

目 录

前言

一、 液压技术的基本知识	1
1-1 什么是液体传动、液压传动和液力传动?	1
1-2 什么是液压传动原理图? 什么是元件、回路和系统?	1
1-3 我国对液压元件的图形符号做了哪些规定和说明?	2
1-4 举例说明液压传动的工作原理和液压系统由哪些 部分组成?	3
1-5 液压元件有几大类? 各包括哪些元件?	4
1-6 液压传动有哪些优缺点?	6
1-7 液压技术有哪些应用?	7
1-8 什么是压力与压强? 压力的单位是什么?	8
1-9 如何计算静止液体某点的压力?	8
1-10 静止液体的压力特性如何?	9
1-11 什么是大气压力、相对压力、绝对压力和真空度? 它们之 间有什么关系? 液压系统中的压力指的是什么压力?	9
1-12 在液压传动中, 计算液体的压力时, 为什么一般忽略由液 体质量引起的压力, 而在建筑水渠时必须计算水的质量对 坝产生的压力?	10
1-13 什么是帕斯卡原理? 试用帕斯卡原理解释液压千斤顶用很 小的力能举起很重物体的道理。	11
1-14 液压系统中的压力是怎样形成的?	13
1-15 溢流阀的调节压力低于推动活塞运动所需压力时, 系统能 正常工作吗? 为什么	14
1-16 什么是理想液体和实际液体?	14
1-17 什么是流量和流速? 二者之间有什么关系? 液体在管道中 的流速指的是什么速度?	14
1-18 什么是流动液体连续性原理? 举例说明它的应用。	15

1-19	什么是流动液体的能量方程（伯努利方程）？它的物理意义是什么？在液压传动中为什么只考虑油液的压力能？	15
1-20	必须具备哪些条件才能应用伯努利方程解决实际问题？	17
1-21	什么是层流和紊流？	17
1-22	用什么来判断液体的流动状态？雷诺数有什么物理意义？	17
1-23	产生空穴现象有何危害？应怎样防止它产生？	18
1-24	什么是流动液体的液阻和压力损失？压力损失分哪两种形式？	19
1-25	如何计算液体在管道中流动时的压力损失？	19
1-26	如何计算液压系统的压力损失？	20
1-27	为什么要限制液体在管路中流动的速度？	23
1-28	压力损失对液压系统有什么危害？有什么益处？	23
1-29	怎样减少液压系统中的压力损失？	24
1-30	在液压系统中，什么是泄漏？有什么危害？产生的根源是什么？	24
1-31	什么是液压冲击？产生的原因是什么？	24
1-32	液压冲击对液压系统有何危害？应采取哪些措施减少和防止它发生？	25
1-33	什么是空穴？什么是气蚀？	26
1-34	计算实例	26
二、液压油		38
2-1	什么是液体的质量和密度？	38
2-2	液压系统常用的工作介质有哪些类型？国外发展动态如何？	38
2-3	液压油的粘度新牌号与旧牌号有何不同？	39
2-4	什么是液体的压缩性和膨胀性？为什么在液压系统计算时常常被忽略？	39
2-5	什么是液压油的粘性？	40
2-6	用什么衡量油液的粘性？	40
2-7	什么是动力粘度、运动粘度和相对粘度？	40
2-8	恩氏粘度与运动粘度之间如何换算？	41

2-9	温度和压力对液压油的粘度有什么影响?	42
2-10	什么是调合油? 如何计算调合油的粘度?	42
2-11	选用的液压油应满足哪些基本要求?	42
2-12	如何选用液压油?	43
2-13	使用液压油时应注意些什么问题?	45
2-14	液压油为什么会污染? 如何防止?	45
2-15	对被污染的油液如何进行再生处理?	46
2-16	液压油使用时间长了, 用什么方法确定是否应当 更换?	46
2-17	有无简单易行的方法鉴别液压油是否变质? 液压油 为什么会变质?	47
2-18	计算实例	48
三、 液压泵		51
3-1	液压传动中常用的液压泵分为哪些类型?	51
3-2	举例说明液压泵的工作原理。如果油箱完全封闭, 不与大气 相通, 液压泵是否还能工作?	51
3-3	什么是液压泵的工作压力、最高压力和额定压力? 三者有何关系?	53
3-4	为什么说液压泵的工作压力取决于负载?	53
3-5	什么是液压泵的排量、流量、理论流量、实际流量和额定流 量? 它们之间有什么关系?	54
3-6	液压泵的转速通常选为多少合适?	54
3-7	安装齿轮泵时应该注意哪些问题?	55
3-8	使用齿轮泵时应注意哪些问题?	56
3-9	什么是液压泵的流量脉动? 对工作部件有何影响? 哪种液压泵 流量脉动最小?	56
3-10	简述液压泵的容积效率、机械效率和总效率。	57
3-11	如何理解“液压泵的压力升高会使流量减少” 的说法?	59
3-12	齿轮泵的工作原理如何? 怎样计算它的流量?	59
3-13	选用齿轮泵时应遵循哪些原则?	60
3-14	CB型齿轮泵为什么只能用在低压系统中?	61
3-15	齿轮泵的径向力不平衡是怎样产生的? 会带来什么后果?	

	消除径向力不平衡的措施有哪些?	62
3-16	齿轮泵为什么会产生困油现象? 其危害是什么? 应当怎样消除?	63
3-17	怎样分析液压泵的故障?	64
3-18	齿轮泵的常见故障有哪些? 如何排除?	65
3-19	修理齿轮泵时, 其零件修换原则是什么? 若齿面有磨损应 如何修复? 如何修复齿轮泵中的轴承座圈?	68
3-20	简述单作用式叶片泵的工作原理。为什么称单作用式叶片 泵为非卸荷式叶片泵? 为什么能作变量泵使用?	68
3-21	简述双作用式叶片泵的工作原理。为什么称双作用式叶片 泵为卸荷式叶片泵?	70
3-22	双作用式叶片泵有何优缺点? 怎样计算它的流量?	71
3-23	限压式变量叶片泵适用于什么场合? 有何优缺点?	72
3-24	双作用式叶片泵的叶片为什么不是径向安装的, 而要倾 斜一个角度?	74
3-25	双作用式叶片泵为什么会出现困油现象? 如何消除?	74
3-26	什么是双联叶片泵和双级叶片泵? 各应用在 什么场合?	75
3-27	叶片泵对所用液压油有什么要求?	76
3-28	叶片泵的常见故障有哪些? 如何排除?	76
3-29	叶片泵零件修换原则是什么?	78
3-30	叶片泵各配合件的配合间隙要求多大? 装配时 应注意哪些?	78
3-31	柱塞泵分为哪几种类型? 各有何特点?	79
3-32	柱塞泵是怎样吸油和排油的?	79
3-33	如何计算轴向柱塞泵的流量? 它为什么能当做 变量泵使用?	81
3-34	轴向柱塞泵的柱塞为什么能紧靠在斜盘上? 如何减少 (消除) 柱塞头的滑靴与斜盘的磨损?	83
3-35	安装与使用柱塞泵时应注意哪些事项?	83
3-36	柱塞泵常见故障有哪些? 发生故障后如何排除?	84
3-37	什么是液压泵的自吸能力和吸空现象?	85

3-38	试比较齿轮泵、叶片泵、柱塞泵和螺杆泵的技术性能、特点及应用范围。	85
3-39	使用液压泵应注意哪些事项?	87
3-40	液压泵在使用中为什么会产生噪声? 为了降低噪声通常采取哪些措施?	88
3-41	如何选用液压泵?	89
3-42	如何计算液压泵所需电动机的功率?	91
3-43	常用哪些型号的齿轮泵? 其性能如何? 有哪些厂生产?	92
3-44	生产中常用哪些型号的叶片泵? 其性能如何? 有哪些生产厂家?	92
3-45	常用的变量泵有哪些型号? 其性能如何? 有哪些厂生产?	92
3-46	常用的柱塞泵有哪些? 其性能如何? 有哪些厂生产?	92
3-47	计算实例	97
四、液压缸与液压马达		109
4-1	什么叫做液压执行元件? 有哪些类型? 用途如何?	109
4-2	液压缸有哪些类型? 它们的工作特点是什么?	109
4-3	怎样计算单出杆和双出杆活塞缸的牵引力? 这两种活塞缸各有何特点?	109
4-4	何谓差动液压缸? 应用在什么场合? 怎样计算差动液压缸的运动速度和牵引力?	117
4-5	如果要求机床工作台往复运动速度相同时, 应采用什么类型液压缸?	118
4-6	简述柱塞缸的工作原理, 并指出有何特点?	119
4-7	当机床工作台的行程较长时采用什么类型液压缸合适? 如何实现工作台的往复运动?	120
4-8	说明增速缸的工作原理, 并计算它的各级运动速度。	121
4-9	增压缸的工作原理如何? 都应用在什么场合?	122
4-10	增力液压缸的推力怎样计算? 通常在什么场合应用较为合适?	123
4-11	若将卧式车床溜板箱中的爪式离合器用液压缸控制, 要求离	

	合器具有左、右结合与中位分离三个位置, 试问采用什么型式液压缸合适? 如何进行控制?	124
4-12	活塞与活塞杆以及活塞杆与执行机构的联结方式有哪些?	126
4-13	缸体与端盖是怎样联结的?	126
4-14	常用哪些材料制造缸体、活塞和活塞杆? 其技术要求如何?	128
4-15	液压缸为什么要密封? 哪些部位需要密封? 常见的密封方法有几种?	129
4-16	使用密封圈时应注意哪些问题?	131
4-17	液压缸中为什么要设有缓冲装置? 常见的缓冲方式有几种?	132
4-18	液压缸上为什么设有排气装置? 一般应放在液压缸的什么位置? 是否所有液压缸都要设置排气装置?	134
4-19	液压缸为什么要自行设计? 设计步骤如何?	135
4-20	设计液压缸时常常要考虑哪些问题?	135
4-21	如何计算液压缸所受到的总阻力?	136
4-22	如何计算液压缸内径、活塞和活塞杆的直径? 为什么要将计算结果圆整到标准值?	138
4-23	如何确定液压缸的长度? 最小导向长度和壁厚?	141
4-24	如何确定液压缸所需流量?	143
4-25	液压缸工作时出现漏油现象是什么原因? 怎样解决?	143
4-26	液压缸工作时为什么会出现爬行现象? 如何排除?	144
4-27	液压缸工作时为什么会产生牵引力不足或速度下降现象? 如何排除?	144
4-28	液压缸的调整通常包括哪些方面?	145
4-29	安装液压缸通常应注意哪些事项?	145
4-30	液压马达有哪些类型? 各应用在什么地方?	146
4-31	简述齿轮式、叶片式和轴向柱塞式液压马达的工作原理。	146
4-32	液压马达和液压泵有哪些相同点和不同点? CB-B型齿轮泵和YB型叶片泵能否作液压马达使用? 为什么?	149

4-33	什么是液压马达的工作压力、额定压力、 排量 and 流量?	150
4-34	如何计算液压马达的转矩 T_M 、转速 n_M 、 输出功率 P_M 和效率 η_M ?	151
4-35	液压马达常见故障有哪些? 如何排除?	152
4-36	一般情况下, 安装使用液压马达应注意哪些问题?	152
4-37	计算实例	153
五、控制阀		170
5-1	在液压系统中控制阀起什么作用? 通常分为几大类?	170
5-2	控制阀有哪些共同点? 应具备哪些基本要求?	171
5-3	在液压系统中方向控制阀起什么作用? 常见的类型有哪些?	171
5-4	普通单向阀在性能上应满足哪些基本要求? 能否做背压阀 使用? 背压阀的开启压力是多少?	172
5-5	单向阀有哪些功用?	172
5-6	什么是液控单向阀? 通常应用在什么场合?	174
5-7	使用液控单向阀时应注意哪些问题?	174
5-8	单向阀常见故障有哪些? 如何排除?	176
5-9	换向阀在液压系统中起什么作用? 通常有哪些类型?	177
5-10	什么是换向阀的“位”与“通”? 它的图形符号如何? 各油 口在阀体上什么位置? 分别接在什么油路上?	177
5-11	什么是三位换向阀的“中位机能”? 有哪些常用的中位机能? 中位机能特点和作用如何?	178
5-12	选择三位换向阀的中位机能时应考虑哪些问题 (参考表 5-2)?	180
5-13	直流电磁换向阀和交流电磁换向阀有何同异点? 允许通过 的流量是多少? 超过允许的流量应如何处理?	181
5-14	电液换向阀有何特点? 如何调节它的换向时间?	181
5-15	换向阀工作时常见故障有哪些? 如何排除?	182
5-16	常见的单向阀和换向阀有哪些? 其性能如何? 由何厂 生产?	184
5-17	常用的压力控制阀有哪些类型? 都应用在什么场合?	189
5-18	溢流阀在液压系统中有何功用?	190

5-19	先导式溢流阀和直动式溢流阀各有何特点? 都应用在什么场合?	192
5-20	何谓溢流阀的开启压力和调整压力?	192
5-21	为什么直动式溢流阀适用于低压系统, 而先导式溢流阀适用于高压系统? 若先导式溢流阀主阀芯阻尼孔堵塞, 将会出现什么故障? 为什么?	193
5-22	生产中, 溢流阀的常见故障有哪些? 这些故障产生的原因是什么? 应如何排除?	194
5-23	生产中使用的 Y2 型先导式溢流阀有哪些? 其性能如何? 有哪些厂生产? 型号的含义是什么?	195
5-24	减压阀有何功用? 一般应用在什么场合?	195
5-25	减压阀为什么能够降低系统压力和保持恒定的压力?	198
5-26	减压阀常见故障有哪些? 产生故障的原因是什么? 如何排除?	199
5-27	生产中经常使用的 JF 和 JDF 型减压阀及单向减压阀有哪些? 其型号含义如何? 性能怎样? 哪些厂生产?	200
5-28	顺序阀有什么用途? 应用在什么情况下?	201
5-29	生产中经常使用的 X * F 型顺序阀和 XD * F 型单向顺序阀有哪些? 其型号含义是什么? 性能如何? 哪些厂生产?	204
5-30	使用顺序阀应注意哪些问题?	204
5-31	试比较溢流阀和减压阀及顺序阀的同异点?	206
5-32	阀的铭牌不清楚时, 不用拆开, 如何判断哪个是溢流阀和减压阀及顺序阀? 能否将溢流阀做顺序阀使用?	206
5-33	压力控制阀常见故障有哪些? 如何排除?	207
5-34	压力继电器的功用是什么? 应用于什么场合?	209
5-35	常用流量控制阀的类型有哪些? 应用在什么场合?	211
5-36	节流阀应满足哪些基本性能要求?	212
5-37	流量控制阀的节流口形式有哪些? 各有什么特点?	212
5-38	如何计算通过节流阀的流量? 影响流量稳定性的因素有哪些?	213
5-39	节流阀为什么能改变流量?	214

5-40	单向阀和普通节流阀是否都可以做背压阀使用? 它们的功用有何不同之处?	215
5-41	节流阀常见故障有哪些? 如何排除?	215
5-42	为什么调速阀能够使执行元件的运动速度稳定?	216
5-43	调速阀与溢流节流阀有何同异点?	217
5-44	生产中应用的 QF 和 QDET 型调速阀有哪些? 其型号含义和性能如何? 哪些工厂生产?	218
5-45	选用控制阀(方向阀、压力阀、流量阀)时要考虑哪些问题?	218
5-46	电液比例压力阀、流量阀和换向阀的特点是什么? 举例说明它的应用。	220
5-47	什么是逻辑阀? 有何功用?	221
5-48	举例说明由逻辑阀组成的换向回路、调压回路和调速回路。	222
5-49	图 5-20 为四种回路, 试分析哪些回路能正常工作? 其理由是什么? 当换向阀处于中间位置时, 中位机能特点是什么?	224
5-50	试比较图 5-21 所示的双向锁紧效果。	226
5-51	计算实例	226
六、辅助装置		232
6-1	液压系统中常用的辅助装置有哪些? 各起什么作用?	232
6-2	常见的密封形式有几种? 常用的密封件有哪些? 应用在什么场合?	233
6-3	密封件应满足哪些基本要求?	233
6-4	安装 Y 形密封圈时应注意什么问题?	234
6-5	安装 O 形密封圈时为什么要在 O 形密封圈的侧面安放一个或两个挡圈?	234
6-6	O 形密封圈用于旋转轴密封时应注意什么问题?	235
6-7	如何保证 O 形密封圈的安装质量?	235
6-8	如何选用油封?	236
6-9	如何储备和保管密封件?	238
6-10	过滤器分为哪些种类? 绘图说明过滤器一般安装在液压系统中的什么位置?	239

6-11	选用过滤器时应考虑哪些问题?	240
6-12	蓄能器有哪些用途?	240
6-13	蓄能器的类型有哪些? 各有何特点?	242
6-14	使用活塞式蓄能器和气囊式蓄能器应注意些什么?	242
6-15	如何计算充气式蓄能器的容量?	243
6-16	蓄能器装入系统使用前, 如何进行充气? 其充气 压力为多少?	245
6-17	如何检查蓄能器充气压力?	245
6-18	使用蓄能器时应注意哪些事情?	246
6-19	油管的种类有哪些? 各有何特点? 分别应用在什么 情况下?	246
6-20	管路设计一般应遵循的原则是什么?	247
6-21	在液压系统设计中, 如何进行管路计算?	248
6-22	安装油管时应注意哪些事项?	249
6-23	管接头的种类有哪些?	250
6-24	举例说明油箱的结构及各部分的作用。	250
6-25	油箱的正常工作温度是多少? 是否所有的油箱都要设置冷 却器和加热器?	251
6-26	怎样确定油箱的容积?	252
6-27	设计油箱时应注意哪些问题?	252
6-28	计算实例	253
七、	液压基本回路	256
7-1	什么是液压基本回路? 常见的液压基本回路有几类? 各起什么作用?	256
7-2	常用的换向回路有哪些? 一般应用在什么情况下?	256
7-3	为什么要调整液压系统的压力? 如何调整?	257
7-4	减压回路的功用是什么? 常用的减压回路有哪些基本 形式?	259
7-5	有些液压系统为什么要有保压回路? 它应满足 哪些基本要求?	260
7-6	在液压系统中常用的保压方法有哪些? 各有何特点?	261
7-7	增压回路的功用是什么? 常用的增压回路有哪些?	263
7-8	举例说明平衡回路的功用和工作原理。	264

7-9	在液压系统中为什么要设置背压回路？背压回路与平衡回路有何区别？	266
7-10	如何将立式液压缸或卧式液压缸的活塞准确地停止在要求的位置上，并加以锁紧？	266
7-11	在液压系统中为什么要设有卸荷回路？常用的卸荷回路有哪些？都有什么特点？	267
7-12	在液压系统中为什么要设有缓冲回路？常见的缓冲回路有哪些？	269
7-13	举例说明，如果一个液压系统要同时控制几个执行元件按规定的顺序动作，应采用什么液压回路？	270
7-14	压力控制的顺序动作回路是怎样实现顺序动作的？如何调整顺序阀和压力继电器的调整压力？	272
7-15	时间控制顺序动作回路是怎样实现顺序动作的？应用在什么场合？	274
7-16	在多缸液压系统中，如果要求以相同的位移或相同的速度运动时，应采用什么回路？这种回路通常有几种控制方法？哪种方法同步精度最高？	274
7-17	串联液压缸同步回路、并联液压缸同步回路和分流阀控制同步回路，都是怎样实现执行元件同步运动的？	275
7-18	如何调节执行元件的运动速度？常用的调速方法有哪些？	276
7-19	调速回路应满足哪些基本要求？	277
7-20	什么是进口节流调速回路？有何特点？应用在什么场合？	277
7-21	什么是出口节流调速回路？有何特点？应用在什么场合？	278
7-22	什么是旁路节流调速回路？有何特点？应用在什么场合？	278
7-23	比较进口节流、出口节流和旁路节流三种调速方法的性能。	279
7-24	如何用调速阀来提高节流调速回路的速度稳定性？	281
7-25	常见的容积式调速回路有哪些？	281
7-26	容积调速和节流调速相比有何特点？	283

- 7-27 什么是容积节流调速回路？有何特点？ 284
- 7-28 在液压系统中为什么要设置快速运动回路？实现执行元件快速运动的方法有哪些？ 285
- 7-29 图 7-21 所示回路是怎样用增速缸实现执行元件快速运动的？ 285
- 7-30 怎样使用高、低压液压泵并联实现执行元件的快速运动？ 286
- 7-31 使用蓄能器的快速运动回路是怎样工作的？用这种回路时应注意哪些问题？ 286
- 7-32 什么是差动联结回路？差动联结回路怎样使执行元件实现快速运动？ 287
- 7-33 速度换接回路用于什么场合？这种回路在性能上应满足哪些基本要求？ 288
- 7-34 举例说明如何将执行元件的快速运动转为工作进给运动？又如何将 I 工进（慢进）转为 II 工进（更慢的进给速度）的速度？ 288
- 7-35 怎样实现执行元件的“快、慢、快”运动循环？ 290
- 7-36 举例说明在速度换接回路中如何减少功率的损耗？ 292
- 7-37 举例说明怎样实现执行元件的双向进给并使进给速度相等？ 294
- 7-38 图 7-29 所示回路的液压泵是如何卸荷的？蓄能器和压力继电器在回路中起什么作用？ 295
- 7-39 图 7-30 所示系统中的负载压力由哪个元件调节？低压大流量泵 1 向系统供油或卸荷由什么控制？单向阀 4 和液控顺序阀 5 在系统中起什么作用？ 296
- 7-40 填写图 7-31 所示的电磁铁动作顺序表，并比较两个图所示调速回路的特点。 297
- 7-41 在图 7-32 中，各溢流阀的调整压力 $p_1=5\text{MPa}$ ， $p_2=3\text{MPa}$ ， $p_3=2\text{MPa}$ 。问外负载趋于无穷大时，泵的工作压力如何？ 298
- 7-42 在图 7-33 中，各溢流阀的调整压力 $p_1=5\text{MPa}$ ， $p_2=3\text{MPa}$ ， $p_3=2\text{MPa}$ 。问负载趋于无限大时，泵出口压力为多少？ 299

7-43	图 7-34 所示回路, 若溢流阀的调整压力为 5MPa, 判断在 YA 断电, 负载无穷大或负载压力为 3MPa 时, 系统的压力分别为多少? 当 YA 通电, 负载压力为 3MPa 时, 系统的压力又是多少?	300
7-44	计算实例	300
八、液压传动系统		323
8-1	怎样阅读液压传动原理图?	323
8-2	阅读液压传动原理图的步骤如何?	323
8-3	根据工况要求, 分析 YT4543 型液压滑台的液压传动系统应具有哪些性能要求?	324
8-4	分析 YT4543 型液压滑台的液压系统图, 指出由哪些基本回路组成? 各元件在系统中起什么作用?	326
8-5	YT4543 型液压滑台的液压系统可完成哪些工作循环? 说明二次工进自动工作循环的液压传动原理。	327
8-6	YT4543 型液压滑台的液压传动系统有何特点?	328
8-7	M1432A 型万能外圆磨床的液压系统可完成机床的哪些运动? 对每个运动应满足的基本要求是什么?	329
8-8	分析 M1432A 型万能外圆磨床的液压传动系统如何实现工作台往复运动和液压驱动工作台与手操作工作台的互锁?	329
8-9	M1432A 型万能外圆磨床液压传动系统有何特点?	332
8-10	M1432A 型万能外圆磨床的液压系统如何实现对短工件的磨削?	333
8-11	时间控制制动式换向回路和行程控制制动换向回路各有什么特点?	333
8-12	试分析多缸顺序专用铣床的液压系统是如何实现所规定的工作循环的?	335
8-13	设计机床液压传动系统的依据是什么?	337
8-14	设计液压传动系统的步骤如何?	337
8-15	设计液压传动系统时应注意哪些问题?	338
8-16	液压系统的主要参数是哪两个? 如何确定?	339
8-17	如何验算系统的实际工作压力?	339
8-18	如何验算系统的温升?	340

8-19	使液压系统的油温升高的原因是什么？油温升高对液压系统正常工作有什么影响？如何保证液压系统的正常工作温度？	342
8-20	在液压系统中安装油管、液压元件和液压泵时，应注意哪些事项？	343
8-21	使用液压系统通常要注意哪些问题？	344
8-22	空气侵入到液压系统会造成什么不良后果？应如何解决？	345
8-23	设备检修人员，在生产现场如何对液压传动系统的故障进行判断？	346
8-24	利用分析液压系统故障的逻辑分析法如何进行故障排除？	347
8-25	液压系统的常见故障有哪些？	348
8-26	液压系统中的噪声是怎样产生的？如何防止和排除？	348
8-27	开机后运动部件启动不了是什么原因？应怎样解决？	349
8-28	工作部件产生爬行的原因是什么？应如何排除？	350
8-29	造成油温升得过高的原因是什么？应怎样解决？	351
8-30	系统中流量不足的原因是什么？如何解决？	351
8-31	如何清洗液压系统？	352
九、液压伺服系统		354
9-1	什么是液压伺服系统？举例说明伺服系统是如何构成反馈控制的？	354
9-2	液压伺服系统分为哪几类？它由哪些部分组成？	355
9-3	液压伺服系统有何特点？	356
9-4	解释液压伺服系统中常用的术语：输入信号、输出量、误差和反馈。	356
9-5	车床上的液压仿形刀架为什么能仿照样件自动加工工件？	357
9-6	液压伺服阀的功用是什么？常用的伺服阀有哪些？	358
9-7	滑阀式伺服阀按工作边数可分为几类？哪种控制性能最好？	359
9-8	什么是滑阀式伺服阀的正开口、零开口和负开口？	

各有何特点?	360
9-9 简述喷嘴挡板式液压伺服系统的工作原理?	360
9-10 简述喷嘴式液压伺服系统的工作原理。	361
9-11 什么是电液伺服阀? 有何用途? 举例说明在机床上的 应用。	362
十、静压支承技术	365
10-1 静压支承通常以什么为能源? 目前在机械行业中有哪些应用? 它的工作原理如何?	365
10-2 静压轴承分哪些类型? 可应用在哪些机械上? 有什么优缺点?	365
10-3 用于机床主轴部件的静压轴承, 其结构如何? 各用于什么 情况下较为合适?	366
10-4 静压轴承必备的组成部分是什么? 形成承载能力的必须 条件是什么?	366
10-5 使用静压轴承时应注意的事项有哪些?	370
10-6 主轴和轴承为什么会出现拉毛、抱轴和磨损等疵病? 如何进行修理?	370
10-7 何谓静压导轨? 与其它导轨相比有何优缺点? 应用在什么场合?	372
10-8 静压导轨的结构形式如何? 其特点和应用场合 是什么?	372
10-9 液体静压导轨能够较好地满足导轨在运动精度和寿命方面的 要求, 它的工作原理是什么?	373
10-10 在设计静压导轨时, 对供油和导轨本身有什么技术 要求?	375
10-11 静压导轨的油腔形状如何? 油腔数目多少为宜? 导轨的 缝隙应取多大?	375
10-12 静压丝杠螺母机构有何特点? 通常应用在什么场合? 它的 工作原理怎样?	377
10-13 动压支承与静压支承有何本质区别?	378
附表 常用液压与气动元件图形符号	379
主要符号表	386
参考文献	387

一、液压技术的基本知识

1-1 什么是液体传动、液压传动和液力传动？

答：(1) 液体传动 以液体为工作介质传递能量和进行控制的传动方式称为液体传动。

(2) 液压传动 利用液体压力能传递动力和运动的传动方式称为液压传动。

(3) 液力传动 主要利用液体动能的传动方式称为液力传动。

1-2 什么是液压传动原理图？什么是元件、回路和系统？

答：(1) 液压传动原理图 由代表各种液压元件、辅件及连接形式的图形符号组成，用以表示一个液压系统工作原理的简图，称为液压传动原理图。图 1-1 所示的磨床工作台液压传动原理图，即是一例。

图形符号有两种表达方式：一种用结构示意图，如图 1-1a 所示，这样的图形比较直观，元件的结构特点清楚明了，但图形太繁锁，绘图麻烦；另一种是图形符号图，即把各类液压元件用其图形符号表示，如图 1-1b 所示。我国制订的液压气动图形符号标准为 GB786.1—93（见附表）。

(2) 元件 由数个不同零件组成的，用以完成特定功能的组件，称为元件，如液压缸、液压马达、液压泵、阀、油箱、过滤器、蓄能器、冷却器和管接头等。这些元件有的是通用的、标准化的。

(3) 回路 液压回路是完成某种特定功能、由元件构成的典型环节。

(4) 系统 液压系统是由回路组成的，用以控制和驱动液压机械完成所需工作的整个传动系统。

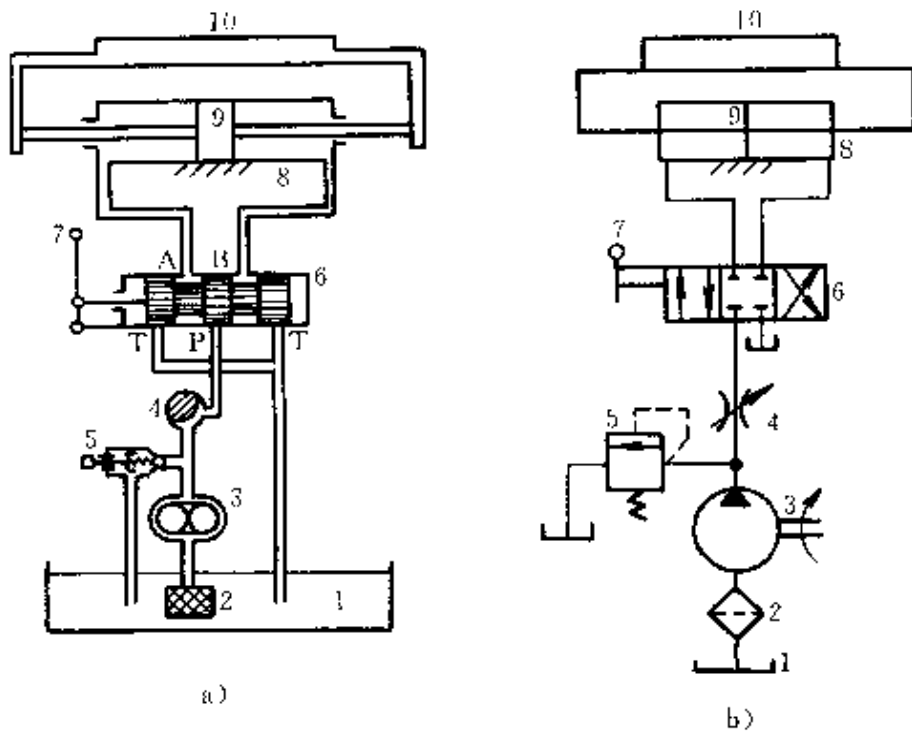


图 1-1 液压传动原理图

a) 结构原理图 b) 用图形符号表示的液压原理图

1—油箱 2—过滤器 3—液压泵 4—节流阀 5—溢流阀

6—换向阀 7—手柄 8—液压缸 9—活塞

10—工作台 P、A、B、T—油口

1-3 我国对液压元件的图形符号做了哪些规定和说明？

答：①标准规定的液压元件图形符号，主要用于绘制以液压油为工作介质的液压系统原理图。

②液压元件的图形符号应以元件的静态或零位来表示；当组成系统的动作另有说明时，可作例外。

③在液压传动系统中，液压元件若无法采用图形符号表达时，允许采用结构简图表示。

④元件符号只表示元件的职能和连接系统的通路，不表示元件的具体结构和参数，也不表示系统管路的具体位置和元件的安装位置。

⑤元件的图形符号在传动系统中的布置，除有方向性的元件符号（油箱和仪表等）外，可根据具体情况水平或垂直绘制。

⑥元件的名称、型号和参数（如压力、流量、功率和管径等）一般应在系统图的元件表中标明，必要时可标注在元件符号旁边。

⑦标准中未规定的图形符号，可根据本标准的原则和所列图例的规律性进行派生。当无法直接引用和派生时，或有必要特别说明系统中某一重要元件的结构及动作原理时，均允许局部采用结构简图表示。

⑧元件符号的大小以清晰、美观为原则，根据图样幅面的大小斟酌处理，但应保证图形符号本身的比例。

1-4 举例说明液压传动的工作原理和液压系统由哪些部分组成？

答：（1）液压传动的工作原理 如图 1-1a 所示的磨床工作台液压传动原理图，液压泵 3 由电动机带动，从油箱 1 中吸油，然后将具有压力能的油液输送到管路，油液通过节流阀 4 和管路流至换向阀 6。换向阀 6 的阀芯有不同的工作位置（图中有三个工作位置），因此通路情况不同。当阀芯处于中间位置时，阀口 P、A、B、T 互不相通，通向液压缸的油路被堵死，液压缸不通压力油，所以工作台停止不动。若将阀芯向右推（右端工作位置），这时阀口 P 和 A、B 和 T 相通，压力油经 P 口流入换向阀 6，经 A 口流入液压缸 8 的左腔，活塞 9 在液压缸左腔压力油的推动下带动工作台 10 向右移动；液压缸右腔的油液通过换向阀 6 的 B 口流入到换向阀 6，又经回油口 T 流回油箱 1。若将换向阀 6 的阀芯向左推（左端工作位置），活塞带动工作台向左移动。因此换向阀 6 的工作位置不同时，就能不断改变压力油的通路，使液压缸不断换向，以实现工作台所需要的往复运动。

根据加工要求的不同，工作台的移动速度可通过节流阀 4 来调节，利用改变节流阀开口的大小来调节通过节流阀的流量，以控制工作台的运动速度。

工作台运动时，由于工作情况不同，要克服的阻力也不同，不同的阻力都是由液压泵输出油液的压力能来克服的，系统的压力可通过溢流阀 5 调节。当系统中的油压升高到稍高于溢流阀的调

定压力时，溢流阀上的钢球被顶开，油液经溢流阀排回油箱，这时油压不再升高，维持定值。

为保持油液的清洁，设置了过滤器 2，将油液中的污物杂质去掉，使系统工作正常。

总之，液压传动的工作原理是利用液体的压力能来传递动力的；利用执行元件将液体的压力能转换为机械能，驱动工作部件运动。液压系统工作时，必须对油液进行压力、流量和方向的控制与调节，以满足工作部件在力、速度和方向上的要求。

(2) 液压系统的组成 一个完整的液压系统主要由以下四部分组成：

1) 动力装置 它供给液压系统压力油，将电动机输出的机械能转换为油液的压力能，从而推动整个液压系统工作。如图 1-1 中液压泵 3 就是动力装置，将油液从油箱 1 中吸入，再输送给系统。

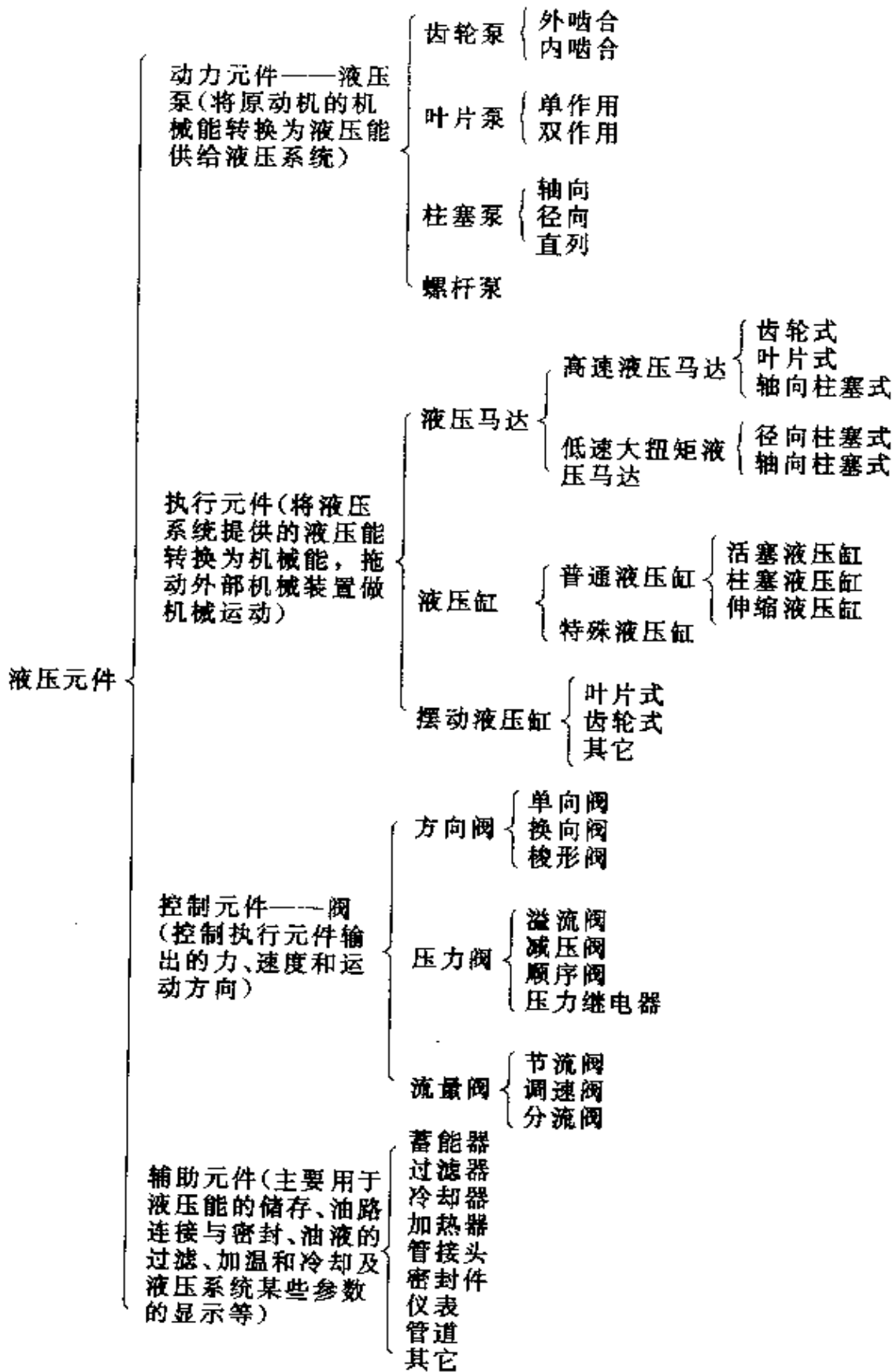
2) 执行元件 它包括液压缸和液压马达，用以将液体的压力能转换为机械能，以驱动工作部件运动。图 1-1 中 8 是液压缸，在压力油的推动下，带动磨床工作台做直线运动。

3) 控制调节装置 包括各种阀类，如压力阀、流量阀和方向阀等，用来控制液压系统的液体压力、流量（流速）和液流的方向，以保证执行元件完成预期的工作运动。图 1-1 中 5 是溢流阀，用来控制系统的压力；4 是节流阀，用来调节进入液压缸的流量，从而控制工作台的运动速度；6 是换向阀，用来改变压力油的通路，使液压缸换向，实现工作台的往复运动。

4) 辅助装置 指各种管接头、油管、油箱、过滤器和压力计等。它们起着连接、储油、过滤、储存压力能和测量油压等辅助作用，以保证液压系统可靠、稳定、持久地工作。图中 2 为网式过滤器，起过滤油液的作用；1 为油箱，用来储油和将油散热。

1-5 液压元件有几大类？各包括哪些元件？

答：液压元件按功能分有四大类，它们所包括的元件如下：



1-6 液压传动有哪些优缺点？

答：(1) 优点

1) 传动平稳 在液压传动装置中，由于油液的压缩量非常小，在通常压力下可以认为不可压缩，依靠油液的连续流动进行传动。油液有吸振能力，在油路中还可以设置液压缓冲装置，故不像机械机构因加工和装配误差会引起振动和撞击，使传动十分平稳，便于实现频繁的换向。因此它广泛地应用在要求传动平稳的机械上，例如磨床几乎全部采用了液压传动。

2) 质量轻体积小 液压传动与机械、电力等传动方式相比，在输出同样功率的条件下，体积和质量可以减少很多，因此惯性小、动作灵敏。这对液压仿形、液压自动控制和要求减轻质量的机器来说，是特别重要的。例如我国生产的 1m^3 挖掘机在采用液压传动后，比采用机械传动时的质量减轻了 1t 。

3) 承载能力大 液压传动易于获得很大的力和转矩，因此广泛用于压制机、隧道掘进机、万吨轮船操舵机和万吨水压机等。

4) 容易实现无级调速 在液压传动中，调节液体的流量就可实现无级调速，并且调速范围很大，可达 $2000:1$ ，很容易获得极低的速度。

5) 易于实现过载保护 液压系统中采取了很多安全保护措施，能够自动防止过载，避免发生事故。

6) 液压元件能够自动润滑 由于采用液压油作为工作介质，使液压传动装置能自动润滑，因此元件的使用寿命较长。

7) 容易实现复杂的动作 采用液压传动能获得各种复杂的机械动作，如仿形车床的液压仿形刀架、数控铣床的液压工作台，可加工出不规则形状的零件。

8) 简化机构 采用液压传动可大大地简化机械结构，从而减少了机械零部件数目。

9) 便于实现自动化 液压系统中，液体的压力、流量和方向是非常容易控制的，再加上电气装置的配合，很容易实现复杂的自动工作循环。目前，液压传动在组合机床和自动线上应用得很普遍。

10) 便于实现“三化” 液压元件易于实现系列化、标准化和通用化,也易于设计和组织专业性大批量生产,从而可提高生产率、提高产品质量、降低成本。

(2) 缺点

1) 液压元件制造精度要求高 由于元件的技术要求高,加工和装配比较困难,使用维护比较严格。

2) 实现定比传动困难 液压传动是以液压油为工作介质,在相对运动表面间不可避免的要有泄漏,同时油液又不是绝对不可压缩的,因此不宜应用在传动比要求严格的场合,例如螺纹和齿轮加工机床的传动系统。

3) 油液受温度的影响 由于油的粘度随温度的改变而改变,故不宜在高温或低温的环境下工作。

4) 不适宜远距离输送动力 由于采用油管传输压力油,压力损失较大,故不宜远距离输送动力。

5) 油液中混入空气易影响工作性能 油液中混入空气后,容易引起爬行、振动和噪声,使系统的工作性能受到影响。

6) 油液容易污染 油液污染后,会影响系统工作的可靠性。

7) 发生故障不容易检查与排除。

1-7 液压技术有哪些应用?

答: 由于液压技术有许多突出的优点,从民用到国防,由一般传动到精确度很高的控制系统,都得到了广泛地应用。

在国防工业中,陆、海、空三军的很多武器装备都采用了液压传动与控制,如飞机、坦克、舰艇、雷达、火炮、导弹和火箭等。

在机床工业中,目前机床传动系统有85%采用液压传动与控制,如磨床、铣床、刨床、拉床、压力机、剪床和组合机床等。

在冶金工业中,电炉控制系统、轧钢机的控制系统、平炉装料、转炉控制、高炉控制、带材跑偏和恒张力装置等都采用了液压技术。

在工程机械中,普遍采用了液压传动,如挖掘机、轮胎装载机、汽车起重机、履带推土机、轮胎起重机、自行式铲运机、平地机和振动式压路机等。

在农业机械中，采用液压技术也很广泛，如联合收割机、拖拉机和犁等。

在汽车工业中，液压越野车、液压自卸式汽车、液压高空作业车和消防车等均采用了液压技术。

在轻纺工业中，采用液压技术的有塑料注塑机、橡胶硫化机、造纸机、印刷机和纺织机等。

在船舶工业中，应用液压技术很普遍，如全液压挖泥船、打捞船、打桩船、采油平台、水翼船、气垫船和船舶辅机等。

近几年，又在太阳跟踪系统、海浪模拟装置、船舶驾驶模拟器、地震再现、火箭助飞发射装置、宇航环境模拟和高层建筑防震系统及紧急刹车装置等设备中，也采用了液压技术。

总之，一切工程领域，凡是有机械设备的场合，均可采用液压技术，其前景非常光明。

1-8 什么是压力与压强？压力的单位是什么？

答：液体的压力是指液体在单位面积上所受到的垂直作用力，常用 p 表示。

压强与压力概念相同，是同义词，在物理学中称为压强；在液压传动中称为压力。

压力的法定计量单位为 Pa(帕, N/m^2) 或 MPa(兆帕), $1\text{MPa} = 10^6\text{Pa}$ 。

1-9 如何计算静止液体某点的压力？

答：液体处于静止状态下的压力称为液体静压力。在液压传动中所用的压力一般都是指液体的静压力。液体的静压力是由液体的自重和液体表面受到的外力产生的。

①由液体自重产生的压力：

$$p_1 = \frac{G}{A} = \frac{Ah\rho g}{A} = \rho gh$$

式中 p_1 ——由油液自重产生的压力 (Pa)；

G ——液体自重 (N)；

A ——承压面积 (m^2)；

g ——重力加速度， $g=9.81\text{m/s}^2$ ；

h ——液体高度 (m)；

ρ ——液体的密度 (kg/m^3)。

②由液体表面受到的外力作用而产生的压力：

$$p_2 = \frac{F}{A}$$

式中 p_2 ——外力作用产生的压力 (Pa)；

F ——外力对液面的作用力 (N)；

A ——承压面积 (m^2)。

③静止液体某点的压力：

$$p = p_1 + p_2 = \rho gh + \frac{F}{A} \quad (\text{称为静力学基本方程式})$$

如果液面上所受到的是大气压力的作用，那么

$$p = p_a + \rho gh$$

式中 p_a ——大气压力 ($p_a=98\text{kPa}$)。

由上述可知，液体内任一点的静压力等于液面上所受到的外力与液体的重力所产生的压力之和。

1-10 静止液体的压力特性如何？

答：①静止液体中，任何一点所受到的各个方向的压力都相等。如果液体中某点受到的各个方向的压力不等，那么液体就要运动，破坏了静止的条件。

②液体只能承受压力，且液体的压力总是垂直于承受压力的表面，其压力的方向指向承压表面的内部。如果压力不垂直于承压表面，则液体就要沿着这个表面的某个方向产生相对运动；如果压力的方向不是指向承压表面的内部，则由于液体不能承受拉力，液体也要离开这个表面产生运动，于是破坏了液体的静止条件。

③在密闭容器中的静止液体，如果任意一点的压力有变化，这个压力的变化值将传给液体中的所有各点，且其值不变。

1-11 什么是大气压力、相对压力、绝对压力和真空度？它们之间有什么关系？液压系统中的压力指的是什么压力？

答：(1) 大气压力 由大气中空气重力产生的压力称为大气压力。

(2) 相对压力 以大气压力为基准测得的高出大气压的那一部分压力称为相对压力。通常，压力计所指示的压力是相对压力。

(3) 绝对压力 以绝对真空为基准测得的压力称为绝对压力。

(4) 真空度 如果作用在液体某处上的绝对压力小于大气压力时，绝对压力比大气压力小的那部分数值，叫做该点的真空度。

(5) 大气压力、相对压力、绝对压力和真空度间的关系 它们间的关系如图 1-2 所示。用公式表示则为：

$$p = p_a + p_{\text{#}}$$

式中 p ——绝对压力；

p_a ——大气压力；

$p_{\text{#}}$ ——相对压力。

如果液体某处的绝对压力 p 小于大气压力 p_a 时，则真空度

$$p_{\text{#}} = p_a - p$$

(6) 液压系统中的压力 液压系统中的压力，指的是相对压力。

1-12 在液压传动中，计算液体的压力时，为什么一般忽略由液体质量引起的压力，而在建筑水渠时必须计算水的质量对坝产生的压力？

答：液体内部所受到的压力为 $p = \rho gh + \frac{F}{A}$ ，由此可知，液体内部压力包括两部分，一是由液体质量所引起的压力，另一是由外力所引起的压力。

在一般的液压传动系统中，管道配置高度通常不超过 10m，若液压油的密度为 900kg/m^3 ，这时由液压油质量所引起的压力 $\rho gh = 8.83 \times 10^4 \text{kPa} = 88.3 \text{kPa}$ ，但由外力所引起的压力是很高的，在低

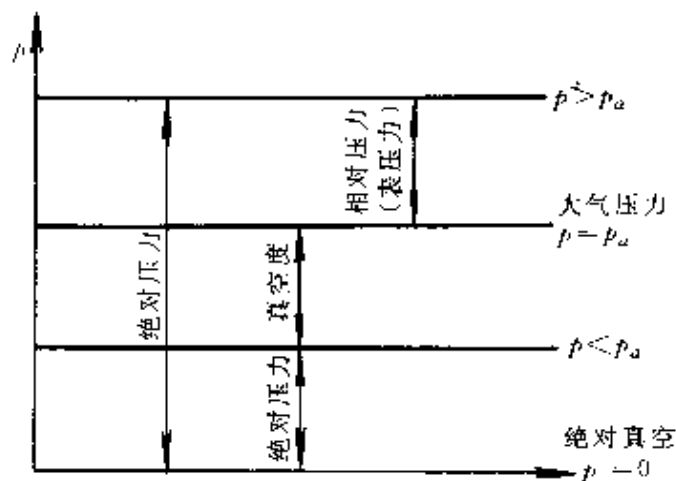


图 1-2 绝对压力、相对压力和真空度间的关系

压系统中可达 2.5MPa, 在高压系统中可达 32MPa 以上。可见, 在液压传动系统中, 由外力引起的压力远远大于由液体本身质量引起的压力, 因此在计算液体的压力时, 可忽略由液体本身质量引起的压力。

对于水渠来说高达几米或更高, 这时由河水本身引起的压力 ρgh 已相当大, 而由大气压引起的压力是微不足道的。

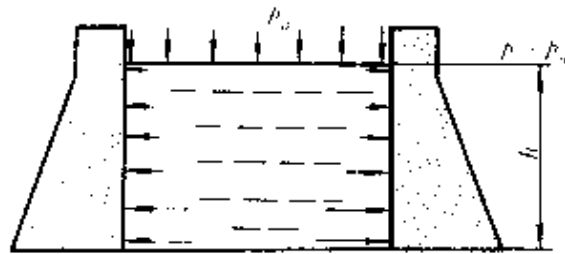


图 1-3 水渠的形状

水渠越高, 底面压力越大通常都建成如图 1-3 所示的形状, 越接近河底渠的宽度越大。

1-13 什么是帕斯卡原理? 试用帕斯卡原理解释液压千斤顶用很小的力能举起很重物体的道理。

答: 在密闭容器内, 施加于静止液体上的压力将以等值同时传到液体的各点, 这就是帕斯卡原理 (或称静压传递原理)。

液压千斤顶能够举起重物的工作原理如图 1-4 所示。在两个互相连通的密封液压缸中装有油液, 液压缸的上部装有小活塞 1 和大活塞 2, 它们的面积分别为 A_1 和 A_2 , 并于大活塞上面放一重物 W 。如果在小活塞上加一外力 F_1 , 则小液压缸中油液的压力

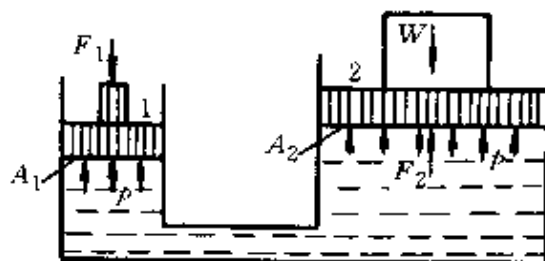


图 1-4 液压千斤顶的工作原理图

1—小活塞 2—大活塞

$$p = \frac{F_1}{A_1}$$

根据帕斯卡原理, 这一压力 p 将传递到液体中的所有各点, 因此也传到大液压缸中去, 这时大活塞也受到一个压力 p 的作用, 大活塞受到的总作用力

$$F_2 = pA_2$$

$$F_2 = F_1 \frac{A_2}{A_1}$$

F_2 如果足以克服重物 W 所产生的外力, 就可将重物抬起。由此可见, 两活塞面积之比 $\frac{A_2}{A_1}$ 越大, 大活塞升起重物的能力越大, 也就是说, 在小活塞上加不大的力, 大活塞就可得到较大的作用力, 将重物 W 举起。这就是液压千斤顶举起重物的道理。

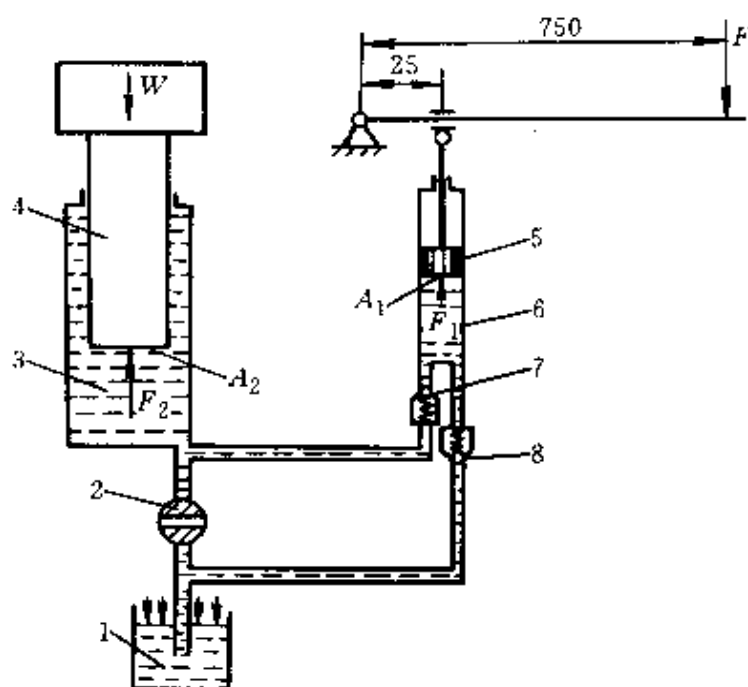


图 1-5 液压千斤顶的传动原理

1—油箱 2—开关 3、6—液压缸 4—柱塞

5—活塞 7、8—单向阀 W —重物

图 1-5 为液压千斤顶的传动原理图。为使重物不断地升起, 达到一定的高度, 液压缸 6 应不断向液压缸 3 供油, 以充满大活塞升起的空间。如图所示, 当用手向下压杠杆时, 活塞 5 受到一个力 F_1 的作用, 液压缸 6 将产生一个压力 p_1 , 以等值传递到液压缸 3 的柱塞 4 的作用面上, 使柱塞 4 受到一个力 F_2 的作用, 将重物顶起。为使重物 W 升起一定高度, 就要在连通液压缸 6 和液压缸 3 的油管中设置一单向阀 7, 使油液只能由液压缸 6 流向液压缸 3。当抬起杠杆时, 液压缸 6 体积变大, 形成真空, 油箱 1 中的油

液在大气压的作用下，通过单向阀 8 被吸入到液压缸 6 中。再压下活塞 5 时，又将油液压入液压缸 3，柱塞 4 在 F_2 力的作用下带着重物 W 又上升。这样反复拉压活塞 5，就可使重物 W 不断上升，一直达到要求的高度。

1-14 液压系统中的压力是怎样形成的？

答：以图 1-6 所示系统为例进行说明。在图 1-6a 中，液压泵连续地向液压缸供油，当油液充满后，由于活塞受到外界负载 F 的阻碍作用，使活塞不能向右移动，若液压泵继续强行向液压缸中供油，其挤压作用不断加剧，压力也不断升高，当作用在活塞有效作用面积 A 上的压力 p 升高到足以克服外界负载时，活塞便向右运动，这时系统的压力为：

$$p = \frac{F}{A}$$

如果 F 不再改变，则由于活塞的移动，使液压缸左腔的容积不断增加，这正好容纳了液压泵连续供油量，此时油液不再受到更大的挤压，因而压力也就不会再继续升高，始终保持相应的 p 值。

如果用压力计分别测量图 1-6b、c 所示两种情况，则测得图 1-6b 所示状态时的压力等于零。这是因为此时外界负载为零（不计管道的阻力），油液的流动除管路阻力外没有受到阻碍，因此建立不起压力。在图 1-6c 的情况下，当活塞移至缸体的端部

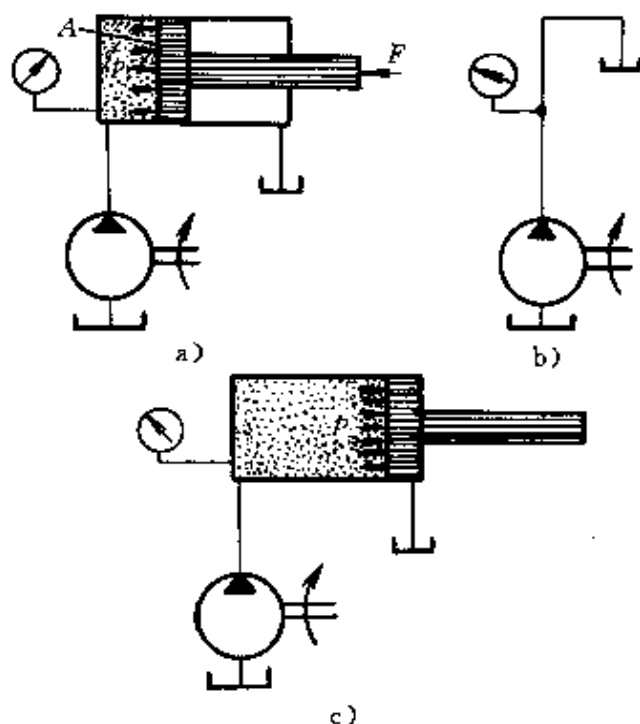


图 1-6 液压系统压力的形成
a) 外负载为 F b) 外负载为零
c) 活塞移至缸体端部

时，由于液压泵连续供油，而液压缸左腔的容积却无法增加，所以系统的压力急剧升高，假如系统没有保护措施，系统的薄弱环节将被破坏。

由上述分析得知，液压系统中的压力，是由于液体受到各种形式的外界载荷的阻碍，使油液受到挤压，其压力的大小决定于外界载荷的大小。

1-15 溢流阀的调节压力低于推动活塞运动所需压力时，系统能正常工作吗？为什么？

答：溢流阀的调节压力低于推动活塞运动所需的压力时，系统不能正常工作。理由是：当系统压力达到溢流阀的调节压力时，溢流阀打开，油液经溢流阀排出，系统中的压力也就不会再升高了，这时系统的压力等于溢流阀的调整压力，因油压低于推动活塞运动所需压力，所以系统不能正常工作。要使系统正常工作，必须提高溢流阀的调整压力，使其稍高于系统的工作压力。

1-16 什么是理想液体和实际液体？

答：(1) 理想液体 假设液体既无粘性又不可压缩，这样的液体称为理想液体。实际上不存在理想液体，仅在一般分析中为了简化起见，才引用这一概念。

(2) 实际液体 任何液体都具有粘性，而且可以压缩（尽管可压缩性很小），这样的液体称为实际液体。

1-17 什么是流量和流速？二者之间有什么关系？液体在管道中的流速指的是什么速度？

答：(1) 流量 在单位时间内，流过某通流截面的液体体积，称为流量。通常用 q 表示，单位为 cm^3/s 或 m^3/s 或 L/min ($1\text{L} = 1000\text{cm}^3$)。

(2) 流速 是指流动液体内的质点在单位时间内流过的距离。以 v 表示，单位为 m/min 或 cm/s 。

(3) 液体在管道中的流速 由于实际液体都具有粘性，所以液体在管道中流动时，在同一截面上各点的实际流速不相等，越接近管子中心、流速越高，管子中心的流速最高；相反，越接近



管壁其流速越低。在一般场合下，都以平均流速计算。平时所说液体在管道中的流速指的是平均流速。

(4) 流量和流速的关系 流量和流速的关系可用下式表示，即

$$q = vA$$

式中 q ——流量；

v ——液体的流速；

A ——液体流经某横截面的面积。

这表明液体的流量 q 等于液体通过某一横截面的面积 A 与液体流速 v 的乘积。当液体通过的横截面面积一定时，液体的流动速度越高，需要的流量越大。

1-18 什么是流动液体连续性原理？举例说明它的应用。

答：在一般工作状态下，液体基本上是不可压缩的，即密度 ρ 是常数；液体又是连续的，不可能有空隙存在，因此液体在压力作用下稳定流动时，液体中间也不可能产生空隙，根据物质不灭定律，液体在管内既不可能增多，也不可能减少，所以它在单位时间内流过管道每一截面的液体质量一定是相等的。这就是液体的连续性原理。

这一原理应用很广泛，例如利用它可计算图 1-5 中柱塞 4 上升的速度 v_2 。设活塞 5 的有效面积为 A_1 ，活塞下降速度为 v_1 ，柱塞 4 的有效面积为 A_2 。根据液体的连续性原理可知：

$$v_1 A_1 = v_2 A_2$$

于是 $v_2 = v_1 \frac{A_1}{A_2}$ 或 $\frac{v_2}{v_1} = \frac{A_1}{A_2}$

从计算 v_2 的过程可以看出，液体流经截面一定时，流量越大，则流速越高。根据这个道理可计算出执行元件的运动速度和所需流量。

1-19 什么是流动液体的能量方程（伯努利方程）？它的物理意义是什么？在液压传动中为什么只考虑油液的压力能？

答：(1) 流动液体的能量方程 理想液体在管内做稳定流动时，具有三种能量形式，即压力能、动能和位能。它们之间可以互相转

换，并且液体在管内的任何位置，这种能量的总和是一定的，其方程式（参见图 1-7）为：

$$\frac{p_1}{\rho g} + h_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + h_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

即
$$\frac{p}{\rho g} + h + \frac{v^2}{2g} = \text{常数}$$

式中 ρ ——液体的密度；

g ——重力加速度。

(2) 伯努利方程的物理意义

①在密封管道内做稳定流动的理想液体具有三种形式的能量，即压力能、动能和位能，它们之间可以互相转换，并且在管道内任意处的这三种能量总和是一定的，因此也称为能量守恒。

②在伯努利方程中， $\frac{p}{\rho g}$ 、 h 和 $\frac{v^2}{2g}$ 都是长度的量纲，一般分别称为压力头、位置头和速度头，三者之和为一常数，用 H

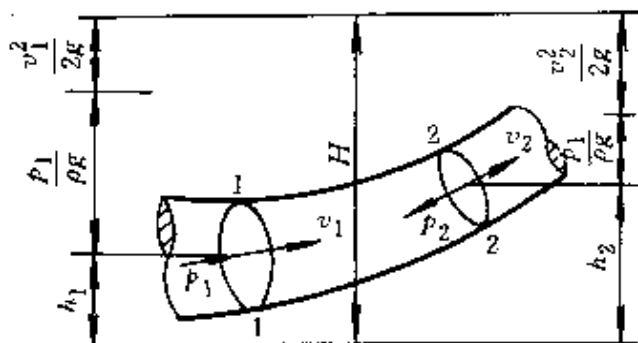


图 1-7 伯努利方程示意图

表示。在图 1-7 中各点的 H 值连线为一水平线，表示管道内任一处的三种能量之和是相等的。

③若管道水平放置 ($h_1 = h_2$)， $\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g}$ ，表明液体的流速越高，它的压力就越低，即截面细的管道，流速较高，压力较低；截面粗的管道，则流速较低，压力较高。

以上是理想液体的伯努利方程的物理意义，实际液体都具有粘性，在液体运动时由于粘性摩擦而损失一部分能量，在伯努利方程中应考虑这部分能量损失，用 h_w 表示能量损失，也是长度单位量纲，因此实际液体的伯努利方程为：

$$\frac{p_1}{\rho g} + h_1 + \frac{a_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + h_2 + \frac{a_2 v_2^2}{2g} + h_w$$

式中 a_1 和 a_2 ——动能修正系数，紊流时取 $\alpha=1$ ；层流时取 $\alpha=2$ 。

(3) 在液压传动中所考虑的能量形式 在液压传动中，位能 h 和动能 $\frac{v^2}{2g}$ 与压力能 $\frac{p}{\rho g}$ 相比小得多，因此可忽略不计。也就是说，油液中的能量主要是以压力能形式出现，所以在计算时只考虑压力能的作用。

1-20 必须具备哪些条件才能应用伯努利方程解决实际问题？

答：①液体是稳定流动。

②液体所受质量力只有重力。

③液体是连续的，不可压缩的，即密度 $\rho=$ 常数。

④所选择的两个通流截面必须符合渐变流条件，而不考虑两截面间的流动状态。

1-21 什么是层流和紊流？

答：(1) 层流 层流是指液体流动时，液体质点没有横向运动，互不混杂，呈线状或层状的流动。

(2) 紊流 紊流是指液体流动时，液体质点有横向运动（或产生小旋涡），做混杂紊乱状态的运动。

1-22 用什么来判断液体的流动状态？雷诺数有什么物理意义？

答：(1) 对液体流动状态的判断 液体的流动状态为层流或紊流，通过雷诺数 Re 来判断。液体在圆管中流动时的雷诺数 Re 用数学式表示为：

$$Re = \frac{vd}{\nu}$$

式中 d ——管道直径；

v ——液体流动速度；

ν ——液体的运动粘度。

液体流动的状态，由层流转为紊流的条件由临界雷诺数决定。当雷诺数 Re 小于临界雷诺数 Re_c 时为层流；大于 Re 时为紊流。通过实验得出的常见液流管道的临界雷诺数见表 1-1。

(2) 雷诺数的物理意义 由雷诺数 Re 的数字表达式可知，惯性力与粘性力的无因次比值是雷诺数；而影响液体流动的力主要

是惯性力和粘性力。所以，雷诺数大就说明惯性力起主导作用，这样的液流呈紊流状态；若雷诺数小就说明粘性力起主导作用，这样的液流呈层流状态。

表 1-1 常见液流管道的临界雷诺数

管道形状	临界雷诺数 Rec
光滑的金属圆管	2000~2300
橡胶软管	1600~2000
光滑的同心环状缝隙	1100
光滑的偏心环状缝隙	1000
有环槽的同心环状缝隙	700
有环槽的偏心环状缝隙	400
滑阀阀口	260

1-23 产生空穴现象有何危害？应怎样防止它产生？

答：如果在液流中产生了空穴现象，会使系统中的局部压力猛烈升高，引起噪声和振动，再加上气泡中有氧气，在高温、高压和氧化的作用下就会产生气蚀，使零件表面受到腐蚀，甚至造成元件失灵。尤其在液压泵部分发生空穴现象时，除了会产生噪声和振动外，还会由于液体的连续性被破坏，降低吸油能力，以致造成流量和压力的波动，使液压泵零件承受冲击载荷，降低液压泵的使用寿命。要想完全消除空穴现象是十分困难的，但可尽力加以防止，其主要措施有下面几点：

①保持液压系统中的油压高于空气分离的压力。对于管道来说，要求油管要有足够的管径，并尽量避免有狭窄处或急剧转弯处。对于液压泵，离油面的高度不得过高，以保证液压泵吸油管路中各处的油压都不低于空气分离压力。

②降低液体中气体的含量，例如管路的密封要好，不要漏气，以防空气侵入。

③对液压元件应选用抗腐蚀能力较强的金属材料，并进行合理的结构设计，适当增加零件的机械强度，减小表面粗糙度，以提高液压元件的抗气蚀能力。

1-24 什么是流动液体的液阻和压力损失？压力损失分哪两种形式？

答：(1) 液阻 实际液体具有粘性，在管道中流动就会产生阻力，这种阻力称为液阻。

(2) 压力损失 液体在管道中流动时，由于存在液阻，就必须多消耗一些能量来克服前进路上的阻力，这种能量消耗称为压力损失。

(3) 压力损失的形式 液体在直管中流动时，由于液体具有粘性，因液体各质点的运动速度不同。液体分子间存在内摩擦力的作用，液体与管壁间也产生摩擦，由于摩擦阻力的存在，液体流动必须克服摩擦力的阻碍，因此消耗了一部分能量，这是沿程压力损失。

液体在管道中流动时，还会遇到管道的弯曲、直径突然扩大或缩小、管道分支、小孔、阀口等局部装置，液体流经这些局部地区时就会产生撞击，速度突然变化而产生附加摩擦，流向改变形成旋涡等，因此要消耗一部分能量，这是局部压力损失。液体在管道中流动时的压力损失，就表面为沿程压力损失和局部压力损失这两种形式。

1-25 如何计算液体在管道中流动时的压力损失？

答：液体在管道中流动的压力损失表现为沿程压力损失和局部压力损失两种形式。

(1) 沿程压力损失计算

$$\Delta p_{\text{沿}} = \lambda \rho \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2}$$

式中 $\Delta p_{\text{沿}}$ ——沿程压力损失 (Pa)；

λ ——管路的沿程阻力系数；

ρ ——液体的密度 (kg/m^3)；

v ——液体的平均流速 (m/s)；

l ——液体流经管道长度 (m)；

d ——管道内径 (m)。

沿程阻力系数 λ 与液体的流动状态有关，即与雷诺数 Re 有

关， λ 值可按表 1-2 中公式计算。

表 1-2 管道内的沿程阻力系数

液流状态	不同情况的管道		λ 的计算
层流	等温时的金属圆形管道（如对水）		$\lambda = \frac{64}{Re}$
	对于非等温（靠近管壁液层被冷却）时的金属管道或截面不圆以及弯成圆滑曲线的管道		$\lambda = \frac{75}{Re}$
	弯曲的软管，特别是弯曲半径较小时		$\lambda = \frac{108}{Re}$
紊流	λ 除与 Re 有关外，还与管壁的粗糙度有关 对于内壁光滑的管道	$Re < 10^5$	$\lambda = 0.3164 Re^{-0.25}$
		$10^5 < Re < 10^7$	$\lambda = 0.0032 + 0.221 Re^{-0.237}$

(2) 局部压力损失 局部压力损失可按下式计算：

$$\Delta p_{\text{局}} = \xi \rho \frac{v^2}{2}$$

式中 ξ ——局部压力损失系数（可查阅机械设计手册和液压传动设计手册）；

$\Delta p_{\text{局}}$ ——局部压力损失（Pa）；

ρ ——液体的密度（ kg/m^3 ）；

v ——液体的平均流度（ m/s ）。

(3) 总压力损失 管路系统中的总压力损失等于所有沿程压力损失（ $\sum \Delta p_{\text{沿}}$ ）与所有局部压力损失（ $\sum \Delta p_{\text{局}}$ ）之和。

即

$$\Delta p_{\text{总}} = \sum \Delta p_{\text{沿}} + \sum \Delta p_{\text{局}}$$

1-26 如何计算液压系统的压力损失？

答：液压系统的压力损失包括沿程压力损失和局部压力损失，特别是液压阀产生的局部压力损失较大。计算公式为：

$$\Delta p_{\Sigma} = \Sigma \Delta p_{\text{沿}} + \Sigma \Delta p_{\text{局}} =$$

$$\Sigma \frac{\lambda \rho l v^2}{2d} + \Sigma \xi \frac{\rho v^2}{2}$$

上式中各符号含义同 1-25 题。

表 1-3 中、低压阀在额定流量下的压力损失最大值

$$q_H \leq 160 \text{L/min}$$

阀的名称	压力损失 p /MPa	备注
溢流阀	0.2	卸载压力
单向减压阀	0.2	反向时
顺序阀	0.3	
单向顺序阀	0.3	正向时
	0.2	反向时
单向阀	0.2	
	0.6	开启压力 2~4
节流阀	0.3	
调速阀	0.5	最小压差
	0.2	反向时
单向调速阀	0.5	最小压差
	0.2	反向时
单向行程节流阀	0.3	正向时
	0.2	反向时
二位二通电磁阀	0.1~0.2	流量大的取大值
四通电磁阀	0.1~0.2	流量大的取大值
二位二、三通电液阀	0.1~0.2	流量大的取大值
四通电液动、手动阀	0.1~0.25	流量大的取大值
五通电磁阀	0.1~0.15	流量大的取大值
五通电液动、手动阀	0.1~0.15	流量大的取大值

关于液压阀产生的局部压力损失可从样本或说明书中直接查取，表 1-3 和表 1-4 分别是中、低压阀和高压阀的最大压力损失数值，这些压力损失是在额定流量下的最大值。如果实际通过的流

量 q 与额定流量 q_H 不等, 这时阀所产生的局部压力损失 $\Delta p_{局}$ 为

$$\Delta p_{局} = \frac{q^2}{q_H^2} \Delta p_H$$

如果执行元件(如液压缸)所需要的工作压力为 p , 液压系统的总压力损失为 $\Delta p_{总}$ 时, 液压泵的出口压力就应调整为:

$$\begin{aligned} p_p &= p + \Delta p_{总} \\ &= p + \Sigma \Delta p_{沿} + \Sigma \Delta p_{局} \end{aligned}$$

计算 $\Delta p_{沿}$ 和 $\Delta p_{局}$ 是非常繁琐的, 一般不详细计算, 而是采用估算的办法。通常将液压泵出口油压取为液压缸工作压力的 (1.3~1.5) 倍, 即

$$p_p = (1.3 \sim 1.5) p$$

对于简单系统, 因压力损失小, 取小值; 对于复杂系统, 则取大值。

表 1-4 高压阀在额定流量下的压力损失最大值

$$q_H \leq 200 \text{L/min}$$

阀的名称	压力损失 p/MPa	备注
溢流阀	0.4~0.5	卸载压力
单向减压阀	0.4	反向时
顺序阀	0.4	
单向顺序阀	0.4	正、反向
单向阀	0.4	
	1	开启压力 0.4~0.6
节流阀	0.4	
调速阀	1	最小压差
	0.5	反向时
单向行程节流阀	0.4	正向时
	0.5	反向时
单向调速阀	0.1	最小压差
	0.5	反向时
二位二通电磁阀	0.3	
四通电磁阀	0.4	
二位二、三通液阀	0.4	
四通液或手动阀	0.4	

1-27 为什么要限制液体在管路中流动的速度?

答：液压传动中的压力损失，绝大部分转变为热能，造成油温升高，泄漏增多，使液压传动效率降低，因而影响液压系统的工作性能。油液流动时，其流速对压力损失影响很大。层流时的沿程压力损失 $\Delta p_{\text{沿}}$ 与油液的流动速度 v 一次方成正比，紊流时的沿程损失 $\Delta p_{\text{沿}}$ 与油液流动速度 $v^{1.75} \sim v^2$ 成正比；流动油液的局部压力损失与其流速 v^2 成正比。可见降低流速对减少压力损失是十分重要的，因此应限制液体在管道中的最高流速。但是液体的流速太低又会使管路和阀类元件的结构尺寸变大。所以应当使油液在管路中有个适宜的速度，推荐按表 1-5 中数值选取。

表 1-5 油液流经不同元件时的推荐流速

油液流经的液压元件		直径/mm	流速/(m·s ⁻¹)
泵的吸油管路	$\frac{1}{2}$ "~1"管	15~25	0.6~1.2
	>1 $\frac{1}{4}$ "管	>32	1.5
压油管路	$\frac{1}{2}$ "~2"管	15~50	3.0
	>2"管	>50	4.0
回油管路			≤3
控制油路			2~3
流经控制阀等短距离的缩小截面的通道			6
溢流阀			15
安全阀			30

1-28 压力损失对液压系统有什么危害？有什么益处？

答：系统的调整压力，即液压泵输出油液的压力为：

$$p_p = p + \Delta p_{\text{沿}}$$

在管路中的压力效率 η_p 为：

$$\eta_p = \frac{p}{p_p} = 1 - \frac{\Delta p_{\text{沿}}}{p_p}$$

式中 p_p ——系统的调整压力；

p ——液压缸的工作压力；

Δp_{Σ} ——系统总压力损失。

从上式可以看出，压力损失 Δp_{Σ} 越大，压力效率 η_p 越低，因此推动液压缸工作的压力 p 越低；压力损失的绝大部分转变为热能，造成油温升高，使液压元件受热膨胀，泄漏增加，影响系统的工作性能，这是压力损失对液压系统有害的方面。

但是，压力损失对液压系统也有有益的一面，有些控制阀，如减压阀和节流阀等就是利用改变液阻的办法来控制压力或流量，即通过压力损失的变化来改变控制阀的压力或流量；又如有些液压缸也是依靠液阻的阻尼作用而实现缓冲的。

1-29 怎样减少液压系统中的压力损失？

答：减少压力损失的常见措施有：

①尽量缩短管道长度，减少管道弯曲和截面的突然变化。

②管道内壁力求光滑。

③选用的液压油粘度要适当。

④管道应有足够大的通流面积，并将液流的速度限制在适当范围内。

1-30 在液压系统中，什么是泄漏？有什么危害？产生的根源是什么？

答：在液压系统和液压元件中，由于加工误差和配合表面具有相对运动要求，总会存在一定的缝隙，油液流经这些缝隙时就会产生泄漏现象。泄漏的形式有两种：一是油液由高压区流向低压区的泄漏为内泄漏；二是系统内的油液泄漏到液压系统外面的泄漏为外泄漏。

泄漏会使液压系统效率降低，并污染环境；内泄漏的损失转换为热能，使系统油温升高，影响液压元件的性能和液压系统的正常工作。

泄漏是由压力差与配合件表面间的间隙造成的。

1-31 什么是液压冲击？产生的原因是什么？

答：(1) 液压冲击 在液压系统中，由于某种原因而引起油液的

压力在瞬间急剧升高，形成较大的压力峰值，这种现象叫做液压冲击。

(2) 产生液压冲击的原因 产生液压冲击的原因主要有以下几方面：

① 液压冲击多发生在液流突然停止运动的时候，例如迅速关闭阀门，液体的流动速度突然降为零，这时液体受到挤压，使液体的动能转换为液体的压力能，于是液体的压力急剧升高，而引起液压冲击。

② 在液压系统中，高速运动的工作部件的惯性力也会引起压力冲击，如工作部件换向或制动时，常在油液从液压缸排出的排油管路上由一个控制阀关闭油路，这时油液不能再从油缸中排出，但是运动部件因惯性的作用还不能立即停止运动，这样也会引起液压缸和管路中的油压急剧升高而产生液压冲击。

③ 由于液压系统中某些元件反映动作不够灵敏，也会造成液压冲击。例如，溢流阀在超压时不能迅速打开，形成压力的超调量；限压式变量液压泵在油压升高时不能及时减少输油量等都会造成液压冲击。

1-32 液压冲击对液压系统有何危害？应采取哪些措施减少和防止它发生？

答：(1) 液压冲击的危害 产生液压冲击时，系统的瞬时压力峰值有时比正常工作压力高好几倍，因此引起设备振动和噪声，影响系统正常工作；液压冲击还会损坏液压元件、密封装置，甚至使管子爆裂；由于压力增高，系统中的某些元件（如顺序阀和压力继电器等）也可能产生误动作，因而造成工作中的事故。

(2) 减少和防止液压冲击的措施 是避免液流速度的急剧变化。常用的具体办法有：

① 缓慢开、关阀门，减少冲击波的强度。

② 限制管路中液流的流速。

③ 在液压元件中设置液压缓冲装置，如液动换向阀的节流元件和液压缸的缓冲装置等。

④在管路中容易发生液压冲击的地方设置蓄能器，以减小冲击波传播的距离。

1-33 什么是空穴？什么是气蚀？

答：(1) 空穴 油液中能溶解的空气量比水中能溶解的要多。在大气压下正常溶解于油液中的空气，当压力低于大气压时，就成为过饱和状态。如果压力继续降低到某一值，过饱和的空气将从油液中迅速分离析出而产生气泡。此外，当油液中某一点处的压力低于当时温度下的蒸气压时，油液将沸腾气化，也在油液中形成气泡。上述两种情况都会使气泡混杂在液体中，产生气穴，使原来充满在管道或元件中的油液成为不连续状态，这种现象一般称为空穴现象。

(2) 气蚀 当气泡随着液流进入高压区时，在高压作用下迅速破裂或急剧缩小，又凝结成液体，原来气泡所占据的空间形成了局部真空，周围液体质点以极高速度来填补这一空间，质点间相互碰撞而产生局部高压，形成液压冲击。如果这个局部液压冲击作用在零件的金属表面上，使金属表面产生腐蚀。这种因空穴产生的腐蚀则称为气蚀。

1-34 计算实例

例 1 液体在光滑金属管道中流动，其流速 $v=3\text{m/s}$ ，管道内径 $d=20\text{mm}$ ，油液粘度 $\nu=30\times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ ，确定液体的流动状态，并计算通过管道的流量是多少？

解：计算雷诺数

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{3 \times 0.02}{30 \times 10^{-6}} = 2000$$

金属管 $Re_c = 2320$ 。由于

$$Re = 2000 < 2320$$

故液体的流动状态为层流。

通过管道的流量为

$$q = v \frac{\pi}{4} d^2 =$$

$$3 \times \frac{\pi}{4} \times 0.02^2 \text{m}^3/\text{s} = 940 \text{cm}^3/\text{s}$$

例 2 -- 液压千斤顶，活塞 A 的直径 $D_A = 1.3 \text{cm}$ ，柱塞 B 的直径 $D_B = 3.4 \text{cm}$ ，杠杆长度如图 1-8 所示，问杠杆端应加多大力才能提起 49kN 的重物？

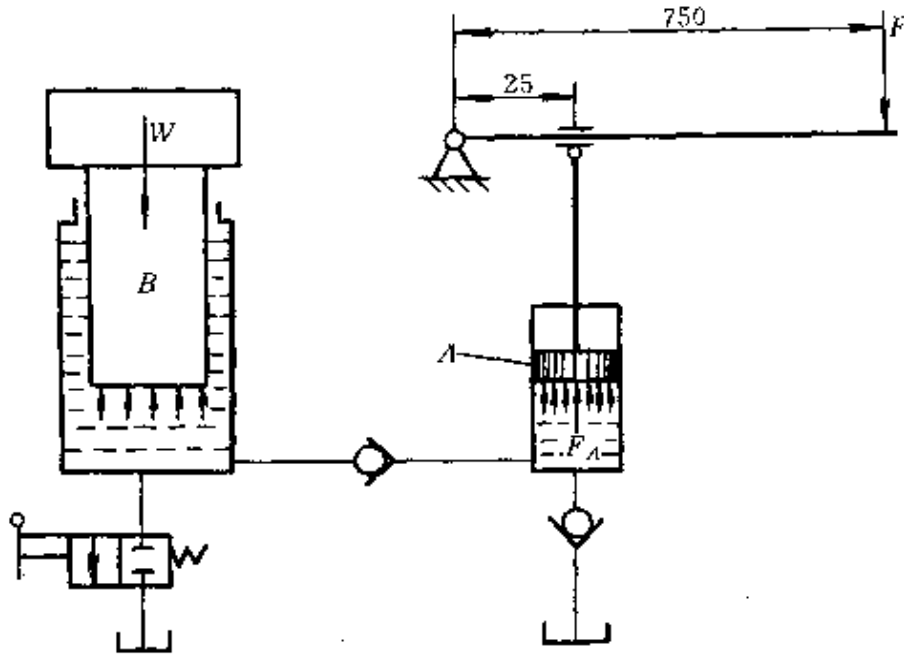


图 1-8 液压千斤顶原理图

A—活塞 B—柱塞 W—重物

解：由于压力决定于负载，若起重 49kN 重物所需油液压力

$$p = \frac{W}{A_B} = \frac{W}{\frac{\pi}{4} D_B^2} = \frac{49 \times 10^3}{\frac{\pi}{4} \times 3.4^2 \times 10^{-4}} \text{Pa} = 53.9 \text{MPa}$$

作用到活塞 A 上的力

$$F_A = p A_A = p \frac{\pi}{4} D_A^2 = 53.9 \times 10^6 \times \frac{\pi}{4} \times 1.3^2 \times 10^{-4} \text{N} = 7.154 \text{kN}$$

在杠杆端应施加的力

$$F = \frac{F_A \times 25}{750} = \frac{7154 \times 25}{750} \text{N} = 238 \text{N}$$

例 3 在图 1-9 所示的密闭容器中装有水，液面高 $h=0.4\text{m}$ ，容器上部充满压力为 p 的气体，管内液柱高 $H=1\text{m}$ ，其上端与大气相通，问容器中气体绝对压力为多少？相对压力为多少？

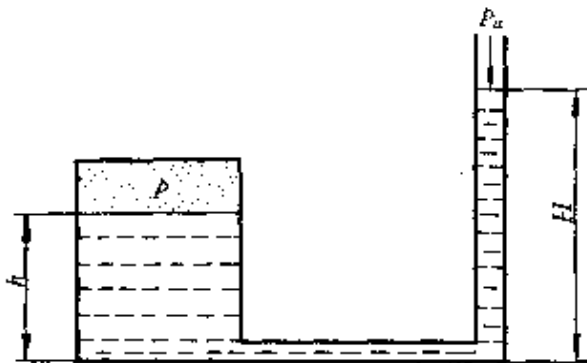


图 1-9 装有水的密闭容器

解 根据静止液体的性质，容器底部是个等压面，所以

$$p_a + \rho g H = p + \rho g h$$

并且已知：水的密度 $\rho=1 \times 10^3 \text{kg/m}^3$ ， $g=9.81 \text{m/s}^2$ ， $p_a=9.8 \times 10^4 \text{Pa}$ 。

气体的绝对压力

$$\begin{aligned} p &= p_a + \rho g(H - h) = \\ &= 9.8 \times 10^4 + 0.98 \times 10^4(1 - 0.4) \text{Pa} = \\ &= 103.8 \text{kPa} \end{aligned}$$

气体的相对压力

$$\begin{aligned} p - p_a &= \rho g(H - h) = \\ &= 0.98 \times 10^4 \times (1 - 0.4) \text{Pa} = \\ &= 5.88 \text{kPa} \end{aligned}$$

例 4 如图 1-10 所示，两种液体的密度分别为 ρ_1 和 ρ_2 ，在大气压 p_a 的作用下上升高度分别为 h_1 和 h_2 ，求球形体内的真空度和绝对压力？

解：选择大气作用面 A—A 为等压面，所以

$$p_a = p + \rho_1 g h_1 + \rho_2 g h_2$$

球形体内的绝对压力

$$p = p_a - \rho_1 g h_1 - \rho_2 g h_2$$

球形体内真空度

$$p_a - p = \rho_1 g h_1 + \rho_2 g h_2$$

例 5 某液压系统压力计的读数为 0.49MPa ，这是什么压力？它的绝对压力又是多少？若用油柱高度表示应是多少（油的密度 $\rho = 900\text{kg/m}^3$ ）？

解：液压系统压力计读数为 0.49MPa ，这是相对压力。

因为绝对压力 = 大气压力 + 相对压力，于是绝对压力

$$\begin{aligned} p &= p_a + p_{\text{计}} = \\ &9.8 \times 10^4 + 0.49 \times 10^6 = \\ &5.88 \times 10^5 \text{Pa} = \\ &588 \text{kPa} \end{aligned}$$

相对压力 $p_{\text{计}} = 0.49\text{MPa}$ 时的油柱高度 h

$$h = \frac{p_{\text{计}}}{\rho g} = \frac{0.49 \times 10^6}{900 \times 9.81} \text{m} = 55.5 \text{m}$$

例 6 如图 1-11 所示，液体在管内做连续流动，在截面 I-I 和 II-II 处的通流面积分别为 A_1 和 A_2 ，测压管读数差为 Δh ，液体密度为 ρ ，若不考虑管路内能量损失，求截面 I-I 和 II-II 处哪一处压力高？为什么？通过管路的流量 q 为多少？

解：(1) 比较截面 I-I 和 II-II 的压力 由图可见，I-I 截面

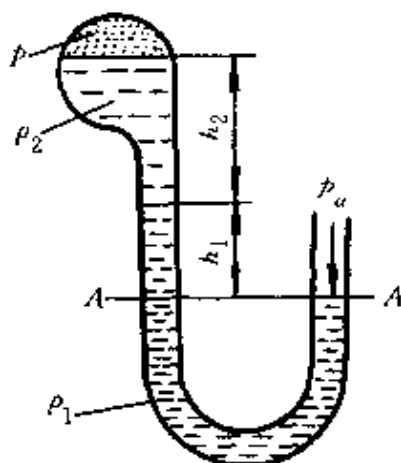


图 1-10 容器内装有两种液体的示意图

p —球形体绝对压力 p_a —大气压力
 ρ_1 、 ρ_2 —液体的密度
 h_1 、 h_2 —液面高度

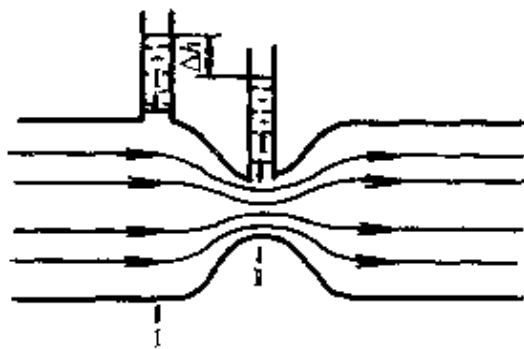


图 1-11 液体在通流面积不等的管内做连续流动

的测压管读数比 I - I 截面的测压管读数高，这表明 I - I 截面比 I - I 截面的压力高。其理由是：由伯努利方程的物理意义知道，在密闭管道中做稳定流动的理想液体的位能、动能与压力能之和是个常数，并可互相转换，管道水平放置，位置头（位能）相等，所以各截面的动能与压力能互相转换。I - I 截面 A_1 大于 II - I 截面 A_2 ，也就是 I - I 截面管道细，流速高，动能大，压力能小，而截面 I - I 管道粗，流速低，动能小，压力能大。所以说 I - I 截面的压力高于 II - I 截面的压力。

(2) 通过管路的流量 q 将 I - I 和 II - I 截面的中心设为基准，即 I - I 和 II - I 截面位置头高度 $h_1 = h_2 = 0$

列伯努利方程

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (1)$$

$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \frac{1}{2g}(v_2^2 - v_1^2) \quad (2)$$

因为
$$\frac{p_1 - p_2}{\rho g} = \Delta h$$

所以
$$\Delta h = \frac{1}{2g}(v_2^2 - v_1^2) \quad (3)$$

根据液流的连续性方程 $v_1 A_1 = v_2 A_2 = q$

则
$$v_1 = \frac{v_2 A_2}{A_1} \quad (4)$$

将式(4)代入式(3)中有

$$\Delta h = \frac{1}{2g} \left[v_2^2 - \left(\frac{v_2 A_2}{A_1} \right)^2 \right] =$$

$$\frac{v_2^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]$$

则
$$v_2 = \sqrt{\frac{2g\Delta h}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}}$$

于是，通过管路的流量 q

$$q = v_2 A_2 = A_2 \sqrt{\frac{2g\Delta h}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} =$$

$$A_1 A_2 \sqrt{\frac{2g\Delta h}{A_1^2 - A_2^2}}$$

例7 如图1-12所示, 管道截面 I - I 和截面 II - II 的内径 d_1 和 d_2 分别为 20mm 和 10mm, 流经 I - I 截面的流量 $q = 10\text{L}/\text{min}$, 求两截面处的流速各是多少?

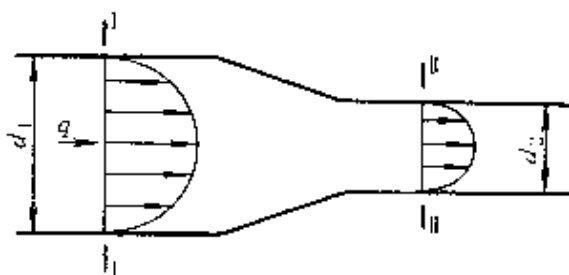


图 1-12 题 1-34 例 7 的附图

d_1 、 d_2 —管道内径

I - I 和 II - II—管道截面

解: I - I 截面的横截面积 A_1

$$A_1 = \frac{\pi}{4} d_1^2 =$$

$$\frac{\pi}{4} \times 2^2 \text{cm}^2 = 3.14 \text{cm}^2$$

II - II 截面的横截面积 A_2

$$A_2 = \frac{\pi}{4} d_2^2 = \frac{\pi}{4} \times 1^2 \text{cm}^2 = 0.79 \text{cm}^2$$

流经 I - I 截面的流速 v_1

$$v_1 = \frac{q}{A_1} = \frac{10 \times 10^3}{60 \times 3.14} \text{cm/s} = 53.1 \text{cm/s}$$

流经 II - II 截面的流速 v_2

$$v_2 = \frac{q}{A_2} = \frac{10 \times 10^3}{60 \times 0.79} \text{cm/s} = 211 \text{cm/s}$$

例8 在图1-13中, 已知 $d_1 = 5\text{cm}$, $d_2 = 50\text{cm}$, $F_1 = 980\text{N}$, 求最大压制力 F_2 是多少?

解:

$$F_2 = \frac{F_1}{A_1} A_2 = \frac{F_1}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \frac{\pi}{4} d_2^2 =$$

$$F_1 \frac{d_2^2}{d_1^2} = 980 \times \frac{50^2}{5^2} \text{N} = 98 \text{kN}$$

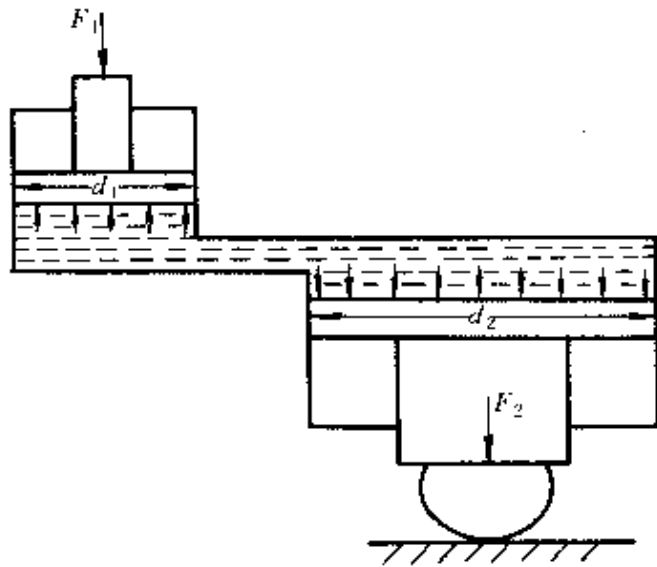


图 1-13 手动油压机原理图

例 9 液压泵的流量 $q=32\text{L}/\text{min}$ ，吸油管口径 $d=20\text{mm}$ ，液压泵吸油口距离液面高度 $h=500\text{mm}$ ，液压油的运动粘度 $\nu=20\times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ ，密度 $\rho=0.9\text{g}/\text{cm}^3$ ，不计压力损失，求液压泵吸油口的真空度？

解：吸油管的油流速度
(见图 1-14)

$$v_2 = \frac{q}{A} = \frac{q}{\frac{\pi}{4}d^2} =$$

$$\frac{32 \times 10^3}{\frac{\pi}{4} \times 2^2 \times 60} \text{cm/s} = 170 \text{cm/s}$$

油液运动粘度 $\nu=20\times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}=0.2\text{cm}^2/\text{s}$

油液在吸油管中的流动状态

$$Re = \frac{dv}{\nu} = \frac{2 \times 170}{0.2} = 1700$$

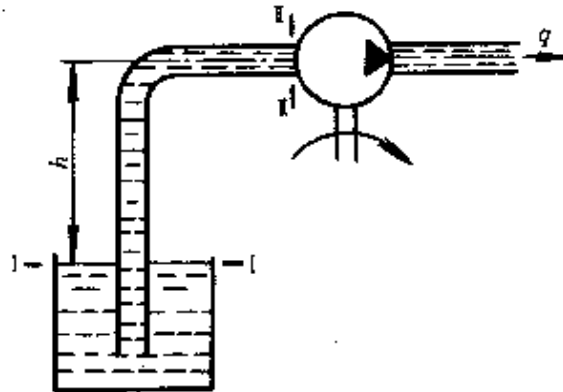


图 1-14 题 1-34 例 9 附图

h —吸油口距液面高度 q —流量

I-I—自由面 I-I—吸油口截面

查表 1-1 临界雷诺数 $Re_c = 2300$, 故 $Re < Re_c$, 说明油液在吸油管中的运动为层流运动状态, 因此可用伯努利方程求出液压泵吸油口的真空度。

选取自由面 I-I, 靠近吸油口的 I-I 截面, 以 I-I 截面为基准面, 因此 $h_1 = 0$ (基准面), $v_1 = 0$ (因为截面大, 流速不明显), $p_1 = p_a$ (液面受大气压力作用)。

列伯努利方程

$$\frac{p_a}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + h_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

泵吸油口 (I-I 截面) 的真空度为

$$p_a - p_2 = \rho g h_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} \quad \text{又因为 } h_2 = h$$

所以 $p_a - p_2 = \rho g h + \frac{\rho v_2^2}{2} =$

$$0.9 \times 981 \times 50 + \frac{1}{2} \times 0.9 \times 170^2 \text{Pa} =$$

$$5.7 \text{kPa}$$

例 10 已知泵的流量 $q = 50 \text{L/min}$, 液压油为 L-HL46 号机械油, 油液温度为 50°C , 泵的吸油管长度 $L = 1 \text{m}$, 吸油管内径 $d = 30 \text{mm}$, 求吸油管为金属管时, 其沿程压力损失为多少?

解: 油液在吸油管中的流速为

$$v = \frac{q}{A}$$

式中 A ——吸油管的通流面积。

所以
$$v = \frac{50 \times 10^{-3}}{\frac{\pi}{4} \times 0.03^2 \times 60} \text{m/s} = 1.18 \text{m/s}$$

L-HL46 号机械油在 50°C 时的运动粘度 $\nu = 30 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$, 密度 $\rho = 900 \text{kg/m}^3$, 其雷诺数为

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{1.18 \times 0.03}{30 \times 10^{-6}} = 1180$$

金属管 $Re_c = 2320$ 。由于

$$Re = 1180 < 2320$$

故为层流。

沿程压力损失为

$$\begin{aligned} \Delta p &= \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} = \frac{75}{Re} \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho v^2}{2} = \\ &= \frac{75}{1180} \times \frac{1}{0.03} \times \frac{900 \times 1.18^2}{2} \text{Pa} = \\ &= 1327 \text{Pa} \end{aligned}$$

例 11 试推导容积式液压泵吸油高度的表达式，并分析影响吸油高度的因素。

解：根据伯努力方程推导泵的吸油高度表达式（参见图 1-15）。

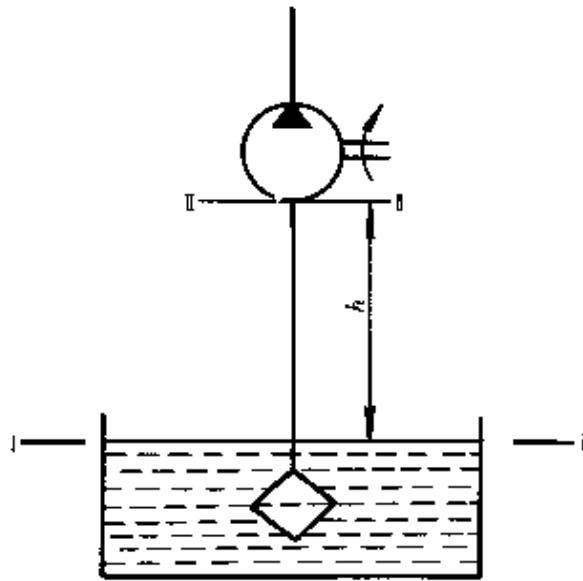


图 1-15 题 1-34 例 11 附图

取油箱液面 I - I，泵吸油口截面 I - I，列伯努力方程为

$$\frac{p_1}{\rho g} + h_1 + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + h_2 + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w$$

式中 I - I 为基面，所以 $h_1 = 0$ ；因油箱液面很大，认为 $v_1 \approx 0$ ； $h_2 = h$ （吸油高度）， p_1 为大气压力，故有泵吸油高度 h 为

$$\frac{p_a}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + h + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w$$

$$h = \frac{p_a}{\rho g} - \left(\frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_w \right)$$

液压泵吸油口的真空度为

$$p_a - p_2 = \rho g h + \frac{\rho \alpha_2 v_2^2}{2} + \rho g h_w =$$

$$\rho g h + \frac{\rho \alpha_2 v_2^2}{2} + \Delta p$$

h 为液压泵的吸油高度, 分析其表达式, 可知泵的吸油高度与以下因素有关:

① p_2 为吸油压力, 若 p_2 小于大气压力, 减小 p_2 值可增大吸油高度 h , 但 p_2 越小, 真空度越大, 当 p_2 小到空气分离压时就会产生气穴, 引起噪声。由此可知, 为避免在泵的吸油口处出现空穴, 所以泵的安装高度不能过高。

② 加大吸油管直径, 降低流速 v_2 , 可减少动能 $\frac{\alpha_2 v_2^2}{2g}$ 的损失; 由于流速降低, 使沿程压力损失 h_w 也减少, 故都可增大泵的吸油高度。

为保证液压泵吸油充分, 液压泵安装高度一般取 $h < 0.5\text{m}$ 。

例 12 有一液压泵, 它的流量 $q_p = 25\text{L}/\text{min}$, 吸油管内径 $d = 30\text{mm}$, 泵轴离油面高度 $H = 400\text{mm}$, 油液为 L-LH32 号机械油, 油液温度为 50°C 。求吸油管为金属管时的沿程压力损失和泵的真空度是多少?

解: 油液在管内的流动速度

$$v = \frac{q_p}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{25 \times 10^{-3}}{\frac{\pi}{4} \times 0.03^2 \times 60} \text{m/s} = 0.6\text{m/s}$$

L-HL32 号机械油在 50°C 时的运动粘度 $\nu = 20 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$, 密度 $\rho = 900\text{kg}/\text{m}^3$, 故液流的雷诺数为

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{0.6 \times 0.03}{20 \times 10^{-6}} = 900$$

金属管 $Re_c = 2320$

由于 $Re = 900 < 2320$

故为层流。

吸油管的沿程压力损失为

$$\begin{aligned} \Delta p &= \lambda \frac{H}{d} \frac{\rho v^2}{2} = \frac{75}{Re} \cdot \frac{H}{d} \cdot \frac{\rho v^2}{2} = \\ &= \frac{75}{900} \times \frac{0.4}{0.03} \times \frac{900 \times 0.6^2}{2} \text{Pa} = \\ &= 0.18 \text{kPa} \end{aligned}$$

根据第 1-34 例 11 题推导出的公式，泵吸油管的真空度为

$$p_a - p_2 = \rho gh + \frac{\rho \alpha_2 v_2^2}{2} + \Delta p$$

式中 $\alpha_2 = 2$ (层流)， Δp 只考虑沿程压力损失，不考虑局部压力损失，所以

$$\begin{aligned} p_a - p_2 &= \rho gh + \frac{\rho \alpha_2 v_2^2}{2} + \Delta p = \\ &= 900 \times 9.8 \times 0.4 + \frac{900 \times 2 \times 0.6^2}{2} + 180 \text{Pa} = 4 \text{kPa} \end{aligned}$$

例 13 有一圆环状缝隙，如图 1-16 所示，直径 $d = 1 \text{cm}$ ，缝隙 $\delta = 1 \times 10^{-2} \text{mm}$ ，缝隙长度 $L = 2 \text{mm}$ ，缝隙两端压力差 $\Delta p = 21 \text{MPa}$ ，油的运动粘度 $\nu = 4 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$ ，油的密度 $\rho = 900 \text{kg}/\text{m}^3$ ，求其泄漏量？

解：在压差作用下，流经环状缝隙流量公式为

$$q = \frac{\pi d \Delta p \delta^3}{12 \eta L}$$

式中 $d = 1 \text{cm} = 0.01 \text{m}$;

$\Delta p = 21 \times 10^6 \text{Pa}$;

$\delta = 1 \times 10^{-5} \text{m}$;

$$\eta = \rho\nu = 900\text{kg/m}^3 \times 40 \times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s} = 36 \times 10^{-3}\text{Pa} \cdot \text{s}$$

$$L = 2\text{mm} = 0.002\text{m}.$$

$$q = \frac{3.1416 \times 0.01 \times 21 \times 10^6 \times (1 \times 10^{-5})^3}{12 \times 36 \times 10^{-3} \times 0.002} \text{m}^3/\text{s} =$$

$$7.6 \times 10^{-7}\text{m}^3/\text{s} = 0.76\text{cm}^3/\text{s}$$

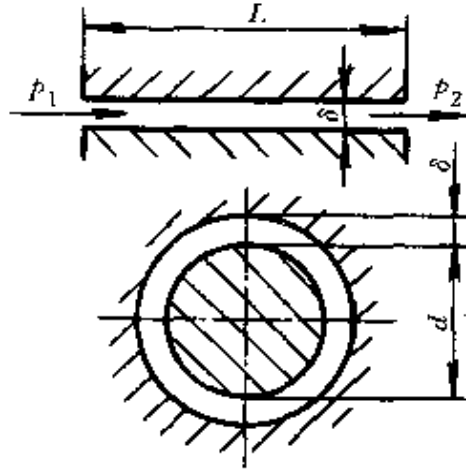


图 1-16 圆环缝隙示意图

p_1 、 p_2 —压力 L —缝隙长度

δ —缝隙 d —直径

例 14 运动粘度 $\nu = 4.06 \times 10^{-5}\text{m}^2/\text{s}$ 的液压油以 $v = 4.5\text{m/s}$ 的流速在钢管中流动，管子内径 $d = 16\text{mm}$ ，判断是层流，还是紊流？

解：油液在管中流动的雷诺数 Re

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{4.5 \times 0.016}{4.06 \times 10^{-5}} = 1773.4$$

查表 1-1 得 $Re_c = 2000$ 。

所以 $Re < Re_c$

这表明液压油在钢管中的流动状态为层流。

二、液 压 油

2-1 什么是液体的质量和密度？

答：(1) 液体的质量 是指一定液体内具有该种物质的数量，质量是个标量，通常用 m 表示。其单位为 kg。

(2) 液体的密度 单位容积中液体的质量称为该液体的密度，通常用 ρ 表示。

$$\rho = \frac{m}{V}$$

式中 m ——液体的质量 (kg)；

V ——液体的容积 (m^3)。

2-2 液压系统常用的工作介质有哪些类型？国外发展动态如何？

答：我国各种液压设备所采用的液压油主要有两大类（见表 2-1）：

表 2-1 液压油种类

工业 液 压 油	矿 物 油 型	机械油	
		汽轮机油	
		通用液压油	
		专用液压油	抗磨液压油
	低温液压油		
	清净液压油		
	高粘度指数液压油		
	抗 燃 油 型	合 成 型	水—乙二醇基液压油
			磷酸酯基液压油
		乳化型（水乳化液）	
		高 水 基 型	可溶性油
			合成溶液
微型乳化液			

(1) 矿物油系 主要成分是由提炼后的石油制品加入各种添加剂精制而成的；具有润滑性好、腐蚀性小和化学稳定性较好等优点，广泛应用于液压设备上。

(2) 抗燃性介质 这种液压介质分为水基液压油和合成液压油两种。水基液压油的主要成分是水，加入某些防锈和润滑等添加剂；具有价格便宜、抗燃等优点；但是润滑性能差、腐蚀性大、适用温度范围小；因此，一般用于水压机、矿山机械和液压支架等特殊场合。合成液压油是由多种磷酸酯和添加剂用化学方法合成的；其优点是润滑性能好、凝固点低，防水性能好；缺点是价格贵、有毒；一般用于钢铁厂、压铸车间、火力发电厂和飞机等防火要求较高的场合。

国外，20世纪70年代初，随着能源危机而发展起来的高水基液（HWBF），现在已演变到第三代。第一代是可溶性油，由5%的可溶性油和95%的水制成，即原始的水包油型乳化液。第二代是合成溶液，不含油，由无色透明的合成溶液和水按5:95的比例配制而成。第三代是微型乳化液，它既不是乳化液，也不是溶液，而是一种在95%水相中均匀扩散着的水溶性抗磨添加剂的胶状悬浮液。这种合成乳化液伴随着科学技术的发展将会广泛地应用于各个工业领域。

2-3 液压油的粘度新牌号与旧牌号有何不同？

答：液压油粘度新牌号是以40°C为运动粘度的标准温度，而旧牌号以50°C为标准温度。它们的粘度牌号如表2-2所示。

表 2-2 液压油新、旧粘度牌号对照表

新牌号粘度级	7	10	15	22	32	46	68	100	150
旧牌号粘度级	5	7	10	15	20	30	40	60	80

2-4 什么是液体的压缩性和膨胀性？为什么在液压系统计算时常常被忽略？

答：液体受压力作用而发生体积变小的性质称为液体的可压缩性。

液体的体积随温度升高而膨胀的性质称为液体的膨胀性。

液体由于受压力和温度的影响，所以具有压缩性和膨胀性，当

压力增高时，其密度增加而体积变小；当温度升高时，其密度减小而体积变大。但是，在液压传动系统中的工作压力变化不大时，其油温又在控制范围内的情况下，对油液的压缩性和膨胀性影响甚小，所以在液压系统计算时可忽略不计。可是，在要求精确计算时，如动态分析或在压力变化很大的高压情况下工作时，就应考虑液体压缩性的影响；对于容积很大的封闭液体，要注意因温升而引起的膨胀，因为这种膨胀能产生很高的压力，往往会胀裂液压系统的某些薄弱部位。

2-5 什么是液压油的粘性？

答：当油液在外力作用下发生流动时，由于油液分子与固体壁面之间的附着力和分子之间内聚力的作用，会导致油液分子间产生相对运动，从而在油液中产生内摩擦力。人们称油液在流动时产生内摩擦力的特性为粘性。

从油液的粘性定义可知，油液只有在流动时才有粘性，而处于静止状态则不显示粘性。

2-6 用什么衡量油液的粘性？

答：油液粘性的大小可用粘度来衡量。粘度是表征油液流动时内摩擦力大小的系数。通常用粘度单位表示粘度的大小，我国常用的粘度单位有三种。即：动力粘度、运动粘度和相对粘度。

2-7 什么是动力粘度、运动粘度和相对粘度？

答：(1) 动力粘度 是用液体流动时所产生的内摩擦力大小来表示的粘度。它的物理意义是：面积各为 1cm^2 ，相距为 1cm 的两层液体，以 1cm/s 的速度相对运动，此时所产生的内摩擦力，称为动力粘度，用 η 表示。 η 为动力粘度系数。

动力粘度 η 的单位在法定计量单位中，是用帕〔斯卡〕秒表示，简称为帕·秒 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)。

(2) 运动粘度 在相同温度下，液体的动力粘度 η 与它的密度 ρ 之比，称为运动粘度，用 ν 表示，即

$$\nu = \frac{\eta}{\rho}$$

在工程上， ν 的法定计量单位是米²/秒 (m²/s)，或毫米²/秒 (mm²/s)。

(3) 相对粘度 (恩氏粘度) 用恩氏粘度计进行测量，故称恩氏粘度。

恩氏粘度的测定方法是：将被测的油放在一个特制的容器里 (恩氏粘度计)，加热至 $t^{\circ}\text{C}$ 后，由容器底部一个 $\phi 2.8\text{mm}$ 的孔流出，测量出 200cm^3 体积的油液流尽所需时间 $t_{\text{油}}$ ，与流出同样体积的 20°C 的蒸馏水所需时间 $t_{\text{水}}$ 相比，比值就是该油在温度 $t^{\circ}\text{C}$ 时的恩氏粘度，用符号 $^{\circ}E_t$ 表示。

$$^{\circ}E_t = \frac{t_{\text{油}}}{t_{\text{水}}}$$

式中 $t_{\text{油}}$ —— 200cm^3 被测油液流过恩氏粘度计小孔所需要的时间 (s)；

$t_{\text{水}}$ —— 200cm^3 蒸馏水，在 20°C 温度下流过恩氏粘度计小孔所需的时间 (s)。

2-8 恩氏粘度与运动粘度之间如何换算？

答：可用经验公式换算，也可直接查表得出。

经验公式为：

$$\nu_t = \left(7.31^{\circ}E_t - \frac{6.31}{^{\circ}E_t} \right) \times 10^{-6}$$

式中 ν_t ——温度为 $t^{\circ}\text{C}$ 时，油液的运动粘度 (m²/s)；

$^{\circ}E_t$ ——温度为 $t^{\circ}\text{C}$ 时，油液的恩氏粘度。

当油液的运动粘度不超过 $76\text{mm}^2/\text{s}$ ，温度在 $30^{\circ}\text{C} \sim 150^{\circ}\text{C}$ 范围内时，温度为 $t^{\circ}\text{C}$ 时油液的运动粘度为：

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n$$

式中 n ——随油液粘度变化的指数，见表 2-3。

表 2-3 指数 n 随运动粘度变化的数值

$\nu_{50} (\times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s})$	2.5	6.5	9.5	12	21	30	38	45	52	60	68	76
n	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13	2.24	2.32	2.42	2.49	2.52	2.56

恩氏粘度与运动粘度的换算也可用查表法。

2-9 温度和压力对液压油的粘度有什么影响？

答：油液粘度的变化是受温度和压力影响的。当温度升高时，油的粘度下降。油液粘度的变化直接影响液压系统的性能和泄漏量，因此希望粘度随温度的变化越小越好。油液粘度随温度的变化关系称为油液的粘温特性。油液粘度随温度变化越小，则粘温特性越好。不同种类的液压油，它的粘度随温度变化的规律也不相同，粘温图表示液压油粘度随温度变化的关系。

压力越高，分子间的距离越小，因此粘度变大。绝大部分液体的粘度都随压力的增高而增大，但在压力低于 5MPa 时，其粘度增大的不多，可忽略不计；高压时，液压油的粘度急剧增大。

2-10 什么是调合油？如何计算调合油的粘度？

答：为了使工作油液得到所需要的粘度，将两种不同粘度的油液按一定比例混合在一起，而得到一种所需要粘度的油液，这种油液就是调合油。

调合油粘度的经验计算公式为：

$${}^{\circ}E = \frac{a{}^{\circ}E_1 + b{}^{\circ}E_2 - c({}^{\circ}E_1 - {}^{\circ}E_2)}{100}$$

式中 ${}^{\circ}E$ ——调合油的恩氏粘度；

${}^{\circ}E_1$ 、 ${}^{\circ}E_2$ ——分别为两种油液的恩氏粘度，并且 ${}^{\circ}E_1 > {}^{\circ}E_2$ ；

a 、 b ——分别为两种油液的体积百分数， $a + b = 100$ ；

c ——经验系数，见表 2-4。

表 2-4 系数 c 的数值

$a/\%$	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$b/\%$	90	80	70	60	50	40	30	20	10
c	6.7	13.1	17.9	22.1	25.5	27.9	28.2	25	17

2-11 选用的液压油应满足哪些基本要求？

答：①粘温性能应在使用的温度范围内，油液粘度随温度的变化应比较小。

②具有良好的润滑性能。工作油液不仅是传递能量的介质，也是相对运动零件之间的润滑剂，油液应当能在零件的滑动表面上形成强度较高的油膜，以便形成液体润滑，避免干摩擦。

③质地应当纯净，不含有各种杂质。如果含有酸碱，会使机件和密封装置受腐蚀，如含有机械杂质，容易使油路堵塞。如果含有挥发性物质，在长期使用后就会使油液变稠，同时容易在油液中产生气泡。

④不易氧化。油液在使用过程中，由于温度升高可能氧化而产生胶质和沥青质，使油液变质，同时这些物质容易使油路堵塞以及附着在相对运动机体表面上而影响工作。

⑤在需要防火的地方，油液的闪点要高；在气候寒冷的条件下工作时，凝固点要低。

⑥在油液中如混入水分会使油液浮化，降低油的润滑性能，增加油的酸值，缩短油的使用寿命。油液在使用中产生泡沫，以致在系统中引起断油或空穴现象，影响系统的正常工作。因此油液要具有良好的抗乳化性和抗泡沫性。

⑦具有较好的相容性，即对密封件、软管和涂料等无溶解等有害影响。

2-12 如何选用液压油？

答：粘度是液压油的最重要使用性能指标之一。它的选择合理与否，对液压系统的运动平稳性、工作可靠性与灵敏性、系统效率、功率损耗、气蚀现象、温升和磨损等都有显著影响，甚至于使系统不能工作，所以选用液压油时，要根据具体情况或系统要求选择合适的粘度和适当的油液品种，通常按以下几方面进行选用：

(1) 按工作机械的不同要求选用 精密机械与一般机械对粘度要求不同。为了避免温度升高而引起机件变形，影响工作精度，精密机械宜采用较低粘度的液压油。又如机床液压伺服系统，为保证伺服机构动作灵敏性，也宜采用粘度较低的油。

(2) 按液压泵的类型选用 液压泵是液压系统的重要元件，在系统中它的运动速度、压力和温升都较高，工作时间又长，因而

对粘度要求较严格，所以选择粘度时应先考虑到液压泵。否则，泵磨损失快，容积效率降低，甚至可能破坏泵的吸油条件。在一般情况下，可将液压泵要求液压油的粘度作为选择液压泵的基准，如表 2-5 所示。

表 2-5 按液压泵类型推荐用油粘度

液压泵类型		条件	环境温度 (5~40)°C 时 mm ² /s (40°C)	环境温度 (40~80)°C 时 mm ² /s (40°C)
		叶片泵	7MPa 以下	30~50
	7MPa 以下	50~70	55~90	
齿轮泵			30~70	65~165
柱塞泵			70~80	65~240

(3) 按液压系统工作压力选用 通常，当工作压力较高时，宜选用粘度较高的油，以免系统泄漏过多，效率过低；工作压力较低时，宜用粘度较低的油，这样可以减少压力损失，例如机床液压传动的工作压力一般低于 6.3MPa，采用 $(20\sim60) \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ 的油液；工程机械的液压系统，其工作压力属于高压，多采用较高粘度的油液。

(4) 考虑液压系统的环境温度 矿物油的粘度由于温度的影响变化很大，为保证在工作温度时有较适宜的粘度，还必须考虑周围环境温度的影响。当温度高时，宜采用粘度较高的油液；周围环境温度低时，宜采用粘度较低油液。

(5) 考虑液压系统中的运动速度 当液压系统中工作部件的运动速度很高时，油液的流速也高，液压损失随着增大，而泄漏相对减少，因此宜用粘度较低油液；反之，当工作部件的运动速度较低时，每分钟所需的油量很小，这时泄漏相对较大，对系统的运动速度影响也较大，所以宜选用粘度较高的油液。

(6) 选择合适的液压油品种 液压传动系统中使用油液品种很多，主要有机械油、变压器油、汽轮机油、通用液压油、低温液压油、抗燃液压油和抗磨液压油等。机械油最为广泛采用。如

果环境温度较低或温度变化较大，应选择粘温特性好的低温液压油；若环境温度较高且有防火要求，则应选择抗燃液压油；如果设备长期在重载下工作，为减少磨损，可选用抗磨液压油。选择合适的液压油品种可保证液压系统正常工作，少发生故障，还可提高设备寿命。

2-13 使用液压油时应注意些什么问题？

答：①应保持液压油清洁，防止金属屑和纤维等杂质进入油中。换油时，要彻底清洗油箱，注入新油时必须过滤。

②油箱内壁一般不要涂刷油漆，以免油中产生沉淀物质。

③为防止空气进入系统，回油管口应在油箱液面以下，并将管口切成斜面；液压泵和吸油管路应严格密封；液压泵和油管安装高度应尽量小些，以减少液压泵吸油阻力；必要时在系统的最高处设置放气阀。

④定期检查油液质量和油面高度。

⑤应保证油箱的温升不超过液压油允许的范围，通常不得超过 70°C ，否则应进行冷却调节。

2-14 液压油为什么会污染？如何防止？

答：(1) 油中混入空气 油液中混入空气后，油易变质，甚至不能使用。油中混入空气，主要由于管接头、液压泵、控制元件、蓄能器、液压缸等密封不好、油箱中有气泡，或者油液质量差等原因引起。

防止措施是：应及时地更换不良的密封件，降低液压泵安装高度，正确选择液压油等。

(2) 油中混入水分 油中混入一定量的水分后，会使油液变成乳白色，并变质以至不能继续使用，其原因是湿度较高的空气由空气过滤器进入油箱；冷却器漏水；以及从油箱上盖进入冷却液等。

防止措施：严格防止由油箱上盖进入冷却液；及时更换破旧的水冷却器等。

(3) 油中混入了固体杂质 油中混入了切屑、焊渣、砂土、锈片

以及金属粉末等都会影响系统的工作性能，降低元件的使用寿命。

防止措施：在灌油前，油箱内部要洗净；使用时，箱盖要覆盖严密；向油箱注油时，要用过滤器滤出杂质。

(4) 油中产生胶质状物质 液压系统工作时，由于密封圈、蓄能器皮囊、油箱涂漆等被油液侵蚀或油液变质，使油液中产生胶状物质，这种胶状物质常常使节流小孔堵塞。

防止措施：选择质量好的液压油以及不易被油侵蚀的接触物。

2-15 对被污染的油液如何进行再生处理？

答：被污染了的油液经过再生处理，可重新使用。一般采用如下再生办法：

①采用过滤机除去油中的机械杂质和少量水分。它的工艺过程是：将被污染的油液进行沉淀，沉淀后的油液送入过滤机的混合器中，用人工或机械的方法将其混合并加热至一定的温度，再加入适量的白粘土进行混合，混合均匀后进行过滤，除去白土和全部杂质。根据油液污染情况不同，可反复进行数次，即可得到清洁的油液。

②使用净油机（如国产GF—105型净油机），对油液中的乳浊液或悬浮液进行分离。

2-16 液压油使用时间长了，用什么方法确定是否应当更换？

答：液压油使用时间长了，会逐渐地老化变质，在不同的场合更换液压油，常用如下一些方法：

①对于要求不高、耗油量较少的液压系统，可采用经验更换法，即操作者或现场服务的技术人员根据其使用经验，或者通过外观比较，或者采用沉淀法和加热过滤法等简易测定法，对液压油的污染程度作出判断，从而决定液压油是否应当更换。

②对于工作条件和工作环境变化不大的中、小型液压系统，可采用定期更换法，即根据液压油本身规定的使用寿命进行更换。

③对于大型的或耗油量较大的液压系统，可采用试验更换法，即在液压油使用过程中，定期取样化验，鉴定污染程度，监视油液的质量变化；当被测定油液的物理、化学性能超出规定的使用

范围时，就不能继续使用了，而应更换。可以说，这种以试验数据确定换油时间，是一种可取的科学方法。

2-17 有无简单易行的方法鉴别液压油是否变质？液压油为什么会变质？

答：由于不同种类的油品具有不同的颜色；所含成分不同，其气味也不一样；用手仔细的抚摸，不同油品的手感各异；取其无色玻璃瓶装的油品，进行摇动时，会出现不同的油膜挂瓶状况和气泡的状态。据此，人们在长期使用中，总结出一套“看、嗅、摇、摸”识别液压油的简易方法。常用液压油的“看、嗅、摇、摸”的简易鉴别法如表 2-6 所示。

表 2-6 常用液压油的“看、嗅、摇、摸”的简易鉴别法

特别 油品	方法	看	嗅	摇	摸
N32-N68 号机械油		黄褐到棕黄，有不明显的蓝荧光		泡沫多而消失慢，挂瓶呈黄色	
普通液压油		浅到深黄，发蓝光	酸味	气泡消失快，稍挂瓶	
汽轮机油		浅到深黄		气泡多、大、消失快，无色	沾水擦不乳化
抗磨液压油		橙红透明		气泡多，消失较快，稍挂瓶	
低凝液压油		深红			
水乙二醇液压油		浅黄	无味		光滑，觉热
磷酸酯液压油		浅黄			
油包水型乳化液		乳白		浓稠	
水包油型乳化液			无味	清淡	
蓖麻油制动液		淡黄透明	强烈酒精味		光滑、觉凉
矿物油型制动液		淡红			
合成制动液		苹果绿	醒味		

引起液压油变质的原因很多，其中比较常见的原因有如下几方面。

①蒸发对液压油的性质很有影响。例如，含水液压油的水分蒸发，使水包油型水乙二醇的浓度增大，粘度上升，防火性能下降；水分蒸发也会使油包水型液压油的粘度下降。

一般讲，液压油的蒸发，除了与温度有关外，与蒸发面积、容器的气体空间和密封程度，以及大气压力有关，所以在使用液压油时，为了保证质量，应在这些方面加以注意。

②在空气作用下，液压油会发生氧化变质，使其颜色变深，酸度增大。值得注意的是，各种金属都是氧化的催化剂，尤其是铜更能加快油液的氧化速度。

③杂质和水分侵入液压油，也要引起油液的污染和变质。

④液压油中混入轻质油，会使粘度和闪点下降；若混入粗制油，可使酸值和残碳增大。混入含有不同添加剂的油品，可能使油液的性能提高，也可能使其性能下降。这些都表明，液压油中一旦混入异种油品，既会影响数量，也会影响质量。

2-18 计算实例

例1 已知 L-HL32 号机械油，其密度 $\rho=900\text{kg}/\text{m}^3$ ，求它的运动粘度、动力粘度和恩氏粘度各为多少？

解：

(1) L-HL32 号机械油的运动粘度 $\nu=30\times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$

(2) 动力粘度 η

$$\eta=\nu\rho$$

式中 $\nu=30\times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ ；

$$\rho=900\text{kg}/\text{m}^3。$$

于是 $\eta=30\times 10^{-6}\times 900\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2=0.027\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2=$
 $0.027\text{Pa}\cdot\text{s}$

(3) 恩氏粘度 $^{\circ}E_{50}$

①L-HL32 号机械油的恩氏粘度 $^{\circ}E_{50}$ 可直接从粘温图上查出： $^{\circ}E_{50}=2.95$

②用公式计算 $^{\circ}E_{50}$

L-HL32号机械油 50°C 时的运动粘度查表得 $\nu_{50}=20\times 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$ 。

$$\nu_t = \left(7.31^{\circ}E_t - \frac{6.31}{^{\circ}E_t} \right) \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$$

$$20 \times 10^{-6} = \left(7.31^{\circ}E_{50} - \frac{6.31}{^{\circ}E_{50}} \right) \times 10^{-6}$$

$$^{\circ}E_1 = 3.02, ^{\circ}E_2 = -0.29 \text{ (负值无意义)}$$

从计算得到的恩氏粘度 ($^{\circ}E_{50} = 3.02$) 与从粘温图上查得的 $^{\circ}E_{50} = 2.95$ 比较, 结果接近。

例2 将40%的L-HL68号机械油与60%的L-HL32号机械油混合, 求混合后的油液粘度?

