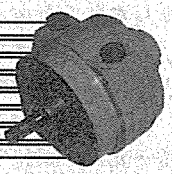


现代液压系统使用维护及故障诊断

XIANDAI YEYA XITONG SHIYONG WEIHU
JI GUZHANG ZHENDUAN

张利平　编著

化学工业出版社
·北京·

《现代液压系统使用维护及故障诊断》是《现代气动系统使用维护及故障诊断》一书的姊妹篇，在介绍现代液压技术组成与基本原理基础上，重点介绍了泵（马达）、缸、阀及辅件在内的液压元件（含工作介质）及其应用回路（系统）的使用维护和（因设计、制造、安装、调试和使用不当等原因造成的）各类故障的诊断方法要点，并于第8章简单介绍了液压系统设计要点，以期为液压技术的各类从业人员，正确合理地使用液压元件与系统，避免或减少使用维护工作中的失误，提高工作效率，提高各类液压机械设备及装置的工作品质、技术经济性能和使用效益等提供帮助，以适应现代液压技术特别是互联网＋及工业4.0的发展并满足液压技术工作者的需要。

全书共8章，选材和论述以系统、先进和实用为目标，对新系统、新技术、新结构和新设备等进行阐述。全书按“介质→元件→回路→系统”的体系进行介绍，书中在各章末均给出了极具参考价值的实际工程案例，此外，书中所有液压回路与系统原理图全部采用现行国家标准GB/T 786.1—2009进行绘制。

本书可供各行业液压设备与系统的一线工作人员（科研设计、加工制造、安装调试、现场操作、使用维护与设备管理）参阅，还可作为液压气动系统使用维护与故障诊断技术的短期培训、上岗培训教材及自学读本，也可供大专院校相关专业及方向的教师和研究生、大学生在科研及实践教学或实训中参考，同时可供液压技术爱好者学习参阅。

图书在版编目（CIP）数据

现代液压系统使用维护及故障诊断/张利平编著．—北京：化学工业出版社，2017.10

ISBN 978-7-122-30276-2

Ⅰ.①现… Ⅱ.①张… Ⅲ.①液压系统-使用方法②液压系统-维修③液压系统-故障诊断 Ⅳ.①TH137

中国版本图书馆CIP数据核字（2017）第172819号

责任编辑：黄 滢　　文字编辑：张燕文

责任校对：宋 玮　　装帧设计：王晓宇

出版发行：化学工业出版社（北京市东城区青年湖南街13号 邮政编码100011）

印　　装：北京云浩印刷有限责任公司

787mm×1092mm 1/16 印张17½ 字数464千字 2017年10月北京第1版第1次印刷

购书咨询：010-64518888（传真：010-64519686） 售后服务：010-64518899

网　　址：http://www.cip.com.cn

凡购买本书，如有缺损质量问题，本社销售中心负责调换。

定　　价：89.00元

版权所有 违者必究

前言

Foreword

随着国民经济和工业技术的发展，作为工业自动化的重要手段，液压技术的应用及从业人员与日俱增，各行业液压技术的一线工作人员急需了解和掌握液压元件与系统的使用维护及故障诊断方法要点。为此，笔者在总结多年从事液压气动技术教学、科研特别是为企业解决使用维护及故障诊断难题的经验基础上，编写了《现代液压系统使用维护及故障诊断》一书。本书为《现代气动系统使用维护及故障诊断》一书的姊妹篇，在介绍现代液压技术组成与基本原理基础上，重点介绍了泵（马达）、缸、阀及辅件在内的液压元件（含工作介质）及其应用回路（系统）的使用维护和（因设计、制造、安装、调试和使用不当等原因造成的）各类故障的诊断方法要点，并于第 8 章简单介绍了液压系统设计要点，以期为液压技术的各类从业人员，正确合理地使用液压元件与系统，避免或减少使用维护工作中的失误，提高工作效率，提高各类液压机械设备及装置的工作品质、技术经济性能和使用效益等提供帮助，以适应现代液压技术特别是互联网 + 及工业 4. 0 的发展并满足液压技术工作者的需要。

本书共 8 章，选材和论述以系统、先进和实用为目标，对新系统、新技术、新结构和新设备等进行阐述。全书图文表并茂、深入浅出并避开了繁杂的数学处理，力求使所介绍的方法内容更具可操作性及可借鉴性。全书按“介质→元件→回路→系统”的体系进行介绍，书中在各章末均给出了极具参考价值的实际工程案例，此外，书中所有液压回路与系统原理图全部采用现行国家标准 GB/T 786. 1—2009 进行绘制。

本书可供各行业液压设备与系统的一线工作人员（科研设计、加工制造、安装调试、现场操作、使用维护与设备管理）参阅，还可作为液压气动系统使用维护与故障诊断技术的短期培训、上岗培训教材及自学读本，也可供大专院校相关专业及方向的教师和研究生、大学生在科研及实践教学或实训中参考，同时可供液压技术爱好者学习参阅。

本书由张利平编著。张津、山峻和张秀敏参与了本书素材及标准资料、文稿的整理，并提供了部分宝贵的国外液压系统素材。

在本书截稿之际，特向为本书提供宝贵资料、现场案例、翔实信息、丰富经验的全国各地的企业界朋友，参与本书绘图工作的王金业、向其兴、刘健、樊志涛、刘鹏程、耿卫晓、窦赵明等一并表示诚挚谢意。

张利平

目录

CONTENTS

Chapter 1

第1章 液压系统使用维护及故障诊断总述 …… 1
1.1 液压系统组成与表示 …… 1
1.1.1 液压传动的概念 …… 1
1.1.2 液压系统的组成部分及功用 …… 1
1.1.3 液压系统原理图及图形符号(GB/T 786.1—2009) …… 2
1.1.4 液压系统原理图的绘制和分析识读 …… 3
1.2 液压系统的分类 …… 4
1.3 液压技术的应用特点及发展趋势 …… 9
1.4 液压系统的压力、流量、功率及能量损失 …… 10
1.4.1 压力 …… 10
1.4.2 流量 …… 12
1.4.3 液压功率 …… 13
1.4.4 液压管路系统的压力损失和流量损失 …… 13
1.5 液压系统运转维护及故障诊断拆解时的一般注意事项 …… 14
1.6 液压系统的故障类型与特点 …… 16
1.6.1 液压故障的定义 …… 16
1.6.2 液压系统故障的常见类型 …… 16
1.6.3 液压系统的故障特点 …… 16
1.7 液压系统的故障诊断策略及方法技巧 …… 17
1.7.1 液压系统的故障诊断策略 …… 17
1.7.2 液压系统的故障诊断方法 …… 17
1.7.3 液压系统故障排除一般注意事项 …… 20
1.8 液压系统故障现场快速诊断仪器简介 …… 21
1.8.1 通用诊断仪器 …… 21
1.8.2 专用诊断仪器 …… 21
1.8.3 综合诊断仪器 …… 22
1.9 液压系统共性故障及其诊断排除方法 …… 22
1.9.1 液压执行元件动作失常故障诊断 …… 22
1.9.2 液压系统压力失常故障诊断 …… 23
1.9.3 液压系统流量失常故障诊断 …… 24
1.9.4 液压系统异常振动和噪声故障诊断 …… 25
1.9.5 液压系统过热故障诊断 …… 25
1.9.6 液压系统的冲击及其控制 …… 26
1.9.7 气穴现象及其防止 …… 26
1.9.8 液压卡紧及其消除 …… 27
1.9.9 开环控制系统和闭环控制系统常见故障诊断 …… 28
1.10 典型案例 …… 31
1.10.1 早期故障案例——液压发电机组空载噪声大 …… 31
1.10.2 中期故障案例——铜板生产线叠加式液压阀组严重泄漏 …… 31

Chapter 2 第2章 液压油液的使用维护与管理 …… 32
2.1 液压油液的功用和性质 …… 32
2.2 对液压油液的一般要求 …… 33
2.3 液压油液的命名、代号含义与种类特性 …… 34
2.4 液压油液选用要点 …… 36
2.4.1 品种的选择 …… 36
2.4.2 黏度等级(牌号)的选择 …… 37
2.4.3 难燃液压液的选用 …… 37
2.5 液压油液的合理使用要点 …… 38
2.6 液压油液的更换(换油) …… 39
2.6.1 一般换油方法及注意事项 …… 39
2.6.2 进口液压设备换用国产油液要点 …… 40
2.7 液压油液的污染及其控制 …… 40
2.7.1 油液污染及其危害 …… 40
2.7.2 污染度及其测量 …… 41
2.7.3 污染度等级标准 …… 42
2.7.4 液压系统与液压元件清洁度等级(指标)及液压系统(元件)清洁度试验 …… 44
2.7.5 污染控制措施 …… 44
2.8 废旧液压油的再生处理 …… 45
2.9 典型案例 …… 47
2.9.1 注塑机液压系统油液选择及注油方案 …… 47
2.9.2 寻求液压站换油方案 …… 48
Chapter 3 第3章 液压泵的使用维护及故障诊断 …… 49
3.1 液压泵的构成与基本原理 …… 49
3.1.1 液压泵的作用与基本工作原理 …… 49
3.1.2 容积式液压泵的构成条件 …… 49
3.1.3 液压泵类型及图形符号 …… 49
3.2 液压泵主要性能参数 …… 50
3.2.1 工作压力、额定压力和最高允许压力 …… 50
3.2.2 排量、转速和流量 …… 50
3.2.3 容积效率、机械效率和总效率 …… 51
3.2.4 驱动功率 …… 51
3.3 齿轮泵的使用维护及故障诊断 …… 52
3.3.1 工作原理 …… 52
3.3.2 结构要点 …… 52
3.3.3 典型结构 …… 53
3.3.4 性能特点 …… 55
3.3.5 安装使用 …… 55
3.3.6 故障诊断 …… 56
3.3.7 检修装配 …… 56
3.4 叶片泵的使用维护及故障诊断 …… 58
3.4.1 工作原理 …… 58

3.4.2 结构要点 …… 59
3.4.3 典型结构 …… 61
3.4.4 性能特点 …… 62
3.4.5 安装使用 …… 63
3.4.6 故障诊断 …… 64
3.4.7 检修装配 …… 64
3.5 斜盘式轴向柱塞泵的使用维护及故障诊断 …… 66
3.5.1 工作原理 …… 66
3.5.2 结构要点 …… 67
3.5.3 典型结构 …… 69
3.5.4 性能特点 …… 71
3.5.5 安装使用 …… 71
3.5.6 故障诊断 …… 73
3.5.7 检修装配 …… 74
3.6 斜轴式轴向柱塞泵简介 …… 76
3.6.1 工作原理与特点 …… 76
3.6.2 典型结构 …… 77
3.7 常用液压泵产品性能比较及选择要点 …… 78
3.8 典型案例 …… 78
3.8.1 矫直校平压力机液压系统变量柱塞泵超电流故障诊断 …… 78
3.8.2 63PCY14-1 型斜盘式恒压变量轴向柱塞泵噪声大与压力不能上调故障诊断 …… 80
3.8.3 毛呢罐蒸机液压变速器叶片泵变量机构磨损故障诊断 …… 81

Chapter 4 第 4 章 液压马达与摆动液压马达的使用维护及故障诊断 …… 84
4.1 液压马达的使用维护及故障诊断 …… 84
4.1.1 液压马达作用及其与液压泵的区别 …… 84
4.1.2 类型及图形符号 …… 84
4.1.3 结构原理 …… 85
4.1.4 性能参数 …… 86
4.1.5 性能特点 …… 86
4.1.6 安装使用 …… 87
4.1.7 故障诊断 …… 89
4.1.8 拆修装配 …… 90
4.1.9 产品性能比较及选用要点 …… 90
4.2 摆动液压马达的使用与维修 …… 92
4.2.1 作用与类型 …… 92
4.2.2 叶片式摆动液压马达的工作原理与典型结构 …… 92
4.2.3 使用维护要点 …… 93
4.3 典型案例 …… 94
4.3.1 摆线马达输出无力故障诊断 …… 94
4.3.2 IQJM42-4.0 低速大转矩液压马达壳体爆裂及轴端泄漏故障诊断 …… 94

Chapter 5 第5章 液压缸的使用维护及故障诊断 …… 97
5.1 工作原理 …… 97
5.2 简要计算 …… 98
5.3 典型结构和一般构成 …… 99
5.4 性能特点 …… 101
5.5 常用产品 …… 102
5.6 安装使用 …… 102
5.7 故障诊断 …… 104
5.8 检修装配 …… 107
5.9 典型案例 …… 108
5.9.1 青储饲料收割机割台液压缸升降速度缓慢故障诊断 …… 108
5.9.2 双缸驱动剪板机不能剪断标称厚度钢板故障诊断 …… 109
5.9.3 A320(空客320)前顶液压缸下降缓慢故障诊断 …… 109
5.9.4 高压工具液压缸超压故障诊断 …… 109
5.9.5 高炉液压缸有杆腔螺栓断裂故障诊断 …… 111
5.9.6 挖掘机斗杆液压缸动作缓慢故障诊断 …… 111
5.9.7 煤气发生炉液压缸动作变慢故障诊断 …… 112

Chapter 6 第6章 液压阀及其应用回路(系统)的使用维护及故障诊断 …… 113
6.1 液压阀及液压回路概述 …… 113
6.1.1 液压阀的功用与一般组成 …… 113
6.1.2 液压阀的分类及液流调控原理 …… 113
6.1.3 液压阀的基本性能参数与基本要求 …… 116
6.1.4 液压回路及其分类 …… 116
6.2 方向控制阀及其应用回路的使用维护及故障诊断 …… 116
6.2.1 单向阀及锁紧回路和保压、泄压回路 …… 116
6.2.2 滑阀式换向阀及换向回路 …… 122
6.3 压力控制阀及其应用回路的使用维护及故障诊断 …… 132
6.3.1 溢流阀及调压回路 …… 132
6.3.2 减压阀及减压回路 …… 137
6.3.3 顺序阀的使用维护 …… 140
6.3.4 压力继电器及其换向回路 …… 143
6.4 流量控制阀及其应用回路的使用维护及故障诊断 …… 145
6.4.1 节流阀及节流调速回路 …… 145
6.4.2 调速阀及其调速回路 …… 149
6.4.3 分流集流阀(同步阀)的使用维护 …… 152
6.5 其他常用液压基本回路的使用维护及故障诊断 …… 154
6.5.1 卸荷回路 …… 154
6.5.2 平衡回路 …… 156
6.5.3 容积调速回路 …… 158
6.5.4 容积节流调速回路 …… 159
6.5.5 快速运动回路(增速回路) …… 160
6.5.6 速度换接回路(减速回路) …… 161
6.5.7 双缸顺序动作回路 …… 163

6.5.8 同步动作回路 …… 165
6.6 叠加阀的使用维护及故障诊断 …… 169
6.6.1 结构原理 …… 169
6.6.2 常用产品 …… 171
6.6.3 应用特点 …… 171
6.6.4 使用要点 …… 172
6.7 插装阀的使用维护及故障诊断 …… 173
6.7.1 结构原理 …… 173
6.7.2 典型组合 …… 175
6.7.3 常用产品、使用维护及故障诊断 …… 177
6.8 电液伺服阀的使用维护及故障诊断 …… 178
6.8.1 结构原理 …… 178
6.8.2 典型结构 …… 182
6.8.3 技术性能、应用特点及常用产品 …… 183
6.8.4 典型电液伺服控制系统 …… 184
6.8.5 选择、使用与故障诊断 …… 187
6.9 电液比例阀使用维护及故障诊断 …… 188
6.9.1 结构原理 …… 188
6.9.2 分类 …… 190
6.9.3 应用特点 …… 190
6.9.4 典型结构 …… 191
6.9.5 使用要点 …… 194
6.10 常用液压阀性能比较 …… 195
6.11 新型液压阀简介 …… 196
6.11.1 电液数字阀 …… 196
6.11.2 微型液压阀 …… 198
6.11.3 水压液压阀 …… 198
6.12 典型案例 …… 198
6.12.1 叶片泵出口串接单向阀的振动故障诊断 …… 198
6.12.2 电磁换向阀通电后切换不到位故障诊断 …… 198
6.12.3 电磁阀长时间通电发热故障诊断 …… 198
6.12.4 二位二通电磁换向阀通电后不换向故障诊断 …… 199
6.12.5 四柱万能液压机液压系统故障诊断 …… 199
6.12.6 钢板翻转机液压系统不同步故障诊断 …… 201
6.12.7 MOOG 伺服阀控制器故障诊断 …… 201
6.12.8 PV18 型电液伺服双向变量轴向柱塞泵难以启动故障诊断 …… 202
6.12.9 剪板机插装阀液压系统空载下行时压料缸和主缸均不能动作故障诊断 …… 203

Chapter 7

第 7 章 液压辅件的使用维护及故障诊断 …… 205
7.1 过滤器的使用维护及故障诊断 …… 205
7.1.1 结构类型 …… 205
7.1.2 常用产品 …… 206

7.1.3 安装使用 …… 207
7.1.4 故障诊断 …… 208
7.2 油箱的使用维护及故障诊断 …… 208
7.2.1 分类 …… 208
7.2.2 典型结构 …… 209
7.2.3 容量确定 …… 210
7.2.4 加工安装 …… 210
7.2.5 故障诊断 …… 211
7.3 蓄能器的使用维护及故障诊断 …… 211
7.3.1 用途类型 …… 211
7.3.2 结构原理 …… 211
7.3.3 典型应用 …… 212
7.3.4 常用产品 …… 213
7.3.5 安装使用 …… 214
7.3.6 故障诊断 …… 217
7.4 热交换器的使用维护及故障诊断 …… 217
7.4.1 冷却器 …… 217
7.4.2 加热器 …… 219
7.5 油管和管接头的使用维护及故障诊断 …… 219
7.5.1 油管 …… 219
7.5.2 管接头 …… 220
7.5.3 油管、管接头和油路块的常见故障与排除 …… 222
7.6 压力表的使用维护及故障诊断 …… 223
7.7 典型案例 …… 224
7.7.1 皮囊式液压蓄能器失效故障诊断 …… 224
7.7.2 单杆活塞缸节流调速液压系统回油路胶管爆裂故障诊断 …… 225
7.7.3 电接点压力表损坏故障诊断 …… 226

Chapter 8 第8章 液压系统的设计要点及安装调试与运转维护管理 …… 227
8.1 液压系统的设计要点 …… 227
8.1.1 设计流程 …… 227
8.1.2 典型设计实例——钻孔组合机床液压系统设计计算 …… 227
8.2 液压系统的安装 …… 236
8.2.1 安装准备 …… 236
8.2.2 确定安装程序与方案 …… 236
8.2.3 液压元件和管件的质量检查 …… 237
8.2.4 液压系统的安装及其要求 …… 238
8.3 液压系统的调试 …… 248
8.3.1 调试的目的 …… 248
8.3.2 调试的类型及准备 …… 248
8.3.3 调试的一般顺序 …… 248
8.3.4 出厂试验 …… 248
8.3.5 总体调试 …… 252
8.3.6 液压系统的调整 …… 254

8.4 液压传动系统的运转维护及管理 …… 254
8.4.1 运转维护的一般注意事项 …… 254
8.4.2 液压系统的检查(点检) …… 254
8.4.3 液压系统的定期维护内容与要求 …… 256
8.4.4 液压元件与系统的检修 …… 256
8.4.5 液压系统的泄漏与密封 …… 258
8.5 典型案例 …… 265
8.5.1 压力机液压系统改造设计计算 …… 265
8.5.2 卧式带锯床液压系统设计失误分析 …… 266
8.5.3 某国产系列注塑机液压系统维护保养方案 …… 267
8.5.4 HGV 变量液压发电机系统维护及安全注意事项 …… 268
8.5.5 压力机液压缸泄漏故障诊断 …… 269

Reference 参考文献 …… 270

第1章 液压系统使用维护及故障诊断总述

1.1 液压系统组成与表示

1.1.1 液压传动的概念

机械传动、电气传动和流体传动等是目前机械设备常见的传动类型，其主要差别在于所采用的传动件（或工作介质）不同。液压传动属流体传动范畴，它是以液体（油或油水混合物）作为工作介质，利用压力能进行动力的传递、转换与控制的一种传动方式。

1.1.2 液压系统的组成部分及功用

图 1-1 所示为机床往复运动工作台液压系统半结构原理图，由图可知，液压传动以具有连续流动性的油液作为工作介质，通过液压泵 3 将驱动泵运转的原动机的机械能转换成液体的压力能，然后经过封闭管路及液压控制阀（流量控制阀 5 及换向阀 7 等），进入液压缸 9，转换为机械能去推动工作机构（工作台 10）实现所需的运动。工作机构推力的大小，取决于油液的压力高低（图中的压力由溢流阀 16 控制调节）和液压缸活塞面积的大小；而工作机构运动速度的快慢取决于在一定时间内进入液压缸内的流量（由流量控制阀 5 控制调节）的多少。如将图 1-1 中的液压缸 9 垂直安装，用于驱动压力机压头即可实现垂直挤压运动控制；如将液压缸换为液压马达即可实现回转运动的控制。

液压系统通常都是由液压元件（包括能源元件、执行元件、控制元件、辅助元件）和工

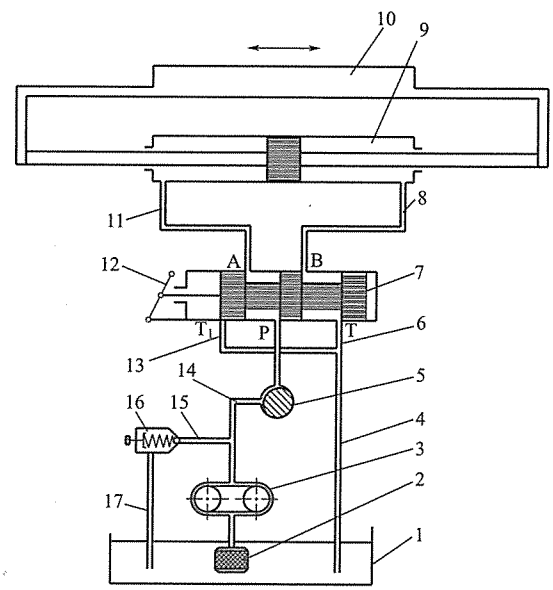


图 1-1 机床往复运动工作台液压系统半结构原理图

1—油箱；2—过滤器；3—液压泵；4,6,8,11,13,14,15,17—管路；5—流量控制阀；7—换向阀；9—液压缸；10—工作台；12—换向手柄；16—溢流阀

作介质两大部分所组成，各部分的功用见表 1-1。各类液压元件的型号、规格、特性、安装连接尺寸等可从液压工程手册或液压元件生产厂商处的产品样本中查得。一般来讲，能够实现某种功能的液压元件的组合，称为液压回路（按功能不同，有压力控制、速度控制、方向控制和多缸动作控制等多种回路）。为了实现对某一液压机械的工作要求，将若干特定液压回路按一定方式连接或复合而成的总体称为液压系统。液压系统种类繁多，其形式因主机类型及工艺目的不同而异。

表 1-1　液压系统的组成部分及功用

组成部分			作用	备注
液压元件	能源元件	液压泵及其原动机	将原动机（电动机或内燃机）供给的机械能转变为流体的压力能，输出具有一定压力的油液	①液压元件的基本参数有公称压力（MPa）、通径（mm）（主油口名义尺寸）或公称流量（L/min） ②液压元件都已经系列化、通用化和标准化，为液压元件及系统的制造、选用和维护提供了方便 ③液压元件产品铭牌设计和包括的内容规定主要有：元件铭牌设计应美观大方、线字清晰，并应符合产品铭牌的有关规定；铭牌应端正、牢固地装于元件的明显部位；铭牌内容至少应包括元件名称、型号及图形符号，元件主要技术参数，制造厂名称，出厂年月；对有方向要求的元件（如液压泵、马达的转向等）应在明显部位用箭头或相应记号标明
	执行元件	液压缸、液压马达和摆动液压马达	将工作介质（液体）的压力能转变为机械能，用以驱动工作机构的负载做功，实现往复直线运动、连续回转运动或摆动	
	控制调节元件	各种压力、流量、方向控制阀及其他控制元件	控制调节系统中从动力源到执行元件的液体压力、流量和方向，从而控制执行元件输出的力、速度和方向，以保证执行元件驱动的主机工作机构完成预定的运动规律	
	辅助元件	油箱、过滤器、管件、热交换器、蓄能器及指示仪表等	用来存放、提供和回收工作介质（油液）；滤除介质中的杂质、保持系统正常工作所需的介质清洁度；实现元件之间的连接及传输载能介质；显示系统压力、温度等	
工作介质		油或油水混合物	传递能量和工作及故障信号，对管路和元件进行冷却、润滑等	

1.1.3　液压系统原理图及图形符号（GB/T 786.1—2009）

描述液压系统的基本组成、工作原理、功能、工作循环及控制方式的说明性图样称为液压系统原理图。系统原理图有多种表示方法，但一般采用标准图形符号绘制系统原理图，而不采用图 1-1 所示的半结构图进行绘制。由于图形符号只表示液压元件的功能、操作（控制）方法及外部连接口，并不表示液压元件的具体结构、参数、连接口的实际位置及元件的安装位置，故用来表示系统中各种元件的作用和整个系统的组成、油路联系和原理，简单明了，便于制图、读图和技术交流。利用专门开发的计算机图形符号库软件，还可大大提高液压系统原理图的设计、绘制效率及质量。

我国现行的液压图形符号标准为 GB/T 786.1—2009《流体传动系统及元件图形符号和回路图 第 1 部分：用于常规用途和数据处理的图形符号》，它规定了液压元件标准图形符号和绘制方法。图 1-2 即为按 GB/T 786.1—2009 绘制的图 1-1 所示的液压系统原理图；图 1-3 是按 GB/T 786.1—2009 绘制的另一液压系统原理图（执行元件为双向变量液压马达）。

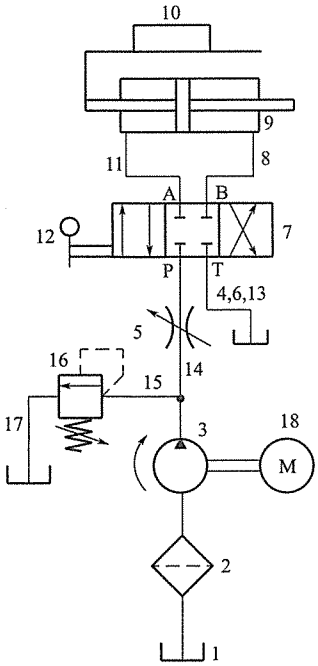


图 1-2　用图形符号绘制的机床工作台液压系统原理图

1—油箱；2—过滤器；3—液压泵；4,6,8,11,13,14,15,17—管路；5—流量控制阀；7—换向阀；9—液压缸；10—工作台；12—换向手柄；16—溢流阀；18—电动机

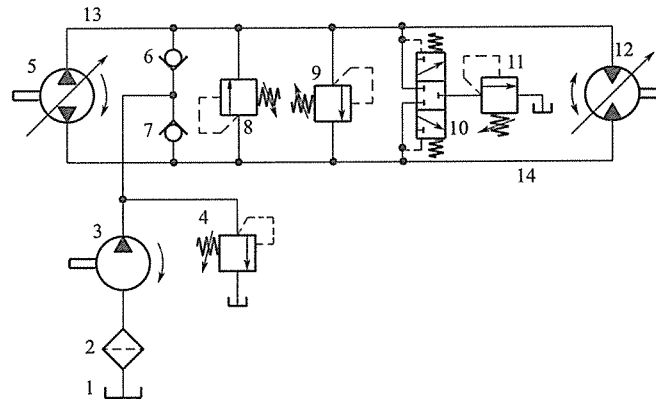


图 1-3　用图形符号绘制的液压系统原理图（执行元件为双向液压马达）

1—油箱；2—过滤器；3—单向定量液压泵；4,8,9,11—溢流阀；5—双向变量液压泵；6,7—单向阀；10—梭阀式液控三位三通换向阀；12—双向变量液压马达；13,14—管路

1.1.4　液压系统原理图的绘制和分析识读

（1）绘制液压系统图的注意事项

按 GB/T 786.1 绘制液压系统原理图时的注意事项如下。

① 元件图形符号的大小可根据图纸幅面大小按适当比例增大或缩小绘制，以清晰美观为原则。

② 元件的状态一般以未受激励的非工作状态（例如电磁换向阀应为断电后的工作位置）画出。

③ 元件的方向在不改变标准定义的初始状态含义的前提下，可视具体情况水平翻转或90°旋转进行绘制，但液压油箱必须水平绘制且开口向上。

（2）分析识读液压系统原理图的方法要点

① 识读意义及要求　正确、迅速地分析和阅读液压系统原理图，对于液压机械的设计制造、安装调试、使用维修及故障诊断排除均具有重要的指导作用。为了正确而又迅速地阅读液压系统图，首先必须掌握各类液压元件及各种基本回路的构造、原理、特点与综合应用，了解液压系统的控制方式、图形符号及其相关标准；其次，应结合实际液压机械及其系统原理图，尽可能多地识读和练习，积累分析经验和技巧，掌握各种典型液压系统的特点，这对于今后识读新的液压系统，可起到举一反三、触类旁通和熟能生巧的作用。

② 识读方法步骤及注意事项

a. 全面了解液压机械（主机）的功能、结构、工作循环及对液压系统的主要要求。例如组合机床动力滑台液压系统，它是以速度转换为主的系统，除了能实现滑台的快进→工进→快退的基本工作循环外，还要特别注意速度转换的平稳性等指标；再如液压机液压系统，它是以压力变换和控制为主的系统，其主缸除了能驱动滑块实现快进→慢速加压→保压释压→快退等基本工作循环外，还要了解其保压性能指标及主缸与顶出缸的动作互锁关系。同时要了解系统的控制信号源及其转换和电磁铁动作表等。

b. 查阅组成液压系统原理图中的所有元件及其连接关系，分析它们在系统中的具体作用及其组成回路的功能。对一些用半结构图表示的专用元件（如磨床液压系统中机-液换向阀组成的液压操纵箱），要特别注意它们的结构及工作原理，要读懂各种控制装置及变量机构。

c. 分析液压系统工作原理，仔细分析并写出各执行元件的动作循环和各工况下系统的油液流动路线或油流表达式。为便于阅读，最好先将液压系统中的各个元件及各条油路分别进行编码，然后按执行元件划分读图单元，每个读图单元先看动作循环，再看控制回路、主油路。要特别注意系统从一种工作状态转换到另一种工作状态时，是由哪些元件发出的信号，又是使哪些控制元件动作并通过其实现的。

d. 分析归纳出液压系统的特点。在读懂原理图基础上，还应进一步对系统做一些分析，以便评价液压系统的优缺点，使所使用或设计的液压系统不断完善，分析归纳时应考虑以下几个方面：液压基本功能回路是否符合主机的动作及性能要求；各主油路之间，主油路与控制油路之间有无矛盾和干涉现象；液压元件的代用、变换与合并是否合理、可行、经济，液压系统性能的改进方向。

e. 识读液压系统原理图时的注意事项如下。

ⅰ. 应对液压泵、执行元件、液压控制阀及液压辅助元件等元件的结构原理有所了解或较为熟悉。

ⅱ. 分清主油路和控制油路。主油路的进油路起始点为液压泵压油口，终点为执行元件的进油口；主油路的回油路起始点为执行元件的回油口，终点为油箱（开式循环油路）或执行元件的进油口（液压缸差动回路）或液压泵吸油口（闭式循环油路）。控制油路也应弄明来源（如主泵还是控制泵）与控制对象（如液控单向阀、换向阀和电液动换向阀等）。

ⅲ. 可借助主机动作循环图和动作循环表，用文字描述或用油流表达式说明其油液流动路线。

例如图 1-2 所示液压系统在工作台右行时，用油流表达式写出的油液流动路线如下。

进油路：液压泵 3→管路 14→节流阀（流量控制阀）5→换向阀 7（P→A）→管路 11→液压缸 9（左腔）。

回油路：液压缸 9（右腔）→管路 8→换向阀 7（B→T）→管路 4→油箱 1。

ⅳ. 对于由插装阀组成的液压系统，应在逐一查明插件间的连接关系及相关联的先导控制阀组合成何种阀（方向阀、压力阀还是流量阀）基础上，再对各工况下的油液流动路线逐一进行分析。

ⅴ. 对于由多路阀组成的液压系统，应在逐一查明各联阀中换向阀油口连通方式（并联、串联、串并联、复合油路等）之后，再对每个执行元件在各工况下的油液流动路线逐一进行分析。

1.2 液压系统的分类

液压系统种类繁多，分类方式及名称因着眼点不同而异，液压系统的类型、特点及应用如表 1-2 所列。

表 1-2　液压系统的类型、特点及应用

分类方式	系统名称	描述及示例
按油液循环方式分类	开式系统	液压泵从油箱吸油，执行元件回油返回油箱。工作液在油箱中冷却及沉淀后再进入工作循环；系统需要较大容积的油箱；执行元件换向和调速一般采用液压阀。这种系统应用最为普遍（在固定设备和行走设备中都有应用）
		图 1-2 所示为开式系统。液压泵 3 经过滤器 2 从油箱 1 吸油，经节流阀（流量控制阀）5、换向阀 7 进入液压缸 9（也可是液压马达），液压缸的回油经换向阀 7 排回油箱
	闭式系统	执行元件排出的油液返回到泵的进口，系统效率较高，需用补油装置补油，并用冲洗阀换油进行热交换
		图 1-3 所示为典型的闭式系统。变量泵 5 的吸油管路 13（或 14）直接与马达 12 的回油管路相连通，形成一个闭式回路。马达 12 通过改变液流方向与流量实现换向和调速，故闭式系统常采用双向变量泵。溢流阀 8 和 9 用于系统的双向过载保护。补油泵（单向定量液压泵）3 经单向阀 6 或 7 向低压侧补油，以补偿系统中各液压元件的泄漏损失。差动液控换向阀（梭阀式液控三位三通换向阀）10 用于系统热交换，当高、低压侧管路压力差大于一定数值时，该阀向低压侧移位切换，使低压管路与低压溢流阀 11 接通，则低压管路中部分热油经该溢流阀排回油箱，此时补油泵所供油液替换了排出的热油；当高低压侧管路压力差很小时，阀 10 处于中位，补油泵供出的多余油液从溢流阀 4 溢回油箱；溢流阀 4 的设定压力应略比溢流阀 11 的设定压力高，以保证高低压管路压力差大于阀 10 动作压差时，阀 10 和 11 能将低压管路的热油放出一部分，新的冷油才能不断进入低压管路
按用途分类	固定机械用系统	固定机械用系统多为开式系统，包括用于各类工业机械如机床（工件夹紧、工作台进给、换向、主轴驱动）、压力机（压制、压边、换向、工件顶出）、压铸机及注塑机（合模、脱模、预塑、注射机构）甚至公共设施如医疗器械、垃圾压榨等机械设备和工作装置中的系统
	行走机械用系统	行走机械用系统既有开式系统也有闭式系统，包括用于车辆行驶（行走驱动、转向、制动及其工作装置）、物料传送装卸搬运设备（传递机构、转位机构）以及航空航天装置、船舰中的各种系统
按工作特征分类	液压传动系统	一般为不带反馈的开环系统，以信息传递为次，追求传动特性的完善。系统的工作特性由各组成液压元件的特性和它们的相互作用来确定，其工作质量受工作条件变化的影响较大。液压传动系统应用较为普遍，大多数工业机械液压系统属于此类
		图 1-2 和图 1-3 均为液压传动系统
	液压控制系统	多为采用伺服阀等电液控制阀组成的带反馈的闭环系统。以传递信息为主，以传递动力为次，追求控制特性的完善。由于加入了检测反馈，故系统可用一般元件组成精确的控制系统，其控制质量受工作条件变化的影响较小。液压控制系统在高精数控机床及加工中心、冶金、航空航天等领域应用广泛
		图 1-4 所示为一个机床工作台液压伺服控制系统，通过电液伺服阀（图中用半结构图表示）对液压缸即机床工作台的往复运动进行控制
	混合液压系统	随着科学技术的飞速发展和现代液压机械技术性能要求的不断提高，液压系统日趋复杂，又因为现代液压机械的动力传递和控制都很重要，液压传动系统和液压控制系统在具体结构上往往融为一体，这时就难于界定整个系统是传动系统还是控制系统。故不妨将其称为混合液压系统，在液压工程实际中，这种系统不胜枚举
		图 1-5 所示为某滚筒洗衣机玻璃门压力机[用于玻璃门的热压成型（即将从熔窑取出并放入模腔中的高温玻璃液，通过下压获得制品）]液压系统。在该压力机中，由于 4 个辅助液压缸和主液压缸的压力及流量要求不同，故系统采用了双联泵 3 分组供油，以隔离干扰。即泵 3 的左泵向 4 个辅助液压缸及普通液压阀组成的传动子系统供油，系统压力设定与泵的卸荷由电磁溢流阀 5 实现，回路压力通过压力表及其开关 4 监测；由泵 3 的右泵单独向主液压缸供油，由于主缸要求 7 级不同压力，故采用了电液数字溢流阀 10 实施控制，并由压力表及其开关 9 进行监控，显然主缸子系统为一控制系统，此控制系统为了提高工作可靠性，回油采用了带发信指示过滤器 13 过滤并用水冷却器 14 进行冷却，以保证油液清洁度和降低因工件模腔高温引起的液压油液发热

续表

分类方式	系统名称	描述及示例
按执行元件速度调节与控制方式分类	阀控制系统	通过改变液压阀的节流口开度控制流量，从而控制执行元件的速度。由于存在节流和溢流损失，故通常效率较低。阀控制系统几乎用于各种液压机械
		图 1-2 和图 1-4 所示系统均属阀控系统，前者通过改变节流阀 7 的节流口开度控制流量，从而控制液压缸 9 的速度；后者通过伺服阀节流窗口开口量的自动调节，实现液压缸及工作台的速度控制
	泵排量控制系统	通过改变变量泵的排量进行速度无级控制，或通过多台定量泵组合供液来控制流量进行有级速度控制。由于无节流和溢流损失，故效率较高。但结构复杂、响应速度慢，适合大功率而响应速度要求不高的机械设备使用，如压力加工机械、橡胶塑料机械等
		图 1-3 所示为采用变量泵的泵排量控制系统，通过改变变量泵 5 的排量来控制流量，从而控制液压马达 12 的速度。图 1-6 所示为泵排量控制系统的另一示例，它也是一个数控机床工作台位置控制系统，工作台由双向液压马达与滚珠丝杠来驱动，双向变量液压泵提供液压能源，泵的输出流量控制通过电液控制阀（伺服阀或比例阀）控制变量缸实现，工作台位置由位置传感器检测并与位置指令信号相比较，其偏差信号 e 经控制放大器放大后送入电液控制阀，从而实现闭环控制。这种泵排量控制系统还常用于各种跟踪装置和飞机等 图 1-7 所示为两台定量泵组合供液系统，通过两个二位二通电磁换向阀 3 和 4 的通断电实现不同的组合，使系统输出不同等级的流量，从而满足系统在不同工况下不同瞬时流量的要求
	泵转速控制系统	泵转速控制系统即变频调速泵控制系统，是通过改变驱动泵的电动机转速改变泵的输出流量，实现系统的流量调节和执行元件的速度控制。尽管此种系统因变频器价昂，制造成本较高，但由于可以减小油箱容量和介质消耗，能量损失小，运行成本较低，故应用日渐增多
		图 1-8 所示系统，通过改变驱动泵的电动机转速改变泵的输出流量，实现系统的流量调节和执行元件的速度控制
	执行元件控制系统	通过改变变量液压马达排量（或通过多定量液压马达组合）工作或通过改变复合液压缸作用面积来控制流量，从而控制速度。与泵控制系统类似，此类系统由于无节流和溢流损失，故效率较高。主要用于行走机械及压力加工机械等液压机械
		变量液压马达控制的系统示例见图 1-9；复合液压缸作执行元件的液压系统示例如图 1-10 所示。作用面积分别为 A_a、A_b、A_c 的三腔 a、b、c 复合液压缸 5，通过电磁换向阀 2 和 4 改变油液的循环方式及缸在各工况的作用面积，实现快慢速及运动方向的转换；单向阀 1 作背压阀用，以防止缸在上下端点及换向时产生冲击。液控单向阀 3 用以防止立置复合缸在系统卸荷及不工作时，其活塞（杆）及工作机构因自重而自行下落。液压泵可以通过三位四通电磁换向阀 2 的 H 型中位机能实现低压卸荷。但由于复合液压缸无商品化产品可供，故需根据使用要求自行设计
按主换向阀在中位时液压泵的状态分类	中开型系统	主换向阀在中位时，换向阀使液压泵卸荷（泵在极低功率 P_p 下运转，即 $P_p=p_pq_p\approx0$。p_p 和 q_p 分别为泵的供油压力和供油流量），液体低压返回油箱（故系统的主换向阀通常为 M 型、H 型等中位机能）。这种系统一般采用定量泵油源；换向阀在中位时，能量传递从基本为零的低值开始，换向后能量就上升，使压力液体进入执行元件，去克服负载；换向阀在中位时，内泄漏极微。通常在能满足同一功能情况下，中开型系统能耗较低。中开型系统多用于需间歇运动或支承负载而又不希望频繁启停原动机等工况类型图 1-9 和图 1-10 所示系统均为中开型系统
	中闭型系统	主换向阀在中位时，换向阀所有油口均封闭（O 型中位机能），如果采用定量泵供油，则液压泵的液体经溢流阀高压溢流回油箱[图 1-11(a)]。换向阀在中位时，能量传递从高值开始，即从系统的最大调压值开始，只要换向，其能量就可以为执行元件所利用；换向阀在中位时，有时承受系统的全部压力，故内泄漏量比中开型系统要大。通常在能满足同一功能情况下，中闭型系统能耗较高，但如果增加中位卸荷措施[例如采用图 1-11(b)所示的电磁溢流阀]或改用压力补偿式变量泵供油[图 1-11(c)]，则可大大降低中闭时的能耗。中闭型液压系统在多种主机设备中均有应用

续表

分类方式	系统名称	描述及示例
按多个执行元件的油路连接方式分类	并联系统	在并联系统(图 1-12)中，液压缸 1、2 的进油腔经换向阀(图中未示)直接和液压泵 3 供油路相通，各缸另一腔经换向阀和系统总回油路相通；系统各分支油路的流量 q_1、q_2 总和等于液压泵的输出流量 q；系统各分支油路连接点 A 处的压力相同。各分支油路流量受各分支油路外载荷 F_1、F_2 和液阻 R_1、R_2 的影响。工作时，液压泵的压力油首先进入小负载缸，各缸速度即流量随载荷变化，载荷大(压力高)者流量小，只有两缸负载完全相同才能实现同步运动。并联系统只有一次压降，故承载能力大
	串联系统	在串联系统(图 1-13)中，前缸 1 的回油路与后缸 2 的进油路相连接，故后缸的进油就是前缸的回油。系统运转时，液压泵 3 的流量 q 不变时，各缸速度与外负载无关，故两者能实现同步动作。泵的出口压力 p 等于各缸负载压力 p_1、p_2 与整个管路系统的压力损失总和。在外载荷较小时，各缸可同时动作且能保持较高速度。但外载荷较大时，受供油压力限制，各串联缸同时动作较困难。故串联系统一般用于高压小流量单泵供油系统中

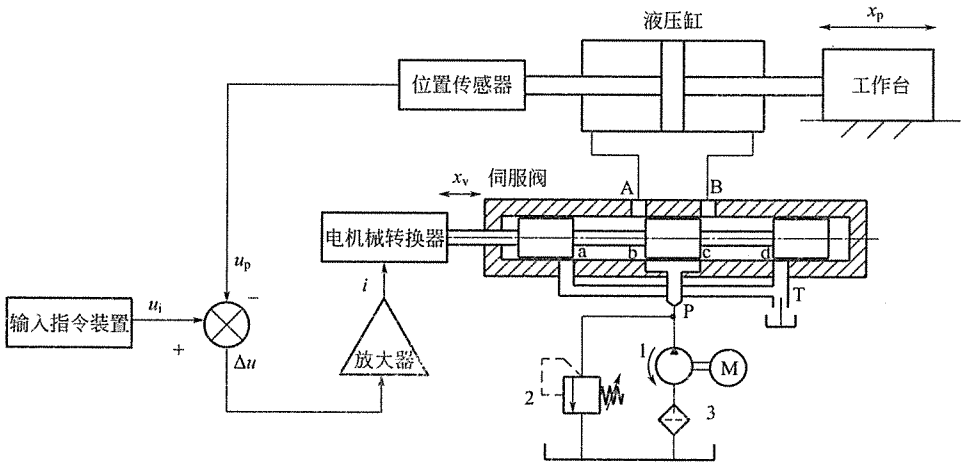


图 1-4　机床工作台液压伺服控制系统原理图

1—液压泵；2—溢流阀；3—过滤器

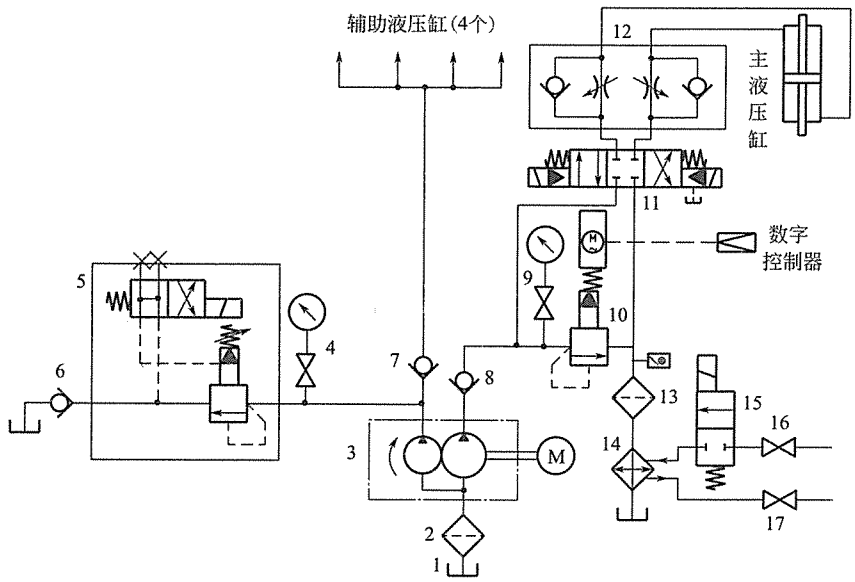


图 1-5　某滚筒洗衣机玻璃门压力机液压系统原理图（部分）

1—油箱；2—吸油过滤器；3—双联泵；4,9—压力表及其开关；5—电磁溢流阀；6,7,8—单向阀；10—电液数字溢流阀；11—三位四通电液换向阀；12—双单向节流阀；13—带发信指示过滤器；14—水冷却器；15—电磁水阀；16,17—截止阀

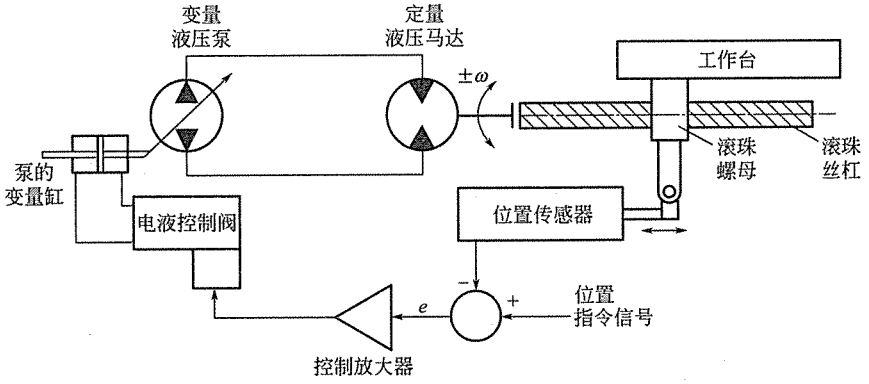


图 1-6　数控机床工作台泵排量控制液压系统原理简图

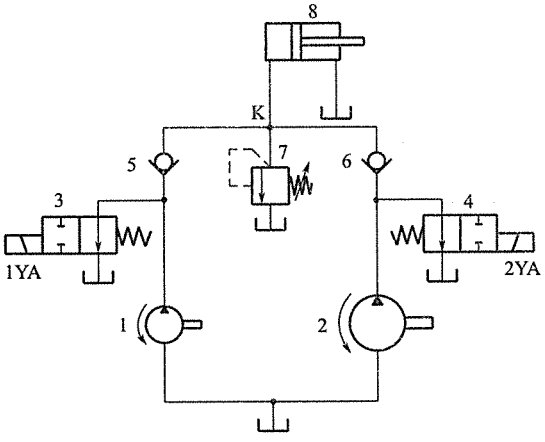


图 1-7　多定量泵组合供液系统

1,2—定量液压泵；3,4—二位二通电磁换向阀；
5,6—单向阀；7—溢流阀；8—液压缸

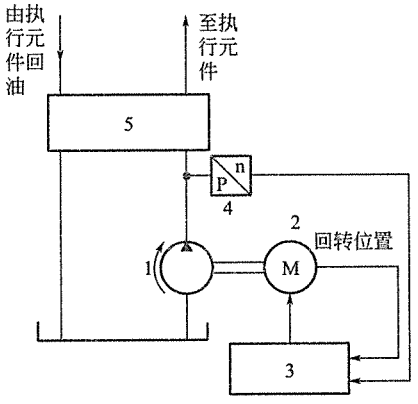


图 1-8　泵转速控制系统原理简图

1—定量泵；2—电动机；3—变频控制器；
4—压力传感器；5—换向阀

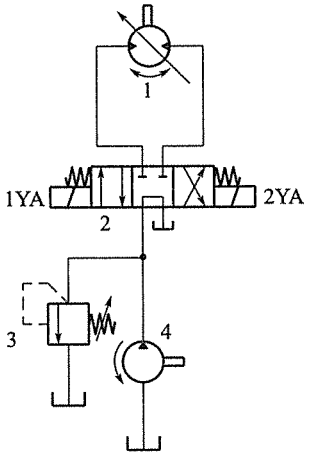


图 1-9　变量液压马达控制系统

1—变量液压马达；2—三位四通电磁换向阀；
3—溢流阀；4—定量液压泵

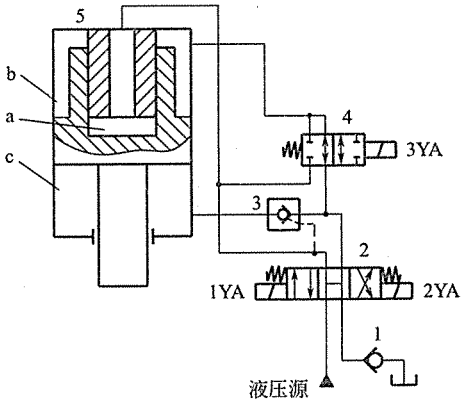
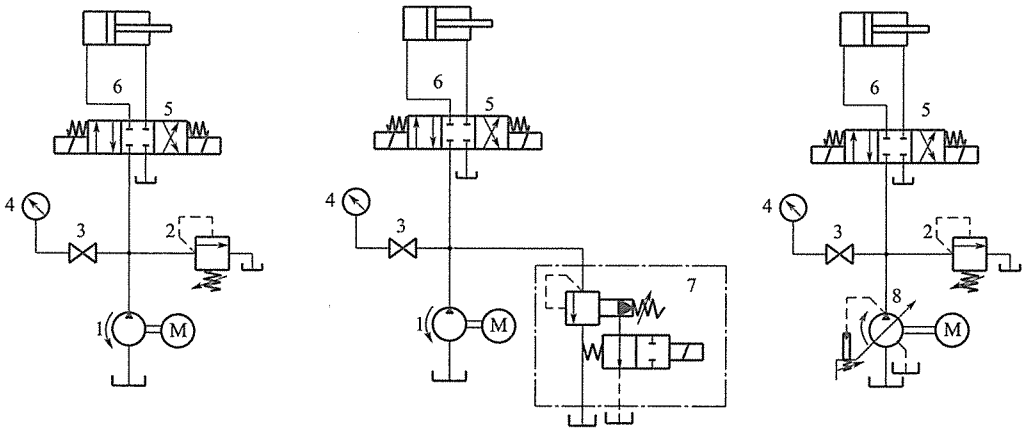


图 1-10　复合液压缸系统

1—单向阀；2—三位四通电磁换向阀；3—液控单向阀；
4—二位四通电磁换向阀；5—复合液压缸



(a) 定量泵+溢流阀　　(b) 定量泵+电磁溢流阀　　(c) 压力补偿式变量泵+溢流阀

图 1-11　中闭型系统

1—定量泵；2—溢流阀；3—压力表开关；4—压力表；5—三位四通电磁换向主阀；
6—液压缸；7—电磁溢流阀；8—压力补偿式变量泵

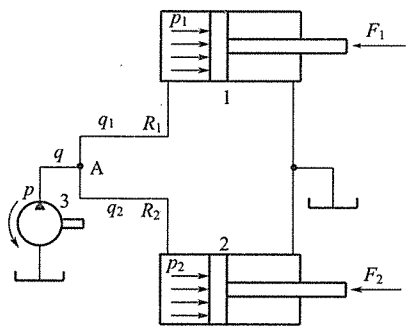


图 1-12　并联系统示意图

1,2—液压缸；3—液压泵

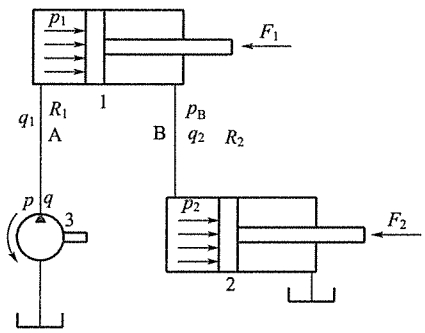


图 1-13　串联系统示意图

1,2—液压缸；3—液压泵

1.3 液压技术的应用特点及发展趋势

与其他传动技术相比较，液压传动在拖动负载能力及操纵控制方面具有显著优势，例如出力大、功率密度大、力质量比大、操作方便、省力、便于大范围无级调速、易于自动化和过载保护等，故使其应用广泛，几乎无处不在，并仍将发挥不可替代的巨大作用。但液压元件及系统存在着成本较高、因泄漏难于实现严格定比传动、工作稳定性对温度较为敏感及故障不易查找排除等不足，这是采用液压技术时需要注意的。

现代液压技术源于 1648 年法国人帕斯卡（B. Pascal）提出的静压传递原理，1795 年英国人约瑟夫·布瑞玛（Joseph Bramah）登记了世界上第一台水压机专利。1906 年美国人在佛吉尼亚号战舰上采用液压装置代替电控装置对火炮上实施控制，并以油代替水作为液压系统工作介质。Harry Vickers 于 1936 年发明的先导控制压力阀首先应用于机床并一直沿用至今。第二次世界大战期间，由于军事的需要，出现了以电液伺服系统为代表的响应快、精度高的液压元件和控制系统，使液压技术得到了迅猛发展。战后液压技术很快转入民用工业，在机械制造、起重运输机械及各类施工机械、船舶、航空等领域得到了广泛发展和应用。20 世纪 60 年代以来，随着原子能、航空航天技术、微电子技术的发展，液压技术在更深更广

的领域得到了发展。近年来，与微电子、计算机技术相结合，液压技术进入了一个崭新的发展时期。

目前液压技术面临着来自电气传动及控制技术的新竞争和绿色环保的新挑战，为了满足和适应各类液压主机产品节能、环保、高效、自动、安全、可靠等要求，液压技术及产品的研发、设计和应用将朝着表 1-3 所列的趋势而发展。换言之，创新与发展，为装备制造业提供动力传动与控制技术全面解决方案将成为近代液压技术的重要主题。

表 1-3　液压技术及产品的研发、设计和应用的发展趋势

项目	举例	项目	举例
节能化	功率传感技术、轻型油路块等	小型集成化	微型液压阀技术
智能化	液压故障诊断的专家系统和计算机诊断查询系统	复合化、长寿命、高可靠性、绿色化	低污染的水液压传动、低噪声、低振动、无泄漏技术
电子化	电液伺服、比例和数字阀以及阀岛控制技术	设计方法现代化	基于有限元方法的液压产品模块化、参数化设计，利用 Pro/E 和 UG 等计算机软件进行油路块三维设计，用 Fluid Sim 等软件对液压系统油路设计进行仿真模拟、用 AMESim 软件对液压系统的动静、态性能及故障进行仿真分析研究等
高压化	超高压液压技术		

新中国建立特别是改革开放以来，我国的液压工业得到了空前快速发展，仅就标准化而言，截止到 2014 年 7 月 2 日，国内制定的液压气动标准共计 275 项（国家标准 109 项，行业标准 66 项）。为了快速缩短液压产业与国外的差距，在 2012 年编制的国家液压传动与控制 20 年发展路线图中，明确提出发展目标，制定了多项攻关计划，并第一次将“数字液压”也列入其中。希望按照跟踪、仿制、创新、超越四步走的路线，到 2030 年达到世界先进水平。

1.4 液压系统的压力、流量、功率及能量损失

1.4.1 压力

(1) 压力的定义、计算与单位

液压系统中的压力是指液体在单位面积上所受的法向作用力。静止液体中的压力 p（图 1-14）按静压力基本方程计算，即

$$p=p_0+\rho gh=F/A+\rho gh \tag{1-1}$$

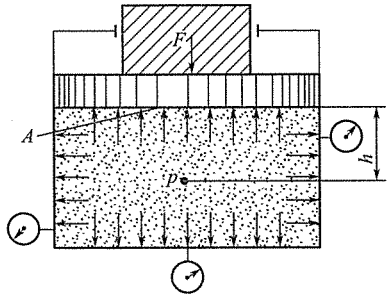


图 1-14　液体静压力的产生与分布

式中，p_0为液面上的压力，$p_0=F/A$；F 为液面上的法向作用力，N；A 为液体的受压的面积，m^2；ρgh 为液体自重所形成的压力；ρ 为液体密度，kg/m^3；g 为重力加速度，m^2/s；h 为液面至计算点的高度。

压力 p 的单位 N/m^2称为帕（Pa）；液压工程中常用 MPa（兆帕）作为压力的计量单位。

$$1MPa=10^6Pa$$

我国以前曾长期采用过的压力单位有 kgf/cm^2（公斤力/厘米^2）、bar（巴）、大气压，水柱高或汞柱高等，而美国则一直采用英制的 lbf/in^2（磅力/英寸^2）。这些压力单位的换算关系如下：

$$1kgf/cm^2\approx1bar=10^5Pa=0.1MPa$$

1 标准大气压$=1.01325\times10^5Pa=10.33m$ 水柱高$=760mm$ 汞柱高

1 工程大气压$=1kgf/cm^2=98066.5Pa$

$1lbf/in^2=6894.757293Pa=0.068$ 工程大气压

(2) 压力的分级

为了便于液压元件及系统的制造及使用，工程上通常将压力分为几个不同等级（表 1-4）。

表 1-4 液压元件及系统的压力分级

压力等级	低压	中压	中高压	高压	超高压
压力范围/MPa	≤2.5	>2.5～8	>8～16	>16～32	>32

例 1-1 图 1-14 所示的容器内充满密度 $\rho=900kg/m^3$ 的液压油液，活塞上的外作用力 $F=1000N$，活塞面积 $A=1\times10^{-3}m^2$，忽略活塞的质量。试计算活塞下方深度为 $h=0.5m$ 处的静压力 p。

解 根据式(1-1)，活塞与油液接触面上的压力为 $p_0=F/A=1000/(1\times10^{-3})N/m^2=10^6Pa$，则深度为 $h=0.5m$ 处的液体压力为 $p=p_0+\rho gh=(10^6+900\times9.8\times0.5)N/m^2=1.0044\times10^6N/m^2\approx10^6N/m^2=1MPa$。

由此例可看到，由于 1 大气压≈0.1MPa≈10m 水柱高，故液体自重所产生的静压力 ρgh 与液压系统在外负载力作用下所产生的几个、几十个乃至上百个兆帕的工作压力相比很小，在液压系统计算和分析中可以忽略不计。因而认为整个静止液体内部的压力近乎相等，这是一个普遍的结论（事实上，由于 1 大气压≈0.1MPa≈10m 水柱高，即便液压工程中系统中元件安装高差达数十米，产生的压力也微不足道）。

(3) 压力的传递

液压系统中压力的传递服从帕斯卡原理：静止液体内的压力等值地向液体中各点传递。

例如图 1-14 所示的密闭容器，在面积为 A 的活塞上施加作用力 F 时，液体内部即产生压力 $p=F/A$，在缸壁上任意三处接通压力表，压力表指针指示的压力值都相同。

(4) 压力的度量

按度量起点的不同，同一位置的液体压力分为绝对压力和相对压力（图 1-15）。以绝对真空（绝对零压）为基准度量的液体压力，称为绝对压力。以大气压力 p_a 为基准度量的压力，称为相对压力。因为大气中的物体受大气压力的作用是自相平衡的，所以用普通压力表测出的压力数值是相对压力，故相对压力也常称为表压力。在液压技术中所提到的压力，如不特别指明，一般均为表压力。

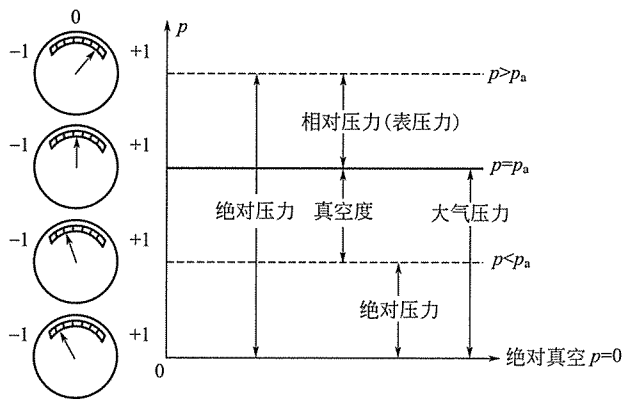


图 1-15 压力的度量

由图 1-15 可见，绝对压力和相对压力的关系为：绝对压力＝大气压力＋相对压力＝大气压力＋表压力。

当液压系统中的绝对压力小于大气压力时，称系统出现了真空，真空的程度用真空度表示。其数值是绝对压力不足于大气压力的那部分压力值。此时相对压力为负值。即：真空度＝大气压力－绝对压力。液压泵正是利用了工作时吸油腔容积增大产生真空而将油箱中的油液经管道吸入的。

由图 1-15 还可见，以大气压力为基准计算压力时，基准处的压力为零压力，基准以上的正值是表压力，基准以下的负值就是真空度。

(5) 压力与负载的关系

由图 1-16 看到，作为输入装置的小液压缸（柱塞直径为 d_1，面积为 A_1）和输出装置的大液压缸（柱塞直径为 d_2，面积为 A_2）由中间的管道连接构成液压挤压装置，施加在小柱塞上的力为 F_1，由帕斯卡原理，两液压缸及其连接管路中的液体压力 p 相等，当忽略不计重力及摩擦力时，可获得大柱塞上较大的挤压力 F_2，即

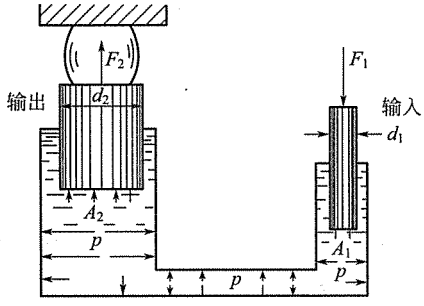


图 1-16　压力与负载的关系

$$p=\frac{F_2}{A_2}=\frac{F_1}{A_1} \tag{1-2}$$

改写为

$$F_2=F_1\frac{A_2}{A_1}=F_1\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 \tag{1-3}$$

由式(1-3) 可知以下两点。

① 由于大、小柱塞面积比 $A_2/A_1>1$，故用一很小的输入力 F_1，即可推动一个比较大的负载 F_2，液压系统可看作一个力的放大机构。利用这个放大了的力 F_2可以举升重物（液压千斤顶）及进行压力加工（液压机）和车辆刹车（液压制动闸）等。

② 若只有外界负载 F_2的作用，而没有小柱塞的输入力 F_1，即 $F_1=0$，则液体在失去“后推”的情况下，不论负载 F_2多大，也不会产生压力；反之，若移去负载 F_2，即负载 $F_2=0$，不计柱塞自重及其他阻力，则液体在失去“前阻”的情况下，不论怎样推动小柱塞（即不论推力 F_1多大），也不能在液体中产生压力。这说明液压系统中的压力是在“前阻后推”条件下产生的，而且系统压力大小取决于外界负载，即负载愈大压力愈高，负载愈小压力愈低。

1.4.2　流量

液压系统工作时是靠流动着的有压液体完成动力传递的。油液在管道、液压缸等元件内流动的快慢即为流速。由于液体具有黏性，故流动液体在管道、液压缸的通流截面上各点的流速 u 不完全相等，如图 1-17 所示，通常用平均流速 v 表示液流的快慢，其单位为 m/s。这样，即可认为在通流截面上各点的流速相等。在液压技术中，一般所说的流速都指平均流速。

流速 v 和通流截面积 A 的乘积表示单位时间内流过通流截面的液体的体积，称为流量，用 q 表示，其单位是 m^3/s 或 L/min（升/分），即

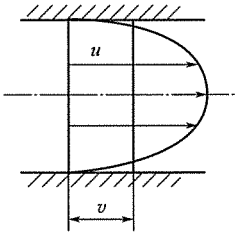


图 1-17　管道中液体的流速

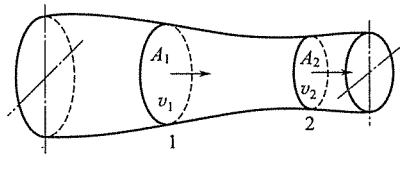


图 1-18　管道中液体连续流动

$$q=vA \tag{1-4}$$

或写为

$$v=\frac{q}{A} \tag{1-5}$$

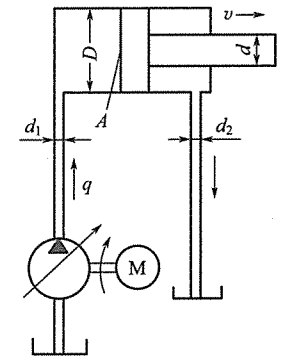


图 1-19　流量与液压缸速度

由上述可知以下几点。

① 在流量一定情况下，通过不同截面的流速与其通流截面积的大小成反比（图 1-18），即管子细的地方流速大，管子粗的地方流速小。

② 由于液体的可压缩性很小，一般可忽略不计，故液体在连续管道内流动时（图 1-18），通过每一截面的液体流量一定是相等的，即

$$q=v_1A_1=v_2A_2=vA \tag{1-6}$$

③ 当流量为 q 的液体进入液压缸推动活塞运动时（图 1-19），假设移动的活塞表面积为通流截面积 A，显然液压缸中液体的平均流速与活塞运动速度相等，即 $v=q/A$。

一般情况下，一个已经存在的液压缸的活塞面积 A 是不变的，故液压缸的运动速度 v 取决于液压缸的流量 q，即流量愈大速度愈大，流量愈小速度愈小。通过改变（调节）进入或流出液压缸的流量，即可实现液压缸速度的改变（调速）。

1.4.3　液压功率

如图 1-19 所示，液压缸的活塞在时间 t 内，以力 F 推动工作机构移动距离 s，所做的功 W 为 $W=Fs$。

单位时间内所做的功是功率 P，即

$$P=\frac{W}{t}=\frac{Fs}{t}=Fv$$

因为　$F=pA$，$v=q/A$，所以 $P=\dfrac{pAq}{A}=pq$。

经单位换算后得到

$$P=\frac{pq}{60} \tag{1-7}$$

式中，P 为功率，kW；p 为压力，MPa；q 为流量，L/min。

1.4.4　液压管路系统的压力损失和流量损失

液压管路系统工作时会因摩擦和泄漏造成能量损失，表现为压力损失 Δp 和流量损失 Δq。

（1）压力损失

液体在液压系统中流动时，由于黏性产生的内部摩擦阻力，以及液流经过弯头和阀门时，因相互撞击和出现旋涡等现象，都会在管路中产生能量损失，这种能量损失主要表现为压力损失 Δp。它由沿程压力损失 Δp_λ 和局部压力损失 Δp_ξ 两部分组成。前者是液体在等直径圆管中流动一段距离，因液体黏性摩擦而产生的压力损失。后者是液体在流经液压系统中的一些局部阻力装置（如管道的弯头、管接头、突然扩大或缩小的截面以及阀门等）时，因流速大小和方向的急剧变化，产生局部旋涡、相互碰撞等现象，造成的压力损失。整个管路系统的总压力损失 $\Sigma\Delta p$ 为所有沿程压力损失和所有局部压力损失之和。

说明如下。

① 影响压力损失的参数和因素较多，计算过程繁杂，故在工程实际中多数采用凭经验

估算的办法。即首先根据负载大小确定液压缸或马达的最高工作压力 p_L，然后按下式确定液压泵的最大供油工作压力 p_P：

$$p_P \geqslant p_L + \sum \Delta p \tag{1-8}$$

式中，$\sum \Delta p$ 为系统进油路上的总压力损失，简单系统取 $\sum \Delta p = 0.2 \sim 0.5$MPa，复杂系统取 $\sum \Delta p = 0.5 \sim 1.5$MPa。

② 液压系统中的压力损失使功率耗费，油液发热，泄漏增大，降低系统效率，工作情况恶化。故在液压系统设计制造和安装调试中应设法减少压力损失。

③ 减小压力损失的常用措施包括缩短连接管路的长度；减少弯头等局部阻力装置；采用压降小的控制阀；增加管子内壁光滑度；采用合适黏度的油液及流速，不同管道的流速见表 1-5。

表 1-5 管道流速

油液流经管道	吸油管道	高压管道	回油管道
推荐流速/(m/s)	0.5～1.5	2.5～5	1.5～2.5

注：高压孔道压力高时取大值，反之取小值；孔道长的取小值，反之取大值；油液黏度大时取小值。

(2) 流量损失（容积损失）

液压系统工作时，由于某种原因，油液流到了不应去的地方，称为泄漏，分为内泄漏和外泄漏两种。内泄漏是指从高压处流到低压处的泄漏（如液压缸的工作腔到非工作腔的泄漏），内泄漏要求尽量少；外泄漏是指从元件或管路中流到外部的泄漏（如各种管接头处的泄漏），外泄漏一般是不允许的。

缝隙、小孔等是液压元件及系统中的常见结构，可用来完成调节流量等功能，但又会造成泄漏而降低系统效率。尽管各种泄漏形式的泄漏流量损失计算公式不尽相同，但液压内部零件间的缝隙大小对泄漏量的影响相当大是显而易见的。故为了减少泄漏量，必须尽量设法减少液压耦合件之间的间隙。

说明如下。

① 液压泵的供油流量 q_P 应为执行元件所需要的流量 q_L 与所有泄漏流量 $\sum \Delta q$ 之和，即

$$q_P \geqslant q_L + \sum \Delta q \tag{1-9}$$

由于影响流量损失的参数和因素较多，计算过程繁杂，在工程实际中多数采用如下经验公式进行估算，即

$$q_P \geqslant K(\sum q_L)_{max} \tag{1-10}$$

式中，K 为系统的泄漏系数，一般取 1.1～1.3（大流量取小值，小流量取大值）；$(\sum q_L)_{max}$ 为同时动作的液压执行元件（缸和马达）的最大流量，m^3/s。若工作过程中始终用流量阀节流调速，还需加上溢流阀的最小溢流量，一般取 2～3L/min。

② 泄漏是长期以来影响和制约液压技术应用和发展的重要问题。因为泄漏不仅浪费油液、污染环境，还会降低系统的效率，影响系统的正常工作（例如液压缸的出力和速度失常就往往是因泄漏所致）。故在液压系统安装和使用中应设法减少泄漏。

③ 减小泄漏流量损失的常用措施有采用合理的密封装置及密封件；提高零件加工和装配精度；正确布置管路；保持系统清洁等。

1.5 液压系统运转维护及故障诊断拆解时的一般注意事项

液压系统运转维护及故障诊断拆解时的一般注意事项见表 1-6。

表 1-6　液压系统运转维护及故障诊断拆解时的一般注意事项

序号	运转维护中的注意事项	序号	故障诊断拆解时的注意事项
1	操作者应熟悉主机的用途和液压系统的原理，掌握系统动作顺序及液压元件的调节方法	1	拆解检修的工作场所一定要保持清洁，最好在净化车间内进行
		2	在检修时，要完全卸除液压系统内的液体压力，同时还要考虑好如何处理液压系统的油液问题，在特殊情况下，可将液压系统内油液排除干净
2	开动设备前和设备运行中，应对机器的状态进行检查，检查内容为：开动前，检查液位，行程开关和限位块，手动、自动循环，电磁阀状态；设备运行中监视工况，包括压力、振动、噪声、油温、泄漏、电压等	3	拆解时要用适当的工具，以免将如内六角和尖角损坏或将螺钉拧断等
		4	拆解时，各液压元件及其零部件应妥善保存和放置，不要丢失。对于液压技术一般的用户，建议记录拆卸顺序并绘制装配草图和关键零件的安装方位图
3	正确选择、使用和维护液压工作介质		
4	液压系统的油温应控制在一定范围内。低温下，油温应达到 20℃以上才允许顺序动作；油温高于 60℃时应注意系统的工作情况。为此，应注意：保持油箱中正确的液位，使系统中的工作介质具有足够的循环冷却条件；正确选择液压工作介质的黏度，并保持其干净，此外，系统间歇工作中，在等待期间应使液压泵卸荷；保持水冷却器内水量充足，管路通畅	5	液压元件中精度高的加工表面较多，在拆解和装配时，不要被工具或其他物品将加工表面碰伤。要特别注意工作环境的布置和准备工作
		6	在拆卸油管时，事先应将油管的连接部位周围清洗干净。拆解后，在油管的开口部位用干净的塑料制品或石蜡纸将油管包扎好。不能用棉纱或破布将油管堵塞住，同时注意避免杂质混入。在拆解比较复杂的管路时，应在每根油管的连接处扎上白铁皮片或塑料片并写上编号，以便于装配时不至于将油管装错
5	停机 4h 以上的设备，应先使液压泵空载运转 5min，再启动执行元件工作	7	在更换橡胶密封件时，不要用锐利的工具，不要碰伤工作表面。在安装或检修时，应将与密封件相接触部件的尖角修钝，以免使密封圈被尖角或毛刺划伤
6	不允许任意调整电气控制系统的互锁装置，随意移动各限位开关、挡块、行程撞块的位置	8	拆解后再装配时，各零部件必须清洗干净
7	各种液压元件未经主管部门同意，不允许私自调节或拆换	9	在装配前，O 形密封圈或其他密封件应浸放在油液中，以待使用，在装配时或装配好以后，密封圈不应有扭曲现象，而且要保证滑动过程中的润滑性能
8	各种液压元、辅件未经主管部门同意，不允许私自调节或拆换	10	在安装液压元件或管接头时，拧紧力要适当。尤其要防止液压元件壳体变形、滑阀的阀芯不能滑动、接合部位漏油等现象
9	液压系统出现故障时，不允许擅自乱动，应通知有关部门分析原因并排除	11	若在重力作用下，液压执行元件（如液压缸等）可动部件有可能下降，应当用支撑架将可动部件牢牢支撑住

注：1. 为了保证液压元件与系统乃至主机的可靠运行，降低故障发生率和维修成本，延长维修周期乃至设备的使用寿命，应注意本表所列各注意事项。

2. 在液压系统使用中，由于各种原因出现异常现象或发生故障后，除非迫不得已，不应拆解元件；在未加分析或不明用途、原理情况下更不应拆解元件。一般应首先试用调整的方法解决问题。若不能奏效，则可考虑拆解修理或更换元件。除了清洗后再装配和更换密封件或弹簧这类简单修理之外，重大的拆解修理（如电液伺服阀、多功能泵）要十分小心，对于液压技术一般的用户，最好到液压元件制造厂或有关大修厂检修。

1.6 液压系统的故障类型与特点

1.6.1 液压故障的定义

液压系统在规定时间内、规定条件下丧失其规定（或降低）液压功能（失灵、失效、失调或功能不完全）的事件或现象称为液压故障。

液压系统出现故障可能导致执行机构的某项技术、经济指标偏离正常值或正常状态，例如不能动作、输出力和运动速度不合要求或不稳定、爬行、运动方向不正确、动作顺序错乱甚至人身伤亡等。所以，出现故障必须进行诊断排除，以便使系统恢复正常状态。

1.6.2 液压系统故障的常见类型

液压系统故障最终主要表现在液压系统或其回路中的某个（些）元件损坏，并伴随漏油、发热、振动、噪声等不良现象，导致系统不能发挥正常功能。图 1-20 给出了液压系统故障常见的 6 种分类方式，各类故障都有其表现特征。

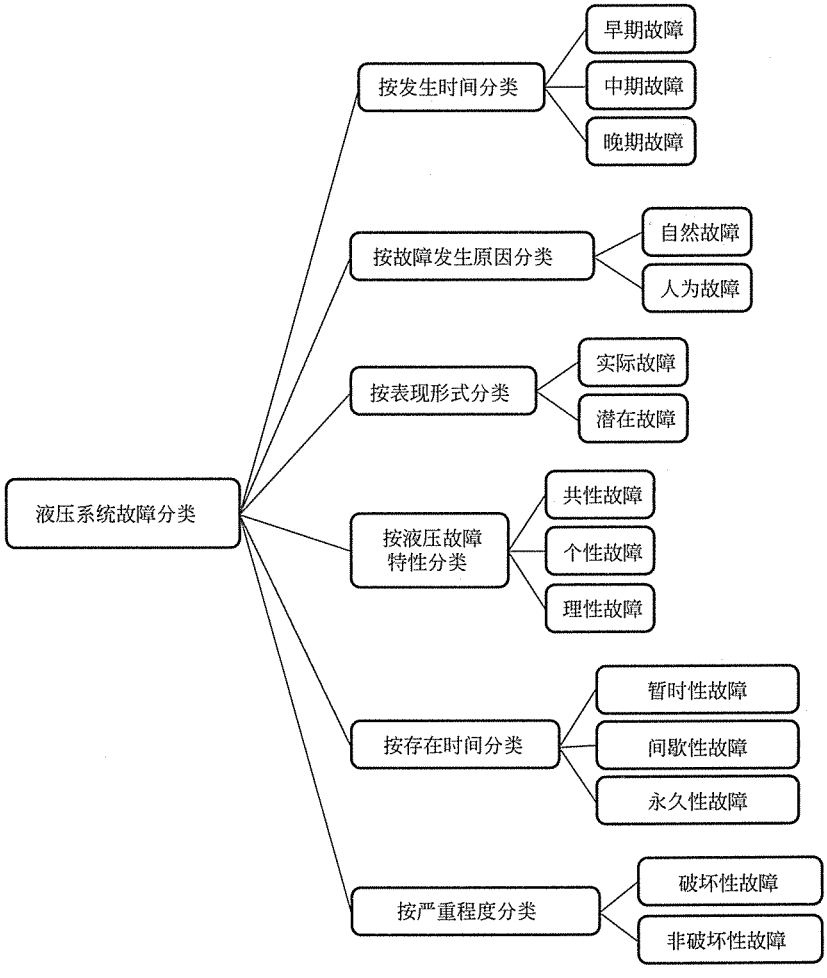


图 1-20 液压系统故障分类

1.6.3 液压系统的故障特点

液压故障诊断较为困难，主要是由以下 3 个方面决定的。

① 因果关系具有复合性、复杂性和交织性。液压设备往往是机械、液压、电气及其仪表等多种装置复合而成的统一体，出现故障后是哪一部分很难做出判断；同一故障可能由多种原因叠加而成，例如液压缸或液压马达速度变慢的可能原因有负载过大，泵或调速阀故障，缸或马达磨损，系统存在泄漏等；一个故障源可能引起多处症状，例如泵的配流机构磨损后会出现输出流量下降，泵表面发热和油温异常增高等。

② 故障点具有隐蔽性。液压元件内部的零件动作（如柱塞泵中柱塞在缸体中的运动，活塞在缸筒中的运动，阀芯在阀体内的运动等），孔系纵横交错的油路块阻、通情况，管路内油液的流动状态，密封件的损坏等情况一般看不见摸不着，系统的故障分析受到各方面因素的影响，因此查找故障难度较大。

③ 相关因素具有随机性。液压系统运转中，受到多种多样随机性因素的影响，例如电源电压的突变，负载的变化，外界污染物的侵入，环境温度的变化等，从而使故障位置点和变化方向更不确定。

液压系统的故障诊断是否准确及时，在很大程度上依赖于设计者和用户的知识水平与经验多寡。

1.7 液压系统的故障诊断策略及方法技巧

1.7.1 液压系统的故障诊断策略

液压系统故障诊断策略是弄清整个液压系统的工作原理和结构特点，根据故障现象利用知识和经验进行判断；逐步深入、有目的、有方向地逐步缩小范围，确定区域、部位，以至某个元件。

1.7.2 液压系统的故障诊断方法

目前常用和发展中的液压系统的故障诊断方法有定性分析法和定量分析法这两类基本方法，前者又可分为逻辑分析法、对比替换法、观察诊断法（简易故障诊断法）等，后者又可分为仪器专项检查法、智能诊断法等。根据具体故障现象及着眼点和实施策略的不同，这些方法在行业内有时又细分为感官诊断法、参数测量法、现场试验法、截堵法、化整为零层层深入法及取整为零综合评判法等。

(1) 定性分析法

① 逻辑分析法　此法在诊断液压系统故障时，要区分以下两种情况。

a. 对功能和油路结构较为简单的液压系统，可根据故障现象和液压系统的基本原理进行逻辑分析，按照液压源→控制元件→执行元件的顺序，逐项检查并根据已有检查结果，排除其他因素，逐渐缩小范围，逐步逼近，最终找出故障原因（部位）并排除。

b. 对于功能和油路结构较为复杂的液压系统，通常可根据故障现象按控制油路和主油路两大部分进行分析，逐一将故障排除。

逻辑分析法又可细分为列表法、框图法、因果图法和故障树分析法等。

② 对比替换法　有两种情况：一是用两台同型号和同规格的主机对同一系统进行对比试验，从中查找故障，试验过程中对可疑元件用新件或完好机械的元件进行替换，再开机试验，如性能变好，则故障所在便知；二是对于两个具有相同功能回路的液压系统，用软管分别连接同一主机进行试验，遇到可疑元件时，更换即可。

③ 观察诊断法（简易故障诊断法）　此法是目前液压系统故障诊断的一种最普遍的方法，方便易行。它是凭维修人员个人的经验，利用简单仪表，客观地按“望→闻→问→切”的流程来进行（表 1-7）。此法既可在液压设备工作状态下进行，也可在停车状态下进行。

表 1-7　简易故障诊断法中的“望→闻→问→切”

项目	说　明		项目	说　明	
望(看)(看系统实际工作状态和技术资料)	①看速度	执行机构运动速度有无变化和异常现象	问(访问设备操作者，了解设备平时运行状况)	①液压系统工作是否正常，液压泵有无异常现象	
	②看压力	液压系统中各测压点的压力值大小，压力值有无波动现象		②液压油更换时间，过滤器是否清洁	
	③看油液	油液是否清洁，是否变质，油液表面是否有泡沫，油量是否在规定的油标线范围内，油液黏度是否符合要求等		③发生事故前压力调节阀或速度调节阀是否调节过，有哪些不正常现象	
	④看泄漏	液压缸端盖，液压泵轴端，液压管道各接头，油路块结合处等是否有渗漏、滴漏等现象		④发生事故前对密封件或液压件是否更换过	
	⑤看振动	液压缸活塞杆、工作台等运动部件工作时有无因振动而跳动的现象		⑤发生事故前后液压系统出现过哪些不正常现象	
	⑥看产品	根据液压机械加工出来的产品质量(如机械零件的表面粗糙度，卷纸机所卷纸品的平滑度等)判断运动机构的工作状态、系统的工作压力和流量的稳定性		⑥过去经常出现哪些故障，是怎样排除的，哪位维修人员对故障原因与排除方法比较清楚	
	⑦看资料	查阅设备技术档案中的系统原理图、元件明细表、使用说明书、有关故障分析和修理记录、日检和定检卡、交接班记录和维修保养情况记录	切(摸)(用手摸允许摸的运动部件以便了解它们的工作状态)	①摸温升	接触液压泵、油箱和阀类元件外壳表面，若 2s 就感到烫手，应检查温升过高的原因
闻(用听觉和嗅觉判断系统工作是否正常)	①听噪声	液压泵和液压系统工作时的噪声是否过大，噪声的特征。溢流阀、顺序阀等压力控制元件是否有尖叫声		②摸振动	运动部件和管子若有高频振动，应检查产生的原因
	②听冲击声	工作机构液压缸换向时冲击声是否过大，液压缸活塞是否有撞击缸底的声音，换向阀换向时是否有撞击端盖的现象		③摸爬行	当工作台在轻载低速运动时，用手摸工作台有无爬行现象
	③听气蚀和困油的异常声	检查液压泵是否吸进空气，是否有严重困油现象		④摸松紧程度	用手拧一下挡铁、微动开关和紧固螺钉等，检查松紧程度
	④听敲打声	液压泵运转时是否有因损坏引起的敲打声			
	⑤闻味道	用嗅觉器官辨别油液是否发臭变质，橡胶件是否因过热发出特殊气味等			

注：总之，对各种情况必须了解得尽可能清楚。判断结果会因每个人的感觉、判断能力和实践经验而异。但这种差异不会永远存在，是暂时的，经过反复实践，故障原因是特定的，终究会被确认并予以排除。

(2) 定量分析法

① 仪器专项检查法　此法适用于某些重要的液压设备，它利用仪器仪表对系统的相关参数（如压力、流量、温度、振动、噪声、转矩和转速等）进行定量专项检测，为故障排除

提供可靠依据。此法有的必须在试验台架上进行检测，而有的则可进行在线检测。

② 智能诊断法　此法是基于计算机的一种液压设备故障诊断专家系统（计算机系统），借助于计算机的强大逻辑运算能力和记忆能力，将液压故障诊断知识系统化和数字化。专家系统通常由置于计算机内的知识库（规则基）、数据库、推理机（策略）、解释程序、知识获取程序和人机接口 6 个部分组成（图 1-21）。知识库是专家系统的核心之一，其中存放各种故障现象、故障原因及两者的关系，这些均来自有经验维修人员和本领域专家。知识库集中了众多专家的知识，汇集了大量资料，扣除了解决时的主观偏见，使诊断结果更加接近实际。一旦液压系统发生故障，用户即可通过人机接口将故障现象送入计算机，计算机根据输入的故障现象及知识库中的知识，按推理机中存放的推理方法推出故障原因并报告给用户，还可提出维修或预防措施。新型专家系统包括模糊专家系统、神经网络专家系统、互联网专家系统等。

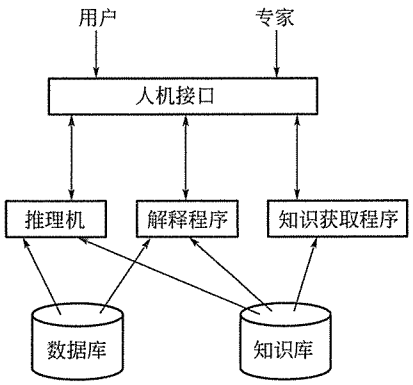


图 1-21　专家系统的组成

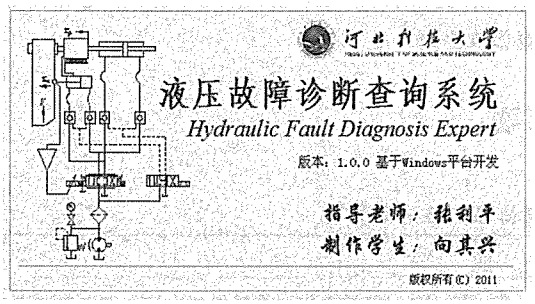


图 1-22　软件起始界面

图 1-22 为本书作者研发的一种基于计算机的液压故障诊断查询系统，用于液压系统出现故障后现场可能原因及排除方法的快速查询，以提高故障诊断排除的效率和水平。该系统利用 Visual Basic 语言和 Access 数据库技术，对液压故障诊断知识进行了系统化和数字化处理，实现了液压故障诊断知识的快速查询，弥补了很多现场操作者和技术人员缺乏液压故障诊断知识的不足。本软件提供了故障诊断信息的快速查询功能、诊断信息的更新与维护功能、诊断知识的打印功能和液压元件库功能等。其中，快速查询功能可以通过故障元件名称、故障现象以及两者的组合查询；诊断信息的添加可通过文本文件批量导入，也可采用输入窗体逐条输入，并可对知识库中已有的数据进行编辑；对于查询到的诊断知识可直接进行打印。其主界面和数据修改界面见图 1-23 和图 1-24。

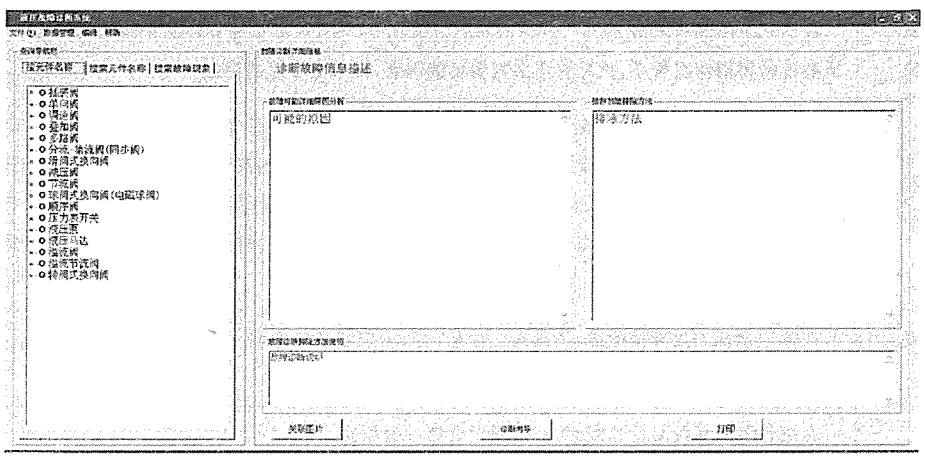


图 1-23　液压故障诊断查询系统主界面

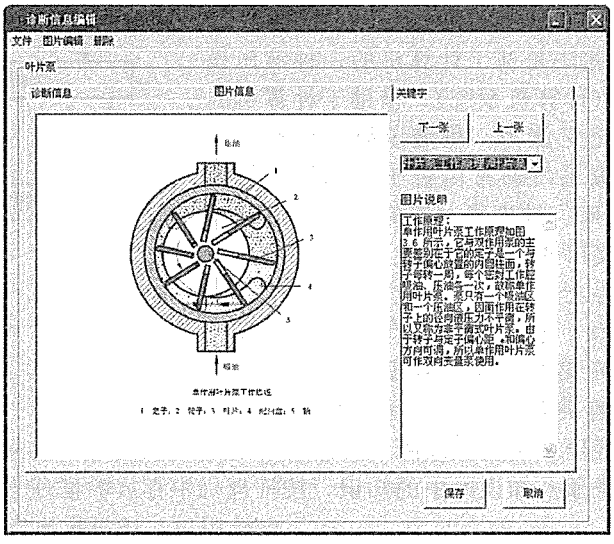


图 1-24　数据修改界面

1.7.3　液压系统故障排除一般注意事项

液压系统故障排除一般注意事项见表 1-8。

表 1-8　液压系统故障排除一般注意事项

项目	说　明
全面正确了解液压系统	为了准确、快速地进行故障诊断和排除，一般应首先通过观察和询问现场工作人员全面了解液压系统及主机的构成、功能、主要技术参数（如液压泵和液压马达的转速、转矩、压力、流量）、电源情况、正确的动作循环及状态等，并清楚地了解每个液压元件特别是电液伺服阀、比例阀、数字阀的结构、工作特性和技术参数。特别要询问故障现象。应索取并结合故障现象认真研究液压系统原理图和有关技术文件。并对上述工作做好记录和标记，以备参考。倾听液压系统启动、工作、制动和停车过程中系统的声音，管内的流动声音或感觉管子的温热，往往可以查明流动情况。务必不能在上述工作不够充分、毫无分析和把握的情况下，随意拆卸或打开某个元件。实践表明，全面正确地了解液压系统是故障诊断成功的重要基础
充分注意系统污染	液压系统出现故障的 80％与液压油液的污染有关，故在故障诊断和排除中应首先从检查和分析液压油液的污染情况着手，然后再考虑其他可能因素，并采取相应的措施
容易忽视的细节	在液压系统故障诊断中，容易忽视的细节有：系统中的每个元件必须与系统适应并形成系统的一个整体部分，例如泵进口装一个规格（尺寸）不正确的过滤器可能引起气蚀使泵损坏；所有管子必须有适当的口径，并且不能有扁管，口径不够或扁管造成管路本身压降；某些元件必须装在相对于其他元件或管路的指定位置，例如柱塞泵壳体必须保持充满油液，以提供润滑；足够的测压点可提供工作和故障信号，便于故障诊断等
重新启动的步骤	在液压系统的故障排除后，不能操之过急，盲目启动，必须遵照一定的要求和程序启动。以免旧的故障排除了，新的故障相继产生。重新启动的程序框图见图 1-25
安全	在进行液压系统故障诊断时，应遵循安全第一的原则

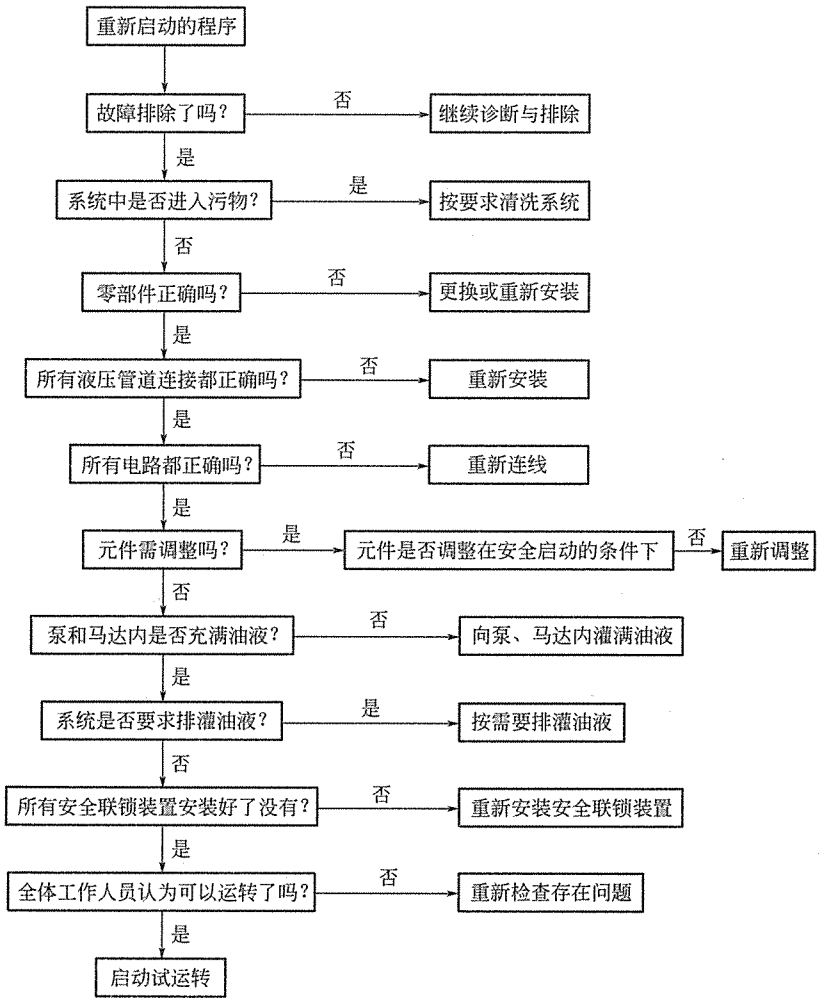


图 1-25　故障排除后重新启动液压系统的程序框图

1.8　液压系统故障现场快速诊断仪器简介

表征液压系统工作状态的参数主要有压力、流量、温度、振动、噪声、转矩和转速等，然而包含系统状态信息最多的是压力和流量两个液压参数。液压系统现场快速诊断仪器主要是基于液压参数进行检测而对故障进行诊断的。液压系统现场快速诊断仪器主要有通用诊断仪器、专用诊断仪器和综合诊断仪器三类。

1.8.1　通用诊断仪器

机械式压力表和容积式椭圆齿轮流量计是液压系统故障诊断最常用的仪表。特别是机械式压力表（弹簧管压力表）的应用更为广泛，原因和特点为压力参数携带着最多的系统状态信息，表达着最明显的故障特征；压力表接入系统方便，显示直观，计量准确；仪表本身价廉，故障率低。所以，大多数液压系统在一些表征系统运行状态的关键点就事先接入压力表，既作为系统运行状态的监控，又作为发生故障的直接显示。

1.8.2　专用诊断仪器

专用诊断仪器中的压力诊断仪器大多是基于压力传感器技术发展的压力诊断仪器。例如

浙江大学研发的流体压力波形采集仪，可由维修人员携带到现场进行测试、记录、显示系统压力数值和波形，以便系统故障分析诊断，具有体积小、重量轻、易携带的特点，电池供电，可连续工作几个小时以上，测量精度和频响高。

专用诊断仪器中的流量诊断仪器是基于超声波原理发展的超声波流量计，可方便地用于液压系统的现场故障诊断。按传感器与被测介质是否接触分为插入式和非插入式。插入式需事先在被测点的管道上开孔，测试时把传感器接入。非插入式则不需事先在被测管道开孔，传感器夹持在被测点管道外壁上，便于现场测试，可实现不断流接入，在线检测，但价格较高。国内有泰隆尔测控工程（武汉）公司的 MTPCL 系列流量计等；国外有德国 KROHNE 公司 UF 系列流量计和美国 Controltron 公司的 DDF 系列流量计等。

1.8.3 综合诊断仪器

综合诊断仪器是将多种检测功能集于一体的诊断仪器，更方便现场故障诊断的多参数检测，所以又称液压万用表。就检测功能而言有 6 种组合方式：压力和流量组合；压力、流量和温度组合；压力、流量和转速组合；压力、流量和功率组合；压力、流量、温度和功率组合；压力、流量、温度和转速组合。国内已有多种综合液压测试仪可供，例如工程兵学院的 CYJ 液压系统检测仪，其检测功能是压力、流量和转速组合；国外综合液压测试仪较多，例如德国 Hydrotechnik 公司的 8050 液压万用表，便可用于液压系统压力和流量以及温度、转速、转矩、位移、速度、电流、功率的现场测量，适合工程师现场调试及测试用，也适合中型试验台使用。

1.9 液压系统共性故障及其诊断排除方法

液压系统常见的故障类型有执行元件动作失常、系统压力失常、系统流量失常、振动与噪声大、系统过热等，造成这些故障的可能原因及其排除方法要点采用上述逻辑分析法中的列表法简介如下。

1.9.1 液压执行元件动作失常故障诊断

液压缸、液压马达和摆动液压马达在带动其工作机构工作中动作失常是液压系统最容易直接观察到的故障［如系统正常工作中，执行元件突然动作变慢（快）、爬行或不动作等］，其诊断排除方法见表 1-9。

表 1-9 液压执行元件动作失常故障诊断排除方法

故障现象	产生原因	排除方法
无动作	系统无压力或流量	按表 1-10 和表 1-11
	执行元件磨损	大修或更换
	限位或顺序装置调整不当或不工作	
	电液控制阀不工作	
	电液伺服、比例阀的放大器无指令信号	修复指令装置或连线
	电液伺服、比例阀的放大器不工作或调整不当	调整、修复或更换
动作过慢	流量不足	按表 1-11
	液压介质黏度过高	检查油温和介质黏度，需要时换油
	执行元件磨损	大修或更换
	液压阀控制压力不当	按表 1-10
	主机导轨缺乏润滑	润滑
	伺服阀卡阻	清洗并调整或更换伺服阀；检查系统油液和过滤器状态
	电液伺服、比例阀的放大器失灵或调整不当	调整、修复或更换

续表

故障现象	产 生 原 因	排 除 方 法
动作过快	流量过大	按表 1-11
	超越负载作用	平衡或布置其他约束
	反馈传感器失灵	大修或更换
	电液伺服、比例阀的放大器失灵或调整不当	调整、修复或更换
动作不规则	压力不规则	按表 1-10
	液压介质混有空气	按表 1-10
	主机导轨缺乏润滑	润滑
	执行元件磨损	大修或更换
	指令信号不规则	修复指令板或连线
	反馈传感器失灵	大修或更换
	电液控制阀的放大器失灵或调整不当	调整、修复或更换
不换向	换向阀故障	见第 6 章
	系统无压力或流量	按表 1-10 和表 1-11
锁紧不可靠	液压缸缸筒与活塞的密封圈损坏	更换密封圈
	利用三位换向阀中位锁紧，但滑阀磨损间隙大，泄漏大	更换
	利用液控单向阀锁紧，但三位换向阀中位机能不能使液控单向阀控制油路卸压致使锥阀不能关闭；锥阀密封带接触不良	更换中位机能可使液控单向阀控制油路卸压的三位换向阀或配研修复锥阀
	液压马达的液压缸制动器弹簧失效或折断	检修更换
顺序动作不正常	顺序阀或压力继电器的调压值太接近先动作执行元件的工作压力；与溢流阀的调压值也相差不大	将顺序阀或压力继电器的调压值调为大于先动作执行元件工作压力 0.5～1.0MPa；将顺序阀或压力继电器的调压值调为小于溢流阀调整压力约 0.5～1.0MPa

1.9.2 液压系统压力失常故障诊断

液压系统压力失常故障及其诊断排除方法见表 1-10。

表 1-10 液压系统压力失常故障及其诊断排除方法

故障现象	产 生 原 因	排 除 方 法
无压力	无流量	按表 1-11
压力过低	存在溢流通路	
	减压阀调压值不当	重新调整到正确压力
	减压阀损坏	维修或更换
	液压泵或执行元件损坏	
压力过高	系统中的压力阀（溢流阀、卸荷阀与减压阀或背压阀）调压不当	重新调整到正确压力
	变量液压泵或马达的变量机构失灵	维修或更换
	压力阀磨损或失效	

续表

故障现象	产 生 原 因	排 除 方 法
压力不规则	油液中混有空气	找出故障部位，清洗或研修，使阀芯在阀体内运动灵活自如
	溢流阀磨损	维修或更换
	油液污染	更换堵塞的过滤器滤芯，给系统换油
	蓄能器充气丧失或蓄能器失效	检查充气阀的密封状态；充气到正确压力；蓄能器失效则大修
	液压泵、执行元件及液压阀磨损	检修液压泵、液压缸、液压阀内部易损件磨损情况和系统各连接处的密封性

1.9.3 液压系统流量失常故障诊断

液压系统流量失常故障及其诊断排除方法见表 1-11。

表 1-11 液压系统流量失常故障及其诊断排除方法

故障现象	产 生 原 因	排 除 方 法
无流量	电动机不工作	大修或更换
	液压泵转向错误	检查电动机接线，改变旋转方向
	联轴器打滑	更换或找正
	油箱液位过低	注油到规定高度
	方向控制设定位置错误	检查手动位置；检查电磁控制电路；修复或更换控制泵
	全部流量都溢流(串流)	调整溢流阀
	液压泵磨损	维修或更换
	液压泵装配错误	
流量不足	液压泵转速过低	在一定压力下把转速调整到需要值
	流量设定过低	重新调整
	溢流阀、卸荷阀调压值过低	
	流量被旁通回油箱	拆修或更换；检查手动位置；检查电磁控制电路；修复或更换控制泵
	油液黏度不当	检查油温或更换黏度适合的油液
	液压泵吸油不良	加大吸油管径，增加吸油过滤器的通流能力，清洗过滤器滤网，检查是否有空气进入
	液压泵变量机构失灵	拆修或更换
	系统外泄漏过大	旋紧漏油的管接头
	泵、缸、阀内部零件及密封件磨损，内泄漏过大	拆修或更换
流量过大	流量设定值过大	重新调整
	变量机构失灵	拆修或更换
	电动机转速过高	更换转速正确的电动机
	更换的泵规格错误	更换规格正确的液压泵
流量脉动过大	液压泵固有脉动过大	更换液压泵，或在泵出口增设吸收脉动的蓄能器或亥姆霍兹消声器
	原动机转速波动	检查供电电源状况，若电压波动过大，待正常后工作或采取稳压措施；检查内燃机运行状态，使其正常

1.9.4 液压系统异常振动和噪声故障诊断

液压系统异常振动和噪声故障及其诊断排除方法见表 1-12。

表 1-12 液压系统异常振动和噪声故障及其诊断排除方法

故障部位	产生原因	排除方法
液压泵	内部零件卡阻或损坏	修复或更换
	轴径油封损坏	清洗、更换
	进油口密封圈损坏	
液压马达	制造精度不高	换新
	个别零件损坏	检修更换
	联轴器松动或同轴度差	重新安装
	管接头松动漏气	重新拧紧使其紧密
溢流阀	阻尼孔被堵死	清洗
	阀座损坏	修复
	弹簧疲劳或损坏，阀芯移动不灵活	更换弹簧，清洗、去毛刺
	远程调压管路过长，产生啸叫声	在满足使用要求的情况下，尽量缩短该管路长度
电液阀	电磁铁失灵	检修
	控制压力不稳定	选用合适的控制油路
液压管路	液压脉动	在液压泵出口增设蓄能器或消声器及滤波器
	管长及元件安装位置匹配不合理	合理确定管长及元件安装位置
	吸油过滤器阻塞	清洗或更换
	吸油管路漏气	改善密封性
	油温过高或过低	检查温控组件工作状况
	管夹松动	紧固
液压油	液位低	按规定补足
	油液污染	净化或更换
机械部分	液压泵与原动机的联轴器不同心或松动	重新调整、紧固螺钉
	原动机底座、液压泵支架、固定螺钉松动	紧固螺钉
	机械传动零件（传动带、齿轮、齿条、轴承、杆系）及电动机故障	检修或更换

1.9.5 液压系统过热故障诊断

液压系统过热故障及其诊断排除方法见表 1-13。

表 1-13 液压系统过热故障及其诊断排除方法

故障部位	产生原因	排除方法
液压泵	气蚀	清洗过滤器滤芯和进油管路；改正液压泵转速；维修或更换补油泵
	油中混有空气	给系统放气；旋紧漏气的接头
	溢流阀或卸荷阀调压值过高	调至正确压力
	过载	找正并检查密封和轴承的状态；布置并纠正机械约束，检查工作负载是否超过回路设计
	泵磨损或损坏	维修或更换
	油液黏度不当	检查油温或更换液压油液
	冷却器失灵	维修或更换
	油液污染	清洗过滤器或换油

续表

故障部位	产生原因	排 除 方 法
液压马达	溢流阀或卸荷阀调压值过高	调至正确压力
	过载	找正并检查密封和轴承的状态；布置并纠正机械约束，检查工作负载是否超过回路设计
	马达磨损或损坏	维修或更换
	油液黏度不当	检查油温或更换液压油液
	冷却器失灵	维修或更换
	油液污染	清洗过滤器或换油
溢流阀	设定值错误	调至正确压力
	液压阀磨损或损坏	维修或更换
	油液黏度不当	检查油温或更换液压油液
	冷却器失灵	维修或更换
	油液污染	清洗过滤器或换油
电磁阀	电源错误	更正
	油液黏度不当	检查油温或更换液压油液
	冷却器失灵	维修或更换
	油液污染	清洗过滤器或换油

1.9.6 液压系统的冲击及其控制

在液压系统中，由于某种原因引起的系统压力在瞬间骤然急剧上升，形成很高的压力峰值，此种现象称为液压冲击。液压冲击时产生的压力峰值往往比正常工作压力高出几倍（图 1-26），液压冲击常使液压元件、管道及密封装置损坏失效，引起系统振动和噪声，还会使顺序阀、压力继电器等压力控制元件产生误动作，造成人身及设备事故。所以，正确分析并采取有效措施防止或减小液压冲击，对于高精加工设备、仪器仪表等机械设备的液压系统尤为重要。液压系统的冲击及其控制见表 1-14。

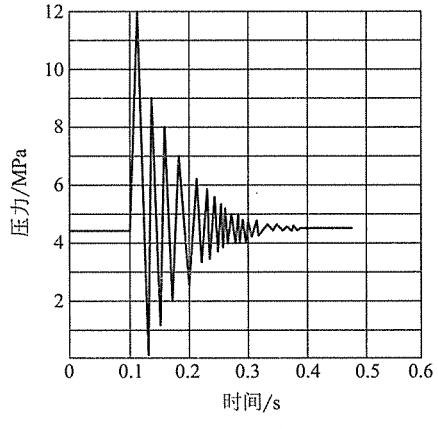


图 1-26 液压冲击波形

1.9.7 气穴现象及其防止

在液压系统中，由于绝对压力降低至油液所在温度下的空气分离压 p_g（小于一个大气压）时，使原溶入液体中的空气分离出来形成气泡的现象，称为气穴现象（或称空穴现象）。气穴现象会破坏液流的连续状态，造成流量和压力的不稳定。当带有气泡的液体进入高压区时，气穴将急速缩小或溃灭，从而在瞬间产生局部液压冲击和热量，并引起强烈的振动及噪声。过高的温度将加速工作液的氧化变质。如果这个局部液压冲击作用在金属表面上，金属壁面在反复液压冲击、高温及游离出来的空气中氧的侵蚀下将产生剥蚀（气蚀）。有时，气穴现象中分离出来的气泡还会随着液流聚集在管道的最高处或流道狭窄处而形成气塞，破坏系统的正常工作。

气穴现象多发生在压力和流速变化剧烈的液压泵吸油口和液压阀的阀口处，预防气穴及

气蚀的主要措施见表 1-15。

表 1-14　液压系统的冲击及其控制

产生原因	防止措施
液压泵带载启动产生压力超调	空载启动液压泵
工作机构快慢速换接时的惯性作用、限压式变量泵自动变量机构灵敏度不够	用行程节流阀；双泵系统使大泵提前卸荷；变量泵系统使用安全阀
执行元件制动时，换向阀关闭瞬间，因惯性引起回油路压力升高；换向阀关闭时管路中流量变化快	在回油路加安全阀，用节流阀调节换向阀移动速度，或用带阻尼器的电液动换向阀代替电磁换向阀
工作负载突然消失，引起前冲现象；冲击性负载作用	设置背压阀或缓冲装置，工作缸接超载安全阀
因油液的压缩性，当困在液压执行元件中的大量高压油突然与大气接通时产生的冲击	采用节流阀使高压油在换向时逐渐降压；采用带卸载阀芯的液控单向阀泄压
背压阀调压值过低，溢流阀存在故障使系统压力突然升高	提高背压阀压力；排除溢流阀故障
系统中有大量空气	排除空气

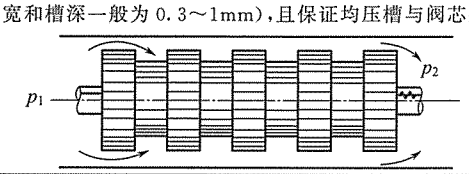
表 1-15　预防气穴及气蚀的主要措施

序号	说明
1	减小孔口或缝隙前后压力差，使孔口或缝隙前后压力差之比 $p_1/p_2<3.5$
2	合理确定液压泵吸油方式。限制液压泵吸油口至油箱油面的安装高度(一般吸油高度≤500mm)或限制液压泵的自吸真空度(一般自吸真空度≤0.03MPa)，尽量减少吸油管道中的压力损失，必要时将液压泵浸入油箱的油液中或采用倒灌吸油(泵置于油箱下方)，以改善吸油条件
3	按说明书规定选择泵的驱动电动机转速
4	适当加大吸油管径，缩短长度，降低流速等，提高各元件接合处管道和接头的密封性，防止空气侵入
5	进、回油管隔开一段距离(隔板)；回油管应插入液面以下(100mm)；回油路要有适当背压(约 0.5MPa)
6	油箱加足油液，防止液压泵吸空
7	对易产生气蚀的零件采用耐腐蚀性强的材料，增加零件的机械强度，并降低其表面粗糙度

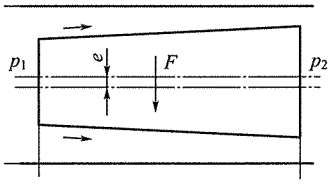
1.9.8　液压卡紧及其消除

因毛刺和污物楔入液压元件配合间隙的卡阀现象称为机械卡紧；液体流过阀芯、阀体(阀套)间的缝隙时，作用在阀芯上的径向力使阀芯卡住，称液压卡紧。轻度的液压卡紧，使液压元件内的相对移动件（如阀芯、叶片、柱塞、活塞等）运动时的摩擦增加，造成动作迟缓，甚至动作错乱的现象。严重的液压卡紧，使液压元件内的相对移动件完全卡住，不能运动，造成不能动作（如换向阀不能换向、柱塞泵柱塞不能运动而实现吸油和压油等），手柄的操作力增大等。消除液压卡紧和其他卡阀现象的措施见表 1-16。

表 1-16　消除液压卡紧和其他卡阀现象的措施

序号	说　明
1	提高阀芯与阀体孔的加工精度，提高其形状和位置精度。目前液压件生产厂家对阀芯和阀体孔的形状精度，如圆度和圆柱度控制在 0.03mm 以内，达到此精度一般不会出现液压卡紧现象
2	在阀芯表面开均压槽(槽宽和槽深一般为 0.3～1mm)，且保证均压槽与阀芯外圆同心 

续表

序号	说　明
3	采用锥形台肩，台肩小端朝着高压区(顺锥)，利于阀芯在阀孔内径向对中 
4	有条件者使阀芯或阀体孔做轴向或圆周方向的高频小振幅(50～200Hz、幅值不超过20%的正弦或其他波形的电流)振动(此法多用于电液伺服阀和电液比例阀中)
5	仔细清除阀芯台肩及阀孔沉割槽尖边上的毛刺，防止磕碰而弄伤阀芯外圆和阀体内孔
6	提高油液的清洁度

1.9.9　开环控制系统和闭环控制系统常见故障诊断

液压控制系统有开环控制和闭环控制之分。当液压控制系统出现故障后，为了迅速准确判断和查出故障器件，机械、液压和电气工作者必须良好配合。为了对系统进行正确的分析，除了要熟悉每个器件的技术特性外，还必须具有分析相关工作循环图、液压原理图和电气接线图的能力。开环和闭环液压控制系统，如果出现故障，可以分别参考表1-17、表1-18进行诊断和排除。

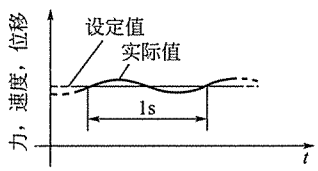
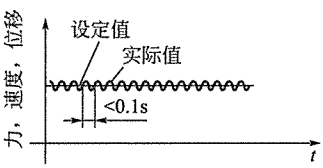
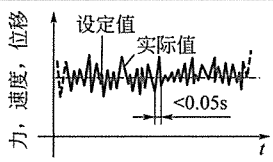
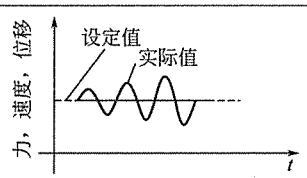
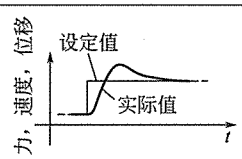
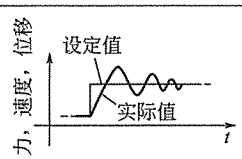
表1-17　开环液压控制系统的故障诊断

故障现象	故障原因	
	机械/液压部分	电气/电子部分
轴向运动不稳定，压力或流量波动	液压泵故障；管道中有空气；液体清洁度不合格；两级阀先导控制油压不足；液压缸密封摩擦力过大引起忽停忽动；液压马达速度低于最低许用速度	电功率不足；信号接地屏蔽不良，产生电干扰；电磁铁通断电引起电或电磁干扰
执行机构动作超限	软管弹性过大；遥控单向阀不能及时关闭；执行器内空气未排尽；执行器内部泄漏	偏流设定值太高；斜坡时间太长；限位开关超限；电气切换时间太长
停顿或不可控制的轴向运动	液压泵故障；控制阀卡阻(由于污脏)；手动阀及调整装置不在正确位置	接线错误；控制回路开路；信号装置整定不当或损坏；断电或无输入信号；传感器机构校准不良
执行机构运行太慢	液压泵内部泄漏；流量控制阀整定值太低	输入信号不正确，增益值调整不正确
输出的力和力矩不够	供油及回油管道阻力过大；控制阀设定压力太低；控制阀两端压降过大；泵和阀由于磨损而内部泄漏	输入信号不正确，增益值调整不正确
工作时系统内有撞击	阀切换时间太短；节流口或阻尼损坏；蓄能系统前未加节流；机构重量或驱动力过大	斜坡时间太短
工作温度太高	管道截面不够；连续的大量溢流消耗；压力设定值过高；冷却系统不工作；工作中断或间歇期间无压力卸荷	
噪声过大	过滤器堵塞；液压油起泡沫；液压泵组安装松动；吸油管阻力过大；控制阀振动；阀电磁铁腔内有空气	高频脉冲调整不正确
控制信号输入系统后执行器不动作	系统油压不正常；液压泵、溢流阀和执行器有卡锁现象	放大器的输入、输出电信号不正常，电液阀的电信号有输入和有变化时，液压输出也正常，可判定电液阀不正常。阀故障一般应由生产厂家处理
控制信号输入系统后执行器向某一方向运动到底		传感器未接入系统；传感器的输出信号与放大器误接

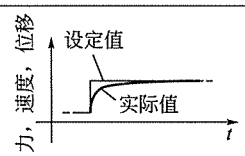
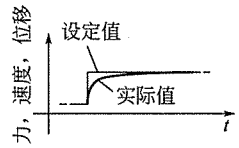
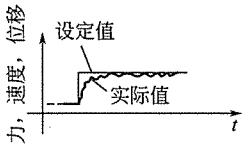
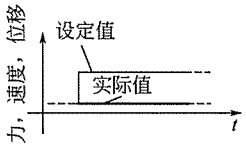
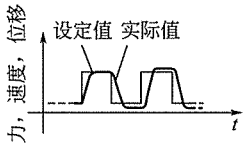
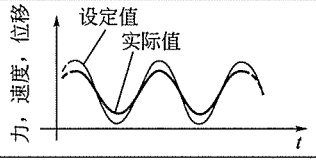
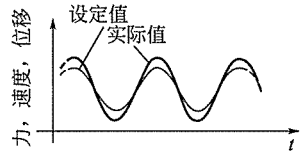
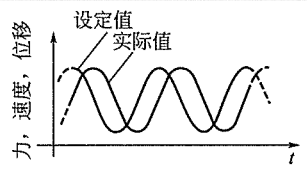
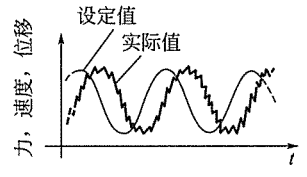
续表

故障现象	故障原因	
	机械/液压部分	电气/电子部分
执行器零位不准确	阀调零不正常	阀的调零偏置信号调节不当；阀的颤振信号调节不当
执行器出现振荡	系统油压太高	放大器的放大倍数调得过高；传感器的输出信号不正常
执行器跟不上输入信号的变化	系统油压太低执行元件和运动机构之间游隙太大	放大器的放大倍数调得过低
执行机构出现爬行现象	油路中气体没有排尽；运动部件的摩擦力过大；液压源压力不够	

表 1-18　闭环液压控制系统的故障诊断

故障现象		故障原因	
		机械/液压部分	电气/电子部分
1. 静态工况			
低频振荡		液压功率不足；先导控制压力不足；阀磨损或脏污	比例增益设定值太低；积分增益设定值太低；采样时间太长
高频振荡		液体起泡沫；阀磨损或脏污；阀两端压降太大；阀电磁铁腔内有空气	比例增益设定值太高；电干扰
短时间内出现一个或两个方向的高峰（随机性的）		机械连接不牢固；阀电磁铁腔内有空气；阀磨损或脏污	偏流不正确；电磁干扰
自激放大振荡		液压软管弹性过大；机械非刚性连接；阀两端压降过大；液压阀增益过大	比例增益值太高；积分增益值太高
2. 动态工况：阶跃响应			
一个方向的超调		阀两端压降过大	微分增益值太低；插入了斜坡时间
两个方向的超调		机械连接不牢固；软管弹性过大；控制阀安装得离驱动机构太远	比例增益设定值太高；积分增益设定值太低

续表

故障现象		故障原因	
		机械/液压部分	电气/电子部分
2. 动态工况：阶跃响应			
逼近设定值的时间长		控制阀压力灵敏度过低	比例增益设定值太低；偏流不正确
驱动达不到设定值		压力或流量不足	积分增益设定值太高；增益及偏流不正确；比例及微分增益设定值太低
不稳定控制		反馈传感器接线时断时续；软管弹性过大；阀电磁铁腔内有空气	比例增益设定值太高；积分增益设定值太低；电噪声
抑制控制		反馈传感器机械方面未校准；液压功率不足	电功率不足；没有输入信号或反馈信号；接线错误
重复精度低及滞后时间长		反馈传感器接线时断时续	比例增益设定值太高；积分增益设定值太低
3. 动态工况：频率响应			
幅值降低		压力及流量不足	增益值设定太低
波形放大		软管弹性过大；控制阀离驱动机构太远	增益值调整不正确
时间滞后		压力和流量不足	插入了斜坡时间；微分增益设定值太低
振动型的控制		阀电磁铁腔内有空气	比例增益设定值太高；电干扰；微分增益设定值太高

1.10 典型案例

1.10.1 早期故障案例——液压发电机组空载噪声大

图 1-27 所示为进口的液压发电机组系统原理图，系统的油源为带流量传感器和开关阀的变量泵 2，执行元件为驱动发电机工作的定量液压马达 3。液压泵和马达之间用软管连接。变量泵的转速可自动控制，从而根据发电机的负载大小自动调节泵的斜盘角度，以实现流量的连续自动控制。当发电机空载时，泵的斜盘角度处于 0°，泵产生的流量仅用于自润滑及自冲洗，因而泵的发动机卸载工作。当泵中的电磁阀通电开启后，泵的压力油进入液压马达，发电机在设定的速度下按要求运转。冷却器 4 保护系统以免过热，回油过滤器 5 用于保持系统清洁。

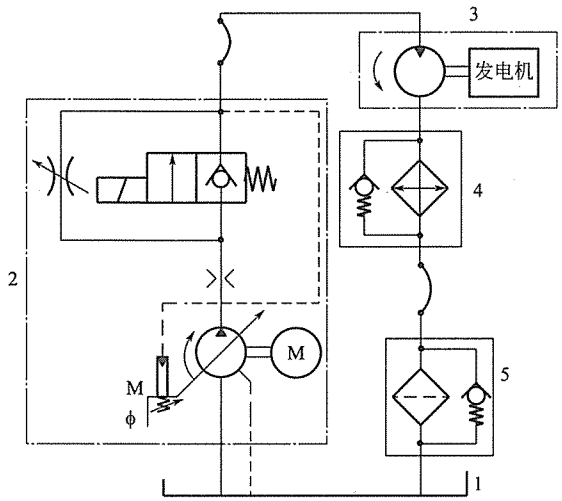


图 1-27 液压发电机系统原理图

1—油箱；2—变量泵；3—定量马达；4—冷却器；5—回油过滤器

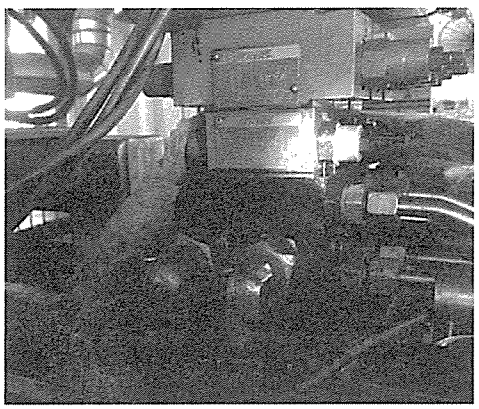


图 1-28 叠加式液压阀组

上述新机系统在现场调试时，出现空载噪声大（有啸叫声）（大约在 90dB），发电机带载后噪声明显降低的现象。在进行压力和流量调节时噪声没有变化，改变发动机转速噪声也没有变化，但是发电机工作一切正常。有待寻求故障原因及对策。

1.10.2 中期故障案例——铜板生产线叠加式液压阀组严重泄漏

某铜板生产线若干台叠加式液压阀组架设在机架之上（图 1-28），系统油压是 12MPa，油温是 60℃，每天的工作时间大约是 11h，因泄漏严重影响了制品质量和设备的运转，更换新阀后故障依旧，有待寻求故障原因及对策。

第2章 液压油液的使用维护与管理

2.1 液压油液的功用和性质

液压工作介质是液压系统的“血液”，其主要功用是传递能量和工作信号，对元件进行润滑、防锈，冲洗系统污染物质及带走热量，提供和传递元件和系统失效的诊断信息等。油液性能和质量的优劣对液压系统运转的可靠性、准确性和灵活性有着重大影响。

