

# 目 录

## 第 1 篇 零部件的结构与组合

### 第 6 章 机械传动零部件结构

1 带轮结构 .....	1
2 链轮结构 .....	9
3 圆柱齿轮结构 .....	10
4 圆锥齿轮传动 .....	23
4.1 圆锥齿轮传动基本型式 .....	23
4.2 圆锥齿轮结构 .....	24
4.3 非零变位新型圆锥齿轮传动 .....	26
5 蜗杆、蜗轮结构 .....	30
6 螺旋传动 .....	34
7 摩擦轮传动 .....	44
7.1 加压装置 .....	45
7.2 摩擦轮结构 .....	47
7.3 摩擦轮传动的应用实例 .....	48
8 减速器 .....	52
8.1 概述 .....	52
8.2 圆柱齿轮减速器 .....	59
8.3 圆锥齿轮减速器 .....	86
8.4 圆锥-圆柱齿轮减速器 .....	88
8.5 蜗杆减速器 .....	97
8.6 蜗杆-齿轮减速器 .....	111
8.7 渐开线行星齿轮减速器 .....	114
8.8 渐开线少齿差行星减速器 .....	130
8.9 摆线针轮行星减速器 .....	165
8.10 谐波齿轮减速器 .....	168
8.11 三环减速器 .....	181
8.12 活齿传动减速器 .....	188
9 增速器 .....	191
10 差速器 .....	196
11 机械无级变速器 .....	205
11.1 概述 .....	205
11.2 多盘式无级变速器 .....	209
11.3 带式无级变速器 .....	221
11.4 链式无级变速器 .....	229
11.5 行星无级变速器 .....	238
11.6 脉动无级变速器 .....	248

### 第 7 章 弹簧、波纹管及其装置

1 弹簧 .....	252
1.1 弹簧的类型 .....	252
1.2 圆柱螺旋压缩弹簧 .....	257
1.2.1 圆柱螺旋压缩弹簧的端部结构 .....	257
1.2.2 圆柱螺旋压缩弹簧的调整结构 .....	258
1.2.3 圆柱螺旋压缩弹簧的组合 .....	259
1.2.4 圆柱螺旋压缩弹簧的应用实例 .....	261
1.3 圆柱螺旋拉伸弹簧 .....	266
1.3.1 圆柱螺旋拉伸弹簧的端部结构 .....	266
1.3.2 圆柱螺旋拉伸弹簧的拉力调整结构 .....	268
1.3.3 圆柱螺旋拉伸弹簧的应用实例 .....	269
1.4 圆柱螺旋扭转弹簧 .....	271
1.4.1 圆柱螺旋扭转弹簧的结构类型 .....	271
1.4.2 圆柱螺旋扭转弹簧的端部结构 .....	272
1.4.3 圆柱螺旋扭转弹簧的安装示例 .....	273
1.4.4 圆柱螺旋扭转弹簧的应用实例 .....	274
1.5 变径螺旋弹簧 .....	276
1.5.1 变径螺旋弹簧的结构类型 .....	276
1.5.2 变径螺旋弹簧的应用实例 .....	280
1.6 碟形弹簧 .....	283
1.6.1 碟形弹簧的结构类型 .....	283
1.6.2 碟形弹簧的各种组合方式及特性线 .....	284
1.6.3 组合碟簧的结构要求 .....	285
1.6.4 碟形弹簧的应用实例 .....	287

1.7 片弹簧 .....	291	.....	344
1.7.1 片弹簧的类型、特点和应用 .....	291	2.2 利用弹簧实现定位的装置 .....	344
1.7.2 片弹簧端部固定方式 .....	293	2.3 超动弹簧装置 .....	345
1.7.3 片弹簧的应用实例 .....	294	2.4 利用两种弹簧共同工作的弹簧装置 .....	347
1.8 板弹簧 .....	296	.....	347
1.8.1 板弹簧的类型 .....	296	2.5 利用弹簧简化机构的装置 .....	348
1.8.2 板弹簧的典型结构 .....	297	<b>3 压力弹性元件</b> .....	351
1.8.3 弹簧钢板的截面形状 .....	297	3.1 波纹管的类型、特点和应用 .....	351
1.8.4 主板的端部结构 .....	298	3.2 膜片 .....	352
1.8.5 副板的端部结构 .....	298	3.3 压力弹簧管 .....	352
1.8.6 板弹簧的固定结构 .....	299	3.4 波纹管与膜片的应用实例 .....	354
1.8.7 板弹簧的应用实例 .....	300	<b>4 波纹管 and 膜片装置</b> .....	361
1.9 平面蜗卷弹簧 .....	301	4.1 波纹管调节装置 .....	361
1.9.1 平面蜗卷弹簧的类型、特点和应用 .....	301	4.2 利用波纹管简化机构的装置 .....	362
1.9.2 平面蜗卷弹簧的端部固定方式 .....	303	4.3 波纹管组成的伸缩节 .....	363
1.9.3 平面蜗卷弹簧的应用实例 .....	305	4.4 利用膜盒的装置 .....	375
1.10 扭杆弹簧 .....	309	<b>第 8 章 连杆、凸轮、槽轮、飞轮等机构元件</b>	
1.10.1 扭杆弹簧的结构、特点和应用 .....	309	<b>1 平面连杆机构</b> .....	376
1.10.2 扭杆弹簧的截面与端部形状和有效长度 .....	310	1.1 平面连杆机构的主要类型 .....	376
1.10.3 扭杆弹簧的应用实例 .....	311	1.2 连杆的主要结构型式 .....	377
1.11 环形弹簧 .....	314	1.3 曲柄的主要结构型式 .....	391
1.11.1 环形弹簧的结构、特点和应用 .....	314	1.4 转动副的主要结构型式 .....	392
1.11.2 环形弹簧的应用实例 .....	315	1.5 移动副、滑块和导路的主要结构型式 .....	393
1.12 橡胶弹簧 .....	316	1.6 构件长度的调节结构 .....	393
1.12.1 橡胶弹簧的类型、特点和应用 .....	316	1.7 连杆机构举例 .....	395
1.12.2 橡胶弹簧的应用实例 .....	326	<b>2 凸轮机构</b> .....	401
1.13 空气弹簧 .....	333	2.1 凸轮机构的类型 .....	401
1.13.1 空气弹簧的类型、特点和应用 .....	333	2.2 平面凸轮机构的封闭形式 .....	406
1.13.2 空气弹簧的应用实例 .....	337	2.3 凸轮的结构 .....	408
1.14 油气弹簧 .....	340	2.4 平面凸轮从动件滚子 .....	409
1.15 热敏双金属片簧 .....	341	2.5 平面凸轮零件图示例 .....	411
1.15.1 热敏双金属片簧的类型、特点和应用 .....	341	2.6 凸轮机构举例 .....	415
1.15.2 热敏双金属片簧的应用实例 .....	341	<b>3 棘轮机构</b> .....	450
1.16 细线弹簧 .....	343	3.1 棘轮机构的类型 .....	450
<b>2 弹簧装置</b> .....	344	3.2 棘轮的齿形 .....	452
2.1 利用弹簧实现受力变化的转换装置 .....	344	3.3 棘爪轴的结构及固定方式 .....	453
		3.4 棘轮的驱动方式 .....	453
		3.5 棘轮转角与转向的调整 .....	454
		3.6 棘轮机构的消声装置 .....	455
		3.7 棘轮与棘爪零件图示例及齿形画法 .....	455
		3.8 棘轮机构举例 .....	457

<b>4 擒纵机构</b> .....	471
4.1 擒纵机构的主要类型 .....	471
4.2 擒纵机构举例 .....	473
<b>5 槽轮机构</b> .....	474
5.1 槽轮机构的主要类型 .....	474
5.2 特殊结构的槽轮机构 .....	475
5.3 改善工作性能的槽轮组合机构 .....	476
5.4 槽轮机构的结构 .....	478
5.5 槽轮及转臂零件图示例 .....	481
5.6 槽轮机构举例 .....	482
<b>6 针轮机构</b> .....	494
6.1 针轮机构的主要类型 .....	494
6.2 针轮机构举例 .....	496
<b>7 不完全齿轮机构</b> .....	497
7.1 不完全齿轮机构的主要类型 .....	498
7.2 不完全齿轮机构的缓冲装置 .....	498
7.3 不完全齿轮零件图示例 .....	499
7.4 不完全齿轮机构举例 .....	500
<b>8 非圆齿轮机构</b> .....	505
8.1 非圆齿轮机构的主要类型 .....	506
8.2 非圆齿轮零件图示例 .....	508
8.3 非圆齿轮机构举例 .....	510
<b>9 飞轮</b> .....	513
9.1 飞轮的主要类型 .....	513
9.2 飞轮举例 .....	516

## 第9章 液压(力)、气动传动元件

<b>1 液压泵</b> .....	517
1.1 齿轮泵 .....	517
CB-B 型齿轮泵 .....	517
CB-E 型齿轮泵 .....	519
CB-F 型齿轮泵 .....	520
GXP 型齿轮泵 .....	521
1.2 叶片泵 .....	523
YB 型双作用叶片泵 .....	523
YBN 型变量叶片泵 .....	524
Y2B 型双级叶片泵 .....	525
双联叶片泵 .....	526
带定值减压阀的叶片泵 .....	527
YBQ 型稳流量式变量叶片泵 .....	528
叶片泵串联 .....	529
PV <sub>2</sub> R 型中高压叶片泵 .....	530
柱销式叶片泵 .....	531
1.3 轴向柱塞泵 .....	531

1.3.1 斜盘式轴向柱塞泵 .....	531
定量斜盘式轴向柱塞泵 .....	532
变量斜盘式轴向柱塞泵 .....	532
ZBD 型轴向柱塞泵 .....	537
TZB100 型轴向柱塞泵 .....	538
HY/KVE 型轴向柱塞泵 .....	540
GY-A4V 系列斜盘式轴向柱塞泵 .....	541
1.3.2 斜轴式轴向柱塞泵 .....	546
A2F 系列斜轴式轴向柱塞泵 .....	546
A7V-1 系列 DR 恒压变量斜轴泵 .....	554
A7V-5 系列 LV 恒功率变量斜轴泵 .....	557
A2V 系列斜轴式轴向柱塞泵 .....	563
1.4 摆线式转子泵 .....	569
1.5 螺杆泵 .....	571
1.5.1 单螺杆泵 .....	571
1.5.2 低压、高压平衡式螺杆泵 .....	572
1.6 径向柱塞泵 .....	574
1.6.1 手动变量机构 .....	575
1.6.2 机械变量机构 .....	576
1.6.3 液动恒压变量机构 .....	576
1.6.4 手动伺服变量机构 .....	578
1.6.5 不同负载下径向柱塞泵的连接 .....	579
<b>2 液压缸</b> .....	581
2.1 活塞液压缸 .....	581
2.1.1 单活塞杆液压缸 .....	581
2.1.2 双活塞杆液压缸 .....	582
2.1.3 伸缩式套筒活塞液压缸 .....	582
2.1.4 齿条传动活塞液压缸(液压转角器) .....	583
2.2 柱塞液压缸 .....	583
2.2.1 单柱塞液压缸 .....	583
2.2.2 伸缩式套筒柱塞液压缸 .....	584
2.2.3 柱塞增压缸 .....	584
2.3 摆动液压缸 .....	585
2.4 带缓冲装置的液压缸 .....	585
2.5 专用液压缸结构及典型零件 .....	588
2.5.1 钢带热连轧机压上缸 .....	588
2.5.2 铝板材冷轧机压上缸 .....	589
2.5.3 回转窑活动挡轮液压缸 .....	594
2.6 液压缸密封 .....	596
2.6.1 活塞密封 .....	596
2.6.2 活塞杆密封 .....	601
<b>3 液压马达</b> .....	604

3.1 齿轮液压马达 .....	604	5.1 气缸 .....	709
3.1.1 CM-F 型齿轮液压马达 .....	604	双向作用活塞式气缸 .....	709
3.1.2 GPM 型液压马达 .....	605	单向作用活塞式气缸 .....	710
3.2 叶片式液压马达 .....	607	缓冲气缸 .....	710
3.3 轴向柱塞液压马达 .....	607	浮动式气-油阻尼缸 .....	711
3.3.1 双斜盘式定量液压马达 .....	608	膜片气缸 .....	712
3.3.2 A6V 斜轴式变量液压马达 .....	609	带磁性开关气缸 .....	712
3.3.3 KY/KKE 型轴向柱塞液压马达 .....	610	带阀组合气缸 .....	713
3.4 径向柱塞液压马达 .....	611	磁性无杆气缸 .....	713
3.4.1 单作用曲轴连杆式液压马达 .....	612	制动气缸 .....	714
3.4.2 静压平衡式液压马达 .....	614	带锁气缸 .....	715
3.4.3 直杆型径向液压马达 .....	615	精确定位气缸 .....	715
3.4.4 多作用内曲线式径向柱塞液压马达 .....	616	摆动气缸 .....	716
3.5 摆线式内啮合齿轮液压马达 .....	620	薄形气缸 .....	717
<b>4 液压控制阀 .....</b>	<b>622</b>	气动手爪 .....	718
4.1 通断式液压控制阀 .....	622	冲击气缸 .....	719
4.1.1 方向控制阀 .....	622	回转气缸 .....	720
(1) 单向阀 .....	622	伺服气缸 .....	721
(2) 换向阀 .....	628	5.2 气动马达 .....	722
4.1.2 压力控制阀 .....	645	叶片式气马达 .....	722
(1) 溢流阀 .....	645	径向活塞式气马达 .....	723
(2) 减压阀 .....	654	<b>6 气动控制阀 .....</b>	<b>724</b>
(3) 顺序阀 .....	660	6.1 压力控制阀 .....	724
(4) 压力继电器 .....	663	6.1.1 减压阀 .....	724
(5) 组合式压力控制阀 .....	666	6.1.2 定值器 .....	727
4.1.3 流量控制阀 .....	668	6.1.3 单向顺序阀 .....	728
(1) 节流阀 .....	668	6.1.4 安全阀 .....	728
(2) 调速阀 .....	672	6.1.5 溢流阀 .....	730
(3) 分流-集流阀 .....	674	6.2 流量控制阀 .....	731
4.2 插装阀 .....	675	6.3 方向控制阀 .....	732
4.2.1 插装式方向阀 .....	675	6.3.1 气动控制换向阀 .....	732
4.2.2 插装式压力控制阀 .....	684	6.3.2 人力控制换向阀 .....	739
4.2.3 插装式流量控制阀 .....	687	6.3.3 机械控制换向阀 .....	745
4.3 电液比例、伺服控制阀 .....	689	6.3.4 电磁控制换向阀 .....	746
4.3.1 电液比例控制阀 .....	689	6.4 逻辑控制阀 .....	754
(1) 电液比例方向控制阀 .....	690	6.5 比例、伺服控制元件 .....	757
(2) 电液比例压力控制阀 .....	699	<b>7 气源处理及气动辅助元件 .....</b>	<b>760</b>
(3) 电液比例调速阀 .....	702	7.1 气源处理元件 .....	760
4.3.2 电液伺服阀 .....	703	7.1.1 水冷式后冷却器 .....	760
(1) 流量伺服阀 .....	704	7.1.2 分水滤气器 .....	761
(2) 压力伺服阀 .....	708	7.1.3 气动三联件 .....	763
<b>5 气缸及气马达 .....</b>	<b>709</b>	7.1.4 油雾分离器 .....	765
		7.1.5 冷冻式干燥器 .....	766
		7.2 气动辅助元件 .....	766



7.2.1	油雾器	766	3.8	螺杆钳	801
7.2.2	消声器	767	3.9	管钳	802
7.2.3	气动放大器	768	3.10	冲孔钳	802
7.2.4	缓冲器	769	3.11	夹钳	802
7.2.5	真空发生器	770	3.12	角形夹钳	802
7.2.6	转换器	771	<b>4 利用链条组成的各种结构</b>	<b>803</b>	
7.2.7	气动显示器	772	4.1	用链条传动实现往复或摆动运动	803
7.2.8	过滤器	773	4.2	用链条传动实现摆动运动	803
<b>8 液力变矩器</b>		<b>775</b>	4.3	链条用于液压控制系统	803
8.1	液力变矩器的分类	775	4.4	用链条做扣紧件	804
8.2	液力变矩器的结构	779	4.5	用链条做夹紧件	804
8.3	液力变矩器应用举例	789	4.6	用链条做输送带	805
<b>第10章 小五金、管路附件及其他结构</b>			4.7	用链条做链式联轴器	805
<b>1 管路联接结构</b>		<b>791</b>	4.8	用链条实现变速运动	805
1.1	摩擦结合式	791	4.9	用链条实现轴的摆动	806
1.2	锥形螺母压紧式	791	<b>5 利用球组成的各种结构</b>	<b>806</b>	
1.3	管箍夹紧式	791	5.1	用球实现曲线运动	806
1.4	螺纹联接式	792	5.2	用球夹紧斜面物体	806
1.5	插销扣紧式	792	5.3	用球做单向阀	807
1.6	内螺纹联接式	792	5.4	用球做万向节	807
1.7	法兰夹紧式	792	5.5	用球做定位装置	807
1.8	填料夹接式	793	5.6	用球做安全联轴器	808
1.9	夹接式	793	5.7	用球做精加工工具	808
1.10	螺钉定位式	793	5.8	用球做导向件	808
1.11	压痕联接式	794	5.9	用球锁紧螺纹联接件	809
1.12	压痕搭接式	794	5.10	用球做回转支承	809
1.13	铆钉或螺栓联接式	794	5.11	用球做万向接头	809
1.14	自攻螺纹联接式	794	<b>6 非棘轮逆止装置</b>	<b>810</b>	
<b>2 PVC管联接结构</b>		<b>795</b>	6.1	摆动爪防逆转装置	810
2.1	一次插入法承插联接	795	6.2	扭转弹簧防逆转装置	810
2.2	冷接法承插联接	795	6.3	摆动爪及槽形轮防逆转装置	811
2.3	锥形环平口联接	796	6.4	偏心辊子防逆转装置	811
2.4	法兰平口联接	796	6.5	齿轮齿条防逆转装置	812
2.5	活套管联接	796	6.6	板弹簧防逆转装置	812
2.6	PVC管与金属管联接	797	6.7	偏心凸轮防逆转装置	812
<b>3 钳子的结构</b>		<b>799</b>	<b>7 金属板的联接结构</b>	<b>813</b>	
3.1	克丝钳	799	7.1	两重叠板的联接	813
3.2	钳口可调的管钳	799	7.2	对角垂直联接	813
3.3	平口钳	799	7.3	两侧垂直联接	814
3.4	杆式钳	800	7.4	互相垂直板的联接	814
3.5	钳口可调的平口钳	800	7.5	对接板的联接	815
3.6	用螺母调整的钳子	801	7.6	用螺钉联接	815
3.7	螺旋钳	801	<b>8 易拆装的联接结构</b>	<b>816</b>	
			8.1	用板弹簧固定杆件	816

8.2	用销轴向定位杆件 .....	816	10.1	利用球杆调整开启角度 .....	822
8.3	用定位球固定杆件 .....	817	10.2	利用勾板调整开启角度 .....	822
8.4	用弹簧夹固定杆件 .....	817	10.3	利用挠性件调整开启角度 .....	823
8.5	用定位螺钉固定杆件 .....	818	10.4	利用拉杆调整开启角度 .....	823
8.6	用尼龙接头固定球形接头 .....	818	<b>11 无毂齿轮与轴的联接方式 .....</b>	<b>824</b>	
<b>9 易拆装的吊挂结构 .....</b>	<b>819</b>		11.1	用螺钉、圆柱销联接 .....	824
9.1	管形吊挂装置 .....	819	11.2	用螺钉、圆形键联接 .....	824
9.2	□形吊挂装置 .....	819	11.3	用螺钉、长键联接 .....	824
9.3	压入式板形吊挂装置 .....	819	11.4	用平键、半圆键联接 .....	825
9.4	卡紧式板形吊挂装置 .....	820	11.5	用螺钉、U形键联接 .....	825
9.5	U形吊挂装置 .....	820	11.6	用带螺纹的锥形套环联接 .....	825
9.6	单管吊环 .....	821	11.7	用一对锥形环联接 .....	826
9.7	防振单管吊环 .....	821	11.8	用螺钉、圆柱销联接 .....	826
<b>10 可调整开启度的结构 .....</b>	<b>822</b>				

参考文献



图 1-6-1 所示为 V 带传动中的带轮结构。图 a 是轮缘与轮毂合一的小带轮结构。图 b、c 是轮毂不对称的带轮，轮毂的位置根据结构设计决定。

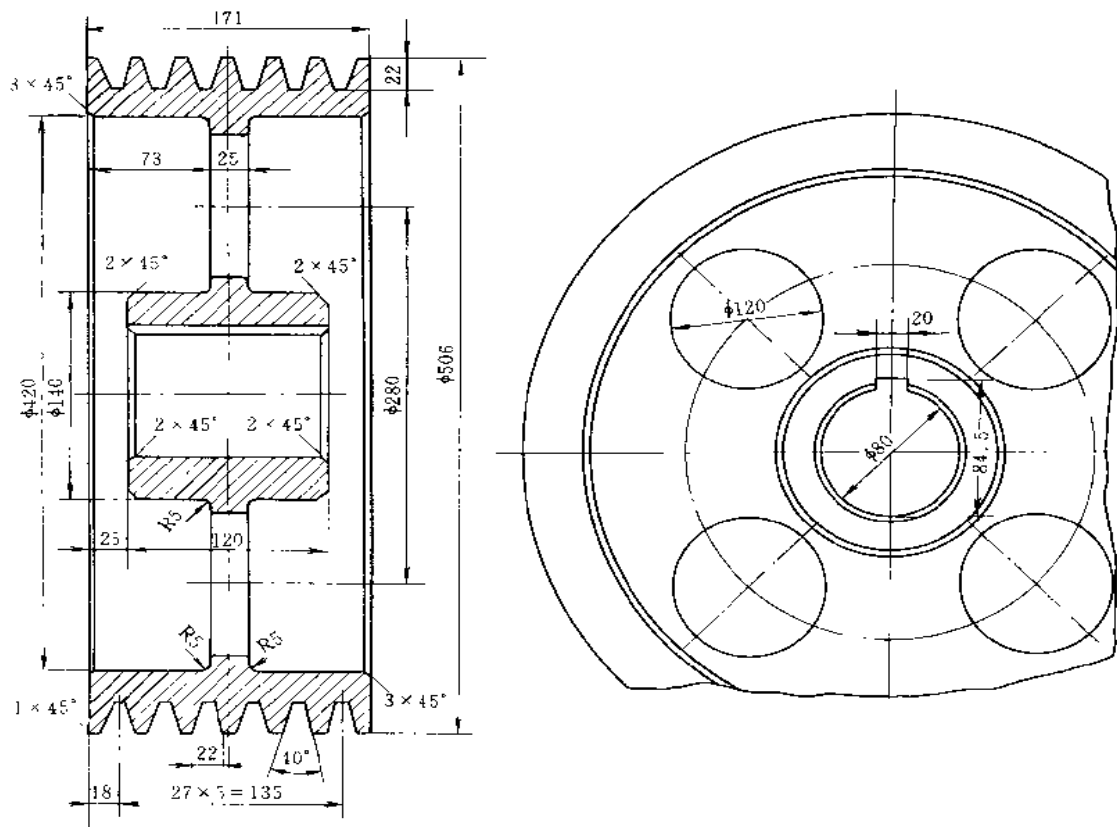


图 1-6-2 有孔辐板的 V 带带轮

图 1-6-2 所示为有孔辐板的 V 带带轮结构，适用于直径较大的带轮。

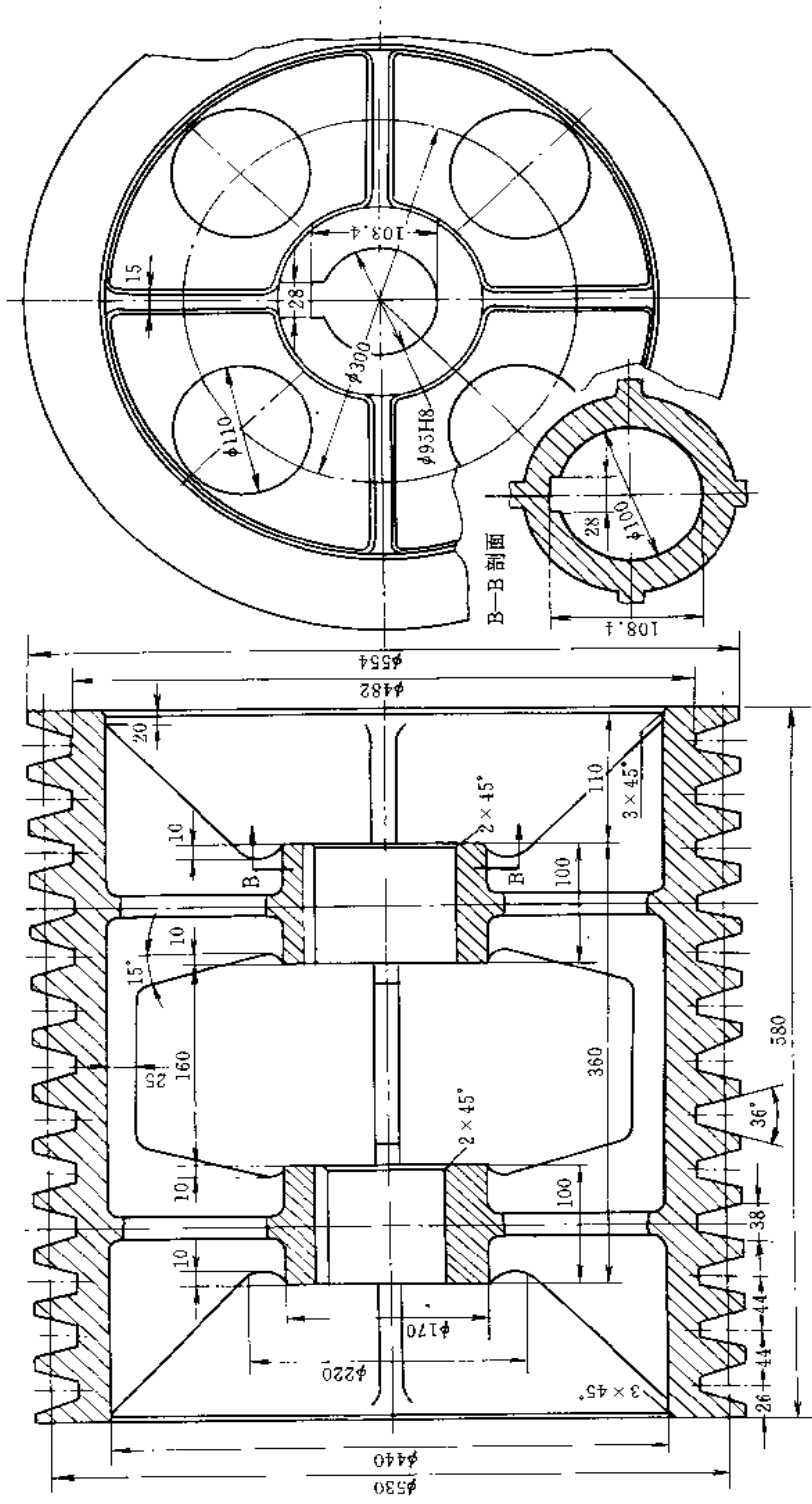


图 1-6-3 宽形 V 带带轮

图 1-6-3 所示为宽形 V 带带轮，为了使轮缘刚性足够，做有两个带筋的辐板。

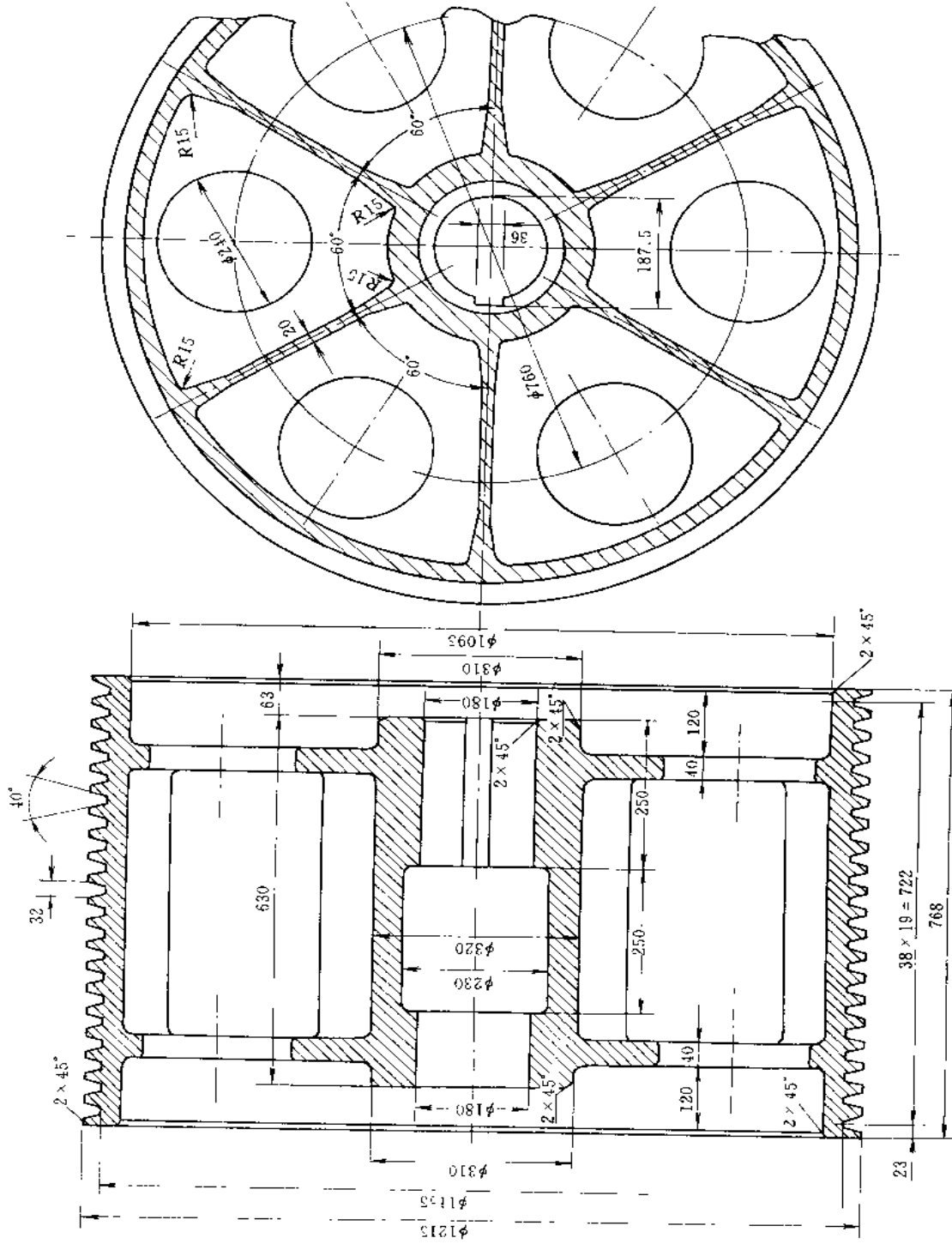


图 1-6-4 大直径带轮

图 1-6-4 所示为大直径带轮结构。带轮的轮缘和轮毂用两个有孔的辐板和径向的筋相联。为了减少加工和便于装到轴上，轴孔做成两段。因轮毂较长，键槽做在一侧的轮毂上，便于带轮紧固在轴上。

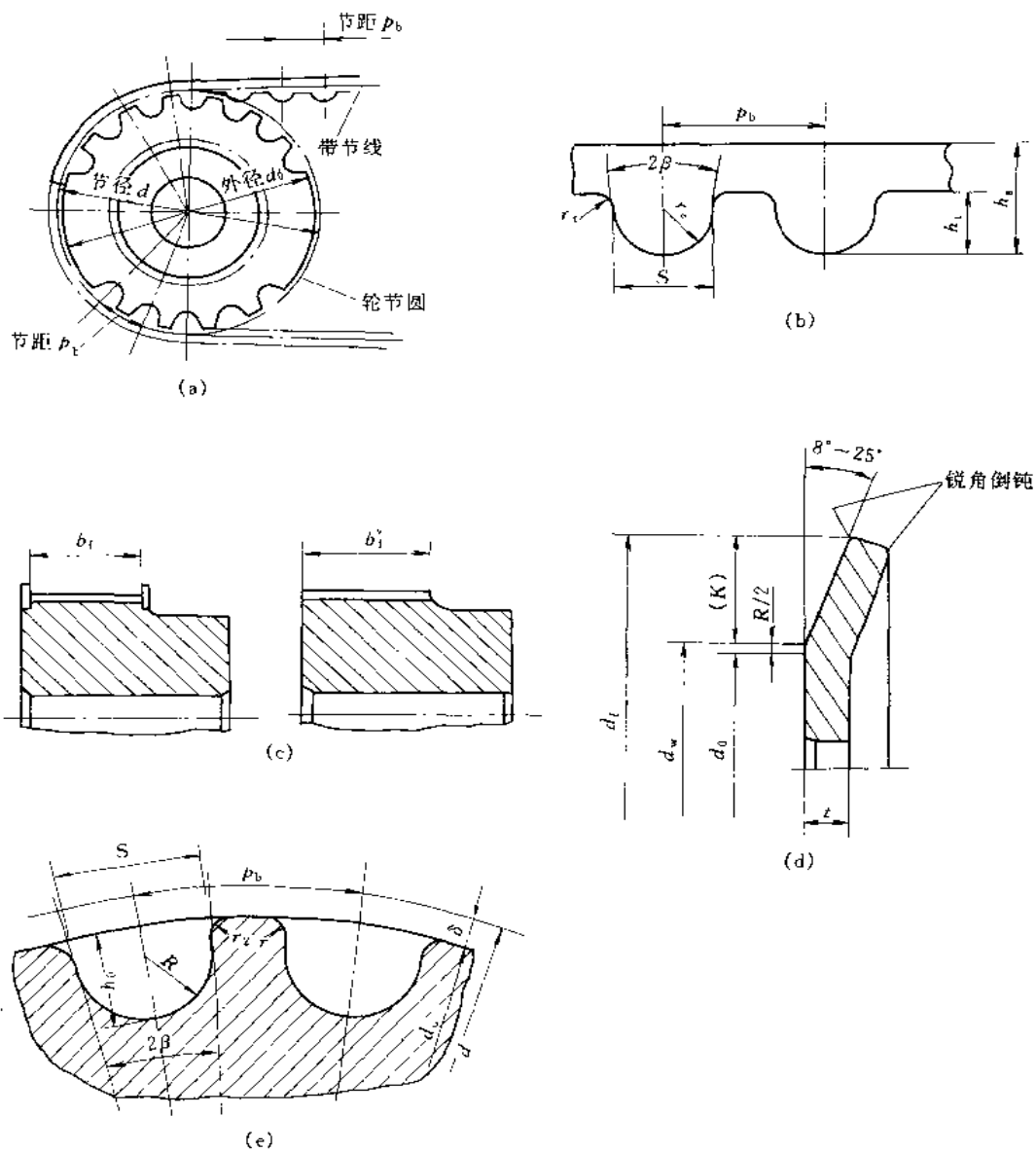


图 1-6-5 圆弧齿同步带及带轮

(a) 带轮节径和外径；(b) 圆弧齿同步带齿形；(c) 带轮宽度；(d) 带轮挡圈；(e) 带轮齿形

图 1-6-5 所示为圆弧齿同步带及带轮结构。圆弧齿同步带靠齿啮合传递动力，且齿根应力集中小，寿命长；传动比准确、效率高、传递功率大。

圆弧齿同步带共有 3M、5M、8M、14M、20M 五种型号，带的齿形结构见图 1-6-5b，尺寸见表 1-6-1。

表 1-6-1 圆弧齿同步带带齿尺寸

mm

型 号	3M	5M	8M	14M	20M
节距 $p_b$	3	5	8	14	20
齿高 $h_t$	1.22	2.06	3.38	6.02	8.38
齿顶圆角半径 $r_o$	0.87	1.49	2.46	4.50	6.50
齿根圆角半径 $r_f$	0.24~0.30	0.40~0.44	0.64~0.76	1.20~1.35	1.77~2.01
齿根厚 $S$	1.78	3.05	5.15	9.40	14
齿形角 $2\beta$	14°	14°	14°	14°	14°
带高 $h_s$	2.40	3.80	6.00	10.00	13.20

带轮节径和外径按下式计算

带轮节径

$$d = \frac{z p_b}{\pi}$$

带轮外径

$$d_o = d - 2\delta$$

式中  $p_b$ ——带轮节距, mm; $z$ ——带轮齿数; $\delta$ ——带轮齿顶距, mm。

带轮最小齿数见表 1-6-2, 带轮宽度、挡圈和齿形结构分别见图 1-6-5c~e, 其结构尺寸见表 1-6-3~表 1-6-5。

表 1-6-2 带轮的最小齿数  $z_{\min}$ 

带轮转速, r/min	型 号					带轮转速, r/min	型 号				
	3M	5M	8M	14M	20M		3M	5M	8M	14M	20M
≤900	14	18	26	28	34	>1200~1800	16	24	32	32	38
	(10)	(14)	(22)			>1800~3600	20	28	36	—	—
>900~1200	14	20	28	28	34	>3600~4800	22	30	—	—	—

注: 当低速轻载时允许采用括号内的最小齿数。

表 1-6-3 带轮宽度尺寸

mm

带宽代号	型 号									
	3M		5M		8M		14M		20M	
	$b_t$	$b'_t$	$b_t$	$b'_t$	$b_t$	$b'_t$	$b_t$	$b'_t$	$b_t$	$b'_t$
6	7.3	11.0								
9	10.3	14.0	10.3	14.0						
15	16.3	20.0	16.3	20.0						
20			21.3	25.0	21.7	28.0				
25			26.3	30.0	26.7	33.0				
30			31.3	35.0	31.7	38.0	32	40		
40			41.3	45.0	41.7	48.0	42	50		
50					52.7	59.0				
55							58	66		
60					62.7	69.0				
70					72.7	79.0	73	81	73.5	85
85					88.7	95.0	89	97	89.5	102
100							104	112	104.5	117
115							120	128	120.5	134
130							135	143	136	150
150							155	163	158	172
170							175	183	178	192
230									238	254
290									298	314
340									348	364



表 1-6-4 带轮挡圈尺寸

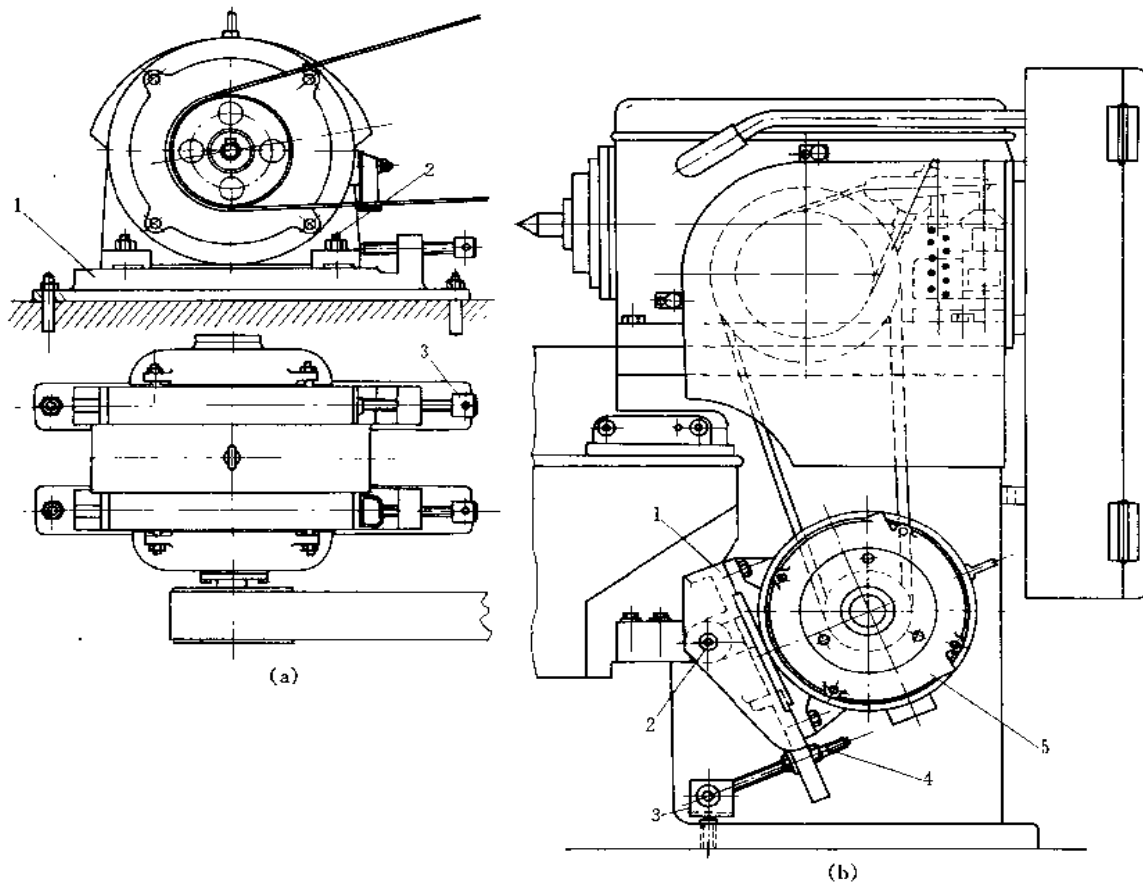
mm

型 号	3M	5M	8M	14M	20M	型 号	3M	5M	8M	14M	20M
挡圈最小高度 $K$	2.0~ 2.5	2.5~ 3.5	4.0~ 5.5	7.0~ 7.5	8.0~ 8.5	挡圈厚度 $t$	1.5~ 2.0	1.5~ 2.0	1.5~ 2.5	2.5~ 3.0	3.0~ 3.5
$R=d_w-d_0$	1	1.5	2	2.5	3						

表 1-6-5 带轮轮齿基本尺寸

mm

型 号	节距 $p_b$	齿槽深 $h_0$	齿槽圆弧半径 $R$	齿顶圆角半径 $r$	齿槽宽 $S$	两倍齿顶距 $2\delta$	齿形角 $2\beta$
3M	3	1.28	0.91	0.26~0.35	1.90	0.762	$\approx 14^\circ$
5M	5	2.16	1.56	0.48~0.52	3.25	1.144	$\approx 14^\circ$
8M	8	3.54	2.57	0.78~0.84	5.35	1.372	$\approx 14^\circ$
14M	14	6.20	4.65	1.36~1.50	9.80	2.794	$\approx 14^\circ$
20M	20	8.60	6.84	1.95~2.25	14.8	4.32	$\approx 14^\circ$



1—滑轨；2—螺栓；3—顶紧螺钉

1—底座；2—摆动轴；3—支撑；4—定位螺栓；5—电动机

图 1-6-6 带传动张紧装置 (a)、(b)

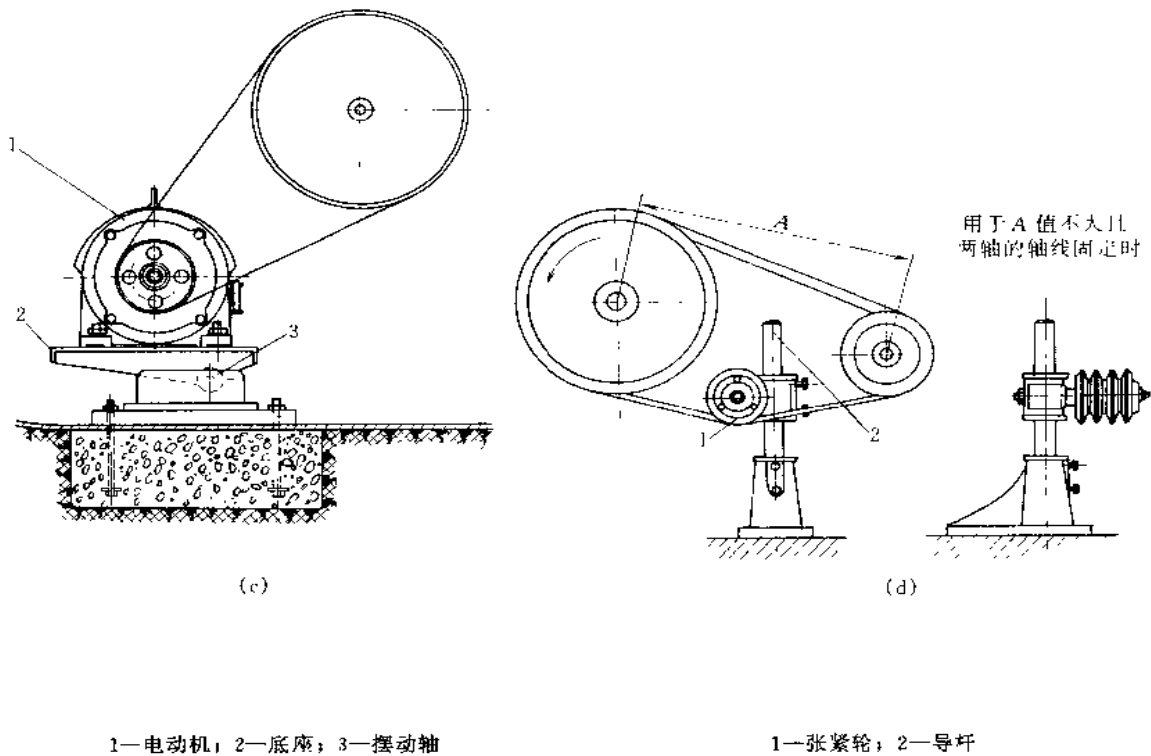
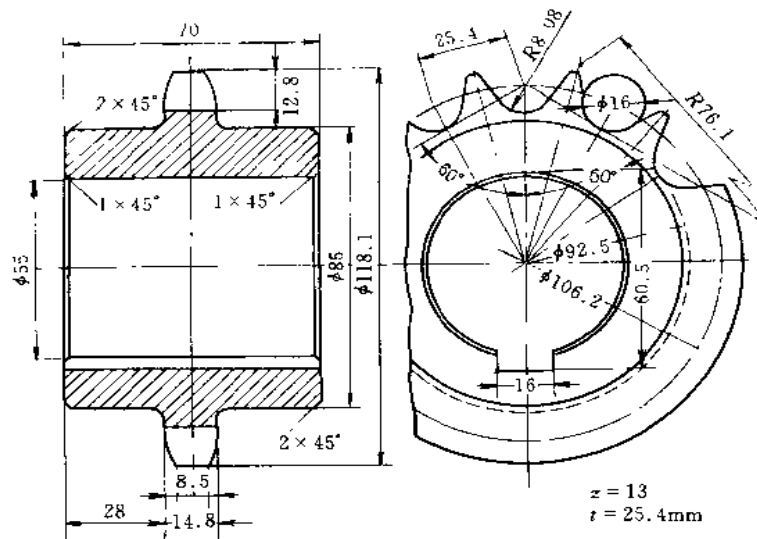


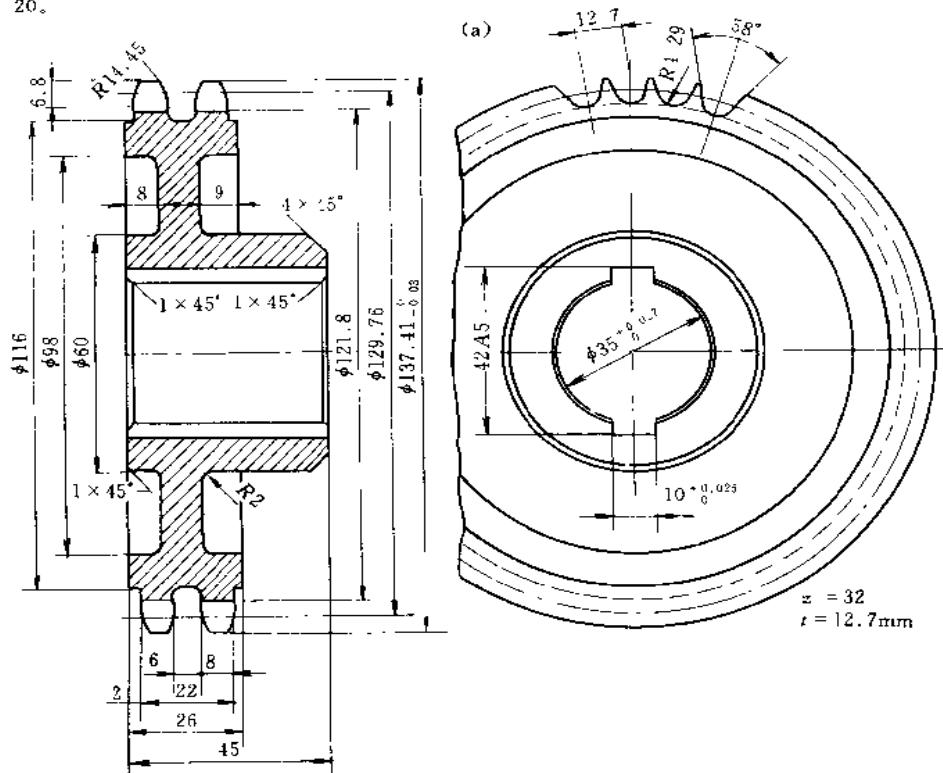
图 1-6-6 带传动张紧装置 (c)、(d)

图 1-6-6 所示为带传动张紧装置。因为在带传动过程中，带要拉长，带的拉力就会减小。为了防止这种现象产生，通常采用张紧装置。图 a 是在电动机底座下方设置滑轨 1。在需使带张紧时，拧松电动机固定在滑轨上的螺栓 2，用顶紧螺钉 3 使电动机移动，这样改变了带传动的中心距，使带张紧，然后再固定螺栓 2。图 b 所示是电动机 5 固定在可以绕摆动轴 2 摆动的底座 1 上。当带需要张紧时，松动定位螺栓 4 上的螺母，即可改变带传动的中心距，使带张紧。图 c 所示为电动机 1 装在可以绕摆动轴 3 摆动的底座 2 上，利用电机的自重使带张紧，但若电动机过重时会使带张紧过度。图 d 所示是在不改变带传动中心距的情况下装设张紧轮 1。张紧轮可以沿着用螺钉固定在机架上的导杆 2 向下移动，使带张紧。

## 2 链轮结构



轮齿渗碳到深 0.5~0.8mm 并淬火到硬度 HRC52~60, 端面  $\phi 92.5$  的跳动量不可超过 0.2。  
材料: 20。



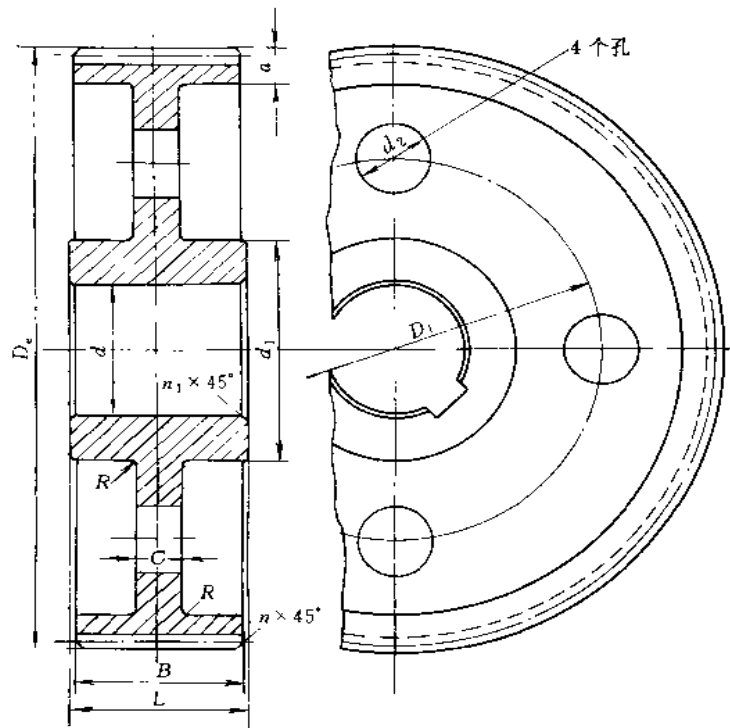
渗碳到深 0.8~1.0mm 并淬火到硬度 HRC50~55, 端面  $\phi 121.8$  的跳动量不可超过 0.3。  
链槽的偏移不可超过 0.05。  
材料: 20Cr。

(b)

图 1-6-7 链轮结构 (a)、(b)



图 1-6-8c 所示为带侧筋的齿轮，用于齿轮轮毂厚度小于  $0.4d$  ( $d$ —轴孔直径)。这种结构齿轮因加工及装配困难，且近筋处轮齿齿廓不准确，需加大齿宽，故仅用于不加工，齿数很少的铸造齿轮。



用于  $D_e \leq 500\text{mm}$  时。

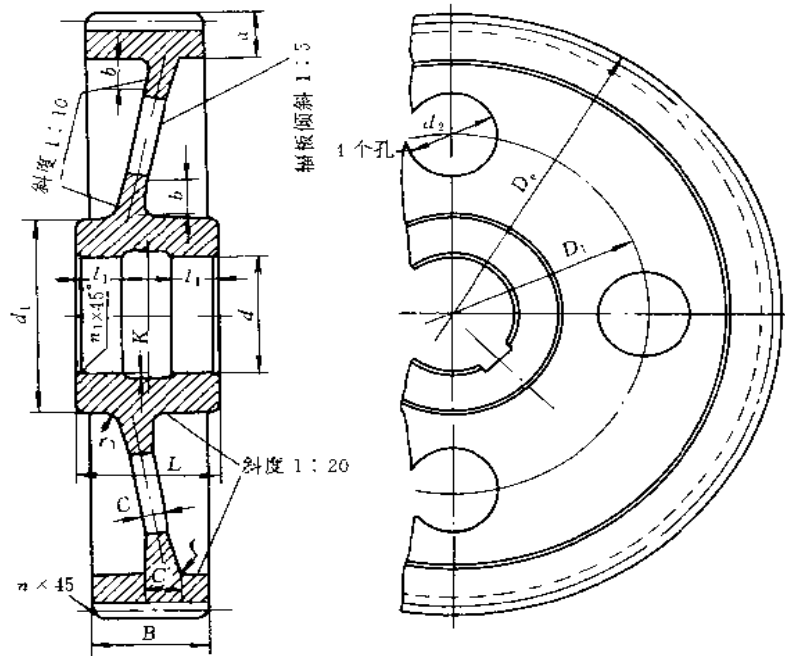
对于正常齿轮， $C = (0.25 \sim 0.3) B_1$

当  $D_e < 150\text{mm}$  时， $C = B$  (图 1-6-8a)；

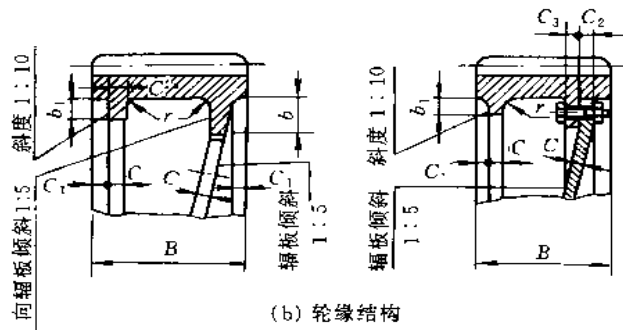
$$D_1 = \frac{D_e - 2a + d_1}{2}; \quad d_2 = \frac{D_e - 2a - d_1}{(4 \sim 5)}$$

图 1-6-9 锻造齿轮

图 1-6-9 所示为锻造齿轮，用于齿轮直径不大的场合。锻造齿轮多采用辐板结构，辐板上的孔是钻出的。



(a) 辐板式铸造齿轮



(b) 轮缘结构

轮缘结构	图 b 左部				图 b 右部							
中心距 A, mm	≤1000		≤600	≤450	>600	>450						
轮缘宽度 B, mm	0.2A		0.3A	0.4A	0.3A	0.4A						
中心距 A, mm	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000
辐板厚度 C, mm	10	10	10	12	14	15	16	20	22	25	28	32

$z = z_1 + z_2 = 99 \sim 200$  时, 单辐板齿轮各要素尺寸如下:

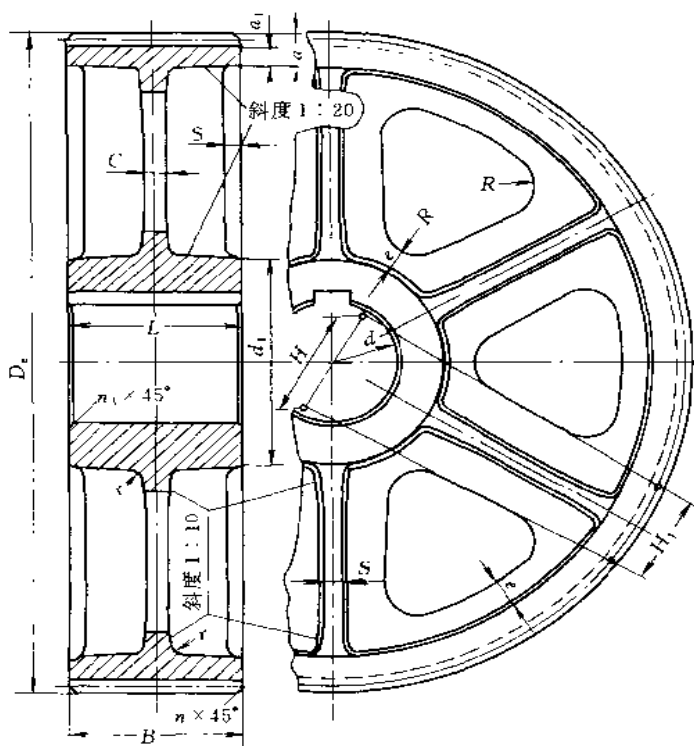
$a = 0.1A$ ;  $b = 0.1A + (5 \sim 10) \text{ mm}$ ,  $b_1 = 0.05A$ ;  $C_1 = 0.04A$ ;  $C_2 = 1.5C$ ;  $C_3 = C + (3 \sim 5) \text{ mm}$ ;  $C' = C + 0.04A$ ;

$D_1 = \frac{D_e - 2a + d_1}{2}$ ;  $d_2 = \frac{D_e - 2a - d_1}{4}$ ;  $r = 0.02A$ ;  $r_1 = 0.075A$ .

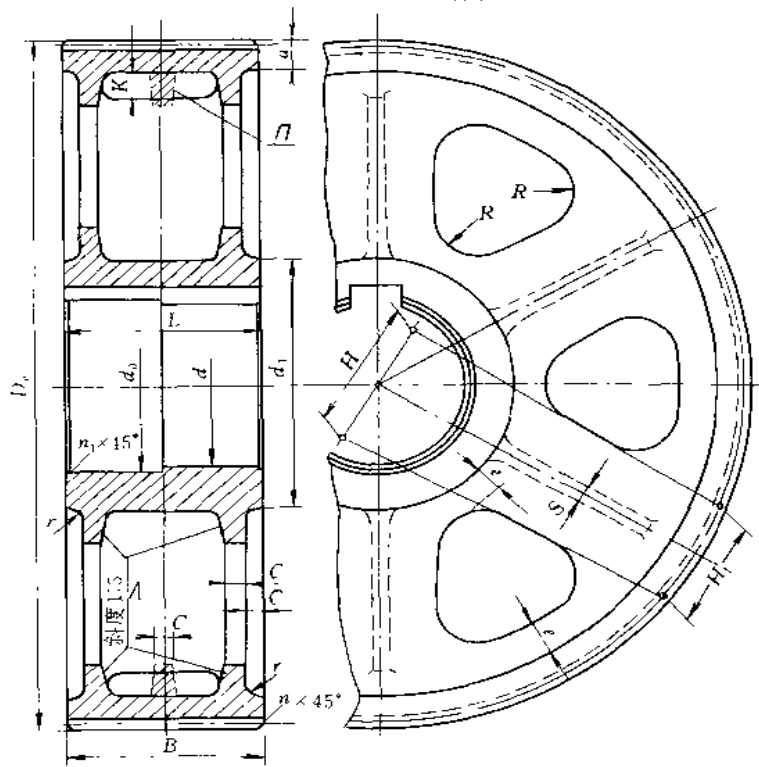
尺寸  $2l_1$  要根据键连接的强度验算。

齿轮直径在 400mm 以下时, 做成直辐板。

图 1-6-10 铸造齿轮 (a)、(b)



(c) 具有十字形剖面的轮辐



(d) 具有工字形剖面的轮辐

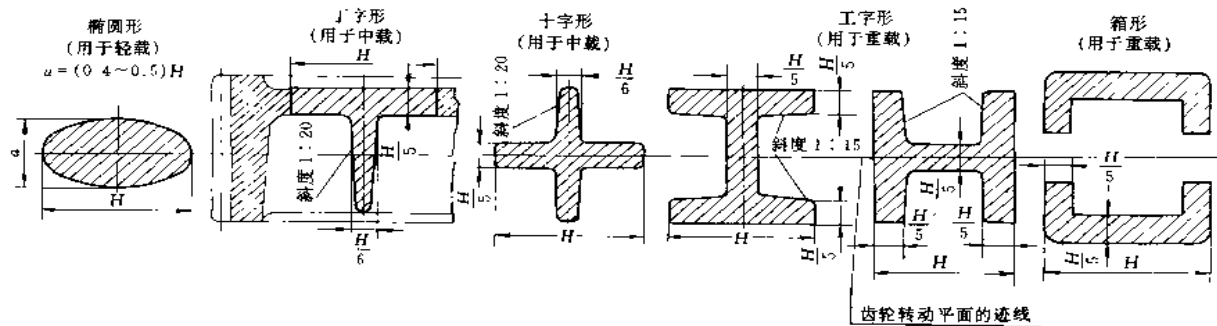
图 1-6-10 铸造齿轮 (c)、(d)

图 c 用于  $D_e$  从 400~1000mm、 $B \leq 200$ mm 时；图 d 用于  $D_e > 1000$ mm、 $B > 200$ mm。

对铸造齿轮的  $H$  和轮辐数根据计算取定； $H_1 = 0.8H$ ； $C = \frac{H}{5}$ ； $C_{\text{最小}} \geq 10$ mm； $S = 0.8C$ ； $a_1 = (0.5 \sim 0.6)t$ ，或  $a_1 = \frac{H}{5}$ ； $e \approx 0.2d$  或  $e = a_1$ ； $K = 0.8e$ ； $R$ ——内接圆半径； $r$ ——铸造圆角； $t$ ——齿距。

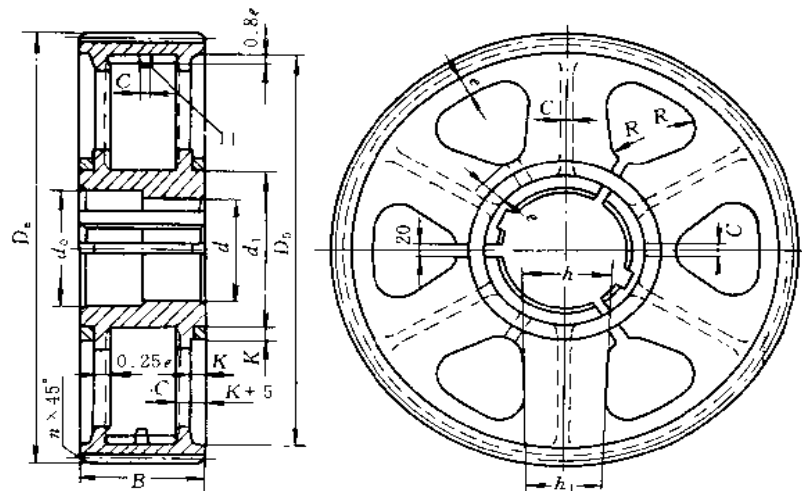
当  $L > 500$ mm 时，毂孔做成阶台式，这时  $d_0 = d + 20$ mm。

当  $B > 600$ mm ( $C = 3 \sqrt{A}$  mm) 时，沿整个轮缘圆周做出凸起部“┌”，式中  $A$ ——中心距。



(e) 铸造齿轮的轮辐剖面形状

图 1-6-10 铸造齿轮 (e)



用于  $D_e > 1000\text{mm}$  且  $B > 200\text{mm}$  时。

齿轮材料：铸钢；轮环材料：45 钢。

对于正常的内轮减速箱中的齿轮，关系如下：

$$B = 0.4A; d \approx 0.32A; d_0 = d + 20\text{mm}; d_1 = 1.6d;$$

$$D_0 = \left( \frac{2i}{i+1} - 0.14 \right) A; \text{式中 } A \text{——中心距； } i \text{——传动比。}$$

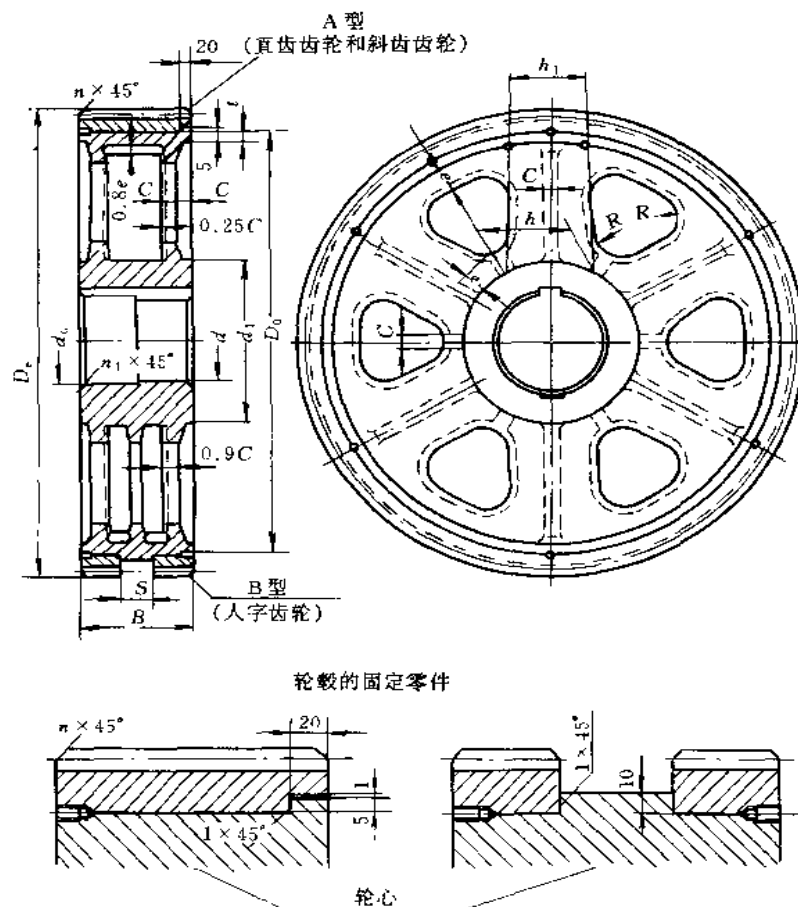
$$C = 5.3 \sqrt{d} \text{ mm}; e = 0.185d; h = 0.75d; h_1 = 0.8h; n = 0.5m; K = 0.17d; R \text{——内接圆半径。}$$

$B > 600\text{mm}$  时，沿整个圆周做出凸起部“ $\square$ ”。

图 1-6-11 具有剖分轮毂的齿轮

图 1-6-11 所示为具有剖分轮毂的齿轮。它可以降低材料的内应力，防止齿轮铸造冷却时轮辐在近轮缘处开裂，并使齿轮容易配合到轴上。





用于  $D_0 > 600\text{mm}$  时。

轮心材料：铸铁；轮毂材料：锻钢。

对于正常齿轮减速箱中的齿轮，关系如下：

$$B = 0.4A; d = 0.32A; d_0 = d + 20\text{mm}; d_1 = 1.6d; D_0 = \left( \frac{2i}{i+1} - 0.12 \right) A;$$

$r = 0.06A$ ；式中  $A$ ——中心距； $i$ ——传动比。

$$C = 5.3 \sqrt{d} \text{ mm}; e = 0.185d; h = 0.8d; h_1 = 0.8h; n = 0.5m;$$

$n_1$ ——衬套倒角； $R$ ——内接圆半径。

直齿齿轮和斜齿齿轮，在  $(z_1 + z_2) < 200$  时， $D_0$  根据轮毂厚度决定（不计入齿高），轮毂厚度取等于  $4m$  ( $m$  为模数)。

当  $A > 750\text{mm}$  且  $B > 300\text{mm}$  时，要用双轮毂；

当  $A > 1200\text{mm}$  且  $B > 400\text{mm}$  时，轮辐要做三层壁；

当  $d > 200\text{mm}$  时，要做两个键槽；

当  $B > 480\text{mm}$  时，轮毂镗孔要做成阶段式。

定位螺钉的尺寸： $d_B = 0.05d$ ； $l = 3d_B$ ；

$S$  是切齿刀具退出槽的尺寸。

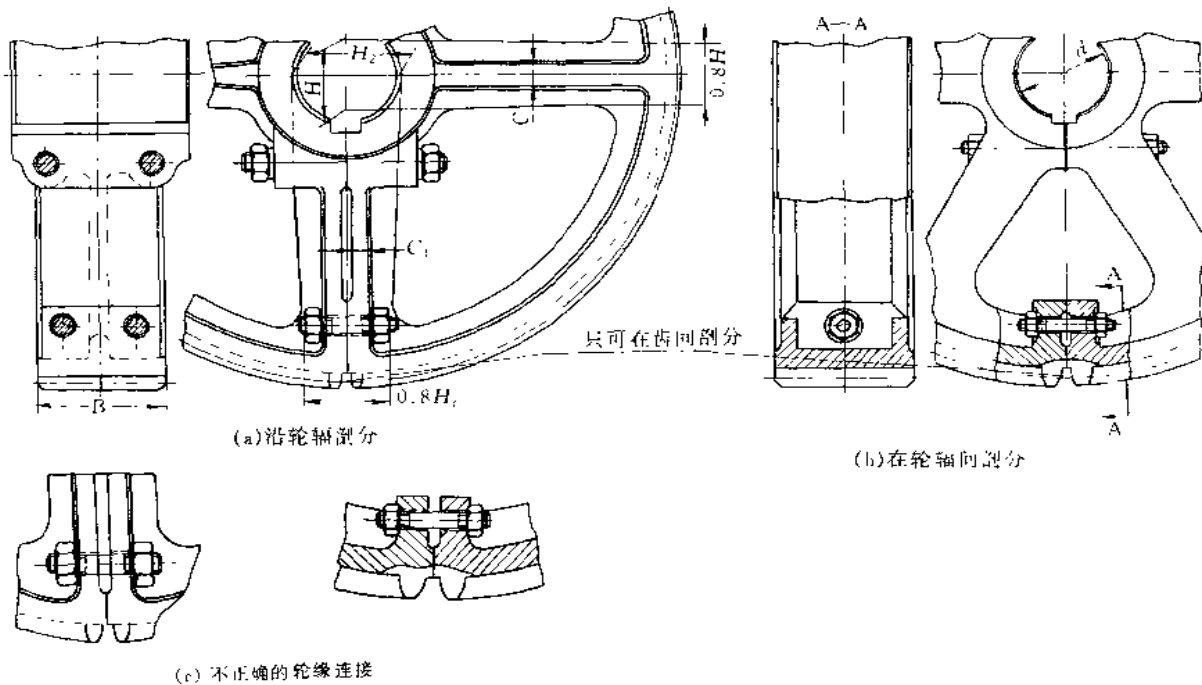
为了使轮毂容易压合，轮心上应有倒角。

轮毂和轮心尺寸的极限偏差

偏差 mm	$D_0, \text{mm}$	大于	550	650	750	900	1100	1400	1900	2500	3300	4500
		到	650	750	900	1100	1400	1900	2500	3300	4500	6000
轮毂	上偏差		+0.10	+0.10	+0.10	+0.15	+0.20	+0.20	+0.30	+0.40	+0.60	+0.70
	下偏差		0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
轮心	上偏差		+0.80	+1.0	+1.10	+1.30	+1.60	+2.0	+2.80	+3.70	+5.0	+6.50
	下偏差		+0.70	+0.90	+1.0	+1.15	+1.40	+1.80	+2.50	+3.30	+4.40	+5.80

图 1-6-12 具有套合轮毂的齿轮

图 1-6-12 所示为具有套合轮毂的齿轮。需选择合适的轮毂与轮心间的配合，避免产生过高的配合应力。为了防止轮毂可能沿轮周转动，应采用螺钉定位。如果人字齿轮有两个轮毂，需使产生的轴向力把轮毂压向轮缘中央。这种结构齿轮的优点是能节约优质钢，因为只有轮毂才用优质钢。



用于便利传动装配处及  $D \geq 1500\text{mm}$  时。

轮辐数和齿数是偶数。

接合轮辐的尺寸：宽度  $H_2 = (1.4 \sim 1.5) H$ ，筋厚  $C_1 = 0.7C$ 。

式中  $H$  和  $C$  是整体轮辐的尺寸。

连接用的螺栓和双头螺栓的直径如下表：

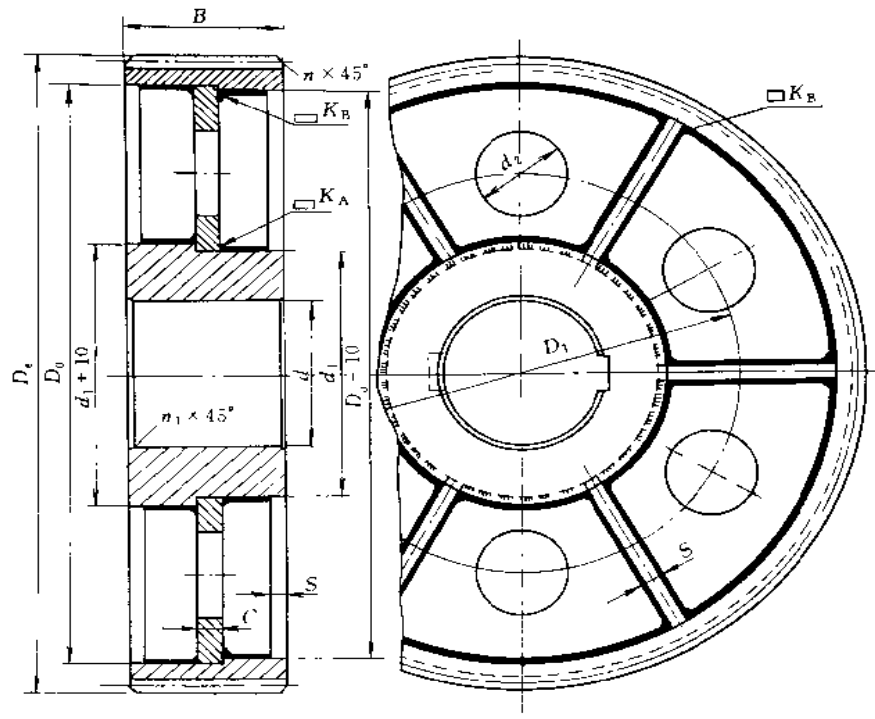
螺栓和双头螺栓的位置	单螺栓 ( $B < 100\text{mm}$ 时)	双螺栓 ( $B > 100\text{mm}$ 时)
在轮缘处	根据计算	根据计算
在轮毂处	$d_1 = 0.15d + (8 \sim 15) \text{ mm}$	$d_2 = 0.12d + (8 \sim 15) \text{ mm}$

表中  $d$  是轴的直径

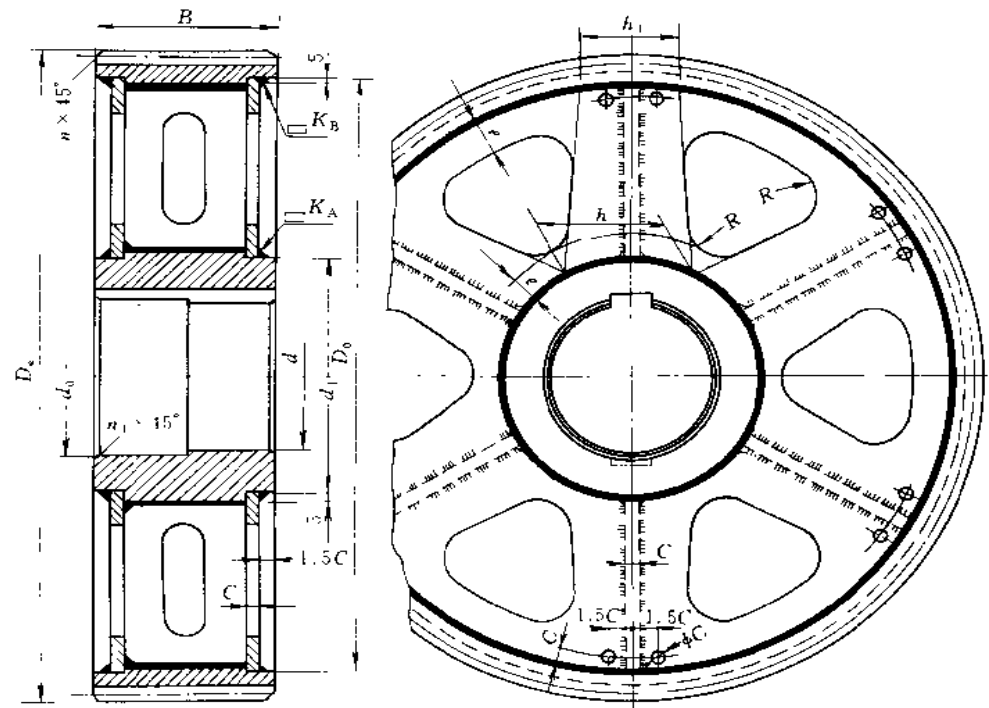
轮辐很长时 (1500mm 以上)，为了使刚度足够，用螺栓沿轮辐长度中心作中间固定。

图 1-6-13 剖分齿轮

图 1-6-13 所示为剖分齿轮。建议不要在轮辐间剖分 (图 b)，而要沿轮辐剖分。因为沿轮辐剖分，轮缘中不致因凸出部集中质量的离心力引起附加弯曲应力，齿轮的刚性也可以大些。用剖分齿轮时，沿轮辐预先制出凹槽，以减少剖分平面中的加工面。



(a) 单辐板焊接齿轮



(b) 双辐板焊接齿轮

图 1-6-14 焊接齿轮 (a)、(b)

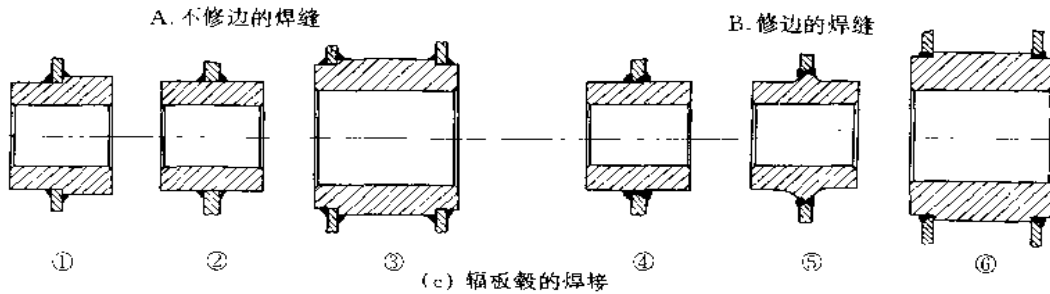


图 a 用于  $D_e \leq 1000\text{mm}$  且  $B \leq 240\text{mm}$  时。

焊缝的焊角:  $K_A = 0.1d$ ,  $K_B = 0.02d$ , 但至少应等于  $4\text{mm}$ 。筋的焊接见图 ①。

图 b 用于  $D_e > 1000\text{mm}$  且  $B > 240\text{mm}$  时。

焊缝的焊角:  $K_A = 0.12d$ ,  $K_B = 0.03d$ 。筋的焊接见图 c③。

材料: 轮毂——锻钢或轧钢 (例如 45 钢, 35 钢); 辐板和筋——Q235; 焊条牌号——J42。

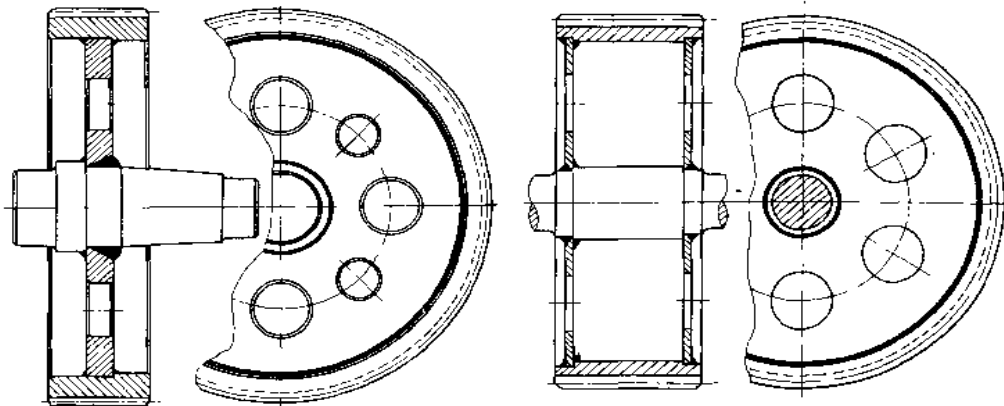
对于正常减速箱的齿轮, 关系如下:  $B = 0.4A$ ;  $d \approx 0.3A$ ;  $D_0 = \left( \frac{2i}{i+1} - 0.14 \right) A$ ;

式中  $A$ ——中心距;  $i$ ——传动比。

$$d_1 = 1.6d; d_0 = d + 20\text{mm}; C = 0.4 \sqrt{d}; S = 0.8C; e = 0.2d; h = 0.8d; h_1 = 0.8h; D_1 = \frac{D_0 + d_1}{2}; d_2 = \frac{D_0 + d_1}{5};$$

$n = 0.5m$ ;  $n_1$ ——衬套倒角。

$d > 200\text{mm}$  时, 要做两个键槽;  $B > 480\text{mm}$  时, 轮毂键孔要做成阶段式。



(d) 无轮毂的焊接齿轮

图 1-6-14 焊接齿轮 (c)、(d)

图 1-6-14 所示为焊接齿轮, 用于齿轮材料机械性能不高, 需减轻齿轮重量或单件生产的场合。当齿轮承受动力载荷时, 为了减少应力集中, 采用图 c 所示修边的焊缝结构。为了消除焊接齿轮的内应力, 便于切齿, 需预先进行退火。

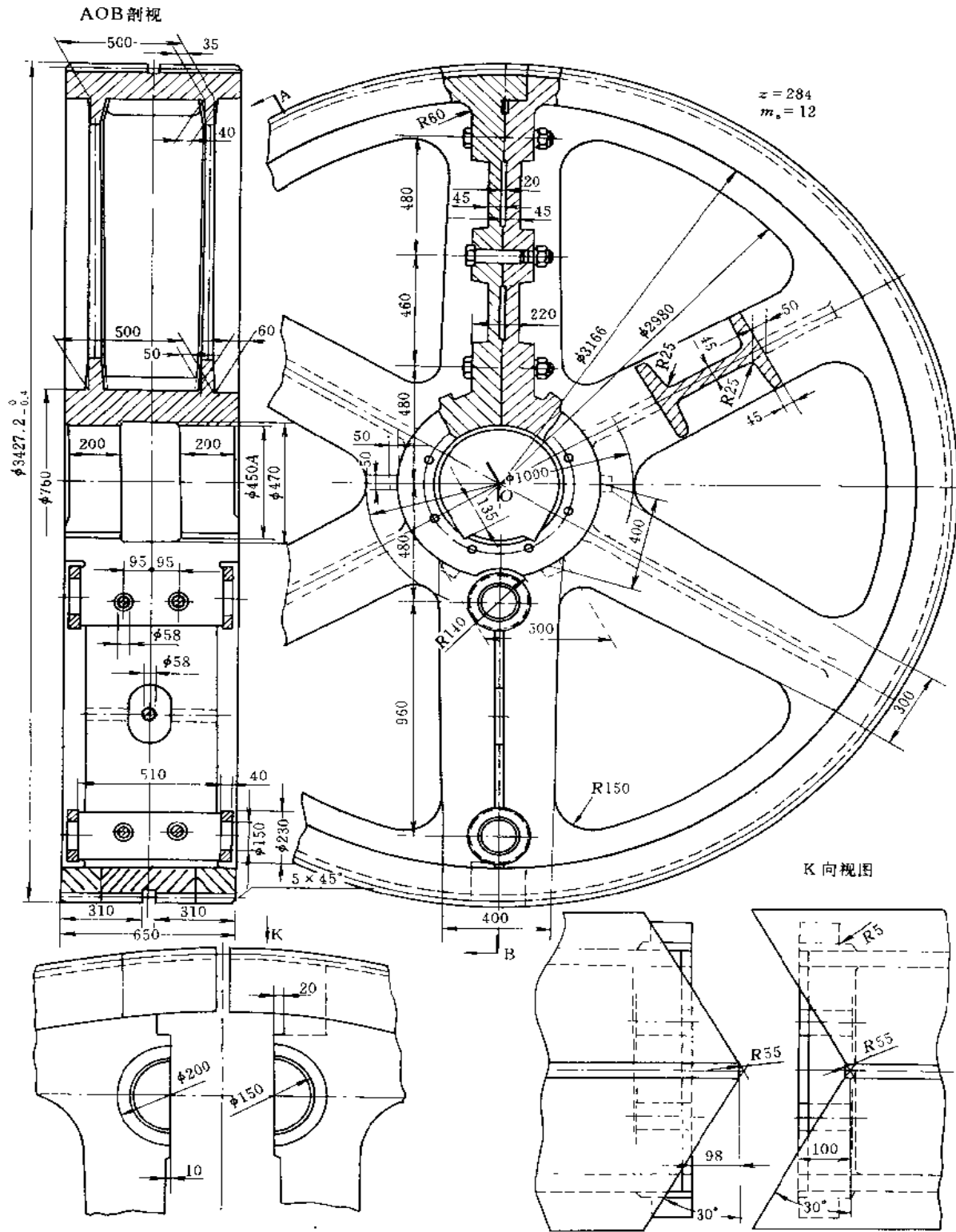


图 1-6-15 用螺栓结合的齿轮

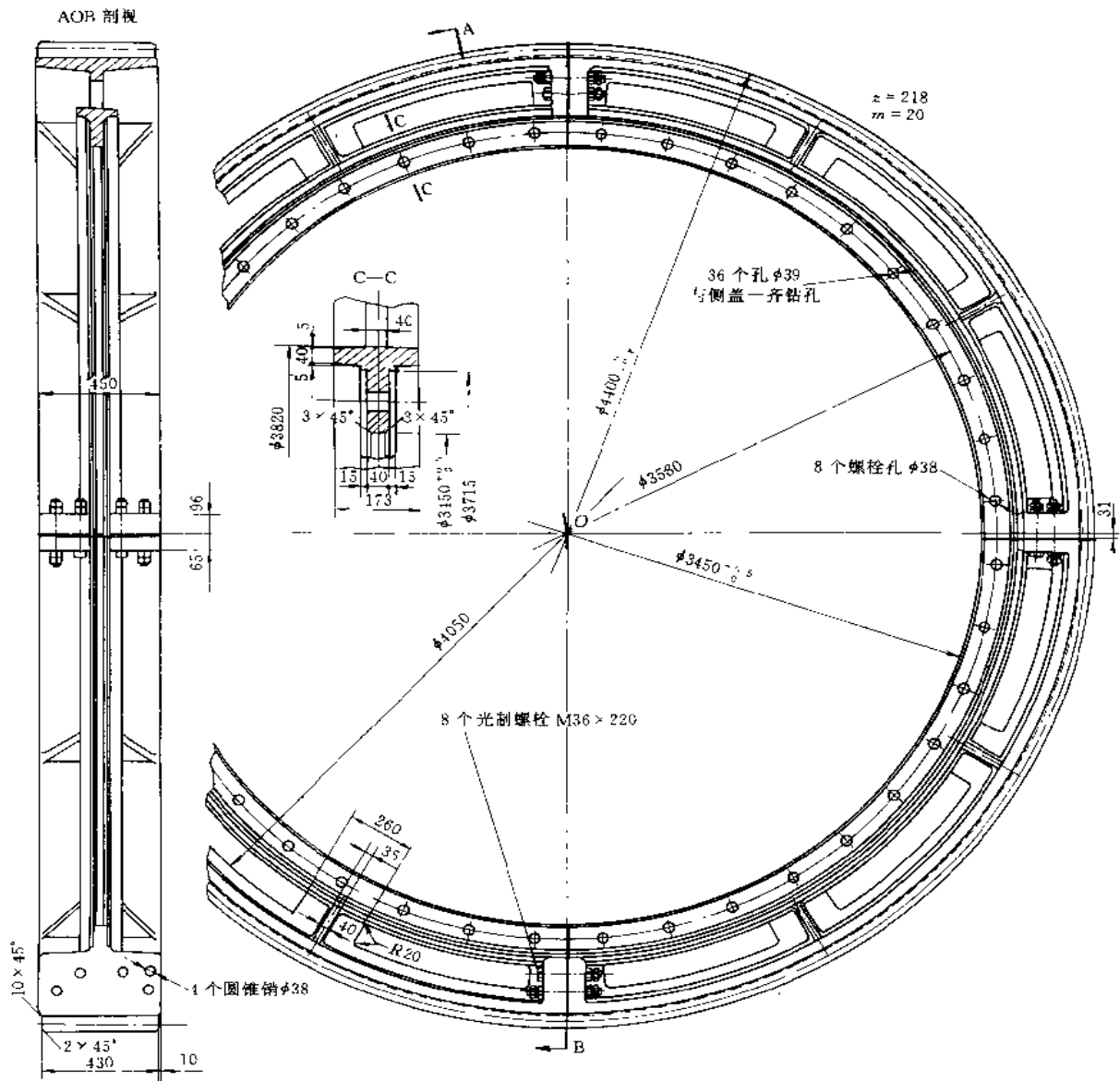
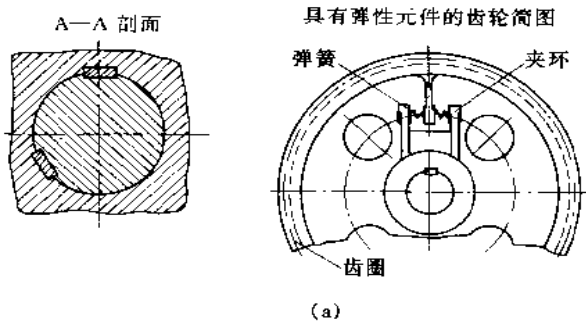
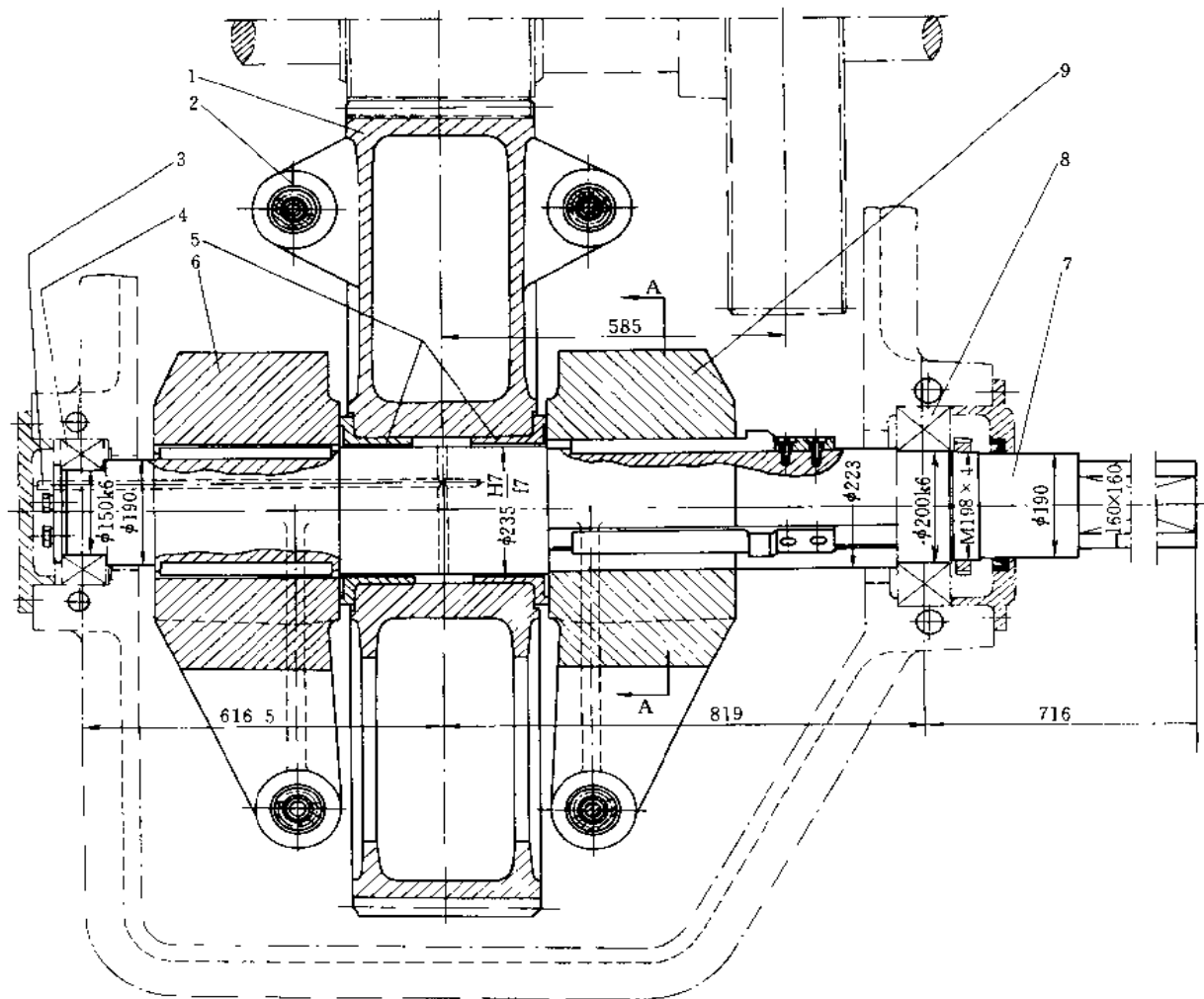


图 1-6-16 由几块扇形片组合成的铸造齿轮



1—斜齿轮；2—弹簧；3—加油器；4—径向球面滚子轴承；5—衬套；6—左夹环；7—轴；  
8—径向球面滚子轴承；9—右夹环

图 1-6-17 具有弹性元件的齿轮 (a)

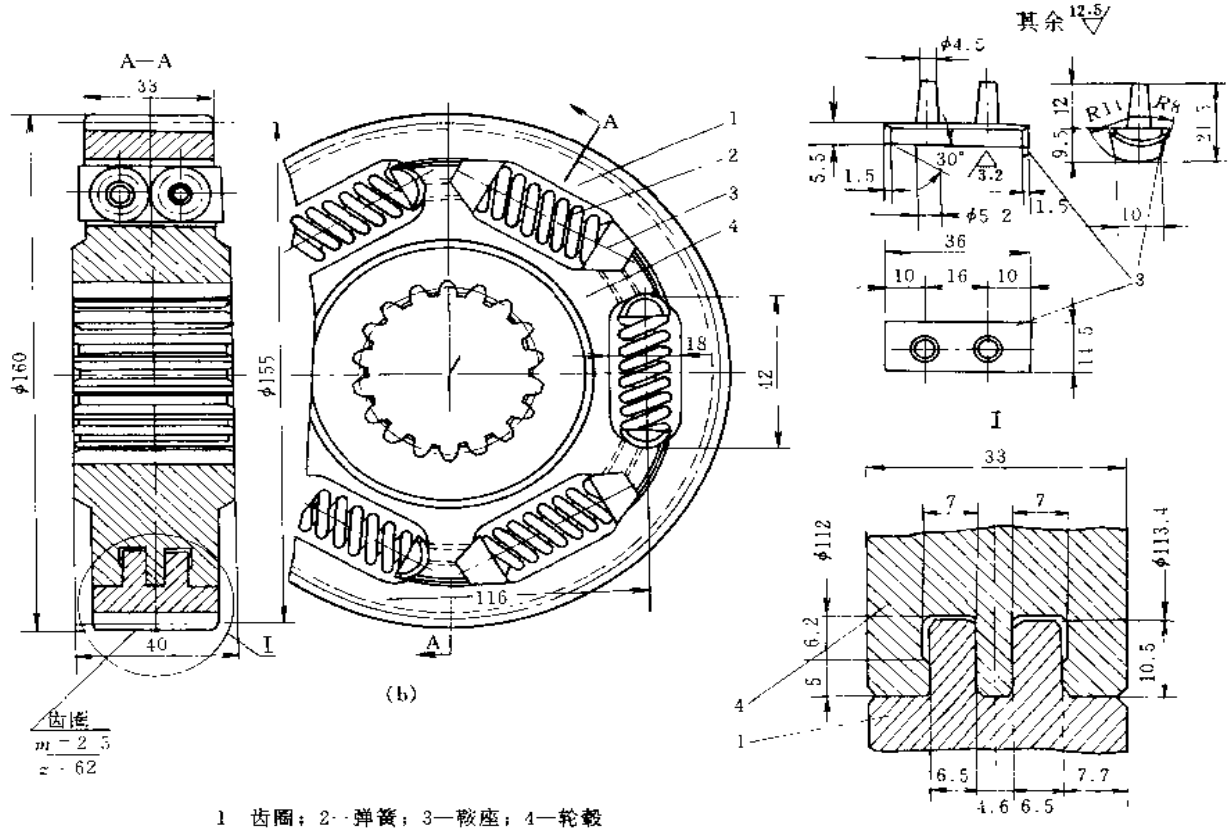


图 1-6-17 具有弹性元件的齿轮 (b) (c)

图 1-6-17 所示为具有弹性元件的齿轮，用于缓和机器工作时产生的冲击。图 a 是金属剪床的驱动中具有弹性元件的齿轮。齿轮 1 有衬套 5，在轴上自由转动；夹环 6 和 9 用键装在轴上。夹环和齿轮由弹簧 2 连接。扭矩从齿轮经弹簧 2 传到夹环 6 和 9，再传到轴 7，由弹簧吸收机器的冲击载荷。图 b 所示弹性元件的齿轮中，齿圈 1 内侧有凸出部，轮毂 4 沿外径有凹入部；装配时，在这凹入部插入齿圈的凸出部。鞍座 3 连同预紧弹簧 2 装入轮中。力从齿圈传到鞍座和弹簧，再由另一相对的鞍座传到轮毂，利用弹簧吸收冲击载荷。图 c 是用弹性杆作弹性元件，主要用于直径小的齿轮。



## 4 圆锥齿轮传动

### 4.1 圆锥齿轮传动基本型式

图 1-6-18 所示为圆锥齿轮传动的基本型式。传动结构由两轴 I 与 II 及相应的小锥齿轮  $z_1$  与大锥齿轮  $z_2$  组成,也可以是由多回转轴组成的传动机构。

图 a、b、c、d 为正交轴传动,用得最多,其中图 b 为钝角传动 ( $\Sigma > 90^\circ$ ),图 c 为锐角传动 ( $\Sigma < 90^\circ$ ),图 b 与图 c 合称为斜交轴传动。

根据齿数比  $u = z_2/z_1$  取值不同,分为三种机构:等速传动机构 ( $u = 1$ );减速传动机构 ( $u > 1$ ,  $z_1$  的轴 I 为主动轴);增速传动机构 ( $u > 1$ ,  $z_2$  的轴 II 为主动轴)。

(1) 平面啮合传动机构(图 d、f)。图 d 所示为平面齿轮与圆锥齿轮啮合,图 f 所示为圆柱齿轮与平面齿轮啮合,多用于轻载传动和操纵机构。

(2) 内啮合传动机构(图 e)。可用于行星传动。

(3) 变速塔式机构(图 n)。

(4) 联轴器和离合器机构(图 g、h)。图 g 是内啮合;图 h 是端面齿盘啮合。两者属于共线传动,传动时没有啮合运动,是  $\Sigma = 180^\circ$  或  $0^\circ$  的一种特例。

(5) 变旋转方向的换向机构(图 m)。当 II 轴与左侧锥齿轮啮合时,经过 I 轴推移到右侧锥齿轮啮合时, I 轴旋转方向即反转。

(6) 行星机构(图 i)。III 轴为摆杆,又称摆陀式行星机构。

(7) 差动机构(图 l)。I 轴为摆杆,如用于车辆差速器和齿轮加工机床,三轴中“两进(主动)一出(从动)”,有 II 轴输出和 III 轴输出两种型式。

(8) 分流传动机构(图 j)。动力由 I 轴分别传至 II 轴和 III 轴,即一进(主动)两出(从动)。

(9) 万向回转轴机构(图 k)。I 轴可以绕 I 轴旋转到任一位置传动,在此基础上,III 轴可绕 II 轴旋转到任一位置传动,故 III 轴与 I 轴的相对位置可调整至立体空间任何角度,如用于数控机床。

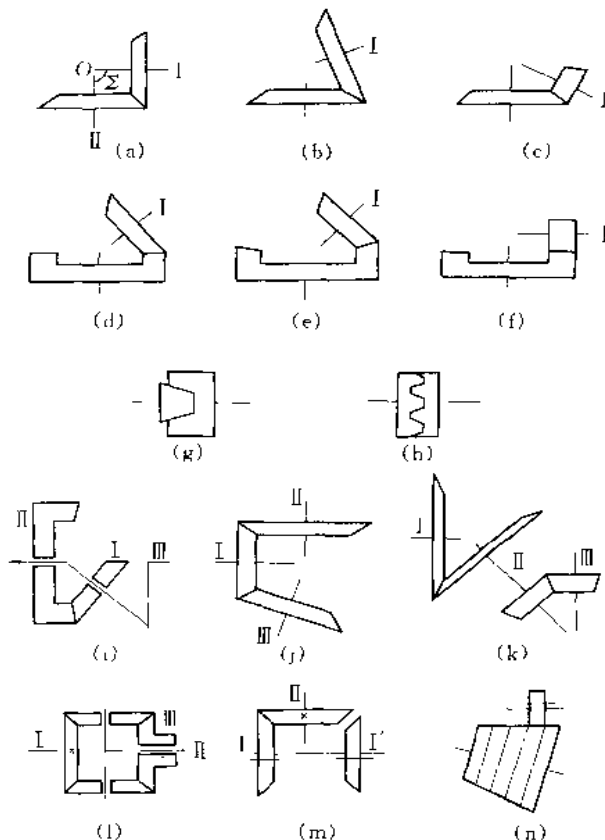
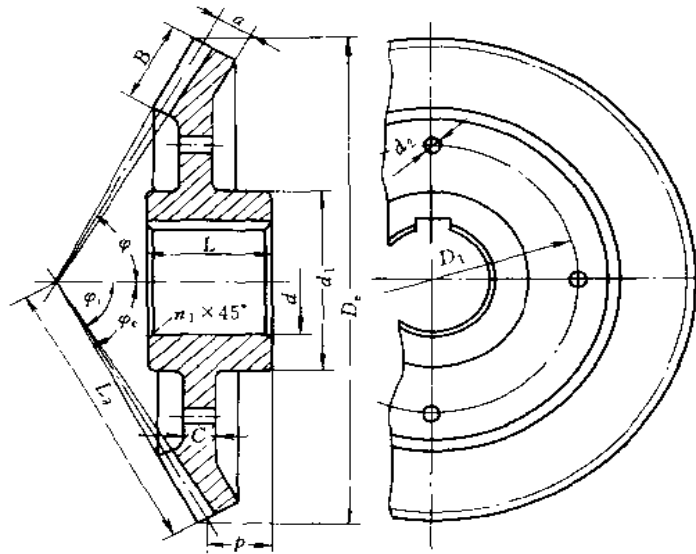


图 1-6-18 圆锥齿轮传动的基本型式

### 4.2 圆锥齿轮结构



用于  $D_e \leq 300\text{mm}$  时。  
除尺寸  $C=0.17L_0$  外，齿轮所有的其余尺寸，都按图 1-6-20 的齿轮结构关系决定。

图 1-6-19 锻造圆锥齿轮

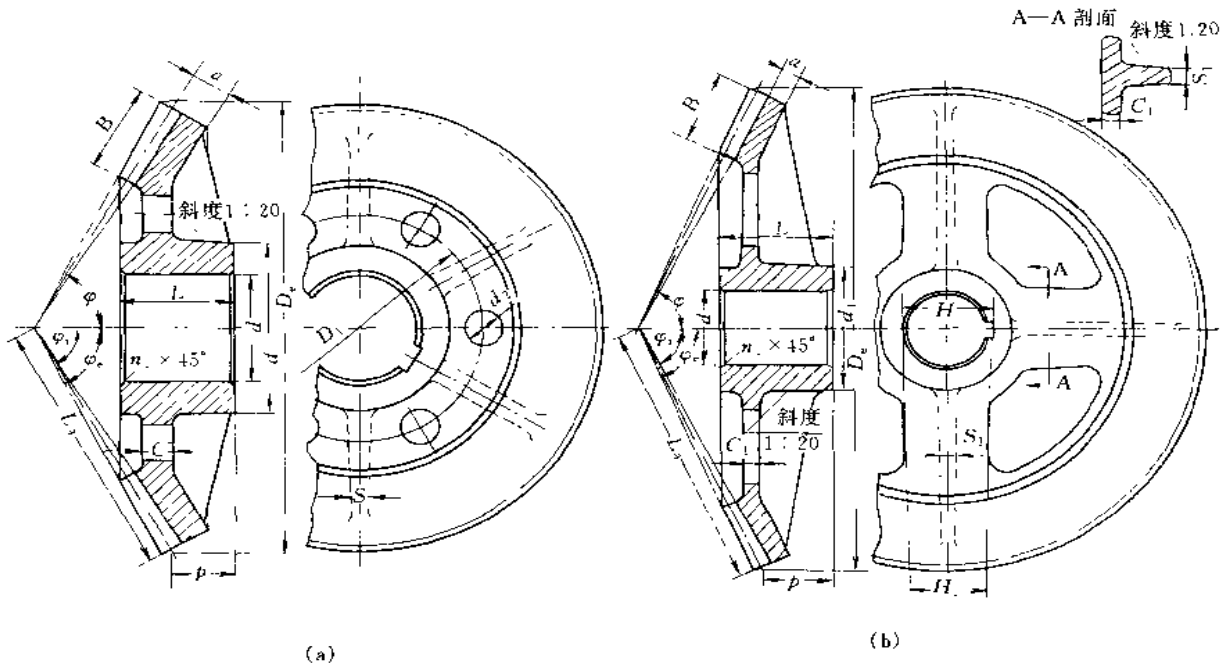
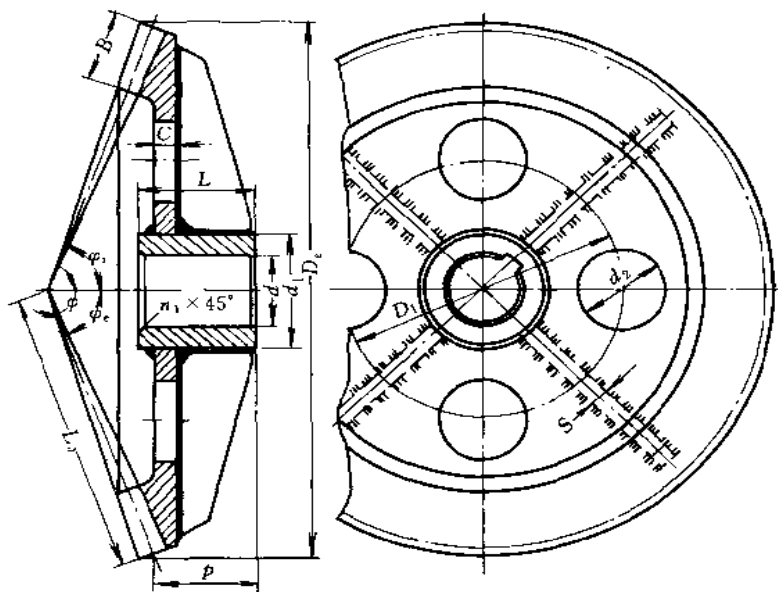


图 (a) 辐板式，用于  $D_e > 300\text{mm}$  的齿轮；图 (b) 轮辐式，用于  $D_e > 400\text{mm}$  的齿轮。齿轮各部分的结构尺寸，按下列关系决定。

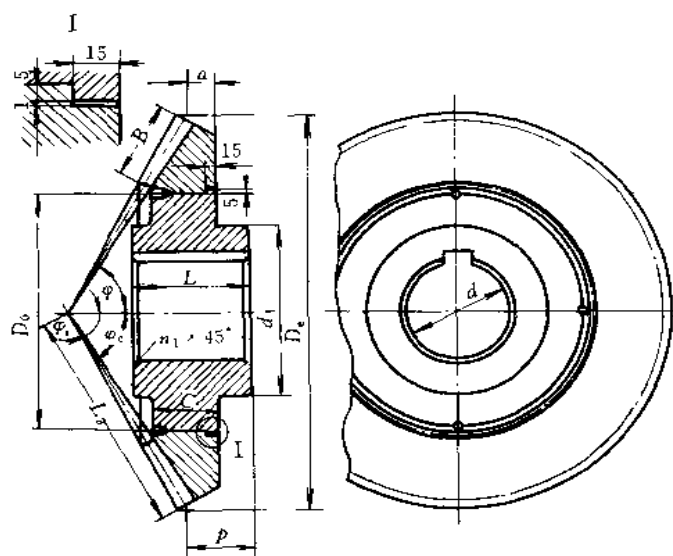
$H$  和轮辐数根据计算决定； $H_1=0.8H$ ； $C_1=\frac{H}{5}$ ； $S_1=0.8C_1$ ； $C=4\sqrt{L_0}$  (mm)； $S=0.8C$  ( $S_1$  和  $S$  不得小于最小壁厚)； $a \approx 0.2L_0$ ，或有时  $a_1=(0.45 \sim 0.6)t$ 。式中  $t$ ——齿距； $D_1$ 、 $d_2$ 、 $L$  和  $p$  按结构取定。

图 1-6-20 铸造圆锥齿轮



C、S、d 及焊缝焊角的结构关系见图 1-6-14。  
L 根据键连接的强度验算。

图 1-6-21 焊接圆锥齿轮



用于  $D_c > 500\text{mm}$  时。

轮心材料：铸铁，轮箍材料：锻钢。

齿轮各部分的结构尺寸，按下列关系决定：

$$d_1 = 1.6d; C = 0.8B; D_0 \approx 0.95L_0.$$

尺寸 a 和 p 按结构取定。

固定螺钉尺寸取： $d_B \geq 0.05d$ ； $l_B = 3d_B$ 。

图 1-6-22 具有套合轮箍的圆锥齿轮

### 4.3 非零变位新型圆锥齿轮传动

普通圆锥齿轮的设计各国有不同的体制, 如格里森齿形制、奥利康齿形制, 埃尼姆斯齿形制等, 不同体制的锥齿轮应采用相应的机床加工。

从变位设计角度看, 普通圆锥齿轮属于“零传动”设计, 即:

(1) 当  $u=1$  时, 采用标准 (无变位) 设计, 各变位系数为零。

无径向变位  $X_1=X_2=0$

无切向变位  $X_{t1}=X_{t2}=0$

(2) 当  $u>1$  时, 采用高-切变位, 各变位系数为:

径向 (高度) 变位系数和为零  $X_x=X_1+X_2=0$ , 但  $X_1>0$ ,  $X_2<0$

切向变位系数和为零  $X_{t2}=X_{t1}+X_{t2}=0$

高-切变位和为零  $X_x=X_{t2}=0$

各国现用的齿形制是零传动设计, 它存在下列缺陷和限制。

(1) 当  $u=1$  时, 不能采用变位来改善锥齿轮啮合的传动性能。

(2) 当  $u>1$  时, 虽可采用零变位 (高-切综合变位) 来改善小齿轮偏弱和平衡大小齿轮的弯曲强度, 但仍存在较大缺陷和限制:

a. 小齿轮强化程度有限, 因为小齿轮的强化 ( $X_1>0$ ) 是以大齿轮的弱化 ( $X_2=-X_1<0$ ) 为代价来实现的。为了防止大齿轮过度削弱, 小齿轮的变位受到限制, 例如大螺旋角 ( $\beta_m=35^\circ$ ) 的弧齿锥齿轮, 格里森齿形制规定小齿轮变位限制为  $X_1<0.4$ , 埃尼姆斯齿形制规定  $X_1<0.3$ 。因此, 当小齿轮齿数较少, 齿数比较大时, 即使  $X_1=0.3\sim 0.4$ , 小齿轮仍然偏弱。

b. 不能实现“节点区双对齿啮合”。在许多场合下, 例如齿数和较少, 螺旋角较小时, 锥齿轮副的总重合度  $\epsilon_t<2$ 。此时在节点区只有一对齿参加啮合, 其接触应力较大, 容易发生点蚀。

c. 少齿数传动, 受根切的限制, 不能大幅度地实现结构小型化。例如格里森齿形制规定  $z_{\min}\geq 5\sim 6$ ,  $z_1+z_2\geq 45$ 。

d. 减速比增大受到限制, 例如格里森齿形制规定,  $u\leq 10$ , 实用上  $u\leq 8$ 。

e. 总重合度增加受到限制, 例如直齿锥齿轮的  $\epsilon_t<2$ , 曲齿锥齿轮的  $\epsilon_t<3$ , 这就影响了传动的平稳性和噪声的降低。

要消除这些缺陷和限制, 我国首先创造出非零变位的新型齿形制。新齿形制是圆锥齿轮的节圆锥不变, 在分度圆锥上作径向与切回综合变位, 变位系数之和  $x_s$  为非零, 变位前后轴交角  $\Sigma$  不改变的锥齿轮副。锥齿轮结构为分度圆锥与节圆锥相互分离, 决定于分度锥锥顶  $O$  与节锥锥顶  $O'$  的相对位置共有三种型式, 如图 1-6-23 所示。图 a 为共锥顶, 图 b、c 为异锥顶。

设分度锥角为  $\delta$ , 节锥角为  $\delta'$ , 则有

$$\Delta\delta=\delta'-\delta\neq 0$$

齿高为收缩式 (收缩齿) 多采用共锥顶式。当  $X_s>0$  (正传动) 时, 分锥缩小; 当  $X_s<0$  (负传动) 时, 分锥扩大。

非零变位齿形制是以径向变位为主体, 即节锥不变, 分度锥变位, 变位后两锥分离。切向变位是在径向变位的基础上进行的。切向变位系数之和  $X_{t2}$  为任意值, 但一般为  $-0.2\sim$

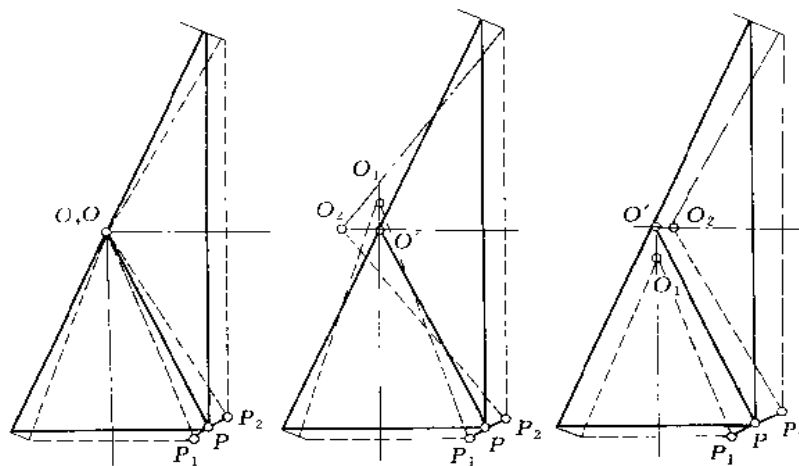


图 1-6-23 节锥与分锥两锥分离形式 ( $X_s > 0$  为例)  
(a) 共锥顶; (b)、(c) 异锥顶

+0.3。大小齿轮的切向变位系数互不约束，形成两个独立的设计变量，即具有两种功能，如平衡弯曲强度、缓和齿顶变尖和“根切”现象。

新型非零变位锥齿轮设计，可消除现在各国采用的零传动齿形制的缺陷和限制，使锥齿轮副的传动性能具有下列优点：

(1) 较高强度；(2) 较长寿命；(3) 较低噪音；(4) 较小体积；(5) 可在现有机床上加工，如国产机床、格利森机床、奥利康机床等。

在相同制造精度、材料、模数的条件下，新型非零变位锥齿轮与现代世界各国锥齿轮对比如下表。

	寿命	强度	噪声	体积	齿数比	最少齿数
世界各国锥齿轮	1	1		1	<10	6
非零变位锥齿轮	>1.5	1.3	低 2~3dB	2/3	>10	3
传动型式	正传动		负传动	小型		

非零变位锥齿轮设计现有三种优化方案，即：

(1) 高强度正传动设计—用于重型、冶金、矿山、石油、工程机械和机车头等。  
(2) 低噪声负传动设计—用于机床、汽车、精密仪器、实验室、工作间和居室内的传动装置。

(3) 小体积小型设计—用于小型、航空、快艇、微型汽车、大减速比传动的机器人等。

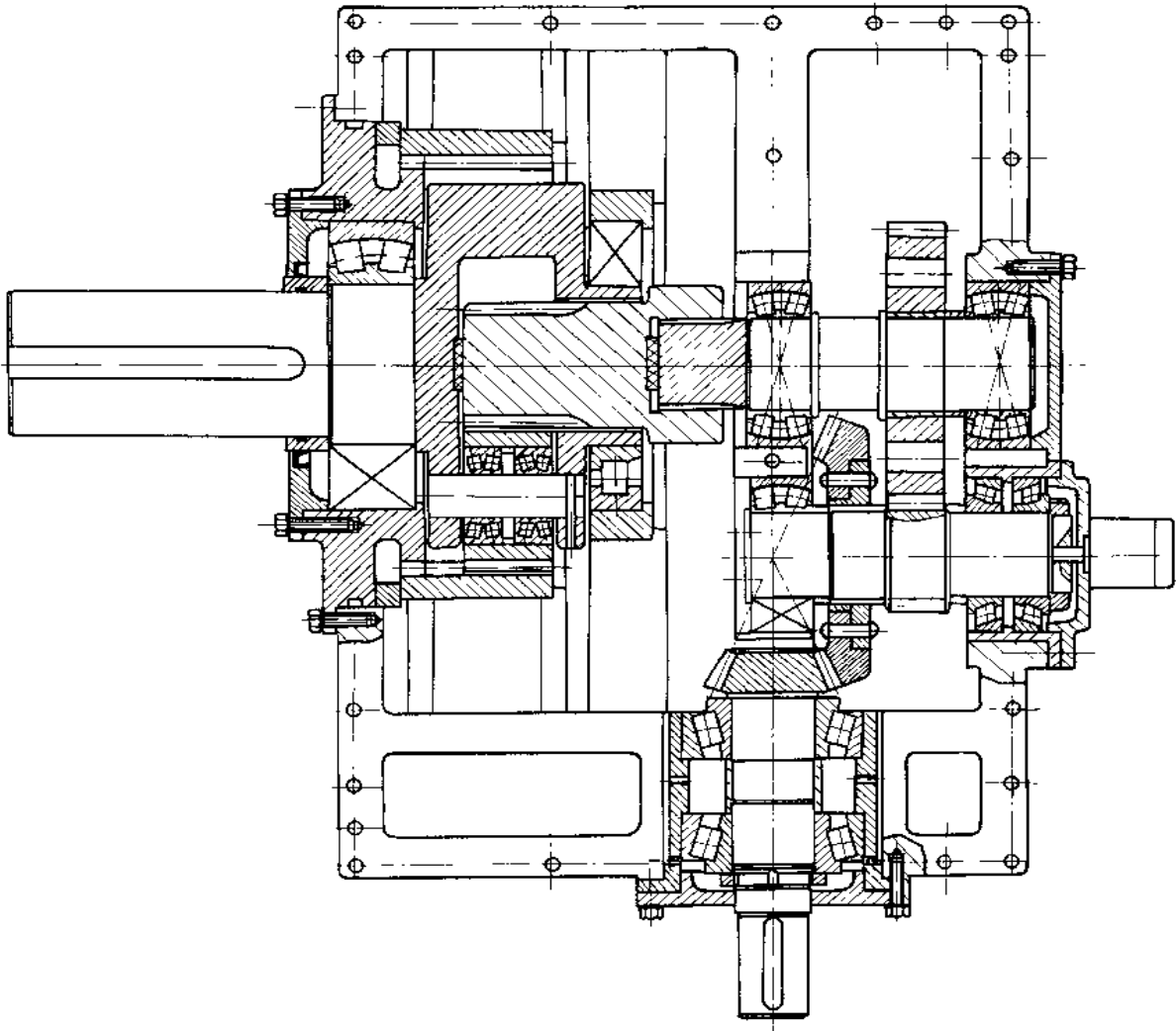


图 1-6-24 锥齿轮-柱齿轮二级减速箱 (改进前)

图 1-6-24 所示为采煤机减速箱 (改进前), 因零变位锥齿轮传动的传动比最大为  $u=7$ , 因此与圆柱齿轮组成两级传动。传动比为

$$u = \frac{33}{12} \times \frac{43}{15} = 7.88$$

采用非零变位新齿形制的锥齿轮, 可用一级锥齿轮传动代替两级传动, 以减少体积。传动比为

$$u = 39/5 = 7.8$$

此时, 径向变位系数  $X_{\Sigma} = 0.66 + 0.66 = 1.32 > 0$

切向变位系数  $X_{\Sigma} = 0.022 + 0 = 0.022 > 0$

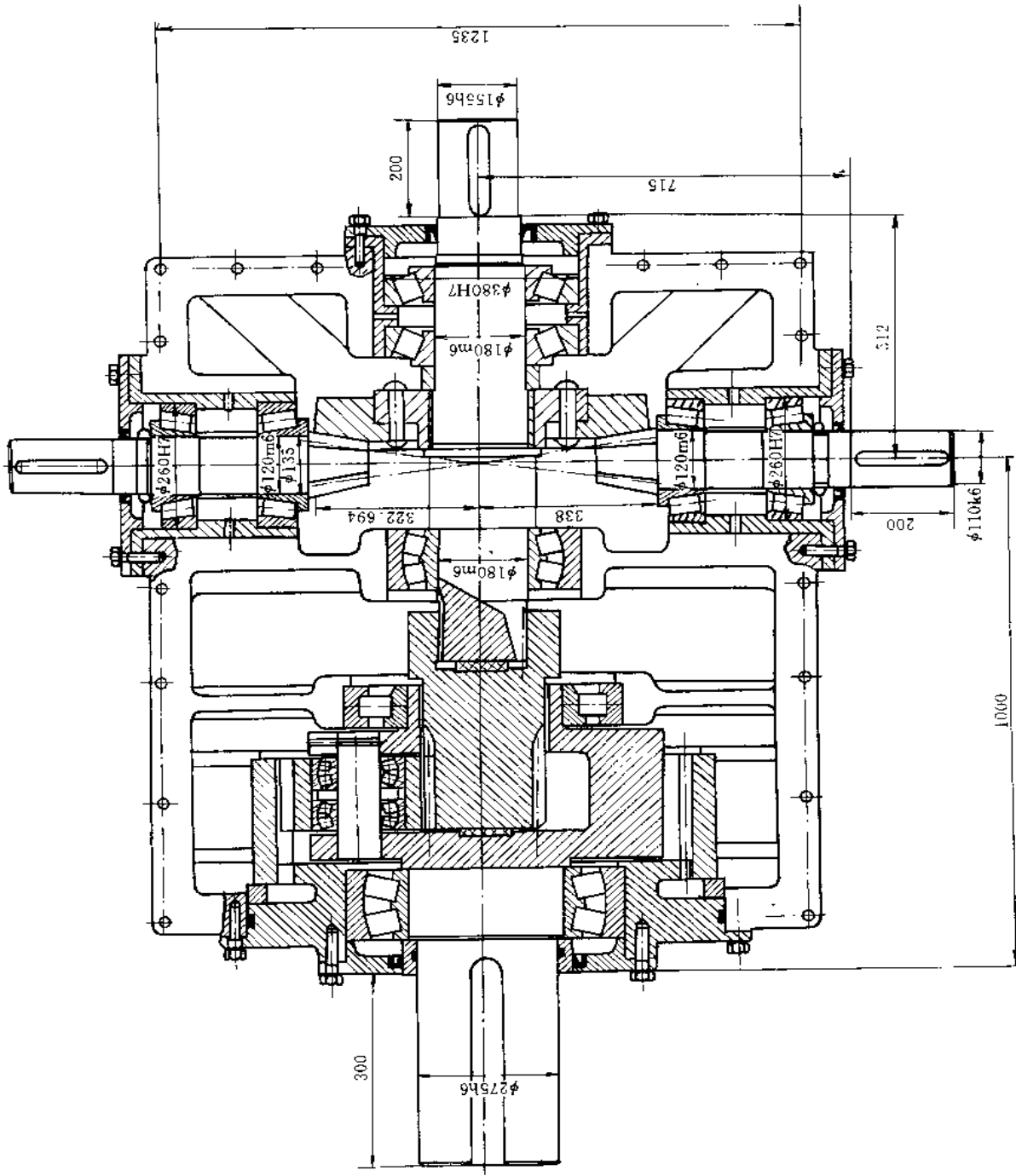
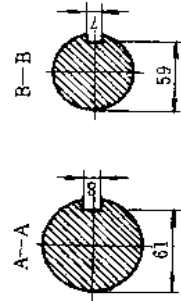
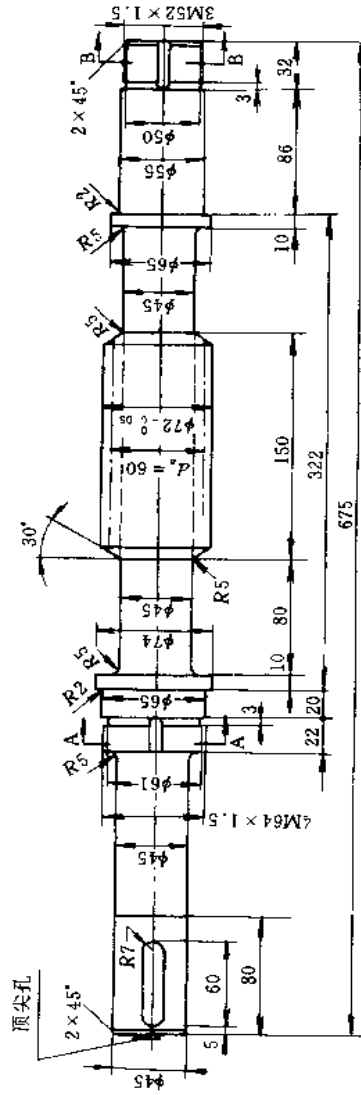


图 1-6-25 高减速比新型锥齿轮一级减速箱 (改进后)

图 1-6-25 为改进后的减速箱。由于减少了一级传动, 而且采用了小齿数的锥齿轮, 则改进前后体积比为 12.8:1。为了加强运转的安  
全性, 利用节省下来的空间中的一部分增加一套制动机构, 与输入轴共轴线。

### 5 蜗杆、蜗轮结构

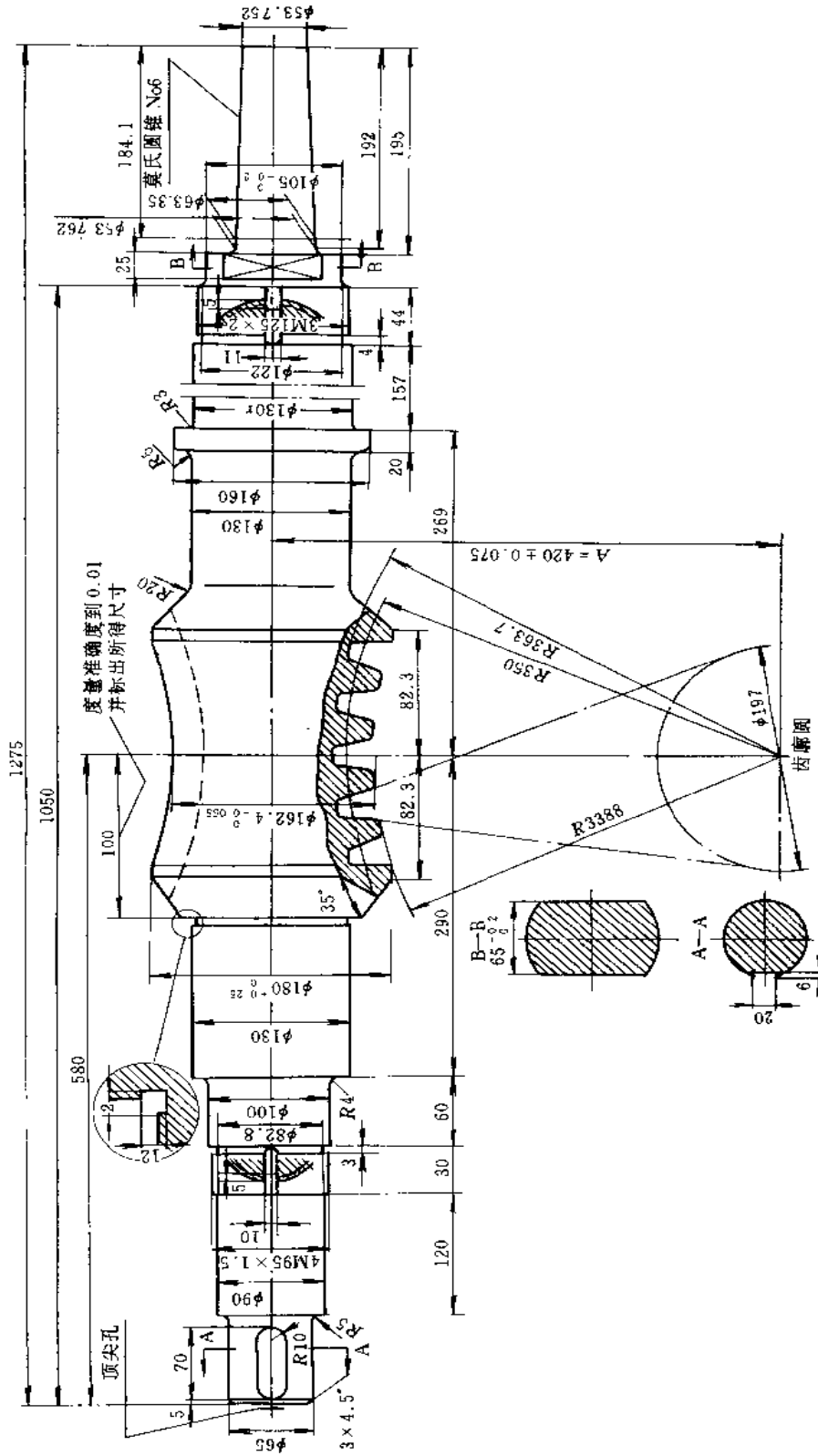


#### 蜗杆啮合特性

在轴向剖面中的模数	$m=6$	精度等级	2级
头数	$z_1=2$	轴向节距极限偏差	$\Delta f=0.02$
在轴向剖面中的齿廓角	$\alpha=20^\circ$	外圆柱 $\phi 72_{-0.05}^0$ 的极限跳动量	$E_{\phi}=0.012$
螺旋线导角	$\lambda=11'19''$	中心距	$A=210 \pm 0.06$
螺旋线方向	右旋	热处理到硬度	HB 250~290

图 1-6-26 蜗杆结构





蜗杆啮合特性

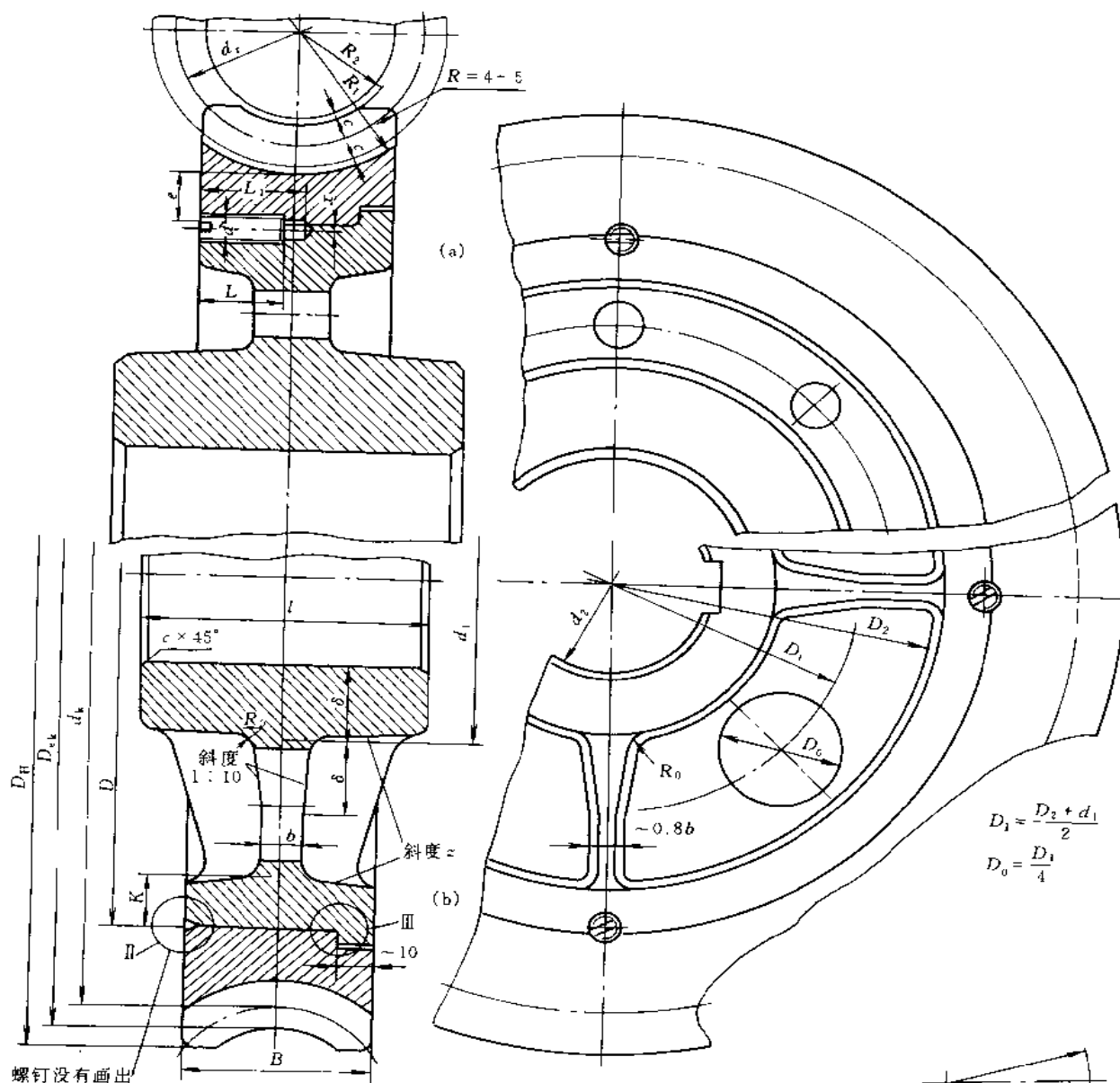
2级  
 $\Delta v = \pm 0.03$   
 0.02  
 $A = 420 \pm 0.075$

精度等级  
 轴向节距允许偏差  
 面 R338.8 的跳动量  
 中心距

$m = 14$   
 $z_1 = 1$   
 $\alpha = 14^\circ 24'$   
 $\lambda = 5^\circ 43'$   
 右旋

在轴向剖面中的模数  
 头数  
 刀具齿廓角  
 螺旋线导角  
 螺旋线方向

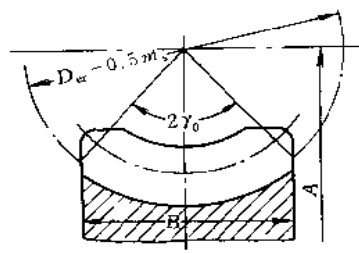
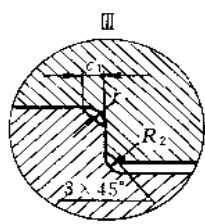
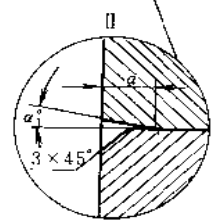
图 1-6-27 圆弧面蜗杆



$$D_1 = \frac{D_2 + d_1}{2}$$

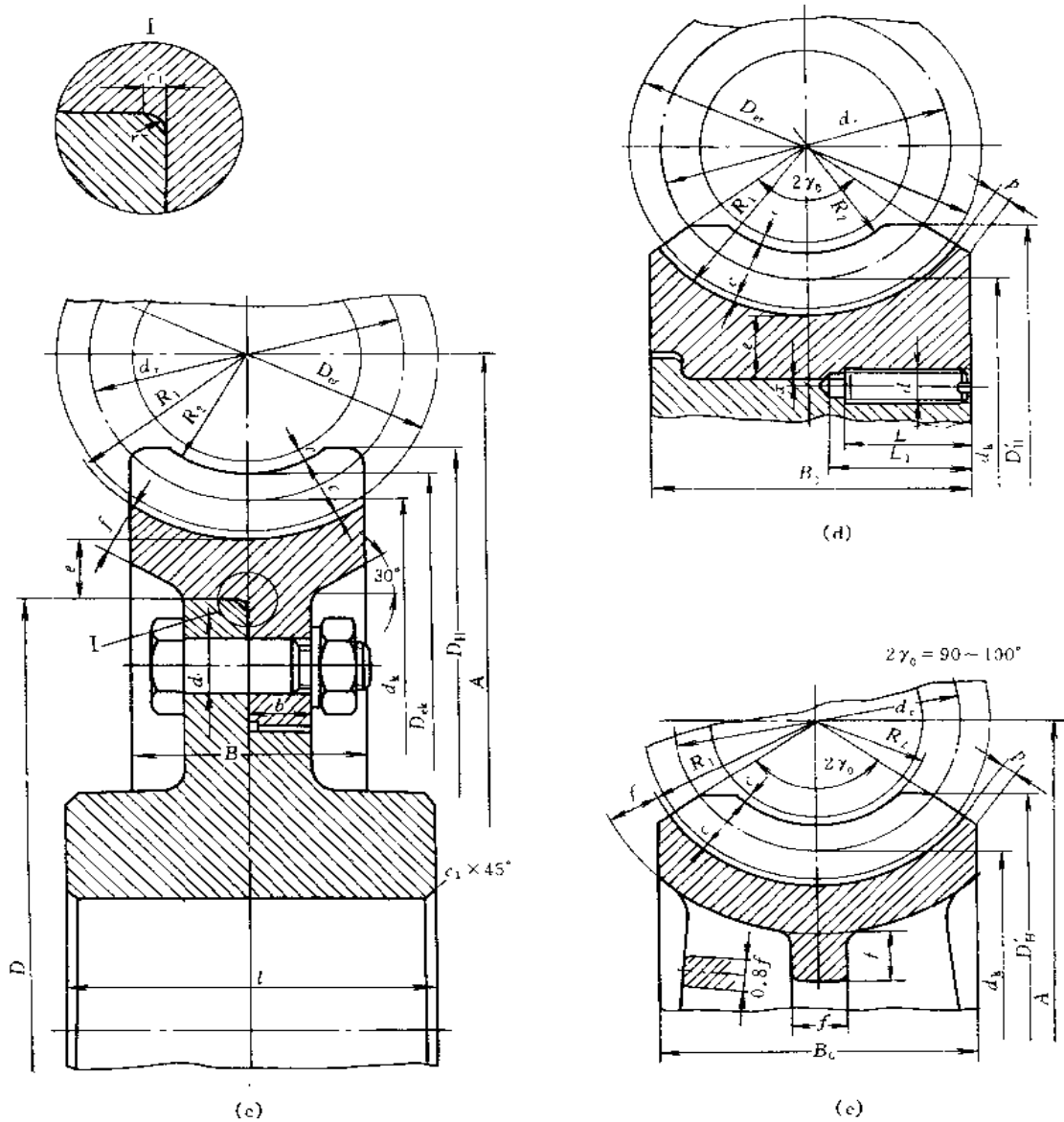
$$D_0 = \frac{D_1}{4}$$

螺钉没有画出



$2\gamma_0$ —假定包角

$$\sin \gamma_0 = \frac{B}{D_{sk} - 0.5m_s}$$



齿圈凸缘和轮毂辐板厚度  $b \geq 1.7m$ , 齿圈与轮毂的固定螺钉直径  $d = m_s + 2\text{mm}$ , 轮毂外径  $d_1 = (1.8 \sim 2) d_2$ , 齿圈厚度  $e = 2m$ , 轮缘厚度  $f \geq 1.7m$ , 轮毂的轮缘厚度  $K = (1.8 \sim 2.5) m_s$ , 螺纹长度  $L = 3d$ , 螺纹孔深度  $L_1 = L + 0.25d$ , 轮毂长度  $l = (1.25 \sim 1.7) d_2$

图 1-6-28 蜗轮

## 6 螺旋传动

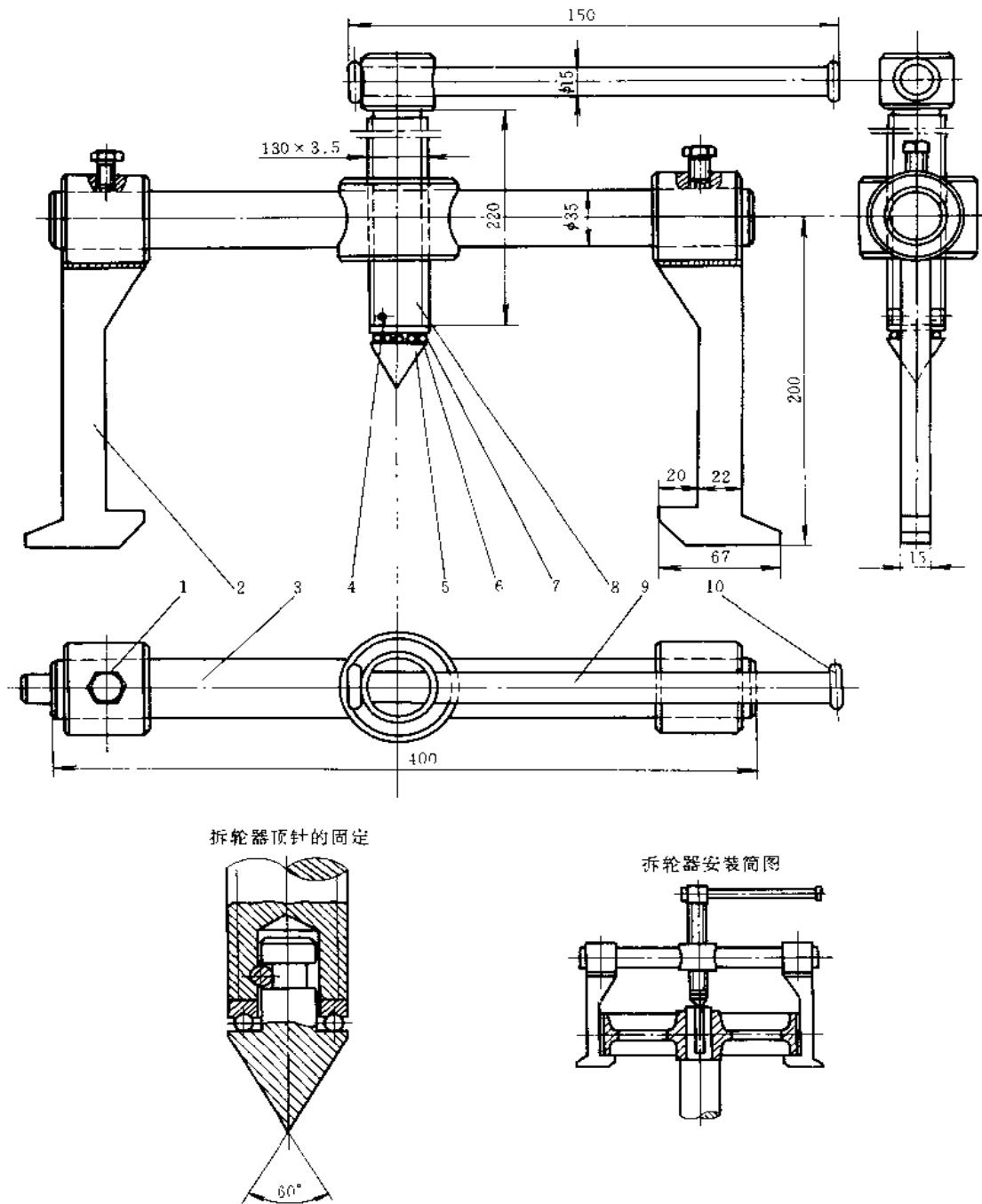


图 1-6-29 拆轮器

1—螺栓；2—夹钳；3—横梁；4—圆柱销；5—顶针；6—滚珠；7—环；8—螺旋；9—手柄；10—端钮

图 1-6-29 所示为一种拆轮器。它包括两个夹钳 2，当拆轮器校准到轮子的规定尺寸以后，用螺栓 1 把夹钳固定在横梁 3 上。横梁 3 中心加厚并制有螺纹，其中旋入螺旋 8，螺旋 8 有插入的顶针 5，支承在滚珠止推轴承上。

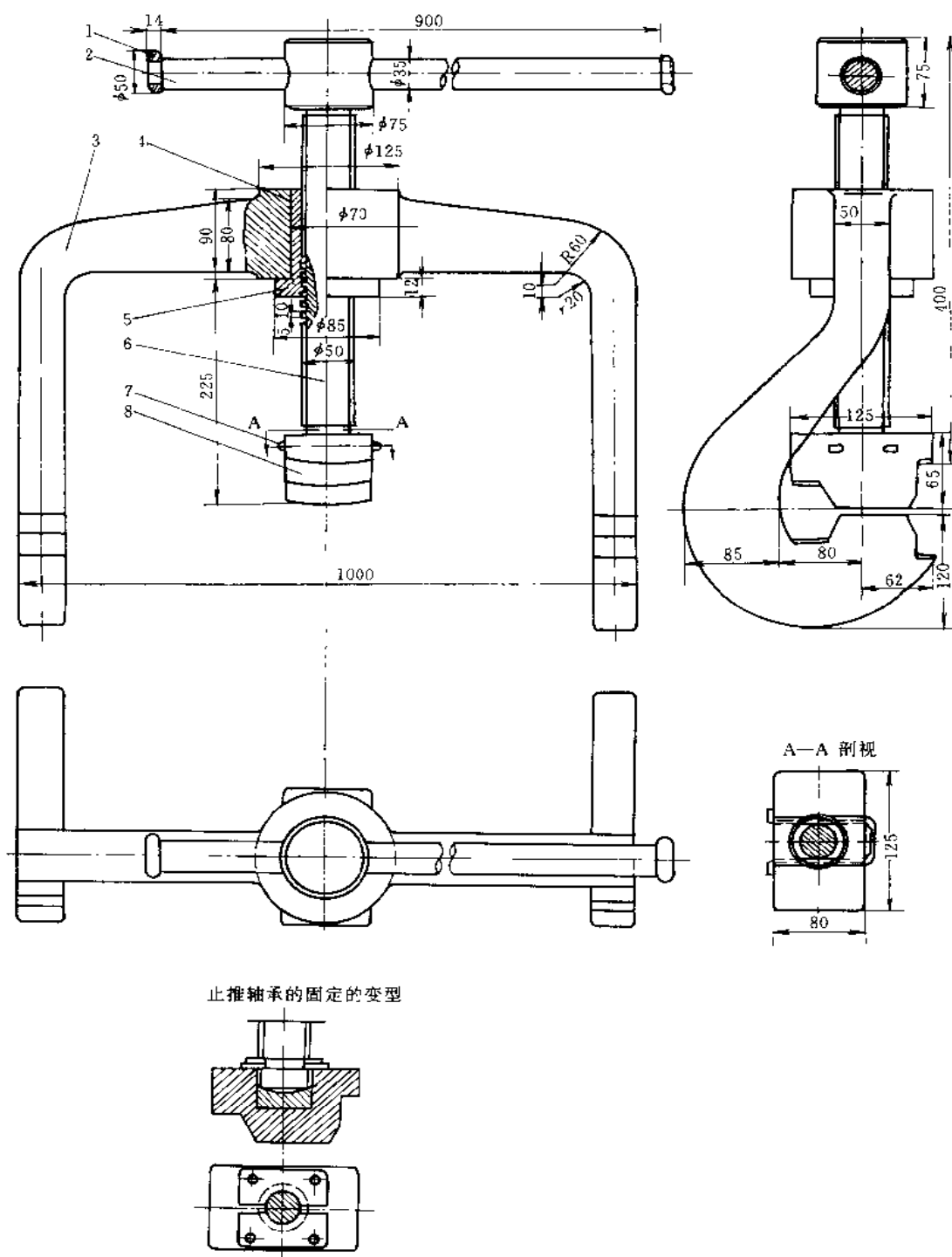
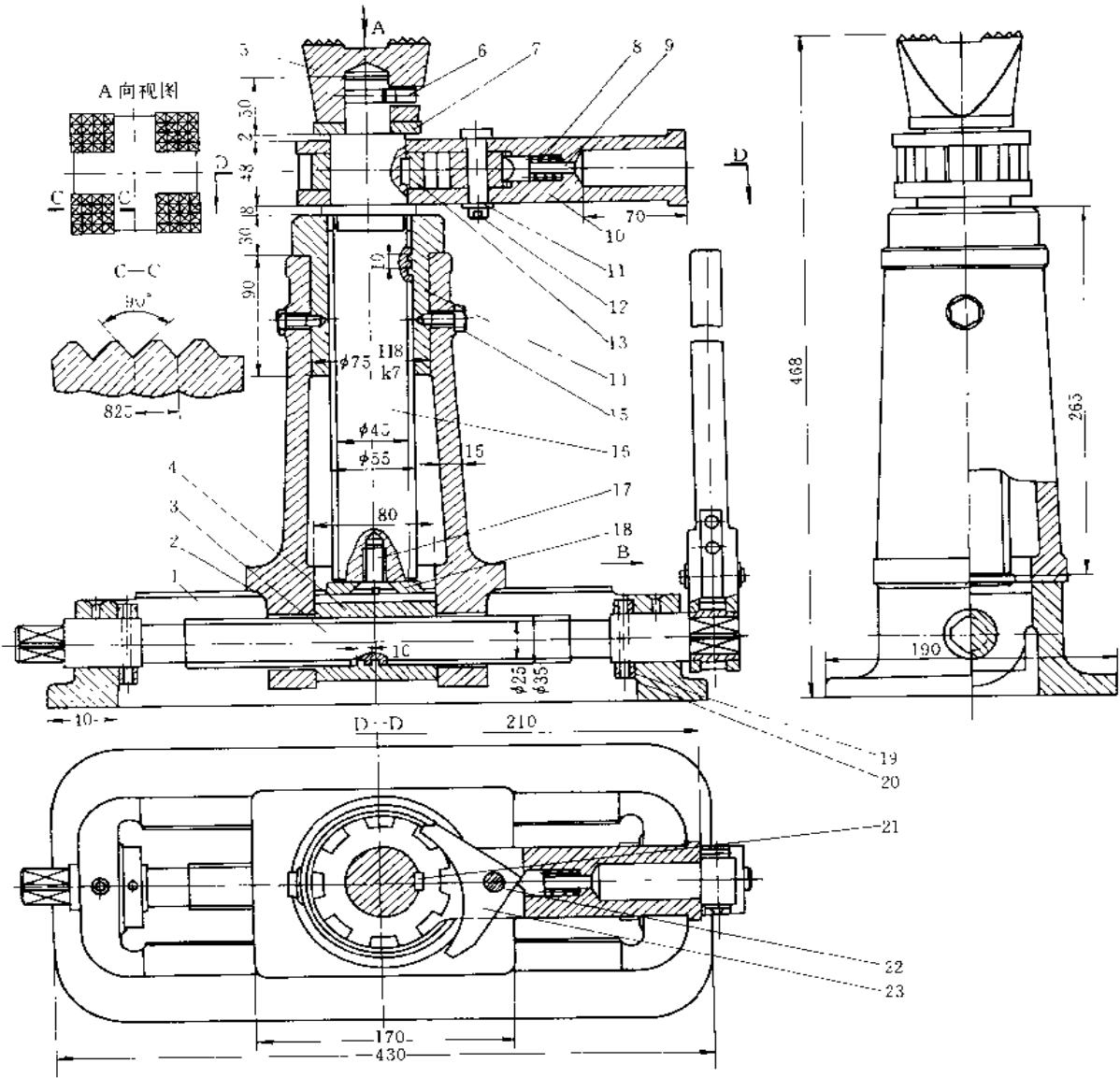


图 1-6-30 弯曲钢轨用压床

1—端钮；2—手柄；3—夹钳；4—螺钉；5—螺母；6—螺旋；7—开口销；8—轴承

图 1-6-30 所示为弯曲钢轨用压床。它包括铸造的夹钳 3；螺母 5 有凸肩，承受螺旋工作时向上的轴向力；并用螺钉 4 固定，防止它转动。



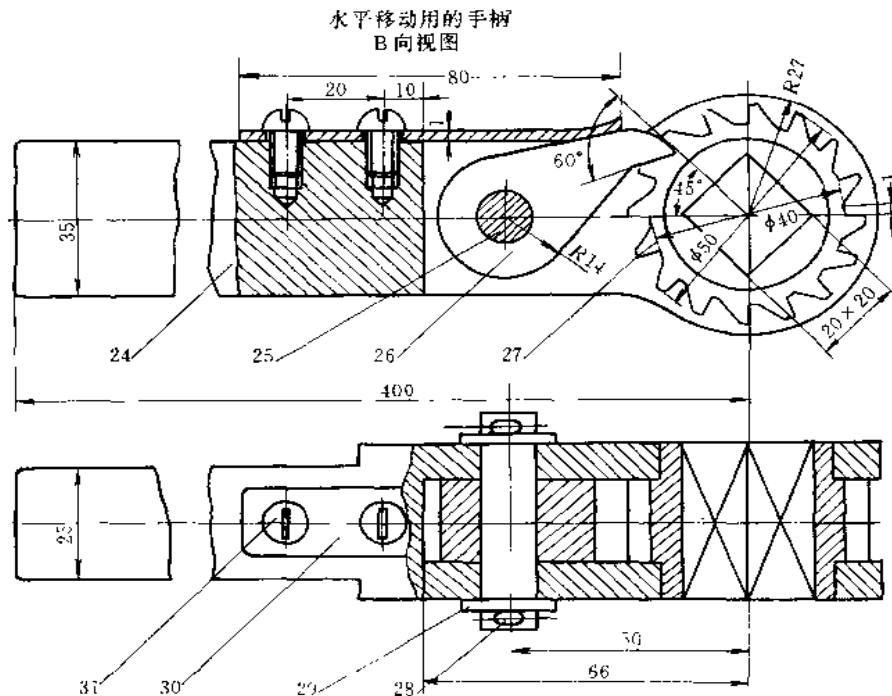


图 1-6-31 装在滑轨上的千斤顶（举重量 10t）

1—滑轨；2—壳体；3—水平移动螺旋；4—螺母；5—千斤顶头；6—螺钉；7—垫板；8—弹簧；9—固定器；10—杠杆头；11—垫圈；12—开口销；13—棘轮  $z=8$ ；14—螺母；15—螺钉；16—举重螺旋；17—螺钉；18—圆板；19—止推环；20—圆柱销；21—键；22—心轴；23—爪；24—杠杆；25—心轴；26—爪；27—棘轮；28—开口销；29—垫圈；30—弹簧；31—螺钉

图 1-6-31 所示为装在滑轨上的螺旋千斤顶。它包括：壳体 2，螺母 14，用两螺钉 15 防止它转动。在举重螺旋 16 上用键装有棘轮 13，与爪 23 啮合；爪 23 套在心轴 22 上，用来把转动从杠杆头 10 上经棘轮传到举重螺旋。举重螺旋末端用螺钉 6 与千斤顶头 5 松动联接，千斤顶头 5 支在垫板 7 上。为了限制举重高度并防止螺旋完全脱出螺母，装有保险圆板 18，用螺钉 17 固定。由螺旋 3 和螺母 4 使千斤顶作水平移动。作水平移动的螺旋，由具有棘轮的杠杆 24 驱使转动。

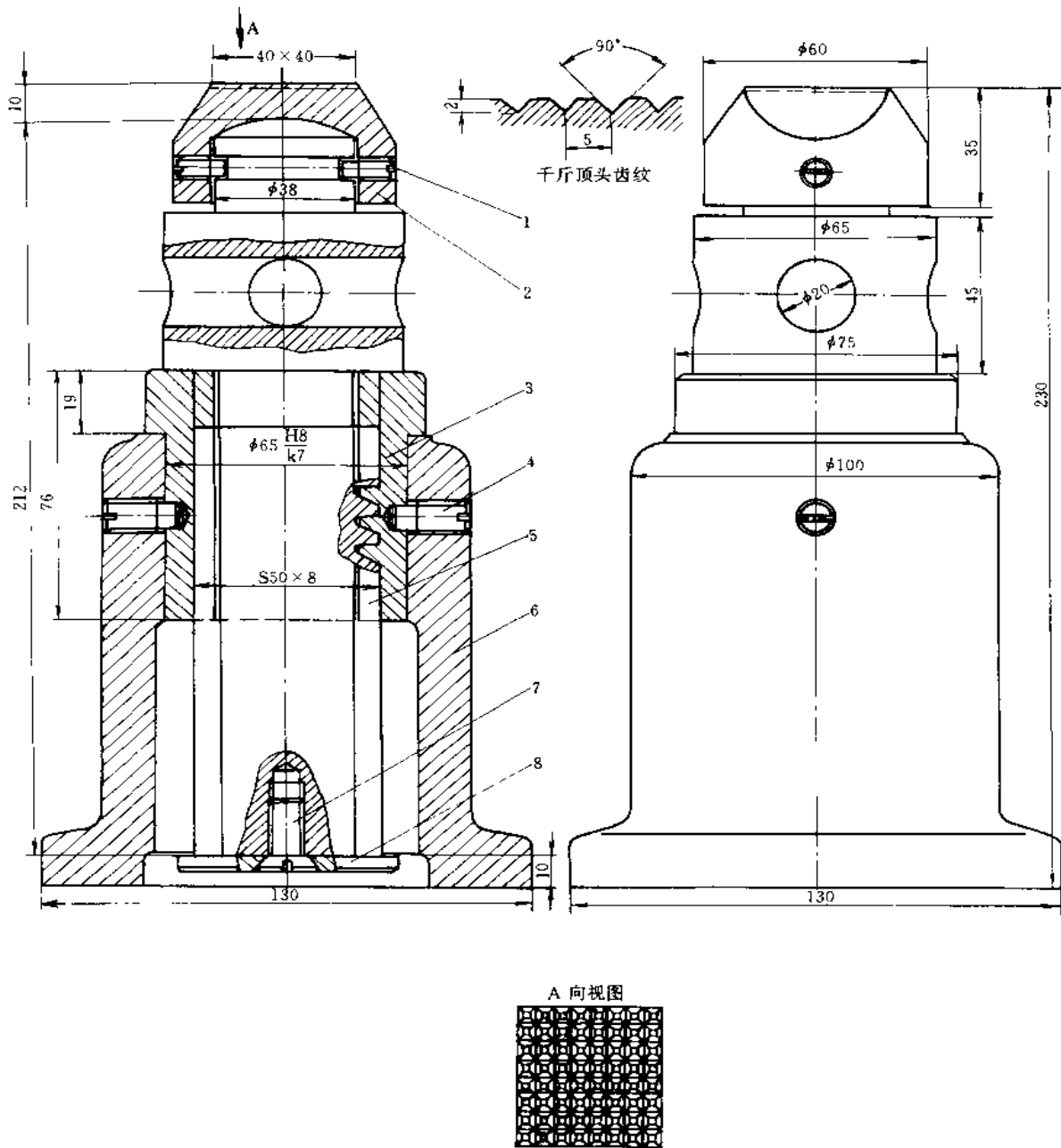


图 1-6-32 安装千斤顶

1、4、7—螺钉；2—千斤顶头；3—螺母；5—螺旋；6—壳体；8—圆板

图 1-6-32 所示为安装千斤顶。它包括：举重螺旋 5，具有锯齿螺纹，螺母 3，千斤顶头 2 用两个螺钉 1 与举重螺旋松动联接。

为了防止螺母受螺纹间的摩擦力作用而旋转，装有两个螺钉 4。圆板 8 用螺钉 7 固定，用于限制举重高度，防止举重螺旋完全旋脱。螺旋用插入其孔中的扳手来转动。



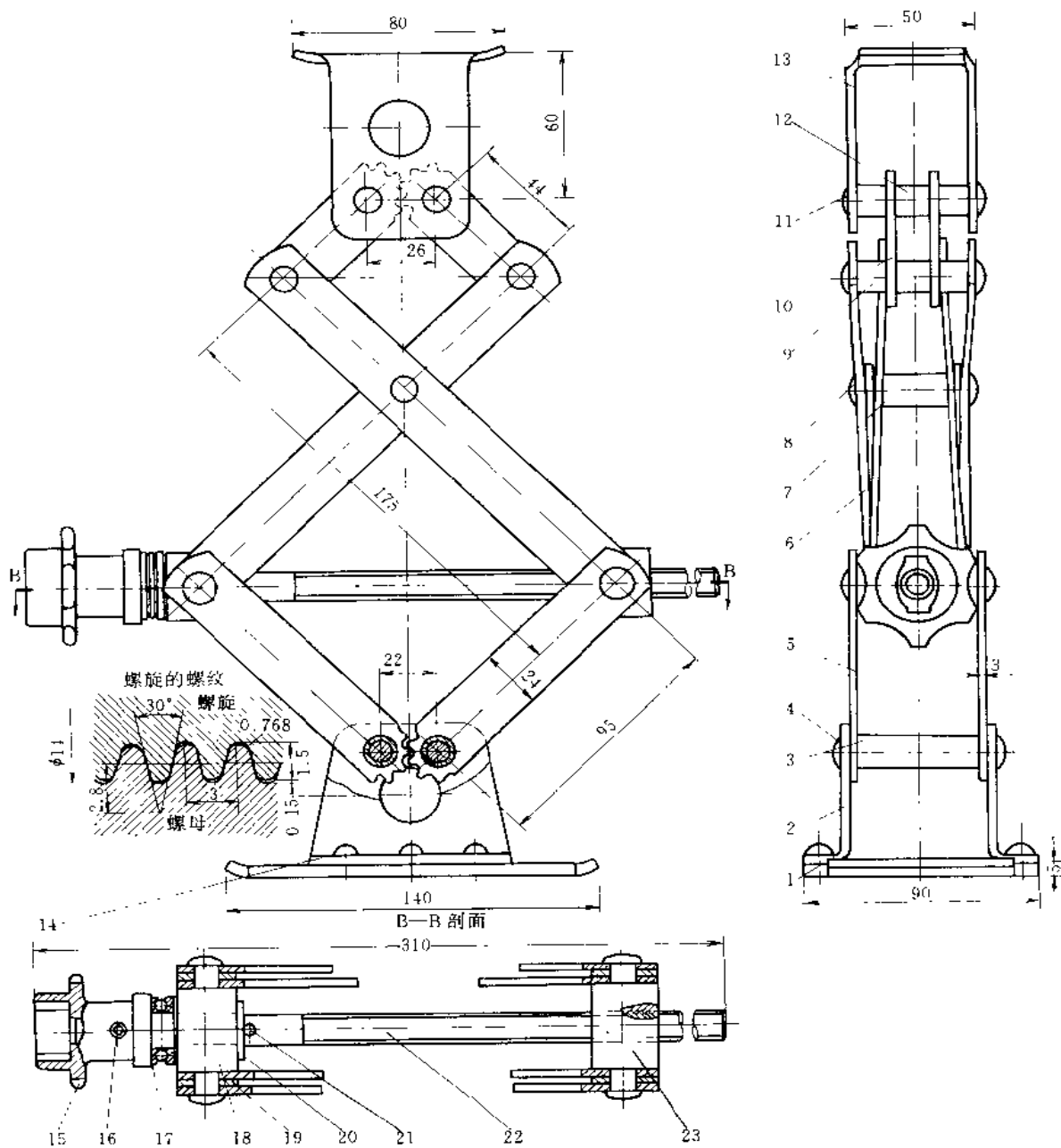


图 1-6-33 汽车用千斤顶

1—底座；2—支架；3—管子；4—心轴；5、6—杠杆；7—管子；8—心轴；9—管子；10—杠杆；11—心轴；12—管子；13—千斤顶头；14—铆钉；15—螺旋头；16—圆柱销；17—轴承；18—横梁；19、20—垫圈；21—圆柱销；22—举重器螺旋；23—螺母

图 1-6-33 所示为汽车用千斤顶。转动插入螺旋头 15 的扳手，驱使螺旋 22 转动，于是螺母 23 开始沿螺旋轴线移动，使杠杆系 5、6 和 10 合拢或分开，从而使重物上升或下降。为了使杠杆系分合均等，杠杆 5 和 10 分别啮合。这种型式的千斤顶的特点是螺旋承受拉伸。



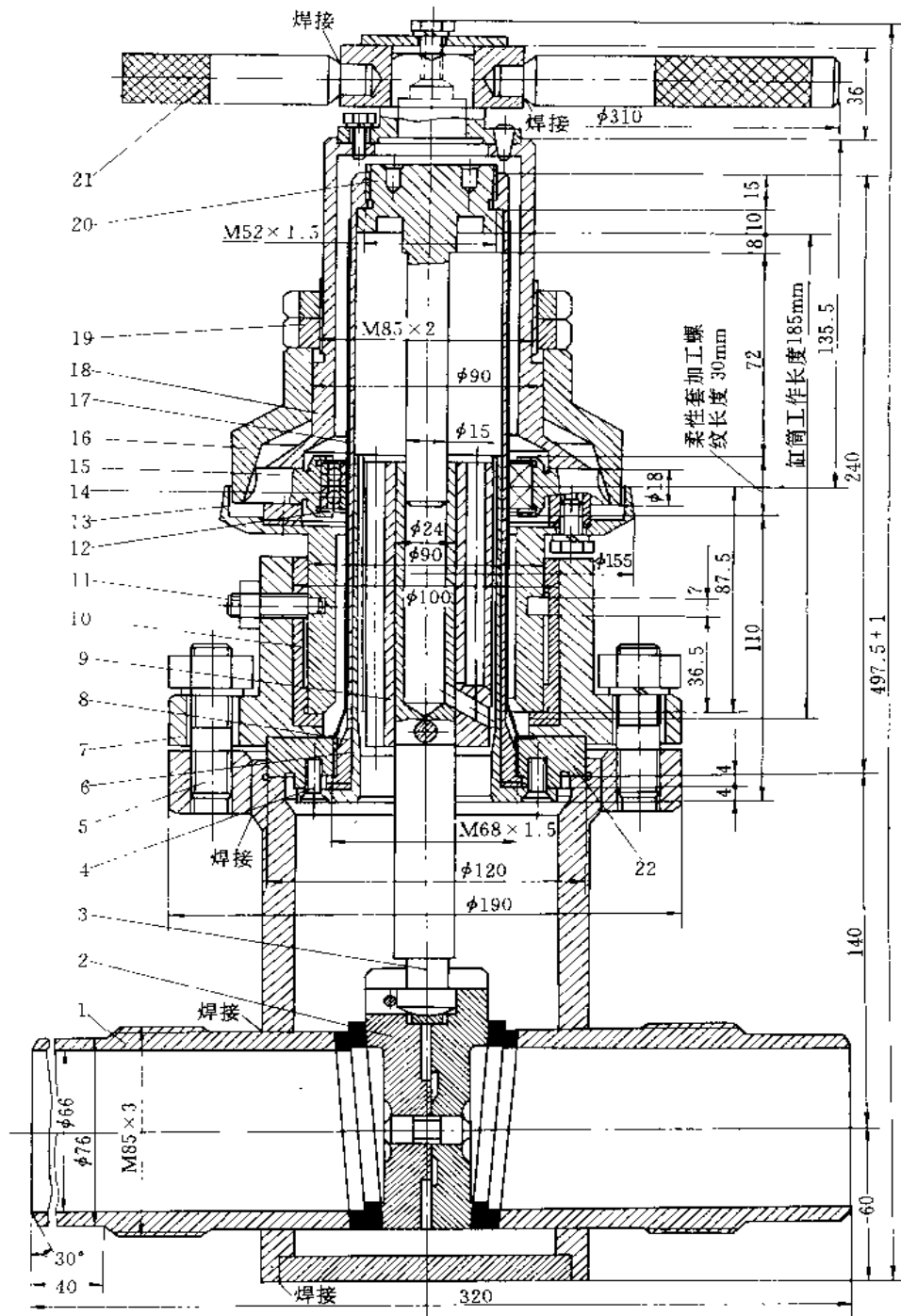


图 1-6-35 密闭谐波螺旋传动

- 1—阀体；2—闸板；3—阀杆；4—螺钉；5—双头螺柱；6—螺纹套；7—法兰；8—密闭套筒；9—螺杆；10—滑动轴承；11—螺钉；12—保护圈；13—杯形件；14—轴承；15—叉形件；16—承压圆锥；17—外套；18—波发生器壳体；19—螺母；20—螺塞；21—手柄；22—刚性法兰

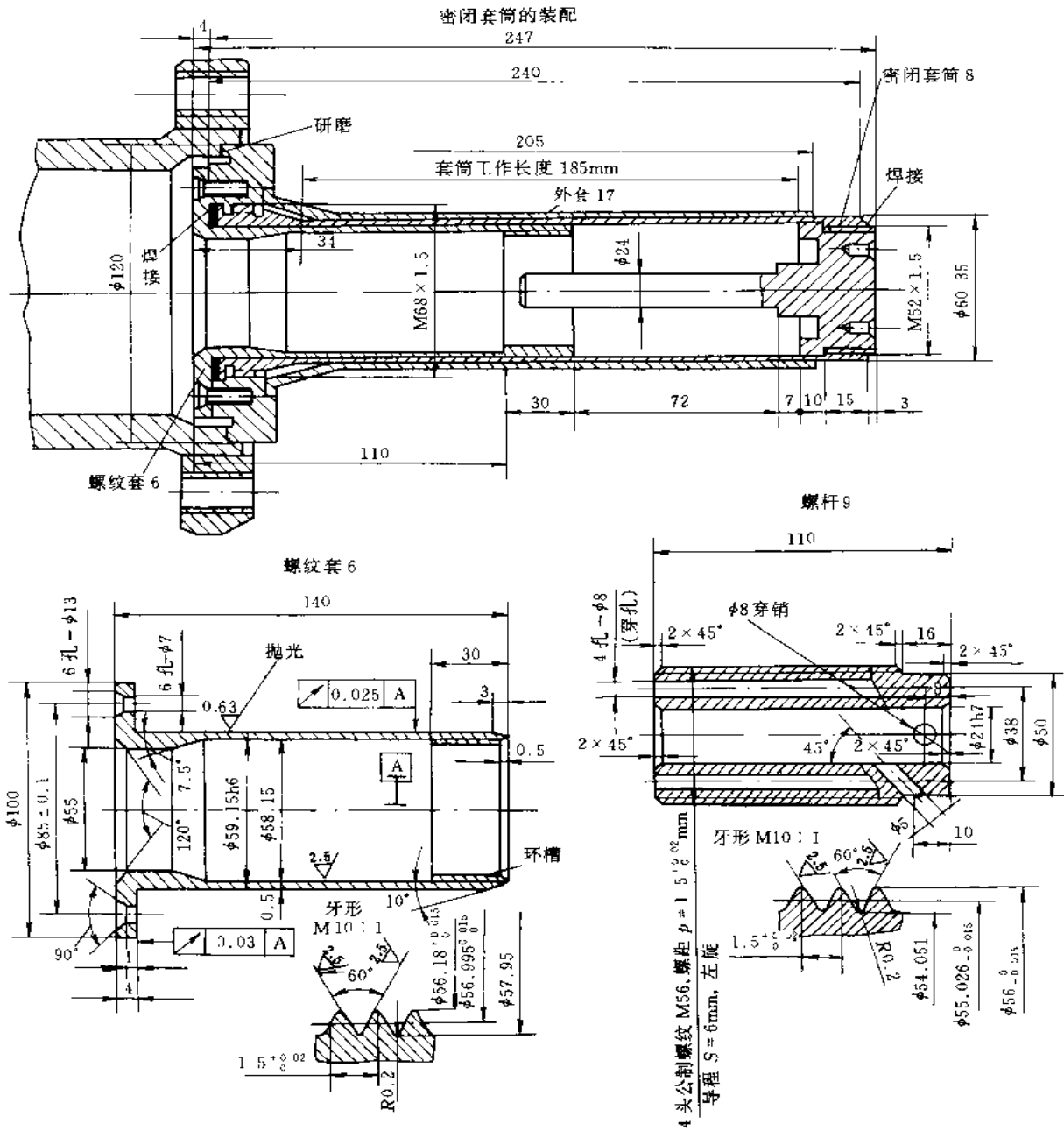
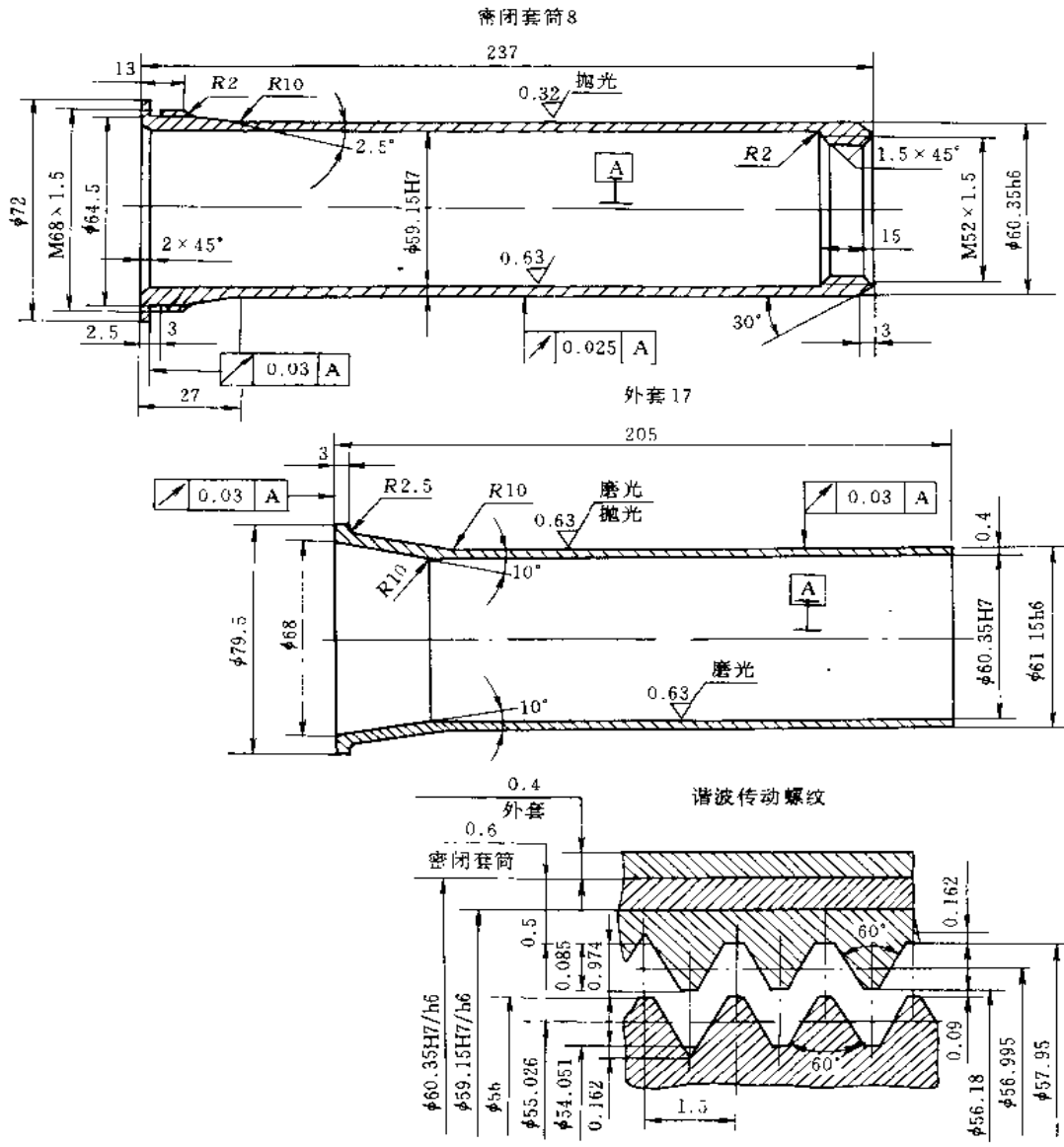


图 1-6-36 密封谐波螺旋



传动主要零部件

图 1-6-35 所示为闸阀的谐波传动。电动机  $N=1.7\text{kW}$ ,  $n=1420\text{r/min}$ ; 齿轮传动  $m=3$ ,  $z_1=84$ ,  $z_2=28$ ; 螺旋-螺母传动, 举重量  $500\text{kg}$ , 螺旋行程  $2000\text{mm}$ 。谐波传动设置在密闭套筒 8 内, 保证输送介质的密封, 避免泄漏。传动的主要零部件见图 1-6-36。

谐波传动由螺杆 9 和螺纹套 6 构成。螺杆 9 外表面有螺纹, 螺纹套 6 为柔性薄壁套, 内表面有环形槽。当波发生器的作用力使螺纹套变形时, 螺纹套即与螺杆相啮合, 螺纹套旋转一周, 螺杆轴向移动一个螺距。因阀杆 3 与螺杆用销钉联接, 又联接于闸板 2, 当螺杆轴向移动时, 便带动闸板也作轴向移动, 使阀门开启或关闭。

螺纹尺寸选择的原则: 螺纹套在不变形的情况下, 螺杆能自由通过柔性螺纹套。螺纹螺距为  $1.5\text{mm}$ , 齿形角为  $60^\circ$ , 螺杆螺纹头数为 2、4 和 6, 且为左旋螺纹, 以满足操纵阀门的习惯。当波发生器按顺时针方向旋转时, 闸板向下关闭阀门通道。

柔性螺纹套和带有螺杆的阀杆 3 均置于柔性密闭套筒 8 中。密闭套筒的一端旋入螺塞 20 后焊接, 另一端与刚性法兰 22 焊接。刚性法兰 22 的端面和阀体 1 的法兰端面相接触处为研磨面, 并用法兰 7、双头螺柱 5 紧固, 以保证严格密封和快速装拆。

柔性螺纹套 6 用螺钉 4 固定在密闭套筒 8 上, 使谐波传动螺纹上的轴向力不传到密闭套筒上。螺杆 9 上有纵向孔, 目的是使阀杆上下腔相通。在密闭套筒 8 上, 装有薄壁外套 17, 可降低波发生器产生的接触应力, 起到保护作用。

柔性螺纹套 6 通过外套 17、密闭套筒 8、柔性薄壁滚动轴承 14 发生变形。柔性轴承 14 用径向布置的两叉形件 15 加压。柔性轴承用轴承钢制造, 工作时的变形范围与螺纹套等柔性元件相同, 即在无径向载荷的情况下, 所有柔性元件均能恢复到原来形状。

轴承 14 安装在波发生器承压叉形件 15 内, 侧面用保护圈 12 挡住。保护圈的内径尺寸应不妨碍轴承的给定变形。承压叉形件 15 装在波发生器壳体 18 内, 用承压圆锥 16 使承压叉形件 15 同时推进。承压圆锥用螺母 19 锁紧。

安装闸板时, 为了控制螺纹套 6 和螺杆 9 的结合深度, 用记录旋转螺母 19 圈数的方法来确定, 即计量承压圆锥相对杯形件 13 端面的轴向位移值, 这时需在承压圆锥上刻有相应刻度。用旋转螺母 19 的方法时, 应在螺母处于张紧状态下进行。螺母螺纹头数为 1, 螺距为  $2\text{mm}$ , 因此螺母转一圈, 承压圆锥 16 的轴向移动为  $2\text{mm}$ 。由于承压圆锥的半角为  $15^\circ$ , 所以承压叉形件 15 的径向位移值为  $0.54\text{mm}$ 。

由于手柄 21 的作用, 波发生器承压叉形件 15 转动, 通过外套 17, 使密闭套筒 8 变形, 成椭圆状。

波发生器用杯形件 13 沿密闭套筒长度固定。杯形件与法兰 7 用螺钉 11 相联。在法兰 7 中, 有滑动轴承 10, 它既有止推作用, 又承受作用在闸阀手柄上的弯曲、轴向或冲击载荷等, 使密闭套筒 8 得到保护。同时, 法兰 7、杯形件 13 和波发生器壳体 18 亦是保护罩, 可保护操作人员在密闭壳体 8 破裂时免受伤害, 且能使操作人员与高温介质隔离。

技术特性: 闸板行程为  $72\text{mm}$ , 工作压力为  $0.6\text{MPa (G)}$ , 工作介质温度  $\leq 100^\circ\text{C}$ 。

## 7 摩擦轮传动

摩擦轮传动是利用直接接触并相互压紧的两摩擦轮间的摩擦力(干式)或油膜牵引力(湿式), 将主动轮的运动和扭矩传给从动轮的传动装置。它由加压装置和传动元件(摩擦轮)等组成。它具有结构和加工简单、运转平稳、噪音低、有过载保护作用等优点, 但传动

比不能准确不变(滑动率为0.2%~10%),抗冲击能力低,轴及轴承上有大的压紧力。摩擦轮传动的最大传动功率为200kW,传动比范围为1~6(25),传动效率为90%~98%,圆周速度范围为25~50m/s。

定传动比摩擦轮传动一般用于测量及电声仪器、家用机械、小型输送装置、摩擦压力机、夹板锤等设备。其传动原理在无芯磨、轧辊及校直机中应用。机械式无级变速器中广泛应用无级变速的摩擦轮传动。

摩擦轮结构要求紧凑且传递较大功率时,宜采用淬硬钢有润滑的闭式传动(以下将有润滑的简称为湿式传动,无润滑的简称为干式传动)。湿式的摩擦轮副材料主要采用HRC60以上的滚动轴承钢(如GCr15、GCr15SiMn等)和镍铬钼类渗碳钢(如15CrMn、20CrMn、22CrMnMo等,渗碳深1.2mm),其次是淬硬到HRC55以上的合金钢、工具钢和弹簧钢(如42SiMn、40Cr2MoV、T10A、CrW5、60SiCrA、40Cr等)。用真空冶炼钢材制造的摩擦轮寿命比普通钢材高出3~7倍,使用淬硬钢组合的摩擦轮副应保证高的制造和安装精度及低的表面粗糙度( $R_a=0.8\sim0.2\mu\text{m}$ )。若不要求紧凑的传动尺寸而希望得到价廉、低噪声、能缓冲的传动,则宜采用弹胶体与金属组合的干式摩擦轮传动。为了防止打滑时在摩擦轮面磨出凹坑,应采用硬度较低的材料制造宽度较小的摩擦轮,在干式传动中常采用非金属轮或可更换的非金属覆面轮。

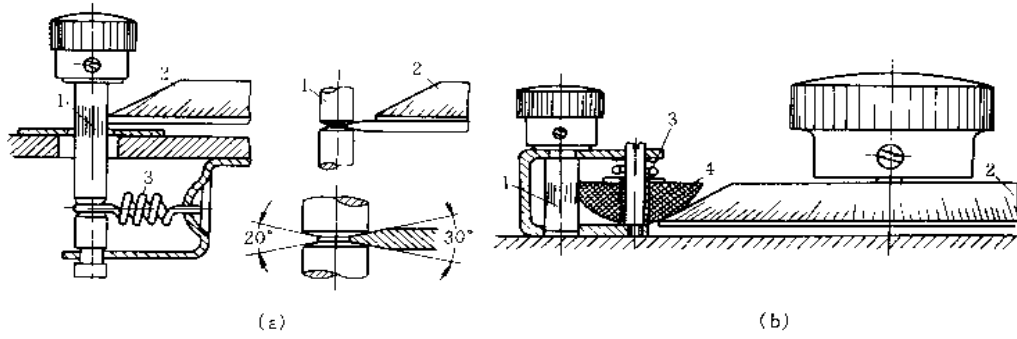
定传动比摩擦轮传动有平行轴的圆柱摩擦轮(外接、内接和行星)和槽形摩擦轮(外接或内接),相交轴的端面摩擦轮和圆锥摩擦轮,以及交错轴的圆柱摩擦轮或准双曲面摩擦轮。

湿式传动中正确选用润滑剂是至关重要的,它对传动能力、传动效率和寿命均有极大影响。

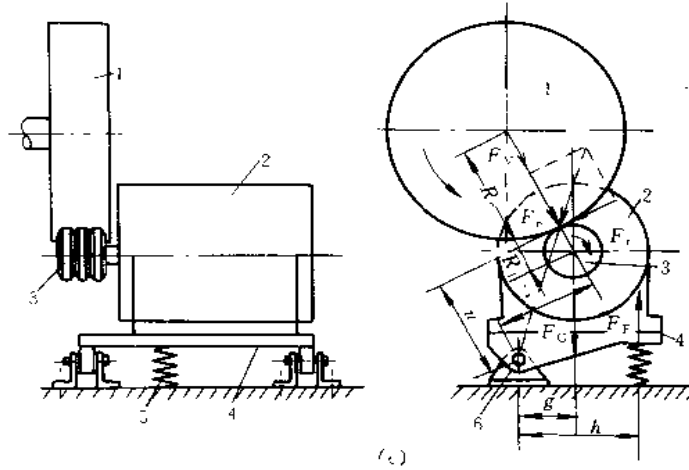
## 7.1 加压装置

摩擦轮传动中常用的加压装置分为恒压及自动加压两大类。恒压加压装置的压紧力不随负载变化,按所传递的最大负载扭矩确定,使许多零件经常处于很大的载荷下,故传动寿命短、效率低、结构尺寸大,但结构较简单。压紧力由弹簧、重力、液(气)压或离心力产生,后两种方法的使用是有条件的,并非在所有结构中均能采用,但传动不工作时零件不受压紧力的作用。自动加压装置中的压紧力与所传递的扭矩成正比变化,可减小滑动,提高传动效率和寿命,但无过载保护作用。大多数自动加压装置是利用螺旋面转动产生轴向压紧力的原理,因而在圆柱摩擦轮传动中不能采用,只能在圆锥摩擦轮和端面摩擦轮传动中采用。摆动齿轮箱和弹性自紧环自动加压装置分别利用摆动箱的反转力矩和弹性环的自动楔紧作用来加压,前者结构大,后者必须在有自紧环的条件下采用。