解:

查粘温图得到:

L-HL68号机械油的恩氏粘度 $^{\circ}E_{50} = 5.0 = ^{\circ}E_1$

L-HL32号机械油的恩氏粘度 $^{\circ}E_{50} = 2.9 = ^{\circ}E_2$

取40%的L-HL68号机械油 $a = 40$

取60%的L-HL32号机械油 $b = 60$

查表2-4得系数 $c = 22.1$, 于是, 混合后油液的恩氏粘度 $^{\circ}E_{50}$ 为:

$$^{\circ}E_{50} = \frac{a^{\circ}E_1 + b^{\circ}E_2 - c(^{\circ}E_1 - ^{\circ}E_2)}{100} = \frac{40 \times 5 + 60 \times 2.9 - 22.1 \times (5 - 2.9)}{100} = 3.28$$

例3 油液经溢流阀流回油箱的流量为 $16\text{L}/\text{min}$, 溢流阀的调整压力为 2MPa , 油液的比热容为 $C = 1.67\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{k}$, 密度为 $900\text{kg}/\text{m}^3$, 求油的温升是多少?

解: 油液经溢流阀消耗的功率为

$$p = \frac{pq}{60} = \frac{20 \times 10^5 \times 16 \times 10^{-3}}{60} \text{W} = 533\text{W} = 0.533\text{kW}$$

已知 $1\text{kW} = 3598.8\text{kJ}/\text{h}$

于是，油液经溢流阀产生的热量为

$$3598.8 \times 0.533 = 1918 \text{ kJ/h} = 32 \text{ kJ/min}$$

则得，油液温度升高为

$$\Delta t = \frac{H}{C\rho q} = \frac{32}{1.67 \times 900 \times 16 \times 10^{-3}} \text{ } ^\circ\text{C} = 1.33 \text{ } ^\circ\text{C}$$

例 4 L-HL32 号机械油，50°C 时的恩氏粘度为 2.8°E，求温度为 35°C 时的运动粘度是多少？

$$\text{解： } \nu_{50} = 7.31 \text{ } ^\circ\text{E} - \frac{6.31}{^\circ\text{E}} =$$

$$7.31 \times 2.8 - \frac{6.31}{2.8} \text{ m}^2/\text{s} = 18.218 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

当运动粘度小于 $76 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ，温度在 $(30 \sim 150)^\circ\text{C}$ 条件下，可用近似公式计算温度为 35°C 时的运动粘度

$$\nu_{35} = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n$$

式中指数 n 随油的粘度而变化，其值可参考表 2-7 选取。

表 2-7 指数 n 和粘度的关系

$\nu_{50}/\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	2.5	6.5	9.5	12	21	30	38	45	52	60
n	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13	2.24	2.32	2.42	2.49

取 $n = 1.99$

于是

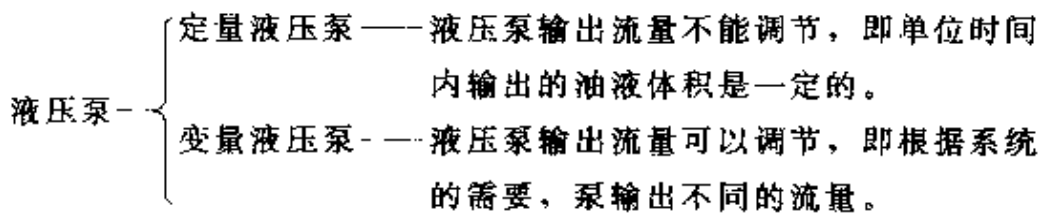
$$\begin{aligned} \nu_{35} &= 18.218 \times 10^{-6} \times \left(\frac{50}{35} \right)^{1.99} \text{ m}^2/\text{s} = \\ &36.5 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \end{aligned}$$

三、液 压 泵

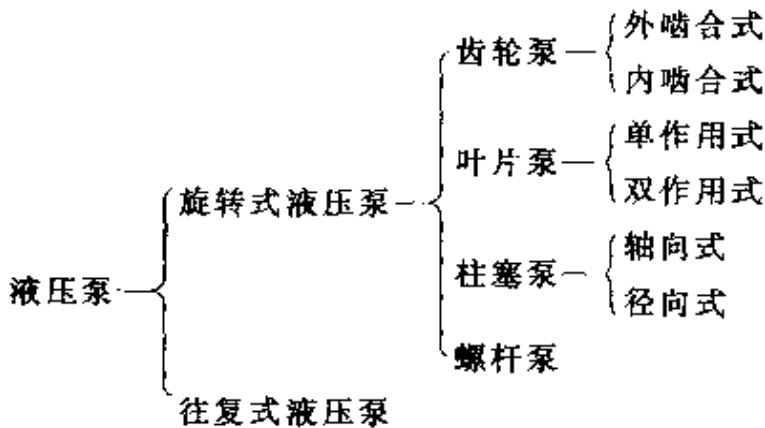
3-1 液压传动中常用的液压泵分为哪些类型？

答：按着不同的分类标准，在液压传动中常用的液压泵类型如下：

(1) 按液压泵输出的流量能否调节分类



(2) 按液压泵的结构型式不同分类



(3) 按液压泵的压力分类（见表 3-1）

表 3-1

液压泵类型	低压泵	中压泵	中高压泵	高压泵	超高压泵
压力范围 p/MPa	0~2.5	2.5~8	8~16	16~32	32 以上

3-2 举例说明液压泵的工作原理。如果油箱完全封闭，不与大气相通，液压泵是否还能工作？

答：图 3-1 是单柱塞泵的工作原理图。由柱塞 6 和缸体 5 组成密封的容积，在曲柄连杆机构的作用下，柱塞 6 做直线往复运动。当

曲柄由 0° 向 180° 的位置转动时，柱塞向右移，缸体的密封工作容积增大，压力降低，形成局部真空；由于油箱与大气相通，增大了密封工作容积的缸体 5，其压力低于大气压力，则油箱中的油液在大气压力作用下，顶开单向阀 4，油液被吸入到缸体中，即液压泵吸油。当曲柄由 180° 向 0° 位置转动时，柱塞 6 向左移动，缸体的密封工作容积逐渐减小，缸内的油液被压缩，其压力逐渐升高，因而关闭了单向阀 4，并将单向阀 3 顶开，则缸内的油液通过单向阀 3 被排到缸体 2 里，即排到系统中，完成了液压泵的排油过程。曲柄连续转动，液压泵不断地交替吸油和排油，因此液压泵也就不断的向系统供油，这就是液压泵的工作原理。

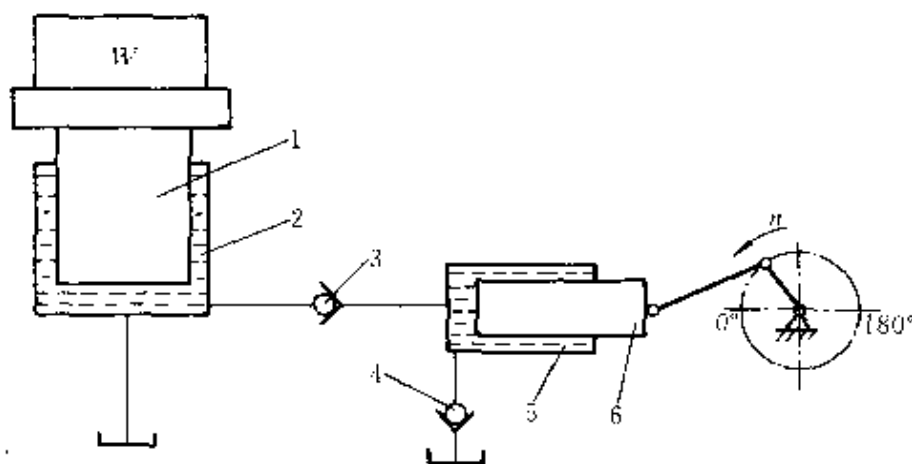


图 3-1 柱塞泵的工作原理图

1、6—柱塞 2、5—缸体 3、4—单向阀

依靠密封工作容积的变化，将机械能转换为压力能的泵，称为容积式液压泵。

由上述容积式液压泵工作原理知道，当液压泵在曲柄连杆机构作用下，使工作容积增大，形成局部真空，缸内压力低于大气压，具备了吸油条件。又由于油箱与大气相通，在大气压力作用下，将油箱里的油液强行压入缸体内，即压入到泵内，才能完成液压泵的吸油过程。如果把油箱完全封闭，不与大气相通，于是液压泵就失去了利用大气压力将油箱里的油液强行压入泵内的条件，从而无法完成吸油过程，液压泵便不能工作了。

3-3 什么是液压泵的工作压力、最高压力和额定压力？三者有何关系？

答：液压泵的工作压力是指液压泵在实际工作时输出油液的压力，即油液克服阻力而建立起来的压力。液压泵的工作压力与外负载有关，若外负载增加，液压泵的工作压力也随之升高。

液压泵的最高工作压力是指液压泵的工作压力随外负载的增加而增加，当工作压力增加到液压泵本身零件的强度允许值和允许的最大泄漏量时，液压泵的工作压力就不能再增加了，这时液压泵的工作压力为最高工作压力，也就是按试验标准规定，允许短暂运行的最高压力。

液压泵的额定压力是指液压泵在正常工作条件下，按试验标准规定连续运转正常工作的最高工作压力，即在液压泵铭牌或产品样本上标出的压力。液压泵的额定压力，在 GB2346—80 标准中已有规定。

考虑液压泵在工作中应有一定的压力储备，并有一定的使用寿命和容积效率，通常它的工作压力应低于额定压力。在液压系统中，定量泵的工作压力由溢流阀调定，并加以稳定；变量泵的工作压力可通过泵本身的调节装置来调整。应当指出，液压泵的输出压力就是泵的工作压力，它和泵的额定压力是两个概念。

3-4 为什么说液压泵的工作压力取决于负载？

答：如图 3-1 所示，由柱塞泵输出的液压油进入系统，源源不断地输入到缸体 2 中，顶起重物 W 时，要克服两种阻力。其一，由于大柱塞 1 受到外载 W 的作用，而油液又是近似不可压缩体，因此当液压油不断进入液压缸 2 中时，必然要受到外载的阻碍，即油液被挤压；其二，液压油进入系统，沿程受到管道的阻力以及还要克服相对运动件的摩擦阻力。由于上述这两种阻力，使进入系统的液压油压力逐渐升高，直至升高到能克服这两种阻力，于是柱塞 1 在液压油的推动下向上运动，将重物 W 顶起。假如液压系统没有上述阻力的作用，相当于液压泵输出的油液直接流回油箱一样，系统压力就建立不起来。在上述两种阻力中，由外负载造

成的阻力，远远大于沿程管道阻力和摩擦力，所以通常说“液压泵的工作压力由外负载决定”，外负载越大，液压泵的工作压力就越高。

3-5 什么是液压泵的排量、流量、理论流量、实际流量和额定流量？它们之间有什么关系？

答：液压泵的排量是指泵轴转一转所排出油液的体积，用 V 表示，单位为 mL/r 。液压泵的排量取决于液压泵密封腔的几何尺寸，不同的泵，因结构参数不同，所以排量也不一样。

液压泵的流量是指液压泵在单位时间内输出油液的体积，常用 q 表示，单位为 L/min 。

理论流量是指不考虑液压泵泄漏损失情况下，液压泵在单位时间内输出油液的体积，常用 q_t 表示，单位为 L/min 。

排量和理论流量之间的关系是：

$$q_t = nV$$

式中 n ——液压泵的转速；

V ——液压泵的排量。

实际流量是指考虑液压泵泄漏损失时，液压泵在单位时间内实际输出的油液体积。由于液压泵在工作中存在泄漏损失，所以液压泵的实际流量小于理论流量。即

$$q = q_t - \Delta q$$

式中 Δq ——泄漏量。

额定流量是指泵在额定转速和额定压力下工作时，实际输出的流量。泵的产品样本或铭牌上标出的流量为泵的额定流量。

3-6 液压泵的转速通常选为多少合适？

答：当液压泵的结构参数一定时，排量 V 是一定的，由于 $q_t = Vn$ ，所以 q 与 n 有直接关系。若泵的转速 n 选得越低，则输出的流量 q 也就越小，为了保证系统的供油量，转速 n 不能选得过低；若转速 n 选得越高，则输出的流量 q 也就越多。当转速 n 选得过高时，会使泵吸油过程中出现吸空现象，造成吸油不足，反而降低了流量；同时还会造成噪声、振动和加剧泵的磨损等，可见液压泵的

吸油能力是有限的，从而限制了油液的吸入量，即泵的转速 n 不能选得过高。

液压泵的转速 n 究竟选择多少合适呢？通常情况下，应当按产品样本上给定的转速工作为宜。

3-7 安装齿轮泵时应该注意哪些问题？

答：齿轮泵具有结构简单、工作可靠和价格便宜等优点，所以应用很普遍。但由于它的泄漏量较大，效率较低（在额定工作压力下的总效率平均为 60%~80%），因此只适用于精度要求不高的一般机床和压力不高、负载不太大的简单液压系统中。在安装齿轮泵时应注意：

①一般情况下，若吸油口和排油口的口径一样时，吸排油口可以通用；若吸油口和排油口的口径不同时，则口径大者为吸油口，口径小者为排油口，二者不能通用，将排油口与系统相联结，吸油口与油箱联结。

②齿轮泵的转向视结构而定。国产 CB 系列齿轮泵的吸油口和排油口是不能互换的，因此泵的旋转方向有明确的规定，如图 3-2

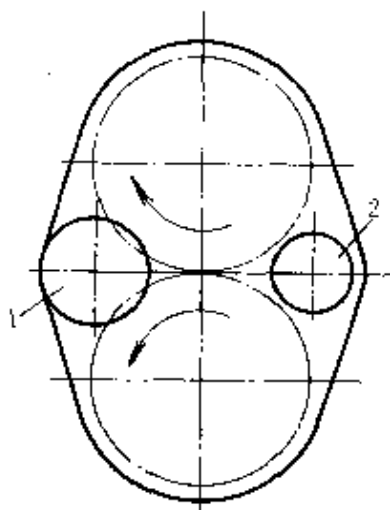


图 3-2 齿轮泵的吸、排油口
1—吸油口 2—排油口

所示，吸油口（大口）吸油，排油口（小口）压油，安装时不能搞错。

③齿轮泵的吸油高度过高时，不容易吸油或根本吸不上来油。比较合适的吸油高度一般不大于 0.5m。

④如果泵的吸油口和排油口的口径大小相同时，吸油口和排油口允许互换，齿轮可反转。

⑤泵的传动轴与电动机驱动轴的同轴度偏差应小于 0.1mm。一般采用挠性联轴节连接，不允许用 V 带直接带动泵轴转动。

⑥齿轮泵的吸油管不得漏气并应设置过滤器。

3-8 使用齿轮泵时应注意哪些问题?

答: 使用齿轮泵时应注意如下事项:

①泵传动轴与原动机输出轴之间的安装采用弹性联轴节, 其同轴度偏差应小于 0.1mm ; 若采用轴套式联轴节的同轴度偏差应小于 0.05mm 。

②传动装置应保证泵的主动轴受力在允许的范围内。

③泵的吸油高度不得大于 0.5m 。

④在泵的吸油口常用网式过滤器, 其过滤器精度应 $<40\mu\text{m}$ 。设置在系统回油路上的过滤器, 其精度最好 $\leq 20\mu\text{m}$ 。

⑤工作油液应严格按照规定选用, 通常用运动粘度为 $(25\sim 33)\text{mm}^2/\text{s}$, 工作温度范围为 $(-20\sim 80)^\circ\text{C}$ 。

⑥泵的旋转方向不能搞错, 即泵的进、出油口位置不能错。

⑦拆卸和装配泵时, 必须严格地按出厂使用说明书进行。

⑧要拧紧泵进、出油口管接头的螺钉, 密封装置要可靠, 以免引起吸空和漏油, 影响泵的工作性能。

⑨应避免泵带负载启动和有负载情况下停车。

⑩启动前, 必须检查系统中的溢流阀(安全阀)是否在调定的许可压力上。

⑪对于新泵或检修后的液压泵在工作前应进行空负载运行和短时间的超负载运行。然后检查泵的工作状况, 不允许有渗漏、冲击声、过度发热和噪声等。

⑫泵如长时间不用, 应将泵与原动机分离。再使用时, 不得使用最大负载, 应有不少于 10min 的空负载运转。

3-9 什么是液压泵的流量脉动? 对工作部件有何影响? 哪种液压泵流量脉动最小?

答: 液压泵在排油过程中, 瞬时流量是不均匀的, 随时间而变化。但是, 在液压泵连续转动时, 每转中各瞬时的流量却按同一规律重复变化, 这种现象称为液压泵的流量脉动。

液压泵的流量脉动会引起压力脉动, 从而使管道、阀等元件

产生振动和噪声。而且，由于流量脉动致使泵的输出流量不稳定，影响工作部件的运动平稳性，尤其是对精密机床的液压传动系统更为不利。

通常，螺杆泵的流量脉动最小，叶片泵次之，齿轮泵和柱塞泵的流量脉动较大。

3-10 简述液压泵的容积效率、机械效率和总效率。

答：液压泵工作时存在两种损失，一是容积损失，二是机械损失。

1. 造成容积损失的主要原因

①容积式液压泵的吸油腔和排油腔在泵内虽然被隔开，但相对运动件间总是存在着一定的间隙，因此泵内高压区内的油液通过间隙必然要泄漏到低压区。液压油的粘度愈低、压力愈高时，泄漏就愈大。

②液压泵在吸油过程中，由于吸油阻力太大、油液太粘或泵轴转速太高等原因都会造成泵的吸空现象，使密封的工作容积不能充满油液，也就是说液压泵的工作腔没有被充分利用。

由于上述原因，使液压泵有容积损失。但是，只要泵的设计正确，使用合理，其中的第二种原因是可以克服的，即可以减少泵的容积损失。然而液压泵工作时因泄漏所造成的容积损失是不可避免的，也就是泵的容积损失可以近似地看作全部由泄漏造成，使液压泵的实际流量总小于理论流量。实际流量与理论流量的比值称为容积效率，它表示液压泵容积损失大小的程度。液压泵的容积效率 η_v 为：

$$\eta_v = \frac{q}{q_t} = \frac{q_t - \Delta q}{q_t} = 1 - \frac{\Delta q}{q_t}$$

式中 q ——泵的实际流量 (L/min)；

q_t ——泵的理论流量 (L/min)；

Δq ——泵的泄漏量 (L/min)。

2. 造成机械损失的主要原因

①液压泵工作时，各相对运动件，如轴承与轴之间、轴与密封件之间、叶片与泵体内壁之间有机机械摩擦，从而产生摩擦阻力

损失。这种损失与液压泵的输出压力有关，输出压力愈高，则摩擦阻力损失愈大。

②油液在泵内流动时，由于液体的粘性而产生粘滞阻力，也会造成机械损失。这种损失与油液的粘度、泵的转速有关，油液越粘、泵的转速越高，则机械损失越大。

由于上述原因，使泵的实际输入功率大于理论上需要的功率。液压泵的理论输入功率与实际输入功率的比值称为机械效率。它表明功率损失的程度。液压泵的机械效率为：

$$\eta_m = \frac{P_t}{P_i} = \frac{P_t - \Delta P}{P_i} = 1 - \frac{\Delta P}{P_i}$$

式中 P_t ——理论输入功率 (kW)；

P_i ——实际输入功率 (kW)；

ΔP ——功率损失 (kW)。

液压泵的输出功率与输入功率的比值称为液压泵的总效率。总效率为：

$$\eta = \frac{P}{P_i}$$

液压泵的实际输出功率：

$$P = \frac{pq}{6 \times 10^7} = \frac{pq_t}{6 \times 10^7} \eta_v$$

液压泵的实际输入功率为：

$$P_i = \frac{P}{\eta} = \frac{pq_t \eta_v}{6 \times 10^7 \eta} = \frac{pq_t \eta_v}{6 \times 10^7 \eta_v \eta_m} = \frac{pq_t}{6 \times 10^7 \eta_m}$$

液压泵的总效率为：

$$\eta = \eta_v \eta_m$$

式中 P 、 P_i ——分别为液压泵的输出功率和输入功率 (kW)；

p ——液压泵向系统输出的压力 (Pa)；

q ——液压泵向系统输出的实际流量 (L/min)；

q_t ——液压泵向系统输出的理论流量 (L/min)。

几种液压泵在额定工作压力下的容积效率和总效率，如表 3-2 所示。

表 3-2 泵的容积效率和总效率

效 率	齿轮泵	叶片泵	柱塞泵
容积效率 η_v	0.7~0.9	0.8~0.95	0.85~0.98
总效率 η	0.6~0.8	0.7~0.85	0.75~0.9

3-11 如何理解“液压泵的压力升高会使流量减少”的说法？

答：液压泵的输出流量与泵的结构参数、转速和容积效率有关。当液压泵选定后，其结构参数也就确定了；再选定泵的转速，则液压泵的输出流量只随容积效率 η_v 的变化而变化。我们知道，构成液压泵工作容积的各相邻零件之间存在着间隙，不可避免地要产生泄漏，使容积效率 η_v 降低。又因为液压泵的输出压力决定于外负载，外负载越大，则输出压力越高，使液压泵的泄漏越大，降低容积效率，从而减少了液压泵的流量。可见“液压泵的压力升高会使流量减少”的说法是正确的。它是指当液压泵的压力升高后，由于加剧泄漏，从而降低容积效率，所以使泵的流量减少。液压泵的流量与压力的关系如图 3-3 所示，即液压泵随着输出压力的提高，其泄漏量 Δq 增加，实际流量 q 减少。

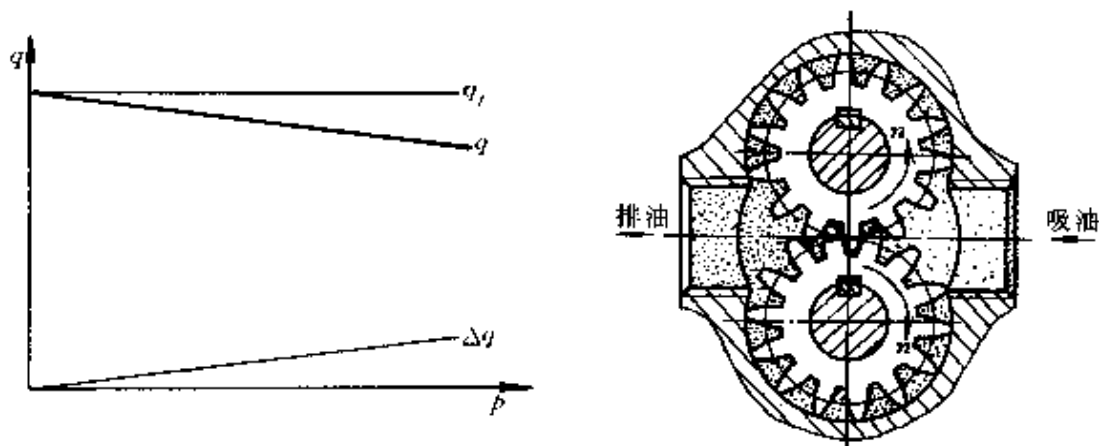


图 3-3 液压泵流量与压力的关系 图 3-4 齿轮泵的工作原理图

3-12 齿轮泵的工作原理如何？怎样计算它的流量？

答：图 3-4 为齿轮泵的工作原理图。一对啮合着的、齿数相同的齿轮安装于壳体内部，齿轮的两端面由端盖密封，这样两个齿轮就在壳体内腔分成了左、右两个密封的油腔，并且每个齿间都形成

一个密封的工作容积。当齿轮按图示方向旋转时，轮齿从右侧退出啮合，露出齿间，使该腔容积增大，形成局部真空，油箱中的油液在大气压力的作用下，经液压泵的吸油管进入右腔（吸油腔），完成吸油过程。随着齿轮的转动，每个轮齿的齿间把油液从右腔带入左腔。轮齿在左腔进入啮合，齿间被对方的轮齿占据了位置，于是容积减小，齿间里的油液逐渐被挤出，使左腔的油压升高，油液从排油口输出，完成压油过程，而左腔即是泵的排油腔。两齿轮不断地转动，泵的吸油口和排油口，便连续不断地吸油与排油，使泵不停的向系统供油。

从能量转换的角度来看，齿轮泵是完成系统的第一次能量转换的装置，即把电动机输出的机械能转换成油液的液压能。

齿轮泵输出流量 q 的计算公式是

$$q = 2\pi K Z m^2 b n \eta_v \times 10^{-3}$$

式中 q ——液压泵输出流量 (L/min)；

Z ——齿数；

m ——模数 (cm)；

b ——齿宽 (cm)；

n ——齿轮转速 (r/min)；

η_v ——齿轮泵的容积效率，一般为 0.7~0.9；

K ——修正系数。低压齿轮泵推荐 $2\pi K = 6.66$ ，高压齿轮泵推荐 $2\pi K = 7$ 。

当泵的结构参数 Z 、 m 和 b 确定后，转速 n 一定时，泵的输出流量也一定，故齿轮泵属于定量泵。

3-13 选用齿轮泵时应遵循哪些原则？

答：选用齿轮泵通常需遵守如下原则：

①根据不同压力级来选用合适的齿轮泵。目前，齿轮泵分为低压 (≤ 2.5 MPa)，中压 (8~16) MPa 和高压 (20~31.5) MPa 三档。

②由于齿轮泵是定量泵，所选用齿轮泵的流量要尽可能地与所要求的流量相符合，以免不必要的功率损失。

③可采用多联泵来解决多个液压源问题，或采用串级泵来达到所需要的压力，以便实现节省功率和合理使用。

④泵的转向应根据原动机的转向来确定，并且泵的转速要与原动机的转速范围相匹配。

⑤系统选用过滤器的精度应与泵的压力相匹配。即低压齿轮泵的污染敏感度较低，所以允许系统选用过滤精度较低的过滤器；高压齿轮泵的污染敏感度较高，故系统所选用的过滤器的精度也应比较高。

⑥考虑对泵的噪声和流量脉动的要求。外啮合齿轮泵的噪声大，内啮合齿轮泵的流量脉动较小。

⑦考虑泵的可靠性、经济性、使用与维护的方便性。

⑧建议优先选用经国家有关部门及行业中经过鉴定的产品。

3-14 CB型齿轮泵为什么只能用在低压系统中？

答：齿轮泵在工作过程中，由于排油腔和吸油腔的压力不同，油液必然会通过间隙泄漏。CB型齿轮泵存在泄漏的地方很多：其一，为了减小齿轮端面与端盖间的机械摩擦，齿轮端面与端盖间要存在轴向间隙，而且间隙量不能太小，因此齿轮泵的轴向泄漏是不可避免的。我们知道，泄漏量是随着间隙量的增大而增加的，而齿轮泵在齿轮端面和端盖间的泄漏面积较大，所以此处泄漏量约占总泄漏量的70%。其二，齿轮泵在工作中，两齿轮要转动，齿顶圆与泵体内腔间也存在着配合间隙，故造成了油液的径向泄漏。其三，两齿轮相啮合的齿面啮合处也有泄漏，这种通过啮合点的泄漏一般只占总泄漏的4%~5%。可见，CB型齿轮泵的泄漏是严重的，不容易建立起高压。

另外，CB型齿轮泵存在着径向力不平衡问题，排油腔的压力愈高，齿轮和轴受到的压力愈大，齿轮轴产生弯曲变形，使轴承寿命受到影响，为了克服这种弊病，除采取一定措施消除径向力不平衡的现象，适当地降低排油口的压力，对于轴、轴承都大有好处，并能使泵运转灵活。

鉴于上述原因，CB型齿轮泵只适用于低压系统。

3-15 齿轮泵的径向力不平衡是怎样产生的?会带来什么后果?消除径向力不平衡的措施有哪些?

答: 齿轮泵产生径向力不平衡的原因有三方面: 一是液体压力产生的径向力。这是由于齿轮泵工作时, 排油腔的油压高于吸油腔的油压, 并且齿顶圆与泵体内表面之间存在径向间隙, 油液会通过间隙泄漏, 因此从排油腔起沿齿轮外缘至吸油腔的每一个齿间内的油压是不同的, 压力依次递减, 其分布情况如图 3-5 所示。二是齿轮传递力矩时产生的径向力。这一点可以从被动轴承早期磨损得到证明, 径向力的方向通过齿轮的啮合线, 使主动齿轮所受合力减小, 使被动齿轮所受合力增大。三是困油现象产生的径向力, 致使齿轮泵径向力不平衡现象加剧。

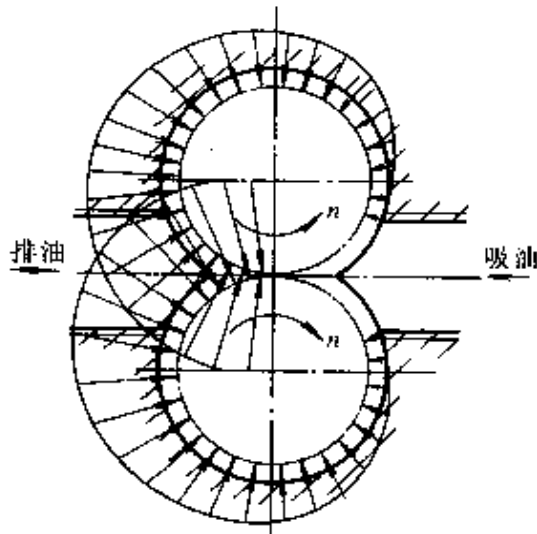


图 3-5 液体压力产生径向力的分布图

齿轮泵由于径向力不平衡, 把齿轮压向一侧, 使齿轮轴受到弯曲作用, 影响轴承寿命, 同时还会使吸油腔的齿轮径向间隙变小, 从而使齿轮与泵体内腔产生摩擦或卡死, 影响泵的工作。

消除径向力不平衡的措施是:

① 缩小排油口的直径, 使高压仅作用在一个齿到两个齿的范围, 这样压力油作用于齿轮上的面积缩小了, 因此径向力也相应减小。

② 有些齿轮泵, 采用开压力平衡槽的办法来解决径向力不平衡的问题。如在有关零件 (通常在轴承座圈) 上开出四个接通齿间压力平衡槽, 并使其中两个与排油腔相通, 另两个与吸油腔相通。这种办法可使作用到齿轮上的径向力大体上获得平衡, 但会

使泵的高、低压区更加接近，增加泄漏和降低容积效率。

3-16 齿轮泵为什么会产生困油现象？其危害是什么？应当怎样消除？

答：为了使齿轮泵能连续平稳地供油，必须使齿轮啮合的重叠系数 $\epsilon > 1$ ，以保证工作的任一瞬间至少有一对轮齿在啮合。由于 $\epsilon > 1$ ，会出现两对轮齿同时啮合的情况，即原先一对啮合的轮齿尚未脱开，后面的一对轮齿已进入啮合。这样就在两对啮合的轮齿之间产生一个闭死容积，称为困油区，使留在这两对轮齿之间的油液困在这个封闭的容积内。随着齿轮的转动，困油区的容积大小发生变化，如图 3-6 所示。当容积缩小时（由图 3-6a 过渡到图 3-6b），由于无法排油，困油区内的油液受到挤压，压力急剧升高；随着齿轮的继续转动（由图 3-6b 过渡到图 3-6c），闭死容积又逐渐变大（前面一对啮合轮齿处于即将脱开的位置时，闭死容积为最大），由于无法补油，困油区形成局部真空。油液处在困油区中，需要排油时无处可排，而需要被充油时，又无法补充，这种现象就叫做困油。

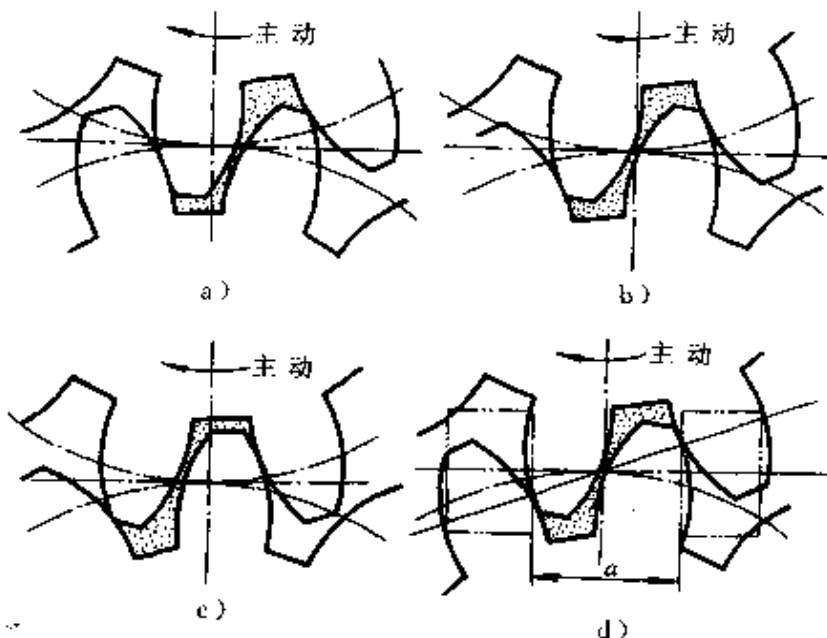


图 3-6 齿轮泵的困油现象

- a) 一部分油液被困在密封容积中 b) 密封容积减小
c) 密封容积变大 d) 前、后盖上都铣有“消除困油槽”

齿轮泵的困油现象，对泵的工作有很大危害。由于油液压缩性很小，而且困油区又是一个密封容积，所以被困油液受到挤压后，就从零件配合表面的缝隙中强行挤出，使齿轮和轴承受到的附加载荷，降低了轴承的寿命，同时产生功率损失，还会使油温升高，影响系统的正常工作温度。当困油区容积变大时，困油区形成局部真空，油液中的气体被析出，以及油液气化产生气泡，进入液压系统，引起振动和噪声。当后面一对轮齿进入啮合时，前面的一对轮齿已失去了排油能力，使泵的流量减少，造成瞬时流量的波动性增加。

一般来说，困油现象是齿轮泵为了保证吸油腔和排油腔密封性必然引起的后果，因此要从根本上消除是不可能的，只能将其限制在允许的范围内，利用卸荷槽的结构措施来减弱它的有害影响。例如CB型泵的前、后盖上都铣有两个卸荷槽（见图3-6d），其中一个与泵的排油腔相通，另一个与泵的吸油腔相通。当困油容积变小时，使困油容积与通向排油腔的卸荷槽相通，将困油区中的油液排出；当困油容积变大时，则通过另一卸荷槽，使困油容积与吸油腔相通，实现补油。卸荷槽的位置要适当，使困油区中的油液既能够排油，又能够补油。但是，两卸荷槽之间的距离不能太小，以防吸油腔与排油腔通过困油容积串通，影响泵的容积效率。

3-17 怎样分析液压泵的故障？

答：在工作中，液压泵出现的故障和造成故障的原因是多种多样的。总的看来，造成故障的原因有两方面：

（1）由液压泵本身原因引起故障 从泵的工作原理可知，它的功能就是连续地使密闭的可变容积不断吸油和排油，将机械能转换成液体的压力能。这样，在制造泵时，就得要求加工的精度、表面粗糙度、配合间隙、形位公差和接触刚度等符合技术要求。特别是泵经过一段时间的使用，有些质量问题将暴露出来，突出的表现是技术要求遭到破坏。

但是，对一台新的液压泵或使用时间不长的液压泵，最好先

不怀疑这个原因，因为随着对质量的要求越来越高，制造厂是尽量精益求精的。同时，即便有这方面问题，对于一般的用户来说，也是不易排除的。因此在进行液压泵故障分析时，一定要把这个原因放到最后来考虑。尤其是，在尚未明确故障原因时，若轻易拆泵（泵本来没有问题，经拆开后，由于种种原因，如对结构不了解而装错，环境或棉纱等杂质带入），反而会带来隐患。

(2) 由外界因素引起故障 引起泵出故障的外界因素，包括操作者对液压传动缺少应有的知识，这一点是应当引起重视的。当所有的外界因素都排除后，仍然解决不了问题时，可以怀疑由泵的本身原因引起故障，但不宜轻易拆泵，有试验台的用户可以做试验检查，或换另一台新泵试车，这样做可以帮助确定故障来自哪方面原因。归纳起来，引起泵故障的外界因素有：

1) 油液 油液粘度过高，会增加吸油阻力，易出现空穴现象，使压力和流量不足；油液粘度过低，会增加泄漏，降低容积效率，并容易吸入空气，造成冲击或爬行。

2) 环境不清洁 不注意文明生产，使得铁屑、杂质和灰尘等混入油液，轻者影响系统正常工作，重者影响泵的寿命。

3) 泵的安装 泵轴与驱动电动机轴的联接应有很好的同轴度，若同轴度超差，可能引起不规则的噪声和运动不平稳，严重时还会损坏零件；有转向要求的液压泵，如果转向不对，不仅泵不能向外输油，而且会很快地损坏零部件；泵的转速如果选择不当，对泵的工作性能也有影响；吸油管 and 排油管接头处，如果密封不好，会使空气侵入。

4) 油箱 油箱容量小，散热条件差，会使油温过高，往往带来许多问题；油箱容量太大，油面过低，可能使液压泵吸不上油来；液压泵的吸油口高度不当、吸油管管径过细和过滤器通油截面过小等都将影响吸油阻力。杂质在油箱内得不到良好沉淀，外界的铁屑、灰尘和杂质等得不到良好密封，均会引起泵的故障。

3-18 齿轮泵的常见故障有哪些？如何排除？

答：齿轮泵的常见故障、原因和解决办法见表 3-3。

表 3-3 齿轮泵的常见故障、原因和解决办法

故障	原 因	解 决 办 法
噪 声 大 或 压 力 波 动 严 重	过滤器被污物阻塞或吸油管贴近过滤器底面	清除过滤器铜网上的污物;吸油管不得贴近过滤器底面,否则会造成吸油不畅
	油管露出油面或伸入油箱较浅,或吸油位置太高	吸油管应伸入油箱内 2/3 深,吸油位置不得超过 500mm
	油箱中的油液不足	按油标规定线加注油液
	CB 型齿轮泵由于泵体与泵盖是硬性接触(不用纸垫),若泵体与泵盖的平直度不好,泵旋转时会吸入空气;泵的密封不好,接触面或管道接头处有油漏,也容易使空气混入	若泵体与泵盖平直度不好,可在平板上用金刚砂研磨,使其平直度不超过 $5\mu\text{m}$ (同时注意垂直度要求),并且紧固各连接件,严防泄漏
	泵和电动机的联轴器碰撞	联轴器中的橡皮圈损坏需要更新,装配时应保证同轴度要求
	轮齿的齿形精度不好	调换齿轮或修整齿形
	CB 型齿轮泵骨架式油封损坏或装配时骨架油封内弹簧脱落	检查骨架油封,若损坏则应更换,避免空气吸入
输 油 量 不 足 或 压 力 提 不 高	轴向间隙与径向间隙过大	修复或更新泵的机件
	连接处有泄漏,因而引起空气混入	紧固连接处的螺钉,严防泄漏
	油液粘度太高或油温过高	选用合适粘度的液压油,并注意气温变化对油温的影响
	电动机旋转方向不对,造成泵不吸油,并在泵吸油口有大量气泡	改变电动机的旋转方向
	过滤器或管道堵塞	清除污物,定期更换油液
	压力阀中的阀芯在阀体中移动不灵活	检查压力阀,使阀芯在阀体中移动灵活

(续)

故障	原因	解决办法
泵旋转不通畅或咬死	轴向间隙或径向间隙过小	修复或更换泵的机件
	装配不良	根据“修复后的齿轮泵装配注意事项”进行装配
	压力阀失灵	检查压力阀中弹簧是否失灵、阀上小孔是否堵塞、阀芯在阀体孔中移动是否灵活等，视具体情况采取措施
	泵和电动机的联轴器同轴度不好	使两者的同轴度在规定的范围内
	油液中杂质被吸入泵体内	严防周围灰尘、铁屑及冷却水等污物进入油箱，保持油液清洁
封有时被冲击 CB型泵的压盖或骨架油封	压盖堵塞了前后盖板的回油通道，造成回油不通畅，而产生很高压力	将压盖取出重新压进，并注意不要堵塞回油通道
	骨架油封与泵的前盖配合松动	检查骨架油封外圈与泵的前盖配合间隙，骨架油封应压入泵的前盖，若间隙过大，应更换新的骨架油封
	装配时，将泵体装反，使出油口接通卸荷槽，形成压力，冲击骨架油封	纠正泵体的装配方向
	泄漏通道被污物阻塞	清除泄漏通道上的污物
泵严重发热（泵温应低于65℃）	油液粘度过高	更换适当的油液
	油箱小、散热不好	加大油箱容积或增设冷却器
	泵的径向间隙或轴向间隙过小	调整间隙或调整齿轮
	卸荷方法不当或泵带压溢流时间过长	改进卸荷方法或减少泵带压溢流时间
	油在油管中流速过高，压力损失过大	加粗油管，调整系统布局

(续)

故障	原因	解决办法
外泄漏	泵盖上的回油孔堵塞	清洗回油孔
	泵盖与密封圈配合过松	调整配合间隙
	密封圈失效或装配不当	更换密封圈或重新装配
	零件密封面划痕严重	修磨或更换零件

3-19 修理齿轮泵时,其零件修换原则是什么?若齿面有磨损应如何修复?如何修复齿轮泵中的轴承座圈?

答:修理齿轮泵时,其零件的修换原则是:

①齿轮泵的内腔和齿轮工作面的表面粗糙度值小于原设计要求一级时,仍可继续使用;若大于原设计二级时,则应进行修复或更换新件。

②齿轮泵体与齿轮外径之间的间隙超过原规定的100%时,应更换新件;其轴向间隙超过30%时,应加以修理。

倘若齿轮端面磨损较轻时,可用研磨的方法将起线的毛刺痕迹研去并抛光;倘若磨损严重时,应用平面磨床对齿轮端面进行修磨。应当指出,修磨其中某一齿轮的端面时,另一齿轮也必须同时在磨床上修磨,以保证二齿轮的厚度差在0.005mm范围内,并保证其端面与孔的垂直度在0.005mm范围内,然后用油石将锐边倒钝。

对于齿轮泵中的轴承座圈,若是端面磨损或拉毛起线,则需将四只轴承座圈用平面磨床修复;修复时,以不与齿轮接触的端面为基准,在平面磨床上一次磨出,其精度要求和齿轮相同。若轴承座圈内孔磨损时,其磨损程度轻微时,可不去管它;如果磨损严重,则需更换轴承座圈。

3-20 简述单作用式叶片泵的工作原理。为什么称单作用式叶片泵为非卸荷式叶片泵?为什么能作变量泵使用?

答:单作用式叶片泵的工作原理如下:

单作用式叶片泵主要由配油盘 1、传动轴 2、转子 3、定子 4、叶片 5 和壳体等零件组成，如图 3-7 所示。

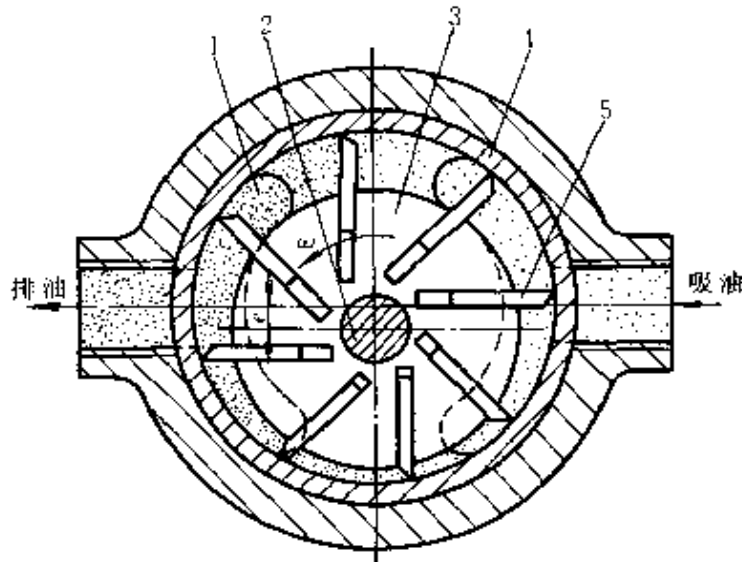


图 3-7 单作用式叶片泵的工作原理

1—配油盘 2—传动轴 3—转子
4—定子 5—叶片 e —偏心距

定子 4 内表面为圆柱形，转子 3 上有均匀分布的径向窄槽，叶片 5 安装在槽内，可在槽内滑动，转子和定子偏心安装，其偏心距为 e 。在定子和转子的两端面装有配油盘，配油盘上开有吸油窗口和排油窗口，分别与泵壳上的吸油口和排油口相通。转子 3 旋转时，叶片 5 在排油区依靠离心力和叶片槽底压力油的作用，紧贴在定子内壁上，而在吸油区，则只在离心力的作用下使叶片 5 顶部紧贴在定子内壁上。这样，两相邻的叶片与定子内表面和转子外表面及两端配油盘间构成若干密封的工作容积。当转子（按图示方向）逆时针旋转时，在图示的右部，叶片逐渐伸出，叶片间的工作容积也逐渐增大，形成局部真空，油箱中的油液在大气压力作用下，由吸油口经配油盘上的吸油窗口进入密封工作容积，完成了泵的吸油过程。在图的左部，叶片被定子表面逐渐压回槽中，工作容积逐渐减小，将油液经配油盘上的排油窗口排出，完成了泵的排油过程。这种泵的转子每转一周，每个工作容积完成一次吸、排油过程，因此称为单作用式叶片泵。

由于单作用式叶片泵的吸油腔和排油腔各占一侧，转子受到排油腔油液的作用力大于吸油腔油液的作用力，致使转子所受的径向力不平衡，从而转子轴受力也不平衡，使得轴承受到较大载荷作用，将这种结构类型的液压泵称作非卸荷式叶片泵。因为单作用式叶片泵存在径向力不平衡问题，排油腔压力不能过高，所以一般不宜用在高压系统中。

单作用式叶片泵所以能作为变量泵使用，是由于它的结构原因，转子与定子偏心安装，通过改变偏心距 e 就可改变泵的流量。流量计算公式为（见图 3-8）：

$$q = 4\pi R e b n \eta_v \times 10^{-3}$$

式中 q ——输出流量 (L/min)；
 R ——定子半径 (cm)；
 e ——偏心距 (cm)；
 b ——转子宽度 (cm)；
 n ——转子的转速 (r/min)；
 η_v ——叶片泵的容积效率。

若增大偏心距 e ，则流量 q 增加；若减小偏心距 e ，则流量 q 也随着减少；若偏心距 $e=0$ ，即定子中心与转子中心重合，则流量 q 为零。

3-21 简述双作用式叶片泵的工作原理。为什么称双作用式叶片泵为卸荷式叶片泵？

答：图 3-9 为双作用式叶片泵工作原理图。当电动机带动转子 4 按箭头方向旋转时，叶片 5 受转子 4 的离心力和叶片底部压力油的

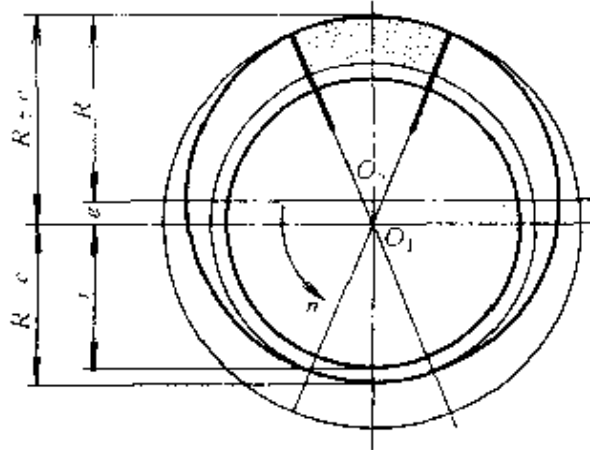


图 3-8 单作用式叶片泵流量计算原理图

R —定子半径 r —转子半径 e —偏心距

作用，紧紧地贴在定子 3 内表面上。定子 3、转子 4 和配油盘 8 所形成的密封容积被叶片分割成若干个小的密封工作容积（与叶片数相同）。先看其中两只叶片与转子、定子、配油盘所形成的一个密封容积的变化过程。当叶片处于 I、I' 位置时，两叶片与定子和转子之间所围的密封容积最小。叶片转过一个角度，露出吸油口时，容积由小变大开始吸油。当叶片转到 III、IV 位置时，将吸油口遮住，停止吸油，此时所围的密封容积为最大。叶片再继续转动，密封容积便开始由大变小，在 IV、V 位置进行排油，转到 V、V' 位置时排油完毕。转子连续旋转，每个密封容积重复上述过程，产生连续的流量输出。当液压泵由于负载的作用压力升高时，除了离心力外，叶片底部的压力油也使叶片贴紧在定子内壁上。这股压力油来自排油腔，通过配油盘侧面上的环形槽引入转子叶片槽底部，以保证叶片在压力油的作用下与定子内表面贴紧。这种叶片泵的转子每转一周，每个油腔吸油两次，排油两次，因此称为双作用式叶片泵。

双作用式叶片泵有两个吸油腔和两个排油腔，并且对称于转轴分布（见图 3-9），压力油作用于轴承上的径向力是平衡的，故又称为卸荷式叶片泵。

3-22 双作用式叶片泵有何优缺点？怎样计算它的流量？

答：（1）优点

- ①流量均匀，几乎没有流量脉动，运动平稳，噪声小。
- ②转子受力相互平衡，轴承寿命长。

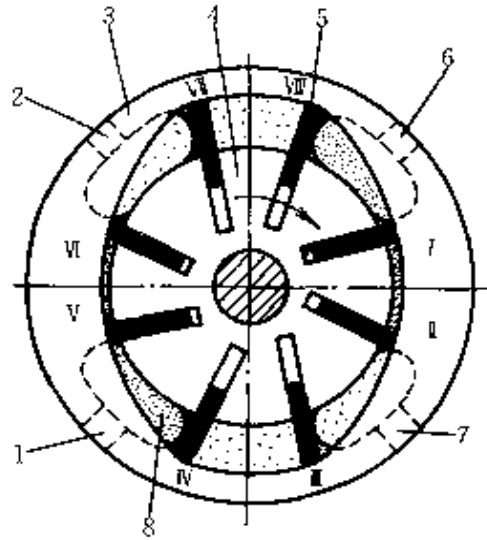


图 3-9 双作用式叶片泵工作原理图

1、6—排油口 2、7—吸油口
3—定子 4—转子 5—叶片
8—配油盘

I ~ VII—叶片所处的位置

③工作压力高，可达(6.86~10.3)MPa。

④容积效率高，可达90%以上。

⑤结构紧凑、轮廓尺寸小，排量大。

(2) 缺点

①结构复杂、制造比较困难。

②叶片易出现咬死现象(叶片卡在槽内不能沿槽滑动)，并且启动时的速度高，否则离心力过小，因叶片不能紧压在定子内表面上而吸不上油来，但速度也不能太高。

③对油液的质量要求较高，如果油液中存有杂质往往使叶片在槽内卡死。

(3) 流量的计算方法 实际流量 q 的计算公式是：

$$q = 2b \left[\pi(R^2 - r^2) - \frac{R-r}{\cos\theta} Z\delta \right] n\eta_v \times 10^{-3}$$

式中 q ——输出流量 (L/min)；

b ——转子的宽度 (cm)；

R ——定子长半径 (cm)；

r ——定子短半径 (cm)；

θ ——叶片的倾角，一般为 $10^\circ \sim 14^\circ$ ；

Z ——叶片数；

δ ——叶片的厚度 (cm)；

n ——转子的转速 (r/min)；

η_v ——叶片泵的容积效率。

由上述的流量计算公式可知，流量的大小由泵的结构参数所决定，其容积效率在 0.8~0.95 之间，当转速 n 选定后，泵的流量也就确定了。因此，双作用式叶片泵的流量不能调节，是定量泵。

3-23 限压式变量叶片泵适用于什么场合？有何优缺点？

答：(1) 适用的场合 限压式变量叶片泵的流量压力特性曲线如

图 3-10 所示。在泵的供油压力低于预先调整的压力 $p_{\text{限}}$ 时，流量按 AB 段变化，泵只是有泄漏损失，而偏心距 e 值不变；泵的供油压力超过 $p_{\text{限}}$ 时，限压弹簧被压缩，偏心距 e 减小，流量随压力的增高而急剧下降，按 BC 曲线变化。

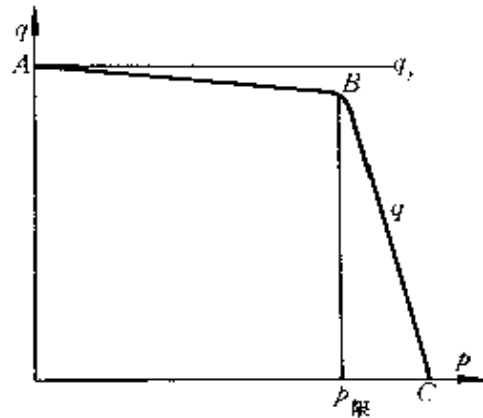


图 3-10 泵的流量与压力的关系

q_t —泵理论流量 $p_{\text{限}}$ —调整压力
ABC—流量变化曲线

由于限压式变量叶片泵有上述流量压力特性，所以多应用于组合机床的进给系统，以实现快进、工进和快退等运动；限压式变量叶片泵也适用于定位和夹紧系统。当快进和快退，需要较大的流量和较低的压力时，泵可利用 AB 曲线工作；当

工作进给，需要较小的流量和较高的压力时，则泵可利用 BC 曲线工作。在定位和夹紧系统中，当定位和夹紧部件的移动需要低压、大流量时，可利用 AB 曲线工作；夹紧结束后，仅需要维持较高的压力和较小的流量（补充泄漏量），则可利用曲线近于 C 点的特性。总之，限压式变量叶片泵的输出流量可根据系统的压力变化（即外负载的大小），自动地调节流量，也就是压力高时，输出流量小；压力低时，输出流量大。

(2) 优缺点

①限压式变量叶片泵根据负载大小，自动调节输出流量，因此功率损耗小、可以减少油液发热。

②液压系统中采用变量泵，可节省液压元件的数量，从而简化了油路系统。

③泵本身的结构复杂，泄漏量大，流量脉动较严重，致使执行元件的运动速度不够平稳。

④存在径向力不平衡问题，影响轴承的寿命，噪声也大。

3-24 双作用式叶片泵的叶片为什么不是径向定装的，而要倾斜一个角度？

答：叶片在排油腔时，即叶片从长径圆弧面向短径圆弧面滑动时，定子内表面将叶片压进转子槽内。假设叶片径向安装，定子内表面对叶片的反作用力 F 的方向与叶片在槽中移动方向的夹角 β 称为压力角。力 F 可分解为两个力：一个是使叶片径向运动的分力 F_N ；另一个是与叶片垂直的分力 F_T ， $F_T = F \sin \beta$ 。分力 F_N 将叶片压入槽内，而分力 F_T 则使叶片产生弯曲，同时也使叶片压紧在其槽的壁面上，增大了叶片在其槽中的摩擦力，造成叶片运动不灵活，严重时叶片可能被卡住或折断。为了消除压力角 β 过大的不利影响，叶片不是径向安装，而是倾斜了一个角度 θ ，这时的压力角就不是 β ，而是 α 了，如图 3-11 所示， $\alpha = \beta - \theta$ 。由于压力角减小，所以分力 F_T 减小为 F'_T ，摩擦力也相应减小，有利于叶片在槽内运动。正是由于上述原因，将叶片槽相对转子半径做成向前倾斜一个角度 θ 。通常 θ 为 $10^\circ \sim 14^\circ$ 。

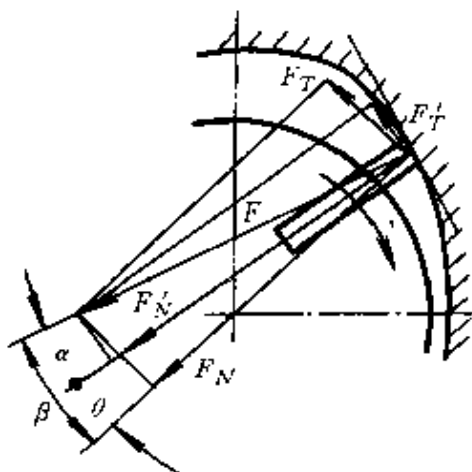


图 3-11 双作用式叶片泵的叶片安装倾斜角 θ

由于叶片倾斜一个角度 θ 安装，转子必须朝倾斜的方向旋转，也就是叶片顶部按转子回转方向往前倾斜，不得随意反转，否则会将叶片折断。这一点恰恰与单作用式叶片泵相反。

3-25 双作用式叶片泵为什么会出现困油现象？如何消除？

答：双作用式叶片泵中，每个密封工作容积，在通过定子长半径圆弧和短半径圆弧处的封油区时，照理是不会发生困油现象的；但由于定子上的圆弧曲线及其中心角都不可能做得很准确，因此仍可能出现轻微的困油现象。这种困油现象虽然不像齿轮泵那样严重，但也会造成液压冲击、振动和流量不均匀等危害。

为克服由困油现象产生的危害，其解决办法是：将配油盘的排油窗口，在叶片从封油区进入排油区的一边，开一个三角形截面的三角槽（见图 3-12 中的

d ），用以减小油腔中压力突变、降低输出压力的脉动和噪声。原来包围在叶片、转子、定子和配油盘之间的封闭油液，在它从吸油腔进入封油区（即长半径圆弧处）时，其压力基本上与吸油压力相同；可是，当转子继续转过一个微小角度使这部分油液突然与排油腔相通时，油液压力发生突变，猛升到输出压力，引起体积变化（体积收缩），排油腔中的油倒流进来，使泵的瞬时流量突然变小，加大了泵的压力脉动、流量脉动和噪声。当配油盘上开了三角槽以后，封闭的油液在还没有接通排油腔之前就通过三角槽与压力油相连，使其压力逐渐上升，这样就使泵的压力脉动、流量脉动和噪声都降下来了。

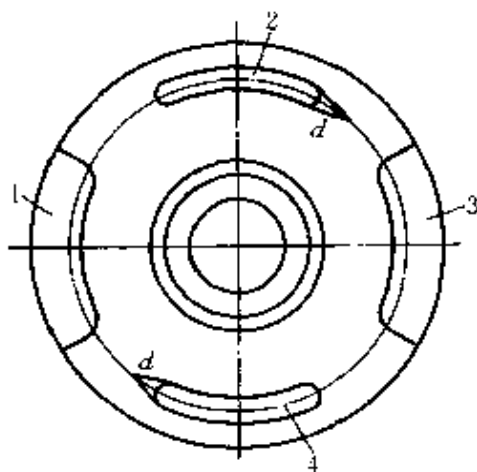


图 3-12 配油盘上的三角槽

1、3—吸油口 2、4—排油口

d —三角槽

3-26 什么是双联叶片泵和双级叶片泵？各应用在什么场合？

答：（1）双联叶片泵 相当于两个双作用式叶片泵的组合。将两个叶片泵并联在一起，泵的两套转子、定子和配油盘等安装在一个泵体内，泵体有一个公共的吸油口和两个各自独立的排油口，两个转子由同一个传动轴传动。

双联叶片泵的输出流量可以分开使用，也可以合并使用。泵的压力也可以不同，经常将高压小流量泵和低压大流量泵并联使用。例如，要求执行元件轻载快速运动时，则两泵同时向系统供油。在重载慢速运动时，仅由高压小流量泵供给高压油，低压大流量泵输出油液直接流回油箱，即低压大流量泵卸荷。

双联叶片泵常用于双泵供油系统中，这样可减少电动机数量，

结构紧凑。采用双联叶片泵与采用一个高压大流量泵相比较，可节省功率消耗，减少油液的发热量。

(2) 双级叶片泵 它是将两个双作用式叶片泵安装在一个泵体内，两个转子由同一个传动轴传动，而油路是串联的。串联时，把第一级的排油口与第二级的吸油口连接起来，第二级排油口的压力等于两泵压力相加，这样可使泵的压力提高。例如把两个 6.3MPa 的叶片泵串联起来，则可当作一个 12.6MPa 的叶片泵使用。两泵串联后，泵的输出流量不变。

双级叶片泵用于高压油路系统中，用低压泵满足高压系统的需要。

3-27 叶片泵对所用液压油有什么要求。

答：①叶片泵使用的液压油粘度要在 $(2.5 \sim 5)^\circ E_{50}$ 之间。粘度太高，吸油阻力增大，影响泵的流量；油液过稀，因间隙影响，真空度不够，给吸油造成不良影响。

②油温一般在 $(10 \sim 50)^\circ C$ 范围内为宜。

③由于叶片泵对油液的污物很敏感，工作可靠性差，油液不清洁会使叶片卡死，因此必须注意油液良好的过滤和环境清洁。

3-28 叶片泵的常见故障有哪些？如何排除？

答：叶片泵的常见故障、原因和解决办法见表 3-4。

表 3-4 叶片泵的常见故障、原因及解决办法

故障	原因	解决办法
吸不上油液，没有压力	电动机转向不对	纠正电动机的旋转方向
	油面过低，吸不上油液	定期检查油箱的油液，并加油至油标规定线
	叶片在转子槽内配合过紧	单独配叶片，使各叶片在所处的转子槽内移动灵活
	油液粘度过高，使叶片移动不灵活	更换粘度低的 L-HL15 号机械油
	泵体有砂眼，高低压油互通	更换新的泵体
	配油盘在压力油作用下变形，配油盘与壳体接触不良	修整配油盘的接触面

(续)

故障	原因	解决办法
输油量不足, 提不高压力	各连接处密封不严, 吸入空气	检查吸油口及各连接处是否泄漏, 紧固各连接处
	个别叶片移动不灵活	不灵活的叶片应单槽配研
	轴向间隙和径向间隙过大	修复或更换有关零件
	叶片和转子装反	重新装配, 纠正转子和叶片的方向
	配油盘内孔磨损	严重损坏时需更换
	转子槽和叶片的间隙过大	根据转子叶片槽单配叶片
	叶片和定子内环曲面接触不良	定子磨损一般在吸油腔。对于双作用式叶片泵, 可翻转 180°装上, 在对称位置重新加工定位孔
噪声和振动严重	吸油不通畅	清洗过滤器, 定期更换工作油液, 并加油至油标规定线
	有空气侵入	详细检查吸油管路和油封的密封情况及油面的高度是否正常
	配油盘端面与内孔不垂直, 或叶片本身垂直度不好	修磨配油盘端面和叶片侧面, 使其垂直度在 10 μ m 之内
	配油盘上的三角形节流槽太短	可用什锦锉刀将其适当修长
	个别叶片过紧	详细检查, 进行研配
	油液粘度过高	适当降低油液粘度
	联轴节的安装同轴度不好或松动	调节同轴度至要求范围内, 并将螺钉紧固好
	叶片倒角太小或高度不一致	可将原 0.5 \times 45°倒角加大为 1 \times 45°或加工成圆弧形, 修磨或更换叶片, 使其高度一致
转速过高	适当降低转速	

(续)

故障	原因	解决办法
噪声和振动严重	轴的密封圈过紧(用手摸轴和轴盖有烫手现象)	适当调整密封圈,使之松紧适度
	吸油不畅,或油面过低	清理吸油油路,使之通畅,或加油至油面要求高度
	定子曲线面拉毛	应抛光或修磨

3-29 叶片泵零件修换原则是什么?

答: ①定子和转子以及叶片的表面粗糙度值大于原设计要求一级时,可继续使用;大于两级时,则应修复或更新。

②叶片或转子槽的配合间隙超过原设计要求的50%时,应更换新件。

定子的工作表面拉毛或有棱时,应加以修复。

3-30 叶片泵各配合件的配合间隙要求多大?装配时应注意哪些?

答: (1) 配合件的配合间隙值

①叶片、转子与定子圈宽度间隙值(叶片与转子都比定子圈宽度小);小型泵为 $(15\sim 30)\mu\text{m}$;中型泵为 $(20\sim 45)\mu\text{m}$ 。叶片最好略低于转子高度 $5\mu\text{m}$ 。总装配时,轴向间隙一般可控制在 $(40\sim 70)\mu\text{m}$ 范围内。

②叶片厚度与转子槽宽间隙:一般为 $(15\sim 25)\mu\text{m}$ 。

③泵体、盖和配油盘端面的平面度:不许中间凸起,只许内凹在 $10\mu\text{m}$ 以内。

(2) 装配时注意事项

①要特别注意清洁,零件必须在煤油中清洗,千万不要用棉纱等易掉毛物来擦拭。

②配油盘是叶片泵中极为重要的零件,装配前要严格检查其端面是否在要求平面度范围内(允许凹 $10\mu\text{m}$)。

③选配好叶片,使它在槽中的松紧度适宜,并注意倒角方向。

④安装转子时,要注意旋转方向,不得装反,并且不能装得

太紧。

⑤装配完毕，用手旋转主动轴，应运动平稳、无阻滞现象。

3-31 柱塞泵分为哪几种类型？各有何特点？

答：柱塞泵按柱塞的排列方向不同，分为径向柱塞泵和轴向柱塞泵两大类。

(1) 径向柱塞泵的特点

①柱塞在转子内是径向排列的，所以径向尺寸大，旋转惯性大，结构复杂。

②柱塞与定子为点接触，接触应力高。

③配油轴受到径向不平衡液压力的作用，易磨损，磨损后间隙不能补偿，泄漏大，故这种泵的工作压力、容积效率和泵的转速都比轴向柱塞泵低。

④定子与转子偏心安装，改变偏心距 e 值可改变泵的排量，因此径向柱塞泵可做变量泵使用。有的径向柱塞泵的偏心距 e 可从正值变到负值，改变偏心的方向，泵的吸油方向和排油方向也发生变化，成为双向径向柱塞变量泵。

⑤由其特点所决定，径向柱塞泵广泛地用于低速、高压、大功率的拉床、插床和刨床的液压传动的主运动中。

(2) 轴向柱塞泵的特点

①轴向柱塞泵的柱塞是轴向安装，因而结构紧凑、径向尺寸小、转动惯量也小。

②容积效率高，能在高速和高压下工作，因此广泛地应用于高压系统中。

③通过变量机构改变柱塞泵斜盘倾角 γ 的大小和方向，控制柱塞往复行程的大小，从而改变泵的输出流量和吸排油方向。

④泵的轴向尺寸大，轴向作用力也大，结构复杂。

3-32 柱塞泵是怎样吸油和排油的？

答：柱塞泵分为径向柱塞泵和轴向柱塞泵两大类，它们的吸油和排油工作原理分述如下：

(1) 径向柱塞泵的工作原理，如图 3-13 所示，径向柱塞泵由

定子 4、转子（缸体）2、配油轴 5、衬套 3 和柱塞 1 等主要零件组成。转子 2 上均匀地布置着几个径向排列的孔，柱塞 1 可在孔中自由地滑动；衬套 3 紧配合在转子孔中，随转子 2 一起旋转，而配油轴 5 则固定不动；配油轴 5 把衬套 3 的内孔分隔为上下两个分油室 b 与 c。这两个油室分别通过配油轴上的轴向孔 a 和 d 与泵的吸、排油口相通；柱塞 1 一方面随转子一起转动，另一方面又在离心力的作用下（或在低压油的作用下）伸出柱塞孔，并压紧在定子内壁上；定子与转子偏心安装（偏心距为 e ）。当转子顺时针旋转时，柱塞在上半周运动时向外伸出，柱塞

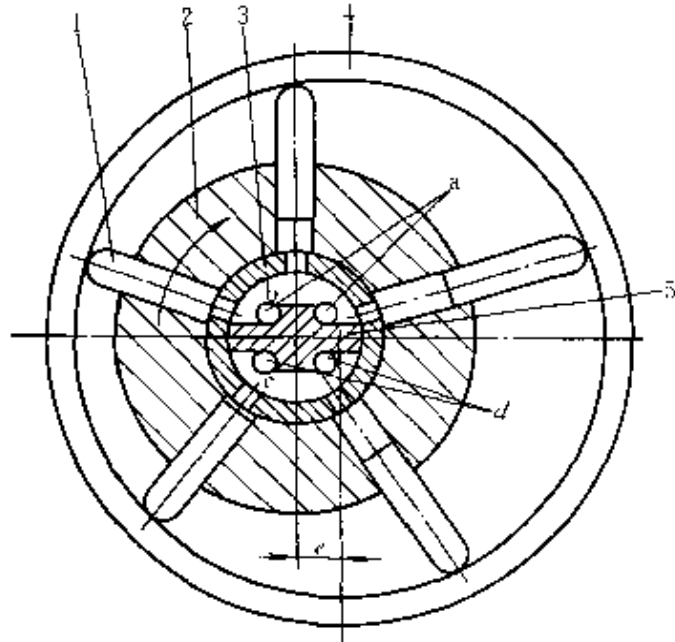


图 3-13 径向柱塞泵的工作原理

1—柱塞 2—转子 3—衬套 4—定子 5—配油轴
b、c—分油室 a、d—配油轴上的轴向孔

孔的容积增大，形成局部真空，密封腔内的压力低于大气压力，这时油箱中的油液在大气压力的作用下，通过配油轴上的吸油口 a 和油室 b 进入柱塞孔，这就是吸油过程。当柱塞运动到下半周时，定子迫使柱塞进入孔中，于是柱塞孔密封容积变小，孔内的油液通过油室 c 和排油口 d 排到系统中，这就是排油过程。转子 2 每转一周，每个柱塞各吸、排油一次，转子不断地旋转，泵便不停地吸油和排油，这就是径向柱塞泵的工作原理。

(2) 轴向柱塞泵的工作原理 如图 3-14a 所示。它由传动轴 9、缸体 7、配油盘 10、柱塞 5 和斜盘 1 等组成。传动轴 9 通过键 8 带动缸体 7 旋转，缸体 7 上均匀地分布着奇数个（一般为 7 个）柱塞孔，孔中装有柱塞 5，柱塞 5 在缸体的孔内呈轴向安装。缸体

旋转时，柱塞一面随缸体旋转，一面在柱塞孔中滑动，并且在油压和弹簧 6 的作用下，始终靠在斜盘 1 上。配油盘 10 上开有两个弧形配油窗口，一个是吸油窗口，另一个是排油窗口。斜盘 1 与缸体 7 轴线倾斜 γ 角安装。配油盘 10 和斜盘 1 固定不动，当缸体 7 转动时，由于斜盘 1 的作用，迫使柱塞 5 在柱塞孔中做往复运动，通过配油盘 10 的配油窗口进行吸油和排油。当缸体 7 带着柱塞从图示的最下位置向上方转动时，柱塞 5 在弹簧 6 的作用下（弹簧 6 的作用力通过套 4、回程盘 3 和滑靴 2 传到柱塞 5 上）向外伸出，于是柱塞孔的密封容积增大，形成局部真空，油箱中的油液在大气压的作用下，通过配油盘 10 的吸油窗口 12 吸入到柱塞孔内，这就是吸油过程；当缸体带着柱塞从图示最上位置向下边位置转动时，柱塞在斜盘的作用下，被压进柱塞孔内，于是柱塞孔的密封容积减小，孔内油液受到挤压，通过配油盘 10 的排油窗口 11 排到系统中，这就是排油过程。缸体 7 每转一周，每个柱塞孔都完成一次吸油和排油过程，若缸体不断地旋转，则柱塞孔也不断地吸油和排油，这便是轴向柱塞泵的工作原理。

3-33 如何计算轴向柱塞泵的流量？它为什么能当做变量泵使用？

答：如图 3-14 所示，当缸体旋转一周时，柱塞的移动距离为：

$$l = D \tan \gamma$$

泵的每转排量为：

$$V = \frac{\pi}{4} d^2 l Z = \frac{\pi}{4} d^2 D \tan \gamma Z$$

泵的平均流量为：

$$q = \frac{\pi}{4} d^2 D \tan \gamma Z n \eta_v \times 10^{-3}$$

式中 V ——泵的排量 (mL/r)；

q ——泵的输出流量 (L/min)；

d ——柱塞直径 (cm)；

D ——缸体上柱塞孔的分布直径 (cm)；

- γ ——斜盘的倾斜角；
 l ——柱塞行程 ($l = D \tan \gamma$) (cm)；
 Z ——柱塞数；
 n ——电动机转速 (r/min)；
 η_v ——柱塞泵的容积效率 (一般 $\eta_v = 0.8 \sim 0.95$)。

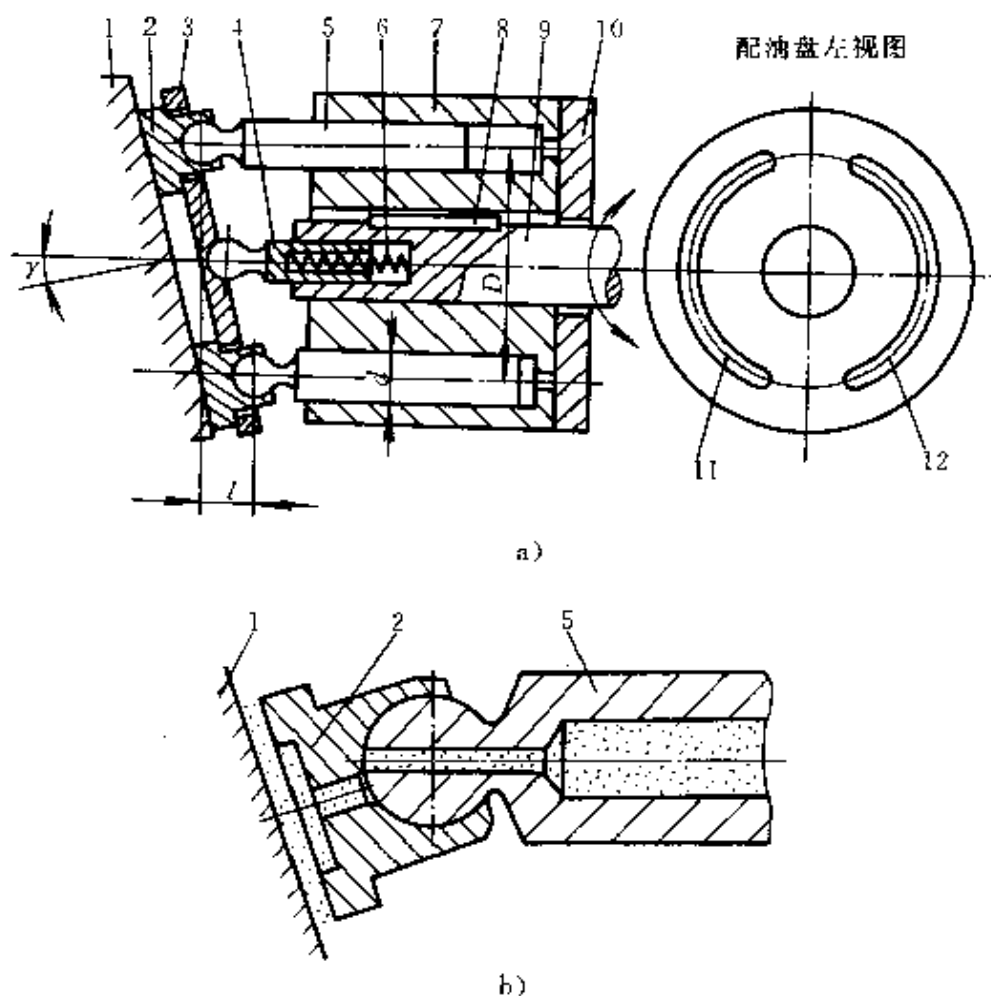


图 3-14 轴向柱塞泵结构简图

a) 轴向柱塞泵的工作原理 b) 滑靴式柱塞

- 1—斜盘 2—滑靴 3—回程盘 4—套 5—柱塞
 6—弹簧 7—缸体 8—键 9—传动轴 10—配油盘
 11—排油窗口 12—吸油窗口

从流量公式可看出，斜盘的倾角 γ 越大，则泵的输出流量越大。设计时，斜盘的倾角 γ 制成可调的，由泵的变量机构来改变

γ 角的大小和方向,因此当泵的转速一定时,其输出流量可通过改变 γ 角的大小来调节。若改变斜盘倾角的方向,可改变吸油和排油的方向,所以轴向柱塞泵可当做双向变量泵使用。

3-34 轴向柱塞泵的柱塞为什么能紧靠在斜盘上?如何减少(消除)柱塞头的滑靴与斜盘的磨损?

答:由图 3-14a 可以看出,柱塞 5 的头部和滑靴 2 以球铰连接。弹簧 6 的作用力通过套 4 作用到回程盘 3 上,回程盘 3 上的每个孔嵌套着滑靴 2,于是回程盘 3 所受到的作用力又作用到每个滑靴 2 上,使滑靴 2 紧压在斜盘 1 上,所以柱塞 5 在旋转过程中,在弹簧 6 的作用下,始终压在斜盘 1 上,不会出现脱空现象。

由于斜盘 1 是固定不动的,滑靴 2 随柱塞 5 高速转动,滑靴 2 相对于斜盘 1 做高速相对运动,因此会产生很大的磨损。为了减少这种磨损,从结构上采取措施,可以采用滑靴式柱塞,其结构如图 3-14b 所示。滑靴 2 与斜盘 1 是平面接触,与柱塞 5 的球头是球面接触,这就大大降低了接触应力。柱塞 5 和滑靴 2 中心都有小孔,可将压力油引到球面和平面进行润滑。另外,滑靴 2 的平面上开有油腔,使它和斜盘 1 之间形成静压油垫,相当于静压轴承,所以可大大减少摩擦损失。但值得说明的是,柱塞 5 和滑靴 2 上的小孔容易堵塞。

3-35 安装与使用柱塞泵时应注意哪些事项?

答:安装与使用柱塞泵时的注意事项如下:

①轴向柱塞泵有两个泄油口,安装时将高处的泄油口接上通往油箱的油管,使其无压漏油,而将低处的泄油口堵死。

②经拆洗重新安装的泵,在使用前要检查轴的回转方向和排油管的联结是否正确可靠。并且从高处的泄油口往泵体内注满工作油,先用手盘转 3~4 周再启动,以免把泵烧坏。

③泵启动前应将排油路上的溢流阀调至最低压力,待泵运转正常后逐渐调高到所需压力。调整变量机构要先将排量调到最小值,再逐渐调到所需流量。

④若系统中装有辅助液压泵,应先启动辅助液压泵,调整控

制辅助泵的溢流阀，使其达到规定的供油压力，再启动主泵。若发现异常现象，应先停主泵，待主泵停稳后再停辅助泵。

⑤检修液压系统时，一般不要拆洗泵。若确认泵有问题必须拆开时，则必须注意保持清洁，严防碰撞拉毛、划伤和将细小杂物留在泵内。

⑥装配花键轴时，不应用力过猛，各个缸孔配合要用柱塞逐个试装，不能用力打入。

3-36 柱塞泵常见故障有哪些？发生故障后如何排除？

答：柱塞泵常见故障及解决办法，见表 3-5。

表 3-5 柱塞泵常见故障及解决办法

故障	原因	解决办法
流量不足或不排油	变量机构失灵或倾斜盘实际倾角太小	修复调整变量机构或增大倾斜盘倾角
	回程盘损坏而使泵无法自吸	更换回程盘
	中心弹簧断裂使柱塞回程不够或不能回程，缸体与配流盘间失去密封	更换弹簧
输出压力不足	缸体与配流盘之间，柱塞与缸孔之间严重磨损	修磨接触面，重新调整间隙或更换配流盘和柱塞等
	外泄漏	紧固各联结处，更换油封和油封垫等
变量机构失灵	控制油路上的小孔被堵塞	净化液压油，用压力油冲洗或将泵拆开，冲洗控制油路的小孔
	变量机构中的活塞或弹簧芯轴卡死	若机械卡死应研磨修复，若油液污染应净化油液
柱塞转动不灵活或不转或	柱塞与缸体卡死，或者装配不当柱塞球头折断或滑靴脱落	拆卸冲洗，重新装配更换柱塞和有关零件

3-37 什么是液压泵的自吸能力和吸空现象？

答：(1) 液压泵的自吸能力 是指泵在额定转速下，从低于泵以下的开式油箱中自行吸油的能力。自吸能力的大小常常以吸油高度表示，或者用真空度表示。

液压泵自吸能力的实质是，因泵的吸油腔形成局部真空，油箱中的油液在大气压的作用下流入吸油腔，所以液压泵吸油腔的真空度越大，则吸油高度越高。但真空度的数值受气蚀条件的限制。一般泵所允许的吸油高度不超过 500mm。不同结构类型的液压泵，其自吸能力是不同的。

(2) 吸空现象 由于泵的吸油口阻力过大，液压泵转速过高，油液的粘度过稠等原因，造成吸油不足的现象叫吸空。

3-38 试比较齿轮泵、叶片泵、柱塞泵和螺杆泵的技术性能、特点及应用范围。

答：齿轮泵、叶片泵、柱塞泵和螺杆泵的技术性能、特点及应用范围见表 3-6。

表 3-6 几种泵的技术性能、特点和应用范围

项目 类型	容积 效率 η_v	总效 率 η	输出量 $q/L \cdot$ min^{-1}	工作压 力 $p/$ MPa	转速范 围 $n/r \cdot$ min^{-1}	特 点	应用范围
齿 轮 泵	0.85	0.60	0.75	0.7	300	结构简单，价格便宜，工作可靠，自吸性好，维护方便，耐冲击，转动惯量大，流量不可调节，脉动大，噪声大，易磨损，压力低，效率低 高压齿轮泵具有径向或轴向间隙自动补偿结构，所以压力较高 内啮合摆线齿轮泵因结构紧凑，转速高，正日益获得发展	一般常用于工作压力低于 2.5MPa 的机床液压系统及低压大流量的一些系统中 中高压齿轮泵常用于工程机械、航空和造船等方面
	~ 0.90	~ 0.80	~ 550	~ 20	~ 4000		

(续)

类型	项目	容积效率 η_v	总效率 η	输出量 $q/L \cdot \text{min}^{-1}$	工作压力 p/MPa	转速范围 $n/r \cdot \text{min}^{-1}$	特点	应用范围
叶片泵	单作用式(变量)	0.80 ~ 0.90	0.70 ~ 0.75	25 ~ 63	2.5 ~ 6.3	600 ~ 1800	轴承上承受单向力,易磨损,泄漏大,压力不高。改变偏心距可改变流量。与变量柱塞泵相比,具有结构简单、价格便宜的优点	在中、低压液压系统中用得较多,常用于精密机床和一些功率较大的设备上,如高精度平面磨床和塑料机械等。组合机床液压系统中用得很多
	双作用式	0.80 ~ 0.94	约 0.85	4 ~ 210	6.3 ~ 21	96 ~ 1450	轴承径向受力平衡,寿命较高,流量均匀,运转平稳,噪声小,结构紧凑。不能做成变量泵,转速必须大于 500r/min 才能保证可靠吸油,定子曲面易磨损,叶片易咬死或折断	在各类机床设备中得到广泛应用。注塑机、运输装卸机械和工程机械等中压系统中用得较多
螺杆泵		0.85 ~ 0.95	0.75 ~ 0.80	3 ~ 12000	2.5 ~ 20	900 ~ 18000	结构简单,重量轻,流量和压力脉动小,无紊流扰动,噪声小,转速高,工作可靠,寿命长,对油中杂质颗粒度不敏感,但齿形加工困难,压力不能过高,否则轴向尺寸将很大	由于脉动量小,特别适用于精密加工设备中,如镜面磨床等。在食品、石油、化工和纺织等输送液体方面应用很多

(续)

类型	项目	容积效率 η_v	总效率 η	输出量 $q/L \cdot \text{min}^{-1}$	工作压力 p/MPa	转速范围 $n/r \cdot \text{min}^{-1}$	特点	应用范围
柱塞泵	径向柱塞泵	0.90 ~ 0.95	0.75 ~ 0.92	50 ~ 400	7.5 ~ 40	960 ~ 1450	密封性好, 效率高, 工作压力高, 流量调节方便, 耐冲击振动能力强, 工作可靠, 但结构复杂, 价格较贵, 与轴向柱塞泵比较, 径向尺寸大, 转动惯量大, 转速不能过高, 对油的清洁度要求高	多用于 10MPa 以上的各类液压系统中。由于体积大, 质量大, 耐冲击性好, 故常用于固定设备, 如拉床、压力机和船舶等方面
	轴向柱塞泵	0.95 ~ 0.98	0.85 ~ 0.95	10 ~ 250	6.3 ~ 40	10 ~ 3000	由于径向尺寸小, 转动惯量小, 所以转速高, 流量大, 压力高, 变量方便, 效率也较高; 但结构复杂, 价格较贵, 油液需清洁, 耐冲击振动性比径向柱塞泵稍差	在各类高压系统中应用非常广泛, 如冶金、锻压、矿山、起重运输、工程建筑和造船等方面。此类泵有代替径向柱塞泵的趋势

3-39 使用液压泵应注意哪些事项?

答: 要想使液压泵获得满意的使用效果, 单靠产品本身的高质量是不能完全保证的, 还必须正确地使用和维护, 其注意事项如下:

- ① 泵的使用转速和压力都不能超过规定值。
- ② 若泵有转向要求时, 不得反向旋转。
- ③ 泵的自吸真空度应在规定范围内, 否则吸油不足会引起气

蚀、噪声和振动。

④若泵入口规定有供油压力时，应当给予保证。

⑤泵与电动机连接时，要保证同轴度，或采用挠性连接。

⑥要了解泵承受径向力的能力，不能承受径向力的泵，不得将带轮和齿轮等传动件直接装在输出轴上。

⑦泵的泄漏油管要通畅。

⑧停机时间较长的泵，不应满载启动，待空转一段时间后再进行正常使用。

3-40 液压泵在使用中为什么会产生噪声？为了降低噪声通常采取哪些措施？

答：液压泵在使用中产生噪声的原因很多，一般讲，与其种类、结构、大小和转速及工作压力有关。研究结果表明，液压泵的转速对噪声的影响比压力大得多；如轴向柱塞泵的转速增大一倍，噪声增大 8dB (A) 而压力增大一倍，噪声增大 3dB (A)。

(1) 产生噪声的原因

①泵的流量脉动和压力脉动，造成泵构件的振动。若泵的基本频率及其谐振频率与机械的或液压的自然频率相一致，则噪声将会大大增加。

②由于机械原因，例如转动部分不平衡、轴承不良和泵轴的弯曲等机械振动都会引起机械噪声。

③液压泵工作中，当吸油腔突然与压油腔相通，或从压油腔突然与吸油腔相通时，则产生压力的突变。它们对噪声的影响特别大。

④当泵吸油腔中的压力小于油液所在温度下的空气分离压时，溶解在油液中的空气要析出而变成气泡。这种带气泡的油液进入高压腔时，气泡被击破，形成局部的高频压力冲击，从而引起噪声。

⑤泵内通道具有截面突然扩大和收缩或急拐弯，通道面积过小将导致液体紊流、旋涡及喷流，从而使噪声加大。

(2) 降低噪声的措施

①消除泵内油液压力的急剧变化。

②为吸收泵的流量及压力脉动，可在泵的出口装置蓄能器或消声器。

③装在油箱上的电动机和泵应使用橡胶垫减振，并使电动机轴与泵轴间的同轴度良好。

④压油管的某一段采用橡胶软管，对泵和管路的连接进行隔振。

⑤采用直径较大的吸油管，减小管道局部阻力，防止泵产生空穴现象；采用大容量的吸油过滤器，防止油液中混入空气，合理设计液压泵，提高零件刚度，防止（或减轻）振动。

3-41 如何选用液压泵？

答：选择液压泵的主要原则是满足系统的工况要求，并以此为根据，确定泵的输出量、工作压力和结构型式。

(1) 确定泵的额定流量 泵的流量应满足执行元件最高速度要求，所以泵的输出流量 q_p 应根据系统所需的最大流量和泄漏量来确定，即

$$q_p \geq K q_{\max}$$

式中 q_p ——泵的输出流量 (L/min)；

K ——系统的泄漏系数，一般 $K=1.1\sim 1.3$ (管路长取大值，管路短取小值)；

q_{\max} ——执行元件实际需要的最大流量 (L/min)。

由计算所得的流量选用泵有以下几种情况：

①如果系统由单泵供给一个执行元件，则按执行元件的最高速度要求选用液压泵。

②如果系统由双泵供油，则按工作进给的最高工进速度要求选用小流量泵；快速进给由双泵同时供油，应按快速进给的速度要求，求出快速进给的需油量，从中减去工作进给的小流量泵的流量，即为大流量泵的流量。

③系统由一台液压泵供油给几个执行元件，则应计算出各个阶段每个执行元件所需流量，做出流量循环图，按最大流量选取泵的流量。

④多个执行元件同时动作，应按同时动作的执行元件的最大

流量之和确定泵的流量。

⑤如果系统中有蓄能器做执行元件的能量补充，则泵的流量规格可选小些。

⑥对于工作过程始终用节流阀调速的系统，在确定泵的流量时，还应加上溢流阀的最小溢流量（一般取 3L/min）。

求出泵的输出流量后，按产品样本选取额定流量等于或稍大于计算出的泵流量 q_p 。值得注意的是：第一，选用的泵额定流量不要比实际工作流量大得太多，避免泵的溢流过多，造成较大的功率损失。第二，因为确定泵额定流量时考虑了泄漏的影响，所以额定流量比计算所需的流量要大些，这样将使实际速度可能稍大。

(2) 确定泵的额定压力 泵的工作压力应根据液压缸的最高工作压力来确定，即

$$p_p \geq p_{\max} + \Sigma \Delta p \text{ 或 } p_p \geq K p_{\max}$$

式中 p_p ——泵的工作压力 (Pa)；

p_{\max} ——执行元件的最高工作压力 (Pa)；

$\Sigma \Delta p$ ——进油路和回油路的总压力损失 (Pa)。初算时，对节流调速和较简单的油路可取 (0.2~0.5) MPa；对于进油路设有调速阀和管路较复杂的系统可取 (0.5~1.5) MPa；

K ——系数，考虑液压泵至执行元件管路中的压力损失，取 $K=1.3\sim 1.5$ 。

液压泵产品样本中，标明的是泵的额定压力和最高压力值。算出 p_p 后，应按额定压力来选择泵，应使被选用泵的额定压力等于或高于计算值。在使用中，只有短暂超载场合，或产品说明书中特殊说明的范围，才允许按高压选取液压泵。

(3) 选择液压泵的具体结构型式 当液压泵的输出流量和工作压力确定后，就可以选择泵的具体结构型式了。把已确定了的 p_p 和 q_p 值，与要选择的液压泵铭牌上的额定压力和额定流量进

行比较,使铭牌上的数值等于或稍大于 p_p 和 q_p 值即可(注意不要大得太多)。一般情况下,额定压力为 2.5MPa 时,应选用齿轮泵;额定压力为 6.3MPa 时,应选用叶片泵;若工作压力更高时,就选择柱塞泵;如果机床的负载较大,并有快速和慢速工作行程时,可选用限压式变量叶片泵或双联叶片泵;应用于机床辅助装置,如送料和夹紧等不重要的场合,可选用价格低廉的齿轮泵;采用节流调速时,可选用定量泵;如果是大功率场合,为容积调速或容积节流调速时,均要选用变量泵;中低压系统采用叶片变量泵;中高压系统采用柱塞变量泵;在特殊精密的场合,如镜面磨床等,要求供油脉动很小,可采用螺杆泵。

在具体选择泵时,可参考表 3-7 所示常用泵的性能比较,选用合适的结构型式

表 3-7 常用的液压泵性能比较

性能类型	外啮合 齿轮泵	双作用 叶片泵	限压式变 量叶片泵	径向柱 塞泵	轴向柱 塞泵	螺杆泵
输出压力	低压	中压	中压	高压	高压	低压
流量调节	不能	不能	能	能	能	能
效率	低	较高	较高	高	高	较高
输出流量 脉动	很大	很小	一般	一般	一般	最小
自吸特性	好	较差	较差	差	差	好
对油污染 的敏感性	不敏感	较敏感	较敏感	很敏感	很敏感	不敏感
噪声	大	小	较大	大	大	最小

(4) 确定液压泵的转速 当液压泵的类型和规格确定后,液压泵的转速应按产品样本中所规定的转速选用。

3-42 如何计算液压泵所需电动机的功率?

答: 液压泵实际需要的输入功率是选择电动机的主要依据。由于

液压泵存在着容积损失和机械损失，为满足液压泵向系统输出所需要的压力和流量，液压泵的输入功率必须大于它的输出功率。液压泵实际需要的输入功率：

$$P_i = \frac{pq}{6 \times 10^7 \eta} = \frac{pq_t}{6 \times 10^7 \eta_m}$$

式中 p ——液压泵的最高实际工作压力 (Pa)；
 q ——液压泵的实际流量 (L/min)；
 P_i ——液压泵的输入功率 (kW)；
 q_t ——液压泵向系统输出的理论流量 (L/min)；
 η ——液压泵的总效率；
 η_m ——液压泵的机械效率；
 6×10^7 ——单位换算系数。

对定量泵电动机功率的计算中，一般取额定的压力和流量。

变量泵应根据压力-流量特性曲线计算驱动电动机的功率。因为很多的变量泵的特性是随着工作压力的升高而流量变小（如恒功率变量泵等），所以不能按最高工作压力和最大流量计算。

双联泵的电动机功率应根据实际情况选取计算压力和流量，如液压装置快速运动时，通常双泵同时作用，但此时压力较低，流量最大。在工作进给时，流量较小而压力较高；这就需要进行比较，取其消耗功率最大时的压力和流量作为计算的依据。

3-43 常用哪些型号的齿轮泵？其性能如何？有哪些厂生产？

答：生产中常用的齿轮泵型号、性能和生产厂见表 3-8。

3-44 生产中常用哪些型号的叶片泵？其性能如何？有哪些生产厂家？

答：生产中常用的叶片泵型号、性能和生产厂见表 3-9。

3-45 常用的变量泵有哪些型号？其性能如何？有哪些厂生产？

答：生产中常用的变量泵及其性能和生产厂见表 3-10。

3-46 常用的柱塞泵有哪些？其性能如何？有哪些厂生产？

答：常用的柱塞泵及其性能和生产厂见表 3-11。

表 3-8 齿轮泵型号、性能及生产厂

名称和生产厂	型号	排量/ mL·r ⁻¹	压力/ /MPa		转速/ r·min ⁻¹		效率/ %		驱动功率 /kW	外形尺寸/mm (长×宽×高)	质量 /kg
			额定	最高	额定	最高	容积	总效率			
CB型齿轮泵生产厂: 长江液压件厂 合肥液压件厂 栖霞液压件厂 天津机械厂 长治液压件厂 石家庄煤矿机械厂 齐齐哈尔液压件厂	CB-10	10	10	12.5	1450	1650	90	83	2.6	135×95×110	2.6
	CB-32	32	10	12.5	1450	1650	90	83	8.7	186×134×152	6.4
	CB-46	46	10	12.5	1450	1650	90	83	13	186×134×152	6.6
	CB-50	50	10	12.5	1450	1650	90	83	17	200×134×152	6.9
	CB-100	100	10	12.5	1450	1650	90	83	27	261×134×152	18.3
CB-G型双联齿轮泵 生产厂: 长江液压件厂 阜新液压件厂 武汉液压件厂	CB-G2050 /40-50	50/40 ·50	16	20	2000	2500	91	81	52.8~ 58.4		
	CB-G2080 /40~80	80/40 ~80	16	20	2000	2500	92	83	70.3~ 93.4		
	CB-G3125 /125	125/125	16	20 /16	2000	2500	92	83	146.8		
	CB-G3125 /125	180/125 ~160	12.5 /16	20			92	83	155.1~ 175.3		
	CB-G3180 /180	180/180	12.5	16			92	83	163.4		

表 3-9 叶片泵的类型、性能和生产厂家

叶片泵名称和生产厂家	型号	排量 $\text{mL} \cdot \text{r}^{-1}$	压力 $/\text{MPa}$	转速 $/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	效率/ $\%$		驱动功率 $/\text{kW}$	外形尺寸/mm (长 \times 宽 \times 高)	质量 $/\text{kg}$
					容积	总效率			
YB ₁ 型中低压叶片泵 生产厂家: 南京液压件厂 上海液压件厂 石家庄液压件厂 阜新液压件厂 仙居液压件厂 湖北液压件厂	YB ₁ -16	16	6.3	960	≥ 85	≥ 75	2.2	184 \times 110 \times 142	9
	YB ₁ -40	40	6.3	960	≥ 90	≥ 78	6	210 \times 130 \times 170	16
	YB ₁ -100	100	6.3	960	≥ 92	≥ 81	13	225 \times 150 \times 200	22
	YB ₁ -32~50/ 2.5~10	32~50/ 2.5~10	6.3	960			1.9~6.2	255 \times 110 \times 145	
	YB ₁ -32~50/ /32~50	32~50/ /32~50	6.3	960			6.6~10.3	322 \times 130 \times 175	
	YB ₁ -63~100/ /63~100	63~100/ /63~100	6.3	960			12.9~20.2	352 \times 150 \times 222	
YB-D型中高压双联 叶片泵生产厂家: 上海液压件厂 汕头液压件厂 仙居液压件厂	YB-D10	10	10	1000	80	56	2.2	153 \times 114 \times 90	5.5
	YB-D25	25	10	1000	90	78	5.1	186 \times 145 \times 110	9.5
	YB-D100	100	10	1000	91	81	20	227 \times 200 \times 150	22
YB ₂ 型中高压叶片 泵生产厂家: 榆次液压件厂 武汉长虹模具厂液压 件分厂	YB ₂ -E16	16	16	800~2000			5.8	214 \times 174 \times 163	15
	YB ₂ -E50	50	16	800~2000			16.5	280 \times 212 \times 220	
	YB ₂ -E80	80	16	600~2000			25.8	280 \times 212 \times 220	31
	YB ₂ -E125	125	16	600~1500			40	360 \times 268 \times 250	69

表 3-10 变量叶片泵及其性能和生产厂家

变量叶片泵名称及 生产厂家	型 号	排量 /mL·r ⁻¹	调节范围 /MPa	转速 /r·min ⁻¹	驱动功率 kW	外形尺寸/mm (长×宽×高)	质量 /kg
YBN 型限压式变量 叶片泵(内反馈)生产 厂: 榆次液压件厂 大连液压件厂	YBN-20N-JB	12.5	2~7	1500	1.43	197×192×124	
	YBN-20M-JB	15	1.4~3.5	1500	0.86	197×192×124	
	YBN-20L-JB	15	0.7~1.8	1500	0.45	197×192×124	
	YBN-40N-JB	25	1.8~7	1500	2.86	295×258×171	
	YBN-40M-JB	35	1.4~3.5	1500	1.72	295×258×171	
	YBN-40L-JB	35	0.7~1.8	1500	0.88	295×258×171	20
	YBX 型限压式变量 叶片泵(外反馈)生产 厂: 上海液压件厂 南京液压件厂 湖北液压件厂 阜新液压件厂 福州大学液压件厂	YBX-16	0~16	2~6.3	1450	3.5	175×138×234
YBX-16B		0~16	2~6.3	1450	3.5	170×132×234	20
YBX-20		0~20	2~6.3	1450	3.5	175×138×234	20
YBX-20B		0~20	2~6.3	1450	3.5	170×132×234	20
YBX-25		0~25	2~6.3	1450	3.5	170×132×234	20
YBX-25B		0~25	2~6.3	1450	3.5	210×170×274	20
YBX-40		0~40	2~6.3	1450	3.5	210×170×274	20
YBS 型手调式变量 叶片泵生产厂: 南京液压件厂	YBS-40B	0~40	2~6.3	1450		225×188×323	
	YBS-25	0~25	2~6	1500	4	220×198×316	
YBPD 型恒压式变 量叶片泵生产厂: 南京液压件厂	YBPD-10	10	10	600~1500	3	226×171×247	22
	YBPD-63	63	10	600~1500	18.8	300×245×309	65

表 3-11 柱塞泵的类型、性能和生产厂家

型号	排量/ mL·r ⁻¹	压力/MPa		转速/r·min ⁻¹		容积效率 /%	驱动功率 /kW	质量 /kg	生产厂
		额定	最高	额定	最高				
XB(XM)型斜盘式轴向柱塞泵(马达)									
XB-F9.5 (XM-F9.5)	9.5	21	28	3000	4000	≥91	10	11	四平液压件厂, 临夏液压件厂, 湖南液压件厂, 上海液压件厂, 沈阳工程液压件厂
		21	28	3000	4000	≥91	10	14	
XBSC-F40	40	21	28	2500	2000	≥93	41	35	四平液压件厂, 临夏液压件厂, 湖南液压件厂, 沈阳工程液压件厂
XBSC-F75	75	21	28	1500	2000		58	70	
XBY-F75	75		28	1500			58	150	
XBSC-F9.5	9.5	21	28	2500		≥93	41	35	
CY型斜盘式轴向柱塞泵									
25×CY14-1B	25	32	40	1500	2500	92	24.6	27~34	上海高压油泵厂, 启东高压油泵厂, 邵阳液压件厂, 上海液压件三厂, 沈阳液压机械厂, 天津高压油泵厂, 江阴机械厂
63×CY14-1B	63	32	40	1500	2000	92	59.2	56~68	
160×CY14-1B	160	32	40	1000	1500	92	91.5	110~160	
250×CY14-1B	250	32	40	1000	1500	92	148	210~245	

3-47 计算实例

例 1 某液压泵铭牌上的压力 $p_H = 6.3\text{MPa}$ ，工作阻力 $F = 45\text{kN}$ ，双出杆活塞式液压缸的有效工作面积 $A = 90\text{cm}^2$ 管路较短，压力损失取 $\Delta p = 0.5\text{MPa}$ ，问该泵的输出压力为多少？所选用的液压泵是否满足要求？

解：液压缸的工作压力

$$p = \frac{F}{A} = \frac{45 \times 10^3}{90 \times 10^{-4}} \text{Pa} = 5 \times 10^6 \text{Pa} = 5\text{MPa}$$

泵的输出压力

$$p_p = p + \Delta p = 5\text{MPa} + 0.5\text{MPa} = 5.5\text{MPa}$$

液压泵的额定压力 $p_H = 6.3\text{MPa}$ ，而泵的实际输出压力 $p_p = 5.5\text{MPa}$ ，因此所用的液压泵能够满足系统的工作要求。

例 2 某液压系统所需最大流量 $q = 18\text{L}/\text{min}$ ，最高工作压力 $p = 1.8\text{MPa}$ （简单回路），应选择多大的液压泵，并确定驱动泵的电动机功率？

解：（1）确定泵的额定压力和额定流量

泵的工作压力 p_p

$$p_p \geq (1.3 \sim 1.5)p$$

由于是简单的回路，故取

$$p_p \geq 1.3p = 1.3 \times 1.8\text{MPa} = 2.34\text{MPa}$$

根据产品样本查出，选用 $p_H = 2.5\text{MPa}$ 额定压力的泵。

泵的输出流量 q_p

$$q_p \geq (1.1 \sim 1.3)q$$

由于是简单回路，故取

$$q_p = 1.1q = 1.1 \times 18\text{L}/\text{min} = 19.8\text{L}/\text{min}$$

根据产品样本，选用泵的额定流量 $q_H = 20\text{L}/\text{min}$ 。

根据上述确定的泵额定流量和额定压力，可选择 CB-B20 型齿轮泵。

（2）确定驱动该泵的电动机功率 P_e

$$P_{\text{电}} = \frac{p_H q_H}{6 \times 10^7 \eta}$$

查表 3-2 齿轮泵的总效率 $\eta = 0.6 \sim 0.8$, 取 $\eta = 0.8$ 。于是

$$P_{\text{电}} = \frac{25 \times 10^5 \times 20}{6 \times 10^7 \times 0.8} \text{kW} = 1.02 \text{kW}$$

应选择功率为 1.1kW、转速为 1450r/min 的电动机。

例 3 在某液压系统中, 工作阻力 $F = 15\text{kN}$, 活塞有效面积 $A = 63.6\text{cm}^2$, 要求活塞的快速运动速度 $v = 3\text{m/min}$, 试确定液压泵的工作压力 p_p 和输出流量 q_p ? 图 3-15 中溢流阀的调定压力为多少 (系统复杂)?

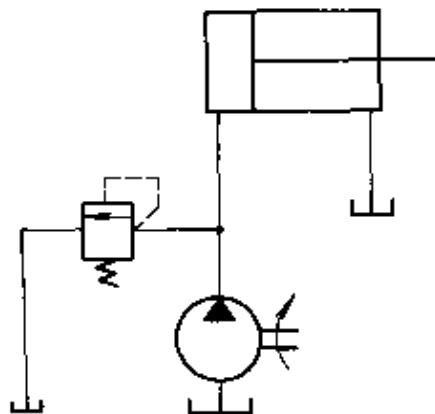


图 3-15 液压系统简图

解: (1) 确定泵的工作压力

1) 液压缸的工作压力

$$p = \frac{F}{A} = \frac{15 \times 10^3}{63.6 \times 10^{-4}} \text{Pa} =$$

$$23.585 \times 10^5 \text{Pa} = 2.3585 \text{MPa}$$

2) 泵的工作压力

$$p_p = p + \Sigma \Delta p \text{ 或 } p_p = (1.3 \sim 1.5)p$$

因管路复杂, 因此压力损失较大, 取 $K = 1.5$ 或取 $\Delta p = 12 \times 10^5 \text{Pa}$ 。于是泵的工作压力

$$p_p = 1.5 \times 2.3585 \text{MPa} = 3.54 \text{MPa}$$

将溢流阀的调整压力调节为 $p_y = 3.6 \text{MPa}$ 。

(2) 确定泵的输出流量

1) 液压缸所需流量

$$q = vA = 3 \times 10^2 \times 63.6 \text{cm}^3 \text{min} =$$

$$19080 \text{cm}^3 / \text{min} = 19.08 \text{L} / \text{min}$$

2) 液压泵输出流量

$$q_p = (1.1 \sim 1.3)q$$

因为系统复杂，泄漏较多，则

$$q_p = 1.3q = 1.3 \times 19.08 \text{L/min} = 24.8 \text{L/min}$$

查产品样本，选取液压泵的额定流量 $q_H = 25 \text{L/min}$ 。

例 4 某液压系统采用 YB-25 型的叶片泵供油，问驱动液压泵电动机的功率应是多少？

解：查产品样本，YB-25 型叶片泵的额定压力 $p_H = 6.3 \text{MPa}$ ，额定流量 $q_H = 25 \text{L/min}$ ，叶片泵的效率 $\eta = 0.70 \sim 0.85$ （查表 3-2），取 $\eta = 0.85$ 。

$$P_{\text{电}} = \frac{p_H q_H}{6 \times 10^7 \eta} = \frac{63 \times 10^5 \times 25}{6 \times 10^7 \times 0.85} \text{kW} = 3.02 \text{kW}$$

查“机械零件设计手册（液压传动和气压传动）”，可采用功率为 4kW，转速 n 为 960r/min 的电动机。

例 5 某液压泵输出油压 $p = 10 \text{MPa}$ ，转速 $n = 1450 \text{r/min}$ ，泵的排量 $V_p = 46.2 \text{mL/r}$ ，容积效率 $\eta_v = 0.95$ ，总效率 $\eta = 0.9$ ，求驱动该泵所需电动机的功率 $P_{\text{电}}$ 和泵的输出功率 P ？

解：（1）求液压泵的输出功率

1) 液压泵的实际输出流量 q

$$q = q_i \eta_v = V_p n \eta_v =$$

$$46.2 \times 1450 \times 10^{-3} \times 0.95 \text{L/min} = 63.64 \text{L/min}$$

2) 液压泵输出功率 P

$$P = \frac{pq}{6 \times 10^7} = \frac{100 \times 10^5 \times 63.64}{6 \times 10^7} \text{kW} = 10.6 \text{kW}$$

（2）求所需的电动机功率

所需的电动机功率

$$P_{\text{电}} = \frac{P}{\eta} = \frac{10.6}{0.9} \text{kW} = 11.77 \text{kW}$$

例 6 有一变量叶片泵的转子外径 $d = 83 \text{mm}$ ，定子内径 $D =$

89mm, 叶片宽度 $b=30\text{mm}$ 。当排量 $V_p=16\text{mL/r}$ 时, 其偏心量 e 为多少? 若定子与转子之间的最小间隙 $\delta_{\min}=0.5\text{mm}$, 泵的最大排量是多少?

