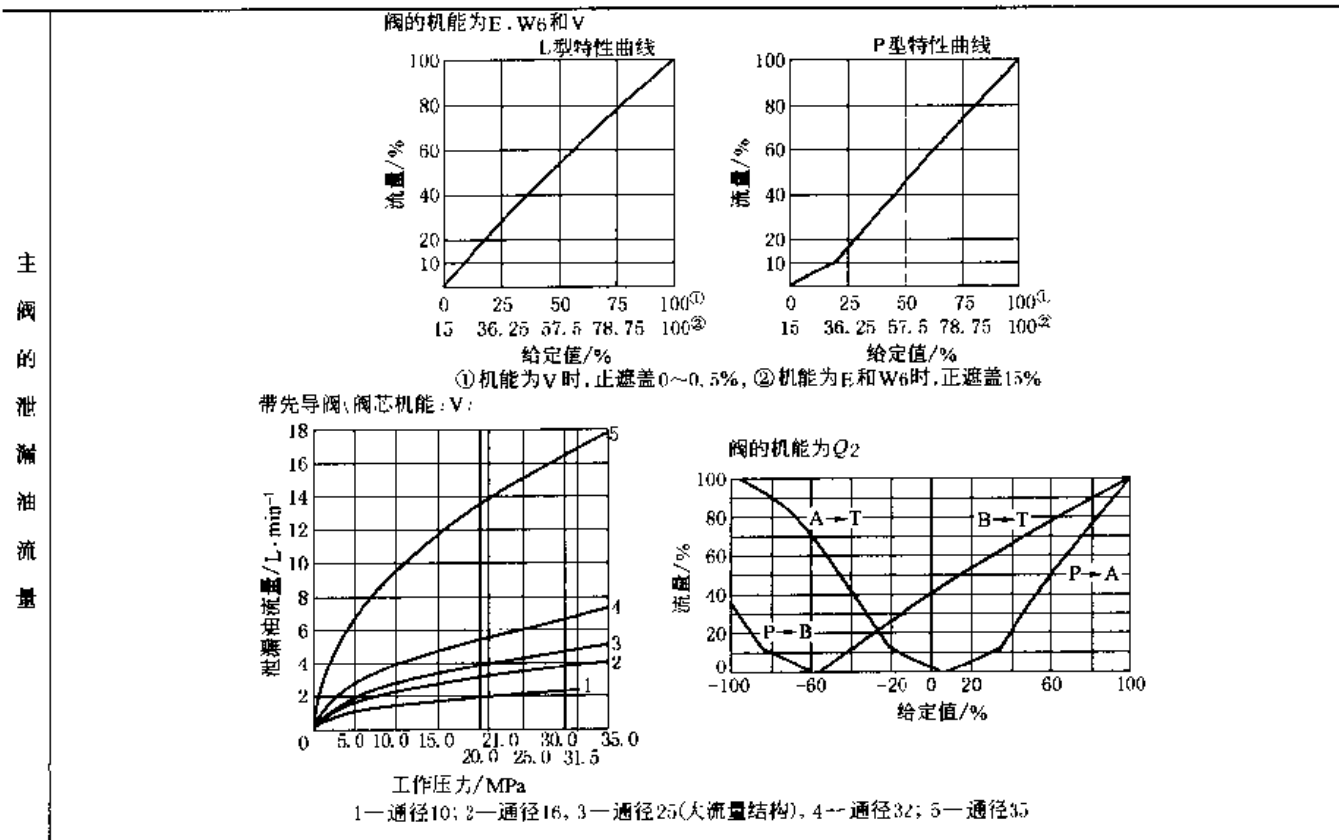




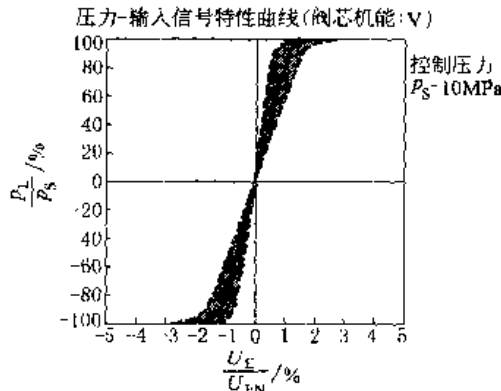
续表

规格型号		NG10	NG16	NG25	NG25	NG32	NG35
质量/kg		8.7	11.2	16.8	17	31.5	34
工作压力/MPa	先导阀: 进油压力	2.5 ~ 31.5					
	主阀: 接口 P, A, B ≈	31.5	35	35	21	35	35
回油压力/MPa	T口 (控制油回油内泄)	静压 < 10					
	T口 (控制油回油外泄) ≈	31.5	25	25	21	25	25
	Y口	静压 < 10					
额定流量 $Q_{vN}/L \cdot \min^{-1}$ ( $\pm 10\%$ , $\Delta p = 1\text{MPa}$ , $\Delta p$ 为阀的压差)		25	—	—	—	—	—
		50	125	220	—	400	—
		100	200	350	500	600	1000
主阀的流量 (最高允许值) $/L \cdot \min^{-1}$		170	460	870	1000	1600	3000
控制阀芯位移 (第三级) /mm		$\pm 3.5$	$\pm 5$	$\pm 6$	$\pm 6$	$\pm 9$	$\pm 12$
输入阶跃信号时, X 和 Y 流量 $/L \cdot \min^{-1}$		7	14	20	20	27	29
工作介质		符合 DIN51 524 标准的矿物油					
液压油温度范围/°C		20 ~ 80 (优先选择 40 ~ 50)					
粘度范围 $/\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$		20 ~ 380 (优先选择 20 ~ 46)					
污染度		最高油液允许污染度: NAS 1638 9级, 7级 (先导) 推荐使用过滤器的过滤比: $\beta_x \geq 75$ , $x = 15$ , $x = 5$ (先导)					
滞环/%		$\leq 0.1$					
灵敏度/%		$\leq 0.05$					
电压的形式		直流电压					
信号的方式		模拟					
最大功率/W		72 (平均值为 24)					
电气接线		带符合标准 E DIN43 563 AM6 的插座 带符合标准 E DIN43 563-BF6-3/PN11 的插头 带符合标准 E DIN43 563-BF6-3/PN13.5 的插头					
单独订货							
控制放大器		VT13060 (内置于阀内)					

表 21-6-87

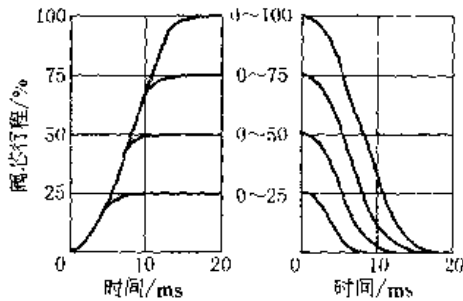


压力、输入信号

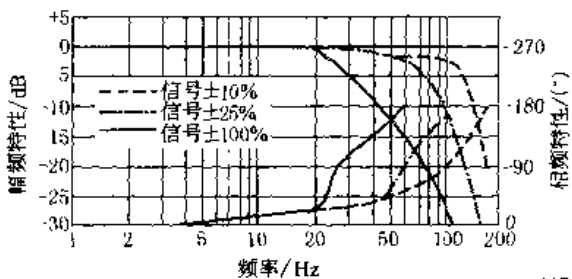


测量条件:  $p_S = 10\text{MPa}$ ,  $v = 32\text{mm}^2/\text{s}$  和  $t = 40^\circ\text{C}$

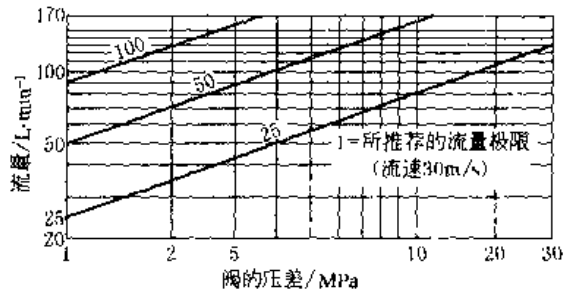
NG10  
输入信号为阶跃电信号时的过渡机能  
信号变化区间/%



频率响应特性曲线

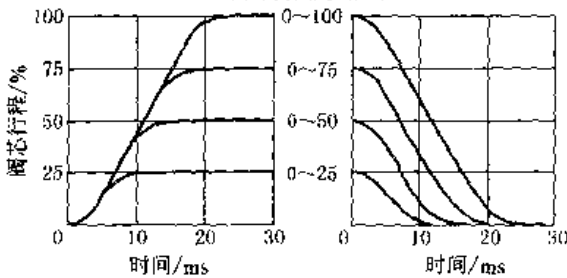


阀最大开度时的流量-负载曲线(公差±10%)

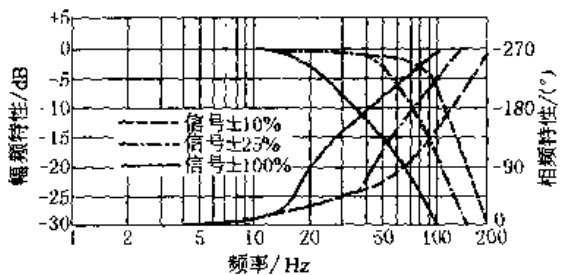


特性曲线

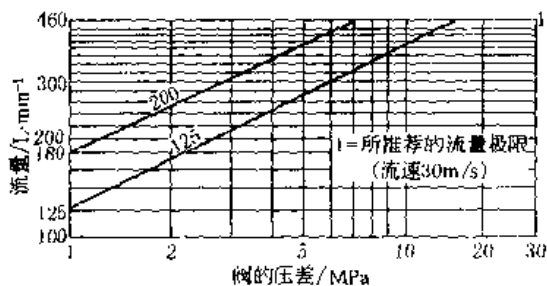
NG16  
输入信号为阶跃电信号时的过渡机能  
信号变化区间/%



频率响应特性曲线



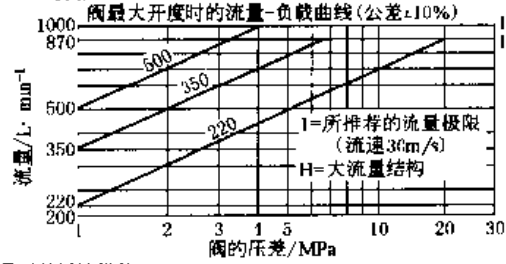
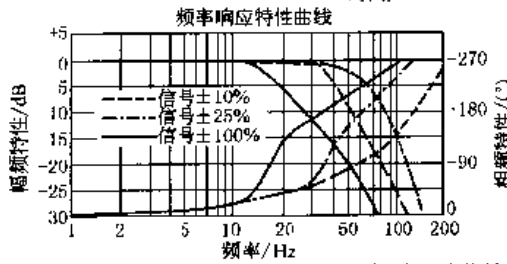
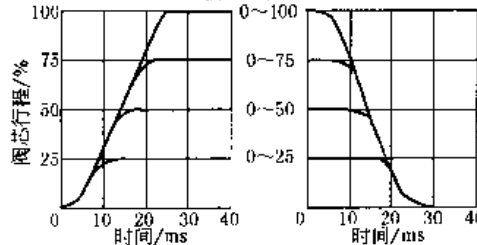
阀最大开度时的流量-负载曲线(公差±10%)



测量条件:  $p_s = 10\text{MPa}$ ,  $v = 32\text{mm}^2/\text{s}$  和  $t = 40^\circ\text{C}$

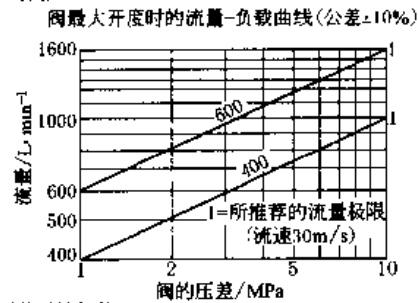
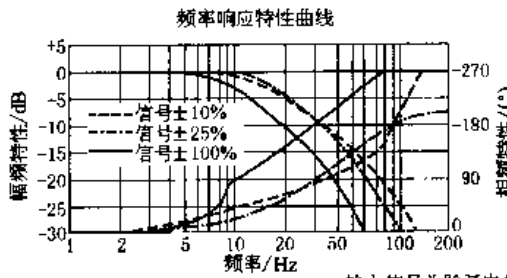
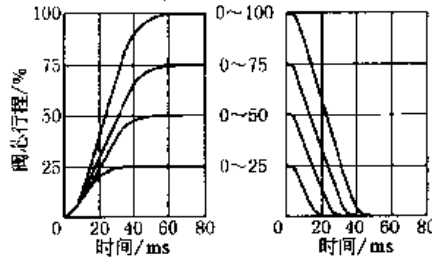
NG25