(1) 密度 ρ

单位体积液体的质量称为密度，即

$$\rho=\frac{M}{V} \tag{2-1}$$

式中，M 为液体的质量，kg；V 为液体体积，m^3。

液体的密度会随着温度的增加而略有减小，随着压力的增加略有增大，从工程使用角度可认为液压工作液体不受温度和压力变化的影响。常温下矿物油型液压油的密度一般为 860～920kg/m^3。

(2) 可压缩性

液体受压力作用而使自身体积减小的性质称为液体的可压缩性。可压缩性用体积压缩系数（单位压力变化下引起的体积相对变化量）k，或其倒数即体积弹性模量 K（液体产生单位体积相对量所需要的压力增量）表示：

$$k=-\frac{1}{\Delta p}\times\frac{\Delta V}{V} \tag{2-2}$$

$$K=\frac{1}{k} \tag{2-3}$$

式中，Δp 为压力的增量，MPa；V 为液体体积，m^3；ΔV 为体积的减小量，m^3。

式(2-2) 中的负号表示压力增加时液体体积减小，以使 k 为正值。k 值越大（即 K 值越小），则液体的可压缩性越大。在常温下，矿物液压油液的体积弹性模量为 $K=(1.2\sim2.0)\times10^3$MPa，数值较大，故对于一般液压系统，可认为液体是不可压缩的。但若在液体中混入空气，其抗压缩能力会显著下降，从而影响液压系统的工作性能。因此，在考虑液体的可压缩性时（如高压系统和动态特性要求高的系统），除了要考虑工作介质本身的可压缩性外，还要考虑混入液体中空气的可压缩性以及盛放液体的封闭容器（含管道）的容积变形等因素的影响。

(3) 黏性

液体在外力作用下流动时，液体分子间内聚力会阻碍分子相对运动而产生一种内摩擦力的特性称为液体的黏性。黏性只有在液体流动时才显现出来。

液体的黏性大小用黏度表示，黏度越大，液体层间的内摩擦力就大，油液就稠，流动性越差；反之，黏度越小，油液越稀。在动力黏度、运动黏度和相对黏度中，常用的黏度是运动黏度 ν，其法定计量单位是 m^2/s（米^2/秒）。它与工程上沿用的 St（斯）(=cm^2/s) 或 cSt（厘斯）(=mm^2/s) 的换算关系为：$1m^2/s=10^4$ St$=10^6$ cSt。液压油液的牌号常用某一温度

下的运动黏度的平均值来标志。例如 L-HL 32 液压油就是指这种液压油在 40℃时的运动黏度的平均值为 32cSt。油液黏度可用专门的仪器（例如恩氏黏度计或运动黏度自动测定仪等）进行测定。

通常，压力不高（一般低于 10MPa）时，压力对黏度的影响很小，而高压时液体黏度会随压力增大而增大，但增大数值很小，可忽略不计。油液黏度对温度变化极为敏感，温度升高，黏度显著降低，液体的流动性增高。液体黏度随温度变化的性质称为黏温特性。黏温特性随工作介质的不同而异，黏温特性好的工作介质，其黏度随温度变化较小，因而对液压系统的性能影响较小。

(4) 其他性质

液压油液还有诸如抗燃性、抗氧化性、抗凝性、抗泡沫性、抗乳化性、防锈性、润滑性、导热性、稳定性等一些物理化学性质，都对液压系统工作性能有重要影响。这些特质，需要在精炼的矿物油中加入各种添加剂来获得，其含义较为明显，其指标可查阅相关手册。

2.2 对液压油液的一般要求

不同的工作机械设备和系统，对油液的要求不同，其一般要求见表 2-1。

表 2-1 液压系统对工作油液的一般性能要求

性能要求	说 明
合适的黏度，黏温特性好	黏度确定的主要依据是液压系统中工作条件最为恶劣的液压泵等的类型、工作压力、使用温度及环境温度等。若油液的黏度太大，液压泵的吸油状况恶化，容易产生气穴和气蚀现象，使泵运转困难，系统的压力损失大，效率降低；若黏度太小，则系统泄漏太多，容积损失增加，系统效率降低，并使系统的刚性变差。为了使液压系统能够正常和稳定地工作，要求工作介质的黏度随温度的变化要小，即黏温特性好
润滑性与抗磨性良好	油液对液压系统中的各运动部件起润滑作用，以降低摩擦和减少磨损，保证系统能够长时间正常工作。特别是液压系统和元件向高压、高速、高性能化方向发展中，许多摩擦部件处于边界润滑状态，所以，要求液压油液具有良好的润滑性和抗磨性
防锈性和耐腐蚀性好	液压系统中许多金属零件长期与油液接触，其表面在溶解于介质中的水分和空气的作用下会发生锈蚀，使精度和表面质量受到破坏。锈蚀颗粒在系统中循环，还会引起元件加速磨损和系统故障。同时，也不允许介质自身对金属零件有腐蚀作用，或会缓慢分解产生酸等腐蚀性物质。所以，要求液压油液具有良好的防锈性和耐腐蚀性
对密封材料及产品和生产作业环境的相容性好	油液必须同元件上的密封材料相容，不得引起溶胀、软化或硬化等尺寸及机械性能变化，否则，密封会失效，产生泄漏，使系统压力下降，工作不正常；同时，油液必须与液压机械设备所生产的产品和机械的生产作业环境相容，液压系统的泄漏不应对产品造成污染和损坏，泄漏后不会对环境造成污染
抗氧化性好	油液与空气接触会产生氧化变质，高温、高压和某些物质（如铜、锌、铝等）会加速氧化过程。氧化后介质的酸值增加，腐蚀性增强，而且氧化生成的黏稠物会堵塞元件的小孔、缝隙，影响系统的正常工作，故要求油液具有良好的抗氧化性
剪切安定性好	油液在经过泵、阀和微孔元器件时，要经受剧烈的剪切。这种机械作用会使介质产生两种形式的黏度变化：即在高剪切速度下的暂时性黏度损失和聚合型增黏剂分子破坏后造成的永久性黏度下降。在高速、高压时这种情况尤为严重。黏度降低到一定程度后就不能够继续使用，故要求油液的剪切安定性好
抗乳化性好	水可能从不同途径混入油液。含水的液压油工作时受剧烈搅动极易乳化，乳化使油液劣化变质和生成沉淀物，妨碍冷却器的导热，阻滞管道和阀门，降低润滑性及腐蚀金属，故要求油液具有良好的抗乳化性

续表

性能要求	说　明
抗泡性好	混入和溶于油液的空气，常以气泡（直径大于 1.0mm）和雾沫空气（直径小于 0.5mm）两种形式析出，即起泡。起泡的介质使系统的压力降低，润滑条件恶化，动作刚性下降，并引起系统产生异常噪声、振动和气蚀。此外，空气泡和雾沫空气的表面积大，同介质接触使氧化加速，故要求油液具有良好的消泡和抗泡性
清净度高，可滤性好	油液中的机械杂质会堵塞液压元件通路，引起系统故障。机械杂质又会使液压元件加速磨损，影响设备正常工作，加大生产成本，各种液压油液都应符合相应清净度的要求。油液中的杂质经过一定精度滤网时，容易被滤掉，即要求具有良好的可滤性。油液有良好的可滤性才能保证高的清洁度
其他要求	在工作压力下，具有充分的不可压缩性，具有良好化学稳定性、低温流动性、抗燃性，以及无毒性、无臭味，热导率和比热容要大

2.3 液压油液的命名、代号含义与种类特性

按照 GB/T 7631.2—2003 润滑剂和有关产品（L 类）的规定，液压油液的命名表示方法及代号含义如下。

产品名称一般形式：类 - 品种 数字

代号含义：

L- HL 32
- 32：牌号：按照GB/T 3141-1994标准规定的黏度等级32（40℃时的运动黏度为32mm²/s）
- HL：品种：H—液压油（液）组；L-防锈抗氧抗磨型
- L-：类别：润滑剂类和有关产品

命名：32号防锈抗氧抗磨型液压油

简号：HL-32

简名：32号HL油　32号普通液压油

我国的液压油液品种繁多，可分为通用液压油液［包括矿物油型液压油、环境可接受液压油（含合成烃型液压油）及难燃液压液三大组］及专用液压油液两大类，其产品组成、特性和主要应用场合见表 2-2。

表 2-2　常用液压油液的组成、特性及主要应用场合

分类		名称	产品代号	黏度等级	组成、特性和适用场合
通用液压油液	矿物型液压油	精制矿物油	L-HH	15、22、32、46、68、100、150	本产品无抑制剂。适用于一般循环润滑系统、低压液压系统等
		精制矿物油	L-HL	15、22、32、46、68、100	本产品为在 L-HH 油基础上改善其防锈性和抗氧化性的液压油。适用于低压液压系统
		抗磨液压油	L-HM	15、22、32、46、68、100、150	本产品为在 L-HL 油基础上改善其抗磨性的液压油。适用于低、中、高压液压系统
		低温液压油	L-HV	15、22、32、46、68、100、150	本产品为在 L-HM 油基础上改善其黏温特性的液压油。适用于野外和在恶劣环境下工作的液压设备及低、中、高压液压系统
		高黏度指数液压油	L-HR	15、32、46	本产品为在 L-HL 油基础上改善其黏温特性的液压油。适用于数控机床液压系统和伺服系统
		液压导轨油	L-HG	32、68	本产品为在 L-HM 油基础上改善其黏滑特性的液压油。适用于液压和导轨润滑系统合用的机床，也适用于其他要求油有良好黏附性的机械润滑部位
	环境可接受液压油	天然脂肪液压油	L-HETG	32	本产品基础液为植物油（甘油酸三酯），不溶于水，适用于一般液压系统
		合成脂液压油	L-HEES	46	本产品基础液为合成脂类油，不溶于水，适用于一般液压系统

续表

分类			名称	产品代号	黏度等级	组成、特性和适用场合
通用液压油液	环境可接受液压油		聚乙二醇液压油	L-HEPG	68	本产品基础液为聚乙二醇(聚醚),不溶于水,适用于一般液压系统
			合成烃液压油	L-HEPR		聚α烯烃和相关烃类产品(碳氢化合物),不溶于水,适用于一般液压系统
	难燃液压液	乳化型	水包油型(O/W)乳化液	L-HFAE	7、10、15、22、32	本产品为水包油型高水基液,通常含水80%以上,难燃性好,价格便宜。适用于煤矿液压支架静压液压系统和其他不要求回收废液和不要求拥有良好润滑性,但要求有良好难燃性液体的其他液压系统
			油包水型(W/O)乳化液	L-HFB	22、32、46、68、100	常含油60%以上,其余为水和添加剂。适用于冶金、煤矿等行业的中压和高压及高温和易燃场合的液压系统
		水-乙二醇型	水-乙二醇液	L-HFC	15、22、32、46、68、100	本产品通常为水-乙二醇或含其他聚合物的水溶液,其难燃性好(-20～50℃)。适用于冶金、煤矿等行业的低压和中压液压系统
		合成型	磷酸酯液	L-HFDR	15、22、32、46、68、100	本产品通常为无水的各种磷酸酯作基础油加入各种添加剂而制得,难燃性好(-20～100℃)。适用于冶金、火力发电、燃气轮机等高温高压下操作的液压系统
专用液压油液	10号、12号航空液压油					10号、12号航空液压油是深度精制的轻质石油馏分油。10号加有8%～9%的T601增黏剂,0.5%的T501抗氧防胶剂,0.007%的苏丹Ⅳ染料;12号加有14%～15%的T602增黏剂,1%的T501抗氧防胶剂,0.001%的苏丹Ⅳ染料,以及防锈剂(0.05%的司苯-80和0.6%的磷酸二甲酚)。具有良好的黏温特性,凝点低,低温性能和氧化安定性好,不易生成酸性物质和胶膜,油液高度清洁,应用于飞机的液压系统和起落架、减振器、减摆器等,也应用于大型舰船的武器和通信设备,如雷达、导弹发射架和火炮的液压系统等。寒区作业的工程机械,有的规定冬季使用航空液压油,如日本的加藤挖掘机等;12号航空液压油主要在新机种及飞机制造工厂中使用
	合成锭子油					合成锭子油是由含烯烃的轻质石油馏分,经三氯化铝催化叠合等工艺制得的合成润滑油,再经白土精制并加添加剂调和而成。此品种低温性能好,相对密度大,黏度范围宽,质量稳定,安定性好,长期储存不易变质,适用于低温系统和普通液压油不能胜任的系统
	炮用液压油					炮用液压油由原油经常压蒸馏、尿素脱蜡、白土精制所得的润滑油馏分作基础油,添加增黏剂、防锈剂、抗氧剂调和制成,呈浅黄色透明液体,具有良好的抗氧、防锈及黏温性能,凝点很低,可南北四季适用。用作各种炮液压系统工作介质
	汽车制动液					汽车制动液应用于汽车液压制动系统。合成汽车制动液是由各种类型制动液基础液(合成液,如醇醚类、季戊四醇类、烷氧基硅醚类、双酯类、硅酮类)加抗氧化、抗腐蚀、抗磨损和防锈等添加剂制成。汽车制动液品种很多,性能各异。现有汽车制动液的产品标准有GB 12981—2012(HZY2、HZY3、HZY4合成制动液)。汽车液压制动系统专用的油液具有特殊要求,属于人身安全类用品,执行强制性国家标准GB 10830—1998《机动车制动液使用技术条件》

注:1. 矿物油型、环境可接受液压油(含合成烃型液压油)及难燃液压液的产品组成、特性和主要应用场合摘自GB 11118.1—2011和GB/T 7631.2—2003。

2. 环境可接受液压油属于环保型液压油,每个品种的基础液最小含量应不少于70%。

3. 为了改善液压油液的物理或化学性能,往往在油液中加入各种添加剂。

此外,需要说明:在难燃液压液中,脂肪酸酯(HFD-U)难燃液压液是一种可替代磷酸酯液的产品,它能够有效地解决磷酸酯液在某些应用方面的限制。脂肪酸酯以高质量的合成有机酯(90%)为基础液,并辅以经过仔细挑选的添加剂(10%)而化学合成,其本身不含水、矿物油及磷酸酯,专门适用于系统压力高、工作环境温度高、有着火隐患的液压系统,以及对环保要求有着较高标准的企业。按黏度可分为VG46及VG68,它们能满足各种液压系统的工况要求。脂肪酸脂具有一系列特点:抗燃(火灾危害性小,具有良好的自熄能力,能有效地抑制火势的蔓延);环保(独特的化学结构使其具有良好的生物降解能力,对水生物无害);无毒(无毒、无刺激,不含磷酸酯、氯化烃、硝酸盐、芳香剂或重金属等有

害物质）；相容（与其他配件的相容性很好，可延长配件寿命）；通用（在为矿物油及水-乙二醇液设计的液压系统中均可使用）。脂肪酸酯液压液使用寿命很长，其液体稳定，无需特殊日常维护，极少需要换液。安全使用寿命可达 20000h（40～50℃，NAS 9 级），远高于水乙-二醇液，可达到矿物油的水平。此外，其润滑性能很好，能提供与抗磨液压油同等的卓越润滑性，各项试验数据说明能有效地减少泵的磨损，延长其寿命，同时节省电力消耗。

2.4 液压油液选用要点

正确选用液压油液，对液压系统适应各种工作环境条件和工作状况的能力、延长系统和元件的寿命、提高主机设备的可靠性、防止事故发生等方面都有重要意义。液压油液选用原则见表 2-3。

表 2-3 液压油液选用原则

选用原则	考 虑 因 素
液压系统的环境条件	室内、露天、水上、地下；热带、寒区、严寒区；固定式、移动式；高温热源、火源、旺火等
液压系统的工作条件	使用压力范围（润滑性、承载能力）；使用温度范围（黏度、黏温特性、热氧化安定性、低温流动性）；液压泵类型（抗磨性、耐腐蚀性）；水、空气进入状况（水解安定性、抗乳化性、抗泡性、空气释放性）；转速（气蚀、对轴承面浸润力）
工作液体的质量	物理化学指标；对金属和密封件的适应性；防锈、防腐蚀能力；抗氧化安定性；剪切安定性
技术经济性	价格及使用寿命；维护保养的难易程度

2.4.1 品种的选择

目前各类液压设备使用的液压介质中，液压油达 85%，具体选用时可从以下三方面入手。

① 按工作环境和使用工况（液压系统的工作压力及温度）选择液压油液（表 2-4）。

表 2-4 根据工作环境和使用工况选择液压油液

工况 / 环境	压力 7MPa 以下 温度 50℃以下	压力 7～14MPa 温度 50℃以下	压力 7～14MPa 温度 50～80℃	压力 14MPa 以上 温度 80～100℃
室内固定液压设备	HL 或 HM	HL 或 HM	HM	HM
寒天寒区或严寒区	HV 或 HR	HV 或 HS	HV 或 HS	HV 或 HS
地下水上	HL 或 HM	HL 或 HM	HM	HM
高温热源 明火附近	HFAS HFAM	HFB HFC	HFDR	HFDR

② 按泵的结构类型选择液压油液。液压泵对抗磨性要求的高低顺序为叶片泵＞柱塞泵＞齿轮泵。对于以叶片泵为主泵的液压系统，无论压力高低，都应选用 HM 油；对于以柱塞泵为主泵的液压系统，一般应选用 HM 油，低压时可选用 HL 油。

③ 检查液压油液与材料的相容性。初选液压油液品种后，应仔细检查所选油液及其中的添加剂对液压元件构件中的所有金属材料、非金属材料、密封材料、过滤材料及涂料的相容性。如发现有与油液不相容的材料，则应改变材料或改选油液品种。例如 HM 抗磨液压油除了与青铜、天然橡胶、丁基橡胶、乙丙橡胶不相容外，与大多数材料都相容。液压油液与常用材料的相容性可从手册（参考文献［3］）查得。

2.4.2 黏度等级（牌号）的选择

黏度等级（牌号）是液压油液选用中最重要的考虑因素，因黏度过大，将增大液压系统的压力损失和发热，降低系统效率，反之，将会使泄漏增大也使系统效率下降。尽管各种液压元件产品都指定了应使用的液压油液牌号，但考虑到液压泵是整个系统中工作条件最严峻的部分，故通常可根据泵的要求（类型、额定压力和系统工作温度范围），确定液压油液黏度等级（牌号）（表 2-5），按照泵的要求选择的油液黏度，一般对液压阀和其他元件也适用（伺服阀和高性能比例阀等除外）。

表 2-5 按液压泵选用液压油液的黏度等级

液压泵类型	压 力	40℃运动黏度 ν/(mm²/s)		适用品种
		液压系统温度 5～40℃	液压系统温度 40～80℃	
齿轮泵		30～70	65～165	HL 油
叶片泵	<7MPa	30～50	40～75	HM 油
	≥7MPa	50～70	55～90	
径向柱塞泵		30～50	65～240	HL 油或 HM 油
轴向柱塞泵		40	70～150	

2.4.3 难燃液压液的选用

对于高温或明火附近及煤矿井下的液压设备，不能用矿物油，而应采用难燃液，以保证人身设备安全。一般而言，可按表 2-4 进行初选，然后再从环境条件、工作条件、使用成本及废液处理几方面进行综合分析，最终得出最佳选择。

① 液压设备的环境条件。若环境温度低（达 0℃以下），用水-乙二醇较好，磷酸酯也可用。若环境温度高，则用磷酸酯较好。对于工作环境较为恶劣的液压设备，最好选用价廉、污染小的液压介质（如一部分牌号的高水基液体），以免因管道爆裂等原因导致外漏或排放时对环境造成污染。

② 液压设备的工作条件。除了考虑液压介质与各类材料的相容性外，最主要应考虑液压泵的适应性与介质的润滑性。例如阀配流卧式柱塞泵，与所有水基难燃液均适应，但对于齿轮泵、叶片泵和轴向柱塞泵，因水基难燃液的润滑性较差，对泵的轴承寿命及摩擦副的磨损均有很大影响。从减少磨损、延长使用寿命考虑，对高压系统采用磷酸酯（其润滑性能接近矿物油）较好；对中高压及低压系统，采用油包水、水-乙二醇及高水基液体（其润滑性次于磷酸酯）为宜。通常，原有液压泵改用耐燃液压液时，应降低使用压力及转速。

③ 使用成本。主要应考虑设备改造、介质成本、维护监测及系统效率等因素。因油包水、水-乙二醇及磷酸酯的黏度较大，原有油压设备改用这些介质时，除了要更换不相容的材料及轴承外，其他变化不大。但对于高水基介质，则因黏度低，可能导致泄漏增大，原有元件应降压使用。关于介质的价格：磷酸酯价格最高，其次是水-乙二醇、油包水，高水基介质价格最低（是油包水的 1/20）。关于系统的维护与检测：油包水要求最严，其次是磷酸酯和高水基介质，相对而言，水-乙二醇要求要低些。关于系统效率，高水基介质引起黏性阻力很小，系统效率最高；其他几种介质基本接近。

④ 废液处理。难燃液污染性强烈，不经处理不能排放。水-乙二醇对水中生物危害很大，故其废液必须单独收集并进行氧化或分解处理后才能排放。磷酸酯（比水重）或油包水（比水轻）可轻易地从废液池底部或顶部分离出来进行处理。高水基液较易处理，有可能直接排放而不会造成污染。

2.5 液压油液的合理使用要点

工作介质选定之后，若使用不当，将会因液体的性质变化导致液压系统工作失常。

① 要验明油液的品种和牌号（出厂化验单与技术文件的规定进行对照应相符）。

② 使用前必须过滤（由于炼制、分装、运输及储存过程中可能的污染，新油并不清洁；新油的清洁度应比系统允许的清洁度高 1～2 级）。

③ 注液前要将液压系统彻底清洗干净。

④ 油液一般必须单独使用，不能随意混用。

⑤ 严格进行污染控制（要特别注意防止固体颗粒、水、空气及各种化学物质侵入液压系统）。

⑥ 在工作液体储存、搬运及加注过程中，以及液压系统设计、制造过程中，应采取一定的防护、过滤措施防止油液被污染，使介质的清洁度符合有关规定。液压工作介质要在干净处存放，所用器具应保持干净；最好用丝绸或化纤面料擦洗元件，以免纤维堵塞元件的细小孔道，造成故障，油箱应加盖密封，过滤器的滤芯应经常检查清洗和更换。

⑦ 要注意安全，油液要注意防火；磷酸酯液不要触及人的皮肤。

⑧ 注意工作条件的变化对其性能的影响。应参照相关标准对介质的一些主要性能参数进行定期、经常性地检测。当运行中的液压介质劣化并超出规定的技术要求（换油指标）时，应及时更换工作介质。

⑨ 加入系统的油液量应达到油箱最高油标线位置。正确的加油方法：先加到最高油标线，启动液压泵，使油供至各管路；再加油到油箱油标线，再启动液压泵，这样多次进行，直到油液保持在油标线附近为止。

⑩ 要注意高、低温环境对液压油性能的影响（表 2-6）。

表 2-6　高、低温环境对液压油性能的影响

<table>
<tr><th>高温环境</th><th>低温环境</th></tr>
<tr><td>高温使油品黏度变小，黏度过低，液压系统泄漏增大，效率下降，甚至液压系统不能正常工作</td><td rowspan="2">低温使油品黏度变大。黏度过高，液压泵自吸能力下降，系统压力损失和功率损失增大。一般认为，当黏度≥1000mm²/s 时，液压系统不能正常工作，黏度≥2000mm²/s 时，液压系统不能正常启动</td></tr>
<tr><td>高温使油品的氧化作用加剧，油品中逐渐生成一些酮类、酸类和胶质、沥青质等物质，污染油品，缩短油品使用寿命。当油品氧化到一定程度，油品失效，不能使用</td></tr>
<tr><td>高温使摩擦部位金属表面上形成的润滑膜发生化学作用分解，润滑膜遭到破坏</td><td rowspan="2">低温使油品中水分凝固，凝固水附着在液压元件的零件表面上，可能导致液压阀卡阻，过滤器堵塞，使液压系统不能正常工作</td></tr>
<tr><td>高温常常会造成钢和其他有色金属在油品中的腐蚀加剧，造成零件表面损坏，同时产生腐蚀物</td></tr>
<tr><td rowspan="2">高温更容易产生气泡，油品中的水分在高温下汽化，变成水蒸气，溶解在油品中的气体（主要是空气）因高温大量挥发产生气泡。气泡使润滑油膜破坏，使摩擦表面发生烧结或增加磨损，并加速油品的氧化变质，影响液压元件的精确度和灵敏度，严重时不能满足液压系统的使用要求</td><td>低温使液压系统里的橡胶密封材料收缩、硬化等，降低密封性能甚至导致密封失效</td></tr>
<tr><td rowspan="2">低温会使油品自身收缩，特别是封闭容腔里的液压油收缩，使压力下降甚至产生负压</td></tr>
<tr><td>高温使液压系统中橡胶密封件的性能变差，可使橡胶溶胀、变软，加速橡胶老化，甚至密封失效</td></tr>
<tr><td>高温使液压油体积膨胀，使封闭在容腔里的液压油压力上升，造成危险</td></tr>
</table>

2.6 液压油液的更换(换油)

2.6.1 一般换油方法及注意事项

液压油液在使用过程中，由于外部因素（空气、水、杂质、热、光、辐射、机械的剪切、搅动作用等）和内部因素（精制深度、化学组成、添加剂性质等）的影响，导致介质或快或慢地发生物理、化学变化，逐步地老化变质。油液变化的几种可能表现在水分增加；机械杂质增加；黏度增加或减小；闪点降低；酸值显著变化；抗乳化性变差；抗泡性变差；稳定性变差等。

为了保证液压系统工作的可靠性，要对油液的一些主要性能参数要进行定期、经常性地检测。当液压油液劣化并超出规定的技术要求（换油指标）时，必须换油。有以下三种换油方式。

① 定期换油法。根据主机工况条件、环境条件及液压系统所用油品，规定换油周期：按工作情况半年、一年或运转若干小时（例如 1000h）后换油一次。此种换油不够科学，例如油品可能变质或污染严重，但换油期未到而继续使用；也可能油品尚未变质，但换油期已到而换油造成浪费。

② 目测检验换油法。定期从运行的液压系统中抽取油样，经与新油对比或滤纸分析，检测其状态变化（如油液变黑、发臭、变成乳白色等）或感觉油已很脏，决定换油。此法因个人经验和感觉不同，而有不同判断结果，故使用中有很大局限性。

③ 定期取样化验换油法。定期测定一些项目［称为换油指标（如黏度、酸值、水分及污染度、腐蚀性）］，与规定的油液劣化指标进行比对，一旦一项或几项超过换油指标，就必须换油。换油指标因主机类型、工作条件及油品不同而异，但定期检测的项目大同小异。HL 和 HM 液压油的换油指标分别见表 2-7 和表 2-8。对于一般运行条件的液压装置，可在运转 6 个月后检验；苛刻运转条件的液压装置，应在运转 1～3 个月后进行检验。此法科学性好，可减少由于油液原因导致的系统故障，又能充分合理利用油液，减少浪费。在具备化验条件下，应尽量采用此法。

表 2-7 L-HL 液压油换油指标（NB/SH/T 0467—2010）

项　目		换油指标	试验方法	备注
外观		不透明或浑浊	目　测	设备技术状况正常，液压油中有一项指标达到换油指标时应更换新油
40℃运动黏度变化率/%	超过	±10	本标准 3.2 条	
色度变化(比新油)/号	等于或大于	3	GB/T 6540	
酸值/(mgKOH/g)	大于	0.3	GB/T 264	
水分/%	大于	0.1	GB/T 260	
机械杂质/%	大于	0.1	GB/T 511	
铜片腐蚀(100℃,3h)/级	等于或大于	2	GB/T 5096	

表 2-8 L-HM 液压油换油指标（NB/SH/T 0599—2013）

项　目		换油指标	试验方法	备注
40℃动黏度变化率/%	超过	+15 或−10	GB/T 265 及本标准 3.2 条	允许采用 GB/T 511 方法，使用 60～90℃石油醚作溶剂，测定试样机械杂质 设备技术状况正常，液压油中有一项指标达到换油指标时应更换新油
水分/%	大于	0.1	GB/T 260	
色度增加(比新油)/号	大于	2	GB/T 6540	
酸值			GB/T 264 及本标准 3.3 条	
降低/%	超过	35		
增加值/(mgKOH/g)	大于	0.4		
正戊烷不溶物/%	大于	0.10	GB/T 8926 A 法	
铜片腐蚀(100℃,3h)/级	大于	2a	GB/T 5096	

换油时的注意事项：换油时应将油箱清洗干净，再通过 120μm 以上的过滤器向油箱注入新油；输油钢管要在油中浸泡 24h，生成不活泼的薄膜后再使用；装拆元件一定要清洗干净，防止污物落入；油液污染严重时应及时查明原因并消除。

2.6.2 进口液压设备换用国产油液要点

从国外进口的各种液压设备说明书中一般会推荐使用不同的液压油液，用户常会遇到是否可用国产液压油液替代国外液压油液的问题。

由于我国液压油液的品种分类、黏度分类及产品质量相关标准与 ISO 相关标准一致（相当），在技术要求上相同。迄今已生产出质量水平与国际上一致的系列液压油品，且其类别、品种、牌号、名称在国际上有共同语言，在质量技术的表达方式上也是国际通用的。所以，引进液压设备用油大多可找到国产的对应油品，表 2-9 给出了两类常用矿物型液压油的国内外产品对照。对某些液压设备推荐用油未在表中的情况，若示明了国际通用的品种牌号，则可套用国产油品。如果在产品保养说明书中未予推荐，则可按表 2-3～表 2-5 从工况、温度、压力等选择。但应注意，如果推荐用油性能界于两个质量档次之间，则选用高一档次为宜；需要特别注意引进设备液压元件及系统的结构材料和有关参数，对含有青铜和镀银部件的要慎选 HM 油。

表 2-9 两类常用矿物型液压油的国内外产品对照

ISO 6743/4 分类	ISO VG	中国 GB 11118.1	美国		英国壳牌公司	德国克虏伯公司	意大利石油公司	日本日石公司
			加德士公司	美孚公司				
HL	32	32HL 液压油	Rando oil R & O 32	D. T. E oil light	Turbo 32	Forminol DS23K	QRM34	FBK L タービン油
	46	46HL 液压油	Rando oil R & O 46	D. T. E oil medium	Turbo 46		QRM54	FBK L タービン油
	68	68 HL 液压油	Rando oil R & O 68	D. T. E oil heavy medium	Turbo 68		QRM64	FBK L タービン油
	100	100HL 液压油	Rando oil R & O 100	D. T. E heavy (N80)	Turbo 100		QRM94	FBK L タービン油
HM	22	22HM 抗磨液压油	Rando oil HD 22	D. T. E22	Telus 22	Forminol DS6K Lamora	I. P. Hydrus22	Super Hyrando oil22
	32	32HM 抗磨液压油	Rando oil HD 32	D. T. E24	Telus 32		I. P. Hydrus32	Super Hyrando oil32
	46	46HM 抗磨液压油	Rando oil HD 46	D. T. E25	Telus 46		I. P. Hydrus46	Super Hyrando oil46
	68	68HM 抗磨液压油	Rando oil HD 68	D. T. E26	Telus 68		I. P. Hydrus68	Super Hyrando oil68
	100	100HM 抗磨液压油	Rando oil HD 100	D. T. E27	Telus 100		I. P. Hydrus100	Super Hyrando oil 100
	150	150HM 抗磨液压油	Rando oil HD 150		Telus 150		I. P. Hydrus150	Super Hyrando oil 150

2.7 液压油液的污染及其控制

2.7.1 油液污染及其危害

(1) 污染物种类、来源

在液压工作介质中，凡是油液成分以外的任何物质都认为是污染物。主要有固体颗粒

物、水和空气等，微生物、各种化学物质；系统中以能量形式存在的静电、热能、放射能及磁场等。

污染物来源有三个途径：系统内部残留（如液压元件、油路块、管道加工和液压系统组装过程中未清除干净而残留的型砂、金属切屑、焊渣、尘埃、锈蚀物和清洗溶剂等）；系统外界侵入（如通过液压缸活塞杆侵入的固体颗粒物和水分，以及注油和维修过程中带入的污染物等）；系统内部生成（如各类元件磨损产生的磨粒和油液氧化及分解产生的有害化学物质等）。

（2）油液污染对液压系统的危害

颗粒污物会堵塞和淤积引起元件故障；加剧磨损，导致元件泄漏、性能衰退；加速油液性能劣化变质等。空气侵入会降低油液体积弹性模量，使系统刚性和响应特性变差，压缩过程消耗能量而使油温升高；导致气蚀，加剧元件损坏，引起振动噪声；加速油液氧化变质，降低油液的润滑性；气穴破坏摩擦副耦合件之间的油膜，加剧磨损。油液中侵入的水与油液中某些添加剂的金属硫化物（或氯化物）作用产生酸性物质而腐蚀元件；水与油液中某些添加剂作用产生沉淀物和胶质等有害污染物，加速油液劣化变质；水会使油液乳化而降低油液的润滑性；低温下油液中的微小水珠可能结成冰粒，堵塞元件间隙或小孔，导致元件或系统故障。

2.7.2 污染度及其测量

污染度是评定介质污染程度的一项重要指标，它是指在单位容积油液中固体颗粒物的含量，即油液中固体颗粒污染物的浓度；对于其他污染物（如水和空气），则用水含量和空气含量表述。固体颗粒污染物的浓度主要采用两种表示方法：一是质量污染度（mg/L）；二是颗粒污染度，即单位体积油液中所含各种尺寸范围的固体颗粒污染物数量，颗粒尺寸范围可用区间（如 5～15μm，15～25μm）表示，或用大于某一尺寸（如＞5μm，＞15μm 等）表示，由于颗粒污染物对元件和系统的危害作用与其颗粒尺寸分布及数量密切相关，因而目前被普遍采用。

污染度测定有多种方法，应用较多的是显微镜计数法和自动颗粒计数器法。

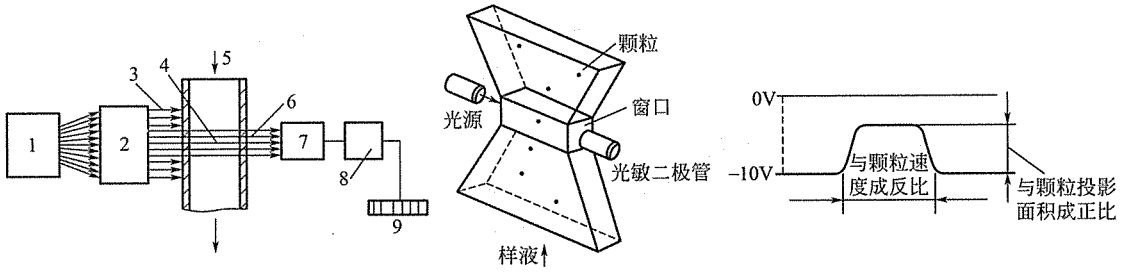
（1）显微镜计数法

使用微孔滤膜（滤膜直径为 47mm，孔径为 0.8μm 或 1.2μm）过滤一定体积的样液，将样液中的颗粒污染物全部收集在滤膜表面，然后在显微镜下利用其测微尺测定颗粒大小，并按要求的尺寸范围计数。此法采用普通光学显微镜，设备简单，容易操作，能直接观察到污染物的形貌和大小并能大致判断污染颗粒的种类，但计数准确性受到操作者经验和主观性的影响，精度较差。

（2）自动颗粒计数器法

采用的自动颗粒计数器有遮光型、光散射型和电阻型等，遮光型应用较多，其工作原理如图 2-1(a) 所示，主要特点是采用遮光型传感器 [图 2-1(b)]。从光源发出的平行光束通过传感区的窗口射向一光电二极管。传感区部分由透明的光学材料制成，被测样液沿垂直方向从中通过，在流经窗口时被来自光源的平行光束照射。光电二极管将接收的光转换为电压信号，经前置放大器放大后传输到计数器。当流经传感区的油液中没有任何颗粒时，前置放大器的输出电压为一定值。当油液中有一个颗粒进入传感区时，一部分光被颗粒遮挡，光电二极管接收的光量减弱，于是输出电压产生一个脉冲 [图 2-1(c)]，其幅值与颗粒的投影面积成正比，由此可确定颗粒的尺寸。传感器的输出电压信号传输到计数器的模拟比较器后，与预先设置的阈值电压相比较。当电压脉冲幅值大于阈值电压时，计数器即计数。通过累计脉冲的次数，即可得出颗粒的数目。计数器设有若干个比较电路（或通道），如 6 个或 8 个。预先将各个通道的阈值电压设置在与要测定的颗粒尺寸相对应的值上。这样，每一个通道对

大于该通道阈值电压的脉冲进行计数，因而计数器就可以同时测定各种尺寸范围的颗粒数。此法测量速度快，精确度高，操作简便，但设备投资较大。目前已广泛应用于各工业部门，作为油液污染分析的主要方法。



(a) 遮光型颗粒计数器工作原理示意图　(b) 遮光型传感器原理示意图　(c) 传感器输出脉冲电压

图 2-1　遮光型颗粒计数器

1—光源；2—平行光管；3—平行光束；4—传感区；5—样液；6—透明窗口；7—光电二极管；8—前置放大器；9—计数器

现已有多种油液污染度检测仪器可供选用，如 XP74LJ150 型遮光式颗粒计数器（北京中西泰安技术服务有限公司产品）和 KLD 系列污染度检测仪（北京航峰科伟装备有限公司产品）等。

2.7.3　污染度等级标准

为了便于液压油液污染度描述、评定和控制，需对油液污染度等级进行规定。常用油液污染度等级标准如下。

(1) NAS 1638 污染度等级标准（表 2-10）

这是美国宇航学会标准，它是按照 5～10μm、10～25μm、25～50μm、50～100μm 和大于 100μm 5 个尺寸范围的颗粒浓度划分等级（14 个等级），适应范围更广。可以看出，相邻两个等级颗粒浓度的比为 2，因此当油液污染度超过表中 11 级，可用外推法确定其污染度等级。当采用此标准评定样液的污染度等级时，从测得的 5 个颗粒尺寸范围的污染度等级中取最高的一级定为样液的污染度等级。

表 2-10　NAS 1638 污染度等级（100mL 中的颗粒数）

污染度等级	颗粒尺寸范围/μm				
	5～10	10～25	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

续表

污染度等级	颗粒尺寸范围/μm				
	5～10	10～25	25～50	50～100	＞100
10	256000	45600	8100	1440	256
11	512000	91200	16200	2880	512
12	1024000	182400	32400	5760	1024

（2）ISO 4406：1999 污染度等级标准（表 2-11）

这是国际标准化组织（ISO）标准。该标准按每 1mL 油液中的颗粒数，将颗粒污染划分为 30 个等级，每个等级用一个数码表示，颗粒浓度越大，代表等级的数码越大。如果采用自动颗粒计数器测量油液污染颗粒时，采用三个数码表示油液的污染度，三个数码采用一斜线分割，其中第一个数码表示每毫升油液中尺寸大于 2μm 的颗粒数等级，第二个数码表示尺寸大于 5μm 的颗粒数等级，第三个数码表示尺寸大于 15μm 的颗粒数等级。例如，污染度等级 18/16/13 表示：油液中大于 2μm 的颗粒数等级数码为 18，每 1mL 油液中的颗粒数在 1300～2500 之间；油液中大于 5μm 的颗粒数等级数码为 16，每 1mL 油液中的颗粒数在 320～640 之间；油液中大于 15μm 的颗粒数等级数码为 13，每 1mL 油液中的颗粒数在 40～80 之间。如果采用显微镜测量油液污染颗粒时，仍用两个数码表示油液污染等级，为了与前述表达方式保持形式上的一致，缺少的一个数码以“—”表示，例如—/16/13。

表 2-11　ISO 4406：1999 污染度等级数码

1mL 油液中的颗粒数		标号	1mL 油液中的颗粒数		标号	1mL 油液中的颗粒数		标号
大于	小于或等于		大于	小于或等于		大于	小于或等于	
2500000		＞28	2500	5000	19	2.5	5	9
1300000	2500000	28	1300	2500	18	1.3	2.5	8
640000	1300000	27	640	1300	17	0.64	1.3	7
320000	640000	26	320	640	16	0.32	0.64	6
160000	320000	25	160	320	15	0.16	O.32	5
80000	160000	24	80	160	14	0.08	0.16	4
40000	80000	23	40	80	13	0.04	0.08	3
20000	40000	22	20	40	12	0.02	0.04	2
10000	20000	21	10	20	11	0.01	0.02	1
5000	10000	20	5	10	10	0.005	0.01	0

注：1. ISO 4406：1987 标准选择 5μm 和 15μm 这两个特征尺寸（两个等级数码）代表油液污染度等级，是因为 5μm 左右微小颗粒是引起淤积和堵塞故障的主要因素，而大于 15μm 的颗粒对元件的污染磨损起着主导作用。因此，选择这两个尺寸的颗粒浓度作为划分等级的依据，能比较全面地反映不同尺寸的颗粒对元件的影响。

2. 由于现代液压和润滑元件精密程度的提高，摩擦副间隙变小，对微细颗粒更敏感，因而对油液清洁度的要求越来越高。绝对精度 1～3μm 的高精度过滤器早已应用于对油液清洁度要求高的液压系统。ISO 4406：1987 标准已不能满足对油液高清洁度的要求，因此，ISO 4406：1999 提出了修改意见，增加了一个反映大于 2μm 颗粒污染等级的数码（即将等级标准的最小计数颗粒尺寸均规定为 2μm），采用三个数码表示油液的污染度。

3. 目前 ISO 4406 标准已被世界各国普遍采用，我国制定的 GB/T 14039—2002 也采用这一国际标准。

（3）GB/T 14039—2002 污染物等级标准（参见表 2-11）

这是我国《液压传动-油液-固体颗粒污染等级代号》国家标准，该标准采用 ISO 4406：1999 对 GB/T 14039—1993 修订而来。GB/T 14039—2002 规定，当采用自动颗粒计数器测量油液污染颗粒时，采用≥4μm、≥6μm 和≥14μm 三个尺寸范围的颗粒浓度数码表示油液污染度等级，每个数码间用一条斜线分割，数码共 30 个。例如，污染度等级 18/16/13：第一个数码 18 表示每毫

升油液中尺寸≥4μm 的颗粒数等级；第二个数码 16 表示每毫升油液中尺寸≥6μm 的颗粒数等级；第三个数码 13 表示每毫升油液中尺寸≥14μm 的颗粒数等级。当采用显微镜测量油液颗粒时，按照 ISO 4406：1999 进行计数：第一部分用“—”表示，第一个数码用≥5μm 的颗粒数确定，第二个数码用≥15μm 的颗粒数确定，例如—/16/13。在采用该标准时，在试验报告、产品样本及销售文件中应使用如下标注说明：油液的固体颗粒污染等级代号符合 GB/T 14039—2002《液压传动-油液-固体颗粒污染等级代号》(ISO 4406：1999，MOD)。

2.7.4 液压系统与液压元件清洁度等级（指标）及液压系统（元件）清洁度试验

典型液压系统清洁度等级见表 2-12，各液压元件清洁度指标可参见 JB/T 7858—2006。一个新制造的液压系统（元件）在运行前和正在运转的旧系统都需要按有关规定进行清洁度试验，试验的目的是对液压系统中的油液取样，确定油液的清洁度等级是否合格。试验时，一般先测定污染度等级，然后与典型液压系统的清洁度等级或液压元件清洁度指标进行比对，如果污染度等级在典型液压系统的清洁度等级或液压元件清洁度指标范围内，即认为合格，否则即为不合格。

表 2-12 典型液压系统清洁度等级

级别① / 清洁度等级② / 系统类型	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
	12/9	13/10	14/11	15/12	16/13	17/14	18/15	19/16	20/17	21/18	22/19
污染极敏感系统											
伺服系统											
高压系统											
中压系统											
低压系统											
低敏感系统											
数控机床液压系统											
机床液压系统											
一般机器液压系统											
行走机械液压系统											
重型设备液压系统											
重型和行走设备传动系统											
冶金轧钢设备液压系统											

① 指 NAS 1638。

② 相当于 ISO 4406。

注：采用此表确定系统目标清洁度时，需根据系统中对污染最敏感的元件进行。

2.7.5 污染控制措施

污染控制措施见表 2-13。

表 2-13 污染控制措施

控制措施	说明
系统残留污染物的控制	制造液压元辅件及油路块要加强工序之间的清洗、去毛刺，防止零件落地、磕碰；装配液压元件及油路块前要认真清洗零件，加强出厂试验和包装环节的污染控制；保证元件出厂清洁度并防止在运输和储存中被污染；装配液压系统之前要对油箱、油管及管接头等彻底清理和清洗，未能及时装配的管件要加护盖；在清洁的环境中用清洁的方法装配系统；启动前冲洗新的和大修后的系统，暂时拆掉执行器及伺服阀之类的精密元件而代之以冲洗板；与系统连接之前要保证执行器内部清洁等

续表

控制措施	说　　明
系统外界侵入污染物的控制	存放油液的器具要放置在凉爽干燥处；向油桶或油罐注油或从中放油时都要经过便携式过滤装置（如过滤机或滤油车等）；保证油桶或油罐的封盖或阀的有效密封；从油桶取油之前先清除封盖周围的污染物；注入油箱的油液要按规定过滤；注油所用器具要先行清理；系统漏油未经过沉淀不得返回油箱；与大气相通的油箱必须装有通气过滤器，通气器要与机器的工作环境及系统温度相适应，要保证通气器始终安装正确和固定紧密，特别污染的环境可考虑采用加压油箱或呼吸袋；注意密封油箱的所有开口及油管穿过处防止空气进入系统，尤其是经液压泵的吸油管进入系统。应保证处于负压区或泵吸油管的接头气密性。要保证所有管子的管端都低于油箱中的最低液面；液压泵吸油管应足够低，以防止在低液面时空气经旋涡进入泵；制止来自冷却器或其他水源的水漏进系统。进行止漏修理维修时严格执行清洁操作规程 为了排除沉积在油箱内的污染物，可采用不同于传统矩形油箱的“自清洁油箱”。此种由美国人提出的油箱为圆锥形箱底的竖直圆筒形结构（图 2-2），其竖直柱面与锥底的连接部非常平滑，系统的回油口与圆柱壁相切，过滤器或离线过滤回路的进油路位于油箱底部（锥顶）。当系统回油进入油箱时，油箱里的油液趋于缓慢旋转。由于固体污染物的密度要比液压油的密度大很多，从而使固体污染物被旋涡卷入油箱底部中心处，经过滤回路被油滤器滤除（图 2-3），而不是沉积于传统矩形油箱的整个底面上，从而提高了系统的清洁度
系统内部生成污染物的控制	要在系统的适当部位设置具有一定过滤精度和一定容量的过滤器，并在使用中经常检查与维护，及时清理或更换滤芯，使液压系统远离或隔绝高温热源（如炉子），将油温设计并保持于最佳值，需要时设置冷却器。发现系统污染度超过规定时，要查明原因，及时消除引起异常污染的原因；仅靠系统的在线过滤器无法净化过分污染的系统油液时，可用便携式过滤装置进行体外（离线）循环过滤净化；定期取油样分析，以确定颗粒性污染物、热量、水分和空气的影响，表明需要对哪些因素加强控制，还是更换油液；每当油箱放空时，都应彻底清理油箱中的所有残留污染物。如果需要，重涂保护漆或进行喷塑等其他表面处理。完成后系统立即加油，否则要封盖好所有开口
其他	除了在液压动力源装置设计中，在有关管路或元件前设置过滤器、在油箱顶盖设置通气过滤器外，还应在各连接面间采取适当的密封措施。对于工作在高粉尘环境下的液压装置，建议在液压站上加设防尘器（罩）；对于大型冶金设备的中央型液压装置，建议将液压站安放在专门的地下室内，以防止污物侵入

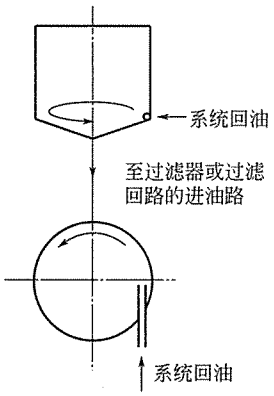


图 2-2　自清洁锥底圆筒形油箱

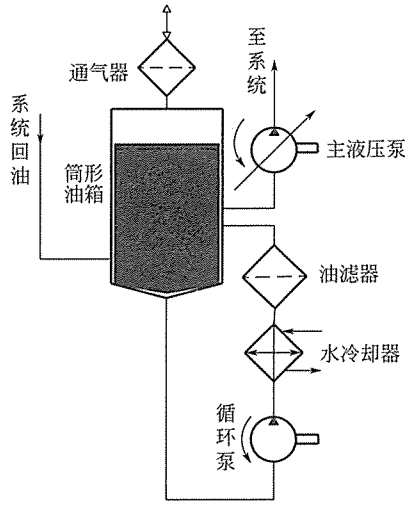


图 2-3　带自清洁油箱和离线过滤回路的液压系统

2.8 废旧液压油的再生处理

在更换液压油时，更换下来的旧油已失去原有性能，若其氧化变质和杂质（水或其他污染物）较多使其性能指标下降到一定程度时，将不能继续使用，否则不仅会影响能量传递效果，且会导致液压元件腐蚀并加剧磨损，甚至引发事故。废油随意弃之污染环境，而售之经济性太差（每千克废油不足 1 元钱）。事实上，更换下来的液压油并非全部变质，变质部分

和杂质通常只占总量的25%，即仍有75%的油还是可再生利用的。

(1) 液压油的回收

废旧油的回收将直接影响再生油的质量及比率，故应注意以下几点：油的品种不同时要分别回收，不要混装在一起；清洗用油（如煤油或柴油）不要混入液压油中；回收的油液要储存在有盖容器内并储藏于室内阴凉处，要防止水和杂物的再次混入；回收的不同品种油液，要集中分类保管，并做好标记，避免混淆。储存回收油的容器要静放一段时间，不宜随意移动，以便更好沉淀，提高再生油的质量。

(2) 废旧液压油的特性

一般来讲，更换下来的废旧液压油，都还较为清洁。多是因使用时间长，颜色、黏度有变化，酸值上升，抗乳化、防锈、消泡、极压性能下降，有水和金属粉末混入等。在判别时，在现场通常可采用看、闻、摇、摸来比较。一是看颜色：一般讲精制程度深的油，其颜色浅，馏出油颜色浅，色深是残渣油和精制程度浅的油。在看时，装油容器要用无色玻璃容器，大小要一致，否则无法比较。二是闻气味：液压油的气味一般分为酸味、香味、醚味和酒精味等。三是摇：将油装在无色玻璃瓶中摇动，看挂瓶和气泡的情况，来判断黏度大小，要注意油品的温度对黏度的影响。一般来讲黏度小，气泡多而小，上升快、消失快，油膜挂瓶少；黏度大，泡大而少，上升慢，消失慢，挂瓶多。四是摸：用手指蘸些油捻，感觉光滑则精制程度高。

(3) 废旧液压油的再生工艺

液压系统中使用的液压油，在正常使用条件下，可每年更换一次。但在有些行业的液压设备（如人造板行业的热压机），其液压系统的工作条件较差，常常使用半年左右就要换油。更换下来的废油一般来说都较清洁，主要是颜色变深，黏度增加，酸值上升，或是混入其他油品、水、金属粉末等。如能按要求对油进行回收，其再生工艺较为简单。若回收的废油颜色深、酸值高，只要用白土吸附后，再进行过滤后即可再次使用。再生的工艺方法流程主要有两种（表2-14）。

表2-14 废旧液压油再生的工艺方法流程

工艺方法流程	方法一：沉降→白土吸附→过滤	方法二：沉降→蒸馏→硫酸处理→碱中和→水洗→白土吸附→过滤→调和添加剂
适用范围	此工艺主要用于比较清洁，仅是颜色深油品，适用于液压系统更换下来的废油。若混入了其他油品如润滑油等，改变了油的黏度，氧化程度较为严重时就不可用此法	此法工序较全面，再生油的质量指标合格的可靠性较大。尤其是回收的油品没有严格区分时更能保证再生油的品质。其沉降、白土吸附和过滤的操作同方法一。其中蒸馏、硫酸处理、碱中和、水洗和调和添加剂的条件和操作说明如下
工序条件及操作	①沉降。目的是去除杂质和水分。沉降可在油桶中静置数日后吸取上部清洁部，但耗时长，浪费较大，不易操作。沉降最好在自制的沉淀桶内进行，沉淀桶的底部呈锥形，在锥形上部为放油口阀门，最底部为排污口阀门。沉淀桶最好有加温设备，以缩短沉降时间（不同油品在不同温度下的沉降时间不同，例如普通液压油在50～60℃下的沉降时间为10～12h，在60～70℃下的沉降时间为8～10h，在70～80℃下的沉降时间为6～8h，在夏季气温30℃的沉降时间为7～8天，在春秋季气温10℃的沉降时间为12～15天）。当水分杂质难以沉降时，可将油加热至90℃加5%的水玻璃进行处理，这样沉降就容易了。沉降后，提取油样，经用玻璃片检查油质情况，无明显炭粒杂质，即可将油排放出进行下道工序	
	②白土吸附。目的是去除油中酸性物质、沥青质、胶质，以改善油的酸值、残炭、灰分等指标及油的颜色。酸性白土吸附能力较差，活性白土的吸附能力强。使用时两种白土可对半混合，总用量可较硫酸用量多2%。白土要分两次加入：在常温下，先加1/4，边加温边搅拌，当温度升到120～160℃时再加入3/4。边加入边不断搅拌，加完后可停止加热，继续搅拌30～40min，然后静置3～5h后，上部油基本为透明状时即可进行下一步过滤工序	

续表

工艺方法流程	方法一：沉降→白土吸附→过滤	方法二：沉降→蒸馏→硫酸处理→碱中和→水洗→白土吸附→过滤→调和添加剂
工序条件及操作	③过滤。目的是去除微粒，提高油的清洁度。过滤时宜在不低于 60℃的温度下进行	
	④蒸馏。目的是利用油的馏程不同，将不同馏分油蒸出，以保证再生油的闪点、黏度合格。蒸馏要在蒸馏釜中进行。蒸馏时釜内只可装 2/3 的油，装好后加热。在接近 100℃时要慢升温，并在相应温度下保持一段时间，在此温度时是脱水阶段，要特别注意防止突沸将油冲出。脱水完毕，要分段掌握好温度，进行蒸馏。首先使轻质油以均匀速度馏出，当油温升到 200℃时，可往釜中送入少量蒸汽，逐渐加大蒸汽量。在冷凝管出口用量筒取样，油中水分占 20%～30%时送汽量适宜，根据测定调节蒸汽量油温升到 300℃左右为止，维持此温度，继续通入蒸汽 20～30min。整个过程需 6～12h，油温冷却至 160℃以下，将釜内残油放出。在蒸馏过程中，釜内应保持常压，如有压力，要查找原因，防止爆炸着火	
	⑤硫酸处理。目的是用硫酸除去油中氧化产物、酸性物质及在使用过程中产生的沥青质、胶质等。酸洗使用的硫酸浓度要求为 92%～98%。酸洗要在有保温夹层的酸洗槽内进行。油中不含水，全部硫酸可一次加入，如含水多，可分两次加入。加酸搅拌时间约 30～40min，搅拌后，加入占油量 1%～1.5%的烧碱(浓度为 10%)作凝聚剂，使小块酸渣凝聚成大块酸渣，加速酸渣的沉降，凝聚剂加入后可微搅拌 4～5min。沉降 2～4h 可排放第一次酸渣，6～10h 排放第二次酸渣。在冬季要保持室温在 15℃以上，否则影响酸渣的沉降。凝聚剂一般在第二次酸洗后加入	
	⑥碱中和。中和剂主要使用苛性钠。碱洗时使用浓度大于 10%的浓碱，有利于脱除有机酸，但若碱渣分离不净，水洗时皂水解，有机酸又会返回油中。为了除去酸，采用浓碱低温处理较为有利，为防止乳化，常用 3%～5%的碱浓度，温度在 70℃左右，若产生乳化要采取破乳措施。方法有热破乳和化学破乳两种。热破乳是在密闭釜中加热至 130℃，然后放置，即可破乳。化学破乳时憎水型可用矿油酸进行破乳，亲水型可用酒精、食盐、芒硝等水溶液进行破乳	
	⑦水洗。目的是除去酸碱中和时产生的盐类，同时洗去水溶性酸、碱，避免对金属的腐蚀。水的用量为油的 10%～20%，温度为 80～90℃，一般 2～3 次即可。每次水洗要搅拌 10～15min	
	⑧调和添加剂。目的是使再生油的黏度与使用黏度相符，如果再生油的黏度与使用黏度相差不大时可不进行。添加剂用量以普通液压油为例：抗氧抗腐剂 T202(二烷基二硫代磷酸锌)为 0.3%，抗氧剂 T501(二叔丁基对甲酚)为 0.3%，抗泡剂(二甲基硅油)为 10×10^{-6}，防锈剂 T746(烯基丁二酸)为 0.02%。若再生油的质量较高时，可以直接使用，也可与新油按 1∶3 或 1∶4 掺配使用	

注：两种工艺方法中的沉降、白土吸附和过滤的操作相同。

2.9 典型案例

2.9.1 注塑机液压系统油液选择及注油方案

某型注塑机液压系统油源为变量柱塞泵，系统含有电液比例阀，综合考虑确定的液压油选择及注油方案如下。

① 选择液压油液为长城 HM 46 抗磨液压油，也可用美孚 Mobil DTE 25、壳牌 Shell Tellus Oil46 或威斯达尔 46 号抗磨液压油替代。

② 加油方法及注意事项如下。

a. 用专用滤油车经注油口注入全新清洁的液压油直至液位计的上限为止。

b. 电气布线完成后仔细检查机器各部位，确认无阻止部件运动的障碍、危险后开动机器。

c. 检查油箱液位，如果液位低于中间刻度，则需再注入液压油，使液位高于液位计中间刻度，一般要求达到油箱容积的 3/4～4/5。

d. 注意事项：不同品牌、不同型号的液压油不能混用；液压泵电动机在加入液压油之后 3h 之内不能启动，以利于油液中的气体排出。

2.9.2 寻求液压站换油方案

某公司的几台液压站的油液已使用了近4年，现计划更换液压油并寻求如下问题的解决方案。

① 如何清理油箱底部沉淀的杂质等污物。

② 换油时的注意事项。

③ 若换的新油牌号与旧油牌号相同，但生产厂不同，此外液压缸内的旧油也排放不彻底，两种油液能混在一起吗？

第3章 液压泵的使用维护及故障诊断

3.1 液压泵的构成与基本原理

3.1.1 液压泵的作用与基本工作原理

液压泵是液压系统的能源元件，它将原动机的机械能转变为液压能，给系统提供具有一定压力和流量的压力油。

液压泵属动力泵，即以油液作为载能介质来传递动力。液压泵都是容积式的，都是依靠密封工作腔容积的变化来实现吸油和压油的，其基本工作原理可用图 3-1 的单柱塞泵为例来说明，图中点画线内为泵的组成部分。当原动机带动具有偏心 e 的传动轴（转子）1 旋转时，柱塞（挤子）2 受传动轴和弹簧 4 的联合作用在缸体 3（定子）中往复移动。当传动轴在 0～π 范围内转动时，柱塞 2 右移，缸体中的密封工作腔 5 的容积变大，产生局部真空，油箱 8 中的油液在大气压作用下顶开吸油阀 7 进入工作腔而填充增大的容积，为吸油过程；当传动轴在 π～2π 范围内转动时，柱塞被压缩左移，工作腔的容积减小，腔内已有的油液受压缩而压力增大，通过压油阀 6 输出到系统，为压油过程。偏心传动轴转动一周，泵吸、压油各一次。原动机驱动偏心传动轴不断旋转，液压泵就不断吸油和压油。

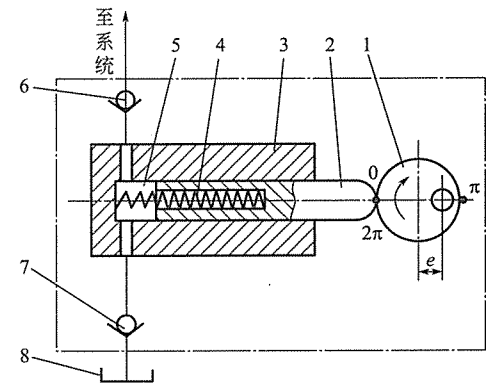


图 3-1 液压泵的基本工作原理

1—传动轴；2—柱塞；3—缸体；4—弹簧；5—密封工作腔；6—压油阀；7—吸油阀；8—油箱

3.1.2 容积式液压泵的构成条件

上述单柱塞液压泵具有容积式液压泵的基本结构原理特征，其构成条件如下。

① 具有定子、转子和挤子，它们因液压泵的结构不同而异。

② 具有若干个密封且又可周期性变化的空间；泵的排油量与此空间的容积变化量［此处为 $V=(\pi d^2/4)L$（d、L 分别为柱塞直径和行程）］和单位时间内变化的次数成正比，而与其他因素无关。

③ 具有相应的配油机构，将吸油腔和压油腔隔开，保证泵有规律地吸排液体。配油机构也因液压泵的结构不同而不同。图 3-1 所示单柱塞液压泵中的配油机构为两个止回阀（吸油阀 7 和压油阀 6）。

④ 油箱内液体的绝对压力必须恒等于或大于大气压力。为保证泵正常吸油，油箱必须与大气相通或采用密闭的充气油箱。

3.1.3 液压泵类型及图形符号

液压泵有多种类型，其详细分类见图 3-2。

表 3-1 为常用液压泵图形符号，它由一个圆加上一个实心三角或两个实心三角来表示，

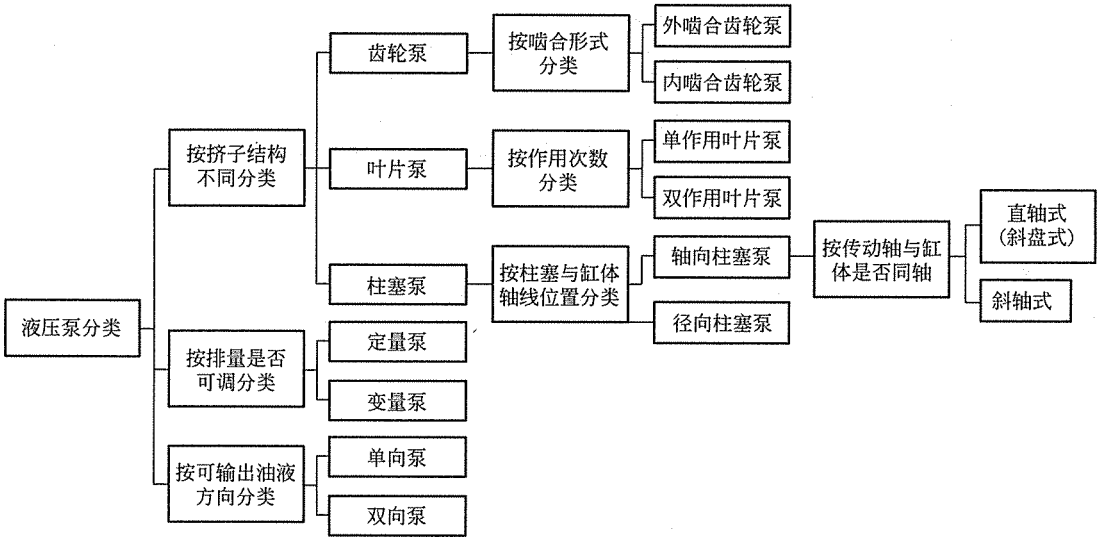
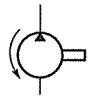
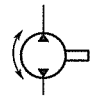
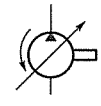
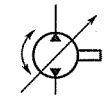
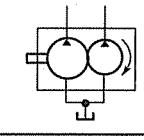


图 3-2　液压泵的分类

三角箭头向外，表示排油的方向。一个实心三角为单向泵，两个实心三角为双向泵。圆上、下两垂直线段分别表示排油和吸油管路（油口）。无箭头的为定量泵，有箭头的为变量泵。圆侧面的两条横线和曲线箭头表示泵传动轴做旋转运动。

表 3-1　常用液压泵图形符号（GB/T 786.1—2009）

名称	单向定量泵	双向定量泵	单向变量泵	双向变量泵	双联液压泵
图形符号					

3.2 液压泵主要性能参数

3.2.1　工作压力、额定压力和最高允许压力

液压泵的工作压力 p 是指泵实际工作时的输出压力（单位为 MPa），其大小取决于外负载的大小和压油管路上的压力损失，与泵的流量无关。液压泵额定压力 p_s 是指泵在正常工作条件下按试验标准规定能连续运转的最高压力，超过此值就是过载。液压泵最高允许压力 p_{max} 是指泵在超过额定压力下，按试验标准规定，允许液压泵短暂运转的最高压力（也称峰值压力），它受泵本身构件强度和密封性能等因素的制约。

3.2.2　排量、转速和流量

液压泵的排量 V 是指泵的传动轴在无泄漏情况下每转一转，由其密封容腔几何尺寸变化所决定的排出液体的体积，其单位为 m^3/r 或 mL/r。

液压泵的公称转速 n 是指在额定压力下能连续运转的最高转速（单位为 r/min）。最高转速 n_{max} 是指在额定压力下超过公称转速而允许短暂运转的转速；最低转速 n_{min} 是指为保证使用性能所允许的转速。

液压泵在无泄漏的情况下单位时间内所能排出的液体体积称为泵的理论流量 q_t。当泵在公称转速为 n 下运转时，泵的理论流量（单位为 m^3/s 或 L/min）为

$$q_t = Vn \tag{3-1}$$

液压泵的实际流量 q 指泵工作时实际输出的流量。液压泵的额定流量 q_s 指在正常工作条件下，按规定必须保证的流量，即泵在额定转速和额定压力下所能输出的实际流量。

3.2.3 容积效率、机械效率和总效率

由于液压泵存在泄漏和各种摩擦，故泵在工作过程中会有能量损失，即输出功率小于输入功率，两者之差即为功率损失，功率损失表现为容积损失和机械损失两部分。功率损失的大小可用效率来表示。

(1) 容积效率

容积损失是因泵存在内泄漏（泄漏流量为 Δq）所造成的，故泵的额定流量和实际流量都小于理论流量。实际流量可表示为

$$q = q_t - \Delta q \tag{3-2}$$

泄漏流量 Δq 和实际流量 q 都与泵的工作压力 p 有关，工作压力增大时，泄漏量 Δq 大，而实际输出的流量 q 减小（图 3-3）。

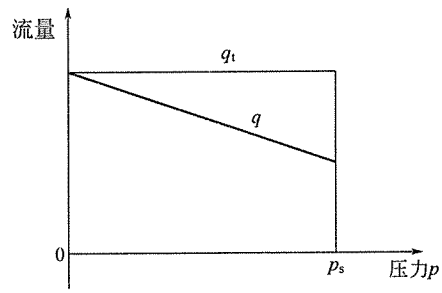


图 3-3 液压泵流量与压力的关系

容积损失用容积效率 η_v（实际流量与理论流量之比）表示，即

$$\eta_v = \frac{q}{q_t} \tag{3-3}$$

在液压泵的产品铭牌上都标有额定压力下的容积效率 η_v 的具体数值。

(2) 机械效率

机械损失是由于泵内运动机件间的摩擦和液体的黏性摩擦损失等所造成的，故驱动泵的实际输入转矩 T 总是大于其理论上需要的转矩 T_t。

机械损失用机械效率用 η_m（理论转矩与实际输入转矩之比）表示，即

$$\eta_m = \frac{T_t}{T} \tag{3-4}$$

(3) 总效率

液压泵的总损失用泵的总效率（输出功率 P_o 与输入功率 P 之比）η 表示，它是容积效率与机械效率之积，即

$$\eta = \frac{P_o}{P} = \eta_v \eta_m \tag{3-5}$$

3.2.4 驱动功率

液压泵由原动机驱动，输入的是机械能（转速和转矩），而输出的是液体的压力能（压力和流量）。由于容积损失和机械损失造成的功率损失的存在，所选定的驱动液压泵的原动机功率（即泵的输入功率）应大于泵的输出功率。一般用下式计算，即

$$P = \frac{pq}{\eta} \tag{3-6}$$

式中，P 为功率，W；p 为压力，Pa；q 为流量，m^3/s。

以工程实际中的常用单位表达的计算公式为

$$P = \frac{pq}{60\eta} \tag{3-7}$$

式中，P 为功率，kW；p 为压力，MPa；q 为流量，L/min。

3.3 齿轮泵的使用维护及故障诊断

齿轮泵是以成对齿轮啮合运动完成吸油和压油动作的一种壳体承压型定量液压泵，是液压系统中结构最简单、价格最低、产量及用量最大的泵，有外啮合和内啮合两类，而外啮合应用较多。

3.3.1 工作原理

外啮合齿轮泵通常为泵体及前、后端盖组成的分离三片式结构，图 3-4 是其剖面图，显示了齿轮泵的结构原理。泵体 1 的内孔装有一对宽度与泵体相等、齿数相同、互相啮合的渐开线齿轮。传动轴 3 通过键 4 与齿轮相连接。泵体、端盖和齿轮的各个齿间槽组成了许多密封工作腔 A，同时轮齿的啮合线又将左右两腔隔开，形成了吸油腔和压油腔。当原动机通过传动轴带动主动齿轮按图 3-4 所示方向旋转时，右侧吸油腔内的轮齿逐渐脱开啮合，密封工作腔容积逐渐增大，形成真空，油箱中的油液在大气压作用下经吸油管进入泵内，补充增大的容积以将齿间槽充满，并随着泵轴及齿轮的旋转，把油液携带到左侧压油腔去。在压油区一侧，由于轮齿逐渐进入啮合，密封工作腔容积不断减小，油液便被挤压经压油口输出到系统中去。传动轴旋转一周，每个工作腔吸、压油各一次。传动轴带动齿轮不断地转动，齿轮泵便不断地吸油和压油，连续地向系统提供压力油。齿轮泵只能做成流量不能调节变化的定量泵。

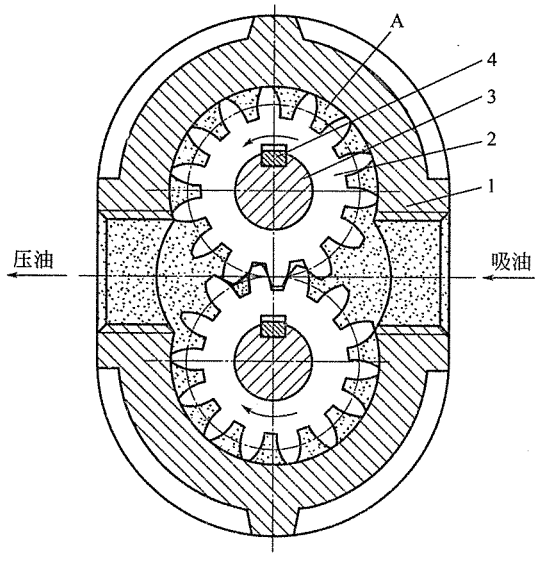


图 3-4 外啮合齿轮泵的结构原理
1—泵体；2—齿轮；3—传动轴；4—键

3.3.2 结构要点

(1) 困油

齿轮泵要连续平稳工作，齿轮啮合的重叠系数就必须大于 1，亦即至少要有两对轮齿同时啮合。所以，就有一部分油液被围困在两对轮齿所形成的封闭空腔之间（称困油区），而与泵的高、低压油腔均不相通，该封闭空腔随着齿轮的转动不断发生变化（图 3-5）。从图 3-5(a) 到图 3-5(b)，困油区容积由大变小，使被困油液受挤压从缝隙中挤出，产生很高压力，使泵的轴承受到额外负载，导致油液发热；从图 3-5(b) 到图 3-5(c)，困油区容积由小变大，因无油液补充而形成局部真空，使油液中的空气分离出来而产生气穴，将引起气蚀造成泵的强烈振动和噪声。这就是齿轮泵的困油问题。消除困油的常用方法是，在泵的前、后两端盖或浮动轴套的内表面上开设与困油区相对应的卸荷槽（例如图 3-5 中的双点画线矩形所示，也有的泵是圆形槽），使困油区容积减小时通过左边的卸荷槽与压油腔相通 [图 3-5(a)]，容积增大时通过右边的卸荷槽与吸油腔相通 [图 3-5(c)]。一般的齿轮泵两卸荷槽往往是向吸油区偏移，非对称开设，如图 3-6 所示，两槽间距 a（最小闭死容积）必须保证在何时都不能使吸油腔和压油腔相互串通，对于模数为 m 的标准渐开线齿轮（分度圆压力角为 α），其 $a=2.78m$，当卸荷槽为非对称时，在压油腔一侧必须保证 $b=0.8m$，槽宽 $c_{min}>2.5m$，槽深 $h\geqslant 0.8m$。

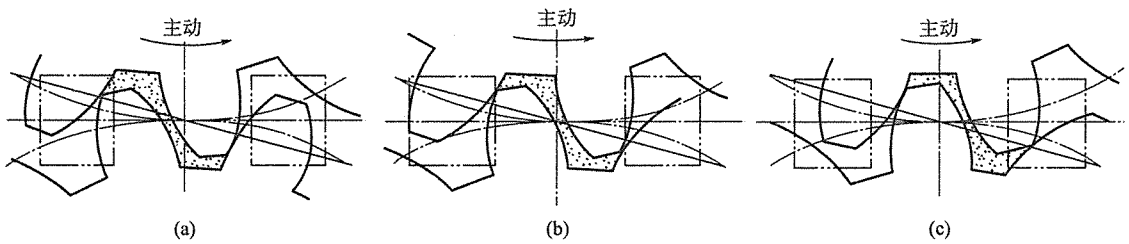


图 3-5　齿轮泵的困油

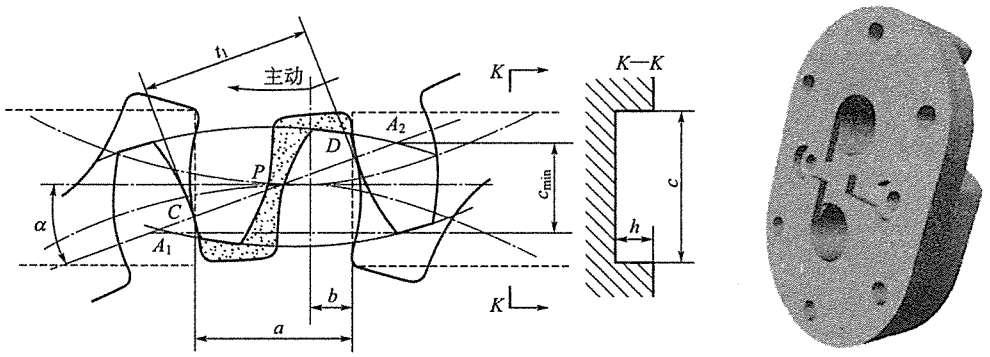


图 3-6　非对称矩形卸荷槽结构及尺寸

(2) 泄漏

外啮合齿轮泵工作时有三个主要内泄漏途径：齿轮两侧面与两侧端盖间的端面轴向间隙；泵体内孔和齿轮外圆间的径向间隙；两个齿轮的齿面啮合间隙。其中对泄漏量影响最大的是轴向间隙，其泄漏量可占总泄漏量的 75%～80%，而径向间隙泄漏占 15%～20%，啮合间隙泄漏占 5%。所以，普通齿轮泵容积效率较低，输出压力不容易提高。提高齿轮泵压力的关键是减小端面轴向间隙，通常轴向间隙控制在 0.03～0.04mm。但应注意，若轴向间隙过小，齿轮端面与泵端盖间的机械摩擦损失增大，会使泵的机械效率降低。控制轴向间隙的常用措施是在泵的前、后端盖间设置补偿零件（浮动轴套或侧板），在补偿零件的背面引入压力油，让作用在背面的液压力稍大于正面的液压力，其差值由一层很薄的油膜承受以实现轴向间隙的自动补偿，而浮动轴套或侧板磨损后可随时更换。

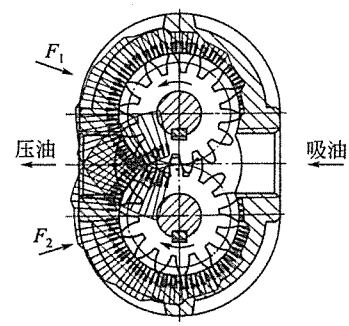


图 3-7　径向不平衡力

(3) 径向不平衡力

齿轮泵工作时，在齿轮和泵体内孔的径向间隙中，从吸油腔到压油腔的液体压力分布是逐渐分级增大的（图 3-7），从而使两个齿轮和传动轴及轴承都受到一个径向不平衡力（F_1、F_2）的作用。工作压力越大，径向不平衡力越大。严重时，能使齿轮轴变形，泵体的吸油口一侧被轮齿刮伤，同时增大轴承的磨损，降低泵的寿命。为了减小径向不平衡力，除了在盖板上开设平衡槽外，常用通过缩小泵的压油口方法，使高压油液仅作用在一个齿到两个齿的范围内。

3.3.3　典型结构

(1) 低压齿轮泵

图 3-8 所示为国产 CB-B 型低压齿轮泵（额定压力为 2.5MPa）结构，其实物外形见

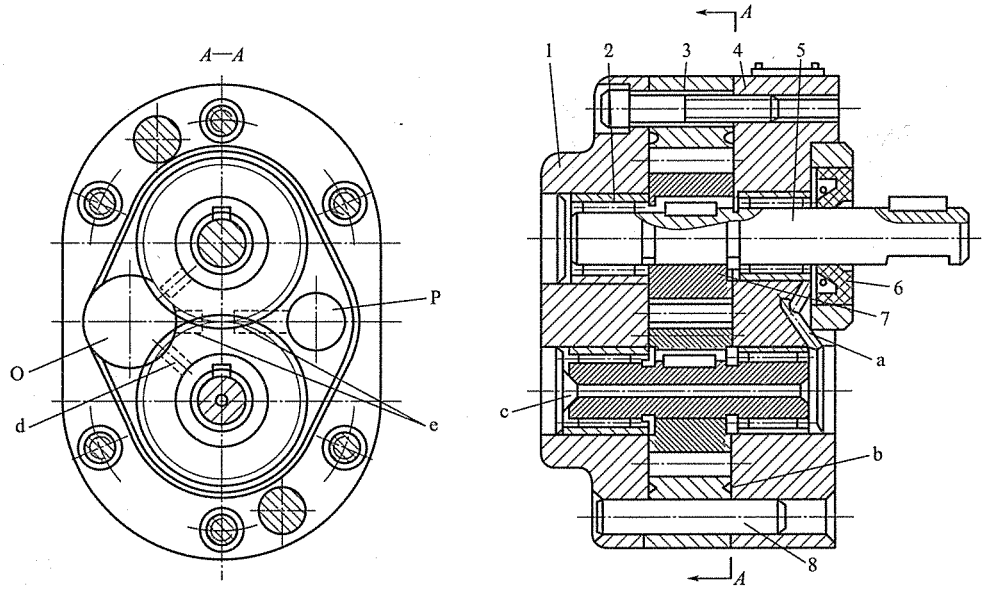


图 3-8　CB-B 型低压齿轮泵结构

1—后泵盖；2—滚针轴承；3—壳体；4—前泵盖；5—传动轴；6—密封圈；7—齿轮；8—定位销

图 3-9。它是典型的泵盖-壳体-泵盖三片式结构。装在壳体 3 中的一对齿轮由传动轴 5 驱动。在壳体 3 的左右端面均铣有卸荷槽 b，经壳体端面泄漏的油液经卸荷槽 b 流回吸油腔，以降低壳体与端结合面上的油压造成的轴向推力，减小螺钉载荷。在泵前、后端盖上困油卸荷槽 e 用以消除泵工作时的困油问题。孔道 a、c、d 可将轴向泄漏并润滑轴承的油液送回到吸油腔，使传动轴的密封圈（俗称油封）6 处处于低压，因而不需设置单独的外泄漏油管。这种泵没有径向力平衡装置；轴向间隙固定，轴向间隙及其泄漏会因工作负载增大而增大，容积效率较低。

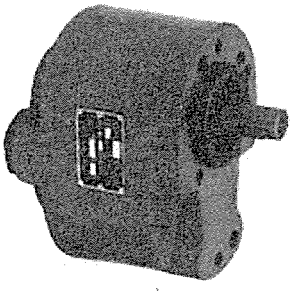


图 3-9　CB-B 型低压齿轮泵实物外形

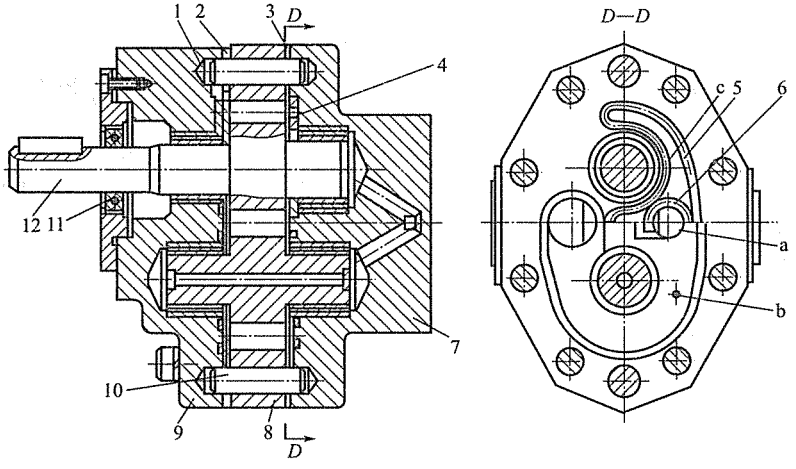


图 3-10　具有浮动侧板的高压齿轮泵结构

1,4—浮动侧板；2,3—垫板；5,6—密封圈；7—后盖；8—壳体；9—前盖；10—定位销；11—轴封；12—传动轴

(2) 高压齿轮泵

图 3-10 所示为采用浮动侧板实现轴向间隙自动补偿的高压齿轮泵（国产 CB-F※型泵）结构。该泵在壳体 8 与前盖 9、后盖 7 之间设有垫板 2 和 3、浮动侧板 1 和 4（垫板比浮动侧板厚 0.2mm）以及密封圈 5 和 6（嵌在泵盖内侧压油区位置）。工作时，泵的压油区中一部分压力油通过浮动侧板上的两个小孔 b 作用在密封圈 5 和 6 包围的区域内，反向推动浮动侧板向内微量移动，可使轴向间隙保持在 0.03～0.04mm 之间，从而控制 70%～80%以上的泄漏量。所以，泵的容积效率较高，压力较高（额定压力达 20MPa）。

3.3.4 性能特点

外啮合齿轮泵具有结构简单、价格低廉、体积小、重量轻、耐污染、工作可靠、使用维护方便等优点，适于工程机械、矿山机械、起重运输机械、农业机械、车辆及冶金机械等恶劣环境下工作的机械设备以及工业生产用机械设备的液压系统使用。齿轮泵的传动轴及轴承受径向不平衡力，磨损严重，容积效率低，流量脉动及振动和噪声较大，不适合在高压下使用。

齿轮泵的主要性能参数见表 3-2。

表 3-2 齿轮泵的主要性能参数

性能参数	范　围
压力	中小排量齿轮泵的最高压力一般都超过了 25MPa，大排量齿轮泵的额定压力多数也达到 16～20MPa。有的内啮合齿轮泵甚至达到 40MPa
排量	齿轮泵的排量范围非常宽，从 0.05～800mL/r，但常用排量为 2.5～250mL/r
转速	工程上常用的齿轮泵额定转速为 2000～2500r/min，齿轮泵的使用转速下限通常为 300～500r/min
效率	齿轮泵的容积效率为 70%～95%；总效率为 75%～90%
齿数	齿轮泵的齿数一般为 $z=6\sim30$，低压齿轮泵多为 $z=13\sim20$，高压齿轮泵一般为 $z=6\sim14$
模数	流量 $q=4\sim125$L/min 的中低压齿轮泵的模数范围为 $m=1.5\sim5$，流量越大，模数越大
寿命	低压齿轮泵的寿命为 3000～5000h，高压外齿轮泵在额定压力下的寿命一般只有几百小时，高压内齿轮泵可达 2000～3000h

3.3.5 安装使用

齿轮泵的安装使用见表 3-3。

表 3-3 齿轮泵安装使用

序号	项目	序号	项目
1	齿轮泵在安装之前，应彻底清洗管道，去掉污物、氧化皮等；用油液将泵充满，通过泵的轴伸转动主动齿轮以使油液进入泵内各配合表面	5	应按泵的产品样本规定的牌号选用工作油液；油液应过滤，低压齿轮泵可选取过滤精度较低的过滤器，而高压齿轮泵应设置过滤精度较高的过滤器。工作油温通常在 35～55℃间为好
2	安装时，要分清泵的进、出油口方向，不得装反；要拧紧进、出油口的管接头或法兰连接螺栓，密封要可靠，以免引起吸空或漏油，影响泵的性能	6	齿轮泵启动时，应首先点动检查泵的旋向和驱动轴的旋向是否一致。启动前必须检查系统中的安全阀是否在调定的压力值。运行时建议断开泵的排油，以便将泵的壳体内空气排出。应避免泵带负荷启动，以及在有负荷情况下停车。泵在工作前应进行不少于 10min 的空负荷运行和短时间的带负荷运行，然后检查泵的工作情况，泵不应有渗漏、过度发热和异常声响等；泵工作中发现异常应立即查明原因并排除故障
3	齿轮泵传动轴与原动机输出轴之间应采用联轴器连接，同轴度偏差应小于 0.1mm。若采用 V 带或齿轮直接驱动齿轮泵，则齿轮泵应为前盖带滚动轴承支承的产品		
4	泵的安装位置应使其吸油口相对于油箱液面的高度不超过规定值，一般应在 0.5m 以下；若进油管道较长，则应加大进油管径，以免流动阻力太大影响泵的顺畅吸油	7	泵如长期不用，最好将它和原动机分离保管。再度使用时，应有不少于 10min 的空负荷运转，并进行以上试运转例行检查

3.3.6 故障诊断

齿轮泵常见故障及其诊断排除方法见表 3-4。

表 3-4 齿轮泵常见故障及其诊断排除方法

故障现象	产生原因	排除方法
(1)泵吸不上油或无压力	①原动机与泵的旋转方向不一致	①纠正原动机旋转方向
	②泵传动键脱落	②重新安装传动键
	③进、出油口接反	③按说明书选用正确接法
	④油箱内液面过低,吸入管口露出液面	④补充油液至最低液位线以上
	⑤转速太低吸力不足	⑤提高转速达到泵的最低转速以上
	⑥油液黏度过高或过低	⑥选用推荐黏度的工作油液
	⑦吸入管道或过滤装置堵塞造成吸油不畅	⑦清洗管道或过滤装置,除去堵塞物;更换或过滤油箱内油液
	⑧吸入口过滤器过滤精度过高造成吸油不畅	⑧按产品样本和说明书正确选用过滤器
	⑨吸入管道漏气	⑨检查管道各连接处,并予以密封、紧固
(2)流量不足,达不到额定数值	①转速过低,未达到额定转速	①按产品样本或说明书指定额定转速选用原动机
	②系统中有泄漏	②检查系统,修补泄漏点
	③由于泵长时间工作、振动使泵盖连接螺钉松动	③适当拧紧螺钉
	④吸油不充分	④处理方法如下
	a. 同本表(1)⑨	a. 同本表(1)⑨
	b. 入口过滤器堵塞或通流量过小	b. 清洗过滤器或选用通流量为泵流量 2 倍以上的过滤器
	c. 吸入管道堵塞或通径小	c. 清洗管道,选用不小于泵入口通径的吸入管
	d. 介质黏度不当	d. 选用推荐黏度的工作介质
(3)压力升不上去	①泵吸不上油或流量不足	①同本表(1)
	②液压系统中的溢流阀设定压力太低或出现故障	②重新设定溢流阀压力或修复溢流阀
	③同本表(2)②	③同本表(2)②
	④同本表(2)③	④同本表(2)③
	⑤同本表(2)⑤	⑤同本表(2)⑤
(4)异常发热	①装配不良	①处理方法如下。
	a. 间隙选配不当(如齿轮与侧板、齿轮外圆与壳体内圆配合间隙过小,造成滑动部位过热烧伤)	a. 拆开清洗,测量间隙,重新配研达到规定间隙
	b. 装配质量差,传动部分同轴度未达到技术要求,运转不畅	b. 拆开清洗,重新装配,达到技术要求
	c. 轴承质量差或装配时损坏,或安装时未清洗干净,造成运转不畅	c. 拆开检查,更换轴承,重新装配
	②油液质量差	②按泵要求选择或更换油液
	③吸油管径细,吸油阻力大	③加粗管径、减少弯头、减小吸油阻力
	④外界热源温度高,散热条件差	④清除外界影响,增设隔热措施

3.3.7 检修装配

齿轮泵使用一定时间后，齿轮相对运动面会发生磨损和刮伤，引起泄漏和噪声。若磨损和刮伤严重，则需进行拆检。

(1) 拆卸

对齿轮泵进行检修时，首先应对照泵的装配图或使用说明书按表 3-5 所列步骤对泵进行拆卸。

表 3-5　齿轮泵拆卸步骤

步骤	内　容	步骤	内　容
1	拧松并卸下泵盖及轴承盖上的连接螺钉	5	取下浮动侧板及密封圈
2	卸下定位销及泵盖和轴承盖	6	检查轴端骨架油封，若阻油唇边良好则能继续使用，不必取出；反之，则应取出更换
3	从泵的壳体内取出传动轴及轴套	7	用煤油或轻柴油清洗拆下来的零件
4	从泵的壳体内取出两个齿轮	8	逐一检查拆下零件的状态并将已磨损和刮伤的零件挑出送修

(2) 修理

齿轮泵的修理见表 3-6。

表 3-6　齿轮泵的修理

项目	说明	项目	说明
齿轮端面修理	轻微磨损时，可将两齿轮同时放在砂布上擦磨抛光。磨损严重时，可将两齿轮同时放在平面磨床上磨去少许，再用金相砂纸抛光，但泵体也应磨去同样尺寸。修理后，两齿轮厚度差应不大于 0.005mm，齿轮端面与孔的垂直度、两齿轮轴线的平行度应不大于 0.005mm	齿形修理	对于轮齿啮合造成的齿形磨损或刮伤，用细砂布或油石去除刮伤或已磨成多棱形的毛刺即可
		侧板或端盖修复	侧板或前、后盖装配后与齿轮相对滑动的接触端面的轻微磨损与刮伤可研磨端面修复；磨损和刮伤严重时，可在平面磨床上磨去端面上的沟痕
泵体修复	泵体的磨损主要是内腔与齿轮齿顶圆接触面，且多发生在吸油侧。轻微磨损时，用细砂布修掉毛刺即可继续使用	泵轴修复	齿轮泵泵轴的失效形式主要是与滚针轴承相接触处磨损，有时会产生断裂。轻微磨损时，可抛光修复，并更换滚针轴承

(3) 装配

齿轮泵的装配步骤见表 3-7。

表 3-7　齿轮泵装配步骤

步骤	内容	步骤	内容
1	用煤油或轻柴油清洗全部零件	6	将轴套副与前、后泵盖组装
2	在更换的骨架油封周边涂润滑油，用合适的芯轴和小锤轻轻打入主动轴轴头盖板槽内，油封的唇口应向内，不得装反	7	将定位销装入定位孔中，轻轻击打到位
3	将各密封圈洗净后装入其油封槽内	8	将主动轴装入主动齿轮花键孔中，同时将轴承盖装上
4	将合格的轴承涂润滑油装入相应轴承孔内	9	安装连接两泵盖及壳体的紧固螺钉，所有螺钉拧紧后，应达到旋转均匀的要求
5	将轴套或侧板与主动齿轮和被动齿轮组装成齿轮轴套副，在运动表面加润滑油	10	用塑料填封好油口

(4) 注意事项

检修与装配中应避免不了解泵的结构原理就盲目拆解齿轮泵。在拆装泵的过程中，应注意保持清洁，以防泵被污染；不得用破布、棉纱等擦洗零件，以免脱落的棉纱等混入液压系统，应使用毛刷或绸布；不得用汽油清洗浸泡橡胶密封件；应轻拿轻放零件，切勿敲打撞

击，以免影响其精度及工作可靠性甚者损坏泵内机件。

3.4 叶片泵的使用维护及故障诊断

叶片泵是靠叶片、定子和转子间构成的密闭工作腔容积变化而实现吸、压油的一类壳体承压型液压泵，其构造复杂程度和制造成本介于齿轮泵和柱塞泵之间。按每转吸、压油次数，分为双作用式泵和单作用式泵。

3.4.1 工作原理

(1) 双作用叶片泵

此类泵由定子（环）1、转子 2、叶片 3、配油盘 4、泵体 5 和传动轴 6 等组成（图 3-11）。转子 2 和定子 1 的轴线重合。定子的内表面类似一椭圆形，由两段半径为 R 的大圆弧、两段半径为 r 的小圆弧以及连接大、小圆弧的四段过渡曲线构成。转子上开有均匀分布的径向滑槽，叶片装在转子的滑槽内并可灵活伸缩。转子、叶片和定子都夹在前后两个配油盘中间。配油盘上开设的 4 个配油窗口分别与吸、压油口相通。叶片将两个配油盘和转子及定子间形成的空间沿圆周分割为与叶片数量（均为偶数）相同的密封工作腔。由于转子和定子间的径向距离在过渡区沿圆周变化，故在转子旋转的过程中这些密封工作腔会发生周期性的扩大和缩小变化。

当转子按图 3-11 所示顺时针方向旋转时，由于离心力和叶片槽底部所通压力油的作用，叶片顶部紧贴定子内表面，起密封作用。当叶片从定子内表面的小圆弧区向大圆弧区移动时，密封工作腔的容积逐渐增大，通过配油盘上左上角和右下角的吸油窗口吸油；当从大圆弧区向小圆弧区移动时，密封工作腔的容积逐渐减小，通过配油盘上左下角和右上角的压油窗口压油。吸油区和压油区之间的一段封油区将吸、压油区隔开。转子每转一周，每一个叶片在槽内往复滑动两次，每个密封工作腔完成吸油和压油动作各两次，故称为双作用叶片泵。因双作用叶片泵两个吸、排油腔对称布置，故转子上所受液压力相互平衡（有时称该泵为卸荷式叶片泵），轴和轴承的寿命较长。

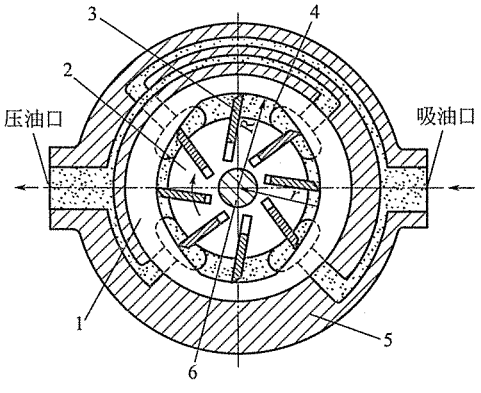


图 3-11 双作用叶片泵工作原理
1—定子（环）；2—转子；3—叶片；4—配油盘；5—泵体；6—传动轴

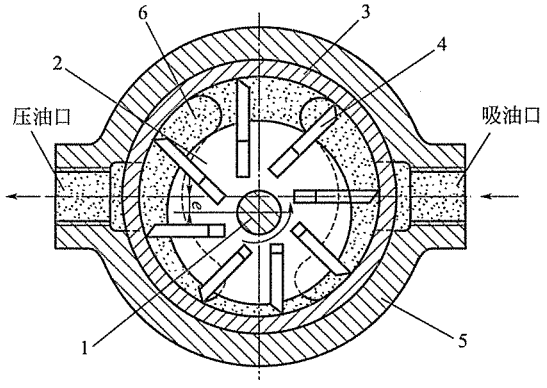


图 3-12 单作用叶片泵工作原理
1—传动轴；2—转子；3—定子；4—叶片；5—壳体；6—配油盘

(2) 单作用叶片泵

此类泵由传动轴 1、转子 2（也开有叶片槽）、环形定子 3、叶片 4、配油盘 6（开有腰形吸、压油窗口）、泵体 5 和端盖（图中未画出）等组成（图 3-12）。与双作用叶片泵不同，其定子内表面为圆柱形，转子和定子之间具有偏心距 e。当原动机经传动轴带动转子转动时，

处于压油区的叶片在离心力以及通入叶片根部压力油的作用下，叶片顶部贴紧在定子内表面上，从而使两相邻叶片、配油盘、定子和转子间形成了与叶片的数量相同的若干个密封工作腔。当转子按图 3-12 所示逆时针方向旋转时，右侧的叶片从槽内向外伸出，工作腔容积逐渐增大，通过右侧的吸油口和配油盘上的腰形窗口吸油。而左侧的叶片向槽里缩进，工作腔容积逐渐减小，通过左侧配油盘的窗口和压油口排油。转子每转一转，每个密封工作腔完成吸油和压油动作各一次，故称为单作用叶片泵。另外，因单作用叶片泵的转子上受到来自压油腔的单向液压力的作用（有时称该泵为非卸荷式叶片泵），轴和轴承的寿命较短，一般不适用于高压。

3.4.2 结构要点

(1) 叶片安放角

为了使双作用叶片泵在工作中，叶片能在其槽内滑动自如，而不致因为摩擦力过大等被卡阻或折断并减少磨损，叶片不进行径向安装，而是顺转向前倾一个角度 θ 安放，以减小定子内表面对叶片作用力的方向与转子半径的方向（叶片径向安装时的方向）所成的压力角 β，这时的压力角为 $\beta'=\beta-\theta$（图 3-13）。通常，叶片槽前倾角取为压力角（最大值为 $\beta_{max}=24°$）之半，即 $\theta=10°\sim14°$。但由于叶片前倾安放，故使用时泵的转子不允许反转。近年来有些高压双作用叶片泵采用了径向叶片槽结构，使用情况良好。

对于单作用叶片泵，为了使叶片能在离心力的作用下顺利甩出，并使叶片顶部可靠地紧贴定子内表面，以保证吸、压油区的密封，必须使叶片所受惯性力和离心力的合力尽量与叶片槽方向一致，以免侧向分力产生的摩擦力影响叶片伸出，叶片要顺旋向后倾一个角度 θ 安放（图 3-14），一般 $\theta=20°\sim30°$。

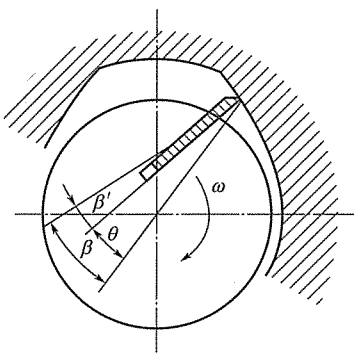


图 3-13 双作用叶片泵的叶片前倾

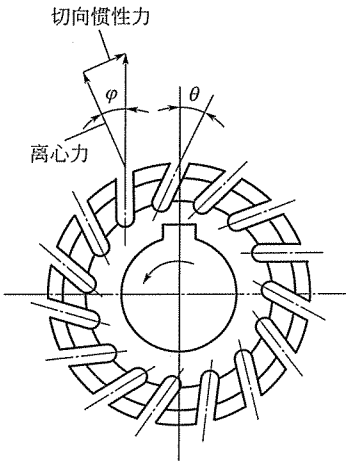


图 3-14 单作用叶片泵的叶片后倾

(2) 双作用叶片泵的配油盘减振三角槽

为了保证配油盘的吸、压油窗口之间的密封，必须使配油盘上的封油区密封角大于或等于两个叶片之间的夹角（图 3-15），以免吸、压油窗口相通而影响容积效率；此外为了避免困油现象，定子圆弧部分夹角应大于或等于配油盘封油区密封角。若泵的转子顺时针转动，当两相邻叶片间的工作腔从吸油区进入定子封油区（定子圆弧区）时，油腔中的压力保持为最低压。当此工作腔转至密封与压油窗口突然接通时，高压油液流入此密封腔并压缩其中的油液，故压力迅速上升。这个过程将引起压力冲击和噪声。解决这个问题的常用方法是在配油盘上从封油区进入压油窗口一边开设减振三角槽（图 3-15），

使高、低压油逐渐接通，高压油进入密封腔时受到节流阻尼作用，从而减缓压力冲击现象，起消振作用。

(3) 单作用叶片泵的定子和转子之间偏心安装

经常制成偏心距 e 可调的变量泵，即通过改变泵的偏心距 e 即可调节泵的流量。但由于转动轴及转子的位置已被原动机的轴限定，故偏心距 e 的改变只能靠移动定子来实现。外反馈限压式变量泵是一种常用的变量叶片泵。它能够借助泵输出压力的大小自动改变转子与定子间的偏心距 e 的大小，进而来改变泵的输出流量，其工作原理如图 3-16 所示。转子 1 的中心 o 固定不动，以 o_1 为中心的定子 4 可左右移动。转子下部为吸油腔，上部为压油腔。压油腔向系统排油的同时，经流道 5 与定子右侧的变量反馈柱塞缸（其柱塞 6 的受压面积为 A）相通。调压螺钉 3 用于调节作用在定子上的弹簧力 F_s，即调节泵的限定压力。流量调节螺钉 7 用于调节定子和转子的偏心距 e_0，而 e_0 决定了泵的最大流量 q_{max}。所以这种泵是利用压油口压力油在柱塞缸上产生的作用力与限压弹簧 2 的弹簧力的平衡关系进行工作的：当泵未运转时，定子 4 在限压弹簧 2 的作用下，紧靠柱塞 6，并使柱塞 6 靠在螺钉 7 上。此时，定子和转子有一初始偏心距 e_0。当泵按图 3-16 所示方向运转时，若泵的出口压力 p 较小，使柱塞 6 上的反馈液压力 pA 小于作用在定子左侧的弹簧力 F_s时，则弹簧把定子推向最右边，此时定子相对于转子的偏心距达到预调初始值 e_0，泵的输出流量最大。当泵的压力随外负载增大而升高，使柱塞 6 上的反馈液压力 pA 大于作用在定子左侧的弹簧力 F_s时，则反馈力克服弹簧预紧力推动定子左移 x 距离，偏心距减小为 $e=e_0-x$，泵输出流量随之减小。压力愈高，偏心距就愈小，输出流量也愈小。当压力大到泵内偏心所产生的流量全部用于补偿泄漏时，泵的输出流量为零，不论外负载再怎样加大，泵的输出压力不会再升高，故这种泵称为限压式变量叶片泵。图 3-17 所示为限压式变量叶片泵的特性曲线，曲线 q-p 反映了泵工作时流量 q 随压力 p 变化的关系，曲线 P-p 反映了功率 P 随压力 p 变化的关系。限压式变量叶片泵适用于执行元件快慢速交替工作循环（图 3-18）的液压系统：快速行程时负载较小，泵输出大的流量（泵工作点在图 3-17 中的 AB 段）；反之，慢速行程时负载较大，泵输出较小流量（泵工作点在图 3-17 中的 BC 段）。这样，可以节约能量并可避免由于采用定量泵而使油路系统复杂化。

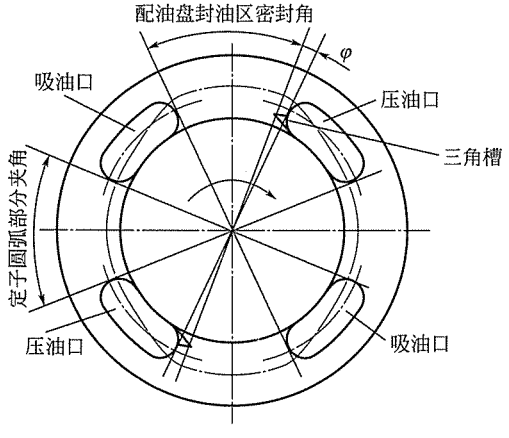


图 3-15　配油盘减振三角槽

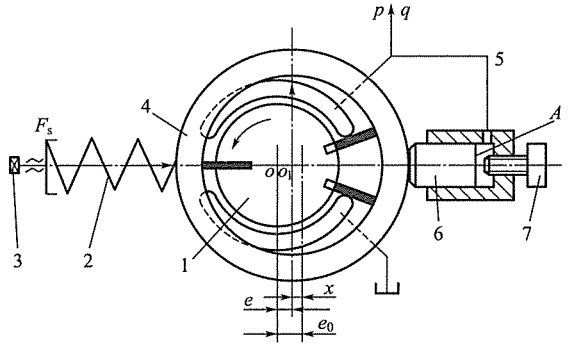


图 3-16　外反馈限压式变量叶片泵工作原理

1—转子；2—限压弹簧；3—调压螺钉；4—定子；5—流道；6—反馈柱塞；7—流量调节螺钉

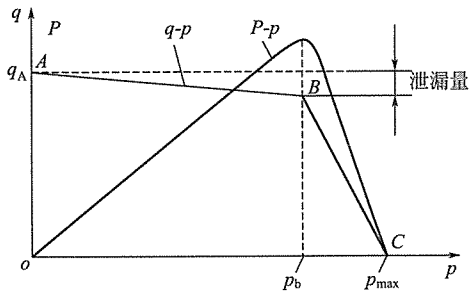


图 3-17　限压式变量叶片泵的特性曲线

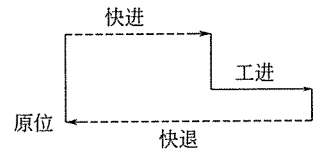


图 3-18　快慢速交替工作循环

3.4.3　典型结构

图 3-19 和图 3-20 分别为国产 YB_1 系列双作用定量叶片泵的结构和实物外形。该系列泵由左壳体 2、右壳体 6、定子 9、转子 10、叶片 11、左配油盘 3、右配油盘 5、泵盖 7 及传动轴 8 等零件组成。叶片装在具有一定倾角的转子滑槽内。传动轴由左、右壳体内的两个径向球轴承 1 和 13 支承，传动轴带动转子回转。两个油封 12 用于泵盖与传动轴之间的密封，以防漏油和空气进入。由于左、右配油盘及定子、转子和叶片可先组装成一个部件（称为泵芯）后再装入壳体，所以装配和维修方便。泵芯由两个紧固螺钉 4 紧定，提供初始预紧力，以便泵启动时能建立起压力。泵工作时，油液从吸油口经过空腔 a，再从左、右配油窗口 b 吸入，高压油从压油窗口 f 经右配油盘中的环槽 e 及右壳体中环槽 g 从压油口排出。泵建立压力后，泵芯靠右配油盘右侧的液压力压紧，压紧力随压力增大而增大，自动补偿轴向间隙，保证泵有较高的容积效率。泵芯两侧的微小泄漏油液通过传动轴与右配油盘孔中的间隙，从 d 孔流回吸油腔。YB_1 系列叶片泵可反转，任意两个不同排量的单泵可组成双联泵，单、双联泵共有 119 个不同规格，单泵最大排量为 100mL/r，额定压力为 7MPa。结构简单，压力脉动和噪声小，寿命长。

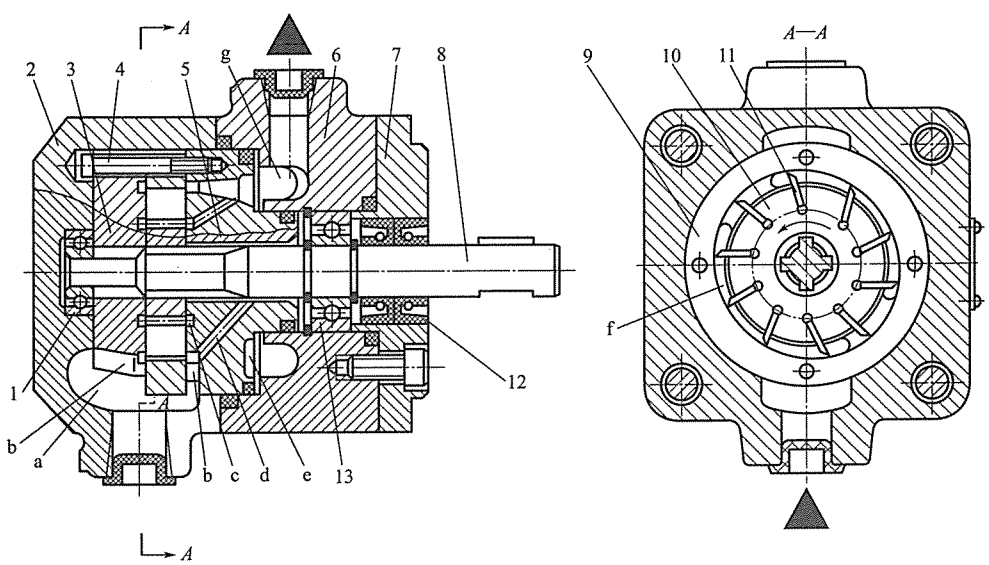


图 3-19　YB_1 系列双作用叶片泵结构

1,13—轴承；2—左壳体；3—左配油盘；4—螺钉；5—右配油盘；6—右壳体；7—泵盖；8—传动轴；9—定子；10—转子；11—叶片；12—油封

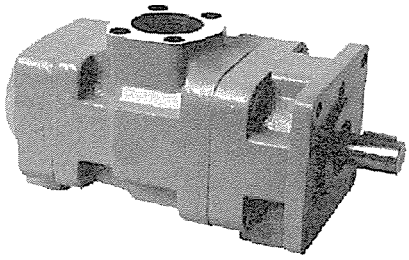


图 3-20　YB_1 系列双作用叶片泵实物外形

图 3-21 和图 3-22 分别为国产 YBX 系列外反馈限压式变量叶片泵（压力调节范围为 2.0～6.3MPa，排量调节范围为 0～40mL/r，额定转速为 1450r/min）的结构和实物外形，泵的吸、压油腔对称分布在定子 3 和转子 5 中心线的两侧。外来控制压力通过泵腔外的控制活塞 7 克服限压弹簧 10 的弹力及定子移动的摩擦力推动定子，改变它对转子的偏心距，从而实现变量。调压螺钉 11 用来调节作用在定子上的弹簧力 F_s，即调节泵的限定压力。流量调节螺钉 6 用来调节定子环与转子间的最大偏心距 e_0，而 e_0 决定了泵的最大流量 q_{max}。定子外的衬圈 2 控制转子与侧板的合理间隙，以保证泵有较高的容积效率和机械效率，又可使定子移动的调节灵敏度增加；压油侧外面用滑块 9 定位，滑块上设有滚针轴承，可减小定子移动的摩擦力。

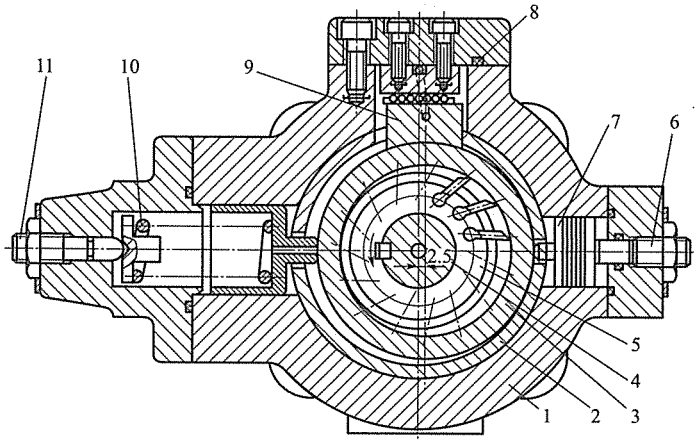


图 3-21　YBX 系列外反馈限压式变量叶片泵结构

1—壳体；2—衬圈；3—定子；4—泵轴；5—转子；6—流量调节螺钉；7—控制活塞；8—滚针轴承；9—滑块；10—限压弹簧；11—调压螺钉

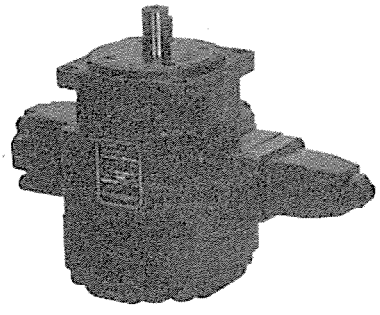


图 3-22　YBX 系列外反馈限压式变量叶片泵实物外形

3.4.4　性能特点

叶片泵的优点是结构紧凑；定量叶片泵的轴承受力平衡，流量均匀，噪声较低，寿命长；单作用叶片泵可制成变量泵；单作用和双作用叶片泵均可制成双联泵或多联泵（两个或多个单级泵安装在一起，在油路上并联而成的液压泵），以满足液压系统对流量的不同需求等。叶片泵的缺点是对油液清洁度要求高；双作用叶片泵的定子结构复杂，单作用叶片泵的转子承受单方向液压不平衡作用力，轴承寿命短等。

双作用叶片泵和单作用叶片泵的主要性能参数见表 3-8。

表 3-8　双作用叶片泵和单作用叶片泵的主要性能参数

性能参数	双作用叶片泵	单作用叶片泵
压力	最高工作压力已达到 28～30MPa	一般不超过 17.5MPa
排量	排量范围为 0.5～4200mL/r，常用排量为 2.5～300mL/r	排量范围为 6～120mL/r

续表

性能参数	双作用叶片泵	单作用叶片泵
转速	小排量泵的最高转速达 8000～10000r/min，但一般产品只有 1500～2000r/min，通常低于齿轮泵	最高转速约 3000r/min，但其同时还有最低转速的限制（一般为 600～900r/min）
效率	容积效率可达 94%，但机械效率一般较高	单作用定量叶片泵在额定工况下的容积效率可达 92%
叶片数	应为偶数，一般为 $z=8\sim18$，以 $z=10$ 和 $z=12$ 者多	应为奇数，常取 $z=9\sim21$，以 $z=13$ 和 $z=15$ 者多
叶片厚度	一般为 $b=1.8\sim2.5$mm，例如流量为 12～200L/min 的 YB_1 系列叶片泵的叶片厚度 $b=2.25$mm	一般为 $b=1.8\sim2.5$mm
叶片倾角	通常前倾角为 $\theta=10°\sim14°$，例如流量为 10～100L/min 的 YB_1 系列叶片泵的叶片前倾角为 $\theta=13°$	通常后倾角为 $\theta=20°\sim30°$，常取 $\theta=24°$

3.4.5 安装使用

(1) 安装

叶片泵的安装见表 3-9。

表 3-9 叶片泵的安装

序号	内容	序号	内容
1	泵的支架要牢固，刚性好，并能充分吸收振动	4	若泵安装高于油箱时，吸入口距油箱液面的高度应符合说明书的规定。若泵的工作转速较低，安装时，应将泵的吸入口向上，以便启动时易于吸油
2	泵的传动轴和原动机轴同轴度误差应符合制造厂的规定（一般不大于 0.1mm），尽可能采用柔性联轴器，以免泵轴承受弯矩及轴向载荷。传动轴转向应符合产品要求	5	油箱内应设有隔板，用来分隔回油带来的气泡与脏物。回油管应伸到液面以下（不得直接和泵的入口连接），防止回油飞溅引起气泡
3	泵的吸入管道通径应不小于泵入口通径，吸油过滤器通过流量应不小于泵额定流量的 2 倍		

(2) 启动

叶片泵的启动见表 3-10。

表 3-10 叶片泵的启动

序号	内容	序号	内容
1	在泵启动前，应检查进、出口和转向，泵的旋转方向应与产品标牌指示方向一致	3	在初次工作或长期停车后再启动时，会产生吸空现象，所以应在输出口端安装排气阀，或稍微松动出口法兰，以排除空气，并尽可能地在空载情况下进行试运转
2	初次启动最好将泵注满油，并用手转动联轴器，旋转力量应感觉均匀、灵活	4	在对变量叶片泵的排量进行调整时，应先拧松防松螺母，再旋转调整螺钉，并注意增大或减小流量时旋转调整螺钉的方向。调毕应拧紧螺母

(3) 维护

叶片泵的维护见表 3-11。

表 3-11　叶片泵的维护

序号	内　容	序号	内　容
1	暂不使用的新泵，应向内部注入防锈油，并在外露表面涂防锈油脂，然后盖好油口防尘盖，妥善保存	5	应保持正常的油箱液位高度，及时进行补油；要定期检查油液性能，达不到规定要求时要及时予以更换并清洗油箱；应经常检查和清洗过滤器，以保证泵能通畅地吸入油液
2	配管时，注意清除残留在油箱及管道中的铁屑与残渣及棉纱等异物，以免引起泵的故障	6	泵工作一段时间后，因振动可能引起安装螺钉或进、出油口法兰螺钉松动，要注意检查，并拧紧防松
3	液压系统中的安全阀压力不能调得过高，一般应不大于泵额定压力的 1.25 倍	7	对于有泵芯备件的叶片泵，正常维修只需要更换泵芯即可。更换时应注意检查密封圈是否平整，防止切边，拧紧外壳件连接螺钉时，应按对角线方向逐渐拧紧，用力要均匀
4	应避免泵在过高或过低温度下连续运转，必要时应通过设置冷却器和加热器来调节油温		

3.4.6　故障诊断

叶片泵常见故障及其诊断排除方法见表 3-12。

3.4.7　检修装配

叶片泵使用一定时间后，定子的内表面、转子的两端面、叶片顶部及配油盘表面等相对运动面会发生磨损和刮伤，引起泄漏和噪声增大。对于磨损和刮伤严重者，应进行拆检。

(1) 拆卸

对叶片泵进行检修时，首先应对照泵的装配图或使用说明书进行拆卸，其步骤见表 3-13。

表 3-12　叶片泵常见故障及其诊断排除方法

故障现象	产生原因	排　除　方　法
(1) 泵不输油或无压力	①原动机与油泵旋向不一致或传动键漏装	①纠正转向或重装传动键
	②进、出油口接反	②按说明书选用正确接法
	③泵转速过低	③提高转速达到泵最低转速以上
	④油黏度过大，使叶片运动不灵活	④选用推荐黏度的工作油
	⑤油箱内油面过低，吸入管口露出液面	⑤补充油液至最低油标线以上
	⑥油温过低使油液黏度过大	⑥加热至合适黏度后使用
	⑦吸入管道或过滤装置堵塞造成吸油不畅	⑦清洗管道或过滤装置，除去堵塞物，更换或过滤油箱内油液
	⑧吸入口过滤器过滤精度过高造成吸油不畅	⑧按产品说明书正确选用过滤器
	⑨系统油液过滤精度低导致叶片在槽内卡阻	⑨拆洗脏件，仔细重装，并更换油液
	⑩小排量油泵吸力不足	⑩将泵内注满油
	⑪吸入管道密封不良漏气	⑪检查管道质量和各连接处密封情况，更换管道或改善密封

续表

故障现象	产生原因	排 除 方 法
（2）流量不足	①转速未达到额定转速 ②系统中有泄漏 ③由于油泵长时间工作、振动使泵盖螺钉松动 ④吸入管道漏气 ⑤吸油不充分 a.油箱内油面过低 b.入口过滤器堵塞或通流量过小 c.吸入管道堵塞或通径小 d.油黏度过高或过低 ⑥变量泵流量调节不当	①按说明书指定额定转速选用电机 ②检查系统，修补泄漏点 ③适当拧紧螺钉 ④检查各连接处，并予以密封、紧固 ⑤处理方法如下 a.补充油液至最低油标线以上 b.清洗过滤器或选用通流量为泵流量2倍以上的过滤器 c.清洗管道，选用不小于油泵入口通径的吸入管 d.选用推荐黏度的工作油 ⑥重新调节至所需流量
（3）压力升不上去	①同本表(1)、(2) ②溢流阀调整压力太低或出现故障 ③变量泵压力调节不当	①同本表(1)、(2)排除方法 ②重新调试溢流阀压力或修复溢流阀 ③重新调节至所需压力
（4）外泄漏	①密封件老化 ②进、出油口连接部位松动 ③密封面磕碰或泵的壳体存在砂眼	①更换密封 ②紧固管接头或法兰螺栓 ③修磨密封面或更换壳体
（5）振动和噪声过大	①吸油不畅或液面过低 ②有空气侵入 ③油液黏度过高 ④转速过高 ⑤泵传动轴与原动机轴同轴度误差过大 ⑥配油盘端面与内孔不垂直或叶片垂直度太差	①清洗过滤器或向油箱补油 ②检查吸油管，注意液位 ③适当降低油液黏度 ④降低转速 ⑤调整同轴度至规定值 ⑥修磨配油盘端面或改善叶片垂直度
（6）异常发热	①油温过高 ②油黏度太大、内泄过大 ③工作压力过高 ④回油口直接接到泵入口	①改善油箱散热条件或使用冷却器 ②选用合适液压油 ③降低工作压力 ④回油口接至油箱液面以下

表 3-13　叶片泵的拆卸步骤

步骤	内容	步骤	内容
1	松开前、后盖各连接螺钉，取下各螺钉及泵盖	4	检查各密封圈和轴端骨架油封，已损坏或变形严重者必须更换
2	从泵体内取出泵的传动轴及轴承，卸下传动键	5	把拆下来的零件用煤油或轻柴油清洗干净
3	取出用螺钉（或销钉）连接的泵芯（由左、右配油盘，定子和转子等组装成的部件），将此部件解体后，妥善放置好各零件	6	逐一检查拆下零件的状态，将已磨损或失效的零件进行修理或更换

(2) 修理

叶片泵的修理见表 3-14。

表 3-14 叶片泵的修理

项目	说明	项目	说明
定子	定子在吸油腔这一段内表面容易磨损。内表面磨损和刮伤不严重时，可用细砂布或油石打磨后继续使用	叶片	叶片的损坏形式主要是叶片顶部与定子内表面相接触处以及端面与配油盘平面相对滑动处的磨损和刮伤，拉毛不严重时可稍加抛光再用
转子	转子的损坏形式主要是两端面磨损拉毛、叶片槽磨损变宽等。若只是两端面轻度磨损，抛光后可继续使用	配油盘	侧板或前、后盖装配后与齿轮相对滑动的接触端面的轻度磨损与刮伤，可研磨端面修复；磨损和刮伤严重时，可在平面磨床上磨去端面上的沟痕

(3) 装配

修理后叶片泵的装配步骤见表 3-15。

表 3-15 修理后叶片泵的装配步骤

步骤	内容	步骤	内容
1	清除零件毛刺	4	把带叶片的转子与定子和左、右配油盘用销钉或螺钉组装成泵芯组合部件(应注意：定子和转子与配油盘之间的轴向间隙应保证为 0.045～0.055mm，以防止内泄漏过大；叶片的的宽度应比转子的厚度小 0.05～0.01mm；同时，叶片与转子在定子中应保持正确的装配方向，不得装错)
2	用煤油或轻柴油清洗干净全部零件		
3	将叶片涂上液压油装入各叶片槽(应注意叶片方向，有倒角的尖端应指向转子上叶片槽倾斜方向。叶片装配在转子槽内应移动灵活，手松开后由于油的张力叶片一般不应下落，否则说明配合过松。定量泵配合间隙为 0.02～0.025mm，变量泵配合间隙为 0.025～0.04mm)	5	把泵轴及轴承装入泵体
		6	把各 O 形密封圈装入相应的密封沟槽内
		7	把泵芯组件穿入泵轴与泵体合装。此时，要特别注意泵轴转动方向与叶片倾角方向之间的关系(双作用叶片泵指向转动方向，单作用叶片泵背向转动方向)

(4) 注意事项

叶片泵检修与装配中的注意事项与齿轮泵相同，见 3.3.7 (4)。

3.5 斜盘式轴向柱塞泵的使用维护及故障诊断

柱塞泵是靠柱塞在专门的缸体中往复运动进行吸油和压油的一类液压泵。其壳体只起连接和支承各工作部件的作用，故是一种壳体非承压型泵。柱塞泵的构造复杂程度和制造成本处于各类液压泵之首。按柱塞和缸体的位置关系分为轴向柱塞泵［直轴式(斜盘式) 和斜轴式］和径向柱塞泵两大类，其中轴向柱塞泵应用较广。

3.5.1 工作原理

在斜盘式轴向柱塞泵（图 3-23）中，柱塞 3 安装在缸体 4 内均布的柱塞孔中，柱塞的头部安装有滑靴 2，由于回程机构（图中未画出）的作用，迫使滑靴底部始终贴着斜盘 1 的表面运动。斜盘表面相对于缸体平面（A—A 剖面）有一倾斜角 γ，当传动轴 6 通过缸体带动柱塞旋转时，柱塞在柱塞孔内做直线往复运动。为了使柱塞的运动和吸、压油路的切换实现

准确配合，在缸体的配油端面和泵的吸、压油通道之间安放了一个固定不动的配油盘 5。配油盘上开有两个弧形通道，即腰形配油窗口。配油盘的正面和缸体配油端面紧密贴合，并且相对滑动；而在配油盘的背面，应使两腰形配油窗口分别和泵的吸油路、压油路相通。