解: (1) 求偏心量 e (见图 3-16)

变量叶片泵的排量 (忽略叶片厚度) $V_p=2\pi Deb$

当排量 $V_p=16\text{mL/r}$ 时的偏心量 e

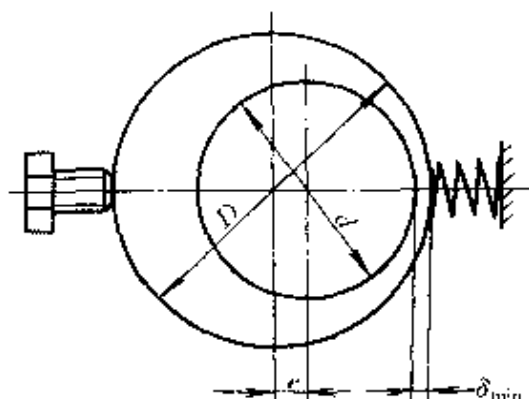


图 3-16 变量叶片泵主要尺寸

$$e = \frac{V_p}{2\pi Db} = \frac{16}{2\pi \times 8.9 \times 3} \text{cm} = 0.095 \text{cm} = 0.95 \text{mm}$$

(2) 求泵的最大排量 $V_{p_{\max}}$

1) 最大偏心量 e_{\max}

$$e_{\max} = \frac{1}{2}(D-d) - \delta_{\min} = \frac{1}{2}(89-83)\text{mm} - 0.5\text{mm} = 2.5\text{mm}$$

2) 泵的最大排量 $V_{p_{\max}}=2\pi De_{\max}b=$

$$2\pi \times 8.9 \times 0.25 \times 3 \text{cm}^3/\text{r} = 41.92 \text{mL/r}$$

例 7 双作用式定量叶片泵, 定子长径 $D=65\text{mm}$, 短径 $d=57\text{mm}$, 叶片厚度 $\delta=2.25\text{mm}$, 叶片宽度 $b=24\text{mm}$, 叶片数 $Z=12$, 叶片倾角 $\theta=13^\circ$, 转子的转速 $n=960\text{r/min}$, 泵的容积效率 $\eta_v=0.9$, 求泵的理论流量 q_t 和泵的实际输出流量 q 是多少?

解: (1) 泵的理论流量

$$q_t = bn \left[\frac{\pi}{2}(D^2 - d^2) - \frac{D-d}{\cos\theta} Z\delta \right] \times 10^{-3} = 2.4 \times 960 \left[\frac{\pi}{2}(6.5^2 - 5.7^2) - \frac{6.5 - 5.7}{\cos 13^\circ} \times \right]$$

$$12 \times 0.225] \times 10^{-3} \text{L/min} = 30.228 \text{L/min}$$

(2) 泵的实际输出流量

$$q = q_t \eta_v = 30.228 \times 0.9 = 27.2052 \text{L/min}$$

例 8 某轴向柱塞泵，柱塞直径 $d=2.2\text{cm}$ ，分布圆直径 $D=6.8\text{cm}$ ，柱塞数 $Z=7$ ，斜盘倾角 $\gamma=22^\circ 30'$ ，转速 $n=960\text{r/min}$ ，输出压力 $p=10\text{MPa}$ ，容积效率 $\eta_v=0.95$ ，机械效率 $\eta_m=0.9$ 时，求柱塞泵的理论流量 q_t 、实际流量 q 和驱动泵所需电动机的功率 $P_{\text{电}}$ 各是多少？

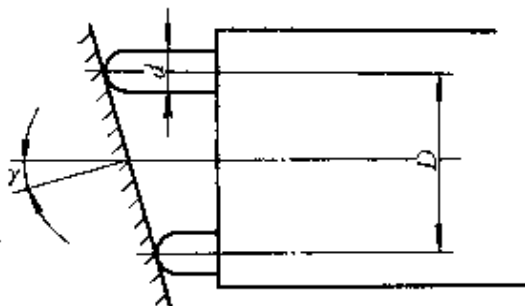


图 3-17 轴向柱塞泵示意图

d —柱塞直径 D —分布圆直径

γ —斜盘倾角

解：参见图 3-17。

(1) 柱塞泵的理论流量

$$\begin{aligned} q_t &= \frac{\pi}{4} d^2 D \operatorname{tg} \gamma Z n \times 10^{-3} = \\ &= \frac{\pi}{4} \times 2.2^2 \times 6.8 \times \operatorname{tg} 22^\circ 30' \times \\ &= 7 \times 960 \times 10^{-3} \text{L/min} = 72 \text{L/min} \end{aligned}$$

(2) 柱塞泵的实际输出流量

$$q = q_t \eta_v = 72 \times 0.95 \text{L/min} = 68.4 \text{L/min}$$

(3) 所需的电动机功率

$$\begin{aligned} P_{\text{电}} &= \frac{pq}{6 \times 10^7 \eta_v \eta_m} = \\ &= \frac{100 \times 10^5 \times 68.4}{6 \times 10^7 \times 0.95 \times 0.9} \text{kW} = 13.33 \text{kW} \end{aligned}$$

例 9 某液压泵的铭牌上标有额定压力 $P_H=2.5\text{MPa}$ ，额定流量 $q_H=25\text{L/min}$ ，泵的总效率 $\eta=0.75$ ，容积效率 $\eta_v=0.8$ 。试求液压泵的泄漏损失量和所需要的电动机功率？若要求液压泵的工作压力 $p=1.2\text{MPa}$ 时，需要多大的电动机功率？

解：(1) 液压泵的泄漏损失量

$$\Delta q = \frac{q_H}{\eta_v} - q_H = \frac{25\text{L/min}}{0.8} - 25\text{L/min} = 6.25\text{L/min}$$

(2) 计算所需的电动机功率

$$P_{\text{电}} = \frac{p_H q_H}{\eta} = \frac{25 \times 10^5 \times 25 \times 10^{-3}}{0.75 \times 60 \times 10^3} \text{kW} = 1.38\text{kW}$$

(3) 若工作压力 $p = 1.2\text{MPa}$ 时，应选配电动机的功率

$$P_{\text{电}} = \frac{p q_H}{\eta} = \frac{12 \times 10^5 \times 25 \times 10^{-3}}{0.75 \times 60 \times 10^3} \text{kW} = 0.67\text{kW}$$

即按实际使用工作压力，应选配电动机的功率为 0.67kW 。

例 10 某液压泵的额定流量 $q_H = 32\text{L/min}$ ，额定压力 $p_H = 2.5\text{MPa}$ ，额定转速 $n_H = 1450\text{r/min}$ ，泵的机械效率 $\eta_m = 0.85$ 。由实验测得，当泵的出口压力近似为零时，其流量 $q_i = 35.6\text{L/min}$ 。求该泵的容积效率和总效率是多少？

如果在额定压力下泵的转速为 500r/min 时，估算泵的流量为多少？该转速下泵的容积效率为多少？两种转速下，泵的驱动功率又是多少？

解：(1) 泵的容积效率和总效率

液压泵出口压力为零时的流量为理论流量，即 $q_i = 35.6\text{L/min}$ 。

液压泵的容积效率

$$\eta_v = \frac{q_H}{q_i} = \frac{32}{35.6} = 0.9$$

液压泵的总效率

$$\eta = \eta_v \eta_m = 0.9 \times 0.85 = 0.76$$

(2) 液压泵的流量和容积效率

液压泵的排量

$$V = \frac{q_i}{n_H} = \frac{35.6}{1450} \text{L/r} = 0.025\text{L/r}$$

于是液压泵的额定转速 $n'_H = 500\text{r/min}$ 时，其理论流量

$$q'_i = V n'_H = 0.025 \times 500\text{L/min} = 12.5\text{L/min}$$

因为额定压力不变，所以液压泵的容积效率不变，故液压泵的输出流量

$$q_H' = q_v \eta_v = 12.5 \times 0.9 \text{ L/min} = 11.25 \text{ L/min}$$

(3) 液压泵的驱动功率

① $n_H = 1450 \text{ r/min}$ 时液压泵的驱动功率

$$P_1 = \frac{p_H q_H}{\eta} = \frac{p_H q_H}{\eta_M \eta_v} = \frac{25 \times 10^5 \times 32 \times 10^{-3}}{0.85 \times 0.9 \times 60} \text{ W} = 1743 \text{ W} = 1.74 \text{ kW}$$

② $n_H' = 500 \text{ r/min}$ 时，液压泵的驱动功率

$$P_2 = \frac{p_H q_H'}{\eta_M \eta_v} = \frac{25 \times 10^5 \times 11.25 \times 10^{-3}}{0.85 \times 0.9 \times 60} \text{ W} = 612.7 \text{ W} = 0.6 \text{ kW}$$

例 11 已知液压泵的额定压力 p_H ，额定流量 q_H ，忽略管路损失，试说明图 3-18 所示各种情况下，液压泵的工作压力分别为多少（压力计读数）？并说明理由。

答：图 3-18a 所示，液压泵与油箱直接相连，泵的输出流量全部流回油箱，泵的出口压力为大气压力，其相对压力 $p_p = 0$ ，压力计读数为零。

图 3-18b 所示，液压泵输出的压力油，通过节流阀流回油箱。节流阀压差为 Δp ，节流阀出口接油箱，因此节流阀进口压力就等于 Δp 。而液压泵的出口与节流阀进口相连，所以液压泵出口压力为 Δp ，压力计读数值是 Δp 。

图 3-18c 所示，液压泵出口与液压缸大腔相连，大腔的压力 $p = F/A$ ，所以泵的出口压力 $p = F/A$ ，即压力计读数是 $p = F/A$ 值。

图 3-18d 所示，液压泵的出口处，既与液压缸的大腔相连，又与油箱相连。由于液压泵的出口处与油箱相连，所以其出口压力为大气压力，压力计的读数为零，因此液压缸大腔的压力也为零，

由于压力不足，不能克服负载，活塞不运动。

图 3-18e 所示，液压泵的出口与溢流阀和节流阀的进口相连，液压泵输出的液压油一部分通过节流阀输入给系统；而另一部分流向溢流阀，当溢流阀达到它的调整压力时，方能有溢流作用，因此液压泵的出口压力就是溢流阀的调整压力 p_y ，而压力计的示值决定于系统的负载压力，其值为 $p_H = p_y - \Delta p$ 。

图 3-18f 所示，液压泵的出口与液压马达相连，所以液压泵出口压力不计管路损失就是液压马达入口的压力。液压泵出口的压力

$$p = \frac{T_M \Omega}{q_M \eta_M}$$

压力计的读数也是

$$p = \frac{T_M \Omega}{q_M \eta_M}$$

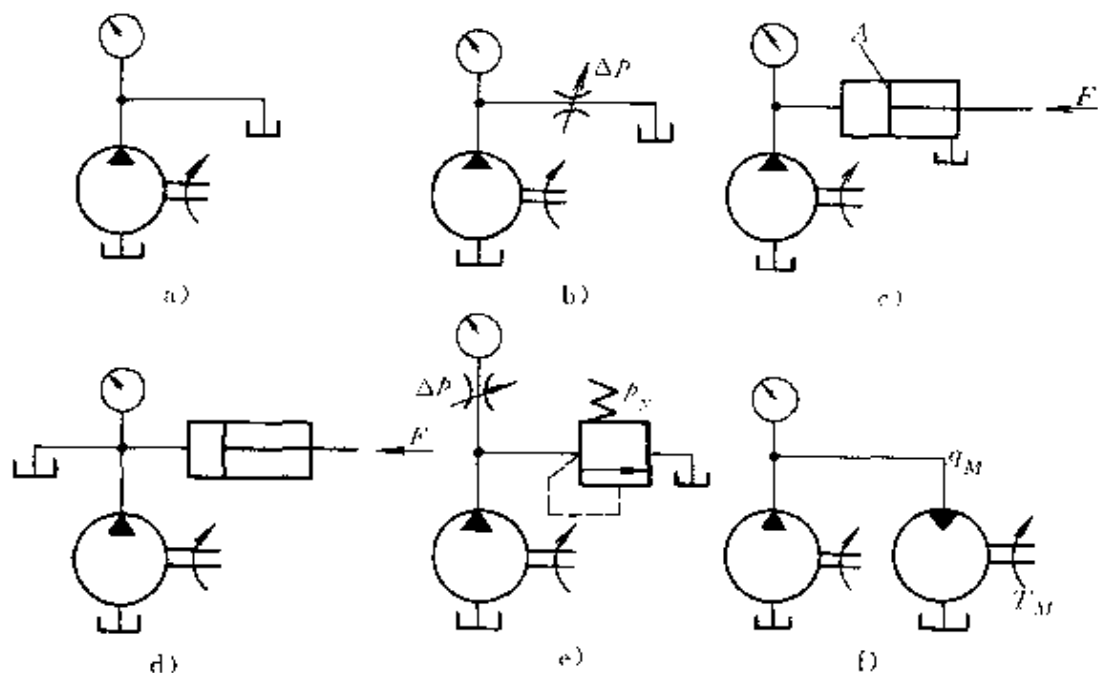


图 3-18 液压泵工作示意图

例 12 已知齿轮泵的齿轮模数 $m=3\text{mm}$ ，齿数 $z=15$ ，齿宽 $b=25\text{mm}$ ，转速 $n_1=1450\text{r/min}$ ，在额定压力下输出流量 $q_H=25\text{L/min}$ ，求泵的容积效率？当转速下降到 $n_2=950\text{r/min}$ 时，估算泵在

额定压力下，泵的输出流量是多少？该转速下泵的容积效率是多少？

解：(1) 根据公式计算，泵的容积效率

$$\eta_{V_1} = \frac{q_H}{6.66Zm^2bn_1 \times 10^{-6}} = \frac{25}{6.66 \times 15 \times 3^2 \times 25 \times 1450 \times 10^{-6}} = 0.77$$

(2) $n_2 = 950 \text{r/min}$ 时，泵的输出流量和容积效率

1) 泵的输出流量 在泵的转速 $n_2 = 950 \text{r/min}$ 时，泵输出的理论流量

$$q_{t_2} = Vn_2$$

$$V = 6.66Zm^2b = 6.66 \times 15 \times 3^2 \times 25 \times 10^{-6} \text{cm}^3/\text{r} = 22.5 \text{mL/r}$$

所以 $q_{t_2} = Vn_2 = 22.5 \times 950 \times 10^{-3} = 21.4 \text{L/min}$

2) 泵的容积效率 对于齿轮泵的泄漏，主要是端面泄漏，这种泄漏属于平行圆盘间隙的差压流动，泵的泄漏量与泵前后压力差和轴向间隙 δ 三次方成正比，由于额定压力不变，因此压力差不变；又由于泵的结构是确定的，其轴向间隙 δ 也不变，故泵的泄漏损失不变。所以说，泵的转速变为 950r/min 时，泵的泄漏量不变，仍然是转速为 1450r/min 时的泄漏量，其值为

$$q_{l_1} = \frac{q_H}{\eta_{V_1}} = \frac{25}{0.77} \text{L/min} = 32.5 \text{L/min}$$

所以 $\Delta q = q_{l_1} - q_H = 32.5 \text{L/min} - 25 \text{L/min} = 7.5 \text{L/min}$

则泵的容积效率

$$\eta_{V_2} = \frac{q_{t_2} - \Delta q}{q_{t_2}} = \frac{21.4 - 7.5}{21.4} = 0.65$$

例 13 某液压系统，采用限压式变量泵，泵的流量—压力特性曲线 ABC ，其标点 B 处泵的压力 $p = 5 \text{MPa}$ ，输出流量 $q = 25 \text{L/min}$ ，泵的容积效率 $\eta_V = 0.83$ ，总效率 $\eta = 0.75$ ，当系统的工作压

力达到 $p=6\text{MPa}$ 时, 泵的输出流量为零。请画出流量—压力特性曲线 ABC 。

若工作压力 $p=4.5\text{MPa}$ 输出流量 $q=5\text{L/min}$, 而快速运动时, $p=2\text{MPa}$, $q=20\text{L/min}$, 其流量—压力特性曲线应做怎样的调整? 泵所需要的最大驱动功率是多少?

答: (1) 流量—压力特性曲线 ABC 标点 B 处的流量 $q=25\text{L/min}$, 容积效率 $\eta_v=0.83$, 其理论流量也就是泵压力为零时的流量, 其值

$$q_t = \frac{q}{\eta_v} = \frac{25}{0.83} \text{L/min} = 30\text{L/min}$$

所以 A 点的横坐标, 压力值等于零; A 点的纵坐标, 流量值为 30L/min , 故 A 点的横坐标和纵坐标的交点即是 A 点处。

将 AB 连成线。

又由于系统压力 $p=6\text{MPa}$ 时, 其流量为零, 所以 C 点在横坐标的压力等于 6MPa 。再将 BC 连成线, 则该泵流量—压力特性曲线 ABC 即成, 如图 3-19 所示。

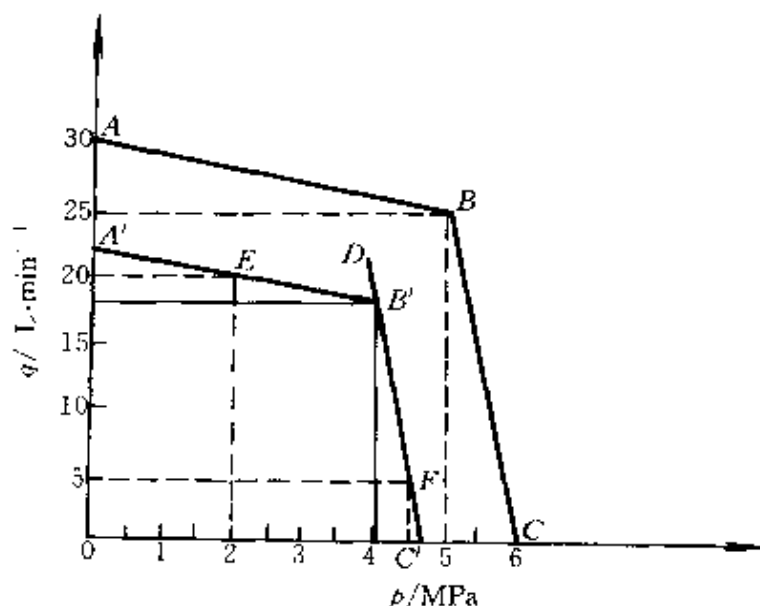


图 3-19 流量—压力特性曲线

(2) 流量—压力曲线应做的改动 若工作压力 $p=4.5\text{MPa}$, $q=5\text{L/min}$, 而快速运动时, $p=2\text{MPa}$, $q=20\text{L/min}$, 其流量—

压力特性曲线应做如下改动。

快进时： $p=2\text{MPa}$ ， $q=20\text{L}/\text{min}$ ，在坐标上得交点 E ，过 E 点作 AB 的平行线 $A'E$ 。

工进时， $p=4.5\text{MPa}$ ， $q=5\text{L}/\text{min}$ ，在坐标上得交点 F ，过 F 做 BC 的平行线 $C'D$ 。

平行线 $A'E$ 与 $C'D$ 相交于 B' 点，则 $A'B'C'$ 曲线为变量泵调整后的流量—压力特性曲线， B' 点为标点（见图 3-19）。

(3) 泵的最大驱动功率 在 B' 标点处，其驱动功率

$$P = \frac{pq}{\eta} = \frac{41 \times 10^5 \times 17.5 \times 10^{-3}}{0.75 \times 60 \times 10^3} \text{kW} = 1.6 \text{kW}$$

例 14 如图 3-20 所示。已知变量泵最大排量 $V_{p_{\max}}=160\text{mL}/\text{r}$ ，转速 $n_p=1000\text{r}/\text{min}$ ，机械效率 $\eta_{m_p}=0.9$ ，总效率 $\eta_p=0.85$ ；液压马达的排量 $V_M=140\text{mL}/\text{r}$ ，机械效率 $\eta_{m_M}=0.9$ ，总效率 $\eta_M=0.8$ ，系统的最大允许压力 $p=8.5\text{MPa}$ ，不计管路损失。求液压马达转速 n_M 是多少？在该转速下，液压马达的输出转矩是多少？驱动泵所需的转矩和功率是多少？

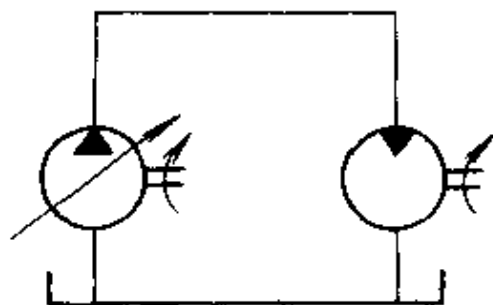


图 3-20 由变量泵和液压马达组成的液压系统

解：(1) 液压马达的转速和转矩 液压泵的输出流量

$$q_p = V_{p_{\max}} n_p \eta_{v_p} = V_{p_{\max}} n_p \frac{\eta_p}{\eta_{m_p}} =$$

$$160 \times 10^{-3} \times 1000 \times \frac{0.85}{0.9} \text{L}/\text{min} =$$

$$151 \text{L}/\text{min}$$

液压马达的容积效率

$$\eta_{v_M} = \frac{\eta_M}{\eta_{m_M}} = \frac{0.8}{0.9} = 0.89$$

液压马达的转速

$$n_M = \frac{q_p \eta_{v_M}}{V_M} = \frac{151 \times 0.89}{140 \times 10^{-3}} \text{r/min} = 960 \text{r/min}$$

液压马达输出的转矩

$$T_M = \frac{p V_M}{2\pi} \eta_{m_M} = \frac{85 \times 10^5 \times 140 \times 10^{-6}}{2\pi} \times 0.9 \text{N} \cdot \text{m} = 170.45 \text{N} \cdot \text{m}$$

(2) 驱动液压泵所需的功率和转矩

1) 驱动液压泵所需的功率

$$P_i = \frac{P}{\eta_p} = \frac{p V_{p_{\max}} \eta_p}{\eta_{m_p}} = \frac{85 \times 10^5 \times 160 \times 10^{-6} \times 1000}{0.9 \times 60 \times 10^3} \text{kW} = 25.2 \text{kW}$$

2) 驱动液压泵的转矩

$$T = \frac{P_i}{\Omega} = \frac{25200 \times 60}{2\pi \times 1000} \text{N} \cdot \text{m} = 240.6 \text{N} \cdot \text{m}$$

或

$$T = \frac{p V_p}{2\pi \eta_{m_p}} = \frac{85 \times 10^5 \times 160 \times 10^{-6}}{2\pi \times 0.9} \text{N} \cdot \text{m} = 240.5 \text{N} \cdot \text{m}$$

四、液压缸与液压马达

4-1 什么叫做液压执行元件？有哪些类型？用途如何？

答：在液压系统中，将液体的液压能转换为机械能的能量转换装置叫做液压执行元件。

液压执行元件包括液压缸和液压马达两大类型。

(1) 液压缸的用途 液压缸分为直线运动的液压缸和摆动运动的液压缸。直线运动的液压缸可实现直线往复运动，输出推力（或拉力）和直线运动速度；摆动运动的液压缸可实现往复摆动，输出角速度（转速）和转矩。液压缸与其它机构相配合时，可完成各种运动，如图 4-1 所示。

(2) 液压马达的用途 液压马达可实现连续的回转运动，输出转矩和转速。

4-2 液压缸有哪些类型？它们的工作特点是什么？

答：为了满足不同型式机械的需要，液压缸相应地具有多种结构和不同性能的类型，按运动方式的不同，分为两大类：

① 推力液压缸——用以实现直线运动。

② 摆动液压缸——用以实现摆动运动。

液压缸的类型、图形符号和特点列于表 4-1。

4-3 怎样计算单出杆和双出杆活塞缸的牵引力？这两种活塞缸各有何特点？

答：(1) 单出杆活塞缸的牵引力和运动速度的计算

① 当无杆腔进油和有杆腔回油时（见图 4-2a）

$$\text{活塞运动速度} \quad v_1 = \frac{q}{A_1} = \frac{4q}{\pi D^2}$$

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

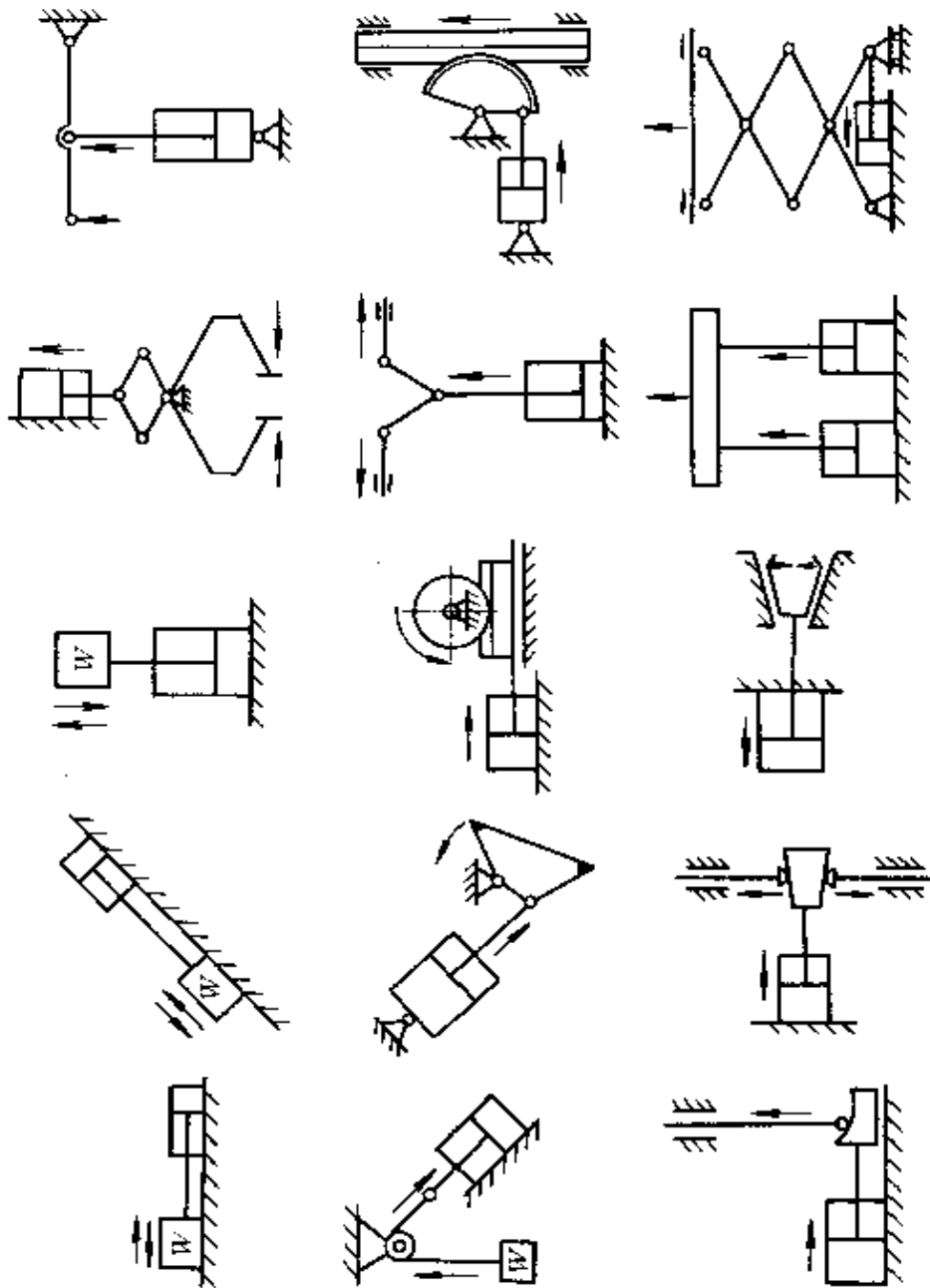
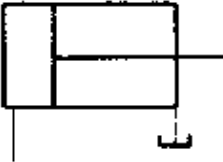
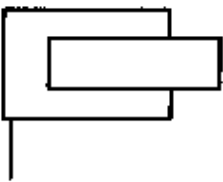
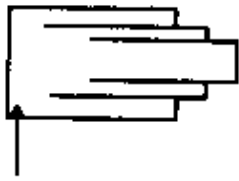
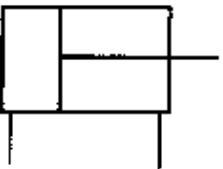
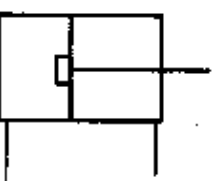
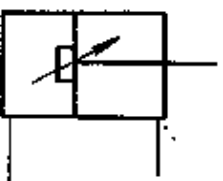



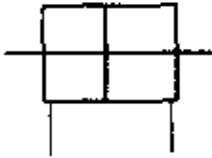
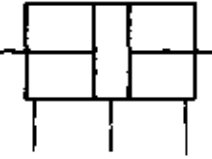


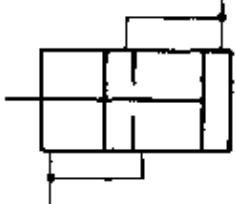
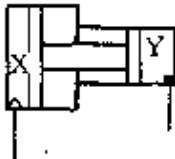
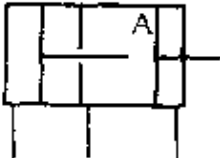
图 4-1 液压缸与各种机构的配合

W—重物

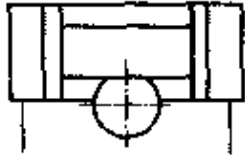
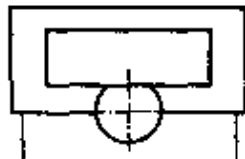
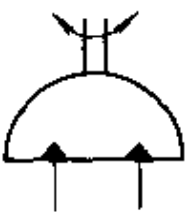
表 4-1 液压缸的类型、图形符号和工作特点

名称		图形符号	工作特点	
推 力	单作用 液压缸	活塞液压缸 	活塞仅单向运动, 由外力使活塞反向运动	
	柱塞液压缸 	柱塞仅单向运动, 由外力使柱塞反向运动		
	伸缩液压缸 	有多个互相联动的活塞, 其行程可较长, 由外力使活塞返回		
液 压 缸	双作用 液 压 缸	单 活 塞 缸	液压缸 	活塞双向运动, 行程终了时不减速
		带不可 调缓冲式 液压缸 	活塞终了时减速制动, 减速值不变	
		带可调 缓冲式液 压缸 	活塞终了时减速制动, 但减速值可调节	
		杆 缸	差动液 压缸 	液压缸有杆腔的回油与液压泵输出油液一起进入无杆腔, 能提高运动速度

(续)

名 称		图 形 符 号	工 作 特 点	
推 力 缸	双 活 塞 杆	等行程、 等速度液 压缸		活塞左右移动速度和行程 皆相等
		双向液 压缸		两个活塞同时向相反方向 运动
	伸 缩 套 筒 式 液 压 缸		有多个互相联动的活塞，活 塞可双向运动。在相同轴向尺 寸下，可增加行程	
液 压 缸	弹 簧 复 位 液 压 缸		活塞单向作用，由弹簧使活 塞复位	
压 缸	组 合 液 压 缸	串 联 液 压 缸		液 压 缸 直 径 受 限 制， 而 长 度 不 受 限 制 时， 可 获 得 较 大 的 推 力
		增 压 缸 (增 压 器)		由两个不同的压力室 X 和 Y 组成，可提高 Y 室中油液的 压力
		多 位 液 压 缸		活 塞 A 有 三 个 位 置

(续)

名称		图形符号	工作特点
推力 液 压 缸	齿条活塞液 压缸		活塞经齿条传动小齿轮,使 它产生回转运动
	齿条柱塞液 压缸		柱塞经齿条传动小齿轮,使 它产生回转运动
摆动 液 压 缸	单叶片摆动液 压缸		摆动液压缸也叫摆动马达, 把液压能变为回转的机械能, 输出轴只能做小于 360°的摆 动
	双叶片摆动液 压缸		摆动液压缸也叫做摆动马 达,把液压能转变为回转的机 械能,输出轴只能做小于 180° 的摆动

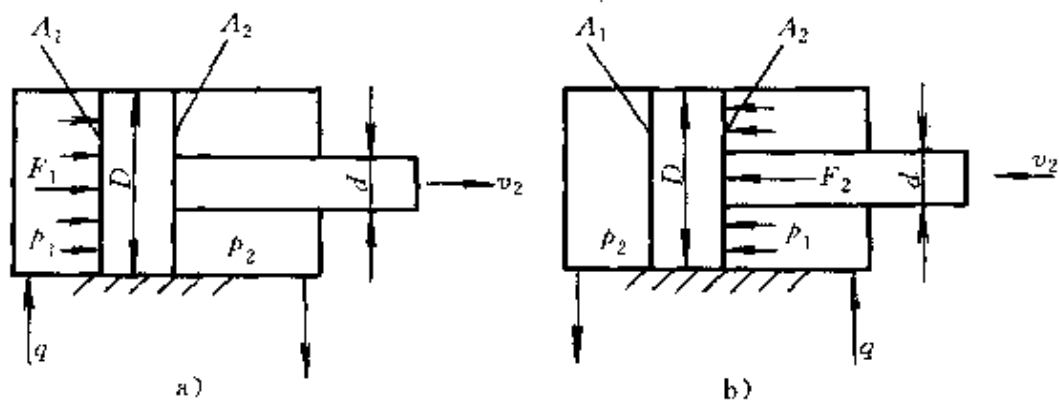


图 4-2 单出杆活塞缸的计算简图

a) 无杆腔进油 b) 有杆腔进油

当 $p_2=0$ (回油直接流回油箱) 时,

$$F_1 = \frac{\pi}{4} D p_1$$

② 当有杆腔进油, 无杆腔回油 (见图 4-2b) 时

$$\text{活塞运动速度} \quad v_2 = \frac{q}{A_2} = \frac{4q}{\pi(D^2 - d^2)}$$

$$\text{牵引力} \quad F_2 = p_1 A_2 - p_2 A_1 = \frac{\pi}{4} [p_1 (D^2 - d^2) - p_2 D^2]$$

当 $p_2=0$ (回油直接流回油箱) 时,

$$F_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p_1$$

式中 q ——输入液压缸的流量;

p_1 、 p_2 ——分别为液压缸的进油腔压力和回油腔压力;

F_1 、 F_2 ——压力油分别输入无杆腔和有杆腔时活塞的牵引力;

v_1 、 v_2 ——压力油分别输入无杆腔和有杆腔时活塞的运动速度;

A_1 、 A_2 ——分别为无杆腔和有杆腔的有效面积;

D 、 d ——分别为活塞和活塞杆的直径。

从上述计算公式可以看出, 在单出杆活塞缸两腔的输入流量不变的情况下, 由于两腔的有效面积不等, 活塞的往返运动速度也不同, 无杆腔进油时活塞运动速度慢, 有杆腔进油时, 活塞运动速度快; 在进入液压缸两腔的油液压力不变的情况下, 由于两腔的有效面积不等, 往返的牵引力也不同, 无杆腔进油时牵引力大, 有杆腔进油时牵引力小, 也就是有效面积越大, 牵引力越大, 反之则小。

③ 当输入到有杆腔和无杆腔的流量相等时, 活塞的运动速度 v_2 与 v_1 的比值称为速比, 通常以 φ 表示, 则

$$\varphi = \frac{v_2}{v_1} = \frac{\frac{4q}{\pi(D^2 - d^2)}}{\frac{4q}{\pi D^2}} = \frac{1}{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2}$$

由此可知，活塞杆直径 d 越小， φ 越接近于 1，活塞往返速度差值就越小。如果活塞杆较粗，执行元件的往返运动速度差就越大，因此可用于快速退回运动。 d/D 、 φ 和 A_2/A_1 间的关系见表 4-2。

表 4-2 φ 、 d/D 、 A_2/A_1 之间的关系

φ	1.15	1.25	1.33	1.46	1.61	2
d/D	0.36	0.45	0.50	0.55	0.62	0.71
A_2/A_1	0.87	0.80	0.75	0.69	0.62	0.50

(2) 双出杆活塞缸的牵引力和运动速度的计算

图 4-3 为双出杆活塞缸的计算简图。液压缸两腔的活塞杆直径相等，因此两腔的有效面积是相等的。当输入液压缸的流量为 q 、进油压力为 p_1 、回油压力为 p_2 时，活塞的运动速度和牵引力为：

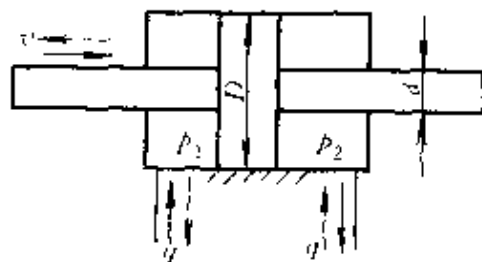


图 4-3 双出杆活塞缸计算简图

$$\text{活塞的运动速度 } v_1 = v_2 = \frac{4q}{\pi(D^2 - d^2)}$$

$$\text{牵引力 } F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)(p_1 - p_2)$$

式中 q ——输入到液压缸的流量；

v_1 、 v_2 ——活塞(或液压缸)的往返运动速度；

D ——活塞直径；

d ——活塞杆直径；

F ——液压缸牵引力；

p_1 ——进油压力；

p_2 ——回油压力(背压)。

应当指出，计算时要注意统一单位。

(3) 单出杆活塞缸和双出杆活塞缸的工作特点

①单出杆活塞缸带动机床工作台的往复运动速度不相等，常

用于实现机床的快速退回和慢速工作进给；双出杆活塞缸带动机床工作台的往复运动速度相等，常应用于驱动外圆磨床工作台做直线往复运动。

②单出杆活塞缸的活塞两端有效面积不等，因此活塞在两个方向的作用力不相等，即无杆腔进油产生的推力大于有杆腔进油所产生的推力。当无杆腔进油时，用于驱动机床工作部件做工作进给运动，克服较大外负载的作用；当有杆腔进油时，用于驱动机床工作部件做快速退回运动，只是克服摩擦力的作用。

双出杆活塞的两端有效面积相等，因此活塞在两个方向上的作用力大小相等。比单出杆活塞缸产生的推力小。

③单出杆活塞缸工作台的运动范围等于活塞杆行程 l 的 2 倍，如图 4-4a 所示。双出杆活塞缸，当缸体固定时，工作台往复运动范围为 l 的 3 倍，如图 4-4b 所示，占地面积较大，故用于小型设备上；当活塞杆固定时，工作台往复运动范围约等于 l 的 2 倍，常用于中型和大型的设备上，如图 4-4c 所示。

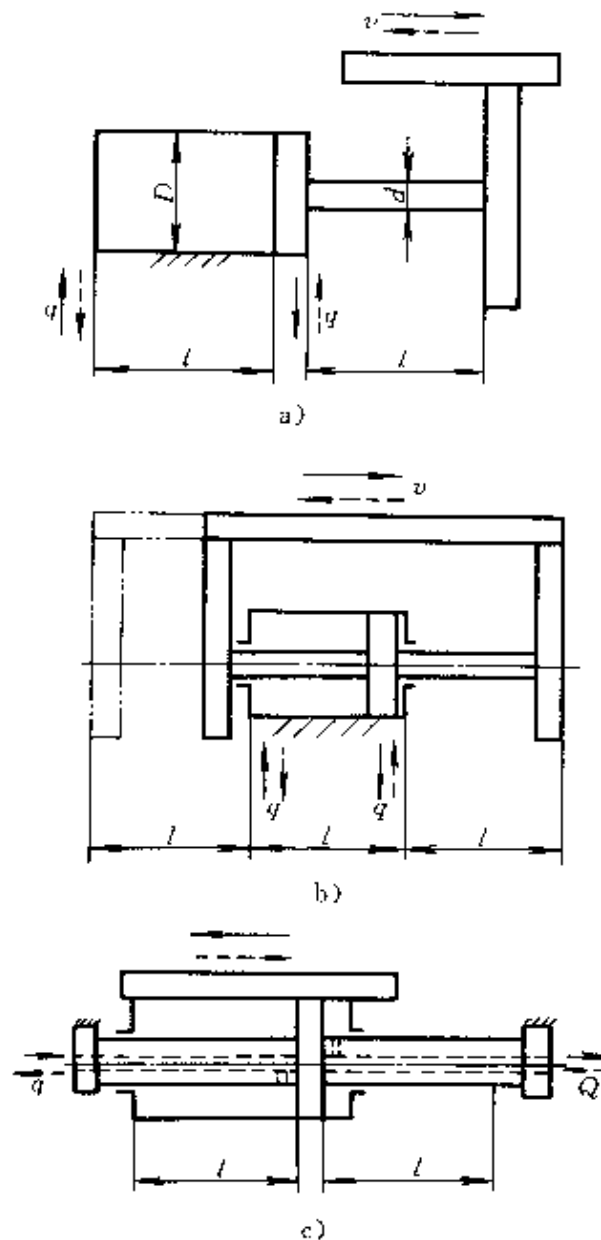


图 4-4 液压缸的工作范围

a)单出杆活塞缸 b)缸体固定的双出杆活塞缸 c)活塞杆固定的双出杆活塞缸

4-4 何谓差动液压缸？应用在什么场合？怎样计算差动液压缸的运动速度和牵引力？

答：(1)差动液压缸的定义及其应用场合 如图 4-5 所示，液压缸的两腔用油管连通，并向两腔同时通入高压油，但由于两腔的有效面积不等，因此产生的作用力不等，无杆腔的牵引力大于有杆腔的牵引力，推动活塞向右运动，从右腔排出的油液又进入了液压缸的左腔，于是左腔的流量增加，加快了向右运动的速度。这种联结方式称为差动联结，用差动联结的单出杆活塞缸叫做差动液压缸。

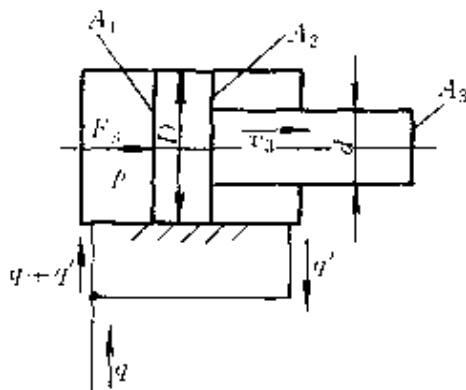


图 4-5 差动联结液压缸的示意图

差动液压缸可以获得较小的牵引力和相等的往返速度，而且可以使用小流量泵得到较快的运动速度，所以在机床上应用较多，如在组合机床上用于要求推力不大、速度相同的快进和快退工作循环中。

(2) 差动液压缸的运动速度和牵引力的计算 牵引力计算公式为

$$F_3 = p(A_1 - A_2) = \frac{\pi}{4} [D^2 - (D^2 - d^2)] p = \frac{\pi}{4} d^2 p$$

式中 p ——液压缸的工作压力，由于是差动联结，两腔的压力相等；

A_1 、 A_2 ——分别为无杆腔和有杆腔的面积；

D 、 d ——分别为活塞和活塞杆的直径。

由上式可以看出，因为活塞杆的面积 $\frac{\pi}{4} d^2$ 小于活塞的面积 $\frac{\pi}{4} D^2$ ，所以差动联结时所产生的牵引力比非差动联结时小。由于 $pA_1 > pA_2$ ，因此活塞向右运动。

运动速度计算公式为

$$v_3 = \frac{4q}{\pi d^2}$$

式中 v_3 ——差动联结时活塞（或液压缸）的运动速度；

q ——泵的输出流量；

d ——活塞杆直径。

在有快进和快退的机床上（如组合机床），常常采用单出杆液压缸差动联结形式。为保证快进和快退的速度相同，可使活塞杆的面积等于活塞面积的一半，即 $d = D/\sqrt{2} = 0.71D$ (D 为活塞直径)。

4-5 如果要求机床工作台往复运动速度相同时，应采用什么类型液压缸？

答：(1) 在工作循环中只有往复运动时 如外圆磨床磨削工件，工作台做频繁的往复运动，并要求速度相等，这时可采用双出杆液压缸，如图 4-6 所示。

根据实际需要，可采用图 4-6a 所示的实心双出杆液压缸。缸体固定，活塞杆与工作台相联结，压力油直接进入液压缸两腔，这种情况下，运动范围等于有效行程 l 的 3 倍。根据具体条件，也可以采用如图 4-6b 所示的空心双出杆液压缸。活塞杆固定，缸体与工作台相联结，压力油经活塞杆进入液压缸两腔，这种情况下，运动范围等于有效行程 l 的 2 倍。往复运动的速度：

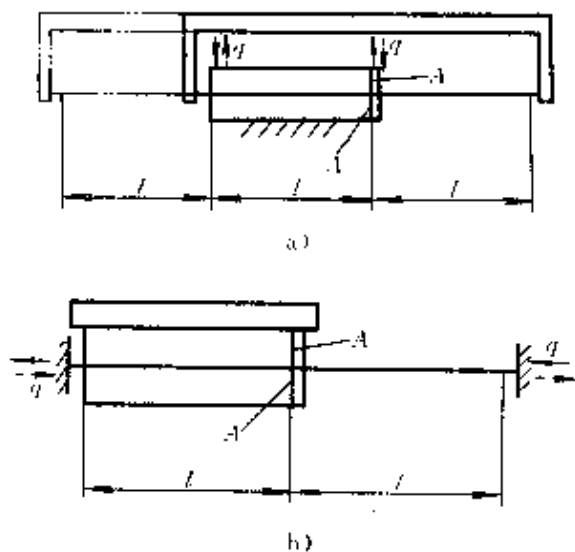


图 4-6 双出杆液压缸

a) 实心双出杆液压缸

b) 空心双出杆液压缸

$$v_1 = v_2 = \frac{q}{A} = \frac{q}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)}$$

式中 v_1, v_2 ——工作台的往复运动速度；
 q ——液压泵向液压缸两腔的供油量；
 D ——活塞直径；
 d ——活塞杆直径。

液压泵向液压缸两腔供油量相同，若流量大，工作台的往复运动速度快，反之则小。

(2) 在快进—工进—快退工作循环中 要求快进速度与快退速度相等时，可采用差动液压缸，同时将活塞杆直径制成活塞直径的 0.71 倍，因此无杆腔的有效作用面积等于有杆腔的有效作用面积的 2 倍，即 $A_1 = 2A_2$ 。

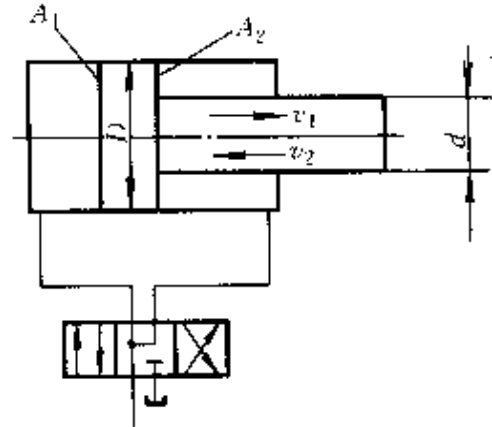


图 4-7 液压缸两腔互通

当活塞快速向右运动时，液压缸两腔互通（差动连接），如图 4-7 所示，其运动速度：

$$v_1 = \frac{4q}{\pi d^2}$$

当活塞快速向左运动时，三位四通阀处于右端位置，液压缸的右腔进油，左腔排油，向左运动速度

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

因为 $d = 0.71D$ ，所以 $\pi d^2 \approx \pi(D^2 - d^2)$ ，即 $v_1 = v_2$ 。

4-6 简述柱塞缸的工作原理，并指出有何特点？

答：(1) 柱塞缸的工作原理 如图 4-8 所示，从进油口向缸筒 1 输入压力为 p 的压力油时，柱塞 2 在油压作用下向外推出；柱塞 2 返回时，依靠外力回程，如柱塞缸垂直放置时，可依靠柱塞本身的自重回程，有时候也依靠弹簧力等其它外力实现回程。

$$\text{柱塞的推力 } F = pA = \frac{\pi}{4} d^2 p$$

$$\text{柱塞的运动速度 } v = \frac{q}{A} = \frac{4q}{\pi d^2}$$

式中 p ——液压缸的工作压力；

q ——输入到液压缸中的流量；

A ——柱塞截面积；

d ——柱塞直径。

(2) 柱塞缸的特点

① 柱塞端面是承受油压的工作面，动力是通过柱塞本身传递的。

② 柱塞缸只能在压力油作用下做单方向的运动，为了得到双向运动，柱塞缸必须成对使用，也可依靠自重（垂直放置）或其它外力来实现返回运动。

③ 由于缸筒内壁和柱塞不直接接触，而有一

定的间隙，因此缸筒内壁不用加工或只做粗加工，但必须保证导向套和密封装置部分内壁的精度，从而给制造带来了方便。

④ 柱塞可以制成空心的，使质量减轻，可防止柱塞水平放置时因自重而下垂。

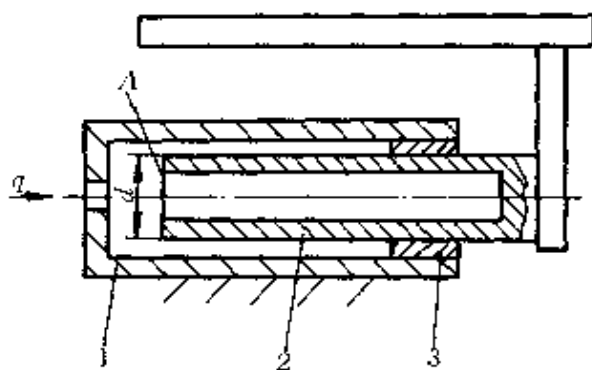


图 4-8 柱塞缸示意图

1—缸筒 2—柱塞 3—套

4-7 当机床工作台的行程较长时采用什么类型液压缸合适？如何实现工作台的往复运动？

答：根据加工需要，有的机床工作台要求行程较长，如液压龙门刨床，导轨磨床等的工作台行程长达（6~8）m。对于驱动这样长的工作台，如果采用活塞缸，由于缸体加工精度高，缸体长了，势必造成加工十分困难；如果采用柱塞缸，因为柱塞缸的特点之一是柱塞与缸筒内壁不接触，而是有一定的间隙，缸筒内壁只做粗加工或者不加工，于是缸体就可根据行程的要求长度来制造了，以

满足工作台行程较长的要求。由此可见，当机床工作台行程较长时，采用柱塞缸是适宜的。

为实现工作台的往复运动，可成对的使用柱塞缸，如图 4-9 所示。柱塞缸 4 进油时，压力油推动柱塞 3 向右伸出，于是工作台向右运动。当柱塞缸 2 进油时，压力油推动柱塞 1 向左伸出，工作台便向左运动，这时柱塞缸 4 排油。如此下去，即实现了工作台的往复运动。

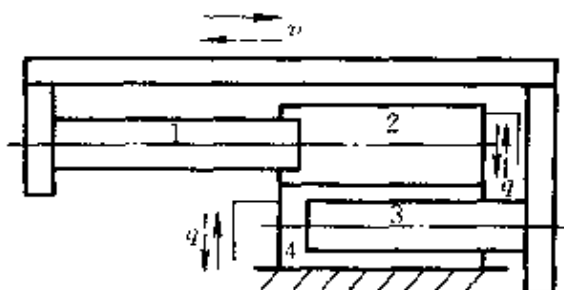


图 4-9 成对使用的柱塞缸

1、3—柱塞 2、4—柱塞缸

4-8 说明增速缸的工作原理，并计算它的各级运动速度。

答：图 4-10 为增速缸的结构示意图。它由活塞缸和柱塞缸组合而成。活塞 2 一方面和缸体 1 组成活塞式液压缸，另一方面又和柱塞 3 组成柱塞式液压缸，并且柱塞固定在缸体 1 的底部。当压力油从 a 口输入到 A 腔时，由于柱塞 3 的直径小，将活塞 2 快速推出，C 腔的油液通过 c 口排除，此时 B 腔产生局部真空，由 b 口立即进入低压油补充。这时活塞 2 的最大移动速度为

$$v_1 = \frac{4q}{\pi d^2}$$

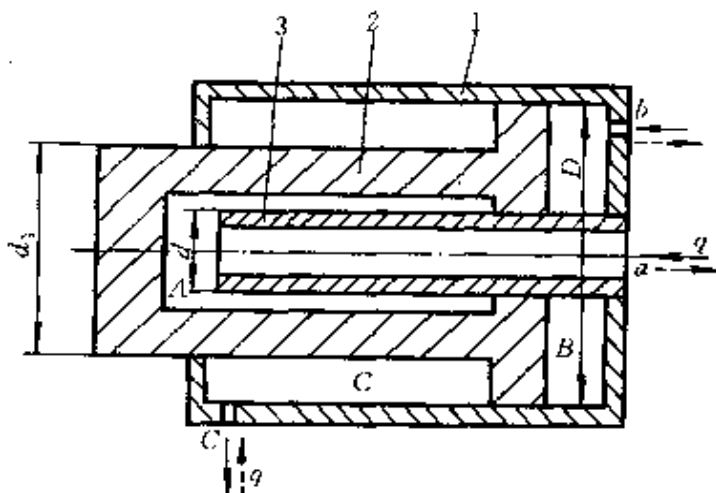


图 4-10 增速缸示意图

1—缸体 2—活塞 3—柱塞

当活塞 2 进入工作状态，油压升高，此时压力油从 a、b 两口进入油腔 A、B，活塞转为大推力、低速运动，活塞 2 的运动速度

$$v_2 = \frac{4q}{\pi D^2}$$

当工作完毕后，活塞 2 需要退回原位，压力油由 c 口进入 C 腔，A 和 B 腔中的油液分别由 a 和 b 口排出，活塞 2 快退的速度

$$v_3 = \frac{4q}{\pi(D^2 - d_1^2)}$$

式中 q ——供油量；

D ——缸体 1 的内径；

d ——柱塞 3 的直径；

d_1 ——活塞杆直径。

4-9 增压缸的工作原理如何？都应用在什么场合？

答：在液压系统中，整个系统需要低压，而局部需要高压，为节省一个高压泵，则可使用增压缸。将低压泵输出油压变为高压，这样只有局部是高压，而整个液压系统调整压力较低，因此减少了功率损耗。

图 4-11 为增压缸的工作原理图。增压缸是由两个活塞式液压缸复合而成，即将两个

大小液压缸串联在一起，当压力油以 p_1 的压力输入到大缸左腔时，活塞杆将力传给小缸，由于大小缸的活塞面积不同，于是小缸输出压力 p_2 比大缸的输入压力 p_1 高，根据活塞的力平衡方程，可求出高压油的压力



图 4-11 增压缸工作原理图

由于大小缸的活塞面积不同，于是小缸输出压力 p_2 比大缸的输入压力 p_1 高，根据活塞的力平衡方程，可求出高压油的压力

$$p_2 = p_1 \frac{D^2}{d^2}$$

由于 $D > d$, 所以 $p_2 > p_1$ 。可见, 应用这种型式的液压缸, 使小缸的油液能够增压。

式中 p_2 ——小缸输出压力 (Pa);

p_1 ——大缸输入压力 (Pa);

D ——大缸内径 (m);

d ——小缸内径 (m)。

4-10 增力液压缸的推力怎样计算? 通常在什么场合应用较为合适?

答: 当液压缸直径受到安装位置限制, 而液压缸的长度没有限制时, 为增大液压缸的推力, 则可采用增力液压缸。

增力液压缸是由两个单杆活塞缸串联而成的, 如图 4-12 所示, 即两个单杆活塞液压缸的活塞杆连成一体, 一起动作。当液压油同时输入两个液压缸的左腔时, 串联活塞杆右移, 两缸的右腔同时排出油液, 其推力 F 等于两个液压缸推力之和。计算公式如下:

$$F = p \frac{\pi D^2}{4} + p \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = p \frac{\pi}{4} (2D^2 - d^2)$$

活塞杆移动速度

$$v = \frac{4q}{\pi(2D^2 - d^2)}$$

式中 F ——液压缸推力;

D ——液压缸内径;

d ——活塞杆直径;

q ——输入液压缸总流量。

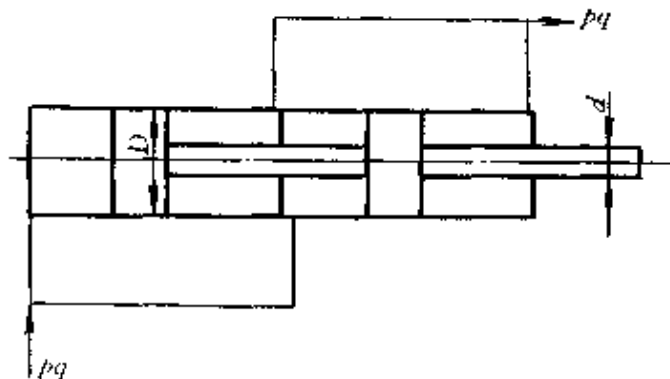


图 4-12 两个单杆活塞缸串联而成的增力液压缸

4-11 若将卧式车床溜板箱中的爪式离合器用液压缸控制，要求离合器具有左、右结合与中位分离三个位置，试问采用什么型式液压缸合适？如何进行控制？

答：由于多位液压缸的活塞能在几个不同的位置停留，所以可采用多位液压缸控制离合器。

方案一：如图 4-13 所示，由两个单出杆活塞缸组成三位液压缸。当换向阀 1 处于中间位置时，油口 c 通压力油，油口 a、b 排油，两活塞均处于最左边位置，使离合器也处于左边结合位置上。当换向阀 1 处于右端工作位置时，油口 a 与 c 通入压力油，b 口吸入油液，在压差作用下，活塞 2 处于右端位置，活塞 3 在中间位置，使离合器也处于中间位置，既不与左离合器结合，也不与右离合器结合，而处于分离状态。当换向阀 1 在左端位置时，油口 b 与 c 通入压力油，油口 a 排油，在压差作用下活塞 3 移向右端，使离合器处于右边的结合位置，就这样完成了对离合器左、右位是结合，而中位是分离的控制。

值得说明的是，这种多位液压缸采用了差动连接，产生的推力较小，如果离合器结合与脱离所需力很大时，不宜使用。

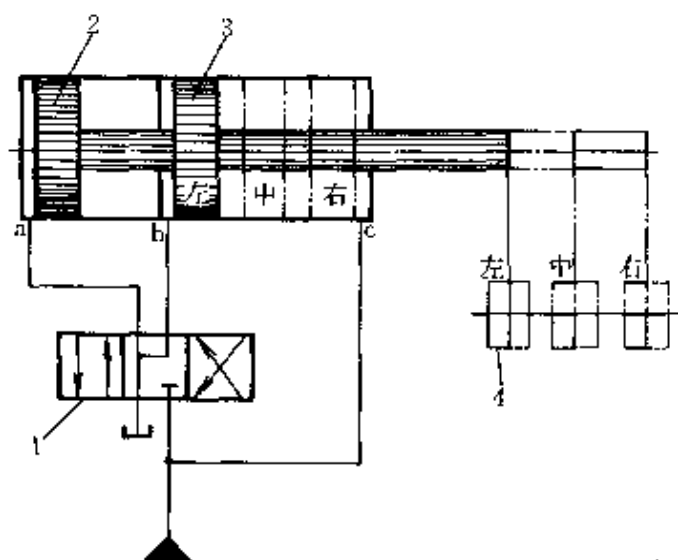


图 4-13 多位液压缸

1—换向阀 2、3—活塞 a、b、c—油口 4—离合器

方案二：图 4-14 为另一种结构形式的多位液压缸。当换向阀 1 处于中间位置时，液压缸两腔同时通压力油，推动活塞 4、柱塞 3 向右运动，推动活塞 6 向左运动。由于缸体 2 上的台阶挡住了活塞 4 不能继续向右运动，又由于活塞 6 与柱塞 3 上的压差作用，使三位液压缸处于中位，从而推动离合器也处于中间位置，即离合器处于脱离状态。当换向阀 1 在左端工作位置时，液压缸左腔通压力油，右腔排油，在柱塞 3 的推动下，活塞 6 行至最右端，使离合器处于右位，即进入结合状态。当换向阀 1 处于右端工作位置时，液压缸右腔通压力油，而左腔排油，活塞 6 向左运动，推动柱塞 3 和活塞 4 到最左端位置，使离合器处于左位，即进入结合状态。这样便完成了对离合器左、右位是结合，中位是分离的控制。

值得注意的是，这种液压缸的活塞 6 的宽度 b 应大于 l 值，以防气孔与右腔相通。

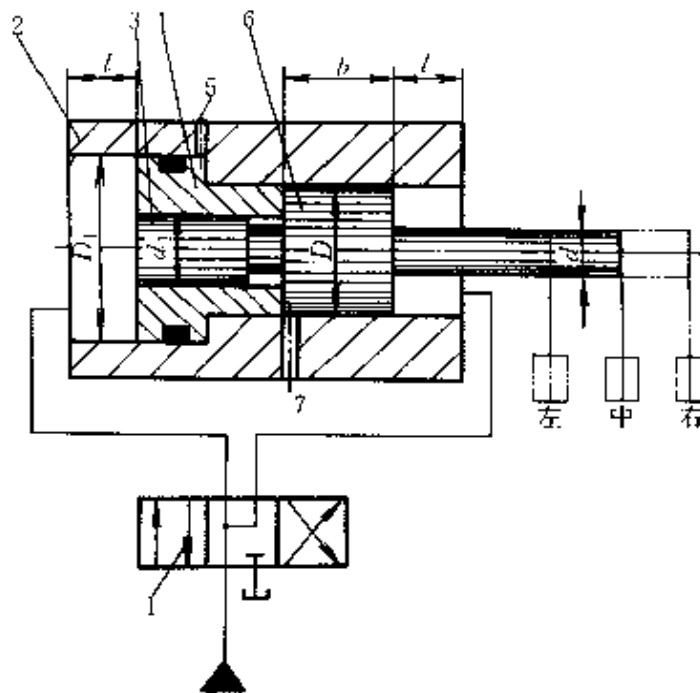


图 4-14 多位液压缸

1—换向阀 2—缸体 3—柱塞 4、6—活塞 5、7—气孔

4-12 活塞与活塞杆以及活塞杆与执行机构的联结方式有哪些？

答：(1) 活塞与活塞杆的联结方式（图 4-15）

活塞与活塞杆的联结方式很多，机床上常见的联结方式有锥销联结（图 4-15a）和螺纹联结（图 4-15b）两种。锥销联结一般用于双出杆液压缸的活塞与活塞杆联结，对于轻载的磨床更为适宜。单出杆液压缸常用螺纹联结，这种联结方式不仅机床上常见，工程机械上用的也很多。

在高压大负荷的场合下，特别是当工作设备有较大振动的情况下，螺纹联结常常被半环联结形式所代替，但半环联结的结构稍复杂些，如图 4-15c 所示。

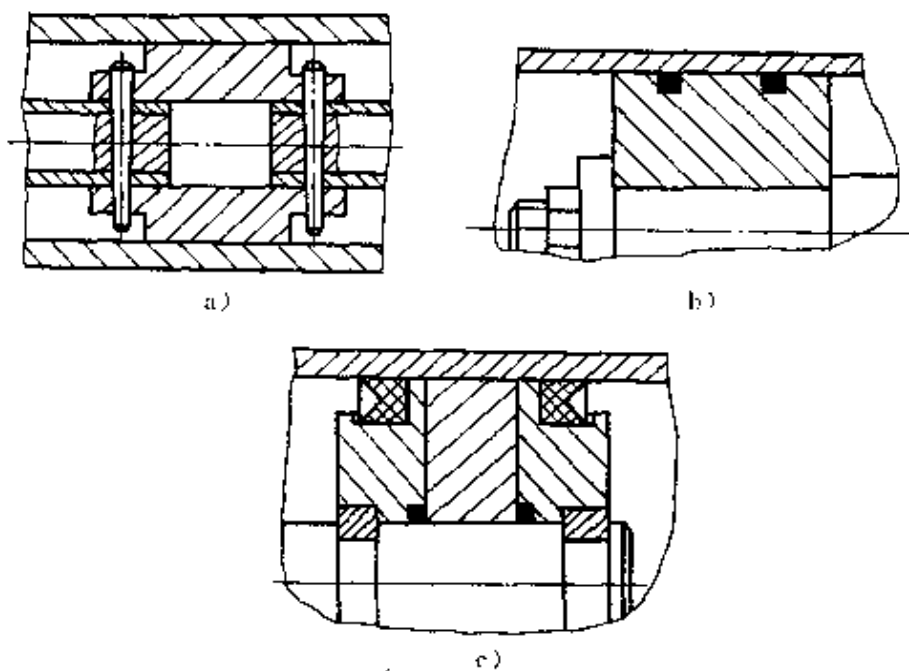


图 4-15 活塞与活塞杆的联结方式
a) 锥销联结 b) 螺纹联结 c) 半环联结

(2) 活塞杆与执行机构的联结方式

活塞杆外端部与执行机构的联结方式很多，如图 4-16 所示。

4-13 缸体与端盖是怎样联结的？

答：液压缸的缸体与端盖的联结形式、液压缸的工作压力、缸体材料和工作条件有关。当工作压力较低，且选用铸铁缸体时，多

采用法兰联结；当选用无缝钢管缸体时，多采用半环联结。除此还有螺纹联结、卡环联结、拉杆联结和焊接等形式。如图 4-17 所示。

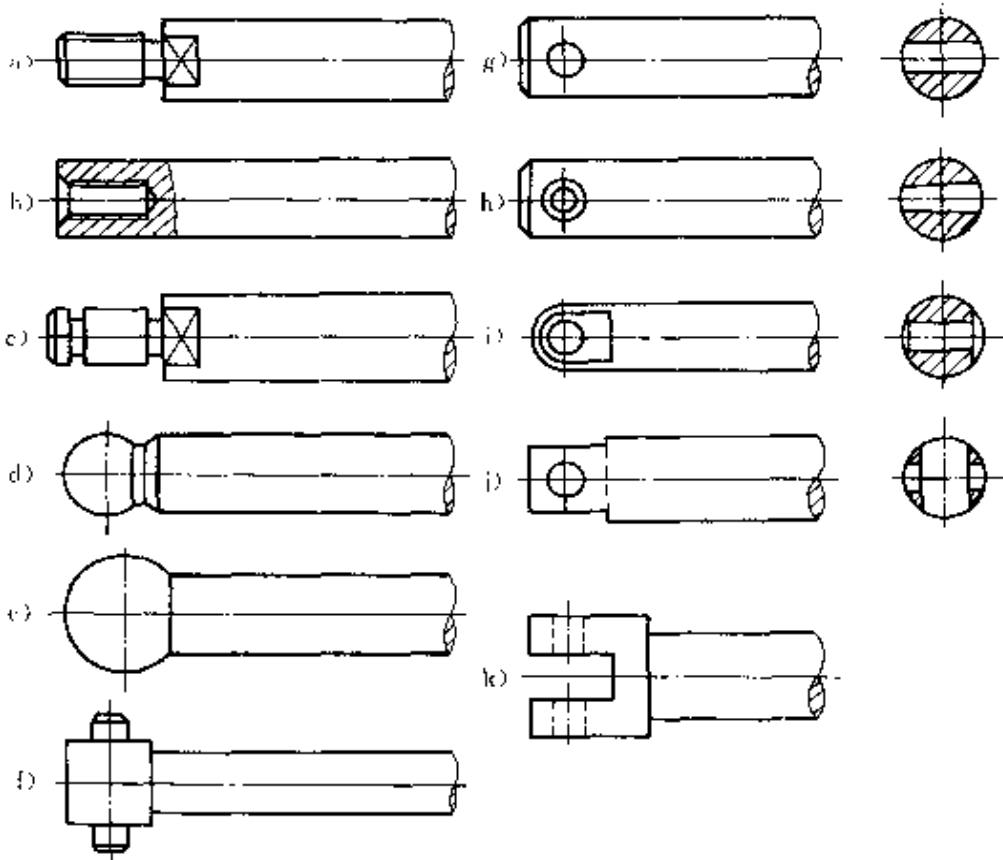


图 4-16 活塞杆外端部与执行机构的联结方式

- a) 外螺纹联结 b) 内螺纹联结 c) 圆柱联结
 d、e) 球头联结 f) 轴销联结 g) 圆柱销联结
 h) 锥销联结 i) 单耳联结 j) 双耳联结
 k) 另一种双耳联结

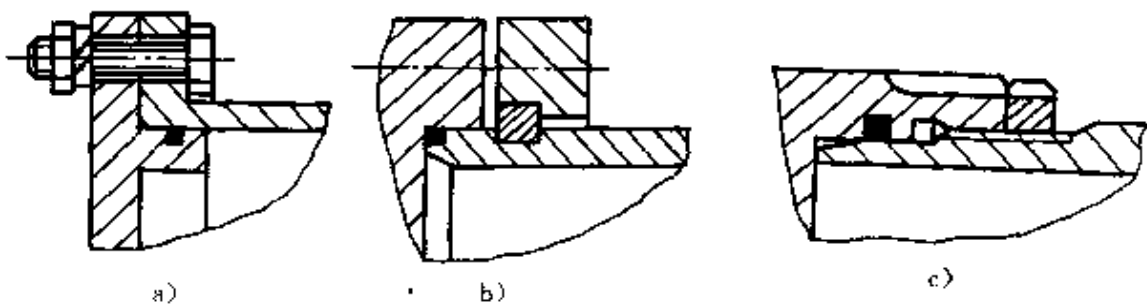


图 4-17 缸体与端盖的联结方式

- a) 法兰联结 b) 半环联结 c) 螺纹联结

4-14 常用哪些材料制造缸体、活塞和活塞杆？其技术要求如何？

答：(1) 缸体 机床上的液压缸多数采用高强度铸铁 (HT200)，当压力超过 8MPa 时，采用无缝钢管。工程机械上的液压缸多数采用 35 钢和 45 钢无缝钢管。缸体常用的技术要求有：

①当活塞上采用橡胶密封圈时，一般推荐采用 H9/f9 配合；当采用唇形密封圈时，表面粗糙度取 $R_a0.4\mu\text{m}$ ；当采用“O”形密封圈时，表面粗糙度取 $R_a0.2\mu\text{m}$ ；当活塞用活塞环密封时，为了减少内部漏油需要更高的精度和较低的粗糙度，一般取 H7/g6 配合，粗糙度取 $R_a0.2\mu\text{m}$ 。

②缸径的圆度和圆柱度不大于直径公差之半。当使用活塞环密封时，缸径的圆度和圆柱度不大于直径公差的 1/3。

③液压缸轴线的直线度在 500mm 长度上不大于 0.03mm。

④液压缸端面对轴线的垂直度，按直径每 100mm 上不大于 0.04mm。

⑤当缸体与端部采用螺纹联结时，螺纹采用 2a 级精度的公制螺纹。

⑥为了提高缸体的耐磨性和延长使用寿命，可以在缸体内表面镀 (30~50) μm 厚的硬铬，再进行研磨抛光，缸体外表面涂耐油油漆。

(2) 活塞 它的结构分为整体式和装配式两种。整体式活塞材料常采用 35 和 45 钢，装配式活塞材料常采用灰铸铁、耐磨铸铁和铝合金等，特殊需要的可在钢活塞坯外面装上青铜、黄铜和尼龙耐磨套。

活塞常用的技术要求有：

①外径的圆度和圆柱度不大于直径公差的一半。

②外径对内孔的同轴度不大于公差的一半。

③活塞端面与轴线的垂直度按直径每 100mm 不超过 0.04mm。

④活塞外经常采用 f9，内孔采用 H9，其粗糙度均采用 $R_a0.4\mu\text{m}$ 。

(3) 活塞杆 一般采用 35 和 45 钢等材料。当液压缸的冲击振动很大时, 活塞杆也可使用 55 钢或 40Cr 等合金材料。

活塞杆的技术要求有:

①活塞杆与导向套的配合, 推荐采用 H9/f9 配合。活塞杆粗糙度取 $R_a 0.4 \mu\text{m}$ 。有时需要进行镀铬, 镀层为 $(20 \sim 60) \mu\text{m}$ 并抛光。

②活塞杆与活塞的配合, 一般推荐采用 H7/k6 配合, 粗糙度为 $R_a 0.8 \mu\text{m}$ 。

③配合部分的圆度和圆柱度不大于直径公差之半。

④活塞杆轴线的直线度在 500mm 长度上不大于 0.03mm。

⑤与活塞端面相结合的端面垂直度在直径 100mm 上不大于 0.04mm。

4-15 液压缸为什么要密封?哪些部位需要密封?常见的密封方法有几种?

答: 液压缸高压腔中的油液向低压腔泄漏称为内泄漏, 液压缸中的油液向外部泄漏称为外泄漏。由于液压缸存在内泄漏和外泄漏, 使得液压缸的容积效率降低, 从而影响液压缸的工作性能, 严重时使系统压力上不去, 甚至无法工作; 并且外泄漏还会污染环境, 因此为了防止泄漏的产生, 液压缸中需要密封的地方必须采取相应的密封措施。

液压缸中需要密封的部位有: 活塞、活塞杆和端盖等处。

常用的密封方法有:

(1) 间隙密封 这是依靠两运动件配合面间保持一很小的间隙, 使其产生液体摩擦阻力来防止泄漏的一种密封方法。用该方法密封, 只适于直径较小、压力较低的液压缸与活塞间密封。

为了提高间隙密封的效果, 在活塞上开几条环形槽, 其尺寸为 $0.5\text{mm} \times 0.5\text{mm}$, 槽间距为 $(3 \sim 4) \text{mm}$, 如图 4-18 所示。这些环形槽的作用有两方面, 一是提高间隙密封的效果, 当油液从高压腔向低压腔泄漏时, 由于油路截面突然改变, 在小槽中形成旋涡而产生阻力, 于是使油液的泄漏量减少; 另一是阻止活塞轴

线的偏移，从而有利于保持配合间隙，保证润滑效果，减少活塞与缸壁的磨损，增强间隙密封性能。

(2) 活塞环密封 活塞环又叫活塞涨圈，它是一个开口的金属环，依靠弹性变形所产生的涨力压紧在缸体内壁上，从而产生密封作用。活塞环密封

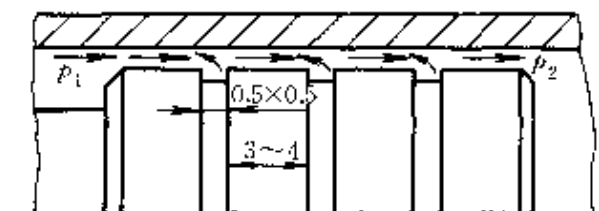


图 4-18 间隙密封

效果较好，能适应较大的压力变化和速度变化，耐高温，使用寿命较长，易于维护保养，并能使活塞具有较长的支承面。但它的加工要求较高，工艺复杂。所以，只有用其它密封方法不能满足要求时，才采用这种密封。

(3) O形密封圈密封 O形密封圈一般用耐油橡胶制成，具有结构简单、密封性能良好、体积小、装卸方便和摩擦力小等优点；但磨损后不能自动补偿、且寿命较短、在高压下容易被挤入间隙等缺点。这种密封圈可用于内径或外径的密封，也可用于动密封和静密封，其静密封压力为 100MPa；在往复运动速度较低 ($v < 0.5\text{m/s}$) 时，其动密封压力可达 35MPa。它也可用于圆周速度小于 0.2m/s 的回转运动的密封。

(4) Y形密封圈密封 Y形密封圈通常用耐油橡胶制成，其截面呈 Y 形。它具有密封性能好、摩擦阻力小、稳定性好、耐压性较强、使用寿命较长、结构简单和易于安装等特点。它主要用于压力 $p < 21\text{MPa}$ 时内径或外径的滑动密封。

(5) V形密封圈密封 V形密封圈的截面为 V 形，属于唇形密封圈的一种。由压环、V形圈和支承环三部分组成；它们通常用夹织物橡胶制成，也可将压环和支承环用金属材料制造。这种密封圈耐高压、密封性能好、工作可靠；但摩擦阻力大、调整困难；多应用于往复直线运动速度不高的活塞杆处。使用时应注意，V形圈组的个数和材质与使用压力有关，可参考表 4-3，V形圈个数多，则密封性提高，但摩擦阻力增大。

表 4-3 V形圈的组合个数、压环、支承环和调整垫片的材质

压力 MPa	V形圈个数			压环、支承环材质					调整垫片材质		
	丁腈 橡胶	夹织物 丁腈橡胶	聚四 氟乙烯	酚醛 树脂	酚醛树 脂夹织物	白铜	铝青铜	不锈钢	酚醛 树脂	硬铅	白铜
<4	3	3	3	○	○	○	○	△	○	○	○
4~8	4	4	4	○	○	○	○	△	○	○	○
8~16	5	4	5	×	○	○	○	△	×	○	○
16~30	5	5	6	×	△	○	○	○	×	○	○
30~60		6	6	×	×	△	⊙	○	×	△	○
>60		6		×	×	×	⊙	○	×	△	○

注：1. 标记：⊙—最合适；○—合适；△—要考虑使用条件；×不适用。

2. 压力超过 60MPa 时，增加 V 形圈个数，已无意义。

(6) 回转轴密封 图 4-19 所示为一种用耐油橡胶制成的回转轴用密封圈，它的内部有直角形圆铁环骨架 1 支撑着，内边围着一条螺旋形弹簧 2，把密封圈的唇收紧在轴上来进行密封。这种密封圈主要用于摆动液压缸伸出轴的密封，也适用于液压泵和液压马达伸出轴的密封。

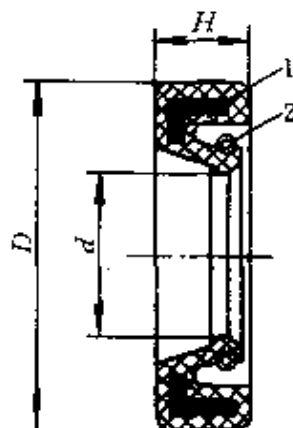


图 4-19 回转轴密封圈

1—直角形圆铁环骨架
2—螺旋形弹簧

4-16 使用密封圈时应注意哪些问题？

答：(1) O 形密封圈

①安装 O 形密封圈时，要有一定的预压缩量，如果压缩量过小，则密封性能不好，反之则压缩应力增加，摩擦阻力变大，使密封圈在沟槽中产生扭曲，加快磨损，降低使用寿命。

②用于动密封时，若缸内压力大于 10MPa，应当加挡圈，如图 4-20 所示，否则密封圈容易被挤出（见图 4-20a）。单向受压时，在受压力的对面加一个挡圈（见图 4-20b）；双向受压时，两侧都要加挡圈（见图 4-20c）。

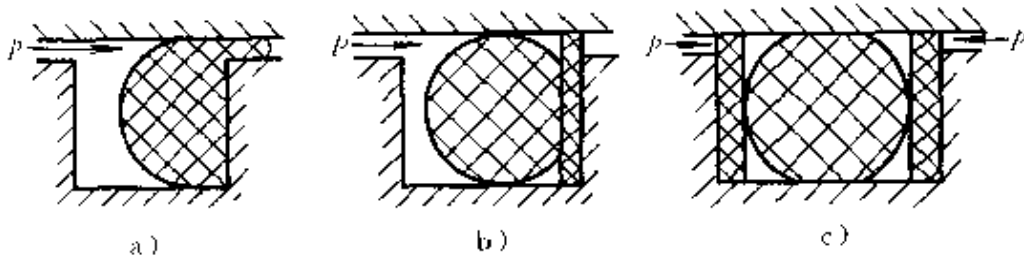


图 4-20 O形密封圈保护挡圈的使用

a) 密封圈被挤出 b) 对面加一个挡圈 c) 两侧都加挡圈

(2) Y形密封圈

①应注意密封圈的安装方向，使唇边对着压力油腔。

②在压力变化较大、滑动速度较高的场合，应设置支承环 2（见图 4-21），以支承密封圈 3。在支承环上开的小孔 e，是使压力油同时作用在内、外唇边上，让唇边张开以减少泄漏，压力更高时应加保护挡圈 1。

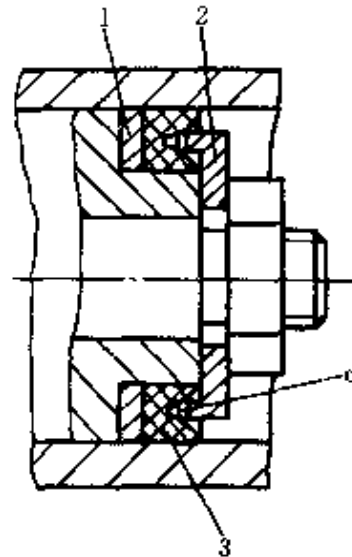


图 4-21 Y型密封圈支承环的使用

1—保护挡圈 2—支承环

3—密封圈 e—小孔

(3) V形密封圈

①安装时必须注意方向，使唇边对着油压作用方向。

②当压力小于 10MPa 时，使用一套密封圈即可；当压力较高，高达 50MPa 时，可增加中间密封环的数量。

③调整密封圈时，不能压得过紧，以不漏油为限度。

4-17 液压缸中为什么要设有缓冲装置？常见的缓冲方式有几种？

答：（1）设缓冲装置的原因 当运动件的质量较大，运动速度较高（ $>12\text{m/min}$ ）时，由于惯性力较大，具有很大的动量。在这种

情况下，活塞运动到缸筒的终端时，会与端盖发生机械碰撞，产生很大的冲击和噪声，严重影响加工精度，甚至引起破坏性事故，所以在大型、高速或高精度的液压设备中，常常设有缓冲装置，其目的是使活塞在接近终端时，增大回油阻力，从而减缓运动件的运动速度，避免撞击液压缸端盖。

(2) 常见的缓冲方式

1) 节流缓冲 图 4-22 所示为一种节流口可变式缓冲装置。它在活塞端部开有轴向三角槽，当活塞移动到接近端盖时，回油口被堵死，回油腔的油液只能通过轴向三角槽缓慢排出，形成缓冲液压阻力。缓冲过程是，随着活塞的移动，三角槽的通流截面逐渐减小，使活塞运动速度逐渐减慢而实现制动缓冲作用。在活塞反向启动时，由于进油口被堵死，压力油先通过单向阀进入液压缸，推动活塞反向移动。

2) 可调节流缓冲 图 4-23 所示为一种节流口可调式缓冲装置。在端盖上装有节流阀，当缓冲凸台进入凹腔 c 后，活塞与端盖 (a 腔) 间的油液经节流阀 2 的开口流入 c 腔而排出，于是回油阻力增大，形成缓冲液压阻力，使活塞运动速度减慢，实现制动缓冲。节流阀 2 的开口可根据负载情况调节，从而改变缓冲的速度。当活塞 1 反向运动时，压力油由 c 腔经单向阀 3 进入 a 腔，使活塞迅速启动。

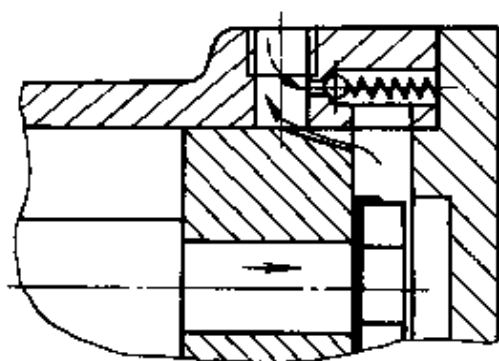


图 4-22 节流缓冲装置

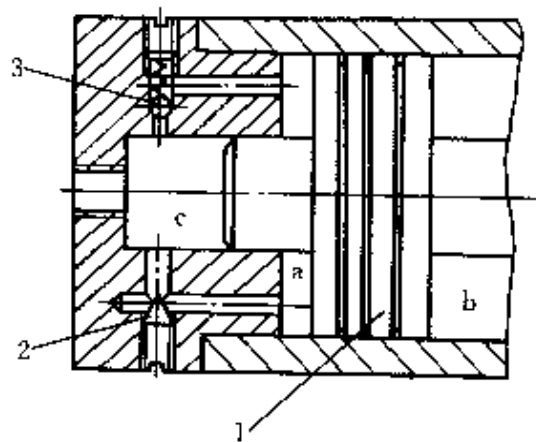


图 4-23 可调节流缓冲装置
1—活塞 2—节流阀 3—单向阀

必须指出，上述缓冲装置，只能在液压缸全行程终了时才起缓冲作用，当执行元件在行程中停止运动时，上述缓冲装置不起作用。这时可在回油路上设置行程节流阀来实现缓冲。

4-18 液压缸上为什么设有排气装置？一般应放在液压缸的什么位置？是否所有液压缸都要设置排气装置？

答：液压缸中残留的空气有时不能自行排出，致使液压装置在工作中常常出现振动、颤抖和爬行，并伴随发生噪声，这样会影响机械的正常工作，如在机床加工中，这种现象不仅会影响被加工表面的粗糙度，而且会损坏刀具。为了避免上述现象的产生，除了防止液压系统混入空气外，必要时就要在液压缸上设置排气装置。

排气装置在液压缸上的位置，当液压缸为水平放置时，排气装置应设置在缸筒两腔端部的上方，如图 4-24 所示。图 4-24a 是错误的，这是因为缸内的空气不能完全排除，图 4-24b 是正确的。

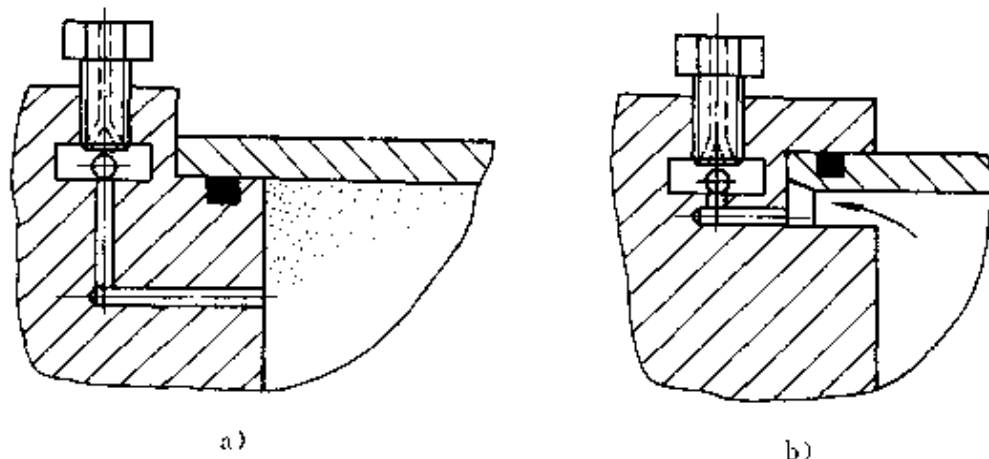


图 4-24 排气装置的正确位置

a) 排气装置的位置错误 b) 排气装置的位置正确

应当指出，并非所有的液压缸均需设置排气装置，对于要求不高的液压缸往往不设专门的排气装置，而是将通油口布置在缸筒两端的最高处，使缸中的空气随油液的流动而排走；对于速度稳定性要求较高的液压缸和大型液压缸，则必须设置排气装置，如排气塞和排气阀等。

4-19 液压缸为什么要自行设计？设计步骤如何？

答：液压缸是液压传动的执行元件，它与主机和主机上的工作机构有着直接的联系。对于不同的主机和机构，随着用途和工况要求的不同，液压缸的类型和结构千变万化，没有统一的规格，不像液压泵和液压阀已经标准化了，因此必须根据实际需要自行设计。

液压缸的设计步骤没有硬性规定，应根据已确定的各种条件，灵活地选择设计程序，一般可参考以下步骤进行：

①掌握原始资料和设计依据，通常包括如下一些内容：主机的用途和工作条件；工作机构的结构特点、负载状况、行程大小和动作要求；液压系统所选定的工作压力和流量；材料、配件和加工工艺的现实状况；有关的国家标准和技术规范等。

②根据主机的动作要求选择液压缸的类型和结构形式。

③根据液压缸所承受的外部载荷作用力，如重力、外部机构运动摩擦力、惯性力和工作载荷，确定液压缸在行程各阶段上负载的变化规律以及必须提供的动力数值。

④根据液压缸的工作负载和选定的油液工作压力，确定活塞和活塞杆的直径。

⑤根据液压缸的运动速度、活塞和活塞杆的直径，确定液压泵的流量。

⑥选择缸筒材料，计算外径。

⑦选择缸盖的结构形式，计算缸盖与缸筒的连接强度。

⑧根据工作行程要求，确定液压缸的最大工作长度 l ，通常 $l \geq d$ ， d 为活塞杆直径。由于活塞杆细长，应进行纵向弯曲强度校核和液压缸的稳定性计算。

⑨必要时设计缓冲、排气和防尘等装置。

⑩绘制液压缸装配图和零件图。

⑪整理设计计算书，审定图样及其它技术文件。

4-20 设计液压缸时常常要考虑哪些问题？

答：①保证液压缸往复运动的速度、行程和需要的牵引力。

- ②要尽量缩小液压缸的外形尺寸，使结构紧凑。
- ③活塞杆最好受拉不受压，以免产生弯曲变形。
- ④保证每个零件有足够的强度、刚度和耐久性。
- ⑤尽量避免液压缸受侧向载荷。
- ⑥长行程液压缸活塞杆伸出时，应尽量避免下垂。
- ⑦能消除活塞、活塞杆和导轨之间的偏斜。
- ⑧根据液压缸的工作条件和具体情况，考虑缓冲、排气和防尘措施。
- ⑨要有可靠的密封，防止泄漏。
- ⑩液压缸不能因温度变化时，受限制而产生挠曲。特别是长液压缸更应注意这点。
- ⑪液压缸的结构要素应采用标准系列尺寸，尽量选择经常使用的标准件。
- ⑫尽量做到成本低，制造容易，维修方便。

4-21 如何计算液压缸所受到的总阻力？

答：液压缸的牵引力应能克服所受到的总阻力。总阻力包括：阻碍工作运动的切削力 $F_{切}$ ；运动部件与导轨间的摩擦阻力 $F_{导}$ ；密封装置的摩擦阻力 $F_{密}$ ；启动、制动或换向时的惯性力 $F_{惯}$ ；回油腔因背压作用产生的阻力 $F_{背}$ 等，即液压缸的最大牵引力

$$F = F_{切} + F_{导} + F_{密} + F_{惯} + F_{背}$$

1) 切削力 $F_{切}$ 可根据不同的加工方法，查阅有关公式计算，或者根据实验确定。

2) 导轨摩擦力 $F_{导}$ 应根据导轨的结构形式确定：

$$\text{对于矩形导轨 } F_{导} = f(G_{垂} + F_{切垂})$$

$$\text{对于 V 形导轨 } F_{导} = \frac{f(G_{垂} + F_{切垂})}{\sin \frac{\alpha}{2}}$$

$$\text{对于燕尾形导轨 } F_{导} = f(G_{垂} + F_{切垂} + 2F_{侧})$$

式中 $G_{垂}$ ——运动部件的总重力在垂直于工作部件运动方向的分力 (N)；

$F_{\text{切垂}}$ ——垂直于工作部件运动方向的切削分力 (N);

$F_{\text{侧}}$ ——作用于燕尾导轨的侧向分力 (N);

α ——V形导轨的角度 ($^{\circ}$);

f ——摩擦系数。铸铁的摩擦系数可取:

启动时 $f=0.16$

低速时 $f=0.10\sim 0.12$

快速并有良好润滑条件时, $f=(5\sim 8)\times 10^{-2}$

3) 运动部件的惯性力

$$F_{\text{惯}} = ma = \frac{G}{g}a = \frac{G \Delta v}{g \Delta t}$$

式中 G ——运动部件的总重力 (N);

g ——重力加速度 (9.81m/s^2);

Δv ——启动或制动时速度的变化量 (m/s);

Δt ——启动或制动时所需的时间 (s), 通常取 $\Delta t = (0.01\sim 0.5)$ s (低速轻载时取小值)。

4) 密封装置的密封摩擦阻力 $F_{\text{密}}$ 可根据密封装置的不同, 按以下公式计算:

对于采用 O 形密封圈

$$F_{\text{密}} = 0.03F$$

式中 F ——液压缸的推力 (N)。

对于采用 Y 形密封圈

$$F_{\text{密}} = fp\pi dh_1$$

式中 f ——摩擦系数, 取 $f=1\times 10^{-2}$;

p ——密封处的工作压力 (Pa);

d ——密封处的直径 (m);

h_1 ——密封圈的有效高度 (m)。

对于采用 V 形密封圈

$$F_{\text{密}} = 5fpdh$$

式中 f ——摩擦系数, 取 $f=0.1\sim 0.13$;

p ——密封处的工作压力 (Pa);

d ——密封处的直径 (m);

h ——密封圈的有效高度 (m)。

应当指出,密封摩擦力也可采用经验公式计算,一般取 $F_{\text{密}} = (0.05 \sim 0.1) F$, 或由于详细计算比较繁琐,可将它计入液压缸的机械效率中,一般取 $\eta_m = 0.85 \sim 0.99$ 。

5) 回油腔背压力 $F_{\text{背}}$ 可用经验公式计算 $F_{\text{背}} = 0.05 F_{\text{回}}$, 如果回油腔直接通油箱, 取 $F_{\text{背}} = 0$ 。

应当指出,液压缸的各工作阶段,上述各载荷不一定同时存在,例如若工作部件做等速运动,则 $F_{\text{惯}} = 0$; 机器在启动或制动过程中,如不承受工作载荷(空载快进或快退),则只有惯性力作用。因此,计算时应按运动部件的具体受力情况来考虑,并取其中最大负载来确定牵引力。

4-22 如何计算液压缸内径、活塞和活塞杆的直径?为什么要将计算结果圆整到标准值?

答:计算液压缸内径和活塞杆直径均与设备的类型有关。例如机床类,对于动力较大的机床(拉床、刨床和组合机床等)一定要满足牵引力的要求,计算时以力为主;对于轻载高速的机床(磨床、珩磨机和研磨机等)一定要满足速度要求,计算时以速度为主。换句话说,计算时应各有侧重。

(1) 以力为主计算液压缸内径和活塞杆直径 这类机床所用液压缸内径和活塞杆直径是根据液压缸的牵引力 F 和有效工作压力 p 来确定的。

1) 计算液压缸的牵引力 F (按 4-21 题计算,从略)

2) 确定液压缸的有效工作压力 p 对于不同用途的液压设备,由于工作条件不同,通常采用的压力值也不同。设计时,可用类比法或实验确定。表 4-4 和表 4-5 可供参考。

3) 计算液压缸内径、活塞直径 D 和活塞杆直径 d 计算液压缸内径 D 的公式为:

$$\text{无杆腔受力时, } D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p}} = 1.13 \sqrt{\frac{F}{p}}$$

$$\text{有杆腔受力时, } D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p} + d^2}$$

式中 F ——液压缸最大牵引力 (N);
 p ——液压缸有效工作压力 (Pa);
 d ——活塞杆直径 (m);
 D ——液压缸内径 (m)。

从上式可看出, 当液压缸的最大牵引力 F 给定后, 若 p 值取的大, 则液压缸直径 D 就小, 结构紧凑, 但对液压元件的性能和密封要求也要相应提高。反之, 液压缸直径 D 变大, 结构也相应庞大。

表 4-4 各类液压设备常用的工作压力

设备类型	磨床	组合机床	车床、铣床和镗床	拉床	龙门刨床	农业机械和小型工程机械
工作压力 p/MPa	0.8~2	3~5	2~4	8~10	2~8	10~16

表 4-5 液压缸牵引力与工作压力之间的关系

液压缸牵引力 F/kN	<5	5~10	10~20	20~30	30~50	>50
液压缸工作压力 p/MPa	<0.8~1.0	1.5~2	2.5~3	3~4	4~5	$\geq 5 \sim 7$

对于活塞缸来说, 液压缸内径和活塞直径的公称尺寸相同, 因此计算出的液压缸内径即是活塞的直径。

活塞杆直径 d 可根据受力情况和液压缸结构形式来决定:

受拉时 $d = (0.3 \sim 0.5)D$

受压时, 在 $p \leq 5\text{MPa}$ 情况下, $d = (0.5 \sim 0.55)D$; 在 $5\text{MPa} \leq p \leq 7\text{MPa}$ 的情况下, $d = (0.6 \sim 0.7)D$; 在 $p > 7\text{MPa}$ 的情况下, $d = 0.7D$ 。

差动联结, 且往复速度相等时, $d = 0.7D$ 。

计算出的活塞杆直径和活塞直径，应按表 4-5 和表 4-6 圆整为标准值。

表 4-6 活塞杆直径系列 (mm)

10	12	14	16	18	20	22	25	28	(30)
32	35	40	45	50	55	(60)	63	(65)	70
(75)	80	(85)	90	(95)	100	(105)	110	(120)	125
(130)	140	(150)	160	180	200	220	250	(260)	280
320	360	(380)	400	(420)	450	500	(520)	560	(580)

注：括号中尺寸尽量不用。

(2) 以速度为主计算液压缸内径和活塞杆直径 在这种情况下，可根据往复运动速度比 φ (v_2 与 v_1 之比) 来确定液压缸内径 D 和活塞杆直径 d 。

$$\varphi = \frac{v_2}{v_1} = \frac{D^2}{D^2 - d^2}, \text{ 当 } \varphi < 1.2 \sim 1.3 \text{ 时, 一般取 } \frac{d}{D} = 0.3 \sim 0.4.$$

活塞杆直径 d 按标准选取 (表 4-6) 后，即可确定相应的液压缸内径 D ，然后再按表 4-7 液压缸内径系列进行圆整，也可根据 φ 值参照表 4-8 选取。

表 4-7 液压缸内径系列 (mm)

20	25	32	40	50	55	63	(65)	70	(75)
80	(85)	90	(95)	100	(105)	110	125	(130)	140
(150)	160	180	200	(220)	250	(280)	320	(360)	400
(450)	500	(560)	630	(710)	820	(900)	1000	—	—

注：括号中尺寸尽量不用。

(3) 液压缸内径、活塞和活塞杆直径要取标准值的原因 因为活塞和活塞杆还要与其它零件相配，如密封圈等，而密封圈等都已标准化，有专门的厂家生产，所以活塞和活塞杆也应标准化，以便选取标准件，这就是计算出活塞和活塞杆直径后要圆整的原因。

表 4-8 活塞杆直径与液压缸内径的关系

d/mm D/mm	φ	往复速度比 φ				
		2	1.46	1.33	1.25	1.15
40		28	22	20	18	14
50		35	28	25	22	18
63		45	35	32	28	22
80		55	45	40	35	28
90		60	50	45	40	32
100		70	55	50	45	35
110		80	60	55	50	40
125		90	70	60	55	45
140		100	80	70	60	50
160		110	90	80	70	55
180		125	100	90	80	63
200		140	110	100	90	70

4-23 如何确定液压缸的长度？最小导向长度和壁厚？

答：(1) 确定液压缸长度 液压缸的长度 L 应根据所需最大工作行程长度而定，液压缸的行程系列可查表 4-9，同时要注意考虑制造工艺的可能性。液压缸的长度 L 一般不大于缸筒内径的 20 倍。

表 4-9 液压缸行程系列 (mm)

10	16	20	25	32	40	50	60	(70)	80
(90)	100	(110)	125	(140)	160	(180)	200	(220)	250
(280)	320	(360)	400	(450)	500	(560)	630	(710)	800
(900)	1000	(1120)	1250	(1400)	1600	(1800)	2000	(2240)	2500

若活塞杆在工作中受压，当活塞杆长度与活塞杆直径之比大于 15 时，则必须对活塞杆进行稳定性验算。

(2) 确定最小导向长度 H 当活塞杆全部外伸时，从活塞支承面中点到导向滑动面中点的距离称为最小导向长度 H ，如图 4-25 所示。如果导向长度 H 过小，将使液压缸的初始挠度（间隙引起的挠度）增大，影响液压缸的稳定性，因此设计时必须保证有一最小导向长度。对于一般的液压缸，当液压缸的最大行程为 L 缸筒直径为 D 时，最小导向长度为

$$H \geq \frac{L}{20} + \frac{D}{2}$$

活塞的宽度 B ，一般取 $B = (0.6 \sim 1.0)d$ 。为保证最小导向长度，过分增大 A 和 B 都是不适宜的。必要时，可在导向套与活塞之间装一隔套（图中零件 K ），隔套的长度 C 由需要的最小导向长 H 确定，即

$$C = H - \frac{1}{2}(A + B)$$

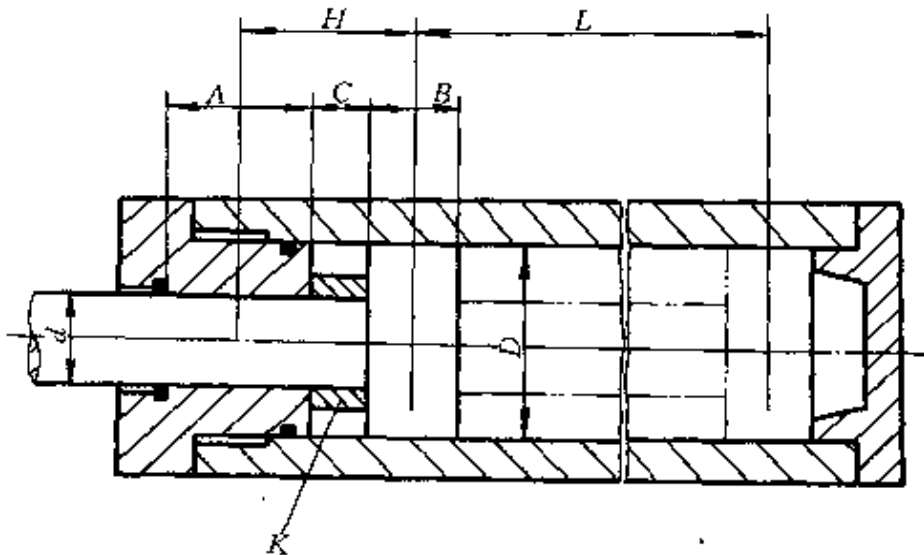


图 4-25 最小导向长度

(3) 确定液压缸的壁厚 δ 液压缸的壁厚一般由结构和工艺的需要而定。在中、低压系统中，缸壁强度不是主要问题，通常不用计算。压力较高时，可用下式对缸体壁厚进行验算。

$$\delta \geq \frac{p_r D}{2[\sigma]}$$

式中 δ ——缸体壁厚(cm);

p_Y ——试验压力(Pa),一般取 $p_Y = (1.2 \sim 1.3)p$;

p ——液压缸的最高工作压力(Pa);

D ——液压缸内径(cm);

$[\sigma]$ ——缸体材料的许用应力(Pa)。当 $p < 20\text{MPa}$ 时,用钢材, $[\sigma] = (100 \sim 110)\text{MPa}$; 当 $p < 10\text{MPa}$ 时,可用铸铁, $[\sigma] = 60\text{MPa}$ 。

应当指出,上式只适用于 $D/\delta \geq 10$ 的情况,当 $D/\delta < 10$ 时,应按材料力学中厚壁筒的公式进行验算。

4-24 如何确定液压缸所需流量?

答:液压缸所需的最大流量 q_{\max} 可按液压缸最大工作速度和液压缸的有效工作面积 A 确定。

$$q_{\max} = v_{\max} A$$

液压缸所需的最小流量 q_{\min} ,可按液压缸最小进给速度和液压缸的有效工作面积确定。

$$q_{\min} = v_{\min} A$$

式中 v_{\max} ——液压缸的最大工作速度;

v_{\min} ——液压缸的最小进给速度。

这里必须指出,对于进给速度较低的液压缸,它所需流量 q_{\min} 必须大于系统的最小稳定流量,这样才能满足液压缸低速进给的要求,即

$$q_{\min} \leq v_{\min} A$$

式中 q_{\min} ——系统的最小稳定流量,其值取决于系统中的流量阀和变量泵的结构。

当液压缸所需最小流量小于系统的最小稳定流量时,应加大液压缸的有效工作面积,以便满足液压缸最小流量要求。

4-25 液压缸工作时出现漏油现象是什么原因?怎样解决?

答:(1) 液压缸工作中出现漏油的原因

- ① 密封圈磨损、破裂或使用压缩后产生永久性变形。
- ② 缸筒与缸盖结合部位产生外泄漏。

③由于振动使液压缸进油管口联结处松动，产生泄漏。

(2) 相应的解决办法

①更换密封圈。

②清理接触处的毛刺，重新紧固。

③重新紧固。

4-26 液压缸工作时为什么会出现爬行现象？如何排除？

答：液压缸工作时出现爬行的原因和排除方法如下：

1) 缸内有空气侵入 应增设排气装置或者使液压缸以最大行程快速运动，强迫排除空气。

2) 液压缸的端盖处密封圈压得太紧或太松 应调整密封圈使之有适当的松紧度，保证活塞杆能用手来回平稳地拉动而无泄漏。

3) 活塞与活塞杆同轴度不好 应校正、调整。

4) 液压缸安装后与导轨不平行 应进行调整或重新安装。

5) 活塞杆弯曲 应校直活塞杆。

6) 活塞杆刚性差 加大活塞杆直径。

7) 液压缸运动零件之间间隙过大 应减小配合间隙。

8) 液压缸的安装位置偏移 应检查液压缸与导轨的平行度，并校正。

9) 液压缸内径直线性差（鼓形、锥形等） 应修复，重配活塞。

10) 缸内腐蚀、拉毛 应去掉锈蚀和毛刺，严重时应镗磨。

11) 双出杆活塞缸的活塞杆两端螺帽拼得太紧，使其同心不良 应略松螺帽，使活塞处于自然状态。

4-27 液压缸工作时为什么会产生牵引力不足或速度下降现象？如何排除？

答：1) 活塞配合间隙过大或密封装置损坏，造成内泄漏 应减小配合间隙，更换密封件。

2) 活塞配合间隙过小，密封过紧，增大运动阻力 应增大配合间隙，调整密封件的松紧度。

3) 活塞杆弯曲, 引起剧烈摩擦 应校直活塞杆。

4) 液压缸内油液温升太高、粘度下降, 使泄漏增加; 或是由于杂质过多, 卡死活塞和活塞杆 应采取散热降温等措施, 更换油液。

5) 缸筒拉伤, 造成内泄漏 应更换缸筒。

6) 由于经常用工作行程的某一段, 造成液压缸内径直线性不良(局部有腰鼓形), 致使液压缸的高、低压油互通 应镗磨修复液压缸内径, 单配活塞。

4-28 液压缸的调整通常包括哪些方面?

答: (1) 排气装置调整 先将缸内工作压力降到(0.5~1)MPa左右, 然后使活塞往复运动, 打开排气塞进行排气。打开的方法是: 当活塞到达行程末端, 压力升高的瞬间打开排气塞, 而在开始返回之前立即关闭。排气塞排气时, 可听到噓噓的气声, 随后喷出白浊色的泡沫状油液, 空气排尽时喷出的油呈澄清色。可以用肉眼判别排气是否彻底。

(2) 缓冲装置调整 在装有可调节缓冲装置的情况下, 而活塞又在运动中, 应先将节流阀放在流量较小的位置上, 然后逐渐调节节流口大小, 直到满足要求为止。

(3) 液压缸各部位的检查 液压缸除做上述调整工作外, 还要检查各个密封件的漏油情况, 以及安装联结部件的螺栓有无松动等现象, 防止意外事故的发生。

(4) 定期检查 根据液压缸的使用情况, 安排定期检查的时间, 并做好检查记录。

4-29 安装液压缸通常应注意哪些事项?

答: 通常情况下, 安装液压缸时的注意事项如下:

① 液压缸的基座必须有足够的刚度, 否则加压时缸筒成弓形向上翘, 使活塞杆弯曲。

② 缸的轴向两端不能固定死。由于缸内受液压力和热膨胀等因素的作用, 有轴向伸缩。若缸两端固定死, 将导致缸各部分变形。

③拆装液压缸时，严禁用锤敲打缸筒和活塞表面，如缸孔和活塞表面有损伤，不允许用砂纸打磨，要用细油石精心研磨。导向套与活塞杆间隙要符合要求。

④拆装液压缸时，严防损伤活塞杆顶端的螺纹、缸口螺纹和活塞杆表面。更应注意，不能硬性的将活塞从缸筒中打出。

4-30 液压马达有哪些类型？各应用在什么地方？

答：常见的液压马达有齿轮式、叶片式和柱塞式三大类。它们的应用场合如下：

(1) 齿轮式液压马达 用于高转速、小转矩的场合，也用作笨重物体旋转的传动装置。由于笨重物体的惯性起到飞轮作用，可以补偿旋转的波动性，因此在起重设备中应用比较多。值得注意的是，齿轮式液压马达输出转矩和转速的脉动性较大，径向力不平衡，在低速旋转及负荷改变时运转的稳定性较差。

(2) 叶片式液压马达 最大的特点是体积小、惯性小，因此动作灵敏，允许换向频率高。但是，工作时泄漏较大，机械特性较软，不适于在低速下工作，调速范围也不能很大。主要适用于高转速、小转矩和动作灵敏的场合，例如广泛地用于磨床回转工作台的驱动；内、外圆磨床的主轴驱动和对机械特性要求不严格的地方；对机械特性要求不高、调速范围不大的夹紧装置；还可用于对惯性要求较小的各种随动系统中。

(3) 柱塞式液压马达 一般的柱塞泵（除采用配流阀进行配油的）均可作为液压马达使用，但由于排量较小，输出转矩不大，所以说是一种高速、小转矩的液压马达。近年来，我国生产的低速、大转矩柱塞式液压马达已在矿山机械、建筑机械、采煤机械、工程机械、起重运输机械和船舶等方面得到应用。

4-31 简述齿轮式、叶片式和轴向柱塞式液压马达的工作原理。

答：(1) 齿轮式液压马达的工作原理 图 4-26 为齿轮式液压马达的工作原理图。图中 P 为两齿轮的啮合点，设齿轮的齿高为 h ，啮合点到两个齿根的距离分别为 s_1 和 s_2 。压力油从 p 口进入，由于

s_1 与 s_2 均小于 h , 故当压力油作用在齿面上时 (如图中箭头所示), 两个齿轮上就各有一个使它们产生转矩的作用力 $p(h-s_1)b$ 和 $p(h-s_2)b$, 其中 p 为输入油液的压力, b 为齿宽。在上述作用力的作用下, 两齿轮按图示方向回转, 并把油液带到低压腔排出, 这就是齿轮式液压马达的工作原理。

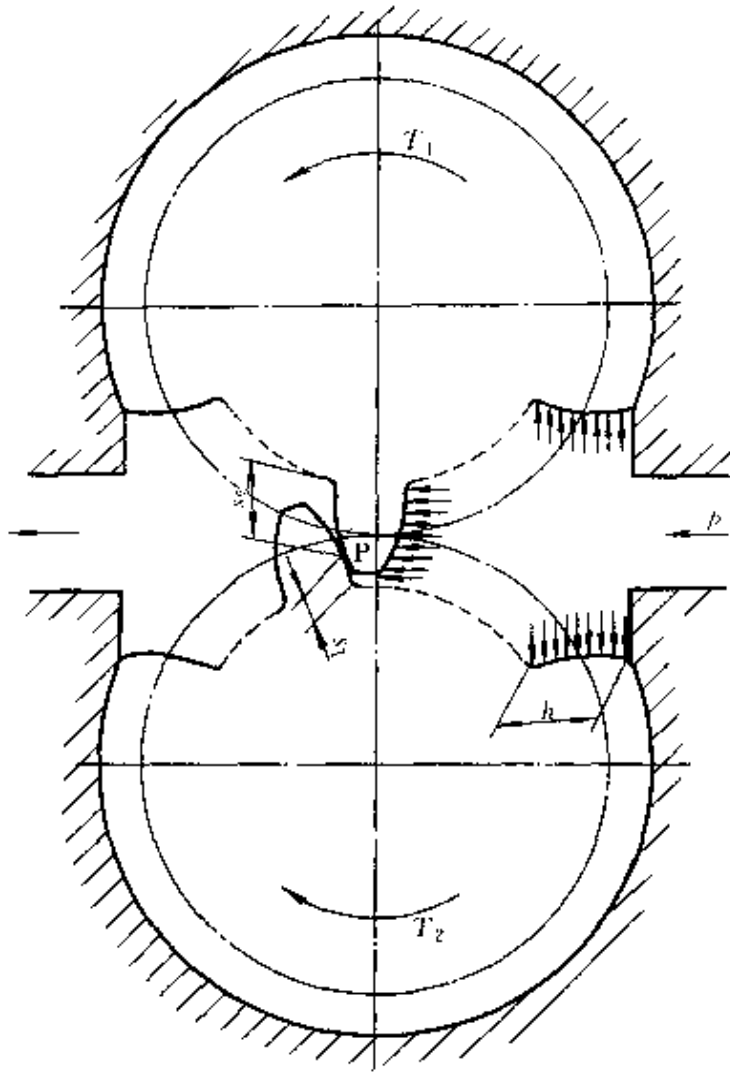


图 4-26 齿轮式液压马达的工作原理

(2) 叶片式液压马达的工作原理 图 4-27 为叶片式液压马达的工作原理图。当压力油从进油口进入压力腔后, 两相邻叶片间的密封容积中充满着压力油。叶片 2 和 6 两侧面均受高压油作用,

由于作用力相等，因此互相抵消不产生转矩。叶片 3、7 和 1、5 的一侧均受高压油的作用，另一侧处于回油腔，受低压油作用，因此每个叶片的两侧受力不平衡，故叶片 3、7 产生逆时针方向旋转的转矩，叶片 1、5 产生顺时针方向旋转的转矩。由于叶片 3、7 伸出长度长，受力面积大，而叶片 1、5 伸出长度短，受力面积小，所以叶片 3、7 产生的逆时针方向旋转的转矩大于叶片 1、5 产生的顺时针方向旋转的转矩，这两种转矩的合成就构成了转子沿逆时针方向旋转的转矩。回油腔中油液的压力低，对叶片的作用力很小，产生的转矩可忽略不计，因此转子在合成转矩的作用下沿逆时针方向旋转。如果改变输油方向，则液压马达反转。

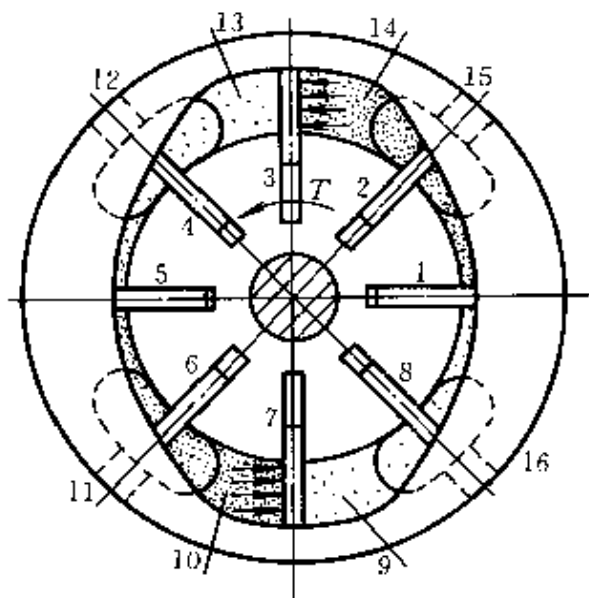


图 4-27 叶片式液压马达的工作原理

- 1、2、3、4、5、6、7、8—叶片
 9、13—回油腔 10、14—压力腔
 11、15—进油口 12、16—回油口

(3) 轴向柱塞式液压马达的工作原理 轴向点接触柱塞式定量液压马达应用较多，其工作原理如图 4-28 所示。图中的斜盘 1 和配油盘 4 固定不动，柱塞 3 轴向地放置在缸体 2 的柱塞孔中，缸体 2 和马达轴 5 相连接在一起。斜盘 1 的轴线和缸体的轴线相交一个倾角 γ_m 。当压力油通过配油盘 4 上的进油窗口 6 输入到缸体上的柱塞孔中时，压力油把孔中的柱塞顶出，使之压在斜盘上。斜盘 1 对柱塞 3 的反作用力 F 垂直于斜盘表面，这个力的水平分力 F_x 与柱塞上的液压力相平衡，而垂直分力 F_y 则对缸体中心产生一个转矩，使缸体和马达轴做逆时针方向旋转。如果改变马达压力油的输入方向，马达轴就反方向旋转。

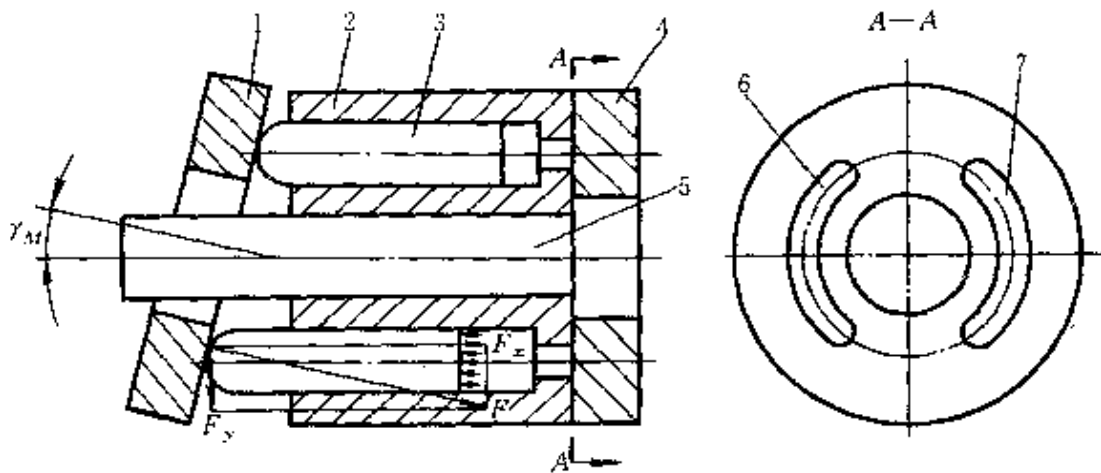


图 4-28 轴向点接触柱塞式液压马达的工作原理

1—斜盘 2—缸体 3—柱塞 4—配油盘 5—马达轴

6—进油窗口 7—回油窗口

4-32 液压马达和液压泵有哪些相同点和不同点？CB-B 型齿轮泵和 YB 型叶片泵能否作液压马达使用？为什么？

答：(1) 液压马达和液压泵的相同点

①从原理上讲，液压马达和液压泵是可逆的，如果用电动机带动时，输出的是压力能（压力和流量），这就是液压泵；若输入压力油，输出的是机械能（转矩和转速），则变成了液压马达。

②从结构上看，二者是相似的。

③液压马达和液压泵的工作原理均是利用密封工作容积的变化进行吸油和排油的。对于液压泵，工作容积增大时吸油，工作容积减小时排出高压油。对于液压马达，工作容积增大时进入高压油，工作容积减小时排出低压油。

(2) 液压马达和液压泵的不同点

①液压泵是将电动机的机械能转换为液压能的转换装置，输出流量和压力，希望容积效率高；液压马达是将液体的压力能转换为机械能的转换装置，输出转矩和转速，希望机械效率高。因此说，液压泵是能源装置，而液压马达是执行元件。

②液压马达输出轴的转向必须能正转和反转，而像齿轮泵和叶片泵等液压泵的转向有明确的规定，只能单向转动，不能随意

改变旋转方向。

③齿轮泵的吸油口大，排油口小；齿轮液压马达的吸、排油口大小相同。

④叶片泵的叶片须斜置安装；叶片式液压马达的叶片径向安装。

⑤叶片式液压马达的叶片依靠根部的扭转弹簧，使其压紧在定子表面上；而叶片泵的叶片依靠根部的压力油和离心力作用压紧在定子表面上。

⑥液压马达的容积效率比液压泵低；通常液压泵的工作转速都比较高，而液压马达往往输出很低的转速。

⑦液压泵是连续运转的，油液温度的变化相对很小；液压马达可以长期空运转或者停止运转，液压马达可能要受到频繁的温度冲击。

⑧大部分液压泵与原动机安装在—起时，主轴不承受额外径向负载；而液压马达直接装在轮子上或与带轮、链轮和齿轮相连接时，主轴将承受较高的径向负载。

(3) CB-B型齿轮泵和YB型叶片泵不能做液压马达的原因就工作原理来说，齿轮泵可用做液压马达，但由于结构上的原因，CB-B型齿轮泵的进、出油口尺寸不相等，又是采用内部泄油（泄油道通低压腔），因此不能反转，而液压马达却要求输出轴能双向回转，二者是矛盾的。另外，液压马达为了提高机械效率，齿顶间隙较大，而CB-B型齿轮泵为了提高容积效率，齿顶间隙应尽量的小，两者要求不统一。所以CB-B型齿轮泵不能做液压马达使用。

YB型叶片泵为减少叶片顶部与定子表面间的摩擦，叶片倾斜安装，因此转向是固定的。液压马达要求有正转和反转，YB型叶片泵实现不了这种要求，故不能做液压马达使用。

4-33 什么是液压马达的工作压力、额定压力、排量和流量？

答：(1) 工作压力 p_M 液压马达的工作压力 p_M 是指液压马达的实际工作压力，即输入油液的压力。在计算时应是马达入口压力

与出口压力之差。

(2) 额定压力 p_{HM} 马达在正常工作条件下,按试验标准规定连续运转的最高压力为额定压力。超过这个最高压力就叫做超载。

(3) 排量 V_M 液压马达的排量 V_M 是指没有泄漏的情况下,液压马达转一转所吞入的油液体积。

(4) 流量 q_M 液压马达的理论流量 q_{iM} 是指液压马达无泄漏的情况下,单位时间内所吞入的油液体积。

即
$$q_{iM} = V_M n_M$$

式中 n_M ——液压马达的转速。

液压马达的额定流量 q_{HM} 是指在额定转速和额定压力下输入到液压马达的流量。

4-34 如何计算液压马达的转矩 T_M 、转速 n_M 、输出功率 P_M 和效率 η_M ?