输入信号为阶跃电信号时的过渡机能  
信号变化区间/%



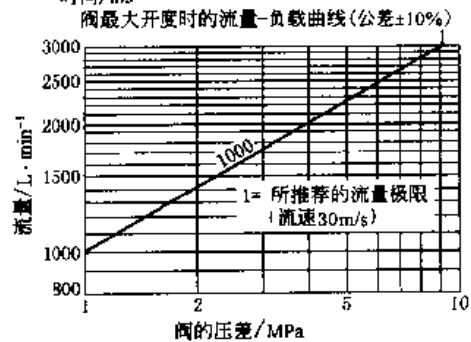
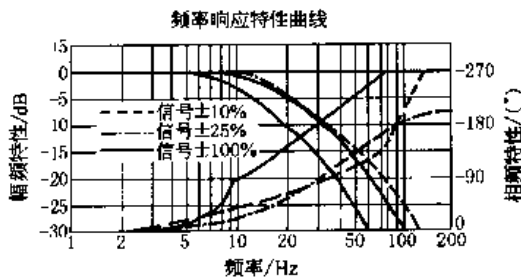
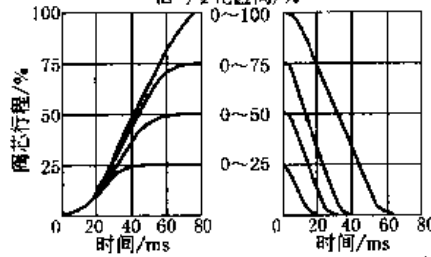
NG32

输入信号为阶跃电信号时的过渡机能  
信号变化区间/%



NG35

输入信号为阶跃电信号时的过渡机能  
信号变化区间/%

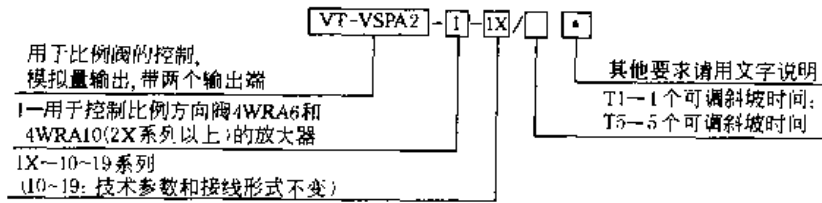


特  
性  
曲  
线

2.2.32 力士乐 VT-VSPA2-1, 1X 系列电子放大器

表 21-6-88

型号意义



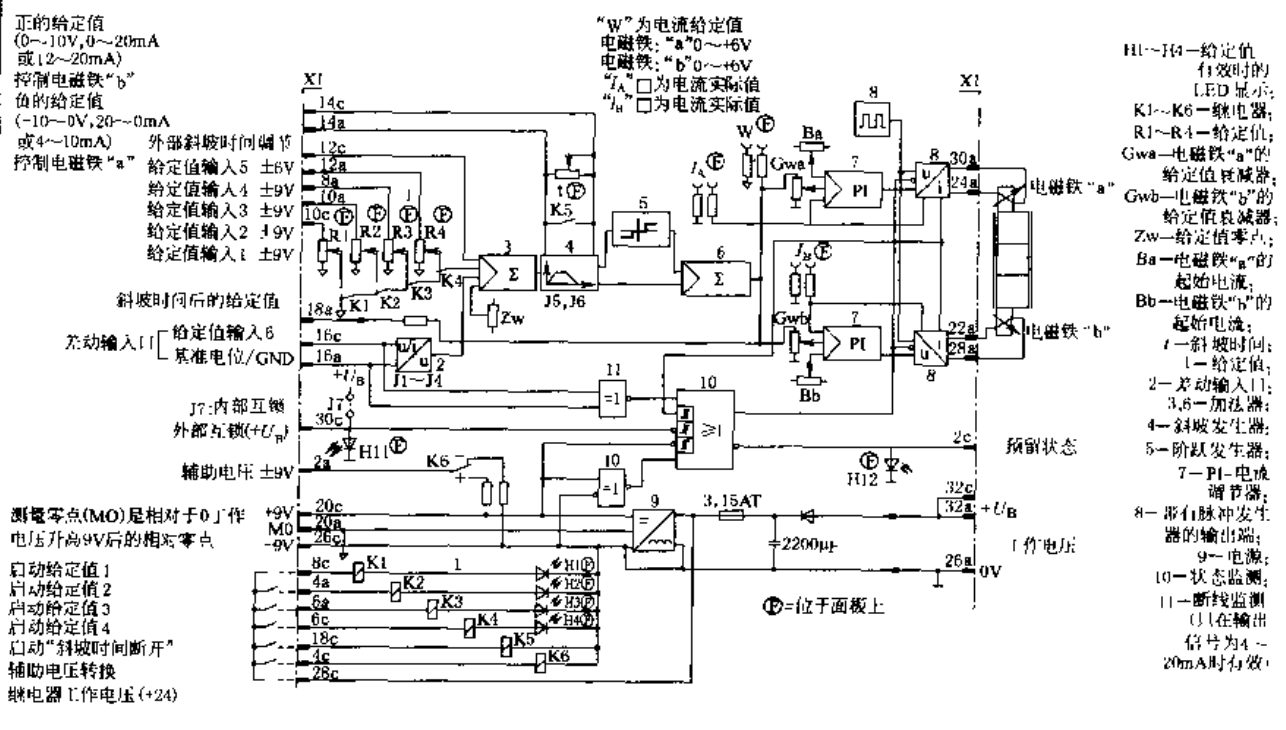
特点

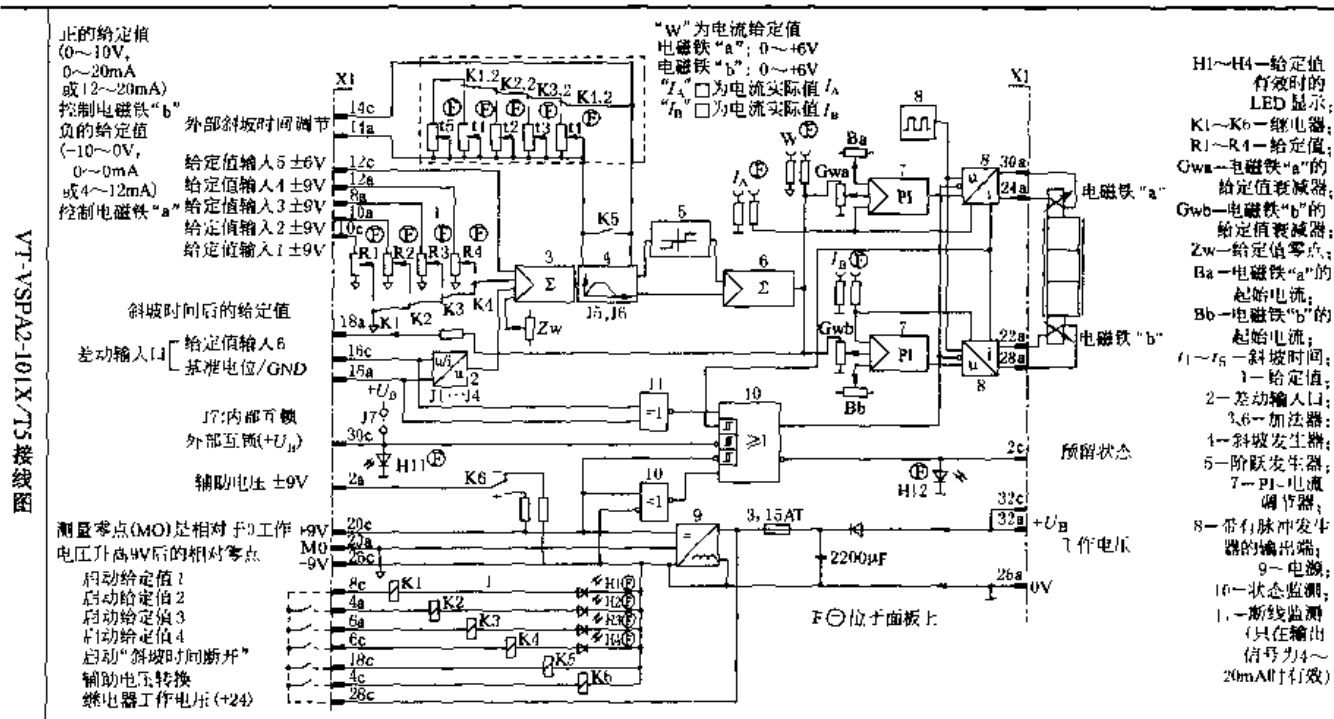
- (1) 可用于不带位移反馈的直控式比例方向阀的控制 (4WRA, 直径: 6, 10, 2X 系列以上)
- (2) 4个可通过电位计调节的给定值输入口
- (3) 4个给定值的 LED-显示
- (4) 带差动输入口, 可切换成电流输入
- (5) 互锁输入口, 带 LED-显示
- (6) LED-显示“预备状态”
- (7) 阶跃发生器
- (8) 斜坡发生器, 带有一个或五个斜坡时间调节
- (9) 两个电流脉宽调制输出端
- (10) 电源部分带有错极保护

技术参数

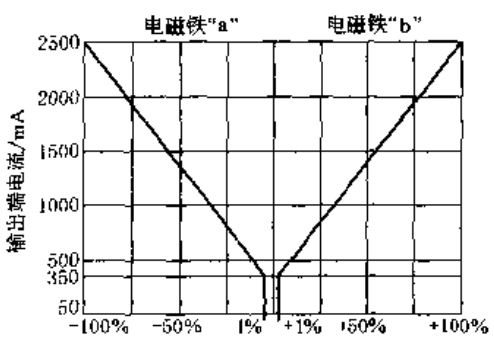
工作电压 $U_B$	24V DC (22 ~ 35VDC)	斜坡时间(调节范围) $t$	30ms ~ 约 1s 或 5s
电流消耗 $I$	< 2A	电磁铁电流, 电阻	$I_{max} = 2.5A; R_{2v} = 2$
功率消耗 $P_s$	< 50V · A	起始电流 $I$	50mA ± 25%
保险 $I_s$	3.15A	脉冲频率 $f$	对于 NG6 阀 300Hz ± 10%
电流实际值 $I_A, I_B$	0 ~ 250mA ± 50mA; $R = 1K$		对于 NG10 阀 180Hz ± 10%

VT-VSPA2-1-1X/T1 接线图





特性曲线



2.2.33 力士乐 VT5005 ~ 5008, 1X 系列电子放大器

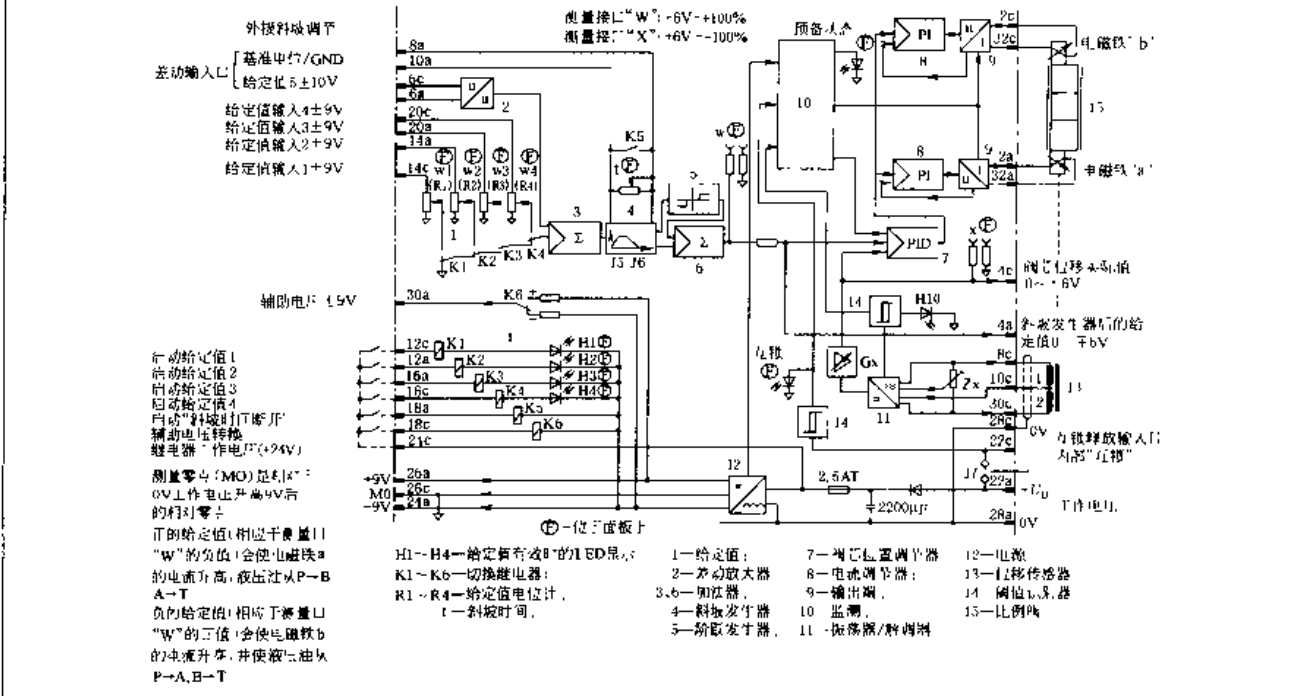
表 21-6-89

型号意义	带有—个斜坡时间的放大器: 5—用于阀型号4WRE6.-1X; 6—用于阀型号4WRE10.-1X 带有五个斜坡时间的放大器: 7—用于阀型号4WRE6.-1X; 8—用于阀型号4WRE10.-1X	其他要求请用文字说明 1X—10~19系列 (10~19; 技术参数及连接尺寸不变)
------	--	--