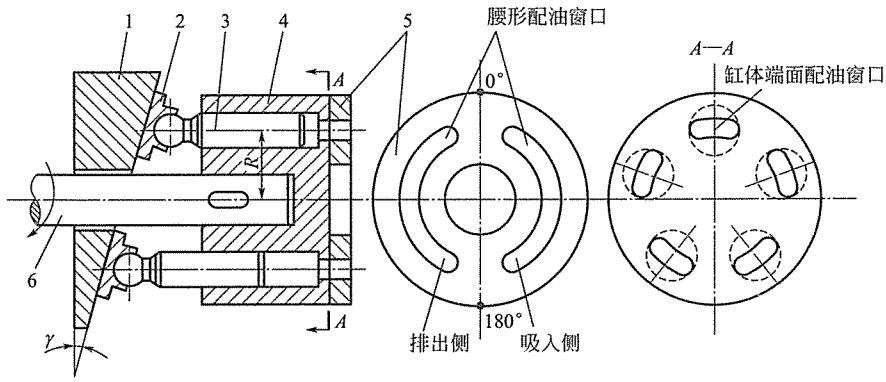


图 3-23　斜盘式轴向柱塞泵工作原理

1—斜盘；2—滑靴；3—柱塞；4—缸体；5—配油盘；6—传动轴

当缸体按图 3-23 所示方向旋转，在 0°～180°范围内，柱塞由上止点（对应 0°位置）开始伸出，柱塞腔容积不断增大，直至下止点（对应 180°位置）为止，在此过程中，柱塞腔刚好与配油盘 5 的吸油窗口相通，油液被不断地吸入到柱塞腔内，这就是吸油过程。随着缸体的继续旋转，在 180°～360°范围内，柱塞在斜盘的约束下由下止点开始缩回腔内，柱塞腔容积不断减小，直至上止点为止，在此过程中，柱塞腔刚好与配油盘 5 的压油窗口相通，油液通过压油窗口排出，这就是压油过程。由此可见，缸体每转一周，每个柱塞进行半周吸油和半周压油。如果柱塞泵不断旋转，便可连续不断地吸油和压油。泵的排量与斜盘倾角 γ 有关，当 γ 不可调时为定量泵，当 γ 可调时，就能改变柱塞行程，即为变量泵。

3.5.2　结构要点

(1) 柱塞-斜盘摩擦副

斜盘式轴向柱塞泵的柱塞头部与斜盘有球头型点接触和滑靴型面接触两种摩擦副。前者结构简单，但泵工作时柱塞头部与斜盘接触点受到很大的接触应力，故不适用于高压场合。对于高压斜盘式轴向柱塞泵，一般采用后者（图 3-24），它是在柱塞 6 的球头加装滑靴 2（球窝滑靴与柱塞球头多用滚压包球工艺铰接而成），为了减小滑靴底部的接触应力，在滑靴底部开有油室，将缸孔中的压力油经柱塞和滑履中间的小孔引入其中，使来自柱塞油腔的推力与该油室的油压力相平衡（称为液压平衡），形成一液体静压推力支承，这种有润滑的面接触，可大大降低柱塞与斜盘的磨损及摩擦损失，使泵的工作压力大幅提高，但结构也较复杂。

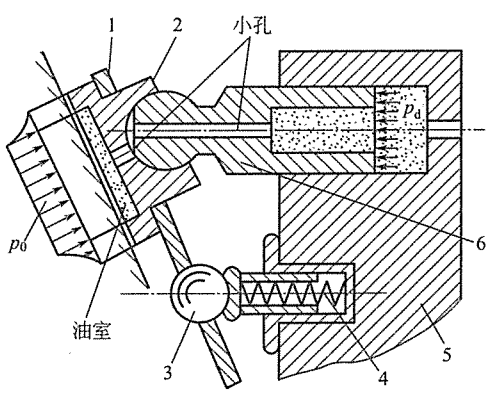


图 3-24　球窝滑靴柱塞组件

1—回程盘；2—滑靴；3—钢球；4—弹簧；5—缸体；6—柱塞

(2) 缸体孔-柱塞摩擦副

为了延长缸体的使用寿命，柱塞缸体孔有时装入耐磨合金缸套，有的则用烧结或其他方法覆以耐磨层。为了减轻重量，改善泵的特性，柱塞内部一般都做成空心的（图 3-24）。为了减

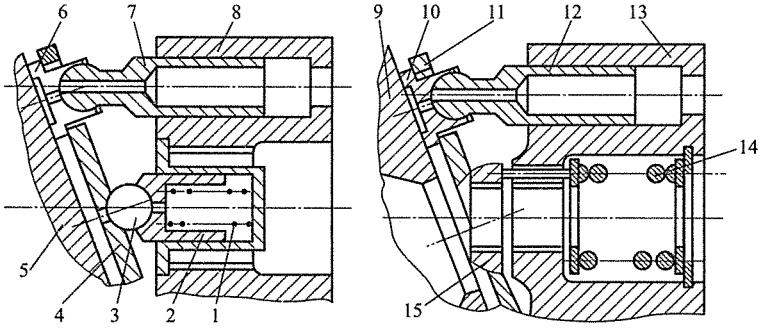
小柱塞与缸体孔之间的环形缝隙泄漏，柱塞与孔间隙一般控制在 0.02～0.04mm。

(3) 配油盘-缸体端面摩擦副

配油盘在分配油液进出的同时，会承受缸体由于加工误差和运转中的倾斜力矩作用产生的偏心载荷。配油盘与缸体端面的间隙过大会加大内泄漏而降低容积效率，反之，则配油盘磨损加剧，降低泵的寿命。缸体悬浮在其与配油盘之间的油膜上是两者的理想接触状态。为了控制不均匀间隙，在配油盘或缸体的结构上采取浮动配油盘、浮动缸体、浮动过渡板等措施，以相对浮动进行间隙自动补偿。

(4) 柱塞的回程（外伸）

斜盘式轴向柱塞泵的压油过程可借助斜盘推动柱塞强制缩回，但吸油过程必须依靠其他回程机构使柱塞外伸，以保证滑靴在任何时候都紧贴斜盘斜面而不脱离。轴向柱塞泵通常采用图 3-25 所示的中心弹簧回程机构，中心弹簧的弹簧力通过套筒、钢球或球铰、回程盘带动滑靴和柱塞回程，而靠斜盘强迫缩回，吸油能力较强，其中的弹簧承受静载荷，其压缩量不随泵主动轴的转动而变，弹簧不会产生疲劳破坏，故此种结构被广泛采用。



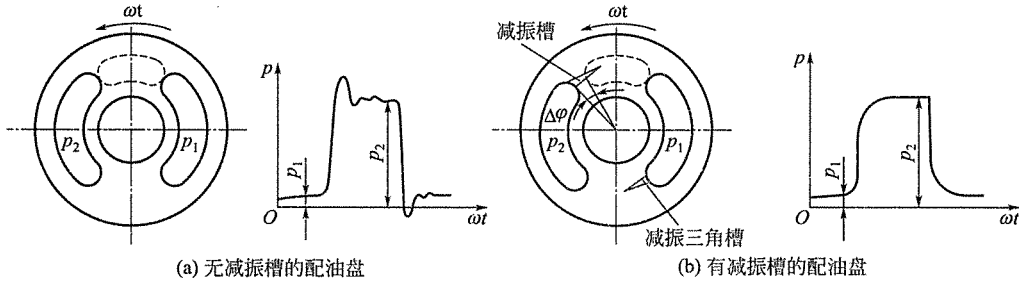
(a) 非通轴泵的弹簧回程机构　　(b) 通轴泵的弹簧回程机构

图 3-25　柱塞的中心弹簧回程机构

1,14—中心弹簧；2—套筒；3—钢球；4,11—回程盘；5,9—斜盘；6,10—滑履；7,12—柱塞；8,13—缸体；15—球铰

(5) 配油盘减振三角槽

为了保证柱塞泵的密封，如图 3-26(a) 所示，柱塞泵的密封工作容腔也会在既不和配油盘的吸油窗口（p_1）相通，也不和压油窗口（p_2）相通的过渡区（虚线腰形孔）产生困油现象及压力冲击。为此，通常在配油盘的吸、压油窗口的端部开设减振三角槽 [图 3-26(b)]。这样可使柱塞工作容腔离开吸油窗口后并不立即与压油窗口相通，利用困油现象对工作容腔中的油液进行一定的预压缩，然后再与压油窗口相通。同样，可使柱塞工作容腔从压油窗口过渡到吸油窗口的过程中进行预卸压。设置三角槽后可大大改善液压冲击。



(a) 无减振槽的配油盘　　(b) 有减振槽的配油盘

图 3-26　配油盘减振三角槽

3.5.3 典型结构

图 3-27 和图 3-28 分别为国产 SCY 系列手动变量斜盘式轴向柱塞泵的结构和实物外形。它由主体部分加变量头构成。在缸体 22 的轴向缸孔中装有柱塞 21，各柱塞的球形头部装有滑靴 20。回程机构由中心弹簧 6 和回程盘 8 等组成，将滑靴紧压在斜盘 10 的斜面上，使泵具有一定自吸能力。当缸体由传动轴 1 带动旋转时，柱塞相对缸体往复运动，缸底的通油孔经配油盘 23 上的配油窗口完成吸、压油工作。缸体支撑在滚柱轴承 9 上，使斜盘给缸体的径向分力可由滚柱轴承来承受，使传动轴和缸体只受转矩而没有弯矩的作用。柱塞和滑履中间的小孔可使缸孔中的压力油通至滑履和斜盘的接触平面间，形成一静压油膜，减小了滑履和斜盘之间的磨损。在缸体的前端设置一个大直径的专用短滚柱轴承 9，用来直接承受侧向力，传动轴仅用来传递转矩。变量头是一个手动控制变量机构。调节手轮 11 使螺杆 14 转动，带动变量活塞 17 轴向移动（侧面装有导向键防止转动，图中未画出）。通过中间销轴 15 使支撑在变量机构壳体上的斜盘绕球铰 7 的中心转动，从而改变斜盘的倾角，即改变了泵的排量，排量调节的百分比可粗略通过刻度盘 16 观测。调节完毕后可通过锁紧螺母 12 紧固。此变量机构结构简单，但操纵不轻便且工作过程中调节变量必须卸荷操作。该泵容积效率高达 95%，额定压力达 31.5MPa。

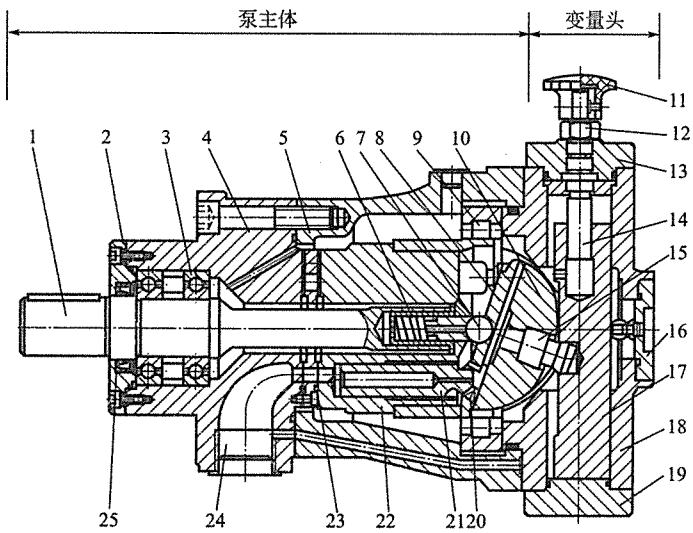


图 3-27 SCY 系列手动变量斜盘式轴向柱塞泵结构

1—传动轴；2—法兰盘；3—滚珠轴承；4—泵体；5—壳体；6—中心弹簧；7—球铰；8—回程盘；9—滚柱轴承；10—斜盘；11—调节手轮；12—锁紧螺母；13—上法兰；14—调节螺杆；15—销轴；16—刻度盘；17—变量活塞；18—变量壳体；19—下法兰；20—滑靴；21—柱塞；22—缸体；23—配油盘；24—压油口；25—骨架油封

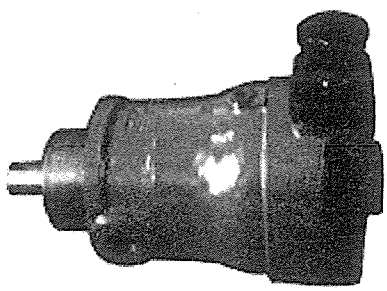
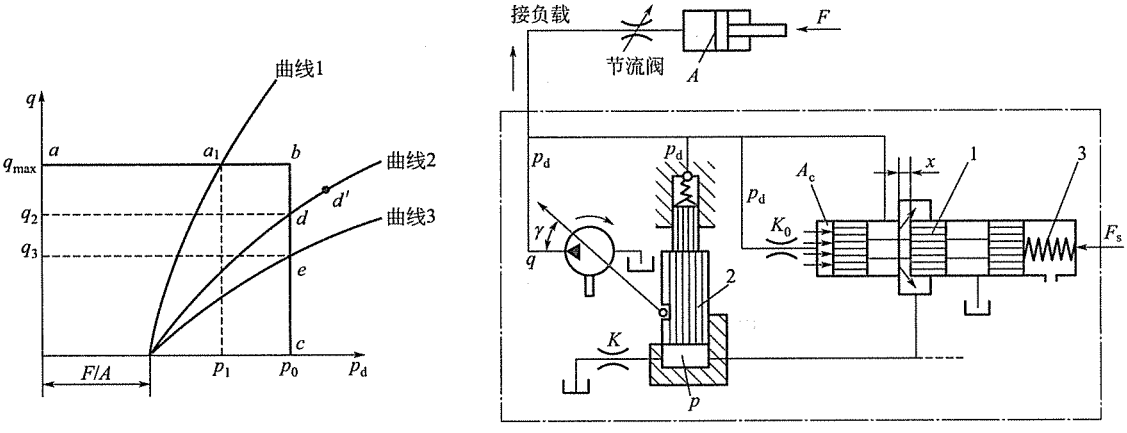


图 3-28 SCY 系列手动变量轴向柱塞泵实物外形

柱塞泵的变量控制机构除了手动控制外，还有液压控制、电液控制、直流电机控制等，这些泵的主体结构相同，只要更换不同的变量头就能成为另一种变量泵。按控制特性变量柱塞泵有恒压控制、恒功率控制和功率传感控制等。现仅对恒压控制变量控制原理进行简要说明。

恒压变量泵中的恒压变量机构通过泵出口压力与变量机构压力调定值之间的差值来调节泵的输出流量，使泵保持出口压力为定值。此泵在系统压力未达到调定值之前为定量泵，向

系统提供泵的最大流量；当系统压力达到调定值后，无论输出流量如何变化，其输出压力恒定，故称为恒压变量泵。泵的压力-流量特性如图 3-29(a) 所示，恒压变量机构的工作原理如图 3-29(b) 所示。泵出口压力被引入先导控制滑阀 1 的左端，形成液压推力 $p_d A_c$，和右端压力控制弹簧的作用力 F_s 相比较。F_s 代表了恒压泵的给定压力 p_0，即 $p_0 = F_s / A_c$。



(a) 压力-流量特性　　(b) 变量机构原理

图 3-29　恒压变量泵的压力-流量特性及其变量机构原理

1—控制滑阀；2—差动变量活塞；3—压力控制弹簧

当泵的工作压力 $p_d < p_0$ 时，滑阀 1 的开度 $x=0$，差动变量活塞 2 大直径端的压力 $p=0$，在小直径端油压 p_d 的推动下，活塞 2 将斜盘推向 γ 最大的位置，使泵保持最大流量 q_{max} [图 3-29(a) 中的水平线 ab]。当泵的工作压力增大到泵的给定值，即 $p_d = p_0$ 时，滑阀 1 左端的液压推力 $p_d A_c$ 将克服弹簧力 F_s，把阀口打开，形成一开度为 x 的可变节流口，它和固定节流器 (K) 构成串联阻力回路。利用该阻力回路可控制差动变量活塞 2 的大端压力 p：当开度 x 增大，压力 p 升高，当 x 增大到一定程度，压力 p 便能推动差动变量活塞 2 向上移动，带动斜盘，使 γ 角减小，泵的流量也随之减小。因先导控制滑阀 1 不直接推动斜盘，只是对推动斜盘的差动变量活塞 2 起控制作用，故尺寸可做得非常小，因此弹簧 3 的刚度也很小。所以当 $p_d = p_0$ 时，控制滑阀 1 的阀口开度，在理论上可以是任意的，差动变量活塞位置及斜盘倾角 γ 也都具有任意性。这表示当 $p_d = p_0$ 时，泵可能在 $q=0$ 到 $q=q_{max}$ 之间的任一流量下工作 [图 3-29(a) 中的恒压线 bc]。如果外部负载过大，要求泵的压力 $p_d > p_0$，则泵是不能工作的。因为当 p_d 达到 p_0 并有继续升高的趋势时，控制滑阀 1 的开度 x 早已达到最大，差动变量活塞大端压力也达到最大，将斜盘推到 $\gamma=0$ 的位置，使输出流量为零。在实际应用中需采用带节流阻力的负载与恒压泵在恒压区匹配工作。图 3-29(a) 中的曲线 1、2、3 是三条节流负载的阻力-流量特性曲线，它们和 bc 恒压线交于 d、e。节流负载的特点是不要求固定的压力，一个工作压力便对应一个确定的流量，而且随压力的增高流量也增大。这样一来，节流阻力-流量特性曲线 2、3 和恒压泵的恒压线 bc 的交点 d、e 便是稳定的工况点。形成这些工况点的过程是：假如受干扰，工作点偏移，例如工作点 d

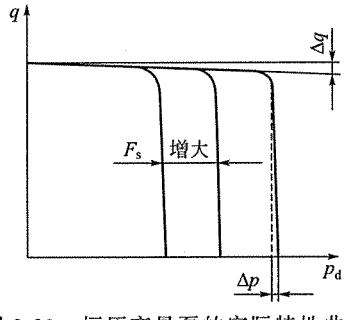


图 3-30　恒压变量泵的实际特性曲线

Δq—泵的泄漏量（随压力增大而增大）；

Δp—恒压变量机构的控制压力偏差

沿阻力-流量特性曲线移到 d' 点，流量增大，泵的工作压力也随之高于 p_0，这样就破坏了控制滑阀 1 的受力平衡状态，接着出现阀口开度 x 增大、差动变量活塞大端压力增大、斜盘倾角 γ 减小使流量减少。这个反馈过程一直要到工况点恢复到原来的 d 点为止。由此可见，恒压变量泵确实能提供一个压力为 p_0 的恒压油源。图 3-30 所示为恒压变量泵的实际特性曲线，调节控制弹簧改变 F_s 即可得到压力不同的恒压特性。恒压变量泵可用于节流调速系统；液压系统保压，输出流量只补偿系统泄漏；作为电液伺服系统的恒压油源。

3.5.4 性能特点

斜盘式轴向柱塞泵一般具有可逆性（既可作为泵又可作为马达）；可无级变量，利用斜盘的摆动实现流量和方向的变化；压力高；排量大；变量动态特性好，响应时间可达 0.2s；效率高；通轴泵可实现与阀组合，多泵串联；结构紧凑，功率密度大。其适用于重型机床、液压机、工程机械等机械的高压大流量液压系统，但结构比较复杂，价格较高，对油液清洁度要求较高。斜盘式轴向柱塞泵的性能参数见表 3-16。

表 3-16 斜盘式轴向柱塞泵的性能参数

性能参数	范　围
压力	在各种液压泵中，柱塞泵能达到的工作压力最高。斜盘式柱塞泵的压力普遍达到了 40～48MPa，某些军用产品甚至达 60MPa
排量	常用斜盘式柱塞泵的排量范围为 1.5～1500mL/r
转速	柱塞泵的许用转速很高，具体数值与排量有关，小排量泵的转速可超过 10000r/min，中等排量泵的转速为 3000～5000r/min，大排量泵的转速可达 2000r/min 以上
效率	在已知的各种液压泵中，柱塞泵能达到最高的容积效率。柱塞泵的机械效率也已达到了很高水平。目前 40MPa 压力级重系列轴向柱塞泵的容积效率和机械效率均超过 95%，最高总效率高达 91%～93%
柱塞数	为了提高供油的均匀性，柱塞泵的柱塞数 Z 应为奇数，常取 $Z=5\sim9$，一般通轴泵 $Z=9$，非通轴泵 $Z=7$
斜盘倾角	斜盘式柱塞泵的斜盘倾角一般为 $\gamma_{max}=18°\sim21°$

3.5.5 安装使用

(1) 安装

柱塞泵的安装见表 3-17。

表 3-17 柱塞泵的安装

序号	项目	序号	项目
1	由于斜盘式轴向柱塞泵的传动轴上装有缸体，对其轴伸上受径向力很敏感，而且影响轴承寿命，因此一般不允许在轴伸处直接安装带轮、齿轮、链轮，如果非装不可，则应增设过渡支架(图 3-31)。原动机和泵的轴伸连接要求采用挠性联轴器，同轴度要求一般为：轴线偏移量应不超过 0.05mm；角度偏差不超过 0.5°。液压泵与原动机之间连接完毕后，应采用千分表等测量检查其安装精度(同轴度和垂直度)(图 3-32)	3	泵的吸、压油口和泄油口的配管通径应大于或等于产品规定值。为了避免钢管装配不妥，使泵产生强制偏移而引起轴伸上受径向力及噪声传递，应接一段软管。为了避免吸入空气，吸油管应插入油箱液面以下，插入液面深度应为离最低液面 $3d\sim4d$（d 为管道通径）；油管口离油箱底面 150mm 以上。管端切 45°剖口。对允许安装在油箱上的泵，通常泵轴线离液面不大于 500mm。即使泵安装位置低于油箱液面，其管道也应尽可能短，尽量不接直角弯头。避免安装截止阀，以免因操纵失误而使泵吸空，并推荐采用箱侧吸油过滤器，因其带有自封阀，对更换滤芯及维修泵均无影响。泄油管的长度应尽量短，若超过 1～2m，应增大通径，以保证壳体内压力不超过 0.03MPa，以免轴头密封损坏。泄油管应单独直接回油箱，远离吸油管，插入液面以下，不得与系统回油管合用。对于配有几个泄油口的泵，应选最高位置的接口配管(图 3-33)，配管部分的高度应高于泵体最高部位的高度。柱塞泵作马达使用时，其回油管应远离吸油管，插入液面以下，管端切 45°剖口，且剖口朝向油箱壁
2	泵的安装支架必须具有足够刚度，可设置防振垫，以减小振动和噪声		

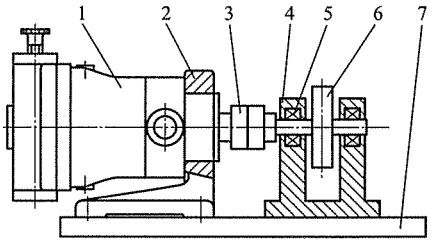
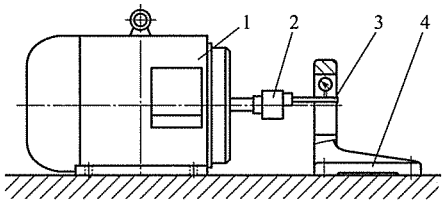
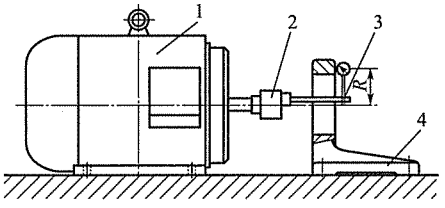


图 3-31　液压泵与原动机之间采用齿轮或带轮连接

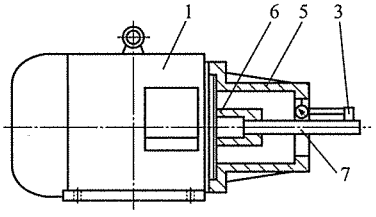
1—液压泵；2—泵支架；3—联轴器；4—支座；5—轴承；6—带轮或齿轮；7—公用基座



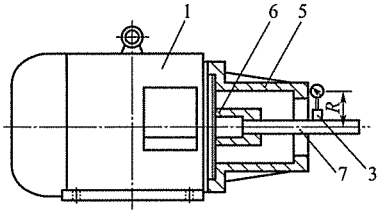
(a) 支架上安装孔对原动机输出轴的同轴度测量检查



(b) 支架上泵安装端面对原动机输出轴的垂直度测量检查



(c) 泵轴安装孔对钟形法兰安装孔的同轴度测量检查



(d) 泵轴安装孔对钟形法兰安装端面垂直度的测量检查

图 3-32　安装精度（同轴度与垂直度）的测量检查

1—原动机；2—联轴器；3—磁性千分表座；4—支架；
5—钟形法兰；6—原动机输出轴；7—同轴度芯轴

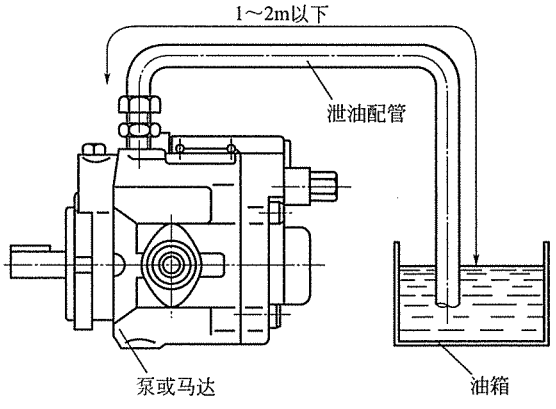


图 3-33　泄油管的配管

(2) 启动、运行及维护

柱塞泵的启动、运行及维护见表 3-18。

表 3-18　柱塞泵的启动、运行及维护

序号	项目	序号	项目
1	启动前要检查管路连接是否正确，油箱里是否注满了油，吸油截止阀是否打开，有关螺钉是否拧紧等	3	用手缓慢扳动联轴器，检查其受力是否均匀；系统是否处于卸载工况；管路接头是否漏气；点动泵的启动按钮，检查旋转方向是否符合规定等
2	在上述问题检查无误后，对于要求注油的泵，应按产品说明书的规定在首次使用或启动前，向规定油口注油并打开放气塞。卧式安装的泵，从壳体最高处的注油口（若无注油口，则可用泄油口）向壳体内腔灌油，直到溢出为止。注油过程中缓慢转动传动轴以便排净空气。立式安装的泵，不管安装在油箱内或外，均应在安装泵之前，将其放在水平位置，以卧式安装方式注满油。注油结束后，再将放气塞拧紧	4	启动时不可急剧全速启动，而应在系统卸载状态下，点动原动机开、关数次之后，才能连续空载运转，以将管道中的空气尽可能排除干净。低速暖机运行或者空载跑合一段时间（1～2min），检查系统在空载下功能一切正常后就可以逐渐增加负载。加载过程中应无异常振动、噪声、渗漏等，否则立即停车检查分析、排除故障
		5	正常运行后，要防止泵吸空。要经常注意油箱油位、油温及油液是否清洁，要定期更换油液和过滤器

3.5.6　故障诊断

以国内大量使用的国产 CY 系列柱塞泵为例，介绍轴向柱塞泵的常见故障及其诊断排除方法（表 3-19）。

表 3-19　轴向柱塞泵常见故障及其诊断排除方法

故障现象	产生原因	排除方法
（1）泵建立不起压力或流量不足	①电机转向接反或电磁换向阀安装错误	①调换或改正
	②泄油管泄油过多	②拧开泄油管目测判断，泄油如呈喷射状，则说明效率降低
	③油液中进水或混有杂质	③油液中进水呈乳白色，劣质油呈酱色或黑色柏油状，换油
	④进油口上安装滤网或滤网堵塞	④拆除或选用网眼较粗大的滤网
	⑤进油管道上漏气或有裂纹	⑤涂黄油检查，发现声音减小说明管道漏气，更换密封件或管道
	⑥油箱内油液不足	⑥按油箱要求加足
	⑦管道、阀门或管接头通径尺寸不当	⑦按说明书要求测量后改进
	⑧进油管过长、弯头过多	⑧进油管长度应小于 2.5m，弯头不超过 2 个
	⑨泵与原动机同轴度超差	⑨停车后用手旋联轴器应手感轻松且有轴向间隙，否则应调整同轴度，消除干涉
	⑩溢流阀设定压力不当或阀及执行元件内泄漏过大	⑩调紧溢流阀或换阀试验，油缸内泄漏过大，则活塞杆呈爬行现象
	⑪未打开进油阀先开车	⑪泵已磨损需修理
	⑫电磁换向阀不换向	⑫调换
	⑬油液黏度太大或油温太低	⑬更换较低黏度的油液或将油箱加热
	⑭电气部分有故障	⑭由相关人员处理
	⑮缸体铜层脱落或有轴承损坏，或有柱塞滑靴烧损现象	⑮检查并更换
	⑯配油盘与泵体之间有脏物，或配油盘定位销未装好，使配油盘和缸体贴合不好	⑯拆解泵并清洗运动副零件，重新装配
	⑰变量机构偏角太小，使流量太小，溢流阀建立不起压力或未调整好	⑰加大变量机构的偏角以增大流量，检查溢流阀阻尼孔是否堵塞、先导阀是否密封，重新调整好溢流阀
	⑱系统中其他元件的漏损太大	⑱更换有关元件
	⑲压力补偿变量泵达不到液压系统所要求的压力	⑲检查并调整
	a. 变量机构未调整到所要求的功率特性	a. 重新调整泵的变量特性
	b. 当温度升高时达不到所要求的压力	b. 降低系统温度或更换由于温度升高而引起漏损过大的元件

续表

故障现象	产生原因	排除方法
（2）外泄漏	①密封圈老化	①拆检密封部位，详细检查O形圈和骨架油封损坏部分及配合部位的划伤、磕碰、毛刺等，并修磨干净，更换新密封圈
	②轴端骨架油封处渗漏 a. 骨架油封磨损	②拆检 a. 更换骨架油封
	b. 传动轴磨损	b. 轻微磨损可用金相砂纸、油石修整，严重偏磨应返回制造厂更换
	c. 油泵的内渗增加或泄油口被堵，低压腔油压超过0.05MPa，骨架油封损坏	c. 清洗泄油口，检修两对运动副，更换骨架油封，在装配时应用专用工具，唇边应向压力油侧，以保证密封
	d. 外接泄油管道管径过细或管道过长	d. 更换合适的泄油管道
（3）振动噪声过大	①泵内未注油液或未注满	①重新注油
	②泵一直在低压下运行	②高压5～10min排空气
	③油的黏度过大，油温低于所允许的工作温度范围	③更换适合于工作温度的油液或启动前低速暖机运行
	④油液中进水或混有杂质(劣质油呈黑色)	④更换油液
	⑤吸油通道阻力过大，过滤网部分堵塞，管道过长，弯头太多	⑤减少吸油通道阻力
	⑥吸油管道漏气	⑥用黄油涂于接头上检查并排除漏气
	⑦液压系统漏气(回油管没有插入油面以下)	⑦把所有的回油管均插入油面以下200mm
	⑧泵与原动机同轴度差，或轴头干涉及联轴器松动产生振动	⑧重新调整同轴度(≤ϕ0.05mm)，停车后手旋联轴器应手感轻松
	⑨油箱中油液不足或泄油管没有插到液面以下	⑨增加油箱中的油液使液面在规定范围内，将泄油管插到液面以下
	⑩未按推荐管道、阀门或管接头通径尺寸配管	⑩按推荐管道或管接头通径尺寸配管
	⑪油箱中通气孔或滤气器堵塞	⑪清洗油箱上的通气孔或滤气器
	⑫系统管路振动	⑫设置管夹，减振
	⑬若正常使用过程中泵的噪声突然增大，则必须停机。其原因大多数是柱塞和滑靴滚压包球铰接松动，或泵内部零件损坏	⑬由制造厂检修，或由有经验的技术人员拆解检修
（4）异常发热	①油液黏度不当	①更换油液
	②油箱容量过小	②加大油箱面积，或增设冷却装置
	③泵或液压系统漏损过大	③检修有关元件
	④油箱油温不高，但泵发热	④采取以下措施
	a. 泵长期在零偏角或低压下运转，使泵漏损过小	a. 在液压系统阀门的回油管上分流一根支管通入泵下部的放油口内，使泵体产生循环冷却
	b. 漏损过大使泵发热	b. 检修油泵
	c. 装配不良，间隙选配不当	c. 按装配工艺进行装配，测量间隙重新配研，达到规定合理间隙
（5）泵油管回油太多	配油盘和缸体及变量头和滑靴两对运动副磨损	更换这两对运动副

3.5.7 检修装配

与齿轮泵和叶片泵相比，轴向柱塞泵结构比较复杂，检修与装配应分泵主体和变量头进行。

(1) 拆卸

对柱塞泵进行检修时，首先应对照泵的装配图或使用说明书进行拆卸，其步骤见表 3-20。

表 3-20　柱塞泵的拆卸步骤

项目	步骤	内容	项目	步骤	内容
泵主体的拆卸	1	松开泵主体与变量头的连接螺钉，卸下变量头（参见图 3-27）并妥善放置和防尘	泵主体的拆卸	9	松开泵体与壳体的连接螺钉，将泵体与壳体分解（但泵体上配油盘的定位销不能取下），取下泵体
	2	取下柱塞与滑靴组件，如发现柱塞卡死在缸体中，已研伤缸体，则应报废此泵而换新		10	卸下滚柱轴承
	3	从传动轴取出球铰、弹簧等组件并分解成单个零件		11	清洗拆下的零件
	4	取出缸体及其外镶缸套，两者为过盈配合不分解		12	逐一检查拆下零件（包括各密封件及各轴承）的状态并对已磨损或失效的零件进行修理或更换
	5	取出配油盘	变量头的拆卸	1	拆下变量头组件，卸下止推板和销轴
	6	卸下传动键		2	松开锁紧螺母，拆下上法兰，取出调节螺杆及变量活塞（对于液压控制变量头，则应拆解变量控制阀后再取下调节螺杆及变量活塞）
	7	卸掉法兰盘螺钉及法兰盘和密封件			
	8	卸下传动轴及两滚珠轴承组件			

(2) 修理

柱塞泵的修理见表 3-21。

表 3-21　柱塞泵的修理

项目	说　明	项目	说　明
柱塞滑靴组件	在柱塞泵工作中，由于柱塞滑靴组件（图 3-24）被频繁推拉，极易造成球窝处滚压球面脱落，或因滑靴球窝被拉长而造成“松靴”。由于修理需要专用胎具滚压压合，所以应和泵生产厂联系修理或更换 滑靴端面若轻微磨损，只要抛光一下即可，抛光至 $Ra0.1\mu m$，表面平面度应不大于 0.005mm。若磨损严重，则应和泵生产厂联系修理或更换 对于柱塞表面产生的轻度拉伤或摩擦划痕，用极细的油石研去伤痕即可，但重度咬伤一般难于修复，且维修价格昂贵，则不如更换新泵	缸体	缸体通常用青铜制造。缸体易磨损部位是与柱塞配合的柱塞孔内圆柱面和与配油盘接触的端面。对于轻度端面磨损，研磨便可。重度磨损，可先在平面磨床上精磨端面，然后抛光至 $Ra0.1\mu m$，表面平面度应不大于 0.005mm（为了防止金刚砂嵌入青铜缸体表面，不允许用研磨剂研磨该平面）
配油盘	配油盘磨损、“咬毛”，甚至出现烧盘多是因油液不清洁所致。对于轻度磨损拉毛的配油盘，可将配油盘放在零级精度的平板上，用手工研磨加以修理。研磨所用磨料多为 W10 的氧化铝系、金刚石系微粉。研磨时，在磨料中直接加润滑油（一般用 10 号机械油）。在精研时，可用 1/3 机油与 2/3 煤油混合使用，也可用煤油和猪油混合使用。研磨时的压力不能太大，以免因被研磨掉的金属过多，加大工作表面粗糙度甚至划伤研磨表面。研磨后应在煤油中洗净，再抛光至 $Ra0.1\mu m$，表面平面度应不大于 0.005mm	变量头	止推板若有磨损，其修理方法与配油盘相同。变量控制阀芯如有拉毛、划伤，可用细油石和细纱布修磨掉划痕。变量活塞一般不易磨损，如有磨痕，修磨即可

(3) 装配

修理后柱塞泵的装配步骤见表 3-22。

表 3-22　修理后柱塞泵的装配步骤

项目	步骤	内容	项目	步骤	内容
泵主体的装配	1	清洗干净全部零件	泵主体的装配	11	将滑靴、柱塞和回程盘组件装入缸体孔中
	2	将泵体及壳体间密封圈装入相应沟槽中		12	装上传动键
	3	用连接螺钉合装泵体及壳体	变量头的装配	1	清洗干净全部零件
	4	将滚柱轴承装入壳体孔中		2	将变量活塞装入变量壳体
	5	将传动轴及滚珠轴承组件装入泵体中		3	将变量头销轴装入变量活塞
	6	将轴封装入法兰盘沟槽中		4	将止推板装入变量头销轴
	7	将法兰盘与泵体合装并用螺钉紧固		5	将变量壳体与壳体间的密封圈装入密封沟槽
	8	将配油盘装入泵体端面贴紧，用定位销定位（注意定位销不要装错），将缸体装入壳体中（注意与配油盘端面贴紧）	泵的总装	1	准备好分装的泵主体与变量头
	9	将中心套、中心弹簧及球铰等组合后装入传动轴内孔		2	把泵主体与变量头之间的密封圈装入壳体沟槽
	10	将滑靴柱塞组件装入回程盘孔中		3	合装泵主体和变量头（注意止推板要与各滑靴平面贴合），均匀拧紧各连接螺钉

注：修理后的柱塞泵应分别对泵主体和变量头进行分装，然后再将两者进行总装。

（4）注意事项

柱塞泵结构复杂、价格昂贵，检修与装配较麻烦，大多数易损零件都有较高要求和加工难度，检修和装配往往需要丰富的经验及相应的专用设备及工夹具。特别应避免在对泵的结构原理不了解又无现成的备件时就盲目拆解柱塞泵。如需拆卸修理，其一般注意事项与齿轮泵和叶片泵相同，但在泵装配中特别要注意，谨防中心弹簧的钢球落入泵内，为此可先将钢球涂上清洁黄油，使钢球粘在弹簧内套或回程盘上，再进行装配，否则落入泵内的钢球会在泵运转时打坏泵内所有零件，并使泵无法修复。

3.6 斜轴式轴向柱塞泵简介

3.6.1 工作原理与特点

斜轴式轴向柱塞泵（图 3-34）由传动主轴 1、连杆 2、柱塞 3、缸体 4、中心轴 5、球面配油盘 6、圆形驱动盘 7 及壳体和后盖（图中未画出）等组成。其传动主轴的轴线与缸体相对成一倾角 γ，柱塞通过连杆与驱动盘相连。当原动机带动泵的传动主轴旋转时，由连杆-柱塞副交替“拨动”缸体，在具有腰形窗口的配油盘上绕缸体中心做滑动旋转，柱塞同时在缸体孔中做往复运动，使缸体孔中的密封腔容积不断发生变化。当柱塞由下止点向上止点运动时便获得一个吸油行程，通过吸油口及配油盘的腰形吸油窗口将油液吸入缸体；当柱塞由上止点向下止点运动时，获得压油行程，将充满缸体孔里的油液经配油盘和出油口排出。改变传动主轴和缸体间的夹角 γ，就可改变泵的排量。

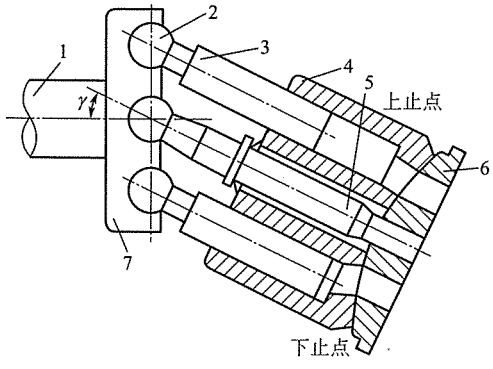


图 3-34　斜轴式轴向柱塞泵的工作原理
1—传动主轴；2—连杆；3—柱塞；4—缸体；5—中心轴；6—球面配油盘；7—圆形驱动盘

斜轴式轴向柱塞泵压力高，变量范围大，适用于要求排量大的场合，但外形尺寸较大，

结构也较复杂。

3.6.2 典型结构

(1) 定量泵

图 3-35 所示为 Rexroth 公司的 A2F 系列斜轴式定量轴向柱塞泵结构，该泵既可作液压泵使用，也可作液压马达使用，由泵壳 2、后盖 8、传动主轴 1、中心轴 3、弹簧 4、球面配油盘 6、柱塞 10 和缸体 11 等构成，采用球面配流，圆锥滚子轴承组支承传动主轴及驱动盘。其最大特点为采用锥形柱塞加活塞环密封结构，传动主轴与缸体轴线之间的夹角较大（40°），故排量和转矩大，有利于简化结构和工艺，降低成本，减小体积和重量，但泵对油液清洁度要求较高，若油液清洁度不合要求，则会缩短其使用寿命。国内贵州力源液压股份有限公司和上海液压泵厂等企业先后引进了该系列柱塞泵的生产技术并已批量生产，产品分为Ⅰ、Ⅱ两个系列 14 个规格，压力达 45MPa，排量为 12～180mL/r，适用于工程、冶金、矿山、起重运输和石油等机械设备的液压系统。

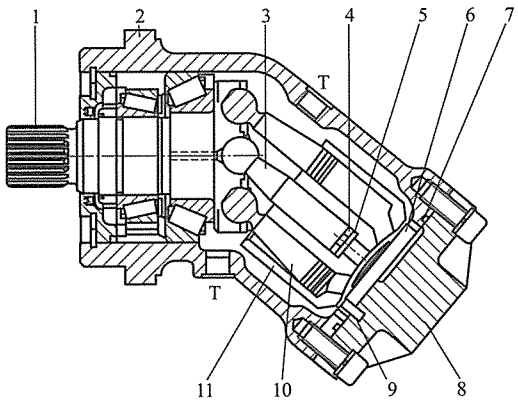


图 3-35 A2F 系列斜轴式定量轴向柱塞泵结构

1—传动主轴；2—泵壳；3—中心轴；4—弹簧；5—弹簧座；6—球面配油盘；7—O 形圈；8—后盖；9—定位销；10—柱塞；11—缸体

(2) 变量泵

图 3-36 所示为 Rexroth 公司 A7V 系列斜轴式变量柱塞泵结构，其芯部零件结构与 A2F 泵/马达相同，传动主轴 18 旋转通过连杆柱塞副 17 带动缸体 1 旋转，使柱塞在缸体孔内做直线往复运动，实现吸油和压油动作。该泵有恒压变量、恒功率变量及电控比例变量等多种变量方式。

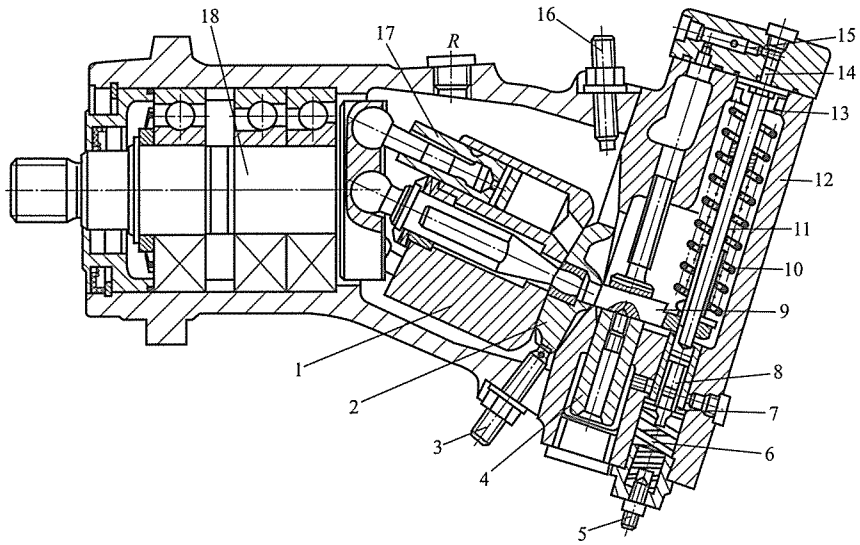


图 3-36 A7V 系列斜轴式变量柱塞泵结构

1—缸体；2—配油盘；3—最大摆角限位螺钉；4—变量活塞；5—调节螺钉；6—调节弹簧；7—阀套；8—控制阀芯；9—拨销；10—大弹簧；11—小弹簧；12—后盖；13—导杆；14—先导活塞；15—喷嘴；16—最小摆角限位螺钉；17—连杆柱塞副；18—传动主轴

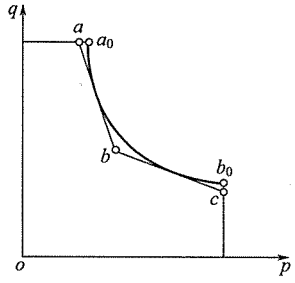


图 3-37　恒功率变量的 q-p（流量-压力）特性曲线

图 3-36 所示泵的恒功率变量机构由装在后盖中的变量活塞 4、拨销 9、控制阀芯 8、阀套 7、调节弹簧 6、调节螺钉 5、喷嘴 15、先导活塞 14、导杆 13 与大、小弹簧 10 及 11 等组成。传动主轴及驱动盘采用球轴承组支承。变量活塞 4 为阶梯状的柱塞，其上端直径较细，称变量活塞小端，而下部直径较粗，称变量活塞大端。变量活塞大端有一横孔，穿过一个拨销，拨销的左端与配油盘的中心孔相配合，拨销的右端套在导杆上。变量活塞上腔为高压，下腔为低压，从而在两端压力差作用下上下滑动，带动配油盘沿着后盖的弧形滑道滑动，从而改变缸体轴线与主轴之间的夹角，故在主轴转速不变时就可通过压力的变化改变输出流量的大小。变量时，压力升高，流量减小，泵从大摆角向小摆角变化；反之，压力降低，流量增大，泵从小摆角向大摆角变化。因此，可以始终大致保持流量与压力的乘积不变，即恒功率变量（图 3-37）。此种泵采用了重载长寿命轴承，广泛应用于行走机械及各种工业设备的液压系统。上海电气液压气动公司、北京华德液压工业集团公司和贵州力源液压公司先后引进并批量生产了此泵，其压力达 40MPa，排量范围为 20.5～500mL/r，最高转速达 4750r/min。

3.7 常用液压泵产品性能比较及选择要点

液压泵产品及种类繁多，按目前的技术水平及统计资料，常用液压泵的主要性能比较、应用范围及生产厂商如表 3-23 所列。

在液压系统设计、使用和维护中，应根据所要求的工况合理地选择液压泵。通常首先是根据主机工况、功率大小和系统对其性能的要求及系统压力高低从齿轮泵、叶片泵和柱塞泵中选定泵的类型，然后根据系统计算得出的最大工作压力和最大流量等确定其具体规格型号。同时还要考虑定量或变量、原动机类型、转速、容积效率、总效率、自吸特性、噪声等因素。这些因素通常在产品样本或手册中均有反映，应逐一仔细研究，不明之处应向供货单位或制造厂咨询。

液压泵产品样本中，标明了额定压力值和最高压力值，应按额定压力值来选定液压泵。只有在使用中有短暂超载场合，或样本中特殊说明的范围，才允许按最高压力值选取液压泵，否则将影响液压泵的效率和寿命。在液压泵产品样本中，标明了每种泵的额定流量（或排量）的数值。选择液压泵时，必须保证该泵对应于额定流量的规定转速，否则将得不到所需的流量。要尽量避免通过任意改变转速来实现液压泵输油量的增减，否则保证不了足够的容积效率，还会加快泵的磨损。

3.8 典型案例

3.8.1 矫直校平压力机液压系统变量柱塞泵超电流故障诊断

(1) 主机系统

该主机用于工程机械关键工作部件的矫直校平，其液压系统（原理图如图 3-38 所示）采用高、低压双泵［低压大排量定量柱塞泵（带内置限压阀）1＋高压小排量变量柱塞泵（压力补偿变量）2］组合供油。液压缸 8 驱动工作机构对工件实施矫直校平。当电磁阀 6 和电液动换向阀 7 均切换至右位时，双泵合流供油，液压缸空载快速前进；当工作机构对工件加压时，卸荷阀 3 开启，低压泵 1 经阀 3 卸荷，高压泵 2 独立向液压缸提供高压油，工作机构转为高压慢速加载。

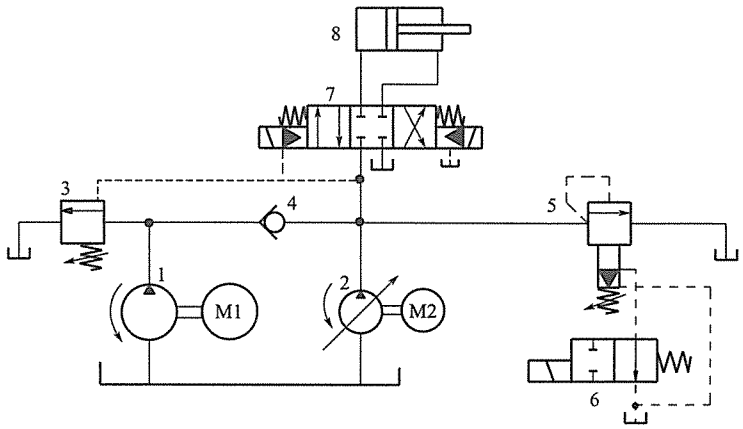


图 3-38　矫直校平压力机液压系统原理图

1—定量泵；2—变量泵；3—卸荷阀；4—单向阀；5—溢流阀；6—电磁阀；7—电液动换向阀；8—液压缸

(2) 故障现象

上述系统的变量泵 2 在变量工作点（拐点）时，其功率为 18.5kW 的驱动电机 M2 超电流达近 150A（正常值为 36.3A）并伴随强烈噪声，有逼停及烧毁电机的危险。

表 3-23　常用液压泵产品主要性能比较、应用范围及生产厂商

类型 / 性能参数	齿轮泵			叶片泵		柱塞泵				
	外啮合	内啮合		单作用	双作用	轴向			径向轴配油	卧式轴配油
		渐开线式	摆线转子式			直轴端面配油	斜轴端面配油	阀配油		
压力范围/MPa	≤25.0	≤30.0	1.6～16.0	≤6.3	6.3～32	≤10.0	≤40.0	≤70.0	10.0～20.0	≤40.0
排量范围/(mL/r)	0.3～650	0.8～300	2.5～150	1～320	0.5～480	0.2～560	0.2～3600	≤420	20～720	1～250
转速范围/(r/min)	300～7000	1500～2000	1000～4500	500～2000	500～4000	600～2200	600～1800	≤1800	700～1800	200～2200
最大功率/kW	120	350	120	30	320	730	2660	750	250	260
容积效率/%	70～95	≤96	80～90	85～92	80～94	88～93	88～93	90～95	80～90	90～95
总效率/%	63～87	≤90	65～80	64～81	65～82	81～88	81～88	83～88	81～83	83～88
功率质量比	中	大	中	小	中	大			中	
最高自吸能力/kPa	50	40	40	33.5	33.5	16.5	16.5	16.5	16.5	16.5
流量脉动/%	11～27	1～3	≤3	≤1	≤1	1～5	1～5	<14	<2	≤14
噪声	中	小		中		大			中	
污染敏感度	小	中		中		大	中大	小	中	小

续表

性能参数 \ 类型		齿轮泵			叶片泵		柱塞泵				
		外啮合	内啮合		单作用	双作用	轴向			径向轴配油	卧式轴配油
			渐开线式	摆线转子式			直轴端面配油	斜轴端面配油	阀配油		
流量调节		不能			能	不能	能				
价格		最低	中	低	中	中低	高				
应用范围		机床、工程机械、农业机械、航空、船舶、一般机械			机床、注塑机、液压机、起重运输机械、工程机械、飞机		工程机械、锻压机械、运输机械、矿山机械、冶金机械、船舶、飞机等				
部分生产厂商	国内	①四川长江液压件有限责任公司；②太重集团榆次液压有限公司；③上海大众液压技术有限公司；④合肥长源液压股份有限公司			①上海液压件厂；②阜新液压件厂；③武汉液压件厂；④太重集团榆次液压有限公司；⑤大连液压件厂；⑥南京液压机械制造厂有限公司；⑦广东广液实业有限公司		①天津天高液压件有限公司(高压泵阀厂)；②北京华德液压工业集团有限责任公司；③上海高压油泵厂有限公司；④江苏恒源液压有限公司；⑤贵州力源液压股份有限公司				
	国外	①意大利阿托斯(Atos)；②德国博世-力士乐公司(Rexroth)；③美国派克(Parker)；④德国哈威(Hawe)；⑤美国威格士(Vickers)；⑥日本不二越(NACHI)			①意大利阿托斯(Atos)；②德国博世-力士乐公司(Rexroth)；③美国派克(Parker)；④美国丹尼逊(Denison)；⑤美国威格士(Vickers)；⑥法国丹尼逊(Denison)；⑦日本不二越(NACHI)；⑧日本油研(Yuken)；⑨日本大金(Daikin)		①意大利阿托斯(Atos)；②德国博世-力士乐公司(Rexroth)；③德国哈威(Hawe)；④美国派克(Parker)；⑤美国丹尼逊(Denison)；⑥美国威格士(Vickers)；⑦法国丹尼逊(Denison)；⑧日本不二越(NACHI)；⑨日本油研(Yuken)；⑩日本大金(Daikin)				

注：各生产厂的品种、产品型号及规格参数等以其产品样本为准。

(3) 疑似原因

根据上述故障现象，怀疑变量泵 2 的变量机构卡阻。

(4) 解决方案及效果

拆解发现斜盘耳轴不能正常转动，为此更换一台同型号新泵，故障消失。系统工作恢复正常。

(5) 启示

变量液压泵电机超电流故障，如果变量机构正常，此时，可对电机启动电路及电气元件进行检查，以免电气元件故障导致电机超电流。

3.8.2 63PCY14-1 型斜盘式恒压变量轴向柱塞泵噪声大与压力不能上调故障诊断

(1) 故障现象

某新设备液压系统使用国产 63PCY14-1 型斜盘式恒压变量轴向柱塞泵，在设备运抵后，参照威格士系列液压泵选择好富顿公司 HS620 耐火液压油，并按要求用注油车加入系统。

设备整机启动 15min 后，从泵至集成油路块进口处有“嘣嘣”声，管路伴随有振动，用长柄螺钉旋具听，在集成油路块进、回油口处有清脆的金属敲击声，泵的变量头处有微弱的振动和噪声，系统压力仅能升至 5MPa，继续调节溢流阀，压力很难上调，且噪声急剧增大，但管路固定螺栓处无噪声。手摸泵壳较烫。

(2) 原因分析

在排除系统中溢流阀故障等原因，确信为液压泵故障后，决定拆解柱塞泵。拆开后发现有 3 个柱塞已与滑靴拉脱，其中 2 个滑靴被拉裂，1 个滑靴已被拉烂，同时发现柱塞与缸套配合面有擦伤。于是立即拆下回油过滤器，发现系统从出现故障到确认液压泵损坏短短 1 个多小时，滤芯上就有大量金属屑，液压油被严重污染。究其原因，是由于设备制造厂家未彻底清洗油箱等液压元件，且设计存在失误，将柱塞泵泄漏油口设计在油箱内部紧靠泵的进油管处。

(3) 排除方法

在初步查清故障后，过滤液压油、清洗系统等，重新换上一台新的柱塞泵，但故障现象依旧。最后查出所用 HS620 防火油的黏度为 43cSt（1cSt=1mm²/s），处于 PCY 系列柱塞泵生产厂要求液压油黏度 41.4～74.8cSt 的最低限。而现场气温偏高，加上 HS620 油润滑性较差，对国产泵而言，滑靴与斜盘之间流体静压支承效果较差，滑靴不能浮起导致极短时间内柱塞泵损坏，据此认为液压油选择不当。在更换液压泵后，改用 YB-N68 抗磨液压油，设备运转正常。

(4) 启示

上述故障因使用不当（所用泵选择的液压油品种与黏度不当）及故障原因尚未完全查清即换泵启动，导致连续 2 台新泵损坏，加上被污染的 2 桶液压油，造成经济损失近 2 万元。

国外液压泵因其制造精度高，材料好，在高温环境下可使用 HS620 防火油，但国产液压泵在质量、性能上与进口液压泵还存在一定差距，故在选择液压油时必须非常慎重，以免导致经济损失。

3.8.3 毛呢罐蒸机液压变速器叶片泵变量机构磨损故障诊断

(1) 功能结构

毛呢罐蒸机是从英国 Saler 公司引进的一种纺织设备，由卷绕机和罐蒸器两部分组成，用于毛呢织物的卷绕和罐蒸，以提高产品美观度。卷绕机由图 3-39 所示整体式液压变速器

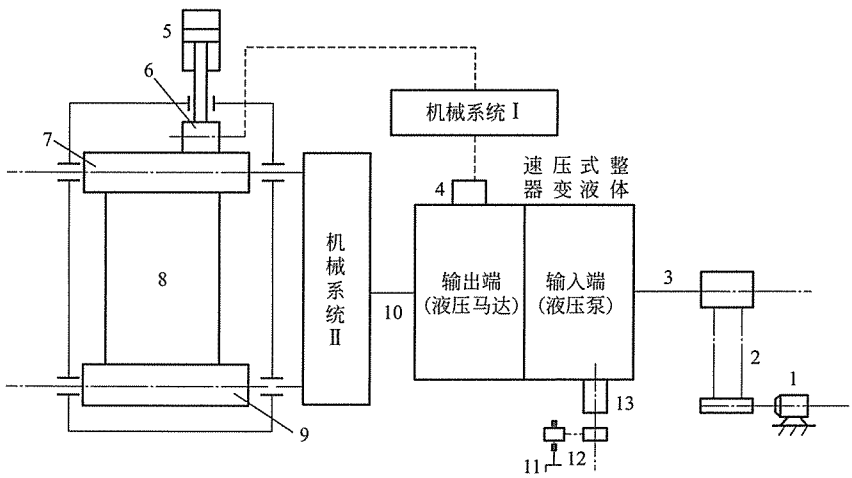


图 3-39 毛呢罐蒸机卷绕机运动联系示意图

1—电机；2—V 带；3—输入轴；4—输出端变量调节机构；5—气缸；6—小轮；7,9—胶辊；8—毛呢织物；10—输出轴；11—手轮；12—链传动机构；13—输入端变量调节机构

驱动和控制，用于将经剪绒之后卷在胶辊 9 上的毛呢织物均匀地卷绕到胶辊 7 上。卷绕工艺要求该液压变速器能通过由齿轮、同步齿形带等机构零件组成的机械系统Ⅱ正、反向启动胶辊 9 及 7，且能通过该变速器输入和输出端的变量调节机构使两个胶辊的转速从 0～1500r/min 得到无级调节，同时还能通过起反馈作用的机械系统Ⅰ与气缸 5 及小轮 6 的配合，使两个胶辊之间的织物的线速度基本恒定，以保证适当张力，实现均匀卷绕。

(2) 故障现象

该机在正常使用 4 年多后发现，胶辊转速调节不到高速区上，即只能在低速区（约 500r/min）工作，远不能满足生产率要求。

(3) 原因分析

概略检查暴露在外的机械系统Ⅰ和油箱液位，发现均正常。故推断是液压变速器内部发生了某种故障。

结合机器的使用说明书和实物了解到该整体式液压变速器，其输入端和输出端分别为双向变量的叶片泵和叶片马达。泵和马达轴均为水平安装。输入端前部和输出端后部的凸出部分别是泵和马达的变量调节机构 13 和 4，泵和马达通过外壳固定在附有紫铜薄壁散热管油箱的顶部。该变速器驱动功率（即电机输入功率）为 5kW，但其整体尺寸（含油箱）仅约长×宽×高＝600mm×200mm×700mm。

由于原技术文件中无液压原理图，所以经仔细分析推断认为，该液压变速器实质是一个变量泵和变量马达组成的闭式容积调速系统，根据推断试探性绘出了液压原理图（图 3-40）。液压泵和液压马达的变量调节机构采用丝杆-螺母组成的螺旋副，并分别通过手轮和链传动进行手动和自动调节；调压部分采用 6 片碟形弹簧组；变速器输入端与动力源采用柔性连接（液压泵与驱动电机通过两根 V 带传动）。

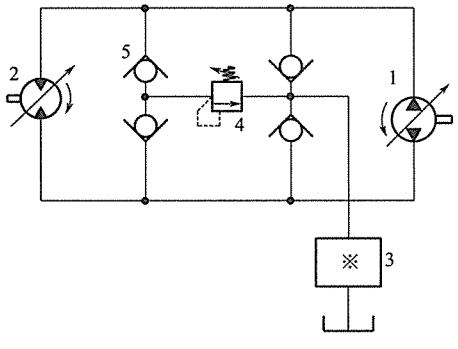


图 3-40　变量泵-变量马达闭式容积调速系统原理图

1—变量泵；2—变量马达；3—真空吸入阀；4—溢流阀；5—单向阀

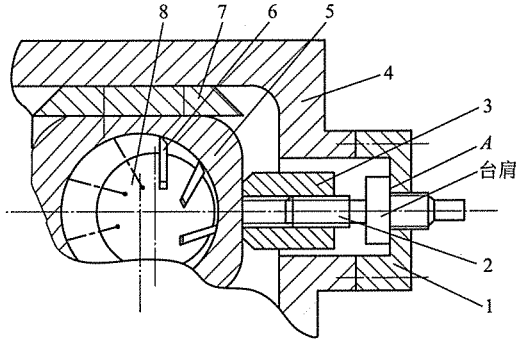


图 3-41　泵的变量机构示意图

1—端盖；2—丝杆；3—螺母；4—壳体；5—定子环；6—叶片；7—滑轨块；8—转子

由变量泵-变量马达液压系统转速特性公式可知，液压马达输出转速为

$$n_m=\frac{V_{pmax}x_p n_p}{V_{mmax}x_m}\eta_{pv}\eta_{lv}\eta_{mv}$$

对于本系统，液压泵和液压马达的最大排量 V_{pmax} 和 V_{mmax} 均为常数，故影响液压马达输出转速 n_m 的参数只能是泵的输入转速 n_p、泵和马达的调节参数 x_p 及 x_m 以及泵、马达的容积效率 η_{pv}、η_{mv} 和管路容积效率 η_{lv}。

基于上述分析，对该液压变速器的有关部位进行了如下检查和拆解处理。

① 检查泵的输入转速 n_p，发现电机与泵之间的 V 带较松，V 带打滑会降低运转时的传

动比。为此，通过调整电机上的底座螺钉，张紧了 V 带。

② 检查马达和泵的变量机构，发现马达的变量机构正常，但泵的变量机构中丝杆的台肩与端盖的结合面 A（图 3-41）有一约 1.5mm 的磨损量，故丝杆转动时，螺母产生径向“空量”，得到的是一个“伪”x_p值。

(4) 解决办法与效果

解决上述磨损问题的办法是在结合面处加装一相应厚度的耐磨垫圈或重新制作一丝杆，这样即可消除上述“空量”。迫于生产现场任务要求，采用了加耐磨垫圈的方法。

毛呢罐蒸机使用 4 年多以来，液压变速器一直未更换过液压油液，将原系统中所有油液排出，发现其中有少量织物纤维，油箱底部附着大量颗粒状污物。考虑到这些杂质易引起液压元件堵塞和磨损，可能会导致容积效率及吸油量下降，故对系统进行了彻底清洗。

重新组装并按使用要求加足新液压油液，一次试车成功，排除了上述故障，使罐蒸机及液压变速器恢复了正常工作状态，生产效率得以提高。

(5) 启示

从国外引进的液压机械，在进行验收时，应重视其技术文件（原理图、特殊备件表等）的完整性；对液压机械应定期检查液压元件及系统的工作状态，并对易损零件和油液的清洁度给予足够重视。

第4章 液压马达与摆动液压马达的使用维护及故障诊断

4.1 液压马达的使用维护及故障诊断

4.1.1 液压马达作用及其与液压泵的区别

液压马达是将液压能转换为回转运动机械能的执行元件，它依靠液压能驱动与其外伸轴相连的工作机构运动而做功。液压马达与液压泵在结构上基本相同，就工作原理而言，都是依靠密封工作腔容积的变化而工作的。其基本构成是定子、转子、挤子及密封工作腔和配油机构等。泵和马达是互逆的，但因两者的任务和要求有所不同，故在结构性能上存在某些差异，使之不能通用，只有少数泵能作马达使用。液压马达与液压泵的主要区别见表 4-1。

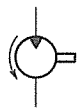
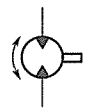
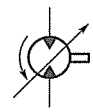
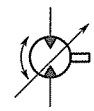
表 4-1 液压马达与液压泵的主要区别

主要区别	液压马达	液压泵
动力	靠输入的液压动力来启动工作。输入的是具有一定压力和流量的油液，输出转速和转矩	靠原动机(电动机或内燃机)带动。输入的是转速和转矩，输出的是具有一定压力和流量的油液
转向	有正反转要求	一般为单向旋转
进、出油口	进、出油口直径相同	进、出油口直径不同
配油机构	对称	不对称
自吸性	依靠压力油工作，不需有自吸能力	必须有自吸能力
防止泄漏方式	马达双向旋转，高、低压油口相互交换。泵作马达时应外泄漏，以免回油背压过高，压力冲击损坏密封圈	常为内泄漏，内泄口直接与泵吸油口相通
效率要求	希望有较高的机械效率，以得到较大输出转矩，满足拖动负载的要求	一般要求有较高的容积效率，以减少泄漏，保持应有的工作压力

4.1.2 类型及图形符号

按额定转速的不同，液压马达可分为高速（>500r/min）和低速（≤500r/min）两类。前者有齿轮式、叶片式和轴向柱塞式等，其结构与同类型的液压泵类似，但工作原理可逆。由于液压马达使用目的、要求和结构上的不同，例如需正反转，反转时高、低压油腔互换，启动时转速为零等，故一般不能直接互逆通用。低速液压马达一般为径向柱塞式。按排量是否可变，液压马达又可分为定量式和变量式，按可供油液方向可分为单向式和双向式，其图形符号如表 4-2 所列。

表 4-2　液压马达图形符号（GB/T 786.1—2009）

液压马达类型	单向定量	双向定量	单向变量	双向变量
图形符号				

4.1.3　结构原理

此处仅介绍柱塞式液压马达。图 4-1 所示为斜盘式轴向柱塞马达工作原理。马达的缸体内柱塞轴向布置，当压力油经配油盘进入进油腔时，滑靴便受到作用力而压向斜盘，其反作用力 N 的轴向分力 F_x（平行于柱塞轴线）与柱塞所受液压力平衡，反作用力 N 的垂直分力（垂直于柱塞轴线）F_y 对缸体及马达输出轴产生转矩，驱动液压马达旋转，输出机械能。改变斜盘倾角 γ 的方向和大小，则可改变马达的旋转方向和转速。

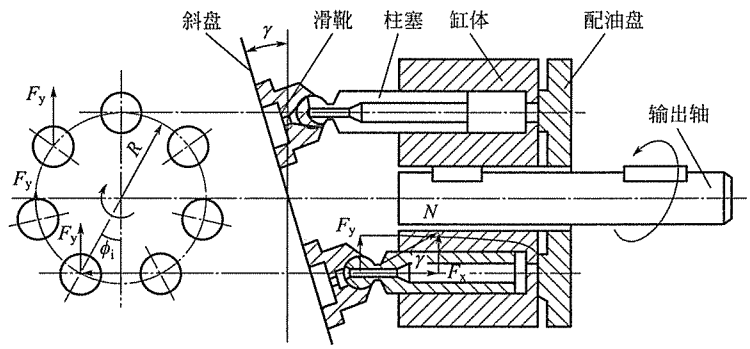


图 4-1　斜盘式轴向柱塞马达工作原理

径向柱塞马达基本上都是低速大转矩液压马达，其品种繁多，按作用次数有单作用和多作用之分。前者的转子旋转一周，各柱塞往复工作一次，其主轴是偏心轴。后者以特殊内曲线的凸轮环作为导轨，转子旋转一周，各柱塞往复工作多次，曲线数目就是作用次数。此处以引进意大利技术生产的曲轴连杆式五星轮液压马达（NHM 型液压马达）为例作一简介，它属于单作用马达（图 4-2），其主要组成零件有曲轴 1、壳体 2、配油盘 4、柱塞缸 6、柱塞 7 和连杆 8 等。当经配油盘 4 的高压油进入柱塞缸 6 时，在柱塞 7 上产生液压推力，该推力通过连杆 8 作用于偏心曲轴 1 的中心，使输出轴旋转，同时，配油盘 4 随之一起旋转，当柱塞位置到达下止点时，柱塞缸 6 便由配油盘接通马达的排油口，柱塞便被曲轴向上推，此时，做功后的油液通过配油盘排回油箱。各柱塞依次接通高、低压液压油，各柱塞对输出轴中心所产生的驱动转矩同向相加，使马达输出轴获得连续而平稳的转矩，改变液压油供油方向可使液压马达反向旋转；如将配油盘转 180°

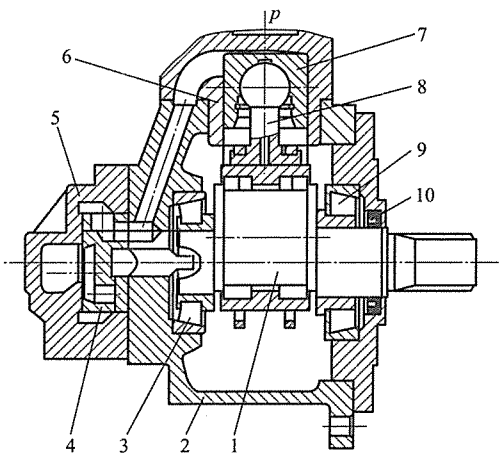


图 4-2　NHM 型曲轴连杆式五星轮液压马达结构

1—曲轴；2—壳体；3,9—圆锥滚子轴承；4—配油盘；5—端盖；6—柱塞缸；7—柱塞；8—连杆；10—轴封

装配，也可使马达反转。该马达额定压力达 25MPa，排量高达 16000mL/r，具有噪声低、效率高、可靠性好的特点，是国内注塑机行业的首选产品。

4.1.4 性能参数

(1) 工作压力、额定压力和最高压力

输入液压马达油液的实际压力称为工作压力，与泵一样，工作压力也取决于负载（转矩）。液压马达进口压力与出口压力的差值称为工作压差。当液压马达出口直接通油箱时，马达的工作压力就近似等于工作压差 Δp。额定压力 p_s是指马达在正常工作条件下能连续运转的最高压力。最高压力 p_{max}是指马达按试验标准规定的超过额定压力的短暂运行压力。

(2) 排量、转速和流量及容积效率

液压马达的排量 V 是指在无泄漏情况下，使液压马达轴转一转所需要的液体体积，排量取决于密封工作腔的几何尺寸，而与转速 n 无关。

液压马达入口处的流量称为马达的实际流量 q。由于马达内部存在泄漏，因此实际输入马达的流量 q 大于理论流量 q_t，实际流量 q 与理论流量 q_t之差即为马达的泄漏量 Δq。马达的理论流量与实际流量之比称为容积效率 η_v，即

$$\eta_v=\frac{q_t}{q} \tag{4-1}$$

液压马达的转速 n、排量 V、理论流量 q_t、实际流量 q 及容积效率 η_v之间的关系式为

$$n=\frac{q_t}{V}=\frac{q\eta_v}{V} \tag{4-2}$$

(3) 转矩与机械效率

液压马达输出转矩称为实际输出转矩 T，由于马达内部存在各种摩擦损失，使实际输出的转矩 T 小于理论转矩 T_t，理论转矩 T_t与实际输出转矩 T 之差即为损失转矩 ΔT。实际输出转矩 T 与理论转矩 T_t之比称为液压马达的机械效率 η_m，即

$$\eta_m=\frac{T}{T_t} \tag{4-3}$$

(4) 功率与总效率

液压马达的实际输入功率 P_i为

$$P_i=\Delta pq \tag{4-4}$$

马达的输出功率 P_o与输入功率 P_i之比即为液压马达的总效率 η，它等于容积效率与机械效率的乘积，这一点与液压泵相同，即

$$\eta=\frac{P_o}{P_i}=\eta_v\eta_m \tag{4-5}$$

液压马达的输出功率为

$$P_o=\Delta pq\eta \tag{4-6}$$

液压马达的转矩为

$$T=\frac{\Delta pq}{2\pi n}\eta=\frac{\Delta pV}{2\pi}\eta_m \tag{4-7}$$

由式(4-2) 和式(4-7) 表明：对于定量液压马达，V 为定值，在 q 和 Δp 不变的情况下，输出转速 n 和转矩 T 均不可变；对于变量液压马达，V 的大小可以调节，因此其输出转速 n 和转矩 T 是可以改变的，在 q 和 Δp 不变的情况下，若使 V 增大，则 n 减小、T 增大。

4.1.5 性能特点

在高速液压马达中，渐开线外啮合式齿轮马达与同类齿轮泵相同，但输出转矩脉动大、

噪声高、效率低、低速稳定性差；叶片马达结构紧凑、轮廓尺寸小、噪声低、脉动小、寿命长，但叶片与定子间的磨损大、输出转矩较小、泄漏较大、耐污染能力差；轴向柱塞马达结构紧凑、功率密度大、工作压力高、容易实现变量、效率高，但结构较复杂、价昂、抗污染能力差、使用维护要求较高。

与高速液压马达相比，低速液压马达的优点是轴向尺寸相对较小、排量大、转速低，低速稳定性好（可在10r/min以下平稳运转，有的可低至0.5r/min），输出转矩大（可达几千至几万牛·米），可直接与其拖动的工作机构连接而不需要减速装置。其缺点是径向尺寸大、结构复杂、体积较大、功率密度低。单作用径向柱塞马达具有结构简单、工艺性好、成本低廉的优点，但在排量相同的情况下，与多作用马达相比，结构尺寸增大且转子上作用有较大的非平衡径向力，需用容量更大的轴承，同时存在输出转速和转矩的脉动，低速稳定性不如多作用马达，但一般允许比多作用马达有较高转速。

常用液压马达的性能参数及应用范围见表4-3。

表4-3 常用液压马达的性能参数及应用范围

性能参数	应用范围			
	高速马达			低速马达(径向柱塞马达)
	齿轮马达	叶片马达	轴向柱塞马达	
压力	目前齿轮马达的额定压力范围为7～32MPa。小排量马达的额定压力比大排量马达的高	目前叶片马达的额定压力范围为6.3～15.5MPa。最高使用压力为17.5MPa	斜盘式轴向柱塞马达的最高压力目前可达40MPa	目前径向柱塞马达的最高压力可达45MPa，常用工作压力为16～32MPa
排量	齿轮马达产品的排量范围非常宽，为4～16000mL/r，外啮合齿轮马达的常用排量范围为4～120mL/r	双作用叶片马达产品的排量范围为16～300mL/r，常用排量范围一般在150mL/r以下	轴向柱塞马达的排量范围互不相同，斜盘式马达为2.5～750mL/r	现有单作用径向柱塞马达产品的排量范围从不到1mL/r到每转几万毫升；而多作用径向柱塞马达产品的排量范围较宽，从不到1mL/r到每转十几万毫升
转速	外啮合齿轮马达的额定转速较高，最高可达4000r/min，其最低稳定转速通常要大于150r/min	国内叶片马达的转速一般不大于2000r/min，国外叶片马达的转速有的已高达4000r/min	斜盘式轴向柱塞马达的转速范围较宽，达100～3600r/min	径向柱塞马达可得到较低的转速，已知产品的转速一般低于1200r/min，最低稳定转速为0.3r/min。多作用马达的转速一般低于同排量的单作用马达
效率	外啮合齿轮马达的容积效率范围为85%～94%	叶片马达的容积效率一般为90%	轴向柱塞马达的最高容积效率基本上都可达到95%，有的甚至高达97%。最高总效率比轴向柱塞泵略低，但也高达90%	径向柱塞马达的转矩因产品类型不同而异，就启动转矩效率而言，各类径向柱塞马达均比轴向柱塞马达高，其中单作用径向柱塞马达的启动转矩效率一般可达90%，而多作用径向柱塞马达的启动转矩效率一般可达95%
应用范围	钻床、通风设备等	磨床回转工作台、机床操纵机构等	起重机、铰车、铲车、内燃叉车、数控机床、行走机械等	塑料机械、行走机械、挖掘机、拖拉机、起重机、采煤机等

4.1.6 安装使用

液压马达的安装使用见表4-4。

表 4-4　液压马达的安装使用

序号	安装	序号	使用
1	在安装前应检查马达的旋转方向是否与产品所标示的方向一致；应检查马达是否损坏。存放时间过长的马达内存油需排净冲洗，以防内部各运动件出现粘卡现象。马达安装支架必须有足够的刚度，以防转动时出现振动。安装螺栓必须均匀拧紧	1	启动前应检查马达安装、连接是否正确、牢固，系统配置是否无误；检查进、出油方向与马达旋转方向是否符合工况要求；供油管路的溢流阀压力调节到最低值，运转后逐渐调到所需压力
2	应当注意，有的马达不能在泵工况下运转或不能作泵使用	2	马达在空载下跑合至少 10min 后，再逐渐增压至工作压力，运转过程中随时观察马达运转是否正常。液压马达通常允许在短时间内超过额定压力 20%～50%的压力下工作，但瞬时最高压力不能和最高转速同时出现
3	液压马达不能以敲击方式安装，也不能强行或扭曲安装	3	液压马达的回油路背压有一定限制，在背压较大时，必须设置泄油管
4	马达的安装表面应平整。连接法兰、止口及输出轴伸的尺寸应准确。应保证输出轴与其连接传动的装置有较好的同轴度，在安装时要防止输出轴与连接装置发生轴向顶死现象。在安装过程中，应注意保护进、出油口连接板部分的光洁度和平行度，防止碰伤而降低封油效果，导致漏油	4	通常不应使液压马达的最大转矩和最高转速同时出现。实际转速不应低于马达最低转速，以免出现爬行。当系统要求的转速较低，而马达在转速、转矩等性能参数不易满足工作要求时，可在马达及其驱动的主机间增设减速机构。为了在极低转速下平稳运行，马达的泄漏必须恒定，要有一定的回油背压和至少 35mm²/s 的油液黏度
5	应按说明书的要求正确选择、加工和连接进、出油管及泄油管。拧紧进、出油管及泄油管。在管路和油管未安装好之前不要取掉上面的塑料塞头。系统连接时应认准安装图上马达进、出油口的安装位置与马达的旋转关系。安装时发现进、出油口不适合对应的输出轴正反旋转方向，可通过调换进、出油管来改正	5	为了防止作为泵工作的制动马达发生气蚀或丧失制动能力，应保证此时马达的吸油口有足够的补油压力，它可以通过闭式回路中的补油泵或开式回路中的背压阀来实现；当液压马达驱动大惯量负载时，应在液压系统中设置与马达并联的旁通单向阀补油，以免停机过程中惯性运动的马达缺油
6	使用马达的液压系统应按产品使用说明书配置相应的过滤器，保证系统所使用的工作介质的清洁度。液压回路必须设有冷却装置，以防油温过高。进油管路必须安装压力表和温度计	6	对于不能承受额外轴向力和径向力的液压马达，或者液压马达可以承受额外轴向力和径向力，但负载的实际轴向力和径向力大于液压马达允许的轴向力或径向力时，应考虑采用弹性联轴器连接马达输出轴和工作机构。需要低速运转的马达，要核对其最低稳定转速
7	对于径向柱塞马达，无论采用哪种安装方位，其泄油管最高水平位置应高于马达的最高水平位置(图 4-3)，以防马达壳体内油液泄空。泄油管应单独回油箱，不允许接通主回油路管道，泄油管内压力一般不大于 0.2MPa。首次启动前，应检查马达安装、连接是否正确、牢固，系统是否无误。为保证马达内各运动副的润滑，必须向马达壳体内注满液压油，防止烧坏。若马达输出轴垂直于水平方向安装，为确保壳体内充满油，应按图 4-4 所示方式注油	7	需长时间锁紧马达以防负载运动时，应使用在马达轴上的液压释放机械制动器
		8	马达在运转中，工作压力、流量、输出功率以及油温不得超过产品说明书的规定值。运转中应经常检查马达和系统的工作情况，如发现异常的升温、渗漏、振动和噪声或压力异常脉动，应立即停机，查明原因。在使用过程中，当进油口温度超标时，应检查冷却器的工作是否正常，以保证马达表面的正常工作温度
		9	马达运输要根据马达大小配有适当的木箱、硬纸箱包装，并在马达表面有塑料纸包装，防止水汽、潮气侵袭马达使马达生锈而引起故障。避免马达直接放置在地上。长时间不用的马达需涂上防锈油，腔体内应充满油，并封住各油口，输出轴表面涂上油脂，用布或套子包好。马达应存储在－20～65℃的干燥环境下。应尽可能避免水汽、潮气和任何带腐蚀性的气体

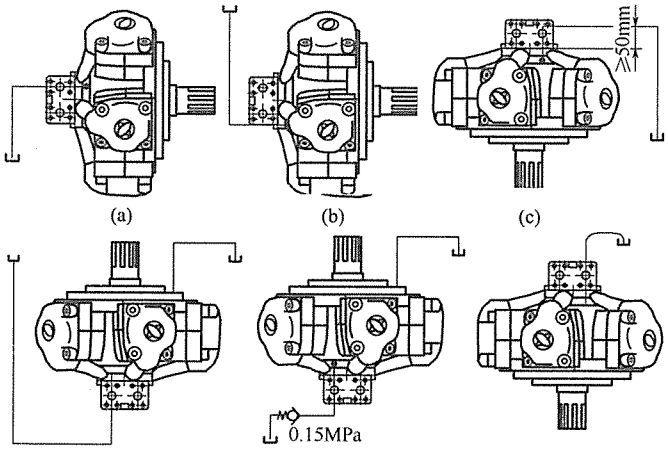


图 4-3　径向柱塞式液压马达泄油管的配置

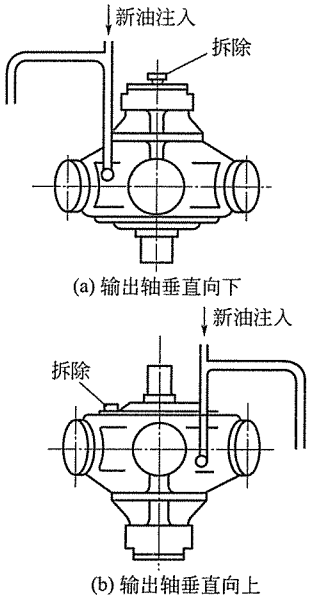


图 4-4　马达输出轴垂直安装时的注油方式

4.1.7　故障诊断

液压马达的常见故障有转速和转矩失常（过小或过大）、泄漏大、噪声大等，其诊断排除方法参见表 4-5。

表 4-5　液压马达的常见故障及其诊断排除方法

故障现象及原因		故障分析	故障排除
转速过低和转矩小	液压泵供油量不足	①原动机转速不够	①找出原因，进行调整
		②吸油过滤器滤网堵塞	②清洗或更换滤芯
		③油箱中油量不足或吸油管径过小造成吸油困难	③加足油，适当加大管径，使吸油通畅
		④密封不严，有泄漏，空气侵入内部	④拧紧有关接头，防止泄漏或空气侵入
		⑤油的黏度过大	⑤选择黏度小的油液
		⑥液压泵轴向及径向间隙过大，内泄增大	⑥适当修复液压泵
		⑦变量机构失灵	⑦检修或更换
	液压泵输出油压不足	①液压泵效率太低	①检查并排除液压泵故障
		②溢流阀调整压力过低或发生故障	②检查溢流阀故障，排除后重新调高压力
		③油管阻力过大(管道过长或过细)	③更换孔径较大的管道或尽量减小长度
		④油的黏度较小，内部泄漏较大	④检查内泄漏部位的密封情况，更换油液或密封
	液压马达泄漏	①液压马达接合面没有拧紧或密封不好导致泄漏	①拧紧接合面，检查密封情况或更换密封圈
		②液压马达内部零件磨损，泄漏严重	②检查其损伤部位，并修磨或更换零件
	液压马达损坏	配油盘的支承弹簧疲劳，失去作用	检查和更换支承弹簧

续表

故障现象及原因		故障分析	故障排除
转速过高	供油量过大	①液压泵原动机转速过高 ②变量泵流量设定值过大 ③流量阀通流面积过大 ④超越负载作用	①更换或调整 ②重新调整 ③重新调整 ④平衡或布置其他约束
泄漏大	内部泄漏	①配油盘磨损严重 ②轴向间隙过大 ③配油盘与缸体端面磨损，轴向间隙过大 ④弹簧疲劳 ⑤柱塞与缸体磨损严重	①检查配油盘接触面并修复 ②检查并将轴向间隙调至规定范围 ③修磨缸体及配油盘端面 ④更换弹簧 ⑤研磨缸体孔，重配柱塞
	外部泄漏	①轴端密封损坏、磨损 ②盖板处的密封圈损坏 ③接合面有污物或螺栓未拧紧 ④管接头密封不严	①更换密封圈并查明磨损原因 ②更换密封圈 ③检查、清除并拧紧螺栓 ④拧紧管接头
噪声大		①密封不严，有空气侵入内部 ②液压油被污染，有气泡混入 ③油温过高或过低 ④联轴器不同心 ⑤液压油黏度过大 ⑥液压马达的径向尺寸严重磨损超差 ⑦叶片已磨损 ⑧叶片与定子接触不良，有冲撞现象 ⑨定子磨损	①检查有关部位的密封，紧固各连接处 ②更换清洁的液压油 ③检查温控组件工作状况 ④校正同心 ⑤更换黏度较小的油液 ⑥修磨缸孔，重配柱塞 ⑦尽可能修复或更换 ⑧修整 ⑨修复或更换。如因弹簧过硬造成磨损加剧，则应更换刚度较小的弹簧

4.1.8 拆修装配

液压马达需由专业人员安装调试和维修。用户一般不得自行拆解修理。具有拆解条件的，应在详细阅读使用说明书后进行，但必须注意以下事项。

① 拆解时注意不要将零件敲毛碰伤，特别要保护好零件的运动表面和密封表面。分解出来的零件放于清洁的盛器内，要避免互相碰撞。分解和装配时禁止用铁锤敲击。

② 对拆下的零部件应进行仔细检查，对磨损零件基本上不自行修理而多作更换。密封件原则上全部更换。

③ 装配前应将全部零件清洗干净、吹干，不得使用棉纱、破布等擦抹零件。装配场所及使用的工具应清洁，装配后转动输出轴，应灵活无卡滞现象。

齿轮马达、叶片马达和轴向柱塞马达的拆卸、装配步骤及注意事项，可参照齿轮泵、叶片泵和轴向柱塞泵（第3章）。

4.1.9 产品性能比较及选用要点

(1) 常用液压马达的性能比较及生产厂

常用液压马达的性能比较及生产厂见表4-6。

(2) 液压马达的选择要点

选择液压马达的主要依据是主机对液压系统的要求，如转矩、转速、工作压力、排量、外形及连接尺寸、容积效率、总效率以及重量、价格、货源和使用维护的便利性等。

表 4-6　常用液压马达的性能比较及生产厂

类型			排量范围/(mL/r)	压力/MPa	转速范围/(r/min)	容积效率/%	总效率%	启动转矩效率/%	噪声	抗污染敏感度	价格	生产厂
齿轮式		外啮合式	5.2～160	20～25	150～2500	85～94	77～85	75～80	较大	较好	最低	①②③④⑤⑥⑦⑧
		内啮合摆线式	80～1250	14～20	10～800	94	76	76	较小	较好	低	⑨⑩⑪⑫
叶片式		单作用式	10～200	16～20	100～2000	90	75	80	中	差	较低	②④⑬⑭
		双作用式	50～220	16～25	100～2000	90	75	80	较小	差	低	
		多作用式	298～9300	21～28	10～400	90	76	80～85	小	差	高	
轴向柱塞式		斜盘式	2.5～3600	31.5～40	100～3000	95	90	85～90	大	中	较高	⑬⑮⑯⑰⑱⑲⑳㉑
		斜轴式	2.5～3600	31.5～40	100～4000	95	90	90	较大	中	高	㉒㉓㉔㉕
		双斜盘式	36～3150	25～31.5	10～600	95	90	90	较小	中	高	—
		钢球柱塞式	250～600	16～25	10～300	95	90	85	较小	较差	中	—
径向柱塞式	单作用式	柱销连杆式	126～5275	25～31.5	5～800	＞95	90	＞90	较小	较好	高	⑪⑰㉑㉔㉖㉗㉘㉙
		静力平衡式	360～5500	17.5～28.5	3～750	95	90	90	较小	较好	较高	
		滚柱式	250～4000	21～30	3～1150	95	90	90	较小	较好	较高	
	多作用式	滚柱柱塞式	215～12500	30～40	1～310	95	90	90	较小	好	高	
		钢球柱塞式	64～100000	16～25	3～1000	93	85	95	较小	中	较高	
生产厂			①四川长江液压件有限责任公司；②太重集团榆次液压有限公司；③合肥长源液压件有限责任公司；④山西长治液压件有限公司；⑤济南液压泵有限责任公司；⑥江苏泰兴市液压件厂；⑦泊姆克(天津)液压有限公司(美)；⑧天津市天机液压机械有限公司；⑨宁波华液机器制造有限公司；⑩江西华特液压科技有限公司；⑪宁波中意液压马达有限公司；⑫南京液压机械制造厂有限公司；⑬伊顿流体动力(上海)有限公司；⑭阜新液压件厂；⑮上海高压油泵厂有限公司；⑯沈阳工程液压件厂；⑰启东高压油泵有限公司；⑱上海精峰液压泵有限公司；⑲上海纳博特斯克液压有限公司；⑳宁波广天塞克斯液压有限公司；㉑日本川崎精机株式会社；㉒北京华德液压工业集团有限责任公司液压泵分公司；㉓上海玉峰高压油泵有限公司；㉔德国博世-力士乐公司；㉕贵州力源液压股份有限公司；㉖宁波英特姆液压马达有限公司；㉗宁波恒通液压科技有限公司；㉘太原矿山机器润滑液压设备有限公司；㉙上海电气液压气动有限公司									

注：各类液压马达产品的具体型号、技术规格及其安装连接尺寸可从生产厂商的产品样本中查得。

液压马达的种类较多，特性不同，应针对具体用途及其工况，参考表 4-3 选择合适的产品。低速运转工况可选低转速马达，也可以采用高速马达加减速装置。

确定所采用马达的种类后，可根据所需的转速和转矩从液压马达产品系列中选出几种能满足需要的若干规格，然后进行综合分析，并用技术经济评价来确定具体规格，如果原始成本最重要，则应选择既满足转矩要求又使系统流量较小、压力较低的马达，这样可以使液压源、控制阀及管路规格都小。如果运行成本最重要，则应选择总效率高的马达；如果寿命最重要，则应选择压降最小的马达。最终选择的产品多为上述方案的折中。

4.2 摆动液压马达的使用与维修

4.2.1 作用与类型

摆动液压马达（又称摆动液压缸）是实现往复旋转运动的一种执行元件，其输入为压力和流量，输出为转矩和角速度。摆动液压马达的结构比连续旋转型液压马达的结构简单，突出优点是输出轴直接驱动负载回转摆动，其间不需任何变速机构，故已广泛用于船舶、雷达、汽车与冰箱生产线、各类机械手及机床和矿山石油机械中的回转摆动控制。目前，摆动液压马达的使用压力已达 25MPa 以上，输出转矩可达数万牛·米，最低稳定转速达 0.001rad/s。常用摆动液压马达有叶片式和活塞式两大类，而叶片式使用居多。

4.2.2 叶片式摆动液压马达的工作原理与典型结构

图 4-5(a) 所示为单叶片式摆动液压马达工作原理，叶片把工作腔分隔成两腔。当压力油进入其中一腔时，该腔容积增大，叶片旋转，另一腔容积减小，进行排油。通过与叶片相连的输出轴带动负载转动；压力油反向时，叶片及输出轴反转。单叶片式摆动液压马达结构简单紧凑，轴向尺寸小，重量轻，安装方便，利于整机布局，机械效率较高。其缺点是密封较困难，两端盖受压面积大，刚度不易保证，输出轴受不平衡径向力较大。图 4-5(b)、(c) 为多叶片式摆动液压马达工作原理。马达的两个（或三个）A 腔必须同时通入压力油，两个（或三个）B 腔也同时回油。与单叶片式相比，多叶片式摆动液压马达的输出转矩可增加 1 倍或 2 倍，输出轴不受径向力，机械效率较高，但转角较小，内泄漏较大，容积效率较低，适用于摆角要求小而转矩要求大且结构尺寸受限的场合。摆动液压马达图形符号如图 4-5(d) 所示。

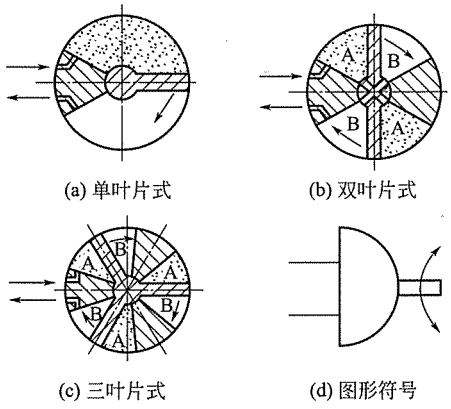


图 4-5　叶片式摆动液压马达工作原理与图形符号

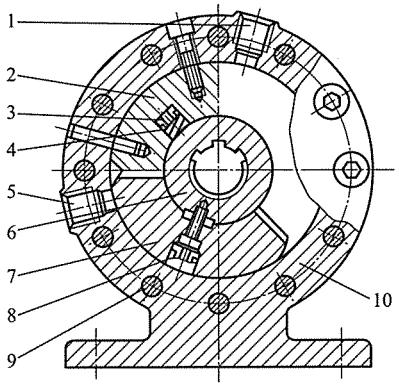


图 4-6　块状叶片的单叶片式摆动液压马达结构

1,5—油口；2—止挡；3,8—弹簧片；4,9—滑块；6—输出轴；7—叶片；10—壳体

图 4-6 所示为块状叶片的单叶片式摆动液压马达结构，它由壳体 10、叶片 7、输出轴 6、止挡 2 等零件组成。进、出油口 1、5 开设在壳体上；叶片 7 为块状；止档（又称隔块）与壳体内表面连接，将吸、排油腔隔离开来。马达采用间隙密封，靠研配来达到运动部位的密封，但密封性差，只适用于低压场合。图 4-7 所示为双叶片式摆动液压马达结构，其叶片和止挡的结构、密封形式都与单叶片式基本相似，但双叶片式的叶片和止挡都是成对配置的。两对油腔 A、B 及其油口都对称于输出轴，因而径向液压力可互相抵消，使输出轴不受径向负荷。当两个摆动液压缸结构尺寸相同时，双叶片式的输出转矩可比单叶片式增加 1 倍，但转角也相应减小。图 4-8 所示为国产 BM 系列叶片式摆动液压马达实物外形，其额定压力为 16MPa，排量为 30～4000mL/r，转角为 0°～270°，输出转矩为 27～9600N·m。

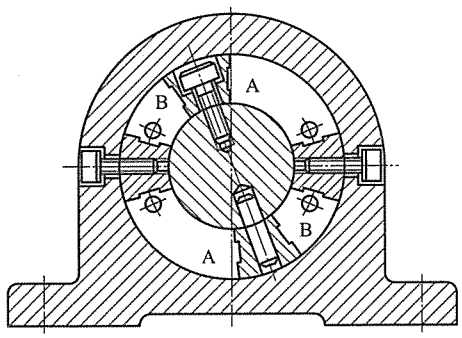


图 4-7　双叶片式摆动液压马达结构

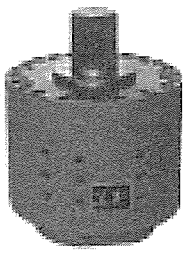


图 4-8　BM 系列叶片式摆动液压马达实物外形

4.2.3　使用维护要点

摆动液压马达使用维护要点见表 4-7。

表 4-7　摆动液压马达使用维护要点

序号	说明	序号	说明
1	液压系统中只有负载做摆动运动时才使用摆动液压马达作执行元件，然而摆动液压马达的型号、规格和生产厂都没有泵、阀及连续回转式马达等通用液压元件那样多，故选择余地较小	4	当摆动液压马达应用在动态品质要求高的电液伺服系统或负载有较高的低速平稳性要求时，必须对内泄漏加以重视，以免内泄漏的增加造成流量从排油腔溢走，使负载的速度减小，或引起压力的变化，造成不希望的转矩变化，产生不需要的负载加速度
2	因摆动液压马达的转角一般不能调整，当其输出轴直接和负载连接时，最大转角应与负载所需的最大摆动角度相等	5	对于大负载、转速高的工况，必须考虑采取缓冲和止动（限位）措施（如在摆动液压马达的外部采用减速液压回路，装流量阀或在进、出油口处设置小型溢流阀或顺序阀，管路中装蓄能器等），以免惯性力使止挡损坏
3	摆动液压马达的输出转矩应略大于负载转矩，否则，负载有可能不转或虽转但达不到应有的速度。对于输出轴上可能会受到侧向力的摆动液压马达，应在安装连接方式上采取措施，使输出轴尽可能不承受附加的侧向力。液压系统工作压力应与摆动液压马达的负载压力相符，以免造成摆动液压马达输出转矩不足或安全隐患	6	摆动液压马达在搬运与安装过程中，输出轴不得有任何外来冲击载荷，以免造成输出轴变形；外泄油管必须单独接通油箱；马达输出轴与其驱动工作机构之间建议采用弹性联轴器连接，其同轴度误差一般不超过 0.10mm；若长期放置不用，应将马达内部工作腔充满油液，并封堵进、出油口和泄油口，采取防漏防尘措施

4.3 典型案例

4.3.1 摆线马达输出无力故障诊断

(1) 功用结构

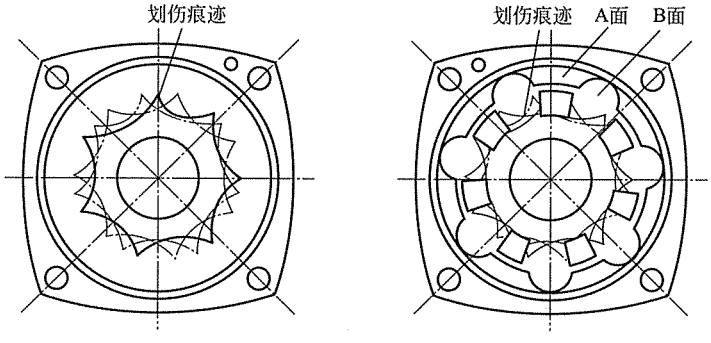
某工程机械作业对象为水泥砂石，其液压工作机构使用伊顿公司的平面配流低速大转矩多功能摆线马达，压力为 15.5MPa，排量为 245mL/r。

(2) 故障现象

该马达在工作中出现了输出无力现象。

(3) 原因分析

拆检发现，与马达定子、转子端面相接触的前端盖和固定配油盘端面上分别有 3 道七边形波纹状的明显划伤痕迹。前端盖的划伤情况较轻，划伤深度较浅 [图 4-9(a)]；固定配油盘划伤较重，划伤深度为 0.1～0.2mm、宽度为 0.1～0.3mm [图 4-9(b)]。由于前端盖及配油盘划伤后，将使马达七个封闭油腔相互串通，造成马达内泄漏严重，从而严重影响马达输出转矩，在工作中表现为马达工作无力。由于该机工作条件十分恶劣，作业对象是水泥砂石，又缺乏必要的防尘措施，使液压油严重污染，造成马达端面运动副磨损划伤，这是主要原因。



(a) 前端盖划伤痕迹　　(b) 固定配油盘划伤痕迹

图 4-9　摆线液压马达划伤情况

(4) 修复方法

① 因前端盖划伤较轻微，故可采取研磨法修复，即在研磨平台上涂上红丹粉，用 600 号研磨砂作磨料，反复研磨，最终磨去表面上的划痕，并保证表面有最低粗糙度和最高精度。

② 因配油盘划痕较深，且 A 面比 B 面低，同时还存在密封沟槽、配油通道，故研磨时必须注意它们之间的尺寸要求。

(5) 效果与启示

研磨后清洗、装配和试机表明性能良好，达到了修复的目的。为了控制因油液污染导致的磨损划伤，应采取如下措施：更换液压油，清除系统内残存的杂质颗粒及污染物；重新设置高精度过滤器；给油箱安装防尘装置，防止杂质进入油箱；加强防护措施，定期检查并换油。

4.3.2 IQJM42-4.0 低速大转矩液压马达壳体爆裂及轴端泄漏故障诊断

(1) 功能结构

某热带厂十字打包回转台采用 IQJM42-4.0 型液压马达拖动，该马达为球塞式内曲线低速大转矩液压马达，其额定压力为 10MPa，尖峰压力为 16MPa，排量为 4.0mL/r；输出转

速为 1～160r/min，输出转矩为 5920N·m。

(2) 故障现象

该打包台自投产以来，频繁发生液压马达轴端泄漏等故障。随着产量及荷重（带钢卷重）不断增加，故障率也成直线上升，甚至出现了马达壳体爆裂等严重事故。

(3) 原因分析

① 壳体爆裂原因　由打包台液压原理图（图 4-10）可知，当电磁铁 1YA 或 2YA 通电时，可使电磁换向阀 1 切换至左位或右位，从而使液压马达 4 驱动十字回转台顺时针或逆时针方向旋转 90°或 180°（旋转角度大小取决于作台上的按钮控制电磁铁的通电时间长短）。当两电磁铁断电时，阀 1 复至中位。此时，A-A1 腔与 B-B1 腔形成一个闭路，而十字回转台和带钢卷在锁紧装置作用下需要准确定位以进行打包工作，但十字回转台和带钢卷在惯性力作用下继续旋转，压缩或吸空封闭油腔 A-A1 与 B-B1 内液压油，使液压马达两侧造成较大压力差。十字回转台和带钢卷负荷越大，惯性力就越大，马达两侧的压力差也越大。通过在 A-A1 腔、B-B1 腔安装压力表 3 检测表明：正常旋转时，工作压力为 4～5MPa；阀 1 处于中位时，A-A1 腔或 B-B1 腔压力高达 13MPa，有时甚至达到液压马达的尖峰压力。从而导致液压马达出现故障甚至发生壳体爆裂。

② 轴端泄漏原因　液压马达设有泄油腔，其压力一般为 0.4MPa，泄油经回油过滤器 5 流回油箱 6。过滤器最大阻力应在 0.35MPa 以下，而实际生产中有时因未及时更换或清洗滤芯，过滤器阻力超过 0.4MPa，背压超过液压马达轴端的密封许用压力，导致马达轴端漏油。

(4) 改进方法

① 缓解瞬间压力冲击。在系统中增设 Z2DB10VD2-30/31.5 型双向溢流阀 7（图 4-11），构成双向制动缓冲回路，并将溢流阀压力调整至 5～6MPa（高于工作压力 1MPa），使压缩腔内的压力一旦超过溢流阀的设定压力时，就会迅速向吸空腔泄放，从而保证了系统压力在允许范围内。

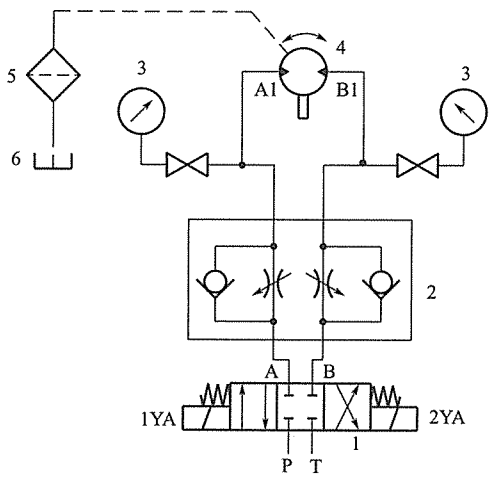


图 4-10　打包台液压原理图

1—三位四通电磁换向阀；2—双单向节流阀；3—压力表；4—液压马达；5—过滤器；6—油箱

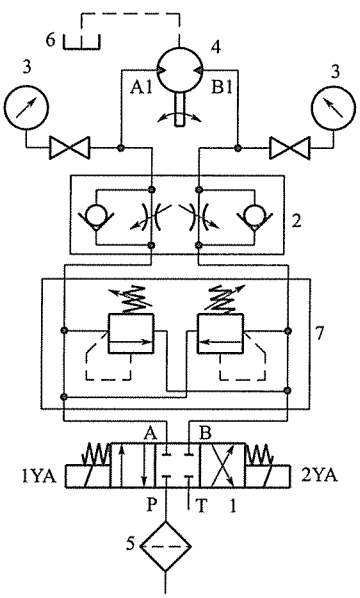


图 4-11　改进后打包台液压原理图

1—三位四通电磁换向阀；2—双单向节流阀；3—压力表；4—液压马达；5—过滤器；6—油箱；7—双向溢流阀

② 更换过滤器及其位置。将液压马达泄油管直接接回油箱，将过滤器 5 换为压力管路过滤器并接至电磁换向阀 1 之前（图 4-11）。这样，一旦过滤器阻力增大，不至于使液压马达轴端漏油。

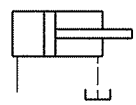
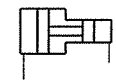
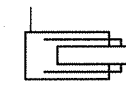
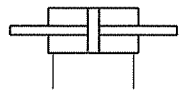
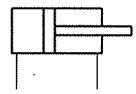
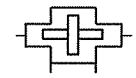
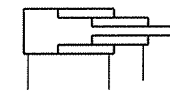
(5) 效果与启示

改进前在 7 个月间消耗液压马达 9 台之多，因液压马达故障而引起的停产时间平均为 8h/a。改进后的 1 年内，液压马达的消耗及因液压马达故障而引起的停产时间均为零，收到了良好效果。可见即便是优质液压马达，也要合理设计和使用其制动缓冲回路和泄油路，才能保证马达及其拖动的工作机构可靠工作。

第5章 液压缸的使用维护及故障诊断

液压缸在工厂称油缸，是应用最广的执行元件，它将液压能转换为往复直线运动机械能，依靠压力油液驱动与其外伸杆相连的工作机构运动而做功。液压缸种类繁多，一般按其结构特点分为活塞式、柱塞式和组合式三类。按作用方式又可分为单作用和双作用两种。常用液压缸图形符号见表 5-1。

表 5-1 常用液压缸图形符号（GB/T 786.1—2009）

类型		活塞缸		柱塞缸	组合缸	
		双杆活塞缸	单杆活塞缸		增压缸	伸缩缸
单作用式	图形符号	—				
	特点	—	活塞仅能单向运动，反向运动需靠重力、弹簧等外力来完成	同单杆活塞缸，但其行程一般较活塞式液压缸大	将输入的低压油转变为高压油供液压系统中的高压支路使用，只能在一次行程中连续输出高压液体	多个依次运动的活塞套装而成，伸出时可获得很长的工作行程，缩回时可保持很小的结构尺寸。各活塞逐次运动时，按有效面积大小依次先后动作，输出推力逐级减小，速度逐级增大
双作用式	图形符号			—		
	特点	活塞两端杆径相同，活塞正、反向运动时输出推力和速度均相等	活塞双向运动产生推力和拉力（两者不相等），活塞在行程终了时不减速	—	将输入的低压油转变为高压油供液压系统中的高压支路使用，可由两个高压端连续向系统提供高压油	有多个可依次动作的活塞，其行程可变，活塞可双向运动

5.1 工作原理

图 5-1 所示为常用的活塞式单作用液压缸。活塞将缸分为两个腔，仅左腔为工作腔，故只在缸筒左端有压力油口（用实线画出）。活塞杆在油液压力驱动下伸出，返回时靠工作机构及活塞杆自重或弹簧力等外力作用实现。右端的虚线表示泄漏油口，它把工作腔经缸筒与活塞间的环形缝隙泄漏到非工作腔（右腔）的油液排回到油箱，以保证液压缸正常工作。表 5-1 中的柱塞式液压缸也是一种单作用液压缸。

图 5-2 所示为活塞式双作用液压缸。在缸筒两端都有压力油口，以便轮流进油和排油，即活塞的伸出和缩回均由油液压力驱动，故往复行程均可推动负载。因单杆活塞缸的有杆腔和无杆腔的有效面积互不相等，故当输入相同压力和流量的压力油时，活塞在两个方向的输出推力和运动速度是不相等的。但双杆活塞缸的两个有杆腔有效面积通常相等，故当输入相同压力和流量的压力油时，活塞在两个方向的输出推力和运动速度是相等的。

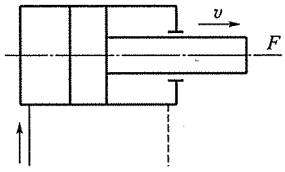
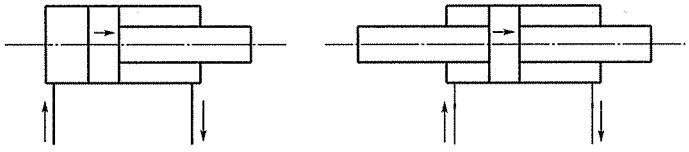


图 5-1　活塞式单作用液压缸



(a) 单杆活塞缸　　(b) 双杆活塞缸

图 5-2　活塞式双作用液压缸

单杆缸在行走机械（如挖掘机和汽车起重机等）和固定机械（如机床和压力机等）中都有广泛应用，双杆缸则在固定机械特别是机床中应用较多。活塞式液压缸可以缸筒固定，由活塞杆带动工作机构运动；也可以活塞杆固定，由缸筒带动工作机构运动。

5.2 简要计算

以单杆活塞缸为例介绍液压缸的简单计算要点，以便选择和使用现有液压缸产品。如前所述，单杆活塞缸两腔的有效作用面积不同，故当输入相同压力和流量的压力油时，活塞在两个方向的输出推力和运动速度是不相等的。图 5-3 所示为单杆活塞缸常见的三种不同工况。

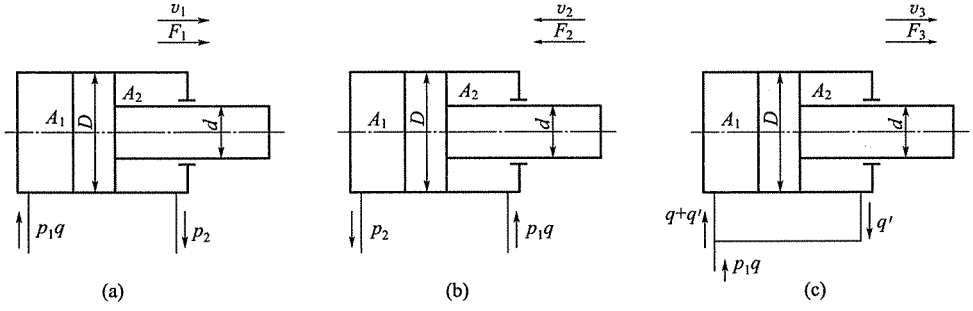
① 无杆腔进油［图 5-3(a)］，有杆腔回油。此时，无杆腔面积（即活塞的大端面积）A_1为有效作用面积，活塞向左运动输出的推力 F_1为

$$F_1=p_1A_1-p_2A_2=\frac{\pi}{4}[(p_1-p_2)D^2+p_2d^2] \tag{5-1}$$

运动速度 v_1为

$$v_1=\frac{q}{A_1}=\frac{4q}{\pi D^2} \tag{5-2}$$

式中，A_2为有杆腔的有效作用面积；p_1为缸的进口压力；p_2为缸的出口压力（也称为背压力）；D、d 分别为活塞、活塞杆直径；q 为液压缸的输入流量。



(a)　　(b)　　(c)

图 5-3　单杆活塞缸的三种工况

② 有杆腔进油［图 5-3(b)］，无杆腔回油。此时，有杆腔面积（即活塞的大端面积减去活塞杆面积）A_2为有效作用面积，活塞向右运动输出的推力 F_2为

$$F_2=p_1A_2-p_2A_1=\frac{\pi}{4}[(p_1-p_2)D^2-p_1d^2] \tag{5-3}$$

运动速度 v_2 为

$$v_2=\frac{q}{A_2}=\frac{4q}{\pi(D^2-d^2)} \tag{5-4}$$

由于 $A_1>A_2$，所以 $v_1<v_2$，$F_1>F_2$。

③ 无杆腔和有杆腔同时进油［图 5-3(c)］，无回油。此时，缸左右两腔同时接通压力油，压力相同，但由于无杆腔的有效作用面积大于有杆腔的有效作用面积，可产生差动，即活塞杆向右伸出，并将有杆腔的油液挤出（流量为 q'），反过来流入无杆腔，加大了进入无杆腔的流量（$q+q'$），从而加快了活塞的运动速度。

缸向右运动输出的推力 F_3 为

$$F_3=p_1(A_1-A_2)=p_1\frac{\pi}{4}d^2 \tag{5-5}$$

运动速度 v_3 为

$$v_3=\frac{q+q'}{A_1}=\frac{q+\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)v_3}{\frac{\pi}{4}D^2}$$

即

$$v_3=\frac{q}{\frac{\pi d^2}{4}}=\frac{q}{A_1-A_2}=\frac{4q}{\pi d^2} \tag{5-6}$$

综合上述三种情况可得出下述结论。

① 在不加大油源流量的前提下，单杆缸可获得两种不同的伸出速度 v_1、v_2 和一种快速退回速度 v_3。

② 无杆腔进油，有杆腔回油时，推力最大，运动速度最慢，适用于执行机构重载慢速的工作行程（工进）。

③ 有杆腔进油，无杆腔回油时，推力较小，运动速度较快，适用于执行机构轻载快速的退回行程（快退）。

④无杆腔和有杆腔同时进油，无回油时，推力最小，运动速度最快，适用于执行机构空载快速的进给行程（快进）。

⑤ 若要求缸的快速往复运动速度相等，即 $v_2=v_3$，则由式(5-4) 和式(5-6) 可知，取活塞杆的面积等于活塞面积的一半，$A=A_1/2$，即 $d=0.7D$ 即可。

⑥ 单杆缸的非差动与差动连接方式的变换，通常可利用换向阀（参见第 6 章）工作位置的切换来实现。

5.3 典型结构和一般构成

(1) 典型结构

图 5-4 所示为一种单杆活塞缸的结构，它由无缝钢管缸筒 4、与活塞杆制成一体的整体式活塞 5、缸盖 2 及 7 等组成。两个油口分别开设在了缸盖 2 的圆周和缸盖 7 的后端面上。两端缸盖和缸筒间采用螺纹式连接，活塞与缸筒间用 O 形密封圈 6 密封，活塞杆和缸筒采用 Y 形密封圈 1 密封，缸盖和缸筒间采用铜垫 3 密封。图 5-5 所示为一种单杆活塞缸的实物外形。

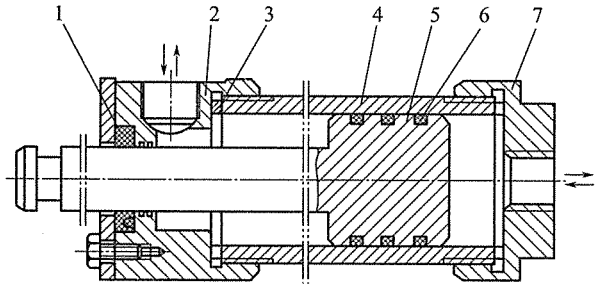


图 5-4　单杆活塞缸的结构

1—Y 形密封圈；2,7—缸盖；3—铜垫；4—缸筒；5—活塞（杆）；6—O 形密封圈

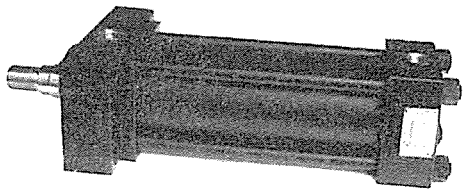


图 5-5　一种单杆活塞缸的实物外形

图 5-6 所示为一种杆固定双杆液压缸结构，它由缸筒 10、活塞 8、两空心活塞杆 1 和 15、缸盖 18 和 24、托架 3、导向套 6 和 19、压盖 16 和 25 以及密封圈 4、7、17 等零件组成。活塞杆固定在主机固定机架或机身上，缸筒固定在工作台或其他移动工作机构上。两缸盖通过螺钉（图中未画出）与压板相连，并经钢丝环 12 和 21 固定在缸筒上。由于液压缸工作中要发热伸长，它只与右缸盖和工作台固定相连，左缸盖空套在托架的孔内，使之可自由伸缩。活塞杆的一端用堵头 2 堵死，并通过锥销 9 和 22 与活塞相连。活塞与缸筒之间、缸盖与活塞杆之间以及缸盖与缸筒之间分别用 O 形圈 Y 形圈及纸垫 13 和 23 进行密封，以防止油液的内、外泄漏。缸左右两腔是通过油口 b 和 d 经活塞杆中心孔与左右径向孔 a 和 c 相通的。当径向孔 c 接通压力油，径向孔 a 接通回油时，液压缸带动工作台向右移动；反之则向左移动。缸筒在接近行程的左右终端时，径向孔 a 和 c 的开口逐渐减小，对移动机构起制动缓冲作用。为了排除液压缸中剩余的空气，缸盖上设置有排气孔 5 和 14，经导向套环槽的侧面孔道（图中未画出）连通排气阀排出。

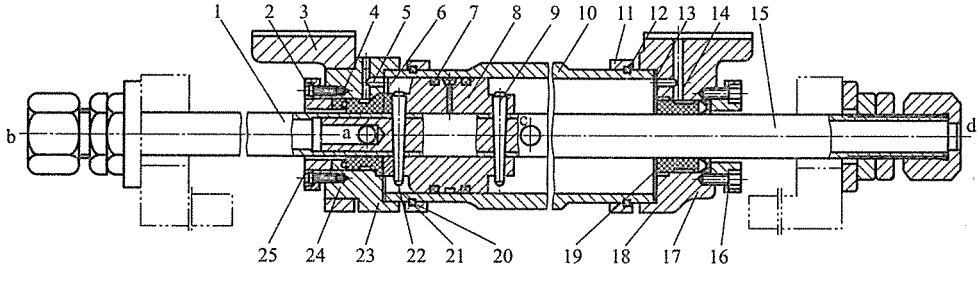


图 5-6　双杆液压缸结构

1,15—活塞杆；2—堵头；3—托架；4,7,17—密封圈；5,14—排气孔；6,19—导向套；8—活塞；9,22—锥销；10—缸筒；11,20—压板；12,21—钢丝环；13,23—纸垫；16,25—压盖；18,24—缸盖

(2) 一般构成

从液压缸典型结构可以看出，任何液压缸基本上都由缸筒-缸盖组件、活塞-活塞杆组件、密封件、缓冲装置和排气装置等部分组成。缓冲装置和排气装置根据具体应用场合而定，其他部分则是必不可少的。

① 缸筒-缸盖组件　由于缸筒和缸盖承受油液的压力，所以要求有足够的耐压性和耐磨性、较高的表面精度和可靠的密封性，一般用钢和优质铸铁制成。高压缸的缸筒采用冷拔无缝钢管，为了增加耐磨性和防止密封件的损伤，缸筒内表面可镀上 0.05mm 厚的硬铬。缸筒和缸盖之间可采用法兰、螺纹、拉杆和焊接等连接形式。

② 活塞-活塞杆组件　活塞可与活塞杆做成整体的，但大多是分开的，此时，可采用螺纹式、锥销式和半环式等方式进行连接。活塞受油液的压力，并在缸筒内往复运动，因此也要求有一定的耐压性和良好的耐磨性。活塞一般用耐磨铸铁或钢制造。活塞杆是连接活塞和工作部件的传力零件，要求有足够的强度和刚性。活塞杆可制成实心或空心的，但无论空心与否，通常都用优质钢料制造。活塞杆表面最好镀上硬铬，以防损伤密封件。

③ 缓冲装置　用于防止在活塞行程中了时，活塞与缸盖发生撞击，引起破坏性事故或严重影响机械精度。高速（>0.2m/s）运动的液压缸必须设置缓冲装置。缓冲装置的工作原理是使缸内低压腔中的油液（全部或部分）通过小孔或缝隙节流把动能转换为热能，热能则由循环的油液带到缸外，即通过增大液压缸回油阻力，逐渐减慢运动速度，防止撞击。图 5-7(a) 所示为圆柱形环隙式缓冲装置，当缓冲柱塞进入缸盖上的内孔时，缸盖和活塞间形成的油腔封住一部分油液，并使其从环形缝隙中排出，实现减速缓冲；图 5-7(b) 所示为圆锥形环隙式缓冲装置，缓冲柱塞为圆锥形，故环形间隙的通流面积随位移量而改变；图 5-7(c) 所示为节流口变化式缓冲装置，被封在活塞和缸盖间的油液经柱塞上的轴向三角节流槽流出而实现缓冲；图 5-7(d) 所示为节流口可调式缓冲装置，被封在活塞和缸盖间的油液经可调节流阀的小孔排出而实现缓冲，图中的单向阀用于反向时快速启动。

④ 排气装置　液压缸工作时会积留空气，从而影响液压缸及其带动的工作部件运动的平稳性甚至导致其无法正常工作。一般液压缸通常不设专门的排气装置，而是通过缸的空载往复运动，将空气随回油带入油箱分离出来，直至运动平稳。对于特殊液压缸，可在缸盖最高部位设置排气塞（图 5-8），排气时松开螺钉，使缸全行程往复移动数次直至油液排出，排气完毕后旋紧螺钉即可。

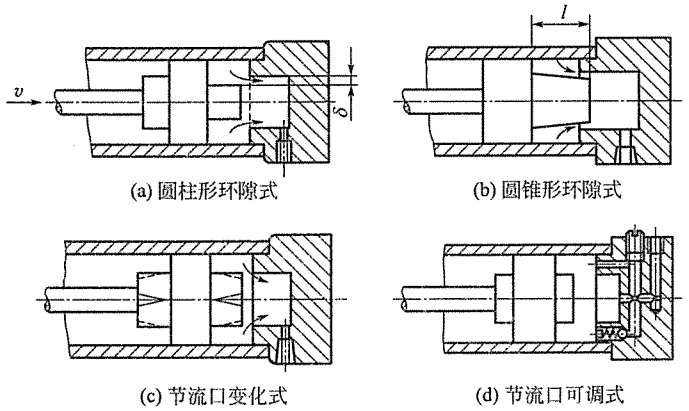


图 5-7　液压缸的缓冲装置

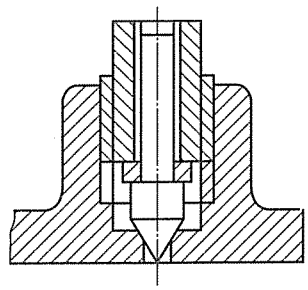


图 5-8　排气塞

5.4 性能特点

液压缸具有结构简单、工作可靠、使用维护方便的优点，在各类机械的液压系统中应用广泛。

液压缸的常用性能参数有压力和流量（液压参数）及输出推力和运动速度（机械参数）。其中工作压力 p 是由负载决定的液压缸实际运行压力；额定压力（公称压力）p_s 是液压缸能用以长期工作的压力，最高允许压力 p_{max} 是液压缸在瞬间所能承受的极限压力。缸的主要结构参数有缸筒内径（活塞直径）D 和活塞杆直径 d 等。在液压缸结构一定的情况下，

输入不同压力和流量的油液，其输出推力和运动速度就不同。

5.5 常用产品

液压缸产品已经标准化和系列化，部分国产液压缸系列产品及其主要结构性能参数见表 5-2，其详细结构及安装连接尺寸可从手册或产品样本中查得。

表 5-2 部分国产液压缸系列产品及其主要结构性能参数

标准系列		轻型拉杆式	工程用	车辆用	冶金机械用	重载用
结构性能参数	额定压力/MPa	≤21	16	≤16	≤25	≤35
	推力/kN	26.46～1010.22	20.1～1286.8	17.6～1125.95	31.42～3141.6	44～2814.8
	缸筒内径/mm	40～250	40～320	40～320	40～400	40～320

5.6 安装使用

① 液压缸的安装必须符合设计图样和（或）制造厂的规定。

② 安装前应仔细检查其活塞杆是否弯曲。

③ 安装液压缸时，应尽量使其进、出油口的位置在最上面。

④ 应使液压缸的轴线位置与运动方向一致。使液压缸所承受的负载尽量通过液压缸轴线，不产生偏心现象。避免安装螺栓直接承载。

a. 对于基座式（底脚式）液压缸，可通过设置挡块的方法，避免安装螺钉直接承受负载，以减小倾覆力矩。对于底脚式大直径、大行程液压缸，为避免底脚螺栓直接承受推力载荷，可在一个底脚的两侧安装止推挡块 A、B [图 5-9(b)]。活塞杆伸出（或缩回）时所产生的载荷由止推挡块 B（或 A）直接承受，而底脚螺栓仅承受上下方向的作用力。在液压缸拆卸后的再次安装过程中，止推挡块 A、B 还起到定位作用。在①、②处的压板挡块 C，只限制缸体上抬，不应限制缸体的轴向伸展。此外，液压缸的基座要有足够的刚性；有必要对液压缸设置中间支座 D，在活塞杆上设置活动支承台 F。当活塞杆伸出时，支承台 F 也向左运动直至碰到限程挡块 E 后停止不动，从而保证支承台 F 停留在最佳位置；当活塞杆缩回时，最初支承台 F 仍留在最佳位置，当活塞杆越过一半时就带着支承台一起向右移动。