答: (1) 液压马达的容积效率

$$\eta_{VM} = \frac{q_{iM}}{q_M} < 1$$

(2) 液压马达的机械效率

$$\eta_{mM} = \frac{T_M}{T_{iM}} < 1$$

(3) 液压马达的总效率

$$\eta_M = \frac{P_M}{P_{iM}} = \frac{T_M \Omega}{p_M q_M} = \eta_{VM} \eta_{mM}$$

(4) 液压马达的输出功率

$$P_M = T_M \Omega = p_M q_M \eta_M$$

(5) 液压马达的输出转矩

$$T_M = \frac{p_M q_M}{\Omega} \eta_M = \frac{p_M q_M}{2\pi n_M} \eta_M = \frac{p_M V_M}{2\pi} \eta_{mM}$$

(6) 液压马达的输出转速

$$n_M = \frac{q_{iM}}{V_M} = \frac{q_M}{V_M} \eta_{VM}$$

式中 q_{iM} ——液压马达的理论流量;

q_M ——实际输入到液压马达的流量；

T_{iM} ——液压马达理论输出的转矩；

P_{iM} ——液压马达的输入功率；

p_M ——液压马达的工作压力；

V_M ——液压马达的排量；

Ω ——液压马达输出角速度。

4-35 液压马达常见故障有哪些？如何排除？

答：液压马达的常见故障及其排除方法见表 4-10。

表 4-10 液压马达的常见故障及其排除方法

现象	原因	方法
转速低， 输出功率 不足	液压泵输出油量或压力不足	查明原因，根据情况采取相应措施
	液压马达内部泄漏严重	查明泄漏原因和部位，采取密封措施
	液压马达外部泄漏严重	加强密封
	液压马达零件磨损严重	更换磨损的零件
	液压油粘度不适当	按要求选用粘度适当的液压油
噪声大	进油口堵塞	排除污物
	进油口漏气	拧紧接头
	油液不清洁，空气混入	加强过滤，排除气体
	液压马达安装不良	重新安装
	液压马达零件磨损	更换磨损的零件
泄漏	密封件损失	更换密封件
	接合面螺钉未拧紧	拧紧螺钉
	管接头未拧紧	拧紧管接头
	配油装置发生故障	检修配油装置
	运动件间的间隙过大	重新装配或调整间隙

4-36 一般情况下，安装使用液压马达应注意哪些问题？

答：安装液压马达时，通常应注意以下问题：

①若液压马达规定有背压时，应予以保证。

②液压马达与其他机械联结时，要保证联结轴的同轴度。

③液压马达的泄油管要保证畅通。外接泄油管应防止停止时壳体内部的油全部流回油箱。停车时间较长时，液压马达应空转一段时间后再正常使用。

4-37 计算实例

例 1 单出杆活塞式液压缸，活塞直径 $D=8\text{cm}$ ，活塞杆直径 $d=5\text{cm}$ ，进入液压缸的流量 $q=30\text{L/min}$ ，问往复速度各是多少？

解：设有杆腔活塞的有效面积为 A_2 ，无杆腔活塞的有效面积为 A_1 。

①活塞（或缸体）的运动速度

$$v = \frac{q}{A}$$

②无杆腔进油时的运动速度

$$v_1 = \frac{q}{A_1} = \frac{4q}{\pi D^2} = \frac{4 \times 30 \times 10^3}{\pi \times 8^2 \times 60} \text{cm/s} = 9.95 \text{cm/s}$$

③有杆腔进油时的运动速度

$$v_2 = \frac{q}{A_2} = \frac{4q}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \times 30 \times 10^3}{\pi(8^2 - 5^2) \times 60} \text{cm/s} = 16.32 \text{cm/s}$$

例 2 某液压系统执行元件为双出杆活塞式液压缸（见图 4-29），液压缸的工作压力 $p=3.5\text{MPa}$ ，活塞直径 $D=9\text{cm}$ ，活塞杆直径 $d=4\text{cm}$ ，工作进给速度 $v=1.52\text{cm/s}$ ，问液压缸能克服多大的阻力？液压缸所需流量为多少？

解：

①活塞的有效作用面积

$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4}(9^2 - 4^2) \text{cm}^2 = 51.05 \text{cm}^2$$

② 液压缸能克服的最大阻力

$$F = pA = 35 \times 10^5 \times 51.05 \times 10^{-4} \text{N} = 17.9 \text{kN}$$

③ 液压缸所需流量

$$q = vA =$$

$$1.52 \times 60 \times 51.05 \text{cm}^3/\text{min} = 4655.76 \text{cm}^3/\text{min} =$$

$$4.7 \text{L}/\text{min}$$

例 3 在图 4-30 所示的单出杆活塞液压缸中, 已知缸体内径 $D=125\text{mm}$, 活塞杆直径 $d=70\text{mm}$, 活塞向右运动的速度 $v=0.1\text{m/s}$, 求进入液压缸的流量 q_1 和排出液压缸的流量 q_2 各有多少?

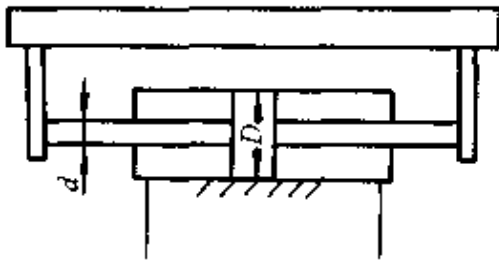


图 4-29 双出杆活塞缸

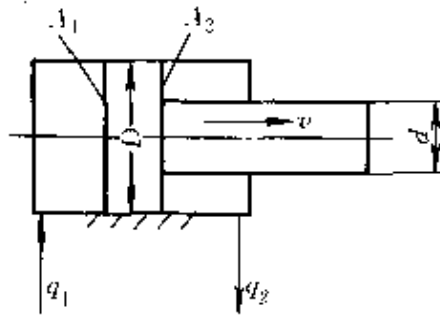


图 4-30 单出杆活塞缸

解: 进入液压缸的流量

$$q_1 = vA_1 = v \frac{\pi}{4} D^2 =$$

$$0.1 \times 10^2 \times 60 \times \frac{\pi}{4} \times 12.5^2 \text{cm}^3/\text{min} =$$

$$73631.25 \text{cm}^3/\text{min} = 73.6 \text{L}/\text{min}$$

排出液压缸的流量

$$q_2 = vA_2 = v \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) =$$

$$0.1 \times 10^2 \times 60 \times \frac{\pi}{4} (12.5^2 - 7^2) \text{cm}^3/\text{min} =$$

$$50540.49 \text{cm}^3/\text{min} = 50.5 \text{L}/\text{min}$$

例 4 如图 4-31 所示差动联结液压缸，无杆腔有效面积 $A_1 = 40\text{cm}^2$ ，有杆腔有效面积 $A_2 = 20\text{cm}^2$ ，输入油液流量 $q = 0.42 \times 10^{-3}\text{m}^3/\text{s}$ ，压力 $p = 0.1\text{MPa}$ ，问活塞向哪个方向运动？运动速度是多少？能克服多大的工作阻力？

解：因为液压缸差动联结，所以液压缸两腔的压力相等， $p = 0.1\text{MPa}$ 。

活塞向右的推力 $F_1 = pA_1 = 10^5 \times 40 \times 10^{-4}\text{N} = 400\text{N}$

活塞向左的推力 $F_2 = pA_2 = 10^5 \times 20 \times 10^{-4}\text{N} = 200\text{N}$

由于 $F_1 > F_2$ ，故活塞向右运动。

活塞向右运动能克服的最大阻力

$$F = F_1 - F_2 = 400\text{N} - 200\text{N} = 200\text{N}$$

活塞向右运动速度

$$v = \frac{q}{A_1 - A_2} = \frac{0.42 \times 10^{-3}}{(40 - 20) \times 10^{-4}}\text{m/s} = 0.21\text{m/s}$$

例 5 两个相同的液压缸串联使用，它们的无杆腔有效工作面积 $A_1 = 80\text{cm}^2$ ，有杆腔的有效工作面积 $A_2 = 50\text{cm}^2$ ，输入油液压力 $p = 600\text{kPa}$ ，输入的流量 $q = 12\text{L}/\text{min}$ ，（参见图 4-32），求如果两缸的负载 $F_1 = 2F_2$ 时，两缸各能承受多大的负载（不计一切损失）？活塞的运动速度各为多少？若两缸承

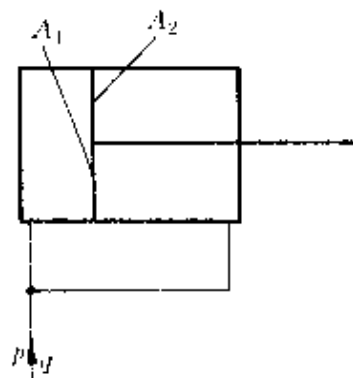


图 4-31 差动联结液压缸

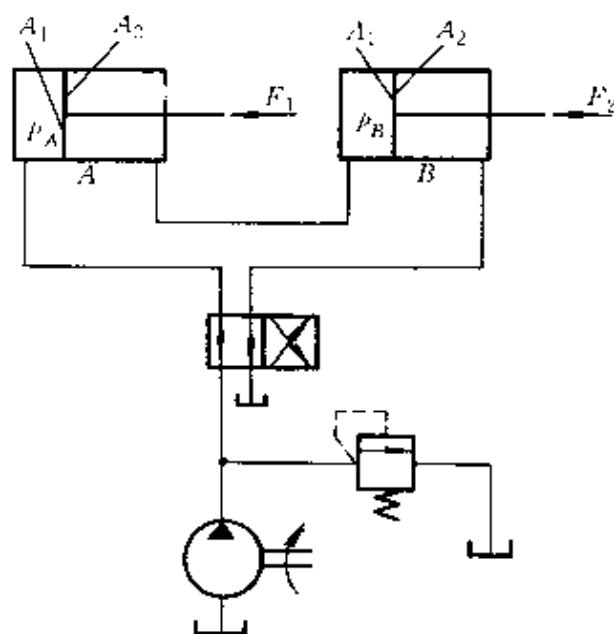


图 4-32 液压缸串联使用

受相同的负载 (即 $F_1 = F_2$), 那么该负载的数值为多少? 若缸 1 不承受负载 (即 $F_1 = 0$), 则缸 2 能承受多大的负载?

解: (1) 两缸的负载为 $F_1 = 2F_2$ 时, 两缸所能承受的负载和两活塞的运动速度

活塞 A 产生的推力

$$p_A = \frac{F_1 + p_B A_2}{A_1}$$

活塞 B 产生的推力

$$F_2 = p_B A_1$$

当 $F_1 = 2F_2$ 时, $p_A A_1 = 2p_B A_1 + p_B A_2$, 又 $p_A = p$ (液压泵出口压力), 所以

$$p_B = p \frac{A_1}{2A_1 + A_2} = 6 \times 10^5 \frac{80}{2 \times 80 + 50} \text{Pa} = 2.3 \times 10^5 \text{Pa} = 0.23 \text{MPa}$$

活塞 B 承受的负载

$$F_2 = p_B A_1 = 2.3 \times 10^5 \times 80 \times 10^{-4} \text{N} = 1.84 \text{kN}$$

活塞 A 承受的负载

$$F_1 = 2F_2 = 2 \times 1.84 \text{kN} = 3.68 \text{kN}$$

活塞 A 的运动速度

$$v_A = \frac{q}{A_1} = \frac{12 \times 10^3}{80 \times 60} \text{cm/s} = 2.5 \text{cm/s}$$

活塞 B 的运动速度

$$v_B = \frac{v_A A_2}{A_1} = 2.5 \times \frac{50}{80} \text{cm/s} = 1.56 \text{cm/s}$$

(2) 两缸的负载 $F_1 = F_2$ 时, 其负载的数值

当 $F_1 = F_2$ 时, 则 $p_A A_1 = F_1 + p_B A_2$ 。

于是 $F_2 = p_B A_1$ 。

又因为 $p_A A_1 = p_B A_1 + p_B A_2$

所以

$$p_B = \frac{p_A A_1}{A_1 + A_2} = \frac{6 \times 10^5 \times 80}{80 + 50} \text{Pa} = 3.7 \times 10^5 \text{Pa} = 0.37 \text{MPa}$$

于是 $F_1 = F_2 = p_B A_1 = 3.7 \times 10^5 \times 80 \times 10^{-4} \text{N} = 2960 \text{N} = 2.96 \text{kN}$

(3) 当 $F_1 = 0$ 时, 缸 2 能承受的负载

当 $F_1 = 0$ 时, 则 $p_A A_1 = p_B A_2$

于是

$$p_B = \frac{p_A A_1}{A_2} = \frac{6 \times 10^5 \times 80}{50} \text{Pa} = 9.6 \times 10^5 \text{Pa} = 0.96 \text{MPa}$$

则 $F_2 = p_B A_1 = 9.6 \times 10^5 \times 80 \times 10^{-4} \text{N} = 7680 \text{N} = 7.68 \text{kN}$

例 6 某液压缸内径 $D = 200 \text{mm}$, 液压缸的最大工作压力 $p = 16 \text{MPa}$, 若缸筒材料选用 45 钢, 问缸筒最薄处的壁厚应是多少才能满足强度要求?

解: 液压缸的最大工作压力 $p = 16 \text{MPa}$, 属于高压系统, 为满足强度要求, 可用薄壁筒的计算公式计算缸筒最薄处的壁厚 δ 。

$$\delta \geq \frac{p_T D}{2[\sigma]}$$

式中 p_T ——试验压力, 通常 $p_T = (1.2 \sim 1.3)p$, 取 $p_T = 1.25p = 1.25 \times 160 \times 10^5 \text{Pa} = 200 \times 10^5 \text{Pa} = 20 \text{MPa}$ 。45 钢的许用应力 $[\sigma] = 100 \text{MPa}$ 。于是

$$\delta \geq \frac{20 \times 20}{2 \times 100} \text{cm} = 2 \text{cm}$$

例 7 设计一单出杆活塞缸, 已知外负载 $F_{\text{外}} = 20 \text{kN}$, 活塞和活塞杆处的密封摩擦阻力 $F_{\text{摩}} = 1.2 \text{kN}$, 液压缸工作压力 $p = 4.3 \text{MPa}$, 活塞快速运动速度 $v_{\text{快}} = 4 \text{cm/s}$, 系统的泄漏损失为 10%, 求液压缸内径 D 为多少? 应选择多大流量的泵? 若泵的效率 $\eta = 0.85$, 拖动液压泵的电动机功率应多大?

解:

(1) 液压缸内径

$$D = 1.13 \sqrt{\frac{F}{p}} = 1.13 \sqrt{\frac{F_{\text{外}} + F_{\text{重}}}{p}} =$$

$$1.13 \sqrt{\frac{2 \times 10^4 + 12 \times 10^2}{43 \times 10^5}} \text{ m} =$$

$$0.0793 \text{ m} = 7.93 \text{ cm}$$

查表 4-7 选取标准内径 $D = 80 \text{ mm}$ 。

(2) 液压缸所需流量

$$q = v_{\text{快}} A = v_{\text{快}} \frac{\pi}{4} D^2 =$$

$$4 \times \frac{\pi}{4} \times 8^2 \times 60 \text{ cm}^3 / \text{min} =$$

$$12063.744 \text{ cm}^3 / \text{min} = 12.1 \text{ L/min}$$

若液压泵需要输出的流量

$$q_p = (1 + 10\%) q =$$

$$1.1 \times 12.1 \text{ L/min} = 13.31 \text{ L/min}$$

则应选择额定流量 $q_H = 16 \text{ L/min}$ 的液压泵; 考虑系统的压力损失和泵具有一定的压力储备, 选择液压泵的额定压力 $p_H = 6.3 \text{ MPa}$ 。

(3) 拖动液压泵的电动机功率

$$P_{\text{电}} = \frac{p_H q_H}{6 \times 10^7 \eta} =$$

$$\frac{63 \times 10^5 \times 16}{6 \times 10^7 \times 0.85} \text{ kW} = 1.98 \text{ kW}$$

例 8 有一卧式钻镗专用机床的液压系统, 要完成的工作循环为: 快进 → 工进 → 快退 → 原位停止。加工时最大切削阻力 $F_{\text{切}} = 12 \text{ kN}$, 运动部件自重 $G = 10 \text{ kN}$, 采用矩形导轨, 摩擦系数 $f = 0.1$, 工进速度 $v_{\text{工}} = 5 \text{ cm/min}$, 快进和快退的速度要求相同, $v_{\text{快}} = 5 \text{ m/min}$, 液压缸采用差动联结, 试确定液压缸的尺寸、工作压力和流量。

解: (1) 确定液压缸的工作压力

1) 计算液压缸的推力

$$F = F_{\text{切}} + F_{\text{导}} + F_{\text{惯}} + F_{\text{密}} + F_{\text{背}}$$

式中 $F_{\text{切}} = 1.2 \times 10^4 \text{N}$ (已知)。

$$F_{\text{导}} = fG = 0.1 \times 1 \times 10^4 = 1 \text{kN}$$

$$F_{\text{密}} = 0.1F$$

$F_{\text{惯}}$ ——运动部件等速运动, 则 $F_{\text{惯}} = 0$ 。

$F_{\text{背}}$ ——一般较小, 初算时可忽略不计。

于是 $F = 1.2 \times 10^4 + 1 \times 10^3 + 0.1F$, 则有

$$F \approx 14.4 \text{kN}, \text{ 取 } F = 15 \text{kN}$$

2) 确定工作压力 液压缸的工作压力可根据负载确定。液压缸的推力 $F = 15 \text{kN}$, 查表 4-5, 确定液压缸的工作压力 $p = 3 \text{MPa}$ 。

(2) 确定液压缸的结构尺寸

1) 液压缸内径 D

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi p}} = \sqrt{\frac{4 \times 15 \times 10^3}{\pi \times 30 \times 10^5}} \text{m} = 0.079 \text{m} = 79 \text{mm}$$

查表 4-7, 取标准内径 $D = 80 \text{mm}$ 。

2) 活塞杆直径 d 差动联结液压缸, 取活塞杆直径 $d = 0.71D$, 以实现 $v_{\text{快}} = v_{\text{退}}$, 则有

$$d = 0.71D = 0.71 \times 80 \text{mm} = 56.8 \text{mm}$$

查表 4-6, 取标准直径 $d = 55 \text{mm}$ 。

3) 缸筒壁厚 δ 根据结构需要确定缸筒壁厚 δ , 然后验算是否满足强度要求。由于液压缸的工作压力 $p = 30 \times 10^5 \text{Pa}$, 压力不算高, 可用材料力学薄壁筒公式进行验算, 即

$$\delta \geq \frac{p_r D}{2 [\sigma]}$$

式中 $p_r = 1.3p = 1.3 \times 30 \times 10^5 \text{Pa} = 39 \times 10^5 \text{Pa} = 3.9 \text{MPa}$

$$D = 8 \text{cm}$$

$$[\sigma] = 1000 \times 10^5 \text{Pa} \text{ (采用无缝钢管)}$$

于是

$$\delta \geq \frac{39 \times 10^5 \times 8}{2 \times 1000 \times 10^5} \text{cm} = 0.156 \text{cm}$$

(3) 确定液压缸流量

1) 工进时液压缸所需流量

$$q_{\text{工}} = v_{\text{工}} \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{5 \times \pi \times 8^2}{4} \text{cm}^3/\text{min} = 251.3 \text{cm}^3/\text{min} = 0.251 \text{L}/\text{min}$$

2) 快进时液压缸所需流量

$$q_{\text{快进}} = v_{\text{快}} \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{5 \times 10^2 \times \pi \times 5.5^2}{4} \text{cm}^3/\text{min} = 11.87 \text{L}/\text{min}$$

3) 快退时液压缸所需流量

$$q_{\text{快退}} = v_{\text{快}} \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \frac{5 \times 10^2 \times \pi \times (8^2 - 5.5^2)}{4} \text{cm}^3/\text{min} = 13.25 \text{L}/\text{min}$$

进入液压缸的最大流量 $q_{\text{max}} = 13.25 \text{L}/\text{min}$ 。

例 9 某液压马达排量 $V_M = 250 \text{mL}/\text{r}$, 入口压力为 9.8MPa , 出口压力为 0.49MPa , 其总效率 $\eta_M = 0.9$, 容积效率 $\eta_{VM} = 0.92$ 。当输入流量 q_M 为 $22 \text{L}/\text{min}$ 时, 求液压马达输出转矩和转速各为多少?

解: 液压马达的理论流量 q_{LM}

$$q_{LM} = q_M \eta_{VM} = 22 \times 0.92 \text{L}/\text{min} = 20.24 \text{L}/\text{min}$$

液压马达的实际转速

$$n_M = \frac{q_{LM}}{V_M} = \frac{20.24 \times 10^3}{250} \text{r}/\text{min} = 80.96 \text{r}/\text{min}$$

液压马达的进、出口压力差

$$p_M = 98 \times 10^5 \text{Pa} - 4.9 \times 10^5 \text{Pa} = 93.1 \times 10^5 \text{Pa} = 9.31 \text{MPa}$$

液压马达的输出转矩

$$T_M = \frac{p_M q_M}{\Omega} \eta_M = \frac{93.1 \times 10^5 \times 22 \times 10^{-3}}{2\pi \times 80.96} \times 0.9 \text{ N} \cdot \text{m} = 362.38 \text{ N} \cdot \text{m}$$

例 10 已知液压泵输出油压 $p_p = 10 \text{ MPa}$ ，泵的机械效率 $\eta_m = 0.95$ ，容积效率 $\eta_v = 0.9$ ，排量 $V_p = 10 \text{ mL/r}$ ，转速 $n = 1500 \text{ r/min}$ ；液压马达的排量 $V_M = 10 \text{ mL/r}$ ，机械效率 $\eta_{mM} = 0.95$ ，容积效率 $\eta_{vM} = 0.9$ ，求液压泵的输出功率、拖动液压泵的电动机功率、液压马达输出转速、液压马达输出转矩和功率各为多少？

解：

(1) 液压泵的输出功率

1) 液压泵的输出流量

$$q_p = V_p n \eta_v = 10 \times 10^{-3} \times 1500 \times 0.9 \text{ L/min} = 13.5 \text{ L/min}$$

2) 输出功率

$$P = \frac{p_p q_p}{6 \times 10^7} = \frac{100 \times 10^5 \times 13.5}{6 \times 10^7} \text{ kW} = 2.25 \text{ kW}$$

(2) 电动机功率

$$P_{\text{电}} = \frac{P}{\eta_v \eta_m} = \frac{2.25}{0.9 \times 0.95} \text{ kW} = 2.63 \text{ kW}$$

(3) 液压马达的输出转速 不计管路中的流量损失，液压马达的输入流量等于液压泵的输出流量，所以液压马达的理论流量：

$$q_{iM} = q_p \eta_{vM} = 13.5 \times 0.9 \text{ L/min} = 12.15 \text{ L/min}$$

液压马达转速

$$n_M = \frac{q_{iM}}{V_M} = \frac{12.15}{10 \times 10^{-3}} \text{ r/min} = 1215 \text{ r/min}$$

(4) 液压马达的输出转矩

$$T_M = \frac{p_p V_M}{2\pi} \eta_{mM} = \frac{100 \times 10^5 \times 10 \times 10^{-6}}{2\pi} \times 0.95 \text{ N} \cdot \text{m} =$$

15.11N·m

(5) 液压马达的输出功率

$$P_M = P_{iM} \eta_M = P \eta_{mM} \eta_{VM} = 2.25 \times 0.95 \times 0.9 \text{ kW} = 1.92 \text{ kW}$$

例 11 图 4-33 所示各液压缸的供油压力 $p=2\text{MPa}$ ，供油量 $q=30\text{L/min}$ ，横截面积 $A_1=100\text{cm}^2$ 、 $A_2=50\text{cm}^2$ ，(不计容积损失和机械损失) 试确定各液压缸的运动方向、运动速度和牵引力，将结果填入表 4-11 中。

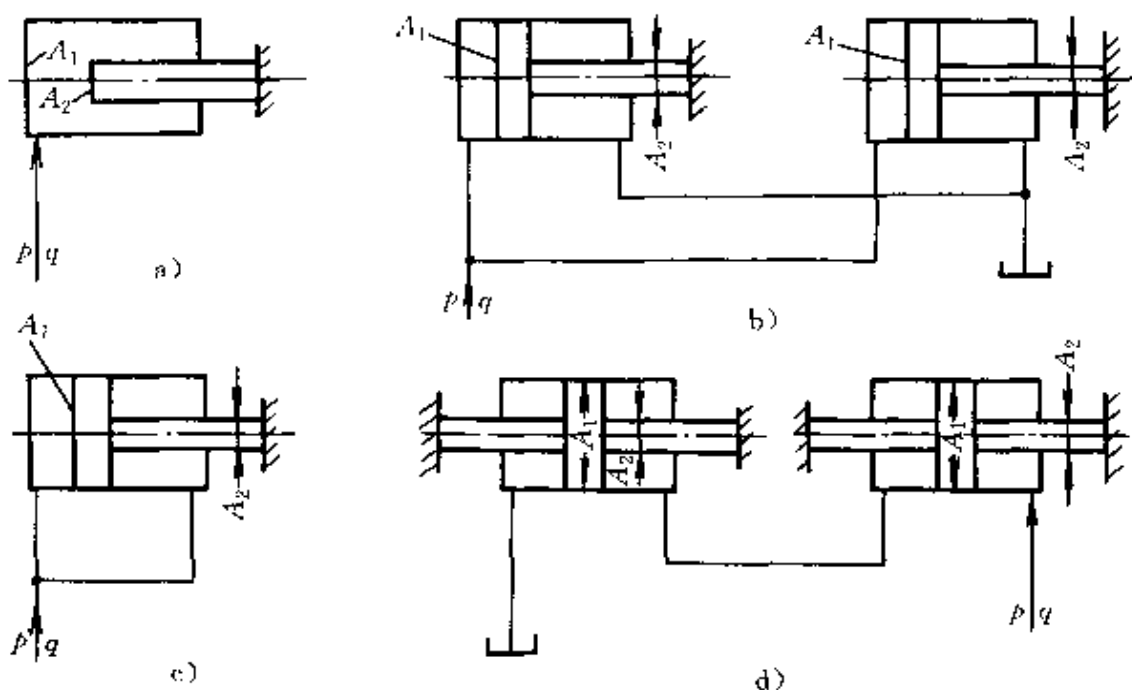


图 4-33 液压缸

a) 柱塞缸 b) 并联活塞缸 (图示两缸速度相等) c) 差动液压缸

d) 串联活塞缸 (图示两缸牵引力相等)

例 12 图 4-34 为两缸并联液压系统，已知活塞 A 重 8kN ，活塞 B 重 4kN ，两缸无杆腔活塞面积均为 100cm^2 ，溢流阀调整压力为 1.5MPa ，泵输出流量为 5L/min 。试分析两缸是否同时运动？计算两缸活塞的运动速度和液压泵的工作压力？说明溢流阀的调整压力是否合理？若溢流阀的调整压力为 0.6MPa ，系统将是怎样的工作状态？

表 4-11 结果表

图 号	a	b	e	d
牵引力/kN	10	20	10	5
运动速度/cm·s ⁻¹	10	2.5	10	10
运动方向(左或右)	左	左	左	右

解：(1) 两缸活塞运动情况 由于液压系统的压力取决于外负载，因此可求出 A、B 两缸活塞上升所需工作压力为：

活塞 A 的工作压力

$$p_A = \frac{G_A}{A} = \frac{8000}{100 \times 10^{-4}} \text{Pa} = 8 \times 10^5 \text{Pa} = 0.8 \text{MPa}$$

活塞 B 的工作压力

$$p_B = \frac{G_B}{A} = \frac{4000}{100 \times 10^{-4}} \text{Pa} = 4 \times 10^5 \text{Pa} = 0.4 \text{MPa}$$

由于 A、B 两缸所需工作压力不同，B 缸压力小于 A 缸压力，故 B 缸活塞先动，当活塞运动到终点，系统压力升高到 p_A 值（即 0.8MPa）时，A 缸活塞才动。由此可见，两缸活塞的运动状况是：B 缸活塞先动，A 缸活塞后动，两活塞不可能同时运动。

(2) 两活塞的运动速度和液压泵的工作压力
 活塞 B 运动时，活塞 A 不运动，此时液压泵输出流量（不计损失）全部进入液压缸 B，因此活塞 B 的运动速度

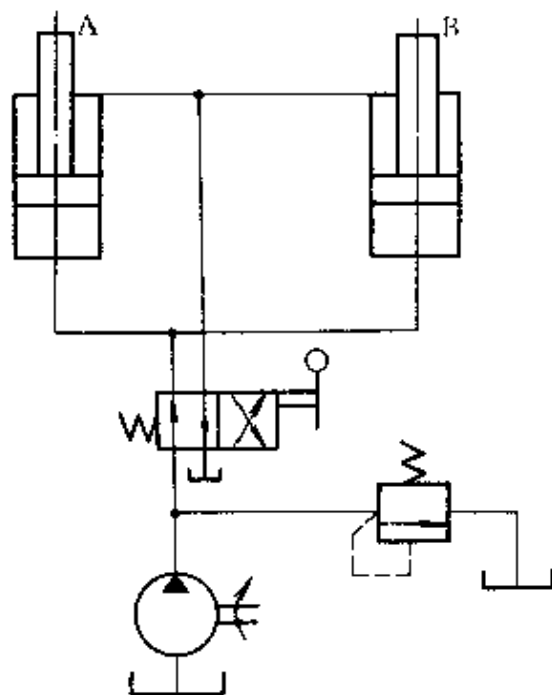


图 4-34 两缸并联液压系统

$$v_B = \frac{q}{A_B} = \frac{q}{A} = \frac{5 \times 10^{-3}}{100 \times 10^{-4}} \text{m/min} = 0.5 \text{m/min}$$

活塞 A 的运动速度 $v_A = 0$

此时液压泵的工作压力:

$$p_p = p_B = 0.4 \text{MPa}$$

活塞 B 运动到终点, 系统压力继续升高, 当升高至 $p_A = 0.8 \text{MPa}$ 时, 活塞 A 运动, 这时液压泵输出流量全部进入液压缸 A, 活塞 A 的运动速度和液压泵的输出压力:

$$v_A = \frac{q}{A_A} = \frac{q}{A} = \frac{5 \times 10^{-3}}{100 \times 10^{-4}} \text{m/min} = 0.5 \text{m/min}$$

活塞 B 的运动速度 $v_B = 0$

此时液压泵的工作压力:

$$p_p = p_A = 0.8 \text{MPa}$$

(3) 系统的工作状态 由于溢流阀的调整压力 $p_p = 1.5 \text{MPa}$, 高于 A、B 两缸的工作压力, 因此保证了液压泵输出流量能够分别进入 A 和 B 两缸, 使 A 和 B 两缸活塞能够运动, 当液压缸 A 的活塞运动到终点时, 系统压力继续升高, 直至打开溢流阀, 液压泵输出流量通过溢流阀流回油箱, 液压泵的压力稳定在溢流阀的调整压力, 即 $p_p = 1.5 \text{MPa}$ 。

若溢流阀的调整压力 $p_p = 0.6 \text{MPa}$, 由于 B 缸压力 $p_B = 0.4 \text{MPa}$, 低于 $p_p = 0.6 \text{MPa}$, 所以 B 缸能正常工作。然而, 由于 A 缸压力 $p_A = 0.8 \text{MPa}$, 高于 p_p 调定值, 因此当 B 缸活塞运动到终点, 系统压力继续升高至 $p_p = 0.6 \text{MPa}$ 时, 溢流阀打开, 液压泵输出流量通过溢流阀流回油箱, 此时液压泵的压力稳定

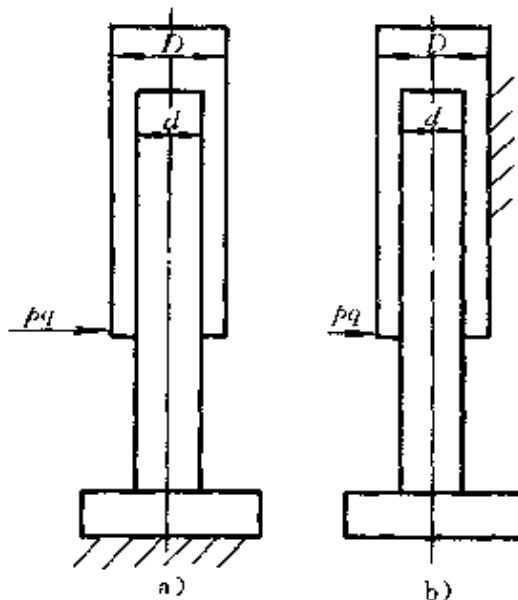


图 4-35 两柱塞缸分别为
柱塞和缸筒固定
a) 柱塞固定 b) 缸筒固定

在 $p_p=0.6\text{MPa}$ 的调定压力, 不会再升高, 所以 A 缸中活塞因压力不足不能运动。

例 13 图 4-35 为两个单柱塞缸。已知缸筒内径 D , 柱塞直径 d , 在输入两缸的流量和压力相同时, 问当缸筒固定或柱塞固定时, 它们产生的速度和推力是否相等? 如何计算它们的推力和速度? 若输入的压力 $p=2.5\text{MPa}$, 输入的流量 $q=30\text{L/min}$, 柱塞直径 $d=20\text{cm}$, 求产生的速度和活塞的推力是多少?

解: 两个单柱塞缸, 无论是缸筒固定, 还是柱塞固定, 因作用面积是相同的, 均为 $\frac{\pi}{4}d^2$, 所以输入两缸相同的压力和流量时, 产生的推力和速度相同。

计算推力的公式为 $F=p\frac{\pi}{4}d^2$ 。

计算速度的公式为 $v=\frac{4q}{\pi d^2}$

若输入的压力 $p=2.5\text{MPa}$, 输入的流量 $q=30\text{L/min}$, 柱塞直径 $d=20\text{cm}$ 时, 将其分别代入计算推力和速度的公式, 则有:

$$F=p\frac{\pi}{4}d^2=25\times 10^5\times\frac{\pi}{4}\times(20\times 10^{-2})^2\text{N}=\text{---}$$

$$78540\text{N}=78.54\text{kN}$$

$$v=\frac{4q}{\pi d^2}=\frac{4\times 30\times 10^{-3}}{\pi(20\times 10^{-2})^2}\text{m/min}=0.95\text{m/min}$$

即产生的推力为 78.54kN ; 其柱塞缸 (或柱塞) 的移动速度为 0.95m/min 。

例 14 如图 4-36 所示, 已知增压缸的两活塞直径 D_1 和 D_2 , 输入压力 p_1 , 输入流量 q ; 单杆活塞缸的直径 D_3 和活塞杆直径 d 。问单杆活塞缸的活塞能产生多大的速度以及能克服多大的负载?

解: 增压缸的压力

$$p_2=p_1\frac{A_1}{A_2}=p_1\frac{D_1^2}{D_2^2}$$

式中 A_1 和 A_2 分别为增压缸两活塞的面积。

单杆活塞缸活塞的推力

$$F = p_2 \frac{\pi}{4} D_3^2 = p_1 \frac{\pi D_1^2 D_3^2}{4 D_2^2} = \frac{\pi p_1}{4} \left(\frac{D_1 D_3}{D_2} \right)^2$$

单杆活塞缸活塞的速度：

$$v = \frac{q A_2}{A_1 A_3} = q \frac{4 D_2^2}{\pi D_1^2 D_3^2} = \frac{4q}{\pi} \left(\frac{D_2}{D_1 D_3} \right)^2$$

式中 A_3 为单杆活塞缸活塞的面积。

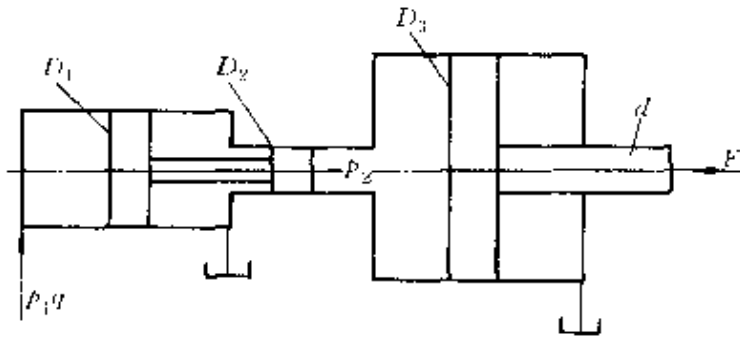


图 4-36 增压缸与单杆活塞缸油路相连

例 15 设计一差动联结液压缸，问若左、右运动速度要求相同时，那么活塞直径 D 与活塞杆直径 d 应保持怎样关系？若泵的输出流量 $q = 25\text{L}/\text{min}$ ，快进与快退的速度为 $0.1\text{m}/\text{s}$ ，那么液压缸的内径和活塞杆的直径 d 应各为多少？若工进时外负载 $F = 25\text{kN}$ ，背压力为 0.2MPa 时，溢流阀的调整压力为多少？

解：(1) 活塞直径 D 与活塞杆直径 d 应保持的关系 差动联结液压缸，要满足活塞向左和向右运动速度相同，则活塞直径 D 与活塞杆直径 d 应保持 $D/d = \sqrt{2}$ 的比值，即 $d = 0.71D$ 。

(2) 为 $q = 25\text{L}/\text{min}$ 和 $v_{\text{快}} = 0.1\text{m}/\text{s}$ 时， D 与 d 的关系 快速运动时，差动联结，因而有

$$v_{\text{快}} = \frac{q}{\frac{\pi}{4} d^2}$$

于是
$$d = \sqrt{\frac{4q}{\pi v_{\text{快}}}} = \sqrt{\frac{4 \times 25 \times 10^{-3}}{\pi \times 0.1 \times 60}} \text{m} = 0.07\text{m}$$

又因为
$$D = \sqrt{2} d = \sqrt{2} \times 0.07\text{m} = 0.0989\text{m}$$

若取 $D=100\text{mm}$ ，则 $d=70\text{mm}$ 。

(3) 溢流阀的调整压力

① 液压缸的工作压力

$$p_1 = \frac{F + p_2 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)}{\frac{\pi}{4} D^2} =$$

$$\frac{25000 + 2 \times 10^5 \times \frac{\pi}{4} (0.1^2 - 0.07^2)}{\frac{\pi}{4} \times 0.1^2} \text{Pa} =$$

$$33 \times 10^5 \text{Pa} = 3.3 \text{MPa}$$

② 不考虑管路损失，溢流阀的调整压力 $p_y \geq 3.3 \text{MPa}$ 。

例 16 某液压马达的排量 $V_M = 50 \text{cm}^3/\text{r}$ ，总效率 $\eta_M = 0.75$ ，机械效率 $\eta_{mM} = 0.9$ ，液压马达进油压力 $p_1 = 10 \text{MPa}$ ，回油压力 $p_2 = 0.2 \text{MPa}$ 。求该液压马达输出的实际转矩是多少？

若液压马达的转速 $n_M = 460 \text{r}/\text{min}$ ，那么输入该马达的实际流量是多少？

当外负载为 $250 \text{N} \cdot \text{m}$ ，液压马达的转速仍为 $460 \text{r}/\text{min}$ 时，该液压马达的输入功率和输出功率各为多少？

解：(1) 液压马达的输出转矩

$$T_M = \frac{p V_M}{2\pi} \eta_{mM}$$

$$\frac{(p_1 - p_2) V_M}{2\pi} \eta_{mM} = \frac{(100 - 2) \times 10^5 \times 50 \times 10^{-6}}{2\pi} \times$$

$$0.9 \text{N} \cdot \text{m} = 70.187 \text{N} \cdot \text{m}$$

(2) 液压马达的输入流量

$$Q_M = \frac{V_M n_M}{\eta_{VM}} = \frac{V_M n_M}{\frac{\eta_M}{\eta_{mM}}} =$$

$$\frac{50 \times 10^{-3} \times 460 \times 0.9}{0.75} \text{L}/\text{min} =$$

27.6L/min

(3) 液压马达的输出功率 P_M 和输入功率 P_{iM}

$$P_M = T_M \Omega = 250 \times 2\pi \times 460/60 \text{ W} = \frac{722568}{60} \text{ W} = 12042.8 \text{ W} = 12.043 \text{ kW}$$

$$P_{iM} = \frac{P_M}{\eta_M} = \frac{12.043}{0.75} \text{ kW} = 16.057 \text{ kW}$$

例 17 液压缸活塞面积 $A_1 = A_2 = A_3 = 50\text{cm}^2$ ，负载 $F_1 = 3\text{kN}$ ， $F_2 = 4\text{kN}$ ， $F_3 = 5\text{kN}$ ，泵的流量 $q = 25\text{L/min}$ ，求三个液压缸的活塞是如何运动的？液压泵的工作压力有何变化？液压缸中活塞的运动速度是多少？三个液压缸都停止在终点位置时，溢流阀的调定压力是多少？

解：（参见图 4-37）

(1) 三个液压缸活塞的运动情况 因为三个液压缸活塞的作用面积相同，但克服的负载不同；负载越小液压泵的工作压力越低，负载越大则液压泵的工作压力越大，所以三个液压

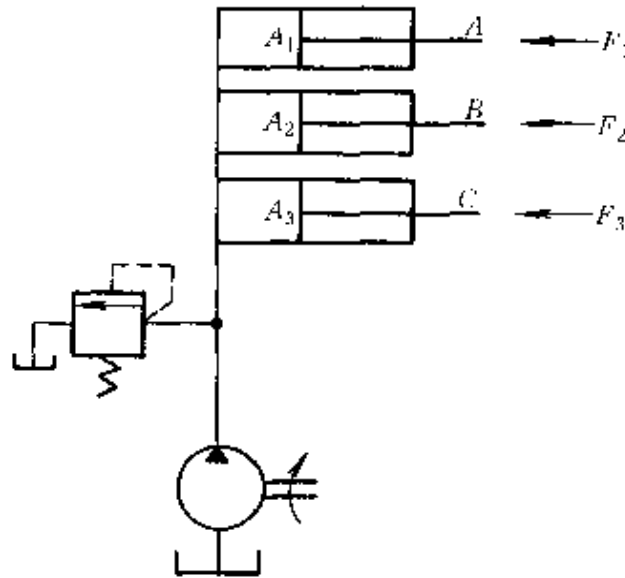


图 4-37 三液压缸串联回路

缸活塞的运动顺序是不同的，负载小的液压缸，活塞先动。据此三个液压缸活塞运动顺序为：A 液压缸承受的负载最小，因此 A 液压缸活塞先动；当 A 液压缸活塞到达终点，系统压力继续升高，升高至 B 液压缸所需压力，则 B 液压缸活塞运动；当 B 液压缸活塞到达终点时，系统压力继续升高，升高至 C 液压缸所需压力，则 C 缸活塞运动。

(2) 液压泵工作压力的变化情况 只有系统压力足以克服负

载才能运动，因此三个液压缸活塞运动时，系统压力分别是：

1) A 液压缸活塞运动时的系统压力

$$p_1 = \frac{F_1}{A_1} = \frac{3000}{50 \times 10^{-4}} \text{Pa} = 6 \times 10^5 \text{Pa} = 0.6 \text{MPa}$$

2) B 液压缸活塞运动时的系统压力

$$p_2 = \frac{F_2}{A_2} = \frac{4000}{50 \times 10^{-4}} \text{Pa} = 8 \times 10^5 \text{Pa} = 0.8 \text{MPa}$$

3) C 液压缸活塞运动时的系统压力

$$p_3 = \frac{F_3}{A_3} = \frac{5000}{50 \times 10^{-4}} \text{Pa} = 10 \times 10^5 \text{Pa} = 1 \text{MPa}$$

(3) 三个液压缸活塞的运动速度 由于三个液压缸活塞并不是同时运动，而是一个液压缸活塞运动到达终点后，另一个液压缸的活塞才开始运动，所以液压泵输出流量全部进入活塞运动的液压缸中；又因为三个液压缸的活塞作用面积相同，因此三个液压缸活塞运动速度是相同的。其速度为

$$v = \frac{q}{A_1} = \frac{25 \times 10^3}{50} = 500 \text{cm/min} = 5 \text{m/min}$$

(4) 溢流阀的调整压力 三个液压缸的活塞均停留在终点位置时，溢流阀的调整压力

$$p_Y > p_3$$

即

$$p_Y > 1 \text{MPa}$$

五、控制 阀

5-1 在液压系统中控制阀起什么作用？通常分为几大类？

答：液压系统中的执行元件（如液压缸、液压马达）在工作时，需要经常地启动、制动、换向和调节运动速度及适应外负载的变化，因此就要有一套对机构进行控制和调节的液压元件，通常用控制阀来完成。它对外不做功，仅用于控制执行元件，使其满足主机工作性能要求。

(1) 控制阀按其功能可分为

1) 方向控制阀 这类阀，如单向阀和换向阀等，用于控制油流方向，以实现执行元件的启动、停止、进行压力和速度的变换，或完成其它特殊的功能。

2) 压力控制阀 这类阀，如溢流阀、减压阀和顺序阀等，用于控制液压系统中的压力，以满足执行元件所要求的力、转矩或程序控制。

3) 流量控制阀 这类阀，如节流阀和调速阀等，用于控制液压系统中油液流量的大小，以实现执行元件所要求的运动速度。

(2) 控制阀按其联结方式可分为

1) 管式联结 管式阀采用螺纹联结，它直接串联在系统的管路上，不需要专用的联结板。

2) 板式联结 板式阀需要专用的联结板，将阀用螺钉装在联结板上，管子与联结板相连，板的前面安装阀，板的后面接油管。

3) 法兰联结 流量大于 300L/min 时，用法兰联结。在管子端部焊接法兰盘，用螺钉与阀体联结。

(3) 控制阀按其操纵方式分类 通常有手动、脚踏、机动、气动、电动和液动等方式，有时是几种方式组合的形式。

5-2 控制阀有哪些共同点？应具备哪些基本要求？

答：（1）共同点

①从结构上来说，所有的阀都由阀体、阀芯和操纵机构三个部分组成。

②从原理上来说，所有的阀都是依靠阀孔的开、闭来限制或改变油液的流动和停止的。

③只要有油液流过阀孔，都要产生压力降和温度升高等现象。通过阀孔的流量，与通流面积和阀孔前后压力差有关。

④从功能上来说，阀不能对外做功，只是用以满足执行元件的压力、速度和换向等要求。

（2）基本要求

①阀的动作要灵敏，工作可靠，冲击和振动尽量小。

②油液通过阀时的压力损失要小。

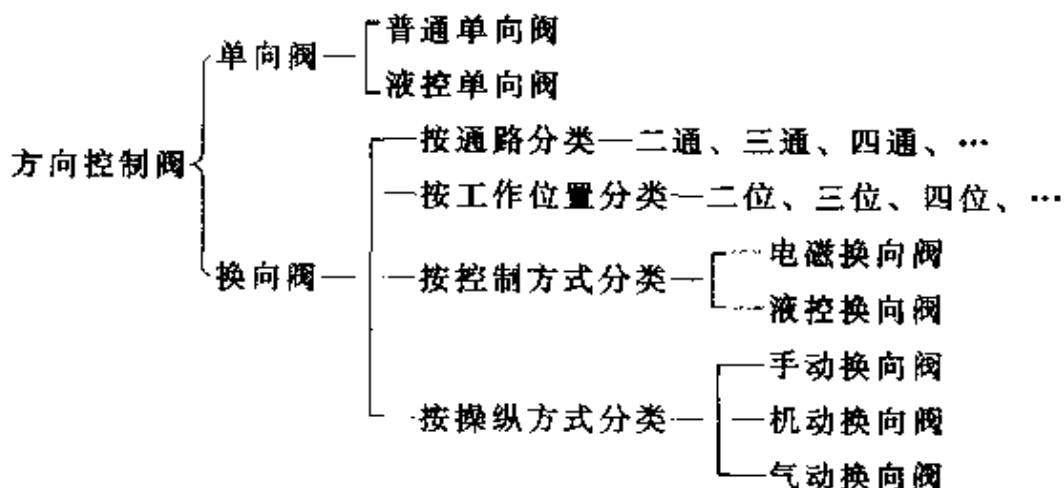
③阀的密封性能好，不允许有外泄漏。

④阀的结构要简单紧凑、体积小、通用性大。

5-3 在液压系统中方向控制阀起什么作用？常见的类型有哪些？

答：在液压系统中方向控制阀的作用主要是用来通断油路，或者是改变油液的流动方向，从而控制液压执行件的启动或停止，改变其运动方向。

常见的方向控制阀类型有：



5-4 普通单向阀在性能上应满足哪些基本要求?能否做背压阀使用?背压阀的开启压力是多少?

答:单向阀在油路中的作用是控制油液只许沿一个方向流动,而不允许反方向流动,因此在性能上应满足以下各点要求:

- ①保证油液正向流动时阻力小,即压力损失小。
- ②油液不能反向通过。
- ③动作灵敏,阀口关闭时密封性好。
- ④工作时无冲击和噪声。

单向阀可做背压阀使用。

单向阀从进油口输入的压力油推开门芯的最低压力叫做开启压力。开启压力高低与弹簧刚度有关,通常弹簧很软,开启压力为(35~50) kPa。如果把单向阀的弹簧换成硬一些的,使回油保持一定的背压力,即开启压力达到背压阀的压力,一般为(0.2~0.6) MPa。这时由于液压油只有克服弹簧力之后才能通过,因而就产生了背压,起到了背压阀的作用。

5-5 单向阀有哪些功用?

答:①选择液流方向,使压力油或回油只能按单向阀限定的方向流动,构成特定的回路。

②区分高、低压力油,防止高压油进入低压系统。有些液压系统同时采用高压小流量泵和低压大流量泵向系统供油,如图 5-1a 所示。当高压回路空载时,低压泵 1 经单向阀与高压泵 2 同时供油。当高压系统压力升高,并高于低压系统压力时,高压油将单向阀关闭,只用高压泵供油。

③如图 5-1b 所示,将单向阀安置在泵的出口处,防止系统压力突然升高反向传给泵,避免泵反转或损坏。

④液压泵停止时,保持液压缸的位置。如图 5-1c 所示,在泵停止工作时,单向阀用于防止液压缸下滑,起到安全保护作用。

⑤将单向阀做背压阀用,利用单向阀的背压作用,提高执行元件运动的稳定性。如图 5-1d 所示,单向阀接在液压缸的回油路上,使回油产生背压,这样可以减小液压缸运动时的前冲和爬行

现象。

⑥利用单向阀的背压作用，保持低压回路的压力。如图 5-1e 所示，单向阀出口接主油路，进油口接控制油路，当主油路空载或回油时，控制回路仍能保持一个较小的控制压力。

⑦与其它控制阀并联使用，使之在单方向上起作用。如图 5-1f 所示，单向阀与节流阀并联使用，则实现只在单方向起节流或调速作用。又如图 5-1g 所示，单向阀与顺序阀并联使用，组成组合阀。

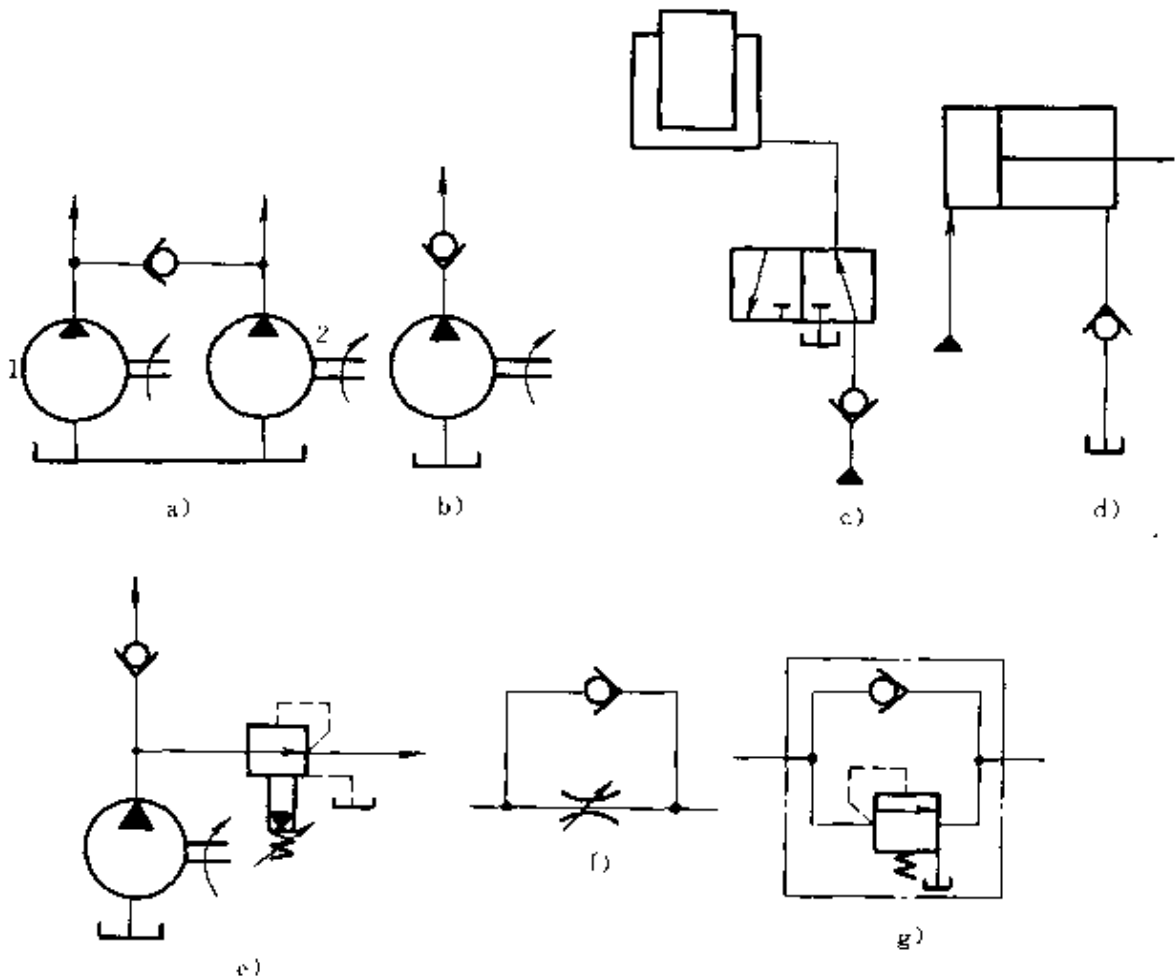


图 5-1 单向阀的应用

- a) 双泵同时供油 b) 保护泵 c) 单向阀起安全保护作用
 d) 单向阀做背压阀用 e) 利用单向阀保持低压回路压力
 f) 单向阀起节流或调速作用 g) 组成组合阀

1—低压泵 2—高压泵

5-6 什么是液控单向阀？通常应用在什么场合？

答：通过控制油路，单向阀使油液能够反向流动，则称使油液能够正、反向流动的单向阀为液控单向阀。

液控单向阀的应用场合如下（见图 5-2）：

（1）保持压力 滑阀式换向阀都有间隙泄漏现象，只能短时间保压。当有保压要求时，可在油路上加一个液控单向阀，如图 5-2a 所示，利用锥阀关闭的严密性，使油路长时间的保压。

（2）用于液压缸的“支承” 液控单向阀接于液压缸下腔的油路，如图 5-2b 所示，可防止立式液压缸的活塞和滑块等活动部分因滑阀泄漏而下滑。

（3）实现液压缸的锁紧状态 换向阀处于中位时，两个液控单向阀关闭，严密封闭液压缸两腔的油液（见图 5-2c），这时活塞就不能因外力作用而产生移动。

（4）大流量排油 图 5-2d 中液压缸两腔的有效工作面积相差很大。在活塞退回时，液压缸右腔排油量骤然增大，此时若采用小流量的滑阀，会产生节流作用，限制活塞的后退速度；若加设液控单向阀，在液压缸活塞后退时，控制压力油将液控单向阀打开，便可以顺利地将右腔油液排出。

（5）作为充油阀使用 立式液压缸的活塞在高速下降过程中，因高压油和自重的作用，至使下降迅速，产生吸空和负压，必须增设补油装置。图 5-2e 所示的液控单向阀作为充油阀使用，以完成补油功能。

（6）组合成换向阀 图 5-2f 为组合成换向阀的一个例子，是用两个液控单向阀和一个单向阀组合成的，相当于一个三位三通换向阀的换向回路。

5-7 使用液控单向阀时应注意哪些问题？

答：①必须保证有足够的控制压力，否则不能打开液控单向阀。

②液控单向阀阀芯复位时，控制活塞的控制油腔的油液必须流回油箱。

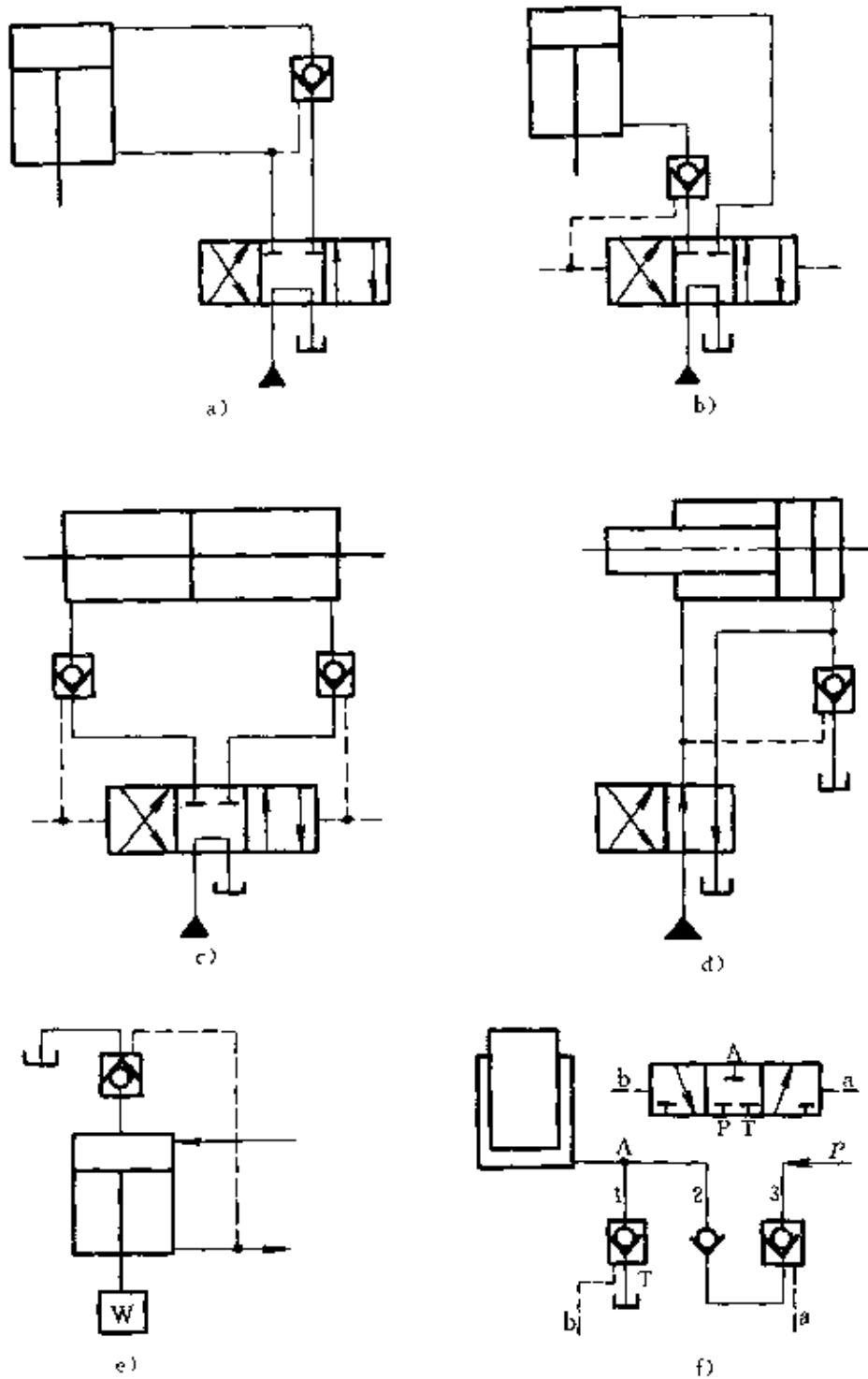


图 5-2 液控单向阀的应用场合

a) 保持压力 b) 用于液压缸的“支承” c) 实现液压缸的锁紧状态

d) 大流量排油 e) 作为充油阀使用 f) 组成换向阀

1、3—液控单向阀 2—单向阀

③防止空气侵入到液控单向阀控制油路。

④在采用单向阀的闭锁回路中，因温度升高往往引起管路内压力上升。为了防止损坏事故，可设置安全阀。

⑤作充油阀使用时，应保证开启压力低、流量大。

⑥在回路和配管的设计时，采用内泄式液控单向阀，必须保证逆流出口侧不能产生影响控制活塞动作的高压，否则控制活塞容易反向误动作。如果不能避免这种高压，则应采用外泄式液控单向阀。

5-8 单向阀常见故障有哪些？如何排除？

答：单向阀常见故障及其排除方法见表 5-1。

表 5-1 单向阀的常见故障及其排除方法

现象	原因	方法
发生异常声音	油的流量超过允许值	更换流量大的阀
	与其它阀共振	可略为改变阀的额定压力，也可调试弹簧的强弱
	在卸压单向阀中，用于立式大液压缸等的回路，没有卸压装置	补充卸压装置回路
阀与阀座有严重泄漏	阀座锥面密封不好	重新研配
	滑阀或阀座拉毛	重新研配
	阀座碎裂	更换并研配阀座
不起单向阀作用	阀体孔变形，使滑阀在阀体内咬住	修研阀体孔
	滑阀配合时有毛刺，使滑阀不能正常工作	修理，去毛刺
	滑阀变形胀大，使滑阀在阀体内咬住	修研滑阀外径
结合处渗漏	螺钉或管螺纹没拧紧	拧紧螺钉或管螺纹

5-9 换向阀在液压系统中起什么作用？通常有哪些类型？

答：(1) 功用 换向阀是利用阀芯和阀体之间的相对运动变换油液流动的方向，或者接通和关闭油路，从而改变液压系统的工作状态。

(2) 类型 按不同分类标准，有如下一些类型：

- 1) 按阀芯的运动方式分为
 - 滑阀式
 - 转阀式
- 2) 按阀的控制方式分为
 - 手动式
 - 机动式
 - 电动式
 - 液动式
 - 电液动式
- 3) 按阀芯的工作位置数目分为
 - 二位
 - 三位
 - 多位
- 4) 按阀对外接通的主要油口数目分为
 - 二通
 - 三通
 - 四通
 - 五通
 - 多通
- 5) 按阀的安装方式分为
 - 管式
 - 板式
 - 法兰式

5-10 什么是换向阀的“位”与“通”？它的图形符号如何？各油口在阀体上什么位置？分别接在什么油路上？

答：(1) 换向阀的“位” 为了改变液流方向，阀芯相对于阀体应有不同的工作位置，这个工作位置数叫做“位”。如图 5-3 所示，方格表示工作位置，三个格为三位（见图 5-3a），两个格为二位（见图 5-3b）。换向阀有几个工作位置就相应的有几个格数，即位

(2) 换向阀的“通” 当阀芯相对于阀体运动时，可改变各油口之间的连通情况，从而改变了液流的流动方向。通常把换向阀与液压系统油路相连的油口数（主油口）叫做“通”。

(3) 图形符号 如图 5-3 所示，油口连接情况，用箭头表示液流方向。

(4) 换向阀的各油口在阀体上的位置图 5-3c 为二位四通换向阀的油口分布情况。通常，进油口 P 在阀体中间；回油口 T 在 P 口的侧面；工作油口 A、B 在 P 口的上面；Y 为泄油口。

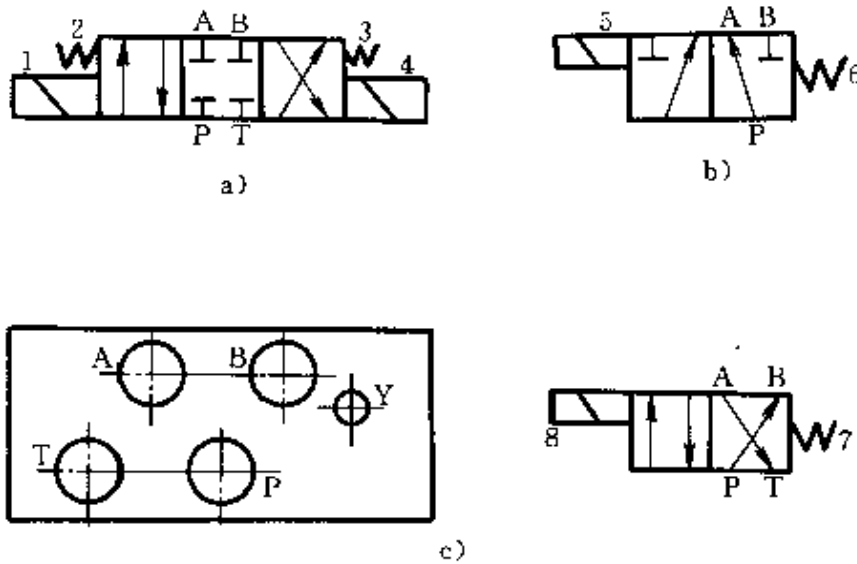


图 5-3 换向阀的图形符号和油口分布情况

a)、b) 换向阀的图形符号 c) 换向阀的油口分布情况

1、4、5、8—电磁铁 2、3、6、7—弹簧 ⊥、⊥—阀内通道被堵塞

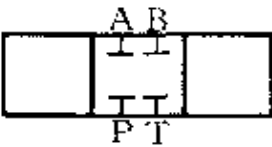
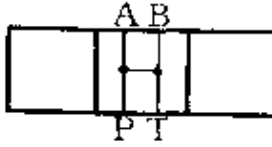
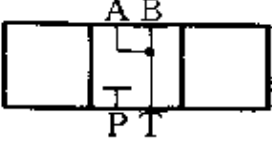
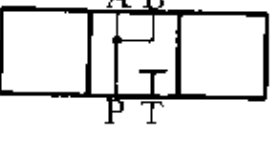
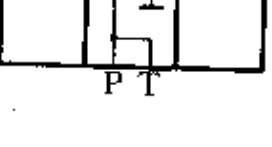
A、B—工作油口 P—进油口 T—回油口 Y—泄油口

5-11 什么是三位换向阀的“中位机能”？有哪些常用的中位机能？中位机能特点和作用如何？

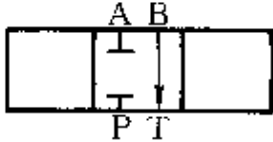
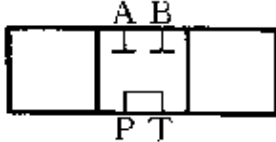
答：三位换向阀的阀芯处于中间位置时（即常态位置），其油口 P、A、B、T 间的通路有各种不同的联结形式，以适应各种不同的工作要求。这种常态时的内部通路形式就称为中位机能。

常用的中位机能及其作用列于表 5-2。

表 5-2 三位换向阀的中位机能及其作用

代号	名称	符 号	机能的特点和作用
O	中间封闭		<p>在中间位置时，油口全闭，油不流动。液压缸锁紧，液压泵不卸荷，并联的液压缸（或液压马达）运动不受影响。由于液压缸充满油，从静止到启动较平稳；在换向过程中，由于惯性力引起较大冲击，换向点换向重复位置较精确</p>
H	中间开启		<p>在中间位置时，油口全开，液压泵卸荷，液压缸成浮动式。其它执行元件（液压缸或液压马达）不能并联使用。由于液压缸的油液流回油箱，从静止到启动有冲击。在换向过程中，由于油口互通，故换向较“O”形平稳，但冲出量较大</p>
Y	ABT 联结		<p>在中间位置时，泵口关闭，液压缸浮动，液压泵不卸荷。可并联其它执行元件，其运动不受影响。由于液压缸中油液流回油箱，从静止到启动有冲击。换向过程的性能处于“O”形与“H”形之间</p>
P	PAB 联结		<p>在中间位置时，回油口关闭，泵口和两液压缸口连通，可以形成差动回路。液压泵不卸荷，可并联其它执行元件。从静止到启动较平稳。换向过程中，液压缸两腔均通压力油，换向时最平稳，冲出量较“H”形小，应用较广</p>
K	PAT 联结		<p>在中间位置时，关闭一个液压缸口，用于液压泵卸荷。不能并联其它执行元件。从静止到启动较平稳。换向过程有冲击（比“O”形好），换向点重复精度高</p>

(续)

代号	名称	符 号	机能的特点和作用
J	BT		<p>在中间位置时，泵口与液压缸相应接口不通，液压缸的一个接口与回油口相通。液压泵不卸荷，可与其它执行件并联使用。从静止到启动有冲击，换向过程也有冲击</p>
M	PT		<p>在中间位置时，液压泵卸荷，不能并联其它执行元件，从静止到启动较平稳。换向时，与“O”形性能相同。可用于立式液压缸或锁紧系统中</p>

5-12 选择三位换向阀的中位机能时应考虑哪些问题（参考表 5-2）？

答：(1) 系统保压问题 工作油口 A、B 均被堵塞时，系统保压。

(2) 系统卸荷问题 当油口 P 和 T 相通时，整个系统卸荷。

(3) 换向平稳性和换向精度问题 当通向液压缸两腔的油口 A 和 B 各自堵塞时，换向过程中易产生液压冲击，换向平稳性差，但换向精度高。反之，当油口 A 和 B 都与油口 T 接通时，换向过程中机床工作台不易迅速制动，换向精度低，但换向平稳性好，液压冲击也小。

(4) 启动平稳性 换向阀在中位时，液压缸某腔如接通油箱，则启动时该腔内因无油液起缓冲作用而不能保证平稳的启动。

(5) 液压缸在任意位置上的停止和“浮动”问题 当油口 A 和 B 接通时，卧式液压缸处于“浮动”状态，可以通过某些机械装置，如齿轮齿条机构，改变工作台的位置；立式液压缸则由于

自重而不能停止在任意位置上。

5-13 直流电磁换向阀和交流电磁换向阀有何同异点？允许通过的流量是多少？超过允许的流量应如何处理？

答：（1）共同点

①直流电磁换向阀和交流电磁换向阀的工作原理都是利用电磁铁推动阀芯来变换液流方向的，从而控制液流的通断和改变流向。

②电磁换向阀，因受到电磁铁尺寸与推力的限制，仅能控制小流量的液流。

③电磁铁通电与断电均需用电讯号控制。

（2）不同点

①交流电磁换向阀所用电源为交流电，用符号 AC 表示，电压为 220V；直流电磁换向阀所用电源为直流电，用符号 DC 表示，电压为 24V。

②交流电磁铁吸力大，换向时间短 0.01s~0.02s，但换向冲击大，噪声大，换向次数不宜过频（每分钟不超过 30 次），过载时易烧坏，可靠性不如直流电磁铁。

③直流电磁铁启动力小，换向冲击小，换向时间较长 0.1s~0.15s，但是，使用安全，寿命长。

④交流电磁铁不需要特殊电源；直流电磁铁需要专门的直流电源，因此成本较高。

（3）允许通过的流量 由于受到电磁铁尺寸和推力的限制，电磁换向阀只适用于小流量通过，一般不超过 63L/min，否则会造成很大的冲击。

（4）超过允许流量的处理办法 如果流量过大，超过 63L/min 时，可采用电液换向阀或液动换向阀。

5-14 电液换向阀有何特点？如何调节它的换向时间？

答：（1）电液换向阀的特点

①换向平稳，但换向时间长。

②允许通过的流量大，是大流量阀。

③电液换向阀由电磁换向阀和液动换向阀两部分组成，其中电磁换向阀起先导阀作用，而液动换向阀起主阀作用，控制执行元件的主油路。

(2) 换向时间的调节 电液换向阀的换向时间可由单向节流阀进行调节。如图 5-4 所示，当 1YA 通电时，液动换向阀的阀芯向右移动的速度（即换向时间）可用改变节流阀 4 开度的办法进行调节；2YA 通电时，液动换向阀的阀心向左移动的速度（即换向时间）可用改变节流阀 3 开度的办法进行调节。节流阀开度大，则回油速度快，即换向时间短；反之，则慢，换向时间长。

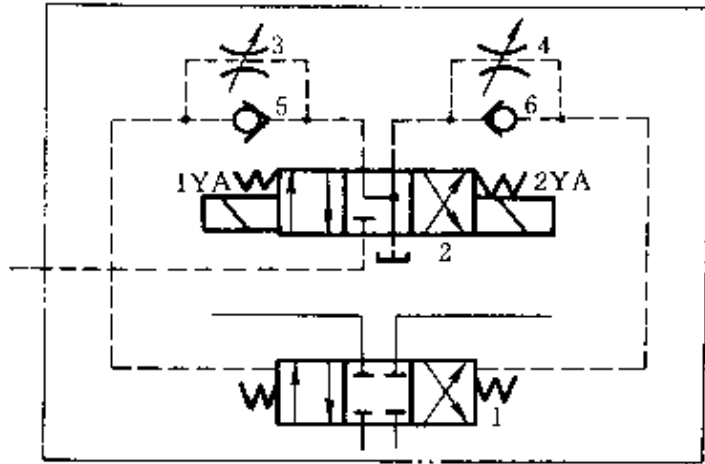


图 5-4 电液换向阀

1、2—换向阀 3、4—节流阀 5、6—单向阀

换向阀的阀心向左移动的速度（即换向时间）可用改变节流阀 3 开度的办法进行调节。节流阀开度大，则回油速度快，即换向时间短；反之，则慢，换向时间长。

5-15 换向阀工作时常见故障有哪些？如何排除？

答：换向阀工作时常见故障及其排除方法列于表 5-3。

表 5-3 换向阀的常见故障及其排除方法

现象	原因	方法
不 换 向	电磁铁力量不足，损坏或接线断路	更换电磁铁或重新接线
	滑阀拉伤或卡死	清洗修研滑阀
	弹簧力过大或弹簧折断	更换适当弹簧
	滑阀摩擦力过大	配研阀芯使之运动滑块
	控制压力油压力太小	提高控制压力油的压力

(续)

现象	原因	方法
不 换 向	控制油路堵塞	疏通控制油路
	安装时螺钉拧紧力过大或不均匀,使阀体变形	重新紧固安装螺钉
	滑阀产生不平衡力,形成液压卡紧	在滑阀外圆开平衡槽
电 磁 铁 过 热 或 烧 毁	电磁铁线圈绝缘不良	更换电磁铁
	电磁铁铁心与滑阀轴线不同心	拆卸重新装配
	电磁铁铁心吸不紧	修理电磁铁
	电压不对	改正电压
	电线焊接不好	重新焊接
换 向 不 灵	油液混入污物,卡住滑阀	清洗滑阀
	弹簧力太小或太大	更换合适的弹簧
	电磁铁的铁心接触部位有污物	磨光清理
	滑阀与阀体间隙过小或过大	研配滑阀使间隙适当
电 磁 铁 动 作 响 声 大	滑阀卡住或摩擦力过大	修研或更换滑阀
	电磁铁不能压到底	校正电磁铁高度
	电磁铁接触面不平或接触不良	清除污物,修整电磁铁
	电磁铁的磁力过大	选用电磁力适当的电磁铁

5-16 常见的单向阀和换向阀有哪些？其性能如何？由何厂生产？

答：单向阀和换向阀的种类、型号很多，它们的性能和用途也不一样，在此只介绍一些单向阀和压力低、流量较小的换向阀，如表 5-4~表 5-8。

表 5-4 单向阀的型号、性能和生产厂

型号	通径 /mm	压力 /MPa	流量 /L·min ⁻¹	开启压力 /MPa	生产厂
DIF 型直通式单向阀					
DIF-L10H ₁	10	21	25	0.035	上海液压件厂，南通液压件厂，邵阳液压件厂
DIF-L10H ₃	10	21	25	0.35	
DIF-L20H ₁	20	21	80	0.035	榆次液压件厂，青岛液压件厂，大连液压件厂，合肥液压件厂，四平液压件厂，济南液压件厂，佛山液压件厂，沈阳轻机液压件厂，长江液压件二厂
DIF-L20H ₃	20	21	80	0.35	
DIF-L32H ₁	32	21	200	0.035	
DIF-L32H ₃	32	21	200	0.35	
DF 型直角式单向阀					
DF-L10H ₁	10	21	30	0.035	青岛液压件厂，临夏液压件厂，大连液压件厂，沈阳轻机液压件厂，榆次液压件厂，南通液压件厂，合肥液压件厂，四平液压件厂，长江液压件二厂
DF-L10H ₃	10	21	30	0.35	
DF-B10K ₁	10	35	30	0.035	
DF-B10K ₃	10	35	30	0.35	
DF-L20H ₁	20	21	100	0.035	
DF-L20H ₃	20	21	100	0.35	
DF-B20K ₁	20	35	100	0.035	
DF-B20K ₃	20	35	100	0.35	
DF-L32H ₁	32	21	250	0.035	
DF-L32H ₃	32	21	250	0.35	

表 5-5 DFY 和 A※Y 型液控单向阀

型号	通径 /mm	压力 /MPa	流量 /L·min ⁻¹	开启压力 /MPa	控制压力 /MPa	生产厂
DFY-L10H ₂	10	21	25	0.2	<10.8	青岛液压件厂, 临夏液 压件厂, 榆次液压件厂, 大连液压件厂, 沈阳液 压件厂, 合肥液压件厂, 济 南液压件厂, 佛山液 压件厂, 长江液 压件厂, 上海 液压件一厂, 南通液 压件厂
DFY-L10H ₃	10	21	25	0.35	<10.8	
DFY-B10H ₂	10	21	25	0.2	<10.8	
DFY-B10H ₃	10	21	25	0.35	<10.8	
DFY-L20H ₂	20	21	60	0.2	<11.5	
DFY-L20H ₃	20	21	60	0.35	<11.5	
DFY-B20H ₂	20	21	60	0.2	<11.5	
DFY-B20H ₃	20	21	60	0.35	<11.5	
DFY-L32H ₂	32	21	170	0.2	<12.2	
DFY-L32H ₃	32	21	170	0.35	<12.2	
A※Y-H _a 10L	10	32	40	0.04	≥1.6	上海液压件一厂, 邵阳 液压件厂, 武汉液 压件厂, 济南液 压件厂, 南通 液压件厂, 青 岛液 压件厂
A※Y-H _b 10L	10	32	40	0.4	≥1.6	
A※Y-H _a 10B	10	32	40	0.04	≥1.6	
A※Y-H _b 10B	10	32	40	0.4	≥1.6	
A※Y-H _a 20L	20	32	100	0.04	≥1.6	
A※Y-H _b 20L	20	32	100	0.4	≥1.6	

表 5-6 电磁

型 号	通径 /mm	流量 /L · min ⁻¹	压力 /MPa	允许背压 /MPa
22 _D ^E ※-H6B-※※	6	10	32	7
22 _{D₁} ^{E₁※-H6B-※※}	6	10	32	
22 _D ^E ※-H10B-※※	10	40	32	7
22 _{D₁} ^{E₁※-H10B-※※}	10	40	32	
23※※-G4B	4	12	25	6.3
23※※-H6B	6	32	32	6.3
23※※-H10B	10	32	32	6.3
24 _D ^E ※-H6B-※-※	6	10	32	7
24 _{D₁} ^{E₁※-H6B-※-※}	6	10	32	
24 _D ^E ※-H10B-※-※	10	40	32	7
24 _{D₁} ^{E₁※-H10B-※-※}	10	40	32	
34 _D ^E ※-H6B-T-※	6	10	32	7
34 _D ^E ※-H10B-T-※	10	40	32	7
34 _D ^E F3※-E4B	4	6	16	6.3
34 _D ^E F3※-E6B	6	25	16	6.3
34 _D ^E F3※-E10B	10	60	16	6.3
34 _D ^E F3※-E16B	16	80	16	6.3

换向阀

外形尺寸 (长×宽×高) /mm	质量 /kg	生 产 厂
165×48×100	3.8	上海液压件一厂, 沈阳液压件厂, 南通液压件厂, 济南液压件厂, 江苏海门液压件厂, 北京冶金液压机械厂
190×70×104	5	
225×35×78		长沙液压件一厂, 北京冶金液压机械厂
155.5×44×75		
204×90.5×88		
150×48×85	2.4	济南液压件厂, 青岛液压元件厂, 南通液压件厂, 长江液压件厂, 江苏海门液压件厂, 苏州液压件厂, 重庆液压件厂, 上海航海仪器厂, 沈阳轻机液压件厂, 北京冶金液压机械厂
160×89×46.5		
200×70×102	4	
112×195×70		
218×48×85	2.8	南通液压件厂, 济南液压件厂, 青岛液压元件厂, 长江液压件厂, 江苏海门液压件厂, 苏州液压件厂
278×70×102	5.8	
214×36×75	1.5	上海高行液压件厂, 佛山液压件厂, 邵阳液压件厂, 西安液压件厂, 石家庄液压件厂
214×48×90	2.3	
209×62×106	4.9	
348×90×110	11	

表 5-7 电液换向阀

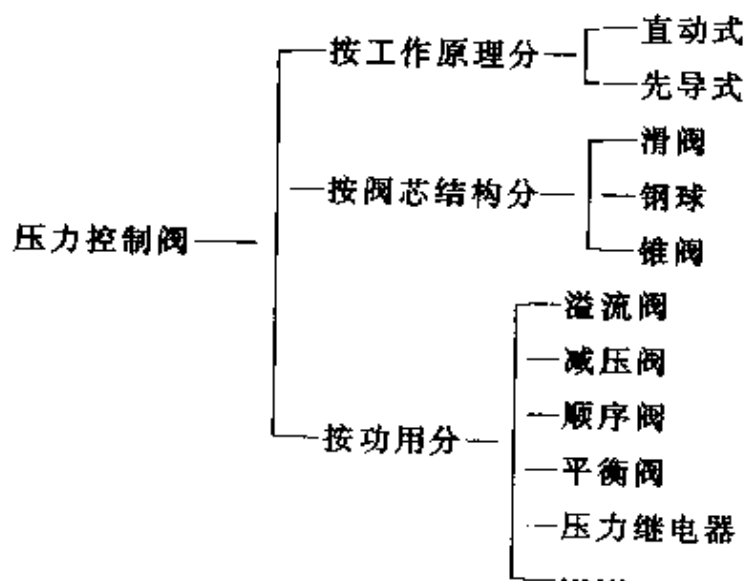
型 号	通径 /mm	流量 /L·min ⁻¹	压力 /MPa	外形尺寸 (长×宽×高) /mm	质量 /kg	生产厂
24 $\frac{D}{E}$ Y※-H16B-※	16	63	32	210×90×186	10.5	长江液压件厂,
24 $\frac{D}{E}$ Y※-H20L-T※	20	100	32	258×118×180	10.5	江苏海门液压件厂, 石家庄液压件厂, 重庆液压件厂, 青岛液压件厂, 上海液压件厂, 南通液压件厂, 邵阳液压件厂, 济南液压件厂, 大连液压件厂, 苏州液压件厂
24 $\frac{D}{E}$ Y※-H20B-T※	20	100	32	258×118×180	10.5	厂, 邵阳液压件厂, 济南液压件厂, 大连液压件厂, 苏州液压件厂
24 $\frac{D}{E}$ Y※-H20B-※	20	100	32	258×118×180	10.5	厂, 邵阳液压件厂, 济南液压件厂, 大连液压件厂, 苏州液压件厂
24 $\frac{D}{E}$ Y※-H32L-T※	32	200	32	390×198×302	15.6	厂, 苏州液压件厂
24DY※-L20H-T※	20	75	21	270×116×163	13.6	榆次液压件厂, 四平液压件厂, 沈阳液压件厂, 长江液压件厂, 南通液压件厂, 济南液压件厂, 长江液压件二厂, 大连液压件厂, 武汉液压件厂, 青岛液压元件厂, 沈阳轻机液压件厂
24DY※-B20H-※	20	75	21	270×116×163	13.6	厂, 武汉液压件厂, 青岛液压元件厂, 沈阳轻机液压件厂
24EY※-B20H-※	20	75	21	270×116×163	13.6	厂, 青岛液压元件厂, 沈阳轻机液压件厂
24DY※-B20H-T※	20	75	21	270×116×163	13.6	厂, 沈阳轻机液压件厂
24EY※-B20H-T※	20	75	21	270×116×163	13.6	厂, 青岛液压元件厂, 沈阳轻机液压件厂
24DY※-L32H-T※	32	190	21	355×200×204	13.6	厂, 沈阳轻机液压件厂
34 $\frac{D}{E}$ Y※-H16B-T※	16	63	32	218×90×186	11.5	上海液压件厂, 南通液压件厂, 邵阳液压件厂, 济南液压件厂, 石家庄液压件厂, 重庆液压件厂, 江苏海门液压件厂, 大连液压件厂, 青岛液压件厂, 苏州液压件厂, 长江液压件厂, 上海液压件一厂
34 $\frac{D_2}{E_2}$ Y※-H16B-T※	16	63	32	218×90×186	11.5	厂, 南通液压件厂, 邵阳液压件厂, 济南液压件厂, 石家庄液压件厂, 重庆液压件厂, 江苏海门液压件厂, 大连液压件厂, 青岛液压件厂, 苏州液压件厂, 长江液压件厂, 上海液压件一厂
34 $\frac{D}{E}$ Y※-H20L-T※	20	100	32	362×118×216	11.5	厂, 南通液压件厂, 邵阳液压件厂, 济南液压件厂, 石家庄液压件厂, 重庆液压件厂, 江苏海门液压件厂, 大连液压件厂, 青岛液压件厂, 苏州液压件厂, 长江液压件厂, 上海液压件一厂
34 $\frac{D}{E}$ Y※-H20B-T※	20	100	32	362×118×216	11.5	厂, 南通液压件厂, 邵阳液压件厂, 济南液压件厂, 石家庄液压件厂, 重庆液压件厂, 江苏海门液压件厂, 大连液压件厂, 青岛液压件厂, 苏州液压件厂, 长江液压件厂, 上海液压件一厂
34 $\frac{D_2}{E_2}$ Y※-H20B-T※	20	100	32	362×118×216	11.5	厂, 南通液压件厂, 邵阳液压件厂, 济南液压件厂, 石家庄液压件厂, 重庆液压件厂, 江苏海门液压件厂, 大连液压件厂, 青岛液压件厂, 苏州液压件厂, 长江液压件厂, 上海液压件一厂
34 $\frac{D}{E}$ Y※-H20L-Y※	20	100	32	362×118×216	11.5	厂, 南通液压件厂, 邵阳液压件厂, 济南液压件厂, 石家庄液压件厂, 重庆液压件厂, 江苏海门液压件厂, 大连液压件厂, 青岛液压件厂, 苏州液压件厂, 长江液压件厂, 上海液压件一厂

表 5-8 手动换向阀

型 号	通径 /mm	压力 /MPa	流量 /L·min ⁻¹	滑阀机能	生产厂
24S※-L10H-※	10	21	31.5	O、X、H	长江液压件二厂, 南通液压件厂, 邵阳液压件厂, 四平液压件厂, 苏州液压件厂, 榆次液压件厂, 武汉液压件厂, 佛山液压件厂, 青岛液压元件厂, 临夏液压件厂, 大连液压件厂, 重庆液压件厂, 石家庄液压件厂, 济南液压件厂, 武陵液压件厂, 合肥液压件厂
24S※-B10H-※	10	21	31.5	O、X、H	
24S※-H10B-※	10	21	40	O、X、H	
24S※-L20H-※	20	21	125	O、X、H	
24S※-B20H-※	20	21	75	O、X、H	
24S※-H20L-※	20	32	100	O、X、H	
24S※-H20B-※	20	32	100	O、X、H	
24S※-L32H-※	32	21	315	O、X、H	
34S※-L10H-※	10	21	31.5	O、H、Y、P、J、M	四平液压件厂, 榆次液压件厂, 沈阳液压件厂, 武汉液压件厂, 大连液压件厂, 青岛液压元件厂, 临夏液压件厂
34S※-B10H-※	10	21	31.5	O、H、Y、K、P、J、M	
34S※-H10B-※	10	32	40	O、H、Y、K、M	
34S※-L20H-※	20	21	125	O、H、Y、K、M	
34S※-B20H-※	20	21	90	O、H、Y、P、J、M	

5-17 常用的压力控制阀有哪些类型? 都应用在什么场合?

答: 常用的压力控制阀类型如下:



常用压力控制阀的应用场合是：

(1) 溢流阀 它是通过阀口的溢流，使被控制系统或回路的压力维持恒定，实现稳压、调压或限压作用。

对溢流阀来讲，应满足的基本要求是：调压范围大，调压偏差小，压力振摆小，动作灵敏，过流能力大，噪声小。

(2) 减压阀 它是使出口压力低于进口压力的一种压力控制阀。其作用是用来减低液压系统中某一回路的油液压力，使用一个油源能同时提供两个或几个不同压力的输出。减压阀在各种液压设备的夹紧系统、润滑系统和控制系统中应用较多。此外，当油液压力不稳定时，在回路中串入一减压阀可得到一个稳定的较低的压力。

对减压阀的基本要求是：出口压力维持恒定，不受入口压力和通过流量大小的影响。

(3) 顺序阀 它是用来控制液压系统中各执行元件动作的先后顺序的。依控制方式的不同，顺序阀又可分为内控式和外控式两种。前者用阀的进口压力控制阀芯的启闭，后者用外来的控制压力油控制阀芯的启闭（即液控顺序阀）。顺序阀也有：直动式和先导式两种，前者一般用于低压系统，后者用于中高压系统。

(4) 压力继电器 它是一种将油液的压力信号转换成电信号的电液控制元件。当油液压力达到压力继电器的调定压力时，即发出电信号，以控制电磁铁、电磁离合器和继电器等元件动作；使油路卸压、换向和执行元件实现顺序动作；或关闭电动机，使系统停止工作；起安全保护作用等，例如，刀具移到指定位置碰到挡铁或负载过大时自动退刀；润滑系统发生故障时工作机械自动停车；系统工作程序的自动换接等都是压力继电器应用的具体例子。

5-18 溢流阀在液压系统中有何功用？

答：溢流阀在液压系统中很重要，特别是定量泵系统，没有溢流阀几乎无法工作。它的主要功用有如下几点：

(1) 起溢流作用 用定量泵供油时，它与节流阀配合，可以

调节和平衡液压系统中的流量。在这种场合下，阀门经常随着压力的波动而开启，油液经阀门流回油箱，起着定压下的溢流作用。

(2) 起安全保护作用 避免液压系统和机床因过载而引起事故。在这种场合下，阀门平时是关闭的，只有负载超过规定的极限时才开启，起安全保护作用。通常，把溢流阀的调定压力比系统最高工作压力调高 10%~20%。

(3) 作卸荷阀用 由先导溢流阀与二位二通电磁阀配合使用，可使系统卸荷。

(4) 作远控调压阀用 用管道将溢流阀的外控口接至调节方便的远程调节阀进口处，以实现远控目的（见图 5-5a）。

(5) 作高低压多级控制 用换向阀将溢流阀的外控口和几个远程调压阀连接，即可实现高低压多级控制。

(6) 作顺序阀用 把先导式溢流阀回油口改为输出压力油的出口，并将压力顶开锥形阀后原回油的通道堵死，使它经过重新加工的泄油口流回油箱，这样就可作顺序阀用。

(7) 用于产生背压 将溢流阀串联在回油路上，可以产生背压，使执行元件运动平稳。此时溢流阀的调定压力低，一般用直动式低压溢流阀即可，如图 5-5b 所示。

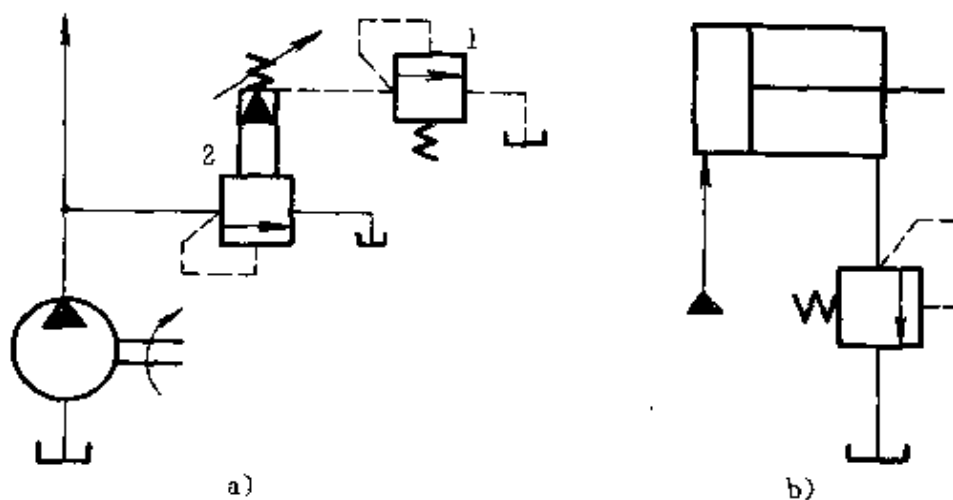


图 5-5 溢流阀的应用

a) 作远控调压用 b) 用于产生背压

1—远程调压阀 2—溢流阀

5-19 先导式溢流阀和直动式溢流阀各有何特点？都应用在什么场合？

答：（1）先导式溢流阀

- ①Y型（先导式）溢流阀最大调整压力为6.3MPa。
- ②压力波动比直动式溢流阀小，压力较稳定，噪声小。
- ③在结构上由先导调压阀和溢流主阀组成。
- ④先导调压阀结构尺寸小，弹簧硬；主阀的弹簧软。
- ⑤有外控口，用于远程调压和卸荷。

（2）直动式溢流阀

- ①P型直动式溢流阀最大调整压力为2.5MPa。
- ②结构简单，动作灵敏，工作时易产生振动和噪声。
- ③在结构上无先导阀。
- ④弹簧硬。
- ⑤无外控口。

（3）应用场合

- ①先导式溢流阀用在压力较高或流量较大的场合。
- ②直动式溢流阀一般用在压力较低或流量较小的场合。

5-20 何谓溢流阀的开启压力和调整压力？

答：当油压对阀芯的作用力大于弹簧预紧力时，阀开启，高压油便通过阀口溢流回油箱。将溢流阀开始溢流时打开阀口的压力称为开启压力。如图5-6所示， $p'_{开}$ 为直动式溢流阀的开启压力， $p_{开}$ 为先导式溢流阀的开启压力。

溢流阀开始溢流时，阀的开口较小，溢流量较少，压力较低。随着阀口的溢流

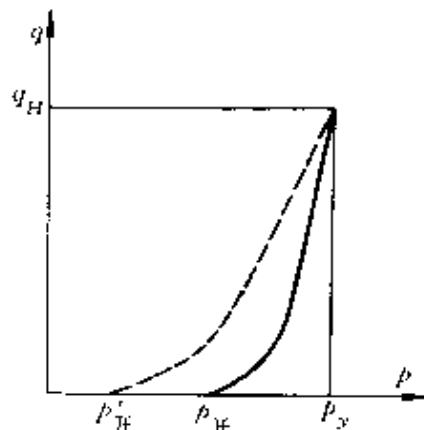


图 5-6 溢流阀的溢流特性曲线

量增加，阀芯升高，弹簧进一步被压缩，油压上升。当溢流量达到额定流量时，阀芯上升到最高位置，这时的压力为调整压力。图

5-6 中 p_y 即为溢流阀的调整压力。调节溢流阀的弹簧力可调整溢流阀的压力。

5-21 为什么直动式溢流阀适用于低压系统，而先导式溢流阀适用于高压系统？若先导式溢流阀主阀芯阻尼孔堵塞，将会出现什么故障？为什么？

答：直动式溢流阀依靠液压力和弹簧力直接平衡，控制排油口启闭和开口大小。它的调整压力与开启压力的差值称为静态调整偏差，差值越小，压力波动越小，阀的稳定性越好。如果被控制的压力增高，或通过的流量增大，阀芯直径和阀芯底部的液压作用力都将增大，因此必须加大弹簧的尺寸，可是弹簧尺寸的增大是受阀的结构限制的。另外，溢流量增大，溢流压力波动将增加，使阀的稳定性能差。为保证阀的稳定性能，应限制压力 p 或溢流量 q ，所以直动式溢流阀只适用于低压 ($< 2.5 \text{ MPa}$) 系统。

先导式溢流阀由溢流主阀和先导调压阀组成。先导调压阀的作用是控制主阀的溢流压力，而溢流主阀的作用是溢流。当系统的压力升高到先导调压阀的调定压力时，先导阀首先打开，溢走少量的油液，这时主阀两腔形成压力差，主阀芯在油液压力的作用下，将阀口迅速打开，系统的大量油液经主阀的溢流口流回油箱。由于主阀上的弹簧很软，即使系统的压力很高，溢流量很大时，弹簧力变化也不大，因而调压偏差小，压力波动较小，阀的稳定性能好，故先导式溢流阀适用于中、高压系统。

先导式溢流阀的工作原理，是利用主滑阀上下两端的压力差和弹簧力的平衡原理来进行压力控制的，进油腔的压力油经阻尼孔进入上腔，并作用于先导阀的锥阀上。当系统压力升高，即进油压力升高，先导阀锥阀打开，这时由于阻尼孔的作用，产生压力降，主阀芯被抬起，进、出油口被接通，实现溢流作用。倘若阻尼孔被堵塞，先导阀锥阀关闭，不能产生压力降，进、出油口不能接通，则溢流阀不能溢流，无论系统压力增加多少，溢流阀也不能溢流。

5-22 生产中,溢流阀的常见故障有哪些?这些故障产生的原因是什么?应如何排除?