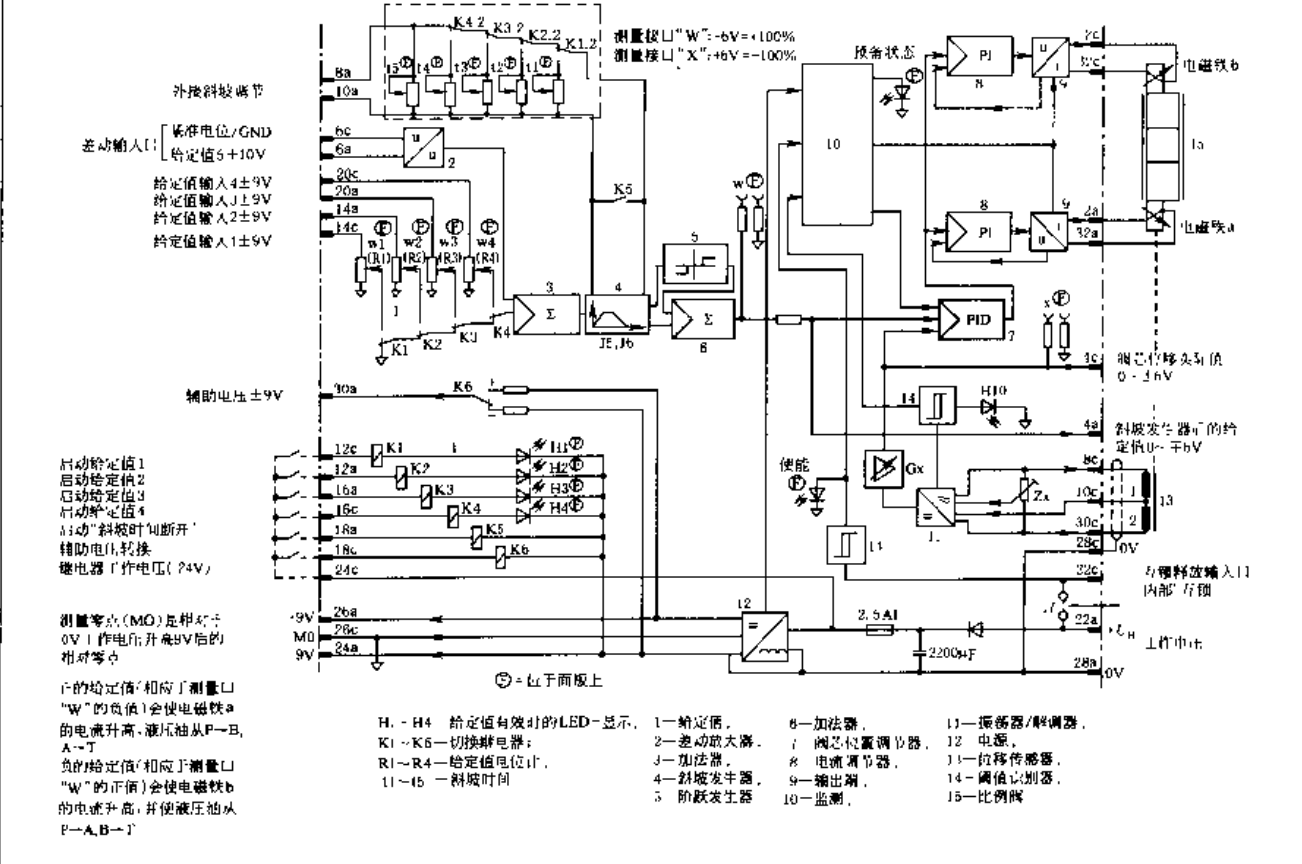
- 特点
- (1) 可用于控制带有位移传感器的直控式比例方向阀 (4WRE, 1 系列)
  - (2) 带差动输入口
  - (3) 互锁输入口, 带 LED-显示
  - (4) LED-显示“预备状态”
  - (5) 阶跃发生器
  - (6) 斜坡发生器
  - (7) 五个可以通过电位计调节的斜坡时间 (VT5007 和 VT5008)
  - (8) 4 个可以通过电位计调节的给定值输入, 带 LED 显示
  - (9) 带有阀芯位置调节器
  - (10) 两个电流脉宽调制输出端
  - (11) 感应位移测量的振荡器及解调器, 带有断线识别
  - (12) 电源部分带有错极保护

技术参数	工作电压 $U_B$	24V DC (22 ~ 35V DC)	斜坡时间 (调节范围) $t$	30ms ~ 约 1s 或 5s ( $\pm 25\%$ )
	电流消耗 $I$	< 2A	电磁铁电流, 电阻	VT5005, VT5007, VT5006, VT5008 $I_{max} = 1.8A \pm 20\%$ , $R_{20} = 5.4$
	功率消耗 $P_s$	< 50V·A		$I_{max} = 2.2A \pm 20\%$ , $R_{20} = 10$
	保险 $I_s$	2.5A	起始电流 $I$	50mA $\pm 25\%$
	电流实际值 $I_A, I_B$	0 ~ 2500mA $\pm 50mA$ ; $R = 1K$	振荡器频率 $f$	2.5kHz $\pm 10\%$

VT5005 和 VT5006 接线图 (适用于 17 系列以后的产品)

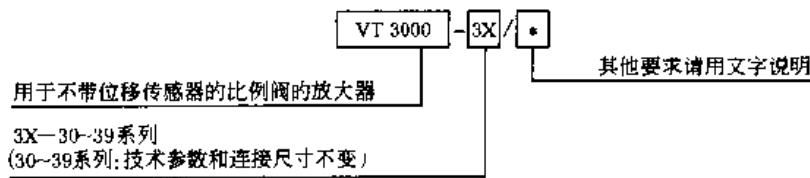
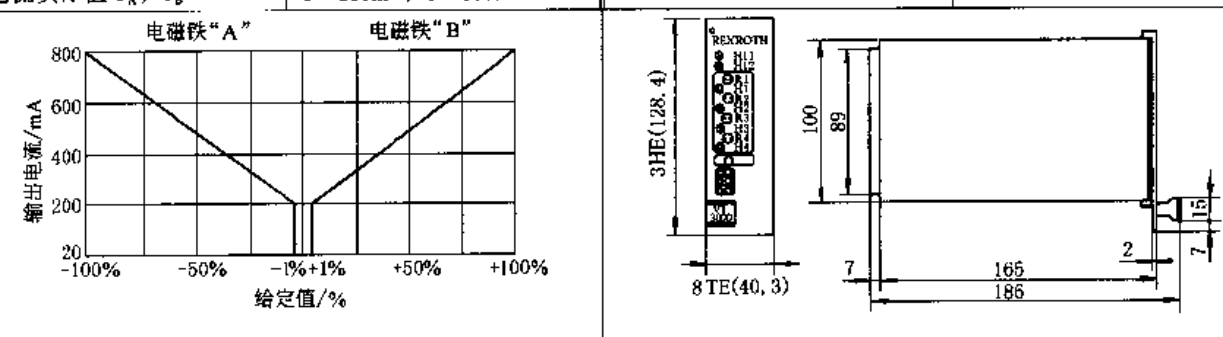
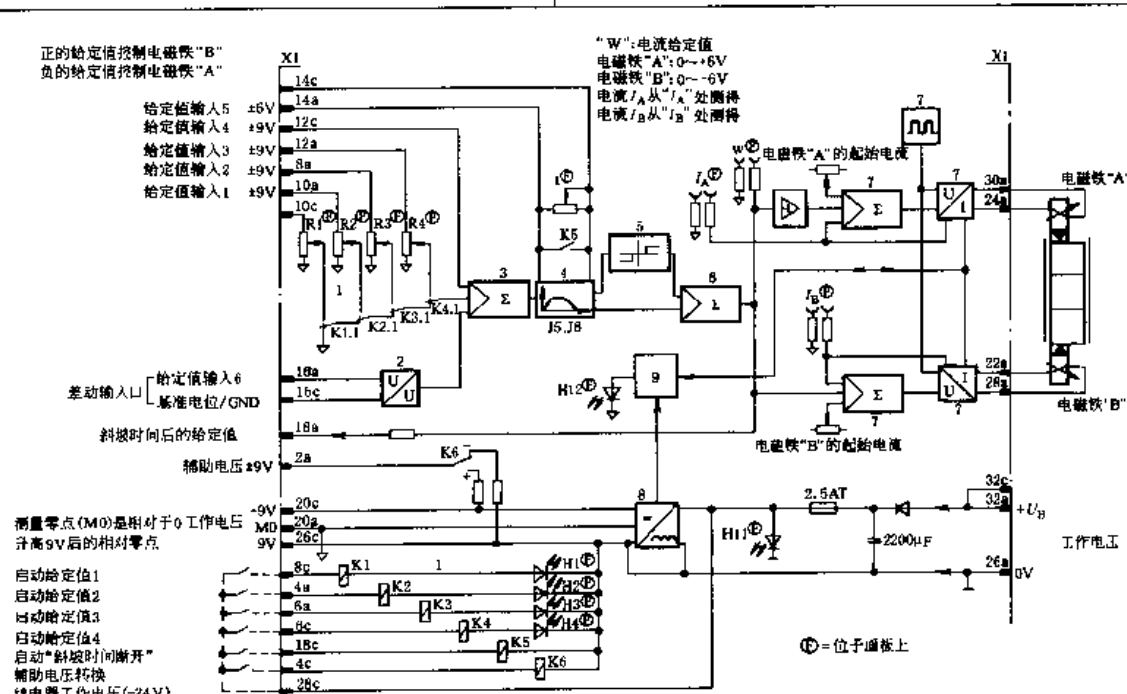


VT5007 和 VT5008 接线图 (适用于 17 系列的产品)



### 2.2.34 力士乐 VT3000, 3X 系列电子放大器

表 21-6-90

<p>型号意义</p>			
<p>特点</p>	<p>(1) 可用于不带位移反馈的先导式比例方向阀的控制 (4WRZ) 及直控式比例压力阀 (DBEP6.3DREP6) 的控制                  (2) 4个可通过电位计调节的给定值输入                  (3) 4个给定值的LED-显示                  (4) 带差动输入                  (5) LED-显示“预备状态”                  (6) 阶跃发生器                  (7) 斜坡发生器                  (8) 两个电流脉宽调制输出端                  (9) 电源部分带有错极保护</p>		
<p>技术参数</p>	<p>工作电压 <math>U_B</math></p>	<p>24V DC (22 ~ 39V DC)</p>	<p>斜坡时间(调节范围): 30ms ~ 约 1s 或 5s</p>
<p>电流消耗 <math>I</math></p>	<p>&lt; 1A</p>	<p>—</p>	<p>电磁铁电流, 电阻 <math>I_{max} = 800mA, R_{20} = 19.5</math></p>
<p>功率消耗 <math>P_s</math></p>	<p>—</p>	<p>—</p>	<p>起始电流 <math>I</math> 20mA <math>\pm</math> 25%</p>
<p>保险 <math>I_s</math></p>	<p>2.5A</p>	<p>—</p>	<p>脉冲频率 <math>f</math> 170Hz <math>\pm</math> 10%</p>
<p>电流实际值 <math>I_A, I_B</math></p>	<p>0 ~ 800mV, 0 ~ 800mA</p>	<p>—</p>	<p>—</p>
<p>特性曲线及外形尺寸</p>			
<p>方框图 / 接线图</p>	 <p>正: 给定值控制电磁铁“B”          负: 给定值控制电磁铁“A”</p> <p>“W”: 电流给定值          电磁铁“A”: 0 ~ +6V          电磁铁“B”: 0 ~ -6V          电流 <math>I_A</math> 从“<math>I_A</math>”处测得          电流 <math>I_B</math> 从“<math>I_B</math>”处测得</p> <p>⊕ = 位于面板上</p> <p>1—给定值; 5—阶跃发生器;          2—差动输入; 7—带有脉冲发生器的放大器;          3—加法器; 8—电源;          4—斜坡发生器; 9—检测</p> <p>H1~H4—给定值有效时的LED显示; K1~K6—继电器;          H11—电源接通; R1~R4—给定值输入; /—斜坡时间;          H12—预备状态;</p>		



2.2.35 力士乐 VT-VSPA1-1 和 VT-VSPA1K-1, 1X 系列电子放大器

表 21-6-91

型号意义

VT-VSPA1-1 1 1X/•

用于比例压力阀的控制, 模拟量输出, 带一个电磁铁  
 无代号—带面板及32接点插接板;  
 K—不带面板及带16接点的端子板  
 1X—10~19系列  
 (10~19: 技术参数和接线形式不变)

其他要求请用文字说明

在替换放大器VT2000(至4X系列), VT2010, VT2013, 或VT2023时, 需要单独订购一个转接板4TE/3HE  
 订货号为: 021004