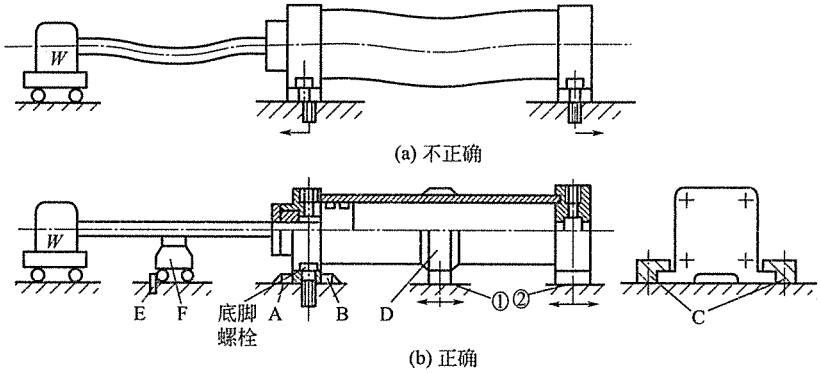
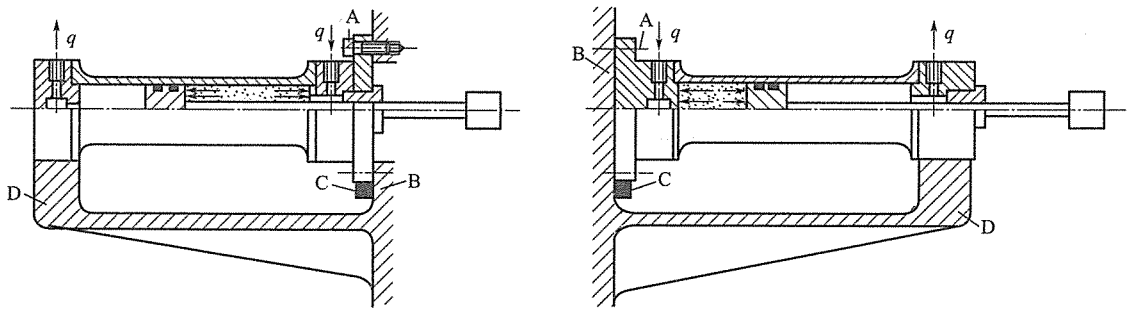


图 5-9 底脚式大直径、大行程液压缸的安装方法

b. 对于法兰式液压缸，当缸的有杆腔为主工作腔时，要按图 5-10(a) 安装，当缸以无杆腔为主工作腔时，要按图 5-10(b) 安装，即保证载荷只能作用在支座 B 上，螺栓 A 仅起紧固作用。对于水平安装的大直径、大行程液压缸，则需利用支承挡块 C（或定位销）来承

受液压缸的重量，最好设置防止挠曲的托架 D。

c. 对于耳环式液压缸，以耳轴为支点，在与耳轴垂直的平面内摆动的同时做往复直线运动，所以活塞杆顶端的连接头方向应与耳轴方向一致（图 5-11 中实线部分），否则将影响缸的稳定性、强度和寿命（图 5-11 中双点画线部分）。



(a) 有杆腔为主工作腔　　(b) 无杆腔为主工作腔

图 5-10　法兰式液压缸的安装方法

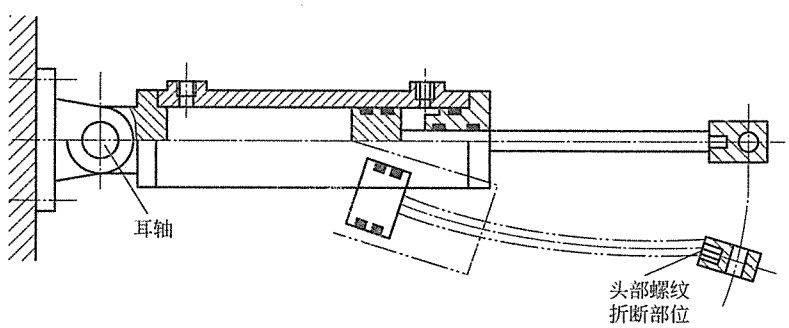


图 5-11　耳环式液压缸的安装方法

⑤ 液压缸的安装应牢固可靠，在行程大和工作时温差大的场合下，缸的一端必须保持浮动，以减小热膨胀的影响。为了适应热胀冷缩，固定点之间的直管段至少要有一个松弯，避免紧死的直管（图 5-12）。

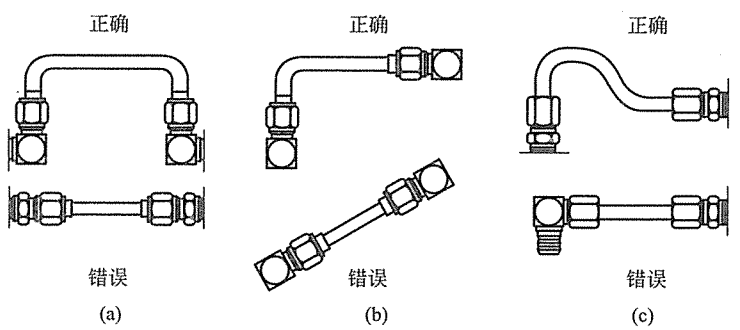


图 5-12　直管段的松弯

⑥ 首次使用液压缸时，应松开排气塞（阀）螺钉排气，使缸全行程空载往复移动数次直至油液排出，排气完毕后旋紧螺钉即可。

⑦ 液压缸运行中，不得锤击其外表面及连接管道。如出现爬行等不良动作或振动、噪声及异常发热，应按使用说明书的要求对其进行检修。

⑧ 长期不用的液压缸，再度使用时，应检查其内部密封件等的完好状态及原内存油液质量，不合格的应予以更换，合格后再进行启动和使用。

5.7 故障诊断

作为液压系统的一个执行部分，液压缸运行中发生故障，往往与整个系统有关，不能孤立地看待。应从外到内仔细分析故障原因，从而找出适当的解决办法，应避免欠缺分析地大拆大卸，造成停机停产。表 5-3 是液压缸在使用中的一些常见故障及其诊断排除方法。

表 5-3 液压缸常见故障及其诊断排除方法

故障现象及原因		故障分析	故障排除
活塞杆不能动作	压力不足	①油液未进入液压缸 a. 换向阀未换向 b. 系统未供油	①排除方法如下 a. 检查换向阀未换向的原因并排除 b. 检查液压泵和主要液压阀并排除故障
		②有油，但无压力 a. 是泵或溢流阀有故障 b. 内部泄漏，活塞与活塞杆松脱，密封件损坏严重	②排除方法如下 a. 更换泵或溢流阀，查出故障原因并排除 b. 将活塞与活塞杆紧固牢靠，更换密封件
		③压力达不到规定值 a. 密封件老化、失效，唇口装反或有破损 b. 活塞杆损坏 c. 系统压力过低 d. 压力调节阀有故障 e. 压力补偿流量阀的流量过小，因液压缸内泄漏，当流量不足时会使压力不足	③排除方法如下 a. 检查泵密封件，并正确安装 b. 更换活塞杆 c. 重新调整压力，达到要求值 d. 检查原因并排除 e. 流量阀的通过流量必须大于液压缸的泄漏量
	压力已达到要求，但仍不动作	①液压缸结构上有问题 a. 活塞端面与缸筒端面紧贴在一起，工作面积不足，不能启动 b. 具有缓冲装置的缸筒上单向回路被活塞堵住	①排除方法如下 a. 端面上要加一条通路，使工作油液流向活塞的工作端面，缸筒的进、出油口位置应与接触表面错开 b. 排除
		②活塞杆移动“别劲” a. 缸筒与活塞及导向套与活塞杆配合间隙过小 b. 活塞杆与夹布胶木导向套之间的配合间隙过小 c. 液压缸装配不良（如活塞杆、活塞和缸盖之间同轴度差、液压缸与工作台平行度差）	②排除方法如下 a. 检查配合间隙，并配研到规定值 b. 检查配合间隙，修配导向套孔，达到要求的配合间隙 c. 重新装配和安装，更换不合格零件
		③液压缸背压腔油液未与油箱相通，回油路上的调速节流口过小或换向阀未动作	③检查原因并消除
	内泄漏严重	①密封件破损严重 ②油的黏度太低 ③油温过高	①更换密封件 ②更换黏度适宜的液压油 ③检查原因并排除
	外负载过大	①工作压力过低 ②工艺和使用错误，造成外负载比预定值大	①核算后更换元件，调大工作压力 ②按设备规定值使用

续表

故障现象及原因		故障分析	故障排除
速度达不到规定值	活塞移动时“别劲”	①加工质量差，缸筒孔锥度和圆度超差 ②装配质量差 a. 活塞、活塞杆与缸盖之间同轴度差 b. 液压缸与工作台平行度差 c. 活塞杆与导向套配合间隙小	①检查零件尺寸，更换无法修复的零件 ②排除方法如下 a. 按要求重新装配 b. 按要求重新装配 c. 检查配合间隙，修配导向套孔，达到要求的配合间隙
	脏物进入滑动部位	①油液过脏 ②防尘圈破损 ③装配时未清洗干净或带入脏物	①过滤或更换油液 ②更换防尘圈 ③拆洗，装配时要注意清洁
速度达不到规定值	活塞在端部行程速度急剧下降	①缓冲节流阀的节流口过小，在进入缓冲行程时，活塞可能停止或速度急剧下降 ②固定式缓冲装置中节流孔直径过小 ③缸盖上固定式缓冲节流环与缓冲柱塞间的间隙小	①缓冲节流阀的节流口要调节合适，并能起缓冲作用 ②适当加大节流孔直径 ③适当加大间隙
	活塞移动到中途速度较慢或停止	①缸壁内径加工精度差，表面粗糙，使内泄量增大 ②缸壁胀大使内泄量增大	①修复或更换缸筒 ②更换缸筒
液压缸爬行	液压缸活塞杆运动“别劲”	①液压缸结构上有问题 a. 活塞端面与缸筒端面紧贴在一起，工作面积不足，不能启动 b. 具有缓冲装置的缸筒上单向回路被活塞堵住	①排除方法如下 a. 端面上加一条通路，使工作油液流向活塞的工作端面，缸筒的进、出油口位置应与接触表面错开 b. 排除
		②活塞杆移动“别劲” a. 缸筒与活塞及导向套与活塞杆配合间隙过小 b. 活塞杆与夹布胶木导向套之间的配合间隙过小 c. 液压缸装配不良（如活塞杆、活塞和缸盖之间同轴度差、液压缸与工作台平行度差）	②排除方法如下 a. 检查配合间隙，并配研到规定值 b. 检查配合间隙，修配导向套孔，达到要求的配合间隙 c. 重新装配和安装，更换不合格零件
		③液压缸背压腔油液未与油箱相通，回油路上的调速节流口过小或换向阀未动作	③检查原因并消除
	缸内进入空气	①新的或修理后的液压缸或设备停机时间过长的液压缸，液压缸内有气或液压缸管道中排气不净 ②缸内部形成负压，从外部吸入空气 ③从液压缸到换向阀之间的管道容积比液压缸内容积大得多，液压缸工作时，这段管道上油液未排完，所以空气也很难排净 ④泵吸入空气 ⑤油液中混入空气	①空载大行程往复运动，直到把空气排净 ②先用油脂封住接合面和接头处，若吸空情况有好转，则将螺钉及接头紧固 ③在靠近液压缸管道的最高处加排气阀，活塞在全行程情况下运动多次，把气排净后，再关闭排气阀 ④拧紧泵的吸油管接头 ⑤利用液压缸排气阀放气；油质本身欠佳时换油

续表

故障现象及原因		故障分析	故障排除
缓冲装置故障	缓冲作用过度	①缓冲节流阀的节流口过小 ②缓冲柱塞“别劲” ③在斜柱塞头与缓冲环之间有毛刺和脏物 ④固定式缓冲装置柱塞头与衬套之间的间隙太小	①将节流口调节合适并紧固 ②拆开清洗，适当加大间隙，更换不合格零件 ③修去毛刺并清洗干净 ④适当加大间隙
	失去缓冲作用	①缓冲调节阀处于全开状态 ②惯性能量过大 ③缓冲节流阀不能调节 ④单向阀处于全开状态或单向阀阀座封闭不严 ⑤活塞上的密封件破损，当缓冲腔压力升高时，工作液体从此腔向工作压力腔倒流，故活塞不减速 ⑥柱塞头或衬套内表面上有伤痕 ⑦镶在缸盖上的缓冲环脱落 ⑧缓冲柱塞锥面长度与角度不对	①调节到合适位置并紧固 ②设置合适的缓冲机构 ③修复或更换 ④检查尺寸，更换锥阀芯和钢球，更换弹簧，并配研修复 ⑤更换密封件 ⑥修复或更换 ⑦修理或更换缓冲环 ⑧修正
	缓冲行程段出现“爬行”	①加工不良，如缸盖、活塞端面不符合要求，在全长上活塞与缸筒间隙不均匀，缸盖与缸筒不同轴，活塞与螺母端面垂直度不合要求，造成活塞杆弯曲等 ②装配不良，如缓冲柱塞与缓冲环相配合的孔有偏心或倾斜等	①仔细检查每个零件，不合格者不允许使用 ②重新装配，确保质量
泄漏过大	装配不良	①液压缸装配时端盖装偏，活塞杆与缸筒定心不良，使活塞杆伸出困难，加速密封件磨损 ②液压缸与工作台导轨面平行度差，使活塞杆伸出困难，加速密封件磨损 ③密封件安装差错，如密封件划伤或切断、密封唇装反、唇口破损或轴倒角尺寸不对及漏装或装错 ④密封件压盖未装好 a. 压盖安装有偏差 b. 紧固螺钉受力不均 c. 紧固螺钉过长，使压盖不能压紧	①拆检并重新装配 ②拆检，重新安装，并更换密封件 ③更换并重新安装密封件 ④排除方法 a. 重新安装 b. 拧紧螺钉并使之受力均匀 c. 按螺孔深度合理选择螺钉长度
	密封件质量不佳	①库存期过长，自然老化失效 ②保管不良，变形或损坏 ③胶料性能差、不耐油或胶料与油液相容性差 ④制品质量差，尺寸不对，公差不符合要求	更换密封件
	活塞杆和沟槽加工质量差	①活塞杆表面粗糙，活塞杆头上的倒角不符合要求或未倒角 ②沟槽尺寸及精度不符合要求 a. 设计图样有错误 b. 沟槽尺寸加工不符合标准 c. 沟槽精度差，毛刺多	①表面粗糙度应为 $Ra0.2\mu m$，并按要求倒角 ②排除方法 a. 按有关标准设计沟槽 b. 检查尺寸，并修正到要求尺寸 c. 修正并去毛刺
	油的黏度过低	①用错了油品 ②油液中渗有乳化液	更换合适的油液
	油温过高	①液压缸进油口阻力过大 ②周围环境温度太高 ③泵或冷却器有故障	①检查进油口是否通畅 ②采取隔热措施 ③检查原因并排除
	振动大	①紧固螺钉松动 ②管接头松动 ③安装位置变动	①定期紧固螺钉 ②定期紧固管接头 ③应定期紧固安装螺钉
	活塞杆拉伤	①防尘圈老化、失效 ②防尘圈内侵入砂粒、切屑等	①更换防尘圈 ②清洗并更换防尘圈，修复活塞杆表面拉伤处

5.8 检修装配

液压缸在使用一定时间后，缸筒与活塞、活塞杆与缸盖等相对运动面会发生磨损和刮伤，从而引起动作失常、泄漏增大等故障。若磨损和刮伤严重，则需进行拆卸检修。

(1) 拆卸

对液压缸进行检修时，首先应对照缸的装配图或使用说明书对其进行拆卸，步骤见表 5-4。

表 5-4 液压缸的拆卸步骤

步骤	内容	步骤	内容
1	开动液压系统，将活塞的位置移动到适于拆卸的一个顶端位置	4	为了将液压缸从主机上卸下，应先将液压缸的进、出油口配管卸下，活塞杆的外端连接头和安装螺栓等全部松开。拆卸时，应严防损伤活塞杆外端头部的螺纹、油口螺纹和活塞杆表面(例如拆卸中，不合适的敲打以及突然的掉落，都会损坏螺纹，或在活塞杆表面产生打痕等)
2	在拆卸前，切断系统的电源，使液压装置停止运动	5	因液压缸的结构和大小不同，其拆卸的顺序也略有不同。一般应先松开缸盖的紧固螺栓或连接杆，然后将缸盖、活塞杆、活塞和缸筒顺序拆下。在拆出活塞与活塞杆时，不应硬性将其从缸筒中敲出，以免损伤缸筒内表面
3	对液压缸主要零部件的特征、安装方位如缸筒、活塞杆、活塞、导向套等进行标记和记录		

(2) 检修

液压缸拆卸以后，首先应对各零件外观进行检查，并判断哪些零件可以继续使用，哪些零件必须更换和修理。

① 缸筒内表面　有很浅的线状摩擦伤痕或点状伤痕，不会影响使用。但若有纵状刮伤深痕时，即使更换新的密封圈，也不可能防止漏油，必须对内孔进行研磨，或用极细的砂纸或油石修正。当纵状刮伤为深痕而无法修正时，就必须更换缸筒。

② 活塞杆的滑动面　与活塞杆密封圈相对滑动的活塞杆滑动面上，产生纵状刮伤或打痕时，其判断与处理方法与缸筒内表面相同。但是，活塞杆的滑动面一般镀有硬铬，若部分镀层因磨损产生剥离，形成纵状伤痕时，活塞杆密封处的漏油对运行影响很大，必须除去原有的镀层，重新镀铬、抛光，镀铬厚度约为 0.05mm。

③ 活塞杆导向套的内表面　轻微伤痕对使用没有什么妨碍。若不均匀磨损的深度在 0.2～0.3mm 以上时，则应更换导向套。

④ 活塞表面　首先要检查活塞是否有由于端盖的碰撞、内压引起的裂缝，如有，则必须更换活塞，因为裂缝可能会引起内泄漏。活塞表面有轻微的伤痕，一般不影响使用。若伤痕深度达 0.2～0.3mm 时，就应更换活塞。另外，还需检查密封沟槽是否受伤。

⑤ 密封　活塞和活塞杆上的密封件是防止液压缸内泄漏的关键零件。检查密封件时，应首先观察密封件的唇边有无损伤，密封摩擦面的磨损情况。若密封件唇边有轻微的伤痕，摩擦面略有磨损时，最好能更换新的密封件。对使用日久、材质产生硬化脆变的密封件，必须更换。

⑥ 其他　其他部分的检查，随液压缸构造及用途而异。检查时应留意缸盖、耳环、铰轴是否有裂纹，活塞杆顶端螺纹、油口螺纹有无异常，焊接部分是否有脱焊、裂缝现象。

(3) 装配

检修完毕的液压缸在装配前，首先要准备好装配所用工具、清洗油液、器皿，并对待装零件进行合格性检查，特别是运动副的配合精度和表面状态。注意去除所有零件上的毛刺、飞边、污垢，清洗干净。装配液压缸时，首先将各部分的密封件分别装入各相关部位，然后

由内到外进行装配，并注意以下几点。

① 避免损伤密封件。装配密封圈时，要注意密封圈不可被毛刺或锐角刮损，特别是带有唇边的密封圈和新型同轴密封件应尤为注意。若缸筒内壁上开有通油孔或排气孔，应检查、去除孔边毛刺；缸筒上与通油孔、排气孔相贯通的部位，要用质地较软的材料塞平，再装活塞组件，以免密封件通过这些孔口时被划伤或挤破。检查与密封圈接触或摩擦的相应表面，如有伤痕，则必须进行研磨、修正。当密封圈要经过螺纹部分时，可在螺纹上卷上一层密封带，在带上涂上润滑脂后再进行安装。

在液压缸装配过程中，用洗涤油或柴油将各部分洗净，再用压缩空气吹干，然后在缸筒内表面及密封圈上涂一些润滑脂。这样不仅容易装入密封件，而且能保护密封圈不受损坏，效果明显。

② 密封圈的安装方向应正确，安装时不可产生拧扭挤出现象。

③ 活塞与活塞杆装配以后，应采用百分表测量其同轴度和全长上的直线度，应使差值在允许范围内。

④ 组装之前，将活塞组件在液压缸内移动，应运动灵活，确认没有阻滞和轻重不均匀现象后，方可正式总装。

⑤ 装配导向套、缸盖等零件有阻碍时，不能硬性压合或敲打，一定要查明原因，消除故障后再行装配。

⑥ 拧紧缸盖连接螺栓时，要依次对角地施力且用力均匀，要使活塞杆在全长范围内，灵活均匀运动。全部拧紧后，最好用扭力扳手再重复拧紧一遍，以达到合适的紧固扭力并确保各点扭力数值的一致性。

(4) 注意事项

液压缸拆检与装配中，要特别注意其清洁性。所有零件要用煤油或轻柴油清洗干净，不得有任何污物留存在液压缸内。禁用棉纱、破布等清洗擦拭零件，以免脱落的棉纱头混入液压系统。在装配过程中，各运动副表面要涂润滑油。所有零件均应轻拿轻放，避免磕伤运动表面。

5.9 典型案例

5.9.1 青储饲料收割机割台液压缸升降速度缓慢故障诊断

(1) 功能结构

青储饲料收割机（图 5-13）是一种田间自行走式机械设备，用于把即将成熟的玉米及其青绿秸秆切割成一定长度的碎段并通过喷撒筒送入随机行走的运料车厢内。运料车将其运回倾倒入预先砌成的水泥坑窖内，用塑料薄膜封盖发酵，牛、羊等牲畜一年内食用，以增加奶、肉产量。机器以柴油发动机为动力源，通过液压驱动进行作业。由两个相同的柱塞缸并联驱动的升降式割台是机器的主要切割工作机构，用于调节收割机构距离地面的高度，并在田间两头快速驱动割台升降以完成整机换向动作。

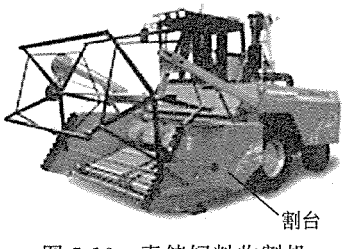


图 5-13 青储饲料收割机

(2) 故障现象

某型收割机产品研发中发现割台需快速升降时，速度缓慢致使机器辅助时间过长。

(3) 故障诊断

经检查，该机液压系统采用单定量泵供油，泵的流量与缸速直接匹配，而不进行调速。系统采用管式连接，管道及液压缸并无明显外泄漏。故推断故障原因是泵的流量较小，不能

满足割台液压缸升降速度要求。检查发现液压泵的动力源（柴油机取力器）的转速在泵的允许转速范围下限，因而由此转速产生的流量过小。

(4) 解决方案

重新设计制作取力器，提高液压泵的输入转速后，割台升降速度提高，满足了使用要求。

(5) 启示

设计液压系统时要合理确定各设计参数，以免因匹配不当而影响系统正常使用。

5.9.2 双缸驱动剪板机不能剪断标称厚度钢板故障诊断

液压剪板机不能将标称厚度的钢板剪断，说明液压缸输出力不足。而影响出力的因素是压力和结构尺寸（缸径或作用面积）。检查缸的工作压力为规定值，发现液压缸的规格尺寸不正确（过小），导致了剪板机出力不足而不能剪断标称厚度的钢板。纠正后故障消失。

5.9.3 A320（空客 320）前顶液压缸下降缓慢故障诊断

A320（空客 320）前顶（图 5-14）是飞机维护保养的支护升降工具。使用中发现，在泄压阀（放油阀）全部打开时，顶柱（活塞杆）下降速度极慢（基本上看不到下降，但是实际上是在下降）。疑似故障原因是液压缸密封圈破损或泄压阀卡阻致使开度过小。

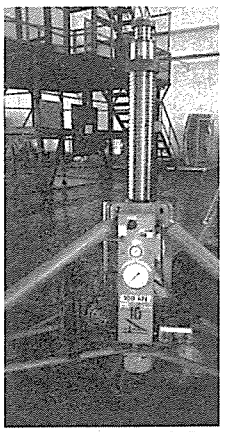


图 5-14 A320 前顶

5.9.4 高压工具液压缸超压故障诊断

(1) 功能原理

在许多有严格防油污渗漏要求的工作现场，多使用防漏快速接头来连接高压工具液压缸（以下简称工具缸），其典型应用的液压原理图如图 5-15 所示。工具缸 15 顶升时，液压泵 5 的压力油经换向阀 9 右位、液控单向阀 10 和防漏快速接头 12、14 进入工具缸无杆腔，有杆腔经防漏快速接头 13、11 及换向阀排油，有杆腔压力很低。

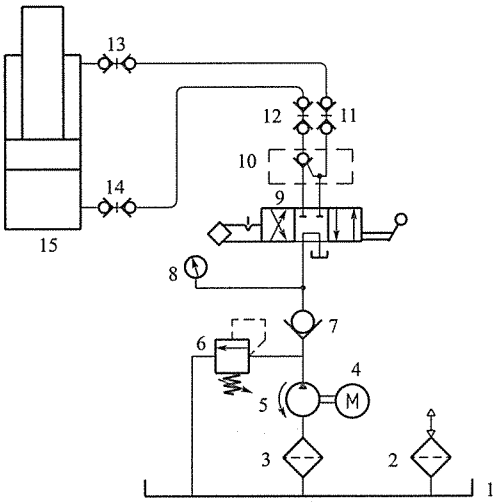


图 5-15 高压工具缸防漏快速接头液压原理图

1—油箱；2—空气过滤器；3—过滤器；4—电动机；5—液压泵；6—溢流阀；7—单向阀；8—压力表；9—三位四通换向阀；10—液控单向阀；11～14—防漏快速接头；15—液压缸

(2) 故障现象

实际工作中经常因防漏快速接头不能正常接通，造成工具缸有杆腔增压效应（憋压），

导致施工中工具缸胀缸或有杆腔爆管事故。

(3) 故障分析

排除质量问题外，故障分析如下。

① 因工具缸推力要足够大，故额定工作压力达 $p \geqslant 60\text{MPa}$。

② 通常要求工具缸重量轻、体积小、移动方便，故制造企业设计时安全系数 S 取值较小。

③ 作为主要用于顶出的工具缸，往往要求回程速度较快，速比 ψ 大，有杆腔与无杆腔面积差比较大，一般为 1∶2 甚至 1∶4（多级缸尤为突出）。

④ 防漏快速接头操作错误。图 5-16 所示为防漏快速接头典型结构，其工作原理是，正常连接，油路打开，连接断开后两端的单向阀在弹簧力作用下封闭油路，避免了运输及移动过程中液压缸及油管存油漏出，污染现场。因防漏快速接头出了问题，或操作者在用防漏快速接头连接液压缸时，操作不到位，防漏快速接头没有彻底打开，导致缸的有杆腔油路不通（有杆腔油液回不到油箱），在缸顶出工况时出现有杆腔憋压的增压效应，而增压压力常常远超出缸的安全工作压力，从而导致胀缸或爆管事故的发生。

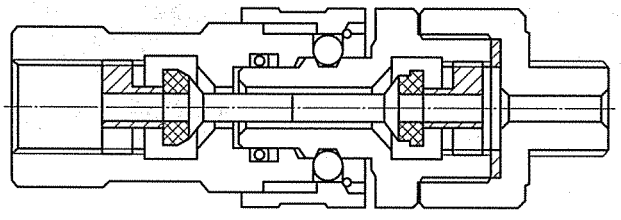


图 5-16 防漏快速接头典型结构

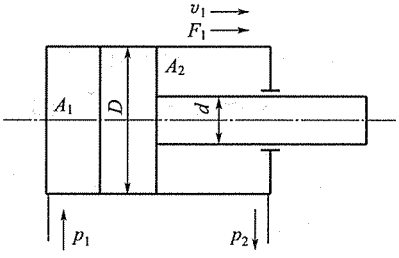


图 5-17 工具缸计算简图

如图 5-17 所示，正常工作时（忽略机械效率）有

$$F_1 = p_1 A_1 - p_2 A_2 = \frac{\pi}{4}[(p_1 - p_2)D^2 + p_2 d^2]$$

$$F_2 = p_2 A_2 = \frac{\pi}{4} p_2 (D^2 - d^2)$$

增压效应出现时，$v_1 = 0$，$F_1 = F_2$。

$$p_2 = \frac{F_1}{A_2} = \frac{p_1 A_1}{A_2}$$

以常用的顶升 200t 载荷的工具缸为例，其工作压力为 63MPa，缸径为 200mm，杆径为 150mm，行程为 200mm，两腔面积比为 $A_1/A_2 = D^2/(D^2 - d^2) = 200^2/(200^2 - 150^2) = 2.286$，故有杆腔憋压时实际工作压力可达 $p_2 = p_1 A_1/A_2 = 63 \times 2.286 = 144\text{MPa}$，远远超过了 80MPa 的安全压力。此时图 5-15 中防漏快速接头 13 不通会导致胀缸，防漏快速接头 11 不通则会导致额定压力为 60MPa 的胶管爆裂。

(4) 故障排除及效果

① 针对上述问题，在一些可不用防漏快速接头的场合，尽量不用。

② 当必须采用防漏快速接头时，必须严格按照防漏快速接头的使用说明进行操作。

③ 最佳方案是对高压工具缸的结构进行技术改造，在设计时从结构上保证高压工具缸有杆腔不出现超压。改造结构之一是在高压工具缸的有杆腔加装一个安全阀（图 5-18）。当有杆腔憋压超过 80MPa 的安全压力时，安全阀开启卸荷，有效地解决了胀缸和爆管问题。此法可在已有液压缸的基础上方便地进行改造，带来的新问题是，安全阀工作时的喷油污染

和油液浪费无法避免。改造结构之二是另一种加装安全阀的方法（图 5-19），在活塞杆上加装一个事先设定压力为 15～20MPa 的插装式溢流阀，当有杆腔憋压，出现增压效应时，溢流阀打开，向低压的无杆腔泄流，确保有杆腔压力不超压，既美观又可靠地解决了上述问题。但此结构方案需在设计生产阶段就要进行，另外在高压液压缸主要承受拉力的工况下，也不宜采用。

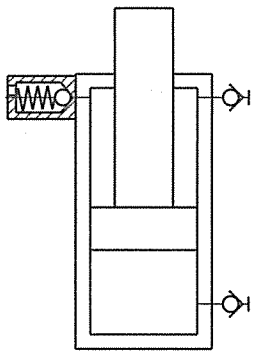


图 5-18　工具缸改造结构之一

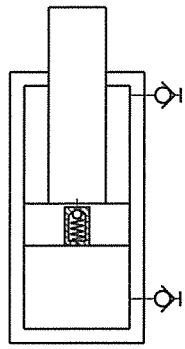


图 5-19　工具缸改造结构之二

实践证明，改造后的系统，可靠性、安全性得到大幅度提高。

5.9.5　高炉液压缸有杆腔螺栓断裂故障诊断

（1）故障现象

某高炉下密封阀旋转液压缸缸筒-缸盖组件有杆腔螺栓出现多次断裂。

（2）原因分析及解决

下密封阀旋转液压缸（缸径 $D=80\text{mm}$，活塞杆直径 $d=56\text{mm}$，行程 $L=350\text{mm}$,）有杆腔在打开瞬间的压力为 $p=38\text{MPa}$，连接法兰因此所受瞬时最大冲击力为

$$F=pA=p\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)=38\times10^6\times\frac{\pi}{4}(0.08^2-0.056^2)=9.74\times10^4\text{N}$$

螺栓受到的合成应力为

$$\sigma_a=\sqrt{\sigma^2+3\tau^2}\approx1.3\sigma=\frac{1.3\times4\times kF}{\pi d_1^2 Z}=\frac{1.3\times4\times2.5\times9.74\times10^4}{\pi\times13.552^2\times6}=365.94\text{MPa}$$

式中，k 为变载荷时的螺栓拧紧系数，$k=2.5$；d_1 为螺栓危险截面直径，$d_1=d_0-1.224t=16-1.224\times2=13.552\text{mm}$；$d_0$ 为螺栓直径，$d_0=16\text{mm}$；t 为螺距，$t=2\text{mm}$；Z 为螺栓个数，$Z=6$。

而设计时所取安全系数 $n=2$，8.8 级高强度螺栓的许用应力 $[\sigma]=320\text{MPa}<\sigma_a$（$=365.94\text{MPa}$），可见 8.8 级高强度螺栓无法满足工况要求。说明设计人员对螺栓强度的核算未计及液压系统的瞬间冲击压力远大于最高工作压力，为此，改用 12 级高强度螺栓，问题得到解决。

5.9.6　挖掘机斗杆液压缸动作缓慢故障诊断

（1）故障现象

一台挖掘机斗杆液压缸动作缓慢，有时完全无法操作。

（2）原因分析及排除

该挖掘机发生故障时已使用了 6200h，发生故障前使用良好，从另一工地调入时更换了斗杆及铲斗等工作装置。

检查该机液压油箱，发现油箱底部和回油滤芯有大量的铁屑。检再检查斗杆控制阀，发

现阀芯有少量铁屑。检查该机保养记录，在使用6000h时曾更换了液压油、回油滤芯等。拆检斗杆液压缸后，发现严重拉缸，造成严重内漏而影响缸的动作速度。

考虑到该机液压系统为闭式循环，液压缸在工作中拉缸产生的铁屑会随液压油进入液压系统。为此，修复小臂液压缸并清洗了该机液压油箱和整个液压系统，更换液压油和回油滤芯后，该机斗杆动作恢复正常。

5.9.7 煤气发生炉液压缸动作变慢故障诊断

煤气发生炉是化肥生产企业的重要工艺装备，其多个工艺阀门的启闭多采用液压缸驱动。某企业所用炉子的液压系统在改造后运转时发现，一个阀门的开启速度较原来变慢。经检查是该阀门液压缸的回油管的管路变径管处有一铁块（系统改造时为加设蓄能器开孔时的铁块遗漏此处），致使回油受阻，取出后故障消失。

第6章 液压阀及其应用回路（系统）的使用维护及故障诊断

6.1 液压阀及液压回路概述

6.1.1 液压阀的功用与一般组成

液压阀的功用是通过控制调节液压系统中油液的流向、压力和流量，使执行元件及其驱动的工作装置达到预定的运动方向、推力（转矩）及速度（转速）等，满足不同的动作要求。任何一个液压系统，无论其如何简单，都不能缺少液压阀；通过选择不同液压阀可以为同一主机组成油路结构迥然不同的液压系统。

液压阀一般由阀芯、阀体和操纵驱动阀芯在阀体内做相对运动的装置组成。阀芯的结构形式多样；阀体上有与阀芯配合的阀体（套）孔或阀座孔，还有外接油管的主油口（进、出油口）以及控制油口和泄油口（按标准规定，主油口用实线表示，控制油口和泄油口用虚线表示）；手调（动）、机动、弹簧、电磁铁、液压力、电液结合是阀芯常见的操纵驱动装置。

6.1.2 液压阀的分类及液流调控原理

液压阀的分类方法很多（图 6-1），一种阀在不同的场合，因出发点不同而有不同的名称。此处对液压阀的安装连接方式和阀芯结构简要说明如下。

① 在管式阀上，阀体上的进、出油口（加工出螺纹或光孔）通过管接头或法兰（大型

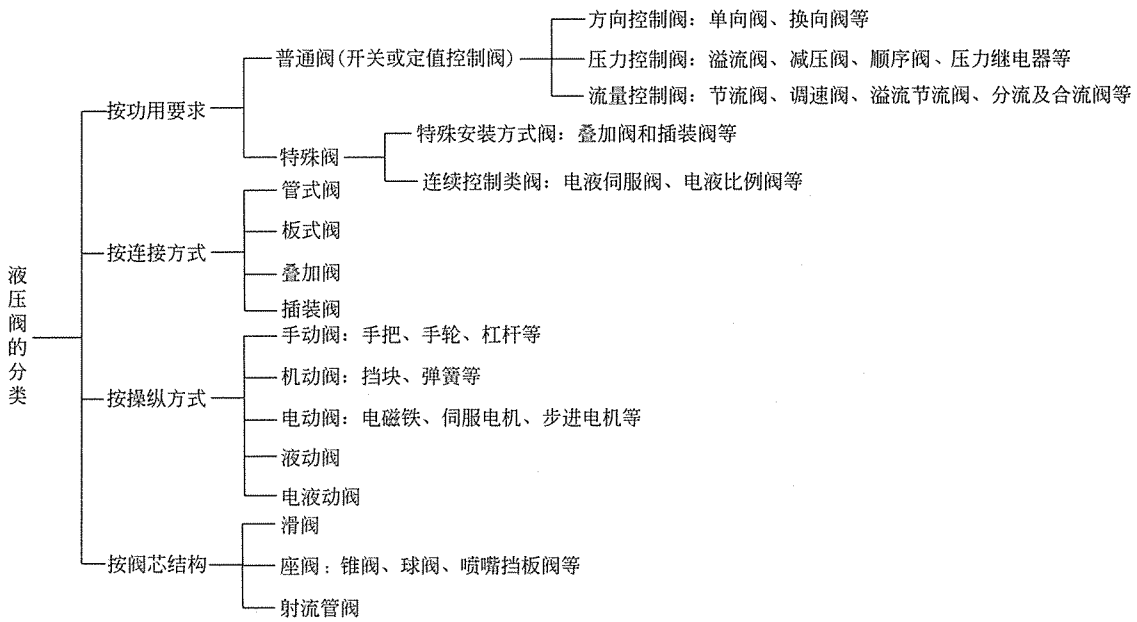
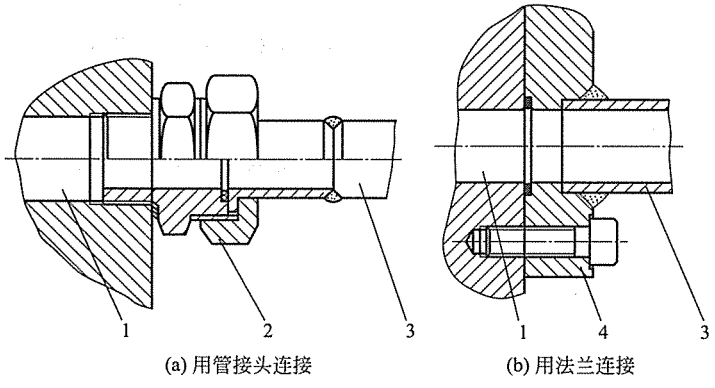


图 6-1 液压阀的分类

阀用）与管路直接连接组成系统（图 6-2），结构简单、重量轻，适合于移动式设备和流量较小的液压元件的连接，应用较广；但液压阀只能沿管路分散布置，可能的漏油环节多，装卸维护不方便。

② 板式阀需专用过渡连接板（也称安装底板），阀用螺钉固定于连接板（加工有与阀口对应的孔道），阀的进、出油口通过连接板与管路相连接（图 6-3）。制造商一般可随液压阀提供单个阀所对应的安装底板产品；如果自行制作连接板，则可根据该阀的安装面尺寸进行制造。各类液压阀的安装面均已标准化。如果要在一块公共连接板上安装多个板式阀（图 6-4），则应根据各标准板式阀的安装面尺寸和液压系统原理图的要求，在连接板上加工出与阀口对应的孔道以及阀间联系孔道，通过管接头连接管路，从而构成一个回路。此外，如图 6-5 所示，标准板式阀经常安装在六面体集成块上的每个侧面（每一个侧面相当于一个过渡连接板），阀与阀之间的油路通过块内流道沟通，从而减少连接管路。板式阀由于集中布置且装拆时不会影响系统管路，故操纵和维护极为方便，应用相当广泛。

③ 叠加阀和插装阀是结构更为紧凑的阀类（将在 6.6 节介绍）。



(a) 用管接头连接　　(b) 用法兰连接

图 6-2　液压阀的管式连接

1—液压阀油口；2—管接头；3—系统管路；4—连接法兰

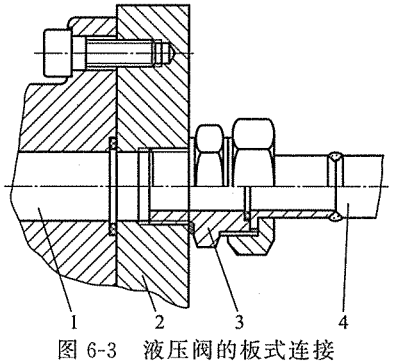


图 6-3　液压阀的板式连接

1—液压阀油口；2—过渡连接板；3—管接头；4—系统管路

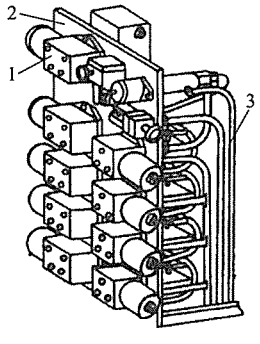


图 6-4　在一块公共连接板上安装多个板式阀

1—板式阀；2—公共连接板；3—管路

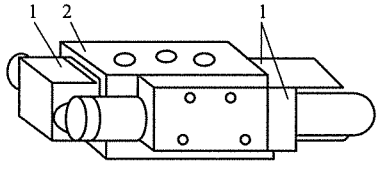


图 6-5　板式阀安装在六面体集成块上

1—板式阀；2—六面体集成块

④ 滑阀类的阀芯多为圆柱形［图 6-6(a)］，阀体 1（或阀套）上有一个圆柱形孔，孔内开有环形沉割槽（通常为全圆周），每一个沉割槽与相应的进、出油口相通。阀芯 2 上同样也有若干个环形槽，阀芯与环形槽之间的凸肩称为台肩，台肩的大、小直径分别为 D 和 d。

通过阀芯相对于阀体（套）孔的滑动使台肩遮盖（封油）或不遮盖（打开）沉割槽，即可实现所通油路（阀口）的切断或开启以及阀口开度 x 大小的改变，实现液流方向、压力及流量的控制。滑阀为间隙密封，因此，为保证工作中被封闭的油口的密封性，除了径向配合间隙应尽可能小外，还需适当的轴向密封长度，故阀口开启时阀芯需先位移一段距离（等于密封长度，俗称“死区”）。为了补偿由于液流速度变化作用在阀芯上的稳态液动力，在滑阀产品中，经常可以看到在将阀芯制成颈锥形成特种阀腔形状的负力窗口，或在阀套上开斜孔等结构措施。

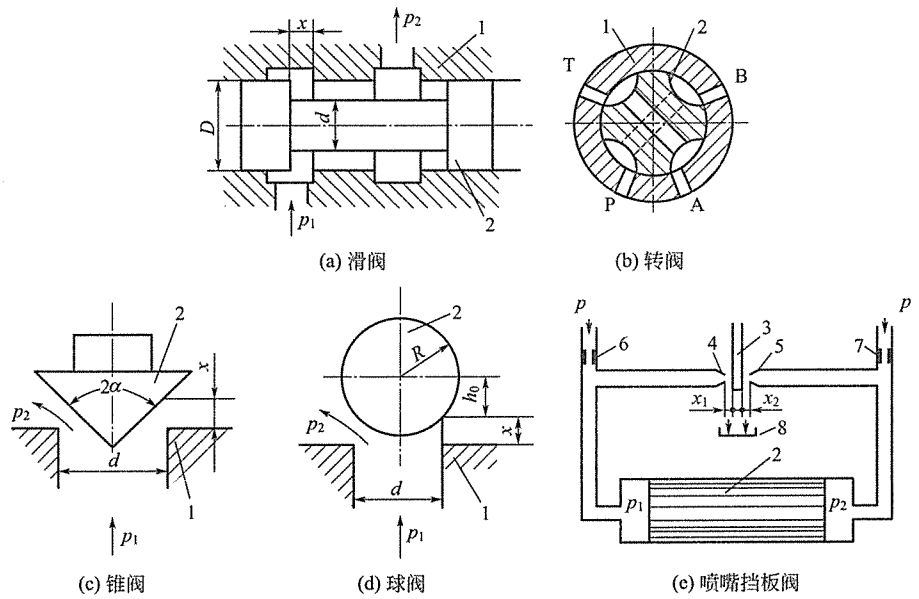


图 6-6　液压阀的阀芯结构

1—阀体；2—阀芯；3—挡板；4,5—喷嘴；6,7—固定节流孔；8—油箱

⑤ 转阀类的阀芯为圆柱形 [图 6-6(b)]，阀体 1 上开有进、出油口（A、B、T、P），阀芯 2 上开有沟槽，通过控制旋转阀芯上的沟槽实现阀口的通断或开度大小的改变，以实现液流方向、压力及流量的控制。转阀类结构简单，但存在阀芯的径向力不平衡问题。目前，转阀式液压阀远不及滑阀式的品种多及应用广泛。

⑥ 座阀中阀芯为圆锥形或球形的提升阀，利用锥形阀芯或圆球的位移来改变液流通路开口的大小，以实现液流方向、压力及流量的控制。锥阀 [图 6-6(c)]只能有进、出油口各一个，阀芯的半锥角 α 一般为 12°～40°，阀口关闭时为线密封，密封性能好，开启时无死区，动作灵敏，阀芯稍有位移即开启。球阀 [图 6-6(d)]实质上属于锥阀类，其性能与锥阀类似。喷嘴挡板阀有单喷嘴和双喷嘴两种，[图 6-6(e)]所示为双喷嘴挡板阀，通过改变喷嘴与挡板之间两可变节流缝隙 x_1 和 x_2 的相对位移来改变它们所形成的节流阻力，从而改变控制油压 p_1 和 p_2 的大小，进而改变阀芯的位置及液流通路开口的大小。喷嘴挡板阀精度和灵敏度高，动态响应好，但无功损耗大，抗污染能力差，常作为多级电液控制阀的先导级（前置级）使用。

综上可知，尽管液压阀种类繁多，但通常都是利用阀芯在阀体内的相对运动来控制阀口的通断及开口的大小，从而实现对方向、压力和流量的调节和控制的。阀在工作时，阀的开口面积 A、通过阀的流量 q 和液流经阀产生的压力差 Δp 之间的关系都符合孔口流量通用公式 $q=CA\Delta p^{\phi}$（C 为由阀口形状、油液性质等决定的系数，ϕ 为由阀口形状决定的指数），

仅是参数因阀的不同而异。

6.1.3 液压阀的基本性能参数与基本要求

(1) 基本性能参数

公称压力和公称通径是液压阀的两个基本参数。液压阀产品铭牌上一般都应有这些参数(还包括型号如 34E-B4BH 及生产厂名称等)。液压阀的公称压力是其长期工作所允许的最高工作压力，故又称额定压力，用 p_s 表示，其单位为 MPa。公称压力标志着阀的承载能力大小。通常液压系统的工作压力小于阀的公称压力则是较为安全的。液压阀的主油口（进、出口）的名义尺寸称为公称通径，用 D_g 表示，单位为 mm。公称通径代表了阀的规格或通流能力的大小，对应于阀的额定流量。阀工作时的实际流量应小于或等于其额定流量，最大一般不得大于额定流量的 1.1 倍。与阀进、出油口相连接的油管规格应与阀的通径相一致。液压阀主油口的实际尺寸不见得完全与公称通径一致。不同功能但通径规格相同的两种液压阀（如压力阀和方向阀），其主油口实际尺寸也不见得相同。为便于制造、选择及使用维护，公称通径已经系列化（表 6-1）。

表 6-1 液压阀的公称通径及其推荐进、出口通过流量

公称通径 D_g/mm	4	6	8	10	15	16	20	25	32	40	50	65	80	100
推荐进、出口通过流量/(L/min)	2.5	6.3	25	40		63	100	160	250	400	630	1000	1250	2500

(2) 对液压阀的基本要求

① 动作灵敏，使用可靠，工作时冲击和振动小，噪声小，使用寿命长。

② 阀口打开时，液体通过阀的压力损失（压降）小；阀口关闭时，密封性能好（内泄漏少）。

③ 控制压力或流量稳定。

④ 结构紧凑，安装调试及使用维护方便，通用性好。

选择和使用液压阀时，其工作压力要小于额定压力；通过阀的实际流量要小于额定流量；注意电磁、电液控制阀的对电源的要求（如交流还是直流，额定电压、电流的大小）等。

6.1.4 液压回路及其分类

液压回路是由有关液压元件组合而成，能够完成某种特定功能的油路。液压系统都是由一些基本回路所组成的。同一液压机械，选择不同的液压阀和其他元件，可以组成截然不同的液压回路或系统。因此，必须熟悉液压基本回路的组成、原理、特点及应用，才能深入分析液压系统，而熟练掌握包括液压阀在内的各种液压元件的结构及原理是掌握液压基本回路的前提。

按功用不同，液压基本回路分为方向控制、压力控制、速度控制和多执行元件动作控制等多种回路。

6.2 方向控制阀及其应用回路的使用维护及故障诊断

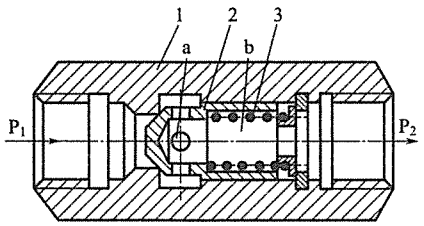
方向控制阀用于控制液流方向，以满足执行元件启动、停止及运动方向的变换等工作要求。它主要有单向阀和换向阀两类。方向控制阀的应用回路有锁紧回路、换向回路与卸荷回路等多种。

6.2.1 单向阀及锁紧回路和保压、泄压回路

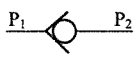
单向阀有普通单向阀和液控单向阀两类。

(1) 普通单向阀

普通单向阀的作用是只允许液流沿管道一个方向通过，反向流动则被截止。图 6-7(a) 所示为常用普通单向阀的结构原理，阀芯 2 为锥阀并由弹簧 3 压在阀座上，使阀口关闭，通过两端带有螺纹的油口 P_1 和 P_2 与系统管路相连，所以其连接方式为管式。当液流从 P_1 口流入时，阀芯上的液压推力克服作用在阀芯上的出口液压力、弹簧作用力及阀芯与阀体之间的摩擦阻力，顶开阀芯，并通过阀芯上的径向孔 a 和轴向孔 b 从 P_2 口流出，构成通路，实现正向流动。当压力油液从 P_2 口流入时，在液体压力与弹簧力共同作用下，使阀芯紧紧压在阀座上，油口 P_1 和 P_2 被阀芯隔开，油液不能流过，即实现了反向截止。普通单向阀的图形符号如图 6-7(b) 所示，其实物外形如图 6-8 所示。



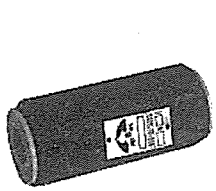
(a) 结构原理



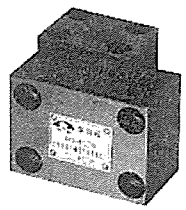
(b) 图形符号

图 6-7 普通单向阀的结构原理及图形符号

1—阀体；2—阀芯；3—弹簧



(a) 管式

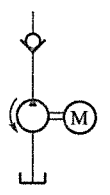


(b) 板式

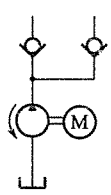
图 6-8 普通单向阀实物外形

锥阀式普通单向阀的密封性好，使用寿命长，在高压大流量系统中，工作可靠，应用广泛。此外，还有阀芯为钢球的球阀式普通单向阀，它仅适用于低压小流量场合。

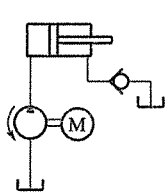
普通单向阀有多种用途（图 6-9）：安装在液压泵出口，防止系统的压力冲击影响泵的正常工作，并防止泵检修及多泵合流系统停泵时油液倒灌；安装在多执行元件系统的不同油路之间，防止油路间压力及流量的不同而相互干扰；在系统中作背压阀用，提高执行元件的运动平稳性；与其他液压阀（如节流阀、顺序阀等）组合成单向节流阀、单向顺序阀等复合阀；用单向阀群组与流量阀构成桥式整流调速回路，实现用单一流量阀对执行元件双向运行速度的调节。



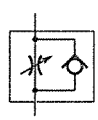
(a) 安置在液压泵的出口处，防止液压冲击



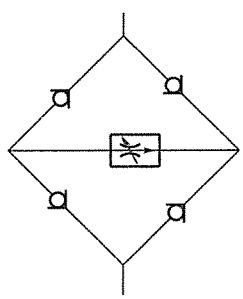
(b) 防止油路间相互干扰



(c) 作背压阀用



(d) 单向节流阀



(e) 与调速阀组成的桥式整流回路

图 6-9 普通单向阀的用途

(2) 液控单向阀

此类阀（图 6-10 和图 6-11）除了能实现普通单向阀的功能外，还可按需要由外部油压控制，实现反向接通功能。按照阀芯的结构不同，液控单向阀有简式和复式两类；按照控制活塞泄油方式的不同，液控单向阀有内泄式和外泄式之分；还有两个同样结构的液控单向阀

共用一个阀体的双液控单向阀（双向液压锁）。

简式液控单向阀（内泄式）的结构原理如图 6-10(a) 所示，其属于管式阀。它比普通单向阀增加了一个控制活塞 1 及控制口 K。当 K 未通控制压力油时，其原理与普通单向阀完全相同，即油液从 P_1 口流向 P_2 口，为正向流动；当 K 中通入控制压力油时，使控制活塞顶开主阀芯（锥阀）2，实现油液从 P_2 口到 P_1 口的流动，为反向开启状态。管式液控单向阀实物外形如图 6-10(d) 所示。之所以称为内泄，是因其控制活塞 1 的上腔与 P_1 口相通，结构简单、制造较方便，但其反向开启控制压力 p_K 较高，最小需为主油路压力的 30%～50%。

复式液控单向阀（外泄式）的结构原理如图 6-10(b) 所示，其属于板式阀。它带有卸载阀芯 3。主阀芯（锥阀）2 下端开有一个轴向小孔并由卸载阀芯封闭。当 P_2 口的高压油液需反向流过 P_1 口时（一般为液压缸保压结束后的工况），控制压力油通过控制活塞 1 将卸载阀芯向上顶起一较小的距离，使 P_2 口的高压油瞬即从油道 e 及轴向小孔与卸载阀芯下端之间的环形缝隙流出，P_2 口的油液压力随即降低，实现泄压，然后主阀芯被控制活塞顶开，使反向油流顺利通过。与内泄式阀不同的是，外泄式液控单向阀的控制活塞为两节同心配合式结构，使控制活塞 1 上腔与 P_1 口隔开，并增设了外泄口 L（接油箱），减小了 P_1 口压力在控制活塞上的作用面积及其对反向开启控制压力的影响，加之由于卸载阀芯的控制面积较小，仅需要用较小的力即可顶开卸载阀芯，故大大降低了反向开启所需的控制压力，其控制压力仅约为工作压力的 5%，因而复式液控单向阀特别适用于高压大流量系统使用。

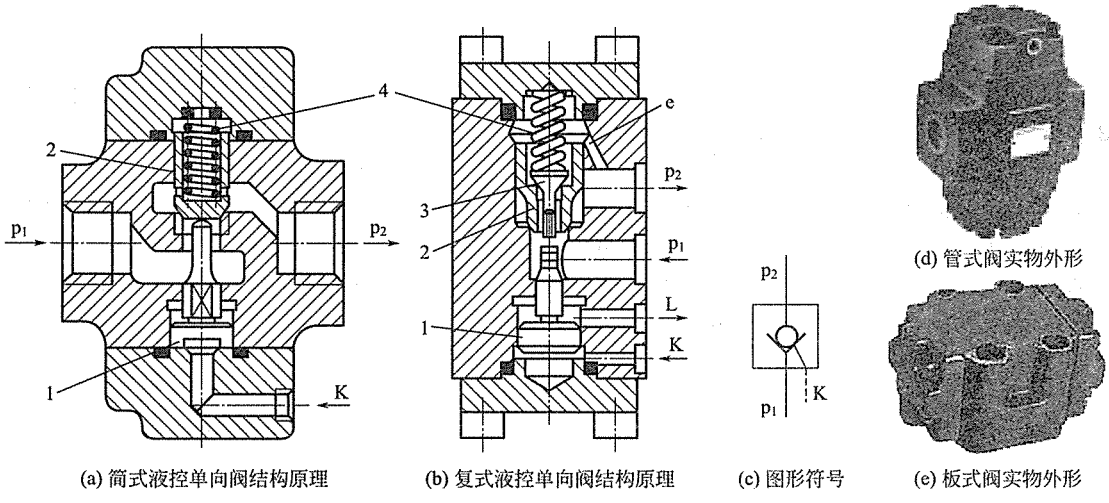
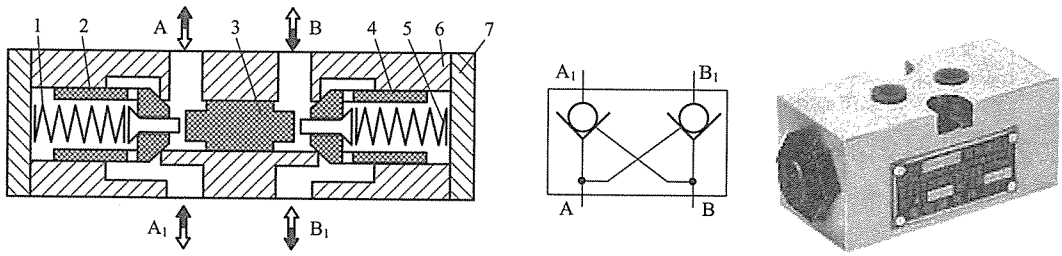


图 6-10　液控单向阀的结构原理、图形符号及实物外形

1—控制活塞；2—主阀芯；3—卸载阀芯；4—弹簧

双液控单向阀（双向液压锁）的结构原理如图 6-11(a) 所示，两个相同结构的液控单向阀共用一个阀体，在阀体 6 上开设四个主油孔 A、A_1 和 B、B_1，主阀芯为锥阀（有的液压锁产品中为球阀结构）。当液压系统一条油路的液流从 A 腔正向进入该阀时，液流压力自动顶开左阀芯 2，使 A 腔与 A_1 腔沟通，油液从 A 腔向 A_1 腔正向流通，同时液流压力将中间的控制活塞 3 右推，从而顶开右阀芯 4，使 B 腔与 B_1 腔沟通，将原来封闭在 B_1 腔通路上的油液经 B 腔排出。反之，当一条油路的液流从 B 腔正向进入该阀时，液流压力自动顶开右阀芯 4，使 B 腔与 B_1 腔沟通，油液从 B 腔向 B_1 腔正向流通，同时液流压力将中间的控制活塞 3 左推，从而顶开左阀芯 2，使 A 腔与 A_1 腔沟通，将原来封闭在 A_1 腔通路上的油液经 A 腔排出。总之，双液控单向阀的工作原理是当一个油腔正向进油时，另一个油腔为反向出油，反之亦然。而当 A 腔或 B 腔都没有液流时，A_1 腔与 B_1 腔的反向油液被阀芯锥面与阀座的严

密接触面封闭（液压锁作用）。



(a) 结构原理　　(b) 图形符号　　(c) 实物外形

图 6-11　双液控单向阀的结构原理、图形符号与实物外形

1—左弹簧；2—左阀芯；3—控制活塞；4—右阀芯；5—右弹簧；6—阀体；7—端盖

(3) 单向阀常用产品及其主要技术参数

单向阀常用产品及其主要技术参数见表 6-2。

表 6-2　单向阀常用产品及其主要技术参数

类　别	型号	公称压力/MPa	公称通径/mm	公称流量/(L/min)	系列名称
普通单向阀	AF3 型	16	10、20	80～160	①
	A 型	32	10、20、32、50、65、80	40～1250	②
	S 型	31.5	6、8、10、15、20、25、30	10～260	③
液控单向阀	YAF3 型	16	10、20	80～160	①
	AY 型	32	10、20、32、50、65、80	40～1250	②
	SV/SL 型	31.5	10、15、20、25、30	≤400	③

①广州机床研究所中高压系列。②联合设计系列。③引进力士乐（Rexroth）技术系列。

(4) 单向阀的安装与使用

对于普通单向阀，在安装时，必须认清单向阀的进、出口方向，以免影响液压系统的正常工作。特别对于液压泵出口处安装的单向阀，若反向安装可能损坏液压泵及原动机。对于液控单向阀，在安装时，应正确区分主油口、控制油口和泄油口，并认清主油口的正、反方向，以免影响液压系统的正常工作。

(5) 单向阀的故障诊断排除

单向阀常见故障及其诊断排除方法见表 6-3。

表 6-3　单向阀常见故障及其诊断排除方法

类型	故障现象	产生原因	排除方法
普通单向阀	反向截止时，阀芯不能将液流严格封闭而产生泄漏	①阀芯与阀座接触不紧密 ②阀体孔与阀芯的同轴度误差过大 ③阀座压入阀体孔有歪斜 ④油液污染严重	①重新研配阀芯与阀座 ②检修或更换 ③拆下阀座重新压装 ④过滤或更换油液
	启闭不灵活，阀芯卡阻	①阀体孔与阀芯的加工精度低，两者的配合间隙不当 ②弹簧断裂或过分弯曲 ③油液污染严重	①修整 ②更换弹簧 ③过滤或更换油液
	外泄漏	①管式阀螺纹连接处螺纹配合不良或接头未拧紧 ②板式阀安装面密封圈漏装 ③阀体有气孔砂眼	①拧紧螺纹接头并在螺纹间缠绕聚四氟乙烯密封胶带 ②补装密封圈 ③焊补或更换阀体

续表

类型	故障现象	产生原因	排除方法
液控单向阀	反向截止时(即控制口不起作用时)，阀芯不能将液流严格封闭而产生泄漏	同普通单向阀“反向截止时，阀芯不能将液流严格封闭而产生泄漏”	同普通单向阀“反向截止时，阀芯不能将液流严格封闭而产生泄漏”
	复式液控单向阀不能反向卸载	阀芯孔与控制活塞孔的同轴度误差大、控制活塞端部弯曲，导致控制活塞顶杆顶不到卸载阀芯，使卸载阀芯不能开启	修整或更换
	阀关闭时不能回复到初始封油位置	同普通单向阀“启闭不灵活，阀芯卡阻”	同普通单向阀“启闭不灵活，阀芯卡阻”
	噪声大	①与其他阀共振 ②选用错误	①更换弹簧 ②重新选择
	外泄漏	同普通单向阀“外泄漏”	同普通单向阀“外泄漏”

(6) 应用回路及其故障诊断

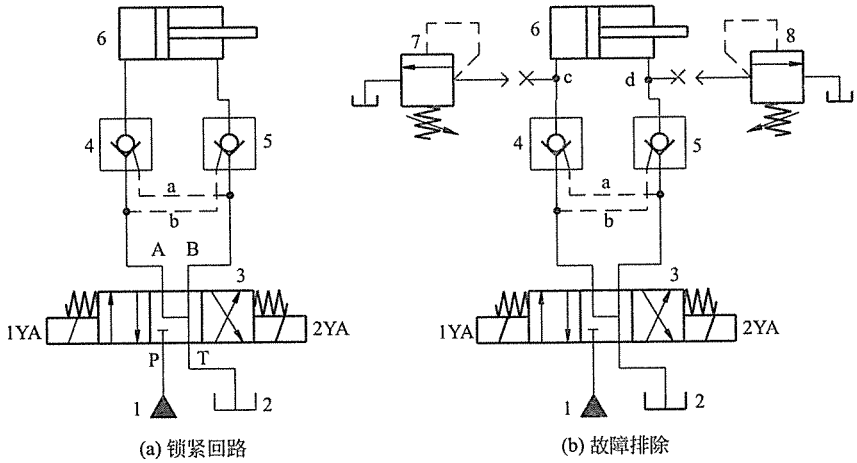
① 锁紧回路　它可使液压执行元件在不工作时切断其进、出油液通道，保持在既定位置上，而不会因外力作用而移动。图 6-12(a) 所示为通过两个液控单向阀 4 与 5 组成的锁紧回路，阀 4 和 5 分设在液压缸 6 两端的进、出油路上，通过电磁换向阀 3 电磁铁的通断电及工作位置的切换，可以使液压缸完成进（右行）、退（左行）运动和锁紧三种工作状态。锁紧回路在机床夹紧机构以及汽车起重机等起吊重物机械的支腿锁紧中有着广泛应用。

锁紧回路可能产生的故障及其诊断排除方法如下。

a. 液控单向阀不能迅速关闭，液压缸需经过一段时间后才能停住，即锁紧精度低。

ⅰ. 液控单向阀本身动作迟滞（如阀芯移动不灵活、控制活塞别劲等），按表 6-3 排除液控单向阀有关故障。

ⅱ. 换向阀的中位机能选择错误。图 6-12(a) 中三位四通电磁换向阀 3 的中位机能应使液控单向阀的控制油路 a、b 中的油液快速卸压而立即关闭，液压缸才能马上停住。若采用 O 型、M 型等中位机能的阀，当换向阀在中位时，由于液控单向阀的控制压力油被闭死而



(a) 锁紧回路　　(b) 故障排除

图 6-12　液控单向阀的液压缸锁紧回路及其故障排除

1—油源；2—油箱；3—三位四通电磁换向阀；4,5—液控单向阀；6—液压缸；7,8—溢流阀

不能使其立即关闭，直至由于液控单向阀的内泄漏使控制腔泄压后，液控单向阀才能关闭，自然便影响了锁紧精度。如图 6-13 所示，所以在锁紧回路中，对于需要双向锁紧的三位换向阀的中位机能应选用 H 型、Y 型为好，而对于只需单向锁紧的，则可考虑 K 型、J 型等中位机能的换向阀。

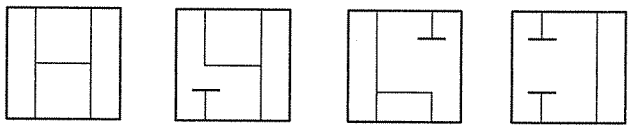


图 6-13　锁紧回路应采用的换向阀中位机能

b. 当异常突发性外力作用时，由于缸内油液封闭及油液的不可压缩性，管路及缸内产生异常高压，导致管路及液压缸损伤，解决办法是在图 6-12(b) 中的 c、d 处各增设一溢流阀，作超载保护用。

② 保压、泄压回路　其功用是在液压缸停止工作或只有工件变形所产生微小位移的情况下，使液压缸工作腔压力基本保持不变；保压结束后，先将液压缸高压腔保压期间储存的压力能缓慢释放，然后再换向回程，以免突然换向造成的冲击、振动和噪声。

利用复式液控单向阀可以构成保压回路，如图 6-14 所示，用复式液控单向阀 4 保压，保压期间液压泵经电磁换向阀 3 的中位卸荷。此回路在 20MPa 压力下可保压 10min，压力降不超过 2MPa。

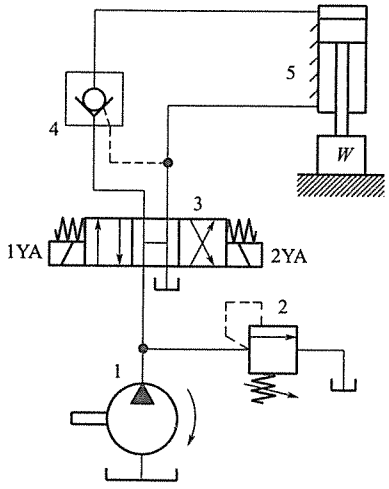


图 6-14　液控单向阀的保压回路
1—液压泵；2—溢流阀；3—电磁换向阀；4—复式液控单向阀；5—液压缸

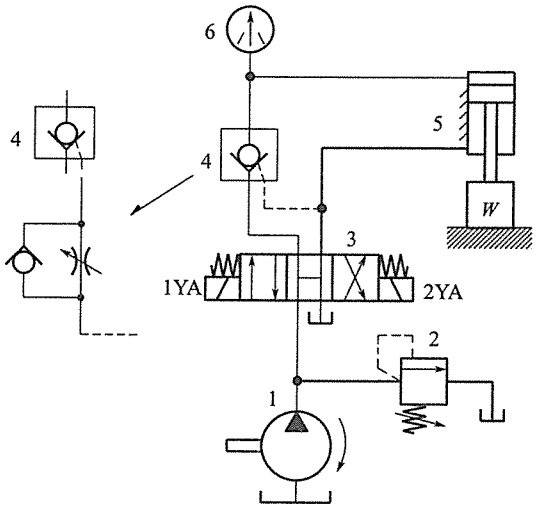


图 6-15　自动开泵补油保压回路及液控单向阀控制管路设置单向节流阀解决泄压噪声
1—液压泵；2—溢流阀；3—电磁换向阀；4—复式液控单向阀；5—液压缸；6—电接点压力表

保压、泄压回路的常见故障及其诊断排除方法如下。

a. 不保压，在保压期间压力严重下降。这种故障多出现在压力机等需要保压的液压系统中，即在所需保压时间内，液压缸的工作压力逐渐下降，保不住压。造成不保压故障的主要原因是系统中存在泄漏，因此不保压故障的排除主要是分析和查找泄漏点并处理，对于要求保压时间长和压力稳定的场合，还需采取补油措施。

ⅰ. 液压缸内、外泄漏造成不保压。液压缸两腔的内泄漏取决于活塞与缸筒内孔密封装置的可靠性，一般按可靠性高低分：软质密封＞硬质的铸铁活塞环密封＞间隙密封。提高缸孔、活塞及活塞杆制造装配精度，检查并更换密封圈，有利于减少内、外泄漏造成不保压的故障。

ⅱ. 各液压控制阀（尤其靠近液压缸的液压阀）泄漏量较大，造成不保压。为此采用锥阀式液控单向阀较直接采用滑阀中位封闭油路保压效果要好得多。

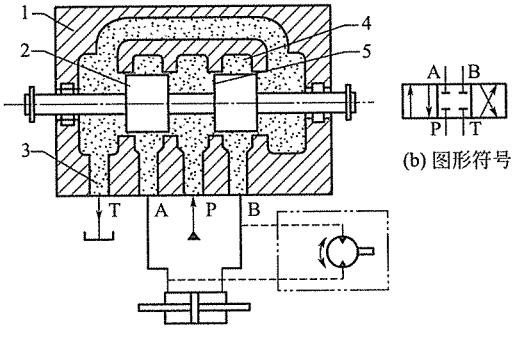
ⅲ. 在回路构成上，尽量减少封闭油路控制阀的数量和接管数量，以减少泄漏点。

ⅳ. 采用补油的方法，在保压过程中不断地补偿系统的泄漏，例如在图 6-14 的保压管路上并联电接点压力表构成图 6-15 所示的自动开泵补油保压回路。在单向阀 4 对液压缸保压期间，若液压缸上腔因泄漏等因素压力下降到压力表 6 调定下限值（低压触点）时，压力表又发出信号使电磁铁 2YA 通电，液压泵由卸荷恢复到向液压缸上腔供油，使压力上升；当上腔压力上升至压力表 6 的上限值时，压力表高压触点通电，使电磁铁 2YA 断电，换向阀恢复至中位，液压泵又经阀 3 的中位卸荷。这种回路通过自动开泵补油，使保压时间特别长，压力波动不超过 1～2MPa。保压结束后，电磁铁 1YA 通电使换向阀 3 切换至左位，压力油经阀 3 进入缸 5 下腔，同时反向导通复式液控单向阀 4（卸载阀芯上移打开），实现上腔泄压，阀 4 中的主阀芯随之被顶开，液压缸上腔油流顺利排回油箱，液压缸活塞快速向上退回。这种回路能自动地保持液压缸上腔的压力在某一范围内，适用于液压机等机械的液压系统。

b. 保压回路泄压时出现冲击、振动和噪声（炮鸣声）。对于图 6-15 所示保压回路，通常液压缸直径大于 250mm、压力大于 7MPa 时，其保压油腔在排油前就需泄压。否则，泄压速度太快，即保压结束换向回程中，液压缸上腔压力及储存的形变势能未泄完，液压缸下腔压力已升高，致使复式液控单向阀 4 的卸载阀芯和主阀芯同时打开，引起液压缸上腔突然放油，流量和流速很大，泄压过快，导致液压冲击、振动和噪声（炮鸣声）。解决办法是，控制泄压速度，延长泄压时间，即要控制液控单向阀控制管路流量，降低控制活塞的运动速度。为此，在阀 4 的控制油路上设置一单向节流阀，使液控管路流量得以控制，从而，既能满足系统泄压要求，又保证了控制活塞的回程速度不受影响。

6.2.2 滑阀式换向阀及换向回路

换向阀的作用是通过改变阀芯在阀体内的相对工作位置，使阀体上的油口连通或断开，从而改变液流的方向，控制液压执行元件的启动、停止或换向。在滑阀式、转阀式和球阀式三大类换向阀中，滑阀式换向阀应用最广。



(a) 工作原理　　(b) 图形符号

图 6-16　滑阀式换向阀工作原理与图形符号

1—阀体；2—滑动阀芯；3—主油口（通口）；4—沉割槽；5—台肩

(1) 换向阀工作原理及图形符号

① 工作原理　图 6-16(a) 所示为滑阀式换向阀的工作原理，阀体 1 与圆柱形阀芯 2 为阀的结构主体。阀芯可在阀体孔内轴向滑动。阀体孔里的环形沉割槽与阀体底面上所开的相应的主油口（P、A、B、T）相通。阀芯的台肩将沉割槽遮盖（封油）时，此槽所通油路（口）即被切断。当台肩不遮盖沉割槽（阀芯打开）时，此油路就与其他油路接通。沉割槽数目（与主油口不相通的沉割槽不计入槽数）及台肩的数目与阀的功能、性能、体积及工艺有直接关系。

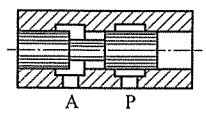
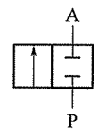
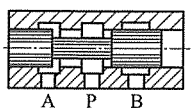
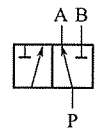
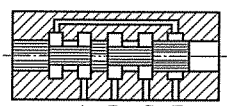
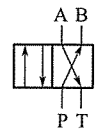
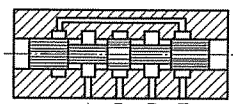
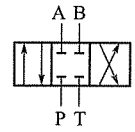
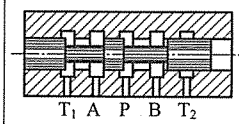
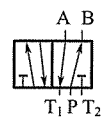
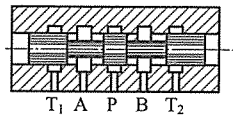
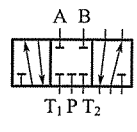
依靠阀芯在阀体孔中处于不同位置，便

可以使一些油路接通而使另一些油路关闭。例如图 6-16(a) 所示，阀芯有左、中、右三个工作位置，当阀芯 2 处于图示位置时，四个油口 P、A、B、T 都关闭，互不相通；当阀芯由驱动装置操纵向左端移动一定距离时，油口 P 与 A 相通，B 与 T 相通，便使液压源▲的压力油从阀的 P 口经 A 口输向液压缸左腔，液压缸右腔的油液从阀的 B 口经 T 口流回油箱，液压缸的活塞向右运动；当阀芯向右端移动一定距离时，油口 P 与 B 相通，A 与 T 相通，液流反向，活塞向左运动。

滑阀式换向阀的图形符号 [图 6-16(b)]由相互邻接的几个粗实线方框构成，其具体含义为：每一个方框代表换向阀的一个工作位置，表示阀芯可能实现的工作位置数目即方框数称为阀的位数；方框中的箭头“↑”表示油路连通，短垂线“┬”“┴”表示油路被封闭(堵塞)；每一方框内箭头“↑”的首、尾及短垂线“┬”“┴”与方框的交点数目表示阀的主油路通路数（不含控制油路和泄油路的通路数)；字母 P、A、B、T 等分别表示主油口名称，通常 P 接液压泵或压力源，A 和 B 分别接执行元件的进口和出口，T 接油箱。综上可知，图 6-16 所示的换向阀的是一个位数为 3、通路数为 4 的三位四通换向阀。

表 6-4 列出了常见的滑阀式换向阀主体结构。

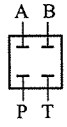
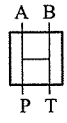
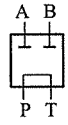
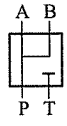
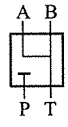
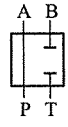
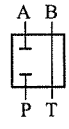
表 6-4　常见的滑阀式换向阀主体结构

<table>
<tr><th>名称</th><th>原理图</th><th>图形符号</th><th colspan="3">适 用 场 合</th></tr>
<tr><td>二位
二通阀</td><td>  </td><td>  </td><td colspan="3">控制油路的接通与切断(相当于一个开关)</td></tr>
<tr><td>二位
三通阀</td><td>  </td><td>  </td><td colspan="3">控制液流方向(从一个方向变换为另一个方向)</td></tr>
<tr><td>二位
四通阀</td><td>  </td><td>  </td><td rowspan="4">控制执行元件换向</td><td>不能使执行元件在任一位置上停止运动</td><td rowspan="2">执行元件正反向运动时回油方式相同</td></tr>
<tr><td>三位
四通阀</td><td>  </td><td>  </td><td>能使执行元件在任一位置上停止运动</td></tr>
<tr><td>二位
五通阀</td><td>  </td><td>  </td><td>不能使执行元件在任一位置上停止运动</td><td rowspan="2">执行元件正反向运动时可以得到不同的回油方式</td></tr>
<tr><td>三位
五通阀</td><td>  </td><td>  </td><td>能使执行元件在任一位置上停止运动</td></tr>
</table>

② 换向阀的机能　换向阀的阀芯处于不同工作位置时，主油路的连通方式和控制机能便不同。通常把滑阀主油路的连通方式称为滑阀机能。在三位换向阀中，把阀芯处于中间位

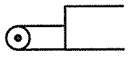
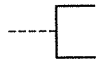
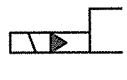
置（也称停车位置）时，主油路各通口的连通方式称为阀的中位机能，把阀芯处于左位或右位的连通方式称为阀的左位或右位机能。阀的中位机能通常用一个字母表示，不同中位机能可满足不同的功能要求，不同的中位机能可通过改变阀芯形状和尺寸得到。三位四通换向阀常用中位机能如表 6-5 所示。

表 6-5　三位四通换向阀的常用中位机能

型号	图形符号	油口情况	液压泵状态	执行器状态	应用特点
O		P、T、A、B 互不连通	保压	停止	可组成并联系统
H		P、T、A、B 连通	卸荷	停止并浮动	可节能
M		P、T 连通，A 与 B 封闭	卸荷	停止并保压	可节能
P		P、A、B 连通，T 封闭	与执行器两腔通	液压缸差动	组成差动回路，可作为电液动阀的先导阀
Y		P 封闭，T、A、B 连通	保压	停止并浮动	可作为电液动阀的先导阀
C		P、A 连通，B、T 封闭	保压	停止	
J		P、A 封闭，B、T 连通	保压	停止	

③ 操纵控制方式及工作位置的判定　滑阀式换向阀可用不同的操纵控制方式进行换向，手动、机动（行程）、电磁、液动和电液动等是常用的操纵控制方式，不同的操纵控制方式与具有不同机能的主体结构（表 6-4 和表 6-5）进行组合即可得到不同的换向阀。操纵驱动机构及定位方式的符号画在整个阀长方形图形符号两端。表 6-6 给出了滑阀式换向阀的操纵方式及其图形符号。不同操纵方式构成的换向阀完整图形符号见 6.2.2（2）。

表 6-6　滑阀式换向阀的操纵方式及其图形符号

操纵方式	手动	机动(滚轮式)	电磁	液动	电液动
图形符号					

绘制换向阀的图形符号时，以图 6-17 所示弹簧复位的二位四通电磁换向阀为例，一般将控制源（此例为电磁铁）画在阀的通路机能同侧，复位弹簧或定位机构等画在阀的另一侧。有多个工作位置的换向阀，其实际工作位置应根据液压系统的实际工作状态来判别。一般将阀两端的操纵驱动元件的驱动力视为推力，例如图 6-17 所示电磁换向阀，若电磁铁没有通电，此时的图形符号称阀处于右位，四个油口互不相通；若电磁铁通电，则阀芯在电磁铁的作用下向右移动，称阀处于左位，此时 P 口与 A 口相通，B 口与 T 口相通。之所以称阀位于“左位”或“右位”，是指图形符号而言，并不指阀芯的实际位置。

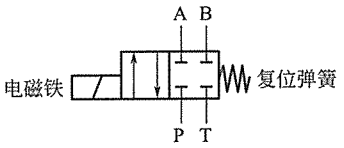
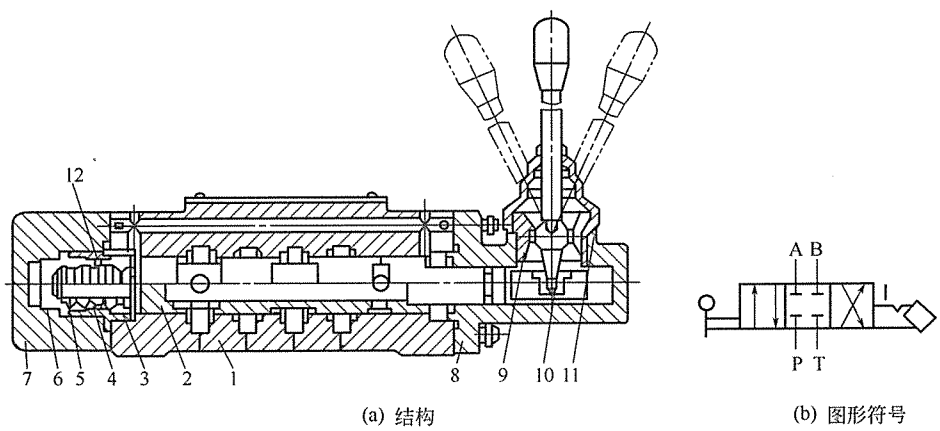


图 6-17　二位四通电磁换向阀

(2) 典型结构

① 手动换向阀　此阀依靠手动杠杆操纵阀芯运动而实现换向。按操纵阀芯换向后的定位方式有钢球定位式和弹簧自动复位式两种。图 6-18 所示为钢球定位的三位四通手动换向阀，其中位机能为 O 型，通过人力操纵手柄 10 可使阀芯获得左、中、右三个不同位置并依靠钢球 12 定位。定位套 5 上开有 3 条定位槽，槽的间距即为阀芯的行程。当阀芯移动到位后，定位钢球 12 就卡在相应的定位槽中，此时，即使松开手柄，亦即去除了手柄上的操作力，阀芯仍能保持在工作位置上。图 6-19 所示为手动换向阀实物外形。手动换向阀主要用于动作简单、自动化程度要求不高的液压系统中。



(a) 结构　　(b) 图形符号

图 6-18　三位四通手动换向阀

1—阀体；2—阀芯；3—球座；4—护球圈；5—定位套；6—弹簧；7—后盖；8—前盖；9—螺套；10—手柄；11—防尘套；12—钢球

② 机动换向阀　此阀是借助机械运动部件上可以调整的凸轮或活动挡铁的驱动力，自动周期地压下或（依靠弹簧）抬起装在滑阀阀芯端部的滚轮，从而改变阀芯在阀体中的相对位置，实现换向。这种阀常用于控制机械运动部件（例如各类加工机械的工作台、刀架等）的行程，故又称行程阀。机动换向阀可以根据所控制行程的具体要求，安装在主机运动部件所经过的位置，并可进行调节。机动换向阀一般只有二位阀（可以是二通、三通、四通、五通等），即初始工作位置和一个换向工作位置，二位二通机动换向阀又分为常开（H 型）和常闭（O 型）两种。当挡铁或凸轮脱开阀芯端部的滚轮后，阀芯靠弹

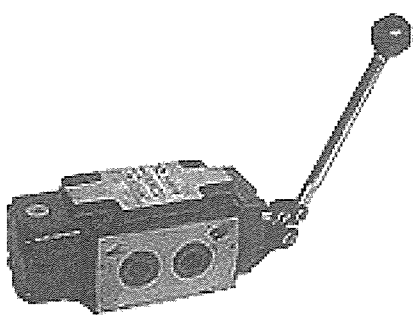
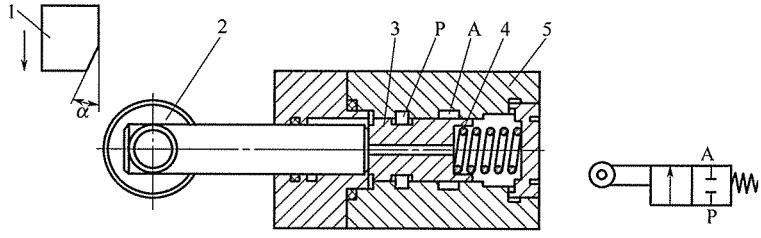


图 6-19　手动换向阀实物外形

簧自动复位。

图 6-20 所示为二位二通机动换向阀，其机能为 O 型，图示位置，由弹簧 4 作用，阀芯 3 处于左端位置，油口 P、A 封闭；当滚轮 2 被挡块 1 压下时，阀芯移至右端，油口 P 与 A 通。当挡块 1 的运动速度一定时，通过改变挡块 1 的斜面角度 α 可改变阀芯 3 的移动速度，调节换向过程的快慢。一种机动换向阀的实物外形如图 6-21 所示。



(a) 结构　　(b)图形符号

图 6-20　二位二通机动换向阀

1—活动挡块；2—滚轮；3—阀芯；4—弹簧；5—阀体

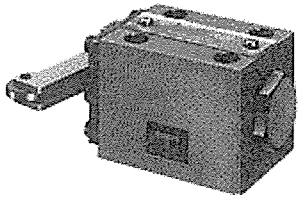
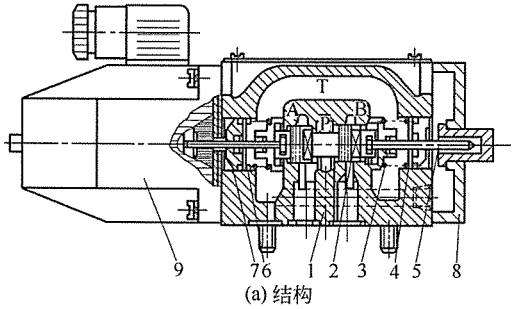


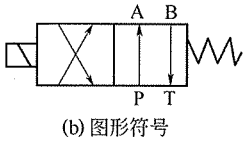
图 6-21　机动换向阀实物外形

③ 电磁换向阀　此阀简称电磁阀，它借助电磁铁通电时产生的推力使阀芯在阀体内做相对运动实现换向。它是电气系统与液压系统之间的信号转换元件，其电信号可由液压设备上的按钮开关、行程开关和压力继电器等元件发出，从而可使液压系统方便地实现各种控制及自动顺序动作，使用相当方便、广泛，多用于自动化程度要求较高的各类液压机械中。电磁阀中二位、三位及二通、三通、四通和五通阀居多。按用途不同，电磁阀有弹簧复位式和无弹簧式，三位阀有弹簧对中式和弹簧复位式。

图 6-22 所示为弹簧复位、单电磁铁的二位四通电磁换向阀。当电磁铁 9 不通电时，在复位弹簧 4 的作用下，阀芯 2 处于左侧，由于台肩上平面削口的存在，油口 P 与 A 通，B 与 T 通。当电磁铁通电后，阀芯在电磁铁推力的作用下向右移动，使油口 P 与 B 通，A 与 T 通。图 6-23 所示为二位电磁换向阀实物外形。



(a) 结构



(b) 图形符号

图 6-22　二位四通电磁换向阀

1—阀体；2—阀芯；3 一弹簧座；4—复位弹簧；5—推杆；6—挡板；7—O 形圈座；8—后盖板；9—电磁铁

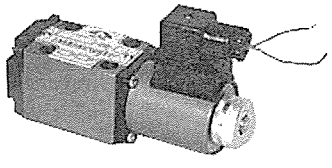
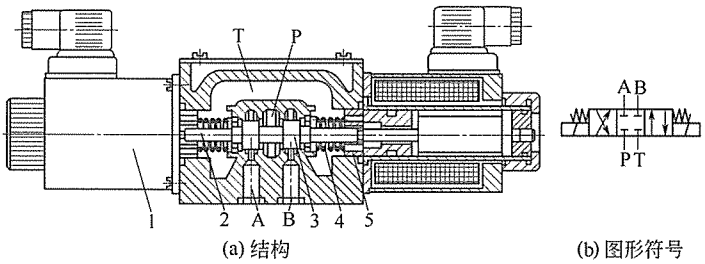


图 6-23　二位电磁换向阀实物外形

图 6-24 所示为弹簧对中的三位四通电磁换向阀（O 型中位机能），其左、右各有一个电磁铁，阀芯两端为两个复位弹簧。当两个电磁铁都断电时，阀芯 3 在复位弹簧 4 的作用下处于中位，四个油口互不相通。当左电磁铁 1 通电时，阀芯 3 在电磁铁推力作用下向右移动，油口 P 与 B 通，A 与 T 通。当右电磁铁通电时，阀芯向左移动，油口 P 与 A 通，B 与 T 通。图 6-25 所示为一种三位四通电磁换向阀实物外形。



(a) 结构　　(b) 图形符号

图 6-24　三位四通电磁换向阀

1—电磁铁；2—推杆；3—阀芯；4—弹簧；5—挡圈

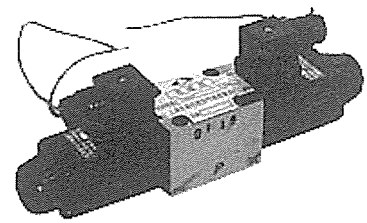


图 6-25　三位四通电磁换向阀实物外形（力士乐系列，上海高行液压气动成套总厂）

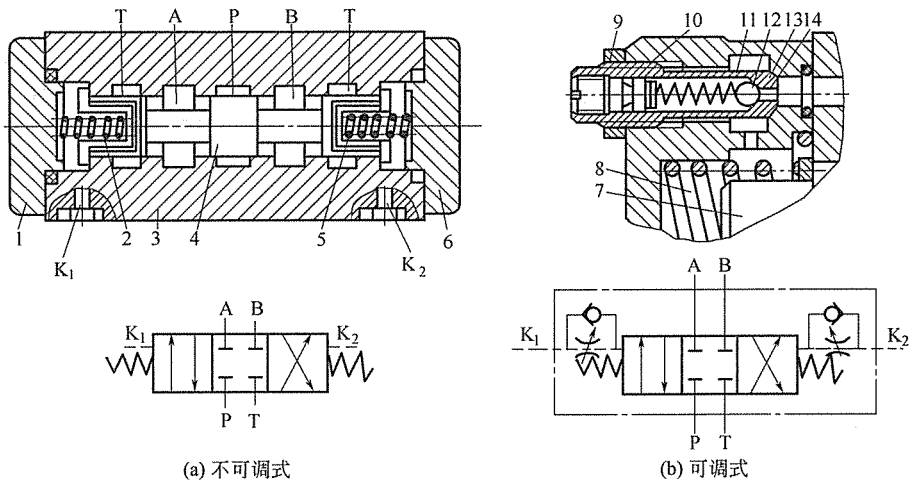
按电磁铁电源的不同，电磁阀又可分为交流、直流和交流本整（本机整流）三种。交流型无需特殊电源，允许切换频率较低（通常为每分钟数十次），寿命较短（数百万次）；直流型需专门的直流电源，允许切换频率较高（一般允许 120 次/min），寿命较长（可达 1000 万次以上）；交流本整型的插座内本身带有半波整流器件，采用交流电源进行本机整流后，由直流进行控制，电磁铁仍为一般的直流型，并无其他特殊之处。按电磁铁的铁芯和线圈是否浸油又分为干式、湿式和油浸式三种。干式电磁铁与阀体之间由密封膜隔开，电磁铁内部没有工作油液，湿式则相反。干式电磁铁与方向阀连接时，在推杆外周有密封圈，可以避免油液进入电磁铁，线圈的绝缘性能也不受油液的影响，但推杆由于受密封圈摩擦力的作用会影响电磁铁的换向可靠性。湿式电磁铁取消了推杆上的密封，衔铁工作时处于润滑状态，故可靠性提高。

电磁换向阀动作反应快，但因受液流对阀芯液动力的影响及电磁铁吸力较小的限制，只适用于流量不大的场合。

④ 液动换向阀与电液动换向阀　通常用于大流量液压系统的换向。液动换向阀是通过外部提供的压力油作用使阀芯换向；而电液动换向阀是由作为先导控制阀的小规格电磁换向阀和作主控制阀的大规格液动换向阀合装在一起的换向阀，驱动主阀芯的信号来自于通过电磁换向阀的控制压力油（外部提供）。控制压力油的流量较小，实现了小规格电磁换向阀控制大规格液动换向阀的阀芯换向。

液动换向阀有换向时间不可调和可调两种结构。图 6-26(a) 所示为不可调式三位四通液动换向阀（O 型中位机能）。除了四个主油口 P、T、A、B 外，还设有两个控制口 K_1 和 K_2。当两个控制口都没有控制油进入时，阀芯 4 在两端弹簧 2、5 的作用下保持在中位，四个油口 P、T、A、B 互不相通。当控制油从 K_1 口进入时，阀芯在压力油的驱动下右移，使油口 P 与 B 通，T 与 A 通。当压力油从 K_2 进入时，阀芯在压力油的作用下左移，使 P 与 A 通，T 与 B 通。当控制油从 K_1 口进入时，K_2 口的油液必须通过油管外泄至油箱，反之亦然。在滑阀两端 K_1、K_2 控制油路中加装阻尼调节器即构成可调式液动换向阀，用于换向平稳性要求高的场合，如图 6-26(b) 所示，阻尼调节器由一个钢球式单向阀 12 和一个锥阀式节流器 13 并联而成，节流器的开度通过螺纹件 10 调节并用螺母 9 锁定。调节节流阀开口大小即可调整阀芯的动作时间。

图 6-27 所示为三位四通电液动换向阀。它由电磁滑阀（先导阀）和液动滑阀（主阀）复合而成。先导阀用以改变控制压力油流的方向，从而改变主阀的工作位置。主阀可视为先导阀的“负载”，主阀（其负载是液压执行元件）用来改变主油路压力油流的方向，从而改变执行元件的运动方向。当两个电磁铁都不通电时，先导阀阀芯在其对中弹簧作用下处于中位，来自主阀 P 口或外接油口的控制压力油不再进入主阀左右两端的弹簧腔，两弹簧腔的油液通过先导阀中位的 A、B 油口与先导阀 T 口相通，再经主阀 T 口或外接

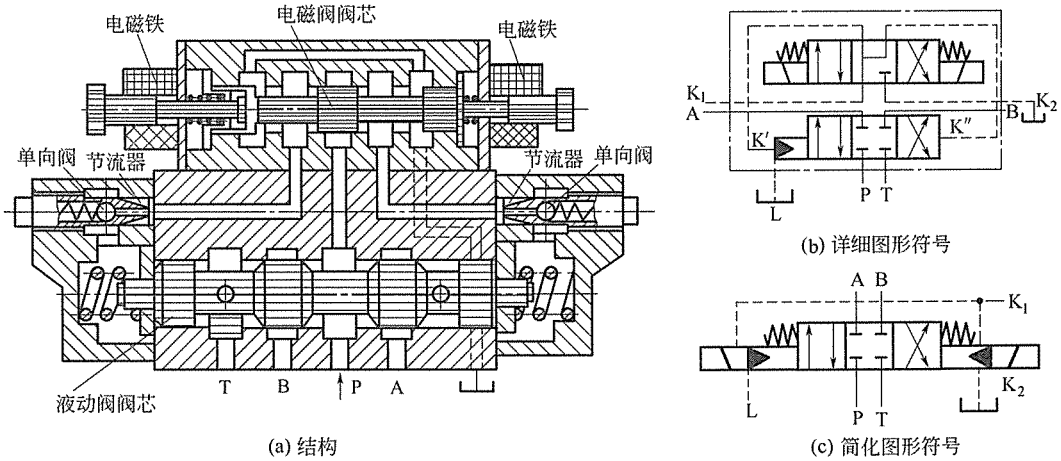


(a) 不可调式　　(b) 可调式

图 6-26　三位四通液动换向阀

1,6—端盖；2,5—弹簧；3—阀体；4—阀芯；7—换向阀芯；8—控制腔；9—锁定螺母；10—螺纹件；11—径向孔；12—钢球式单向阀；13—锥阀式节流器；14—节流缝隙

油口排回油箱。主阀阀芯在两端复位弹簧的作用下处于中位，主阀（即整个电液动换向阀）的中位机能由主阀阀芯的结构决定，图 6-27 所示为 O 型机能，故此时主阀的 P、A、B、T 口均不通。如果先导阀左端电磁铁通电，则先导阀阀芯右移，控制压力油经单向阀进入主阀阀芯左端弹簧腔，其右端弹簧腔的油经节流器和导阀接通油箱，于是主阀阀芯右移（移动速度取决于节流器），从而使主阀的 P→A 相通，B→T 相通；而当右端电磁铁通电时，先导阀阀芯左移，主阀阀芯也左移，主阀的 P→B 相通，A→T 相通。弹簧对中式三位四通电液动换向阀的先导阀中位机能应为 Y 型或 H 型，只有这样，当先导阀处于中位时，主阀阀芯两端弹簧腔压力为零，主阀阀芯才能在复位弹簧的作用下可靠地保持在中位。



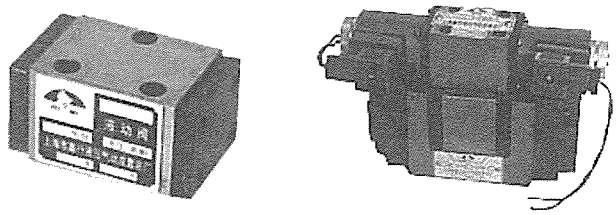
(a) 结构　　(b) 详细图形符号　　(c) 简化图形符号

图 6-27　三位四通电液动换向阀

图 6-28(a)、(b) 分别为三位四通液动换向阀和电液动换向阀实物外形。

(3) 常用产品

换向阀常用产品见表 6-7。



(a) 液动换向阀　　(b) 电液动换向阀

图 6-28　三位四通液动换向阀和电液动换向阀实物外形

表 6-7　换向阀常用产品

类别	型号	公称压力/MPa	公称通径/mm	公称流量/(L/min)	系列名称	备注
电磁换向阀	DF3-E 型 EF3-E 型	16	4、6、10、16	6～80	①	DF3-E 型为交流电磁阀；EF3-E 型为直流电磁。本系列有二位四通、三位四通阀及其多种机能
	D-H 型 B-H 型 E-H 型	31.5	6、10	10～40	②	D-H 型为干式交流电磁阀；B-H 型为湿式交流电磁阀；E-H 型为湿式直流电磁阀。本系列有二位四通、三位四通阀及其多种机能
	WE 型	31.5	5、6、10	15～100	③	本系列有二位三通、二位四通和三位四通阀及其多种机能
液动换向阀及电液动换向阀	YF3-E 型	16	10、16、20	80～300	①	本系列有二位四通、三位四通阀及其多种机能
	WH 型	31.5	10、16、25、32		③	本系列有二位、三位阀及其多种机能
	DYF3-E 型 EYF3-E 型	16	10、16、20	80～300	①	本系列有二位四通、三位四通阀及其多种机能
	WEH 型	35	10、16、25、32		③	本系列有直流和交流电磁阀，有二位、三位阀及其多种机能

①广州机床研究所中高压系列。②联合设计系列。③引进力士乐（Rexroth）技术系列。

(4) 安装使用注意事项

双电磁铁电磁阀的两个电磁铁不能同时通电，两个电磁铁的动作应互锁。对于液动换向阀和电液动换向阀，应根据需要选择合适的控制供油方式。并根据要求决定所选择的阀是否带有阻尼调节器或行程调节装置。对于在中间位置使主油路卸荷的三位四通电液动换向阀（如 M、H、K 等机能），应保证中位时的最低控制压力，如在回油口上加装背压阀等。

(5) 常见故障及其诊断排除

滑阀式换向阀的常见故障现象有阀芯不能移动、外泄漏、操纵机构失灵、噪声过大等，其诊断排除方法见表 6-8。

(6) 换向回路及其常见故障诊断排除

换向阀可组成执行元件换向回路，并可构成卸荷回路以及执行元件串联、并联控制回路和顺序动作回路等。此处仅介绍换向回路。

① 双作用液压缸换向回路　如图 6-29 所示，通过三位电磁阀 2 的两块电磁铁的通断电，

即可使液压缸 3 获得前进、后退和停止三种状态。

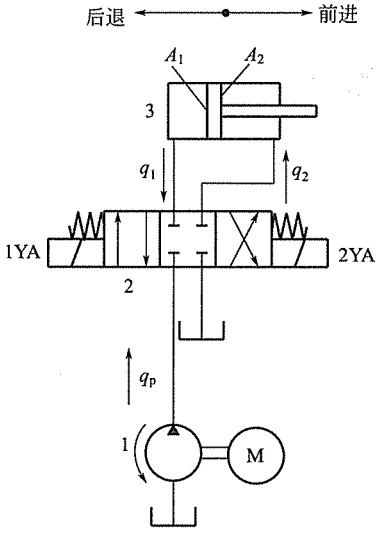


图 6-29　双作用液压缸换向回路及其故障排除

1—液压泵；2—三位电磁阀；3—液压缸

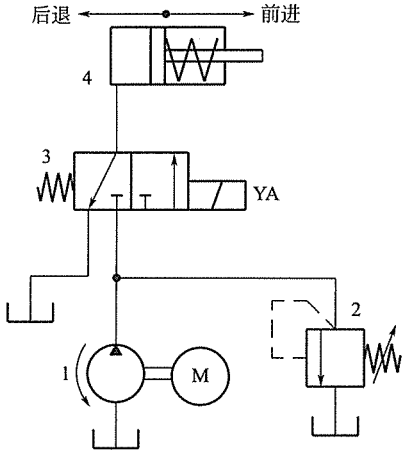


图 6-30　弹簧返程单作用液压缸换向回路及其故障排除

1—液压泵；2—溢流阀；3—二位电磁阀；4—液压缸

表 6-8　滑阀式换向阀常见故障及其诊断排除方法

故障现象	产生原因	排除方法
阀芯不能移动	①换向阀阀芯表面划伤，阀体内孔划伤，油液污染使阀芯卡阻，阀芯弯曲	①拆开换向阀，仔细清洗，研磨修复阀体，校直或更换阀芯
	②阀芯与阀体内孔配合间隙不当：间隙过大，阀芯在阀体内歪斜，使阀芯卡住；间隙过小，摩擦阻力增加，阀芯移不动	②检查配合间隙。间隙太小，研磨阀芯，间隙太大，重配阀芯，也可以采用电镀工艺，增大阀芯直径。阀芯直径小于 20mm 时，正常配合间隙在 0.008～0.015mm 范围内；阀芯直径大于 20mm 时，正常配合间隙在 0.015～0.025mm 范围内
	③弹簧太软，阀芯不能自动复位；弹簧太硬，阀芯推不到位	③更换弹簧
	④手动换向阀的联杆磨损或失灵	④更换或修复联杆
	⑤电磁阀的电磁铁损坏	⑤更换或修复电磁铁
	⑥液动或电液动换向阀两端的单向节流器失灵	⑥仔细检查节流器是否堵塞、单向阀是否泄漏，并进行修复
	⑦液动或电液动换向阀的控制压力油压力过低	⑦检查压力低的原因，对症解决
	⑧油液黏度太大	⑧更换黏度适合的油液
	⑨油温太高，阀芯热变形卡住	⑨查找油温高的原因并降低油温
	⑩连接螺钉有的过松，有的过紧，致使阀体变形，致使阀芯移不动，另外，安装基面平面度超差，紧固后阀体也会变形	⑩松开全部螺钉，重新均匀拧紧。如果因安装基面平面度超差阀芯移不动，则重新安装基面，使基面平面度达到规定要求

续表

故障现象	产生原因	排除方法
电磁铁线圈烧坏	①线圈绝缘不良	①更换线圈
	②电磁铁铁芯轴线与阀芯轴线同轴度不良	②拆卸电磁铁重新装配
	③供电电压太高	③按规定电压值纠正供电电压
	④阀芯被卡住，电磁力推不动阀芯	④拆开换向阀，仔细检查弹簧是否太硬、阀芯是否被脏物卡住以及其他推不动阀芯的原因，进行修复并更换电磁铁线圈
	⑤回油口背压过高	⑤检查背压过高原因，对症解决
外泄漏	①泄油腔压力过高或O形密封圈失效造成电磁阀推杆处外渗漏	①检查泄油腔压力，如对于多个换向阀泄油腔串接在一起，则将它们分别接回油箱，更换密封圈
	②安装面粗糙，安装螺钉松动，漏装O形密封圈或密封圈失效	②磨削安装面使其粗糙度符合产品要求（通常阀的安装面粗糙度 Ra 不大于 $0.8\mu m$），拧紧螺钉，补装或更换O形密封圈
噪声过大	①电磁阀推杆过长或过短	①修整或更换推杆
	②电磁铁铁芯的吸合面不平或接触不良	②拆开电磁铁，修整吸合面，清除污物

此类回路常见故障及其诊断排除方法如下。

a. 液压缸不换向或换向不良故障。导致此类故障可能是泵方面的原因、阀方面的原因、液压缸本身的原因和回路方面的原因等，只要按相应元件故障原因及排除方法解决即可。

b. O型（或M型）中位机能的三位换向阀在中位时，液压缸仍然微动。导致此故障的可能原因是液压缸本身内、外泄漏大或换向阀内泄漏大，消除液压缸本身泄漏和换向阀泄漏可以排除故障，对于有严格位置要求的液压缸，则应采用锁紧回路。

c. 液压缸后退回程时振动噪声大，经常烧损交流电磁铁。

ⅰ. 故障原因及分析。电磁阀2的规格（通径或额定流量）选得太小；连接阀2和缸3的无杆腔的管路通径选小了，就会在缸3换向回程时出现大的振动和噪声，特别是在高压系统中，此种故障现象相当严重。事实上，当电磁铁2YA通电使阀2切换至右位时，活塞退回，由于缸的无杆腔面积 A_1 和有杆腔面积 A_2 不相等，无杆腔流回的油液流量 q_1 比流入有杆腔的流量 q_2 大许多（假设 $A_1=2A_2$，当 $q_2=q_p$，则 $q_1=2q_2=2q_p$）。若按泵的规格（额定流量为 q_p）选用阀2的规格，则会因阀的实际流量增大，造成压力损失和阀芯上的液动力大增，可能远大于电磁铁有效吸力而影响换向，导致交流电磁铁经常烧损。另外，当某些环节间隙（如阀芯间隙）过大时，也会引起振动和较大噪声。

如果仅按泵的流量 q_p 选定阀2和缸3无杆腔之间的管路通径，则缸3换向回程时，该段管路的流速将远大于允许的最大流速，而管内沿程压力损失与流速的平方成正比，压力损失的增加，导致压力急降以及管内液流流态变差（紊流），引起振动和噪声。

ⅱ. 排除方法。图6-29中的电磁阀2的规格应按额定流量等于 $2q_p$ 来选择其通径。管路通径 d 应按 $d=\sqrt{\frac{4q_{实}}{\pi v}}=\sqrt{\frac{8q_p}{\pi v}}$（$v$ 为油管中允许流速，$v=2.5\sim5m/s$）进行选择。

② 单作用液压缸换向回路　如图6-30所示，单作用液压缸4的进、退分别由液压和弹簧完成。正常工作时，电磁铁YA通电使阀3切换至右位，液压泵1的压力油经二位电磁阀3进入液压缸的无杆腔，克服弹簧反力前进。电磁铁YA断电使阀3切换至左位时，液压缸靠有杆腔的弹簧力后退，无杆腔油液经阀3排回油箱。

回路常见故障是液压缸不能前进。造成这一故障的可能原因有二位电磁阀3的电磁铁未

能通电；溢流阀 2 有故障压力上不去；液压缸 4 中的弹簧太硬；活塞及活塞杆的密封过紧或其他原因（如液压缸缸筒内壁被弹簧外部刮伤）造成的摩擦力太大；液压缸别劲等。逐一查明原因予以排除即可。

6.3 压力控制阀及其应用回路的使用维护及故障诊断

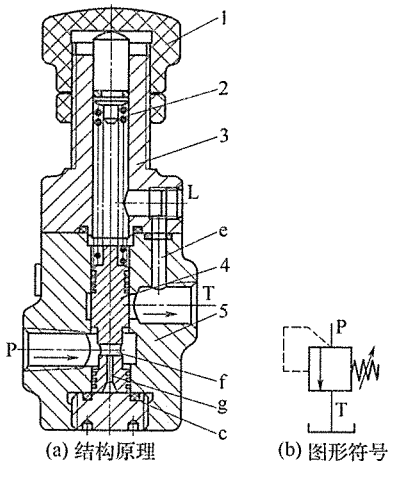
压力控制阀的功用是控制液压系统中的油液压力，以满足执行元件对输出力、输出转矩及运动状态的不同需求。压力阀主要有溢流阀、减压阀、顺序阀和压力继电器等，其共同特点是利用液压力和弹簧力的平衡原理进行工作，调节弹簧的预压缩量（预调力）即可获得不同的控制压力。

6.3.1 溢流阀及调压回路

溢流阀的作用是调节、稳定或限定液压系统的工作压力，当液体压力超过溢流阀的调定压力值时，溢流阀阀口会自动打开，使油液溢回油箱（溢流）。溢流阀有直动式和先导式两类。

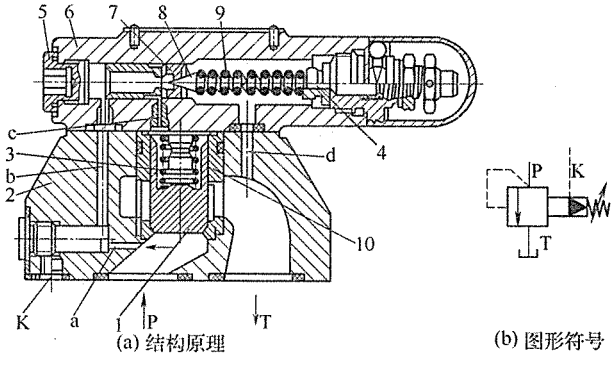
(1) 溢流阀的典型结构原理

① 直动式溢流阀　图 6-31 所示为国产 P 型滑阀式直动溢流阀（额定压力为 2.5MPa）的结构原理及图形符号，它主要由阀体 5、阀芯（滑阀）4 及调压机构（调压螺母 1 和调压弹簧 2）等部分组成。阀体 5 左右两侧开有进油口 P（接液压泵或被控压力油路）和回油口 T（接油箱），通过管接头与系统连接，属管式阀。阀体中开有内泄孔道 e，阀芯 4 下部开有相互连通的径向小孔 f 和轴向阻尼小孔 g。这种阀是利用进油口的液压力直接与弹簧力相平衡来进行压力控制的。压力油从油口 P 进入阀体孔内的同时，经阻尼孔 g 进入阀芯底部，当作用于阀芯底端向上的液压力较小时，阀芯在弹簧力作用下处于下端位置，油口 P 与 T 不通。当油压升高使阀芯底端向上的液压力大于弹簧预调力时，阀芯上升，直至阀口开启，油口 P 与 T 相通，压力油液经出油口 T 溢流回油箱，使油口 P 的压力稳定在溢流阀的调定值。通过螺钉调节弹簧的预调力即可调整溢流压力。经阀芯与阀体孔径向间隙泄漏到弹簧腔的油液直接通过内泄小孔 e 与溢流油液一起排回油箱（内泄）；如果将阀盖 3 旋转 180°，卸掉 L 口螺塞，可在泄油口 L 外接油管将泄漏油液直接通油箱，此时阀变为外泄。阻尼小孔 g 可防止阀芯振动。



(a) 结构原理　(b) 图形符号

图 6-31　直动溢流阀的结构原理及图形符号
1—调压螺母；2—调压弹簧；3—阀盖；4—阀芯；5—阀体



(a) 结构原理　(b) 图形符号

图 6-32　先导式溢流阀的结构原理及图形符号
1—主阀芯；2—主阀体；3—复位弹簧；4—弹簧座及调节杆；5—螺堵；6—阀盖；7—锥阀座；8—锥阀芯（导阀芯）；9—调压弹簧；10—主阀套

② 先导式溢流阀　图 6-32(a) 所示为德国力士乐（Rexroth）公司 DB 型先导式溢流阀（公称压力为 31.5MPa）的结构原理图，该阀属板式阀。它由先导阀（导阀芯 8 和调压弹簧 9）和主阀（主阀芯 1 和复位弹簧 3）两大部分构成，先导阀用来控制主阀芯两端压差，主阀芯用于控制主油路的溢流。导阀芯 8 为锥阀，主阀芯 1 为套装在主阀套 10 内孔的外流式锥阀，锥阀芯的圆柱面与锥面两节同心，导阀和主阀经油道 b 耦合。主阀体 2 上有两个主油口（进油口 P 和出油口 T）和一个远程控制口（又称遥控口）K，主阀内设压差阻尼孔 a，先导阀内设动态阻尼孔 c。

工作时，主阀的启、闭受控于先导阀。压力油从进油口 P 进入，通过阻尼孔 a 后作用在导阀芯 8 上。当进油口的压力较低，导阀上的液压作用力不足以克服调压弹簧 9 的预调力时，导阀关闭，没有油液流过阻尼孔 a，故主阀芯上、下两端的压力相等，在较软的复位弹簧 3 的作用下，主阀芯 1 处在最下端位置，溢流阀进油口 P 和回油口 T 隔断，没有溢流。当进油口压力升高到导阀上的液压作用力大于调压弹簧 9 的预调力时，导阀打开，压力油即通过阻尼孔 a、导阀和油道 d 流回油箱。由于阻尼孔 a（直径为 0.8～1.2mm）的节流作用，使主阀芯上端的压力小于下端的进口压力，当主阀上、下端压力差作用在主阀芯上的力超过主阀弹簧力、轴向稳态液动力、摩擦力和主阀芯自重 G 的合力时，主阀芯 1 抬起（打开），油液从进油口 P 流入，经主阀口由出油口 T 流回油箱，实现溢流，且溢流阀进口压力维持在某调定值上。小孔 c 起减振作用。

阀中远程控制口 K 有三个作用：一是通过油管外接另一远程调压阀，调节远程调压阀的弹簧力，对先导式溢流阀的溢流压力实行远程调压，但是，远程调压阀所能调节的最高压力不得超过先导式溢流阀中导阀的调整压力；二是通过电磁换向阀外接多个远程调压阀，实现多级调压；三是通过独立的电磁阀（或电磁阀与先导式溢流阀合为一体的电磁溢流阀）将远程控制口 K 接通油箱时，主阀芯上端的压力极低，系统的油液在低压下通过溢流阀流回油箱，实现卸荷。

先导式溢流阀压力调整较为轻便，控制压力较高，一般不低于 6.3MPa，有的则达 32MPa 甚至更高。但先导式溢流阀只有导阀和主阀都动作后才能起控制作用，故反应不如直动式溢流阀灵敏。

直动式、先导式和电磁溢流阀的实物外形如图 6-33～图 6-35 所示。

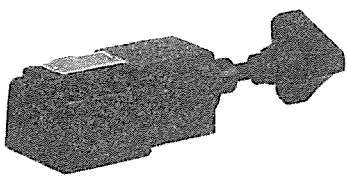


图 6-33　直动式溢流阀实物外形

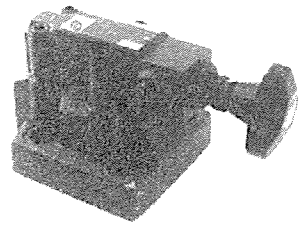


图 6-34　先导式溢流阀实物外形

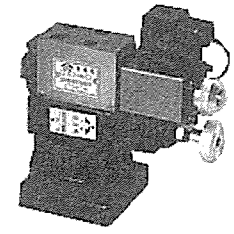


图 6-35　电磁溢流阀实物外形

(2) 溢流阀的常用产品

溢流阀的常用产品见表 6-9。

(3) 溢流阀的安装与使用

① 应正确使用溢流阀的连接方式，正确选用安装底板或管接头等连接件，并注意连接处的密封。

② 阀的各个油口要正确接入系统，外部泄油口必须直接接回油箱。

③ 应根据溢流阀在系统中的用途和作用确定和调节调定压力，特别是对于作安全阀使用的

溢流阀，其调定压力不得超过液压系统的最高压力。调压时应注意以正确旋转方向调节调压机构，调压结束时应将锁紧螺母固定。如需通过先导式溢流阀的遥控口对系统进行远程调压、卸荷或多级压力控制，则应将遥控口的螺塞拧下，接入控制油路，否则应严密封堵遥控口。

④ 对于电磁溢流阀，必须正确使用其电压、电流和接线形式。

表 6-9　溢流阀的常用产品

类别	型号	公称压力/MPa	公称通径/mm	公称流量/(L/min)	系列名称	备注
直动式溢流阀（远程调压阀）	YTF3	6.3、16	6	2	①	小型直动溢流阀，板式连接。用于液压系统在主溢流阀设定压力范围内的远程调压
	Y 型	32		2	②	小流量锥阀式直动溢流阀，有螺纹、法兰和板式三种连接方式。与溢流阀、减压阀和顺序阀等组合，实现压力遥控和远程操作
	DBD 型	63	6、8、10、15、20、25、30	50～350	③	有插入、管式和板式三种连接方式
先导式溢流阀	YF3 型	6.3、16	10、20	63～120	①	有管式和板式两种连接方式。用于液压系统的定压溢流和防止压力过载
	Y2 型	32	10、20、32、50、65、80	40～1250	②	两节同心结构，有螺纹、法兰和板式三种连接方式。用于保持系统压力恒定
	DB 型	35	10、15、20、25、32	250～650	③	有管式和板板两种连接方式。主要用于控制系统压力
电磁溢流阀	YDF3 型 YEF3 型	6.3、16	10、20	63～120	①	YDF3 型的电磁铁为交流，YEF3 型的电磁铁为直流。有管式和板式两种连接方式。用于液压系统多级压力控制与卸荷
	Y2D 型 Y2E 型	32	10、20、32、50、65、80			由电磁阀和溢流阀组合而成，有螺纹、法兰和板式三种连接方式。用于液压系统的卸荷与多级压力控制
	DBW 型	35	10、15、20、25、32	250～650	③	有管式和板式两种连接方式。用于控制系统压力并能在任意时刻使之卸荷

①广州机床研究所中高压系列。②联合设计系列。③引进德国力士乐（Rexroth）技术系列。

(4) 溢流阀常见故障及其诊断排除

溢流阀常见故障及其诊断排除方法见表 6-10。

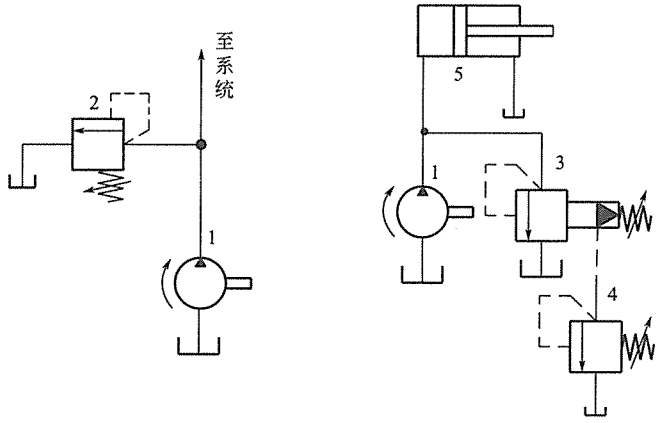
(5) 溢流阀应用回路及其常见故障诊断排除

溢流阀在可以用来构成调压、安全保护及背压等液压回路。

① 单级调压回路和远程调压回路　图 6-36(a) 所示为单级调压回路，定量泵 1 出口的压力由所并联的溢流阀 2 的调定，工作中只要溢流阀开启，系统压力基本恒定，即所谓“溢流定压”。图 6-36(b) 所示为远程调压回路，直动式溢流阀 4 与先导式溢流阀 3 的遥控口相连，通过调节阀 4，即可对阀 3 在设定的压力范围内进行远程调压。

表 6-10　溢流阀常见故障及其诊断排除方法

类型	故障现象	故障原因	排除方法
普通溢流阀	调紧调压机构，不能建立压力或压力不能达到额定值	①进、出口装反 ②先导式溢流阀的导阀芯与阀座处密封不严，可能有异物（如棉丝）存在于导阀芯与阀座间 ③阻尼孔被堵塞 ④调压弹簧变形或折断 ⑤导阀芯过渡磨损，内泄漏过大 ⑥遥控口未封堵 ⑦三节同心式溢流阀的主阀芯三部分圆柱不同心	①检查进、出口方向并更正 ②拆检并清洗导阀，同时检查油液污染情况，如污染严重，则应换油 ③拆洗，同时检查油液污染情况，如污染严重，则应换油 ④更换 ⑤研修或更换导阀芯 ⑥封堵遥控口 ⑦重新组装三节同心式溢流阀的主阀芯
	调压过程中压力非连续上升，而是不均匀上升	调压弹簧弯曲或折断	拆检换新
	调松调压机构，压力不下降甚至不断上升	①导阀孔堵塞 ②主阀芯卡阻	①检查导阀孔是否堵塞。如正常，再检查主阀芯卡阻情况 ②拆检主阀芯，若发现阀孔与主阀芯有划伤，则用油石和金相砂纸先磨后抛；如检查正常，则应检查主阀芯的同轴度，如同轴度差，则应拆下重新安装，并在试验台上调试正常后再装上系统
	噪声和振动	先导阀弹簧自振频率与调压过程中产生的压力-流量脉动合拍，产生共振	迅速拧调节螺杆，使之超过共振区，如无效或实际情况不允许这样做（如压力值正在工作区，无法超过），则在先导阀高压油进口处增加阻尼，如在空腔内加一个松动的堵，缓冲先导阀的先导压力-流量脉动
电磁溢流阀	电磁阀工作失灵	参见表 6-8 中电磁换向阀相关内容	参见表 6-8 中电磁换向阀相关内容
	溢流阀调压失灵	参见本表普通溢流阀部分	参见本表普通溢流阀部分
	卸荷时噪声过大	①电磁溢流阀中缓冲阀失灵 ②溢流阀的溢流口背压过低	①检修或调整缓冲阀 ②在溢流口加装背压阀（调压值一般为 0.5MPa）



(a) 单级调压回路　　(b) 远程调压回路

图 6-36　调压回路

1—定量泵；2—溢流阀；3—先导式溢流阀；4—直动式溢流阀；5—液压缸

② 多级调压回路　利用先导式溢流阀、电磁阀和远程调压阀即可实现系统的多级调压。图 6-37 所示为多级调压回路，通过三位四通电磁阀 2 将两个直动式溢流阀（远程调压阀）

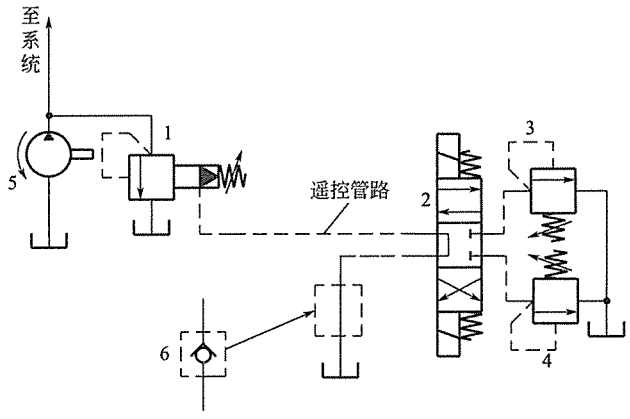


图 6-37　多级调压回路故障排除之一

1—先导式溢流阀；2—三位四通电磁阀；3,4—远程调压阀；5—定量泵；6—单向阀

3、4 与先导式溢流阀 1 连接，设三个溢流阀的调压值分别为 p_1、p_3、p_4，当电磁阀 2 处于图示中位时，液压泵卸荷，系统的工作压力 $p\approx0$，当电磁阀 2 分别切换至上、下两个位置时；则系统的工作压力分别为 $p\leqslant p_3$ 和 $p\leqslant p_4$。

此类回路常见故障及其排除方法如下。

a. 调压时升压时间过长。若多级调压回路遥控管路较长（图 6-37），而系统由卸荷（三位四通换向阀 2 处于中位）状态转为升压状态（阀 2 处于上位或下位）时，由于遥控管路通油箱，压力油要先填充遥控管路后，才能升压，故升压时间长。排除方法是尽量缩短遥控管路（遥控管路长度一般应小于 5m），建议在遥控管路回油处增设一背压阀（单向阀、溢流阀均可），使之有一定压力，这样升压时间即可缩短，但会加大系统能量损失。

b. 遥控管路及远程调压阀振动。原因基本同上。排除方法是在遥控管路处增设一小规格节流阀（或自制节流器）6 进行适当调节（图 6-38），将振动能量转化为热能，即可通过阻尼作用消除振动。

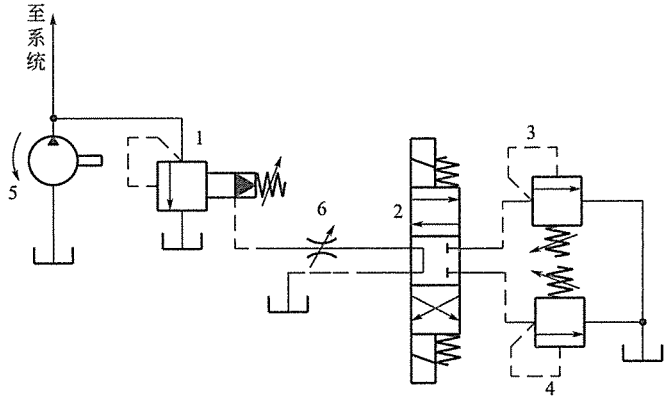


图 6-38　多级调压回路故障排除之二

1—先导式溢流阀；2—三位四通电磁阀；3,4—远程调压阀；5—定量泵；6—节流阀

③ 安全保护回路和背压回路　图 6-39 所示为变量泵 1 供油的安全保护回路，溢流阀 2 用作安全阀，以防系统超载。正常工况下，溢流阀常闭；当系统由于故障、载荷过大等原因