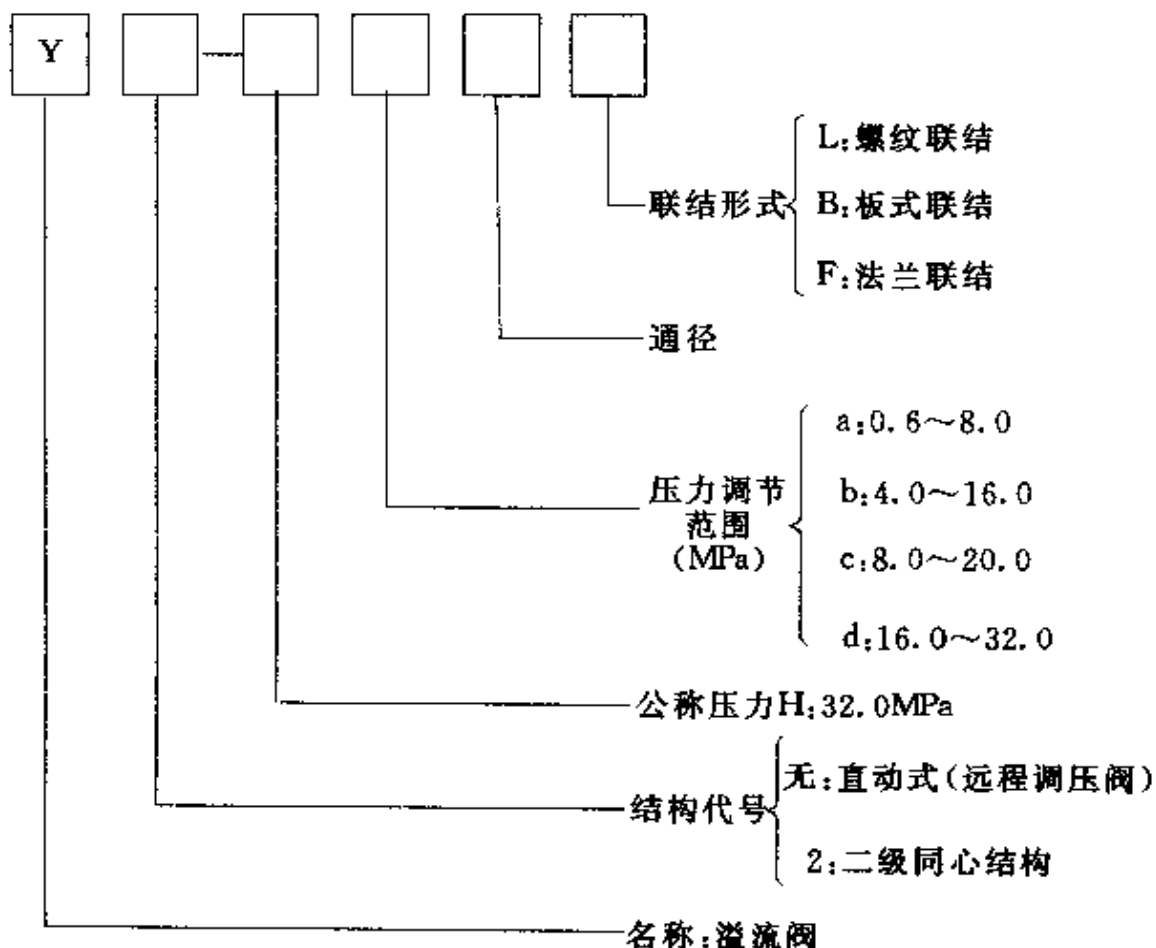
答:生产中,溢流阀的常见故障和产生的原因及解决办法见表 5-9。

表 5-9 溢流阀的常见故障和产生的原因及解决办法

故障	原 因	解 决 办 法
压力波动大	弹簧变形或太软	更换弹簧
	锥阀与阀座孔接触不良或损坏	更换锥阀,如锥阀无损坏,卸下调整螺帽,将导杆推几下,使其接触良好
	钢球不圆,钢球与阀座孔密合不良	更换钢球,研磨阀座孔
	阀芯变形或拉毛	更换或修研阀芯
	油液污染变质,阻尼孔堵塞	更换油液,疏通阻尼孔
调整失灵	弹簧断裂或漏装	检查、更换或补装弹簧
	阻尼孔堵塞	疏通阻尼孔
	阀芯卡住	拆卸、检查、修整
	进出油口装反	检查油流方向,纠正联接
	锥阀漏装	检查、补装
严重泄漏	锥阀与阀座孔接触不良	修复或更换锥阀
	阀芯与阀体配合间隙过大	更换阀芯,调整间隙
	管接头没拧紧	重新拧紧管螺纹或螺钉
	纸垫冲破或铜垫失效	更换纸垫或铜垫
严重噪声及振动	螺帽松动	紧固螺帽
	弹簧变形不复原	检查并更换弹簧
	阀芯配合过紧	修研阀芯
	锥阀磨损	更换锥阀
	出口油路中有空气	放出空气
	流量超过允许值	调换大流量的阀
	和其他阀产生共振	略微调整阀的额定压力值

5-23 生产中使用的 Y2 型先导式溢流阀有哪些？其性能如何？有哪些厂生产？型号的含义是什么？

答：1) Y2 型先导式溢流阀，其型号的含义是：



2) Y2 型溢流阀的型号、性能和生产厂如表 5-10 所示。

5-24 减压阀有何功用？一般应用在什么场合？

答：减压阀的功用是降低液压系统某一局部回路的压力，使之得到比液压泵供油压力低、而且稳定的工作压力。

减压阀的应用场合如下：

①降低液压泵输出油的压力，供给低压回路使用，如控制回路；润滑系统；夹紧、定位和分度装置等回路。

②稳定压力。减压阀输出的二次压力比较稳定，使执行元件工作可以避免一次压力油波动对它的影响。

表 5-10 Y 型溢流阀的型号和性能及生产厂

名称	型 号				通径 /mm	额定流量 /L·min ⁻¹	调压范围 /MPa	生产厂
	螺纹联结 质量 /kg	板式联结 质量 /kg	法兰联结 质量 /kg	质量 /kg				
远程调压阀	Y-Ha6L		Y-Ha6		6	2	0.6~8.0	上海液 压件二厂
	Y-Hb6L		Y-Hb6				4.0~16.0	
	Y-Hc6L		Y-Hc6				8.0~20.0	
	Y-Hd6L		Y-Hd6				16.0~32.0	
溢流阀	Y2-Ha10L	2.8	Y2-Ha10	2.8	10	40	0.6~8.0	济南液 压件厂
	Y2-Hb10L		Y2-Hb10				4.0~16.0	
	Y2-Hc10L		Y2-Hc10				8.0~20.0	
	Y2-Hd10L		Y2-Hd10				16.0~32.0	
	Y2-Ha20L	4.7	Y2-Ha20	4.7	20	100	0.6~8.0	佛山液 压件厂
	Y2-Hb20L		Y2-Hb20				4.0~16.0	
	Y2-Hc20L		Y2-Hc20				8.0~20.0	
	Y2-Hd20L		Y2-Hd20				16.0~32.0	
	Y2-Ha32L	9.4	Y2-Ha32	9.4	32	200	0.6~8.0	石家庄 液压件厂
	Y2-Hb32L		Y2-Hb32				4.0~16.0	
	Y2-Hc32L		Y2-Hc32				8.0~20.0	
	Y2-Hd32L		Y2-Hd32				16.0~32.0	
				50	500	0.6~8.0	大连液 压件厂	
		Y2-Ha50F	4.0~16.0					
		Y2-Hb50F	8.0~20.0					
		Y2-Hc50F	16.0~32.0					
				65	800	0.6~8.0	苏州液 压件厂	
		Y2-Ha65F	4.0~16.0					
		Y2-Hb65F	8.0~20.0					
		Y2-Hc65F	16.0~32.0					
								武陵液 压件厂

③根据不同需要，将液压系统分成若干不同压力的油路，以满足控制油路、辅助油路或各种执行元件需要的不同工作压力。如图 5-7a 所示为加工薄壳件应用减压阀的例子。系统的工作压力由

溢流阀保持；为了减少加工变形又不破坏定位，设置了辅助支承，向上的推力由减压阀 1 保证，夹紧力由减压阀 2 保证。

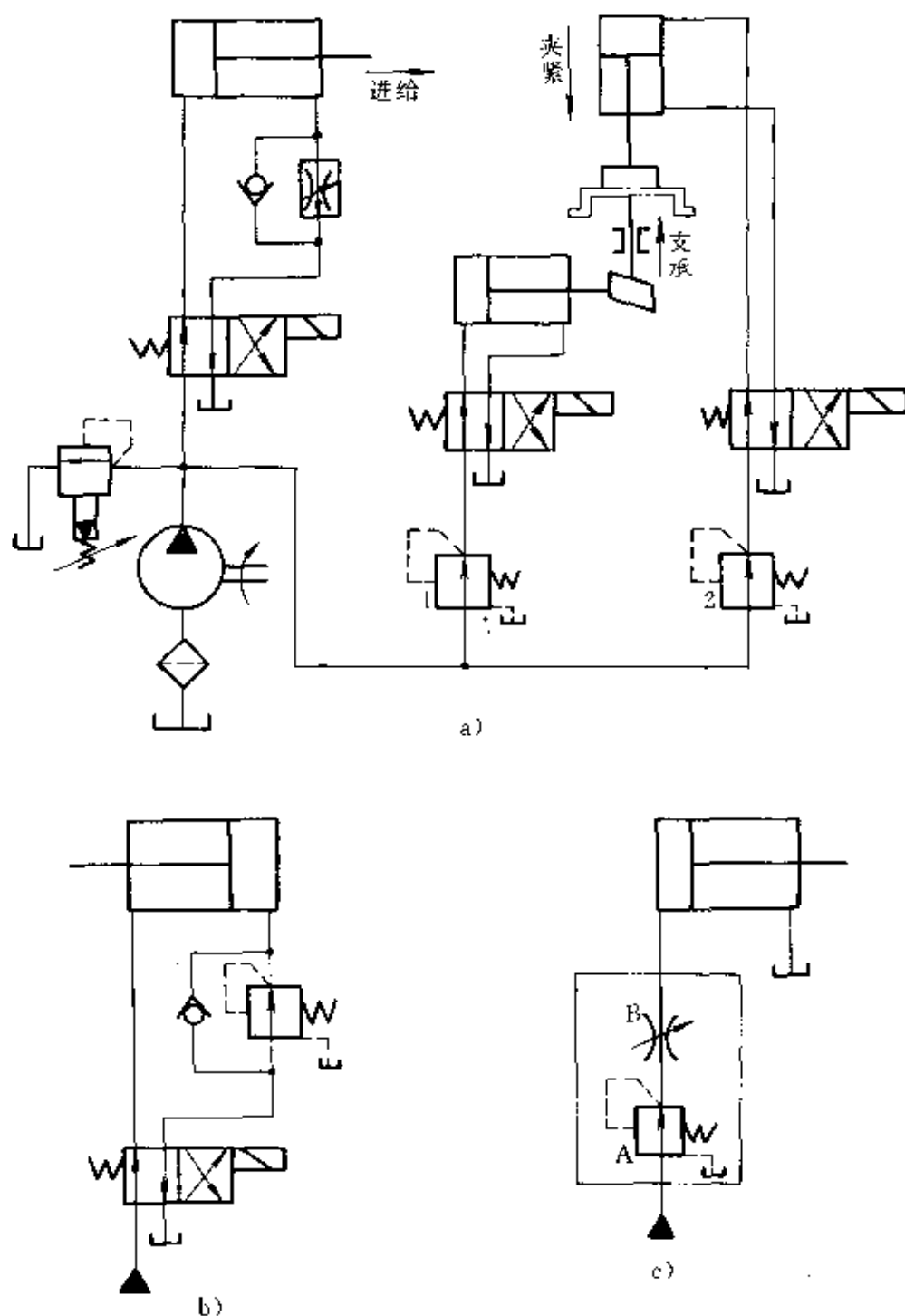


图 5-7 减压阀应用举例

a) 将液压系统分成压力不同的油路 b) 与单向阀并联实现单向减压

c) 与节流阀串联使用 1、2、A—减压阀 B—节流阀

④与单向阀并联实现单向减压，如图 5-7b 所示。当换向阀右位工作时，高压油自换向阀经减压阀减压后进入液压缸右腔，左腔回油；当换向阀处于常态时，高压油经换向阀直接进入液压缸左腔，右腔的油液经单向阀和换向阀流回油箱。应当指出，为使阀的结构紧凑，常把单向阀和减压阀做成一体，称为复合阀。

⑤与节流阀串联，可以保证节流前、后压力差为恒定，从而保证流过节流阀的流量不随负载的变化而变化。图 5-7c 就是减压阀 A 和节流阀 B 串联使用的实例。

5-25 减压阀为什么能够降低系统压力和保持恒定的压力？

答：减压阀一般是指定值减压阀。它能够降低系统压力的原因如图 5-8 所示，当高压油从进油口流入，经阀体 3 与阀芯 1 之间形成的狭缝 δ 而由减压出油口流出时，产生了局部压力损失，因此减压后的压力，即出油口油压 p_2 低于进油压力 p_1 ，并且开口量越小，压降越大，出口油压 p_2 越低，这就是减压阀能够降低系统压力的原因，即减压阀的减压原理。

当出口油压 p_2 低于先导阀调整压力时，锥阀 4 关闭，阀芯 1 上下两腔油压相等，这时阀芯 1 在弹簧 2 的作用下，处于最下位置，开口量 δ 变大，油液流经狭缝时压力损失减小，出口油压 p_2 因而上升，直至上升到先导阀的调定值。出口处的一部分油液经小孔 a 作用到阀芯 1 的

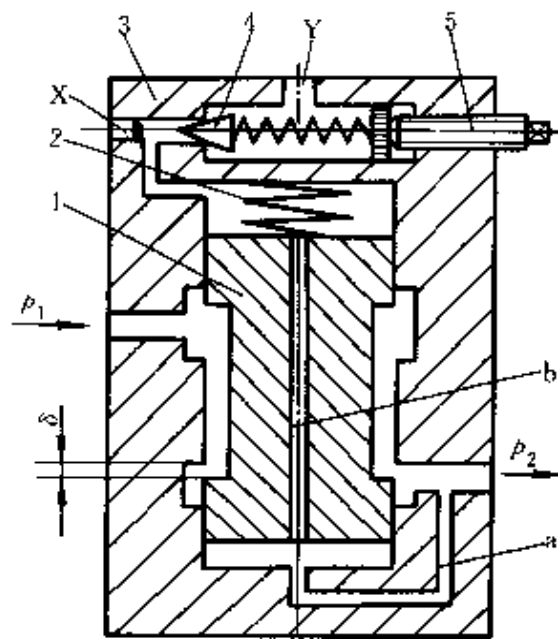


图 5-8 定值减压阀的工作原理

- 1—阀芯 2—弹簧 3—阀体 4—锥阀
5—螺钉 X—控制油口 δ —开口量
Y—泄油口 p_1 —进油口压力 p_2 —出
油口压力 a—小孔 b—阻尼孔

下端，并通过阻尼孔 b 进入阀芯 1 上腔，上腔的油压又作用到锥阀 4 上。如果出口油压 p_2 上升到超过调整压力时，锥阀 4 被顶开，于是上腔的油液从泄油口流回油箱，上腔压力降低，使得阀芯 1 上腔的油压低于下腔的油压。这时，阀芯 1 在压力差的作用下而上移，开口量 δ 减小，又使油液经过狭缝产生的局部压力损失增大，出口油压 p_2 也随着下降，直至降到先导阀的调定值为止，阀芯 1 又处于新的平衡。由此可知，减压阀是利用出油口油液的压力作用在阀芯 1 上与弹簧力和部分油液压力平衡，自动地按着输出压力的变化调节开口量 δ 的大小，使出油口压力 p_2 保持恒定，始终稳定在先导阀的调定值上。

5-26 减压阀常见故障有哪些？产生故障的原因是什么？如何排除？

答：(1) 压力输出波动大

1) 产生的原因

- ①油液中混入空气。
- ②阻尼孔有时堵塞。
- ③弹簧变形或卡住，滑阀移动困难或弹簧太软。
- ④钢球不圆，钢球与阀座孔配合不好，或锥阀安装不正确。

2) 解决办法：

- ①排除油液中的空气。
- ②疏通阻尼孔，过滤或更换油液。
- ③更换弹簧。
- ④更换钢球或调整锥阀。

(2) 输出压力失调

1) 产生的原因

- ①顶盖处泄漏。
- ②钢球或锥阀与阀座孔密合不良。

2) 解决办法

- ①拧紧螺钉或更换纸垫。
- ②更换锥阀或钢球。

(3) 减压作用失效

1) 产生的原因

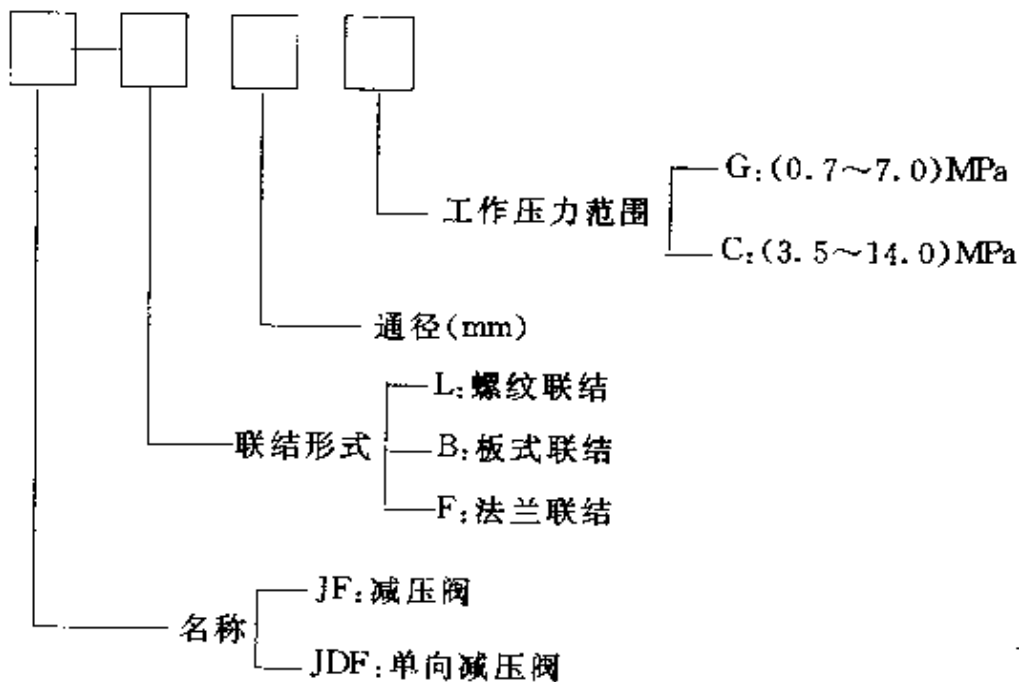
- ①回油孔的油塞未取出，使回油出不去。
- ②顶盖方向装错，使输出油孔与回油孔沟通。
- ③阻尼孔被堵住。
- ④阀芯被卡死。

2) 解决办法

- ①将油塞取出，并接上回油管。
- ②将顶盖上孔的位置重新对好。
- ③清理阻尼孔，过滤或换油。
- ④清理或研配阀芯。

5-27 生产中经常使用的 JF 和 JDF 型减压阀及单向减压阀有哪些？其型号含义如何？性能怎样？哪些厂生产？

答：(1) 型号含义



(2) JF 和 JDF 型减压阀和单向减压阀的性能、型号和生产厂 (见表 5-11)

表 5-11 JF 型减压阀和 JDF 型单向减压阀

名称	型 号					通 径		流量/L • min ⁻¹	调压范围 /MPa	生产 厂		
	螺纹联结	质量 /kg	板式联结	质量 /kg	法兰联结	质量 /kg	mm				in	
减 压 阀	JF-L10G JF-L10C	3.5	JF-B10G JF-B10C	4.2			10	3/8"	20	0.7~7.0 3.5~14.0	武 汉 液 压 件 厂	
	JF-L20G JF-L20C	5.1	JF-B20G JF-B20C	7			20	3/4"	50	0.7~7.0 3.5~14.0		榆 次 液 压 件 厂
	JF-L32G JF-L32C	12	JF-B32G JF-B32C	11.5	JF-F32G JF-F32C	14.5	32	1 1/4"	150	0.7~7.0 3.5~14.0		南 通 液 压 件 厂
					JF-F50G JF-F50C	30.3	50	2"	300	0.7~7.0 3.5~14.0		
	单 向 减 压 阀	JDF-L10G JDF-L10C	3.8	JDF-B10G JDF-B10C	4.8			10	3/8"	20	0.7~7.0 3.5~14.0	
		JDF-L20G JDF-L20C	6.2	JDF-B20G JDF-B20C	7			20	3/4"	50	0.7~7.0 3.5~14.0	
		JDF-L32G JDF-L32C	12.9	JDF-B32G JDF-B32C	13.3	JDF-F32G JDF-F32C	15.8	32	1 1/4"	150	0.7~7.0 3.5~14.0	
						JDF-F50G JDF-F50C	32	50	2"	300	0.7~7.0 3.5~14.0	

5-28 顺序阀有什么用途？应用在什么情况下？

答：(1) 用途 顺序阀的用途是，控制液压系统中两个以上工作机构先后动作的顺序。

(2) 应用

1) 用来产生平衡力 图 5-9a 为立式液压缸使用顺序阀产生平衡力的例子。顺序阀将液压缸的下腔油路封住，使腔内的油液自然形成一个正好与活塞等活动部分质量相平衡的背压力，防止活塞等因自重而下滑。

2) 使执行元件顺序动作 图 5-9b 为用顺序阀使两个液压缸

实现顺序动作的油路。工作行程时，换向阀 1 处于图示位置，液压泵输出的压力油先进入液压缸 3 的左腔，活塞按箭头①所示方向右移，至接触工件，油压升高，在达到足以打开顺序阀 6 时，油液才能进入液压缸 5，使活塞沿箭头②所示方向右移。回程时，换向阀 1 处于右端的工作位置，由于顺序阀 2 的作用，液压缸 5 的活塞先按箭头③的方向回程至终点，液压缸 3 的活塞才能按箭头④的方向开始回程。

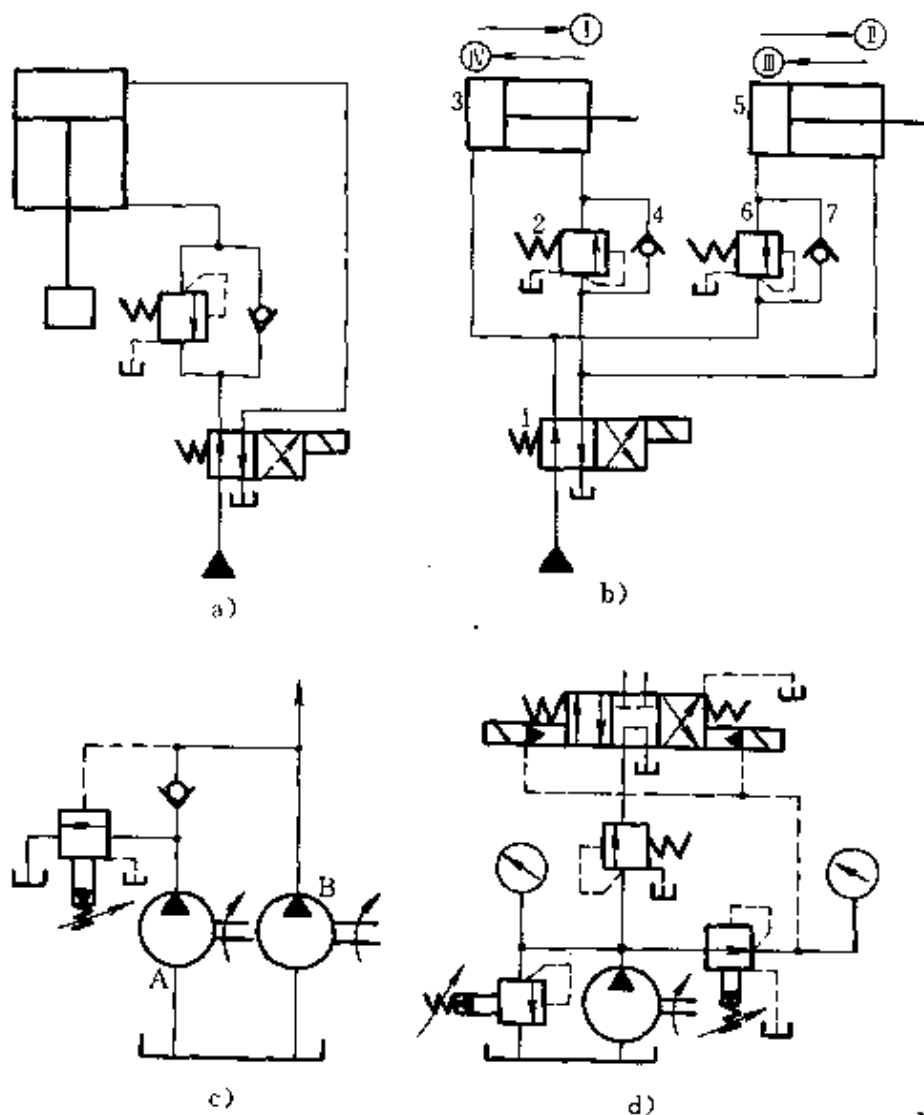


图 5-9 顺序阀的应用

- a) 用来产生平衡力 b) 使执行件顺序动作 c) 用于压力油卸荷
d) 起背压作用

1—换向阀 2、6—顺序阀 4、7—单向阀
3、5—液压缸 A、B—液压泵

3) 用于压力油卸荷 图 5-9c 为双泵供油系统的卸荷回路。当执行元件快速运动时, 两泵同时供油。当执行元件慢速运动或受外力作用停止运动时, 系统压力升高, 通入顺序阀的压力油将顺序阀打开, 使大流量低压泵 A 卸荷。

4) 使液压系统某一部分始终保持一定的压力, 起背压作用 如图 5-9d 所示, 顺序阀的作用是保证控制油路具有一定的压力, 防止液压泵卸荷时 (换向阀处于图示状态), 减压阀的进油口油压为零, 无减压油输出, 不能控制换向阀动作。

5) 作普通溢流阀用 将直控顺序阀的输入油口接液压泵, 输出油口接油箱, 可作普通溢流阀使用, 如图 5-10a 所示。应当指出, 由于顺序阀的阀芯台阶是突变的, 故稳定性较差。

6) 作安全阀使用 如图 5-10b 所示, 一旦液控单向阀失灵, 就不能开启。在这种情况下, 液压缸下腔的油液可经安全阀 (顺序阀作安全阀使用) 流回油箱, 此时顺序阀的调定压力值应高于溢流阀的调定压力值。

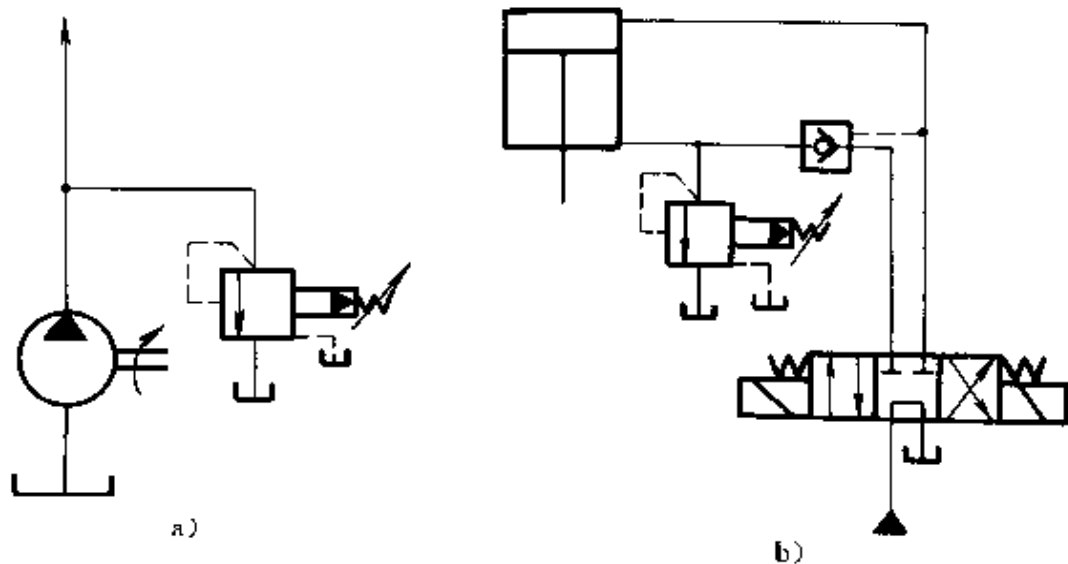
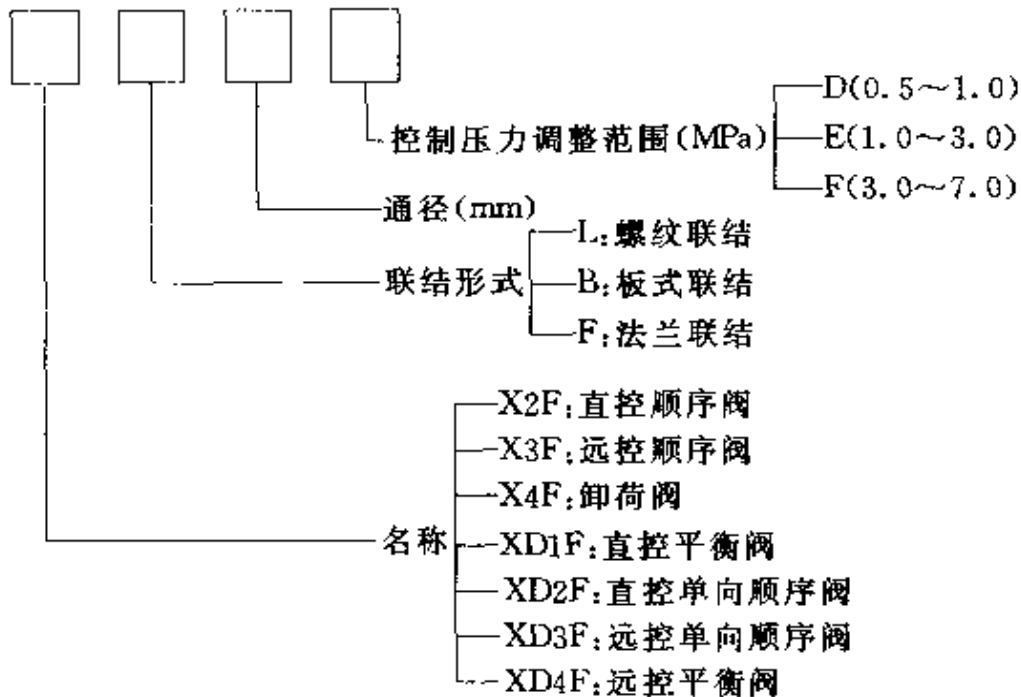


图 5-10 顺序阀的应用举例

a) 作普通溢流阀用 b) 作安全阀使用

5-29 生产中经常使用的 X * F 型顺序阀和 XD * F 型单向顺序阀有哪些？其型号含义是什么？性能如何？哪些厂生产？

答：(1) 型号含义



(2) 型号和性能及生产厂 (见表 5-12)

5-30 使用顺序阀应注意哪些问题？

答：①由于执行元件的启动压力在调定压力以下，液压回路中压力控制阀又具有压力超调特性，因此控制顺序动作的顺序阀的调定压力不能太低，否则会出现误动作。

②顺序阀作为卸荷阀使用时，应注意它对执行元件工作压力的影响。由于卸荷阀也可以调整压力，旋紧调整螺钉，压紧弹簧，使卸荷的调定压力升高；旋松调整螺钉，放松弹簧，使卸荷的调定压力降低，这就使系统工作压力产生了差别，应充分注意。

③顺序阀作为平衡阀使用时，要求它必须具有高度的密封性能，不能产生内部泄漏，使它能长时间保持液压缸所在位置，不因自重而下滑。

表 5-12 顺序阀的型号、性能及生产厂

名称	型 号			通径 /mm	额定流量 /L·min ⁻¹	控制压 力调整范 围/MPa	生 产 厂
	螺纹联结	质量 /kg	板式联结				
顺 序 阀	X * F-L10D	2.8	X * F-B10D	3.5	10	0.5~1.0 1.0~3.0 3.0~7.0	榆次液压件厂 武汉液压件厂 南通液压件厂 长江液压件二厂
	X * F-L10E		X * F-B10E				
	X * F-L10F		X * F-B10F				
	X * F-L20D	5.1	X * F-B20D	6.1	20	0.5~1.0 1.0~3.0 3.0~7.0	
	X * F-L20E		X * F-B20E				
	X * F-L20F		X * F-B20F				
	X * F-L32D	11.5			32	0.5~1.0 1.0~3.0 3.0~7.0	
	X * F-L32E						
	X * F-L32F						
单 向 顺 序 阀	XD * F-L10D	4			50	0.5~1.0 1.0~3.0 3.0~7.0	
	XD * F-L10E		X * F-F50D X * F-F50E X * F-F50F				
	XD * F-L10F						
	XD * F-L20D	6.5			20	0.5~1.0 1.0~3.0 3.0~7.0	
	XD * F-L20E						
	XD * F-L20F						
	XD * F-L32D	12.5			32	0.5~1.0 1.0~3.0 3.0~7.0	
	XD * F-B32E						
	XD * F-L32F						
				50	300	0.5~1.0 1.0~3.0 3.0~7.0	
				50	300	0.5~1.0 1.0~3.0 3.0~7.0	
				32	150	0.5~1.0 1.0~3.0 3.0~7.0	
				50	300	0.5~1.0 1.0~3.0 3.0~7.0	

5-31 试比较溢流阀和减压阀及顺序阀的同异点。

答：将溢流阀和顺序阀及减压阀的同异点列于表 5-13 中。

表 5-13 溢流阀和减压阀及顺序阀比较

阀类		溢流阀	减压阀	顺序阀
项目				
控制油路的特点		通过调定弹簧的压力,控制进油路的压力,保证进口压力恒定	通过调定弹簧的压力,控制出油路的压力,保证出口压力恒定	直控式顺序阀是通过调定弹簧的压力控制进油路的压力,而液控式顺序阀由单独油路控制压力
出油口情况		出油口与油箱相连	出油口与减压回路相连	出油口与工作油路相接
泄漏形式		内泄式	外泄式	外泄式
进出口状态及压力值	常态	常闭	常开	常闭
	工作状态	进出口相通,进油口压力为调整压力	出口压力低于进口压力,出口压力稳定在调定值上	进出口相通,进油口压力允许继续升高
在系统中的联结方式		并联	串联	实现顺序动作时串联,作卸荷阀用时并联
功用		限压、保压、稳压	减压、稳压	不控制系统的压力,只利用系统的压力变化控制油路的通断
工作原理		利用控制压力与弹簧力相平衡的原理,改变滑阀移动的开口量,通过开口量的大小来控制系统的压力		
结构		结构大体相同,只是泄油路不同		

5-32 阀的铭牌不清楚时,不用拆开,如何判断哪个是溢流阀和减压阀及顺序阀? 能否将溢流阀做顺序阀使用?

答：判断是哪种阀分两步进行。第一步认出减压阀。我们知道,这三种阀在外形上大体相同,据此无法鉴别,但是,可根据进、出油口的联结情况进行判断。减压阀在静止状态时是常开的,进、出油口相通;而溢流阀和顺序阀在静止状态时是常闭的。根据这一特点,向各阀进油口注入清洁的油液,能从出油口通畅地排出大量油液者,必然是减压阀,出油口不出油的阀为溢流阀或顺序阀。

第二步判断是溢流阀还是顺序阀。这两种阀按结构不同都分为直动式和先导式两种。直动式溢流阀和直动式顺序阀外形相同，据此无法鉴别。但是，直动式溢流阀有两个油口，一是进油口 P，另一是出油口 T；直动式顺序阀除了具有进、出油口之外，还有一个外泄油口 Y，所以油口数多的是顺序阀，少的是溢流阀。先导式溢流阀和先导式顺序阀的外形也相同，据此也无法判别。但是，先导式溢流阀有进出油口各一个，还有一个外控油口，而且遥控口不用时用丝堵堵死，所以从表面上看只有两个孔，而先导式顺序阀除了有进、出油口外，还有一个外泄油口和一个外控油口。由此可知，油口多者是顺序阀，少者是溢流阀。

虽然溢流阀和顺序阀在结构上基本相同，但由于溢流阀是内部泄油，而顺序阀是外部泄油，所以溢流阀不能直接作顺序阀使用。

如果将溢流阀进行适当地改造，即把溢流阀的泄油通道堵死，另钻一小孔，变为外部泄油，并把泄漏油引至油箱，这时溢流阀可作为顺序阀使用。

5-33 压力控制阀常见故障有哪些？如何排除？

答：压力控制阀常见故障及其排除方法见表 5-14。

表 5-14 压力控制阀的常见故障及其排除方法

现象	原因	方法
压力波动	钢球或锥形阀芯与阀座密合不严	更换钢球或阀芯，进行配研
	滑阀拉毛或弯曲变形，运动不灵活	修理或更换滑阀
	阀体孔或滑阀有椭圆	修整阀体孔或滑阀，使圆度小于 $5\mu\text{m}$
	弹簧太软或发生变形，不能有力地推动阀芯	更换弹簧
	油液混入污物，将阻尼孔堵塞	清洗液压元件，更换液压油
	液压系统混入空气	排气
	液压泵的流量或压力脉动过大，使阀无法平衡	检修液压泵

(续)

现象	原因	方法
调整无效	滑阀卡住	清洗修整滑阀
	弹簧发生永久性变形或折断	更换弹簧
	阻尼孔堵塞	清洗阻尼孔
	钢球和锥形阀芯等密合不严	更换钢球或阀芯, 进行研配
	漏装单向阀钢球或先导锥阀	补装钢球或锥阀
	进出油口装反	纠正进出油口位置
	回油不畅	疏通回油管路
噪声和振动	阀芯与阀体间隙过大, 或有圆度, 造成显著泄漏	检查精度, 按要求修整
	滑阀配合过紧	研磨修理, 使其配合滑快
	锥阀磨损	更换或修理锥阀
	弹簧永久变形	更换弹簧
	混入空气	系统排气
	流量超过允许值	减少流量或更换大流量压力阀
	与其它元件发生共振	改变共振系统的固有频率或改变压力值
泄漏	回油不畅	疏通回油管路
	锥阀或钢球与阀座接触不良	研配钢球、锥阀和阀座
	滑阀与阀体配合间隙过大	更换滑阀, 重配间隙
	各联结螺钉未紧固牢靠	紧固各联结螺钉
	溢油孔堵塞	疏通溢油孔, 使之回油
	密封件损坏	更换密封件
	工作压力过高	降低工作压力或选用额定工作压力高的压力阀

5-34 压力继电器的功用是什么？应用于什么场合？

答：（1）功用 压力继电器的功用是将液压系统中的油压达到一定数值后，发出电信号，操纵电磁阀或通过中间继电器接通下一个动作，借以实现程序控制和安全保护。

（2）应用场合

1) 用于安全保护 如图 5-11a 所示，将压力继电器 2 设置在夹紧液压缸的一端，液压泵启动后，首先将工件夹紧，此时夹紧液压缸 3 的右腔压力升高，当升高到压力继电器 2 的调定值时，压力继电器 2 动作，发出电信号使 2YA 通电，于是切削液压缸 4 进刀切削。在加工期间，压力继电器 2 微动开关的常开触头始终闭合。倘若工件没有夹紧，压力继电器 2 断开，于是 2YA 断电，切削液压缸 4 立即停止进刀，从而避免工件因没夹紧而出事故。

2) 用于控制执行元件的顺序动作（见图 5-11b） 液压泵启动后，首先 2YA 通电，液压缸 5 左腔进油，推动活塞按①所示方向右移。当碰到限位器（或死挡铁）后，系统压力升高，压力继电器 6 发出电信号，使 1YA 通电，高压油进入液压缸 4 的左腔，推动活塞按②所示方向右移。这时若 3YA 也通电，液压缸 4 的活塞快速右移；若 3YA 断电，则液压缸 4 的活塞慢速右移，其慢速运动速度由节流阀 3 调节，从而完成先①后②的顺序动作。

3) 用于液压泵的启闭 图 5-11c 为压力继电器用于液压泵启闭的回路，回路中有两个液压泵，1 为高压小流量泵，5 是低压大流量泵。当活塞快速下降时，两泵同时输出压力油。当液压缸 3 活塞杆抵住工件开始加压时，压力继电器 4 在压力油作用下发出动作，触动微动开关，将常闭触点断开，使液压泵 5 停转。在加工过程中减慢液压缸的速度，同时减少动力消耗。

4) 用于液压泵卸荷 图 5-11d 为压力继电器用于液压泵卸荷的回路，与图 5-11c 所示回路相似，但压力继电器不是控制液压泵停转，而是控制二位三通电磁阀，将液压泵 5 输出的压力油流回油箱，使其卸荷。

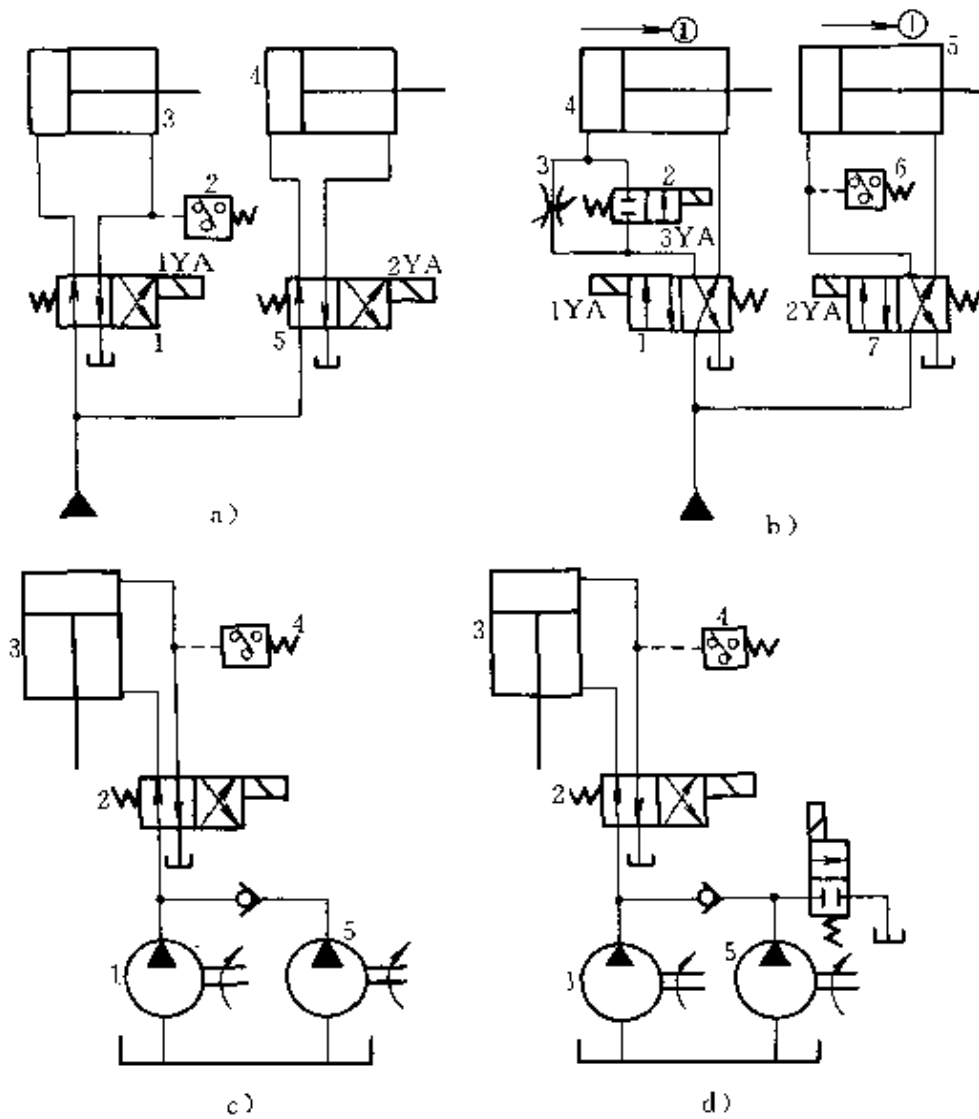


图 5-11 压力继电器的应用

a) 用于安全保护

1、5—电磁阀 2—压力继电器 3、4—液压缸

b) 用于控制执行元件的顺序动作

1、2、7—电磁阀 3—节流阀 4、5—液压缸 6—压力继电器

c) 用于液压泵的启闭 d) 用于液压泵卸荷

1 高压小流量泵 2—电磁阀 3—液压缸 4—压力继电器

5—低压大流量泵

5-35 常用流量控制阀的类型有哪些？应用在什么场合？

答：流量控制阀的类型及其应用列于表 5-15 中。

表 5-15 流量控制阀的类型及应用

类 型	特 点	应 用 场 合
节 流 阀	固定式节 流阀	节流口的大小不能调整 用于改变流量
	可调式节 流阀	不易堵塞，流量不稳定 用于运动速度较慢的液压系 统中 适用于温度和负载变化不大 或速度稳定性要求不高的场合
	可调式单 向节流阀	流量不稳定 用于需要单方向节流调速系 统中，反方向快速运动的场合
调 速 阀	压力补偿 调速阀（串联 式）	流量稳定，不受负载变化的影 响，但油温升高会引起流量不稳 定 用于执行元件要求运动稳定 性能高的液压系统中
	压力温度 补偿调速阀	节流口小，易堵塞，流量稳定， 不受负载和油温变化的影响 用于补偿由于温度升高而造 成的流量不稳定，多用于精密机 床的液压系统中
	溢流节流 阀（分路式）	流量稳定性比调速阀差，只能 安装在进油路上使用 用于运动平稳性要求不太高 和功率较大的系统中，如插床、 拉床和刨床
行 程 阀	单向行程 节流阀	通过机械作用控制执行元件 的运动速度 用于单方向自动控制液压缸 的行程或速度，也可实现减速运 动，而反方向为快速运动的场 合。用于机床的快进→工进→快 退的工作循环
	单向行程 调速阀	补偿由于温度变化影响速度 的稳定性 用于自动限制液压缸的速度

5-36 节流阀应满足哪些基本性能要求？

答：①要有足够的流量调节范围。

②堵塞可能性小，保证有稳定的最小流量。

③温度变化时对通过阀的流量影响要小。

④节流阀前后的压力差变化时，对流量的影响要小。

⑤调节方便。

⑥内、外泄漏要小。

⑦通过节流阀的压力损失要小。

5-37 流量控制阀的节流口形式有哪些？各有什么特点？

答：节流口的形式很多，最常用的如图 5-12 所示。

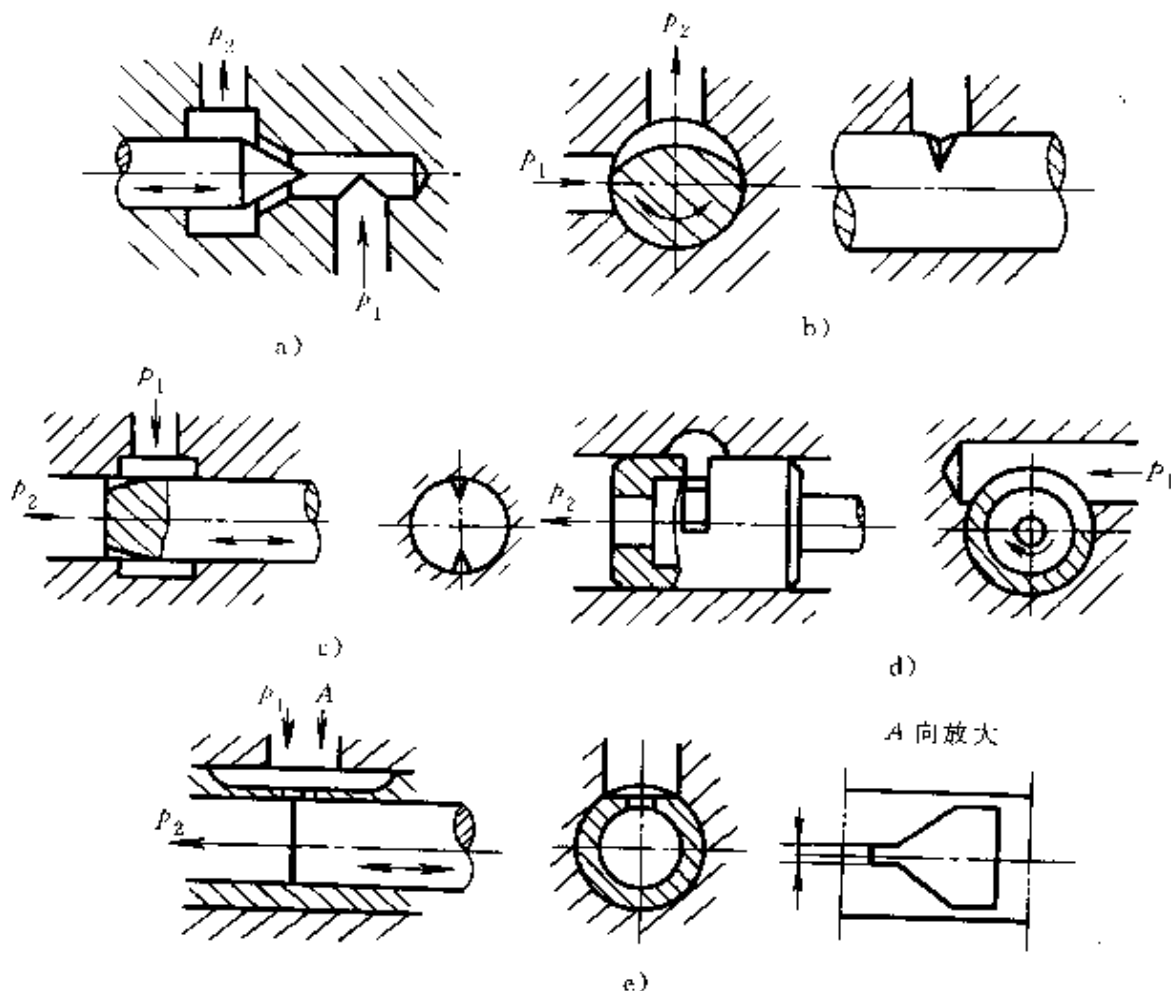


图 5-12 节流口的形式

a) 针阀式节流口 b) 偏心槽式节流口 c) 轴向三角沟式节流口

d) 周向缝隙式节流口 e) 轴向缝隙式节流口

图 5-12a 为针阀式节流口。阀芯做轴向移动,可调节环形通道的大小,从而调节流量。这种节流口形式,结构简单,制造容易,但容易堵塞,流量受温度影响较大,一般只用于要求不高的液压系统。

图 5-12b 为偏心槽式节流口。在阀芯上开有一个截面为三角形(或矩形)的偏心槽,转动阀芯时就可调节通道的大小,即调节流量。这种节流口形式,结构也较简单,制造容易,节流口通流截面是三角形的,能得到较小的稳定流量。但偏心处压力不平衡,转动较费力,并且油液流过时的摩擦面较大,温度变化对流量稳定性影响较大,容易堵塞,常用于性能要求不高的地方。

图 5-12c 为轴向三角沟槽式。在阀芯端部开有一个或两个斜三角沟,轴向移动阀芯时,可以改变三角沟通流截面的大小,使流量得到调节。这种节流形式,结构简单,制造容易,小流量时稳定性好,不易堵塞,应用广泛。

图 5-12d 为周向缝隙式节流口。阀芯上开有狭缝,旋转阀芯可以改变缝隙的通流面积,使流量得到调节。这种节流形式,油温变化对流量影响很小,不易堵塞,流量小时工作仍可靠,应用广泛。

图 5-12e 为轴向缝隙式节流口。在套筒上开有轴向缝隙,轴向移动阀芯可以改变缝隙的通流截面,使流量得到调节。这种节流形式不易堵塞,性能好,可以得到较小的稳定流量,但结构较复杂,工艺性差。

5-38 如何计算通过节流阀的流量?影响流量稳定性的因素有哪些?

答:通过节流阀的流量可用下式计算:

$$q = C A_T \Delta p^{\frac{1}{2}}$$

式中 A_T ——节流阀开口的截面积;

Δp ——节流阀两端压力差;

φ ——指数，与节流口的形式有关，通常 $\varphi=0.5\sim 1$ 。当节流口接近于薄壁孔时， $\varphi=0.5$ ；接近于细长孔时， $m=1$ 。

C ——与节流阀结构和液体性质有关的系数。对于薄壁孔

节流口 $C=C_g\sqrt{\frac{2}{\rho}}$ ， C_g 为小孔流量系数， ρ 为油液

密度；对于细长孔节流口 $C=\frac{d}{32\eta l}$ ， η 为油液动力粘度， d 为小孔直径， l 为小孔长度。

从计算流量的公式可看出，当通流截面 A_T 调定之后，流量 q 还受系数 C 和 Δp^p 的影响，使流量不稳定。

影响流量稳定性因素如下：

1) 节流口堵塞的影响 节流阀在小开度时，由于油液中的杂质、氧化后析出的胶质和沥青等以及极化分子而容易产生部分堵塞，这样就改变了原来调节好的节流口通流截面积，因而使流量发生变化。一般节流通道越短，通流面积越大，就越不容易堵塞。为了减小节流口堵塞的可能性，节流口应采取薄壁的形式。此外油的质量或过滤精度较好时，也不容易产生堵塞现象。

2) 节流阀压力差 Δp 的影响 压力差 Δp 变化越大，流量 q 的变化也越大。另外流量的稳定性还受指数 φ 的影响， φ 与节流阀口的形状有关， φ 值大，则对流量的影响也大。节流口为细长孔 ($\varphi=1$) 时比节流口为薄壁孔 ($\varphi=0.5$) 时对流量的影响大。

3) 油温的影响 油温升高，油的粘度减小，因此使流量加大。从流量公式中的 C 值可以看出，对细长孔影响较大，而对薄壁孔的影响较小。

5-39 节流阀为什么能改变流量？

答：节流阀由阀体 4、阀芯 2 和调节螺钉 3 等组成（见图 5-13）。它的基本工作部分是一个可变液阻（节流口），油液流经节流口 1 时，遇到阻力。若改变节流口 1 的面积，即调节阻力大小，就可实现对流量的控制。因为油液通过小孔或缝隙时的流量与通流截面积

大小成正比，阀口通流截面积越小，过流通道越长，油液流过时的阻力就越大，则通过节流阀的流量就越小；若阀口通流截面积越大，过流通道越短，油液流过时的阻力就越小，因而通过的流量就越大。由此可见，调节节流口的大小和形状，就可以改变节流阀的流量。

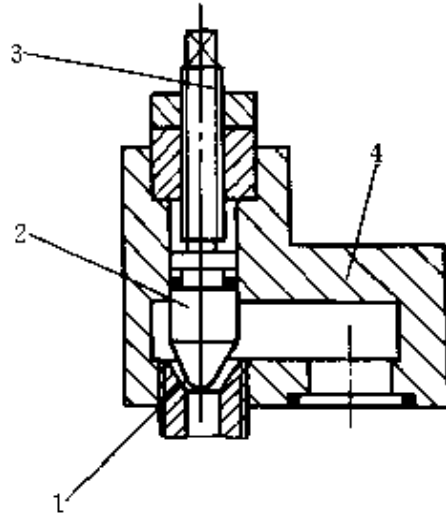


图 5-13 节流阀改变流量的原理
1—节流口 2—阀芯 3—调节螺钉
4—阀体

5-40 单向阀和普通节流阀是否都可以做背压阀使用？它们的功用有何不同之处？

答：单向阀和普通节流阀都可以放在回油路上做背压阀使用，使回油受到一定的液阻，在液压系统中起到使执行元件运动平稳的作用。

对于普通节流阀来说，除了放在回油路上做背压阀使用，还能调节执行元件的运动速度，即称为回油节流调速。它是通过调节节流阀的流量，控制执行元件的运动速度的。

对于单向阀来说，它没有调速功能，只有一定的阻尼作用，放在回油路上做背压阀使用，使执行元件运动平稳。

5-41 节流阀常见故障有哪些？如何排除？

答：(1) 节流作用失灵或调节范围不大的原因及其排除方法

1) 阀芯与孔的间隙大，造成泄漏，使调节不起作用 应更换或修复磨损零件。

2) 节流口阻塞或阀芯卡住 一般通过清洗和换油基本可以解决。

3) 节流阀结构不良 应选用节流特性好的节流阀。

4) 密封件损坏 应更换密封件。

(2) 运动速度不稳定（如逐渐减慢、突然增大和跳动等）的原因及其排除方法

1) 油口杂质堆积和粘附在节流口边上，使通流截面减小，速度减慢 应清洗元件，更换液压油。

2) 节流阀性能差，由于振动使节流口变化 应增加节流锁紧装置。

3) 节流阀内部或外部泄漏 应检查零件精度和配合间隙，修正或更换超差的零件。

4) 因负载的变化使速度突变 要改换调速阀。

5) 油温随工作时间的增长而升高，油的粘度降低，使速度逐步增高 最妥当的办法是在油温稳定后，再调节节流阀或增加散热装置，以便降低温度。

6) 系统中存在大量空气 应排除空气。

7) 阻尼装置阻塞 应清洗元件，保持油液清洁。

5-42 为什么调速阀能够使执行元件的运动速度稳定？

答：调速阀是由节流阀 4 和减压阀 2 组合而成的，图 5-14 为它的工作原理图。调速阀进油口 3 的油液压力为 p_1 ，经减压阀 2 的出口流到节流阀的入口，这时压力降至 p_2 ，再经节流阀到出油口 1，压力由 p_2 又降至 p_3 。油液作用在减压阀 2 阀芯左、右两端的作用力为 $p_3A + F_s$ 和 p_2A ，其中 A 为阀芯两端面积， F_s 为弹簧力。当阀芯处于平衡时（勿略摩擦力），则

$$p_2A = p_3A + F_s$$

$$p_2 - p_3 = \frac{F_s}{A} \approx \text{常数}$$

为了保证节流阀进、出

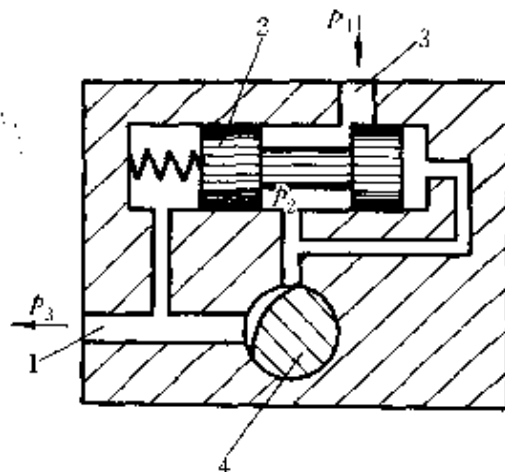


图 5-14 调速阀工作原理

1—出油口 2—减压阀 3—进油口
4—节流阀

口压力差为常数，则要求 p_2 和 p_3 必须同时升高或降低同样的数值。

当进油口 3 压力 p_1 升高时， p_2 也升高，则阀芯右端面的作用力增大，使阀芯左移，于是减压阀的开口减小，减压作用增强，使 p_2 又降低到原来的数值；当进油口 3 压力 p_1 降低时， p_2 也降低，阀芯向右移动，开口增大，减压作用减弱，使 p_2 升高，仍恢复到原来数值。

当出油口 4 压力 p_3 升高时，阀芯向右移动，减压阀开口增大，减压作用减弱， p_2 也就随之升高；当出油口 4 压力 p_3 减小时，阀芯向左移动，减压阀开口减小，减压作用增强了，因而使 p_2 也降低了。

这样，不管调速阀进、出油口的压力如何变化，调速阀内的节流阀前后的压力差值 $p_2 - p_3$ 始终保持不变，所以就实现了通过节流阀的流量保持近似的稳定，从而保证了执行元件运动速度的稳定。

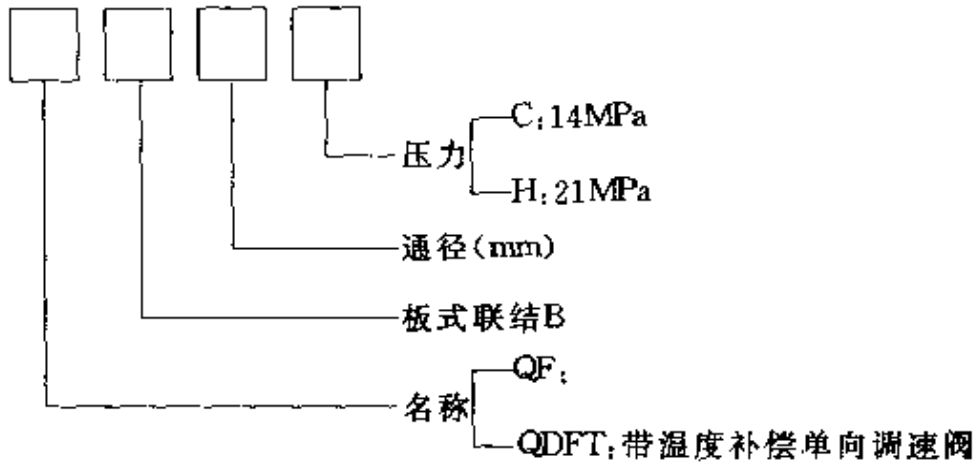
5-43 调速阀与溢流节流阀有何同异点？

答：调速阀与溢流节流阀都有压力补偿作用，使输出的流量不随负载而变化。液压系统用溢流节流阀调速时，液压泵的供油压力是随负载而变化的，负载小时供油压力也低，因此功率损失较小；但是该阀通过的流量是液压泵的全部流量，故阀芯的尺寸要取得大一些；又由于阀芯运动时的阻力也较大，因此它的弹簧一般比调速阀的减压阀部分的弹簧刚度要大。这使得它的节流口前后的压力差值不如调速阀稳定，所以流量稳定性不如调速阀。溢流节流阀适用于对速度稳定性要求稍低一些，而功率较大的节流调速系统中。

液压系统中使用调速阀调速时，系统的工作压力由溢流阀根据系统工作压力而调定，基本保持恒定，即使负载较小时，液压泵也按此压力工作，因此功率损失较大；但该阀中的减压阀所调定的压力差值 (Δp) 波动较小，流量稳定性好，因此适用于对速度稳定性要求较高，而功率又不太大的节流调速回路中。

5-44 生产中应用的 QF 和 QDET 型调速阀有哪些？其型号含义和性能如何？哪些工厂生产？

答：(1) 型号含义



(2) 调速阀型号和性能及生产厂 (见表 5-16)

表 5-16 调速阀的型号和性能及生产厂

名称	型号	通径 /mm	最高 压力 /MPa	流量 /L·min ⁻¹	最小稳定 流量 /L·min ⁻¹	质量/kg		生产厂
						榆次	武汉、 四平	
QF 型 调速阀	QF-B10C	10	14	42	4.2	8.4	6	榆次液压 件厂 沈阳液压 件厂
	QF-B20C	20	14	106	10.6	19	21	
	QF-B32C	32	14	240	24	42.4	49	
QDFT 型带温度 补偿单向 调速阀	QDFT- B8H	8	21	16	1.6	4	3.5	武汉液压 件厂 四平液压 件厂

5-45 选用控制阀(方向阀、压力阀、流量阀)时要考虑哪些问题？

答：(1) 方向阀的选取 应根据系统工作的要求来选取方向阀的种类，例如要求油流只能向一个方向流动，不得反向流动时，则

液流动的方向，接通或关闭油路；如果要求执行元件完成进、退、停止工作循环时，应选择三位换向阀；倘若只完成两种工作状态，即进给和退回，则应选用二位换向阀。还可根据系统的工作状态和阀的特点选取方向阀，例如运动部件质量小，换向精度要求不高，流量小于 $63\text{L}/\text{min}$ 时，应选择电磁换向阀，因为这种阀换向冲击大，所以只允许通过小流量，不适宜大流量通过；如果运动部件质量大，速度变化范围较大，换向要求平稳，流量大于 $63\text{L}/\text{min}$ 时，应选用换向平稳又无冲击的电液换向阀；如果系统中具有锁紧回路，应选择密封性能好的液控单向阀，而不选择密封性差的换向阀。

(2) 压力阀的选取 压力阀是控制液压系统的压力，因此应根据液压系统的工作状态、对压力的要求和控制阀在系统中的功用来选取。例如在定量泵节流调速系统中，执行元件的运动速度依靠节流阀控制；为了保持泵的工作压力基本恒定，应选用溢流阀进行稳压溢流；为了防止系统过载可在泵的出口处并联一个安全阀，用于保护泵和整个系统的安全；若系统中有减压回路时，必须使用减压阀将高压回路的压力减为低压；若系统中采用压力控制各部件的先后顺序动作时，应使用顺序阀，将顺序阀的压力调定为要求的压力值，从而控制部件的动作顺序，也可采用压力继电器，将液压力转换为电信号，来控制各部件的先后顺序动作；如果要求执行元件运动平稳，应在回路上设置背压阀，以形成一定的回油阻力，可大大地提高执行元件的运动平稳性。溢流阀、顺序阀、单向阀和节流阀均可作背压阀使用。

(3) 流量阀的选取 主要根据液压系统的工作状态和流量阀的特点来选用流量阀，用以控制执行元件的运动速度。例如执行元件要求速度稳定，而且不产生爬行，应选择调速阀，在选择调速阀的规格时，应注意调速阀的最小稳定流量，应满足执行元件的最低速度要求，也就是说调速阀的最小稳定流量应小于执行元件所需的最小流量；若流量稳定性要求特别高，或用于微量进给的情况下，应选择温度补偿式调速阀。

5-46 电液比例压力阀、流量阀和换向阀的特点是什么?举例说明它的应用。

答: (1) 电液比例压力阀的特点及其应用

1) 特点 电液比例压力阀能作高精度、远距离的压力控制。由于它的响应较快,且压力变换连续,因此可减少压力变换的冲击,并能减少系统中元件数量,抗污染能力强,工作可靠,价格低廉。

2) 应用 图 5-15a 为利用比例溢流阀实现多级压力控制的回路,图中表示可控制系统的五种工作压力。图 5-15b 为利用比例先导阀,可作远程调压用,系统的工作压力由输入到比例先导阀的电流自动连续调节。

(2) 电液比例流量阀的特点及其应用

1) 特点 除与电液比例压力阀的特点相同之外,它还可以用作截断油流的开关阀,当输入的信号电流为零时,它的输出流量为零,故可用于切断油路。

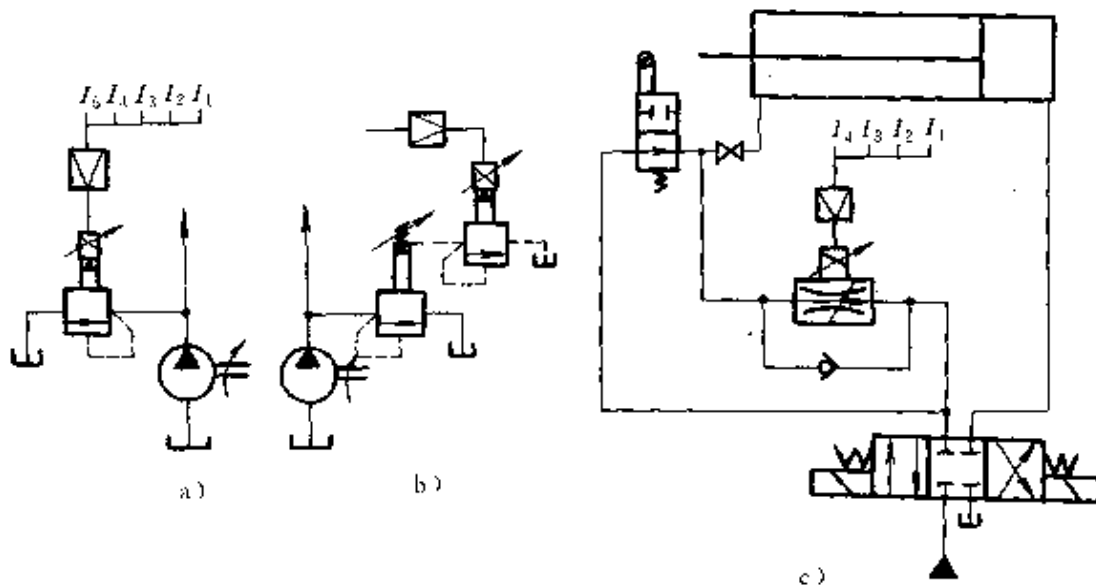


图 5-15 电液比例阀的应用

a) 实现多级压力控制回路 b) 作远程调压用 c) 转塔车床的
转塔的进给系统

2) 应用 图 5-15c 为转塔车床的转塔进给系统图, 利用电液比例调速阀, 进行多种速度的控制, 只要向电液比例调速阀输入对应于各种速度的电流信号, 就可实现各种进给速度的要求。

(3) 电液比例换向阀的特点及其应用 除具有电液比例压力阀的特点外, 还能用来改变液流方向和用于调速, 适用于对一般机械执行机构进行速度、力和位置和控制, 所以是一种用途广泛的比例控制元件。

5-47 什么是逻辑阀? 有何功用?

答: 逻辑阀又称锥阀, 图 5-16a 为它的结构简图, 有两个管道联结口 A、B 和一个控制口 C, 锥阀上腔联结先导控制阀, 与控制油路相通。从工作原理上看, 它相当于液控单向阀, 当控制油口 C 与油箱相接时, 锥阀打开, A、B 两油口相通, 故利用先导控制阀使 C 口卸压或加压, 就可实现锥阀的启闭。

锥阀与小流量电磁阀组合可构成方向阀, 如图 5-16b 所示为锥阀式方向阀。锥阀与各种先导压力阀组合起来可构成各种压力控制阀, 如图 5-16c 所示为锥阀式压力阀。若 B 腔为回油腔, 则此阀就起溢流阀的作用。若 B 腔是接通系统的一条支路, 则此阀就起到顺序阀的作用。

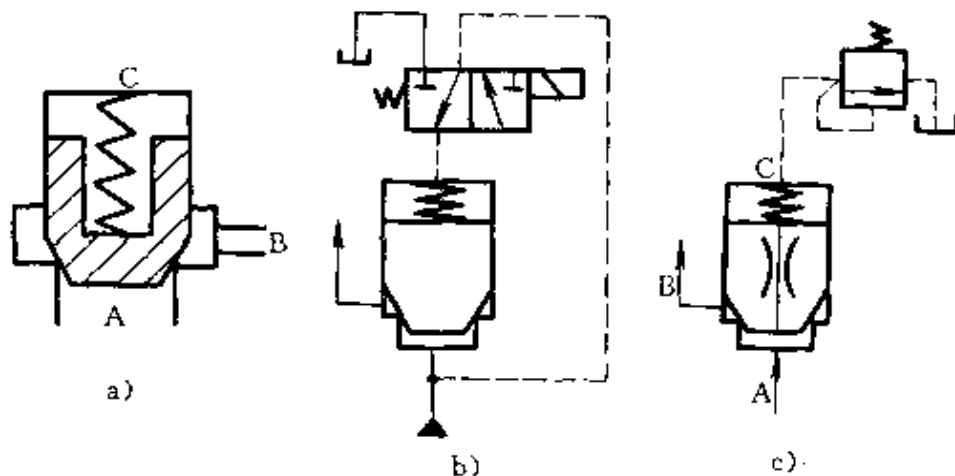


图 5-16 逻辑阀及其应用

a) 锥阀的结构图 b) 锥阀式方向阀 c) 锥阀式压力阀
A、B—油口 C—控制口

由此可见，一个锥阀相应地配上电磁阀和先导压力阀并采取调速措施，就可以在系统中起到换向阀、压力阀和节流阀的作用。目前，这种阀多用于高压、大流量或特大流量的液压系统中。

5-48 举例说明由逻辑阀组成的换向回路、调压回路和调速回路。

答：(1) 换向回路 图 5-17a 所示回路，是由两个锥阀和一个二位四通电磁换向阀（作为先导阀）组成的换向回路，等效于二位三通电磁阀，如图 5-17b 所示。先导阀处于常态时，锥阀 2 上腔进控制油，P 不通，锥阀 1 回油，A—T 相通，相当于二位三通阀的右位；当先导阀通电时，锥阀 2 上腔回油，锥阀 2 打开，使 P—A 相通，锥阀 1 上腔进控制油，锥阀 1 关闭，使 A—T 不通，相当于二位三通换向阀的左位。

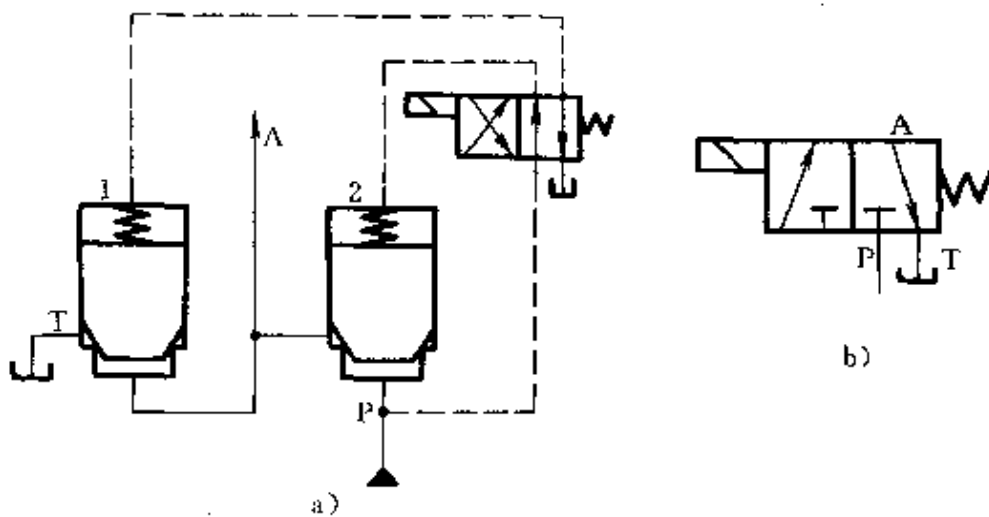


图 5-17 锥阀式换向阀

a) 换向回路

1、2—锥阀 A—工作油口 P—进油口 T—回油口

b) 二位三通电磁阀

(2) 调压回路 图 5-18a 的二位四通电磁换向阀 3 处于常态时，锥阀 1 关闭，P—T 不通，先导调压阀 2 起调压作用。电磁铁通电后，锥阀升起，P—T 相通，实现卸荷，其作用等效于图 5-18b 所示。

(3) 调速回路 图 5-19a 中由于锥阀 2 和 3 有调节螺钉，因

此开口量大小可调节。当先导阀 5 处于中位时，锥阀全部关闭，油路不通。当先导阀 5 处于右位时，锥阀 1 和 3 关闭，锥阀 2 和 4 打开，油路 P—A 相通，进油速度由锥阀 2 上的调节螺钉调节；B—T 相通，回油相当于经图 5-19b 的单向阀 2 流回油箱。当先导阀处于左位时，锥阀 2 和 4 关闭，锥阀 1 和 3 打开，油路 P—B 相通，进油速度由锥阀 3 上的调节螺钉调节；A—T 相通，回油相当于经图 5-19b 的单向阀 1 流回油箱。

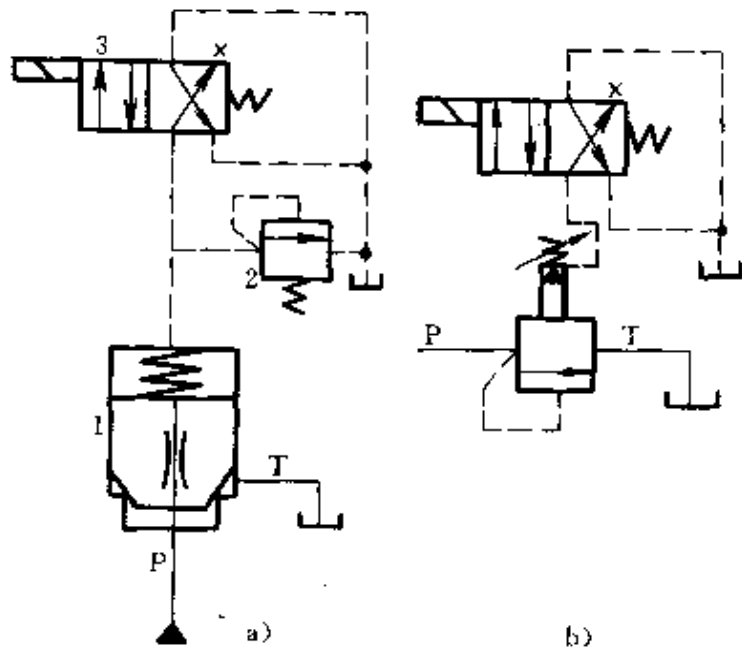


图 5-18 锥阀式调压回路

a) 锥阀式调压回路

1—锥阀 2—先导调压阀 3—换向阀

b) 等效滑阀回路

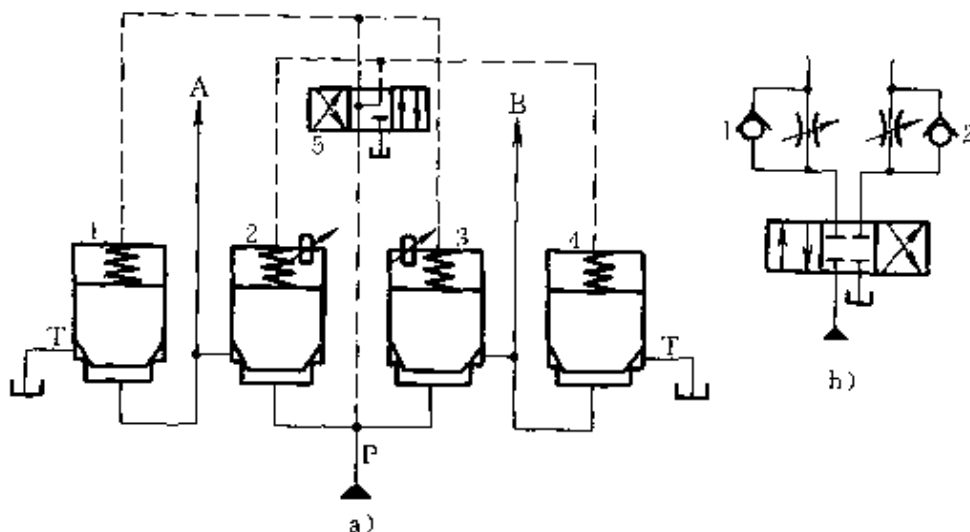


图 5-19 锥阀式调速回路

a) 锥阀式进口节流调速回路

1、2、3、4—锥阀 5—先导阀

b) 等效进口节流调速回路

1、2—单向阀

5-49 图 5-20 为四种回路，试分析哪些回路能正常工作？其理由是什么？当换向阀处于中间位置时，中位机能特点是什么？

答：图示的四种回路均采用电液换向阀控制液压缸动作。

(1) 图 5-20a、c 不能正常工作 其理由是：电液换向阀的先导阀左或右电磁铁通电吸合时，液压缸并不动作。因为换向阀处于中位时，控制先导阀动作的控制油路与油箱相通，控制油路没有压力，因此不能使换向阀阀芯动作，即不能换向，也就是油路不能正常工作。它的电磁换向阀为 M 形中位机能，其特点如下：

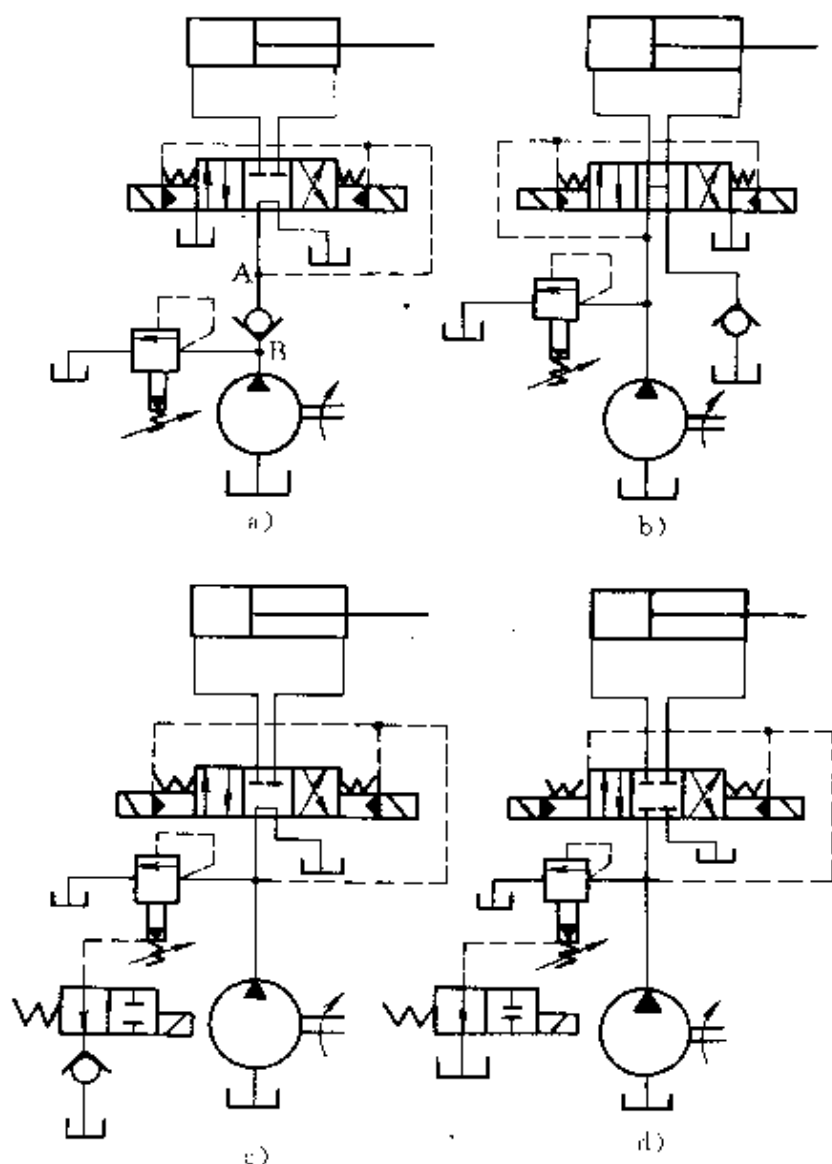


图 5-20 四种回路

①能使液压缸两腔短时间内保压,液压缸两腔具有压力油,活塞不能移动。但是,因有泄漏,短时间内能准确地停止在要求的位置上。

②M形机能,P、T口相连,能卸荷。对于图5-20a所示而言,泵出口处设一单向阀,因此泵在低压下卸荷。对于图5-20c所示而言,泵出口直接与油箱相连,所以泵以零压卸荷。

③因A和B口都堵死,换向过程易产生液压冲击,换向不平稳,但换向精度高。

④启动平稳性高。

(2)图5-20b能正常工作 其理由是:由于单向阀放在回油路上,换向阀处于中位时,泵输出的油液经单向阀后才流回油箱,因此控制油路具有单向阀开启压力值的压力,所以控制油路能使换向阀阀芯动作,即换向阀可以换向,使油路正常工作。它的电磁换向阀为H形中位机能,其特点是:

①液压缸两腔均无压力油,系统不能保压,并且活塞呈浮动状态。

②泵的出口通过单向阀与油箱相通,所以液压泵以低压卸荷。

③换向平稳,换向精度低。

④启动不平稳。

(3)图5-20d所示回路,电液换向阀的主阀中位机能为O形机能。当换向阀处于中位时,若二位二通阀通电,则控制油路具有溢流阀调整压力的压力值,控制油路有压力,电液换向阀的先导阀的电磁铁左或右通电吸合时,能使主阀阀芯动作,即换向阀能换向,则回路正常工作;若二位二通阀断电时,泵以零压卸荷,控制油路压力为零,因控制油路没有压力,不能使换向阀阀芯动作,即不能换向,故回路不能正常工作。它的电磁换向阀为O形中位机能,其特点是:

①系统能短时间保压,并且液压缸能准确停止在要求的位置上。

②当二位二通阀通电时,泵输出油液可并联工作。

③泵不能卸荷，只有二位二通阀断电时，通过二位二通阀和溢流阀的作用，泵才能卸荷；而O形机能本身不能使泵卸荷。

④换向不平稳，但换向精度高。

⑤启动平稳性高。

5-50 试比较图 5-21 所示的双向锁紧效果。

答：液压缸两腔均与液控单向阀相连，当液压缸停止运动时，液压缸两腔的油液能保持较长时间不泄漏，所以保压时间长，能达到双向锁紧的目的。

对于图 5-21a、c 所示回路，其换向阀分别为 H 形和 Y 形中位机能，因液控单向阀的阀芯锥端与油箱相通，油液压力为零，因此无油压作用于液控单向阀，使液控单向阀可靠的锁紧液压缸两腔。

对于图 5-21b、d 所示回路，其换向阀分别为 O 形和 M 形中位机能，液控单向阀两端都有油压，因此锁紧效果不如图 5-25a、c 所示回路准确，可靠。

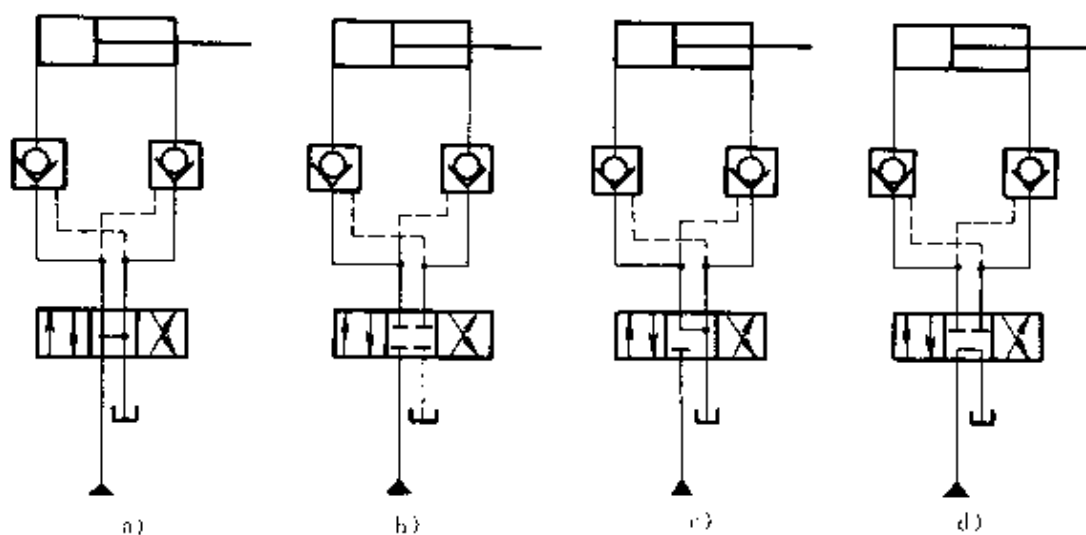


图 5-21 液控单向阀的双向锁紧回路

5-51 计算实例

例 1 图 5-22 为夹紧回路，溢流阀的调整压力 $p_1 = 5\text{MPa}$ ，减压阀的调整压力 $p_2 = 2.5\text{MPa}$ ，试分析活塞快速运动时，A、B 两点的压力各为多少？减压阀的阀芯处于什么状态？工件夹紧后，A、

B 两点的压力各为多少？减压阀的阀芯又处于什么状态？

解：

(1) 主油路无负载

1) 夹紧液压缸活塞快速运动 这时夹紧液压缸不受力，若忽略一切损失，夹紧液压缸的压力 $p=0$ ，因此 B 点的压力 $p_B=0$ ，A 点的压力等于 B 点压力加上减压阀的压差，即 $p_A=\Delta p$ (Δp 为减压阀的压差)。此时减压阀的阀芯处于开度最大的位置。

2) 工件夹紧之后 液压缸受力，液压缸内的压力等于减压阀的调整压力 p_2 ，因此 B 点的压力 $p_B=2.5\text{MPa}$ 。A 点压力等于溢流阀的调整压力 p_1 ，即 $p_A=5\text{MPa}$ 。

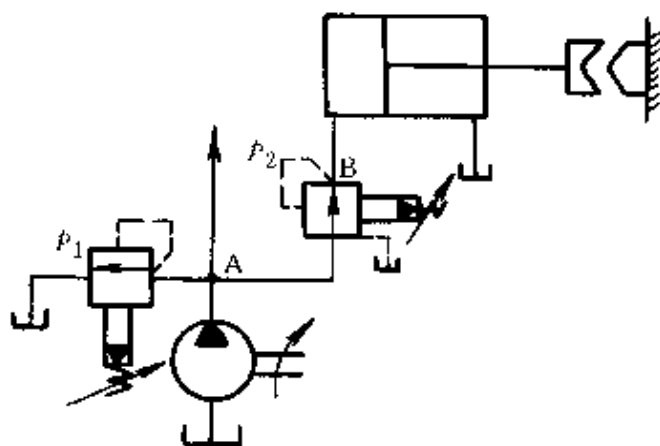


图 5-22 夹紧回路

此时减压阀的阀芯处于开度为零（关闭阀的开口状态）。

(2) 主油路有负载

1) 夹紧液压缸活塞快速运动 A 点压力 p_A 随主油路负载而变化。负载大，则压力高；负载小，则压力低。而 B 点的压力 $p_B=0$ （因夹紧液压缸无负载作用）。减压阀的阀芯处于开度最大的位置。

2) 工件夹紧之后 夹紧液压缸受力，液压缸内的压力等于减压阀的调整压力 p_2 ，因此 B 点压力 $p_B=p_2=2.5\text{MPa}$ 。A 点压力等于溢流阀的调整压力，即 $p_A=p_1=5\text{MPa}$ 。减压阀的阀芯处于开度为零状态。

例 2 图 5-23 所示液压回路，已知液压缸的有效工作面积分别为 $A_1=A_3=100\text{cm}^2$ ， $A_2=A_4=50\text{cm}^2$ ，当最大负载 $F_1=14\text{kN}$ ， $F_2=4.25\text{kN}$ ，背压力 $p=0.15\text{MPa}$ ，节流阀 2 的压差 $\Delta p=0.2\text{MPa}$ 时，问：不计管路损失，A、B、C 各点的压力是多少？阀

1、2、3 至少应选用多大的额定压力？快速进给运动速度 $v_1 = 200\text{cm}/\text{min}$ ， $v_2 = 240\text{cm}/\text{min}$ ，各阀应选用多大的流量？

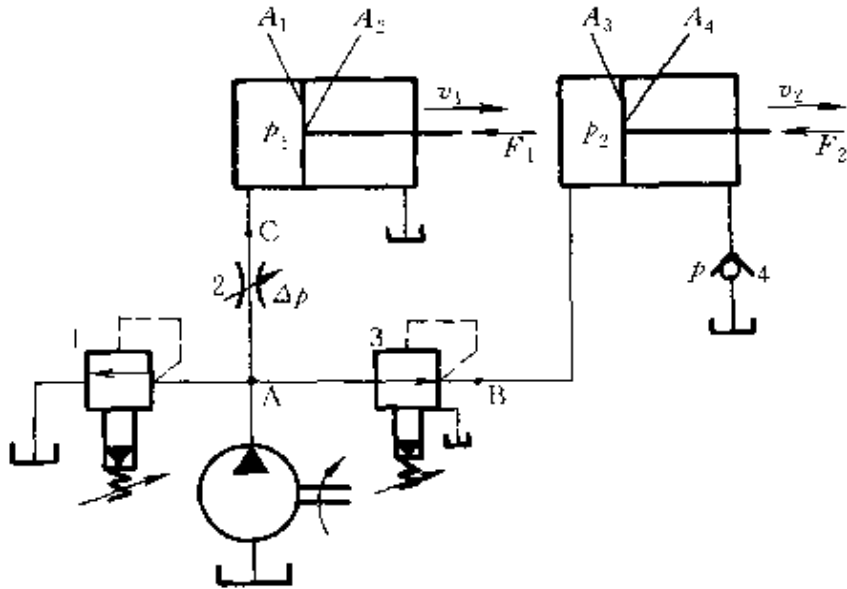


图 5-23 题 5-51 例 2 附图

1—溢流阀 2—节流阀 3—减压阀

解：

(1) 求 A、B、C 各点的压力 在 F_1 力的作用下，切削缸内形成的压力 p_1

$$p_1 = \frac{F_1}{A_1} = \frac{14 \times 10^3}{100} \text{N}/\text{cm}^2 = 140 \text{N}/\text{cm}^2 = 1.4 \text{MPa}$$

在 F_2 力的作用下，夹紧缸内形成的压力 p_2

$$p_2 = \frac{F_2 + pA_4}{A_3} = \frac{4.25 \times 10^3 + 1.5 \times 10^5 \times 50 \times 10^{-4}}{100} \text{N}/\text{cm}^2$$

$$= 50 \text{N}/\text{cm}^2 = 0.5 \text{MPa}$$

C 点压力 $p_C = p_1 = 1.4 \text{MPa}$

B 点压力 $p_B = p_2 = 0.5 \text{MPa}$

A 点压力 $p_A = p_C + \Delta p = 1.4 \text{MPa} + 0.2 \text{MPa} = 1.6 \text{MPa}$

(2) 阀 1、2、3 至少应选用的额定压力 由于节流阀 2 和减压阀 3 的进口油压都等于溢流阀 1 的调整压力，溢流阀的调整压

力就是系统的压力，所以各阀应按系统的最高压力作为各阀的额定压力，即

$$p_Y、p_T、p_J \geq p_A = 1.6 \text{MPa}$$

(3) 求各阀的额定流量 切削缸活塞快速运动时所需流量

$$q_1 = v_1 A_1 = 200 \times 100 \text{cm}^3/\text{min} = 2 \times 10^4 \text{cm}^3/\text{min} = 20 \text{L}/\text{min}$$

夹紧缸活塞快速运动时所需流量

$$q_2 = v_2 A_2 = 240 \times 100 \text{cm}^3/\text{min} = 24 \times 10^3 \text{cm}^3/\text{min} = 24 \text{L}/\text{min}$$

系统所需总流量

$$q = q_1 + q_2 = 20 \text{L}/\text{min} + 24 \text{L}/\text{min} = 44 \text{L}/\text{min}$$

选用各阀的额定流量为

节流阀 2 的额定流量 $q_H > q_1 = 20 \text{L}/\text{min}$ ，查样本为 $25 \text{L}/\text{min}$ 。

减压阀 3 的额定流量 $q_H > q_2 = 24 \text{L}/\text{min}$ ，查样本为 $25 \text{L}/\text{min}$ 。

溢流阀 1 的额定流量 $q_H > q = 44 \text{L}/\text{min}$ ，查样本为 $63 \text{L}/\text{min}$ 。

为了统一回路中油管尺寸，各阀的额定流量都选用 $63 \text{L}/\text{min}$ ，因此确定各阀的型号如下：

溢流阀为 P—B63B；

节流阀为 L—63B；

减压阀为 J—63B。

例 3 图 5-24 所示安全阀，阀孔直径 $d=10\text{mm}$ ，锥阀直径 $D=15\text{mm}$ ，溢流时背压力 $p_2=0.2\text{MPa}$ ，当压力达到 $p_1=8\text{MPa}$ 时，溢流阀溢流，求此时弹簧压紧力 F_S 为多少？

解：列力平衡方程式

向上推开锥阀的油液作用力

$$F_1 = p_1 \frac{\pi}{4} d^2$$

向下的背压力使锥阀压紧，承压面积在水平面上的投影面积也等于阀孔面积，故背压力

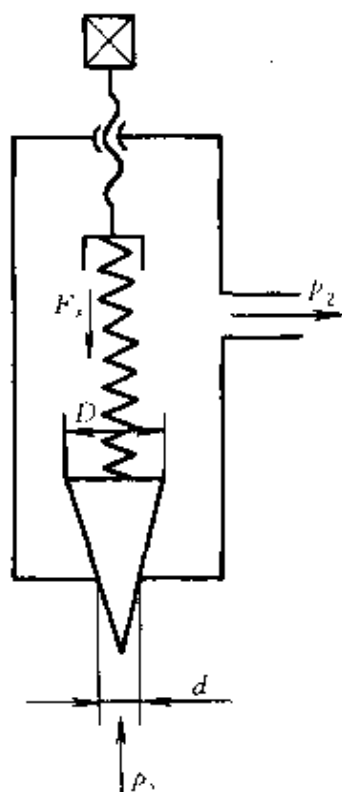


图 5-24 安全阀

$$F_2 = p_2 \frac{\pi}{4} d^2$$

根据力的平衡方程式有

$$F_1 = F_S + F_2$$

所以 $F_S = F_1 - F_2 =$

$$p_1 \frac{\pi}{4} d^2 - p_2 \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{\pi}{4} d^2 (p_1 - p_2) =$$

$$\frac{\pi}{4} \times 0.01^2 \times (80 - 2) \times 10^5 \text{ N} = 612.6 \text{ N}$$

例 4 液压缸有效面积 $A = 0.2 \text{ m}^2$, 缸的运动速度 $v = 0.6 \text{ m/min}$, 液压缸左腔压力 $p_1 = 8 \text{ MPa}$, 油的密度 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ 。单向阀的局部阻力系数 $\zeta_1 = 3$, 过流面积 $a_1 = 1.6 \times 10^{-4} \text{ m}^2$, 二位四通阀的 $\zeta_2 = 4$, $a_2 = 1.6 \times 10^{-4} \text{ m}^2$, 节流阀的 $\zeta_3 = 20$, $a_3 = 1 \times 10^{-4} \text{ m}^2$, 若忽略管路的摩擦损失, 求泵的出口压力应是多少?

解: 液压缸所需流量 (参见图 5-25)

$$q = vA = 0.6 \times 0.2 \text{ m}^3/\text{min} =$$

$$0.12 \text{ m}^3/\text{min}$$

通过节流阀的速度

$$v_3 = \frac{q}{a_3} = \frac{0.12}{1 \times 10^{-4}} \text{ m/min} = 1200 \text{ m/min} = 20 \text{ m/s}$$

通过二位四通阀的速度

$$v_2 = \frac{q}{a_2} = \frac{0.12}{1.6 \times 10^{-4}} \text{ m/min} = 750 \text{ m/min} = 12.5 \text{ m/s}$$

通过单向阀的速度

$$v_1 = \frac{q}{a_1} = \frac{0.12}{1.6 \times 10^{-4}} \text{ m/min} = 750 \text{ m/min} = 12.5 \text{ m/s}$$

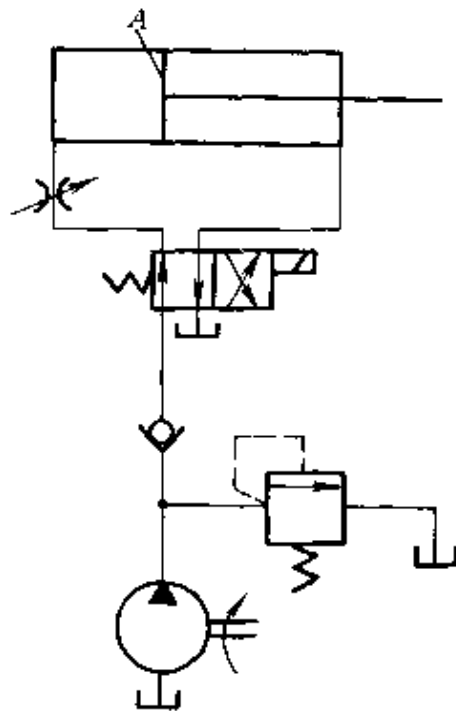


图 5-25 题 5-51 例 4 附录

油液通过节流阀产生的局部压力损失

$$\Delta p_3 = \zeta_3 \frac{\rho v_3^2}{2} = 20 \times \frac{900 \times 20^2}{2} \text{ Pa} = 36 \times 10^5 \text{ Pa} = 3.6 \text{ MPa}$$

油液通过二位四通阀产生的局部压力损失

$$\Delta p_2 = \zeta_2 \frac{\rho v_2^2}{2} = 4 \times \frac{900 \times 12.5^2}{2} \text{ Pa} = 2.8 \times 10^5 \text{ Pa} = 0.28 \text{ MPa}$$

油液通过单向阀产生的局部压力损失

$$\Delta p_1 = \zeta_1 \frac{\rho v_1^2}{2} = 3 \times \frac{900 \times 12.5^2}{2} \text{ Pa} = 2.1 \times 10^5 \text{ Pa} = 0.21 \text{ MPa}$$

于是得：液压泵出口的压力

$$p_p = p_1 + \Delta p_3 + \Delta p_2 + \Delta p_1 = 8 \text{ MPa} + 3.6 \text{ MPa} + 0.28 \text{ MPa} + 0.21 \text{ MPa} = 12.09 \text{ MPa}$$

六、辅助装置

6-1 液压系统中常用的辅助装置有哪些？各起什么作用？

答：1) 密封件 用来防止油液泄漏、外部空气和泥水的侵入，避免影响液压系统的性能及污染环境。

2) 过滤器 对油液进行过滤，以减少相对运动件的磨损和卡死等，并且防止节流阀和管道小孔堵塞影响液压系统正常工作。

3) 蓄能器 它是储存能量和释放能量的装置，将具有一定压力的液压油储存在耐压的容器里，待系统需要时释放出来，供系统使用。

4) 油管 将液压系统中各液压元件联结起来，以实现液压系统的工作循环和能量的传递。

5) 管接头 它是联结件，用以将液压元件与油管以及油管与油管联结起来。

6) 油箱 它是储存油液的装置，并具有使混入油液中的空气逸出、沉淀油液中的污物和散热等功能。

7) 冷却器 它是降低油液温度的装置。

8) 加热器 它是提高油液温度的装置。

9) 空气过滤器 它的功用是过滤油箱吸入的空气，避免空气中的灰尘、细微飘浮杂质进入油箱中，污染油液，以保证油箱中油液清洁。

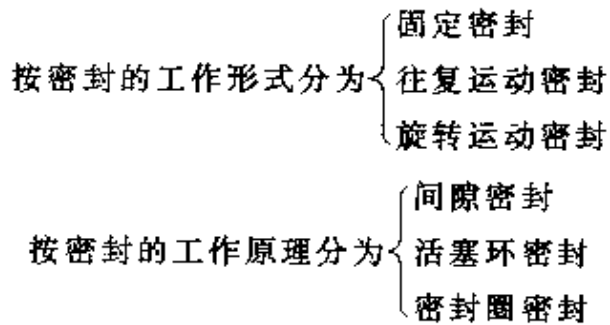
10) 指示器 又称为油位指示器或油位计，用以指示油箱内的油面高度。

11) 压力计及其开关 压力计用于观测液压系统的压力。压力计开关用于接通或断开压力计与测量点的通路。当接通时，压力油通过开关作用于压力计上，使压力计指针指出压力读数。不

需要测量压力时，压力计开关将压力油与压力计之间断开，保护压力计。

6-2 常见的密封形式有几种？常用的密封件有哪些？应用在什么场合？

答：（1）常见的密封形式



（2）常用的密封件 有：O形、Y形和V形等密封圈，以及活塞环、纸垫、铜垫、密封胶等。

（3）密封件的应用

①例如管接头、元件的端盖、元件与联结板间的密封，均属于固定件的密封。常用纸垫、铜垫、铝垫或密封胶等密封。

②运动件之间的密封，常采用密封圈、活塞环和间隙密封三种形式。

采用密封圈密封时，以O形密封圈应用最广泛，它不仅用于运动件的密封，也可用于固定件的密封；V形密封圈可用于相对运动速度不高的液压缸和活塞杆等处的密封；Y形密封圈多用于相对运动速度较高的液压缸密封，如活塞与液压缸和活塞杆与盖板的密封。

间隙密封用于小直径、低压的快速缸体与活塞之间，以及阀芯与阀体内孔之间的密封。采用这种密封时，常常在一个配合表面上开几条环形小槽，其尺寸为 $0.5\text{mm} \times 0.5\text{mm}$ 。

6-3 密封件应满足哪些基本要求？

答：①在一定的工作压力和温度范围内具有良好的密封性能，泄漏尽可能少。

②摩擦系数小，摩擦力稳定，不会引起运动件的爬行和卡死

现象。

③耐磨性好，寿命长，在一定程度上能自动补偿磨损和几何精度误差。

④耐油性和抗腐蚀性好，不易老化，不损坏被密封件的表面。

⑤制造容易，使用方便，便于维护，成本低。

6-4 安装 Y 形密封圈时应注意什么问题？

答：Y 形密封圈的截面形状呈 Y 形，如图 6-1 所示。这种密封圈工作时受油液压力作用而两层张开，分别贴紧在轴面和孔壁上，起到密封作用。油液压力越高，密封能力越强，并能自动补偿磨损。因此，在装配时，要特别注意将唇边面对有压力的油腔，千万不能装反。



图 6-1 Y 形密封圈

6-5 安装 O 形密封圈时为什么要在 O 形密封圈的侧面安放一个或两个挡圈？

答：图 6-2 为 O 形密封圈安装在活塞上的情况。为了保证初始密封，O 形密封圈必须有 δ_1 与 δ_2 的预压缩量；由于活塞与缸体之间具有相对运动，因而存在着配合间隙 δ ，

当油液压力升高后，O 形密封圈被压向沟槽一侧，并且产生变形，更加贴紧在配合面上，起到密封的作用。如果油液压力高

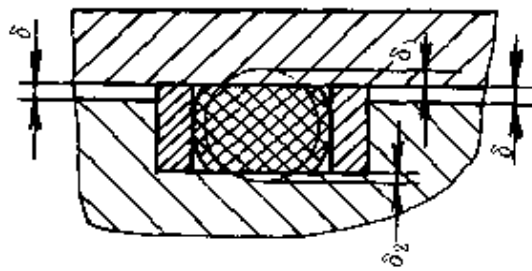


图 6-2 O 形密封圈安装在活塞上

于 10MPa 时，O 形密封圈将被挤入活塞与缸体之间的配合间隙中，受到损坏。为了防止和避免这样的损坏，所以单向受压时，在 O 形密封圈受压力的对侧放一个挡圈；双向受压时，在 O 形密封圈两侧各放一个挡圈。

6-6 O形密封圈用于旋转轴密封时应注意什么问题？

答：O形密封圈通常用耐油橡胶制成，而橡胶有一种特殊的反常现象，即它在拉伸状态下受热时，不是膨胀，而是急剧地收缩。所以O形密封圈用于旋转轴密封，当旋转轴与密封圈之间发生相对运动时，O形密封圈将因受热收缩而抱紧轴面，使作用在旋转轴密封面上的摩擦力加大，继而摩擦热增加，收缩加剧，加速O形密封圈的烧损。正是由于这种原因，O形密封圈用于旋转运动时，其转速不能太高；开始时，使O形密封圈的內径比轴径大5%，可以使摩擦引起的橡胶收缩，在密封面上获得合适的压紧力。

6-7 如何保证O形密封圈的安装质量？

答：为保证O形密封圈的安装质量应注意以下各点（见图6-3）：

①图6-3a所示的O形密封圈在安装时所通过的轴端和轴肩必须倒棱或修圆，圆角半径至少应等于O形密封圈截面的直径。金属表面不能有毛刺、生锈或腐蚀等情况。

②图6-3b所示的O形密封圈安装在缸中或内孔中时，孔口边应倒角 $10^{\circ}\sim 20^{\circ}$ 。

③图6-3c所示的为O形密封圈需要通过内部横孔时孔口倒成的形状，其中直径 D 不小于O形密封圈的實際外径，坡口斜度一般为 $\alpha=120^{\circ}\sim 140^{\circ}$ 。

④当O形密封圈需要通过外螺纹时，应用如图6-3d所示的金属套。

⑤图6-3e所示的为正压和负压的静密封装置，也就是说正压与负压的密封完全不同。例如自吸式液压泵或瞬时流速大于 10m/s 的管路，均可产生负压（真空）现象，切不可将正压和负压的静密封装置用错，否则就有可能将O形密封圈吸进去，造成空气进入液压系统的危险。

⑥当O形密封圈以拉长状态安装时，如果需要在轴上滑行较长的距离才能置于槽内，则轴的表面必须有较低的粗糙度值，并要涂以润滑剂。对于小截面大直径的O形密封圈，安装在槽中后应使伸张变形的截面恢复成圆形，才能组装到缸中去。

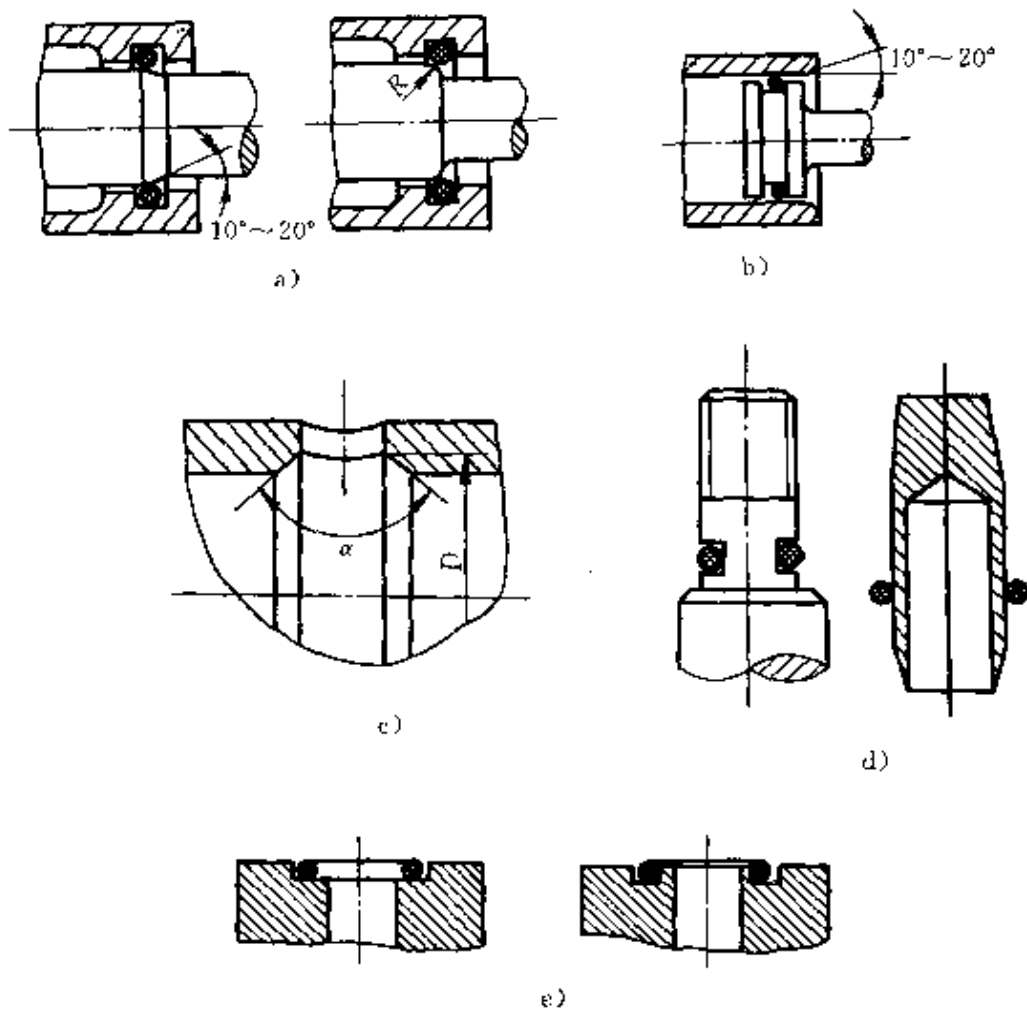


图 6-3 保证 O 形密封圈安装质量的措施

- a)、b) O 形密封圈通过部位的倒角和圆角 c) O 形密封圈通过的内部横孔
 d) O 形密封圈通过外螺纹时的安装工具 e) 正压和负压的静密封装置
 (a) 正压 (b) 负压

6-8 如何选用油封?

答: 油封通常是指润滑油的密封, 用于旋转轴上, 对内封油, 对外防尘。选用油封时, 可从如下几方面考虑:

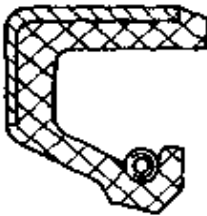
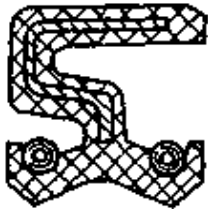
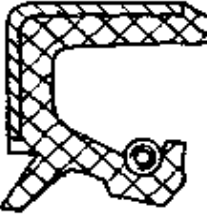

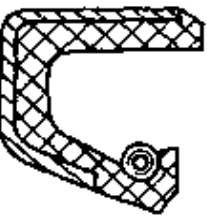

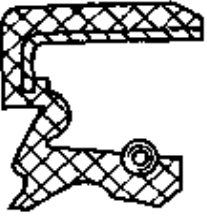
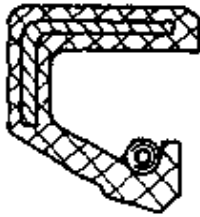
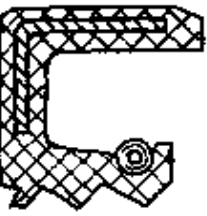
(1) 油封材料的选用 油封的主要材料有丁腈橡胶、丙烯酸酯橡胶, 特殊情况用硅橡胶、氟橡胶和聚四氟乙烯树脂等。在选用时应考虑材料对工作介质的相容性, 对工作温度的适应性, 对圆周速度的适应能力。

(2) 工作压力 凡有压力的油腔, 不能用油封。通常作用到标准油封上的油压力, 不能超过 0.05MPa 。当在 $(0.05\sim 0.1)\text{MPa}$

(最大 0.3MPa) 的范围内时, 就需要采用特殊的耐压油封。

(3) 油封型式的选用 油封的型式可根据表 6-1 进行选用。

表 6-1 常用油封的结构型式和用途

截面形状	型式	特点和用途	截面形状	型式	特点和用途
	单唇型	一般油封结构; 适用于无尘油封, 耐压 (0.02 ~ 0.03)MPa		两侧密封型	有二封油唇, 可同时密封两侧不同的油液, 不致混合; 适用于使两种油液分开的场合
	双唇型	有防尘副唇, 安装时两唇之间填充润滑脂; 适用于有灰尘、泥和水等环境		单向回流型	唇口外密封面上有斜筋等浅花纹。正转时, 产生“回流效应”, 可把漏出的油液收回。转速越高效果越好, 但反转时, 漏油加剧
	耐压型	骨架加强至唇部, 唇部短厚, 耐压力强; 适用于 0.3MPa 以下的压力油封(国际, 最高可达 1MPa)		双向回流型	唇口外密封面上有凹、凸三角形和正弦波形等浅花纹。原理同单向回流型, 但正反转均不漏油
	抗偏心型	唇部呈 W 形, 承受偏心能力强; 适用于偏心较大部位的油封		单唇密封型	适用于油封座孔绕静轴旋转的密封场合。自紧螺旋弹簧的设计较难
	往复型	具有双重副唇, 防止润滑油膜被刮掉; 适用于往复运动的油封			

6-9 如何储备和保管密封件？

答：密封件在工作中受到压力、温度、油液、杂质和机械摩擦等方面的影响，容易引起物理或化学变化，使其失去继续使用的价值，属于易损件。所以储存一定数量的密封件，以备生产使用，是十分必要的。但是必须注意保管，使其保持原始状态。

(1) 储备密封件的决定因素

①如果长期保存，密封件会产生自然老化、龟裂、变形和损坏。因此，储存量不宜过多。

②根据系统的复杂程度、设备台数、有效使用期和自然老化期来确定。

③根据系统的液压油性质、环境污染程度、温度变化幅度、转速和往复次数等工作条件来确定。

④根据系统工作时间来确定。

(2) 保管密封件的注意事项

①密封件使用前不要轻易拆封，保存好使用说明书，并且注明材质和生产日期及使用条件。

②保管场所的环境温度要适当，一般在 $(5\sim 25)^{\circ}\text{C}$ 范围内为宜，温度过高或过低，会使密封件软化、膨胀、硬化和龟裂。

③密封件不宜放在空气流动较大的场合，空气湿度最好在70%左右，并要注意保管场所的温度适当。

④密封件放置处应保持清洁、灰尘要少，采用防尘罩保护。防止与其它油类和有害物质（铝油、桐油、酸和碱等）接近。

⑤远离高压电、避免静电作用吸附杂质，并且防止日光直照。

⑥密封件放置状态必须正确，以保持自然状态为宜。注意不允许将多个密封件用绳索捆结或吊放，防止变形和形成缺陷。

⑦防止密封件承受外界重物的作用，避免产生变形。

(3) 使用前的注意事项

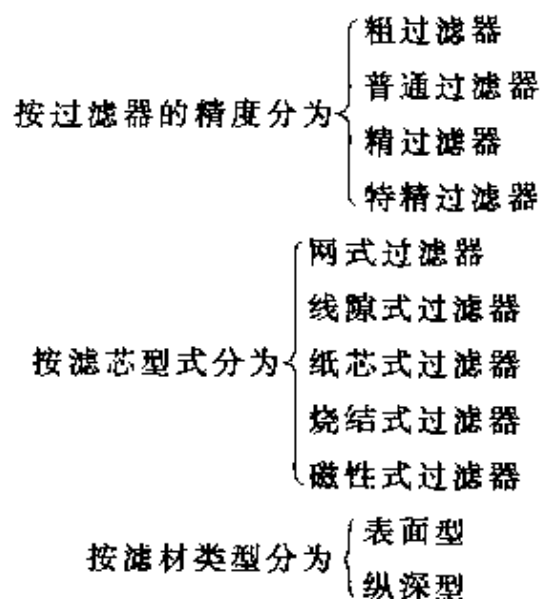
①认真检查密封件的变形、老化、工作表面和尺寸等是否合格。

②从包装中取出时，注意不要损坏密封件。

③皮质制件使用前，至少要在与工作介质相当的油液中浸泡24h。

6-10 过滤器分为哪些种类？绘图说明过滤器一般安装在液压系统中的什么位置？

答：(1) 过滤器分类



(2) 过滤器的安装位置

①过滤器安装在液压泵的吸油管道上，如图6-4a所示。这种安装方式要求过滤器有较大通油能力和较小的阻力，所以一般采用过滤精度较低的粗过滤器，其目的是保护液压泵。

②过滤器安装在回油管道上，如图6-4b所示。这种安装方式可经常地清除油液中的杂质。为防备过滤器堵塞时，油液仍然能顺利流回油箱，应并联一个安全阀。由于回油管压力低，可用强度较低的过滤器。

③安装在液压泵的输油管道上，如图6-4c所示。这种安装方式可保护除液压泵和溢流阀以外的其它元件。一般采用精过滤器。由于过滤器在高压下工作，滤芯和壳体应能承受系统的工作压力与冲击压力。为了防止过滤器堵塞时引起泵过载或使滤芯损坏，可在压力油路上设置一堵塞指示装置或并联一安全阀。

④安装在重要元件之前，在重要元件的前面，根据需要可安装单独的精过滤器，以保证这些元件正常的工作。

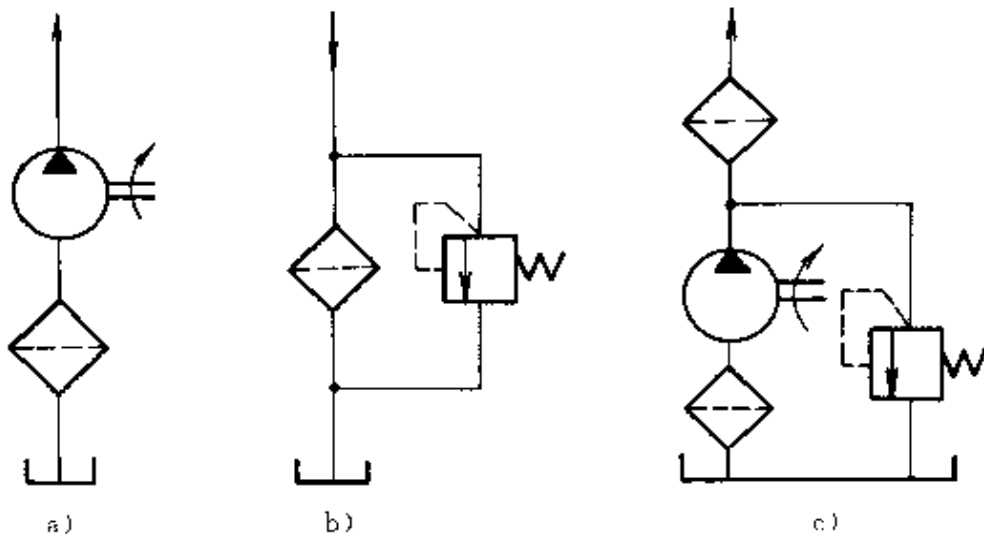


图 6-4 过滤器的安装位置

- a) 安装在液压泵的吸油管道上 b) 安装在回油管道上
 c) 安装在液压泵的输油管道上

6-11 选用过滤器时应考虑哪些问题？

答：①具有足够的通油能力，压力损失小。

②过滤精度应满足预定要求。

③滤芯具有足够的强度，不因压力油的作用而损坏。

④滤芯抗腐蚀性好，能在规定温度下持久地工作。

⑤滤芯的清洗和维护要方便。

因此，过滤器应根据液压系统的技术要求，按过滤精度、通油能力、工作压力、油液粘度和工作温度等条件来选定其型号。

6-12 蓄能器有哪些用途？

答：蓄能器是储存和释放压力能的装置，在液压系统中的主要用途如下：

(1) 储存能量 蓄能器可储存一定容积的压力油，在需要时释放出来，供液压系统使用。

1) 提高液压缸的运动速度 液压缸在慢速运动时，需要的流量较少，可用小液压泵供油，并且把液压泵输出多余的压力油储

存在蓄能器里。当液压缸快速运动时，需要的流量大，这时系统压力较低，于是蓄能器将压力油排出，与液压泵输出的压力油同时供给液压缸，使液压缸实现快速运动。液压缸快速运动时，由于蓄能器参与供油，因此不必采用较大流量的液压泵，不但可减少电动机功率的消耗，还可降低液压系统的油温。

2) 作应急能源 液压装置在工作中突然停电、阀或泵发生故障等，这时蓄能器可作为应急能源供给液压系统油液，或保持系统压力，或将某一动作完成，从而避免发生事故。

3) 实现停泵保压

图 6-5 是用于夹紧系统的停泵保压回路。当液

压缸夹紧时，系统压力上升，蓄能器充液；当达到压力继电器开启压力时，发出信号，使液压泵停止转动，此时夹紧液压缸的压力依靠蓄能器的压力油保持，从而减少液压系统的功率消耗。

(2) 吸收压力脉动 除螺杆泵以外，其它类型液压泵输出的压力油都存在压力脉动，从而影响液压系统的工作性能。为了减轻或消除压力脉动，一般在液压泵附近设置一个蓄能器，用以吸收压力脉动。

(3) 缓和压力冲击 执行元件的往复运动或突然停止、控制阀的突然切换或关闭、液压泵的突然启动或停止，往往产生压力冲击。引起机械振动。在液压系统中，将蓄能器设置在易产生压力冲击的部位，可缓和压力冲击，从而提高液压系统的工作性能。

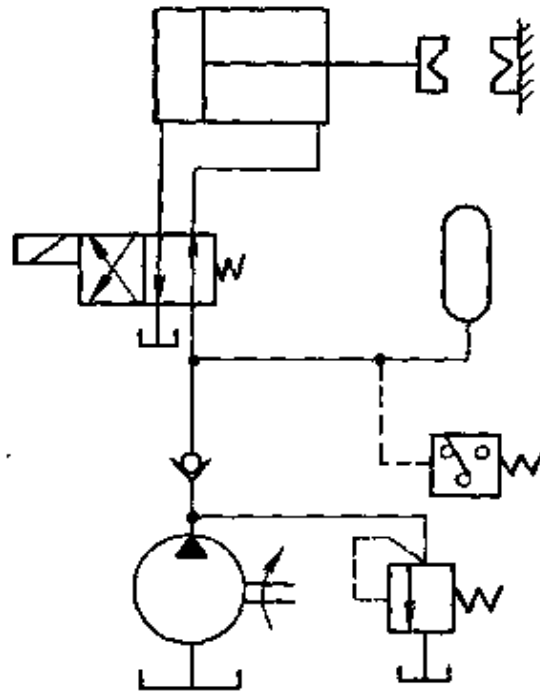
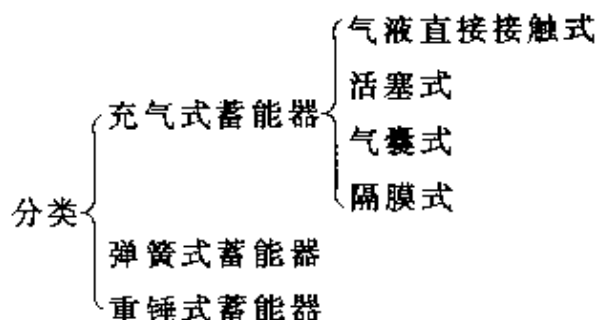


图 6-5 蓄能器停泵保压

6-13 蓄能器的类型有哪些？各有何特点？

答：(1) 类型



(2) 特点 在蓄能器中，以活塞式蓄能器和气囊式蓄能器应用最为广泛。

1) 活塞式蓄能器的特点 它是利用气体压力与油液压力相平衡的原理来工作的。活塞将气体与油液隔离，避免了气体侵入或溶于油液中。液压油不容易氧化，系统工作较平稳、结构简单、工作可靠、寿命长、安装维护方便。但是，由于活塞惯性和密封摩擦阻力的影响，反映不灵敏，容量较小，密封困难，缸体制造费用高。一般用于蓄能或供中、高压系统吸收压力脉动。由于活塞惯性和摩擦阻力损失等原因，不适于低压系统作吸收脉动用。

2) 气囊式蓄能器的特点 它的结构简单、气囊惯性小、反映灵敏、安装方便、维修容易。但是，皮囊和壳体制造比较困难，并且皮囊的强度不高，允许的液压波动值受到限制，只能在一定的温度范围（ $-20\sim 70$ ） $^{\circ}\text{C}$ 内工作，故在机床液压系统中应用较多。

6-14 使用活塞式蓄能器和气囊式蓄能器应注意些什么？

答：(1) 使用活塞式蓄能器注意事项

①蓄能器装入气体后，各部分绝对不准许拆开或松动螺钉，以免发生危险。

②所用液压油必须清洁，以免损伤密封。

③移动与搬运蓄能器时，应将气体放净。

④最初装入气体时，一周后检查一次，以后每月检查一次。

⑤按规定封入气体后，若压力下降超过 0.5MPa 时，应检查是否漏气。

⑥内部发生泄漏时，应更换密封元件。

⑦油口应向下垂直安装，管路之间要设置供充气、检查和调节使用的开关。

(2) 使用气囊式蓄能器的注意事项

①油口要向下垂直安装。

②为延长气囊寿命，在任何情况下，气囊不得咬到油口的阀上，即气体的封入压力不超过管路最低压力的 70%。

③不能使用氧气，要使用氮气或压缩空气。

④为了对蓄能器进行修理、检查和充气，通油口的管路上需预先安装截止阀。

6-15 如何计算充气式蓄能器的容量？

答：根据使用情况的不同，蓄能器容量的计算分为三种情况：

(1) 作为能源使用，排出油的速度较慢时 蓄能器用来保持系统压力和补偿泄漏等情况，蓄能器内气体的变化状态，可按等温变化考虑，即：

$$p_0V_0 = p_1V_1 = p_2V_2 = \text{常数}$$

式中 p_0 ——供油前充气压力 (Pa)；

p_1 ——最高工作压力 (Pa)；

p_2 ——最低工作压力 (Pa)；

V_0 ——供油前蓄能器气体容积，即蓄能器的总容量 (L)；

V_1 ——压力为 p_1 时的气体容积 (L)；

V_2 ——压力为 p_2 时的气体容积 (L)。

由上式可知，当工作压力从 p_1 降为 p_2 时，气体容积变化量，即蓄能器排出的油量

$$\Delta V = V_2 - V_1 = p_0V_0 \left(\frac{1}{p_2} - \frac{1}{p_1} \right)$$

于是蓄能器的总容积

$$V_0 = \frac{\Delta V p_1 p_2}{p_0 (p_1 - p_2)}$$

(2) 作为能源使用, 排出油的速度很快时 蓄能器内气体的变化状态可按绝热变化考虑, 即:

$$p_0 V_0^{1.4} = p_1 V_1^{1.4} = p_2 V_2^{1.4} = \text{常数}$$

当蓄能器的工作压力从 p_1 降为 p_2 时, 排出的油量

$$\Delta V = p_0^{0.71} V_0 \left(\frac{1}{p_2^{0.71}} - \frac{1}{p_1^{0.71}} \right)$$

于是, 蓄能器的总容积

$$V_0 = \frac{\Delta V p_1^{0.71} p_2^{0.71}}{p_0^{0.71} (p_1^{0.71} - p_2^{0.71})}$$

式中的符号含义同前。

对于气囊式蓄能器的充气压力 p_0 推荐: 折合型取 $p_0 = (0.8 \sim 0.85) p_2$; 波纹型取 $p_0 = (0.6 \sim 0.65) p_2$ 。对于活塞式蓄能器推荐: $p_0 = (0.8 \sim 0.9) p_2$ 。

(3) 作为吸收压力冲击和压力脉动使用

①吸收压力冲击 (如阀门突然关闭等情况) 时, 可按下面经验公式计算:

$$V_0 = \frac{0.004 q p_3 (0.0164 L - t)}{p_3 - p_1}$$

式中 V_0 ——蓄能器的总容积 (L);

p_1 ——阀门全开时油的工作压力 (Pa);

p_3 ——阀口关闭后允许的冲击压力 (Pa);

q ——阀门关闭前管内的流量 (L/min);

L ——产生冲击压力的管道长度 (m);

t ——关闭阀门的时间 (s), $t=0$ 为突然关闭。

计算结果 V_0 为正值时, 才有设置蓄能器的必要, 并且要尽量安装在发生压力冲击的地方。

②吸收液压泵脉动时, 其计算公式为

$$V_0 = \frac{VI}{0.6K}$$

式中 V_0 ——蓄能器的总容积 (L);

I ——液压泵的排量变化率;

V_p ——液压泵的每转排量 (L/r);

K ——液压泵的压力脉动率 $\left(K = \frac{\Delta p}{p_p}\right)$;

p_p ——液压泵的工作压力 (Pa);

Δp ——液压泵的压力脉动。

使用时, 取蓄能器充气压力 $p_0 = 0.6 p_p$ 。

6-16 蓄能器装入系统使用前, 如何进行充气? 其充气压力为多少?