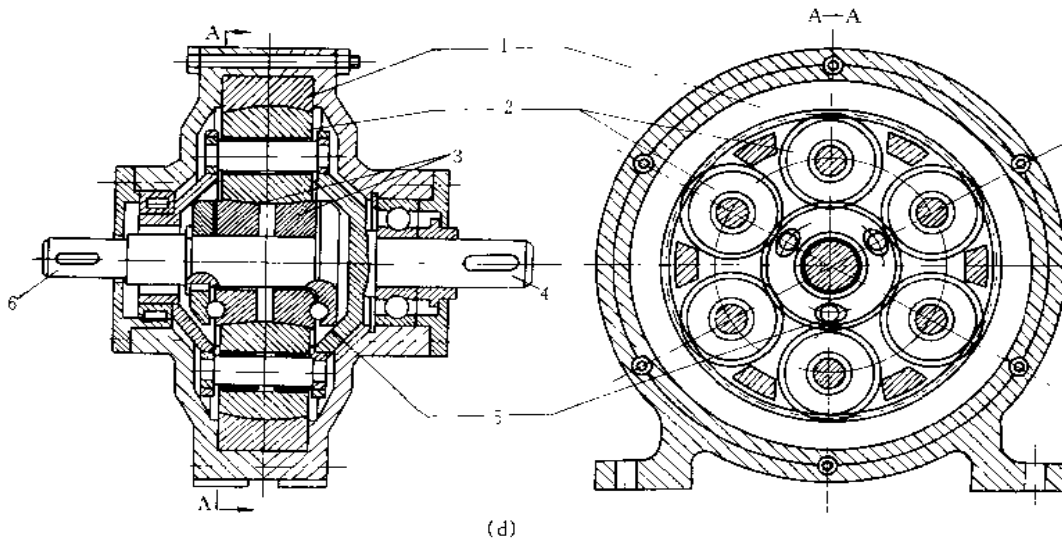
图1-6-37a、b是仪器中调节摩擦轮传动的弹簧加压装置。图a中用的拉簧属径向加压,适用于中心距可调的场合,是单槽槽形摩擦轮传动;图b用的圆柱螺旋压缩弹簧加压属轴向加压,适用于中心距不可调的场合,摩擦轮3是由橡胶做成的半球形摩擦轮。图1-6-37c是由圆柱螺旋压缩弹簧和杠杆组成的加压装置,它所提供的压紧力可以和所要求的圆周力 $F_t$ 保持正比关系,这种装置由于电动机质量大,设计不当时会产生较大的振动。图1-6-37d所示的定传动比行星摩擦轮传动,可采用钢球V形槽自动加压装置或端面凸轮式自动加压装置,但摩擦轮不能做成圆柱形的。



1—传动杆；2—指示盘；3—弹簧；4—橡胶摩擦轮



1—摩擦盘；2—电动机；3 摩擦轮；4—回转台；5 弹簧；6—回转轴



1—内摩擦轮；2—行星摩擦轮；3—太阳摩擦轮；4—输出轴；5—钢球V形槽自动加压装置；6—输入轴

图 1-6-37 加压装置在摩擦轮传动中的应用



## 7.2 摩擦轮结构

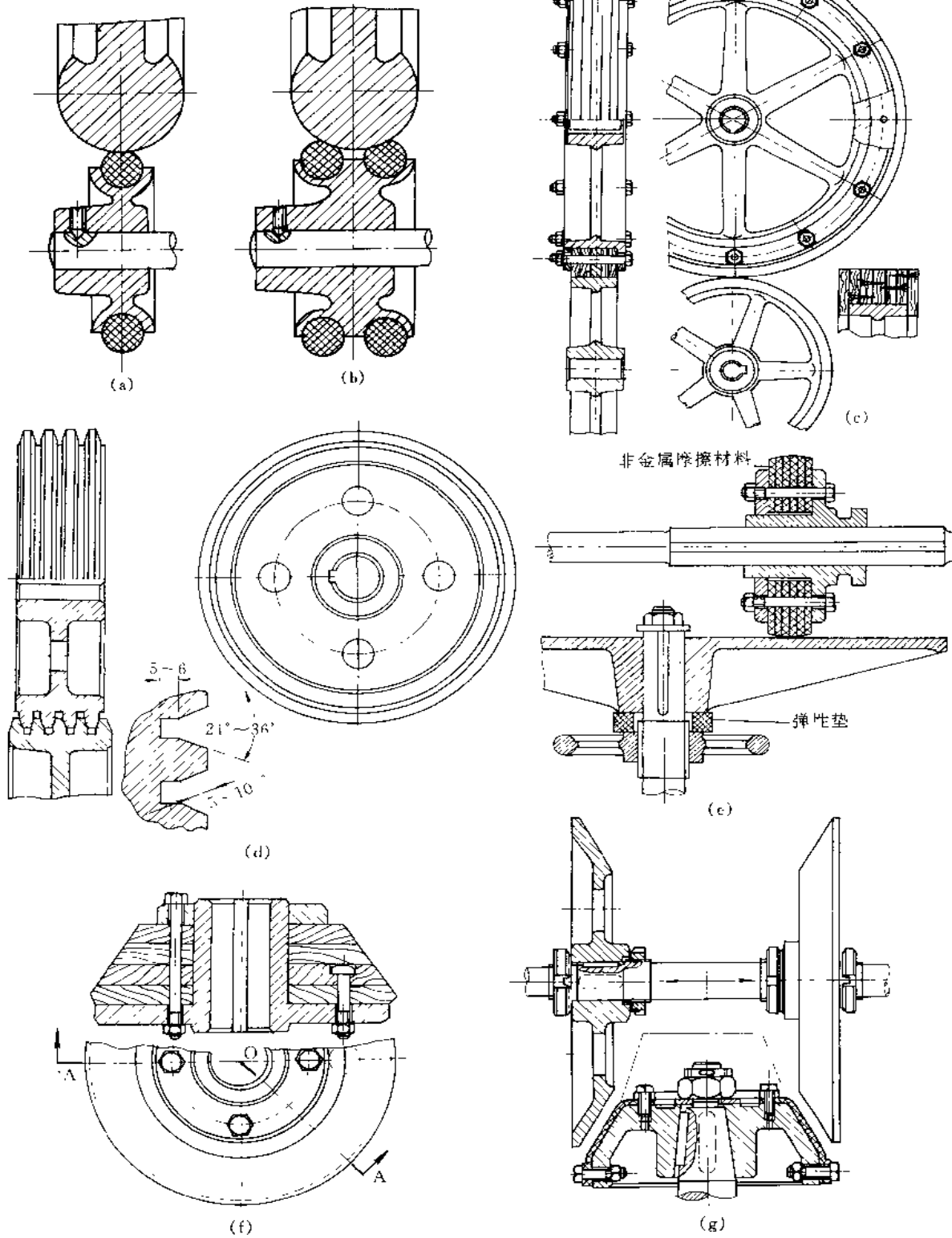


图 1-5-38 摩擦轮的结构 (a) ~ (g)

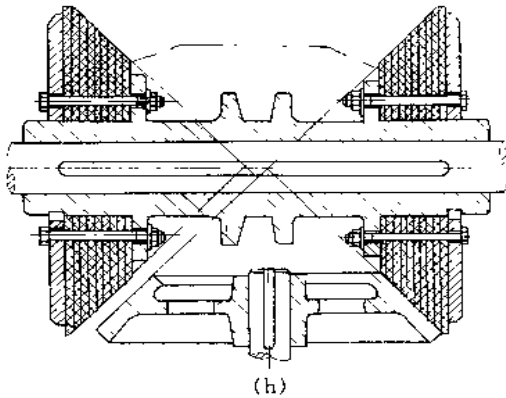
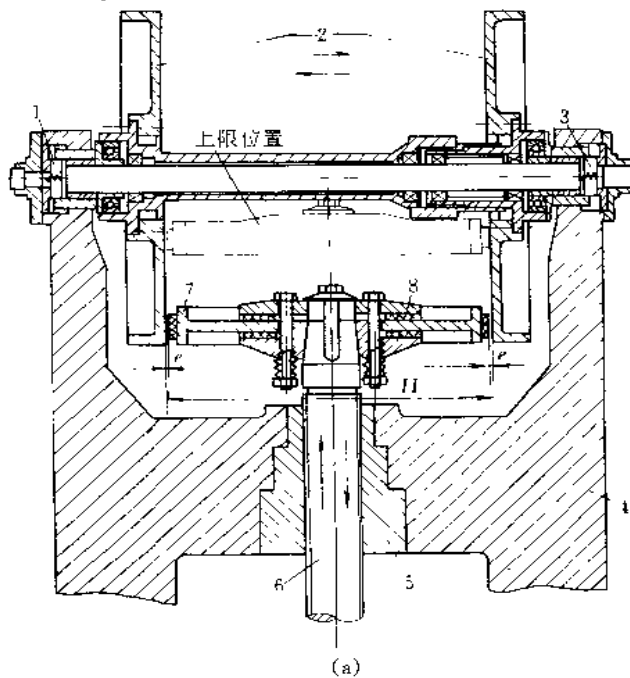


图 1-6-38 摩擦轮的结构 (h)

将聚氨酯橡胶等直接铸造在轮体上的，这时应在轮芯表面加工或铸出一些沟槽以提高两者的结合力。

在金属轮湿式传动中则应控制其形位公差和工作表面的表面粗糙度 ( $R_a=0.8\sim 0.2\mu\text{m}$ )；在分汇流多行星传动中则应控制同一装置中多个行星轮的尺寸一致性，为此应采用分组选配的方法。

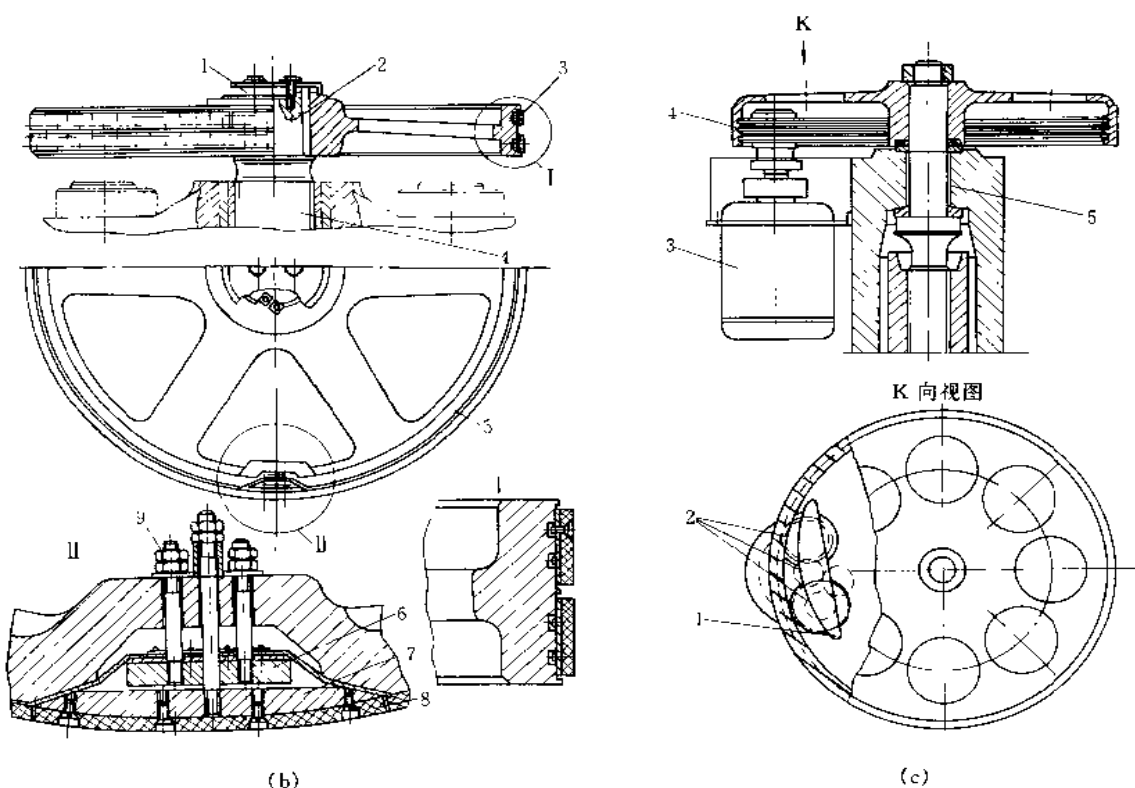
### 7.3 摩擦轮传动的应用实例



1、3—气缸；2—摩擦盘；4—支座；5—螺母；6—螺杆；7—摩擦轮；8—安全离合器

图 1-6-38 所示为摩擦轮的结构图，特别表示了轮缘和有非金属材料覆面层的结构特点，轮辐及轮毂部分的结构设计类似于带轮及齿轮，轮芯的材料一般为铸铁或钢。

采用非金属摩擦材料做轮缘或其覆面的摩擦轮主要用于干式传动且功率不大的场合，目的是增大摩擦系数，减小压紧力，以及降低对制造和安装精度的要求；为了减小几何滑动和降低安装精度，常将圆柱摩擦轮面之一做成鼓形，在轴系刚性不足时也常采取这一措施。金属轮采用包覆层时除了如图 1-6-38a、b 所示采用橡胶圈套于金属轮芯上和如图 1-6-38g 所示采用螺钉将包覆面固定于轮芯上之外，也有



1—端盖；2—切向键；3—摩擦带；4—螺杆；  
5—摩擦轮；6—拉板；7—接板；8—接板带；9—拉板螺栓

1—摇臂；2—三星轮系；  
3—电动机；4—外槽形摩擦轮；5—螺杆

图 1-6-39 摩擦压力机中的换向摩擦轮传动

图 1-6-39a、c 是端面摩擦轮及槽形摩擦轮传动在摩擦压力机中的应用实例。

在图 1-6-39a 中动力由电动机经带传动传至带有左、右摩擦盘的主轴，摩擦盘由左、右气缸的压缩空气进行轴向加压，当右端气缸加压时右摩擦盘压紧在摩擦轮上，这时螺杆在旋转的同时作轴向上升，反之当左端气缸加压时，则左摩擦盘压紧在摩擦轮上，螺杆带着压模下压，实现了反向运动；只要控制左、右气缸的动作即可使压模上升或下降；上升时，摩擦盘工作半径逐渐减小，螺杆上升速度随之减小；下降时，摩擦盘工作半径逐渐增大，螺杆下降速度也随之增大，保证了压模的压力。在换向时，利用摩擦轮的惯性逸动来消除摩擦轮与左、右摩擦盘之间的间隙  $\epsilon$ 。为了防止过载，摩擦轮上装有弹簧安全离合器。图 1-6-39b 是摩擦轮的结构，其圆柱面上装有数条摩擦带，它用拉板螺栓及拉板将带拉紧，中间有接板和接板带。

图 1-6-39c 是由槽形内摩擦轮传动的电动螺旋压力机。电动机的动力通过装在摇臂 1 上的换向三星轮系 2 传给装在摇臂两侧的两个外槽形摩擦轮 4，再传给槽形内摩擦轮，从而带动螺杆 5 旋转驱使压模作上、下移动。在 K 向视图的图示位置，摇臂 1 上方的槽形摩擦轮与内槽摩擦接触，内槽摩擦轮与电动机反向转动，当扳动摇臂 1 使其下方的摩擦轮与内摩擦轮接触时，内摩擦轮与电动机同向转动。如果采用可反向电动机驱动，则不需换向机构。这两种传动为了减小传动尺寸而采用了槽形摩擦轮传动，压紧力和加压装置均可减小。

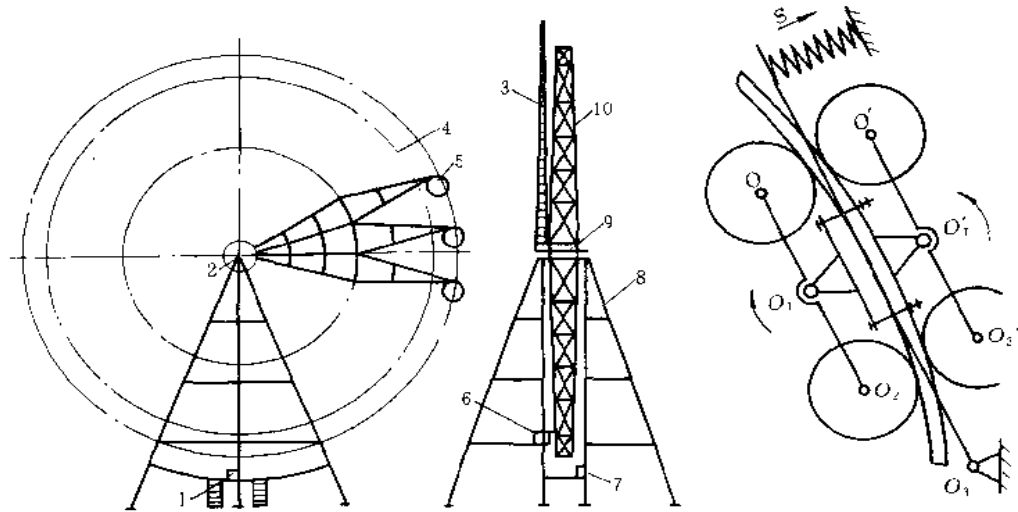


图 1-6-40 摩擦轮传动在高空观览车中的应用

1—电气；2—轴承座；3—避雷针；4—摩擦轮；5—吊舱；6—传动系统；7—操作室；  
8—立柱；9—中心轴；10—回转轮

图 1-6-40 是弹胶体（轮胎）-金属摩擦轮传动在大型游艺机——高空观览车（又称摩天轮）中的应用实例。高空观览车将乘坐于透明而密闭的吊舱中的游客以  $1/7 \sim 1/20$  r/min 的转速（线速度约为  $13.2 \sim 12$  m/min）载入离地  $30 \sim 80$  m 的高空观览市容和夜景。高空观览车的特点是：回转轮的转速  $n$  低，传动系统的总传动比  $i_2$  大，回转轮直径  $D$  大， $30$ 、 $50$  和  $80$  m 高空观览车的参数分别为  $n=0.15$ 、 $0.085$  和  $0.05$  r/min， $i_2=6415$ 、 $11520$  和  $19200$ （电动机转速为  $960$  r/min）， $D=28$ 、 $45$  和  $72$  m。因而制造困难，不可能制成常规的大齿圈，整机尺寸和重量大，所需起动扭矩大，运转时要求传动平稳、噪声小、安全性好，整机应有足够的强度、刚度和高的抗风和抗震能力。

高空观览车传动系统的选择关键在于末级传动，高速级仍可选用常规的链、齿轮或蜗轮传动；低速级有采用钢丝绳轮传动或销齿传动的；钢绳传动占地大，需有很大的预紧力且常需调整，钢绳磨损快更换困难，不是好的传动方案。销齿传动占地小，不需张紧，寿命也长，小齿轮采用点啮合外摆线的法向等距曲线作为齿廓，齿数为  $9 \sim 18$ ；回转轮即为销轮，其齿为圆柱销，因而加工和拆修方便，个别齿损坏时只需个别更换不致整个销轮报废是其优点。回转轮由于尺寸庞大而采用辐条张紧结构，因而难以保证其所要求的节距误差，有一定的制造难度。图 1-6-40 是我国采用的轮胎摩擦轮传动的简图。在回转轮左、右下侧由两台带制动的四极交流异步电动机通过链传动、分流式齿轮减速器分别驱动四台对称布置的轮胎摩擦轮传动，共同驱动回转轮。用预紧螺栓使两对轮胎压紧在回转轮圈的内外侧，驱动轮装在浮动台板上可绕  $O_3$  摆动，台板一端装有压缩弹簧提供压紧力使外侧轮胎压紧在回转轮圈外缘，依靠摩擦力进行驱动，回转轮圈内、外侧压紧力互相抵消，回转轮不受附加压力。由于采用弹胶体摩擦轮传动，因而降低了对回转轮制造精度的要求，且传动平稳、噪声低，轮胎是标准件可以购买，降低了成本，是一种可取的大传动比传动方案，但传动效率低于销齿传动。

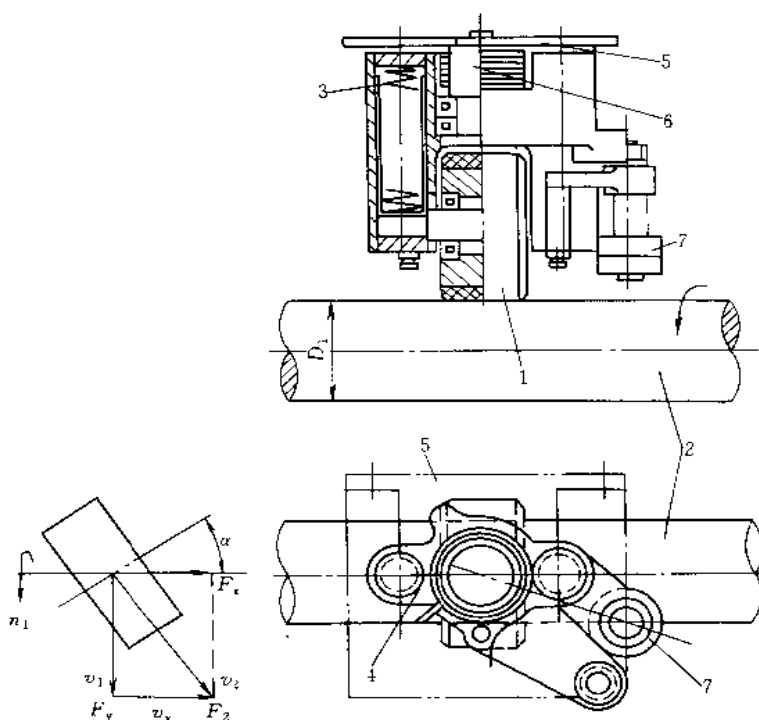


图 1-6-41 摩擦轮传动在输送小车上的应用  
1—摩擦轮；2—光轴；3—压缩弹簧；4—支座；5—安装板；6—立轴；7—调节臂

图 1-6-41 是摩擦轮传动在流水线输送小车驱动部分的应用实例。摩擦轮 1 通过安装板 5 及立轴 6 安装在输送小车上，轮 1 被压缩弹簧 3 压紧在光轴 2 上。当电动机驱动光轴旋转时，在摩擦力的作用下轮 1 也随之转动。当轮 1 的轴线与光轴平行时，小车静止不动，轮 1 空转。当轮 1 的轴线通过调节臂 7 与光轴轴线呈  $\alpha$  角倾斜时，小车便以  $v_x$  的速度沿光轴的轴线方向移动

$$v_x = 5.236 D_1 n_1 (1 - \epsilon) \tan \alpha \times 10^{-5} \text{ m/s}$$

式中  $D_1$  —— 光轴的直径，mm；

$n_1$  —— 光轴的转速，r/min；

$\alpha$  —— 摩擦轮的偏斜角；

$\epsilon$  —— 摩擦轮的滑动率， $\epsilon = 5\% \sim 10\%$ 。

驱动小车沿光轴方向移动的推力  $F_x$  与压紧力  $Q$ 、摩擦系数  $\mu$ 、摩擦轮偏斜角  $\alpha$  的正弦、摩擦轮个数成正比，偏斜角  $\alpha$  愈大推力  $F_x$  也愈大，通过调整偏斜角  $\alpha$  的大小便可调整推进力和小车移动速度。摩擦轮采用在金属轮体上包覆有聚氨酯橡胶的轮子，光轴采用高精度冷拔钢管并对表面发蓝以防生锈，传动的承载能力按许用线压力  $[q]$  校核。

图 1-6-42 是摩擦轮传动在洗涤筒驱动装置中的应用实例。12 个橡胶摩擦轮均布在洗涤筒的左、右两侧，左侧 6 个仅起支承轮作用，右侧 6 个具有驱动和支承洗涤筒的双重作用，其中每 3 个由一台电动机通过 V 带传动和齿轮减速器进行驱动，液压离合器用来补偿滚动半径差，并确保平稳起动。这种装置是重力加压的典型例子。小型水泥磨也可采用摩擦轮驱动。

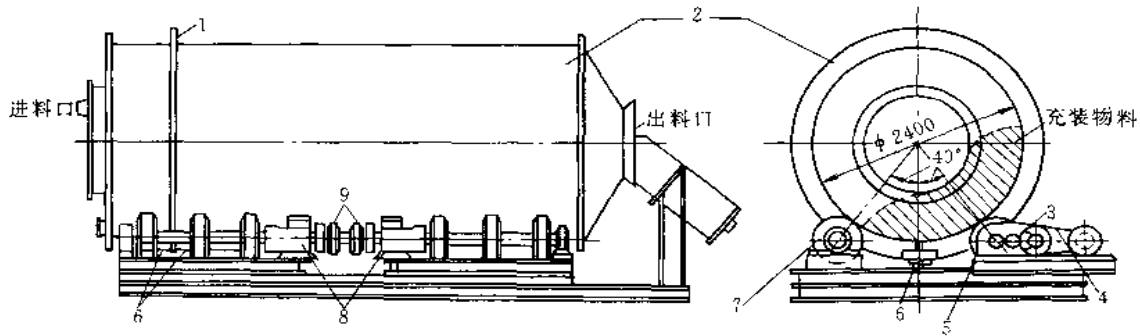


图 1-6-42 摩擦轮传动在洗涤筒驱动装置中的应用  
1—导向凸缘；2—洗涤筒；3—齿轮传动；4—带传动；5—支承和传动摩擦轮；  
6—轴向导轮；7—支承轮；8—电机（各 20kW）；9—带有 V 带轮的液压离合器

## 8 减 速 器

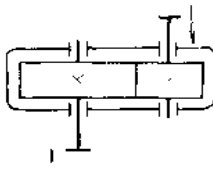
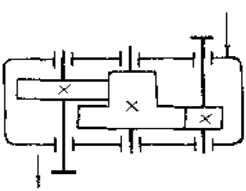
### 8.1 概 述

#### (1) 常用减速器的主要类型及特点

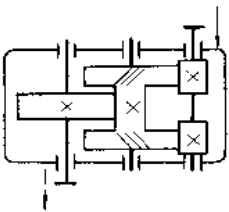
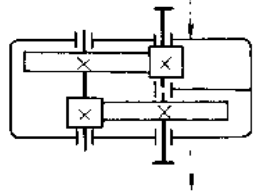
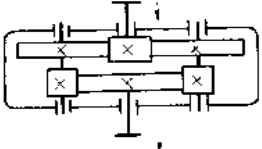
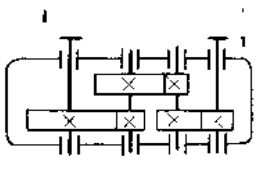
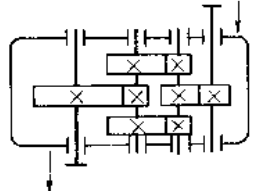
减速器是一种由封闭在刚性壳体内的齿轮传动、蜗杆传动或齿轮蜗杆传动所组成的独立部件，常用在原动机和工作机之间的闭式传动装置，用来降低转速和增大扭矩，以满足工作需要。在某些场合也用来增速，称之为增速器。

减速器的种类很多，按传动类型可分为齿轮减速器、蜗杆减速器和行星减速器等，以及它们相互组合起来的减速器；按齿轮形状可分为圆柱齿轮减速器、圆锥齿轮减速器及圆锥-圆柱齿轮减速器；按传动级数可分为单级减速器和多级减速器；按传动的布置型式可分为展开式、分流式及同轴式减速器。常用减速器的主要类型及特点见表 1-6-6。

表 1-6-6 常用减速器的主要类型及特点

类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
圆柱齿轮减速器	单级		调质齿轮 $i \leq 7.1$ 淬硬齿轮 $i \leq 6.3$	应用广泛，结构简单，精度容易保证。轮齿可做直齿、斜齿或人字齿。直齿一般用在圆周速度 $v \leq 8\text{m/s}$ ，轻负荷场合；斜齿、人字齿用在圆周速度 $v = 25 \sim 50\text{m/s}$ ，重负荷场合
	两级展开式		调质齿轮 $i = 7.1 \sim 50$ 淬硬齿轮 $i = 7.1 \sim 31.5$	这是两级减速器中最简单、应用最广泛的结构。齿轮相对于轴承位置不对称。当轴产生弯扭变形时，载荷在齿宽上分布不均匀，因此轴应设计得具有较大刚度，并使高速轴齿轮远离输入端。淬硬齿轮大多采用此结构

续表

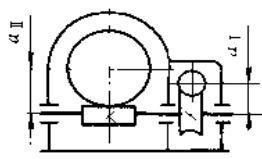
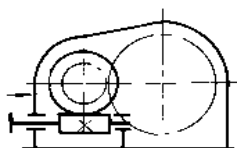
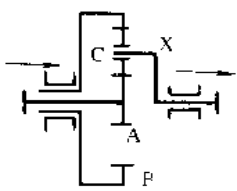
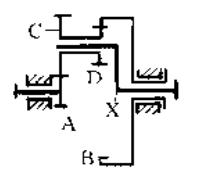
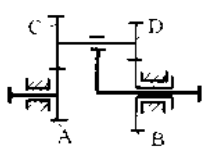
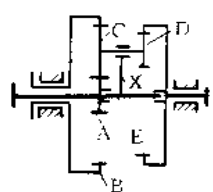
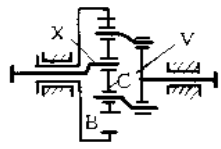
类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用	
圆柱齿轮减速器	两级	分流式		$i = 7.1 \sim 50$	高速级为对称左右旋斜齿轮, 低速级可为人字齿或直齿。齿轮与轴承对称布置。载荷沿齿宽分布均匀, 轴承受载平均, 中间轴危险截面上的扭矩相当于轴所传递扭矩之半。但这种结构不可避免要产生轴向窜动, 影响齿面载荷的均匀性。结构上应保证有轴向窜动的可能。通常大齿轮作轴向定位, 小齿轮可以轴向窜动
		同轴线式		调质齿轮 $i = 7.1 \sim 50$ 液硬齿轮 $i = 7.1 \sim 31.5$	箱体长度缩小。输入轴和输出轴布置在司一轴线上, 使设备布置较为方便、合理。当速比分配适当时, 二对齿轮浸油深度大致相同。但轴向尺寸较大, 中间轴较长, 其齿轮与轴承不对称布置, 刚性差, 载荷沿齿宽分布不均匀
		同轴分流式		$i = 7.1 \sim 50$	从输入轴到输出轴的功率分左右二股传递, 因此啮合轮齿仅传递一半载荷。输入轴和输出轴只受扭矩, 中间轴只受全部载荷的一半。故可缩小小齿轮直径, 圆周速度及减速器尺寸。一般用于重载齿轮。关键是要采用合适的均载机构, 使左右二股分流功率均衡
	三级	展开式		调质齿轮 $i = 28 \sim 315$ 淬硬齿轮 $i = 28 \sim 180$	同两级展开式
		分流式		$i = 28 \sim 315$	同两级分流式

续表

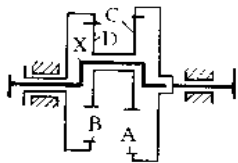
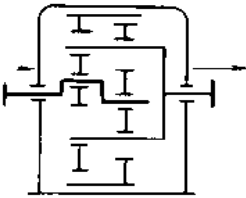
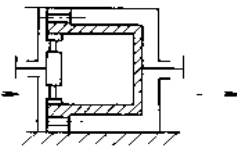
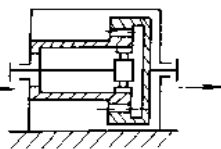
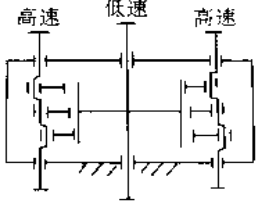
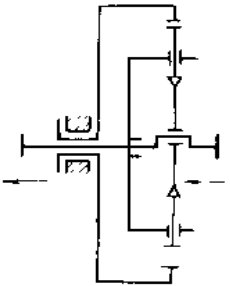
类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
圆锥、圆锥、圆锥、圆柱齿轮减速器	单级		直齿 $i \leq 5$ 曲线齿、斜齿 $i \leq 8$	轮齿可制成直齿、斜齿或曲线齿。适用于输入轴和输出轴二轴线垂直相交的传动中。可为水平式或立式。其制造安装复杂，成本高，仅在设备布置必要时才采用。
	两级		直齿 $i = 6.3 \sim 31.5$ 曲线齿、斜齿 $i = 8 \sim 40$	特点同单级圆锥齿轮减速器。圆锥齿轮应在高速级，使圆锥齿轮尺寸不致太大，否则加工困难，精度不易保证。圆柱齿轮可为直齿或斜齿。
	三级		$i = 35.5 \sim 160$	特点同两级圆锥、圆柱齿轮减速器。
蜗杆减速器、齿轮蜗杆减速器	单级	蜗杆下置式 	$i = 8 \sim 80$	蜗杆布置在蜗轮的下边，啮合处的冷却和润滑较好。蜗杆轴承润滑也方便。但当蜗杆圆周速度太大时，油的搅动损失较大。一般用于蜗杆圆周速度 $v < 5 \text{ m/s}$ 。
		蜗杆上置式 		蜗杆布置在蜗轮的上边，装拆方便，蜗杆的圆周速度允许高一些，但蜗杆轴承润滑不方便。
	蜗杆侧置式 	蜗杆放在蜗轮侧面，蜗轮轴是竖直的，一般用于水平旋转机构的传动（如旋转起重机）。		



续表

类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
蜗杆减速器、 齿轮-蜗杆减速器	两级		$i = 100 \sim 4000$	传动比大、结构紧凑，但传动效率低。为使高速级和低速级传动浸油深度大致相等，应使高速级的中心距约等于低速级中心距一半。 $a_1 \approx a_2 / 2$
	级		$i = 15 \sim 480$	分齿轮传动在高速级和蜗杆传动在高速级两种型式。前者结构紧凑，后者传动效率较高
渐开线行星 齿轮减速器	NGW 型		单级 $i_{AX}^R = 2.8 \sim 12.5$ 两级 $i_{AX}^R = 14 \sim 160$	体积小、重量轻、承载能力大、效率高、工作平稳。与普通圆柱齿轮减速器比较，体积和重量可减少 50% 左右，效率提高 3%。但制造精度要求高，结构复杂
	NW 型		$i_{AX}^H = 7 \sim 21$	效率高，径向尺寸比 NGW 型小，传动比范围较 NGW 型大，可用于各种工作条件。但双联行星齿轮制造、安装都很复杂，故 $ i_{AX}^R  \leq 7$ 时不宜采用
	WW 型		从 1.2 至几千	传动比范围大，但外形尺寸及重量较大，效率很低，制造困难，一般不用于动力传动。当行星架从动时， $ i $ 从某一数值起会发生自锁
渐开线少齿差 行星减速器	NGWN 型		$i_{AX}^R = 20 \sim 100$	结构紧凑，体积小，传动比范围大，但效率低于 NGW 型，工艺性差，适用于中小功率或短期工作处
	N 型		$i_{XV}^H = 7 \sim 100$	传动比范围较大，结构紧凑，体积及重量小，但效率比 NGW 型低，且内啮合变位后径向力较大，使轴承径向载荷加大，适用于小功率或短期工作的情况

续表

类别	级数	传动简图	推荐传动比范围	特点及应用
渐开线少齿差行星减速器	NN型		$i_{XA} = 30 \sim 100$	传动比范围大, 效率比 WW 型高, 但仍然较低, 适用于短期工作。当行星架从动时, 传动比从某一数值起会发生自锁
摆线针轮行星减速器	单级或两级		单级 $i = 11 \sim 87$ 两级 $i = 121 \sim 7500$	传动比大、传动效率较高、单级传动 $\eta = 90\% \sim 94\%$ 。运转平稳、噪声低、结构紧凑、体积小、重量轻。在相同情况下, 它的体积和重量约为普通减速器的 50%~80%、过载和耐冲击能力较强、故障少、寿命长, 但制造工艺复杂, 需用专用机床加工, 宜专业化生产
谐波减速器	单级		$i = 50 \sim 500$ 刚轮固定	传动比大, 范围宽; 在相同条件下可比一般齿轮减速器的元件少一半, 体积和重量可减少 20%~50%; 承载能力大; 运动精度高; 可采用调整波发生器达到无侧隙啮合; 运转平稳, 噪音低; 可通过密封壁传递运动; 传动效率高且传动比大时, 效率并不显著下降。主要零件柔轮的制造工艺较复杂。主要用于小功率、大传动比或仪表及控制系统中
			$i = 50 \sim 500$ 柔轮固定	
三环齿轮减速器	单级或两级		单级 $i = 11 \sim 99$ 两级达 9801	承载能力大, 使用寿命长, 9~18 对齿同时进入啮合, 输出扭矩高达 469kN·m; 传动比大, 范围宽, 传动平稳, 噪声小于 78dB; 效率高, 单级为 92%~96%; 结构紧凑, 体积小, 重量轻; 装拆与维修方便。广泛用于矿山、冶金、石油、化工、轻工、建材、船舶等行业, 一般可取代圆柱齿轮减速器、蜗杆减速器、摆线针轮减速器、行星齿轮减速器等
活齿传动减速器	单级或两级		单级 $i = 11 \sim 60$ 两级达 3600	多齿啮合, 理论上达 50%; 承载能力大, 同样条件下, 承载能力比齿轮减速器大 6 倍, 比蜗杆减速器大 5 倍; 活齿可作径向伸缩, 避免轮齿干涉; 传动比大, 体积小, 比同功率、同传动比的齿轮减速器体积小 2/3, 比蜗杆减速器小 1/2; 比少齿差和摆线针轮减速器省去输出机构, 结构简单, 加工简单, 一般机床均可加工, 成本低

## (2) 减速器的设计程序及要点

### 1) 设计减速器应具备的原始资料

- a. 原动机的种类（如电动机、内燃机等）、特性、功率、转速等；
- b. 工作机械的载荷特性和大小，包括起动特性、起动频率、制动特性、输入功率或输出扭矩的载荷变化图、载荷持续率、振动和冲击程度以及工作机械的转速等；
- c. 原动机和减速器的联接型式，如采用联轴器、带传动或链传动等；若用带、链传动，还要考虑减速器输入端轴伸的悬臂径向力及输入轴的转速等因素；
- d. 减速器与工作机械的联接型式，如采用联轴器、齿轮驱动等；应考虑减速器输出端轴伸上是否有悬臂径向力，并确定减速器输出轴的转速及扭矩；
- e. 减速器的传动比；
- f. 设备布置要求、位置大小、布置方式，如底座安装式、墙壁安装式、天花板安装式、法兰安装式、悬臂式等；输入轴和输出轴的相对位置如平行式或垂直式；输出轴的位置在水平方向还是竖直方向；
- g. 工作机械要求的旋转方向，单向旋转或双向可逆旋转；
- h. 工作环境要求，室内或是室外工作，工作环境的温度、湿度、腐蚀程度和灰尘浓度等，工作环境对减速器有无特殊要求，如噪声、振动、可靠性等；
- i. 预期寿命，一般为 10 年左右；
- j. 经济性要求；
- k. 制造厂的制造能力及工艺性要求。

2) 选择传动型式。根据所提供的原始资料，考虑选用何种结构型式的减速器。选型时应尽量考虑选用通用减速器，否则要设计专用减速器。在大传动比情况下，可选用各种新型蜗杆减速器（如圆弧圆柱蜗杆传动）、摆线针轮减速器等。

3) 确定传动比和齿型。在选定减速器结构型式后，可根据总传动比确定传动级数和各级的传动比。然后根据减速器的载荷、速度以及制造条件，合理选择直齿、斜齿或人字齿。采用斜齿轮时，在轮齿旋向安排上，应使轴向力尽可能相互抵消。

4) 首先按简化的强度计算，初步确定各级中心距和模数，根据已知条件、载荷情况、传动比等数值，并针对这类齿轮失效形式和制造条件，合理地选择齿轮材料和热处理方法、齿面硬度、齿轮心部硬度及齿宽系数等进行强度计算。应根据齿面接触强度来确定各级传动的中心距，按齿根弯曲强度确定各级传动的齿轮模数，并将中心距和模数圆整到标准系列参数。

5) 几何计算。按减速器的工作特点、传动比的大小和最可能发生的破坏形式（为防止根切，提高接触强度、弯曲强度、抗胶合能力、耐磨损性能以及凑中心距等），合理地选择变位系数、齿数和螺旋角。然后进行齿轮的几何计算，求得减速器齿轮的各部几何尺寸。并根据载荷性质、传动要求、齿轮圆周线速度等因素来合理选取齿轮的精度等级。必要时还应核算齿轮的其他啮合参数，如重合度、滑动比、压强比等参数。

6) 齿轮强度的校核。按 GB 3480—80《渐开线圆柱齿轮承载能力计算方法》进行齿面接触强度和齿根弯曲强度的校核计算。必要时还应按《渐开线圆柱齿轮胶合承载能力计算方法》进行抗胶合能力校核计算。

7) 结构设计。确定齿轮的结构型式，大齿轮选用何种毛坯，如锻造齿坯、铸造齿坯、锻造齿圈、热装式或焊接齿坯。确定轴、轴承和箱体的结构型式以及轴上零件的固定方式。校核轴

的强度及刚度,轴承的使用寿命。对蜗轮减速器还必须进行效率、发热及散热的计算。对淬硬齿面的齿轮减速器有时也需要作散热功率的计算,并根据散热及润滑油的温升情况和减速器的工作要求,选用合适的冷却方式、润滑方式、润滑油牌号和粘度以及密封方式等。

8) 确定减速器的附件,如油标(或油标尺)、透气塞或通风罩、排油孔的螺塞和视孔盖等。

9) 绘制设计图纸。

10) 设计中必须贯彻标准化。对模数、齿形角、齿高系数、中心距、齿宽系数、传动比、中心高等,一般均应选用标准系列数据。在系列减速器的设计中,还应该考虑通用化的原则,减少零件品种,便于生产管理。同时在设计过程中还要考虑到优化设计的原则,以使减速器各级传动之间等强度或使减速器的中心距和重量为最小,提高减速器的技术经济指标。

在设计中还应该充分考虑到制造厂的制造能力,铸、锻及机械加工的工艺水平,材料来源,以使设计切实可行,先进可靠。

(3) 通用标准减速器的选用要点

根据设计需要及结构布置要求,选定减速器的类别和型号。通常,标准减速器的承载能力表中的许用功率或许用扭矩,是在某一特定工作条件下计算出来的。当工作条件(如原动机类型、工作机械载荷性质、工作运转持续率、环境温度、冷却方式及尖峰载荷等)发生变化时,就须根据所选用的标准减速器的使用说明书选用合适的修正系数,然后算出计算功率。

1) 选用功率的计算

$$P_{c1} = K P_1 \text{ 或 } P_{c2} = K_i P_2 \text{ 或 } T_{c2} = K_i T_2$$

式中  $P_{c1}$ ——计算输入功率, kW;

$P_{c2}$ ——计算输出功率, kW;

$P_1$ ——实际输入功率, kW;

$P_2$ ——实际输出功率, kW;

$T_{c2}$ ——计算输出扭矩, N·m;

$T_2$ ——实际输出扭矩, N·m;

$K_i$ ——综合修正系数(应根据不同减速器要求进行计算,一般包括工作使用系数,有的还应考虑润滑条件、冷却条件、使用时间等因素加以修正)。

根据计算出的  $P_{c1}$ 、 $P_{c2}$  或  $T_{c2}$  数值,在减速器承载能力表中选取与其接近且稍偏大的减速器型号规格。有的减速器还需根据使用说明书校核其尖峰载荷的数值。

2) 淬硬齿轮减速器还需要根据工作环境温度,工作运转持续率来计算其散热功率

$$P_{kc} = K_2 K_3 P_2$$

式中  $P_{kc}$ ——计算的散热功率, kW;

$K_2$ ——环境温度系数,根据环境温度和有无冷却措施等因素来选择;

$K_3$ ——工作运转持续率系数,根据每小时载荷运转时间的百分比及有无冷却措施等因素来选择。

然后根据说明书规定的减速器散热功率校核,使  $P_{kc}$  小于或等于说明书规定的散热功率,以便进一步确定该减速器是否需要采用冷却装置。如果设计结构上不能采用冷却装置时,必须根据散热功率重新选择较大规格的减速器。

3) 蜗杆减速器一般均需要核算其散热功率,核算其散热面积是否能满足需要。

在选用标准减速器时，必须根据标准减速器的使用说明书进行计算，合理选择。

#### (4) 通用标准减速器的发展趋势

1) 通用标准圆柱齿轮减速器正由调质齿轮向淬硬齿轮方向发展（如 ZD、ZL、ZS、ZDH、ZLH、ZSH 等系列减速器）。这类新型淬硬齿轮减速器具有承载能力大、结构紧凑的优点，因而相同功率的新型减速器的重量和体积大大减小。但箱体的散热面积也相应地减少，一般在选用时应进行散热功率的计算，以便确定该减速器是否需要采用冷却措施。

桥式起重机用标准减速器也正由调质-正火齿轮向高硬度调质齿轮（HB350 左右，即中硬齿面）方向发展（如 ZQ、ZQH 等系列减速器），以提高其承载能力，延长使用寿命。

除了传统的展开式圆柱齿轮减速器以外，还发展了通用标准同轴线式圆柱齿轮减速器。这种减速器结构紧凑，布置方便。而且有的减速器还可以将法兰式电动机装在减速器箱体上，直接与减速器联接，省去了联轴器等元件，使用更为方便。

2) 增添了标准圆锥-圆柱齿轮减速器新品种。这类减速器也采用淬硬齿轮，体积小，重量轻，其输入轴和输出轴呈垂直位置，可满足皮带运输机等行业需要。

3) 蜗杆减速器除了传统的阿基米德蜗杆减速器（如 WS、WD 等系列减速器）外，还增加了直廓环面蜗杆减速器、平面二次包络环面蜗杆减速器和圆弧圆柱蜗杆减速器等新品种。这些新型蜗杆减速器的特点为承载能力大，传动效率高，重量和体积也相应减小。

4) 行星齿轮减速器正在改进均载机构，提高制造工艺，设计新型行星齿轮减速器。

5) 齿轮减速电动机是将电动机和减速器合为一体的结构。它具有结构紧凑、使用方便的优点。目前也向淬硬齿轮方向发展。结构上也改为同轴线式，由二级传动改为三级传动，扩大了传动比范围，输出轴转速范围也相应扩大。

此外，电动机-制动器-减速器三者合为一体的齿轮减速电动机，电磁调速电动机与减速器组合，机械无级变速器与减速器组合等也正在发展，以满足多方面的需要。

6) 通用标准减速器也正在摆脱过去单一的底座安装式的结构型式，向多工位方向发展。即减速器不仅可做成底座安装式，也可做成天花板底座安装式，在侧面墙壁上底座安装式。输出轴可以在水平位置，也可以在垂直位置，甚至倾斜位置。也可以采用法兰联接式，将减速器直接固定在工作机械上。另外，还有悬挂式减速器，将减速器的输出轴（空心轴）直接安装在工作机械的输入轴上。这样就使减速器安装简便，适用于各种不同的场合。

## 8.2 圆柱齿轮减速器

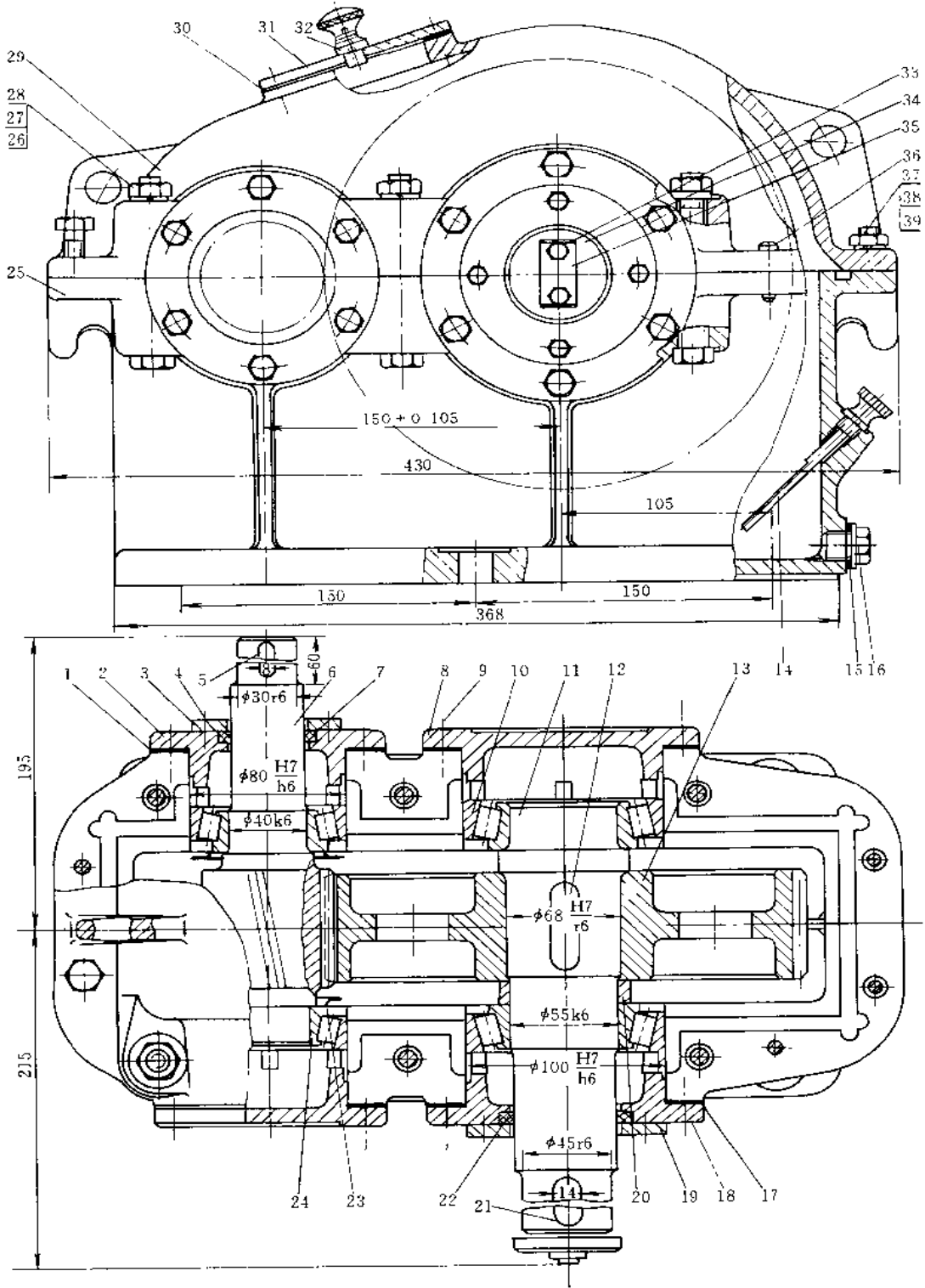
图 1-6-43 所示减速器中，机壳水平剖分。剖分面允许涂以密封油漆或水玻璃，不允许使用任何填料或垫片。为了提高轴承孔的刚度，在机壳（座）的轴承孔下部加有筋板。在机壳（盖）上有窥视孔，用钢板盖住，盖板上焊有通气器。

传动型式为斜齿轮传动，所以采用单列圆锥滚子轴承。为了防止因轴热胀而卡紧轴承及轴承磨损后出现间隙，采用调整垫片 1、17 调整轴承间隙。

轴承和齿轮均用 N-68 机械油润滑。机壳剖分面上的油沟和轴承端盖上的沟槽可将油引入轴承。用密封盖 3、19 压紧毡圈可提高密封效果，并可定期更换而不需卸下端盖，但在长期工作时并不可靠。挡油环可防止润滑油过多地轴向流动冲向轴承（直齿啮合或齿轮直径比轴承孔大时可不用挡油环）。

传递功率为 5kW；低速轴转速为 367r/min；传动比为 3.95。

齿轮轴齿数为 20，端面模数 3，材料为 45 钢；齿轮齿数为 79，材料为 40 钢。



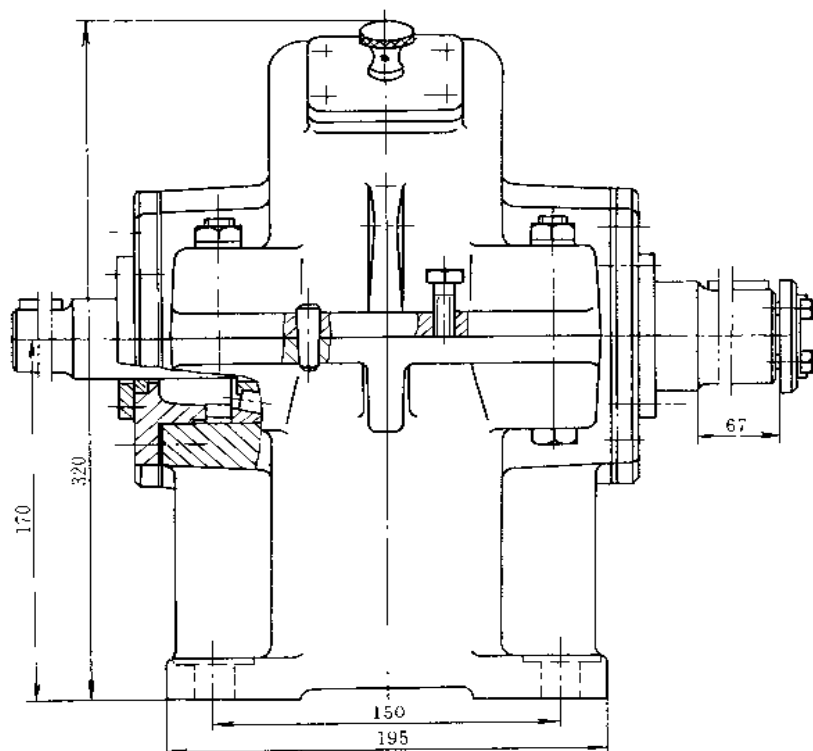


图 1-6-43 单级圆柱齿轮减速器

1—调整垫片；2—端盖；3—密封盖；4—螺栓；5—键；6—齿轮轴；7—毡封油圈；8—端盖；9—螺栓；10—轴承；11—轴；12—键；13—大齿轮；14—油标尺；15—垫片；16—螺塞；17—调整垫片；18—端盖；19—密封盖；20—定距环；21—键；22—毡封油圈；23—挡油环；24—轴承；25—机座；26—螺栓；27—螺母；28—垫圈；29—机盖；30—垫片；31—视孔盖；32—通气器；33—螺栓；34—轴端挡圈；35—防松垫片；36—销；37—螺栓；38—螺母；39—垫片

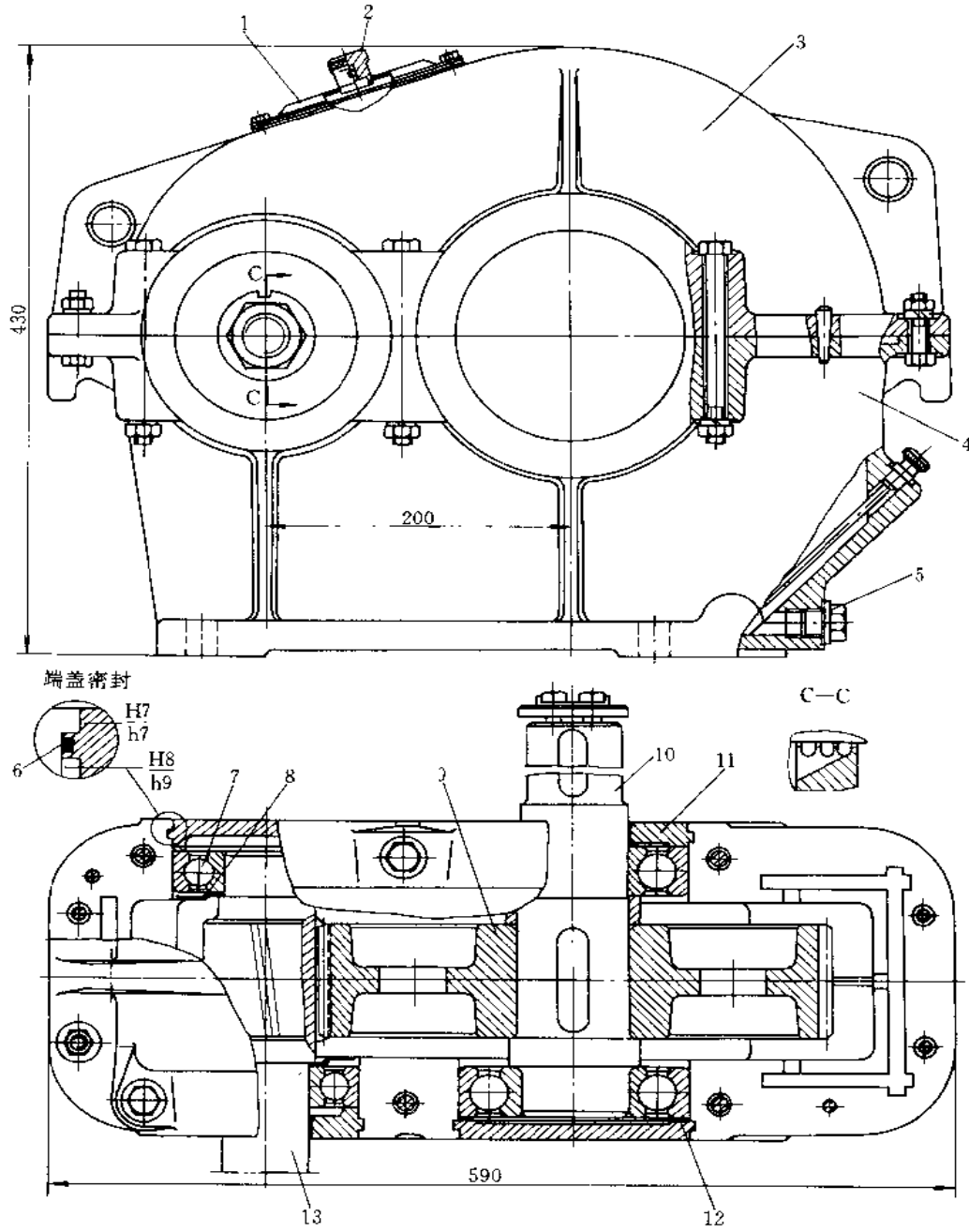
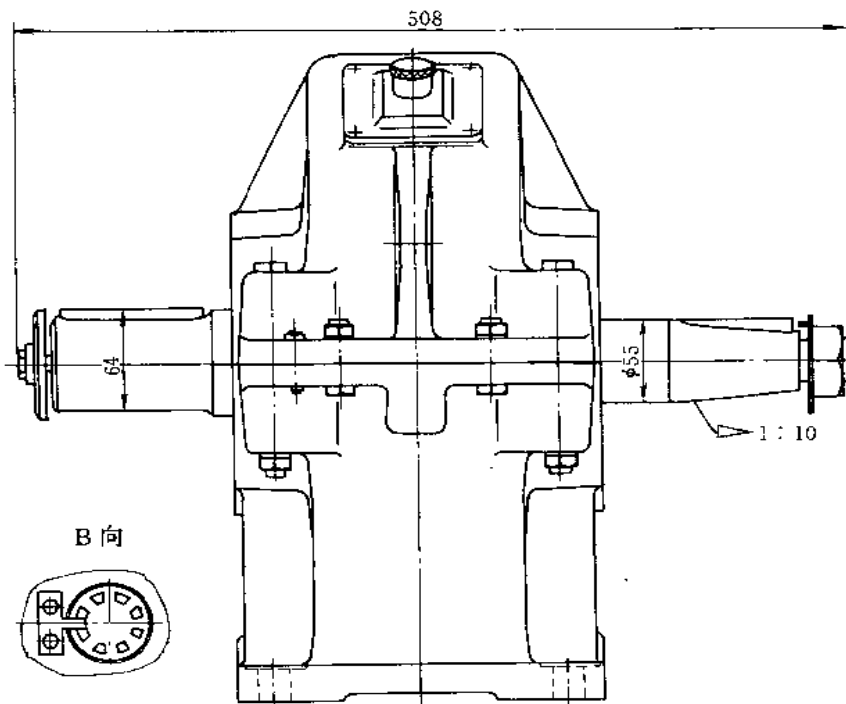
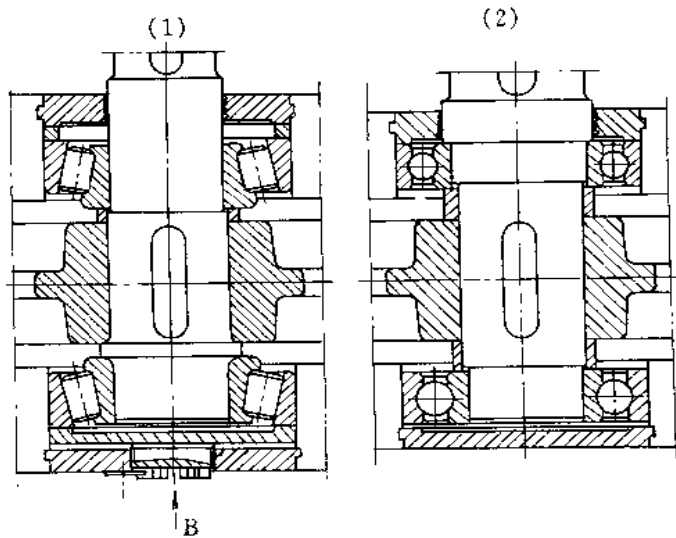


图 1-6-44 单级圆柱  
1—窥视孔盖；2—通气器；3—机盖；4—机座；5—螺塞；6—O形环；





轴承部件结构方案



## 齿轮减速器

7—轴承；8—挡油环；9—齿轮；10—轴；11—端盖；12—垫片；13—齿轮轴

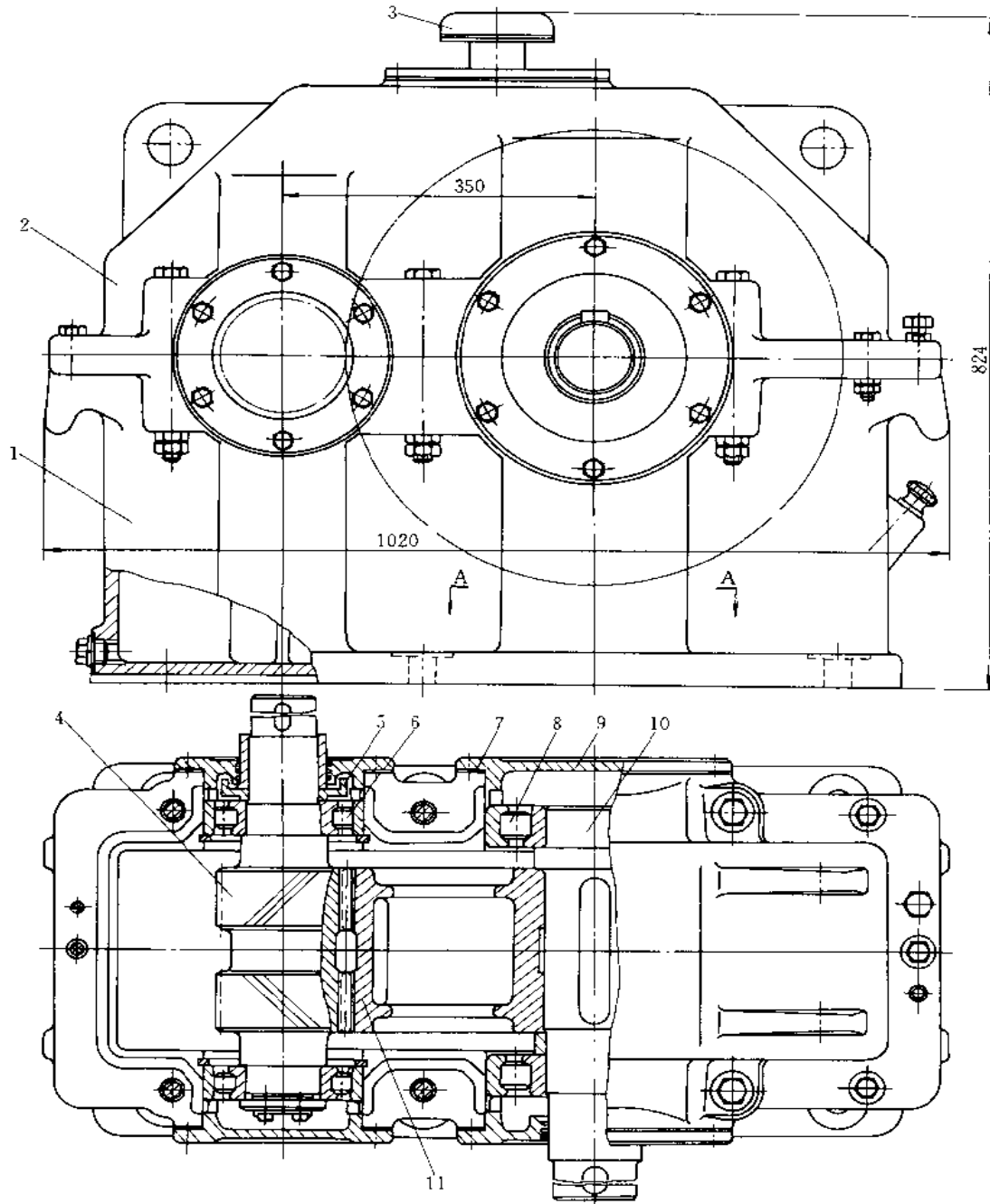
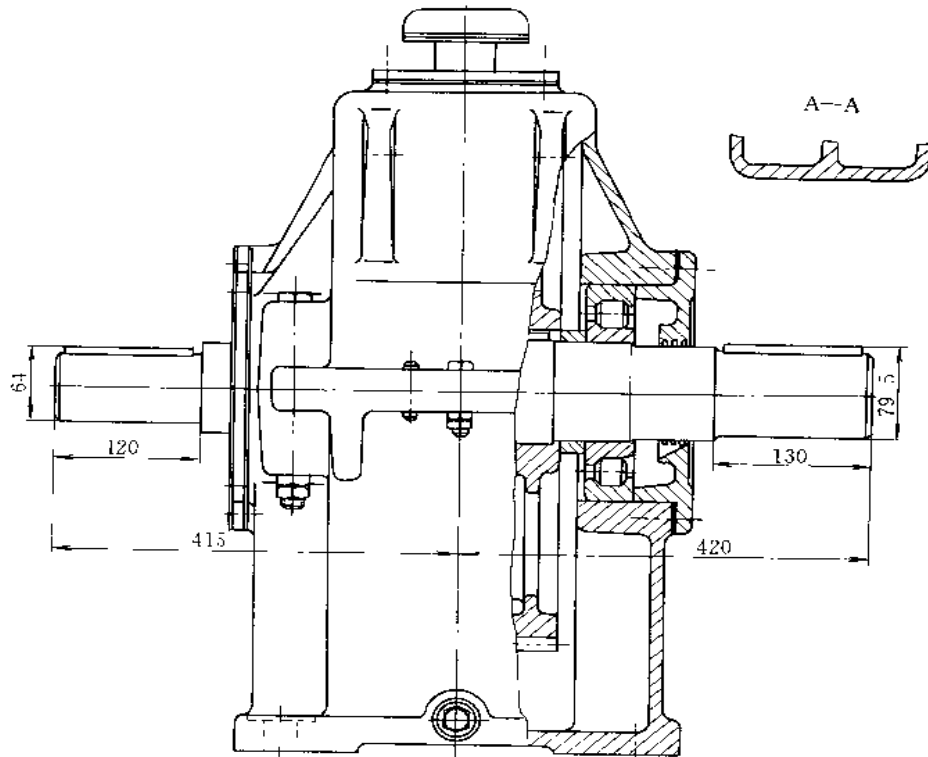
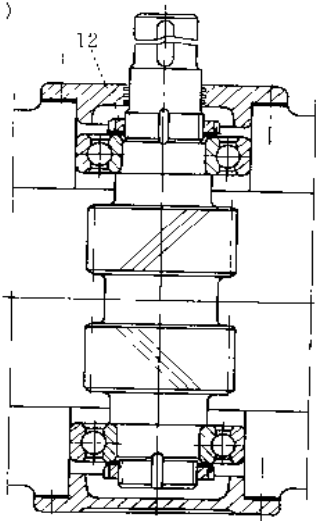


图 1-6-45 单级圆柱  
1—机座；2—机盖；3—通气器；4—内轮轴；5—挡油环；6、8—轴承；

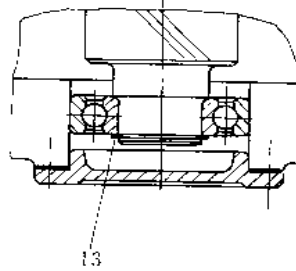


(1)



高速轴轴承部件结构方案

(2)



### 齿轮减速器

7—调节垫片；9—端盖；10—轴；11—齿轮；12—圆螺母；13—挡圈

图 1-6-44 所示减速器中，机壳为剖分式，剖分面上允许涂密封胶。为了减轻重量及底部尺寸，机座 4 侧壁带有斜度。在机座剖分面上有用圆盘铣刀铣出的沟槽，通入机壳内，防止润滑油从剖分面漏出。机座下部备有三个放油位置（螺塞 5），视工作的方便确定放油孔位置。窥视孔盖 1 是由薄钢板冲制而成，通气器 2 铆接在盖上。机盖 3 上有铸成的耳孔，较使用吊环螺钉的结构简单，当孔太小时，孔由钻头钻出。

传动型式为斜齿轮传动，轮齿倾斜角为  $8^{\circ}6'34''$ 。由于轴向力不大，所以采用单列球轴承 7。轴承端盖 11 为嵌入式，结构简单，不用螺钉而减轻重量，缩短轴向尺寸。为了防止漏油，在端盖凸缘处加 O 形环 6。采用这种端盖时，轴承的调整是由一端轴承与端盖之间的薄垫片 12 来实现的。由于调整时必须拆除机盖，很不方便，所以这种结构只宜用于不可调轴承。当用可调轴承（如单列圆锥滚子轴承）而采用这种端盖时，则必须附加调整结构，详见图中轴承部件结构方案（1）中的 B 向视图。当轴上零件必须由轴的一端进行装配时，可采用轴承部件结构方案（2）的结构，这时轴 10 与齿轮 9 必须采用较紧的配合。轴伸与端盖之间为迷宫密封，装配时在油沟内填满油脂。为了提高密封效果，在端盖上制有回油槽，详见 C-C 剖视图。

齿轮采用浸油润滑，轴承依靠齿轮搅动油池中的油来润滑（装配时轴承内也充有油脂，在起动或溅油不能顺利流入轴承时起润滑作用）。这种润滑方式只有在速度高时才能实现。当速度不高时，宜在结构上引导润滑油进入轴承。

图 1-6-45 所示减速器中，机壳为剖分式结构。机座 1 和机盖 2 在轴承孔处都采用了机壁凸出的筋（见 A-A 剖视），从而提高了轴承处的机体刚度。在机盖上方安装有较大的通气器 3，以便平衡机内外的气压，防止漏油。

传动型式为人字齿轮传动，适合于传递功率较大的场合。人字齿轮在安装时必须保证轮齿啮合的正确位置，以避免两个方向不同的斜齿产生偏载现象。因此在人字齿轮传动中，只能将一根轴的轴承做轴向固定，其他轴的轴承做成游动支点，便于装配时保证轮齿的正确位置。一般都是将低速轴 10 的轴承 8 轴向固定，高速轴 4 的轴承 6 做成游动的。图中轴承为圆柱滚子轴承，当它作为游动支点时，轴承内外圈的两端面都必须固定。当采用单列球轴承作为游动支点时，只须将轴承内圈两端面固定，其固定方法可以用圆螺母 12，详见图中高速轴轴承部件结构方案（1）；或用轴用弹簧挡圈 13，详见高速轴轴承部件结构方案（2）。

轴承采用稀油润滑，机壳剖分面上的油沟和轴承端盖 9 上的油槽可将油引入轴承，高速轴的密封装置比较可靠。

图 1-6-46 所示为小型一级圆柱齿轮减速器。机壳地脚螺钉凸缘在机壳中间，可降低机壳高度。机座 1 设有两处放油孔 6，可根据工作方便选用。图中机壳结构方案所示为整体式机壳结构。刚性大，结构简单，工艺性好，但大齿轮 8 与轴 11 配合较松，拆装麻烦，轴承润滑差。

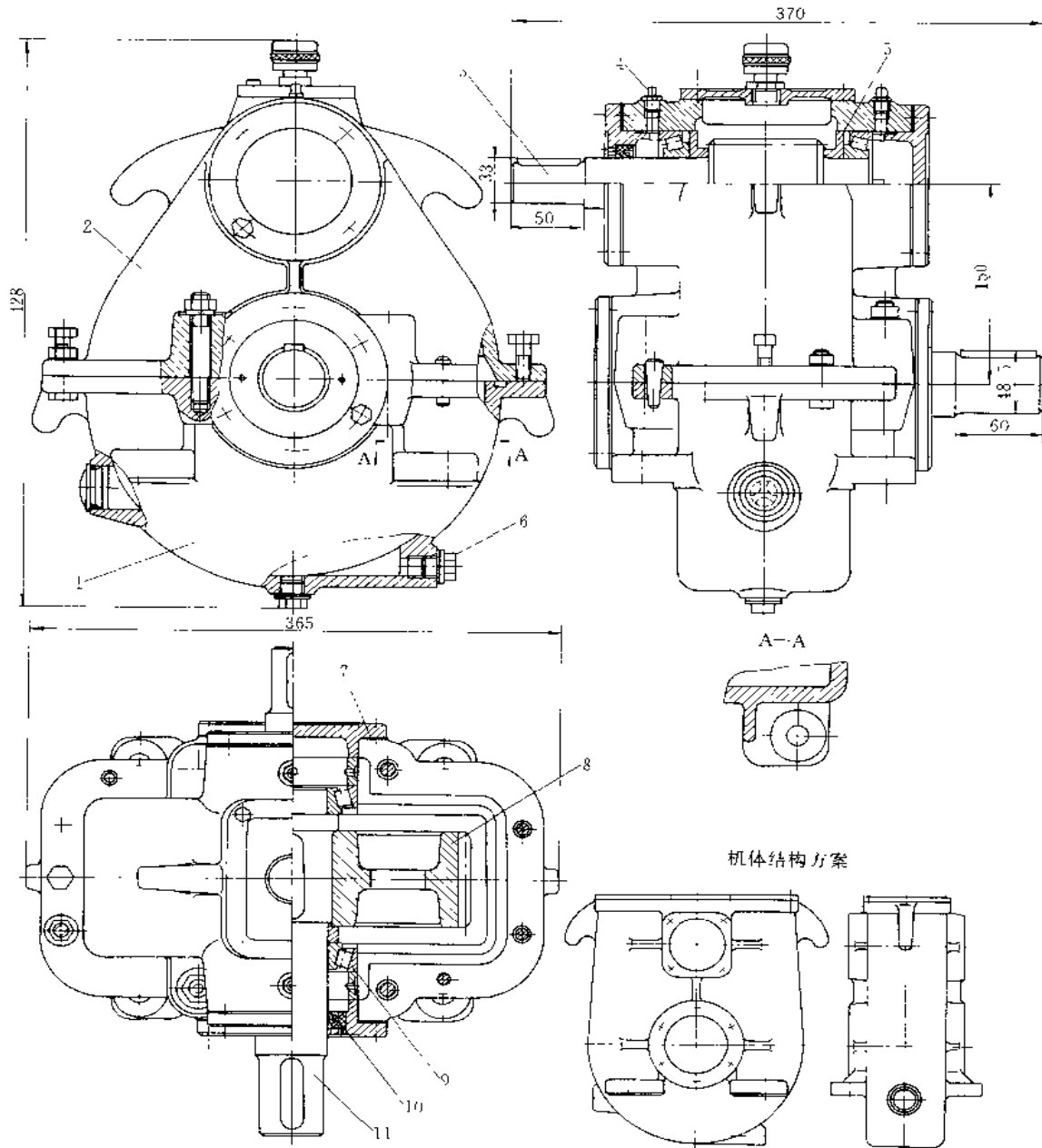


图 1-6-46 单级圆柱齿轮减速器

1—机座；2—机盖；3—齿轮轴；4—油杯；5—挡油环；6—放油螺塞；  
7—垫片；8—齿轮；9—轴承；10—油封；11—轴

传动型式为斜齿轮传动，两根轴上下布置，小齿轮在上。为便于装配，上部小齿轮直径应小于轴承孔直径。主、从动轴均采用圆锥滚子轴承 9。为了调整轴承间隙，在轴承端盖处，装有调整垫片 7。

齿轮采用浸油润滑，上部轴承采用油脂润滑，由油嘴 4 处定期加油。下部轴承采用稀油润滑，利用齿轮飞溅的油通过油沟流入轴承。轴端伸出处采用唇形油封 10，工作可靠。为了防止稀油轴向流入上部轴承，轴上装有挡油环 5，以避免稀油与油脂相混，影响使用寿命。

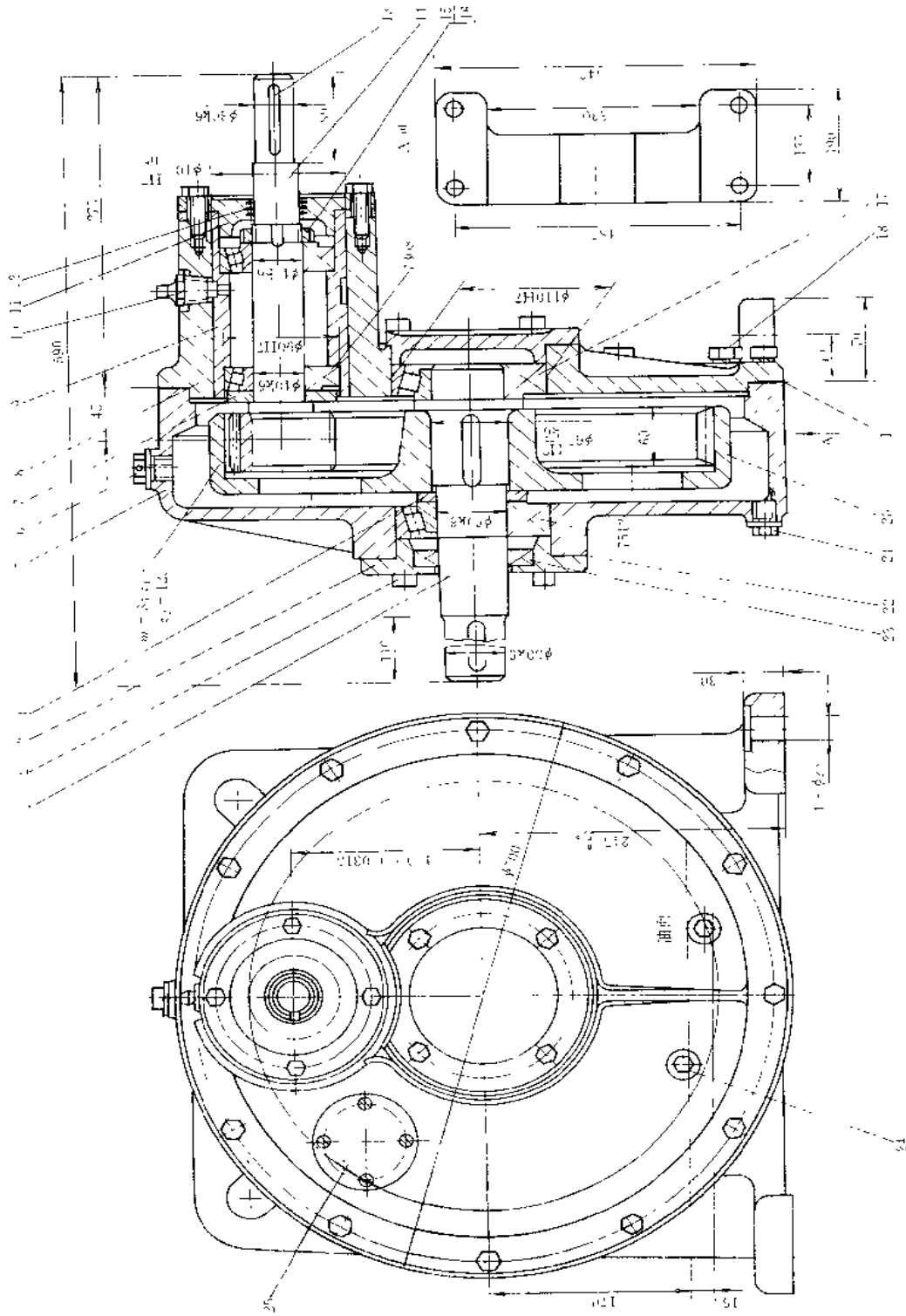


图 1-6-47 单级内啮合圆柱齿轮减速器

- 1—轴；2—螺栓；3—轴承透盖；4—挡圈；5—箱体；6—通气器；7—挡油盘；8—箱盖；9—轴承座；10—轴承座；11—密封盖；12—毡圈；13—毡圈；14—齿轮轴；15—圆螺母；16—止动垫圈；17—轴承；18—左行箱联接螺栓；19—密封垫；20—内齿轮；21—油封；22—油封垫圈；23—油封；24—油杯；25—视孔盖板

图 1-6-47 所示减速器中，箱体左右剖分，两轴上下平行布置，为直齿内啮合传动。结构紧凑，精度容易保证。

齿轮采用浸油润滑，高速轴轴承由润滑脂润滑。两轴支承均采用圆锥滚子轴承。

由于采用内啮合传动，齿轮作用线相对增长，齿面间滑动量相对减少，齿部强度增大，寿命和效率能有所提高。

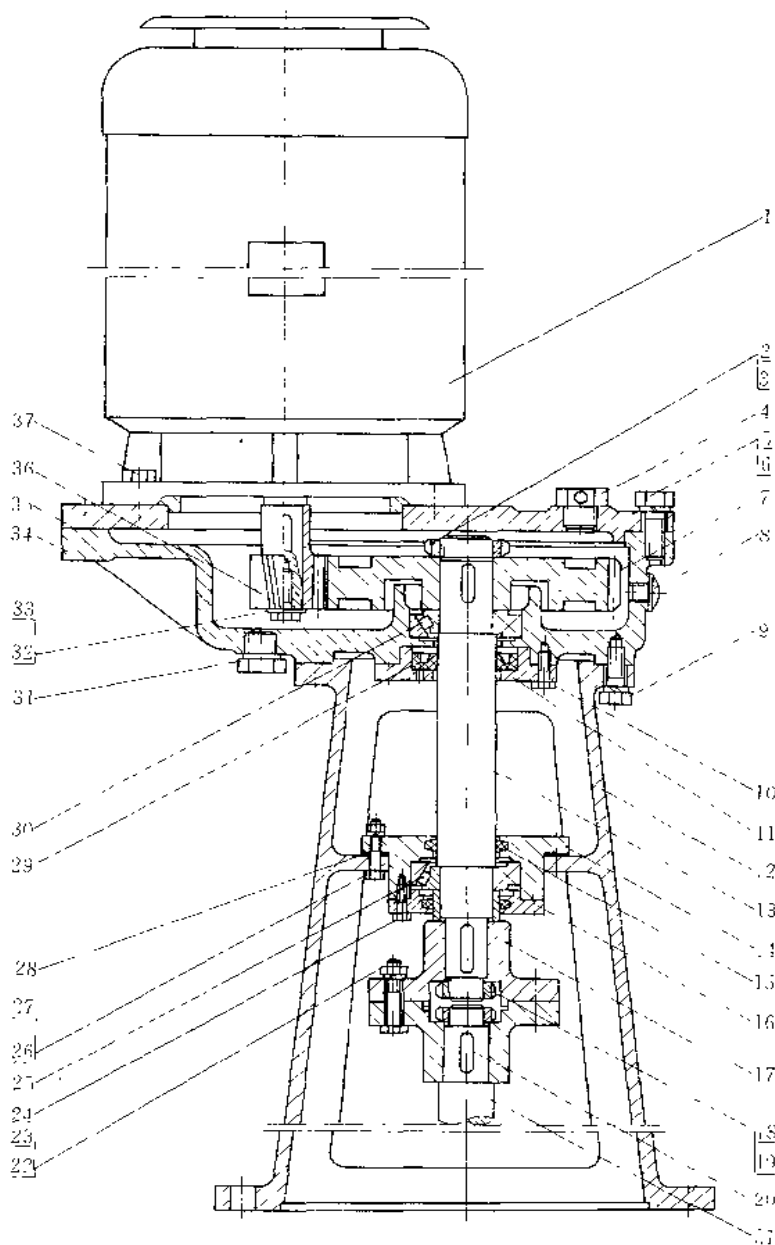


图 1-6-48 DJC 型立式单级圆柱齿轮减速器

(温州市长城减速机有限公司生产)

- 1—电动机；2—圆螺母；3—止动垫圈；4—通气器；5—螺栓；6—弹簧垫圈；7—齿轮；8—油标；9、10—螺栓；11—油封压盖；12—机架；13—输出轴；14—轴承座；15—毡圈；16—透盖；17—刚性联轴器；18—圆螺母；19—止动垫圈；20—平键；21—搅拌轴；22—螺栓；23—螺母；24—螺栓；25—轴承；26—螺栓；27—螺母；28—调整垫片；29—油封；30—轴承；31—放油螺塞；32—轴端挡圈；33—螺栓；34—壳体；35—上盖；36—齿轮；37—螺栓

图 1-6-48 所示减速器为单级斜齿圆柱齿轮传动，电动机 1 与减速器直联并配有机架 12 及凸缘式刚性联轴器 17。其结构简单，安装、维修方便，适用于立式搅拌装置等。

输出轴轴承 25 和 30 选用单列圆锥滚子轴承背靠背安装，轴承的轴向预紧可通过输出轴端轴承座 14 端面的调整垫片 28 实现，故刚度好，不需补偿轴的热伸长。

减速器输出轴 13 的两个轴承中一个位于壳体内，另一个设在机架上，轴承间距较大，可以提高承受搅拌器水平摆动载荷的能力。但因主、从动齿轮 36 和 7 悬臂安装在电机轴上和输出轴 13 的轴端上，承受载荷较小，常用于传递功率不大的场合。

减速器壳体 34 为水平剖分式，机壳与上盖 35 用螺栓 5 联接。立式电动机 1 及通气器 4 固定在上盖上，放油螺塞 31 和油标 8 位于壳体上。机架 12 用螺栓 9 与壳体相联。机架有足够的高度，以便拆装搅拌轴 21 上的密封（图中未表示出）。

减速器内齿轮及轴承采用油池浸油润滑，最高油位通常在齿宽的  $\frac{1}{2}$  左右。减速器内的润滑油与输出端隔离，避免漏油。输出轴下端轴承采用油脂润滑，装配时预先在轴承座 14 内填满油脂或在外部设置油杯，定期加油。

图 1-6-49 所示减速器为单级同轴线式内啮合齿轮传动，并采用了对称分流传动结构，通过几个过桥轮 27 在中心轮（主动齿轮 2）周围共同把载荷传递给内齿轮 6（被动轮），使内齿轮及中心轮上的作用力得到平衡。由于应用了内啮合传动，使空间容积得到了充分利用。因此它具有体积小、重量轻、效率高、工作平稳、结构紧凑、安装方便等特点。

该减速器分有 DC 型（普通立式）、LDC 型（大跨距立式）、DCW 型（卧式）三种。LDC 型输出轴两支点轴承跨距大，为 DC 型的 2.6 倍，所以特别适用于立式搅拌装置的减速传动。输入端（齿轮 2）与电动机 1 直联，输出轴轴承选用单列圆锥滚子轴承 19 和 22 背靠背安装，通过圆螺母 15 实现轴向预紧，故刚度好，不需补偿轴的热伸长。

减速器壳体 11 为整体式，并与输出轴 10 的轴承托架呈一体，整体刚性好。机壳与上盖 4 用螺钉 5 联接，分界面在油位上方，避免漏油。立式电机固定在上盖 4 上，拆装方便。壳体上有放油螺塞 7，可以排净全部润滑油。通气器位于上盖外缘，用于平衡减速器内的压力。

减速器内齿轮及轴承采用油池浸油润滑，最高油位通常在齿宽的  $\frac{1}{2}$  左右。输出轴的下轴承 19 采用油脂润滑，用旋盖式油杯定期加油。



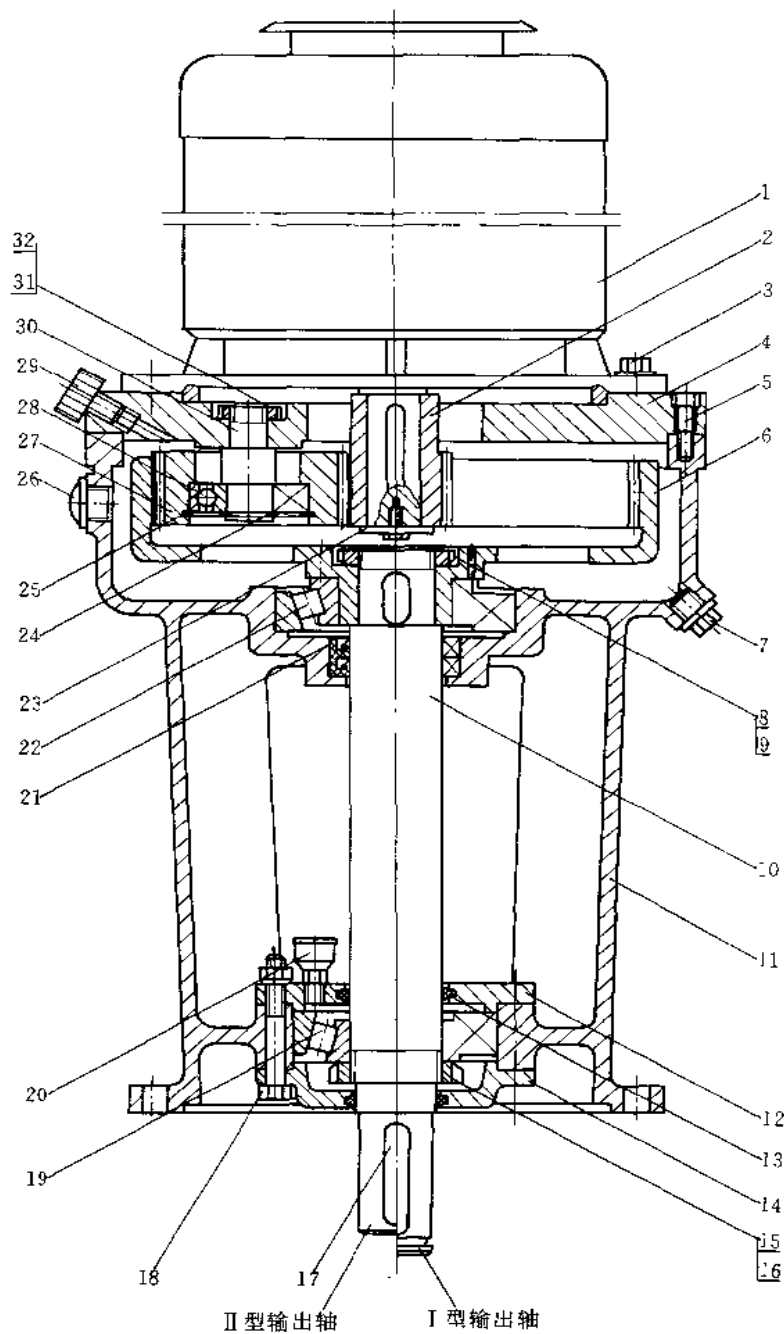


图 1-6-49 LDC 型立式单级圆柱齿轮减速器  
(温州市长城减速机有限公司生产)

1—电动机；2—齿轮；3—螺栓；4—上盖；5—螺钉；6—内齿轮；7—放油螺塞；8—圆螺母；9—止动垫圈；10—输出轴；11—壳体；12—轴承压盖；13—毡圈；14—压盖；15—圆螺母；16—止动垫圈；17—平键；18—螺栓；19—轴承；20—旋盖式油杯；21—油封；22—轴承；23—轴端挡圈；24—弹性挡圈；25—弹性挡圈；26—油标；27—过桥轮；28—轴承；29—通气器；30—小轴；31—圆螺母；32—止动垫圈

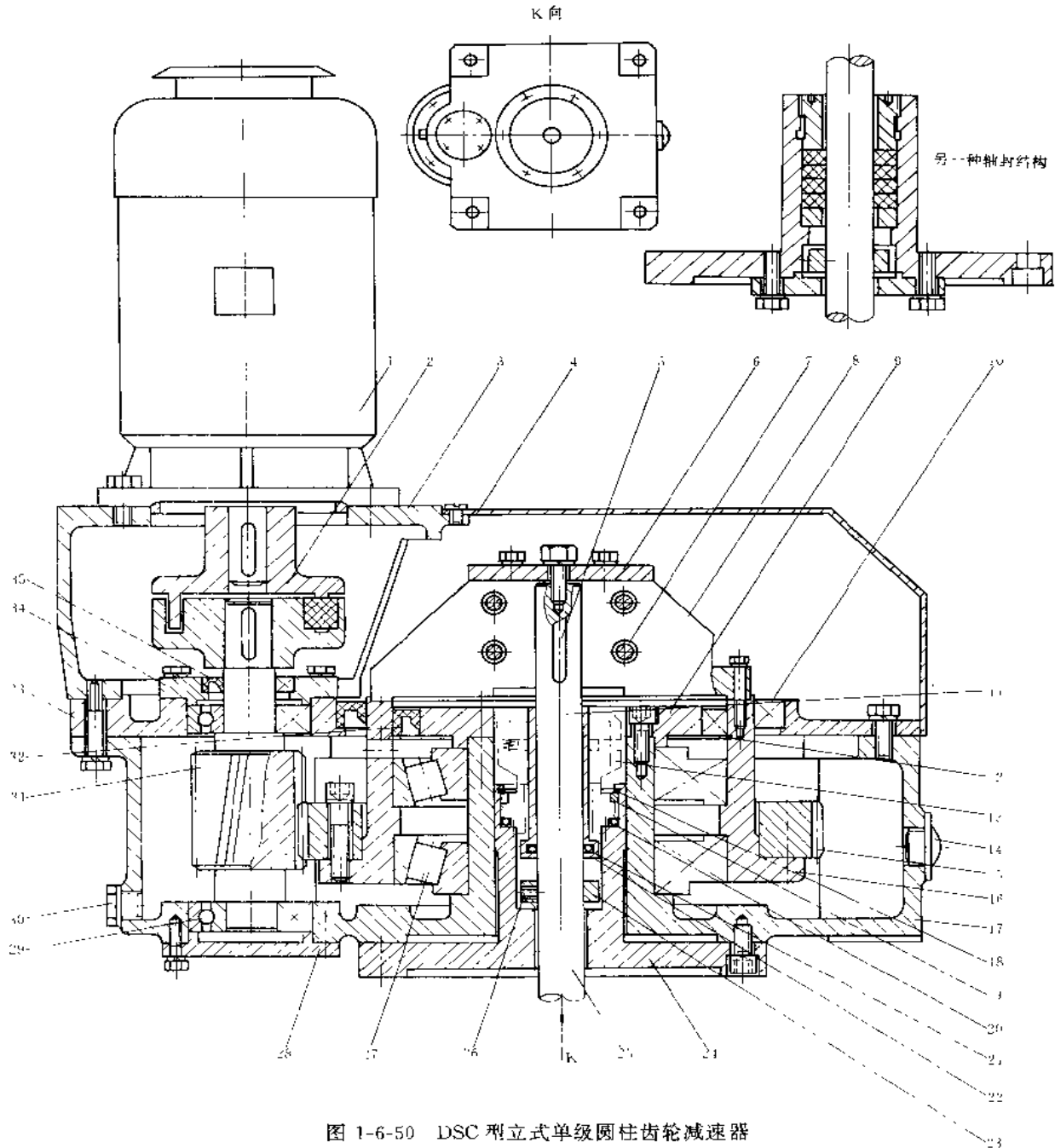


图 1-6-50 DSC 型立式单级圆柱齿轮减速器  
(温州市长城减速机有限公司生产)

1—电动机；2—弹性块联轴器；3—电机座；4—防护罩；5—平键；6—轴端挡圈；7—螺栓；8—联轴器；9—压盖；10—油封；11—紧定螺钉；12—弹性挡圈；13—轴封（机械密封）；14—油标；15—齿轮；16—传动套；17—箱体；18—弹性挡圈；19—压圈；20—O形密封圈；21—O形密封圈；22—套；23—定位环；24—密封座；25—输出轴（搅拌轴）；26—紧定螺钉；27—轴承；28—轴承端盖；29—轴承；30—放油螺塞；31—齿轮轴；32—油封；33—箱盖；34—压盖；35—油封

图 1-6-50 为 DSC 型单级斜齿圆柱齿轮减速器；图 1-6-51 为 DZC 型，为两个单级圆柱齿轮减速器迭加组合的减速器（组合时，用 DSC 型减速器代替下面一台 DSC 型减速器的电动机即可）。该两种机型结构紧凑，传动平稳可靠，组合简单方便，适用于立式搅拌装置。

该机型本身不设输出轴，输出联接端设在箱体 17 的上部，搅拌轴 25 通过密封座 24 的中间空腔在上端直接与输出端特殊结构的联轴器 8（类似夹壳式联轴器）联接，联轴器法兰用螺钉与传动套 16 相联，扭矩通过传动套传递给搅拌轴。输出端轴承 27 选用大规格尺寸，即增强了刚度，又提高了使用寿命，搅拌轴的弯曲挠度也不会影响传动部分。传动套与齿轮 15 用螺钉相联，并随齿轮一起旋转。套的上端用油封 10 和 32 密封，油封 10 固定不动，密封唇口与传动套接触有相对运动；油封 32 与传动套一起转动，密封唇口与固定不转的压盖 9 有相对运动。

减速器箱体根据不同的结构尺寸设置不同数量和直径的螺孔（见 K 向图）。用螺钉在搅拌容器上的特殊结构支座从下部向上拧入螺孔内。依靠这些螺钉一方面固定减速器，另一方面用于密封座 24 下部的凹面与搅拌容器接口法兰的凸面紧密联接，凹凸面之间有衬垫，以密封容器内的压力。但由于螺钉数量有限，所以这种型式的减速器用于容器内压力不高的场合。

轴封结构有两种，可采用机械密封或填料密封。两种轴封拆卸更换易损件均很方便。检修或更换机械密封（或填料）时，需拆卸螺栓 7 和轴端挡圈 6 上的螺钉，并将联轴器 8 拆除，机械密封或填料便可从输出轴 25 的上端取出。为了防止拆除轴端挡圈 6 后，搅拌轴会掉入搅拌容器内，使得装入密封时发生困难，所以搅拌轴上装有定位环 23。定位环距密封座 24 有一定的距离，当拆除联轴器后，搅拌轴靠自重下落，直至定位环与密封座接触，使搅拌器的重量承受在密封座上。当机械密封重新装入轴上后，再用轴端挡圈 6 上的螺钉拧入搅拌轴的轴端，使轴慢慢升起，当达到机械密封中预定的弹簧变形量时即可。

箱体 17 是整体式，密封面在上部，涂以密封胶密封，再用螺钉与箱盖 33 联接。立式电动机 1 连司机座 3 固定在箱盖上。防护罩 4 主要用于联轴器 8 的安全保护。油标 14 显示出减速器内的油位高低。放油螺塞 30 用于放净减速器内的润滑油。

减速器内各齿轮及轴承采用油池浸油及飞溅润滑。传动套上轴承的润滑是通过传动套径向油孔将飞溅的油吸入轴承内，再经压盖及箱体上的油道（图中未表示）流至机械密封，润滑密封端面。由于搅拌容器内压力不高，这种润滑方式可以满足机械密封端面上的润滑要求。减速器内的润滑油与输出端隔离，所以杜绝了漏油。

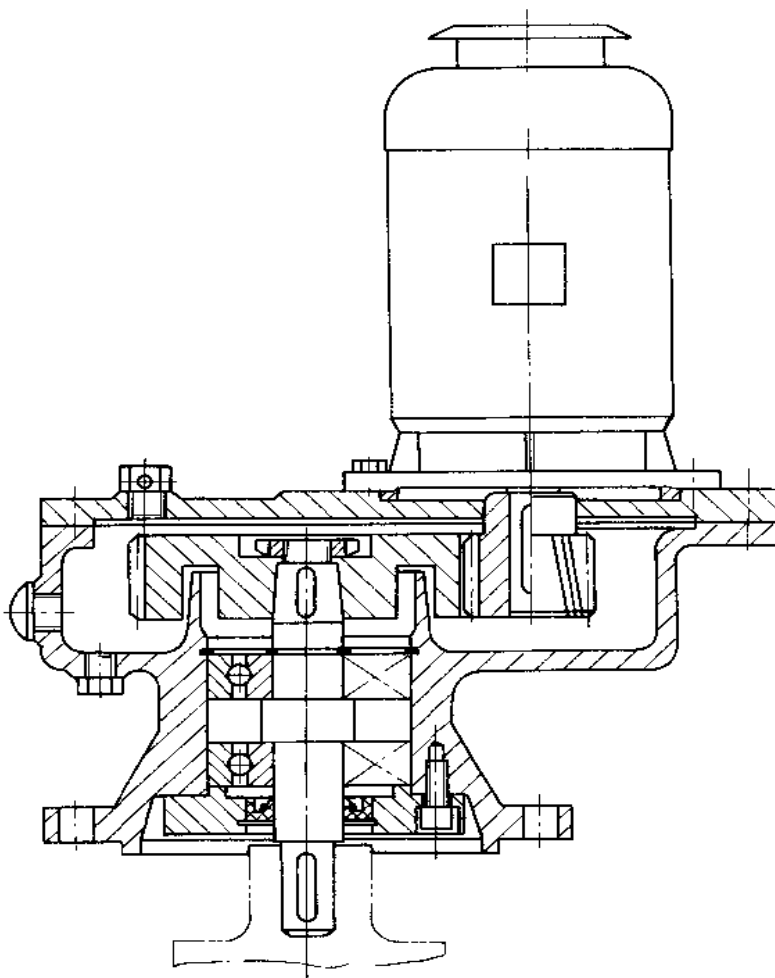
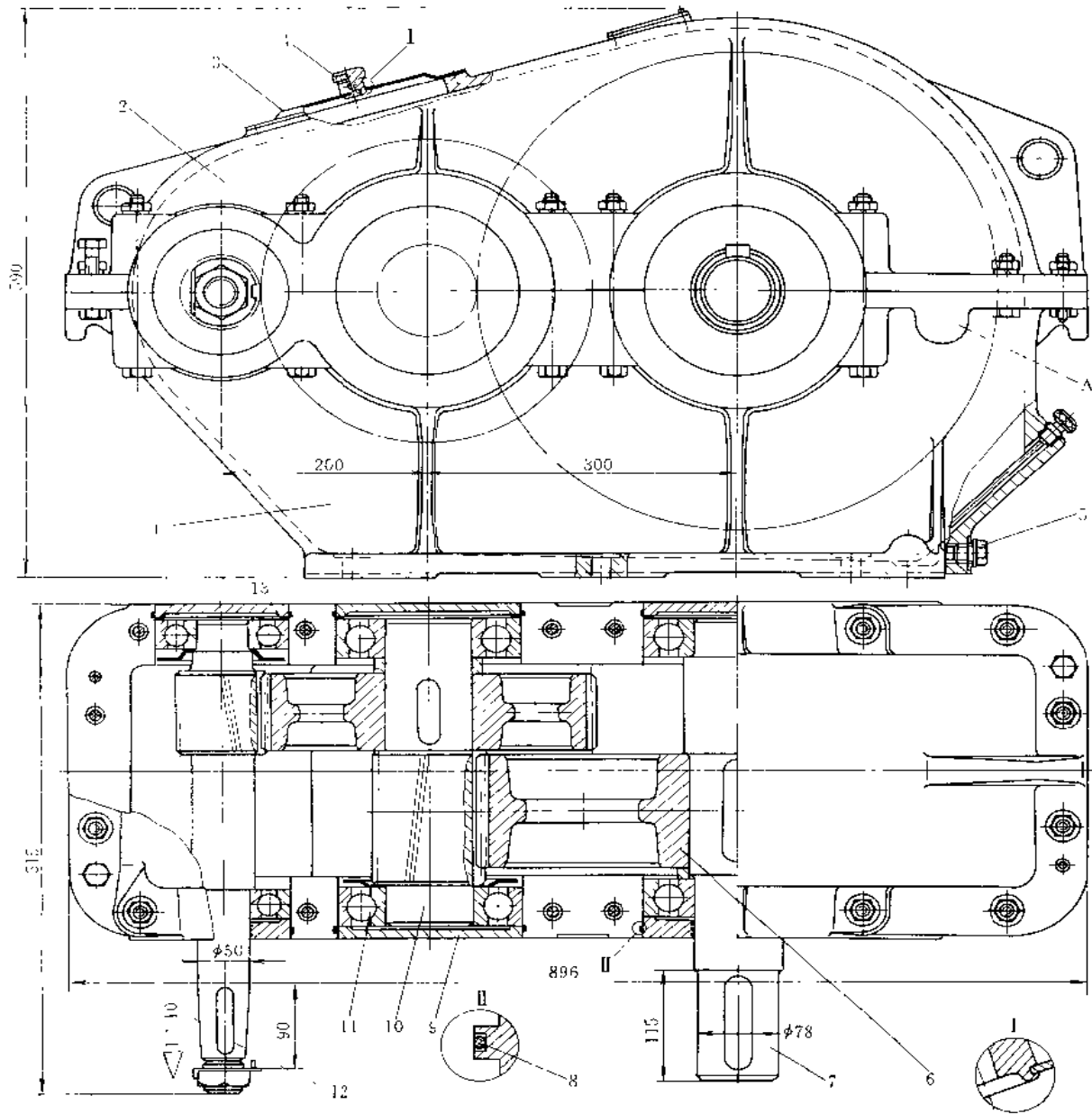


图 1-6-51 DZC 型（双单级）的一级齿轮



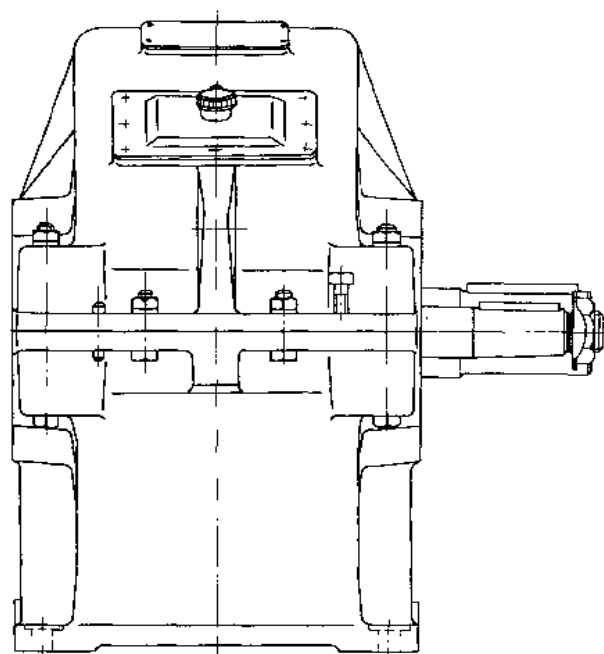


图 1-6-52 两级圆柱齿轮减速器

1—机座；2—机盖；3—窥视孔；4—通气器；5—放油螺塞；6—齿轮；7—轴；8—O形环；9—端盖；10—中间轴；11—轴承；12—输入轴；13—垫片

图 1-6-52 所示为桥式起重机上用的减速器。要求重量轻，尺寸小，所以机壳结构比较紧凑，机座 1 侧壁带有斜度，以减小底座尺寸。机座下部备有三个放油位置 5，视工作方便来确定放油位置。在机座剖分面处有一凸台（图中 A），当需要时可安装一根心轴，在轴上装惰轮以驱动另一转筒。机盖上方有窥视孔 3，用钢板盖住，盖板上通气器 4，与盖板铆接相联。

齿轮传动型式为斜齿轮传动。由于轮齿倾斜角较小，轴向力不大，所以采用球轴承 11。轴承端盖 9 为嵌入式，结构简单，不用螺钉而减轻重量，缩短轴向尺寸。为了防止漏油，在端盖凸缘处加 O 形环 8。轴承的调整是由一端轴承与端盖之间的垫片 13 来完成的。由于调整时必须拆除机盖，很不方便。轴与端盖之间为迷宫密封，装配时在油沟内填满油脂。

齿轮采用浸油润滑，轴承则依靠齿轮搅动油池中的油来润滑。装配时，轴承内充有油脂，在起动或溅油不能顺利流入轴承时起润滑作用。

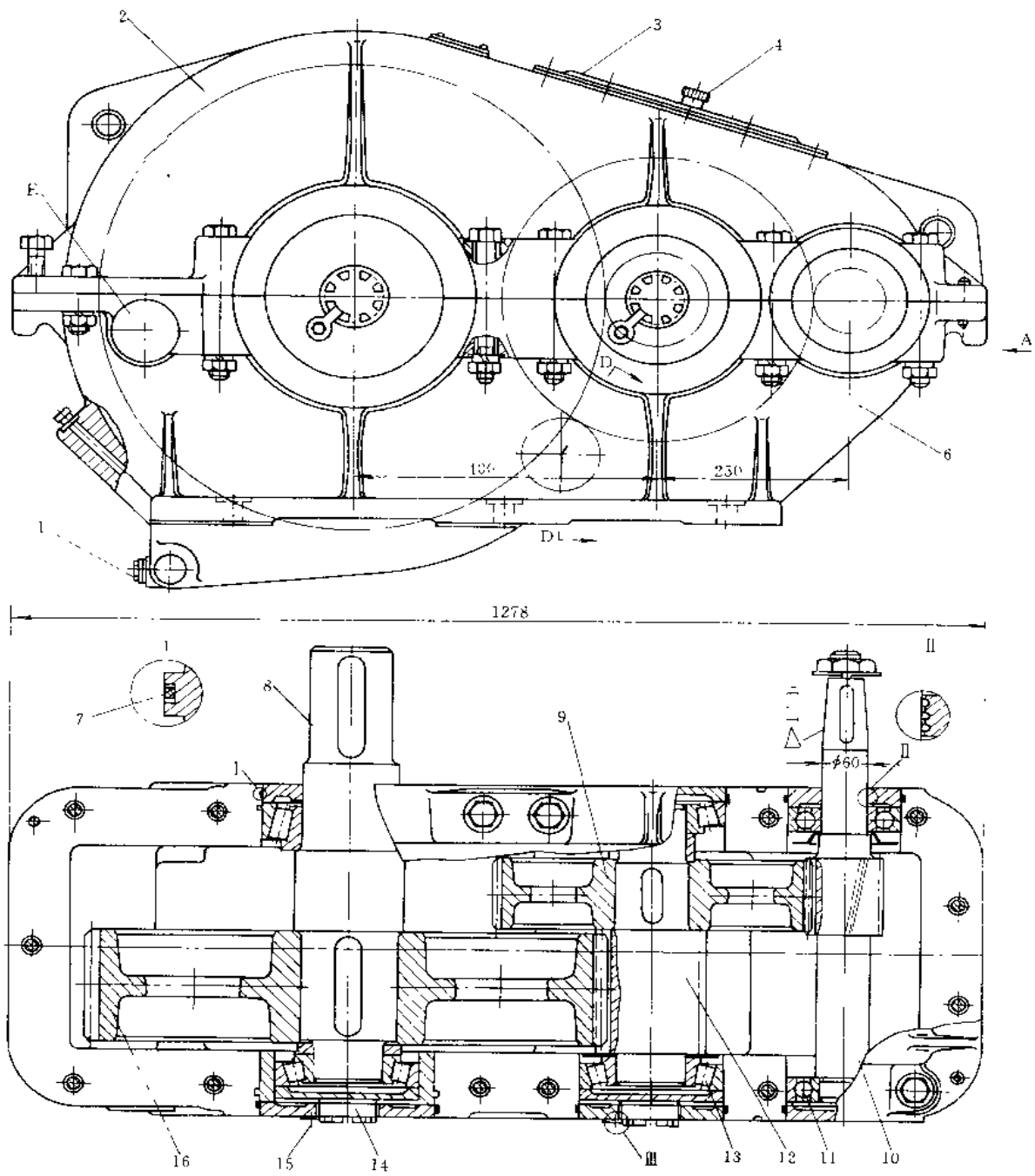
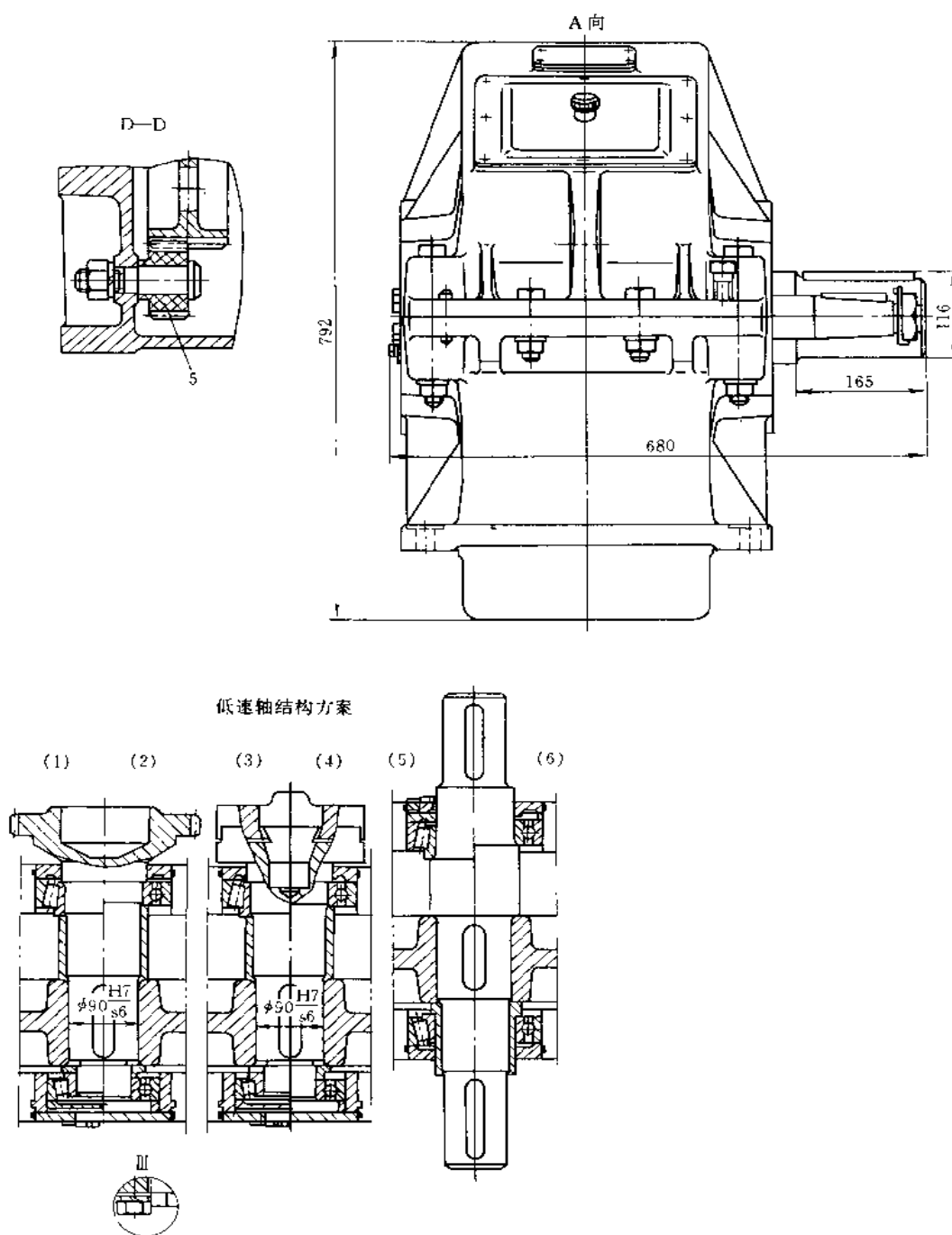


图 1-6-53 两级  
1—放油螺塞；2—机盖；3—窥视孔；4—通气器；5—甩油轮；6—机座；7—O形环；8—轴；



### 圆柱齿轮减速器

9—齿轮；10—高速轴；11—轴承；12—中间轴；13—轴承；14—调整螺钉；15—防松螺钉；16—大齿轮

图 1-6-53 所示为起重机上常用减速器，中心距较大。为使机壳结构紧凑，降低机座 6 高度，油池在机座下凸缘处凸起一块，以安置低速级大齿轮 16，也可减轻机壳重量。机座上有三个放油位置（螺塞 1），以适应不同的需要。E 处是个凸台，当需要时可安装一根心轴，在轴上装一惰轮，以驱动另一转筒。机盖上方有窥视孔 3，用钢板盖住，盖板上通气器 4，与盖板铆接相联。

齿轮传动型式为斜齿轮传动。高速轴 10 的轴承 11 为球轴承，中间轴 12 和低速轴 8 的轴承 13 为圆锥滚子轴承。由于采用可调的圆锥滚子轴承，轴承调节要求较高，所以端盖处装有调整螺钉 14 及防松装置（螺钉 15）。当半联轴器与轴做成整体时，则轴上零件必须由轴的一端装配，可采用图中低速轴结构方案（1）～（4）。这时轴与齿轮要用紧密配合，避免齿轮在轴向窜动。结构方案（1）、（2）采用齿形联轴器，（3）、（4）采用十字滑块联轴器。结构方案（1）、（3）、（5）是圆锥滚子轴承结构，方案（2）、（4）、（6）是球轴承结构。

齿轮采用浸油润滑。由于壳体内油面较低，高速级齿轮没有浸在油池中，所以增加一个甩油轮 5（图中 D-D）润滑高速级齿轮。轴承是靠油的飞溅来润滑的。轴承内充有油脂，在启动或溅油不能顺利流入轴承时起润滑作用。

图 1-6-54 所示为轴装式减速器。该减速器不需要底座，输出轴为空心轴 5，可直接套在被传动的轴上。为防止减速器绕空心轴回转，需用支撑杆 15 固定。支撑杆与减速器壳体 10 相联，安装位置与空心轴旋转方向有关，务必使支撑杆受拉力。当单向旋转时，可用一根支撑杆，如图 a 所示。当双向旋转时，则必须用两根支撑杆，如图 b 所示。支撑杆安装角度  $\alpha=90^\circ\sim 150^\circ$ ，如图 c 所示。安装角度不同，支撑杆所受拉力大小不同，一般  $\alpha=90^\circ$ 。

齿轮传动型式为斜齿轮传动，轴的两端由角接触球轴承 6 支承。轴承调节要求较高，所以用调节螺钉 1 调节，并用螺母 2 锁紧。若空心轴内附加不同直径的衬套，则适用于被传动设备的不同直径。减速器结构紧凑、装配方便。

齿轮采用浸油润滑。轴承的润滑是通过齿轮带到的油流入到轴承内。机壳上部有通气器（图中未表示出），下部有排油螺塞 11。轴伸出处用唇式油封 3 进行密封，以防油的泄漏。

图 1-6-55 所示为带式输送机用带两级圆柱齿轮减速器的电动滚筒。壳体为电动滚筒体 7，电缆通过滚筒轴 17 的中心孔穿入，电动机与减速器装在滚筒内，具有结构紧凑、占地面积小的特点。减速器的一级传动为齿轮 11 和 12，由电动机的转子轴直接驱动。二级传动为齿轮 10 与内齿轮 9，并通过内齿轮将扭矩传给滚筒，使滚筒体转动。电动滚筒两端的轴 1 和 17 与电动机定子外壳相联，轴伸装有键，固定在滚筒外部的支座上，防止轴转动（见电动滚筒安装简图）。支座一侧有接线盒，供电动机接线用。电动机 16 由壳体和两个侧板及轴 17 构成封闭式电机外壳，转子轴的轴承装设在侧板上。电动机外壳有散热片，将电动机散发的热量通过滚筒中的润滑油传至大气。

滚筒中装有润滑油，用于润滑传动齿轮及轴承。电动机为封闭式，轴承采用油脂润滑。

技术特性：传递功率（电机容量）为 3kW，传动比为 12.3（第一级为 2.3，第二级为 5.33）。

图 1-6-56 所示为两级同轴线式减速器，其箱体采用垂直于轴线剖分结构。两轴上下布置，高速级齿轮浸油润滑，低速级齿依靠飞溅润滑。高速级小齿轮装在电机轴上，电机法兰直接与减速器联接。结构紧凑，重量轻，安装方便。



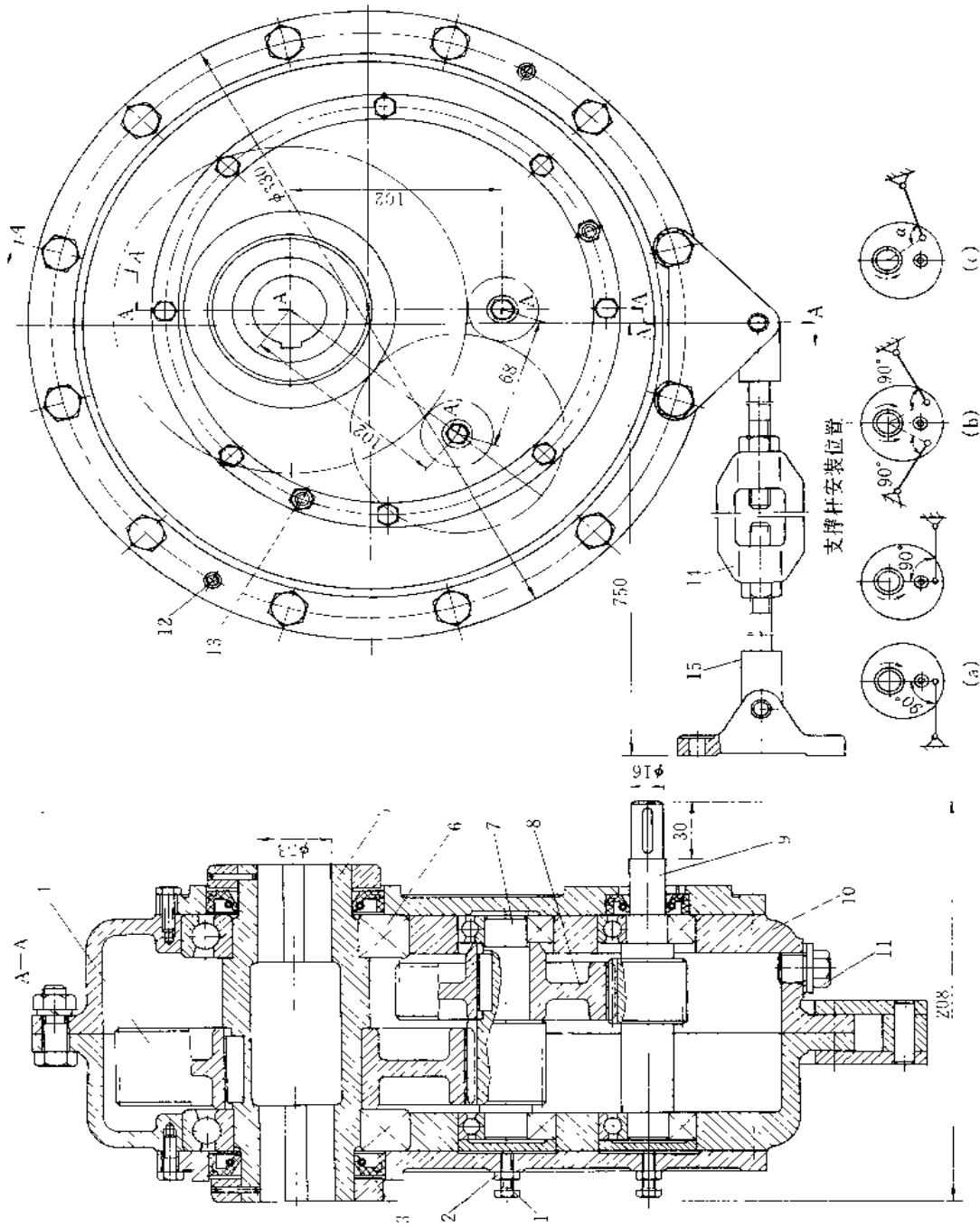


图 1-6-54 两级圆柱齿轮减速器  
 1—调节螺钉;2—螺母;3—密封;4—大齿轮;5—空心轴;6—轴心轴;7—中间轴;8—齿轮;9—齿轮;10—壳体;11—壳体;12,13—定位销;14—松紧器;15—支撑杆

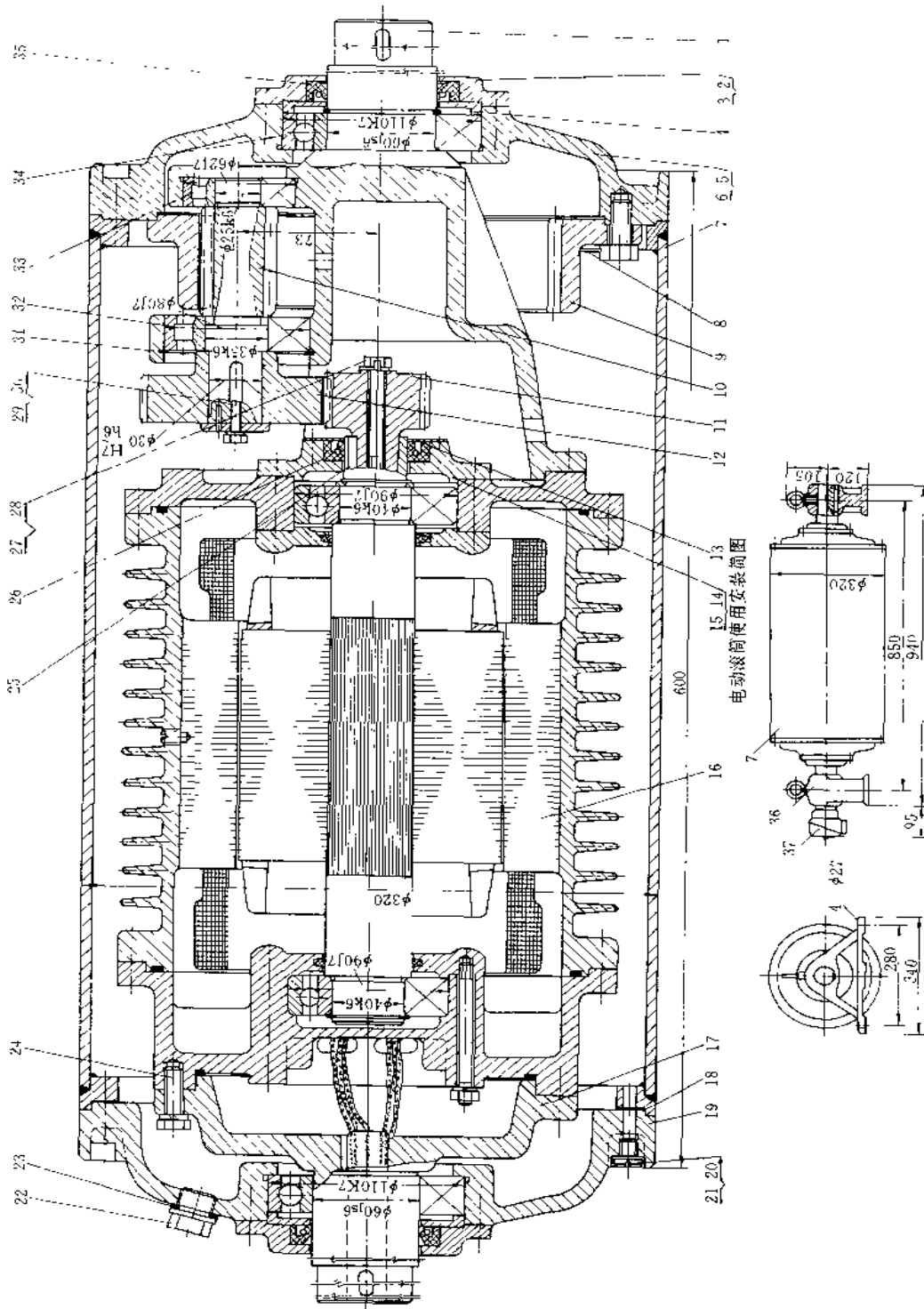


图 1-6-55 带两级圆柱齿轮减速器的电动滚筒

- 1—轴；2—压盖；3—垫片；4—挡圈；5—端盖；6—垫片；7—滚筒体；8—钢丝；9—内齿轮；10—内齿轮；11、12—齿轮；13—盖板；14—垫片；15—压盖；16—电动机；17—轴；18—垫片；19—端盖；20—螺母；21—垫片；22—螺塞；23—垫片；24—螺钉；25—键；26—层式油封；27—螺钉；28—垫片；29—螺打；30—垫片；31—挡圈；32、33、34—轴承；35—层式油封；36—支座；37—接线盒

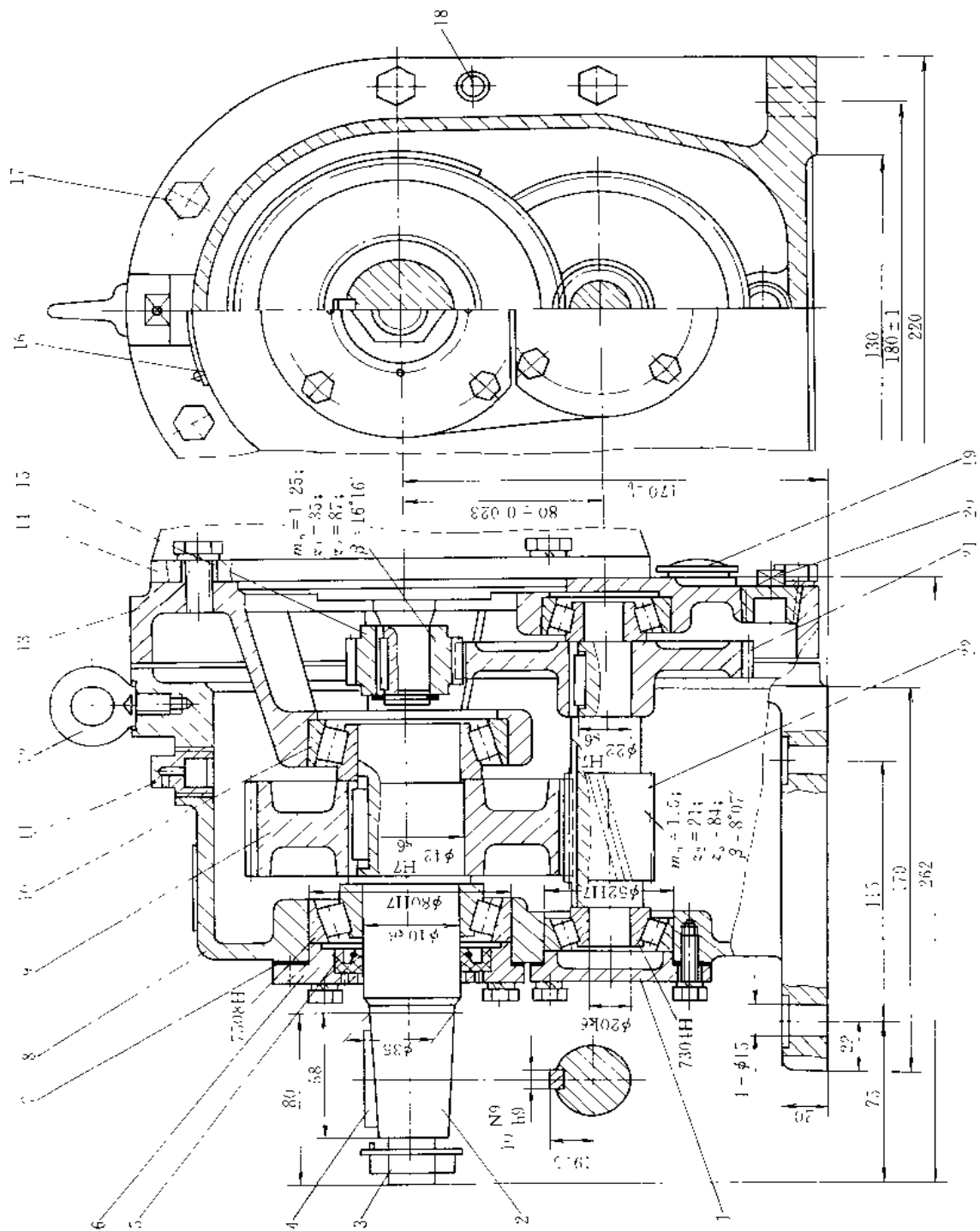


图 1-6-56 两级同轴式电机直联圆柱齿轮减速器

1—轴承端盖；2—轴；3—螺母；4—平键；5—油封；6—轴承盖；7—调整垫片；8—箱体；9—齿轮；10—轴承；11—通气器；12—吊环螺钉；13—箱盖；14—电机；15—齿轮；16—标牌；17—左右箱联接螺栓；18—定位销；19—油标；20—放油螺塞；21—齿轮；22—齿轴轴

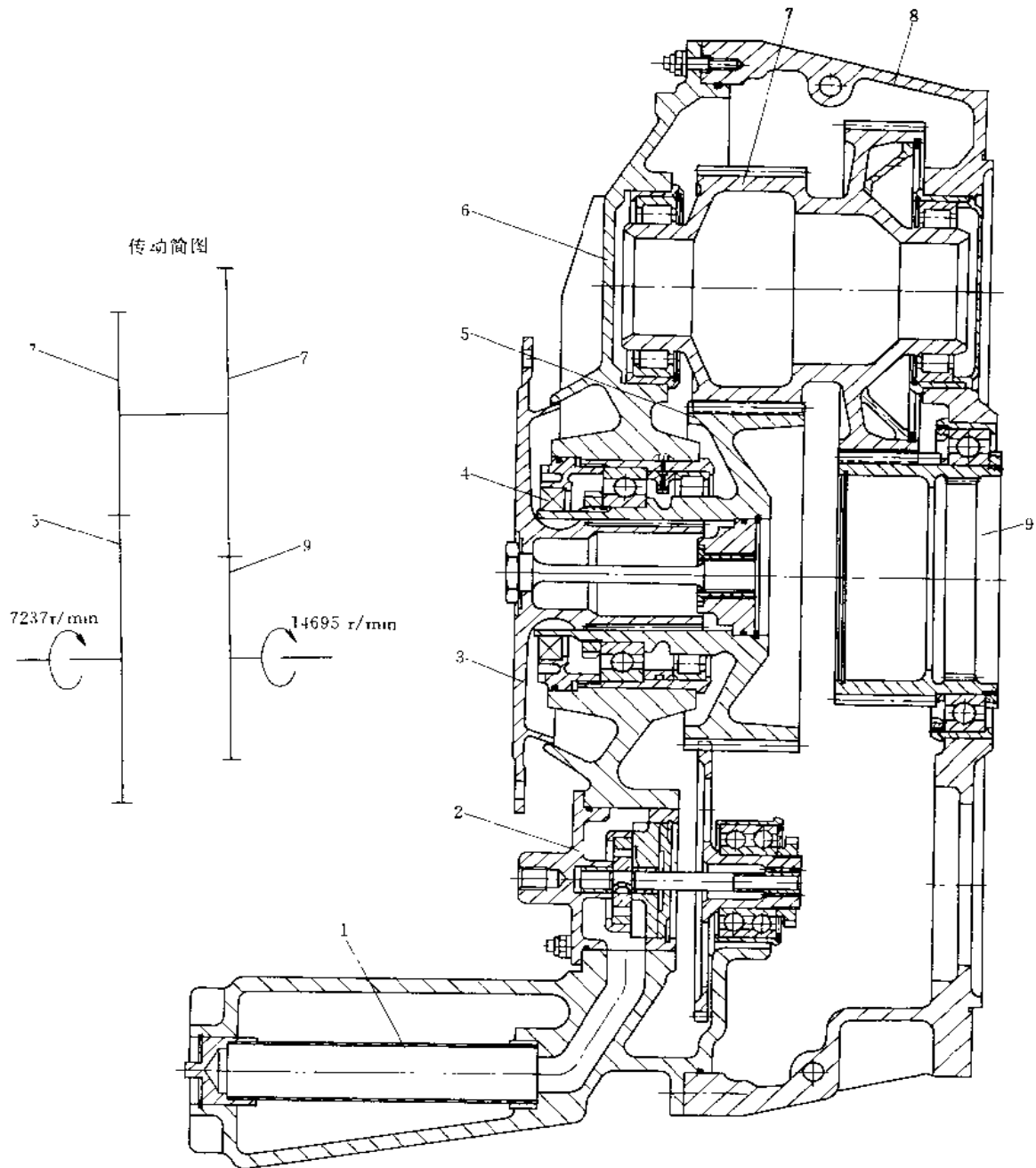


图 1-6-57 两级同轴式圆柱齿轮减速器

1—吸油滤；2—滑油泵；3—输出法兰盘；4—密封；5—从动齿轮；  
6—前盖；7—中间双齿轮（3个）；8—主壳体；9—主动齿轮

图 1-6-57 所示为贝尔 214 直升飞机用头部减速器，用螺栓固定在发动机进气匣的前方。

主动齿轮 9 用一个内径为 90mm 球轴承支承，与发动机弹性轴通过外花键接头相联。中间齿轮 7 是双齿轮，用两个滚子轴承支承。从动齿轮轴由向心球轴承和滚子轴承悬臂支承。减速器壳体由主壳体 8 和前盖 6 两部分组成，系镁合金铸件，前盖上铸有散热片。

技术特性：传递功率  $N=2170\text{kW}$ ，传动比  $i=2.03$ ，输入转速  $n_1=14695\text{r/min}$ ，输出转速  $n_2=7237\text{r/min}$ 。

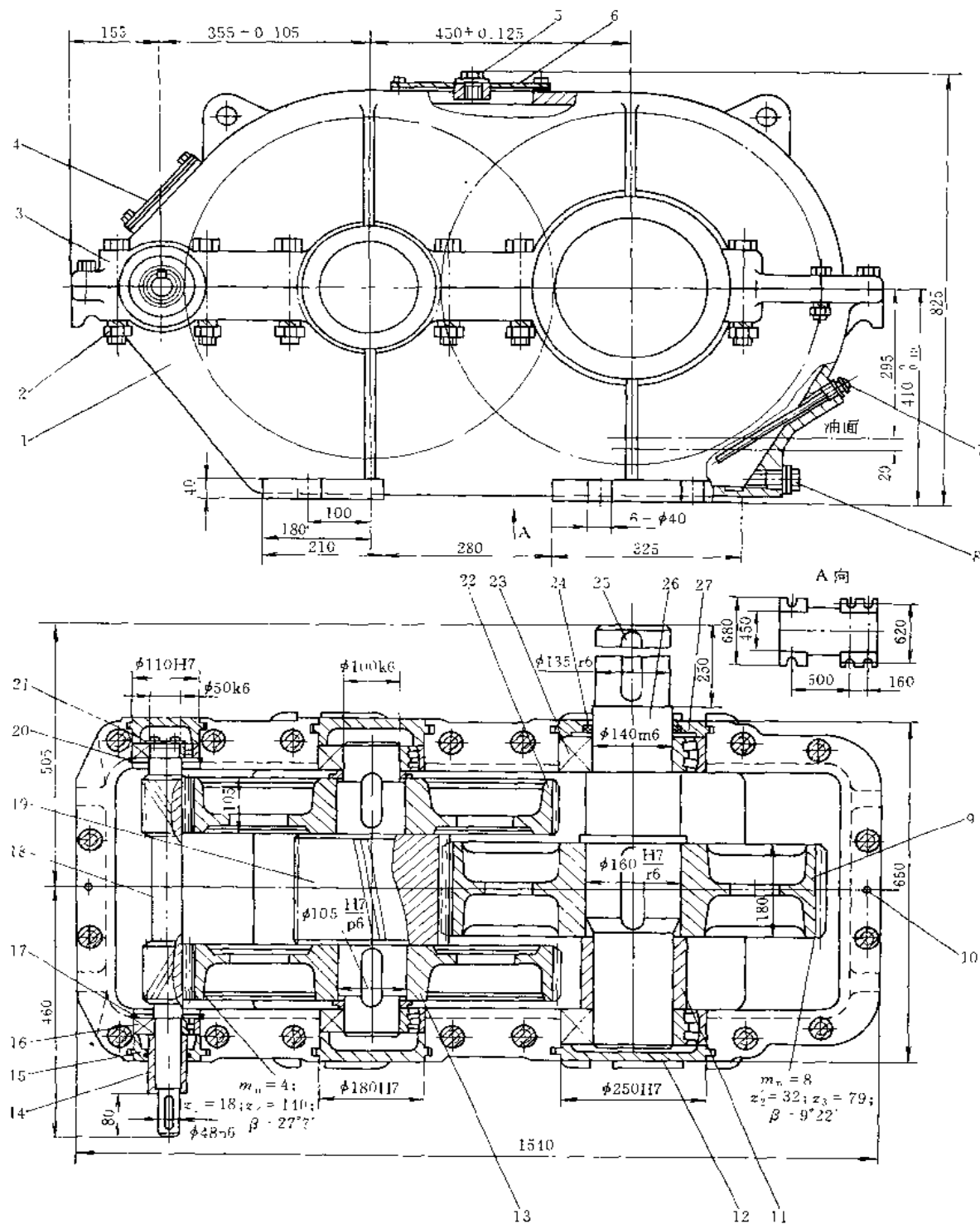


图 1-6-58 两级分流式圆柱齿轮减速器

1—箱座；2—上下箱联接螺栓；3—箱盖；4—视孔盖板；5—通气器；6—视孔盖板；7—油标尺；8—放油螺塞；9—齿轮；10—定位销；11—轴套；12—嵌入式轴承端盖；13—左旋齿轮；14—轴套；15—轴承透盖；16—轴承；17—弹性挡圈；18、19—齿轮轴；20—弹性挡圈；21—轴端挡圈；22—右旋齿轮；23—轴承；24—油封；25—平键；26—轴；27—轴承透盖

图 1-6-58 所示减速器结构较为复杂,但由于齿轮相对于轴承对称布置,与展开式相比载荷沿齿宽分布均匀,轴承受载平均。中间轴危险截面上的扭矩只相当于轴所传递的扭矩之半。适用于变载荷的场合。高速级为对称左右旋斜齿轮组成,低速级采用较小角度的斜齿轮。由于高速级相当于人字齿轮传动,为保持齿面载荷的均匀性,故高速轴两端支承选用外圈无挡边圆柱滚子轴承,并对轴承内外圈轴向予以固定,使高速轴在载荷传动中能得轴向游动,以调节齿面载荷的均匀性。

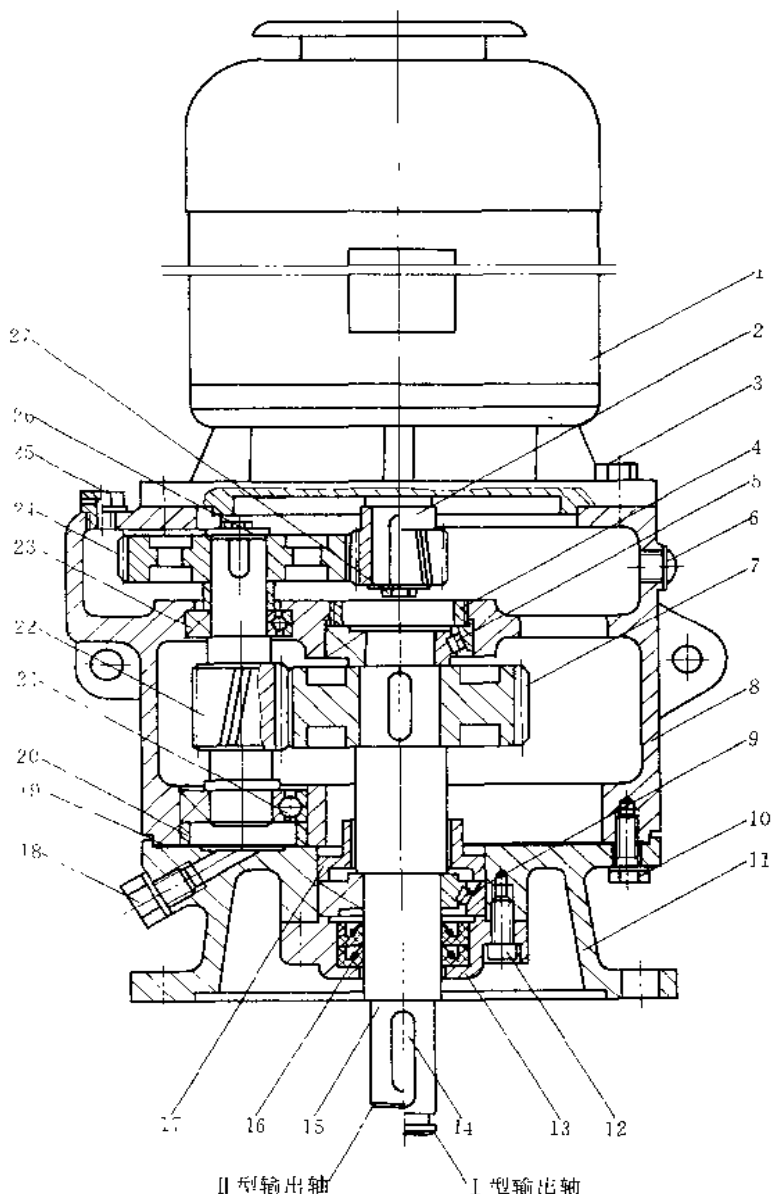


图 1-6-59 LC 型立式两级圆柱齿轮减速器  
(温州市长城减速机有限公司生产)

1—电动机; 2—齿轮; 3—螺栓; 4—调节螺母; 5—轴承; 6—油标; 7—齿轮;  
8—机壳; 9—轴承; 10—螺栓; 11—机座; 12—螺栓; 13—轴承压盖; 14—  
平键; 15—输出轴; 16—油封; 17—挡油环; 18—放油螺塞; 19—密封垫片;  
20—挡圈; 21—轴承; 22—齿轮轴; 23—轴承; 24—齿轮; 25—通气器;  
26、27—轴端挡圈

低速级轴的支承采用调心滚子轴承,以利于齿宽上的载荷均匀分布。

图 1-6-59 所示为 LC 型立式两级圆柱齿轮减速器。在结构型式上分为与电动机直联式、非直联式、双轴式三种,图中所示为直联式。传动结构为两级同轴线式斜齿圆柱齿轮传动。具有结构紧凑、重量轻、效率高、承载能力大、传动平稳、安装方便等特点。根据需要在动力上可配普通、调速、制动、防爆等各种电动机以及无级变速器。适用于各行业设备的减速装置,特别是在立式搅拌减速装置中应用最为广泛。

为考虑中间轴 22 的刚度,设计上尽可能缩短轴的长度,同时低速级主动轮布置在两支承点中间以增强轴的强度。轴上的两齿轮均设计成一个螺旋方向使轴向力能得到改善。

输出轴 15 的支承选用能承受较大轴向力的单列圆锥滚子轴承面对面安装,并通过调节螺母 4 控制轴向游隙,以补偿热伸长。

机壳 8 为整体式,立式电机联接法兰为机壳的上盖,机座 11 为机壳的下盖。机壳上有通气器 25,以平衡减速器的压力。机壳上还装有油标 6,显示减速器内油位高低。机座 11 设有排油螺塞 18,供检修时排出润滑油用。

减速器内各齿轮传动及轴承采用油池浸油润滑。因油位高度较高,齿轮搅油较强烈,耗功及发热量大。为了防止输出轴 15 漏油,在轴伸处装设两个唇式油封进行密封。

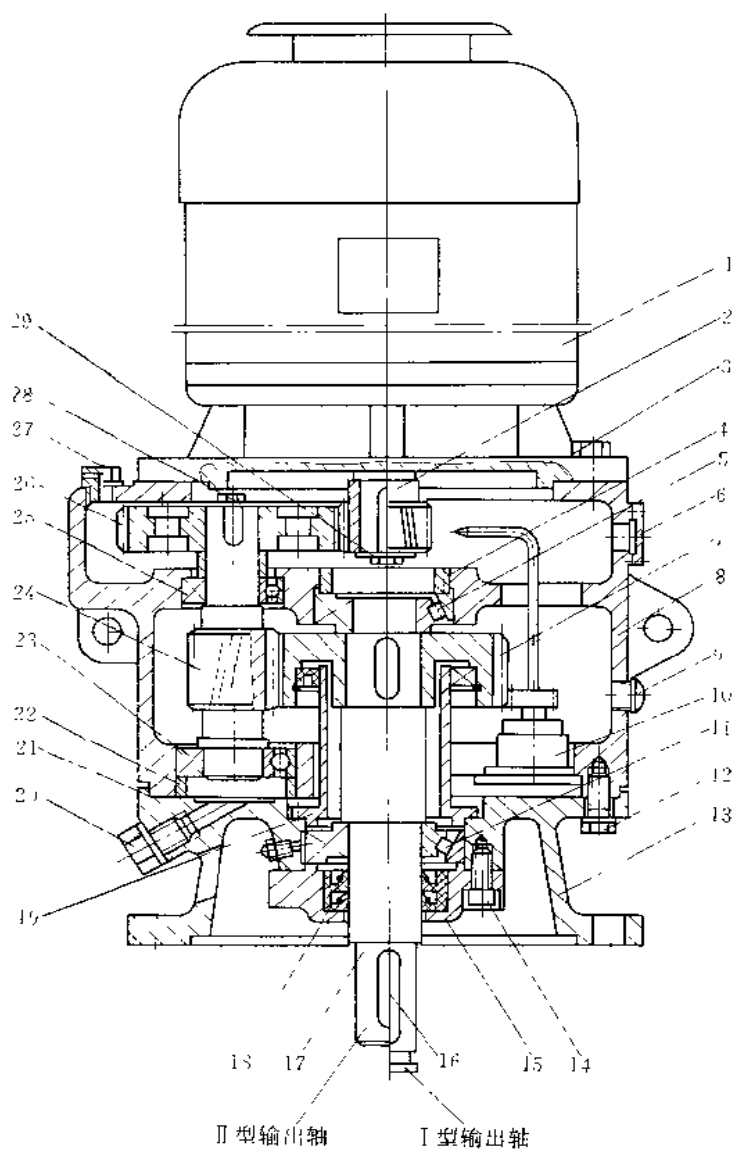


图 1-6-60 立式两级圆柱齿轮减速器

1—电动机；2—齿轮；3—螺栓；4—调节螺母；5—轴承；6—视镜；7—齿轮；8—箱体；9—油标；10—润滑油泵；11—轴承；12—螺栓；13—机座；14—螺栓；15—轴承压盖；16—平键；17—输出轴；18—油封；19—挡油环；20—放油螺塞；21—密封垫片；22—挡圈；23—轴承；24—齿轮；25—轴承；26—齿轮；27—通气器；28、29—轴端挡圈

图 1-6-60 所示减速器为图 1-6-59 的改进产品。增设了润滑油泵 10，采用循环喷油强制润滑，使传动效率提高；增设挡油环 19，使输出轴 17 的密封效果提高。

润滑油泵通过齿轮 7 驱动，润滑油经过油管喷入齿轮 2 的啮合处，然后向下流动并飞溅到各个齿轮及轴承，最后回到减速器下部油池。油池油位低，通常油位在油标 9 的中心线，齿轮搅油功耗及发热量少。输出轴下轴承 11 采用油脂润滑，由注油杯定期供油。

## 8.3 圆锥齿轮减速器

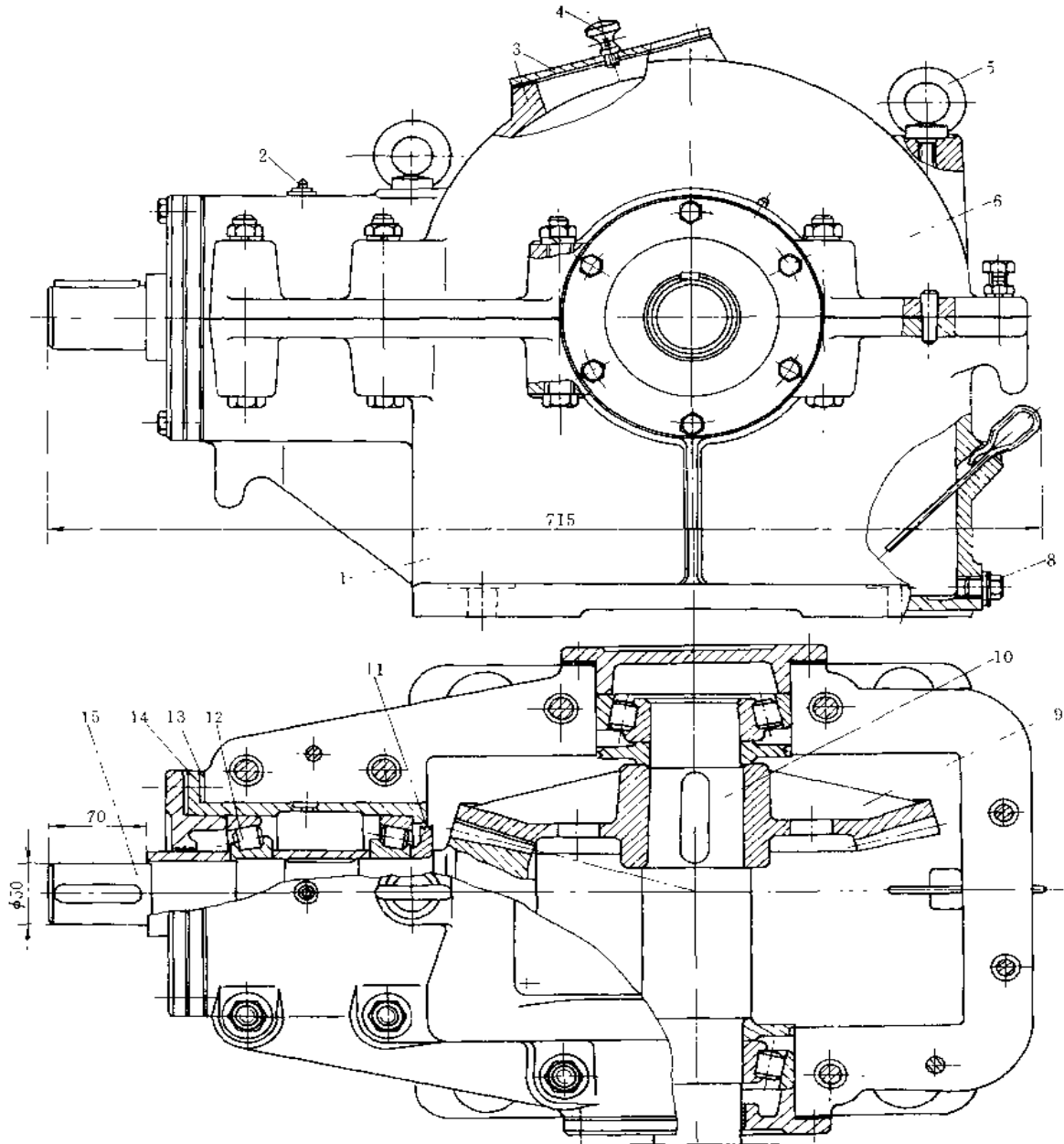


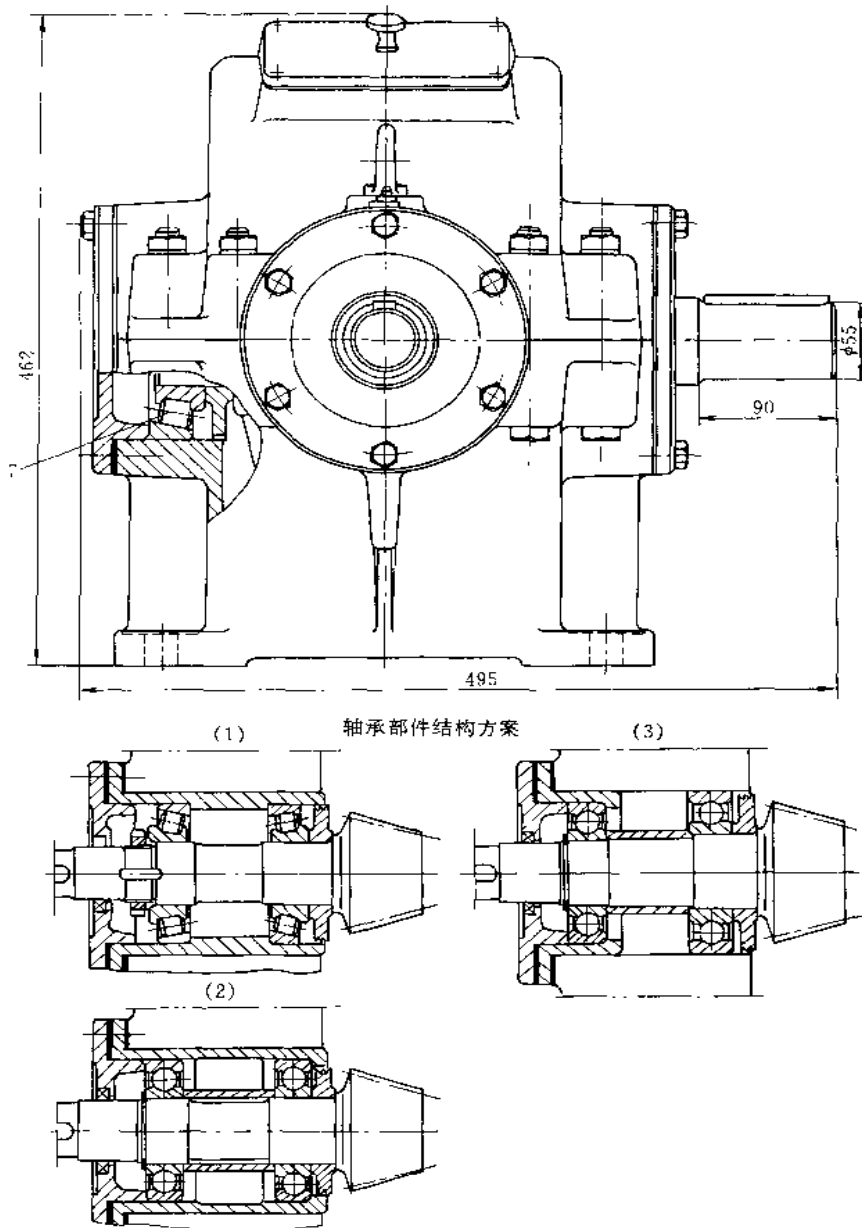
图 1-6-61 单级圆锥

1—机座；2 注油杯；3 窥视孔；4—通气器；5—吊环螺钉；6—机盖；7—轴承；

图 1-6-61 所示减速器中，机壳水平剖分，剖分面上涂以密封胶。为了提高轴承孔的刚度，在机座 1 的轴承孔下方加有筋板。机盖 6 上的吊环螺钉 5 主要用于起吊机盖。机座上铸有吊耳，用于起吊整个减速器。机盖上方有窥视孔 3，并用盖板盖住。盖板上通气器 4。

传动型式为直齿圆锥齿轮传动。高速轴 15 的轴承 12 装在套杯 14 内，利用套杯凸缘与机壳之间的调节垫片 13 调节圆锥齿轮传动的齿侧间隙。当高速轴是齿轮轴（如图）时，应使小





#### 齿轮减速器

8—放油螺塞；9—锥齿轮；10—轴；11—挡油环；12—轴承；13—垫片；14—套杯；15—高速轴

齿轮的最大直径小于套杯最小直径，便于在轴上先装好轴承，再装入套杯。图示轴承部件结构方案（1）中，圆锥滚子轴承为背对背布置，使轴的刚度增大，但调节轴承间隙不方便。方案（3）中的结构简单，装拆方便。

齿轮传动采用浸油润滑。轴承全部采用油脂润滑，并装有注油杯2，定期加油。为了防止稀油沿轴流入轴承内，在轴上装有挡油环11，轴伸出处采用迷宫密封。

8.4 圆锥-圆柱齿轮减速器

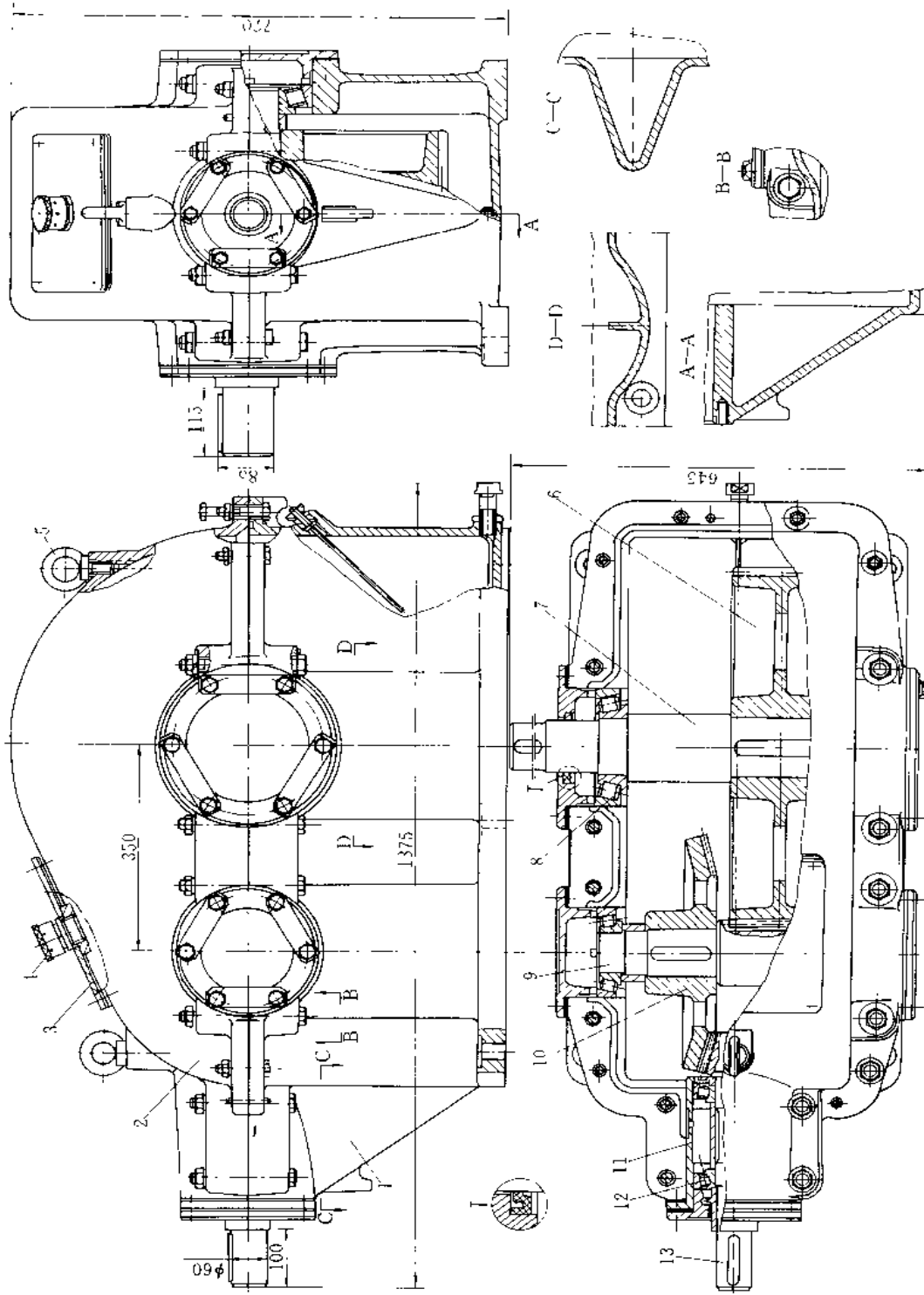


图 1-6-62 两级圆锥-圆柱齿轮减速器  
 1—机座；2—机盖；3—窥视孔；4—通气器；5 吊环螺钉；6—齿轮；7 轴；8—轴承；9 中间轴；10—排齿轮；11 套杯；12—轴承；13—高速轴

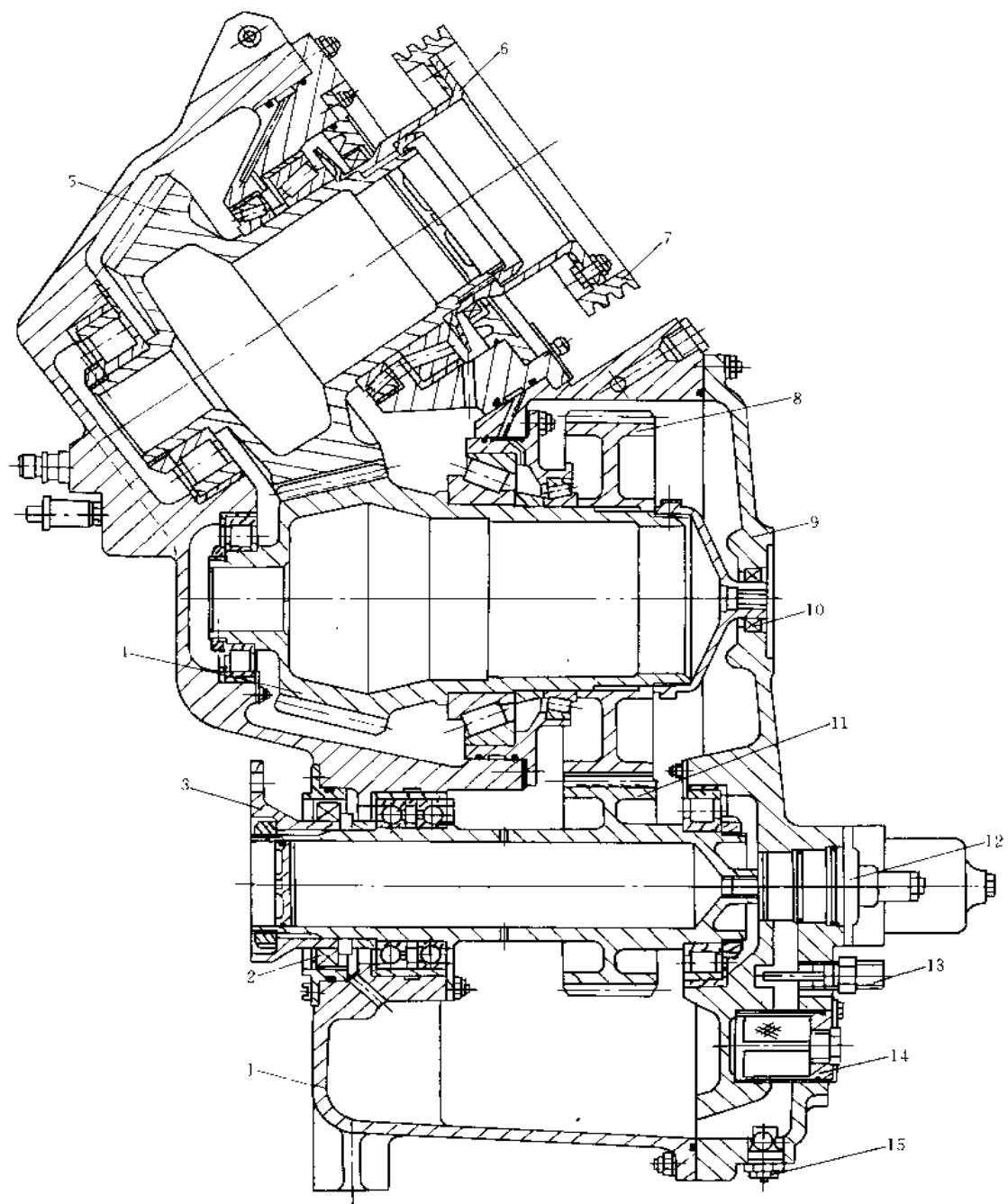


图 1-6-63 圆柱-圆锥两级减速器

1 主壳体；2—端面密封；3—输入法兰；4—主动螺旋锥齿轮；5—从动螺旋锥齿轮；6—输出法兰；7—风扇传动皮带轮；8—从动斜齿轮；9—后盖；10—密封圈；11—主动斜齿轮；12—油泵；13—温度传感器；14—滤油器；15—磁性销检测器

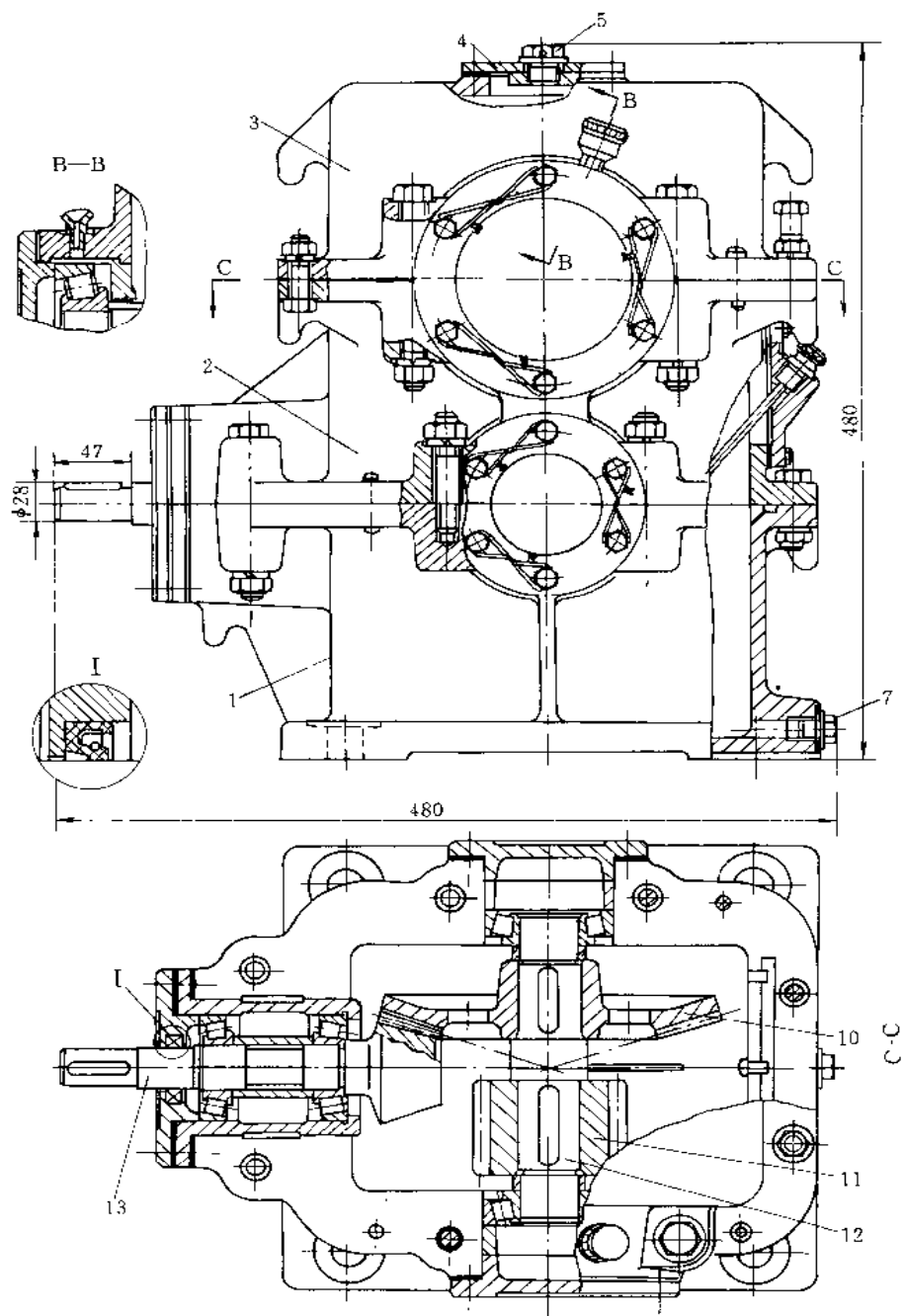
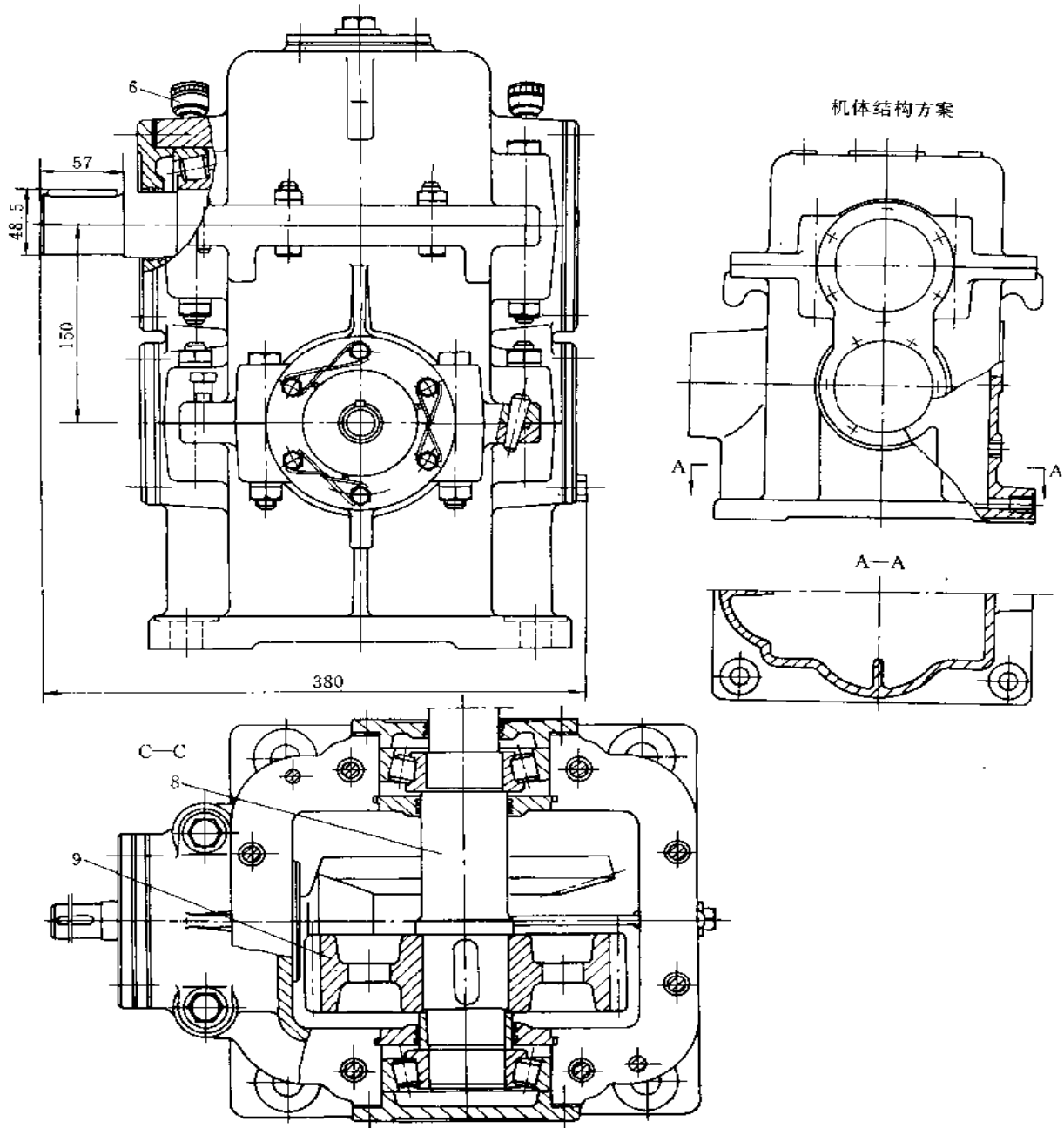


图 1-5-64 两级圆锥-圆  
1—机座；2—中间壳体；3—机盖；4 窥视孔；5—通气器；6—注油杯；7—螺塞；



柱齿轮减速器

8—输出轴；9—齿轮；10—锥齿轮；11—小齿轮；12—中间轴；13—高速轴



图 1-6-62 所示为尺寸较大的圆锥-圆柱齿轮减速器。机壳为水平剖分式。安装轴承部分的壳壁呈圆弧凸形状（图中 C-C、D-D 剖面），壳壁刚度大，但高速时油的阻力大，影响效率。

传动型式为圆锥齿轮传动和圆柱齿轮传动。其他见图 1-6-61 说明。

齿轮和轴承采用稀油润滑。机壳剖分面上的油沟和轴承端盖上的油沟可将齿轮飞溅的润滑油引向轴承。

图 1-6-63 所示为 S-58T 直升飞机用角减速器，装在发动机与主减速器之间。为了适应发动机输出轴和主减速器输入轴的转向要求，角减速器由两级传动组成。第一级斜齿轮减速，第二级螺旋锥齿轮换向减速。主动斜齿轮轴用一个滚子轴承和一对向心推力球轴承简支，从动斜齿轮 8 用花键与螺旋锥齿轮轴联接。一对锥齿轮轴交角为  $35^\circ$ ，都用两个圆锥滚子轴承和一个向心滚子轴承支承。主壳体 1 上铸有 4 个安装孔，用螺栓固定在发动机舱内。

减速器具有独立的润滑系统，装有一个滑油泵 12 和一个辅助液压泵，输出法兰盘 6 带动风扇传动皮带轮 7，驱动润滑油冷却风扇工作。

技术特性：传递功率  $N=1380\text{kW}$ ，总减速比  $i=2.35$ ，输出转速  $n=280\text{r/min}$ ，重量  $152\text{kg}$ 。

图 1-6-64 为两级圆锥-圆柱齿轮减速器。所示减速器中，机壳有两个水平剖分面，结构及制造较复杂。中间壳体 2 和机座 1 的定位较困难，因为高速级轴承孔难以加工。图中机壳结构方案为一个剖分面，改善了加工及定位的困难。机盖上有窥视孔，并用盖板盖上，盖板上通气器。每个机壳上有与机壳铸成一体吊耳。机座下方有排油螺塞 7。

中间轴 12 与输出轴 8 为上下排列结构。其他见图 1-6-62 说明。

齿轮采用稀油润滑。由于齿轮传动为上下布置，润滑条件差。高速轴 13 及中间轴的轴承采用稀油飞溅润滑。输出轴的轴承采用油脂润滑，并装有注油杯 6，定期注油。为了防止稀油流入轴承内，轴承内侧的机壳上装有迷宫密封。

图 1-6-65 的特点：铸铁制壳体 1 的剖分面在上方，并用上盖 26 盖严，整体刚度较好。上盖装有较大的通气器 25，以平衡减速器内的压力。壳体下方与支架（图中未示出）采用止口配合，以保证准确定位。空心轴 15 上方的端盖用薄钢板焊制，重量轻，拆卸方便。

图中所示为圆锥-圆柱齿轮传动。第一级为螺旋锥齿轮传动，第二级为斜齿圆柱齿轮传动。输入轴 2 为水平轴，采用卧式电机驱动；输出轴由空心轴 14 和 15 组成，并呈垂直安装。空心轴中装有上传动轴 4（图中未示出），通过空心轴 15 的渐开线花键传递扭矩。小锥齿轮 4 的传动位置依靠轴承箱 28 与壳体 1 之间的垫片 27 进行调节，以保证锥齿轮传动的准确性。锥齿轮传动的轴向力由轴承 29 承担。圆柱齿轮传动因轮齿的螺旋角较小，轴向力不大，所以未采用推力轴承。考虑到搅拌轴有少量的摆动，所以采用调心轴承 9 支承。

圆锥齿轮传动采用强制润滑。小齿轮轴 6 的上方通过齿轮联轴器的内外齿轮 22 和 21，将扭矩传给摆线油泵 20。油泵输送润滑油经油冷却器和过滤器直接喷入锥齿轮传动轮齿啮合处。圆柱齿轮采用油池润滑，并通过斜齿带动润滑油向上，以飞溅的油润滑整个齿宽。输入轴的轴承采用强制润滑。润滑油通过油管从轴承上部加入，由油孔输送到所需的各润滑点，回油通过轴承箱下部的油孔流入减速器的油池中。中间轴（小齿轮轴）及空心轴的上部轴承也采用强制润滑。润滑油通过油管引入，经油孔将润滑油输送到各润滑点；为了保证润滑油不外漏，在输入轴的轴伸和空心轴的下方各采用两个唇式油封 31 密封，密封圈之间用油脂进行润滑。空心轴 15 上的花键在装入上传动轴后填满油脂，以保证花键连接的长期润滑。

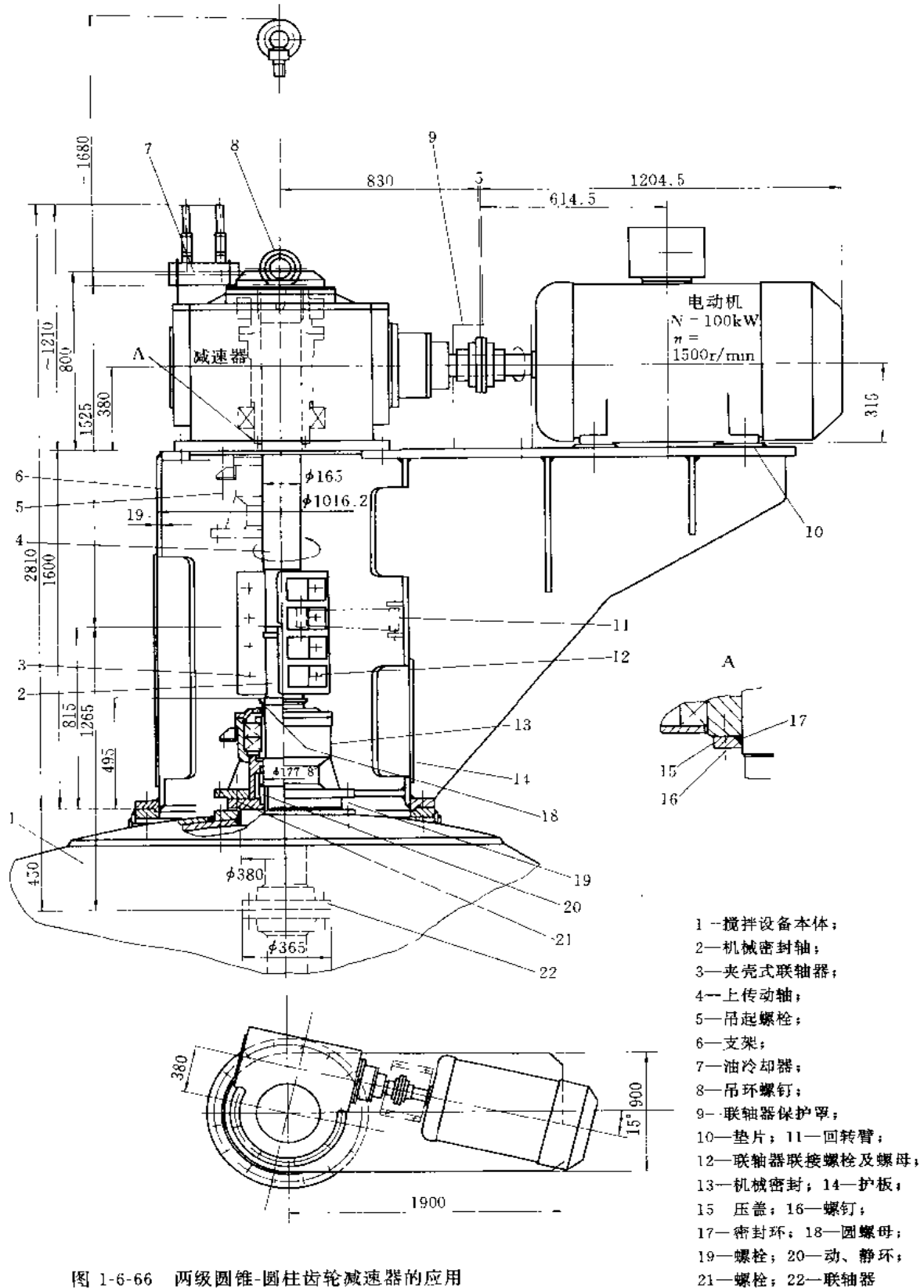
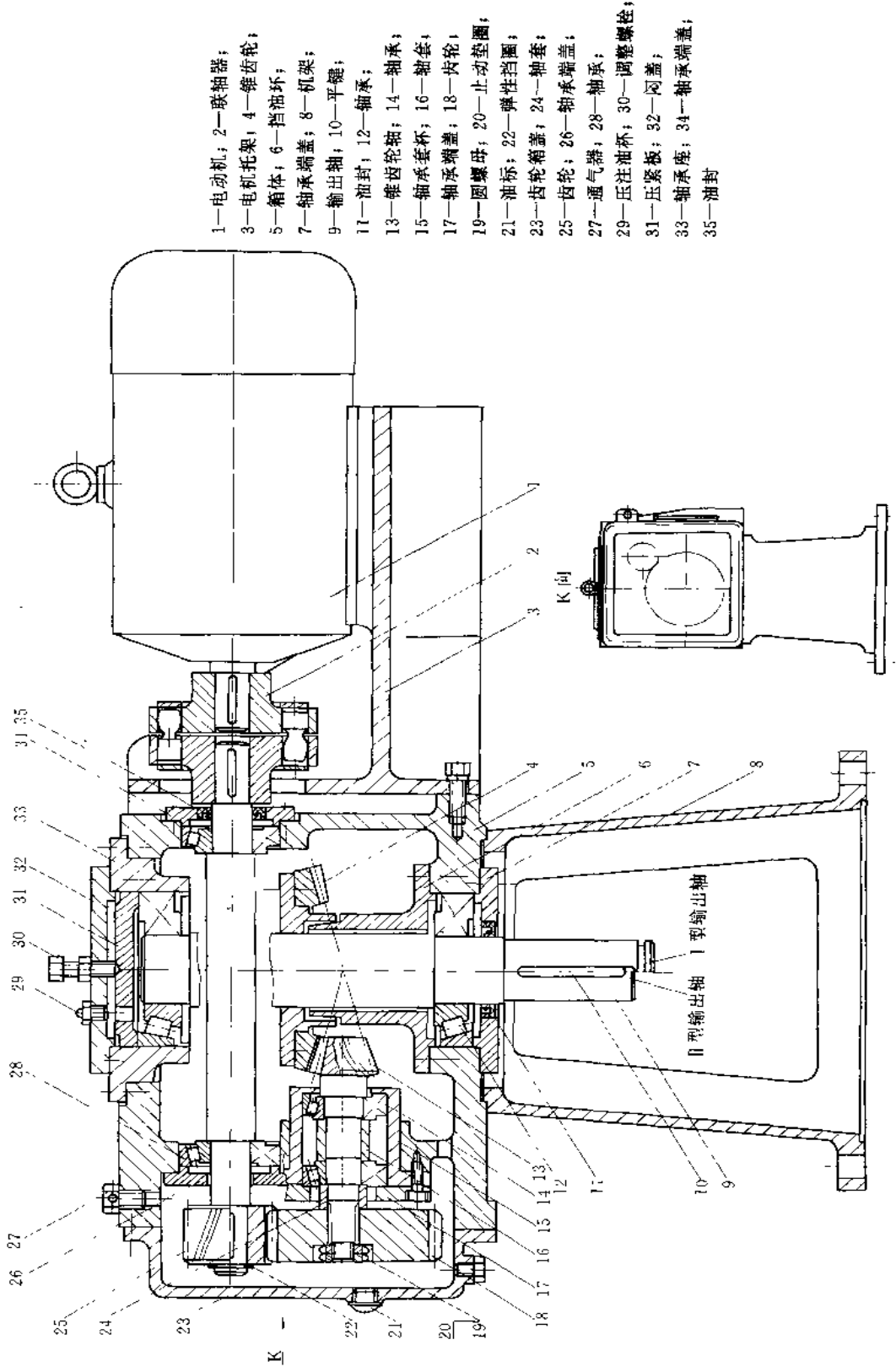