导致系统压力过高时，溢流阀打开溢流，保护整个液压系统安全。图 6-40 所示为背压回路，溢流阀 2 接在液压缸 4（也可是液压马达）的回油路上，造成一定的回油阻力，可改善缸（或马达）的运动平稳性。

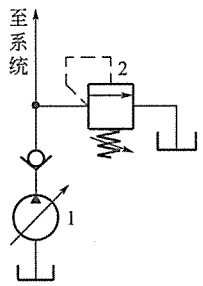


图 6-39　安全保护回路

1—变量泵；2—溢流阀

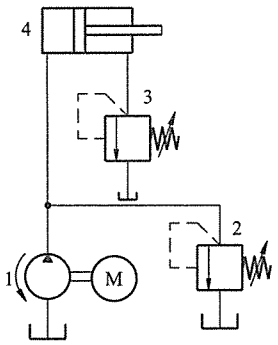


图 6-40　溢流阀作背压阀的回路

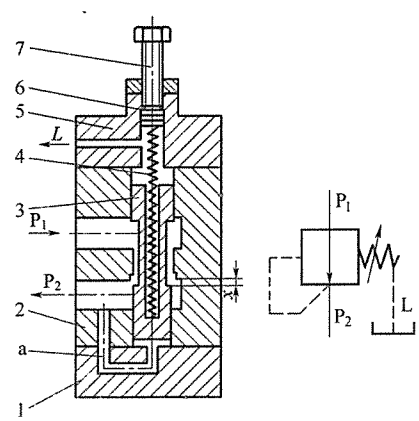
1—定量泵；2,3—溢流阀；4—液压缸

6.3.2　减压阀及减压回路

减压阀的主要用途是将较高的进口压力降低为所需的压力进行输出并保持输出压力恒定。当液压系统中某个执行元件或某个分支油路所需压力比液压泵供油压力低时，可通过在回路中串联一个减压阀的方法获得。减压阀也有直动式与先导式两类，并可与单向阀组合构成单向减压阀。

（1）减压阀结构原理

① 直动式减压阀　此阀可通过输出的油液压力与弹簧预调力相比较，自动调节减压阀口的节流面积，使输出压力基本恒定。图 6-41 所示为直动式减压阀，阀上开有进油口 P_1、出油口 P_2 和泄油口 L。来自高压油路的压力油从 P_1 口，经滑阀阀芯 3 的下端圆柱台肩与阀孔间形成的常开阀口（开度 x），从 P_2 口流向低压支路，同时通过流道 a 流入阀芯 3 的底部，产生一向上的液压作用力，该力与调压弹簧 4 的预调力相比较。当输出压力低于阀的设定压力时，阀芯 3 处于最下端，阀口全开（x 最大）；当输出压力达到阀的设定压力时，阀芯 3 上移，开度 x 减小实现减压，并维持二次压力恒定，不随一次压力变化而变化。不同的输出压力可通过调节螺钉 7 改变弹簧 4 的预调力来设定。由于输出油口不接回油箱，故泄油口 L 必须单独接回油箱。直动式减压阀结构简单，只用于低压系统或用于产生低压控制油液，其性能不如先导式减压阀。

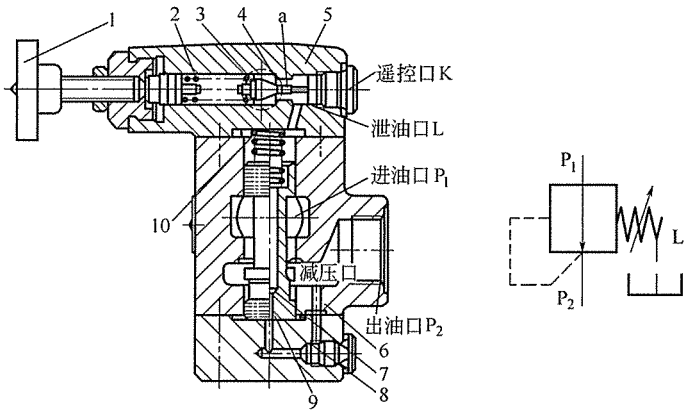


(a) 结构原理　　(a) 图形符号

图 6-41　直动式减压阀

1—下盖；2—阀体；3—阀芯；4—调压弹簧；5—上盖；6—弹簧座；7—调节螺钉

② 先导式减压阀　图 6-42 所示为先导式减压阀（管式连接），也由导阀和主阀两部分组成。阀体 6 上开有进油口 P_1 和出油口 P_2，阀盖 5 上开有遥控口 K 和泄油口 L。主阀芯中部开有阻尼孔 9。减压阀工作时，输出压力油进入主阀芯底部，并经阻尼孔 9 进入主阀弹簧腔和导阀芯 3 前腔，导阀上的液压力与调压弹簧 2 的设定力相平衡并使导阀开启，主阀芯上移，通过减压口实现减压和稳压。调节调压手轮 1 即可改变调压弹簧 2 的设定力从而改变减压阀的输出压力设



(a) 结构原理　　(b) 图形符号

图 6-42　先导式减压阀

1—调压手轮；2—调压弹簧；3—导阀芯；4—先导阀座；5—阀盖；6—阀体；7—主阀芯；8—端盖；9—阻尼孔；10—复位弹簧

定值。导阀泄油通过泄油口 L 接回油箱；通过管路在遥控口 K 外接电磁换向阀和远程调压阀，可以实现远程调压和多级减压，但远程调压阀所能调节的最高压力不得超过减压阀本身导阀的调整压力。由于先导式减压阀导阀芯前端的孔道结构尺寸一般都较小，调压弹簧不必很强，故压力调整比较轻便，可用于高压系统。图 6-43 所示为一种先导式减压阀实物外形。

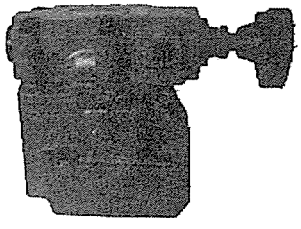
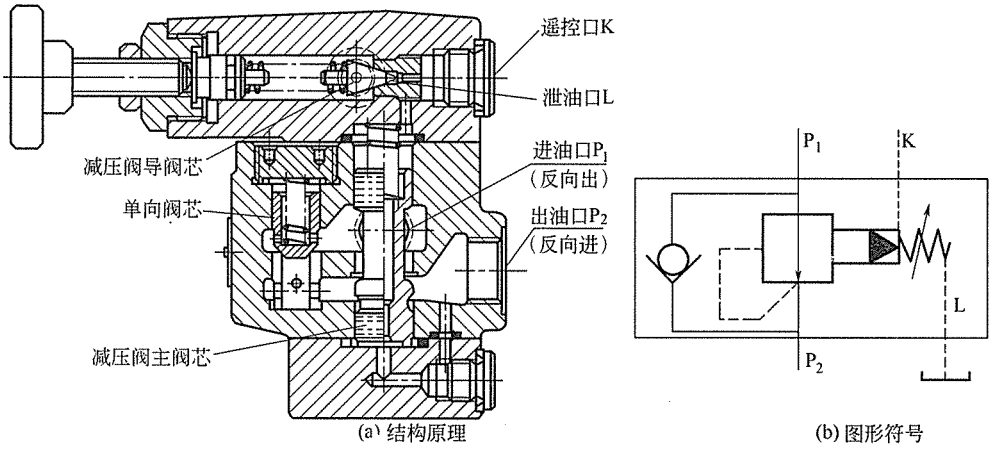


图 6-43　先导式减压阀实物外形（板式连接）

图 6-44 所示为单向减压阀，它由图 6-42 所示的先导式减压阀加上单向阀构成。正向流动（$P_1 \rightarrow P_2$）时起减压作用，反向流动（$P_2 \rightarrow P_1$）时起单向阀作用。其减压阀部分的结构与工作原理与图 6-42 所示的先导式减压阀相同。当压力油从出油口 P_2 反向流入进油口 P_1 时，单向阀开启，减压阀不起作用。



(a) 结构原理　　(b) 图形符号

图 6-44　单向减压阀

(2) 减压阀常用产品及其主要技术参数

减压阀常用产品及其主要技术参数见表 6-11。

表 6-11　减压阀常用产品及其主要技术参数

类别	型号	公称压力/MPa	公称通径/mm	公称流量/(L/min)	系列名称	备注
直动式减压阀	DR※ DP 型	31.5	5、6、10	15～80	②	有底板和面板两种安装方式
先导式减压阀	JF3 型	6.3、16	10、20	63～120	①	板式连接
	AJF3 型	6.3、16	10、20	63～120	①	带单向阀的先导式减压阀，板式连接
	DR 型	31.5	5、6、10	15～80	②	由先导阀、主阀和单向阀组成，用于降低液压系统的压力。有底板和螺纹两种安装方式

①广州机床研究所中高压系列。②引进德国力士乐（Rexroth）技术系列。

(3) 减压阀安装与使用

① 应正确连接减压阀，正确选用连接件（安装底板或管接头），并注意连接处的密封；阀的各个油口应正确接入系统，外部泄油口必须直接接回油箱。

② 调压时应注意以正确旋转方向调节调压机构，调压结束时应将锁紧螺母固定。

③ 如果需通过先导式减压阀的遥控口对系统进行多级减压控制，则应将遥控口的螺堵拧下，接入控制油路否则应将遥控口严密封堵。

(4) 减压阀的故障排除

减压阀的常见故障及其诊断排除方法见表 6-12。

表 6-12　减压阀的常见故障及其诊断排除方法

故障现象	故障原因分析	诊断排除方法
不能减压或无输出压力	①泄油口不通或泄油通道堵塞，使主阀芯卡阻在原始位置，不能关闭 ②无油源 ③主阀弹簧折断或弯曲变形	①检查拆洗泄油管路、泄油口使其通畅，若油液污染，则应换油 ②检查油路，排除故障 ③拆检换新
输出压力不能继续升高或压力不稳定	①先导阀密封不严 ②主阀芯卡阻在某一位置，负载有机械干扰 ③单向减压阀中的单向阀泄漏过大	①修理或更换先导阀或阀座 ②检查拆洗泄油管路、泄油口使其通畅，若油液污染，则应换油，检查排除执行器机械干扰 ③拆检、更换单向阀零件
调压过程中压力非连续升降，而是不均匀下降	调压弹簧弯曲或折断	拆检换新
噪声和振动	同溢流阀(表 6-10)	同溢流阀(表 6-10)

(5) 减压回路及其常见故障诊断排除

减压回路的功用是使单泵供油液压系统中的某一部分油路具有比主回路低的稳定压力。

① 单级减压回路　图 6-45 所示为最常见的减压回路，减压阀 4 与主油路并联，高压主油路的压力由溢流阀 6 设定，减压油路的压力由阀 4 设定。节流阀 3 用于调节缸 2 的速度，单向阀 5 在主油路压力降低时防止油液倒流，起短时保压之用。

此类回路的常见故障现象及排除方法如下。

a. 液压缸 2 速度调节失灵或速度不稳定。当减压阀 4 的泄漏（外泄油口流回油箱的油液）大时会产生这一故障。解决方法是将节流阀 3 从图 6-45 中左端位置改为串联在减压阀 4

之后的 a 处，从而可避免减压阀泄漏对缸 2 速度的影响。

b. 当缸 2 停歇时间较长时，减压阀后的二次压力逐渐升高。这是因为缸 2 停歇时间较长时，有少量油液通过阀芯间隙经先导阀排出，保持该阀处于工作状态。由于阀内泄漏使经先导阀的流量加大，减压阀的二次压力增大。为此，可在减压回路中加接图中虚线油路，并在 b 处装设一安全阀，确保减压阀出口压力不超过其调压值。

② 二级减压回路　如图 6-46 所示，液压泵 6 的最大压力由溢流阀 5 设定。在先导式减压阀 1 的遥控油路上接入调压阀 2，使减压回路获得二级压力。但调压时必须使阀 2 与先导式减压阀 1 的调整压力满足 $p_2 < p_1$。

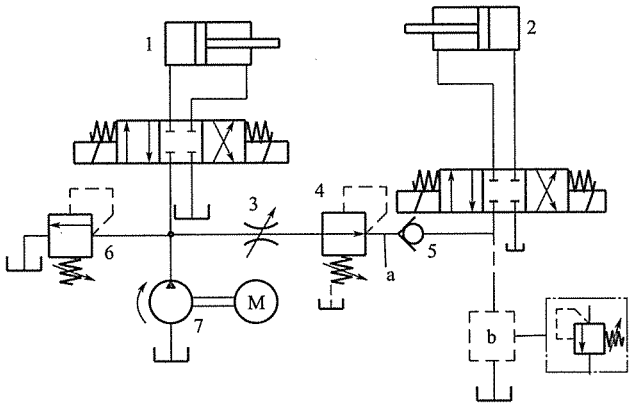


图 6-45　减压回路

1—主缸；2—支路缸；3—节流阀；4—减压阀；5—单向阀；6—溢流阀；7—定量泵

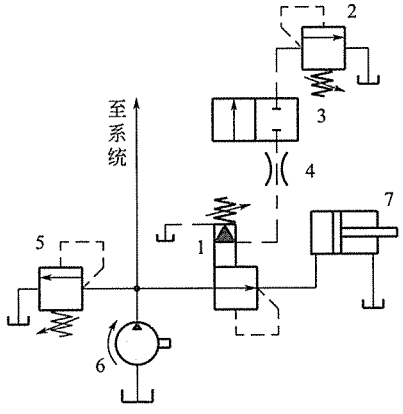


图 6-46　二级减压回路

1—先导式减压阀；2—远程调压阀；3—二位二通换向阀；4—固定节流器；5—溢流阀；6—定量液压泵；7—液压缸

常见故障是当压力由 p_1 切换到 p_2 时，出现压力冲击。该减压回路的两级压力切换由二位二通换向阀 3 实现。当压力由 p_1 切换到 p_2 时，因阀 3 与阀 2 之间的油路内在切换前无压力，故阀 3 切换至左位时，减压阀 1 遥控口处的压力由 p_1 下降到几乎为零后再回升到 p_2，自然产生较大压力冲击。

排除方法：一是在阀 1 和 3 之间设置固定节流器 4，用于阻止和缓解压力切换时出现压力冲击；二是将阀 3 与阀 2 的位置互换，这样从阀 1 的遥控口到阀 3 的油路内经常充满压力油，故阀 3 切换时系统压力从 p_1 下降到 p_2，便不会产生过大压力冲击。

6.3.3　顺序阀的使用维护

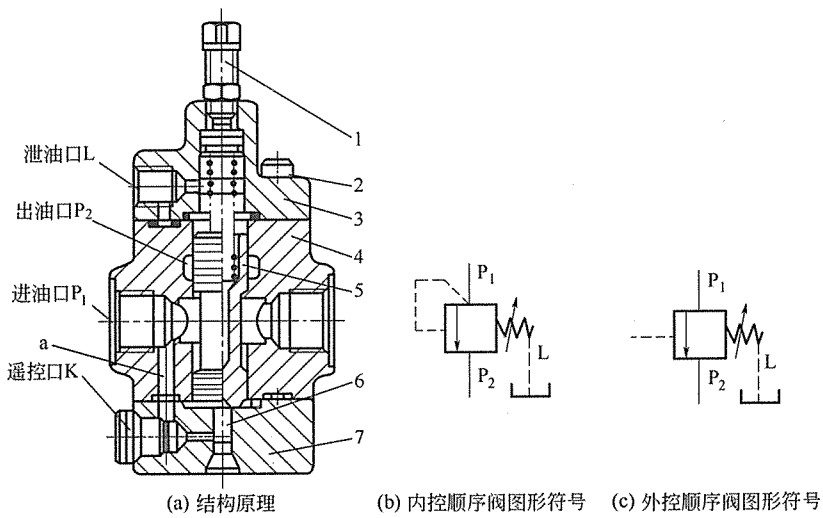
顺序阀的主要用途是控制多个执行元件的先后顺序动作。通常顺序阀可视为二位二通液动换向阀，其开启和关闭压力可用调压弹簧设定，当控制压力（阀的进口压力或液压系统某处的压力）达到或低于设定值时，阀可以自动打开或关闭，实现进、出口间的通断，从而使多个执行元件按先后顺序动作。

顺序阀也有直动式和先导式两类；按压力控制方式的不同，顺序阀有内控式和外控式之分。顺序阀与单向阀组合可以构成单向顺序阀（平衡阀），用于防止立置液压缸及其工作机构因自重下滑。

(1) 顺序阀典型结构原理

① 直动式顺序阀　其工作原理如图 6-47(a) 所示。与溢流阀类似，阀体 4 上开有主油口 P_1、P_2，但 P_2 不是接油箱，而是接二次工作油路，故在阀盖 3 上的泄油口 L 必须单独接

回油箱。为了减小调压弹簧 2 的刚度，滑阀式阀芯 5 下方设置了控制柱塞 6。系统工作时，进口压力油经内部流道 a 进入柱塞 6 下端面，产生向上的液压作用力，当该力小于弹簧 2 的预调力时，阀芯 5 在弹簧作用下处于下方，进、出油口不相通（亦即阀常闭）。当进口压力升高使柱塞 6 下端面上的液压力超过弹簧预调力时，阀芯 5 便上移，使进油口与出油口接通，油液便经顺序阀口从出油口流出，从而驱动另一执行元件或其他元件动作。顺序阀在阀开启后应尽可能减小阀口压力损失，力求使出口压力接近进口压力。这样，当驱动后动作执行元件所需 P_2 口的压力大于顺序阀的调定压力时，系统的压力略大于后动作执行元件的负载压力，因而压力损失较小。如果驱动后动作执行元件所需 P_2 口的压力小于阀的调定压力，则阀口开度较小，在阀口处造成一定的压差以保证阀的进口压力不小于调定压力，使阀打开，P_1 口与 P_2 口在一定的阻力下沟通。综上可知，内控式顺序阀开启与否，取决于其进口压力，只有在进口压力达到弹簧设定压力阀才开启。而进口压力可通过改变调压弹簧的预调力实现，更换调压弹簧即可得到不同的调压范围。



(a) 结构原理　　(b) 内控顺序阀图形符号　(c) 外控顺序阀图形符号

图 6-47　直动式顺序阀（带控制活塞）

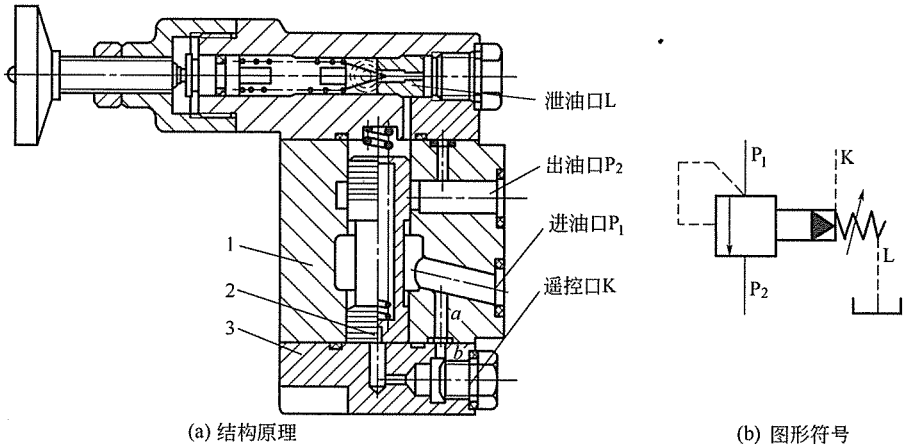
1—调节螺钉；2—调压弹簧；3—阀盖；4—阀体；5—阀芯；6—控制柱塞；7—底盖

如果将底盖 7 转过 90°或 180°，并打开遥控口 K 的螺塞，则上述内控式顺序阀就可变为外控式顺序阀，其图形符号如图 6-47(c) 所示。外控式顺序阀是用液压系统其他部位的压力控制其启闭，阀启闭与否和一次压力油的压力无关，仅取决于外部控制压力大小。因弹簧力只需克服阀芯摩擦副的摩擦力使阀芯复位，故外控油压可以较低。

直动式顺序阀结构简单、动作灵敏，主要用于低压（低于 8MPa）场合，高压场合应采用先导式顺序阀。

② 先导式顺序阀　通常只要将同系列的直动式顺序阀的阀盖和调压弹簧去除，换上先导阀和主阀芯复位弹簧，即可组成先导式顺序阀。图 6-48 所示为主阀为滑阀的先导式顺序阀，其结构原理与先导式溢流阀相似，可仿照前述先导式溢流阀进行分析。

③ 单向顺序阀（平衡阀）　图 6-49 所示为直动式单向顺序阀（管式连接），它由直动式顺序阀和单向阀两部分构成。其顺序阀部分的结构与工作原理和图 6-47 所示的顺序阀相仿，也为内控式。通过改变底盖的安装方向，也可变为外控式。单向阀的阀芯为锥阀结构。当压力油从进口 P_1 流入，从出口 P_2 流出时，单向阀关闭，顺序阀工作。反之，当压力油从 P_2 流入，从 P_1 流出时，单向阀开启，顺序阀关闭。对于先导式顺序阀，通过增设可选单向阀，也容易构成先导式单向顺序阀。单向顺序阀的图形符号如图 6-50 所示，其实物外形与单向



(a) 结构原理　　(b) 图形符号

图 6-48　先导式顺序阀

1—阀体；2—阻尼孔；3—底盖

减压阀类似。图 5-51 为几种顺序阀的实物外形。

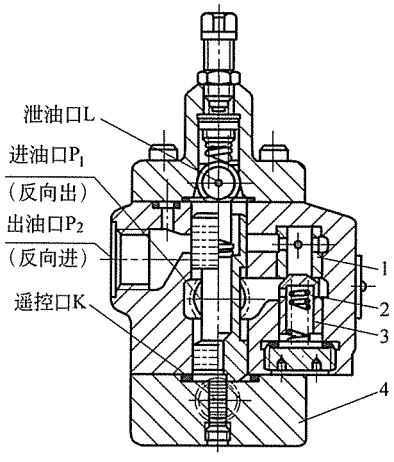


图 6-49　直动式单向顺序阀（管式连接）

1—单向阀阀座；2—单向阀弹簧；3—单向阀阀芯；4—底盖

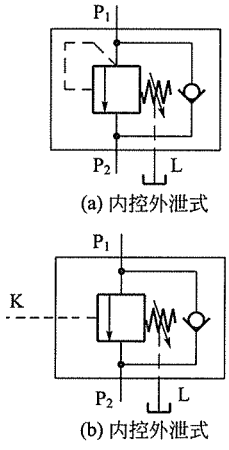
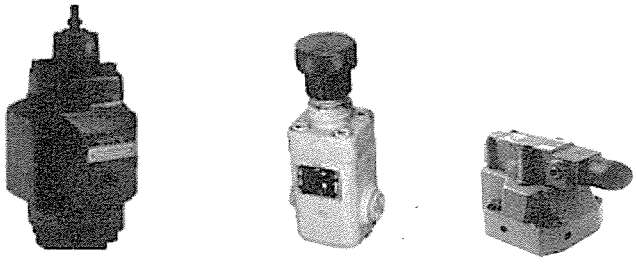


图 6-50　单向顺序阀图形符号



(a) 榆次中高压系列XF型　(b) 广研中低压系列X-B型　(c) 力士乐DZ型

图 6-51　顺序阀实物外形

(2) 顺序阀常用产品

顺序阀的常用产品及其主要技术参数见表 6-13。

表 6-13　顺序阀的常用产品及其主要技术参数

类别	型号	公称压力/MPa	公称通径/mm	公称流量/(L/min)	系列名称	备注
直动式顺序阀	DZ※DP 型	31.5	5、6、10	15～80	③	底板连接
先导式顺序阀	XF3 型	6.3、16	10、20	63～120	①	板式连接
	AXF3 型	6.3、16	10、20	63～120	①	由单向阀和顺序阀组成，板式连接。用来控制执行元件的先后顺序
	DZ 型	31.5	10、25、32	15～80	③	利用油路本身压力控制液压缸或液压马达先后动作顺序。改变控制油和泄漏油的连接方法，该阀还可作为卸荷阀和背压阀(平衡阀)使用
平衡阀	PH 型	31.5	20	150	②	管式连接
	FZ 型	31.5	12、16、25、32	80～560	③	主要用于起重机械液压系统，使液压缸或液压马达运动速度不受载荷变化影响，保持稳定。它附加的单向阀功能，可防止管路损坏或制动失灵时重物自由下落，以避免事故

①广州机床研究所中高压系列。②联合设计系列。③引进德国力士乐（Rexroth）技术系列。

(3) 顺序阀的安装与使用

顺序阀的安装使用注意事项可参照溢流阀的相关内容，同时还应注意：由于顺序阀通常为外泄方式，故必须将泄油口接至油箱，并注意泄油路背压不能过高，以免影响顺序阀的正常工作；应根据液压系统的具体要求选用顺序阀的控制方式，对于外控式顺序阀应提供适当的控制压力油，以使阀可靠启闭。顺序阀可用来构成双缸顺序动作回路及平衡回路等（见6.5节）。

(4) 顺序阀常见故障及其诊断排除

顺序阀的常见故障及其诊断排除方法见表6-14。

表 6-14　顺序阀的常见故障及其诊断排除方法

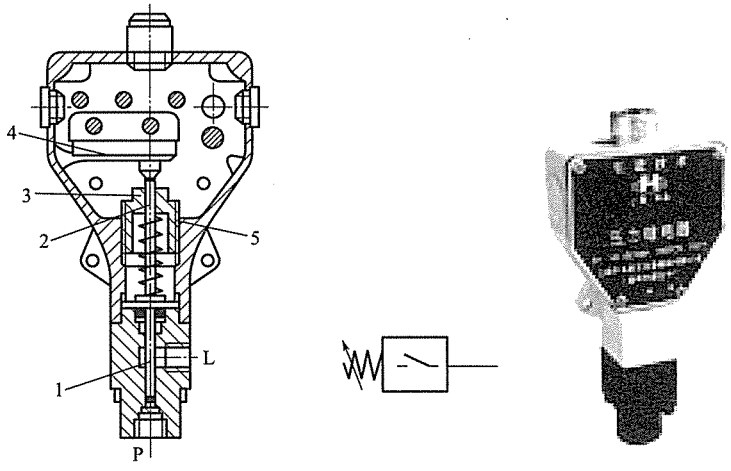
故障现象	产生原因	排除方法
不能起顺序控制作用(子回路执行器与主回路执行器同时动作，非顺序动作)	①先导阀泄漏严重 ②主阀芯卡阻在开启状态不能关闭 ③调压弹簧损坏或漏装	①拆检、清洗与修理 ②拆检、清洗与修理，过滤或更换油液 ③更换调压弹簧或补装
执行元件不动作，作卸荷阀时不能卸荷	①先导阀不能打开、先导管路堵塞 ②主阀芯卡阻在关闭状态不能开启、复位弹簧卡死	①拆检、清洗与修理，过滤或更换油液 ②拆检、清洗与修理，过滤或更换油液，修复或更换复位弹簧
作卸荷阀时液压泵一启动就卸荷	①先导阀泄漏严重 ②主阀芯卡阻在开启状态不能关闭	①拆检、清洗与修理 ②拆检、清洗与修理，过滤或更换油液

6.3.4　压力继电器及其换向回路

压力继电器又称压力开关，是利用液体压力与弹簧力的平衡关系来启、闭内置的电气微动开关触点的液电转换元件。当液压系统的压力上升或下降到由弹簧力预先调定的启、闭压力时，使微动开关通、断，发出电信号，控制电气元件（如电动机、电磁铁、各类继电器等）动

作，实现液压泵的加载或卸荷、执行元件的换向、顺序动作或系统的安全保护及互锁等功能。压力继电器通常由压力-位移转换机构和电气微动开关两部分组成。按压力-位移转换机构不同，压力继电器分为柱塞式、薄膜式和弹簧管式等类型，其中柱塞式应用较为普遍。按照微动开关的结构不同，压力继电器又分为单触点式和双触点式，其中单触点式应用较多。

图 6-52 所示为柱塞式压力继电器。当从控制油口 P 进入柱塞 1 下端的油液压力达到弹簧 5 预调力设定的开启压力时，作用在柱塞上的液压力克服弹簧力，顶杆 2 上移，使微动开关 4 的触点闭合，发出相应电信号。同样，当液压力下降到闭合压力时，柱塞 1 在弹簧力作用下复位，顶杆 2 则在微动开关 4 触点弹簧力作用下下移复位，微动开关也复位。调节螺钉 3 可调节弹簧预紧力即压力继电器的启、闭压力。图 6-52(a) 中 L 为泄油口。柱塞式压力继电器结构简单，但灵敏度和动作可靠性较低。



(a) 结构原理　　(b) 图形符号　　(c) 实物外形

图 6-52　柱塞式压力继电器

1—柱塞；2—顶杆；3—调节螺钉；4—微动开关；5—弹簧

压力继电器常用产品见表 6-15。压力继电器常见故障及其诊断排除方法见表 6-16。

表 6-15　压力继电器常用产品

类别	型号	公称压力 /MPa	调压范围 /MPa	通径 /mm	系列名称	备注
柱塞式压力继电器	PF 型	31.5	1.2～32	8	①	有单柱塞和双柱塞式，管式、板式连接
	HED10 型	5、10、35	0.35～35		②	单柱塞式，管式连接
膜片式压力继电器	DP 型	6.3	≤6.3		③	

①联合设计系列。②引进德国力士乐（Rexroth）技术系列。③广州机床研究所中低压系列。

表 6-16　压力继电器常见故障及其诊断排除方法

故障现象	产生原因	排除方法
压力继电器失灵	微动开关损坏不发信号	修复或更换
	微动开关发信号，但调节弹簧永久变形，压力-位移机构卡阻，感压元件失效	更换弹簧，拆洗压力-位移机构，拆检和更换失效的感压元件(如弹簧管、膜片、波纹管等)

续表

故障现象	产生原因	排除方法
压力继电器灵敏度降低	①压力-位移机构卡阻 ②微动开关支架变形或零位可调部分松动引起微动开关空行程过大 ③泄油背压过高	①拆洗压力-位移机构 ②拆检或更换微动开关支架 ③检查泄油路是否接至油箱或是否堵塞

图 6-53 所示为压力继电器控制的液压缸换向回路，二位四通电磁阀 3 为主换向阀。二位二通电磁阀 6 提供液压缸快进回油通道，节流阀 5 设置在回油路上调节液压缸 8 的工作进给速度，单向阀 4 提供液压缸 8 的快退回油通道。回路的电磁铁动作顺序见表 6-17。当电磁铁 1YA 通电使阀 3 切换至左位时，压力油经阀 3 进入缸 8 的无杆腔，有杆腔经阀 6 和阀 3 排油，实现右行快进动作；当缸右行使活动挡铁碰上行程开关时，电磁铁 2YA 通电使阀 6 切换至左位，缸进油路同上，但回油改经阀 5、3 排至油箱，因阀 5 的节流作用，缸转换为右行慢进动作；当缸右行碰上死档铁后，液压缸进油路压力升高，压力继电器 7 发信，使电磁铁 1YA 断电，阀 3 复至右位，压力油便经阀 3 和阀 4 直接进入缸 8 的有杆腔，缸快速退回。

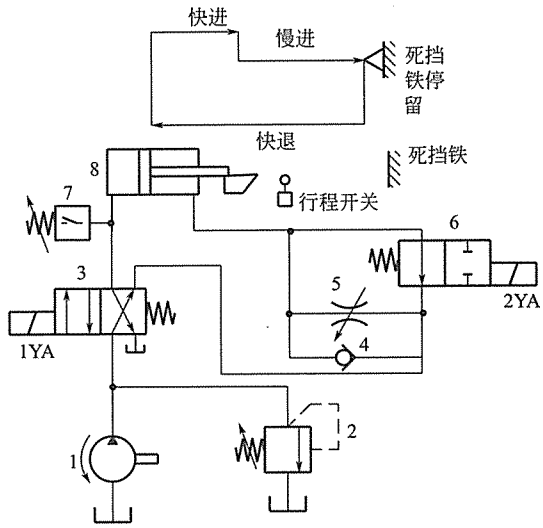


图 6-53 压力继电器控制的液压缸换向回路

1—定量泵；2—溢流阀；3—二位四通电磁阀；4—单向阀；5—节流阀；6—二位二通电磁阀；7—压力继电器；8—液压缸

此外，压力继电器还可用于双缸顺序动作控制（见 6.5 节）。

表 6-17 电磁铁及压力继电器动作顺序

工况	电磁铁和压力继电器状态		
	1YA	2YA	压力继电器
快进	+	−	−
慢进	+	+	−
死挡铁停留	+	+	+
快退	−	+	−

6.4 流量控制阀及其应用回路的使用维护及故障诊断

流量控制阀的功用是通过改变阀芯与阀口之间的节流通流面积的大小来控制阀的通过流量，从而调节和控制执行元件的运动速度。流量控制阀有节流阀、调速阀和分流集流阀等，而节流阀是结构最简单、应用最广的流量阀。

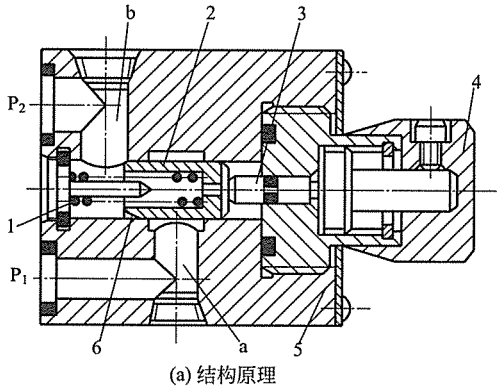
6.4.1 节流阀及节流调速回路

(1) 典型结构原理

① 普通节流阀 图 6-54 所示为板式连接的普通节流阀，阀体 5 上开有进油口 P_1 和出油

口 P_2，阀芯 2 左端开有轴向三角槽式节流通道 6，阀芯在弹簧 1 的作用下始终贴紧在推杆 3 上。油液从进油口 P_1 流入，经孔道 a 和节流通道 6 进入孔道 b，再从出油口 P_2 流出（通向执行元件或油箱）。调节手把 4 通过推杆 3 使阀芯 2 轴向移动，即可改变节流口的通流面积，实现流量的调节。图 6-55 所示为普通节流阀实物外形。

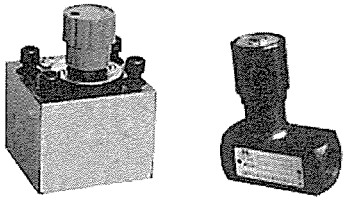
② 滑阀压差式单向节流阀　图 6-56 所示为滑阀压差式单向节流阀。当压力油从 P_1 流向 P_2 时，阀起节流阀作用，反向时起单向阀作用。阀芯 4 的下端和上端分别受进、出油口压力油的作用，在进、出油口压差和复位弹簧 6 的作用下，阀芯紧压在调节螺钉 2 上，以保持原来调节好的节流口开度。



(a) 结构原理　　(b) 图形符号

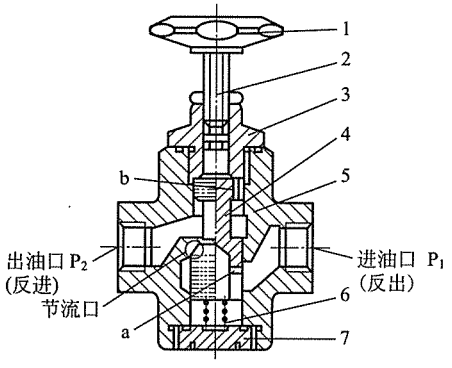
图 6-54　普通节流阀

1—弹簧；2—阀芯；3—推杆；4—调节手把；5—阀体；6—节流通道



(a) 板式　　(b) 管式

图 6-55　普通节流阀实物外形



(a) 结构原理　　(b) 图形符号

图 6-56　滑阀压差式单向节流阀

1—调节手轮；2—调节螺钉；3—螺盖；4—阀芯；5—阀体；6—复位弹簧；7—端盖

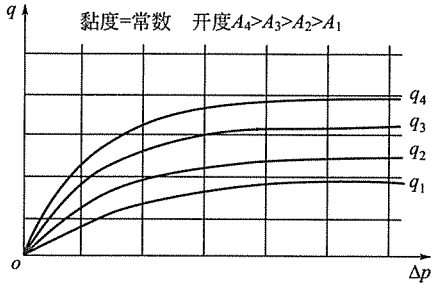


图 6-57　节流阀的流量-压差特性曲线

(2) 节流阀的流量稳定性

通过节流阀的流量 q 通过调节节流口的通流面积 A 获得，A 越大，流量越大。图 6-57 所示为节流阀在不同通流面积下的流量-压差特性曲线。在通流面积调毕后，由于受工作负载变化（即节流阀出口压力）的影响，节流阀前后的压差 Δp 也在变化，使流量不稳定，不能保证执行元件运动速度的稳定，故节流阀只能用于工作负载变化不大和速度稳定性要求不高的场合。

(3) 常用产品

节流阀常用产品见表 6-18。

表 6-18 节流阀常用产品

类 别	型号	公称压力/MPa	公称通径/mm	公称流量/(L/min)	系列名称	备注
普通节流阀	LF3 型	16	6、10	25～100	①	板式连接
	L 型	31.5	10、20、30	40～200	②	板式和管式连接
	MG 型	31.5	6、8、10、15、20、25、30	15～400	③	管式连接
单向节流阀	ALF3 型	16	6、10	25～100	①	板式连接
	LA 型	31.5	10、20、30	40～200	②	板式和管式连接
	MK 型	31.5	6、8、10、15、20、25、30	15～400	③	管式连接

①广州机床研究所中高压系列。②联合设计系列。③引进力士乐（Rexroth）技术系列。

(4) 节流阀的安装使用注意事项

普通节流阀的进口和出口，有的产品可以任意对调，但有的产品则不可以对调，具体使用时，应按照产品使用说明书正确接入系统。节流阀不宜在较小开度下工作，否则容易造成阻塞和执行元件爬行。节流阀开度应按执行元件的速度要求进行调节，调闭后应锁紧，以防松动而改变调好的节流口开度。

(5) 常见故障及其诊断排除

节流阀常见故障及其诊断排除方法见表 6-19。

表 6-19 节流阀常见故障及其诊断排除方法

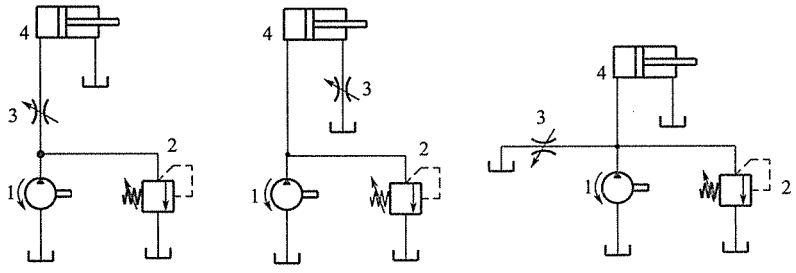
故障现象	产生原因	排除方法
流量调节失灵	①密封失效 ②弹簧失效 ③油液污染致使阀芯卡阻	①拆检或更换密封装置 ②拆检或更换弹簧 ③拆开并清洗阀或换油
流量不稳定	①锁紧装置松动 ②节流口堵塞 ③内泄漏量过大 ④油温过高 ⑤负载压力变化过大	①锁紧调节螺钉 ②拆洗节流阀 ③拆检或更换阀芯与密封 ④降低油温 ⑤尽可能使负载不变化或少变化

(6) 节流阀的节流调速回路及其常见故障诊断排除

节流阀具有结构简单、价格低廉、调节方便的优点，常用于负载变化不大或对速度控制精度要求不高的定量泵供油节流调速液压系统中。如图 6-58(a)、(b) 所示，在液压缸 4 的进口前或出口后串接一个节流阀 3，可组成进油节流调速回路或回油节流调速回路，通过调节节流阀的通流面积即流量，即可实现液压缸的速度调节。在串联节流调速回路中，液压泵出口必须并联溢流阀 2，以保证节流阀工作时，将液压泵多余的流量溢回油箱。在液压缸 4 的进口前并接一个节流阀 3，可以组成并联（旁路）节流调速回路 [图 6-58(c)]，通过调节节流阀的通流面积即流量，即可实现液压缸的速度调节。在并联节流调速回路中，液压泵出口主油路上也必须并联溢流阀 2，以保证在系统超载时开启，实施对系统的安全保护。

节流阀节流调速回路常见故障及其诊断排除方法如下。

① 液压缸易发热，缸内泄漏增大。在进油节流调速回路 [图 6-58(a)]中，经节流阀产生节流损失而发热的油进入液压缸，导致液压缸易发热与增加缸内泄漏。而回油节流调速回



(a) 进油节流调速回路　　(b) 回油节流调速回路　　(c) 并联节流调速回路

图 6-58　采用节流阀的节流调速回路及其故障排除

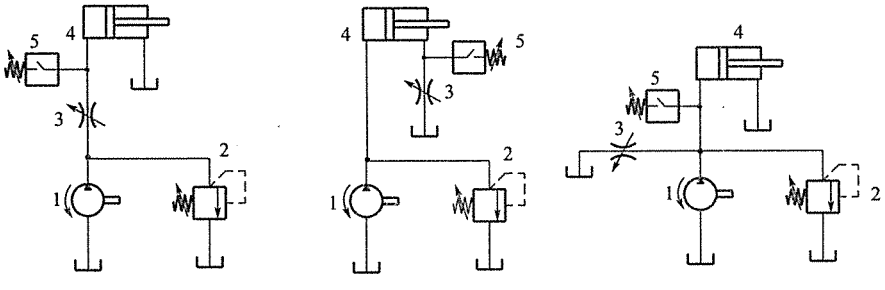
1—定量液压泵；2—溢流阀；3—节流阀；4—液压缸

路和旁路节流调速回路［图 6-58(b)、(c)］中通过节流阀的热油直接排回油箱，有利于热量耗散。

② 不能承受超越负载（即与液压缸运动方向相同的负载，亦称负负载），在超越负载作用下失控前冲，速度稳定性差。回油节流调速回路［图 6-58(b)］的回油路上节流阀的液阻作用（阻尼力与速度成正比）能承受超越负载，不会因此失控前冲，运动较为平稳。而进油节流调速回路和旁路节流调速回路［图 6-58(a)、(c)］若不在回油路上增加背压阀就会产生此故障，在其回油路上增设背压阀后，能大大改善承受超越负载的能力和运动平稳性，但需相应调高溢流阀的设定压力，故功率损失增大。

③ 回油节流调速回路［图 6-58(b)］停车后工作部件再启动时冲击较大。此种回路停车时，液压缸 4 的回油腔内常因泄漏而形成空隙，再启动时的瞬间，液压泵 1 的全部流量输入缸的工作腔，推动缸快速前进，产生启动冲击，直至消除回油腔内的空隙建立起背压后，才转入正常。启动冲击可能会损坏切削刀具或工件，造成事故。旁路节流调速回路［图 6-58(c)］也会产生此类故障。停车时不使缸的回油腔接通油箱可减小启动冲击。而对于进油节流调速回路［图 6-58(a)］，只要在启动开车时关小节流阀，使进入缸的流量受到限制即可避免启动冲击。

④ 节流调速回路中，压力继电器不能发讯或不能可靠发讯。造成这种故障的原因是压力继电器安放位置错误。正确位置为，在进油或旁路节流调速回路中，压力继电器应安装在液压缸进油路上［图 6-59(a)、(c)］，在回油节流调速回路中，压力继电器应安装在液压缸回油口上［图 6-59(b)］并采用失压发讯才可以，但控制电路较复杂。



(a) 进油节流调速回路　　(b) 回油节流调速回路　　(c) 并联节流调速回路

图 6-59　节流调速回路压力继电器发讯故障排除

1—液压泵；2—溢流阀；3—节流阀；4—液压缸；5—压力继电器

⑤ 高速大负载工况下，节流调速回路的速度稳定性差。回路的速度稳定性优劣可用速

度刚性的大小来描述，理论分析和工程实际表明节流阀的进油和回油节流调速回路在高速大负载工况下的速度刚性较小，即速度稳定性差，而旁路节流调速回路在高速大负载工况下的速度稳定性要好些；采用调速阀比采用节流阀的节流调速回路速度稳定性好，调速阀节流调速回路用于速度稳定性要求高的系统，但调速阀节流调速回路成本高，能耗大。

⑥ 钻孔组合机床液压系统用回油节流调速回路，在工件上钻孔钻通瞬间，回油管出现爆裂。由图 6-60 中参数可知，液压缸带动滑台稳定运动（钻孔）时的活塞受力平衡方程为

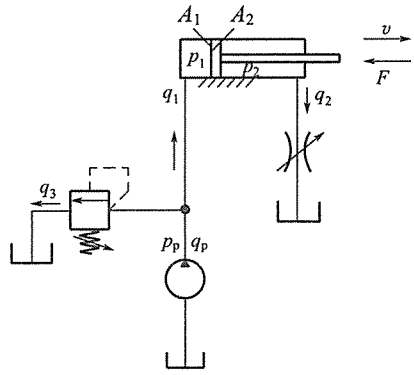


图 6-60　钻孔组合机床液压系统用回油节流调速回路故障分析简图

$$p_1A_1-p_2A_2=F$$

故此时回油管路的油液压力（背压力）p_2为

$$p_2=\frac{A_1}{A_2}\left(p_1-\frac{F}{A_1}\right)=\frac{A_1}{A_2}\left(p_p-\frac{F}{A_1}\right)$$

此式表明，在液压缸两腔面积 A_1和 A_2一定的情况下，当无杆腔压力 p_1亦即供油压力 p_p由溢流阀调定不变时，负载 F 越小，背压力 p_2越大。在工件上孔被钻通瞬间，负载由最大值骤降为零，致使背压力 p_2突然增大，升高到最大值，因回油管路强度不足（壁厚太薄）产生爆裂。这说明该系统的回油管设计和使用有误，即未按 p_2可能出现的最大值计算和选择壁厚，在满足流量要求的前提下，重新计算和选用回油管路壁厚即可。

6.4.2　调速阀及其调速回路

调速阀是为了克服节流阀因前后压差变化影响流量稳定的缺陷发展的一种流量阀。普通调速阀由节流阀与定差减压阀串联复合而成，前者用于调节通流面积（即通过流量），后者用于压力补偿，以保证节流阀前后压差恒定，从而保证通过节流阀的流量亦即执行元件速度的恒定。通过增设温度补偿装置，还可形成温度补偿调速阀，它可使调速阀流量不受油温变化的影响。调速阀在结构上增加一个单向阀还可以组成单向调速阀，油液正向流动时起调速作用，反向流动时起单向阀作用。

(1) 调速阀的工作原理

在调速阀中，一般减压阀串接在节流阀之前。如图 6-61(a) 中点画线所示，整个调速阀有两个外接油口。液压泵的供油压力亦即调速阀的进口压力 p_1由溢流阀 4 调定后基本不变，p_1经减压阀阀口降至 p_m，并分别经流道 f 和 e 进入 c 腔和 d 腔作用在减压阀阀芯下端；节流阀阀口又将 p_m降至 p_2，在进入液压缸 3 的无杆腔驱动负载 F 的同时，通过流道 a 进入弹簧腔 b 作用在减压阀阀芯 1 上端，从而使作用在减压阀阀芯上、下两端的液压力与阀芯上的弹簧力 F_s 相比较。若忽略减压阀阀芯的摩擦力和自重等影响，则减压阀阀芯在其弹簧力 F_s 及油液压力 p_m、p_2作用下处于某一平衡位置时有

$$p_m(A_1+A_2)=p_2A+F_s \tag{6-1}$$

式中，A、A_1和 A_2分别为 b 腔、c 腔和 d 腔中减压阀芯的有效作用面积，且 $A_1+A_2=A$，所以节流阀压差为

$$\Delta p=p_m-p_2=\frac{F_s}{A} \tag{6-2}$$

由于弹簧很软，且工作过程中减压阀阀芯位移很小，故可认为弹簧力 F_s 基本保持不变，所以节流阀压差 $\Delta p=p_m-p_2$也基本不变，从而保证了节流阀开口面积一定时流量 q

的稳定。流量稳定过程如下：若 $p_2=F/A_c$（F 和 A_c分别为液压缸 3 的负载和有效作用面积）随着 F 的增大而增大时，作用在减压阀阀芯上端的液压力也随之增大，使减压阀阀芯受力平衡被破坏而下移，于是减压口 x 增大，使减压阀的减压作用减弱，从而使 p_m相应增大，直到 $\Delta p=p_m-p_2$恢复到原来值，减压阀阀芯达到新的平衡位置；p_2随 F 的减小而减小时的情况可作类似分析。总之，由于定差减压阀的自动调节（压力补偿）作用，无论 p_2随液压缸负载如何变化，节流阀压差 Δp 总能保持不变，从而保证了调速阀的流量基本为调定值，最终也就保证了所要求的液压缸输出速度 $v=q/A_c$的稳定，不受负载变化的影响。

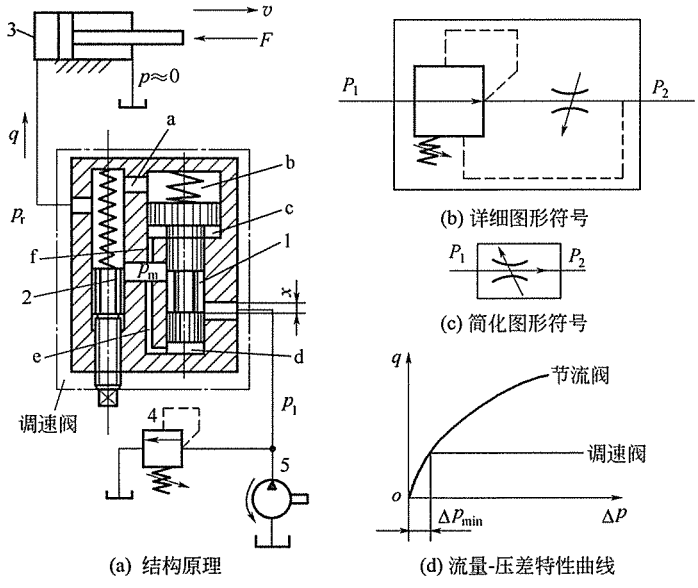


图 6-61　调速阀

1—减压阀；2—节流阀；3—液压缸；4—溢流阀；5—液压泵

由图 6-61(d) 所示调速阀流量-压差特性曲线可见，调速阀在压差大于其最小值 Δp_{min}后，流量基本保持恒定。当压差 Δp 很小时，因减压阀阀芯被弹簧推至最下端，减压阀口全开，失去其减压稳压作用，故此时调速阀性能与节流阀相同（流量随压差变化较大），所以调速阀正常工作需有 0.5～1MPa 的最小压差。

(2) 调速阀的典型结构

① 普通调速阀　图 6-62 所示为一种板式连接的普通调速阀。调速阀中的减压阀和节流阀均

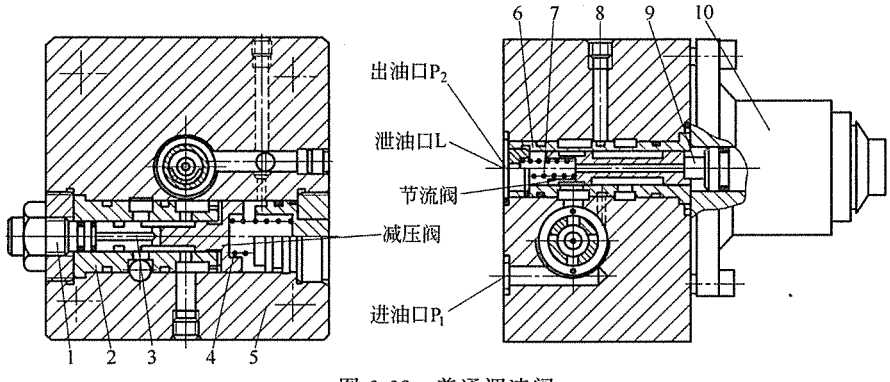
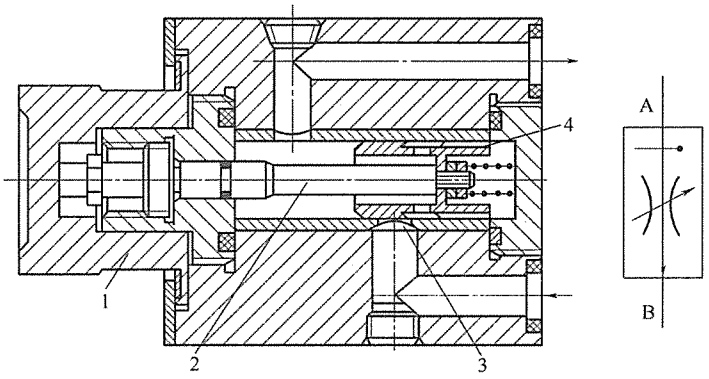


图 6-62　普通调速阀

1—调节螺钉；2—减压阀阀套；3—减压阀阀芯；4—减压阀弹簧；5—阀体；6—节流阀阀套；7—节流阀弹簧；8—节流阀阀芯；9—调节螺杆；10—节流调节部分

采用阀芯-阀套式结构。流量通过节流调节部分调节，节流阀前后压差变化由减压阀补偿。

② 温度补偿调速阀　如图 6-63 所示，其原理是借助温度补偿装置，使调速阀中的节流阀阀口大小随油温变化自动作相应改变，利用节流阀阀口的变化对流量的影响来补偿油温变化对流量的影响，从而保证调速阀流量的稳定。最常用的温度补偿装置是一个温度补偿杆 2，如图 6-63(a)所示（图中未画出减压阀），它与节流阀阀芯 4 相连。当油温升高（或降低）时，温度补偿杆 2 受热伸长（或缩短），于是带着节流阀阀芯 4 移动，使节流口 3 减小（或增大）。

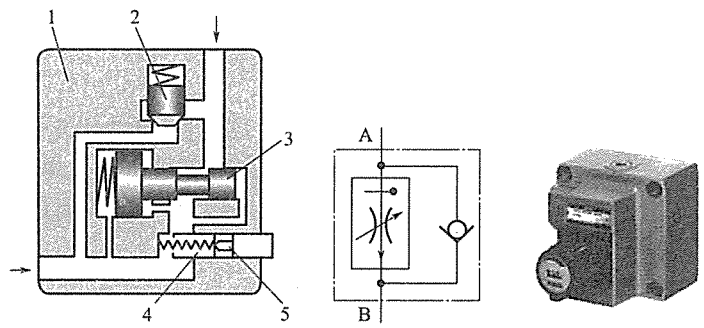


(a) 结构原理　　(b) 图形符号

图 6-63　温度补偿调速阀

1—手柄；2—温度补偿杆；3—节流口；4—节流阀阀芯

③ 单向调速阀　图 6-64 所示为压力、温度补偿式单向调速阀，由于带有压力补偿减压阀和温度补偿杆，故由节流阀调定的流量不受负载压力及油温变化的影响。正向流动时，起调速阀作用，反向流动时，油液经单向阀自由通过，调速阀不起作用。



(a) 结构原理　　(b) 图形符号　　(c) 实物外形

图 6-64　压力、温度补偿式单向调速阀

1—阀体；2—单向阀阀芯；3—减压阀阀芯；4—节流阀阀芯；5—温度补偿杆

(3) 调速阀的常用产品

调速阀的常用产品见表 6-20。

表 6-20　调速阀的常用产品

类　别	型号	公称压力/MPa	公称通径/mm	公称流量/(L/min)	系列名称	备注
普通调速阀	QF3 型	6.3、16	6、10	6.3～50	①	板式连接
	Q 型	32	8、10、20、32	25～200	②	板式连接
	MSA 型	21	30	160～300	③	管式连接

续表

类　别	型号	公称压力/MPa	公称通径/mm	公称流量/(L/min)	系列名称	备注
单向调速阀	AQF3 型	6.3、16	6、10	6.3～50	①	板式连接
	QA 型	32	8、10、20、32	25～200	②	板式连接

①广州机床研究所中高压系列。②联合设计系列。③引进力士乐（Rexroth）技术系列。

(4) 调速阀的安装使用

① 调速阀（不带单向阀）通常不能反向使用，否则，定差减压阀将不起压力补偿器的作用。

② 流量调整好后，应锁定位置，以免改变调好的流量。

③ 在接近最小流量工作时，建议在调速阀的进口侧设置管路过滤器，以免阀阻塞而影响流量的稳定性。

(5) 调速阀常见故障及其诊断排除

调速阀常见故障及其诊断排除方法见表 6-21。

表 6-21　调速阀常见故障及其诊断排除方法

故障现象	产生原因	排除方法
流量调节失灵	①密封失效 ②弹簧失效 ③油液污染使阀芯卡阻	①拆检或更换密封装置 ②拆检或更换弹簧 ③拆开并清洗阀或换油
流量不稳定	①调速阀进、出口接反，压力补偿器不起作用 ②锁紧装置松动 ③节流口堵塞 ④内泄漏量过大 ⑤油温过高 ⑥负载压力变化过大	①检查并正确连接进、出口 ②锁紧调节螺钉 ③拆洗阀 ④拆检或更换阀芯与密封 ⑤降低油温 ⑥尽可能使负载不变化或少变化

(6) 调速阀节流调速回路

调速阀的优点是流量稳定性好，但压力损失较大。常用于负载变化较大而对速度稳定性又要求较高的定量泵供油节流调速液压回路中。可与溢流阀配合组成串联节流（进口节流、出口节流）和并联（旁路）节流调速回路，只要将图 6-59 所示的节流调速回路中的节流阀用调速阀替代即可得到。

6.4.3　分流集流阀（同步阀）的使用维护

分流集流阀用来保证液压系统中两个或两个以上的执行元件，在承受不同负载时仍能获得相同或成一定比例的流量，从而使执行元件间以相同的位移或相同的速度运动（同步运动），故又称同步阀。按液流方向的不同，分流集流阀有分流阀、集流阀和分流集流阀等类型，还可与单向阀组合构成单向分流阀、单向集流阀等复合阀。分流阀按固定的比例自动将输入的单一液流分成两股支流输出；集流阀按固定的比例自动将输入的两股液流合成单一液流输出；单向分流阀与单向集流阀使执行元件反向运动时，液流经过单向阀，以减小压力损失；分流阀及单向分流阀、集流阀及单向集流阀只能使执行元件在一个运动方向起同步作用，反向时不起同步作用。分流集流阀能使执行元件双向运动都起同步作用。按结构原理不同，分流集流阀又有换向活塞式、挂钩式、可调式及自调式等多种。

(1) 分流集流阀典型结构原理

换向活塞式是分流集流阀的一种典型结构，如图 6-65 所示，其右侧为分流工况，左侧为集流工况。在分流工况时，换向活塞 5 和 6 均处于离开中心的位置，高压油由 P 口进入阀

内后，分两路流向两侧定节流孔 a_1 和 a_2，然后分别流经可变节流孔 b_{A1} 和 b_{A2} 再流入两个执行元件；如果当两个执行元件负载压力相等，即 $p_A=p_B$ 时，液流所遇的阻力相同，则 $q_A=q_B$。当负载压力 $p_A>p_B$ 时，产生 $p_1>p_2$，使阀芯 4 左右两侧所受压力不等，阀芯向右运动，使可变节流孔 b_{A1} 逐渐增大，可变节流孔 b_{B1} 逐渐减小，则 p_1 下降，p_2 升高。当 p_2 升高到与 p_1 相等时，阀芯就停止移动，在新的平衡位置稳定下来。由于在新的位置上固定节流孔后的压力 $p_1=p_2$，所以流量 $q_A=q_B$。

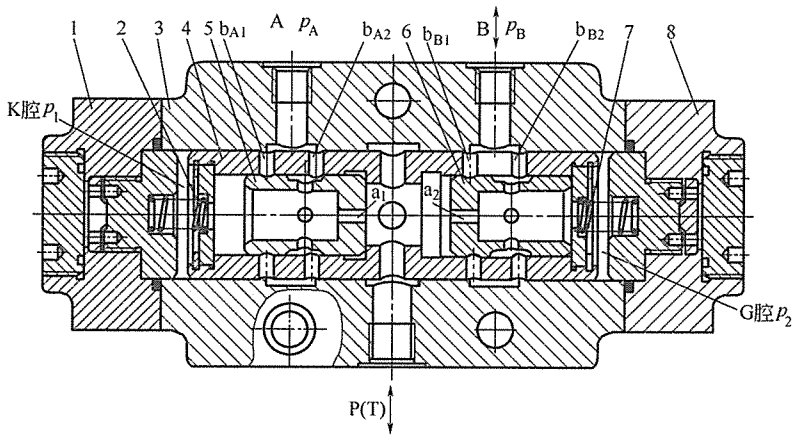


图 6-65　换向活塞式分流集流阀

1,8—端盖；2,7—弹簧；3—阀体；4—阀芯；5,6—换向活塞

在集流工况时，两侧的换向活塞 5 和 6 均靠向中心液流分别由 A 口和 B 口流入，先经一对集流可变节流孔口 b_{A2} 和 b_{B2}，先流经中间油腔 K 和 G，再流过固定节流孔 a_1 和 a_2，集中由 T 口流回油箱。当负载压力 $p_A>p_B$ 时，产生 $p_1>p_2$，使阀芯 4 左右两侧所受压力不等，阀芯向右运动，使集流可变节流孔 b_{B1} 逐渐关小，b_{B2} 逐渐开大，压力 $p_1=p_2$，使阀芯在新的平衡位置稳定下来。两固定节流孔后两端的压力差相等，所以流量 $q_A=q_B$。图 6-66 所示为分流集流阀的图形符号，实物外形如图 6-67 所示。

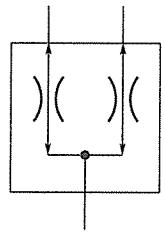


图 6-66　分流集流阀图形符号

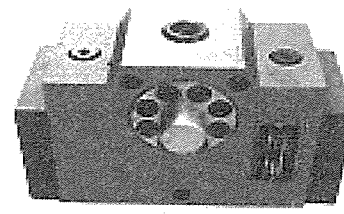


图 6-67　3FJL 系列分流集流阀实物外形

(2) 分流集流阀常用产品

分流集油阀常用产品见表 6-22。

表 6-22　分流集流阀常用产品

名　称	型　号	公称压力/MPa	公称通径/mm	公称流量/(L/min)		速度同步误差/%				生产厂
						A、B 口负载压差/MPa				
				P、O	A、B	≤1.0	≤6.3	≤20	≤30	
分流集流阀	FJL 型	31.5	10、15、20	40、63、100	20、31.5、50	≤0.7	≤1	≤2	≤3	①
单向分流阀	FDL 型									

续表

名　称	型　号	公称压力/MPa	公称通径/mm	公称流量/(L/min)		速度同步误差/%				生产厂
						A、B口负载压差/MPa				
				P、O	A、B	≤1.0	≤6.3	≤20	≤30	
自调式分流集流阀	3FJLZ-L20-130-H型	20		20～130		同步精度1%～3%				②

①上海液二液压件制造有限公司。②四平兴中液压有限公司。

(3) 分流集流阀安装使用注意事项

① 由于通过流量对分流集流阀的同步精度及压力损失影响很大，故应根据同步精度和压力损失的要求，正确选用分流集流阀的流量规格。

② 为避免因泄漏量不同等原因引起同步误差，在分流集流阀与执行元件之间，尽量不接入其他控制元件。但当执行元件在行程中需停止时，为防止因两出口负载压力不相等窜油，应在同步回路中设置液控单向阀（参见6.5节）。

③ 分流集流阀在动态时，难于实现位置同步，因此在负载变化频繁或换向频繁的系统中，不宜采用分流集流阀。

④ 应保证分流集流阀阀芯轴线为水平方向安装，以免因阀芯自重影响同步精度。

⑤ 由于分流集流阀的左右两侧零件通常为选配组装方式，故为了保证同步精度，当出现故障清洗维修后，各零件应按原部位、方向安装。

⑥ 分流集流阀主要用于液压系统中2～4个执行元件的速度同步或控制2个执行元件按一定的速度比例运动。其应用回路参见6.5节。

(4) 分流集流阀常见故障及其诊断排除

分流集流阀常见故障及其诊断排除方法见表6-23。

表6-23　分流集流阀常见故障及其诊断排除方法

故障现象	产生原因	排除方法
同步失灵(几个执行元件不同时运动)	油液污染或油温过高致使阀芯和换向活塞径向卡阻	拆检并清洗阀芯和换向活塞，换油，采取降温措施
同步精度低	油液污染或油温过高致使阀芯和换向活塞轴向卡紧，使用流量过小和进、出油口压差过小	拆检并清洗阀芯和换向活塞，换油、采取降温措施，使用流量应大于公称流量的25%，进、出口压差不应小于0.8～1MPa
执行元件运动终点动作异常	常通小孔堵塞	拆检并清洗阀

6.5 其他常用液压基本回路的使用维护及故障诊断

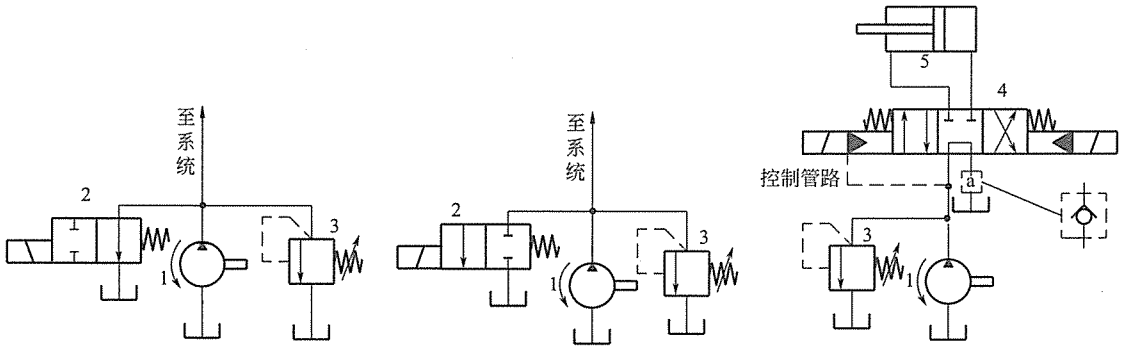
6.5.1 卸荷回路

液压泵在空载（或输出功率很小）的工况下运转，称为卸荷。卸荷的目的是使液压执行元件及其驱动的工作装置短时间停歇或停止运动时，减少功率损耗，降低系统发热，避免因泵频繁启、停而影响泵的寿命。

(1) 换向阀卸荷回路

图6-68所示为采用换向阀的三种卸荷回路，因利用换向阀机能直接卸荷，故换向阀的流量规格必须与液压泵的流量规格相符。在图6-68(a)所示的回路中，二位电磁阀（常开H型机能）2处于图示位置，液压泵1卸荷；电磁铁通电使阀2切换至左位时，泵1升压。图6-68(b)所示卸荷回路，二位电磁阀（常闭O型机能）2处于图示位置，液压泵1升压；

电磁铁通电使阀 2 切换至左位时，泵 1 卸荷。图 6-68(c) 所示卸荷回路，三位电磁阀 4 的控制压力油取自液压泵出口，图示位置，阀 4 处于中位，液压泵 1 卸荷，缸 5 停止；当右端或左端电磁铁通电时，泵 1 均升压，缸 5 实现前进或后退运动。



(a) 常开二位电磁阀断电时卸荷　(b) 常闭二位电磁阀通电时卸荷　(c) 三位电磁阀中位时卸荷

图 6-68　利用换向阀机能的卸荷回路及其故障排除

1—液压泵；2—二位电磁阀；3—溢流阀；4—三位电磁阀；5—液压缸

此类回路常见故障及其排除方法如下。

① 回路不卸荷 [图 6-68(a)、(b)]。图 6-68(a) 所示回路的故障原因可能是二位电磁阀 2 的阀芯卡死在通电位置，或者是弹簧力不足、弹簧折断及漏装，不能使阀芯复位，检查弹簧，更换或补装即可。图 6-68(b) 所示回路则可能是因电路故障致使其电磁铁未能通电的缘故，二位电磁阀 2 的阀芯卡死在断电位置，或者是弹簧力过大，不能使阀芯换位，检修电路故障或检查更换弹簧即可。

② 不能彻底卸荷 [图 6-68(a)、(b)、(c)]。故障原因是阀 2 和阀 4 的规格（额定流量或通径）选得过小，故将阀 2 和阀 4 更换为与液压泵 1 额定流量相当的阀即可；若阀 2 或阀 4 为手动操纵阀，则可能是因定位不准，换向不到位，使 P→T 的油液不能畅通无阻，背压大，酌情处理即可。

③ 需要卸荷时有压，需要有压时卸荷 [图 6-68(a)、(b)]。故障原因可能是拆修时，将阀 2 的阀芯装反，即图 6-68(a) 常开阀 2 错装成常闭，图 6-68(b) 常闭阀装成常开。只要将二位阀拆开，将阀芯调头装配即可。

④ 液压缸不能及时换向 [图 6-68(c)]。回路利用电液动阀 4 的 M 型（也可以是 H 型、K 型）中位机能卸荷。由于中位时泵的压力卸为零，待卸荷结束发出换向信号（某一电磁铁通电）后，要经一定延时后，才能使控制管路中的油液压力从零升至可使阀 4 中液动主阀换向所需的压力，从而造成液压缸不能及时换向。为确保一定的控制压力（通常＞0.3MPa），可在图 6-68(c) 中 a 处加装一起背压作用的阀（单向阀、溢流阀或顺序阀均可），以保证阀 4 控制油压的大小，使换向及时可靠。

(2) 先导式溢流阀卸荷回路

如图 6-69 所示，在先导式溢流阀 3 的遥控口外接一小流量二位二通电磁换向阀 2，阀 2 断电处于图示位置时，阀 3 的遥控口与油箱相通，泵 1 输出的液压油以很低的压力经阀 3 返回油箱，实现卸荷。阀 2 通电切换至

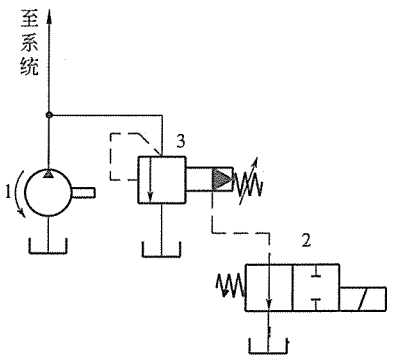


图 6-69　先导式溢流阀远程卸荷回路

1—液压泵；2—二位二通电磁换向阀；3—溢流阀

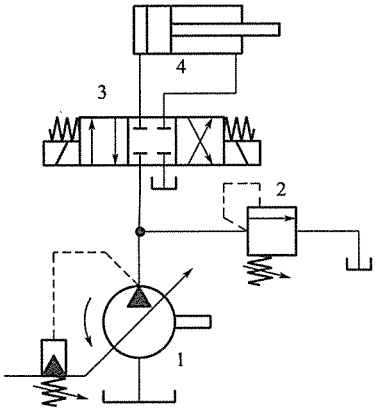


图 6-70　压力补偿变量泵卸荷回路

1—变量泵；2—溢流阀；3—三位四通电磁换向阀；4—液压缸

右位时，液压泵则升压。

(3) 压力补偿变量泵卸荷回路

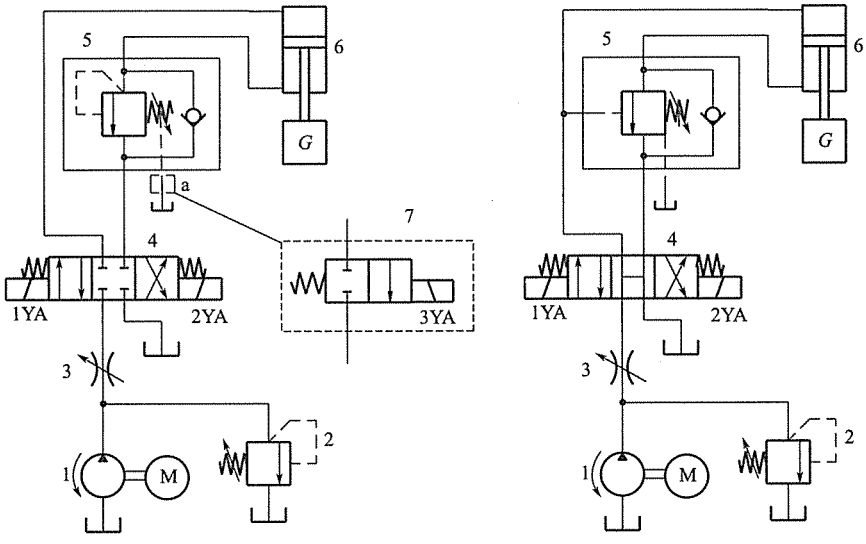
如图 6-70 所示，由于压力补偿变量泵 1 具有低压时输出大流量和高压时输出小流量的特性，故当液压缸 4 的活塞运动到行程端点或换向阀 3 处于图示中位，泵 1 的压力升高到补偿装置所需压力时，泵的流量便自动减至补足液压缸和换向阀的泄漏，此时尽管泵出口压力很大，但因泵输出流量很小，其耗费的功率大为降低，实现了泵的卸荷。回路中的溢流阀 2 作安全阀使用。这种回路在变量工作点有时出现驱动电机电流异常增大严重时可能会烧毁电机的故障，其可能原因主要是变量机构卡阻失灵所致，拆检排除故障即可。

6.5.2　平衡回路

为了防止立式布置的液压缸或垂直运动的工作部件在悬空停止期间由于自重自行下滑，或在下行运动中由于自重造成失控超速不稳定运动，通常应设置平衡回路。平衡回路的作用是在立置液压缸的下行回油路上串联一个产生适当背压的元件，以便与自重相平衡，并起限速作用。

(1) 单向顺序阀（平衡阀）平衡回路

如图 6-71(a) 所示，内控式单向顺序阀 5 设置在液压缸 6 下行的回油路上。当电磁铁 1YA 通电使换向阀 4 切换至左位时，液压缸 6 的活塞向下运动，缸下腔的油液经平衡阀 5 中的顺序阀流回油箱。只要使阀 5 的调压值大于由于活塞及其相连工作部件的重力在缸下腔产生的压力值，则当换向阀处于中位时，活塞和工作部件就能被平衡阀锁住而不会因自重而下降。在下行工况时，限速作用由平衡阀所形成的节流缝隙来实现。这种回路在活塞下行运动时因要克服顺序阀的背压，功率损失较大，且“锁紧”时活塞和与之相连的工作部件会因



(a) 内控式单向顺序阀平衡回路　　(b) 外控式单向顺序阀平衡回路

图 6-71　单向顺序阀平衡回路及其故障排除

1—液压泵；2—溢流阀；3—节流阀；4—三位电磁换向阀；5—单向顺序阀（平衡阀）；6—液压缸；7—二位交流电磁阀

平衡阀和换向阀的泄漏而缓慢下落，故只适用于工作部件重量不大、锁紧定位要求不高的场合。为此，可采用外控式平衡阀组成的平衡回路［图 6-71(b)］，由于平衡阀 5 的调压值基本上与负载大小（即背压）无关，通常只需系统压力的 30%～40%，故功率损失较小；但为了防止因液压缸 6 的活塞下降中超速或出现平衡阀时开时关带来的振动，需在平衡阀和液压缸的回油路之间增设单向节流阀（图中未画出）。

内控式单向顺序阀的平衡回路常见故障现象及其诊断排除方法如下。

① 停位点不准确。一般而言，只要阀 5 中的顺序阀调压值稍大于工作部件自重 G 在液压缸 6 下腔中形成的压力，这样在工作部件停止时，阀 5 关闭，缸 6 就不会自行下滑，可停留在任意位置上；缸 6 下行工作时，阀 5 开启，缸下腔的背压力能平衡自重，不会产生下行超速现象。而实际情况是当限位开关或按钮发出停位信号（电磁铁 1YA 和 2YA 均断电）后，缸还要下滑一段距离后才能停止，即出现停位点不准确的故障。产生这一故障的原因是停位电信号在电路中传递的时间 $\Delta t_{电}$ 太长，电磁阀 4 的换向时间 $\Delta t_{换}$ 长，使发信后要经 $\Delta t_{总}=\Delta t_{电}+\Delta t_{换}$ 时间（约 0.2～0.3s）和缸以运动速度 $v_{缸}$ 下滑位移 $L=\Delta t_{总} v_{缸}$（约 50～70mm）后，缸才能停止。

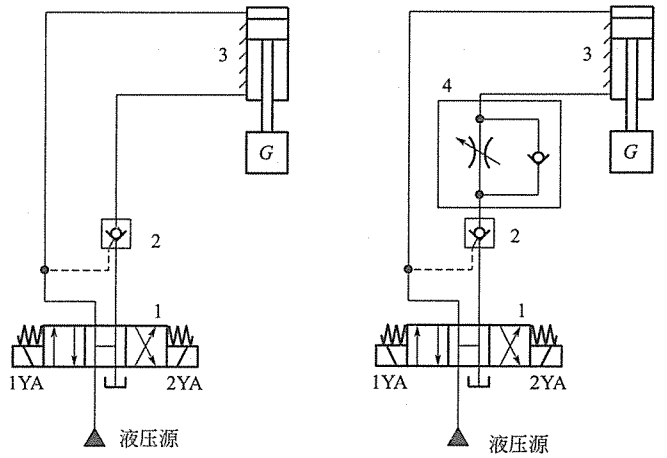
出现下滑说明液压缸下腔的油液在发出停位信号后还在继续回油。当缸 6 瞬时停止和换向阀瞬时关闭时，油液和负载的惯性均会产生冲击压力，两冲击压力之和使缸的下腔产生的总的冲击压力往往远大于阀 5 的调定压力，而将阀 5 中的顺序阀打开，此时尽管阀 4 处于中位关闭，但油液可从阀 5 的外泄油道（a 处）流回油箱，直到压力降为调定值时，故缸下腔的油液要减少一些，必然导致停位点不准确。

解决办法：一是检查控制电路各元器件的动作灵敏度，尽量缩短 $\Delta t_{电}$，此外将阀 4 换为交流电磁阀，可使 $\Delta t_{换}$ 由 0.2s 降为 0.07s；二是在图 6-71(a) 中外泄油道 a 处增设一个二位交流电磁阀 7，并使正常工作时，电磁铁 3YA 通电，停位时 3YA 断电，外泄油道堵死，保证缸 6 下腔回油无处可泄，从而保证液压缸不继续下滑，满足了其停位精度。

② 缸停止（或停机）后缓慢下滑。这主要是液压缸 6 的活塞杆密封的外泄漏、单向顺序阀 5 及换向阀 4 的内泄漏较大所致。解决这些泄漏便可排除此故障。此外，可将阀 5 改为液控单向阀（参见图 6-72），对防止缓慢下滑有益。

(2) 液控单向阀平衡回路

如图 6-72(a) 所示，在液压缸 3 下行时的回油路上安装液控单向阀 2。当电磁铁 1YA



(a) 液控单向阀平衡回路　　(b) 加设单向节流阀的液控单向阀平衡回路

图 6-72　液控单向阀平衡回路

1—三位四通电磁换向阀；2—液控单向阀；3—液压缸；4—单向节流阀

通电使三位四通电磁换向阀 1 切换至左位时，液压源的压力油进入液压缸 3 上腔，并反向导通液控单向阀 2，缸下腔经液控单向阀 2 和阀 1 向油箱排油，活塞向下运动。当电磁铁 1YA 和 2YA 均断电使换向阀 1 处于中位时，液控单向阀迅速关闭，活塞立即停止运动。当电磁铁 2YA 通电使阀 1 切换至右位时，压力油经阀 1、阀 2 进入液压缸下腔，使活塞向上运动。由于液控单向阀通常是锥面密封，泄漏量很小，故这种平衡回路的锁定性好，可有效防止运动部件在停止时的缓慢下落，工作可靠。但有时会出现下述故障。

① 液压缸在轻载下行时平稳性差。此时阀 2 只有在液压缸 3 上腔压力达到其控制压力时才能打开。但轻载时，缸 2 上腔压力较低，故阀 2 关闭，缸 3 停止运动；液压源又不断供油，缸上腔压力又升高，缸 3 又向下运动，负载小又使缸上腔压力下降，阀 2 又关闭，缸 3 又停止运动。如此不断交替出现，缸 3 无法在轻载下平稳下行。

解决方法：在阀 2 和 1 之间的管路上串接单向顺序阀（图中未画出），以提高运动平稳性。

② 液压缸下腔产生增压事故。如果液压缸 3 的上、下腔面积之比 $A_1:A_2$ 大于液控单向阀 2 的控制活塞面积与阀芯上部作用面积之比 $A_3:A_4$ [常用的 IY 型液控单向阀，其 $A_3:A_4=(4.69\sim6.25):1$]，例如 $A_1:A_2\geqslant7:1$，则液控单向阀将永远打不开，此时缸 3 将似一个增压器，缸 3 下腔将大幅增压，即缸下腔压力为上腔压力的 7 倍，造成增压事故。

解决办法：在设计或选用液压缸时，应了解液控单向阀的面积比 $A_3:A_4$ 的数据并合理确定上下腔有效面积，以保证 $A_1:A_2<A_3:A_4$。

③ 液压缸下行过程中发生低频振动。当液压缸活塞杆在重物 G 作用下下降时，因液控单向阀 2 全开，下腔又无背压，所以很可能接近自由落体，重物下降很快，使液压源来不及充满缸的上腔，导致上腔压力降低，甚至产生真空而使液控单向阀关闭。之后，控制压力再一次上升，阀 2 又被打开，活塞又开始下降，即液控单向阀时开时关，且由于管路体积也参与影响，故此现象通常为缓慢的低频振动。

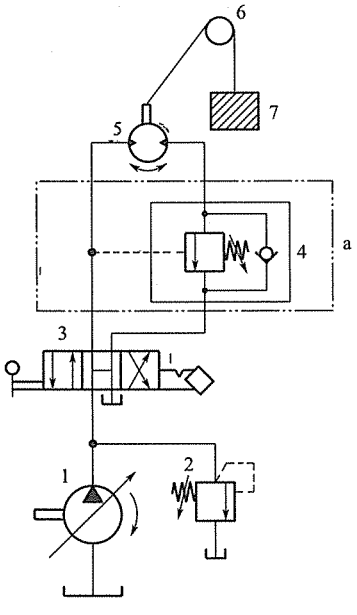


图 6-73　变量泵-定量马达开式容积调速回路及其超速故障排除

1—单向变量泵；2—溢流阀；3—三位四通手动换向阀；4—外控单向顺序阀；5—双向定量液压马达；6—滑轮；7—负载

解决办法：在液控单向阀和液压缸的回油路之间增设单向节流阀 [图 6-72(b)]，通过调节节流阀开度及阻力，在防止缸下降中超速而降低缸上腔压力使液控单向阀时开时关的同时，还可防止液控单向阀的回油腔背压冲击的增大，对提高控制活塞动作稳定性和消除振动有利。

6.5.3　容积调速回路

容积调速回路是通过改变回路中变量液压泵（或变量液压马达）的流量来实现调速的。其主要优点是无节流损失和溢流损失，效率高，发热少。但结构复杂，价格较高。多用于车辆与工程机械及船舶和纺织机械的液压系统中。按油液循环方式不同，容积调速回路有开式和闭式两种。

① 变量泵-定量马达容积调速回路（图 6-73）中，液压马达 5 产生超速运动。由于受被起吊重物的负载 7、外界干扰及换向冲击压力等的影响，双向定量液压马达 5 在加入 a 处的外控单向顺序阀 4 前常产生超速（超限）转动的现象。当回路中加入阀 4 后，即使出现外界扰动的影响，出现液压马达超速转动时，阀 4 的控制压力下降，阀 4 关小液压马达 5 的回油，起出口节流作用，从

而避免了液压马达的超速转动。

② 定量泵-变量马达容积调速回路（图 6-74）中，液压马达制动时不能迅速停住。为使旋转着的液压马达 5 停止转动，即便停止泵向液压马达供油或切断供油通道，但由于液压马达回转件的惯性和负载的惯性使液压马达不能迅速停住。在液压马达的回油路中※处加装一溢流阀 6，使液压马达回油受到溢流阀所调节的压力（背压）产生制动力而被迅速制动。当制动背压超出所调压力，溢流阀打开，又可起到保护作用。所以当液压马达需要准停时，应设置溢流阀制动的回路。

对于变量泵-定量马达容积调速回路（图 6-75），也会出现类似故障，原因同上。在液压马达 6 的回油路中安装一溢流阀 5，使液压马达回油受到溢流阀所调节的压力（背压）产生制动力而被迅速制动。当制动背压超出所调压力，溢流阀打开，又可起到保护作用。在图 6-75 中通过设置单向阀 3 与 4，加上溢流阀 5，可实现马达的双向制动。

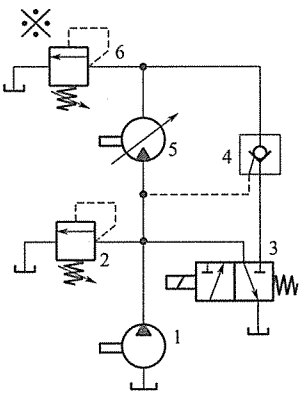


图 6-74　定量泵-变量马达容积调速回路及马达不能迅速停住故障排除

1—定量泵；2,6—溢流阀；3—二位三通电磁阀；4—液控单向阀；5—变量液压马达

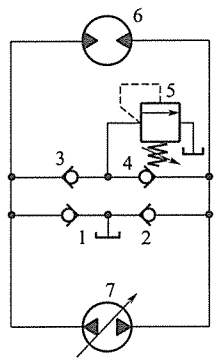


图 6-75　变量泵-定量马达容积调速回路及不能迅速停止和吸空故障排除

1～4—单向阀；5—溢流阀；6—定量液压马达；7—变量液压泵

③ 变量泵-定量马达容积调速回路中，液压马达产生吸空和气穴。

对于图 6-75 的回路，液压马达 6 在制动过程中，虽然泵 7 已停转，但液压马达 6 因惯性而继续回转。此时液压马达变为液压泵工况，由于是闭式回路，必然会产生吸空现象而导致气穴。故在液压马达换向制动等过程中，为防止气穴，增设了单向阀 1 与 2。当液压马达变为液压泵工况而管内油被吸空时，大气压可将油箱内油液通过单向阀 1 或 2 压入管内，作取向补油用，而避免产生气穴。

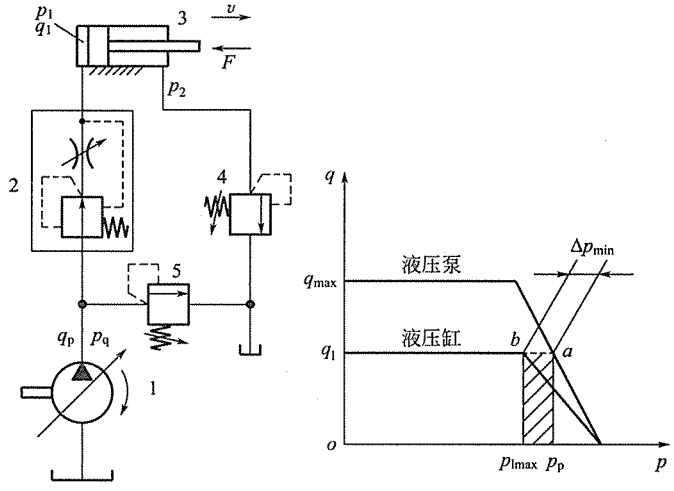
④ 容积调速回路中，液压马达转速下降和输出转矩减小。这是容积调速回路常见故障之一，主要由于设备经较长时间使用后，液压泵与液压马达内部零件磨损或密封失效，产生泵输出流量不够和液压马达内泄漏增大所致。有关产生原因和排除方法按液压马达类型的相关内容进行排除即可。

6.5.4　容积节流调速回路

容积节流调速回路采用压力补偿变量泵供油，用流量控制阀调节进入或流出液压缸的流量来控制其运动速度，并使变量泵的输出流量自动地与液压缸所需负载流量相匹配。这种调速回路没有溢流损失，效率较高，常用于执行元件速度范围较大的中小功率液压系统。

图 6-76(a) 所示为限压式变量泵和调速阀的容积节流调速回路及其调速特性曲线。限压式变量泵 1 的压力油经调速阀 2 进入液压缸 3 无杆腔，回油经起背压作用的溢流阀 4 排回油

箱。液压缸的运动速度 v 由调速阀调节。溢流阀 5 作安全阀用。回路稳定工作时变量泵的流量 q_p 与调速阀的调节流量（负载流量）q_1 相等，$q_p=q_1$。这种回路只有正确调节，才能在节能的同时，使液压缸的运动速度稳定。常见故障及其诊断排除方法如下。



(a) 回路　　(b) 调速特性曲线

图 6-76　限压式变量泵和调速阀的容积节流调速回路及其调速特性曲线

1—限压式变量泵；2—调速阀；3—液压缸；4,5—溢流阀

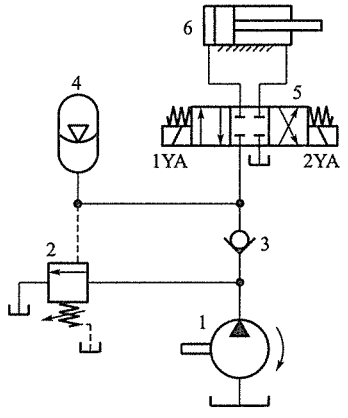


图 6-77　蓄能器作辅助动力源的快速运动回路

1—液压泵；2—卸荷阀；3—单向阀；4—蓄能器；5—三位四通电磁阀；6—液压缸

① 液压缸运动速度不稳定。产生原因主要是泵的限压弹簧螺钉调节不合理，当负载增大引起负载压力 p_1 增大时，则调速阀中的减压阀阀口全开不能正常工作（不起反馈减压作用），此时的调速阀形同一个节流阀，调速阀输出流量随负载压力增高而下降，使活塞运动速度不稳定。解决办法是重新调节泵的限压弹簧螺钉，使调速阀保持 $\Delta p=0.5$MPa 左右的稳定压差。这样，不仅能使活塞运动速度不随负载变化，而且油流经调速阀的功率损失最小。

② 油液发热，功率损失大。产生原因主要是泵的限压弹簧螺钉调节不当，使 $\Delta p=p_p-p_1$ 调得过大，多余的压降损失在调速阀中的减压阀上，增大系统发热。特别是当液压缸大部分时间工作在小负载工况下时，此时泵的供油压力较高，而负载压力又较低，损失在减压阀上的能耗很大，油液温升也大。合理的供油压力应是比负载压力高 0.5MPa 左右。

6.5.5　快速运动回路（增速回路）

快速运动回路的功用是加快液压执行元件空载运行时的速度，缩短机械的空载运动时间，以提高系统的工作效率和充分利用功率。除了采用液压缸差动回路或复合缸进行增速以外，还有如下一些实现快速运动的回路。

(1) 蓄能器作辅助动力源的快速运动回路

如图 6-77 所示，在电磁阀 5 处于中位而液压缸 6 等待期间，液压泵 1 的压力油经单向阀 3 挤入蓄能器 4 而蓄能，直至压力升高打开卸荷阀（外控顺序阀）2，液压泵开式卸荷为止。液压缸运动时，泵和蓄能器一并向缸提供油液，因而实现了缸的快速运动。其常见故障是回路不能实现快速运动，主要是由于蓄能器不能足量补油。

① 如图 6-77 所示，当三位四通电磁阀 5 处于中位，液压泵 1 经单向阀 3 向蓄能器 4 充

液储能时间过短，充液不充分，转入快速运动时提供的压力油流量也就不充分，因此只要确保足够时间给蓄能器充液即可解决此故障。

② 蓄能器 4 本身充气压力偏高，致使蓄能器无法储能。此时，可检测蓄能器的充气压力并适当放气至规定值即可。

(2) 高、低压双泵供油快速运动回路

如图 6-78 所示，在液压缸 8 快速运动时，低压大流量泵 1 输出的压力油经单向阀 3 与高压小流量泵 2 输出的压力油合流进入系统；在缸慢速行程中，系统的压力升高，当压力达到外控顺序阀 7 的调压值时，阀 7 打开使泵 1 卸荷，泵 2 单独向系统供油。系统的工作压力由溢流阀 6 调定，其调定压力必须大于阀 7 的调定压力（高 0.5MPa 以上），否则泵 1 无法卸荷。这种双泵供油回路主要用于轻载时需要很大流量，而重载时却需高压小流量的场合，其优点是回路效率高。高、低压双泵可以是两台独立电机或单台双伸轴电机驱动的独立单泵，也可以是单台电机驱动的双联泵。回路常见故障及其诊断排除方法如下。

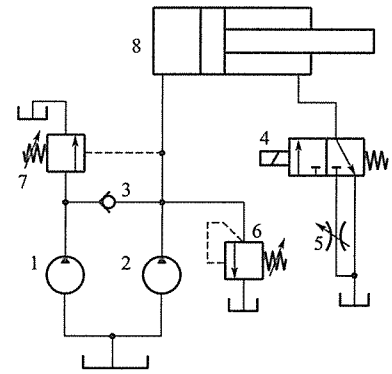


图 6-78 高、低压双泵供油快速运动回路
1—低压大流量泵；2—高压小流量泵；3—单向阀；4—电磁阀；5—节流阀；6—溢流阀；7—外控顺序阀；8—液压缸

① 电机发热严重，甚至烧坏电机。产生原因主要是单向阀 3 卡死在较大开度位置或者阀 3 的阀芯锥面磨损或有较深凹槽，使工进时泵 2 输出的高压油反灌到大流量泵 1 的出油口，使泵 1 的输出负载增大，导致电机的输出功率增加而过载发热，甚至烧坏。实践证明，修复单向阀 3，使之运动灵活，阀芯与阀座密合，即可消除故障。

② 低压大流量泵 1 经常产生泵传动轴断裂现象。原因及解决方法同①。

③ 工作压力不能上升到最高。

a. 溢流阀 6、卸荷阀（外控顺序阀）7 故障，导致系统压力上不去。检修溢流阀 6、卸荷阀 7 或换新即可。

b. 泵 2 使用时间较长，内泄漏较大，容积效率严重下降，泵的有效流量比新泵小很多，此时一般 21MPa 的系统，压力上升到一半左右再也不能上升，修复泵或更换新泵即可排除故障。

c. 液压缸 8 的活塞密封破损，造成油缸高、低压腔部分串腔或严重串腔，造成压力上不去。更换缸的密封即可排除此故障。

④ 低压大流量泵 1 在快进时卸荷或工进时不卸荷。溢流阀 6 和卸荷阀 7 的调压值不当是低压大流量泵 1 在快进时卸荷或工进时不卸荷的主要原因。正确的调节方法是：卸荷阀 7 的设定压力应比快速行程所需的实际压力大 15%～20%，溢流阀 6 的调压值比卸荷阀 7 调压值至少要高 0.5MPa 以上，否则将出现快进时卸荷或工进时不卸荷现象。

6.5.6 速度换接回路（减速回路）

使液压执行元件在一个工作循环中，从一种运动速度变换成另一种运动速度的回路称为速度换接回路，常见的变换包括快、慢速的换接和二次慢速的换接。

(1) 用行程阀实现快、慢速换接的回路

如图 6-79 所示，快、慢速换接回路的工作循环为：快速前进→慢速前进→快速退回。液压缸 7 采用二位四通换向阀 3 换向，液压缸 7 的有杆腔回油路上并联有单向阀 4、节流阀 5 和二位二通行程阀 6。主换向阀 3 处于图 6-79 所示左位时，液压缸 7 快进。当活塞杆所连

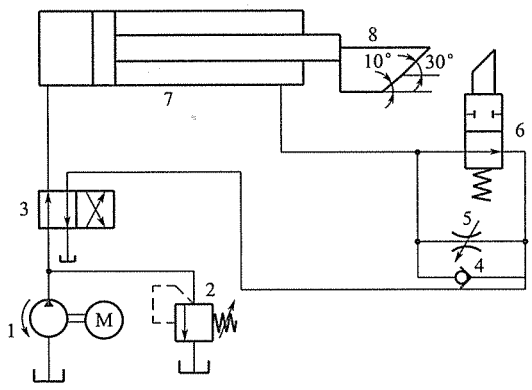


图 6-79　用行程阀实现快、慢速换接的回路

1—定量泵；2—溢流阀；3—二位四通换向阀；4—单向阀；5—节流阀；6—二位二通行程阀；7—液压缸；8—行程挡铁

接的挡铁 8 压下常开的行程阀 6 时，阀 6 关闭（上位），液压缸 7 有杆腔油液必须通过节流阀 5 才能流回油箱（回油节流调速），故活塞转为慢速工进。当阀 3 切换至右位时，压力油经单向阀 6 进入缸 7 的有杆腔，活塞快速向左退回。这种回路的快、慢速的换接过程比较平稳，换接点的位置较准确，缺点是行程阀的安装位置不能任意布置，管路连接较为复杂。若将行程阀 6 改为电磁阀或电液阀，并通过挡块压下电气行程开关来操纵，也可实现快、慢速的换接。

此类回路常见故障及其诊断排除方法如下。

① 节流调速的快、慢速换接回路在工进时产生前冲现象。前冲现象是指快速进给转慢速工进时，液压缸及其驱动的工作机构从高速突然转换到低速，因惯性作用，运动部件要前冲一段距离后，才按所调定的工进速度低速运动。此时称换接精度低。

产生前冲现象的原因有三个方面：一是流量变化太快，流量突变引起泵的供油压力突然升高，产生冲击，对回油节流调速系统，泵压力的突升使液压缸进油腔的压力突升，更加大了出油腔压力的突升，冲击较大；二是速度突变引起压力突变造成冲击，对进口节流调速系统，前腔压力突降，甚至变为负压，对出口节流调速系统，后腔压力突然升高；三是出口节流调速时，调速阀中的定差减压阀来不及起到稳定节流阀前后压差的作用，瞬时节流阀前后的压差大，导致瞬时通过调速阀的流量大，造成前冲。故障排除方法如下。

a. 采用正确的速度转换方法。在实现快进转工进的换向阀（行程阀、电磁阀、电液动阀）中，电磁阀的切换速度快，冲击较大，转换精度较低，可靠性较差，但控制灵活性大。使用带阻尼的电液动阀通过调节阻尼大小，使速度转换的速度减慢，可在一定程度上减少前冲。用行程阀转换，冲击较小。经验证明，如将行程挡铁 8 工作面做成 30°和 10°两个角度（图 6-79）较好：挡铁前端工作面为 30°斜面，以较快速度压下和关小行程阀的滑阀阀芯开口量的 2/3，加快过渡过程的进行；当阀口已经关闭剩余 1/3 时，再由挡铁后段 10°斜面使阀芯缓慢移动，直至切断阀口通道，以减小冲击。在行程阀阀芯的过渡口处开 1～2mm 长的小三角槽，也可缓和快进转工进的冲击。行程阀的转换精度高，可靠性好，但行程阀必须安装在运动部件近旁，连接管路较长，压力损失较大，控制灵活性小，工进过程中越程动作实现困难。采用“电磁阀＋蓄能器”回路，利用蓄能器可吸收冲击压力，但在工进时需切断蓄能器油路，要另外加装电磁阀。

b. 在双泵供油回路快进时（图 6-80），用二位二通电磁阀 5 使大流量泵 1 提前卸荷，减速后再转工进，冲击较小。

c. 在出口节流调速时，提高调速阀中定压差减压阀的灵敏性，或者拆修该阀并采取去毛刺清洗等措施，使定压差减压阀运动自如。

② 快退转停止时产生后座冲击。这一故障的产生原因与行程终点的控制方式以及换向阀主阀芯的机能有关，选用不当造成速度突减使液压缸后腔压力突升，流量的突减使泵的压力突升。另外，还有空气的进入，也会造成后座冲击。

排除方法：一是采用带阻尼可调慢换向速度的电液换向阀进行控制；二是采用动作灵敏

的溢流阀，停止时马上能溢流；三是采用合适的换向阀中位职能，如 Y 型、J 型为好，M 型也可；四是采取防止空气进入系统的措施。

(2) 二次慢速换接回路

如图 6-81 所示，采用两个调速阀和一个二位三通电磁阀进行二次工作进给速度换接。两个调速阀 2 与 3 并联，此两阀可以独立调节各自的流量。通过二位三通电磁阀 4 的通断电改变液压缸 5 的进油通路实现换接：图 6-81 所示状态，电磁阀 4 断电处于左位，压力油经阀 2 和阀 4 进入液压缸 5 的无杆腔，液压缸以第一种速度工作进给（右行），速度大小由阀 2 的开度决定；阀 4 通电切换至右位时，则压力油经阀 3 和阀 4 进入液压缸的无杆腔，液压缸以第二种速度工作进给（右行），速度大小由阀 3 的开度决定。

常见故障是两种速度换接时产生前冲现象。在调速阀 2 工作时，调速阀 3 的通路被封闭，阀 3 进、出口压力相等，此时阀 2 中的减压阀不起减压作用，阀口全开。当转入二工进时，阀 3 的出口压力突然下降，在减压阀阀口尚未关小前，调速阀 3 中的节流阀前后压差很大，瞬时流量增大，造成前冲。同理，调速阀 3 由断开换接至工作状态时，也会产生上述故障。

排除方法：为了避免前冲现象，可将图 6-81 中二位三通电磁阀更换为二位五通电磁阀。当一个调速阀工作时，另一个调速阀仍有油液通过（出口接油箱），此时调速阀前后保持一定压差，使减压阀开口较小，转入工作时，就不会造成两端压差及流量的瞬间增大，因此克服了前冲现象，换接较为平稳，但回路中有一定能量损失。

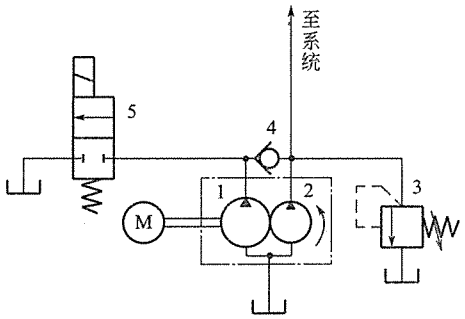


图 6-80　高、低压双泵供油快、慢速换接回路
1—低压大流量泵；2—高压小流量泵；3—溢流阀；4—单向阀；5—二位二通电磁阀

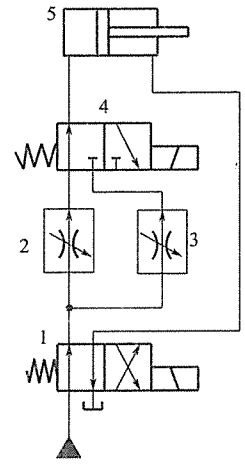


图 6-81　二位三通电磁阀的二次工进速度换接回路
1—二位四通电磁阀；2,3—调速阀；4—二位三通电磁阀；5—液压缸

6.5.7　双缸顺序动作回路

两个液压缸的顺序动作可采用压力控制或行程控制方式实现。压力控制时常采用顺序阀或压力继电器，行程控制时常采用电磁换向阀和电气行程开关。

(1) 压力控制——单向顺序阀的双缸顺序动作回路

此回路中的单向顺序阀应串接在后动作液压缸的进油路上。如图 6-82 所示，液压缸 1 和液压缸 2 的顺序动作要求为：①→②→③→④。单向顺序阀 3 和 4 分别串联在液压缸 1 的动作④和液压缸 2 前进动作②的进油路上，分别控制缸 1 伸出和缸 2 退回动作进油路的开启。由于单向顺序阀 4 的设定压力大于缸 1 的最大前进负载压力，单向顺序阀 3 的设定压力

大于液压缸 2 最大返回负载压力，当换向 5 切换至左位时，液压源的压力油先进入缸 1 的无杆腔，实现动作①，此后，系统压力升高，压力油打开顺序阀 4 进入缸 2 的无杆腔，实现动作②。同样地，当换向阀 5 切换至右位时，两液压缸 1 和 2 按③和④的顺序向左返回，返回中，缸 1 和缸 2 无杆腔的油液分别经阀 4 中的单向阀和阀 3 中的单向阀排回油箱。从而实现了两个液压缸的动作顺序。

此类回路的常见故障是顺序动作错乱，即不能按设定的动作顺序①-②-③-④循环。出现顺序动作错乱，除了顺序阀 3、4 本身的故障原因外，主要故障原因是压力调节不当。因为这种顺序动作回路的可靠性，在很大程度上取决于顺序阀的性能及其压力调整值。正确的调整方法是后动作的阀 4 的调节压力应比缸 1 伸出动作①时的工作压力调高0.8～1MPa，阀 3 的调节压力应比缸 2 后退动作③的工作压力调高 0.8～1MPa，以免系统中的工作压力波动使顺序阀出现误动作。

(2) 压力控制——压力继电器的双缸顺序动作回路

压力继电器应并接在先动作的液压缸进油路上。如图 6-83 所示，回路的顺序动作循环为①→②→③→④。压力继电器 3 和 4 分别并联在液压缸 1 的动作①和液压缸 2 动作③的进油路上，分别控制三位四通电磁换向阀 5 和 6 的电磁铁 3YA 和 2YA。当电磁铁 1YA 通电使阀 5 切换至左位时，缸 1 的活塞右移，实现动作①；当活塞行至终点，回路中压力升高，压力继电器 3 动作使 3YA 通电，阀 6 切换至左位，缸 2 的活塞右移，实现动作②；返回时，1YA、2YA 断电，4YA 通电，缸 2 的活塞先退回，实现动作③；当其退至终点时，回路压力升高，压力继电器 4 动作，使 2YA 通电，缸 1 活塞退回，实现动作④。

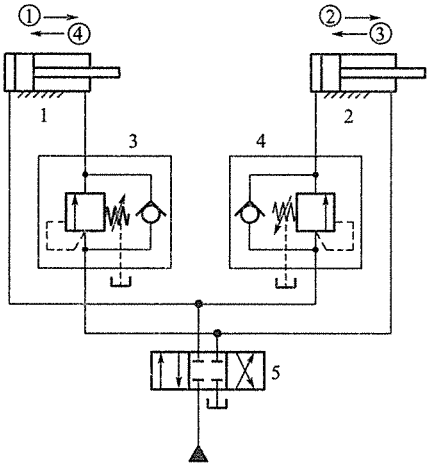


图 6-82　用单向顺序阀的压力控制顺序动作回路

1,2—液压缸；3,4—单向顺序阀；5—三位四通换向阀

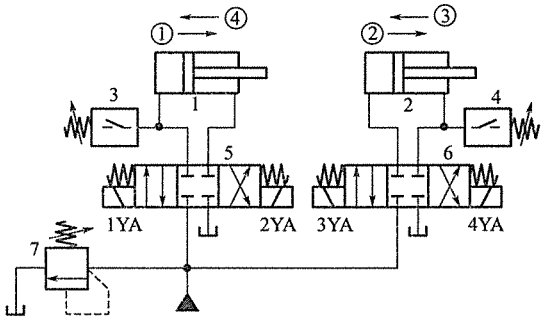


图 6-83　用压力继电器的压力控制顺序动作回路

1,2—液压缸；3,4—压力继电器；5,6—三位四通电磁换向阀；7—溢流阀

此类回路的常见故障是顺序动作错乱。除了压力继电器本身有故障外，主要故障原因是各个控制元件的调节压力不当或者在使用过程中因某些原因而变化。例如为了防止压力继电器 3 在缸 1 伸出未到达行程终点之前就误发信号，压力继电器 3 的调节压力应比缸 1 伸出动作的工作压力大 0.3～0.5MPa。同理，压力继电器 4 的调节压力要比缸 2 退回动作的工作压力大 0.3～0.5MPa。而为了保证顺序动作的可靠性，溢流阀 7 的调整压力要比压力继电器 3 和 4 中调整压力较高的还要高 0.3～0.5MPa。

表 6-24　顺序动作回路电磁铁动作顺序表

信号来源	电磁铁状态			
	1YA	2YA	3YA	4YA
按下启动按钮	+	−	−	−
缸 2 挡块压下行程开关 4	−	−	+	−
缸 5 挡块压下行程开关 7	−	+	−	−
缸 2 挡块压下行程开关 3	−	−	−	+
缸 5 挡块压下行程开关 6	−	−	−	−

(3) 行程控制——行程开关控制电磁换向阀的双缸顺序动作回路

如图 6-84 所示，它以液压缸 2 和 5 的行程位置为依据实现图中①→②→③→④的顺序动作。电磁阀 1 和 8 的通、断电主要由固定在液压缸活塞杆前端的活动挡块触动其行程上布置的电气行程开关来完成。表 6-24 为顺序动作回路电磁铁动作顺序表。

这种顺序动作回路的常见故障是动作顺序错乱。故障分析与排除如下。

① 行程开关故障。因行程开关本身的质量、行程开关安装不牢靠、因多次碰撞触动而松动等原因造成行程开关不能可靠地准确发信，导致顺序动作错乱，可查明原因予以解决。

② 电路故障。如接线错误，电磁铁接线不牢或断线，以及其他电气元件的故障等，造成顺序动作紊乱或不顺序动作，查明原因予以排除。

③ 活塞杆上或运动部件上的活动撞块因磨损或松动不能可靠压下行程开关，或撞块安装紧固位置不对，使行程开关不能可靠地准确发信，造成顺序动作失常，可针对原因逐一排除。

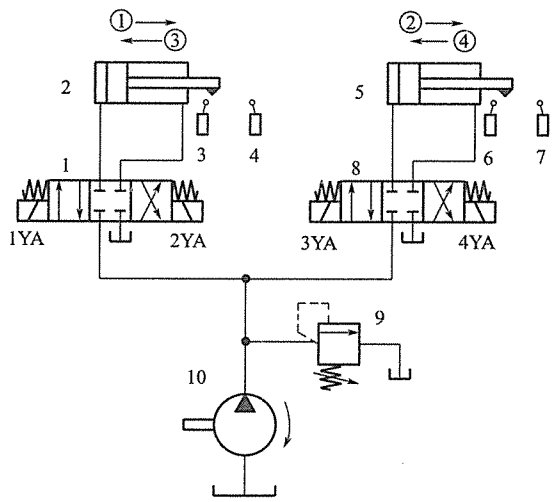


图 6-84　行程开关控制电磁换向阀的双缸顺序动作回路

1,8—三位四通电磁阀；2,5—液压缸；3,4,6,7—行程开关；9—溢流阀；10—液压泵

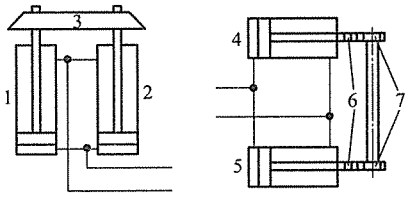
6.5.8　同步动作回路

同步动作回路的功用是保证系统中两个或两个以上的液压执行元件在运动中动作保持一致。泄漏、摩擦阻力、制造误差、外负载以及结构变形等因素都会影响动作的一致性。为此，同步动作回路要尽量克服或减少这些因素的影响，有时要采取补偿措施，清除累积误差，使各执行元件的运动速度和最终达到的位置相同。同步动作回路分为机械连接同步和液压同步两类。

(1) 机械连接同步动作回路

它是将两液压缸的活塞杆用刚性梁、齿轮、齿条或连杆机构等机械零件建立刚性连接，来实现位移同步，是最简单的同步，在液压机的滑块、工程机械的动臂及建筑砌块成型机的脱模机构中获得了广泛应用。图 6-85 所示为两液压缸依靠导轨约束或通过齿轮齿条啮合实现强制同步的回路。

常见故障为两液压缸不同步，有时出现卡滞现象。影响同步精度的因素有滑块偏心负载



(a) 刚性梁　　(b) 齿轮齿条

图 6-85　机械连接同步动作回路

1,2,4,5—液压缸；3—刚性梁；6—齿条（做在活塞杆上）；7—齿轮

较大，且负载不均衡；导轨间隙不当（过大或过小）；机身与滑块的刚性差，产生结构变形；齿轮齿条副制造精度差，或长久使用后磨损变形，间隙过大；中间轴的扭转刚性差等。

排除方法：减小两液压缸偏心负载和不均衡负载，提高装配精度，调整好各种间隙；尽量使两个液压缸靠近，且保证平行放置；增强机身和运动部件（液压机的活动横梁、滑块；装载机、挖掘机、起重机的动臂等）的刚性；对导轨跨距大和偏心负载大又不能减小的机械，可通过适当加长导轨长度，必要时增设辅助导轨的措施提高同步精度（例如在滑块的中部设置刚性导柱，在上横梁的中央辅助导轨内滑动，可大大加长导向距离，提高了导向精度，导轨作用力和比压降低）；合理选择滑动导轨的配合间隙；液压缸与其推动的运动部件之间采用球头连接，以减小偏心负载对同步精度的影响。

(2) 液压缸串联同步动作回路

两液压缸油路串联实现同步的基本条件是缸 1 的排油腔和缸 2 的进油腔面积相同（图 6-86），故两缸可以是双杆缸，也可以是单杆缸。此回路对同样的载荷，系统压力增大，其增大的倍数为串联液压缸的数目。回路简单，能适应较大的偏载，但由于下述原因，常出现两缸不同步故障。

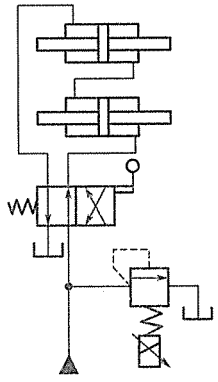


图 6-86　液压缸串联同步动作回路

若两缸串联工作腔面积相同，则理论上可实现同步运动。但在实际中，经常会由于下列因素影响同步精度：两缸制造误差；两缸负载不相等且变化不同；空气混入；两缸内泄漏不一，当缸往复多次后，会造成累积误差。

排除方法：尽量减少两缸制造误差，提高缸装配精度，力求各紧固件、密封件松紧程度一致；松开管接头，边向缸内充油边排气，待油液清洁后再拧紧管接头；加强管路和液压缸的密封，防止空气进入系统；采用带补正装置的同步回路（参见图 6-87）。

图 6-87 所示为带补正装置的串联液压缸同步动作回路。单杆活塞缸 1 有杆腔 a 的有效面积与单杆活塞缸 2 无杆腔 b 的有效面积相等，因而从 a 腔排出的油液进入 b 腔后，两液压缸便同步下降。为了避免误差的积累，回路中的补正装置可使同步误差在每一次下行运动中都得到消除。其原理为：当三位四通电磁换向阀 6 切换至右位时，两液压缸活塞同时下行，若缸 1 的活塞先运动到端点，它就触动行程开关 7，使电磁铁 3YA 通电，阀 5 切换至右位，液压源的压力油经阀 5 和液控单向阀 3 向液压缸 2 的 b 腔补油，推动活塞继续运动到端点，误差即被清除；若缸 2 的活塞先运动到端点，则触动行程开关 8 使电磁铁 4YA 通电，阀 4 切换至上位，控制压力油反向导通液控单向阀 3，使缸 1 的 a 腔通过液控单向阀 3 回油，其活塞即可继续运动到端点，误差也被清除。

(3) 调速阀的液压缸并联同步动作回路

如图 6-88 所示，液压缸 5 和 6 油路并联，其运动速度分别用并联的调速阀 1 和 3 调节。当两个工作面积相同的液压缸同步运动时，通过两个调速阀的流量要调节得相同。当电磁阀 7 通电切换至右位时，液压源的压力油可通过单向阀 2、4 使两缸的活塞快速同步退回。

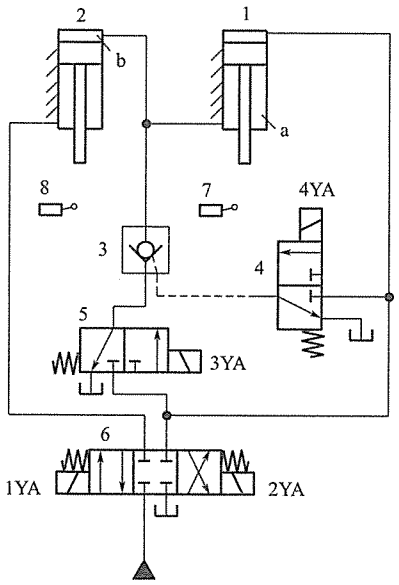


图 6-87　带补正装置的串联液压缸同步动作回路
1,2—液压缸；3—液控单向阀；4,5—二位三通电磁阀；6—三位四通电磁换向阀；7,8—行程开关

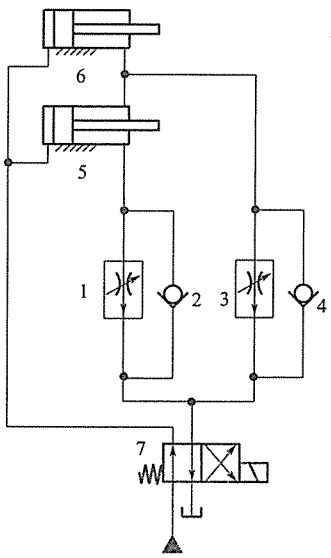


图 6-88　调速阀的液压缸并联同步动作回路
1,3—调速阀；2,4—单向阀；5,6—液压缸；7—电磁阀

常见故障是两液压缸不同步。其原因是两调速阀制造精度及性能差异导致流量不一致；调速阀受油温变化影响，造成进入缸流量差异；两缸负载变化差异；工作油液清洁度影响导致两调速阀节流孔局部阻塞情况各异等。

排除方法：尽可能挑选性能一致的两调速阀，并紧靠缸安装；控制油温，采用带温度补偿的调速阀；避免负载差异和变化频繁的情况；加强油液污染控制，必要时换油；若同步精度要求较高，则可考虑采用分流集流阀（下简称同步阀）或电液伺服及电液比例同步控制。

(4) 同步阀的双缸同步动作回路

如图 6-89 所示，通过输出流量等分的同步阀 3 可实现液压缸 6 和 7 的双向同步运动。当三位四通电磁阀 1 切换至左位时，液压源的压力油经阀 1、单向节流阀 2 中的单向阀、同步阀 3（此时作分流阀用）、液控单向阀 4 和 5 分别进入双缸的无杆腔，实现双缸伸出同步运动；当电磁阀 1 切换至右位时，液压源的压力油经阀 1 进入双缸的有杆腔，同时反向导通液控单向阀 4 和 5，双缸无杆腔经阀 4 和 5、同步阀 3（此时作集流阀用）、阀 1 回油，实现双缸缩回同步运动。此种方法的同步精度一般可达 2%～5%。

产生不同步故障的原因有同步阀同步失灵及误差大；缸的尺寸误差、泄漏及其量值不同；油液污染，造成同步阀节流口堵塞；双缸负载相差过大及负载不稳定且频繁变化而影响同步精度等。

排除方法：检修同步阀，排除其同步失灵和误差大故障；提高缸的制造精度，解决泄漏及其量值不同问题；清洗或换油；尽量避免在双缸负载相差过大及负载频繁变化工况下采用这种方法。

(5) 电液伺服阀的双缸同步动作回路

如图 6-90 所示，分流阀 6 用于粗略同步控制，再由电液伺服阀 5 根据滑轮组上的钢带 8 推动的位置误差检测器（差动变压器 3）的反馈信号，对超前缸的进油路进行旁路放油，实现精确的同步控制。该回路同步精度高（达 0.2mm），可自动消除两液压缸 1 和 2 的位置误

差，伺服阀出现故障时仍可实现粗略同步，这种同步回路的应用实例是液压弯板机系统。可采用小规格伺服阀实现放油，但成本较高，效率低。若用电液比例阀替代其中的电液伺服阀，可降低成本，但同步精度也有所降低。

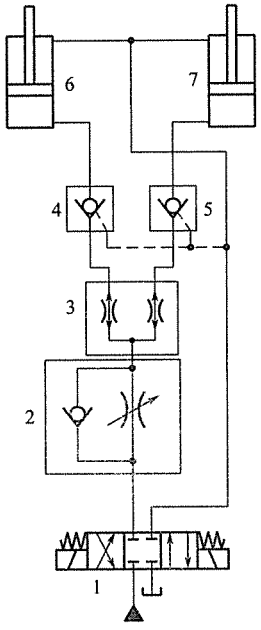


图 6-89　同步阀的双缸同步动作回路
1—三位四通电磁阀；2—单向节流阀；3—同步阀；4,5—液控单向阀；6,7—液压缸

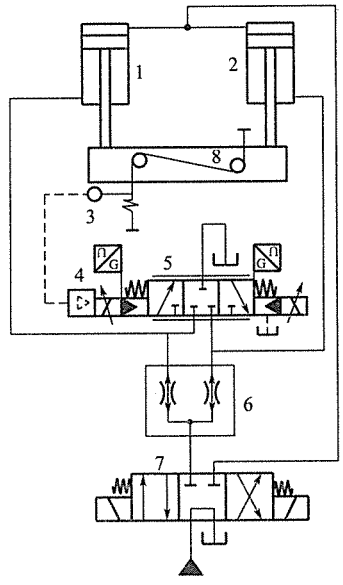


图 6-90　电液伺服阀的双缸同步动作回路
1,2—液压缸；3—差动变压器；4—伺服放大器；5—电液伺服阀；6—分流阀；7—三位四通电磁阀；8—钢带

常见故障是不同步或同步不理想。

排除方法：伺服阀故障，其原因和排除方法见伺服阀有关内容；伺服系统制造精度、刚性和灵敏度差，查明原因逐一排除；由滑轮、钢带及差动变压器组成的同步误差检测装置不良，例如滑轮内孔磨损、钢带拉紧程度不当、差动变压器故障等，检修或更换即可；伺服放大器故障，查明原因修复即可。

(6) 用液压泵的双缸同步动作回路

如图 6-91 所示，两个等排量液压泵 1 和 2 同轴驱动，输出相同流量的油分别供给两个有效工作面积相等的液压缸 3 和 4，实现同步运行。同步运行时，二位四通电磁换向阀 5 和 6 应同时动作。此回路的同步精度比流量控制阀的同步回路要高，但造价较贵，适用于大负载、大容量系统。

(7) 用液压马达的双缸同步动作回路

如图 6-92 所示，两个等排量液压马达 1 和 2 同轴连接，输出相同流量的压力油分别供给两个有效工作面积相等的液压缸 3 和 4，实现同步运行。单向阀 5、6、7、8 和溢流阀 9 组成的交叉溢流补油回路可消除液压缸在行程终点产生的误差，例如双缸同步上行过程中（电磁阀 10 处于左位），若缸 3 的活塞先到达终点并停止运动，缸 4 落后，则液压马达 1 排出的油液经单向阀 5 和溢流阀 9 排回油箱，而液压马达 2 继续向缸 4 输入压力油，推动其活塞继续运动直到行程端点位置。反之，双缸同步下行过程中（电磁阀处于右位），若缸 3 先到达终点并停止运动，缸 4 落后，则缸 4 在液压源压力油作用下继续向下运动，其下腔排出的油液使液压马达 2 转动，并带动液压马达 1 同步旋转，此时，液压马达 1 经单向阀 7 从油

箱吸油，直到缸 4 到达行程端点位置时为止。

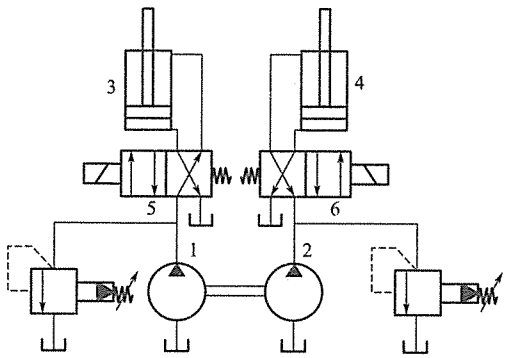


图 6-91　用液压泵的双缸同步动作回路
1,2—定量泵；3,4—液压缸；
5,6—二位四通电磁换向阀

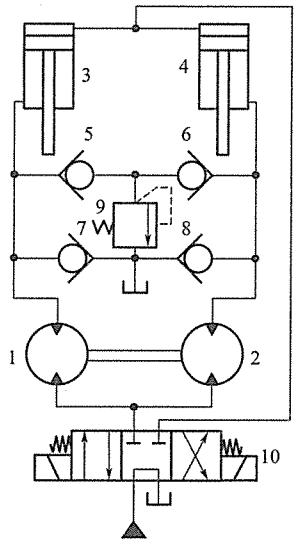


图 6-92　用液压马达的双缸同步动作回路
1,2—双向定量液压马达；3,4—液压缸；
5～8—单向阀；9—溢流阀；10—电磁阀

常见故障是双缸同步性差。原因和排除方法如下。

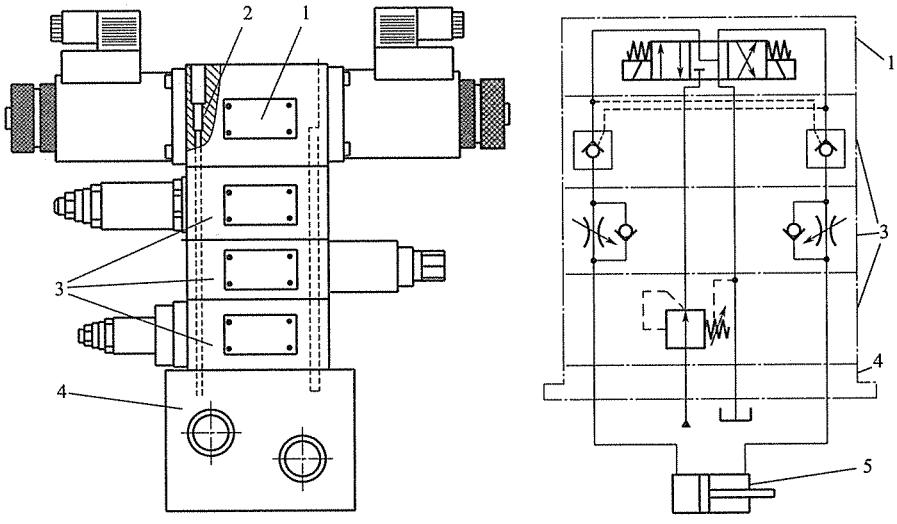
① 两液压马达排量和容积效率有差异导致不同步，应尽量设法使两液压马达排量一致，挑选容积效率差异不大的液压马达并排除两缸泄漏故障。