答: 蓄能器充气要用充气工具。充气时, 慢慢地拧动充气开关, 充气完毕则应立即关闭。然后打开放气开关, 放掉气路上的残留气体。在充气过程中, 应注意使用充气工具与氮气瓶之间的截止阀和减压阀。充气前, 先开动截止阀, 再缓缓地打开减压阀, 慢慢地进行充气, 以免胶囊损坏。待压力计指针表示已到充气压力后, 关闭截止阀。随后关闭充气开关, 充气结束。

作不同使用的蓄能器, 其充气压力如下:

①蓄能器若用于缓和冲击时, 通常以安装处的工作压力或略高的压力为充气压力。

②蓄能器若用于吸收液压泵的压力脉动时, 一般以平均脉动压力的 60% 为充气压力。

③蓄能器若用于蓄存能量时, 其充气终了时的压力不得超过液压系统最低工作压力的 90%, 但不得低于最高工作压力的 25%。

④蓄能器若用于补偿闭式回路温度变形所引起的压力变形时, 其充气压力应等于或稍低于回路的最低压力。

6-17 如何检查蓄能器充气压力?

答: 检查蓄能器充气压力的方法如下:

将压力计装在蓄能器的油口附近, 用泵向蓄能器注满油液, 然后使泵停止, 让压力油通过与蓄能器相接的阀慢慢地从蓄能器流

出。在排油过程中观察压力计，压力计指针慢慢下降，达到蓄能器充气压力值时，则蓄能器中的提升阀关闭，此刻压力计指针迅速降到零。在压力迅速下降以前压力计上的读数，即为蓄能器的充气压力。

另外，还可以利用充气工具直接检查充气压力。值得注意的是，由于每检查一次都要放掉一点气体，所以这方法不适用于容量很小的蓄能器。

6-18 使用蓄能器时应注意哪些事情？

答：一般情况下，使用蓄能器应注意的事项如下：

①作为应急动力源的蓄能器，必须经常地检查与维护，保证处于良好状态，确保安全。

②必须对气囊进行定期地气密性检查。一般规定是：初期使用的蓄能器，第一周做一次检查，第一个月内还要检查一次，以后每年检查一次。

③当蓄能器的充气压力低于规定值时，务必及时充气，以保证其经常地处于最佳工作状态。

④在蓄能器不起作用时，首先要检查气阀的气密性。如果是泄气，应予补气；如果是气阀泄油，则应查明气囊是否有损伤；如果是油阀泄油，就要拆换有关零件。

⑤气囊式蓄能器充气前，要从油口灌注少许液压油，以实现气囊润滑。

6-19 油管的种类有哪些？各有何特点？分别应用在什么情况下？

答：(1) 油管种类

{	金属管	紫铜管
		黄铜管
	钢 管	焊接管
		无缝钢管
橡胶软管		
{	尼龙塑料管	尼龙管
		塑料管

(2) 特点和应用

①紫铜管性质柔软，装配时便于弯曲，强度较低，能承受的工作压力不超过 $(6.5\sim 10)$ MPa，价格较贵，抵抗振动能力差，所以尽量不用或用于流量不大的中、低压液压系统中。

②黄铜管性质柔软，装配时弯曲不如紫铜管方便，可承受较高压力。因铜管直径小，适用于流量不大的中、低压液压系统中。由于铜是贵重材料，又抗振性差，一般尽量不用。

③钢管能承受高压，耐油，抗腐蚀和刚性都较好，价格便宜，但不易弯曲，多用于高压、大功率、装配空间不受限制的情况下；中、高压系统用无缝钢管；低压系统用焊接钢管。

④橡胶软管用于两个相对运动部件间的联结，能够吸收液压冲击和振动。但弹性变形较大，容易引起运动部件动作滞后和爬行，因此对于精密的液压系统应采用硬管联结。

⑤尼龙管加热后可以随意弯曲成形，冷却后又能固定成形，并能观察油管内油流的情况，目前大都在低压管道中使用。

⑥塑料管价格便宜，装配方便，但承压能力低，只适用于回油路和泄油管等低压管路系统。但因容易老化变质，应用较少。

6-20 管路设计一般应遵循的原则是什么？

答：设计管路时，应遵循的原则如下：

①要求管子有足够的强度和韧性，以保证在规定的压力和温度下，传递适当流量的液体而不产生破裂。同时要求管子能耐腐蚀，以防油液污染变质。

②管子尺寸的选取要适当。在流量一定的情况下，若管子内径偏小，则管内工作液体流速偏高，压力降和摩擦损失较大，易发热、效率低。若管子内径偏大，虽然效率较高，但在材料和成本等方面会造成浪费。值得注意的是，管子尺寸小，则省材料、紧凑、弯管容易，成本也低。

③对于吸油管，阻力要小，尽量畅通，密封好，防止液压泵吸空或产生空穴现象。否则液压泵工作将有噪声、磨损和失常状态，并会引起液压系统发生振动及运动不稳等情况。

④回油管路的尺寸必须大些，防止排油背压大。当几个阀的

排油管联结到同一根回管上时，如果排油管径小，就会产生较高的背压，以致个别元件动作不灵，这时必须加大管径或采取单独排油。液压元件本身的泄油管一般应与回油管分开，单独通回油箱，以免产生背压和虹吸。

⑤管子尽量短，弯曲角度尽量小，接头和配件尽量少。

⑥为减少压力损失和泄漏，高压管和超高压管应靠近工作机构；管道各处应避免断面的局部扩大和缩小，避免急剧弯曲。

⑦管道的最高处应设有放气装置，用以放掉系统中的空气。

⑧与接头或法兰联结处的管子必须是直的，以保证联结牢固可靠。此直线段的长度一般可取管径的（2~3）倍。

⑨液压系统的故障不像机械传动那样容易从外部检查，往往需要进行全面分析，才能做出较正确的判断。所以，管路设计要注意便于装卸、调整和检修；在系统的某些部位上，应备有压力计检查孔，特别是采用板式联结油路或其它紧凑联结形式更应注意这点。

⑩压力管道必须牢固可靠，否则当系统压力变化较剧烈时，会造成管路振动和噪声。

6-21 在液压系统设计中，如何进行管路计算？

答：所谓液压系统中的管路是指，液压系统中传递工作液体的管子，联结管与管之间、管与液压元件或机体之间的各种接头和法兰盘等。

生产实践中，选用管子时经常不需要计算，管子尺寸主要根据系统中所用元件联结口径的大小来决定。应当指出，为了检查选用的管径是否合适，可用验算管路中液体流速的方法进行校核。

如果需要计算，主要是计算管子内径和管子壁厚，可用下述方法计算。

(1) 计算管子内径 其公式为

$$d=1.13\sqrt{\frac{q}{v}}$$

式中 d ——管子内径；
 q ——管内通过的最大流量；
 v ——允许流速。

推荐允许流速可按表 6-2 选取。

值得注意，在选取管子内径时，应当满足压油管、吸油管和回油管的适当要求。

表 6-2 常用管路的允许流速

名 称		流速/ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
液压泵吸油管		0.6~1.2
压油管	中、低压	2~4
	高压	5~6
回油管		1.5~2
阀内通道和缩口等		6
安全阀口或溢流阀口		30

(2) 计算管子壁厚 其运算公式为

$$\delta = \frac{pd}{2[\sigma]}$$

式中 p ——管内工作压力；
 d ——油管内径；
 $[\sigma]$ ——油管材料许用应力。 $[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n}$ ，

σ_b 为材料的抗拉强度， n 为安全系数。对于钢管， $p < 7\text{MPa}$ 时，取 $n = 8$ ； $p < 17.5\text{MPa}$ 时，取 $n = 6$ ； $p > 17.5\text{MPa}$ 时，取 $n = 4$ 。

应当指出，油管是外购件，油管的内、外径都有标准规格，因此计算出的内径 d 和壁厚 δ 应查阅有关手册，按标准选取。

6-22 安装油管时应注意哪些事项？

答：①安装油管时必须按图样进行，并要注意各支管的方向和基准高度。

②在安装过程中要注意机器和管内无杂物，各开口处应加盖，防止杂物进入。

③油管在机器上的装配大体上要平行或成直角，保证外形美观。

④油管的交叉要尽量少。

⑤并行或交叉的油管之间必须留有间隙。防止互相接触，以免产生振动。

⑥法兰盘必须在油管的平直部分接合,切勿在弯曲部分接合,并且保证法兰盘与油管的轴线成直角。

⑦较细的油管应沿着机器主体和管道布置。

⑧焊接、装配和搬运时,每个法兰面都不得损伤,并检查管内无杂物后才可进行安装。

⑨油管支架的距离可参照表 6-3 确定。

表 6-3 钢管支架最大距离 (mm)

外 径	10	14	18	22	28	34	42	50	63
· 支架最大距离	400	450	500	600	700	800	850	900	1000

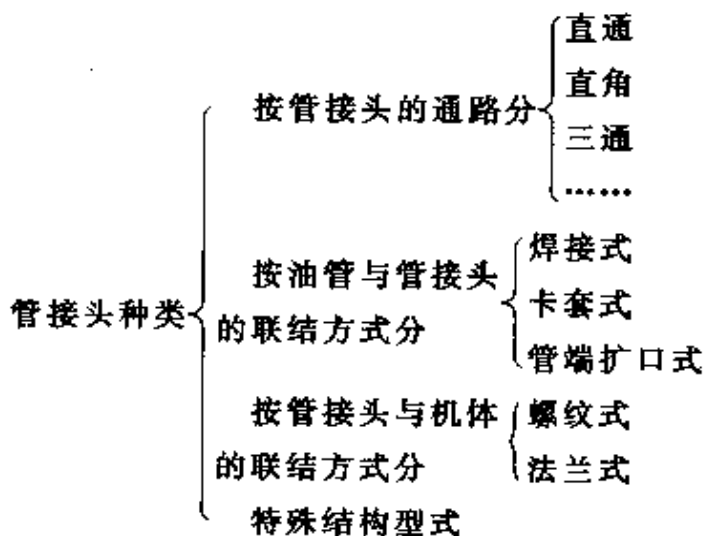
⑩为防止油管振动,须将管子安装在牢固的地方。

⑪工作过程中,如发现振动现象,应采取必要的措施,切勿凑合使用。

⑫为防止振动,可将木块或橡胶衬垫装在架子上,使铁板不直接接触管子。

6-23 管接头的种类有哪些?

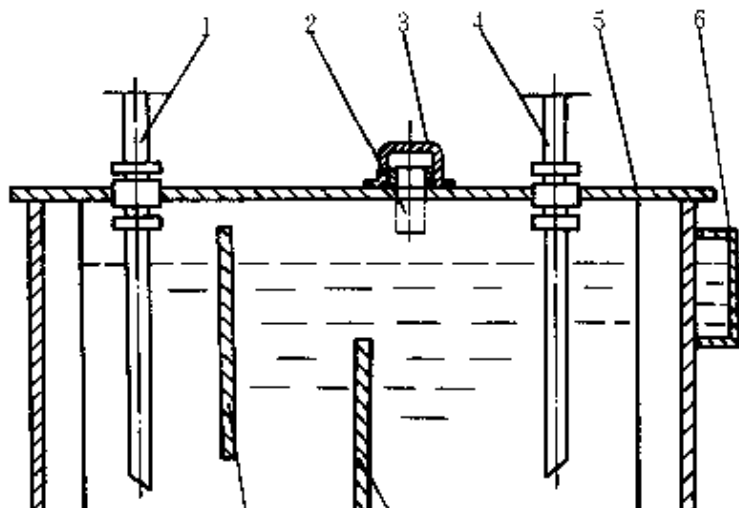
答:



6-24 举例说明油箱的结构及各部分的作用。

答:图 6-6 为一固定式油箱的简图。图中 1 为吸油管,液压泵通过吸油管将油箱中的油液吸入到液压泵中;4 为回油管,液压系统

中的油液通过回油管流回油箱；隔板 7 可阻挡沉淀杂质进入吸油管；隔板 9 阻挡气泡进入吸油管；8 为放油阀，供排放油箱中沉淀的杂物使用；注油滤网 2 设在回油管一侧的上部，起过滤油的作用；盖 3 上有通气孔，使油箱中的油面与大气相通，从而保证液压泵能够正常吸油；6 是油位指示器，用于观察油箱中油面高度；上盖 5 用于固定液压泵和电动机传动装置等，并防止外界



6-26 怎样确定油箱的容积?

答: 确定油箱容积的常用方法有两种: 一种是估计法, 另一种是近似计算法。

(1) 估计法 对于不要求准确计算油箱容积的液压系统, 油箱的有效容积通常推荐:

在低压系统中, 取 $V=(2\sim4)q_H$;

在中压系统中, 取 $V=(5\sim7)q_H$;

在高压系统中, 取 $V=(6\sim12)q_H$ 。

式中 V ——油箱的有效容积 (L);

q_H ——液压泵的额定流量 (L/min)。

(2) 近似计算法 对于高压、长期连续工作的液压系统, 油箱的有效容积可按散热量计算。当油箱的长、宽、高之比在 1:1:1 到 1:2:3 范围内, 油面高度为油箱高度的 0.8 时, 并且用自然冷却 (没有冷却装置) 的情况下, 油箱有效容积的近似计算公式为:

$$V = \sqrt{\left(\frac{H}{4.2\Delta t}\right)^3}$$

式中 V ——油箱的有效容积 (L);

H ——液压系统总发热量 (kJ/h);

Δt ——允许温升 ($^{\circ}\text{C}$)。

6-27 设计油箱时应注意哪些问题?

答: ①油箱应有足够的容量, 液压系统工作时, 油面应保持一定高度, 以防液压泵吸空。但为了防止系统中油液全部流回油箱时溢出油箱, 油面又不能太高, 一般不应超过油箱高度的 80%。

②吸油管路与回油管路之间的距离应尽量远, 分别安装在油箱的两端, 以增加油液的循环距离, 并使它有充分的时间沉淀污物, 排出气泡, 同时也有利于油液冷却。为此一般在油箱中设置隔板, 使油液曲折迂回流动。

③吸油管必须插在油液中, 并在它的底端安装过滤器, 以使液压泵吸入清洁油液。吸油管与回油管端部应制成 45° , 距箱底应

大于两倍管径，距箱壁应大于 3 倍管径。

④为使漏到盖板上的油液不致流到地面上，油箱侧壁应高出盖板（10~15）mm。

⑤为了排净存油和清洗油箱，油箱底板应有适当斜度；放油阀也应安装在箱底的最低处。

⑥油箱底部应设底脚，底脚高度一般为（150~200）mm，以利通风散热和排除箱内油液。

⑦为了防止油液被污染，注油孔上要加装滤网；通气孔上须装空气过滤器。

⑧应避免电动机转动时的振动，油箱上盖应有一定的强度和刚度，上盖的厚度应比油箱侧壁厚度厚（3~4）倍。

⑨油箱中如需要加热器或冷却器，必须考虑它在油箱中的安装位置。

⑩油箱内壁应涂耐油防锈涂料，以防生锈。

6-28 计算实例

例 1 有一气囊式蓄能器，总容量为 2.5L，充气压力 p_0 为 3MPa，要求最高工作压力 p_1 为 6.3MPa，最低工作压力 p_2 为 4.5MPa，求所能放出的油量 ΔV ？

解：分为两种情况计算：

①当用于慢速放油时

$$\Delta V = p_0 V_0 \left(\frac{1}{p_2} - \frac{1}{p_1} \right) =$$

$$30 \times 10^5 \times 2.5 \times \left(\frac{1}{45 \times 10^5} - \frac{1}{63 \times 10^5} \right) \text{L} = 0.48 \text{L}$$

②当用于快速放油时

$$\Delta V = p_0^{0.71} V_0 \left(\frac{1}{p_2^{0.71}} - \frac{1}{p_1^{0.71}} \right) =$$

$$(30 \times 10^5)^{0.71} \times 2.5 \times \left[\frac{1}{(45 \times 10^5)^{0.71}} - \frac{1}{(63 \times 10^5)^{0.71}} \right] \text{L} = 0.4 \text{L}$$

例 2 某液压系统最高工作压力 $p_1 = 15\text{MPa}$, 最低工作压力 $p_2 = 8\text{MPa}$, 若蓄能器的充气压力 $p_0 = 5.6\text{MPa}$, 供给系统油液体积 $\Delta V = 1.5\text{L}$, 问需用多大容量的蓄能器?

解: 气囊式蓄能器若排油速度缓慢, 蓄能器内的气体按等温变化考虑:

$$V_0 = \frac{\Delta V p_1 p_2}{p_0 (p_1 - p_2)} = \frac{1.5 \times 150 \times 10^5 \times 80 \times 10^5}{56 \times 10^5 \times (150 \times 10^5 - 80 \times 10^5)} \text{L} = 4.59\text{L}$$

若排油速度迅速, 蓄能器内的气体按绝热变化考虑:

$$V_0 = \frac{\Delta V p_1^{0.71} p_2^{0.71}}{p_0^{0.71} (p_1^{0.71} - p_2^{0.71})} = \frac{1.5 \times (150 \times 10^5)^{0.71} \times (80 \times 10^5)^{0.71}}{(56 \times 10^5)^{0.71} [(150 \times 10^5)^{0.71} - (80 \times 10^5)^{0.71}]} \text{L} = 5.37\text{L}$$

例 3 如果液压缸的有效工作面积 $A = 100\text{cm}^2$, 活塞快速移动速度 $v = 3\text{m/min}$, 应选择多大流量的液压泵 (管路简单)? 油箱有效容量为多少升?

解: (1) 选择液压泵的额定流量 q_H

液压缸所需流量

$$q = vA = 3 \times 10^2 \times 100\text{cm}^3/\text{min} = 3 \times 10^4\text{cm}^3/\text{min} = 30\text{L}/\text{min}$$

液压泵的额定流量

$$q_H \geq K q_{\max}$$

通常 $K = 1.1 \sim 1.3$, 由于油路简单, 取 $K = 1.1$, 所以

$$q_H \geq 1.1 \times 30\text{L}/\text{min} = 33\text{L}/\text{min}$$

为避免造成过大的功率损失, 选择泵的额定流量 $q_H = 32\text{L}/\text{min}$ 。

(2) 油箱的有效容量 V

在低压系统中: $V = (2 \sim 4)q_H = (2 \sim 4) \times 32\text{L} = (64 \sim 128)\text{L}$

在中压系统中: $V = (5 \sim 7)q_H = (5 \sim 7) \times 32\text{L} = (160 \sim 224)\text{L}$

在高压系统中: $V = (6 \sim 12)q_H = (6 \sim 12) \times 32\text{L} = (192 \sim 384)\text{L}$

例 4 已知泵的额定流量为 $6\text{L}/\text{min}$, 求液压泵吸油管与压油管的内径各为多少?

解：根据表 6-2 题推荐的数据，选取：

液压泵吸油管流速 $v=1\text{m/s}$ ；

液压泵压油管流速 $v=3\text{m/s}$ 。

液压泵吸油管内径

$$d=1.13\sqrt{\frac{q_H}{v}}=1.13\sqrt{\frac{6\times 10^3}{60\times 1\times 10^2}}\text{cm}=1.13\text{cm}$$

液压泵压油管内径

$$d=1.13\sqrt{\frac{q_H}{v}}=1.13\sqrt{\frac{6\times 10^3}{60\times 3\times 10^2}}\text{cm}=0.65\text{cm}$$

选用铜管。按标准，吸油管取 14×1 ；压油管取 10×1 。

七、液压基本回路

7-1 什么是液压基本回路？常见的液压基本回路有几类？各起什么作用？

答：由一些液压元件组成的、用来完成特定功能的典型回路，称为液压基本回路。常见的液压基本回路有三大类：

(1) 方向控制回路 它在液压系统中的作用是控制执行元件的启动、停止或改变运动方向。

(2) 压力控制回路 它的作用是利用压力控制阀来实现系统的压力控制，用来实现稳压、减压、增压和多级调压等控制，以满足执行元件在力或转矩及各种动作对系统压力的要求。

(3) 速度控制回路 它是液压系统的重要组成部分，用来控制执行元件的运动速度。

7-2 常用的换向回路有哪些？一般应用在什么情况下？

答：(1) 用电磁换向阀的换向回路 用二位三通、二位四通、二位五通、三位四通和三位五通换向阀均可使液压缸或液压马达换向。

图 7-1a 是采用二位四通电磁换向阀的换向回路。应当指出，由于电磁换向阀在换向过程中有较大的冲击，因此这种回路适用于运动部件的运动速度较低、质量较小、换向精度要求不高的场合。

(2) 用电液换向阀的换向回路 图 7-1b 为用电液换向阀的换向回路。电液换向阀是利用较小的电磁阀 2 来控制容量较大的液动换向阀 4 换向的，因此用于大流量的系统。电液换向阀的换向速度由单向节流阀 3 或 5 调节。这种换向回路在换向时冲击小，因此适用于运动部件质量较大、运动速度较高的场合。

(3) 采用手动换向阀、转阀和行程阀的换向回路

1) 用手动换向阀的换向回路是用手操纵杠杆, 使阀芯轴向移动控制油流的方向的。

2) 用转阀的换向回路是用手或机动控制的, 使阀芯转动某一角度, 从而换接油路。

3) 用行程换向阀的换向回路是利用挡铁或凸轮使阀芯移动的, 以控制油流方向。

这些换向回路多用于低压、小流量的场合。

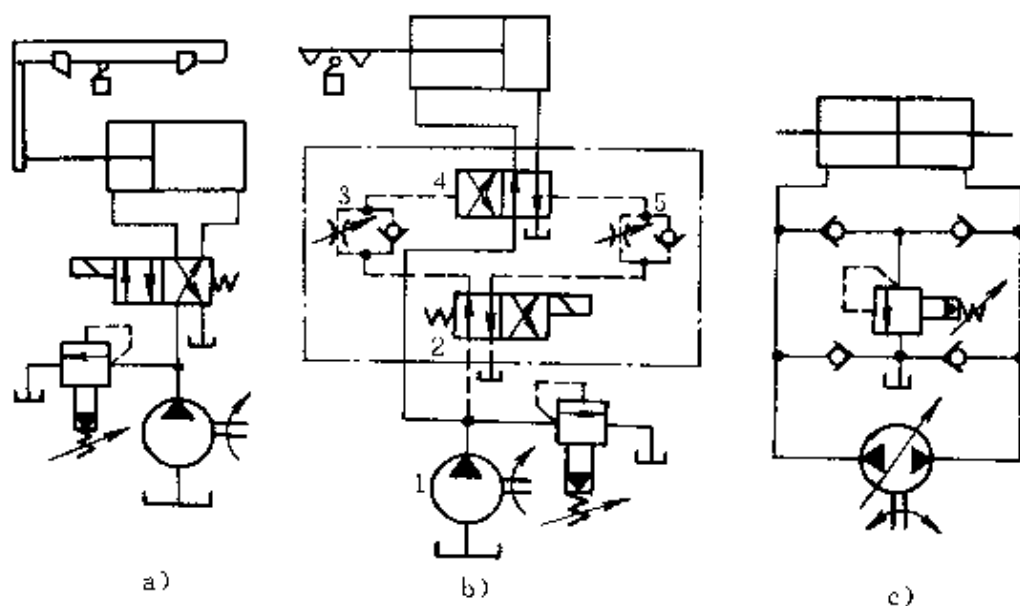


图 7-1 换向回路

a) 用电磁换向阀的换向回路 b) 用电液换向阀的换向回路

1—液压泵 2—电磁阀 3、5—单向节流阀 4—液动换向阀

c) 用双向变量泵的换向回路

(4) 其它方法的换向回路 用双向变量泵是通过改变变量泵输出压力油的方向来控制执行元件的运动方向的, 如图 7-1c 所示。这种回路用于功率大、换向精度不高、换向频繁的液压系统, 如龙门刨床、拉床和挖掘机等的液压系统。

7-3 为什么要调整液压系统的压力? 如何调整?

答: 液压系统的工作压力取决于负载的大小。执行元件所受到的总负载, 即总阻力包括工作负载、执行元件由于自重和机械摩擦所产生的摩擦阻力, 以及油流在管路中流动时所产生的沿程阻力

和局部阻力等。由于负载使液流受到阻碍而产生一定的压力，并且负载越大，油压越高，但最高的工作压力必须有一定的限制。为使系统保持一定的工作压力，或在一定的压力范围内工作，或能在几种不同压力下工作，因此要调整和控制整个系统的压力。

通常，采用调压回路来满足系统的调压要求。在定量泵系统中，液压泵的供油压力通过溢流阀来调节；在变量泵的系统，用安全阀来限制系统的最高压力，防止系统过载。当系统需要两种以上压力时，可采用多级调压回路。举例如下：

(1) 采用溢流阀的调压回路 图 7-2a 为设有安全阀的安全、调压回路。溢流阀 3 作安全阀用，限制系统的最高工作压力，溢流阀 3 的调整压力应是系统最高工作压力的 (1.1~1.2) 倍。系统正常工作时，阀为常闭状态，只有过载时阀才打开，以保证系统的安全。溢流阀 2 作系统的调压阀用，其压力根据工作需要随时调整。

(2) 远程调压回路 图 7-2b 为远程调压回路。将远程调压阀 3 (或小流量溢流阀) 接在先导式溢流阀 2 外控口上，泵 1 的出口压力由远程调压阀 3 作远程调节。应当指出，先导式溢流阀 2 的调整压力必须大于远程调压阀 3 的最高压力，溢流阀 2 的压力应调到系统的安全压力值。

(3) 多级调压回路 图 7-2c 为三级调压回路。将远程调压阀 3 和 4，通过三位四通电磁换向阀 2 与溢流阀 1 的外控口相连，使系统有三种压力调定值：当电磁换向阀 2 处于中位时，系统的压力由溢流阀 1 调定；当电磁换向阀 2 处于左位时，系统的压力由远程调压阀 3 调定；当电磁换向阀 2 处于右位时，系统的压力由远程调压阀 4 调定。应当注意，远程调压阀 3 和 4 的调整压力必须低于溢流阀 1 的调整压力，远程调压阀才起作用。

(4) 无级调压回路 图 7-2d 为无级调压回路。一般在中低压系统可采用限压式变量叶片泵，在高压系统可采用恒功率变量柱塞泵。它们依靠负载变化形成压力反馈，自动调节液压泵的输出压力。采用变量泵自动调压效率较高，但它的价格较贵。

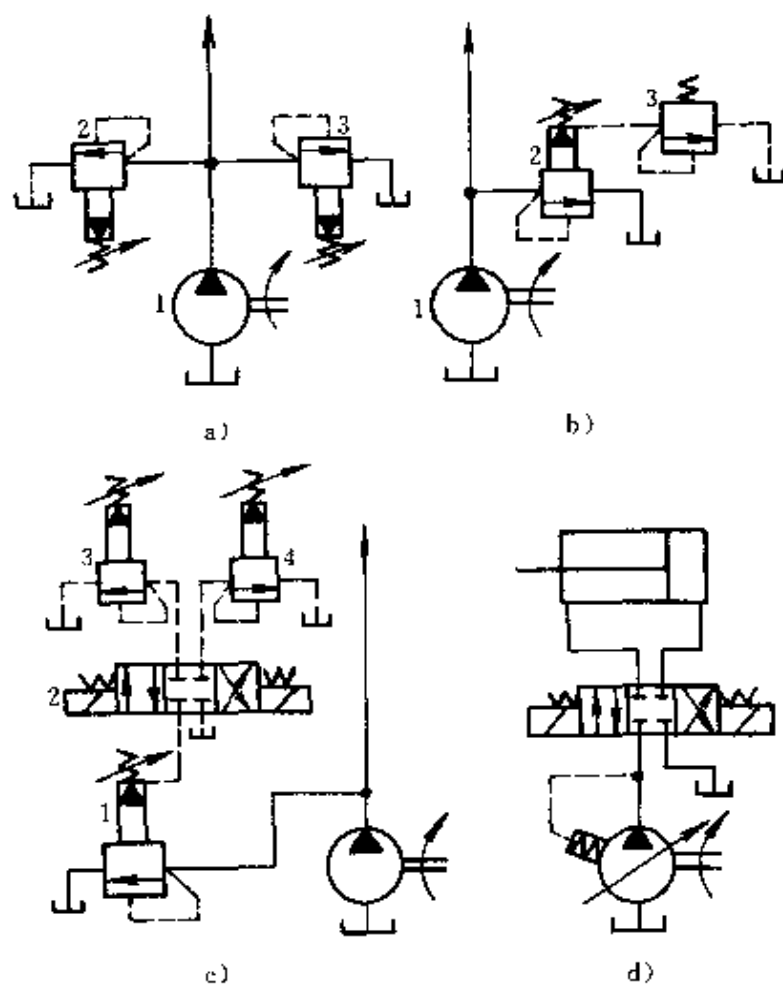


图 7-2 调压回路

a) 采用溢流阀的调压回路

1—液压泵 2、3—溢流阀

b) 远程调压回路

1—泵 2—溢流阀 3—远程调压阀

c) 多级调压回路

1—溢流阀 2—换向阀 3、4—远程调压阀

d) 无级调压回路

7-4 减压回路的功用是什么？常用的减压回路有哪些基本形式？

答：在单泵供油的液压系统中，某个执行元件或某个支路所需要的工作压力低于溢流阀调定的系统压力，并要求有较稳定的工作压力，一些辅助油路，如控制油路、夹紧油路和润滑油路等的油

压往往要求低于主油路的调定压力。在这种情况下，就需要减压回路。

减压回路的基本形式如下：

(1) 双向减压回路 图 7-3a 为双向减压回路。将减压阀 3 装于换向阀 5 与液压泵 1 之间，使液压缸 6 的往复运动均能获得低压油。

(2) 单向减压回路 图 7-3b 为单向减压回路。将单向减压阀装于换向阀与液压缸之间。在换向阀处于左端工作位置时，压力油经换向阀、减压阀变为低压进入液压缸左腔，活塞向右运动，右腔中油液经换向阀流回油箱；换向阀换接到右端工作位置时，液压泵输出的压力油经换向阀直接进入液压缸右腔，于是活塞向左运动，左腔中油液从单向阀和换向阀回油箱，从而实现活塞运动的单向减压。

(3) 二级减压回路 图 7-3c 为二级减压回路。减压阀 2 的外控口接一远程调压阀 3，使减压油路获得两种预定的减压压力：当二位二通阀处于图示位置时，减压油路的压力由减压阀 2 调定；当二位二通阀换接后，减压油路的二次压力由远程调压阀 3 调定。必须指出，远程调压阀 3 的调整压力一定要低于减压阀 2 的调整压力，这样才能得到二次压力。

(4) 断续减压回路 图 7-3d 为断续减压回路。将二位二通阀与减压阀并联。在图示工作状态下，压力油不通过减压阀直接进入液压缸；二位二通阀换接后，系统压力油经减压阀减压后进入液压缸。

7-5 有些液压系统为什么要有保压回路？它应满足哪些基本要求？

答：保压回路的功用是使某些液压系统在工作过程中保持一定的压力，例如为使机床获得足够而稳定的进给力，保证加工精度，避免发生事故，对于加工或夹紧工件，都要求系统保持一定的压力，并使压力的波动保持在最小的限度内，在这些情况下则需保压回路。

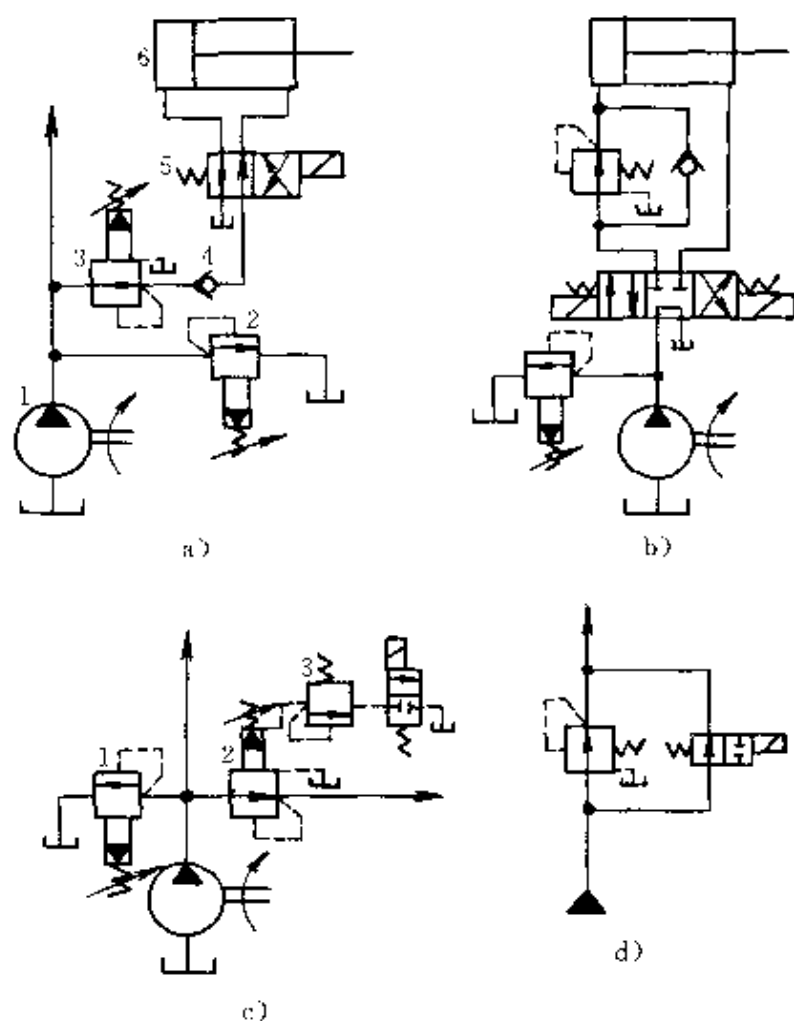


图 7-3 减压回路的基本形式

a) 双向减压回路

1—液压泵 2—溢流阀 3—减压阀 4—单向阀 5—换向阀 6—液压缸

b) 单项减压回路 c) 二级减压回路

1—安全阀 2—减压阀 3—远程调压阀

d) 断续减压回路

对保压回路的基本要求是：

应能满足保压时间的要求；

保压回路的压力应稳定；

工作可靠；

经济性好。

7-6 在液压系统中常用的保压方法有哪些？各有何特点？

答：(1) 用定量泵和溢流阀直接保持压力 如图 7-4a 所示，在执

行元件已达到工作行程的终点后，液压泵 1 仍然继续供油，以保持压力。这时，液压泵 1 输出的压力油少量用于保压，几乎全部通过溢流阀 2 溢流。这种保压方法功率消耗大，油温升高，适用于流量不大，短时间保压的场合。

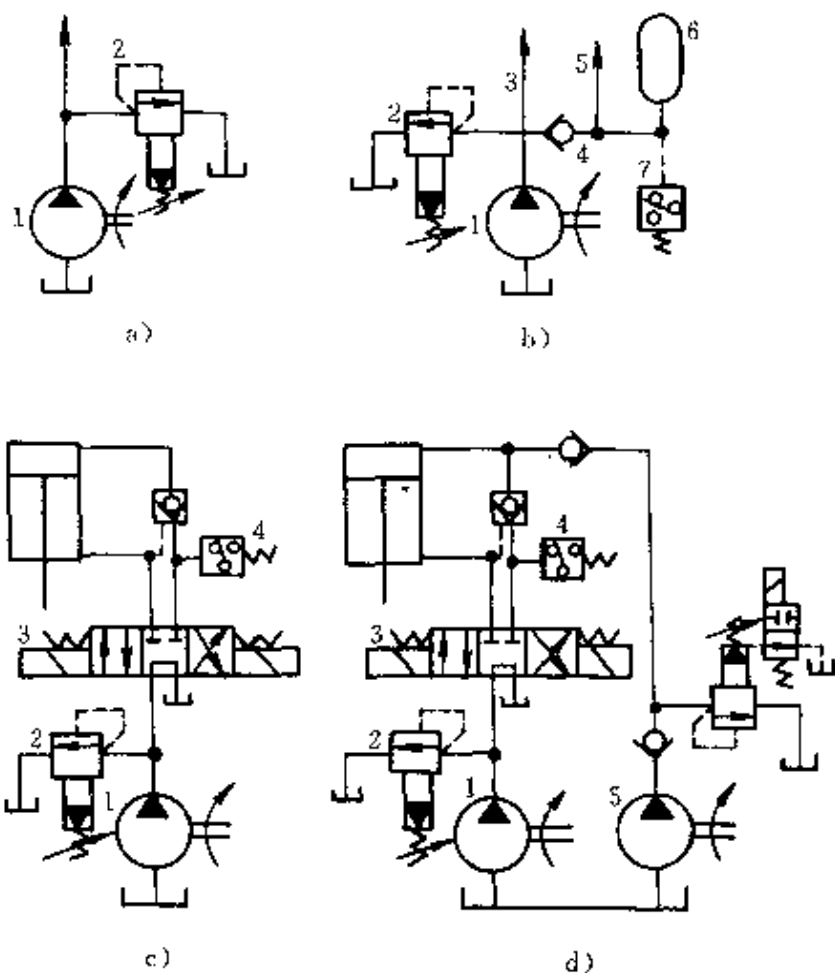


图 7-4 保压回路

a) 直接保压 b) 用蓄能器保压

1—液压泵 2—溢流阀 3—进给油路 4—单向阀 5—夹紧油路

6—蓄能器 7—压力继电器

c) 用液控单向阀保压 d) 用保压泵保压

1、5—液压泵 2—溢流阀 3—换向阀 4—压力继电器

(2) 用蓄能器保压 如图 7-4b 所示，进给油路 3 和夹紧油路 5 共用一套液压泵驱动。为了保证进给液压缸快速运动时，不许夹紧液压缸的压力下降，即工件仍被夹紧，回路中设置了蓄能器 6 和单向阀 4。当进给液压缸快速运动时，单向阀 4 关闭，将进给油路

与夹紧油路隔开，这样，蓄能器 6 中的压力油将补偿夹紧油路的泄漏，使其保持夹紧工件的压力。这种保压方法的特点是：保压时间长，压力稳定性好，但必须向蓄能器充液。

(3) 用液控单向阀保压 如图 7-4c 所示，当液压缸下行终止，抵住工件，油路压力达到保压数值时，压力继电器 4 发出电信号，使换向阀 3 恢复中位，液控单向阀立即关闭，液压泵卸荷，而液压缸上腔的压力，由液控单向阀的内锥阀关闭的严密性来保证。这种保压方法保压时间短，能保压 10min。

(4) 用保压液压泵保压 如图 7-4d 所示，保压液压泵 5 的流量很小，液压缸上腔保压时，压力继电器 4 发出电信号，主液压泵 1 卸荷，保压液压泵 5 供油保压。这种保压方法的特点是保压时间长。

7-7 增压回路的功用是什么？常用的增压回路有哪些？

答：在某些中、低压系统中，有时需要流量不大的高压油，这时可以采用增压回路获得高压，以便节省高压泵，减少功率损耗。

常用的增压回路有：

(1) 用串联液压缸的增压回路 图 7-5a 为用串联液压缸的增压回路。当 1YA 通电时，液压缸 4 左腔进油，推动小活塞带动大活塞一起快速向右移动。此时液压缸 3 的左腔经单向阀 2 从油箱中吸油。小活塞运动到终点，夹紧工件后，系统压力升高，打开顺序阀 1，压力油进入液压缸 3 左腔。这时活塞杆对工件的夹紧力是作用在两个活塞上的液压力的总和。

(2) 用单作用增压缸的增压回路 图 7-5b 为用单作用增压缸的增压回路。由两个不同工作面积的液压缸串联在一起，组成增压缸。若增压缸的大缸左腔通入低压油，推动活塞右移，此时由于小液压缸面积小于大腔工作面积，故小缸右腔就输出高压油。

(3) 连续增压回路 图 7-5c 为连续增压回路。它的增压缸 3 由一个大缸和两个小缸组成，当换向阀 6 往复换向时，可使活塞

往复运动，不断地将低压油变为高压油，并且在四个配油单向阀1、5、2、4的配合下，形成高压油路，向高压缸连续输出高压油。

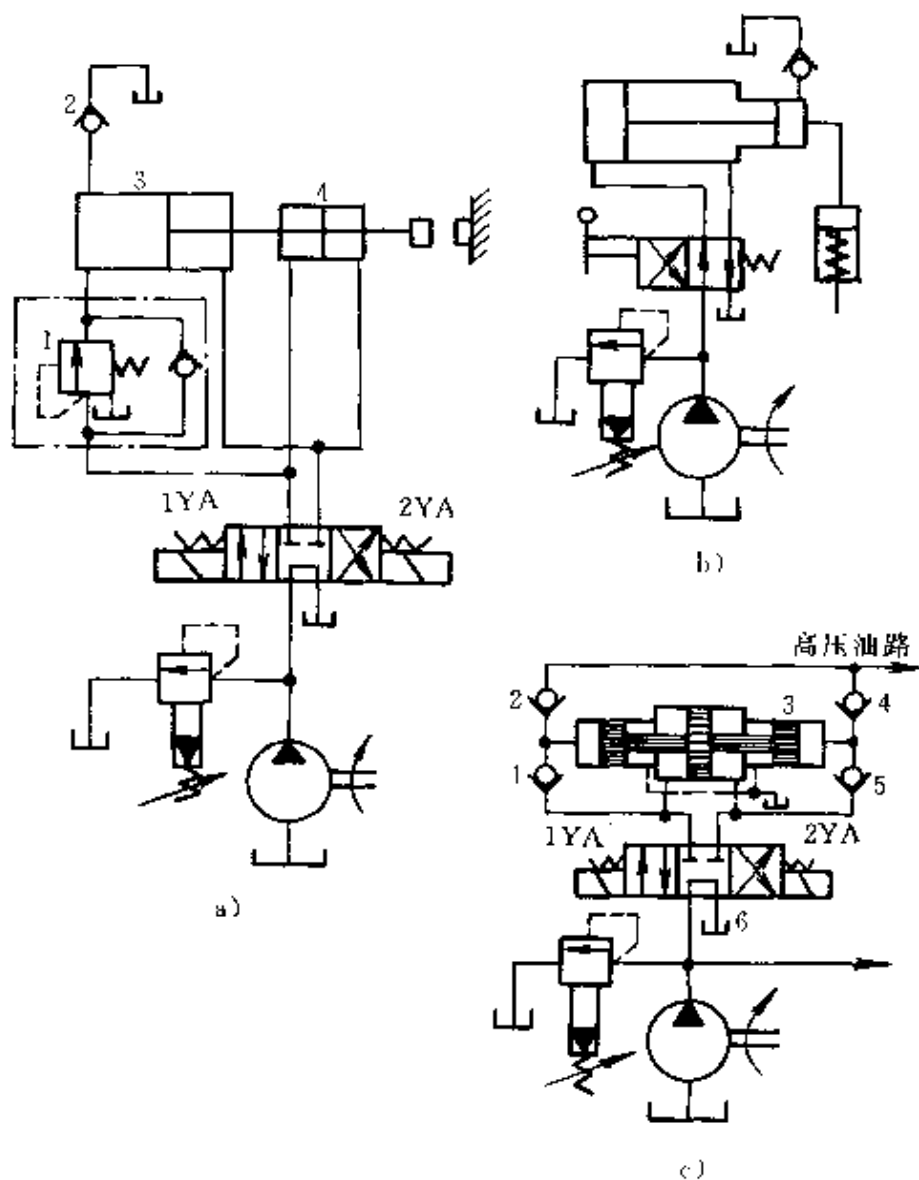


图 7-5 增压回路

a) 用串联液压缸的增压回路

1—顺序阀 2—单向阀 3、4—液压缸

b) 用单作用增压缸的增压回路 c) 连续增压回路

1、2、4、5—配油单向阀 3—增压缸 6—换向阀

7-8 举例说明平衡回路的功用和工作原理。

答：立式液压缸（或做垂直运动的工作部件）常常由于自重的作

用而下滑，造成事故；有时候垂直向下运动因自重也会出现超速运动现象。为了防止这些现象的产生，在系统中须设置平衡回路，使之产生一定的背压与自重相平衡。

图 7-6 为用单向顺序阀的平衡回路。回路中的单向顺序阀，也称为平衡阀，它设在液压缸下腔与换向阀之间。当换向阀处于中位时，活塞可停在任意位置上，但由于顺序阀有泄漏，活塞仍会缓慢地下降，为此应注意阀的泄漏要尽量小。当 1YA 通电，压力油进入液压缸的上腔，推动活塞向下运动，因顺序阀的背压作用，使活塞下降的比较平

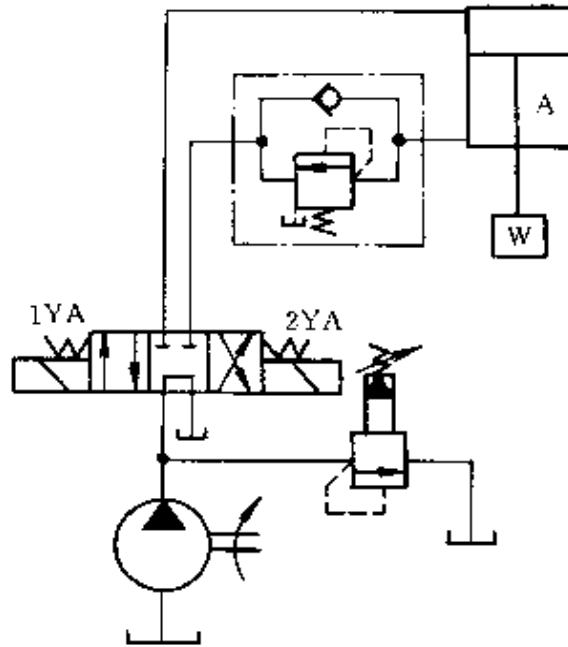


图 7-6 用单向顺序阀的平衡回路

稳。这里必须指出，只有在液压泵向液压缸上腔供油时才对活塞施压；而使下腔产生的压力高于单向顺序阀的调整压力时，活塞才能下降，其下降速度决定于进入液压缸上腔的流量。当 2YA 通电时，压力油可经单向阀进入液压缸下腔，使活塞向上运动。

单向顺序阀的调整压力应稍高于活塞和运动部件的自重 在液压缸下腔形成的压力，即

$$p_x \geq \frac{W}{A}$$

式中 p_x —— 顺序阀的调整压力；

W —— 活塞部件自重；

A —— 液压缸下腔活塞的有效面积。

这样，在液压泵停止供油时，单向顺序阀关闭，活塞就不会因自重而下落了。当工作部件下行时，单向顺序阀开启，使液压缸下腔所产生的背压力与活塞的自重相平衡，因而不会产生超速

现象。

7-9 在液压系统中为什么要设置背压回路？背压回路与平衡回路有何区别？

答：在液压系统中设置背压回路，是为了提高执行元件的运动平稳性或减少爬行现象。也就是在回油路上设置背压阀，以形成一定的回油阻力，用以产生背压，一般背压力为 $(0.3 \sim 0.8)$ MPa。除了采用背压阀产生背压外，还可以使用溢流阀、顺序阀和节流阀等，如图 7-7 就是采用溢流阀的背压回路，回油路上溢流阀起背压作用，液压缸往复运动的回油都要经背压阀流回油箱，因而在两个方向上都能获得背压，使活塞运动平稳。

无论是平衡回路，还是背压回路，在回油管路上都存在背压力，故都需要提高供油压力。但这两种基本回路也有区别，主要表现在功用和背压力的大小上。背压回路主要用于提高进给系统的稳定性，提高加工精度，所具有的背压力不大。平衡回路通常是在立式液压缸情况下用以平衡运动部件的自重，以防下滑发生事故，其背压力应根据运动部件的质量而定。

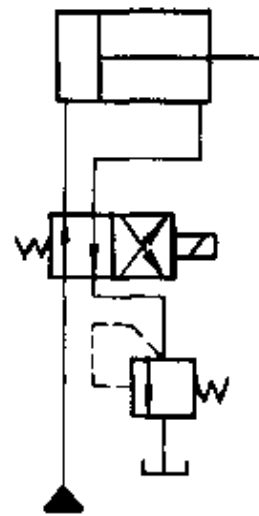


图 7-7 采用溢流阀的背压回路

7-10 如何将立式液压缸或卧式液压缸的活塞准确地停止在要求的位置上，并加以锁紧？

答：若使立式液压缸或卧式液压缸的活塞准确地停止在要求的位置上，可采用定位回路，常用限位开关、行程阀和死挡铁定位，如图 7-8 所示回路是采用限位开关来控制活塞的停止位置。事先调整好限位开关的位置，在工作中，当执行元件运动碰上限位开关时，立刻发出电信号，使电磁换向阀处于中位，于是活塞便停止不动。

若使立式液压缸的活塞锁紧在停止位置上，可采用图 7-8a 所示回路，用 O 型或 M 型三位四通换向阀的中间位置将油路切断，

使活塞停止在某个位置。但是，滑阀式换向阀（图示三位四通换向阀）密封性能差，泄漏较多，因此不能保证活塞及其它运动部件长期悬空不动，而要缓慢地下滑。为了提高锁紧能力，可在液压缸下腔的油路上安置一个液控单向阀，由于锥阀紧闭，保证了活塞在停止位置上不发生变化，即锁定。

若使卧式液压缸的活塞准确地锁紧在停止位置上，可采用锁紧回路，如图 7-8b 所示回路，当三位四通电磁换向阀处于中位时，活塞停止运动，由于在液压缸的进回油路上都分别串接一个液控单向阀，将两腔的油液封闭，所以活塞被锁紧。又由于液控单向阀的密封性能好，即使有什么外力作用，活塞也不致于移动，因此能长时间地将活塞准确地锁紧在停止位置上。在这种锁紧回路中，常采用 H 型或 Y 型中位机能的换向阀，使液控单向阀的控制油路卸压，从而保证锁紧精度。

7-11 在液压系统中为什么要设有卸荷回路？常用的卸荷回路有哪些？都有什么特点？

答：执行元件在工作中时常需要停歇，在处于不工作状态时，就不需要供油或只需要少量的油液，因此需要卸荷回路，使液压泵输出的油液经卸荷回路，在很低的压力下流回油箱。这样，由于液压泵空载运行，可减少功率消耗，防止系统发热，并且便于实现液压泵空负荷启动，提高泵的寿命和系统的效率。

常用的卸荷回路及其特点

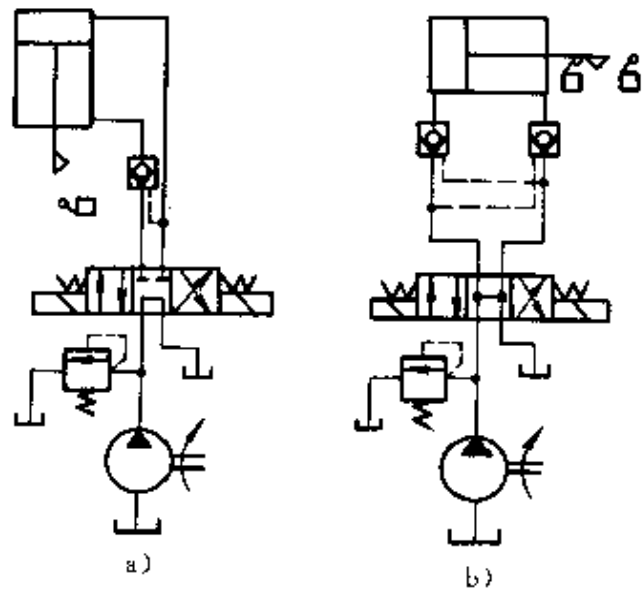


图 7-8 采用限位开关的锁紧回路

a) 用于立式液压缸的锁紧回路

b) 用于卧式液压缸的锁紧回路

(1) 用换向阀的卸荷回路 采用三位换向阀，利用其中位机能（M、K、H型）使液压泵卸荷（见图 7-9a）。这种卸荷回路比较简单，但对于压力较高、流量较大的系统容易产生冲击。适用于中低压小流量的系统。

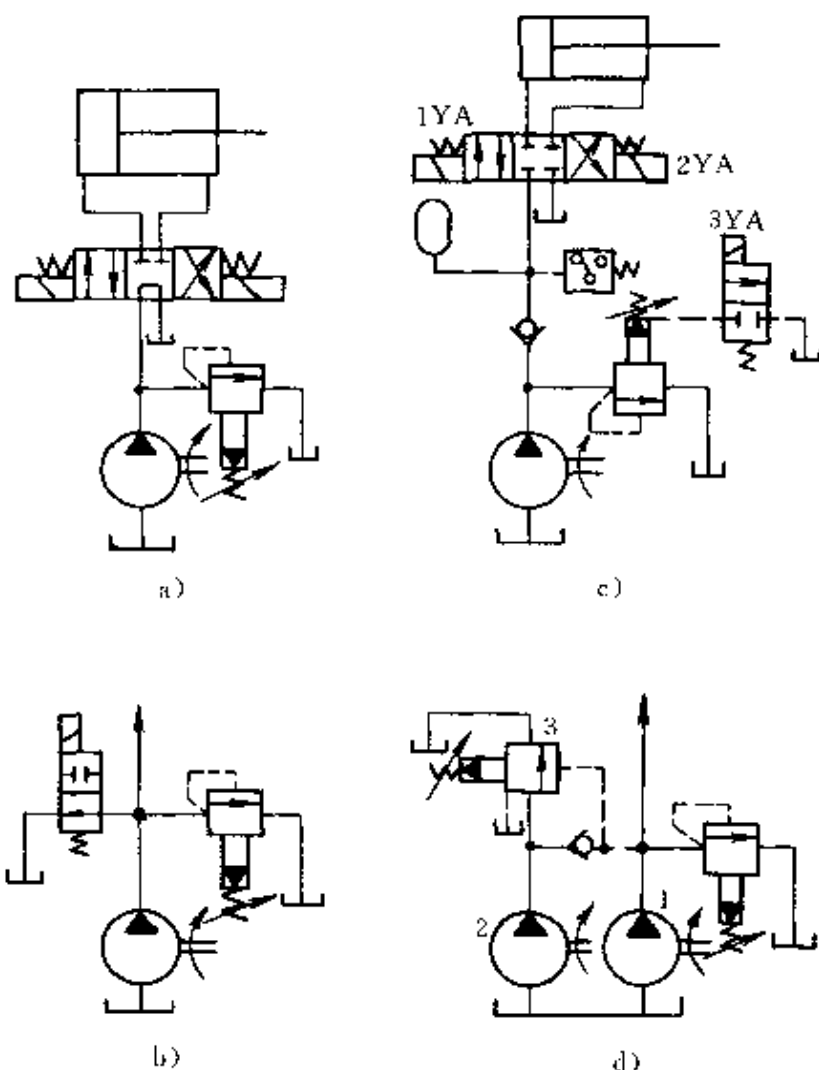


图 7-9 卸荷回路

a) 用换向阀的卸荷回路 b) 用二位二通阀的卸荷回路 c) 用蓄能器保压，由溢流阀卸荷的卸荷回路 d) 用卸荷阀的卸荷回路

1、2—液压泵 3—卸荷阀

(2) 用二位二通阀的卸荷回路 当执行元件停止工作时，二位二通阀断电，液压泵与油箱连通（见图 7-9b），液压泵卸荷。这种卸荷回路的卸荷效果较好，一般用于液压泵的流量小于 63L/min 的场合，但选用二位二通阀的规格时应与泵的额定流量相适

应。

(3) 用蓄能器保压由溢流阀卸荷的卸荷回路 图 7-9c 为用蓄能器保压由溢流阀卸荷的卸荷回路。系统工作时, 1YA 通电, 液压泵向蓄能器和液压缸左腔供油, 并推动活塞右移; 接触工件后, 系统压力升高, 升至压力继电器调定值时, 表示工件已经夹紧; 压力继电器发出电信号, 3YA 通电, 通过先导式溢流阀使泵卸荷。这时, 液压缸所需压力由蓄能器保持, 并使单向阀关闭。在蓄能器向系统补油过程中, 当压力从继电器的压力区间的最大值下降到最小值时, 压力继电器复位, 3YA 断电, 使液压泵重新向系统和蓄能器供油。这种回路便于远程控制, 既能满足工作需要, 又能节省功率, 减少系统发热。

(4) 用卸荷阀的卸荷回路 图 7-9d 为用卸荷阀的卸荷回路。当系统压力较低时, 高、低压液压泵同时向系统供油。当系统压力随负载变化而升高时, 卸荷阀 3 打开, 低压液压泵 2 卸荷, 同时单向阀将高、低压油区分开, 防止系统的油液向卸荷油路倒流。这种卸荷回路多用于执行元件既具有快速运动, 又具有慢速运动的场合。

7-12 在液压系统中为什么要设有缓冲回路? 常见的缓冲回路有哪些?

答: 工程机械在作业过程中, 经常会遇到一些预计不到的冲击载荷。此外, 执行元件在骤然制动或换向时, 运动部件和油流的惯性作用也会给系统带来很大的液压冲击。这种冲击促使系统的局部油路压力剧升, 有可能超出系统正常工作压力的若干倍, 导致系统中的元件和管路发生噪声、振动或破坏, 严重危害系统工作的平稳性和安全。因此在这种情况下, 液压系统就必须考虑缓冲措施, 通常是设置缓冲回路。

常见的缓冲回路如下:

(1) 用行程减速阀的缓冲回路 图 7-10 为用行程减速阀的缓冲回路。当撞块压下行程减速阀时, 使油液受到节流作用而实现减速缓冲控制。如果调整撞块的位置, 就可以在需要的位置上起

减速缓冲作用；而减速的大小可根据需要随撞块压下的深度来进行调整。

(2) 用蓄能器的缓冲回路 由于蓄能器能吸收油路中的冲击，用它组成缓冲回路时，应将蓄能器安装在容易产生冲击的振源附近，这样吸收冲击的效果会更好些。

(3) 用电液换向阀的缓冲回路 由于电液换向阀的换向时间可以调节，将换向阀换向时间加长，可减小换向阀换向时的冲击，从而减少液压系统的冲击，实现缓冲作用。

7-13 举例说明，如果一个液压系统要同时控制几个执行元件按规定的顺序动作，应采用什么液压回路？

答：液压系统要同时控制几个执行元件的顺序动作，如在机床上加工工件，必须将工件定位、夹紧

后，才能进行切削加工。为了使执行元件能够按着要求的工作循环准确地运动，则需采用顺序动作回路来控制执行元件的运动。

现以行程控制为例说明顺序动作回路的工作原理。所谓行程控制是利用一个液压缸移动一段规定行程后发出信号，使下一个液压缸动作的控制。图 7-11a 为用行程阀实现顺序动作的回路，它的工作原理如下：

当换向阀 1 右位工作时，液压缸 3 的活塞右移，完成①的动作；活塞右移至终点，活塞杆上的撞块压下行程阀 2，于是液压缸 4 的活塞向右运动，完成②的动作。当换向阀 1 换向（图示位置）时，液压缸 3 的活塞向左退回，完成③的动作；当活塞退到使撞块松开行程阀 2 后，液压缸 4 的活塞也向左退回，完成④的动作，

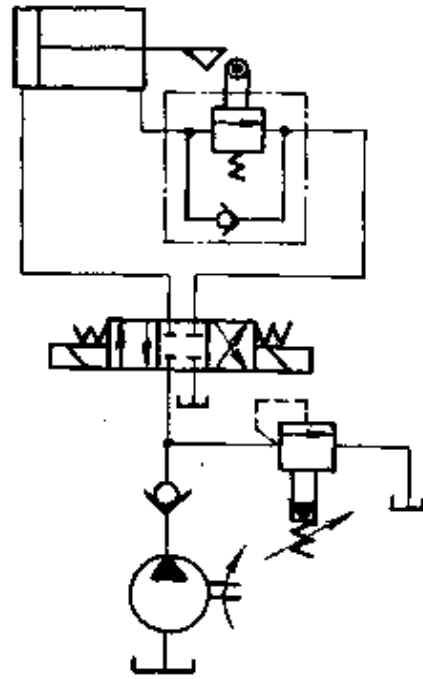


图 7-10 用行程减速阀的缓冲回路

到此完成一个工作循环。这种回路工作可靠，但改变动作顺序比较困难。

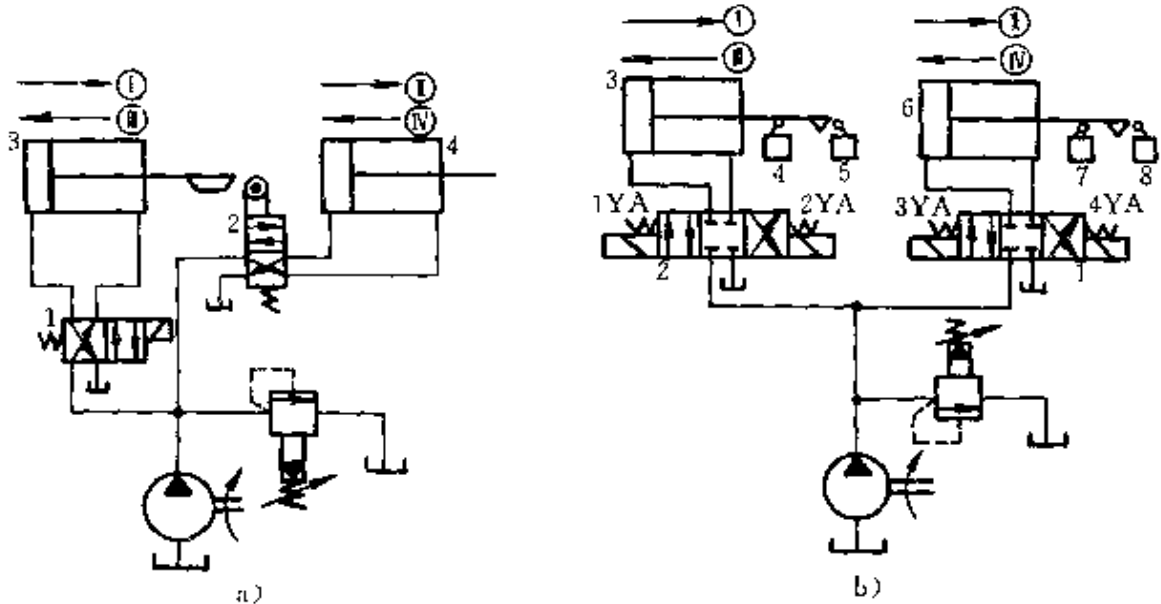


图 7-11 行程控制的顺序动作回路

a) 用行程阀实现顺序动作的回路

1—换向阀 2—行程阀 3、4—液压缸

b) 用行程开关控制的顺序动作回路

1、2—电磁换向阀 3、6—液压缸 4、5、7、8—行程开关

图 7-11b 为用行程开关控制换向阀的顺序动作回路，它的工作情况如下：

按下启动电钮，1YA 通电，电磁换向阀 2 左位工作，液压缸 3 的活塞右移，完成①的动作；当液压缸 3 的活塞移动到预定位置时，它的撞块压下行程开关 5，于是 1YA 断电，3YA 通电，电磁换向阀 1 左位工作，液压缸 6 的活塞右移，完成②的动作；当液压缸 6 的活塞右移到预定位置时，撞块压下行程开关 8，3YA 断电，2YA 通电，液压缸 3 的活塞左移，完成③的动作；当液压缸 3 的活塞返回到原位时，撞块压下行程开关 4，于是 2YA 断电，4YA 通电，液压缸 6 活塞左移，完成④的动作。当液压缸 6 活塞返回到原位时，撞块压下行程开关 7，使 4YA 断电。到此，电磁换向阀都处于中位，完成一个工作循环。这种回路由于调整行程

方便，动作可靠，并且可改变动作顺序，所以应用较广，特别适用于动作循环经常要改变の場合。

7-14 压力控制的顺序动作回路是怎样实现顺序动作的？如何调整顺序阀和压力继电器的调整压力？

答：图 7-12a 为用顺序阀实现压力控制的顺序动作回路。当换向阀 1 左位工作时，液压缸 3 的活塞右移，完成①的动作；当液压缸 3 的活塞移动到终点，系统压力升高将顺序阀 5 打开，液压缸 6 的活塞右移，完成②的动作；然后使换向阀 1 换向，液压缸 6 的活塞左移，完成③的动作；液压缸 6 的活塞左移到终点，系统压力升高，将顺序阀 2 打开，液压缸 3 的活塞左移，完成④的动作。到此完成了①、②、③和④的动作循环。这种回路可靠性差、不适用于要求严格位置控制の場合，多用于控制两个动作的互锁，如工件夹紧后再允许进给。

为了保证严格的动作顺序（即避免由于顺序阀受到外界压力的干扰而过早的打开，使前一行程液压缸的活塞未到终点而后一行程液压缸的活塞提前发生动作），顺序阀的调整压力必须高于前一行程液压缸的最高工作压力，一般要高出 $(8\sim 10) \times 10^6 \text{Pa}$ ，以防产生误动现象。

图 7-12b 为用压力继电器的顺序动作回路。当 1YA 通电时，液压缸 3 的活塞右移，完成①的动作；当碰上挡块（或工件被夹紧）后，系统压力升高，压力继电器 2 发出信号，使 3YA 通电，液压缸 4 的活塞右移，完成②的动作；当 3YA 断电，4YA 通电时，液压缸 4 的活塞左移，完成③的动作；当活塞到达终点后，系统压力又升高，压力继电器 5 发出信号，使 2YA 通电，1YA 断电，液压缸 3 的活塞向左移动，完成④的动作。到此，完成了一个工作循环。这种回路控制顺序动作方便，由于压力继电器的灵敏度高，在液压冲击作用下容易产生误动作，所以同一系统中压力继电器的数目不宜过多。

为了防止压力继电器在先动作的液压缸活塞到达行程终点之前误发信号，压力继电器的调定值应比先动作液压缸的最高工作

压力高 (0.3~0.5) MPa; 同时, 为使压力继电器能可靠的发出信号, 其压力调定值又应比溢流阀的调整压力低(0.3~0.5)MPa。

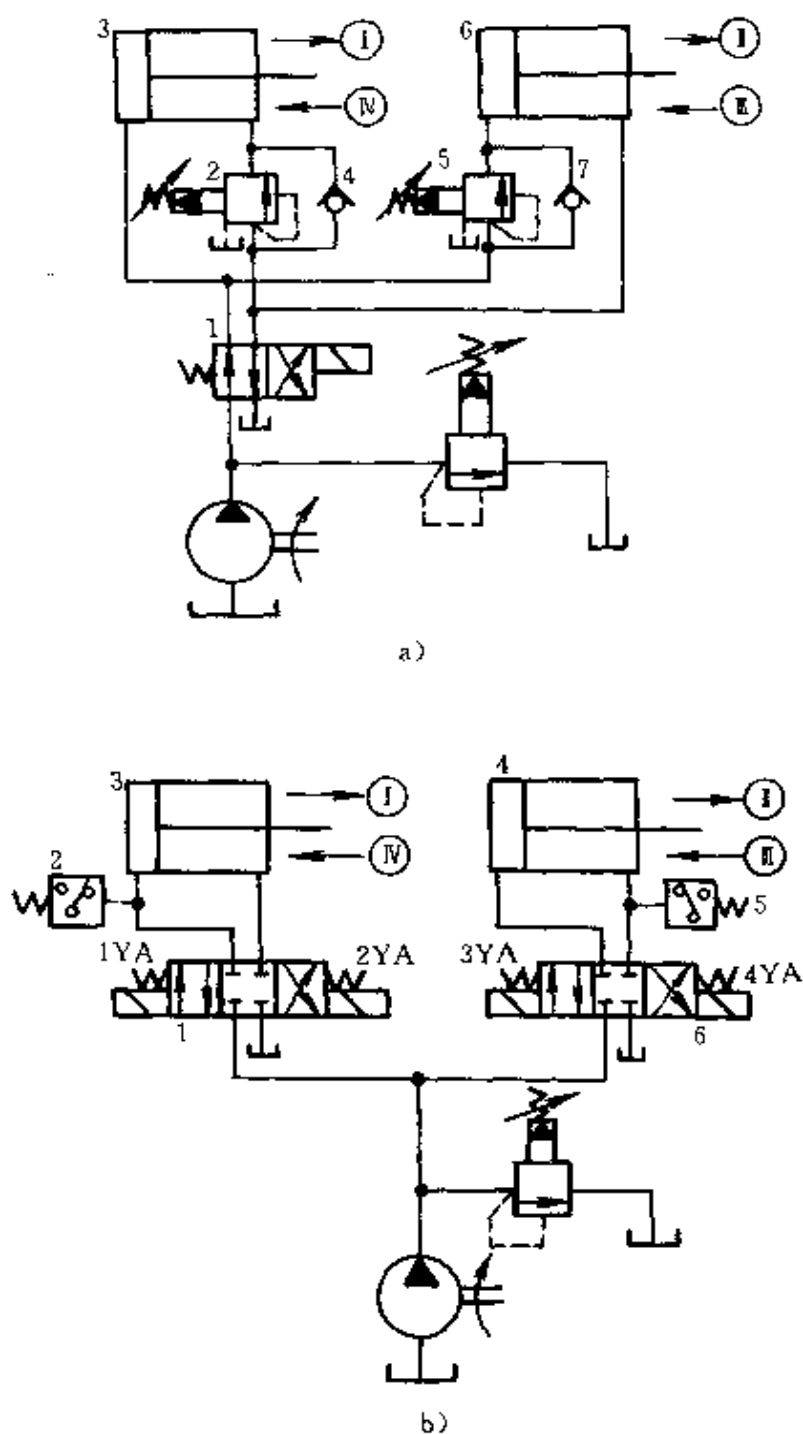


图 7-12 压力控制的顺序动作回路

a) 用顺序阀实现压力控制的顺序动作回路

1—换向阀 2、5—顺序阀 3、6—液压缸 4、7—单向阀

b) 用压力继电器的顺序动作回路

1、6—三位四通电磁换向阀 2、5—压力继电器 3、4—液压缸

7-15 时间控制顺序动作回路是怎样实现顺序动作的？应用在什么场合？

答：时间控制是指某一执行元件发生动作后，间隔一段预先调定的时间，再使另一执行元件动作，多采用时间继电器或延时继电器控制多缸按时间完成先后动作顺序。

图 7-13 为时间控制顺序动作回路，由液压泵输出的油液先进入液压缸 5 的左腔，使活塞右移完成①的动作。另一路经节流阀 2，在节流阀 2 的作用下，液动换向阀 3 经一定时间后才换向，因此液压缸 4 也经一定时间后才实现动作②。可见，液压缸 4 完成动作②要比液压缸 5 完成动作①晚，其滞后的时间长短，可由节流阀 2 调节。

这种控制方式简便易行，但可靠性差，通常须与行程控制方式配合。

7-16 在多缸液压系统中，如果要求以相同的位移或相同的速度运动时，应采用什么回路？这种回路通常有几种控制方法？哪种方法同步精度最高？

答：在多缸液压系统中，如果要求执行元件以相同的位移或相同的速度运动时，应采用同步回路。例如，立式车床、

龙门刨床或龙门铣床，这些机床的横梁升降运动，如果使用两个液压缸来完成时，从理论上讲，只要两个液压缸的有效面积相同、输入的流量也相同的情况下，应该做出同步动作。但是，实际上由于负载分配的不均衡，摩擦阻力不相等，泄漏量不同，均会使两液压缸运动不同步，造成横梁倾斜或卡死现象。如果采用同步回路，就能在一定程度上补偿上述原因造成的不同步运动，使两液压缸基本上实现同步运动。

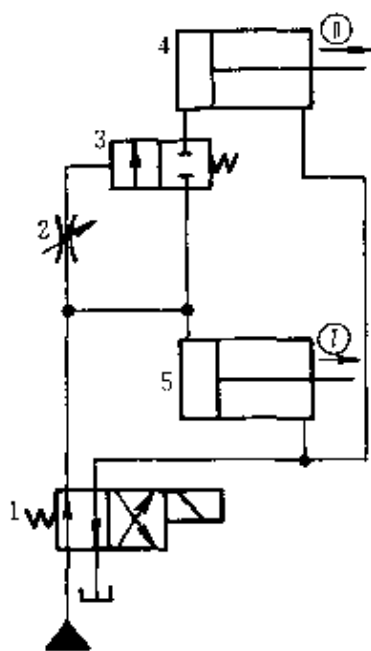


图 7-13 时间控制的顺序动作回路

1、3—换向阀 2—节流阀

4、5—液压缸

同步回路的控制方法一般有三种，即容积控制、流量控制和伺服控制。

容积控制式同步回路，其同步精度不高；流量控制式同步回路，其同步精度较高；伺服控制式同步回路，其同步精度最高。

7-17 串联液压缸同步回路、并联液压缸同步回路和分流阀控制同步回路，都是怎样实现执行元件同步运动的？

答：(1) 串联液压缸同步回路 图 7-14a 为两个液压缸串联时的同步回路。第一个液压缸回油腔排出的油液被送入第二个液压缸的进油腔，若两缸的有效

工作面积相等，两活塞必然有相同的位移，从而实现同步运动。但是，由于制造误差和泄漏等因素的影响，同步精度较低。

(2) 并联液压缸同步回路 图 7-14b 为调速阀控制的并联液压缸同步回路。在回油路（或进油路）上，分别串接一流量阀（如调速阀）。若两缸有效工作面积相同，通过调速阀的流量相等，则两缸运动速度相同；若两缸有效工作面积不等，改变调速阀的流量也能实现同步运动。但是由于两液压缸受负载变化、两调速阀性能的差异和泄漏等因

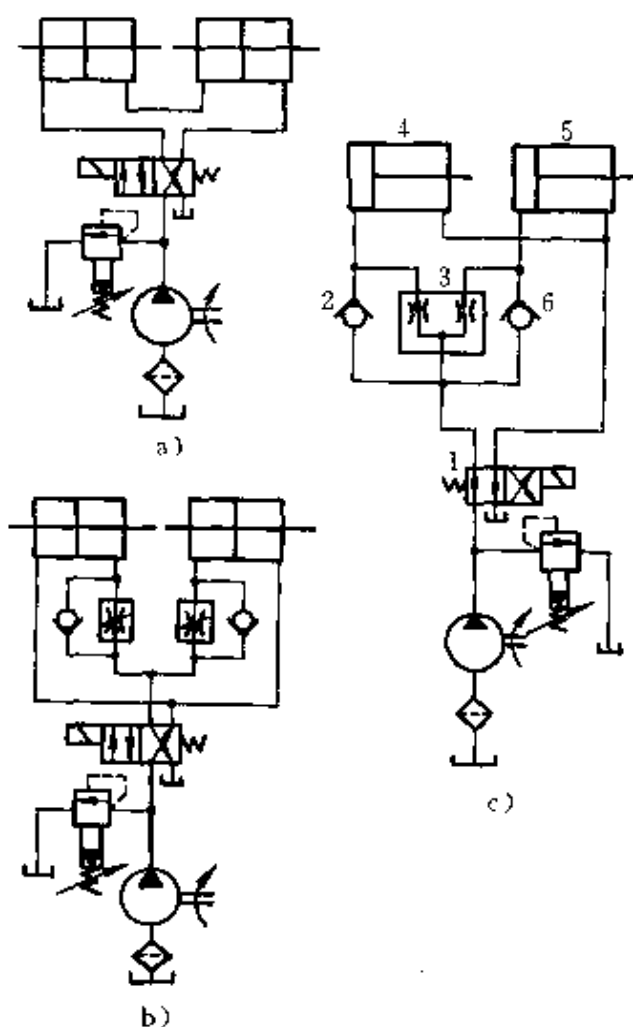


图 7-14 同步回路

- a) 串联液压缸同步回路 b) 并联液压缸同步回路 c) 分流阀控制同步回路
1—换向阀 2、6—单向阀 3—分流阀
4、5—液压缸

素的影响，所以这种同步回路同步精度不高，只适用于同步要求不高的场合。

(3) 分流阀控制同步回路 图 7-14c 为分流阀控制的同步回路。当换向阀 1 处于图示位置时，由液压泵输出的压力油经换向阀 1 和分流阀 3 后，分成两股等量的油液，分别进入液压缸 5 和 4 的左腔，推动两个活塞向右同步运动。换向阀 1 换向后，压力油直接进入两缸的右腔，而左腔的油则分别经单向阀 2、6 和换向阀 1 流回油箱，使两个活塞快速退回。用分流阀实现的同步回路，其优点是回路简单，使用和维修方便。

7-18 如何调节执行元件的运动速度？常用的调速方法有哪些？

答：在液压传动的机器上，工作部件由执行元件（液压缸或液压马达）驱动。若改变执行元件的速度，即是改变液压缸的运动速度或改变液压马达的转速。

液压缸的运动速度 v 由输入的流量 q 和液压缸的有效工作面积 A 决定，即

$$v = \frac{q}{A}$$

液压马达的转速 n_M 由输入的流量 q_M 和液压马达的排量 v_M 决定，即

$$n_M = \frac{q_M}{v_M}$$

由此可见，改变输入流量 q ，或改变液压缸的有效工作面积 A 和液压马达的每转排量 v_M ，均可改变执行元件的运动速度。但是，在执行元件的结构确定以后，对于液压缸来说，有效工作面积也就确定了，所以只能用改变流量的办法来调速。对于液压马达来说，若是定量液压马达因结构确定了，液压马达的排量也便确定了，故只能用改变流量 q_M 的办法来调速；若是变量液压马达可通过改变排量 v_M 或流量 q_M 两条途径来调速。因此调节执行元件的速度，可通过改变流量 q 和排量 v_M 的办法来实现，即常用速度控制回路调速。

常用的调速方法有三种：

①节流调速 即采用定量泵供油，由流量阀改变进入或流出执行元件的流量来实现调速。

②容积调速 通过改变变量泵的供油量或改变液压马达的每转排量来实现调速。

③容积节流调速 即采用变量泵供油，通过节流阀或调速阀改变流入或流出执行元件的流量，以实现调速。

7-19 调速回路应满足哪些基本要求？

答：①能在工作部件所需的最大和最小的速度范围内，灵敏地实现无级调速。

②负载变化时，调好的速度不发生变化，或仅在允许的范围

内变化。

③力求结构简单，安全可靠。

④功率损失要小，以节省能源，减少系统发热。

7-20 什么是进口节流调速回路？有何特点？应用在什么场合？

答：(1) 进口节流调速回路 是将节流阀串联在液压泵和液压缸（或液压马达）之间（见图 7-15），通过调节节流阀的通流面积可改变进入液压缸的流量，从而调节执行元件的运动速度 v 。

(2) 特点

①活塞运动速度 v 与节流阀的通流面积 A 成正比，即通流面积越大，则活塞运动速度越高。

②由于油液经节流阀后才进入液压缸，故油温高、泄漏大；又由于没有背压，所以运动平稳性差。

③因为液压缸的进油面积大，当通过节流阀的流量为最小稳定流量时，可使执行元件获得较低的运动速度，所以

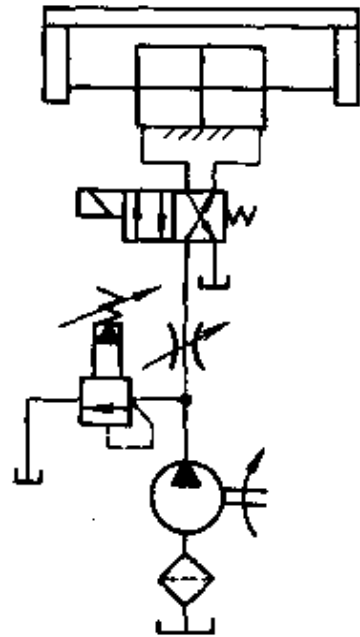


图 7-15 进口节流调速回路

调速范围较大。

④因启动时进入液压缸的流量受到节流阀的控制，故可减少启动时冲击。

⑤液压泵在恒压恒流量下工作，输出功率不随执行元件的负载和速度变化而变化，多余的油液经溢流阀流回油箱，造成功率浪费，故效率低。

(3) 应用 在进口节流调速回路中，工作部件的运动速度随外负载的增减而忽慢忽快，难以得到准确的速度，故适用于轻负载或负载变化不大，以及速度不高的场合。

7-21 什么是出口节流调速回路？有何特点？应用在什么场合？

答：(1) 出口节流调速回路 是将节流阀串联在液压缸和油箱之间，以限制液压缸的回油量，从而达到调速的目的（见图 7-16）。

(2) 特点

①因节流阀串联在回油路上，油液经节流阀流回油箱，可减少系统发热和泄漏，而节流阀又起背压作用，故运动平稳性较好。同时还具有承受负值负载的能力。

②与进口节流调速回路一样，也是将多余油液由溢流阀溢走，造成功率损失，故效率低。

③停止后的启动冲击较大。

(3) 应用 这种回路多用在功率不大，但载荷变化较大，运动平稳性要求较高的液压系统中，如磨削和精镗的组合机床等。

7-22 什么是旁路节流调速回路？有何特点？应用在什么场合？

答：(1) 旁路节流调速回路 是将节流阀并联在液压泵和液压缸的分支油路上，如图 7-17 所示。液压泵输出的流量一部分经节流阀流回油箱，一部分进入液压缸，在

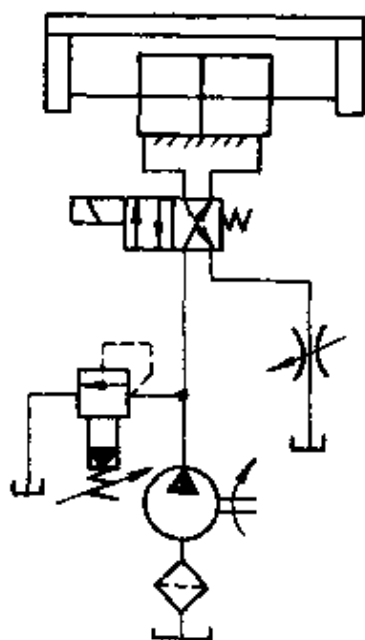


图 7-16 出口节流调速回路

定量泵供油量一定的情况下，通过节流阀的流量大时，进入液压缸的流量就小，于是使执行元件运动速度下降；反之则速度增高。因此通过调节节流阀改变流回油箱的油量，来控制进入液压缸的流量，从而改变执行元件的运动速度。

(2) 特点

①一方面由于没有背压使执行元件运动速度不稳定；另一方面由于液压泵压力随负载而变化，引起液压泵泄漏也随之变化，导致液压泵实际输出量的变化，这就增大了执行元件运动的不平稳性。

②随着节流阀开口增大，系统能够承受的最大负载将减小，即低速时承载能力小。与进口节流和出口节流的调速回路相比，它的调速范围小。

③液压泵的压力随负载而变，溢流阀无溢流损耗，所以功率利用比较经济，效率比较高。

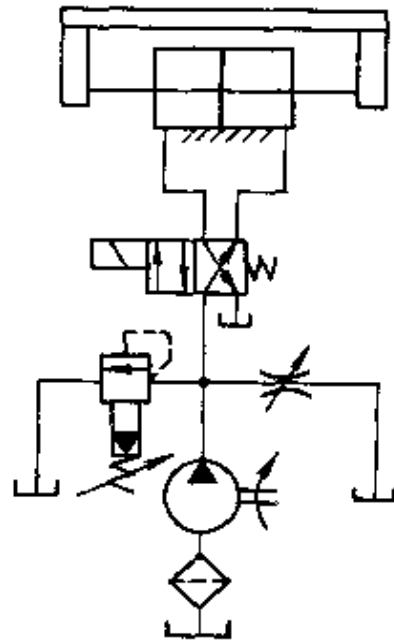


图 7-17 旁路节流调速回路

(3) 应用 这种回路适用于负载变化小，对运动平稳性要求不高的高速大功率的场合，例如牛头刨床的主传动系统；有时候也可用在随着负载增大，要求进给速度自动减小的场合。

7-23 比较进口节流、出口节流和旁路节流三种调速方法的性能。

答：(1) 速度—负载特性 速度随负载而变化是用节流阀进行节流调速的共同缺点，其中尤以旁路节流调速最差。因此，进口和出口节流调速广泛用于负载变化不大的液压系统中。旁路节流调速因速度—负载特性软，所以很少应用。

(2) 工件部件承受负方向载荷的能力和运动的平稳性 当负载方向与工作部件运动方向相同时，称为负方向载荷（在铣削加工中，顺铣的切削力即为负方向载荷）。负方向载荷有拉动工作部

件前冲的作用，影响工作部件运动的平稳性。出口节流调速时，由于回油路有节流阀，液压缸的回油腔有背压力，可以阻止工作部件的前冲，拉动力量越大，背压力也越大，故这种调速回路能在负方向载荷作用下工作，且使工作部件运动平稳性大大改善。对于进口和旁路节流调速，因液压缸的回油腔没有背压力，负方向载荷可能拉动工作部件前冲，工作部件运动平稳性差。因此，在实际工作中，常在上述两种调速回路中增加背压阀。

(3) 承载能力 在进口节流和出口节流的调速系统中，能承受的最大载荷由溢流阀的调整压力决定；旁路节流调速时，最大承载能力随节流阀开口量的增大而减小，故低速承载能力差。

(4) 调速范围 进口节流和出口节流的调速范围大；旁路节流调速范围较小。

(5) 功率消耗 进口节流和出口节流的调速功率消耗与负载和速度无关。工作中，低速、低载时功率损耗较大，效率低，发热大，所以这两种调速回路多用于功率较小的系统中；旁路节流调速功率利用合理，功率消耗与负载成正比，低速和低载时效率较高，发热少，所以这种回路用在传递功率较大而速度稳定性要求不高的场合。

(6) 停车后的启动冲击 在出口节流和旁路节流的调速系统中，当工作部件中途停止时，液压缸回油腔的油液因重力作用而漏掉一部分，使回油腔出现空隙。在第二次启动时，由液压泵来的油不经节流阻尼而直接进入液压缸的进油腔，使工作部件以很快的速度运动，造成冲击，直到消除回油腔的空隙为止。这种冲击运动，可能造成事故。为此，对于这两种调速方式，当工作部件停止后，要避免回油腔通油箱，也可在进油管路上装一个节流阀，以防止冲击。而在进口节流调速回路中，启动时只要把节流阀关小就可避免冲击现象。

(7) 实现压力控制的方便性 在进口节流和旁路节流的调速系统中，当工作部件碰到死挡铁后，活塞停止运动。这时，液压缸进油腔的压力可上升到溢流阀（或安全阀）的调定值。若将压

力继电器接在进油路中，可利用这个压力变化使压力继电器可靠地发讯号，控制下一个动作的进行。但在出口节流调速系统中，工作部件碰上死挡铁后，液压缸进油腔的压力变化很小，所以不能实现压力控制。然而工作部件停止时，液压缸回油腔的压力变为零，如果把压力继电器接在回油路上，也可用降压变化使压力继电器发讯号，但在电路上比较麻烦。

7-24 如何用调速阀来提高节流调速回路的速度稳定性？

答：采用节流阀的三种节流调速回路，它们的共同缺点是，执行元件的速度都随负载的变化而变化。如果用调速阀来代替节流阀，可提高回路的速度稳定性。采用调速阀的节流调速回路，同样也有进口、出口和旁路的调速阀节流调速回路三种形式，但与用节流阀的调速回路有所不同。液压缸工作压力 p 随负载的变化，调速阀中的减压阀能自动调节其开口的大小，使节流阀前后的压差基本上保持不变，也就是在负载变化的情况下，流过调速阀的流量 q 保持不变，使速度稳定。

应当指出，在采用调速阀的节流调速回路中，虽然解决了速度的稳定性问题，可在另一方面，由于调速阀中包含了减压阀和节流阀的压力损失，同样存在溢流功率损失，所以用调速阀的节流调速回路比用节流阀的节流调速回路的功率损失还要大些。

7-25 常见的容积式调速回路有哪些？

答：（1）变量泵调速回路 是由变量泵与定量液压马达或液压缸组成的调速回路，如图 7-18 所示。变量泵输出的压力油全部进入液压缸或液压马达，驱动活塞移动或液压马达转动。通过改变变量泵的流量，即可改变活塞的运动速度和液压马达的转速。回路中的溢流阀只有系统过载时才打开溢流，起安全保护作用。

（2）变量液压马达调速回路 图 7-19a 为定量泵—变量液压马达式容积调速回路。定量泵 1 输出流量不变，调节变量液压马达 4 的排量，则可改变液压马达 4 的转速。图中液压马达的旋转方向由手动换向阀 3 来控制。

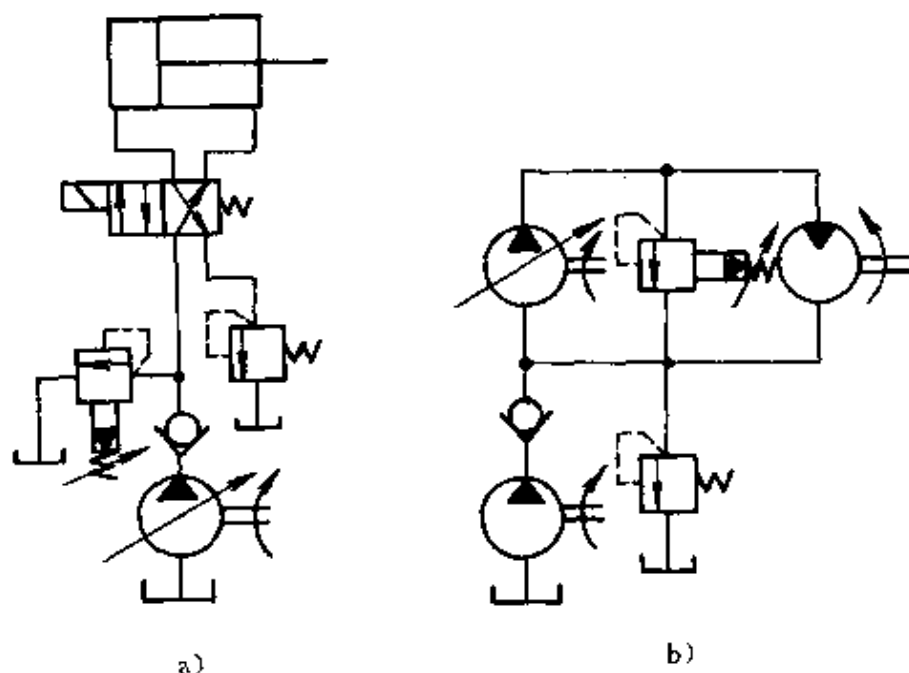


图 7-18 变量泵容积调速回路

a) 由变量泵和液压缸组成的调速回路 b) 由变量泵和定量液压
马达组成的调速回路

(3) 变量泵和变量液压马达组成的容积调速回路 图 7-19b 为变量泵和变量液压马达组成的容积调速回路。通过改变变量泵的排量 V_p 或改变变量液压马达的排量 V_M 来调节液压马达的转速。调速过程分为两个阶段：

第一阶段，将液压马达的排量固定在最大值上，即 $V_M = V_{Mmax}$ ，然后对液压泵进行调节，使排量由零调至最大，相当于由变量泵与定量液压马达组成的调速回路。此阶段是恒转矩调速阶段，其特性曲线如图 7-19c 所示。

第二阶段，把变量泵的排量调到最大值后，再将变量液压马达的排量从最大调至最小，相当于由定量泵和变量液压马达组成的调速回路。此阶段是恒功率调速阶段，其特性曲线如图 7-19c 所示。

由变量泵和变量液压马达组成的容积调速回路，它的调速范围比较大。

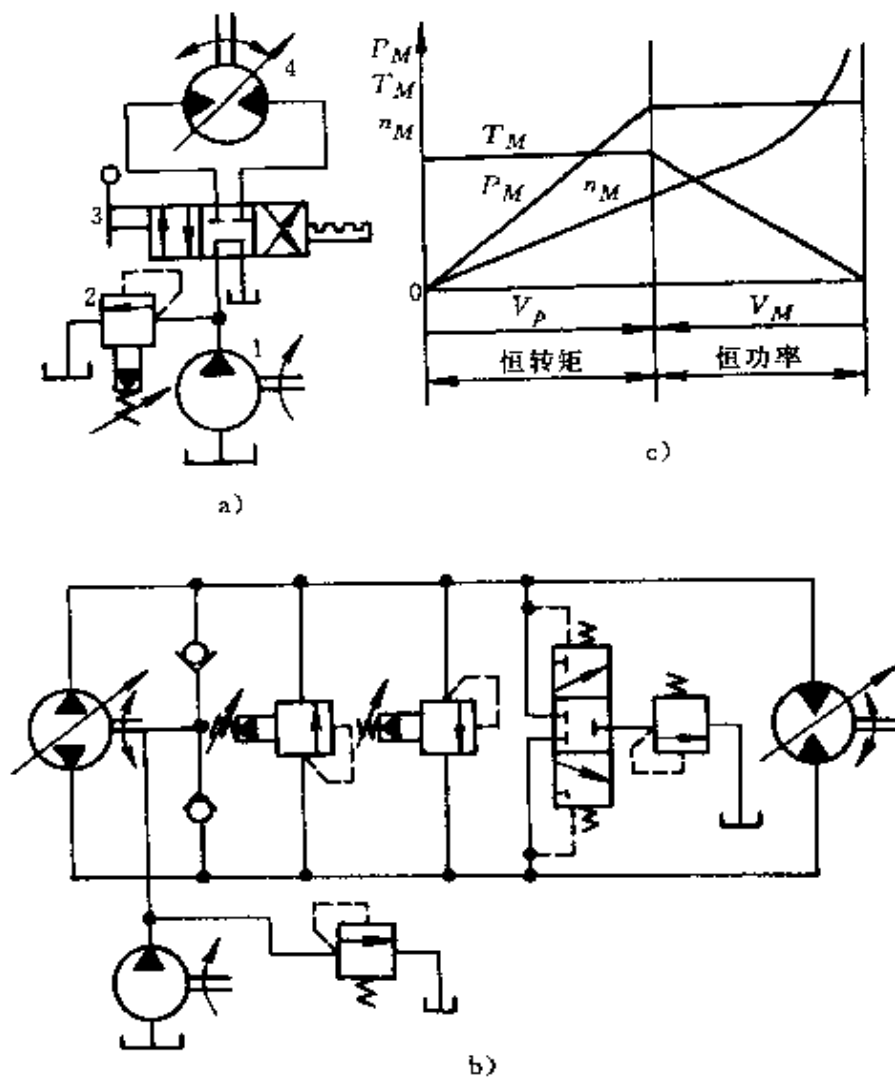


图 7-19 容积调速回路

a) 定量泵—变量液压马达式容积调速回路

1—定量泵 2—溢流阀 3—手动换向阀 4—变量液压马达

b) 变量泵和变量液压马达组成的容积调速回路 c) 特性曲线

7-26 容积调速和节流调速相比有何特点？

答：①容积调速没有节流阀的影响，速度稳定性好。

②从理论上讲， $V_p=0$ ，则 $n_M=0$ ； $V_M=0$ 则 $n_M=\infty$ ；并且 V_p 和 V_M 均可反向，故调速范围可达 $\pm\infty$ 。在实际上，低速范围容积效率低，功率利用不经济，所以 V_p 不能调得太小；高速范围受液压马达自锁的限制， V_M 不能调得太小。因此，实际的调速范围不能达到 $\pm\infty$ ，但比节流调速范围要大，而且易于换向。

③容积调速液压泵的压力随负载而变，且液压泵输出流量全

部进入执行元件，没有溢流损失，也没有节流损失，所以效率高。

④由于变量泵和变量液压马达的结构复杂，因此与节流调速相比，容积调速在结构上是比较复杂的。

⑤容积调速适用于大功率，速度稳定性要求高，需要较大调速范围的液压系统，如拉床和龙门刨床的主运动或铣床的进给运动等。

7-27 什么是容积节流调速回路？有何特点？

答：回路用变量液压泵供油，用调速阀或节流阀改变进入液压缸的流量，以实现工作速度的调节，并且液压泵的供油量与液压缸所需的流量相适应。这种回路叫容积节流调速回路或联合调速回路，如图7-20所示。调节调速阀的节流口，使通过 q_1 的流量，这时如果变量泵的输出流量 q 大于 q_1 ，则调速阀的入口压力就会升高。由限压式变量泵的流量—压力特性曲线可知，当压力超过 $p_{\text{限}}$ 值后，液压泵的流量就会自动变小，直至 $q=q_1$ 为止，即液压泵的输出流量与系统所需流量相适应，因此工作部件的运动速度可由调速阀调节。

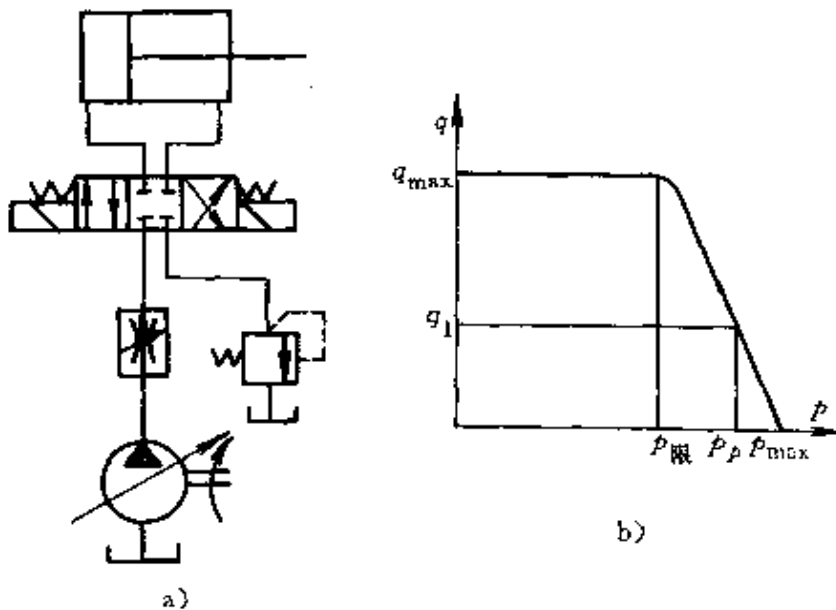


图 7-20 采用限压式变量泵和调速阀的联合调速回路
a) 调速回路 b) 流量—压力特性曲线

这种回路的特点是：

①由于没有多余的油液溢回油箱，所以它的效率比定量泵节流调速效率高，发热少。

②由于采用了调速阀，其速度稳定性比容积调速回路好。

7-28 在液压系统中为什么要设置快速运动回路？实现执行元件快速运动的方法有哪些？

答：在工作部件的工作循环中，往往只有部分时间要求较高的速度，如机床的快进→工进→快退的自动工作循环。在快进和快退时负载轻，要求压力低，流量大；工作进给时，负载大，速度低，要求压力高，流量小。这种情况下，若用一个定量泵向系统供油，则慢速运动时，势必使液压泵输出的大部分流量从溢流阀溢回油箱，造成很大的功率损失，并使油温升高。为了克服低速运动时出现的问题，又满足快速运动的要求，可在系统中设置快速回路。

实现执行元件快速运动的方法主要有三种：

①增加输入执行元件中的流量。

②减小执行元件在快速运动时的有效工作面积。

③将以上两种方法联合使用。

7-29 图 7-21 所示回路是怎样用增速缸实现执行元件快速运动的？

答：图 7-21 所示回路中，增速缸是由柱塞式液压缸和活塞式液压缸组合成的复合液压缸。在流量一定的情况下，利用液压缸有效工作面积的不同，实现快慢两种不同的速度。工作情况是：当换向阀 2 左位工作时，液压泵 1 输出

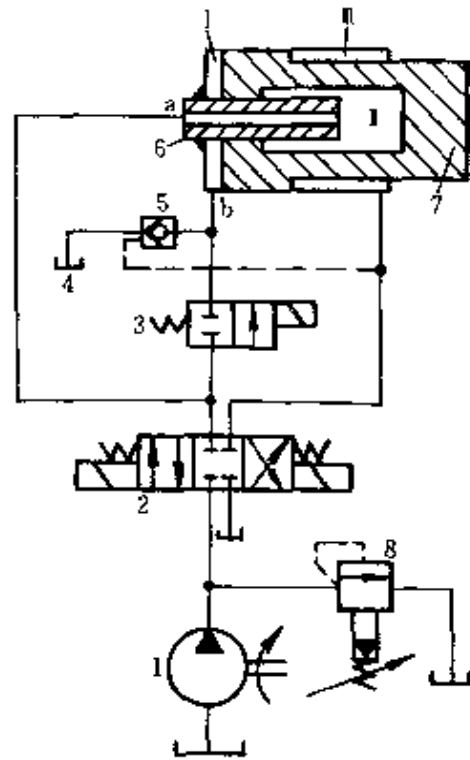


图 7-21 用增速缸实现快速运动的回路

1—液压泵 2—换向阀 3—二位二通阀 4—油箱 5—单向阀
6—柱塞 7—活塞 8—溢流阀

的压力油，经过换向阀 2 左位，再经 a 口进入活塞 7 内的增速腔 I，因 I 腔中柱塞 6 的有效面积较小，故活塞 7 快速向右运动，液压缸的左腔 I 由油箱 4 补油。当活塞 7 快速运动到触动行程开关，使二位二通阀 3 的电磁铁通电时，压力油同时进入液压缸的左腔 I 和增速腔 I，此时活塞 7 的有效面积增大，于是运动速度减小，转为慢速。当换向阀 2 右位工作时，阀 3 处于常态，压力油经换向阀 2 进入液压缸的右腔 III，此时增速腔 I 和液压缸的左腔 I 排油；但由于液压缸的右腔 III 的有效工作面积很小（环形面积），使活塞 7 快速退回。

7-30 怎样使用高、低压液压泵并联实现执行元件的快速运动？

答：将高、低压液压泵并联，组成快速运动回路，通过增加输入到执行元件的流量来实现快速运动，图 7-22 所示回路就是一例。这个回路的工作情况是：回路中 10 为小流量的液压泵，1 为大流量的液压泵。快速运动时，由于系统压力低，液压泵 1 输出的油经单向阀 3 与液压泵 10 输出的油汇合，共同向系统供油，实现快速运动；工作进给时，系统压力升高，卸荷阀 2 打开，液压泵 1 卸荷（这时单向阀 3 关闭），系统由液压泵 10 单独供油，实现慢速运动。

7-31 使用蓄能器的快速运动

回路是怎样工作的？用这种回路时应注意哪些问题？

答：用蓄能器的快速运动回路，是通过增加输入到执行元件流量

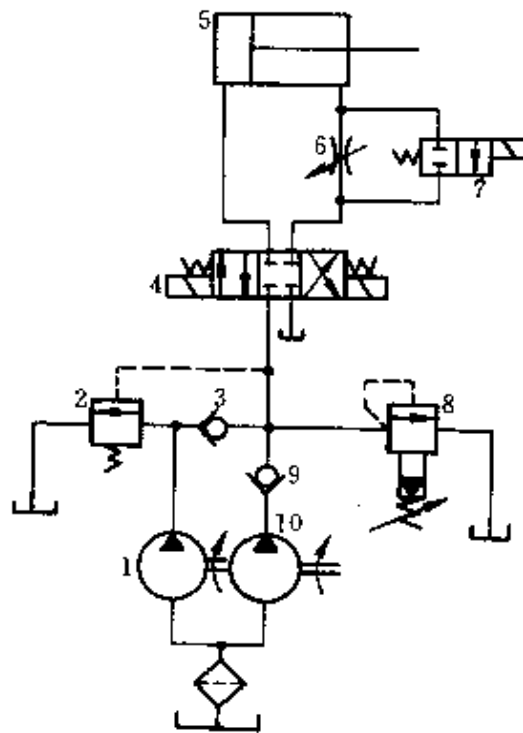


图 7-22 双泵并联快速运动回路

- 1—大流量液压泵 2—卸荷阀
- 3、9—单向阀 4—换向阀
- 5—液压缸 6—可调节流阀
- 7—二位二通阀 8—溢流阀
- 10—小流量液压泵

的方法来实现快速运动的，图 7-23 所示回路就是一例。该回路的工作情况是：当液压缸 3 停止工作时，液压泵向蓄能器 2 充液，即蓄能器 2 储存能量；当蓄能器压力升高到液控顺序阀 1 的调定压力时，打开液控顺序阀 1，则液压泵卸荷。在液压泵卸荷时，由单向阀 5 保持蓄能器 2 压力。当液压缸 3 工作时，由蓄能器 2 和液压泵 6 同时向液压缸 3 供油，使活塞获得较高的运动速度。

使用这种回路应注意以下事项：

①液控顺序阀的调整压力应高于系统的最高工作压力，以保证工作行程期间液压泵的流量全部进入系统。

②只适用于短时期内需要大流量的场合，可用小流量泵实现较快的快速运动。

③为了有足够的时间向蓄能器充液，液压系统在整个工作循环内必须有足够长的停歇时间。

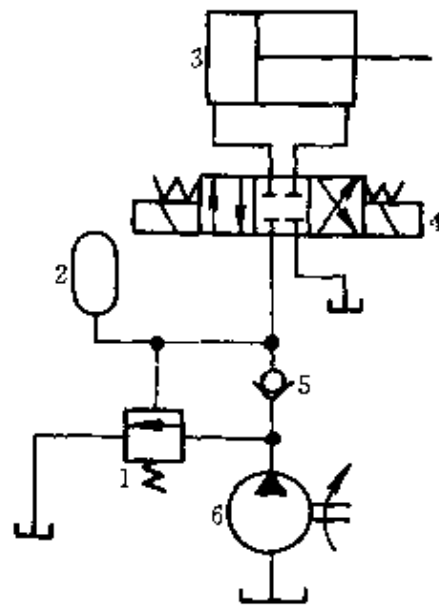


图 7-23 用蓄能器的快速运动回路

- 1—液控顺序阀 2—蓄能器
3—液压缸 4—换向阀
5—单向阀 6—液压泵

7-32 什么是差动联结回路？差动联结回路怎样使执行元件实现快速运动？

答：在回路中，将液压缸差动联结，即单出杆活塞缸左右两腔相通，这样就构成了差动联结回路，如图 7-24 所示。该回路的工作情况如下：图示位置时，液压泵供油直接进入液压缸左腔，液压缸右腔的油液经二位三通电磁阀流回油箱，这时活塞向右移动，完成工作进给。若二位

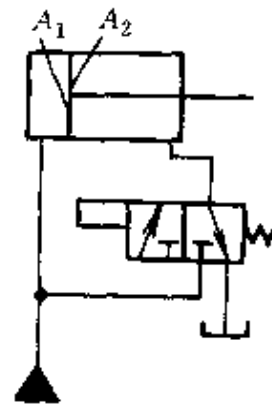


图 7-24 差动联结回路

三通电磁阀的电磁铁通电，这时液压缸为差动联结，液压泵输出的压力油同时进入液压缸的左、右两腔，但由于左腔的有效工作面积大于右腔的有效工作面积，大腔产生的推力大于小腔产生的推力，所以活塞向右运动；由于液压缸右腔排出的油液又进入液压缸的左腔，因此加快了活塞向右运动的速度，使执行元件实现快速运动。

在该回路中，工作进给时液压缸的有效工作面积为 A_1 ，而差动联结时的有效工作面积为 $A_1 - A_2$ 。可见，差动联结时的有效工作面积比工作进给时有效工作面积有所减小，说明差动联结回路的实质是利用减小液压缸的有效工作面积来实现快速运动的。若执行元件要求快进和快退的速度相等时，使液压缸的有效工作面积 $A_1 = 2A_2$ ，即可满足要求。

7-33 速度换接回路用于什么场合？这种回路在性能上应满足哪些基本要求？

答：机床工作部件在实现自动工作循环的过程中，往往需要有不同的运动速度，例如刀具对工件进行的切削加工工作循环为：快速趋近→Ⅰ工进→Ⅱ工进→快速退回。在这种工作循环中，刀具首先要快速接近工件，然后以第Ⅰ种工进速度（慢速）对工件进行加工，接着又以第Ⅱ种工进速度（更慢的速度）对工件进行加工，加工完了，快速退回原处，实现上述要求的工作循环，刀具的运动速度由快速转为慢速，由慢速又转为更慢的速度，再转为快速运动。为满足这种速度换接的要求，在液压系统中，需采用速度换接回路。

速度换接回路在性能上应满足的基本要求是：

- ①速度换接时应平稳。
- ②速度换接过程中不允许出现前冲现象。

7-34 举例说明如何将执行元件的快速运动转为工作进给运动？又如何将Ⅰ工进（慢进）转为Ⅱ工进（更慢的进给速度）的速度？

答：（1）将执行元件的快速运动转为工作进给运动 通常采用速

度换接回路。常用行程阀、单向行程节流阀和特殊结构的液压缸等实现速度换接。图 7-25a 为用行程阀实现快速运动转为工作进给运动的速度换接回路。当换向阀 3 和行程阀 6 在图示位置时，液压缸的活塞快速向右运动；当活塞向右运动到所需位置时，活塞杆上的撞块压下行程阀 6，将其油路关闭，回油经节流阀 5 和换向阀 3 流回油箱，这时活塞转为慢速工作进给向右运动；当换向阀 3 左位工作时，压力油经单向阀 4 进入液压缸右腔，左腔排油，活塞快速向左退回。

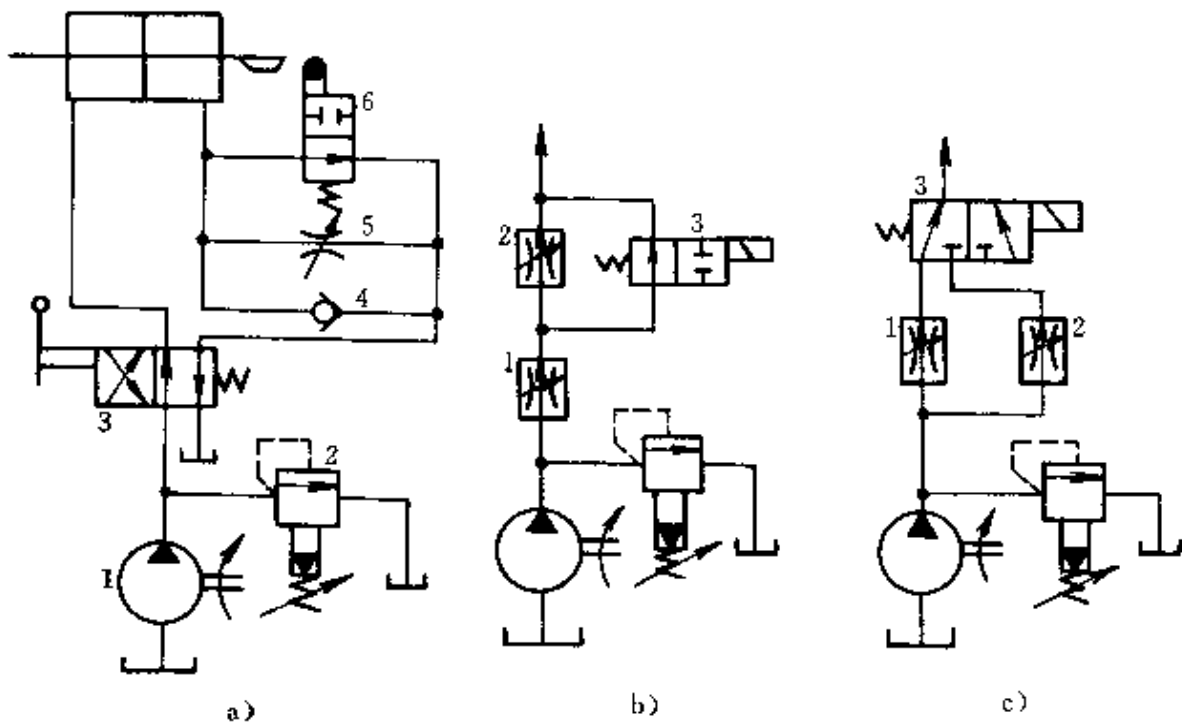


图 7-25 速度换接回路

a) 用行程阀的速度换接回路

1—液压泵 2—溢流阀 3—换向阀 4—单向阀 5—节流阀 6—行程阀

b) 调速阀串联速度换接回路

1、2—调速阀 3—二位二通电磁换向阀

c) 调速阀并联速度换接回路

1、2—调速阀 3—二位三通电磁换向阀

(2) 将执行元件的 I 工进 (慢速) 转为 II 工进 (更慢速) 的速度。通常采用速度换接回路。常用调速阀串联和调速阀并联等方法实现两种或多种工进速度的换接, 如图 7-25b、c 所示。

图 7-25b 为调速阀串联速度换接回路。当换向阀 3 处于图示位置时, 由调速阀 1 控制液压缸获得 I 工进速度。当换向阀 3 切换到右位工作时, 由调速阀 2 控制液压缸获得 II 工进速度。应当明确, 只有调速阀 2 的流量调得比调速阀 1 的流量小, 才能获得 II 工进速度, 否则调速阀 2 不起作用。

图 7-25c 为调速阀并联速度换接回路。在图示位置时, 调速阀 1 使液压缸获得 I 工进速度; 当换向阀 3 切换处于右位工作时, 调速阀 2 使液压缸获得 II 工进速度。这种用调速阀并联的速度换接回路, 两调速阀工作的先后顺序不受限制, 并且可单独调节流量, 只要将它们的节流口大小调节的不同, 就能获得两种不同的工进速度。

7-35 怎样实现执行元件的“快、慢、快”运动循环?