图 1-6-66 两级圆锥-圆柱齿轮减速器的应用





- 1—电动机; 2—联轴器;
- 3—电机托架; 4—锥齿轮;
- 5—箱体; 6—挡油环;
- 7—轴承端盖; 8—机架;
- 9—输出轴; 10—平键;
- 11—油封; 12—轴承;
- 13—锥齿轮轴; 14—轴承;
- 15—轴承套杯; 16—轴套;
- 17—轴承端盖; 18—齿轮;
- 19—圆螺母; 20—止动垫圈;
- 21—油杯; 22—弹性挡圈;
- 23—齿轮箱盖; 24—轴套;
- 25—齿轮; 26—轴承端盖;
- 27—通气器; 28—轴承;
- 29—压注油杯; 30—调整螺栓;
- 31—压紧板; 32—闪盖;
- 33—轴承座; 34—轴承端盖;
- 35—油封

图 1-6-67 FJ 型立式两级圆柱-圆锥齿轮减速器 (温州市长城减速机有限公司生产)

技术特性：传递功率为：119kW，减速比为 16.403，输入轴转速为 1500r/min，输出轴转速为 91.443r/min。

图 1-6-66 所示为搅拌设备中的搅拌轴传动系统，其中减速器结构详见图 1-6-65。适合于传递功率较大，传动系统位于搅拌设备的上方，搅拌轴的密封为机械密封的设备。支架 6 与减速器相联，上传动轴 4 与减速器空心轴联接。

由于搅拌轴比较长，有一定的径向摆动，且被密封的介质为搅拌设备顶部的气相介质，机械密封工作条件恶劣，导致密封难以保证连续运转一年。因此需要拆卸密封，更换或研磨机械密封中易损坏的动环和静环。由于搅拌轴直径较大，机械密封重量大，且需停机时间短，要求快速维修，因此通常需要机械方法拆卸机械密封，所以减速器、联轴器、机械密封的设计需要考虑拆卸方便、快速。

正常情况下，主要拆卸顺序如下：

将回转臂 11（共 2 件）回转至夹壳联轴器 3 上相应的孔处，并用螺栓将回转臂与夹壳联轴器联接，拆除两半夹壳联轴器之间联接的螺栓。再将回转臂连同半联轴器回转至支架 6 的内壁边缘（正常运转时，不用回转臂，需将它固定在支架内壁上，避免回转，以防与搅拌轴相碰而发生危险）。

拆除减速器花键联接上部的焊接端盖，将吊环螺钉 8 拧入上传动轴 4 轴端的螺孔中，吊出上传动轴。

拆除机械密封 13 与搅拌设备本体 1 之间联接的螺栓 19，再将吊环螺钉 8 拧入机械密封轴 2 上端的螺孔中，吊起连同搅拌浆在内的整个搅拌轴，待联轴器 22 露出搅拌设备本体 1 后，将垫木放在联轴器 22 的下方，支承在本体 1 的开孔处，防止搅拌轴掉至设备底部，然后拆除吊环螺钉。

松开机械密封上方的圆螺母 18 及机械密封联接螺栓 21，将双头螺栓穿入机械密封吊耳的孔中，一端拧在减速器下部相应的螺孔中，缓慢旋转吊耳下部双头螺栓另一端上的螺母，吊起机械密封外壳，待机械密封外壳上升至露出机械密封轴端一定距离后即可停止。此时，便可用手从轴端取出机械密封中动、静环 20。更换机械密封中的轴承与上述方法基本类似。

图 1-6-67 所示为立式两级圆柱-圆锥齿轮减速器，是采用卧式电动机水平输入的角传动结构。该机具有结构紧凑、高度低、传动平稳可靠、承载能力大、噪声低、安装维修方便等特点，但制造工艺复杂、难度大。适用于立式搅拌减速装置。

传动上采用斜齿圆柱齿轮和弧齿锥齿轮传动，齿轮均采用渗碳淬火处理，硬度高，寿命长。减速器采用可靠隔油的挡油环 6，确保严密的密封性，不会漏油。

输入端用弹性柱销联轴器 2 联接，其结构简单，装拆更换方便。所有轴的支承均选用单列圆锥滚子轴承面对面安装，能承受较大的轴向力，同时也有利于锥齿轮啮合。

锥齿轮轴 13 的轴承 14 装在轴承套杯 15 内，利用套杯凸缘与箱体 5 之间的调节垫片调节圆锥齿轮的轴向位置，以保证锥齿轮传动的齿侧间隙。

为便于安装齿轮 18 和 25，减速器箱体 5 的左侧有垂直式的剖分面。剖分面加设垫片，再用箱盖 23 盖住，用螺钉把紧，以防漏油。箱体右侧与电机托架 3 相联，电动机 1 固定在托架上。箱体下侧有机架 8，用于支承减速器。机架下部有止口，与搅拌容器上的凸缘止口相联，以保证定位。箱体上设有通气器 27，箱盖中部装有油标 21，底部设置放油螺塞。

除输出轴 9 的上下轴承采用油脂润滑外，各齿轮传动与轴承采用油池浸油飞溅润滑。为了防止输出轴上轴承处的润滑油与油脂相混，在上轴承的下部设有甩油环。

技术特性：功率 0.55~110kW，输入转速 1000、1500r/min，输出转速 65~150r/min，输出轴径  $\phi 30\sim 130\text{mm}$ ，输出轴许用扭矩 100~8750N·m。

## 8.5 蜗杆减速器

图 1-6-68 所示减速器的机壳为带有大端盖 7 的整体机壳 2，结构简单、紧凑、重量轻。端盖上有为了散热的筋。机壳顶部有吊环螺钉 5，用于起吊减速器。机壳顶部有窥视孔，孔盖上有通气器 6，以平衡减速器内与外界的压力。机壳下部有排油螺塞 1。

该减速器为蜗杆 4 在上方的整体式蜗杆减速器。蜗杆两端用圆锥滚子轴承 3 固定，靠轴承的轴向游隙游动。蜗轮轴 9 的两端轴承 8 装在大端盖上，蜗轮轴向位置及轴承间隙依靠调节端盖与机壳之间的垫片 11 厚度来进行，但调节不太方便。

蜗杆传动采用稀油润滑。由于蜗杆在上方，蜗杆润滑不良，图中蜗杆轴承部件方案（1）采用稀油润滑，靠蜗轮飞溅的油进行。方案（2）采用油脂润滑。为了防止稀油溅入轴承内，轴承内侧装有挡油环 12。

图 1-6-69 所示减速器为整体式机壳。机壳 4 两端的孔径要大于蜗轮 5 的外径，并用大端盖 7 盖住。结构简单，外形美观。机壳侧面有窥视孔及通气器 6，下端有油位计 10 及排油螺塞 1，图示机壳结构方案（1）中，在两个大端盖上有轴承端盖 11，调整较方便。方案（2）中只有一个大端盖，结构简单，零件数量少，但调整不如前者方便。蜗轮与机壳上壁必须有足够间隙，在安装时可以抬起蜗轮。

图中所示为蜗杆在下方的整体式蜗杆减速器。蜗杆轴 9 的两端用圆锥滚子轴承固定，靠轴承的轴向间隙游动。蜗杆轴上的轴承 2 旁装有挡油环 3，用以防止蜗杆旋转时的轴向力带油冲向轴承。两个大端盖上装有蜗轮轴 13 的轴承 14，调节蜗轮及轴承是通过端盖与机壳之间的垫片 15 来实现的。调节蜗轮的轴向位置，对蜗轮、蜗杆的啮合质量有很大影响。蜗轮轴的轴承采用圆锥滚子轴承，当轴向力不大时，也可采用一般球轴承。

蜗杆传动采用稀油油池润滑。蜗杆轴承采用稀油飞溅润滑。蜗杆伸出端采用唇式密封 8。蜗轮轴的轴承采用油脂润滑。蜗轮轴伸出端采用迷宫密封。

图 1-6-70 所示减速器中，机壳在蜗轮轴 27 的中心处水平剖分。蜗杆 19 在机座 32 的下部，其轴线距底座距离很小，以增大机壳的刚度。为了提高蜗轮轴的轴承孔刚度，在轴承孔上下的壳壁上加有筋板。在机盖 6 上有窥视孔，在窥视孔的上盖 7 上装设通气器 22，以平衡减速器的压力。为了吊装方便，在机盖上还设有吊环螺钉 5。在机座的一侧装有螺塞 35，以便排放润滑油。为了显示减速器内油位高低，机座侧面还装设油标 16。机盖与机座之间用销 29 定位。

该减速器为环面蜗杆减速器。因蜗杆轴承 1 和 14 之间的跨度较大，蜗杆右端轴承 14 选用游动结构，可以沿轴向移动，防止蜗杆因发热膨胀而将轴承顶死。蜗杆左端轴承 1 选用固定式，采用轴承套 20 将轴承轴向固定。为了保证蜗杆传动的啮合性能，蜗杆轴向位置是非常重要的，利用蜗杆左端轴承的轴承套 20 与机座 32 之间的垫片 21 进行调节。蜗轮轴的轴承端盖采用嵌入式，结构简单，轴向尺寸小，但为了防止漏油，在端盖凸缘处装设 O 形环。轴承的调节是利用顶丝 10 进行的，并采用防松板 12 防止顶丝松动。

蜗杆传动及蜗杆轴承采用油池浸油润滑，蜗轮轴承靠蜗轮带上的润滑油飞溅润滑。

技术特性：传动比 51，中心距 310mm，模数 10mm，重量 687kg。

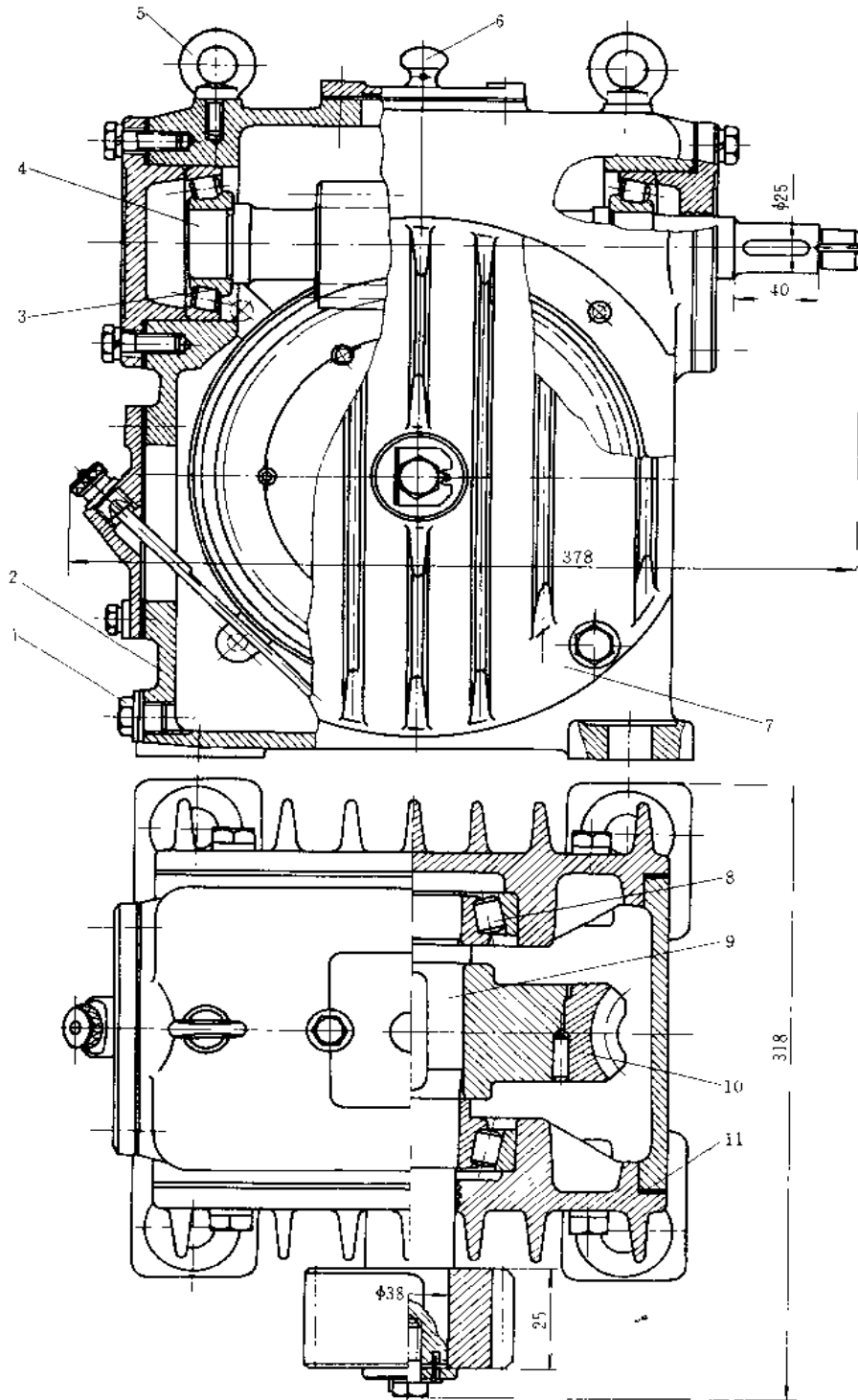
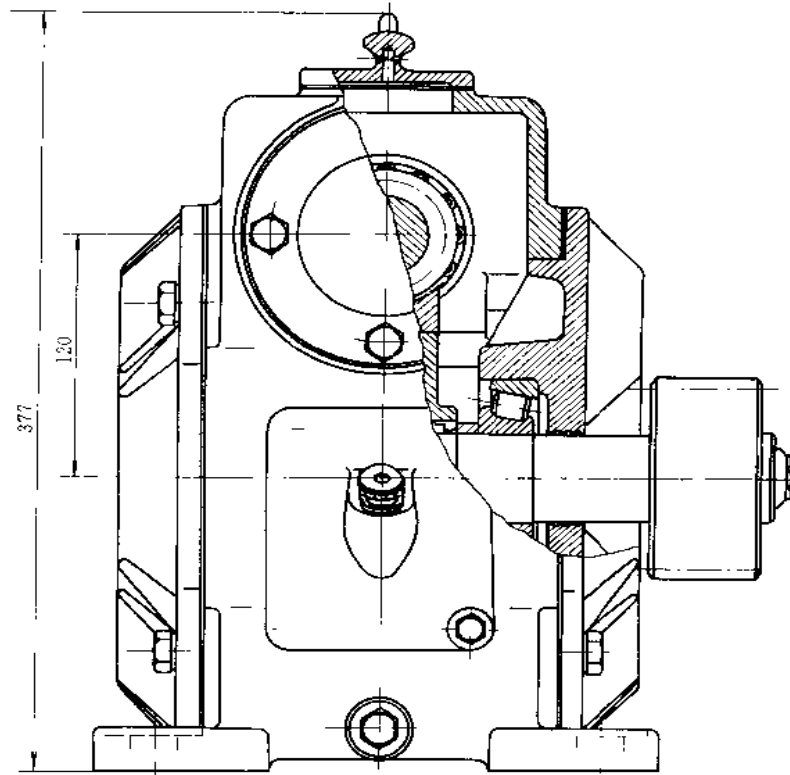
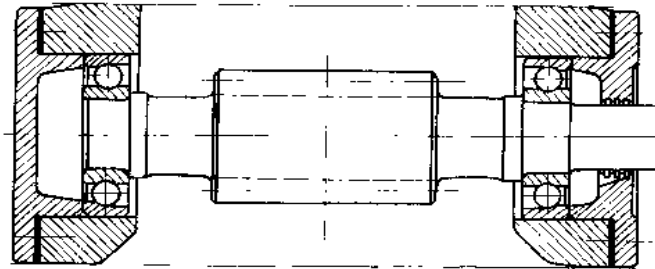


图 1-6-68 单级  
1—螺塞；2—机壳；3、8—轴承；4—蜗杆；5—吊环螺钉；6—通气器；

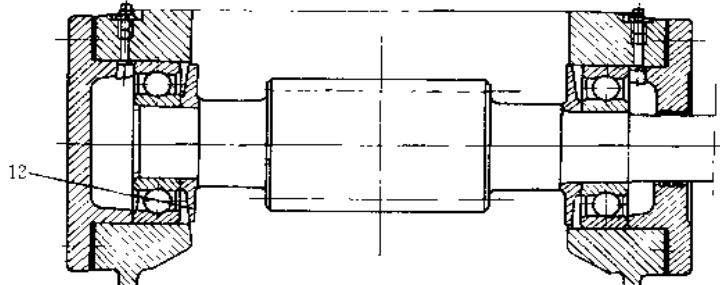


蜗杆轴承部件方案

(1)



(2)



## 蜗杆减速器

7—大端盖；9—蜗轮轴；10—蜗轮；11—垫片；12—挡油环

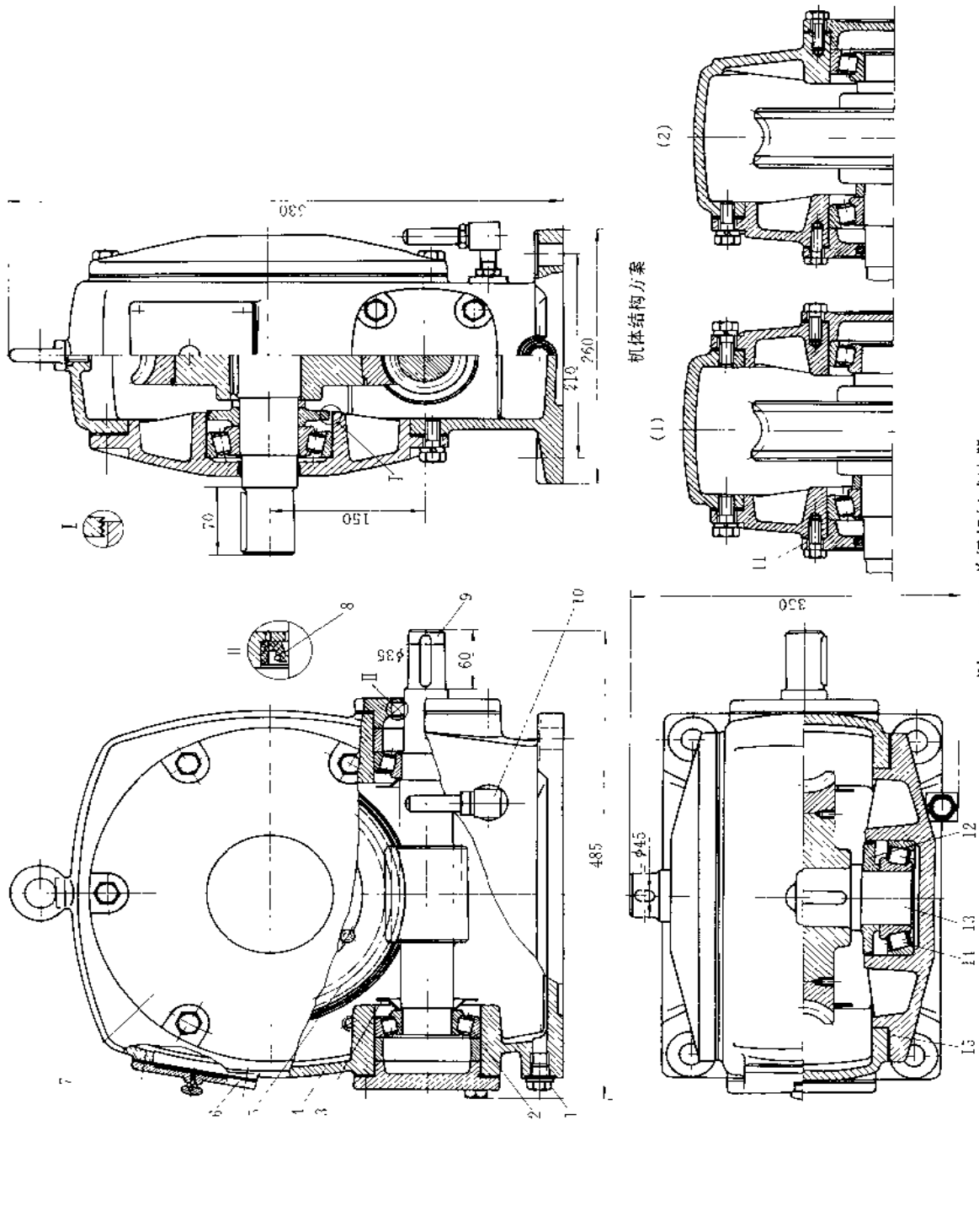


图 1-6-69 单级蜗杆减速器

1—底座; 2—轴承; 3—挡油环; 4—机壳; 5—蜗轮; 6—窥视孔及通气器; 7—大端盖; 8—唇式密封; 9—蜗杆轴; 10—剖位; 11—端盖; 12—甩油环; 13—蜗轮轴; 14—轴承; 15—垫片

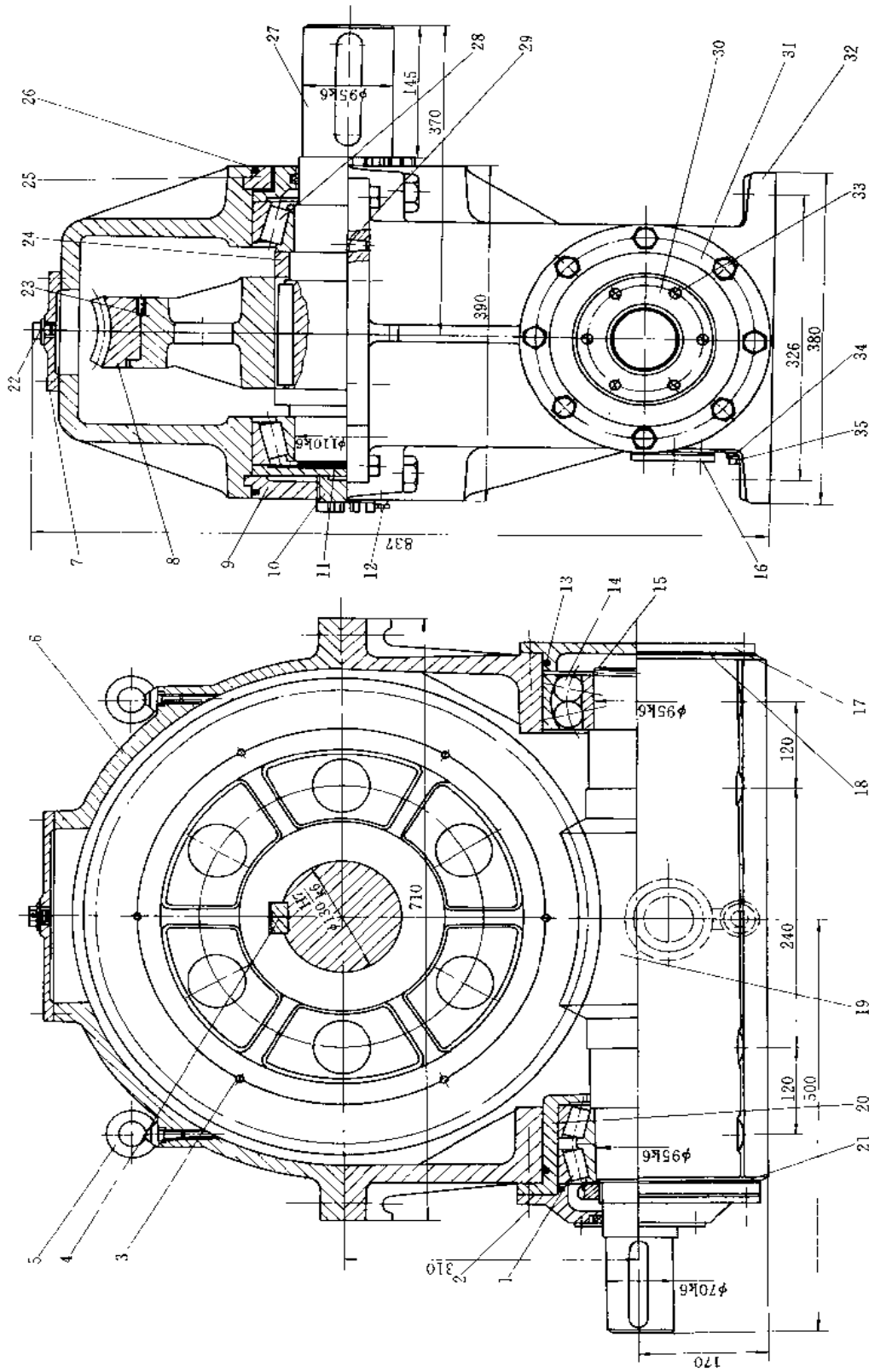


图 1-6-70 单级蜗杆减速器

1—轴承;2,3—螺钉;4—键;5—吊环螺钉;6—机盖;7—上盖;8—蜗轮;9—端盖;10—顶盖;11—垫板;12—防松板;13—O形环;14—轴承;15—轴套;16—油标;17—压盖;  
 18—垫片;19—环面蜗杆;20—轴承套;21—垫片;22—通气器;23—轮毂;24—定距套;25—端盖;26—O形环;27—蜗轮轴;28—轴承;29—轴套;30—压板;  
 31—压盖;32—机壳;33—螺钉;34—垫片;35—螺塞

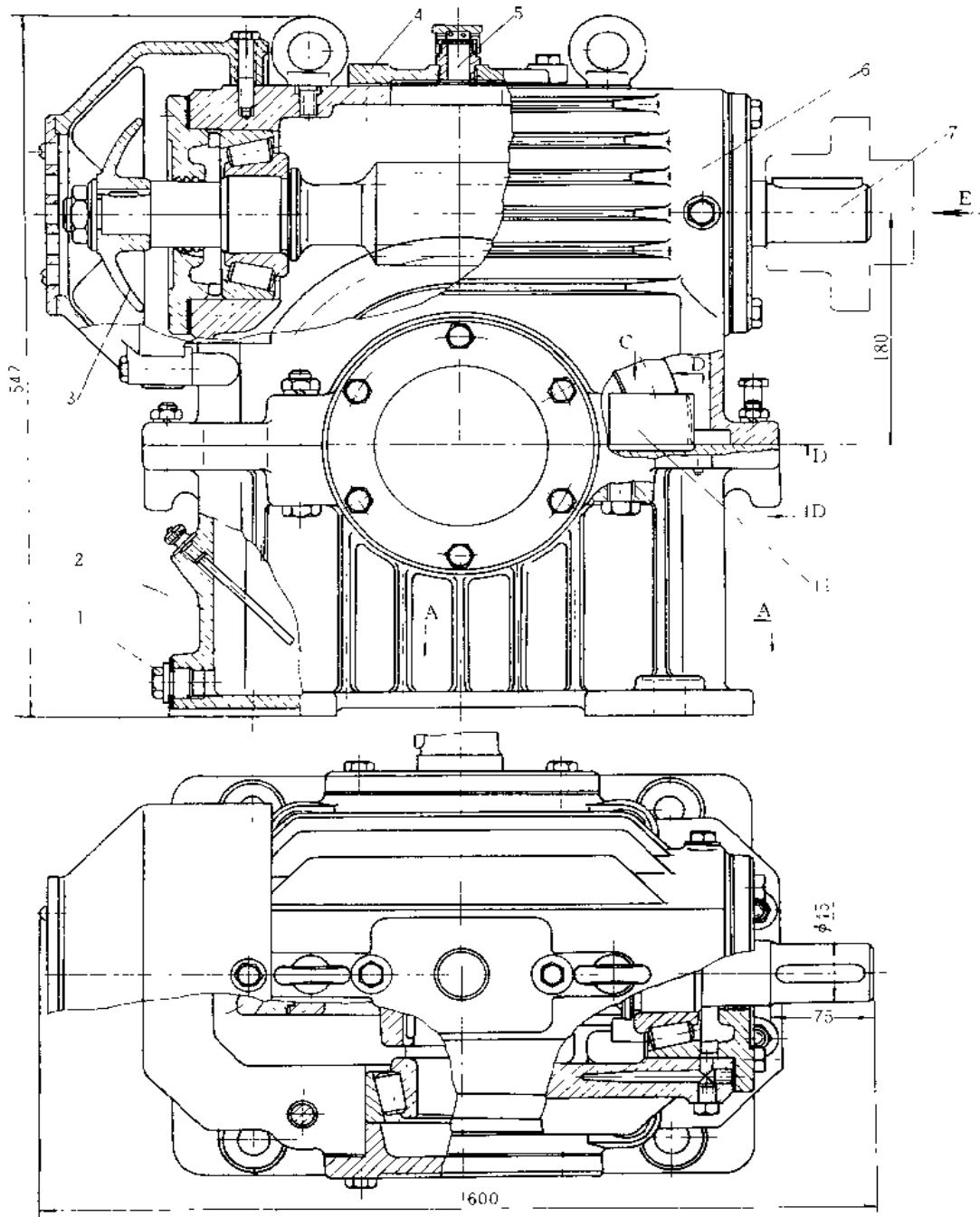
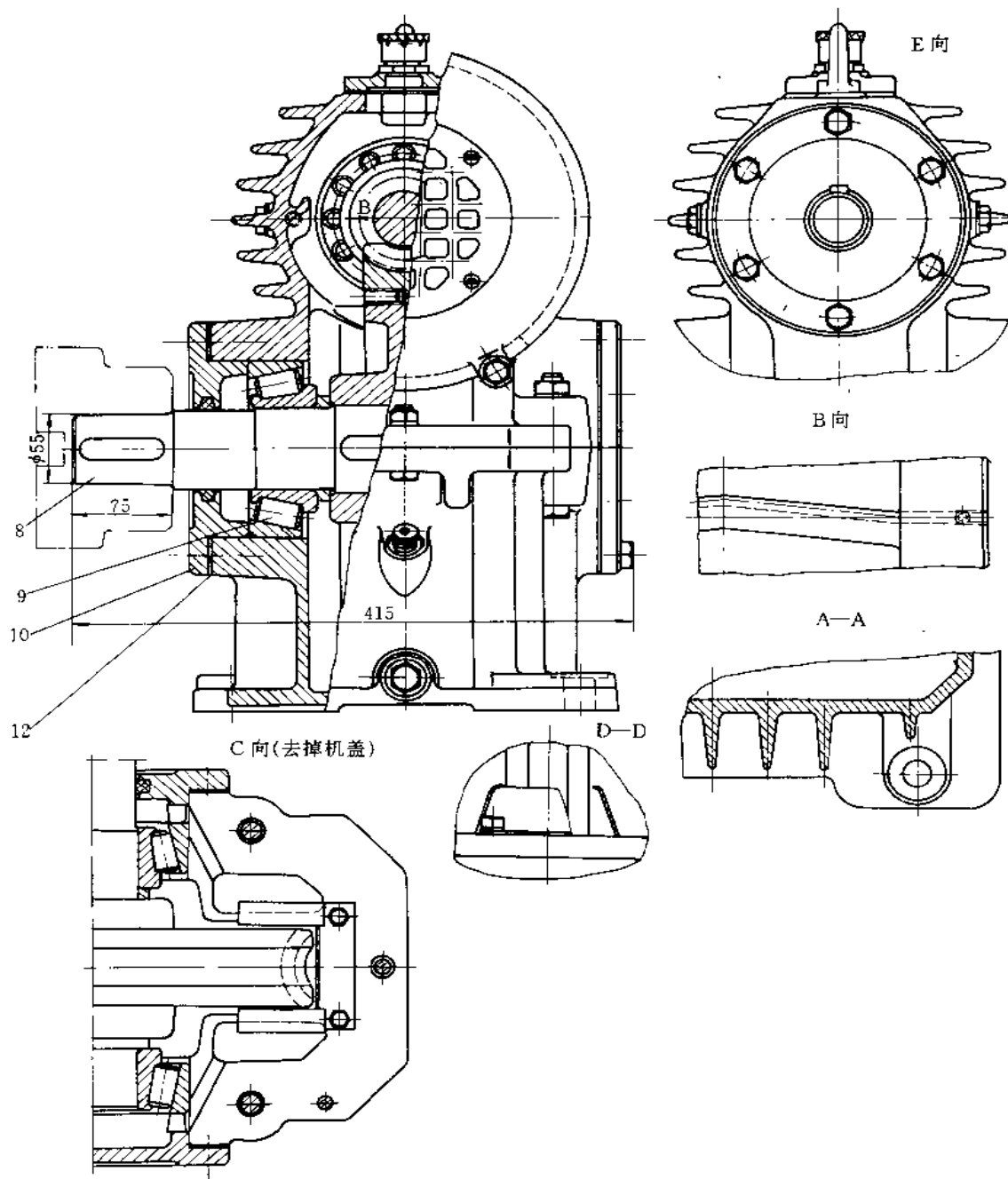


图 1-6-71 单级

1—螺塞；2—机座；3—风扇；4—窥视孔；5—通气器；6—机盖；





### 蜗杆减速器

7—蜗杆轴；8—蜗轮轴；9—轴承；10—端盖；11—刮油板；12—垫片

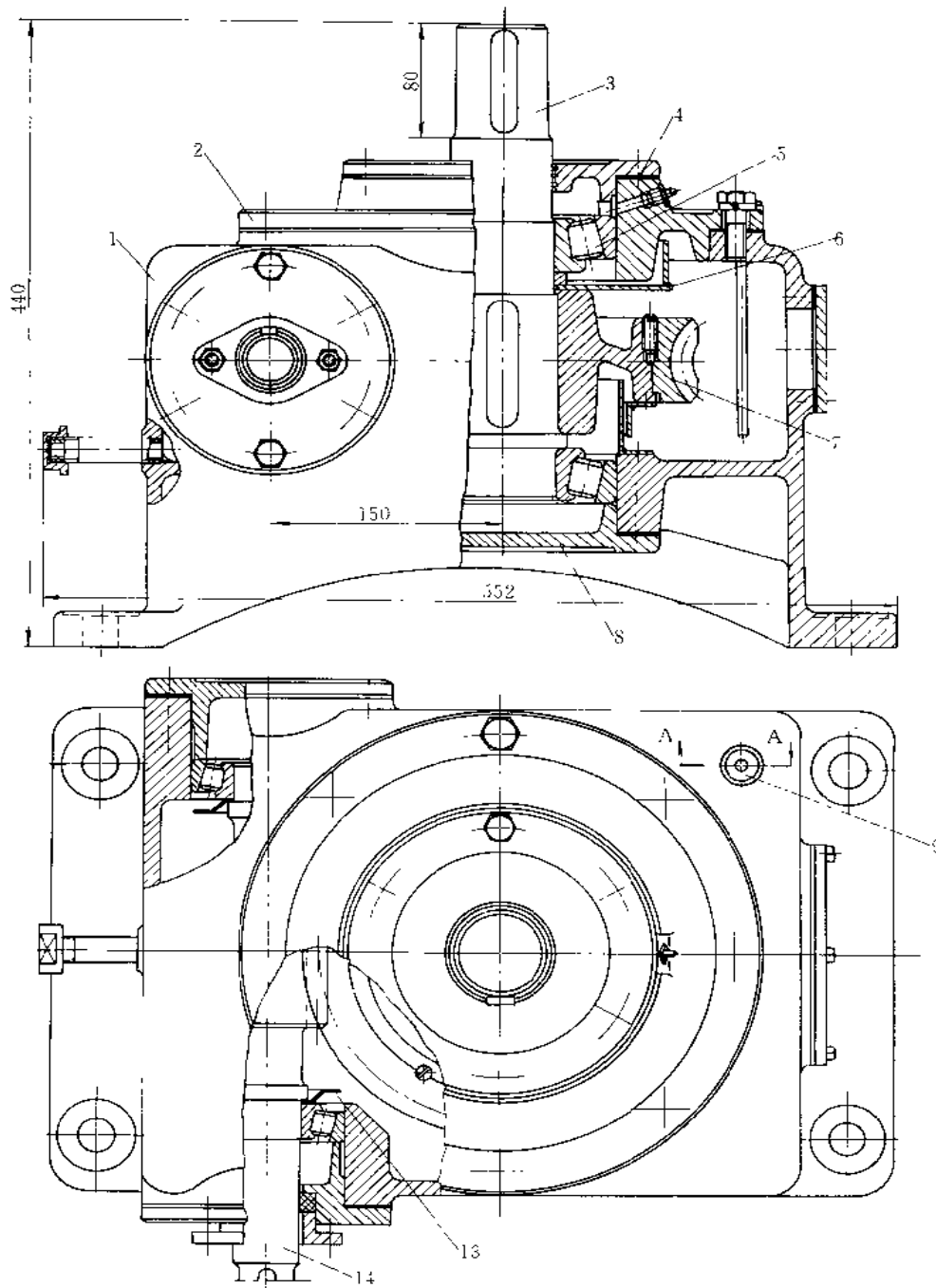
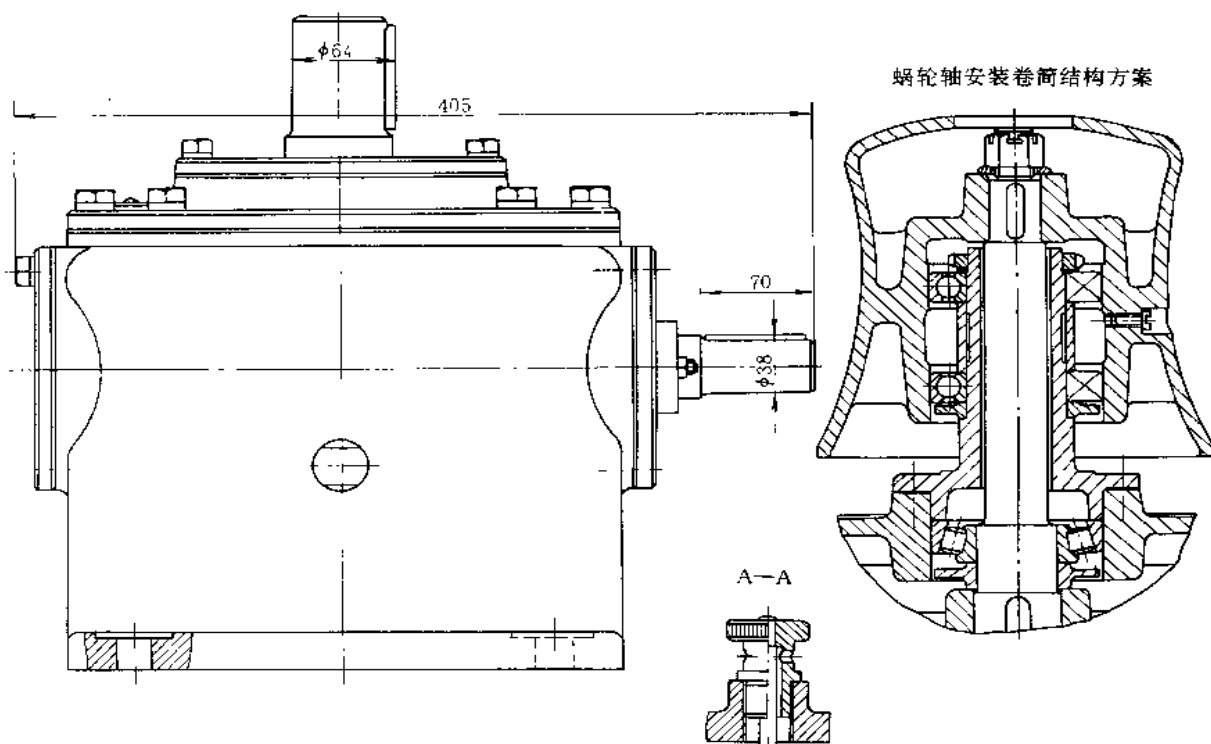
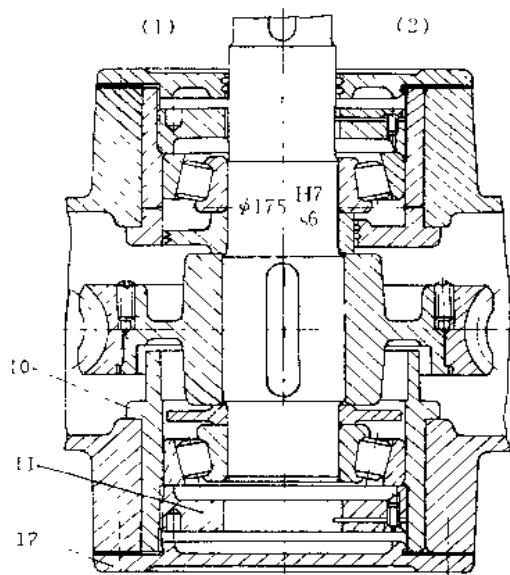


图 1-6-72 立式单级  
1—机壳；2—大端盖；3—蜗轮轴；4—垫片；5—轴承；6—挡油环；7—蜗轮；



蜗轮轴安装卷筒结构方案

蜗轮轴承部件结构方案



蜗杆减速器

8—端盖；9—通气器；10—套环；11—螺母；12—端盖；13—挡油环；14—蜗杆轴

图 1-6-71 所示减速器中,机壳在蜗轮轴 8 的中心线上剖分。机壳外壁铸有散热片。机座 2 上的散热片做成垂直方向,以利于热传导。在蜗杆一端装有风扇 3,用以冷却机盖 6。机盖上散热片做成水平方向,便于空气流动。机盖顶部有窥视孔 4,孔盖上有通气器 5。机座下方有排油螺塞 1。

图中所示为蜗杆在上的蜗杆减速器,蜗杆轴 7 及蜗轮轴 8 都是采用圆锥滚子轴承支承。因蜗杆长度较短,其轴端轴承都用固定式,在安装时必须留有轴向间隙,以防止蜗杆受热膨胀而使轴承产生轴向附加压力。调节蜗轮轴向位置及轴承间隙是采用端盖 10 与机壳之间的垫片 12 来实现的。

蜗杆、蜗轮及轴承都是用机座内的稀油来润滑的。蜗杆轴上轴承的润滑油是由蜗杆将油甩到机盖壁上铸造的油沟(见 B 向及右视图)而进入轴承。蜗轮轴上轴承的润滑油则靠安在蜗轮两端面的刮油板 11(见图中 C 向)将油导入机座上油沟而进入轴承。蜗轮转向变化时,刮油板都能起作用。

图 1-6-72 所示减速器中,机壳 1 制成整体式。机壳上面有一个大端盖 2,使得机壳孔的直径大于蜗轮外径,以利于装配。这种结构简单,但装拆稍麻烦。

图中所示的为一级立式蜗杆减速器,蜗轮轴 3 的轴伸向上,蜗杆轴 14 水平布置。蜗轮 7 及轴承 5 的调整用垫片 4 来实现,但蜗轮轴的下端调整时不方便。因松开下端轴承端盖 8 时,蜗轮、轴及轴承等零件由于自重而向下移动,使调整困难。如果采用图中蜗轮轴承部件结构方案(1),则调整比较方便。这种方案的调整是靠套环 10 内的螺母 11 来实现的,轴承端盖 12 并不起支承作用,松开端盖后蜗轮等零件仍然能得到很好地固定,但结构比较复杂。当减速器用于绞车上时,在低速轴上装有卷筒,使轴端受到很大径向力,增加了轴端尺寸,此时可采用图中卷筒结构方案,以改善轴的受力情况。这样,轴端仅承受扭矩,而弯矩则由大端盖承受。

蜗轮轴上的轴承润滑较难,上端只能采用油脂润滑,并需装有挡油环 6,防止油脂漏出;而下端轴承只有在速度极低时才可以采用稀油润滑。当轴的转速较高时,搅油阻力太大,不宜采用稀油润滑,此时可用油脂润滑。为了防止稀油进入轴承,在机壳上将轴承座加高,如图中所示,或另加一套环,见方案(1)。

图 1-6-73 所示减速器中,整体式机壳 11 上面有大开孔,孔径大于蜗轮外径,并用大端盖 7 盖住。机壳上方有通气器 2,以平衡机壳内与大气的压力。机壳下方有排油螺塞 1。

图中所示为带有摩擦离合器的立式蜗杆减速器,常用在起重设备上。动力由蜗杆 15 传给蜗轮轮缘 9,再通过方向相反的两锥形摩擦轮 6、8 传递到轮毂 10 上,从蜗轮轴 14 输出。传递扭矩大小由弹簧 3 的压力在锥面上引起的摩擦力来决定。当超载时,摩擦锥面上打滑,起到保险作用。如果采用单锥面,则将增大传动尺寸;但采用双锥面时,蜗轮磨损后必须及时调整,否则将影响啮合精度。若用单锥面则较容易调整。保险装置也可以采用摩擦片结构,这时弹簧所需预紧力可小些,如图中结构方案(2)所示。也可以在蜗杆轴上安装保险装置,如图中结构方案(1)所示。若在蜗杆左端装有锥面摩擦离合器,由于蜗杆扭矩较小,所需摩擦力矩也小,即预紧力可以小些,但蜗杆结构较复杂。

蜗杆传动采用稀油润滑。蜗杆轴上的轴承 16 旁装有挡油环 17,用以防止蜗杆旋转时的轴向分力带油冲向轴承。蜗轮轴上的上下轴承 4 和 13 采用油脂润滑,并需在上轴承的下方装设挡油环 5,防止油脂漏出。下轴承处设有套环 12,防止稀油漏入轴承内。



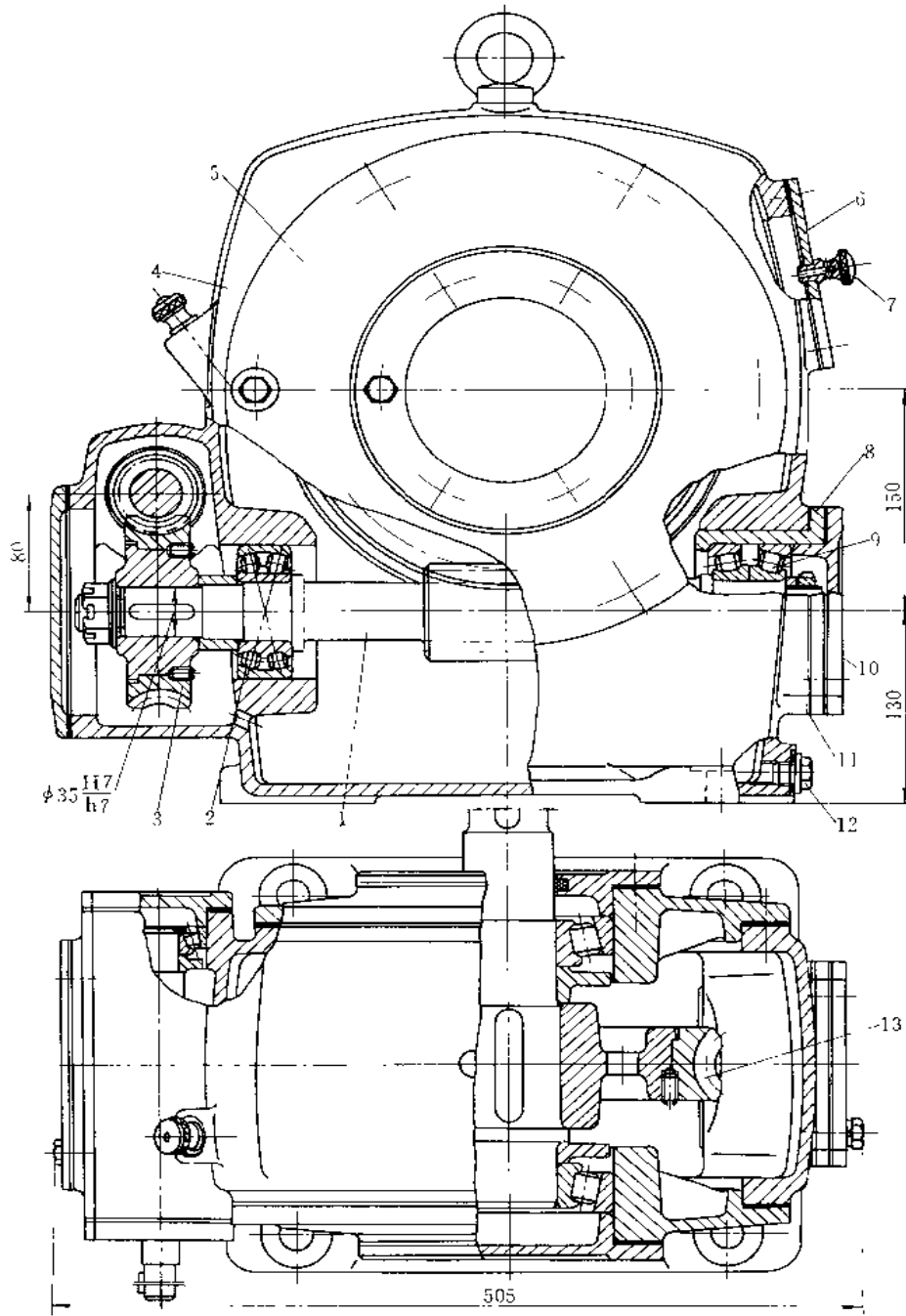
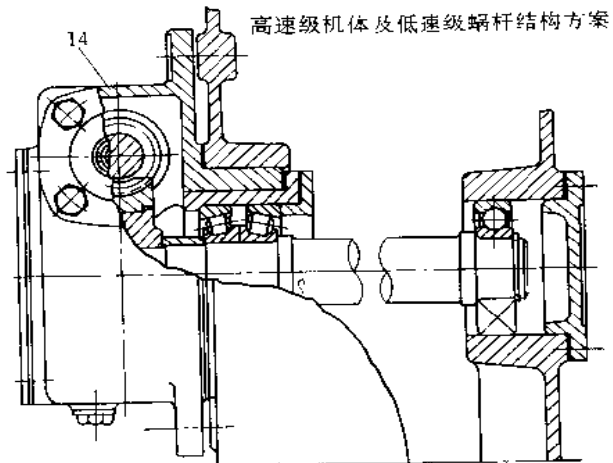
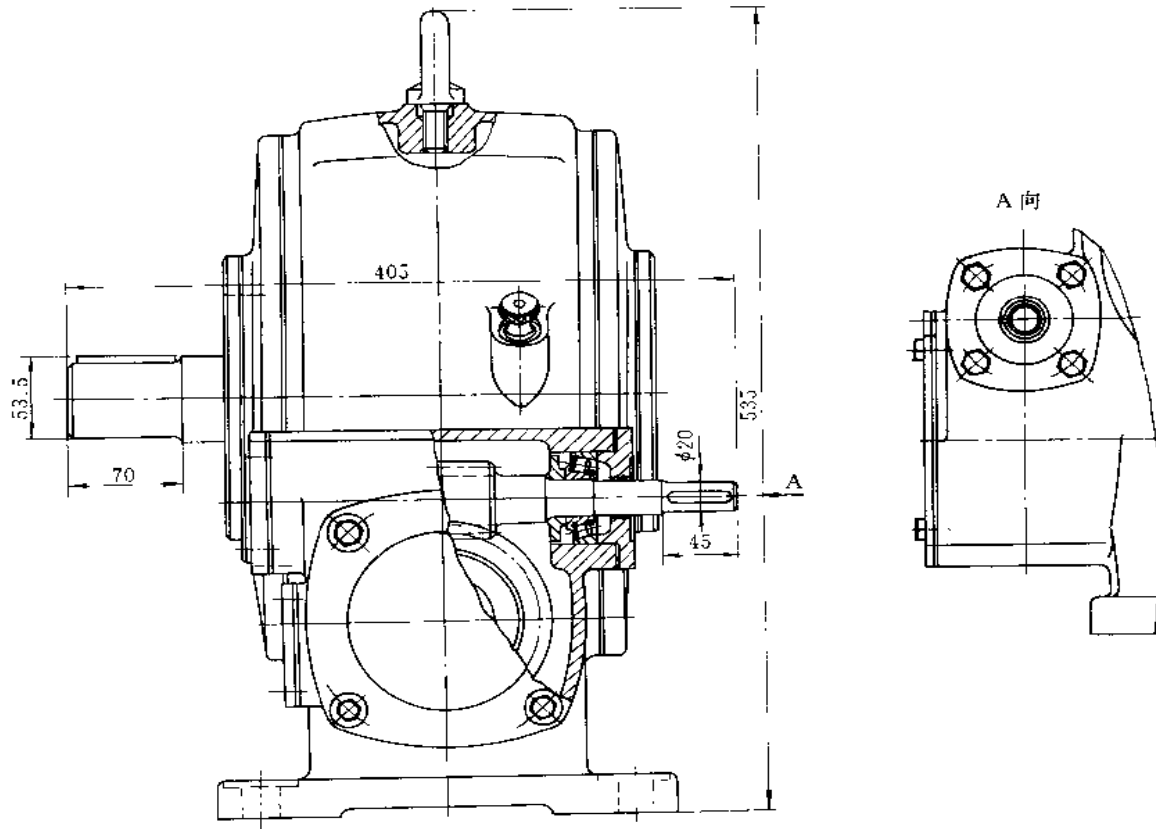


图 1-6-74 两级  
1- 中间轴；2- 轴承；3- 蜗轮；4- 机壳；5- 大端盖；6- 窥视孔；7- 通气器；



### 蜗杆减速器

8—套杯；9—轴承；10—端盖；11—垫片；12—螺塞；13—蜗轮；14—机壳

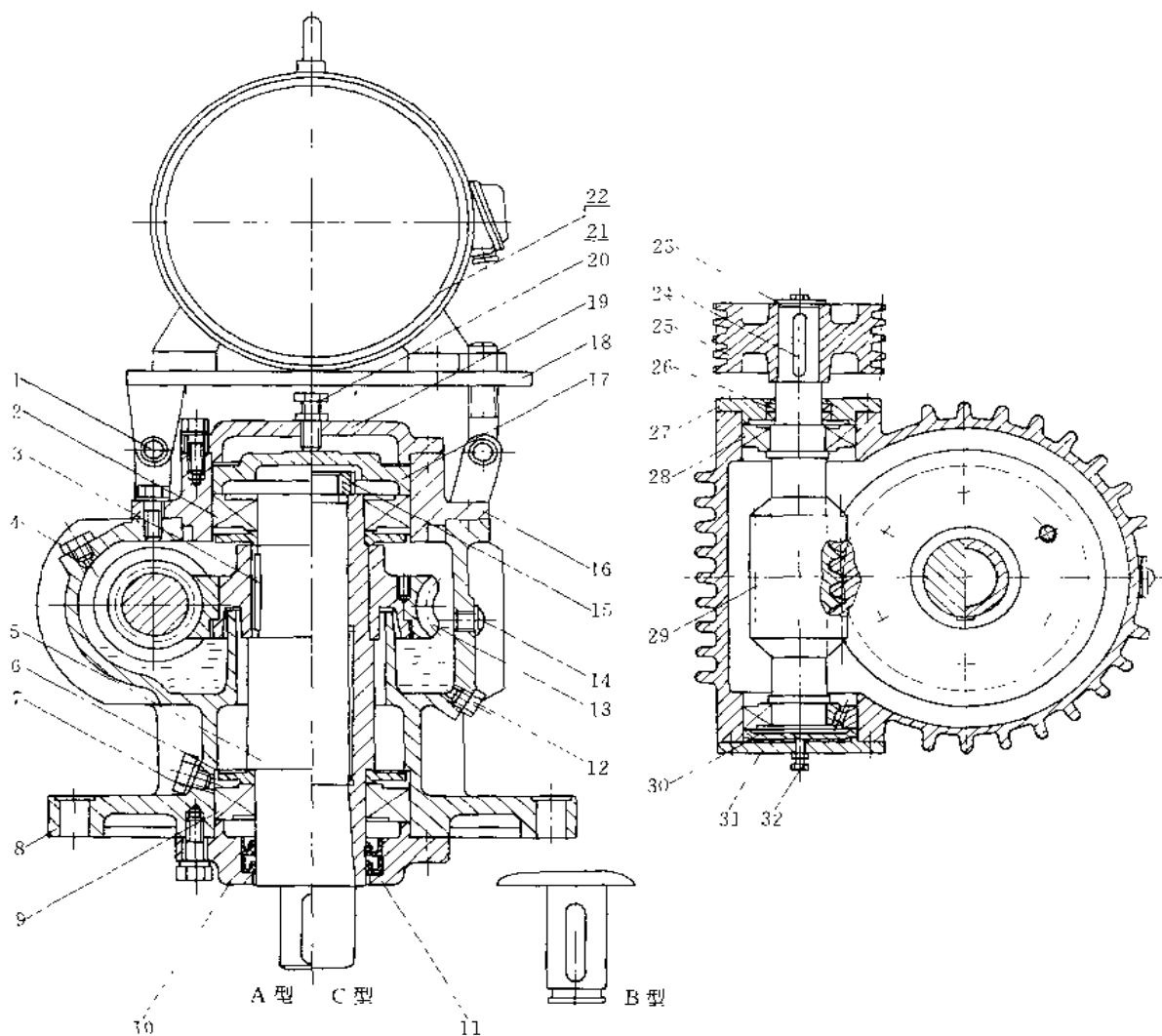


图 1-6-75 W 型立式圆弧齿圆柱蜗杆减速器 (温州市长城减速机有限公司生产)

- 1—销轴；2—轴承；3—平键；4—通气器；5—输出轴；6—挡油环；  
 7—旋盖式油杯；8—箱体；9—轴承；10—轴承端盖；11—油封；12—放油螺塞；  
 13—蜗轮；14—油标；15—圆螺母；16—轴承座；17—压盖；18—电机支架；  
 19—闷盖；20—调节螺栓；21—电动机；22—反带轮；23—带轮挡圈；24—平键；  
 25—皮带轮；26—油封；27—轴承端盖；28—轴承；29—蜗杆；30—压盖；  
 31—闷盖；32—调节螺栓

图 1-6-74 所示减速器中，机壳 4 为大端盖整体式，结构简单，但机壳铸造略显复杂。机壳大端盖 5 的孔径应大于蜗轮 13 的外径，以便安装蜗轮。机壳上方有窥视孔 6 及通气器 7，下方设有排油螺塞 12。

图中所示为双蜗杆减速器。高速级蜗轮 3 悬臂安装，受力情况不好。中间轴 1 右端轴承 9 固定，左端轴承 2 游动。高速级蜗轮的轴向位置通过右端轴承套杯 8 与机壳之间的垫片 11 来调整，以提高蜗轮的啮合质量。但啮合产生过大的热量时，影响高速级蜗轮位置，使啮合



质量变坏。在这种条件下，可采用中间轴左端轴承固定方案，但调整困难。如果采用图中另一方案所示结构则较为方便。该方案将高速级另配独立机壳 14，可单独调整高速级蜗轮副及轴承，然后装在另一机壳上，即使热胀也不影响高速级的啮合质量。

安装时先装低速级，将蜗轮 13 部件放入机壳内向上抬起，以便安装蜗杆，然后放下蜗轮，再装大端盖。因此机壳上壁与蜗轮最大直径之间必须留有足够间隙。高速级蜗轮是在机壳内安装，所以蜗轮与轴的配合不宜太紧。

蜗杆传动及轴承全部采用稀油油池润滑。

图 1-6-75 所示减速器是采用带传动和圆弧齿圆柱蜗杆传动的两级减速器，具有传动比大、结构紧凑、工作平稳、无噪声等特点，在承载能力和动力性能等方面都优越于普通圆柱蜗杆。

蜗杆副为凹凸圆弧齿廓啮合，其接触线与蜗杆圆周速度方向间夹角较大，因此有利于形成润滑油膜，从而减少了啮合面间的摩擦，故磨损小，发热低，效率高。凹凸齿面啮合综合曲率半径大，因而降低了齿面接触应力，增大了齿面强度，提高了承载能力。

为改善散热性能，在箱体 8 周围设有相当数量的散热片。蜗轮 13 采用齿圈过盈镶配式结构。蜗杆、蜗轮的轴承均选用单列圆锥滚子轴承面对面安装，轴向间隙通过调节螺栓 20 和 32 实现。另外输出轴 5 轴承跨距特大，可增强刚度。轴头型式分 A、B、C 三种，C 型为轴装式，即搅拌轴与输出轴 5 联接，直接驱动搅拌器，中间无联轴器。

为了安装蜗轮 13，箱体 8 上部开口直径需大于蜗轮最大外径，用螺栓将轴承座 16 与箱体紧固，并盖住箱体开口。电动机 21 固定在电机支架 18 上。电机支架用销轴 1 与轴承座联接，形成铰链联接，通过电机另一侧的铰接螺栓使电动机以销轴为轴心摆动，改变带轮传动的中心距，张紧带传动。

箱体上部有通气器 4，下部有放油螺塞 12，分别用于排气和放油。箱体中部有油标 14，以便观察减速器中的油位。

蜗杆传动及蜗杆轴承采用油池浸油飞溅润滑，输出轴的上下轴承采用油脂润滑。为了防止润滑油与润滑脂相混，在每个轴承的一侧装有挡油环 6。箱体下部铸成很高的挡油缘，以杜绝润滑油外漏。轴承端盖 10 装有两个油封 11，用于密封轴承腔内的油脂。

## 8.6 蜗杆-齿轮减速器

图 1-6-76 所示减速器中，机壳结构基本与圆柱齿轮减速器相同。机壳水平剖分，齿轮传动中心线在剖分面上，蜗杆轴线在机座 7 上。机盖 6 上有窥视孔 4，孔盖上有通气孔 5，机座上有排油螺塞 8。

图中所示为蜗杆-齿轮减速器。高速级采用蜗杆传动，有利于在啮合处形成油膜，提高效率。低速级采用齿轮传动，齿轮制造精度可以低些。这种型式的减速器不如齿轮-蜗杆减速器结构紧凑。蜗杆 3 上的轴承采用左端固定，右端游动。固定端采用两个推力球轴承 1，在两个轴承内圈之间必须装设一个套筒垫 2，以保证两轴承外圈端面互不接触，便于调整轴承间隙。当发热不大时，也可采用两端轴承固定的结构，如图中蜗杆轴承结构方案所示。

蜗杆啮合、齿轮啮合及蜗杆轴承采用稀油油池润滑。两个齿轮的轴承采用油脂润滑。为了防止飞溅的稀油流入轴承内，在轴承旁设置甩油环 14。若齿轮轴的轴承采用稀油润滑，不需在轴承旁装设甩油环，但需在蜗杆轴上装设甩油器 15（见方案图），使油飞溅到壳壁再导入轴承。

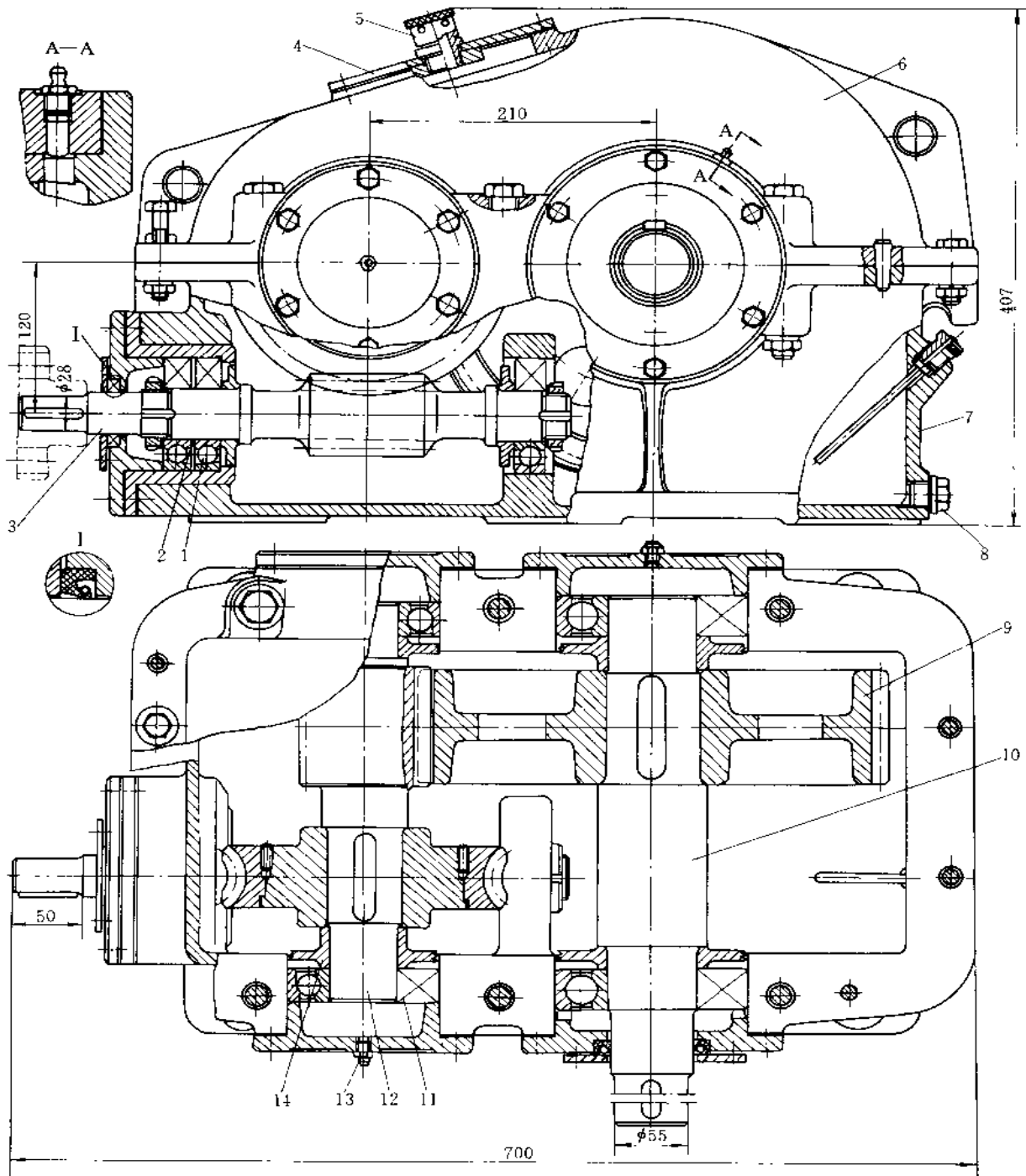
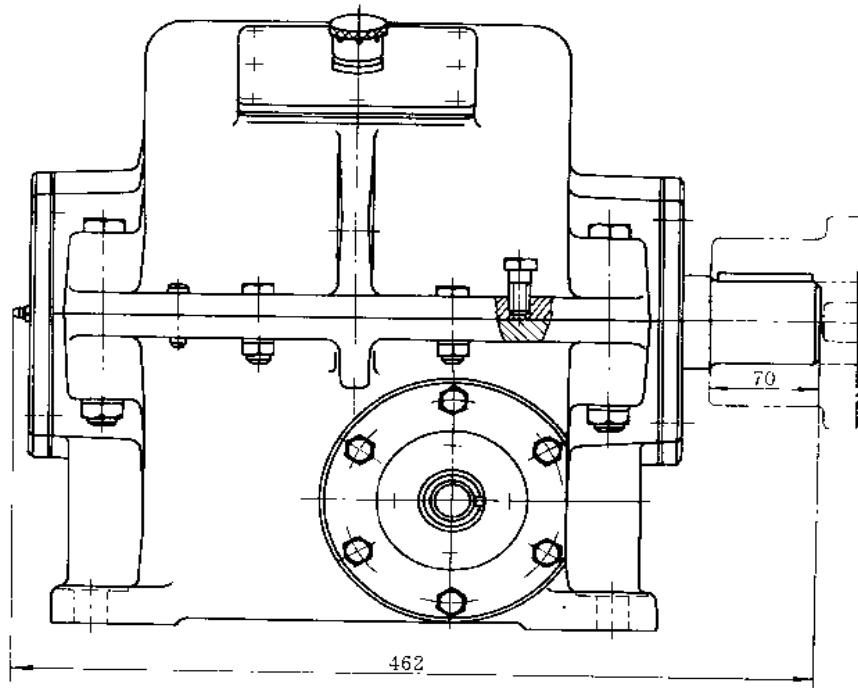
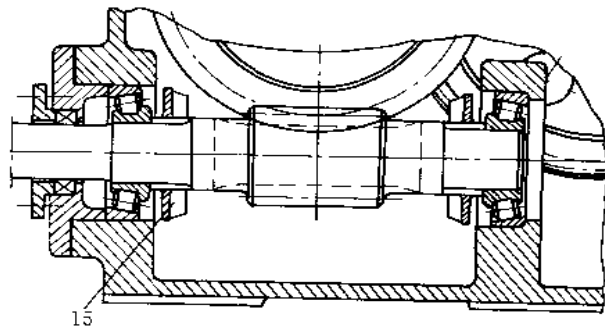


图 1-6-76 两级蜗  
1—轴承；2—套筒垫；3—蜗杆；4—窥视孔；5—通气器；6—机盖；7—机座；8—螺塞；



蜗杆轴承结构方案



杆-齿轮减速器

9—齿轮；10—输出轴；11—轴承；12—中间轴；13—注油杯；14—甩油杯；15—甩油器

## 8.7 渐开线行星齿轮减速器

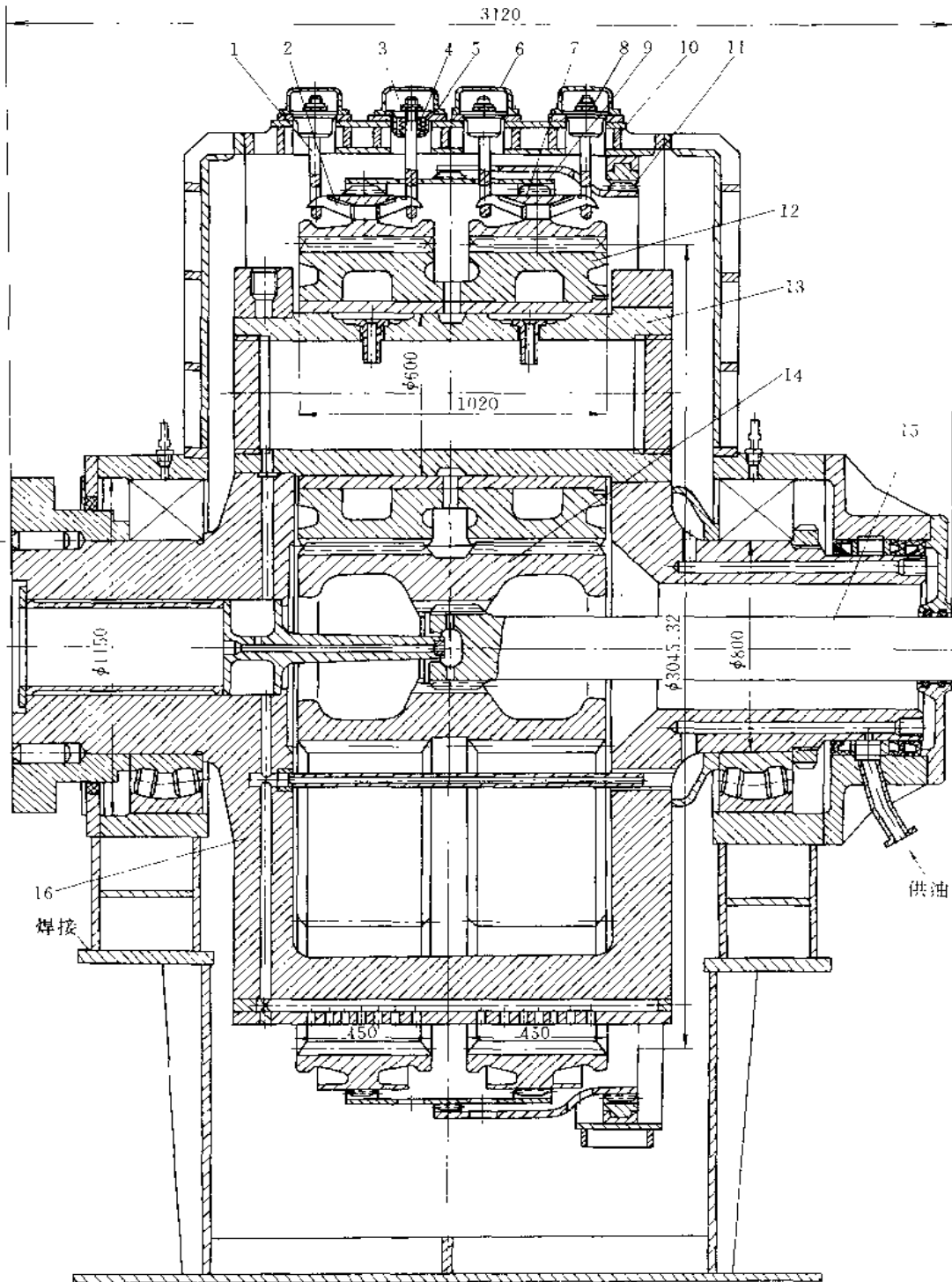


图 1-6-77 NGW 型单级行星减速器

- 1-拉杆; 2-平衡臂; 3-球面垫圈; 4-碟形弹簧; 5-杯形套; 6-外罩; 7-内齿轮; 8-冠形螺母; 9-齿轮联轴器;  
10-机壳; 11-齿轮联轴器; 12-行星轮; 13-轴; 14-太阳轮; 15-输入轴; 16-行星架

图 1-6-77 所示为内齿轮浮动的 NGW 型单级行星减速器，是双齿圈、大功率减速器。太阳轮 14 的内孔有内齿，与输入轴 15 的轴端外齿相啮合，组成齿轮联轴器，一方面传递载荷，另一方面能使太阳轮浮动，均布载荷。内齿轮 7 上的每个齿圈采用专门悬挂装置，达到浮动的目的。内齿轮的每个齿圈与悬挂在拉杆 1 的平衡臂 2 相联接，而拉杆通过冠形螺母 8 和球形垫圈 3 支承在碟形弹簧 4 上。碟形弹簧安装在杯形套 5 和封闭的外罩 6 中。此外，内齿轮 7 的每个齿圈与封闭齿轮联轴器 9 相联接，而联轴器 9 又通过齿轮联轴器 11 与固定机壳 10 相联接。这样，每个齿圈借助于平衡臂、拉杆和碟形弹簧按行星轮单独进行自动浮动。减速器共有 3 个行星轮。

减速器采用油泵供油润滑。所采用的齿轮悬挂装置工作十分可靠，但结构较复杂，而且碟形弹簧的特性必须一致。

图 1-6-78 所示为电动机直联式减速器，采用 NGW 的行星齿轮传动。由于行星齿轮传动是一种共轴线式的传动型式，具有同轴线的特点。在结构上又采用了对称分流传动结构，使几个行星轮在中心轮周围共同来分担载荷，使作用于中心轮和行星架等主要轴承上的作用力互相平衡。由于合理地应用了内啮合传动，使空间容积得到了充分利用。因此具有体积小、重量轻、承载能力大、效率高、工作平稳、结构紧凑等特点，但制造精度要求高，结构复杂。

该减速器采用了太阳轮 27 和内齿轮 13 同时浮动的均载机构。太阳轮浮动通过单齿式联轴器 2 与高速轴相联实现，使行星轮 12 间载荷均衡，这种浮动方法虽比不上双齿式联轴器优越，但因太阳轮重量轻，浮动灵敏，结构比较简单，易于制造，便于安装，因此应用广泛。内齿轮浮动通过非金属并具有良好性能的弹性件 28 与机座相联结构，实现行星轮间的载荷均衡，并具有良好的减振性。

行星架 26 采用双壁整体式铸造结构，刚性好，受载后不易变形，有利于行星轮上的载荷沿齿宽方向均匀分布，减小振动和噪声。

机壳水平剖分，剖分面涂密封胶，以防漏油。机座 10 下方有排油螺塞 25，供排除润滑油用。机盖 9 上方直接与立式电机 1 相联，拆装方便，机盖上设置油标尺 4，显示出减速器内油位高度。

减速器内各传动及轴承采用油池浸油润滑。因油位高度较高，搅油较激烈，耗功及发热量较大，适用于小功率的场合。为了防止输出轴 19 漏油，在轴伸处装设两个唇式油封进行密封。

图 1-6-79 所示减速器为图 1-6-78 的另一种结构型式。减速器的润滑为强制润滑。润滑油通过过滤器经由电机驱动的油泵 14 喷入齿轮联轴器 2 的啮合处，然后向下流动并飞溅到各个齿轮及轴承，达到良好的润滑效果。

由于采用强制润滑，油位高度较低，其高度通常在油标 26 的中心处。大大降低了搅油的耗功及发热量，使传动效率提高，特别适合于大功率的场合。由于下箱体 9 在输出轴 20 处向内有高的凸台，凸台高度高于油位高度，使输出轴的密封效果提高。轴承 17 采用油脂润滑。为了防止稀油进入轴承，在轴承上部装有油封。

图 1-6-80 所示为 OH-58 直升飞机用主减速器，通过主传动轴与发动机联接。发动机与主减速器之间装有单向离合器。减速器输出轴（机翼轴 5）直接与机翼相联。

减速器为两级传动，第一级为螺旋锥齿轮换向减速，主动轮齿数为 19，从动轮齿数为 71，用螺钉固定在下轴安装盘上。下轴用双排向心推力球轴承和一个向心滚子轴承支承。第二级为行星传动，太阳齿轮 7 通过外花键与下轴联接，可以径向浮动。行星齿轮 3 装有双列球面

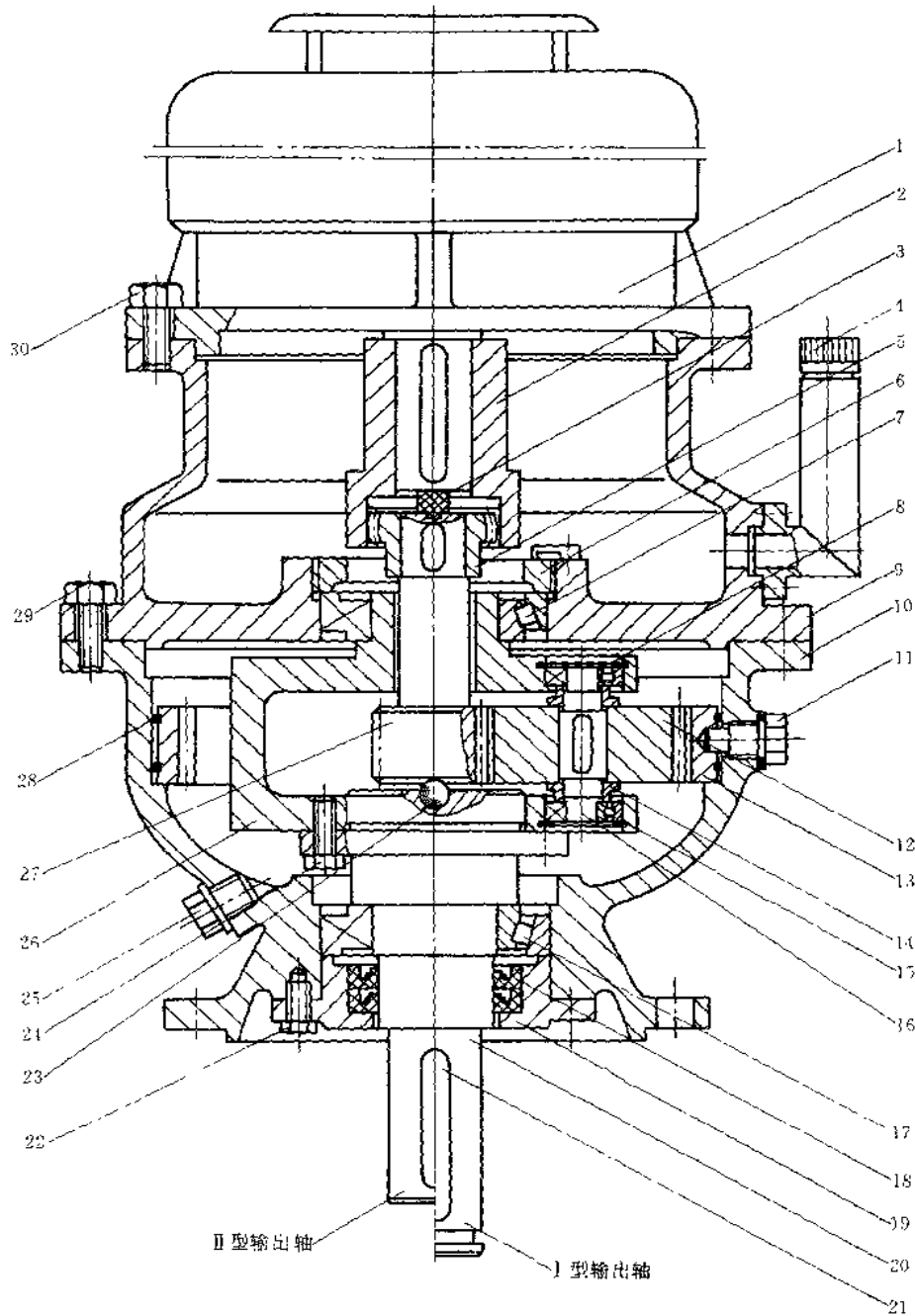


图 1-6-78 CFL 型立式单级行星齿轮减速器 (NGW 型) (温州市长城减速机有限公司生产)

- 1—电动机；2—联轴器；3—挡块；4—油标尺；5—联轴齿轮；6—调节螺母；7—轴承；8—弹性挡圈；9—机盖；  
 10—机座；11—浮动销；12—行星轮；13—内齿轮；14—轴套；15—轴承；16—行星轮轴；17—轴承；  
 18—油封；19—轴承端盖；20—输出轴；21—平键；22—螺栓；23—钢球；24—螺栓；  
 25—放油螺塞；26—行星架；27—太阳轮；28—弹性件；29—联接螺栓；30—电机联接螺栓

滚子轴承，齿轮内孔作为滚子的跑道。固定齿圈 8 用花键固定在上壳体 6 上。行星架 4 是整体三角架，与机翼轴 5 用花键相联，并通过向心推力球轴承支承在太阳齿轮上。机翼轴呈长管状，用推力轴承和向心滚子轴承支承。

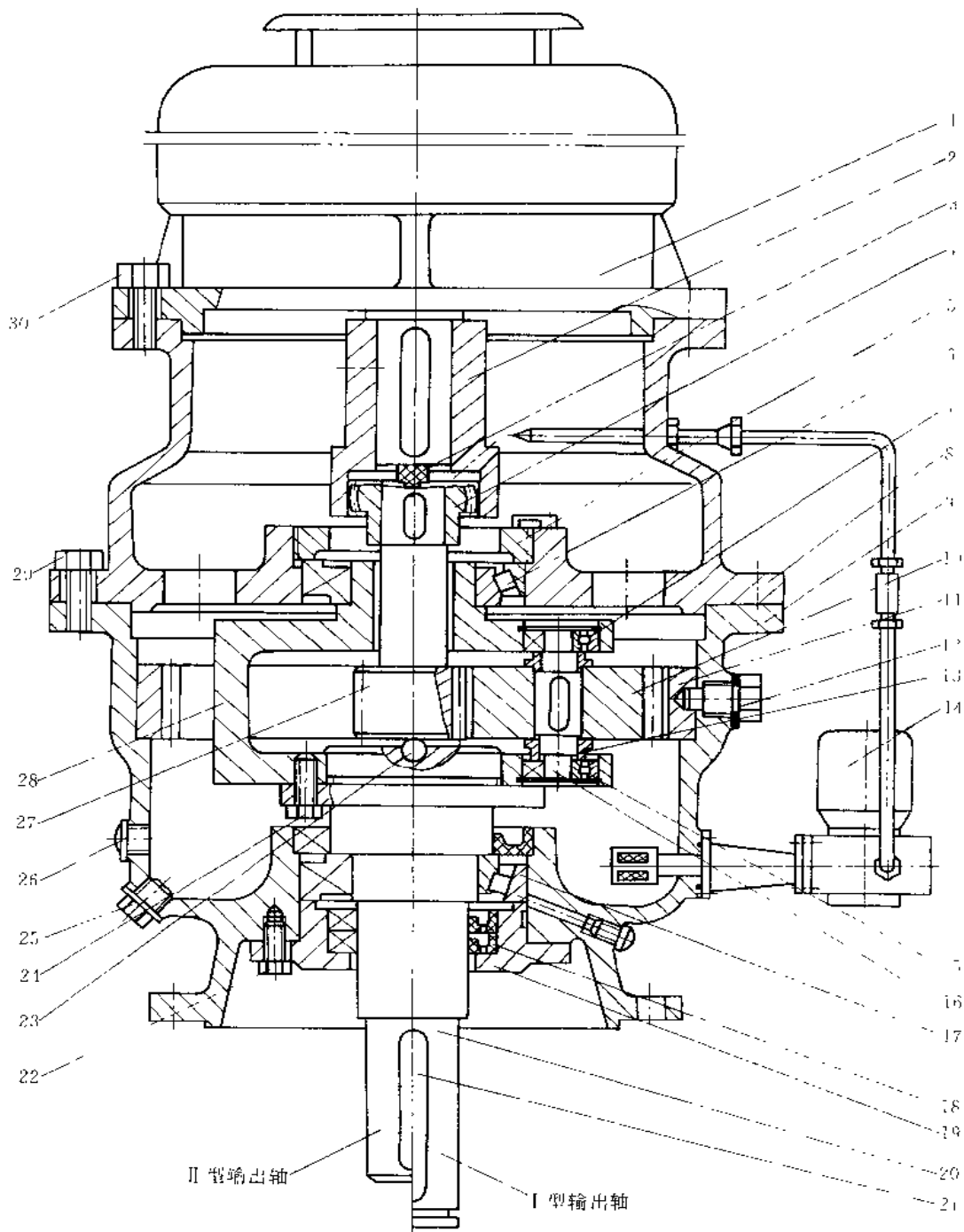


图 1-6-79 立式单级 NGW 型行星齿轮减速器

- 1—电动机；2—联轴器；3—橡胶块；4—联轴齿轮；5—调节螺母；6—轴承；7—弹性挡圈；  
 8—上箱体；9—下箱体；10—行星轮；11—内齿轮；12—浮动销；13—轴套；  
 14—齿轮油泵；15—轴承；16—行星轮轴；17—轴承；18—油封；19—轴承端盖；  
 20—输出轴；21—平键；22—螺栓；23—钢球；24—螺栓；25—放油螺塞；  
 26—油标；27—太阳轮；28—行星架；29—上下箱联接螺栓；30—电机联接螺栓

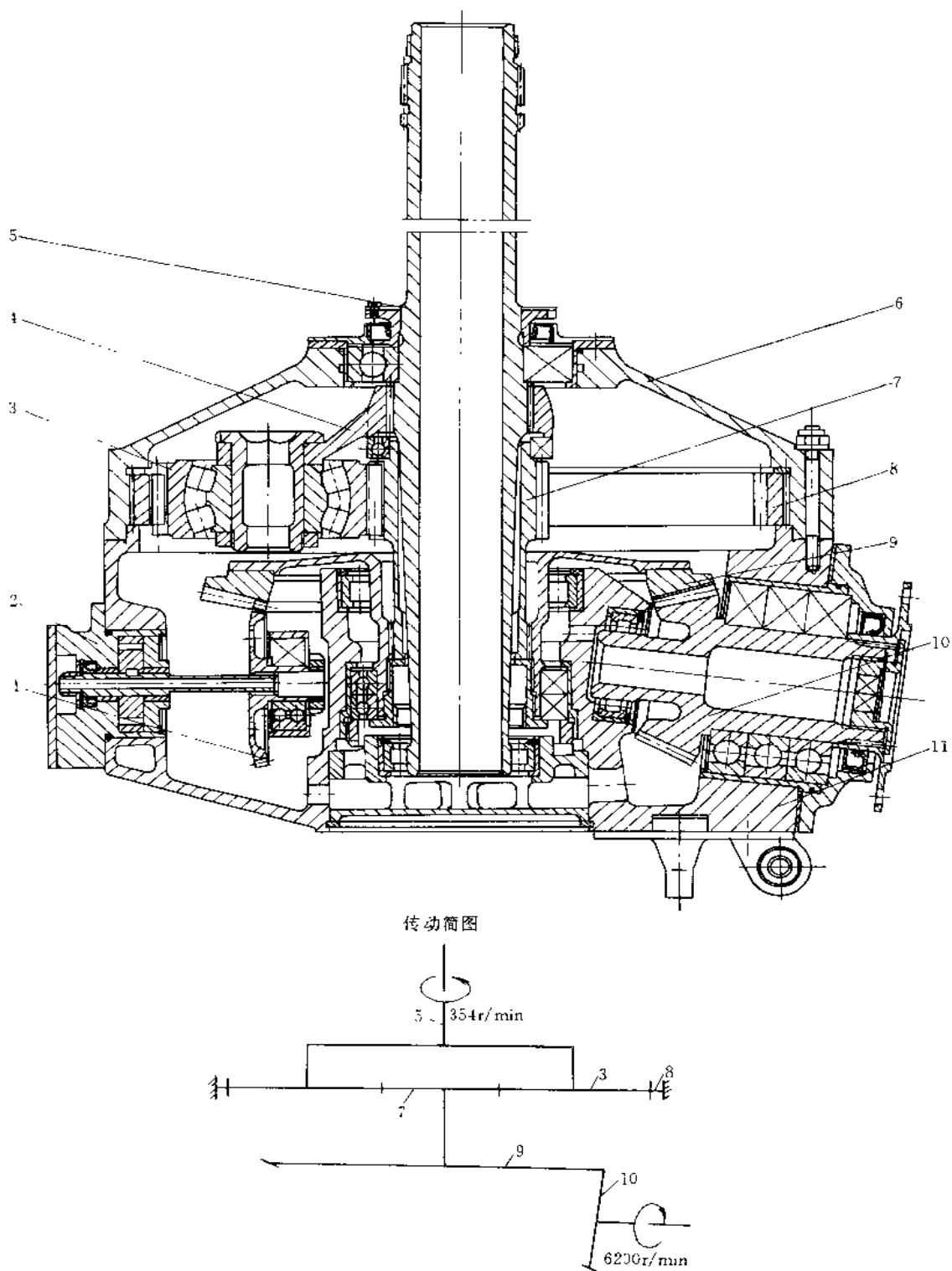


图 1-6-80 圆锥-行星减速器

- 1 附件传动螺旋锥齿轮；2—滑油泵；3—行星齿轮（3个）；4—行星架；5—旋翼轴；6—上壳体；  
7—太阳齿轮；8—固定齿圈；9—从动螺旋锥齿轮；10—主动螺旋锥齿轮；11—主壳体



技术特性：传递功率  $N=235\text{kW}$ ，总传动比  $i=17.44$ ，输入转速  $n_1=6200\text{r/min}$ ，输出转速  $n_2=354\text{r/min}$ ；太阳内轮齿数为 27，行星齿轮齿数为 35，固定齿圈齿数为 99。

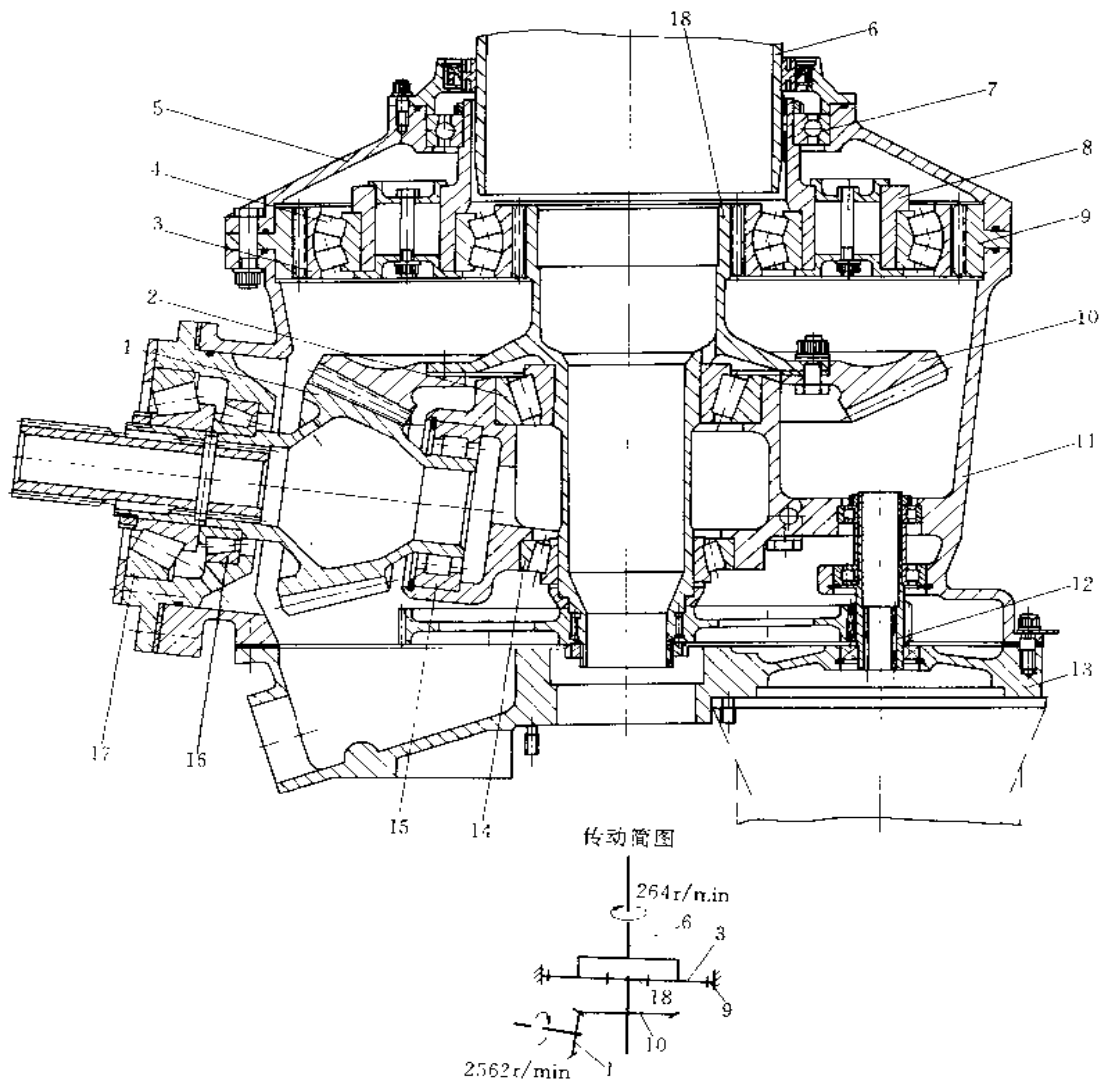


图 1-6-81 圆锥-行星齿轮减速器

1—主动螺旋锥齿轮；2—圆锥滚子轴承；3—行星齿轮；4—球面滚子轴承；5—上壳体；6—旋翼轴；7—向心球轴承；8—行星架；9—固定齿圈；10—从动螺旋锥齿轮；11—主壳体；12—附件传动轴；13—下壳体；14—圆锥滚子轴承；15—向心滚子轴承；16、17—圆锥滚子轴承；18—太阳齿轮

图 1-6-81 所示为波音·伏托耳 107 直升飞机用后减速器，输入轴通过并车减速器相联，输出轴与旋翼相联。减速器共有两级减速，第一级为锥齿轮传动，主、从动轮的齿数分别为 26 和 63。第二级为行星传动，太阳轮齿数为 39，行星轮齿数为 39，固定内齿轮齿数为 117。

主动轴通过花键与主动螺旋锥齿轮 1 相联，并用两个圆锥滚子轴承和一个圆柱滚子轴承简支。从动螺旋锥齿轮 10 用螺栓与轴相联，并用两个圆锥滚子轴承悬臂支承，轴的上端是太阳齿轮。行星轮有 4 个，采用球面滚子轴承支承，行星架是整体式，用一个向心球轴承定位。旋翼轴 6 与行星架用花键相联，传递扭矩。

技术特性：传递功率  $N=1037\text{kW}$ ，总减速比  $i=9.69$ ，输入转速  $n_1=2562\text{r/min}$ ，输出转速  $n_2=264\text{r/min}$ 。

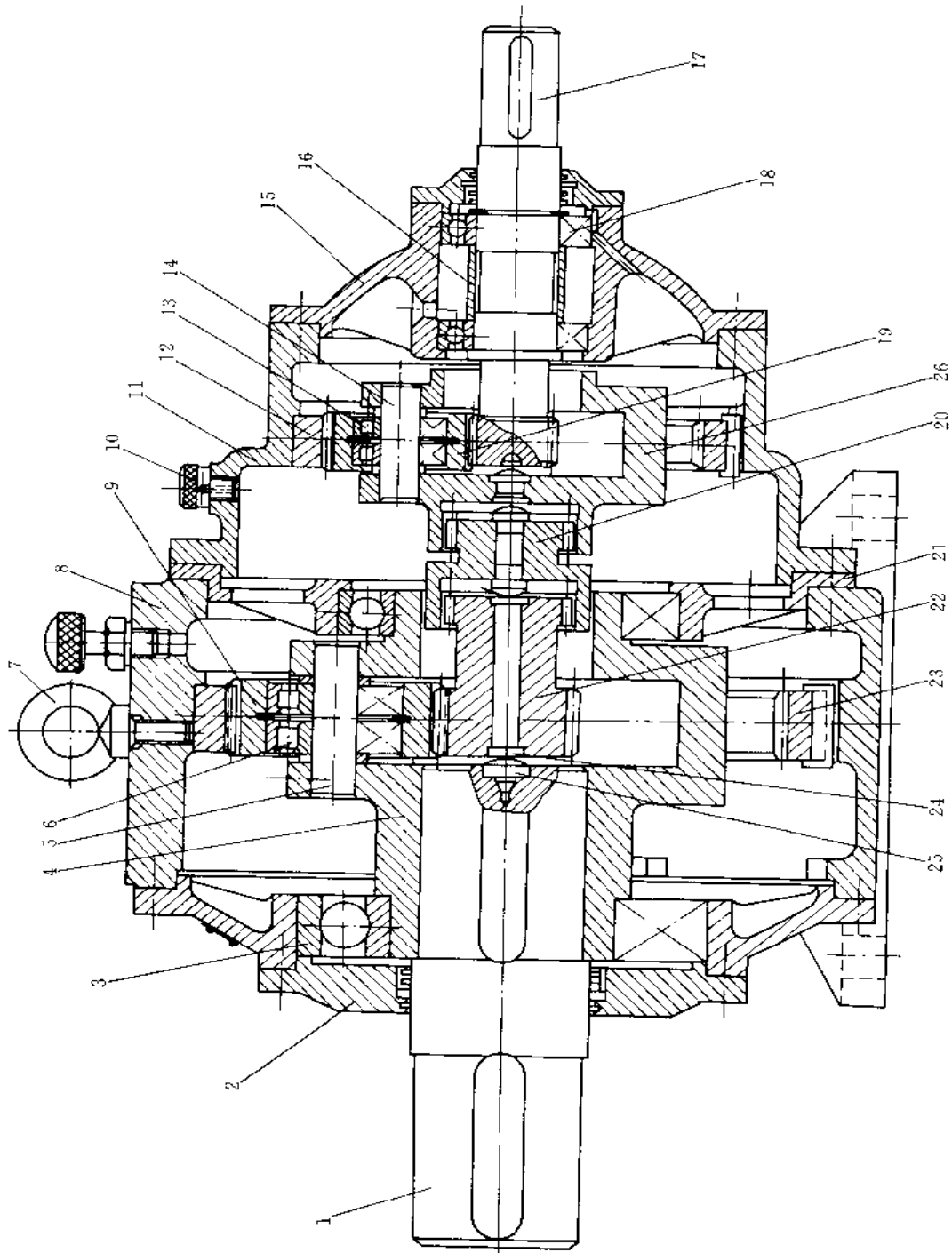


图 1-6-82 NGW 两级行星内齿轮减速器

1—输出轴; 2—压盖; 3—轴承; 4—行星架; 5—行星轮轴; 6—行星轮; 7—吊环螺钉; 8—机壳; 9—行星齿轮; 10—通气器; 11—机壳; 12—内齿轮; 13—轴承; 14—行星轮轴; 15—端盖; 16—定距套; 17—输入轴(内齿轮); 18—轴承; 19—行星轮; 20—浮动轮; 21—联接板; 22—太阳轮; 23—内齿轮; 24—端板; 25—止环; 26—行星架

图 1-6-82 所示减速器中,一级传动的机壳 11 为整体式,端部与二级传动机壳 8 相联,另一端与端盖 15 相联。二级传动的机壳也为整体式,外侧装有压盖 2,带有地脚螺栓孔的底座与二级传动壳体呈一体。通气器装在一二级传动机壳上。二级传动机壳上方装有吊环螺钉 7,用于起吊整台减速器。机壳下方有排油孔(图中未表示出)。

图中所示为 NGW 型两级行星齿轮减速器。一级传动的太阳轮与输入轴 17 呈一体。二级传动的太阳轮 22 为双联齿轮,右侧与浮动轮 20 相啮合,左侧与行星齿轮 9 相啮合。太阳轮作为均载机构能自由径向浮动,达到均载的作用,使几个行星齿轮能同时均匀分担传递载荷。一级传动依靠行星架 26 的浮动作为均载机构,使行星轮 19 随着行星架一起浮动,达到均衡的目的。浮动轮 20 两侧的轮齿与各自相啮合的轮齿齿数相同。行星架 26、浮动轮 20 和太阳轮 22 没有径向固定,传递扭矩时可以产生微小的径向位移,以补偿由于齿轮加工或安装误差产生的各传动齿轮间载荷分配的不均匀。它们之间的轴向位置由端板 24 和止头 25 控制,以避免产生较大的轴向位移。为了提高浮动量,浮动轮 20 的外齿轮以及太阳轮 22 的右侧齿轮应制成外径为圆弧的鼓形齿。

输出轴 1 依靠行星架 4 将扭矩输出。内齿轮 12 和 23 为固定轮,通过键分别与各自机壳固定。

各齿轮传动及轴承采用油池浸油润滑,并靠飞溅的润滑油达到各润滑点。输入轴的轴承靠端盖上部的油孔将油引入,再通过轴承下部的回油孔将油流至油池中。

图 1-6-83 所示为 NGW 型两级行星减速器。第一级太阳轮 4 与轴呈一体,悬臂支承。一级减速的每个行星轮用一个轴承安装在行星架 2 上的空心轴 5 上。第二级太阳轮 14 与第一级行星架为花键刚性联接。第二级行星轮 11 安装在两个球轴承上。一、二级行星架为整体式。各级内齿轮 7、8 采用齿轮联轴器 6、10 进行浮动,均布载荷。内齿轮轴向位置采用挡圈定位。齿轮联轴器与固定在减速器的机壳 1 上的固定内齿圈相啮合。减速器采用内齿轮浮动时,其结构的轴向尺寸比采用太阳轮浮动时小。

减速器采用稀油润滑。第一级传动由固定在行星架侧板上的专门油匙 16 进行。第二级传动亦用行星轮进行润滑。

技术特性:模数为 1.75(一级)、3(二级),一级传动比  $i_1=9$ (齿数  $z_a=18$ 、 $z_b=144$ 、 $z_c=63$ ),二级传动比  $i_2=5.7$ (齿数  $z_a'=20$ 、 $z_b'=94$ 、 $z_c'=37$ ),总传动比  $i=51.3$ ,质量  $M=56\text{kg}$ ,装油量  $Q=4\text{L}$ 。

图 1-6-84 所示为 NGW 型行星-圆柱齿轮减速器的电动滚筒,滚筒直径为  $\phi 630$ ,用于带式输送机的驱动。电动机和减速器均装入滚筒内。减速器为两级,第一级为 NGW 型行星减速,第二级为具有中间齿轮的一般内啮合传动,亦按 NGW 型结构设计,但行星架(定子、端盖 12)是固定的。电机定子 2 固定在定子壳体 3 上,壳体两端通过端盖与制动轴相联。

电机轴 5 的一端用花键与太阳轮联接。行星轮 8 为两件,与内齿轮 7 和太阳轮相啮合。行星架(转臂 11)与第二级传动的太阳轮轴呈一体,并将动力传递给太阳轮,中间轮 14 个数为 3。

减速器中没有浮动构件。滚筒运动通过第二级传动中的内齿轮 9 传递。内齿轮与滚筒采用螺栓和销子联接。

滚筒内装有润滑油润滑齿轮和轴承,并用以冷却电机定子。

技术特性:传递功率  $N=20\text{kW}$ ,电机转速  $n=1450\text{r/min}$ ,总传动比  $i=36.8$ ( $i_1=7.36$ , $i_2=5$ ),滚筒圆周速度  $v=1.3\text{m/s}$ ,质量  $M=698\text{kg}$ 。

图 1-6-85 所示减速器中,机壳型式为两端有端盖的整体式结构。机壳 1 上有排油堵塞 7

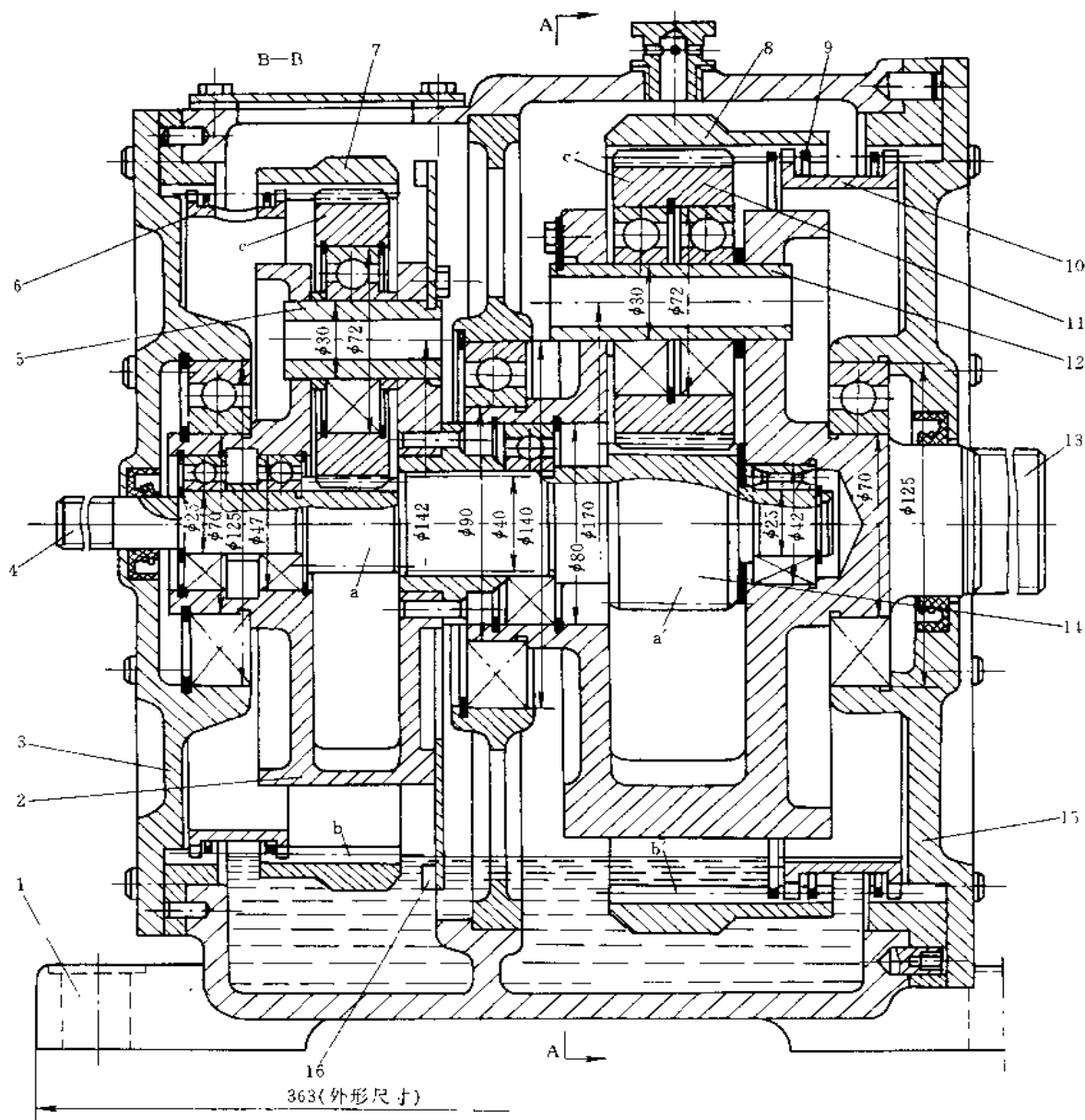
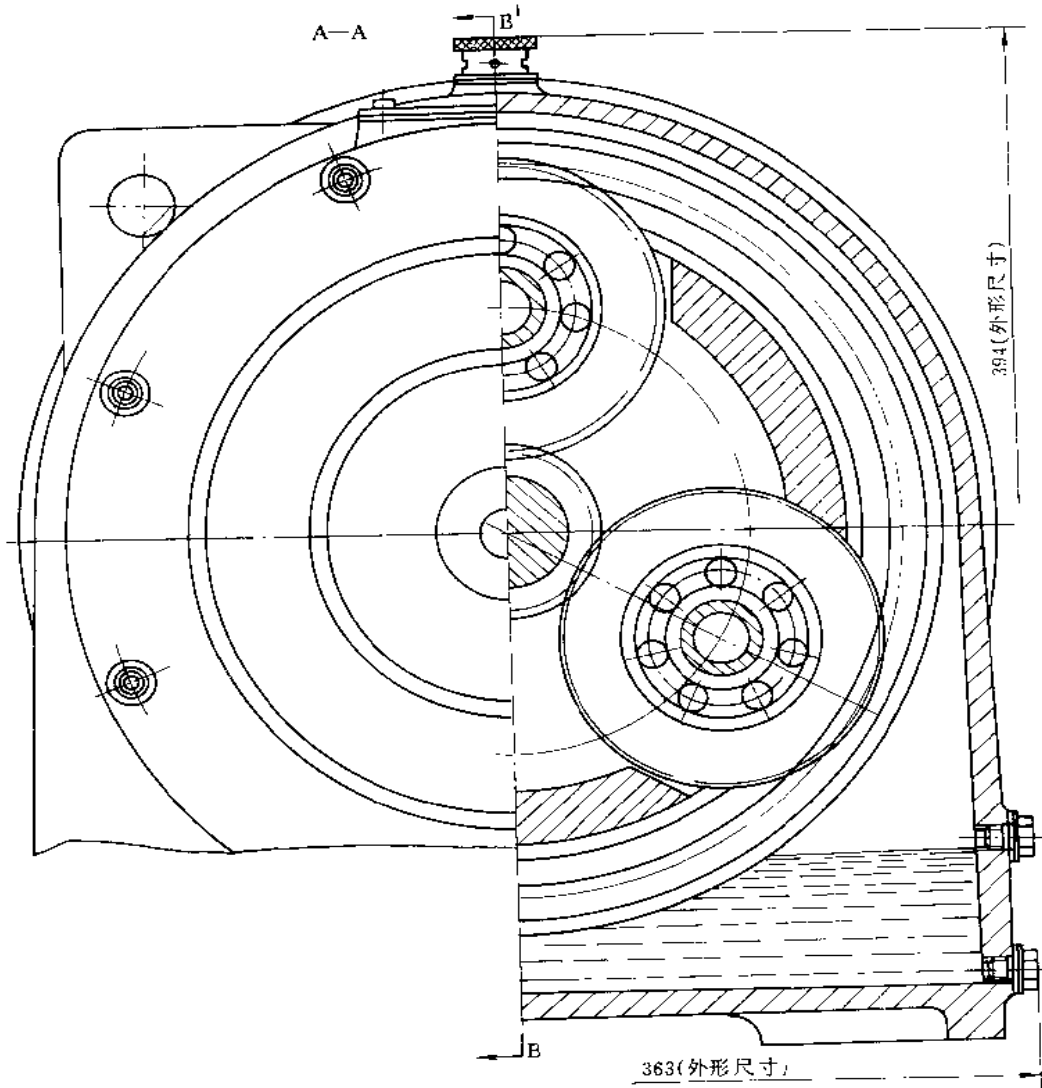


图 1-6-83 NGW 型两  
1—机壳；2—行星架（一级）；3—端盖；4—太阳轮（齿轮轴）；5—轴；6—齿轮联轴器；7、8—内齿轮；



### 级行星减速器

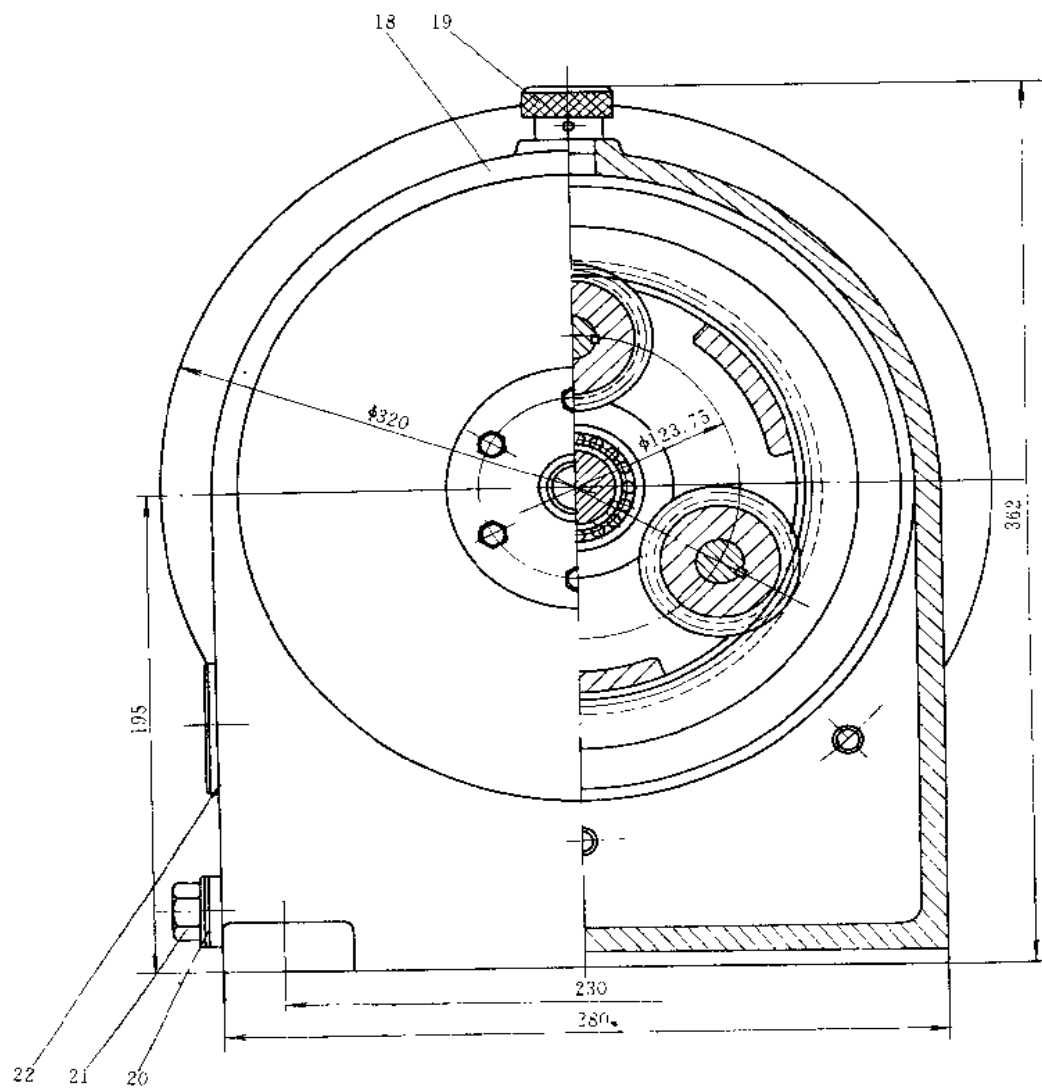
9—挡圈；10—齿轮联轴器；11—行星轮；12—轴；13—输出轴；14—太阳轮；15—端盖；16—油匙











### 星齿轮减速器

7-轴；8-内齿轮；9、10-行星轮；11-内齿轮；12-大端盖；13-垫片；  
 20-垫片；21-螺塞；22-油标；23-毡圈；24、25-轴承；  
 28-销；29、30-轴承；31-花键

和油标 10。图中所示为 NGWN 型行星齿轮减速器。机壳 1 是一个制动轮，并被支承在滑动轴承 3 上。安装时由抱闸 4 将制动轮 1 闸住，抱闸力的大小根据传动要求由弹簧 5 控制。因此减速器在正常工作时，闸轮是不动的，这时行星传动就变为定轴传动，相当于二级同轴式减速器。当超载时，即外载超过允许值，输出轴 6 和内齿轮 2 由转动变为不转动，而主动轴继续转动，因此制动轮（机壳 1）克服抱闸的摩擦力开始转动，这时行星轮 9 绕中心轮 8 转动，变成行星齿轮减速器。其工作原理可见传动简图。这种减速器常用于锻造操作机上，起超载保护作用。

图 1-6-86 所示减速器中，整体式机壳 18 端部有大端盖 12，装有输出轴 15 的轴承 24。机壳上方有通气器 19，下方有排油螺塞 21。

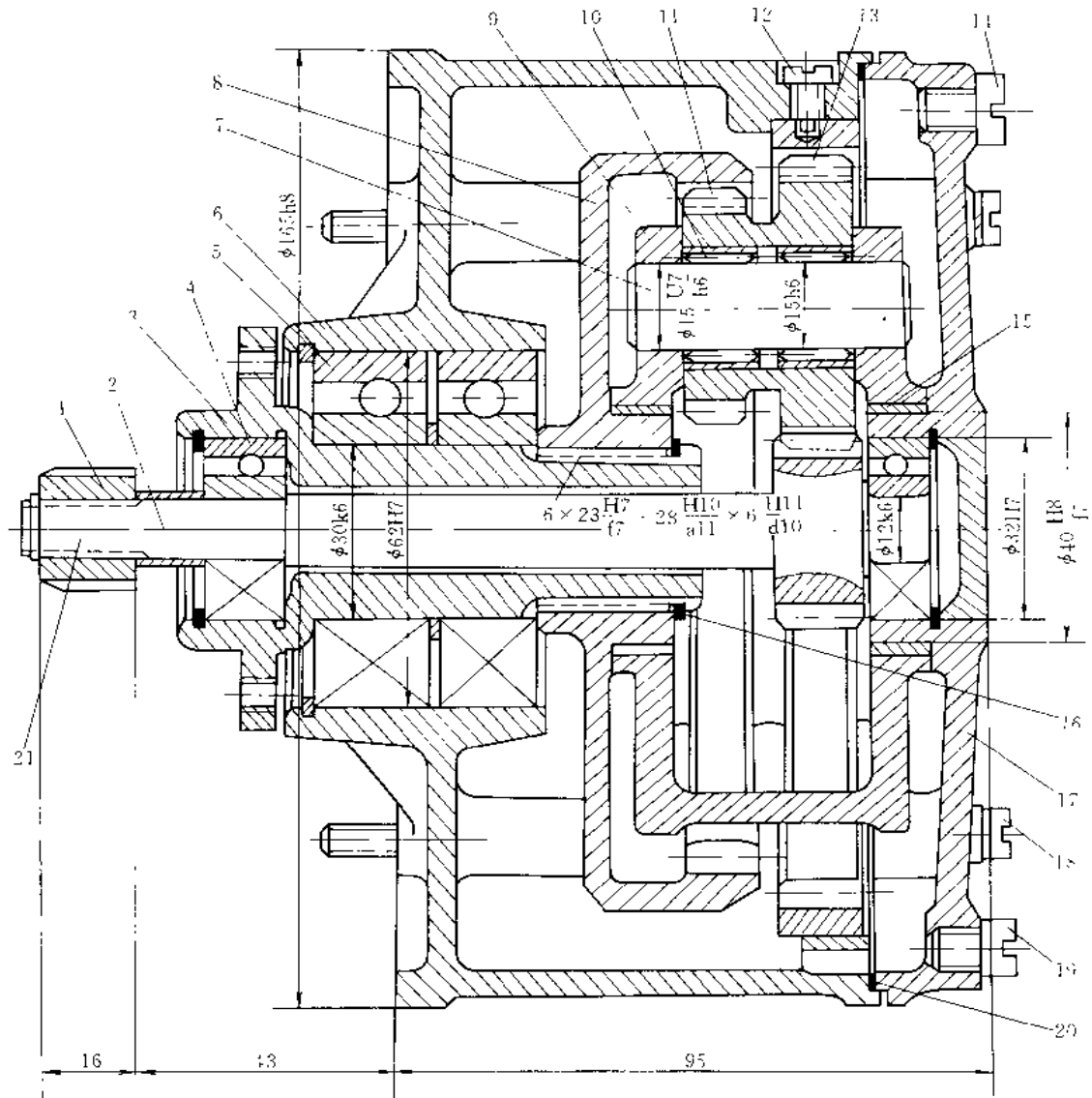


图 1-6-87 NGWN 行星齿轮减速器 (减速比 30.4)

- 1 花键套；2—输入轴；3—空心输出轴；4—轴承；5—轴承；6—箱体；7—行星轮轴；8—内齿轮；9 行星架；10—滚针轴承；11—行星轮；12—螺钉；13—内齿轮；14—螺塞；15—含油轴承；16—挡圈；17—箱盖；18—螺钉；19—螺塞；20—垫片；21—三角形花键

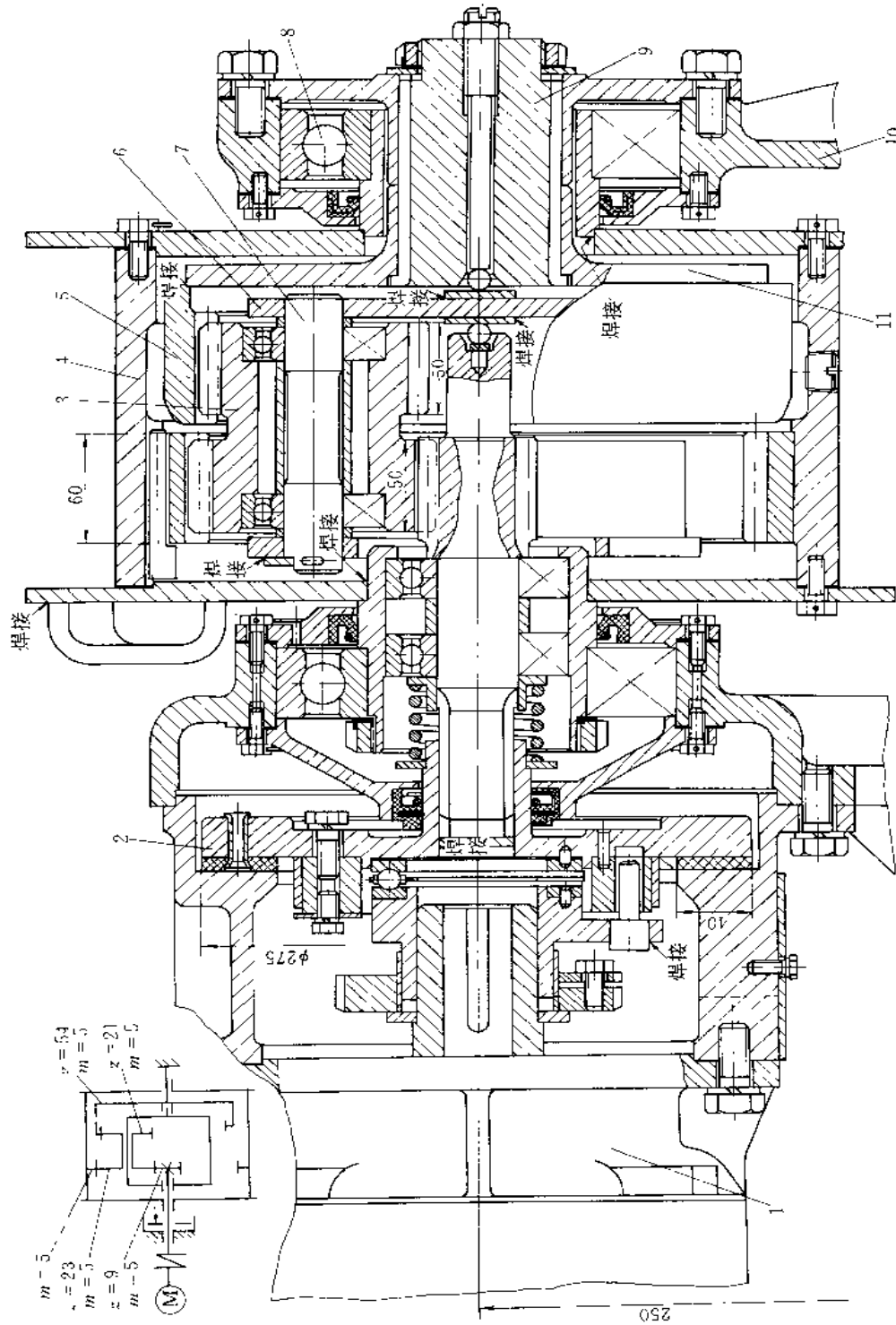


图 1-6-88 NGWN 型行星减速器  
 1—电动机; 2—自动盘式制动器; 3—行星轮; 4—滚筒(内齿轮); 5—内齿轮; 6—内齿轮; 7—行星架; 8—行星架; 9—心轴; 10—轴承座; 11—联接端板

中心轮与输入轴 1 呈一体。行星轮 9 和 10 不是通常用的双联式,而是单个齿轮组合在一起,加工方便。转臂 5 只用于支承行星轮,并不承受传递外部载荷。内齿轮 11 与输出轴 15 之间用花键联接。内齿轮有微小的径向移动,从而可使行星轮间载荷分配均匀。

齿轮传动及轴承均采用稀油油池润滑。

技术特性:最大输出扭矩为  $690\text{N}\cdot\text{m}$ ,速比为 28.28。

图 1-6-87 所示减速器中,箱体 6 与箱盖 17 的分界面为垂直剖分,在配合处用止口对中,以保证轴孔的同心度。为了保证配合处接触紧密,防止漏油,需装设垫片 20。箱体与箱盖用圆锥销定位,再用螺钉紧固。箱体用长螺钉 18 固定在机座上。箱体下部有放油螺塞 19,用于排除污油。箱体上部有螺塞 14,用于加入润滑油。

图中所示为 0.25t 电动葫芦用 NGWN (3K) 型减速器。主动轴 2 与太阳轮呈一体,轴端用三角形花键与输入装置相联。行星轮 11 为双联齿轮,采用滚针轴承,可以减小径向尺寸,降低两齿轮之间应力集中,热处理时也不易产生断裂。内齿轮 8 与空心输出轴 3 用矩形花键相联,可以传递较大载荷,轴端用挡圈 16 固定,装拆方便,轴端没有凸缘,便于锻造。由于采用花键联接,联接间具有少量径向间隙,能改善行星轮受力的不均匀性。行星架 9 采用含油轴承 15,可减少径向尺寸。内齿轮 13 用螺钉 12 固定在箱体 6 上,由于内齿轮传递力矩很大,故需对螺钉进行强度校核。

行星传动及轴承采用油池浸油及飞溅润滑。

图 1-6-88 所示为挖掘机臂架提升卷扬机,其减速器为 NGWN 型。内齿轮 5 为固定构件,通过联接端板 11 和压盖与固定轴承座 10 联接。行星架 6 为浮动构件,径向由齿轮轮齿支承,轴向由钢球止推。行星轮 3 为双联式,个数为 3。

减速器具有大传动比、结构紧凑的特点。齿轮为变位直齿轮。电动机与减速器输入轴之间装有自动盘式制动器 2,其动作原理是利用电动机转子的机械能使常闭式制动器开启。因此,在电动机转子轴与被驱动轴进入啮合前,两轴的动力联接应使电机转子具有一定的自由转动角度。通电时,电机通过转子的自由角度的转动,部分功率用于制动器的开启。断电时,制动器借弹簧力自动制动。

滚筒支承轴承采用油脂润滑,减速器齿轮采用稀油润滑。

技术特性:电动机功率  $N=5.5\text{kW}$ ,输入转速  $n=2800\text{r}/\text{min}$ ,传动比  $i=201.4$ ,效率  $\eta=0.99$ ,质量  $M=344\text{kg}$ 。

## 8.8 渐开线少齿差行星减速器

图 1-6-89 所示为典型的 N 型(即 K-H-V 型)销孔式双偏心单级少齿差减速器。其输入偏心轴由直轴 4 与相对  $180^\circ$  的双偏心套 5 组合而成。转臂轴承 3 采用可双向游动的短圆柱滚子轴承。依靠机盖 2 及输出轴 15 盘内侧端面和两行星轮 9 之间的圆环 6 和 16 限制行星轮轴向窜动。输出动力的销轴 7 为悬臂式结构,固定内齿轮 10 镶嵌于机体 1 内并以圆柱销 11 增强其联接的可靠性。

设计此类减速器时,除进行齿轮干涉验算外,尚需核算行星轮中转臂轴承与高速轴支撑轴承的寿命及销轴的弯曲强度。这种减速器在传动比为  $10\sim 100$  的范围内具有较高的传动效率,适合于大传动比小功率传动的工况。

图 1-6-90 所示为 N 型销孔式双偏心二齿差减速器。其输入偏心轴 8 为整体式结构。销轴 6 悬臂端设有均载环 7,可在一定程度上改善齿轮的啮合状况。固定内齿圈与机壳 3 合二为一。

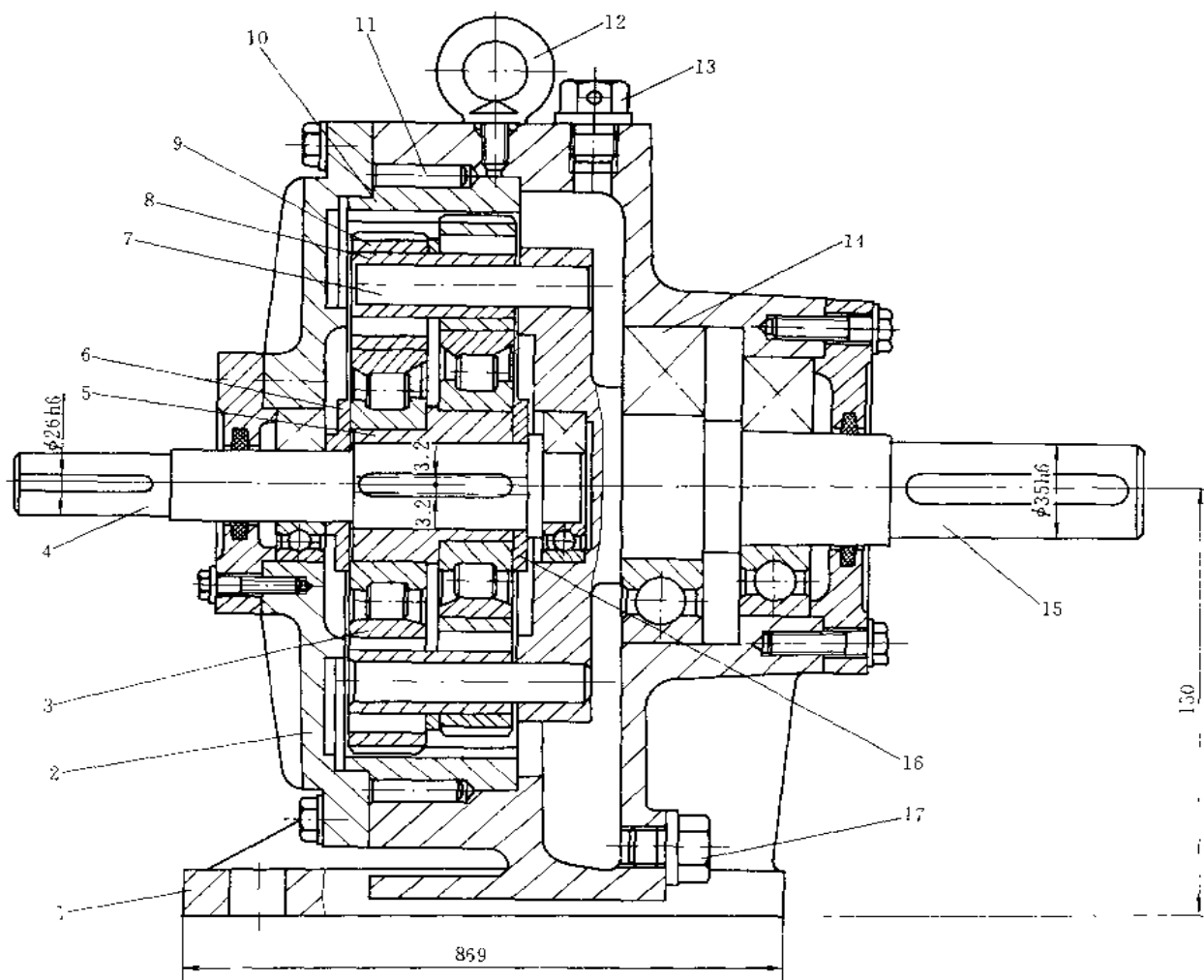


图 1-6-89 销孔式双偏心单级少齿差减速器

1—机体；2—机盖；3—转臂轴承；4—输入轴（直轴）；5—双偏心套；6—圆环；7—销轴；8—销轴套；  
9—行星轮；10—内齿轮；11—圆柱销；12—吊环螺钉；13—通气器；14—轴承；  
15—输出轴；16—圆环；17—放油螺塞

输出端的端盖 1 设有联接法兰，其动力经销孔机构由输出轴 2 上的花键孔输出。

技术特性：传动比  $i=39.5$ ，模数  $m=4$ ，行星轮齿数  $z_g=79$ ，内齿轮齿数  $z_b=81$ ，传递功率  $N=5\text{kW}$ ，输入轴转速  $n=946\text{r/min}$ 。

图 1-6-91 所示为 N 型减速器用于驱动车轮的实例。

安装销轴的轴盘 1 为固定件，与车轮合为一体的内齿轮 4 为输出动力的转动件（从动件）。输入偏心轴 8 为整体式，外装长轴套 7，其上安装的两个轴承将偏心轴两端支撑在车轮一侧的大盖 12 上。驱动电动机 10 通过双法兰联接件 9 安装在轴承座 11 上，其轴伸插入长轴套内，经键联接将动力传给偏心轴。销轴 2 悬臂安装在轴盘上，轴盘则通过外伸端的花键副与轴承座固联。转臂轴承 5 采用调心滚子轴承，以改善齿轮啮合状况，提高使用寿命。

齿轮传动及轴承采用油脂润滑。

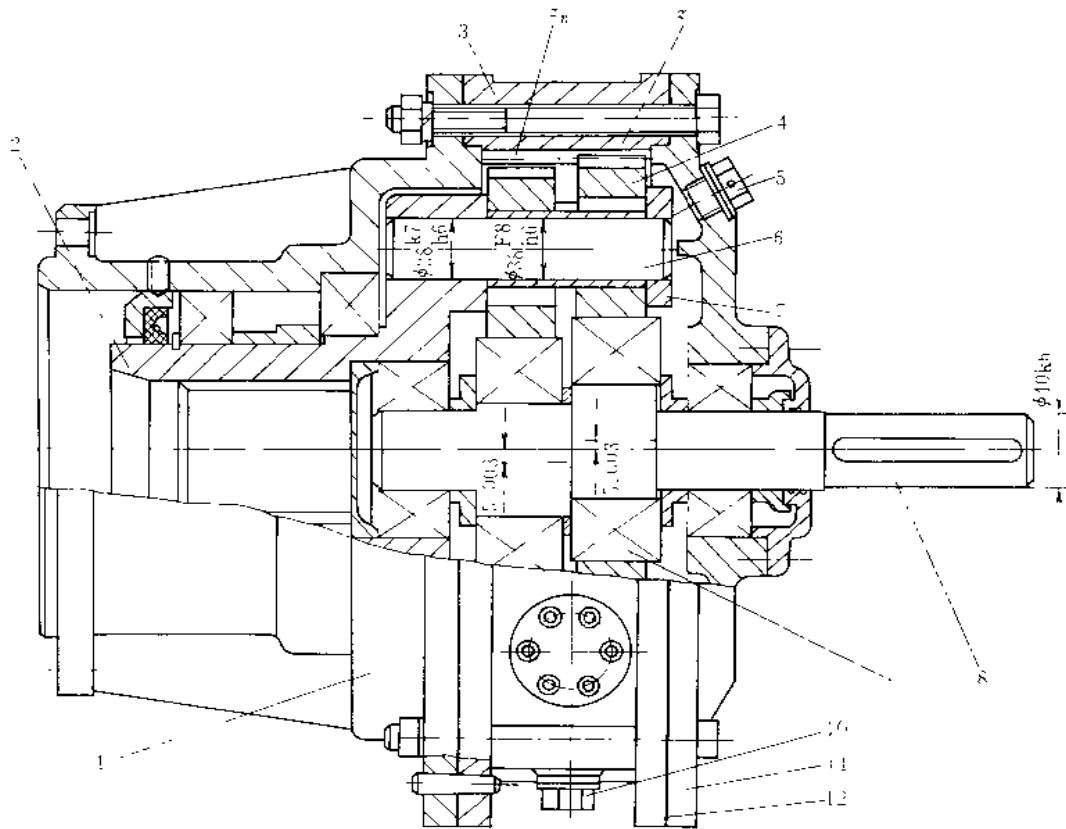


图 1-6-90 销孔式双偏心少齿差减速器

1—端盖；2—输出轴；3—机壳（内齿轮）；4—行星轮；5—通气器；6—销轴；7—均载环；8—输入轴；9—轴承；10—放油螺塞；11—端盖；12—垫片

减速器结构十分紧凑，但维修不太方便。

技术特性：传动比  $i=56$ ，传递功率  $N=2.2\text{kW}$ ，输入轴转速  $n=1420\text{r/min}$ ，齿轮模数  $m=3$ ，外齿轮齿数  $z_1=55$ ，内齿轮齿数  $z_2=56$ ，中心距  $a=2.52\pm 0.011\text{mm}$ 。

图 1-6-92 所示为 N 型减速器应用于起重机回转装置的一个实例。减速器为立式，由一级圆柱齿轮副 1 及少齿差行星传动机构 3 两部分组成。动力由齿轮轴输入，经一级圆柱齿轮副减速后，驱动少齿差行星传动的高速偏心轴，经再次减速后驱动回转装置的小齿轮 4。

少齿差行星传动采用了整体式双偏心轴及悬臂销轴式动力传递机构。为了使齿轮受力均匀，销轴悬臂端加了均载环 2。转臂轴承为调心短圆柱滚子轴承，改善啮合齿轮的载荷均衡状况，延长使用寿命。固定的内齿圈与减速器箱体呈一体，结构简单。

减速器中的齿轮及轴承采用稀油润滑。润滑油通过低速轴上的偏心圆盘 5 驱动油泵（图中未表示出）输出，经外部油管 6 送到轴承及齿轮，进行强制循环润滑。

图 1-6-93 所示为 N 型减速器用于起重机回转装置的实例。减速器为立式，与图 1-6-92 结构不同，仅为一级减速。

减速器高速偏心轴由直轴 1 与偏心套 2 组成。销轴 3 为简支梁式双支承结构，改善了销轴的受力状况，使两个行星轮 4 受力趋于均衡，但增加了支承轴盘制造工艺上的难度。高速

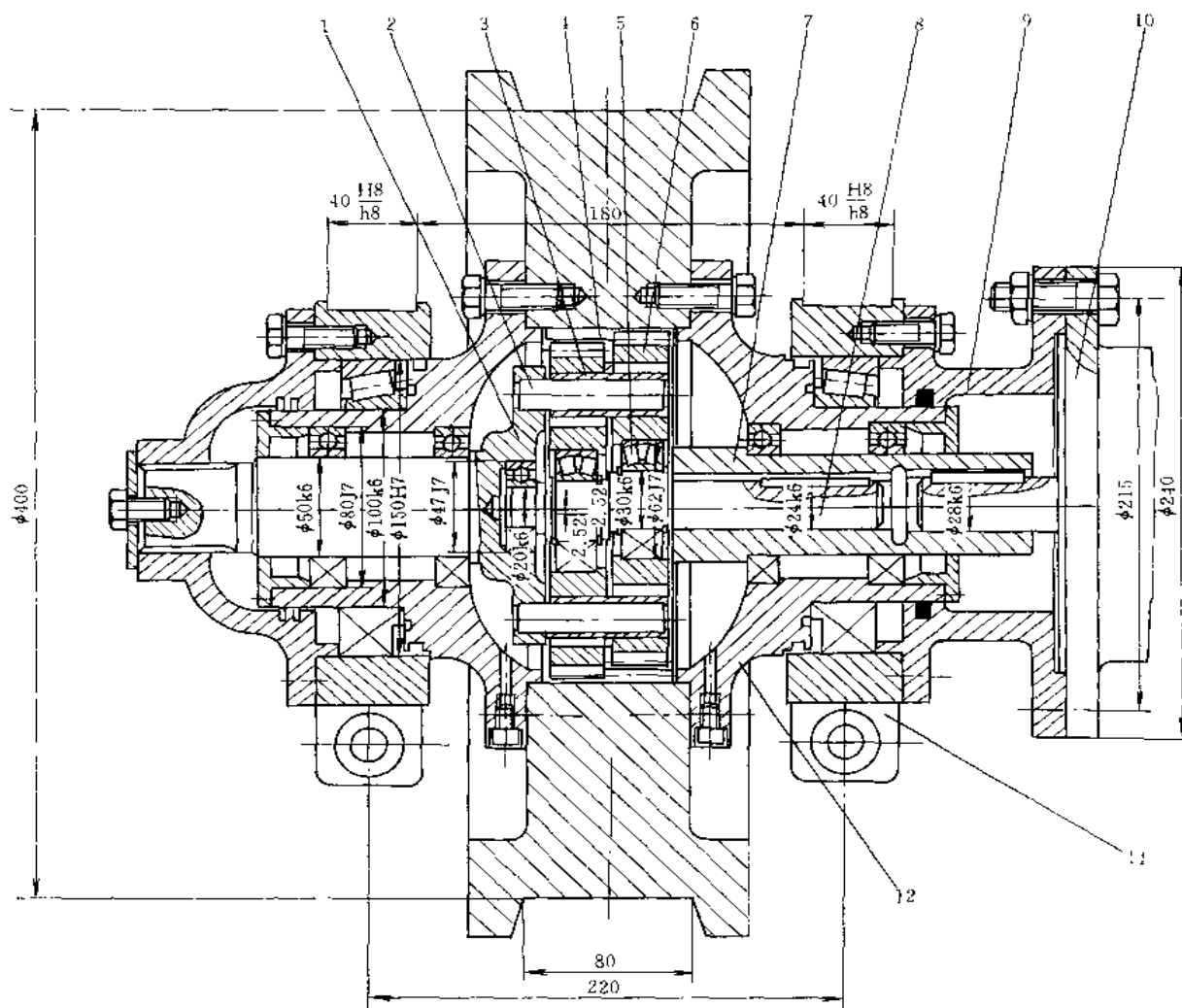


图 1-6-91 销孔式双偏心少齿差减速器

1—轴盘；2—销轴；3—销套；4—内齿轮（车轮）；5—转臂轴承；6—行星齿轮；7—长轴套；8—输入偏心轴；  
9—双法兰联接件；10—电动机；11—轴承座；12—大盖

偏心轴采用调心滚子轴承支承，可改善齿轮啮合载荷均衡状况，延长使用寿命。小齿轮 7 用于驱动回转装置。

减速器中的齿轮及轴承采用稀油润滑。润滑油通过低速轴上的偏心圆盘 8 驱动油泵 6 输出，经箱体内部油道送至齿轮及轴承，进行强制循环润滑。

技术特性：传动比  $i=45$ ，传递功率  $N=22\text{kW}$ ，输入轴转速  $n=750\text{r/min}$ ，齿轮模数  $m=7$ ，外齿轮齿数  $z_1=90$ ，内齿轮齿数  $z_2=92$ 。

图 1-6-94 减速器中，卷筒 12 外壳作为减速器的整体机壳，两端装设大端盖 6。卷筒端部有螺塞 16 排油孔。传动齿轮安装在卷筒内部，使结构非常紧凑。

图中所示结构为二齿差行星齿轮传动，传动比大，体积小，传递功率大。它的结构特点是：内齿轮 9 与卷筒固定在一起；行星齿轮 5 有两个，采用对称布置，使转轴两侧重量平

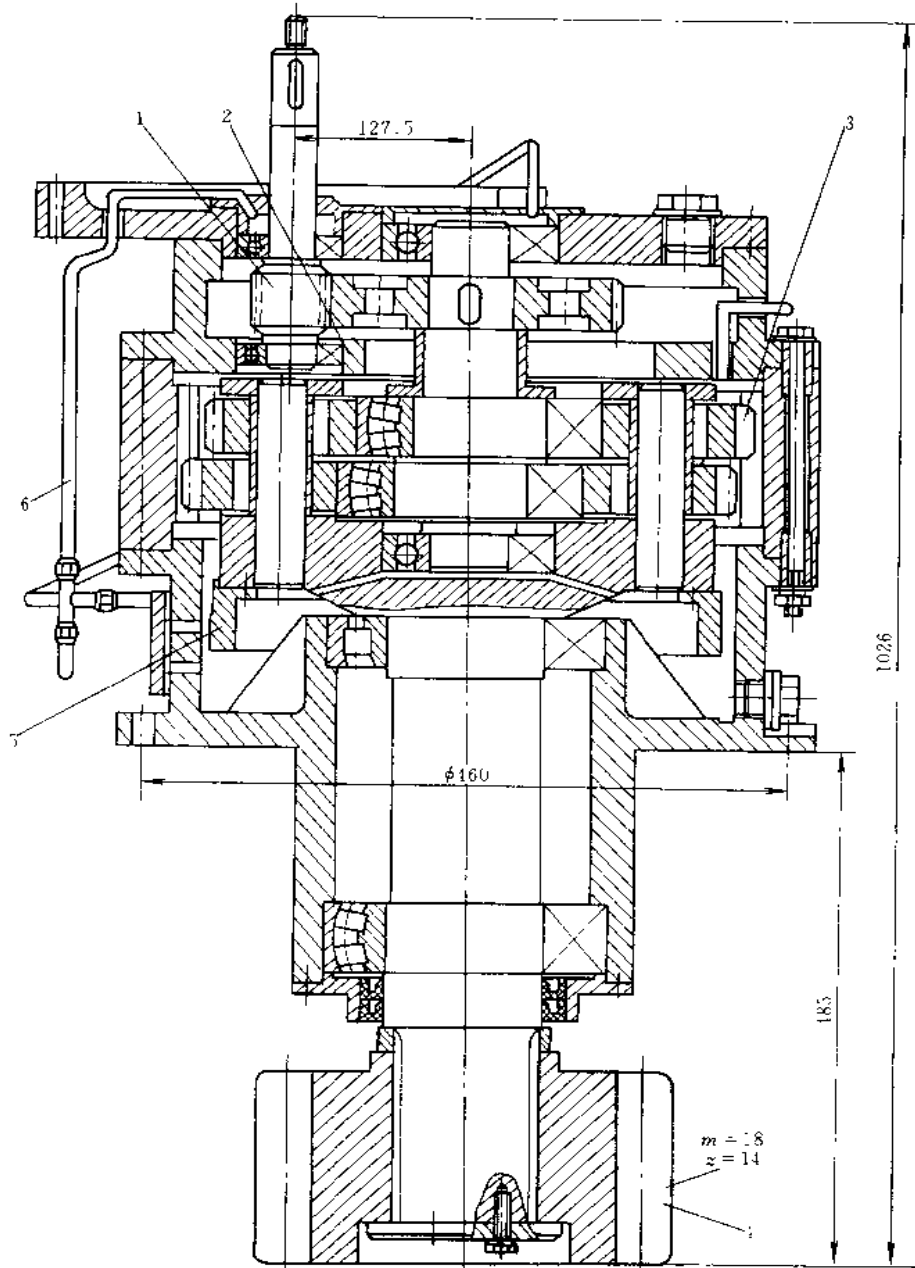


图 1-6-92 销孔式双偏心少齿差减速器

1—一级圆柱齿轮副；2—均载环；3—少齿差行星传动机构；4—小齿轮；5—偏心圆盘；6—油管



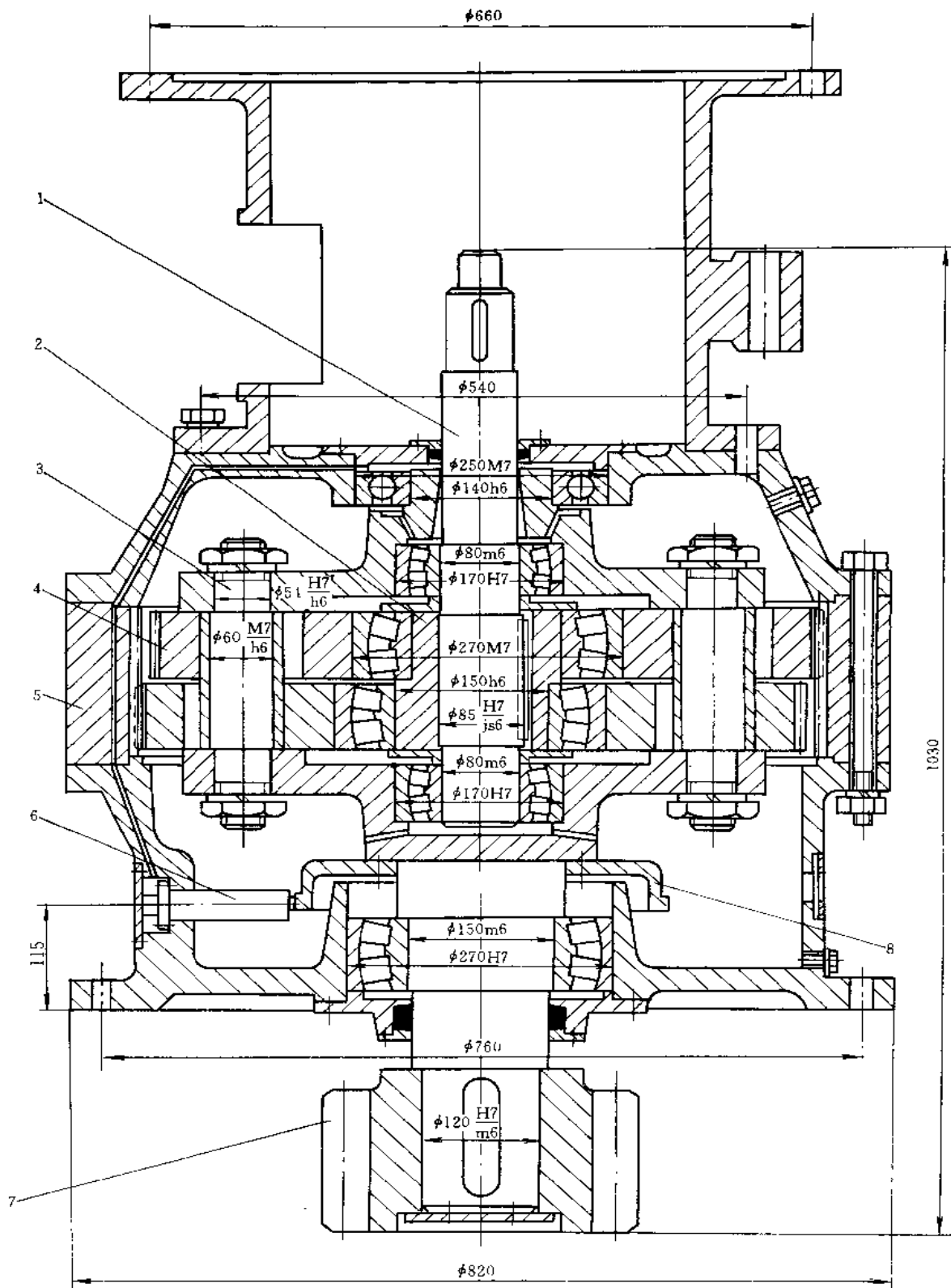


图 1-6-93 销孔式双偏心少齿差减速器

1—直轴；2—双偏心套；3—销轴；4—行星轮；5—内齿圈；6—润滑油泵；7—小齿轮；8—偏心圆盘

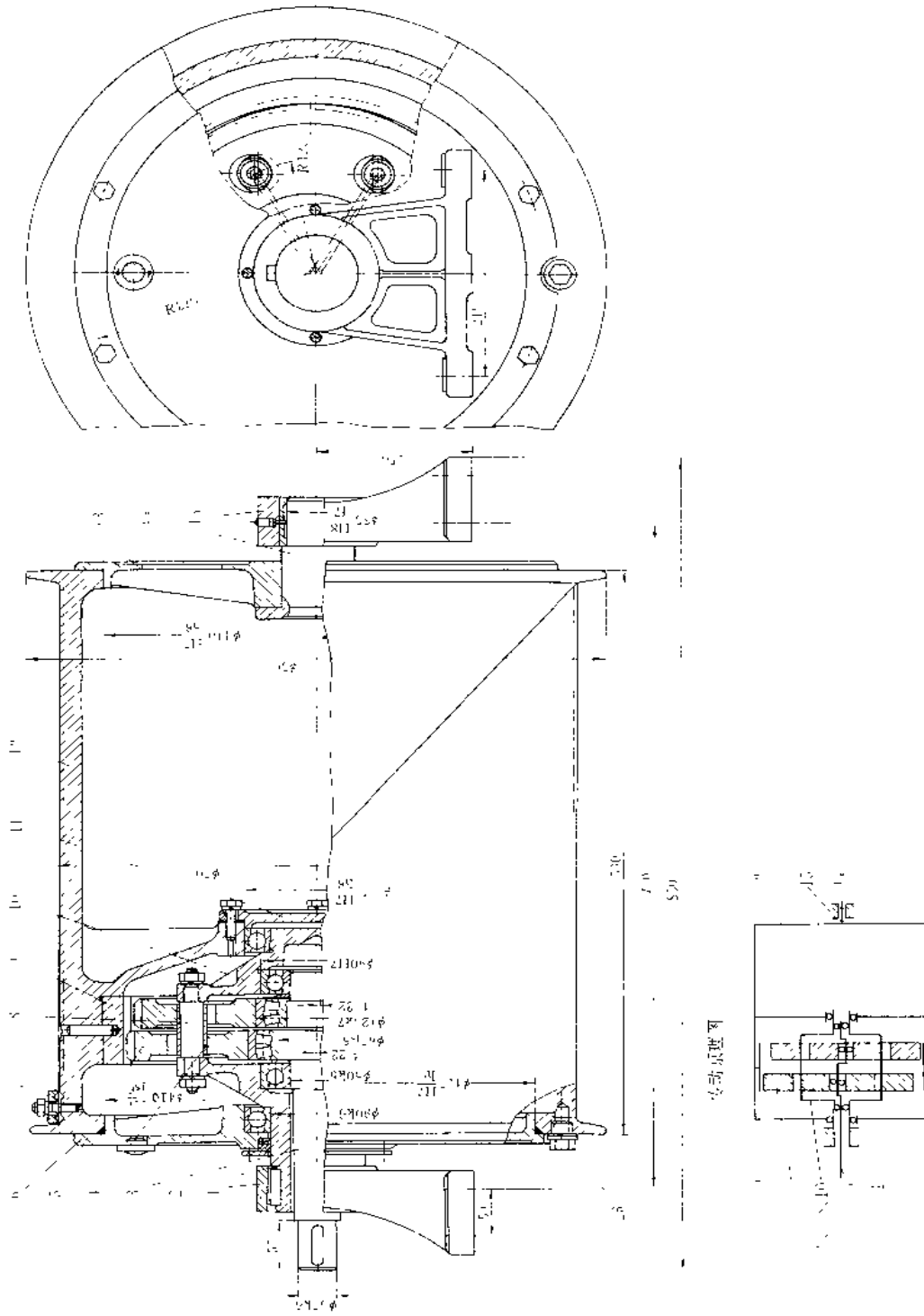


图 1-6-94 销孔式双偏心少齿差减速器  
 1—支座; 2—销轴架; 3—主动轴(偏心); 4—销轴套; 5—行星齿轮; 6—大端盖; 7—压板; 8—销轴; 9—内齿轮; 10—轴架; 11—端盖; 12—卷筒;  
 13—大端盖; 14—轴头; 15—滑动轴承座; 16—螺塞

衡，达到减少惯性力的目的；提高传动的平稳性。输出机构通常有柱销孔式、十字滑块式和十字槽盘式三种。十字滑块式制造简单，用于低速传动。销孔式结构紧凑，但加工精度要求较高。十字槽盘式是十字滑块演变来的，用滚动摩擦代替滑动摩擦，加工较容易，效率较高。图中所示为柱销式输出机构，用键与支座1固定，不能转动。主动轴3（偏心）转动时，使行星齿轮与内齿轮啮合，由于输出机构不动，行星齿轮只能公转，不能自转。由于内齿轮与行星齿轮的齿数差为2，行星齿轮公转一周，迫使内齿轮带动卷筒同向转过二个齿，实现大速比传动。

减速器内各传动及轴承全部采用稀油润滑。

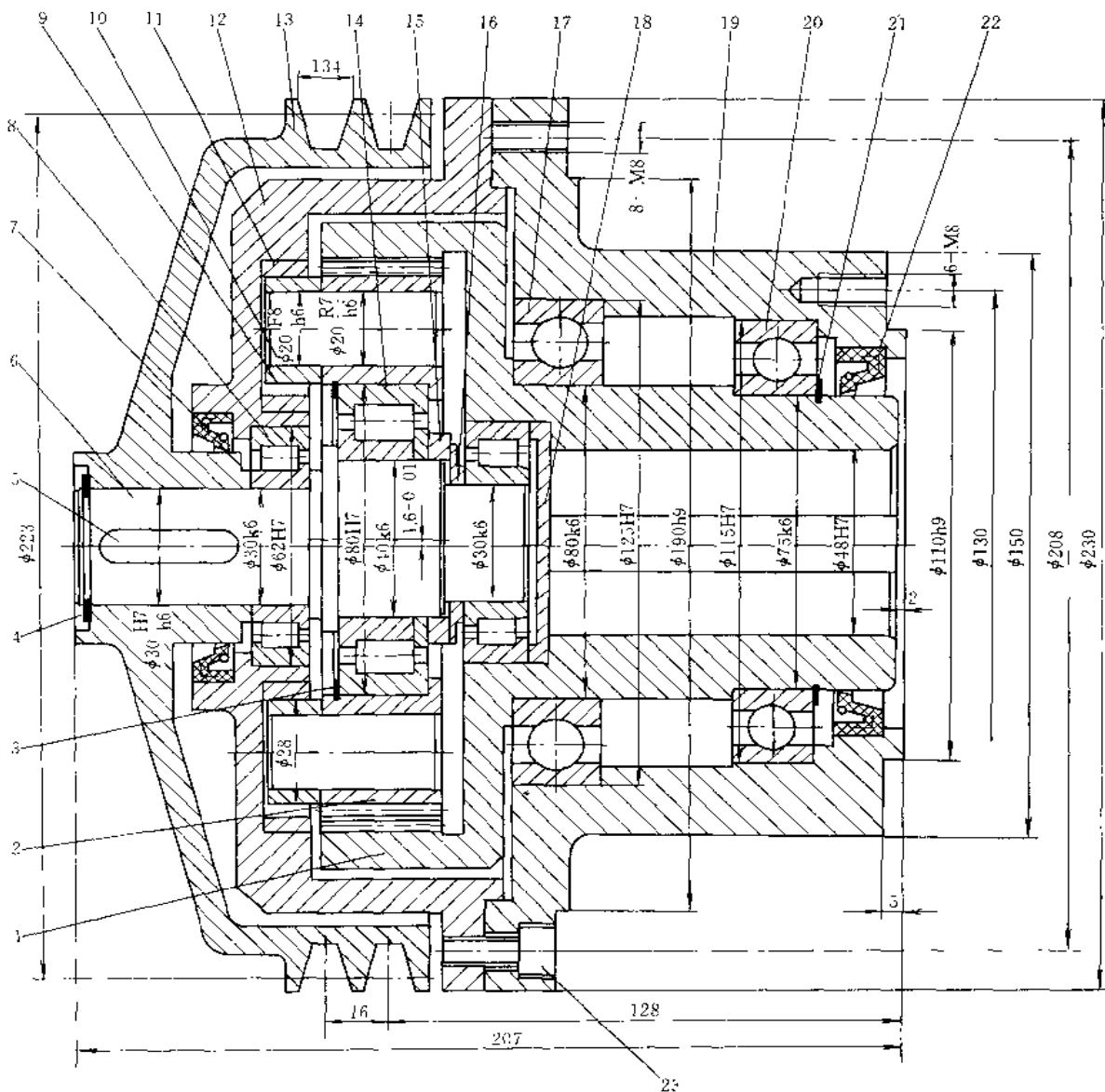


图 1-6-95 平动式单偏心少齿差减速器

- 1—空心轴（内齿轮）；2—外齿轮；3、4—挡圈；5—键；6—输入轴（偏心轴）；7—油封；8—轴承；9—销套；  
10—传动销；11—圆板；12—机盖；13—带轮；14—转臂轴承；15—定距环；16—甩油环；17—轴承；  
18—端盖；19—机体；20—轴承；21—挡圈；22—油封；23—螺钉

图 1-6-95 所示为一种平动式单偏心一齿差 V 带轮减速器。其齿轮传动部分减速比为 73，额定输出扭矩  $630\text{N}\cdot\text{m}$ 。本机的偏心轴 6 上安装一个外齿轮 2，与输出内齿轮 1 相啮合。外齿轮上有六个传动销 10 均匀分布在同一圆周上，其外伸端装设销套 9，并插入与机盖 12 固联的经淬火处理的圆板 11 的孔中。圆板上均布的六个孔的分布圆直径与外齿轮上传动销的分布圆直径相同，而其孔径为销套外径加二倍偏心距。偏心轴 6 支承在机盖 12 及输出内齿轮 1 上，其外伸端安装 V 带轮。当带轮被驱动旋转时，偏心轴上的外齿轮作平面圆周运动而不自转。若固定机体 19，输入的动力经减速后由与内齿轮合为一体的空心轴 1 输出。若在内齿轮空心轴孔中插入一根轴并将其固定，则可借助螺栓联接由机体端部 6-M6 或中部 8-M8 输出动力。

这种减速器因其结构极为小巧、紧凑，受润滑及散热条件等限制，只能用于数千瓦以内的小功率传动。

图 1-6-96 所示为另一种平动式单偏心少齿差 V 带轮减速器。其原理及基本结构与图 1-6-

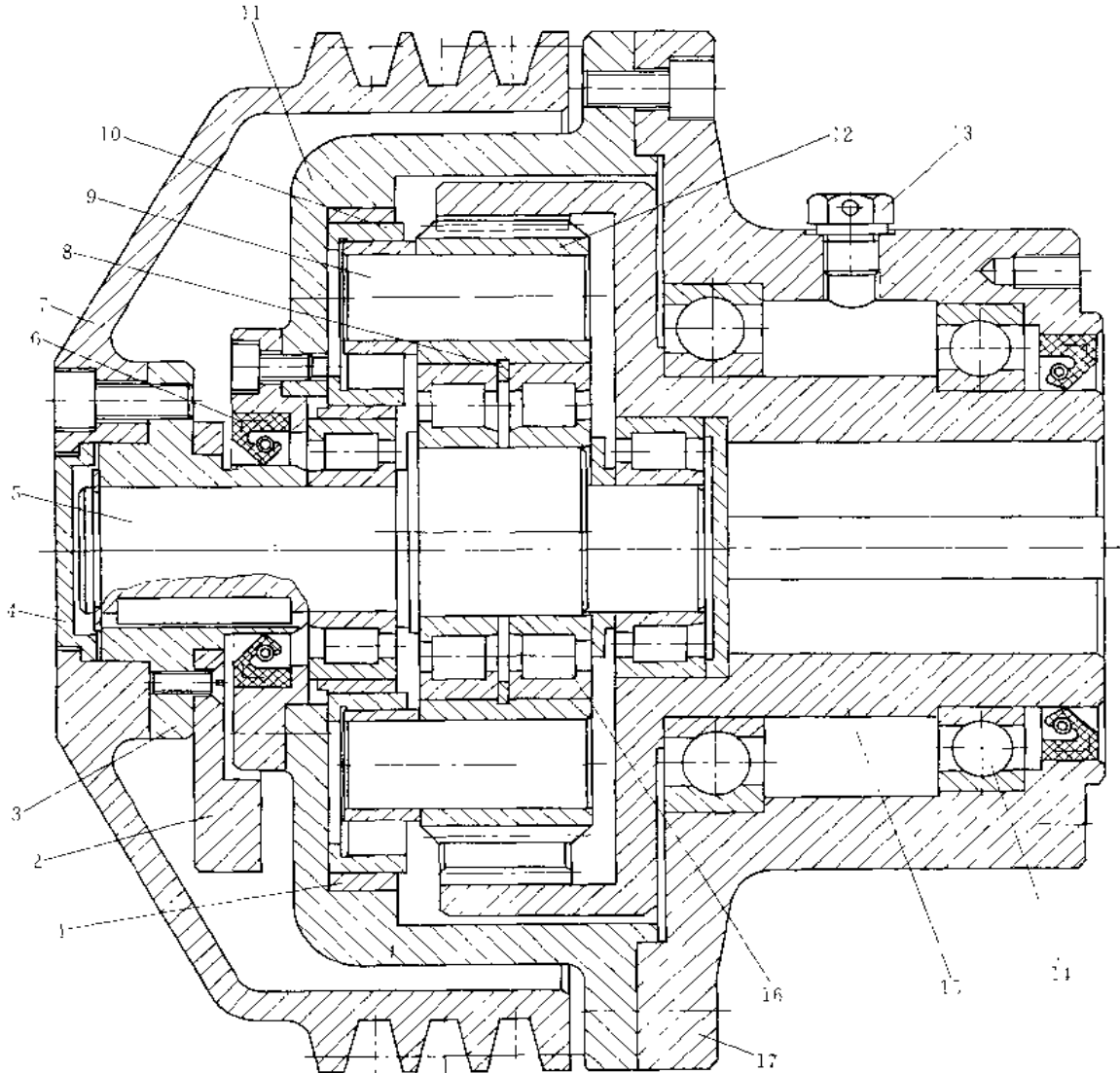


图 1-6-96 平动式单偏心少齿差减速器

1—圆板；2—平衡块；3—轮毂；4—端盖；5—高速轴（偏心轴）；6—油封；7—带轮；8—挡圈；9—销轴；10—套圈；11—机盖；12—行星轮；13—通气器；14—轴承；15—输出轴（内齿轮）；16—转臂轴承；17—机体

95 相同, 仅局部结构有差别。本机行星轮 12 中使用了两个转臂轴承 16, 并以孔用弹性挡圈 8 作轴向限位。使用两个转臂轴承将大大提高其使用寿命。与机盖固联的圆板 1 采用了组合结构, 六个孔中均镶经硬化处理的套圈 10。此种结构制造比较方便。V 带轮采用了三件组合结构, 给制造和使用上带来方便。其中套入偏心轴上的轮毂 3 可用中碳钢制造, 与油封 6 接触部分可淬火并磨削, 有利于保证密封性能并提高零件的使用寿命。

技术特性: 传动比为 17, 额定输出扭矩  $630\text{N}\cdot\text{m}$ , 行星轮齿数为 48, 内齿轮齿数为 51, 齿轮模数  $m=3$ 。

图 1-6-97 所示为一种轴向尺寸极为紧凑的平动式单偏心少齿差 V 带轮减速器, 其原理与图 1-6-95 及图 1-6-96 相同, 而结构别具一格。本机最显著的特点是: 输入偏心轴 9 为一个偏心套, 并包容空心输出轴 2; 空心输出轴向动力输入方向延伸, 且其一端带有联接法兰盘, 以螺钉与输出内齿轮 4 相联并兼作偏心轴套输出端支承轴承的轴承盖; 输出轴的支承轴承不是设置在轴上, 而是借助一组滚针 15 于内齿轮外径处支

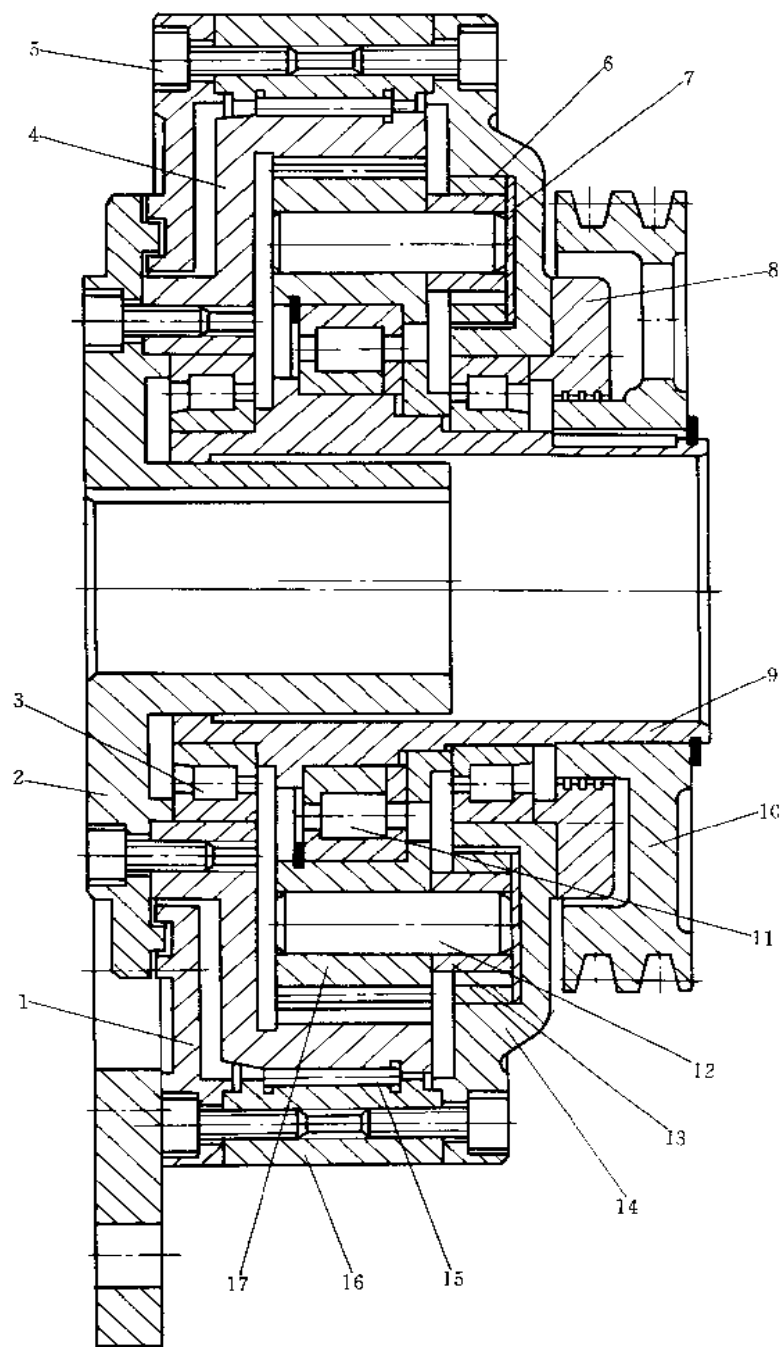


图 1-6-97 平动式单偏心少齿差减速器

- 1—端盖; 2—输出轴(空心); 3—轴承; 4—内齿轮; 5—螺钉;  
6—圆板; 7—垫板; 8—端盖; 9—输入偏心轴(偏心套);  
10—带轮; 11—转臂轴承; 12—销轴; 13—轴套; 14—机盖;  
15—滚针; 16—机体; 17—行星轮

承在机体 16 上; 机体为一个圆环, 兼作滚针轴承的外圈; 空心输出轴端面法兰与输出端盖 1 间采用了迷宫式密封; 平动机构嵌入机盖 14 孔中, 固定套圈底部安设硬化垫板 7, 以防机盖

磨损；平动轮的配重置于V带轮辐板上，与辐板合为一体，也可用单独配重块借助螺钉与辐板组合。

本机结构过于紧凑，散热条件差，故宜于小功率间断工作条件下使用。其密封设计简易，宜用润滑脂润滑。

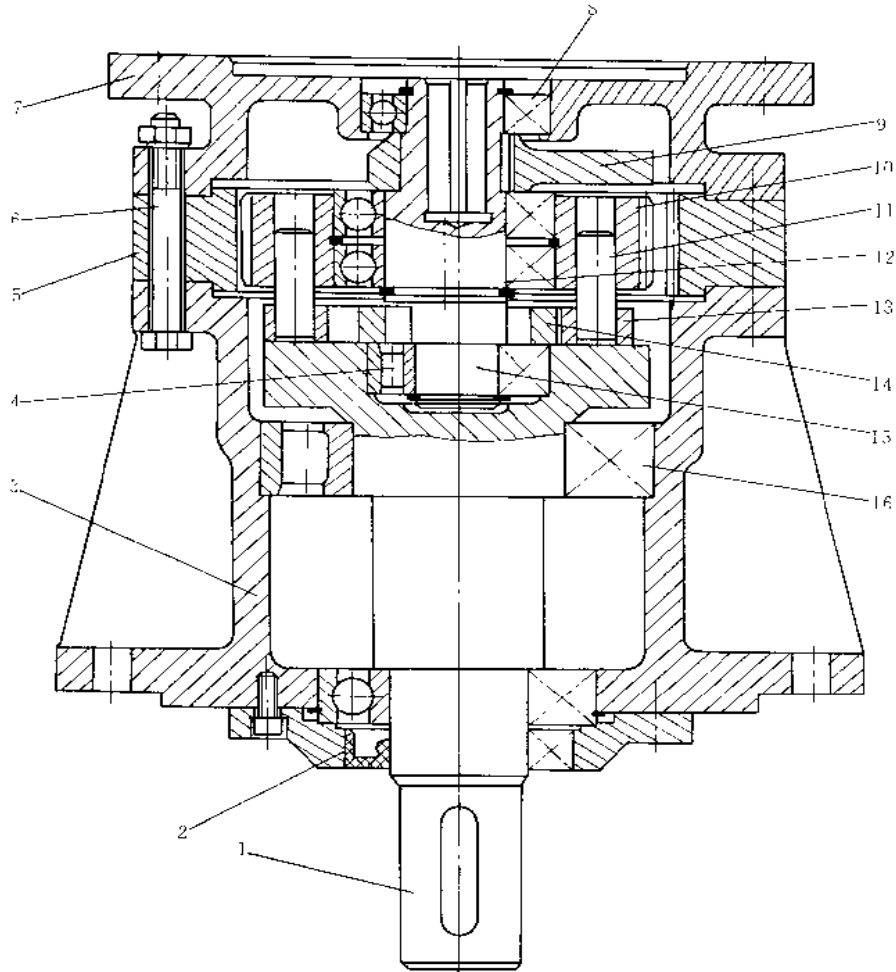


图 1-6-98 浮动盘式单偏心少齿差减速器

1—输出轴；2—油封；3—下部支座；4—轴承；5—内齿圈；6—螺栓；7—机盖；8—轴承；9—平衡块；  
10—行星轮；11—销轴；12—转臂轴承；13—销套；14—浮动盘；15—输入轴（单偏心轴）；16—轴承

图 1-6-98 所示为一种 N 型浮动盘式单偏心少齿差减速器。本减速器具有一对内啮合齿轮副。其行星轮 10 用两个转臂轴承 12 安装在单偏心轴 15 上；偏心轴两端分别支承在输出轴 1 和机盖 7 上，其内侧采用可分离型滚子轴承 4，使行星轮部分拆装很方便。内齿圈 5 置于上部机盖 7 与下部支座 3 之间，用螺栓 6 联在一起。输入动力经减速后由浮动盘机构输出。浮动盘 14 上有对称于中心均匀分布的四个槽口，行星轮和输出轴 1 的轴盘上对称于中心分别垂直安装有两个固定销轴 11，其外伸端套有销套 13，两组销轴交错  $90^\circ$  插入浮动盘 14 的槽内。为使行星轮部分在运动中保持平衡，在偏心轴的输入端设有平衡块 9。

采用浮动盘机构，其转臂轴承受力较销孔式有利。但设计时，除核算齿轮干涉及轮齿弯曲强度外，对转臂轴承及偏心轴两端支承轴承均应认真核算其使用寿命。

本机立式安装，故应对漏油问题给以重视，特别是输出轴的密封 2，除最好采用双唇油封

外，其轴颈与油封接触处应淬火并磨光。

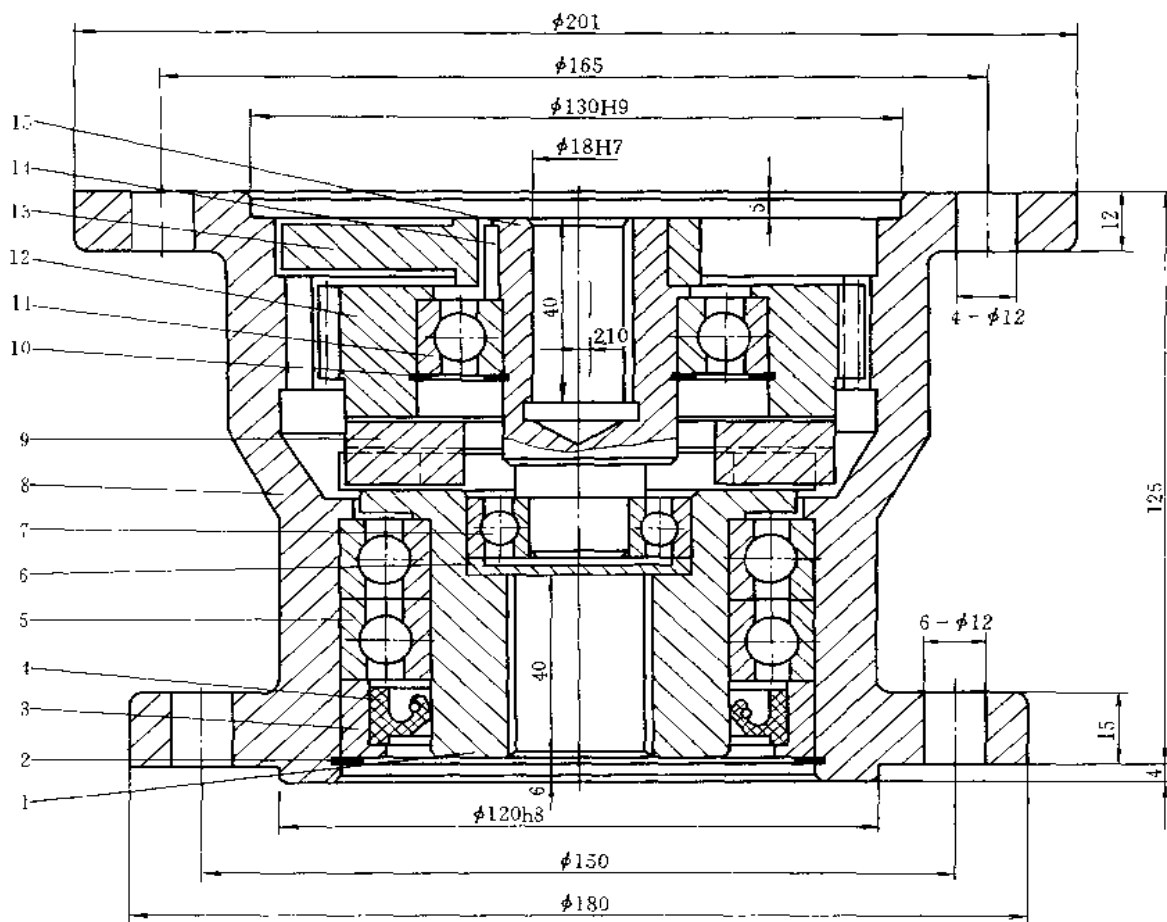


图 1-6-99 滑块式单偏心少齿差减速器

1—输出轴（空心轴）；2—挡圈；3—外套；4—油封；5—轴承；6—端盖；7—轴承；8—机体（内齿轮）；9—滑块；10—挡圈；11—轴承；12—行星轮；13—平衡块；14—键；15—输入轴（偏心轴）

图 1-6-99 所示为一台 N 型滑块式单偏心少齿差减速器，使用时立式安装。上端与 0.55kW 电动机直联。其行星轮 12 借助一个轴承 11 安装在偏心轴 15 上，与固定内齿轮 8 相啮合。偏心轴一端用一个轴承 7 支承在输出轴 1 上，另一端则通过偏心轴支承在电机轴伸上。具有花键孔的输出轴 1 用两个轴承 5 支承在机体 8 上。行星轮 12 和输出轴 1 的轴盘端面均制有对称于中心的长槽，其间置滑块 9，滑块两端面相互垂直的凸出部分分别卡入行星轮和输出轴盘端面的槽内。为避免产生振动和噪声，其偏心轴颈上安置有平衡块 13。为使结构简化，其内齿轮与机体合二为一。

由于本机系间断工作，有效工作时间短，故其偏心轴支撑及转臂轴承各采用一个向心球轴承，具有较短的使用寿命。

滑块机构效率较低，易磨损，故只宜用于间断短时工作的小功率传动。本机用作木工机床的驱动装置即属此类情况。此外，由于偏心轴仅用一个轴承支承，其轴孔与电动机轴伸的配合不能太松。

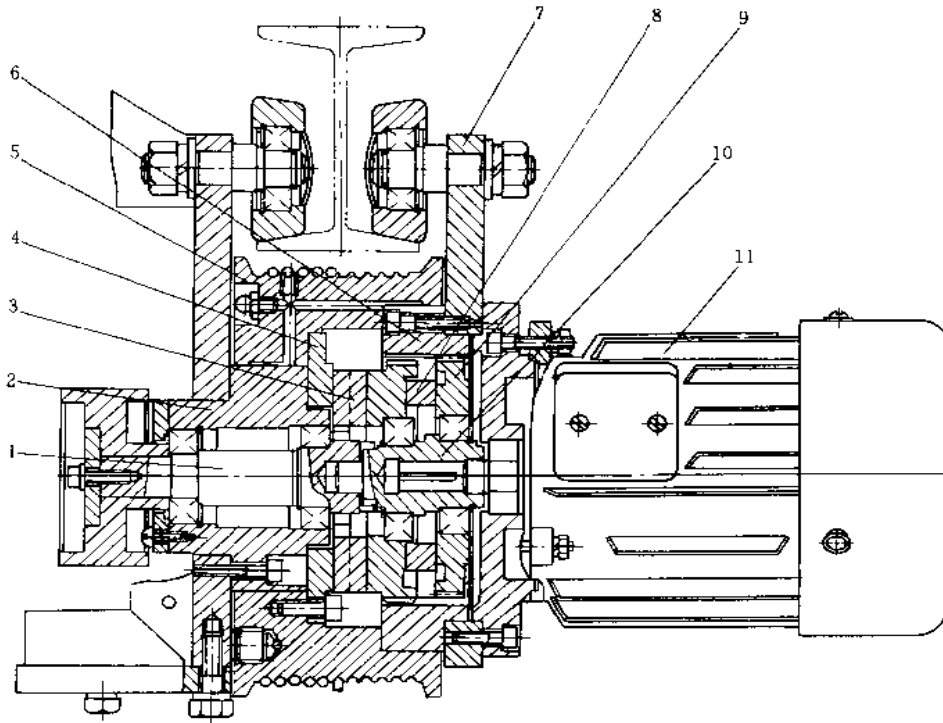


图 1-6-100 滑块式双偏心少齿差减速器

1—制动轮轴；2—制动轮轴支座；3—十字滑块 A；4—联接件；5—滚筒；6—内齿轮；7—吊架；  
8—十字滑块 B；9—行星轮；10—双偏心轴；11—电动机

图 1-6-100 所示为 N 型滑块式双偏心少齿差行星传动装置应用于电动葫芦的一个实例。

电动机 11 的端盖止口定位安装在电动葫芦的吊架 7 上。双偏心轴 10 的一端利用轴孔支承在电动机的轴伸上，另一端支承在制动轮轴 1 的端部孔中。偏心轴上相错  $180^\circ$  安置两个行星轮 9，并与固定在吊架上的内齿轮 6 相啮合。两个行星轮间安放一个十字滑块 B，其凸部分别嵌入两行星轮端面槽中。靠近输出端的行星轮后部设置另一十字滑块 A，其凸部分别嵌入行星轮输出侧及与滚筒 5 联接的联接件 4 的端面槽中，并将动力传给滚筒。滚筒的一端支承在内齿轮外圆柱面上，另一端支承在联接到吊架上的制动轮轴支座 2 的外圆柱面上。两端均为滑动支承，用油脂润滑。制动轮轴用两个滚动轴承支承，其内端面带槽，偏心轴靠近端部的扁头嵌入槽内，使制动轮轴与偏心轴联成一体，即与电动机轴相联，用于制动电动机。