② 两缸负载的差异及负载不均引起两液压马达前后压差大小和方向不同，导致两液压马达排量的变化，最终导致双缸不同步。两液压马达进口并联，故进口压力相同，但由于通过共轴转动传递转矩，故其压力按平均负载确定。当双缸负载相等时，两液压马达出口压力及前后压差也相同，故内泄漏相近，同步旋转输出流量就很接近。但双缸负载不相等时，两液压马达出口压力和压差就不相同了，而且压差方向也不同，重载缸一侧的液压马达出口压力可能高于进口压力，变成了升压用的第二级泵工况。此时两液压马达的压差方向相反，故它们的内泄漏差别就很大，且双缸同步性也因双缸负载差异越大而变得越差。为此，应避免在双缸负载相差很大的场合采用此回路。

6.6　叠加阀的使用维护及故障诊断

6.6.1　结构原理

叠加阀是在板式阀集成化的基础上发展起来的、以叠加方式连接的新型液压阀。这类阀不仅具有液压阀功能，还起油路通道的作用。因此，由叠加阀组成的液压系统，阀与阀之间不需要另外的连接体，而是以叠加阀阀体作为连接体，直接叠合再用螺栓连接而成。同一通径的各种叠加阀的油口和螺钉孔的大小、位置、数量都与相匹配的板式换向阀相同。因此，同一通径的叠加阀，只要按一定顺序叠加起来，加上电磁控制换向阀，油路即可自行对接，组成各种典型的液压系统。通常一组叠加阀的液压回路只控制一个执行元件（图 6-93）。若将几个安装底板块（也都具有相互连通的通道）横向叠加在一起，即可组成控制几个执行元件的液压系统。由叠加阀组成的液压回路实物外形如图 6-94 所示。

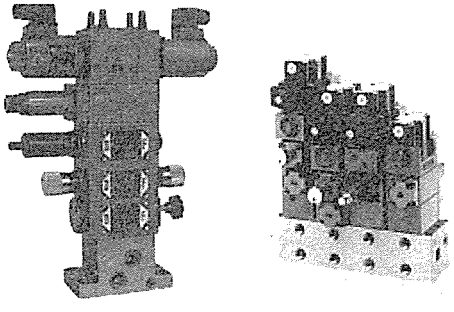


(a) 单摞叠加阀组的组装　　(b) 液压叠加回路

图 6-93　控制一个执行元件的叠加阀及其液压回路

1—板式电磁换向阀；2—螺栓；3—叠加阀；4—底板块；5—执行元件（液压缸）

叠加阀的工作原理与一般板式阀基本相同，但在结构和连接方式上有其特点，故自成体系。叠加阀的阀芯一般为滑阀式或锥阀式结构。每个叠加阀的阀体上必须有 P、T、A、B 等规定用途的共用油道（口）（例子见图 6-95 所示的 ϕ10mm 通径叠加阀连接尺寸），这些油道（口）自阀的底面贯通到阀的顶面，而且同一通径的各类叠加阀的 P、T（即 O）A、B、油道（口）间的相对位置是和相匹配的标准板式换向阀相一致的。故同一种控制阀，如溢流阀，因在不同的油路上起控制作用，就派生出不同的品种，此外，由于结构的限制，叠加阀上的通道多数是采用精密铸造成型的异型孔。



(a) 单摞叠加阀组　　(b) 多摞叠加阀组

图 6-94　叠加阀组的实物外形

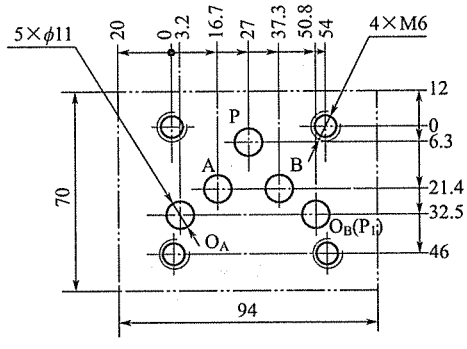
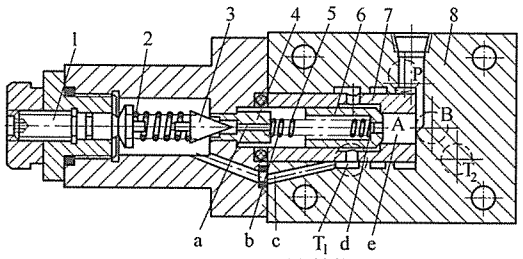


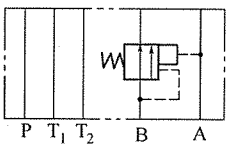
图 6-95　ϕ10mm 通径叠加阀连接尺寸

按功能不同，叠加阀通常分为单功能阀和复合功能阀两大类型。此处仅以单功能的先导叠加式溢流阀为例，简介叠加阀的结构原理。如图 6-96(a) 所示，该溢流阀由先导阀和主阀两部分组成。先导阀用于调节主阀压力，它由调节螺钉 1（或锁柄机构）、调压弹簧 2、锥阀芯 3 及锥阀座 4 等组成。主阀用于溢流，它由前端锥形面的圆柱形主阀芯 6、阀套 7、复位弹簧 5、主阀体 8 及密封圈等组成，构成一个插装单元。叠加式溢流阀在相似的阀体内不同油路配上先导阀部分和主阀组件，即可实现 P、P_1、A、B、AB 等油路的溢流阀功能。该阀工作原理为：压力油从 P 口进入主阀芯右端 e 腔，作用于主阀芯 6 右端，同时通过阻尼小孔 d 进入主阀芯左腔 b，再通过小孔 a 作用于锥阀芯 3 上。当进油口压力小于阀的调整压力时，

先导锥阀芯关闭，主阀芯无溢流；当进油口压力升高，达到阀的调整压力后，锥阀芯开启，液流经小孔 d、a、c 到达出油口 T_1，液流流经阻尼孔 d 时产生压力降，使主阀芯两端产生压力差，此压力差克服弹簧力使主阀芯 6 向左移动，主阀芯开始溢流。通过调节螺钉 1 可压缩弹簧 2，从而调节阀的调定压力。图 6-96(b) 所示为叠加式溢流阀的型谱符号。国产大连组合机床研究所系列 Y_1-F※10D3-P/T 型叠加式溢流阀及油研（Yuken）系列、威格士（Vickers）系列和力士乐（Rexroth）系列的叠加式先导溢流阀均为此类结构。图 6-97 所示为一种叠加式溢流阀的实物外形。



(a) 结构原理



(b) 型谱符号

图 6-96　先导叠加式溢流阀

1—调节螺钉；2—调压弹簧；3—锥阀芯；4—锥阀座；5—复位弹簧；6—主阀芯；7—阀套；8—主阀体

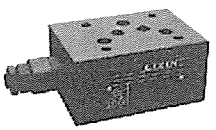


图 6-97　叠加式溢流阀实物外形

6.6.2　常用产品

叠加阀常用产品见表 6-25。

表 6-25　叠加阀常用产品

系列名称	概况	主要技术参数		生产厂
		公称压力/MPa	公称通径/mm	
大连组合机床研究所系列	由大连组合机床研究所开发。连接尺寸符合国际标准。与国外同类产品相比，通径齐全(共 5 个)，其中有一些机床行业所需的新型阀(如顺序节流阀、电动单向调速阀等)	20	6、10、16、20、32	①②③
榆次油研系列	按日本油研(Yuken)公司当前技术合资生产，通径共有 4 个。结构合理，性能参数优越，质量可靠	25	6、10、16、20	④
力士乐系列	我国从德国力士乐(Rexroth)公司引进许可证生产，连接尺寸符合国际标准，通径规格共 4 个，具有体积小、压力高、通流能力强等特点	31.5	4、6、10、16、22	⑤⑥⑦

①沈阳液压件二厂。②江苏省海门市液压件厂有限责任公司。③浙江象山液压气动工业公司。④榆次油研液压有限公司。⑤北京华德液压集团公司液压阀分公司。⑥上海立新液压有限公司（上海立新液压件厂）。⑦沈阳液压件制造有限公司（原沈阳液压件厂）。

注：各系列叠加阀均有相应基块（底板块）图纸或产品可供。

6.6.3　应用特点

由于叠加阀的连接尺寸及高度已经标准化［国际标准 ISO 4401（国家标准 GB/T 8099）和 ISO 7790］，从而使叠加阀具有更广的通用性及互换性。叠加阀目前已在机床、化工与塑机、冶金机械、工程机械等行业获得了广泛应用。叠加阀液压系统的标准化、通用化、集成化程度高，设计、加工、装配周期短；结构紧凑、体积小、重量轻、占地面积小；便于通过

增减叠加阀实现液压原理的变更，系统重新组装方便迅速；配置形式灵活；由于属无管连接结构，故消除了因管件间连接引起的漏油、振动和噪声，外形整齐美观，系统使用安全可靠，维修容易。但叠加阀通径较小，可组成的液压回路形式较少，不能满足较复杂和大功率的液压系统的需要。

6.6.4 使用要点

在选用叠加阀并组成叠加阀液压系统时，应注意如下问题。

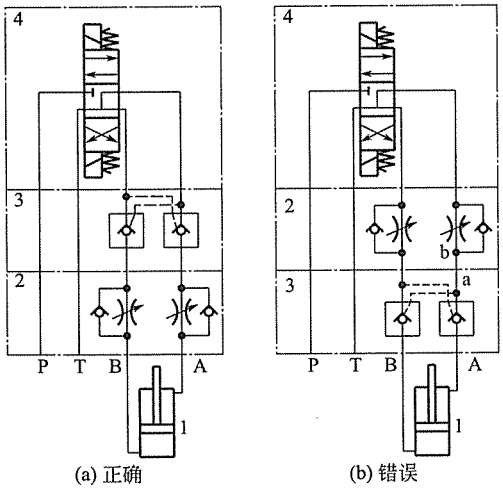
① 应优先选用型号新、性能稳定、品种齐全、质量可靠的叠加阀产品。

② 一组叠加阀回路中的换向阀、叠加阀及底板块的通径规格及安装连接尺寸必须一致，并符合相关标准规定。

③ 合理进行组合配置，以防动作干扰。

a. 液控单向阀与单向节流阀组合。如图 6-98(a) 所示系统，液控单向阀 3 与单向节流阀 2 进行组合，这种系统应使单向节流阀靠近执行元件（液压缸 1)。反之，若按图 6-98(b) 配置，则当 B 口进油、A 口回油时，由于单向节流阀 2 的节流效果，在回油路的 a-b 段会产生压力，当液压缸 1 需要停位时，液控单向阀 3 不能及时关闭，并且有时还会反复开关，使液压缸产生冲击。

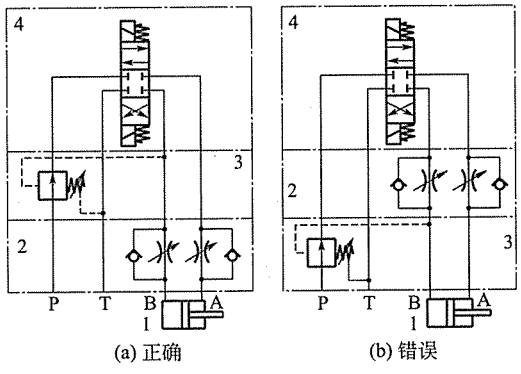
b. 减压阀和单向节流阀组合。如图 6-99(a) 所示系统，在 A、B 油路中都采用单向节流阀 2，而 B 油路采用减压阀 3。这种系统应使节流阀靠近执行元件（液压缸 1)。若按图 6-99(b) 配置，则当 A 口进油，B 口回油时，由于节流阀的节流作用，使液压缸 B 腔与单向节流阀之间这段油路的压力升高。这个压力又去控制减压阀，使减压阀减压口关小，出口压力变小，造成供给液压缸的压力不足。当液压缸的运动趋于停止时，液压缸 B 腔压力又会降下来，控制压力随之降低，减压阀口开度加大，出口压力又增加。这样反复变化，会使缸运动不稳定，还会产生振动。



(a) 正确　　(b) 错误

图 6-98　液控单向阀与单向节流阀组合

1—液压缸；2—单向节流阀；3—液控单向阀；4—三位四通电磁换向阀



(a) 正确　　(b) 错误

图 6-99　减压阀和单向节流阀组合

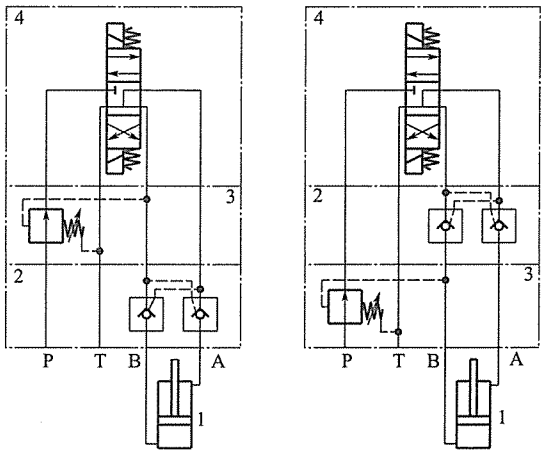
1—液压缸；2—单向节流阀；3—减压阀；4—三位四通电磁换向阀

c. 减压阀与液控单向阀组合。如图 6-100(a) 所示，系统为 A、B 油路采用液控单向阀 2，B 油路采用减压阀 3。这种系统中的液控单向阀应靠近执行元件（液压缸 1)。若按图 6-100(b) 布置，由于减压阀 3 的控制油路与液压缸 B 腔和液控单向阀之间的油路接通，液压缸 B 腔的油可经减压阀泄漏，使缸在停止时的位置无法保证，失去了设置液控单向阀的意义。

d. 回油路上调速阀、节流阀、电磁节流阀的位置。回油路上的出口调速阀、节流阀、电磁节流阀等，其安装位置应紧靠主换向阀，这样在调速阀等之后的回路上就不会有背压产生，有利于其他阀的回油或泄油畅通。

e. 压力测定。在叠加阀式液压系统中，若需要观察和测量压力，需采用压力表开关。压力表开关应安放在一组叠加阀的最下面，与底板块相连。单回路系统设置一个压力表开关；集中供液的多回路系统并不需要每个回路均设压力表开关。在有减压阀的回路中，可单独设置压力表开关，并置于该减压阀回路中。

f. 安装方向。叠加阀原则上应垂直安装，尽量避免水平安装方式。叠加阀叠加的元件越多，重量越大，安装用的贯通螺栓越长。水平安装时，在重力作用下，螺栓发生拉伸和弯曲变形，叠加阀间会产生渗油现象。



(a) 正确　　(b) 错误

图 6-100　减压阀和液控单向阀组合

1—液压缸；2—液控单向阀；3—减压阀；4—三位四通电磁换向阀

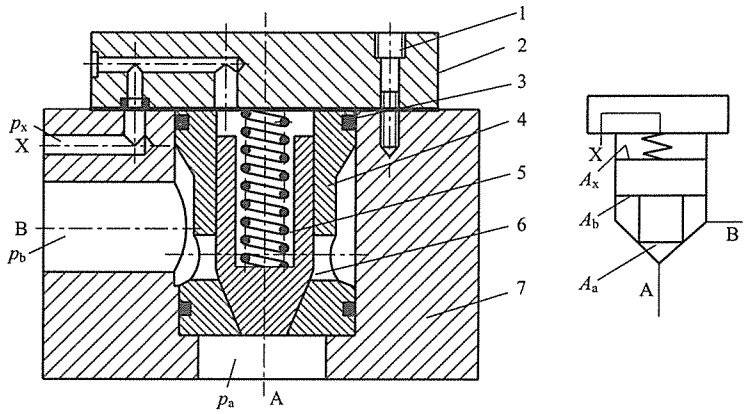
④ 故障诊断。由于叠加阀本身既是液压元件，又是通道，故本章 6.2 节至 6.4 节所介绍的普通液压阀的常见故障及其诊断排除方法完全适用于叠加阀。

6.7 插装阀的使用维护及故障诊断

二通插装阀简称插装阀，其基本核心元件是插装元件。将一个或若干个插装元件进行不同组合，并配以相应的先导控制级，可以组成方向控制、压力控制、流量控制或复合控制等控制单元（阀）。由于插装阀的基本构件标准化、通用化、模块化程度高，通流能力大（流量可达 18000L/min 以上），故适用于高压（超过 21MPa）大流量（超过 150L/min）液压系统。插装阀有螺纹式及盖板式两类，后者较为常用。

6.7.1 结构原理

图 6-101(a) 所示为盖板式二通插装阀的结构组成，阀本身无阀体，其主要构件有插装



(a) 结构原理　　(b) 图形符号

图 6-101　盖板式二通插装阀的结构组成

1—螺栓；2—控制盖板；3—密封件；4—阀套；5—弹簧；6—阀芯；7—通道块（集成块）

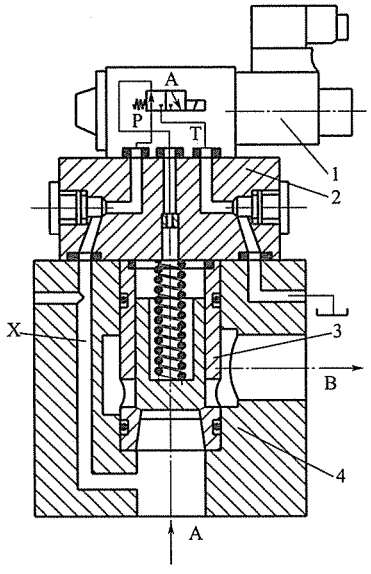


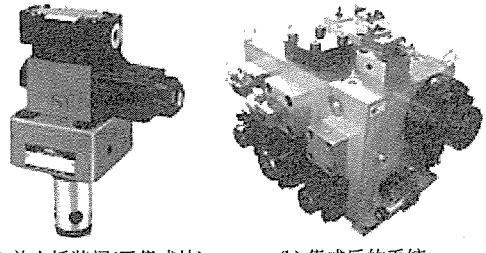
图 6-102　典型盖板式二通插装阀
1—先导控制阀；2—控制盖板；3—插入组件；4—通道块（集成块）

单元、控制盖板、先导控制阀（图中未画出）三部分。插装单元（简称插件）[含阀套 4、阀芯（锥阀或滑阀）6、弹簧 5 及密封件 3 等] 插装在有两个主油口 A 和 B 的通道块 7 标准化腔孔内，并由装在通道块上的控制盖板 2（通过螺栓 1 连接紧固）的下端面压住及保持到位，控制盖板上有控制口 X，与插装单元上腔相通。装在控制盖板 4 上端面不同的先导控制阀（图中未画出），发出的控制压力信号，对插装单元的启闭起控制作用，以实现具有两个主油口 A 和 B 的完整液压阀功能。插件上配置不同的控制盖板和不同的先导控制阀，即可实现不同的工作机能，构成大流量的插装方向控制阀、插装流量控制阀和插装压力控制阀等。插件、先导阀及控制盖板集成为一体的完整插装阀示例如图 6-102 所示。通道块中的钻孔通道，将两个主油口连到其他插件或者连到工作液压系统；通道块中的控制油路钻孔通道也按希望连到控制油口 X 或其他信号源。故将若干个不同工作机能的插件安装在同一通道块内，实现集成化（图 6-103），即可组成所需的液压系统。

插装阀的基本动作原理是施加于控制口 X 的控制压力 p_x 作用于阀芯的大面积 A_x 上，通过与主油口 A 及 B 侧压力产生的力比较，实现阀的开关（启闭）动作，如图 6-104 所示（文字符号意义同图 6-101），设油口 A、B、X 的作用面积和油液压力分别为 A_a、A_b、A_x 和 p_a、p_b、p_x。面积关系 $A_x=A_a+A_b$。若只考虑复位弹簧的弹簧力 F_S，而忽略液动力、阀的重力、摩擦力等因素的影响，则阀芯上、下两端的作用力 F_x 和 F_w 分别为

$$F_x=F_s+p_xA_x \tag{6-3}$$

$$F_w=p_aA_a+p_bA_b \tag{6-4}$$



(a) 单个插装阀(无集成块)　　(b) 集成后的系统

图 6-103　插装阀及其系统实物外形

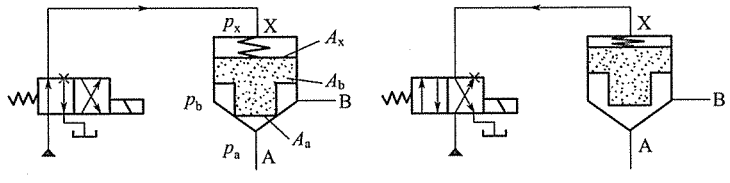
当 $F_x>F_w$ 时，即

$$p_x>(p_aA_a+p_bA_b-F_s)/A_x \tag{6-5}$$

时，插装阀阀口关闭 [图 6-104(a) 所示的二位四通电磁换向先导阀断电处于左位时的状态]，油路 A、B 不通。

当 $F_x<F_w$ 时，即

$$p_x<(p_aA_a+p_bA_b-F_s)/A_x \tag{6-6}$$



(a) 关闭状态　　(b) 开启状态

图 6-104　插装阀基本动作原理

时，插装阀阀口开启［图 6-104(b) 所示的先导阀通电切换至右位时的状态］，油路 A、B 接通。

当 $F_x=F_w$ 时，阀芯处于某一平衡位置。

综上所述可见：

① 插装阀的工作原理是依靠控制口 X 的油液压力 p_x 的大小来启闭的，p_x 大时，阀口关闭；p_x 小时，阀口开启。

② 通过改变 p_x 即可控制油口 A、B 间的通断、液流方向和压力。当控制油口 X 接油箱（卸荷），阀芯下部的液压力超过上部弹簧力时，阀芯被顶开，此时液流的方向，视 A、B 口的压力大小而定，$p_a>p_b$ 时液流流向为 A→B，$p_a<p_b$ 时液流流向为 B→A。当控制口 X 接通压力油，且 $p_x\geqslant p_a$、$p_x\geqslant p_b$ 时，则阀芯在上、下端压力差和弹簧力的作用下关闭油口 A 和 B。由图 6-104 容易看出，若采取机械或电气等方式控制阀芯的开启高度（即阀口开度），即可控制主油路流量。

③ 由盖板引出的控制压力信号 p_x 控制着插装阀阀口的启闭状态。故通过插装单元与不同的控制盖板、各种先导控制阀进行组合，改变 p_x 的连接方式即可改变阀的功能，既可用于压力控制，也可用于方向和流量控制。在作压力阀用时，工作原理与普通压力阀相同。作方向阀用时，因一个插件仅有两个通油口、两种工作状态（阀口开启或关闭），故实际使用时需两个插件并联组成三通回路，两个三通回路并联组成四通回路，至于回路的通断情况（机能）则取决于先导控制阀。作流量阀用时，通过控制阀口开度大小来实现。

6.7.2 典型组合

(1) 插装方向阀

插装方向阀由插件与换向导阀组合而成。

① 插装单向阀和液控单向阀　如图 6-105(a) 所示，将控制腔 X 直接与 A 口或 B 口连通，即构成插装单向阀。连接方法不同其导通方式也不同：若 X 与 A 连接，则 B→A 导通，A→B 截止；若 X 与 B 连接，则 A→B 导通，B→A 截止。在控制盖板上接一个二位三通液动换向阀来变换 X 腔的压力，即成为液控单向阀［图 6-105(b)］。当液动阀 K 口未接控制油而使该阀处于图 6-105(b) 所示左位时，X 与 B 连接，则 A→B 导通，实现正向流动；当液动阀 K 口接控制油而使该阀切换至右位时，X 接通油箱而卸荷，则 B→A 导通，实现反向或正向流动。

② 二位二通插装换向阀　它由一个插件和一个二位三通电磁阀构成，其中电磁阀用来转换 X 腔压力。在电磁阀断电处于图 6-106 所示左位时，X 与 B 连接，则 A→B 导通，B→A 截止；在电磁阀通电切换至右位时，因 X 腔接通油箱而卸荷，故 B→A 或 A→B 导通。

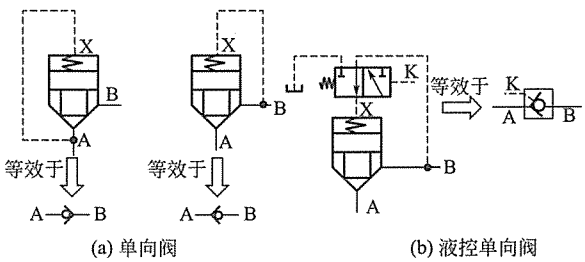


图 6-105　插装单向阀和液控单向阀

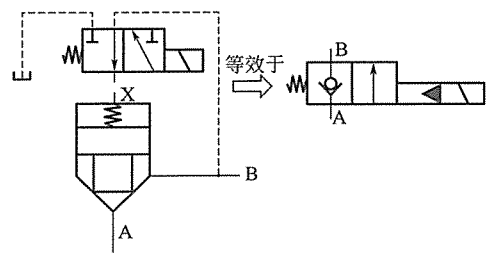
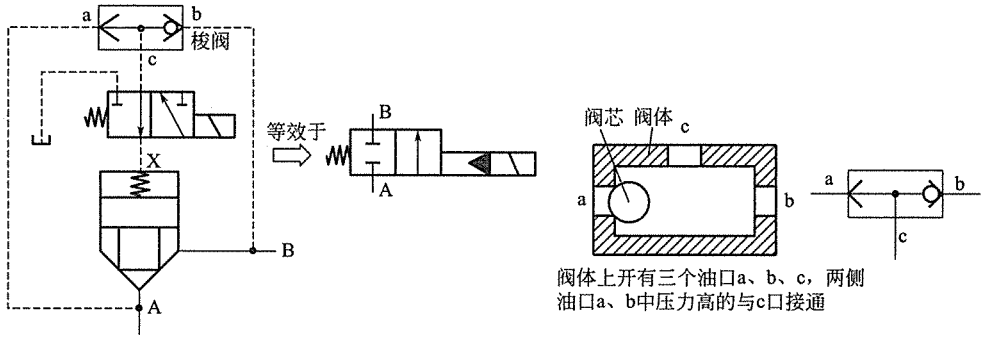


图 6-106　二位二通插装换向阀

若要使双向都能关闭，如图 6-107(a) 所示，可通过在控制油路中加一个梭阀［结构原理和图形符号见图 6-107(b)］来实现，此处梭阀的作用相当于两个单向阀，只要二位三通

电磁阀不通电，则无论通过油口 A、B 哪个压力高，插装阀始终可靠地关闭。



(a) 插装换向阀　　(b) 梭阀

图 6-107　双向都能关闭的二位二通插装换向阀

③ 三通和四通插装换向阀　三通阀由两个插件和一个电磁先导阀构成。四通阀由四个插件及相应的电磁先导阀组成。图 6-108 所示为用一个二位四通电磁先导阀来对四个插件进行控制的二位四通插装换向阀，它等效于二位四通的电液换向阀。基于这一原理构成的三位四通电液换向阀（O 型中位机能）如图 6-109 所示，它用一个三位四通电磁先导阀来对四个插件进行控制。

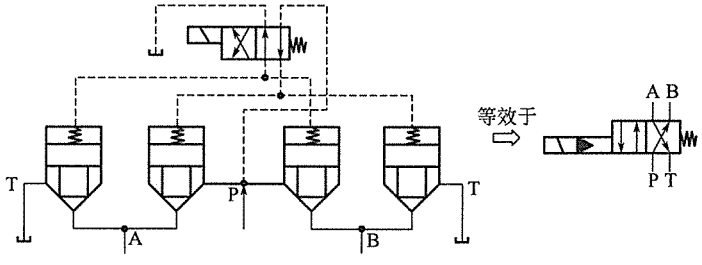


图 6-108　二位四通插装换向阀

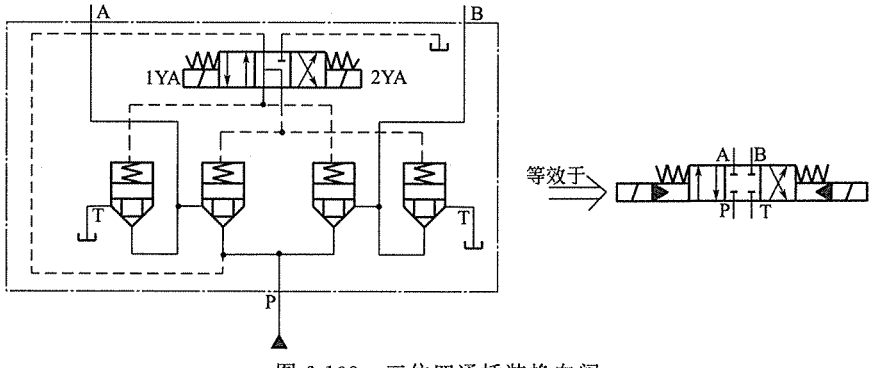


图 6-109　三位四通插装换向阀

(2) 插装压力阀

插装溢流阀由带阻尼孔的插件和先导压力阀组成（图 6-110），A 腔压力油经阻尼孔进入控制腔 X，并与先导压力阀进口相通，B 腔接油箱，这样插件的开启压力可由先导压力阀来调节。其工作原理与先导溢流阀完全相同，当 B 腔不接油箱而接负载时，即变成一个顺序阀了。图 6-111 所示为插装减压阀，其阀芯采用常开的滑阀式阀芯，B 和 A 分别为进、出

油口，A 口的压力油经阻尼孔后与控制腔 C 及先导压力阀进口相通，其原理与普通先导式减压阀相同。

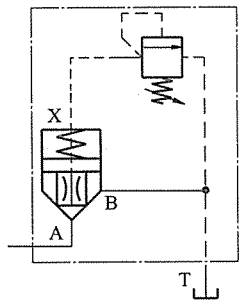


图 6-110　插装溢流阀

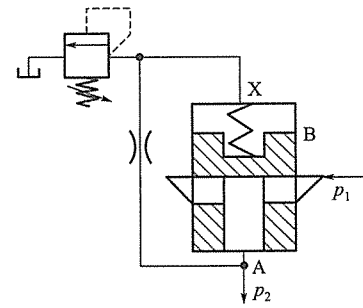
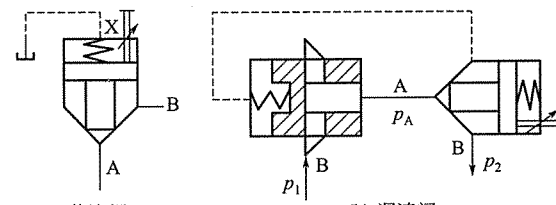


图 6-111　插装减压阀

(3) 插装流量阀

如前所述，若采取机械或电气等行程调节机构控制插件的开启高度（即阀口开度），以改变阀口的通流面积的大小，即可控制主油路流量，则插件可起流量控制阀的作用。图 6-112(a) 即为插装节流阀，图 6-112(b) 为在节流阀前串接一滑阀式减压阀，减压阀阀芯两端分别与节流阀进、出油口相通，利用减压阀的压力补偿功能来保证节流阀两端的压差不随负载的变化而变化，这样就成为一个调速阀。



(a) 节流阀　　(b) 调速阀

图 6-112　插装节流阀和调速阀

6.7.3　常用产品、使用维护及故障诊断

(1) 常用产品

盖板式二通插装阀常用产品系列见表 6-26。

表 6-26　盖板式二通插装阀常用产品系列

系列代号	基本情况	主要技术参数			生产厂
		公称压力/MPa		公称通径/mm	
Z	1976 年以来，由济南铸锻机械研究所开发，迄今已改进 5 次，通径规格齐全(10 个)，安装孔尺寸符合 ISO/DP7368 和 DIN24342 标准(公称通径 125mm 和 160mm 除外)，盖板为平板结构	35		16、25、32、40、50、63、80、100、125、160	①②③等
TJ	20 世纪 80 年代以来，由上海七零四研究所开发，通径规格齐全，安装尺寸符合 DIN24342 标准，盖板为凸台结构	31.5		16、25、32、40、50、63、80、100	④⑤⑥等
力士乐 L	由我国从德国力士乐公司引进技术生产。通径规格因不同的控制方式而不尽相同。安装孔尺寸符合 DIN24342 标准(公称通径 125mm 和 160mm 除外)，控制盖板有多种。减压和顺序控制的插装阀为新开发的产品，使用时需向厂家咨询。该系列是目前公称压力最高的插装阀	方向和溢流控制阀	42	16、25、32、40、50、63、80、100、125、160	⑦⑧等
		减压和顺序控制阀	35	16、25、32、40、50、63、	
				16、25、32、40、50	

续表

系列代号	基本情况	主要技术参数		生产厂
		公称压力/MPa	公称通径/mm	
油研 L	1992 年以后，榆次油研液压有限公司生产了日本油研(Yuken)公司的全系列插装阀，通径规格共 8 个，安装尺寸符合 DIN24342 标准，控制盖板为凸台结构	31.5	16、25、32、40、50、63、80、100	⑨

①济南巨能液压机电工程有限公司（济南铸锻机械研究所）。②山东邹县液压试验厂。③浙江余姚液压装置厂。④上海航海仪器厂。⑤中船重工重庆液压机电有限公司（原重庆液压件厂）。⑥上海华岳液压机电公司。⑦北京华德液压工业集团有限公司液压阀分公司。⑧上海立新液压有限公司。⑨榆次油研液压有限公司。

注：各系列插装阀均有相应插装件和集成块图纸或产品可供。

(2) 安装使用

二通插装阀的安装连接尺寸及要求应符合相关标准（GB/T 2877）。阀块可选用插装阀制造厂商的标准件，也可根据需要自行设计。

(3) 常见故障及其诊断排除

插装阀常见故障及其诊断排除方法见表 6-27。

表 6-27 插装阀常见故障及其诊断排除方法

故障现象	产生原因	排除方法
失去“开”和“关”的作用，不动作	主要是因阀芯卡死在开启或关闭的位置上 ①油液中的污物进入阀芯与阀套的配合间隙中 ②阀芯棱边处有毛刺，或者阀芯外表面有损伤 ③阀芯外圆和阀套内孔几何精度差，产生液压卡紧 ④阀套嵌入集成块的过程中，内孔变形或者阀芯和阀套配合间隙过小而卡住阀芯	过滤或更换液压油，保持油液清洁，处理阀芯和阀套的配合间隙至合理值，并注意检测阀芯和阀套的加工精度
反向开启，不能可靠关闭	①控制油路无压力或压力突降 ②控制油路的梭阀被污染或密封性差	①在控制油路上增加梭阀，确保控制油路的压力，使插装元件可靠关闭 ②控制油路上若有梭阀，清洗梭阀或更换密封件
不能封闭保压	①普通电磁换向阀(滑阀式)作先导阀，由于该阀泄漏，造成插装单元不能保压 ②插装元件的阀芯与阀套的配合锥面不密合或阀套外圆柱面上的 O 形密封圈失效	①采用零泄漏电磁球阀或外控式液控单向阀为先导阀 ②提高阀芯与阀座的加工精度以确保良好的密封或更换密封圈
内、外泄漏	①阀芯与阀套配合间隙超差或锥面密合不良造成内泄漏 ②先导控制阀与插装元件之间的结合面密封件损坏造成外泄漏	①提高阀芯与阀座的加工精度，确保良好的密封 ②更换密封圈

6.8 电液伺服阀的使用维护及故障诊断

电液伺服阀是一种自动控制阀，其功用是将小功率的电信号输入转换为大功率液压能（压力和流量）输出，从而实现对液压执行元件机械量（位移、速度和力等）的控制。所以，电液伺服阀既是电液转换元件，又是功率放大元件。电液伺服阀广泛用于高精度自动控制设备中，以实现位置、速度和力的自动控制。

6.8.1 结构原理

(1) 基本组成

电液伺服阀通常都是由电气-机械转换器（力马达或力矩马达）、液压放大器（先导级阀

和功率级主阀）和检测反馈机构三部分组成的（图 6-113）。电气-机械转换器用于将输入电信号转换为产生驱动先导级阀运动的位移或转角，前者称为力马达，后者称为力矩马达。先导级阀又称前置级（可以是滑阀、锥阀、喷嘴挡板阀和射流管式阀等），用于接受电气-机械转换器输入的小功率位移或转角信号，将机械量转换为液压力驱动主阀；主阀（滑阀等）将先导级阀的液压力转换为流量或压力输出，即液压放大器用来实现控制功率的转换与放大。设在阀内部的反馈机构（可以是液压或机械或电气反馈等）将先导阀或主阀控制口的压力、流量或阀芯的位移反馈到先导级阀的输入端或放大器的输入端，实现输入、输出的比较，从而提高阀的控制性能。

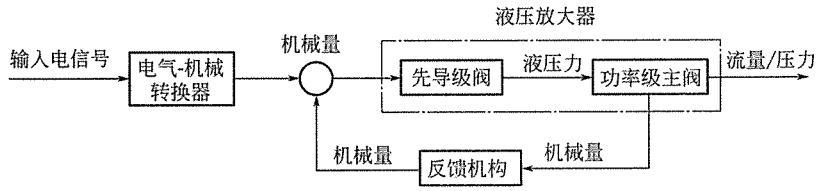


图 6-113　电液伺服阀组成框图

(2) 主要类型

电液伺服阀的分类如图 6-114 所示。

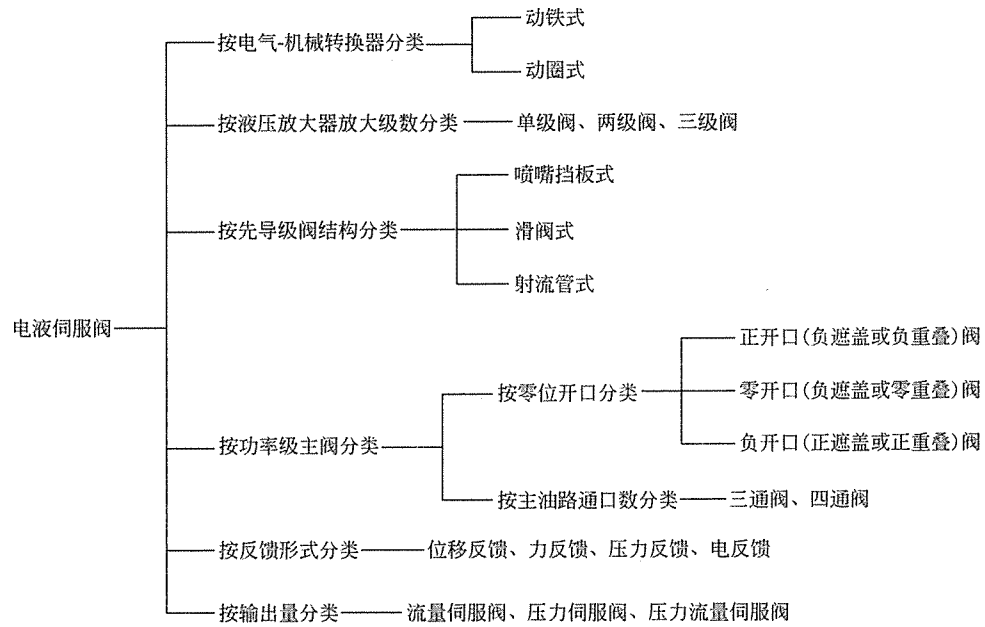


图 6-114　电液伺服阀的分类

(3) 分部原理

① 电气-机械转换器　动铁式力矩马达是常用的电气-机械转换器之一，其输入为电信号，输出为力矩。如图 6-115 所示，动铁式力矩马达由左、右两块永久磁铁 7 及 3，上、下两块导磁体 2 及 5，下端带弹簧杆 8 的衔铁及套在衔铁上的两个控制线圈组成。衔铁固定在弹簧管（支承在上、下导磁体的中间位置上端）6 上，可以绕弹簧管的转动中心做微小转动。衔铁两端与上、下导磁体（磁极）形成四个工作气隙①、②、③、④。上、下导磁体除作为磁极外，还为永久磁铁产生的极化磁通 Φ_g 和控制线圈的差动电流信号产生的控制磁通 Φ_c 提供磁路。永久磁铁将上、下导磁体磁化，一个为 N 极，另一个为 S 极。

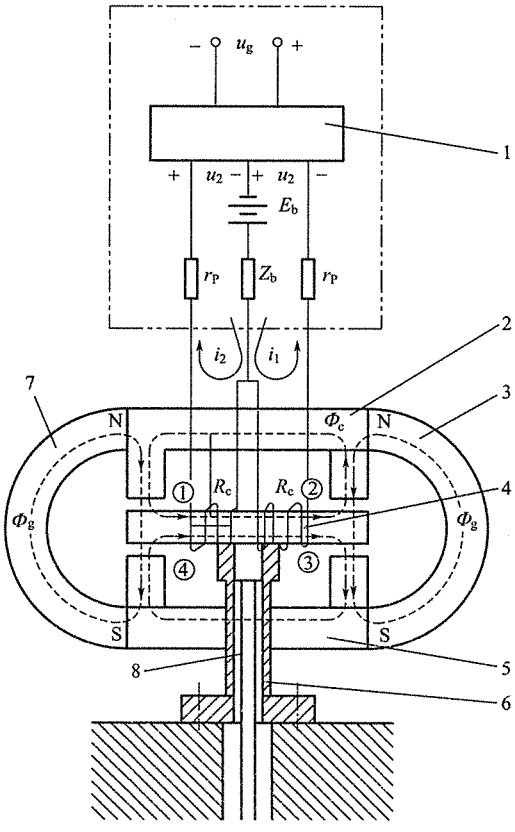


图 6-115　动铁式力矩马达结构原理

1—放大器；2—上导磁体；3,7—永久磁铁；4—衔铁线圈；5—下导磁体；6—弹簧管；8—弹簧杆

当无信号电流时，即 $i_1=i_2$，衔铁处于上、下导磁体的中间位置，永久磁铁在四个工作气隙中所产生的极化磁通相同，使衔铁两端所受的电磁吸力相同，力矩马达无力矩输出。

当有信号电流通过线圈时，控制线圈产生控制磁通 Φ_c，其大小和方向取决于信号电流的大小和方向。假设由放大器 1 输给控制线圈的信号电流 $i_1>i_2$，如图 6-115 所示，在气隙①、③中控制磁通 Φ_c 与极化磁通 Φ_g 同向，而在气隙②、④中控制磁通与极化磁通反向。故气隙①、③中的合成磁通大于气隙②、④中的合成磁通，于是在衔铁上产生顺时针方向的电磁力矩，使衔铁绕弹簧管转动中心顺时针方向转动。当弹簧管变形产生的反力矩与电磁力矩相平衡时，衔铁停止转动。如果信号电流反向，则电磁力矩也反向，衔铁向反方向转动，电磁力矩的大小与信号电流的大小成比例，衔铁的转角也与信号电流成比例。

动铁式力矩马达输出力矩较小，常用于控制喷嘴挡板之类的先导级阀。具有动态响应快、功率重量比较大等优点。但限于气隙的形式，其转角和工作行程很小（通常小于 0.2mm），材料性能及制造精度要求高，价格昂贵；此外，其控制电流较小（仅几十毫安），故抗干扰能力较差。

② 液压放大器

a. 先导级阀　常用的先导级阀为双喷嘴挡板阀，其结构及组成原理如图 6-116 所示，喷嘴 2、4 与挡板 3 之间的环形面积构成可变节流缝隙 x_1 和 x_2，输入的压力油经固定节流孔 1、5 引至喷嘴和主阀芯 6 的控制腔，喷嘴处的油液经喷射后，液流流回油箱 7；输入油压 p_s 经节流孔产生压降，故进入控制腔的油液压力（亦即喷嘴前的压力）分别变为 p_1 和 p_2。显然，通过改变喷嘴与挡板之间两可变节流缝隙 x_1 和 x_2 的相对位移即可改变它们所形成的节流阻力，从而改变控制腔压力 p_1 和 p_2 的大小（缝隙减小，压力增大；缝隙增大，压力减小），进而改变阀芯的位置及液流通路开口的大小。例如当挡板左移减小喷嘴 4 处的缝隙 x_1 时，喷嘴 2 处的缝隙 x_2 增大，故压力 p_1 增大，压力 p_2 减小，主阀芯在两端压力差作用下右移。喷嘴挡板阀精度和灵敏度高，动态响应好，但无功损耗大，抗污染能力差。常作为多级电液控制阀先导级（前置级）使用，其中的挡板多用力矩马达驱动。可变节流缝隙 x_1 和 x_2 的零位值仅为 0.025～0.125mm。

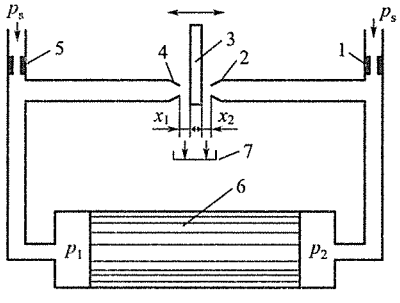


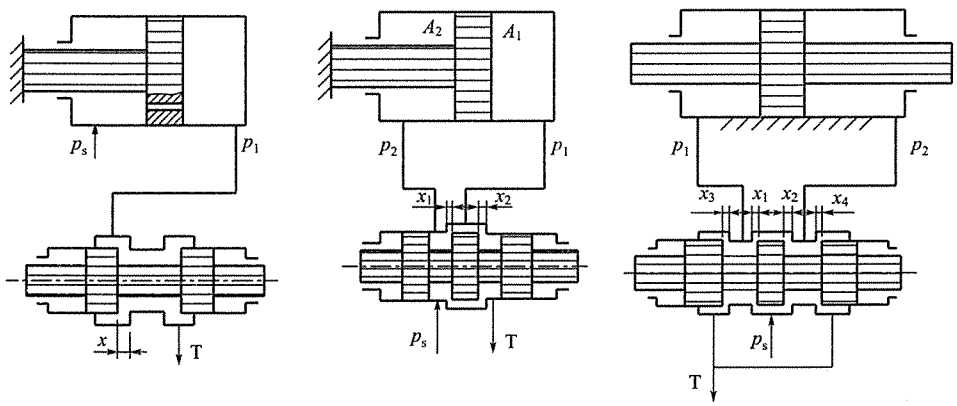
图 6-116　双喷嘴挡板阀结构原理

1,5—固定节流孔；2,4—喷嘴；3—挡板；6—负载（主阀芯）；7—油箱

b. 功率级主阀　电液伺服阀中的功率级主阀几乎均为滑阀，从伺服阀角度看，其主要

结构要素及特点如下。

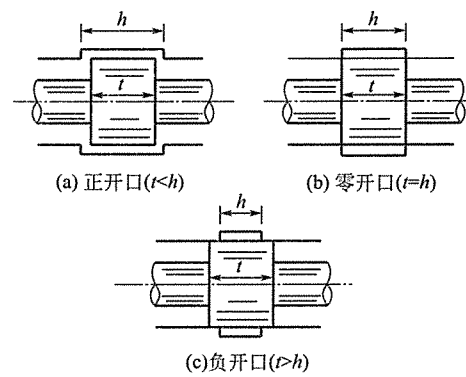
ⅰ．控制边数　滑阀有单边控制、双边控制和四边控制三种类型（图 6-117）。单边滑阀仅有一个控制边，控制边的开口量 x 控制了执行元件（此处为单杆液压缸）中的压力和流量，从而改变了缸的运动速度和方向。双边滑阀有两个控制边，压力油一路进入单杆液压缸有杆腔，另一路经滑阀控制边 x_1 的开口和无杆腔相通，并经控制边 x_2 的开口流回油箱。当滑阀移动时，x_1 增大，x_2 减小，或相反，从而控制了缸无杆腔的回油阻力，故改变了缸的运动速度和方向。四边滑阀有四个控制边，x_1 和 x_2 用于控制压力油进入双杆缸的左、右腔，x_3 和 x_4 用于控制左、右腔通向油箱；当滑阀移动时，x_1 和 x_4 增大，x_2 和 x_3 减小，或相反，这样控制了进入缸左、右腔的油液压力和流量，从而控制了缸的运动速度和方向。综上所述，单边、双边和四边滑阀的控制作用相同。单边和双边滑阀用于控制单杆液压缸；四边滑阀可以控制双杆缸或单杆缸。四边滑阀的控制质量好，双边滑阀控制质量居中，单边滑阀控制质量最差。但单边滑阀无关键性的轴向尺寸，双边滑阀有一个关键性的轴向尺寸，而四边滑阀有三个关键性的轴向尺寸，所以单边滑阀易于制造、成本较低，而四边滑阀制造困难、成本较高。通常，单边滑阀和双边滑阀用于一般控制精度的液压系统，而四边滑阀则用于控制精度及稳定性要求较高的液压系统。



(a) 单边　　(b) 双边　　(c) 四边

图 6-117　单边、双边和四边控制滑阀

ⅱ．预开口形式　按滑阀在零位（平衡位置）时的预开口量不同，滑阀有正开口、零开口和负开口三种形式（图 6-118）。预开口量取决于阀套（体）的阀口宽度 h 与阀芯的凸肩宽度 t 的尺寸大小，不同的预开口形式对其零位附近（零区）的特性具有很大影响。正开口（负重叠）滑阀（$t<h$）在阀芯处于零位时存在较大泄漏，其流量特性是非线性的，一般不用于大功率场合；负开口（正重叠）滑阀（$t>h$）工作时存在一个死区且流量特性非线性，故很少采用。零开口（零重叠）滑阀（$t=h$），既无死区泄漏也小，所以是性能最好的滑阀，应用最多，但完全的零开口在加工制作工艺上较难达到，价格昂贵，实际的零开口允许不大于±0.025mm 的微小开口量偏差。



(a) 正开口($t<h$)　　(b) 零开口($t=h$)

(c)负开口($t>h$)

图 6-118　滑阀预开口形式

③ 通路数、凸肩数与阀口形状　按通路数滑阀有二通、三通和四通等几种。二通滑阀（单边阀）[图 6-117(a)]，只有一个可变节流口（可变

液阻），使用时必须和一个固定节流口配合，才能控制一腔的压力，用于控制差动液压缸。三通滑阀［图 6-117(b)］只有一个控制口，故只能用于控制差动液压缸，为实现液压缸反向运动，需在有杆腔设置固定偏压（可由供油压力产生）。四通滑阀［图 6-117(c)］有两个控制口，故能控制各种液压执行元件。

阀芯上的凸肩数与阀的通路数、供油及回油密封、控制边的布置等因素有关。二通阀一般为两个凸肩，三通阀为两个或三个凸肩，四通阀为三个或四个凸肩。三凸肩滑阀为最常用的结构形式。凸肩数过多将加大阀的结构复杂程度、长度和摩擦力，影响阀的成本和性能。滑阀的阀口形状有矩形、圆形等，矩形阀口又有全周开口和部分开口，其开口面积与阀芯位移成正比，具有线性流量增益，故应用较多。

6.8.2 典型结构

在种类繁多的电液伺服阀中，喷嘴挡板式力反馈电液伺服阀是使用量大面广的两级电液伺服阀［多用于控制流量较大（80～250L/min）的场合］，如图 6-119 所示。它主要由力矩马达、双喷嘴挡板先导级阀和四凸肩的功率级滑阀三个主要部分组成。薄壁的弹簧管 4 支承衔铁 8 和挡板 3，并作为喷嘴挡板阀的液压密封。挡板的下端为带有球头（有时为红宝石轴承）的反馈弹簧杆 12，球头嵌入主滑阀阀芯 13 中间的凹槽内，构成阀芯对力矩马达的力反馈作用。两个喷嘴 2、10 及挡板 3 之间形成可变液阻节流孔，主阀左、右设有固定节流孔 1、14。阀内设有内置过滤器 15，以保证进入阀内油液的清洁。

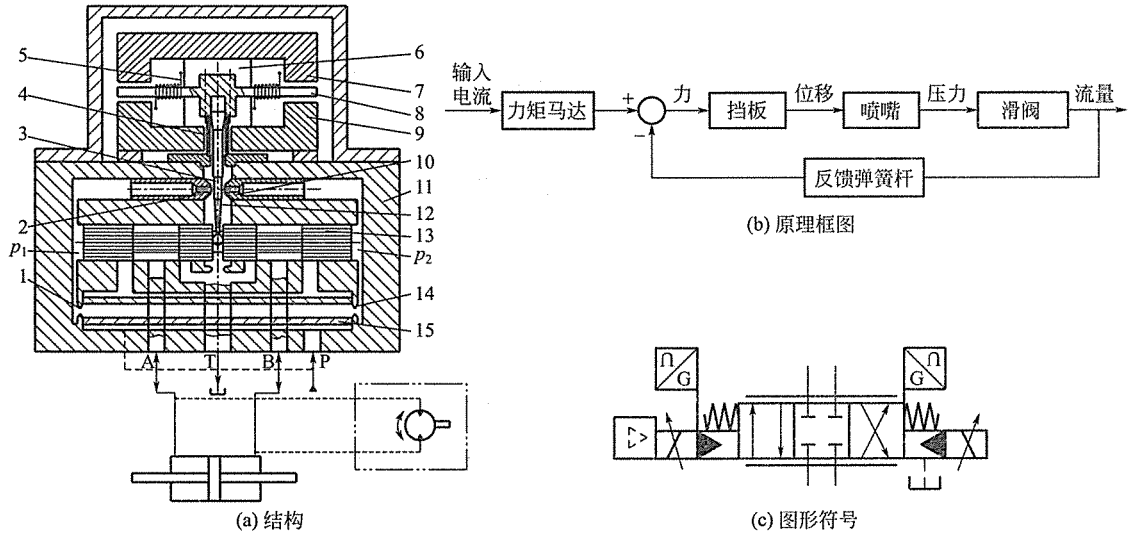


图 6-119　喷嘴挡板式力反馈两级电液伺服阀

1,14—固定节流孔；2,10—喷嘴；3—挡板；4—弹簧管；5—线圈；6—永久磁铁；7—上导磁体；8—衔铁；9—下导磁体；11—阀座；12—反馈弹簧杆；13—主滑阀阀芯；15—内置过滤器

当线圈 5 没有电流信号输入时，力矩马达无力矩输出，衔铁、挡板和主阀芯都处于中（零）位。液压源▲（设压力为 p_s）输出的压力油进入主滑阀口，并由内置过滤器 15 过滤。由于阀芯 13 两端台肩将阀口关闭，油液不能进入 A、B 口，但同时液流经固定节流孔 1 和 14 分别引到喷嘴 2 和 10，喷射后的液流排回油箱。因挡板处于中位，故两喷嘴与挡板的间隙相等，则主阀控制腔两侧的油液压力（亦即喷嘴前的压力）p_1 与 p_2 相等，滑阀处于中位（零位）。

当线圈 5 通入信号电流后，力矩马达产生使衔铁转动的力矩，不妨假设该力矩为顺时针方向，则衔铁连同挡板一起绕弹簧管中的支点顺时针方向偏转，因挡板离开中位，造成它与两个

喷嘴的间隙不等，左喷嘴 2 间隙减小，右喷嘴 10 间隙增大，即压力 p_1 增大，p_2 减小，故主滑阀在两端压力差作用下向右运动，开启控制口，P 口→B 口相通，压力油进入液压缸右腔（或液压马达上腔），活塞左行；同时，A 口→T 口相通，液压缸左腔（或液压马达下腔）排油回油箱。在滑阀右移同时，弹簧杆 12 的力反馈作用（对挡板组件施加一逆时针方向的反力矩）使挡板逆时针偏转，使左喷嘴 2 的间隙增大，右喷嘴 10 的间隙减小，于是压力 p_1 减小，p_2 增大，滑阀两端的压差减小。当主滑阀阀芯向右移到某一位置，其两端压差（p_1-p_2）形成的通过反馈弹簧杆 12 作用在挡板上的力矩、喷嘴液流作用在挡板上的力矩及弹簧管的反力矩之和与力矩马达的电磁力矩相等时，主滑阀阀芯 13 受力平衡，稳定在一定开口下工作。

通过改变线圈输入电流的大小，就可成比例地调节力矩马达的电磁力矩，从而得到不同的主阀开口大小即流量大小。改变输入电流方向，就可改变力矩马达偏转方向以及主滑阀阀芯的方向，可实现液流方向的控制。

上述工作过程的综合表达见其原理框图［图 6-119(b)］。

除了上述力反馈型的电液伺服阀外，双喷嘴挡板式电液伺服阀还有直接位置反馈、电反馈、压力反馈、动压反馈与流量反馈等不同反馈形式。它们具有线性度好、动态响应快、压力灵敏度高、阀芯基本处于浮动不易卡阻、温度和压力零漂小等优点，其缺点是抗污染能力差（喷嘴挡板级零位间隙较小，仅 0.025～0.125mm），阀易堵塞，内泄漏较大、功率损失大、效率低，力反馈回路包围力矩马达，流量大时提高阀的频宽受到限制。

6.8.3 技术性能、应用特点及常用产品

作为电液伺服控制系统中的关键元件，电液伺服阀与普通开关式液压阀相比，功能完备，但结构也异常复杂和精密，其性能优劣对于系统的工作品质具有至关重要的影响，故阀的性能指标参数非常繁多且要求严格，电液伺服阀在工程上精确的特性及参数多通过实际测试试验获得。

(1) 规格

电液伺服阀的规格可由额定电流、额定压力和额定流量表示。额定电流 I_n 指产生额定流量对线圈任一极性所规定的输入电流（单位为 A）；额定压力 p_n 指在规定的阀压降下，对应于额定电流的额定供油压力（单位为 Pa）；额定流量 q_n 指在规定的阀压降下，对应于额定电流的负载流量（单位为 m^3/s）。

(2) 主要技术性能

主要技术性能包括静态特性、动态特性和输入特性等。静态特性可根据测试所得到的各种特性曲线及性能指标加以评定，包括负载流量特性、空载流量特性（含流量增益、线性度、对称度、滞环、分辨率、重叠等）、压力特性（压力增益）、内泄漏量、零漂（供油压力零漂、回油压力零漂、温度零漂、零值电流零漂）等。动态特性一般用频率响应（频宽等）表示。输入特性包括线圈接法、颤振信号（波形、频率和幅度）等。

不同的伺服阀产品，其性能指标不尽相同，使用时可从有关产品样本或设计手册中查得。

(3) 应用特点

电液伺服阀由于其高精度和快速控制能力，广泛用于高精度自动控制设备中，以实现位置、速度和力的自动控制。除了航空、航天和军事装备等普遍使用的领域外，在机床、塑机、冶金、车辆等各种工业设备的开环或闭环电液控制系统中，特别是系统要求高的动态响应、大输出功率的场合获得了广泛应用。电液伺服阀的主要缺点是结构及加工工艺复杂，价格昂贵，对油液清洁度要求高，使用维护技术水平要求高。

(4) 常用产品

电液伺服阀常用产品见表 6-28。

表 6-28　电液伺服阀常用产品

系列	主要类型及原理结构	供油压力范围/MPa	额定流量/(L/min)	生产厂
FF	液压放大器，有两级、三级两类，主要有双喷嘴挡板力反馈式、双喷嘴挡板电反馈式、动压反馈式、阀芯力综合反馈式等原理结构	2～28，1～21，2～21、7～21	≤400	①
QDY	液压放大器，有一级、二级、三级三类，主要有双喷嘴挡板力反馈式、双喷嘴挡板电反馈式、动圈式滑阀直接反馈型等原理结构	1.5～32，2～28，1～21、	≤800	②
DYSF	液压放大器，有二级、三级两类，主要为双喷嘴挡板力反馈式和电反馈式原理结构	1～21，4～21	≤400	③
CSDY	两级液压放大器，主要为射流管力反馈式原理结构	2.5～31.5	450	④⑤
MOOG	液压放大器，有两级、三级两类，主要有双喷嘴挡板力反馈式、双喷嘴挡板电反馈式、阀芯力综合反馈式等原理结构	1～28，1.4～21，1.4～14，7～35，7～28，2～21，7～21	≤2800	⑥
BD	两级液压放大器，主要为双喷嘴挡板力反馈式原理结构	1～21，1～31.5	≤151	⑦
DOWTY	液压放大器，有两级、三级两类，主要有双喷嘴挡板力反馈式、电反馈式原理结构	7～28	900	⑧
4WS	液压放大器，有两级、三级两类，主要有双喷嘴挡板力反馈式、电反馈式原理结构	1～31.5，2～31.5	1000	⑨

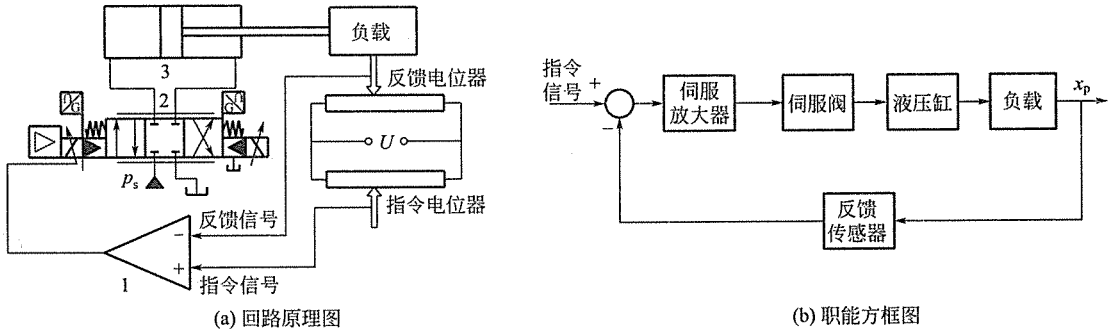
①中国航空研究院第六〇九研究所（湖北襄樊）。②北京机床研究所精密机电公司。③航空工业第三〇三研究所（北京丰台）。④中船重工集团七〇四研究所。⑤九江仪表厂（江西九江）。⑥美国 MOOG（穆格）公司。⑦美国 Parker（派克）公司。⑧英国 DOWTY（道蒂）公司。⑨德国 Rexroth（力士乐）公司。

6.8.4　典型电液伺服控制系统

(1) 电液伺服阀的位置控制系统

图 6-120 所示为电液伺服阀控制的液压缸直线位置系统，当由指令电位器输入指令信号后，电液伺服阀 2 的电气-机械转换器动作，通过液压放大器（先导级和功率级）将能量转换放大后，液压源的压力油经电液伺服阀向液压缸 3 供油，驱动负载到预定位置，反馈电位器（位置传感器）检测到的反馈信号与输入指令信号经伺服放大器 1 比较，使执行机构精确运动到所需位置上。

图 6-121 所示为电液伺服阀控制的液压马达直线位置系统，当系统输入指令信号，能量转换放大后，液压源的压力油经电液伺服阀 2 向液压马达 3 供油，齿轮减速器 4 和丝杠螺母

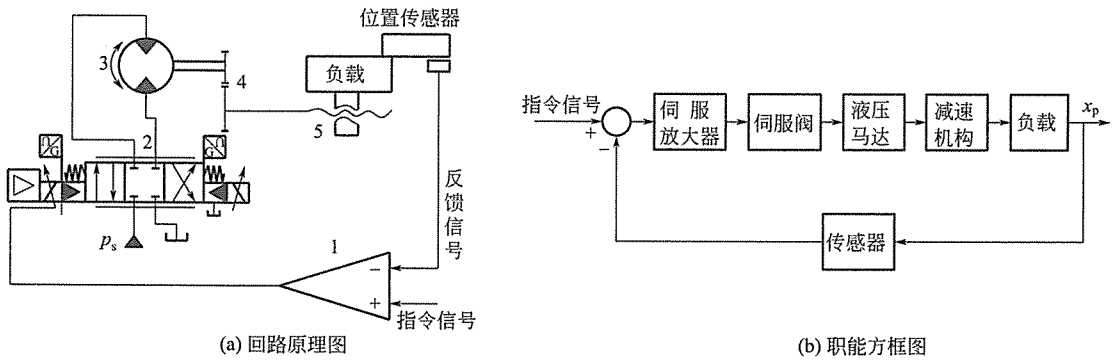


(a) 回路原理图　　(b) 职能方框图

图 6-120　电液伺服阀控制的液压缸直线位置系统

1—伺服放大器；2—电液伺服阀；3—液压缸

机构 5 将液压马达的回转运动转换为负载的直线运动，位置传感器检测到的反馈信号与输入指令信号经伺服放大器 1 比较，使负载精确运动到所需位置上。



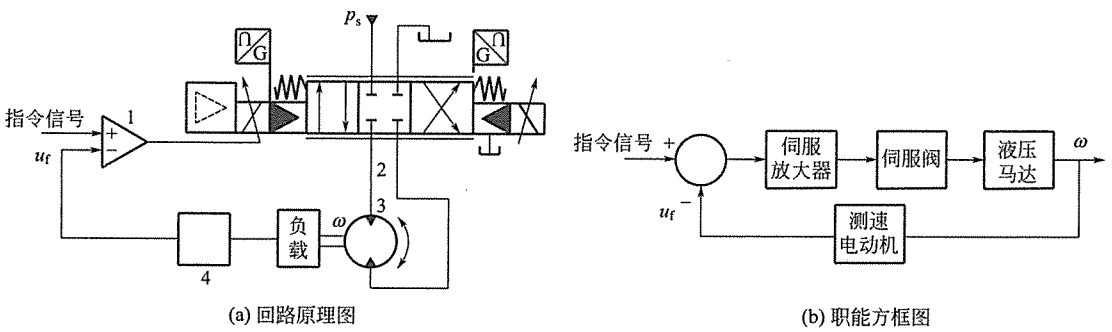
(a) 回路原理图　　(b) 职能方框图

图 6-121　电液伺服阀控制的液压马达直线位置系统

1—伺服放大器；2—电液伺服阀；3—液压马达；4—齿轮减速器；5—丝杠螺母机构

(2) 电液伺服阀的速度控制系统

图 6-122 所示为利用电液伺服阀控制的双向定量液压马达回转速度保持一定值的系统。当系统输入指令信号后，电液伺服阀 2 的电气-机械转换器动作，通过液压放大器（先导级和功率级）将能量转换放大后，液压源的压力油经电液伺服阀向双向液压马达 3 供油，使液压马达驱动负载以一定转速工作；同时，测速电动机（速度传感器）4 的检测反馈信号 u_f 与输入指令信号经伺服放大器 1 比较，得出的误差信号控制电液伺服阀的阀口开度，从而使执行机构转速保持在设定值附近。

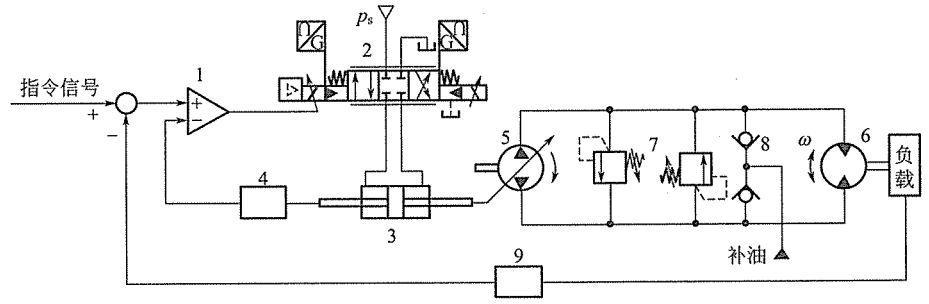


(a) 回路原理图　　(b) 职能方框图

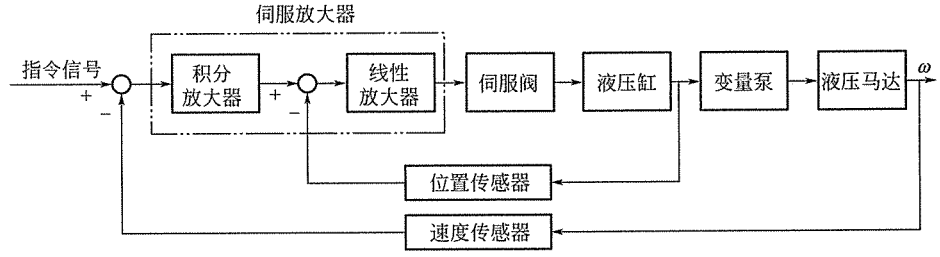
图 6-122　电液伺服阀控制的液压马达速度系统

1—伺服放大器；2—电液伺服阀；3—液压马达；4—测速电动机

图 6-123 所示为泵控液压马达速度系统，双向变量液压泵 5、双向定量液压马达 6 及安全溢流阀组 7 和补油单向阀组 8 组成闭式油路，通过改变变量液压泵 5 的排量对液压马达 6 调速。而变量泵的排量调节通过电液伺服阀 2 和双杆液压缸 3 组成的阀控式电液伺服机构（经常附设在变量泵的内部）的位移调节来实现。在负载与指令机构间设有测速电动机（速度传感器）9，从而构成一个闭环速度控制回路。当输入指令信号后，控制液压源的压力油经电液伺服阀 2 向双杆液压缸 3 供油，使液压缸驱动变量泵的变量机构在一定位置下工作；液压马达的输出速度 ω 由测速电动机检测，转换为反馈信号，与输入指令信号相比较，得出偏差信号控制电液伺服阀的阀口开度，从而使变量泵的变量机构即变量泵的排量保持在设定值附近，最终保证液压马达 6 在希望的转速值附近工作。位置传感器 4 构成内部反馈环节，用以提高系统的控制精度。



(a) 回路原理图



(b) 职能方框图

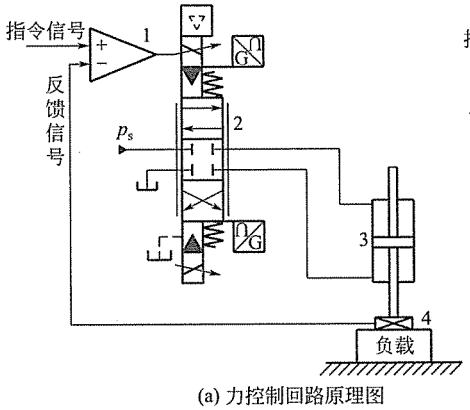
图 6-123　变量泵控制的液压马达速度系统

1—伺服放大器；2—电液伺服阀；3—双杆液压缸；4—位置传感器；5—双向变量液压泵；6—双向定量液压马达；7—安全溢流阀组；8—补油单向阀组；9—速度传感器

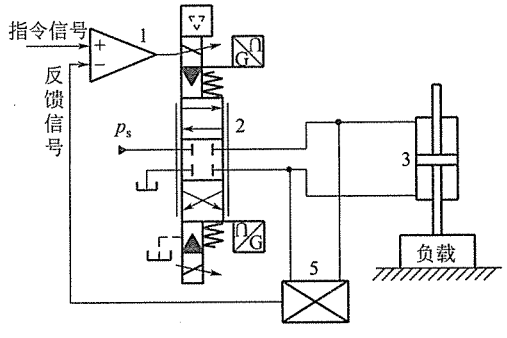
电液速度伺服控制系统广泛用于原动机调速、机床的进给拖动、管道卷压机械、天线、雷达及炮塔的跟踪姿态等各技术领域中。

(3) 电液伺服阀的力和压力控制系统

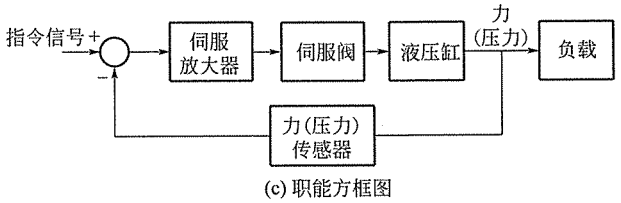
图 6-124(a) 所示为电液伺服阀的力控制系统，油源经电液伺服阀 2 向液压缸 3 供油，液压缸产生的作用力施加在负载上，力传感器 4 的检测反馈信号与输入指令信号经伺服放大



(a) 力控制回路原理图



(b) 压力控制回路原理图



(c) 职能方框图

图 6-124　电液伺服阀的力和压力控制系统

1—伺服放大器；2—电液伺服阀；3—双杆液压缸；4—力传感器；5—压差传感器

器 1 比较，再通过电液伺服阀控制缸的动作，从而保持负载受力的基本恒定。图 6-124(b)所示为维持双杆液压缸两腔压力差恒定的控制回路，当电液伺服阀 2 接受输入指令信号并将信号转换放大后，使液压缸 3 两腔压力差达到某一设定值。缸内压力变化时，液压缸近旁所接的压差传感器 5 的检测反馈信号与输入指令信号经伺服放大器 1 比较，再通过电液伺服阀控制缸的动作，从而保持液压缸两腔压差的基本恒定。

电液力（压力）伺服控制系统具有响应速度快、精度高、功率大、结构紧凑和使用方便等优点，故可广泛用于各类材料试验机、结构物疲劳试验机、线（带）材张力控制及车轮刹车装置中。

6.8.5 选择、使用与故障诊断

(1) 选择要点

选择电液伺服阀规格型号的主要依据是控制功率及动态响应。首先按照系统控制类型选定伺服阀类型：一般情况下，对于位置或速度伺服控制系统，应选用流量型伺服阀；对于力或压力伺服控制系统，应选用压力型伺服阀，也可选用流量型伺服阀。其次根据性能要求选择适当的电气-机械转换器的类型和液压放大器的级数。然后选择规格（额定压力、流量、电流）和静态指标、精度及寿命，最后选择动态指标（频宽）等。同时还要考虑抗污染能力、电功率、颤振信号、尺寸、质量、寿命和价格等因素。

(2) 使用要点

在使用伺服阀时，应根据需要正确连接伺服阀线圈。伺服系统多采用定压液压源，几个伺服阀共用一个液压源时，要注意减少相互干扰。使用中要特别注意防污染，油液清洁度（显微镜测量法）一般要求为 ISO4406 标准的 15/12 级（5μm）、航空系统要求 ISO4406 标准的 14/11 级（3μm），否则容易因污染堵塞而使伺服阀及整个系统工作失常。向油箱注入新油时，一般要先经过一个过滤精度为 5μm 的过滤器。

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。闲置未用的伺服阀，投入使用前应调整其零点，且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。由于每台阀的制造及装配精度有差异，故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。

另外，由于力矩马达式伺服阀内的弹簧管壁厚只有百分之几毫米，有一定的疲劳极限，反馈杆的球头与阀芯一般为间隙配合，容易磨损，其他各部分结构也有一定的使用寿命，故伺服阀必须定期检修或更换。工业控制系统连续工作情况下每 3～5 年应予更换。

(3) 故障诊断

电液伺服控制系统出现故障时，应首先检查和排除电路和伺服阀以外各组成部分的故障。当确认伺服阀有故障时，应按产品说明书的规定拆检清洗或更换伺服阀内的滤芯或按使用情况调节伺服阀零偏，除此之外用户一般不得拆解伺服阀。如故障仍未排除，则应妥善包装后将其返回制造商处修理排除。维修后的伺服阀，应妥善保管，以防二次污染。电液伺服阀常见故障及其诊断排除方法见表 6-29。

表 6-29 电液伺服阀常见故障及其诊断排除方法

故障现象	产生原因	排除方法
阀不工作(伺服阀无流量或压力输出)	①外引线或线圈断路 ②插头焊点脱焊 ③进、出油口接反或油路未接通	①接通引线或线圈线路 ②重新焊接 ③改变进、出油口方向或接通油路
伺服阀输出流量或压力过大或不可控制	①阀控制级堵塞或阀芯被脏物卡住 ②底面密封不良或阀体变形、阀芯卡死	①过滤油液并清理堵塞处 ②检查密封面，减小变形

续表

故障现象	产生原因	排除方法
伺服阀输出流量或压力不能连续控制	①油液污染严重 ②系统反馈断开或出现正反馈 ③系统间隙、摩擦或其他非线性因素 ④阀的分辨率差、滞环增大	①更换或充分过滤 ②接通反馈，改为负反馈 ③设法减小 ④提高阀的分辨率、减小滞环
伺服阀反应迟钝，响应降低，零漂增大	①油液脏，阀控制级堵塞 ②系统供油压力低 ③调零机构或电气-机械转换器部分（如力矩马达）零件松动	①过滤、清洗 ②提高系统供油压力 ③检查、拧紧
系统出现抖动或振动	①油液污染严重或混入大量气体 ②系统开环增益太大、接地干扰 ③伺服放大器电源滤波不良 ④伺服放大器噪声大 ⑤阀线圈或插头绝缘变差 ⑥阀控制级时通时堵	①更换或充分过滤、排除空气 ②减小增益、消除接地干扰 ③处理电源 ④处理放大器 ⑤更换 ⑥过滤油液、清理控制级
系统变慢	①油液污染严重 ②系统极限环振荡 ③执行元件及工作机构阻力大 ④伺服阀零位灵敏度差 ⑤阀的分辨率差	①更换或充分过滤 ②调整极限环参数 ③减小摩擦力、检查负载情况 ④更换或充分过滤油液，锁紧零位调整机构 ⑤提高阀的分辨率
外泄漏	①安装面精度差或有污物 ②安装面密封件漏装或老化损坏 ③弹簧管损坏	①保证安装面精度符合要求，清理安装面 ②补装或更换 ③更换

6.9 电液比例阀使用维护及故障诊断

电液比例控制阀简称比例阀，是介于普通液压阀和电液伺服阀之间的一种液压阀。其功能与电液伺服阀类同，电液比例阀既是电液转换元件，又是功率放大元件，它能够按输入的电气信号连续、成比例地对油液压力、流量或方向进行远程控制。

6.9.1 结构原理

电液比例阀通常由电气-机械转换器、液压放大器和检测反馈机构三部分组成（图 6-125）。其中电气-机械转换器多为比例电磁铁，它是电子技术与比例液压技术的连接环节。先导级阀用于接受小功率的电气-机械转换器输入的位移或转角信号，将机械量转换为液压力驱动主阀；主阀用于将先导级阀的液压力转换为流量或压力输出；设在阀内部的机械、液压及电气式检测

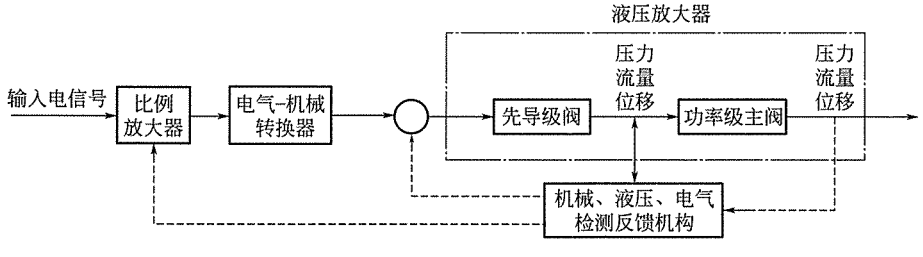


图 6-125 电液比例阀的组成

反馈机构将主阀控制口或先导级阀阀口的压力、流量或阀芯的位移反馈到先导级阀的输入端或比例放大器，实现输入输出的平衡。

因先导级阀和主阀的结构类型与伺服阀基本类同，故此处仅对比例电磁铁作一简介。

比例电磁铁属于直流行程式电磁铁，其功用是将比例控制放大器输入的电信号（模拟信号，通常为 24V 直流，800mA 或更大的额定电流）转换成力或位移信号（1.5～3.5mm）输出，一般以输出推力为主。按输出位移的形式，比例电磁铁有单向和双向两种。常用的单向比例电磁铁（图 6-126）由推杆 1、线圈 3、衔铁 7、导向套 10、壳体 11、轭铁 13 等部分组成。导向套 10 前后两段为导磁材料，其前段有特殊设计的锥形盆口，两段之间用非导磁的隔磁环 9 焊接为整体。壳体与导向套之间配置同心螺线管式控制线圈 3。衔铁 7 前端所装的推杆 1 输出力或位移，后端所装的调节螺钉 5 和弹簧 6 为调零机构，可在一定范围内对比例电磁铁乃至整个比例阀的稳态特性进行调整，以增强其通用性（几种阀共用一种电磁铁）。衔铁支承在轴承上，以减小黏滞摩擦力。比例电磁铁的内腔通常要充入液压油，使其成为衔铁移动的阻尼器，以保证比例元件具有足够的动态稳定性。

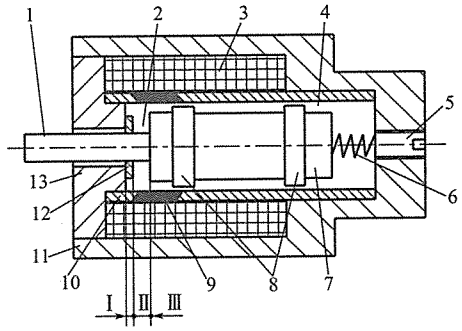


图 6-126　单向比例电磁铁结构原理

1—推杆；2—工作气隙；3—线圈；4—非工作气隙；5—调节螺钉；6—弹簧；7—衔铁；8—轴承环；9—隔磁环；10—导向套；11—壳体；12—限位片；13—轭铁

当线圈通入电流时，形成的磁路经壳体、导向套、衔铁后分为两路，一路由导向套前端到轭铁 13 而产生斜面力，另一路直接由衔铁断面到轭铁而产生表面力，两者的合力即为比例电磁铁的输出力，如图 6-127 所示。比例电磁铁的整个行程区，分为吸合区Ⅰ、有效行程区Ⅱ和空行程区Ⅲ三个区段，在有效行程区（工作行程区）Ⅱ，比例电磁铁具有基本水平的位移-力特性，而工作行程区的长度与电磁铁的类型等有关。由于比例电磁铁具有水平的位移-力特性，故一定的控制电流对应一定的输出力，即输出力与输入电流成比例（图 6-128），改变电流即可成比例地改变输出力。该输出力又作为输入量加给液压阀，后者产生一个与前者成比例的流量或压力。

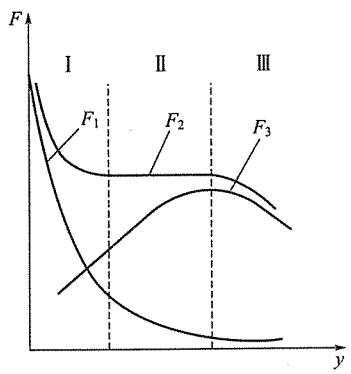


图 6-127　单向电磁铁的位移-力特性

y—行程；F_1—表面力；F_2—合力；F_3—斜面力

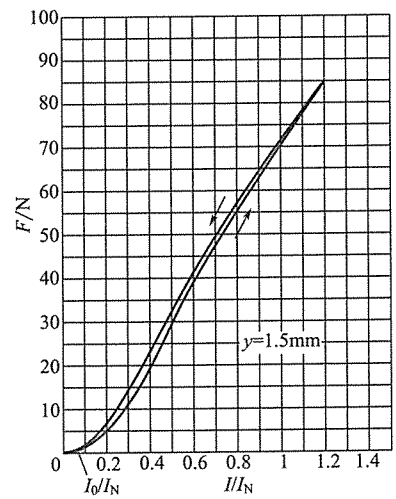
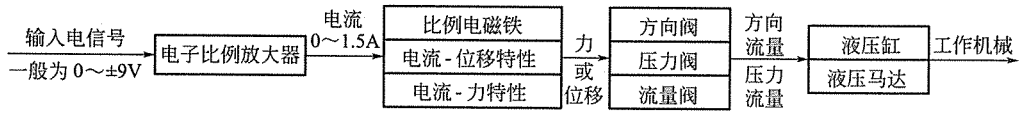


图 6-128　比例电磁阀的电流-力特性

I—工作电流；I_N—额定电流；F—吸力；y—行程

由于比例电磁铁结构简单、成本低廉、输出推力和位移大、对油质要求不高、维护方便，所以只要将比例电磁铁装到液压阀上，即构成电液比例阀。因此，在结构上，电液比例阀相当于在普通液压阀上装上一个比例电磁铁，以代替原有的操纵驱动部分。只要给电子比例放大器一个输入电信号，它就将电压值的大小转换成相应的电流信号（图 6-129），例如 1mV→1mA。给比例电磁铁的线圈，产生的推力就可操纵液压放大器（压力、流量、方向），从而实现对液压缸、马达负载、速度和方向的连续比例控制。



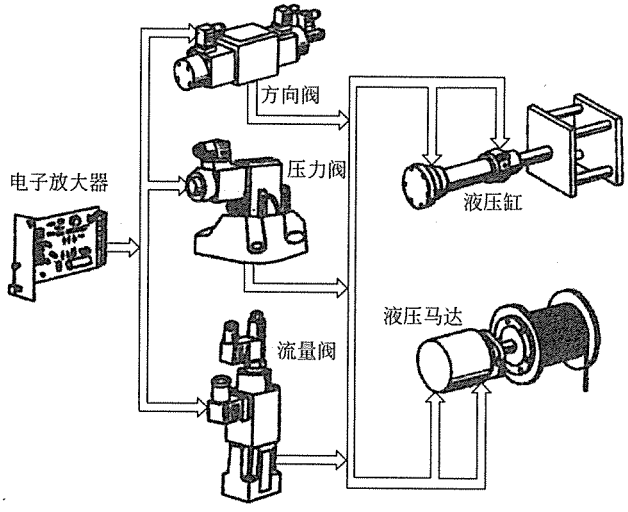


图 6-129　电液比例控制阀的信号流程

6.9.2　分类

电液比例阀的分类如图 6-130 所示。

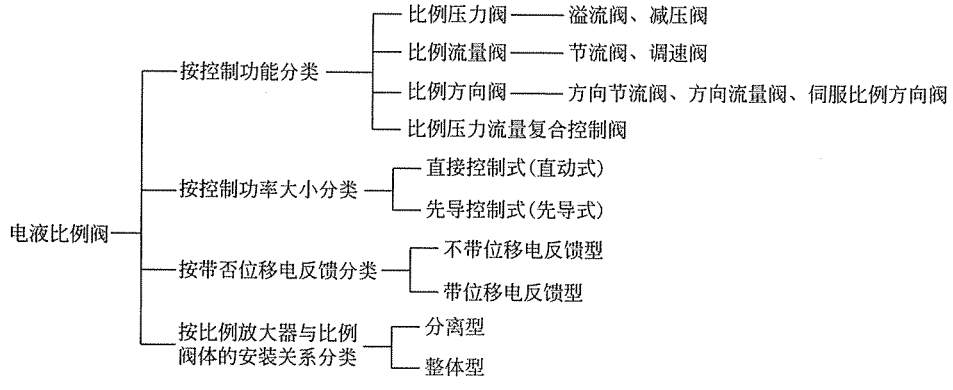


图 6-130　电液比例阀的分类

6.9.3　应用特点

电液比例阀多用于开环液压控制系统中，实现对液压参数的遥控，也可作为信号转换与放大元件用于闭环控制系统。与普通液压阀相比，比例阀阀位转换过程是受控的，设定值可无级调节，能实现复杂程序和运动规律控制，实现特定控制所需液压元件少，可明显地简化

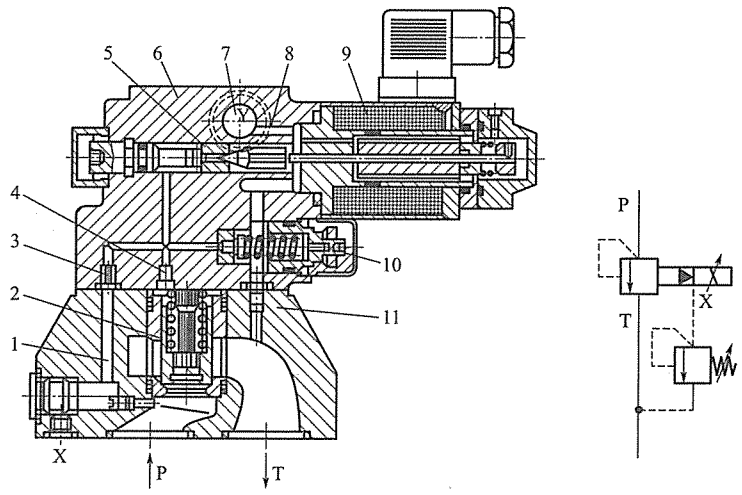
液压系统及减少投资费用，便于机电一体化，通过电信号实现远程控制，大大提高液压系统的控制水平；与电液伺服阀相比（表 6-30），尽管其动、静态性能有些逊色，但在结构与成本上具有明显优势，能够满足多数对动、静态性能指标要求不高的场合。随着电液伺服比例阀（也称高性能比例阀）的出现，电液比例阀的性能已接近甚至超过了伺服阀，体现了电液比例控制技术的生命力。

表 6-30　电液比例阀与电液伺服阀的比较

项目	比　例　阀	伺服阀
功能	压力控制、流量控控制、方向和流量同时控制、压力流量同时控制	多为四通阀，同时控制方向和流量、压力
电气-机械转换器	功率较大（约 50W）的比例电磁铁，用来直接驱动主阀芯或导阀芯	功率较小（约 0.1～0.3W）的力矩马达，用来带动喷嘴挡板或射流管放大器。其先导级的输出功率为 100W
过滤要求	约 25μm	1～5μm
线性度	在低压降（0.8MPa）下工作，通过较大流量时，阀体内部的阻力对线性度有影响（饱和）	在高压降（7MPa）下工作，阀钵内部的阻力对线性度影响较大
滞环	约 1%	约 0.1%
遮盖	一般不大于 20% 一般精度，可以互换	0 极高精度，单件配作
阶跃响应时间	40～60ms	5～10ms
频率响应	约 10Hz 及以上	60～100Hz 或更高，有的高达 1000Hz
控制放大器	比例放大器比较简单、与阀配套供应	伺服放大器在很多情况下需专门设计，包括整个闭环电路
应用领域	多用于开环控制，有时也用于闭环控制	闭环控制
价格	为普通阀的 3～6 倍	约为普通阀的 10 倍以上

6.9.4　典型结构

图 6-131(a) 所示为一种先导式比例溢流阀。其上部为直动式比例先导阀 6，下部为主



(a) 结构原理　　(b) 图形符号

图 6-131　先导式比例溢流阀

1—先导油流道；2—主阀弹簧；3～5—节流孔；6—先导阀；7—外泄口；8—先导阀阀芯；9—比例电磁铁；10—手调限压阀；11—主阀级

阀级 11，中部为手调限压阀 10。当比例电磁铁 9 通有输入电流信号时，它施加一个力直接作用在先导阀阀芯 8 上。先导压力油从内部先导油口或从外部先导油口 X 处进入，经流道 1 和节流孔 3 后分成两股，一股经节流孔 5 作用在先导阀阀芯 8 上，另一股经节流孔 4 作用在主阀阀芯的上部。只要 P 口的压力不足以使先导阀打开，主阀阀芯上、下腔的压力就保持相等，从而使主阀阀芯处于关闭状态。当系统压力超过比例电磁铁的设定值，先导阀阀芯开启，使先导阀的油液经油口 Y 流回油箱。主阀阀芯上部的压力由于节流孔 3 的作用而降低，导致主阀开启，油液从压力口 P 经油口 T 回油箱，实现溢流作用。手调限压阀 10 起先导阀作用，与主阀一起构成一个普通的溢流阀，当出现系统压力过高或电控线路失效等情况时，它立即开启，使系统卸荷，保证系统安全。

利用电液比例溢流阀可构成无级调压回路（图 6-132），通过调节泵出口电液比例溢流阀 2 的输入电流 i，即可实现系统压力的无级调节。与普通多级调压回路相比，此种回路结构简单，压力切换平稳（图 6-133），无过高峰值压力，且便于实现遥控或程控。

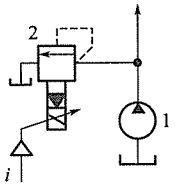
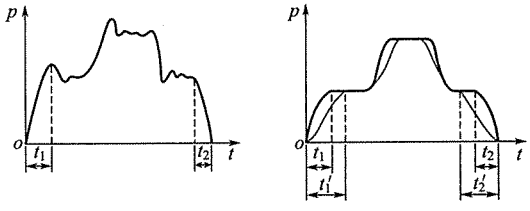


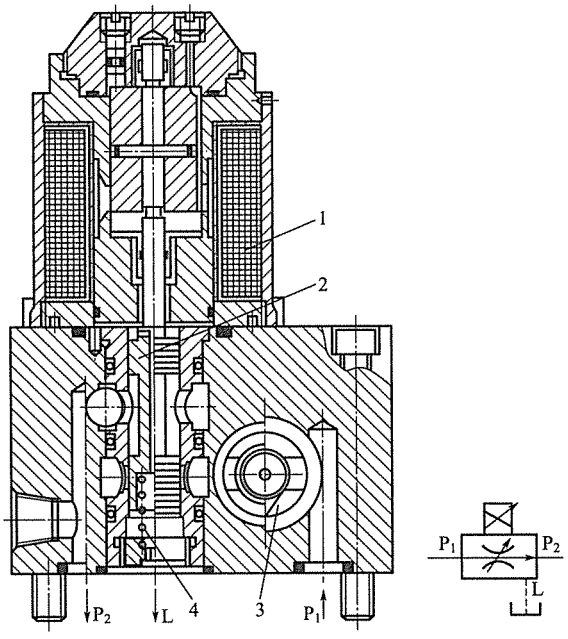
图 6-132　用电液比例溢流阀组成的无级调压回路
1—液压泵；2—电液比例溢流阀



(a) 普通溢流阀　　(b) 电液比例溢流阀

图 6-133　普通溢流阀及比例溢流阀调压特性曲线

图 6-134 所示为一种直动式电液比例调速阀。它由直动式比例节流阀与作为压力补偿器的定差减压阀等组成。比例电磁铁 1 的输出力作用在节流阀阀芯上，与弹簧力、液动力、摩擦力相平衡，一定的控制电流对应一定的节流口开度。通过改变输入电流的大小，就可连续按比例地调节通过调速阀的流量。通过定差减压阀 3 的压力补偿作用来保持节流口前后压差基本不变。利用比例调速阀可以构成进口、出口和旁路等节流调速液压系统。

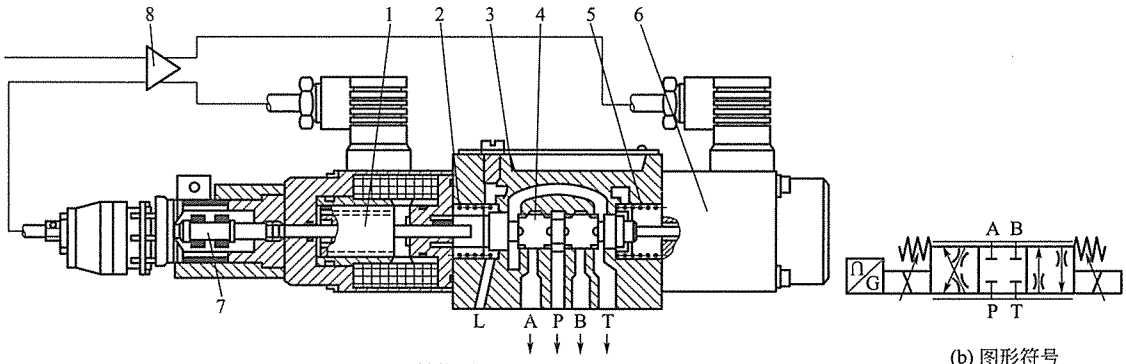


(a) 构结原理　　(b) 图形符号

图 6-134　直动式电液比例调速阀
1—比例电磁铁；2—节流阀；3—定差减压阀；4—弹簧

电液比例方向阀能按输入电信号的极性和幅值大小，同时对液流方向和流量进行控制，从而实现对执行元件运动方向和速度的控制。在压差恒定的条件下，通过电液比例方向阀的流量与输入电信号的幅值成比例，而流动方向取决于比例电磁铁是否受到激励。图 6-135 所示为一种直动式电液比例方向节流阀，它主要由比例电磁铁 1 和 6、阀体 3、阀芯（四边滑阀）4、复位弹簧（对中弹簧）2 和 5 及电感式位移传感器 7 等组成。比例电磁铁直接

驱动阀芯运动。当两比例电磁铁均不通电时，阀芯由复位弹簧保持在中位，P、A、B、T之间互不相通。当比例电磁铁1通电时，阀芯右移，则油口P与B通，A与T通，而来自放大器的电流信号值越大，阀芯向右的位移（即阀口的开度）也越大，即阀芯行程与电磁铁1的输入电流成正比，阀芯行程越大，通过的流量也越大。当电磁铁2通电时，阀芯向左移，油口P与A通，而B与T通，阀口开度及通过流量与电磁铁6的输入电流成正比。阀左端电磁铁配置的电感式位移传感器7，其量程按两倍阀芯行程设计，可检测出阀芯在两个方向上的实际位置，并把与之成正比的电压信号反馈至放大器8，与设定值进行比较，检测出两者差值后，以相应电信号传输给对应的电磁铁，修正实际值，故构成了位置反馈闭环，从而使阀芯的位移仅取决于输入信号，而与流量、压力及摩擦力等干扰无关，提高了电液比例方向阀的控制精度。



(a) 结构原理　　(b) 图形符号

图 6-135　位移电反馈型电液比例方向节流阀

1,6—比例电磁铁；2,5—对中弹簧；3—阀体；4—阀芯；7—位移传感器；8—比例放大器

电液比例阀常用产品见表6-31。

表 6-31　电液比例阀常用产品

系列简称	产品名称	型号	通径/mm	最高压力/MPa	额定流量范围/(L/min)	线性度/%	滞环/%	重复精度/%	生产厂
上海液二系列	电液比例溢流阀	BY2-H	10、20、32	31.5	63～200	5	3		①
		BY-G	16、25、32		100～400	6	4		
	电液比例节流阀	BL-G	16、25、32	25	63～320	5	3		
	电磁比例调速阀	BQ(A)F-B	8、10、20、32	31.5	25～200	5	＜7	2	
	电磁比例调速阀	DYBQ-G	16、25、32	25	80～320	5	＜7	2	
	比例方向流量复合阀	34BF	10、16、20	25	40～100	5	3	1	
浙大系列	电液比例溢流阀	BYY	6、10、16、20、25、32	2.5～31.5	2～250	3、7.5	3	1	②
	电液比例减压阀	BJY	16、32	25	100～300	8	3	1	
	电液比例节流阀	BL	16、32	31.5	30～160	4	3	1	
	比例流量控制阀	DYBQ	16、25、32	31.5	15～320	4	3	1	
	比例换向阀	34B	6、10	31.5	16～32		＜5	2	
		34BY	10、16、25		85～250		＜5(通径10mm)＜6	3	

续表

系列简称	产品名称	型号	通径/mm	最高压力/MPa	额定流量范围/(L/min)	线性度/%	滞环/%	重复精度/%	生产厂
引进力士乐技术系列	直动式电液比例溢流阀	DBETR	6	31.5	10		<1	<0.5	③
	先导式电液比例溢流阀	DBE	10、20、30	31.5	80～600		<1.5、<2.5	<2	③④
	比例减压阀	DRE	10、20、30	31.5	80～300		<2.5	<2	④
	比例调速阀	2FRE	6、10、16	31.5	2～160		±1	<1	
	电液比例换向阀	4WR	6、10、16、25、32	32、35	6～1600		<1、<5、<6	<1、<3	
油研E系列	电液比例遥控溢流阀	EDG	3	25	2		<3	<1	⑤
	电液比例溢流阀	EBG	10、20、25	25	100～400		<2	<1	
	电液比例溢流减压阀	ERBG	10、25	25	100～250		<3	<1	
	电液比例调速阀	EFG	6、10、20、25	21	30～500		<7	<1	
	电液比例单向调速阀	EFCG	6、10、20、25	21	30～500		<7	<1	
Atos（阿托斯）系列	直动式比例溢流阀	RZMO	6	31.5	6		<1.5	<2	⑥
	先导式比例溢流阀	AGMZO	10、25、32		200～600		<1.5	<2	
	直动式比例减压阀	RZGO	6	32	12		<1.5	<2	
	先导式比例减压阀	AGRZO	10、20	31.5	160、300		<1.5	<2	
	比例流量阀	QV*ZO	6、10	21	40、70		<5	<1	
		QVZ*	10、20	25	60、140		<5	<2	
	插装式比例节流阀	LIQ	16、25、32、50	31.5	330～1500		<5	<0.2	
	直动式比例方向阀	D*ZO	6、10	35	30、60		<5	<2	
	先导式比例方向阀	DPZO	16、25	35	130、300		<5	<2	
	高频响比例方向阀	DLHZO	6、10	31.5	9、60		<0.1	<0.1	
Parker（派克）系列	直动式比例溢流阀	RE06M*W2	6	35	5		<1.5	<1	⑦
	先导式比例溢流阀	RE(插装)	16～63	35	200～4000		<3	<1	
	先导式比例减压阀	DW	10、25、32	35	150～350		<2.5	<2	
	比例流量阀	DUR*06	6	21	18		<6	<2	
	比例流量阀(节流)	TDAEB	25	35	500		<4	<3	
	插装式比例节流阀	TDA	16～63	35	220～2000		<3	<1	
	直动式比例方向阀	D*FW	6	35	15		<6	<4	
		WL**10	10	35	40		<4	<2	
	先导式比例方向阀	D*1F*	10、16、25、32	35	70～1000		<5	<2	
	高频响比例方向阀	D*6FH	10、16、25	35	38～350		<0.1	<0.1	

①上海液二液压件制造有限公司。②宁波高新协力机电液有限公司（宁波电液比例阀厂）。③北京华德液压集团液压阀分公司。④上海立新液压有限公司。⑤榆次油研液压公司。⑥意大利 Atos（阿托斯）公司中国代表处。⑦美国 Parker（派克）公司。

6.9.5 使用要点

(1) 选型要点

通常，液压系统的工作循环、速度及加速度、压力、流量等主要性能参数及其静态和动

态性能是电液比例阀选择的依据。一般而言，对于压力需要远程连续遥控、连续升降、多级调节或按某种特定规律调节控制的系统，应选用比例溢流阀或比例减压阀；对于执行元件速度需要进行遥控或在工作过程中速度按某种规律不断变换或调节的系统，应选用比例节流阀或比例调速阀；对于执行元件方向和速度需要复合控制的系统，则应选用比例方向阀，但要注意其进、出口同时节流的特点；对于执行元件的力和速度需要复合控制的系统，则应选用比例压力流量复合控制阀。应根据性能要求选择适当的电气-机械转换器的类型、配套的比例放大器及液压放大器的级数（单级或两级）。

(2) 使用注意事项

① 为了避免液动力的影响，选择和使用的比例节流阀或比例方向阀，其工况不能超出其压降与流量的乘积，即功率表示的面积范围（称功率域或工作极限）。

② 比例阀对油液的污染度通常要求为 NASl638 的 7～9 级（ISO4406 的 16/13，17/14，18/15 级）。决定这一指标的主要环节是先导级。尽管电液比例阀较伺服阀的抗污染能力强，但也不能因此对油液污染掉以轻心，以免油液污染引起电液比例控制系统故障。

③ 比例阀与放大器必须配套。通常比例放大器能随比例阀配套供应，放大器一般有深度电流负反馈，并在信号电流中叠加着颤振电流。放大器设计成断电时或差动变压器断线时使阀芯处于原始位置或使系统压力最低，以保证安全。放大器中有时设置斜坡信号发生器，以便控制升压、降压时间或运动加速度或减速度。驱动比例方向阀的放大器往往还有函数发生器，以便补偿比较大的死区特性。比例阀与比例放大器安置距离可达 60m，信号源与放大器的距离可以是任意的。

④ 控制加速度和减速度的传统方法有换向阀切换时间迟延、液压缸缸内端位缓冲、电子控制流量阀和变量泵等。用比例方向阀和斜坡信号发生器可提供很好的解决方案，这样就可提高机器的循环速度，并防止惯性冲击。

⑤ 比例阀的泄油口要单独接回油箱；放大器接线要仔细，不要误接；比例阀的零位、增益调节均设置在放大器上。比例阀工作时，应先启动液压系统，然后施加控制信号。

(3) 故障诊断

电液比例阀常见故障及其诊断排除方法见表 6-32。

表 6-32 电液比例阀常见故障及其诊断排除方法

故障现象	排除方法
放大器接线错误或电压过高烧损放大器	改正
电气插头与阀连接不牢	进一步牢固连接或更换
使用不当致使电流过大烧坏比例电磁铁，或电流太小驱动力不够	正确使用与合理选择电流
比例阀安装错误，进、出油口不在油路块的正确位置，或油路块安装面加工粗糙，底面外渗油液，漏装密封件	正确安装、处理安装面和补装密封件
油液污染致使阀芯卡死，杂质磨损零件使内泄漏增大	充分过滤或换油，配磨和更换磨损零件

注：电液比例阀中，其电气-机械转换器部分的常见故障及排除方法可参看产品说明书。

6.10 常用液压阀性能比较

按目前的技术水平及统计资料，常用液压控制阀性能比较与适用场合见表 6-33。由于液压阀属于标准化、系列化、通用化控制元件，故在实际工作中应根据应用场合、工况特点和使用要求合理进行选择与使用。

表 6-33　常用液压控制阀性能比较与适用场合

类型 / 性能	普通液压阀（压力、方向、流量阀）	特殊液压阀			
		叠加阀	插装阀	电液伺服阀	电液比例阀
压力范围/MPa	2.5～70	20～31.5	31.5～42	2.5～31.5	≤32
公称通径/mm	6～80	6～32	16～160		6～63
额定流量/(L/min)	～1250	～250	～18000	～600	≤1800
控制方式	开关控制			连续控制	
连接方式	管式、板式	叠加式	插装式	多为板式	
抗污染能力	强			差	较强
价格	低	比普通阀略高		普通阀的 10 倍	普通阀的 3～6 倍
货源	充足	较充足	较充足	较充足	较充足
常用产品系列	①②③④⑤⑥⑦⑧⑨⑩	①③④⑤⑥⑦⑧⑨⑩	⑤⑥⑦⑧⑨⑪⑫⑬	⑭⑮⑯⑰	①⑤⑦⑧⑨⑩⑱⑲
适用场合	一般液压传动系统	各类设备的中等流量液压传动系统	高压大流量液压传动系统	自动化程度和综合性能要求较高的液压控制系统	

①广研系列。②榆次中高压系列。③联合设计系列。④大连系列。⑤榆次 Yuken 系列。⑥威格士（Vickers）系列。⑦力士乐（Rexroth）系列。⑧阿托斯（Atos）系列。⑨派克（Paiker）系列。⑩北部精机系列。⑪济南铸锻所 Z 系列。⑫北京冶金液压机械厂 JK※系列。⑬上海七〇四所 TJ 系列。⑭中国航空研究院第六〇九所 FF 系列。⑮MOOG（穆格）系列。⑯英国 DOWTY（道蒂）系列。⑰上海液二系列。⑱浙大系列。⑲伊顿 K 系列。

6.11 新型液压阀简介

6.11.1 电液数字阀

电液数字阀简称数字阀，是用数字信息直接控制的新型控制阀类，它可直接与计算机接口，不需要数/模（D/A）转换器，在微机实时控制的电液系统中，是一种较理想的控制元件。按控制方式不同，电液数字阀可分为增量式阀和脉宽调制式快速开关阀两大类。前者是以步进电机作为电气-机械转换器（图 6-136），驱动液压阀芯工作，故又称步进式数字阀。计算机发出脉冲序列经驱动器放大后使步进电机工作。步进电机转角与输入的脉冲数成比例，步进电机每得到一个脉冲信号，便沿给定方向转动一固定的步距角，再通过机械变换器（丝杆-螺母副或凸轮机构）使转角变换为轴向位移并使阀口获得一相应开度，从而获得与输入脉冲数成比例的压力、流量。因增量式数字阀无零位，故阀中必须设置零位检测装置（传感器）或附加闭环控制，有时还附加用以显示被控量的显示装置。

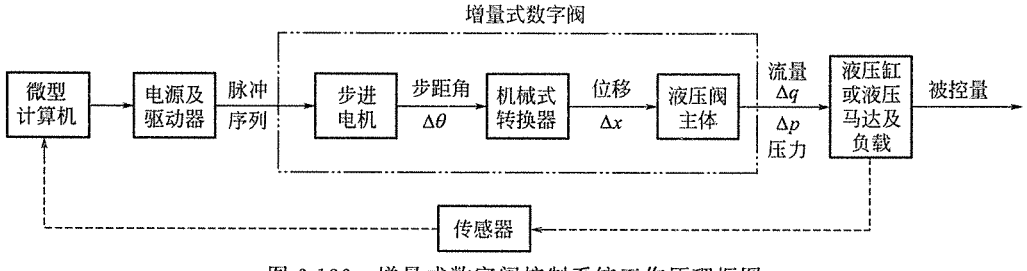
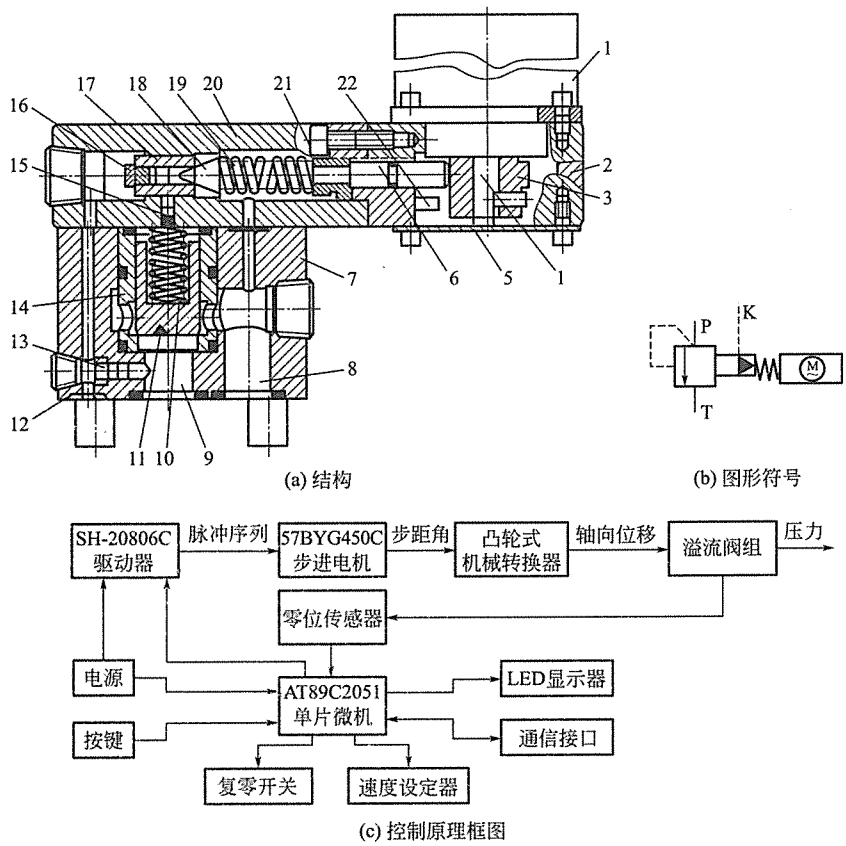


图 6-136　增量式数字阀控制系统工作原理框图

数字阀的优点是对油液污染不敏感，工作可靠，重复精度高，成批产品的性能一致性好，但由于按照载频原理工作，故控制信号频宽较模拟器件低，此外电控部分价格较高。增

量式数字阀有数字控制压力阀、数字控制流量阀与数字控制方向阀等类型。

图 6-137 为本书作者研发的一种先导型增量式电液数字溢流阀（额定压力为 16MPa，流量为 63L/min，调压范围为 0.5～16MPa，调压当量为 0.16MPa/脉冲，重复精度不大于 0.1%）。阀的液压部分由锥阀式导阀和两节同心式主阀两部分组成，阀中采用了三阻尼器（13、15、16）液阻网络，在实现压力控制功能的同时，有利于提高主阀的稳定性；该阀的电气-机械转换器为混合式步进电机（57BYG450C 型，驱动电压为 36VDC，相电流为 1.5A，脉冲速率为 0.1kHz，步距角为 0.9°），步距角小，转矩-频率特性好，并可断电自定位；采用凸轮机构作为阀的机械转换器。其工作原理为，单片微机（AT89C2051）发出所需脉冲序列，经驱动器放大后使步进电机工作，每个脉冲使步进电机沿给定方向转动一个固定的步距角，再通过凸轮 3 和调节杆 6 使转角转换为轴向位移，使导阀中调节弹簧 19 获得一压缩量，从而实现压力调节和控制。被控压力由 LED 显示器显示。每次控制开始及结束时，由零位传感器 22 控制溢流阀阀芯回到零位，以提高阀的重复精度，工作过程中，可由复零开关复零。



(a) 结构　　(b) 图形符号

(c) 控制原理框图

图 6-137　增量式电液数字溢流阀

1—步进电机；2—支架；3—凸轮；4—电机轴；5—盖板；6—调节杆；7—阀体；8—出油口 T；9—进油口 P；10—复位弹簧；11—主阀芯；12—遥控口 K；13,15,16—阻尼；14—阀套；17—导阀座；18—导阀芯；19—调节弹簧；20—阀盖；21—弹簧座；22—零位传感器

增量式电液数字阀在国内迄今尚未见到系列化产品供应；在国外代表性产品为日本东京计器公司的 D 系列电液数字阀，其压力达 21MPa，流量达 1000L/min。

6.11.2 微型液压阀

微型液压阀是指通径不大于3～4mm的液压阀，是在普通液压阀基础上新发展的品种。此类液压阀的工作压力较高（最大压力一般大于31.5MPa，有的高达50MPa甚至更高）。微型液压阀与同压力等级的大通径阀相比，其外形尺寸和重量减小了很多，故对于现代液压机械和设备（如航空器、科学仪器及医疗器械等）的小型化、轻量化和大功率密度具有重要作用及意义。国内目前尚未见到有厂家生产系列化微型阀产品。国外代表性生产厂家有瑞士Wandfluh（万福乐）公司（其微型阀产品的压力为20～35MPa，流量为1L/min、5L/min、6L/min、6.3L/min、8L/min、12L/min、12.5L/min、15L/min、20L/min、60L/min、80L/min、100L/min等）；美国Lee（莱）公司［其微型阀产品的突出特点是全部采用插装技术和滤网保护技术，压力高达220MPa，插装件通径为2.36～16.7mm（0.093″～0.656″）］。

6.11.3 水压液压阀

水压液压阀是以水作为工作介质的阀类，是构成水液压系统不可缺少的控制元件。有普通阀和电液控制阀等类型。与以油作为工作介质的液压阀相比，水压阀具有安全、卫生及环境友好等优点，但由于水的黏度低、汽化压力高、腐蚀性强，使水压阀的发展面临着工作机理、材质等一系列技术难题。商品化产品较少且应用尚不普遍。国内水压控制阀多数尚在实验室的研发之中，迄今尚未见系列化的水压阀产品供应。国外，美国、日本、德国、芬兰、丹麦、英国等国家的水压液压技术研究开发较早，已达到实用阶段，已研制出包括水压伺服阀和比例阀在内的各种水压阀，其压力水平为14～21MPa。最为著名的公司为丹麦的Danfoss公司，其生产的Nessie系列水压控制阀压力达14MPa，流量达120L/min。

6.12 典型案例

6.12.1 叶片泵出口串接单向阀的振动故障诊断

某液压系统欲在PV2R型叶片泵（流量为200L/min）的出口直接串接单向阀（开启压力为2MPa），用户非常担心因此产生振动。

事实上，单向阀的阀芯、弹簧和液压阻尼可等效为一个强迫振动系统，阀芯质量M、弹簧刚度K和液压阻尼B决定了这一系统的自振频率，如果它与泵的流量脉动频率接近或相等，则将产生共振，反之如果两个频率不同或相差较远，即可避开共振及噪声。

6.12.2 电磁换向阀通电后切换不到位故障诊断

某厂液压系统有一只34E-B4BH型电磁换向阀（图6-138），使用中发现该阀右位通电后总是差一点点切换到位。

图6-138 三位四通电磁换向阀

由该阀型号可知，它是一只三位四通直流电磁换向阀，压力等级为B（2.5MPa），额定流量为4L/min，板式连接，H型中位机能，外泄方式。检查发现阀芯没有机械卡阻，因此疑似故障原因是对中弹簧破损或外泄油口不顺畅。进一步检查发现在外泄油口有污染物部分堵塞通道，致使该换向阀泄油背压大，换向不彻底，清洗或换油甚至换阀即可消除故障。

6.12.3 电磁阀长时间通电发热故障诊断

某液压系统使用二位四通电磁换向阀控制夹紧液压缸的动作，用户担心夹紧动作时电磁铁长时间通电会引起电磁铁过热甚至烧损故障。

二位四通电磁换向阀是单电磁铁阀，因此使用该阀控制夹紧缸换向的正确做法是要看夹紧和松夹哪个工况持续时间长。为了避免出现电磁铁过热甚至烧损故障，应使电磁铁在持续时间长的工况保持断电。当然，如果条件允许，改用三位四通电磁换向阀并使其在持续时间较长的夹紧工况处于断电中位并保压即可。

6.12.4 二位二通电磁换向阀通电后不换向故障诊断

某车辆液压系统有一只二位二通螺纹插装式电磁换向阀（力士乐产品，常闭机能，通径为8mm，流量为40L/min）。调试时发现接通220V交流电源后不换向。检查油液是清洁的。后检查铭牌发现标有220VRC字样，说明这是220V交流本整型电磁阀，需用配套的带半波整流器件的插头（但电磁铁仍为直流）。为此，改用带半波整流器件的插头，故障消失。

6.12.5 四柱万能液压机液压系统故障诊断

(1) 主缸液压系统工作原理

图6-139所示为某四柱万能液压机主缸部分的简化液压系统原理图，主缸带动滑块可以完成的动作为快速下行→慢速加压→保压→快速回程→任意位置停留。系统的油源为主泵1和辅泵2。主泵为高压大流量压力补偿式恒功率变量泵，最高工作压力为32MPa，由溢流阀4设定；辅泵为低压小流量定量泵，主要用作电液动换向阀5的控制油源，其工作压力由溢流阀3设定。系统的执行元件为主缸13，其换向由电液动换向阀5控制；液控单向阀9用作充液阀，在主缸快速下行时开启，使副油箱16向主缸充液；液控单向阀7用于主缸快速下行通路和快速回程通路（阀7的启闭由电磁换向阀6控制），背压阀8为液压缸慢速下行时提供背压；单向阀10用于主缸的保压；压力继电器11用作保压起始的发信装置。系统的信号源除了启动按钮外，还有行程开关XK1和XK2等。

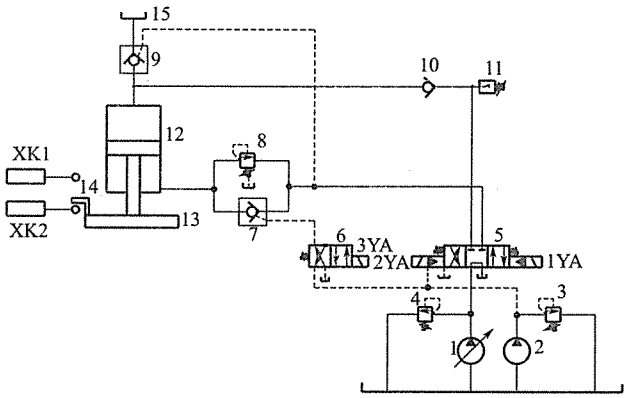


图6-139 四柱万能液压机主缸部分的简化液压系统原理图

1—主液压泵；2—辅助液压泵；3,4—溢流阀；5—三位四通电液动换向阀；6—二位四通电磁换向阀；7,9—液控单向阀；8—背压阀；10—单向阀；11—压力继电器；12—主缸；13—滑块；14—活动挡块；15—副油箱

(2) 故障现象

上述系统在调试和使用中发现如下两个故障。

① 主缸不动作。

② 主缸回程时，出现强烈冲击和巨大炮鸣声，造成机器和管路振动，影响液压机正常工作。

(3) 故障原因分析与排除

① 主缸不动作。疑似原因是主泵1未能供油或电液动换向阀5未动作。

a. 主泵1未能供油可能原因及解决方法如下。

ⅰ. 主泵1转向不正确，检查发现转向正确。

ⅱ. 主泵1漏气，检查发现主泵正在卸荷，说明吸排油正常，从而说明主泵1可供油。

b. 电液动换向阀5未动作可能原因及解决方法如下。

ⅰ. 电液动换向阀5的电磁导阀未动作，检查阀的供电情况和插头连接情况，发现

正常。

ⅱ. 控制泵 2 故障，检查发现该泵正在经溢流阀 3 溢流，说明此泵无问题。

ⅲ. 控制压力太低，检查泵 2 出口压力，发现仅 0.1MPa，不能使阀 5 的液动主阀换向。通过调整溢流阀 3，将控制压力逐渐调到 0.6MPa，主缸开始动作，故障排除。

启示：执行元件不动作的可能原因是多方面的：流量、压力、方向等，泵、阀、缸等，要逐一检查进行排除。

② 主缸回程时出现强烈冲击和巨大炮鸣声，造成机器和管路振动，影响液压机正常工作。可能原因是主缸回程前未泄压或泄压不当。

a. 原因分析。该液压机主缸内径 $D=400\text{mm}$，工作行程 $S=800\text{mm}$，保压时工作压力 $p=32\text{MPa}$，保压时液压缸活塞常处于 2/3 工作行程处。换向时间 $\Delta t=0.1\text{s}$。保压时主缸工作腔油液容积为

$$V=D^2(\pi/4)\times(2/3)S=40^2\times(\pi/4)\times(2/3)\times80=67020\text{cm}^3$$

若不计管道和液压缸变形，则缸内油液压缩后的容积变化为

$$\Delta V=\beta V(p-p_0)=7\times10^{-10}\times67020\times32\times10^6=1500\text{cm}^3=1.5\text{L}$$

式中，β 为油液压缩系数，取 $\beta=7\times10^{-10}\text{m}^2/\text{N}$；$p_0$ 为加压前油液压力，此处认为 $p_0=0$。

如果在保压阶段完成后立即回程，缸上腔立即与油箱接通，缸上腔油压突然迅速降低，此时即使主缸活塞未开始回程，但由于压力骤然降落，原压缩容积 ΔV 迅速膨胀，这意味着 $\Delta V=1.5\text{L}$ 的油液要在 $\Delta t=0.1\text{s}$ 时间内排回油箱，瞬时流量 $q=\Delta V/\Delta t=1.5\times60/0.1=900\text{L/min}$。

这样大的流量通过直径为 $d=30\text{mm}$ 的管道，引起很大的冲击流速。

$$v=q/[d^2(\pi/4)]=(900\times10^3/60)/[3^2\times(\pi/4)]=2.12\times10^3\text{cm/s}=21.2\text{m/s}$$

在 $\Delta t=0.1\text{s}$ 内，油液压力由 $p=32\text{MPa}$ 降至零释放的巨大液压势能可粗略估算为

$$\Delta E=(1/2)pq\Delta t=(1/2)\times(32\times10^6)\times(15\times10^{-3})\times0.1=24000\text{J}$$

如此大的流量、能量的排出和释放，必然会引发剧烈冲击、振动和惊人的响声，甚至使管道和阀门破裂。

b. 解决方案。主导思路是使主缸上腔有控制地释压，待上腔压力降至较低时再转入回程。

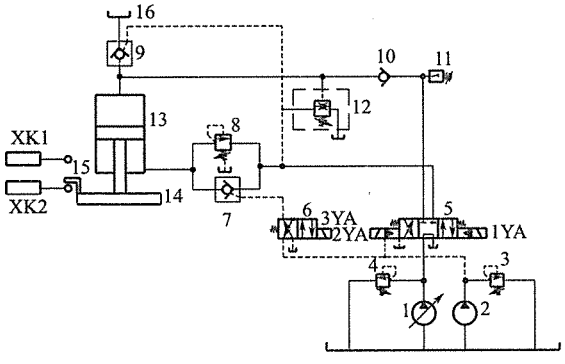


图 6-140　采用卸荷阀实现释压的四柱万能液压机液压系统原理图

1—主液压泵；2—辅助液压泵；3,4—溢流阀；5—三位四通电液动换向阀；6—二位四通电磁换向阀；7,9—液控单向阀；8—背压阀；10—单向阀；11—压力继电器；12—卸荷阀；13—主缸；14—滑块；15—活动挡块；16—副油箱

方案 1：采用卸荷阀实现释压。在原系统增设带阻尼孔的卸荷阀 12（图 6-140），用该阀实现释压控制。

具体动作是：当电磁铁 2YA 通电使阀 5 切换至左位后，主缸上腔尚未释压，压力很高，卸荷阀 12 呈开启状态，主泵 1 中的油液经阀 12 中阻尼孔回油箱；此时泵 1 在低压下运转，此压力不足以使主缸活塞回程，但能打开充液阀（液控单向阀）9 中的卸载阀芯，使上腔释压；这一释压过程持续到主缸上腔压力降低，卸荷阀 12 关闭为止；此时泵 1 经阀 12 的循环通路被切断，油压升高并推开阀 9 中的主阀芯，主缸开始回程。