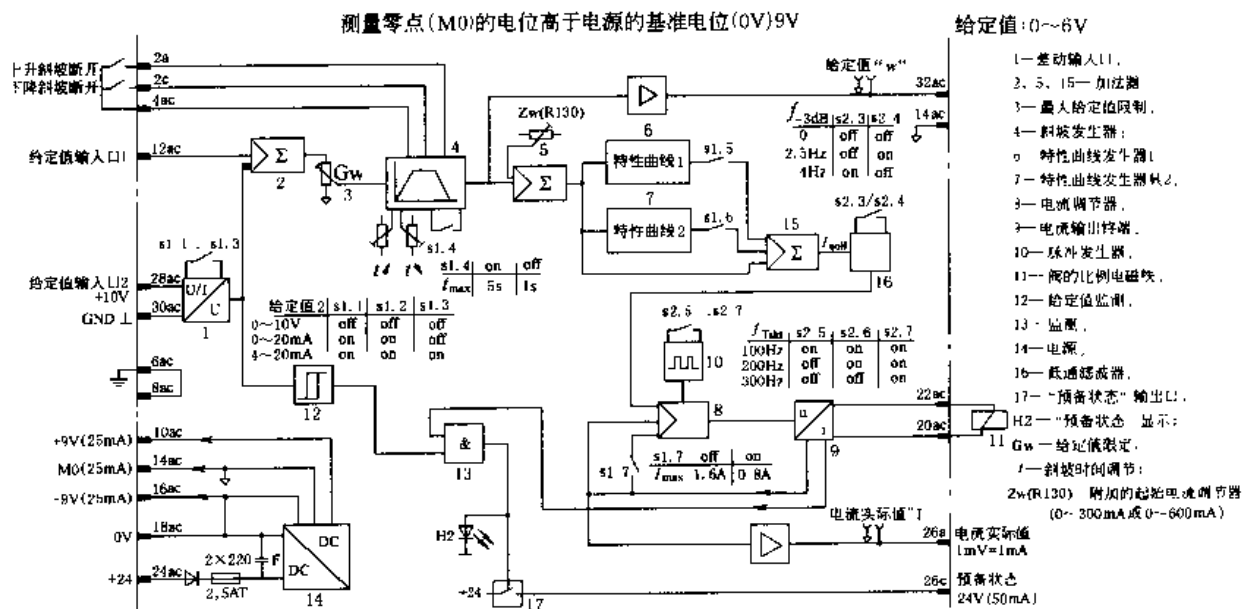
特点

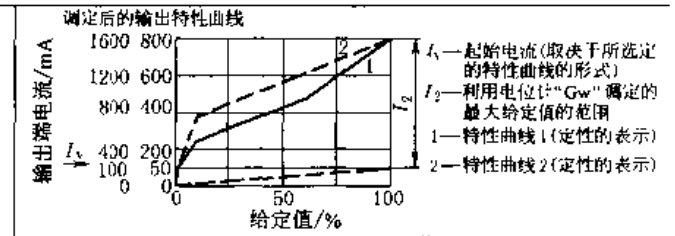
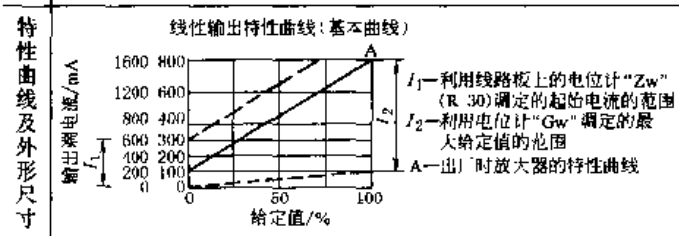
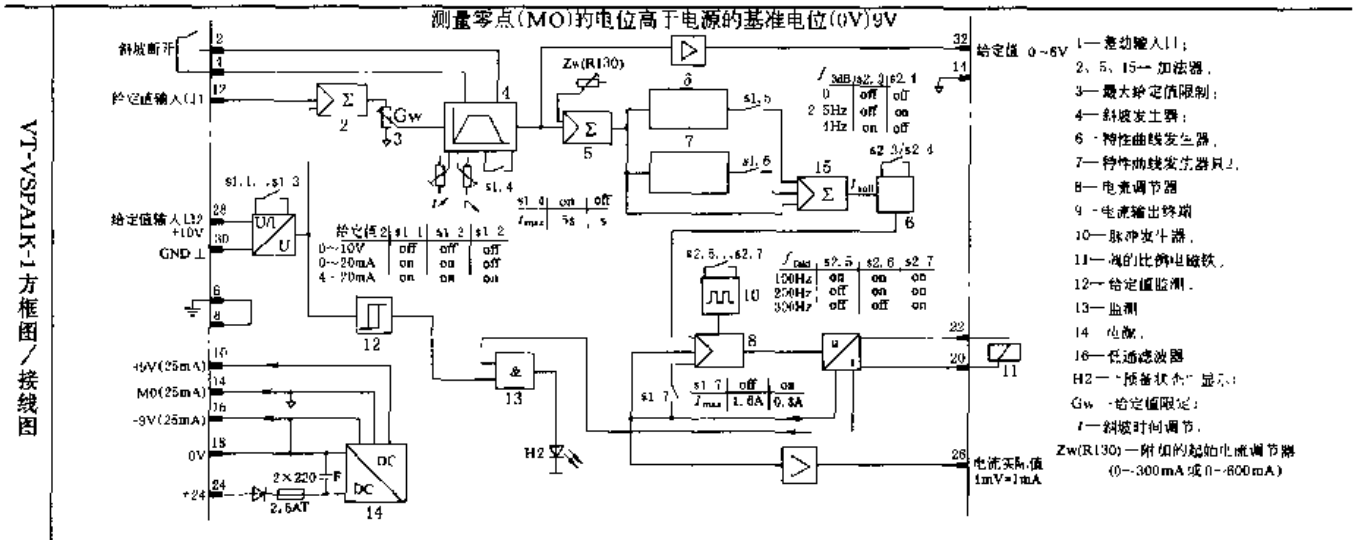
- (1) 可用于所有可供货的直控式及先导式的, 不带位移反馈且只带一个电磁铁的比例压力阀的控制
- (2) 带差动输入口, 可切换成电流输入
- (3) 附加给定值输入口 0~9V
- (4) 斜坡发生器, 可对上升及下降斜坡时间单独进行调节
- (5) 脉宽调制输出端
- (6) 带“预备状态”显示 (VT-VSPA1K-1 只带 LED-显示)
- (7) 电源部分带有错极保护
- (8) 电流输入口 (4~20mA) 带断线识别
- (9) 电磁铁电缆短路保护
- (10) 电磁铁电缆断线识别

技术参数

工作电压 $U_B$	24V DC (22~39V DC)	斜坡时间(调节范围) $t$	30ms ~ 约 1s 或 5s
电流消耗 $I$	< 1.8A	电磁铁电流 $I_{max}$ , 电阻	800mA, $R_{20} = 19.5$
功率消耗 $P_S$	< 50V·A	起始电流 $I$	50mA 或 100mA
保险 $I_S$	2.5A	脉冲频率 $f$	100Hz, 200Hz, 300Hz 或 370Hz ± 10%
电流实际值 $I_A, I_B$	0~800mA, 0~1600mA		

VT-VSPA1 方框图/接线图





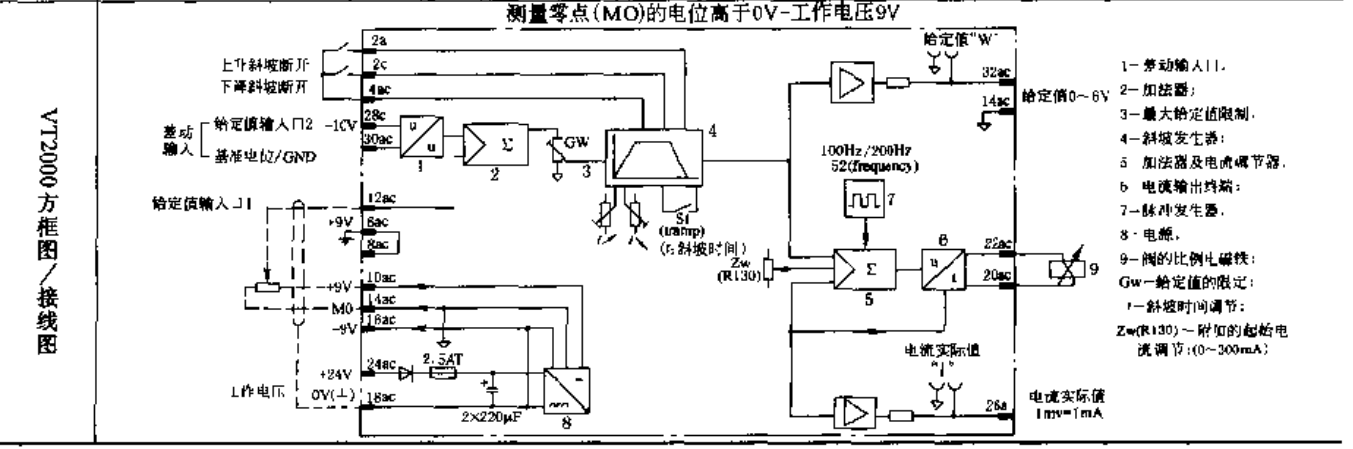
2.2.36 力士乐 VT2000, 5X 系列电子放大器

表 21-6-92

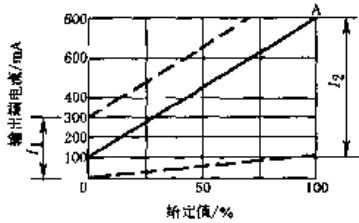
型号意义	<p style="text-align: center;">VT 2000- 5X / *</p> <p>用于控制不带位移传感器的比例压力阀 5X—50~59系列 (50~59:技术参数和接线型式不变)</p>	其他要求请用文字说明
------	--	------------

- 特点
- (1) 可用于直立式或先导式的, 不带位移反馈的比例压力阀的控制
  - (2) 带差动输入, 可切换成电流输入
  - (3) 附加给定值输入口 0~9V
  - (4) 斜坡发生器, 可对上升及下降斜坡时间单独进行调节
  - (5) 脉宽调制输出端
  - (6) 电源部分带有错极保护
  - (7) 电磁铁电缆短路保护

技术参数	工作电压 $U_B$	24V DC (22~35V DC)	斜坡时间(调节范围) $t$	30ms ~ 约 1s 或 5s
	电流消耗 $I$	< 1A	电磁铁电流, 电阻	$I_{max} = 800mA, R_{20} = 19.5$
	功率消耗 $P_S$	< 25V·A	起始电流 $I$	0~300mA
	保险 $I_S$	2.5A	脉冲频率 $f$	100Hz 或 200Hz; ±10%
	电流实际值 $I_A, I_B$	0~800mV, 0~800mA ±10mA		取决于开关“S2”状态



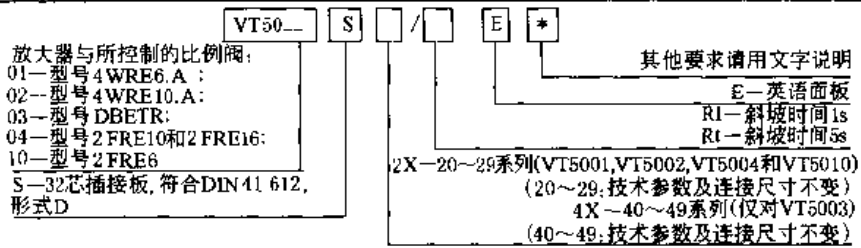
特性曲线



$I_1$ —起始电流调节范围 (0 ~ 约 300mA) 利用线路板上的  $Z_w$  (R130) 来调  
 $I_2$ —最大给定值调节范围, 利用面板上的“Gw”来调节  
 A—出厂时的特性曲线

2.2.37 力士乐 VT5001至 VT5004 和 VT5010, 2X 系列 VT5003, 4X 系列电子放大器  
 表 21-6-93

型号意义



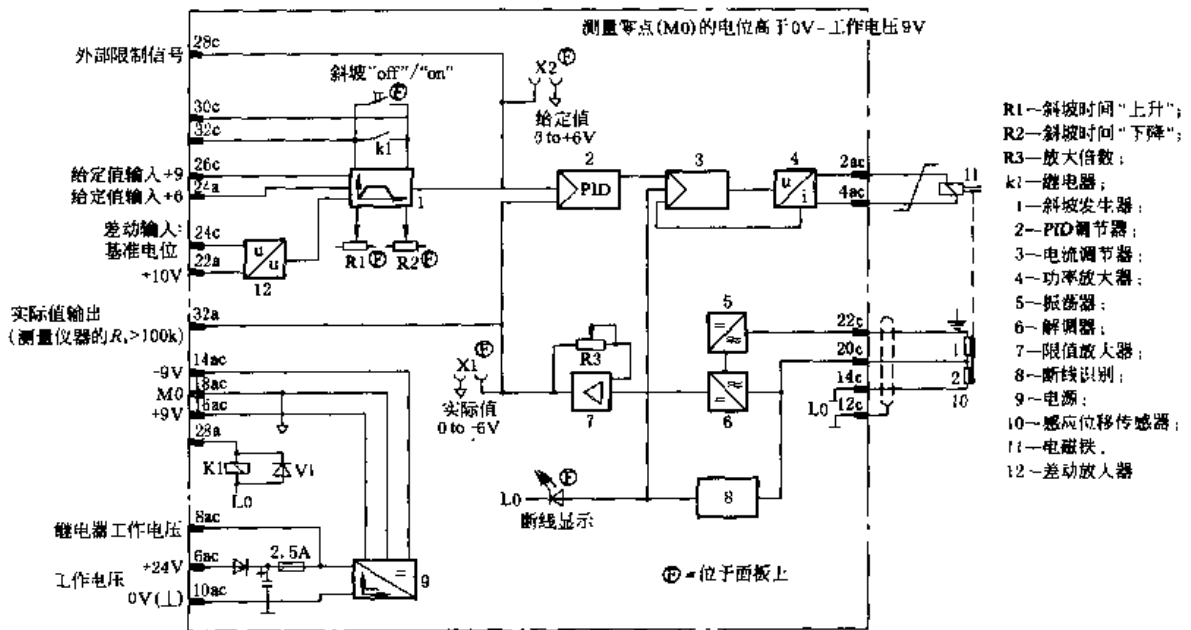
特点

- (1) 适用于带两芯位移反馈的直动式比例阀 (方向-压力和流量控制阀; 型号: 4WRE... A、DBETR、2FRE) 的控制
- (2) 带差动输入口, 可转换成电流输入
- (3) 滤波
- (4) 稳压
- (5) 自振荡输出终端
- (6) 感应位移传感器的振荡器和调解器
- (7) PID 调节器
- (8) 装有一个用于“断开”斜坡时间的继电器
- (9) 斜坡发生器
- (10) 具有断线识别功能, 及 LED-显示