双滑块机构虽然结构比较简单，但摩擦面多，效率低，故宜用于电动葫芦一类间断工作的小功率传动。

图 1-6-101 所示为 2K-V 型双曲柄式单偏心少齿差行星减速器。本机主要通过一级少齿差内啮合齿轮副实现大传动比减速。而前级齿轮传动除保证双曲柄同步回转外，尚可扩大和调节传动比。少齿差传动部分的外齿行星轮 9 通过两根曲柄轴（偏心轴）5 和六组滚针轴承 4 和 6 支承在输出轴架（行星架）7 上，并与机体中部的内齿轮 1 相啮合。两根曲柄轴的外伸端安装相同的外齿轮 3，并同时与套装到驱动电机轴伸上的中心轮 2 相啮合，当驱动电机旋转时，便通过同步齿轮驱动曲柄轴，带动行星轮回转，由输出轴架减速输出动力。

本机输出轴架的设计采用了独特的方式：构成轴架 7 和 12 的两个轴盘采用销轴 8 与定距套 10 联接；其中一个轴盘 12 的一侧制有与输出轴孔相同尺寸的结合止口，便于两个轴盘组合键孔。上述特点均有利于改善制造工艺性。轴架采用超轻型轴承直接在其本身的外圆柱面







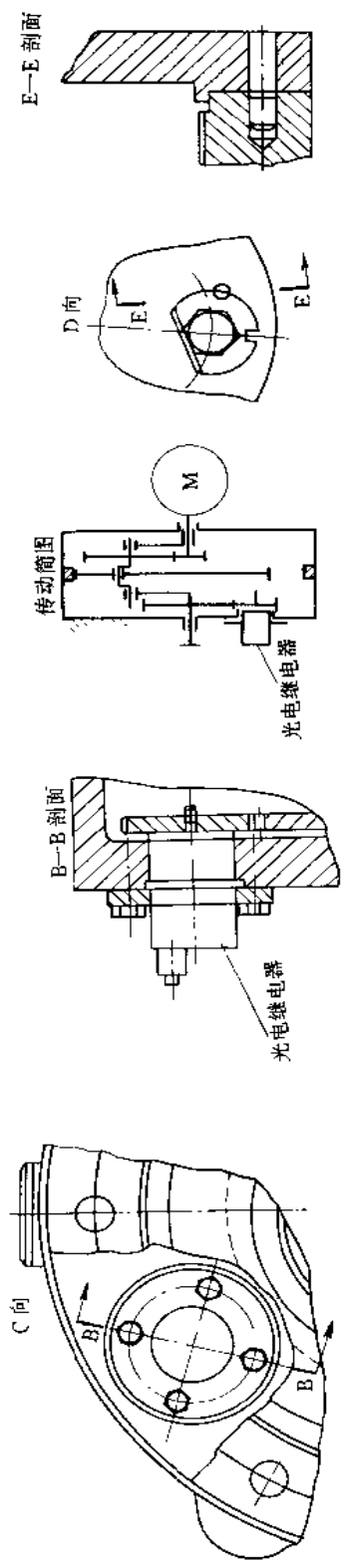


图 1-6-102 曲柄式单偏心少齿差减速器  
 1—机壳;2—轴架(输出轴);3—轴承;4—齿轮;5—曲柄轴;6—齿架;7—轴承;8—轴承;9—太阳轮(输出轴);  
 10—轴承;11—机盖;12—螺钉;13—轴架;14—螺钉;15—内齿轮;16—放油螺塞;17—行星轮

上支承,大幅度缩短了轴向尺寸,但此种方式往往受到轴承货源的限制。  
 此种双曲柄少齿差传动由于负荷波动很大,其曲柄轴、转臂轴承、齿轮等均受力不佳,故用于间断工作的小功率传动较合适。在设计此种传

动时,也切莫忽视其载荷波动性这一不良因素。

图 1-6-102 所示为一种 2K-V 型三曲柄式单偏心少齿差行星减速器。其传动原理与前例相同,仅结构有别。

本机采用三根曲柄轴 5 和三个同步齿轮 7 来驱动行星轮。其轴架由 13 和 2 两件构成,用螺钉 14 合为一体,其中轴架 2 带有三个立柱,系与本体制成一体。此种结构有利于提高轴架的刚度。轴架的支承轴承 3 和 8 置于两端,虽使轴向尺寸有所增加,但因其支承轴承可缩小规格而降低成本。同时,曲柄轴系可充分利用径向空间,方便地使用普通球或滚子轴承。本机的太阳轮 9 直接与电机轴伸制成一体,必须使用专用电机。因此,只有当产品具有相当的批量时,方可采用此种设计。而且,为尽量减少维修的麻烦,该太阳轮应进行硬化处理。

本机采用三曲柄传动，虽然零件的受力情况比双曲柄有所改善，但因曲柄轴采用单偏心结构，负荷波动仍然很大，故仍不宜用于连续工作的较大功率传动。

技术特性：输出轴最大扭矩为  $1080\text{N}\cdot\text{m}$ ，传动比  $i=331$ ，电动机功率为  $0.9\text{kW}$ ，电机轴转速为  $1440\text{r}/\text{min}$ ，质量（包括电机） $105\text{kg}$ 。

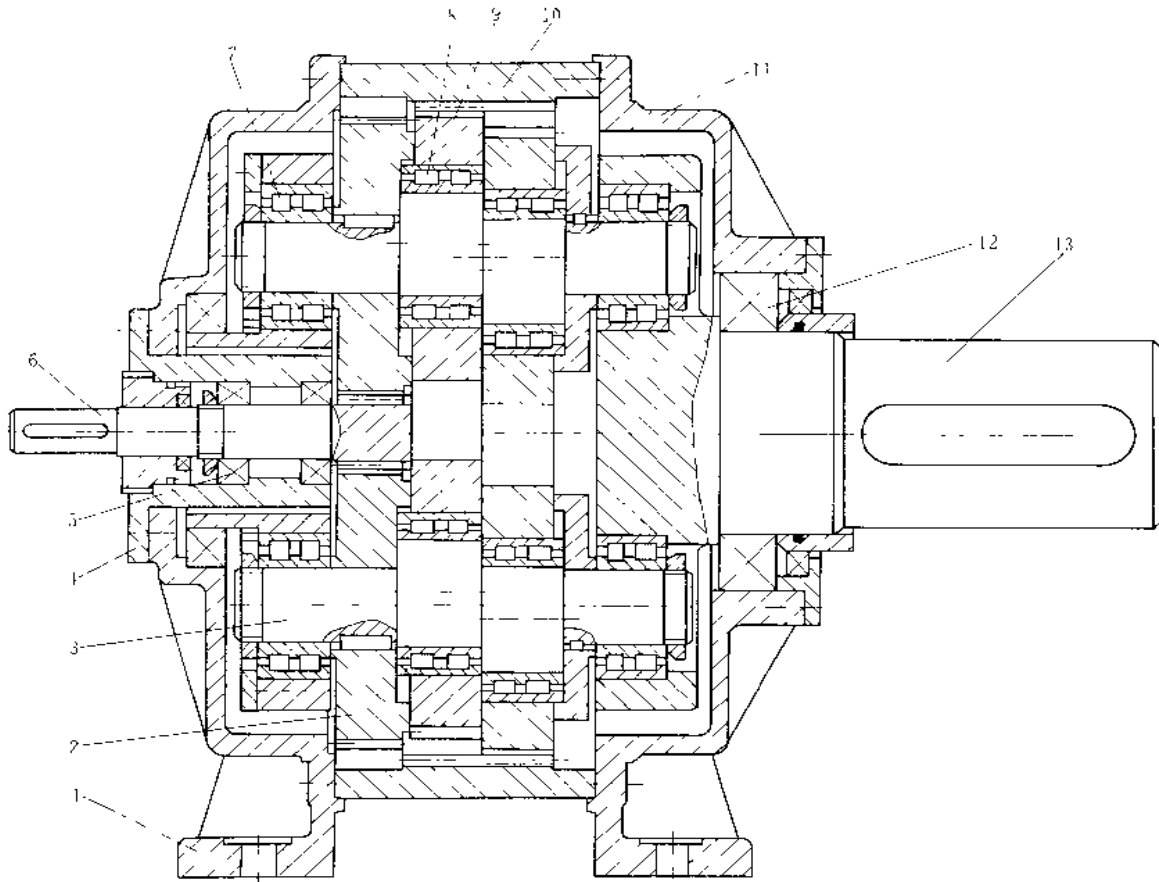


图 1-6-103 曲柄式双偏心少齿差减速器

1—机座；2—齿轮；3—双偏心曲柄轴；4—轴承盒；5—轴承；6—输入轴（太阳轮）；7—轴承；8—转臂轴承；9—行星轮；10—机壳（内齿轮）；11—机座；12—轴承；13—输出轴

图 1-6-103 所示为 2K-V 型双曲柄双偏心少齿差行星减速器，其传动原理与图 1-6-101 相同。二者最主要的差别在于此处采用了双偏心曲柄轴 3 并于其上安装两个相同的行星轮 9。由于每个行星轮上只安装一个滚动轴承 8，因而曲柄轴系采用了与图 1-6-101 和图 1-6-102 结构有别的限制各零件轴向窜动的措施。固定内齿轮 10 置于独立的前后机座 1 和 11 之间，用螺栓联到一起，构成封闭箱体，这是本机的另一特点。太阳轮 6 与输入轴制成一体，用两个轴承 5 支承在一个独立的轴承盒 4 内，再将其联到输入侧机座 1 上，这种结构不仅充分利用了输出轴架输入侧支承的内部空间，而且便于制造和拆装。本机的输出轴架具有与图 1-6-102 相同的结构，仍由前后两部分借助螺栓组合而成，只是图中没有表示。

双曲柄双偏心结构从各零件受载情况来看优于双曲柄单偏心结构，但若不采取特殊措施，载荷波动情况并不能得到根本改善，故仍不宜用于较大功率的传动。较为理想的是采用三曲柄双偏心结构，但取得受力情况改善所付出的代价是结构的复杂化。若非较大功率的传动，未必一定用这种结构。

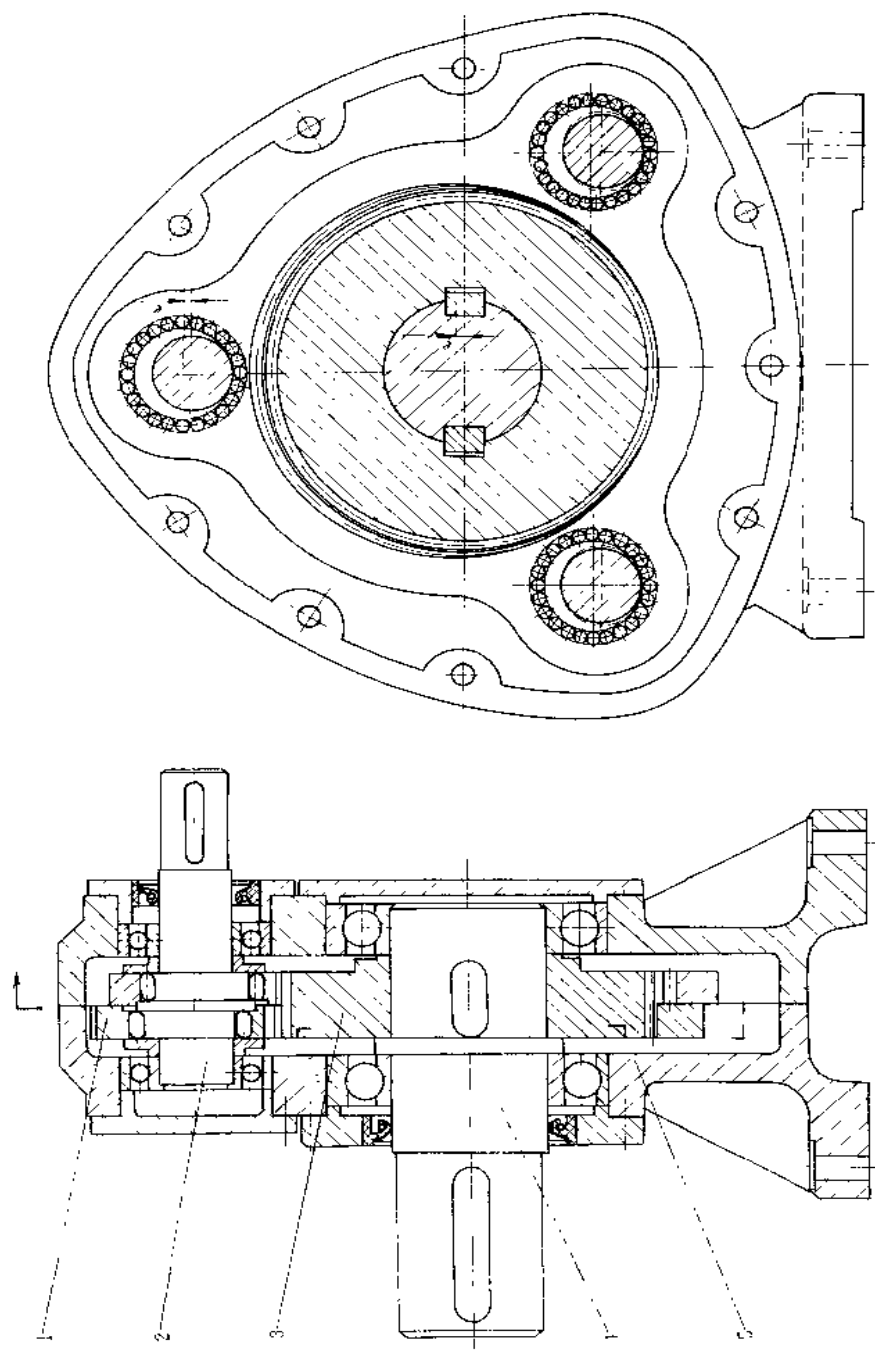


图 1-6-104 曲柄式双偏心少齿差减速器  
 1—内齿板;2—双偏心轴;3—外齿轮;4—输出轴;5—箱体

图 1-6-104 所示为一种驱动内齿板 1 做平面运动,外齿轮 3 输出动力的 K-H 型三曲柄双偏心少齿差行星减速器。减速器具有三根双偏心轴 2,相互间呈等距分布,各用两个轴承简支在三角形箱体 5 上。双偏心轴上借助滚针轴承安装两个三角形内齿板,并与筒支在箱体中部的输出外齿轮相啮合。当驱动一根偏心轴而使内齿板做平面运动时,便实现外齿轮减速输出动力。

三根偏心轴和输出轴 4 采用两端筒支,轴向尺寸小,结构紧凑。箱体为轴向剖分,装拆方便。但在传动时,载荷波动较大,须认真分析受力情况和进行轴承寿命的计算。为缩小减速器径向尺寸,转臂轴承采用无内、外圈的滚针轴承,因而双偏心轴和内齿板的选材及热处理、孔与轴的尺寸精度等均应满足轴承的有关要求。

对于小功率传动,可采用单内齿板,以简化结构。由于受力情况不好,故减速器不宜用于连续工作的大功率传动。

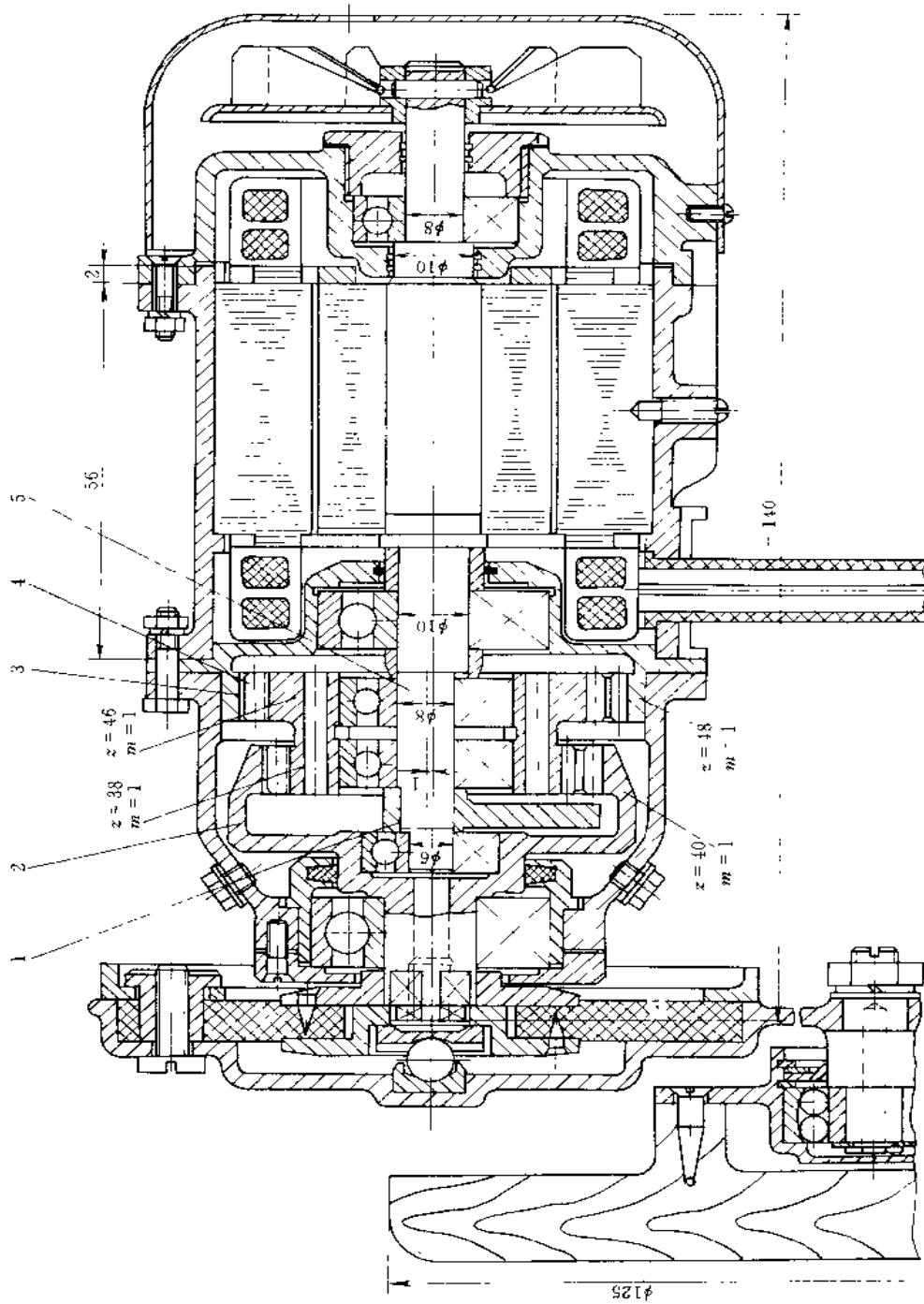


图 1-6-105 双内啮合少齿差减速器  
 1—平衡块; 2—输出内齿轮; 3—固定内齿轮; 4—双联行星轮; 5—具有偏心轴伸的电动机轴

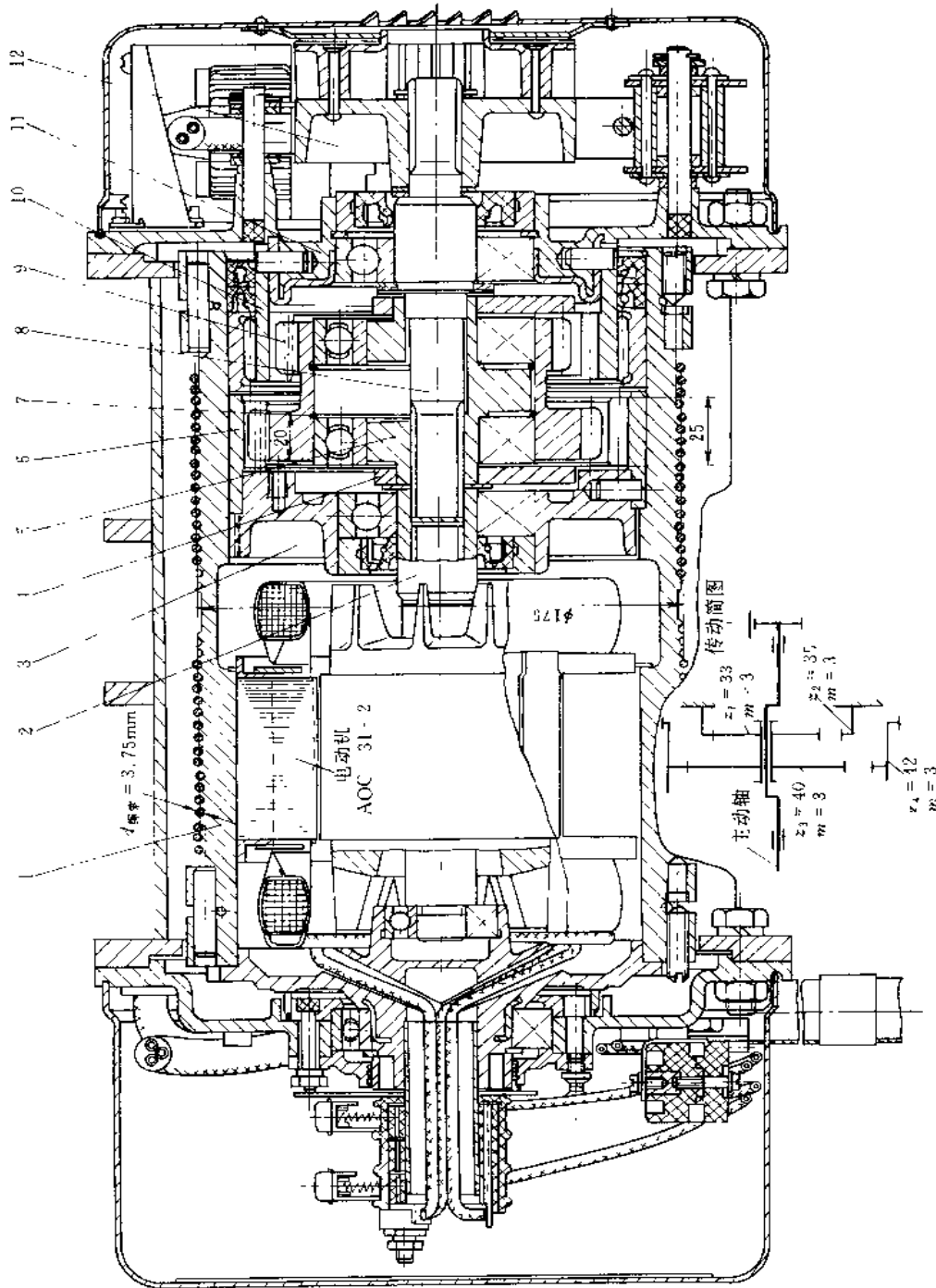


图 1-6-106 双内啮合少齿差减速器  
 1—滚筒; 2—花键套; 3—圆盘 A; 4—平衡块; 5—异形偏心套; 6—输出内齿轮; 7—弹性挡圈; 8—花键轴; 9—双联行星轮; 10—固定内齿轮套; 11—圆盘 B; 12—制动轮

图 1-6-105 所示为 NN 型双内啮合少齿差行星传动应用于抛光机的一个实例。减速器与电动机直联，两者均为非标准专用设计。

减速器的双联行星轮 4 用两个轴承安装在具有偏心轴伸的电动机轴 5 上，并以孔用弹簧挡圈限制轴向窜动，固定内齿轮 3 与电动机机盖制成一体，其内安装滚动轴承，用于支承电动机轴。输出内齿轮 2 用一个较大的轴承支承在减速器的箱体上。由于偏心轴要承受较大的径向力，其外伸端用一个轴承支承在输出轴上。为使双联行星轮运转时达到动平衡，减小振动，在偏心轴一端设置有平衡块 1。由于输入转速高，设计时要认真进行平衡计算，组装时应仔细试验和调整，直至系统振动消除。

技术特性：传动比  $i=115$ ，传递功率  $N=0.1\text{kW}$ ，电动机转速  $n_1=10925\text{r/min}$ ，输出转速  $n_2=95\text{r/min}$ ，减速器效率  $\eta=0.78$ 。

图 1-6-106 所示为 0.5t 电动葫芦，采用 NN 型双内啮合少齿差行星传动减速。为了满足最小空间的限制、减轻重量、正反向频繁起动以及拆装方便等要求，因而在结构设计上采取了相应措施。

双联行星轮 9 借助两个向心球轴承安装在异形偏心套 5 上，并以两个弹性挡圈 7 定位，防止行星轮轴向窜动。偏心轴左端内孔制有内花键，其内插入花键轴 8，使两者联成一体。花键轴一端借助一个球轴承支承在固联于葫芦悬架的圆盘 B 上，另一端插入花键套 2 内，通过花键轴及其外部安装的轴承间接支承在与滚筒 1 相联的圆盘 A 上，实现了与电动机轴伸的联接。偏心套的中部能平衡一部分力，两侧再各置一个平衡块 4，以利平衡；又因结构对称，能同时满足行星轮系的力与力矩的平衡。与行星轮啮合的固定内齿轮套 10 装到固定圆盘 B 上并用圆柱销相联，缠绕钢丝绳的滚筒 1 通过一个无内圈的滚针轴承支承在固定内齿轮的外圆柱面上。输出内齿轮 6 嵌入滚筒内孔中与其固联。花键轴右端安装有制动轮 12，以满足制动要求。

技术特性：起重重量  $G=0.5\text{t}$ ，传动比  $i=99$ ，传递功率  $N=0.75\text{kW}$ ，电动机轴转速  $n=2673\text{r/min}$ ，偏心距  $a=4.5\text{mm}$ 。



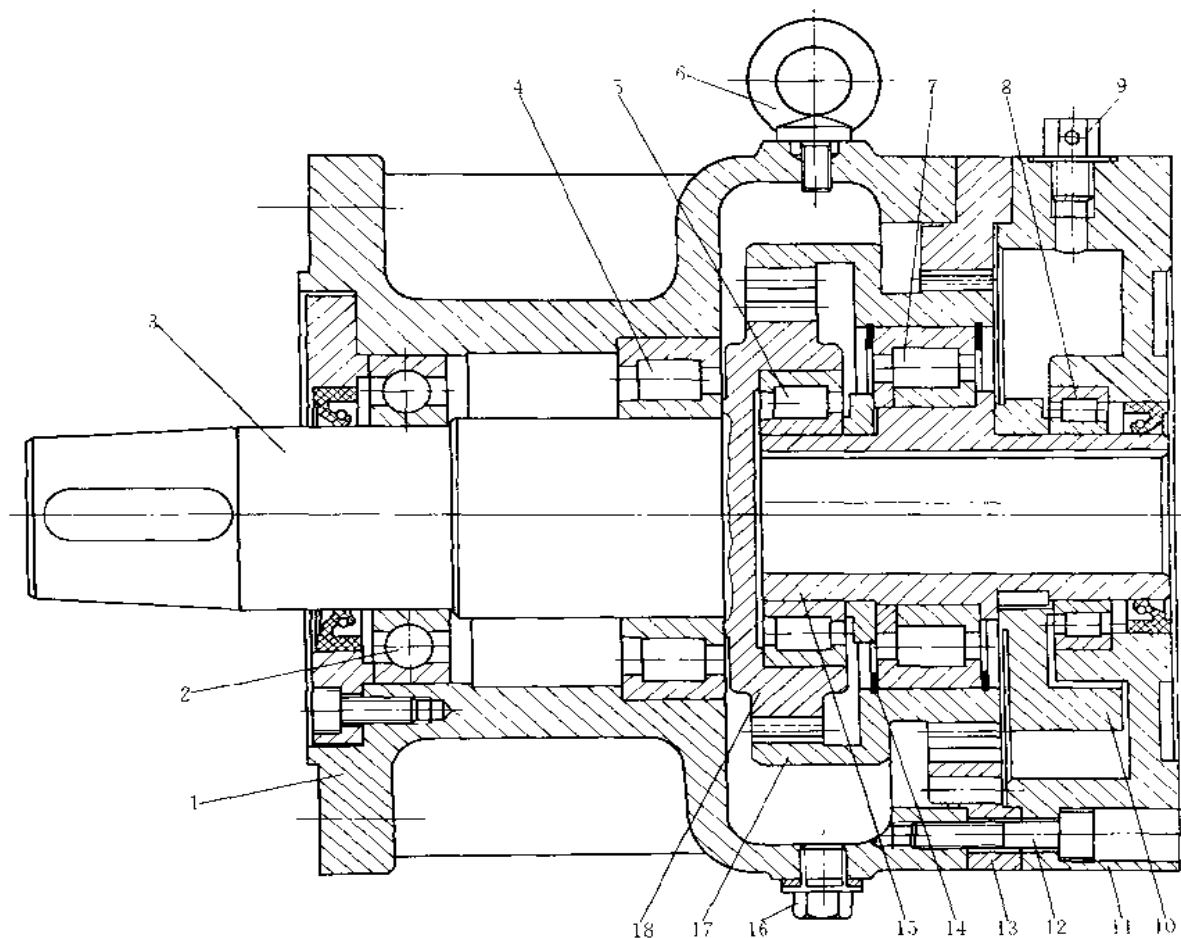


图 1-6-107 双内啮合少齿差减速器

1—机体；2—轴承；3—输出轴；4、5—轴承；6—吊环螺钉；7—转臂轴承；8—轴承；  
9—通气器；10—平衡块；11—端盖；12—螺钉；13—内齿圈；14—挡圈；  
15—输入偏心轴；16—放油螺塞；17—行星轮；18—外齿轮

图 1-6-107 所示为一种外齿轮 18 输出的 NN 型双内啮合少齿差行星减速器。其型式为电机直联侧式，结构设计具有如下主要特点：其输入偏心轴 15 的轴孔为通孔，加工键槽比较方便；偏心轴两端支承轴承 5 和 8 均采用内圈带单挡边的短圆柱滚子轴承，拆装比较方便；安装行星轮 17 的转臂轴承 7 采用了一个内圈带单挡边并带有平挡圈的短圆柱滚子轴承，既有较高的承载能力，又便于轴向定位；行星轮的轴承孔不设挡边，而用两个孔用弹性挡圈 14 定位，使行星轮的加工工艺性得到改善；其固定内齿圈 13 置于机体 1 与机盖 11 之间，采用螺钉 12 联接，拆装方便，但增加了一个防止漏油的密封面；为便于拆装，其输出轴 3 采用了圆锥形轴伸；为缩短输出端内啮合齿轮副啮合力作用点与转臂轴承间的距离，改善轴承受力状况，本机只设计了一个平衡块 10。

本机的输出齿轮副可以根据需要设计成少齿差或零齿差啮合。

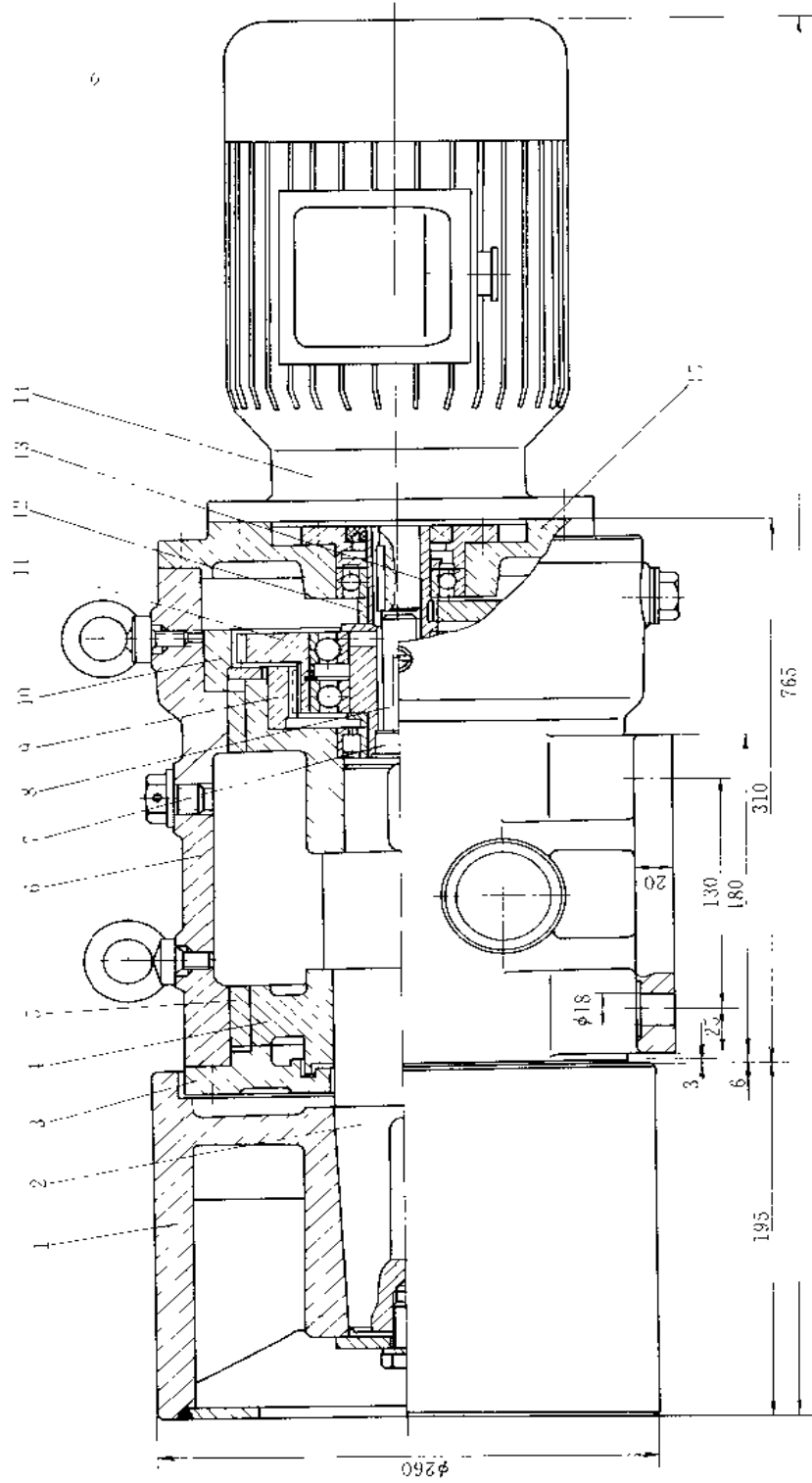


图 1-6-108 双内啮合少齿差减速器

1—瓶子; 2—输出轴; 3—端盖; 4—圆盘; 5—套; 6—机体; 7—短圆柱体; 8—长圆柱体; 9—输出内齿圈; 10—固定内齿轮; 11—双联行星轮; 12—平衡块; 13—平衡块; 14—偏心轴; 15—电动机; 15—机盖

图 1-6-108 所示为内齿轮输出 NN 型双内啮合少齿差行星传动用于连续铸钢辊道传动的一个实例。减速器的设计考虑了高温环境使用工况、制造工艺性及使用、维修等方面的要求。主要结构特点是：输入偏心轴 13 制成通孔，利于键槽加工，且孔中置长、短圆柱体 8、7，分别用于防止电动机轴上的键窜动，预防润滑油渗入电动机，所以短圆柱体应与孔紧配；固定及输出内齿圈 10 和 9 单独制造，加工方便；安装辊子的输出轴 2 采用较大间隙滑动轴承支承，并利用两个圆盘加大轴承直径，以便采用润滑油润滑，改善润滑条件；因使用时环境温度高，端盖处采用了迷宫密封；输出轴为圆锥形轴伸，使辊子拆装方便。

技术特性：传动比  $i=35.5$ ，电机功率  $N=0.55\text{kW}$ ，输出扭矩  $T=125\text{N}\cdot\text{m}$ ，输入转速  $n=1400\text{r}/\text{min}$ 。

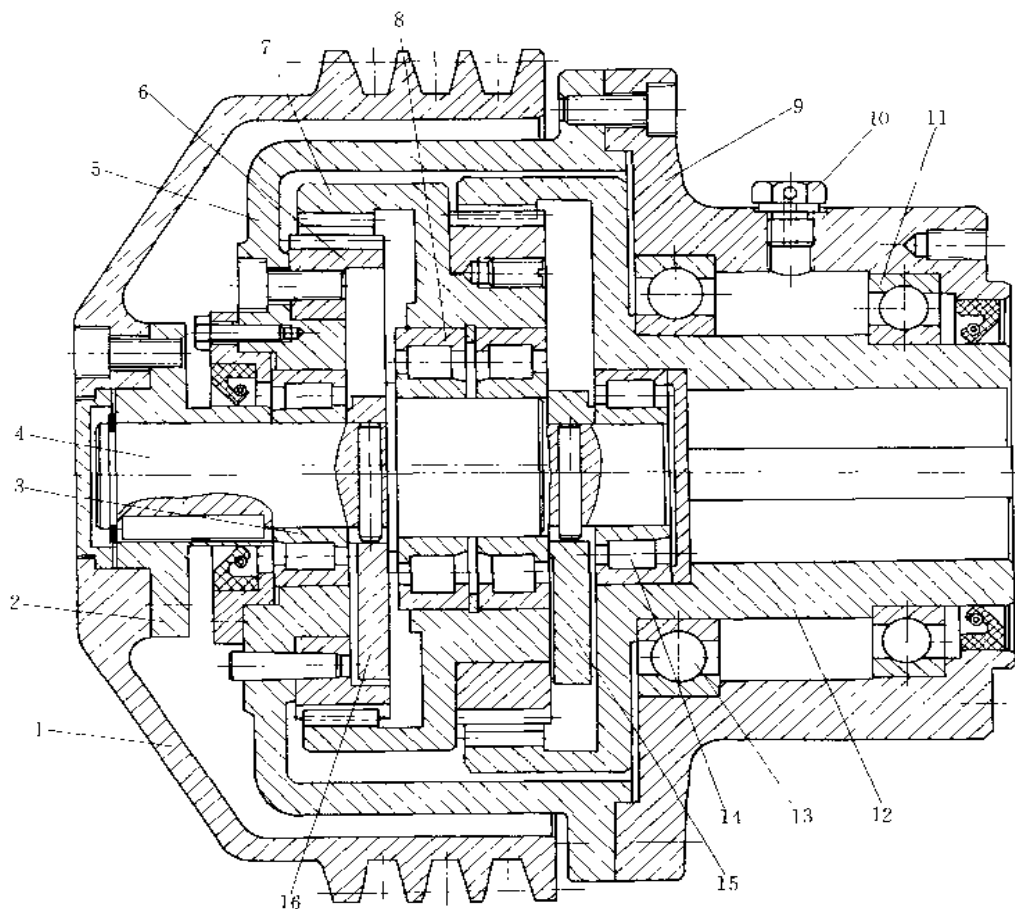


图 1-6-109 双内啮合少齿差减速器

1—带轮；2—轮毂；3—轴承；4—高速轴（偏心轴）；5—机盖；6—外齿轮；7—双联齿轮；8—转臂轴承；  
9—机体；10—通气器；11—轴承；12—输出轴（内齿轮）；13、14—轴承；15、16—平衡块

图 1-6-109 所示为按 NN 型双内啮合少齿差传动原理设计的轴装式 V 带轮减速器。与常见的双内啮合少齿差传动不同的是，本机采取了固定外齿轮 6 的方式。本机的结构大部分与图 1-6-96 相同，最主要区别在于本机具有两对啮合齿轮副，并且置于偏心轴 4 上的双联齿轮 7 在运行时作行星运动，而不是平动。此外，本机采用了双平衡块 15 和 16，使力矩不平衡性得以改善。其双联行星轮上的外齿轮采用装配式设计，既缩短了轴向尺寸，又改善了制造工艺性。

本机旨在为建筑行业所用灰浆搅拌机提供一种小巧玲珑,经久耐用的新型减速传动装置,也可用于其他场合。

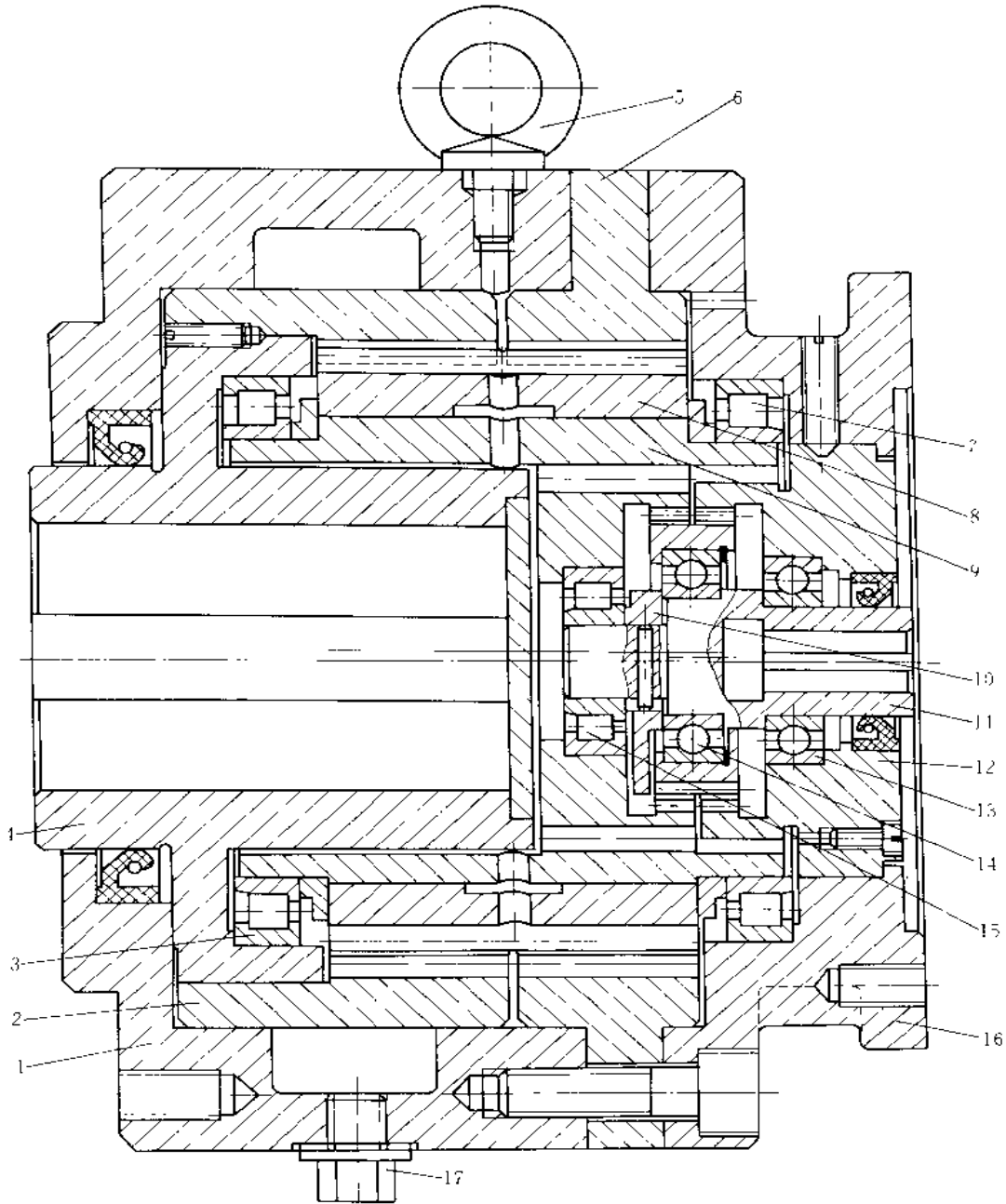


图 1-6-110 双内啮合少齿差减速器

1—机体; 2—内齿轮(低速级); 3—轴承; 4—输出轴(空心); 5—吊环螺钉; 6—内齿轮; 7—轴承;  
8—行星轮; 9—内齿轮(高速级); 10—平衡块; 11—高速轴(偏心轴); 12—内齿轮; 13、14、15—轴承;  
16—机盖; 17—放油螺塞

图 1-6-110 所示为一种结构极其紧凑的轴装式二级 NN 型双内啮合少齿差行星减速器。本机与常见 NN 型少齿差减速器的最主要区别在于其双联行星轮演变成了单齿圈公共行星轮 8。本机的结构设计具有以下主要特点: 高速级固定内齿轮 12 与偏心轴 11 输入侧轴承的支座

合为一体，并压装到带联接法兰的机盖 16 上；高速级的输出内齿轮 9 与低速级的输出偏心套合为一体；低速级行星轮的转臂轴承采用了滑动轴承；低速级空心输出轴 4 向输入侧延伸，并为偏心套所包容；低速级输出内齿轮 2 与空心输出轴 4 设计成组装式，采用过盈联接辅以紧定螺钉；低速输出轴由于其运转速度极低而直接支承在铸铁制造的机体 1 上；偏心轴及偏心套的支承轴承采用了三个内圈带单挡边的滚子轴承 15 和 7（件号 7 为 2 件），使装拆较为方便。

设计此类传动装置时，除应照例计算齿轮弯曲强度及滚动轴承的寿命与滑动轴承比压外，还需进行两对齿轮副的几何设计。可行的齿数差取值是两个内齿轮相差一个齿，而行星轮与相啮合的两个内齿轮之齿数差分别为二齿差和三齿差或为三齿差和四齿差。齿数相差一个齿的一对内齿轮应通过变位使其具有相同的齿顶圆。此种传动的单级传动比与其输出内齿轮齿数数值相同，其值不得小于 20，否则所用模数太大。这种减速器适合用于大传动比的小功率传动装置。

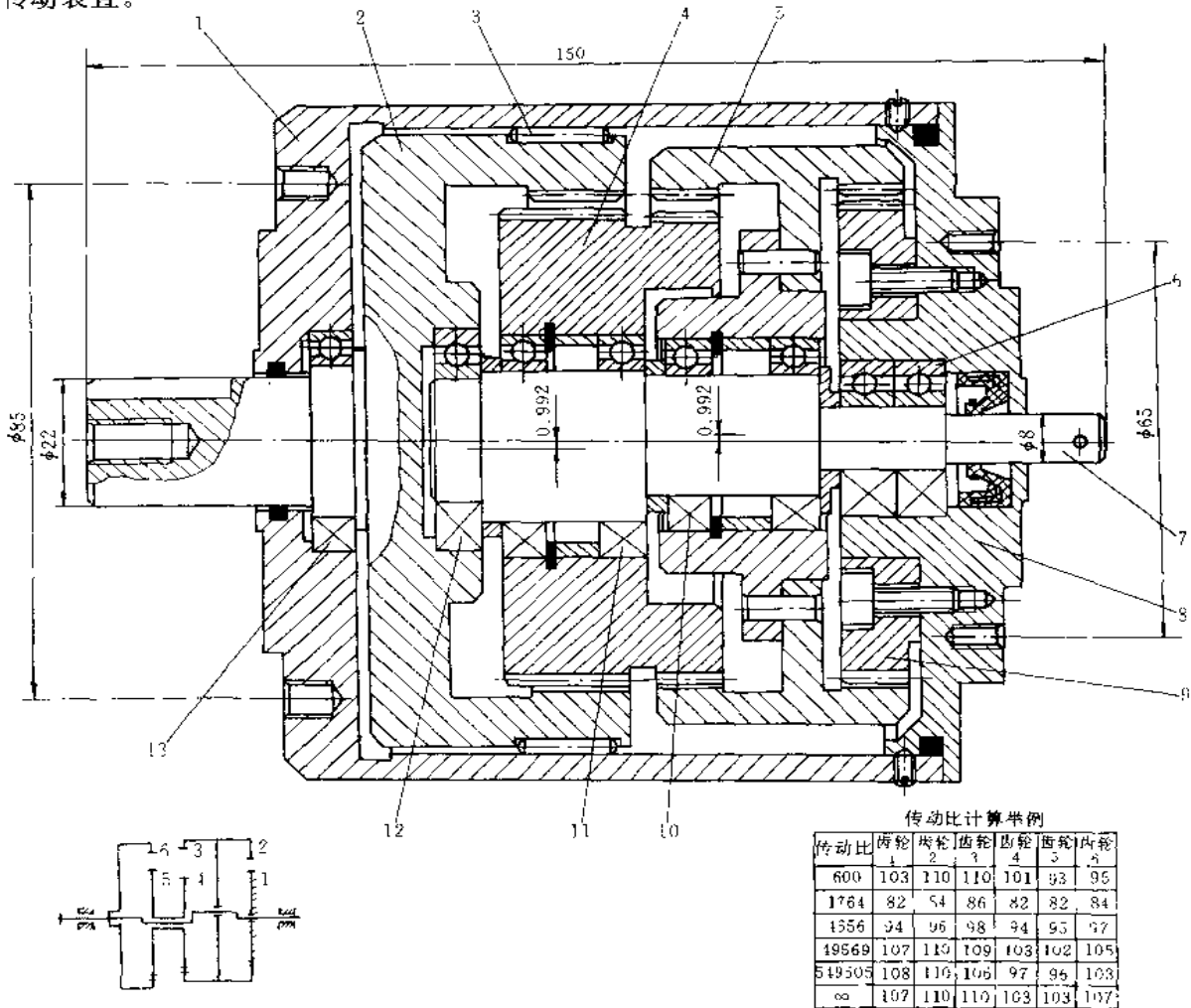


图 1-6-111 三内啮合少齿差减速器

1—壳体；2—输出轴（内齿轮）；3—滚针；4—行星轮（双联外齿轮）；5—双联内齿轮；6—轴承；  
7—输入轴（偏心轴）；8—机盖；9—外齿轮；10、11、12、13—轴承；

图 1-6-111 所示为一种按双偏心三内啮合少齿差传动原理设计的微型减速器。此种三内

啮合传动共有八种不同的组合型式。组合型式不同，其传动比范围差别极大，总的范围约为  $(2 \sim 5.5) \times 10^5$ 。本实例属大传动比方案，其结构特点如下：具有整体式双偏心轴 7，两端分别支承在输出内齿轮 2 和机盖 8 上。其上安装一个双联内齿轮 5 和一个双联外齿轮 4，两者相互啮合；同时，双联内齿轮与双联外齿轮还分别与固定在机盖上的外齿轮 9 和与输出轴相联的输出内齿轮 2 相啮合。由于结构与制造工艺上的需要，双联内齿轮采用了分体结构，以便利插制内齿和安装两个支承轴承。为了缩短轴向尺寸，输出轴与输出内齿轮制成一体，并将内侧支承点直接设在齿轮部位，采用一组滚针 3 将内齿轮外圆柱面支承在减速器壳体 1 上。

对于需要极大传动比的场合，特别是传递运动的场合，采用本方案相对而言结构简单。但若用于动力传动，尚需认真分析、计算其传动效率，看是否能被接受。对于要求小传动比的场合，采用此种三内啮合传动未必经济合理。此种三内啮合传动国内尚未见有产品问世。

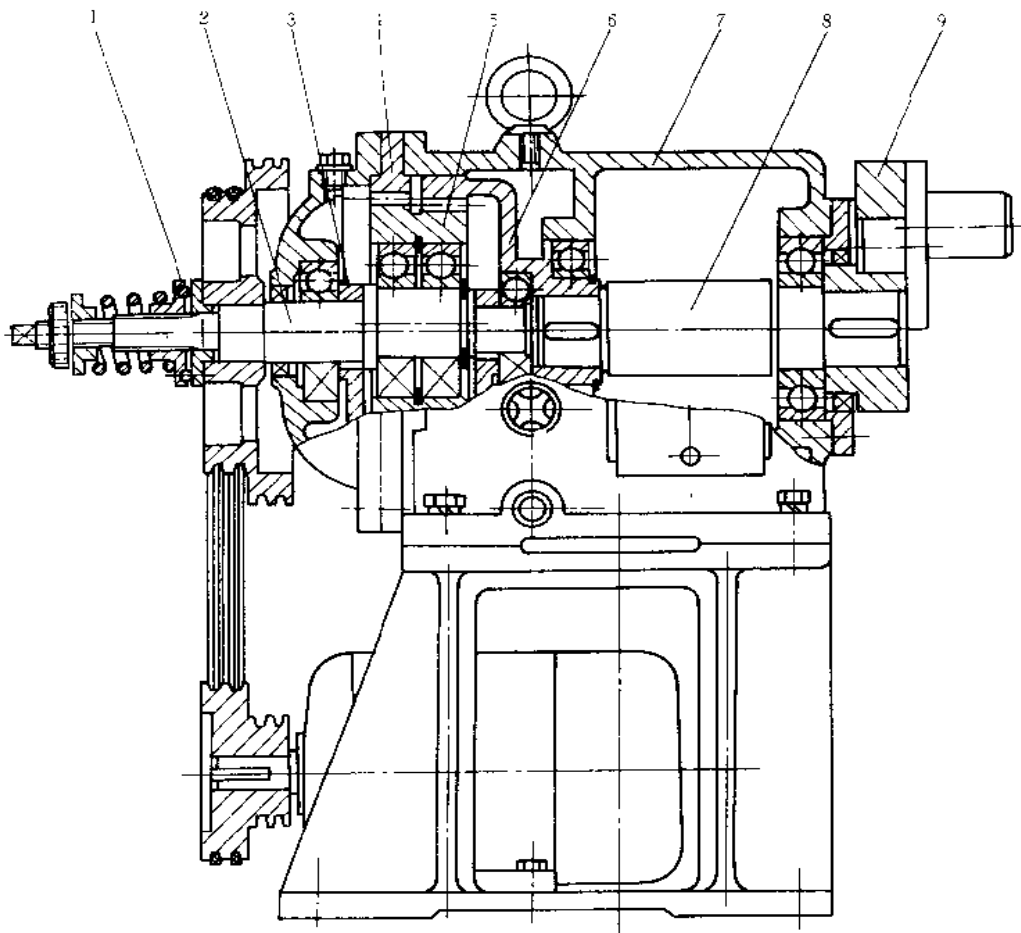


图 1-6-112 锅炉用往复炉排变速箱

1—安全离合器；2—偏心轴；3—平衡块；4—固定内齿轮；5—双联行星轮；6—输出内齿轮；  
7—箱体；8—输出轴；9—曲柄

图 1-6-112 所示为工业锅炉用往复炉排变速箱，由变速 V 带传动，与 NN 型双内啮合少齿差行星减速组成，并在从动 V 带轮上设置钢球安全离合器 1。

少齿差行星减速具有以下主要特点：输出内齿轮 6 与输出轴 8 采用组合结构，制造比较

方便；输出轴系三点支承，其中输出内齿轮 6 的齿部外圆面直接支承在箱体 7 上，这种结构在输出转速及输出内齿轮刚度较低时可行；输出轴上两个滚动轴承间的距离较大，以适应曲柄 9 传动引起的较大的弯曲与径向压力。

变速箱虽然已用于生产上，但 V 带有级变速方式不方便。

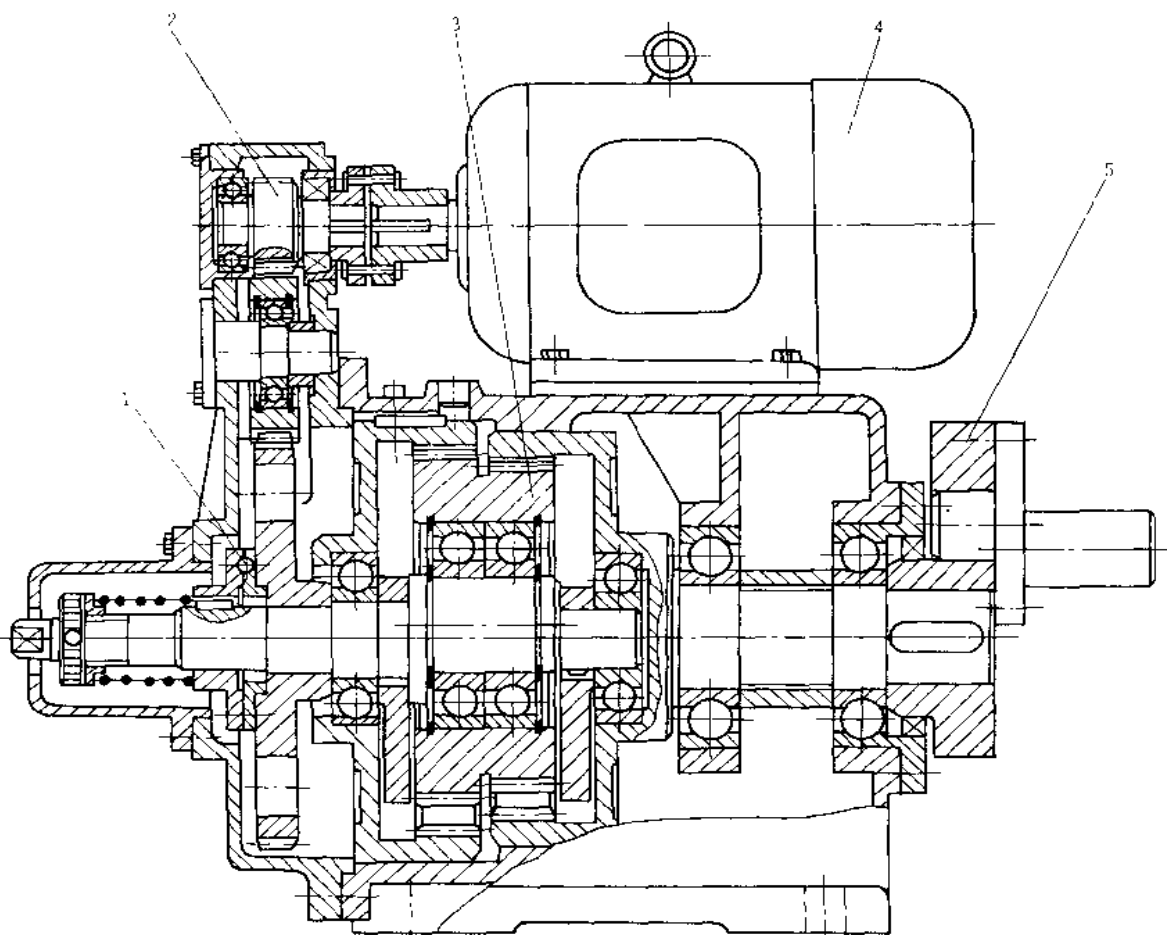


图 1-6-113 锅炉用往复炉排变速箱

1—安全离合器；2—平行轴圆柱齿轮传动；3—NN 型少齿差传动；4—多速电动机；5—曲柄

图 1-6-113 所示为锅炉用往复炉排变速箱，与图 1-6-112 所示变速箱的区别是采用多速电动机变速，比 V 带变速方便。一级传动采用齿轮传动，由于电动机与偏心轴中心线间的距离较大，所以采用了一个中间齿轮。电动机设置在变速箱顶部，大大降低了变速箱中心高，使稳定性提高。少齿差传动中的固定内齿轮采用了嵌入箱体，并用键联接的结构型式。偏心轴的两端分别支承在两个内齿轮上。

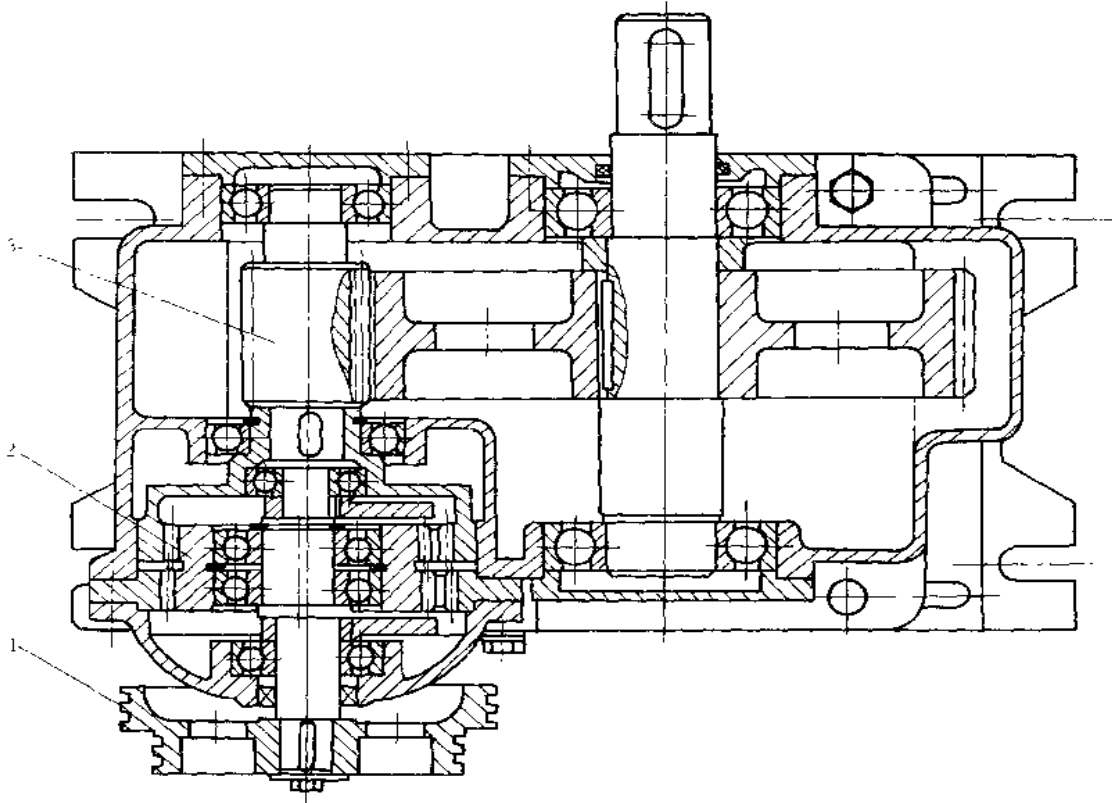


图 1-6-114 锅炉用链条炉排变速箱

1—V带轮；2—NN型少齿差传动；3—圆柱齿轮传动

图 1-6-114 所示为锅炉用链条炉排变速箱。由于所需传动比比往复炉排的要求大得多，所以采取了三级减速。第一级为二档 V 带传动，第二级为 NN 型少齿差传动，第三级为外啮合圆柱齿轮传动。前面两级与图 1-6-112 基本相同，仅有的区别在于从动 V 带轮上去掉了安全离合器。从实际情况来看，保留安全离合器更合理。末级传动为一级外啮合圆柱齿轮传动。由于末级传递力矩最大，而外啮合圆柱齿轮相对而言承载能力低，其结果必然中心距较大，因此，不如将外啮合传动置于第二级，不仅可以缩小整机的体积，减轻重量，还降低了 NN 型传动的输入速度，可以去掉平衡块，改善本级的工作条件。

图 1-6-115 所示为一种用于工业锅炉链条炉排传动的变速器。它由前级 SRC 型开关磁阻齿轮无级调速电动机 10 与一级平行轴外啮合圆柱齿轮传动 8 及末级具有公共行星轮的 NN 型双内啮合少齿差行星传动组成，输出扭矩为  $5\text{kN}\cdot\text{m}$ ，输出转速为  $0.0176\sim 0.219\text{r}/\text{min}$ 。本机的结构具有如下特点：(1) 具有前后两个箱体 1 和 7。前箱体带底座，其中为 NN 型少齿差传动；后箱体借助螺钉与前箱体紧固，其中为一级圆柱齿轮传动；(2) 少齿差传动的行星轮 5 为公共行星轮，用两个转臂轴承安装在整体式单偏心轴 4 上，与相互间差一齿的固定与输出内齿轮 6 和 3 相啮合；其输出与固定内齿圈均为独立件，借助螺栓和螺钉分别与输出轴盘 2 及前箱体紧固；输出轴仅用一个滚动轴承支承，其内侧由于超低速运行而将相联的输出内齿轮外圆柱面直接支承在箱体上；由于转速很低，取消了应置于低速级偏心轴上的平衡块；(3) 偏心轴的输入端设有钢球安全离合器 9，超载运行时活套在偏心轴上的齿轮便会打滑。



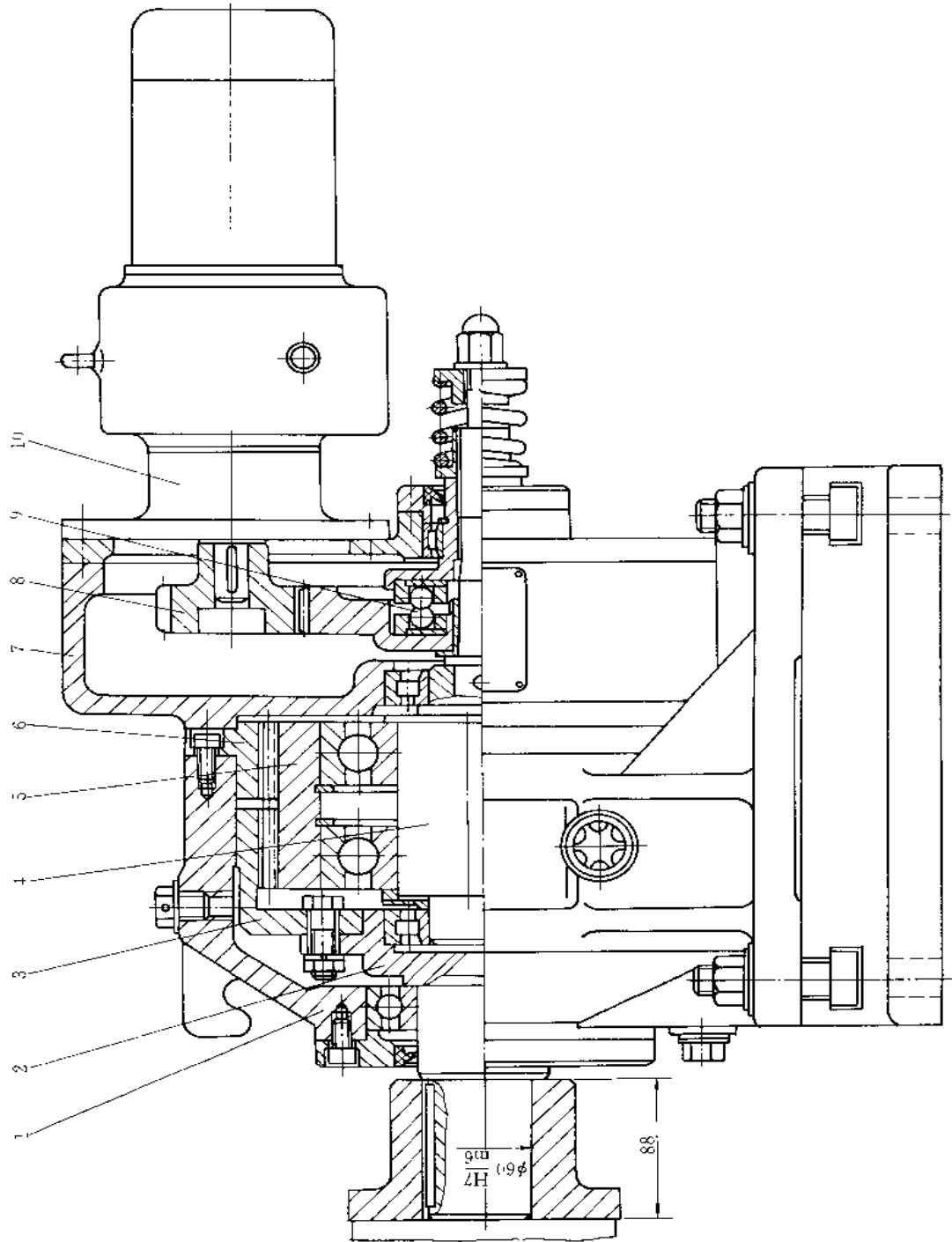
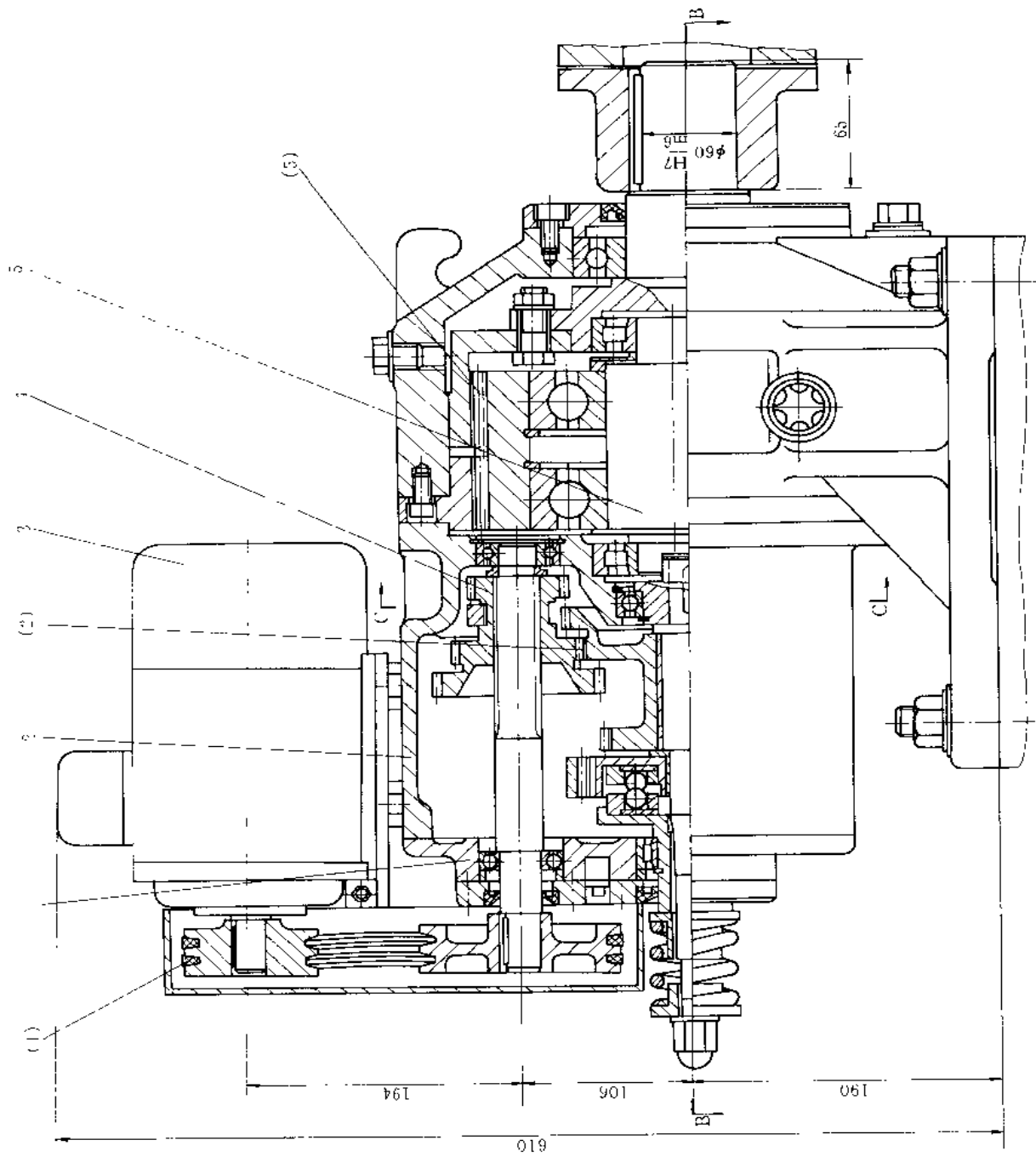


图 1-6-115 工业链炉用链条炉排变速器

1—前箱体; 2—输出轴盘; 3—输出内齿轮; 4—偏心轴; 5—公共行星轮; 6—固定内齿轮; 7—后箱体;  
8—平行轴外啮合圆柱齿轮传动; 9—行星安全离合器; 10—开关磁阻齿轮无级调速电动机



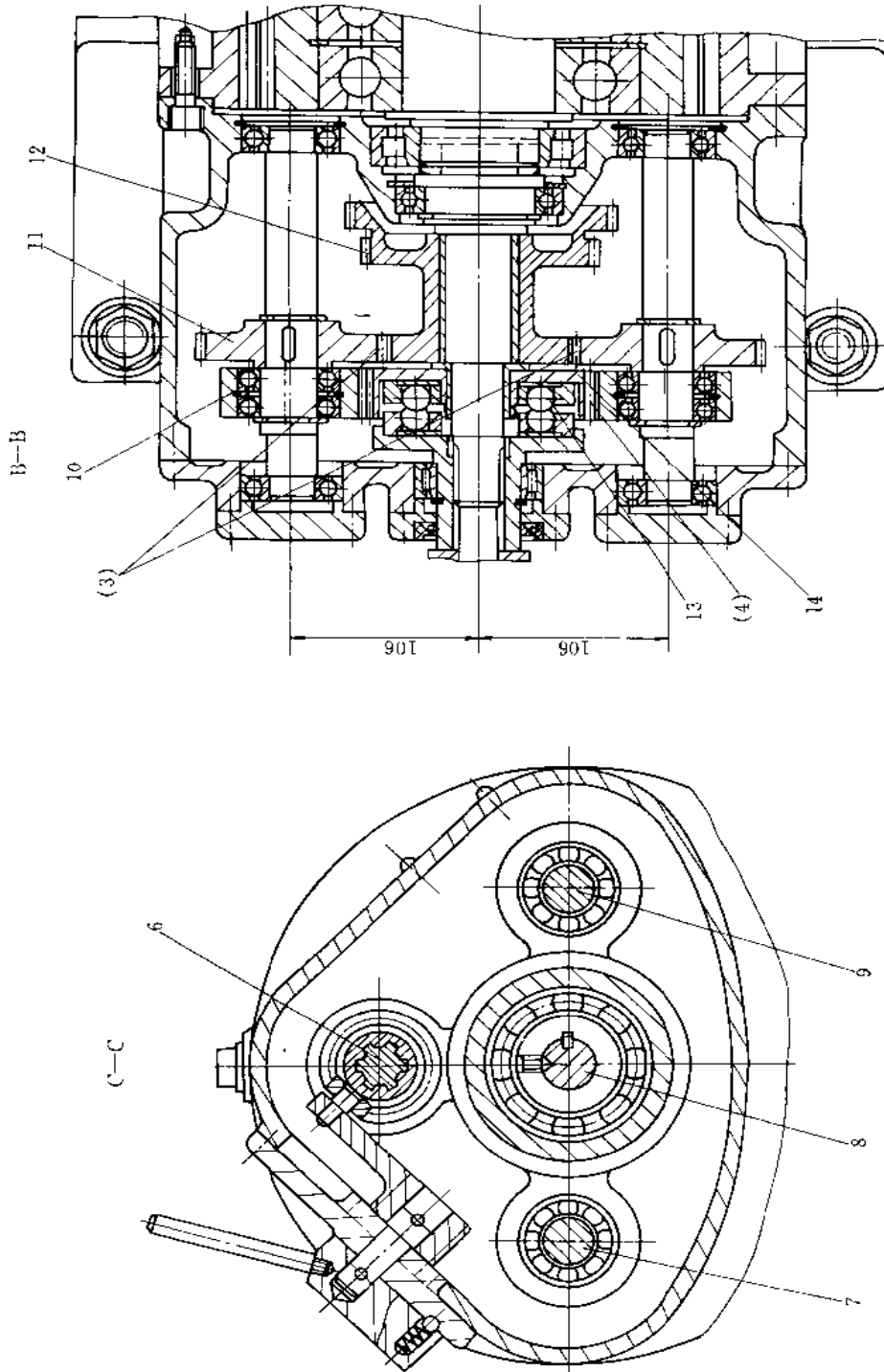


图 1-6-116 锅炉用链条炉排三档六速变速器  
 (1)一级 V 带传动; (2)二级三档变速圆柱齿轮传动; (3)二级同步齿轮传动; (4)四级 K-H 型少差传动; (5)五级 NN 型少齿差传动  
 1-箱盖; 2-后箱体; 3-双速交流异步电动机; 4-三联滑移齿轮; 5-第五级传动偏心轴; 6-花键轴; 7-第四级传动输入偏心轴; 8-第一级传动输出轴;  
 9-第四级传动输入偏心轴; 10-内齿板; 11-同步齿轮; 12-从动三联齿轮; 13-惰球安全离合器; 14-外齿轮

图 1-6-116 所示为锅炉用链条炉排三档六速变速器, 输出扭矩为  $5\text{kN}\cdot\text{m}$ , 输出转速范围为  $0.046\sim 0.226\text{r}/\text{min}$ , 由五级传动组成。第一级为 V-带传动, 第二级为具有滑移齿轮三档变速的平行轴外啮合圆柱齿轮传动, 第三级为同步齿轮传动, 第四级为驱动内齿板、外齿轮输出动力的 K-H 型少齿差传动, 第五级为具有公共行星轮的 NN 型双内啮合少齿差行星传动。

第五级传动与图 1-6-117 相同。第二、三、四级传动置于后箱体 2 中, 具有以下特点: 共有四个传动轴 6、7、8、9 (见 C-C 剖视)。正上方为花键轴 6, 其上安装三联滑动齿轮 4; 正下方为第三级传动输出轴 8, 通过端部扁头插入第五级传动高速偏心轴 5 端部的槽口与其相联。正下方输出轴的两侧等距离分布两根偏心轴 7 和 9, 两端支承在后箱体 2 和箱盖 1 上。偏心轴颈各用两个轴承支承一块内齿板 10 与活套到输出轴上的外齿轮 14 相啮合, 两根偏心轴

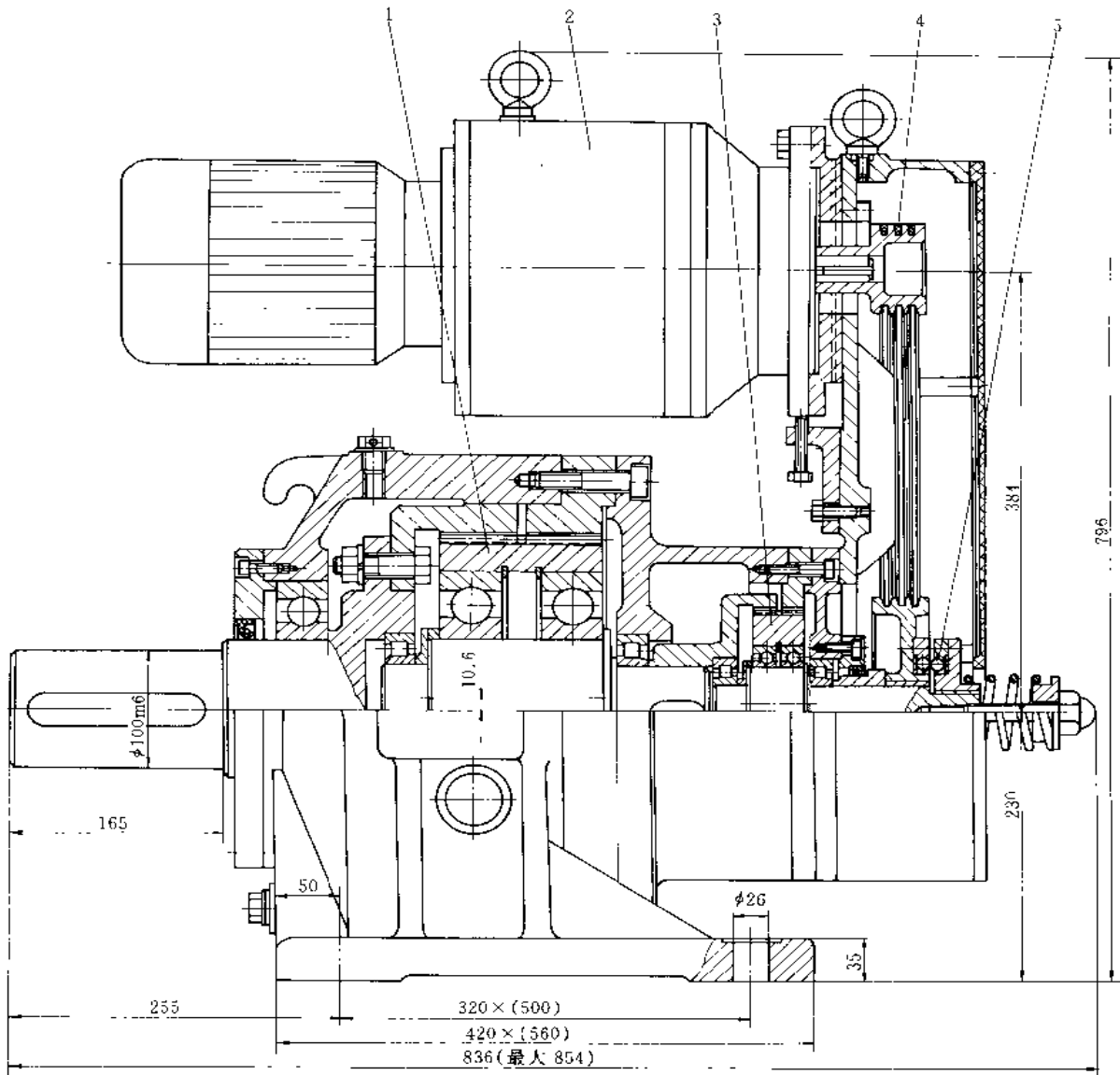


图 1-6-117 工业锅炉用  $10\text{kN}\cdot\text{m}$  链条炉排变速器

- 1 低速级 NN 型少齿差传动; 2—电磁调速异步电动机; 3—中间级 NN 型少齿差传动;  
4—V 带传动; 5—钢球安全离合器

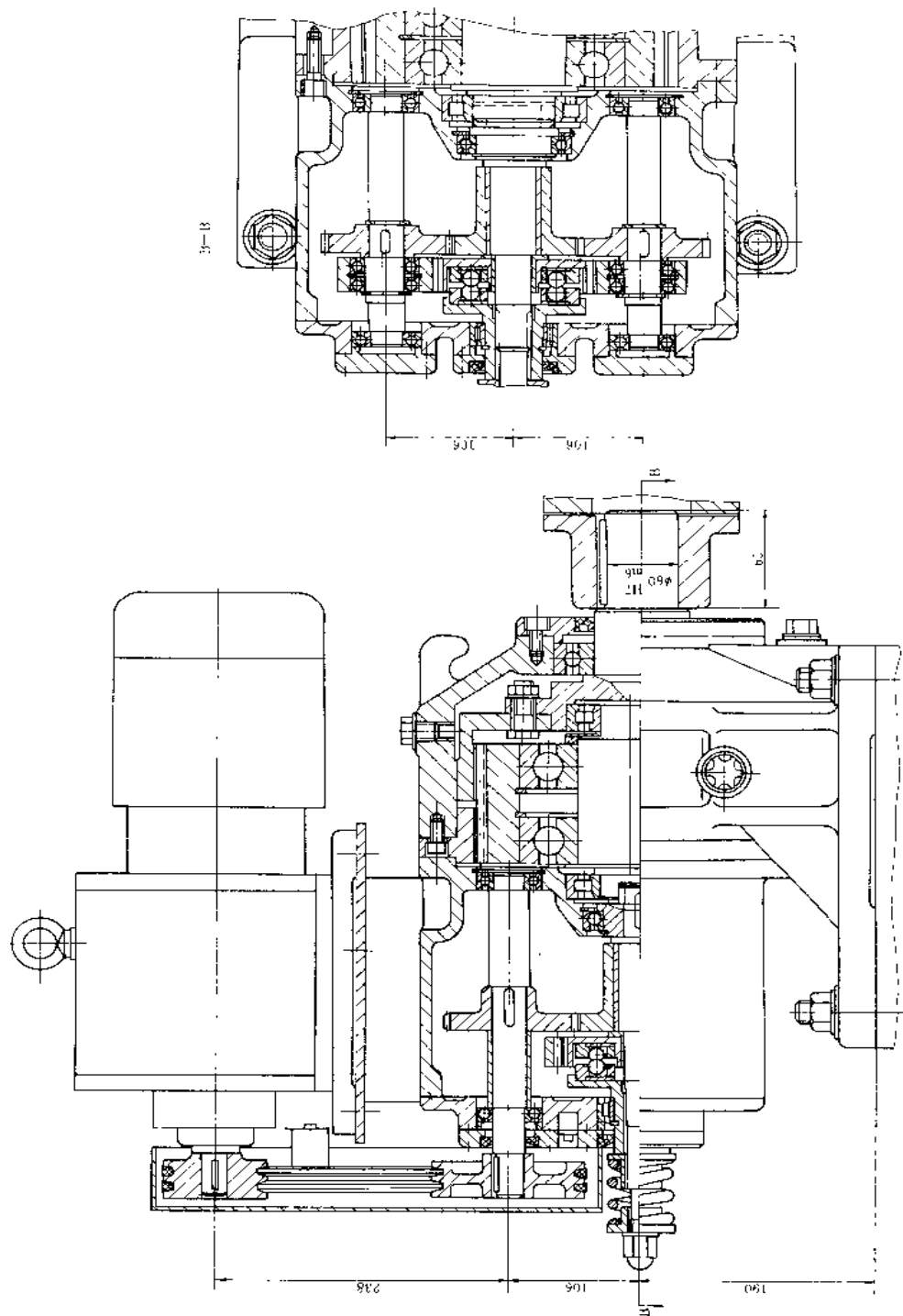


图 1-6-118 无级调速链条炉排变速器

上安装两个相同的同步齿轮 11，活套到输出轴上的从动三联齿轮 12 在两侧分别与同步齿轮相啮合。当三联齿轮 12 转动时，两根偏心轴便同步运转，带动内齿板做平面运动，相啮合的外齿轮便向第五级传动输出动力。输出外齿轮与输出轴间依靠钢球安全离合器 13 相联接。超载时离合器打滑。

第四级传动采用一块内齿板，虽然简化结构，但单偏心结构受力情况不佳，影响轴承寿命。选择轴承时，需分析受力情况并核算轴承寿命。各啮合齿轮副、轴承、钢球安全离合器等受力元件均应计算。

变速器采用双速交流异步电动机 3 驱动，配合三档变速便可输出六种速度。

图 1-6-117 所示为锅炉用链条炉排变速器，输出扭矩为  $10\sim 30\text{kN}\cdot\text{m}$ ，用电磁调速异步电动机 2 进行无级调速。

本机采用三级减速。高速级为 V 带传动 4，置于联接到中间级箱体上的密闭箱体中。从动 V 带轮与中间级 NN 型少齿差传动 2 的偏心轴间设有钢球安全离合器 5，一旦超载，从动 V 带轮便空转打滑。V 带依靠沿滑动向上移动的电磁调整异步电动机张紧。中间级和低速级都是具有公共行星轮的 NN 型少齿差传动，仅具体结构有所不同。输出内齿轮通过轴承装到低速级偏心轴上。由于输入转速较高，中、低速级传动的偏心轴上设置了单平衡块。

与图 1-6-116 相比，图 1-6-118 将双速电动机换成电磁调速异步电动机，实现了无级变速。

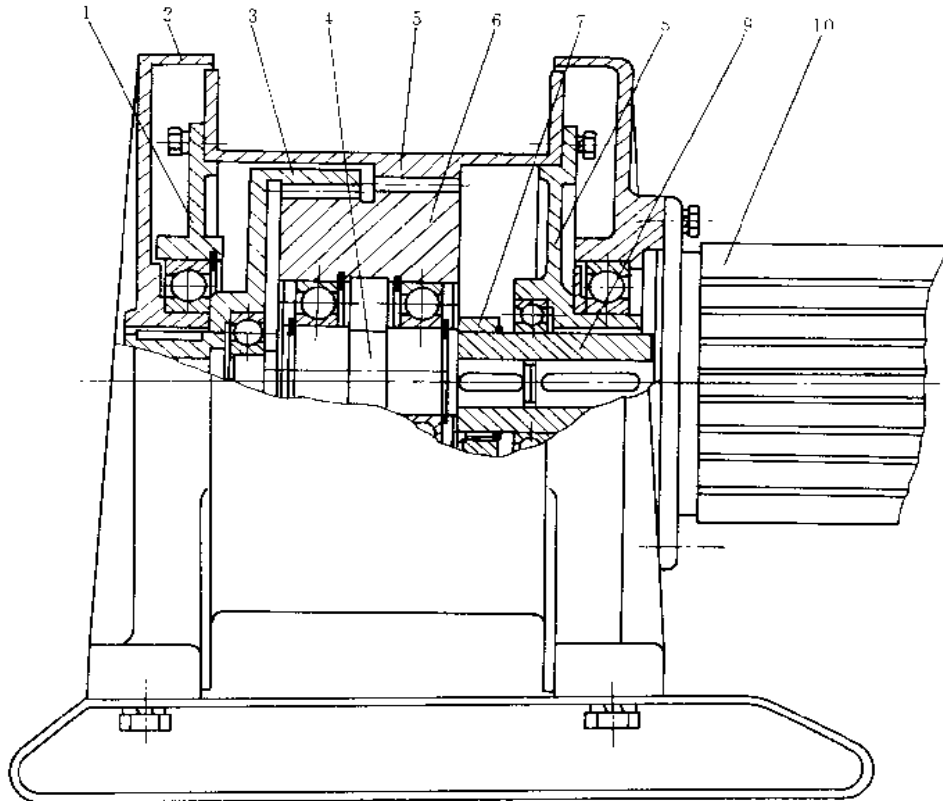


图 1-6-119 NN 型少齿差传动矿用回柱绞车

1—大端盖 A；2—支座；3—固定内齿轮；4—偏心轴；5—输出内齿轮-滚筒；6—行星轮；7—平衡块；  
8—大端盖 B；9—套筒；10—电动机

故将三联齿轮保留了其中一对齿轮副，虽然结构略有简化，但因更换电动机及控制器，使制造成本增加。

图 1-6-119 所示为采用 NN 型双内啮合少齿差传动设计的矿用立柱绞车，其传动比为 294。主要结构特点在于其输出内齿轮与滚筒合为一体，结构很简单。但若滚筒长度稍大一些，插制内齿轮便会受到插齿机允许高度的限制，不得不使用大规格的插齿机。因此，将输出内齿轮设计成镶嵌式更合理。本机的滚筒两端为两个大端盖 1、8。其上安装两个滚动轴承，将滚筒支承在支座 2 上。固定内齿轮 3 端部有轴伸，插入支座孔中，用键与支座固联。偏心轴 4 的一端支承在固定内齿轮上，另一端外置轴套，借助轴套将偏心轴支承在支座上，同时与电机轴相联。为平衡行星轮偏置产生的离心力，还设置有一个平衡块 7。

### 8.9 摆线针轮行星减速器

图 1-6-120 所示摆线针轮减速器，是一种行星传动的减速器，其输入轴和输出轴在同一轴线上。输入轴 I 和转臂 IV 一起绕中心  $O_b$  顺时针方向同转时，摆线轮 II 即随着绕中心  $O_b$  公转。由于固定在针齿壳 III 上的针齿的反作用，使摆线轮绕其本身中心  $O_a$  逆时针方向自转，并通过销套销轴将其自转等速传递给输出轴 V，故输出轴就得到了与输入轴相反转向的运动（输入轴转动一周，输出轴随摆线轮转动  $-\frac{1}{z_a}$  周），其减速比为：

$$i = \frac{z_b - z_b}{z_a} = -\frac{1}{z_a}$$

式中  $z_a$ ——摆线轮齿数；

$z_b$ ——针齿齿数。

由上式可知当输入轴转  $z_a$  转时，输出轴则反方向转 1 转。

特点：减速比大、传动效率高、结构紧凑、体积小、重量轻、运转可靠平稳，同时还具有过载能力强、耐冲击、惯性力矩小、适用于起动频繁和正反转的特点。但制造要求高，工艺复杂。

立式摆线针轮减速器通常采用强制润滑。润滑油经过滤器后用油泵 25 加压，并输送到减速器的上部。经流道分别到达减速器上轴承及摆线轮 8，最后回到减速器内油池进行循环。油泵采用微型电动机驱动。

其他详细结构说明参见图 1-6-121。

图 1-6-121 所示减速器中，托架式整体机座 1 的端部有大端盖。壳体上方有通气器 13，下方有排油孔，机座与端盖 16 之间为针齿壳 15，针齿销 17 装在针齿壳上。

图中所示为摆线针轮减速器，结构与一齿差减速器相同，属于 Z-X-V (K-H-V) 行星减速器。两个摆线轮 18 对称布置，互成  $180^\circ$ ，使转轴上的转动零件平衡，提高传动的平稳性。摆线轮的齿形为摆线，受力好，承载能力高。针轮由若干个套在针齿销上的针齿套 14 构成。输入轴 9 上装有偏心套 29，偏心套为双偏心式。两个摆线轮通过轴承 21 装在偏心套上，并与针轮啮合。输出机构为柱销式。输入轴转动后，通过偏心套使摆线轮做半径等于偏心套的偏心距的圆周运动，它通过销套 19、销轴 20 等件的输出机构，使输出轴 3 做旋转运动。

摆线针轮传动及轴承均采用稀油油池润滑。

针轮齿数与摆线轮齿数之差为 1。传动比等于摆线轮齿数。从动轴转动方向与主动轴转动方向相反。

技术特性：传递功率为 4kW，主动轴转速为 1500r/min，速比为 11。

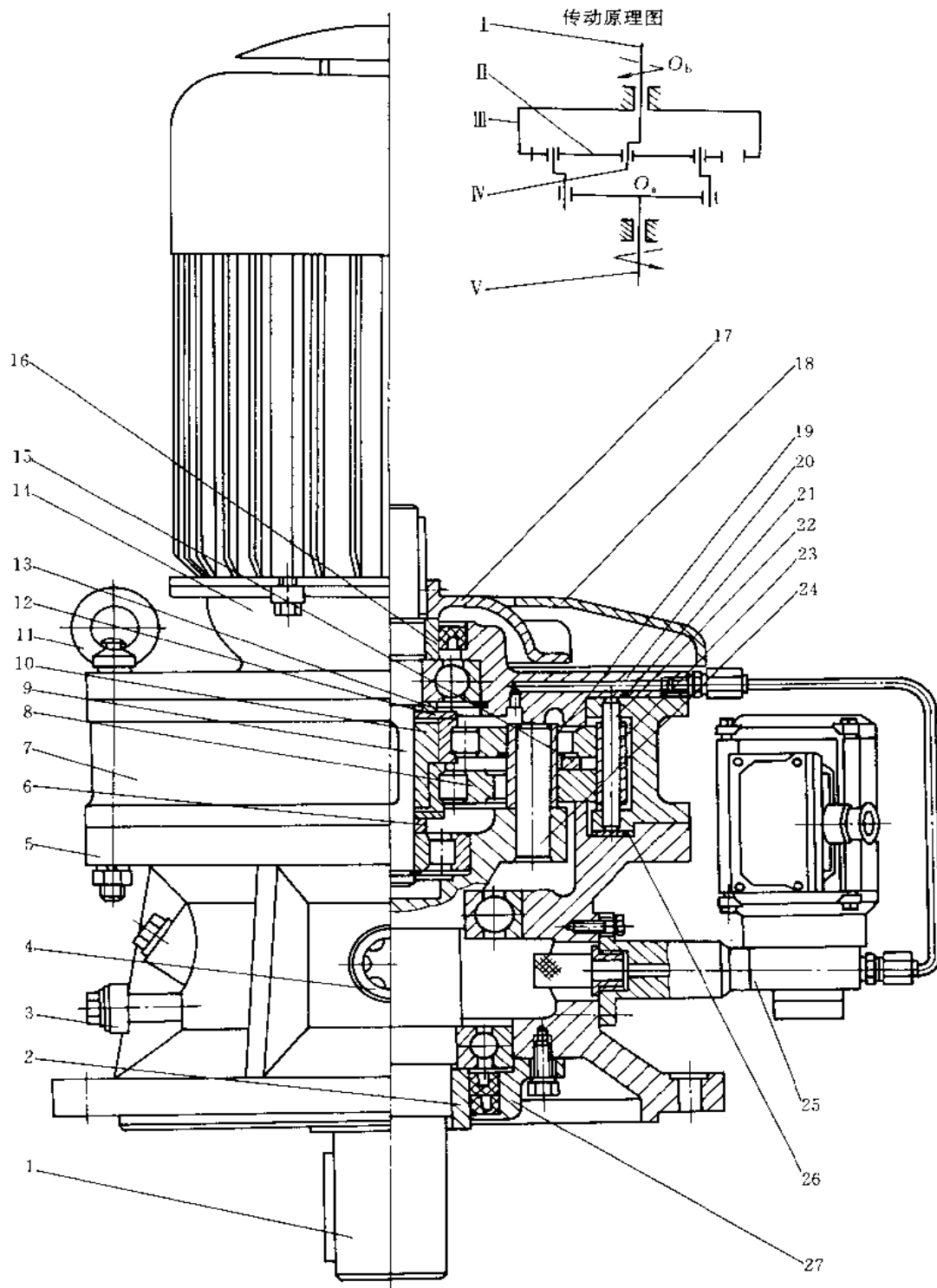


图 1-6-120 XL、XLD 型立式单级摆线针轮行星减速器 (温州市长城减速机有限公司生产)

- 1—输入轴；II—摆线轮；III—针齿壳；IV—转臂；V—输出轴  
 1—输出轴；2—紧固环；3—放油管；4—油标；5—机座；6—挡圈；7—针齿壳；8—摆线轮；9—输入轴；10—偏心套；  
 11—吊环螺钉；12、13—挡圈；14—电动机；15—间隔环；16—紧固环；17—风扇叶；18—风扇罩；19—销套；  
 20—法兰盘；21—O形环；22—针齿销；23—针齿套；24—销轴；25—油泵；26—矩形垫圈；27—压盖



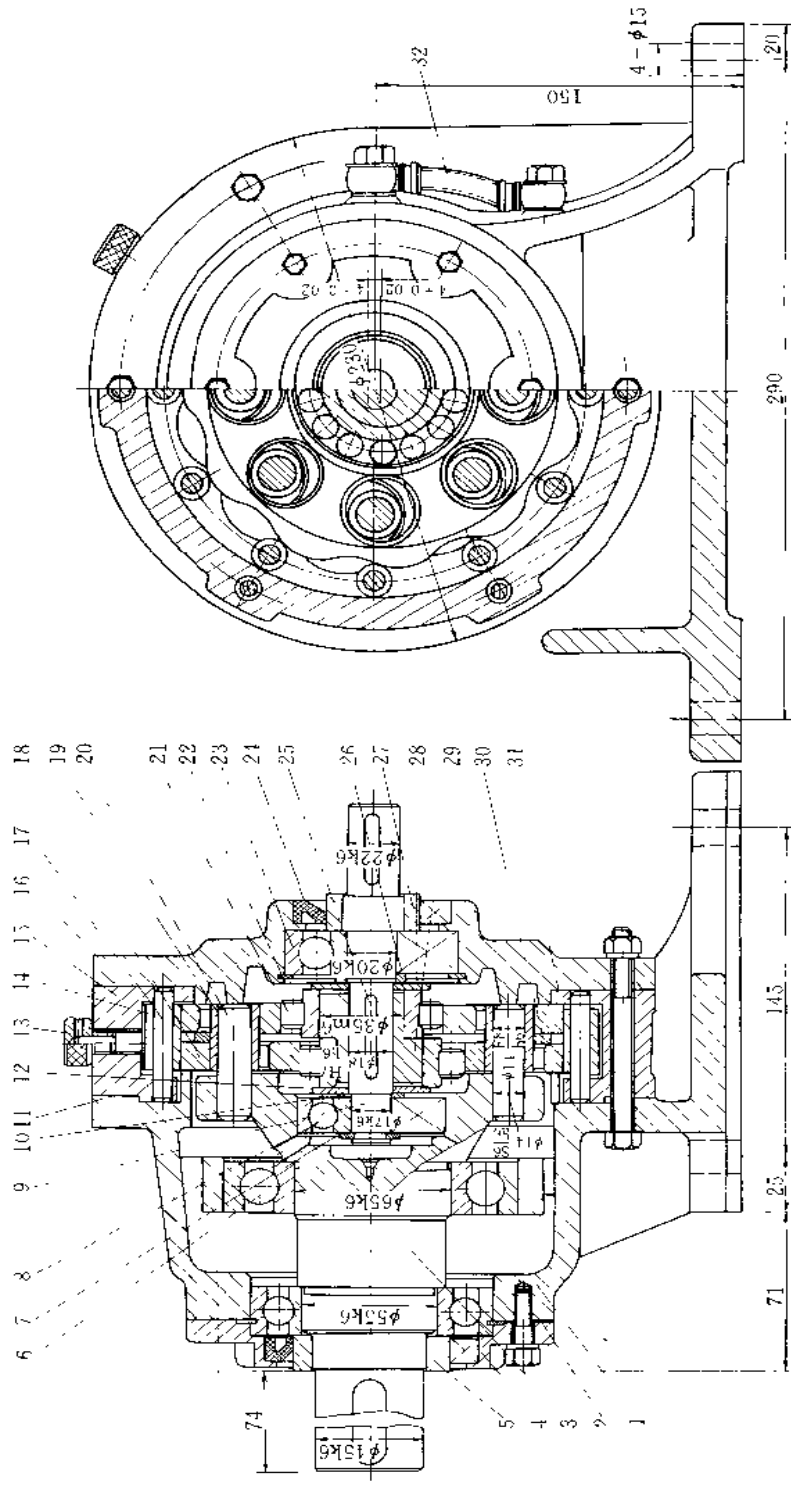


图 1-6-121 单级摆线针行星减速器

- 1—机座; 2—垫片; 3—输出轴; 4—压盖; 5—紧固环; 6—轴承; 7—挡圈; 8—轴承; 9—输入轴; 10—挡圈; 11—垫片; 12—挡圈; 13—通气器; 14—针齿套; 15—针齿壳; 16—端盖; 17—针齿销; 18—摆线轮; 19—销套; 20—销套; 21—轴套; 22—挡圈; 23—轴承; 24—一层式油封; 25—键; 26—键; 27—挡圈; 28—紧固环; 29—偏心套; 30—间隔环; 31—垫片; 32—管

8.10 谐波齿轮减速器

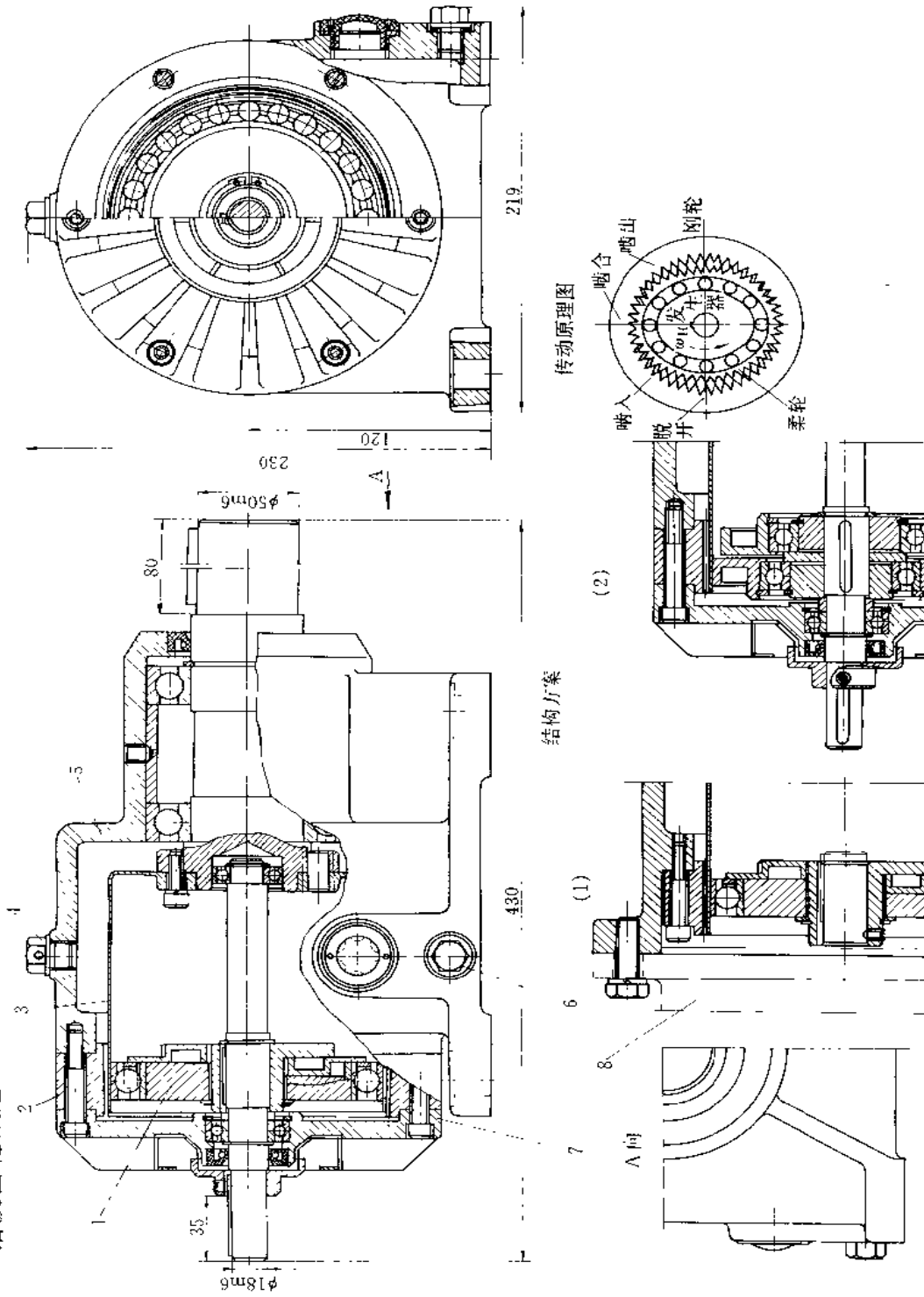


图 1-6-122 谐波齿轮减速器  
 1—发生器;2—刚性齿轮;3—柔性齿轮;4—通气器;5—壳体;6—罩壳;7—大端盖;8—电动机

图 1-6-122 为谐波齿轮减速器,由发生器 1、柔性齿轮 3 和刚性齿轮 2 三个基本构件组成。三个构件中任一皆可为主动,其余两个,一为从动,一为固定。减速器中托架式整体壳体 5 的端部有大端盖 7。壳体上方有通气器 4,下方有螺塞 6 排油孔。

谐波齿轮传动是在波发生器的作用下,迫使柔轮轮齿与刚轮轮齿互相不断产生啮入、啮合、啮出、脱开的错齿运动,从而达到运动的目的。具体传动过程见图中传动原理图。

谐波齿轮传动的速比,按下式计算:

$$\text{当刚轮固定时} \quad i = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}$$

$$\text{当柔轮固定时} \quad i = \frac{z_2}{z_2 - z_1}$$

$$\text{当发生器固定时} \quad i = \frac{z_2}{z_1}$$

式中  $z_1$ 、 $z_2$ ——分别为柔轮及刚轮的齿数。

图 1-6-122 中结构方案 (1) 表示采用凸缘结构的电动机 8 的连接型式,将电动机轴头直接插入发生器的空心轴内。方案 (2) 采用双偏心圆盘式发生器。这种发生器中轴承的相对转速小,在重载高速传动中应用较多。

各传动及轴承采用稀油油池润滑。

技术特性:柔轮齿数  $z_1 = 200$ ,刚轮齿数  $z_2 = 202$ ,传动比  $i = 100$ ,输出转矩  $T_2 = 75\text{N} \cdot \text{m}$ ,输入转速  $n_1 = 1410\text{r}/\text{min}$ ,输出转速  $n_2 = 14\text{r}/\text{min}$ 。

图 1-6-123 为小型谐波减速器。发生器为双波式,由发生器椭圆轮 6、发生器内圈 12、发生器外圈 13 和尼龙夹圈 14 组成。输入轴与发生器椭圆轮呈一体,输出轴与柔轮 9 为整体结构,通过轴套 8 支承。减速器中整体式壳体与刚轮制成一体,端部有端盖 10 相联,刚轮固定不转动,从动轴在刚轮另一侧伸出。

这种结构的传动比可达 50~500,传动比计算公式如下:

$$i = \frac{z_S}{z_S - z_R}$$

式中  $z_S$ ——柔轮齿数;

$z_R$ ——刚轮齿数。

当计算出  $i$  值为负数时,则表示输出轴与输入轴旋转方向相反。

各传动及轴承采用油池浸油润滑。

技术特性:柔轮齿数  $z_S = 240$ ,刚轮齿数  $z_R = 242$ ,传动比  $i = 120$ ,传递功率 0.5kW,波高 0.6mm。

图 1-6-124 所示减速器中,波发生器 3 为圆盘式,通过液压马达 1 和两级圆柱齿轮减速器驱动。刚轮 4 利用螺钉固定在壳体 6 上。波发生器为偏心结构,通过中间环与柔轮 5 相互作用。柔轮具有内齿和外齿的两个齿圈,外齿与不转动的刚轮啮合,内齿与转动的刚轮啮合,绕从动轴 7 转动,并将动力输出。

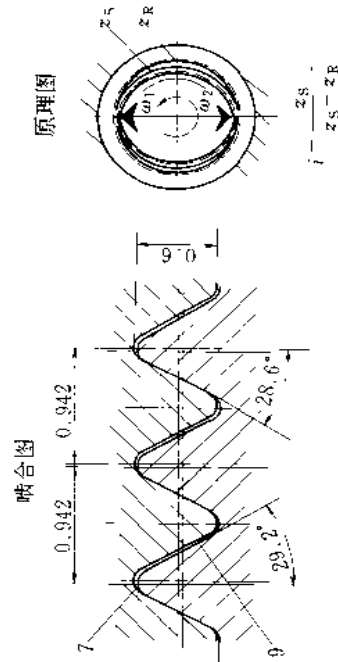
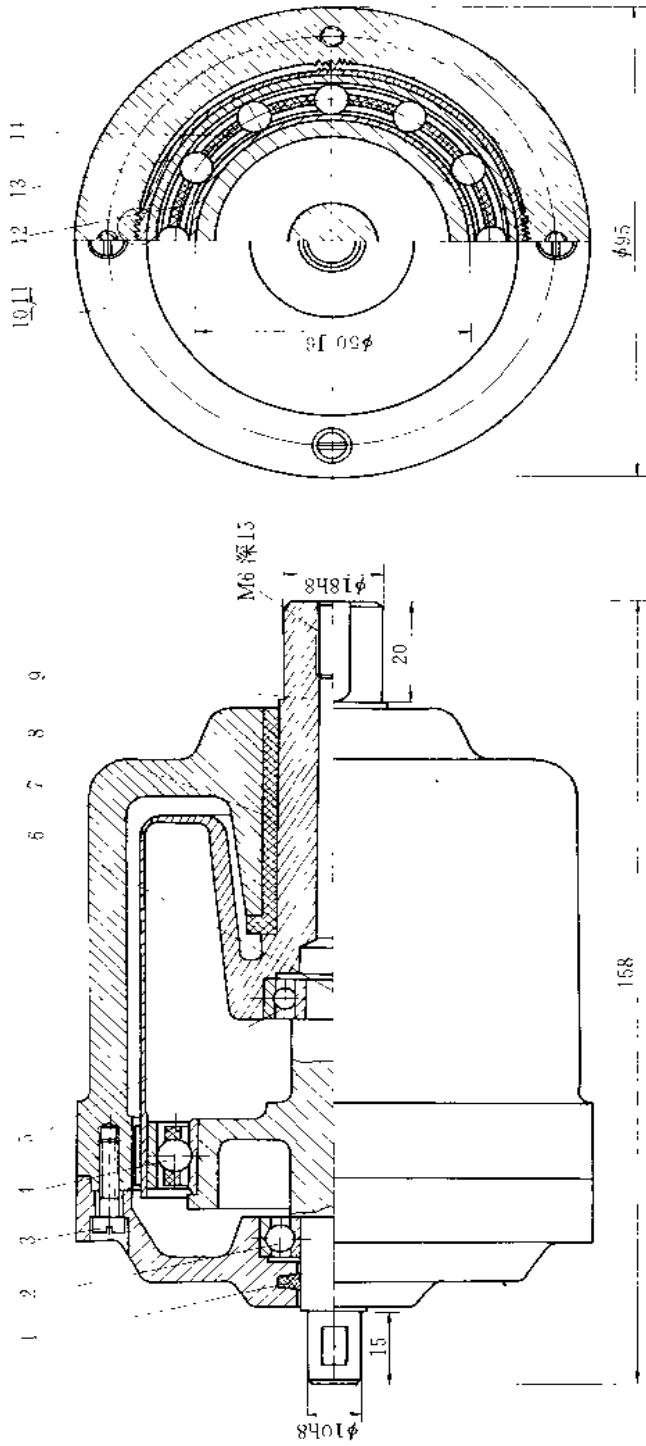


图 1-6-123 谐波齿轮减速器  
 1—毡圈; 2—轴承; 3—螺钉; 4—钢环; 5—轴承; 6—发生器椭圆轮; 7—刚轮; 8—轴套; 9—柔轮; 10—端盖; 11—垫片; 12—发生器内圈; 13—发生器外圈; 14—尼龙夹圈

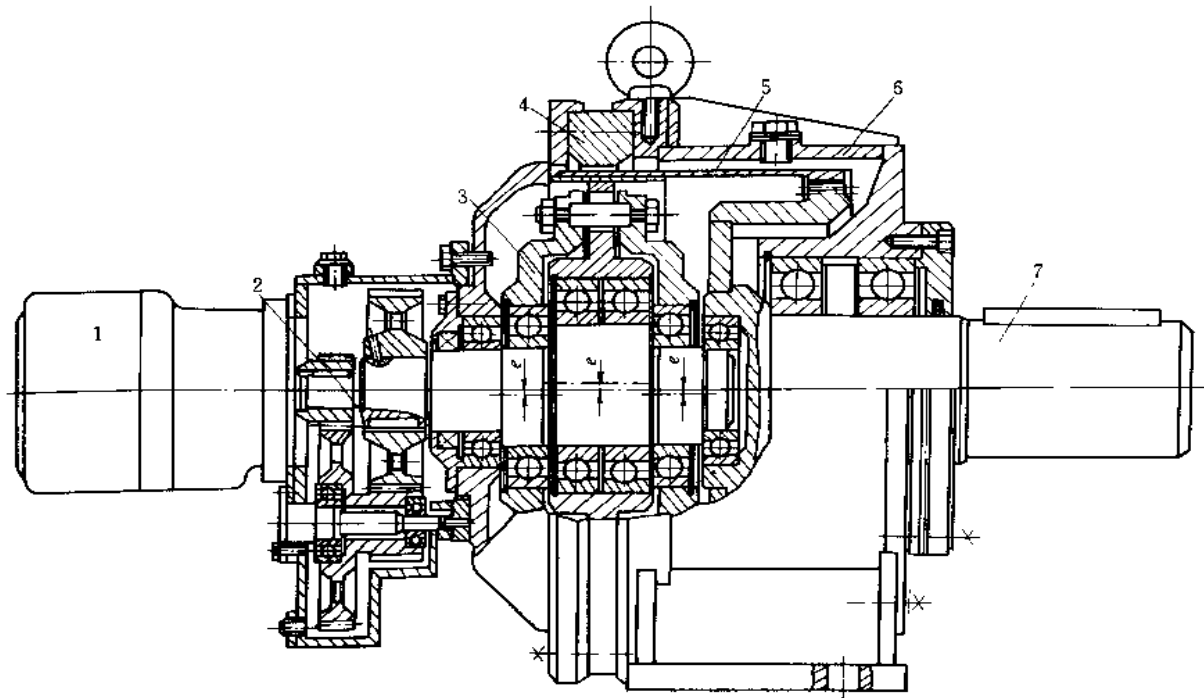


图 1-6-124 圆盘式波发生器谐波减速器

1—液压马达；2—两级圆柱齿轮减速器；3—波发生器；4—刚轮；5—柔轮；6—壳体；7—从动轴

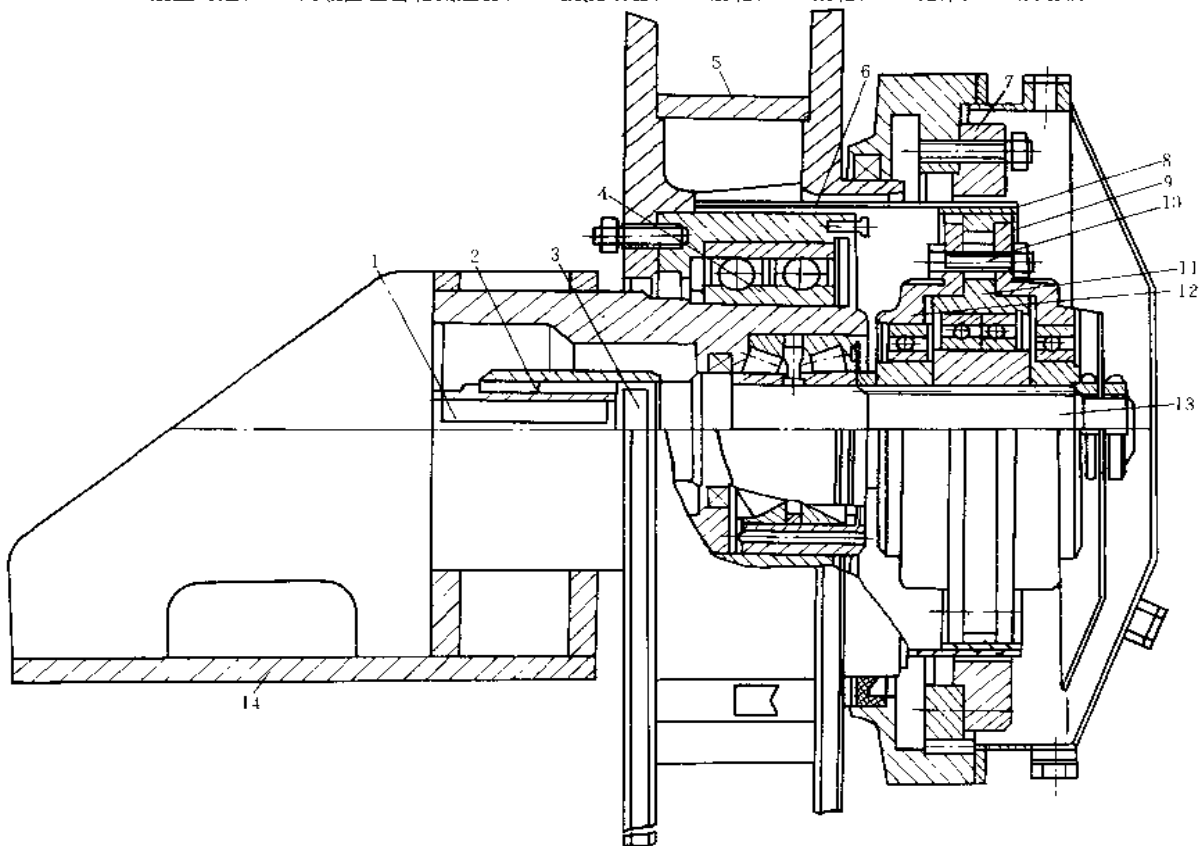


图 1-6-125 圆盘式波发生器谐波减速器

1—电机轴；2—齿式联轴器；3—轴端联接齿；4—轴承；5—卷筒；6—柔轮；  
7—刚轮；8—中间衬环；9—外圆盘；10—螺栓；11—中间圆盘；12—外圆盘；13—轴；14—机架

图 1-6-125 所示为自行式起重机臂架升降绞车用的驱动机构。电机轴 1 通过齿式联轴器 2 和轴端联接齿 3 与波发生器轴 13 相联，并传递动力。在轴 13 上装有三个圆盘波发生器，中间圆盘 11 与两个外圆盘 9 和 12 在径向方向分别以相同的偏心距偏向两边，外圆盘借助于穿过中间圆盘孔内之螺栓 10 彼此固联。柔轮 6 内装有中间衬环 8，通过波发生器的作用，使其与固定在壳体上的刚轮 7 相啮合，柔轮与绞车的卷筒 5 相联，而绞车则装在机架 14 的轴承 4 上。

技术特性：电机功率  $N=7\text{kW}$ ，转速  $n=975\text{r/min}$ ，传动比  $i=180$ ，轮齿模数  $m=0.8\text{mm}$ 。

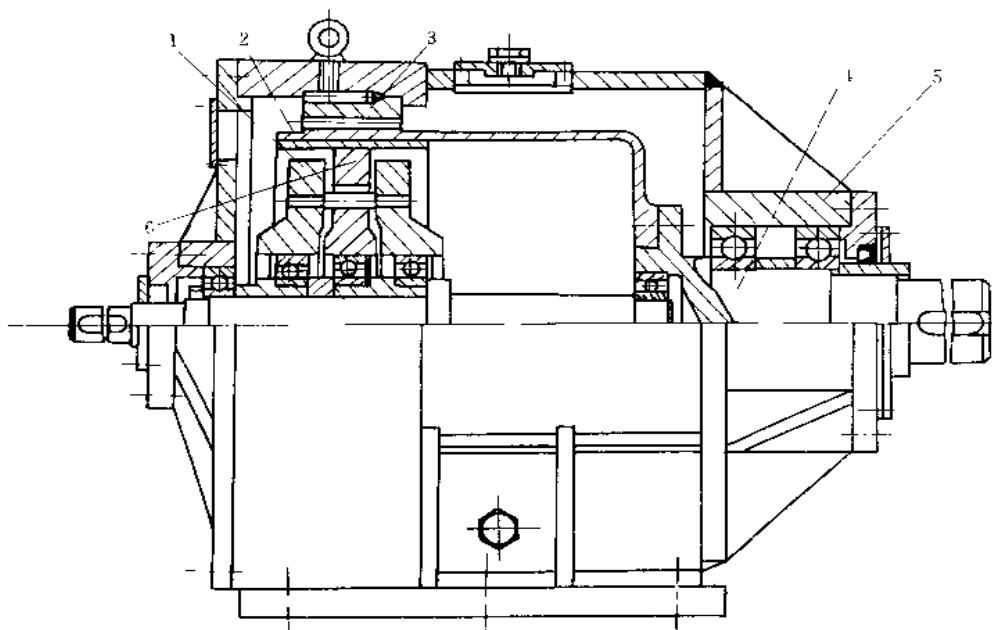


图 1-6-126 圆盘式波发生器谐波减速器

1—外圆盘；2—柔轮；3—刚轮；4—输出轴；5—机盖；6—中间圆盘

图 1-6-126 所示为热连轧机磅秤辊道用的传动机构。热连轧机磅秤共有十根辊子，由两组电机-谐波减速器驱动，每组驱动五根辊子。刚轮 3 具有内齿，且固定在不动的箱体 5 上；柔轮 2 为筒形结构，一端具有外齿，与刚轮内齿相啮合，另一端用螺栓与输出轴 4 的凸缘相联接。波发生器由两个外圆盘 1 和一个中间圆盘 6 组成，装在主动偏心轴上，以消除不平衡力所产生的力偶效应，安装圆盘所有轴颈的偏心应位于同一平面内，并相对于旋转轴线交替配置。圆盘式波发生器结构由于各圆盘均需配置在不同平面位置上，所以不能获得理想的啮合性能。

技术特性：电机功率  $N=2.5\text{kW}$ ，输入转速  $n=1300\text{r/min}$ ，传动比  $i=249$ ，柔轮齿数  $z_2=498$ ，刚轮齿数  $z_3=500$ ，模数  $m=0.7\text{mm}$ ，最大输出扭矩  $T=10\text{kN}\cdot\text{m}$ 。

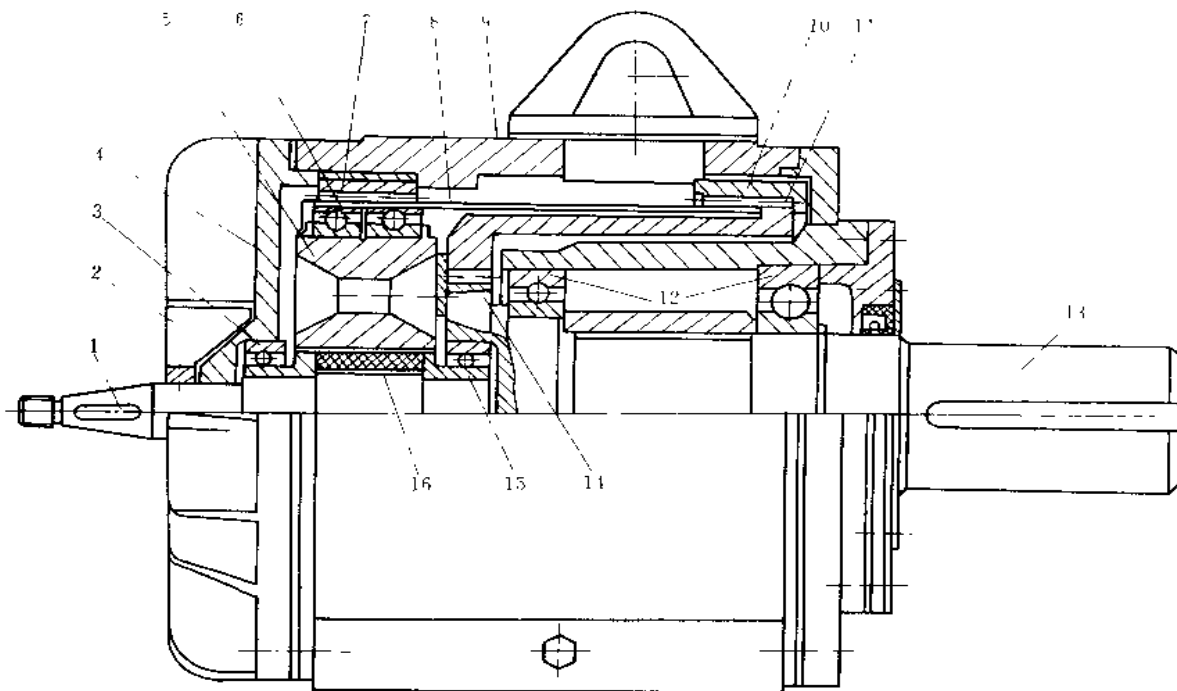


图 1-6-127 凸轮式波发生器谐波减速器

1 主动轴；2—风扇；3—轴承；4—端盖；5—波发生器；6—轴承；7—刚轮；  
8—柔轮；9—壳体；10—可动齿啮联接；11—不动齿联接；12—轴承；13—从动轴；  
14—不动齿联接；15—轴承；16—橡胶块

图 1-6-127 所示减速器中，主动轴 1 装在轴承 3 和 15 上，并与波发生器 5 之间用橡胶块 16 联接。柔轮 8 与从动轴 13 通过可动的齿啮联接 10 和两个不动齿联接 11 和 14（按外圆定心）相联。刚轮 7 固定在壳体 9 上。从动轴装在壳体中的轴承 12 上，输入侧端盖 4 上设有径向筋片，在主动轴上装有冷却减速器用的风扇 2。波发生器带有两个柔性（薄壁）轴承 6。轴承 12 装在柔轮的自由空间内，结构紧凑。

技术特性：输入转数  $n = 1440 \text{ r/min}$ ，传动比  $i = 121$ ，输出转矩  $T = 1200 \text{ N} \cdot \text{m}$ 。

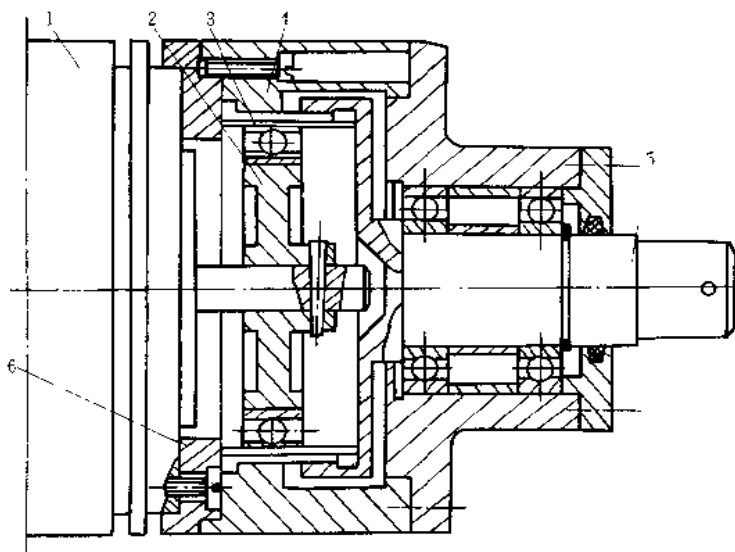


图 1-6-128 凸轮式波发生器谐波减速器

1—伺服电机；2—波发生器；3—柔轮；4—刚轮；5—输出轴；6—电机座

图 1-6-128 所示为数字光电对心仪自动测量伺服系统中的高精度谐波减速器。对心仪是测量光学零件偏心差的仪器。在对心仪的伺服微动机构中，采用了高精度谐波齿轮传动，以

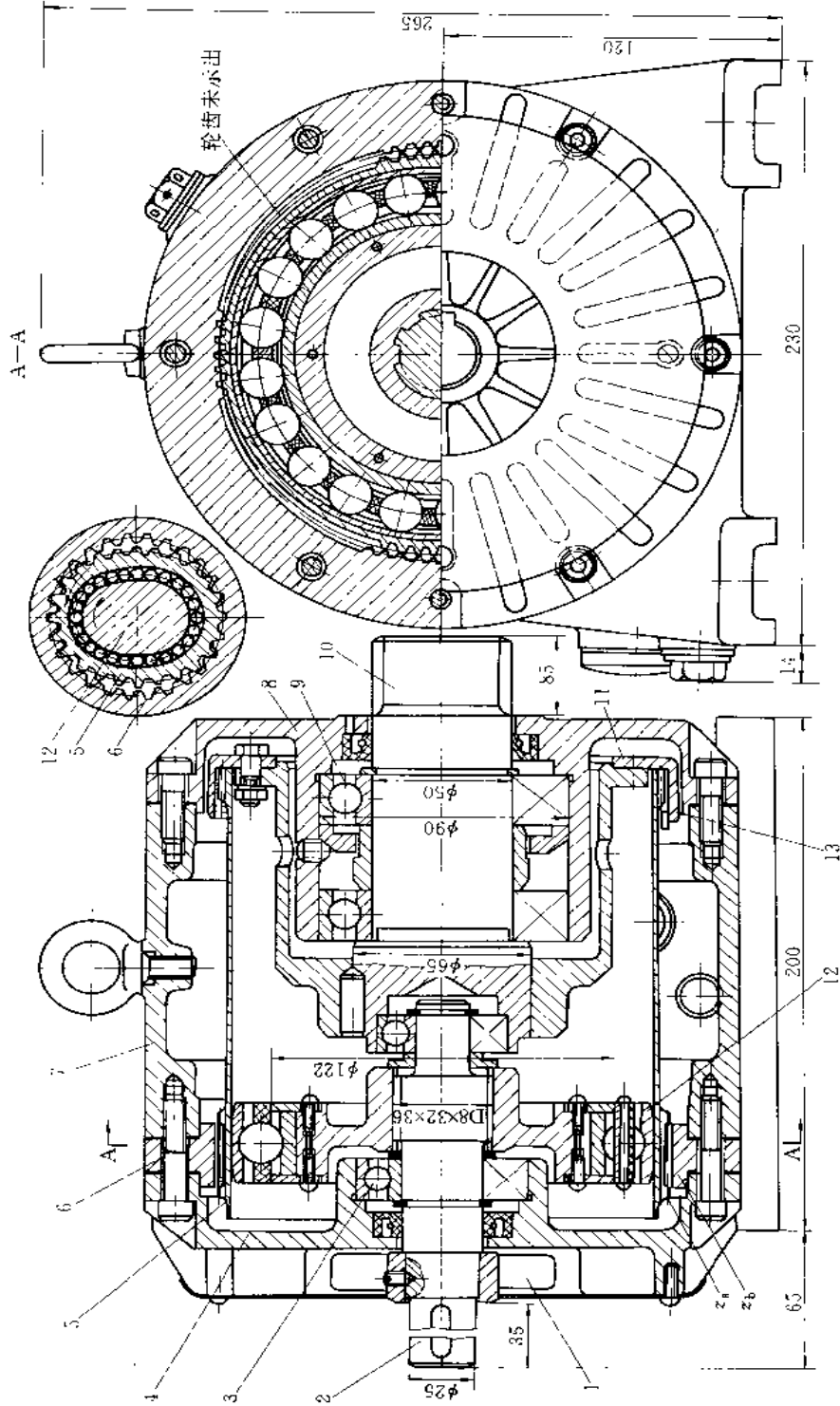


图 1-6-129 凸轮式波发生器谐波减速器  
 1—风扇; 2—输入轴; 3—轴承; 4—端盖; 5—柔轮; 6—刚轮; 7—壳体; 8—端盖; 9—轴承; 10—输出轴; 11—罩圈; 12—波发生器; 13—旋转刚轮



实现无回差的可逆传动。在伺服电机 1 的轴上装有凸轮式波发生器 2，发生器的外周装有柔性薄壁滚动轴承。柔轮 3 是一个由铍青铜制成的薄壁短圆筒，其右端通过齿啮式联接将运动传至输出轴 5。刚轮 4 固定在电机座 6 上。

技术特性：最大输出扭矩  $T=0.5\text{N}\cdot\text{m}$ ，传动比  $i=70$ ，模数  $m=0.2\text{mm}$ ，齿形角  $\alpha=20^\circ$ ，柔轮变位系数  $\xi_1=2$ ，刚轮变位系数  $\xi_2=1.9$ ，精度为 6 级。

图 1-6-129 所示的谐波减速器中，内齿轮的刚轮 6 为固定构件，波发生器 12 为凸轮式，采用花键与输入轴 2 联接。输入轴一端由端盖 4 上的轴承 3 支承，另一端由安装在薄壁座圈 11 上的轴承支承。柔轮 5 具有两个齿圈，一个与固定刚轮 6 相啮合，另一个与旋转刚轮 13 啮合，并将动力通过座圈 11 传给输出轴 10。

柔性圆筒的壁厚为其直径的 0.009 倍，柔性齿圈的厚度为其直径的 0.014 倍。波发生器轴承外座圈的厚度为其外径的 0.02 倍，滚道深度为 0.5mm。内座圈的厚度为内径的 0.045 倍，滚道深度为 1.0mm。座圈材料 GCr15，硬度为 HRC58~61。

减速器采用飞溅润滑。在输入轴上装有风扇 1 进行冷却，以保证连续运转。减速器也可作增速器用。

技术特性：输出功率  $N=2.35\text{kW}$ ，输出轴转速  $n=14.2\text{r/min}$ ，输出扭矩  $T=1600\text{N}\cdot\text{m}$ ，传动比  $i=100$ ，减速器效率  $\eta=0.85\sim 0.9$ ，齿数  $z_a=200$ ， $z_b=202$ ，模数  $m=0.8$ 。

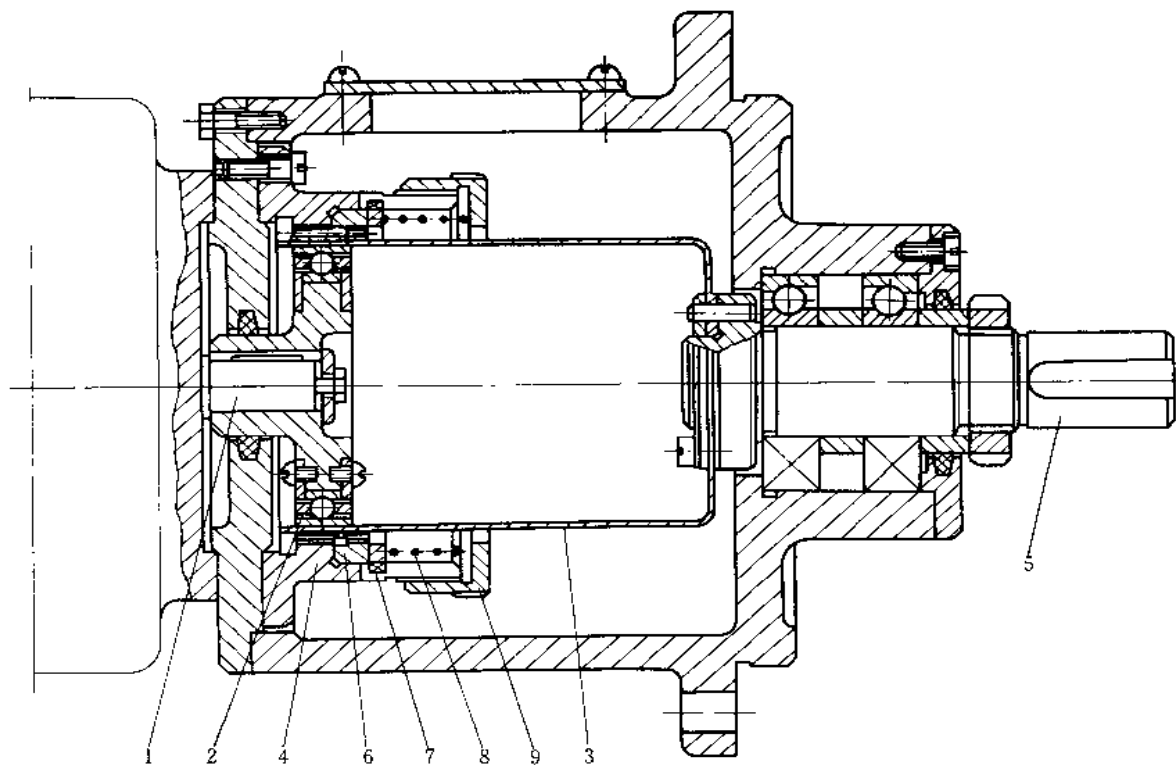


图 1-6-130 凸轮式波发生器谐波减速器

1—电动机；2—波发生器；3—柔性齿轮；4—刚性齿轮；5—输出轴；  
6—转动刚轮；7—压板；8—弹簧；9—螺母

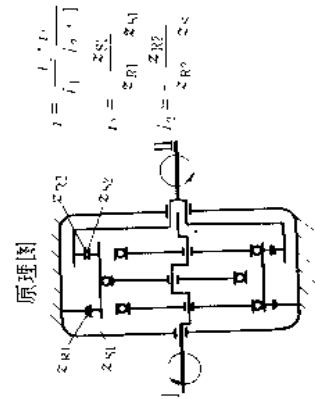
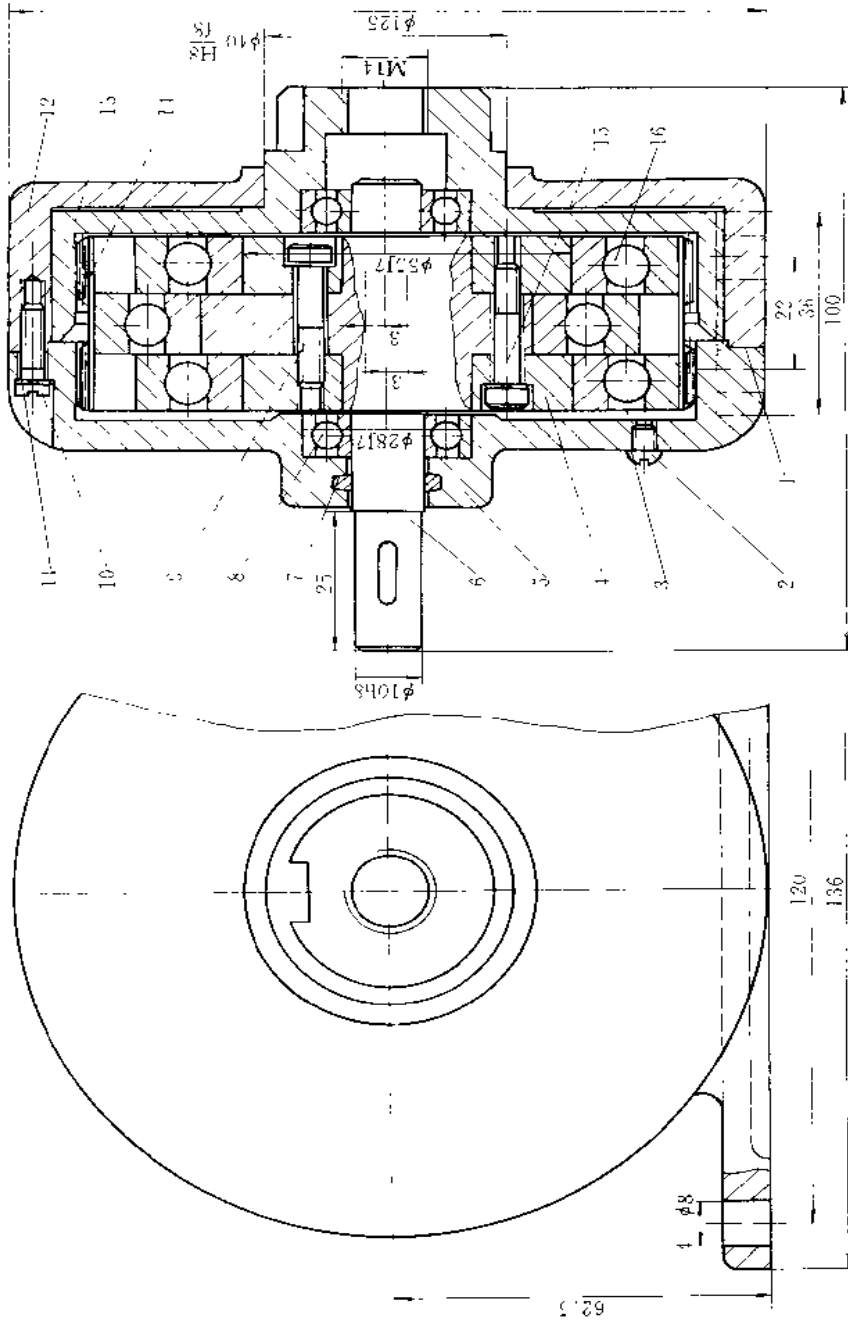


图 1-G-131 两级复波谐波减速器

1—垫片; 2—螺钉; 3—垫片; 4—轴承夹环; 5—固定刚轮; 6—波发生器; 7—毡圈; 8—轴承; 9, 10—螺钉; 11—垫圈; 12—输出刚轮; 13—机体; 14—柔轮; 15—垫圈; 16—轴承

图 1-6-130 所示的谐波减速器中, 具有柔性轴承的凸轮式波发生器 2 为主动件, 由电动机 1 驱动。刚性齿轮 4 为固定件。柔性齿轮 3 为从动件, 呈薄壁杯形, 杯端固定在减速器的输出轴 5 上。

除在轮 3 与轮 4 间的主要谐波齿轮传动外, 在该减速器中, 还设置了柔性齿轮与转动刚轮 6 间的辅助齿轮传动。在柔性元件上加工的轮齿是两只相同模数和齿数的齿圈, 用于减速器的主传动与辅助传动。辅助传动的刚性齿轮由弹簧 8、螺母 9 和压板 7 压紧在主传动级的刚轮 4 上。

减速器工作时, 由于两级传动比的差, 柔轮本身的工作齿面与刚轮 4 相互作用, 而其非工作齿面则与转动的刚轮 6 作用。转动刚轮相对轮 4 缓慢转动 (滑动)。因此, 柔轮轮齿在两个方向上被转动刚轮和固定刚轮齿面所压紧, 从而实现了单齿面啮合。啮合轮齿面压紧程度由螺母 9 进行调整。减速器具有高度敏感性和工作平稳性, 减少了柔轮和输出轴振动。

减速器可正、反转, 采用润滑油润滑。

图 1-6-131 所示减速器中, 机体 12 为整体式, 端盖与固定刚轮呈一体, 并用螺钉 10 与机体相联。

图中所示为两级复波谐波减速器。柔轮 14 具有两排齿环, 两排齿数不等, 其一与固定刚轮 5 啮合, 构成一级传动; 另一与具有内齿的输出刚轮 13 相啮合, 构成二级传动。波发生器 6 与输入轴呈一体, 当它导致柔轮变形时, 两啮合处同时产生变形波, 达到减速的目的。这种结构的优点是: 在简单、紧凑的结构中可获得高达  $10^5$  的传动比, 且范围广、精度高。其缺点是: 由于齿间损失较大, 效率较其他结构型式为低, 承载能力也比一般谐波减速器要小。传动比计算如下:

$$\text{一级传动 } i_1 = \frac{z_{S1}}{z_{R1} - z_{S1}} \quad \text{二级传动 } i_2 = \frac{z_{R2}}{z_{R2} - z_{S1}} \quad \text{总传动比 } i = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2 + 1}$$

式中  $z_s$  —— 柔轮齿数;

$z_R$  —— 刚轮齿数。

各传动及轴承采用油池浸油润滑。

技术特性: 柔轮  $z_{S1} = 200$ ,  $z_{S2} = 202$ ; 刚轮  $z_{R1} = 202$ ,  $z_{R2} = 204$ ; 传动比  $i = 10200$ , 波高 1mm。

图 1-6-132 所示为  $DN = 300\text{mm}$  煤气和石油总管上球阀用两级谐波减速器。

一级传动柔轮 17 为齿圈, 上端与联接件 5 呈为一体的固定刚轮相啮合, 且齿数相等 (均为 198 齿), 使柔轮固定在联接件中旋转。固定刚轮轮齿应变位, 使柔轮在波发生器中产生变形, 其位移方向平行于自身的原始位置, 提高了柔轮使用寿命。下端与波发生器 16 呈为一体的转动刚轮相啮合, 齿数分别为 198 和 200。二级传动与一级传动类似。

一级传动波发生器 14 为双波凸轮式, 由三个柔性轴承和两个非金属环组成。非金属环为弹性元件, 可在轴上自行定位, 使得凸轮与轴允许有径向间隙, 便于安装。二级传动波发生器为四个柔性轴承的双波凸轮式。

离合器齿轮 8 通过花键与主动轴 9 联接。利用离合器操纵机构 7, 将离合器齿轮 8 与传动齿轮 10 啮合或分离。啮合时, 离合器下部轮齿与大锥齿轮脱开, 动力由齿轮 10 输入, 驱动波发生器 14 旋转, 经一级谐波减速后, 将动力传给二级波发生器 16, 经二级谐波减速后, 由转动刚轮 3 传给输出轴 2。输出轴下方为方形孔, 与球阀阀杆相联。离合器与传动齿轮分离时, 离合器下部齿轮与大锥齿轮内孔轮齿啮合, 通过手轮 13 人工调节球阀的开度。

减速器用于短时工作, 可反转。采用润滑脂润滑。

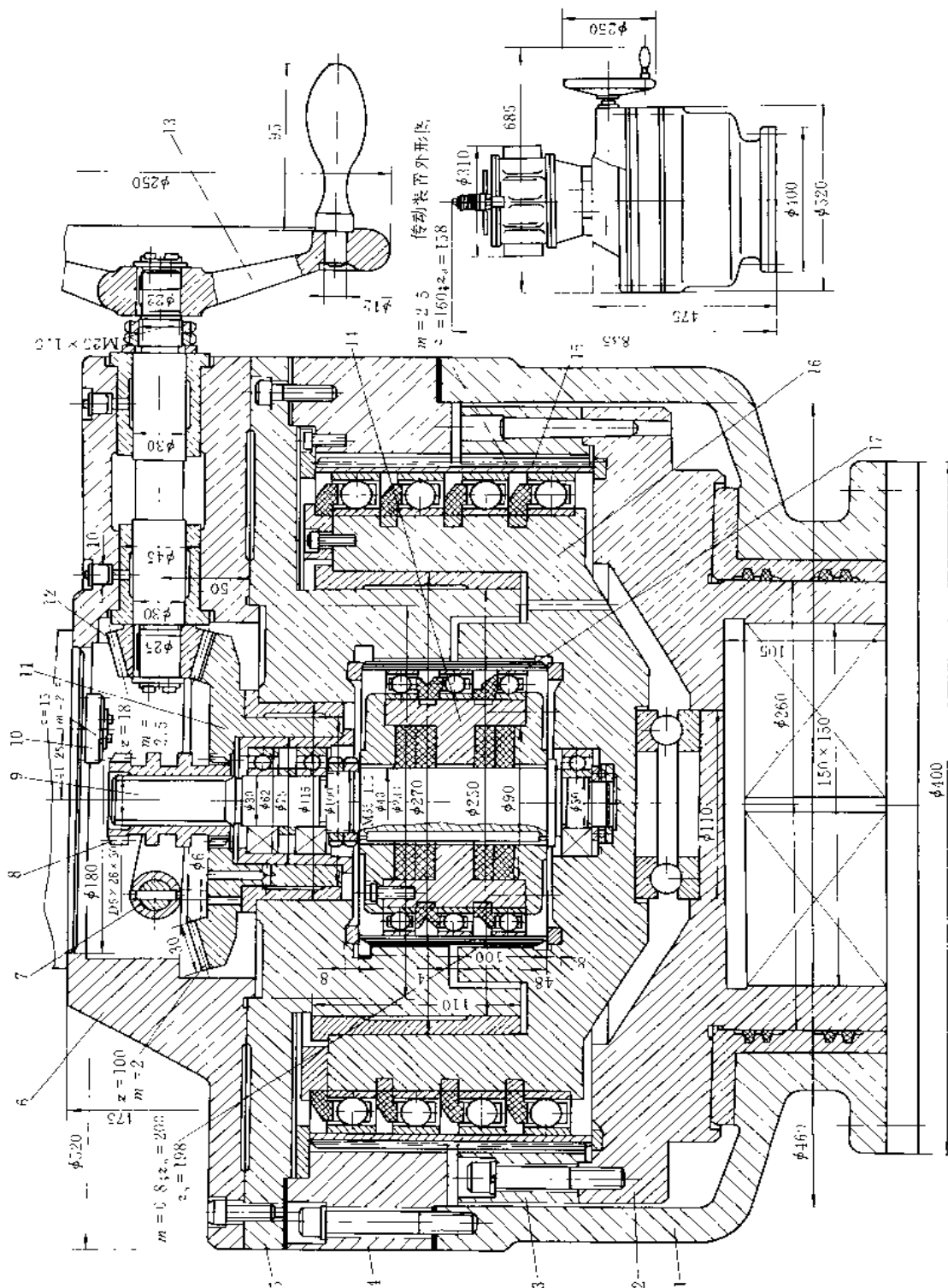


图 1-6-132 凸轮式波发生器两级谐波减速器

1—壳体;2—输出轴;3—转动刚轮;4—固定刚轮;5—联接件;6—上盖;7—离合器操纵机构;8—离合器齿轮;9—主动轴;10—传动齿轮;11—大锥齿轮;12—小锥齿轮;13—手柄;14—波发生器;15—柔轮;16—波发生器;17—柔轮

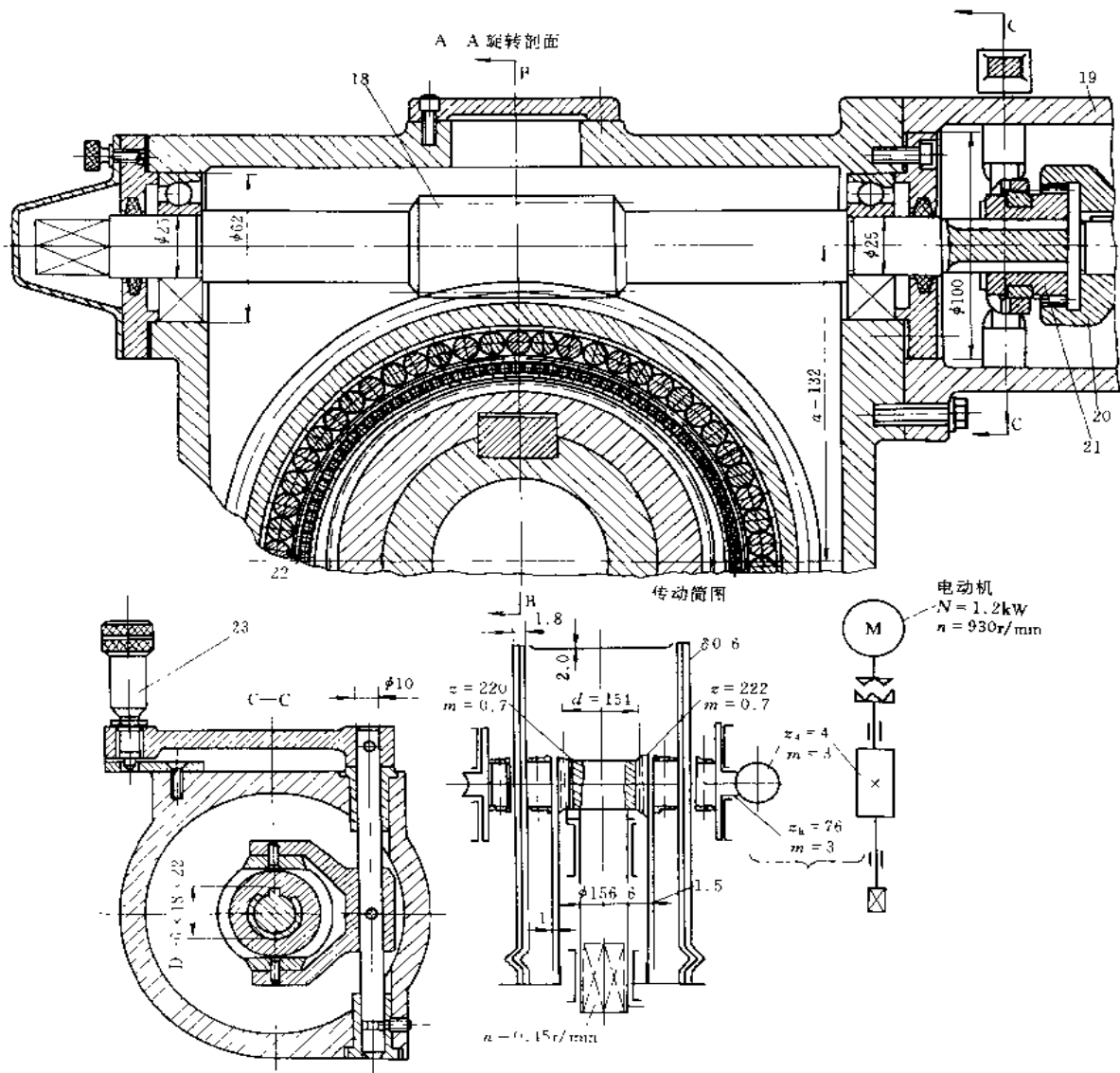


图 1-6-133 密闭谐波传动

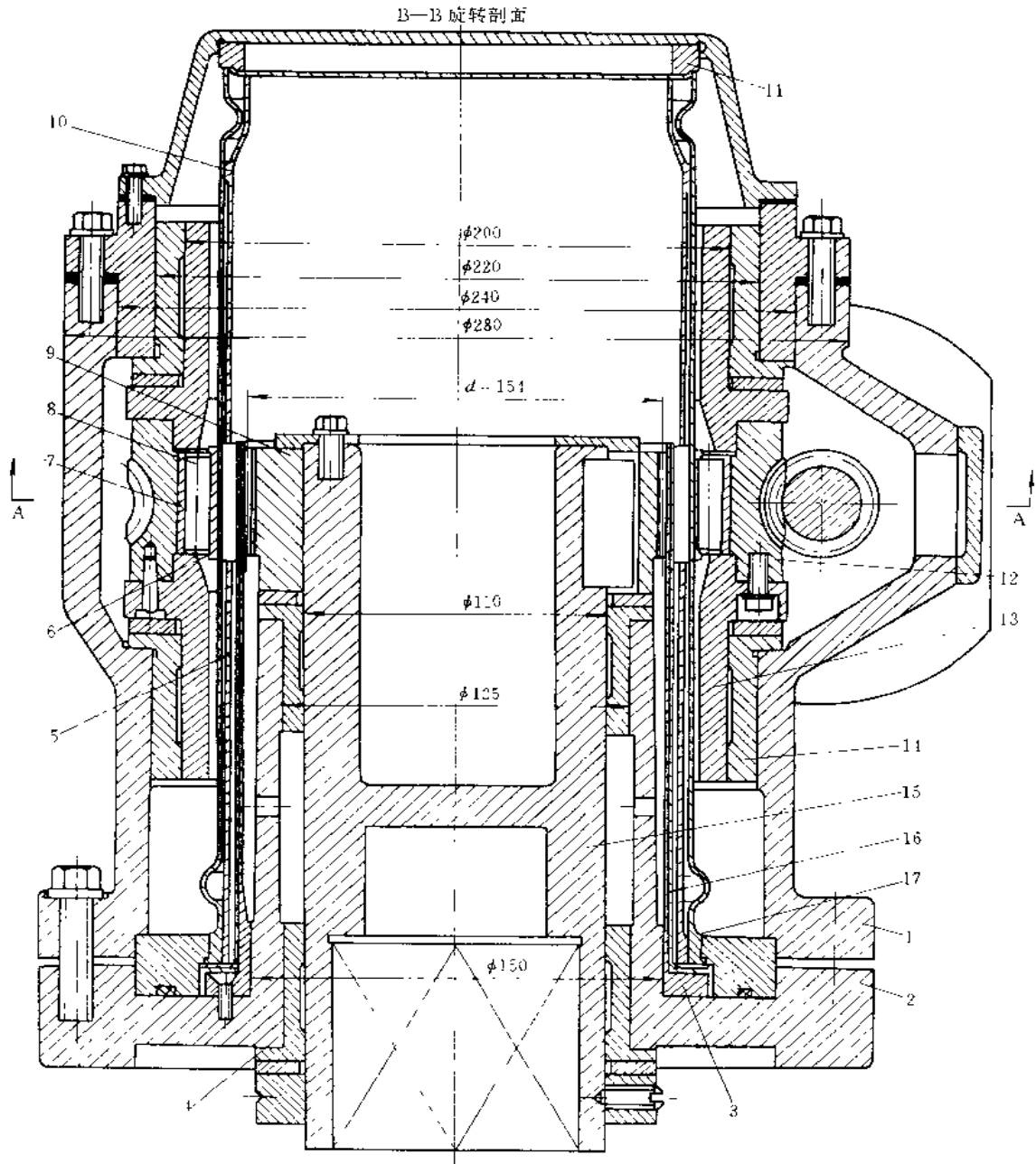


图 1-6-133 密闭谐波传动

1—机壳；2—平板；3—柔性齿套；4—滑动轴承；5—套筒；6—内座圈；7—外座圈；8—滚柱；9—从动齿轮；10—套筒；11—止推圈；12—蜗轮；13—轮毂；14—滑动轴承；15—输出轴；16—柔性杯；17—密闭壳体；18—蜗杆；19—支架；20—齿式联轴器（内齿套）；21—齿式联轴器（外齿套）；22—附加滚子；23—手柄

图 1-6-133 所示为石油和煤气总管球阀的密闭传动机构，共两级减速，第一级为蜗杆传动，第二级为谐波传动，可用电、液压或风动马达驱动。壳体工作压力为 1.6MPa (G)。从动轴 15 转动 90°的时间为 27 秒。

输入电机为法兰联接式，用支架 19 固定在减速器机壳 1 上，用齿式联轴器 20 和 21 与蜗杆 18 相联接。联轴器通过支架 19 外面的手柄 23 的操纵，可将电机轴与蜗杆结合和脱开。

蜗杆与轴制成一体，安装在径向止推轴承中。蜗杆的一端可装设手轮，用人工驱动减速器。在电机工作时，可拆去手轮。蜗杆卧式布置，安装在蜗轮的侧面。蜗轮 12 由青铜齿圈和钢制轮辐联接而成，在滑动轴承 14 中旋转。蜗轮轮辐是波发生器的凸轮，其内表面为具有长、短轴的曲面。在凸轮中压入滚柱式波发生器，是一种具有内座圈 6、外座圈 7 和滚柱 8 的柔性轴承。滚柱安装在保持架中，用轮毂 13 定心。

为了保证减速器的密闭性能，在柔性齿套 3 和波发生器间，设有密闭壳体 17。密闭壳体 17 刚性固定在平板 2 上。为了减小壳体与柔性齿套间的摩擦，装有附加滚子 22 和柔性杯 16。滚子用套筒 10 和 5 轴向固定。

为了提高强度，密闭壳体由三层制成。壳体端部制成褶皱状，承受壳体纵向变形，以减小壳体应力。壳体的底制成膜片式，用氩弧焊接。壳体用焊接固定在刚性法兰上。为卸去作用在壳体底部上的轴向力，装有止推圈 11。

波发生器边旋转，边使柔性齿套变形（同时还使密闭壳体和柔性杯变形），将扭矩传递到与输出轴 15 相联的从动齿轮 9 上。

输出轴在滑动轴承 4 中旋转，其端部有内方孔，与阀杆相联。减速器用平板 2 安装在阀体上。

谐波传动中，波发生器为主动构件，刚性齿轮为从动构件，柔性齿轮为固定构件。

滚动轴承、蜗杆和谐波传动用特殊油脂润滑，滑动轴承采用胶体石墨粉润滑。

技术特性：传递功率  $N=1.2\text{kW}$ ，输入轴转速  $n_1=940\text{r/min}$ ，总传动比  $i=2090$ （一级蜗杆传动  $i_1=19$ ，二级谐波传动  $i_2=110$ ），传动效率  $\eta=0.74$ ，壳体工作压力  $p=1.6\text{MPa (G)}$ 。

### 8.11 三环减速器

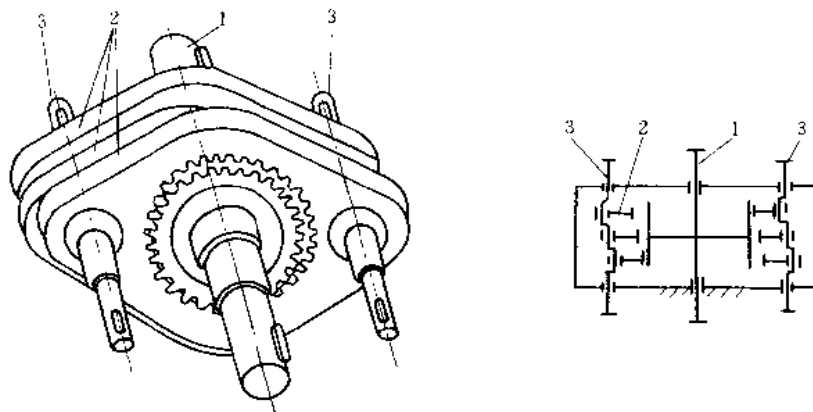


图 1-6-134 三环传动机构简图  
1—低速轴；2—传动环板；3—高速轴

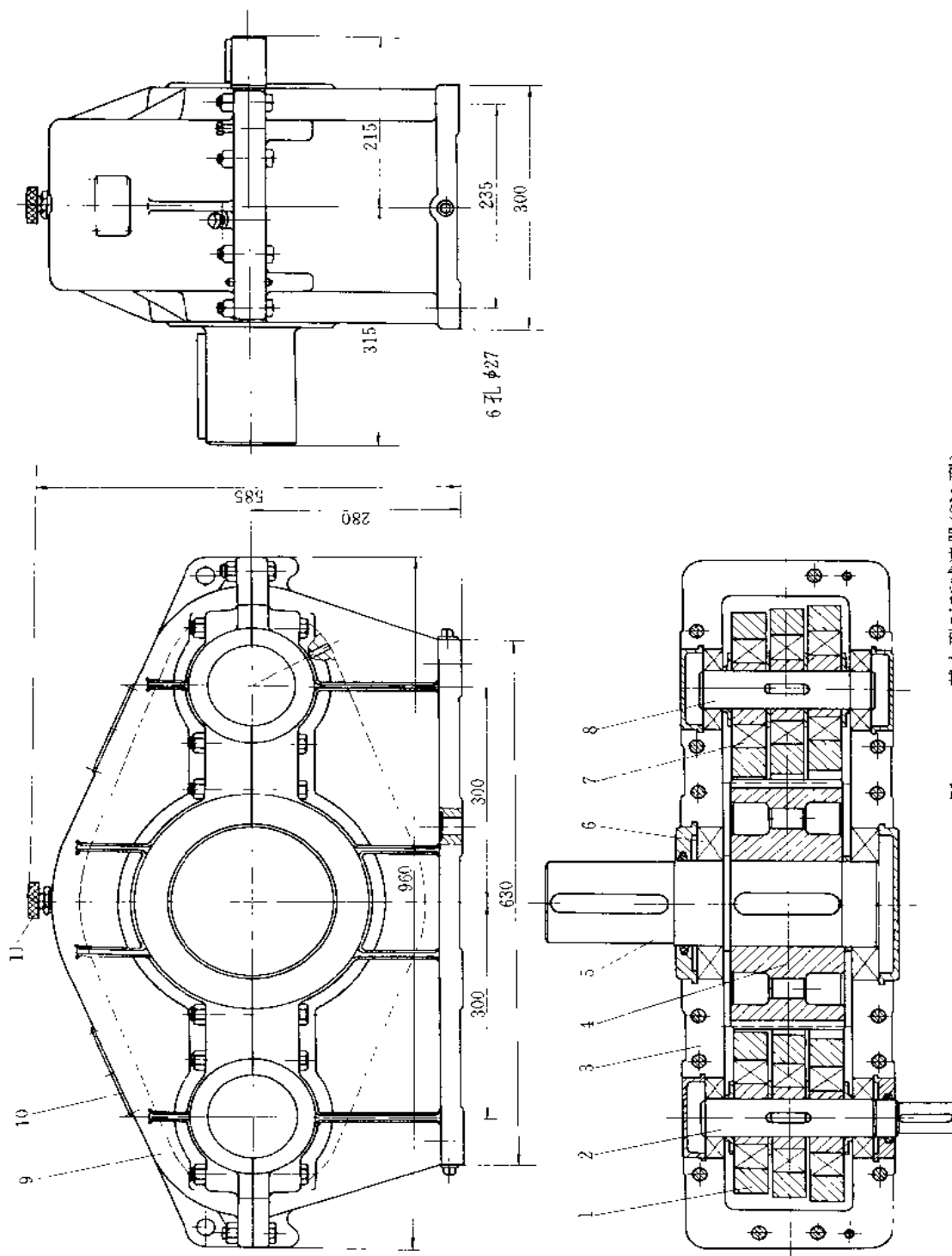


图 1-6-135 基本型三环减速器(SH型)  
 1—传动环板;2—高速轴;3—箱体;4—齿轮;5—低速轴;6—轴承;7—轴承;8—高速轴;9—箱盖;10—窥视孔;11—通气器



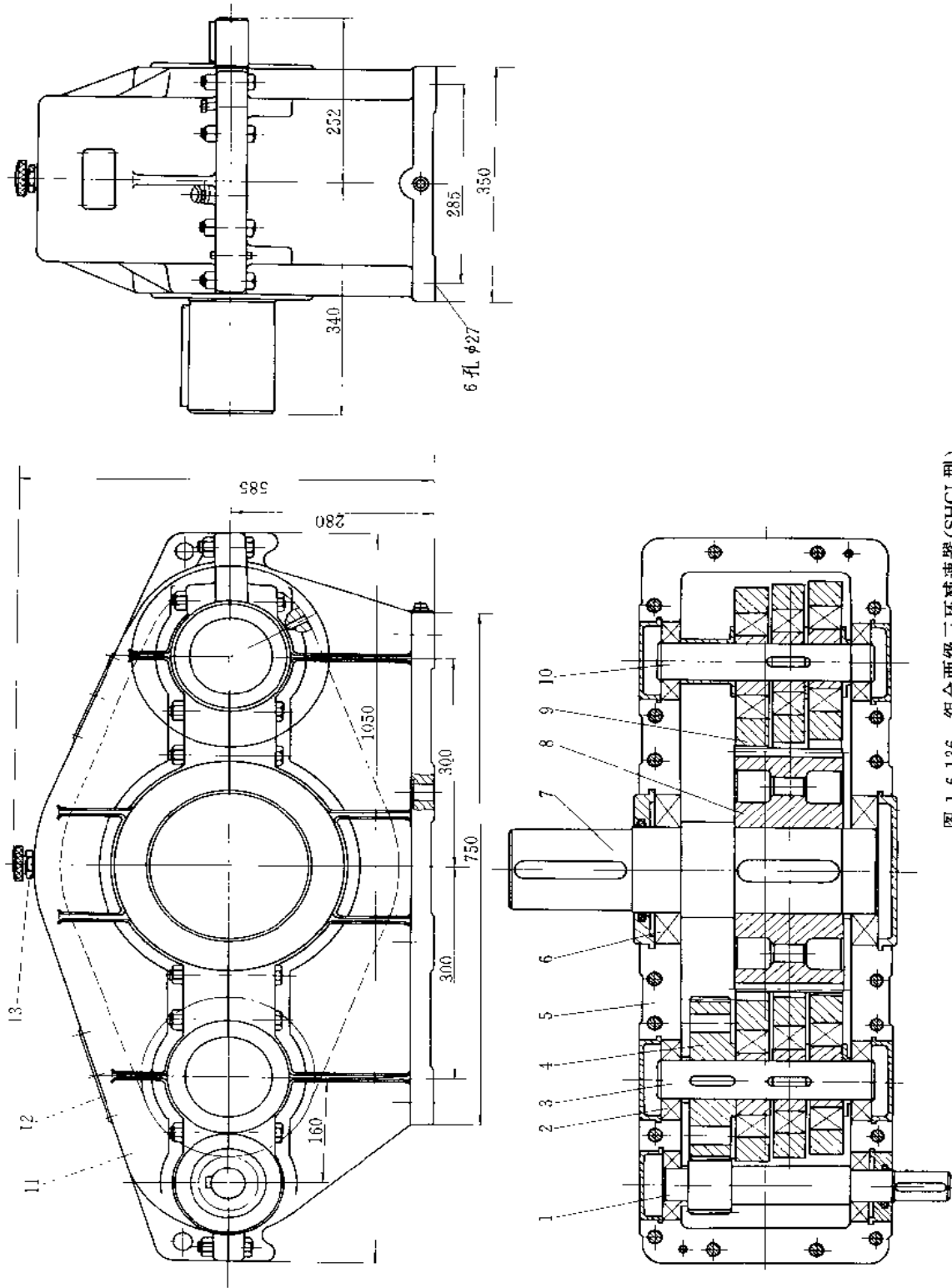


图 1-6-136 组合两级二环减速器(SHCI 型)  
 1—高速轴;2—轴承;3—传动轴;4—齿轮;5—箱体;6—轴承;7—低速轴;8—齿轮;9—传动环板;10—传动轴;11—箱盖;12—窥视孔;13—通气器

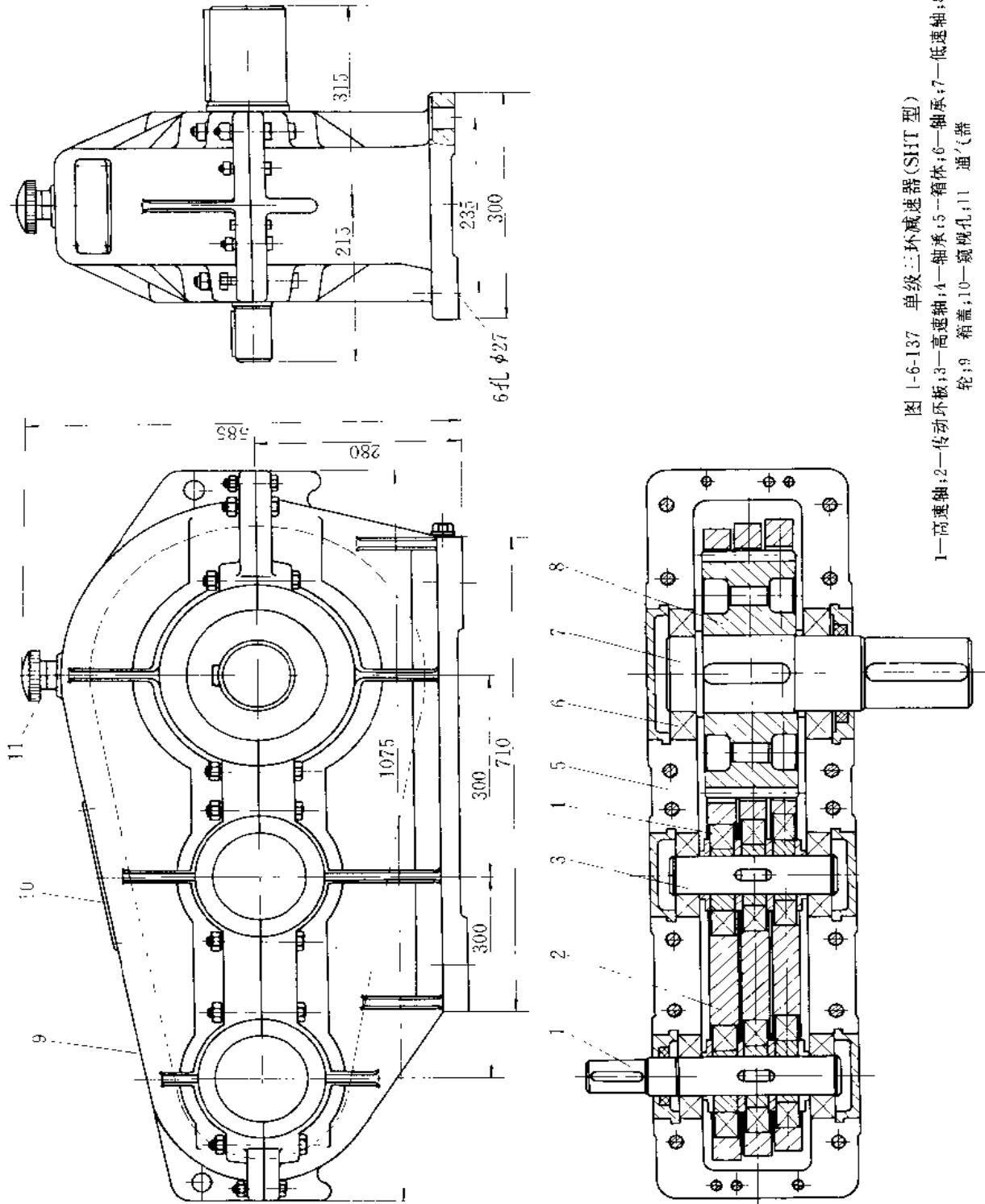


图 1-6-137 单级三环减速器(SHT型)  
 1—高速轴; 2—传动环板; 3—高速轴; 4—轴承; 5—箱体; 6—轴承; 7—低速轴; 8—齿  
 轮; 9 箱盖; 10—窥视孔; 11 通气器

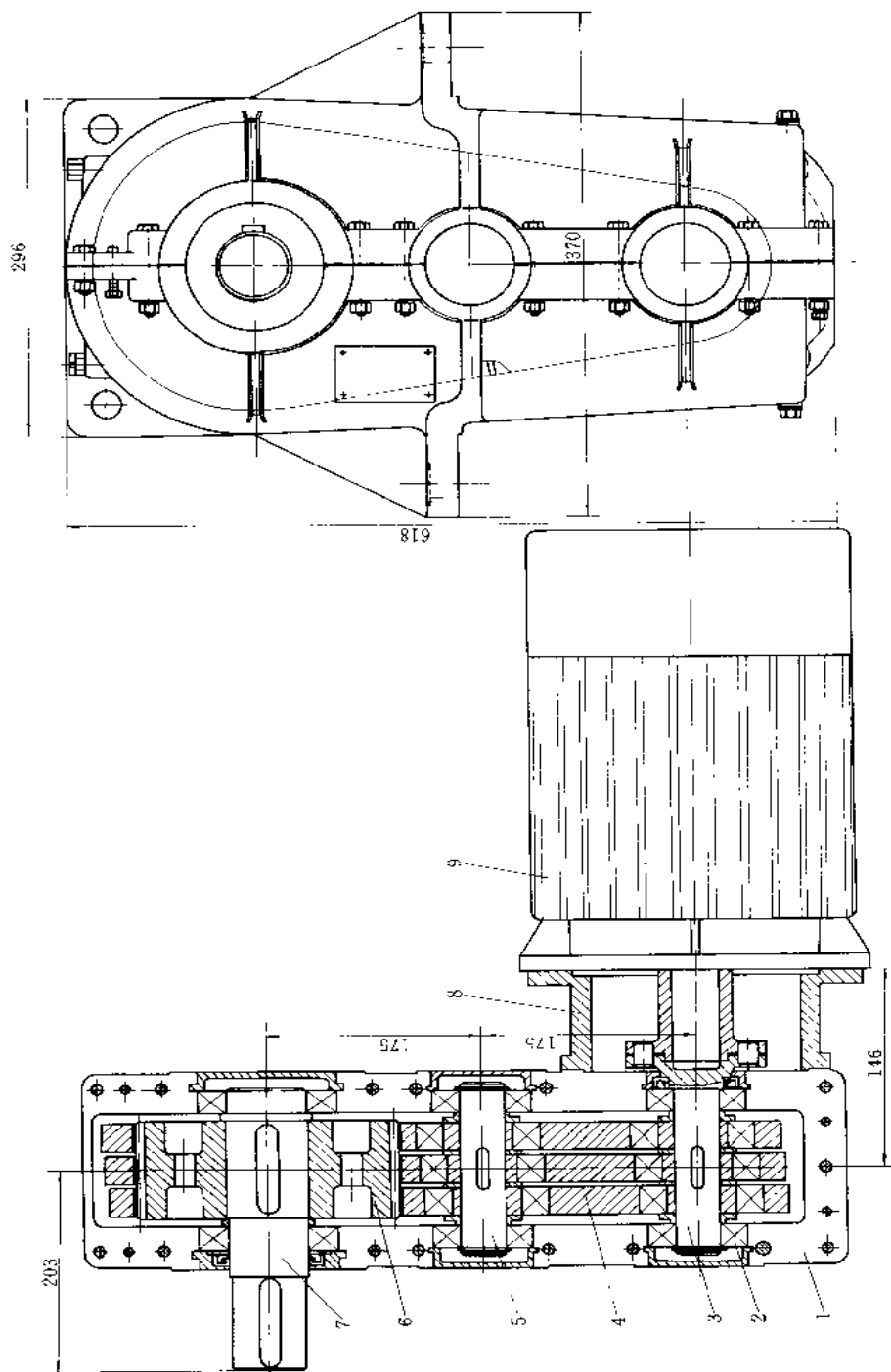


图 1-6-138 电动机直联三环减速器(SHLD 型)  
 1—箱体;2—轴承;3—高速轴;4—传动环板;5—高速轴;6—齿轮;7—齿轮;8—联轴器;9—电动机

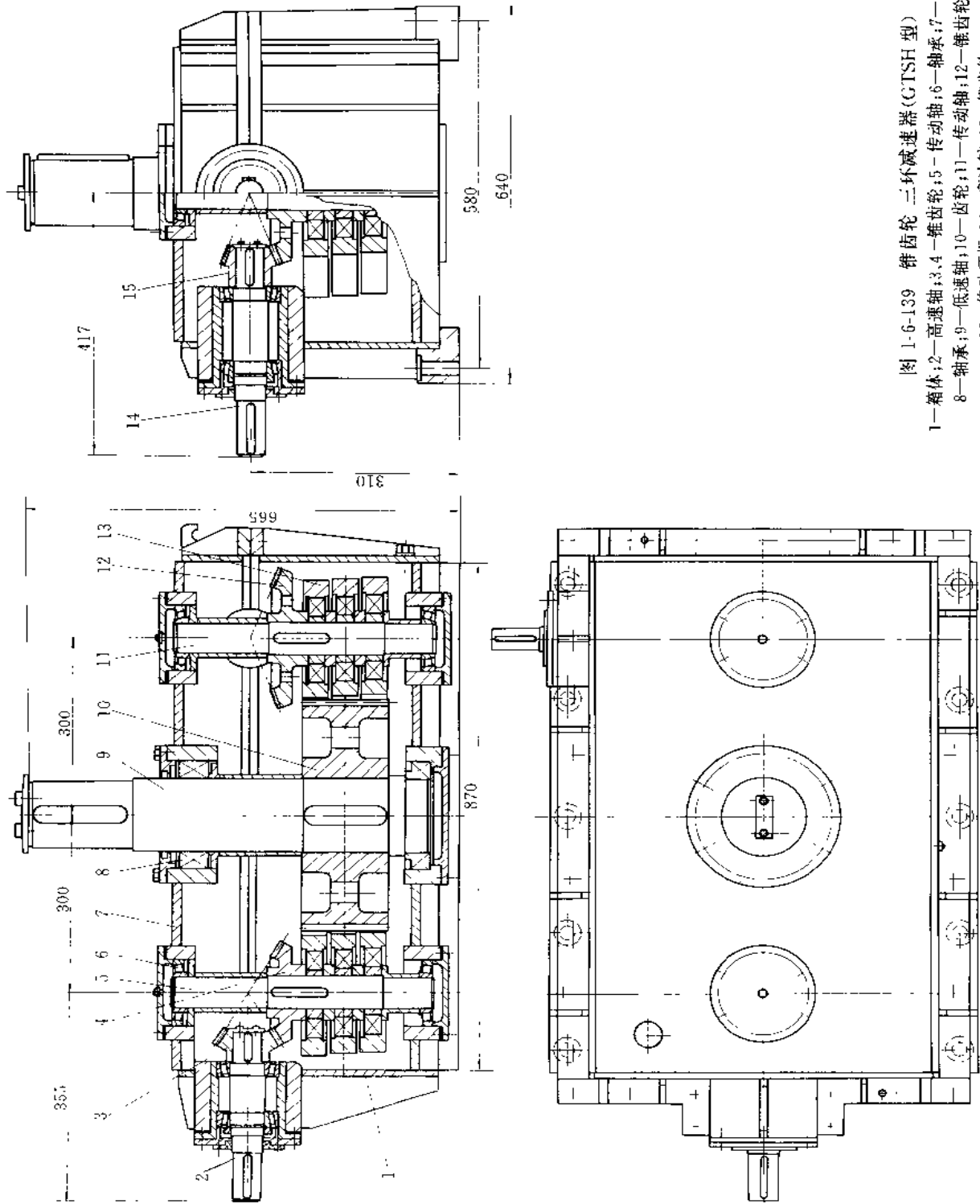


图 1-6-139 锥齿轮 三环减速器 (GTSH 型)

- 1—箱体; 2—高速轴; 3, 4—锥齿轮; 5—传动轴; 6—轴承; 7—箱盖;
- 8—轴承; 9—低速轴; 10—齿轮; 11—传动轴; 12—锥齿轮;
- 13 传动环板; 14—高速轴; 15—锥齿轮

图 1-6-134 所示三环减速器是一种独特的齿轮减速器, 由冶金部重庆钢铁设计研究院首创。三环减速器主要由一根低速轴 1、两根高速轴 3 和三片传动环板 2 构成。各轴均平行配置, 相同的两根高速轴带动三片传动环板呈  $120^\circ$  相位差作平面运动, 传动环板内圆与低速轴的外圆内接, 通过齿与齿相啮合, 形成大传动比。各轴的轴端可以单独或同时传递动力。

三环减速器因采取巧妙独特的“平行轴-动轴”传动原理, 基本构件的运动和受力均衡, 又充分运用了功率分流和多齿内啮合, 故具有外形尺寸小; 传动比大, 单级为  $11\sim 99$ , 两级传动比可达 9801; 承载能力大, 使用寿命长; 约有  $9\sim 18$  对齿同时进入啮合区, 过载性能好; 效率高, 单级为  $92\%\sim 96\%$ ; 制造与维修方便; 运转平稳及多轴端传递动力等优点。

三环减速器适用性广, 可制成卧式、立式、法兰联接及组合传动等结构。具有多轴端, 可供多电机同步传动。三环减速器广泛用于矿山、冶金、石油、化工、起重运输、建材、船舶等行业, 一般可替代圆柱齿轮减速器、行星齿轮减速器, 摆线针轮减速器、蜗杆减速器等。

图 1-6-135 所示为基本型三环减速器, 两高速轴平行且对称于低速轴。箱体卧式座装, 水平剖分。这种型式的减速器传动比为  $11\sim 99$ 。传动中心距为  $80\sim 1070\text{mm}$ , 输出转矩为  $124\sim 469000\text{N}\cdot\text{m}$ 。

图 1-6-135 所示尺寸的基本型三环减速器的技术特性: 传递功率  $N=20.6\text{kW}$ , 传动比  $i=57$ , 高速轴转速  $n=1000\text{r}/\text{min}$ , 输出轴转矩  $T=10520\text{N}\cdot\text{m}$ , 质量  $m=440\text{kg}$ 。

图 1-6-136 所示为组合两级三环减速器, 在三环传动的一侧或两侧加高速级圆柱齿轮传动。箱体卧式座装, 水平剖分。这种型式的减速器传动比为  $21.7\sim 605$ , 传动中心距为  $125\sim 1070\text{mm}$ , 输出转矩为  $435\sim 469000\text{N}\cdot\text{m}$ 。

图 1-6-136 所示尺寸的组合两级三环减速器的技术特性: 传递功率  $N=31.4\text{kW}$ , 传动比  $i=56.3$ , 高速轴转速  $n=1500\text{r}/\text{min}$ , 低速轴转矩  $T=10520\text{N}\cdot\text{m}$ , 质量  $m=528\text{kg}$ 。

图 1-6-137 所示为单级三环减速器, 两高速轴平行且位于低速轴同侧。箱体卧式座装, 水平剖分。这种型式减速器传动比为  $11\sim 99$ , 传动中心距为  $250\sim 630\text{mm}$ , 输出转矩为  $760\sim 45620\text{N}\cdot\text{m}$ 。

图 1-6-137 所示尺寸的单级三环减速器的技术特性: 传递功率  $N=20.6\text{kW}$ , 传动比  $i=57$ , 高速轴转速  $n=1000\text{r}/\text{min}$ , 输出轴转矩  $T=10520\text{N}\cdot\text{m}$ , 质量  $m=528\text{kg}$ 。

图 1-6-138 所示为电动机直联三环减速器, 两高速轴平行且位于低速轴同侧。箱体立式座装, 垂直剖分。这种型式减速器的传动比为  $11\sim 99$ , 传动中心距为  $125\sim 215\text{mm}$ , 低速轴转矩为  $435\sim 3336\text{N}\cdot\text{m}$ 。

图 1-6-138 所示尺寸的电动机直联三环减速器的技术特性: 传递功率  $N=5.01\text{kW}$ , 传动比  $i=57$ , 高速轴转速  $n=1500\text{r}/\text{min}$ , 低速轴转矩  $T=1709\text{N}\cdot\text{m}$ , 质量  $m=115\text{kg}$ 。