方案 2：单独控制充液阀实现释压。在主缸上腔的充液阀（液控单向阀）9 用电磁阀 12 控制（图 6-141），实现释压。

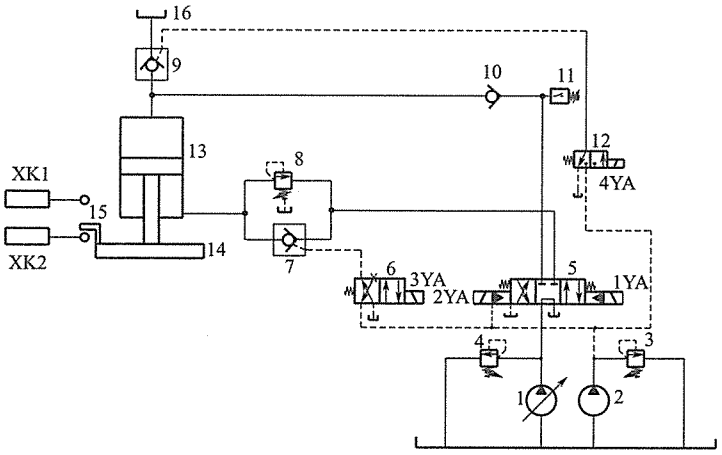


图 6-141　单独控制充液阀实现释压的四柱万能液压机液压系统原理图

1—主液压泵；2—辅助液压泵；3,4—溢流阀；5—三位四通电液动换向阀；6—二位四通电磁换向阀；7,9—液控单向阀；8—背压阀；10—单向阀；11—压力继电器；12—二位三通电磁阀；13—主缸；14—滑块；15—活动挡块；16—副油箱

具体动作是：压制时，电磁铁 1YA 通电；保压时，1YA、2YA、3YA、4YA 均断电；回程时，4YA 先通电，延时 2s 由阀 9 逐渐释放保压能量，然后 2YA 通电，即可消除炮鸣声。

启示：大型液压机的炮鸣现象往往会造成连接螺纹松动，液压元件和管件爆裂，致使设备泄漏等，影响正常工作，所以要对此给以足够重视，设计合理的释压回路。

6.12.6　钢板翻转机液压系统不同步故障诊断

(1) 系统原理

钢板翻转机通过五个液压缸驱动的五个翻转臂翻转钢板（30t），这实际上就是一个简单的杠杆机构。图 6-142 所示为钢板翻转机液压系统原理图，采用同轴刚性连接的五个液压马达进行同步控制，而各翻转臂以及各液压缸之间均独立工作，相互之间无刚性连接。

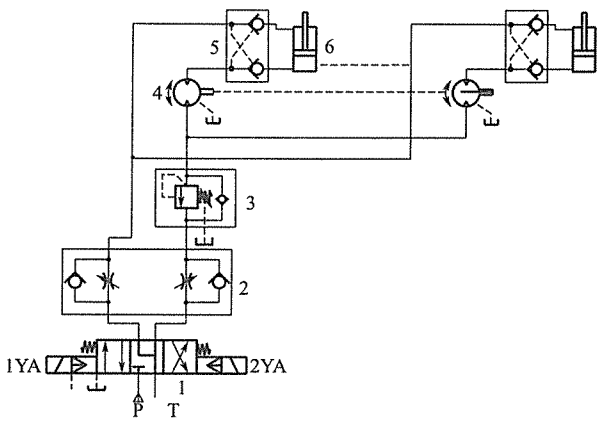


图 6-142　钢板翻转机液压系统原理图

1—电液换向阀；2—叠加式单向节流阀；3—平衡阀；4—双向定量马达（5 个）；5—液压锁（5 个）；6—液压缸（5 个）

(2) 故障现象

系统在现场调试中，工件在初始位置和终点位置都能正常翻动，但无论空载还是负载的情况下，五个液压缸带动的五个翻转臂翻转过程中运动不能同步（有三个能同步），即各翻转臂之间初始夹角为 0°，随着翻转过程的进行，夹角越来越大，当到达终点位置时，各翻转臂之间夹角又回到 0°。为此寻求故障原因及解决方案，请读者自行分析。

6.12.7　MOOG 伺服阀控制器故障诊断

某引进钢丝压延生产线液压系统有一用于调节辊距的德国产 MOOG 伺服阀（G761-3008，H19JOGM4VPH 型，额定压力为 21MPa，额定电流为±1500mA）（图 6-143）。在使

用中出现了无法调节辊距的故障现象，即显示器所显示的数值为正常，而实际上启动之后无法调节辊距，亦即配套的伺服控制器（D136-001-007）（图 6-144）无法控制伺服阀。直接更换 MOOG 控制器后设置完参数则恢复正常。

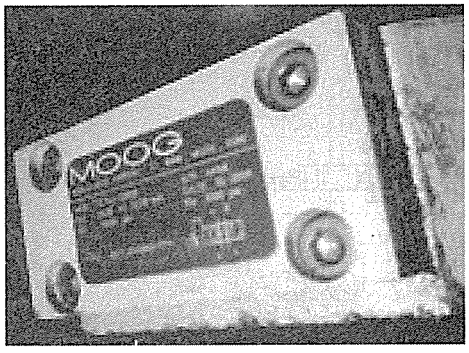


图 6-143　MOOG 电液伺服阀

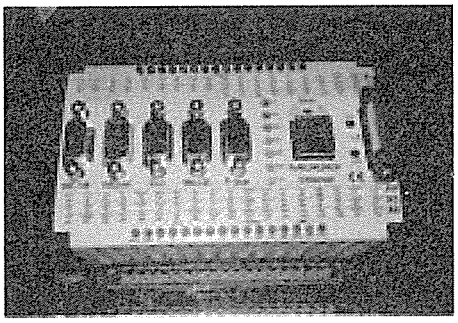


图 6-144　伺服控制器

6.12.8　PV18 型电液伺服双向变量轴向柱塞泵难以启动故障诊断

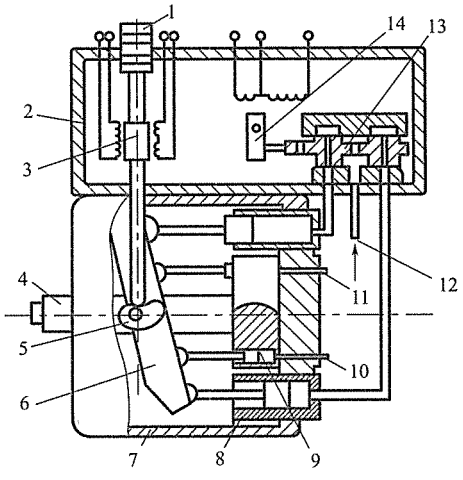


图 6-145　PV18 型电液伺服双向变量轴向柱塞泵结构原理

1—机械指示器；2—控制盒；3—位置检测器（LVDT）；4—泵主轴；5—耳轴；6—斜盘；7—壳体；8—伺服缸；9—柱塞泵主体；10,11—泵主体进、出油口；12—控制油进口；13—电液伺服阀；14—力矩马达

（1）功能结构

PV18 型电液伺服双向变量轴向柱塞泵是美国 RVA 公司生产的石棉水泥管卷压成型机液压系统的主液压泵，通过控制变量泵的排油压力间接对压辊装置压下力实施控制。PV18 泵是整个系统的核心部件，图 6-145 所示为该泵的结构原理，它主要由柱塞泵主体 9、伺服缸 8 和控制盒 2［内装伺服阀 13 及用凸轮耳轴 5 与斜盘 6 机械连接的位置检测器（LVDT）3］组成，与泵配套的电控柜内，装有伺服放大器和泵控分析仪。由泵的液压原理图（图 6-146）可知，PV 泵内还附有双溢流阀组 2、溢流阀 3 和双单向阀的溢流阀组 4 等液压元件。当泵工作时，控制压力油从油口 C 经油路 9 进入 PV 泵的电液伺服变量机构，通过改变斜盘倾角，改变泵的流量和方向；控制压力由溢流阀 3 调定；斜盘位置可通过与 LVDT 相连的机械指示器观测并反馈至信号端；双溢流阀组 2 对 PV 泵双向安全保护；另配的补油泵可通过油口 S 和阀组 4 向 PV 泵驱动的液压系统充液补油；由阀组 4 和阀 3 排出的低压油经油路 6 及节流小孔 7 可冷却泵内摩擦副并冲洗磨损物，与泵内泄油混合在一起从泄油管 8 回油箱；阀 5 为单向背压阀。PV 泵的额定压力为 12MPa；额定流量为 205L/min；额定转速为 900r/min；驱动电机功率为 18kW；控制压力为 3.5MPa；控制流量为 20L/min。PV 变量泵实质上是一个闭环电液位置控制系统，其控制原理框图如图 6-147 所示。

（2）故障现象及其分析排除

PV 泵一般情况下工作良好，但有时出现难以启动甚至完全不能启动故障。

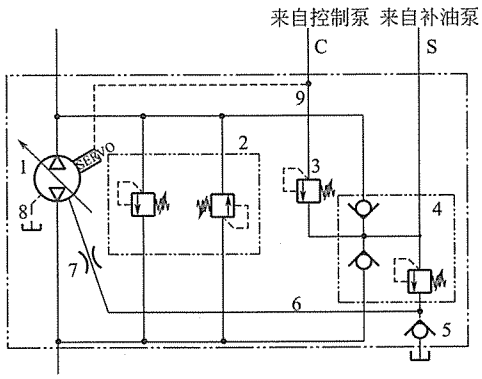


图 6-146　PV18 型电液伺服双向变量轴向柱塞泵液压原理图

1—柱塞泵；2—双溢流阀组；3—溢流阀；4—双单向阀的溢流阀组；5—单向阀；6,9—油路；7—节流小孔；8—泄油管

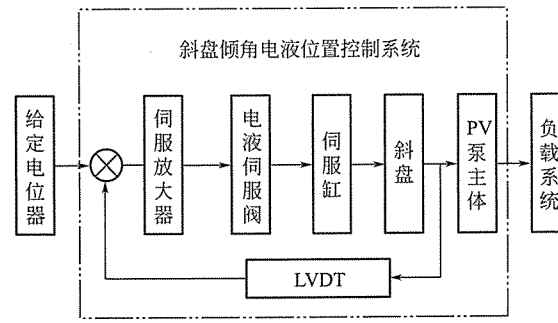


图 6-147　PV 泵控制原理框图（闭环电液位置控制系统）

起初，试图用加大控制信号（调高电路增益）的方法解决，但未能奏效。后来经认真分析认为，石棉水泥管卷压成型机及其液压系统工作环境恶劣，粉尘较多，容易对液压系统的油液造成污染，从而引起 PV 泵内电液伺服阀堵塞和卡阻。检查果然发现：伺服阀周围有大量铁磁物质和非金属杂质，清洗后故障得以排除。进一步分析发现，该泵的控制油路原已装有 10μm 过滤精度的过滤器，但仍出现这样问题，表明使用的过滤器过滤精度太低，不能满足要求，因此更换为 5μm 纸质带污染发信过滤器，效果较好。

启示：柱塞泵特别是电液伺服变量柱塞泵综合性能优良，但对油液清洁度要求较高，为保证其工作可靠，应特别重视介质的防污染工作。

6.12.9　剪板机插装阀液压系统空载下行时压料缸和主缸均不能动作故障诊断

(1) 系统原理

液压剪板机（图 6-148）由主机和液压系统等部分组成，主机的主要工作部件通常为压料装置（几个油路并联的液压缸驱动）和刀架（两个串联或并联的液压缸带动），具有剪切平稳、操作轻便、安全可靠等优点。其工作循环为压紧→刀架下行切断→刀架回程→松开。

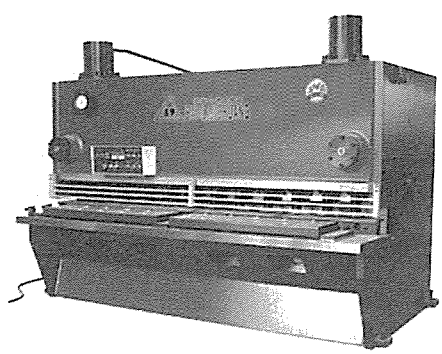


图 6-148　液压剪板机外形

图 6-149 所示为剪板机插装阀液压系统原理图，其油源为定量泵 18，其最高压力由插装阀 1 及其先导调压阀 8 限定，远程调压与卸荷由阀 10 和阀 11 完成；两组执行元件分别为弹簧复位的单作用压料缸和并联同步刀架主缸。压料缸与主缸的顺序动作采用顺序阀（插装阀 6 和先导调压阀 16 组成）控制；立置主缸的自重由平衡阀（插装阀 5 和先导调压阀 15 组成）控制，主缸换向由插装阀 3 和插装阀 4 控制，主缸回程背压由插装阀 2 控制。

主缸空载下行时，电磁铁 2YA 和 3YA 通电，阀 10 和阀 13 均切换至右位，泵 18 由卸

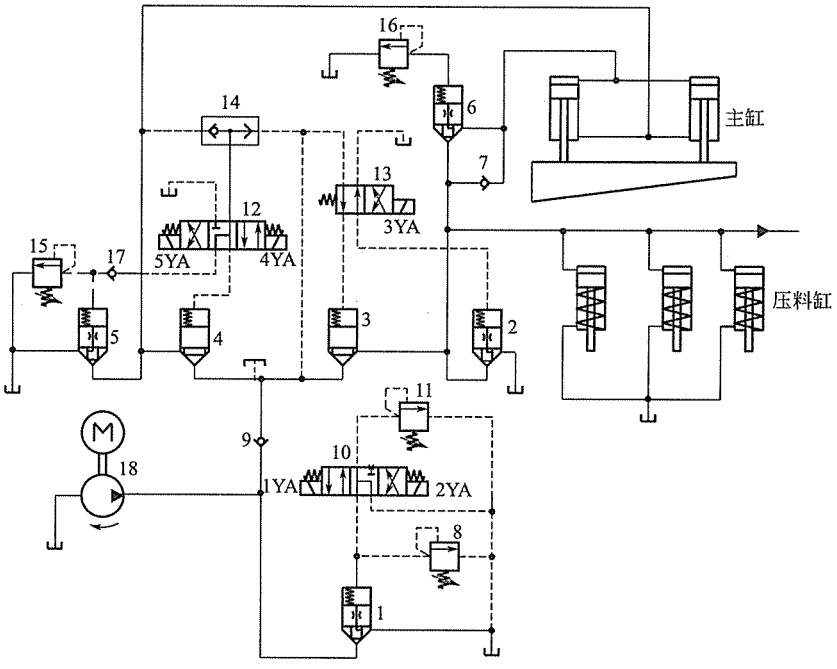


图 6-149　剪板机插装阀液压系统原理图

1～6—插装阀；7,9,17—单向阀；8,11,15,16—先导调压阀；10,12—三位四通电磁阀；13—二位二通电磁阀；14—梭阀；18—定量泵

荷转为升压，其压力由阀 8 限定，插装阀 3 控制腔卸载而开启，插装阀 2 控制腔接压力油而关闭。此时系统的进油路线为泵 18 的压力油经单向阀 9、插装阀 3 先进入压料缸使板材压紧，压紧后系统压力增高，当压力上升至顺序阀的设定值后，打开插装阀 6，压力油进入主缸上腔。回油路线为主缸下腔油液经平衡阀排回油箱。

(2) 故障分析与排除

液压系统维修后空载下行时，压料缸和主缸都不能动作。

下行不动的可能原因有两个：一是无压力；二是无流量。首先检查压力。为了知道液压泵提供的油液有无压力及压力高低，对液压泵进行截堵法试验：保持 4YA 和 5YA 断电，2YA 通电，让 3YA 断电，即插装阀 3 关闭。此时发现，泵后压力较高，可达到调定值，说明泵 18 和插装阀 1、插装阀 3、插装阀 4 均无问题。接着检查流量。故障目标油路应包括压料缸、插装阀 2、插装阀 6、主缸等组成的回路，即插装阀 3 后的油路。阀 2 或阀 6 有溢流通道，使油液经阀 2 或阀 6 流回油箱。先分解阀 2，发现其阀芯安放不正，重新组装后故障排除，估计是前次维修时所致。

启示：液压执行元件不动作主要原因是无压力或无流量，故应先检查压力，再检查流量；先检查油源，再检查控制阀，最后检查执行元件。液压系统维修后要注意防污染，要保证组装时的正确性。

第7章 液压辅件的使用维护及故障诊断

液压辅助元件包括油箱、过滤器、热交换器、蓄能器、管件、压力表及其开关、密封装置等，是液压系统不可缺少的重要部分。除了油箱常需根据系统要求进行必要的计算、设计和加工外，液压辅件基本上都已标准化和系列化，只要合理选择及使用维护即可。

7.1 过滤器的使用维护及故障诊断

液压系统的故障多数是因液压油液被污染所致。为了保持油液清洁，应尽可能防止或减少油液污染；同时要对已污染的油液进行净化。一般在液压系统中采用油液过滤器（简称过滤器）来滤去油液中的杂质，维护油液清洁，保证液压系统正常工作。

7.1.1 结构类型

过滤精度是过滤器的一项重要性能指标，它是指过滤器能被过滤掉的杂质颗粒的公称尺寸（单位为 μm），按过滤精度不同过滤器有粗过滤器、普通过滤器、精过滤器和特精过滤器四种，它们分别能滤去公称尺寸为 100μm 以上、10～100μm、5～10μm 和 5μm 以下的杂质颗粒。油液的过滤精度要求随液压系统类型及其工作压力不同而不同，其推荐值见表 7-1。在液压系统中，按滤芯形式不同有网式、线隙式、烧结式、纸芯式和磁式等类型的常用过滤器。

表 7-1 推荐的过滤精度

系统类型	润滑系统	液压传动系统			液压伺服系统
系统工作压力/MPa	0～2.5	＜14	14～32	＞32	21
过滤精度/μm	＜100	25～50	＜25	＜10	＜5
过滤器种类	粗	普通	普通	普通	精

图 7-1 所示为网式过滤器，它由上盖 1、下盖 3 和几块不同形状的金属丝编织方孔网或金属编织的特种网（滤网）2 组成。丝网包在四周都开有圆形窗口的金属和塑料圆筒芯架上。网式过滤器属于粗过滤器，结构简单、通油能力大、阻力小、易清洗，一般装在液压泵吸油路入口上，避免吸入较大的杂质，以保护液压泵。

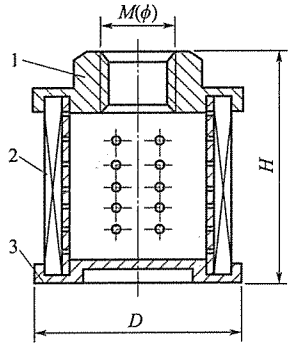


图 7-1 网式过滤器

1—上盖；2—滤网；3—下盖

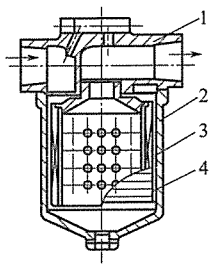


图 7-2 线隙式过滤器

1—端盖；2—壳体；3—芯架；4—铜线或铝线

图 7-2 所示为线隙式过滤器，它由端盖 1、壳体 2、带有孔眼的筒型芯架 3 和绕在芯架外部的铜线或铝线 4 组成。利用线间缝隙过滤油液，结构较简单，过滤精度较高，通油性能好，但不易清洗，滤材强度较低，通常用于回油路或液压泵吸油口处的油液过滤。

图 7-3 所示为一种带有磁环的金属烧结式过滤器，它由端盖 1、壳体 2、滤芯 3、磁环 4 组成，磁环用来吸附油液中的铁质微粒。滤芯通常由颗粒状青铜粉压制后烧结而成，它利用铜颗粒的微孔过滤杂质，选择不同粒度的粉末可获得不同的过滤精度。目前常用的过滤精度为 0.01～0.1mm。其特点是滤芯能烧结成杯状、管状、板状等不同形状，制造简单、强度大、性能稳定、耐腐蚀性好、过滤精度高，适用于精过滤，在液压系统中使用日趋广泛。

图 7-4 所示为纸芯式过滤器，它与线隙式过滤器结构类同，区别仅在于用纸质滤芯代替了线隙式滤芯，纸芯部分是把平纹或波纹的酚醛树脂或木浆微孔滤纸绕在带孔的镀锡铁片骨架上。为了增大过滤面积，滤纸呈折叠形状。这种过滤器的过滤精度高达 0.005～0.03mm，属精过滤器。但纸芯耐压强度低，易堵塞，无法清洗，需经常更换纸芯，故费用较高。

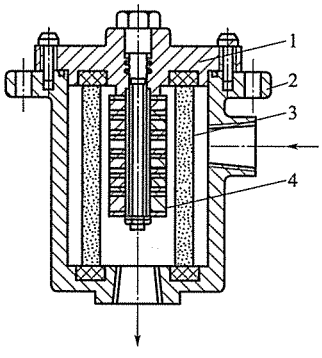


图 7-3　烧结式过滤器

1—端盖；2—壳体；3—滤芯；4—磁环

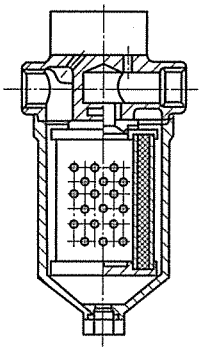


图 7-4　纸芯式过滤器

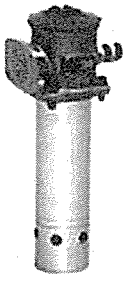


图 7-5　过滤器外形

磁式过滤器是利用磁性材料将混在油液中的铁屑、带磁性的磨料之类的杂质吸住，过滤效果好。这种过滤器常与其他种类的过滤器配合使用。

图 7-5 所示为一种过滤器的外形。图 7-6(a) 所示为过滤器的一般图形符号，带附属磁性滤芯的过滤器图形符号如图 7-6(b) 所示。有些过滤器还带有污染指示和发信的电气装置，以便在液压系统工作中出现滤芯堵塞超过规定状态等情况时，通过电气装置发出灯光或音响报警信号，或切断液压系统的电控回路使系统停止工作，带光学阻塞指示器的过滤器的图形符号如图 7-6(c) 所示。

(a) 一般图形符号　(b) 带附属磁性滤芯的过滤器图形符号　(c) 带光学阻塞指示器的过滤器图形符号

图 7-6　过滤器的图形符号

7.1.2　常用产品

油液过滤器常用产品见表 7-2。

表 7-2　油液过滤器常用产品

类　型		额定压力/MPa	流量/(L/min)	过滤精度/μm	生产厂
吸油过滤器	NXJ 系列箱内吸油过滤器	<0.007(原始压力损失)	25～1000	80～180	①
	YCX 型箱外自封式吸油过滤器	≤0.01(原始压力损失)	25～800	80～180	③
线隙式过滤器	XU 型吸油口用过滤器	≤0.02(原始压力损失)	6～250	80～100	①②③
	XU 型中压线隙式过滤器	6.18	10～100	200	①②③④⑤
纸质过滤器	ZU 型低压纸质过滤器	<0.07～0.12(初始压力降)	25～100	10～50	①②③④⑤
	ZU 型高压纸质过滤器	32	10～100	10、20	①②③④⑤
烧结式过滤器	SU 型烧结式过滤器	2.5[<0.06(原始压力损失)]	5、12	100	④⑥
	SU_1型烧结式过滤器	2.5～20	4～125	6～36	
磁性过滤器	CWU 型磁性过滤器	1.6	25	60	①②③
回油过滤器	CHL 型自封式磁性回油过滤器	1.2～1.6	25～1600	3～40	③
	RFB 型自封式磁性回油过滤器	1.6	25～100	1～30	①

①中国黎明液压有限公司。②无锡液压件厂。③温州远东液压配件厂。④沈阳滤油器厂。⑤上海高行液压气动成套总厂。⑥北京粉末冶金二厂。

7.1.3　安装使用

在液压系统中可能安装过滤器的位置如图 7-7 所示，具体说明见表 7-3，应根据系统工况和要求进行合理设置。

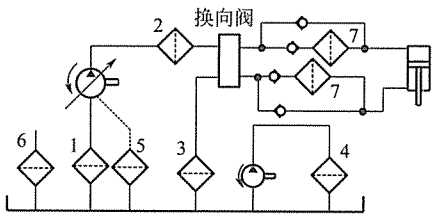


图 7-7　过滤器在液压系统中的安装位置

表 7-3　过滤器安装说明

序号	安装位置	作　用	说　明
1	液压泵吸油管路上	保护液压泵	要求过滤器通油能力大和压力损失小，否则将造成液压泵吸油不畅或引起气穴。常采用过滤精度较低的网式或线隙式滤油器
2	液压泵压油管路上	保护液压泵以外的液压元件	过滤器应能承受系统工作压力和冲击压力，压力损失小。过滤器必须放在安全阀之后或与一压力阀并联，此压力阀的开启压力应略低于过滤器的最大允许压差，或采用带污染指示的过滤器
3	回油管路上	滤除液压元件磨损后生成的污物	不能直接防止杂质进入液压泵及系统中的其他元件，只能清除系统中的杂质，对系统起间接保护作用。由于回油管路上的压力低，故可采用低强度的过滤器，允许有稍高的过滤阻力。为避免滤油器堵塞引起系统背压过高，应设置旁路阀

续表

序号	安装位置	作　用	说　明
4	离线过滤系统	独立于主系统之外，连续清除系统杂质	用一个专用的液压泵和过滤器组成一个独立于液压系统之外的过滤回路，以经常清除油液中的杂质，达到保护系统的目的，适用于大型机械设备的液压系统
5	安装在液压泵等元件的泄油管路上	防止生成物进入油箱	
6	注油过滤器	防止注油时污物侵入	通常采用粗过滤器，以保证注入系统油液的清洁度
7	安全过滤器	保护抗污染能力低的液压元件	在伺服阀等一些重要元件前，单独安装过滤器以确保它们的性能

注：序号与图 7-7 中的元件编号一致。

7.1.4　故障诊断

过滤器常见故障及其诊断排除方法见表 7-4。

表 7-4　过滤器常见故障及其诊断排除方法

故障现象	产生原因	排除方法
滤芯变形（网式、烧结式滤油器）	滤油器强度低且严重堵塞、通流阻力大幅增加，在压差作用下，滤芯变形或损坏	更换高强度滤芯或更换油液
烧结式滤油器滤芯颗粒脱落	滤芯质量不合要求	更换滤芯
网式滤油器金属网与骨架脱焊	锡铜焊条的熔点仅 183℃，而过滤器进口温度已达 117℃，焊点强度大幅降低（常发生在高压泵吸油口处的网式滤油器上）	将锡铜焊料改为高熔点银镉焊料

7.2　油箱的使用维护及故障诊断

7.2.1　分类

液压系统的油箱，用于存储工作介质、散发油液热量、分离空气、沉淀杂质、分离水分及安装元件（中小型液压系统的泵组和一些阀或整个控制阀组）等。通常油箱可分为整体式油箱、两用油箱和独立油箱三类。

整体式油箱是指在液压系统或机器的构件内形成的油箱。例如，加工机械的床身或立柱的内部空腔往往可制成不漏油的油箱，或者车辆与工程机械上的管形构件用作油箱。整体式油箱占用空间小，且外观整洁。

两用油箱是指液压油与机器中其他目的用油的公用油箱。例如，淬火压机的空腔底座兼作液压系统和淬火用油的油箱，机床空腔床身兼作液压系统和导轨润滑用油的油箱。两用油箱节省空间，但由于油液必须同时满足液压系统对传动介质的要求和工件淬火、导轨润滑等其他工艺目的的要求，故这些要求有时可能不相容。

独立油箱是应用最为广泛的一类油箱，常用于各类工业生产设备，且通常做成矩形的，也有圆柱形的或油罐形的。独立油箱主要通过油箱壁依靠辐射和对流作用散热，故油箱一般制成窄而高的形状。如果油箱顶盖安放泵组和液压阀组，为保证一定的安装位置，则油箱形状要求较扁的，油箱越扁，则油液脱气越容易；使液压泵的吸油管较短并且便于打开进行检

修；使吸油过滤器易于接近。对于行走机械，由于车辆处于坡路上时液面的倾斜和车辆加速与制动期间液压油箱中油液的前后摇荡，油箱多制成细高的圆柱形。高架油箱在液压机等机械中应用较为普遍，通常它要安放在比主液压缸更高的位置上，以便当活动滑块靠辅助缸下行时，高架油箱经充液阀给主缸充液。对于重型设备（如大型轧钢机组）的液压系统，所用油箱的容量超过 2000L 时，多采用卧式安装带球面封头的油罐形油箱，但占地面积较大。

7.2.2 典型结构

根据油箱液面与大气是否相通，油箱有闭式与开式之分。闭式油箱的液面与大气隔绝，多用于车辆与行走机械。开式油箱的箱内液面与大气相通，多用于各类固定设备。图 7-8 所示为典型的开式油箱，它由油箱体及多种相关附件构成。液压泵组及阀组的安装板 9 固定在油箱顶面上。油箱体内的隔板 11，将液压泵吸油管口、过滤器 12 与回油管口及泄漏油回油管 6 分隔开来，使回油及泄漏油液受隔板阻挡后再进入吸油腔一侧，以增加油液在油箱中的流程，增强散热效果，并使油液有足够长的时间分离空气泡和沉淀杂质。油箱顶盖上装设的通气过滤器及注油口 8 用于通气和注油。安装孔 2 用于安装液位指示器（液位液温计）（图 7-9）以便注油和工作时观测液面及油温。箱壁上开设有清洗孔（人孔），卸下其盖板 1 和油箱顶盖便可清洗油箱内部和更换吸油过滤器 12。放油口螺塞 10 有助于油箱的清洗和油液的更换。图 7-10 所示为通气过滤器，取下防尘罩可以注油，放回防尘盖即成通气器。

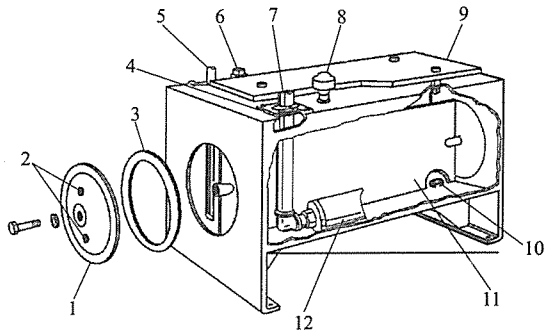
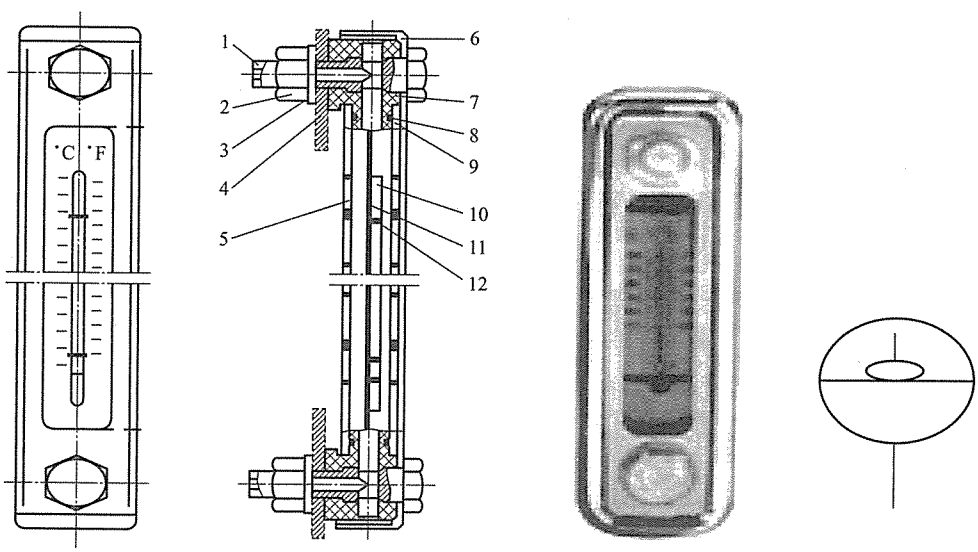


图 7-8 典型的开式油箱

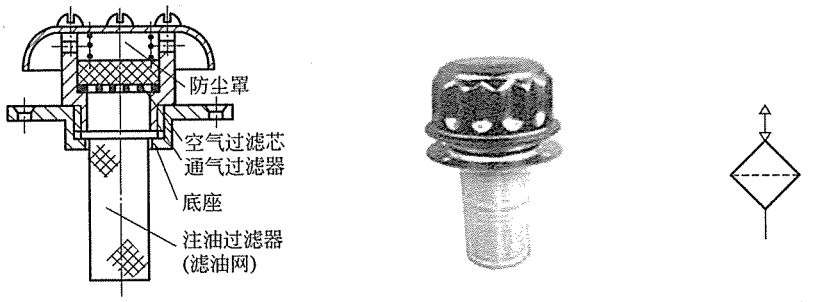
1—清洗孔盖板；2—液位计安装孔；3—密封垫；4—密封法兰；5—主回油管；6—泄漏油回油管；7—泵吸油管；8—通气过滤器及注油口；9—安装板；10—放油口螺塞；11—隔板；12—吸油过滤器



(a) 结构　　(b) 外形　　(c) 图形符号

图 7-9 液位指示器（液位液温计）

1—螺钉；2—螺母；3—垫圈；4—密封垫片；5—标体；6—标头；7,8—O 形圈；9—外壳；10—温度计；11—标牌；12—扎丝



(a) 结构　　(b) 外形　　(c) 图形符号

图 7-10　油箱通气过滤器

7.2.3　容量确定

油液容量是指油箱中油液最多时，即液面在液位计的上刻线时的油液体积。油箱的容量应保证一定的液面高度，以防液压泵吸空；油箱的液面不应超过油箱高度的 80%，以保证液压系统中油液全部回流到油箱时不致溢出。油箱容量的大小与液压系统工作压力、循环中的油液温升、运行中的液位变动、调试与维修时向管路及执行元件注油、循环油量、液压油液的寿命等因素有关。开式油箱的容量通常可按液压泵的额定流量估算确定：在低压系统中，油箱容量为液压泵额定流量的 2～4 倍；在中压系统中，油箱容量为液压泵额定流量的 5～7 倍；在高压系统中，油箱容量为液压泵额定流量的 6～12 倍；在行走机械的系统中，油箱容量为液压泵额定流量的 1.5～2 倍。

7.2.4　加工安装

对于常用的矩形开式油箱，其结构设计和加工安装时的注意事项见表 7-5。

表 7-5　矩形开式油箱结构设计和加工安装时的注意事项

项目	说　明
油箱箱顶	油箱的箱顶结构取决于它上面安装的元件，顶板应具有足够的刚度和隔振措施，以免因振动影响系统工作；箱顶应能形成滴油盘以收集滴落的油液。箱顶上要设置通气器(空气过滤器)、注油口
油箱体	对于钢板焊接的油箱，用来构成油箱体的钢板应具有足够的厚度。当箱顶与箱壁之间为不可拆连接时，应在箱壁上至少设置一个清洗孔。清洗孔的数量、大小和位置应便于用手清理油箱所有内表面，清洗孔的法兰盖板应配有可重复使用的弹性密封件。为了便于油箱的搬运，应在油箱四角的箱壁上方焊接圆柱形和钩形吊耳(也称吊环)。液位计一般设在油箱外壁上，并近靠注油口，以便注油时观测液面
油箱底	应在油箱底部最低点设置放油塞，以便油箱清洗和油液更换，箱底应朝向清洗孔和放油塞倾斜(通常为 1/25～1/20)，以促使沉积物(油泥或水)聚集到油箱中的最低点。油箱底至少离开地面 150mm，以便于放油和搬运。油箱应设有支脚，支脚可以单独制作后焊接在箱底边缘上，也可以通过适当增加两侧壁高度，以使其经弯曲加工后兼作油箱支脚，如有必要，支脚上应开设地脚螺栓用固定孔，支脚应该有足够大的面积，以便可以用垫片或楔铁来调平
内部隔板	在油液容量超过 100L 的油箱中应设置内部隔板，以便把系统回油区与吸油区隔开。隔板缺口处要有足够大的过流面积。隔板下部应开有缺口，以使吸油侧的沉淀物经此缺口至回油侧，并经放油口排出。为了有助于油液中的气泡浮出液面，可在油箱内设置金属除气网，并倾斜 10°～30°布置
相关管路	液压系统的管路要进入油箱并在油箱内部终结。液压泵的吸油管和系统的回油管要分别进入由隔板隔开的吸油区和回油区，管端应加工成朝向箱壁的 45°斜口，以增加开口面积。为了防止空气吸入(吸油管)或混入(回油管)，以免搅动或吸入箱底沉积物，管口上缘至少要低于最低液面 75mm，管口下缘至少离开箱底最高点 50mm。吸油管前必须安装粗过滤器，以清除较大颗粒杂质，保护液压泵 泄油管应尽量单独接入油箱并在液面以上终结。如果泄油管通入液面以下，要采取措施防止出现虹吸现象 油管常从箱顶或箱壁穿过而进入油箱，穿孔处要妥为密封。最好在接口处焊上高出箱顶 20mm 的凸台，以免维修时箱顶上的污物落入油箱。如果油管从箱壁穿过而进入油箱，除了妥为密封外，还要装设截止阀以便于油箱外元件的维修

续表

项目	说　明
控温测温	油箱上如要安装热交换器等控温、测温装置，则应考虑其安装位置
防护处理	油箱内壁应涂耐油防锈涂料或进行喷塑处理

7.2.5 故障诊断

油箱常见故障及其诊断排除方法见表 7-6。

表 7-6　油箱常见故障及其诊断排除方法

故障现象	产生原因	排除方法
油箱温升过高	①油箱离热源近、环境温度高 ②系统设计不合理、压力损失大 ③油箱散热面积不足 ④油液黏度选择不当	①避开热源 ②改进设计、减小压力损失 ③加大油箱散热面积或强制冷却 ④正确选择油液黏度
油箱内油液污染	①油箱内有油漆剥落片、焊渣等 ②防尘措施差，杂质及粉尘进入油箱 ③水与油混合(冷却器破损)	①采取合理的油箱内表面处理工艺 ②采取防尘措施 ③检查漏水部位并排除
油箱内油液、空气难以分离	油箱设计不合理	油箱内设置消泡隔板将吸油和回油区域隔开(或加金属斜网)
油箱振动、有噪声	①电动机与泵同轴度差 ②液压泵吸油阻力大 ③油液温度偏高 ④油箱刚性太差	①通过调整，减小同轴度误差 ②控制油液黏度、加大吸油管径 ③控制油温，减少空气分离量 ④提高油箱刚性

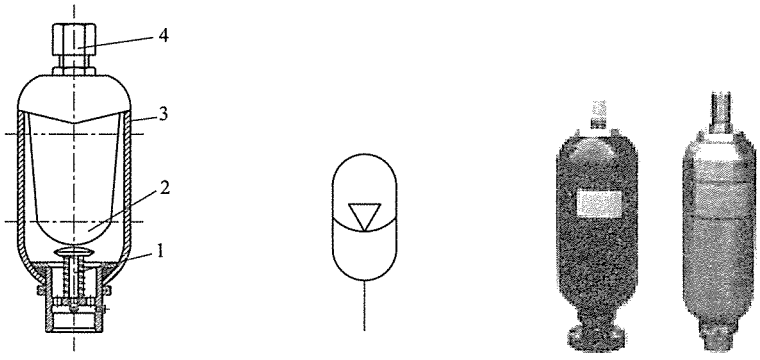
7.3 蓄能器的使用维护及故障诊断

7.3.1 用途类型

蓄能器是液压系统中储存和释放液体压力能的装置，除了作为辅助动力源外，还常用于吸收液压脉动和冲击。按储能方式不同蓄能器主要分为重力加载式、弹簧加载式和气体加载式三种类型。重力加载式蓄能器利用重锤的位能变化来储存、释放能量，常用于大型固定设备中。弹簧加载式蓄能器利用弹簧构件的压缩和变形来储存、释放能量，常在低压系统中作缓冲装置用。气体加载式蓄能器应用较多，它利用压缩气体（通常为氮气）储存能量，主要有活塞式、皮囊式和隔膜式等结构，其中皮囊式应用最为广泛。

7.3.2 结构原理

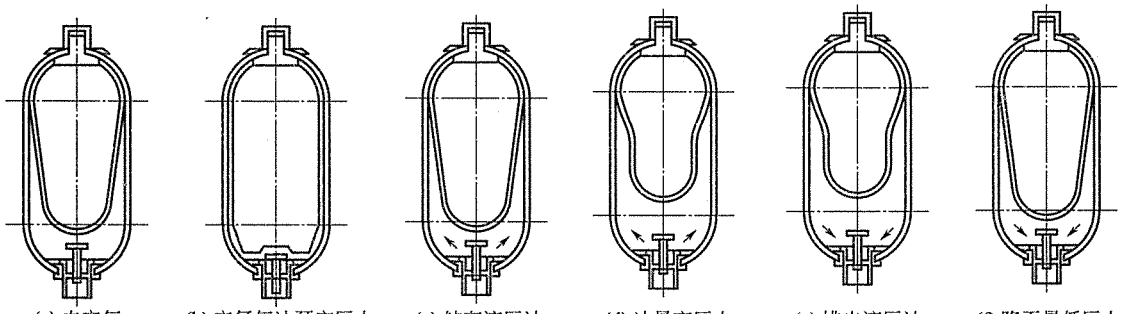
皮囊式蓄能器主要由壳体 3、皮囊 2、进油阀 1 和充气阀 4 等组成（图 7-11），皮囊为气体和液体的隔层。壳体通常为无缝耐高压的金属外壳，皮囊用丁腈橡胶、丁基橡胶等耐油、耐腐蚀橡胶作原料与充气阀一起压制而成。进油阀为一弹簧加载的菌形提升阀，用以防止油液全部排出时皮囊挤出壳体之外而损伤。充气阀用于蓄能器工作前为皮囊充气，蓄能器工作时则始终关闭。当液压油进入蓄能器壳体时，皮囊内气体体积随压力增加而减小，从而储存液压油。若液压系统需增加液压油，则蓄能器在气体膨胀压力推动下，将液压油排出予以补充。蓄能器的工作过程如图 7-12 所示。皮囊式蓄能器具有油气隔离、油液不易老化、反应灵敏、尺寸小、重量轻、安装容易、维护方便等优点，允许承受的最高工作压力可达 32MPa，但皮囊制造困难，只能在一定温度范围（通常为－10～70℃）内工作。



(a) 结构　　(b) 图形符号　　(c) 实物外形

图 7-11　皮囊式蓄能器

1—进油阀；2—橡胶皮囊；3—壳体；4—充气阀



(a) 未充气　(b) 充氮气达预定压力　(c) 储存液压油　(d) 达最高压力　(e) 排出液压油　(f) 降至最低压力

图 7-12　皮囊式蓄能器工作过程

7.3.3　典型应用

(1) 作辅助动力源

对于间歇工作的液压机械，当执行元件间歇或低速运动时，蓄能器可将液压泵输出的压力油储存起来；在工作循环的某段时间，当执行元件需要高速运动时，蓄能器作为液压泵的辅助动力源，与液压泵同时供出压力油。从而减小系统中液压泵的流量规格和运行时的功率损耗，降低系统温升。如图 7-13 所示，液压源通过液控单向阀 1 向蓄能器 2 充液，直至压力升高到卸荷阀 3 的设定压力后，泵通过阀 3 卸荷。二位四通手动换向阀 4 切换至右位时，液控单向阀 1 导通，液压源和蓄能器同时向液压缸 5 有杆腔供油，推动单作用液压缸 5 的活塞快速上升。

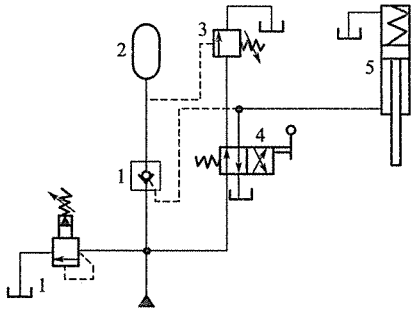


图 7-13　用蓄能器作辅助动力源的快速运动回路

1—液控单向阀；2—蓄能器；3—卸荷阀；4—二位四通手动换向阀；5—液压缸

(2) 保持系统压力，作应急动力源

在液压泵卸荷或停止向执行元件供油时，由蓄能器释放储存的压力油，补偿系统泄漏，保持系统压力；此外，蓄能器还可用作应急液压源，对液压系统实施安全保护，在一段时间内维持系统压力，如果电源中断或原动机及液压泵发生故障，依靠蓄能器供出的液压油可使执行机构复位，以免造成整机或某些机件损坏等事故，使系统处于安全状态。例如图 7-14 所示的采用蓄能器的保压回路，当电磁铁 1YA 通电使阀 5 切

换至左位时，液压缸 6 向右运动，当缸运动到终点后，液压泵 1 向蓄能器 4 供油，直到供油压力升高至压力继电器 3 的调定值时，压力继电器发信使电磁铁 3YA 通电，电磁阀 7 切换至上位，泵 1 经溢流阀 8 卸荷，此时液压缸通过蓄能器保压。当液压缸因泄漏致使压力下降至某规定值时，压力继电器动作使 3YA 断电，液压泵重新向系统供应压力油。图 7-15 所示为船装液化天然气卸料臂液压系统中蓄能器站用作应急动力源回路，活塞式蓄能器 2 由氮气瓶组（3 个）加载以提高有效容量，系统正常工作时，电磁阀 5 断电处于图 7-15 所示右位，外泄式液控单向阀 4 关闭，液压源经单向阀 7 向系统提供能量，并经阀 4 向蓄能器 3 充液，充液压力由溢流阀 6 限定；当系统出现突发故障致使液压源不能正常向系统供油时，阀 5 通电切换至左位，蓄能器 3 提供的控制压力油反向导通阀 4，从而蓄能器 3 经阀 4 向系统供油，使液压缸驱动的卸料臂复位。

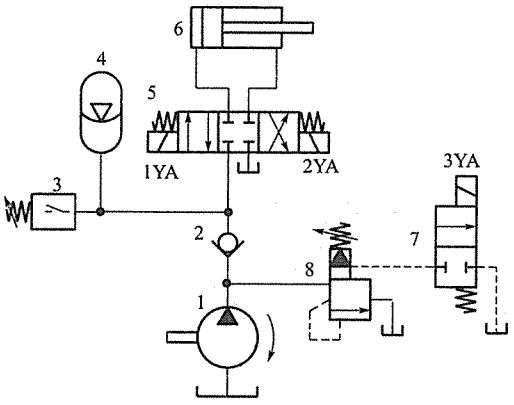


图 7-14　蓄能器保压回路

1—液压泵；2—单向阀；3—压力继电器；4—蓄能器；5—三位四通电磁换向阀；6—液压缸；7—二位二通电磁换向阀；8—先导式溢流阀

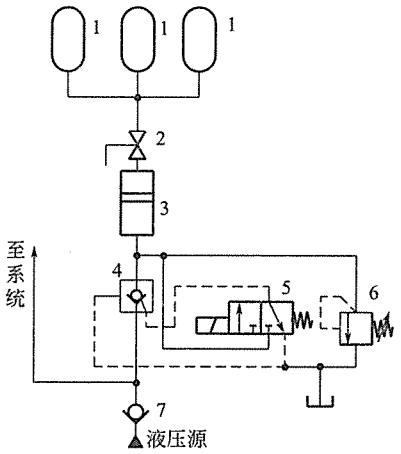


图 7-15　船装液化天然气卸料臂液压系统中蓄能器站用作应急动力源回路

1—氮气瓶；2—截止阀；3—活塞式蓄能器；4—外泄式液控单向阀；5—二位三通电磁阀；6—溢流阀；7—普通单向阀

(3) 吸收冲击压力和液压泵的脉动

因执行元件突然启动、停止或换向，液压阀突然关闭或换向引起的液压冲击及液压泵的压力脉动，可采用蓄能器加以吸收，避免系统压力过高造成元件或管路损坏。对于某些要求液压源供油压力恒定的液压系统（如液压伺服系统），可通过在泵出口近旁设置（并接）蓄能器，以吸收液压泵的脉动，改善系统工作品质。

7.3.4　常用产品

蓄能器及附件常用产品见表 7-7。

表 7-7　蓄能器及附件常用产品

类　型		公称容积/L	公称通径/mm	公称压力/MPa	生产厂
蓄能器	国标皮囊式蓄能器(NXQ 型)	0.63～150	15～60	10、20、31.5	①②等
	欧标(CE)皮囊式蓄能器(BA 型)	0.6～54		35～55	③
	美标(ASME)皮囊式蓄能器(S/H/T 型)	0.2～60		20.7	③
	美国 Tubol 拓步皮囊式蓄能器(TBR 型)	1～60		20.7～41.4	④

续表

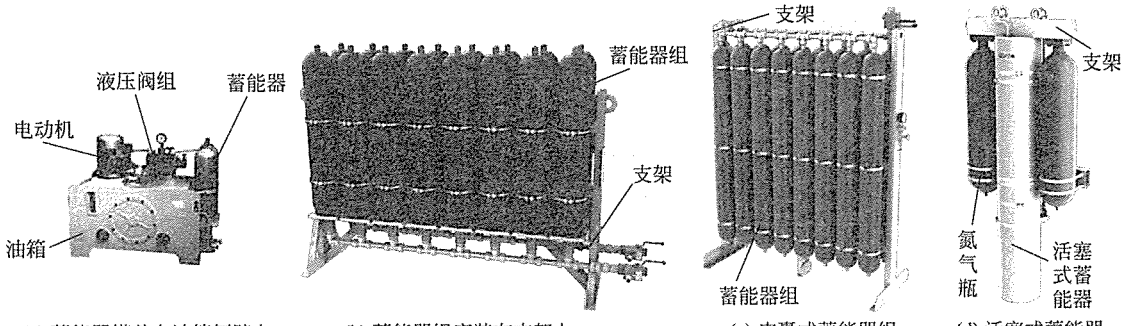
类　型		公称容积/L	公称通径/mm	公称压力/MPa	生产厂
附件	PC 型充气装置			10、40、60	③
	CDZ 型行走式充氮增压车			25、35、42	③

①浙江奉化奥莱尔液压有限公司。②上海立新液压有限公司。③布柯玛蓄能器（天津）有限公司。④上海迈奥实业发展有限公司。

7.3.5　安装使用

(1) 安装注意事项

① 对于使用单个蓄能器的中小型液压系统，可将蓄能器通过托架安装在紧靠脉动或冲击源处，或直接搭载安装在油箱箱顶或油箱侧壁上［图 7-16(a)］。对于使用多个蓄能器的大型液压系统，应设计安装蓄能器的专门支架［图 7-16(b)、(c)、(d)］，用以支撑蓄能器，同时还应使用卡箍将蓄能器固定。支架上两相邻蓄能器的安装位置要留有足够的间隔距离，以便于蓄能器及其附件（吸油阀及密封件等）的安装和维护。



(a) 蓄能器搭载在油箱侧壁上　(b) 蓄能器组座装在支架上　(c) 皮囊式蓄能器组吊装在支架上　(d) 活塞式蓄能器组吊装在支架

图 7-16　蓄能器的安装

② 蓄能器间的管路连接应有良好的密封。

③ 蓄能器组件应安装在便于检查、维修的位置，并远离热源。

④ 用于降低噪声、吸收脉动和液压冲击的蓄能器，应尽可能靠近振动源。

⑤ 蓄能器的铭牌应置于醒目的位置。

⑥ 皮囊式蓄能器原则上应油口向下立置安装，若倾斜或卧置安装，皮囊因受浮力与壳体单边接触，存在有碍正常伸缩运行、加快皮囊损坏和降低蓄能器机能的危险，故一般不采用倾斜或卧置安装。对于隔膜式蓄能器则无特殊安装要求，油口向下立置、倾斜和卧置安装均可。

⑦ 蓄能器与液压泵之间应装设单向阀，防止液压泵卸荷或停止工作时蓄能器中的压力油倒灌。

⑧ 蓄能器与系统之间应装设截止阀，供充气、检查、维修蓄能器时或长时间停机时使用。

⑨ 蓄能器支架应牢固地固定在地基上，以防蓄能器从固定部位脱开而发生飞起伤人事故。

⑩ 在装配皮囊前应向壳体内注入少量（约为壳体体积 1/10）液压油，并将油液在壳体内壁涂抹均匀，使壳体内壁与皮囊外壁之间形成一层油垫，从而在皮囊变形时，在皮囊与壳体间起到润滑作用，以免在蓄能器充气时，因皮囊外壁与干燥的壳体之间很大的摩擦力以及

充气时皮囊变形不均等，造成局部拉伸过大而破裂。皮囊装配前，同样要在皮囊外壁涂抹液压油，并将皮囊内的气体排净、折叠。然后，可将图 7-17 所示的辅助工具（拉杆）旋入皮囊的充气阀座（图 7-18），再一起经壳体下端大开口装入壳体，在壳体上端拉出拉杆，然后旋下拉杆，装上圆螺母，使皮囊固定在壳体上。皮囊的拆卸过程与上相反，拆下的皮囊应放置在洁净处，并应避免与尖锐、锋利之物接触而损伤皮囊。

图 7-17　拉杆

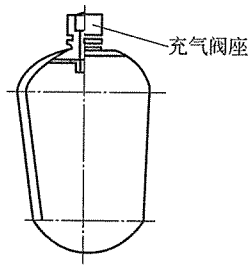


图 7-18　皮囊

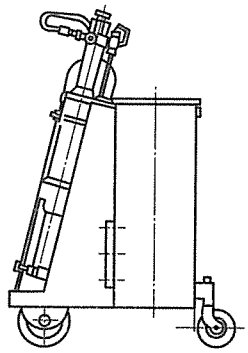


图 7-19　充氮车

(2) 使用维护注意事项

① 不能在蓄能器上进行焊接、铆焊及机械加工。

② 蓄能器安装就绪后再充氮气。要用专门的充装装置（如图 7-19 所示充氮车）为蓄能器充装增压气体（惰性气体，如氮气）；蓄能器绝对禁止充氧气、压缩空气或其他易燃气体，以免引起爆炸。

③ 蓄能器容量大小和充气压力与其用途有关，例如用于储存和释放能量（作辅助动力源、应急动力源和保压补漏之用）时的容量 V_A（皮囊工作前的充气容积）按下式计算确定：

$$V_A=\frac{V_W\left(\frac{1}{p_A}\right)^{\frac{1}{n}}}{\left(\frac{1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}-\left(\frac{1}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}} \tag{7-1}$$

式中，p_A为皮囊工作前的充气压力；p_1为蓄能器在储油结束时的压力（系统最高工作压力）；p_2为蓄能器向系统供油时的压力（系统最低工作压力）；V_W为蓄能器释放的油液体积，亦即气体体积变化量，$V_W=V_2-V_1$，可根据用途算得或从产品样本图线查取。

例如蓄能用途的释放的油液体积为

$$V_m=\frac{\sum_{i=1}^{n}q_it_i}{\sum_{i=1}^{n}t_i} \tag{7-2}$$

式中，t_i为一个工作循环（图 7-20）中第 i 阶段的时间间隔，s；q_i为第 i 个阶段内的流量，m^3/s；$\sum_{i=1}^{n}q_it_i$ 为一个工作周期内液压执行元件的耗油量之和；V_1为皮囊被压缩后相应于 p_1时的气体体积；V_2为皮囊膨胀后相应于 p_2时的气体体积；n 为多变指数，当蓄能器用于补偿泄漏、保持系统压力时，它释放能量的速度缓慢，可认为气体在等温条件下工

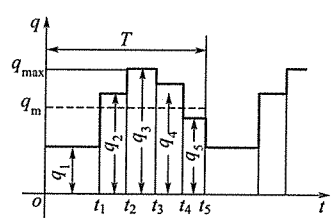


图 7-20　流量-时间工作循环

作，这时取 $n=1$，蓄能器用于短期大量供油时，释放能量的速度很快，可认为气体在绝热条件下工作，这时取 $n=1.4$。

注意：在一个工作循环内，各瞬间所需的瞬时流量 q_i 中，超出平均流量 q_m 的部分为蓄能器供给的流量，小于或等于 q_m 的部分为液压泵供给的流量。

充气压力 p_A 在理论上可与 p_2 相等，但由于系统存在泄漏，为保证系统压力为 p_2 时蓄能器还有补偿能力，宜使 $p_A<p_2$，根据经验，一般取 $p_A=(0.8\sim0.85)p_2$，或 $0.25p_1<p_A<0.9p_2$。

若已知蓄能器容量 V_A，则蓄能器的供油体积为

$$V_W=V_A p_A^{\frac{1}{n}}\left[\left(\frac{1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}-\left(\frac{1}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}\right] \tag{7-3}$$

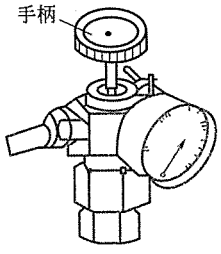


图 7-21　充气工具

④ 一般可按蓄能器使用说明书上介绍的方法进行充气。常使用图 7-21 所示的充气工具向蓄能器充入氮气。充气前，使蓄能器进油口微微向上，向壳体内注入少量用于润滑的液压油，将充气工具的一端连在蓄能器充气阀上，另一端与氮气瓶相连通。打开氮气瓶上的截止阀，调节其出口压力到 0.05～0.1MPa，旋转充气工具上的手柄，徐徐打开充气阀芯，缓慢充入氮气，装配时被折叠的皮囊会随之慢慢打开，使皮囊逐渐增大，直到菌形吸油阀关闭。此时，充气速度可以加快，并达到充气压力。为了避免充气过程中因皮囊非均匀膨胀而破裂，切勿一下子将气体充入皮囊。

若蓄能器充气压力较高，应在充气系统设置增压器，将充气工具的另一端与增压器相连。若充气压力高于氮气瓶的压力，可采用蓄能器对充的方法。

对于活塞式蓄能器，充气时，尽可能慢慢地打开阀门，使活塞推移至底部（听声音判断）。如无异常，再使充气压力达到液压系统最低使用压力的 80%～85%，并检查有无漏气。

⑤ 蓄能器充气压力检测回路如图 7-22 所示，在蓄能器 1 的进油口和油箱 5 之间设置截止阀，并在截止阀 4 前设置压力表 3，慢慢打开截止阀，使压力油流回油箱，期间观察压力表，压力表指针先慢慢下降，达到某一压力值后迅速降到零，指针移动速度发生变化时的读数（即压力表迅速降到零时的某一压力值），即为充气压力。

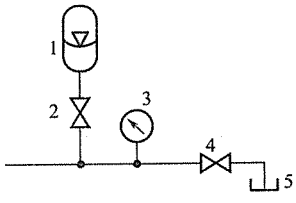


图 7-22　蓄能器充气压力检测回路

1—蓄能器；2,4—截止阀；3—压力表；5—油箱

也可借助放油检查充气压力。将压力表装在蓄能器的油口附近，用液压泵向蓄能器注满油液，然后，使泵停止，使压力油通过与蓄能器相接的截止阀慢慢从蓄能器中流出。在排油过程中观察压力表，压力表指针会慢慢下降。当达到充气压力时，蓄能器的进油阀关闭，压力表指针迅速下降到零，压力迅速下降前的压力即为充气压力。还可利用充气工具直接检查充气压力，但由于每次检查都要放掉一些气体，故不适用于容量很小的蓄能器。

⑥ 移动及搬运蓄能器时，必须将气体放尽。

⑦ 不能在充液状态下拆卸蓄能器。

⑧ 在蓄能器使用中，应定期对皮囊的气密性进行维护检查：对新使用的蓄能器，第一周检查一次，第一个月内还要检查一次，然后半年检查一次。对作应急动力源的蓄能器，为确保安全，应经常检查与维护。

在高温辐射热源环境中使用的蓄能器可在蓄能器旁装设两层薄钢板和一层石棉组成的隔热板，起隔热作用。

⑨ 长期停用的皮囊式蓄能器，应关闭蓄能器与系统管路间的截止阀，保持蓄能器油压在充气压力以上，使皮囊不靠底。

7.3.6 故障诊断

蓄能器常见故障及其诊断排除方法见表 7-8。

表 7-8 蓄能器常见故障及其诊断排除方法

故障现象	产生原因	排除方法
供油不均	活塞或皮囊运动阻力不均	检查活塞密封圈或皮囊并排除运动阻碍
皮囊内压力充不起来	①充气瓶(充氮车)无氮气或气压低 ②气阀泄漏 ③皮囊或蓄能器盖向外漏气	①补充氮气 ②修理或更换已损零件 ③紧固密封或更换已损零件
供油压力太低	①充气压力低 ②蓄能器漏气	①及时充气 ②紧固密封或更换已损零件
供油量不足	①充气压力低 ②系统工作压力范围小且压力过高 ③蓄能器容量偏小	①及时充气 ②调整系统压力 ③更换大容量蓄能器
不向外供油	①充气压力低 ②蓄能器内部泄油 ③系统工作压力范围小且压力过高	①及时充气 ②检查活塞密封圈或皮囊泄漏原因，及时修理或更换 ③调整系统压力
系统工作不稳定	①充气压力低 ②蓄能器漏气 ③活塞或皮囊运动阻力不均	①及时充气 ②紧固密封或更换已损零件 ③检查受阻原因并排除

7.4 热交换器的使用维护及故障诊断

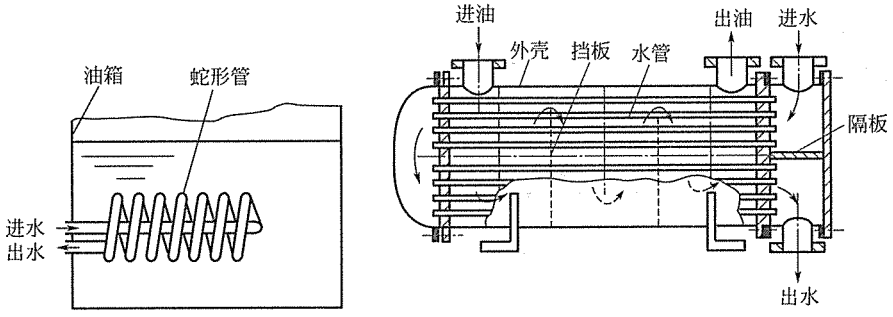
冷却器和加热器统称为热交换器。液压系统工作介质温度过高或过低都将影响系统的正常工作。液压系统的正常工作温度因主机类型及其液压系统的不同而不同。一般希望保持在30～50℃范围内，最高不超过 65℃，最低不低于 15℃。如果液压系统依靠自然冷却仍不能使油温控制在允许的最高温度以下，或是对温度有特殊要求，则应安装冷却器，强制冷却；反之，如果环境温度太低，液压泵无法正常启动或有油温要求时，则应安装加热器，提高油温。

7.4.1 冷却器

液压系统中常用的冷却器有水冷式和风冷式两种。水冷式用于有固定水源的场合，风冷式则用于行走机械等水源不便的场合。最简单的水冷式冷却器是图 7-23(a) 所示的蛇形管冷却器，它以一组或几组的形式直接装在油箱内。冷却水从管内流过时，就将油液中的热量带走。这种冷却器的散热面积小，冷却效率低。液压系统中使用较多的是强制对流式多管冷却器 [图 7-23(b)]，冷却水从管内流过，油液从水管（通常为铜管）外的管间流过，中间隔板使油流折流，从而增加油的循环路线长度，故强化了热交换效果。

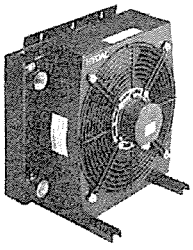
图 7-24 所示为电机驱动油/风冷却器，它由前端散热片、中部外壳和后端轴向电机风扇组成，油口设在后端。油液从带有散热片的腔中通过，正面用风扇送风冷却。此冷却器结构

简单紧凑，占用空间小，散热性能好，散热效率高。此外，这种油/风冷器还有内置油泵驱动型等。冷却器的图形符号如图 7-25 所示。

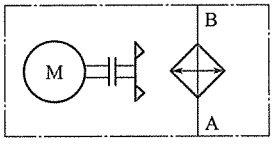


(a) 蛇形管冷却器　　(b) 多管冷却器

图 7-23　水冷式冷却器



(a) 外形

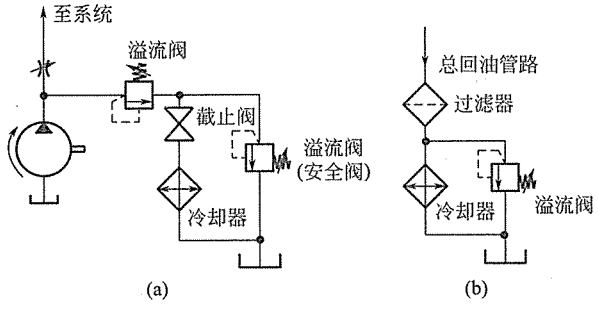


(b) 图形符号

图 7-24　油/风冷却器（HYDAC 液压技术公司产品）

(a) 一般　　(b) 带冷却剂

图 7-25　冷却器的图形符号



(a)　　(b)

图 7-26　冷却器的安装位置

冷却器在液压系统中的安装位置分两种情况：若溢流功率损失是系统温升的主要原因，则应将冷却器设置在溢流阀的回油管路上［图 7-26(a)］，在回油管冷却器旁要并联旁通溢流阀，实现冷却器的过压安全保护，同时，在回油管冷却器上游应串联截止阀，用来切断或接通冷却器；若系统中存在着若干个发热量较大的元件时，则应将冷却器设置在系统的总回油管路上［图 7-26(b)］，如果回油管路上同时设置过滤器和冷却器，则应把过滤器安放在回油管路上游，以使低黏度热油流经过滤器的阻力损失降低。应确保油箱内的油液始终淹没冷却器。

冷却器常用产品见表 7-9。

表 7-9　冷却器常用产品

类型		散热面积/m^2	散热系数/[W/(m^2 · K)]	设计温度/℃	介质压力/MPa	冷却介质压力/MPa	生产厂
水冷式冷却器	LQ※型列管式冷却器	0.2～290	290～638	80～120	1.0～1.6	＜0.1	①②③
	BR 型板式冷却器	1～40	290～638	120	0.6～1.6	＜0.1	②④

续表

类型		散热面积/m^2	散热系数/[W/(m^2·K)]	设计温度/℃	介质压力/MPa	冷却介质压力/MPa	生产厂
风冷式冷却器	FL 型空气冷却器		≤55	100	1.6		①②
	OK-ELC 型油/风冷却器	冷却功率 1～28kW			1.6		⑤

①营口液压机械厂。②营口市船舶辅机厂。③福建江南冷却器厂。④四平四环冷却器厂。⑤贺德克液压技术（上海）有限公司。

7.4.2 加热器

液压系统的加热一般常采用结构简单、能按需要自动调节最高和最低温度的电加热器。如图 7-27 所示，电加热器宜横向水平安装在油箱壁上，其加热部分必须全部浸入油中，以免因蒸发使油面降低时加热器表面露出油面。由于油液是热的不良导体，所以应注意油的对流。加热器最好设置在油箱回油管一侧，以便加速热量的扩散。单个加热器的功率不宜太大，以免周围温度过高，使油液变质，必要时可同时装几个小功率加热器。加热器常用产品见表 7-10。

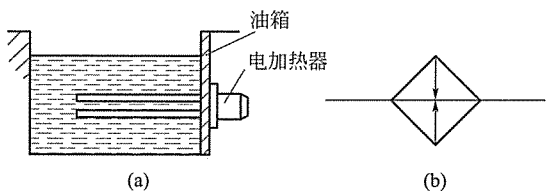


图 7-27 电加热器

表 7-10 加热器常用产品

型号	功率/kW	浸入油中长度/mm	电压/V	生产厂
GYY 型电加热器	1～8	230～930	220	①②
SRY 型电加热器	1～8	225～825	220	①③④

①上海电热电器厂。②沈阳电热元件厂。③北京电热电器厂。④江阴市国豪电热电器制造有限公司。

7.5 油管和管接头的使用维护及故障诊断

液压系统中的管件包括油管和管接头，它们是连接各类液压元件、输送压力油的装置。管件应具有足够的耐压能力（强度）、无泄漏、压力损失小、拆装方便。

管件连接旋入端的螺纹主要使用国家标准米制锥螺纹（ZM）和普通细牙螺纹。前者依靠自身的锥体旋紧并采用聚四氟乙烯生料带等进行密封，适用于中低压系统；后者密封性好，但要采用组合垫圈或 O 形密封圈进行端面密封。国外常用惠氏（BSP）管螺纹（多见于欧洲国家生产的液压元件）和 NPT 螺纹（多见于美国生产的液压元件）。

7.5.1 油管

油管有硬管（钢管和铜管）和软管（橡胶管、尼龙管和塑料管）两类，其特点及适用场合见表 7-11。

表 7-11 各类油管的特点及适用场合

种类		特点及适用范围
硬管	钢管	价格低廉、能承受高压、刚性好、耐油、耐腐蚀，但装配时不能任意弯曲，常在拆装方便处用作压力管道。高压用无缝钢管(冷拔精密无缝钢管和热轧普通无缝钢管，材料为 10 钢或 15 钢)。低压用焊接管
	紫铜管	装配时易弯曲成各种需要的形状，但承压能力较低，一般不超过 6.5～10MPa，抗振能力较差，又易使油液氧化。常用于液压装置配接不便之处
	黄铜管	可承受 25MPa 的压力，但不如紫铜管那样容易弯曲成形

续表

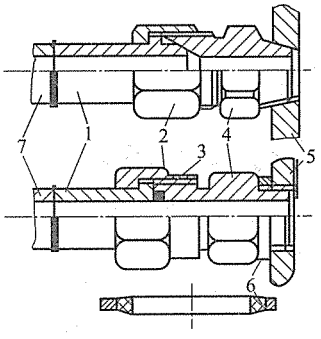
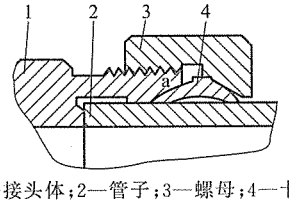
种类		特点及适用范围
软管	橡胶管	高压管由几层钢丝编织或钢丝缠绕为骨架制成，钢丝网层数越多，耐压越高(有的耐压高达 100MPa 以上，爆破压力达 200MPa 以上)，价昂，低压管是以麻线或棉纱编织体为骨架制成。橡胶管安装连接方便，适用于两个相对运动部件之间的管道连接，或弯曲形状复杂的地方
	尼龙管	乳白色半透明，加热后可随意弯曲、变形，冷却后固定成形，承压能力因材料而异，为 2.5～8MPa。目前大多只在低压管道中使用
	塑料管	质轻、耐油、价廉、装配方便，但承压能力低，长期使用会变质老化，只适用于压力小于 0.5MPa 的回油、泄油油路

由于硬管流动阻力小，安全可靠，安全可靠性高且成本低，所以除非油管与执行机构的运动部分一起移动（如油管装在杆固定的活塞式液压缸缸筒上），一般应尽量选用硬管。

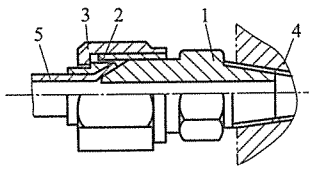
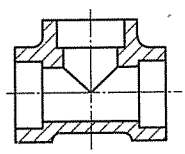
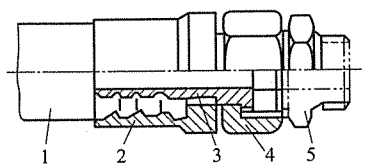
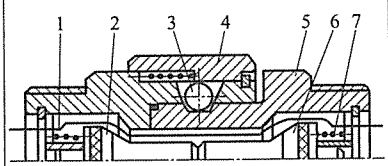
7.5.2 管接头

管接头是油管与油管、油管与液压元件之间的可拆式连接件，管接头必须具备耐压能力高、通流能力大、压降小、装卸方便、连接牢固、密封可靠和外形紧凑等条件。管接头主要类型见表 7-12，其中，焊接式、卡套式和扩口式管接头应用较为普遍，其基本型有端直通管接头、直通管接头、端直角管接头、直角管接头、端三通管接头、三通管接头和四通管接头 7 种。凡带端字的都是用于管端与机件（例如液压泵、液压缸、油路块等）间的连接，其余则用于管件间的连接。有 8 种特殊管接头，其应用见表 7-13。

表 7-12 管接头主要类型

类型	结构图	特点与应用	标准号及生产厂
焊接式管接头	 1—接管；2—螺母；3—O 形密封圈；4—接头体；5—机件；6—垫圈；7—管子	利用接管 1 与管子 7 焊接。接头体 4 和接管 1 之间用 O 形密封圈 3 进行端面密封。接头体拧入机件 5，两者可用金属垫圈或组合垫圈 6 (JB 982—1977)密封 结构简单，易制造，密封性好，对管子尺寸精度要求不高。要求焊接质量高，装拆不便。工作压力可达 31.5MPa，工作温度为 －25～80℃，适用于以油为介质的管路系统	JB/ZQ 4399—2006 JB/T 966～1003—2005 ①②③
卡套式管接头	 1—接头体；2—管子；3—螺母；4—卡套	利用带尖锐内刃的环状卡套 4 的变形嵌入管子 2 表面进行密封，同时，卡套受压中部略凸，在 a 处和接头体 1 的内锥面接触而形成密封。接头体 1 左端螺纹拧入机件(图中未画出)，两者可用组合垫圈密封 结构先进，性能良好，重量轻，体积小，使用方便，广泛应用于液压系统中。工作压力可达 31.5MPa，要求管于尺寸精度高，需用冷拔钢管。卡套精度也高。适用于油、气及一般腐蚀性介质的管路系统	GB/T 3733.1～3765—2008 ①②③④

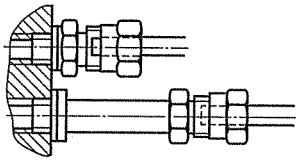
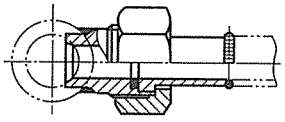
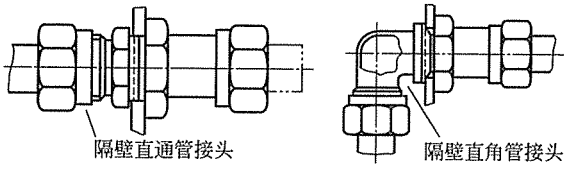
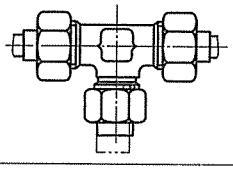
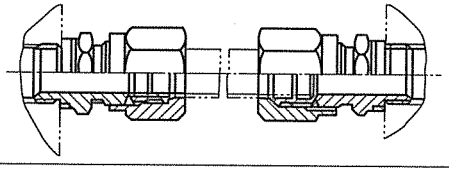
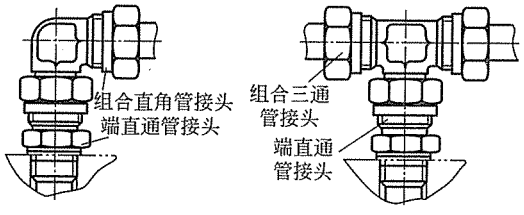
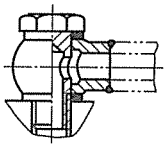
续表

类型	结构图	特点与应用	标准号及生产厂
扩口式管接头	 1—接头体；2—套管；3—螺母；4—机件；5—管子	由接头体1(拧入机件4内)、套管2和螺母3组成，利用管子5的端部扩口进行密封，不需其他密封件 结构简单，适用于薄壁管件连接，用于油、气为介质的压力较低的管路系统	GB/T 5625.1～5653—2008 ①②③
承插焊管件		将需要长度的管子插入管接头直至管子端面与管接头内端接触，将管子与管接头焊接成一体，可省去接管，但管子尺寸要求严格 适用于油、气为介质的管路系统	GB/T 14383—2008 ⑤⑥
软管接头及软管总成	软管接头(有可拆式和扣压式两种，各有A、B、C三种形式)和软管(通常是橡胶软管)可由管件厂买进软管总成，也可以用户自行装配，软管接头可与扩口式、卡套式、焊接式或快换接头连接		
扣压式软管接头	 1—软管；2—接头外套；3—接头芯；4—螺母；5—接头体	图示软管接头为永久连接软管接头，它由接头外套2、接头芯3和接头螺母4组成，通过接头体5拧入机件。它是冷挤压到软管1上的，只能一次使用 当软管失效时管接头随软管一起废弃。但是这种接头一般比可复用接头成本低，而且软管装配工作量小。工作压力与软管结构及直径有关(一般在6～40MPa之间)。适用于油、水、气为介质的管路系统。介质(油)温度为－40～100℃	GB/T 9065.1～9065.3—2015；JB/T 8727—2016 ①②③
快换接头	快换接头又称快速装拆管接头，无需装拆工具，适用于经常装拆的场合，有两端开放式和两端开闭式两种		
两端开闭式快换接头	 1,7—弹簧；2,6—锥阀芯；3—钢球；4—外套；5—接头体	管子拆开后，可自行密封，管道内液体不会流失，因此适用于经常拆卸的场合。图示为油路接通工作位置，需断开油路时，用力左推外套4，再拉出接头体5，钢球(6～12个)即由接头体槽中退出，同时单向阀的锥阀芯2和6分别在弹簧1和7的作用下将两个阀口关闭，油路即断开 结构较复杂，局部阻力损失较大。适用于油、气为介质的管路系统。工作压力低于31.5MPa，介质温度为－20～80℃	JB/ZQ 4078～4079—2006 ③

①上海液压附件厂。②苏州液压附件厂。③泸州液压附件厂。④浙江海盐县管件厂。⑤焦作市路通液压附件有限公司(原焦作市液压附件厂)。⑥宁波液压附件厂。

注：各种管接头的外形连接尺寸见生产厂产品样本或相关标准。

表 7-13　特殊管接头的应用

类型	主要应用场合	示意图
端直通长管接头	主要用于螺孔间距过小的地方，它与端直通管接头交错安装	
焊接管接头(在焊接式管接头中称分管管接头)	在大直径的管子上焊上这种管接头，引出一根小直径的管子	
隔壁管接头	主要用于管路过多成排布置，可以把管子固定在支架上，或用于密封容器内外的管路连接。用这种管接头，管子通过箱壁时，既能保持箱内密封，又能使管接头得到固定	
变径管接头	用来连接外径不同的管子	
对接管接头	这种管接头拆卸时，将螺母松开后，管子连同锥体环平移拆下，解决了其他卡套式管接头拆卸时必须轴向移动管子的难题	
组合管接头	因卡套式管接头采用公制细牙螺纹，对端直角、端三通管接头来说较难满足方向要求，若选用组合管接头与端直通管接头连接会给复杂的管路系统安装带来方便，同时也能满足任意方向的要求	
铰接管接头	可使管道在一个平面内按任意方向安装。它比组合管接头紧凑，但结构较复杂	
压力表管接头	专用于连接管道中的压力表	

注：直螺纹在端接头体与机件间的连接处需加密封垫圈，垫圈形式可由使用条件决定，推荐按 JB/T 982—1977《组合密封垫圈》和 JB/T 1002—1977《密封垫圈》的规定选取。

7.5.3　油管、管接头和油路块的常见故障与排除

油管、管接头和油路块的常见故障及其诊断排除方法见表 7-14。

表 7-14　油管、管接头和油路块的常见故障及其诊断排除方法

故障现象	产生原因	排除方法
漏油	①软管破裂，接头处漏油 ②钢管与接头连接处密封不良 ③焊接管与接头处焊接质量差 ④24°锥结构(卡套式)结合面质量差 ⑤螺纹连接处未拧紧或拧得太紧 ⑥螺纹牙型不一致 ⑦板式阀油路块之间的叠积面处或阀与块的安装面间漏装密封圈或密封圈老化 ⑧插装阀油路块上的插装元件漏装密封圈或密封圈老化 ⑨油路块上阀的安装面或孔精度低或有污物	①更换软管，采用正确连接方式 ②连接部位用力均匀，注意表面质量 ③提高焊接质量 ④更换卡套，提高 24°锥表面质量 ⑤螺纹连接处用力均匀拧紧 ⑥螺纹牙型要一致 ⑦加装或更换密封圈 ⑧加装或更换密封圈 ⑨提高安装面或孔的精度或清除污物
振动和噪声	①液压系统共振 ②双泵双溢流阀调定压力太相近	①合理控制振源 ②控制压差大于 1MPa

注：油路块是液压系统集成时用于安装液压阀的一类辅助连接件。

7.6 压力表的使用维护及故障诊断

液压系统中泵的出口、安装压力控制元件处、与主油路压力不同的支路及控制油路、蓄能器的进油口等处，均应设置测压点，以便通过压力表及其开关对压力进行调节或对系统工作中的压力数值及其变化情况进行观测。

液压系统各工作点的压力通常都用压力表来观测。图 7-28(a) 和 (b)、(d) 所示为最常用的弹簧管式普通压力表的结构、图形符号及外形。当压力油进入弹簧弯管 1 时，管端产生变形，通过杠杆 4 使扇形齿轮 5 摆转，带动小齿轮 6，使指针 2 偏转，由刻度盘 3 读出压力值。

压力表精度用精度等级（压力表最大误差占整个量程的百分数）来衡量。例如 1.5 级精度等级的量程（测量范围）为 10MPa 的压力表，最大量程时的误差为 10MPa×1.5%＝0.15MPa。压力表最大误差占整个量程的百分数越小，压力表精度越高。一般机械设备液压

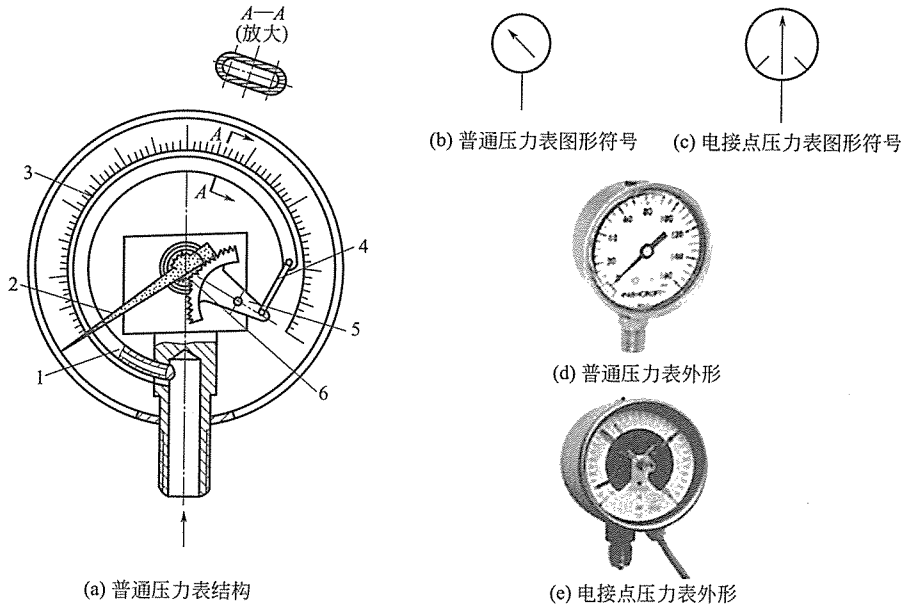


图 7-28　压力表

1—弹簧弯管；2—指针；3—刻度盘；4—杠杆；5—扇形齿轮；6—小齿轮

系统采用的压力表精度等级为1.5～4级。压力表的量程应大于系统工作压力的上限，即压力表量程约为系统最高工作压力的1.5倍左右。压力表不能仅靠一根细管来固定，而应把它固定在面板上，压力表应安装在调整系统压力时能直接观察到的部位。压力表应通过压力表开关接入压力管道时，以防止系统压力突变或压力脉动而损坏压力表。

对于需远程传送信号或自动控制的液压系统，可选用带微动开关的弹簧管式电接点压力表［图7-28(e)］，其图形符号如图7-28(c)所示。它一方面可以观测系统压力，另一方面在系统压力变化时可以通过微动开关内设的高压和低压触点发信，控制电动机或电磁阀等元件的动作，从而实现液压系统的远程自动控制。

压力表常用产品见表7-15。

表7-15　压力表常用产品

型号	测量范围/MPa	生产厂
Y型弹簧管压力表	0～60	①②③④
YN型耐震压力表	0～60	
YX型电接点压力表	0～60	
YZ型弹簧管压力真空表	－0.1～2.4	

①无锡雪浪仪表厂。②沈阳仪表厂。③宜昌仪表厂。④西仪股份有限公司。

7.7 典型案例

7.7.1 皮囊式液压蓄能器失效故障诊断

(1) 功能原理

在线棒材轧机液压系统中，泵站与阀站之间使用了皮囊式蓄能器，其具体作用如下。

① 作紧急动力源。当液压泵发生故障或突然停电时，蓄能器作为紧急动力源将储存的能量立即释放出来，使夹紧缸还能有效夹紧工件，以免发生事故。

② 吸收液压冲击。在换向阀或液压缸等冲击源之前装设蓄能器，就可以吸收和缓冲由于换向阀突然换向或液压缸运动的突然停止产生的液压冲击，避免振动和噪声，保护仪表、元件和密封装置免受损坏。

③ 消除脉动、降低噪声。液压系统中的柱塞泵和溢流阀在系统正常工作时会引起系统的压力脉动，产生振动和噪声。安装蓄能器可以显著地降低噪声，使对振动敏感的仪表及阀的损坏事故大为减少。此外，蓄能器还能补偿泄漏、作为辅助动力源和当作液压空气弹簧等使用。

(2) 故障现象

皮囊式蓄能器在使用中有时会出现不能夹紧等情况，即蓄能器功能失效。

(3) 原因分析及排除

功能失效的故障大多是由蓄能器吞吐压力油的能力引起的，其原因大致有以下几种。

① 充气压力 p_A 不当。过高的充气压力是导致皮囊损坏的最常见原因，因过高的充气压力会将皮囊推入进油阀，导致进油阀总成以及皮囊的损坏，故一般应保证充气压力满足 $p_A \leqslant 0.9p_2$（p_2 为系统最低工作压力）；反之，过低的充气压力以及增加系统压力没有相应增加充气压力将会使皮囊被挤入充气阀而损坏，通常规定充气压力满足 $p_A \geqslant 0.25p_1$（p_1 为系统最高工作压力），这样限制皮囊系统工作时的变形范围，可以保护皮囊，并使皮囊有必要的工作寿命。由此得到充气压力的经验取值范围为

$$0.25p_1 < p_A < 0.9p_2$$

排除此类故障的方法如下：首先应排出蓄能器内压力油，测定蓄能器内气压，给予确

诊；其次要找出具体故障源，当测知充气压力低时，可能是设定值过低、充气不足、蓄能器充气嘴泄漏、皮囊破裂等，当测知充气压力过高时，可能是设定值过高、充气过量或者环境条件如温度升高所致。对症解决即可。

② 最高工作压力过低或过高。当蓄能器最高工作压力较低时，蓄能器的供油体积比较小。这时，若用蓄能器补油保压和夹紧必然出现压力下降快、保压时间短、夹紧失效之类的故障；若用蓄能器加速、快压射和增压时，也因供油体积太小，不能补油，导致不能加速、快压射和增压。若蓄能器最高工作压力比较高（但满足要求）时，就不会产生以上故障。但最高工作压力过高时，不但不能满足工作要求，而且会损坏液压泵、浪费功率。

对此，首先应设法测定蓄能器最高工作压力。若蓄能器最高工作压力过低，可能是由于液压泵故障、液压泵吸空、调压不当、压力阀及调压装置的故障造成的。对症解决即可。

③ 相邻液压元件泄漏使蓄能器不能发挥其作用。在液压系统中，与蓄能器相连接的液压元件有单向阀、电磁换向阀和液压缸等，这些元件常出现密封不严、卡死不能闭合、因磨损间隙过大和密封件失效，造成蓄能器在储油和供油时压力油大量泄漏，致使蓄能器不能发挥其作用。

当确定故障原因是液压元件泄漏时，首先应确定是否为与蓄能器接邻的液压元件（单向阀、液控单向阀、换向阀和液压缸等）的泄漏故障。泄漏的原因大概有阀芯和阀座密封不严、阀芯卡阻、磨损造成相对运动面间隙大以及密封元件失效等。

7.7.2 单杆活塞缸节流调速液压系统回油路胶管爆裂故障诊断

(1) 功能结构

钢管加工厂加厚机芯棒旋转采用双作用单杆活塞缸节流调速液压系统［图 7-29(a)］驱动，系统的额定工作压力为 14MPa。液压缸 4 的缸径和活塞杆直径分别为 $D=63\text{mm}$ 和 $d=45\text{mm}$，行程为 $L=220\text{mm}$，电磁换向阀 1 控制缸 4 的进、退动作；缸 4 的动作速度采用双单向节流阀 2 回油节流控制。缸 4 有杆腔相连的回油管路为高压胶管 3，其型号规格为 19 Ⅱ-1500 JB1885—77，额定压力为 18MPa。

(2) 故障现象

试生产之初，高压胶管 3 经常发生爆裂故障。

(3) 原因分析

经运行跟踪分析，发现是因缸 4 在工作过程中，有杆腔出现增压所致。对于图 7-29(a) 所示的系统，在液压缸匀速前进（$v=$常数）时，活塞受力［图 7-30(a)］平衡方程（忽略摩擦力）为

$$p_1A_1-p_2A_2=F \tag{7-4}$$

即

$$p_1\frac{\pi D^2}{4}-p_2\frac{\pi(D^2-d^2)}{4}=F \tag{7-5}$$

式中，A_1 和 A_2 分别为无杆腔和有杆腔有效面积；p_1 和 p_2 分别为无杆腔和有杆腔压力；F 为负载阻力。

由式(7-5) 可得

$$p_2=\frac{(D/d)^2p_1}{(D/d)^2-1}-\frac{F}{\pi(D^2-d^2)/4} \tag{7-6}$$

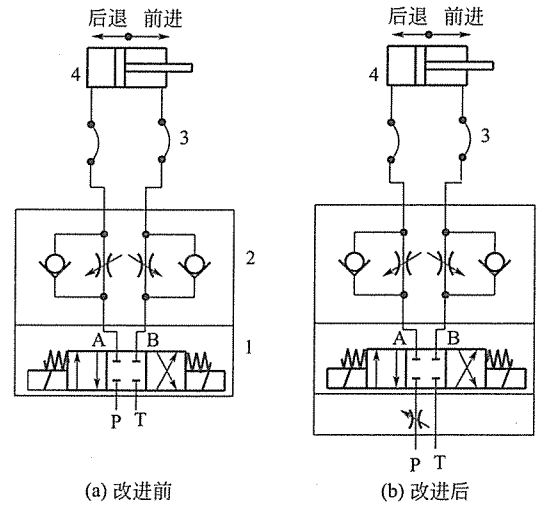


图 7-29 加厚机节流调速液压系统原理图

1—三位四通电磁换向阀；2—双单向节流阀；3—高压胶管；4—液压缸；5—节流阀

由于芯棒旋转时阻力很小，即 $F=0$，并令缸的两腔面积比为 $\varphi=(D/d)^2$，则有

$$p_2=\frac{\varphi^2 p_1}{\varphi^2-1} \tag{7-7}$$

将系统的有关参数代入式(7-7) 得

$$p_2=\frac{(63/45)^2 p_1}{(63/45)^2-1}=2p_1=2\times14=28\text{MPa}$$

可见在芯棒旋转液压缸前进时，其有杆腔的压力 $p_2=28$MPa，远高于系统额定工作压力 $p_1=14$MPa，即出现了增压现象，故极易引起胶管爆裂。

(4) 解决方法

为了消除增压现象，在原液压系统中的电磁换向阀 1 之前的进油路上增加一只节流阀 5，构成图 7-29(b) 所示的系统原理图 [液压缸 4 前进时的活塞受力情况如图 7-30(b) 所示]，拟通过联调节流阀 5 和 2 实现上述目的。由小孔流量-压力特性方程可得

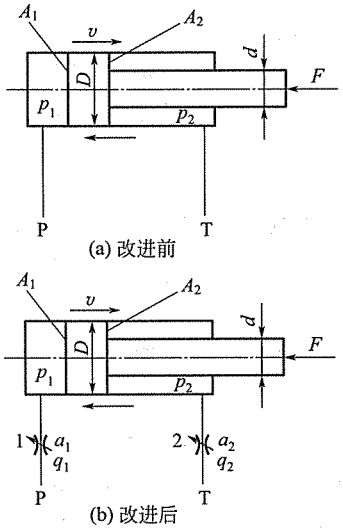


图 7-30　液压缸受力状态分析简图

节流阀 1 的流量为 $q_1=C_d a_1\sqrt{\dfrac{2(p-p_1)}{\rho}}$　(7-8)

节流阀 2 的流量为 $q_2=C_d a_2\sqrt{\dfrac{2p_1}{\rho}}$　(7-9)

又 $q_1=v\dfrac{\pi D^2}{4}$　(7-10)

$q_2=v\dfrac{\pi(D^2-d^2)}{4}$　(7-11)

整理式(7-8) ～ (7-11) 可得

$$p_2=\frac{2(a_1/a_2)^2}{8+(a_1/a_2)^2}p \tag{7-12}$$

式中，p 为系统额定工作压力；a_1和 a_2分别为节流阀 1 和 2 的开口面积；C_d为阀口流量系数；ρ 为油液密度。

为消除系统的增压现象，即使 $p_2<p$，则$\dfrac{2(a_1/a_2)^2}{8+(a_1/a_2)^2}<1$，从而

$$a_2>0.35a_1 \tag{7-13}$$

由此可知，只要节流阀 2 的通流面积比节流阀 1 的 0.35 倍通流面积大时，液压缸的有杆腔压力 p_2就会低于系统的额定工作压力 $p=14$MPa，从而消除液压缸在工作时的增压现象。

对于图 7-29(b) 所示改进后的系统，其运动状态应按如下顺序进行调整：先调整进节流阀 5，使液压缸 4 的前进速度接近设定的速度；其次调整双单向节流阀 2，使缸 4 的前进速度降低至设定速度；然后，在缸 4 前进时，用压力表测量液压缸有杆腔的压力，如果压力高于系统压力，可把节流阀 5 的开口面积调小，再把节流阀 2 的开口面积调大，使液压缸的前进速度达到设定值即可。

7.7.3　电接点压力表损坏故障诊断

某液压系统工作压力为 25MPa，电接点压力表量程为 40MPa。在系统工作中压力表指针经常被打弯。

造成此类故障的原因多由系统压力冲击导致。所以可在压力表管路增设变径细管或小型节流阀，依靠液压阻尼即可解决。

第8章 液压系统的设计要点及安装调试与运转维护管理

8.1 液压系统的设计要点

8.1.1 设计流程

作为液压机械的传动系统，其设计无疑与主机的设计是紧密联系的。应从必要性、可行性和经济性几方面对机械、电气、气动和液压等传动方式进行综合比较和论证，决定应用液压传动之后，液压系统的设计与主机的设计往往同时进行。所设计的液压系统首先应满足主机的拖动、循环要求，其次还应符合油路结构及元件组成简单、体积小、重量轻、工作安全可靠、运转效率高、使用维护方便、成本合理、经济性好等公认的设计原则。

在目前的实际设计工作中，多是将追求效能和追求安全结合起来，并按图 8-1 所示内容与步骤来设计液压系统。即在明确技术要求的基础上，首先进行功能原理设计，然后进行施工设计。但由于各类主机设备对系统应用场合、使用要求的不同及设计者经验的多寡，其中有些内容与步骤可以省略，或将其中某些内容与步骤合并交叉进行。例如，对于较简单的系统，可以适当简化设计程序；但对于重大工程的复杂系统，往往还需在初步设计基础上进行计算机模拟仿真试验或进行局部实物试验并反复修改，才能确定设计方案。

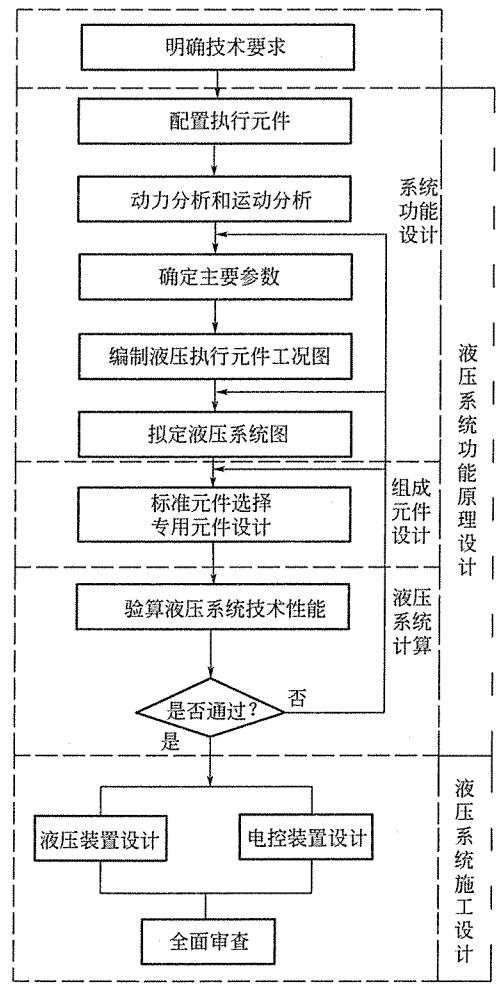


图 8-1 液压传动系统的一般设计流程

8.1.2 典型设计实例——钻孔组合机床液压系统设计计算

(1) 明确技术要求

某型汽车发动机箱体加工自动线上的一台单面多轴钻孔组合机床，其卧式动力滑台（导轨为水平导轨，静摩擦因数 $\mu_s=0.2$，动摩擦因数 $\mu_d=0.1$）拟采用液压缸驱动，以完成工件钻削加工时的进给运动；工件的定位和夹紧均采用液压方式，以保证自动化要求。液压与电气配合实现的自动循环为：定位（插定位销）→夹紧→快进→

工进→快退→原位停止→夹具松开→拔定位销。工作部件终点定位精度无特殊要求。工件情况及动力滑台的已知参数见表 8-1。

表 8-1　工件情况及动力滑台的已知参数

工件情况				动力滑台				
钻孔直径 D/mm	数量	切削用量		工况	行程 L/mm	速度 v/(m/s)	运动部件重力 G/N	启动、制动时间 Δt/s
		主轴转速 n/(r/min)	进给量 S/(mm/r)					
D_1:13.9	14	n_1:360	S_1:0.147	快速	L_1:100	v_1:待定	9800	0.2
D_2:8.5	2	n_2:550	S_2:0.096	工进	L_2:50	v_2:待定		
箱体材料为 HT200,硬度为 HB240				快退	L_3:150	v_3:待定		

(2) 执行元件的配置

根据上述技术要求，选择杆固定的单杆活塞缸作为驱动滑台实现切削进给运动的液压执行元件；定位和夹紧控制则选用缸筒固定的单杆活塞缸作为液压执行元件。

(3) 运动分析和动力分析

以下着重对动力滑台液压缸进行分析计算。

① 运动分析

a. 运动速度　与相近金属切削机床类比，确定滑台液压缸快速进、退的速度相等，且 $v_1=v_3=0.1\text{m/s}$。按 $D_1=13.9\text{mm}$ 孔的切削用量计算缸的工进速度为

$$v_2=n_1S_1=360\times0.147/60=0.88\text{mm/s}=0.88\times10^{-3}\text{m/s}$$

b. 各工况的动作持续时间　由行程和运动速度可算得各工况的动作持续时间。

快进　$$t_1=L_1/v_1=100\times10^{-3}/0.1=1\text{s}$$

工进　$$t_2=L_2/v_2=50\times10^{-3}/(0.88\times10^{-3})=56.8\text{s}$$

快退　$$t_3=(L_1+L_2)/v_3=(100+50)\times10^{-3}/0.1=1.5\text{s}$$

由表 8-1 及上述分析计算结果可画出滑台液压缸的行程-时间循环图（L-t 图）和速度-时间循环图（v-t 图），如图 8-2 所示。

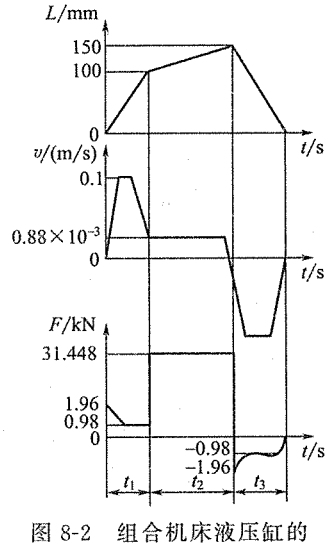


图 8-2　组合机床液压缸的 L-t 图、v-t 图和 F-t 图

② 动力分析　动力滑台液压缸在快速进、退阶段，启动时的外负载是导轨静摩擦阻力，加速时外负载是导轨动摩擦阻力和惯性力，恒速时是动摩擦阻力；在工进阶段，外负载是工作负载即钻削阻力及动摩擦阻力。

静摩擦负载　$F_{fs}=\mu_s(G+F_n)=0.2\times(9800+0)=1960\text{N}$

动摩擦负载　$F_{fd}=\mu_d(G+F_n)=0.1\times(9800+0)=980\text{N}$

惯性负载　$F_i=\dfrac{G}{g}\times\dfrac{\Delta v}{\Delta t}=\dfrac{9800}{9.81}\times\dfrac{0.1}{0.2}=500\text{N}$

利用铸铁工件钻孔的轴向钻削阻力经验公式 $F_e=25.5DS^{0.8}\text{HB}^{0.6}$（式中，$F_e$为轴向钻削阻力，N；$D$ 为钻孔孔径，mm；S 为进给量，mm/r；HB 为铸件硬度）可算得工作负载

$$\begin{aligned}F_e&=14\times25.5D_1S_1{}^{0.8}\text{HB}^{0.6}+2\times25.5D_2S_2^{0.8}\text{HB}^{0.6}\\&=14\times25.5\times13.9\times0.147^{0.8}\times240^{0.6}+2\times25.5\times8.5\times0.096^{0.8}\times240^{0.6}\\&=30468\text{N}\end{aligned}$$

滑台液压缸各工况下的外负载计算结果列于表 8-2 中，绘制出的负载循环图（F-t 图）如图 8-2 所示。

表 8-2　动力滑台液压缸外负载计算结果

工　况		外负载 F/N	
		计算公式	结果
快进	启动	$F=F_{fs}$	1960
	加速	$F=F_{fd}+\frac{G}{g}\times\frac{\Delta v}{\Delta t}$	1480
	恒速	$F=F_{fd}$	980
工进		$F=F_e+F_{fd}$	31448
快退	启动	$F=F_{fs}$	1960
	加速	$F=F_{fd}+\frac{G}{g}\times\frac{\Delta v}{\Delta t}$	1480
	恒速	$F=F_{fd}$	980

(4) 液压系统主要参数计算和工况图的编制

① 预选系统设计压力　本钻孔组合机床属于半精加工机床，载荷最大时为慢速工进阶段，其他工况时载荷都不大，参考表 8-3，预选液压缸的设计压力 $p_1=4\text{MPa}$。

表 8-3　按主机类型选择设计压力

主　机　类　型		设计压力/MPa	说　明
机床	精加工机床	0.8～2	当压力超过 32MPa 时，称为超高压压力
	半精加工机床	3～5	
	龙门刨床	2～8	
	拉床	8～10	
农业机械、小型工程机械、工程机械辅助机构		10～16	
液压机、大中型挖掘机、中型机械、起重运输机械		20～32	
地质机械、冶金机械、铁道车辆维护机械、各类液压机具等		25～100	

② 计算液压缸主要结构尺寸　为了满足滑台快速进、退速度相等，并减小液压泵的流量，将液压缸的无杆腔作为主工作腔，并在快进时差动连接，则液压缸无杆腔与有杆腔的有效面积 A_1 与 A_2 应满足 $A_1=2A_2$，即活塞杆直径 d 和液压缸内径 D 的关系应为 $d=0.71D$。

为防止工进结束时发生前冲，液压缸需保持一定回油背压。参考表 8-4 暂取背压为 0.6MPa，并取液压缸机械效率 $\eta_{cm}=0.9$，则可算得液压缸无杆腔的有效面积为

$$A_1=\frac{F}{\eta_{cm}\left(p_1-\frac{p_2}{2}\right)}=\frac{31448}{0.9\times\left(4-\frac{0.6}{2}\right)\times10^6}=94\times10^{-4}\,\text{m}^2$$

液压缸内径为

$$D=\sqrt{\frac{4A_1}{\pi}}=\sqrt{\frac{4\times94\times10^{-4}}{\pi}}=0.109\text{m}$$

表 8-4　液压执行元件的背压力

系统类型		背　压　力/MPa
中低压系统	简单系统和一般轻载节流调速系统	0.2～0.5
	回油带背压阀	调整压力一般为 0.5～1.5
	回油路设流量调节阀的进给系统满载工作时	0.5
	设补油泵的闭式系统	0.8～1.5
高压系统		初算时可忽略不计

按 GB/T 2348—1993（表 8-5），将液压缸内径圆整为 $D=110\text{mm}=11\text{cm}$。

表 8-5　液压缸内径和活塞杆外径尺寸系列（GB/T 2348—1993）　/mm

活塞缸内径尺寸系列				活塞杆外径尺寸系列				
8	40	125	(280)	4	16	36	90	220
10	50	(140)	320	5	18	45	110	280
12	63	160	(360)	6	20	50	125	320
16	80	(180)	400	8	22	56	140	360
20	(90)	200	(450)	10	25	63	160	
25	100	(220)	500	12	28	70	180	
32	(110)	250		14	32	80	200	

注：括号内的尺寸为非优先采用值。

因 $A_1=2A$，故活塞杆直径为

$$d=0.71D=0.71\times110=78.1\text{mm}$$

按 GB/T 2348—1993（表 8-5），将活塞杆直径圆整为 $d=80\text{mm}=8\text{cm}$。

则液压缸实际有效面积为

$$A_1=\frac{\pi}{4}D^2=\frac{\pi\times11^2}{4}=95\text{cm}^2$$

$$A_2=\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)=\frac{\pi}{4}\times(11^2-8^2)=44.7\text{cm}^2$$

$$A=A_1-A_2=95-44.7=50.3\text{cm}^2$$

差动连接快进时，液压缸有杆腔压力 p_2 必须大于无杆腔压力 p_1，其差值估取 $\Delta p=p_2-p_1=0.5\text{MPa}$，并注意到启动瞬间液压缸尚未移动，此时 $\Delta p=0$；另外，取快退时的回油压力损失为 0.7MPa。

③ 编制液压缸的工况图　根据上述条件经计算得到液压缸工作循环中各阶段的压力、流量和功率（表 8-6），编制出其工况图（图 8-3）。

表 8-6　液压缸工作循环中各阶段的压力、流量和功率

工作阶段		计算公式	负载 F/N	回油腔压力 p_2/MPa	工作腔压力 p_1/MPa	输入流量 $q/(10^{-3}\text{m}^3/\text{s})$	输入功率 P/W
快进	启动	$p_1=\dfrac{\frac{F}{\eta_{cm}}+A_2\Delta p}{A}$	1960	—	0.48	—	—
	加速		1480	1.27	0.77	—	—
	恒速	$q=Av_1;P=p_1q$	980	1.16	0.66	0.5	330
工进		$p_1=\dfrac{\frac{F}{\eta_{cm}}+p_2A_2}{A_1}$ $q=A_1v_2;P=p_1q$	31448	0.6	3.96	0.83×10^{-2}	33

续表

工作阶段		计算公式	负载 F/N	回油腔压力 p_2/MPa	工作腔压力 p_1/MPa	输入流量 $q/(10^{-3}m^3/s)$	输入功率 P/W
快退	启动	$p_1=\dfrac{\dfrac{F}{\eta_{cm}}+p_2A_1}{A_2}$ $q=A_2v_1;P=p_1q$	1960	—	0.48	—	—
	加速		1480	0.7	1.86	—	—
	恒速		980	0.7	1.73	0.45	780

(5) 制定液压回路方案，拟定液压系统原理图

① 制定液压回路方案

a. 调速回路及循环方式　工况图表明，液压系统功率较小，负载为阻力负载且工作中变化小，故采用调速阀的进油节流调速回路。为防止在孔钻通时负载突然消失引起滑台前冲，回油路设置背压阀。

由于已选用节流调速回路，故系统必然为开式循环。

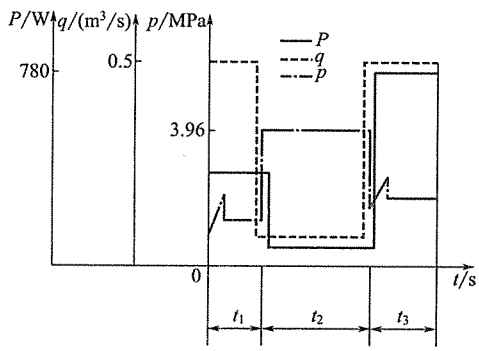


图 8-3　组合机床液压缸的工况图

b. 油源类型　工况图表明，系统在快速进、退阶段为低压、大流量的工况且持续时间较短，而工进阶段为高压、小流量的工况且持续时间长，两种工况的最大流量与最小流量之比约达 60，从提高系统效率和节能角度，宜选用高、低压双泵组合供油或采用限压式变量泵供油。两者各有利弊，现决定采用双联叶片泵供油方案。

c. 换向与速度换接回路　系统已选定差动回路作为快速回路，同时考虑到工进→快退时回油流量较大，为保证换向平稳，故选用三位五通 Y 型中位机能电液动换向阀作主换向阀并实现差动连接。由于本机床工作部件终点的定位精度无特殊要求，故采用行程控制方式即活动挡块压下电气行程开关，控制换向阀电磁铁的通断电即可实现自动换向和速度换接。

d. 压力控制回路　在高压泵出口并联一溢流阀，实现系统的溢流定压；在低压泵出口并联一外控顺序阀，实现系统高压工作阶段的卸荷。

e. 定位夹紧回路　为了保证工件的夹紧力可靠且能单独调节，在该回路上串接减压阀和单向阀；为保证定位→夹紧的顺序动作，采用压力控制方式，即在后动作的夹紧缸进油路上串接单向顺序阀，当定位缸达到顺序阀的调压值时，夹紧缸才动作；为保证工件确已夹紧后滑台液压缸才能动作，在夹紧缸进油口处装一压力继电器。

f. 辅助回路　在液压泵进口设置一过滤器以保证吸入液压泵的油液清洁；出口设一压力表及其开关，以便各压力控制元件的调压和观测。

② 拟定液压系统原理图　在制定各液压回路方案基础上，经整理所组成的液压系统原理图如图 8-4 所示，图中附表是电磁铁及行程阀的动作顺序表，结合附表容易看出系统在各工况下的油液流动路线。

(6) 液压元件计算和选型

① 液压泵及其驱动电机的计算与选定

a. 液压泵的最高工作压力计算　由工况图 8-3（或表 8-6）可查得液压缸的最高工作压力出现在工进阶段，即 $p_1=3.96$MPa，而压力继电器的调整压力应比液压缸最高工作压力大 0.5MPa。此时缸的输入流量较小，且进油路元件较少，故泵至缸间的进油路压力损失估

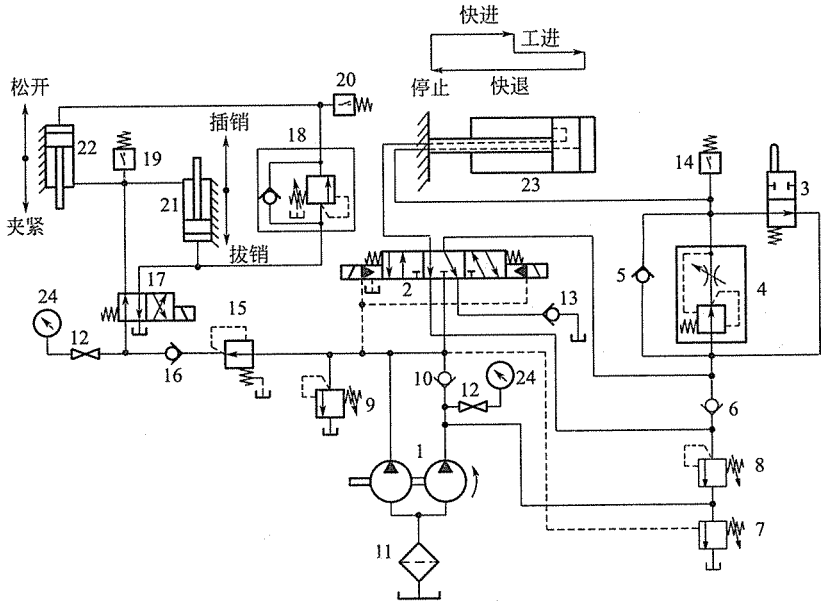


图 8-4　钻孔组合机床液压系统原理图及电磁铁和行程阀动作顺序表

1—双联叶片泵；2—三位五通电液动换向阀；3—二位二通机动换向阀（行程阀）；4—调速阀；5,6,10,13,16—单向阀；7—外控顺序阀；8,9—溢流阀；11—过滤器；12—压力表开关；14,19,20—压力继电器；15—减压阀；17—二位四通电磁换向阀；18—单向顺序阀；21—定位缸；22—夹紧缸；23—进给缸；24—压力表

取为 $\Delta p=0.8\text{MPa}$。则小流量泵的最高工作压力 p_p 为

$$p_{p1}=3.96+0.5+0.8=5.26\text{MPa}$$

大流量泵仅在快速进、退时向液压缸供油，由图 8-3 可知，快退时液压缸的工作压力比快进时大，取进油路压力损失为 $\Delta p=0.4\text{MPa}$，则大流量泵最高工作压力 p_{p2} 为

$$p_{p2}=1.86+0.4=2.26\text{MPa}$$

b. 液压泵的流量计算　双泵最小供油流量 q_p 按液压缸的最大输入流量 $q_{1max}=0.5\times10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$ 进行估算。取泄漏系数 $K=1.2$，双泵最小供油流量 q_p 应为

$$q_p\geqslant q_v=Kq_{1max}=1.2\times0.5\times10^{-3}\text{m}^3/\text{s}=0.6\times10^{-3}\text{m}^3/\text{s}=36\text{L/min}$$

考虑到溢流阀的最小稳定流量为 $\Delta q=3\text{L/min}$，工进时的流量为 $q_1=0.83\times10^{-5}\text{m}^3/\text{s}=0.5\text{L/min}$，小流量泵所需最小流量 q_{p1} 为

$$q_{p1}\geqslant q_{v1}=Kq_1+\Delta q=1.2\times0.5+3=3.6\text{L/min}$$

大流量泵最小流量 q_{p2} 为

$$q_{p2}\geqslant q_{v2}=q_p-q_{p1}=36-3.6=32.4\text{L/min}$$

c. 确定液压泵的规格　根据系统所需流量，拟初选双联液压泵的转速为 $n_1=1000\text{r/min}$，泵的容积效率 $\eta_v=0.9$，可算得小流量泵和大流量泵的排量参考值分别为

$$V_{g1}=\frac{1000q_{p1}}{n_1\eta_v}=\frac{1000\times3.6}{1000\times0.9}=4.0\text{mL/r}$$

$$V_{g2}=\frac{1000q_{p2}}{n_1\eta_v}=\frac{1000\times32.4}{1000\times0.9}=36\text{mL/r}$$

根据以上计算结果查阅产品样本，选用规格相近的 $YB_1-40/6.3$ 型双联叶片泵，泵的额定压力为 $p_n=6.3\text{MPa}$，小泵排量为 $V_1=6.3\text{mL/r}$，大泵排量为 $V_2=40\text{mL/r}$，泵的额定转速为 $n=960\text{r/min}$，容积效率 $\eta_v=0.90$，总效率 $\eta_p=0.80$。倒推算得小泵和大泵的额定

流量分别为

$$q_{p1}=V_1 n\eta_v=6.3\times960\times0.90=5.44\text{L/min}$$

$$q_{p2}=V_2 n\eta_v=40\times960\times0.90=34.56\text{L/min}$$

双泵流量为 q_p 为

$$q_p=q_{p1}+q_{p2}=5.44+34.56=40\text{L/min}$$

与系统所需流量相符合。

d. 确定液压泵驱动功率及电动机的规格、型号　由图 8-3 可知，最大功率出现在快退阶段，已知泵的总效率为 $\eta_p=0.80$，则液压泵快退所需的驱动功率为

$$P_p=\frac{p_{p2}q_p}{\eta_p}=\frac{2.26\times10^6\times(5.44+34.56)\times10^{-3}}{0.80\times60\times10^3}=1.883\text{kW}$$

查手册，选用 Y 系列（IP44）中规格相近的 Y112M-6-B3 型卧式三相异步电动机，其额定功率为 2.2kW，转速为 940r/min。用此转速驱动液压泵时，小泵和大泵的实际输出流量分别为 5.33L/min 和 33.84L/min；双泵总流量为 39.17L/min；工进时的溢流量为 5.33－0.5＝4.83L/min，仍能满足系统各工况对流量的要求。

② 液压控制阀和液压辅助元件的选定　首先根据所选择的液压泵规格及系统工况，算出液压缸在各阶段的实际进、出流量以及运动速度和持续时间（表 8-7），以便为其他液压控制阀及辅件的选择及系统的性能计算奠定基础。

表 8-7　液压缸在各阶段的实际进、出流量以及运动速度和持续时间

工作阶段	流量/(L/min)		速度/(m/s)	时间/s
	无杆腔	有杆腔		
快进	$q_{进}=\frac{A_1(q_{p1}+q_{p2})}{A}=\frac{95\times(5.33+33.84)}{50.3}=73.98$	$q_{出}=q_{进}\frac{A_2}{A_1}=73.98\times\frac{44.7}{95}=34.81$	$v_1=\frac{q_{p1}+q_{p2}}{A}=\frac{(5.33+33.84)\times10^{-3}}{60\times50.3\times10^{-4}}=0.13$	$t_1=\frac{L_1}{v_1}=\frac{100\times10^{-3}}{0.13}=0.77$
工进	$q_{进}=0.5$	$q_{出}=q_{进}\frac{A_2}{A_1}=0.5\times\frac{44.7}{95}=0.24$	$v_2=\frac{q_{进}}{A_1}=\frac{0.5\times10^{-3}}{60\times95\times10^{-4}}=0.88\times10^{-3}$	$t_2=\frac{L_2}{v_2}=\frac{50\times10^{-3}}{0.88\times10^{-3}}=56.8$
快退	$q_{出}=q_{进}\frac{A_1}{A_2}=39.17\times\frac{95}{44.7}=83.24$	$q_{进}=q_{p1}+q_{p2}=5.33+33.84=39.17$	$v_3=\frac{q_{进}}{A_2}=\frac{39.17\times10^{-3}}{60\times44.7\times10^{-4}}=0.15$	$t_3=\frac{L_3}{v_3}=\frac{150\times10^{-3}}{0.15}=1.0$

根据系统工作压力与通过各液压控制阀及部分辅助元件的最大流量，查产品样本，所选择的元件型号规格见表 8-8。

表 8-8　钻孔组合机床液压系统中控制阀和部分辅助元件的型号规格

序号	名称	通过流量/(L/min)	额定流量/(L/min)	额定压力/MPa	额定压降/MPa	型号
1	双联叶片泵		40/6.3	6.3		YB_1-40/6.3
2	三位五通电液动换向阀	73.98	100	6.3	0.3	35DY-100BY
3	行程阀	73.98	100	6.3	0.3	22C-100BH

续表

序号	名称	通过流量/(L/min)	额定流量/(L/min)	额定压力/MPa	额定压降/MPa	型号
4	调速阀	<1	6	6.3		Q-6B
5	单向阀	83.24	100	6.3	0.2	I-100B
6	单向阀	34.81	63	6.3	0.2	I-63B
7	顺序阀	33.84	63	6.3		XY-63B
8	背压阀	<1	10	6.3		B-10B
9	溢流阀	4.83	10	6.3		Y-10B
10	单向阀	33.84	63	6.3	0.2	I-63B
11	过滤器	39.17	50	6.3		XU-50×200
12	压力表开关					K-6B
13	单向阀	83.24	100	6.3	0.2	I-100B
14	压力继电器			6.3		DP_1-63B
15	减压阀	33.84	63	6.3		J-63B
16	单向阀	33.84	63	6.3	0.2	I-63B
17	二位四通电磁换向阀	33.84	40	6.3	0.3	24D-40B
18	单向顺序阀	33.84	63	6.3	0.2	I-63B
19	压力继电器			6.3		DP_1-63B
20	压力继电器			6.3		DP_1-63B

注：考虑到液压系统的最大压力均小于6.3MPa，故选用了广研中低压系列液压元件；调速阀4（图8-4）的最小稳定流量为0.03L/min，小于系统工进速度时的流量0.5L/min。

管件尺寸由选定的标准元件油口尺寸确定。

油箱容量计算：本系统属于中压系统，但考虑到要将泵组和阀组安装在油箱顶盖上，故取经验系数 $\alpha=10$，得油箱容量为

$$V=\alpha q_p=10\times39.17=391.7\text{L}\approx400\text{L}$$

(7) 验算液压系统性能

① 验算系统压力损失　按选定的液压元件接口尺寸确定管道直径为 $d=18\text{mm}$，进、回油管道长度均取为 $l=2\text{m}$；取油液运动黏度 $\nu=1\times10^{-4}\text{m}^2/\text{s}$，油液密度 $\rho=0.9174\times10^3\text{kg/m}^3$。由表8-8查得工作循环中进、回油管道中通过的最大流量 $q=83.24\text{L/min}$ 发生在快退阶段，由此计算得液流雷诺数为

$$Re=\frac{vd}{\nu}=\frac{4q}{\pi d\nu}=\frac{4\times83.24\times10^{-3}}{60\times\pi\times18\times10^{-3}\times1\times10^{-4}}=981$$

Re 小于临界雷诺数 $Re_c=2300$，故可推论出，各工况下的进、回油路中的液流均为层流。

将适用于层流的沿程阻力系数 $\lambda=75/Re=75\pi d\nu/(4q)$ 和管道中液体流速 $v=4q/(\pi d^2)$ 代入沿程压力损失计算公式得

$$\Delta p_\lambda=\frac{4\times75\rho\nu l}{2\pi d^4}q=\frac{4\times75\times0.9174\times10^3\times1\times10^{-4}\times2}{2\pi\times(18\times10^{-3})^4}q=0.835\times10^8q$$

在管道具体结构尚未确定的情况下，管道局部压力损失 Δp_ξ 常按以下经验公式计算：

$$\Delta p_\xi=0.1\Delta p_\lambda$$

各工况下阀类元件的局部压力损失按下式计算：

$$\Delta p_v=\Delta p_s(q/q_s)^2$$

根据以上三式计算出的各工况下进、回油管道的沿程、局部和阀类元件的压力损失见表 8-9。

表 8-9　各工况下进、回油管道的沿程、局部和阀类元件的压力损失

管道	压力损失/Pa	工况		
		快进	工进	快退
进油管道	Δp_λ	1.105×10^5	0.00696×10^5	0.545×10^5
	Δp_ξ	0.111×10^5	0.000696×10^5	0.0545×10^5
	Δp_v	2.101×10^5	5×10^5	0.460×10^5
	Δp	3.317×10^5	$\approx5\times10^5$	1.0596×10^5
回油管道	Δp_λ	0.484×10^5	0.00348×10^5	1.1584×10^5
	Δp_ξ	0.0484×10^5	0.000348×10^5	0.11584×10^5
	Δp_v	0.665×10^5	6×10^5	4.85×10^5
	Δp	1.197×10^5	$\approx6\times10^5$	6.1242×10^5

将回油路上的压力损失折算到进油路上，可求得总的压力损失，例如快进工况下的总的压力损失为

$$\sum\Delta p=3.317\times10^5+1.197+10^5+\frac{44.7}{95}=3.88\times10^5\,\text{Pa}=0.388\text{MPa}$$

其余工况依此类推。尽管上述计算结果与估取值不同，但不会使系统工作压力超过其能达到的最高压力。

② 估算液压泵工作压力　小流量泵在工进时的工作压力等于液压缸工作腔压力 p_1 加上进油路上的压力损失 Δp_1 及压力继电器比缸工作腔最高压力所高出的压力值 Δp_2，即

$$p_{p1}=3.96\times10^6+5\times10^5+5\times10^5=49.6\times10^5\,\text{Pa}=4.96\text{MPa}$$

此值即为调整溢流阀 9（图 8-4）的调整压力时的主要参考依据。

大流量泵在快退时的工作压力最高，其数值为

$$p_{p2}=1.86\times10^6+1.059\times10^5=19.66\times10^5\,\text{Pa}=1.966\text{MPa}$$

此值为调整顺序阀 7（图 8-4）的调整压力时的主要参考依据。

③ 估算系统效率、发热和温升　由表 8-7 可看到，本液压系统的进给缸在其工作循环持续时间中，快速进、退仅占 3%，而工作进给达 97%，故系统效率、发热和温升可概略用工进时的数值来代表。

a. 计算系统效率　工进阶段的回路效率为

$$\eta_c=\frac{p_1q_1}{p_{p1}q_{p1}+p_{p2}q_{p2}}=\frac{3.96\times10^6\times0.83\times10^{-5}}{4.96\times10^6\times\dfrac{5.33\times10^{-3}}{60}+0.087\times10^6\times\dfrac{33.84\times10^{-3}}{60}}=0.067$$