技术参数

工作电压 $U_B$	24V DC (22 ~ 35V DC)	斜坡时间 (调节范围) $t$	30ms ~ 约 1s 或 5s
电流消耗 $I$	< 2A	电磁铁	VT5001 $I_{max} = 1.8A \pm 20\%$ ; $R_{20} = 5.4$
功率消耗 $P_s$	< 50V·A	电流, 电阻	VT5002, 3, 4, 10 $I_{max} = 2.2A \pm 20\%$ ; $R_{20} = 10$
保险 $I_s$	2.5A	脉冲频率 $f$	0.5 ~ 3kHz
电流实际值 $U/I_B$	-6V (最大负载电流 5mA)	振荡频率 $f$	2.5kHz $\pm 10\%$

方框图 / 接线图



### 3 伺服液压缸

#### 3.1 国内生产的伺服液压缸

##### 3.1.1 优瑞纳斯的 US 系列伺服液压缸

表 21-6-94

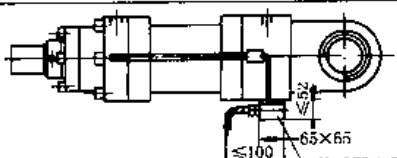
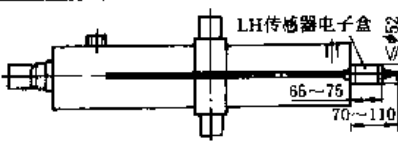
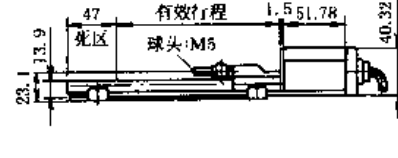
型号意义	带磁致传感器 US 系列伺服缸选型说明 US.....	
	优瑞纳斯原系列液压缸型号	
输出方式	模拟	4~20mA 电流 A 0~10V 电压 V
	数字	PWM P RS422 R
结构型式与特点		
	LD 型传感器 适用于尾部耳环式液压缸，缸体外增加一个 65mm × 65mm × 52mm 的电子盒。传感器维修、更换不方便	LH 型传感器 适用于缸底耳环以外任何型式的液压缸。将在缸尾部增加一个直径约为 52mm，长约 72mm 的电子盒。传感器维修、安装、更换方便
		LS 型传感器 适用于所有安装结构的液压缸。传感器的安装、维修、更换方便。传感器的拉杆需带防转装置

表 21-6-95

传感器技术参数

类型	LH	LD	LS
输出型式	模拟输出或数字输出均可		
测量数据	位置		
输出型式	模拟输出		数字输出
测量范围	最小 25mm，最长十几米；LS 型模拟：25 ~ 2540mm；LS 型数字：25 ~ 3650mm		
分辨率	无限（取决于控制器 D/A 与电源波动）		一般为 0.1mm（最高达 0.005mm，需加配 MK292 界面卡）
非线性度	满量程的 ±0.02% 或 ±0.05%（以较高者为准）		
滞后	< 0.02mm		
位置输出	0 ~ 10V 4 ~ 20mA	开始/停止脉冲（RS422 标准） PWM 脉宽调制	
供应电源	+ 24V DC ± 10%		
耗电量	120mA	100mA；LS 型模拟/数字均为 100mA	
工作温度	电子头：-40 ~ 70℃（LH）；-40 ~ 80℃（LD） 敏感元件：-40 ~ 105℃		
温度系数	< 15 × 10 <sup>-6</sup> /℃		
可调范围	5% 可调零点及满量程		
更新时间	一般 ≤ 3ms	最快每秒 10000 次（按量程而变化） 最慢 = [量程 (in) + 3] × 9.1μs	
工作压力	静态：34.5MPa (5000psi)；峰值：69MPa (10000psi)；LS 型无此项		
外壳	耐压不锈钢；LS 型为铝合金外壳，防尘、防污、防洒水，符合美国 IP67 标准		
输送电缆	带屏蔽七芯 2m 长电缆		

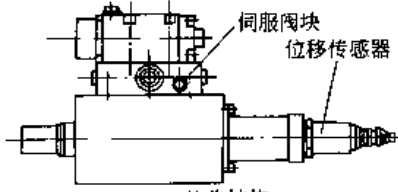
表 21-6-96

磁致传感器接线

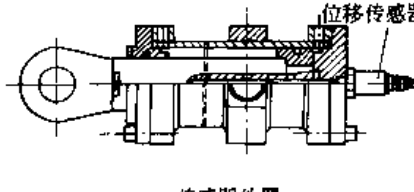
输出型式	LH、LD、LS 型传感器模拟输出	LH、LD、LS 型传感器数字输出
红或棕色	+24VDC 电源输入	24VDC 电源输入
白色	0VDC 电源输入	0VDC 电源输入
灰或橙色	4~20mA 或 0~10V 信号输出	PWM 输出 (-), RS422 停止 (-)
粉或蓝色	4~20mA 或 0~10V 信号回路	PWM 输出 (+), RS422 停止 (+)
黄色		PWM 询问脉冲 (+), RS422 开始 (+)
绿色		PWM 询问脉冲 (-), RS422 开始 (-)
	金属屏蔽网接地防止信号受干扰	金属屏蔽网接地防止信号受干扰

3.1.2 海特公司伺服液压缸

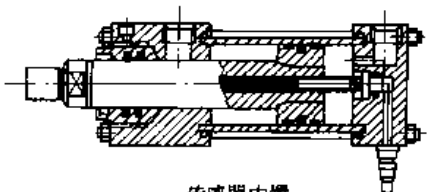
表 21-6-97



一体化结构



传感器外置



传感器内置

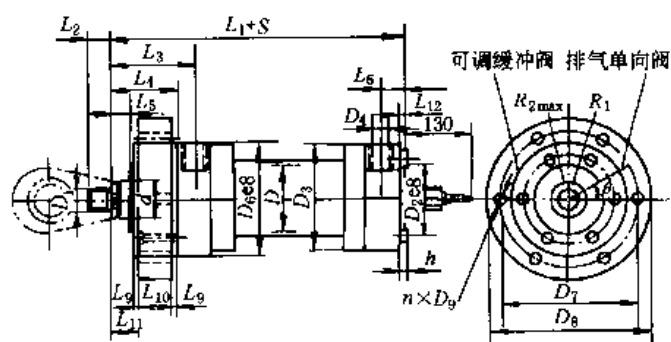
<p>L·拉柱结构 无—贯通结构 C—差动缸 D—等速缸</p> <p>无—传动液压缸</p> <p>SM—磁感应式传感器 SL—LVDT传感器</p> <p>额定工作压力: 16、20、25、32MPa</p> <p>附ISO代码</p> <table border="1" style="font-size: small;"> <tr><td>WE—尾部耳环式</td><td>MP1</td></tr> <tr><td>TF—头部法兰式</td><td>ME5</td></tr> <tr><td>WF—尾部法兰式</td><td>ME6</td></tr> <tr><td>ZB—中部探轴式</td><td>MT4</td></tr> <tr><td>JG—脚架固定式</td><td>MS2</td></tr> </table> <p>安装型式</p> <table border="1" style="font-size: small;"> <tr><th colspan="2">液压缸内径 D/活塞杆直径 d/mm</th></tr> <tr><td>40/22、28</td><td>180/110、125</td></tr> <tr><td>50/28、36</td><td>200/125、140</td></tr> <tr><td>63/36、45</td><td>220/140、160</td></tr> <tr><td>80/45、56</td><td>250/160、180</td></tr> <tr><td>100/56、70</td><td>280/180、200</td></tr> <tr><td>125/70、90</td><td>320/200、220</td></tr> <tr><td>140/90、100</td><td>360/220、250</td></tr> <tr><td>160/100、110</td><td>400/250、280</td></tr> </table>	WE—尾部耳环式	MP1	TF—头部法兰式	ME5	WF—尾部法兰式	ME6	ZB—中部探轴式	MT4	JG—脚架固定式	MS2	液压缸内径 D/活塞杆直径 d/mm		40/22、28	180/110、125	50/28、36	200/125、140	63/36、45	220/140、160	80/45、56	250/160、180	100/56、70	280/180、200	125/70、90	320/200、220	140/90、100	360/220、250	160/100、110	400/250、280	<table border="1" style="font-size: small;"> <tr><th>特殊要求</th><th>标记</th></tr> <tr><td>全部进口密封元件</td><td>H</td></tr> <tr><td>油口位置: (面对缸头)</td><td>下、左、右、左上、右上、左下、右下</td></tr> <tr><td>外表涂色</td><td>红、黄、...</td></tr> <tr><td>杆端加长</td><td>T... (mm)</td></tr> <tr><td>ZB型探轴位置</td><td>K... (mm)</td></tr> <tr><td>介质: 水-乙二醇</td><td>W</td></tr> <tr><td>不要缓冲</td><td>左 L</td></tr> <tr><td>(面对图示)</td><td>右 R</td></tr> <tr><td></td><td>左右 N</td></tr> <tr><td>活塞杆材质 1Cr17Ni2</td><td>S</td></tr> <tr><td>特殊装配</td><td>附商图订货</td></tr> <tr><td>其他</td><td></td></tr> </table> <table border="1" style="font-size: small;"> <tr><th colspan="2">杆端型式</th></tr> <tr><td>ISODIN I、II、III 蜗轮</td><td>A   B   C</td></tr> <tr><td>短形螺</td><td>I   II   III</td></tr> <tr><td>加形螺</td><td>I   II   III</td></tr> <tr><td>强形螺</td><td>I   II   III</td></tr> <tr><td>螺</td><td>i=1: 带一个扁头</td></tr> <tr><td></td><td>i=2: 带两个扁头</td></tr> </table> <p>油 M—ISO 公制螺纹 □ C—BSP 惠氏螺纹 (圆柱管螺纹)</p> <p>行程 S/mm (填入具体数字)</p> <p>• 可加扁螺母或垫圈作调整</p>	特殊要求	标记	全部进口密封元件	H	油口位置: (面对缸头)	下、左、右、左上、右上、左下、右下	外表涂色	红、黄、...	杆端加长	T... (mm)	ZB型探轴位置	K... (mm)	介质: 水-乙二醇	W	不要缓冲	左 L	(面对图示)	右 R		左右 N	活塞杆材质 1Cr17Ni2	S	特殊装配	附商图订货	其他		杆端型式		ISODIN I、II、III 蜗轮	A   B   C	短形螺	I   II   III	加形螺	I   II   III	强形螺	I   II   III	螺	i=1: 带一个扁头		i=2: 带两个扁头
WE—尾部耳环式	MP1																																																																				
TF—头部法兰式	ME5																																																																				
WF—尾部法兰式	ME6																																																																				
ZB—中部探轴式	MT4																																																																				
JG—脚架固定式	MS2																																																																				
液压缸内径 D/活塞杆直径 d/mm																																																																					
40/22、28	180/110、125																																																																				
50/28、36	200/125、140																																																																				
63/36、45	220/140、160																																																																				
80/45、56	250/160、180																																																																				
100/56、70	280/180、200																																																																				
125/70、90	320/200、220																																																																				
140/90、100	360/220、250																																																																				
160/100、110	400/250、280																																																																				
特殊要求	标记																																																																				
全部进口密封元件	H																																																																				
油口位置: (面对缸头)	下、左、右、左上、右上、左下、右下																																																																				
外表涂色	红、黄、...																																																																				
杆端加长	T... (mm)																																																																				
ZB型探轴位置	K... (mm)																																																																				
介质: 水-乙二醇	W																																																																				
不要缓冲	左 L																																																																				
(面对图示)	右 R																																																																				
	左右 N																																																																				
活塞杆材质 1Cr17Ni2	S																																																																				
特殊装配	附商图订货																																																																				
其他																																																																					
杆端型式																																																																					
ISODIN I、II、III 蜗轮	A   B   C																																																																				
短形螺	I   II   III																																																																				
加形螺	I   II   III																																																																				
强形螺	I   II   III																																																																				
螺	i=1: 带一个扁头																																																																				
	i=2: 带两个扁头																																																																				