答: 为实现执行元件的“快、慢、快”运动循环, 常采用行程节流阀、节流阀 (或调速阀) 和二位二通电磁阀及差动液压缸等组成的各种“快、慢、快”运动循环回路, 举例如下:

图 7-26a 为用单向行程节流阀实现“快、慢、快”的回路。换向阀 3 左位工作时, 液压缸 6 左腔进压力油, 推动活塞快速向右运动。当活塞快速运动到撞块 5 压下单向行程节流阀 4 时, 节流口减小, 回油流量减少, 活塞转为慢进。当活塞向右进给到要求位置时, 换向阀 3 换向, 高压油经单向行程节流阀的单向阀进入液压缸右腔, 使活塞快速向左退回, 直至退到终点后停止。到此, 回路完成一个“快、慢、快”的运动循环。

图 7-26b 为用调速阀和二位二通电磁阀实现“快、慢、快”的回路。该回路由电磁阀 3 控制液压缸的运动方向, 由调速阀 4 调节液压缸的工作进给速度, 由二位二通电磁换向阀 5 完成快、慢速运动的转换。电磁阀 3 左位工作时, 压力油经电磁阀 3 的左位进入液压缸左腔, 右腔中油液经电磁阀 3、二位二通电磁换向阀 5

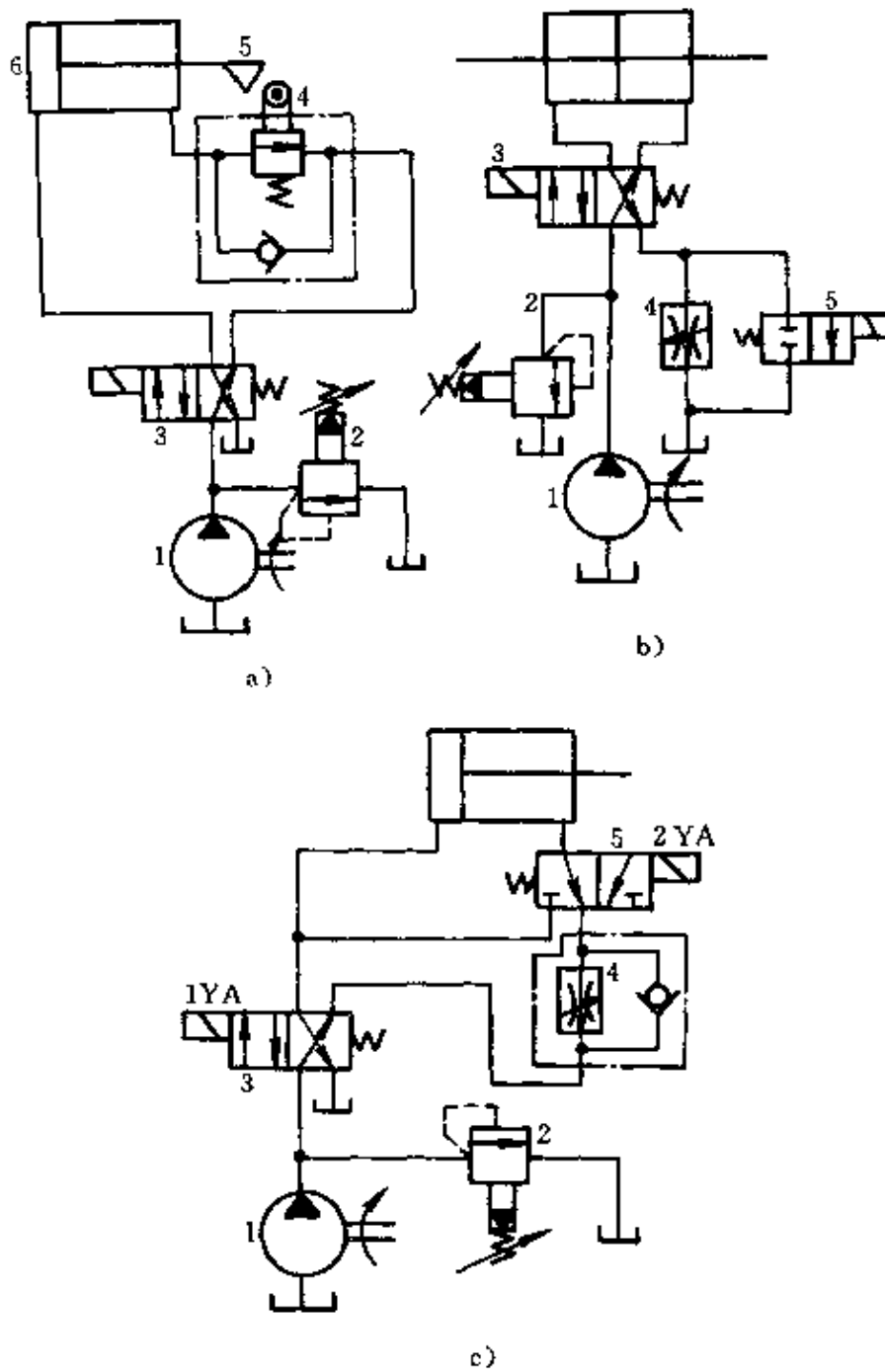


图 7-26 实现“快、慢、快”运动的回路

a) 采用单向行程节流阀的回路

1—液压泵 2—溢流阀 3—换向阀 4—单向行程节流阀 5—撞块 6—液压缸

b) 采用调速阀和二位置二通电磁阀的回路

1—液压泵 2—溢流阀 3—电磁阀 4—调速阀 5—二位置二通电磁换向阀

c) 采用差动联结液压缸的回路

1—液压泵 2—溢流阀 3—换向阀 4—调速阀 5—电磁阀

的右位流回油箱，实现快速运动。当快进到一定位置，二位二通电磁换向阀 5 的电磁铁断电，回油只能经调速阀 4 流回油箱，实现工作进给。当工进到要求位置时，电磁阀 3 换向，二位二通电磁换向阀 5 通电处于右位工作，液压缸快速退回，直至快退到终点，停止运动。到此，回路完成一个“快、慢、快”的运动循环。

图 7-26c 为用差动液压缸实现“快、慢、快”的回路 2YA 通电时，液压缸两腔互通，以形成差动联结，当 1YA 和 2YA 同时通电时，压力油经换向阀 3 进入液压缸左腔，右腔的油液经电磁阀 5 也流入左腔，这时活塞快速向右运动。当活塞向右运动到一定位置时，2YA 断电，回油便经电磁阀 5 左位、调速阀 4、换向阀 3 流回油箱，实现工作进给（即慢速），由调速阀 4 调节工进速度。工进到位，1YA 断电，换向阀 3 换向，压力油经换向阀 3、单向调速阀 4 的单向阀和电磁阀 5 的左位进入液压缸右腔，左腔的油液经换向阀 3 流回油箱，实现快退。到此，回路完成一个“快、慢、快”的运动循环。

7-36 举例说明在速度换接回路中如何减少功率的损耗？

答：在单泵供油的速度换接回路中，液压泵的流量是按快速运动（或快速退回）的速度选取的，为了提高生产率，快速运动的速度都比较高，因此选择的液压泵流量也比较大。但在实际工作中，工作进给时间占整个工作循环时间的一定比例，这时的速度低，所需流量小，所以液压泵输出的油液大部分都从溢流阀溢走，造成功率消耗很大，油温升高。为了解决这个问题，在回路中常采用双泵供油方式或用变量泵供油方式来减少功率的损耗。

在图 7-27a 所示回路中，采用双泵供油，以减少功率的损耗。图中液压泵 1 为小流量泵，只满足工作进给需要；溢流阀 5 的调整压力按工作进给所需压力 p_1 调整；液压泵 2 是大流量泵。以液压泵 2 和 1 的流量之和满足快速运动的需要，卸荷阀 3 的开启压力 p_2 应调得比快速运动时所需压力稍高些，但要比工作进给所需压力 p_1 低。当工作进给时，液压泵 2 卸荷，只由小流量液压泵 1

供油，这样就减少了功率损耗。

又如在图 7-27b 所示回路中，采用变量液压泵供油，以减少功率的损耗。它是以变量泵代替两个定量泵，并采用单向行程调速阀组成进油路调速方案。变量泵 1 有自动变量的作用，工作进给时，系统压力升高，变量泵输出流量自动变小；快速运动时，负载小、压力低，输出流量自动增大。可见，变量泵根据需要输出不同的流量，因而没有多余的油液溢回油箱，减少了功率损耗。该回路与图 7-27a 所示回路相比，功率的利用要更为合理些。

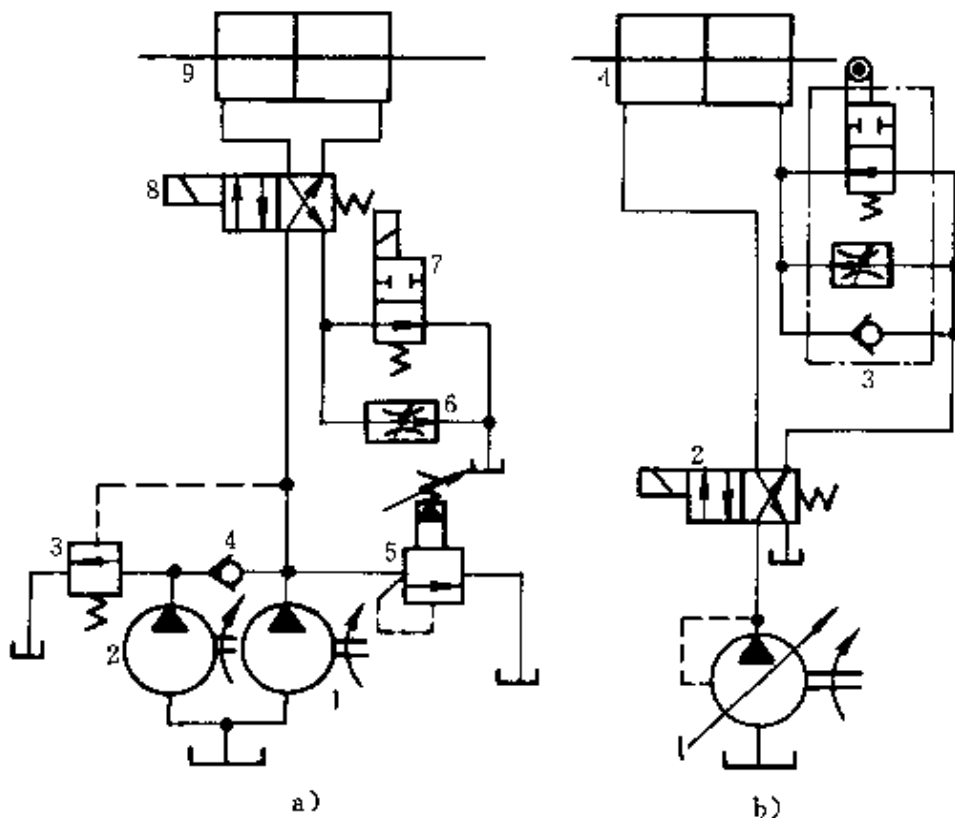


图 7-27 节省功率的速度换接回路

a) 双泵供油速度换接回路

1、2—液压泵 3—卸荷阀 4—单向阀 5—溢流阀 6—调速阀

7—电磁阀 8—换向阀 9—液压缸

b) 采用变量泵供油的回路

1—变量泵 2—换向阀 3—单向行程调速阀 4—液压缸

7-37 举例说明怎样实现执行元件的双向进给并使进给速度相等?

答：采用双向进给回路来实现执行元件的双向进给运动。通常在回路中设置一个调速阀（或节流阀）来控制进入液压缸的流量，从而实现对双向进给速度的调节。为使双向进给速度相等，常采用双出杆液压缸，而不采用单出杆液压缸。

图 7-28a 所示回路，将调速阀设置在进油路上，用以调节活塞两个方向的工作进给速度。为了使液压缸两个方向的运动速度相等，采用双出杆液压缸。这种回路因受到电磁换向阀泄漏的影响，故调速精度较低。

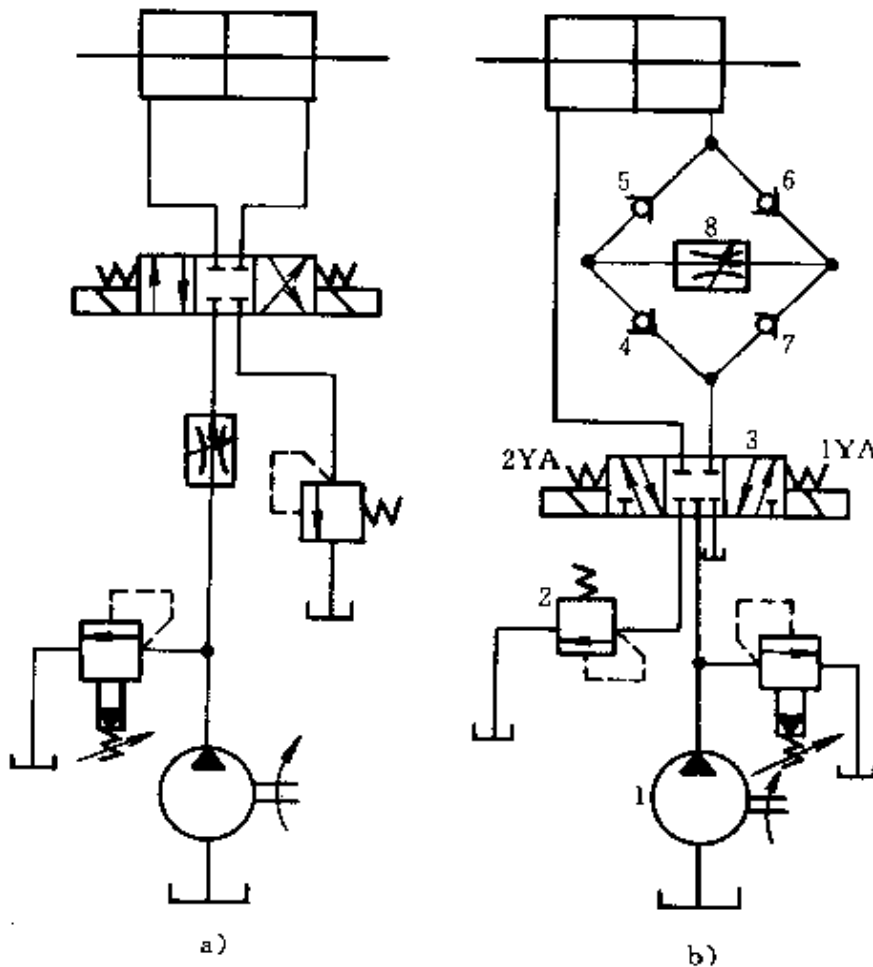


图 7-28 双向进给回路

- a) 调速阀设置在进油路的双向进给回路 b) 桥式联结双向进给回路
 1—液压泵 2—背压阀 3—换向阀 4、5、6、7—单向阀 8—调速阀

图 7-28b 所示回路为桥式联结双向进给回路，回路中用四个单向阀和一个调速阀组成桥式联结。当 1YA 通电时，液压泵 1 输出的压力油经换向阀 3 的右位，单向阀 4、调速阀 8、单向阀 6 进入液压缸右腔；液压缸左腔油液经换向阀 3 和背压阀 2 流回油箱，此时活塞向左慢速进给。当 2YA 通电时，液压泵输出的压力油经换向阀 3 的左位直接进入液压缸左腔，右腔的油液经单向阀 5、调速阀 8、单向阀 7、换向阀 3 流回油箱，此时活塞向右慢速进给。在回路中，由调速阀 8 调节双向进给速度，由双出杆液压缸保证双向进给速度相等。应当说明，向右进给时，为出口节流调速；向左进给时，为进口节流调速。因此向左进给时运动速度平稳性比向右进给时差，但由于回油路上有背压阀 2，提高了活塞向左运动的平稳性。

7-38 图 7-29 所示回路的液压泵是如何卸荷的？蓄能器和压力继电器在回路中起什么作用？

答：(1) 液压泵卸荷 液压泵输出的压力油经单向阀 3 进入系统，同时也进入蓄能器 4。当工作部件停止运动时，系统压力升高，压力继电器 5 发出信号，使二位二通电磁阀 1 通电，溢流阀 2 打开，液压泵输出的油液经溢流阀 2 流回油箱，液压泵卸荷。

(2) 蓄能器的作用 系统的泄漏现象是不可避免的，由于泄漏，系统压力下降，执行元件不能稳定停止在某位置上，所以在液压泵卸荷时，采用蓄能器保持系统的一定压力，并使单向阀 3 关闭。即系统中的泄漏由蓄能器放出压力油进行补

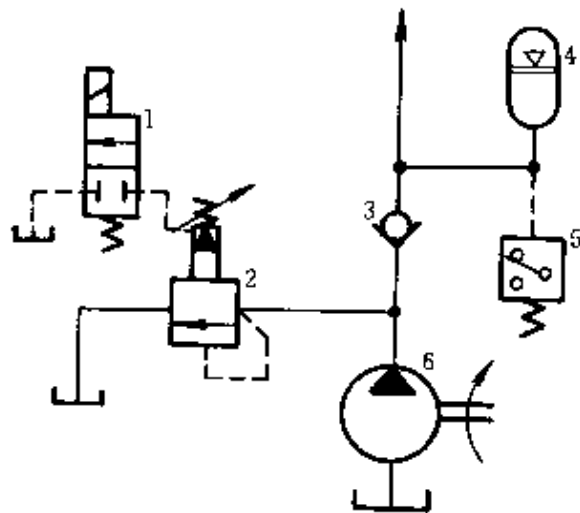


图 7-29 用先导式溢流阀和二位二通电磁阀配合使液压泵卸荷的回路

1—二位二通电磁阀 2—溢流阀
3—单向阀 4—蓄能器 5—压力继电器 6—液压泵

偿，使系统有足够的压力。

(3) 压力继电器的作用 当系统压力高于压力继电器 5 的调定压力时，压力继电器 5 发出电信号，使二位三通阀 1 通电，液压泵卸荷；当系统压力过低时，压力继电器发出信号，使二位三通电磁阀断电，使液压泵向系统供油。

7-39 图 7-30 所示系统中的负载压力由哪个元件调节？低压大流量泵 1 向系统供油或卸荷由什么控制？单向阀 4 和液控顺序阀 5 在系统中起什么作用？

答：系统工作进给时，压力较高，由高压小流量泵 2 向系统供油，系统的负载压力由溢流阀 3 按工作进给所需压力 p 调节。

执行元件快速运动时，系统压力较低（无负载作用），这时泵 1 输出的低压油顶开单向阀 4，与泵 2 同时向系统供油，使执行元件快速运动；当工作进给时，在负载的作用下，系统压力升高，超过液控顺序阀 5 的调整压力时，液控顺序阀 5 打开，使泵 1 卸荷。由此可见，泵 1 向系统供油还是卸荷由系统的压力来决定，即由液控顺序阀 5 的调定压力值控制。

液控顺序阀 5 用于调节泵 1 的工作压力。执行元件快速运动时，系统压力低，液控顺序阀 5 不打开，泵 1 输出的油液通过单向阀 4 与泵 2 同时向系统供油。当执行元件工作进给时，系统压力升高，阀 5 打开，泵 1 卸荷。阀 5 的调整压力应调得比快速运动时所需压力稍高一点，但比工作进给所需压力低，以保证液压泵 1 正常工作。

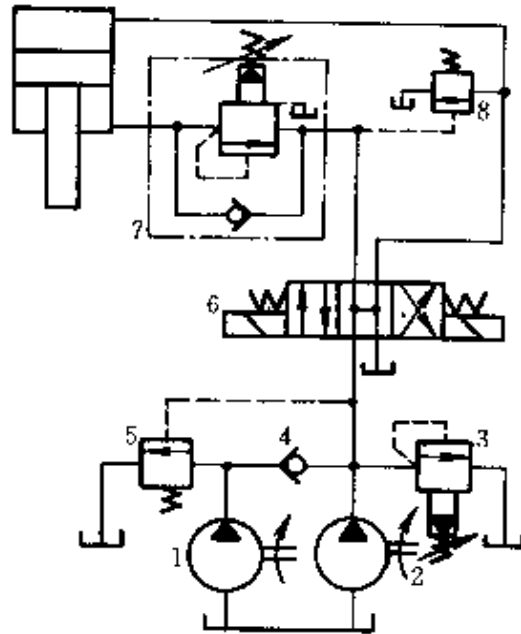


图 7-30 双泵供油液压系统

1—低压大流量泵 2—高压小流量泵
3—溢流阀 4—单向阀 5、8—液控
顺序阀 6—换向阀 7—单向顺序阀

单向阀 4 用于将系统的高、低压区分开。工作进给时，系统压力高，由于单向阀 4 的作用使泵 2 输出的高压油不会倒流到低压区，即不会通过泵 1 的油路卸荷。

7-40 填写图 7-31 所示的电磁铁动作顺序表，并比较两个图所示调速回路的特点。

答：(1) 图 7-31a 所示回路的电磁铁动作表

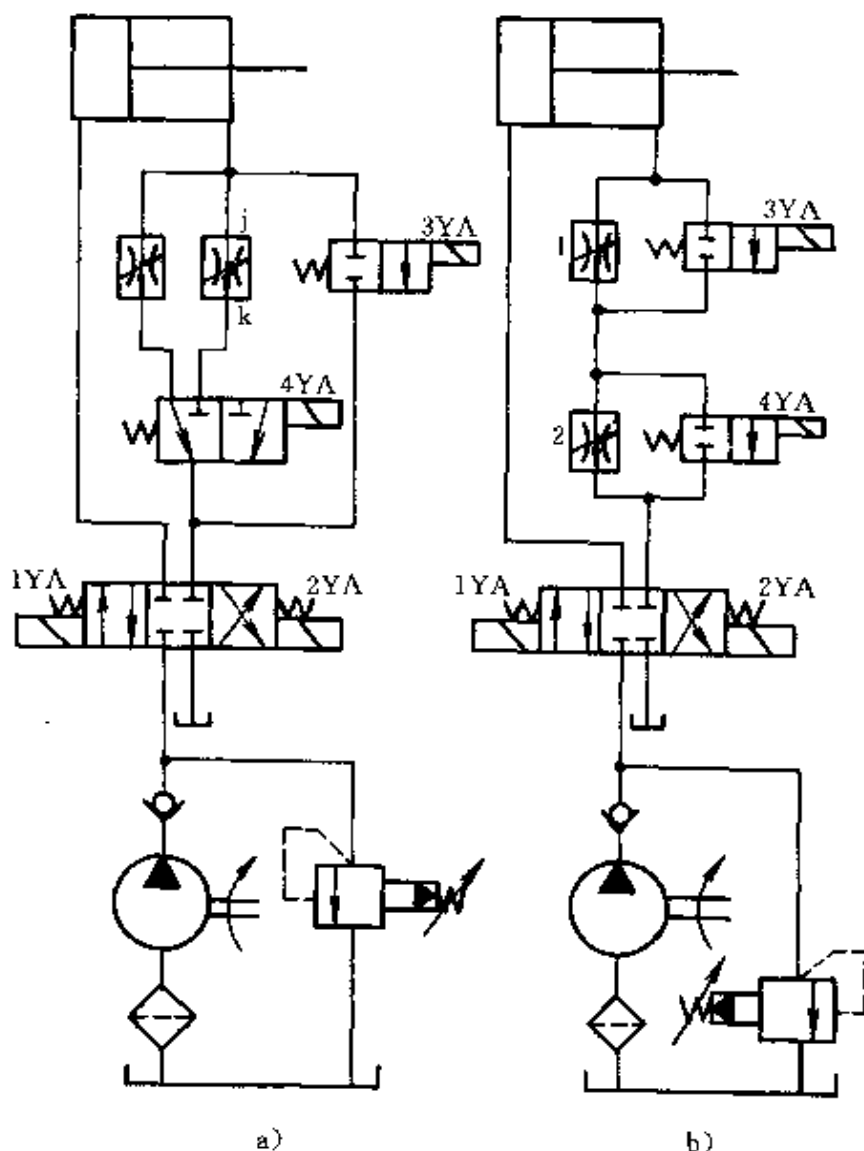


图 7-31 两次进给回路

a) 采用调速阀并联的调速回路 b) 采用调速阀串联的调速回路

1、2—调速阀

工作循环 \ 电磁铁	1YA	2YA	3YA	4YA
快 进	+	-	+	-
I 工进	+	-	-	-
II 工进	+	-	-	+
快 退	-	+	+	-
停 止	-	-	-	-

(2) 图 7-31b 所示回路的电磁铁动作表

工作循环 \ 电磁铁	1YA	2YA	3YA	4YA
快 进	+	-	+	+
I 工进	+	-	-	+
II 工进	+	-	-	-
快 退	-	+	+	+
停 止	-	-	-	-

(3) 两种回路的速度换接方法比较

①图 7-31a 为采用调速阀并联的调速回路，两种工进的速度互不影响，可随意调节；图 7-31b 为采用调速阀串联调速回路，I 工进时回油必须经过两个调速阀 1 和 2，由调速阀 2 调节 I 工进速度，因此这种调速回路不如调速阀并联调节速度方便。

②在图 7-31a 所示调速阀并联调速回路中，当换接 I 工进时，由于换向前调速阀的两端（如 j、k）压力相同，减压阀的开口量较大，当由 I 工进转入 II 工进的瞬间，k 点压力突然下降，而减压阀阀芯来不及动作，瞬间减压阀不能起减压作用。因此由于减压阀的滞后动作影响，节流阀前后压差较大，瞬时流量增加，在速度换接时造成活塞突然前冲。图 7-31b 所示调速阀串联的调速回路，速度换接时没有前冲现象，此方法应用较多。

7-41 在图 7-32 中，各溢流阀的调整压力 $p_1=5\text{MPa}$ ， $p_2=3\text{MPa}$ ， $p_3=2\text{MPa}$ 。问外负载趋于无穷大时，泵的工作压力如何？

答：当外负载趋于无穷大时，液压泵输出的全部流量，通过溢流

阀溢回油箱。

当二位二通阀断电时，因溢流阀外控口被堵死，泵出口压力决定于 p_1 ，即 $p_1=5\text{MPa}$ 。

当二位二通阀通电时，溢流阀外控口被接通，泵出口压力决定于远程调压阀的最小调整压力，即 $p_3=2\text{MPa}$ 。

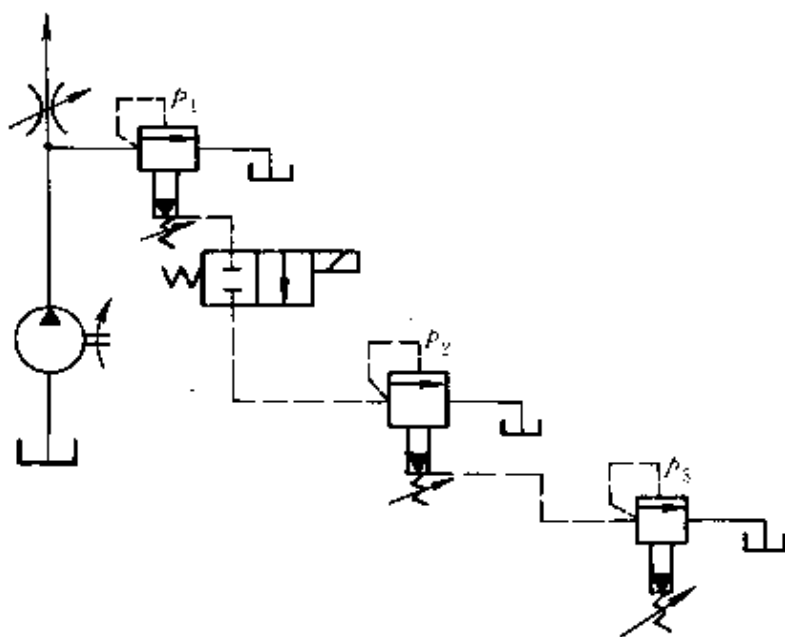


图 7-32 液压系统

7-42 在图 7-33 中，各溢流阀的调整压力 $p_1=5\text{MPa}$ ， $p_2=3\text{MPa}$ ， $p_3=2\text{MPa}$ 。问负载趋于无限大时，泵出口压力为多少？

答：当负载趋于无限大时，泵输出的流量不进入系统，全部流量通过溢流阀回油箱。由于三个溢流阀串联一起，各溢流阀进、出油口一一接通，所以泵的出口压力是三个溢流阀的调整压力之和。即

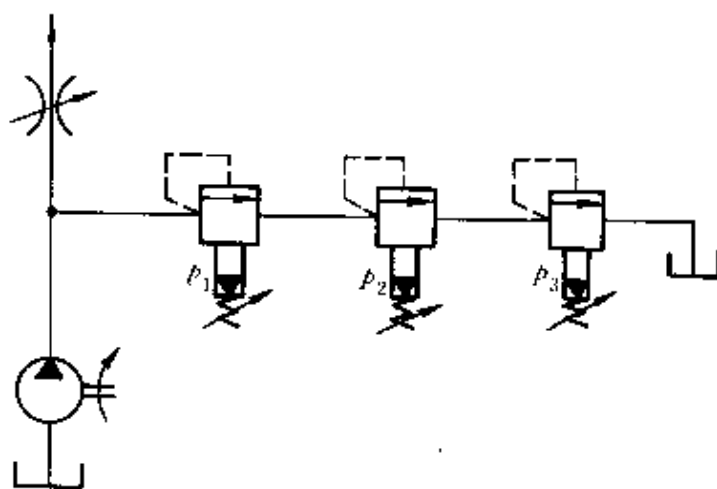


图 7-33 液压系统

$$p_p = p_1 + p_2 + p_3 = 5\text{MPa} + 3\text{MPa} + 2\text{MPa} = 10\text{MPa}$$

7-43 图 7-34 所示回路，若溢流阀的调整压力为 5MPa，判断在 YA 断电，负载无穷大或负载压力为 3MPa 时，系统的压力分别为多少？当 YA 通电，负载压力为 3MPa 时，系统的压力又是多少？

答：1) YA 断电，负载无穷大时的系统压力 此时先导式溢流阀外控口被堵死，当系统压力达到溢流阀的调整压力时，溢流阀进行溢流，所以无论负载多么大，系统压力都是溢流阀的调整压力，即系统压力为 5MPa。

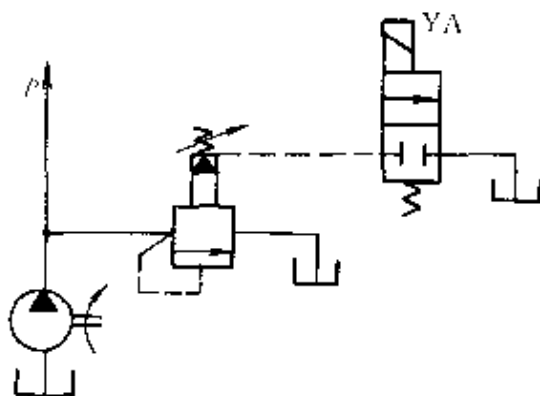


图 7-34 液压系统溢流阀调整回路

2) YA 断电，负载压力为 3MPa 时的系统压力 由于没有达到溢流阀的调整压力 5MPa，故溢流阀不溢流，则系统压力仍为 3MPa。

3) YA 通电时，负载为 3MPa 时的系统压力 此时溢流阀外控口与油箱相通，泵在零压下卸荷，系统压力为零，因此系统压力不能达到负载压力的需要，执行元件不运动。

7-44 计算实例

例 1 在图 7-35 中，已知活塞面积 $A_1 = 50\text{cm}^2$ ， $A_2 = 25\text{cm}^2$ ，求负荷 $F = 20\text{kN}$ 时，活塞运动速度 $v_{\text{工}} = ?$ 活塞快退时的速度 $v_{\text{快}} = ?$ （不考虑泄漏损失）

解： $F = 20\text{kN}$ 时，无杆腔压力 p_1

$$p_1 = \frac{F}{A_1} = \frac{2 \times 10^4}{50} \text{N/cm}^2 = 400 \text{N/cm}^2 = 40 \times 10^5 \text{Pa} = 4\text{MPa}$$

当 $p_1 = 4\text{MPa}$ 时，由流量—压力特性曲线（图 7-31b）查得输出流量 $q = 5\text{L/min}$ 。

$F = 2 \times 10^4 \text{N}$ 时，活塞运动速度 $v_{\text{工}}$

$$v_{\text{工}} = \frac{q}{A_1} = \frac{5 \times 10^3}{50} \text{cm/min} = 100 \text{cm/min} = 1\text{m/min}$$

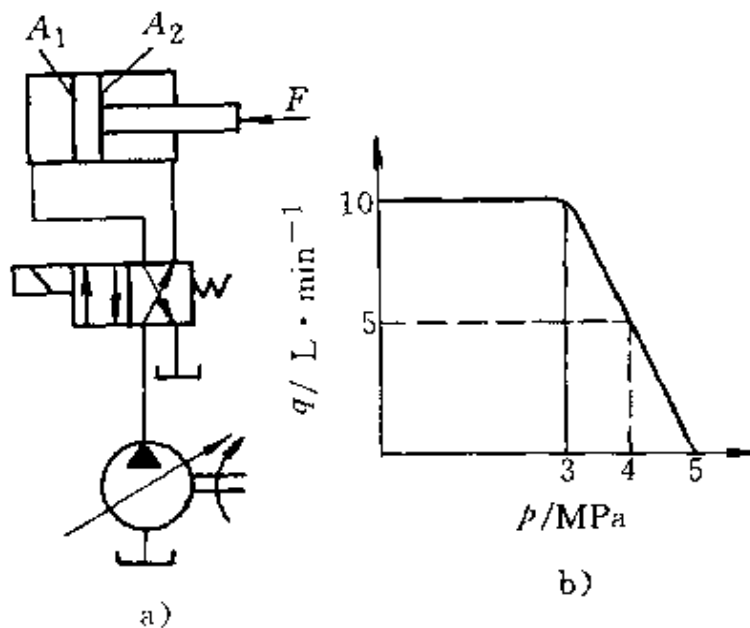


图 7-35 某液压系统采用限压式变量泵供油

a) 液压系统 b) 液压泵调定后的特性曲线

活塞快退时，因无负载作用（不考虑摩擦损失） $p=0$ ，变量泵输出最大流量 $q_{\max}=10\text{ L/min}$ ，所以活塞快速运动速度

$$v_{\text{快}} = \frac{q_{\max}}{A_2} = \frac{10 \times 10^3}{25} \text{ cm/min} = 400 \text{ cm/min} = 4 \text{ m/min}$$

例 2 在图 7-36 中，已知无杆腔活塞面积 $A=100\text{ cm}^2$ ，液压泵的供油量 $q_p=63\text{ L/min}$ ，溢流阀的调整压力 $p_y=5\text{ MPa}$ ，问负载 $F=0$ ， $F=54\text{ kN}$ 时，液压缸的工作压力 p 为多少？液压缸的运动速度和溢流阀的溢流量为多少？（不计一切损失）

解： 液压缸的压力决定于负载，它等于

$$p = \frac{F}{A}$$

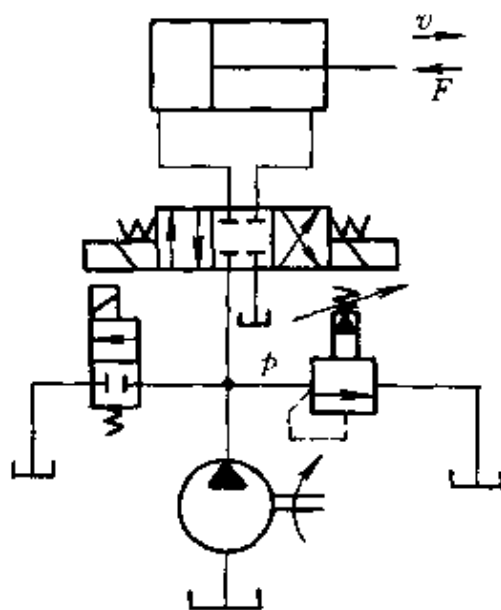


图 7-36 题 7-44 例 2 附图

当负载 $F=0$ 时, 则 $p=0$ 。

当负载 $F=54\text{kN}$ 时, 液压缸的压力

$$p = \frac{F}{A} = \frac{54 \times 10^3}{100} \text{N/cm}^2 = 540 \text{N/cm}^2 = 5.4 \text{MPa}$$

液压缸的运动速度 v

$$v = \frac{q_p}{A}$$

当 $F=0$ 时, $p=0$, 溢流阀不溢流, 液压泵输出的流量全部进入液压缸, 使活塞快速运动, 其速度

$$v = \frac{q_p}{A} = \frac{63 \times 10^3}{100} \text{cm/min} = 6.3 \text{m/min}$$

当 $F=54\text{kN}$ 时, $p=5.4\text{MPa}$, 而溢流阀的调整压力 $p_y=5\text{MPa}$, 因此液压缸的工作压力大于溢流阀的调整压力, 溢流阀被打开, 液压泵输出的油液全部经溢流阀溢走, 则进入液压缸的流量为零, 活塞不运动, 此时系统压力为 5MPa , 即

溢流阀的溢流量

$$q_y = q_p = 63 \text{L/min}$$

活塞运动速度 $v=0$ 。

例 3 在图 7-37 中, 已知滑块和活塞总重力 $G=25\text{kN}$, 活塞直径 $D=20\text{cm}$, 活塞杆直径 $d=5\text{cm}$, 顺序阀的调整压力 $p_x=3\text{MPa}$, 求滑块是否因自重而下滑? 当 1YA 通电, 滑块空程下移时, 压力计读数为多少? (不计摩擦阻力)

解: 由滑块和活塞的重力引起液压缸下滑的压力

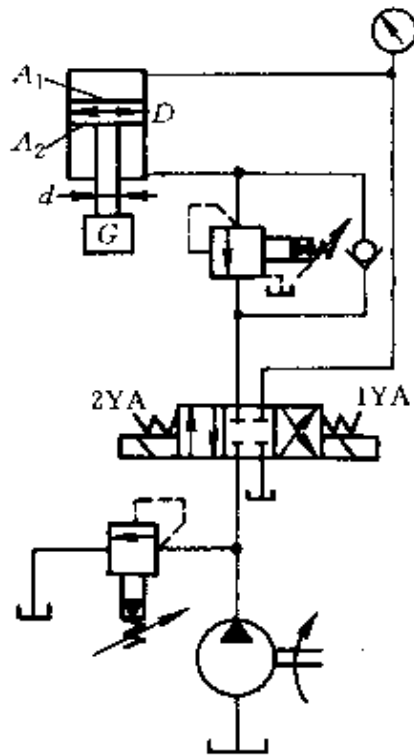


图 7-37 题 7-44 例 3 附图

$$p = \frac{G}{A_2} = \frac{G}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} = \frac{25 \times 10^3}{\frac{\pi}{4}(20^2 - 5^2)} \text{N/cm}^2 = 85 \text{N/cm}^2 =$$

0.85MPa

顺序阀的调整压力 $p_x = 3\text{MPa}$, 因而 $p < p_x$, 滑块和活塞不会因自重下滑。

当 1YA 通电时, 液压泵向液压缸上腔供油, 这时滑块空程下移时的压力计读数为:

$$p_{\text{H}} A_1 + G = p_x A_2$$

$$p_{\text{H}} = \frac{p_x A_2 - G}{A_1} = \frac{p_x \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) - G}{\frac{\pi}{4}D^2} =$$

$$\frac{30 \times 10^5 \times \frac{\pi}{4}(20^2 - 5^2) \times 10^{-4} - 25 \times 10^3}{\frac{\pi}{4} \times 20^2 \times 10^{-4}} \text{Pa} =$$

$$20 \times 10^5 \text{Pa} = 2\text{MPa}$$

例 4 在图 7-38 中, $D = 10\text{cm}$, $d = 7\text{cm}$, 活塞与负载的总重 $G = 14.7\text{kN}$, 提升时要求在 0.15s 内均匀地达到稳定上升速度 $v = 6\text{m/min}$, 停车时活塞不得下落, 不计任何损失, 确定溢流阀和顺序阀的调整压力。

解:

①当 1YA 通电时, 液压泵输出的压力油经单向阀进入液压缸下腔, 将重物举起, 并达到稳定上升 (此时顺序阀不工作), 这时液压缸下腔产生的压力

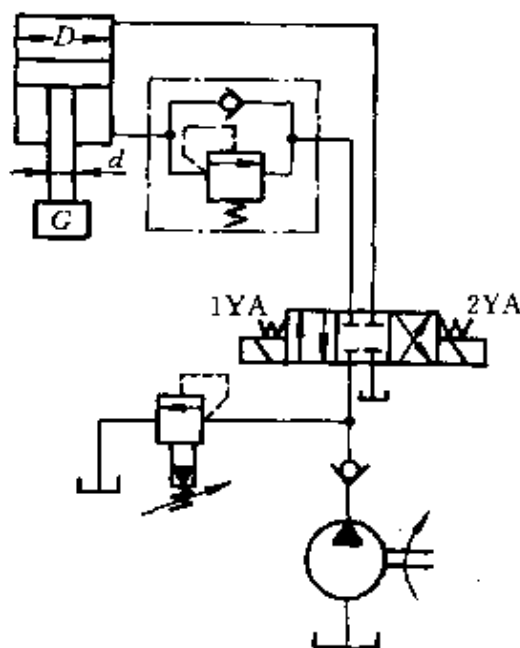


图 7-38 题 7-44 例 4 附图

$$p = \frac{G + F_{\text{惯}}}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)}$$

式中 $F_{\text{惯}} = ma = \frac{G}{g} \cdot \frac{v}{t} = \frac{14.7 \times 10^3}{9.8} \times \frac{6}{0.15 \times 60} \text{N} = 999 \text{N}$

所以

$$p = \frac{14.7 \times 10^3 + 999}{\frac{\pi}{4}(10^2 - 7^2) \times 10^{-4}} \text{Pa} = 3.92 \text{MPa}$$

溢流阀调整压力

$$p_y \geq p = 3.92 \text{MPa} (\text{调整到 } p_y = 4 \text{MPa})$$

②当活塞带着负载停止运动时,为避免自重下滑,回路中采用了单向顺序阀平衡回路,顺序阀的调整压力

$$p_x \geq \frac{G}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} = \frac{14.7 \times 10^3}{\frac{\pi}{4}(10^2 - 7^2) \times 10^{-4}} \text{Pa} = 3.7 \text{MPa}$$

③液压缸所需流量 q 应满足上升速度 $v = 6 \text{m/min}$ 的要求,故

$$q = vA = v \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) =$$

$$600 \frac{\pi}{4}(10^2 -$$

$$7^2) \text{cm}^3/\text{min} =$$

$$24 \times 10^3 \text{cm}^3/\text{min} =$$

$$24 \text{L}/\text{min}$$

例 5 在图 7-39 中,要求填上电磁铁动作顺序表。若工进速度 $v = 5.6 \text{cm/min}$, 液压缸直径 $D = 40 \text{mm}$, 活塞杆直径 $d = 25 \text{mm}$, 节流阀

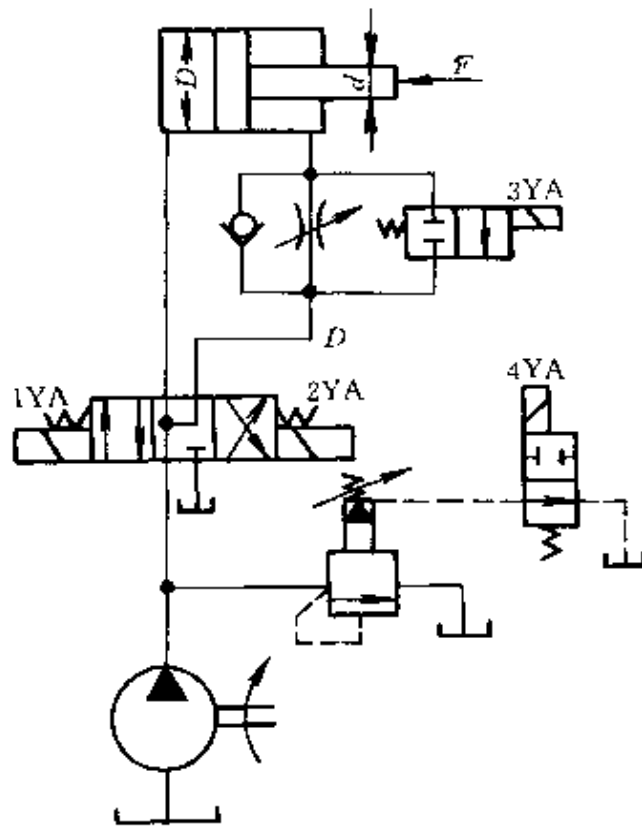


图 7-39 是实现“快进—工进—快退—原位停止泵卸荷”工作循环的液压传动系统

的最小稳定流量为 50mL/min, 问系统是否可以满足要求? 若不能满足要求应做何改进?

解:

(1) 明确电磁铁动作顺序 图示液压系统为出口节流调速回路。三位四通电磁换向阀为 P 型中位机能。当活塞快进时, 1YA 和 2YA 断电, 3YA 和 4YA 通电。这时三位四通电磁换向阀处于中位, 使液压缸左、右腔相通, 构成差动联结回路, 活塞快速向右运动, 完成了快进动作。

工进时要求速度很慢, 这时 1YA 和 4YA 通电, 而 2YA 和 3YA 断电, 回油速度由节流阀控制。由于采用了回油节流调速, 溢流阀溢流, 可以起到稳定系统压力的作用。

快退时, 2YA 和 4YA 通电, 1YA 和 3YA 断电, 液压泵输出的油液经换向阀和单向阀输入给液压缸右腔; 液压缸左腔的油液经三位四通阀, 直接流回油箱。

原位停止时, 1YA、2YA、3YA 和 4YA 都断电, 液压泵卸荷。

完成工作循环的电磁铁动作顺序表如下:

电磁铁号	1YA	2YA	3YA	4YA
工作循环				
快进	-	-	+	+
工进	+	-	-	+
快退	-	+	-	+
停止	-	-	-	-

(2) 系统是否满足要求 若工进速度 $v=5.6\text{cm}/\text{min}$ 时, 要求通过节流阀的流量

$$q = vA = v \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = 5.6 \frac{\pi}{4} (4^2 - 2.5^2) \text{cm}^3/\text{min} = 43\text{mL}/\text{min}$$

节流阀的最小稳定流量已知是 50mL/min, 但要求的最小流

量 $q=43\text{mL}$, 因此不能满足最低速度 $v=5.6\text{cm}/\text{min}$ 的要求, 应选择更小的最小稳定流量的节流阀, 即节流阀最小稳定流量 $q_{\min}<43\text{mL}/\text{min}$ 。

例 6 在图 7-40 中, 试填上电磁铁动作顺序表。

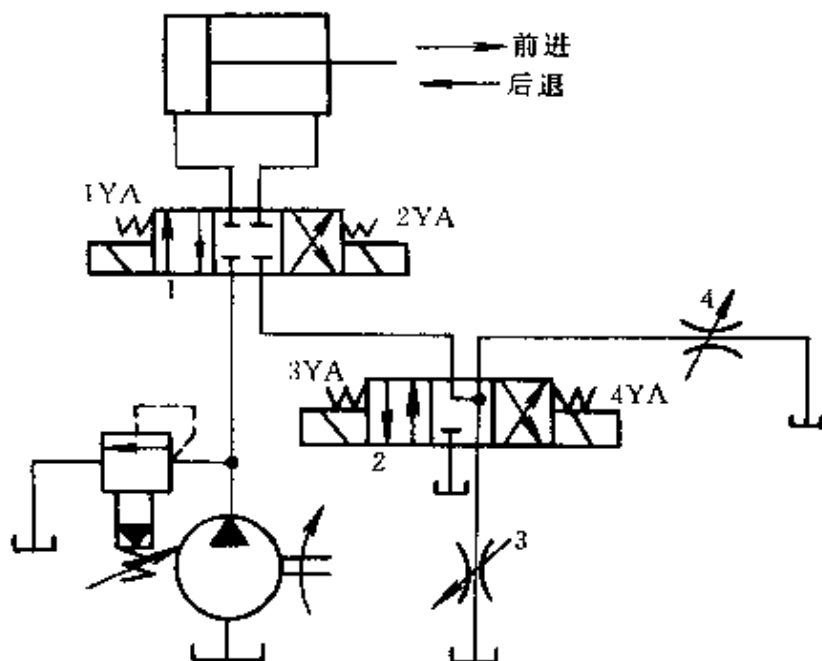


图 7-40 为实现“快进—Ⅰ工进—Ⅱ工进—快退—停止”工作循环的液压系统

1、2—换向阀 3、4—可调式节流阀

解：图 7-40 为出口节流调速回路。

①快进时, 1YA 和 3YA 通电, 回油路直接与油箱相通, 回油速度快, 因此活塞快速向前运动。

②Ⅰ工进时, 要求较快的慢速进给, 因此在回油路上并联两个节流阀。3YA 和 4YA 断电时, 换向阀 2 处于中位, 这时回油通过两个节流阀同时流回油箱, 回油速度较快, 因此活塞以较快速度向前进给。

③Ⅱ工进时, 要求较慢的慢速进给, 4YA 通电, 回油通过节流阀 3 流回油箱。由于油液通过一个节流阀回油箱, 回油速度较慢, 因此活塞慢速向前进给。

④快退时, 要求活塞快速退回, 因此 1YA 断电, 2YA 和 3YA

通电，回油油路直接与油箱相通，活塞快速退回。

⑤快退至原位停止，这时 1YA、2YA、3YA 和 4YA 均断电。

电磁铁顺序动作表如下：

工作循环	电磁铁			
	1YA	2YA	3YA	4YA
快进	+	-	+	-
I工进	+	-	-	-
II工进	+	-	-	+
快退	-	+	+	-
停止	-	-	-	-

例 7 在图 7-41 中，当负载 F 很小时，有杆腔的油压 p_2 有可能超过泵的压力 p_p 吗？若 $A_1 = 50\text{cm}^2$ ， $A_2 = 25\text{cm}^2$ ， $p_p = 3\text{MPa}$ ，试求当负载 $F = 0$ 时，有杆腔油压 p_2 可能比泵压力 p_p 高多少？

解：

①在出口节流调速系统中，若不考虑压力损失时，液压缸进油腔压力 p_1 等于泵的出口压力 p_p 。当负载很小时，有杆腔的油压 p_2 有可能超过泵的压力 p_p 。因为负载很小时，

液压缸左腔产生的推力几乎完全用于克服右腔由节流阀而产生的背压力，活塞上力的平衡方程式为

$$p_p A_1 = F + p_2 A_2$$

当 $F = 0$ 时，则有

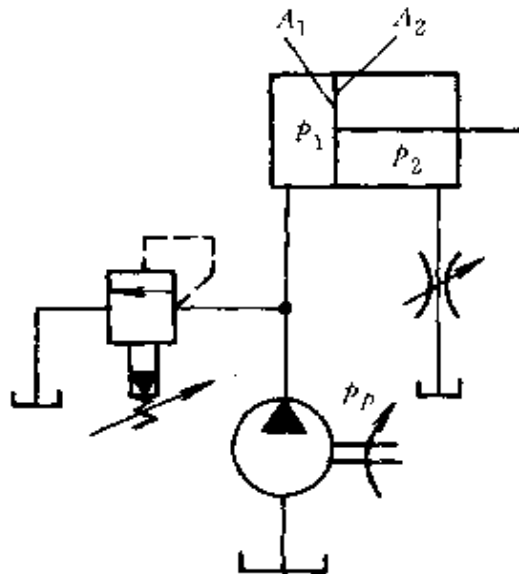


图 7-41 出口节流调速系统

$$p_p A_1 = p_2 A_2$$

$$p_2 = p_p \frac{A_1}{A_2}$$

由于 $A_1 > A_2$ (已知), 所以 $p_2 > p_p$ 这表明, 有杆腔的油压 p_2 有可能超过液压泵的压力 p_p 。

② 计算 p_2 比 p_p 大多少

$$p_2 = p_p \frac{A_1}{A_2} = 30 \times 10^5 \times \frac{50}{25} \text{Pa} = 60 \times 10^5 \text{Pa} = 6 \text{MPa}$$

$$p_2 - p_p = 6 \text{MPa} - 3 \text{MPa} = 3 \text{MPa}$$

这表明, 有杆腔的压力 p_2 比泵的压力 p_p 高 3MPa。

例 8 在图 7-42 中, 已知 $A_1 = 20 \text{cm}^2$, $A_2 = 10 \text{cm}^2$, $F = 5 \text{kN}$, $q_p = 16 \text{L/min}$, $q_r = 0.5 \text{L/min}$, $p_y = 5 \text{MPa}$, 若不计管路损失, 问电磁铁断电, $p_1 = ?$ $p_2 = ?$ $v = ?$ 电磁铁通电, $p_1 = ?$ $p_2 = ?$ $v = ?$ 溢流阀的溢流量 Δq 为多少?

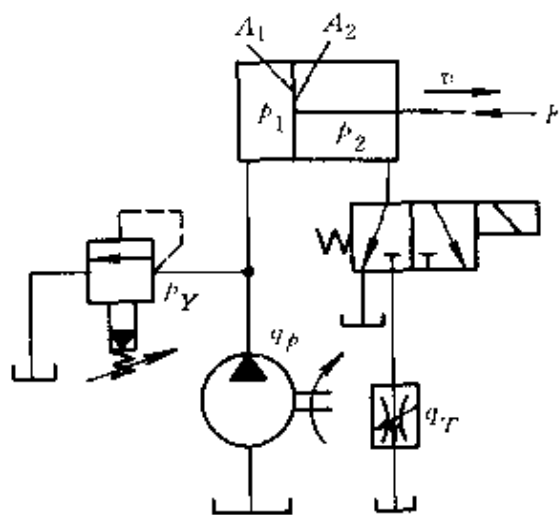


图 7-42 出口节流调速回路

解:

① 电磁铁断电时, 由于回油路直接与油箱相通, 所以 $p_2 = 0$

$$p_1 = \frac{F}{A_1} = \frac{5 \times 10^3}{20 \times 10^{-4}} \text{Pa} = 25 \times 10^5 \text{Pa} = 2.5 \text{MPa}$$

$$v = \frac{q_p}{A_1} = \frac{16 \times 10^3}{20} \text{cm/min} = 8 \text{m/min}$$

② 电磁铁通电时

$$p_1 = p_y = 5 \text{MPa}$$

$$p_1 A_1 = p_2 A_2 + F$$

$$p_2 = \frac{p_1 A_1 - F}{A_2} = \frac{50 \times 10^5 \times 20 \times 10^{-4} - 5 \times 10^3}{10 \times 10^{-4}} \text{Pa} =$$

$$50 \times 10^5 \text{Pa} = 5 \text{MPa}$$

$$v = \frac{q_T}{A_2} = \frac{0.5 \times 10^3}{10} \text{cm/min} = 50 \text{cm/min}$$

$$\Delta q = q_p - q_1 = q_p - v A_1 = 16 \text{L/min} - 50 \times 20 \times 10^{-3} \text{L/min} = 15 \text{L/min}$$

例 9 在图 7-43 中, 已知 $A_1 = 100 \text{cm}^2$, $A_2 = 50 \text{cm}^2$, 负载 $F_1 = 14 \text{kN}$, 负载 $F_2 = 4.25 \text{kN}$, 背压力 $p = 0.15 \text{MPa}$, 节流阀压差 $\Delta p = 0.2 \text{MPa}$, 不计管路损失, 求 A、B、C 各点的压力; 泵和阀各应选用多大的额定压力; 若 $v_1 = 3.5 \text{cm/s}$, $v_2 = 4 \text{cm/s}$ 时, 泵和各阀应选用多大的额定流量。

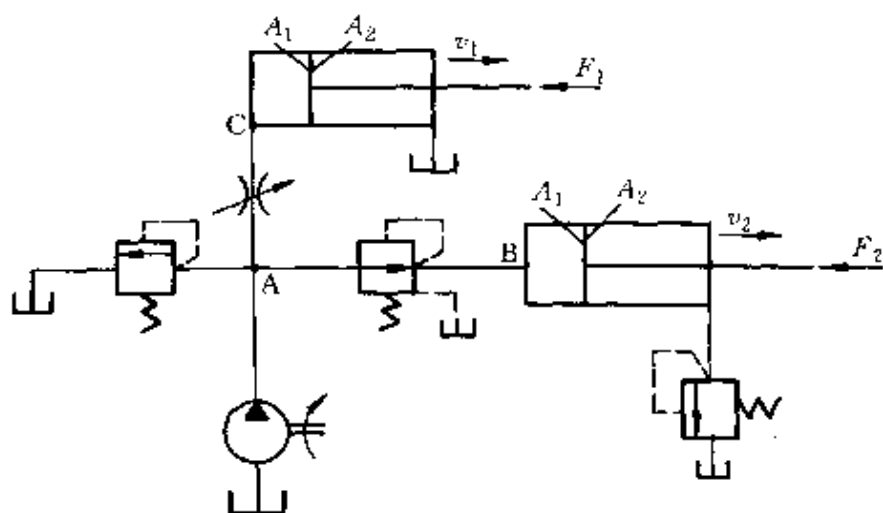


图 7-43 液压缸夹紧回路

解:

(1) A、B、C 各点的压力进给液压缸无杆腔受负载 F_1 作用时的压力 p_1

$$p_1 = \frac{F_1}{A_1} = \frac{14 \times 10^3}{100 \times 10^{-4}} \text{Pa} = 14 \times 10^5 \text{Pa} = 1.4 \text{MPa}$$

夹紧液压缸无杆腔受负载 F_2 作用时的压力 p_2

$$p_2 = \frac{F_2 + p A_2}{A_1} = \frac{4.25 \times 10^3 + 1.5 \times 10^5 \times 50 \times 10^{-4}}{100 \times 10^{-4}} \text{Pa} = 5 \times 10^5 \text{Pa} = 0.5 \text{MPa}$$

夹紧液压缸工作, 进给缸不动, 这时 A、B、C 各点压力均是 0.5MPa。

当进给缸工作时，夹紧液压缸必须将工件夹紧，这时B点压力为减压阀的调整压力，减压阀的调整压力应等于或大于0.5MPa；C点压力为负载压力 $p_1 = 1.4\text{MPa}$ ；A点压力为 $p_A = p_1 + \Delta p = 1.4\text{MPa} + 0.2\text{MPa} = 1.6\text{MPa}$ ；溢流阀调整压力为1.6MPa。

(2) 泵和各阀应选用的额定压力 泵和各阀选用的额定压力均为2.5MPa。

(3) 泵和各阀应选用的额定流量 通过节流阀的流量

$$q_1 = v_1 A_1 = 3.5 \times 100 \times 10^{-3} \times 60\text{L}/\text{min} = 21\text{L}/\text{min}$$

夹紧液压缸所需流量

$$q_2 = v_2 A_1 = 4 \times 100 \times 10^{-3} \times 60\text{L}/\text{min} = 24\text{L}/\text{min}$$

通过背压阀流回油箱的流量

$$q_{\text{背}} = v_2 A_2 = 4 \times 50 \times 10^{-3} \times 60\text{L}/\text{min} = 12\text{L}/\text{min}$$

选用液压泵、溢流阀、减压阀和节流阀的额定流量应大于 q_2 ($=24\text{L}/\text{min}$)；根据上述元件产品情况，选定其额定流量值为25L/min。

选定背压阀的额定流量16L/min。

例 10 在图7-44中，已知 $F_1 = 40\text{kN}$ ， $F_2 = 60\text{kN}$ ， $A_1 = 100\text{cm}^2$ ， $A_2 = 50\text{cm}^2$ ，B缸回油阻力 $p_{\text{背}} = 0.2\text{MPa}$ ，要求B缸先动，A缸后动。问顺序阀和溢流阀的调整压力分别为多少？若不计管路损失，A缸动作时，顺序阀的进油口和出油口压力分别为多少？

解：(1) 顺序阀和溢流阀的调整压力 B缸运动时，克服负载 F_2 的作用，无杆腔所需压力

$$p_B = \frac{F_2 + p_{\text{背}} A_2}{A_1} = \frac{60000 + 2 \times 10^5 \times 50 \times 10^{-4}}{100 \times 10^{-4}} \text{Pa} =$$

$$61 \times 10^5 \text{Pa} = 6.1\text{MPa}$$

A缸运动克服负载 F_1 ，无杆腔所需压力

$$p_A = \frac{F_1}{A_1} = \frac{40 \times 10^3}{100 \times 10^{-4}} \text{Pa} = 40 \times 10^5 \text{Pa} = 4\text{MPa}$$

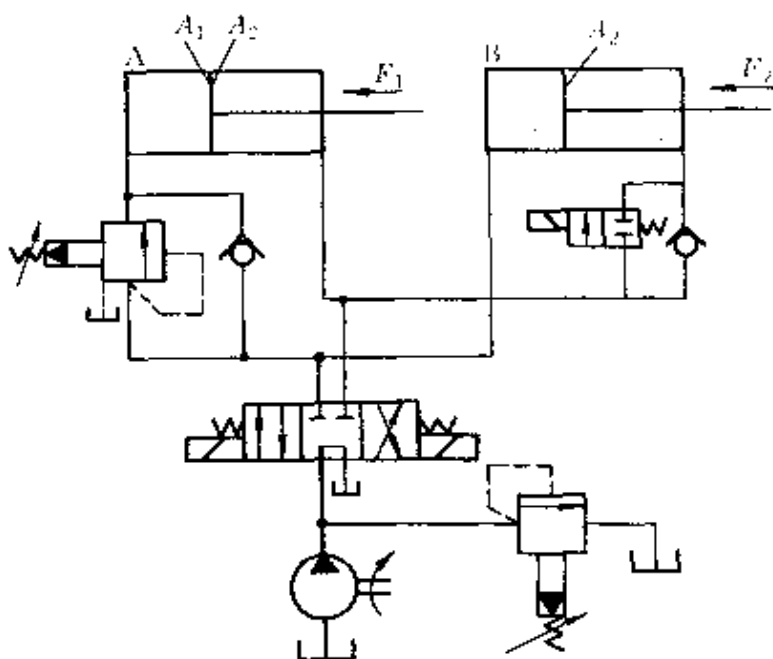


图 7-44 顺序动作回路

为保证 B 缸运动时，A 缸不产生误动作，顺序阀的调整压力应大于 B 缸运动时的压力 p_B ，大于值为 $(0.8 \sim 1.0) \text{ MPa}$ ，所以顺序阀调整压力

$$p_x = p_B + (8 \sim 10) \times 10^5 \text{ Pa} = 61 \times 10^5 \text{ Pa} + (8 \sim 10) \times 10^5 \text{ Pa} = (69 \sim 71) \times 10^5 \text{ Pa} = 6.9 \text{ MPa} \sim 7.1 \text{ MPa}$$

为保证系统正常工作，溢流阀的调整压力 p_Y 为 $p_Y > p_x$ ，即 $p_Y > 7.1 \text{ MPa}$ 。

(2) 顺序阀进、出口压力 进口压力为 $(6.9 \sim 7.1) \text{ MPa}$ ；出口压力为 4 MPa 。

例 11 如图 7-45 所示，两个减压阀分别为串联和并联，已知减压阀的调整压力 $p_{J1} = 3.5 \text{ MPa}$ ， $p_{J2} = 2 \text{ MPa}$ ，溢流阀的调整压力 $p_Y = 4.5 \text{ MPa}$ ，活塞运动时要克服的外负载 $F = 1.5 \text{ kN}$ ，活塞无杆腔面积 $A = 15 \text{ cm}^2$ ，不计一切损失，问活塞运动时和达到终点时，A、B、C 各点压力是多少？若负载增加到 $F_2 = 5 \text{ kN}$ 时，各阀的调整压力值不变，这种情况下的 A、B、C 各点压力又是多少？

解：(1) 活塞运动时和到达终点时，A、B、C 各点压力 活塞运动时，由负载 $F = 1.5 \text{ kN}$ 产生的负载压力

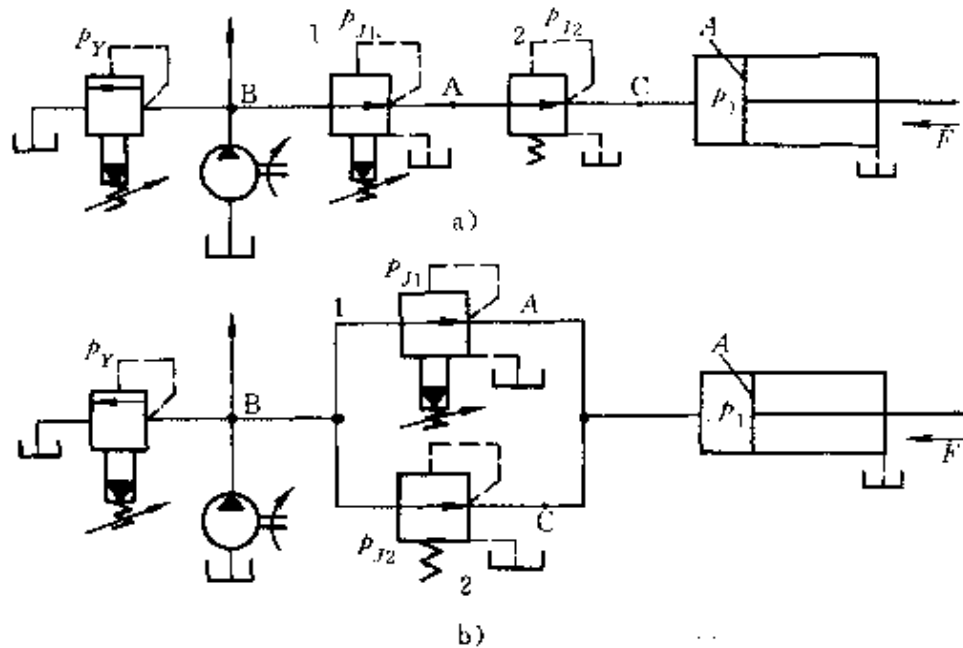


图 7-45 减压阀串联和并联

a) 串联 b) 并联

1、2—减压阀

$$p_1 = \frac{F}{A} = \frac{1500}{15 \times 10^{-4}} \text{Pa} = 10 \times 10^5 \text{Pa} = 1 \text{MPa}$$

由于负载压力 $p_1 < p_{J1}$ 和 p_{J2} ，无论减压阀是串联或并联，减压阀口均处于最大开口状态，所以 A、B、C 点的压力

$$p_B = p_A = p_C = p_1 = 1 \text{MPa}$$

当活塞运动到终点后，负载压力无限增加，减压阀串联和并联时，对减压阀串联油路系统，A、B、C 各点的压力

$$p_C = p_{J2} = 2 \text{MPa}$$

$$p_A = p_{J1} = 3.5 \text{MPa}$$

$$p_B = p_Y = 4.5 \text{MPa}$$

上述情况下，对减压阀并联油路系统，A、B、C 各点的压力

$$p_A = p_C = p_{J1} = 3.5 \text{MPa}$$

$p_B = p_Y = 4.5 \text{MPa}$ （溢流阀一定处于工作状态）。

(2) $F_2 = 5 \text{kN}$ 时，A、B、C 各点的压力 负载力 $F_2 = 5 \text{kN}$ 时的负载压力

$$p_2 = \frac{F_2}{A} = \frac{5000}{15 \times 10^{-4}} \text{Pa} = 33 \times 10^5 \text{Pa} = 3.3 \text{MPa}$$

对于减压阀串联油路系统，由于 $p_{J2} = 2 \text{MPa}$ ， $p_{J2} < p_2$ ，故无法推动活塞运动，所以 A、B、C 各点的压力：

$$p_C = p_{J2} = 2 \text{MPa}$$

$$p_A = p_{J1} = 3.5 \text{MPa}$$

$$p_B = p_Y = 4.5 \text{MPa}$$

对减压阀并联油路系统，由于 $p_2 = 3.3 \text{MPa}$ ， $p_2 > p_{J2} = 2 \text{MPa}$ ，因而减压阀 2 的阀口关闭。压力油经减压阀 1 进入液压缸，由于 $p_2 < p_{J1} = 3.5 \text{MPa}$ ，故减压阀 1 的阀口处于全开状态，此时

$$p_A = p_C = p_B = 3.3 \text{MPa}$$

当活塞运动到终点位置时，负载压力无限增加，这时

$$p_A = p_C = p_{J1} = 3.5 \text{MPa}$$

$$p_B = p_Y = 4.5 \text{MPa}$$

由此可知，活塞运动到终点后，液压缸内的压力由并联的减压阀中调定值较高的那个减压阀决定。

例 12 在图 7-46 中，已知液压泵输出流量 $q_p = 10 \text{L/min}$ ，活塞有效面积 $A_1 = 100 \text{cm}^2$ ， $A_2 = 50 \text{cm}^2$ ，溢流阀调整压力 p_Y ，负载 F ，通过节流阀的流量 $q_{T1} = 2 \text{L/min}$ ， $q_{T2} = 7 \text{L/min}$ 两种情况下，问活塞运动速度是多少？溢流阀处于何种运动状态？

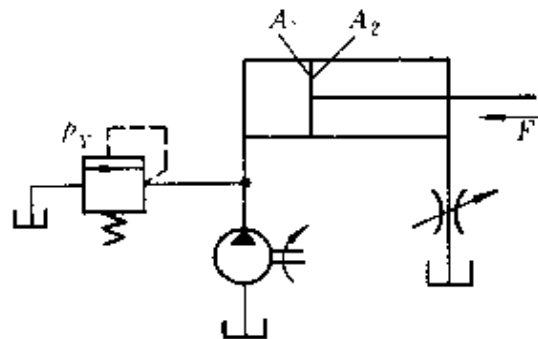


图 7-46 出口节流调速回路

解：当通过节流阀的流量 $q_{T1} = 2 \text{L/min}$ 时，活塞的运动速度

$$v_1 = \frac{q_1}{A_2} = \frac{2 \times 10^3}{50} \text{cm/min} = 40 \text{cm/min}$$

验算活塞运动所需流量

$$q_{\text{缸}} = v_1 A_1 = 40 \times 100 \times 10^{-3} \text{L/min} = 4 \text{L/min}$$

由于 $q_{\text{出}1} < q_p = 10\text{L}/\text{min}$

故活塞运动时，溢流阀处于稳定溢流状态，液压泵的工作压力等于溢流阀的调整压力。

当节流阀的流量 $q_{T_2} = 7\text{L}/\text{min}$ 时，活塞运动速度

$$v_2 = \frac{q_2}{A_2} = \frac{7 \times 10^3}{50} \text{cm}/\text{min} = 140 \text{cm}/\text{min}$$

验算活塞运动所需流量

$$q_{\text{出}2} = v_2 A_1 = 140 \times 100 \times 10^{-3} \text{L}/\text{min} = 14 \text{L}/\text{min}$$

由于 $q_{\text{出}2} > q_p = 10\text{L}/\text{min}$

可见， $v_2 = 140\text{cm}/\text{min}$ 的速度不可能达到。因节流口太大，节流阀已不起节流作用。活塞的实际速度

$$v = \frac{q_p}{A_1} = \frac{10 \times 10^3}{100} \text{cm}/\text{min} = 100 \text{cm}/\text{min}$$

通过节流阀的流量

$$q' = v A_2 = 100 \times 50 \times 10^{-3} \text{L}/\text{min} = 5 \text{L}/\text{min}$$

根据通过节流阀流量公式 $q_T = Ca \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}$ ，可知，节流阀通流截面 a 不变，流量系数 C 及密度 ρ 不变，而通过节流阀的流量由 $q_2 = 7\text{L}/\text{min}$ 变为 $5\text{L}/\text{min}$ ，所以节流阀压力差 Δp 也减少了。

根据出口节流调速回路力平衡方程式

$$p_1 A_1 = p_Y A_1 = F + \Delta p A_2$$

由于负载 F 一定， A_1 和 A_2 一定， Δp 减小，所以无杆腔压力 p_1 也减小， $p_1 < p_Y$ （溢流阀调整压力），溢流阀呈关闭状态，作安全阀。

例 13 在图 7-47 中，已知液压泵的排量 $V_p = 100\text{mL}/\text{min}$ ，转速 $n_p = 1500\text{r}/\text{min}$ ，容积效率 $\eta_v = 0.92$ ，溢流阀的调整压力

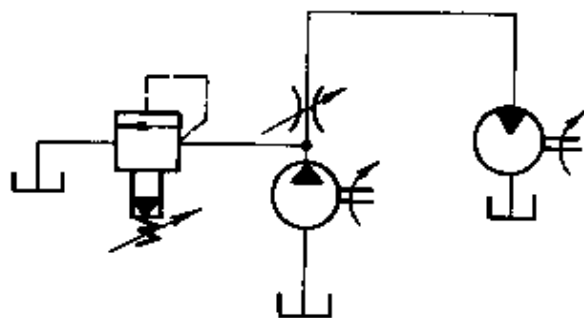


图 7-47 液压泵—液压马达系统

$p_Y = 8\text{MPa}$; 液压马达排量 $V_M = 160\text{mL/r}$, 容积效率 $\eta_{VM} = 0.89$, 总效率 $\eta_M = 0.79$, 负载转矩 $T_M = 65\text{N}\cdot\text{m}$ 。通过节流阀的通流截面 $A_T = 0.2\text{cm}^2$ 。求通过节流阀的流量; 液压马达的转速和系统的效率。

解: 由于液压马达进口压力

$$p_M = \frac{2\pi T_M}{V_M \eta_{mM}}$$

又因
$$\eta_{mM} = \frac{\eta_M}{\eta_{VM}}$$

于是
$$p_M = \frac{2\pi T_M}{V_M \eta_M} \eta_{VM} = \frac{2\pi \times 65 \times 0.89}{160 \times 10^{-6} \times 0.79} \text{Pa} = 28.76 \times 10^5 \text{Pa}$$

(1) 通过节流阀的流量

$$\begin{aligned} q_T &= 80 A_T \sqrt{\Delta p} = 80 A_T \sqrt{p_Y - p_M} = \\ &80 \times 0.2 \sqrt{80 - 28.76} \text{L/min} = 114.53 \text{L/min} \end{aligned}$$

式中 q_T ——通过节流阀的流量 (L/min);

A_T ——节流阀的通流截面面积 (cm^2);

Δp ——节流阀压力差 (Pa)。

(2) 液压马达的转速

$$n_M = \frac{q_T}{V_M} \cdot \eta_{VM} = \frac{114.53 \times 10^3}{160} \times 0.89 \text{r/min} = 637 \text{r/min}$$

液压泵输出流量

$$\begin{aligned} q_p &= V_p \cdot n_p \cdot \eta_v = 100 \times 1500 \times 0.92 \times 10^{-3} \text{L/min} = \\ &138 \text{L/min} \end{aligned}$$

由于液压泵输出流量 $q_p = 138\text{L/min}$, 大于节流阀所需流量, 系统正常工作, 溢流阀正常溢流。

(3) 系统效率

$$\eta = \frac{T_M \Omega}{p_p q_p} = \frac{65 \times 637 \times 2\pi}{80 \times 10^5 \times 138 \times 10^{-3}} = 24\%$$

例 14 图 7-48 所示调速阀出口节流调速系统, 液压泵的流量 $q_p = 25\text{L/min}$, $A_1 = 100\text{cm}^2$, $A_2 = 50\text{cm}^2$, $F = (0 \sim 40)\text{kN}$ 时,

活塞向右运动速度基本无变化, $v=20\text{cm}/\text{min}$, 如调速阀要求的最小压差 $\Delta p_{\min}=0.5\text{MPa}$, 试问溢流阀的调整压力是多少? (不计调压偏差)? 液压泵的工作压力是多少? 液压缸所能达到的最高工作压力是多少? 回路的最高效率是多少?

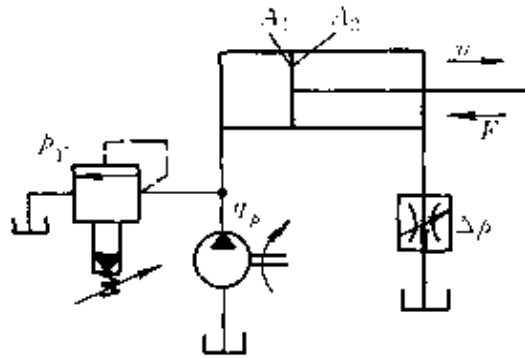


图 7-48 调速阀出口节流调速系统

解: (1) 溢流阀的调整压力和液压泵的工作压力 溢流阀应保证在负载 $F=F_{\max}=40\text{kN}$ 时, 其系统有正常工作的压力, 于是

$$p_Y A_1 = p_2 A_2 + F_{\max} = \Delta p_{\min} A_2 + F_{\max}$$

所以

$$p_Y = \frac{\Delta p_{\min} A_2 + F_{\max}}{A_1} = \frac{5 \times 10^5 \times 50 \times 10^{-4} + 40000}{100 \times 10^{-4}} \text{Pa} = 42.5 \times 10^5 \text{Pa} = 4.25 \text{MPa}$$

进入液压缸大腔的流量

$$q_1 = v A_1 = 20 \times 100 \times 10^{-3} \text{L}/\text{min} = 2 \text{L}/\text{min}$$

因为 $q_1 < q_p = 25 \text{L}/\text{min}$, 所以溢流阀处于正常工作状态, 溢流阀进行溢流, 液压泵的工作压力

$$p_p = p_Y = 4.25 \text{MPa}$$

(2) 液压缸所能达到的最高工作压力 当 $F=F_{\min}=0$ 时, 液压缸小腔的压力达到最大值, 受力平衡方程式为

$$p_Y A_1 = p_{2\max} A_2$$

所以

$$p_{2\max} = \frac{p_Y A_1}{A_2} = 42.5 \times 10^5 \times \frac{100}{50} \text{Pa} = 85 \times 10^5 \text{Pa} = 8.5 \text{MPa}$$

(3) 回路的最高效率 当 $F=F_{\max}=40\text{kN}$ 时, 回路效率最高, 即

$$\eta = \frac{Fv}{p_p q_p} = \frac{40000 \times 20 \times 10^{-2}}{42.5 \times 10^5 \times 25 \times 10^{-3}} = 0.075 = 7.5\%$$

例 15 在图 7-49 中, A、B 两液压缸的有杆腔面积和无杆腔的面积分别均相等, 负载 $F_1 > F_2$, 如不考虑泄漏和摩擦等因素, 试问两液压缸如何动作? 运动速度是否相等? 如节流阀开度最大, 压降为零, 两液压缸又如何动作? 运动速度有何变化? 将节流阀换成调速阀, 两液压缸的运动速度是否相等?

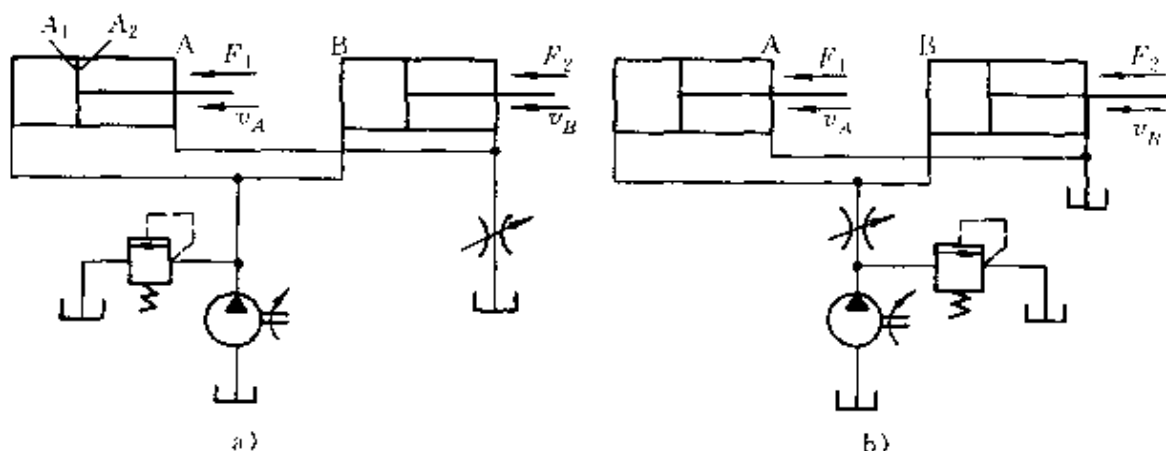


图 7-49 多缸顺序动作回路

答: (1) 两缸动作顺序及其运动速度 对于图 7-49 所示回路均是 B 缸先动, B 缸运动到终点后, A 缸开始运动。其理由如下:

对于图 7-49a 所示的出口节流调速回路而言, 根据力平衡方程式

$$p_Y A_1 = F_1 + \Delta p_A A_2$$

和

$$p_Y A_1 = F_2 + \Delta p_B A_2$$

可知, 出口节流调速回路, 进油腔压力, 即无杆腔压力始终保持为溢流阀的调整压力值 p_Y , 故平衡状态时, 当 $F_1 > F_2$, 则 $\Delta p_B > \Delta p_A$, 负载小的活塞运动产生的背压力高; 这个背压力 (即 Δp_B) 又加在 A 缸的有杆腔, 这样使 A 缸的力平衡方程变为

$$p_Y A_1 = F_1 + \Delta p_B A_2$$

由于

$$\Delta p_B > \Delta p_A$$

所以

$$p_Y' > p_Y$$

这表明，A 液压缸无杆腔要求的进油压力大于溢流阀的调定值，使 A 液压缸不能运动，直至 B 液压缸运动到终点后，背压力减小到 Δp_A 值，A 液压缸才能开始运动。因此，当 $F_1 > F_2$ 时，B 液压缸先动，到达终点后，A 液压缸才开始运动。

通过节流阀的流量方程 $q_T = CA_T \Delta p^{0.5}$ （薄壁节流口），可知：

$$\text{B 液压缸运动速度 } v_B = \frac{q_{TB}}{A_2} = \frac{CA_T \Delta p_B^{0.5}}{A_2}$$

$$\text{A 液压缸运动速度 } v_A = \frac{q_{TA}}{A_2} = \frac{CA_T \Delta p_A^{0.5}}{A_2}$$

流量系数 C ，节流阀通流截面 A_T ，无杆腔面积 A_2 均一定。由于 $\Delta p_B > \Delta p_A$ ，所以 $v_B > v_A$ 。

对于图 7-49b 所示进口节流调速回路而言，负载大小决定了液压缸左腔压力，可知：

$$\text{A 液压缸的工作压力 } p_A = \frac{F_1}{A_1}$$

$$\text{B 液压缸的工作压力 } p_B = \frac{F_2}{A_1}$$

由于 $F_1 > F_2$ ，所以 $p_A > p_B$ 。正由于这种原因，B 液压缸先动，待它到达终点停止运动后，A 液压缸才能运动。

流过节流阀至两缸的流量分别为：

$$q_{TA} = CA_T \Delta p_A^{0.5} = CA_T \sqrt{p_Y - p_A}$$

和

$$q_{TB} = CA_T \sqrt{p_Y - p_B}$$

由于 $p_B < p_A$ ，所以 $q_{TA} < q_{TB}$ ，则有：

$$v_B > v_A$$

(2) 节流阀开度最大，压降为零时，两液压缸的动作顺序及其运动速度 由于此时 $F_1 > F_2$ ，B 液压缸所需压力低于 A 液压缸所需压力，所以 B 液压缸先动，运动到终点后，待压力升至到 A

液压缸所需压力时，A 液压缸动作。

由于液压泵输出的流量一定，A 和 B 液压缸的 A_1 面积相等，所以 A、B 两液压缸的运动速度都相等。

(3) 将节流阀换成调速阀时两液压缸的运动速度 因有调速阀中的定差减压阀的作用，负载变化能使调速阀输出流量稳定，所以 $v_B = v_A$ 。具体地说，对图 7-

49a 所示回路， $v_B = v_A = \frac{q_T}{A_2}$ ；对图 7-49b 所示回路， $v_B = v_A = \frac{q_T}{A_1}$ 。

例 16 在图 7-50 中，已知缸筒直径 $D=70\text{mm}$ ，活塞杆直径 $d=50\text{mm}$ ，工作负载 $F=15\text{kN}$ ，一切摩擦力忽略不计。快速运动速度 $v_1=5\text{m/min}$ ，工进速度 $v_2=0.05\text{m/min}$ ，调速阀压差 $\Delta p=0.3\text{MPa}$ ，系统总的压力损失 $\Sigma\Delta p=0.5\text{MPa}$ ，试标明其工作循环、电磁铁、行程阀动作顺序表，计算并选择系统所需元件型号；指明该回路是由哪些基本回路组成的。

答：(1) 工作循环元件动作顺序表和选择系统所需元件

1) 工作循环动作顺序表

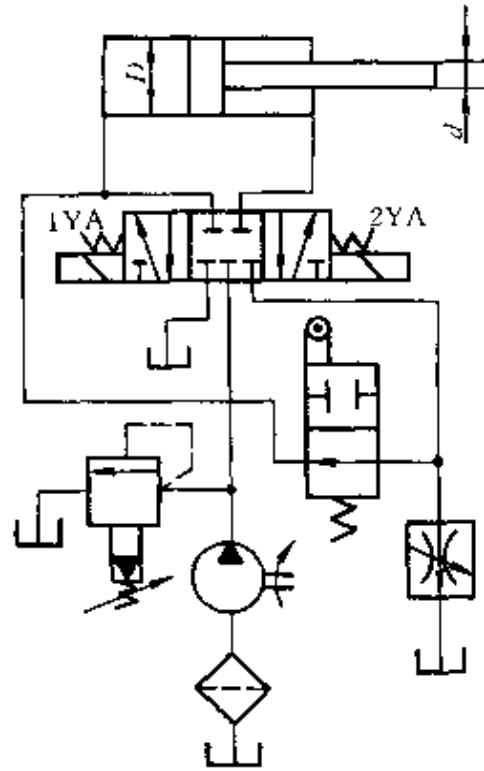


图 7-50 出口节流调速回路

工作循环	电磁铁		行程阀
	1YA	2YA	
快进	+	-	抬起
工进	+	-	压下
快退	-	+	抬起

2) 确定液压泵的工作压力

工进时无杆腔所需压力

$$p_1 = \frac{F + \Delta p A_2}{A_1} = \frac{F + \Delta p (D^2 - d^2) \frac{\pi}{4}}{\frac{\pi}{4} D^2} =$$

$$\frac{15000 + 3 \times 10^5 \times (0.07^2 - 0.05^2) \times \frac{\pi}{4}}{\frac{\pi}{4} \times 0.07^2} \text{Pa} =$$

$$40.5 \times 10^5 \text{Pa} = 4.05 \text{MPa}$$

工进时液压泵工作压力最高，即

$$p_p = p_1 + \Sigma \Delta p = 4.05 \text{MPa} + 0.5 \text{MPa} = 4.55 \text{MPa}$$

3) 确定液压泵的流量

快进时为差动联结，其流量

$$q = v_1 \frac{\pi}{4} d^2 = 5 \times \frac{\pi}{4} \times 0.05^2 \text{m}^3/\text{min} = 9.8 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{min} =$$

$$9.8 \text{L}/\text{min}$$

考虑泄漏损失，液压泵的流量

$$q_p = Kq = 1.2 \times 9.8 \text{L}/\text{min} = 11.8 \text{L}/\text{min}$$

根据计算所得 $p_p = 4.55 \text{MPa}$ ， $q_p = 11.8 \text{L}/\text{min}$ ，选择 YB—16 单级叶片泵。

4) 确定调速阀的最小稳定流量能否满足系统要求

工进时应通过调速阀的流量

$$q_T = v_2 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = 0.5 \times \frac{\pi}{4} (0.07^2 - 0.05^2) \text{L}/\text{min} =$$

$$0.1 \text{L}/\text{min}$$

输入无杆腔的流量

$$q_1 = v_2 \frac{\pi}{4} D^2 = 0.5 \times \frac{\pi}{4} \times 0.07^2 \text{L}/\text{min} = 0.2 \text{L}/\text{min}$$

由于 $q_1 < q_p$ ，泵的输出流量远远满足工进速度要求的流量，而调速阀的最小稳定流量为 $0.05 \text{L}/\text{min}$ ，小于计算数值 $q_T =$

0. 1L/min, 故满足要求。选择调速阀 Q-10B。

5) 选择驱动液压泵的电动机

泵的输入功率为

$$P_i = \frac{p_p \cdot q_p}{6 \times 10^7 \eta} = \frac{45.5 \times 10^5 \times 16}{6 \times 10^7 \times 0.85} \text{ kW} = 1.43 \text{ kW}$$

其中, 泵的效率 $\eta = 0.85$, YB-16 液压泵输出流量 16L/min。
 应选 J02-31-6 电动机。

6) 选择其它液压元件

根据 $p_p = 4.55 \text{ MPa}$, $q = 16 \text{ L/min}$, 选择以下各元件:

溢流阀 Y1-25B

换向阀 35D-25B

吸油过滤器 TLW-25

调速阀 Q-10B

通过行程阀的流量是在液压缸快进时, 有杆腔回油, 其值

$$q' = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) v_1 = \frac{\pi}{4} (0.7^2 - 0.5^2) \times 50 \text{ L/min} = 9.42 \text{ L/min}$$

所以选 22C-10B。

(2) 组成该回路的基本回路 有换向回路、出口节流调速回路、快速运动回路和速度换接回路。

例 17 在图 7-51 中, 已知 $A_1 = 100 \text{ cm}^2$, $A_2 = 50 \text{ cm}^2$, 负载 $F_1 = 25 \text{ kN}$ 。求节流阀压降 $\Delta p = 0.3 \text{ MPa}$ 时, 溢流阀的调整压力 p_Y 是多少? 当溢流阀按上述调好后, 负载 F 由 25kN 降至 15kN 时, 液压泵工作压力有何变化? 液压

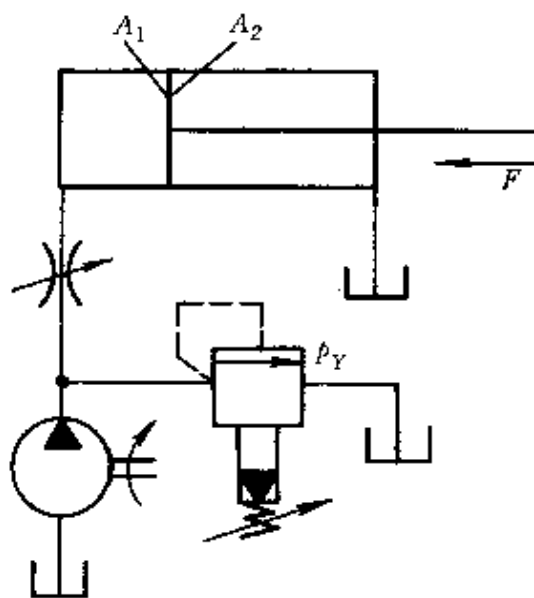


图 7-51 进口节流调速回路

缸速度有何变化？（节流阀的节流口为薄壁孔），如果将节流阀改为调速阀时又将会怎样？

解：（1）溢流阀的调整压力

$$p_Y = p_1 + \Delta p = \frac{F_1}{A_1} + \Delta p = \frac{25 \times 10^3}{100 \times 10^{-4}} + 3 \times 10^5 = 28 \times 10^5 \text{ Pa} = 2.8 \text{ MPa}$$

（2）负载由 25kN 降至 15kN 后的情况 当负载由 25kN 降至 15kN 时，液压泵的工作压力没有变化，在进口节流调速回路中液压泵的工作压力取决于溢流阀的调整压力。

负载 $F_1 = 25\text{kN}$ 时，液压缸运动速度

$$v_1 = \frac{CA_T \sqrt{\Delta p}}{A_1} = \frac{CA_T}{A_1} \sqrt{p_Y - \frac{F_1}{A_1}} = \frac{CA_T}{A_1} \sqrt{28 \times 10^5 - \frac{25000}{100 \times 10^{-4}}} = \frac{CA_T}{A_1} \sqrt{3 \times 10^5}$$

负载 $F_2 = 15\text{kN}$ 时，液压缸运动速度

$$v_2 = \frac{CA_T}{A_1} \sqrt{p_Y - \frac{F_2}{A_1}} = \frac{CA_T}{A_1} \sqrt{28 \times 10^5 - \frac{15000}{100 \times 10^{-4}}} = \frac{CA_T}{A_1} \sqrt{13 \times 10^5}$$

由于 $\frac{v_1}{v_2} = \frac{\sqrt{3 \times 10^5}}{\sqrt{13 \times 10^5}} = \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{13}}$ ，所以 $v_2 = \frac{\sqrt{13}}{\sqrt{3}} v_1$ 。

由此可见，负载下降，节流阀前后压差增大，液压缸运动速度变快；当负载由 25kN 降至 15kN 时，液压缸运动速度增大 $\sqrt{13}/\sqrt{3}$ 倍。用调速阀代替节流阀时，液压泵的工作压力没有变化，仍是溢流阀的调整压力；而液压缸的运动速度也基本不变，仍是按负载 F_1 时调好的速度不变。

八、液压传动系统

8-1 怎样阅读液压传动原理图？

答：为了正确而又迅速地阅读液压传动原理图，首先要很好地掌握液压知识，熟悉各种液压元件的工作原理、功用和特性；了解和掌握液压系统的各种基本回路和油路的一些基本性质；熟悉液压系统的各种控制方法和图中的符号标记。其次要在工作中联系实际，多读多练，通过各种典型的液压系统了解系统的特点，这对于阅读新的液压传动原理图可起到触类旁通和熟能生巧的作用。

如果液压传动原理图附有说明书和动作顺序表，可按说明书逐一对照阅读。如果没有说明书，而只有一张系统图（图上可能附有工作循环表，电磁铁动作顺序表或简单说明），这时就要求读者通过分析各元件的作用及油路的连通情况，弄清系统的工作原理。

8-2 阅读液压传动原理图的步骤如何？

答：阅读液压传动原理图一般可按下列步骤进行：

①了解液压系统的用途、工作循环、应具有的性能和对液压系统的各种要求等，例如阅读外圆磨床的液压传动原理图时，应当了解外圆磨床的用途是磨削外圆柱表面，因此要求液压传动系统应能实现工作台的往复运动、砂轮的快速进退和周期进给等工作循环；有的还要求能实现液压驱动工件旋转。在性能上，要求液压系统应具有使工作台换向精度高、运动平稳、往复运动速度不高、调速范围不大和砂轮进给比较恒定等特点。

②根据工作循环、工作性能和要求等，分析需要哪些基本回路，并弄清各液压元件的类型、性能、相互间的联结关系和功用。为此首先要弄清楚用半结构图表示的元件和专用元件的工作原理

及性能；其次是阅读明白液压缸或液压马达；再次阅读并了解各种控制装置及变量机构；最后阅读和掌握辅助装置。在此基础上，根据工作循环和工作性能要求分析必须具有哪些基本回路，并在液压传动原理图上逐一地查找出每个基本回路。

③按照工作循环动作顺序，仔细分析并依次写出完成各个动作的相应油液流经路线。为了便于分析，在分析之前最好将液压系统中的每个液压元件和各条油路编上号码。这样，对分析复杂油路、动作较多的系统尤为必要。

写油液流经路线时，要分清主油路和控制油路。对于主油路，应从液压泵开始写，一直写到执行元件，这就构成了进油路线；然后再从执行件回油一直写到油箱（闭式系统则回到液压泵）。这样分析，目标明确，不易搞乱。

在分析各种状态时，要特别注意系统从一种工作状态转换到另一种工作状态，是由哪些元件发出的信号，使哪些控制元件动作，从而改变什么通路状态，达到何种状态的转换。在阅读时还要注意，主油路和控制油路是否有矛盾，是否相互干扰等。在分析各个动作油路的基础上，列出电磁铁和其它转换元件的动作顺序表。

8-3 根据工况要求，分析 YT4543 型液压滑台的液压传动系统应具有哪些性能要求？

答：YT4543 型液压滑台是组合机床上用以实现进给运动的通用动力部件。滑台由液压缸驱动做工作进给运动，根据被加工工件的要求应实现不同的工作循环。为使液压系统能按动作要求进行速度调节和变换，滑台的液压系统（见图 8-1）应具有如下一些性能。

①能在变负载和断续负载的条件下工作，滑台的进给速度要稳定，特别是以最小进给速度工作时，仍能保持稳定的速度。

②能承受规定的最大负载，并且有较大的“工进”调速范围，以适应不同工序的工艺需要，例如钻孔时轴向进给力 and 进给量都

较大，而精镗时进给力 and 进给量却不大，这样就要求液压滑台均能满足上述的不同技术要求。

③应能实现快速趋近和快速退回的速度要求。

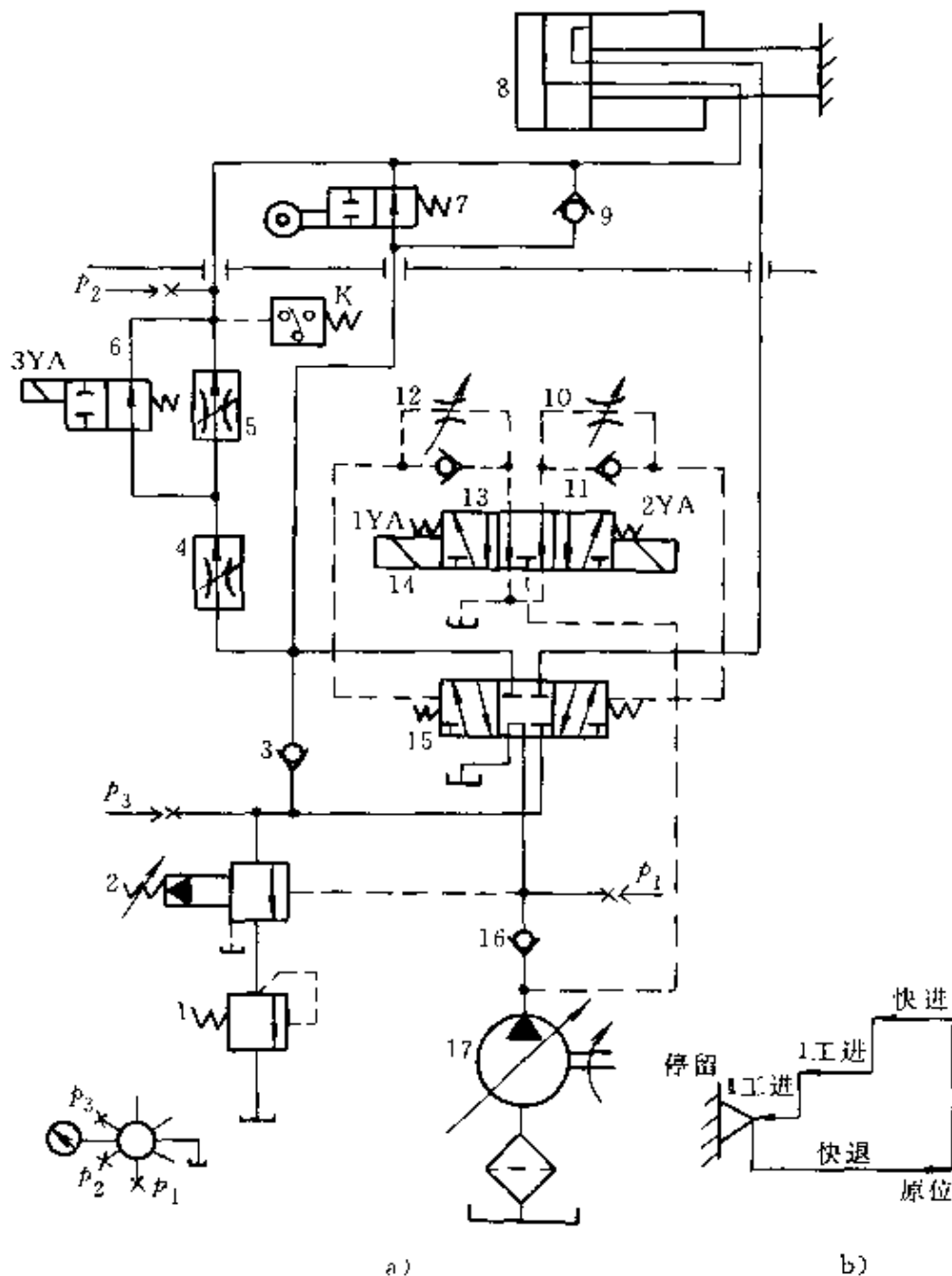


图 8-1 YT4543 型液压滑台的液压系统图

a) 液压系统图 b) 工作循环图

- 1—背压阀 2—顺序阀 3、9、11、13、16—单向阀 4、5—调速阀
6—二位二通阀 7—行程阀 8—液压缸 10、12—可调节流器
14、15—换向阀 17—变量泵

④能够圆满地实现快速和慢速的速度换接，并能合理地利用能量，提高系统效率，减少发热。

⑤应能严格地实现各个元件的顺序动作。

8-4 分析 YT4543 型液压滑台的液压系统图，指出由哪些基本回路组成？各元件在系统中起什么作用？

答：（参见图 8-1）

（1）组成系统的基本回路有：换向回路；快速运动回路；速度换接回路；二次进给回路；容积式节流调速回路；卸荷回路。

（2）各元件的作用

①变量泵 17 该泵为限压式变量泵，随负载的变化而输出不同流量的油液，以适应快速运动和工作进给（慢速）的要求。

②液压缸 8 该缸为活塞杆固定的差动液压缸。活塞杆较粗，无杆腔与有杆腔的有效工作面积之比为 2：1，使快速进给和快速退回的速度相等。

③电液换向阀 它由三位五通液动换向阀 15 和三位五通电磁换向阀 14 组成，用以控制液压缸的运动方向。

④调速阀 4 和 5 这两个阀串联在进油路上，实现节流调速。由调速阀 4 控制 I 工进速度（慢速），由调速阀 5 控制 II 工进速度（更慢速），由二位二通阀 6 控制两种工进速度的换接。

⑤行程阀 7 用于控制快进和工进的速度换接。

⑥背压阀 1 由于采用进口节流调速，液压缸 8 运动的平稳性差，所以在回油路上设置背压阀 1，用以提高液压缸 8 运动的平稳性。

⑦顺序阀 2 液压缸快进时，系统压力低，顺序阀 2 关闭，使液压缸 8 形成差动联结；在工进时，由于系统压力升高，顺序阀 2 打开，回油经背压阀 1 流回油箱。

⑧单向阀 3 液压缸 8 工进时，单向阀 3 将进油路与回油路隔开。

⑨单向阀 16 除防止系统的油液倒流，保护变量泵 17 外；在此回路中，主要是使控制油路具有一定的压力，用以控制三位五

通电磁换向阀的启动。

⑩压力继电器 K 控制电液换向阀，使液压缸 8 快速退回。

8-5 YT4543 型液压滑台的液压系统可完成哪些工作循环？说明二次工进自动工作循环的液压传动原理。

答：YT4543 型液压滑台的液压系统可完成的典型工作循环是：

快进→I 工进→II 工进→死挡铁停留→快退→原位停止。

除此之外，还可以实现多种自动工作循环，例如：

快进→工进（死挡铁停留）→快退→原位停止。

快进→工进→快进→工进→…→快退→原位停止。

……

图 8-1b 为实现二次工进的工作循环，图 8-1a 为实现二次工进工作循环的液压传动原理图，它的工作过程如下：

(1) 快进 按下启动按钮，1YA 通电，液动换向阀 15 左位工作，变量泵 17 输出的压力油经单向阀 16、换向阀 15、行程阀 7（右位）进入液压缸 8 左腔；液压缸 8 右腔的油液经换向阀 15、单向阀 3、行程阀 7（右位）也进入液压缸 8 左腔，实现差动联结。因为液压缸 8 快进时不进行切削加工，滑台负载小，系统压力较低，故顺序阀 2 关闭，变量泵 17 在低压控制下输出最大流量，使滑台快速前进。

(2) I 工进 当滑台快速前进到预定位置时，液压撞块压下行程阀 7，切断直通油路，这时压力油经调速阀 4、二位二通电磁阀 6（右位）才能进入液压缸 8 左腔。由于系统压力升高，顺序阀 2 被打开，液压缸 8 右腔的油液经换向阀 15，顺序阀 2 和背压阀 1 流回油箱。这时滑台转换成第 I 种工进速度（即 I 工进）进给，速度的大小由调速阀 4 的开口量决定。这时变量泵 17 因系统压力升高而自动减小其输出流量，正好适应 I 工进的需要。

(3) II 工进 在 I 工进结束时，撞块压下行程开关，发出信号使 3YA 通电，二位二通电磁阀 6 左位工作，压力油经调速阀 4 和 5 进入液压缸 8 左腔。液压缸 8 右腔的回油路线与 I 工进时相同，这时滑台转换成 II 工进，其速度大小由调速阀 5 的开口量决定。

(4) 死挡铁停留 当滑台以Ⅱ工进速度运动，碰上死挡铁时，滑台不再前进，停留在死挡铁处。

(5) 快退 滑台碰上死挡铁时，变量泵 17 还在继续供油，因此系统压力进一步升高。当液压缸 8 左腔压力升高到压力继电器 K 调定值时，则发出信号，使 1YA 断电，2YA 通电，换向阀 14 和换向阀 15 换向，压力油经单向阀 16、换向阀 15 进入液压缸 8 右腔，而左腔的油液经单向阀 9、换向阀 15 排回油箱，液压缸 8 快速退回。由于快退时滑台负载小，系统压力较低，变量泵 17 输出流量又自动增大，满足了滑台快退的需要。

(6) 原位停止 当滑台快退到原位时，撞块压下终点行程开关，发出信号，使 1YA、2YA、3YA 断电，换向阀 15 处于中位，液压缸 8 两腔油路封闭，滑台停止运动。这时变量泵 17 输出的油液经单向阀 16、换向阀 15 排回油箱，变量泵 17 在低压下卸荷。

8-6 YT4543 型液压滑台的液压传动系统有何特点？

答：①采用“限压式变量泵—调速阀—背压阀”式调速回路能保证滑台稳定的低速运动、较好的速度刚性和较大的调速范围，并能减少系统发热；由于在回油路上设置了背压阀，改善了运动平稳性，并能承受负负载。

②采用“进口节流加背压阀”的调速方式，改善了运动平稳性；启动和快进转工进时的冲击较小；死挡铁停留时，便于利用压力继电器发出信号，进行自动控制，使液压缸中不致于出现过大的压力。

③采用限压式变量泵和差动联结回路实现快进，提高了快进速度，并使能量的利用较为经济合理。

④采用行程阀和顺序阀实现快进转工进的换接，不仅能简化机床电路，而且动作可靠，转换精度也比电气控制式的高。

⑤采用限压式变量泵，流量随压力变化自动调节，使快进转工进后，没有溢流造成的功率损失，系统的效率较高。

⑥在工作循环中，采用“死挡铁停留”，使行程终点的重复位置精度较高，适用于镗阶梯孔、镗孔和镗端面等工序。

8-7 M1432A 型万能外圆磨床的液压系统可完成机床的哪些运动？对每个运动应满足的基本要求是什么？

答：磨床的液压系统如图 8-2 所示。

(1) 可完成的运动

- ①工作台的往复运动。
- ②砂轮架的快速进、退运动。
- ③尾架顶尖的液动松开与夹紧。
- ④导轨的润滑。

(2) 对每个运动应满足的基本要求

1) 对于工作台的往复运动

- ①可进行无级调速，且在低速时无爬行现象。
- ②工作台的换向过程要平稳，启动和停止应迅速。
- ③为了磨削阶梯轴和阶梯孔，工作台应有较高的换向精度，以防砂轮碰撞工件台阶，造成事故。

④为使工件两端达到要求的磨削尺寸，工作台换向时在工件两端要有一短暂的停留阶段，并能调节停留时间。

⑤切入磨削时，能实现高频率、短行程的换向（也称为抖动）。

⑥液压驱动工作台和手动操作工作台应能互锁。

2) 对于砂轮架的快速进退运动

- ①快进时，运动要平稳，要有较高的重复位置精度。
- ②内、外圆磨具应能互锁。

3) 对尾架顶尖的液动松开与夹紧 为了保证安全操作，尾架顶尖只有在砂轮架退出后才能松开，并且二者应互锁。

8-8 分析 M1432A 型万能外圆磨床的液压传动系统如何实现工作台往复运动和液压驱动工作台与手操作工作台的互锁？

答：如图 8-2 所示，当开停阀 E 处在“开”位，节流阀处在开口最大位置，先导阀 C 和换向阀 D 都处于右端位置，这时工作台向右运动。其主油路的油流为：

进油路：泵 B→油路 1→换向阀 D→油路 2→液压缸右腔。工作台右行。

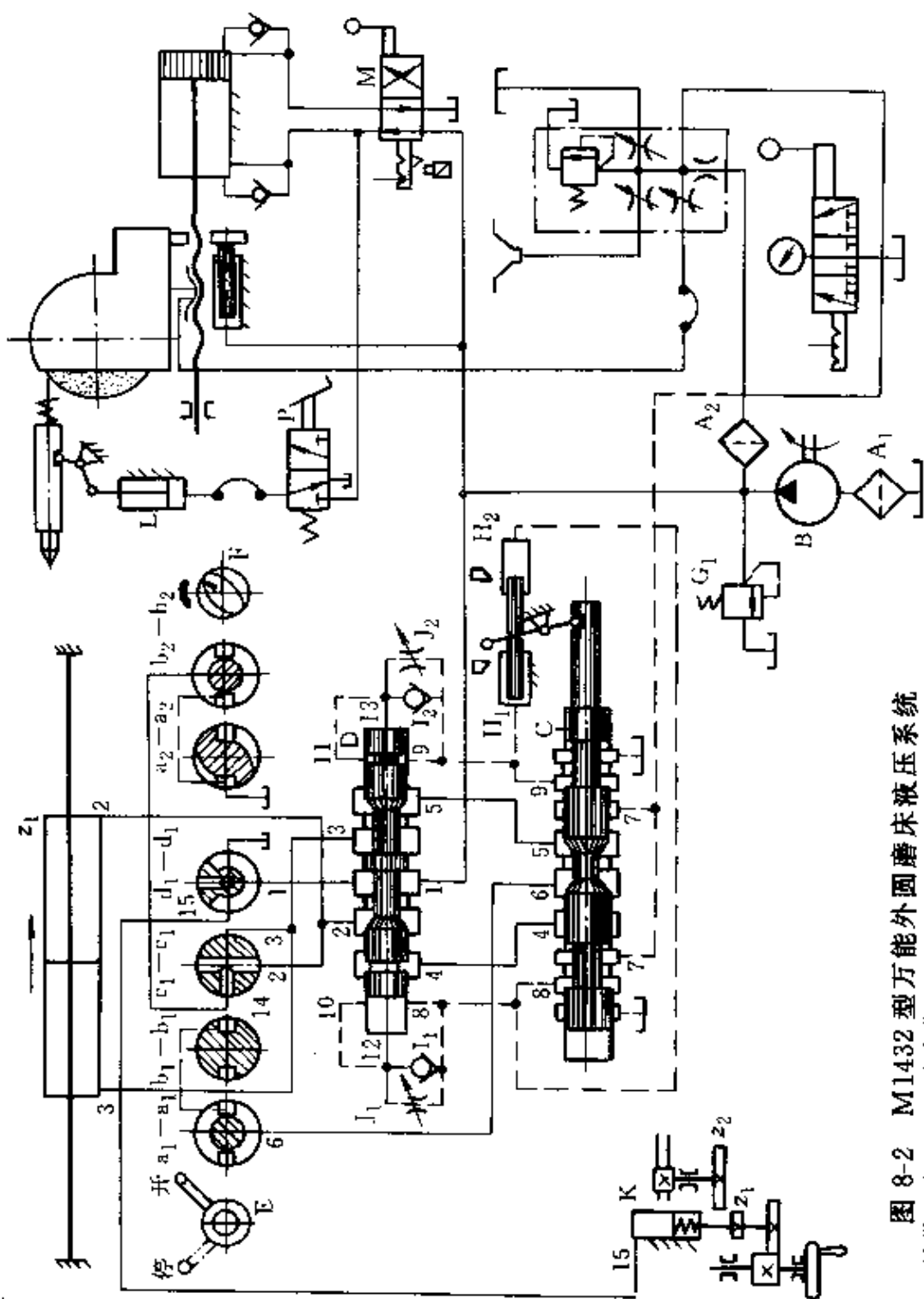


图 8-2 M1432 型万能外圆磨床液压系统

1~15—油路 A₁、A₂—过滤器 B—液油泵 C—先导阀 D—换向阀
 E—开停阀 F—节流阀 G₁—溢流阀 H₁、H₂—抖动缸 I₁、I₂—单向阀 J₁、J₂—可调节节流器
 K—手动机构液缸 L—尾座液缸 M—二位四通阀 P—二位三通阀 Z₁、Z₂—齿轮

回油路：液压缸左腔→油路 3→换向阀 D→油路 5→先导阀 C→油路 6→开停阀 E 的 a_1 - a_1 截面→开停阀 E 的轴向槽（虚线）→开停阀 E 的 b_1 - b_1 截面→油路 14→节流阀 F 的 b_2 - b_2 截面及其轴向槽→节流阀 F 的 a_2 - a_2 截面的节流口→油箱。

若先导阀 C 和换向阀 D 都处于左端位置，这时工作台向左运动。换向过程分为三个阶段：

1) 制动阶段 当工作台向右运动到预先调整好的位置时，固定在工作台左端的撞块推动拨杆向右移动，使先导阀 C 向左移动，先导阀 C 中段的右制动锥逐渐将油路 5 和 6 之间的通道关小，使工作台减速，实现行程预制动；当工作台继续推动拨杆向右移动使先导阀 C 的油路 7 和油路 9 接通，油路 8 与油箱接通。这时控制油路被切换。控制油路的油流为：

进油路：泵 B→ A_2 →油路 7→先导阀 C→油路 9
 → H_1 （推动先导阀快跳至左位）。
 9→ I_2 →油路 13→换向阀 D 右端（推动换向阀 D 向左快跳）。
 回油路： H_2 ——
 换向阀 D 左端 →油路 8→先导阀 C→油箱。

当换向阀 D 向左快跳（第一次快跳）至油路 8 时，油路 1、2、3 互通，因此液压缸两腔互通压力油，工作台停止，实现工作台换向前的制动。

2) 换向时停留阶段 换向阀 D 实现第一次快跳之后，阀芯盖住了左端油路 8，换向阀 D 左端的回油只能通过节流阀 J_1 流回油箱，即：换向阀 D 左端→油路 12→节流阀 J_1 →油路 8→先导阀 C→油箱。

这时换向阀 D 阀芯以节流阀 J_1 调定的速度慢速向左移动。在慢移阶段，由于阀体中间沉槽比阀芯台肩宽，油路 1、2、3 始终互通，液压缸两腔互通，工作台在换向点继续停留。停留时间由节流阀 J_1 调节。

3) 反向启动阶段 当换向阀 D 慢速向左移动到使油路 8、10 接通时，换向阀 D 左端油液可经油路 12→油路 10→换向阀 D 阀

芯左端环槽→油路 8→先导阀 C→油箱。回油又畅通无阻，阀芯实现第二次快跳，主油路迅速被切换，工作台反向启动，向左运动。这时主油路的油流为：

进油路：泵 B→油路 1→换向阀 D→油路 3→液压缸左腔。

回油路：液压缸右腔→油路 2→换向阀 D→油路 4→先导阀 C→油路 6→开停阀 E 的 a_1-a_1 截面→开停阀 E 的 b_1-b_1 截面→油路 14→节流阀 F 的 b_2-b_2 截面→节流阀 F 的 a_2-a_2 截面上的节流口→油箱。

当工作台向左移动使右挡块碰上拨杆后，控制油路按上述同样的过程进行反方向切换；同时主油路也按上述同样的过程反方向变换，工作台又向右移动。如此不断反复，使工作台实现往复运动。

液压驱动工作台和手操作工作台的互锁情况是：当开停阀处于“开”位时，油路 1 的压力油经开停阀的 d_1-d_1 截面和油路 15，进入手摇机构液压缸 K，推动活塞，使齿轮 z_1 与 z_2 脱开啮合，因此工作台往复运动时手轮不会被转动，即使误碰了手轮也不会影响工作台的运动；当开停阀处于“停”位时，开停阀的 b_1-b_1 截面关闭了通往节流阀 F 的回油路，而 c_1-c_1 截面使液压缸两腔互通，工作台停止运动。这时手摇机构液压缸内的油经油路 15→开停阀的 d_1-d_1 截面的径向孔→油箱。活塞在弹簧作用下，使 z_1 与 z_2 进入啮合，则工作台移动，可通过摇动手轮进给。

8-9 M1432A 型万能外圆磨床液压传动系统有何特点：

答：①采用了活塞杆固定式的双出杆液压缸，保证了左、右两个方向运动速度的一致，也减少了机床的占地面积。

②由于磨削负载变化小，且要求低速稳定性好，加工精度高，故采用节流阀的出口节流调速。

③由于磨床的磨削力小，速度不高，故采用低压齿轮泵供油。

④采用了把先导阀 C、换向阀 D 和开停阀 E 做在一个共同阀体内的液压操纵箱式结构。它能显著缩小液压元件的总体积、缩短阀间通道长度、减少油管 and 管接头数目、操作方便，并改善了

液压系统的工作性能。

⑤设置了抖动阀，能使先导阀实现快跳，工作台能在很短距离内高频抖动，有利于保证切入式磨削和阶梯轴（孔）的加工质量。

⑥换向阀具有一次快跳、慢速移动、二次快跳的油路结构，从而可使工作台获得很高的换向精度。

8-10 M1432A 型万能外圆磨床的液压系统如何实现对短工件的磨削？

答：磨削短工件是指磨削长度稍大于砂轮宽度的工件。加工时需工作台抖动切入。为使工作台做短距离高频率的往复运动（参见图 8-2），将行程撞块调近，使抖动阀（缸） H_1 和 H_2 实现频繁的抖动；并且将节流阀 J_1 和 J_2 调到最大开度，使先导阀快跳的同时换向阀也快跳到终端，没有换向停留，便实现高速换向，使工作台做短距离频繁的抖动，实现对短工件的磨削。砂轮架的切入进给由机械传动机构完成，以达到磨削径向尺寸要求。

8-11 时间控制制动式换向回路和行程控制制动换向回路各有什么特点？

答：（1）时间控制的制动换向回路特点（见图 8-3a）

①调节节流阀 J_1 或 J_2 的开口量，便控制了换向时间。它的换向时间基本上是固定的，所以称为时间控制制动式换向回路。

②换向阀的换向时间调定后，工作台速度低时，制动行程就短，冲出量小；反之，则制动行程长，冲出量大。因此，时间控制制动的异速换向精度较差。

③在工作台速度一定时，虽然节流阀 J_1 或 J_2 已调定，但由于受到温度变化和油液质量等因素影响，会使换向阀阀芯移动速度发生变化，因此制动时间会有长有短，即工作台各次的换向点的位置也有差异。这表明时间控制制动式换向回路，在工作台以同速运动时，换向点变动量大，换向精度低。