图 1-6-139 所示为锥齿轮-三环减速器, 应用于钢包回转台。减速器的一侧或两侧加高速锥齿轮传动, 低速轴竖直且与高速轴垂直, 并位于两传动轴之间。箱体平放座装, 水平剖分。这种型式减速器的传动比为  $77.9\sim 503.3$ , 传动中心距为  $300\sim 400\text{mm}$ , 低速轴转矩为  $10520\sim 24670\text{N}\cdot\text{m}$ 。

图 1-6-139 所示尺寸的锥齿轮-三环减速器的技术特性: 传递功率  $N=20.9\text{kW}$ , 传动比  $i=77.9$ , 高速轴转速  $n=1500\text{r}/\text{min}$ , 低速轴转矩  $T=10520\text{N}\cdot\text{m}$ 。

## 8.12 活齿传动减速器

活齿传动是将相互啮合的一个齿轮轮齿制成可以径向运动的多齿啮合传动。它是一种新型传动，类似于少齿差传动和摆线针轮传动，但不需要输出机构。

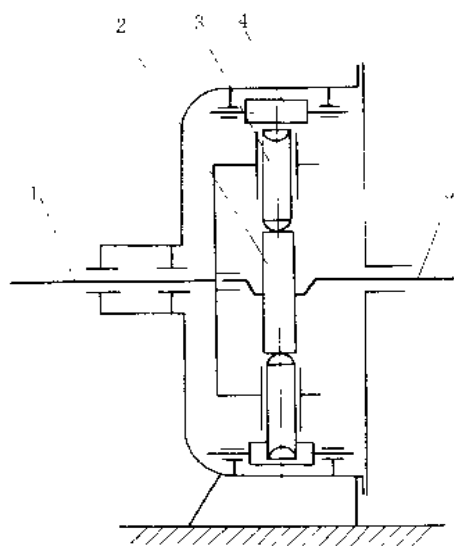


图 1-6-140 活齿传动原理  
1—输出轴（活齿架）；2—激波器；3—活齿齿轮；4—固定齿轮（内齿轮）；5—输入轴

活齿传动原理如图 1-6-140 所示。它是由三个基本构件组成：激波器 2、活齿齿轮 3 和固定齿轮 4。激波器通常由装在输入轴 5 上的偏心套和转臂轴承组成。为了达到转动平衡，偏心套应为互成  $180^\circ$  的双偏心式。活齿齿轮通常为数个圆球或圆柱滚子式和销轴式。固定齿轮的型式主要有圆弧齿型（图 1-6-141）和针齿式（图 1-6-143）。

当电动机带动输入轴转动时，偏心套及转臂轴承也随着转动，活齿齿轮销轴的一端沿着转臂轴承的处滚道运动，同时沿着活齿架 1 上的径向直孔往复运动，并与内齿轮 4 相啮合。由于内齿轮固定在机座上不转动，且内齿轮齿数比活齿齿轮多一齿，因此当输入轴转动一周时，活齿齿轮通过孔壁推动活齿架反向转过一齿，达到减速的目的。

根据行星传动的原理，活齿传动可以将内齿轮作为固定件，也可将内齿轮作为输出件。

为了减少滚子活齿与内齿轮及转臂轴承外圆滚道的滑动摩擦，可以采用重叠的两排滚子活齿，如图 1-6-141 所示。两排滚子活齿的直径可以一样，也可以不一样，外周滚子直径稍大更有利于消除两排活齿之间的滑动。

为改善滚子活齿与转臂轴承滚道的接触情况，在他们之间放置隔离块，使滚子活齿与隔离块之间、隔离块与轴承滚道之间都为面接触，可降低接触应力，也有利于润滑，详细结构如图 1-6-142 所示。

活齿传动主要有以下优点：

- (1) 啮合齿数多，理论上达到 50%，承载能力大。

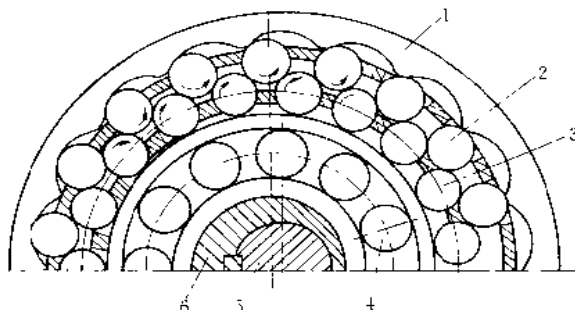


图 1-6-141 双排滚子活齿  
1—内齿轮（圆弧齿）；2—外周滚子；3—内周滚子；4—转臂轴承；5—轴；6—偏心套

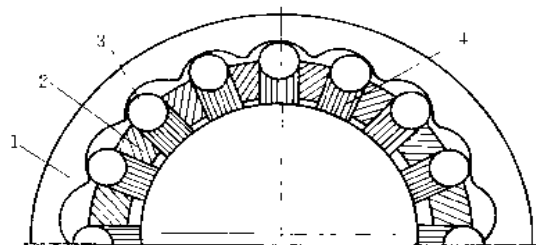


图 1-6-142 滚子活齿与滚道间放置隔离块  
1—内齿轮；2—活齿架；3—滚子；4—隔离块

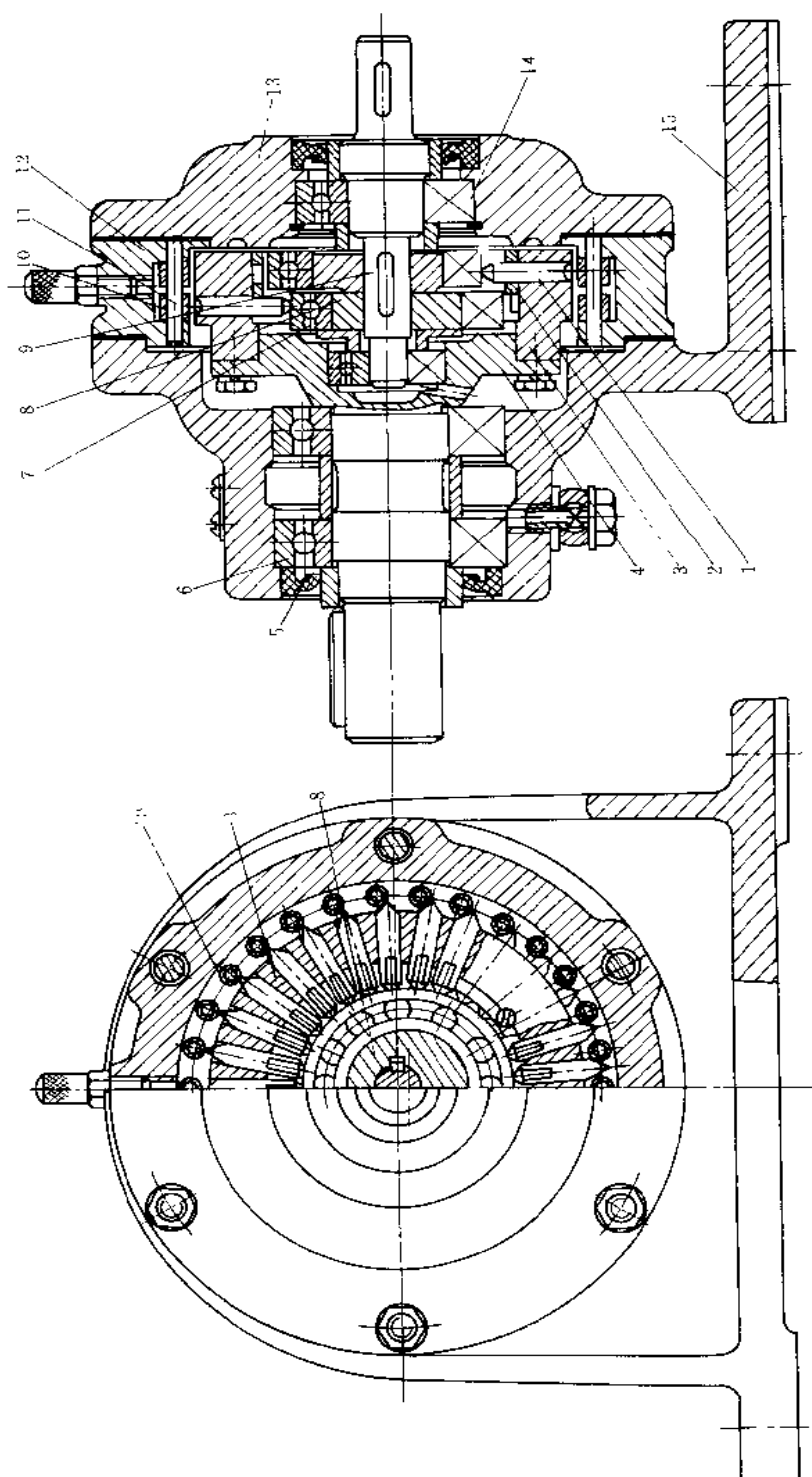


图 1-6-143 销轴式活齿传动减速器

1—活齿; 2—限位环; 3—活齿架; 4—输出轴; 5—密封; 6—轴封; 7—轴套; 8—偏心套; 9—偏心套; 10—输入轴; 11—针齿套; 12—针齿销; 13—机壳; 14—轴承; 15—机座

(2) 活齿可做径向运动，避免轮齿干涉。

(3) 传动比大，体积小，单级传动传动比为 11~60，两级传动为 121~3600。

(4) 活齿传动通过活齿架直接输出，不需要象少齿差行星传动和摆线针轮传动都必须有等速输出机构，不仅简化了结构，还改善了传动性能，提高传动效率，效率一般可达到 0.9。

(5) 针齿内齿轮加工简便，滚子式活齿可用滚动轴承中的滚柱或滚珠，不需要专用机床，一般工厂均能生产，成本较低，比同等规格的摆线针轮减速器约低 10%~13%。

活齿传动主要零件材料：滚子活齿材料为轴承钢 GCr9、GCr15；圆弧齿内齿轮常用材料为 35CrMo、GCr15，内齿轮中针齿套、内齿销材料为 GCr15，硬度分别为 HRC55~58 和 HRC60~62，活齿架材料为 40Cr、35CrMo，硬度为 HRC48~52。

活齿传动减速器可广泛用于石油化工、冶金矿山、轻工制药、粮油食品、纺织印染、起重运输及工程机械等行业中，尤其是空间尺寸受到限制的场所。必要时，也可做增速用。

图 1-6-143 所示的活齿传动减速器中，活齿的型式为销轴式，内齿轮的型式为针齿式。内齿轮为固定件，活齿套为输出件。

内齿轮由固定在机壳 12 上的针齿销 11 及针齿套 10 组成。机壳通过螺栓与机座 15 联接。大传动比时，由于针齿销直径过小，不宜采用针套，而宜使针齿销直接在机壳上回转。

激波器由输入轴 9、偏心套 8 和转臂轴承 7 组成。活齿架 3 与输出轴 4 用螺钉或其他方式联接。活齿 1 尾部有小导向平面，异向平面靠在限位环 2 上，以防活齿销轴转动，保证活齿销轴的楔形齿头与针齿正常啮合。

为了使受力均衡，激波器和活齿齿轮均采用双排结构。两激波器对称 180°安装，对应的两排活齿相错半个孔距。针齿仍做成单排，但针应加长以便双排活齿共用。

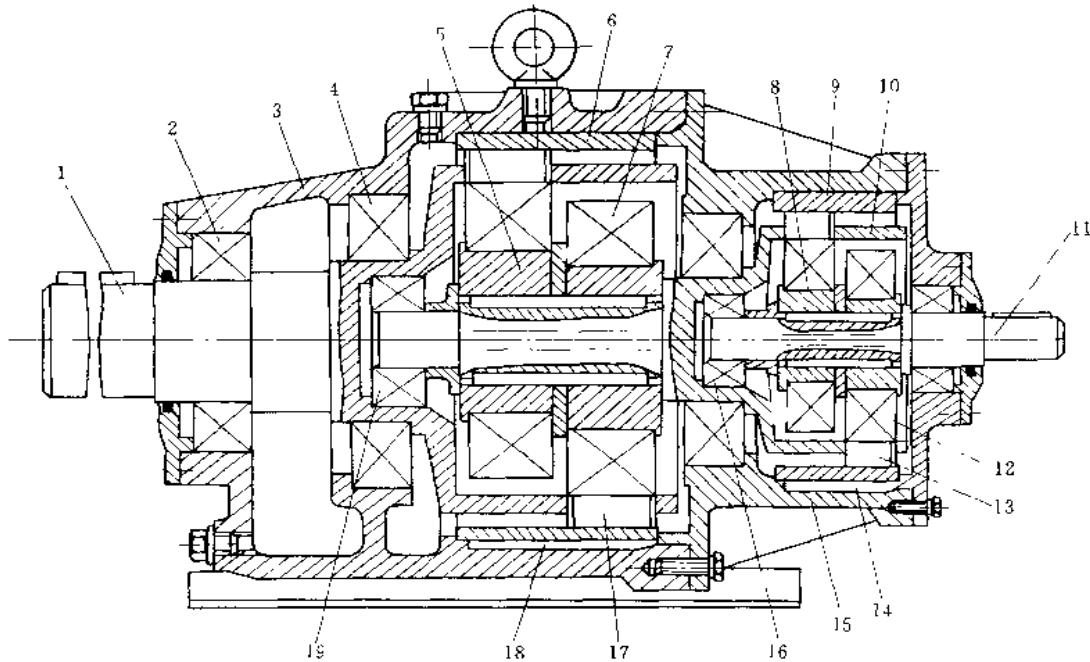


图 1-6-144 双级滚子活齿传动减速器

1—输出轴（活齿架）；2—轴承；3—机壳；4—轴承；5—偏心套；6—内齿轮（圆弧齿型）；  
7—转臂轴承；8—偏心套；9—内齿轮（圆弧齿型）；10—活齿架；11—输入轴；12—转臂轴承；  
13—活齿（滚柱）；14—键；15—机盖；16—轴承；17—活齿（滚柱）；18—键；19—轴承



图 1-6-144 所示为双级滚子活齿传动减速器,是将两个单级减速器串联在一起而成,传动比可达 121~3600。

内齿轮 9 (一级) 和 6 (两级) 为圆弧齿,分别用键 14 和 18 固定在机盖 15 和机壳 3 上。活齿 13 和 17 为圆柱形滚柱。活齿架 10 为一级传动的输出轴,又是两级传动的输入轴,两端用轴承 16 和 19 支承。一级和两级传动的激波器结构相同,呈对称结构,分别由偏心套 8 和 5 及转臂轴承 12、7 组成。输出轴 1 由轴承 2 和 4 支承。

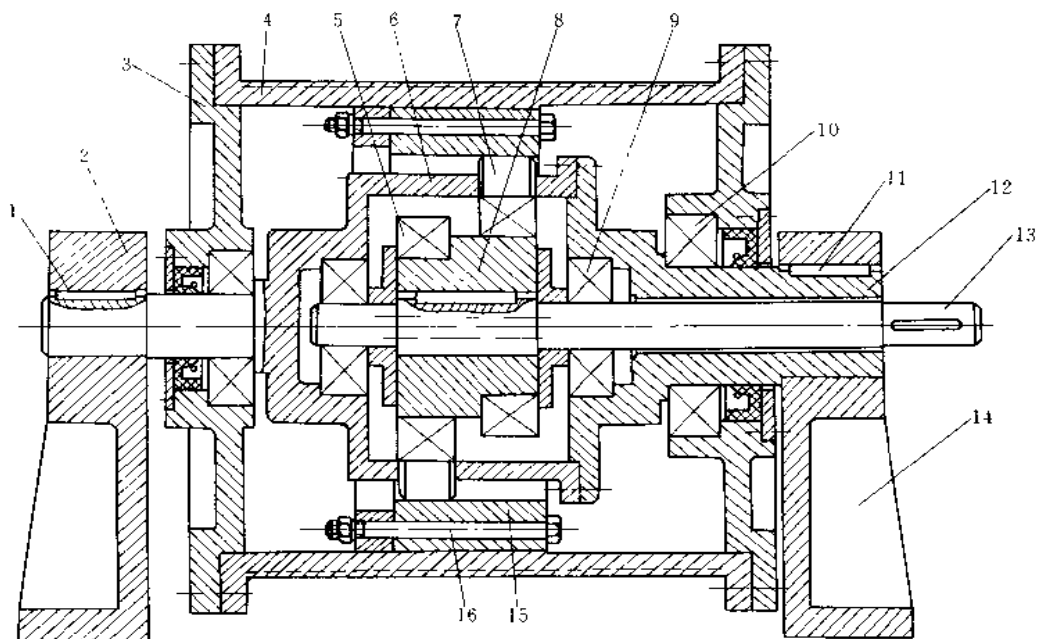


图 1-6-145 滚子活齿传动卷扬机

1—键; 2—左支架; 3—端盖; 4—卷筒; 5—转臂轴承; 6—活齿架; 7—活齿(滚柱); 8—偏心套; 9、10—轴承;  
11—键; 12—支承轴; 13—输入轴; 14—右支架; 15—内齿轮(圆弧齿); 16—螺栓

图 1-6-145 所示为滚子活齿传动卷扬机,由内齿轮作为输出件。

由于活齿架 6 左端通过键 1 与左支架 2 固接,右端与支承轴 12 联接,而支承轴又通过键 11 与右支架 14 固接,使活齿架牢固地固定在左右支架上,因此当输入轴 13 转动时,活齿 7 推动内齿轮 15 连同卷筒 4 输出。输入轴通过偏心套 8 两侧的轴承 9 分别支承在活齿架 6 和支承轴 12 上。

## 9 增 速 器

图 1-6-146 为斜齿圆柱齿轮传动的齿轮增速器。增速器中壳体水平剖分,分界面上刮研光滑并涂以密封胶,再用螺栓将机座 12 与机盖 13 联接。机座上有润滑出入口,以便循环润滑油。出油孔位于机座的最下部,可以将减速器内的润滑油排净,也可以通过排油孔将油排净,机盖上有两个振动监测器接口,以便用于监测减速器运转时本体的振动情况。如果振动较大,超过标准,则监测器会发出报警信号,通知操作人员尽快处理。如果振动继续增大,当达到一定振动值时,监测器会再发出信号,通过控制系统自动停机,以避免发生危险。机盖上有两个排气口,布置在机盖的两侧,以平衡增速器内的压力,避免漏油。

电动机通过膜片联轴器 33 将动力传递给输入轴 37。由于从动机械的需要,增速器有两个



输出轴，即小齿轮轴 8 和 23。因要求输出轴转速不同，所以两个小齿轮的齿数不同。从动机械通过密闭式外壳与增速器相联，所以设有托架 11 和 20。

由于传递动力较大、转速较高，主、从动轴的径向轴承均采用滑动轴承。主动轴的推力轴承与径向轴承呈一体，依靠轴承 34 的端面（平面）与轴肩接触，承受轴向推力。因从动轴的转速较高，两个输出轴的推力轴承 3 和 25 采用多油楔可倾斜瓦式动压轴承。

为了方便于盘车，小齿轮轴 23 的轴端呈方形。打开盖板 27 后，采用专用工具便可进行盘车。

齿轮传动及轴承采用强制循环润滑。润滑油为 32 号汽轮机油，油压为 0.2MPa (G)，油入口温度为 35~55℃ (正常 50℃)，循环油量为 70L/min。

技术特性：输入轴转速为 1480r/min，输入功率（电动机）为 720kW；输出轴（齿轮轴 8）所需传递功率为 437kW，转速为 4959r/min；输出轴（齿轮轴 23）所需传递功率为 216kW，转速为 5543r/min。

图 1-6-146 所示齿轮增速器的外形图如图 1-6-147 所示。

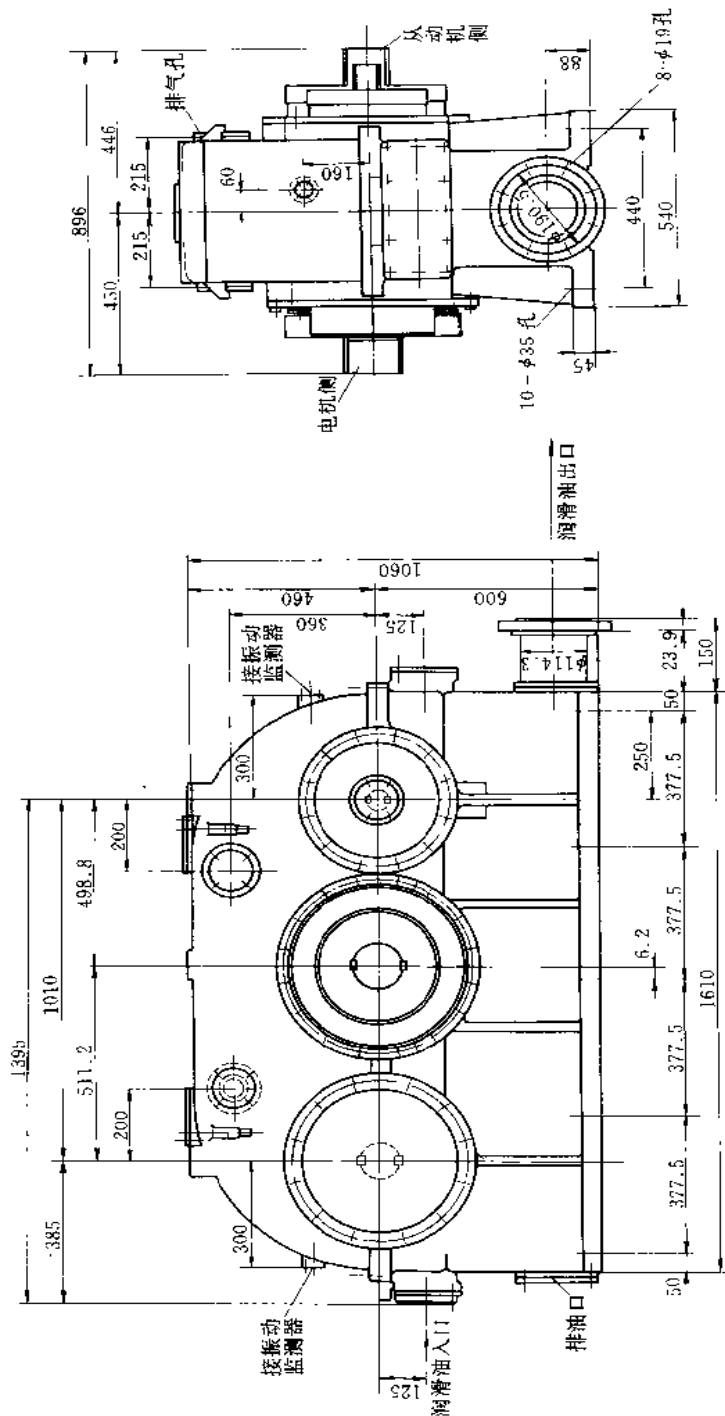
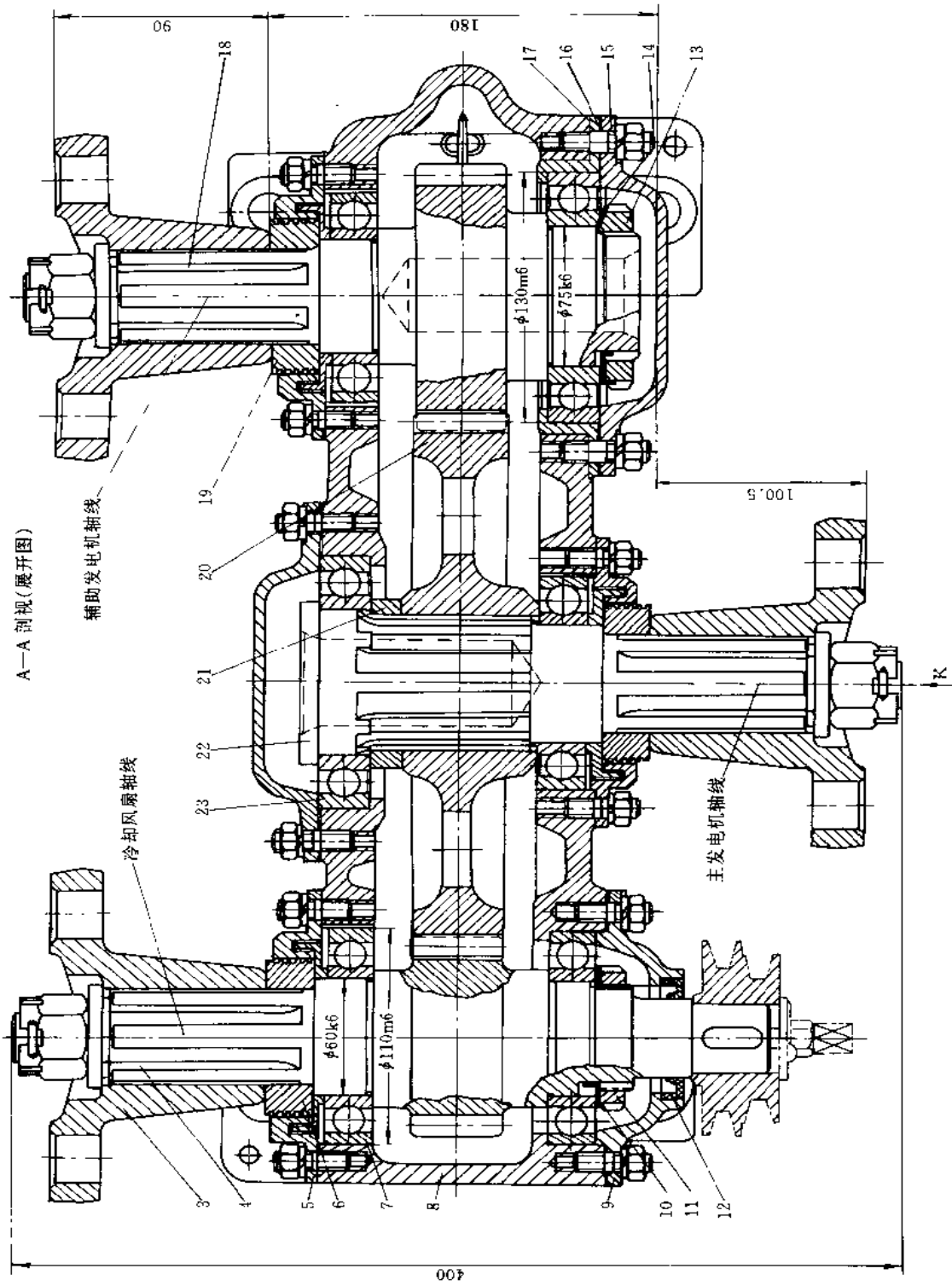


图 1-6-147 齿轮增速器外形图



K 向视图(缩小图)

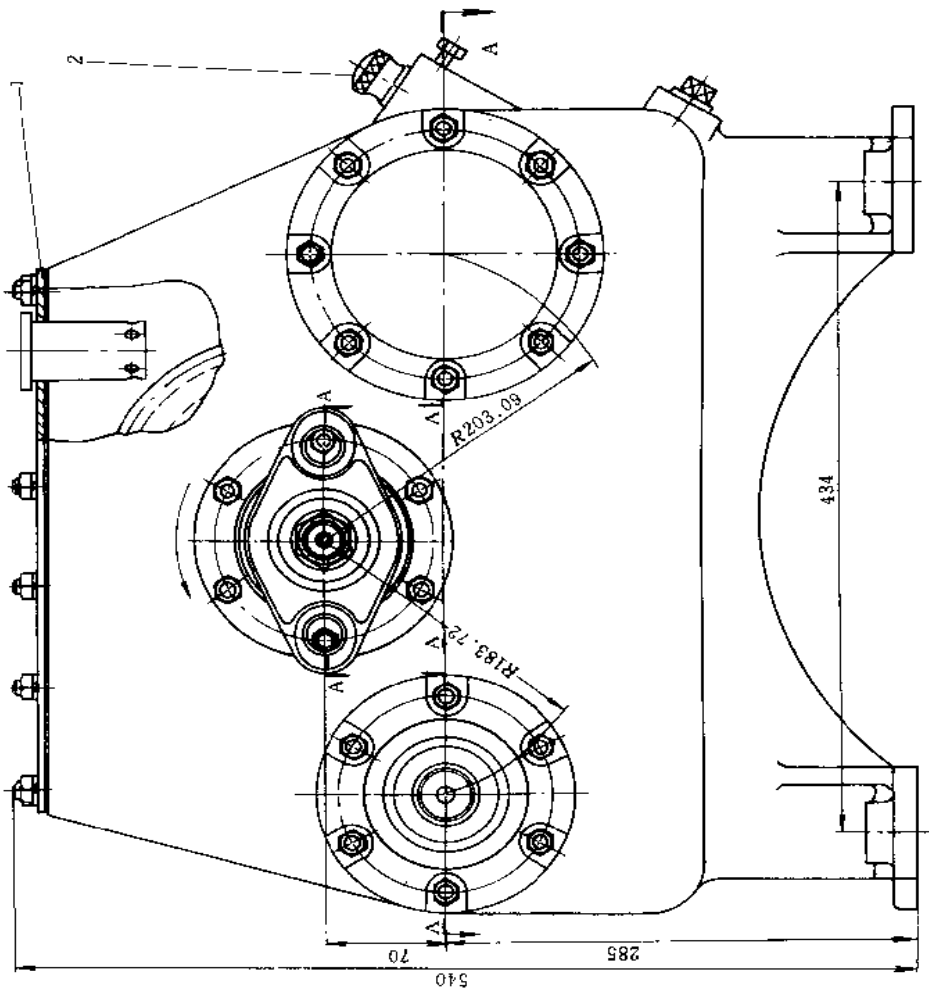


图 1-6-148 齿轮增速器

1—通气器;2—油标;3—方向联轴器凸缘;4—从动齿轮轴( $m=5, z=18$ );5—迷宫盖;6—迷宫环;7—轴承;8—箱体;9—侧盖;10—垫圈;11—螺母;12—密封;13—螺母;14—垫圈;15—压盖;16—套环;17—垫片;18—从动轮( $m=5, z=26$ );19—迷宫环;20—主动轮( $m=5, z=55$ );21—环;22—轴;23—轴承

图 1-6-148 所示为内燃机辅助齿轮增速器,用于驱动牵引发电机的辅助发电机和冷却风扇。在增速器的轴 22 上用长键装有主动轮 20,与从动齿轮轴 4 和从动轮 18 相啮合,并将动力传送到驱动辅助发电机和冷却风扇。主轴 2 与主发电机联接。齿轮啮合及轴承采用油池浸油润滑。

技术特性: 输出功率到风扇  $N_1=8.8\text{kW}$ , 到辅助发电机  $N_2=13.2\text{kW}$ , 输入轴转速  $n=850\text{r/min}$ , 输出轴转速到风扇  $n_1=2600\text{r/min}$ , 到辅助发电机  $n_2=1800\text{r/min}$ 。

## 10 差 速 器

在轮系中，若有一个或一个以上的齿轮轴线是转动的，称为动轴线齿轮传动。它主要由太阳轮（中心轮）、内齿轮、行星轮和行星架（或差动臂）等构件组成。上述构件中，自由度为1的齿轮传动，称为普通行星齿轮传动。自由度为2的齿轮传动，称为差动行星传动。简称为差动传动。差动传动中，必须知道两个构件的运动后，其余构件的运动才能完全确定；或者知道一个构件的运动后，可以分解成两个独立的运动。差速器可以由单一的差动传动组成，也可以由定轴传动和差动传动组合构成。

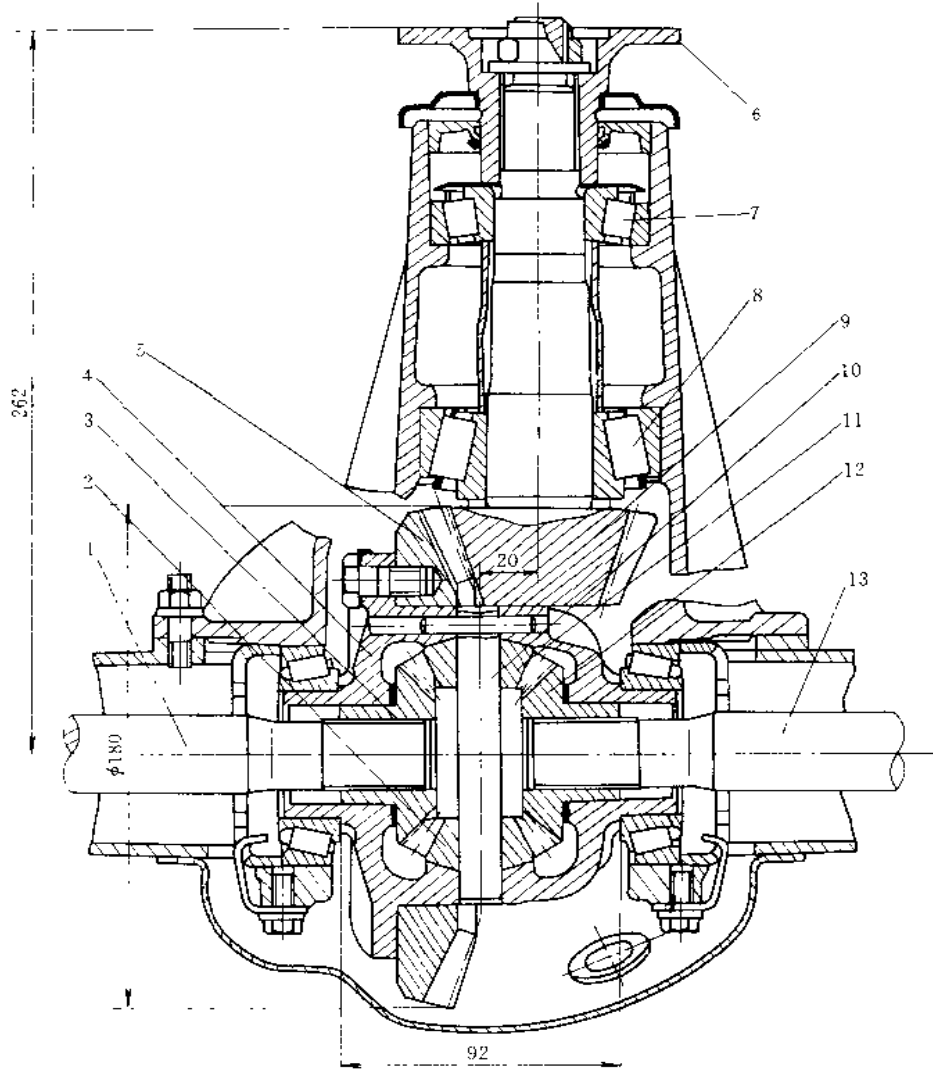


图 1-6-149 圆锥齿轮差速器

- 1—车轴；2—行星轮；3—锥内轮；4—差动臂；5—大锥齿轮；6—半联轴器；7—轴承；  
8—轴承；9—小锥齿轮；10—轴；11—行星轮；12—锥齿轮；13—车轴

图 1-6-149 所示为汽车用圆锥齿轮差速器。小锥齿轮 9 为主动轮，与轴呈一体，通过花键与半联轴器 6 相联。齿轮轴用圆锥滚子轴承 7 和 8 悬臂支承，承受锥齿轮传动产生的径向和轴向载荷。大锥齿轮 5 用螺钉与差动臂 4 联接。差动臂两端用圆锥滚子轴承支承。锥齿轮 3 和

12 通过花键分别与车轮 1 和 13 联接, 并由差动臂支承。行星轮 2 和 11 松套在轴 10 上, 并与锥齿轮 3 和 12 相啮合。

当汽车直前行驶时, 左右两车轮所行的距离相等, 所以转速相同。这时, 行星轮 2 和 11 不绕轴 10 自转, 而与锥齿轮呈一整体, 共同随大锥齿轮 5 转动。当汽车转弯时, 如向左转, 右车轮所行的外圈距离大于左车轮所行的内圈距离。若车轮与地面间为纯滚动, 右后轴转速应比左后轴大。这时, 锥齿轮 3 和 12 之间产生相对运动, 行星轮 2 和 11 除随大锥齿轮 5 转动外, 还绕轴 10 自转。

由于驱动汽车采用差速器, 使得汽车在转弯时, 车轮与地面间仍保持滚动状态, 而不是滑动, 从而减少轮胎的磨损和动力消耗, 延长使用寿命。

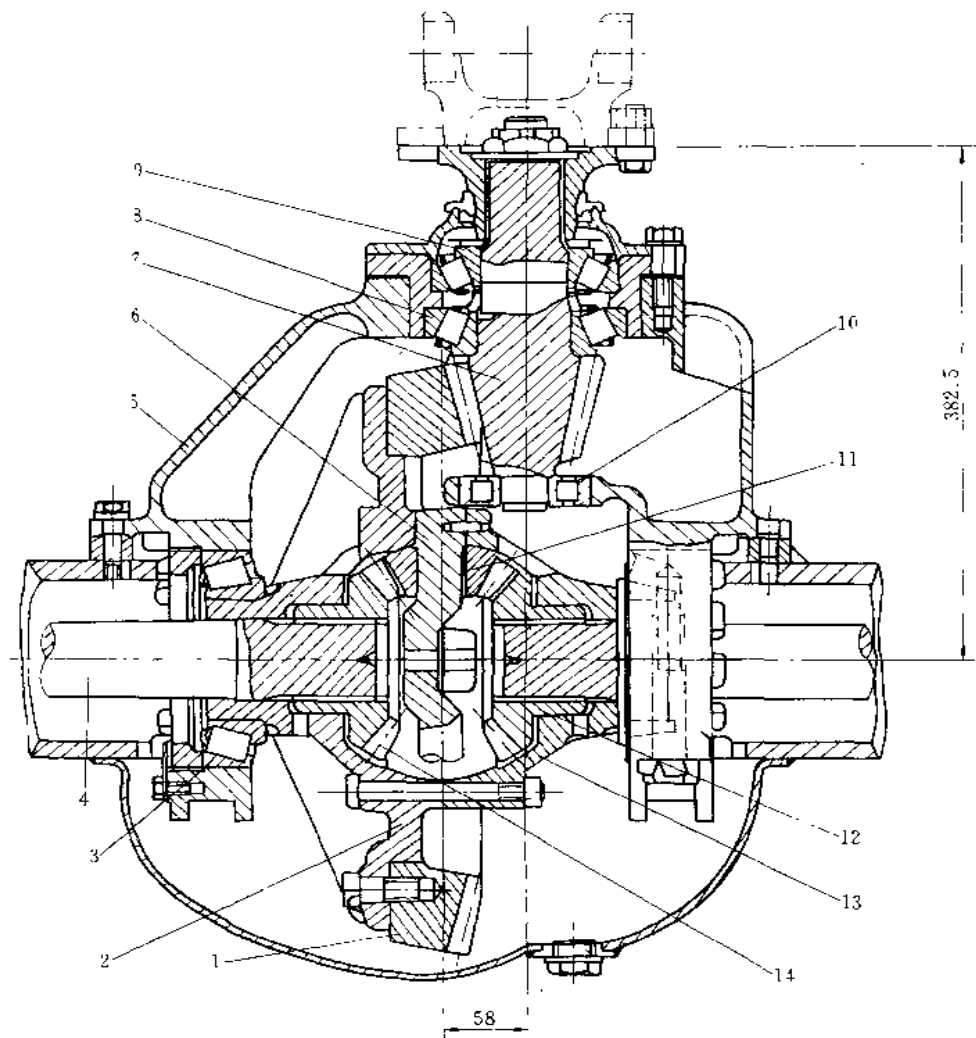


图 1-6-150 圆锥齿轮差速器

1—大锥齿轮; 2 轮毂差动臂; 3—轴承; 4—车轴; 5—壳体; 6 轴; 7—小锥齿轮; 8、9、10—轴承;  
11—行星轮; 12—锥齿轮; 13—差动臂; 14—锥齿轮

图 1-6-150 所示为汽车用圆锥齿轮差速器。主动小锥齿轮 7 的轴为简支支承, 一端为圆锥滚子轴承 8 和 9, 另一端为圆柱滚子轴承 10, 可增加刚性, 提高承载能力。差动臂为剖分式, 由轮毂差动臂 2 和差动臂 13 组成, 并通过螺栓联成一体, 适用于重载汽车。

其他结构和原理与图 1-6-149 基本相似。

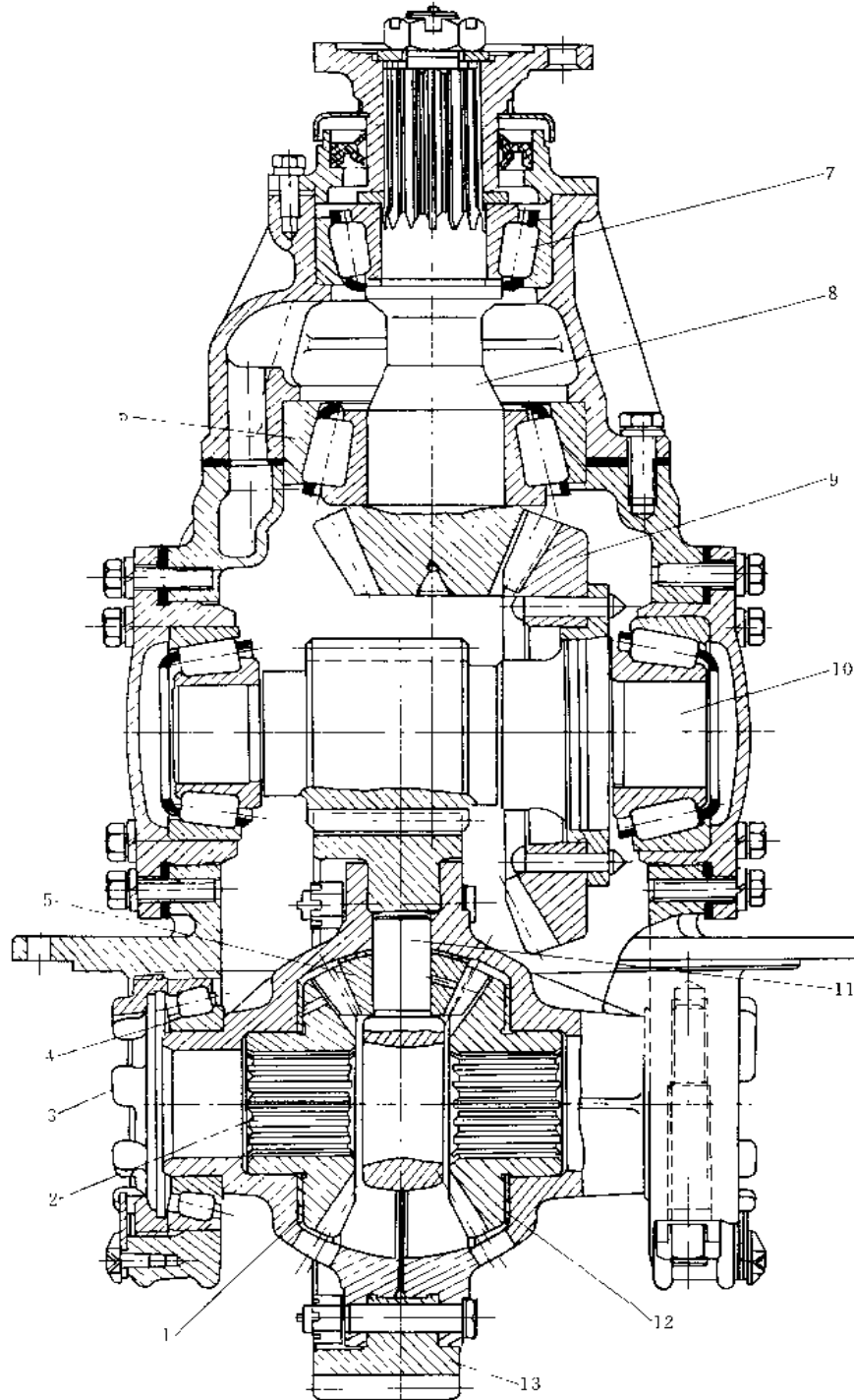


图 1-6-151 圆锥齿轮差速器

- 1 差动臂；2—锥齿轮；3—压盖；4—轴承；5—锥齿轮（行星轮）；6—轴承；7—轴承；  
8—小锥齿轮；9—大锥齿轮；10—齿轮轴；11—轴；12—锥齿轮；13—大齿轮

图 1-6-151 所示为汽车用两级减速圆锥齿轮差速器。小锥齿轮 8 为主动轮，与轴呈一体，动力由此输入齿轮箱内。齿轮轴用圆锥滚子轴承 6 和 7 悬臂支承，承受锥齿轮传动产生的径



向和轴向载荷。经圆锥齿轮一级减速后，并将动力传至圆柱齿轮传动，进行二级减速。齿轮轴 10 与小齿轮呈一体，大齿轮 13 与差动臂 1 相联。差动臂为剖分式，两端用圆锥滚子轴承 4 支承。车轴用花键与锥齿轮 2 的轴孔联接。

差速器工作原理与图 1-6-149 相似。

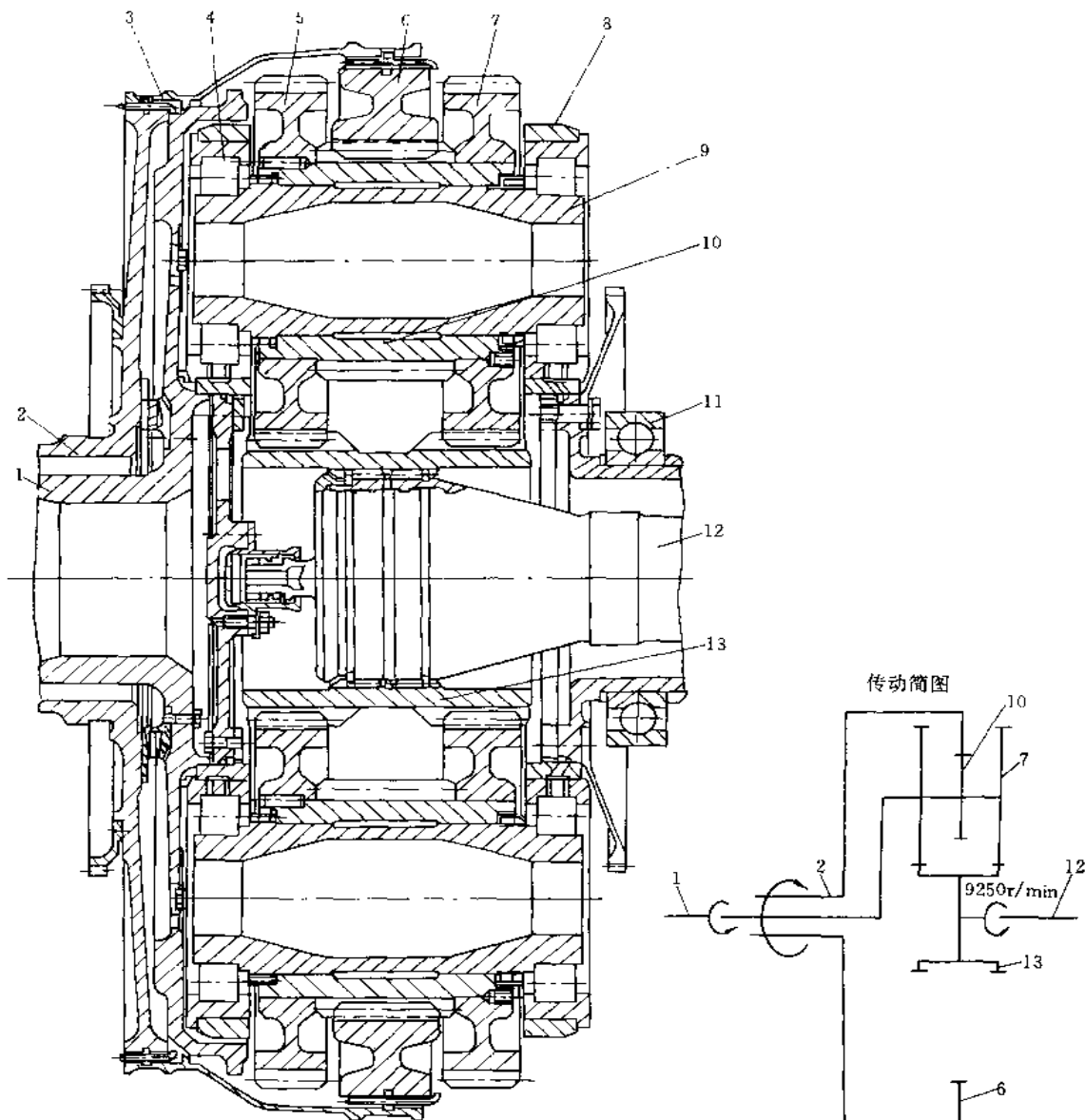


图 1-6-152 圆柱齿轮差速器

1—内螺旋轴；2—外螺旋轴；3—转接环；4—向心滚子轴承；5—外侧行星齿轮；6—从动齿圈；7—外侧行星齿轮；8—行星架；9—行星齿轮轴；10—中间行星齿轮；11—向心推力球轴承；12—弹性轴；13—太阳齿轮

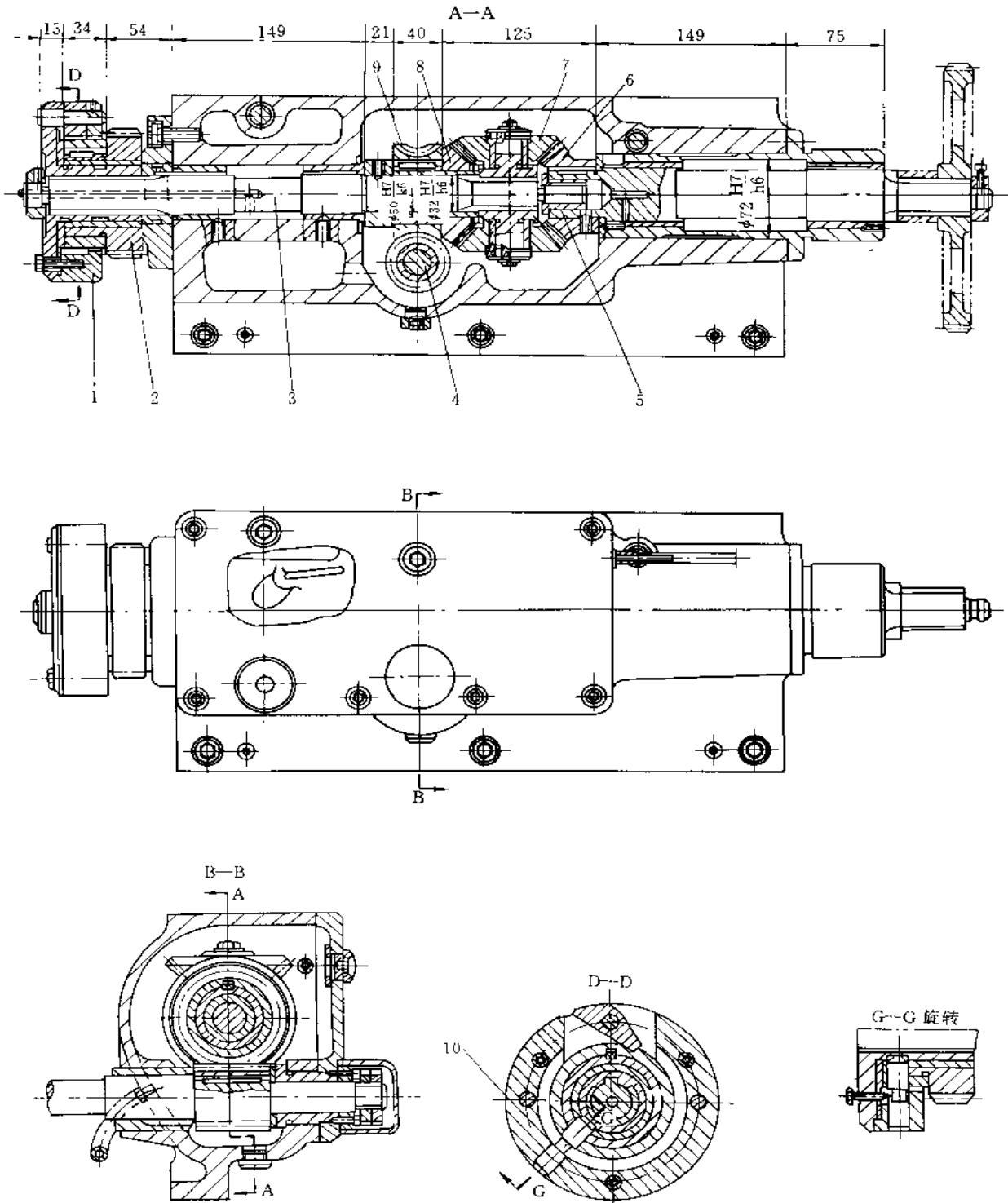


图 1-6-153 圆锥齿轮差速器

1—单向离合器；2—齿轮；3—轴；4—蜗杆轴；5—轴；6—锥齿轮（中心轮）；7—锥齿轮（行星轮）；  
8—锥齿轮（中心轮）；9—蜗轮；10—销轴

图 1-6-152 所示为 HK-12 航空发动机用差速器。发动机为单轴、14 级轴流压气机、环管燃烧室、5 级涡轮，反向旋转共轴螺旋桨由差速器驱动。

差速器为行星式，有两个自由度，具有运动的不确定性。为了保持发动机的工作状态不变，至少需要一个变距螺旋桨，另一个桨可以是定距的或变距的。行星齿轮架与内螺旋桨轴相联，从动齿圈与外螺旋桨轴相联。

发动机功率通过弹性轴传给太阳齿轮 13，太阳齿轮与两个外侧行星齿轮 5 啮合，中间行星齿轮 10 与从动齿圈 6 啮合，外侧行星齿轮与中间行星齿轮紧度配合，并用圆柱销传递扭矩，用螺钉轴向定位。行星齿轮轴用两个向心滚子轴承简支。行星架 8 和从动齿圈分别与内、外螺旋桨轴相联。两个螺旋桨的拉力通过外螺旋桨轴的向心推力球轴承传到机匣上，内、外轴之间装有向心推力球轴承，将力由内螺旋桨轴传到外螺旋桨轴上，行星架后支点为内环分开的向心推力球轴承。

技术特性：传递功率  $N=10926\text{kW}$ ，输入轴转速  $n=9250\text{r/min}$ 。

图 1-6-153 所示为机床用圆锥齿轮差速器。输入运动由两条路线：一条传动路线由床头箱主轴经一系列传动齿轮传至轴 5，另一条路线则由进给丝杠经锥齿轮副、差动交换齿轮传至差动齿轮箱中的蜗杆轴 4。差动机构由 4 个锥齿轮组成，锥齿轮 6、8 为中心轮，锥齿轮 7 为行星轮。上述两条运动路线经差动机构将运动合成传给轴 3，再由单向离合器 1 经齿轮 2 把运动传至床鞍中的凸轮，带动刀架实现铲齿的往复运动。

单向离合器（见 D-D 与 G-G 剖面）的作用是当床鞍作快速反行程时，防止铲齿凸轮作反向回转。在一般铲齿加工时，宜将销轴 10 拔出。只有在加工凸轮等特殊工件时，为避免下降曲线失真，才将销轴 10 插入，以便销住单向离合器（此时不可用快速反行程）。

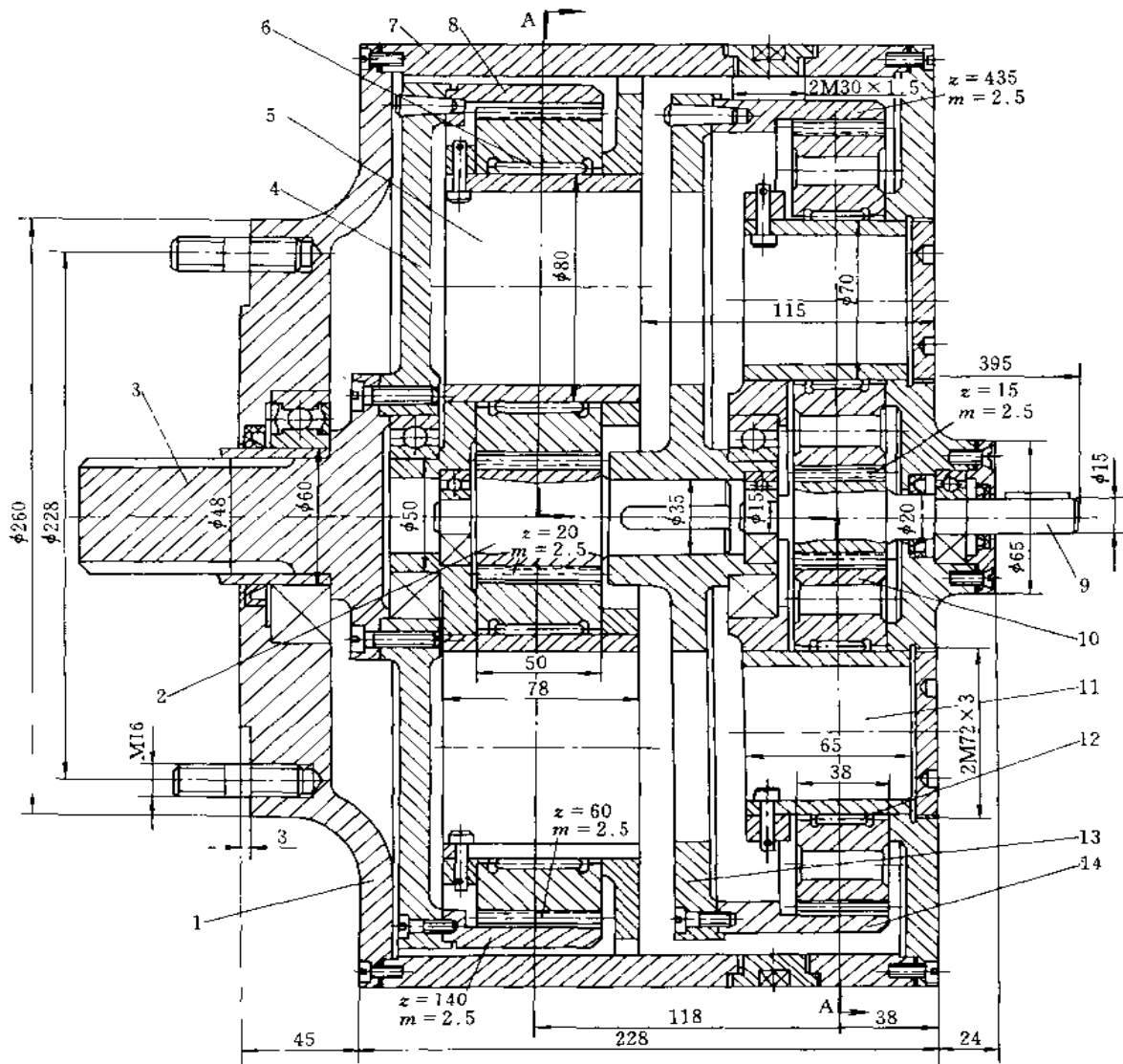
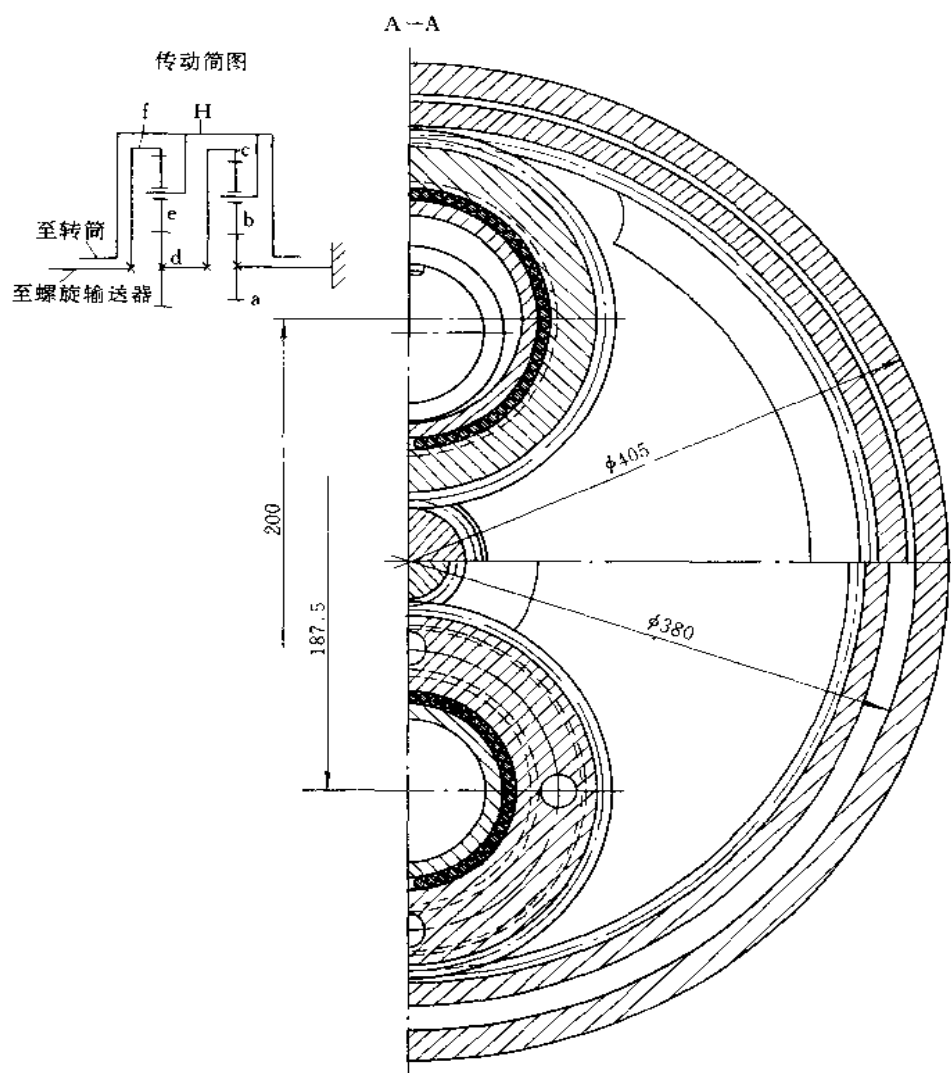


图 1-6-154 NGW 型

1—壳体端盖；2—太阳轮；3—轴；4—端板；5—行星轮轴；6—滚针；7—壳体；8—内齿轮；

图 1-6-154 所示为螺旋卸料沉降式离心机用行星-差速减速器。减速器第一级为行星 a、b、c 传动，第二级为差动传动。第一级的内齿轮通过连接板 13 与减速器第二级太阳轮 (d) 2 相联。离心机的螺旋输送机主轴由电机驱动，并通过花键与轴 3 相联，再通过端板 4 与第二级的内齿轮 8 联接。离心机转筒 (同时也是减速器行星架) 用螺栓与减速器壳体端盖 1 和壳体 7 联接。减速器第一级太阳轮轴 9 与离心机安全装置相联。正常运转时轴 9 固定不动，过载



#### 行星-差速减速器

9—轴（太阳轮）；10—行星轮；11—行星轮轴；12—滚针；13—联接板；14—内齿轮

时起保护作用（停止转筒和螺旋输送机间的相对位移）。转筒的相对转速（相对于螺旋输送机而言）为  $n = 1200 - 1180 = 20 \text{ r/min}$ 。

减速器采用飞溅润滑。

技术特性：传递功率  $N = 20 \text{ kW}$ ，离心机转筒（减速器壳体-行星架 H）转速  $n_1 = 1200 \text{ r/min}$ ，离心机螺旋输送机（齿轮 f）转速  $n_2 = 1180 \text{ r/min}$ ，传动比  $i = 1.016$ ，减速器效率  $\eta = 0.966$ 。

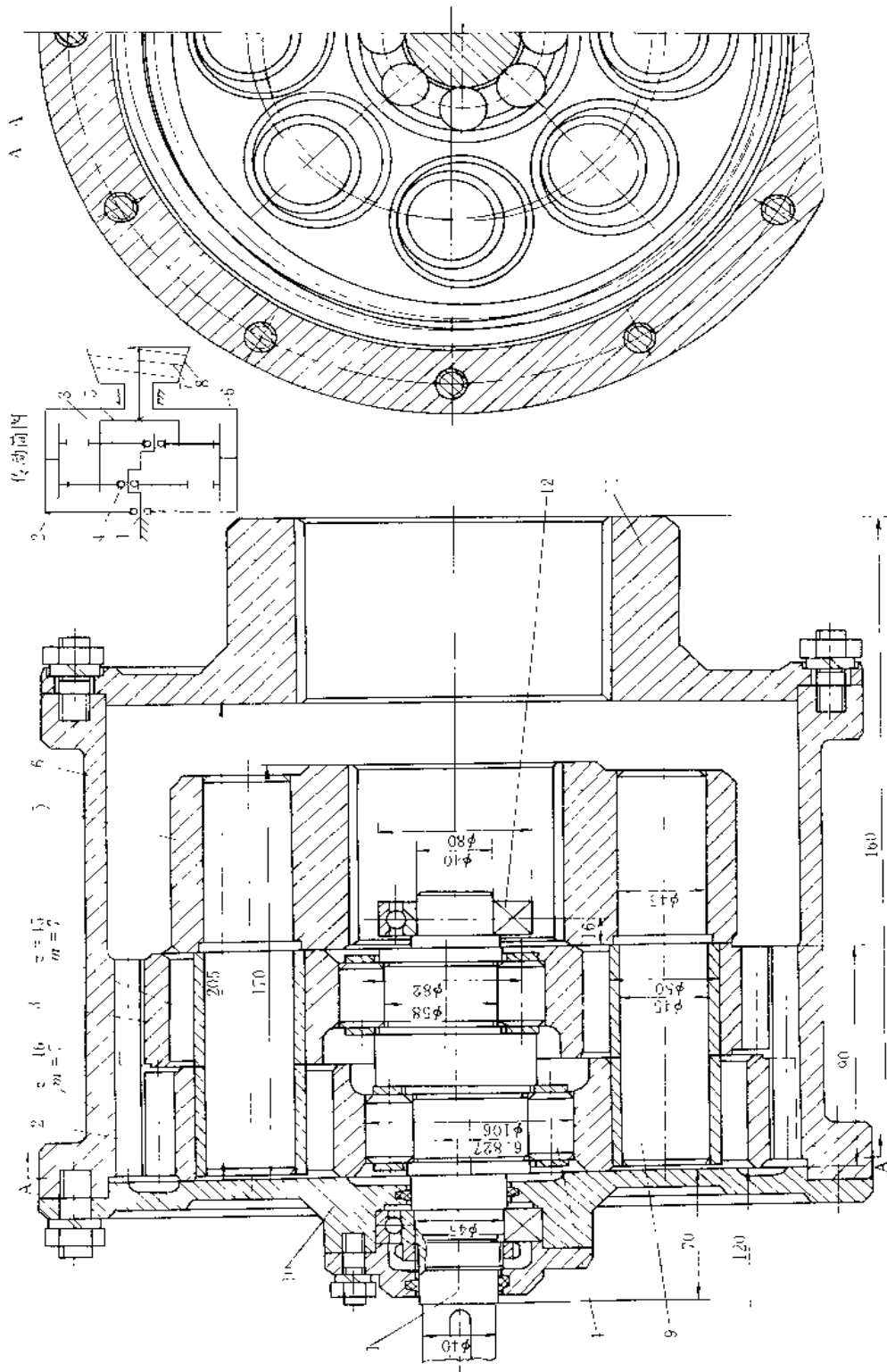


图 1-6-155 N 型差速减压器  
 1—轴；2—内齿轮（主动轮）；3—行星轮；4—滚柱；5—行星架；6—箱体；7—螺旋输送机；8—转筒；9—销轴；10—端盖；11—轴承；12 轴承

图 1-6-155 所示为螺旋卸料沉降式离心机用 N 型--齿差差速减速器。轴 1 呈双偏心  $180^\circ$  配置。在两偏心的滚柱 4 上装有行星轮 3 ( $z=45$ )。行星轮 3 与内齿轮 2 ( $z=45-1=46$ ) 啮合。内齿轮 2 与差速器箱体 6 呈一体。行星轮 3 借  $\phi 45$  销轴 9 与行星架 5 联接。行星架 5 与离心机的螺旋输送机 7、转筒 8 与箱体 6 呈刚性联接。

离心机转筒、与其相联的端板 11、箱体 6 和内齿轮 2 由转速为  $1400\text{r}/\text{min}$  的电动机(图中未表示)驱动。由于内齿轮 2 的啮合,行星轮 3 的旋转方向与内齿轮 2 相同。行星轮 3 在装有滚柱的轴 1 的偏心轴颈上转动。在差动装置正常工作时,偏心轴 1 是固定不动的。

行星轮 3 相对于内齿轮 2 的转动依靠平行曲柄机构传给行星架 5。行星架 5 与螺旋输送机 7 的轴用花键刚性联接。行星架相对转速为  $31\text{r}/\text{min}$ 。轴承 12 固定在螺旋输送器的轴孔内。

当螺旋输送机过载时,为了防止差速器损坏,偏心轴 1 非刚性固定,用制动器制动。当行星轮 3 过载时,偏心轴 1 相对于制动器产生转动,借助特殊装置,与偏心轴制动轮相联,迫使离心机停止工作。

技术特性:传递功率  $N=44\text{kW}$ ,传动比  $i=1.0226$ ,效率  $\eta=0.980$ 。

## 11 机械无级变速器

### 11.1 概 述

无级变速传动是指在某种控制的作用下,使机器的输出轴转速可在两个极值范围内连续变化的传动方式。它可分为机械的、液压的和电力的三大类。本文仅介绍机械无级变速器。

机械无级变速器通过能传递扭矩的中间构件(刚性或挠性的)将输入轴和输出轴直接或间接地联系起来,以传递动力。当对两轴间的联系关系进行控制时(改变构件的尺寸比例关系),即可使两轴间的传动比在两极值范围内连续而任意地变化,从而能根据工作需要一定范围内连续变换转速,以适应输出转速和外界负载变化的要求。因而机械无级变速器在现代机械传动领域中占有重要地位,已广泛用于机床、轻工、纺织、化工、食品、包装、冶金、交通运输和工程机械等行业。无级变速传动主要用于下列场合:(1)工艺参数多变的机器;(2)要求转速连续变化的机器;(3)探求机器的最佳工作转速;(4)协调几台机器或一台机器的传动系统中几个运转单元之间的转速;(5)缓速启动或快速越过共振区等。

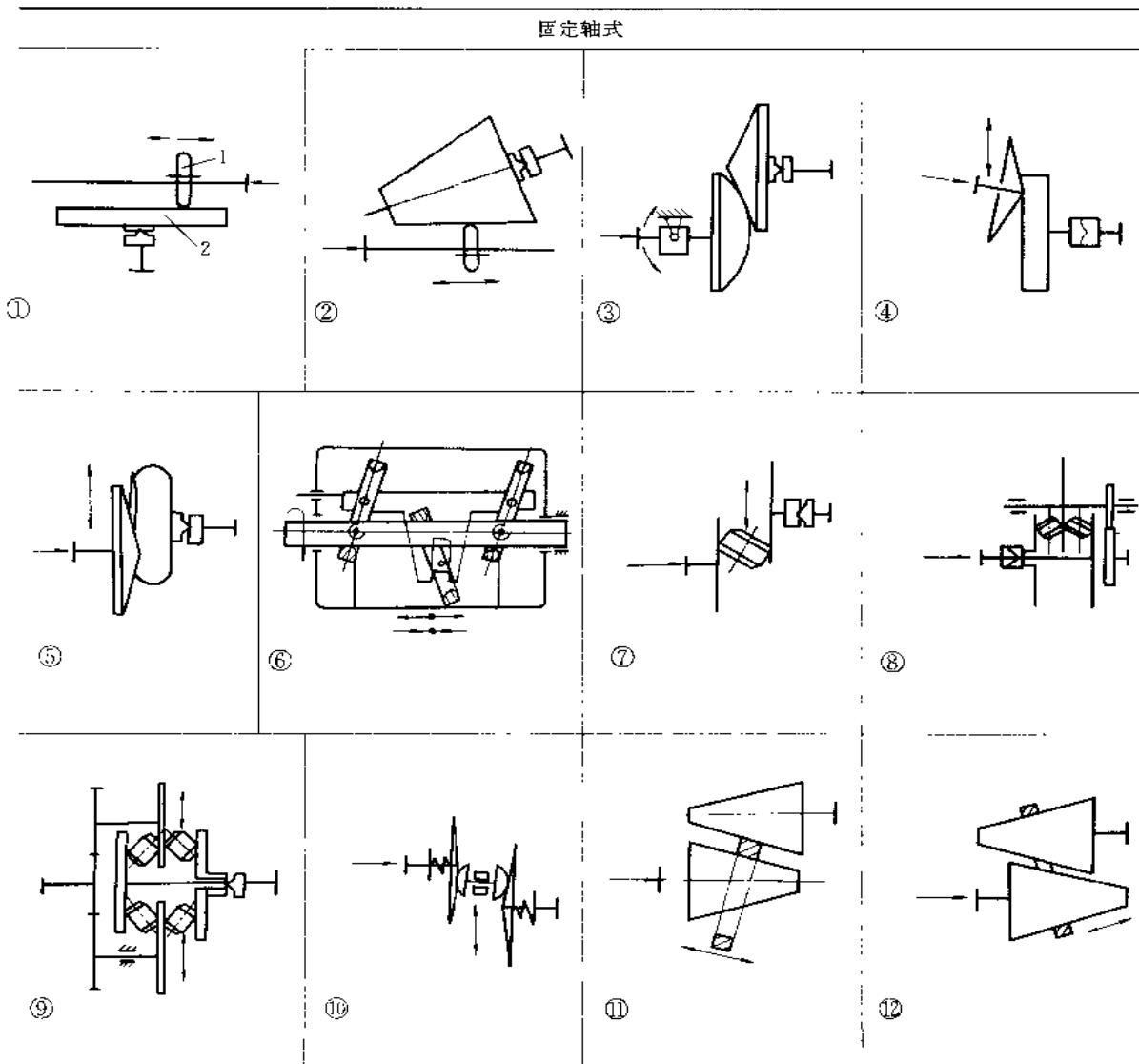
采用无级变速传动有利于简化变速传动方案、提高生产率和产品质量、合理利用动力和节约能源、便于实现遥控和自动控制。

机械无级变速器大都利用摩擦(牵引)传动的原理来工作。传动件间压紧力大、易磨损和发热,因而对传动件的材质、加工精度和润滑(牵引)油均有较高的要求。它不能够保证严格的传动比,承受过载和冲击的能力较差。它有以下优点:恒功率特性好,变速范围宽(少数变速器可实现零输出转速及反向输出),可减速或增速以及对称调速,结构简单,维护方便,噪声小和成本低。

机械无级变速器有六大类，共 50 多种（见表 1-6-7）。关于机械无级变速器的分类，国际上并无统一标准，国内已生产过 20 余种，现已制订了 JB/T 6950—93《行星锥盘无级变速器》、JB/T 9651—93《三相并列连杆脉动无级变速器》、JB/T 6952—93《齿链式无级变速器》、JB/T 7010—93《环锥行星无级变速器》、JB/T 7254—94《无级变速摆线针轮减速器》和 JB/T 7345—94《机械无级变速器试验方法》等六个机械行业标准，并正在制订机械无级变速器的术语、分类及型号编制方法等标准。

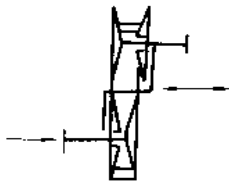
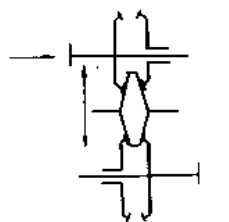
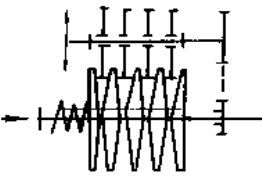
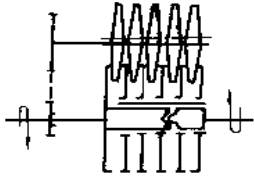
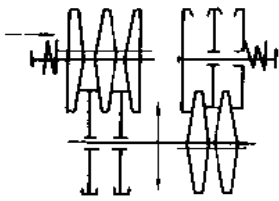
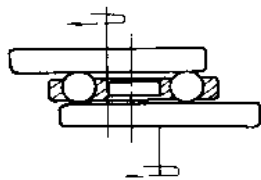
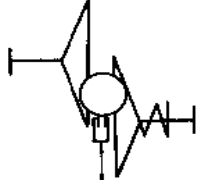
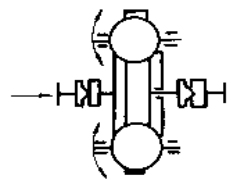
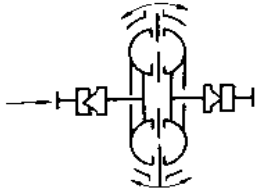
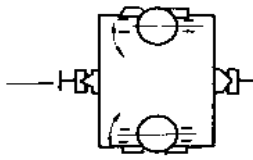
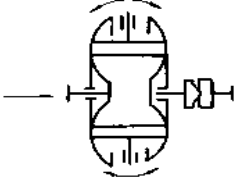
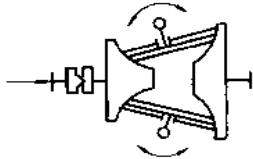
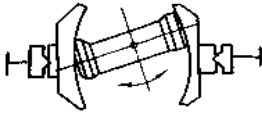
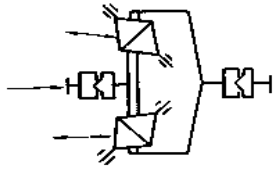
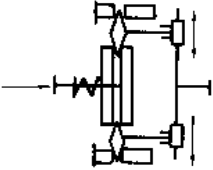
机械无级变速器由传动、加压和调速控制三部分组成。其承载能力与输出特性主要取决于传动和加压装置。其调速特性则取决于调速控制机构。在输出特性方面可分为：恒功率、恒扭矩以及变功率变扭矩三类。严格地说，仅在表 1-6-7①中当滚轮 1 主动时，其输出特性是恒功率的；而当圆盘 2 主动时，其输出特性是恒扭矩型的。一般所说的恒功率或恒扭矩都是条件性的。

表 1-6-7 机械无级变速器的类型简图

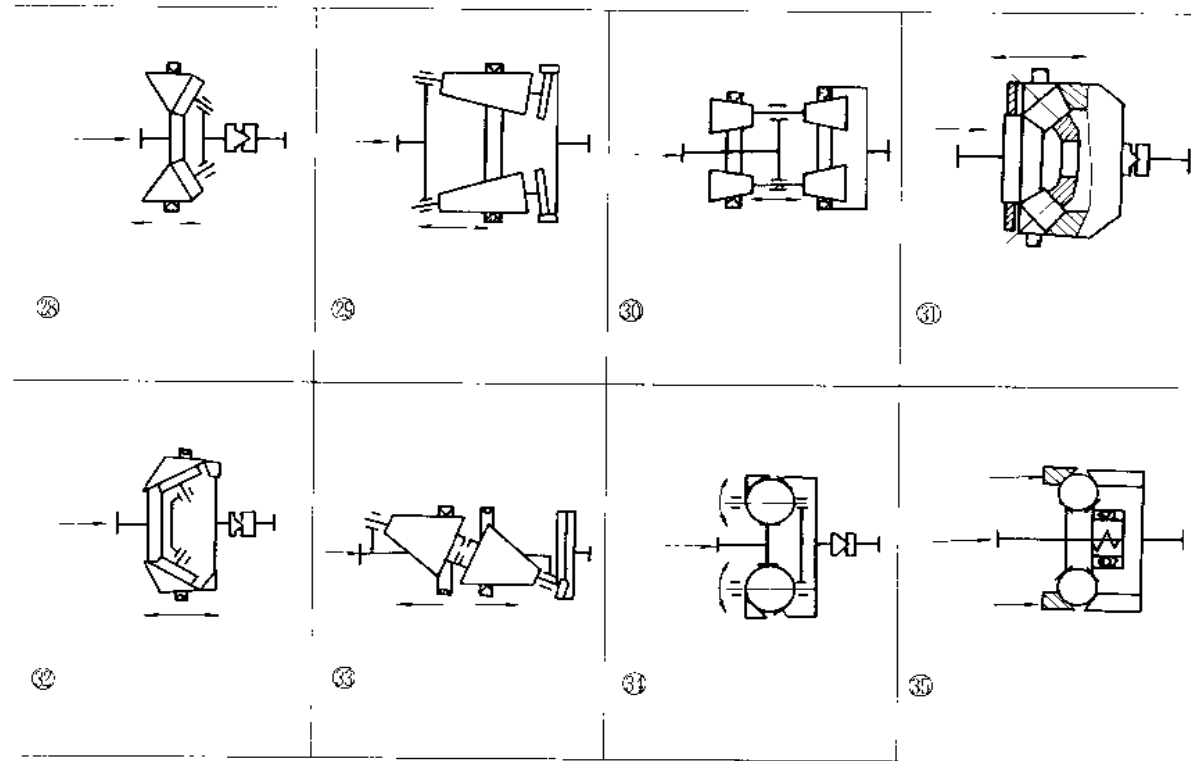




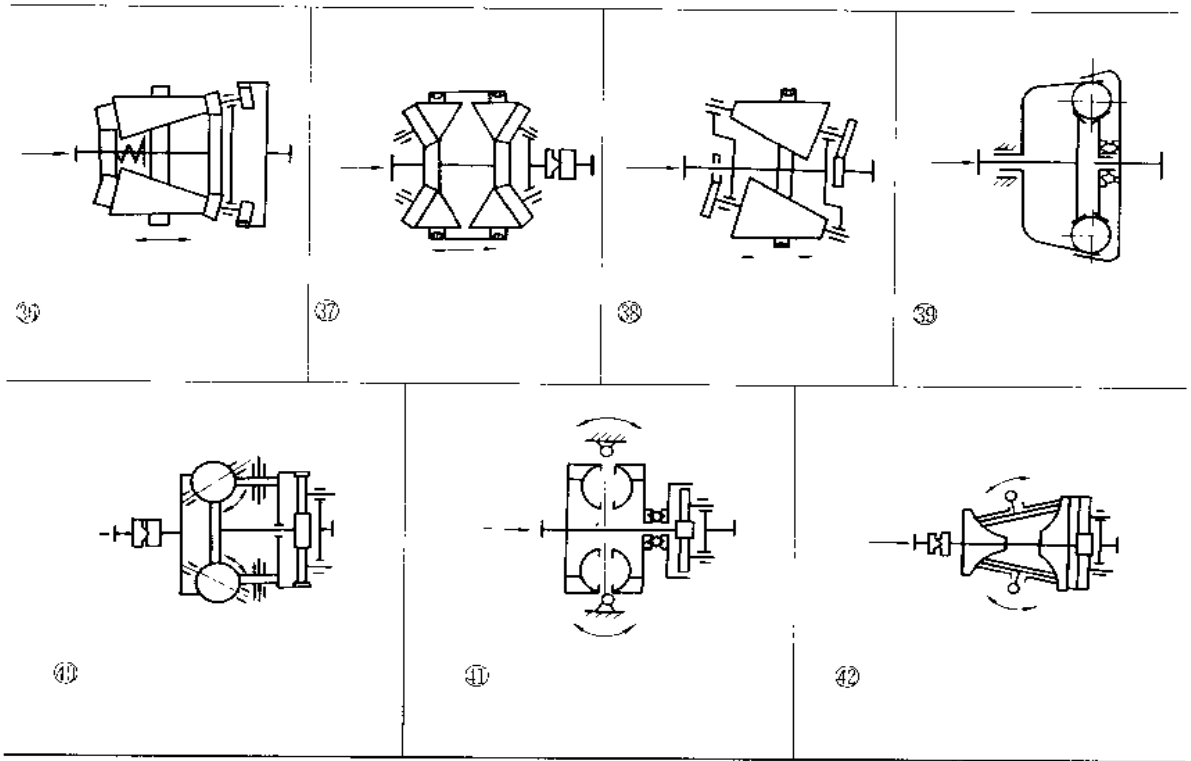
固定轴式

 <p>13</p>	 <p>14</p>	 <p>15</p>	 <p>16</p>
 <p>17</p>	 <p>18</p>	 <p>19</p>	 <p>20</p>
 <p>21</p>	 <p>22</p>	 <p>23</p>	 <p>24</p>
 <p>25</p>	 <p>26</p>	 <p>27</p>	

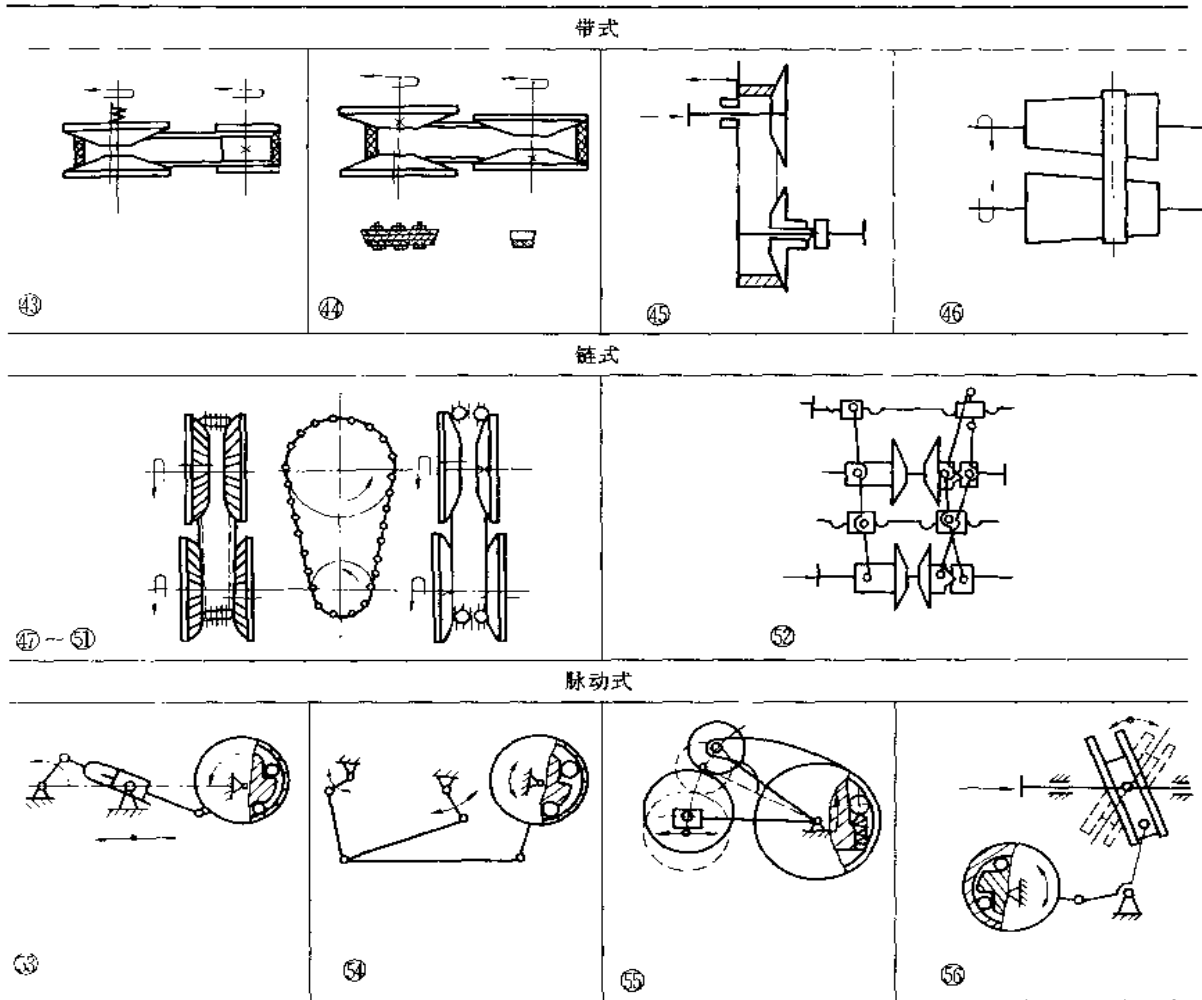
行星式



封闭行星式



续表



## 11.2 多盘式无级变速器

多盘式无级变速器是国内外应用较成功而用途广泛的一种变速器,已系列化并成批生产,有卧式、立式近 100 种产品。它与摆线针轮减速器组合而成的减变速器已制定了标准 (JB/T 7254—94),也可与其他减速器组成其他派生系列。

多盘无级变速器的变速传动元件是锥形盘 (通常作主动件、锥面单斜角为  $2^\circ \sim 2^\circ 30'$ ) 和 T 形盘 (通常为从动件,接触半径  $R_2$  固定不变),通过调速控制机构 (通常为螺杆、螺母和滑块曲柄机构的组合机构) 使锥形盘与 T 形盘的中心距改变来达到锥形盘的工作半径发生变化,以实现变速的目的。其加压装置有弹簧式 (用于小功率) 和凸轮式 (用于较大功率) 两种;在大功率时同时使用两种加压装置,这时  $2/3$  的压力由凸轮加压装置提供。由于多盘变速器采用  $m$  片锥盘与  $m+1$  片 T 形盘交错排列和  $s$  组分汇流传动,形成  $2ms$  个接触区,可传递大的功率。但调速时,变速传动元件的轴向总位移量较大,故应采用圆柱螺旋弹簧和大升角的端面圆柱凸轮加压装置,而不能采用碟簧和 V 形槽自动加压装置。这类变速器的传动功率  $P=0.5 \sim 300\text{kW}$  (特殊时  $1000\text{kW}$ ,  $n_1=1500\text{r/min}$ ),变速范围  $R_b=3.3 \sim 4$ ,传动效率  $\eta=0.7 \sim 0.87$ 。两级变速器  $P=0.75 \sim 3.7\text{kW}$ ,  $R_b=10 \sim 12$ ,传动效率较低。

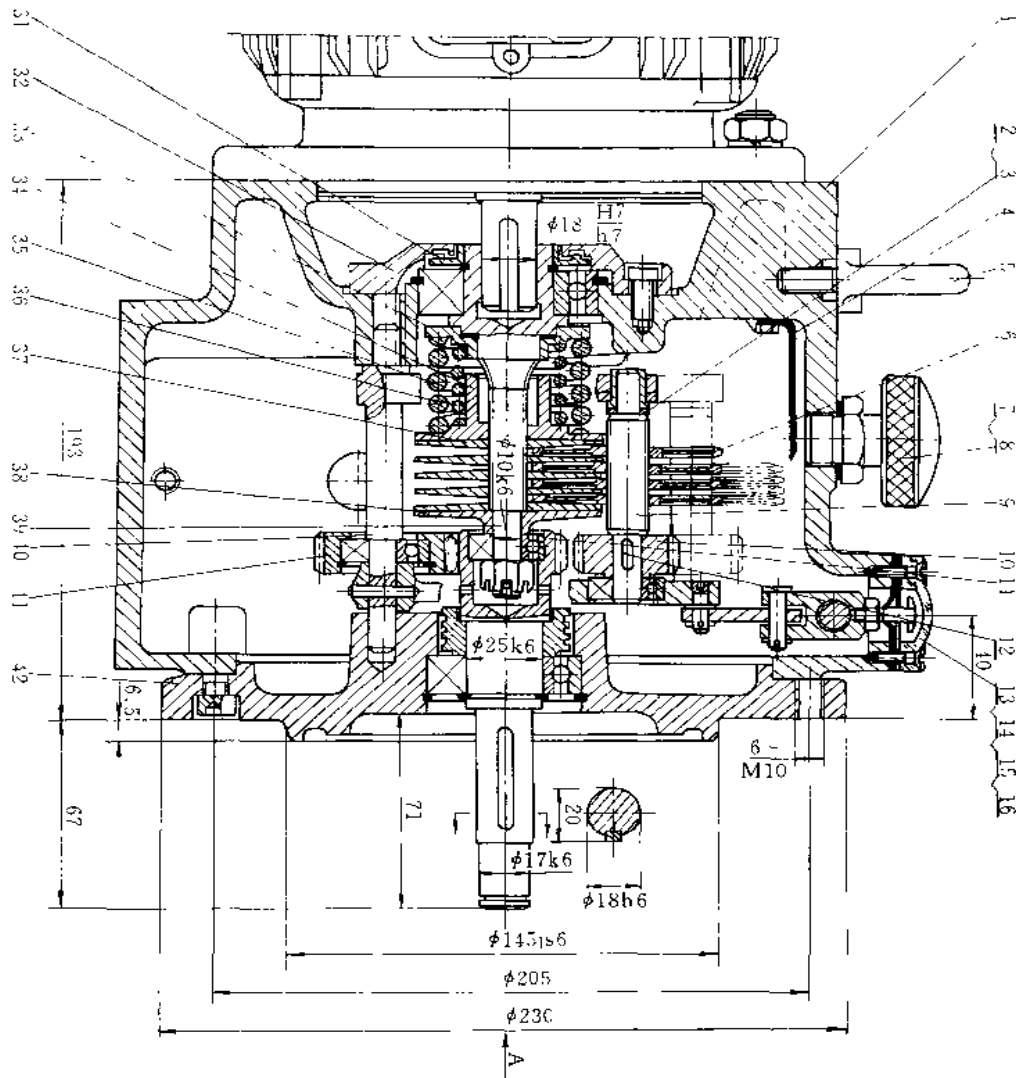
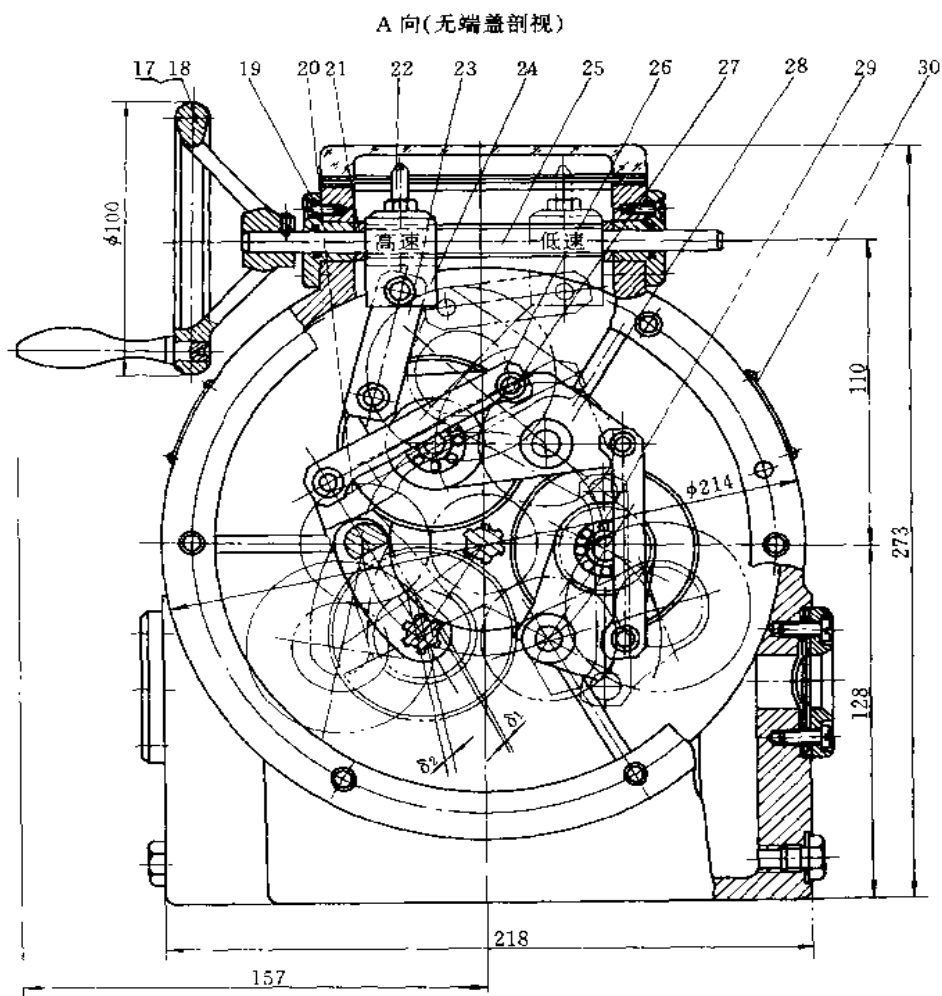


图 1-6-156 弹簧加

1—箱体；2—铜套；3—挡圈；4—挡油板；5—螺钉；6—T形摩擦盘；7—通气器；  
12—挡油圈；13—调速指示板；14—反光板；15—挡油垫；16—垫片；17—手轮；18—手柄；19—压盖；  
28—上摆动板；29—右摆动板；30—标牌；31—挡油环；32—压盖；33—弹簧压盖；34—左压盘；35、36—压  
 $\alpha_2=25$ ；

图 1-6-156 所示为弹簧加压多盘无级变速器的结构图。电动机的动力经由输入轴 39 上的花键驱动锥形摩擦盘 37，由弹簧 35 和 36 的压力作用，在锥形摩擦盘 37 和 T 形摩擦盘 6 接触表面间产生摩擦（牵引）力，驱动三组 T 形摩擦盘转动，然后通过摆动花键轴 9 上的齿轮 10、过渡齿轮 41 及中心齿轮 11，将动力由输出轴 11 输出。调速时，转动手轮 17，经丝杠 25、螺母 24、连板 23 使上摆动杆 28（其左上方以销与连板铰接，左下方装有摆动花键轴 9、齿轮 10 和 T 形摩擦盘 6、中部装有过渡齿轮 41 并以过渡轴 40 与机架铰接，其上方及右侧分别以连杆 26 与左、右摆动板 20、29 相联）上下摆动，以改变轴 9 与 39 的轴心距，从而改变锥形盘的接触半径，以达到变速的目的。调速过程中，过渡齿轮 41 始终与中心轮 11、摆动齿轮 10 啮合且中心距不变，但轮 11 与 10 的中心距是变化的。



#### 无级变速器

8—垫圈；9—摆动花键轴；10—摆动齿轮 ( $m=1.75, z_3=17$ )；11—中心齿轮轴 ( $m=1.75, z_1=21$ )；  
20—左摆动板；21—挡圈；22—指示杆；23—连板；24—调速螺母；25—调速丝杠；26—连杆；27—销轴；  
力弹簧；37—锥形摩擦盘；38—右压盘；39—中心花键轴（输入轴）；40—过渡轴；41—过渡齿轮 ( $m=1.75$ ，  
42—联接板

装配时 T 形盘与锥盘应按实际厚度选配，使每相邻二片锥（或 T 形）盘中所夹的  $s$ （本例  $s=3$ ）片 T 形（锥）盘实际厚度的变动量不大于  $0.02\text{ mm}$ 。若输出轴转速范围达不到技术性能要求时，应将调速螺母 24 适当减薄或增厚，并注意安装位置，调整完毕后在外端面上打上标记。调整调速范围时，应保证中心摩擦盘 37 与摆动轴 9 的最小顶隙  $\delta_1$  和  $s$  组锥盘与 T 形盘的最小径向重叠量  $\delta_2$  均不小于  $2\text{ mm}$ 。这种变速器严禁停车时调速。

技术特性：传递功率  $N=0.8\text{ kW}$ ，输入转速  $n_1=1380\text{ r/min}$ ，变速比  $i=4\sim 1.2$ ，变速范围  $R_b=3.3$ ，输出轴转速  $n_2=345\sim 1140\text{ r/min}$ 。

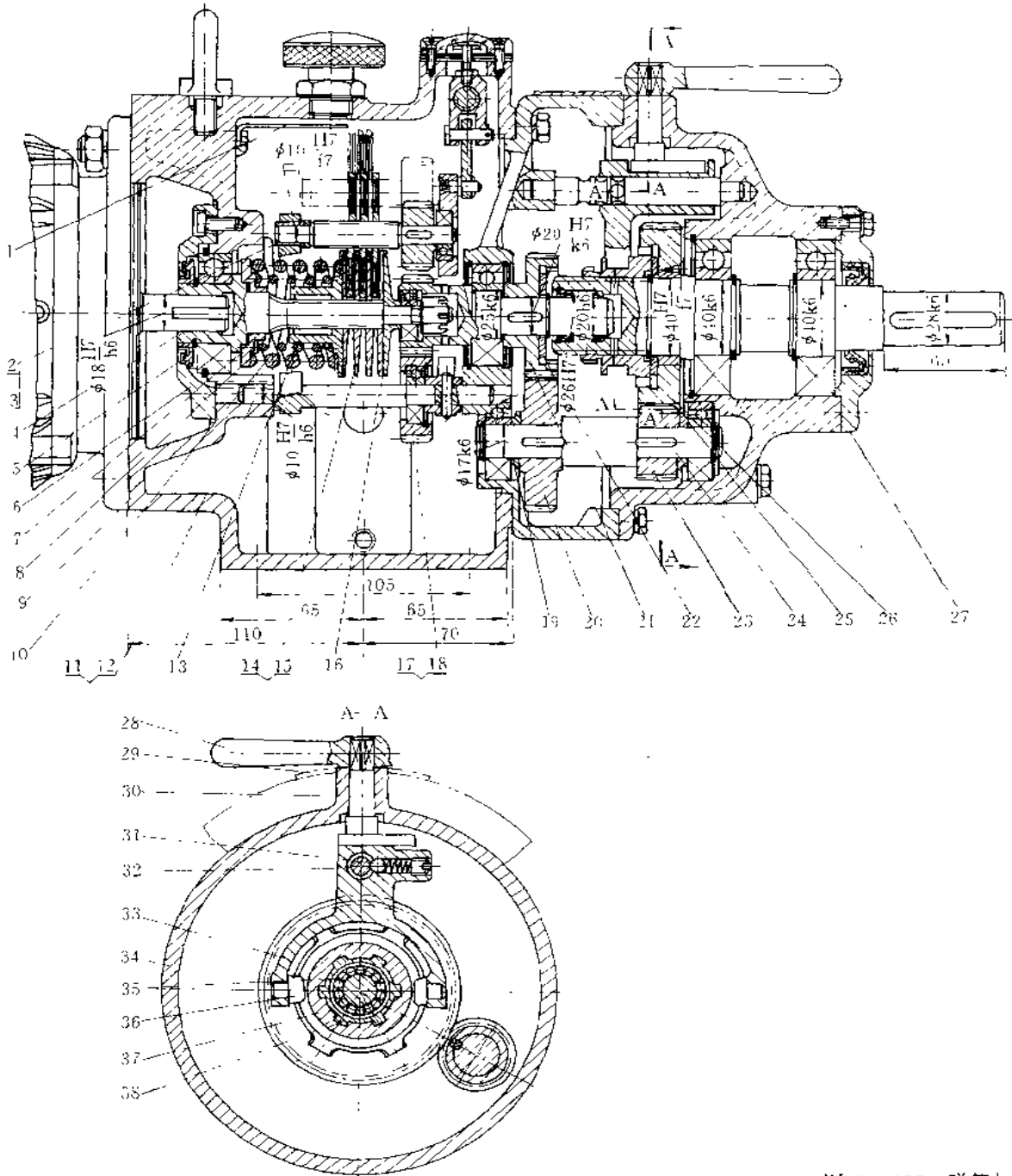
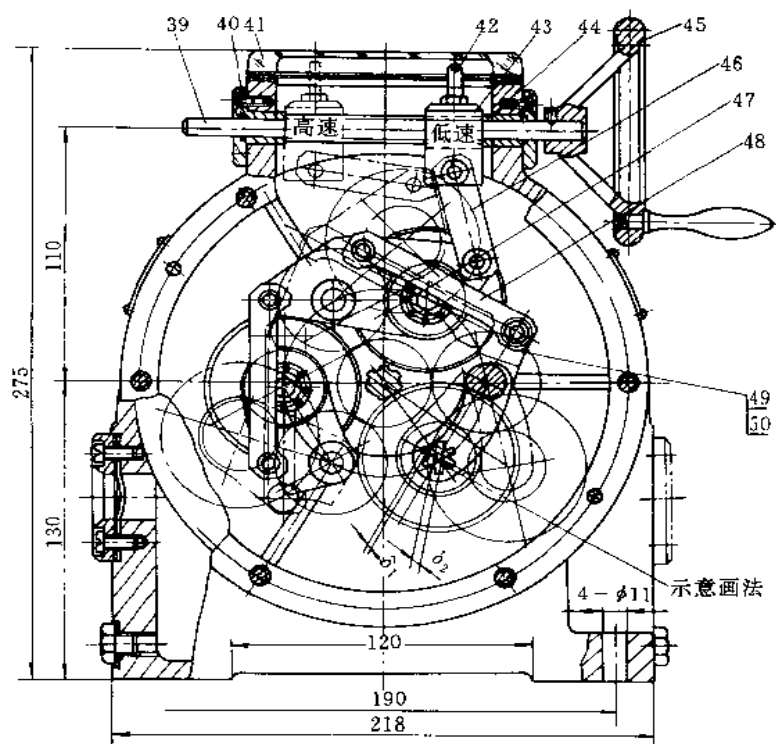


图 1-6-157 弹簧加

- 1—挡油板；2—铜套；3—挡圈；4—中心花键轴；5—挡油圈；6—压盖；7—弹簧压盘；8—压力弹簧；  
 15—U形摩擦盘；16—右压盘；17—过渡齿轮 ( $m=1.75, z=25$ )；18—摆线齿轮 ( $m=1.75, z=18$ )；  
 ( $m=2, z=17$ )；24—齿轮轴；25—垫圈；26—齿轮 ( $m=2, z=46$ )；27—压盖；28—手柄；  
 ( $m=1.75, z=21$ )；36—滑块；37—结合子；38—输出轴；39—调速丝杠；40—压盖；41—调速指示板；  
 49—左摆动板；

图 1-6-157 的变速及加压部分与图 1-6-156 类同，而在输出部分附加了两级齿轮减速装置，可扩大变速范围，构成了减变速器的一种型式。



### 正多盘无级变速减速器

9—箱体；10—压力弹簧；11—过渡轴；12—摆动花键轴；13—左压盘；14—锥形摩擦盘；  
 19—挡圈；20—齿轮 ( $m=1.75, z=38$ )；21—齿轮 ( $m=1.75, z=34$ )；22—垫圈；23—齿轮  
 29—指示牌；30—调速凸轮；31—小弹簧；32—拨叉轴；33—拨叉；34—齿轮箱体；35—中心齿轮轴  
 42—指示杆；43—调速螺母；44—挡圈；45—手轮；46—连板；47—上摆动板；48—连杆；  
 50—右摆动板

技术特性：传递功率  $N=0.4\text{kW}$ ，输入转速  $n_1=1410\text{r/min}$ ，变速比  $i=12.5\sim 1.25$ ，变速范围  $R_1=10$ ，输出轴转速  $n_2=114\sim 1140\text{r/min}$ 。

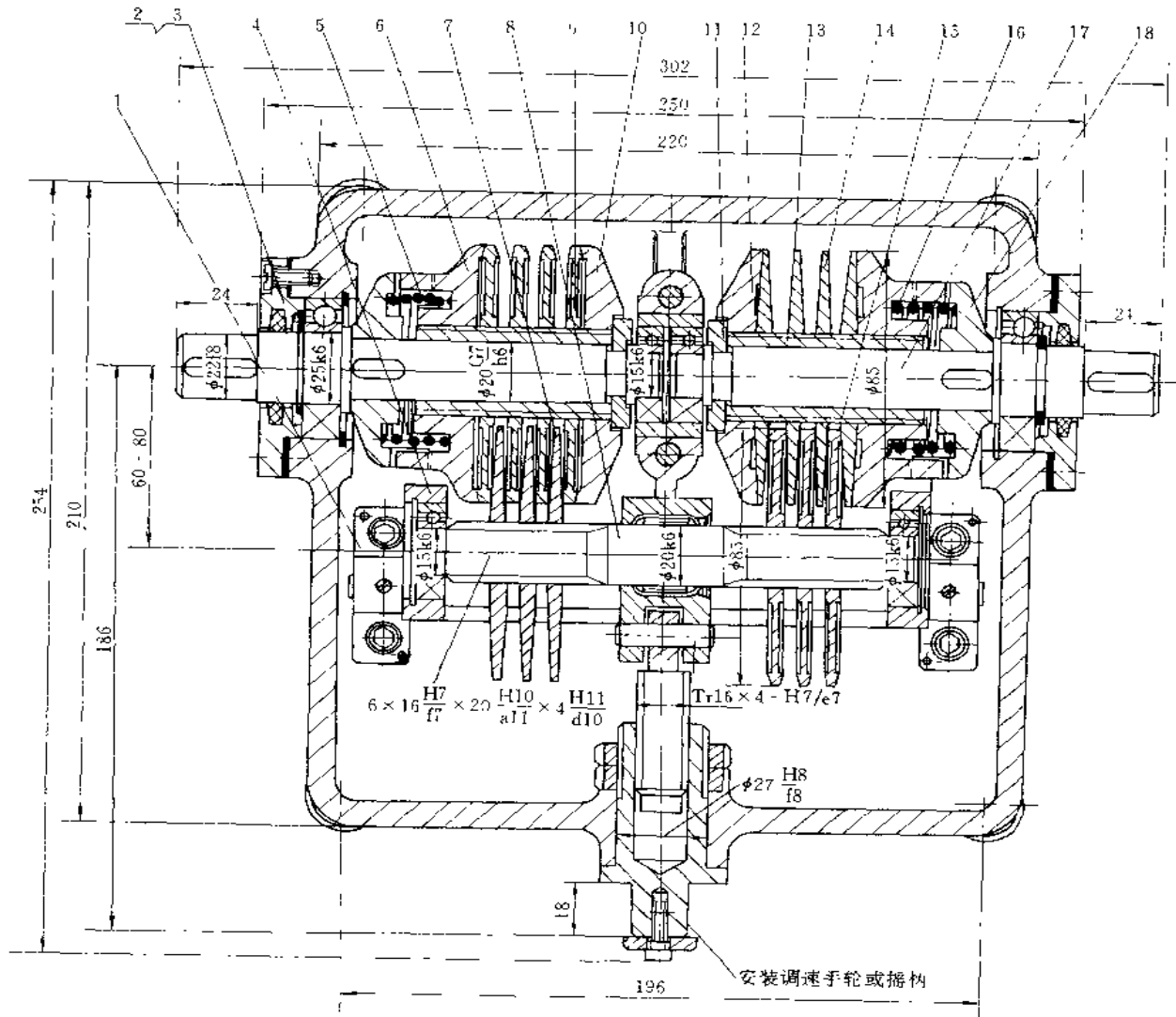
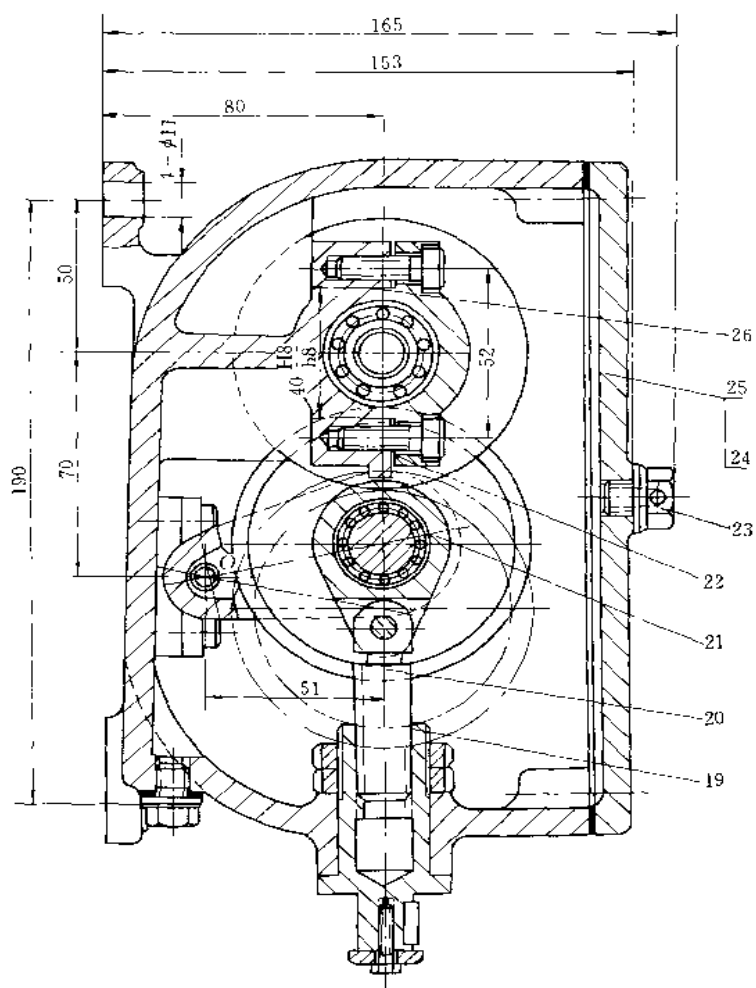


图 1-6-158 弹簧加压同

轴式变速器  
 1—轴承；2—透盖；3—垫片；4—轴；5—弹簧；6—离合器；7—锥形摩擦盘；8—摆动花键轴；9—T形摩擦盘；  
 10—离合器；11—调速轴；12—螺母；13—轴套；14—轴承压盖；

图 1-6-158 所示为弹簧加压同轴式、单流串联两级多盘无级变速器。它在单侧设有摆动轴 8。这种型式变速器传递功率较小，摆动轴 8 可绕固定支点  $O$  摆动，以改变锥盘 14 和 7 的接触半径来改变输出轴转速。当轴 8 绕  $O$  作逆时针摆动时，14 和 7 的接触半径均减小，输出转速减小，反之，则输出转速增大。如将输出轴 17 置于摆动轴 8 的下方，则锥盘 14 和 7 的接触半径一个增大时另一个减小，不能得到大的传动比，因而一般不采用。





级多盘无级变速器（单流串联）

10—压盘；11—挡圈；12—压盘；13—花键轴；14—锥形摩擦盘；15—T形摩擦盘；16—离合器；17—轴；  
23—通气器；24—箱盖；25—垫片；26—箱体

技术特性：传递功率  $N=0.6\text{kW}$ （低速） $\sim 1\text{kW}$ （高速），输入轴转速  $n=400\sim 680\text{r/min}$ ，  
变速比  $i=4\sim 1$ ，变速范围  $R_v=4$ ，调速行程  $S=20\text{mm}$ 。

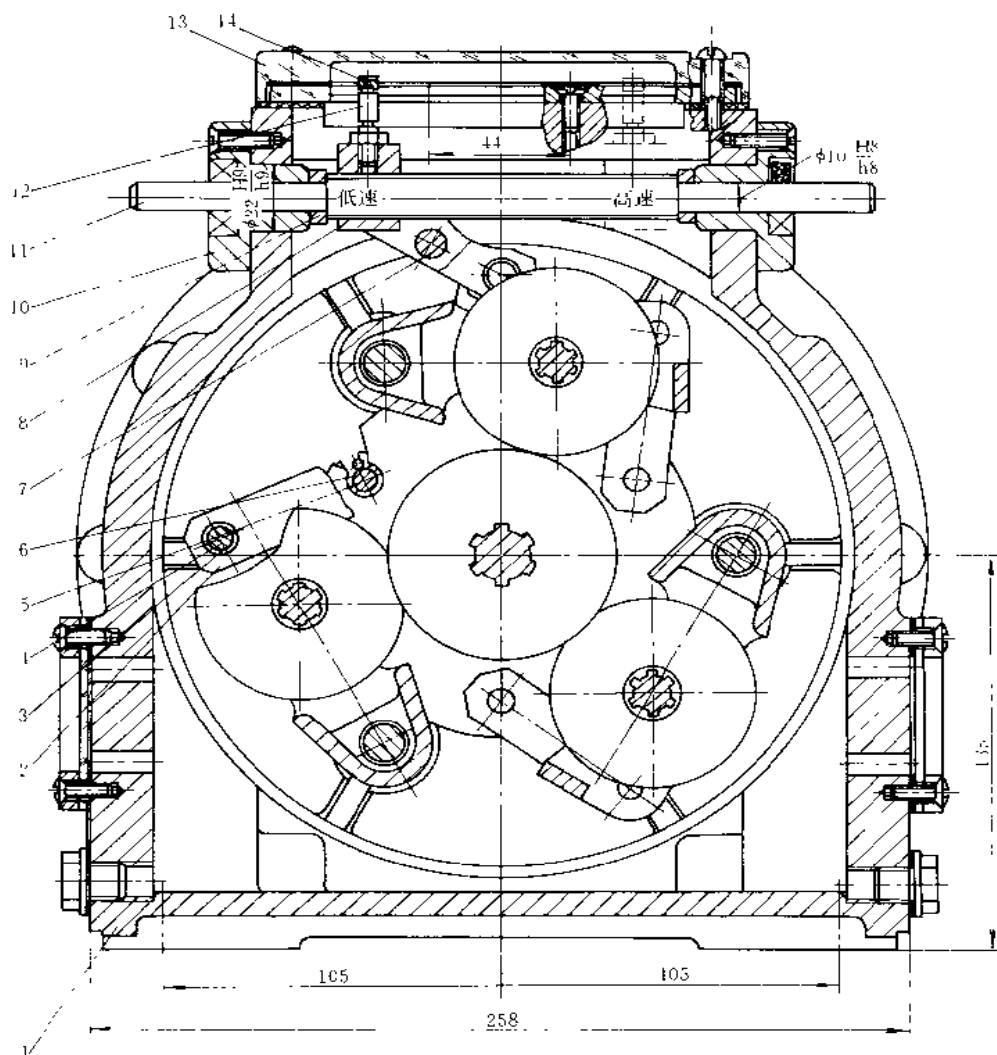
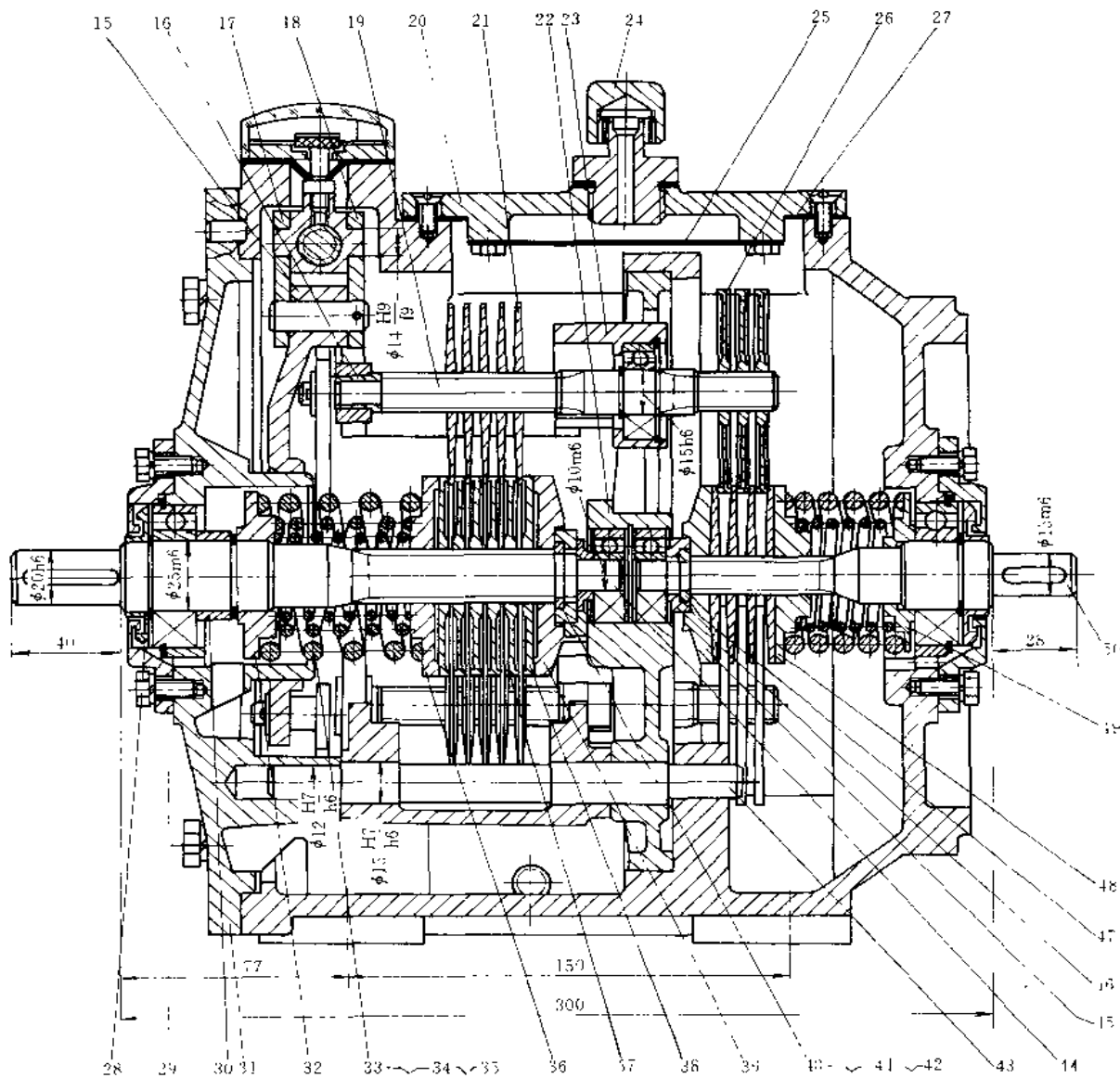


图 1-6-159 弹簧加压两

1—箱体；2—连板；3—衬套；4—轴；5—衬套；6—轴；7—撑销；8—调速螺母；9—挡圈；10—压盖；  
 键轴；20—盖；21—锥形摩擦盘；22—中间支承；23—活动支架；24—加油孔；25—挡油板；26—T形摩  
 37—T形摩擦盘；38—隔离盘；39—压板；40—挡圈；41—锁紧环；42—垫圈；43—过渡轴；

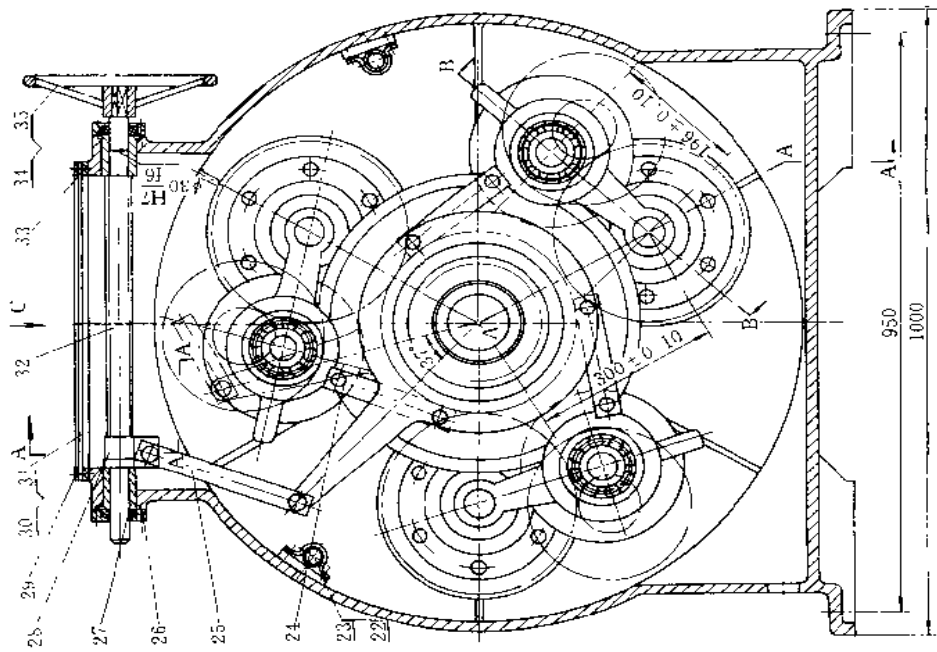
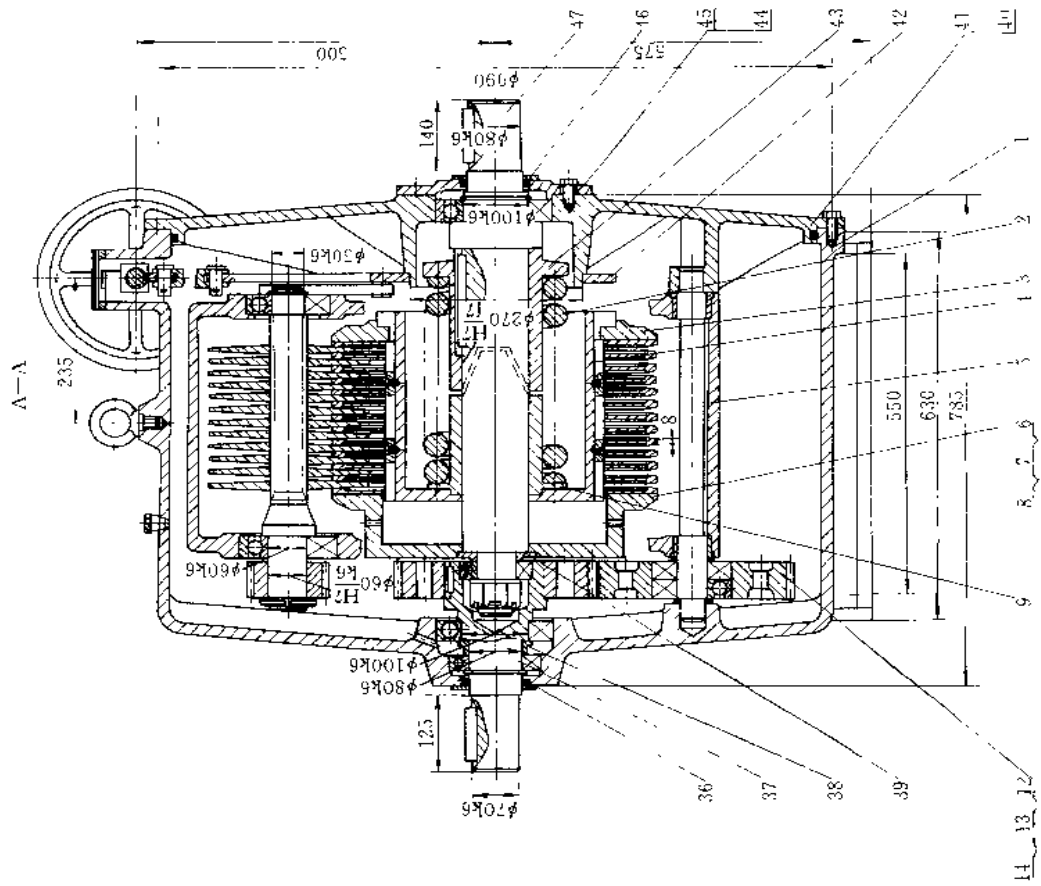
图 1-6-159 所示为弹簧加压同轴式，分、汇流串联两级多盘无级变速器，在三侧设有摆动轴 19。这种型式的无级变速器与图 1-6-156 和图 1-6-157 的相同处是均为多组分汇流传动、弹簧加压；不同之处是图 1-6-156 和图 1-6-157 采用过渡齿轮进行汇流，而图 1-6-159 是摩擦（牵引）汇流，调速机构相似但有差异。图 1-6-159 不同于图 1-6-158 之处是采用了多组分、汇流传动，同时接触区多可传递较大的功率。



级多盘无级变速器（分、汇流串联）

11—丝杠；12—螺栓；13—调速指示板；14—游标；15—调节板；16—衬套；17、18—侧板；19—摆动花  
 擦盘；27—垫；28—挡油圈；29—压盖；30—隔圈；31—盖；32—座圈；33、34、35—弹簧；36—压圈；  
 44—输出轴；45—压圈；46—锁紧环；47—挡圈；48—压圈；49—座圈；50—输入轴

技术特性：传递功率 0.25kW（低速）~0.75kW（高速），输入轴转速 1500~1300r/min，  
 变速比 14~1.4，变速范围 10。



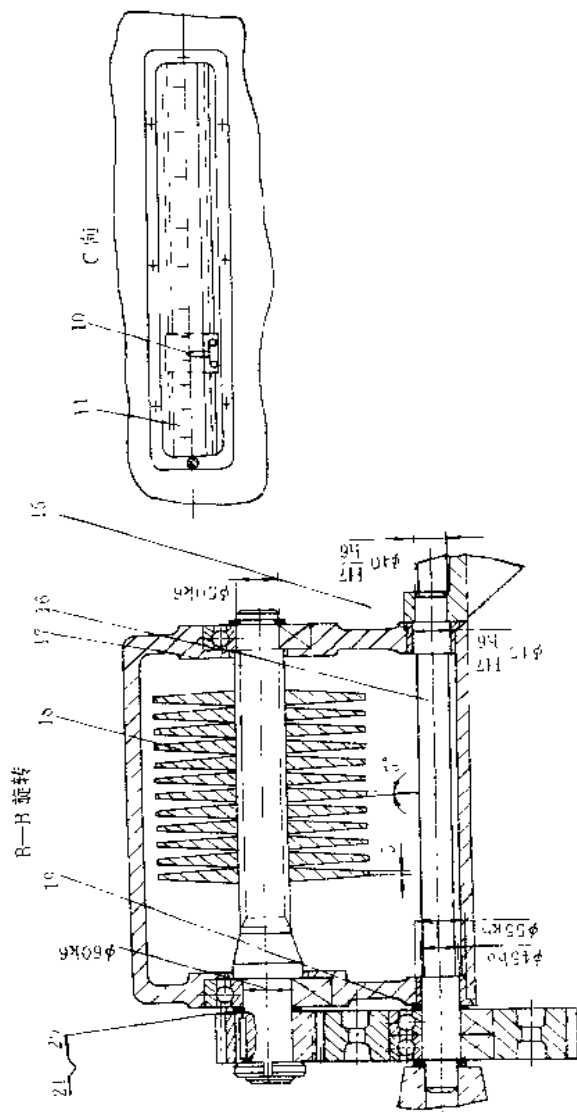


图 1-6-160 凸轮加压多盘无级变速器

- 1 箱体; 2—弹簧; 3—压盖; 4—压紧套; 5—支持架; 6—压盘; 7—隔离盘; 8—T形摩擦盘; 9—调压套; 10 指针; 11 刻度板; 12—中心齿轮 ( $m=4, z=75$ ); 13—过渡齿轮 ( $m=4, z=75$ ); 14—摆动齿轮 ( $m=4, z=23$ ); 15—衬套; 16—过渡轴; 17—锥形摩擦盘; 18—锥形摩擦轴; 19、20、21—垫圈; 22—单管轴; 23—喷油管; 24—衬杆; 25—连杆; 26—端盖; 27—衬套; 28—螺母; 29—压圈; 30—玻璃板; 31—纸垫; 32—丝杠; 33—垫圈; 34—手轮; 35—挡圈; 36—压板; 37—输入轴; 38、39—轴套; 40—橡胶绳; 41—箱盖; 42—调速环; 43—调压套; 44—纸垫; 45—透盖; 46—压板; 47—输出轴

图 1-6-160 是凸轮加压式多盘无级变速器, 它与图 1-6-156 的差别是动力先经三组过渡齿轮 13 分流至三组主动锥形摩擦盘 18, 再经 T 形摩擦盘 8 汇流后经键及输出轴 47 输出; 图 1-6-156 则相反, 动力由输入轴 39 上的花键传至主动摩擦锥盘 37 分流至三组 T 形从动锥形盘 6, 再由三根摆动轴 9 及齿轮 10 汇流至中心齿轮轴 11 及输出轴输出。两种结构中中心齿轮的转速均低于摆动轴上的齿轮转速。它们的调速机构是相同的, 均为螺杆螺母 (滑块)-摆杆机构。当滑块向右移动时, 摆动轴至中心轴的轴心距增大, 主动轮的工作半径增大而从动轮的半径不变, 故输出转速增大; 反之, 则输出转速降低。

多盘无级变速器传递功率的大小取决于压紧力及摩擦盘接触面的多少以及输入轴转速的高低。在压紧力及输入轴转速相同时, 摩擦盘接触面数目愈多则传递的功率愈大。增加摩擦盘接触面数目可以采取增加摆动轴的数目 (最多达 9 根) 以及每根摆动轴上的摩擦盘个数 (最多达 12 片) 的方法。当然, 在不过分增大总体尺寸的条件下, 适当增加摩擦盘的直径也有助于提高传递功率。

技术特性: 传递功率  $N=80\text{kW}$ , 输入轴转速  $n_1=230\text{r/min}$ , 变速比  $i=1.85\sim 0.62$ , 变速范围  $R_n=3$ , 输出轴转速  $n_2=125\sim 340\text{r/min}$ , 锥形摩擦盘工作直径  $80\sim 220\text{mm}$ 。

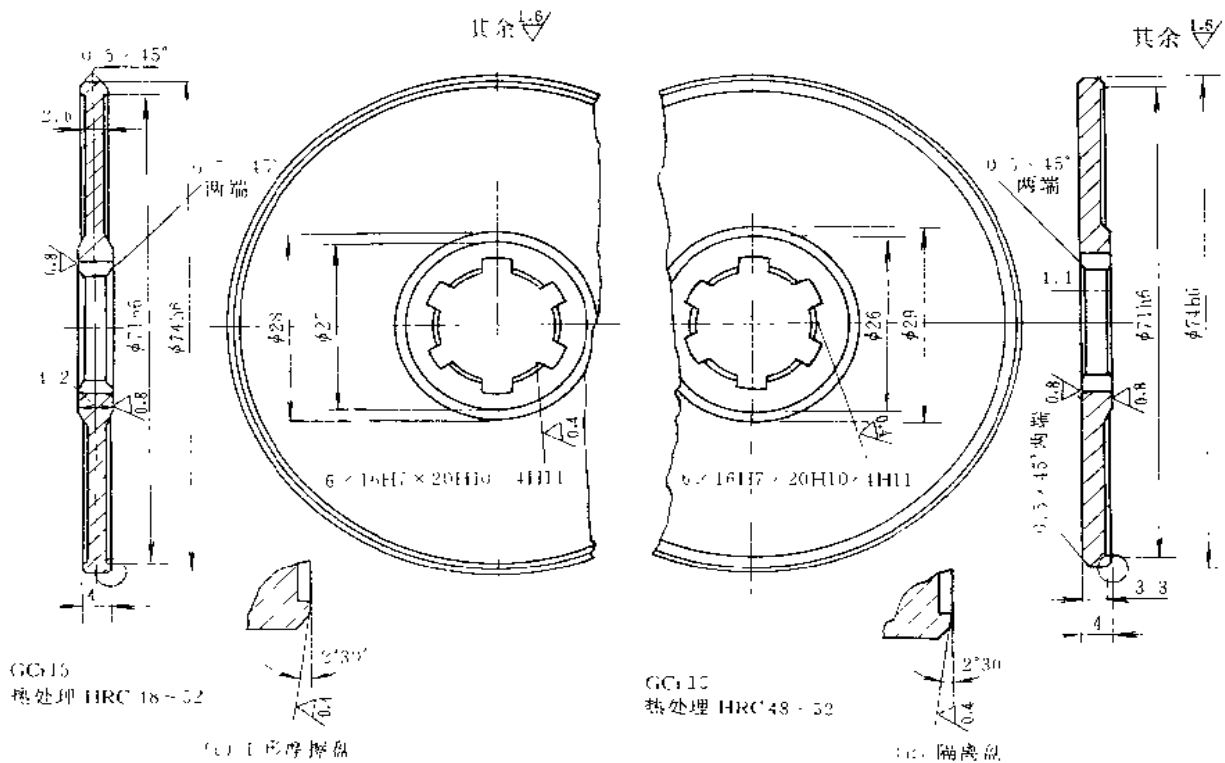
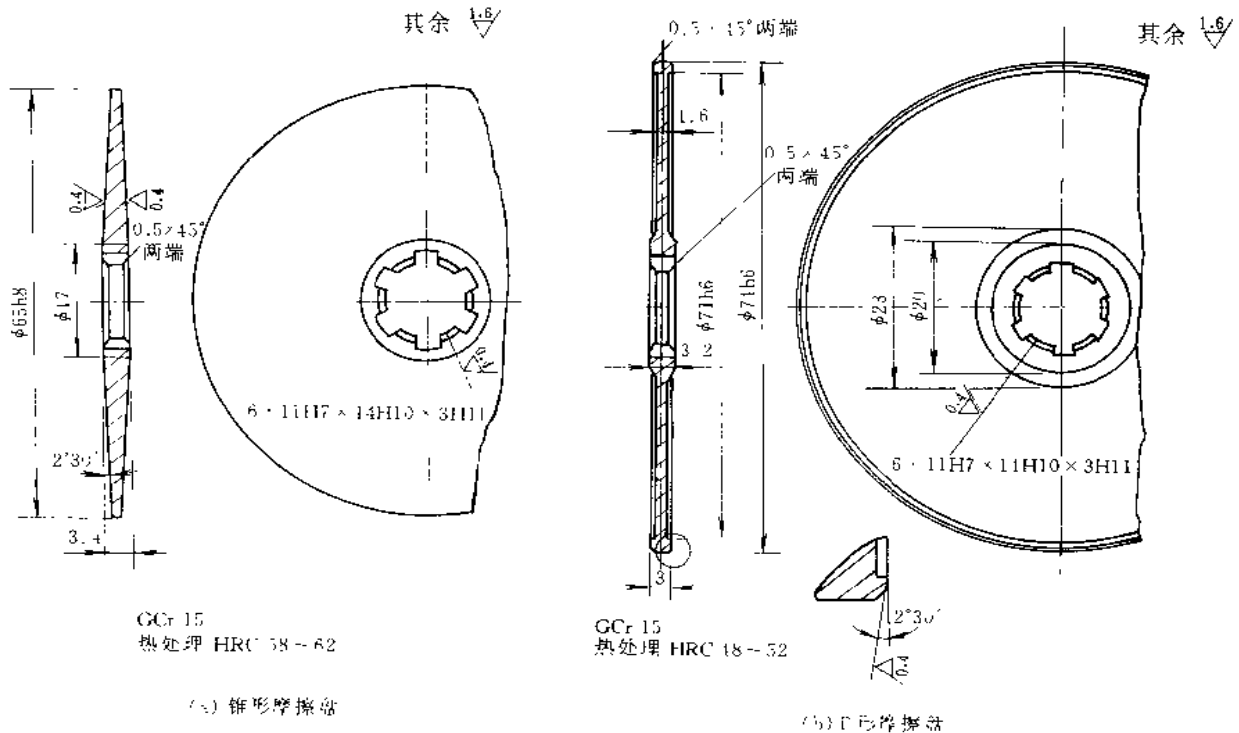


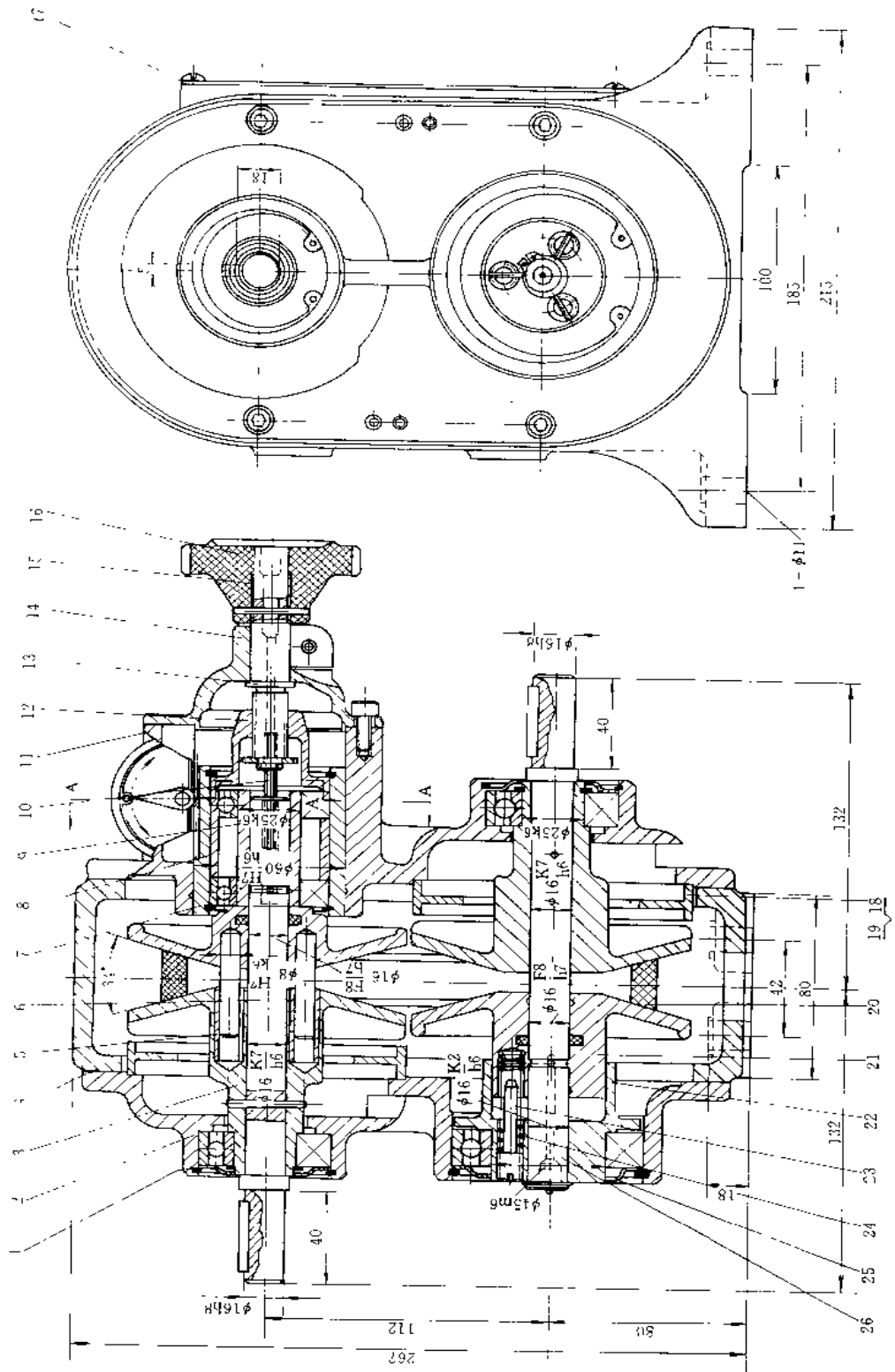
图 1-6-161 多盘无级变速器主要零件

图 1-6-161 所示为锥形摩擦盘、T 形摩擦盘和两端夹紧盘的零件图。摩擦盘上花键轴孔的两端均应倒角，以保证摩擦盘稍有倾斜时，亦能在各自的轴上自由滑动。装配时应将摩擦片分组选择装配，保证三组摩擦片中在同一轴向位置的三个摩擦片实际厚度的变动量不大于

0.02mm；摩擦片均用 GCr15 或 CrW5-60Si2CrA 材料配合，表面硬度在 HRC48~62 范围，主动摩擦片的硬度应略高于从动摩擦盘。

### 11.3 带式无级变速器

带式无级变速器依靠张紧在两平行轴上的主、从动轮上的带与带轮间的摩擦力传递动力，由具有反行程自锁性能的调速机构来调节主、从动轮的工作半径而实现变速。调速时，带可沿径向（表 1-6-7④~⑤）或轴向（表 1-6-7⑥）移动，后者用平带且尺寸大，已少用；前者又分为单变径轮（表 1-6-7③），（变速比小，降或升速型）和双变径轮（表 1-6-7①、②，变速比较大，升降速型）两类。径向移带式无级变速器只采用 V 带（宽型、普通和窄型）和块带两类，它要求带具有良好的纵向挠曲性和横向刚度。宽 V 带内圈表面做成齿形，基面宽度不超过带厚的 3.5 倍，可获得  $R_b < 5$  的调速范围，无级变速带国内尚未标准化，设计者可向带生产厂索取资料。块带为非标准件，它由经油浸过的硬木制成的木块和胶（钢）带组合而成。木块端部做成与带轮锥顶半角相等的斜度，用螺钉夹于带体的上、下两面，以改善带和木块的受力状态并增加摩擦力，有时还在木块的端面加装由皮革制成的上下皮块，以增大摩擦系数。块带重量大，在运行时会产生较大的离心力，因此只适用于输入轴转速不超过 800r/min 的场合。带轮一般用 HT200 铸件或 Q235 钢板焊成再切削成形。带轮曲面母线有直线和曲线两种。由于变速器的带长是恒定的，而在不同速比时所要求的带长是不同的，因此采用直母线锥轮时应采用主、从动轮轴向位移不等的调速补偿机构，而采用曲母线锥轮时则不需调速补偿机构。用调速机构控制带轮移动的可动带轮不需加压装置，压紧力由调速装置施加。不由调速机构控制的可动带轮需设加压弹簧，需获得恒功率特性时，加压弹簧应装在主动轮上，调速机构控制从动侧可动带轮；如需获得恒扭矩特性时，则相反。带轮可动盘与轴之间有滑动间隙，运行时两者之间作周期性的微幅相对运动。加之润滑不良，将导致轴与套之间产生微动磨损而引起损伤和降低寿命。为了减轻微动磨损及使可动盘轴向移动时轻便和不卡住，设计时应使轮毂有足够的长度（一般为轴径的 3~4 倍）和良好的润滑，带轮孔涂覆减摩层（如聚四氟乙烯或镀铜等），轴的表面进行硫氮共渗或磷化处理。





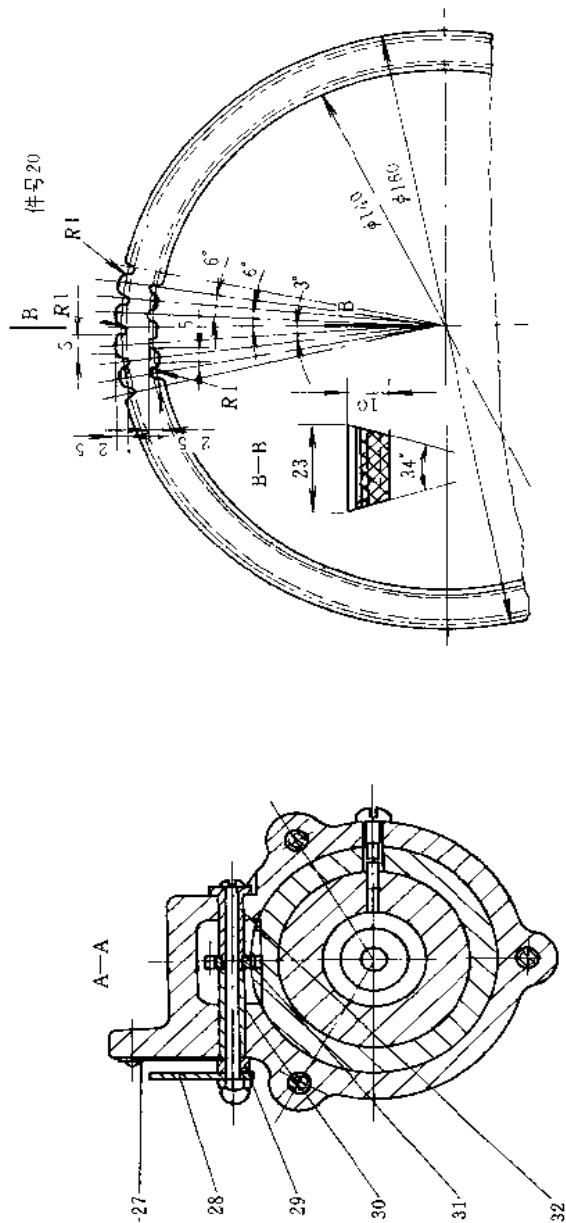
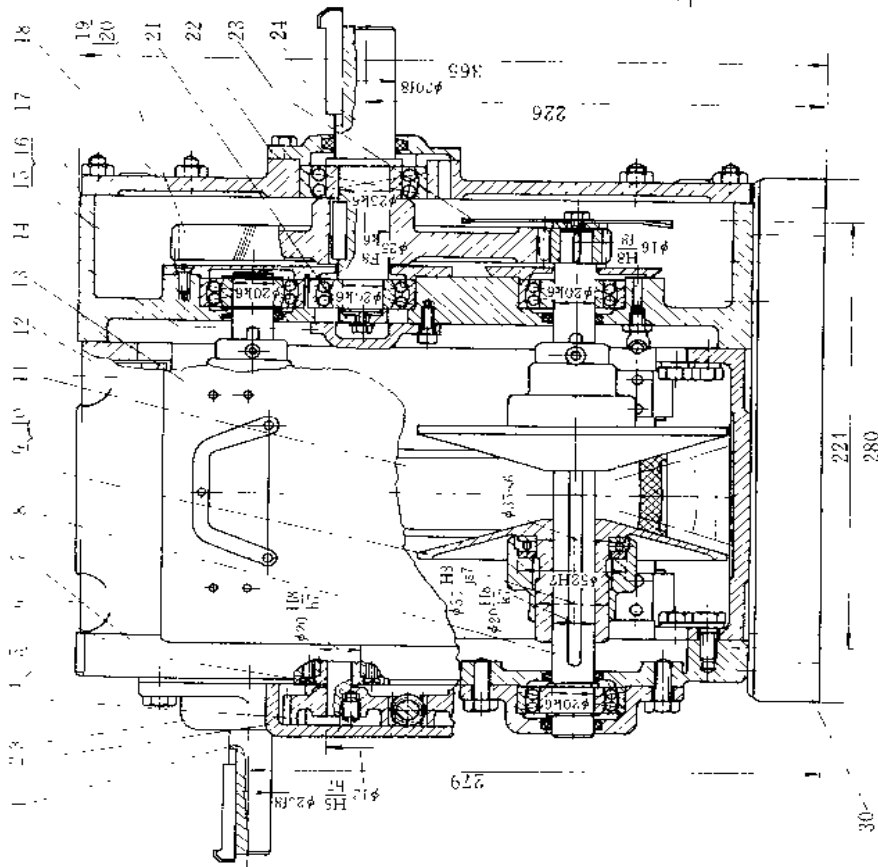
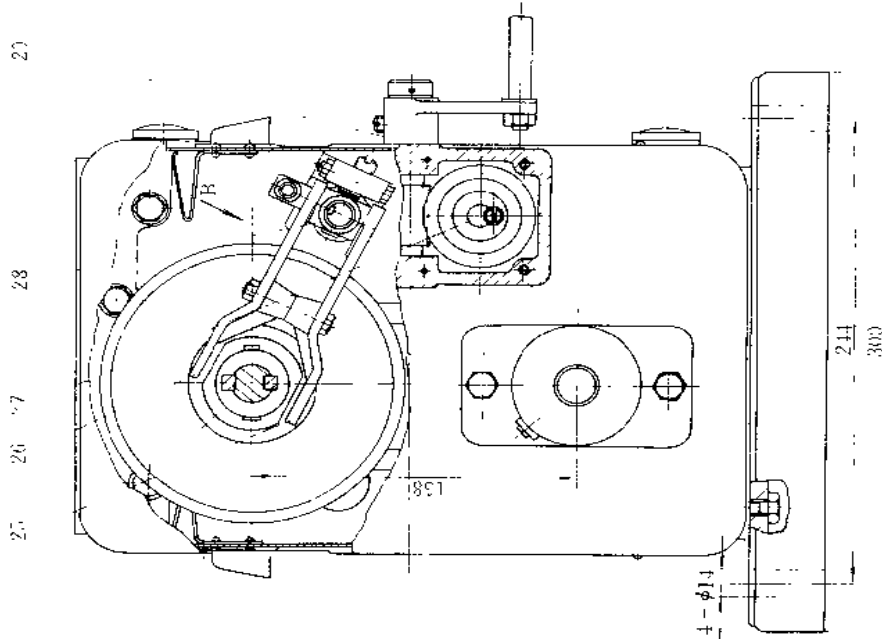


图 1-6-162 带式无级变速器

- 1—盖；2—箱盖；3—固定变速轮；4—箱体；5—精套；6—传动轴；7—调节套；8—挡圈；9—变速带轮；10—油管；  
 11—箱盖；12—调节螺母；13—调节螺杆；14—压盖；15—手轮衬套；16—手轮；17—盖板；18—导风圈；19—螺钉；20—无级变速带；  
 21—变速带轮；22—增压座；23—压弹簧钉；24—弹簧；25…盖；26—轴；27—指示牌；28—指示针；29—挡圈；30—套筒；  
 31—齿轮；32—套筒

图 1-6-162 是一  $R_0=4$  的对称调速型宽 V 带无级变速器。左上和右下两个带轮固定在轴上，右上和左下两个带轮为轴向可移的，左下可动带轮 21 圆周方向均布有三组圆柱螺旋弹簧 24 作为加压力，右上可动带轮 9 由螺旋调速机构 12、13 使之沿轴向左右移动，以达到变速的目的。可动带轮 9 和 21 的轴上均有中心油孔，以保证减少轮孔与轴之间的微动磨损，轮孔中装有密封圈以免润滑油漏入带上对传动不利。两个导风圈 18 设置在左上和右下方以利用通风散热。

技术特性：传递功率  $N=0.4\text{kW}$ ，输入轴转速  $n_1=1370\text{r/min}$ ，变速比  $i=2\sim 0.5$ ，变速范围  $R_0=4$ ，质量  $M=16\text{kg}$ 。



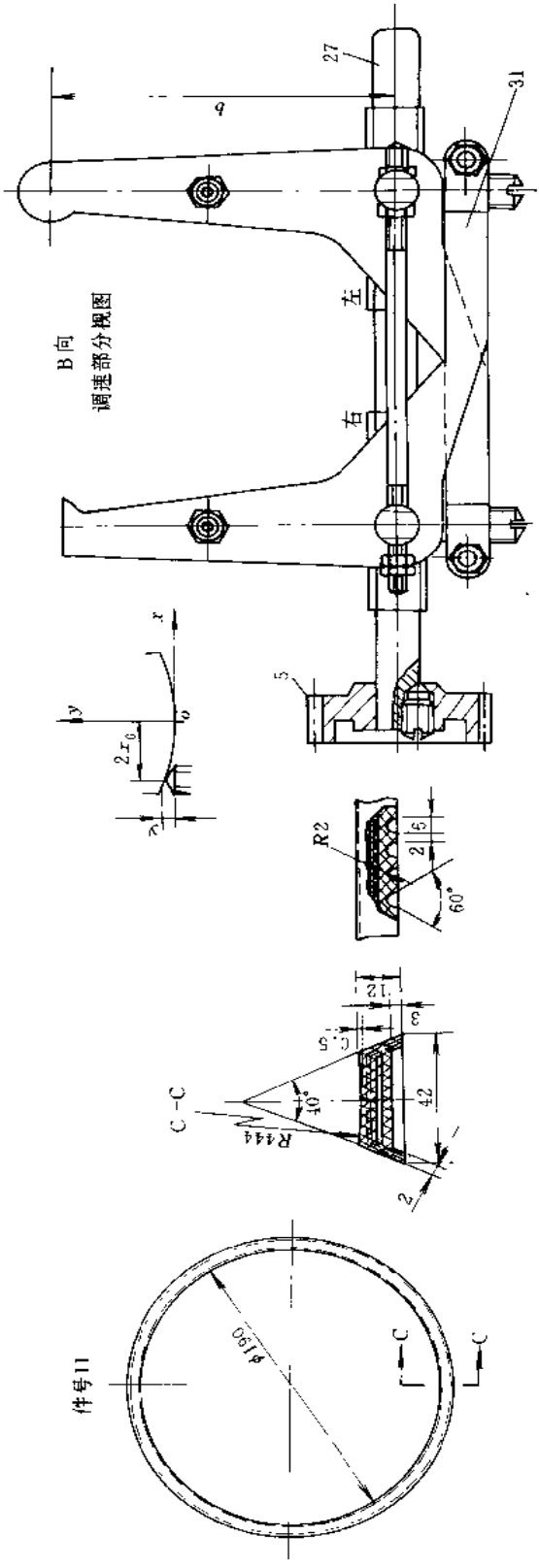


图 1-6-163 带式无级变速器和齿轮减速器的组合

1-轴; 2-齿座; 3-轴衬; 4-蜗轮; 5-蜗杆轴; 6-压盖; 7-左侧箱盖; 8-轴; 9-变速带轮; 10-带套; 11-传动皮带; 12-上下箱盖; 13-前后箱盖; 14、15、16-内盖; 17-箱体; 18-右侧箱盖; 19-小齿轮; 20-大齿轮; 21-轴端盖; 22-轴承盖; 23-润滑油片; 24-齿轮轴; 25、26-拨叉; 27-丝杠; 28-螺母; 29-手柄; 30-箱座; 31-水平杆

图 1-6-163 是一带式无级变速器和齿轮减速器的组合。它具有大的变速比和低的输出转速。其特点在于调速机构，主、从动四个带运输均可沿轴向作相（反）向的开、合运动，以改变主、从动带轮的工作半径而实现变速。转动手柄 29 通过蜗杆 5 驱动两个蜗轮 4，使与蜗轮 4 同轴的两根正、反向丝杠 27 作相反方向转动。每根丝杠上的两个螺母 28 靠拢或分开，每个螺母的上下侧各较接着一对 L 形拨叉 25 和 26。拨叉的一端靠在变速带轮 9 的背面，L 形拨叉的水平杆 31 两端地靠紧在螺母 28 的侧面上，该侧面犹如一移动凸轮。当丝杠转动时，螺母 28 带着 L 形拨叉作轴向移动的同时，螺母 28 侧面的凸缘通过紧定螺钉及 L 形拨叉的水平支杆使 L 形拨叉绕其铰接点作附加转动。L 形拨叉的这种复合运动，使带轮的移动量正好满足直母线带轮在各种速比条件下，都满足带长恒定的条件。凸轮的曲面方程为：

$$y = 2ax_0^2 / (\pi A \cdot b \operatorname{tg} \beta)$$

式中  $a$ 、 $b$ —L 形拨叉的水平和铅垂臂长； $x_0$ —带轮相对于  $i=1$  时的位移量； $A$ —主、从动轮的中心距； $\beta$ —V 形带的半楔角。

由于变速器采用了蜗杆、蜗轮及丝杆调速机构，调速细微、可靠且有自锁性。  
 技术特性：传递功率  $N=1\text{kW}$ ，变速比  $i=2\sim 21$ ，变速范围  $R_0=10.5$ 。

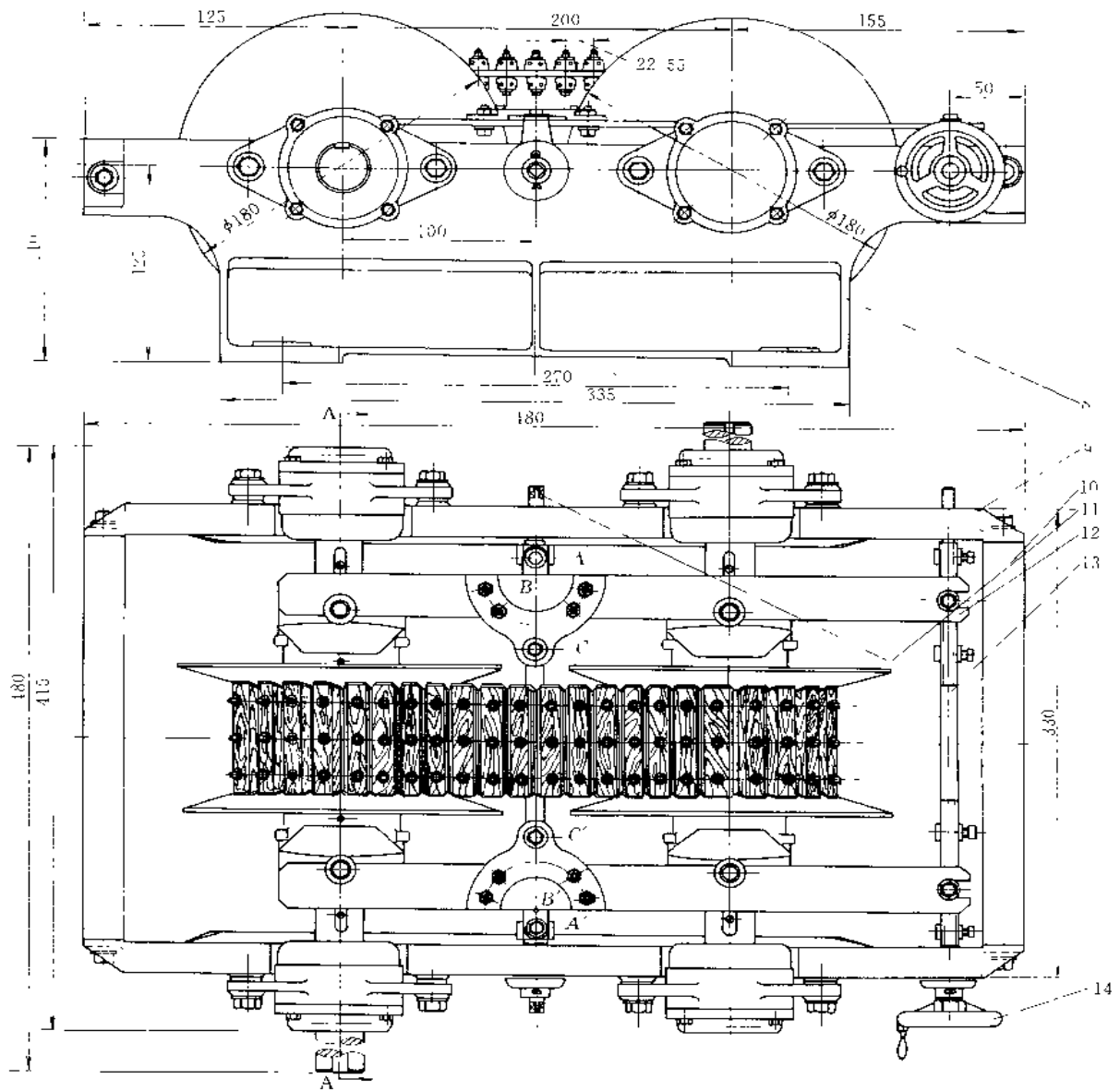
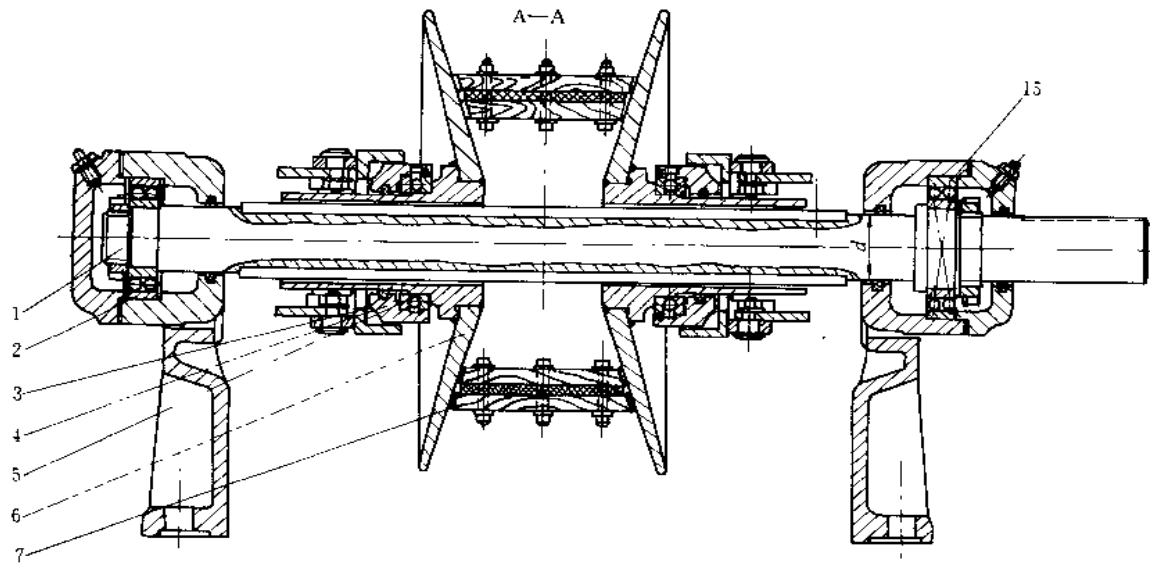
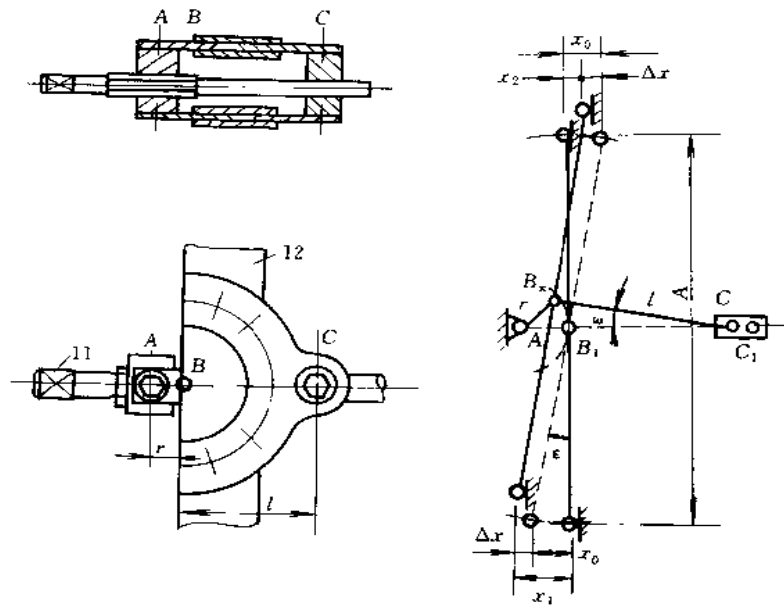


图 1-6-164 块带式

1—轴；2—调心轴承；3—上推调节离合器；4—止推轴承外壳；5—止推轴承；6—带轮；7—块带；8—前支座；



调速补偿机构



## 无级变速器

9—后支座；10—横梁；11—校正螺杆；12—调速杠杆；13—丝杠；14—手轮；15—轴承

图 1-6-164 所示为块带式无级变速器。7 为块带，用钢板焊接切削成形的四个带轮 6 两两分装于主、从动轴上，且均可沿轴向作反向移动。以实现改变带轮工作半径而实现变速。带轮为直母线圆锥面。为了满足在不同速比下带长不变的条件，采用了主、从动带轮不等量位移的调速机构。转动手轮 14，使具有正、反螺旋的丝杠 13 通过螺母带动两个调速杠杆 12 反向转动某一角度  $\epsilon$ 。杆 12 上固连的半圆板在 C 处与螺杆 11 光杠部分的滑块呈铰接，半圆板缺口部分与在 A 处与螺杆 11 上螺母呈铰接的凸半圆板组成转动副（转动中心为 B）。因此当杠杆 12 绕 B 转动  $\epsilon$  角度时，由于  $\overline{BC}$  与杆 12 固联，因而  $\overline{BC}$  将绕 C 点相对于丝杠轴线也转过  $\epsilon$  角，这时  $\overline{AB}$  将绕 A 转过一个相应的角度而到  $B_2$ 。这样杠杆 12 所作的运动是一个复合运动，即先绕  $B_1$  点转  $\epsilon$  角，然后随着  $\overline{AB}$  绕 A 转到  $B_2$  时作平移。这样杆 12 上、下端滚子处的水平位移分别为  $x_2 = x_0 - \Delta x$  和  $x_1 = x_0 + \Delta x$ ，从而解决了在不同速比时带长不变的问题。调速补偿机构实际上是一个曲柄滑块机构。

技术特性：传递功率  $N = 1.5 \text{ kW}$ ，输入转速  $n_1 = 540 \text{ r/min}$ ，变速比  $i = 2.25 \sim 1/2.25$ ，调速范围  $R_b = 5$ ，质量  $M = 47 \text{ kg}$ 。

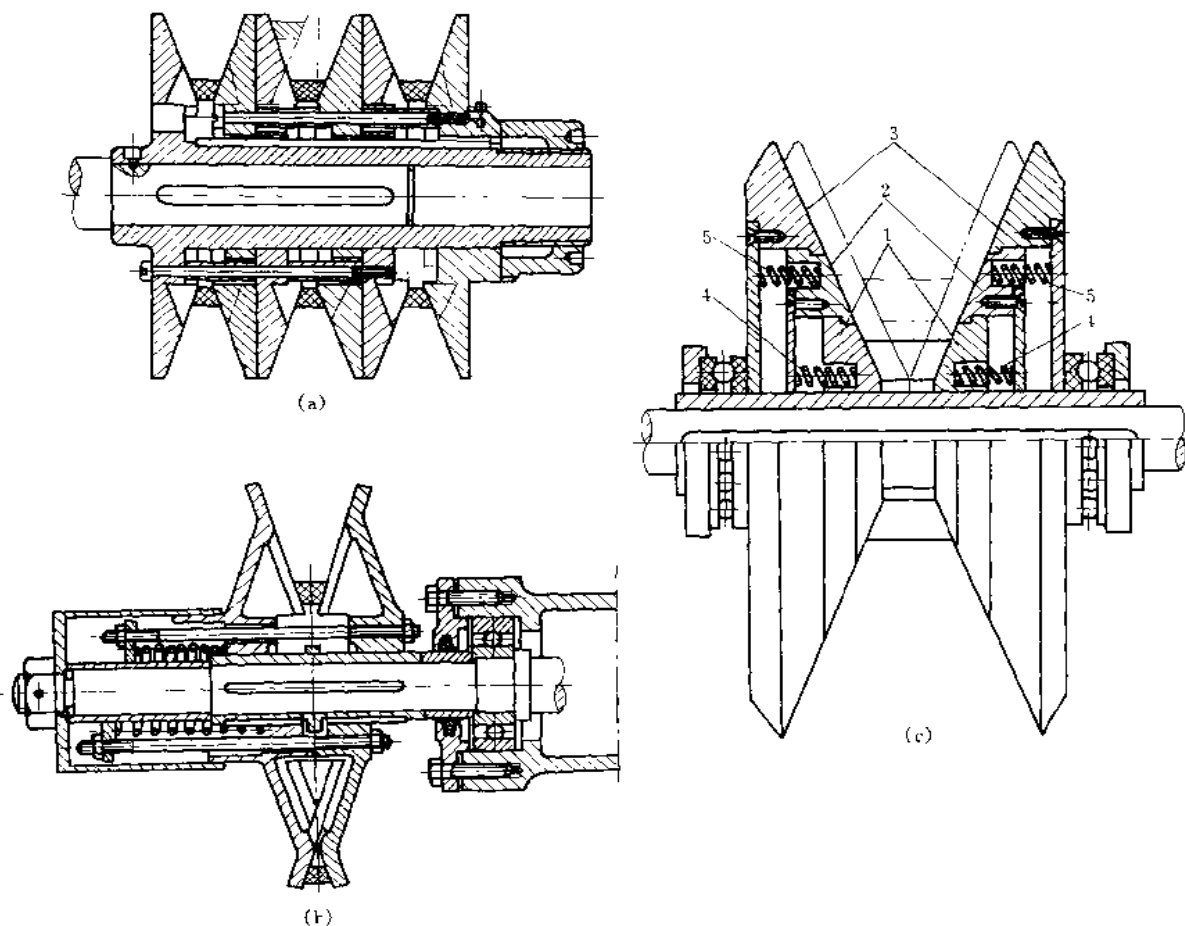


图 1-6-165 普通 V 带无级变速器的带轮结构

(a)、(b) 切口带轮；(c) 组台带轮

1、2、3—锥盘；4、5—弹簧组

图 1-6-165 是两种用于普通 V 带或窄 V 带无级变速器中用以扩大变速比的带轮结构。图

a 和 b 是切口带轮, 同轴两个带轮中的一个带轮的径向凸起部分可嵌入另一带轮的切口部分, 这样增大了带轮的轴向移动量, 从而增大了带轮的工作半径改变量。为了减少带轮对带的磨损, 切口锐角应倒圆。图 c 是组合式带轮, 它由大小不同的三组带轮组合而成。图 c 所示位置为带处于带轮的最小工作半径位置; 当调速到锥盘 1 的小端端面接触时, 带已移至锥盘 2 上工作, 这时锥盘 2 和 1 的半径差为  $\Delta r = 0.5b_1 \cot(\varphi/2)$ , 如左、右两锥盘继续合拢, 锥盘 1 将压缩弹簧组 4; 这时, 带在中间锥盘 2 上工作, 直到锥盘 2 的小端端面接触时, 带在锥盘 3 上工作; 锥盘 2 进一步合拢时, 盘 2 将压缩弹簧组 5, 直到锥盘 3 的小端接触时, 带在带轮最大工作半径上工作, 不能再进一步调速。如令  $d_1$  为锥盘 1 的最小直径, 则锥盘 2 和 3 的最小直径将分别为  $d_2 = d_1 + b_1 \cot(\varphi/2)$ ,  $d_3 = d_1 + 2b_1 \cot(\varphi/2)$ , 锥盘 3 的最大直径为  $D_3 = d_1 - 3b_1 \cot(\varphi/2)$ 。式中  $b_1$  为带的底部基准宽度,  $\varphi$  为带的楔角。为了使各锥盘交界处不形成磨损带的棱, 在装配组合带轮时, 应使弹簧组 4 和 5 的预紧力  $Q_4 = \frac{(1.1 \sim 1.2)P_1 \cos(\varphi/2)}{2\mu}$ ,  $Q_5 = \frac{(1.21 \sim 1.4)P_1 \cos(\varphi/2)}{2\mu}$ 。式中,  $P_1$  为带的有效圆周力,  $\mu$  为带与轮的摩擦系数,  $\varphi$  为带的楔角。

#### 11.4 链式无级变速器

链式无级变速器按所用链条及传力方式的不同分为: 滑片(齿)链式(已标准化 JB/T 6952-93)和辊链式两大类。

它们的主要结构是由两对可动链轮分装在三根平行轴上, 链条张紧在两对链轮间; 通过手轮转动具有正反旋向的丝杠, 经螺母、杠杆使一根轴上两链轮合拢(分离)的同时, 另一根轴上的两链轮分离(合拢), 改变了链条与两个链轮的工作半径, 以实现变速。滑片(齿)链的滑片束与齿式链轮锥面上的凹凸齿接触时, 过齿成形, 依靠啮合与摩擦的双重作用来传力。人们常错误地认为它是啮合传动, 但两链轮的齿数均为 60, 按啮合传动原理是不能变速的, 并且实践中发现滑片链与齿间有滑动而形成丢转, 因此, 应该属于准形封闭传动。滚子链(包括圆柱滚子、套环和摆梢等)式变速器则是依靠链条上的滚子与光面链轮间楔形效应所产生的摩擦(牵引)力来传动的。滑片链变速器链与轮间的压紧力仅为辊链者的  $\frac{1}{3} \sim \frac{1}{4}$ 。

与带式无级变速相仿, 链式无级变速器在不同速比时所需的链长是不同的, 而实际使用的链长是固定不变的。为了解决这一矛盾, 链轮的锥面母线应做成曲线(或以圆弧近似), 否则, 需要在调速机构中增设位移补偿机构(见图 1-6-164 的说明)。

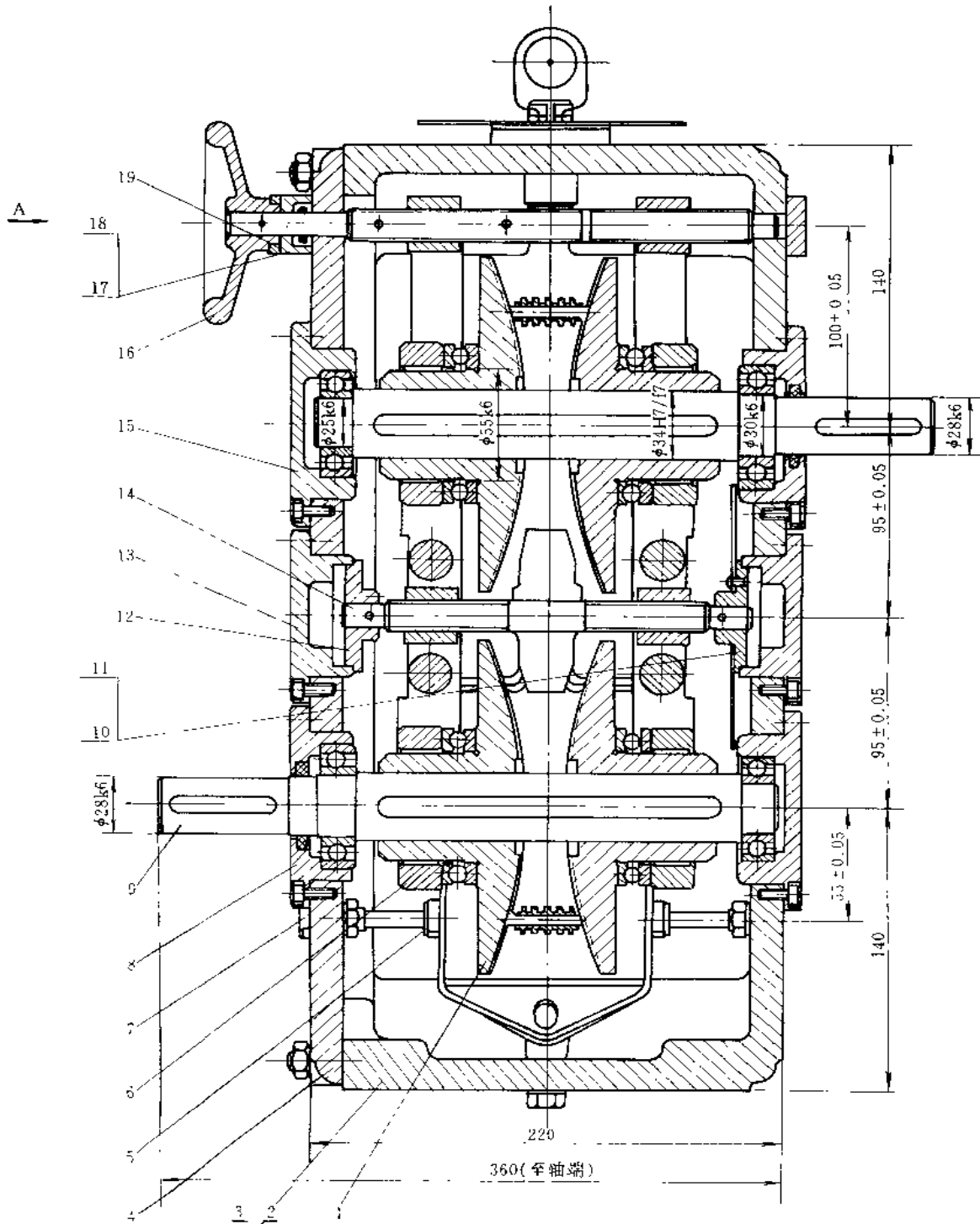
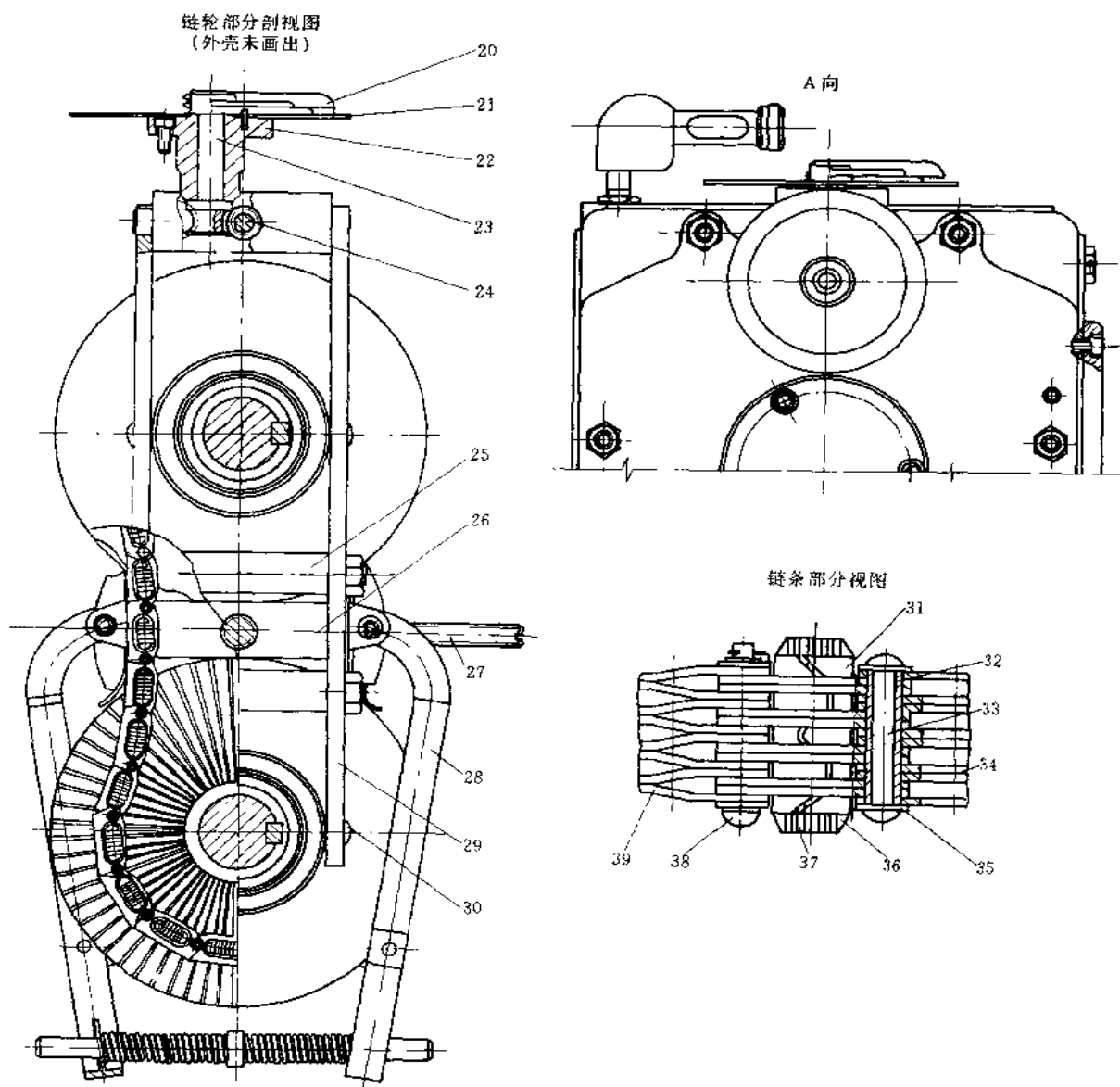


图 1-6-166 基本型滑

1—摩擦盘;2—箱体;3—上盖板;4—盖板;5—连板;6—压环;7—特殊螺钉;8—轴承盖;9—轴;10—轴座;11—调整定位板;  
22—法兰盘;23—螺母轴;24—调节丝杠;25—支杆;26—螺母;27—定位螺钉;28—压脚机构;29—杠杆;30—

图 1-6-166 所示为基本型链式无级变速器。低速时, 加压装置一般采用压脚机构 28 来实现。它实际上是弹簧加压, 促使链条压紧在链轮上并产生一定的预紧力, 并可抑制运行中链条的横向跳动。链条使用一段时间后将会有所松弛, 这时应通过调节丝杠 14 来调节杠杆 29 靠近

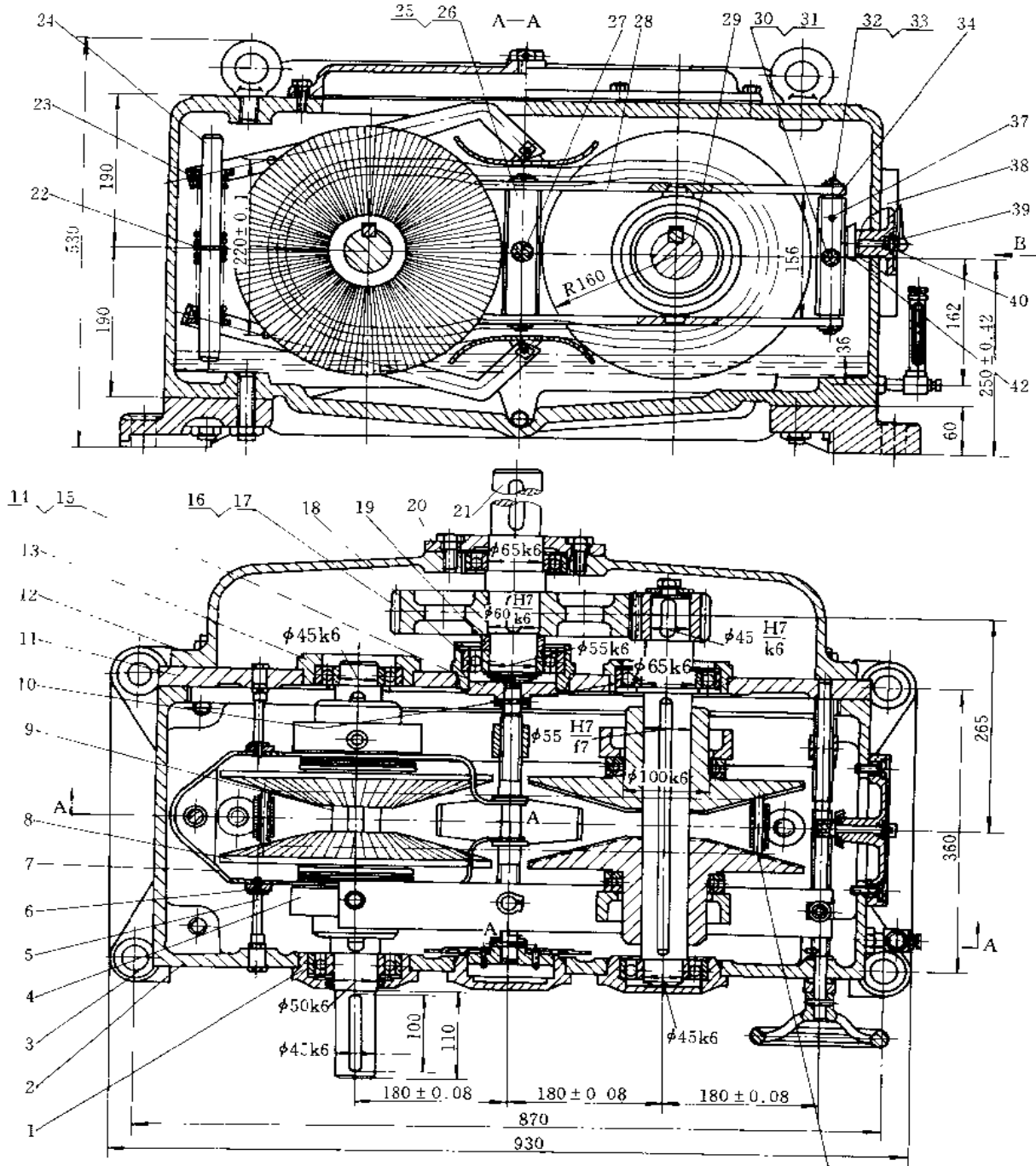




### 片链式无级变速器

12—轴座;13—轴盖;14—调节丝杠;15—轴承盖;16—手轮;17—法兰;18—垫;19—弹簧圈;20—指针;21—指示盘;  
销轴;31—摩擦壳;32—衬圈;33—销轴;34—链片;35—垫圈;36—半圆销;37—摩擦片;38—活销轴;39—链片  
(张紧)或远离(使链放松)。