输出型式	模拟输出或数字输出均可	
测量数据	位置	
输出型式	模拟输出	数字输出
测量范围	最小 25mm, 最长十几米; LS 型模拟: 25~2540mm, LS 型数字: 25~3650mm	
分辨率	无限 (取决于控制器 D/A 与电源波动)	一般为 0.1mm (最高达 0.005mm, 需加配 MK292 界面卡)
非线性度	满量程的 ±0.02% 或 ±0.05% (以较高者为准)	
滞后	< 0.02mm	
位置输出	0~10V 4~20mA	开始/停止脉冲 (RS422 标准) PWM 脉宽调制
供应电源	+24V DC ±10%	
耗电量	120mA	100mA; LS 型模拟/数字均为 100mA
工作温度	电子头: -40~70℃ (LH); -40~80℃ (LD) 敏感元件: -40~105℃	
温度系数	< 15 × 10 <sup>-6</sup> /℃	
可调范围	5% 可调零点及满量程	
更新时间	一般 ≤ 3ms	最快每秒 10000 次 (按量程而变化) 最慢 = [量程 (in) + 3] × 9.1μs
工作压力	静态: 34.5MPa (5000psi); 峰值: 69MPa (10000psi); LS 型无此项	
外壳	耐压不锈钢; LS 型为铝合金外壳, 防尘、防污、防洒水, 符合美国 IP67 标准	
输送电缆	带屏蔽七芯 2m 长电缆	

结构图

型号意义

位移传感器技术性能



外形尺寸	$D$	40	50	63	80	100	125	160	180	200	
	$d$	22/28	28/36	36/45	45/56	56/70	70/90	100/110	110/125	125/140	
	$L$ (缓冲长度)	20	20	25	30	35	50	55	65	70	
	$D_1$	I型	M16 × 1.5	M22 × 1.5	M30 × 2	M36 × 2	M48 × 2	M56 × 2	M80 × 3	M100 × 3	M110 × 3
		II型	M16 × 1.5	M22 × 1.5	M28 × 1.5	M35 × 1.5	M45 × 1.5	M58 × 1.5	M80 × 2	M100 × 2	M110 × 2
		III型	M18 × 2	M24 × 2	M30 × 2	M39 × 3	M50 × 3	M64 × 3	M90 × 3	M100 × 3	M110 × 4
	$D_2$	50	64	75	95	115	135	180	200	215	
	$D_3$	80	100	120	140	170	205	265	290	315	
	$D_4$	公制	M18 × 1.5	M22 × 1.5	M27 × 2	M27 × 2	M33 × 2	M42 × 2	M42 × 2	M150 × 2	M50 × 2
		英制	G <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	G <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	G <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	G <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	G1	G1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	G1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	G1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	G1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
	$D_6$	90	110	130	145	175	210	275	300	320	
	$D_7$	108	130	155	170	205	245	325	360	375	
	$D_8$	130	160	185	200	245	295	385	420	445	
	$D_9$	9.5	11.5	14	14	18	22	26	26	33	
	$L_1$	226	234	262	275	325	382	475	515	540	
	$L_2$	I型	22	30	40	50	63	75	95	112	112
		II型	16	22	28	35	45	58	80	100	110
		III型	30	35	45	55	75	95	120	140	150
	$L_3$	76	80	89.5	87.5	112.5	129.5	160	175	180	
$L_4$	54	58	67	65	85	97	120	130	135		
$L_5$	17	20	20	20	30	30	35	35	40		
$L_6$	32	32	27.5	37.5	32.5	37.5	50	50	50		
$L_9$	5	5	5	5	5	5	10	10	10		

续表

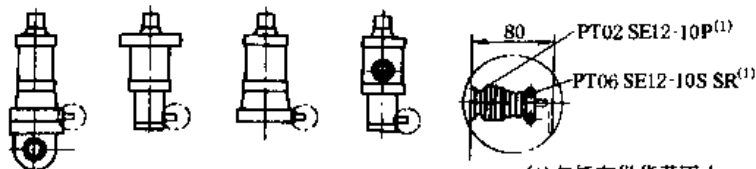
外形尺寸	$D$	40	50	63	80	100	125	160	180	200
	$L_{10}$	30	30	35	35	45	50	60	70	75
	$L_{11}$	19	23	27	25	35	42	50	50	50
	$L_{12}$	5	5	5	5	5	5	10	10	10
	$R_2$	56.5	61	75.5	81.5	99	113	149	172.5	182.5
	$R_3$	53	57.5	70.5	76.5	81	107	139	158.5	168.5
	$\theta$	30°	30°	30°	30°	30°	30°	45°	45°	45°
	$n$	6	6	6	6	6	6	8	8	8
	$h$	10	12.5	15	15	20	25	30	30	37.5

注：位移传感器内置式和一体化结构的部分尺寸未列出，不在表中的尺寸请咨询。

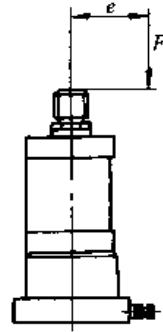
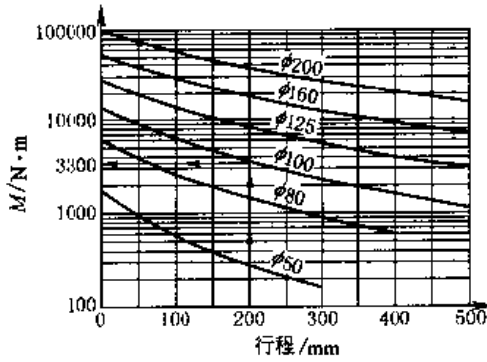
## 3.2 国外生产的伺服液压缸

### 3.2.1 力士乐 (Rexroth) 伺服液压缸

表 21-6-98

技术性能	推力/kN	行程/mm	额定压力/MPa	回油槽压力/MPa	安装位置	工作介质	介质温度/°C	粘度/ $\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	工作液清洁度
		10~1000	50~500 每50增减	28	$\geq 0.2$	任意	矿物油 DIN51524	35~50	35~55
位移传感器技术性能	类型	位移传感器			超声波位移传感器				
	测量长度/mm	100~550, 每50mm增减							
	速度	任选(响应时间与测量长度有关)							
	电源电压/V	+1~+5			$\pm 12 \sim \pm 15$ (150mA)				
	输出	模拟			RS422 (脉冲周期)				
	电缆长度/m	$\leq 25$			$\leq 25$				
	分辨率/mm	无限的			0.1 (与测量长度有关)				
	线性度/%	$\pm 0.25$ (与测量长度有关)			$\pm 0.05$ (与测量长度有关)				
	重复性/%				$\pm 0.001$ (与测量长度有关)				
	滞环/mm				0.02				
	温漂/ $\text{mm}/10\text{K}$				0.05				
	工作温度/°C	-40~80			传感器: -40~66; 传感器杆: -40~85				
结构方式	 <p>(1) 包括在供货范围内</p>								

偏  
载  
曲  
线



能承受的最大偏心扭矩  $M$

$M = F \cdot e$   
 $M$ —扭矩,  $N \cdot m$ ;  
 $F$ —作用力,  $kN$ ;  
 $e$ —偏心距,  $mm$   
 例如:  
 行程为 200mm  
 杆径为 100mm  
 作用力  $F = 63kN$   
 $e = \frac{M}{F} = \frac{3300}{63}$   
 $e = 52.38mm$

型  
号  
意  
义

CGS 280

CGS 伺服缸·双伸杆  
 额定压力:  
 28MPa

安装型式:  
 B—底部耳环;  
 C—前端法兰;  
 D—底部法兰;  
 E—中间耳轴

公称推力 /kN	杆径 /mm	缸径 /mm
10	50	55
16	50	57
25	50	61
40	50	66
	80	91
63	50	74
	80	97
	100	114
100	50	106
	80	133
	125	143
160	80	118
	100	133
	125	152
250	100	148
	125	166
	160	194
400	125	186
	160	211
600	160	235
	200	264
1000	200	295

位置传感器:  
 L—LVDT, 电源式;  
 T—超意波

密封型式:  
 D—标准;  
 A—无密封

油液:  
 M—密封, 适用于矿物油  
 DIN51 624(HL, HLP);  
 A—氟橡胶密封, 适用于磷酸酯(HFD-R)

杆端:  
 A—外螺纹;  
 B—内螺纹

连接型式:  
 A—辅板;  
 Z—带伺服阀块

规格(辅板或带伺服阀块安装):  
 08-6; 10-10; 16-16; 25-25; 32-32

系列:  
 1X—10~19外部结构不变

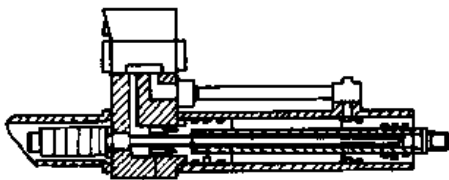
杆端轴承  
 T—球轴承

行程:  
 500—行程为500mm

3.2.2 MOOG 伺服液压缸

表 21-6-99

结  
构  
图  
及  
型  
号  
意  
义



M85X-XXX - XXX - XXX - XXX

缸径/in  
 2.0, 2.5, 3.25, 4.0, 5.0

杆径/in  
 1.0, 1.375, 1.75, 2.0, 2.5

行程/mm  
 216, 320, 400, 500, 600, 800, 1000, 1200, 1500或订做

安装方式:  
 FF—前法兰;  
 MF—中间耳轴

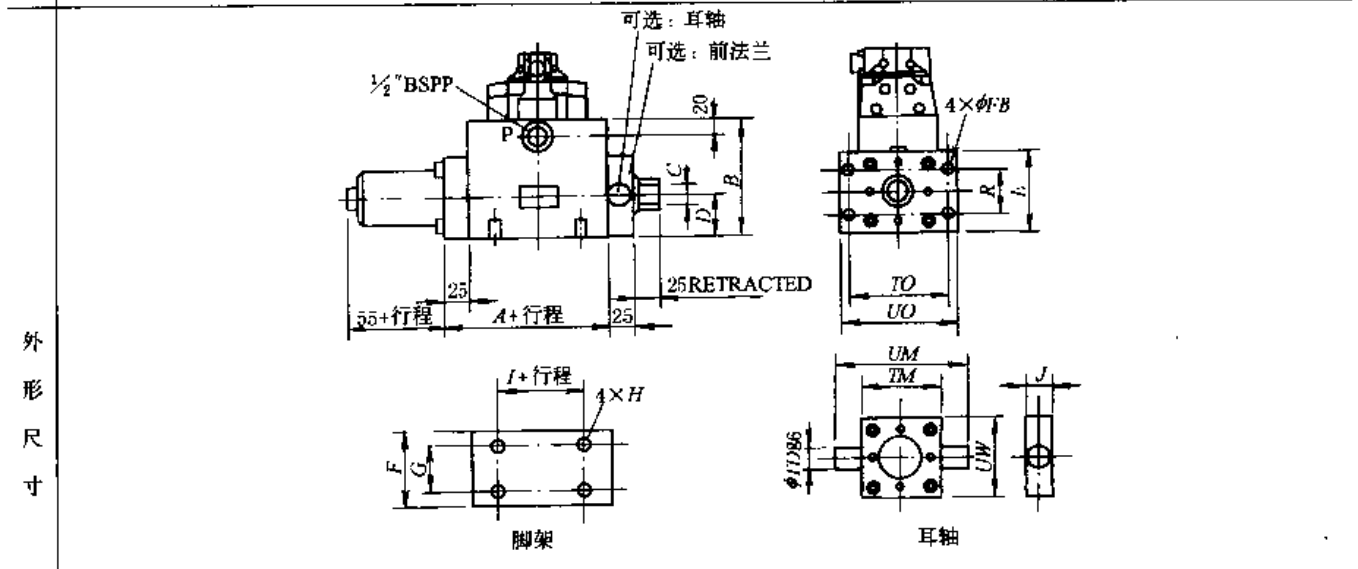


技术性能	压力/MPa	最大 21
	工作温度/°C	-5 - +65
	工作介质	矿物油
	缸径/in	2.0, 2.5, 3.25, 4.0, 5.0
	杆径/in	1.0, 1.375, 1.75, 2.0, 2.5
	行程/mm	216, 320, 400, 500, 600, 800, 1000, 1200, 1500 或订做
	安装方式	前端法兰/中间耳轴
	线性度/%	<0.05F.S.
	分辨率/%	<0.01F.S.
	重复性/%	<0.01F.S.
	温漂/mm/10K	Probe: 0.005 F.S./°C
		控制器: 0.005F.S./°C
	频率响应/Hz	约 1000
输出信号	0~10V, 0~20mA (或其他要求输出值)	
电源电压/V	+15V (105/185mA) (冲击), -15V (23mA)	
零调整/%	±5 F.S.	