④可通过节流阀 J_1 、 J_2 来调节换向时间，使快速时换向过程比较平稳。

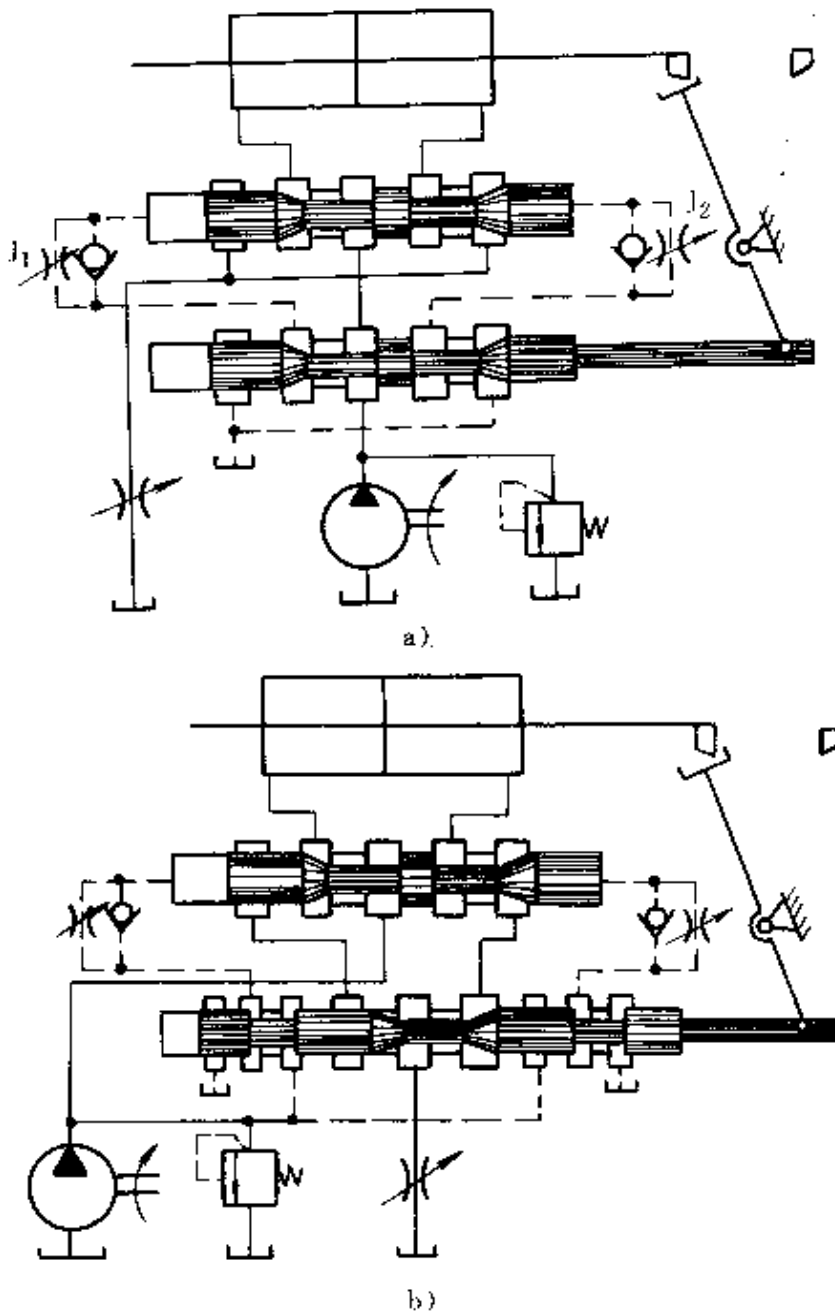


图 8-3 时间控制和行程控制的制动换向回路
 a) 时间控制的制动换向回路 b) 行程控制的制动换向回路

⑤时间控制制动适用于工作台速度较高、换向精度要求不高的机床，如平面磨床、插床和龙门刨床等。

(2) 行程控制制动换向回路的特点 (图 8-3b)

①无论工作台的速度如何变化，它基本上是由工作台带动先导阀移动一定行程，使工作台获得制动，因此不受工作台工作速

度的影响，换向精度高。

②换向快而平稳，换向精度高，适应加工阶梯轴或阶梯孔的需要。

③切入磨削时，可使工作台抖动，以改善工件表面的质量和提高磨削效率。

8-12 试分析多缸顺序专用铣床的液压系统是如何实现所规定的工作循环的？

答：多缸顺序专用铣床的液压系统如图 8-4a 所示，图 8-4b 为铣床要求的工作循环。

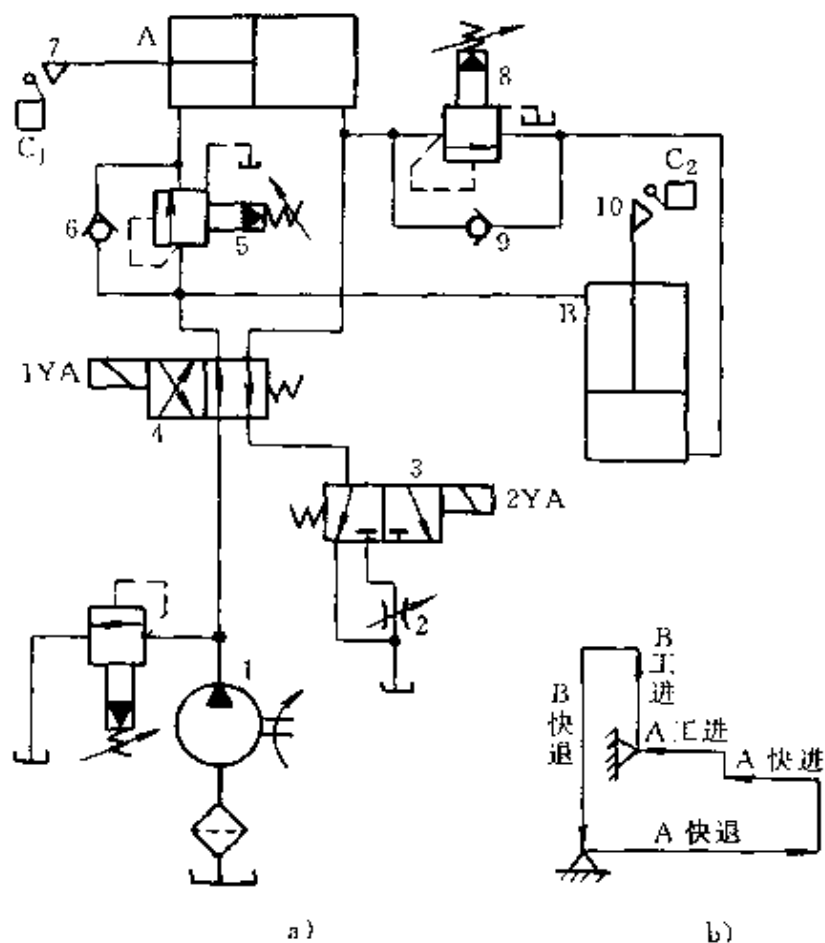


图 8-4 多缸顺序专用铣床液压系统图

a) 液压系统原理图 b) 工作循环图

1—液压泵 2—节流阀 3、4—电磁阀 5、8—顺序阀 6、9—单向阀
7、10—撞块 A、B—液压缸 C_1 、 C_2 —行程开关

完成工作循环的工作过程如下：

(1) 液压缸 A 水平向左快进 启动液压泵 1, 按下电钮, 1YA 通电, 电磁阀 4 的左位工作, 其油路为:

进油路: 液压泵 1 → 电磁阀 4 (左位) → 液压缸 A 右腔 (活塞向左快进)。

回油路: 液压缸 A 左腔 → 单向阀 6 → 电磁阀 4 (左位) → 电磁阀 3 (左位) → 油箱。

(2) 液压缸 A 水平向左慢进 当液压缸快进一定行程后, 执行元件的撞块 7 碰到行程开关 C_1 , 立即发出信号, 使 2YA 通电, 电磁阀 3 右位工作, 则可实现液压缸 A 水平向左慢进, 其油路为:

进油路: 与液压缸 A 水平向左快进时的进油路相同。

回油路: 液压缸 A 左腔 → 单向阀 6 → 电磁阀 4 (左位) → 电磁阀 3 (右位) → 节流阀 2 → 油箱。

液压缸 A 水平向左慢进速度由节流阀 2 调节。

(3) 液压缸 B 垂直向上慢速进给 当液压缸 A 慢进一定行程后, 碰到死挡铁, 液压缸 A 停止运动, 系统压力迅速升高。当压力值超过顺序阀 8 的调整压力时, 压力油便进入液压缸 B 的下腔, 推动液压缸 B 的活塞垂直向上慢速进给, 其油路为:

进油路: 液压泵 1 → 电磁阀 4 (左位) → 顺序阀 8 → 液压缸 B 下腔 (活塞向上慢进)。

回油路: 液压缸 B 上腔 → 电磁阀 4 (左位) → 电磁阀 3 (右位) → 节流阀 2 → 油箱。

(4) 液压缸 B 垂直向下快速退回 当液压缸 B 的活塞垂直向上慢进到一定行程后, 执行元件的撞块 10 碰到行程开关 C_2 , 立即发出信号, 使 1YA 和 2YA 都断电, 电磁阀 4 和 3 复位 (图示状态), 液压泵 1 输出的压力油进入液压缸 B 的上腔, 使液压缸 B 的活塞垂直向下快速退回。其油路为:

进油路: 液压泵 1 → 电磁阀 4 (右位) → 液压缸 B 上腔 (液压缸 B 的活塞向下快速退回)。

回油路: 液压缸 B 下腔 → 单向阀 9 → 电磁阀 4 (右位) → 电磁

阀 3（左位）→油箱。

（5）液压缸 A 水平向右快速退回 当液压缸 B 的活塞垂直快速退回到原位，碰上死挡铁，系统压力升高，顺序阀 5 被打开，压力油便进入液压缸 A 的左腔，使液压缸 A 的活塞水平向右快速退回复位。其油路为：

进油路：液压泵 1→电磁阀 4（右位）→顺序阀 5→液压缸 A 左腔（液压缸 A 的活塞向右快速退回）。

回油路：液压缸 A 右腔→电磁阀 4（右位）→电磁阀 3（左位）→油箱。

到此，液压系统完成一个完整的工作循环。从以上分析可知，多缸顺序专用铣床的液压系统是利用顺序阀和行程开关互相配合来实现所要求的动作顺序。

8-13 设计机床液压传动系统的依据是什么？

答：设计机床液压传动系统的依据如下：

①机床的总体布局和工艺要求，包括采用液压传动所完成的机床运动种类、机械设计时提出可能用的液压执行元件的种类和型号、执行元件的位置及其空间的尺寸范围、要求的自动化程度等。

②机床的工作循环、执行机构的运动方式（移动、转动或摆动），以及完成的工作范围。

③液压执行元件的运动速度、调速范围、工作行程、载荷性质和变化范围。

④机床各部件的动作顺序和互锁要求，以及各部件的工作环境及占地面积等。

⑤液压系统的工作性能，如工作平稳性、可靠性、换向精度、停留时间和冲出量等方面的要求。

⑥其它要求，如污染、腐蚀性、易燃性以及液压装置的质量、外形尺寸和经济性等。

8-14 设计液压传动系统的步骤如何？

答：对设计液压传动系统的步骤没有严格地规定，根据实际设计

经验，总结出以下设计步骤供参考。

(1) 明确对液压传动系统的工作要求

这是设计液压传动系统的依据，由使用部门以技术任务书的形式提出。

(2) 拟定液压传动系统图

①根据工作部件的运动形式，合理地选择液压执行元件。

②根据工作部件的性能要求和动作顺序，列出可能实现的各种基本回路。此时应注意选择合适的调速方案、速度换接方案，确定安全措施和卸荷措施，保证自动工作循环的完成和顺序动作的可靠。

液压传动方案拟定后，应按国家标准规定的图形符号绘制正式原理图。图中应标注出各液压元件的型号规格，还应有执行元件的动作循环图和电气元件的动作循环表，同时要列出标准（或通用）元件及辅助元件一览表。

(3) 计算液压系统的主要参数和选择液压元件

①计算液压缸的主要参数。

②计算液压缸所需的流量并选用液压泵。

③选用油管。

④选取元件规格。

⑤计算系统实际工作压力。

⑥计算功率，选用电动机。

⑦发热和油箱容积的计算。

(4) 进行必要的液压系统验算

(5) 液压装置的结构设计

(6) 绘制液压系统工作图，编制技术文件

8-15 设计液压传动系统时应注意哪些问题？

答：①在组合基本回路时，要注意防止回路间相互干扰，保证正常的工作循环。

②提高系统的工作效率，防止系统过热，例如功率小，可用节流调速系统；功率大，最好用容积调速系统；经常停车制动，应

使泵能够及时的卸荷；在每一工作循环中耗油率差别很大的系统，应考虑用蓄能器或压力补偿变量泵等效率高的回路。

③防止液压冲击，对于高压大流量的系统，应考虑用液动换向阀代替电磁换向阀，减慢换向速度；采用蓄能器或增设缓冲回路，消除液压冲击。

④系统在满足工作循环和生产率的前提下，应力求简单，系统越复杂，产生故障的机会就越多。系统要安全可靠，对于做垂直运动提升重物的执行元件应设有平衡回路；对有严格顺序动作要求的执行元件应采用行程控制的顺序动作回路。此外，还应具有互锁装置和一些安全措施。

⑤尽量做到标准化、系列化设计，减少专用件设计。

8-16 液压系统的主要参数是哪两个？如何确定？

答：液压系统的主要参数是压力和流量。它们都由两部分组成：一部分是由执行元件的工作需要而决定的压力和流量；另一部分是由油液流经回路时的压力损失和泄漏损失而损失掉的压力和流量。但是，执行元件所需的压力和流量是主要的，占有很大的比重，而系统的压力损失和泄漏损失是很小的，并应尽可能地减少。因此，确定液压系统的压力和流量主要是确定执行元件的压力和流量，再加上系统的压力损失和泄漏损失，就是系统所需的压力和流量。即

$$p_{\text{系}} = p + \Delta p$$

$$q_{\text{系}} = q + \Delta q$$

式中 $p_{\text{系}}$ 、 $q_{\text{系}}$ ——分别是液压系统的压力和流量；

p 、 q ——分别是执行元件所需的压力和流量；

Δp 、 Δq ——分别是液压系统的压力损失和泄漏损失。

8-17 如何验算系统的实际工作压力？

答：通常，在系统结构尚未确定之前，若确定液压缸的工作压力，可采用估算法，即

$$p = m p_H$$

式中 m ——小于 1 的系数；

p_H ——液压泵的额定压力。

例如切削加工中，对一般切削力 $F_{切}$ 和导轨摩擦力 $F_{导}$ 所占比重较大的情况（如车、钻、铣和组合机床等进给运动），可取 $m=0.7\sim 0.9$ ；对于拉床和刨床的主运动系统，可取 $m=0.7\sim 0.8$ 。

在液压缸直径、管径和元件确定之后，必须验算系统的实际工作压力，以此作为调整溢流阀的依据。如果验算所得实际工作压力超过所选用泵的额定压力，则需加大液压缸直径，加粗油管或选用较大规格元件，然后重算。

验算公式如下：

$$\text{工作进给时所需压力 } p_{p工} = \frac{F_{切} + F_{导} + F_{背}}{A} + \Sigma\Delta p_{工}$$

$$\text{快速运动时所需压力 } p_{p快} = \frac{F_{背} + F_{导} + F_{密}}{A} + \Sigma\Delta p_{快}$$

确定系统工作压力时应注意：

①由于快速运动时没有切削力，但流量大，故 $\Sigma\Delta p_{快} > \Sigma\Delta p_{工}$ ，应分为两种情况分别计算压力损失。

②比较详细地计算 $\Sigma\Delta p$ ，要在液压管路装配图初步画出后才能进行，计算过程也很繁琐，所以可采用类比法确定，或将计算出来的液压缸压力提高 $10\%\sim 20\%$ 。这样，基本上可满足性能要求。

8-18 如何验算系统的温升？

答：一般只粗略计算液压系统所产生的热量，用以验算系统温升是否超过允许值。如果超过了，则必须采取相应措施降温。

系统的总发热量按以下公式计算：

系统的功率损失（发热功率）

$$P_{发} = P_{电} - P_{有效}$$

系统损失的功率在每小时内所产生的热量

$$H = 3600P_{发}$$

由于油箱是主要的散热元件，所以计算时可只考虑油箱的散

热，不考虑其它部分的散热，故系统的温升为：

$$\Delta t = \frac{H}{kA} \quad A = \frac{1}{k} \sqrt[3]{V^2}$$

式中 $P_{\text{总}}$ ——系统损失的功率，即转变为热能的功率 (kW)；

$P_{\text{电}}$ ——驱动液压泵的电动机功率 (kW) (见表 8-1)；

$P_{\text{有效}}$ ——系统的有效功率，即执行元件的实用功率 (kW)
(见表 8-1)；

H ——系统产生的热量 (kJ/h)；

A ——油箱散热面积 (m^2)；

V ——油箱的有效容积 (L)；

k ——油箱的散热系数 ($\text{kJ}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$) (见表 8-2)；

Δt ——系统温升 ($^\circ\text{C}$)。

算出来的温升 Δt 应符合要求，即油液温度小于最高允许温度。因此

$$\Delta t \leq t_{\text{允许}} - t_{\text{环境}}$$

式中 $t_{\text{允许}}$ ——系统允许的最高油温 ($^\circ\text{C}$) (见表 8-3)；

$t_{\text{环境}}$ ——周围环境温度 ($^\circ\text{C}$)。

表 8-1 $P_{\text{电}}$ 与 $P_{\text{有效}}$ 的计算公式

泵的电动机功率 /kW	$P_{\text{电}} = \frac{pq}{6 \times 10^7 \eta}$	p ——液压泵向系统输出的压力 (Pa) q ——实际输出流量 (L/min) η ——泵的总效率
液压执行 元件的有效 功率 /W	<p>液压缸</p> $P = \frac{1}{T'} \sum_{i=1}^Z F_i S_i$ <p>液压马达</p> $P_M = \frac{1}{T'} \sum_{i=1}^Z T_i \Omega_i t_i$	<p>F_i——液压缸的有效推力 (N) S_i——推力为 F_i 时，液压缸的行程 (m) T_i, Ω_i, t_i——在一循环中的某一工序，液 压马达有效转矩 (N·m)、转 速 (rad/s) 及相应工作时间 (s) T'——工作周期 (s) Z——一个工作循环中的工序数 i——工序次序</p>

表 8-2 油箱的散热系数 k

冷却条件	通风很差	通风良好	用风扇冷却	用循环水强制冷却
k	$(7 \sim 8) \times 10^{-3}$	13×10^{-3}	20×10^{-3}	$(90 \sim 150) \times 10^{-3}$

表 8-3 各种机械允许油温($^{\circ}\text{C}$)

液压设备名称	正常工作温度	最高允许温度	油和油箱的温升
机床	30 ~ 55	55 ~ 70	$\leq 30 \sim 35$
工程机械、矿山机械	50 ~ 80	70 ~ 90	$\leq 35 \sim 40$
数控机床	30 ~ 50	55 ~ 70	≤ 25
金属粗加工机械、无屑加工机械	40 ~ 70	60 ~ 90	
机车车辆	40 ~ 60	70 ~ 80	
船舶	30 ~ 60	80 ~ 90	

8-19 使液压系统的油温升高的原因是什么？油温升高对液压系统正常工作有什么影响？如何保证液压系统的正常工作温度？

答：液压系统在工作中有能量损失，包括压力损失、容积损失和机械损失三方面，这些损失转为热能，使液压系统的油温升高。这会带来一系列不良后果；例如由于油温升高，油液粘度下降，泄漏增加，降低了容积效率，甚至影响工作机构的正常运动；温升过高还会使油液变质，产生氧化物杂质，堵塞液压元件中的小孔或缝隙，使之不能正常工作；油温升高能引起热膨胀系数不同的相对运动零件之间的间隙变小，甚至卡死，使之无法运动；还能引起机床或机械的热变形，破坏了原有的精度等。所以，应严格地控制液压系统的温度，一般油温控制在 $(30 \sim 60)^{\circ}\text{C}$ 范围内，最高不超过 $(60 \sim 70)^{\circ}\text{C}$ 。

保证液压系统正常工作温度的措施有：

①当压力控制阀的调定值偏高时，应降低工作压力，以便减少能量损耗。

②由于液压泵及其连接处的泄漏造成容积损失而发热时，应紧固各连接处，加强密封。

③当油箱容积小、散热条件差时，应适当加大油箱容积，必要时设置冷却器。

④由于油液粘度太高，使内摩擦增大而发热时，应选用粘度低的液压油。

⑤当管路过于细长而且弯曲，使油液的沿程阻力损失增大、油温升高时，应加大管径，缩短管路，使油液通畅。

⑥由于周围环境温度过高使油温升高时，要利用隔热材料和反射板等，使系统和外界热源隔绝。

⑦高压油长时间不必要地从溢流阀溢回油箱，使油温升高时，应改进回路设计，采用变量泵或卸荷措施。

8-20 在液压系统中安装油管、液压元件和液压泵时，应注意哪些事项？

答：(1) 安装油管

①吸油管不应漏气，各接头处要紧牢和密封好。

②吸油管道上应设置过滤器。

③回油管应插入油箱的油面以下，防止飞溅泡沫和混入空气。

④电磁换向阀内的泄漏油液，必须单独设回油管，这样可以防止泄漏回油时产生背压力，避免阻碍阀芯运动。

⑤溢流阀回油口不许与液压泵的入口相接。

⑥全部管路应进行两次安装，第一次试装，第二次正式安装。试装后，拆下油管，用20%的硫酸或盐酸溶液酸洗，再用10%的苏打水中和，最后用温水清洗，待干燥后涂油进行二次安装。注意安装时不得有砂子和氧化皮等。

(2) 安装液压元件

①液压元件安装前，要用煤油清洗，自制的重要元件应进行密封和耐压试验，试验压力可取工作压力的2倍，或取最高使用压力的1.5倍。试验时要分级进行，不要一下子就升到试验压力，每升一级检查一次。

②方向控制阀应保证轴线呈水平位置安装。

③板式元件安装时，要检查进出油口处的密封圈是否合乎要求，安装前密封圈应突出安装平面，保证安装后有一定的压缩量，以防泄漏。

④板式元件安装时，固定螺钉的拧紧力要均匀，使元件的安装平面与元件底板平面能很好地接触。

(3) 安装液压泵

①液压泵传动轴与电动机驱动轴同轴度偏差应小于 0.1mm，一般采用挠性联轴节联结，不允许用 V 带直接带动泵轴转动，以防泵轴受径向力过大，影响泵的正常运转。

②液压泵的旋转方向和进、出油口应按要求安装。

③各类液压泵的吸油高度，一般要小于 0.5m。

8-21 使用液压系统通常要注意哪些问题？

答：①使用者应明白液压系统的工作原理，熟悉各种操作和调整手柄的位置及旋向等。

②开车前应检查系统上各调整手柄、手轮是否被无关人员动过，电气开关和行程开关的位置是否正常，主机上工具的安装是否正确和牢固等，再对导轨和活塞杆的外露部分进行擦拭，而后才可开车。

③开车时，首先启动控制油路的液压泵，无专用的控制油路液压泵时，可直接启动主液压泵。

④液压油要定期检查更换，对于新投入使用的液压设备，使用 3 个月左右即应清洗油箱，更换新油。以后每隔半年至 1 年进行清洗和换油一次。

⑤工作中应随时注意油液温升，正常工作时，油箱中油液温度应不超过 60℃。油温过高时应设法冷却，并使用粘度较高的液压油。温度过低时，应进行预热，或在连续运转前进行间歇运转，使油温逐步升高后，再进入正式工作运转状态。

⑥检查油面，保证系统有足够的油量。

⑦有排气装置的系统应进行排气，无排气装置的系统应往复

运转多次，使之自然排出气体。

⑧油箱应加盖密封，油箱上面的通气孔处应设置空气过滤器，防止污物和水分的侵入。加油时应进行过滤，使油液清洁。

⑨系统中应根据需要配置粗、精过滤器，对过滤器应经常地检查、清洗和更换。

⑩对压力控制元件的调整，一般首先调整系统压力控制阀——溢流阀，从压力为零时开调，逐步提高压力，使之达到规定压力值；然后依次调整各回路的压力控制阀。主油路液压泵的安全溢流阀的调整压力一般要大于执行元件所需工作压力的10%~25%。快速运动液压泵的压力阀，其调整压力一般大于所需压力10%~20%。如果用卸荷压力油供给控制油路和润滑油路时，压力应保持在(0.3~0.6)MPa范围内。压力继电器的调整压力一般应低于供油压力(0.3~0.5)MPa。

⑪流量控制阀要从小流量调到大流量，并且应逐步调整。同步运动执行元件的流量控制阀应同时调整，要保证运动的平稳性。

8-22 空气侵入到液压系统会造成什么不良后果？应如何解决？

答：空气侵入到液压系统所造成的不良后果主要有两方面：第一，由于空气的压缩性很大，如果空气混入到液压系统，就会使油液也具有一定的压缩性，致使系统产生噪声、振动和引起运动部件的爬行，破坏了工作的平稳性。第二，若油液混入了大量空气，还容易使油液氧化变质，降低油液的使用寿命。因此，必须防止空气进入液压系统，具体措施如下：

①空气由油箱进入系统的机会较多，如油箱的油量不足；液压泵吸油管侵入油中太短；吸油管和回油管在油箱中距离太近或没有用隔板隔开；回油飞溅，搅成泡沫；液压泵吸入空气；回油管没有插入油箱，使回油冲击油面和箱壁，在油面上会产生大量气泡，使空气与油一起吸入系统。因此，油箱的油面要经常保持足够的高度；吸油管和回油管应保证在最低油面以下，两者要用隔板隔开。

②由于密封不严或管接头处和液压元件接合面处的螺钉拧得不紧，外界空气就会从这些地方侵入；系统中低于大气压部分，如液压泵的吸油腔、吸油管和压油管中油流速度较高（压力低）的局部区域；在系统停止工作，系统中回油腔的油液经回油管返回油箱时，也会形成局部真空的区域，在这些区域空气最容易侵入。因此要尽量地防止各处的压力低于大气压力；各个密封部位均应使用良好的密封装置，管接头和各接合面处的螺钉均应拧紧；经常清洗液压泵吸油口处的过滤器，以防止吸油阻力增大而把溶解在油中的空气游离出来进入系统。

③对于主要的液压设备，液压缸上最好设有排气装置，以排除系统中的空气。

8-23 设备检修人员，在生产现场如何对液压传动系统的故障进行判断？

答：液压系统的故障是各种各样的，而产生故障的原因也是多种原因的综合结果。当液压系统出现故障的时候，绝不能毫无根据的乱拆，更不能把系统中的元件全部拆下来检查。设备检修人员可采用“四觉诊断法”，分析判断故障产生的部位和原因，从而决定排除故障的方法措施。

所谓四觉诊断法，即指检修人员运用触觉、视觉、听觉和嗅觉来分析判断液压系统的故障。

1) 触觉 即检修人员根据触觉来判断油温的高低（元件及其管道）和振动的大小。

2) 视觉 机构运动无力、运动不稳定、泄漏和油液变色等现象，倘若检修人员有一定的经验，完全可以凭视觉的观察，做出一定的判断。

3) 听觉 即指检修人员通过听觉，根据液压泵和液压马达的异常声响、溢流阀的尖叫声及油管的振动等来判断噪声和振动的大小。

4) 嗅觉 即指检修人员通过嗅觉，判断油液变质和液压泵发热烧结等故障。

8-24 利用分析液压系统故障的逻辑分析法如何进行故障排除？

答：所谓液压系统故障的逻辑分析法即指根据液压系统的基本原理，进行逻辑分析，减少怀疑对象，逐渐逼近，找出故障发生部位的方法。

故障逻辑分析的基本步骤如图 8-5 所示。

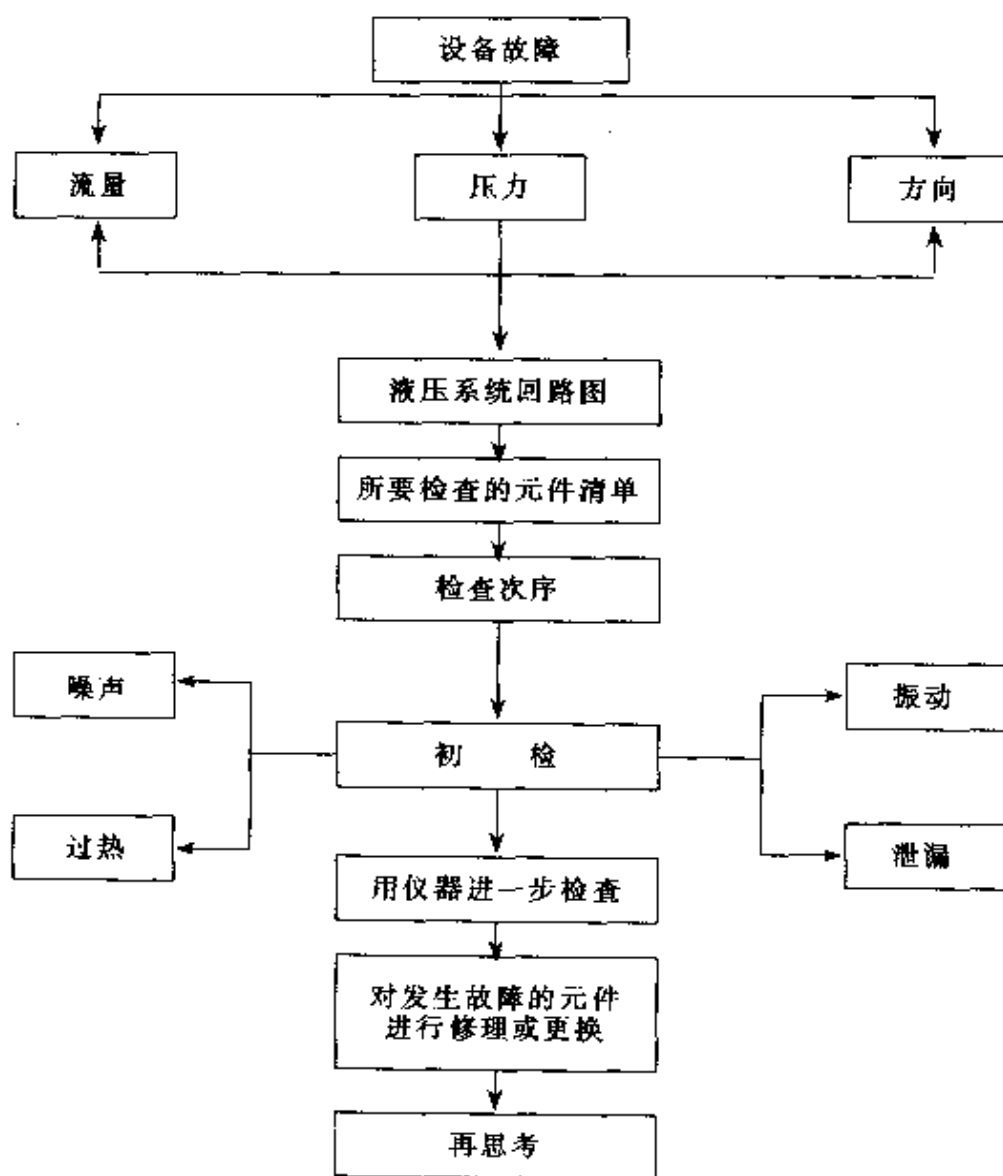


图8-5 故障逻辑分析基本步骤框图

① 液压系统工作不正常，可归纳为压力、流量和方向三大问题。

② 审核液压系统图并检查各元件，确认其性能和作用，初步

评定其质量状况。

③列出与故障有关的元件清单。应当注意，要充分运用判断力，不要漏掉任何一个对故障有重要影响的元件。

④对清单中所列出的元件，按其检查的难易程度进行排队，并列重点检查的元件和部位。

⑤初步检查，应判断元件的选用和装配是否合理；元件的测试方法是否正确；元件的外部信号是否可适，对外部信号是否有响应等；注意元件出现故障的先兆，如高温、噪声、振动和泄漏等。

⑥如果未检查出引起故障的元件，则应用仪器反复检查，直到检查出引起故障的元件。

⑦对发生故障的元件进行修理或更换。

⑧在重新启动设备前要认真思考这次故障的前因和后果，并预测出可能出现故障的隐患，以便采取相应的技术措施。

8-25 液压系统的常见故障有哪些？

答：液压系统的故障种类很多，常见的有以下几种：

①系统产生噪声和振动。

②运动部件爬行。

③系统中压力不足。

④运动部件速度不正常。

⑤油温过高。

⑥换向或启动不正常。

8-26 液压系统中的噪声是怎样产生的？如何防止和排除？

答：①空气侵入液压系统是产生噪声的主要原因。因为液压系统侵入空气时，在低压区其体积较大，当流到高压区时受压缩，体积突然缩小，而当它流入到低压区时，体积突然增大，这种气泡体积的突然改变，产生“爆炸”现象，因而产生噪声，此现象通常称为“空穴”。针对这个原因，常常在液压缸上设置排气装置，以便排气。另外，在开车后，使执行件以快速全行程往复几次排气，也是常用的方法。

②液压泵或液压马达质量不好，通常是液压传动中产生噪声的主要部分。液压泵的制造质量不好，精度不符合技术要求，压力与流量脉动大，困油现象未能很好消除，密封不好，以及轴承质量差等都是造成噪声的主要原因。在使用中，由于液压泵零件磨损，间隙过大，流量不足，压力易波动，同样也会引起噪声。面对上述原因，一是选择质量好的液压泵或液压马达，二是加强维修和保养，例如若齿轮的齿形精度低，则应对研齿轮，满足接触面要求；若叶片泵有困油现象，则应修正配油盘的三角槽，消除困油；若液压泵轴向间隙过大而输油量不足，则应修理，使轴向间隙在允许范围内；若液压泵选用的不对，则应更换。

③溢流阀不稳定，如由于滑阀与阀孔配合不当或锥阀与阀座接触处被污物卡住、阻尼孔堵塞、弹簧歪斜或失效等使阀芯卡住或在阀孔内移动不灵，引起系统压力波动和噪声。对此，应注意清洗、疏通阻尼孔；对溢流阀进行检查，如发现有损坏，或因磨损超过规定，则应及时修理或更换。

④换向阀调整不当，使换向阀阀芯移动太快，造成换向冲击，因而产生噪声与振动。在这种情况下，若换向阀是液动换向阀，则应调整控制油路中的节流元件，使换向平稳无冲击。

在工作时，液压阀的阀芯支持在弹簧上，当其频率与液压泵输油率的脉动频率或与其它振源频率相近时，会引起振动，产生噪声。这时，通过改变管路系统的固有频率，变动控制阀的位置或适当地加蓄能器，则能防振降噪。

⑤机械振动，如油管细长，弯头多而又未加固定，在油流通过时，特别是当流速较高时，容易引起管子抖动；电动机和液压泵的旋转部分不平衡，或在安装时对中不好，或联轴节松动等，均能产生振动和噪声。对此应采取的措施有：较长油管应彼此分开，并与机床壁隔开，适当加设支承管夹；调整电动机和液压泵的安装精度；重新安装联轴节，保证同轴度小于 0.1mm 等。

8-27 开机后运动部件启动不了是什么原因？应怎样解决？

答：①由于电动机转向或转速不对、油温低或粘度大、液压泵或溢

流阀出现故障和系统泄漏等原因致使系统压力建立不起来或供油不足。这些均会造成启动开停阀后，而工作台不运动。这时，要对系统进行检查，如果因液压泵或溢流阀的故障引起，则应修复液压泵和溢流阀，不能修时就要更换；如果是因泄漏引起的，则要采取加强密封等措施；如果是因油温的关系，则可开机和停机反复多做几次，使系统升温。

②若由于脏物卡死互通阀或因间隙过大串腔造成启动不灵，则应根据检查结果，对症下药进行排除。

③如果由于脏物使换向阀的阀芯卡死，或因电磁铁失灵，使换向阀不起作用，造成开机后工作台不动。这时则应修复或更换换向阀。

④补油液压泵供油不足，也能出现开机不灵的现象，据此则应修理补油液压泵。

8-28 工作部件产生爬行的原因是什么？应如何排除？

答：①因为空气的压缩性较大，当含有气泡的液体到达高压区而受到剧烈压缩时，会使油液体积变小，使工作部件产生爬行。采取的措施是：在系统回路的高处部位设置排气装置，将空气排除。

②由于相对运动部件间的摩擦阻力太大或摩擦阻力变化，致使工作部件在运动时产生爬行现象。这时应对液压缸、活塞和活塞杆等零件的形位公差和表面粗糙度有一定的要求；并应保证液压系统和液压油的清洁，以免脏物夹入相对运动件的表面间，从而增大摩擦阻力。

③运动件表面间润滑不良，形成干摩擦或半干摩擦，也容易导致爬行。为此，应当经常检查有相对运动零件的表面间润滑情况，使其保持良好。

④若液压缸的活塞和活塞杆的密封定心不良，也会产生爬行。这时，应卸除载荷，使液压缸单独动作，测定出摩擦阻力后，校正定心。

⑤如果因液压缸泄漏严重，而导致爬行时，则应采取措

少泄漏损失，或加大液压泵容量。

⑥在工作过程中，由于负载变化，从而引起系统的供油波动，进而导致工作部件爬行。所以，要注意选用小流量下保持性能稳定的调速阀，并且在液压缸和调速阀间尽量不用软管联结，否则会因软管变形大，容易引起爬行现象。

8-29 造成油温升得过高的原因是什么？应怎样解决？

答：①若压力控制阀的调定值过高时，则应适当地降低调定值。

②由于液压泵和各联结处的泄漏，造成容积损失而发热时，要紧固各联结处，并修理液压泵，严防泄漏。

③油箱散热性能差和油箱体积小，要改善油箱的散热性能，适当加大油箱容积，必要时增加冷却装置。

④卸荷回路的安全阀、卸荷阀和压力开关等工作不良，应进行调节，并改善阀的工作情况，使之符合要求。

⑤油液粘度太高，由于内摩擦增大而发热严重时，应改用粘度合适的油液。

⑥由于系统阻力大，使油液沿程功率损失增加，油温升高时，应注意选用管径合适的油管；增加进油口的吸油面积；尽量减少油管的弯曲，缩短管道的长度。

⑦环境温度过高使油温升高时，要利用隔热材料、反射板等，使系统和外界热源隔绝。

⑧大量高压油长时间不必要的从溢流阀流回油箱，也会使油温升高。在这种情况下，采用变量泵，使流量随工作情况的变化而变化。

8-30 系统中流量不足的原因是什么？如何解决？

答：①由于液压泵流量不足，致使系统中流量不足时，应检查液压泵零件是否有损坏情况，及时地更换或修复损坏超差件；如果因泵内吸入空气影响了液压泵的流量，则要采取措施，防止空气吸入，变量泵由于变量机构工作不良影响泵的流量，应对变量机构拆卸、清洗或修理、更换。

②压力分配阀工作不良引起流量不足时，应修理或更换。

③因油液粘度不合适而影响流量时，要更换粘度适当的油液，并注意油温对粘度的影响。

④溢流阀工作不良影响流量时，应采取措施，使其工作正常。

⑤由于液压缸、阀等元件泄漏严重，造成流量不足时，应针对不同情况采取相应的措施。

⑥流量控制阀的调节机构工作不正常时，应根据零件损坏情况予以修复或更新、或拆开清洗，使调节机构动作灵活，工作正常。

8-31 如何清洗液压系统？

答：液压系统在制造、试验、使用和储存中都会受到污染。而清洗是消除污染，使液压油、液压元件和管道等保持清洁的重要手段。

生产中，液压系统的清洗通常有主系统清洗和全系统清洗。全系统清洗是指对液压装置的整个液压回路进行清洗。在清洗前应将系统恢复到实际运转状态。清洗介质可用液压油；清洗时间一般为(2~4)h，特殊情况下也不超过10h；清洗效果以回路滤网上无杂质为标准。

清洗时应注意以下几点：

①一般液压系统清洗时，多采用工作用的液压油或试车油。但是，不能用煤油、汽油、酒精、蒸气或其它液体，防止液压元件、管路、油箱和密封件等受腐蚀。

②清洗过程中，液压泵运转和清洗介质加热同时进行。清洗油液的温度为(50~80)℃时，系统内的橡胶渣是容易除掉的。

③清洗过程中，可用非金属锤棒敲击油管，可连续地敲击，也可不连续地敲击，以利清除管路内的附着物。

④液压泵间歇运转有利于提高清洗效果，间歇时间一般为(10~30)min。

⑤在清洗油路的回油路上，应装过滤器或滤网。刚开始清洗时，因杂质较多，可采用80目滤网；清洗后期改用150目以上的滤网。

⑥清洗时间一般为(48~60)h，这要根据系统的复杂程度、过滤精度要求和污染程度等因素决定。

⑦为了防止外界湿气引起腐蚀，清洗结束时，液压泵还要继续运转，直到温度恢复正常为止。

⑧清洗后要将回路内的清洗油排除干净。

九、液压伺服系统

9-1 什么是液压伺服系统？举例说明伺服系统是如何构成反馈控制的？

答：液压伺服系统是根据液压传动原理建立起来的一种自动控制系统。在这种系统中，执行元件能以一定的精度，自动地按照输入信号的变化规律运动。由于执行元件能自动的跟随控制元件运动而进行自动控制，所以称为液压伺服系统，也叫跟踪系统或随动系统。

图 9-1 是一个简单的液压伺服系统，反馈控制的原理如下：上部是四通滑阀，作为转换放大元件（控制阀），把输入的机械信号（位移或速度）转换并放大成液压信号（流量或压力）输出至液压缸。下部是液压缸，作为执行元件带动负载移动。由于阀体与缸体制成一个整体，从而构成反馈控制。它的反馈过程是：给控制滑阀一个输入位移 x_i ，a、b 口便有一个相应的开口量 $x_v = x_i$ ，压力油经 a 口进入液压缸右腔，左腔回油，缸体右移 x_p ，由于缸体与阀体是一体的，因此阀体也右移 x_p 。因阀芯受输入端制约，则阀的开口量减小，直到 $x_p = x_i$ ，即 $x_v = 0$ ，阀的输出流量等于零，缸体才停止运动，处在一个新的平衡位置。完成了液压缸输出位移对滑阀输入位移的跟随运动。如果控制滑阀反向运动，液压缸也反向跟随运动。

在这个系统中，输出位移 x_p 之所以能够精确地复现输入位移 x_i 的变化，是因为缸体和阀体是一个整体，因而构成了反馈控制。缸体的输出信号（位移 x_p ）反馈

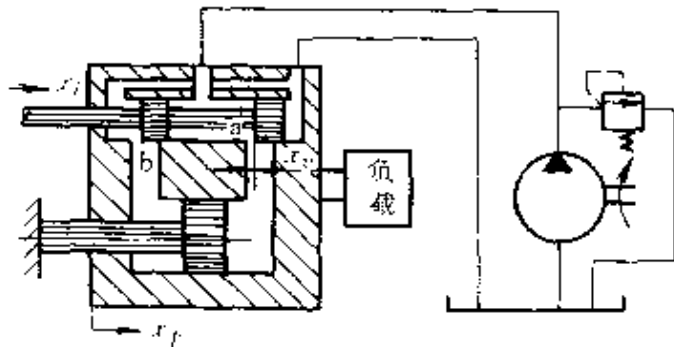
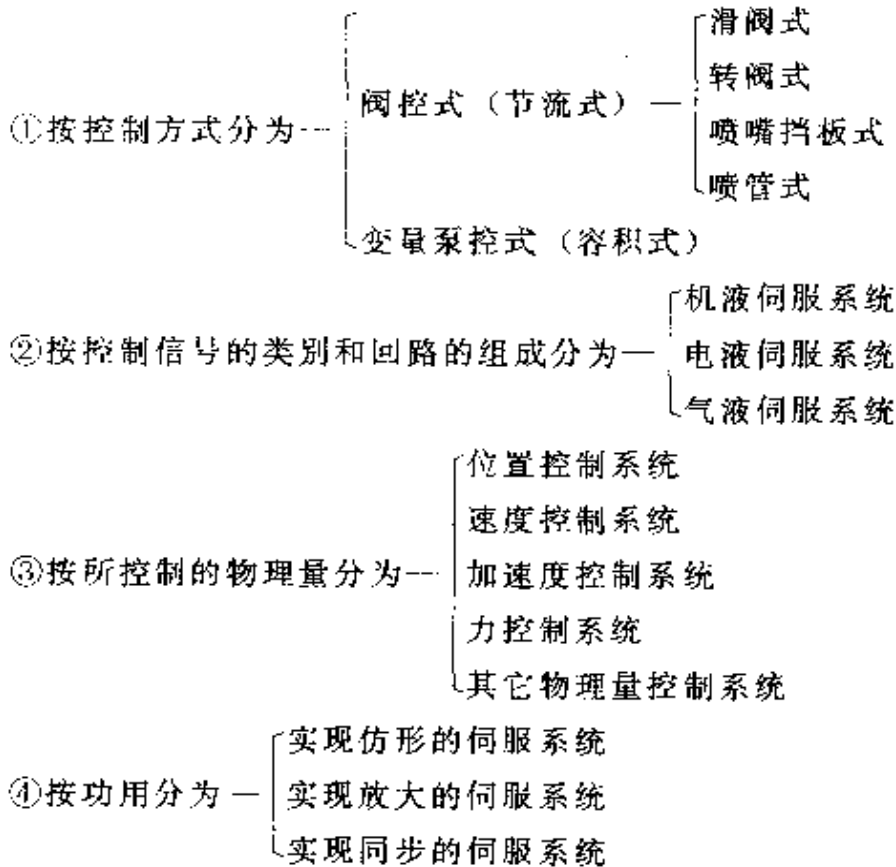


图 9-1 液压伺服系统原理图

至阀体，并与滑阀输入信号（位移 x_i ）进行比较，有偏差（即有开口量）缸体就继续移动，直到偏差消除为止。

9-2 液压伺服系统分为哪几类？它由哪些部分组成？

答：（1）类型



（2）组成 液压伺服系统的组成如图 9-2 所示，各组成部分的功用是：

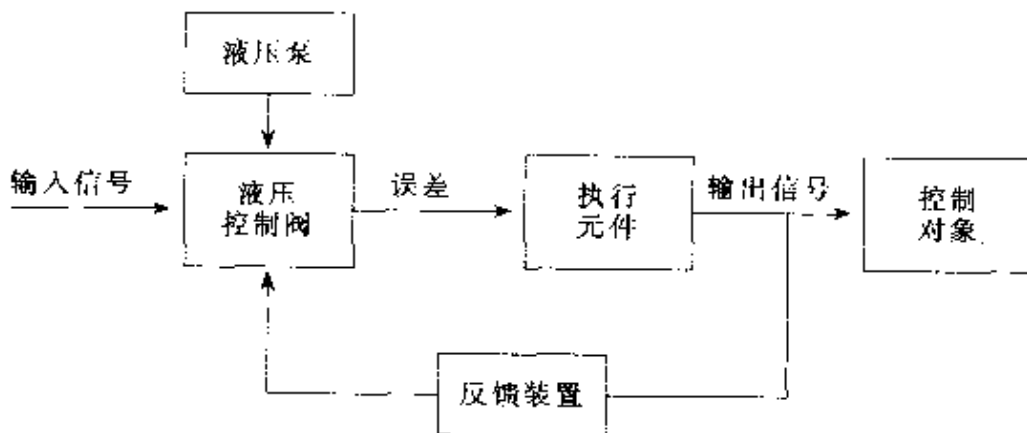


图9-2 伺服系统的组成

1) 液压控制阀 用以接收输入信号,并控制执行元件的动作。

2) 执行元件 接收控制阀传来的信号,并产生与输入信号相适应的输出信号。

3) 反馈装置 将执行元件的输出信号反过来输入给控制阀,以便消除原来的误差信号。

4) 外界能源 为了能用作用力很小的输入信号以获得作用力很大的输出信号,就需要外加能源,这样就可以得到力或功率的放大作用。

5) 控制对象 负载。

9-3 液压伺服系统有何特点?

答: 1) 液压伺服系统是一个位置跟随系统 由图 9-1 可知,缸体的位置完全由滑阀阀芯的位置来确定,阀芯向前或向后一个距离时,缸体也跟着向前或向后移动相同的距离。

2) 液压伺服系统是一个力的放大装置(系统) 执行元件输出的力或功率远大于输入信号的力或功率,多达几百倍,甚至几千倍。

3) 液压伺服系统正常工作必须带有反馈环节 若没有反馈环节就不能产生随动运动。

4) 液压伺服系统有一个误差系统 误差随输入信号而产生,并导致执行元件的运动。通过反馈力图减少或消除这个误差。如果误差不断地消除和产生,则伺服系统将不停地进行工作。若误差消除后不再产生,伺服系统就停止工作了。

9-4 解释液压伺服系统中常用的术语:输入信号、输出量、误差和反馈。

答: 1) 输入信号 在液压伺服系统中,一般称控制元件(控制滑阀)为控制环节或输入环节,加给控制环节的信号(位移或其它变化量)称为输入信号。

2) 输出量 在液压伺服系统中,一般称执行元件(液压缸或液压马达)为执行环节或输出环节,执行元件的位移变化量称为输

出量。

3) 误差 为了使液压缸克服负载并以一定的速度运动,控制阀节流口必须有一个开口量,因而缸体的运动也就落后于阀芯的运动,即系统的输出必然落后于输入,也就是输出与输入间存在差值,这个差值称为伺服系统误差。

4) 反馈 液压伺服系统中的执行元件产生运动的同时,又将其动作作为系统的输入信号输送给系统,这种作用称为反馈。

9-5 车床上的液压仿形刀架为什么能仿照样件自动加工工件?

答:图 9-3a 为装在卧式车床上的液压仿形刀架的工作原理图。

车床上的液压仿形刀架是一种伺服系统。它安装在纵向床鞍 1 上,仿形刀架液压缸的轴线与主轴轴线成一定角度,并随纵向床鞍 1 一起做纵向进给运动。图中所示液压缸 2 为单出杆液压缸,活塞杆固定,缸体运动,伺服阀 4 为双边控制滑阀。如果液压缸面积之比为 $A_2/A_1=2$, 则 $p_2/p_1=1/2$ 时,液压缸平衡。工作开始,控制阀的触头还没有与样件相接触时,控制阀阀芯在弹簧作用下向外伸,使 δ_1 减小, δ_2 增大,其结果是 p_2 的回油口 δ_2 增大,进油口 δ_1 减小,因此压力 p_2 减小,而 p_1 始终通液压泵,压力不变,所以 $p_2 < \frac{1}{2}p_1$, 缸体在压力油的作用下带动刀架和阀体向前移动。当触头碰上样件(靠模) 5, 此时阀芯不能再移动,而阀体在液压缸作用下继续向前运动,直到 $\delta_1 = \delta_2$, $p_2 = \frac{1}{2}p_1$ 时,刀架停止运动。

床鞍 1 带动刀架以 $v_{进}$ 速度纵向进给时,如果触头沿样板 5 的 ab 段运动,阀芯与阀体间无相对运动,控制阀保持 $\delta_1 = \delta_2$, 液压缸平衡,则刀架的位置保持不变,仿形刀架随床鞍 1 纵向进给,刀具车削出工件 6 的圆柱部分 AB。如果触头沿 bc 段爬坡,触头杠杆绕支点逆时针旋转并使阀芯相对于阀体向上移动一个 δ 距离,则通道 δ_1 变为 $\delta_1 + \delta$, 通道 δ_2 减少为 $\delta_2 - \delta$, 于是无杆腔压力 p_2 增大, $p_2 > \frac{1}{2}p_1$, 破坏了原来的平衡,缸体带动车刀后退。当后退距

离等于 δ 时, 恢复 $\delta_1 = \delta_2$, 液压缸又处于平衡, 刀架停止运动。床鞍 1 连续以 $v_{纵}$ 速度做进给运动, 而斜面 bc 段有一定的长度, 使阀芯不断的后退, 这样控制阀口便一直保持偏离中间位置一段 δ 值, 仿形刀架不停的以 $v_{随}$ 的速度后退, 这样 $v_{纵}$ 和 $v_{随}$ 合成进给运动 $v_{合}$, 就使刀具加工出相应的锥面 BC。其速度合成情况如图 9-3b 所示。

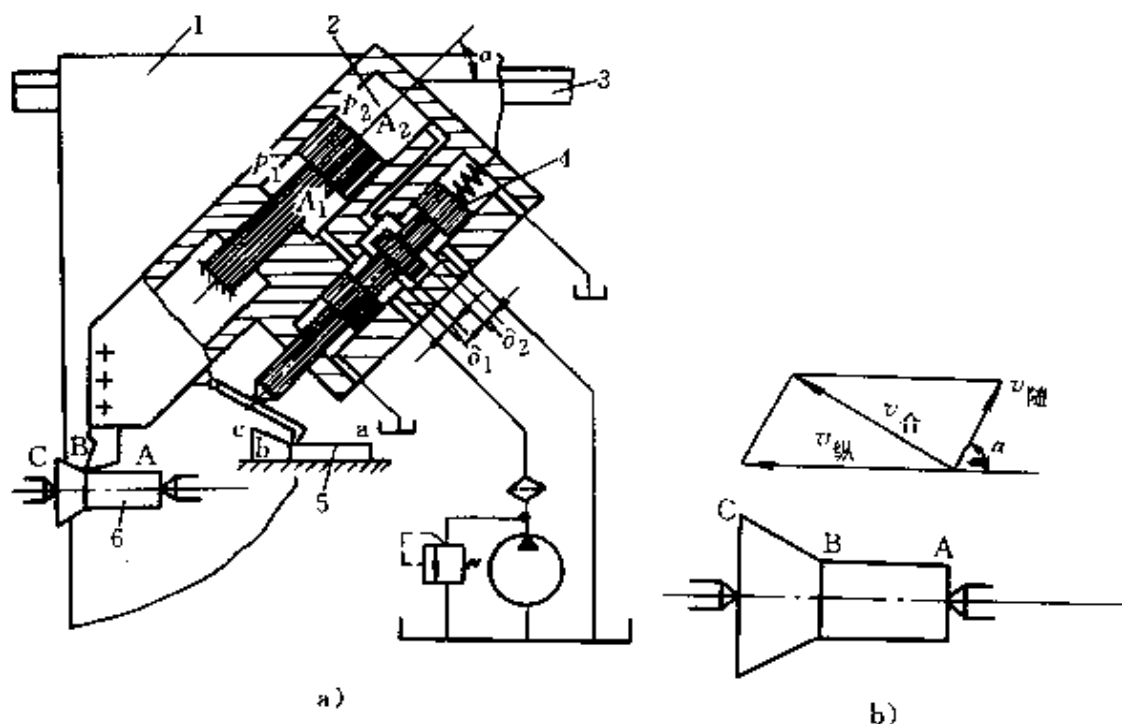


图 9-3 液压仿形刀架工作原理图

a) 工作原理图 b) 速度合成图

1—床鞍 2—液压缸 3—导轨 4—伺服阀 5—样件 6—工件

由此可见, 液压仿形刀架是通过伺服系统使车刀按样件输入的信号自动完成工件的加工的。

9-6 液压伺服阀的功用是什么? 常用的伺服阀有哪些?

答: 1) 伺服阀的功用 按照输出和输入信号之间的误差方向(符号)及大小自动地改变输往执行元件的压力油的方向、流量和压力, 从而对执行元件的运动进行控制。

2) 常用的伺服阀 滑阀式液压伺服阀; 转阀式液压伺服阀; 喷嘴挡板式液压伺服阀; 喷管式液压伺服阀。

9-7 滑阀式伺服阀按工作边数可分为几类？哪种控制性能最好？
答：按滑阀上的控制边数可分为单边、双边和四边三大类，其结构如图 9-4 所示。

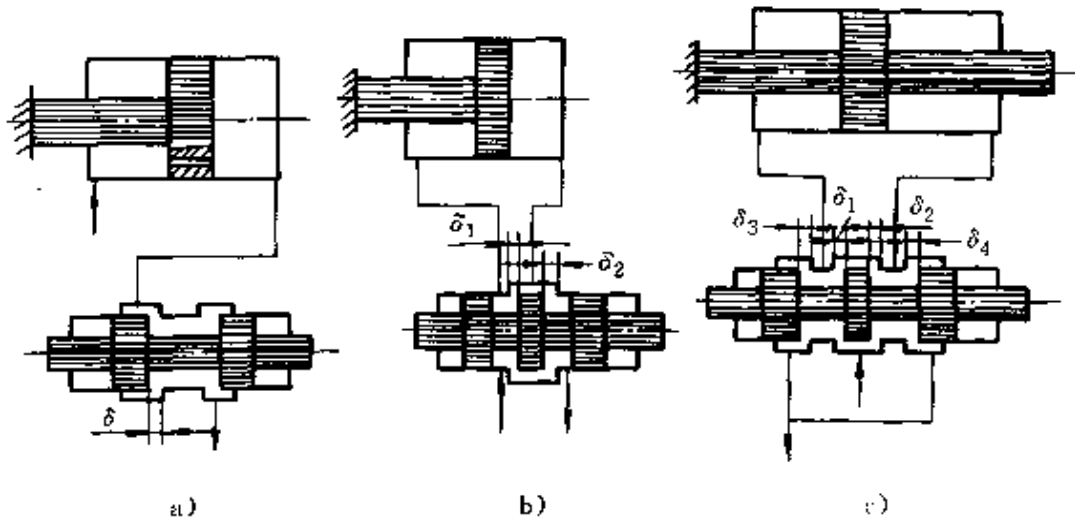


图 9-4 滑阀式伺服阀的工作边分类图

a) 单边伺服滑阀 b) 双边伺服滑阀 c) 四边伺服滑阀

①**单边伺服滑阀** 只有一个边起控制液流的作用，如图 9-4a 所示。当控制边的开口量 δ 改变时，进入液压缸的油液压力和流量都发生变化（受到控制），从而改变了液压缸运动的速度和方向。这种伺服阀制造容易，但工作精度较差。

②**双边伺服滑阀** 有两个控制边起控制液流的作用，如图 9-4b 所示。压力油一路进入液压缸左腔；另一路的一部分经滑阀控制边 δ_1 的开口进入液压缸右腔，一部分经控制边 δ_2 的开口流回油箱。当阀芯移动时， δ_1 与 δ_2 的开口量发生变化，使液压缸右腔回油阻力发生变化（受到控制），因而改变了液压缸的运动速度和方向。双边伺服滑阀的工作精度比单边的。

③**四边伺服滑阀** 有四个控制边起控制液流的作用，如图 9-4c 所示。 δ_1 和 δ_2 是控制压力油进入液压缸左、右油腔的开口， δ_3 和 δ_4 是控制左、右油腔通向油箱的开口。当阀芯移动一小距离时， δ_1 和 δ_3 ， δ_2 和 δ_4 的开口量两两此增彼减，使进入液压缸左、右腔的油液压力和流量都发生变化（受到控制），从而控制了液压缸的

运动速度和方向。这种伺服滑阀工作精度高，但制造困难。

9-8 什么是滑阀式伺服阀的正开口、零开口和负开口？各有何特点？

答：滑阀式伺服阀根据在平衡位置（中间位置）时阀口初始开口量的不同，可分为正开口、零开口和负开口三种不同情况，如图 9-5 所示。

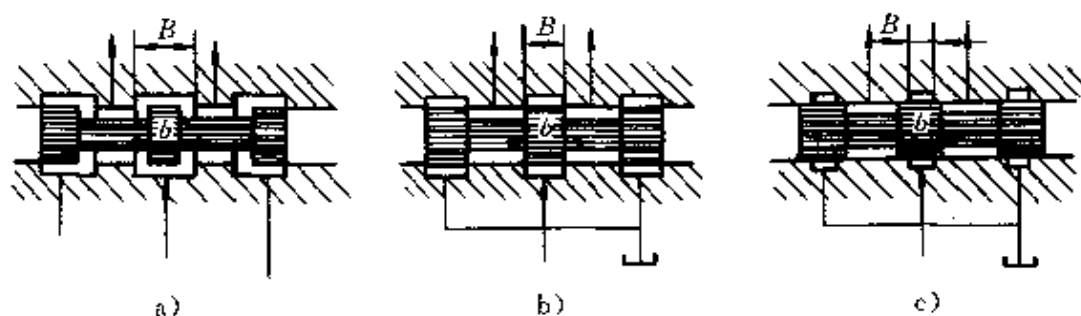


图 9-5 滑阀开口的类型

a) 正开口 b) 零开口 c) 负开口

在图 9-5a 中，阀芯台肩的宽度 b 小于阀体沉割槽的宽度 B ，即 $b < B$ ，称为滑阀的正开口。当阀芯处于中间位置时，两个方向都有油流通过，因此压力油有无功损耗。它的位移-流量特性曲线线性度较差，存在不灵敏区（或称死区）。

在图 9-5b 中， $b = B$ ，称为滑阀的零开口。当阀芯处于中间位置时，既无开口量，也无搭盖量，通往液压缸的油口被封闭，没有压力油泄漏回油箱，因此无功率损耗；当液压缸载荷一定时，流向液压缸的流量和阀芯位移有线性关系，不存在死区。由于零开口制造困难，总会有误差存在，所以是近似的线性关系。

在图 9-5c 中， $b > B$ ，称为滑阀的负开口。阀芯处于中间位置时，可以断开液压泵与执行元件的通路，阀芯需移动一小段距离才能打开阀口，因此存在不灵敏区（死区），但无中位泄漏损失，位移-流量特性曲线线性度不好。它适用于执行元件定位的系统。

9-9 简述喷嘴挡板式液压伺服系统的工作原理？

答：喷嘴挡板式液压伺服系统有单喷嘴式和双喷嘴式两种，其工

作原理基本相同,图 9-6 为双喷嘴挡板式液压伺服系统原理图。它由挡板 4、喷嘴 1 和 7 (双喷嘴)、固定节流小孔 2 和 6 等元件组成。挡板和两个喷嘴共同组成两个可变截面的节流孔道 3 和 5。当挡板处于中间位置时,两喷嘴腔内的压力相等, $p_1 = p_2$, 液压缸不动, 供油压力 p 经两个固定节流小孔 2 和 6, 再经过可变节流孔道 3 和 5 流回油箱 8。挡板 4 位置由输入信号控制。若挡板 4 向左偏移, 可变节流孔道 3 关小, 5 开大, 于是流量发生变化, 使 p_1 上升, p_2 下降, 迫使液压缸向左移动, 直到误差消除为止, 这就是喷嘴挡板式液压伺服系统的工作原理。

9-10 简述喷管式液压伺服系统的工作原理。

答: 喷管式液压伺服系统的工作原理如图 9-7 所示。它由喷管 3、接受板 2 和液压缸 1 等元件组成。喷管 3 在输入信号的作用下可绕中心 O 左右摆动一个不大的角度; 接受板 2 上有两个并列的接受孔 a 和 b , 分别与液压缸两腔相通。压力油由通道 c 进入喷管, 并以端部的锥形喷口射出, 经接受孔进入液压缸。油液经过锥形喷口时, 因通流截面减小, 流速增加, 压力能转变为动能; 当油液进入接受孔道后, 由于通流面积扩大, 流

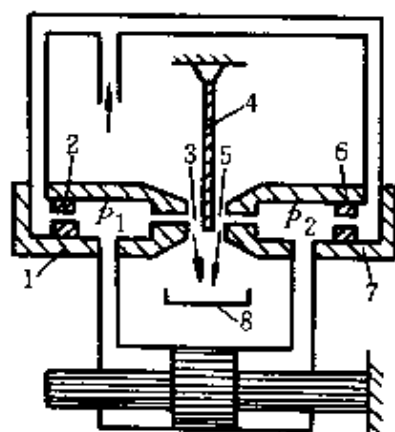


图 9-6 双喷嘴挡板式
液压伺服系统原理图

1、7—喷嘴 2、6—固定节流小孔
3、5—节流孔道 4—挡板 8—油箱

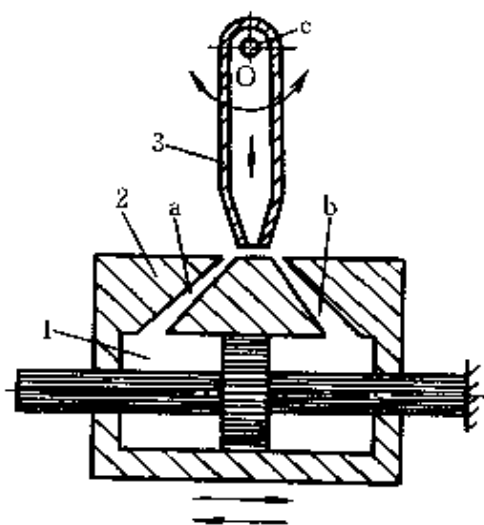


图 9-7 喷管式液压伺服系统工作原理

1—液压缸 2—接受板 3—喷管

速降低，油液的动能又转变为压力能，推动液压缸工作。若喷管 3 处在两个接受孔中间的对称位置，则两接受孔道内的油压相等，液压缸不动。若给喷管 3 一个输入信号，这时喷管 3 绕轴线摆动一个很小的角度而偏离中间位置（如顺时针方向摆动），一个接受孔道内的油压就会升高（a 孔道），而另一个接受孔道内的油压就降低（b 孔道），液压缸在两腔压力差的作用下，向喷管 3 偏移的相同方向移动（向左移动）。由于接受板 2 和液压缸 1 为刚性联结以形成反馈，当喷管恢复到对称位置时，活塞两腔压力平衡，液压缸 1 停止移动。这就是喷管式液压伺服系统的工作原理。

9-11 什么是电液伺服阀？有何用途？举例说明在机床上的应用。

答：（1）电液伺服阀 将微弱的电信号转变为大功率液压能（流量或压力）输出的伺服元件称为电液伺服阀。

（2）用途（图 9-8） 电液伺服阀常用于自动控制系统中的位置控制、速度控制、压力控制和同步控制等。

1) 位置控制回路 这种回路用来实现执行元件的准确位置的控制，如图 9-8a 所示。利用输入一定的指令信号 1 使电液伺服阀的力矩马达动作，通过能量的转换和放大，驱动执行元件到达某一预定位置。再利用位置传感器 2 产生反馈信号与输入指令相比较，消除输入和输出的信号误差，使执行元件准确的停止在预定位置上。

2) 压力控制回路 这种回路是维持液压缸中压力恒定的控制回路，如图 9-8b 所示。给电液伺服阀输入一定的指令信号 1，通过能量的转换和放大，使液压缸中油液达到某一预定压力。当油压变化时，由压力传感器 2 产生反馈信号与输入的指令相比较，然后消除指令信号与反馈信号的误差，使液压缸保持恒定压力。

3) 速度控制回路 它是使执行元件（如液压马达）的速度保持一定值的控制回路，如图 9-8c 所示。给电液伺服阀输入指令信号 1，经能量的转换和放大，使液压马达具有一定的转速。当速度有变化时，速度传感器 2 发出的反馈信号与指令信号相比较，然后消除指令信号与反馈信号的误差，使液压马达保持一定的速度。

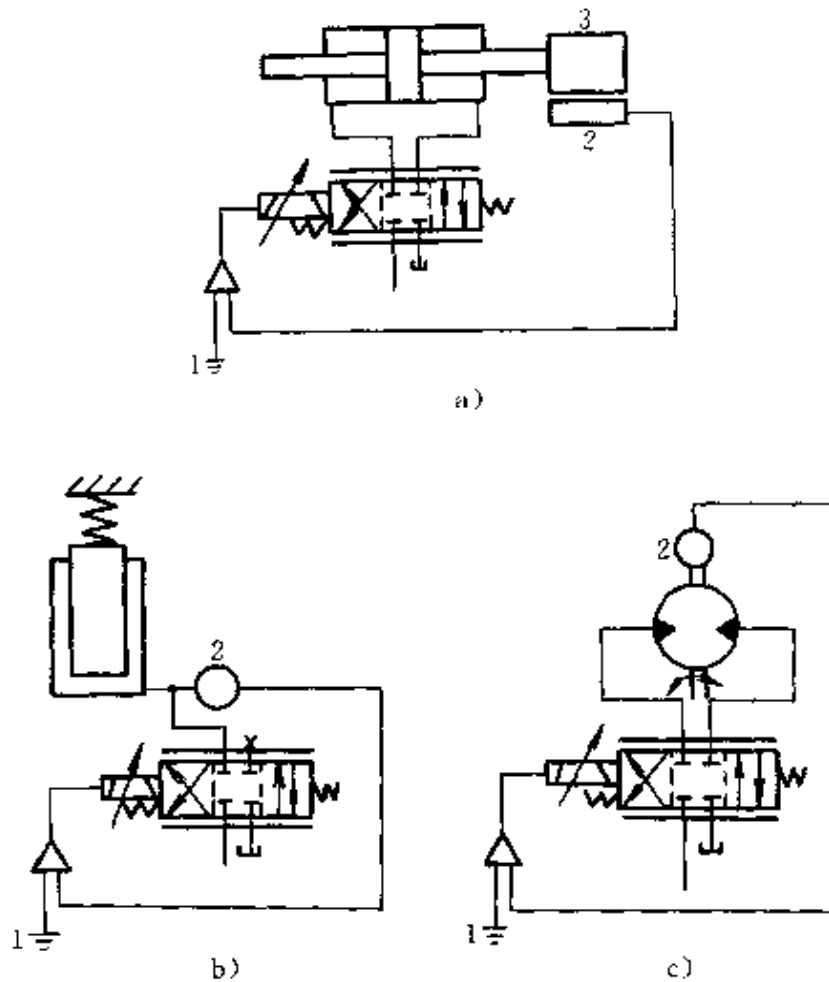


图 9-8 电液伺服阀的应用

a) 位置控制回路

1—指令信号 2—位置传感器 3—负载

b) 压力控制回路

1—指令信号 2—压力传感器

c) 速度控制回路

1—指令信号 2—速度传感器

4) 同步控制回路 这种回路是使两个液压缸的位移和速度同步，并且具有高的同步精度。当指令信号输入时，两液压缸同步运动。当出现同步误差时，信号误差反馈给电气系统并与指令信号相比较，使电液伺服阀适当位移，修正流量，消除同步误差，实现严格的同步运动。

(3) 在机床上的应用 电液伺服阀在机床中多用于闭环程序控制系统，图 9-9 是它的工作原理方框图。电液伺服阀接到输入信号后，输出压力油供给执行环节，如液压缸或液压马达，带动工

作环节（如工作台或刀架）运动。工作环节的位移量用检测装置，如光栅和磁尺等转变为电信号，经反馈并与输入信号比较，将所得误差放大，再输入到伺服阀，如此循环不断进行，直到加工结束为止。

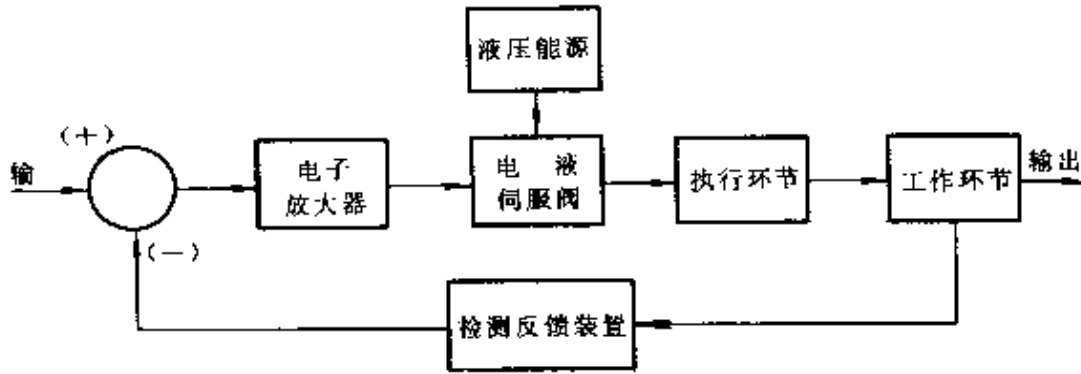


图 9-9 闭环程序控制系统工作原理方框图

十、静压支承技术

10-1 静压支承通常以什么为能源？目前在机械行业中有哪些应用？它的工作原理如何？

答：通常情况下，静压支承既可采用压力油液作能源，也可采用压缩空气作能源。

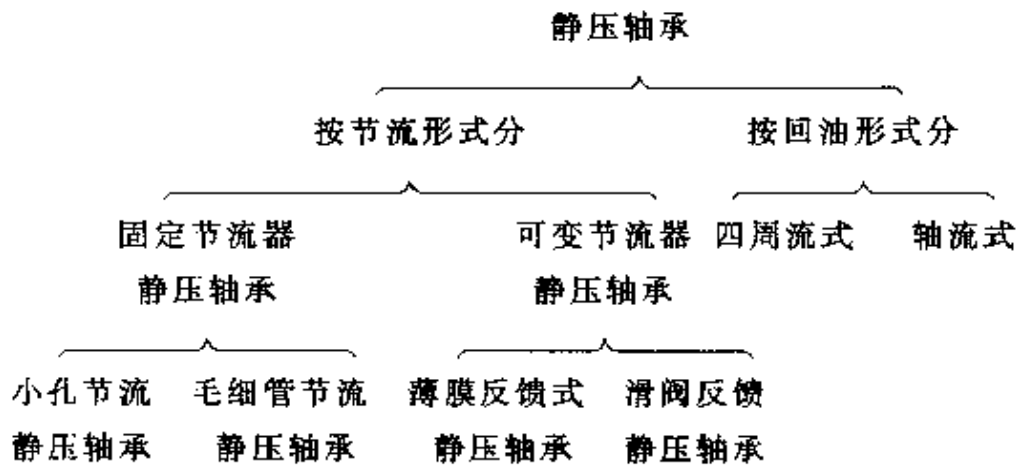
目前，静压支承技术主要应用于轴承、导轨和丝杠的机械结构中，即是静压轴承、静压导轨和静压丝杠。它们的工作原理都是一样的，利用流体阻尼器件的合理匹配组合，使一对摩擦副之间形成必要的流动油膜，并利用这个油膜的压力，起到对外负载的支承作用，而油膜本身又起到对摩擦副的纯流体润滑作用。

值得注意的是，液体静压支承与液体动压支承有本质的区别。液体动压支承依靠两摩擦面间的相对速度，将液体带入摩擦面间的间隙中形成承压油膜，产生支承负载的液体压力，从而将两摩擦面分开，实现液体摩擦。然而，油膜的形成和承载能力的大小与两摩擦面相对速度有关，相对速度低时，压力油膜不易形成，所以在低速、重载或速度变化范围大时，尤其是在启动、停车和换向等情况下，不能保证获得液体摩擦，会造成两摩擦面间的半干摩擦而引起磨损。

液体静压支承则是依靠外部的一个液压系统，把具有一定压力的油液引进摩擦面之间，从而形成油膜，并将摩擦面分开，因此只要液压系统工作正常、静压支承各部分尺寸设计合理，两摩擦面间都存在承载油膜，都能实现液体摩擦，从而可提高机械效率，降低油温，减少磨损，延长摩擦副的工作寿命。

10-2 静压轴承分哪些类型？可应用在哪些机械上？有什么优缺点？

答：(1) 静压轴承的类型



(2) 应用场合 适用于高精度、重载荷、高速和低速各种速度范围的机械上，例如在机床行业中用于车床、镗床等，尤其普遍地用于高精度磨床、高速磨床、大型和强力切削机床。

(3) 静压轴承的优缺点

1) 优点

- ① 摩擦力小，寿命长；
- ② 承载能力大；
- ③ 具有良好的速度适应性和抗振性；
- ④ 回转精度高。

2) 缺点

- ① 轴承制造精度要求严格，制造成本较高；
- ② 配备一套专门的供油系统；
- ③ 对供油系统的过滤和安全保护要求严格；
- ④ 占地面积较大。

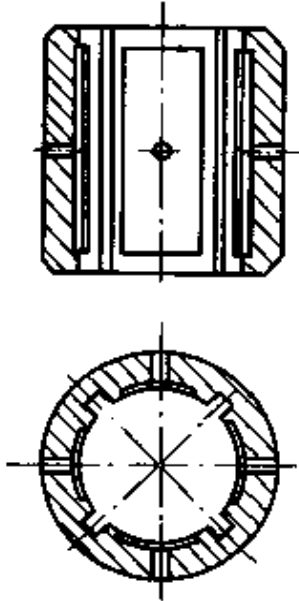
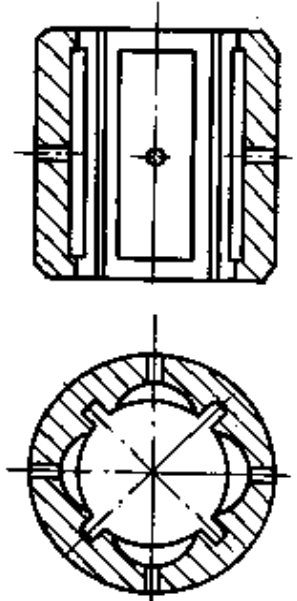
10-3 用于机床主轴部件的静压轴承，其结构如何？各用于什么情况下较为合适？

答：用于机床主轴部件的静压轴承结构特点及适用条件，如表 10-1 所示。

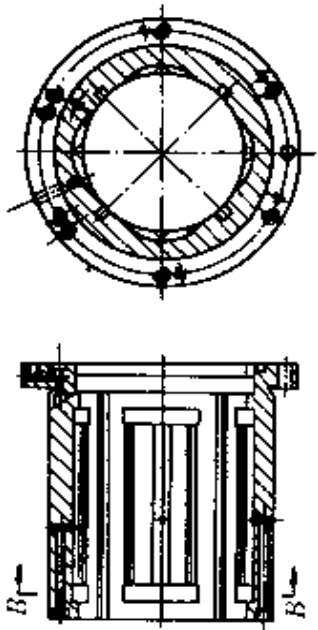
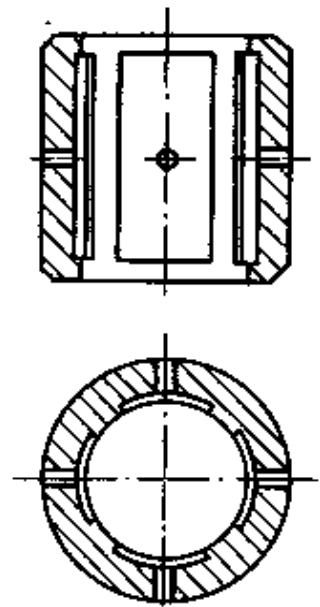
10-4 静压轴承必备的组成部分是什么？形成承载能力的必要条件是什么？

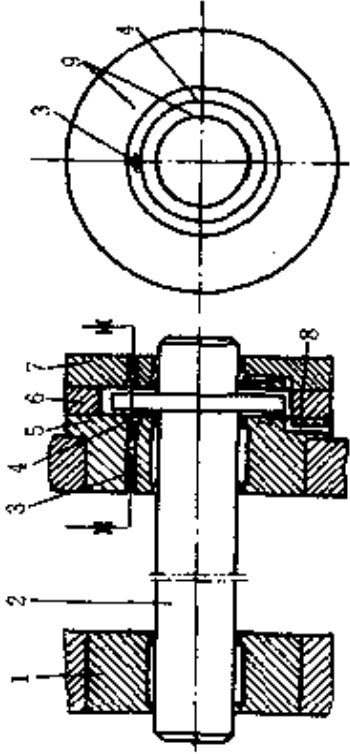
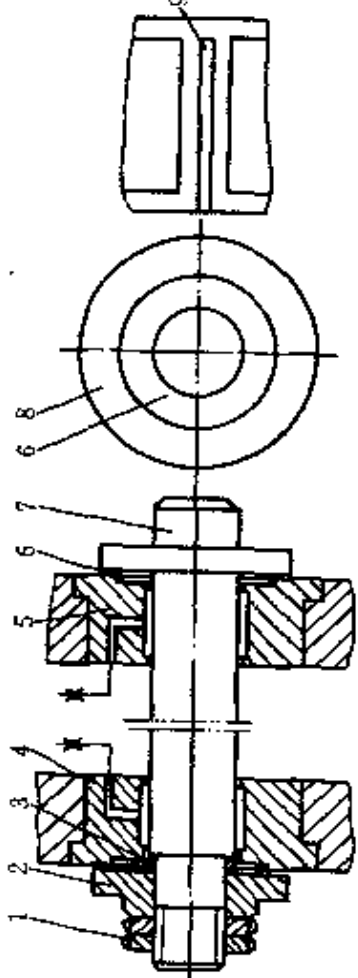
答：(1) 静压轴承必备的组成部分 静压轴承；节流器；供油装置。

表 10-1 用于机床主轴部件上的静压轴承

类型	简图	结构特点	适用范围
等深度油腔 矩形油腔静压轴承 径向静压轴承		<p>在轴承的内圆柱面上,对称地开有四个矩形油腔,油腔之间开有回油槽。油腔与回油槽之间的部分圆柱面,形成周向封油面,油腔与轴承两端之间的部分圆柱面,形成轴向封油面</p>	<p>轴承与轴颈配合面积较小,主轴回转时功率消耗少,温升较低,多用于速度较高、主轴系统自重较小的机床</p>
圆弧形油腔			

(续)

类型	简图	结构特点	适用范围
油槽形油腔静压轴承 径向静压轴承		<p>油腔由几条纵向的三角形油槽组成。轴承与轴颈的配合面积比矩形油腔静压轴承大,在轴承不工作、轴颈与轴承直接接触时,单位面积上的压力较小,不易引起轴承精度的变化;又当供油系统中没有蓄能器而突然停止供油时,由于轴承的面积大,磨损可小些</p>	<p>运转中摩擦功率消耗较大,一般用于转速较低、自重较大的机床</p>
无周向回油槽的静压轴承		<p>油腔之间没有轴向回油槽。空载时,主轴位于轴承中心位置,各油腔压力基本相同,因无回油槽,油没有周向流动,只从轴向油封面流出,流量较小。当主轴受载荷作用时,各油腔压力不等,会相互流动;产生内流现象,对轴承静刚度产生不良影响。如果选择合理的节流系数,其刚度可以提高。这种结构使空气不易卷入油腔;油腔加工也简单</p>	<p>主要用于大型机床</p>

<p>推力轴承位于前轴承前端</p> <p>平面推力</p>		<p>位于前轴承前端,采用单独设置的节流器。油腔4分别在径向轴承5和端盖7的端面上,其里外缘均有封油面,轴承的间隙可通过修磨调整垫6的厚度来保证</p> <p>图中各序号分别为:1—径向轴承;2—主轴;3—进油孔;4—油腔;5—径向前轴承;6—调整垫;7—端盖;8—回油孔;9—封油面</p>	<p>由于有调整度,平行度,较易控制,且受热变形影响小,因此有较高的精度,能承受的轴向载荷也大</p>
<p>推力轴承在前,后轴承外侧</p> <p>静压轴承</p>		<p>推力轴承在前、后轴承外侧,利用径向静压轴承的轴向封油面节流。油腔6分别开在前、后轴承端面上,它从径向静压轴承的内孔开起,内缘没有封油面,只有外缘的封油面。轴承间隙可通过修磨调整垫3来保证。径向回油槽靠近推力面的那一端不开通。图中各序号分别为:</p> <p>1—锁紧螺母;2—推力环;3—调整垫;4—后轴承;5—前轴承;6—油腔;7—主轴;8—封油面;9—径向轴承的回油槽</p>	<p>用于一般载荷和前后轴承距较短的部件</p>

(2) 形成承载能力的必须条件 轴承上的每一个油腔前面一定要串联一个节流器；轴承和轴颈之间必须有一个微小的封油间隙；轴承上要有三个以上的对称分布的油腔。

10-5 使用静压轴承时应注意的事项有哪些？

答：使用静压轴承时，应注意的事项如下：

① 安装与试调前，首先要熟悉说明书，了解和掌握各项规定，按其指定的参数进行调整。液压泵启动后，待供油压力升高到规定数值，使润滑油在主轴没有运转的情况下，自动循环一段时间，再用手试转主轴，若手感轻快灵活，则可接通动力，驱动主轴转动。倘若手感主轴转动不灵活，或者无法转动时，则应排除故障，而不允许强行驱动主轴转动。

② 按操作原则进行操作。工作前，先启动液压泵电动机，待轴承油腔压力达到规定值后，再驱动主轴转动。停止工作时，先关闭驱动主轴转动的电动机，待主轴停止转动后，再关闭液压泵电动机。

③ 在使用中，若发现有异常现象，诸如主轴转动不灵活、主轴根本不转动、油腔压力变化显著、供油系统的噪声增大以及压力波动显著等，则应立即停车检查，排除故障。

④ 按说明书规定，定期清洗油箱，更换或补充液压油时，也应符合规定，并注意清洁。

⑤ 根据机械设备的工作环境、油箱结构、滤油器结构和过滤精度等情况，定期清洗或更换过滤器。

10-6 主轴和轴承为什么会出现拉毛、抱轴和磨损等疵病？如何进行修理？

答：(1) 产生原因

① 装配时，轴承和供油系统没有清洗干净，轴承上有飞边和毛刺等。

② 供油系统不完善，缺乏必要的安全保护装置，或者调试不当，或者使用中失灵等。

③滤油器选用不合理，或者使用中有堵塞、失灵现象，滤油不干净。

④各个节流器的节流阻力不等，出油孔的流量相差太大，使轴承间隙发生变化，严重时主轴无法转动。

⑤节流器堵塞。

⑥轴承材质不良，如有砂眼、气孔和疏松等缺陷时，往往造成油腔和油腔之间或油腔和回油槽之间的油液互通，从而使轴承不能建立起正常的油腔压力。

⑦装配时，油腔的进油孔和轴承座（套）或箱体孔错位，液压油无法进入轴承油腔内。

⑧轴承与箱体孔配合的过盈量太小，接触表面局部有间隙，使节流后的压力油互通，使轴承的承载能力和刚度降低。

⑨由于轴承和箱体孔配合的过盈量太小，在使用中造成轴承转动，使进油口错位，液压油无法进入轴承的油腔内。

⑩两个径向静压轴承的同轴度超差。

⑪推力静压轴承的垂直度超差。

⑫主轴刚度不足，挠度太大，使主轴轴承发生边缘接触，出现拉毛现象，严重时可能因摩擦而抱轴。

(2) 解决办法

1) 解决主轴、轴承严重拉毛和轻度磨损的办法是 对于径向轴承，可适当增大内孔；对主轴可采用镀铬的方法，增大轴颈，然后配磨主轴达到要求的径向间隙。

对于推力轴承，则分别加工轴承端面、主轴阶台或推力环，改变调整垫的尺寸来调整轴向间隙。

必须注意，通常不允许刮削径向轴承内孔和推力轴承端面的封油面；增大轴承内孔的加工余量不宜过大；若磨损轻微并仍然符合设计要求时，仅打光一下即可，不必修理。

2) 解决主轴和轴承严重磨损的办法是 主轴和轴承严重磨损时，需要更换轴承，即将原主轴的尺寸适当磨小，然后按磨小后的主轴尺寸配作轴承内孔。

10-7 何谓静压导轨?与其它导轨相比有何优缺点?应用在什么场合?

答: (1) 静压导轨 它是液体静压导轨的简称,即在移动的导轨面上加工出一定面积的油腔,输入压力油,在压力油的作用下,将运动部件浮起一个微小的高度,在两导轨面间充满润滑油所形成的油膜,使导轨处于纯液体摩擦状态。

(2) 与其它导轨相比具有的优缺点

1) 优点

①属于纯液体摩擦,摩擦系数极小,因而传动效率高,发热小。

②由压力油产生的静压油膜使导轨面分开,因此在启动和停车阶段也不会产生磨损,精度保持性好。

③由于静压油膜较厚,对导轨表面的制造误差可起均化作用,提高加工精度。

④低速运动平稳,移动准确。

⑤与滚动导轨相比,静压的油膜具有吸振的能力。

2) 缺点

①导轨自身结构比较复杂。

②需要有一套可靠的供油装置。

③调整维护比较麻烦。

(3) 应用场合 目前,静压导轨主要用作精密级和高精度级机床的进给运动和低速运动导轨。

10-8 静压导轨的结构形式如何?其特点和应用场合是什么?

答: 静压导轨的结构形式、特点和应用场合列于表 10-2 中。

表 10-2 静压导轨的结构形式、特点和应用

导轨形式	特 点	应 用
开式静压导轨	承受正方向垂直载荷的性能较好,承受偏载引起的颠覆力矩的性能较差 结构简单、加工和调整比较方便 一般多采用毛细管节流器和单面薄膜反馈节流器	用于载荷比较均匀;偏载引起的颠覆力矩较小的机床

(续)

导轨形式	特 点	应 用
闭式静压导轨	承受正反方向垂直载荷和偏载引起的颠覆力矩的性能较好 运动精度高, 动态性能好 结构比较复杂, 加工和调整比较麻烦 一般多采用毛细管节流器和双面薄膜反馈节流器	用于载荷不均匀, 偏载引起的颠覆力矩较大的机床, 或者用于精密机床
卸荷静压导轨	导轨面仍直接接触, 故导轨面的接触刚度很大 结构与开式静压导轨相同, 简单、加工方便 可采用溢流阀直接控制油腔压力, 或者每个油腔联结一个或两个节流器。油腔联结两个节流器, 能保证节流器稳定、可靠地工作	用于要求导轨的接触刚度大, 同时又要减少导轨磨损, 工作台在低速时运动均匀的机床; 也适用于运动部件特别长的机床

10-9 液体静压导轨能够较好地满足导轨在运动精度和寿命方面的要求, 它的工作原理是什么?

答: 按静压导轨的结构型式分类有两种, 即开式静压导轨和闭式静压导轨。

开式静压导轨是指不能限制运动部件从床身上分离的静压导轨, 其工作原理如图 10-1 所示。

在工作台导轨的下面开有油腔。液压泵 1 输出的压力油经精过滤器 2 和节流阀 3, 把压力降为 p_0 后, 进入油腔, 将工作台 4 浮起, 使工作台 4 和床身 5 由

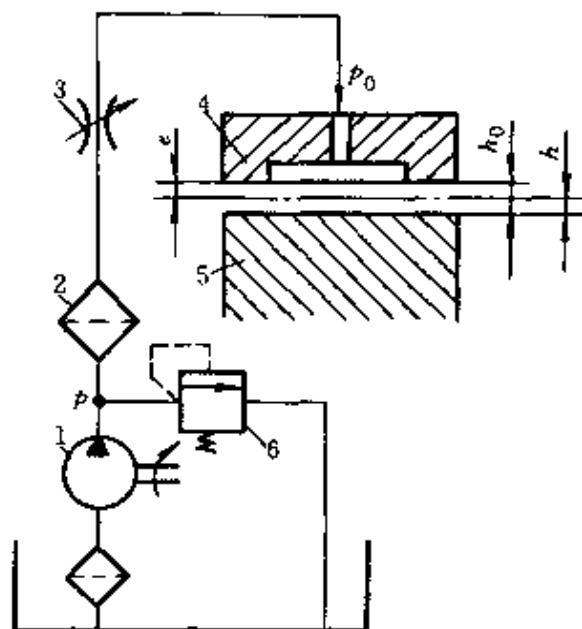


图 10-1 开式静压导轨原理图

1—液压泵 2—精过滤器 3—节流阀
4—工作台 5—床身

一层油膜隔开，并形成了封油缝隙 h_0 。油液从油腔经过导轨的封油缝隙 h_0 ，克服四周阻力而流回油箱。当工作台受外载荷作用，向下移动一个距离 e 时，则封油缝隙减小为 h 值，油腔回油阻力加大，于是油腔压力升高，对抗外载荷而使导轨保持在新的平衡位置上。

闭式静压导轨是指在导轨上下相对方向或上下和左右相对方向均开有油腔并能限制运动部件从床身上分开的静压导轨，其工作原理如图 10-2 所示。

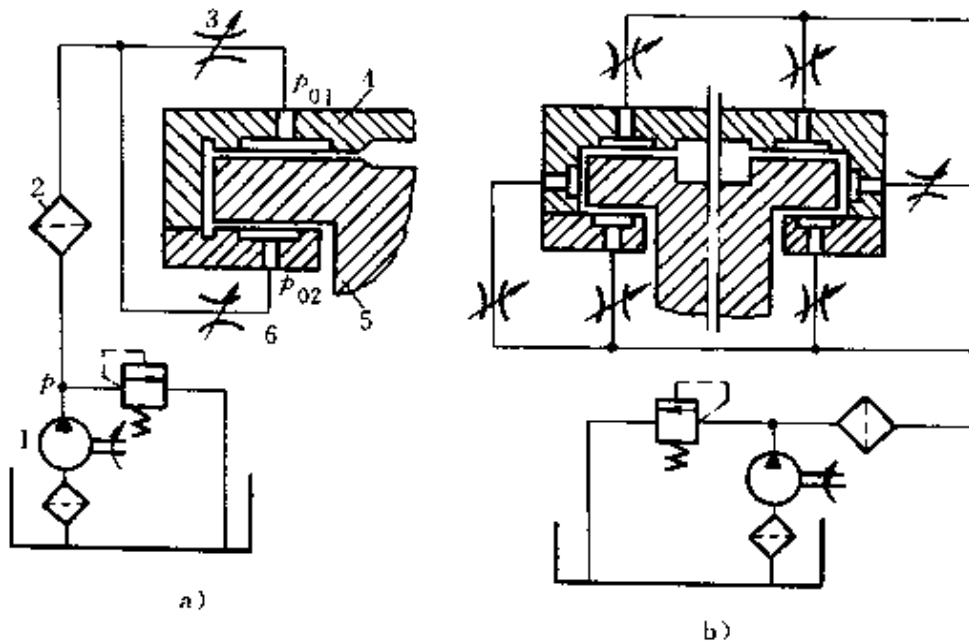


图 10-2 闭式静压导轨原理图

a) 工作台不受外载 b) 在导轨两侧开有油腔

1—液压泵 2—精过滤器 3、6—节流阀 4—工作台 5—床身

在图 10-2a 中，当工作台 4 不受外载荷时，由液压泵 1 供压力油（其压力为 p ），经精过滤器 2 后，分别经节流阀 3 和 6 进入导轨上下油腔，压力差 $(p_{01} - p_{02})$ 克服工作台 4 的自重时，则工作台 4 浮起。当工作台 4 受载荷作用下沉时，上油腔封油缝隙减小，压力增大；下油腔封油缝隙增大，压力减小，这样就形成了向上的支承力，使承受外载荷的工作台 4 处在新的平衡位置上。

闭式静压导轨如在两侧也开有油腔，则可承受水平方向的载荷，如图 10-2b 所示。

10-10 在设计静压导轨时，对供油和导轨本身有什么技术要求？

答：(1) 对导轨的技术要求 为了使静压导轨在工作时各处都有均匀一致的缝隙，对导轨的几何精度和接触精度都有较高的要求。动导轨在全长上的直线度和平面度，高精度和精密机床上均为 0.01mm ，卧式和大型机床为 0.02mm 。高精度机床导轨在 $25\text{mm} \times 25\text{mm}$ 上的接触点不应少于 20 点，精密机床不少于 16 点，卧式机床不少于 12 点。刮研深度，高精度和精密机床不超过 $(3\sim 5)\mu\text{m}$ ，卧式和大型机床不超过 $(6\sim 10)\mu\text{m}$ 。此外，导轨及其支承件都应有足够的刚度和可靠的防护。导轨的形状应力求简单和工艺性好。开式静压导轨多用 V—平组合，闭式静压导轨多采用双矩形导轨。

(2) 对供油的技术要求 由于静压导轨的油路管道较长，液压泵启动后，往往需要一段时间才能使油液在各腔中建立起一定的压力，使工作台浮起。为此，常采用时间继电器起保护作用，也就是保证在液压泵启动一定时间后，才能启动工作台。设计供油系统时，应注意回油问题，以免因漏油而造成浪费和污染。卧式机床主导轨的液压油一般可自行流回油池；辅助导轨和侧导轨，应增设回油槽。必要时还需用液压泵将油抽回油池。过滤油对静压导轨来说是十分重要的，在液压油进入节流器之前应进行精滤，其过滤精度，对中、小型机床应保证大于 $10\mu\text{m}$ 微粒不能通过；对于大型机床应保证大于 $(10\sim 12)\mu\text{m}$ 的微粒不得通过。可以采用纸质过滤器，用一段时间后清洗或更换。

10-11 静压导轨的油腔形状如何？油腔数目多少为宜？导轨的缝隙应取多大？

答：(1) 静压导轨的油腔形状和进油孔位置如图 10-3 所示。

图 10-3a 是纵向单油沟型结构，适合导轨宽度较小的液压系统。图 10-3b 和 c 为纵向双油沟结构，适合导轨宽度在 $(60\sim 140)\text{mm}$ 的液压系统。这种油沟结构加工方便，在供油系统发生

故障时，由于两导轨表面的接触面积大，单位压力小，因而能减少磨损。

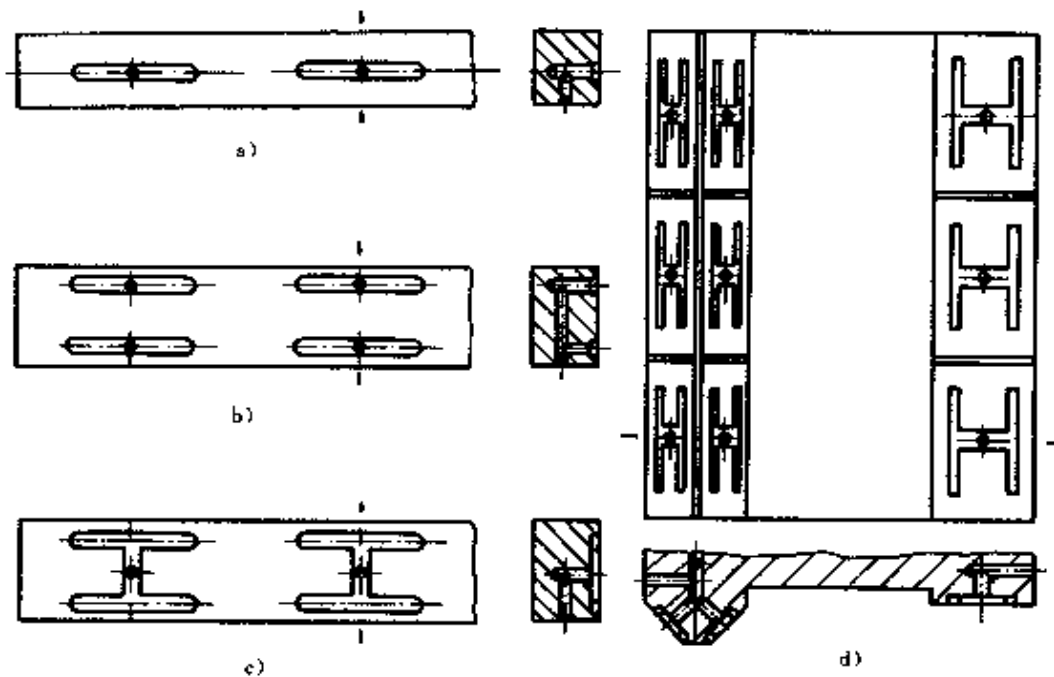


图 10-3 静压导轨的油腔形状

a) 纵向单油沟型 b)、c) 纵向双油沟型 d) 中间开一横油沟

(2) 油腔数目 直线运动导轨，油腔应开在动导轨面上；圆周运动导轨，油腔开在支承导轨面上。沿着导轨长度方向的油腔数目，动导轨的长度在 2m 以下时取 (2~4) 个；在 2m 以上时，则每 (0.5~2)m 开一个油腔。根据机床的刚度和载荷是否均匀而定，若机床刚度高，载荷均匀时，取小值；相反则取大值。如在相邻两油腔之间的封油长度较短时，为避免其互相影响，而在中间开一横向油沟（图 10-3d）。

(3) 导轨缝隙 为了保证静压导轨有较高的油膜刚度，在导轨几何精度、表面粗糙度、零部件刚度和节流器最小节流尺寸等条件许可的情况下，应尽可能取较小的导轨缝隙。导轨缝隙越小，油膜厚度越薄，所需流量越小，油膜刚度越高。目前，中、小型机床空载时导轨缝隙，一般为 (0.01~0.025)mm；大型机床空载时的导轨缝隙，一般为 (0.03~0.06)mm。

10-12 静压丝杠螺母机构有何特点？通常应用在什么场合？它的工作原理怎样？

答：静压丝杠螺母机构是一种精密传动副。其工作原理如图 10-4 所示。

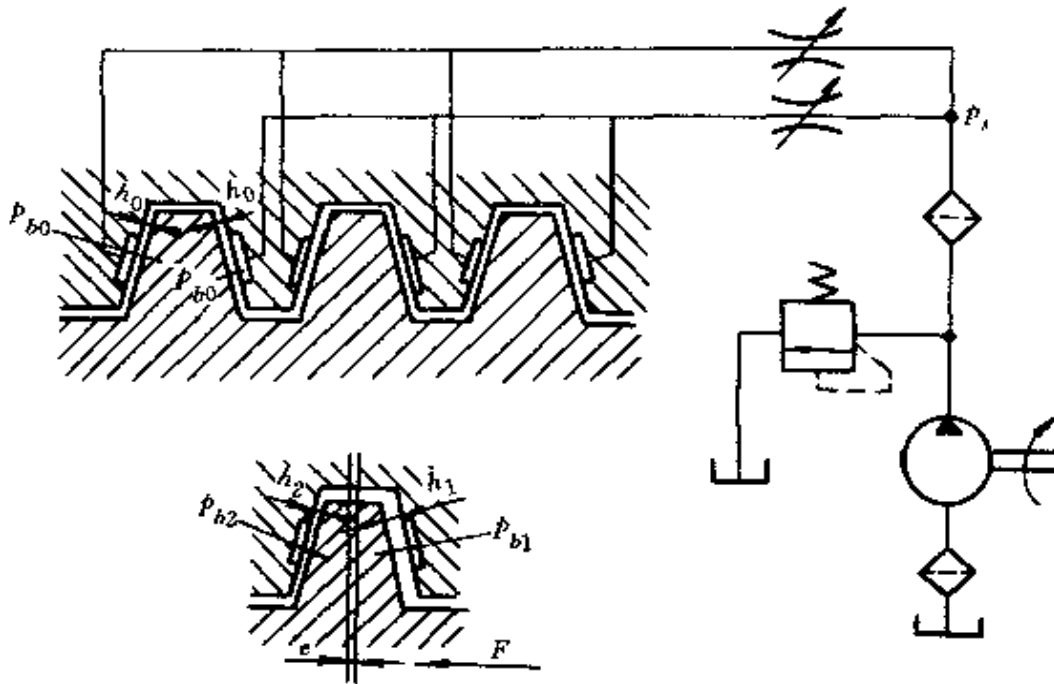


图 10-4 静压丝杠螺母机构工作原理图

在螺母的每扣螺纹面上开 3 个油腔。分布在同一侧面的油腔用一个节流器控制。当丝杠无载荷作用时，螺纹两侧面缝隙相等，即 $h_1 = h_2 = h_0$ ，压力油 p_s 流经节流器，分别进入两侧油腔，在齿面间形成一层压力油膜，然后通过丝杠螺母缝隙 h_0 ，从齿顶和齿根的回油孔流回油箱。这时，两侧油腔压力相等，即 $p_{b1} = p_{b2} = p_{b0}$ ，丝杠位于螺母中间位置，保持平衡。

当丝杠受到轴向载荷 F 作用时，丝杠偏向一侧，此时受压的一侧缝隙减少，油腔压力 p_{b2} 随之增高；另一侧则缝隙增大，油腔压力 p_{b1} 下降，形成压力差 $\Delta p = p_{b2} - p_{b1}$ ，以抵抗外载荷 F ，从而达到新的平衡。

静压丝杠螺母副具有如下特点：

- ① 摩擦阻力小，传动效率高。
- ② 使用寿命长，一层油膜将丝杠与螺母分开，无金属面直接

接触，能够长期保持精度。

③传动精度高，油膜有平均误差作用，能减少丝杠螺母制造误差的影响。因油膜消除了丝杠和螺母之间的缝隙，所以定位精度高，反向行程的重复精度高。

④抗振性能好，传动平稳。

⑤低速传动不爬行。

⑥由于螺母上要开油腔，所以牙型较深，牙深约为标准螺纹的（1.5~2）倍。因此，丝杠必须较粗。

⑦由于牙型较深，齿形角较小，所以比普通滑动丝杠加工困难，装配调整也比较麻烦。

⑧要有液压系统，所用的液压油须经过仔细地过滤。

目前，静压丝杠螺母机构只能用于丝杠直径比较大（通常不小于40mm）的丝杠螺母传动。


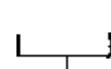
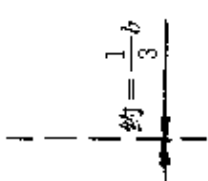
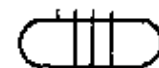
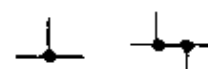




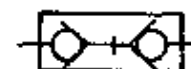

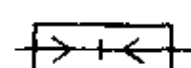




10-13 动压支承与静压支承有何本质区别？

答：动压支承是依靠两个摩擦表面间产生一定的相对速度，将液体带入两摩擦表面的间隙中形成承压油膜的，产生支承负载的液体压力把两摩擦面分开，而实现液体摩擦。值得注意的是，这种方法形成的压力油膜和承载能力与两个摩擦面的相对速度有关，在相对速度较低时，压力油膜不易形成。

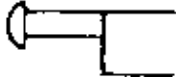

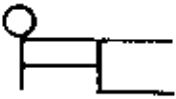

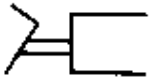
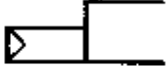
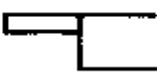




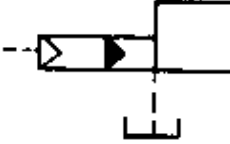
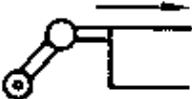
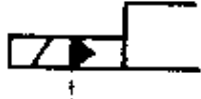
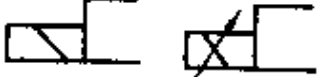

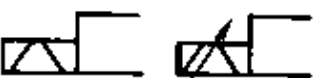

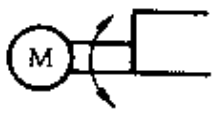

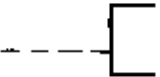
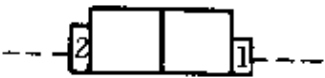
静压支承是依靠外部的液压系统直接把一定压力的油液引进两个相对滑动的摩擦表面之间，形成承载油膜，把摩擦面分开。值得注意的是，这种方法形成的压力油膜与两个相对摩擦面的相对速度无关，只要液压系统正常工作，支承的各部分尺寸设计合理，则不论是否运动，两摩擦面间都有承载油膜存在，从而实现液体摩擦。

附表 常用液压与气动元件图形符号

附表 1 基本符号和管路及联结

名称	符号	名称	符号
工作管路		管端联结于油箱底部	
控制管路		密闭式油箱	
联结管路		直接排气	
交叉管路		带联结措施的排气	
柔性管路		带单向阀快换接头	
组合元件线		不带单向阀快换接头	
管口在液面以上油箱		单通路旋转接头	
管口在液面以下的油箱		三通路旋转接头	

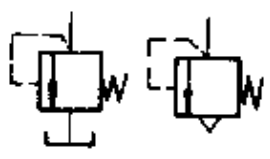
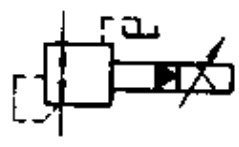
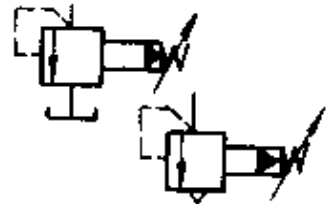
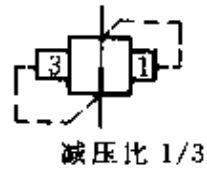
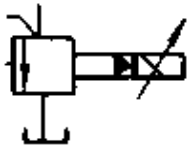
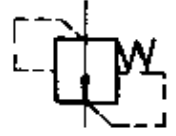
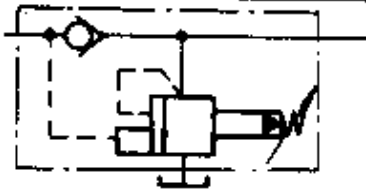
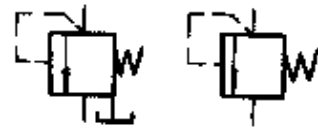

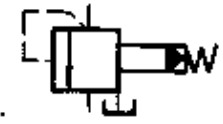
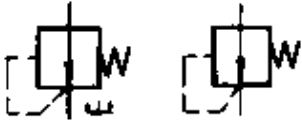

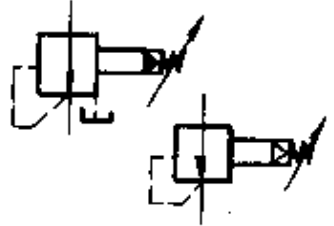
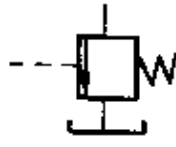
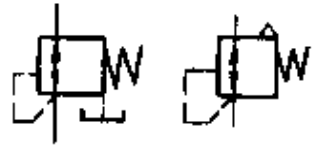
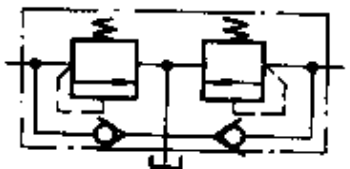
附表 2 控制机构和控制方法

名 称	符 号	名 称	符 号
按钮式 人力控制		内部压 力控制	
手柄式 人力控制		外部压 力控制	
踏板式 人力控制		气压先 导控制	
顶杆式 机械控制		液压先 导控制	
弹簧控 制		液压二 级先导控 制	
滚轮式 机械控制		气-液先 导控制	
单向滚 轮式机械 控制		电-液先 导控制	
单作用 电磁控制		电-气先 导控制	
双作用 电磁控制		液压先 导泄压控 制	
电动机 旋转控制		电反馈 控制	
加压或 泄压控制		差动控 制	

附表3 泵、马达和缸

名称	符号	名称	符号
单向定量液压泵		液压整体式传动装置	
双向定量液压泵		摆动马达	
单向变量液压泵		单作用弹簧复位缸	
双向变量液压泵		单作用伸缩缸	
单向定量马达		双作用单活塞杆缸	
双向定量马达		双作用双活塞杆缸	
单向变量马达		单向缓冲缸	
双向变量马达		双向缓冲缸	
定量液压泵-马达		双作用伸缩缸	
变量液压泵-马达		增压器	



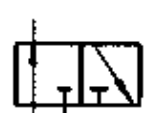
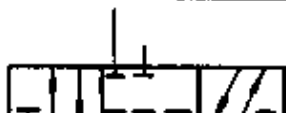
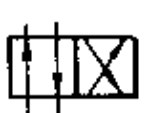


附表 4 控制元件

名称	符 号	名称	符 号
直动型溢流阀		先导型比例电磁式溢流阀	
先导型溢流阀		定比减压阀	 减压比 1/3
先导型比例电磁溢流阀		定差减压阀	
卸荷溢流阀		直动型顺序阀	
双向溢流阀		先导型顺序阀	
直动型减压阀		单向顺序阀(平衡阀)	
先导型减压阀		直动型卸荷阀	
溢流减压阀		制动阀	


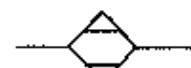

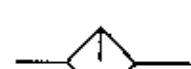
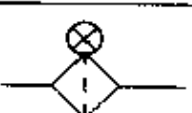

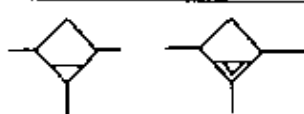

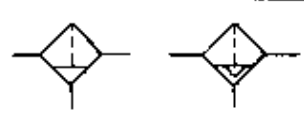

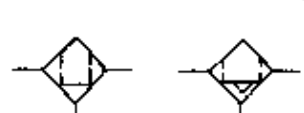
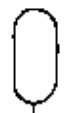
(续)

名称	符 号	名称	符 号
不可 调节流 阀		分流 阀	
可调 节流阀		集流 阀	
可调 单向节 流阀		分流 集流阀	
滚轮 控制可 调节流 阀		单向 阀	
带消 声器的 节流阀		液控 单向阀	
调速 阀		液压 锁	
温度 补偿调 速阀		或门 型梭阀	
旁通 型调速 阀		与门 型梭阀	
单向 调速阀		快速 排气阀	

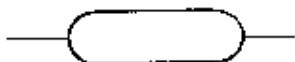




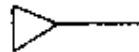

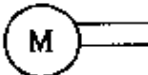

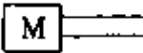


(续)

名称	符 号	名称	符 号
二位 三通换 向阀		三位 四通换 向阀	
二位 三通换 向阀		三位 四通换 向阀	
二位 四通换 向阀		四通 伺服阀	
二位 四通换 向阀			(三级电液伺服阀, 带电反馈)

附表 5 辅助元件

名 称	符 号	名 称	符 号
过滤器		空气干 燥器	
磁 芯 过 滤器		油雾器	
污 染 指 示过滤器		气 原 调 节装置	
分 水 排 水器		冷 却 器	
空 气 过 滤器		加 热 器	
除 油 器		蓄 能 器	

(续)

名 称	符 号	名 称	符 号
气 罐		消 声 器	
压 力 计		液 压 源	
液 面 计		气 压 源	
温 度 计		电 动 机	
流 量 计		原 动 机	
压 力 继 电 器		气-液 转 换 器	

主要符号表

A ——面积	h ——高度
b ——宽度	α ——动能修正系数
C_d ——流量系数	β ——动量修正系数
D ——直径	δ ——壁厚
d ——直径	η ——效率;动力粘度
E ——能量	θ ——角度
$^{\circ}E$ ——恩氏粘度	κ ——压缩率
e ——偏心距	λ ——热导率;沿程阻力系数
F ——作用力	ν ——运动粘度
f ——摩擦系数	ρ ——密度
g ——重力加速度	σ ——流量脉动率;应力
h ——深度;单位能量损失	τ ——切应力
l ——长度	φ ——节流阀指数;角度
m ——质量;齿轮模数	Ω ——角速度
n ——指数;安全系数;转数	ω ——角频率
P ——功率	p_p ——液压泵输出压力
p ——压力	p_H ——液压泵额定压力
q ——流量	q_o ——液压泵输出流量
R ——半径;水力半径;调节范围;液阻	q_H ——液压泵额定流量
r ——半径	q_t ——液压泵理论流量
Re ——雷诺数	q_M ——液压马达输入流量
T ——转矩;周期;温度	q_{HM} ——液压马达额定流量
t ——温度;时间	q_T ——节流阀流量
u ——点速度	A_T ——节流阀通流截面
V ——体积;容积;排量	V_p ——液压泵排量
v ——平均流速	V_M ——液压马达排量
z ——齿轮齿数;叶片(或柱塞)数	T_t ——液压泵理论转矩
	T_i ——液压泵输入转矩

T_M ——液压马达输出转矩	η_{mM} ——液压马达机械效率
T_{LM} ——液压马达理论转矩	η ——液压泵效率
P ——液压泵输出功率	η_V ——液压泵容积效率
P_i ——液压泵输入功率	η_m ——液压泵机械效率
P_{iL} ——液压泵理论功率	p_Y ——溢流阀调整压力
P_M ——液压马达输出功率	p_X ——顺序阀调整压力
P_{iM} ——液压马达输入功率	p_J ——减压阀调整压力
η_M ——液压马达效率	R_{ckp} ——临界雷诺数
η_{VM} ——液压马达容积效率	

参 考 文 献

- 1 大连工学院机制教研室编.《金属切削机床液压传动》.北京:科技出版社,1975
- 2 俞启荣主编.《机床液压传动》.北京:机械工业出版社,1984
- 3 王懋瑶主编.《液压传动与控制教程》.天津:天津大学,1984
- 4 刘春生和赵必洁编.《工厂液压传动基础》.昆明:云南人民出版社,1984
- 5 林从滋和王庚新编.《液压传动》.北京:中国农业机械出版社,1982
- 6 左健民主编.《液压与气压传动》.北京:机械工业出版社,1995
- 7 东南大学章宏甲和上海工业大学黄谊主编.《液压传动》.北京:机械工业出版社,1995