技术特性:电机功率  $N=2.8\text{kW}$ , 输入轴转速  $n_1=720\text{r/min}$ , 变速范围  $R_b=6$ , 输出轴转速  $n_2=295\sim 1770\text{r/min}$ , 输出功率  $N=1.12\sim 2.24\text{kW}$ 。



链条 39 节

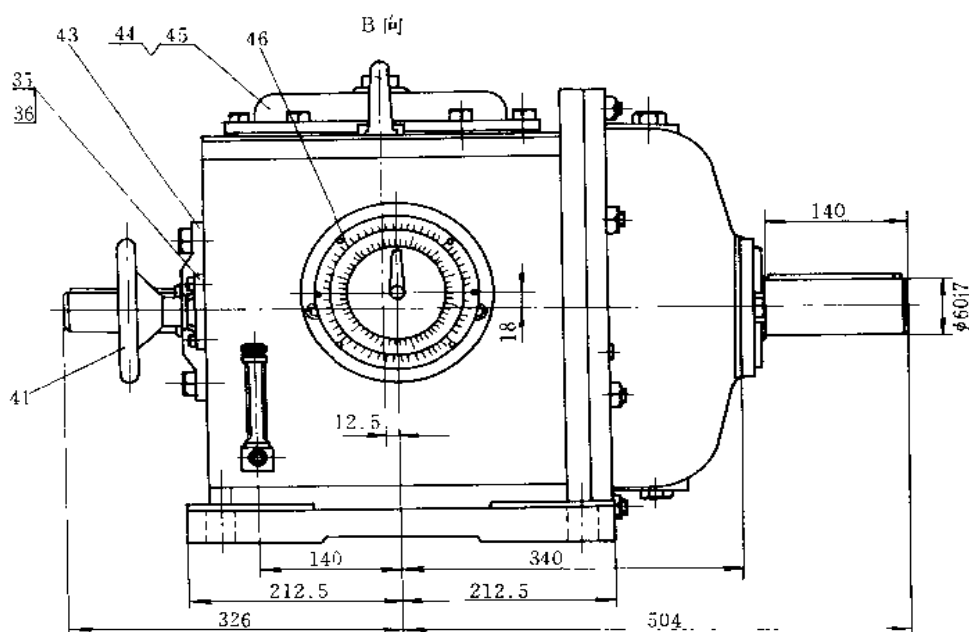


图 1-6-167 孳生型滑片链式无级变速器

1—轴承盖；2—箱体；3—底座；4—调节环；5—压板支架；6—连板；7—压板；8—链轮；9—输入轴；  
 10—轴承盖；11—侧盖；12—齿轮箱体；13—轴承盖；14—调节盘座；15—调节盘；16、17—齿轮；18—  
 轴承盖；19—挡圈；20—轴承盖；21—输出轴；22—弹性挡圈；23—压力弹簧；24—弹簧心轴；25—右支架；  
 26—左支架；27—调节丝杆；28—调速杆；29—传动轴；30—调速丝杠；31—垫片；32—左旋调速丝杠支架；  
 33—右旋调速丝杠支架；34—滑动环；35—调速丝杠支架；36—弹簧紧圈；37—止动杆；38—示速盘座；39—  
 指针；40—指针齿轮轴；41—手轮；42—挡油环；43—轴承盖；44—箱盖；45—垫；46—调速指示盘

图 1-6-167 所示链式无级变速器是基本型（图 1-6-166）的孳生型。它是在基本型输出轴上加装一对齿轮 16、17，达到变速和减速目的。

技术特性：传递功率  $N=13\text{kW}$ ，输入轴转速  $n_1=720\text{r/min}$ ，变速比  $i=8.4\sim 1.4$ ，齿轮减速比  $i=3.4$ ，调速范围  $R_b=6$ ，输出轴转速  $n_2=520\sim 87\text{r/min}$ ，输出功率  $N=10.4\sim 5.6\text{kW}$ 。

链轮部分视图(减速器外壳未示)

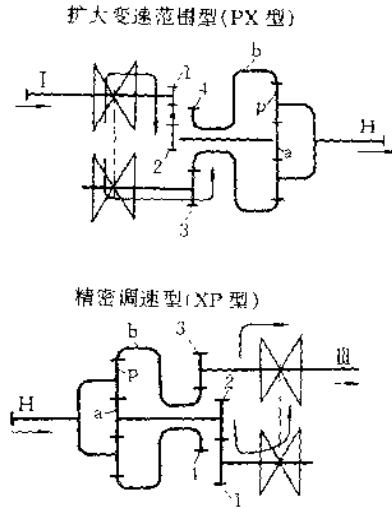
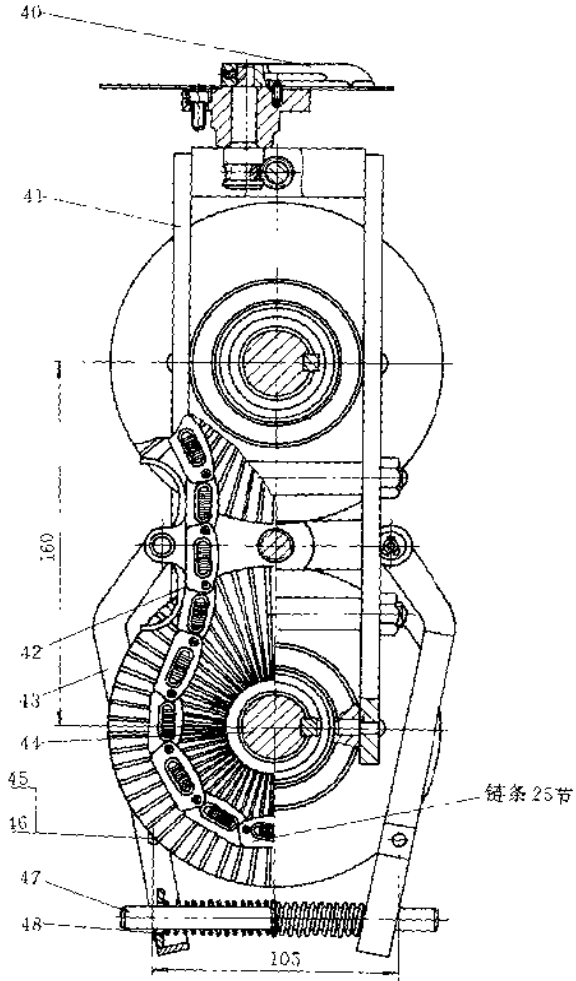
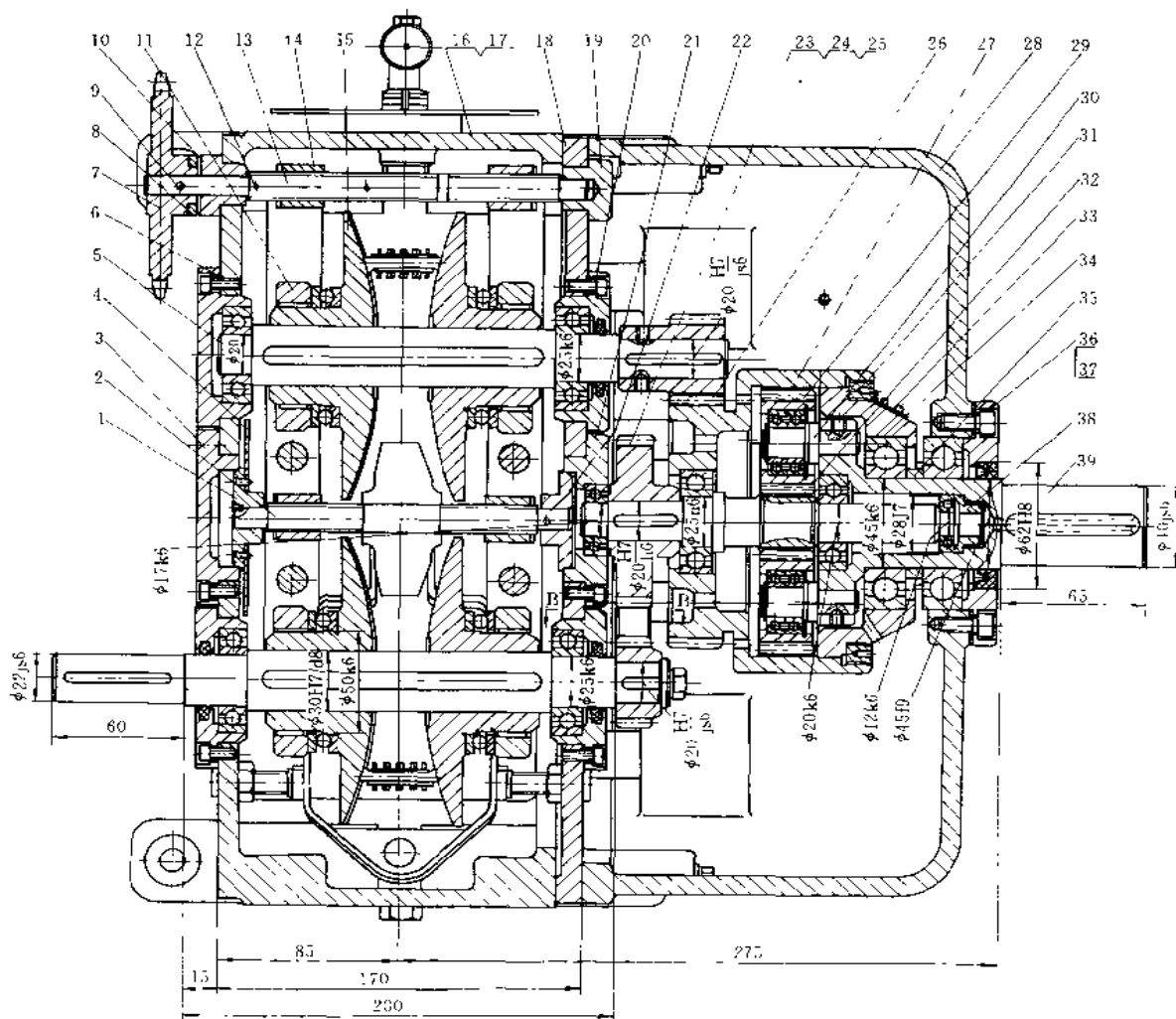


图 1-6-168 封闭行星

- 1—轴座; 2—调节丝杠; 3 法兰盘; 4—定位板; 5—输出轴; 6—压盖; 7—链轮; 8—张紧圈; 9—圆簧销;  
 18—箱盖; 19—轴承; 20、21—轴承盖; 22—轴座; 23—齿轮 ( $m=2, z=40$ ); 24—齿轮 ( $m=2, z=21$ );  
 25—齿轮 ( $m=2.25, z=56$ ); 28—箱盖; 29—齿轮 ( $m=2.25, z_c=21$ ); 30—小轴; 31—螺母;  
 38—轴套; 39—转臂轴; 40—指示机构; 41—支架; 42—压脚; 43—压脚架;

图 1-6-168 是用一基本型链式无级变速器(图中为  $P_1$  型)的输入轴 44 和输出轴 5 去封闭一 2K-H 单排差动轮系的齿轮轴 32 和内齿轮 27 而得的封闭行星链式无级变速器, 称为 PX 型行星链式变速器。动力由 2K-H 差动轮系的转臂轴 39 输出。这种变速器可以扩大变速比和输出转速范围, 但不能扩大传递的功率。用基本型变速器的输入、输出轴去封闭 2K-H 差动轮系有三种可能, 图示是常用的方案。另外二种方案是: 封闭小齿轮和转臂轴经内齿圈轴输出动力; 封闭内齿圈和转臂轴经小齿轮轴输出动力。反之, 动力由 2K-H 差动轮系的一根轴输入, 而用基本型链式无级变速器的两根轴去封闭 2K-H 差动轮系剩余的两根轴后, 动力由链式无



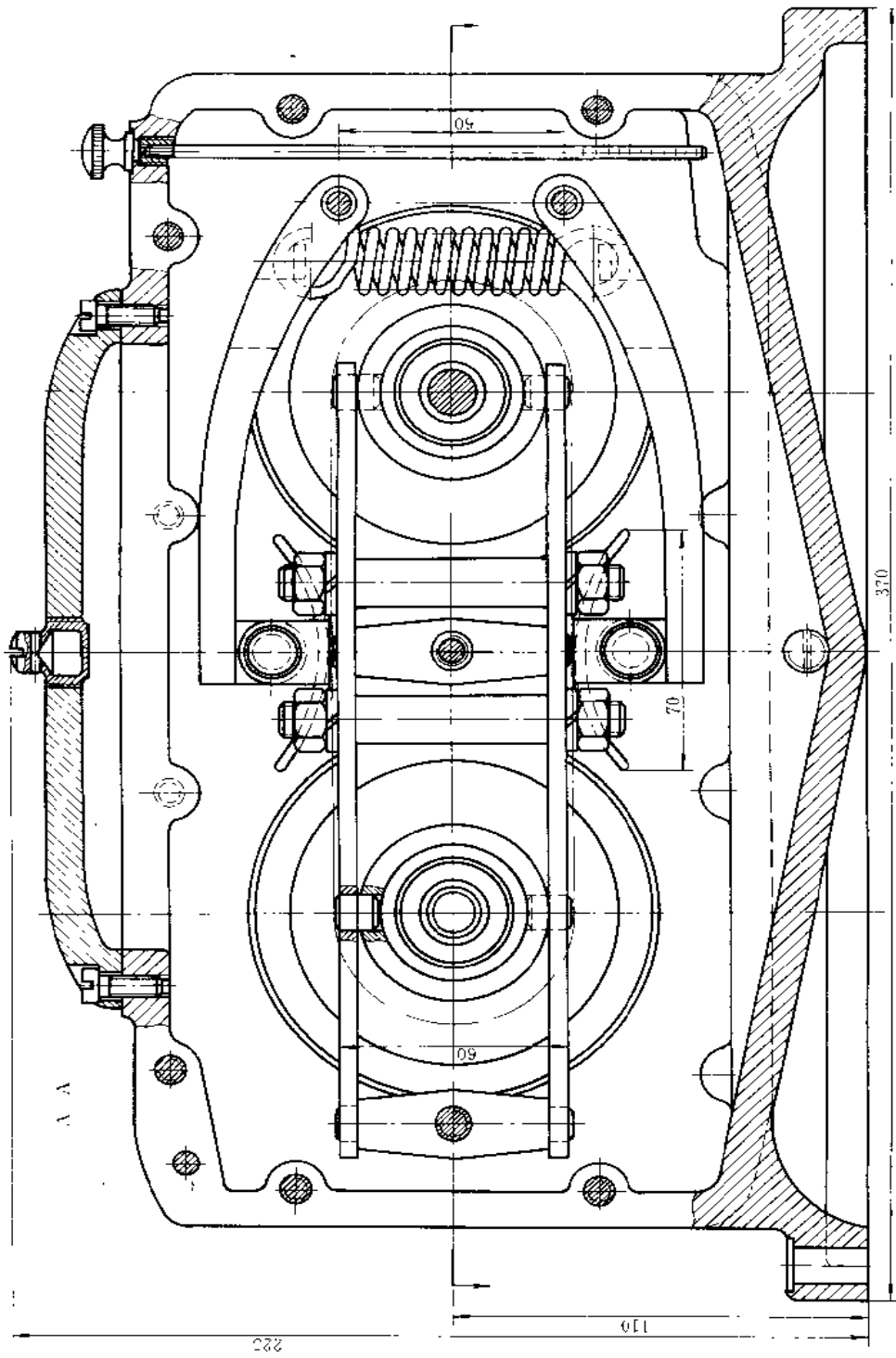
#### 尾链式无级变速器

10—轴承；11—压环；12—圆柱销；13—调速丝杠；14—螺母；15—链轮；16—箱体；17—定位螺钉；  
 24—30)；25—齿轮 ( $m=2, z_1=20$ )；26—齿轮 ( $m=2, z_1=19$ )；27—内齿轮 ( $m=2, z_1=62$ )；  
 32—齿轮轴 ( $m=2.25, z_d=14$ )；33—防松板；34—支承座；35—挡圈；36—压盖；37—垫；  
 44—输入轴；45—特殊螺钉；46—压板；47—轴；48—弹簧

级变速器的一根轴输出，这样构成的孪生型变速器称为XP型封闭行星链式变速器。其变速范围  $R_b \leq 2$ ，可获得极细微变化的输出转速，故又称为精密调速型变速器。由于功率分流和无循环功率的关系，可以制成大功率的变速器。

滑片链无级变速器已标准化 (JB/T 6952-93)。它工作可靠，调速准确，传动效率高，在潮湿、多尘等恶劣环境中均能正常工作。

技术特性：传递功率  $N=1.5\text{kW}$ ，输入轴转速  $n_1=720\text{r/min}$ ，链传动部分变速比  $i=2.45 \sim 1/2.45$ ，输出轴转速  $n_2=360 \sim 0\text{r/min}$ 。



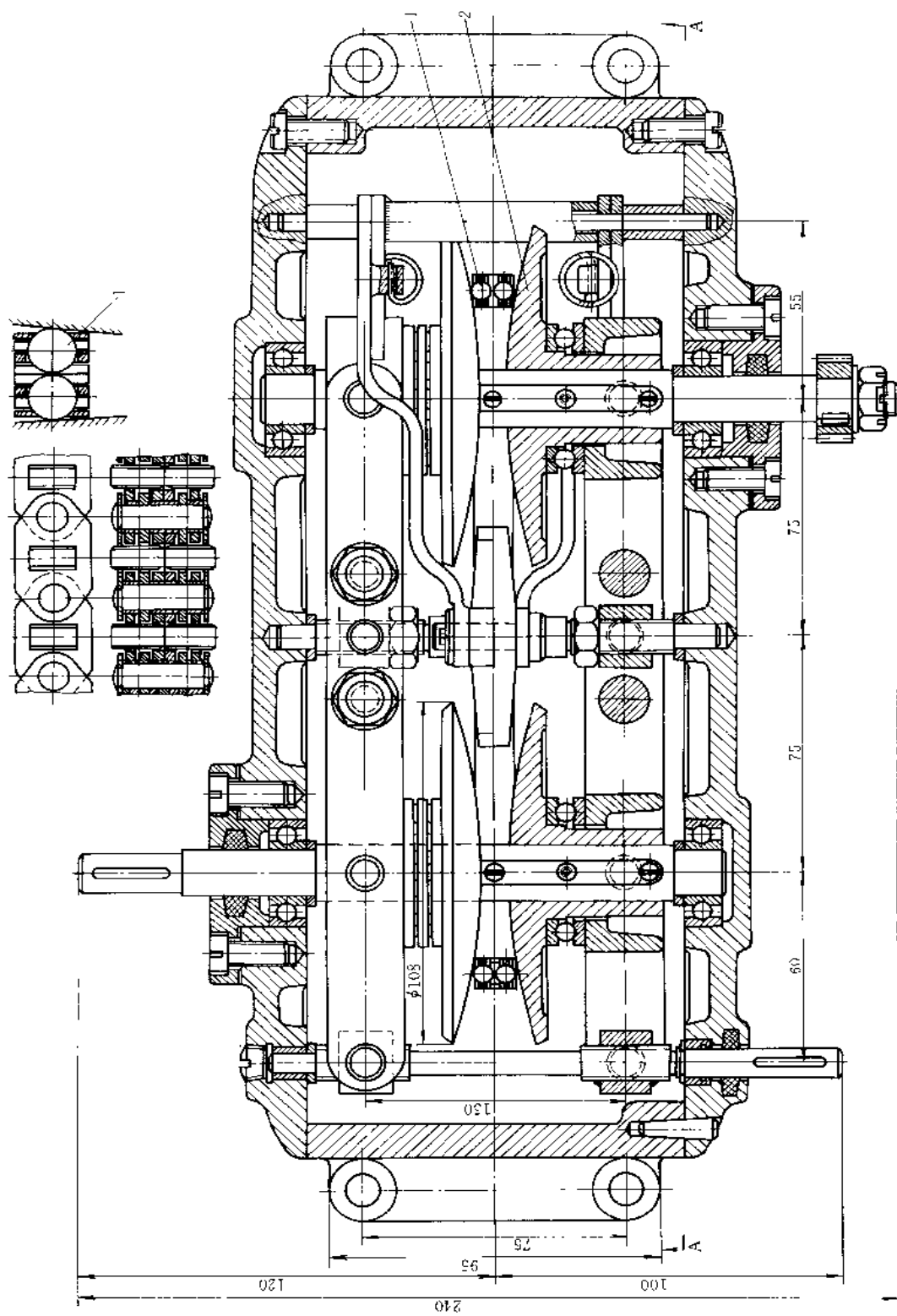


图 1-6-169 滚子链无级变速器  
1—滚子链；2—链轮

图 1-6-169 是压靴加压的滚子链无级变速器结构。链轮 2 是光面的，传力依靠滚子链 1 与链轮间的摩擦（牵引）力。如采用短节距的滚子链，可使链与链轮间的接触区增多而提高传动能力。其传动的准确性高于带式而低于滑片链式，且可制成较大功率的变速器。国内主要用于卷绕及轻纺机械。

### 11.5 行星无级变速器

行星无级变速器是具有作行星运动的中间滚动体的无级变速器。它依靠滚动体间的摩擦（牵引）力传递动力，其运动学和动力学用锥齿轮行星轮系的分析方法，但用有效工作半径来取代齿数关系。

行星无级变速器较之固定轴无级变速器有以下特点：

(1) 变速范围大。输入轴作定向旋转时，输出轴可静止不动，也可反向变速，因而理论上的变速比为无穷大，实用的变速比可高达几十。

(2) 属降速变速传动，即输出转速均低于输入轴转速。一般只需在输出侧设置一套加压装置，固定轴升、降速型者需在输入、输出侧各装一套加压装置，因而结构简单。

(3) 属分汇流传动（多行星轮）。承载能力高，变速器的功率可由几十瓦到 1500kW（少数品种）。

(4) 输出机械特性良好。通常，行星无级变速器在低输出转速时为恒扭矩特性，在高输出转速时为恒功率特性。

(5) 结构简单，传动效率高（可高达 94%），寿命较长（精心使用可达 10 年）。

基于以上特点，近年来行星无级变速器得到了工业界的极大重视和广泛采用。



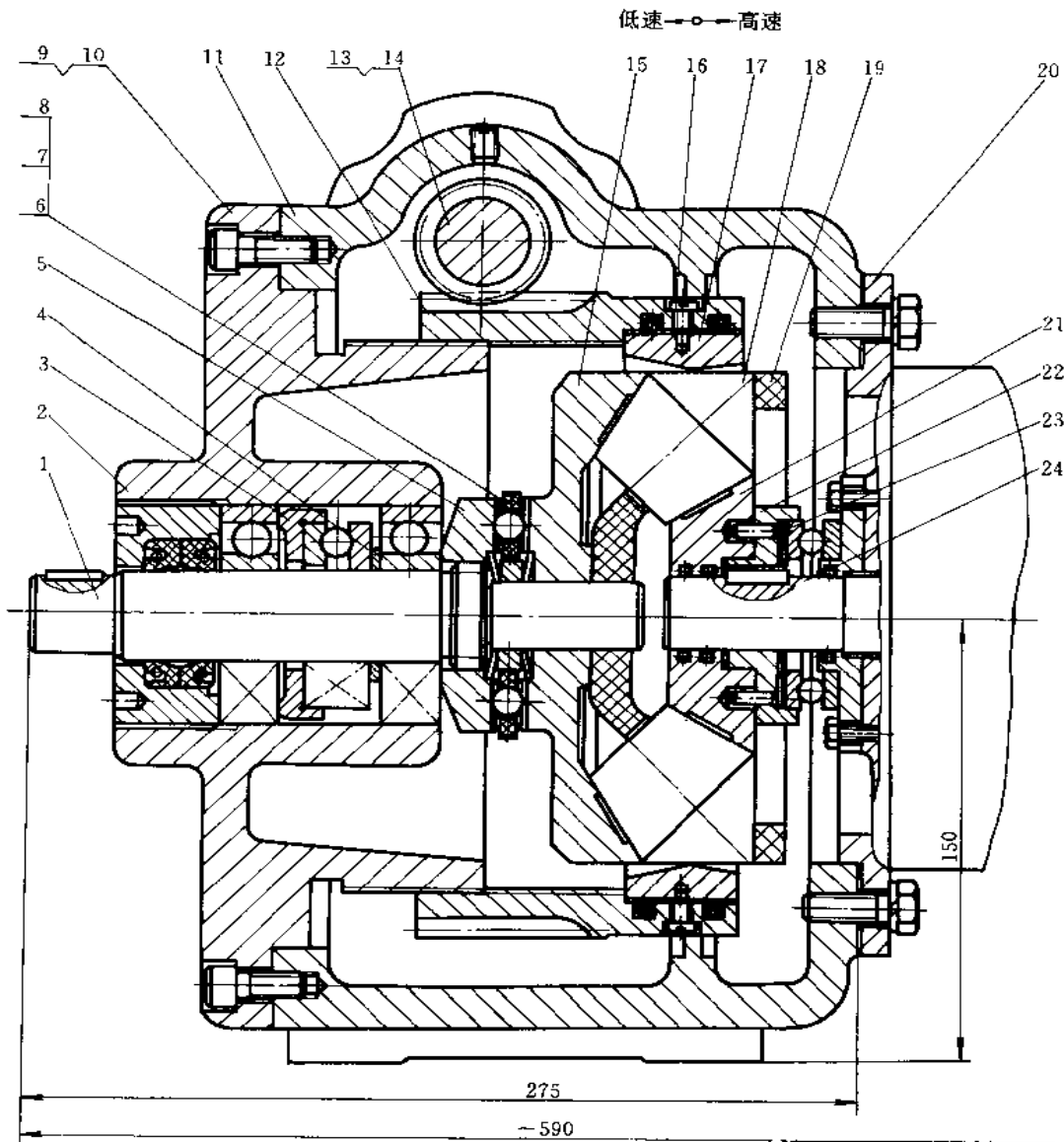


图 1-6-170 锥轮输入、内锥轮输出行星无级变速器 (BUS)

1—输出轴；2—端盖；3—隔圈；4—调整垫圈；5—加压盘；6—支持架；7—内环；8—碟形弹簧；9—大端盖；10—垫；11—箱体；12—蜗轮；13—蜗杆；14—手轮；15—内锥轮；16—螺钉；17—内环；18—行星锥；19—保持架；20—垫；21—主动锥轮；22—传动盘；23—拨销；24—输入轴

图 1-6-170 是锥轮输入、内锥轮输出的行星无级变速器(国外称为 BUS 型)的结构图。动力由输入轴 24 经拨销 23 传给主动锥轮 21, 借助摩擦牵引力经 6 个均布在保持架 19 中的行星锥 18 驱动内锥轮 15, 再经钢球 V 形槽自动加压装置 5~8 和花键传至轴 1 而输出。调速时, 转动手轮 14 经蜗杆 13 驱动蜗轮 12, 由于蜗轮与左端盖 2 间为螺旋副, 因而蜗轮 12 带着内环 17 作螺旋运动, 改变了其与行星锥 18 正锥的接触半径, 从而实现变速的目的。这种变速器的变速比可达 38.5, 输出机械特性为恒扭矩型。该变速器主、从动锥轮的锥顶半角分别为  $15^\circ$  和  $60^\circ$ , 行星锥正锥与倒锥的锥顶半角分别为  $45^\circ$  和  $30^\circ$ 。主、从动锥和行星锥倒锥的锥顶重合于一点, 行星锥正锥与内环的锥顶也重合, 因而理论上在接触区是无几何滑动的。但由于是线接触, 需要将行星锥的倒锥与主、从动锥进行研配, 并将主、从动锥的接触区中部开槽, 以获得良好的配合。外环与行星锥正锥及加压装置的承载能力是限制变速承载能力提高的主要障碍。

技术特性: 传递功率  $N=2.2\text{kW}$ , 变速比  $i=110\sim 2.8$ , 变速范围  $R_0=38.5$ , 输出轴转速  $n=13\sim 500\text{r/min}$ 。



图 1-6-171 所示是锥轮输入、转臂输出行星无级变速器(国外称为 SC 型)的结构图。动力由轴 11 输入,经花键带动锥轮 1,借助于摩擦牵引力,经 5~7 个均布于转臂 4 上的行星锥 2、外环 3(静止),经由转臂 4、自动加压装置 5 和花键轴 6 将转臂的公转输出。调速时,转动手轮 7 经过蜗杆、蜗轮 8 及齿轮齿条 9,带动外环作轴向移动,从而改变了外环与行星锥正锥的接触半径,达到变速的目的。由于外环是不转动的,故这种变速器严禁在停车时调速。这种变速器的主动锥轮与行星锥的倒锥锥顶不重合,因而有几何滑动。为了减少几何滑动,将行星倒锥做成弧锥面。行星锥上有附加弯矩作用且自转转速高,因而其支承轴较易损坏,设计时应予以充分注意。行星锥内孔应研磨。同一变速器内所用的一组行星锥应经过选配以保证尺寸的一致性。这种变速器的输出特性接近于恒扭矩型,传动效率 59%~84%,变速范围为 4,最大功率为 15kW。

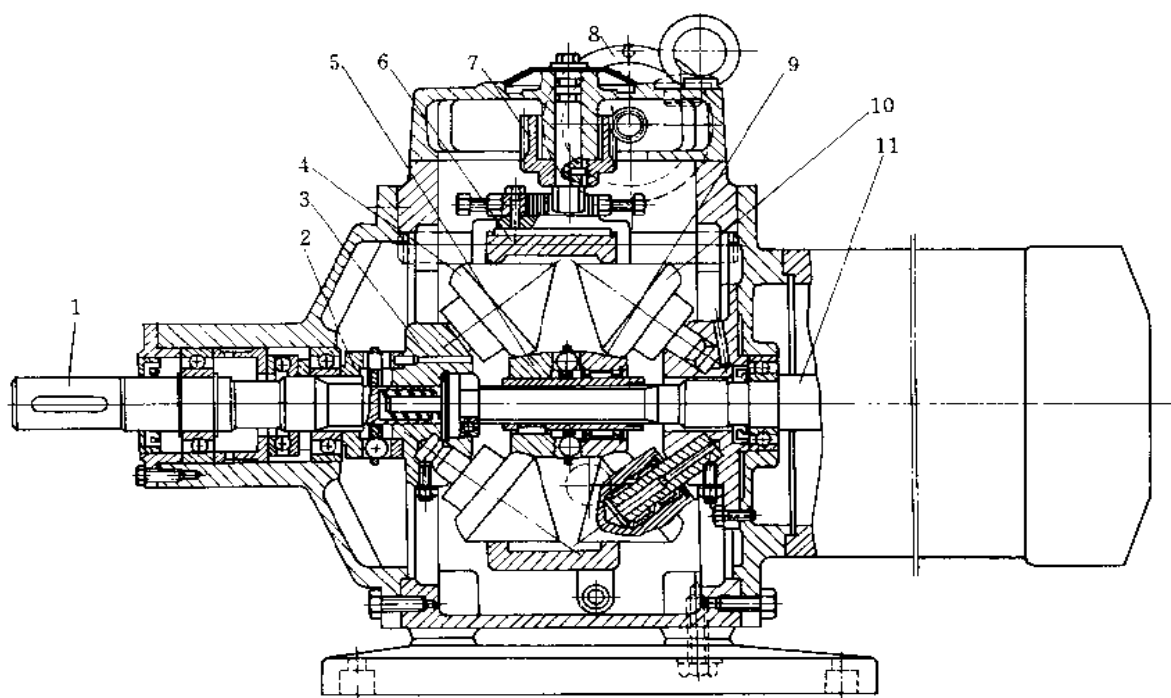


图 1-6-172 封闭行星锥无级变速器 (OM)

1—花键轴; 2—加压装置; 3—转臂; 4—行星锥; 5—太阳轮; 6—外环; 7—蜗轮; 8—手轮; 9—太阳轮;  
10—定轴锥; 11—电机轴

图 1-6-172 所示是封闭行星锥、转臂输出式无级变速器（国外称为 OM 型）的结构图。它是用一个定轴轮系 9-10-6 将差动轮系 5-4-6-3 (H) 封闭而得的封闭行星轮系。左侧差动轮系的结构与图 1-6-171 中的 1-2-3-4 相同，但图 1-6-171 的外环 3 不能转动，而图 1-6-172 中的外环 6 可以转动。外环 6 的转动既受定轴轮系 9-10-6 的影响又受差动轮系 5-4-6-3 (H) 的影响，也可以认为行星锥 4 的运动是太阳轮 5 和外环 6 两者运动的合成。动力由轴 11 经花键驱动太阳轮 5 和 9，经上述封闭行星轮系的作用后，由转臂 3、自动加压装置 2 经花键轴 1 输出。调速时，转动手轮 8 经蜗杆、蜗轮 7 及齿轮块驱动齿条带着外环 6 移动，改变外环 6 与行星锥 4 和定轴锥 10 正锥的接触半径，达到变速的目的。这种变速器在全变速范围内的传动比由  $-0.2 \rightarrow 0 \rightarrow 0.167$ ，即在输入转速和方向不变的条件下，通过调速使输出轴既可正转又可反转，甚至静止不动。理论上的变速比为无穷大，而实际使用的变速比为 15（即正向输出时  $i = 1/90 \sim 1/6$ ，反向输出时  $i = -1/75 \sim -1/6$ ）。变速器的输出特性在高速段接近恒功率型，而在低速段（ $n < 50 \text{r/min}$ ）为近似线性输出扭矩。变速器的功率有 0.1~3.7kW 共七个规格，输出扭矩为 2.0~255N·m。变速器的传动效率较低，在高速段约为 60%，滑动率小于 3%；在低速段传动效率低而滑动率高。

为了提高调速的灵敏度，在太阳轮 5 和 9 之间应设置自动加压装置；装配时应调整好行星锥和定轴锥的锥顶距离。分析指出，变速器正转输出时的承载能力取决于定轴锥与外环接触区，反转输出时则取决于行星锥与外环接触区。行星锥与定轴锥、太阳轮 5 和 9 的尺寸及形状完全相同。同一变速器的行星锥、定轴锥和太阳轮均应选配，以保证其尺寸一致性。

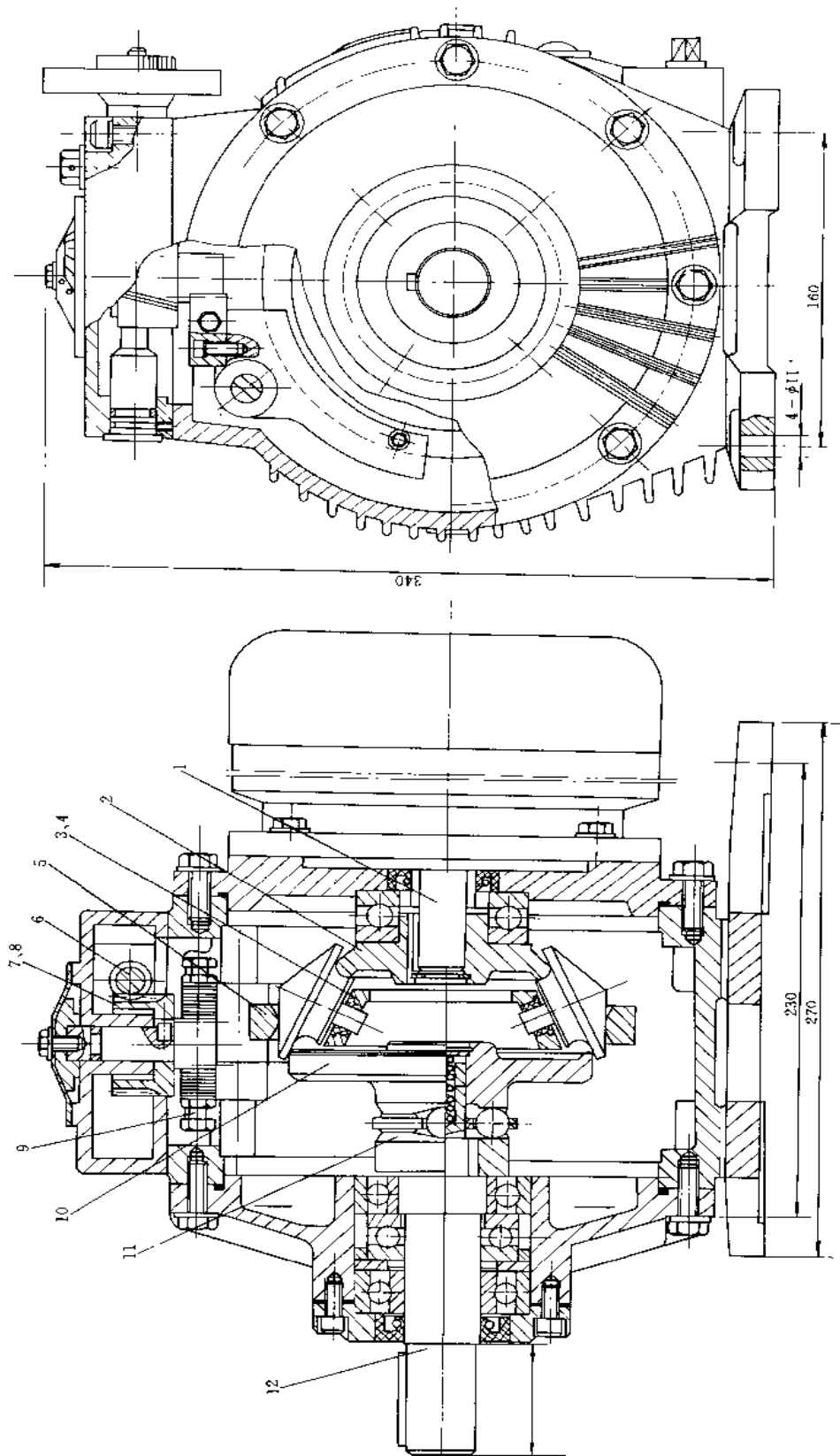


图 1-6-173 行星弧锥无级变速器 (RX)

1—电机轴；2—太阳轮；3—行星轮；4—转臂；5—外环；6—蜗杆；7—蜗轮；8—齿条；9—齿轮；10—太阳轮；  
11—加压装置；12—花键轴

图 1-6-173 所示是行星弧锥无级变速器（国外称为 RX 型）的结构。动力由轴 1 输入，借助摩擦牵引力，经由太阳轮 2、均布在转臂 4 上的弧锥行星轮 3、外环 5 驱动输出太阳轮 10，最后经钢球 V 型槽自动加压装置 11 传给花键轴 12 而输出。调速时，转动手轮经蜗杆 6、蜗轮 7 齿轮 8 驱动齿条 9 带着外环 5 作轴向移动，以改变外环 5 与行星锥正锥的接触半径，从而达到变速的目的。外环 5 不论在调速还是运行时均不转动。变速器的运动和力分析均按 3K 型行星轮系分析。

这种变速器是在图 1-6-170 和图 1-6-171 两种变速器的基础上发展起来的。它避免了图 1-6-170 中行星锥与外环、输入和输出轮均呈线接触而不易得到良好研配的缺点，保持了转臂受力很小的优点；同时也克服了行星锥上受不平衡外力矩作用而使支持小轴易于折断，行星锥倒锥与输入轮的综合曲率半径小导致承载能力低的缺点。这是因为这种变速器的行星锥的倒锥与输入轮接触区是凸凹接触，而与输出轮呈凸平接触，因而综合曲率半径大；行星锥与外环、输入轮及输出轮之间的法向压紧力始终是汇交而平衡的，无附加力矩，因而行星锥的小轴不会折断。考虑到行星锥所传递的诸圆周力之间的不平衡所导致的行星锥小轴在转臂孔中的晃动引起的磨损，小轴与转臂孔的配合段应尽可能地长些。

这种变速器的输出机械特性为低速时恒扭矩、高速时恒功率。其传动比为  $i=0\sim 0.56$ ，传动效率为  $0.7(i=0.14)\sim 0.84(i=0.34)$ 。目前国内生产的变速器功率为  $0.55\sim 7.5\text{kW}$  共 8 种规格，国外有  $90\text{kW}$  的。

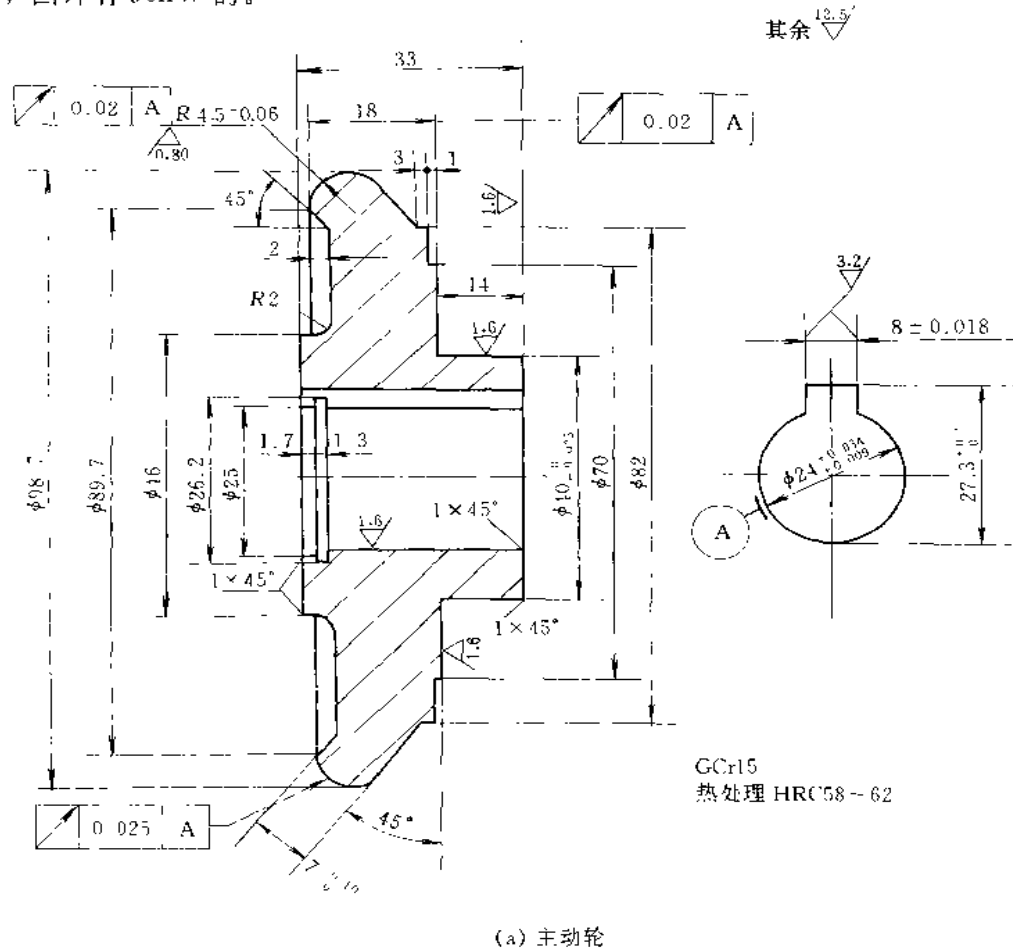
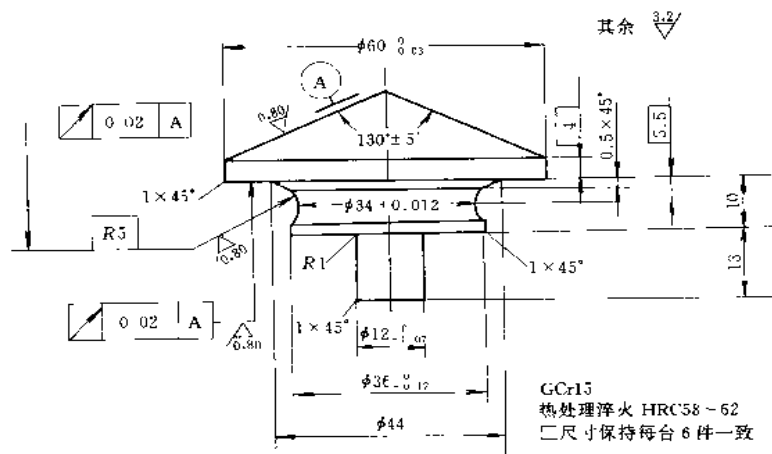
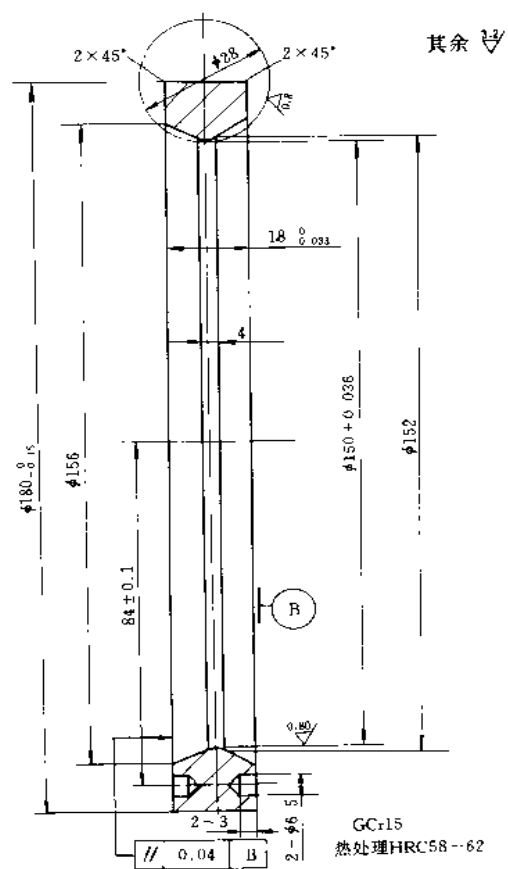


图 1-6-174 行星弧锥无级变速器的典型零件图 (a)



(b) 行星锥



(c) 外环

图 1-6-174 行星弧锥无级变速器的典型零件图 (b)、(c)





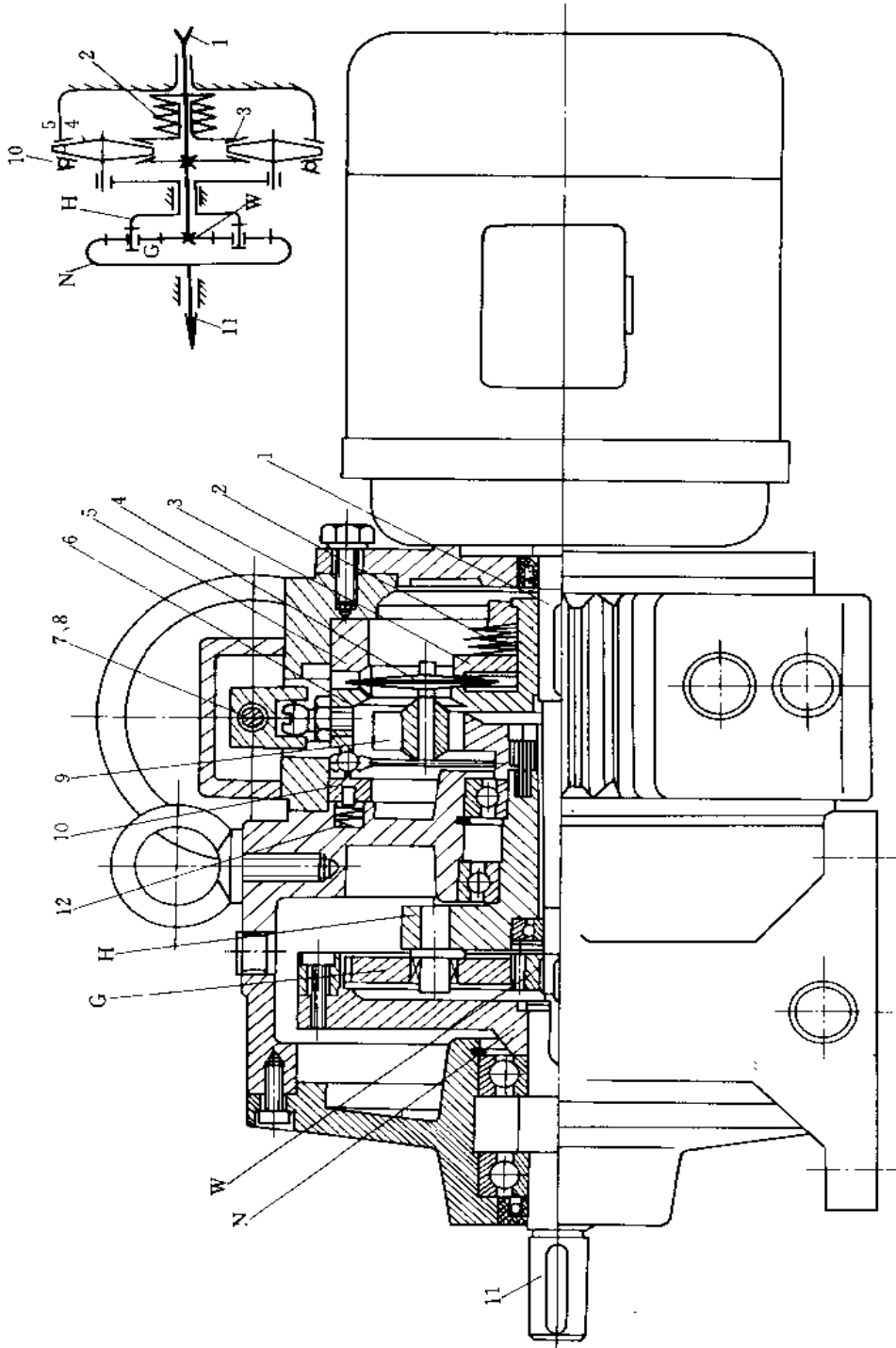


图 1-6-175 封闭行星锥齿无级变速器  
 1—电机轴；2—加压弹簧；3—太阳轮；4—行星锥齿；5—内环（动环）；6—内环（定环）；7—丝杠；8—螺母；  
 9—转臂；10—固定环；11—输出轴；12—支承弹簧；G—行星轮；H—转臂；N—内内圈；W—太阳轮

图 1-6-175 所示是封闭行星锥盘无级变速器的结构。它是用一个行星锥盘无级变速器去封闭一 2K-H 差动轮系的两个基本构件而得, 可有多种封闭方式。本图例中系将右侧无级变速器的太阳轮 3 与 2K-H 轮系中的太阳轮 W、无级变速器的输出转臂 9 与 2K-H 的转臂 H 互相联接而得。动力由轴 1 分两路, 一路经太阳轮 3、行星锥盘 4、内环 5、6 传给转臂 9 和行星轮 G, 另一路由太阳轮 W 传至行星轮 G, 两路动力在行星轮 G 处汇合, 由于差动作用通过内齿圈 N 由轴 11 输出。调速时, 转动手轮, 经丝杠 7 螺母 8 和固结在可调内环 6 上的拨销驱使内环 6 转动。由于可调内环 6 左侧与固定环 10 之间形成端面调速凸轮, 因而当内环 6 在转动的同时兼有轴向移动, 从而改变了定环 5 和动环 6 之间的轴向间隙。由于加压弹簧和锥盘的楔形效应使行星锥盘 3 在转臂 9 的径向槽中移动, 从而使行星锥盘、太阳轮 3 与内环 5、6 的接触半径改变, 实现变速。如果不加装 2K-H 差动轮系, 而将转臂 9 的运动直接输出, 就变成了行星锥盘无级变速器 (国外称为 Disco 型)。这种变速器已标准化 (JB/T 6950—93), 它有基本型和孳生型 (大多与摆线针轮或蜗轮减速器联接)。基本型的变速范围为 5~6, 传动效率 0.75~0.84, 功率范围为 0.25~7.5kW, 输出机械特性为高速时恒功率低速时恒转矩。这种变速器可以设计成线或点接触的, 但锥盘的双楔角应保证调速时不产生自锁现象, 通常取  $2\alpha=6^\circ\sim 12^\circ$ 。加压弹簧 2 的设计至关重要, 设计时应综合考虑定调速凸轮左侧的支承弹簧 12 的作用。

### 11.6 脉动无级变速器

脉动无级变速器的传动原理是将主动轴的单向旋转运动, 通过连杆或凸轮机构转换成摇杆的往复摆动, 再通过超越离合器将其变为输出轴的单向非匀速间歇转动, 利用多相并列机构, 使输出轴获得多个有一定相位差的单向非匀速间歇转动, 它们的叠加便使输出轴得到了单向连续的非匀速脉动旋转运动。调整连杆机构的杆长比例或凸轮机构中凸轮与摆杆的中心距, 便可改变摇杆的行程从而达到无级变速的目的。脉动无级变速器多相机构的布置有并列布置和星形布置两类, 前者各相机构分布在相互平行的平面上; 后者的多相机构在同一平面内但均布在主动轴的圆周方向, 因而径向尺寸较大。连杆式脉动无级变速器由于是低副机构, 承载能力高且制造容易, 因而应用广泛。国内目前广泛应用的有三相与四相两种, 且均已标准化。随着数控加工和润滑技术的发展及材料机械性能的进一步提高, 凸轮式脉动无级变速器将会得到发展。脉动无级变速器的易损件是超越离合器。传动机构应使输出轴的合成角速度曲线的变化范围尽可能的小, 而且斜率无突变。

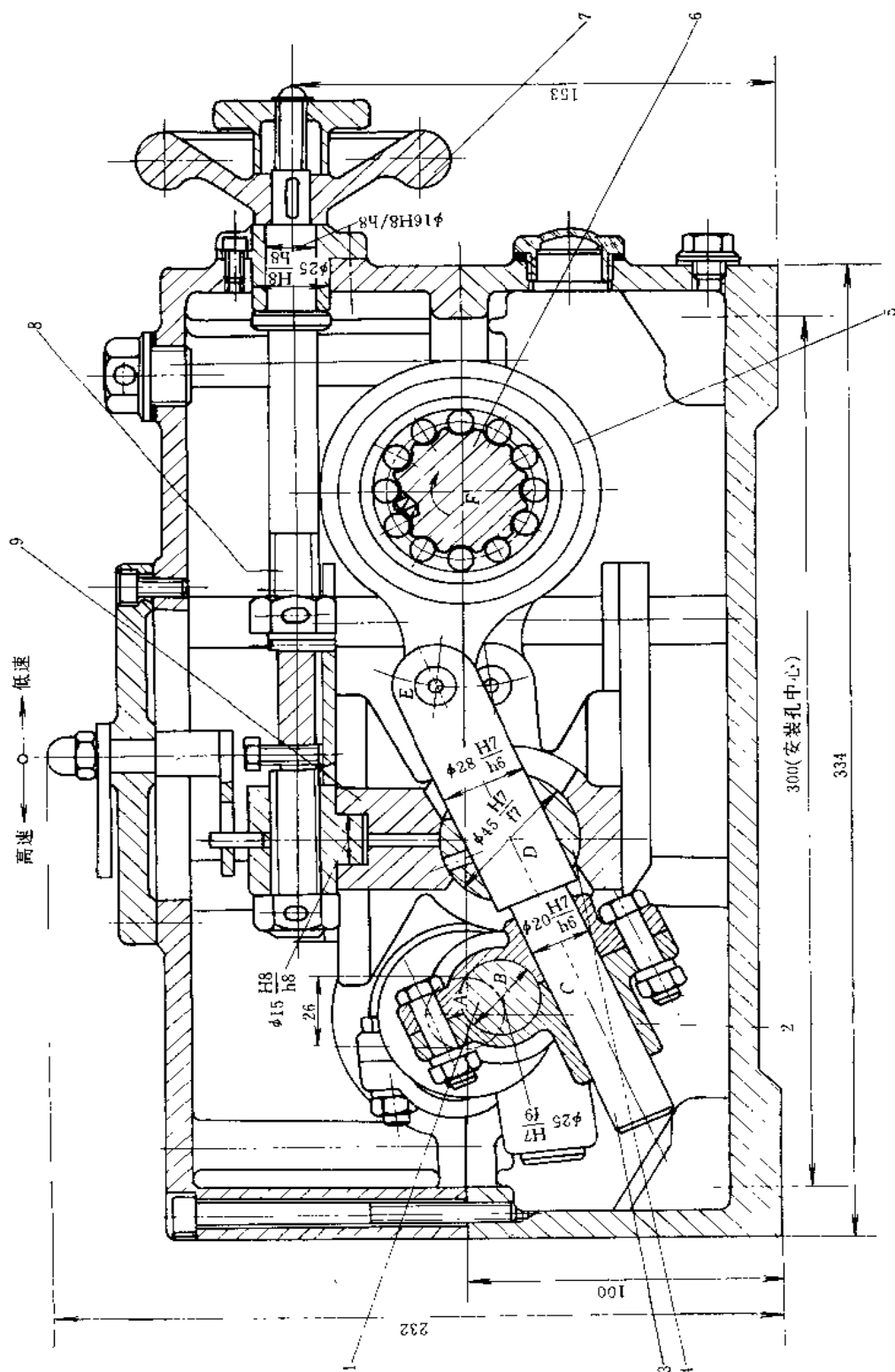


图 1-6-176 三相曲柄摇块脉动无级变速器 (GUSA)  
 1—曲轴; 2—轴承; 3—连杆; 4—外驱圈 (轴衬); 5—输出轴 (轴衬); 6—输出轴 (超越离合器); 7—手轮; 8—丝杠; 9—精座

图 1-6-176 所示为三相摇块脉动无级变速器（国外称为 GUSA 型）的结构。输入轴是一个具有相位差为  $120^\circ$  的三相曲轴 1，套筒轴承 2 以间隙配合分别与曲轴 1 和连杆 3 组成回转副和套筒副，连杆 3 的中部与转动轴承 4 组成套筒副，而 4 又与滑座 9 组成回转副，连杆 3 的右端与超越离合器的外轭圈（摇杆）5 铰接。曲轴回转时，连杆 3 既绕着轴承 4 的中心  $D$  转动又作相对滑动，从而使摇杆 5 绕输出轴 6 的轴线摆动，通过超越离合器使输出轴 6 作单向脉动旋转而将动力输出。通过手轮 7、丝杆 8 改变滑座 9 的位置，便可改变摇杆 5 的摆动角度，从而实现无级变速。

由于是三相并列布置，所以当第一相开始送进时，第二相处于中间状态，第三相后退，即运动是交替重叠进行，克服了超越离合器溜滑角所带来的误差，使输出速度更为均匀。

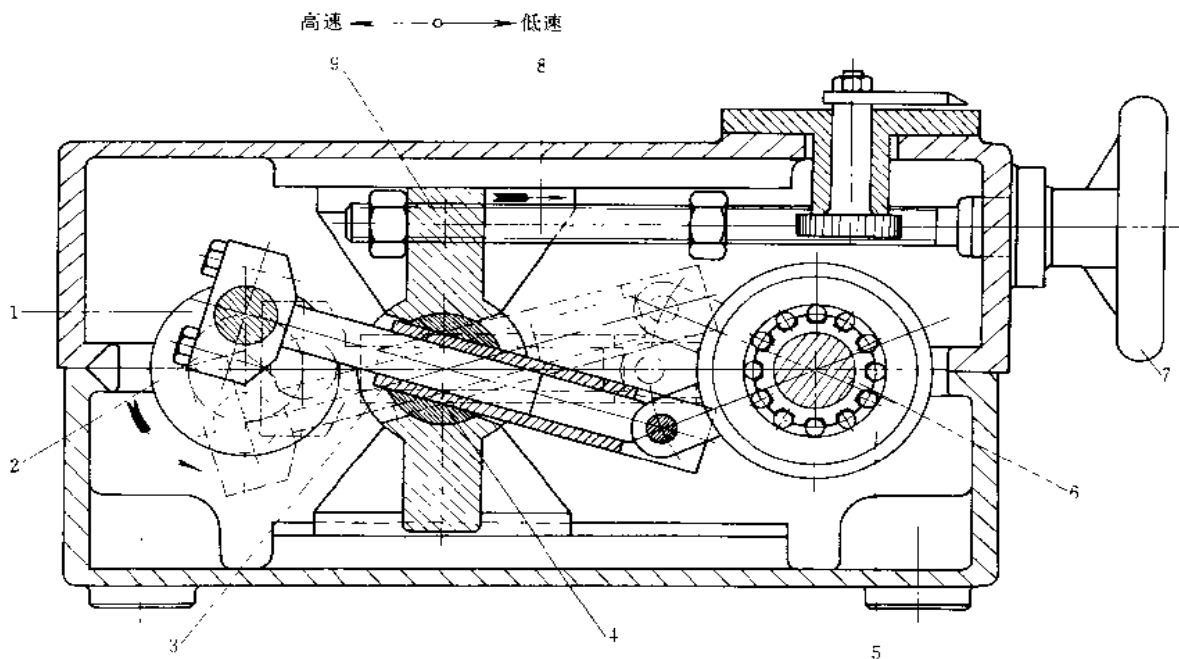


图 1-6-177 三相曲柄摇块脉动无级变速器 (GUSA)  
1—曲轴；2—连杆；3—导杆；4—摇块（球轴承）；5—摇杆；  
6—输出轴；7—手轮；8—螺旋；9—支承架

图 1-6-177 所示为三相曲柄摇块式脉动无级变速器（国外称为 GUSA 型）的改进结构。动力由曲轴 1 输入，经曲柄摇块机构 1、2、3、4 使中间导杆 3 具有往复摆动的平面复合运动，再变成外轮圈（摇杆）5 的往复摆动，后经超越离合器的作用变成输出轴 6 的单向脉动旋转而输出。调速时，转动手轮 7 经螺旋 8 驱动球面支承架 9 移动，改变了摇块（球轴承）4 中心至曲轴及输出轴中心间的距离，从而改变了摇杆 5 的摆动角度而实现变速的目的。三相机构运

动时，第一相摇杆处于送进状态时，第二相处于工作状态，第三相则处于退回状态，它们的运动是交替重叠的，从而使输出轴作单向连续的脉动旋转。图 1-6-177 较图 1-6-176 有两点改进。前者的输入轴、输出轴和摇块的转动中心在一条直线上，将构件 2、3 之间的偏心变成了对心导杆，这样减小了输出角速度的波动和构件的惯性力；其次还改进了结构的工艺性。这种变速器的功率有 0.12~18kW 共 10 种尺寸规格，传动效率为 0.68~0.85，可供实际使用的传动比为  $i=0.014\sim 0.069$ ，输出机械特性在低速时为恒扭矩型，在高速时为恒功率型。

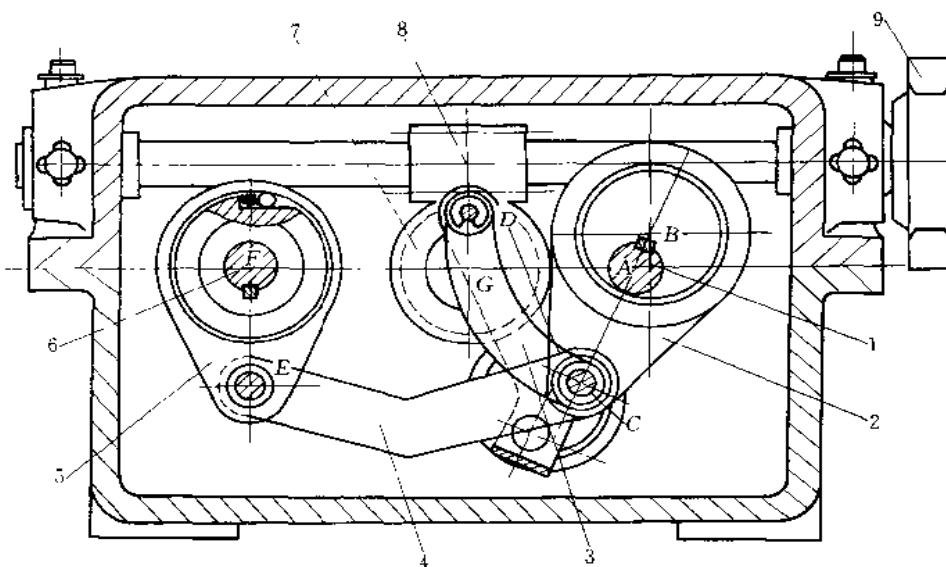


图 1-6-178 四相曲柄摇杆脉动无级变速器 (ZERO-MAX)

1—输入轴；2—连杆；3—摇杆；4—连杆；5—摇杆；6—输出轴；7—蜗轮；8—蜗杆；9—手轮

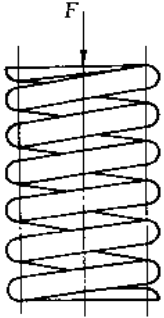
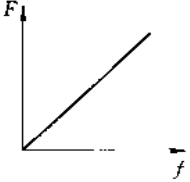
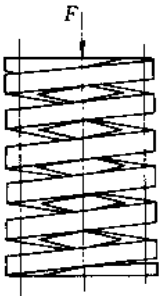
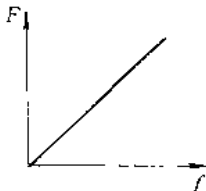
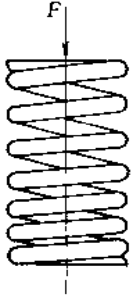
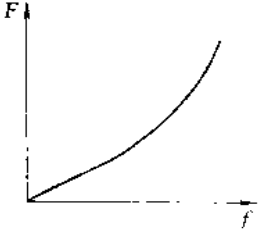
图 1-6-178 所示是四相曲柄摇杆式脉动无级变速器（国外称为 ZERO-MAX 型）的结构。每相机构由曲柄摇杆机构  $ABCD$  和双摇杆机构  $DCEF$  串联而成，动力由轴 1 输入，经连杆机构和超越离合器的作用后，变为轴 6 的单向连续脉动旋转而输出。调速时，转动手轮 9 经蜗杆 8 驱动蜗轮 7，以改变中间摇杆  $CD$ （摇杆 3）的固定铰接  $D$  的位置，从而改变了机架  $AD$  和  $DF$  的尺寸，使摇杆 5 的摆角发生变化而实现无级变速。这种变速器中的连杆均系扁平冲压件，因而轴向尺寸较小，但传递功率较小，通常不超过 1.1kW。采用蜗杆蜗轮调速是考虑微调和自锁定位的双重作用。变速器的输出机械特性为恒转矩型，最大输出转矩为  $23\text{N}\cdot\text{m}$ 。国内主要由宁波浙东无级变速器厂和汉中朝阳机械厂进行生产。这种变速器主要用于轻纺和食品包装行业。

# 第7章 弹簧、波纹管及其装置

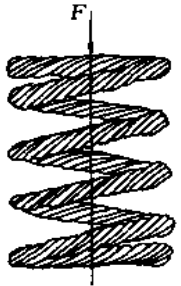
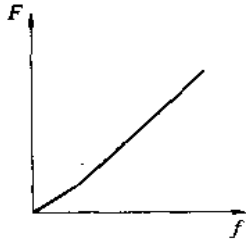
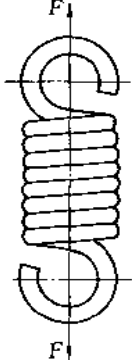
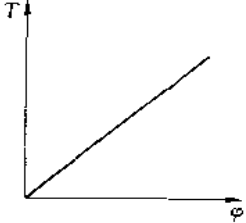
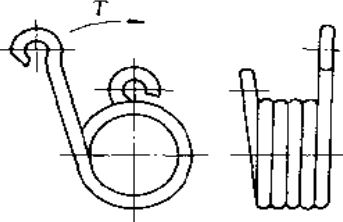
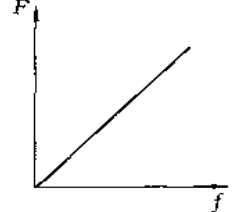
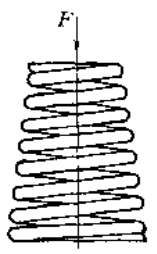
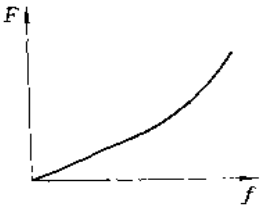
## 1 弹 簧

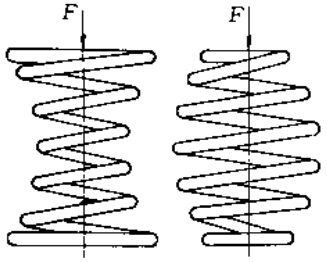
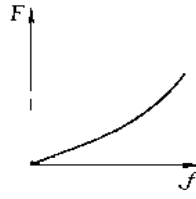
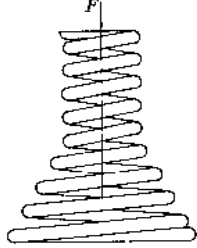
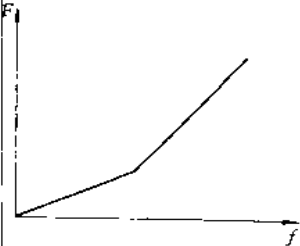
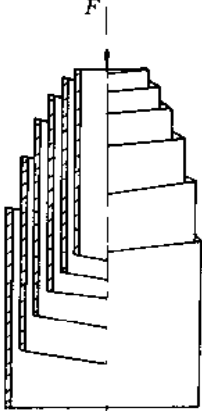
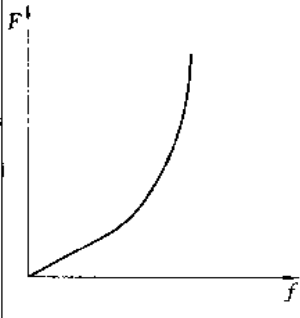
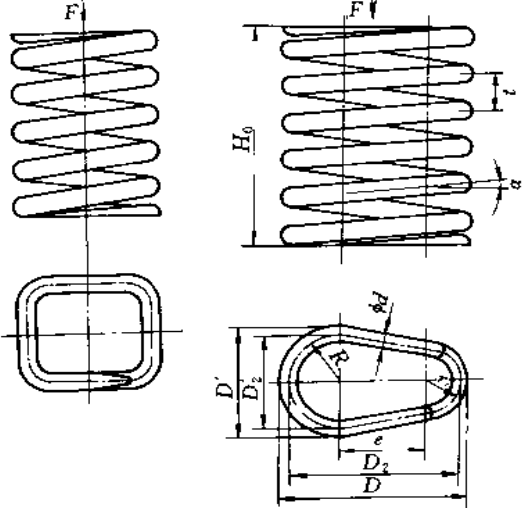
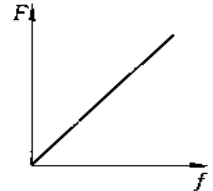
### 1.1 弹簧的类型

表 1-7-1 弹簧的类型

类型	结构图	特性线	性能特点及应用
圆柱圆形截面压缩螺旋弹簧			结构简单，制造方便，特性线接近直线，刚度较稳定，应用最广
圆柱矩形截面压缩螺旋弹簧			在同样的空间条件下，矩形截面比圆形截面的刚度大，吸收的能量多，特性线更接近于直线，刚度更接近于常数
圆柱不等节距压缩螺旋弹簧			当载荷增大到一定程度后，随着载荷的增大，弹簧从小节距开始依次逐渐并紧，刚度逐渐增大，特性线由线性变为渐增型。因此其自振频率为变值，利于消除或缓和共振的影响。多用于高速变载机构

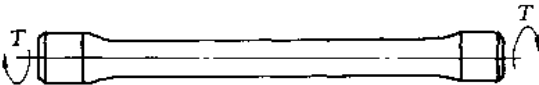

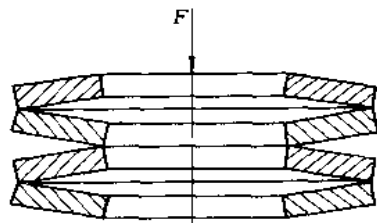
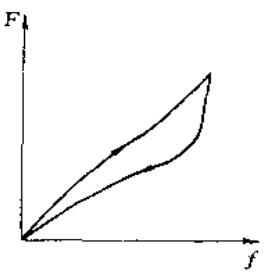
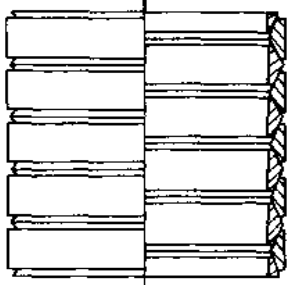
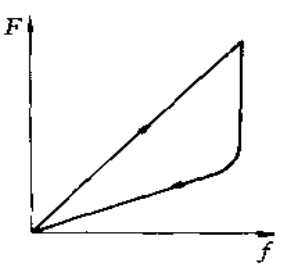
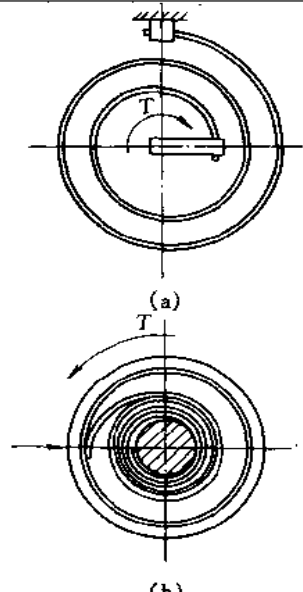
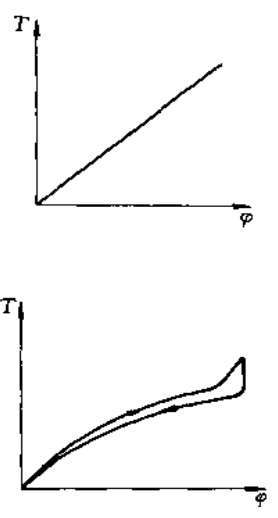
续表

类型	结构图	特性线	性能特点及应用
圆柱多股压缩螺旋弹簧			<p>材料为细钢丝拧成的钢丝绳。在未受载荷时，钢丝绳各根钢丝之间的接触比较松，只有当外载荷达到一定程度时，接触才紧密起来，这时弹簧的刚性也就增大了。因此多股压缩螺旋弹簧的特性线有折点。这种弹簧的柔度比较大，在一定载荷作用下，可以得到小的振幅，比普通螺旋弹簧的强度要高。由于钢丝之间的相互摩擦，具有减振的作用</p>
圆柱螺旋拉伸弹簧			<p>性能和特点与压缩螺旋弹簧相同，主要受拉伸载荷</p>
圆柱螺旋扭转弹簧			<p>承受扭转载荷，主要用于压紧和储能以及传动系统中的弹性环节，具有线性特性线</p>
变径螺旋弹簧			<p>其作用与不等节距螺旋弹簧相类似，载荷达到一定程度后，弹簧从大圈到小圈依次逐渐并紧，簧圈开始接触后，特性线变为非线性刚度逐渐增大，自振频率为变值，有利于消除或缓和共振，防共振能力较变节距压缩弹簧强。这种弹簧结构紧凑，稳定性好，多用于承受较大载荷和减振</p>

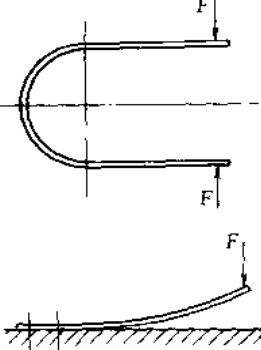
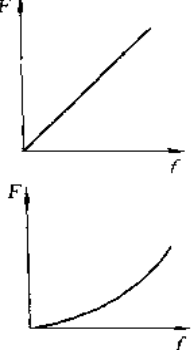
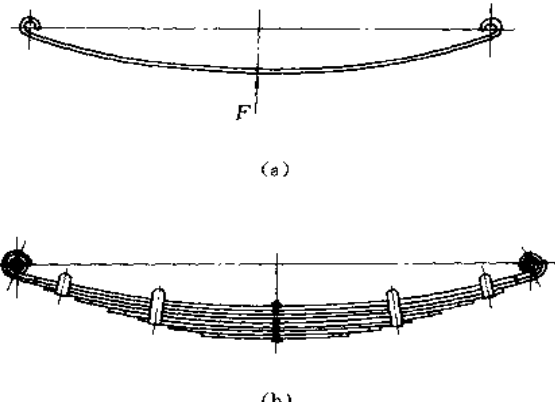
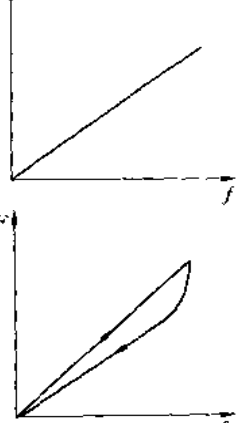
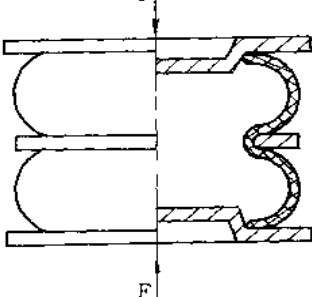
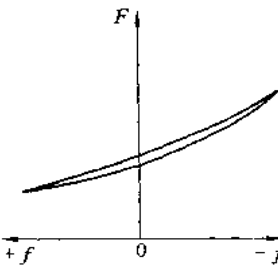
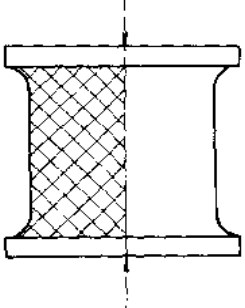
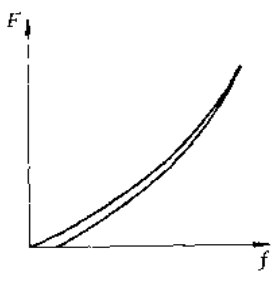
类型	结构图	特性线	性能特点及应用
中凸和中凹形螺旋弹簧			<p>其特性相当于圆锥形螺旋弹簧。中凸形螺旋弹簧在某些场合下代替圆锥形螺旋弹簧使用。中凹形螺旋弹簧多用于坐垫或床垫</p>
变径螺旋弹簧			<p>可以采用各种类型的螺旋弹簧进行组合,因此可以得到任意特定的特性线</p>
蜗卷螺旋弹簧			<p>其特性线与圆锥螺旋弹簧相似,但非线性段急剧变陡,在行程不大的情况下,就能吸收较大的能量,所以结构紧凑,承受的载荷比较大。但制造困难,除受空间限制外,一般不采用</p>
非圆形螺旋弹簧			<p>主要用在外廓尺寸有限的情况。根据外廓空间的要求,弹簧圈可制成方形、矩形、卵形、椭圆形、梯形以及其他所需形状。特性线仍为直线型</p>



续表

类型	结构图	特性线	性能特点及应用
扭杆弹簧			<p>结构简单,但材料和制造精度要求高,特性线为直线。单位体积变形能大。主要用于各种车辆的悬挂装置上。</p>
碟形弹簧			<p>这种弹簧的加载与卸载特性线不重合,在工作过程中有能量消耗,因此缓冲和减振能力强。碟片可采用不同的组合方式,从而可以得到不同类型的特性线。多用于要求缓冲和减振能力强的场合。</p>
环形弹簧			<p>内钢制成的具有圆锥面的内外环组成。在承受载荷时,圆锥面之间产生较大的摩擦力,因而减振能力很强。多用于要求缓冲能力强的场合。</p>
平面蜗卷弹簧			<p>即发条弹簧,分非接触型(图a)和接触型(图b)。前者特性线为直线型,后者由于弹簧圈之间有摩擦,因而特性线为非线性,具有能量损耗。这类弹簧圈数多,变形角大,储存能量大。多用作压紧及仪器和钟表等的储能装置。</p>

续表



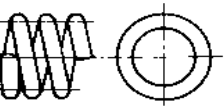
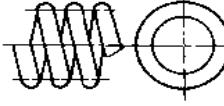
类型	结构图	特性线	性能特点及应用
片弹簧			<p>用薄片材料制作，材料的厚度一般不超过4mm。多根据特定要求确定其结构形状，因此这类弹簧结构形状繁多，图中所示仅为常用两种典型结构，多用做仪表的弹性元件</p>
钢板弹簧			<p>有单板弹簧(图a)和多板弹簧(图b)之分，前者特性线为直线，后者由于板与板之间在工作时有摩擦力，所以加载与卸载特性线不重合，因而减振能力强。多用于车辆的悬挂装置</p>
空气弹簧			<p>可按特性线要求设计，而且高度可以调节。多用在车辆的悬挂装置和机械设备的隔振装置上</p>
橡胶弹簧			<p>弹性模量小，形状不受限制，各方向刚度可以自由选择，容易达到理想的非线性特性，同时可承受多方向的载荷</p>

## 1.2 圆柱螺旋压缩弹簧

### 1.2.1 圆柱螺旋压缩弹簧的端部结构

弹簧的端部结构型式很多,可按工作要求自行设计。表 1-7-2 所列为圆形截面材料常用的端部结构型式。

表 1-7-2 圆截面材料压缩弹簧的端部结构

简图				
端部结构	两端圈并紧并磨平	两端圈并紧,不磨或磨平(热卷弹簧)	两端圈并紧不磨	两端圈不并紧
代号	Y I	Y II	Y III	Y IV
特点、应用	Y I、Y II 和 Y III 为接触型,一般每端并紧 1~1 1/4 圈,弹簧材料直径大时取小值,反之取大值。这几种端圈并紧结构型式,端圈与弹簧轴线的垂直性好,而且与支承座的接触好,因而具有较高的工作稳定性			Y IV 型为开口型,端圈不并紧,也不磨平,这种端部结构简单,但为了保证弹簧的稳定性,需要有与弹簧端圈相吻合的支承座。常用于要求不高或受静载荷的条件下,也用于弹簧丝较细、旋绕比较大的弹簧
说明	为了减小载荷偏心的影响,当旋绕比在 3~10 之间时,弹簧端面最好磨平;在 10~15 之间时,端面可磨可不磨;大于 15 时就可不磨			

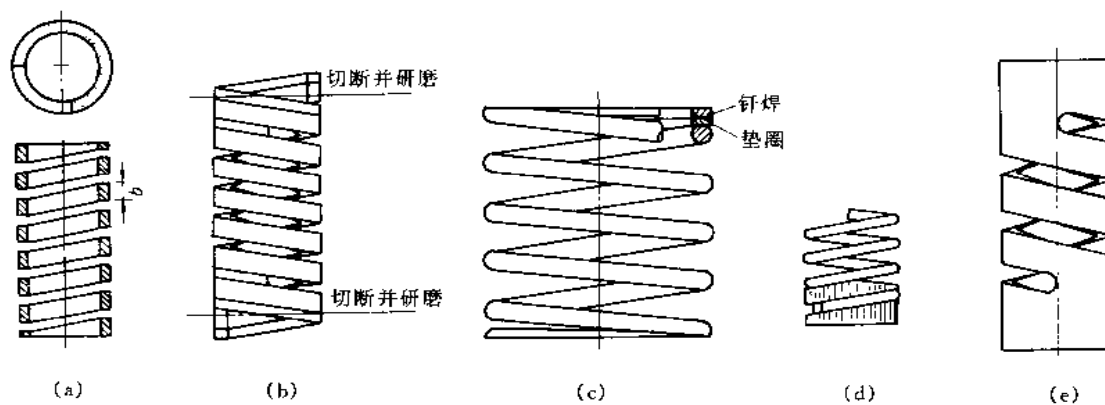


图 1-7-1 精密机器用弹簧或弹簧端部结构

精密机器用的弹簧,有时希望载荷和变形保持精确的比例关系,故要求有效圈数不变动:图 1-7-1 中 a 是边长  $b$  和弹簧中心轴线平行的矩形截面的螺旋弹簧,用等节距法卷制。端部接触面至少要  $5/8$  圈 ( $225^\circ$ )。为此,它与弹簧轴线相平行的边长  $b$  至少应为节距的  $5/8$ 。如采用圆截面的弹簧或边长  $b$  小于节距的  $5/8$  时,两端要钎焊上垫圈,如图 b、c。钎焊后的垫圈端面要垂直研磨,使接触面达到  $360^\circ$ 。钎焊通常采用能提高焊接接头机械强度的银焊条。由于银焊条的熔点在  $700^\circ\text{C}$  左右,所以只能用于不锈钢和镍铬合金钢这样的耐热合金钢弹簧,而不适用于普通弹簧钢。对于不能用钎焊的弹簧就只能考虑采用夹子、铆钉或其他机械方法来固定垫圈。图 d 所示那种固定夹具方式,加工费用太大,其优点是这种弹簧既可用于压缩,也可用于拉伸。图 e 是将弹簧钢制的管子铣出螺旋状的沟槽,这样制成的弹簧就完全不会有并

圈,可以得到性能良好的线性特性弹簧。但不经济,只有在极精密机械中采用才是合算的。其两端应研磨到所希望的自由高度,外圆经无心磨削使其能达到所需要的弹簧刚度。

### 1.2.2 圆柱螺旋压缩弹簧的调整结构

在许多设备中所用的圆柱压缩螺旋弹簧,常常需要调整其压缩力。压缩力调整的结构型式很多,下面列举常用的一些典型结构,作为设计时的参考。

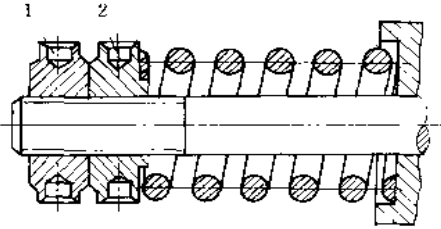


图 1-7-2 锁紧螺母调整压缩力的结构

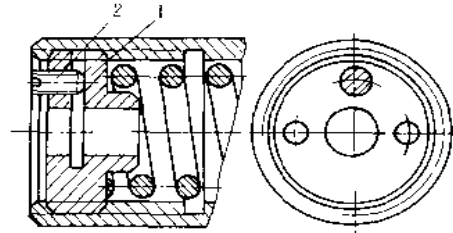


图 1-7-3 锁紧螺钉调整压缩力的结构

图 1-7-2 所示为用锁紧螺母调整压缩力的结构。调整时,松动螺母 1,将螺母 2(支承座)旋到所要求的位置,调整所需要的弹簧压缩力,然后再锁紧螺母 1。

图 1-7-3 所示为用锁紧螺钉调整压缩力的结构。调整时,将锁紧螺钉 2 旋松,然后调整支承座 1,旋到合适位置后,再将锁紧螺钉 2 拧紧。

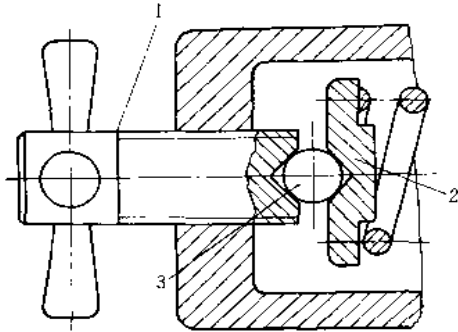


图 1-7-4 回转支承座调整压缩力的结构

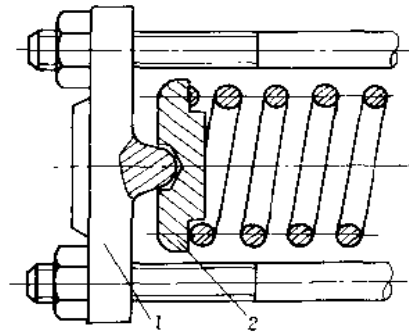


图 1-7-5 对心顶支承弹簧座调整压缩力的结构

图 1-7-4 所示为用回转支承座调整压缩力的结构。在调整螺旋 1 和支承座 2 之间嵌入钢球 3,当调整 1 时,支承座 2 就可以不受到阻力。

图 1-7-5 所示结构与图 1-7-4 结构类似,弹簧座 2 可绕对心顶 1 回转。它适用于大型弹簧。

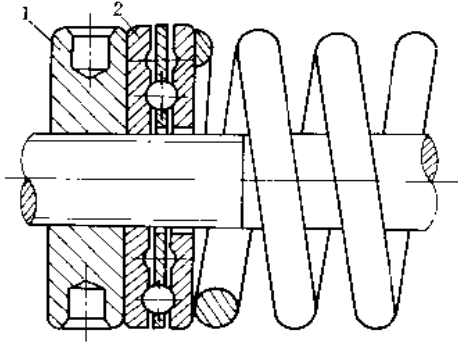


图 1-7-6 滚动摩擦支承座调整压缩力的结构

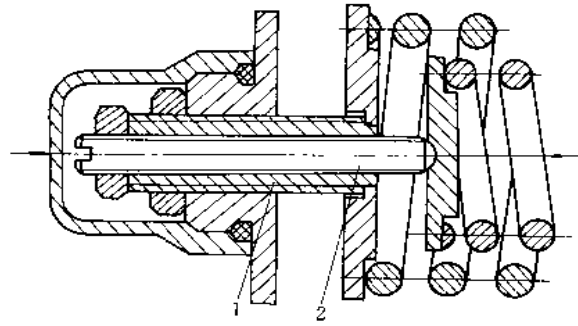


图 1-7-7 组合压缩弹簧的压缩力调整结构

图 1-7-6 所示为滚动摩擦支承座结构，当调整螺母 1 时，可避免支承座 2 带动弹簧端圈扭转而使弹簧承受附加的扭矩。适用于需要经常调整压缩力的大型弹簧。

图 1-7-7 所示为组合压缩弹簧的压缩力调整结构。通过螺杆 1 调整外层弹簧的压缩力，通过旋入螺杆 1 中的螺杆 2 调整内层弹簧的压缩力。

### 1.2.3 圆柱螺旋压缩弹簧的组合

为了改善弹簧的性能，常用两个、三个或多个直径不同的弹簧同心安装，组成组合弹簧，如图 1-7-8 所示。组合弹簧分为并列式和直列式（图 1-7-9）。等变形并列组合式弹簧能承受的载荷较大。为了避免支承面的过大扭转和弹簧间的相互嵌入，以及保持各弹簧的同心度，弹簧应做成右旋和左旋的，并相互交替安装（如图 1-7-10），不等高度弹簧组成的并列式组合弹簧，受载荷后各组成弹簧变形不等，这种组合弹簧的特性线为非线性、刚度为变值，如图 1-7-11 所示，只要合理地采用各种不等高度的弹簧，便可得到任意的弹簧刚度。直列式组合压缩弹簧结构及其特性线如图 1-7-12。

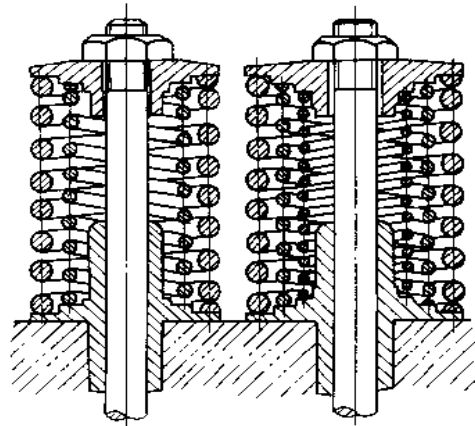


图 1-7-8 组合压缩螺旋弹簧

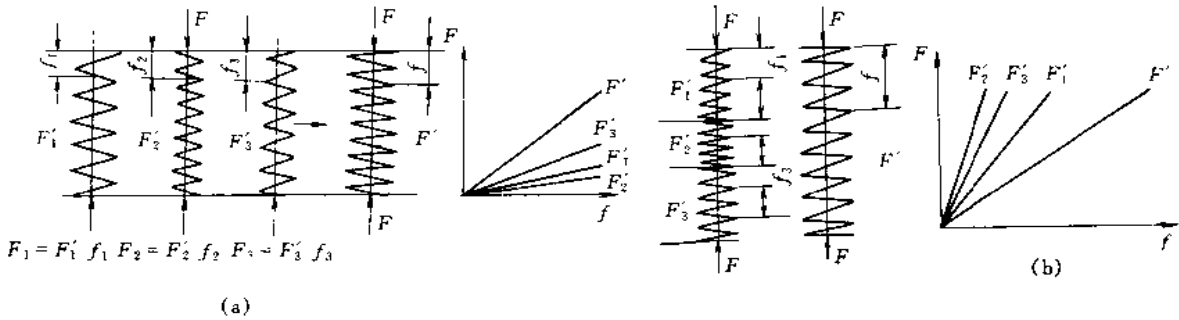


图 1-7-9 组合弹簧的形式及其特性线  
(a) 并列式组合弹簧；(b) 直列式组合弹簧

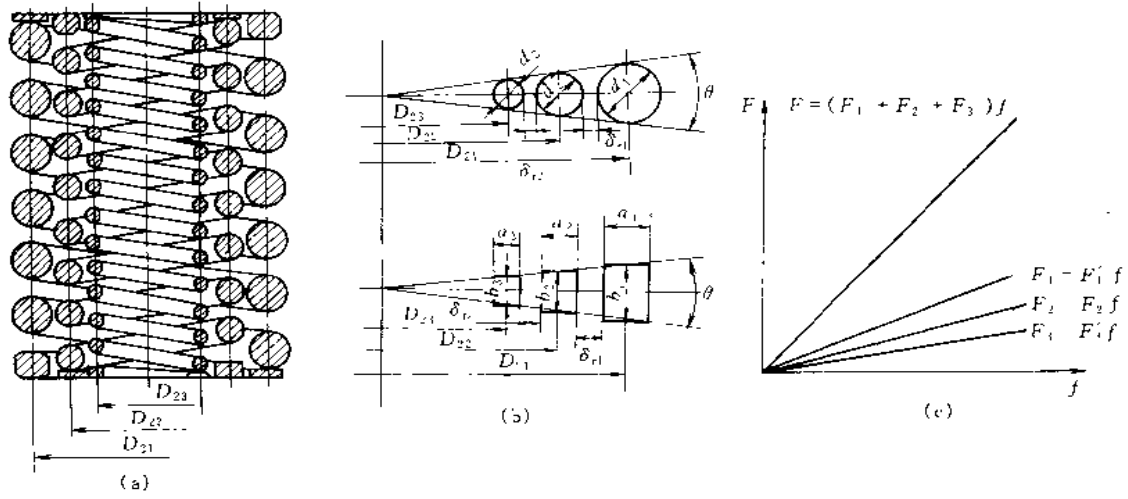


图 1-7-10 等变形并列组合压缩螺旋弹簧  
 (a) 并列组合弹簧; (b) 截面尺寸参数关系; (c) 刚度组合关系

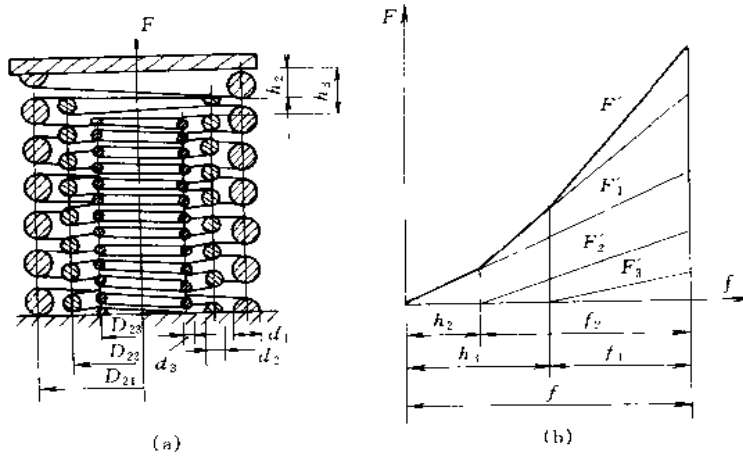


图 1-7-11 不等变形并列式组合压缩螺旋弹簧及其特性线

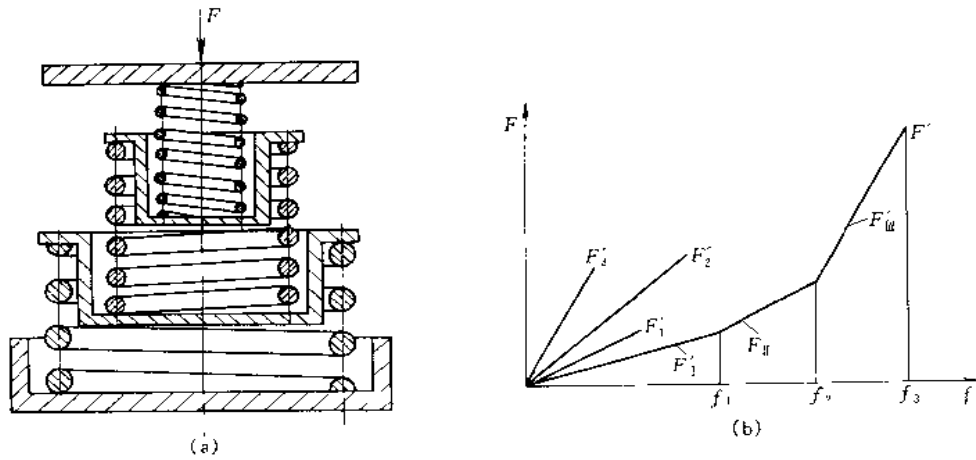


图 1-7-12 直列式组合压缩弹簧及其特性线

## 1.2.4 圆柱螺旋压缩弹簧的应用实例

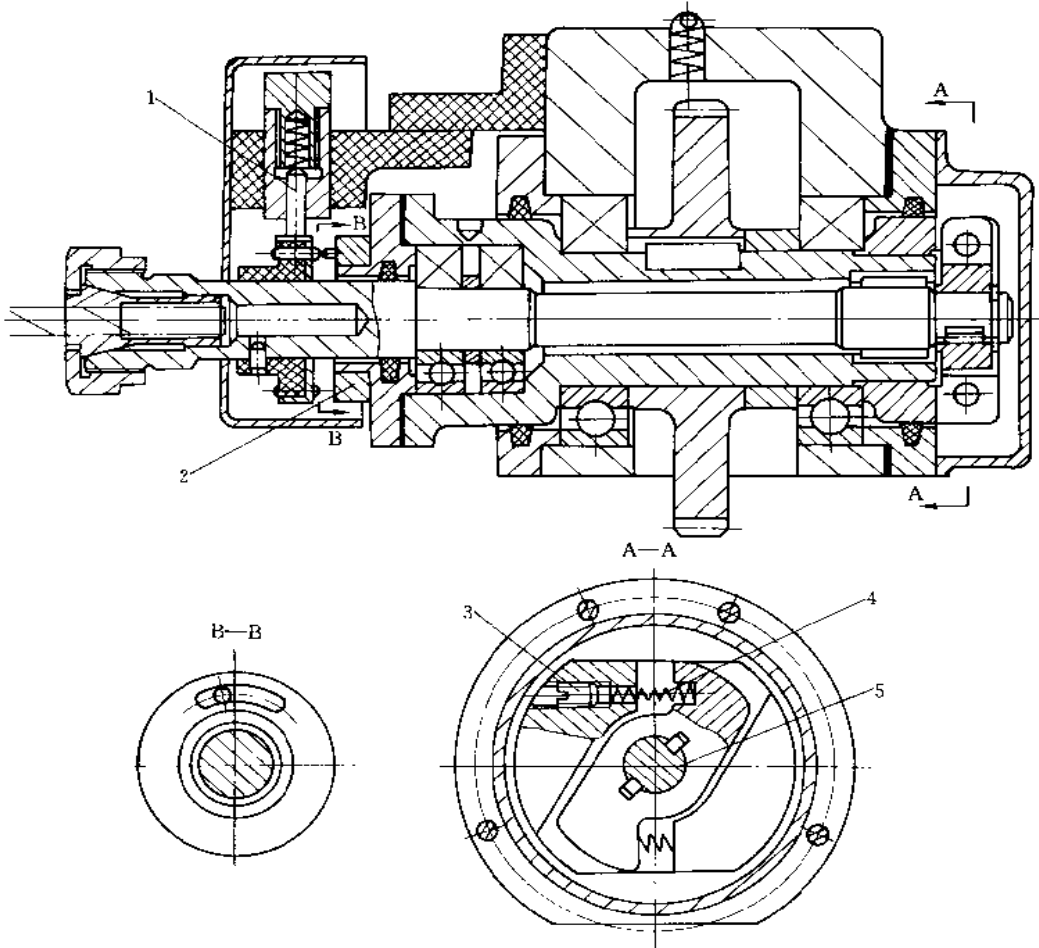


图 1-7-13 压力弹簧过扭矩保护机构

图 1-7-13 为深孔加工用压力弹簧过扭矩保护机构，能可靠地保护钻头，并减少加工中间退回次数。其工作原理是电机的旋转运动通过齿轮及两个压缩弹簧 4 传给主轴 5，用螺钉 3 调整扭矩值。当扭矩超过许可值时，主轴 5 与其上的法兰盘 2 产生相对转动，通过继电器的电刷 1 发出信号使动力头快速退回，排除切屑，然后再继续加工，从而防止钻头折断。

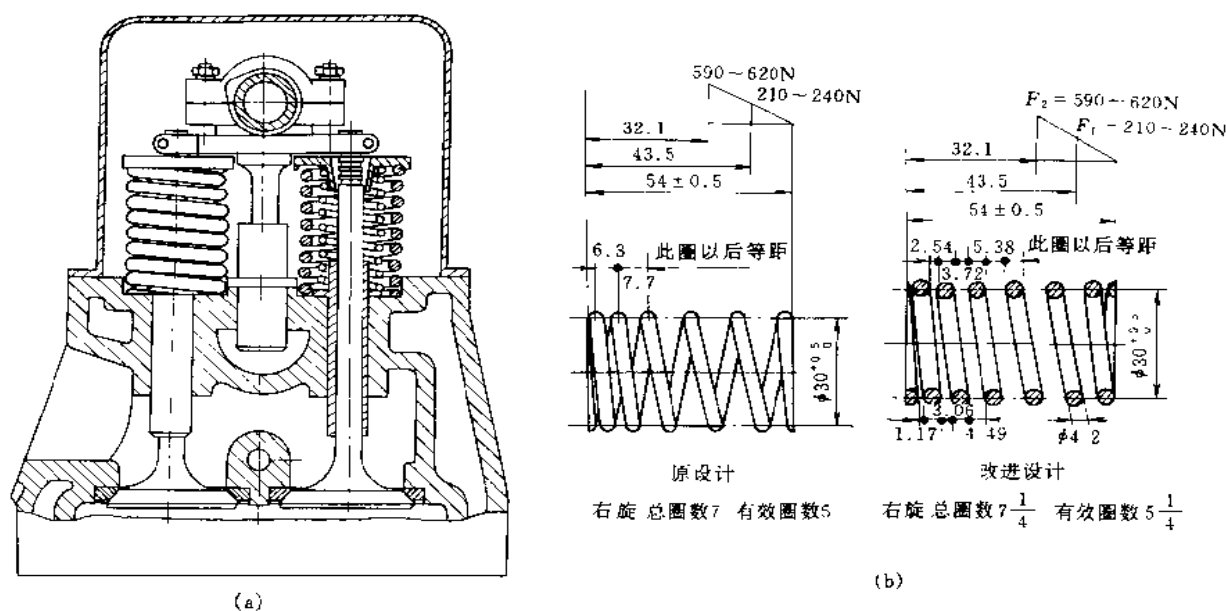


图 1-7-14 气阀弹簧

(a) 内燃机气阀弹簧架; (b) 引进柴油发动机变螺距气阀弹簧改进前后对比图

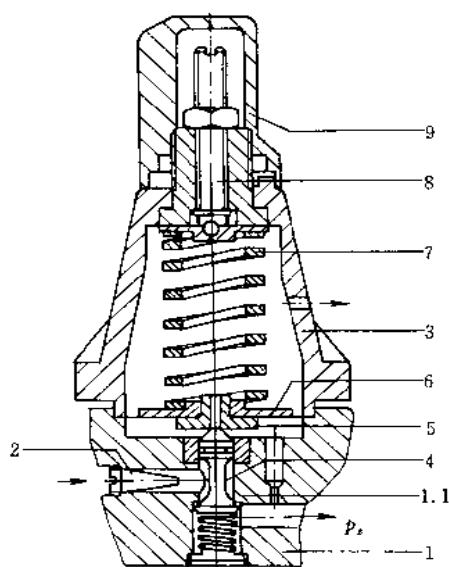


图 1-7-15 供压调节器

1—带阀座 1.1 的阀块; 2—过滤器 (绕结黄铜过滤器滤孔  $20\mu\text{m}$ ); 3—盖; 4—柱塞; 5—隔板;  
6—隔膜; 7—矩形弹簧; 8—推杆; 9—盖

气阀弹簧在其固有振动频率下将发生共振,发生共振的弹簧将失去其应具有的功能。为了防止气阀弹簧出现共振,可以采用外径不同的双弹簧结构或不等螺距弹簧。图 1-7-14a 所示为内燃机所用的气阀弹簧架。两个外径不同的弹簧套在一起,共同承担使气阀落座的功能。由于两个弹簧的共振频率不一样,这样就可以避免气阀弹簧的共振现象。若用变螺距气阀弹簧,则其在工作中螺距较小的簧圈反复地并合与分离,增加了阻尼,消耗了振动能,弹簧的自振频率也不断变化,对抑制弹簧共振、降低动应力有较好的效果,在国外高速内燃机中得到了广泛应用。但设计不合理却会造成早期损坏的后果。如图中 b 是引进柴油发动机变螺距气阀弹簧改进前后的对比图。原设计弹簧簧丝直径为  $\phi 4.2\text{mm}$ ,有效圈数为 5,其中有 2 圈变螺距。弹簧自由高度  $H_0=54\text{mm}$ ,安装高度  $H_1=43.5\text{mm}$ ,安装高度下弹簧变形  $f_1=H_0-H_1=10.5\text{mm}$ ,每一有效圈的平均变形为

$f_1/n=2.1\text{mm}$ 。从图中可知左端第一圈簧丝间距为  $6.3-4.2=2.1\text{mm}$ ,因此,弹簧在安装高度下第一圈已产生并圈,在以后的工作中不参加变形。表明原设计没有充分发挥变螺距效应,在工作中有效圈数变为 4 圈,且只有 1 圈并圈。试制过程中发生了弹簧早期疲劳断裂也说明



了原设计存在严重缺陷。用改进设计，弹簧材料仍选用与样机相同的材料 65Mn 弹簧钢丝，仅材料费每年要节省数十万元，同时由于动力降低，提高了气阀弹簧的工作可靠性。

图 1-7-15 为供压调节器中弹簧的应用。

图 1-7-16 是具有特殊成形齿的冲压齿轮和起蜗杆作用的螺旋弹簧相啮合的结构。

图 1-7-17 是组合弹簧在汽车喷油泵的机械离心式全速调速器中的应用。内弹簧安装时略有预紧力，以适应低转速时调速的需要，故称怠速弹簧 8。中弹簧安装呈自由状态，在端头留有 2~3mm 的间隙，柴油机高速运转时，内弹簧和中弹簧一起作用，因此，中弹簧称作高速弹簧 9。外弹簧在柴油机起动时，起着加浓油量的作用，有利于起动，故称作起动

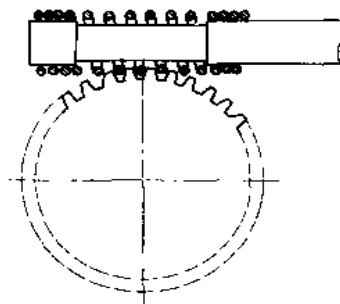


图 1-7-16 起蜗杆作用的螺旋弹簧

弹簧 10。柴油机起动时，首先是起动弹簧起作用，使油量加浓，利于起动。低速运转时，外弹簧和内弹簧同时起作用。在高速运转时，三根弹簧同时起作用，由于中弹簧的弹簧力最大，高速运转时，主要是中弹簧起作用。

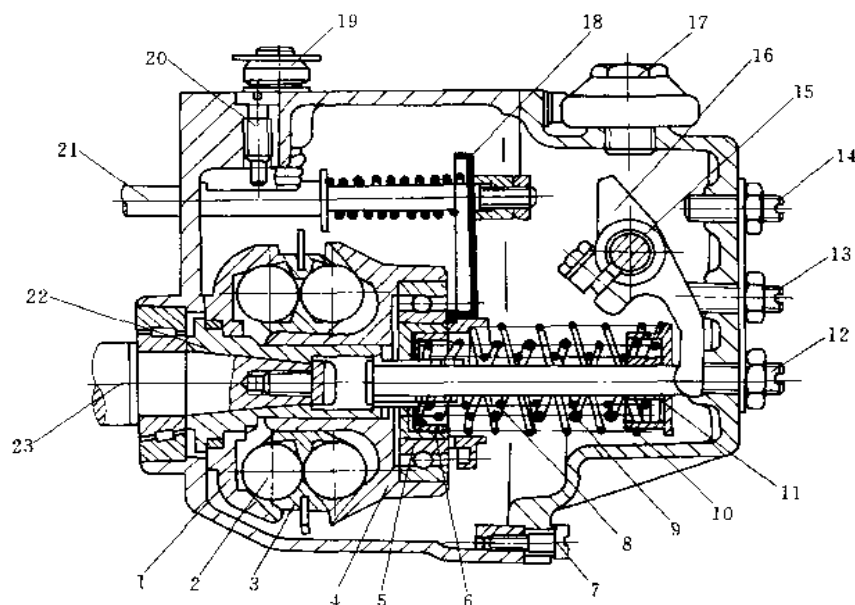


图 1-7-17 组合弹簧在机械离心式全速调速器中的应用

1—传动斜盘；2—飞球；3—球座；4—推力盘；5—轴承座；6—前弹簧座；7—放油螺钉；8—怠速弹簧；9—高速弹簧；10—起动弹簧；11—后弹簧座；12—调节螺杆；13—怠速调节螺钉；14—高速调节螺钉；15—操纵轴；16—调速叉；17—加油螺塞；18—传动板；19—停车手柄；20—限位螺钉；21—供油拉杆；22—传动轴套；23—喷油泵凸轮轴

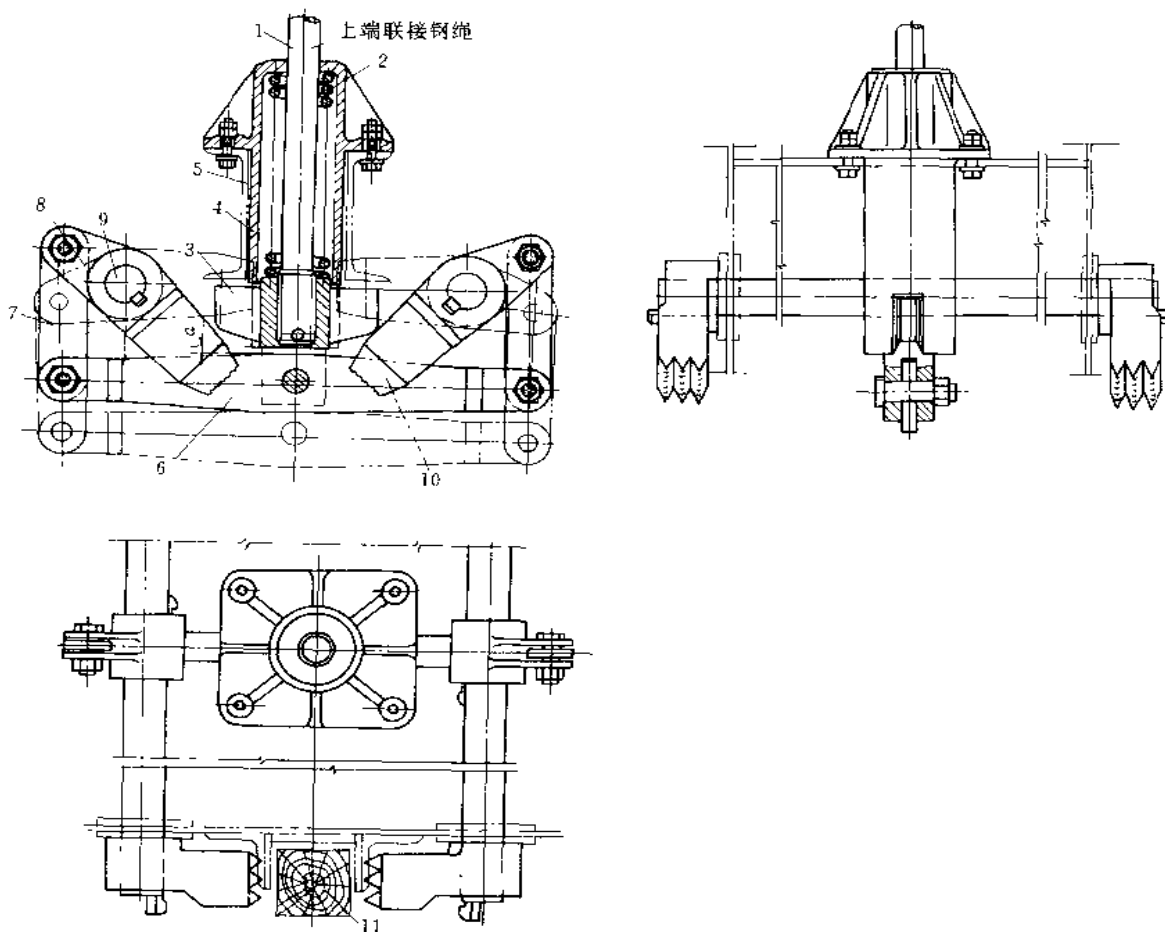


图 1-7-18 矿井单绳罐笼齿爪式防坠器

1- 主吊杆; 2- 弹簧; 3- 支承翼板; 4- 弹簧套筒; 5- 罐笼主梁; 6- 横担; 7- 连杆; 8- 杠杆; 9- 轴; 10- 齿爪; 11- 罐道木

各杆分别与钢绳联接

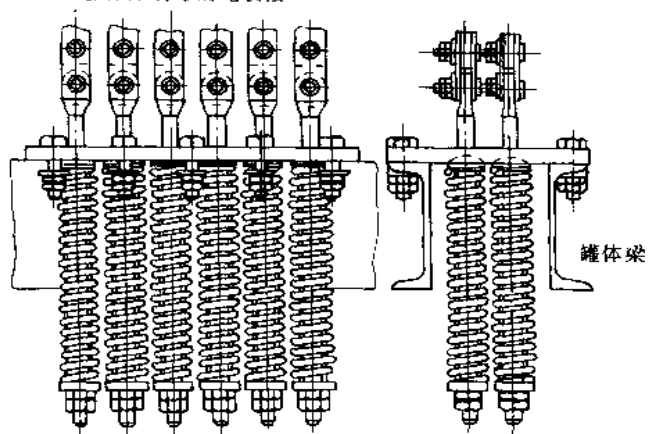


图 1-7-19 矿井多绳罐笼弹簧式平衡机构

图 1-7-18 为矿井单绳提升罐笼齿爪式防坠器，矿井罐笼上下升降正常工作时，弹簧 2 受到压缩，齿爪 10 总是张开的，当与主吊杆相连的钢绳或主吊杆本身破断时，被压缩的弹簧 2 自动伸张，将能量释放驱动横担 6，带动齿爪 10 转动，使齿爪卡入罐道木 11，在罐笼载荷作用下，齿爪卡入罐道木的深度逐渐加深，直至罐笼被制动悬挂在罐道木上。这是利用弹簧被压缩时贮存的能量驱动机构的应用。

图 1-7-19 为矿井多绳罐笼用弹簧式平衡机构，上部各杆的上端分别与钢绳联接，由于多根钢绳共同承担罐笼载荷，各根钢绳

张力不会相同。此机构各根钢绳通过压缩弹簧与罐体联接，可以平衡各根钢绳的张力，减轻钢绳张力过载，减少提升起动和制动时钢绳的动应力。这种机构也应用于电梯提升中。

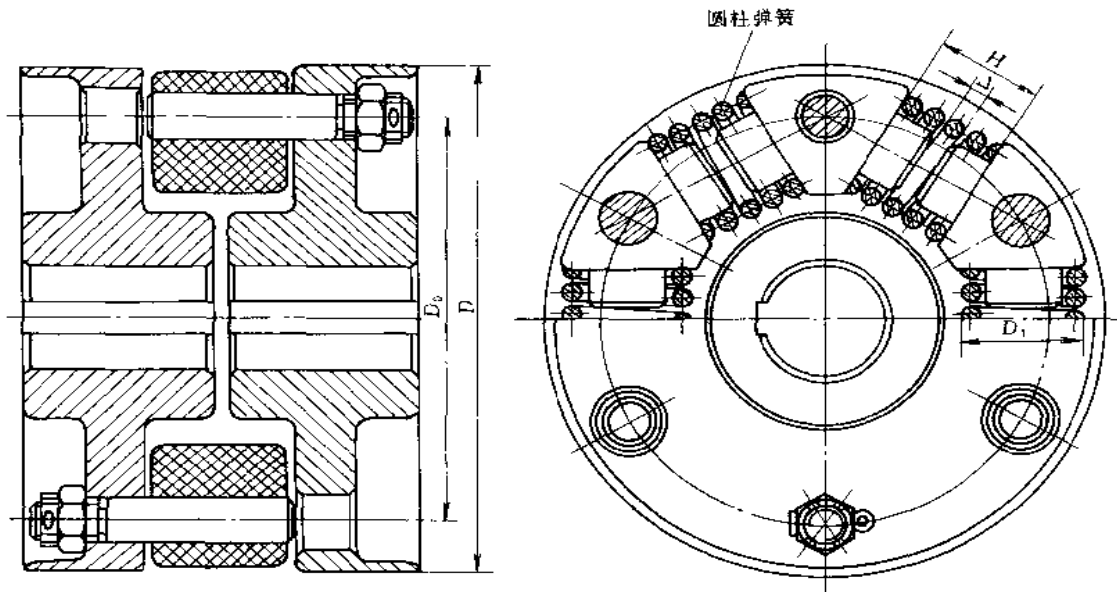


图 1-7-20 圆柱压缩弹簧用于联轴器

图 1-7-20 为联轴器，当机器起动或制动时，弹簧起缓冲作用，减小动负荷。

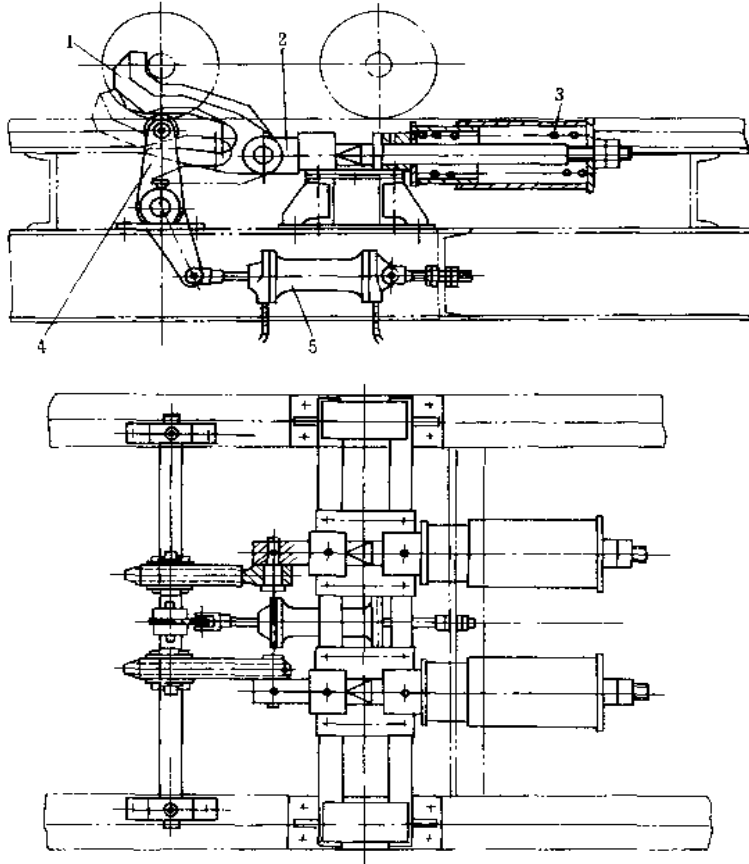


图 1-7-21 矿山钩式阻车器  
1—阻爪；2—导向滑杆；3—弹簧；  
4—摇杆；5—气缸

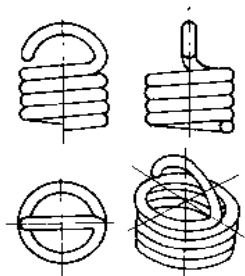
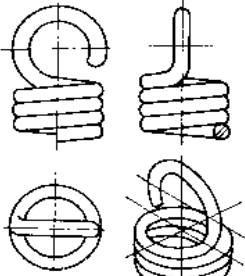
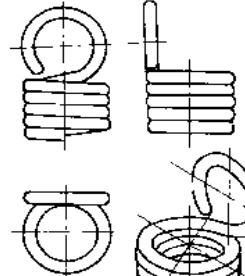
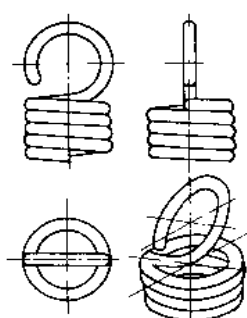
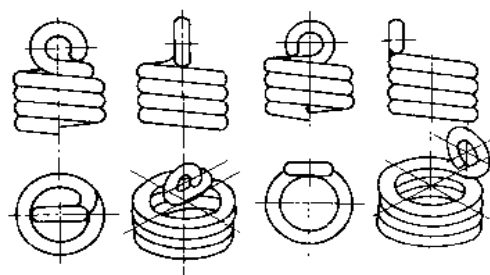
图 1-7-21 为矿山钩式阻车器，采用压缩弹簧 3 吸收能量，起缓冲作用，减小阻车时各零件承受的动负荷。

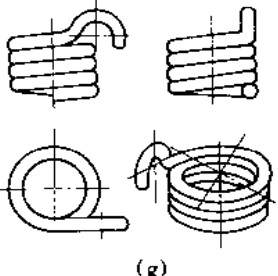
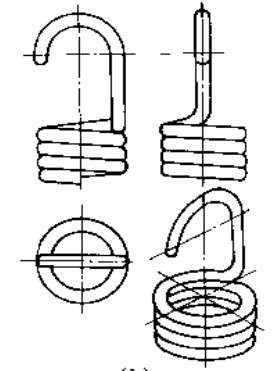
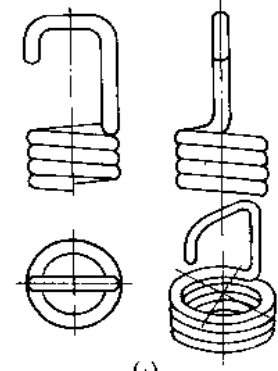
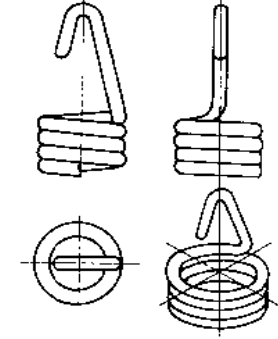
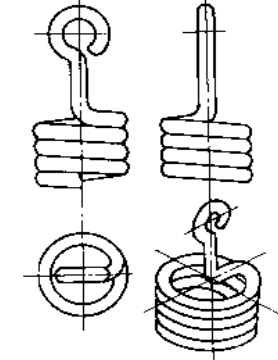
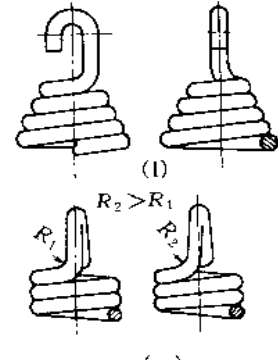
### 1.3 圆柱螺旋拉伸弹簧

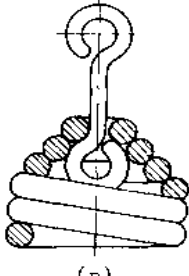
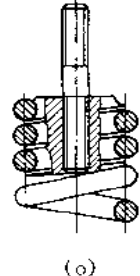
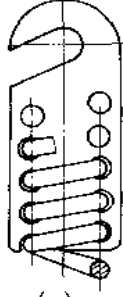
#### 1.3.1 圆柱螺旋拉伸弹簧的端部结构

拉伸弹簧的端部形状主要是钩环，这些钩环由末端弹簧圈或钢丝弯折而成。在设计或选取端部结构形式时，主要考虑弹簧在机构中的安装方法、安装空间、载荷性质等因素。在满足这些要求的情况下，尽量采用简单的结构。表 1-7-3 为拉伸弹簧的端部结构，其中有些常用的已纳入国家标准，见表内有型号者。两端钩环的相对位置，可以在一直线上或互成  $90^\circ$  角，或成所需要的任意角度。

表 1-7-3 拉伸弹簧端部结构

简图						
结构	半圆钩环		圆钩环		偏心圆钩环	
型号	L I 型		L II 型		L IV 型	
特点、应用	由弹簧末端的半个弹簧圈弯折而成，用于安装空间受限制的场所		由弹簧末端弹簧圈弯扭至中心而成，弯扭处形成高的应力，适用于大旋绕比而受载荷较小的弹簧		由末端弹簧圈弯折而成，钩环位于弹簧圈边缘的切线位置，由于载荷的偏心和钩环根部 $90^\circ$ 的弯折，使钢丝承受较大的附加应力，这种端部结构形式适用于中等旋绕比 $C=8\sim 15$ ，载荷较小，或不重要的弹簧	
简图						
结构	圆钩环在中心			小钩环		
型号	L III 型					

特点、应用	也是由末端弹簧圈弯折压至中心而成，与图c所示结构形状相比，可以避免载荷的偏心，比较安全可靠，广泛用于旋绕比 $C < 20$ ，承受较高载荷的弹簧		适用于安装空间较小的场合
简图	 <p>(g)</p>	 <p>(h)</p>	 <p>(i)</p>
结构	小钩环	长臂半圆钩环	特制的长臂钩环
型号	LV型		
特点、应用	适用于安装空间较小的场合		加工复杂，一般尽量避免采用。所有用弯折加工构成的钩环，都在钢丝的弯折处产生比较大的应力集中。所以，用弯折加工构成钩环的端部结构，建议应用于材料直径在4mm以下的弹簧。但由于这种方法简单，有时也用于材料直径达10mm左右的弹簧
简图	 <p>(j)</p>	 <p>(k)</p>	 <p>(l)</p> <p><math>R_2 &gt; R_1</math></p> <p>m</p>
结构	长臂小圆钩环	特制的长臂钩环	l: 锥形端圈过渡 m: 较大的弯折半径
型号	LV型		
特点、应用	同图h和i		可减少应力集中

简图			
结构	将弹簧末端做成锥形闭合端, 另外附加钩环	可调式	支承板式
型号		LW型	
特点、应用		把具有螺旋的圆柱塞旋入弹簧两端1.5~2.5圈, 在圆柱塞上另加螺杆, 这种结构适用于材料直径大于5mm的弹簧	将弹簧端旋入支承板上, 利用支承板的钩槽承受载荷

### 1.3.2 圆柱螺旋拉伸弹簧的拉力调整结构

在一些机构中的拉伸弹簧, 常常需要调整其长度, 改变其拉力, 以满足机构对弹簧拉力的要求。拉伸弹簧拉力的调整结构型式很多, 可根据不同需要自行设计, 下面列举些常用的典型结构, 作为设计时的参考。

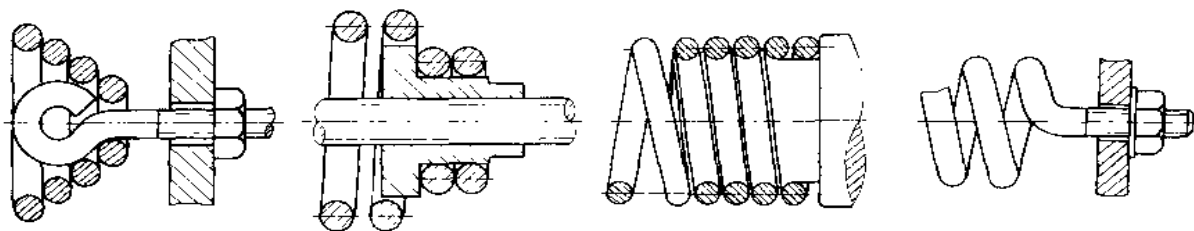


图 1-7-22 螺杆调整拉力的结构      图 1-7-23 支承座为螺母的调整拉力的结构      图 1-7-24 旋塞式调整结构      图 1-7-25 直尾式调整结构

图 1-7-22 所示为用螺杆调整拉力的结构。弹簧端部做成圆锥闭合形, 插入带环的螺杆, 旋转螺母即可调整弹簧的拉力。

图 1-7-23 所示为弹簧安装在带有凸肩的螺母上, 弹簧端部两圈的直径比正常直径小, 以便固定, 旋转螺母即可调整弹簧的拉力。

图 1-7-24 为旋塞式调整结构, 在螺旋拉杆上加工有螺旋槽, 将拉杆旋入弹簧端部, 转动拉杆即可调整弹簧的拉力。

图 1-7-25 为直尾式调整结构, 将弹簧端做成直的, 并加工出螺纹形成螺杆, 旋转螺杆端的螺母即可调整弹簧的拉力。

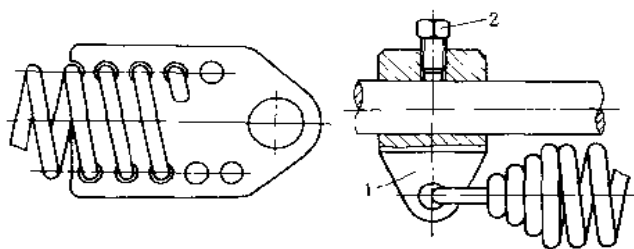


图 1-7-26 挂板式调整结构

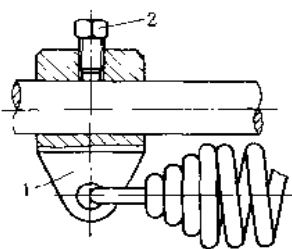


图 1-7-27 滑块式调整结构

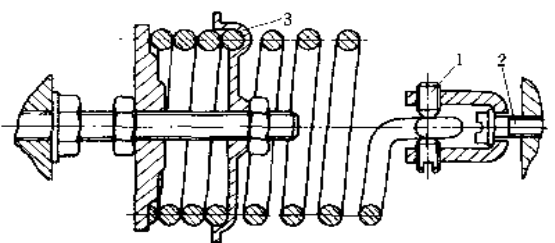


图 1-7-28 复式调整结构

图 1-7-26 为挂板式调整结构，在薄钢板上钻有两排圆孔，弹簧端部旋入钢板孔内 3~4 圈，靠旋入钢板孔内圈数的多少来调整弹簧的拉力。

图 1-7-27 为滑块式调整结构，弹簧端部挂在滑块 1 的圆孔内，滑块可沿导杆移动，当滑块滑移到合适的位置时，可用紧固螺钉 2 将其固定，调整滑块的位置就可以调整弹簧的拉力。

图 1-7-28 为复式调整结构，用螺钉 2 调整拉伸弹簧支座 1 的位置，以调整弹簧的拉力；波形盘 3 可以根据工作需要，调整拉伸弹簧的工作圈数。这是一种较好的调整结构，但比较复杂。

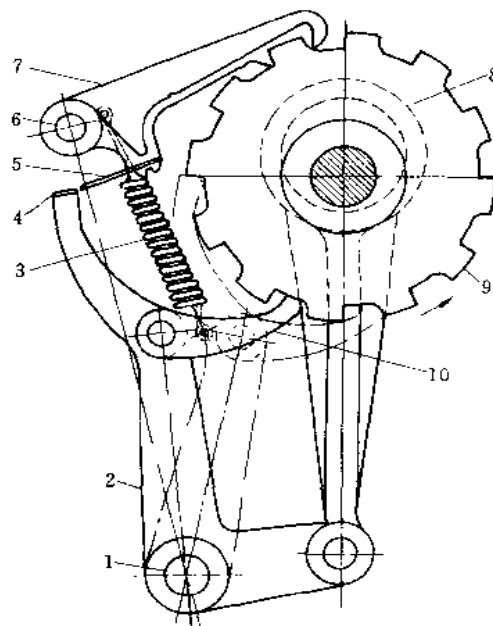


图 1-7-29 大载荷司歇运动的棘轮机构  
1—轴；2—双臂杆；3—弹簧；4—平板；5—片簧；  
6—轴；7—爪；8—偏心；9—棘轮；10—爪

### 1.3.3 圆柱螺旋拉伸弹簧的应用实例

图 1-7-29 为弹簧在棘轮机构中的应用。

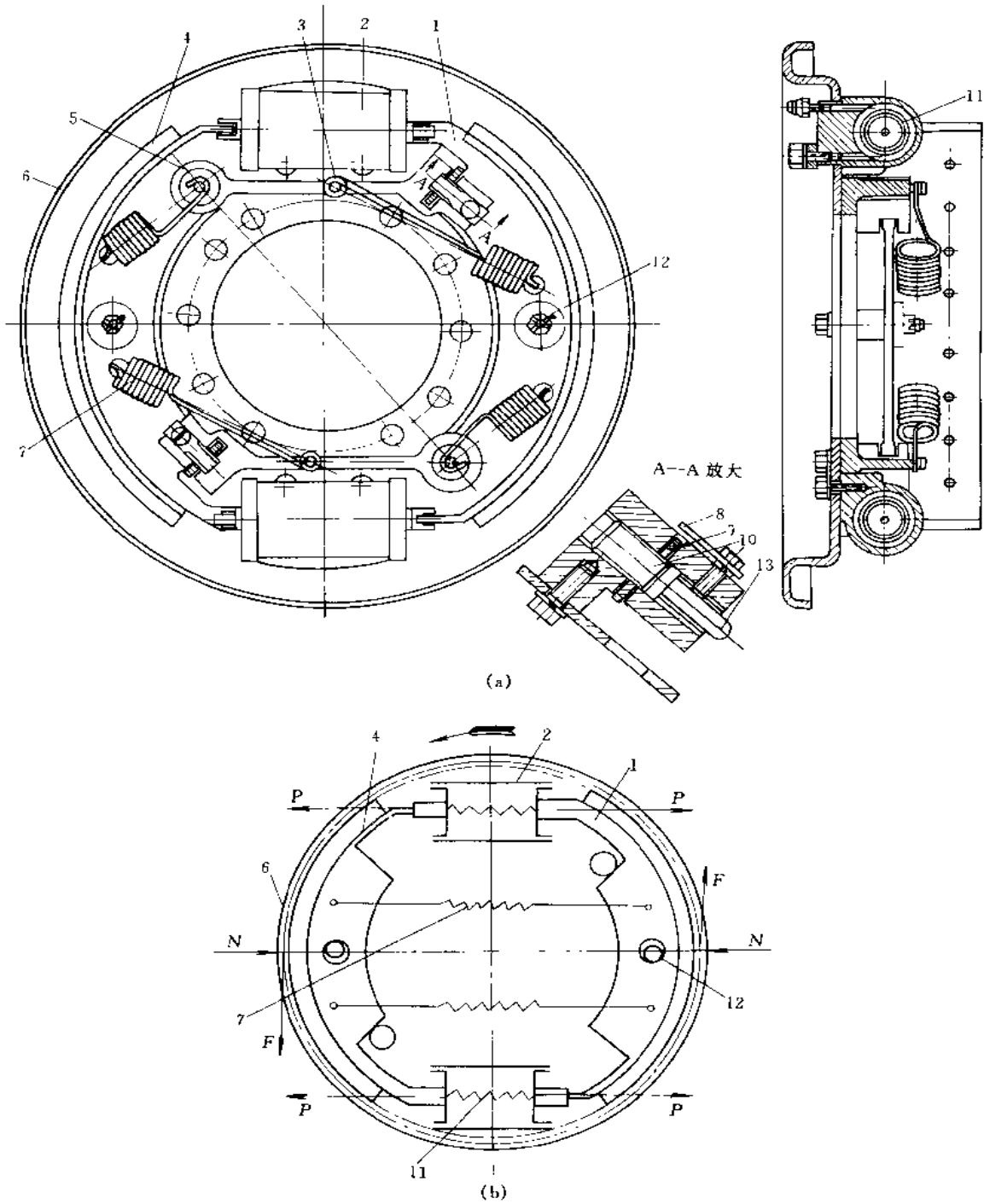


图 1-7-30 平衡式蹄式制动器

1—制动蹄；2—制动轮缸；3—弹簧座；4—制动蹄；5—支承板；6—制动底板；7—复位弹簧；8—弹簧片；9—拨轮；  
10—调整螺杆；11—制动弹簧；12—定位销；13—支承销



图 1-7-30 为用于矿山的 ZL50 型轮式装载机的平衡式蹄式制动器, a 为结构图, b 为受力简图。制动时轮缸 2 活塞在油压作用下向外推出, 使两制动蹄 1 压在制动鼓上 (图上未表示), 当解除制动时, 制动缸 2 中的油压释放, 制动蹄 1 在拉伸弹簧 7 的作用拉回复位。由于两侧制动蹄受力平衡, 轮毂轴承不受任何附加载荷, 摩擦衬片的磨损也比较均匀。

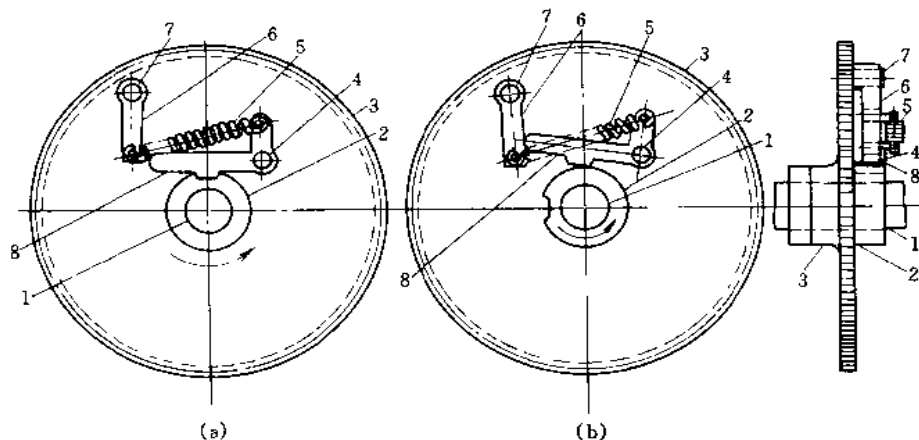


图 1-7-31 联轴器过载的安全装置

1—轴; 2—套筒; 3—齿轮; 4—销; 5—拉弹簧; 6—杆; 7—销; 8—杆

图 1-7-31 为联轴器过载的安全装置。正常工作时, 套筒 2 上的槽与杆 8 上的牙结合, 轴 1 与套筒 2 固联, 轴 1 的转动通过杆 8 上的牙传递给齿轮 3。拉簧 5 保持一定的结合力。当齿轮 3 上的扭矩过载时, 套筒 2 克服拉簧 5 的拉力将杆 8 抬起, 使轴 1 脱离结合, 保护电机不过载。

图 1-7-32 为振动输送装置示意图, 工件 6 在振底板 5 上受惯性力作用, 脉动地向前移动。采用凸轮 1 和拉伸弹簧 8 相结合, 使振底板 5 产生快速前进 (拉簧作用), 然后缓慢返回 (凸轮作用), 前进与返回交换时, 工件受到惯性力作用向前移动。

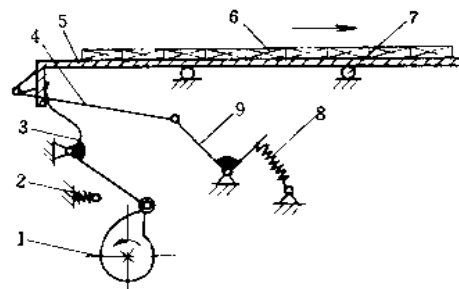


图 1-7-32 盘形凸轮振动装置示意图

1—盘形凸轮; 2—缓冲器; 3—滚子从动杆; 4—连杆; 5—振底板; 6—工件; 7—滚轮; 8—拉簧; 9—摆杆

## 1.4 圆柱螺旋扭转弹簧

### 1.4.1 圆柱螺旋扭转弹簧的结构类型

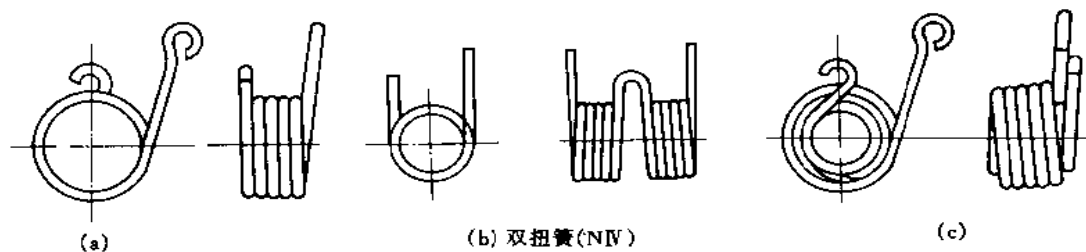


图 1-7-33 扭转螺旋弹簧的类型

图 1-7-33a 为常用的普通形式。

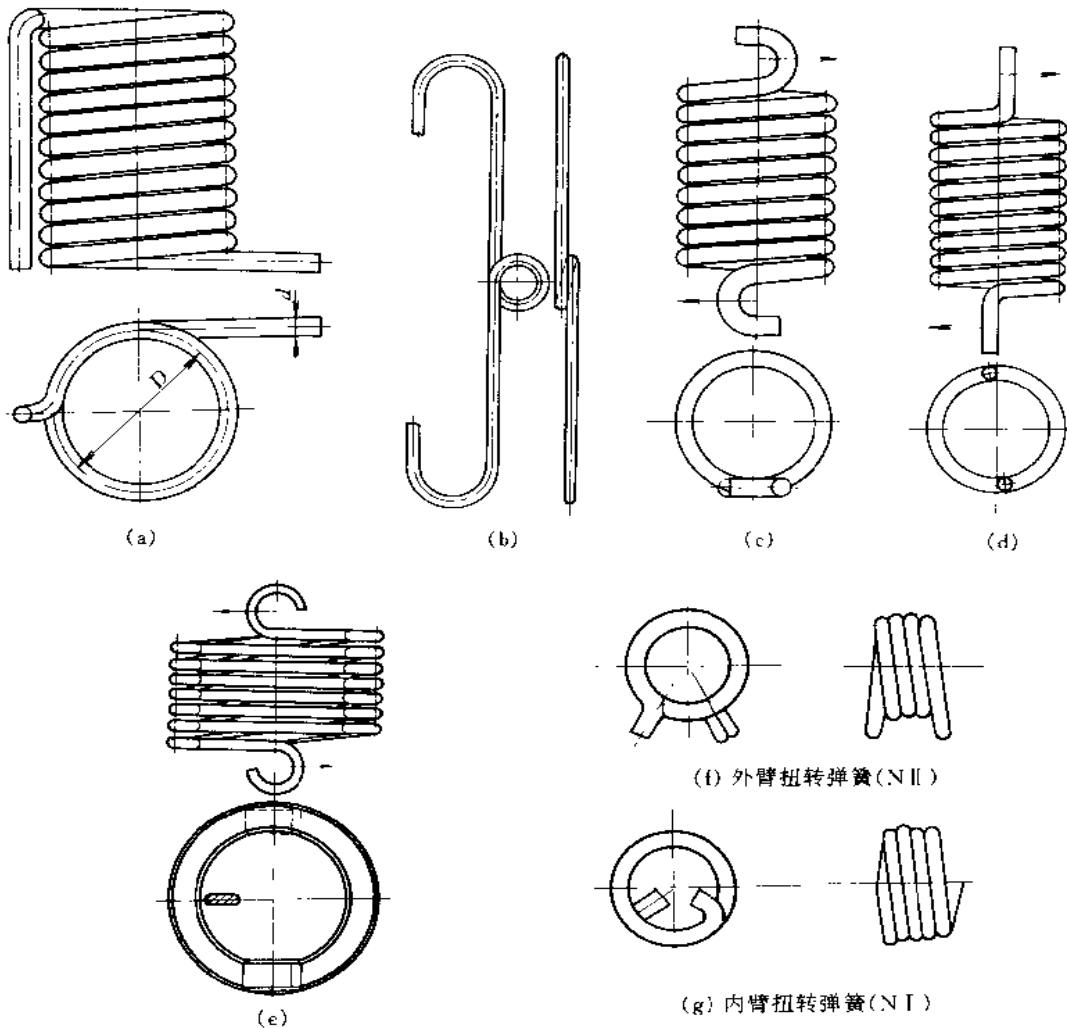
图 1-7-33b 所示并列双扭簧, 是用一根弹簧材料在同一芯轴上, 向相反方向缠绕所得的两个圈数相同的弹簧。两弹簧的中间为扣环, 两端为加扭矩的支点。其中每一个弹簧的扭转刚度, 相当于以此两个弹簧的总长作为一个弹簧使用时的 2 倍。整个并列双扭簧的刚度为其单个弹簧的 4 倍, 变形量则为其单个弹簧的  $\frac{1}{4}$ 。因此, 这种并列双扭簧的效率较高。

图 1-7-33c 为内外直列双重扭转螺旋弹簧, 这种结构与相同外径的扭转弹簧相比, 几乎可以得到 2 倍变形量, 也就是得到近 2 倍的变形角。因此, 这种弹簧适用于空间小而需要大变形角的场合, 或者扭矩作用于接近同一平面内的场合。

另外, 扭转螺旋弹簧分为无间距和有间距两种。无间距弹簧匝圈与圈之间并紧接触, 摩擦力将影响工作特性线, 但因其制造容易, 所以仍被广泛采用。有间距的扭转螺旋弹簧用于精度要求高的场合, 一般取其圈间的间距  $\delta \approx 0.5\text{mm}$ 。

#### 1.4.2 圆柱螺旋扭转弹簧的端部结构

扭转弹簧的端部结构型式很多, 图 1-7-34 介绍部分常用结构, 其中有的已标准化, 可根据不同的安装方法和使用条件进行选用。



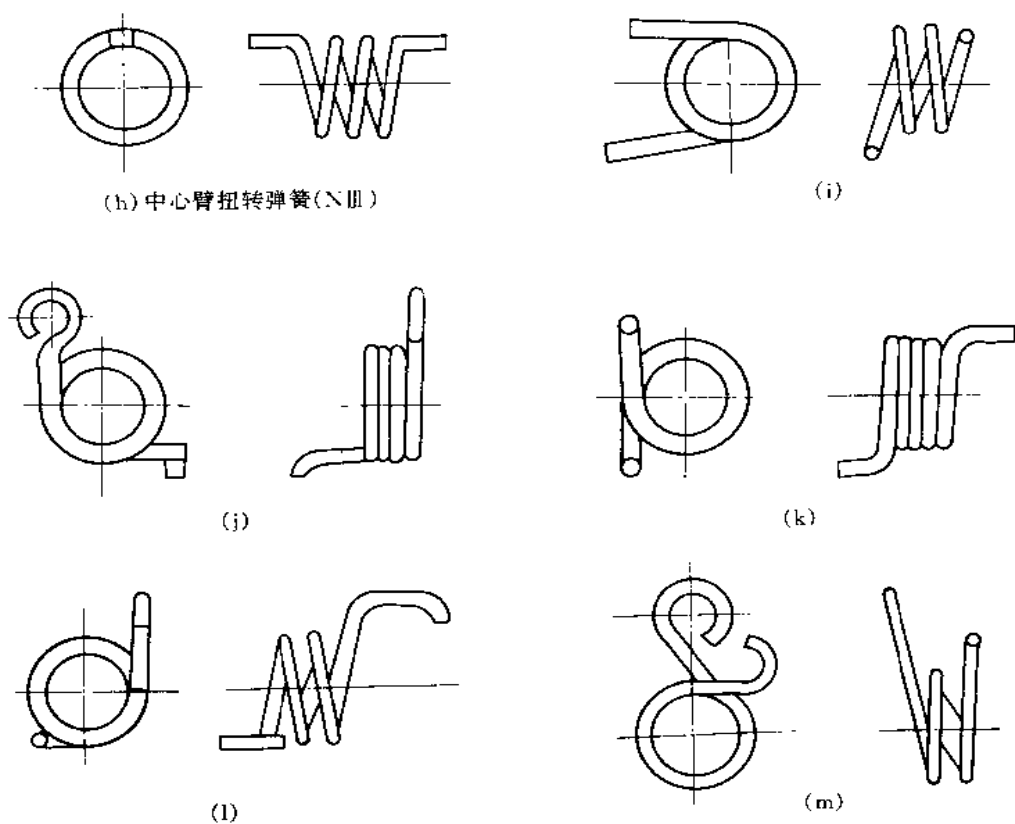


图 1-7-34 圆柱螺旋扭转弹簧端部结构

## 1.4.3 圆柱螺旋扭转弹簧的安装示例

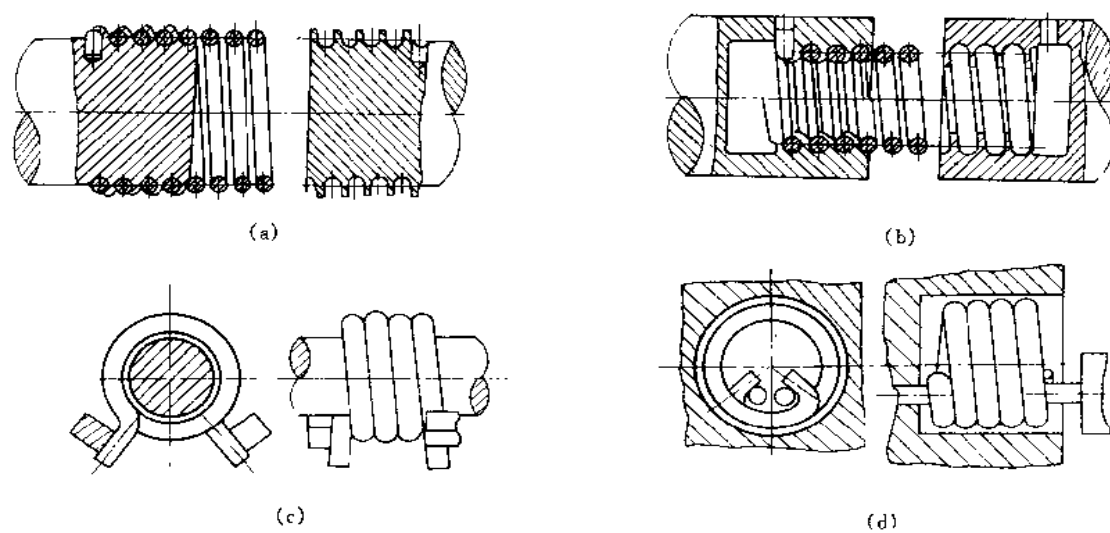


图 1-7-35 扭转螺旋弹簧安装示例 (a)、(b)、(c)、(d)

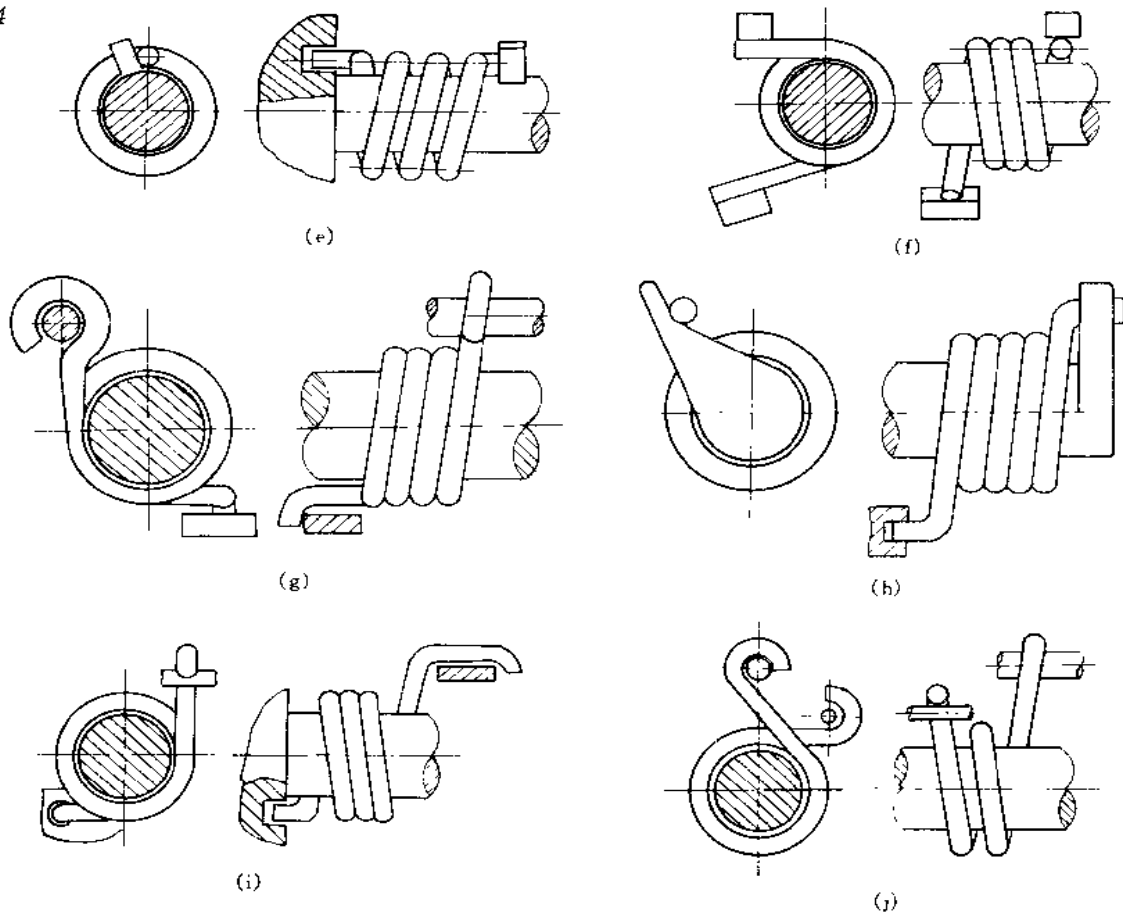


图 1-7-35 扭转螺旋弹簧安装示例 (e)、(f)、(g)、(h)、(i)、(j)

图 1-7-35 为扭转螺旋弹簧安装示例, b、d 为内臂结构, 其余均为外臂结构。

#### 1.4.4 圆柱螺旋扭转弹簧的应用实例

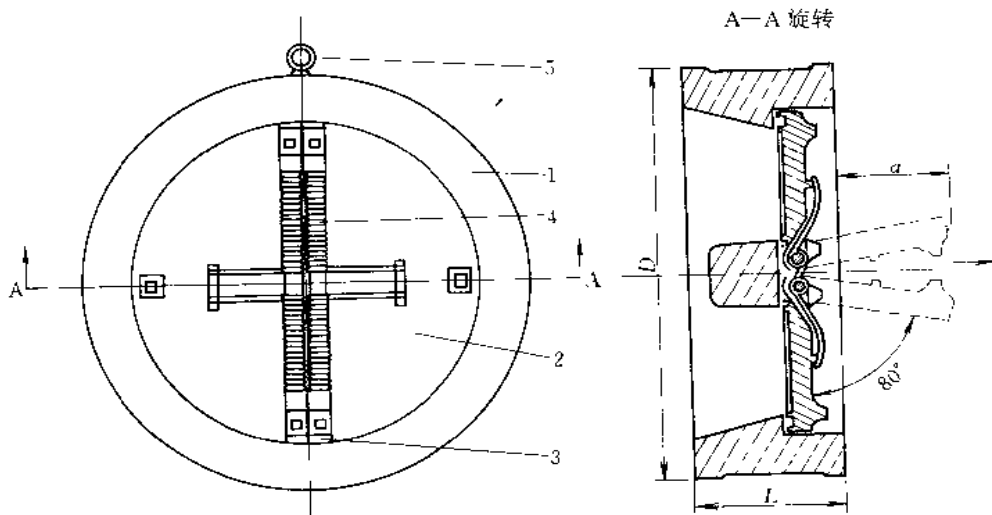


图 1-7-36 对开圆盘控制闸门

1—闸门体; 2—闸门; 3—闸门支承; 4—扭转弹簧; 5—吊环螺栓

图 1-7-36 每扇闸门装有由轴制导的两排扭转弹簧, 弹簧按 DIN2088 无限服务期和疲劳

极限值设计。

为了确保发动机的高转速动力性，必须使气阀工作正常，为此必须采用较硬的弹簧；而为了确保中低转速的动力性，又必须采用较软的弹簧。

为了解决这个矛盾，可以采用气阀强制落座机构，如图 1-7-37 所示。一般气阀落座全靠气阀弹簧的压力，而气阀强制落座机构则采用摇臂强制气阀落座。在这个机构中采用一个很软的扭簧，扭簧的作用是帮助提高气阀的密封性。

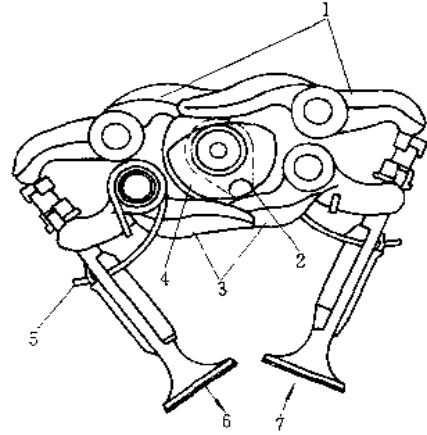


图 1-7-37 强制气阀关闭机构  
1—开启用摇臂；2—开启用凸轮；3—关闭用摇臂；  
4—关闭用凸轮；5—扭簧；6—排气；7—进气

这种机构最早曾在意大利的德加梯摩托车上采用过。在 1955 年，奔驰 300SLR 镭射汽车也曾采用过这种机构。但是普通轿车发动机的转速都不超过 8000r/min。似乎还用不上这种机构。

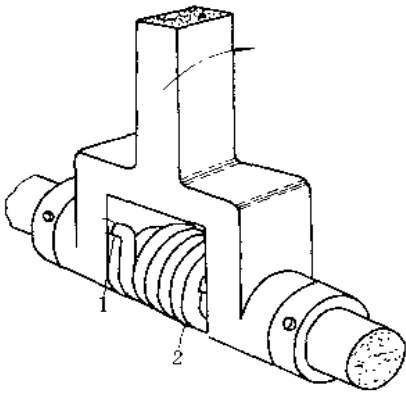


图 1-7-38 用弹簧完成单向运动的装置  
1—弹簧固定用孔；2—扭转弹簧

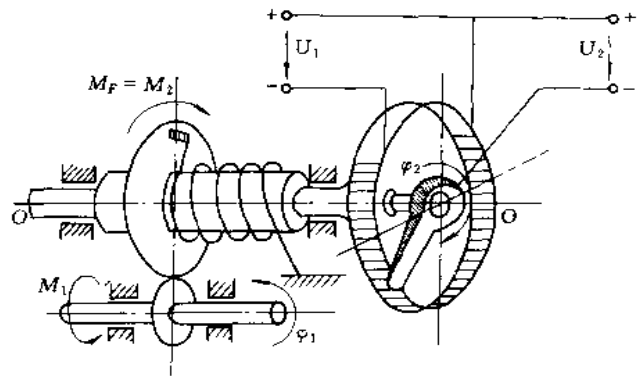


图 1-7-39 测力计

图 1-7-39 为扭簧在机电测力计中的应用。当被测力  $F$  对转轴  $O、O$  的转矩  $M_F$  与扭簧的弹簧力矩  $M_2$  平衡时，即可测得被测力  $F$  的大小，并用电压  $U$  的相应变动值大小来表示。

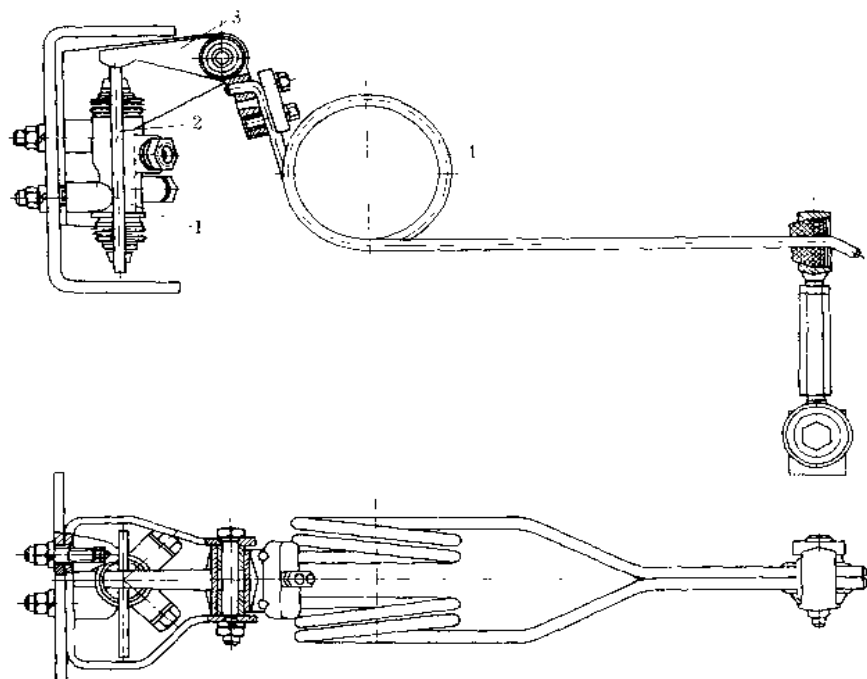


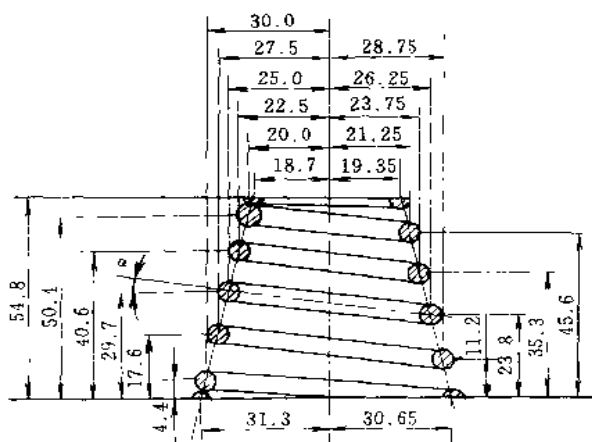
图 1-7-40 扭簧在货车用制动力调节装置上的应用

1—感载比例阀；2—传力框架；3—杠杆；4—扭簧

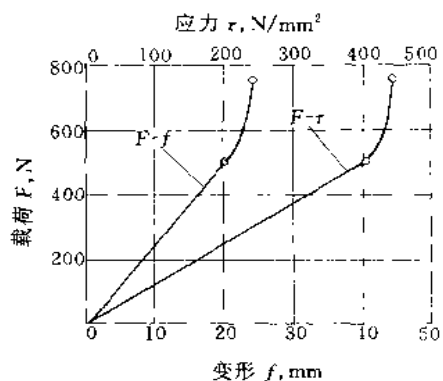
图 1-7-40 是由两个扭簧 4 并联构成的，感载弹簧的两端分别与传力框架和汽车后轴相联系。由于汽车实际装载量的改变和制动时轴负荷转移所引起的后悬架挠度的改变都将导致扭簧力矩的变化，从而改变对比例阀的控制力，以达到自动调节起始点的作用。

### 1.5 变径螺旋弹簧

#### 1.5.1 变径螺旋弹簧的结构类型

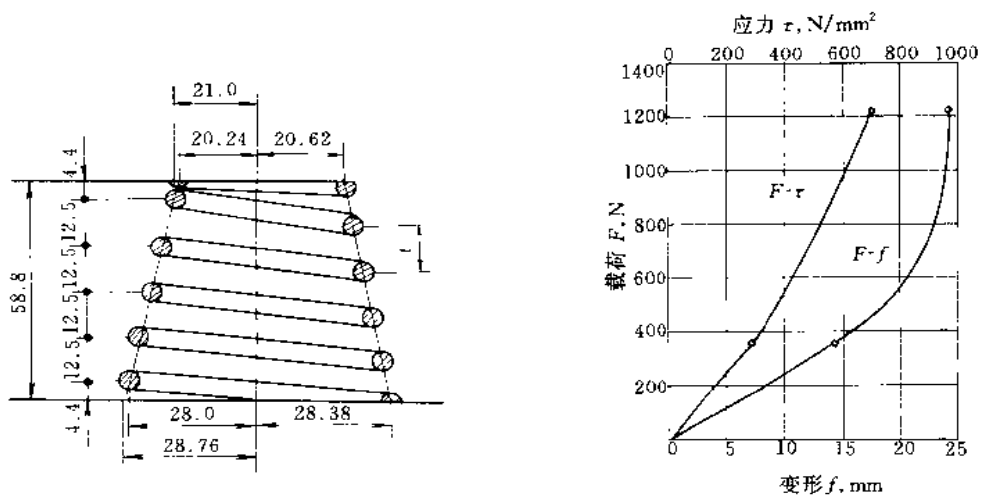


(a) 几何尺寸

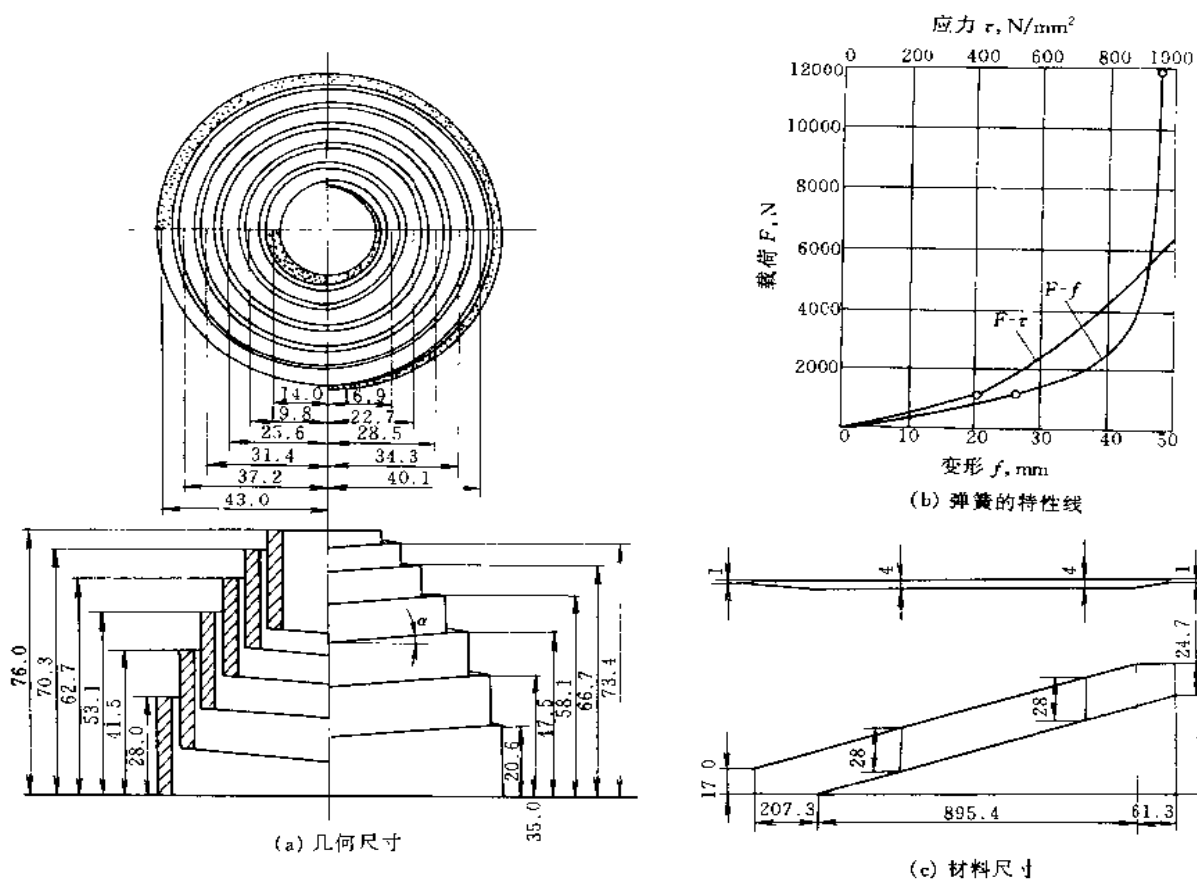


(b) 载荷和变形、载荷和应力的关系曲线

图 1-7-41 等螺旋角 ( $\alpha$  为定值) 圆锥螺旋弹簧



(a) 几何尺寸 (b) 载荷和变形、载荷和应力的关系曲线  
图 1-7-42 等节距 ( $t$  为定值) 圆锥螺旋弹簧



(a) 几何尺寸 (b) 弹簧的特性线 (c) 材料尺寸  
图 1-7-43 等螺旋角 ( $\alpha$  为定值) 蜗卷弹簧

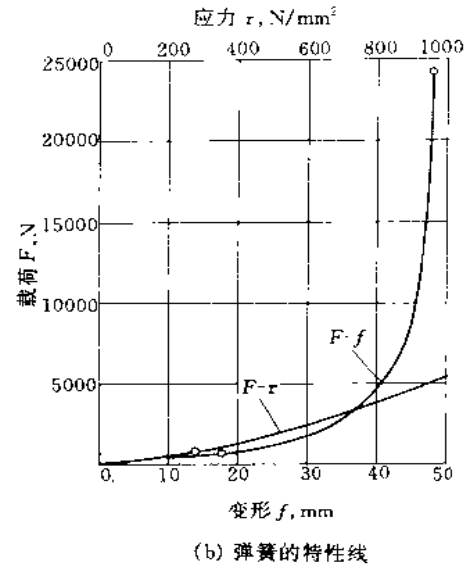
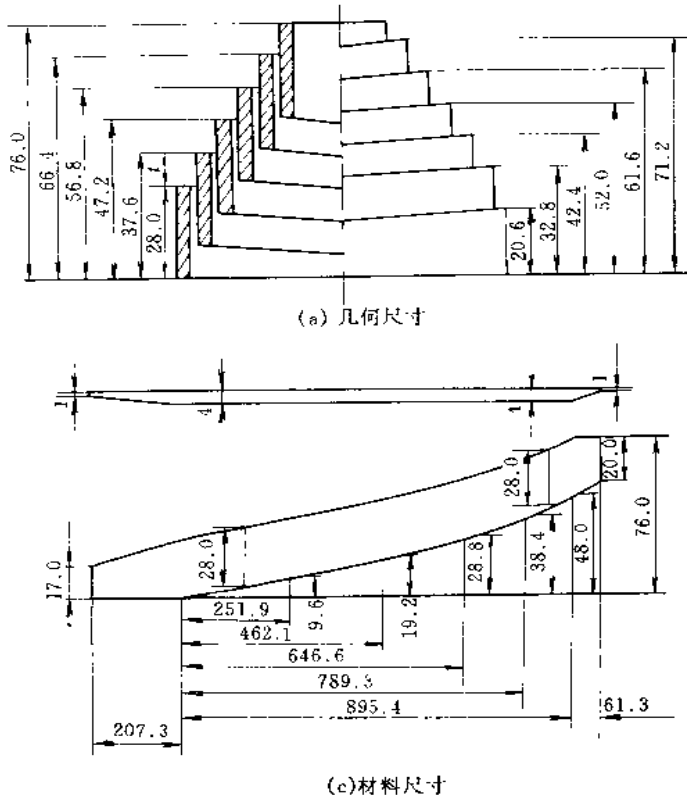


图 1-7-44 等节距 ( $l$  为定值) 蜗卷弹簧

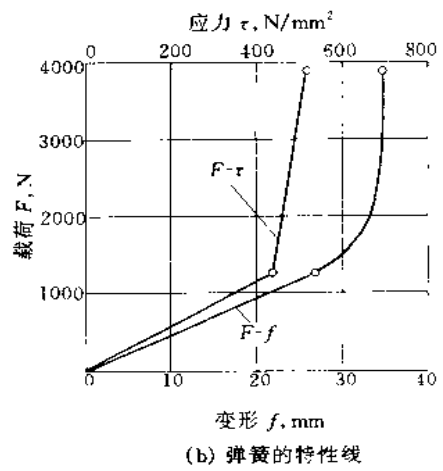
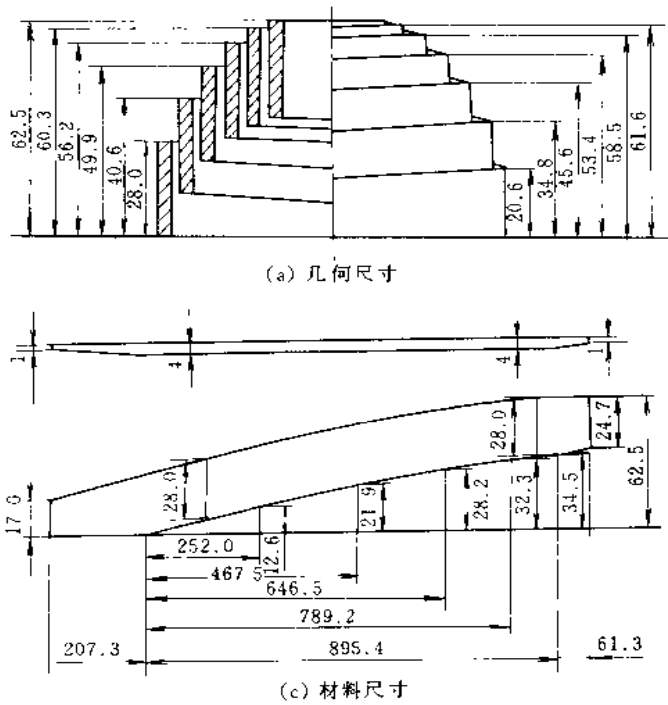
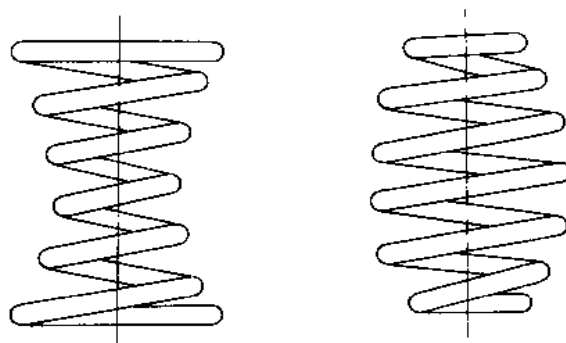


图 1-7-45 等应力蜗卷螺旋弹簧

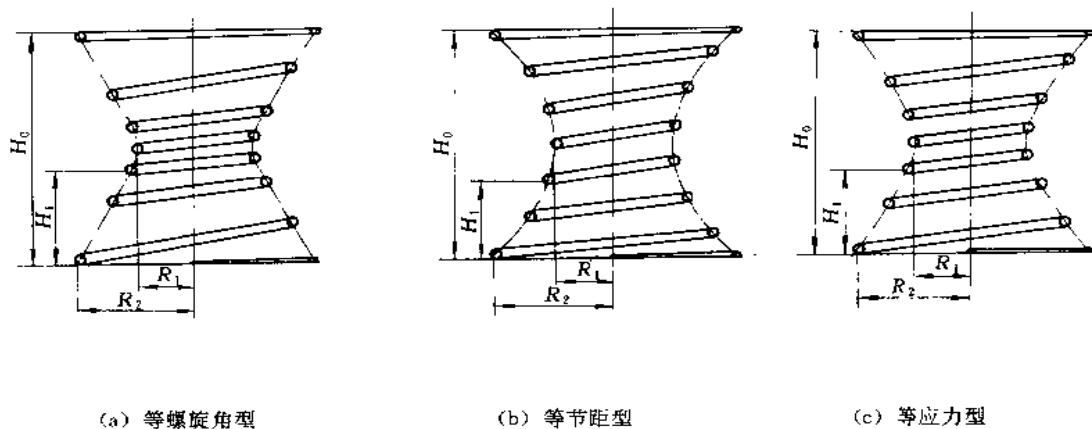


蜗卷螺旋弹簧和其他弹簧相比较，在相同的空间容积内，可以吸收较大的能量，而且其板间存在的摩擦可利用来衰减振动。常用于需要吸收热胀变形而又需阻尼振动的管道系统或与管道系统相联的部件中，例如用于火力发电厂汽、水管道系统中或是和汽、水管道相联结的汽轮发电机组主、辅机部套中，也常用于易受相联管道影响的阀门类部件的支持装置中。其缺点是板间间隙小，淬火困难，也不能进行喷丸处理。此外制造的精度也不够高。

等节距蜗卷螺旋弹簧和等螺旋角蜗卷螺旋弹簧相比较，在相同的自由高度下，其非线性部分较宽，有效螺旋部分开始和底面相接触的载荷低。但等节距蜗卷螺旋弹簧的压并载荷（有效螺旋部分全部和底面接触时的载荷）常是很大的，所以在应力方面要注意保证该弹簧在整个弹簧特性区域内都可以使用，也即在设计时要注意在压并载荷下，应力不超过许用值。



(a) 中凹形螺旋弹簧      (b) 中凸形螺旋弹簧  
图 1-7-46 中凹形和中凸形螺旋弹簧



(a) 等螺旋角型      (b) 等节距型      (c) 等应力型

图 1-7-47 中凹形螺旋弹簧的类型

## 1.5.2 变径螺旋弹簧的应用实例

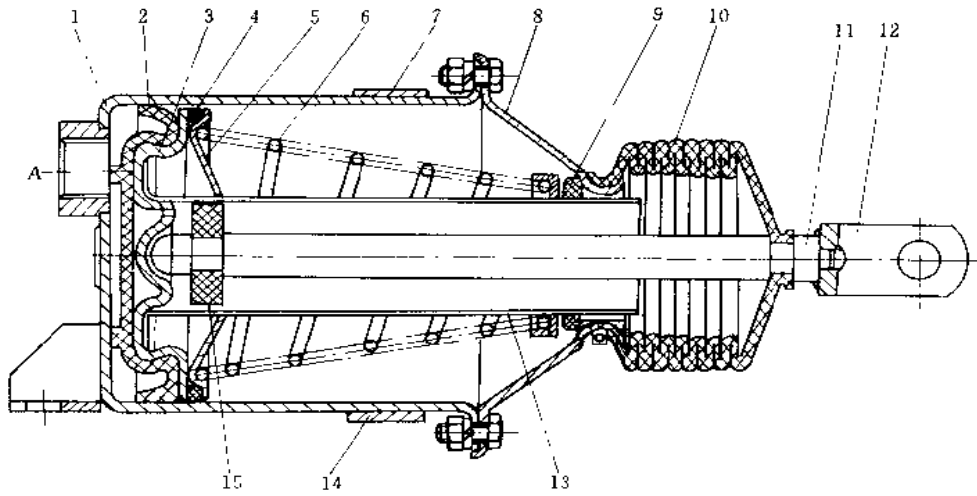


图 1-7-48 圆锥螺旋弹簧在汽车活塞式制动气室上的应用

1—壳体；2—橡胶皮碗；3—活塞体；4—密封圈；5—弹簧座；6—弹簧；7—气室固定卡箍；8—盖；9—毡垫；  
10—防护套；11—推杆；12—连接叉；13—导向套筒；14—密封垫；15—活塞

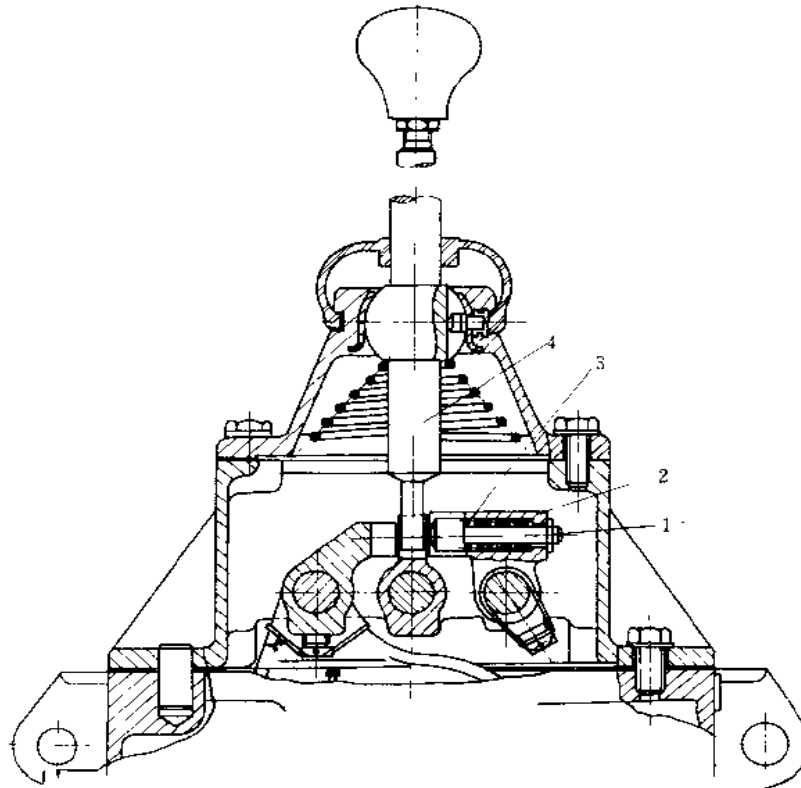


图 1-7-49 东风 EQ140 型汽车变速器倒档锁

1—倒档锁销；2—倒档锁弹簧；3—倒档拨块；4—变速杆

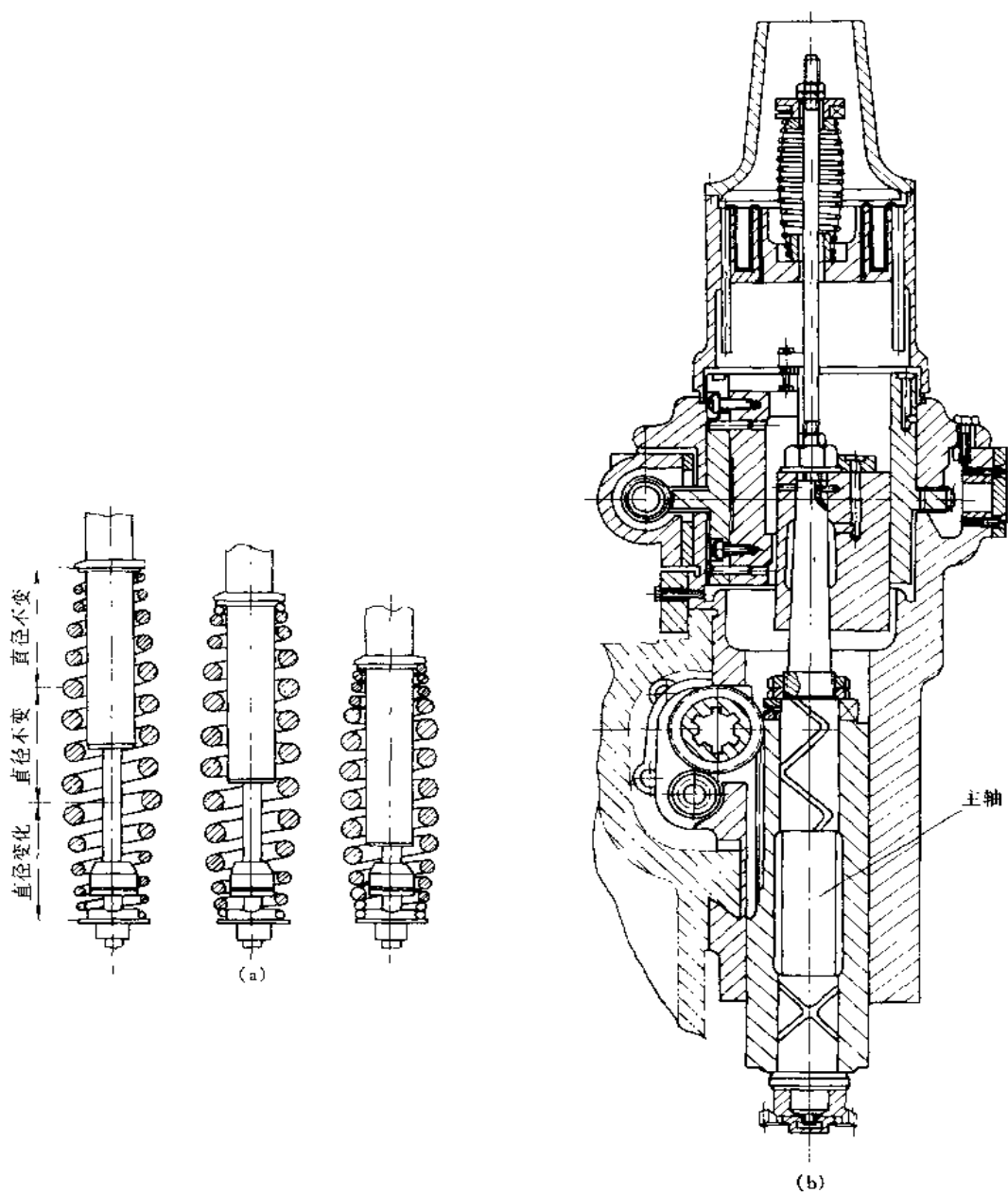
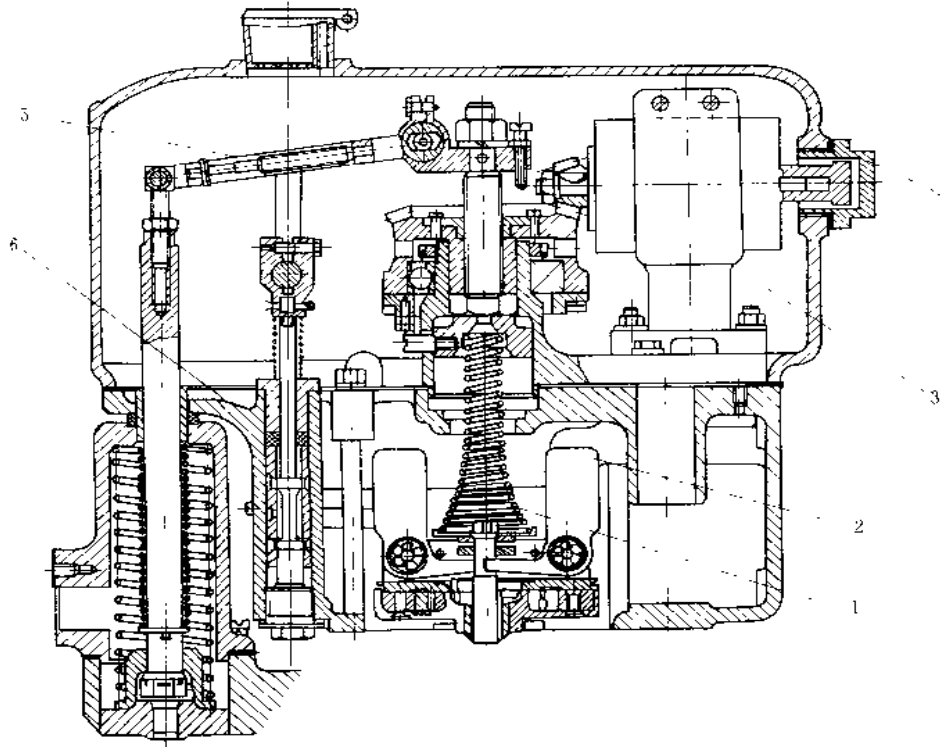