3.2.3 M085 系列伺服液压缸

表 21-6-100

型号意义	M085- 缸径/mm 45, 50, 63, 80, 100, 125 杆径/mm 36 行程/mm 标准行程 25, 50, 100, 150 安装方式: FF—前法兰; FT—前端耳轴; RT—尾部耳轴; BM—脚架固定	工厂设计号 设计型号: S—标准; C—按客户要求
	阀安装方式 76—MOOG, 62/76/760:6—MG6 10—MG10, 16—NG16; 25—NG25	

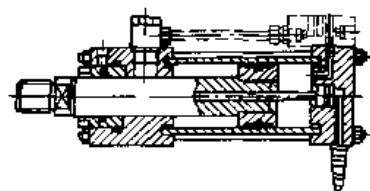


型号	A	B	C	D	F	G	H	I	J	法兰				耳轴				
										R	E	TO	UO	φFB	UM	TM	UW	φTD
M085-50-36-***	132	110	M24*2*45	46	90	60	M10×15	27	32	65	90	117	145	14	144	94	90	32
M085-63-36-***	140	125	M24*2*45	46	90	70	M10×15	35	32	65	90	117	145	14	144	94	90	32
M085-80-36-***	140	145	M24*2*45	58	106	80	M12×18	35	40	83	115	149	180	18	164	110	115	40

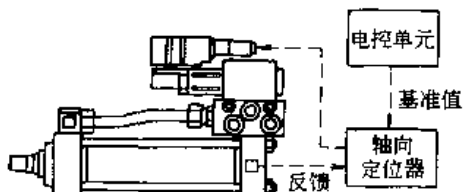
### 3.2.4 阿托斯 (Atos) 伺服液压缸

表 21-6-101

结  
构  
图



CKP型伺服油缸剖面图



带比例阀的伺服油缸控制方框图

传  
感  
器  
的  
主  
要  
特  
性

传感器类型	分辨率	线性度/%	重复性/%	最高速度 /m·s <sup>-1</sup>	温度范围 /°C	温度系数 /%·°C <sup>-1</sup>	标准行程 /mm	最大行程 /mm
电阻式	无限	±0.025	≦0.01	1	-20~70	±0.1	100, 200, 300, 400, 500, 700, 900	2000
感应式 (VRVT)	无限	±0.20	≦0.02	2	-30~80	±0.02	100, 200, 300, 400, 500, 700, 900	1000
感应式 (LVDT)	无限	±0.25	≦0.02	2	-20~80	±0.002	100 (±50) 200 (±100) 300 (±150)	300 (±150)
电磁式	无限	±0.05	≦0.001	2	-20~65	±0.02	100, 200, 300, 400, 500, 700, 900	2000

型  
号  
意  
义

CK P /10 50 / 36 · 0500 - S 2 0 8 K Q 20

液压缸系列:

CK—符号, ISO6020-2 和 DIN24554 标准;

CH—用相对法兰装配的系列缸 (对φ63~φ200mm)

内置传感器:

P—电阻式; M—电磁式;

V—VRVT感应式;

W—LVDT感应式

一体化底板:

00—没有底板;

10—CETOP03底板(CK×40~200);

20—CETOP05R底板(CK×40~200)

W—LVDT感应式

缸径/mm

活塞杆径/mm

行程/mm, 选用以下标准行程:

CKP, CKM, CKV—100, 200, 300, 400, 500, 700, 900

CKW: 100, 200, 300

其他尺寸请订做

安装方式

	参照 ISO		参照 ISO
X—基本型	—	L—中间耳轴	MI4
C—双耳轴	MP1	N—前法兰	ME5
D—单耳轴	MP3	P—后法兰	ME6
E—底座	MS2	S—关节轴承	MP5
G—前耳轴	MT1		

设计号, 在订购备件时需标明

使用特别传感器行程时注明

H—活塞杆螺母符号DIN24554;  
K—NIKROM提供的活塞杆在符合 ISO2768的盐雾环境下可保持 350h;  
T—淬火后镀铬(仅对CKM类缸),  
A—输出信号电流4~20mA;  
V—输出信号电压0~10V

密封圈:

8—腈橡胶+PTFE和聚亚胺脂, 速度可达1m/s;  
2—氟橡胶+PTFE适用于高油温, 速度可达1m/s,  
4—腈橡胶+PTFE, 速度可达1m/s;  
0—用于高频率, 微小行程, 特殊油液的情况。  
CKP型伺服油缸, 不采用密封方式0.2.4

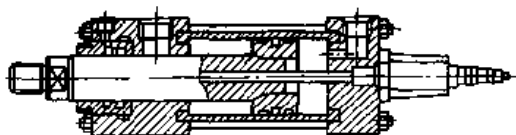
支承环:

2—50mm; 4—100mm, 6—150mm; 8—200mm

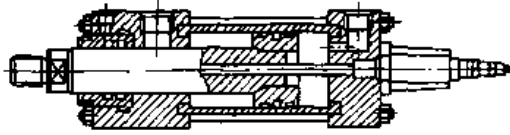
缓冲器: 对于CK×63~200仅前端有

0—无缓冲器; 2—前端缓冲

结  
构  
类  
型



CKM型



CKP(电位计式)型, CKV和CKW型(感应式)

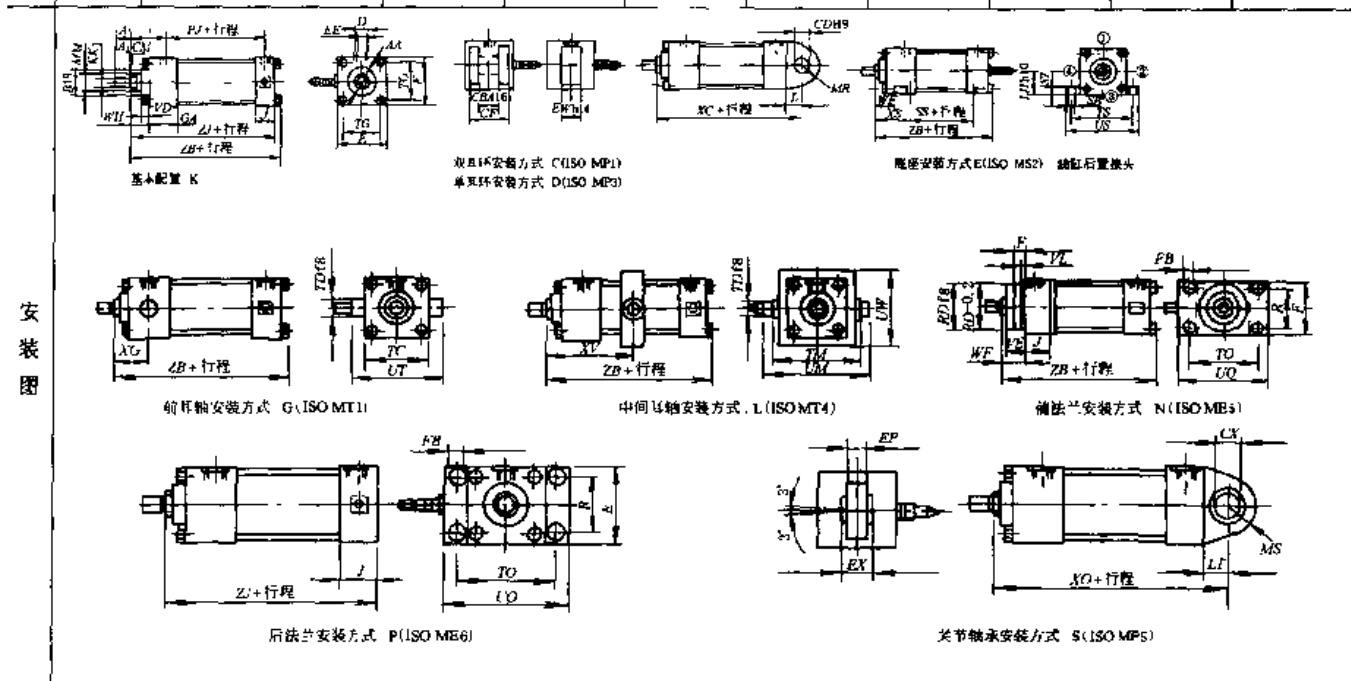
续表

	活塞直径	40	50	63	80	100	125	160	200	
	活塞杆直径	28	36	45	56	70	90	110	140	
	A	28	36	45	56	63	85	98	112	
	A <sub>1</sub> (后缀 H)	—	—	—	36	45	56	63	85	
	AA	59	74	91	117	137	178	219	269	
	B19	42	50	60	72	88	108	133	163	
	CBA16	20	30	30	40	50	60	70	80	
	CD	14	20	20	28	36	45	56	70	
	CF	40	60	60	80	100	120	140	160	
	CH	22	30	39	48	62	80	100	128	
	CX	值	20	25	30	40	50	60	80	100
		公差	0 -0.012				0 -0.015		0 -0.02	
	D (DIN3654-4)	25	29	29	36	36	42	42	52	
	E	63	75	90	115	130	165	205	245	
	EE (BSP)	$\frac{3}{8}$ "	$\frac{1}{2}$ "	$\frac{1}{2}$ "	$\frac{3}{4}$ "	$\frac{3}{4}$ "	1"	1"	$1\frac{1}{4}$ "	
	EP	13	17	19	23	30	38	47	57	
	EW h14	20	30	30	40	50	60	70	80	
	EX	16	20	22	28	35	44	55	70	
	F	10	16	16	20	22	22	25	25	
	FB H13	11	14	14	18	18	22	26	33	
	GA	55	61	61	70	72	80	83	101	
	J	38	38	38	45	45	58	58	76	
/mm	KK	M20 × 1.5	M27 × 2	M33 × 2	M42 × 2	M48 × 2	M64 × 3	M80 × 3	M100 × 3	
	KK <sub>1</sub> (后缀 H)	—	—	—	M27 × 2	M33 × 2	M42 × 2	M48 × 2	M64 × 2	
	L	19	32	32	39	54	57	63	82	
	LH	31	37	44	57	63	82	101	122	
	LT <sub>min</sub>	25	31	38	48	58	72	92	116	
	MR <sub>max</sub>	17	29	29	34	50	53	59	78	
	MS <sub>max</sub>	29	33	40	50	62	80	100	120	
	MT (预紧力矩) /N·m	20	70	70	160	160	460	820	1160	
	R	41	52	65	83	97	126	155	190	
	RD	62	74	88	105	125	150	170	210	
	SB	11	14	18	18	26	26	33	39	
	ST	12.5	19	26	26	32	32	38	44	
	TC	63	76	89	114	127	165	203	241	
	TD	20	25	32	40	50	63	80	100	
	TC	41.7	52.3	64.3	82.7	96.9	125.9	154.9	190.2	
	TM	76	89	100	127	140	178	215	279	
	TO	87	105	117	149	162	208	253	300	

安  
装  
尺  
寸  
/mm

续表

活塞直径	40	50	63	80	100	125	160	200
TS	83	102	124	149	172	210	260	311
UM	108	129	150	191	220	278	341	439
UO <sub>max</sub>	110	130	145	180	200	250	300	360
US	103	127	161	186	216	254	318	381
UT	95	116	139	178	207	265	329	401
UW	70	88	98	127	141	168	205	269
VD	12	9	13	9	10	7	7	7
VE	22	25	29	29	32	29	32	32
VL	3	4	4	4	5	5	5	5
WF (1)	35	41	48	51	57	57	57	57
WH (1)	25	25	32	31	35	35	32	32
XG (1)	57	64	70	76	71	75	75	85
XS (1)	45	54	65	68	79	79	86	923
CH缸的最小行程	—	—	150	150	200	200	300	300
L安装方式的最小行程	19	27	41	48	51	71	94	96
XV <sub>min</sub>	107	117	132	147	158	180	198	226
XV <sub>max</sub>	100 + 行程	90 + 行程	91 + 行程	99 + 行程	107 + 行程	109 + 行程	104 + 行程	130 + 行程
Y	62	67	71	77	82	86	86	98
加行程和支承环	PJ	85	74	80	93	101	117	165
	SS	110	92	86	105	102	131	172
	XC (2)	184	191	200	229	257	289	381
	XO (2)	190	190	206	238	261	304	415
	ZB <sub>max</sub> (2)	178	176	185	212	225	260	336
Zj (2)	165	159	168	190	203	232	299	



注：1. 对于 CKP 有效，关于 CKM、CKV、CKW 请咨询；对于 CKP、CKV、CKW 有效，对于 CKM 请咨询。  
 2. 对于 L 固定方式，XV 值必须在 X<sub>Vmin</sub> 和 X<sub>Vmax</sub> 之间，并在型号代码中标明。对于采用 L 固定方式的油缸，如果标准行程小于表中所列的最小值，需增加适当的隔离环，同时计算总油缸长度时加上环长。  
 3. 内螺纹：活塞杆端和油口扩大。