其中，大流量泵的工作压力 p_{p2} 就是此泵通过顺序阀 7（图 8-4）卸荷时所产生的压力损失，因此其数值为

$$p_{p2}=0.3\times10^6\times(33.84/63)^2=0.087\times10^6\,\text{MPa}$$

前已取双联液压泵的总效率 $\eta_p=0.80$，现取液压缸的总效率 $\eta_{cm}=\eta_A=0.95$，则可算得本液压系统的效率为

$$\eta=\eta_p\eta_c\eta_A=0.80\times0.067\times0.95=0.051$$

足见工进时液压系统效率极低，这主要是由于溢流损失和节流损失造成的。

工进工况液压泵的输入功率为

$$P_{pi}=\frac{p_{p1}q_{p1}+p_{p2}q_{p2}}{\eta_p}=\frac{4.96\times10^6\times\dfrac{5.33\times10^{-3}}{60}+0.087\times10^6\times\dfrac{33.84\times10^{-3}}{60}}{0.80}=612.10\text{W}$$

b. 计算系统发热功率　根据系统的发热功率计算公式可算得工进阶段的发热功率为

$$P_h = P_{pi}(1-\eta) = 612.10 \times (1-0.051) = 580.88\text{W}$$

c. 计算系统散热功率　前已初步求得油箱有效容积为 400L=0.4m³，按式 $V=0.8abh$（一般液面高度是油箱高度 h 的 0.8 倍）求得油箱各边之积为

$$abh = V/0.8 = 0.4/0.8 = 0.5\text{m}^3$$

取油箱三边之比 $a:b:h=1:1:1$，则算得 $a=b=h=0.794\text{m}$。

油箱散热面积为

$$A = 1.8(a+b)h + 1.5ab = 1.8 \times (0.794+0.794) \times 0.794 + 1.5 \times 0.794 \times 0.794$$
$$= 2.27 + 0.945 = 3.22\text{m}^2$$

油箱的散热功率为

$$P_{ho} = KA\Delta t$$

取油箱散热系数 $K=15\text{W/(m}\cdot\text{℃)}$，油温与环境温度之差 $\Delta t=25$℃。算得

$$P_{ho} = KA\Delta t = 15 \times 3.22 \times 25 = 1207.5\text{W} > P_h = 580.88\text{W}$$

可见油箱散热能够满足液压系统的散热要求，不需加设其他冷却装置。

④ 计算系统液压冲击　从略。

8.2 液压系统的安装

正确合理地安装调试和规范化使用维护液压系统，是保证其长期发挥和保持良好工作性能的重要条件之一。为此，在液压系统的安装调试中，必须熟悉主机的工艺目的、工况特点及其液压系统的工作原理与各组成部分的结构、功能和作用，并严格按照设计要求来进行；在系统使用中应对其加强日常维护和管理，并遵循相关的使用维护要求。

液压系统的安装包括液压泵站（泵与原动机及其连接件、油箱及附件）、液压阀组［液压阀及其辅助连接件（油路块等）］、液压缸及马达等部分的安装，其实质就是通过液压管道和管接头或油路块将这些部分连接起来。安装质量的优劣，是能否保证液压系统可靠工作的关键之一，故必须合理地完成安装过程中的每一个细节。

8.2.1 安装准备

安装准备包括如下三个方面。

① 了解液压系统各部分的安装要求，明确安装现场的施工程序和施工方案。

② 熟悉相关技术文件和资料，包括液压系统原理图、液压控制装置的集成回路图、电气原理图、各部件（如液压油箱、液压泵组、液压控制装置、蓄能器装置）的总装图、管道布置图、液压元件和辅件清单和有关产品样本等。

③ 落实安装人员并按清单备齐液压元件、机械及工具等有关物料，对液压元件的规格、质量按设计要求及有关规定进行细致检查，检查不合格的元件和物料，不得装入液压系统。

8.2.2 确定安装程序与方案

液压系统安装现场的施工程序和施工方案与主机的结构类型及液压装置的总体配置类型相关。按液压装置两种配置类型的特点不同，液压系统的现场安装也相应有以下两种程序与方案。

(1) 分散配置型

它是将液压泵及其驱动电机（或内燃机）、缸及马达、液压阀和辅助元件按照设备的布局、工作特性和操纵要求等分散安装在主机的适当位置上，并用管道实现系统各组成元件的逐一连接。故液压系统的安装与主机的安装往往同时进行。

(2) 集中配置型（液压站）

它通常是将液压泵站、蓄能器站及液压阀组等独立安装在主机之外，仅将系统的执行元

件与其驱动的工作机构安装在主机上，再用管道实现液压装置与主机的连接。故主机的安装和液压系统的安装既可以同时独立进行，也可以非同时独立进行。图 8-5 所示为广泛使用的整体式液压站。图 8-6 所示为分离式液压站配置示意图，其典型应用的例子为船装液化天然气（LNG）卸料臂液压系统，其内臂缸、外臂缸、旋转缸和球阀缸及脱离缸等执行元件安装在数十米高处，双泵液压泵站、液压阀组和蓄能器站分散安置在卸料码头场地各处，通过不锈钢管道实现上述各组成部分的连接。

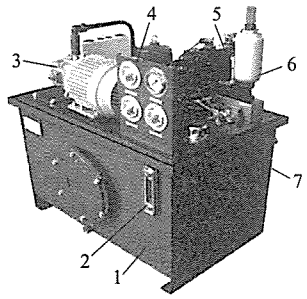


图 8-5　整体式液压站

1—油箱；2—液位计；3—液压泵组；4—测压仪表；5—液压阀组；6—蓄能器组件；7—通气过滤器

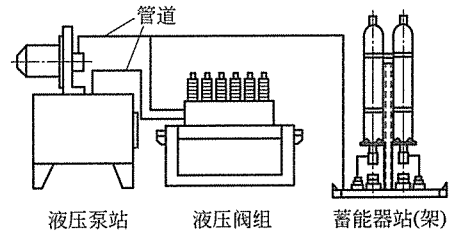


图 8-6　分离式液压站配置示意图

无论何种安装程序与方案，均应根据液压设备的平面布置图对号吊装就位、测量及调整设备安装中心线及标高点（可通过安装螺栓旁的垫板调整），以保证液压泵的吸油管、油箱的放油口具有正确方位；安装好的设备要有适当的防污染措施；设备就位后需对设备底座下方进行混凝土浇筑。

8.2.3　液压元件和管件的质量检查

(1) 外观检查与要求

① 液压元件及油路块的检查　液压元件的型号规格应与元件清单上一致；生产日期不宜过早，否则其内部密封件可能老化；压力阀和流量阀等元件上的调节螺钉、手轮及其他配件应完好无损；电磁换向阀的电磁铁、压力继电器的内置微动开关及电接点式压力表内的开关等应工作正常；元件及油路块的安装面应平整，其沟槽不应有飞边、毛刺、棱角，不应有磕碰凹痕，油口内部应清洁；油路块的工艺孔封堵螺塞等堵头应齐全并连接密封良好；油箱内部不能有锈蚀，通气过滤器、液位计等油箱附件应齐全，安装前应清洗干净。

② 管件的检查　管道的材质、牌号、通径、壁厚和管接头的型号、规格及加工质量均应符合设计要求及有关规定；硬管（金属材质的油管）的内外壁不得有腐蚀和伤口裂痕及表面凹入或有剥离层和结疤；软管（胶管和塑料管）的生产时间不得过久。管接头的螺纹、密封圈的沟槽棱角不得有伤痕、毛刺或断扣等现象，接头体与螺母配合不得松动或卡涩。

(2) 液压元件的拆洗与测试

液压元件一般不宜随便拆解，但对于内部污染，或出厂、库存时间过久、密封件可能自然老化的元件则应根据情况进行拆洗和测试。液压元件的拆洗工作必须在熟悉其构造、组成和工作原理的基础上进行；元件拆解时应对各零件拆下的顺序进行记录，以便拆洗结束组装时正确、顺利地安装；清洗时，一般应先用洁净的煤油清洗，再用液压工作油液清洗。不符合要求的零件和密封件必须更换；组装时要特别注意防止各零件被再次被污染和异物落入元件内部。油箱及油路块的通油孔道也必须严格清洗并妥善保管。经拆洗的液压元件应尽可能进行试验，一般液压系统中的主要液压元件测试项目见表 8-10。测试的元件均应达到规定

的技术指标，测试后应妥善保管，以防再次被污染。

表 8-10　液压元件拆洗后的测试项目

元件名称		测　试　项　目
液压泵和液压马达		额定压力、流量下的容积效率
液压缸		最低启动压力；缓冲效果；内、外泄漏
液压阀	压力阀	调压状况，启闭压力，外泄漏
	换向阀	换向状况；压力损失；内、外泄漏
	流量阀	调节状况，外泄漏
冷却器		通油和通水检查

8.2.4　液压系统的安装及其要求

(1) 液压泵站及相关液压辅件的安装要求

① 液压泵组的安装　尽管各类液压泵的结构不同，但是在安装方面有许多共同点。

a. 安装时首先要注意传动轴旋转方向；按要求向泵内罐满油液。

b. 液压泵可以安装在油箱内或油箱外，可以水平安装（图 8-7 和图 8-8）或垂直安装（图 8-9）。液压泵安装时应尽可能使其处于油箱液面之下（图 8-7）；对于小流量泵，可以装在油箱上自吸（图 8-9）。对于较大流量的泵，由于原动机功率较大，建议不要安装在油箱上，而采用倒灌自吸（图 8-10）。

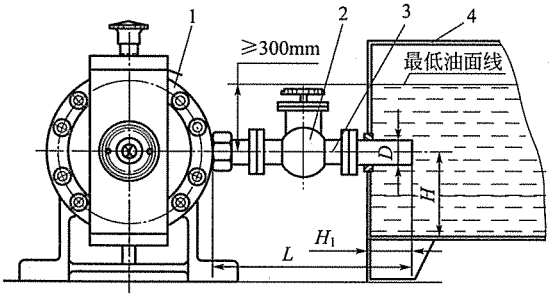


图 8-7　液压泵吸油口低于油箱液面安装

1—液压泵；2—截止阀；3—吸油管路；4—油箱

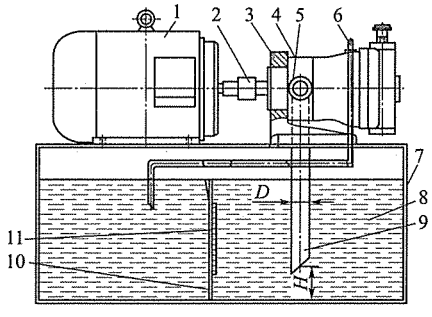


图 8-8　液压泵在油箱顶上自吸的安装

1—电动机；2—联轴器；3—泵支架；4—液压泵；5—排油口；6—泄漏油管；7—油箱；8—油液；9—吸油管路；10—隔板；11—滤网

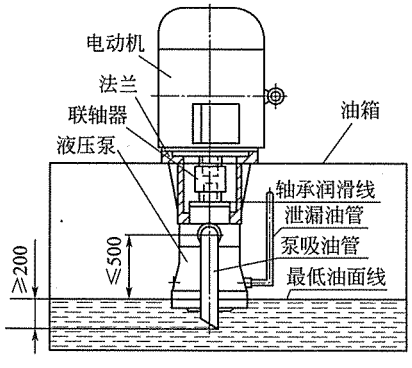


图 8-9　液压泵的垂直安装

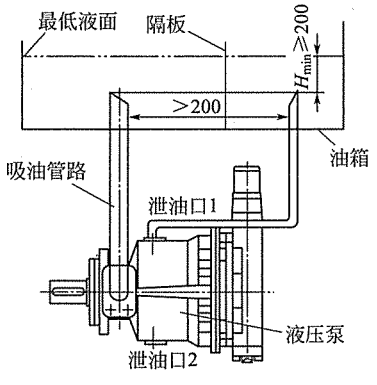


图 8-10　液压泵在油箱下面倒灌自吸的安装

c. 液压泵可以采用支架或法兰安装，泵和原动机应采用公用基座。支架、法兰和基础都应有足够的刚性，以免泵运转时产生振动。

d. 在工作环境振动不大且原动机工作平稳（如电动机）时，液压泵与原动机之间一般应采用弹性联轴器连接，联轴器的类型及安装要求应符合泵制造厂的规定。

e. 若原动机振动较大（如内燃机），则液压泵与原动机之间建议采用带轮或齿轮进行连接（参见图 3-31），应加一对支座来安装带轮或齿轮，该支座与泵轴的同轴度误差应不大于 0.05mm；泵的安装支架与原动机的公共基座要有足够的刚度，以保证运转时始终同轴。

f. 液压泵与原动机之间或液压马达与工作机构连接完毕，应采用千分表等仪表测量检查其安装精度（同轴度和垂直度）（参见图 3-32），同轴度和垂直度偏差一般应不大于 0.05～0.1mm，轴线间的倾角不得大于 1°。

g. 不得用敲击方式安装联轴器，以免损伤液压泵或液压马达的转子；外露的旋转轴、联轴器必须设置防护罩。

h. 按使用说明书的规定进行配管，液压泵（及液压马达）的接管包括进、出油口接管和泄漏油管。进、出油口接管不得接反；泵的泄油油管应直接接油箱。液压管道安装前应严格清洗，一般碳钢钢管需进行酸洗，并经中和处理。清洗工作应在焊管后进行，以确保管道清洁。

ⅰ. 液压泵的吸油管路应短而粗，常用的吸油、回油、压油管路的管径与泵流量的关系见表 8-11；除非安装空间受限，应避免拐弯过多和断面突变，吸油管道长 $L<2500$mm（图 8-7），管道弯头不多于两个；泵的吸油高度应≤500mm（图 8-9）或自吸真空度≤0.03MPa；若采用补油泵供油，供油压力不超过 0.5MPa，若超过 0.5MPa 时，需改用耐压密封件。

表 8-11　液压泵流量与管路管径的关系

流量/(L/min)	吸油管/mm	回油管/mm	压油管/mm	流量/(L/min)	吸油管/mm	回油管/mm	压油管/mm
2	5～8	4～5	3～4	56	28～49	25～28	14～25
3	7～11	6～7	4～6	60	29.3～50	25～29.3	15～25
5	8～14	7～8	4～7	66	30～53	26～30	15～26
6	10～16	8～10	5～8	76	33～57	28～33	17～28
9	12～20	10～12	5～10	87	35～60	30～35	18～30
11	13～22	11～13	6～11	92	36～62	31～36	18～31
13	14～24	12～14	7～12	100	38～65	33～38	19～33
16	15～26	13～15	8～13	110	40～68	34～40	20～34
18	16～28	14～16	8～14	120	41～70	36～41	21～36
20	17～30	15～17	8～15	130	43～75	37～43	22～37
23	18～32	16～18	10～16	140	45～77	38～45	22～38
25	20～33	16～20	10～16	150	46～80	40～46	23～40
28	20～34	17～20	10～17	160	48～82	41～48	24～41
30	20～36	18～20	10～18	170	49～85	43～49	25～43
32	21～37	18～21	10～18	180	50～88	44～50	25～44
36	22～40	20～22	11～20	190	52～90	45～52	26～45
40	24～40	20～24	12～20	200	53～92	46～53	27～46
46	26～44	22～26	13～22	250	60～104	52～90	29～52
50	27～46	23～27	14～23	300	65～113	57～95	33～57

注：1. 压油管在压力高、流量大、管道短时取大值，反之取小值。

2. 压油管，当压力 $p<2.5$MPa 时取小值，$p=2.5$～14MPa 时取中间值，$p\geq14$MPa 时取大值。

ⅱ．泵的吸油管路必须可靠密封，不得吸入空气，以免影响泵的性能。泵的吸、回油管口均需在油箱最低液面 200mm 以下（图 8-9 和图 8-10）。

ⅲ．为了降低振动和噪声，高压、大流量的液压泵装置推荐：泵进油口设置橡胶弹性补偿接管；泵出油口连接高压软管；泵组公共基座设置弹性减振垫。

ⅳ．吸油管路一般需设置公称流量小于泵流量 2 倍的粗过滤器（过滤精度一般为 80～180μm）。吸油管道上的截止阀（图 8-7）的通径应比吸油管道通径大一挡。吸油管端至油箱侧壁的距离 $H_1 \geqslant 3D$，至油箱底面的距离 $H \geqslant 2D$。

ⅴ．对于壳体上具有两个对称泄漏油口的液压泵，其中一个一定要直接接通油箱，另一个则可用螺塞堵住（图 8-8）。无论何种安装方法，泵壳外泄油管均应在泵轴承中心线以上，以润滑泵的轴承（图 8-9）。泵的泄漏油管背压力一般应不大于 0.2MPa，以免壳腔压力过高造成轴端橡胶密封漏油。

② 油箱组件的安装　见表 8-12。

表 8-12　油箱组件的安装

序号	项　目　要　求
1	油箱的大小和所选板材需满足液压系统的使用要求
2	油箱应仔细清洗，用压缩空气干燥后，再用煤油检查焊缝质量。油箱的内表面需进行防锈处理
3	油箱底应高于安装面 150mm 以上，以便搬移、放油和散热
4	油箱必须有足够的支承面积，以便在装配和安装时用垫片和楔块等进行调整
5	油箱盖与箱体之间、清洗孔与箱体之间、放油塞与箱体之间应可靠密封
6	开式油箱箱盖的通气过滤器与箱盖连接的密封要可靠
7	油箱侧板设置液位计和温度计（或二者合一的液位温度计）的安装高度应符合设计图样中的规定
8	注入油箱的液压介质应符合设计图样或制造厂的规定

③ 过滤器组件的安装　应按系统所规定的位置正确安装过滤器。滤芯的过滤精度、额定流量和耐压强度等必须符合设计图样中的要求。为了指示各类过滤器何时需要清洗和更换滤芯，必须装有污染指示器或设有测试装置。

④ 控温组件的安装　油箱侧板设置液位计和温度计（或二者合一的液位温度计）的安装高度应符合设计图样中的规定。安装在油箱上的加热器的位置必须低于油箱下极限液面位置，加热器的表面耗散功率不得超过 0.7W/cm²。使用热交换器，应有液压油（液）和冷却（或加热）介质的测温点，加热器的安装位置和冷却器的回油口必须远离测温点。采用空气冷却器时，应防止进、排气通路被遮闭或堵塞。

⑤ 蓄能器组件安装　参见第 7 章。

(2) 液压阀组的安装

液压阀组的安装要求见表 8-13。

表 8-13　液压阀组的安装要求

序号	内　容	序号	内　容
1	液压阀的安装方式应符合制造厂及系统设计图样中的规定	3	板式阀或插装阀必须有正确的定向措施
2	彻底清洗油路块等辅助连接件，以确保其表面和内部通道无有害杂质（如氧化皮、毛刺和切屑等），以免这些杂质限制流动或被冲刷出来引起任何元件（其中包括密封件和填料）失灵和（或）损坏	4	为了保证安全，阀的安装必须考虑重力、冲击、振动对阀内阀芯等主要零件的影响

续表

序号	内　容	序号	内　容
5	阀用连接螺钉的性能等级必须符合制造厂的要求，不得随意替换。连接螺钉应均匀拧紧(勿用锤子敲打或强行扳拧)，不要拧偏，最后使阀的安装平面与底板或油路块安装平面全部接触	9	对于电控阀，其安装应注意以下各点： • 与电源的电气连接应符合适当的标准，例如：GB/T 5226.1。对于危险工作条件下的电控阀，应采用适当的电保护等级(例如防爆、防水)。与阀的电气连接宜采用符合 ISO 4400 或 ISO 6952 的可拆的、不漏油的插入式接头。 • 接线盒。指定接线盒在阀上时，应按下列要求制作：符合 GB 4208 的适当保护等级；为永久设置的端子和端子电缆，其中包括附加的电缆长度，留有足够的空间；防止电气检修盖丢失的拴系紧固件，例如带锁紧垫片的螺钉；对于电气检修盖的适当的固定装置，例如链条；带有张力解除功能的电缆接头。 • 电磁铁。应选择能够可靠操作阀的电磁铁。电磁铁应按照 GB 4208 的规定，防止外部流体和污垢进入。 • 手动越权控制。当电控不能用时，如果为了安全或其他原因需要操作电控阀，则应配备手动越权装置。该装置应不会无意中被操作，并且当手动控制解除时应自动复位。
6	应注意进油口与回油口的方位，某些阀如将进油口与回油口装反，会造成事故。有些阀件为了安装方便，往往开有同作用的两个孔，安装后不用的一个要封堵		
7	为了避免空气渗入阀内，连接处应保证密封良好。用法兰安装的阀件，螺钉不能拧得过紧，因为有时螺钉拧得过紧反而会造成密封不良。板式阀各油口处的密封圈在安装后应有一定压缩量以防泄漏		
8	方向阀一般应保持轴线水平安装；一般需调整的阀件(如流量阀、压力阀等)，顺时针方向旋转时，增加流量、压力，逆时针方向旋转时，则减少流量、压力	10	无论液压阀采用何种连接方式，阀的拆卸不应要求拆卸任何关联的管路或管接头，但可松开关联的管路或管接头，以便让出拆卸间隙

注：液压阀组包括各种液压阀及其辅助连接件。安装时，对于某些购置不到的阀件，可用通过流量超过其额定流量40%的阀件代替。

(3) 液压马达和液压缸的安装

参见第4章和第5章。

(4) 液压管道的安装

一般应在所连接的设备及各液压装置部件、元件等组装、固定完毕后再进行管道安装。全部管道多分两次安装，其大致顺序是：预安装→耐压试验→拆散→酸洗→正式安装→循环冲洗→组成液压系统。安装管道时应特别注意防振、防漏问题。在管道安装过程中，所选择的管材应符合设计图样的规定，并应根据其尺寸、形状及焊接要求等对管材进行加工。

① 管子加工　包括切割、打坡口、弯管、螺纹加工等内容。管子的加工质量优劣对管道系统参数影响较大，并关系到液压系统运行的可靠性，故必须采用科学、合理的加工方法，才能保证加工质量。管子的加工要求如下。

a. 管子的切割　原则上采用机械方法对管子进行切割，如切割机、锯床或专用机床等，严禁用手工电焊、氧气切割方法，无条件时允许用手工锯切割。切割后的管子端面与轴向中心线应尽量保持垂直，误差控制在90°±0.5°之间。切割加工的管子端部应平整，无裂纹和重皮等缺陷，切割后需将锐边倒钝，并清除铁屑。

b. 管子的弯曲　最好在机械或液压弯管机上对管子进行弯曲加工。用弯管机在冷状态下弯管，可避免产生氧化皮而影响管子质量。如果无冷弯设备，也可采用热弯方法，热弯时容易产生变形、管壁减薄及产生氧化皮等现象。热弯前需将管内注实干燥河砂，用木塞封闭管口，用气焊或高频感应加热法对需弯曲部位加热，加热长度取决于管径和弯曲角度。直径

为 28mm 的管子弯成 30°、45°、60°和 90°时，加热长度分别为 60mm、100mm、120mm 和 160mm，弯曲直径为 34mm、42mm 的管子，加热长度需比上述尺寸分别增加 25～35mm。热弯后的管子需进行清砂并采用化学酸洗方法处理，清除氧化皮。弯曲管子应考虑弯曲半径，以免弯曲半径过小，导致管路应力集中，降低管路强度。弯曲半径一般应大于管子外径的 3 倍，弯制后的椭圆率应小于 8%。不同规格的钢管的最小弯曲半径见表 8-14。

表 8-14　钢管的最小弯曲半径

钢管外径 D/mm		14	18	22	28	34	42	50	63	76	89	102
最小弯曲半径 R	冷弯	70	100	135	150	200	250	300	360	450	540	700
	热弯	35	50	65	75	100	130	150	180	230	270	350

c. 管端螺纹　应与相配螺纹的基本尺寸和公差标准一致，螺纹加工后应无裂纹和凹痕等缺陷。

d. 焊缝坡口加工　需焊接的管子其端部必须开坡口。当焊缝坡口过小时，会引起管壁未焊透，造成管路焊接强度不够；当坡口过大时，又会引起裂缝、夹渣及焊缝不齐等缺陷。坡口的加工最好采用坡口机（台式或手持式），采用机械切削方法加工坡口既经济，效率又高，操作又简单，还能保证加工质量。

② 管路敷设

a. 管路敷设的一般要求和规则见表 8-15。

表 8-15　管路敷设的一般要求和规则

一般要求	布管规则	
管路布置一般在所连接的元件及设备布置完毕后进行，从而限制了布置方案的多样性	美观性原则	管路应横平竖直，排列整齐、疏密适当
管路敷设位置应便于装拆、维修，且不妨碍生产人员通道、维修区、操作者活动区的通畅，不妨碍液压元件和设备部件的调整、运转（如机床排屑，上、下料和机件运动）、检修和拆装等	最短距离原则	这不是单纯几何意义上的直线距离最短。由于系统中元件布置、干涉问题、弯管工艺性等的影响，最短距离原则主要应考虑管路用料量及管路能量损耗
管子外壁与相邻管路的管件轮廓边缘之间，应留有一段允许最小距离。同一排管路的法兰或活接头应错开一定距离，保证安装和拆卸方便，能单独拆装而不干扰其他管路或元件	直角化原则	理论上，为了连接的需要，管道弯曲可以是任意角度。但由于施工条件的限制，在大多数情况下，金属管采用直角弯管
穿墙管路的接头位置宜离开墙面足够距离。部件之间的管路，尽量采用明管以便于检修。采用敷设在地沟里的暗管时，地沟要有足够的尺寸	规避原则	管路的具体布置，一般是在所连接的元件及设备布置完毕后进行。由于不允许元件或部件的位置作较大变动，因此只能对管路的走向加以调整。规避原则，要考虑避免运动干涉及装配干涉等。并考虑避免与先前布置好的管路干涉
机体上的管路应尽量靠近机体，且不得妨碍机器动作		
管子应有充分的支撑和固定，不得在元件连接面上诱发应力		
对于由若干个独立的部分（如液压泵站、阀架、蓄能器架等）组成的液压系统，则每部分内部的管路应引到该部分的一侧结束。对外连接的各油口或接头应有与回路图上一致的标记。各油口之间要留有足够的间隙以便能单独装拆每根外部接管	贴近原则	由于系统中的管路是在给定系统后布置的，例如泵站的管路布置在油箱、阀组之间，为了既有利于固定又可节省管路用料，管路应贴近油箱表面布置
管子的弯管半径要足够大，但管接头附近应是直管	工艺原则	考虑到管道动态特性、管路压力损失和管道加工性对管道布置的影响，要求对管长、管径、弯角有所限制
对于软管，应使其不被拉紧、不受扭曲、不被弯成过小半径、不在管接头附近弯曲，不互相摩擦也不被摩擦		

b. 管道敷设前，应认真熟悉管路安装图样，明确各管路排列顺序、间距与走向，在现场对照安装图，确定液压阀件、接头、法兰及支架（或管夹）的位置并划线、定位，支架（或管夹）一般固定在预埋件上，管夹之间距离应适当，过小会造成浪费，过大将发生振动。通常支架（或管夹）距离可按表 8-16 选取。多根管路沿墙布置如图 8-11 所示。

表 8-16　管道支架或支撑管夹间距　　mm

管道外径	≤10	10～25	25～50	50～80	>80
间距	500～1000	1000～1500	1500～2000	2000～3000	3000～5000

c. 软管在行走机械的液压系统中使用量大，多通过带有各种接头的耐热耐油合成橡胶软管总成实现系统连接，其安装和敷设的注意事项如下。

ⅰ. 软管总成要有足够的长度以便在其运动最大的位置上仍保持正确的形状。在运动最大的位置上，邻接端部接头的软管应有一段 A 保持不弯（图 8-12），这段的长度应不小于软管外径的 6 倍。

ⅱ. 软管的安装连接，在自然或运动状态中，其最小弯曲半径 R（图 8-13）一般不应小于软管外径的 9 倍左右。

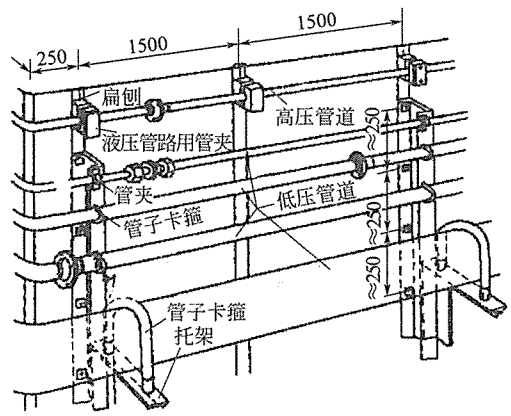


图 8-11　多根管路沿墙布置

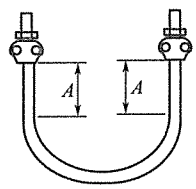


图 8-12　靠近接头的一段保持不弯

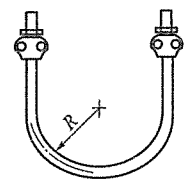


图 8-13　软管最小弯曲半径

ⅲ. 软管连接应松弛以便伸缩（图 8-14）。因为在压力作用下，一段软管可能发生长度变化，变化幅度从－4%～＋2%。但软管过于松弛会降低美观度。

ⅳ. 选择合适的软管接头并正确使用管夹，以减少软管的弯度和扭曲（图 8-15），避免软管的附加应力使接头螺母旋松，甚至在应变点使软管爆破。安装之后可通过检查软管外皮上纵向彩色线，了解软管是否在安装时被扭曲。

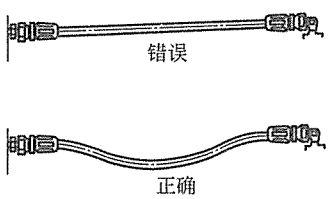


图 8-14　软管连接应松弛

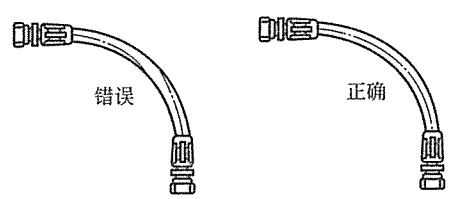


图 8-15　软管不能扭曲

ⅴ. 软管连接时应留出足够长度（图 8-16），以使弯曲处得到大半径的曲线。因为弯曲处过紧会使软管变形并阻碍流动，甚至完全断流。

ⅵ. 尽可能避免软管之间或与相邻物体之间的接触摩擦。当软管经过排气管或其他

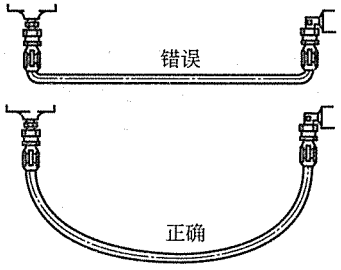


图 8-16　软管弯曲处要足够长

热源附近时，应用隔热套管或金属隔板来隔离热源；为了减小摩擦可通过支架和管夹把软管固定（图 8-17）。产生摩擦的原因通常有软管与运动机件接触、软管与尖锐棱边接触、软管十字交叉、管夹使用不当及直角接头装配不良。十字交叉是最常见的摩擦问题，任何振动，都产生锯削作用，终将磨掉两个软管的保护蒙皮并损及加固层。在十字交叉处正确地设置管夹把两根软管有效地隔开，很容易避免此类问题。

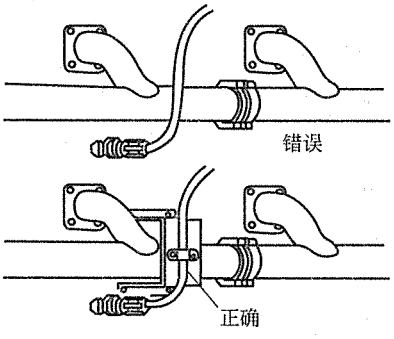


图 8-17　隔离热源和减少摩擦

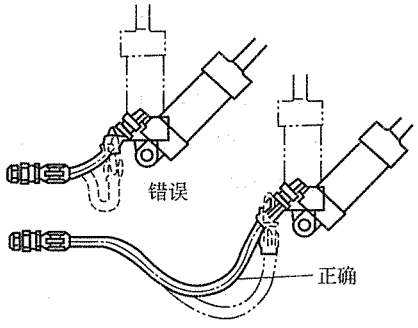


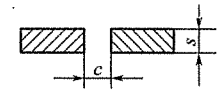
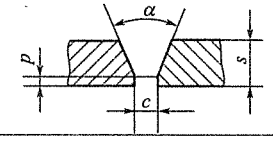
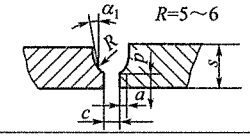
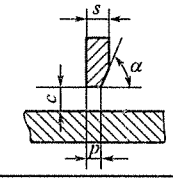
图 8-18　软管应有足够的长度和较大的弯曲半径

ⅶ. 为使软管易于安装且有较长的寿命，软管应有足够的长度和较大的弯曲半径（图 8-18）。金属的管接头没有挠性，正确的安装可以保护金属件免遭过大应力之害，并避免软管被压扁。

③ 管路焊接　一般按加工坡口、焊接、检查焊缝质量三步进行。

a. 坡口的加工在焊接前进行，其要求见表 8-17。

表 8-17　手工焊接的管子的坡口加工要求

坡口名称	坡口形式	坡口尺寸/mm
I 形坡口		s ≥1.5～2：c 0+0.5；s >2～3：c 0+1.0
V 形坡口		s ≥3～9：α 70°±5°，c 1±1，p 1±1；s >9～26：α 60°±5°，c 2^{+1}_{-2}，p 2^{+1}_{-2}
U 形坡口		s ≥20～60：c 2^{+1}_{-2}，p 2±1，α_1 10°±2°，α 1.0
I 形接头单边 V 形坡口		s ≥6～10：c 1±1，p 1±1；s ≥10～17：c 2^{+1}_{-2}，p 2^{+1}_{-2}；s >17～30：c 3^{+1}_{-3}，p 2^{+1}_{-2}；α 50°±5°

b. 焊接方法目前广泛使用的有氧-乙炔焰焊接、手工电弧焊接和氩气保护电弧焊接三种，最适合液压管路焊接的方法是氩弧焊接，因其具有焊口质量好，焊缝表面光滑、美观，无焊渣，焊口不氧化，焊接效率高等优点。另两种焊接方法易造成焊渣进入管内或在焊口内壁产生大量氧化皮，难以清除，故不要轻易采用。如遇工期短、氩弧焊工少时，可考虑采用氩弧焊焊第一层（打底），第二层开始用电焊的方法，这样既保证了质量，又可提高施工效率。

c. 焊缝质量检查项目包括：焊缝周围有无裂纹、夹杂物、气孔及过大咬肉、飞溅等现象；焊道是否整齐、有无错位、内外表面是否凸起、外表面在加工过程中有无损伤或削弱管壁强度的部位等。对高压或超高压管路，可对焊缝采用射线检查或超声波检查，提高管路焊接检查的可靠性。检查不合格时，应进行补焊，同一部位的返修次数不宜超过三次。

(5) 液压管道的清洗

① 管道酸洗　目前在施工中均采用槽式酸洗法和管内循环酸洗法两种，其要点及应用见表 8-18。

表 8-18　酸洗方法

酸洗方法	要点	特点及适用场合	酸洗效果较好的工艺流程	说明
槽式酸洗	将一次安装好的管路拆下来，分解后置入酸洗槽内浸泡，处理合格后再将其进行二次安装	较适合管径较大的短管、直管、容易拆卸、管路施工量小的场合，如泵站、阀站等液压装置内的配管及现场配管量小的液压系统	脱脂→水冲洗→酸洗→水冲洗→中和→钝化→水冲洗→干燥→喷涂防锈油(剂)→封口	槽式酸洗法和管内循环酸洗法的具体要求应按 GB 50231《机械设备安装工程及验收通用规范》、JB/T 6996《重型机械液压系统通用技术条件》等有关规范进行。表 8-19 列出了冶金液压、气动安装调试规程中关于上述两种酸洗方法的配方及工艺参数规定，供参考。酸洗后，管道内壁应无附着物；用盐酸、硝酸或硫酸酸洗时管道内壁呈灰白色；用磷酸酸洗时管道内壁呈灰黑色
管内循环酸洗	在安装好的液压管路中，将液压元器件从管路上断开或拆除，用软管、接管、清洗盖板连接，构成冲洗回路(图 8-19)，用耐酸泵将酸液打入回路中进行循环酸洗	仅限于管道(如液压站或阀站至液压执行元件的管道)。是近年来较为先进的施工技术，酸洗速度快、效果好、工序简单、操作方便，减少了对人体及环境的污染，降低了劳动强度，缩短了管路安装工期，解决了长管路及复杂管路酸洗难的问题，对槽式酸洗易发生装配时的二次污染问题，从根本上得到了解决。已在大型液压系统管路施工中得到广泛采用	水试漏→脱脂→水冲洗→酸洗→中和→钝化→水冲洗→干燥→涂防锈油(剂)→封口	

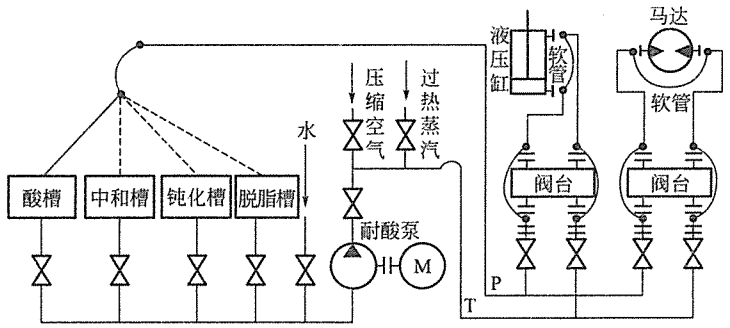


图 8-19　循环酸洗回路

表 8-19　两种酸洗方法的配方及工艺参数

溶液	槽式酸洗				
	成分	浓度/%	温度/℃	时间/min	pH 值
脱脂液	氧化钠 碳酸氢钠 磷酸钠 硅酸钠	8～10 1.2～2.5 3～4 1～2	60～80	240	1
酸洗液	盐　酸 乌洛托品	12～15 1～2	常温	240～360	1
中和液	氨　水	1～2	常温	2～4	10～11
钝化液	亚硝酸蚋 氨　水	8～12 1～2	常温	10～15	8～10
溶液	循环酸洗				
	成分	浓度/%	温度/℃	时间/min	pH 值
脱脂液	四氯化碳		常温	30	
酸洗液	盐酸 乌洛托品	10～15 1	常温	120～240	
中和液	氨　水	1	常温	15～30	10～12
钝化液	亚硝酸钠 氨　水	10～15 1～3	常温	25～30	10～15

注：本表选自冶金部液压、气动安装调试规程。

管路安装完成后要对管道进行酸洗处理和循环冲洗。酸洗的目的是通过化学作用将金属管内表面的氧化物及油污去除，使金属表面光滑，保证管道内壁的清洁。管路用油进行循环冲洗，必须在管路酸洗和二次安装完毕后的较短时间内进行，其目的是为了清除管内在酸洗和安装过程中以及液压元件在制造过程中遗落的机械杂质或其他微粒，达到液压系统正常运行时所需要的清洁度，保证主机设备的可靠运行，延长系统中液压元件的使用寿命。

② 循环冲洗　酸洗合格后，必须用油对管路进行循环冲洗。

a. 循环冲洗的方式　较常见的主要有液压系统内循环冲洗、液压系统外循环冲洗、管线外循环冲洗等循环冲洗方式。系统内循环冲洗一般指液压系统在制造加工完成后所需进行的循环冲洗。系统外循环冲洗一般指液压站到主机间的管线所需进行的循环冲洗。管线外循环冲洗一般指将液压系统的某些管路或集成块，拿到另一处组成回路，进行循环冲洗，冲洗合格后，再装回系统中。通常采用液压系统外循环冲洗方式。也可根据实际情况将后两种冲洗方式混合使用，达到提高冲洗效果、缩短冲洗周期的目的。

b. 冲洗回路的确定　泵外循环冲洗回路有两种类型：串联式冲洗回路（图 8-20）的优点是回路连接简便、便于检查、效果可靠，但回路长度较长；并联式冲洗回路（图 8-21）的优点是循环冲洗距离较短、管路口径相近、容易掌握、效果较好，但回路连接繁琐，不易检查确定每一条管路的冲洗效果，冲洗泵源较大。为克服并联式冲洗回路的缺点，也可在原回路的基础上将其变为串联式冲洗回路（图 8-22），但要求串联的管径相近，否则将影响冲洗效果。

c. 冲洗工艺参数　包括冲洗压力、流量、温度等。

ⅰ. 冲洗压力　冲洗时，压力为 0.3～0.5MPa，每间隔 2h 升压一次，压力为 1.5～

2MPa，运行 15～30min，再恢复低压冲洗状态，以加强冲洗效果。

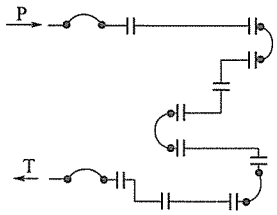


图 8-20　串联式冲洗回路

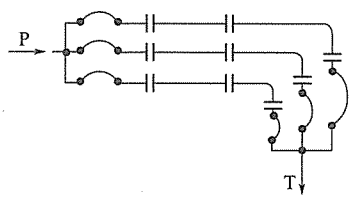


图 8-21　并联式冲洗回路

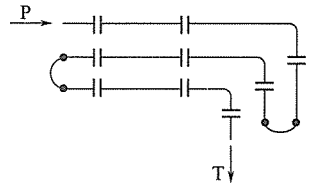


图 8-22　并联式→串联式冲洗回路

ⅱ．冲洗流量　视回路形式、管径大小进行计算，保证管路中油流成紊流状态，管内油流的流速应在 3m/s 以上。

ⅲ．冲洗温度　用加热器将油箱内油温加热至 40～60℃，冬季施工油温可提高到 80℃，通过提高冲洗温度能够缩短循环冲洗时间。

ⅳ．敲击振动　为彻底清除黏附在管壁上的氧化皮、焊渣和杂质，在冲洗过程中每间隔 3～4h 用木锤、铜锤、橡胶锤或使用振动器沿管线从头至尾进行一次敲击振动。重点敲击焊口、法兰、变径管、弯头及三通等部位。敲击时要环绕管壁四周均匀敲击，不得伤害管外表面。振动器的频率为 50～60Hz，振幅为 1.5～3mm 为宜。

ⅴ．充气　为了进一步加强冲洗效果，可用空气压缩机向管内充入 0.4～0.5MPa 的压缩空气，造成管内冲洗油的紊流状态涡流，充分搅起杂质，增强冲洗效果。每班可充气两次，每次 8～10min。空气压缩机出口处要装有精度较高的过滤器。

d. 循环冲洗注意事项

ⅰ．冲洗工作应在管路酸洗后 2～3 星期内尽快进行，以防管内产生新的锈蚀，影响施工质量。冲洗合格后应立即注入合格的工作油液，每 3 天需启动设备进行循环，以防止管道锈蚀。

ⅱ．循环冲洗要连续进行，应三班连续作业，无特殊原因不得停止。

ⅲ．冲洗用油一般选黏度较低的 10 号机械油。如管道处理较好，一般普通液压系统，也可使用工作油进行循环冲洗。对于使用磷酸酯、水-乙二醇、乳化液等难燃工作介质的系统，选择冲洗油要慎重，必须证明冲洗油与工作油不发生化学反应后方可使用。实践证明：采用乳化液为介质的系统，可用 10 号机械油进行冲洗。禁止使用煤油之类对管路有害的油品作冲洗液。

ⅳ．冲洗回路组成后，冲洗泵源应接在管径较粗一端的回路上，从总回油管向压力油管方向冲洗，使管内杂物能顺利冲出。自制的冲洗油箱应清洁并尽量密封，要设有空气过滤装置；油箱容量应大于液压泵流量的 5 倍。向油箱注油时推荐采用滤油机（车）对油液进行过滤。图 8-23 所示为 LY-B 型高精度滤油机的实物外形，它由电动机驱动的专用齿轮泵等组成，可用于液压系统在加油时的过滤、工作时的旁路过滤、投入运行前的循环过滤以及系统的油不经设备本身的泵过滤泵出等，其额定压力为 0.6MPa，流量范围为 32～100L/min，电机功率为 0.75～2.2kW，可对油液进行粗过滤、一级过滤和二级过滤，过滤精度分别为 100μm、10～20μm 和 3～10μm。

图 8-23　LY-B 型滤油机（车）
（北京航峰科伟公司产品）

冲洗管路的油液在回油箱之前需进行过滤，大规格管路回油过滤器的滤芯精度可在不同冲洗阶段根据油液清洁情况进行更换，可在 100μm、50μm、20μm、10μm、5μm 等滤芯规格中进行选择。

冲洗取样应在回油过滤器的上游。取样时间：冲洗开始阶段，杂质较多，可 6～8h 一次，当油的清洁度等级接近要求时可每 2～4h 取样一次。

冲洗后应按有关规定和系统类型对冲洗质量进行检验；冲洗合格的管路，必须将冲洗液（油）排除干净，并对管路两端进行包封。

8.3 液压系统的调试

8.3.1 调试的目的

新制造和安装的液压系统必须进行调试，使其在正常运转状态下能够满足主机工艺目的要求；当液压系统经维修、保养并进行重新装配之后，也必须进行调试才能投入运转使用。液压系统调试的主要目的：检查系统是否能够完成预定的工作运动循环；将组成工作运动循环的各个阶段的时间、输出的动力和运动［力（或转矩）、位移及其起止点、速度和加速度］和整个循环的总时间等参数调整到设计所规定的数值；测定系统的功率损失和温升是否妨碍主机的正常工作；检验输出的动力和运动的可调整性及操纵的可靠性等。

8.3.2 调试的类型及准备

液压系统的调试有出厂试验和总体调试两种类型。无论何种调试，都应在调试前做好两项准备工作：一是根据使用说明书及有关技术资料，全面了解被试液压系统及主机的结构、功能、工作顺序、使用要求和操作方法，了解机械、电气、气动等方面与液压部分的联系，认真研究液压系统各组成元件的作用，读懂液压原理图（识读方法见 1.1.4），弄清液压执行元件等在主机上的实际安装位置及其结构、性能和调整部位，仔细分析液压系统在各工况下的压力、速度变化及功率利用情况，熟悉系统所用液压工作介质的牌号和要求；二是对液压系统和主机进行外观检查（如液压元件和管道安装的正确性，液压装置的防护装置的完备性等），以避免某些故障的发生，外观检查中如发现问题，则应在改正后才能进行调试。

在液压系统调试中，应遵循系统及元件制造厂的相关要求，注意安全保护措施，以免发生人身及设备事故。

8.3.3 调试的一般顺序

一般是先手动后自动；先调低压，后调高压；先调控制回路，后调主回路；先调轻载，后调重载；先调低速，后调高速。对于多环控制系统，一般应先调内环后调外环；先调静态指标，后调动态指标。调试操作人员需具备较扎实的理论基础和实际经验。系统的动态和静态测试记录可作为日后系统运行状况评估的依据。

8.3.4 出厂试验

液压系统制造完毕后，只有试验合格后才能投入使用或准予出厂，故液压系统的调试又可称为出厂试验。出厂试验的主要内容包括清洁度试验、耐压及密封试验、功能试验（含液压泵运行功能试验、液压回路功能试验、噪声试验）等。对于提供液压系统产品的制造厂可以用管道将液压系统与供试验用的执行元件连接起来进行调试（离线调试）。如果是主机制造厂，则液压系统应由供货方在主机上进行合同中指定的试验，试验时直接用管道将液压系统与安装在主机设备上的执行元件连接起来进行调试（在线试验），试验结束后应将试验结果提供给需方。在主机上进行试验的项目及注意事项见表 8-20。

表 8-20 在主机上进行试验的项目及注意事项

试验项目	注意事项
噪声	在额定工况下运行时，设备的最高声压级在离设备外壳 1m 和离地面 1.5m 的高度上的任何点处不得超过 84dB(A)。可针对背景噪声来修正实测值

续表

试验项目	注意事项
泄漏	进行试验期间，除未成滴的轻微沾湿外，不得有可测出的外泄漏
温度	进行试验期间，在油箱中最靠近泵吸油口处测量并记录油液温度，测量并记录环境温度
功率消耗	至少在一个完整的机器循环中测量平均功率消耗和功率因数。需方要求时，还应测量并记录尖峰功率需求和最低功率因数
温度控制	采用主动温度控制时，应在油箱中最靠近泵吸油口处测量并记录超出冷却介质温度的液压油液的温升。还应在规定的水压和冷却器压降下测量并记录冷却介质平均消耗量
污染分析	进行试验期间应定期提取液压油液样品进行颗粒污染分析并符合规定的清洁度等级

注：本表摘自美国标准 NFPA/JIC2.24—1990。

(1) 清洁度试验

按照有关标准（例如 GB/T 14039—2002）对液压油液取样后，采用自动颗粒计数器或采用显微镜测量油液颗粒，确定该油液的污染度等级（表 2-11），然后与典型液压系统的清洁度等级（见表 2-12）或液压元件清洁度指标（见 JB/T 7858）进行比对，如果污染度等级在典型液压系统的清洁度等级或液压元件清洁度指标范围内，即认为合格，否则即为不合格。

(2) 耐压试验

耐压试验的主要目的是检查液压系统的泄漏和强度。耐压试验应在管道冲洗合格、系统安装完毕，并经空载运转后进行。试验要点见表 8-21。

表 8-21 液压系统耐压试验要点

项目	要点
空载运转	空载运转的目的是为耐压试验做准备，又是确保液压系统可靠运行的必要步骤，其注意事项如下： ①应使用液压系统规定的工作介质，并按设计规定的过滤精度进行过滤 ②空载运转前，除向油箱注油外，还应给液压泵灌油。注入油箱的油液应达到规定的液位高度；向液压泵的进油口灌油时，应注意泵的旋转方向，并用手转动联轴器，直至泵的出油口出油不带气泡时为止；对于液压马达和有泄油口的液压泵，应通过漏油口向壳体内灌满油 ③空载运转时，应将系统中的伺服阀、比例阀、液压缸和液压马达，用短路过渡板将其和循环回路隔离；蓄能器、压力传感器和压力继电器应拆去，接头用螺塞堵死，使这些元件脱离循环回路 ④空载运转时，溢流阀的控制压力必须调至能维持油液循环时克服管道阻力的最低值；流量阀和减压阀应调至最大开度 ⑤驱动液压泵的电动机应点动启动。启动中，若系统没有压力，应检查电源是否接反；若压力急剧上升，则应检查溢流阀是否失灵，排除后继续点动启动电动机直到运转正常。对于有辅助补油泵的闭式液压系统，则应先启动补油泵，再启动主泵 ⑥空载运转过程中，应密切注视过滤器前后压差的变化，若压差增大则应随时冲洗或更换滤芯；若油温过高，应检查原因并予以解决
压力试验	空载运转合格后，即可对系统进行压力试验。压力试验除应遵守上述空载运转中的①～③项外，还应注意如下事项： ①对于工作压力低于 16MPa 的液压系统，其试验压力为工作压力的 1.5 倍；对于工作压力高于 16MPa 但不高于 25MPa 的液压系统，其试验压力为工作压力的 1.25 倍；对于工作压力高于 25MPa 但不高于 31.5MPa 的液压系统，其试验压力为工作压力的 1.15 倍 ②压力试验中，应逐级升高压力（例如每级 2MPa），每升高一级压力宜稳压 2～3min，达到试验压力后，保压 10min，然后降至工作压力，进行全面检查，以系统所有焊缝和接口处无漏油、管道无永久变形为合格 ③为了保障安全，压力试验期间，不得锤击管道，在试验区域 5m 范围内不得同时进行明火作业；如有故障需要处理，必须先卸压

(3) 功能试验

一般先进行液压泵功能试验，后进行回路功能试验。各种调试项目均应由部分到整体逐项进行。试验应遵守相应的规程，并做好详尽的调试记录。

① 液压泵功能试验　注意事项见表 8-22。

表 8-22　液压泵功能试验注意事项

序号	注意事项
1	试验时应先空转 10～20min，再逐渐分级升压到溢流阀调节值
2	油箱的液位开关必须按设计高度定位，油温监控装置应完好。当液位变动或油温超过规定范围时，应能立即发出规定的报警信号并实现联锁动作
3	皮囊式、气液直接接触式和活塞式蓄能器必须按规定的气体介质和预充压力气体。皮囊式蓄能器应在充油之前充气；气液直接接触式和活塞式蓄能器应在充油之后并在其液位监控装置调试完毕后充气。重力式蓄能器宜在液压泵加载试运转后进行调试
4	液压泵的试验应在工作压力下运转 2h 后进行。要求液压泵的壳体温度低于 70℃，各结合面应无漏油及异常振动、噪声和发热，变量液压泵的变量调节机构应灵活可靠

② 液压回路功能试验　通过操作各个液压控制阀，检查各个液压回路的功能，各液压阀在要求的设定范围内重复试验 3 次，如果某阀出现 1 次失误，则应在排除故障后重复试验 6 次。注意事项见表 8-23。

表 8-23　液压回路功能试验注意事项

项目	注意事项
压力调试	回路压力调试应从压力调定值最高的主溢流阀开始，逐次调整每个回路的各种压力阀。对于 O、Y 型等中位机能使压力口闭死的换向阀可直接调压，其他中位压力口与油箱连通的换向阀(如 M、H 型)，必须将换向阀切换到使液压缸处于缩回位置的一侧。调压中应使压力逐级平稳增高。压力调定值及以压力联锁的动作和信号应与设计相符。压力调定后，应将调压机构锁紧
执行元件速度调试	液压马达的转速调试时，应尽可能将液压马达与其驱动的工作机构脱开，在空载下点动。从低速到高速逐步调速，并注意空载排气，然后再反向运转，同时检查马达壳体的温升和噪声是否正常。空载运转正常后，再将马达与工作机构连接，并从低速到高速带负载运转。低速时如出现爬行现象，可检查工作机构有否机械卡紧或干扰、润滑是否充分、系统排气是否彻底等
	液压缸的速度调试方法与液压马达类似。对带有缓冲调节装置的液压缸，在调速的同时应调整缓冲装置，直到满足平稳性要求。如液压缸是内部缓冲且不可调型，则必须在试验台上调试合格后再装机调试；多缸同步回路，应先将各缸调整到相同起步位置，再进行速度调整；电液伺服和电液比例控制系统在泵站调试和系统压力调整完毕后，宜先用模拟信号操纵伺服阀或比例阀，试动执行元件，并应先点动后联动
	各回路执行元件的速度调试完毕，还应检查各液压执行元件的工作情况，要求在启动、换向和停止时平稳无冲击，不得有低速爬行现象，运行速度应符合设计要求。所有元件和管道不得有漏油、异常振动和噪声及发热，所有联锁装置应准确、灵敏、可靠

③ 液位与油温的控制和报警试验、液电转换元件试验　液位与油温控制和报警装置及压力继电器、各种传感器等液电转换元件的动作和信号应符合设计要求。

④ 噪声试验　液压系统各组成元件产生噪声和辐射噪声的情况各不相同，由表 8-24 可见，液压泵（及其原动机）是液压系统及装置所有元件中的主要发声元件，其本身就是一个噪声源，称一次声源；而另一些元件如油箱和管道等，本身发声很小，不是独立的噪声源，

但泵和溢流阀产生的机械和液体噪声会激发它们产生振动，从而产生和辐射出很强噪声，这类噪声源称二次声源。液压装置的噪声是一次声源和二次声源噪声的叠加。

表 8-24　液压元件产生噪声和辐射噪声的次序

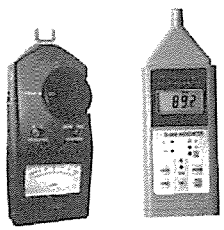
元件名称	液压泵	液压控制阀			液压缸	过滤器	油箱	管路
		溢流阀	节流阀	换向阀				
产生噪声次序	1	2	3	4	6	6	7	5
传递辐射噪声次序	2	3	4	3	2	4	1	2

噪声控制也是液压元件及系统产品的质量评价指标之一。根据国际及我国的环境噪声标准，我国机械行业在规范液压元件和系统技术条件时，先后制定了包括各类液压泵在内的相关标准及规范，这些标准对液压元件的噪声允许值均进行了规定，例如表 8-25 为 JB/T 7043 关于轴向柱塞泵的噪声值规定。

表 8-25　轴向柱塞泵的噪声值（摘自 JB/T 7043—2006）　　dB（A）

类型	斜盘式				斜轴式			
公称排量 V/(mL/r)	≤25	>25～80	>80～180	>180～500	≤10	>10～25	>25～63	>63～500
噪声/dB(A)	≤75	≤79	≤84	≤90	≤72	≤76	≤85	≤90

液压装置的噪声用声压级（简称声级）描述其大小或强弱，一般用便携式声级计（图 8-24）中的 A 计权网络进行测定，称为 A 声级 L_A，单位为 dB（A）。测量时应正确选择测试位置（参见表 8-20）和测点数目（一般不少于 4 点），尽量消除和减少被测装置周围环境的影响。



(a) 指针式　(b) 数字式

图 8-24　声级计外形

a. 测试位置的选择　在一般试验室或工作场所来进行测量时，为了使测量结果具有足够的准确性，应避免其他声音的干扰和声音反射等影响。具体做法如下。

ⅰ. 测点距被测装置表面水平距离为 1.0m。测点高：当被测装置中心高（距离反射面或地面）小于 1m 时，测点高规定为 1m；被测装置中心高大于 1m 时，测点高与中心高相同。若噪声源尺寸较小（如＜0.25m），则测点应与被测装置表面较近（如 0.5m）。力求传声器正对被测装置的几何中心。

ⅱ. 测点应在所测表面四周均布，一般不应少于 4 点。若相邻点测得的声级相差 5dB（A）以上，则应在其间增加测点，噪声的声级取各测点的算术平均值［按此法算出的声级与能量平均法算出的声级之差不会大于 7dB（A）］。

ⅲ. 若两噪声源相距较近（如液压泵及其驱动电动机），则测点宜距被测噪声源很近，0.2m 或 0.1m。

ⅳ. 如需了解噪声源对人体的危害，可把测点选在操作者位置的人耳处，或者在操作者经常活动、工作的范围内，以人耳高度为准选择几个测点。

b. 消除和减少环境的影响

ⅰ. 电源、气流、反射等的影响。如果仪器的电源电压不稳定，应使用稳压器；使用干电池时，若电压不足应予更换。室外测量宜选择在无风天气。风速超过 4 级以上时，可在传声器上戴上防风罩或包上一层绸布。传声器应避开风口和气流。应尽量排除测量现场的反射物，不能排除时，传声器应置于噪声源和反射物间的适当位置，并力求远离反射物，例如离

墙壁最好在1m以上。测量噪声时，传声器在所有测点都要保持同样的入射方向。

ⅱ. 背景噪声及其修正。背景噪声又称本底噪声，是指被测噪声的声源停止发声时周围环境的噪声。一般情况下，当被测对象工作期间的合成噪声 L_{A1} 与背景噪声 L_{A2} 之差 ΔL（$=L_{A1}-L_{A2}$）$>$10dB（A）以上时，不需对背景噪声进行修正，否则应对背景噪声进行修正。修正值 K 可从表8-26中查得。

表8-26 背景噪声的修正值

合成噪声和背景噪声的声级差 ΔL/dB(A)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
修正值 K/dB(A)	6.9	4.4	3.0	2.3	1.7	1.25	0.95	0.75	0.6	0.4

从所测出的合成噪声 L_{A1} 中扣减背景噪声值 K 后，即为被测对象最终的噪声测试结果 L_A，亦即

$$L_A=L_{A1}-K \tag{8-1}$$

例如，在车间测得某斜盘式轴向液压泵（排量100mL/r）在额定压力和转速下的合成噪声为 $L_{A1}=84$dB（A），背景噪声 $L_{A2}=78$dB（A），因为 $\Delta L=L_{A1}-L_{A2}=84-78=6$dB（A）$<$10dB（A），故需对背景噪声进行修正，从表8-26中查得对应的修正值 $K=1.25$dB（A），故按式(8-1)可算得被测液压泵噪声的声级为 $L_A=L_{A1}-K=84-1.25=82.75$dB（A）。将该测量结果与表8-25对排量大于80～180mL/r的轴向柱塞泵的噪声允许值（≤84dB（A））进行比较，该泵噪声试验合格。

8.3.5 总体调试

行走机械液压系统的配管安装和调试一般由主机制造厂在厂内进行。大型固定设备通常是预装各部件，并进行局部调试后发货，而总体调试在用户现场进行。现场调试步骤、内容及要求见表8-27。

表8-27 液压系统现场调试步骤、内容及要求

步骤	内容及要求
1	开箱验收，清点到货实物是否与装箱单相符，部件、附件、随机工具和合格证、使用说明书等文件是否齐全，目测检查有无运输中的损坏或污染
2	把机组和各部件安装就位并找正和固定
3	连接机器中的液压执行元件，冲洗较长的管子和软管
4	检查电源电压，然后连接动力线路和控制线路。根据需要连接冷却水源。检查泵的旋转方向的正确性
5	向油箱灌注规定的油液。加油不要超过最高液面标志。加油过程中要特别注意清洁。例如打开油桶前，要彻底清理桶顶和桶口，以防泥土与其他污染物进入油液；向油箱输送油液时，只能使用清洁的容器和软管。最好采用带有过滤器的输油泵。为油箱注油管提供200目的滤网，并确保过滤器是专为系统所需油液品种所使用
6	点动驱动电动机或使内燃机怠速，检查旋转方向
7	在可能的最高点给液压系统放气。旋松放气塞(阀)或管接头。操作换向阀并使执行元件伸出缩回若干次。逐步加大负载，提高压力阀的设定值。当油箱中不再有泡沫、执行元件不再爬行、系统不再有异常噪声时，表明已放气良好，旋紧放气塞(阀)等
8	在管路内充满油液而所有执行元件都外伸的情况下，补油至油箱最低液面标志
9	根据需要给泵的壳体注油。打开吸油管截止阀
10	先把压力阀、流量阀和变量泵的压力调节器调整到低设定值，方向控制阀置于中位

续表

步骤	内容及要求
11	蓄能器应充气到充气压力(参见第 7 章)
12	进行机器跑合。逐渐提高设定值,直至按说明书最终调整压力控制阀(含压力继电器)、流量控制阀及液压泵变量调节器、时间继电器等。使机器满载运行几小时,监测稳态工作温度
13	重新拧紧螺栓和接头,以防泄漏
14	清理或更换滤芯

液压控制系统的调试要点见表 8-28。

表 8-28　液压控制系统的调试要点

项目	注意事项
开机和正常停机	开机时应先使控制台(柜)通电,然后再启动液压源。如果先启动液压源而未使控制台处于控制状态,一方面由于伺服阀的零位偏置而使液压油进入液压缸(或液压马达)的一腔,导致活塞(或转子)向一个方向运动直到发生碰撞而停止,有时甚至发生撞缸或其他事故;另一方面一些电子器件需要预热,尤其是应变片电路,需预热半小时以上才能使零位比较稳定。因此,开机时首先应使控制台通电并检查仪表是否都处于正常情况。液压源启动前,应将溢流阀调至最低压力,使泵卸载启动,若有异常情况应立即停止液压源工作,检查并维修有关器件。当液压源启动情况正常后,调整系统压力到需要值。这样,开机过程全部完成。需要停机时,一般是先停液压源,再切断控制台电源,若操作顺序相反,则可能发生撞缸之类的事故
控制量的标定和调整	检测反馈元件是控制系统中的重要元件之一,整个控制系统的精度在很大程度上取决于它,必须对它进行标定和调整。对位移传感器、加速度计等性能比较稳定的元件,一般半年到一年应进行一次标定,而对用应变片电路构成的传感器和测量放大器,由于放大倍数较大,易产生零位漂移,因此应经常进行适当的调整,使之达到尽可能高的精度
判断反馈极性的正确性	若极性不对会使整个系统产生误动作。判断方法为,调节指令装置,使伺服放大器产生一电压,则执行器应发生相应动作,即系统控制量(位置、速度或力)的变化趋势应与指令装置调节趋势相同,最后稳定在某一状态。否则,说明反馈极性不正确,应将任何一个电气元件的外部接头倒接,或把执行器的进回油管倒接
检查系统稳定性	把设计确定的控制信号由小到大加入伺服放大器,观察执行元件在伺服阀工作电流范围内的工作情况,如液压执行器产生振荡,说明系统不稳定,需减小放大器增益,或对校正装置的比例、微分、积分参数进行调节。有关校正装置参数的调节,需了解系统中校正的目的和系统特点。如果系统有局部反馈环,则在检查整个系统稳定性前,应先检查局部闭环的稳定性。对局部闭环进行调整时,应把所有其他反馈通道断开,调整局部闭环的反馈增益使其达到稳定,然后接上主反馈通道,进一步调整整个系统
颤振信号的调节	加入颤振信号的作用是改善系统的分辨率。颤振电路在控制放大器中。通常颤振信号的频率和幅值是可调的。颤振频率应大大超过预计的主信号频率,而不应与伺服阀或执行器的固有频率相重合,常取颤振频率为阀频宽的 2～3 倍。颤振幅度的调节可先将其调至最小,然后由小到大缓慢调节,同时用手触摸活塞杆或运动部件,直到手能感觉到高频振动,颤振幅度取此时之前的值。颤振信号大小要适当,太小时对系统不起作用,太大时会加剧执行器磨损
检查系统稳态精度	先将系统增益(主要是控制放大器增益)调至最小值,供油压力为设计压力,转动伺服放大器的增益刻度盘,提高增益直到系统产生振荡,增益额定值约取产生振荡时增益值的 1/3～2/3。比较实测的实际控制量与指令装置输入信号所对应的希望输出控制量,计算其控制精度,如不满足要求,根据设计的校正过程,仔细调整校正装置参数,直至系统精度达到要求

续表

项目	注意事项
检查系统响应快速性	如有条件，利用频率特性测试仪测量系统在输入不同频率正弦信号时的输出与输入的幅值比和相位差，绘制实测系统的闭环波德图，求出系统频宽，检查是否满足要求。如不满足要求，可适当提高液压源的压力，或者把电液伺服阀的额定流量调大。但这是修正设计上的误差而采取的消极措施，对系统进行精确设计时不希望采用这种方法

8.3.6 液压系统的调整

液压系统的调整要在系统安装、试验过程中进行，在使用过程中也随时进行一些项目的调整。液压系统调整的一些基本项目及方法如下。

① 液压泵工作压力的调整：调节泵的安全阀或溢流阀，使液压泵的工作压力比执行元件最大负载时的工作压力大10%～20%。

② 快速行程压力的调整：调节泵的卸荷阀，使其比快速行程所需的实际压力大15%～20%。

③ 压力继电器工作压力的调整：在工作部件停止或顶在挡铁上时，调节压力继电器的弹簧，使其低于液压泵工作压力0.3～0.5MPa。

④ 换接顺序的调整：调节行程开关、先导阀、挡铁、碰块等，使系统的换接顺序及其精度满足工作部件的要求。

⑤ 工作部件速度调整：调节流量阀、变量液压泵或变量液压马达、润滑系统及密封装置，使工作部件运动平稳，没有冲击和振动，不允许有外泄漏，在有负载的情况下，速度降落不应超过10%～20%。

8.4 液压传动系统的运转维护及管理

在主机及其液压系统磨损之前采取主动维护，与维修相比，是主动与被动、事前与事后的关系。故主动维护不但为设备的可靠运行提供保障，同时可大幅度降低维修成本，延长维修周期乃至设备的使用寿命。实践表明，液压元件或系统失效、损坏等问题多数是由于污染、维护不足和油液选用不当造成的。为保证液压系统处于良好性能状态，并延长其使用寿命，应对其合理使用，并重视对其进行日常检查和维护。

8.4.1 运转维护的一般注意事项

参见1.5节。

8.4.2 液压系统的检查（点检）

很多液压机械的露天作业环境相当恶劣，经常受到风吹日晒、雨雪乃至地质灾害的侵袭，受自然条件和工作环境的影响较大。为了减少故障发生次数及消除故障隐患，发挥其效能，应及时了解和掌握液压机械及整个系统的运行状况，预防故障发生的最好办法是加强主机及整个系统的检查（点检）。

点检是指按一定标准、一定周期对液压系统规定部位进行检查，以便早期发现系统的故障隐患，及时加以调整，使系统保持其规定功能的一种系统管理方法。系统点检既是一种检查方式，又是一种制度和管理方法，是重要的维修活动信息源，也是做好液压系统修理准备和安排修理计划的基础。液压系统点检中所指的“点”，是指系统的关键部位，通过检查这些“点”，能及时准确地获取系统技术状态的有关信息。

按照点检的周期和业务范围不同，点检分为日常点检、定期点检和专项点检三类。日常点检是指由液压系统操作者和维修者每日执行的例行维护作业。其目的是及时发现主机和液压系统异常，保证系统和主机正常运转。点检时，利用人的感官（耳、目、手）、简单工具

或装在系统上的仪表和信号标志（如电压、电流、压力、温度检测仪表和油箱液位等）来感知和观测。日常点检应严格按专用的点检卡进行，检查结果记入标准的日常点检卡中。表 8-29 所列为汽车工业流水线中液压机械的日常点检项目和内容。

表 8-29　汽车工业流水线中液压机械的日常点检项目和内容

点检时间	项　目	内　容
在起动前检查	液位	是否正常
	行程开关和限位块	是否紧固
	手动、自动循环	是否正常
	电磁阀	是否处于原始状态
在设备运行中监视工况	压力	是否稳定和在规定范围内
	振动、噪声	有无异常
	油温	是否在 35～55℃范围内，不得大于 60℃
	漏油	全系统有无漏油
	电压	是否保持在暂定电压的＋5%～－15%范围内

定期点检是指以液压系统专业维修人员为主，操作人员参加，定期对液压设备进行检查，记录主机及液压系统异常、损坏及磨损情况，确定维修部位及更换元件，确定修理类别及时间，以便安排修理计划的检查作业。定期点检的对象是重点液压机械、故障多的设备和有特殊安全要求的设备。定期点检的主要目的是检查主机及系统的缺陷和隐患，确定修理方案和时间，保证主机和系统维修规定的功能。表 8-30 为汽车工业流水线中液压机械的定期点检项目和内容。

表 8-30　汽车工业流水线中液压机械的定期点检项目和内容

点检项目	内　容
螺钉及管接头	定期紧固：10MPa 以上系统，每月一次；10MPa 以下系统，每三个月一次
过滤器及通气过滤器	定期检查：一般系统每月一次；铸造系统每半月一次（除另有规定者外）
油箱、管道、阀板	定期检查：大修时检查
密封件	按环境温度、工作压力、密封件材质等具体规定
弹簧	按工作情况、元件质量等具体规定
油污染度检查	对已确定换油周期的设备，提前一周取样化验；对新换油，经 1000h 使用后，应取样化验；对精、大、稀设备用油，经 600h 取样；取油样必须用专用容器，并保证不受污染；取油样必须取正在使用的“热油”不取静止油；取油样数量为 300～500mL/次；按油料化验单化验；油料化验单应纳入设备档案
压力表	按设备使用情况，规定检验周期
高压软管	根据使用情况，规定更换时间
电气控制部分	按电器使用维修规定，定期检查维修
液压元件	根据使用工况，规定对泵、阀、马达、缸等元件进行性能测定。尽可能采取在线测试办法测定其主要参数

专项点检一般指由液压系统专业维修人员（含工程技术人员），针对某些特定的项目（精度、功能参数等）进行定期或不定期的检查测定作业。其主要目的和内容是了解液压设

备的技术性能和专业性能，例如精、大、稀液压设备和精加工设备的精度检查和调整；液压起重和行走设备、压力试验设备的定期负荷试验、耐压试验等。

8.4.3 液压系统的定期维护内容与要求

定期维护是保证液压系统正常工作的重要措施，通常包括表 8-31 所列的五个方面。

表 8-31 液压系统的定期维护内容、目的和要求

内容	目的和要求
定期紧固	其目的是防止因外载变化、冲击振动等原因引起紧固螺钉、管接头松动，从而引起泄漏等故障。对于中高压液压机械，需定期紧固的部位是管接头；法兰盘螺钉；液压缸紧固螺钉和压盖螺钉；活塞杆或工作机构的止推调节螺钉；蓄能器连接管路；行程开关和挡块固定螺钉等。紧固周期为每个月一次。对于低压液压机械，紧固部位同上，但紧固周期一般三个月一次
定期检查和更换密封件	其目的是防止橡胶密封件自然老化或永久变形。一般应定期更换，但要讲究科学性，防止盲目性。对于重大流水线液压机械，正常运行周期（一般为两年）内，不允许发生停机故障，故要执行定期更换密封件制度，每次停机大修时，更换所有密封件。对于单机非连续运行的液压机械（如工程机械），对检查有问题的密封件进行更换，无异常现象一般不予更换。对所使用的密封件材料性能、寿命和使用环境条件要有深入了解，再制定出更换密封件的周期
定期清洗和更换液压元件	其目的是防止元件内部零件摩擦、磨损产生的金属磨耗物、密封件磨耗物等污染物积聚在元件流道内而损坏液压元件。在确定清洗周期时，要考虑使用条件和环境条件等因素。例如铸造机械和冶金机械，液压阀应三个月清洗一次，液压缸每隔一年清洗一次。其他液压设备应根据具体情况确定清洗周期。定期点检时发现严重磨损的液压件，影响系统正常运行，经调整无效者应更换新件；定期点检时发现元件内某些零件（如弹簧）疲劳到一定限度而丧失原有性能，也应更换新件
定期清洗油箱和管道	其目的是清除油箱内存留的污染物，清洗管子弯曲部位和油路块孔系内的污染物及胶质等，保证泵及其他元件正常工作。油箱一般应半年清洗一次；可拆的管道、油路块、软管应拆下来清洗。应根据设备工作环境和污染情况确定清洗周期，例如大型自动线液压管道每隔三年应清洗一次
定期更换滤芯	不同档次的液压系统，过滤精度不同，但过滤器滤芯必须经常更换。更换周期视滤芯堵塞情况而定，无论时间长短，只要堵了，就应及时更换。特别重要的系统（如军品或航空系统），定期点检时，滤芯虽然未到报废程度，但已有足够多的污垢，也应更换

8.4.4 液压元件与系统的检修

(1) 液压元件与系统检修的一般注意事项

由于液压元件标准化、系列化和通用化程度高，故一般具有可维修性。

① 在液压系统使用中，由于各种原因产生异常现象或发生故障后，当用调整的方法不能排除时，可进行拆解修理或更换元件。元件在使用中，因磨损、疲劳或密封件老化失效，技术指标已达不到使用要求，尽管还未发展到完全不能使用的程度，也应进行修理。否则，不仅使系统工作不可靠，而且会导致无法修复而报废的后果。

② 修理过的元件经试验后，其技术指标和性能达到要求者仍可继续使用。

③ 除了清洗后再装配以及更换密封件或弹簧这类简单修理外，重大的拆解修理要十分小心。对于液压技术的一般用户，若不具备一定技术条件和试验条件，切勿自行修理，最好到液压元件制造厂或有关大修厂检修。

④ 在检修时，应做好记录。这种记录对以后发生故障时查找原因有实用价值，同时也可作为判断该设备常常用哪些备件的有关依据。

⑤ 在修理时，要备齐如下常用备件：液压缸的密封件，液压泵和马达传动轴的密封件，各种密封圈，液压阀用弹簧，压力表，管路过滤元件，管路用的各种管接头、软管、螺塞、

电磁铁以及蓄能器用的隔膜等。此外，还必须备好检修时所需的有关资料，如液压设备使用说明书、液压系统原理图、各种液压元件的产品样本、密封填料的产品目录以及液压油液的性能表等。

(2) 液压元件的修理方法

液压元件的常用修理方法是更换修理法，即某个液压元件发生故障，并一时难于排除时，首先将该元件拆下，换上合格的元件，先使主机正常运转。然后再对拆下的液压元件进行检修，并在试验台架上进行性能测试，符合要求就可作为备件待用。采用更换修理法，要有更换的备件、修理用的易损件和测试用的试验台架。

① 液压泵和液压马达　见表 8-32。

表 8-32　液压泵和液压马达可修理的内容与方法

泵、马达结构形式	可修理内容	修理方法
齿轮泵和齿轮马达	齿轮两侧面与泵盖之间磨损，轴向配合间隙比产品图纸规定值大在 30%左右(表 8-33)	研磨
	轴封或其他密封件失效	更换密封件
	容积效率降低达 10%～15%	检修
叶片泵和叶片马达	定子环内表面磨损或有条痕引起振动噪声	用专用磨床或油石修磨
	个别叶片磨损、折断	修磨或更换
	转子侧面有划痕、磨损点	修研，使转子、叶片的配合间隙达到规定值(表 8-33)
	轴封或其他密封件失效	更换密封件
	容积效率降低达 10%～15%	检修
柱塞泵和柱塞马达	柱塞与缸体孔磨损，间隙比规定值(表 8-33)增大 10%～15%	重新做柱塞，对孔进行配研修复，使间隙达到规定值
	配油盘磨损或有条痕	研磨修复
	转子端面有划痕或磨损	研磨修复
	变量泵控制弹簧力不足，影响变量性能	更换弹簧
	变量控制阀的阀芯与阀体孔磨损，间隙比规定值(表 8-33)增大 10%～20%	重新做阀芯并对孔进行配研修复，使间隙达到规定值
	轴封或其他密封件失效	更换密封件
	容积效率降低达 10%～15%	检修

② 液压缸　若活塞表面有划痕造成漏油，活塞杆表面锈蚀严重、镀层脱落，可通过磨削，再镀铬进行修复。若活塞杆防尘圈损坏不起防尘作用，可更换防尘圈。若活塞杆弯曲变形大于规定值 20%时，可校正修复。若缸内泄漏超过规定值 3 倍以上，查找泄漏原因，可通过更换密封件或检查活塞与缸筒配合间隙（表 8-33），若过大则应重做活塞的方法修复。若液压缸两端盖处有外泄漏，则可能是密封件老化失效或破损，或紧固螺钉松动，或紧固螺钉过长未压紧端盖所导致。针对具体原因进行处理。对于带缓冲的缸，若缓冲效果不良，可检修缓冲装置。

③ 液压阀　若是阀芯与阀孔磨损，致使配合间隙比规定值（表 8-33）增大 20%～25%，则可重新制作阀芯，与孔进行配研修复，使间隙达到规定值。若是锥阀芯与阀座接触不良，封闭性能差，可配研修复。若是调压弹簧弯曲、变弱或折断，则应换新。

若密封件老化、失效，则换新。若出现工作失常（如阀芯卡死、阀失灵、动作迟缓），则可拆洗检修。

表 8-33　常用液压元件的配合间隙（维修用）

液压元件名称与部位		配合间隙/mm	液压元件名称与部位		配合间隙/mm
中低压齿轮泵	齿顶圆与壳体内孔 轴向间隙	0.05～0.10 0.04～0.08	柱塞泵	柱塞与缸体上的柱塞孔 配油盘与缸体之间(轴向)	$d\leqslant$12mm 时,0.01～0.02 $d\leqslant$20mm 时,0.015～0.03 $d\leqslant$35mm 时,0.02～0.04 0.01～0.02
中高压齿轮泵	齿顶圆与壳体内孔 轴向间隙	0.05～0.10 0.03～0.05	中低压滑阀	阀芯与阀套	$d\leqslant$16mm 时,0.008～0.025 $d\leqslant$28mm 时,0.010～0.03 $d\leqslant$50mm 时,0.012～0.035 $d\leqslant$80mm 时,0.015～0.04
中低压叶片泵	叶片与转子槽 叶片与配油盘 转子与配油盘(轴向)	0.02～0.03 0.01～0.03 0.02～0.04	高压滑阀	阀芯与阀套	$d\leqslant$16mm 时,0.005～0.015 $d\leqslant$28mm 时,0.007～0.02 $d\leqslant$50mm 时,0.009～0.025 $d\leqslant$80mm 时,0.011～0.03

注：d 分别表示柱塞、阀芯直径。

8.4.5　液压系统的泄漏与密封

(1) 液压系统的泄漏及其危害

液压系统中的油液，由于某种原因越过了边界，流至其不应去的其他容腔或系统外部，称为泄漏。从元件的高压腔流到低压腔的泄漏称为内泄漏，从元件或管路中流到外部的泄漏称为外泄漏。按照泄漏机理不同泄漏可分为缝隙泄漏、多孔隙泄漏、黏附泄漏和动力泄漏等多种。液压系统泄漏的主要部位有管接头、固定接合面、轴向滑动表面密封处和旋转轴密封处等。泄漏的主要危害如下。

① 浪费液压介质。例如在开展防漏治漏前，美国液压系统泄漏达 38000L/年，直接经济损失合 6000 万美元/年。

② 污染环境，限制了液压技术在医药、卫生、食品等领域应用。

③ 降低系统的容积效率，影响液压系统的正常工作。

④ 影响和制约液压技术应用和发展，泄漏是某些液压元件高压化的瓶颈。

为了控制液压系统的泄漏，首先要对液压系统各组成部分的泄漏量加以限制。控制泄漏主要靠密封装置及其正确选用和使用，使其有效地发挥作用。

(2) 密封装置的作用及要求

密封装置的作用是防止液压系统中工作介质的内、外泄漏，以及外界灰尘、金属屑等异物的侵入，保证液压系统正常工作。液压系统对密封装置的主要要求如下。

① 在一定的压力、温度范围内能够很好地密封。

② 相对运动的密封装置摩擦力要小。

③ 耐磨、耐腐蚀，不易老化，寿命长，磨损后能在一定程度上自动补偿。

④ 结构简单，安装维护方便，价格低廉。

(3) 密封装置的类型与结构原理

按照与密封部位相联系的工作零件的状态可将密封分为静密封与动密封两大类：工作零件间无相对运动的密封称为静密封；工作零件间有相对运动的密封称为动密封，动密封又可

分为往复运动密封和旋转运动密封两类。密封件是实现密封的重要元件，常用密封件的类型及材料见表 8-34。

表 8-34　常用密封件的类型及材料

<table>
<tr><th colspan="4" rowspan="2">密封装置类型</th><th rowspan="2">主要密封件</th><th colspan="4">密封件材料及要求</th></tr>
<tr><th>纤维</th><th>弹塑性体</th><th>无机材料</th><th>金属</th></tr>
<tr><td rowspan="5">静密封</td><td colspan="3">非金属静密封</td><td>O 形密封圈、橡胶垫片、密封带</td><td rowspan="5">植物纤维、动纤维物、矿物纤维及人造纤维</td><td rowspan="5">橡胶、塑料、密封胶等</td><td rowspan="5">碳石墨、工程陶瓷等</td><td rowspan="5">有色金属、黑色金属、硬质合金、贵金属等</td></tr>
<tr><td colspan="3">金属静密封</td><td>金属密封垫圈、空心金属 O 形密封圈</td></tr>
<tr><td colspan="3">半金属静密封</td><td>组合密封垫圈</td></tr>
<tr><td colspan="3">液态静密封</td><td>密封胶</td></tr>
<tr><td colspan="3">非接触式密封</td><td>迷宫式、间隙式密封装置</td></tr>
<tr><td rowspan="3">动密封</td><td rowspan="3">接触式密封</td><td rowspan="3">自密封型密封</td><td rowspan="3">挤压密封</td><td rowspan="3">O 形密封圈、方形密封圈、X 形密封圈及其他</td><td colspan="4" rowspan="3">①最常用的密封件材料是橡胶
②对密封件材料的要求：对工作介质有良好的适应性和稳定性，难溶解，难软化和硬化，体积变化小（不易膨胀或收缩）；压缩复原性好，永久变形小；良好的温度适应性（耐热和耐寒）及吸振性；适当的机械强度和硬度，受工作介质的影响小；摩擦因数小、耐磨性好；材料密实；与密封面贴合的柔软性和弹性好；对密封表面和工作介质的化学稳定性好；耐臭氧性和耐老化性好；加工工艺性好，价廉</td></tr>
<tr></tr>
<tr></tr>
</table>

液压密封又可分为间隙密封、橡胶圈密封、组合密封等多种类型，其中最常用的是种类繁多的橡胶圈密封（静密封和动密封均可用）。橡胶密封圈的尺寸系列、预压缩量、安装沟槽的形状和尺寸及加工精度和粗糙度等都已标准化，常用橡胶密封标准目录见表 8-35，其细节可从液压工程手册中查得。

表 8-35　常用橡胶密封标准目录

项　目		标准号
O 形橡胶密封圈	液压、气动用 O 形橡胶密封圈尺寸及公差	GB/T 3452.1
	活塞密封沟槽尺寸	GB/T 3452.3
	活塞杆密封沟槽尺寸	
	轴向密封沟槽尺寸	
	沟槽各表面的表面粗糙度	
	沟槽尺寸公差	
同轴密封圈（格来圈与斯特封）	液压缸活塞和活塞杆动密封装置用同轴密封件尺寸系列	GB/T 15242.1
	液压缸活塞和活塞杆动密封装置用同轴密封件安装沟槽尺寸系列和公差	GB/T 15242.3
旋转轴唇形密封圈	旋转轴唇形密封圈	GB 13871
单向密封橡胶圈	活塞杆用高低唇 Y 形橡胶密封圈和蕾形夹织物橡胶密封圈	GB/T 10708.1
	活塞用高低唇 Y 形橡胶密封圈和蕾形夹织物橡胶密封圈	
	活塞杆用 V 形形夹织物橡胶组合密封圈	
	活塞用 V 形形夹织物橡胶组合密封圈	

续表

项　目		标准号
双向密封橡胶圈	双向密封橡胶圈	GB/T 10708.2
往复运动橡胶防尘密封圈	A型液压缸活塞杆用防尘圈	GB/T 10708.3
	B型液压缸活塞杆用防尘圈	
	C型液压缸活塞杆用防尘圈	
Y_X形橡胶密封圈	孔用Y_X形橡胶密封圈	JB/ZQ 4264
	轴用Y_X形橡胶密封圈	JB/ZQ 4265

① 间隙密封　这是最简单的一种密封形式，它是利用相对运动的圆柱摩擦副之间的微小间隙δ（通常为0.02～0.05mm）防止泄漏。常用于液压元件中的活塞、滑阀的配合中。为了提高密封能力，减小液压卡阻，常在圆柱表面开设几条环形均压槽（图8-25）。间隙密封结构简单、摩擦阻力小、耐高温，但磨损后无法恢复原有能力。

② 橡胶圈密封　按截面形状不同，橡胶密封圈有O形和唇形等。O形密封圈［图8-26(a)］是用耐油橡胶压制而成的圆截面密封件。它依靠预压缩消除间隙而实现密封［图8-26(b)］，能随着压力p的增大自动提高密封件与密封表面的接触应力，从而起到密封作用，且能在磨损后自动补偿。O形密封圈的结构简单、密封性好、价廉、应用范围广，既可用于外径或内径密封，也可以用于端面密封；高低压都可用，但高压场合需加设合成树脂密封挡圈，以防O形圈从密封槽的间隙中被挤出。

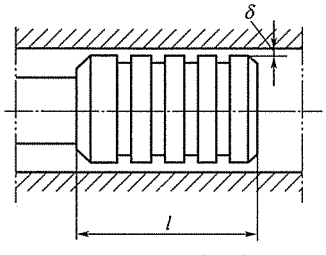
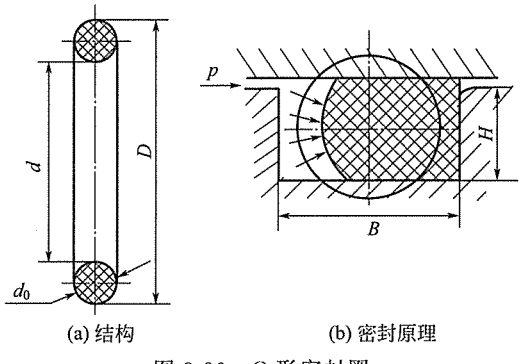


图8-25　间隙密封



(a) 结构　　(b) 密封原理

图8-26　O形密封圈

唇形密封圈是靠其唇口受液压力作用变形，使唇边贴紧密封面进行密封，液压力越大，唇边贴得越紧，并具有磨损后自动补偿的能力。此类密封有Y形、V形等常用形式，一般用于往复运动密封。图8-27所示为Y形密封圈，它有一对与密封面接触的唇边，安装时唇口对着压力高的一边。油压低时，靠预压缩密封；高压时，受油压作用而两唇张开，贴紧密封面，能主动补偿磨损量，油压越高，唇边贴得越紧。双向受力时要成对使用。这种密封圈摩擦力较小，启动阻力与停车时间长短和油压大小关系不大，运动平稳，适用于高速、高压的动密封。V形密封圈（图8-28）由多层涂胶织物压制而成，由三种不同截面形状的压环、密封环、支承环组成一套使用。当压力大于10MPa时，可以根据压力大小适当增加中间密封环的个数，以满足密封要求。这种密封圈安装时应使密封环唇口面对高压侧。V形密封圈的接触面较长，密封性能好，适宜在工作压力不高于50MPa，温度为－40～＋80℃场合使用。

③ 组合密封　由两个以上元件组合成密封装置，有橡胶组合密封与金属橡胶组合密封两类。

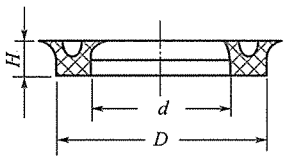


图 8-27　Y 形密封圈

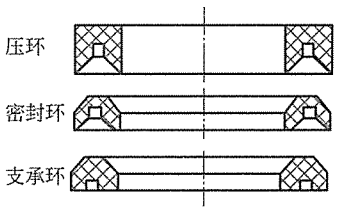


图 8-28　V 形密封圈

a. 橡胶组合密封件　它通常由充当弹性体的 O 形橡胶圈和夹布橡胶质或特殊聚四氟乙烯唇形圈叠加组合而成。利用 O 形圈的巨大弹性，迫使唇形圈唇部紧贴密封表面，产生足够大的表面接触应力，起到密封作用。具有摩擦阻力小、工作平稳、易于装配维修等优点。

图 8-29 所示为蕾形组合圈，它由丁腈橡胶 O 形圈和夹布橡胶质 Y 形圈组合而成。压力液体通过 O 形圈弹性变形始终挤压 Y 形圈唇部，迫使唇部紧贴密封表面，产生随液体压力增大的表面接触应力，并与初始接触应力一起阻止泄漏。特点是低压时靠合成橡胶密封，高压时靠夹织物橡胶圈变形提高接触应力实现密封；摩擦阻力小，不易磨损。适宜在工作压力不高于 20MPa，温度为－30～＋100℃场合使用。

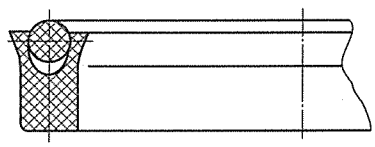


图 8-29　蕾形组合圈

格来圈（图 8-30）与斯特封（图 8-31）都由一个提供预压缩力的 O 形圈和一个特殊聚四氟乙烯制成的耐磨密封环叠加组合而成。格来圈中的密封环为矩形截面特殊聚四氟乙烯环，斯特封中的密封环为矩形-梯形截面特殊聚四氟乙烯环。由于特殊聚四氟乙烯环具有自润滑性，且摩擦因数小，但缺乏弹性，将其与弹性体的橡胶圈同轴组合使用，利用橡胶圈的弹性施加压紧力，两者取长补短，密封效果良好。格来圈和斯特封的显著优点是摩擦因数低，动、静摩擦因数相当接近，且有极佳的定形和抗挤出性能，寿命长，运动时无爬行。格来圈可用于双向密封；斯特封只能用于单向密封（两个斯特封可实现双向密封）。格来圈与斯特封适宜在工作压力不高于 40MPa，温度为－30～＋120℃，相对运动速度小于 5m/s 的场合使用。

b. 金属橡胶组合密封件　图 8-32 所示为由耐油橡胶内圈和钢（Q235）外圈压制而成的组合密封垫圈，主要用于管接头等处的端面密封，安装时外圈紧贴两密封面，内圈厚度 h 与外圈厚度 s 之差即为压缩量。由于它安装方便、密封可靠，故应用广泛。

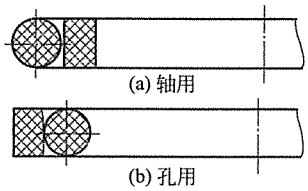


图 8-30　格来圈

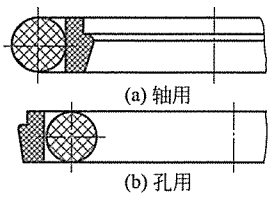


图 8-31　斯特封

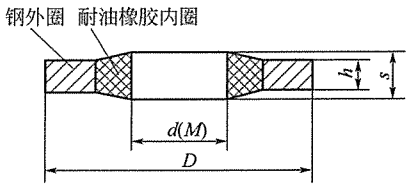


图 8-32　组合密封垫圈

(4) 密封件的安装与更换

① 安装与更换注意事项　安装和拆卸液压密封件时，应防止密封件被螺纹、退刀槽等尖角划伤或因其他原因损坏而影响其密封性，注意事项见表 8-36。

表 8-36　密封件的安装与更换注意事项

序号	注意事项
1	密封件经过的零件尖角应去毛刺，倒角

续表

序号	注意事项
2	密封件经过的螺纹应防护，以防损伤密封件的唇边。密封件在通过外螺纹或退刀槽时，应在相应位置套上专用套筒
3	当密封件必须通过内螺纹或径向孔洞时，应使内螺纹的小径或有径向孔洞处的直径大于密封件的外径
4	为了减少密封件的安装及拆卸阻力，应在密封件经过的相应位置上涂抹润滑脂或液压油，并尽量避免密封件产生过大拉伸变形而影响其密封性
5	不允许使用带有尖角的工具安装或拆卸密封圈
6	更换新密封圈时，应清除干净密封槽内的锈迹、脏物和碎片等。装配前，应在液压缸缸筒、活塞杆和密封件上涂抹润滑油(脂)。润滑脂中不能含有 MoS、ZnS 等固体添加剂
7	如遇到刚性较大而弹性较小难于安装的密封件，往往需根据具体情况制作专用工装(具)来解决安装问题

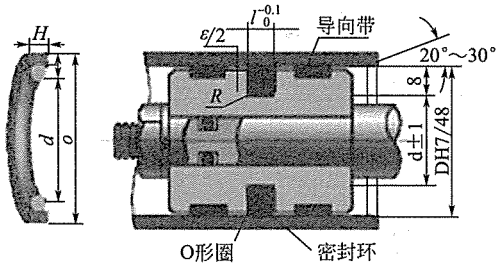
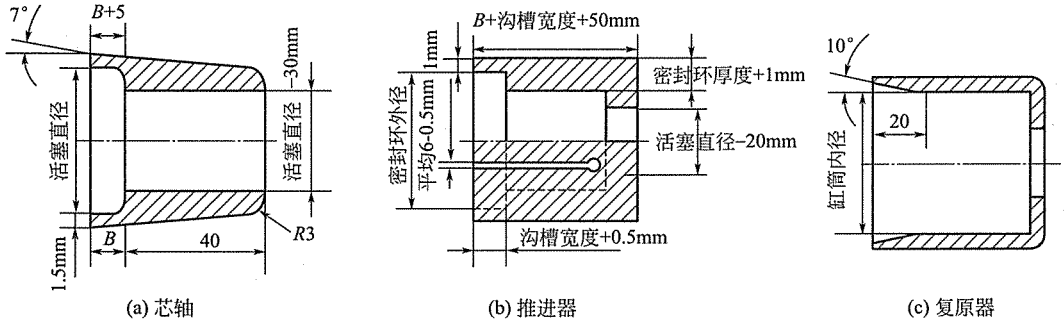


图 8-33　活塞上的格莱圈

② 密封件安装工具（以格莱圈为例）　格莱圈由 O 形圈和耐磨密封环组成（图 8-33），由于 O 形圈弹性较大，安装比较容易；而耐磨密封环弹性较小，如果直接安装，则活塞的各台阶、沟槽容易划伤其密封表面，影响密封效果。为保证耐磨环安装时不被损坏，应采取一定的安装措施（安装工具）。耐磨密封环主要由填充聚四氟乙烯材料制成，具有耐腐蚀的特性，线胀系数较大，故安装前先将其在 120℃以上的油液中浸泡 10min 左右，使其逐渐变软，然后再用芯轴（右端头部带有倒角，用于引导 O 形圈和密封环装入活塞的密封沟槽）、推进器（由弹性较好的 65Mn 钢经热处理制成，加工成均布的瓣状结构，故又称胀套，用于推进密封环）和复原器三个部分组成的一套工具将其装入活塞的沟槽中（图 8-34）。



(a) 芯轴　　(b) 推进器　　(c) 复原器

图 8-34　格莱圈安装工具

具体安装过程如下（图 8-35）：对活塞及所有安装工具和格莱圈清洗并涂油→把 O 形圈放入密封沟槽中，但注意不得过量拉伸 O 形圈→把芯轴装到活塞上→把密封环加热后套在芯轴上并用推进器推至密封沟槽中→从活塞上卸下芯轴→一边转动一边把复原器推到密封组件上，1min 后卸去。

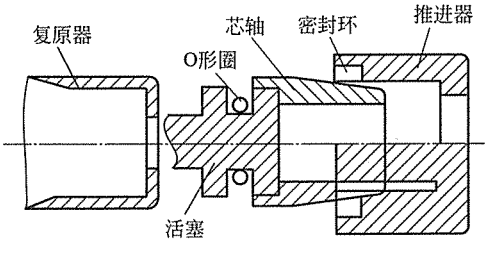


图 8-35　格莱圈安装过程示意

每种规格的格莱圈应有一套对应的安装工

具来保证其安装要求，安装完后的格莱圈不允许有褶皱、扭曲、划伤和装反现象存在。

(5) 非金属密封件常见故障诊断排除

非金属密封件常见故障及其诊断排除方法见表 8-37。

表 8-37 非金属密封件常见故障及其诊断排除方法

故障现象	产生原因	排除方法
密封件从间隙中挤出	①间隙过大 ②压力过高 ③密封沟槽尺寸不合适 ④放置状态不良	①检修或更换 ②降低压力，设置支承环或挡圈 ③检修 ④检修或重新安装
老化开裂	①低温硬化 ②存放和使用时间过长 ③温度过高	①查明原因并解决 ②检修或更换 ③检查油温，严重摩擦过热及时检修或更换
扭曲	横向负载	设置挡圈
表面损伤	①润滑不良 ②装配时损伤 ③密封配合面损伤	①加强润滑 ②检修或更换 ③检查油液污染度、配合表面的加工质量，及时检修或更换
收缩	①与液压油液不相容 ②时效硬化	①更换介质或密封件(注意成本对比) ②更换
膨胀	①与液压油液不相容 ②被溶剂溶解 ③液压工作油液老化	①更换油液或密封件(注意成本对比) ②避免与溶剂接触 ③更换油液
损坏、黏着变形	①润滑不良 ②安装不良 ③密封件质量差 ④压力过高、负载过大	①加强润滑 ②重新安装或检修更换 ③更换合格的密封件 ④设置支承环或挡圈

(6) 液压系统泄漏控制的基本准则

液压系统产生泄漏的原因是多方面的，既有设计、制造、装配方面的问题，也有维护保养方面的问题，故必须在各个环节给予高度重视。液压装置泄漏控制的基本准则如下。

① 正确设计　要根据对主机的工作要求和工作环境等，正确、合理地进行液压系统的功能原理设计和施工设计，采取必要的防漏措施、增设必要的防漏结构。尽量选用密封性好的液压元件并尽量减少管件等连接部位的数量。实践表明，液压控制阀组采用无管集成是简化管路布置、减少连接管件的有效途径。对于所选用的元件及管件应杜绝先天性泄漏。密封是保证液压系统正常工作的关键之一。在液压系统中，每个环节都离不开密封。故必须正确选用密封装置及合适的密封件及密封材料。密封部位的沟、槽、面的加工尺寸和精度、粗糙度应严格符合有关标准和规范的要求，这是保证密封装置起作用、杜绝泄漏的基本条件。正确选用管接头、管材和连接螺纹，合理布置液压管路系统。根据液压系统的环境温度及工况，合理选择温控装置。采取必要的防冲击、振动和噪声措施。

② 正确加工和装配　油路块上液压阀的安装面应平直；密封沟槽的密封面要精加工，杜绝径向划痕。液压阀与油路块的连接及油路块间的连接预紧力应足以防止表面分离。正确制定液压装置的装配工艺文件，配置必要的装配工具，并严格按装配工艺执行。在液压装置装配前，应按有关标准检验系统元件的耐压性和泄漏量。若发现问题，要采取相应措施，问题严重者，应予以更换。保持液压元件及附件、密封件和管件的清洁，以防沾上颗粒异物被污染，并应检查密封面和连接螺纹的完好性。不宜将各接头拧得过紧，否则会使某些零件严重变形甚至破裂，造成泄漏。避免在装配过程中损坏密封件。正确布置和安装管路。保持装

配环境清洁，避免污物进入系统。系统装配完毕，要试车检查，观察系统各部位有无泄漏。发现泄漏，要采取相应措施。如板式连接元件结合面各油口要装O形密封圈，不得漏装，必要时可辅以密封胶治漏等。试车后，整个系统不渗不漏才可装入主机使用。

③ 正确维护保养　要保持系统清洁，防止系统污染。必要时，可给液压站加防护罩。液压系统中的过滤器堵塞后要及时清洗或更换滤芯。更换或增添新油时，必须按规定经过滤后才能注入油箱。维修液压系统、拆修（或更换）液压元件时，应保持维修部位的清洁。维修完毕后，各连接部位应紧固牢靠。

④ 液压系统的泄漏控制措施　见表8-38。

表8-38　液压系统的泄漏控制措施

泄漏部位	故障源	措施
管接头泄漏	管接头未拧紧	拧紧管接头
	锥形管螺纹部分热膨胀	热态下重新拧紧
	接头振松	如果接头、螺母未裂则重新拧紧。采用带有减振器的管夹作支承
	组合垫圈损坏	更换
	液压冲击	如接头无裂纹则重新拧紧；带蓄能器的系统，应对蓄能器重新充气；采用缓冲阀等缓冲元件
	管接头螺纹过松	检查尺寸，重新更换
	公制细牙螺纹管接头拧入锥牙孔中	更换，并用锥形管接头加密封带拧紧
	螺纹在安装前磨损、弄脏或损坏	用丝锥或板牙重新修整螺纹
	锥形管接头拧得太紧使螺纹孔口裂开	更换零件
静密封泄漏	密封件挤压或被咬伤	更换密封件，并检查密封面是否平整，初始紧固力矩是否太小，压力脉动是否过大，正常工作压力如超过10MPa要加挡圈
	密封件严重磨损	更换密封件，并检查密封面是否太粗糙，密封件的材料、硬度是否适当
	密封件过硬或O形密封圈已有过量永久变形	更换密封件，并检查系统油温是否过高，密封件的材料、硬度是否适当
	密封接触面有伤痕、毛刺或有小槽、刀痕	修整密封接触面，消除痕迹，修去毛刺
	密封圈在安装时被切伤	密封槽边倒棱，修毛刺，安装密封圈时要涂润滑油(脂)。如密封圈必须通过尖槽或尖锐的螺纹，要采用保护垫片或保护套
动密封泄漏	轴磨损	检查表面硬度是否过低，更换密封件后，在轴上加经淬火的轴套，否则要换轴
	轴表面粗糙	抛光轴表面
	轴损坏	换轴
	密封面上有油漆	用细纱布擦净，装配和涂漆时将轴遮盖好
	密封唇割破或撕裂	更换动密封件，安装时用润滑油润滑密封面和轴，经过键槽、花键和尖槽时，要使用套筒
	密封唇弹簧损坏	更换旋转轴唇形密封圈，并检查、选用的旋转轴唇形密封圈尺寸是否合适，要避免密封唇和弹簧过分拉伸
	旋转轴唇形密封圈安装孔与轴的同轴度误差过大	进行校准或更换有关零件

8.5 典型案例

8.5.1 压力机液压系统改造设计计算

(1) 问题的提出

某厂现有一台框架式立置单缸驱动压力机，名义压制力 $F=200\text{t}=2000000\text{N}=2\text{MN}$，活塞式单杆液压缸安装在横梁上方，通过配置不同压头用于工件的校正等压力加工。用户反映该机运转时，液压缸升降速度过慢（希望快速下行速度 $v_{1x}=2.5\text{m/min}=2500\text{mm/min}$，以缩短循环时间，提高生产率），且运转中加压后回程时伴随有咚咚声响。现对其进行改造设计。

(2) 现有系统及元件

压力机的液压系统原理图不详，但从其液压站可看到液压泵为某厂生产的 25MCY14-1B 型定量柱塞泵，其额定压力 $p_s=31.5\text{MPa}$，排量 $V_p=25\text{mL/r}$，额定转速 $n_s=1500\text{r/min}$。泵的驱动电机为 Y160L-4 三相交流异步电动机，其额定功率 $P=15\text{kW}$，额定电流 $i=30.3\text{A}$，满载转速 $n=1450\text{r/min}$。前述液压缸径 $D=320\text{mm}$，活塞杆直径 $d=180\text{mm}$，行程 $L=650\text{mm}$，耐压 $p>31.5\text{MPa}$。

(3) 压制力及速度测算

① 液压缸面积计算：无杆腔有效面积 $A_1=0.785D^2=0.785\times32^2=803.84\text{cm}^2$，有杆腔有效面积 $A_2=0.785(D^2-d^2)=0.785\times(32^2-18^2)=549.5\text{cm}^2$。

② 压制力（最大油压时）计算：$F=pA_1=31.5\times10^6\times803.84\times10^{-4}=2532096\text{N}=253\text{t}$。

③ 液压泵流量计算：$q_p=V_pn_s\eta_v=25\times1450\times0.90=32625\text{mL/min}=32.625\text{L/min}$。

④ 速度计算：空载下行速度 $v_{1t}=q_p/A_1=32.625\times1000/803.84=40.586\text{cm/min}=405.86\text{mm/min}$；空载上行速度 $v_{2t}=q_p/A_2=32.625\times1000/549.5=59.372\text{cm/min}=593.72\text{mm/min}$。

为便于比较，对液压缸速度进行了现场实地测量：空载下行速度 $v_1=494.85\text{mm/s}$，空载上行速度 $v_2=617.28\text{mm/s}$。可见液压缸实测速度与理论计算速度相差无几，足见液压缸原有速度不能满足用户要求。

(4) 改造设计要求

① 使用现有主机和现有液压缸、液压泵及电动机。

② 主机工作循环：图 8-36 为主机工作循环图，快速下行后达到设定压力后保压（保压时间 $t=0\sim10\text{s}$ 可调），然后快速上行，接着进入等待工况（等待时间 $t_1=0\sim10\text{s}$ 可调）。

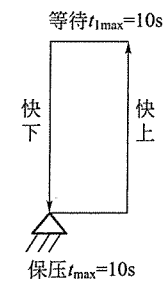


图 8-36 压力机工作循环图

③ 压制力 $F=200\text{t}=2000000\text{N}=2\text{MN}$。

④ 速度：快速下行速度 $v_{1x}=2.5\text{m/min}=2500\text{mm/min}$，快速上行速度 v_{2x} 由泵流量及缸径和杆径决定。

⑤ 行程：$L=650\text{mm}$。

(5) 系统原理图设计与拟定

围绕用户要求所拟定的压力机液压系统如图 8-37 所示，由原电动机 5 驱动的液压泵 4 供油，并设置辅助油箱 18 及液控单向阀 17 自重充液实现液压缸快速升降；利用复式液控单向阀 13 保压释压，电接点压力表 16 保压发信；利用液控单向阀 12 和单向节流阀 14 平衡液压缸 19 运动部件自重；液压缸换向通过三位四通电磁换向阀 11 实现；系统压力由溢流阀 7 设定并经压力表 10 显示；单

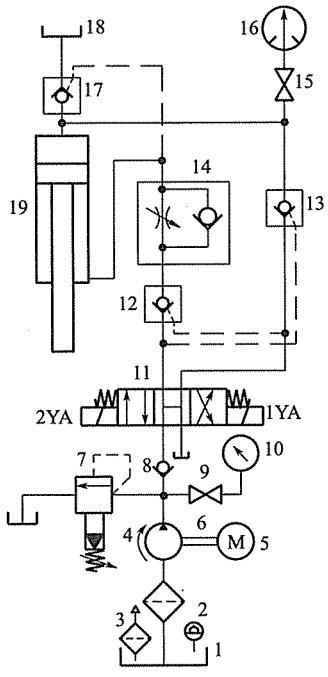


图 8-37　压力机液压系统原理图

1—主油箱；2—液位液温计；3—空气过滤器；4—定量液压泵；5—电动机；6—联轴器；7—溢流阀；8—单向阀；9,15—压力表开关；10—压力表；11—三位四通电磁换向阀；12,13,17—液控单向阀；14—单向节流阀；16—电接点压力表；18—辅助油箱；19—液压缸

向阀 8 用于防止压力油倒灌冲击；系统等待期间卸荷通过阀 11 的 H 型中位机能实现；油箱上设置液位液温计 2 和空气过滤器 3。

(6) 元件计算与选型

① 额定压制力下的工作压力：$p=F/A_1=2000000/(803.84\times10^{-4})=24.88\text{MPa}$。

② 流量：液压缸快速下行无杆腔所需流量 $q_1=v_{1x}A_1=250\times803.84=200960\text{cm}^3/\text{min}=200.96\text{L/min}$，采用原泵尚差流量 $\Delta q=q_1-q_p=200.96-32.625=168.335\text{L/min}$，快速下行有杆腔回油流量 $q_2=v_{2x}A_2=250\times549.5=137375\text{cm}^3/\text{min}=137.375\text{L/min}$。

③ 缸下行满行程运行时间：$t=L/v_{1x}=65/250=0.26\text{min}$。

④ 液压缸满行程所需油液容积：$V_c=A_1L=803.84\times65=55249.6\text{mL}\approx55.250\text{L}$。

⑤ 液压泵在缸下行满行程期间提供的油液容积 $V_{p1}=q_{pt}=32.625\times0.26=8.482\text{L}$。

⑥ 用副油箱辅助供油应提供油液容积：$V_2=V_c-V_{p1}=55.250-8.482=46.768\text{L}$。

⑦ 取系数 $\alpha=3$，则副油箱容积：$V_{20}=\alpha V_2=3\times46.768\approx140\text{L}$。

根据上述计算，查手册或产品样本容易选择出除已有泵、电动机和液压缸以外的其他液压元器件（略）。

8.5.2　卧式带锯床液压系统设计失误分析

(1) 设计意图

卧式带锯床液压系统（图 8-38）在正常走锯时，夹紧液压缸 13 用于夹紧棒料，其换向由电磁换向阀 10 控制；升降缸组 11、12 的活塞杆支撑导轨控制架下降进锯断料，其电磁换向阀 9 用于快速进给回油，单向节流阀 8 用于回油节流控制工作进给速度，缸的上下行换向由电磁换向阀 6 控制。进给缸工作压力为 3～3.5MPa，由溢流阀 7（广研中低压系列 P-B6B 型低压溢流阀，其额定压力为 2.5MPa，额定流量为 6L/min）设定。液压泵 2 为 YB1-6 型叶片泵，其排量为 6mL/r，驱动电动机的功率和转速分别为 1.5kW 和 1400r/min。

(2) 存在问题

当系统工作时，泵 2 有一定的负载噪声，溢流阀 3 和回油口出油呈乳液状，油中

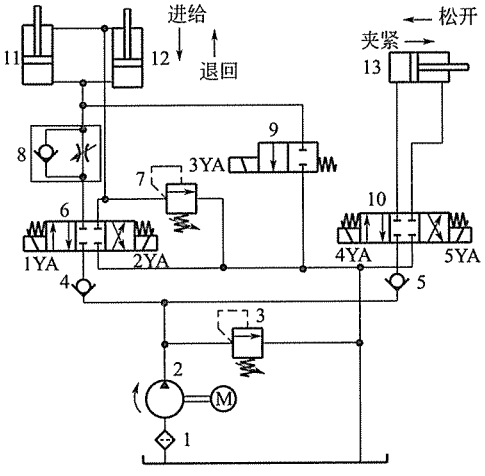


图 8-38　卧式带锯床液压系统原理图

1—过滤器；2—液压泵；3,7—溢流阀；4,5—单向阀；6,10—三位四通电磁换向阀；8—单向节流阀；9—二位二通电磁换向阀；11,12—进给液压缸；13—夹紧液压缸

带气泡，泵噪声加大；泵、阀以及油液温度很高，可把操作者的手部皮肤烫伤。

(3) 原因分析

① 液压泵的流量与溢流阀不匹配。如不计泄漏，则 YB1-6 型叶片泵在排量 $V=6\text{mL/r}$ 和转速 $n=1400\text{r/min}$ 下的流量为

$$q=Vn=6\times1400=8.4\text{L/min}$$

而 P-B6B 型溢流阀的额定压力和流量分别为 2.5MPa 和 6L/min，该阀实际通过流量（8.4L/min）比额定值（6L/min）大 40%，造成流量堆积并引起较大液动力，这是系统产生噪声和发热的主要原因。

② 由于系统无卸荷设计，故负载启动。

③ 系统要求溢流阀调整压力 3～3.5MPa，但溢流阀额定压力仅为 2.5MPa，这相当于超载 40%使用该阀，存在极大安全隐患。

④ 系统在溢流阀入口未设压力表，使调压无依据。

综上可知，系统设计失误之处在于所选溢流阀规格与油源流量及负载工作压力不匹配，从而导致系统出现了上述问题。

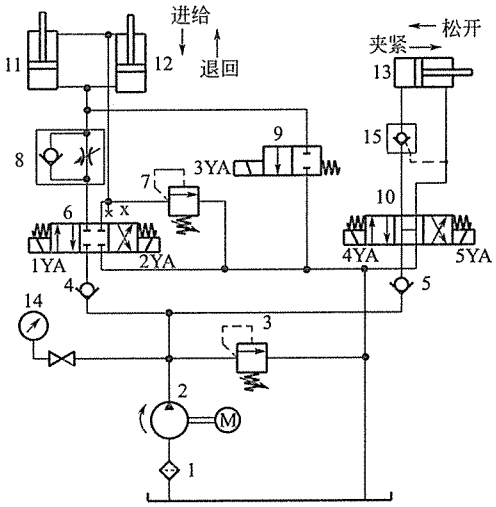


图 8-39　改进后的卧式带锯床液压系统原理图

1—过滤器；2—液压泵；3,7—溢流阀；4,5—单向阀；6,10—三位四通电磁换向阀；8—单向节流阀；9—二位二通电磁换向阀；11,12—进给液压缸；13—夹紧液压缸；14—压力表及其开关；15—液控单向阀

(4) 改进方案

① 为了解决噪声及发热问题，但又不影响运转速度的方案是，在不改变泵及电动机的前提下，通过改变溢流阀型号规格来实现。例如改为 Y-10B 型（或 YF3-6B 型）溢流阀即可，其额定压力和流量分别为 6.3MPa 和 10L/min。此方案较之改变（重选）液压泵成本低，结构上易于实现。

② 将夹紧油路改用液控单向阀（图 8-39）实现停电夹紧。但为了保证液控单向阀在意外停电后缸还能对锯料有效夹紧，在停电时换向阀的机能应使液控单向阀的控制压力完全释放，以保证液控单向阀阀芯可靠压紧在阀座上，从而保证缸无杆腔油液封死在无杆腔内，故换向阀 10 改为 H 型中位机能，此机能换向阀还可使系统实现空载启动和卸荷。

③ 增设压力表及其开关 14 及测压点 x，以便系统压力的调整和监控。

启示：在液压系统设计中，应合理对泵、阀进行选型，以使其压力、流量与系统要求合理匹配，否则容易因此导致系统出现异常噪声和发热等不良现象；间歇工作的液压系统，应设置卸荷回路，以实现空载启动和卸荷，减少高压溢流带来的能耗与发热。

8.5.3　某国产系列注塑机液压系统维护保养方案

某国产系列注塑机液压系统维护保养方案见表 8-39。

表 8-39　某国产系列注塑机液压系统维护保养方案

时间周期	维护保养工作
当发现吸油过滤器堵塞时，在屏幕上出现信息“滤油网故障”	更换吸油过滤器
每 500 个机器运转小时	检查液压油箱上油标的油位

续表

时间周期	维护保养工作
500 个工作小时后	第一次更换旁路过滤器
每 6 个月(水质较差时,每个月)	检查、清洗油冷却器
第一次投入运行后 1000 机器运转小时	更换或清洗吸油滤油器;更换液压油
每 2000 个机器运转小时	更换油箱上通风过滤器的滤芯
在最大 2000 个工作小时后或当自带压力表显示最大值为“5.5bar”时	更换旁路过滤器
每 5000 个机器运转小时或至多 1 年	更换液压油;更换或清洗吸油滤油器;检查高压软管,如有必要进行更换;检测维修电动机
每 20000 个机器运转小时或至多 5 年	更换液压缸密封圈和耐磨环;更换高压软管
每 3 年	更换系统控制器电池
每 5 年	更换操作面板上的电池

注：所有高压软管必须每 5 年更换新的，以免因老化原因引起故障，只有崭新的软管（替代品目录中的产品）才能使用

8.5.4 HGV 变量液压发电机系统维护及安全注意事项

HGV 变量液压发电机系统维护及安全注意事项见表 8-40。

表 8-40 HGV 变量液压发电机系统维护及安全注意事项

项目		说明	
维护	序号	时间周期	维护保养工作
	当对液压系统进行任何分解、服务或维修时,必须保证绝对清洁。这对确保设备的安全、可靠及长寿命使用至关重要		
	1	一天一次	检查油箱液位。当油液冷却时,液位应大约在观察孔的中间位置,油热时,应在顶部位置。确保系统无泄漏,有故障应立刻维修并在必要时重新给系统加油
	2	首次操作 50h 后(或者 2000km 的里程,或操作一周后)	更换过滤器滤芯,打开油箱顶部的油滤盖,更换滤芯,清洁滤网
	3	连续使用 500h 后(或 6 个月或 20000km)	更换油液滤芯,清洗油网;检查油液状况,如有必要则更换油液。检查机械传动状况,更换磨损零件如计时皮带、润滑脂点
	4	连续使用 1000h 后(或 12 个月或 40000km)	执行上述工作,更换液压油,其推荐品种见本表液压油液
安全注意事项	1	发电机的输出电压可达 230/400V,操作及维护人员操作时必须符合安全规定,以避免损坏及事故	
	2	液压系统的压力可达 21(42)MPa,应严格执行高压系统的安全说明	
	3	承载设备的液压系统应根据规定流程进行维护。所有的连接件、阀及系统的软管应保持清洁以满足其技术要求	
	4	液压泄漏应立即维护以避免爆裂造成伤害	
	5	维护和拆卸前液压系统必须停车及减压	
	6	工作人员不要穿宽松的衣服以免被卷入工作设备	
	7	所有的液压及电气安装与维护必须由有资格有经验的人员来操作	
液压油液		本设备可用的液压流体范围较广,根据工作温度,推荐的矿物液压油有:ISO VG325(工作温度到 70℃),ISO VG465(工作温度到 80℃),ISO VG685(工作温度到 90℃)。此外,如果其黏度及润滑效率与上述矿物油相应,合成的及生物油也可使用;车辆传动流体甚至是发动机油也可使用。特殊液压流体也允许用于该设备上	

注：本表摘自芬兰 dynaset（丹纳森）公司通用说明书。

8.5.5 压力机液压缸泄漏故障诊断

(1) 故障现象

某压力机的箱型滑块（压头）通过四个法兰连接的液压缸和链条同步驱动对工件加载（图 8-40、图 8-41）。用户在使用中发现四个液压缸先后出现泄漏，漏油点分别为缸底与缸筒连接处、液压缸油口处和活塞杆从缸盖伸出处三处外泄漏。

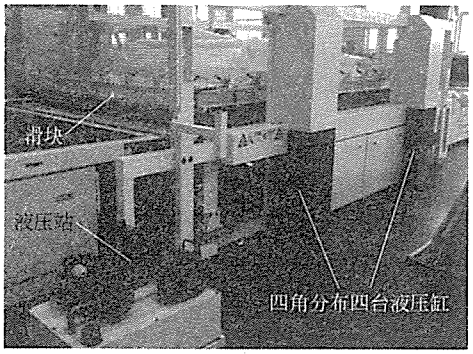


图 8-40 层压机结构组成

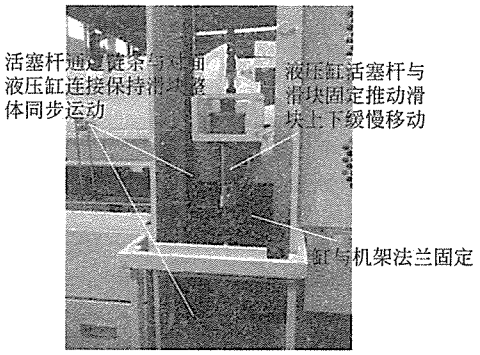


图 8-41 液压缸通过链条同步驱动滑块

(2) 原因分析及解决方案

此液压缸结构尺寸不大（缸径为 80mm、杆径为 40mm、行程为 400mm），属低载、中速、低压活塞式液压缸，工况简单，载荷变化小。液压缸缸底与缸筒采用螺纹连接，连接液压缸的管道为橡胶软管并采用胶管总成，采用 46 号抗磨液压油。漏油为外泄漏（图 8-42），其可能原因及解决方案如下。

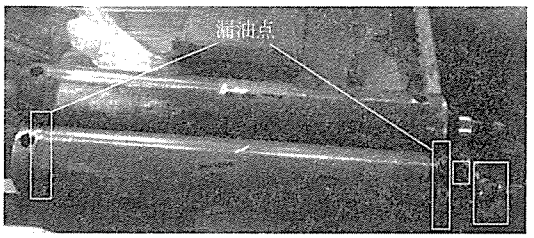


图 8-42 泄漏的液压缸

① 缸底与缸筒螺纹连接处泄漏是因螺纹制作精度低，无防漏措施。事实上，缸底、缸盖采用螺纹连接是最容易泄漏和不推荐使用的一种结构，建议采用带静密封装置的法兰连接。

② 液压缸油口与管接头处缠绕了密封胶带，但缠绕方向可能有误，可检查改正；另外此处可考虑加装金属橡胶组合密封件（JB 982—1977），以从根本上解决泄漏问题。

③ 针对活塞杆从缸盖伸出处的漏油，用户曾更换过相关密封圈，但其沟槽尺寸及公差都会影响其压缩率，从而影响密封效果。另应检查缸前部是否设有防尘圈及其状态，以免污物带入缸内，保护密封圈不被硬质异物拉伤。

④ 用户液压站油液如果污染或时间过久未换油，都可能会带来影响。

参 考 文 献

[1] 张利平．液压气动元件与系统使用与故障维修．北京：机械工业出版社，2013.

[2] 张利平．现代气动系统使用维护及故障诊断．北京：化学工业出版社，2016.

[3] 张利平．液压气动技术速查手册．北京：化学工业出版社，2016.

[4] Exnei H 等．液压培训教材 液压传动与液压元件．第 3 版（RE00 290/2003）．博世力士乐教学培训中心（ISBN3-933698-32-4），2003.

[5] 张利平．液压传动与控制．第 2 版．西安：西北工业大学出版社，2012.

[6] Anthony Esposito. Fluid Power With Applicatins. New Jersey：Prentice-Hall，Inc. 1980.

[7] 张利平．液压阀原理、使用与维护．第 2 版．北京：化学工业出版社，2009.

[8] James E Anders，Sr. Industrial Hydraulics Troubleshooting. McGraw-Hill，Inc，1983.

[9] 成大先．机械设计手册（单行本）：润滑与密封．北京：化学工业出版社，2004.

[10] 张利平．现代液压设备与系统故障诊断排除及典型案例．北京：化学工业出版社，2014.

[11] GB/T 786.1—2009/ISO 1219-1：2006. 流体传动系统及元件图形符号和回路图 第一部分：用于常规用途和数据处理的图形符号．北京：中国标准出版社，2009.

[12] 张利平．压力卷管机压辊装置的电液压力控制系统．液压气动与密封，1993（3）：32-36.

[13] 张利平．加工 U 形管液压自动成型机床的设计．组合机床与自动化加工技术，1996（3）：2-4.

[14] 张利平．大功率液压系统泄压噪声控制与节能．机床与液压，1995（3）：：279-281.

[15] 张利平．石材连续磨机的流体传动进给系统．工程机械，2003（9）：37-39.

[16] 张利平．新型电液数字溢流阀的开发研究．制造技术与机床，2003（8）：33-35.

[17] Zhang Liping. New Achievements in Fluid Power Engineering（'93 ICFP），172-173. Beijing：International Academic Publishers，1993.

[18] 张利平．一种新型整体式液压变速器．现代机械，1995（4）：35-37.

[19] 张利平．全液压淬火机液压系统．液压与气动，2002（1）：24-25.

[20] 张利平．大型液压升降机构节能新方法．机床与液压，1993（3）：169-170.

[21] 张利平．西德气缸体双面铣组合机床液压系统分析．机床与液压，1998（4）：86-87.

[22] 张利平．金刚石工具热压烧结机及其电液比例比例加载系统．制造技术与机床，2006（1）：50-52.

[23] 张利平．一种电液数字流量阀的开发研制．制造技术与机床，2006（1）：20-21.

[24] 张利平．注塑机的电液比例控制系统．国外塑料，1996（1）26-28.

[25] 张利平．美国推出新型摆动液压气动马达．机床与液压，2002（6）：109.

[26] 张利平．微型液压技术的研究与发展．航空制造工程，1996（2）35-37.

[27] 高佑芳．高低温环境对液压油的影响．润滑与密封，2003（4）：111-112.

[28] 田树正．废液压油的再生．木材加工机械，1993（3）：15-17.

[29] Bard Anders Harang. Cylinderical reservoirs promote cleanliness. Hydraulics & Pneumatics，Feb. 2011.