图 1-7-50 中凸弹簧的应用

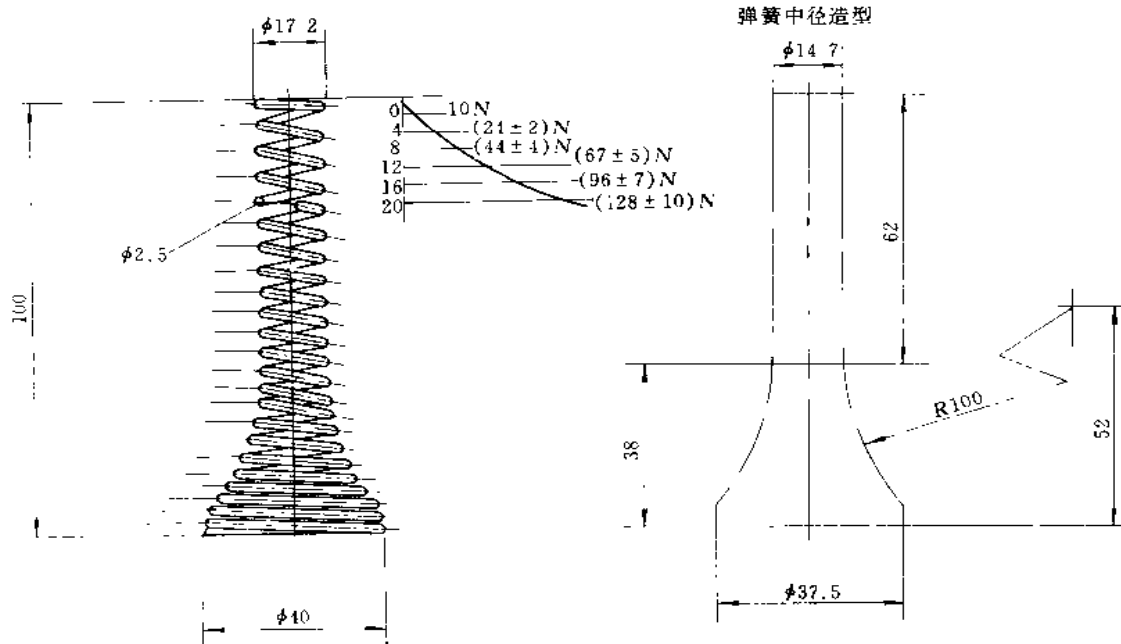
图 1-7-50a 是摩托车渐进式悬挂装置的类型之一，采用中凸形螺旋弹簧的结构，冲击力小的时候由弹簧的细小部分承受，随着冲击的变大，渐渐由弹簧的粗大部分承受，这样减振效果好。

图中 b 是应用在插齿机刀架上的情形，主轴可作往复插削运动和圆周进给运动（即回转运动）。



(a) 柴油机联合调速器

1—调速弹簧；2—飞铁；3—变速机构；4—手把；5—联动杠杆；6—功调滑阀机构



(b) 调速弹簧及弹力特性

图 1-7-51 调速弹簧

调速弹簧是机车柴油机联合调速器中重要的调控元件之一，它决定柴油机的稳定转速。柴油机的稳定转速是用具有一定压缩量的调速弹簧的弹力来控制。机车柴油机的转速档位呈等差级数变化，而飞铁 2 的离心力与转速的平方成正比，为了平衡离心力，调速弹簧也必须按等差级数规律变化。

图 1-7-51 所示宝塔型弹簧的结构特点是上部为圆柱螺旋簧，下部呈弧形宝塔状，各匝距离不同。在压缩初期，弹簧的下面几圈首先被压缩变形，这相当于减少簧圈，改变弹簧刚度。因此该弹簧的弹力特性为非线性的近似抛物线。

## 1.6 碟形弹簧

### 1.6.1 碟形弹簧的结构类型

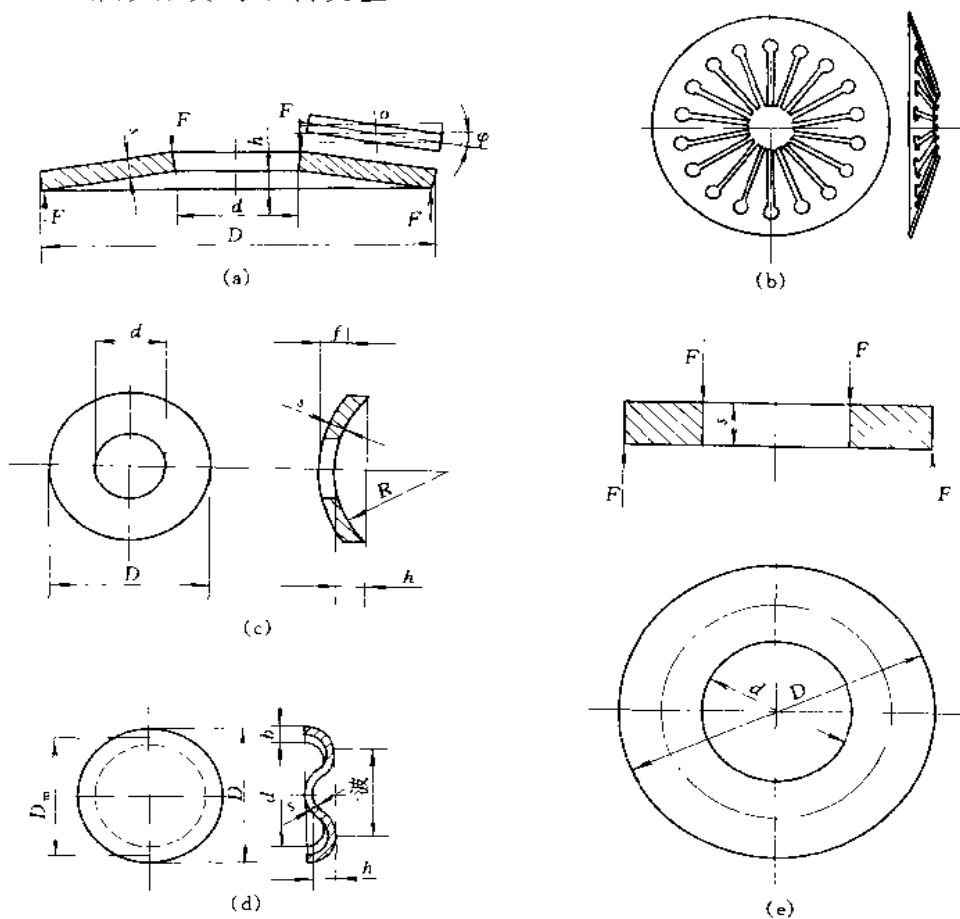


图 1-7-52 碟形弹簧的主要类型

(a) 普通碟形弹簧；(b) 膜片弹簧；(c) 圆筒形面弹簧；(d) 波形弹簧；(e) 圆板弹簧

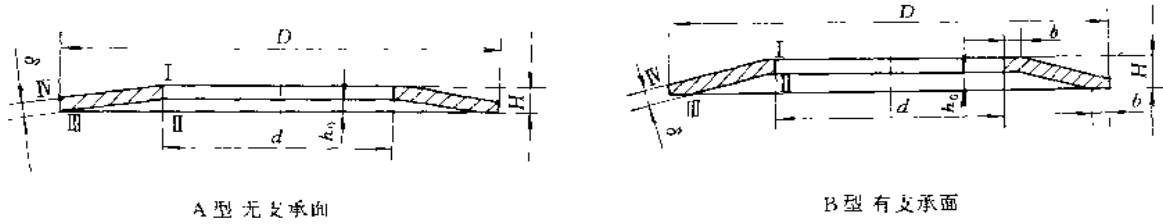


图 1-7-53 普通碟形弹簧的形式

普通碟形弹簧有如下特点：

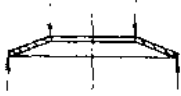
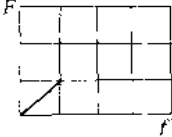
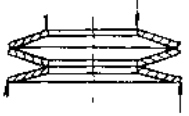
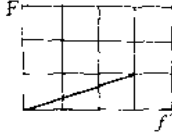
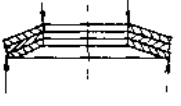
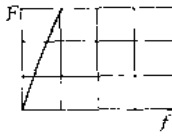
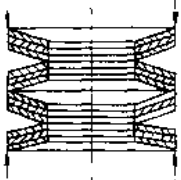
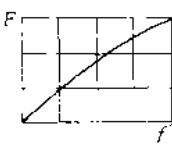
- (1) 具有以小变形承受大负荷的特性，适宜用在轴向空间要求小的地方；
- (2) 具有变刚度的特性，选用不同的  $h_0/\delta$  比值和  $D/\delta$  比值，可得到不同的特性曲线；
- (3) 可将多个碟形弹簧片按不同方式组合，得到各种不同负荷及变形特性。

根据 GB/T 1972-92，碟形弹簧按不同的  $D/\delta$  和  $h_0/\delta$  比值，分为三个系列：

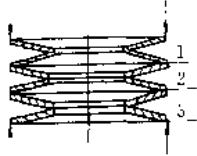
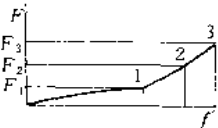
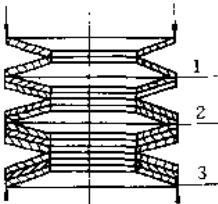
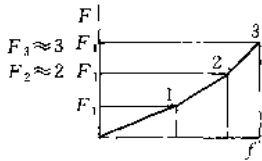
- 系列一： $D/\delta \approx 18$ ， $h_0/\delta \approx 0.4$ ；
- 系列二： $D/\delta \approx 28$ ， $h_0/\delta \approx 0.75$ ；
- 系列三： $D/\delta \approx 40$ ， $h_0/\delta \approx 1.3$ 。

1.6.2 碟形弹簧的各种组合方式及特性线

表 1-7-4 碟形弹簧在各种组合方式下的特性线和计算公式

组 合 方 式	特 性 线	载 荷 与 变 形 计 算
单片 		$F = F'$ $f = f'$ $F'$ —— 单个碟片承受的载荷； $f'$ —— 单个碟片的变形量
对合 		$F = F'$ $f = n f'$ $n$ —— 弹簧的片数
叠合 		$F = n F'$ $f = f'$ $n$ —— 弹簧的片数
复合 		$F = n F'$ $f = i f'$ $i$ —— 叠合弹簧组的组数； $n$ —— 每个叠合弹簧组中的碟片片数

续表

组合方式	特性线	载荷与变形计算*
不同厚度组合 		$F = F'$ $f = \sum f'_i$ $f'_i \text{——各层碟片的变形量}$
不同片数组合 		$F = n_i F'_i$ $F = \sum f'_i$ $F'_i \text{——各叠合弹簧组中的单个碟片承受的载荷;}$ $n_i \text{——各叠合弹簧组中的碟片片数;}$ $f'_i \text{——各叠合弹簧组的变形量}$

注：摩擦力均未计入； $F$  为碟形弹簧的载荷； $f$  为碟形弹簧的变形。

### 1.6.3 组合碟簧的结构要求

#### (1) 组合碟簧的定位与导向

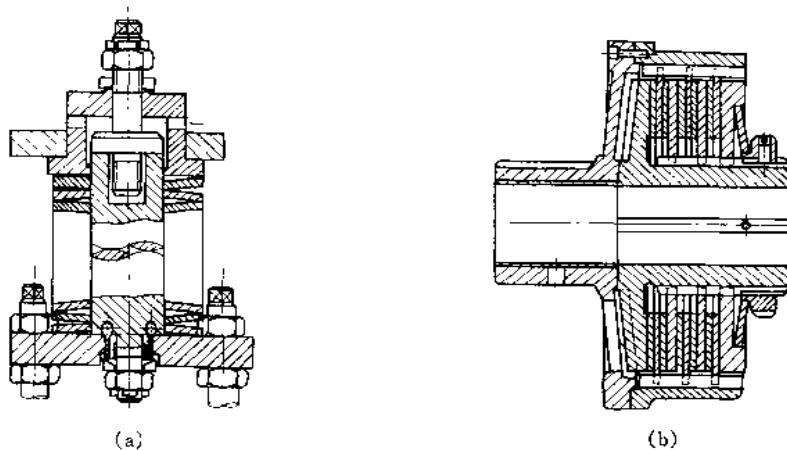


图 1-7-54 组合碟簧的定位与导向

(a) 用心棒定位和导向；(b) 用套筒定位和导向

图 1-7-54 为组合碟簧定位和导向的两种方式。由于碟簧变形时内径减小，外径加大，所以碟簧与心棒或套筒间应有一定间隙，当心棒或套筒的直径 ( $d$ ) 为 16~250mm 时，间隙为 0.2~1.6mm 之间，间隙随直径增大而增大，一般间隙为  $0.0125d$ 。

#### (2) 碟簧支簧面与碟簧相对位置的布置

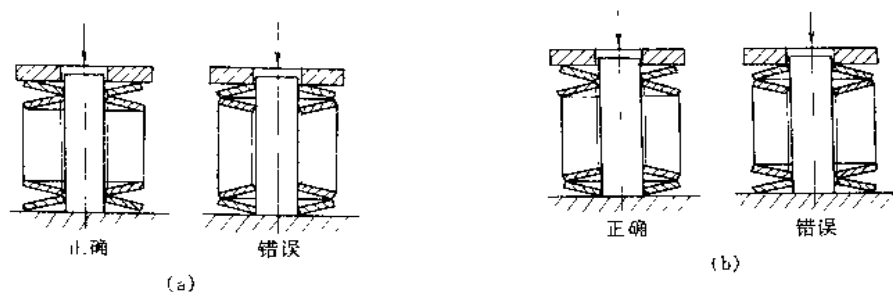


图 1-7-55 碟簧与支座的相对位置  
(a) 簧片为偶数时；(b) 簧片为奇数时

为了使组合碟簧能可靠地工作，要求碟簧外周边与支座面接触，如图 1-7-55 (a) 所示。当组合碟簧片数为奇数时，应如图 (b) 所示安装，以动端与外周边相接触，因各碟片承受的载荷自动端开始向内依次递减，动端片应力最大。只有当支座面直径小于碟簧外径时，方考虑以碟簧内周边支座面相接触。

### (3) 对合组合碟簧中间加衬环的结构

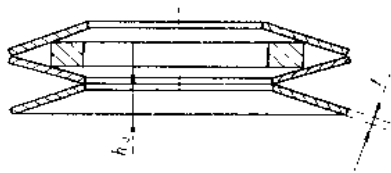


图 1-7-56 对合组合负刚度特性  
碟簧中间衬环的布置

当  $h_c/t > \sqrt{2}$  时，碟簧具有负刚度特点，这种簧片对合组合时，易发生截锥形突然翻转，引起特性突变。为了避免截锥形翻转，常在这种簧片的对合碟簧中间加衬环如图 1-7-56，这样可保证碟片的最大变形在  $0.75h_0$  以内。对于碟片厚度不同或叠合片数不同的组合碟簧，为了防止厚度较小或叠片数较少的碟片被压平而应力过大，也采取这一结构上的措施。

### (4) 其他结构要求

#### 1) 组合碟簧的片数

叠合组合时，簧片间的摩擦将消耗大量能量，尤其变载荷消耗更大，所以叠合组合的簧片一般不超过 3 片。对合组合的簧片数愈多，应力分布愈不均匀，动端碟簧的应力也愈大，碟簧的寿命也愈短，对合组合时一般不超过 8 片。为了减少对合碟簧片数，应尽可能加大碟簧外径。但组合碟簧的总自由高度不宜超过外径的 3 倍 ( $H_s \leq 3D$ )。

#### 2) 外、内径尺寸比

碟簧的外径  $D$  与内径  $d$  之比为  $c$ ，当  $c \approx 1.7$  时，碟簧单位体积材料的变形能 ( $u = U / [\frac{\pi}{4} \cdot s (D^2 - d^2)]$ ) 为最大，此种情况适用于缓冲，吸振和储能的碟簧，设计这类碟簧一般  $c = 1.7 \sim 2.5$ ，标准碟簧取  $c = 2$ 。 $c > 3.5$  时，外径过大，往往空间尺寸不允许； $c$  值过小时，制造困难，所以非标设计中，一般  $c = 1.25 \sim 3.5$ 。



## 1.6.4 碟形弹簧的应用实例

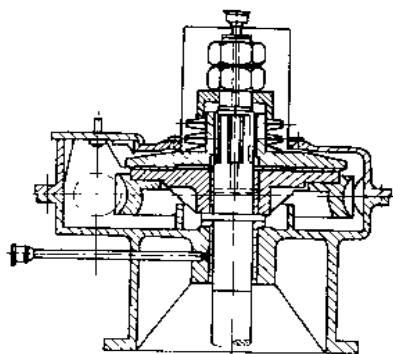


图 1-7-57 限制扭矩用的蜗杆减速器  
(碟簧作限制所传递的扭转力矩用)

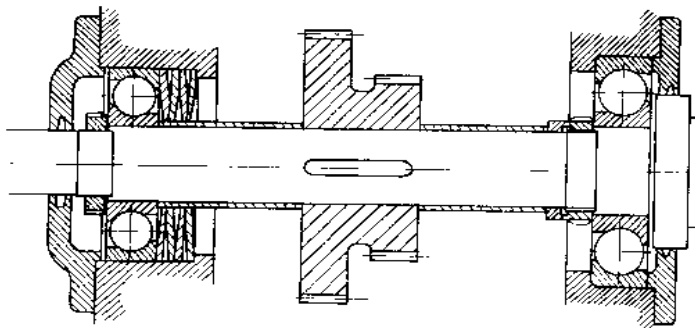


图 1 7-58 车床用变速轴的装置  
(碟簧做控制轴向间隙用)

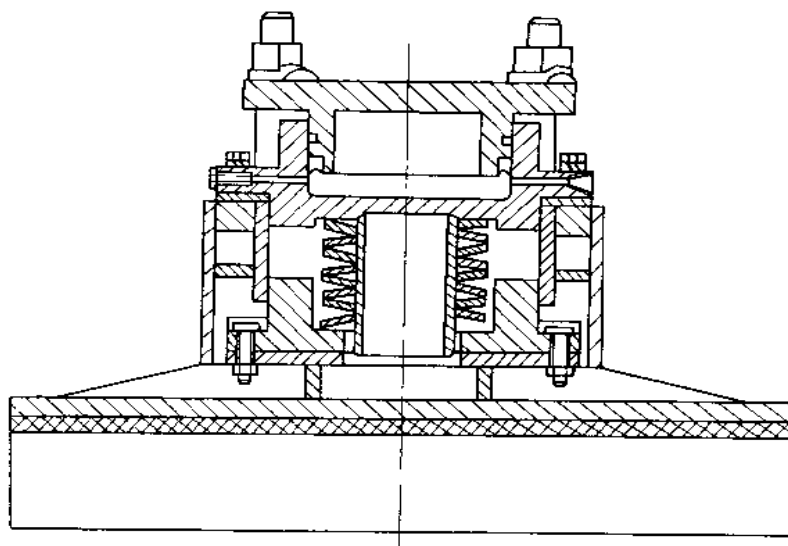


图 1-7-59 电石炉安全装置

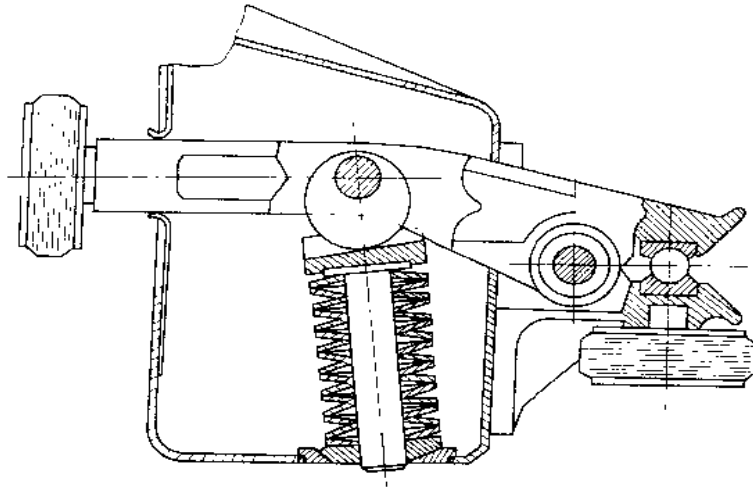


图 1-7-60 输送装置的调节装置  
(碟簧用作夹紧绳索的施力机构)

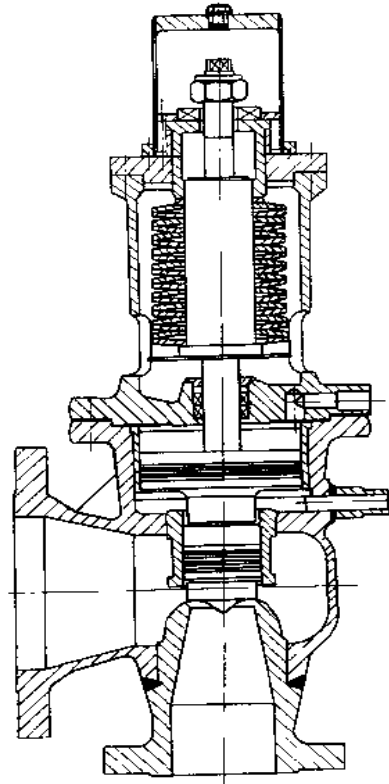


图 1-7-61 用于高压安全阀中的碟形簧

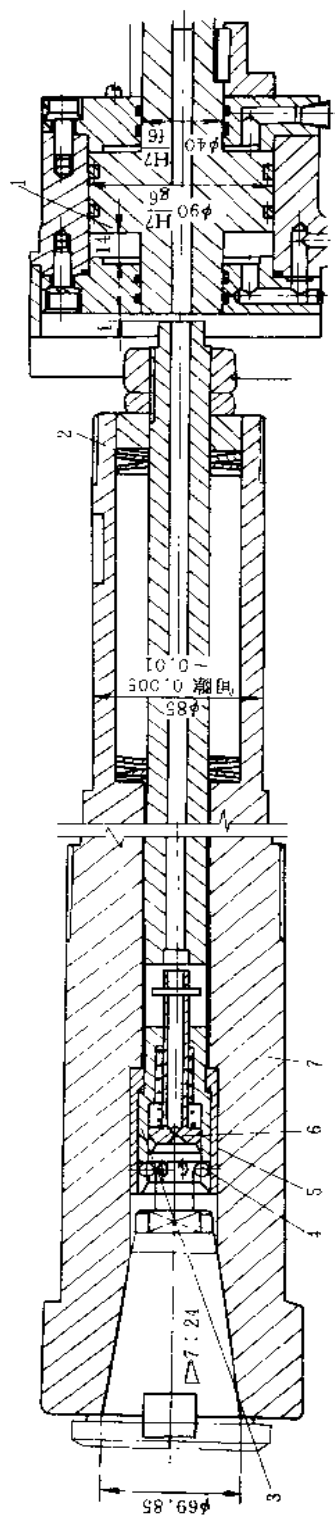


图 1-7-62 镗铣床上刀具夹紧结构上用的螺旋  
(碟簧组合方式为复合式)

图 1-7-62 为 JCS-013 型自动换刀数控卧式镗铣床主轴箱利用碟簧夹紧刀具的结构。图示位置为刀具夹紧状态,此时活塞 1 在右端,碟形弹簧 2 以 10000N 使拉杆 3 向右移动,通过钢球 4 夹紧刀柄。松刀时,活塞 1 向左移动,并推动拉杆 3 也向左移动,使钢球 4 在导套 5 大直径处时,喷气头 6 将刀具顶松,刀具即被取走,同时压缩空气经活塞 1 和拉杆 3 的中心孔从喷气头 6 喷出清洁主轴 7 锥孔及刀柄。新刀装入后,活塞 1 向右移,碟形弹簧 2 又重新夹紧刀柄。

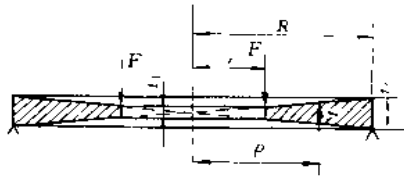


图 1-7-63 梯形截面圆盘弹簧

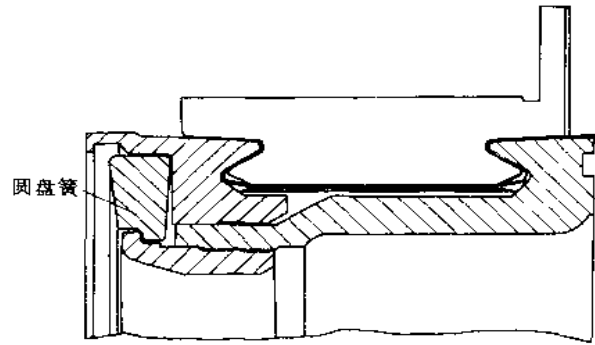


图 1-7-64 铁路电机上用的梯形截面圆盘弹簧

梯形截面圆盘弹簧是一种厚度  $t$  与半径  $\rho$  成比例的圆盘弹簧，如图 1-7-63 所示。为了得到更均匀的应力分布和更有效的利用材料，有时使用这种弹簧。图 1-7-64 所示的结构是它的一种重要应用，用来压紧铁路电机的换向环。

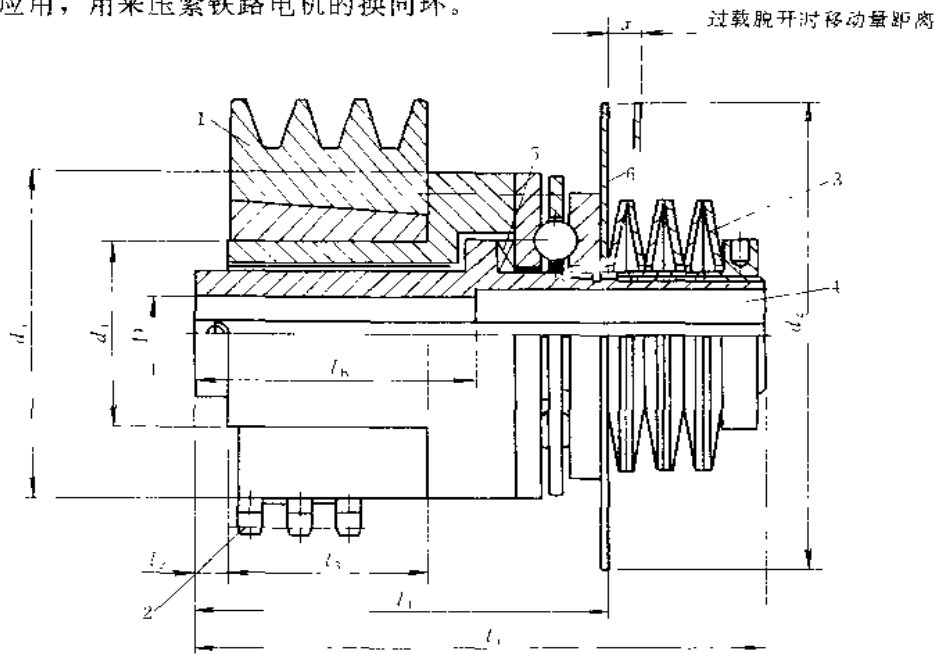


图 1-7-65 用于带轮或链轮的转矩限制器中的碟簧  
1—带轮；2—链轮；3—碟簧；4—主轴套；5—端面齿；6—圆盘

表 1-7-5 转矩限制器的转矩、转速与几何尺寸

转矩 $T_{max}$ Nm	转速 $n_{max}$ r/min	$D$ mm	$d_n$ mm	$d_1$ (k7) mm	$d_2$ mm	$x$ mm	$l_8$ mm	$l_1$ mm	$l_2$ mm	$l_3$ mm	$l_4$ mm	转动惯量 $J$ $kg \cdot m^2$	重量 kg
28	300	12	60.3	35	83	2.4	51	140	8.4	41.2	97.8	0.0005	1.3
225	300	25	101.6	55	140	4.4	66	152	12.9	47.5	108.7	0.005	4.2
680	300	38	127	75	165	4.4	89	216	11.4	66.6	139.4	0.014	9.3
1130	300	50	158.8	100	203	5.3	127	287	12.7	101.7	190.2	0.062	22.5
2540	300	75	215.9	135	305	6.3	165	368	15	133.3	246.6	0.2	50

图 1-7-65 为装有带轮或链轮的转矩限制器。从主动轴来的转矩通过主轴套 4 与端面齿 5 将转矩传递给带轮或链轮，负载转矩超过限制值时，碟簧 3 被压缩，圆盘 6 移动距离  $x$ ，碰撞行程开关（图中未表示），此时端面齿 5 脱开，电动机断电从而保护电动机等部件不会过载。被限制的转矩大小可由碟簧来实现。表 1-7-5 为供参考的转矩、转速与几何尺寸。

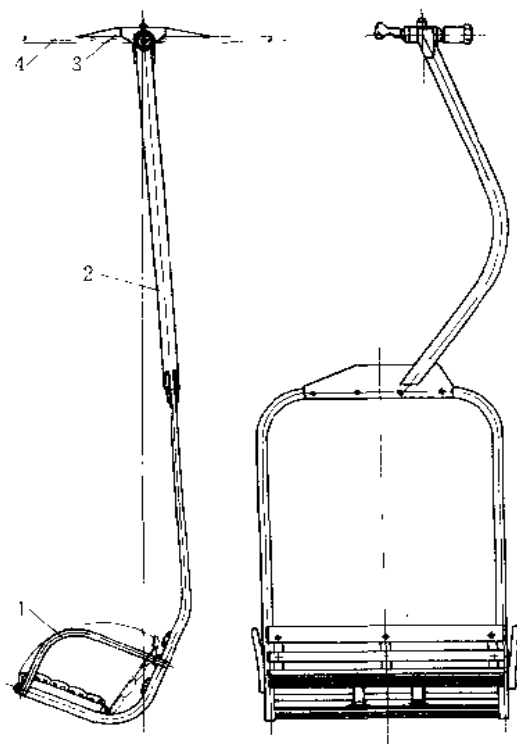


图 1-7-66 双人吊椅  
1—坐椅；2—吊架杆；3—抱索器；4—钢绳

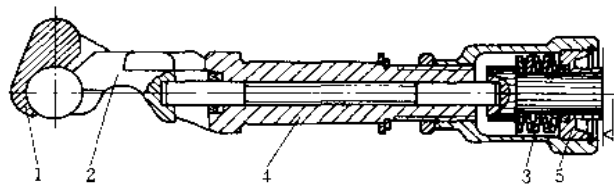


图 1-7-67 双人吊椅抱索器  
1—外抱卡；2—内抱卡；3—碟簧；4—与吊架杆相连的套筒  
(此套筒与外抱卡 1 是同一整体)；5—螺母

图 1-7-66 为旅游架空索道上的双人吊椅，其上抱索器 3 是吊椅上的关键部件，要求抱索器对钢绳有足够的夹紧力，使其与钢绳形成的摩擦力能防止吊椅在钢绳上滑动，即使钢绳与悬垂的吊椅成  $45^\circ$  角度时，也有足够的防滑安全系数。图 1-7-67 为图 1-7-66 中的抱索器 3。从图 1-7-67 可以看出，要保证抱索器安全可靠，除内、外抱卡（图中件 2、1）外，碟簧 3 也是很重要的关键零件，一方面要求碟簧提供足够的压紧力，而且要求弹性稳定耐久，簧片不易损坏。

## 1.7 片 弹 簧

### 1.7.1 片弹簧的类型、特点和应用

片弹簧因用途不同而有各种形状和结构。按外形可分为直片弹簧和弯片弹簧两类。按板片的形状则可以分为长方形、梯形、三角形和阶段形等，梯形、三角形片弹簧在载荷作用下，各截面应力大致相等，因而材料利用比较充分，与长方形片弹簧相比，可以节省材料近 50%。

片弹簧的优点是占用空间小，形状简单，但它也加工成较复杂的形状。板厚的微小变化和不同的固定方法都会使片弹簧的弹性产生很大的变化。下料断口、加工伤痕和应力集中等都会加速疲劳损坏。片弹簧一般多用于小型机械。

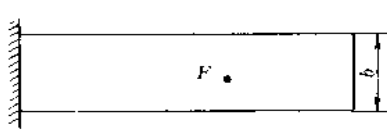


图 1-7-68 长方形薄板弹簧

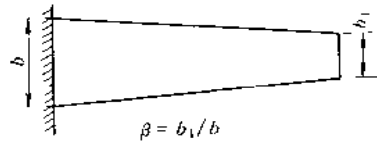


图 1-7-69 梯形薄板弹簧

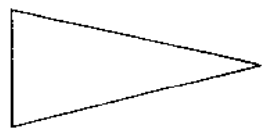


图 1-7-70 三角形薄板弹簧

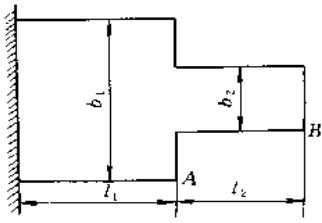


图 1-7-71 阶段形薄板弹簧

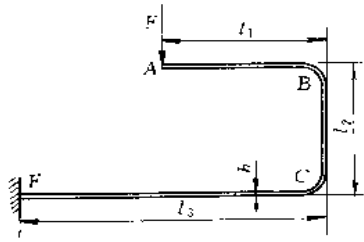


图 1-7-72 直线和直线组合的薄板弹簧

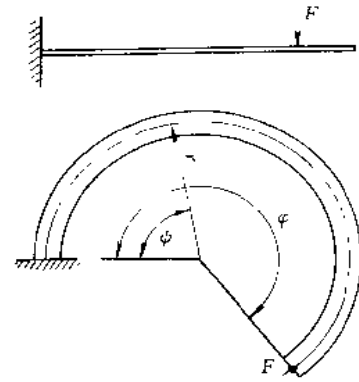
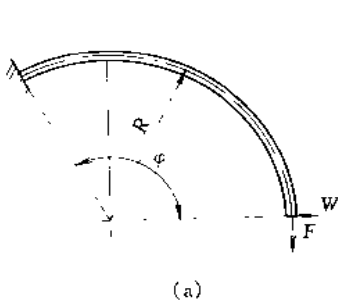
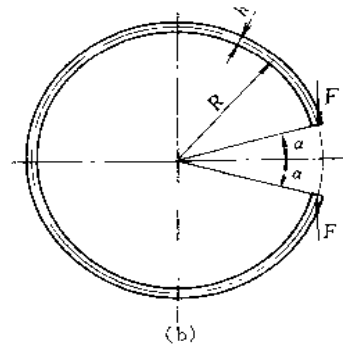


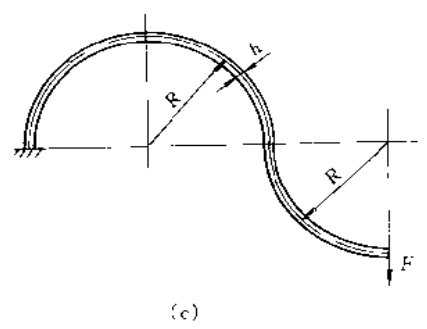
图 1-7-73 圆环形悬臂薄板弹簧



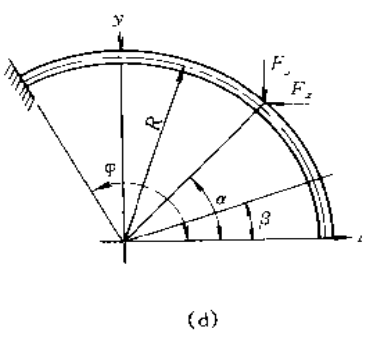
(a)



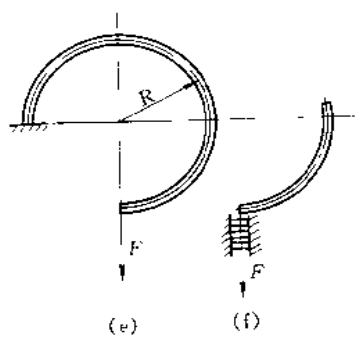
(b)



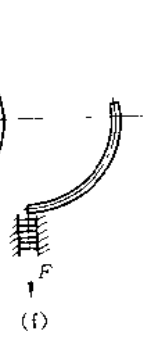
(c)



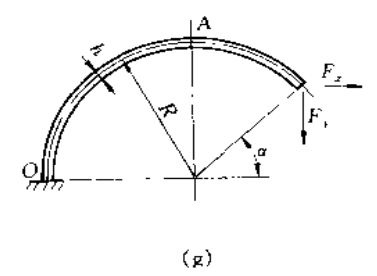
(d)



(e)



(f)



(g)

图 1-7-74 圆弧薄板弹簧

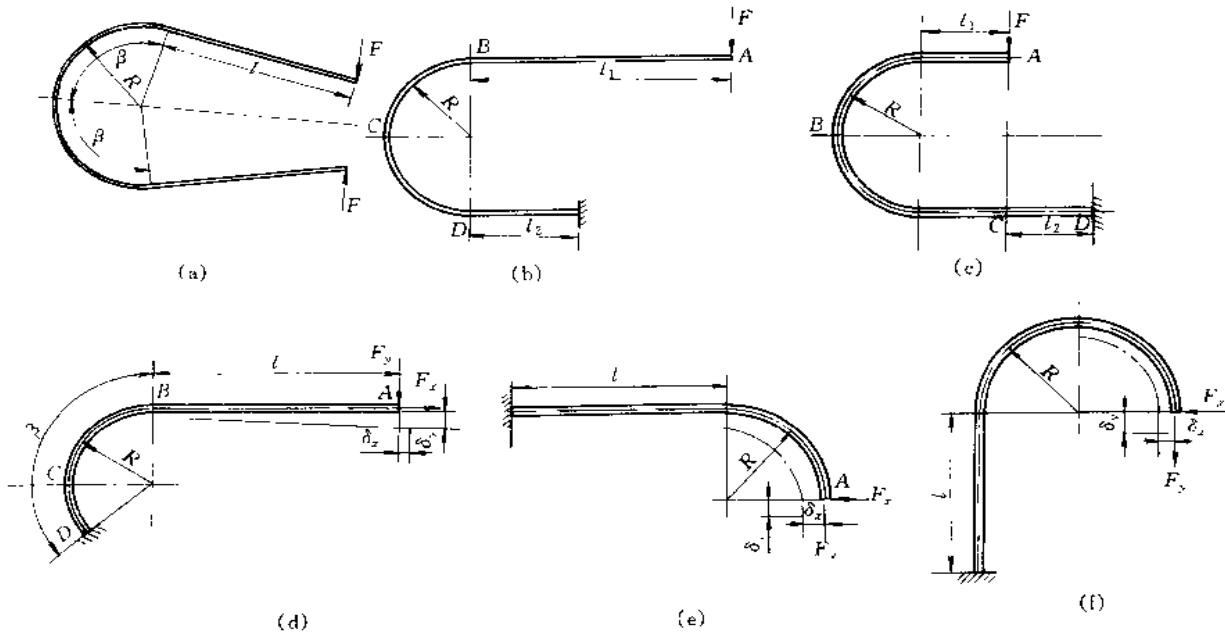


图 1-7-75 圆弧和直线组合的薄板弹簧

1.7.2 片弹簧端部固定方式

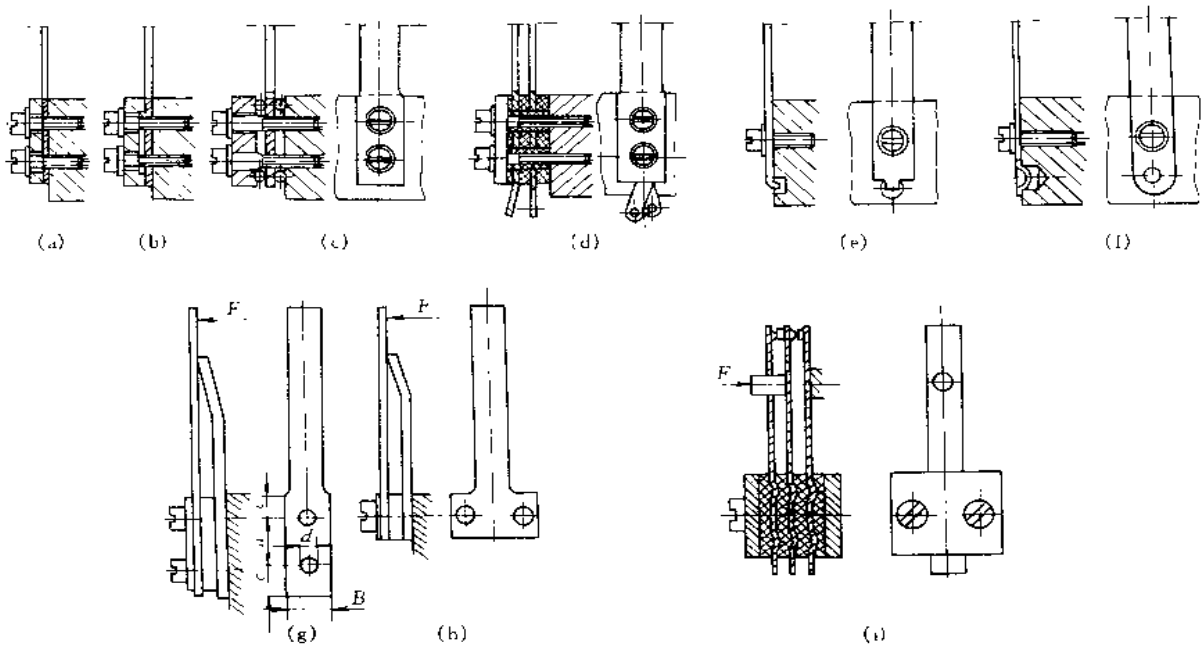


图 1-7-76 片弹簧端部固定方式

1.7.3 片弹簧的应用实例

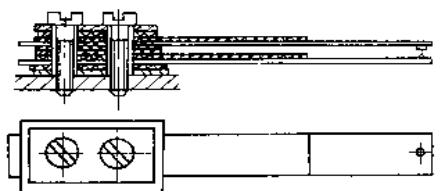


图 1-7-77 接触器中的触点直片簧

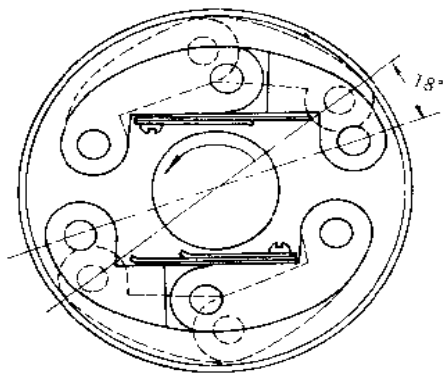


图 1-7-78 片簧在超越离合器中的应用

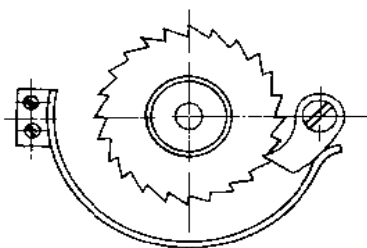


图 1-7-79 单向机构中的曲片簧

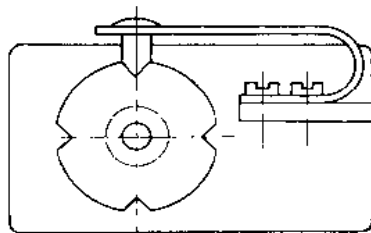


图 1-7-80 定位用的圆弧和直线组合薄板弹簧

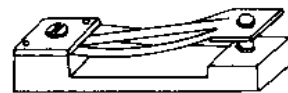


图 1-7-81 用于触点中的张紧片簧

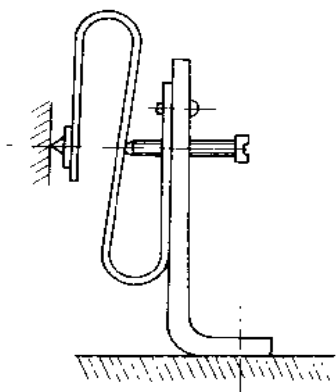


图 1-7-82 检波器弯片弹簧

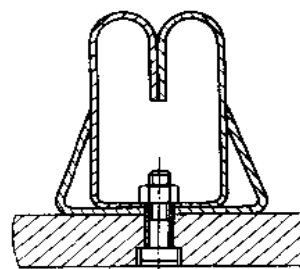


图 1-7-83 均匀接触的插座弹簧



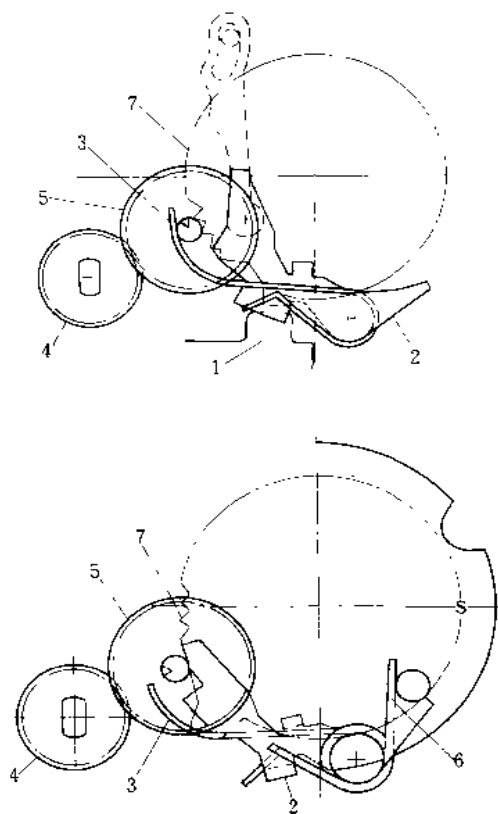


图 1-7-84 相机计数机构

1—后盖；2—复位杠杆；3—同进齿轮弹簧；4—计数器齿轮；5—同进齿轮；6—复位杠杆弹簧；7—棘轮

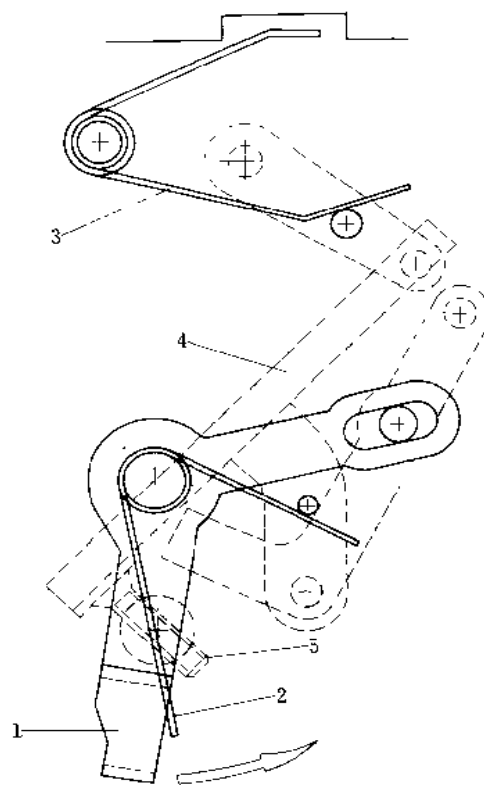
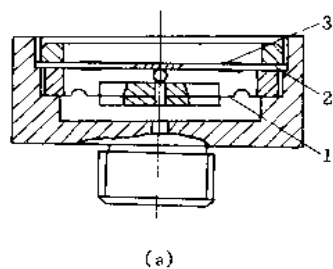
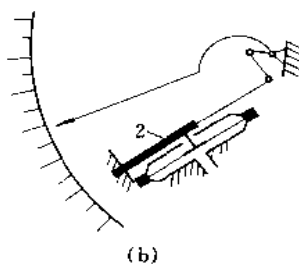


图 1-7-85 反光镜工作机构

1—反光镜提升杠杆；2—反光镜复位弹簧；3—反光镜复位辅助弹簧；4—反光镜；5—反光镜45°调节螺丝



(a)



(b)

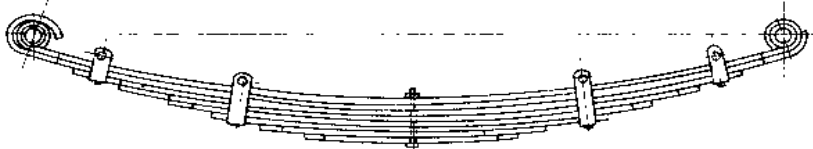

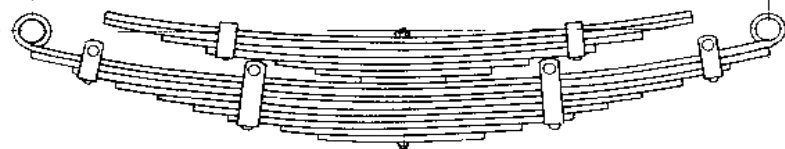
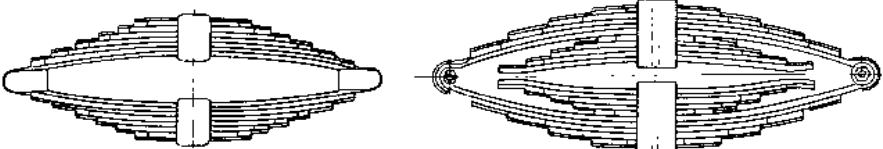
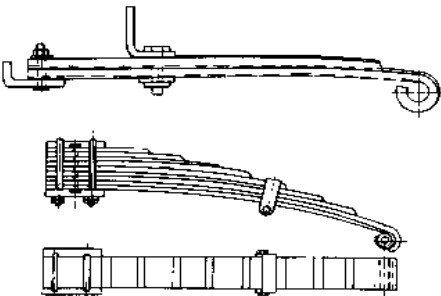
图 1-7-86 用作测量仪表中的敏感元件

1—膜片；2—簧片；3—应变片

## 1.8 板 弹 簧

### 1.8.1 板弹簧的类型

表 1-7-6

类型	结构简图	特点	用途
中 橢 圓 形 板 彈 簧		对称于中心	汽 车 用 板 彈 簧
橢 圓 形 板 彈 簧		非 对 称	
中 橢 圓 形 板 彈 簧		对 称 于 中 心	铁 道 车 辆 用 板 彈 簧
游 刃 形 板 彈 簧		对 称 于 中 心	铁 道 车 辆 用 板 彈 簧
四 分 之 一 橢 圓 形 板 彈 簧		非 对 称	其 他 设 备

## 1.8.2 板弹簧的典型结构

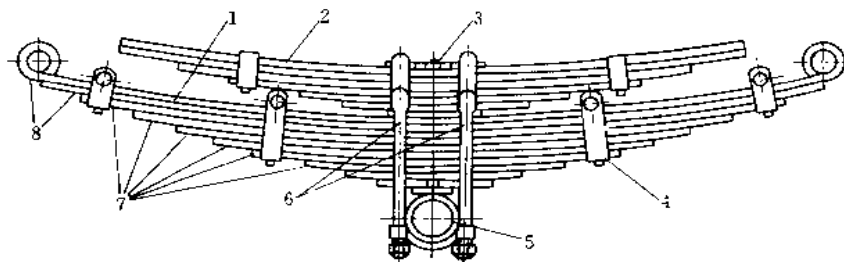


图 1-7-87 载重汽车悬挂用板弹簧的典型结构

1—主簧；2—副簧；3—中心螺栓；4—弹簧卡；5—轴瓦；6—U型螺栓；7—副板；8—主板

## 1.8.3 弹簧钢板的截面形状

表 1-7-7

截面形状	简 图	应 用
矩形截面		在汽车和铁道车辆中应用最广
带凸筋的截面		<p>为了防止板片相对侧向滑动，在铁道车辆中常用带凸筋的钢板</p> <p>矩形和带凸筋截面的惯性矩 <math>I</math> 和抗弯截面模数 <math>W</math> 分别为</p> $I = \frac{bh^3}{12}$ $W = \frac{bh^2}{6}$ <p>式中 <math>b</math> 为板宽，<math>h</math> 为板厚。应用带凸筋截面时，应使凸筋部分承受压应力</p>
带梯形槽截面		<p>为了延长使用寿命，减少钢材消耗（约减少 10%），也可用带梯形槽的钢板。一般 <math>n=3</math>，<math>a=0.5</math></p>

## 1.8.4 主板的端部结构

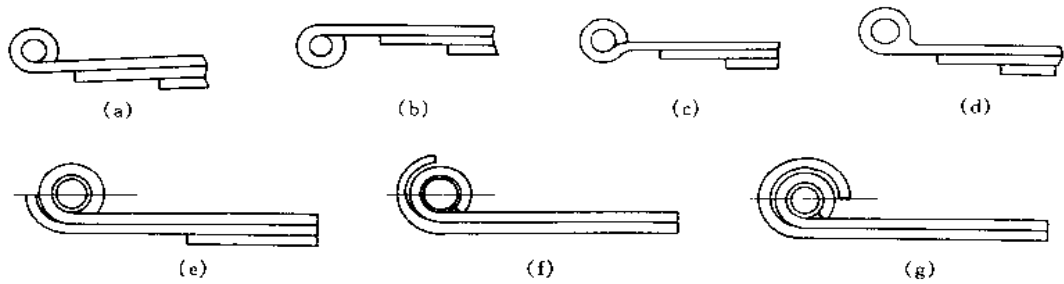


图 1-7-88 卷耳状主板端部结构

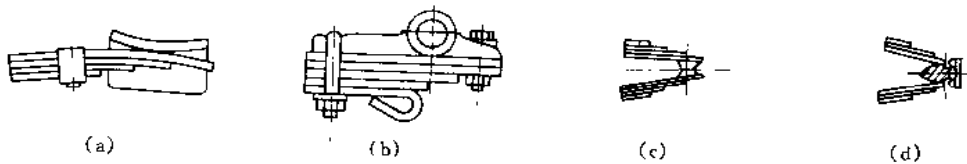


图 1-7-89 主板端部结构的其他形式

主板端部的结构形状很多。汽车用板弹簧的主板端部都做成卷耳与车体相连接。图 1-7-88a~d 是四种基本卷耳的形状。在重载荷下工作的板弹簧，为了提高卷耳强度，在卷耳上常并列有包耳，如图 1-7-88e~g 所示。包耳由第二主板弯成。

主板端部结构除卷耳状外，还有图 1-7-89 所示的几种形式。图 a 是最简单的支撑式板端结构，不能传递曳引力。图 b 是在板端上固定一个带孔的钢枕以代替主板卷耳，可以传递较大的曳引力。图 c 和 d 是椭圆形板弹簧的板端结构。

## 1.8.5 副板的端部结构

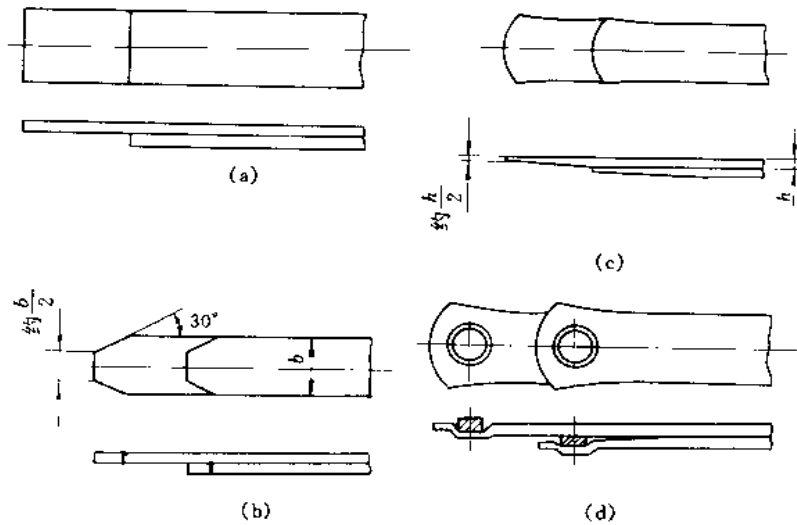


图 1-7-90 副板的端部结构

长度小于板弹簧弦长的钢板称为副板，其端部结构如图 1-7-90 所示。

图 a 为直角形板端，制作最简单，但这种板端形状会引起板间压力集中，使磨损加快。图 b 为梯形板端，可使压力分布有所改善，是目前应用较广的一种。图 c 为具有压延斜面的板端结构，对改善压力分布和减少板间摩擦最为有利，是近年来在小轿车中推广的一种。在组装板片时，应注意将板端切口的钝面与上板片相贴。图 d 为防止板间摩擦的端部结构，在板间加有衬垫，常在小汽车中使用。

### 1.8.6 板弹簧的固定结构

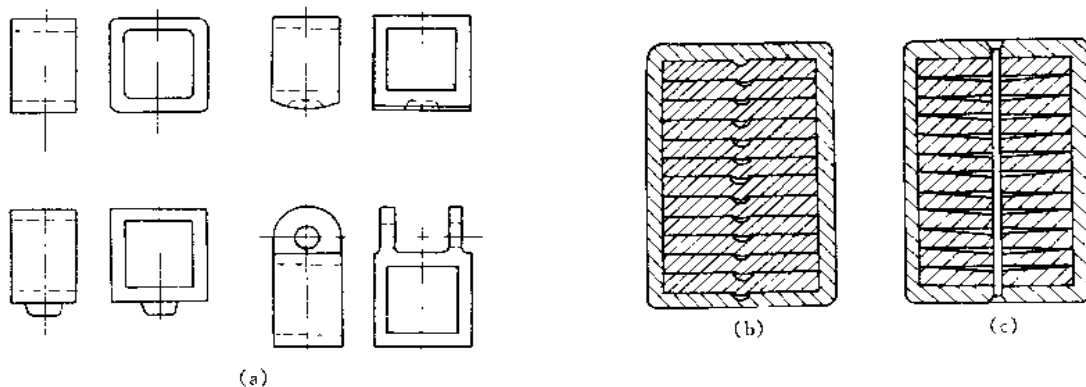


图 1-7-91 簧箍的结构

(a) 簧箍的外形；(b) 带凸筋的簧箍；(c) 带销钉孔的簧箍

图 1-7-91 为铁道车辆的板弹簧中部固定用簧箍。汽车板弹簧钢板中部除用高强度中心螺栓定位外，另用 U 型螺栓紧固。

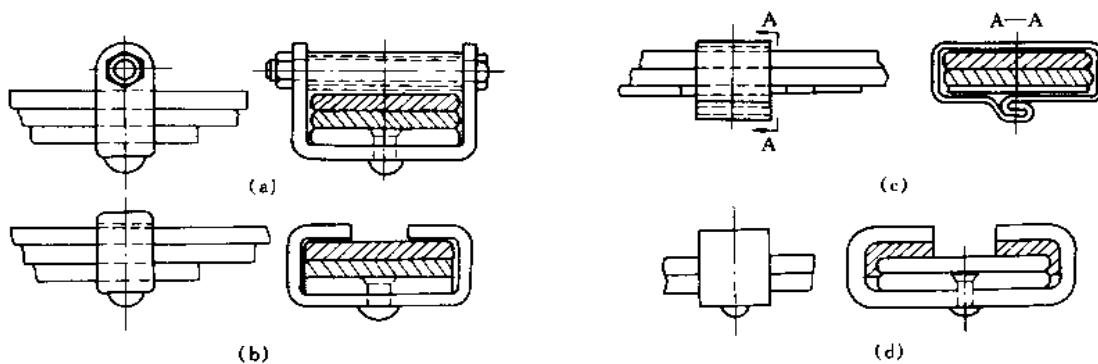


图 1-7-92 弹簧卡的结构

图 1-7-92 为汽车板弹簧两侧固定用弹簧卡，用以消除钢板的侧向位移。图 a 系采用套管螺栓的弹簧卡，常用于载重汽车；图 b 用于中等载重汽车；图 c 是用于小轿车的薄板冲压封闭形弹簧卡；图 d 为衬有橡胶垫块的弹簧卡。

## 1.8.7 板弹簧的应用实例

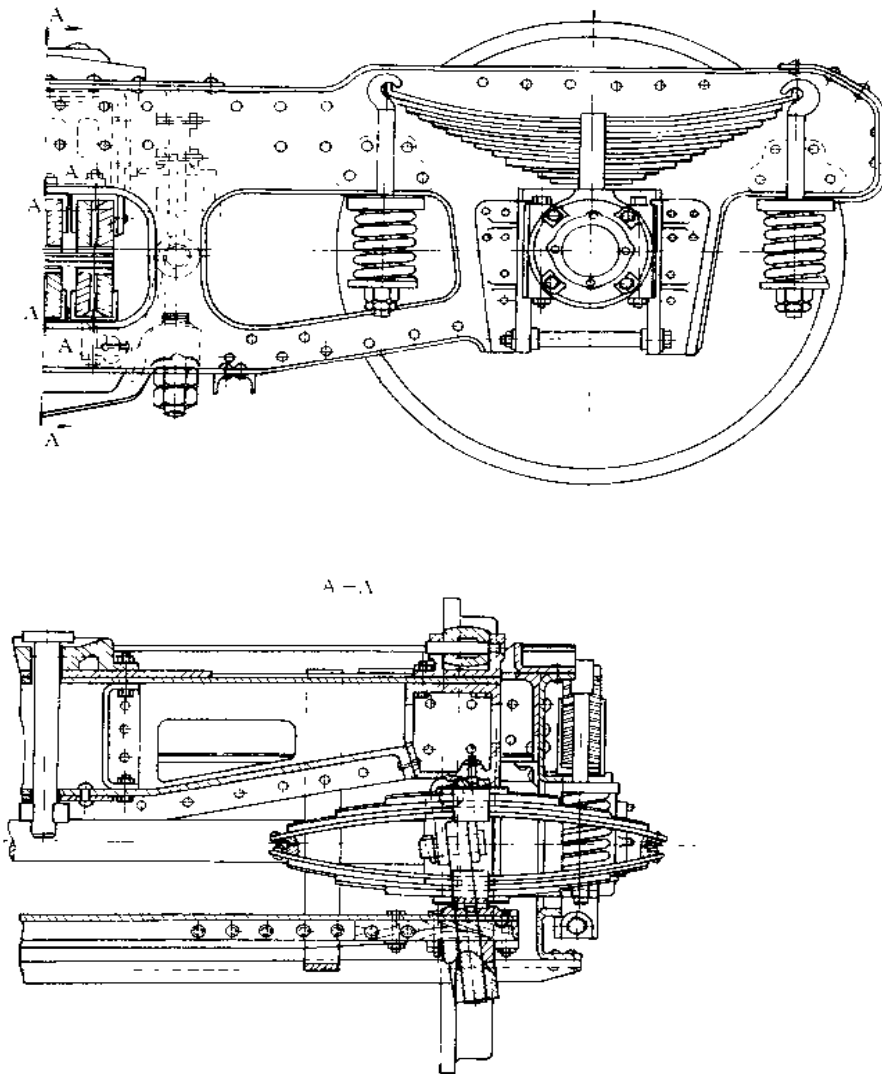


图 1-7-93 电力车辆所用的三处悬置的双轴车架

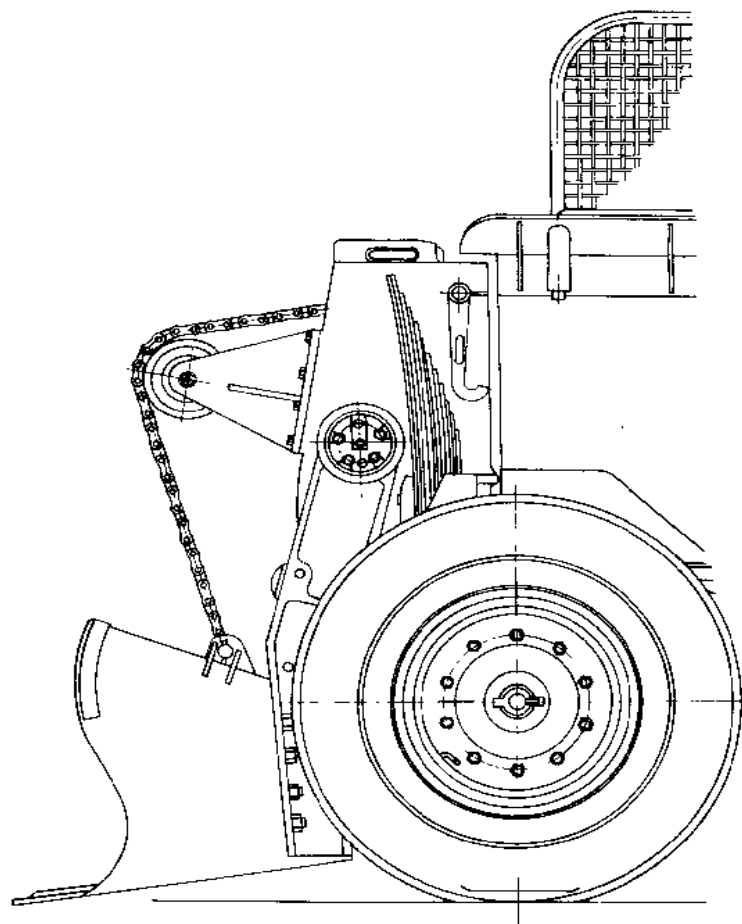


图 1-7-94 铲运机铲斗提升缓冲板簧

## 1.9 平面蜗卷弹簧

### 1.9.1 平面蜗卷弹簧的类型、特点和应用

平面蜗卷弹簧，是将等截面的细长材料在一平面上卷成蜗旋状的弹簧。弹簧一端固定，另一端施加力或扭矩后，材料受弯矩作用，产生弯曲弹性变形，因而弹簧在自身平面内产生扭转，其变形角的大小与扭矩成正比。

平面蜗卷弹簧卷绕成形比较简单，刚度较小，一般在静载荷下工作。由于卷绕圈数可以很多，变形角大，具有在较小体积内储存较多能量的特点。弹簧材料截面形状有长方形的，如钢带；有圆形的，如钢丝。长方形截面的单位体积储能能力较大。

平面蜗卷弹簧根据相邻各圈接触与否，分为非接触形（即游丝，如图 1-7-95）和接触形（即发条弹簧，如图 1-7-96）两种。非接触形平面蜗卷弹簧在工作中各圈均不接触，常用来产生反作用力矩。例如在电机电刷的压紧弹簧和仪器、钟表中的游丝等均属于这一类。接触形平面蜗卷弹簧的相邻各圈互相接触、圈数较多，可储存较多的能量，常用来作为各种仪器或设备中的原动机。

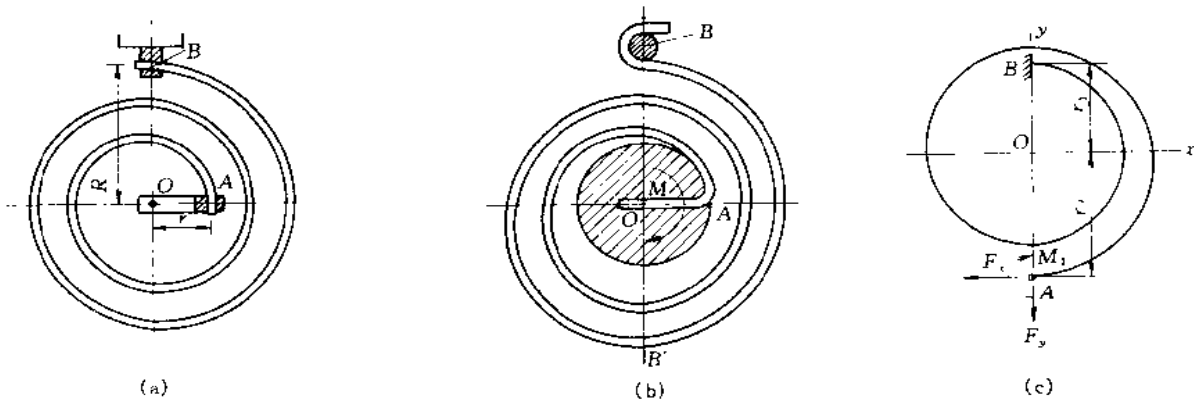


图 1-7-95 非接触形平面蜗卷弹簧  
(a) 外端固定的; (b) 外端自由旋转的; (c) 圈数少的蜗卷弹簧

在相同扭矩作用下, 外端自由支承时的角位移要比固定支承时的大 25%, 而应力要达固定支承时的 2 倍, 即在同一应力水平下, 固定支承的储存能量大, 但如图 1-7-95a 的固定方式, 不利于弹簧动作, 成本也高。

圈数少于 3 圈的非接触形平面蜗卷弹簧, 在受载后各个不同位置所受弯矩不同, 各个截面的应力也不相等, 计算时应特殊考虑。

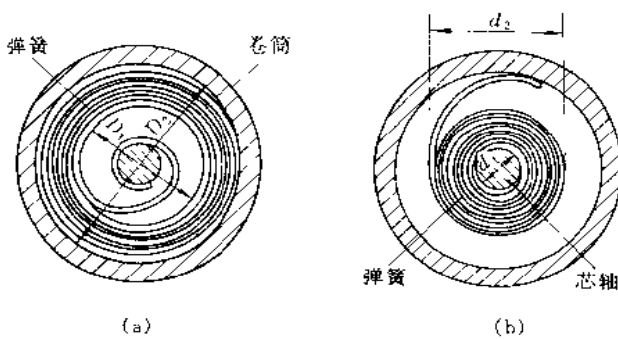


图 1-7-96 接触形平面蜗卷弹簧  
(a) 松卷状态; (b) 卷紧状态

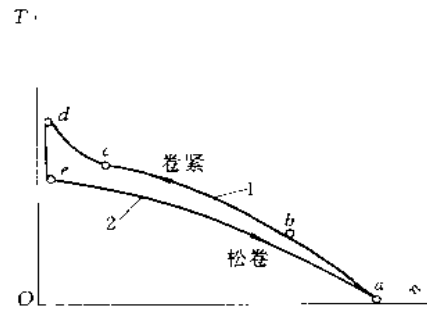


图 1-7-97 接触形平面蜗卷弹簧特性线

接触形平面蜗卷弹簧, 外端固定在卷筒内壁上, 内端固定在轴上。轴上作用力矩时, 弹簧被卷紧并积蓄能量, 松卷时释放出变形能, 带动卷筒而输出工作力矩。在卷紧和松卷过程中, 各圈间接触并相对滑动而有摩擦, 所以反映接触形平面蜗卷弹簧的扭矩与变形角关系的特性曲线, 除与弹簧材料、卷筒内径、芯轴直径、弹簧长度、截面尺寸和内外端的固定方式等因素有关外, 还与弹簧材料表面粗糙度和润滑条件等许多因素有关。因此按计算方法得出的特性曲线与实测曲线往往出入较大。图 1-7-97 所示为接触形平面蜗卷弹簧特性曲线的形状。图中 1 为卷紧弹簧时所需力矩与弹簧变形角 (以变形圈数  $n$  表示) 的关系曲线, 2 为松卷时弹簧工作力矩与变形角的关系曲线。当轴上作用了力矩, 开始卷紧弹簧时, 压紧在卷筒内壁上的各圈, 将逐渐依次分开而参加变形 ( $ab$  段), 只有在最后一圈也脱离筒壁后, 弹簧才在全长内产生变形, 这时特性曲线接近为直线 ( $bc$  段)。继续加载时, 弹簧各圈将逐渐拉紧而旋绕在芯轴上, 特性曲线急剧变化而成为渐增形 ( $cd$  段)。松卷时, 由于圈间摩擦和弹性滞后的影响, 最大力矩点在  $e$  点, 特性曲线与卷紧时的不重合。

芯轴直径应不小于发条厚度的 15~25 倍, 以免产生过高的应力。



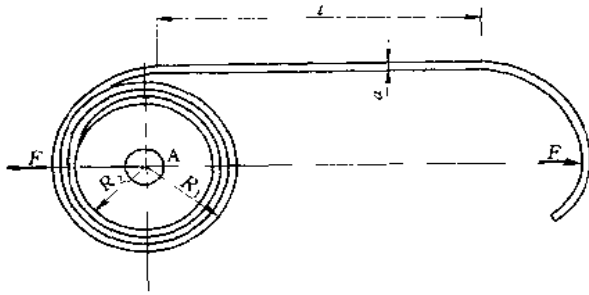


图 1-7-98 定载荷密圈平面蜗卷弹簧

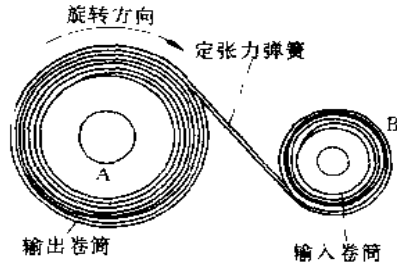


图 1-7-99 定扭矩弹簧马达

图 1-7-98 是一种恒力弹簧。它实质上是一个由受过强烈辗轧弯曲变形的弹簧带料制成的平面蜗卷弹簧，在无外负荷时是个卷紧的盘盒。加负荷  $P$  时，涡线松开，负荷实际上与变形无关。恒力弹簧也可用作恒转矩发条，如图 1-7-99，即所谓 Neg' ator B 型原动机。这种装置由释放鼓轮 A 和卷条鼓轮 B 组成。上紧时将发条从鼓轮 B 上卷到鼓轮 A 上，在此过程中发条的曲率改变方向。放松时，如箭头所示，由弹簧张力产生的转矩加上发条带从释放鼓轮放出时反向弯曲产生的力矩几乎是不变的。通常，发条带与鼓轮 A 相连，但也允许卷在鼓轮 B 上。

这种弹簧原动机可以设计得使其释放鼓轮 A 传递的转数多达 50 转。除了能给出恒定的转矩外，它还有无圈间摩擦的优点。

### 1.9.2 平面蜗卷弹簧的端部固定方式

#### (1) 游丝端部固定方式

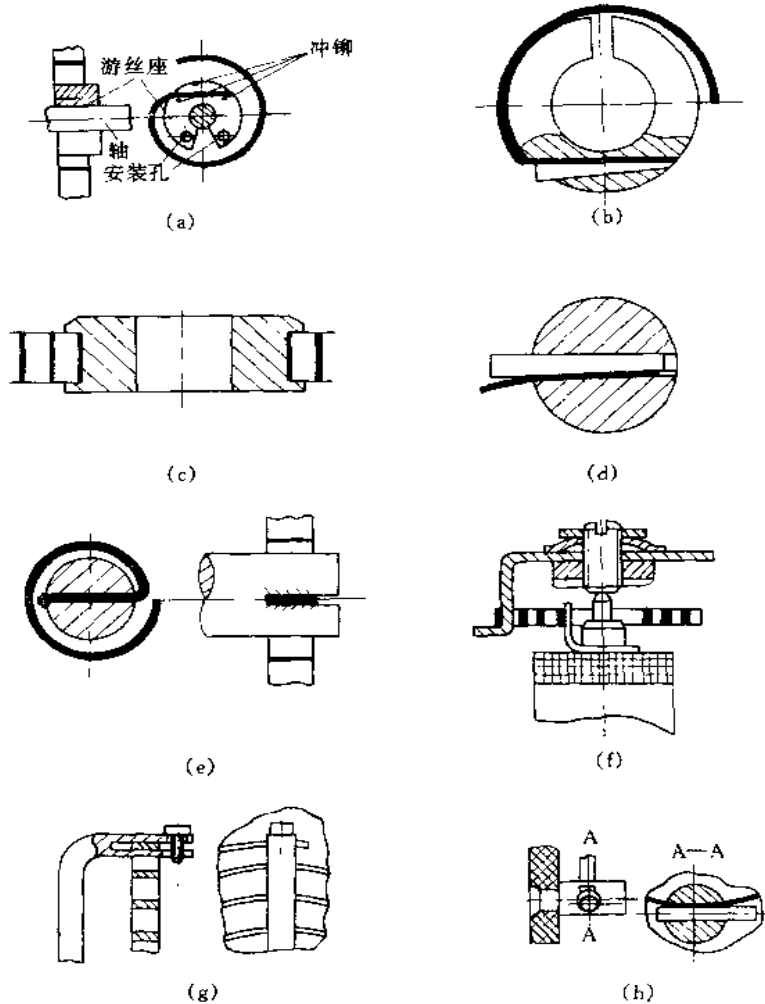


图 1-7-100 游丝内外端的固定结构

(a) 内端冲铆在游丝座上；(b) 内端销紧在游丝座上；(c) 内端被游丝座收口固定；(d) 内端直接销紧在轴上；(e) 内端钎焊在轴上；(f) 内端钎焊在焊片上；(g) 外端夹紧；(h) 外端销紧

图 1-7-100 为游丝内外端连接方法和结构。游丝通常内端固定在轴上，外端固定在机构中的其他零件上。

(2) 发条弹簧端部固定方式

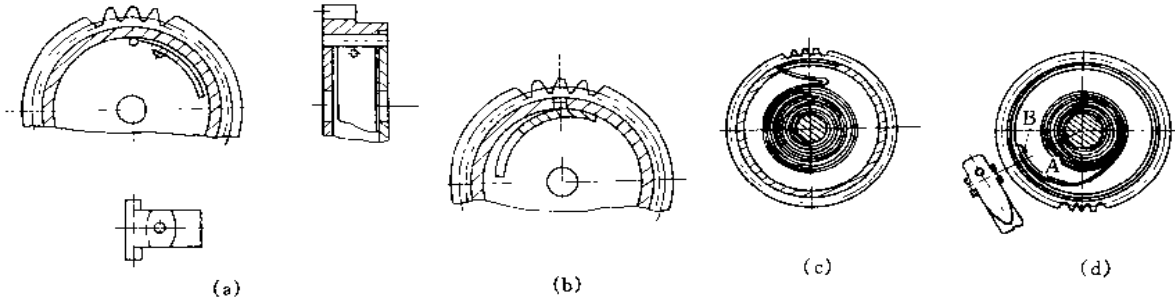


图 1-7-101 外端固定方式  
(a) 铰式固定；(b) 销式固定；(c) V形固定；(d) 衬片固定

图 1-7-101 为几种外端固定的方式。铰式固定在上紧发条过程中，各圈发生偏移，使圈间产生摩擦，输出扭矩较小；销式固定虽圈间摩擦比较式固定小，但仍较大，常用于尺寸较大的发条；V形固定可使外端近似径向移动，圈间摩擦小，但折弯处容易断裂，结构简单，常用于小尺寸发条；衬片固定在上紧发条时，外端接近径向移动，圈间摩擦小，扭矩损耗少，输出扭矩较大且平稳，是较合理的固定方法，应用较广。

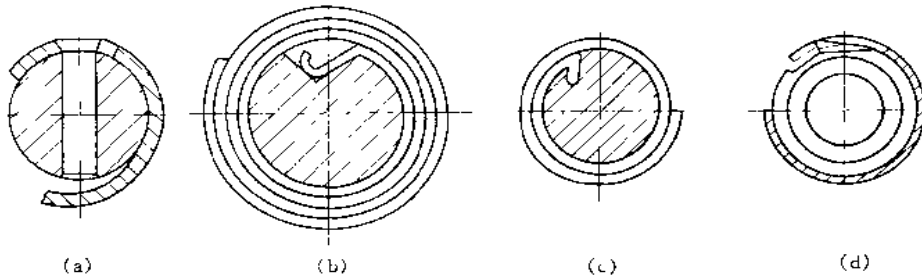


图 1-7-102 内端固定方式  
(a) 销子固定；(b) 陷入固定；(c) 插入固定；(d) 钩子固定

图 1-7-102 为几种内端固定方式。销子固定时，销子端部使第 2 圈产生大的应力集中，一般用于不重要的场合；陷入固定需在发条轴上加工一个较大的凹坑，只能用于发条轴直径较大的情况，插入固定方便，要求发条有一定强度，内、外端固定时，均需将发条内、外端进行局部退火处理。

### 1.9.3 平面蜗卷弹簧的应用实例

#### (1) 非接触形平面蜗卷弹簧的应用

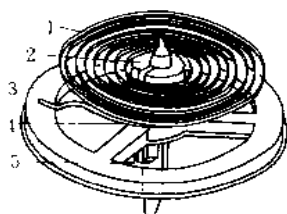


图 1-7-103 钟表机构振荡系统的游丝  
1—游丝；2—游丝座；3—摆轮；4—摆轮轴；  
5—小圆盘

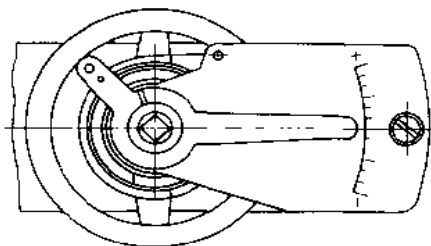


图 1-7-104 使零件紧密接触的游丝

图 1-7-103 是利用游丝转角与力矩的关系，在钟表机构振荡系统中的游丝。

图 1-7-104 是利用游丝工作时产生的弹性恢复力矩，使零件之间紧密接触，以消除系统中的间隙对空回误差的影响。

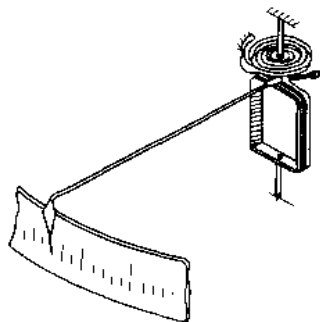


图 1-7-105 电表中的测量游丝

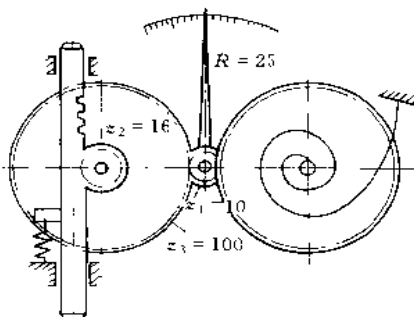


图 1-7-106 百分表中作接触的游丝

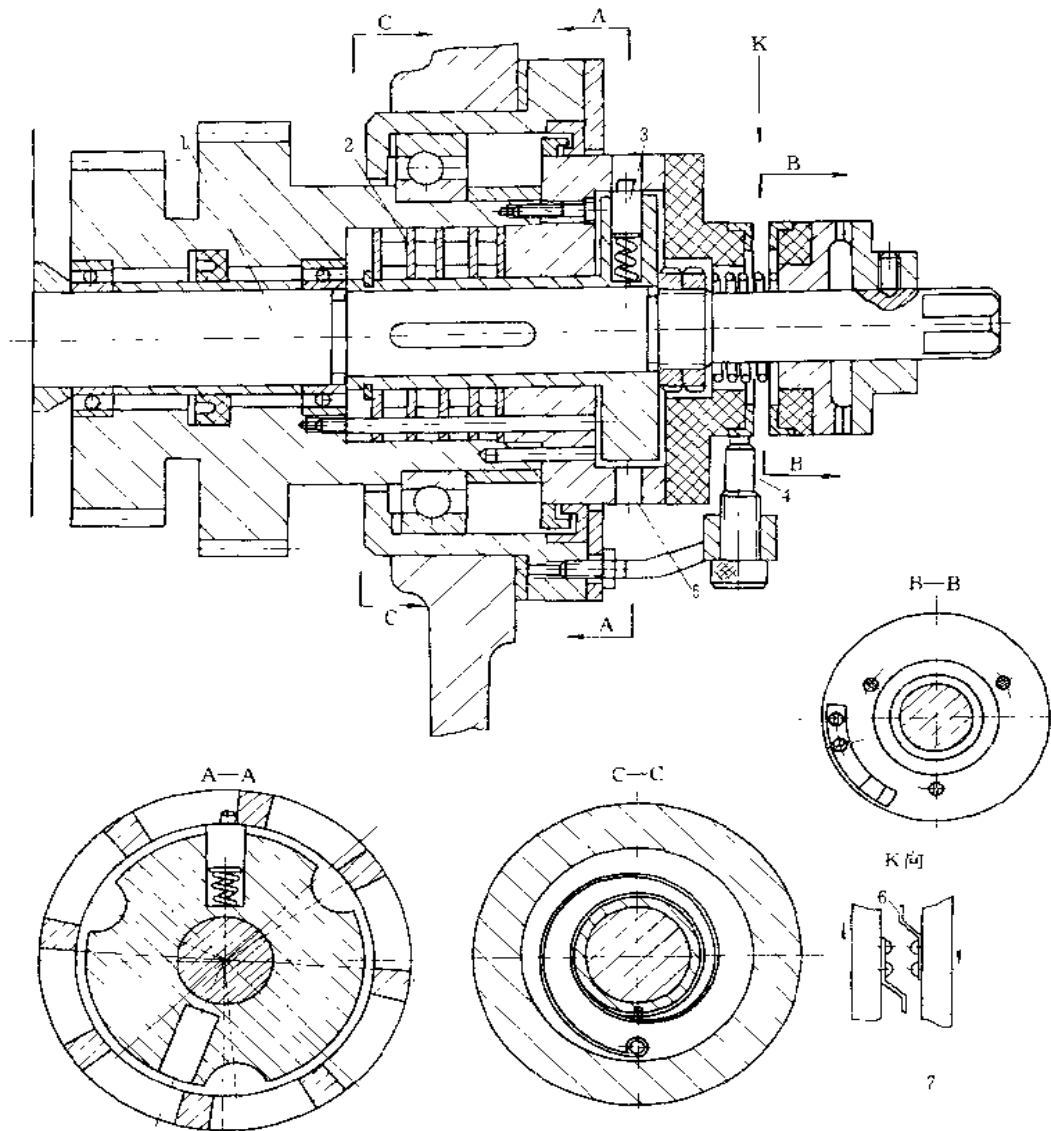


图 1-7-107 盘形弹簧过扭矩保护机构

图 1-7-107 为盘形弹簧过扭矩保护机构。电动机的旋转运动通过齿轮及四个盘形弹簧 2 传给主轴 1。在切削过程中随着扭矩的增加，盘形弹簧的变形增加，致使主轴与主轴上的齿轮产生相对转动，主轴上继电器的触点 6 与齿轮上继电器的触点 7 逐渐接近。当扭矩超过许可值时，两触点接触，通过电刷 4 接通快速退回线路，使动力头快速退回，以防钻头折断。为了保证工人操作安全及防止两触点逐渐接触而产生较大的火花，两继电器间的电压采用 12V。为了调整盘形弹簧的扭矩值，可以改变弹簧键 3 所在槽的位置，并转动主轴继电器的滚花螺母，改变牙形离合器 5 的位置来微调扭矩值。

## (2) 接触形平面蜗卷弹簧的应用

图 1-7-108 为条盒转动式发条弹簧。条盒 3 内部装有发条弹簧 7, 发条弹簧的外端固定在条盒的内壁上, 而内端固定在轴 1 上。条盒的一端有齿圈, 而另一端用盖 4 封住。

在轴 1 有正方形断面的部分装有棘轮 5, 棘轮 5 与棘爪 6 相啮合, 棘爪 6 的轴固装在机构的夹板 2 上。转动轴 1 可上紧发条。由于棘轮机构的作用, 轴 1 不能反向转动, 因而条盒将产生转动。条盒转动方向与上紧发条时轴 1 的转动方向相同。条盒 3 上的齿圈与所要带动的传动机构相啮合, 条盒的转动即通过齿圈传给传动机构。

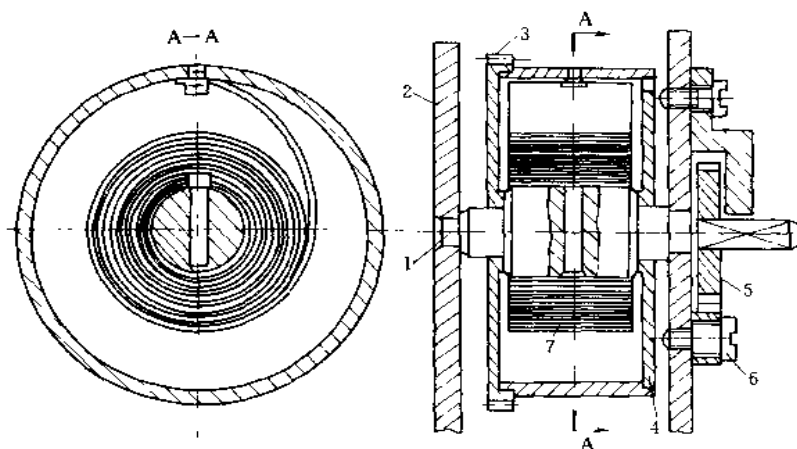


图 1-7-108 条盒转动式发条弹簧

1—轴; 2—夹板; 3—条盒; 4—盒盖; 5—棘轮; 6—棘爪; 7—发条弹簧

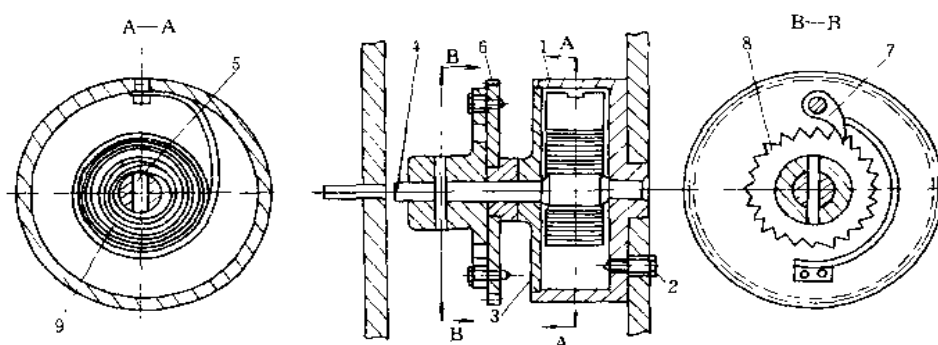


图 1-7-109 条盒不转动式发条弹簧

1—条盒; 2—螺钉; 3—盒盖; 4—轴; 5—销; 6—齿轮; 7—棘爪; 8—棘轮; 9—发条弹簧

图 1-7-109 为条盒不转动式发条弹簧。条盒 1 用螺钉 2 固定在机构的夹板上。发条弹簧的内外端分别固定在轴 4 和条盒 1 的内壁上。棘轮 8 用销钉固装在轴 4 上。

当要上紧发条时, 转动轴 4, 这时, 齿轮 6 不动, 而棘爪 7 (其心轴固定在齿轮 6 上) 自由地放过棘轮 8。发条上紧后, 由于发条力矩的作用, 使轴 4 反向转动, 而棘轮 8 亦将随之反向转动, 棘轮的反向转动将推动棘爪 7, 使齿轮 6 转动。齿轮 6 与所要带动的传动机构相啮合。

这种结构, 当上紧发条时, 齿轮 6 不动, 因而所带动的机构将停止工作。这是一个严重的缺点, 因而它的应用受到限制。

## (3) 定载荷、定扭矩弹簧的应用

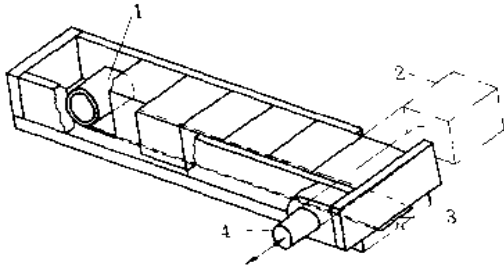


图 1-7-110 暗盒输送装置

1—保持定弹力的弹簧；2—推出的工件或商品；  
3—发条（端部固定）；4—推出杆

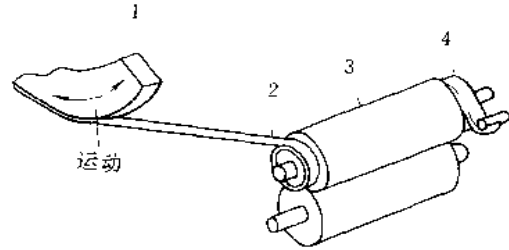


图 1-7-111 定扭矩弹簧的应用

1—弓形板（作往复运动）；2—预拉伸钢带；3—输送滚柱；  
4—扭转弹簧

图 1-7-110 是暗盒输送装置。靠拉伸弹簧自动调节线圈的作用把输送物推进。不管输送距离长短，其作用力是不变的。在机床上把工件送到加工部位，或把商品供给售货机，均可使用这种机构。装配工位如每次必须输送一个零件，用这种输送机构效率较高。

图 1-7-111 所示是用传送带代替齿轮，传递凸轮驱动的弓形的摇摆运动，使输送滚柱准确回转。为了保持稳定。钢带被事先拉伸。用扭转弹簧使滚柱返回原来位置。这样传递运动平静而且准确。

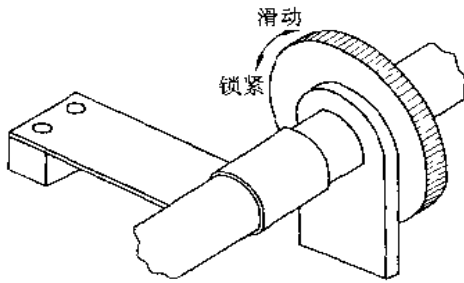


图 1-7-112 单向制动器

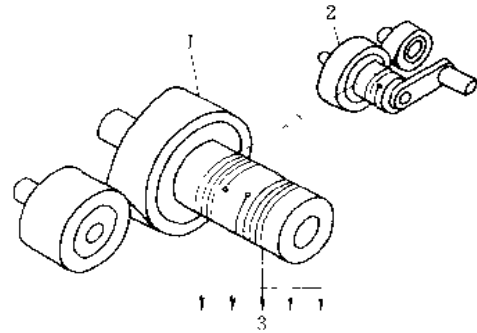


图 1-7-113 机械式随动系统

1—大马；2—小马；3—重块

图 1-7-112 所示的单向制动器使机构不作逆时针方向回转。如逆时针方向回转，弹簧将卷得更紧。顺时针方向回转时，因弹簧圈扩大，使轴滑动。但没有间隙。

图 1-7-113 是连系两个弹簧马达的机械式随动系统，用钢丝绳把两个马达联结起来。大马能以足够的输出转矩支撑重块和小马达的作用力，小马转动前，此装置是靠摩擦停止的。

## 1.10 扭杆弹簧

### 1.10.1 扭杆弹簧的结构、特点和应用

扭杆弹簧的主体为一直杆，如图 1-7-114 所示，利用杆的扭转变形起弹簧作用。小型车辆上用的稳压器是一种将柄和杆作成一体的扭杆（图 1-7-115），其装配部分多是用孔（图 a）和螺栓（图 b）来固定的支承于 C、D 两点，A、B 两处受有和纸面垂直，大小相等、方向相反的力，大部分扭杆是圆截面的，也有空心圆、长方形截面的。扭杆弹簧的特点是重量轻、结构简单、占空间小，其缺点是需要精选材料，端部加工麻烦。

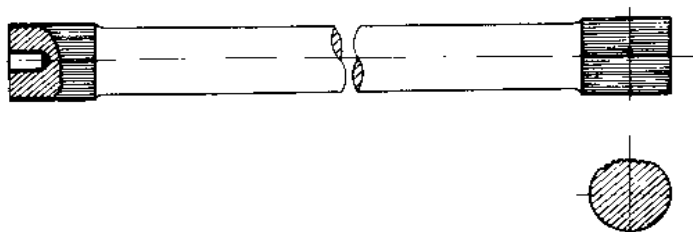


图 1-7-114 扭杆弹簧

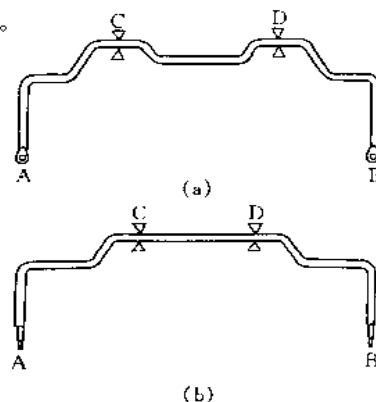


图 1-7-115 柄和本体成一体的扭杆

扭杆弹簧主要用于下述场合。

- 1) 用作轿车和小形车辆的悬挂弹簧。
- 2) 也常用作军用车辆的悬挂弹簧。
- 3) 由于扭杆在承受高频振动载荷时，不会像螺旋弹簧那样产生颤振，所以在高速内燃机中可用扭杆作阀门弹簧。
- 4) 在驱动轴中插入扭杆，用以缓和扭矩的变化。
- 5) 在使用空气弹簧缓冲的铁道车辆和汽车上，采用大型扭杆弹簧作稳压器。
- 6) 小型车辆上用的稳压器，多采用柄和杆为一体的扭杆弹簧，其形状都较复杂，而且其中尚有兼作拉杆用的。

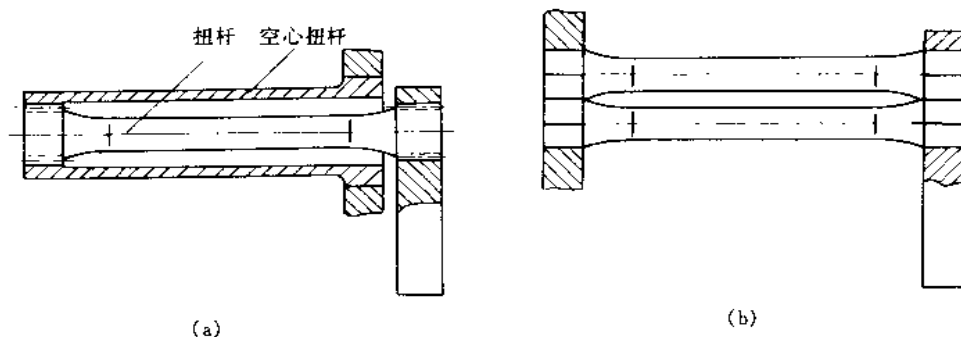


图 1-7-116 扭杆的组合形式

图 1-7-116 为扭杆的组合形式，图 a 为串联式，图 b 为并联式，扭杆的组合是为了保证机构的刚度。

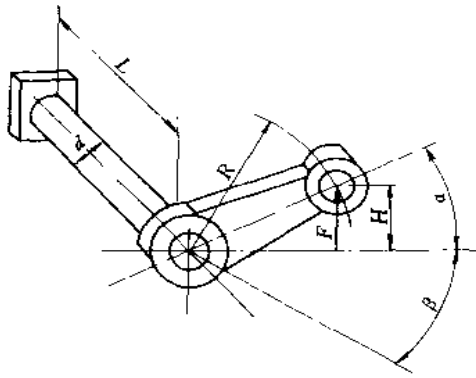


图 1-7-117 悬挂装置扭杆弹簧

图 1-7-117 为悬挂装置扭杆弹簧。图中  $F$  为加于柄端部垂直方向的载荷； $R$  为柄长（力臂长度）； $H$  为力臂端部在力作用点处的垂直投影； $\alpha$  和  $\beta$  分别为受载和卸载时力臂中心线与水平线所形成的夹角，图示方向为正。

### 1.10.2 扭杆弹簧的截面与端部形状和有效长度

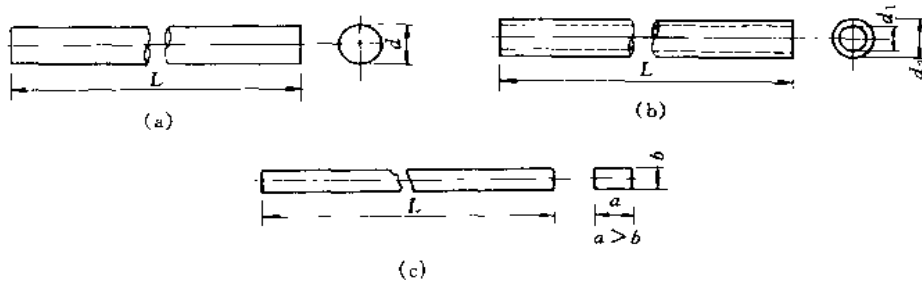


图 1-7-118 扭杆的截面形状

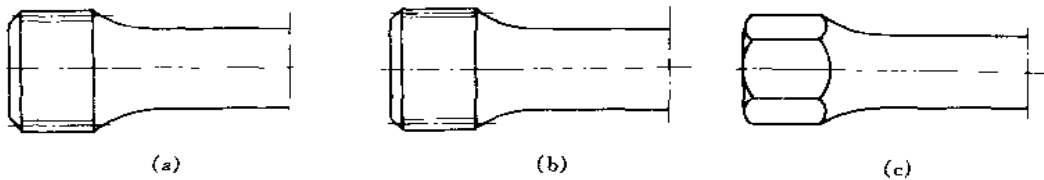


图 1-7-119 扭杆的端部结构

(a) 细齿形；(b) 花键形；(c) 多角形

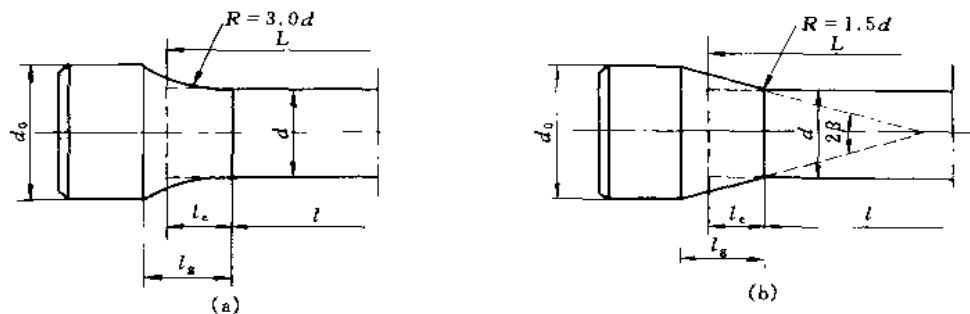


图 1-7-120 扭杆端部几何尺寸

图 1-7-119 为扭杆的端部结构。细齿形端部的外径为杆径的 1.15~1.25 倍，长度为杆径的 0.5~0.7 倍，表 1-7-8 为其几何尺寸参考值。端部为六角形时，其对边距离约为杆径的 1.2 倍，长度约为 1.0 倍。为了避免过大的应力集中，端部与杆体联接处的过渡圆角半径必须为扭杆直径的 3~5 倍以上（图 1-7-120a）。如用圆锥形过渡时（图 1-7-120b），一般取锥顶  $2\beta \leq$



30°。花键形有矩形花键和渐开线花键；细齿形实际上是模数较小、齿数较多的渐开线花键形，目前应用最广；多角形传递扭矩效率不高，端部材料未能充分利用，但制造方便。

表 1-7-8 细齿形端部几何尺寸

齿形	模数 $m$	压力角	外径 (齿顶圆直径)	内径 (齿根圆直径)
渐开线	0.70 或 1.0	45°	$(z+1)m$	$(z-1)m$

注：表中  $z$  齿数。

扭杆的有效工作长度为  $L=l+2l_0$ ，式中  $l_0$  为过渡部分的当量长度。

由于杆体两端的过渡部分也发生扭转变形，因此，在计算时，应将两端的过渡部分换算为当量长度。对于圆形截面扭杆，当采取图 1-7-120 所示的过渡形状时，其过渡部分的当量长度  $l_0$  可以在图 1-7-121 中查得。

### 1.10.3 扭杆弹簧的应用实例

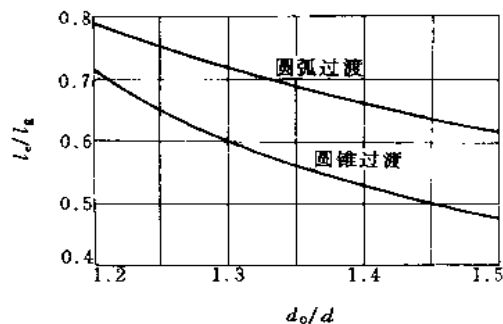
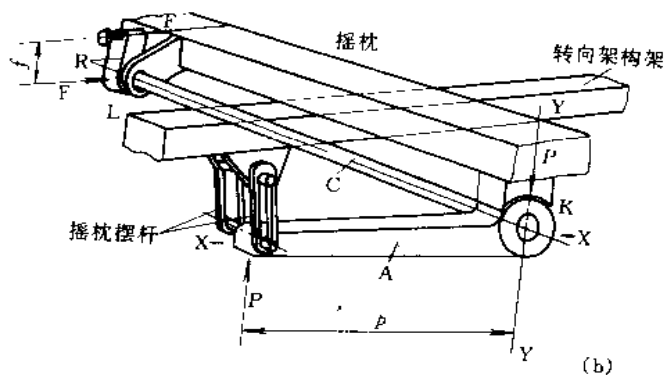
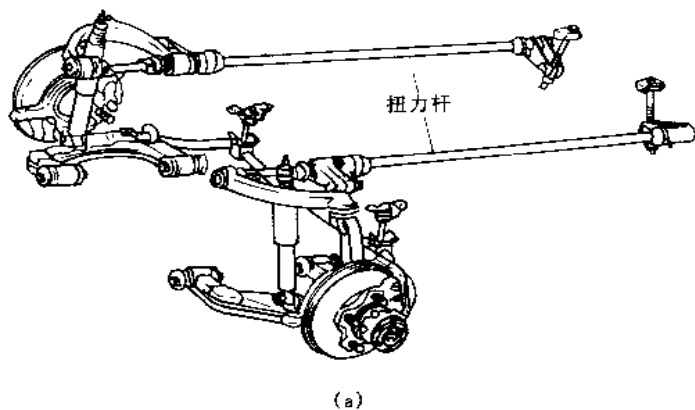


图 1-7-121 过渡部分的当量长度

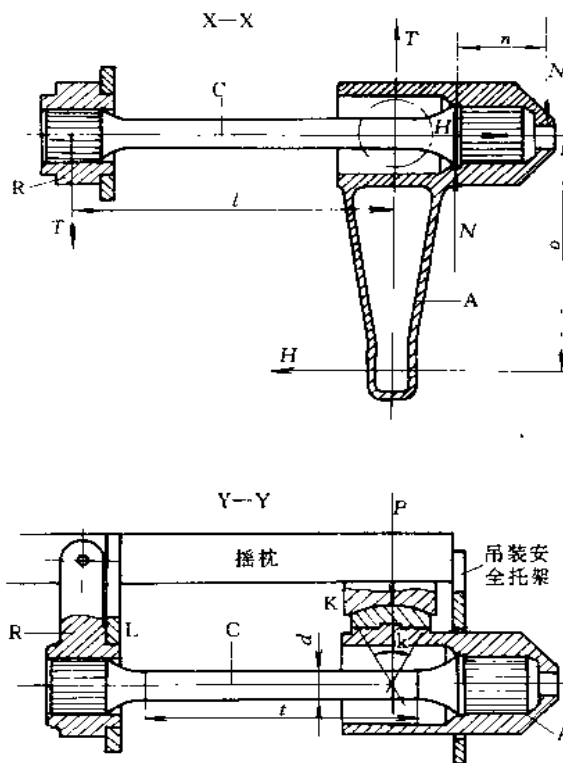


图 1-7-122 扭杆弹簧在汽车及机车上的应用  
(a) 采用扭杆弹簧的汽车悬架；(b) 用扭杆弹簧系统作为机车摇枕弹簧

图 1-7-122a 的装置中扭杆弹簧的一端固定于车身，另一端与悬架控制臂连接。车轮上、下运动时，扭杆便发生扭曲，起弹簧作用。

图 1-7-122b 是扭杆弹性单元作为摇枕装置装在转向架上的情况。扭杆单元由扭杆臂或摆动臂 A 扭杆 C 及固定臂（或反作用臂）R 组成。摆动臂做为扭杆的转动端，固定臂做为扭杆的固定端，扭杆及各臂间大多采用齿形联接。根据实际情况，固定臂既可以布置在图中所示的位置，也可以处于任意一个其他的位置。机车重量在摆动臂端部产生了反作用力  $P$ ，该力以力矩  $P \cdot p$  作用于扭杆。扭杆将此力矩传到固定杆（这时的力矩用  $F \cdot f$  表示），并在固定臂端部产生作用力  $F$ 。如果在 K 及 L 处加上由支撑点作用于弹性单元（摆动臂-扭杆-固定臂）的力  $P$  及  $F$ ，系统就处于平衡状态。显然，由弹性单元作用于支撑位置的力与图中所示的力大小相等、方向相反，所以摆动臂的轴承 K 不必做成全包式的，对结构及组装都会带来好处。

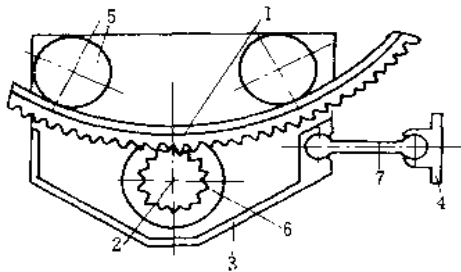


图 1-7-123 扭杆弹簧在多点柔性传动上的应用  
1—大齿轮；2—小齿轮轴；3—箱式小车；4—支座；5—箱式小  
车滚轮；6—小齿轮；7—柔性支承（弹性支杆）

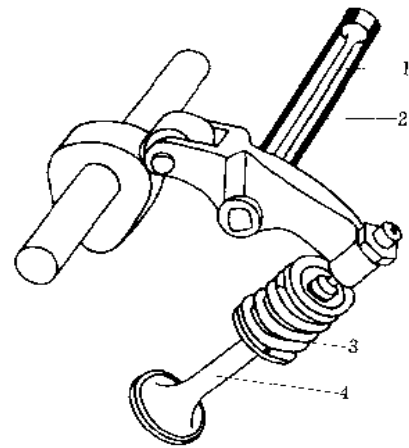


图 1-7-124 扭杆用作气门辅助弹簧  
1—扭杆；2—扭杆套；3—气门弹簧；4—气门

图 1-7-123 的装置中，小齿轮通过轴承安装在箱式小车 3 内，小车又经四个车轮（滚轮）5 悬挂在大齿轮 1 两侧的轮缘上，大齿轮与工作机械的负载主轴固定。运转时平衡反扭矩作用的弹性支杆 7 通过球铰，一端连接在小车 3 上，另一端连接在支座 4 上，当大齿轮随同负载主轴变形而下移时，箱式小车也将随之同步下移，从而保证了大小齿轮之间的正确啮合。

在高速内燃机上，为了避免高速振动载荷在圆柱螺旋弹簧上引起的颤动，可用扭杆做辅助气门弹簧，如图 1-7-124。扭杆弹簧为串联结构。

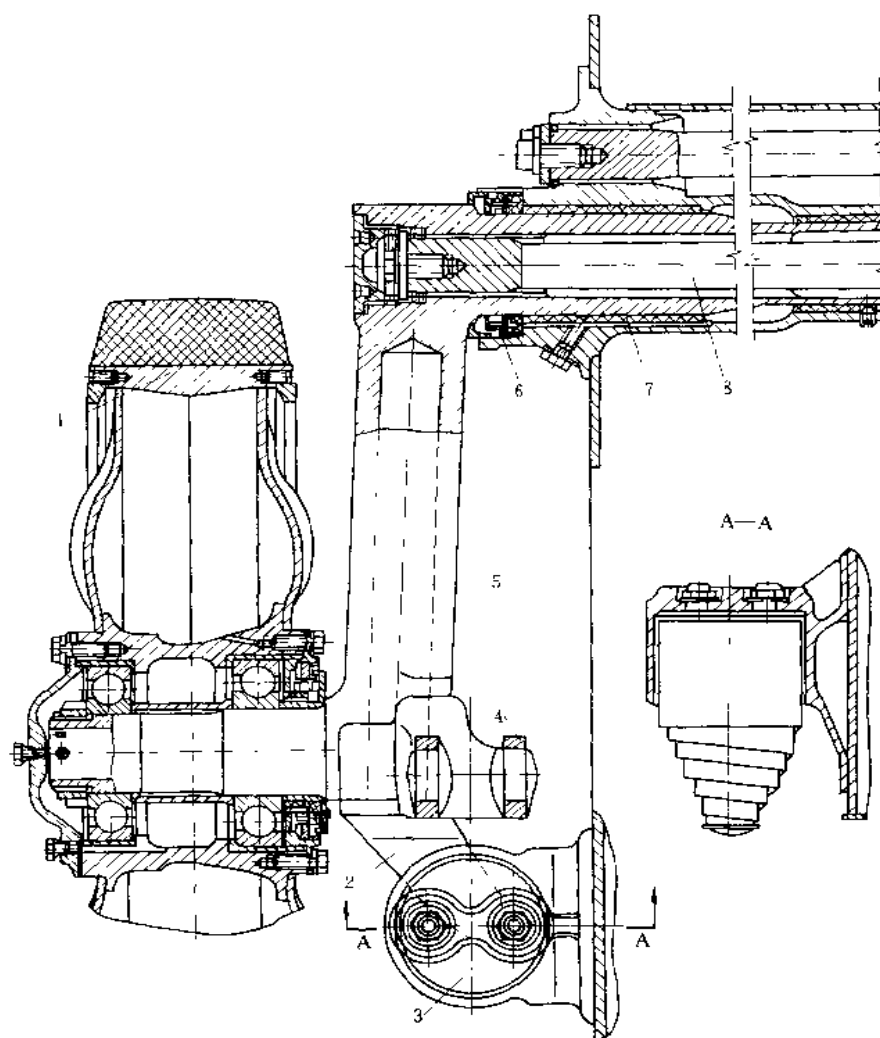


图 1-7-125 采用扭杆弹簧的拖拉机悬挂装置

1—轮子；2—托架；3—行程限制器；4—环；5—平衡杆；6—密封；7—塑料套筒；8—扭力轴

图 1-7-125 是拖拉牵引机的悬挂结构，其悬挂装置是特殊的扭力轴，扭力轴沿机器全宽布置。轮子 1 的钢质平衡杆 5 为冲压制成，杆中有孔以减轻重量。各轮的平衡杆是可互换的。杆端装有环 4 和托架 2，环 4 用来装缓冲器，托架 2 则是行程限制器 3 的支梁。平衡杆以两个塑料套筒 7 装于机架内，机架端部装有扭力轴 8，为圆柱体，端部较粗且带有花键。扭力轴由合金钢制成。并加载处理，因而分成左、右两根扭力轴。

## 1.11 环形弹簧

### 1.11.1 环形弹簧的结构、特点和应用

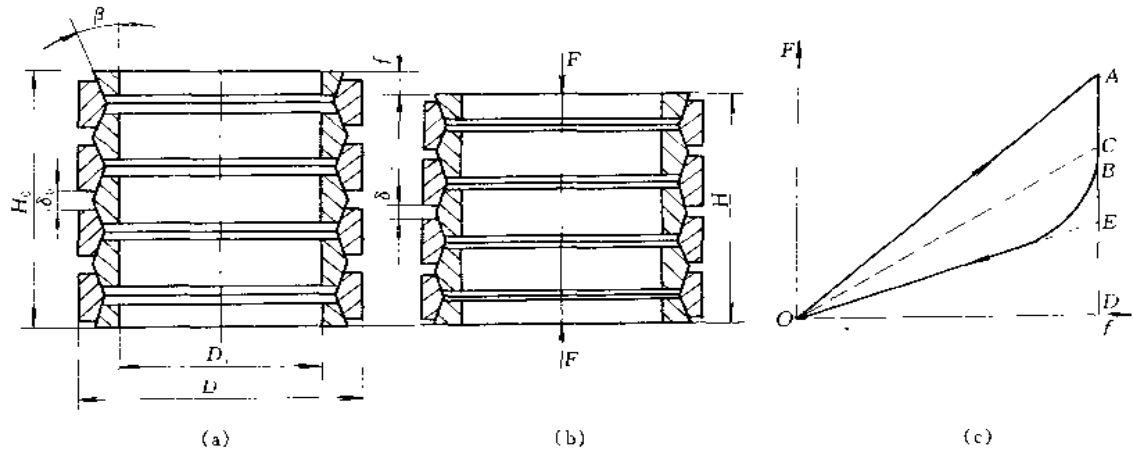


图 1-7-126 环形弹簧的结构与特性线  
(a) 自由状态; (b) 受载后; (c) 特性线

环形弹簧由带有内锥面的外圆环和带有外锥面的内圆环配合组成,如图 1-7-126a 所示,内、外圆环的对数根据承受载荷的大小和变形的要求来决定。

当弹簧承受轴向压缩载荷后,各圆环沿圆锥面相对滑动整个弹簧产生轴向变形,如图 1-7-126b 所示,起弹簧作用,在这时,内环受压缩,直径缩小,外环受拉伸,直径变大,内、外环产生大致均等的圆周方向应力。与其他各种弹簧相比,环形弹簧几乎只产生纯压缩和拉伸应力,从而其单位体积材料的变形能要较其他弹簧(几乎都是产生弯曲和扭转应力)大的多。

由于环间摩擦力很大,使加载和卸载时的特性线不同,产生很大的滞后现象。在一个加载和卸载循环中,由于摩擦转化为热能所消耗的功很多,如图 1-7-126c 特性线中的  $OABO$  部分,几乎可达加载过程所作功(图中  $OADO$  面积)的  $60\% \sim 70\%$ 。由于这种滞后现象使得环形弹簧具有很大的衰减作用和很高的缓冲减振能力。滞后的程度是随接触面的摩擦系数而变化的,因此,其接触面的摩擦对弹簧特性的影响很大。为了防止圆锥面的磨损、擦伤和粘着,降低温升和噪声,一般都在接触面上涂布石墨润滑脂。

为防止横向失稳,环形弹簧一般安装在导向圆筒或导向心轴上,弹簧和导向装置间应留一定间隙,其数值可取为内环孔径的  $2\%$  左右。

用于空间尺寸受限制而又须吸收大量的能量以及需要强力缓冲的场合。其轴向载荷大多在  $20\text{kN}$  至  $1000\text{kN}$ 。如用于铁道车辆的联接部分,受强大冲击的缓冲装置,大型管道的吊架,大容量电流遮断器的固定端支撑等。

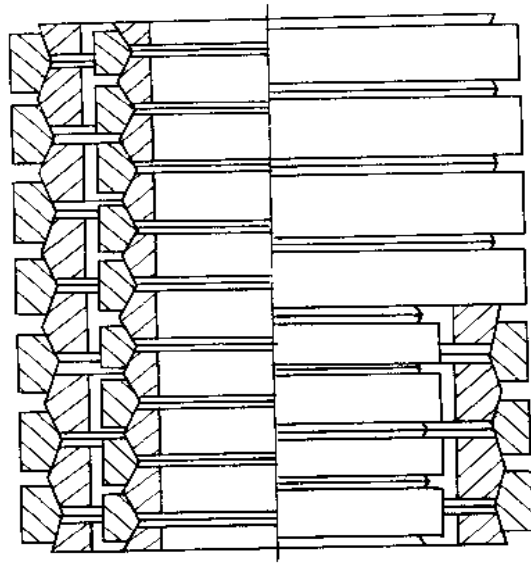


图 1-7-127 组合环形弹簧

图 1-7-127 为承受特别巨大冲击载荷的地方所采用的由两套不同直径、同心安装的组合环形弹簧。也可用环形弹簧与圆柱螺旋弹簧组成的组合弹簧。

### 1.11.2 环形弹簧的应用实例

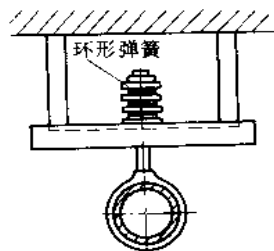


图 1-7-128 大型管道吊架

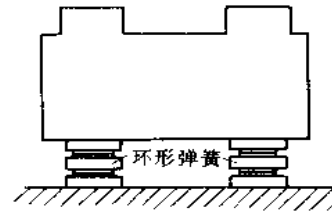


图 1-7-129 振动机械支承

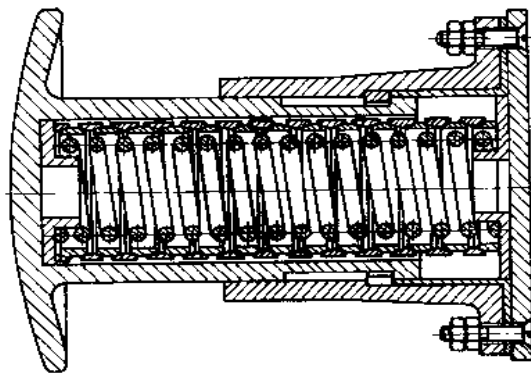


图 1-7-130 用环形弹簧与圆柱螺旋弹簧组成的缓冲器

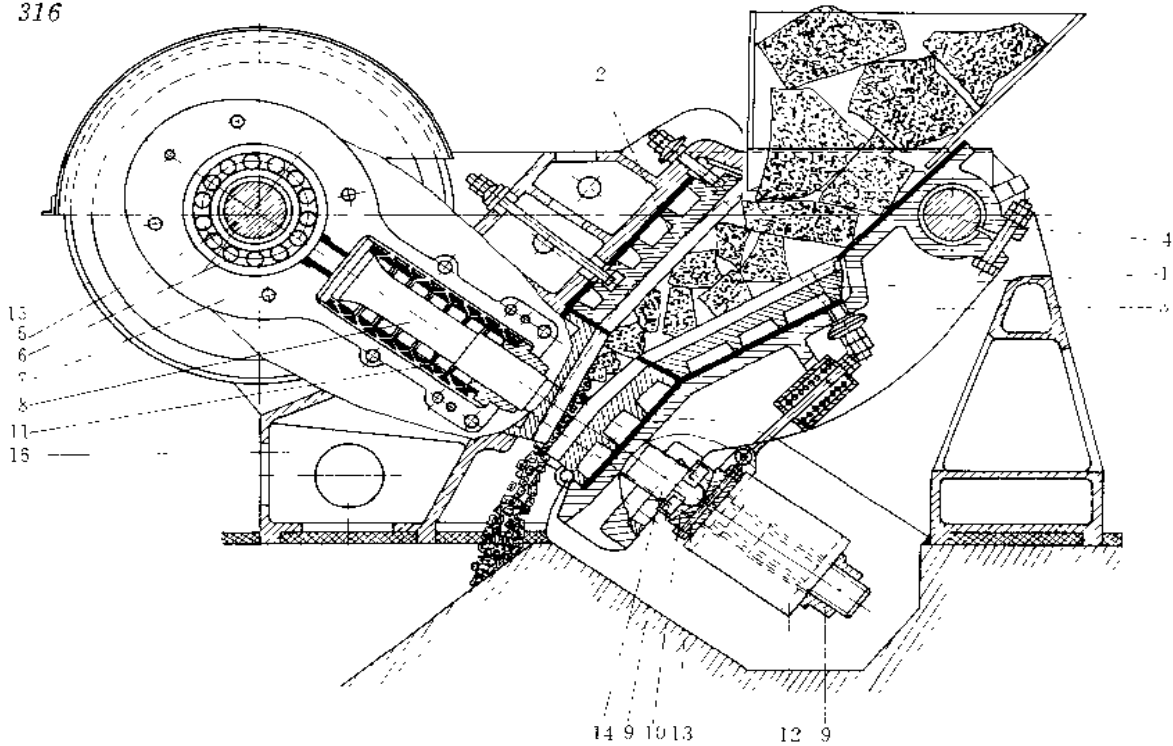


图 1-7-131 环形弹簧在冲击式颚式破碎机上的应用

1—摆动顎板;2—固定顎;3—摆动顎;4—摆动顎轴;5—偏心轴;6—自位滚柱轴承;7—弹簧盒;8—连杆;9—间隙调整螺母;10—调整螺母的楔;11—过载保护弹簧;12—横梁;13—时节基座;14—肘板;15—飞轮;16—破碎机机架

## 1.12 橡胶弹簧

### 1.12.1 橡胶弹簧的类型、特点和应用

#### (1) 一般工程用橡胶弹簧

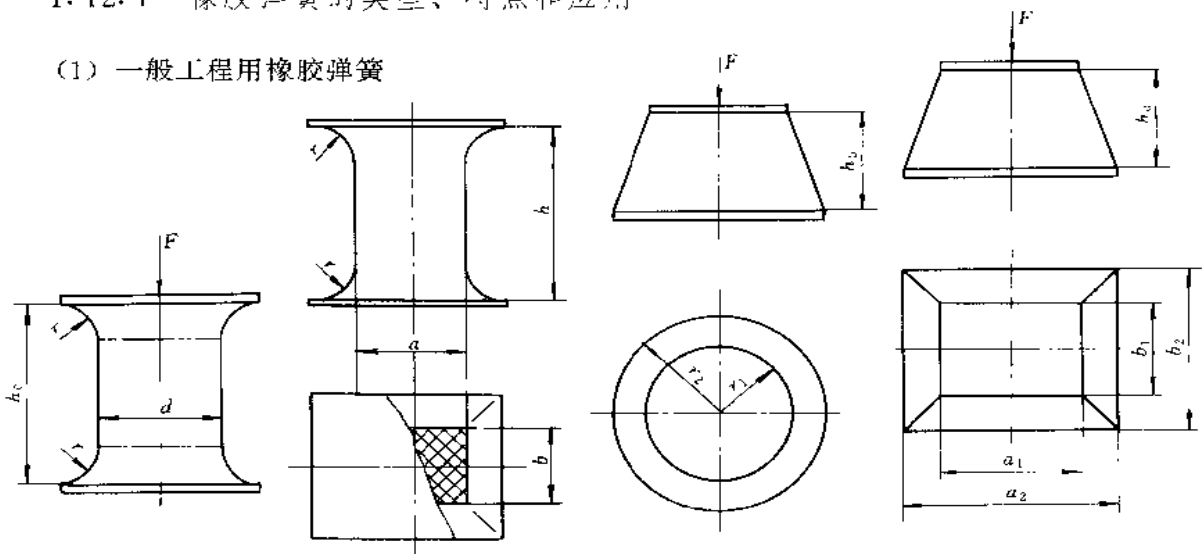


图 1-7-132 带圆角的圆柱形橡胶弹簧

图 1-7-133 带圆角的矩形橡胶弹簧

图 1-7-134 圆锥台橡胶弹簧计算简图

图 1-7-135 矩形锥台橡胶弹簧

图 1-7-132、图 1-7-133 是为了避免应力集中,在橡胶和金属的硫化部分做成圆角过渡的

橡胶弹簧。圆角半径的大小对弹簧刚度有明显的影响。

工程中往往使用如图 1-7-134、图 1-7-135 所示的橡胶弹簧作为减振元件或行程止挡和缓冲器。一般分圆截面和矩形截面两种。

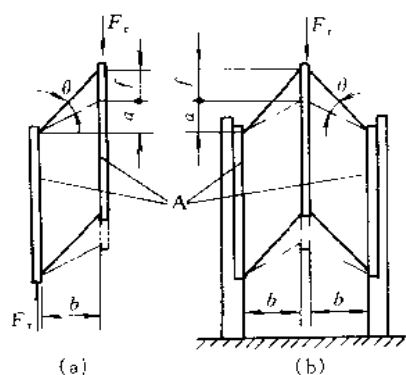


图 1-7-136 菱形橡胶弹簧

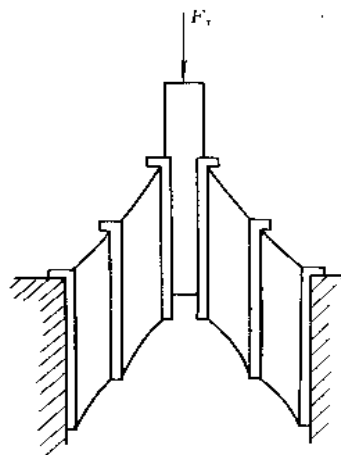


图 1-7-137 多层结构的菱形橡胶弹簧

图 1-7-136a 为单层菱形橡胶弹簧；b 为层状结构，其承载面积  $A$  比单层的要加倍，因而其剪切刚度也增加一倍，工程中应用较多。为了提供足够的剪切挠度，可将几个橡胶元件串联使用，如图 1 7-137。

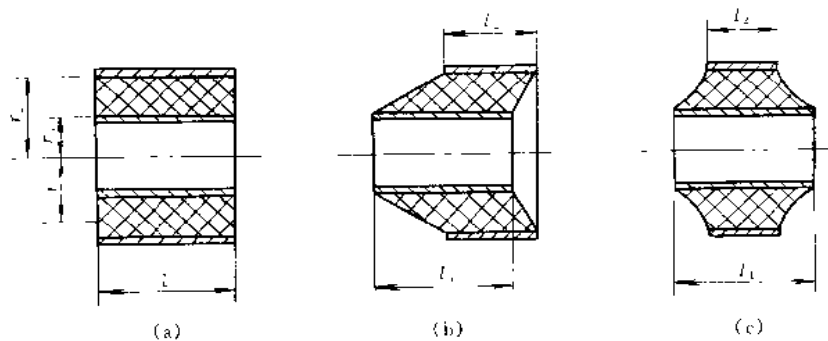


图 1-7-138 衬套式橡胶弹簧

图 1-7-138a 为衬套长度不变、b 为衬套长度随半径线性变化，c 为切应力和衬套半径无关而为常数。

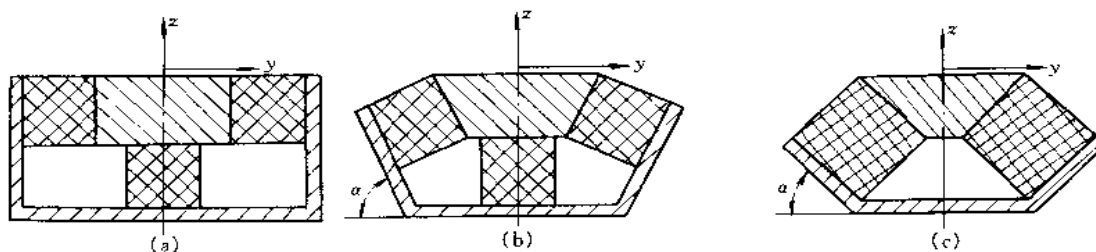


图 1-7-139 组合式橡胶弹簧

图 1-7-139 为由几个简单形状橡胶元件构成的组合式橡胶弹簧。

(2) 铁道车辆用橡胶弹簧和元件

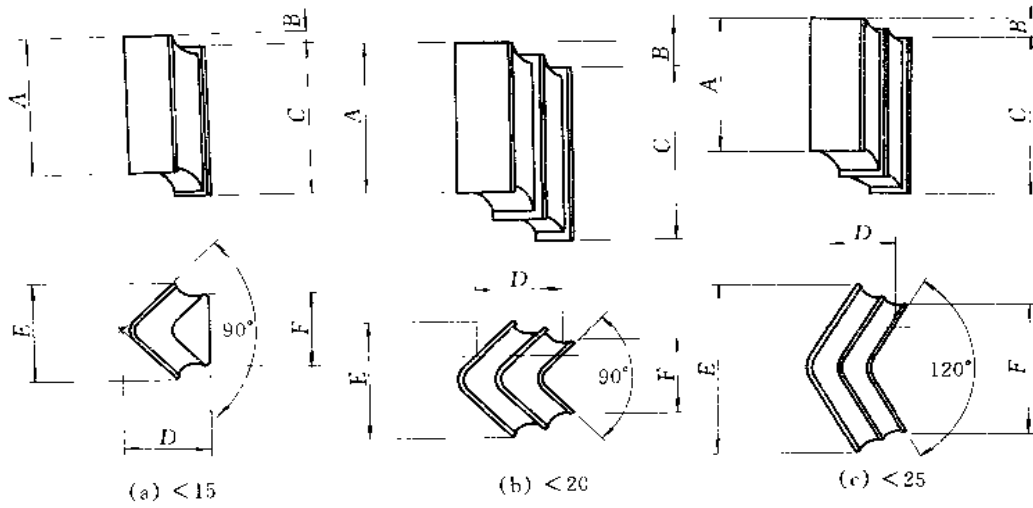


图 1-7-140 人字形橡胶弹簧

图 1-7-140	(a)			(b)		(c)			图 1-7-140	(a)			(b)		(c)	
垂直挠度, mm	<math>< 15</math>			<math>< 20</math>		<math>< 25</math>			垂直挠度, mm	<math>< 15</math>			<math>< 20</math>		<math>< 25</math>	
垂直载荷, kN	21	26.3	28.1	36	16	27	28	A	mm	112	152	190	152	127	165	200
垂直挠度, mm	12	12	12	20	18	18	24	B		14.3	14.3	14.3	20	28.6	28.6	22
垂直刚度	1.75	2.18	2.35	1.8	0.9	1.5	1.2	C		125	165	203	178	152	190	216
横向刚度	2.1	4.03	5.0	4.0	1.0	3.4	2.8	D		90	90	90	60	87.5	87.5	113
纵向刚度	8.0	11.23	14.0	28	2.2	11.6	5.6	E		110	110	110	188	126	126	209
								F		84	84	84	148	80	80	130

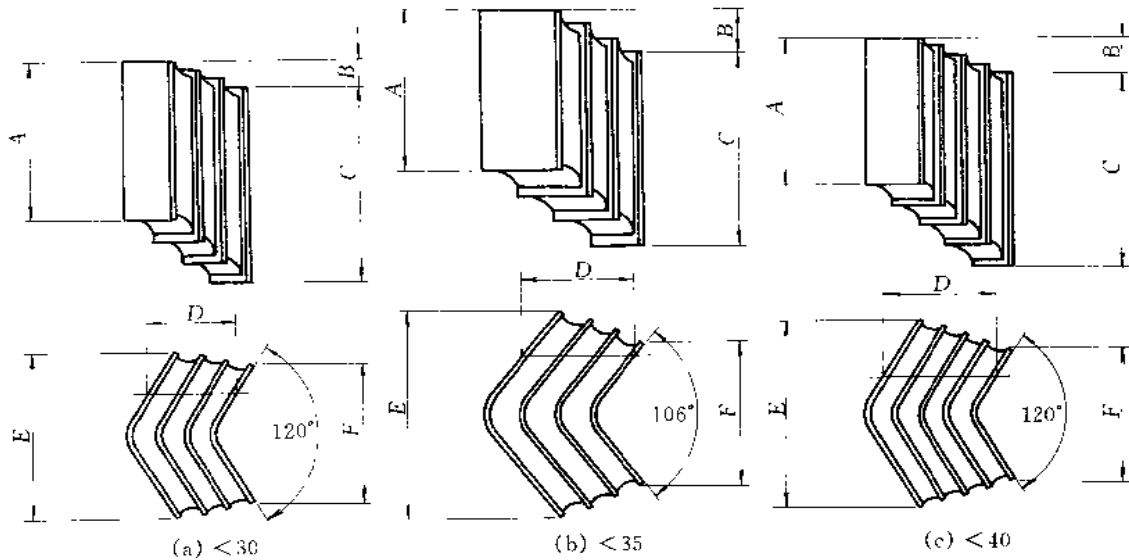


图 1-7-141 人字形橡胶弹簧



图 1-7-141	(a)			(b)			(c)			图 1-7-141	(a)			(b)			(c)		
垂直挠度, mm	<30			<35			<40			垂直挠度, mm	<30			<35			<40		
垂直载荷, kN	38	55	82	63.6	84	100	30	40	55.8	A	140	178	203	165	197	216	146	127	194
垂直挠度, mm	30	30	30	35	35	35	40	40	40	B	31	31	31	47.7	47.4		39.7		38
垂直刚度	1.27 1.84 2.74			1.82 2.4 2.9			1.0 1.0 1.4			C	178	216	241	216	248	274	197	178	248
横向刚度 MN/m	2.54	3.68	10.0	4.0	7.2	7.3	3.4	2.0	2.06	D	88	90		115	116	114	115		
纵向刚度	17.8	27.6	55.0	19.2	33.0	44	11.7	14	27.5	E	193			231			203		
纵向刚度	17.8 27.6 55.0			19.2 33.0 44			11.7 14 27.5			F	151			152			148		
夹角 $\alpha$ , (°)	22			22			22			橡胶硬度 HS	50			50			50		

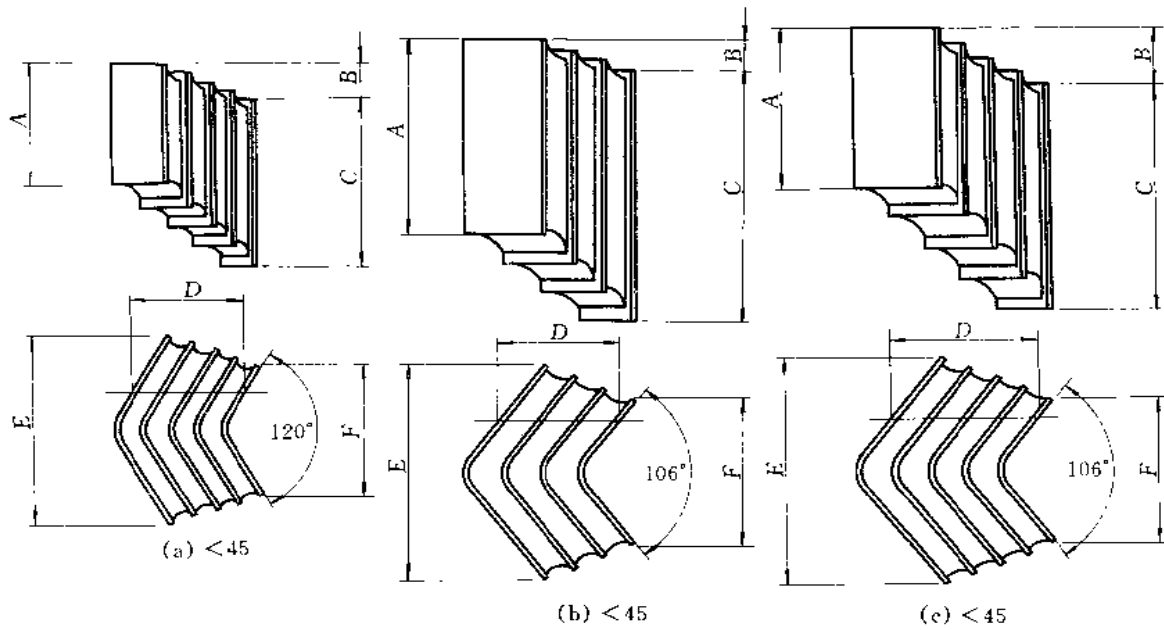


图 1-7-142 人字形橡胶弹簧

图 1-7-142	(a)			(b)			(c)			图 1-7-142	(a)			(b)			(c)		
垂直挠度, mm	<45			<45			<45			垂直挠度, mm	<45			<45			<45		
垂直载荷, kN	60.5	51	61	92	58	72	98	A	165	210	200	216	225	178	203				
垂直挠度, mm	40	44	45	42	45			B	39.7	61	40	32	44	63.5	63.5				
垂直刚度	1.5 1.0 1.36			2.2 1.3 1.6			2.2			C	216	267	255	308	316	248	274		
横向刚度 MN/m	3.0	2.1	5.3	5.1	8.0	4.0	5.2	D	115		113.5	133	152	150	150				
纵向刚度	22.5	5.9	24.0	29	16.0	24.0	30	E	203	241	223	252	272	252	252				
纵向刚度	22.5 5.9 24.0			29 16.0 24.0			30			F	148		170	169	162	152			
夹角 $\alpha$ , (°)	22			22			22			148			170			169			

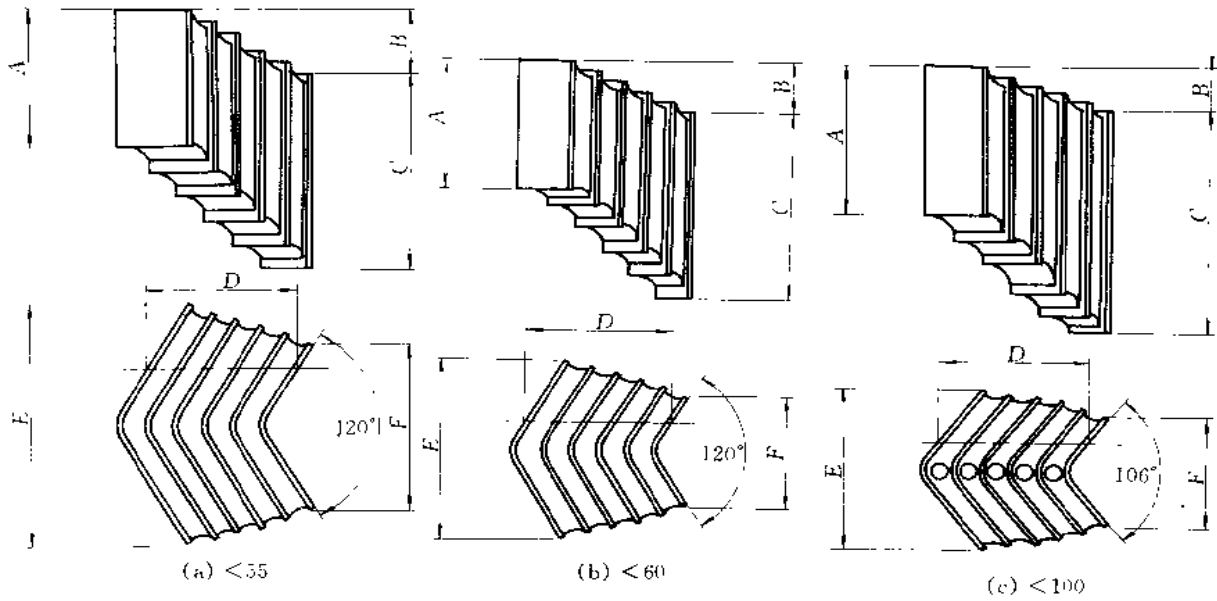


图 1-7-143 人字形橡胶弹簧

图 1-7-143								图 1-7-143									
	(a)			(b)			(c)			(a)			(b)			(c)	
垂直挠度, mm	<math>< 35</math>			<math>< 60</math>			<math>< 100</math>		垂直挠度, mm	<math>< 35</math>			<math>< 60</math>			<math>< 100</math>	
垂直载荷, kN	45	59	51	60.5	106	115	120	A	146	178	253	133	178	203	330		
垂直挠度, mm	51			53			63	100	B	57			90			71.5	
垂直刚度	0.9	1.2	1.0	1.14	2.0	1.75	1.2	C	210	241	318	197	241	292	500		
横向刚度 MN/m	1.5	1.8	2.25	2.01	3.25	3.5	3.5	D	119			155			179		
纵向刚度	15	22.8	12.6	19.85	46.0	31.5	15	E	202			274			364		
夹角 $\alpha$ , ( $^\circ$ )				22					F	121			185			186	
								橡胶硬度, HS	50								

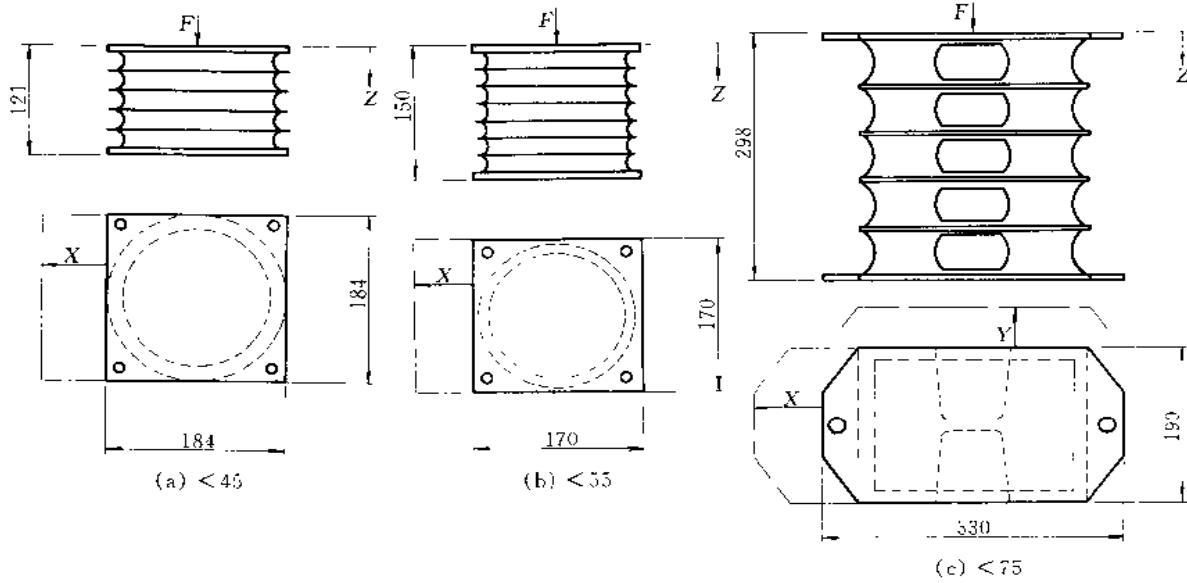


图 1-7-144 支承橡胶弹簧

图 1-7-144	(a)	(b)
剪切挠度, mm	<45	<55
$F$ , kN	<72	<48
$X$ , mm	<47	<56
$F \times X$	<1700	<1100
橡胶硬度, HS	50	

图 1-7-144	(c)	图 1-7-144	(c)
剪切挠度, mm	<75	$F \times X$	<1140
$F$ , kN	<30	$F \times Y$	<1140
$X$ , mm	<75	$F (X+Y)$	<1130
$Y$ , mm	<75	橡胶硬度, HS	50

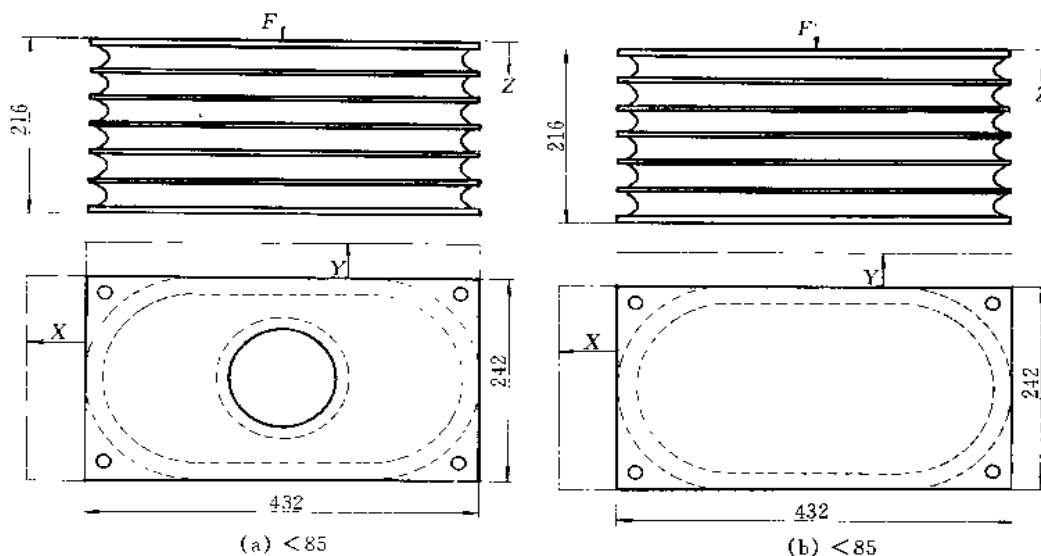


图 1-7-145 支承橡胶弹簧

图 1-7-145	(a)			图 1-7-145	(b)		
剪切挠度, mm	<85			剪切挠度, mm	<85		
$F$ , kN	<94	$F \times X$	<3940	$F$ , kN	<180	$F \times X$	<7400
$X$ , mm	<84	$F \times Y$	<2440	$X$ , mm	<84	$F \times Y$	<3600
$Y$ , mm	<52	$F (X+Y)$	<3940	$Y$ , mm	<40	$F (X+Y)$	<7400
橡胶硬度, HS	50			橡胶硬度, HS	50		

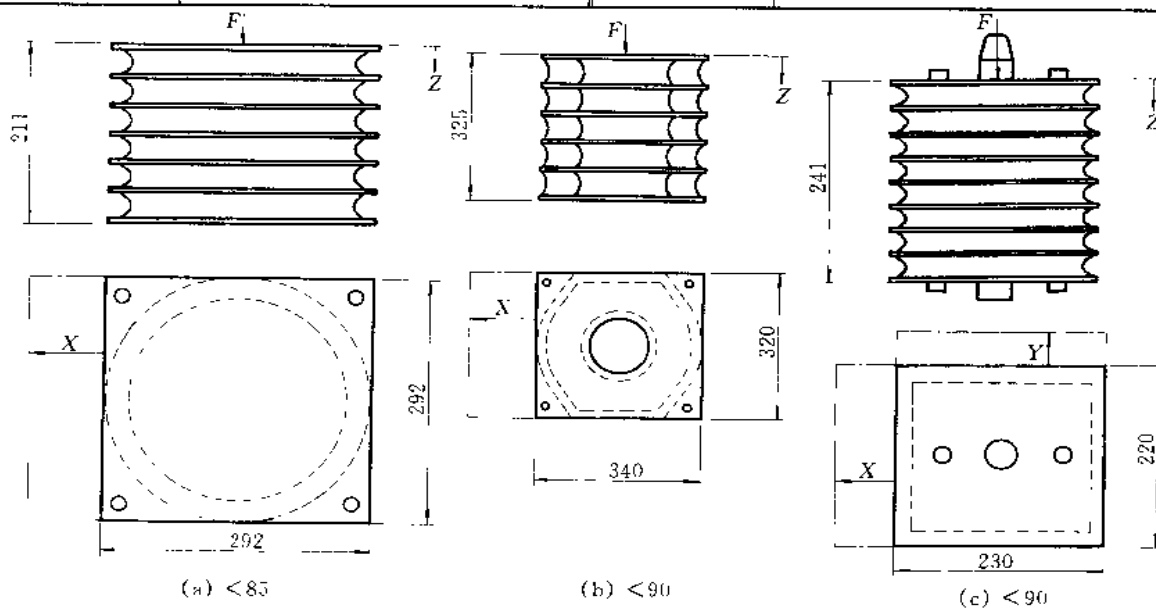


图 1-7-146 支承橡胶弹簧 (a)、(b)、(c)

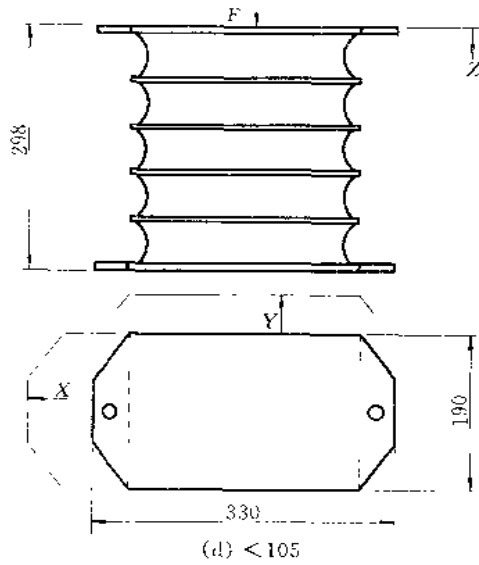


图 1-7-116 支承橡胶弹簧 (d)

图 1-7-146	(a)	(b)
剪切挠度, mm	<85	<90
$F$ , kN	<190	<62
$X$ , mm	<84	<90
$F \times X$	<8000	<2800
橡胶硬度, HS	50	
图 1-7-146	(c)	
剪切挠度, mm	<90	
$F$ , kN	<120	$F \times X$ <5500
$X$ , mm	<92	$F \times Y$ <5300
$Y$ , mm	<88	$F(X+Y)$ <5800
橡胶硬度, HS	50	
图 1-7-146	(d)	
剪切挠度, mm	<105	
$F$ , kN	<40	$F \times X$ <2160
$X$ , mm	<108	$F \times Y$ <1600
$Y$ , mm	<81	$F(X+Y)$ <2160
橡胶硬度, HS	50	

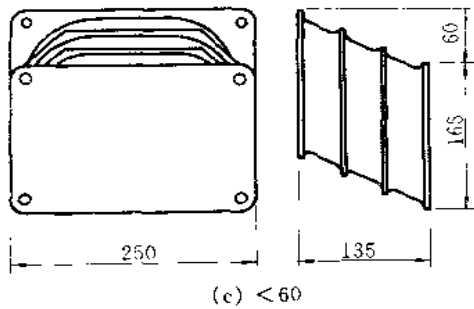
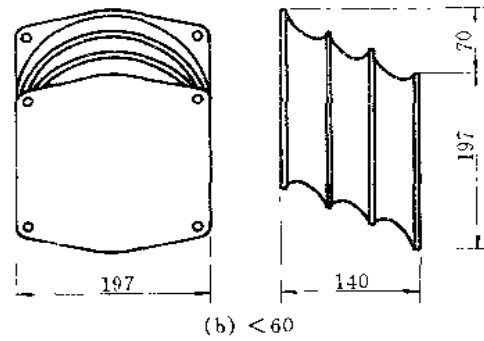
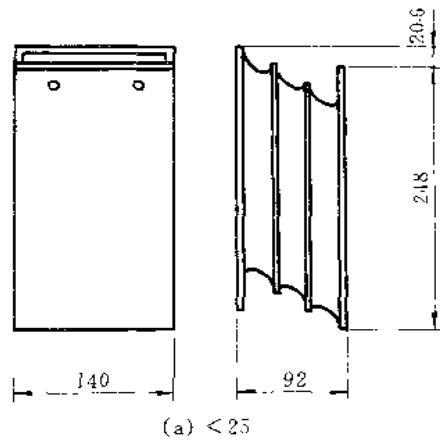


图 1-7-147	(a)	(b)	(c)
垂直挠度, mm	<25	<60	<60
垂直载荷, kN	32	48	54
垂直挠度, mm	25	60	60
垂直刚度	MN/m	1.3	0.8
横向刚度		8.1	6.5
夹角 $\alpha$ , ( $^\circ$ )	34		
橡胶硬度, HS	50		

图 1-7-147 车架橡胶弹簧

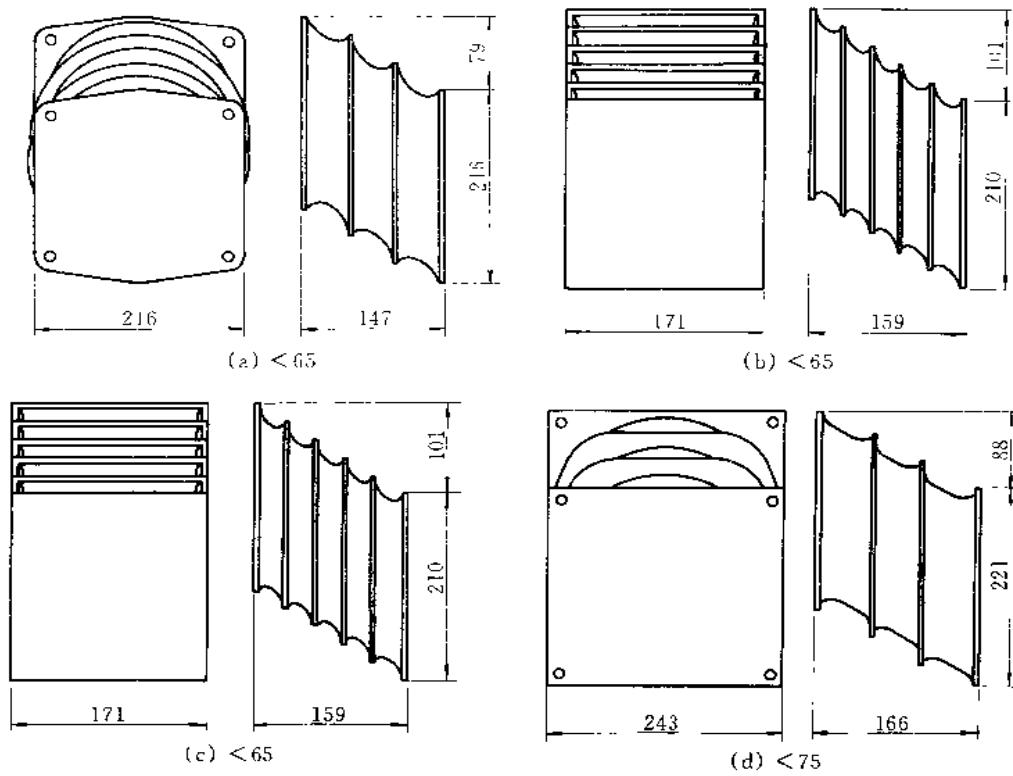
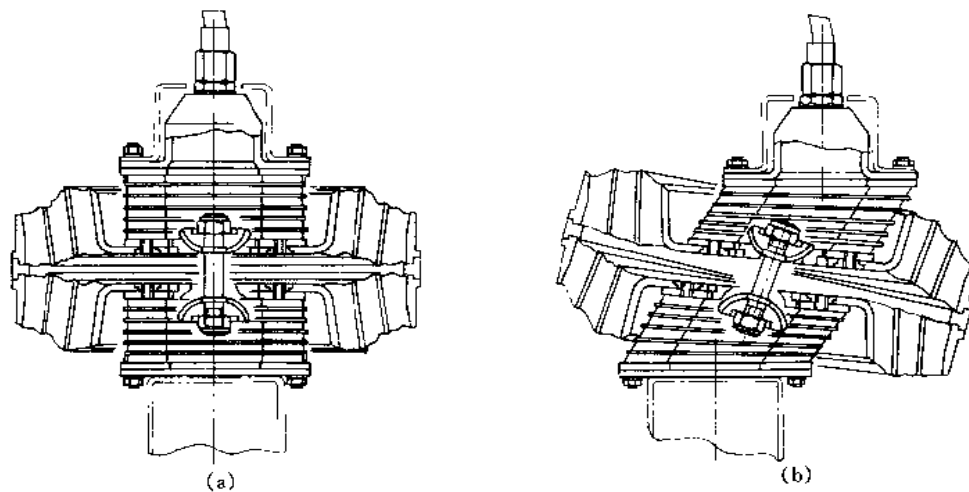


图 1-7-148 车架橡胶弹簧

图 1-7-148	(a)	(b)	(c)	(d)
垂直挠度, mm	$< 65$	$< 65$	$< 65$	$< 75$
垂直载荷, kN	41	43	65	75
垂直挠度, mm	65	65	65	75
垂直刚度	0.63	0.70	1.0	1.0
横向刚度	3.0	4.8	6.8	7.8
夹角 $\alpha$ , ( $^{\circ}$ )	34	22	22	34
橡胶硬度, HS	50	50	50	50

图 1-7-149 橡胶-压气组合式弹簧装置  
(a) 中间位置; (b) 偏斜位置

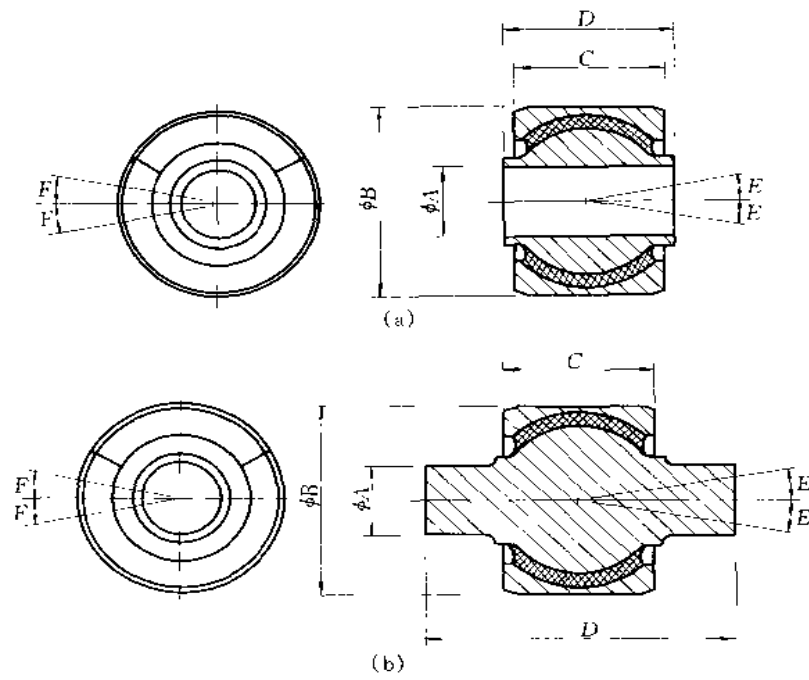


图 1-7-150 球形弹性轴承

图 1-7-150	(a)								(b)			
正常径向载荷, kN	33.4	57.9	71.2	110.8	125	160	165	178	12.2	50.2	71.2	110.8
径向刚度, MN/m	70	93	88	88	263	315	86	175	17.5	80.5	88	88
F (正常), (°)	8	8	8	10	8	8	11	7	12	8	8	10
抗热刚度, kN·m/rad	0.9	2.8	4.0	6.8	9.85	17.2	29.4	35	0.53	2.0	4.0	6.8
E (正常), (°)	6	6	7	7	6	6	8	6	9	6	7	7
圆锥刚度, kN·m/rad	0.9	2.8	4.0	5.7	6.8	11.7	18.1	19.2	0.45	2.0	4.0	5.7
E (最大), (°)	10	9	10	11	9	9	12	9	12	9	10	11
A	25.0	28.6	38.1	44.5	50	60	76.2	114.3	22	42	40	40
B	66.0	90.5	104.8	127	127	155	200	200	66.7	90.5	104.8	127
C	48.0	69.9	76.2	101.6	101.6	120	138.7	114.5	54	69.9	75.2	101.6
D	54	75.2	82.5	104.8	104.8	126	152.4	152.4	130	152.4	165.1	190
橡胶硬度, HS	60								60			
重量, kg	0.85	2.5	3.4	6.45	6.1	11.5	22.6	19.4	1.2	3.5	4.7	8.42

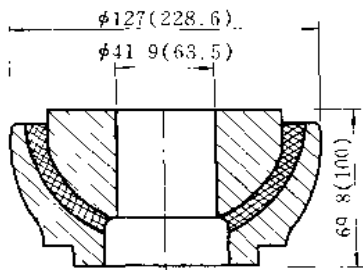


图 1-7-151 半球形弹性轴承

正常轴向载荷, kN	40 (120)
轴向刚度, MN/m	49.0 (175)
圆锥挠度 (最大), (°)	3.5 (6)
圆锥刚度, kN·m/rad	3.62 (13.6)
橡胶硬度, HS	60

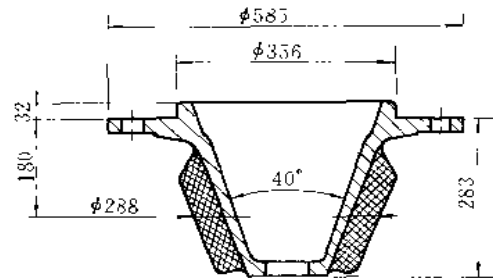


图 1-7-152 弹性中心铰链和中心铰链轴承

最大垂直载荷, kN	220	抗扭刚度, kN·m, rad	73.5
垂直挠度, mm	19	扭转角 (最大), (°)	6
垂直刚度, MN/m	11.6	橡胶硬度, HS	55
径向刚度, MN/m	52.6		

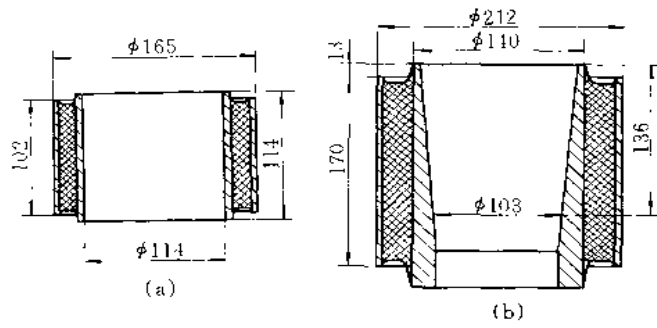


图 1-7-153 弹性中心支承或轴承

图 1-7-153	(a)	(b)
垂直刚度, MN/m	1.92	2.4
径向刚度, MN/m	49.6	25.2
抗扭刚度, kN·m/rad	10.4	40.5
扭转角 (最大), (°)	9	10
橡胶硬度, HS	55	

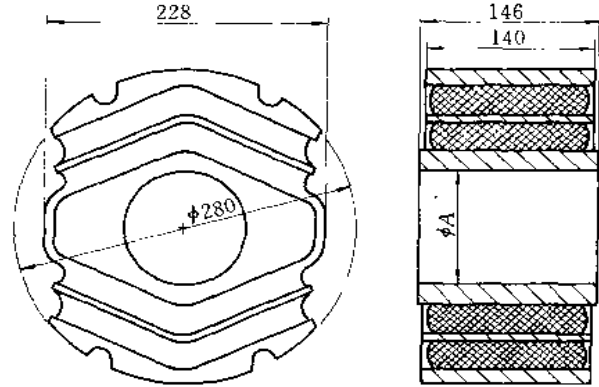


图 1-7-154 牵引杆缓冲弹簧

图 号	图 1-7-154	图 1-7-155
纵向载荷, kN	$\pm 20$	$\pm 20$
纵向刚度, MN/m	3.3	3.3
垂直刚度, MN/m	0.9	0.9
横向刚度, MN/m	27	27
A, mm	103.5	82.5
橡胶硬度, HS	55	

图 号	图 1-7-156
最大牵引力, kN	100
纵向刚度, MN/m	20.8
垂直刚度, kN/m	84.5
横向刚度, kN/m	173
旋转刚度, kN·m/rad	32.7
预压缩力, kN	70
橡胶硬度, HS	50

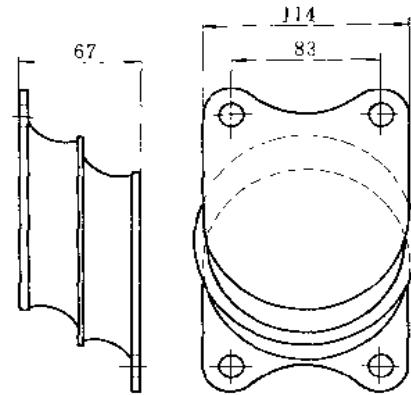


图 1-7-155 牵引杆缓冲弹簧

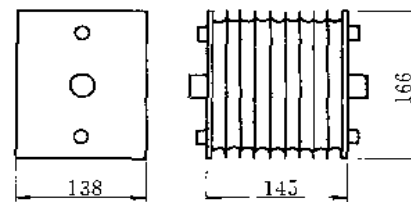
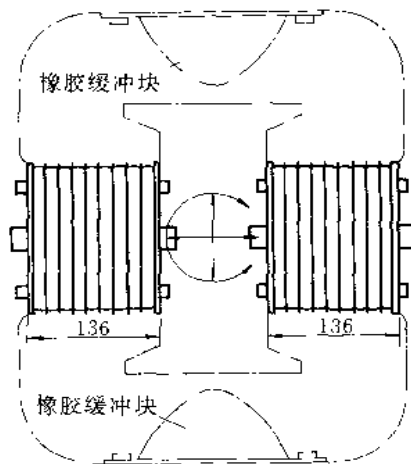


图 1-7-156 中央控制安装图

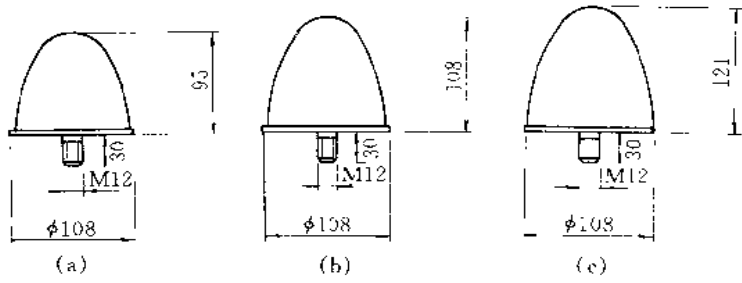
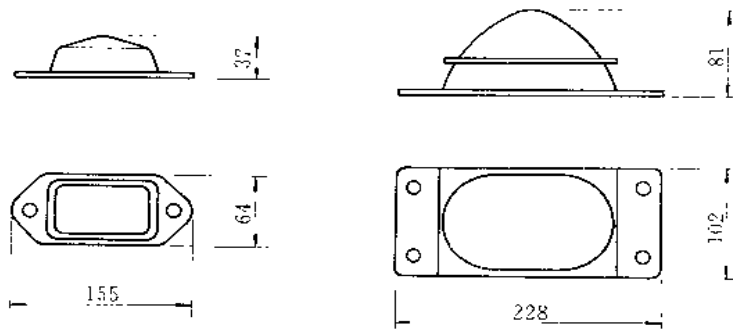


图 1-7-157	(a)	(b)	(c)
橡胶硬度	HS 60		
重量, kg	0.80	0.91	1.02

图 1-7-157 橡胶缓冲块

图 1-7-158	(a)	(b)	(b) 中间无钢片
橡胶硬度	60		
重量, kg	0.57	1.52	1.47



1.12.2 橡胶弹簧的应用实例

(a) (b)

图 1-7-158 橡胶缓冲块

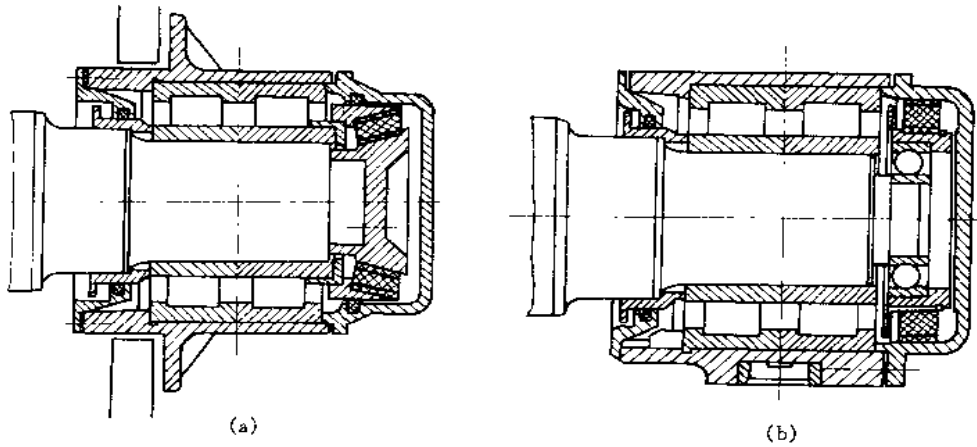


图 1-7-159 轴向弹性滚动轴承装置

图 1-7-159 为轴向弹性滚动轴承装置，在其端部装有橡胶弹簧，可以有效地缓冲轴向力。



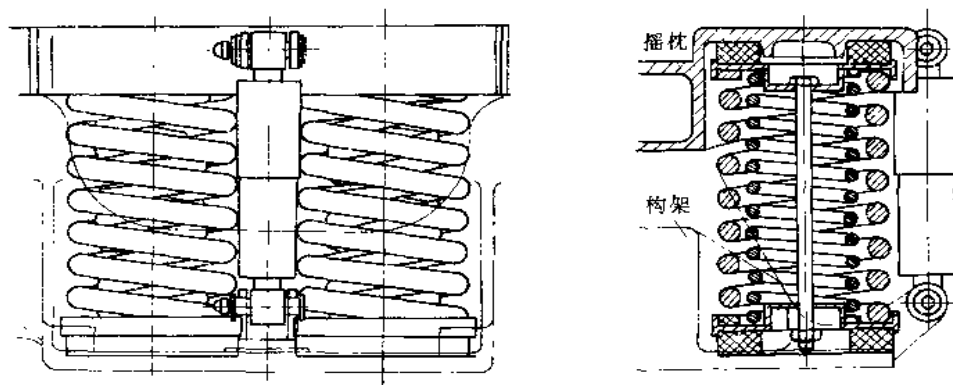


图 1-7-160 橡胶-螺旋弹簧中央悬挂装置

图 1-7-160 为橡胶-螺旋弹簧中央悬挂装置。在螺旋弹簧端部装有橡胶弹簧，不仅能消除高频振动和刚性冲击，还可显著减少悬挂系统的横向刚度。

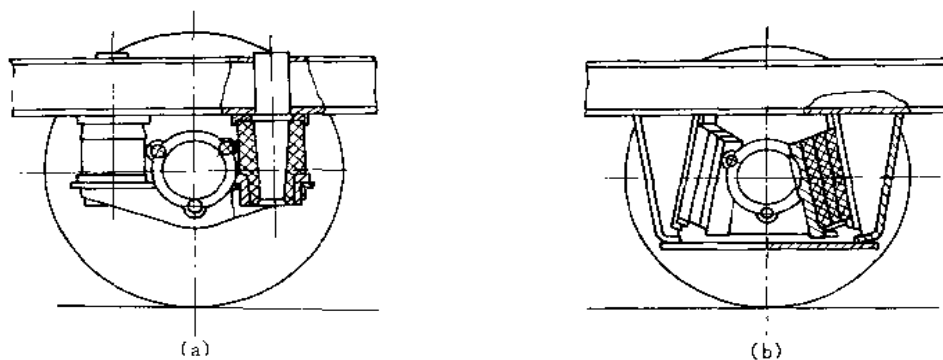


图 1-7-161 全橡胶轴箱悬挂结构

图 1-7-161 所示为全橡胶轴箱悬挂结构，它不仅可以完全取代金属螺旋弹簧，而且还能使轴箱弹性定位，从而防止转向架蛇行运动，提高车辆运行性能的作用。

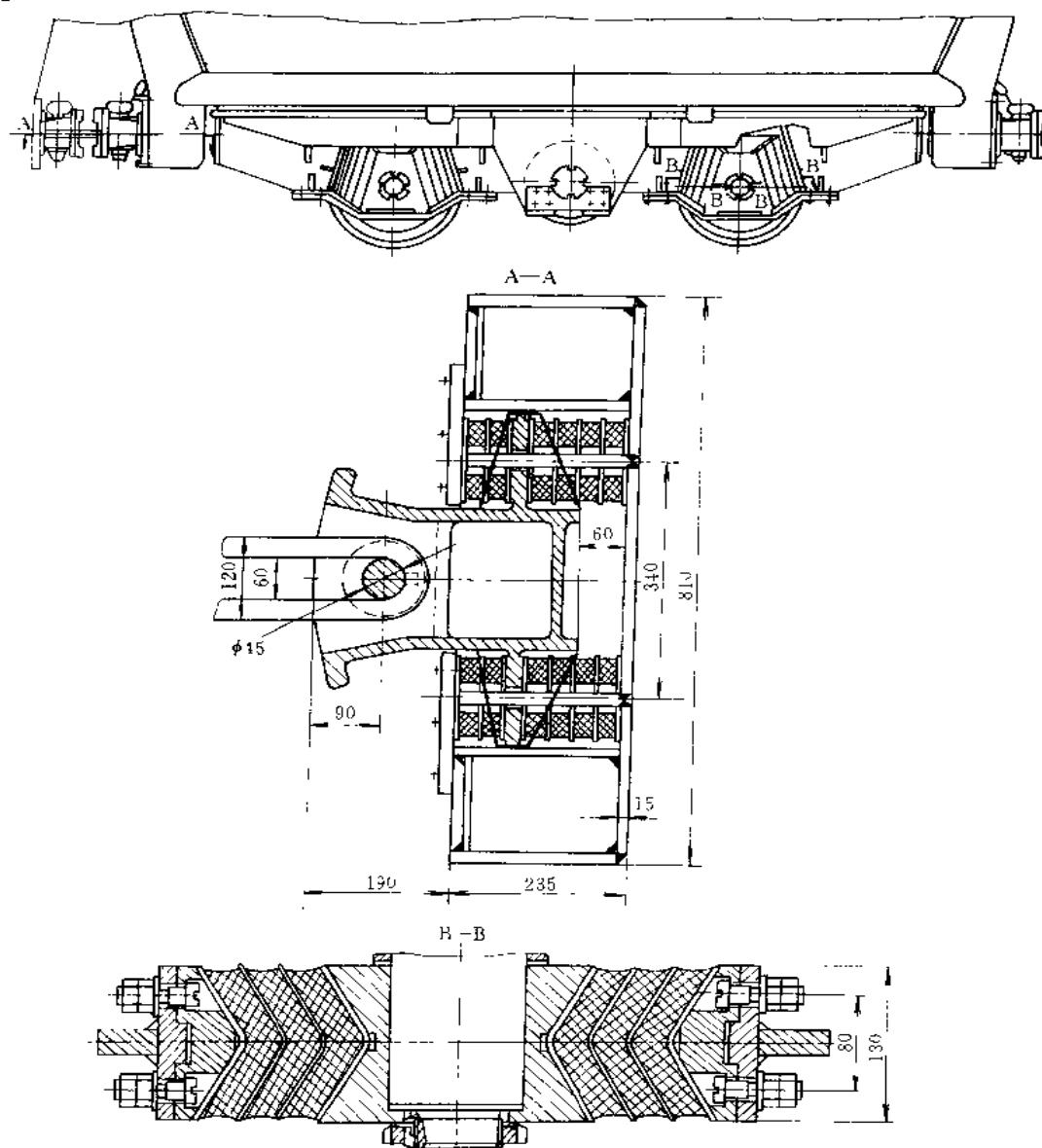


图 1-7-162 橡胶弹簧在底侧卸式矿车上的应用

图 1-7-162 所示的  $6\text{m}^3$  底侧卸式矿车中应用了两种型式的橡胶弹簧。其轮对轴箱支承采用人字型橡胶弹簧。这种橡胶弹簧已成功地应用于国外某些铁道车辆转向架上，用它来连接摇枕（或轴箱）和转向架构架，以代替一般转向架中的复杂悬挂系统。国内亦已应用在矿车及工矿电机车、斜井箕斗等运输设备上，并取得了良好效果。这种人字型橡胶弹簧同时能起着垂直、横向和纵向三个方向的减振作用。对于简化车辆结构，减轻重量，减少车辆零部件的损坏和钢轨的磨损，以及改善和提高车辆动力性能和运行性能都具有良好的效果。在该矿车车钩缓冲器的中心带孔上还应用了圆柱形多片组合的橡胶弹簧（见图中 A-A 剖面）。其中心孔直径  $d=40\text{mm}$ ，外径  $D=110\text{mm}$ ，单个弹簧由双层橡皮和钢板粘接、硫化而成，每层橡皮的厚度  $H$  为  $30\text{mm}$ 、车钩缓冲器允许承受的最大载荷为  $37700\text{N}$ 。这种有橡胶元件的缓冲器比一般钢弹簧缓冲器尺寸小、重量轻、结构简单紧凑，并且前后两个方向均可起到减振作用，衰减抖振的性能良好。

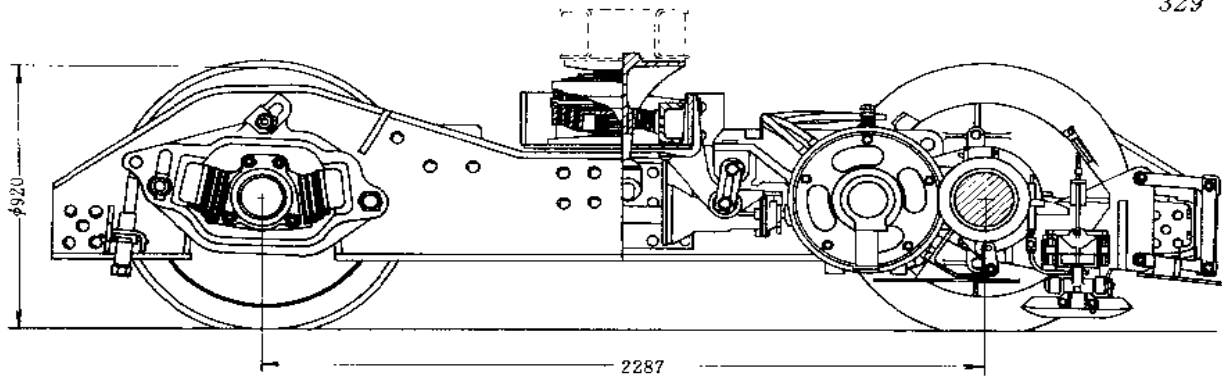


图 1-7-163 车架悬挂系统及带金属粘结弹性轴承的电机前悬挂

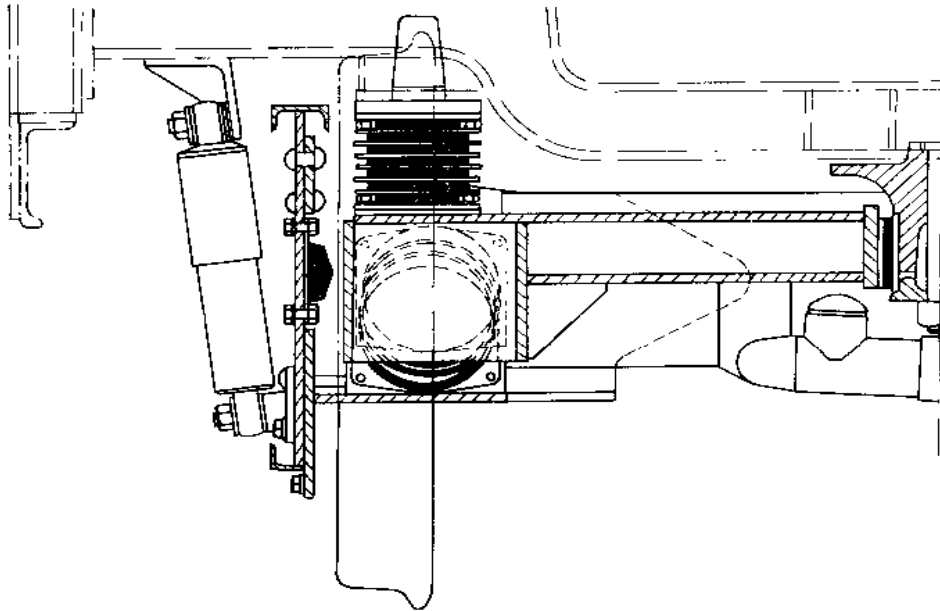


图 1-7-164 橡胶弹簧在机车转向架支承系统上的应用

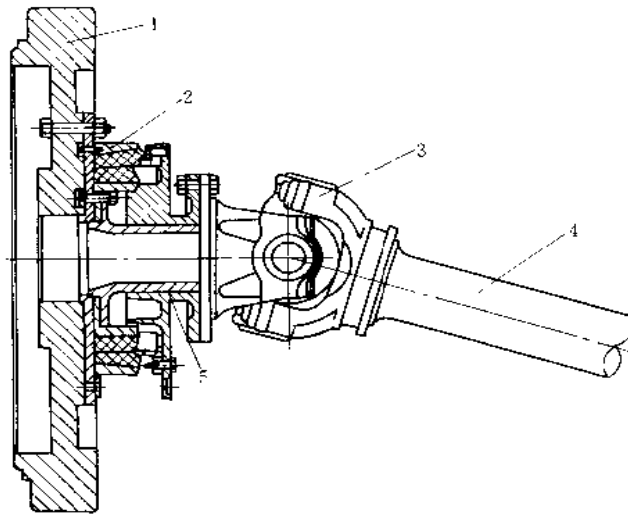


图 1-7-165 液力传动柴油机上的双锥联轴器  
1—飞轮；2—双锥联轴器；3—万向节；4—万向轴；5—干轴承

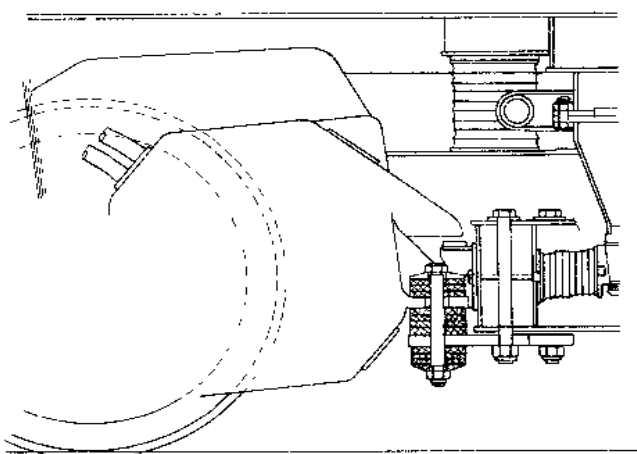


图 1-7-166 前抱轴式悬挂系统、侧轴  
承弹簧及中央控制装置

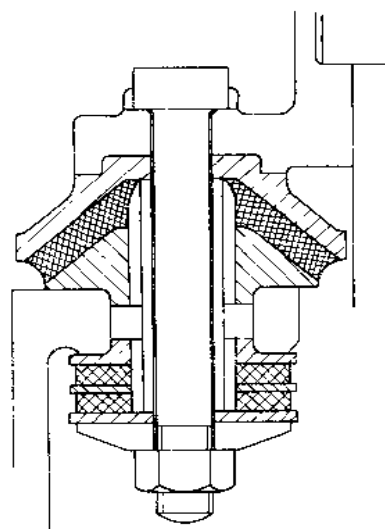


图 1-7-167 悬挂电动机的机车底架

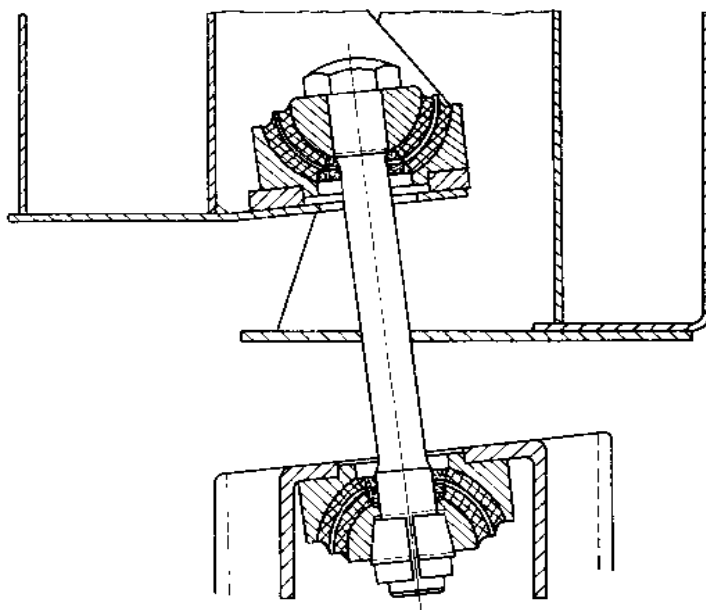


图 1 7 168 半球形弹性轴承在机车车架支承梁摆杆上的应用

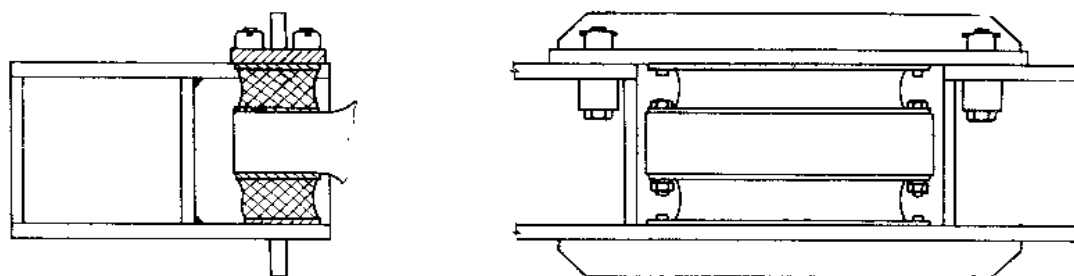


图 1-7-169 带粘接橡胶的夹层结构机架的抱轴悬挂装置

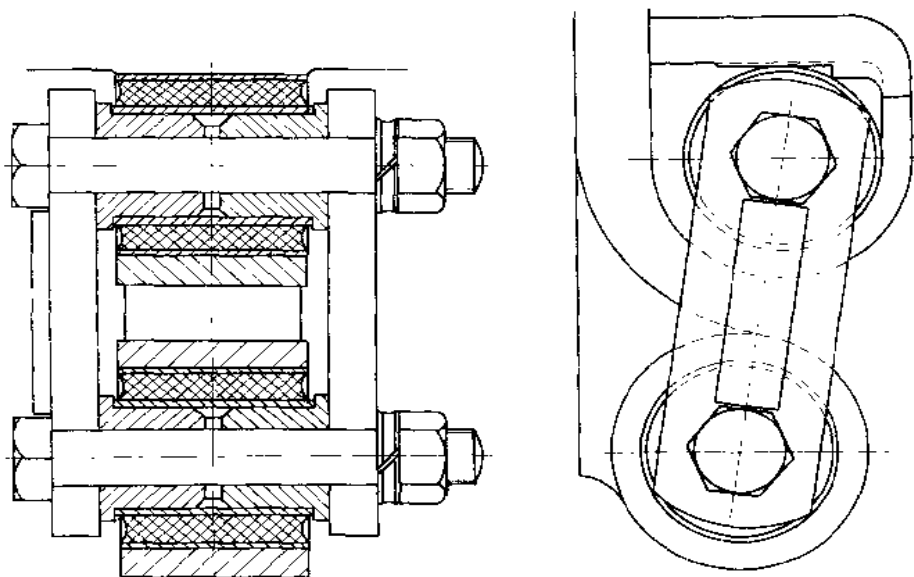


图 1-7-170 带金属粘接的超重载轴承的抱轴悬挂装置

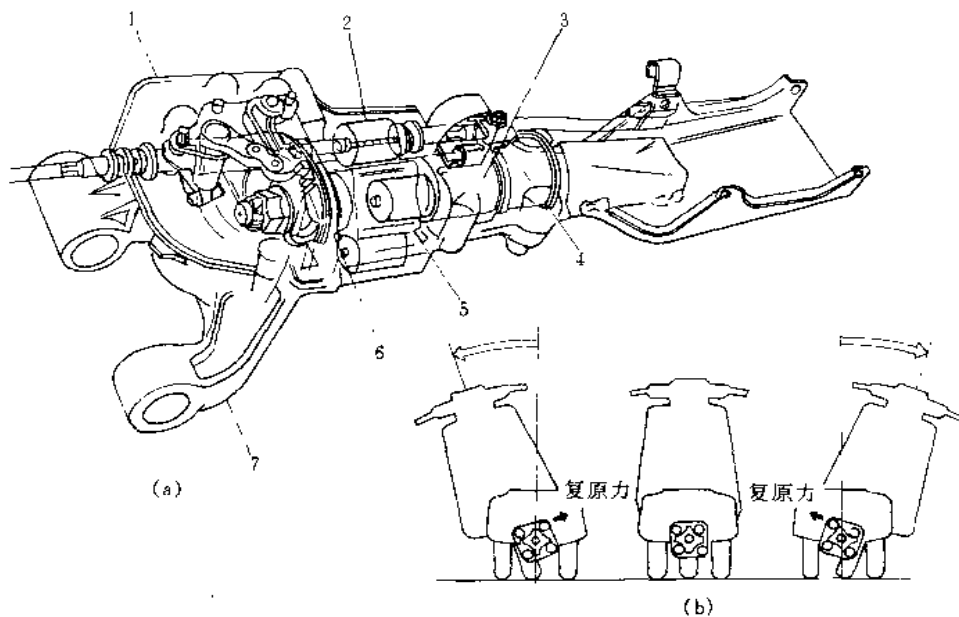


图 1-7-171 摩托车摇动部分结构示意及橡胶弹簧工作原理图  
1—上壳体；2—橡胶弹簧；3—摆动连接轴；4—无注油轴瓦；5—四棱凸轮；  
6 滚动轴承；7—下壳体