## 参 考 文 献

- 1 绪芳胜彦著. 现代控制工程. 卢伯英等译. 北京: 科学出版社. 1976
- 2 李友善. 自动控制原理. 北京: 国防工业出版社, 1989
- 3 袁著祉等. 现代控制理论在工程中的应用. 北京: 科学工业出版社. 1985
- 4 顾瑞龙. 工程控制理论. 北京: 北京科学技术出版社. 1990
- 5 Hoostetter G H. Design of Feedback Control Systems. CBS College Publishing. 1982.
- 6 Martin Healey, Principles of Automatic Control, Hodder and Stouthton. 1975.
- 7 现代控制理论入门. 马植衡编译, 关肇直校. 北京: 国防工业出版社. 1982
- 8 卢长耿. 液压控制系统的分析与设计. 北京: 煤炭工业出版社, 1991
- 9 李洪人. 液压控制系统. 北京: 国防工业出版社, 1981
- 10 Viersma TJ. Analysis, Synthesis and Design of Hydraulic Servosystems and Pipelines. Amsterdam: Elsevier Scientific Publishing Company, 1980
- 11 H. E. 梅里特. 液压控制系统. 北京: 科学出版社. 1976
- 12 J. F. 布拉克伯思等编著. 液气控制. 北京: 科学出版社. 1965
- 13 卢长耿. 液压伺服系统讲座. 机床与液压. 1977~1980
- 14 顾瑞龙. 控制理论及电液控制系统. 北京: 机械工业出版社, 1984
- 15 刘长年. 液压伺服系统的分析与设计. 北京: 科学出版社. 1985
- 16 中国矿业大学北京研究生部流体动力研究室. 液压系统污染控制论文集. 1988
- 17 夏志新. 液压污染控制. 中国机械工程学会液压气动专业委员会. 1986
- 18 通过控制污染来延长比例阀和伺服阀寿命. Pierre Sulpice. PALL 过滤器 (中国) 有限公司技术资料
- 19 污染控制与过滤原理. Pierre Sulpice, PALL 过滤器 (中国) 有限公司技术资料
- 20 液压与润滑系统油液污染控制指南. Vickers, Vickers 液压系统 (中国) 有限公司技术资料
- 21 卢长耿. 高精度高响应液压压下系统的综合污染及其工业实践. 液压与气动, 2001, (8)
- 22 欧阳黎明编著. MATLAB 控制系统设计. 北京: 国防工业出版社, 2001
- 23 范影乐, 杨胜天, 李轶编著. MATLAB 仿真应用详解. 北京: 人民邮电出版社, 2001
- 24 陈桂明. 应用 MATLAB 建模与仿真. 北京: 科学出版社. 2001
- 25 黄文梅. MATLAB 语言及应用. 北京: 国防科技大学出版社, 2000
- 26 电液比例控制阀, BOSCH, (NG6、10)
- 27 比例伺服阀, BOSCH, (13)
- 28 电液比例技术与电液闭环比例技术的理论与应用, BOSCH, 1997
- 29 Stetigventile, Regelungssysteme. REXROTH. Elektronik-Komponenten RD00155-1, 1998
- 30 Proportional-Regel- und Servoventile. REXROTH. Elektronik-Komponenten und-System RD29003/04, 1993
- 31 吴根茂等编著. 实用电液比例技术. 杭州: 浙江大学出版社, 1993
- 32 径向柱塞泵 (6). BOSCH. 198776/0228, AKY002/2
- 33 液压暨电子技术/工业技术用元件及系统. VICKERS. CH-001-11/1994
- 34 液压传动教程·第二册·比例与伺服技术. REXROTH, RC00303、10, 1987
- 35 通用比例阀及放大器. REXROTH. RC00150, 2000
- 36 液压技术与电液比例技术图文集. 国家电液控制工程技术研究中心编, 2001
- 37 先导式比例阀. BOSCH, NG10...NG50 (13), 2000
- 38 PSL 和 PSV 型负载敏感式比例多路换向阀. WAVE, D7700-3, 1998
- 39 液压泵. REXROTH, RC10002/06, 1995
- 40 Proportional- und Servoventile-Technik (Der Hydraulik Trainer Band 2). REXROTH, RD00291/12, 89
- 41 电液比例多路阀资料汇编. 浙江大学流体传动与控制国家重点实验室. 1995
- 42 Proportional electrohydraulic controls. ATOS, KF96-0/E
- 43 工业用液压技术手册. 第三版. VICKERS. 1996
- 44 Mobile Hydraulic Products. PARKER
- 45 液压与气动. 1990~2001
- 46 机床与液压. 1990~2001
- 47 冶金设备. 1990~2001

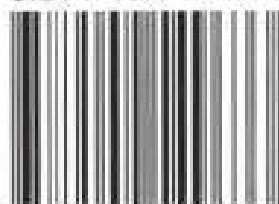
## 参 考 文 献

- 1 绪芳胜彦著. 现代控制工程. 卢伯英等译. 北京: 科学出版社. 1976
- 2 李友善. 自动控制原理. 北京: 国防工业出版社, 1989
- 3 袁著祉等. 现代控制理论在工程中的应用. 北京: 科学工业出版社. 1985
- 4 顾瑞龙. 工程控制理论. 北京: 北京科学技术出版社. 1990
- 5 Hoostetter G H. Design of Feedback Control Systems. CBS College Publishing. 1982.
- 6 Martin Healey, Principles of Automatic Control, Hodder and Stouthton. 1975.
- 7 现代控制理论入门. 马植衡编译, 关肇直校. 北京: 国防工业出版社. 1982
- 8 卢长耿. 液压控制系统的分析与设计. 北京: 煤炭工业出版社, 1991
- 9 李洪人. 液压控制系统. 北京: 国防工业出版社, 1981
- 10 Viersma TJ. Analysis, Synthesis and Design of Hydraulic Servosystems and Pipelines. Amsterdam: Elsevier Scientific Publishing Company, 1980
- 11 H. E. 梅里特. 液压控制系统. 北京: 科学出版社. 1976
- 12 J. F. 布拉克伯思等编著. 液气控制. 北京: 科学出版社. 1965
- 13 卢长耿. 液压伺服系统讲座. 机床与液压. 1977~1980
- 14 顾瑞龙. 控制理论及电液控制系统. 北京: 机械工业出版社, 1984
- 15 刘长年. 液压伺服系统的分析与设计. 北京: 科学出版社. 1985
- 16 中国矿业大学北京研究生部流体动力研究室. 液压系统污染控制论文集. 1988
- 17 夏志新. 液压污染控制. 中国机械工程学会液压气动专业委员会. 1986
- 18 通过控制污染来延长比例阀和伺服阀寿命. Pierre Sulpice. PALL 过滤器 (中国) 有限公司技术资料
- 19 污染控制与过滤原理. Pierre Sulpice, PALL 过滤器 (中国) 有限公司技术资料
- 20 液压与润滑系统油液污染控制指南. Vickers, Vickers 液压系统 (中国) 有限公司技术资料
- 21 卢长耿. 高精度高响应液压压下系统的综合污染及其工业实践. 液压与气动, 2001, (8)
- 22 欧阳黎明编著. MATLAB 控制系统设计. 北京: 国防工业出版社, 2001
- 23 范影乐, 杨胜天, 李轶编著. MATLAB 仿真应用详解. 北京: 人民邮电出版社, 2001
- 24 陈桂明. 应用 MATLAB 建模与仿真. 北京: 科学出版社. 2001
- 25 黄文梅. MATLAB 语言及应用. 北京: 国防科技大学出版社, 2000
- 26 电液比例控制阀, BOSCH, (NG6、10)
- 27 比例伺服阀, BOSCH, (13)
- 28 电液比例技术与电液闭环比例技术的理论与应用, BOSCH, 1997
- 29 Stetigventile, Regelungssysteme. REXROTH. Elektronik-Komponenten RD00155-1, 1998
- 30 Proportional-Regel- und Servoventile. REXROTH. Elektronik-Komponenten und-System RD29003/04, 1993
- 31 吴根茂等编著. 实用电液比例技术. 杭州: 浙江大学出版社, 1993
- 32 径向柱塞泵 (6). BOSCH. 198776/0228, AKY002/2
- 33 液压暨电子技术/工业技术用元件及系统. VICKERS. CH-001-11/1994
- 34 液压传动教程·第二册·比例与伺服技术. REXROTH, RC00303、10, 1987
- 35 通用比例阀及放大器. REXROTH. RC00150, 2000
- 36 液压技术与电液比例技术图文集. 国家电液控制工程技术研究中心编, 2001
- 37 先导式比例阀. BOSCH, NG10...NG50 (13), 2000
- 38 PSL 和 PSV 型负载敏感式比例多路换向阀. WAVE, D7700-3, 1998
- 39 液压泵. REXROTH, RC10002/06, 1995
- 40 Proportional- und Servoventile-Technik (Der Hydraulik Trainer Band 2). REXROTH, RD00291/12, 89
- 41 电液比例多路阀资料汇编. 浙江大学流体传动与控制国家重点实验室. 1995
- 42 Proportional electrohydraulic controls. ATOS, KF96-0/E
- 43 工业用液压技术手册. 第三版. VICKERS. 1996
- 44 Mobile Hydraulic Products. PARKER
- 45 液压与气动. 1990~2001
- 46 机床与液压. 1990~2001
- 47 冶金设备. 1990~2001

## 参 考 文 献

- 1 绪芳胜彦著. 现代控制工程. 卢伯英等译. 北京: 科学出版社. 1976
- 2 李友善. 自动控制原理. 北京: 国防工业出版社. 1989
- 3 袁著祉等. 现代控制理论在工程中的应用. 北京: 科学工业出版社. 1985
- 4 顾瑞龙. 工程控制理论. 北京: 北京科学技术出版社. 1990
- 5 Hoostetter G H. Design of Feedback Control Systems. CBS College Publishing. 1982.
- 6 Martin Healey, Principles of Automatic Control, Hodder and Stouthton. 1975.
- 7 现代控制理论入门. 马植衡编译, 关肇直校. 北京: 国防工业出版社. 1982
- 8 卢长耿. 液压控制系统的分析与设计. 北京: 煤炭工业出版社. 1991
- 9 李洪人. 液压控制系统. 北京: 国防工业出版社. 1981
- 10 Viersma TJ. Analysis, Synthesis and Design of Hydraulic Servosystems and Pipelines. Amsterdam: Elsevier Scientific Publishing Company, 1980
- 11 H. E. 梅里特. 液压控制系统. 北京: 科学出版社. 1976
- 12 J. F. 布拉克伯思等编著. 液气控制. 北京: 科学出版社. 1965
- 13 卢长耿. 液压伺服系统讲座. 机床与液压. 1977~1980
- 14 顾瑞龙. 控制理论及电液控制系统. 北京: 机械工业出版社. 1984
- 15 刘长年. 液压伺服系统的分析与设计. 北京: 科学出版社. 1985
- 16 中国矿业大学北京研究生部流体动力研究室. 液压系统污染控制论文集. 1988
- 17 夏志新. 液压污染控制. 中国机械工程学会液压气动专业委员会. 1986
- 18 通过控制污染来延长比例阀和伺服阀寿命. Pierre Sulpice. PALL 过滤器 (中国) 有限公司技术资料
- 19 污染控制与过滤原理. Pierre Sulpice, PALL 过滤器 (中国) 有限公司技术资料
- 20 液压与润滑系统油液污染控制指南. Vickers, Vickers 液压系统 (中国) 有限公司技术资料
- 21 卢长耿. 高精度高响应液压压下系统的综合污染及其工业实践. 液压与气动, 2001, (8)
- 22 欧阳黎明编著. MATLAB 控制系统设计. 北京: 国防工业出版社. 2001
- 23 范影乐, 杨胜天, 李轶编著. MATLAB 仿真应用详解. 北京: 人民邮电出版社. 2001
- 24 陈桂明. 应用 MATLAB 建模与仿真. 北京: 科学出版社. 2001
- 25 黄文梅. MATLAB 语言及应用. 北京: 国防科技大学出版社. 2000
- 26 电液比例控制阀, BOSCH, (NG6、10)
- 27 比例伺服阀, BOSCH, (13)
- 28 电液比例技术与电液闭环比例技术的理论与应用, BOSCH, 1997
- 29 Stetigventile, Regelungssysteme. REXROTH. Elektronik-Komponenten RD00155-1, 1998
- 30 Proportional-Regel- und Servoventile. REXROTH. Elektronik-Komponenten und-System RD29003/04, 1993
- 31 吴根茂等编著. 实用电液比例技术. 杭州: 浙江大学出版社. 1993
- 32 径向柱塞泵 (6). BOSCH. 198776/0228, AKY002/2
- 33 液压暨电子技术/工业技术用元件及系统. VICKERS. CH-001-11/1994
- 34 液压传动教程·第二册·比例与伺服技术. REXROTH, RC00303、10, 1987
- 35 通用比例阀及放大器. REXROTH. RC00150, 2000
- 36 液压技术与电液比例技术图文集. 国家电液控制工程技术研究中心编, 2001
- 37 先导式比例阀. BOSCH, NG10...NG50 (13), 2000
- 38 PSL 和 PSV 型负载敏感式比例多路换向阀. WAVE, D7700-3, 1998
- 39 液压泵. REXROTH, RC10002/06, 1995
- 40 Proportional- und Servoventile-Technik (Der Hydraulik Trainer Band 2). REXROTH, RD00291/12, 89
- 41 电液比例多路阀资料汇编. 浙江大学流体传动与控制国家重点实验室. 1995
- 42 Proportional electrohydraulic controls. ATOS, KF96-0/E
- 43 工业用液压技术手册. 第三版. VICKERS. 1996
- 44 Mobile Hydraulic Products. PARKER
- 45 液压与气动. 1990~2001
- 46 机床与液压. 1990~2001
- 47 冶金设备. 1990~2001

ISBN 7-5025-4963-3



9 787502 549633 >

ISBN 7-5025-4963-3/TH · 170 定价：42.00元