图 1-7-171 为摩托车摇动部分的结构示意及工作原理图。摩托车转弯时，乘者身体倾斜，使座位以前的车体部分也产生倾斜，同时摆轴也倾斜。这时装在凸轮四周的四块橡胶弹簧被四棱凸轮压缩。转弯结束时，橡胶的反力作为恢复力，使身体轻松的恢复到直立状态。但是，这一复原特性对于摆轴来说是非线性的。倾斜角度小时反力小，倾斜角大时反力也大，所以使人感到既轻快又稳定。

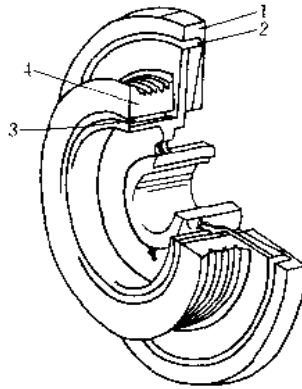


图 1-7-172 曲轴带轮

1—质量减振器；2、3 橡胶；4—质量减振器（兼作带轮）

为了抑制曲轴的扭振，使用了减扭振带轮。减扭振带轮内部夹有橡胶。

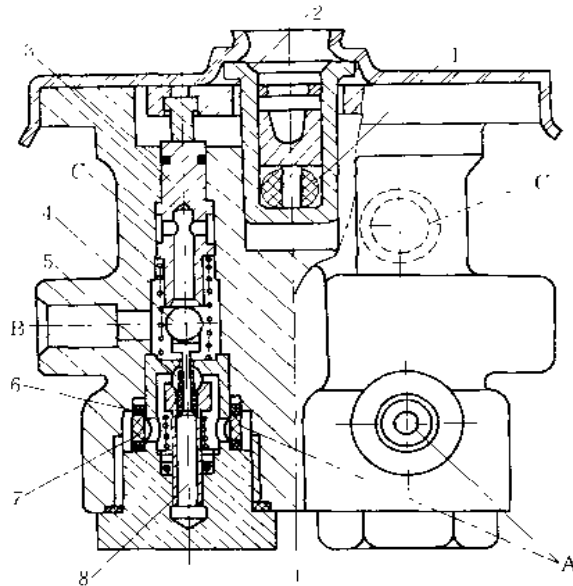


图 1-7-173 橡胶弹簧在汽车并列双腔液压制动阀上的应用

1—橡胶平衡弹簧；2—平衡杠杆；3—反作用活塞；4—回油阀门；5—进油阀门；6—橡胶垫；7—滤芯；8—平衡活塞  
A—进油孔；B—出油孔；C—回油孔

图 1-7-173 中进油孔 A 通储能器，出油孔 B 通制动轮缸，回油孔 C 通贮液罐。进油阀 5 和回油阀 4 装在同一阀杆上，反作用活塞 3 下端的锥面即为回油阀座，中下部的空腔通回油孔 C。

不制动时，进油阀 5 关闭，回油阀 4 开启，制动轮缸与低压回油管路相通。

制动时，踏板力经杠杆组件，柱塞传至平衡弹簧 1，平衡杠杆 2 平均分配给左右两个阀腔的反作用活塞 3，使之下移，先关闭回油阀，后开启进油阀。油液经 B 进入制动轮缸，施行制动，随着出油压力的升高，反作用活塞向上升起，平衡弹簧进一步被压缩，直至平衡位置，出油压力亦达到稳定。由于橡胶平衡弹簧具有变刚度特性，因此，出油压力与踏板力及踏板行程成非线性的递增函数关系。

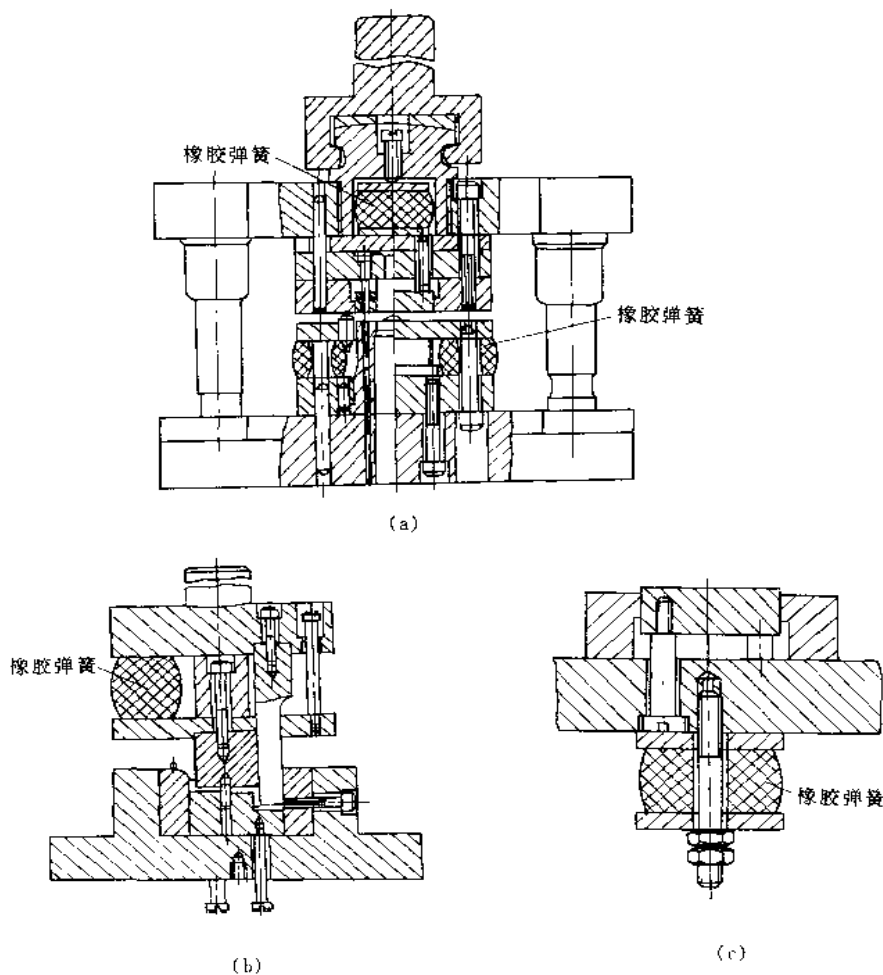


图 1-7-174 橡胶弹簧在冷冲模中的应用  
(a) 复合模中作卸料和顶料弹簧；(b) 在 Z 形件弯曲模中作压料弹簧；(c) 作弹压顶料弹簧

## 1.13 空气弹簧

### 1.13.1 空气弹簧的类型、特点和应用

空气弹簧是在柔性密闭容器中加入压力空气（一般空气压力  $p < 0.6 \text{ N/mm}^2$ ）、利用空气的可压缩性实现弹性作用的一种非金属弹簧。它具有优良的弹性特性、用在车辆悬挂装置中可以大大改善车辆的动力性能，从而显著提高其运行舒适度。所以，空气弹簧在汽车和铁路机车车辆上得到广泛的应用。此外，还被作为压力机、剪切机、压缩机、离心机、振动输送机、空气锤、振动筛等的隔振元件；也可用作电子显微镜、激光仪器、集成电路及其他物理化学分析仪器等支承，以隔离地基的振动。空气弹簧在国防工业方面应用的例子也很多。

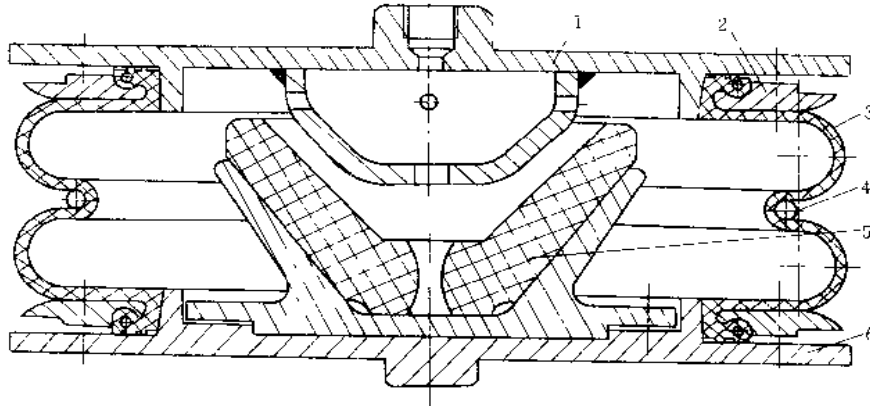


图 1-7-175 囊式空气弹簧结构

1—上盖板；2—压环；3—橡胶囊；4—腰环；5—橡胶垫；6—下盖板

囊式空气弹簧可以根据需要设计成单曲、双曲或多曲的。理论上，在相同的容积下，曲数愈多，刚度愈低。但考虑到多曲空气弹簧的制造工艺比较复杂，而且弹性稳定性也较差，因此一般不超过四曲。我国过去铁道车辆上用的囊式空气弹簧是双曲的（图 1-7-175）。

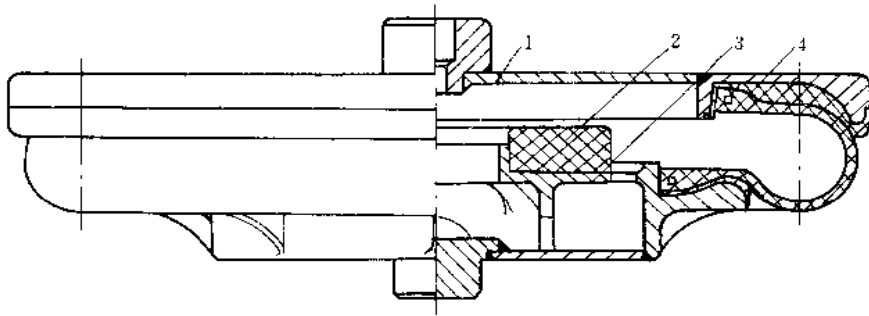


图 1-7-176 自由膜式空气弹簧

1—上盖板；2—橡胶垫；3—活塞；4—橡胶囊

图 1-7-176 是我国地铁列车上采用的自由膜式空气弹簧。其主要特点是：没有限制橡胶膜变形的内外约束筒，这样可以减少橡胶膜的磨损，提高使用寿命；采用压力自封式结构，组装检修比较方便，安装高度低，重量轻。

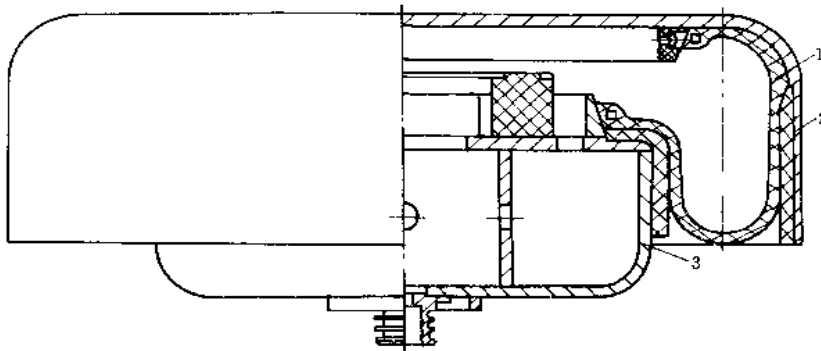


图 1-7-177 直筒约束膜式空气弹簧

1—橡胶囊；2—外筒；3—内筒



所有膜式空气弹簧的优点是，刚度小，振动频率低、特性曲线的形状容易控制。缺点是在振幅不大的情况下，胶囊某些部分的直径会在很大范围内变化，而囊式空气弹簧胶囊的直径变化很小，因此膜式空气弹簧耐久性比囊式空气弹簧差，且寿命要低。

约束膜式空气弹簧有一个约束裙（或外筒），以限制橡胶囊向外扩张、使它的挠曲部分集中在约束裙和活塞（即内筒）之间变化。图 1-7-177 是我国铁道车辆上采用的直筒约束膜式空气弹簧的结构图，是由橡胶囊 1，外筒 2 和内筒 3 等部分组成。

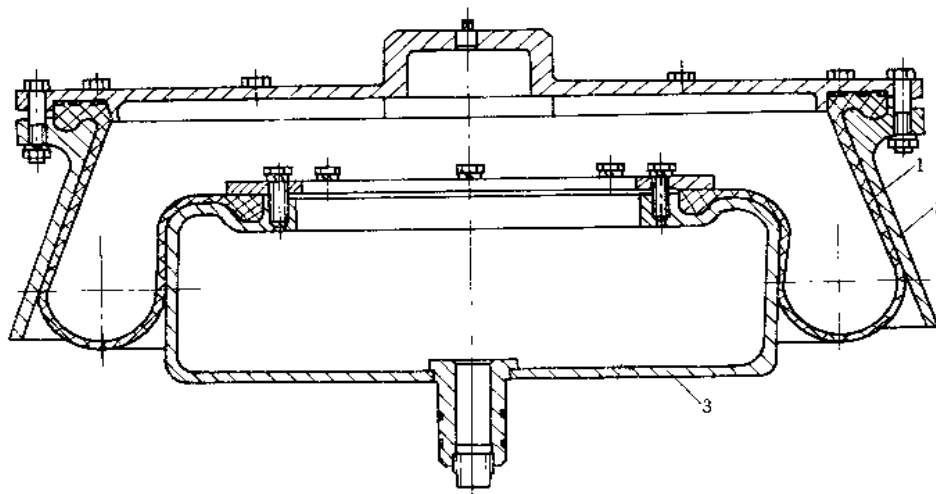


图 1-7-178 斜筒约束膜式空气弹簧

1 橡胶囊；2—外筒；3—内筒

图 1-7-178 为我国铁道车辆用的斜筒约束膜式空气弹簧，亦由内筒 3、外筒 2 和橡胶囊 1 等部分组成。

这种空气弹簧的主要特点是，由于约束裙是用向下扩展的圆锥筒（圆锥角为  $40^\circ$ ），因而当活塞向上移动使弹簧压缩时其有效面积减小，而使弹簧刚度减小。但是，如果采用直筒的约束裙，而活塞是做成向下收缩的圆锥筒的话，也可以获得类似的效果。

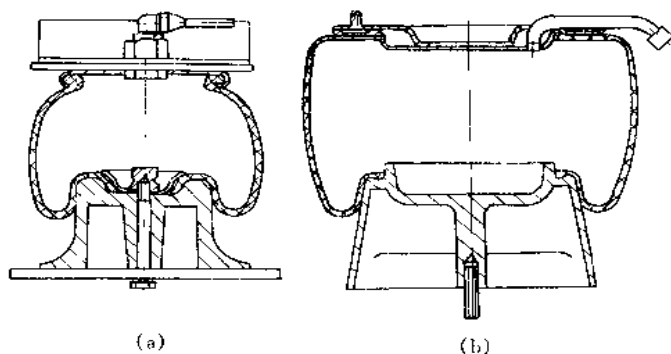


图 1-7-179 滚膜式空气弹簧

(a) 美国大载重量型；(b) 英国标准型

滚膜式空气弹簧（图 1-7-179）与其他膜式空气弹簧比较，优点是可以减少直径。由于膜的弯曲半径小，它的有效直径接近于膜的外径，因此在给定载荷下所占的面积小。此外，它

的重量较轻，而且容许有较大的扭曲，组装精度要求不高。

滚膜式空气弹簧橡胶膜的设计和制造比较复杂，同时也难保证必要的使命寿命，这种弹簧多用在汽车上。

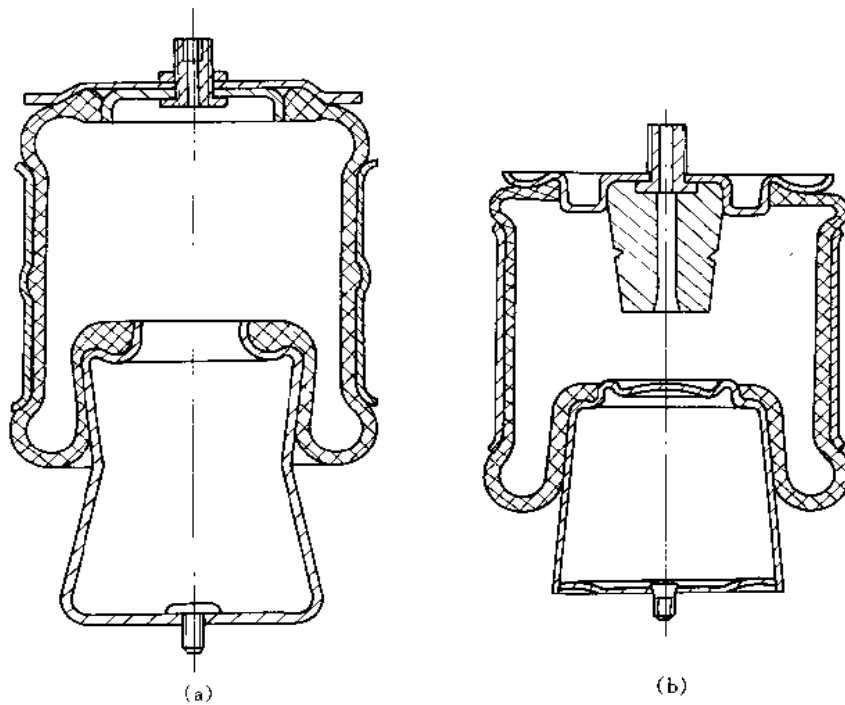


图 1-7-180 双膜式空气弹簧  
(a) 美国型；(b) 英国标准型

双膜式空气弹簧（图 1-7-180）的结构特点是，膜的上下两端均可自由变形，中间腰部用宽的钢套围紧，以限制膜在空气压力下膨胀。工作时，膜并不能完全进入活塞和钢套之间，故其特性和自由膜的特性类似。它的优点是没有任何刚性壳体，与支承压板间为柔性连接，装配精度要求不高，允许活塞运动轨迹有较大偏差。这种形式多用在汽车上。

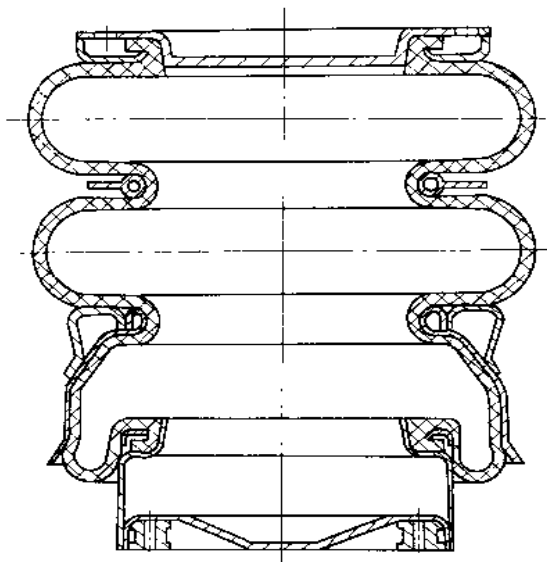


图 1-7-181 组合囊膜式空气弹簧

组合囊膜式空气弹簧的橡胶-帘线膜是囊式和膜式的组合体，上半部是普通的圆囊，下半部则是膜式的，如图 1-7-173 所示。在工作行程的开始区段，有效面积的变化情况类似于膜式空气弹簧，在中间区段，因为膜受圆柱形导筒（约束裙）的限制，有效面积保持不变，比囊式空气弹簧柔软得多。在下膜停止工作后，上部气囊有效面积增加，刚度也急剧增大。

组合囊膜式空气弹簧与囊式空气弹簧比较，它的优点是可以减小气缸的容积，在有些

情况下，甚至可以取消气缸。它与膜式空气弹簧比较，则是其下膜并非在所有工作行程范围内工作，只是在部分行程中工作，因而寿命可以提高。

### 1.13.2 空气弹簧的应用实例

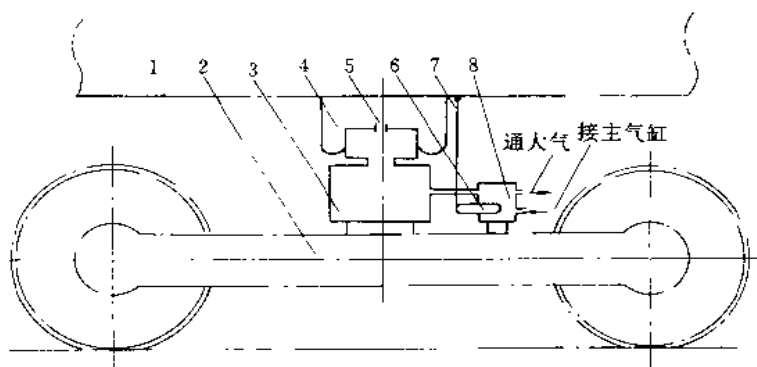


图 1-7-182 车辆悬挂装置中的空气弹簧简图

1—车体；2—转向架；3—附加空气室；4—空气弹簧；5—节流孔；6—杠杆；7—拉杆；8—高度控制阀

空气弹簧悬挂系统主要由空气弹簧本体、空气弹簧悬挂的减振阻尼和高度控制阀系统三部分组成。其工作原理为：车体 1 和转向架 2 之间的空气弹簧 4 通过节流孔 5 与附加空气室 3 勾通。用风管将附加空气室与高度控制阀 8 连接。高度控制阀固定在车体上，并通过杠杆 6 和拉杆 7 与转向架连接。空气经主气缸引至高度控制阀。

假如空气弹簧上的载荷增加，这时车体将下降，并且高度控制阀的杠杆在拉杆的作用下按顺时针方向转动，因此与主气缸连接的高度控制阀的进气阀被打开，空气开始流入附加空气室和空气弹簧，一直到车体升高到原来位置为止，于是杠杆恢复到原来水平位置，并且高度控制阀的进气阀被关闭。

假如空气弹簧上的载荷减少，这时车体将上升，而高度控制阀的杠杆按反时针方向转动，通大气的高度控制阀的排气阀被打开，空气从空气弹簧和附加空气室排出，一直到车体降到原来的位置，并且排气阀被关闭。

所以在高度控制阀的作用下，空气弹簧的高度可以保持不变。如果阀中再设置一个油压减振器和一个缓冲弹簧，起时间迟后作用，则可以使高度控制阀对动载荷没有反应，只在静载荷变化时才起作用，这样可以避免车辆在运行时空气的消耗。

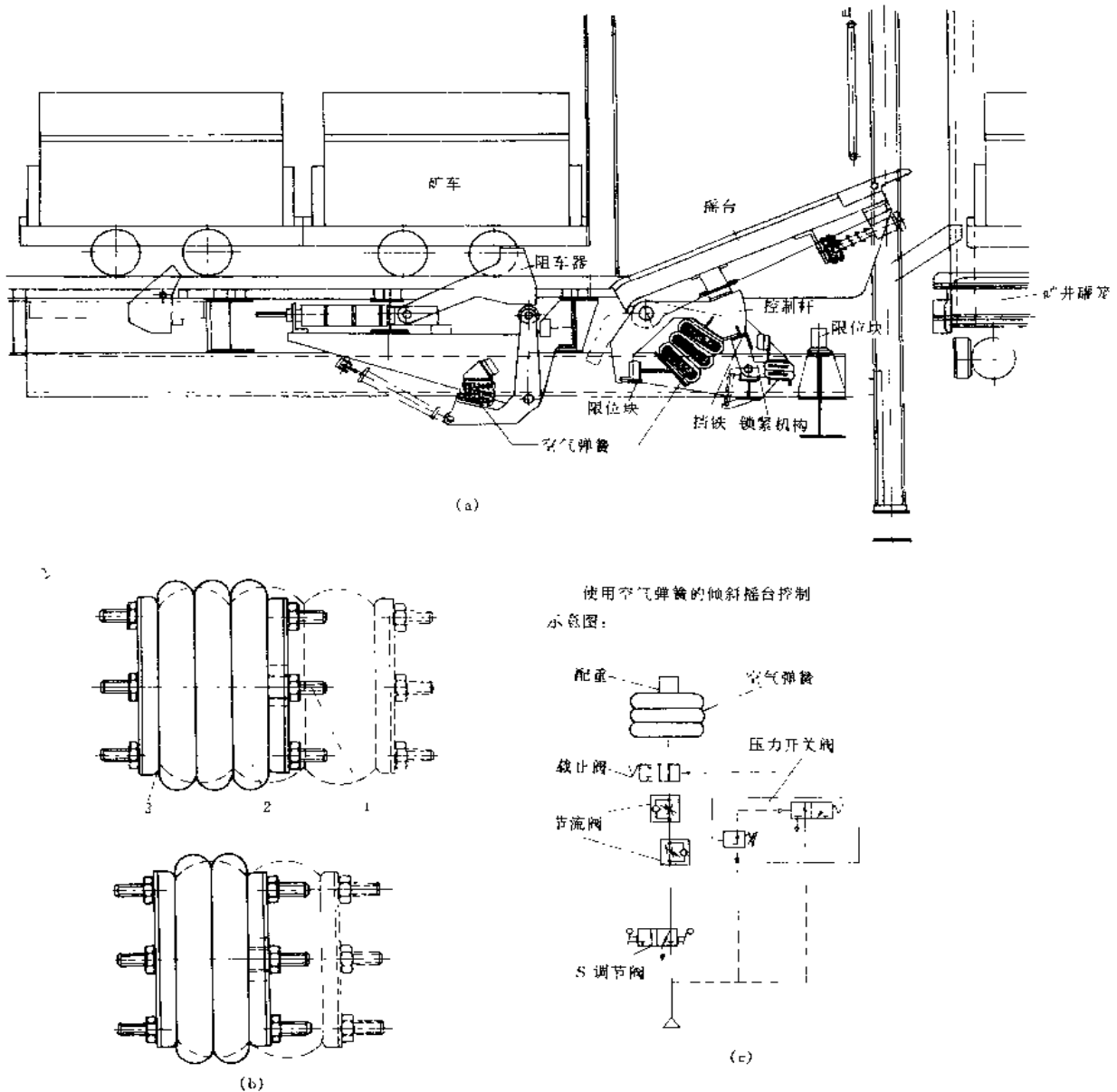


图 1-7-183 矿井提升罐笼用进罐摇台

**技术数据:**

工作压力 最大 0.85MPa  
 工作介质 压缩空气  
           压力油  
 作用原理 一般  
 环境温度  $-40 \sim +70^{\circ}\text{C}$   
 行程 最大 385mm  
 端板倾斜 最大  $15^{\circ}$

- 1--上底和下底板，带有不锈钢固定螺栓和压缩空气接头；
- 2—由带有尼龙帘子线织物的氯丁橡胶制成的折叠空气弹簧，以及空气弹簧与空气弹簧之间分离处的耐腐蚀垫圈；
- 3—将空气弹簧固定在底板上的固定零件

图 1-7-183 为使用空气弹簧控制的矿井提升罐笼用进罐摇台，取消了配重，使配置结构尺寸紧凑，摇台台面升起由气囊控制，很平稳，台面下降时靠自重，气囊又可起缓冲，结构合理。倾斜摇台被充入压力的空气弹簧（并起伸缩气缸作用）抬起并保持在最高的位置上，终端位置由一机械挡铁限制住，并另外由一锁紧机构加以保险，锁紧机构也同样由一空气弹簧

控制。工作气囊和锁紧气囊由一阀门控制。要求倾斜摇台下降时，空气弹簧通过一可调节流阀排气，倾斜摇台靠自重将空气弹簧压紧并降至罐笼层。在摇台放平时，如果罐笼还应向上抬起时，因摇台与控制杠杆没有紧固地连接在一起，摇台的台面可再次抬起。空气弹簧保持无压，直至倾斜摇台台面重新抬起时再通压气。

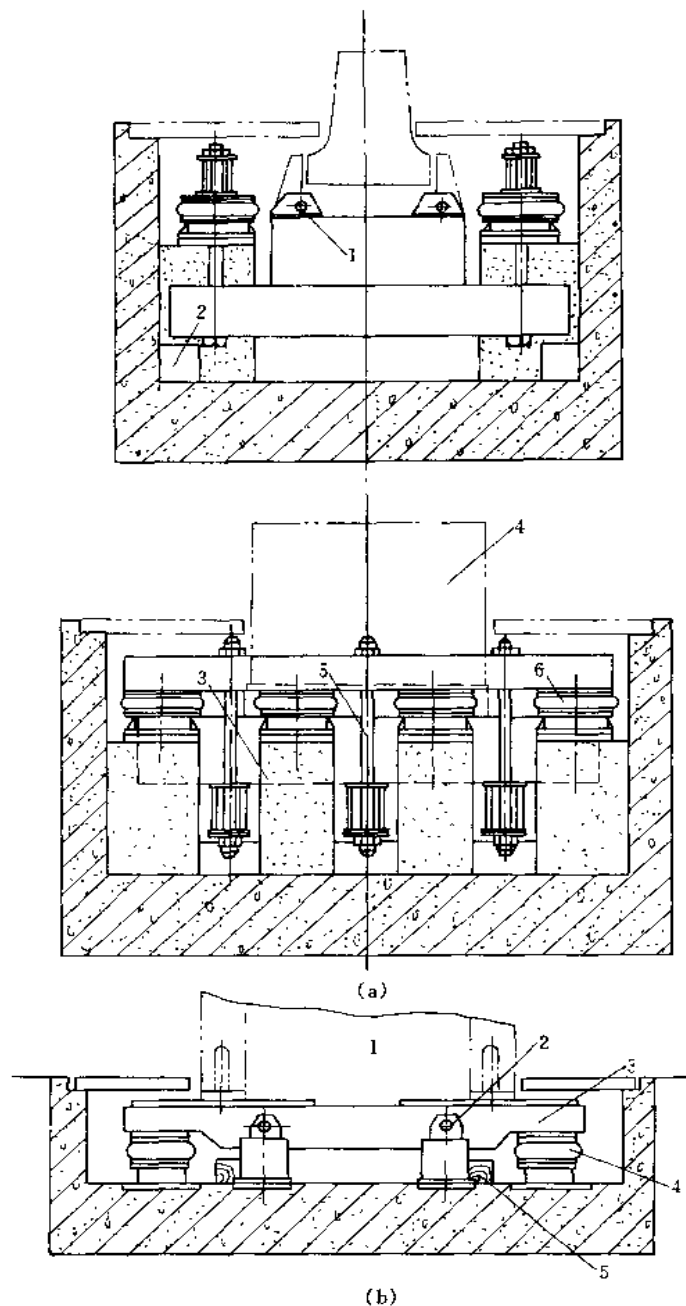


图 1-7-184 利用空气弹簧作防振装置的简图

(a) 空气锤的空气弹簧防振装置简图

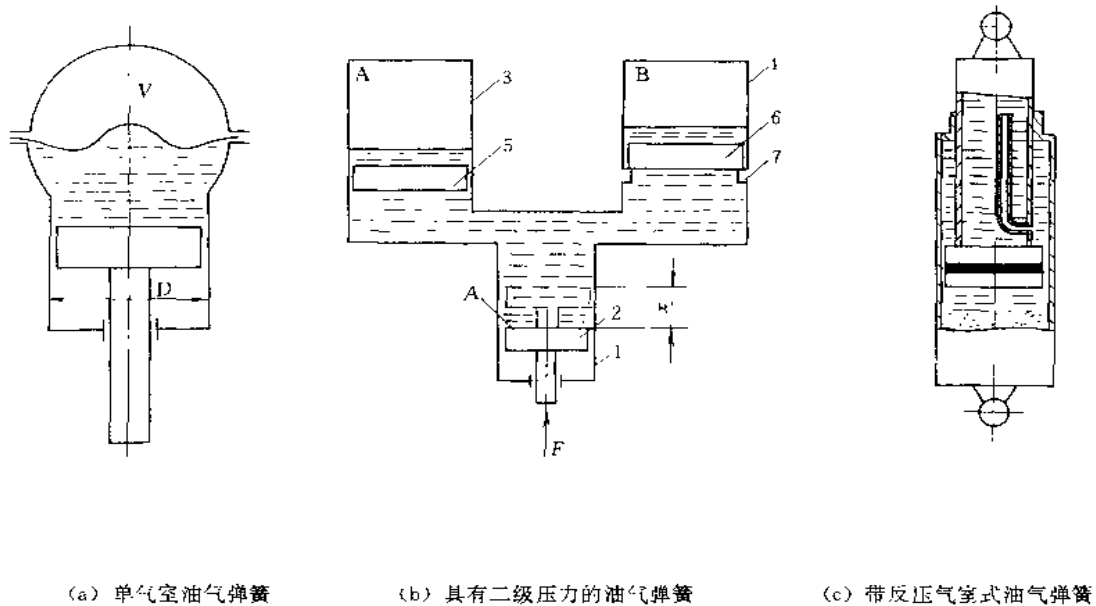
1—减振器，2—挡台；3—浮动基础；4—空气锤机体；5—悬吊螺栓；6—空气弹簧

(b) 压力机的空气弹簧防振装置简图

1—压力机机体；2—减振器；3—台架；4—空气弹簧；5—挡台

### 1.14 油气弹簧

油气弹簧是以惰性气体（氮气等）作为弹性介质，而在气体与活塞之间引入油液作为中间介质传递压力，同时起密封和润滑作用。油气弹簧主要由工作缸，气室和阻尼阀组成，实际上是进一步改进套筒式空气弹簧的弹性特性而发展的一种变型。它除具有空气弹簧的一般特点外，由于采用钢筒作为气室，气室压力可比空气弹簧高10~20倍。通常为 $5\sim 7\text{N/mm}^2$ ，有的高达 $20\text{N/mm}^2$ ，因而体积小，重量轻，用于重型自卸车上比钢板弹簧轻50%以上；缺点是要求很高的密封性，因此加工较复杂，维护较麻烦。其类型一般有单气室、二级压力式和带反压力室三种。



(a) 单气室油气弹簧

(b) 具有二级压力的油气弹簧

(c) 带反压气室式油气弹簧

1—工作缸；2—主活塞；3—第一级压力缸；  
4—第二级压力缸；5、6—浮动活塞；7—凸环

图 1-7-185 几种油气弹簧的简图

单气室油气弹簧的优点是，结构简单、工作可靠、维护方便、加工要求比较低。缺点是，当载荷改变时，悬挂系统的自振频率变化较大。如果要使在满载下具有较低的自振频率，则其结构长度就会过大而难于在车上布置。此外，这种弹簧在拉伸行程中的刚度较低，能容量较小，一般用增加拉伸行程阻尼的方法予以补偿。

二级压力式油气弹簧的特点是，设有高压和低压两个气室。在空载时仅低压气室中的气体参加工作，而高压气室中的气体在重载时才参加工作。所以具有近似等频的特性，适用于载荷变化较大的车辆。这种弹簧的缺点是，结构比较复杂，加工和维护也比较困难。

带反压室的油气弹簧的主要特点是，它比单气室的多一个作用方向相反的气压室，从而提高了空载的刚度，增加了反跳动行程的刚度，并能获得近似等频率的特性。这种弹簧很适用于载重量较大的汽车悬挂。

油气弹簧的应用实例参见第2篇第12章。

## 1.15 热敏双金属片簧

### 1.15.1 热敏双金属片簧的类型、特点和应用

热敏双金属片由线膨胀系数不同的两种金属片焊在一起而成。线膨胀系数大的一层称为主动层，线膨胀系数小的一层称为被动层。当温度改变时，由于两层金属片伸缩量不同，双金属片将产生弯曲变形。如将其一端固定，则另一端将产生位移。因此，热敏双金属片在仪器仪表中，常作为将温度转换为位移的热敏元件。

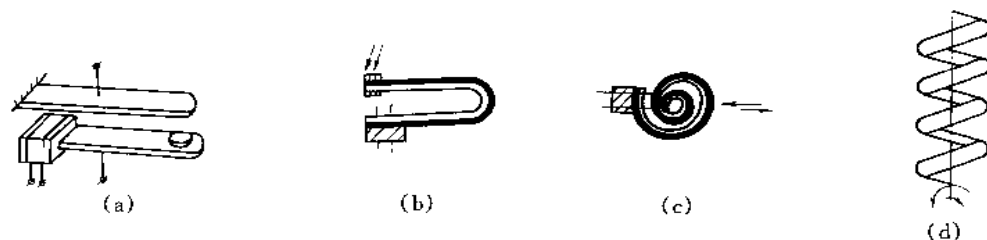


图 1-7-186 热敏双金属片簧的型式

热敏双金属片簧的最简单型式为直片簧。为提高其灵敏度而不增大片簧的外形尺寸，热敏双金属片簧还有 U 型，阿基米德螺旋型和圆柱螺旋型等，如图 1-7-186。

### 1.15.2 热敏双金属片簧的应用实例

#### (1) 作为温度自动控制元件

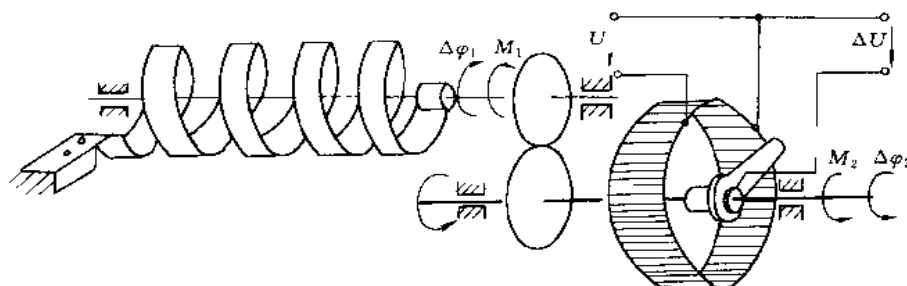


图 1-7-187 热敏双金属片簧在自动调节系统中的应用

在温控继电器中，利用温度变化时热敏双金属片簧的变形可使触点自动闭合或分开，以控制电路的接通或断开。如图 1-7-186a。

在控制电路的自动调节系统中，也可利用圆柱形螺旋热敏双金属片簧的自由端因温度变化而产生的转动，自动调节电路中的可变电阻、电位计、电容器或电感中所需的电量。图 1-7-187 所示为利用圆柱形螺旋热敏双金属片簧，当温度变化时自由端产生的转角变形，通过传动系统带动电位计触点压片的相应转动得到输出电压，以调节系统的失调量并实现自动控制。

#### (2) 作为温度测量元件

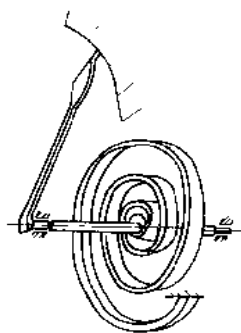


图 1-7-188 热敏双金属片簧在温度测量系统中的应用

图 1-7-188 是利用阿基米德或圆柱形螺旋热敏双金属片簧自由端因温度变化而产生的转动, 带动指针或指标并在读数位置上指出被测温度的数值。

### (3) 作为温度补偿元件

利用热敏双金属片因工作温度改变所产生的热变形, 补偿仪器中因工作改变所产生的误差。例如图 1-7-189 所示为利用热敏双金属片自由端的位移来补偿摆轮游丝振动系统的周期变化。

当温度升高时, 由于游丝弹性模量减小, 刚度减小, 因而振动周期增大。利用热敏双金属片 2 和 3 自由端的位移, 可使重块 4 和 5 向内移动, 因而减小了摆轮 1 的转动惯量, 使周期的变化也随之减小。反之, 若温度降低, 游丝刚度增大, 同时热敏双金属片自

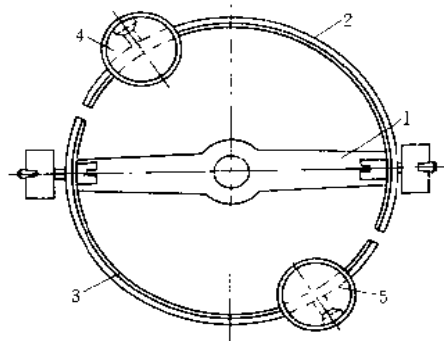


图 1-7-189 热敏双金属片用于温度补偿  
1 摆轮; 2、3 双金属片; 4、5—重块

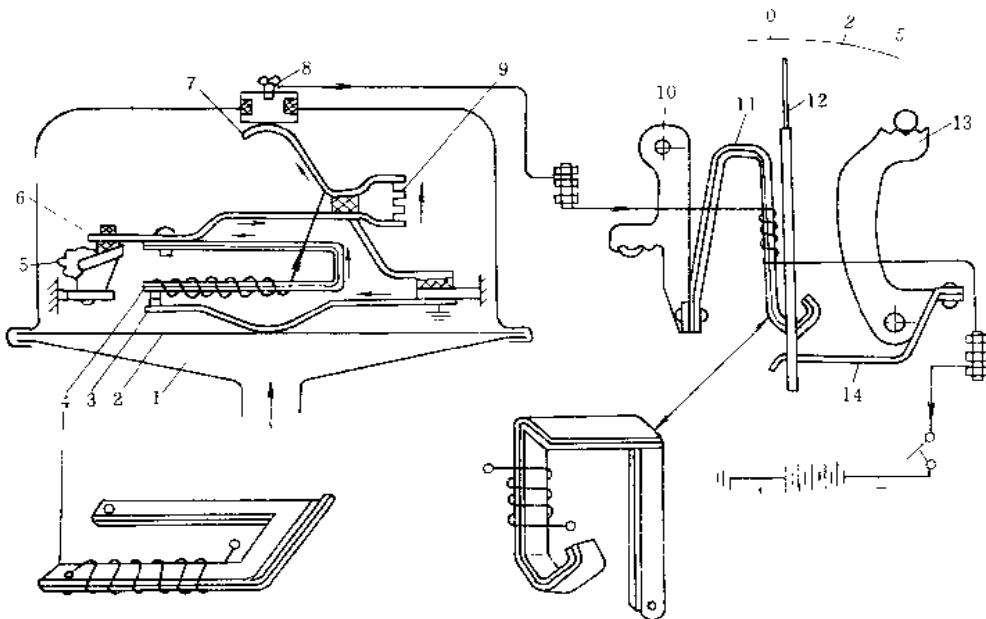


图 1-7-190 双金属片簧在电热式机油压力表中的应用

1—油腔; 2—膜片; 3、14—弹簧片; 4、11—双金属片; 5—调节齿轮; 6—悬臂铜片支点; 7—接触片; 8—接线柱; 9—电阻; 10、13—调节扇齿; 12—指针

由端外张, 摆轮转动惯量也增大, 从而补偿了由于游丝刚度随温度变化而引起周期的变化。

图 1-7-190 是双金属片簧在电热式机油压力表中的应用结构图, 当电路中有电流通过时, 油压表上的电阻线圈由于有电流流过而产生热量, 热量传给双金属片 11, 双金属片受热弯曲, 使指针偏转, 指示机油压力的大小。在传感器上, 电流通过电阻线圈而产生热量, 双金属片 4 受热弯曲, 使触点断开, 电路断路, 停止产生热量。双金属片冷却, 恢复原来形状, 触点闭



合，电流又通过，双金属片又弯曲，如此反复进行，产生脉冲电流。

如果油压过低，传感器膜片 2 几乎不变形，这时作用在触点上的压力甚小，双金属片 4 只需很小的变形，即通过它的电阻线圈的电流不要多大，触点就能分开，因而这个电流通过油压表时，使指针偏转的角度也较小。

当油压较大时，传感器的膜片 2 向上拱曲，使触点向上移动。触点需要在双金属片 4 的温度较高，变形较大，也就是电阻线圈通过的电流较大时，才能分开，这个较大的电流通过油压表的电阻线圈时，使双金属片 11 变形较大，指针偏转角度增大，指示出高压。

### 1.16 细线弹簧

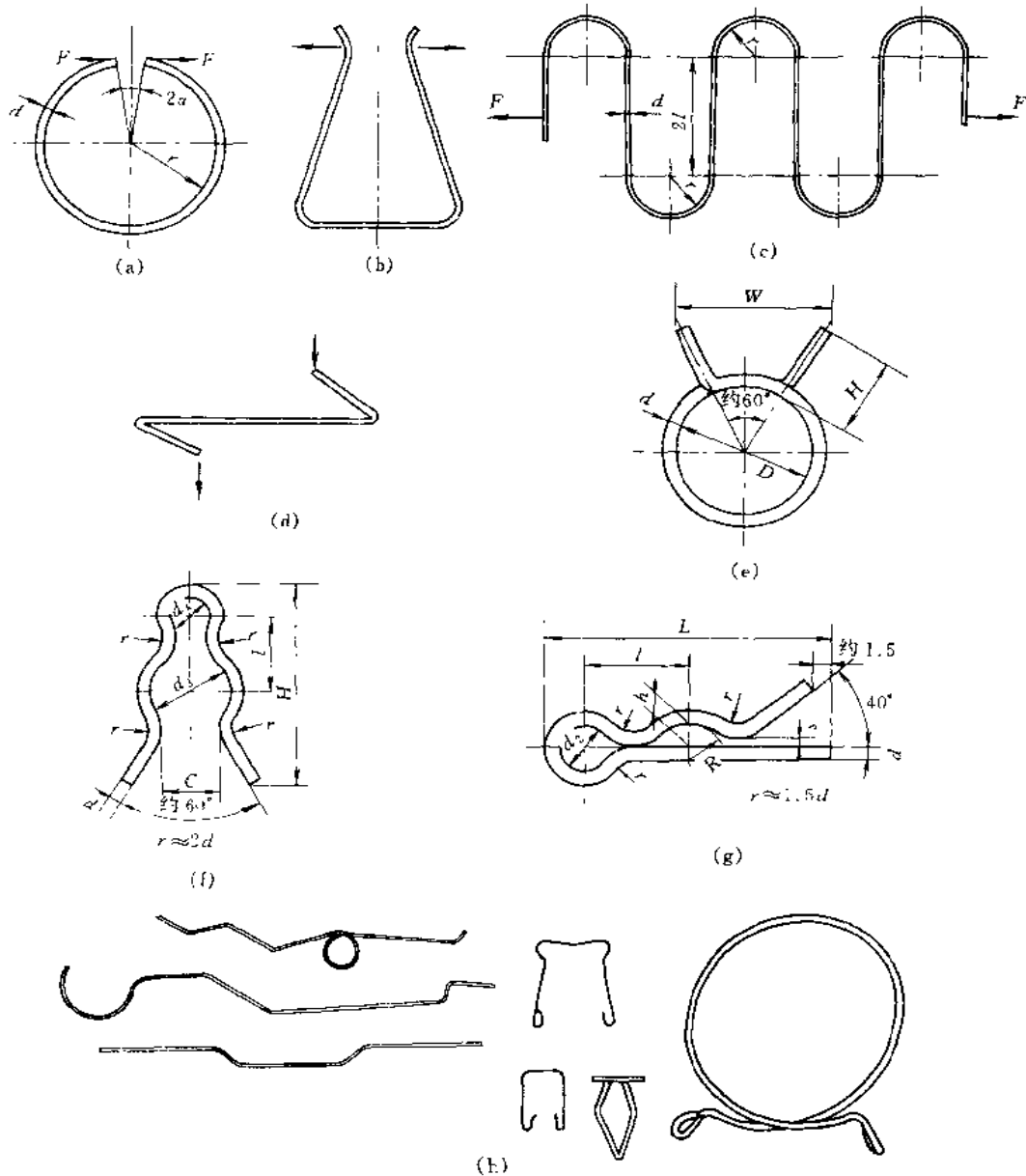


图 1-7-191 细线弹簧示例

(a) 定位环（开口环）；(b) 承受弯曲应力作用的细丝弹簧；(c) 锯齿形弹簧；(d) 承受扭转应力作用的细丝弹簧；  
(e) 带脚夹簧；(f) 卡簧；(g) 卡销；(h) 其他形式细丝弹簧

将细线材经弯曲加工制成适当的形状，用来起弹簧作用的零件统称为细线弹簧，其形状和用途是多种多样的。一般在设计细线弹簧时，和设计螺旋弹簧相同，力求其起弹簧作用的有效部分产生相同的应力，以最大限度的利用材料的弹簧性能，常用的细线弹簧有：夹簧，卡簧，卡销等，它们除按使用要求制成一定的形状外，同时在机能上还都要求具有一定的弹簧性能。一般对细线弹簧的弹簧性能很少有严格的要求，弹簧性能仅是体现于要求其能夹持物件，能恢复原有位置或是易于装拆。但是也有用于如照像机、打字机、开关等部件的细线弹簧，不仅安装空间受限制，而且对弹簧性能以及疲劳强度都有严格的要求。

细线弹簧在工作时产生的应力多是弯曲应力，也有扭转应力或是弯曲和扭转的复合应力。

## 2 弹簧装置

### 2.1 利用弹簧实现受力变化的转换装置

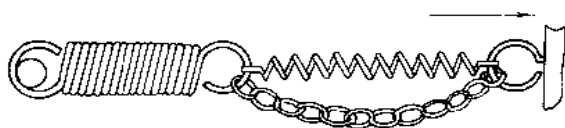


图 1-7-192

图 1-7-192 为拉伸由轻载荷到重载荷的连接结构。

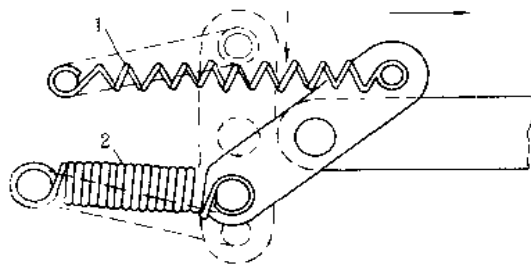


图 1-7-193

1—弱弹簧；2—强弹簧

图 1-7-193 为差动连杆机构，在起动行程时传动元件受力轻，之后随行程的增大传动元件受力逐渐加重。

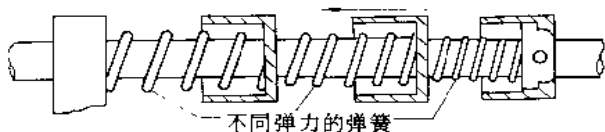


图 1-7-194

图 1-7-194 为推力在给定位置的三个阶段要求变化的设计。弱弹簧不管在哪个位置，总是先被压缩。

图 1-7-195 为双向加压的压缩机构，一方向压力高，反方向压力低。

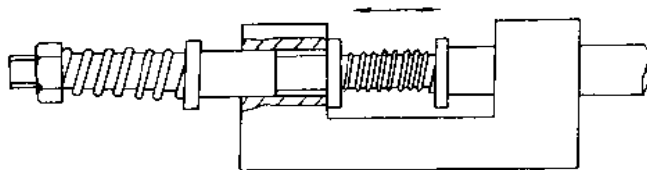


图 1-7-195

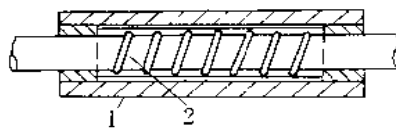


图 1-7-196

1—滚柱；2 紧绕在轴上的弹簧

### 2.2 利用弹簧实现定位的装置

图 1-7-196 所示的结构是靠紧紧缠绕在轴上的弹簧使滚柱定位，而不需要卡环。如用力推端部，滚柱就会移动。

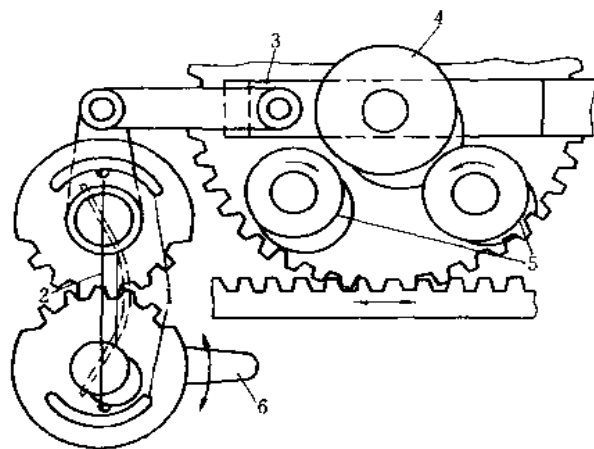


图 1-7-197

1 弹簧定位器；2 复位弹簧；3 滑块；4- 驱动齿轮用的从动摩擦圆盘；5- 驱动滚柱（不装在齿轮上）；6- 手柄  
图 1-7-197 依靠复位弹簧，该双向驱动装置的操作手柄总是返回中立位置。

### 2.3 超动弹簧装置

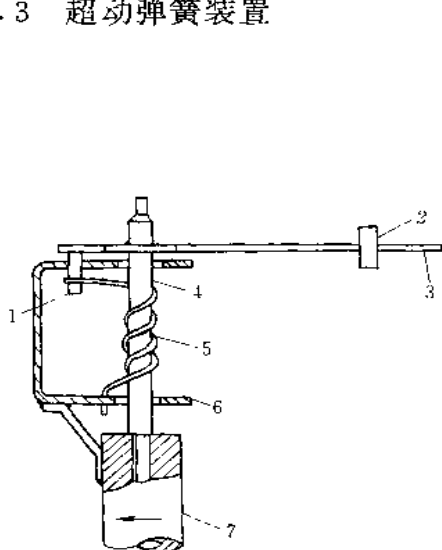


图 1-7-198 单向超动装置

1- 驱动销；2- 止动销；3- 松开杠杆；4- 固定轴；  
5- 弹簧；6- 轴承框架；7- 驱动轴

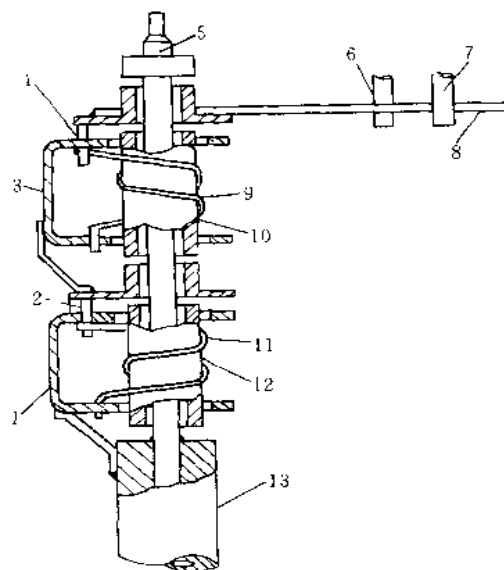


图 1-7-199 双向超动装置

1- 下轴承框架；2- 下驱动销；3- 上轴承框架；4- 上驱动销；5- 心轴；6- 限制器 A；7- 限制器 B；8- 松开杠杆；9- 上弹簧；10- 衬套；11- 下弹簧；12- 衬套；13- 驱动轴

假如驱动轴 7 顺时针方向旋转，如图 1-7-198 箭头所示，其运动通过轴承框架 6 传给松开杠杆 3，弹簧 5 将驱动销 1 推向轴承框架 6。若松开杠杆 3 运动到其极限位置，就碰上止动销 2。但是使轴承框架与驱动销分离后，仍能回转，把弹簧卷紧，为超动。在使用具有类似双金属元件之类强力驱动元件的仪器中是必不可少的，目的是防止仪器损坏。

图 1-7-199 为双向超动装置。用两个止动销限制松开杠杆的运动。而且输入运动在任一方向都能超动。

对于这个装置,驱动轴 13 回转只有一少部分需要传给松放杠杆 8,而且这一少部分可以是量程的任一部分。驱动轴的转动通过下轴承框架 1 传给下驱动销 2,但这个销被弹簧 11 顶于轴承框架。而且,下驱动销又将此运动通过上轴承框架 3 传给上驱动销 4。第二个弹簧 9 将此销顶于上轴承框架 3,两弹簧的旋向相反。

由于上驱动销与松放杠杆相连接,因此,驱动轴不论向哪个方向旋转,都要传给杠杆。

当驱动轴逆时针方向旋转时,松放杠杆碰上限制器 6。于是上轴承框架就与上驱动销脱离,使上弹簧开始卷紧。当驱动轴顺时针方向旋转时,松放杠杆碰上限制器 7,下轴承框架就与下驱动销脱离,把另一弹簧卷紧,使两个方向都可超动。

超动弹簧装置主要用于各种仪器中,但若把弹簧和其他的零件制成大件,可望把这些装置用到更大的机械传动装置上去。

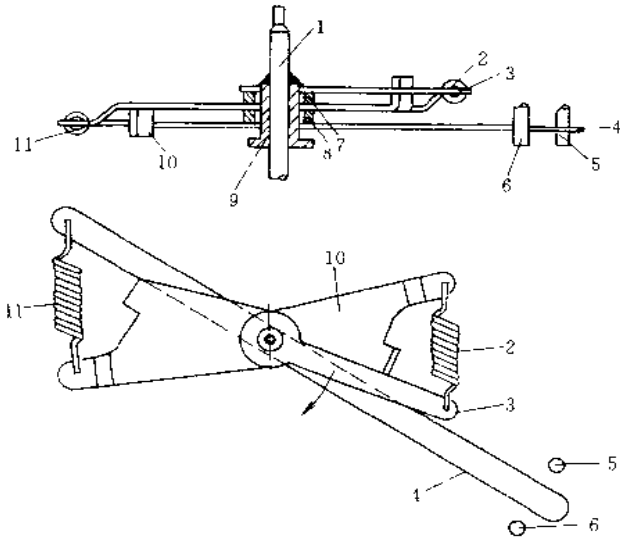


图 1-7-200

1—心轴;2—弹簧 B;3—心轴杠杆;4—松放杠杆;5—限制器 B;  
6—限制器 A;7—衬套;8—垫圈;9—轴衬;10—轴承框架;11—弹簧 A

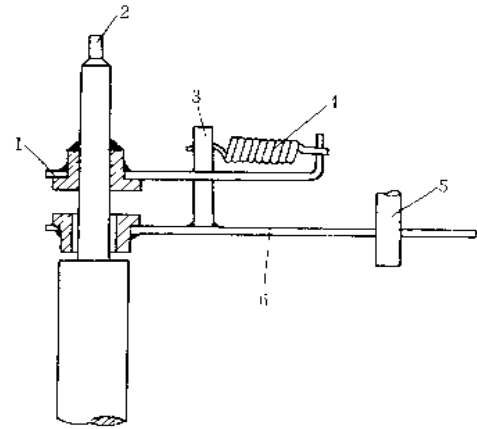


图 1-7-201

1—心轴杠杆;2—心轴;3—驱动销;4—弹簧;  
5—可调限制器;6—松放杠杆

图 1-7-200 为限制双向运动的超动装置。它所起的作用与图 1-7-199 所示相同。但图 1-7-199 的装置能转动  $270^\circ$ ,可是这个装置任何方向也只能转动约  $40^\circ$ 。

此装置适于用在需要充分利用输入运动,不论在哪个方向都只有少量运动超过限制器的场合。

心轴 1 图示方向回转时,其运动通过心轴杠杆 3 传给轴承框架 10,用弹簧 2 使连结心轴杠杆和轴承框架相接触。用弹簧 11 将这个轴承框架和松放杠杆 4 连结起来,使轴承框架的运动同样传给松放杠杆,如此,心轴的回转传给松放杠杆,直至杠杆碰上限制器 5 或 6。

心轴反方向回转时,松放杠杆就碰上限制器 5,而且心轴杠杆若继续驱动轴承框架时,弹簧 11 就受拉力。

图 1-7-201 为单向  $90^\circ$ 超动装置。这个单向超动机构,超过限制器后最大能转动  $90^\circ$ 。图示为单一顺时针方向的超动。

逆时针方向回转时,因为驱动销直接与心轴杠杆接触,所以不能超动。

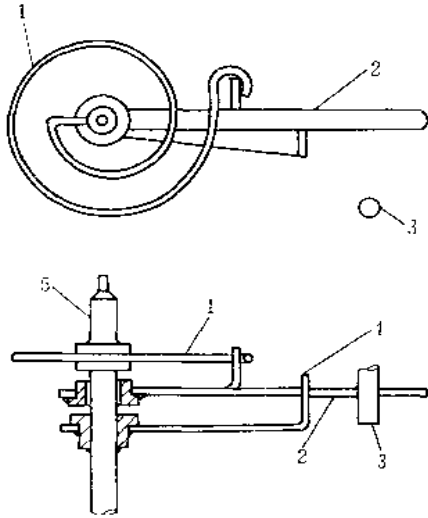


图 1-7-202

1—弹簧；2—松开杠杆；3—限制器；4—心轴杠杆；  
5—心轴

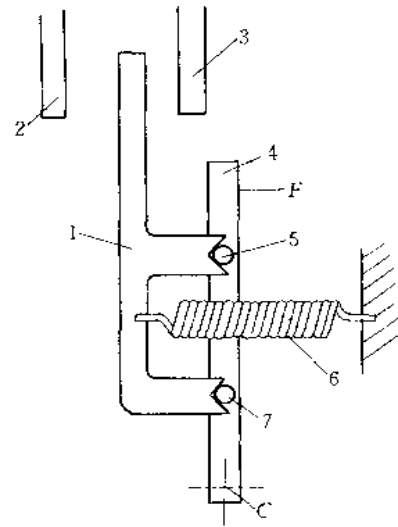


图 1-7-203

1—松开杠杆；2—限制器 A；3—限制器 B；4—输入杠杆；  
F—作用力；5—旋转中心；6—弹簧；7—旋转中心；C—旋  
转中心

图 1-7-202 为单向 90°超动装置。这个机构的动作和图 1-7-201 完全一样。但是，这个机构的线圈弹簧用涡卷弹簧代替。涡卷弹簧的优点是超动量很大，且适用于小型机构。

弹簧使松开杠杆与心轴杠杆接触。松开杠杆和限制器接触时，心轴杠杆就继续回转，心轴把弹簧卷起。

图 1-7-203 为直线往复运动双向超动装置，主要作为短行程直线运动用的双向超动，对回转运动也能使用。若给绕 C 点回转的输入杠杆 4 上加力 F，则此运动通过两个旋转中心支柱 5 和 7 直接传给松开杠杆 1。

当松开杠杆 1 碰上可调限制器 2，则 1 绕 5 点回转并离开 7，使弹簧更受张力。

若去掉所加的力 F，输入杠杆 4 就向相反方向转动，直至松开杠杆和限制器 3 接触。这就使松开杠杆绕 7 回转，5 从松开杠杆离开。

#### 2.4 利用两种弹簧共同工作的弹簧装置

影响气门使用寿命的主要因素是气门密封面磨损和腐蚀，所以在有些增压机车内燃机的进气门上装有气门旋转机构。图 1-7-204 所示旋转机构的弹簧盘上，有六个带有斜面的槽，槽中放有带回位弹簧的钢球。当气门关闭时，气门弹簧的弹力通过弹簧盘盖

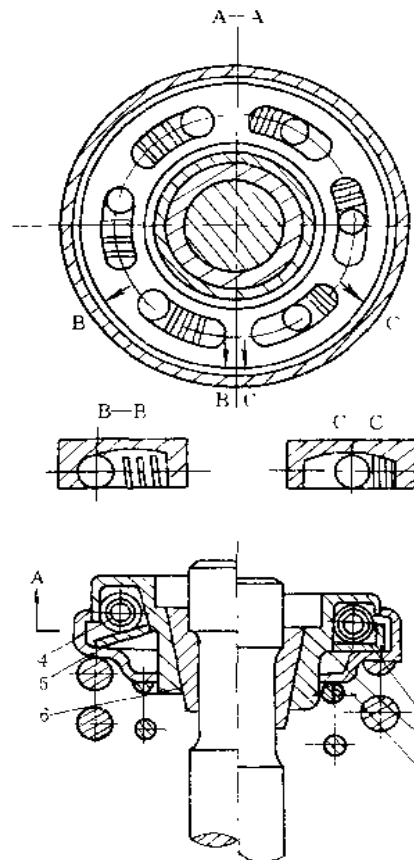


图 1-7-204 12V180ZJ 型柴油机的  
气门旋转机构

1—回位弹簧；2—弹簧盘；3—弹簧盘盖；4—钢球；  
5—碟形弹簧；6—锁夹

与碟形弹簧传到弹簧盘上。当气门开启时，气门弹簧力加大，碟形弹簧被压平，弹簧弹力则通过弹簧盘盖、压平的碟形弹簧、钢球 4 传给弹簧盘 2。由于钢球在弹簧盘的凹槽斜面上（斜面倾斜  $12^\circ$ ）钢球将沿斜面滑动，并推动弹簧盘带动锁夹和气门转过一定角度。当气门关闭时，碟形弹簧上的压力减小，其弹力使其恢复碟形，钢球被松开，在回位弹簧的推动下，回到原来位置。这样，气门每打开一次，就转动一定角度。

## 2.5 利用弹簧简化机构的装置

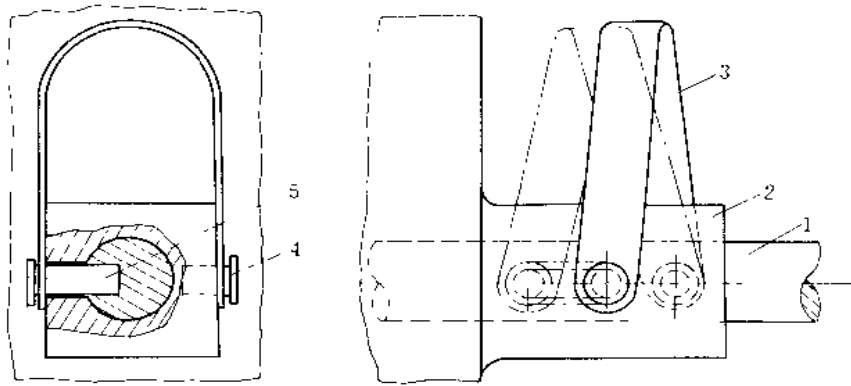


图 1-7-205

1—轴；2—轴承；3—U 形板簧；4—短销；5—长销

图 1-7-205 所示的装置中，U 形板弹簧一端固定在轴承上，另一端固定在轴上，轴相对于轴承内孔作轴向移动时，利用 U 形板簧的变形可获得一定作用力。

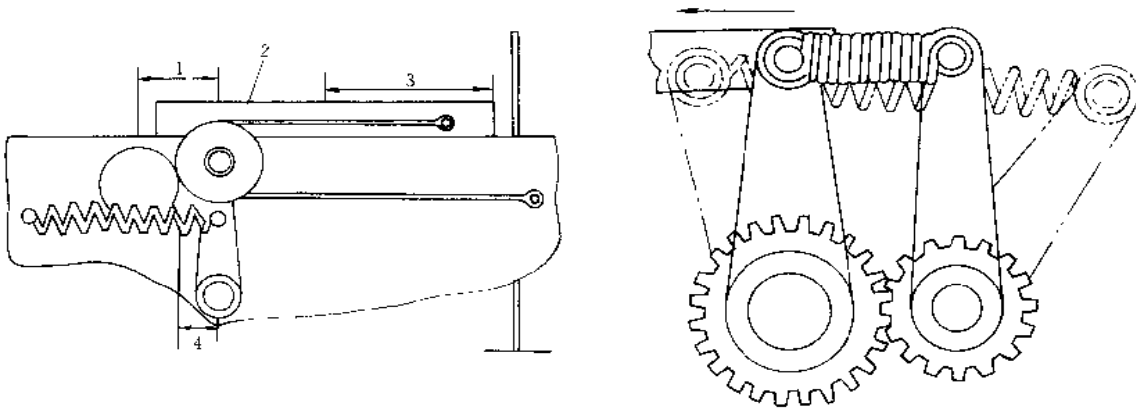


图 1 7-206

1 轮子中心的运动距离；2—滑块；  
3—滑块的运动距离；4—弹簧拉伸长度

图 1-7-207

图 1-7-206 所示的装置中，和滑块位移相比较，弹簧的拉伸短，且张力变化少。

如图 1-7-207 所示的装置，使拉杆 1 的拉力逐渐增大。

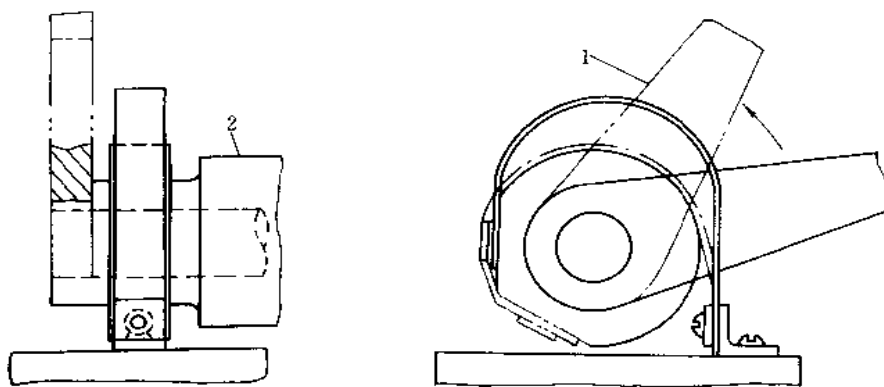


图 1-7-208

1 手柄 (最大位置); 2 摩擦传动装置

当转动手柄移动摩擦传动装置时, 由于轴和圆弧片簧里面接触, 产生摩擦而使轴停止转动。

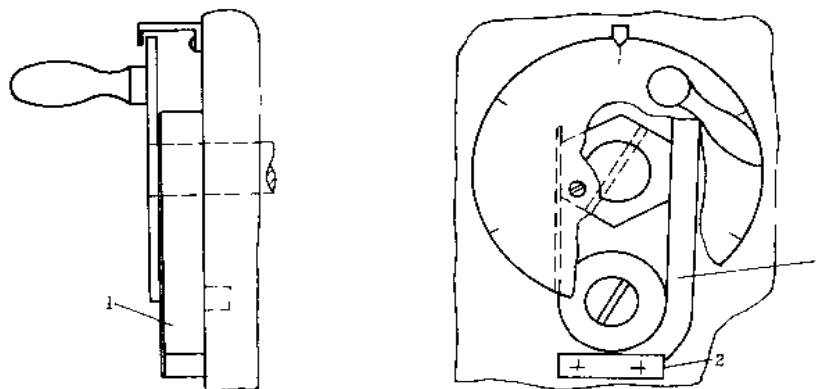


图 1-7-209

1—弹簧; 2—弹簧支承

如图 1-7-209 所示, 把板弹簧装在分度头上, 可对六个位置定位, 既简单而且效率高, 价格又便宜。

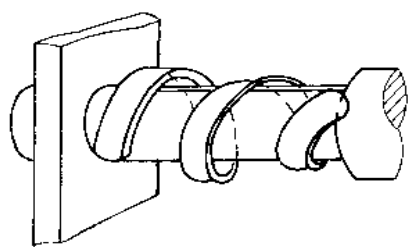


图 1-7-210

图 1-7-210 是利用蜗卷片簧使轴移动的结构, 用片弹簧能做较大的轴向移动。

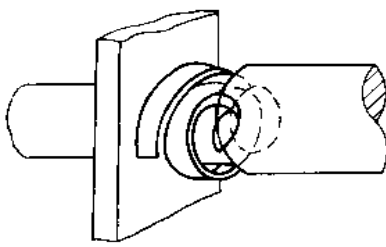
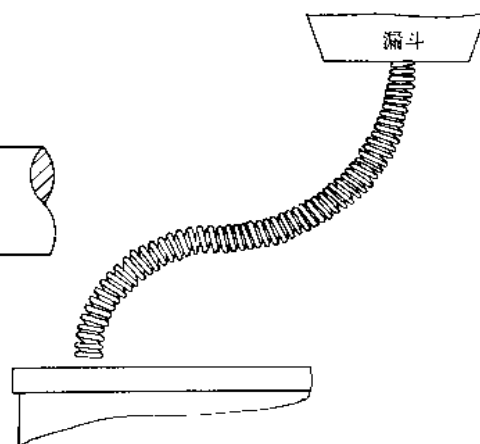


图 1-7-211

把密圈弹簧接在漏斗下, 用作输送非粒状物质的可动输送导管, 导管形状不发生变化。



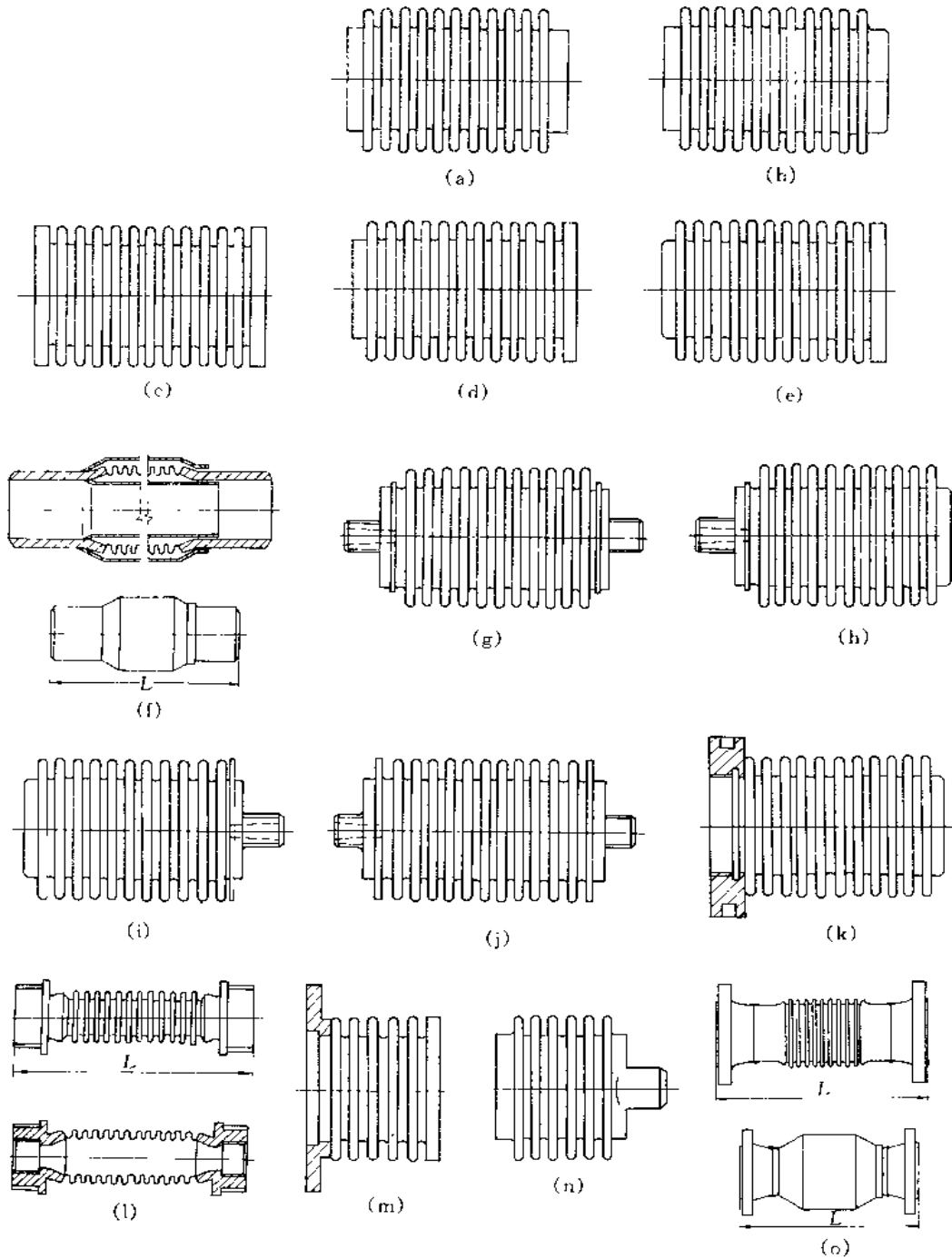


图 1-7-212 一般波纹管的形式和端部结构

(a) 两端外径配合接口, 褶全部有效; (b) 一端封闭, 一端外径配合接口, 褶全部有效; (c) 两端内径配合接口, 两端的褶不工作; (d) 一端外径配合接口, 一端内径配合接口, 且褶不工作; (e) 一端封闭, 一端内径配合接口, 且褶不工作; (f) 两端开着, 波纹管内有导套, 外有保护套; (g) 一端封闭, 但两端装有连接件; (h) 一端封闭, 另一端装有往管上连接的附件; (i) 一端封闭, 开口端有在成形后, 旋压的盖式开口连接件; (j) 安装前两端都开着, 但一端有旋压的盖, 一端有开口的连接件; (k) 一端封闭, 开口一端装有内螺纹接头; (l) 两端开着并装有内螺纹接头; (m) 用于冷冻机之类机器的回转, 轴密封波纹管的辅助装置; (n) 波纹管的封闭端焊有阀杆; (o) 两端开口, 并焊有法兰



### 3 压力弹性元件

压力弹性元件是承受均布压力而产生相应位移的元件。常用的压力弹性元件有波纹管,膜片和压力弹簧管。

#### 3.1 波纹管的类型、特点和应用

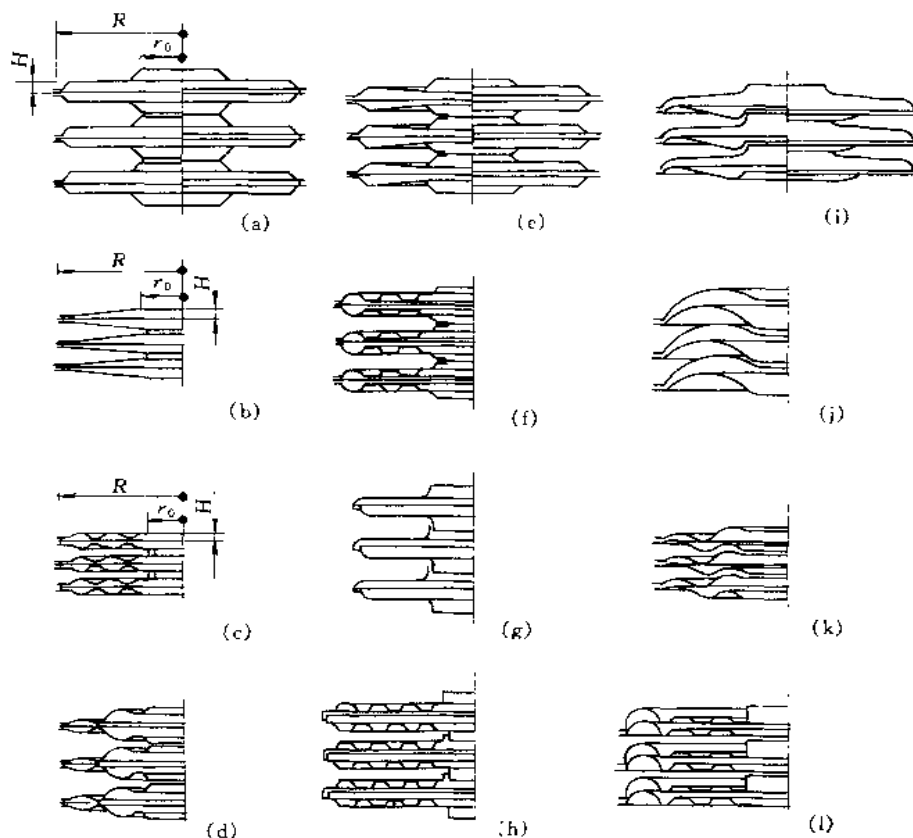


图 1-7-213 焊接波纹管的类型

波纹管是一种具有同轴环形波纹或螺旋环形波纹折皱的薄壁金属管,如图 1-7-212。还有用冲压圆环膜片焊成的焊接波纹管,如图 1-7-213。他们能在压力、轴向力、径向力或弯矩作用下产生相应的位移。

波纹管用途很广,可作自动装置和检测仪表的敏感元件、管网中热胀冷缩的补偿调节元件,隔离密封元件、减振元件等。

波纹管的形状和端部结构颇多,有两端开口或一端封闭的;有用端部外径配合接口的,也有用端部内径配合接口的。

开口的波纹管,可以开在波纹上或波纹间。在两端可连接不同的附属装置,例如,内外螺栓头、在端部有阀杆的特殊装置、特殊的轴封或外壳等。可根据功能需要、相连结构特点和空间条件设计或选用,这里介绍部分一般的结构形式。

由薄壁单层管做的波纹管称为无缝波纹管如上图。在某些条件下，例如为了增加强度或防止介质浸蚀，要制成多层的。高精度薄壁无缝管的制造很困难，因此，出现了焊接波纹管（原因之一）。

焊接波纹管可以分为两大类：“对称截面”波纹管（图 1-7-213a~h）和“重叠波纹”波纹管（图 1-7-213i~l）后一类一般在压缩条件下工作，能承受外压力造成的巨大过载。

### 3.2 膜 片

膜片按形状分有平膜片和波纹膜片；按材料分有金属膜片和橡胶膜片。平膜片结构简单，位移很小，多用于传感器。

波纹膜片的性能在很大程度上取决于波纹型面。利用波纹膜片可以测量与压力成非线性关系的各种量值（例如，管道中液体或者气体的流量、飞机飞行的空速和其上升高度等等）。

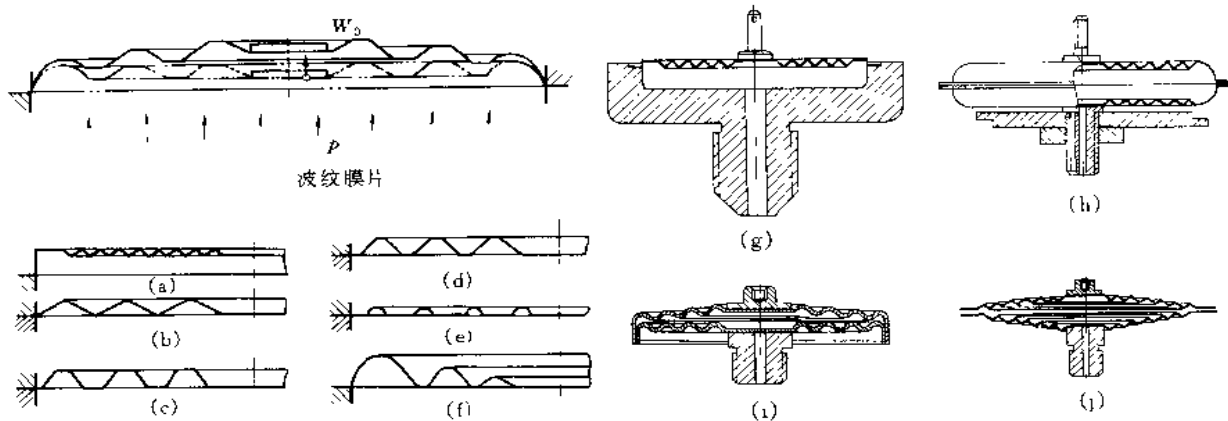


图 1-7-214 波纹膜片及波纹膜片敏感性元件的结构

(a) 小锯齿形；(b) 大锯齿形膜片；(c) 梯形波纹膜片；(d) 正弦波纹膜片；(e) 小环形波纹膜片；(f) 不同深度波纹膜片；(g) 固定在壳体上的单独膜片；(h) 膜盒；(i) 蘑菇状膜盒；(j) 组合膜盒

小锯齿形膜片制造简单，对不大的过载是稳定的，广泛用于要求敏感性元件的弹性特性按压力递减的仪表中（流量计、测高表、速度指示器）。大锯齿形膜片会发生应力集中，可能出现断裂，因而制造困难，正弦波纹或者其他光滑截面的膜片制造需要比较复杂的工具，但是用厚料制造膜片时，这类截面就比其他截面好。小环形波纹薄膜片很灵敏，可用于低压测量，例如用在可变电阻器中，装在平面上的膜片能承受很大的单向（有波纹的凸面）过载。

### 3.3 压力弹簧管

压力弹簧管是弯成弧形的薄壁管子，管子截面多数是扁口形，也有偏心圆形。管子一端固定并与外界相通，另一端自由封口，流体进入管内并从内壁加压，使封口的自由端产生相应的位移，故可用作测量压力的敏感元件。与其他测压元件相比，它的结构简单、使用可靠，体积小，重量轻，制造方便，测压范围广（可测负压、低压、高压）并能在任意方位测压。

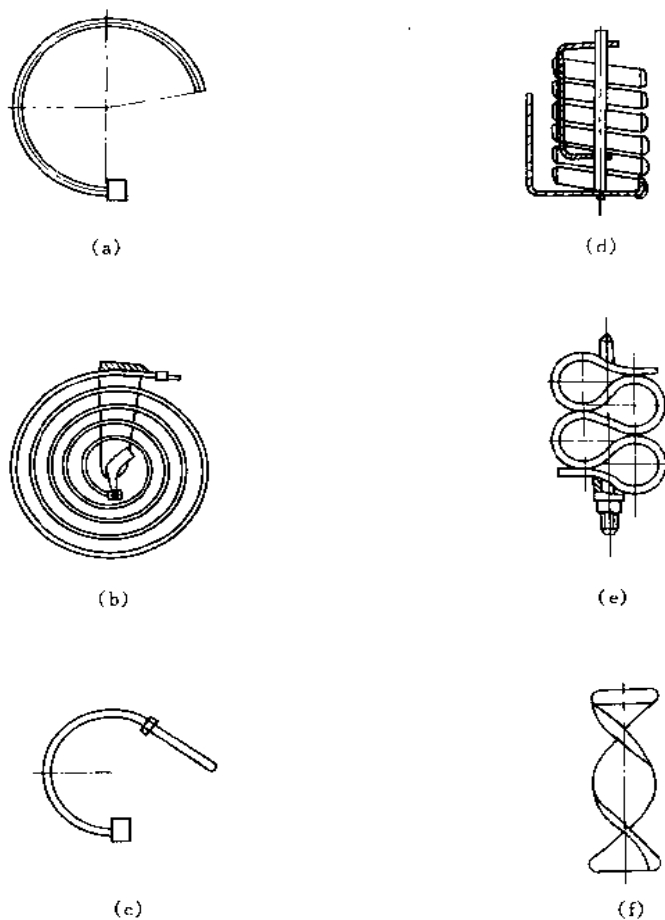


图 1-7-215 压力弹簧管的结构类型  
(a) C形管；(b) 盘簧管；(c) 直尾管；(d) 螺旋管；(e) S形管；(f) 麻花管

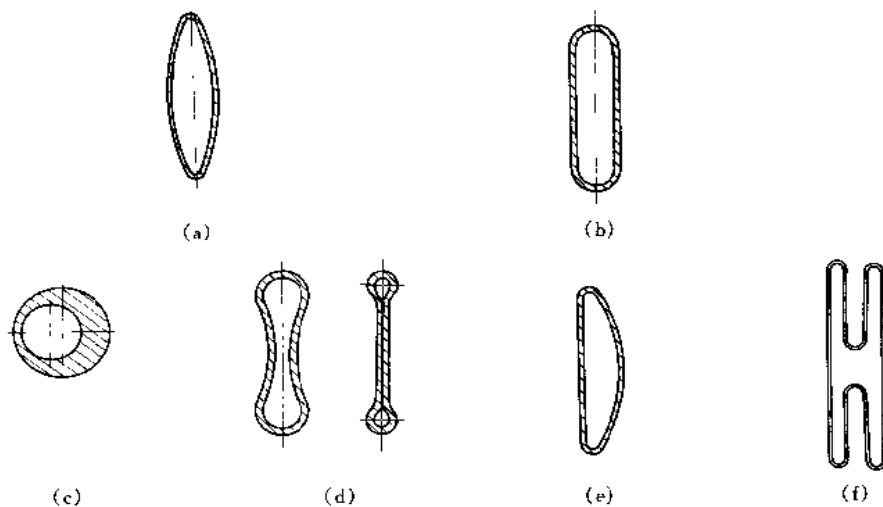


图 1-7-216 压力弹簧管的截面形状  
(a) 椭圆形；(b) 扁圆形；(c) 扁心圆；(d) 亚铃形；(e) 方形；(f) H形

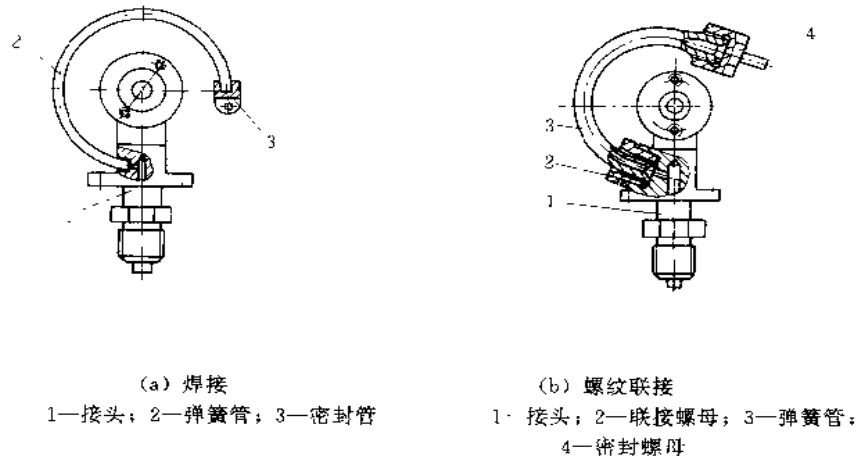


图 1-7-217 压力弹簧管的联接形式

### 3.4 波纹管与膜片的应用实例

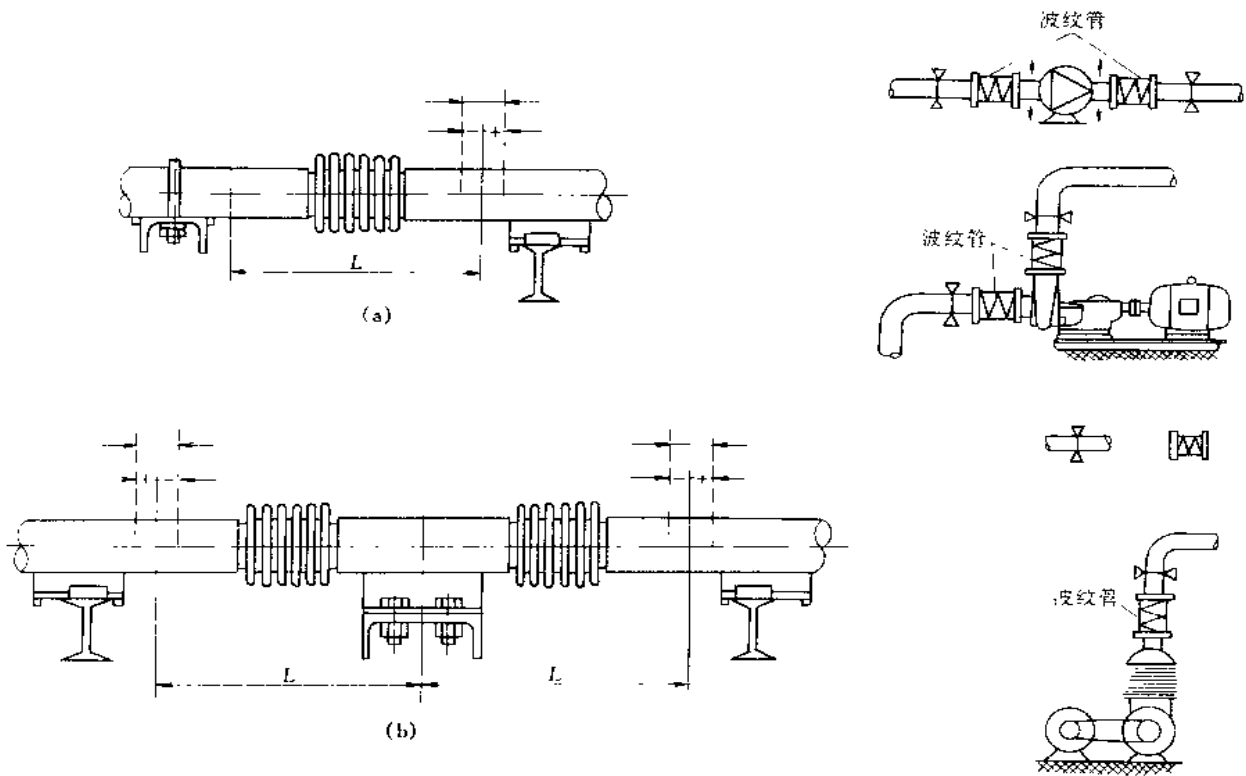


图 1-7-218 热导管上的补偿器（波纹管）  
(a) 一个补偿器（波纹管）的布置；(b) 安装于管子锚固点附近的两个补偿器

图 1-7-219 热泵附近波纹管的布置

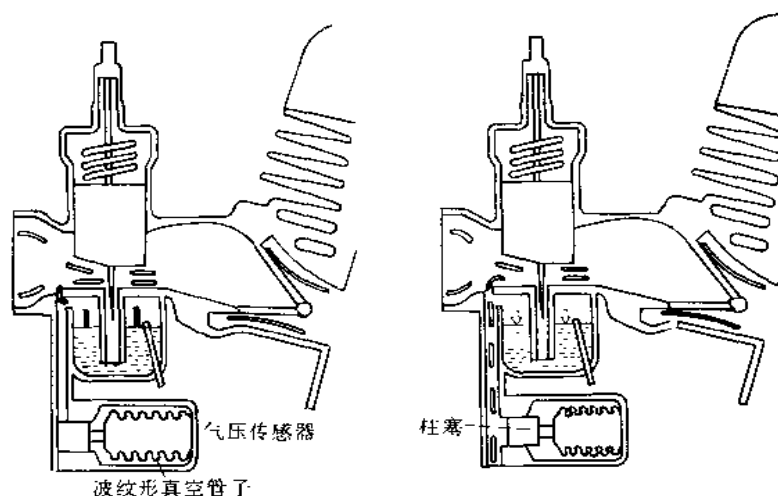


图 1-7-220 波纹管在化油器气压传感器上的应用

图 1-7-220 所示的化油器能保证摩托车从海拔较低的地方到海拔较高的地方行驶时，适应气压的变化自动地改变汽油供给量，经常保持适当的混合比。传感器内有一个随气压变化而伸缩的波纹形真空管子，能使柱塞移动，使浮子室的压力发生变化。

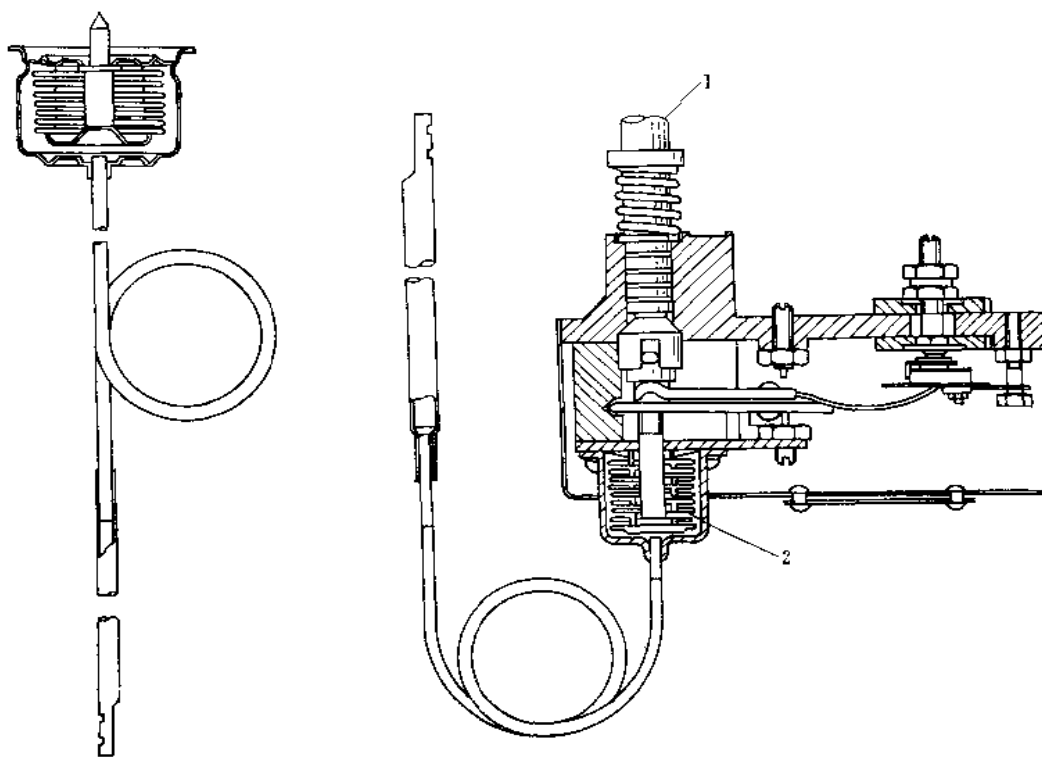


图 1-7-221 冷冻机上的波纹管

图 1-7-222 膨胀波纹管

1—控制轴；2—波纹管

图 1-7-221 为冷冻机上使用的波纹管，随着温度的变化而伸缩，用来开闭使压缩发动机启动和停车的精密开关。

图 1-7-222 为控制电炉用的热流体所使用的膨胀波纹管。弹簧压力用来调整波纹管的移动，从而控制开关的开闭。

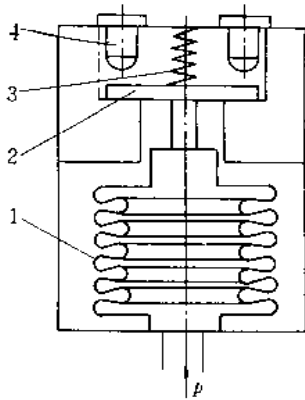


图 1-7-223 波纹管在联锁装置中的应用  
1—波纹管；2—金属片；3—弹簧；4—电触头

在具有集中润滑的大型设备中，采用图 1-7-223 所示的联锁装置，即在油路中接入一个压力继电器，以保证在未接通油泵电机的电源及油压未达到预定的指标时，不可能开动机械设备。

图 1-7-224 是某国外公司制做的用来测量气温的自动钟，如果温度上升，挠性波纹管 and 金属滚筒 6 之间的氯乙烷气体 5 就膨胀。气体压缩波纹管 1 和弹簧 7，驱动链条 一端与底板 8 固定，一端缠在受驱动弹簧 3 驱动的驱动滚筒 2 上。一旦温度下降，气压就下降，弹簧 7 使波纹管扩张，拉动链条卷紧驱动弹簧 3（上紧发条）。

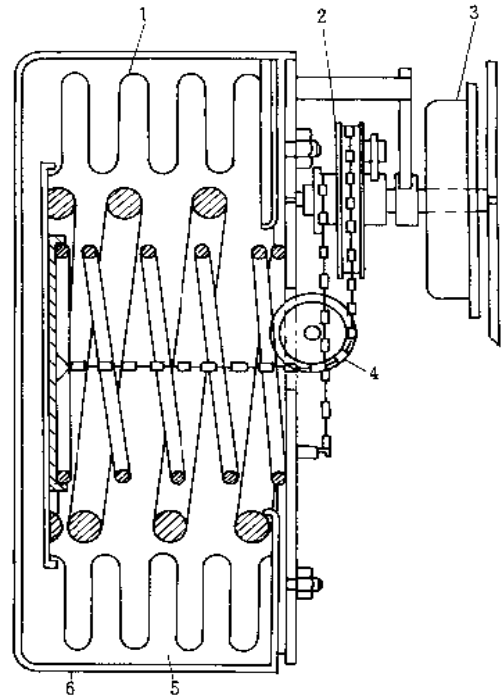


图 1-7-224

1—挠性波纹管；2—驱动滚筒；3—驱动弹簧；  
4—驱动链条；5—氯乙烷；6—金属滚筒

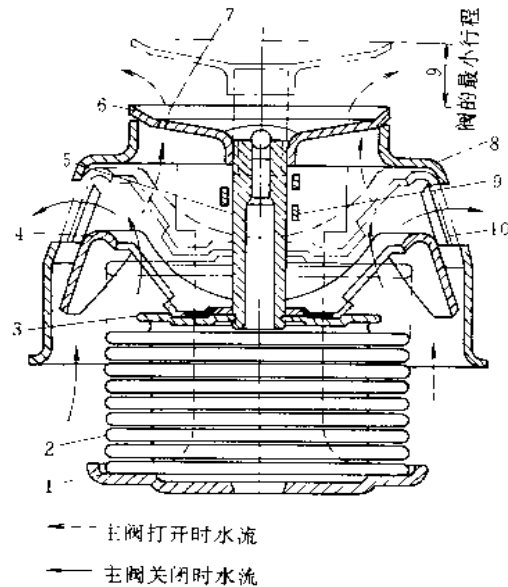
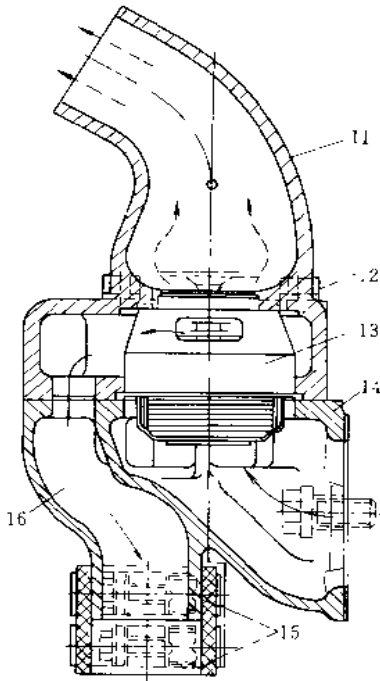


图 1-7-225 波纹管在柴油机的恒温器中的应用

1—外壳；2—波纹管；3—波纹管盖；4—侧阀；5—中心阀体；6—中心阀；7—空气逸孔；8—器体；9—导板；  
10—壳体窗口；11—器体上部出口管；12—密封环；13—恒温器；14—恒温器下部；15—联接软管；16—放水

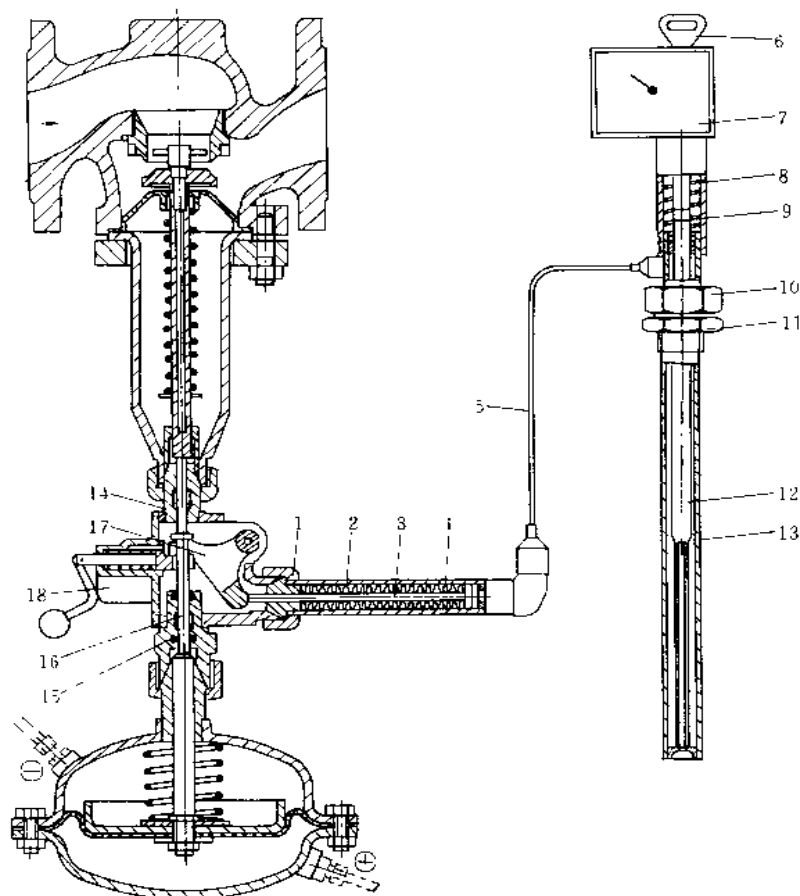


图 1-7-226 波纹管在 42-16D<sub>0</sub>VT 型变压变温控制器上的应用  
 恒温控制器：1—用于连接阀门附件的连接螺母；2—控制元件；3—控制销；  
 4—控制波纹管；5—毛细管；6—调整设定值的钥匙；7—设定值显示仪表盘；  
 8—调整设定值的丝杠和销；9—过热安全装置；10—连接螺母；11—双向螺母；  
 12—柱塞；13—温度传感器（球状感应器）  
 双向控制阀：14、15—密封接头；16—连接销；17—杠杆；18—锁紧机构

图 1-7-226 所示恒温控制器部分的恒温控制是利用液体膨胀的原理。在温度感应器 13、毛细管 5 和控制元件 2 中充有可膨胀的液体，由于温度的变化，温度感应器 13 内液体体积发生变化，使控制波纹管 4 和控制销 3 移动（设定值显示在仪表盘 7 上，可通过转动钥匙 6 来进行调整。顶动底部顶杆的柱塞通过丝杆 8 进行移动），于是通过杠杆 17 和连接销 16 便可带动上下阀塞。

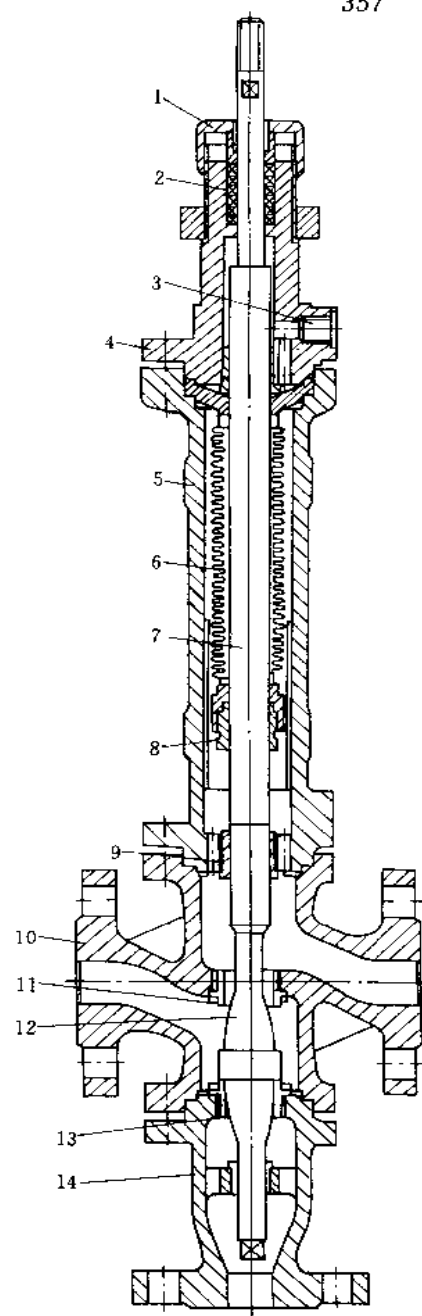
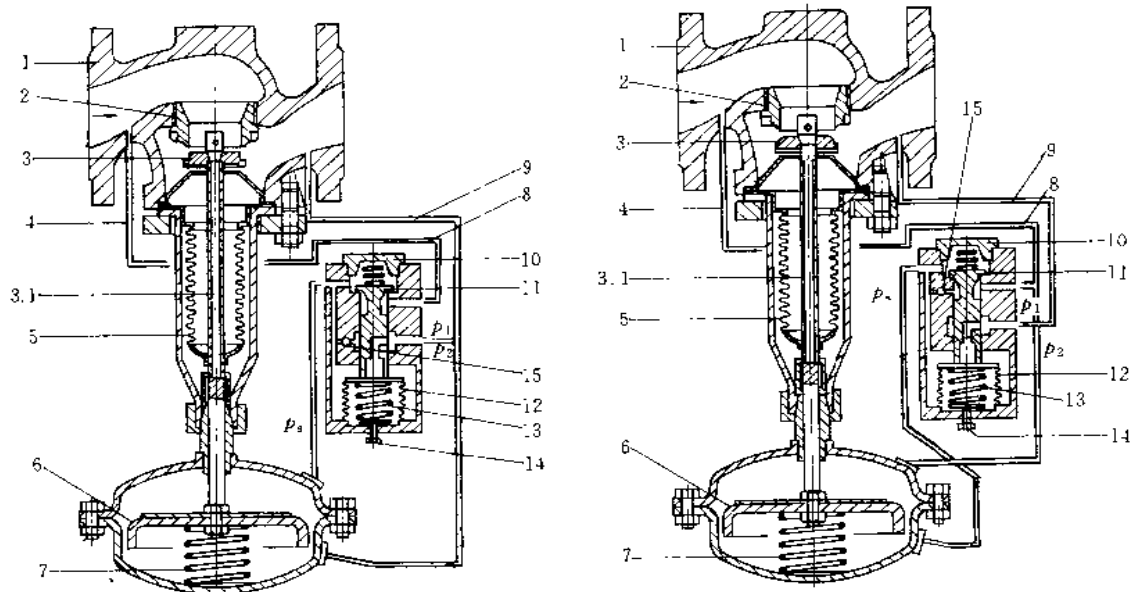


图 1-7-227 采用波纹管密封的阀  
 1—压紧螺母；2—6 层密封圈；3—接头；4—阀盖；5—波纹管外壳；6—波纹管；7—心轴塞杆；8—波纹管的螺纹管接头；9—连接套；10—阀体；11—阀体密封环；12—阀塞；13—阀座密封环；14—阀座



(a) 减压阀

(b) 过压阀

图 1-7-228 波纹管在减压阀和过压阀中的应用

带调节器的控制阀：1—阀体；2—阀座；3—阀塞；3.1—阀塞杆；4—控制回路，进口压力  $p_1$ ；5—平衡波纹管；6—操纵隔板；7—阀门弹簧；8—控制回路，设定压力  $p_s$ ；9—控制回路，出口压力  $p_2$ ；先导阀；10—阀盖；11—阀塞芯；12—金属波纹管；13—阀门弹簧；14—调节设定值螺钉；15—节流阀

图 1-7-228 中介质按照箭头所示方向在阀内流动，阀塞 3 与阀座 2 间的间隙控制流量大小，通过控制回路 4，先导阀获得一进口压力  $p_1$ ，从而产生一个控制压力  $p_s$ ，该压力取决于设定调整位置（由 14 调定），对于减压阀 (a) 出口压力  $p_2$  保持不变，并与先导阀、操纵隔板外室及平衡波纹管 5 内部连通。

过压阀 (b) 控制压力  $p_s$  作用于操纵隔板 6 的下面，进口压力  $p_1$  作用在隔板的上面，出口压力  $p_2$  连接到先导阀和波纹管的内部。

对于这两种阀，控制压力  $p_s$  在操纵隔板上的作用效果不同，例如，如果实际值增加，减压阀的隔板和其连接的阀塞杆 3.1 及阀塞向关闭方向移动，而在过压阀中，则向开启方向移动，使阀塞 3 和阀座 2 之间的间隙变化，直至达到设定位置。当无其他力作用在操纵隔板上时，在阀的弹簧作用下，关闭控制阀。



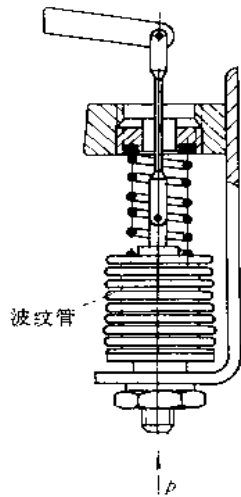


图 1-7-229 气动摇控测量机构中波纹管作测量元件

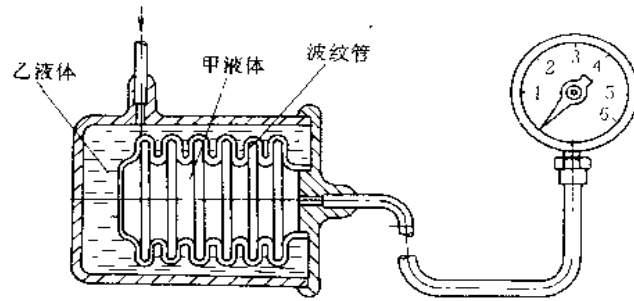


图 1-7-230 远距离压力计中波纹管作隔离元件

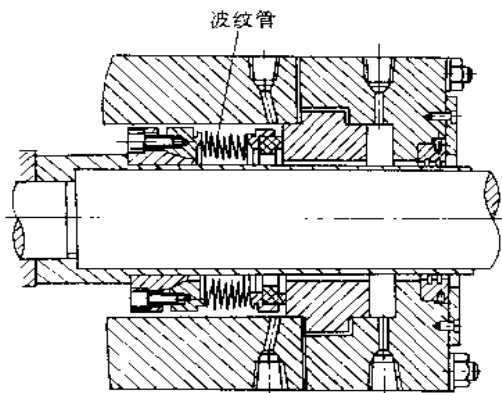


图 1-7-231 波纹管作机械密封元件

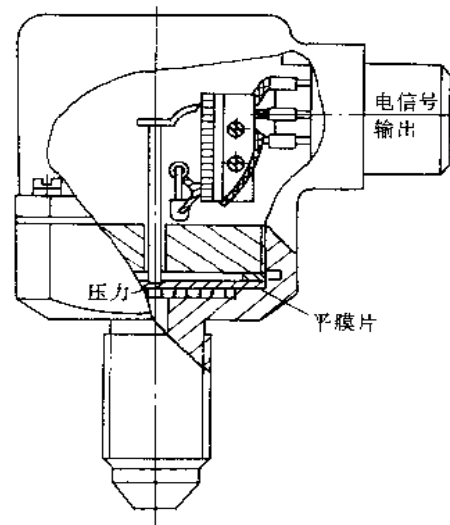


图 1-7-232 平膜片用于压力传感器中作压力测量元件

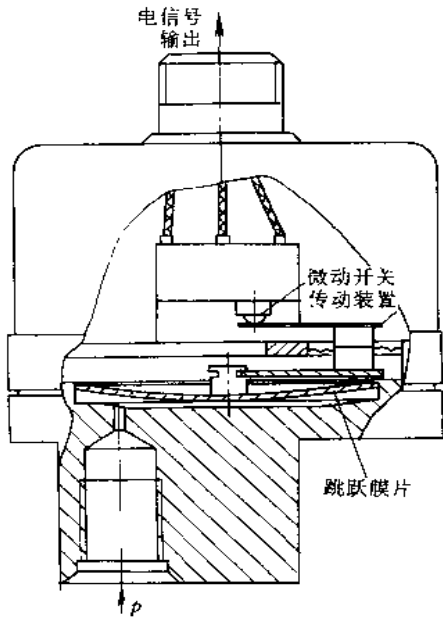


图 1-7-233 跳跃膜片用于压力开关中传递压力控制开关

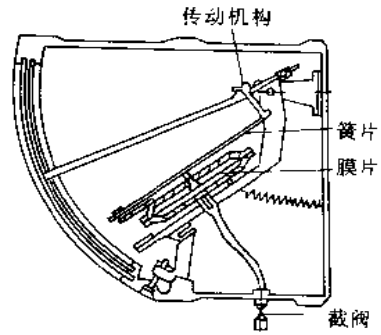


图 1-7-234 膜片式侧面压力计中膜片用作测量元件

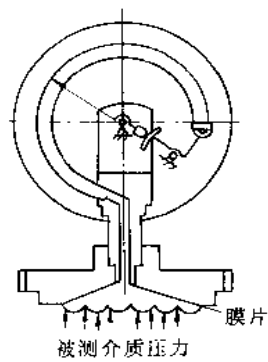


图 1-7-235 隔离式压力计中膜片用作传力隔离元件

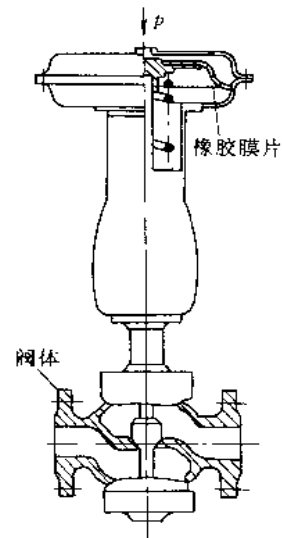


图 1-7-236 气动薄膜调节阀中橡胶膜片将压力变换为作用于金属弹簧上的力

## 4 波纹管 and 膜片装置

### 4.1 波纹管调节装置

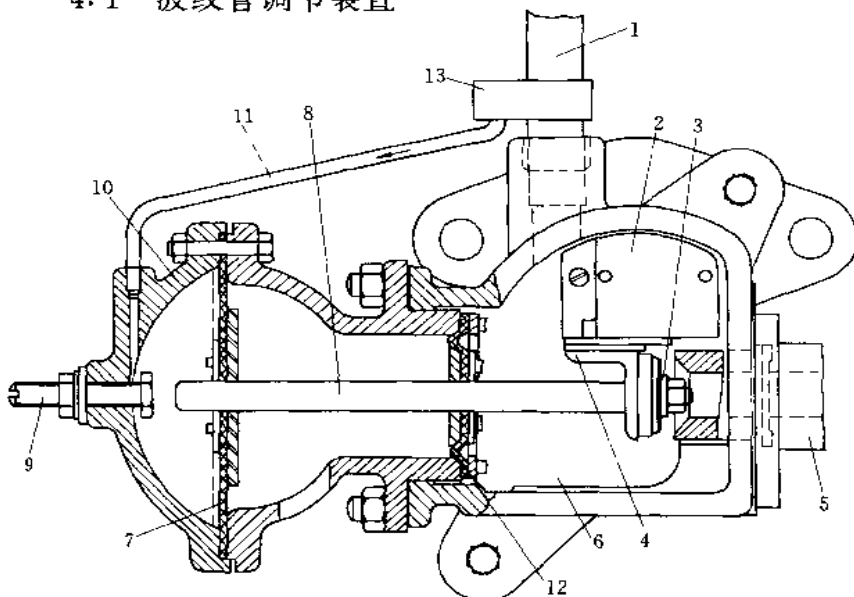


图 1-7-237 膜片操纵的喷砂机单向阀

1—供给压缩空气；2—砂供给箱；3—出口阀；4—砂子入口；5—通向送风喷管；6—混合室；7—膜片；8—主轴；9—限制主轴移动以控制砂子供给率的螺钉；10—压力室；11—分离的空气；12—膜片；13—入口阀

空气从孔 2 流进波纹管的缓冲器，调整自动照像机的曝光时间。用光电池 10 移动的计数器 8 的指针 1 遮盖更多的孔，改变空气流量，延长曝光时间。

根据焦点深度要求调整光圈，使光电池 10 的百叶窗 11 配合胶片速度，就能自动调节曝光时间。计数器元件 8 内有分流电阻，用光圈调节杠杆调节，起关闭透镜的作用。

快门一断开，弹簧拉着的驱动杠杆 5 克服缓冲器的约束而下降。遮盖的孔数越多曝光时间越长。孔 2 若是全部打开，快门速度是  $1/250$  s；若是孔全部盖上就是  $1/15$  s。

这是德国 Agfa 照相机厂

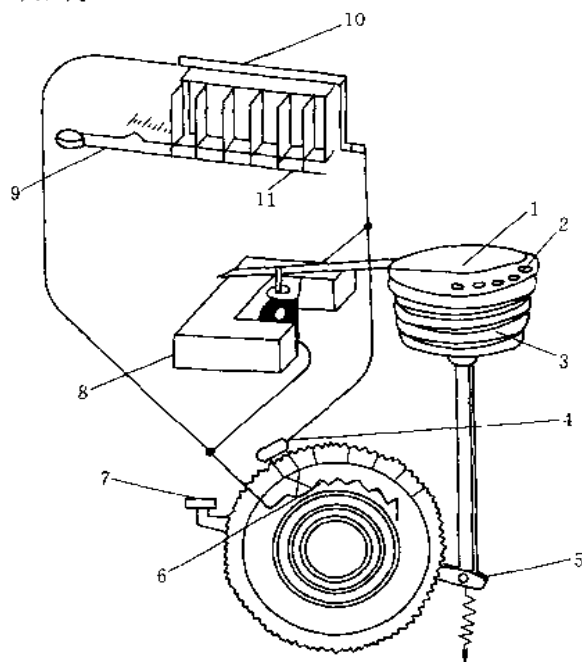


图 1-7-238 调节照像机曝光时间的波纹管

1—指针；2—孔；3—波纹管；4—光圈调节杠杆；5—驱动杠杆；6—电阻；7—快门；8—计数器；9—胶片给定速度杠杆；10—光电池；11—百叶窗

图 1-7-237 是调节喷砂机的空气供给和调节送砂用的单向阀，

打开入口阀 13 时，压缩空气就送入阀机构的混合室 6。用此压力使膜片 12 鼓胀，主轴向左移动打开砂子入口 4 和出口阀 3。完成送风操作后，转动入口阀 13 把空气供给从混合室转向压力室 10。于是，大膜片 7 把主轴推向右方，关闭砂子入口和送风口。

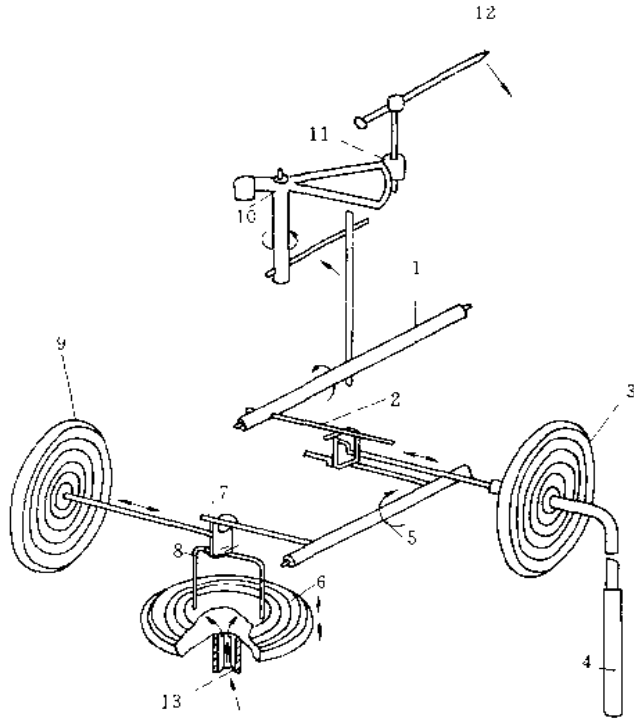


图 1-7-239 改变杠杆比例的波纹管

1—主摇臂轴；2—改变杠杆长度的温度游标；3—随温度下降而缩小的温度膜盒；4—毛细管和玻璃管的组件；5—中间摇臂轴；6—随压力而动的空速膜盒；7—改变杠杆长度的高度游标；8—框架组件；9—气压减小时能扩张的高度膜盒；10—扇形齿轮；11—指针轴小齿轮；12—指针；13—由波托管来的冲压

关。温度膜盒 3 同样受大气温度的影响。

#### 4.2 利用波纹管简化机构的装置

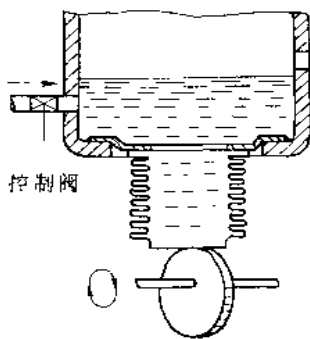


图 1-7-240 计量测定装置

图 1-7-240 为计量装置。调合机可使用波纹管当定容式或变容式泵，来测定和分配预先定量的液体。

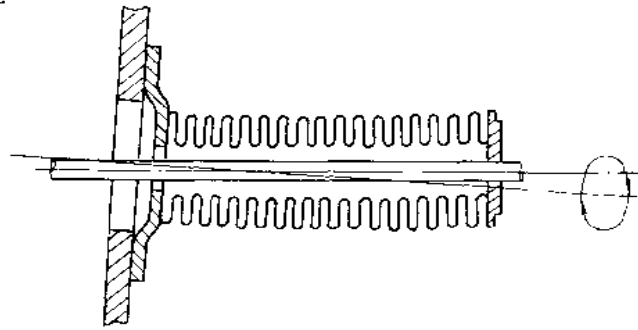


图 1-7-241 挠性联轴器

图 1-7-241 为挠性联轴器。波纹管能通过几乎没有间隙的倾斜轴传递转矩。国内已有波纹管联轴器产品，并有相关标准可选用。

图 1-7-239 是飞行速度指示表。飞机飞行的实际速度，通过它可立刻显示出来。此装置由三个基本的、相互作用的膜盒，即空气速度指示表 6，高度表 9 及空气温度表 3 组成。能自动修正空气密度的变化及高速时，空气的压缩性对波托管和测温泡的影响。

由波托管 13 感受到的冲压，使空速膜盒 6 膨胀而推动杠杆，依次转动中间摇臂轴 5、主摇臂轴 1、扇形齿轮 10 和指针轴小齿轮 11，使指针 12 转动。高度膜盒 9 和温度膜盒 3，在此系统中引入修正因素。这时箱中所有元件都处在等于由静压管路导入其他密封箱内时的静压之下。

随着高度增加压力减小，高度膜盒 9 就膨大，移动高度游标 7，使回转中间摇臂轴 5 的杠杆长度变短。

杠杆长度的变化与高度有

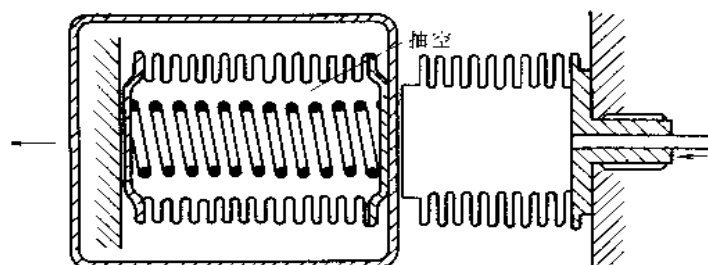


图 1-7-242 压力补偿器

图 1-7-242 为压力补偿器。周围压力的影响，使应力范围控制在压力表温度以下，因压力测定装置和压力表做成一体，所以可消除其影响。由于周围压力而产生的误差最大可不超过 1%。压力表的指示范围为  $-45 \sim 230^{\circ}\text{C}$ 。

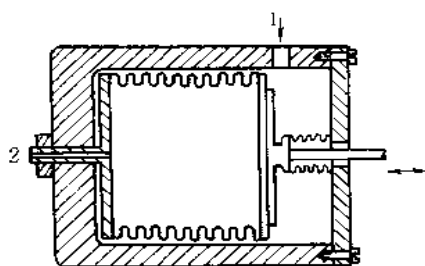


图 1-7-243 压力马达  
1—压力入口；2—出口

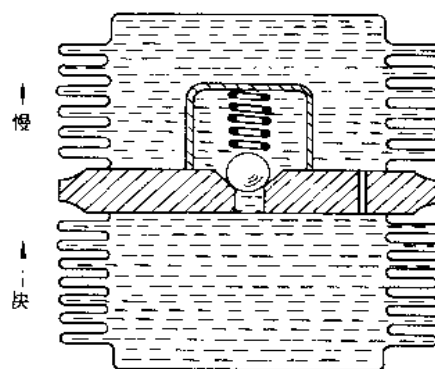


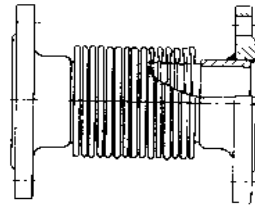
图 1-7-244 时间滞后机构

图 1-7-243 为压力马达。用波纹管代替活塞和气缸筒，不存在泄漏和摩擦的影响。不管行程长短，传递动作灵敏。

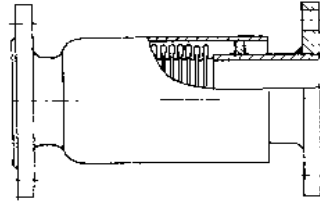
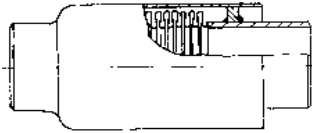
图 1-7-244 为时间滞后机构。充满液体的两个波纹管之间，设有单向阀和尺寸适当的抽气孔。向一个方向移动快，向另一个方向则慢。

#### 4.3 波纹管组成的伸缩节

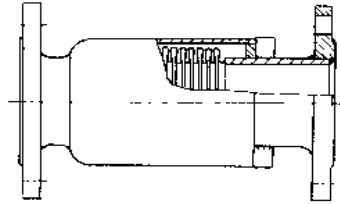
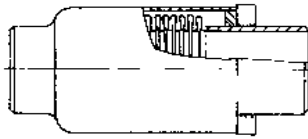
##### (1) 轴向伸缩节的型式



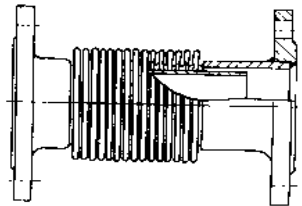
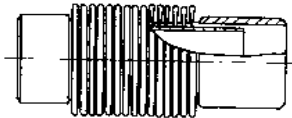
(a)



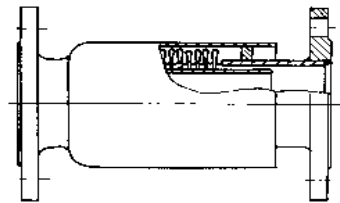
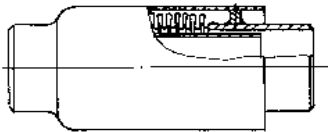
(b)



(c)



(d)



(e)

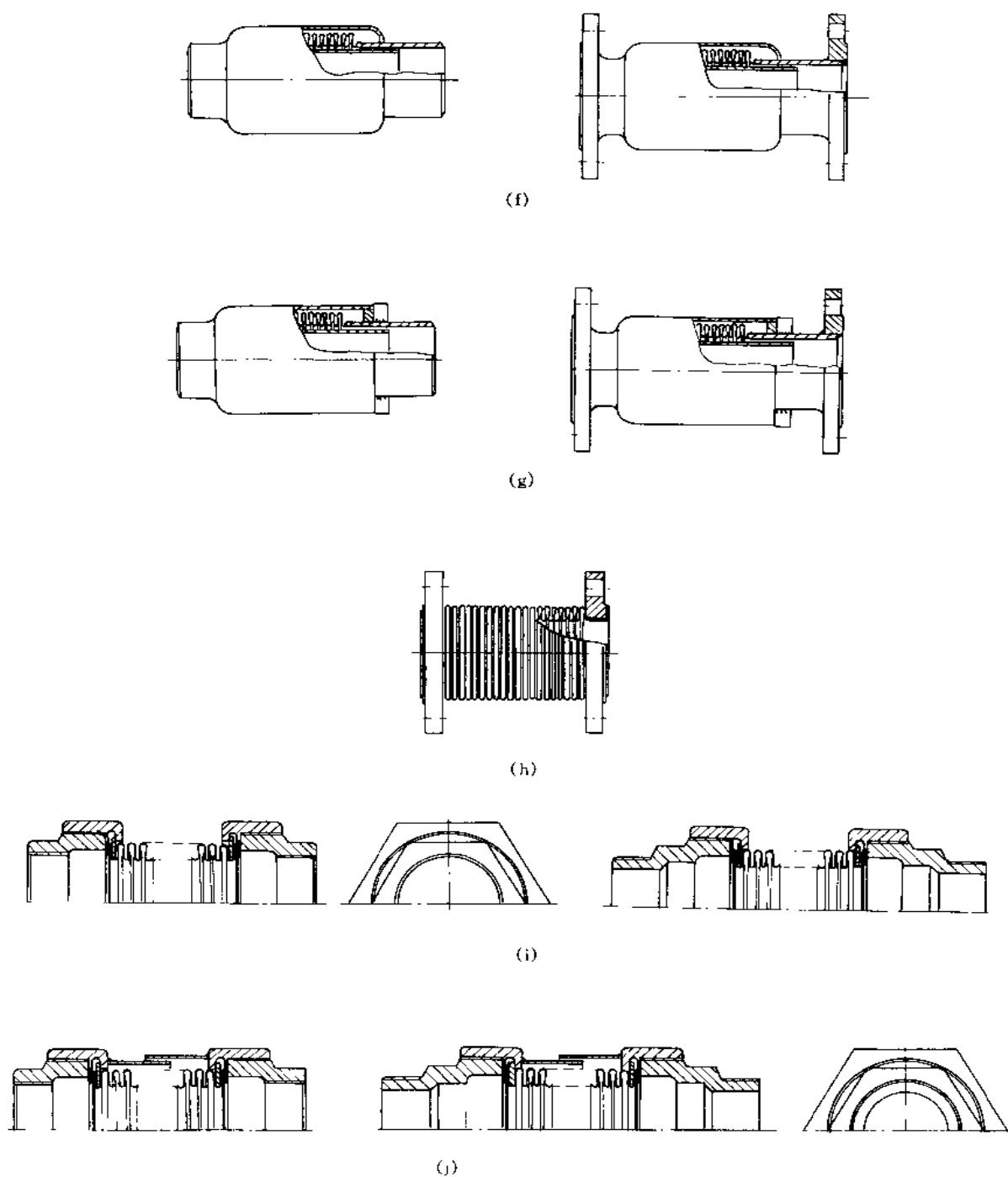


图 1-7-245 轴向伸缩节结构类型

(a) 轴向伸缩节；(b) 带外保护套的轴向伸缩节；(c) 预冷拔轴向伸缩节；(d) 带内保护套的轴向伸缩节；(e) 带内外保护套的轴向伸缩节；(f)、(g) 带内保护套、预冷拔、自动放松的轴向伸缩节；(h) 法兰支承内部全不锈钢的轴向伸缩节；(i) 带螺母及内外螺纹的轴向伸缩节；(j) 带螺母及内外螺纹与外保护套的轴向伸缩节

## (2) 轴向伸缩节的应用与安装

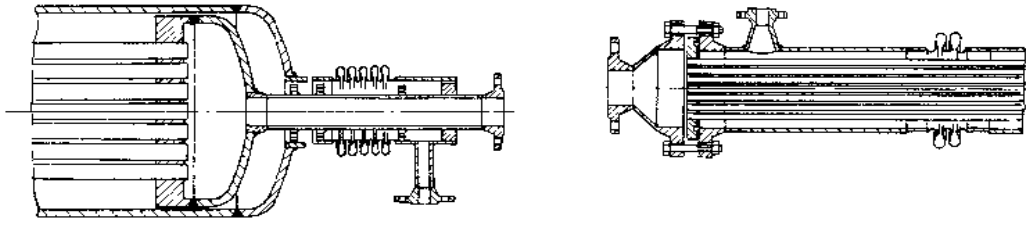


图 1-7-246 轴向伸缩节在大、小热交换器上的应用

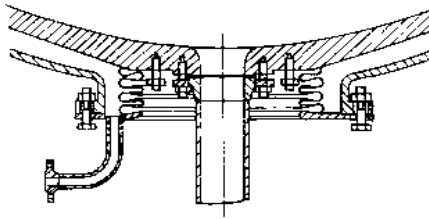


图 1-7-247 在带夹套的容器上的应用

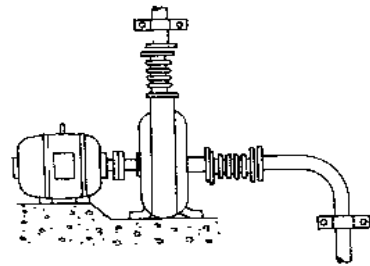


图 1-7-248 在泵上的应用

有一定数目回旋面的轴向伸缩节也能应用于低压抽真空管或排气管中，作为减震器吸收泵、压缩机或电机产生的轴向或横向的振动，如图 1-7-248 和图 1-7-249。

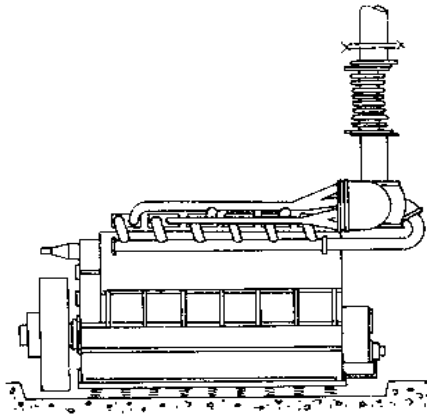


图 1-7-249 在压缩机上的应用

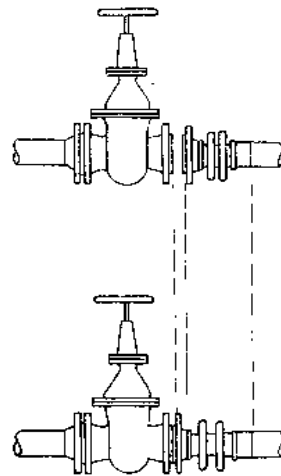


图 1-7-250 阀与埋地管线相连时的应用

图 1-7-250 表示轴向伸缩节的另一用途，当一设备（尤其是阀）与埋地管线相连时，移动设备或更换垫圈很困难，此时波纹管可作为一弹性元件提供 10~20mm 的空隙，但波纹管在此处安装时应处于拉伸状态，当设备螺栓松开时应缩回原状，在此系统中管子在两端应牢固地固定。



轴向伸缩节还可应用于船只或反应堆中的无密封管路，以保证安全，见图 1-7-251。

$$L_1 = 2 \times \text{管径} + \frac{\Delta}{2}$$

$$L_2 = 0.7 \times L_3$$

$$L_3 (\text{定位支撑间距}) = 400 \sqrt{D} \quad (\text{mm})$$

$\Delta$ ——管路实际膨胀量，mm。

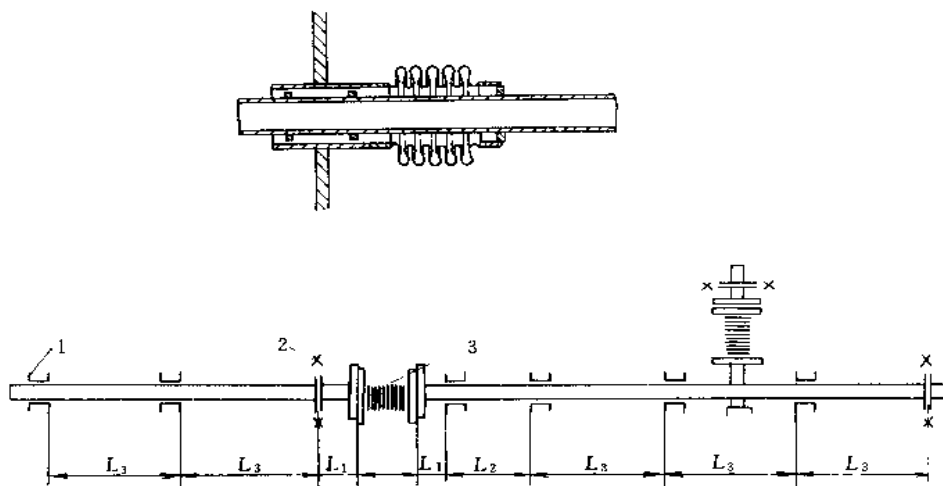


图 1-7-251 轴向伸缩节的安装  
1—定位支撑；2—固定支撑；3—轴向伸缩节

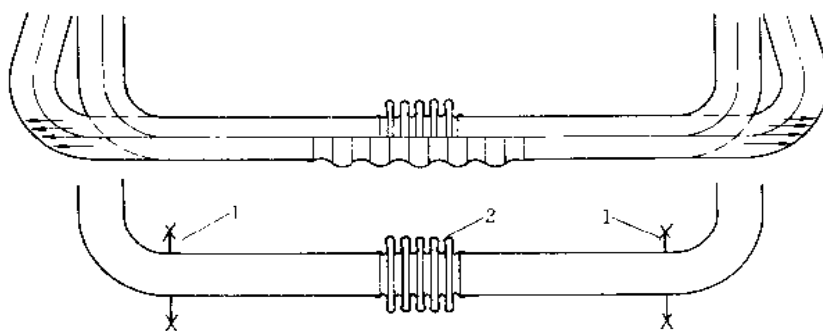


图 1-7-252 管内工作压力产生作用力情况及正确牢固方式  
1—主要固定支撑；2—轴向伸缩节

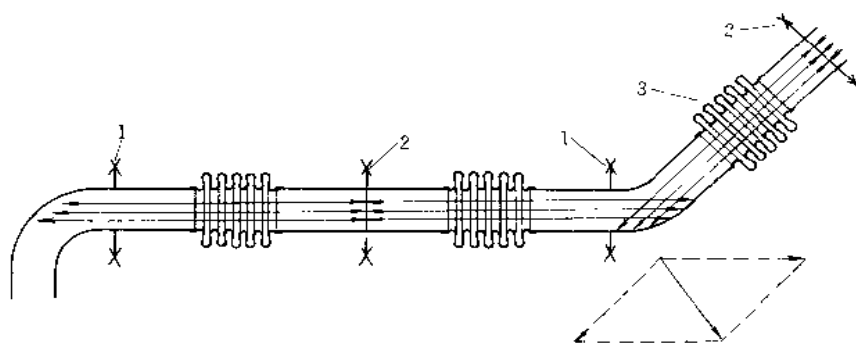
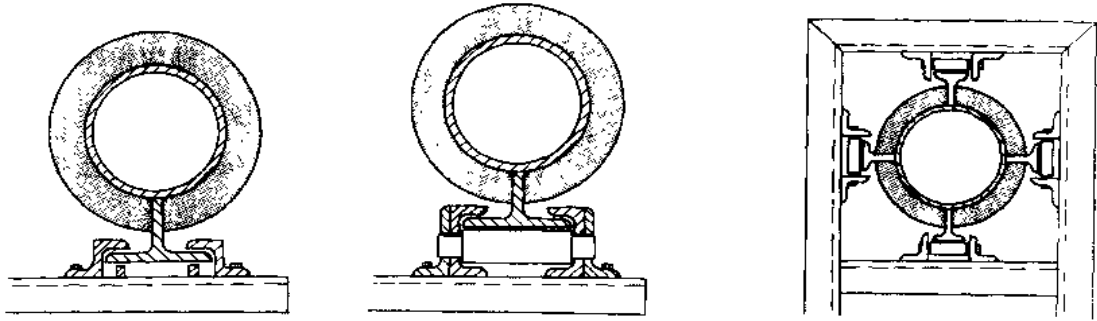


图 1-7-253 主要固定支撑和次要固定支撑的布置  
1—主要固定支撑；2—次要固定支撑；3—轴向伸缩节

主要的固定支撑安装在管路拐弯处、分支处和因压力而产生力的作用点处，见图 1-7-253，而次要的固定支撑分布在管路直线段，起部分平衡压力作用，主要承受伸缩节的弹力及定位对撑的摩擦力。



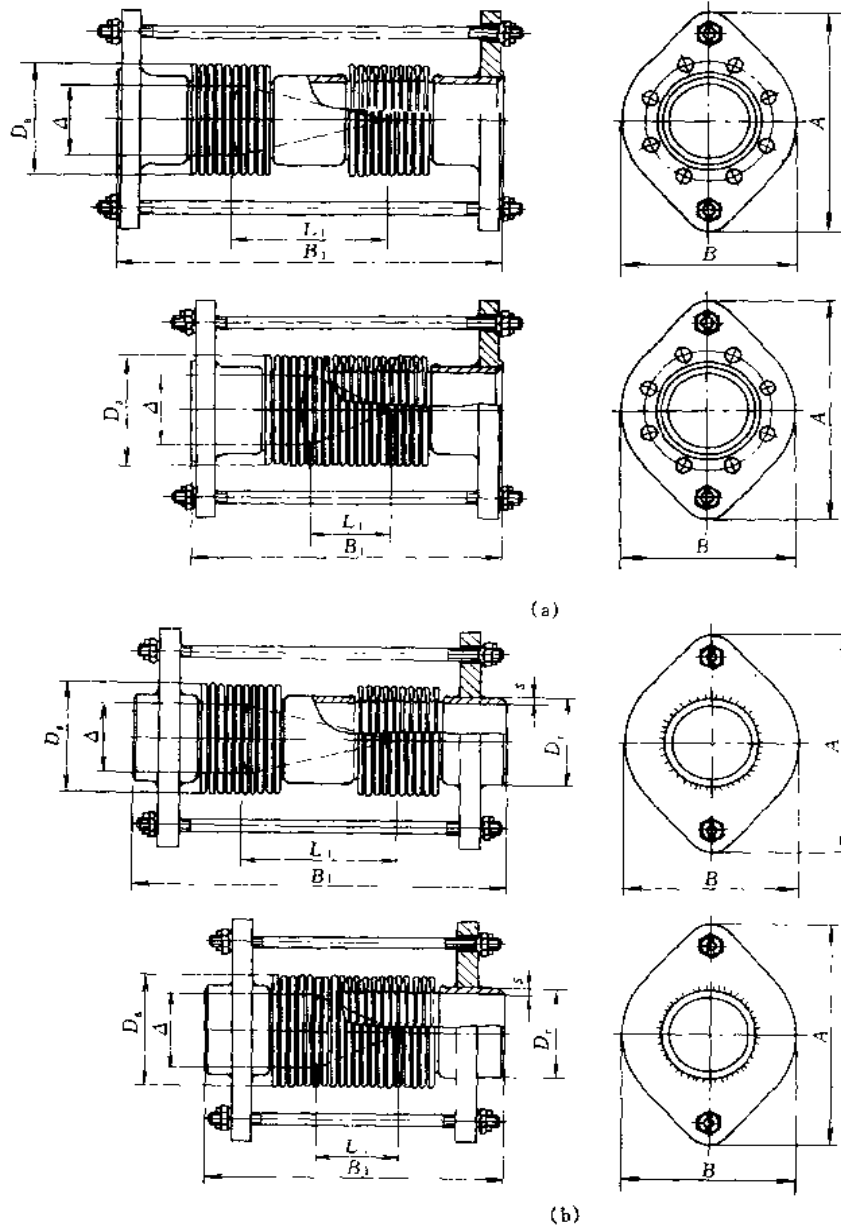
(a) 滑动支撑

(b) 用于轻、中载管路的滚动支撑

(c) 用于中、重载管路的滚动支撑

图 1-7-254 定位支撑型式

(3) 铰接伸缩节的型式



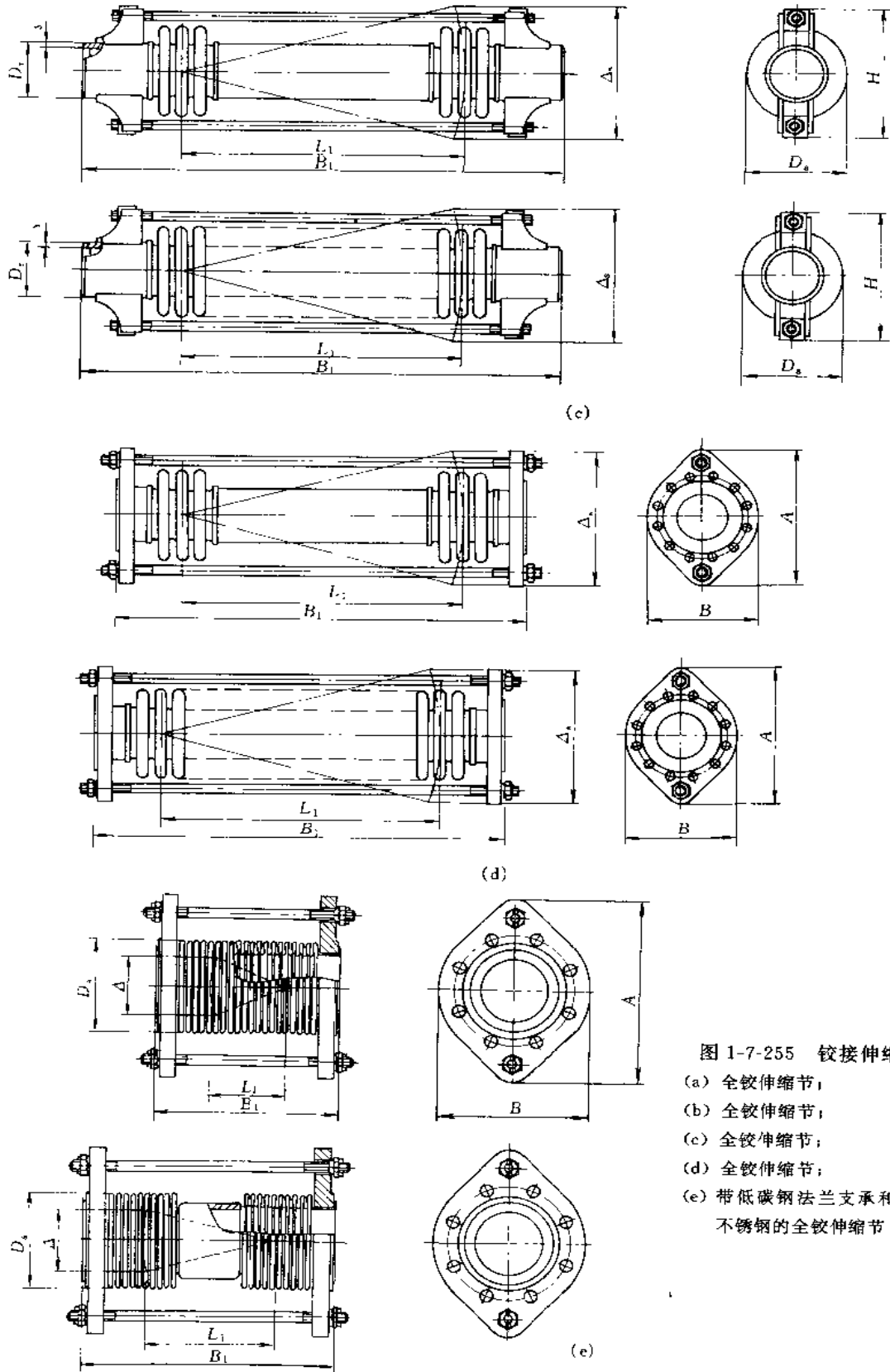


图 1-7-255 铰接伸缩节  
 (a) 全铰伸缩节;  
 (b) 全铰伸缩节;  
 (c) 全铰伸缩节;  
 (d) 全铰伸缩节;  
 (e) 带低碳钢法兰支承和内部  
 不锈钢的全铰伸缩节

## (4) 铰接伸缩节的应用与安装

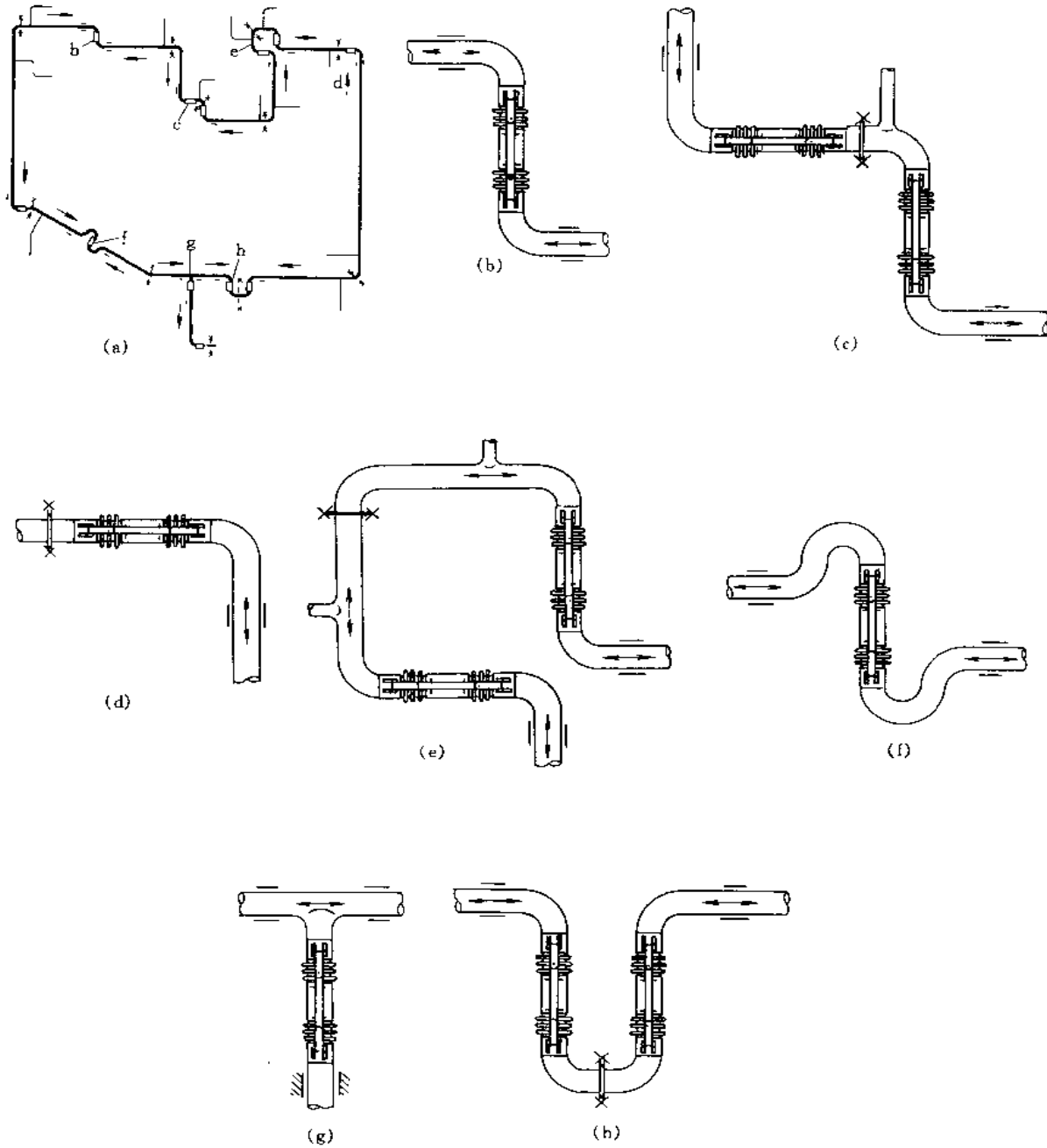


图 1-7-256 b~h 所示为铰接伸缩节的各种安装方式

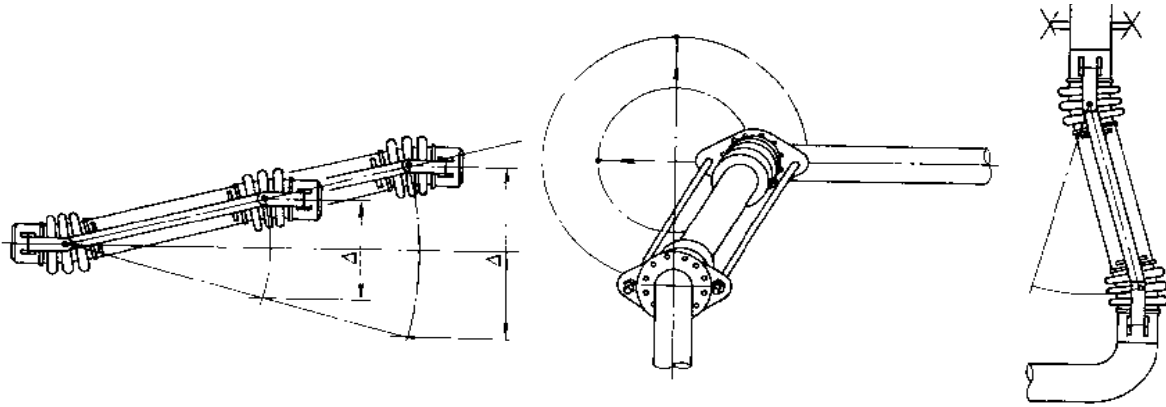


图 1-7-257 铰接伸缩节的工作原理

图 1-7-258 适用于任何方向的横向运动

图 1-7-259 用于一个平面的横向运动

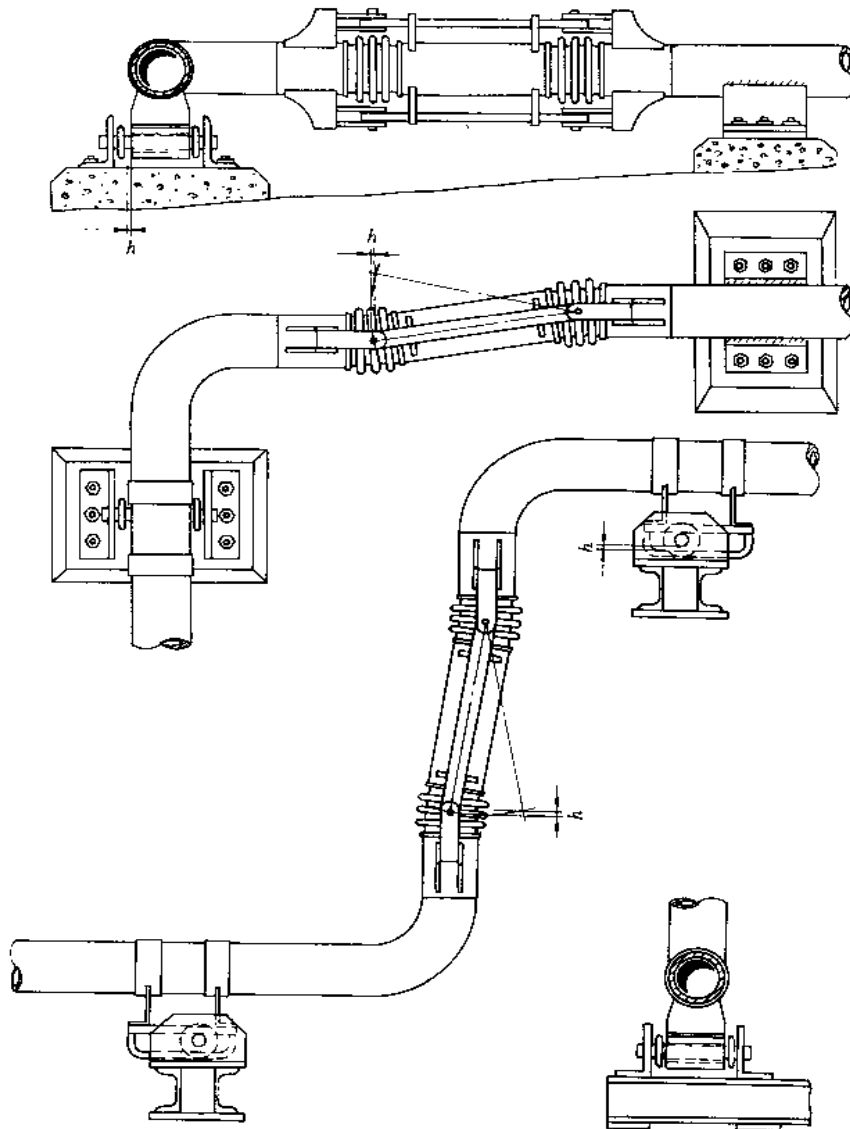


图 1-7-260 铰接伸缩节安装必需保证伸缩的弧高  $h$  所需间隙示意图

铰接伸缩节的工作原理与角度伸缩节一样，都是沿着波纹管的角度方向运动。其运动取决于波纹管中心线的长度，长度越长，波纹管所能延伸的长度越长，如图 1-7-257。

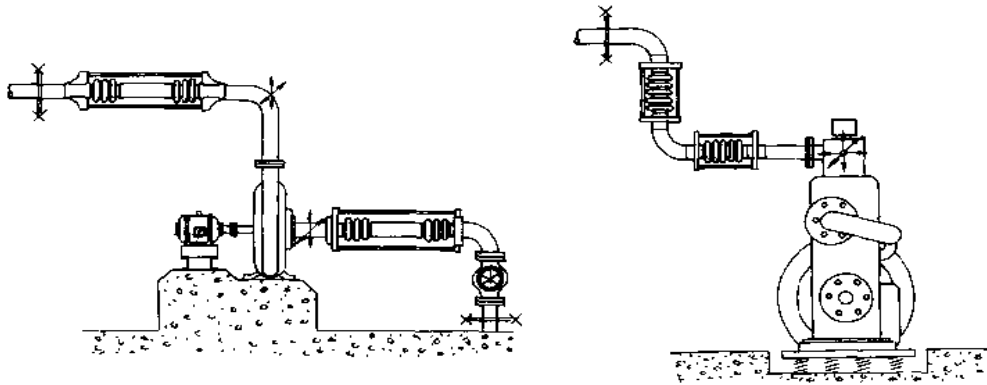


图 1-7-261 原动机固定在混凝土基础上      图 1-7-262 原动机固定在弹性基础上

原动机若固定在混凝土基础上，可安装一个全套铰接伸缩节，如图 1-7-261，若安装在弹性基础上，则需安装两个全套铰接伸缩节，如图 1-7-262，以吸收三个方向的振动。这时在伸缩节或伸缩节系统后需有一牢固的固定支撑。

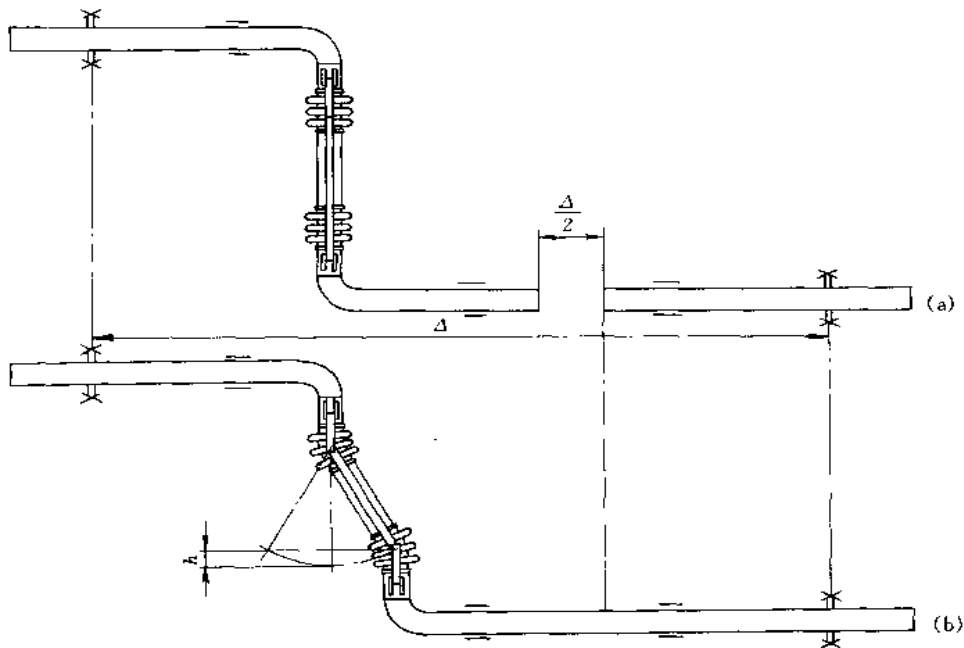


图 1-7-263 冷拔铰接伸缩节安装示意图

(a) 伸缩节安装在图示管路中央位置，并在管路中留一间隙  $\Delta/2$ ；(b) 全部管路安装好后，再推动管子补偿这一间隙，伸缩节变形所需力很小，不需另加设备

(5) 角度伸缩节和方向伸缩节的型式

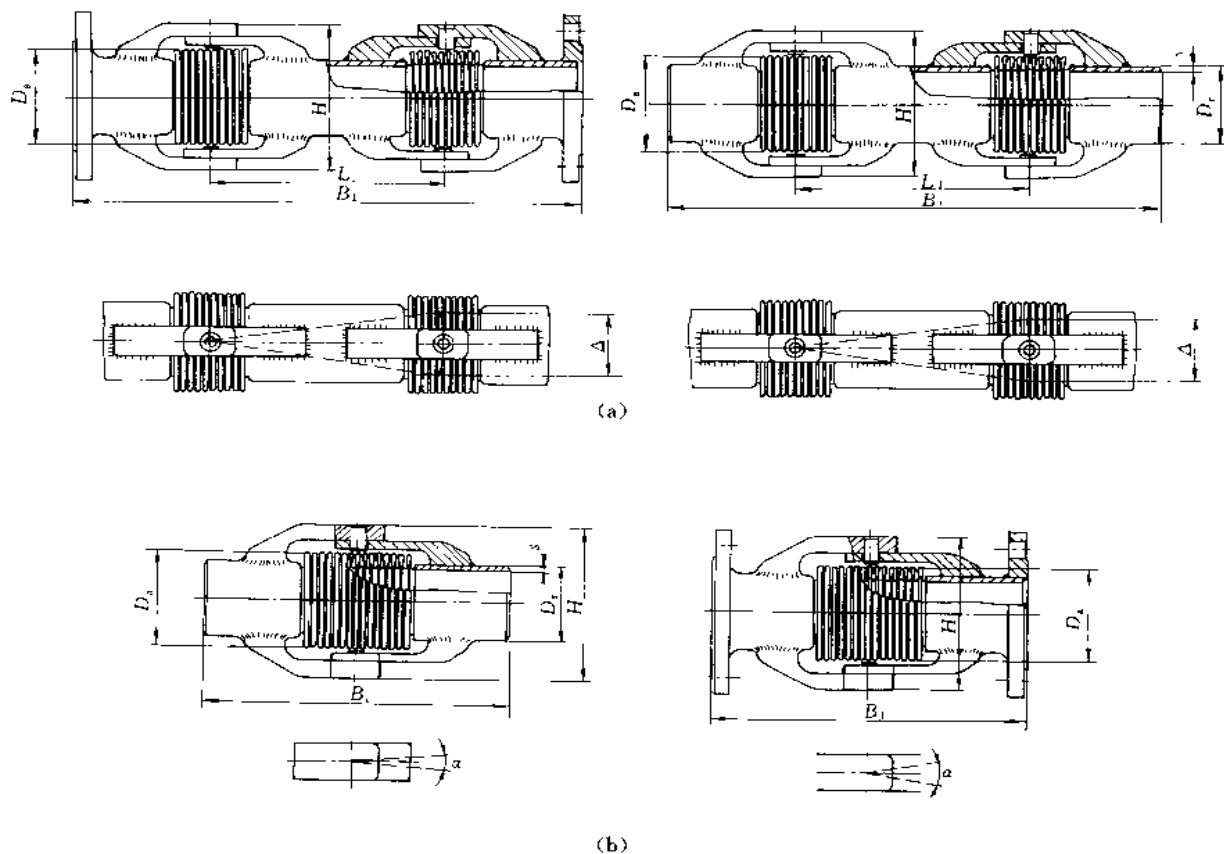


图 1-7-264 角度伸缩节  
(a) 双铰型; (b) 单铰型

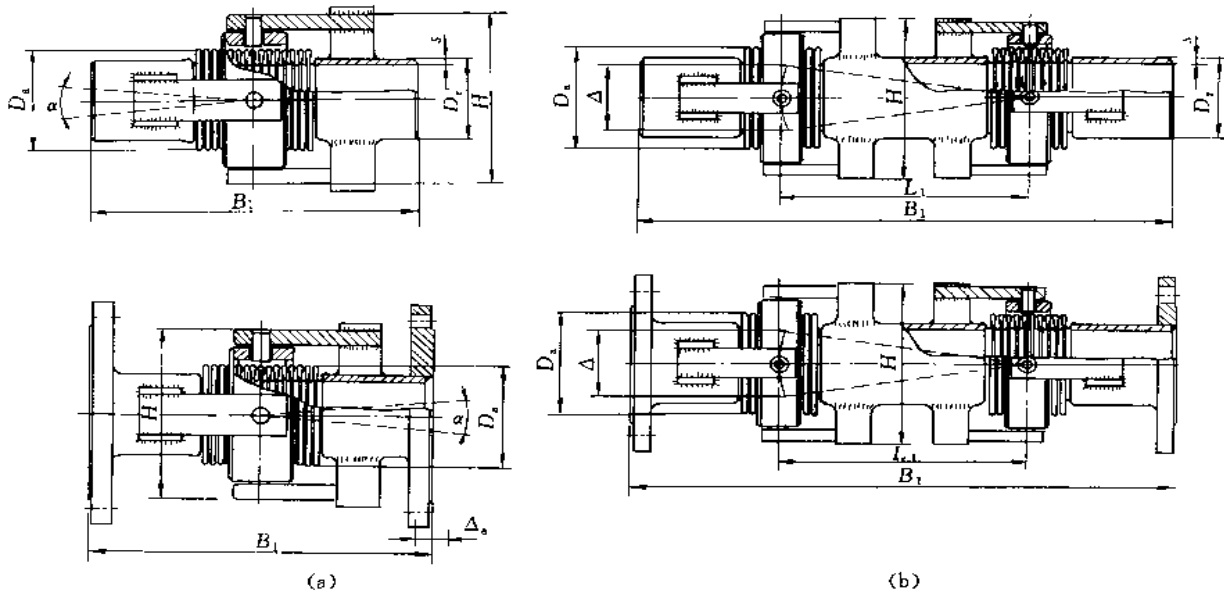


图 1-7-265 万向接头伸缩节  
(a) 单万向接头伸缩节; (b) 两个万向接头伸缩节

## (6) 角度伸缩节和万向伸缩节的安装

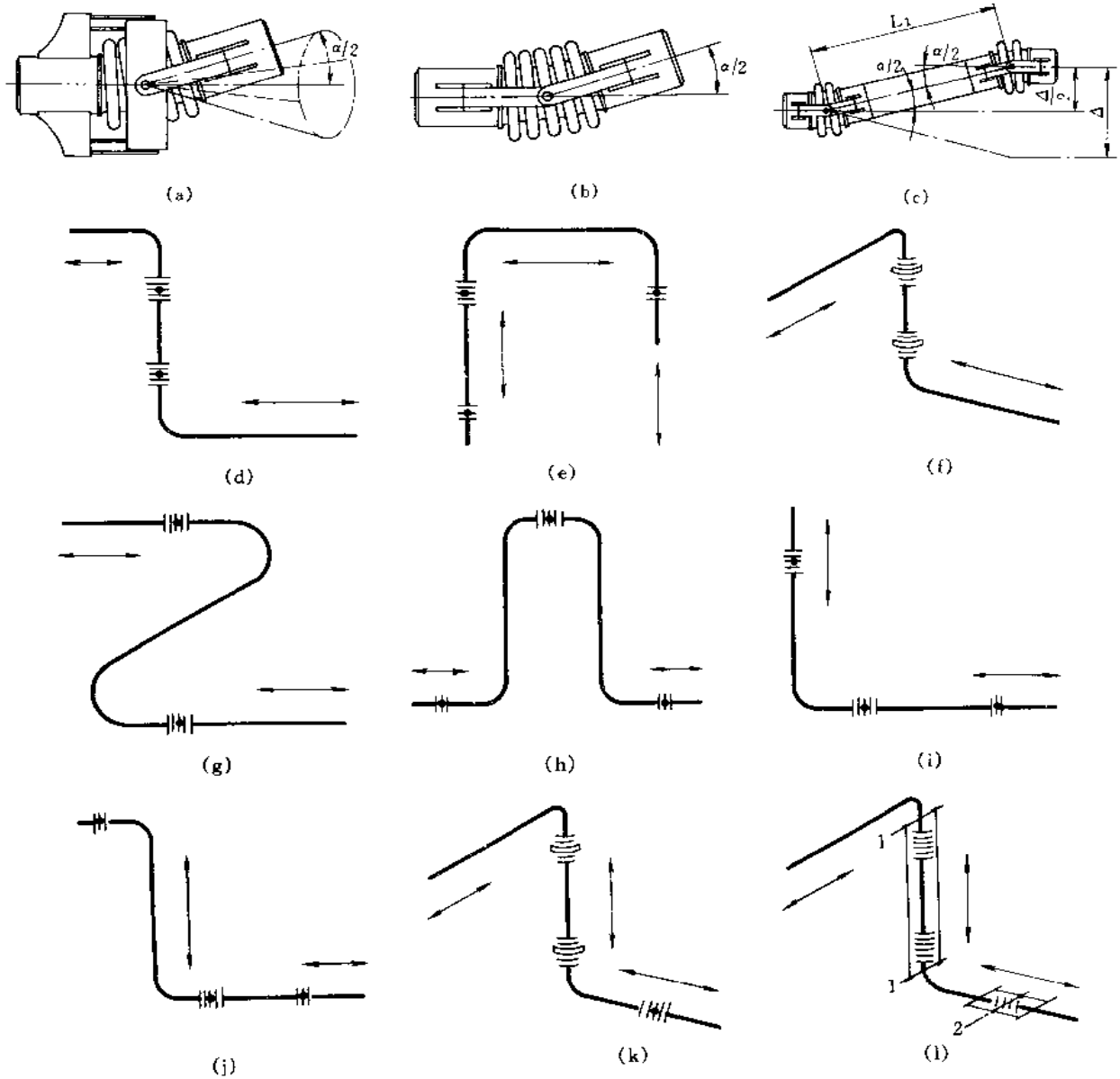
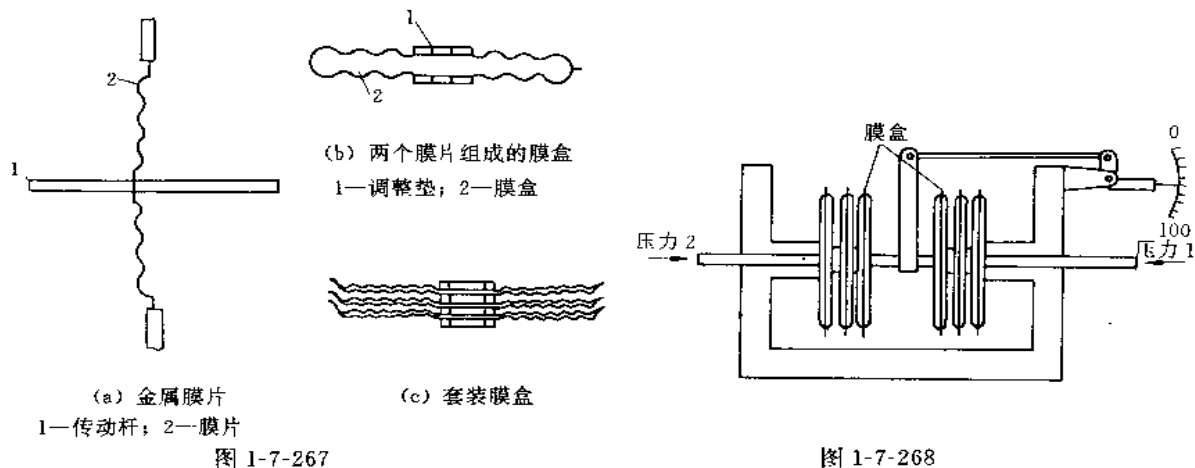


图 1-7-266 角度伸缩节的安装示意图

图 1-7-266d 适用于任意管长，管路走向改变时；e 适用于与容器相连的伸长补偿；f 适用于承受轴向  $90^\circ$  角度方向横向运动的短管路（在低压情况下可使用全套铰接伸缩节）；g 最大限度利用伸缩节间的中心距以承受大的延伸；h 用于管路偏移不方便的长管路中承受伸长；i 用于承受管路两方向的伸长；j 像 d 系统一样最大限度利用伸缩节间的中心距离，以承受大的延伸；但同时需另加一伸缩节，保证在垂直方向有伸长情况下两管路的平行；k 两个万向伸缩节及一个角度伸缩节，可承受三维运动，可用于承受延伸或减少对锅炉或压缩机的振动；l 用一个全铰接伸缩节和一个角度伸缩节，而且其球状拉杆（全铰伸缩节）的有效弯曲轴线 1，与角度伸缩节的拉杆轴线 2 必须平行，工作压力可达  $2.5\text{MPa}$  ( $25\text{atm}$ )。



## 4.4 利用膜盒的装置



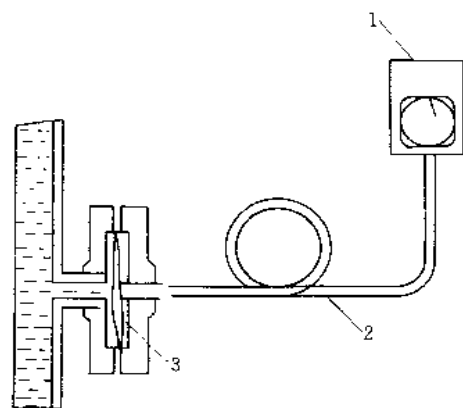
在图 1-7-267 中，图 a 为金属膜片，一般制成波状或是不规则的形状。而且可使传动杆的密封柔软而有弹性。

图 b 为用两个膜片组成的膜盒，周围通常用锡焊、铜焊等方法密封。

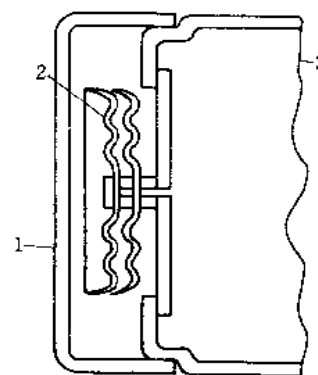
图 c 为套装膜盒，其体积小，并且能设计成耐高压而不损坏。

图 1-7-268 为用于差动压力表的膜盒，在对着安装膜盒的差动压力表上可装一个或许多膜盒。用多个膜盒可使指针摆动范围加大，所以把膜盒用到压力测定装置上比用波纹管能有更好的直线性。

任一膜盒所加给连杆机构的力等于膜片的全部有效面积（约为实际面积的 40%）和加于其上的单位压力之积。安全压力就是产生滞后现象或不起调节作用前膜片所能承受的最大压力。



1—压力表；2—连接毛细管；3—膜盒



1—端盖；2—套装膜盒；3—装满油的容器

图 1-7-269 中，膜盒压力表类似于温度表的作用，此处用压敏膜盒代替一般温度计的测温泡。膜盒中充满硅酮油之类液体，对周围温度和操作温度自行补偿。

若膜盒受到外部压力变化时，膜盒则扩大或缩小，以保持膜盒内外压力的平衡。

图 1-7-270 为充油装置的膨胀补偿器，使用套装膜盒，可以少占空间。图中，膜盒开着的一端和装置内的油相通，另一端被封闭。

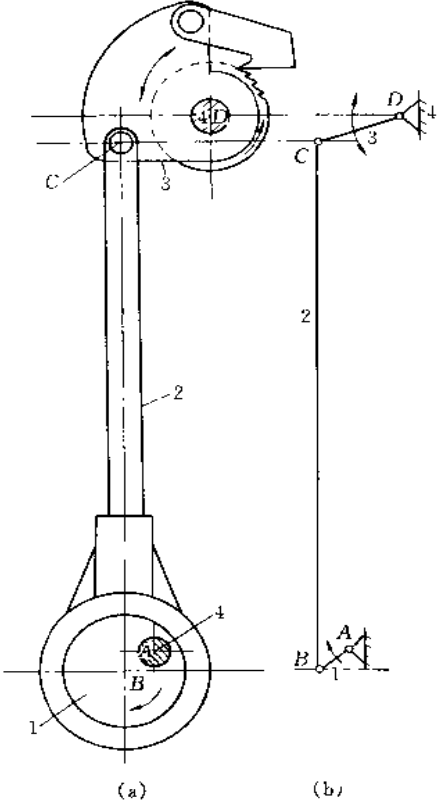
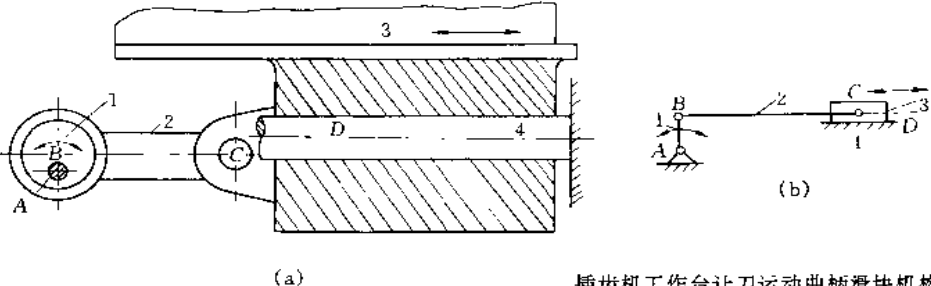
膜盒扩张，能防止因热膨胀而内部油压增大到危险的程度。用端盖保护膜盒。

# 第 8 章 连杆、凸轮、槽轮、飞轮等机构元件

## 1 平面连杆机构

### 1.1 平面连杆机构的主要类型

表 1-8-1 平面连杆机构的主要类型

类型	结构简图 (a) 及机构简图 (b)	基本元件
铰链四杆机构	 <p style="text-align: center;">(a) (b)</p> <p style="text-align: right;">机床中切进自动计数铰链四杆机构</p>	<p>1) 运动副：转动副、移动副等</p> <p>2) 构件：曲柄、连杆、滑块、导杆、支架等</p>
曲柄滑块机构	 <p style="text-align: center;">(a) (b)</p> <p style="text-align: right;">插齿机工作台让刀运动曲柄滑块机构</p>	

续表

类型	结构简图 (a) 及机构简图 (b)	基本元件
导杆机构		1) 运动副: 转动副、移动副等 2) 构件: 曲柄、连杆、滑块、导杆、支架等

自卸载重汽车液压翻斗导杆机构

## 1.2 连杆的主要结构型式

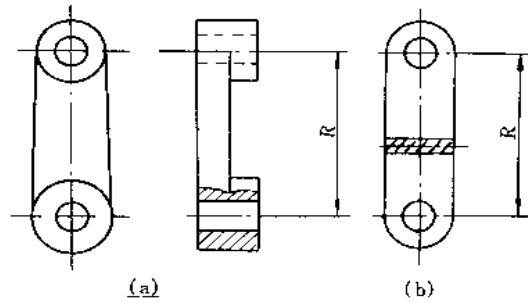


图 1-8-1 单杆式连杆

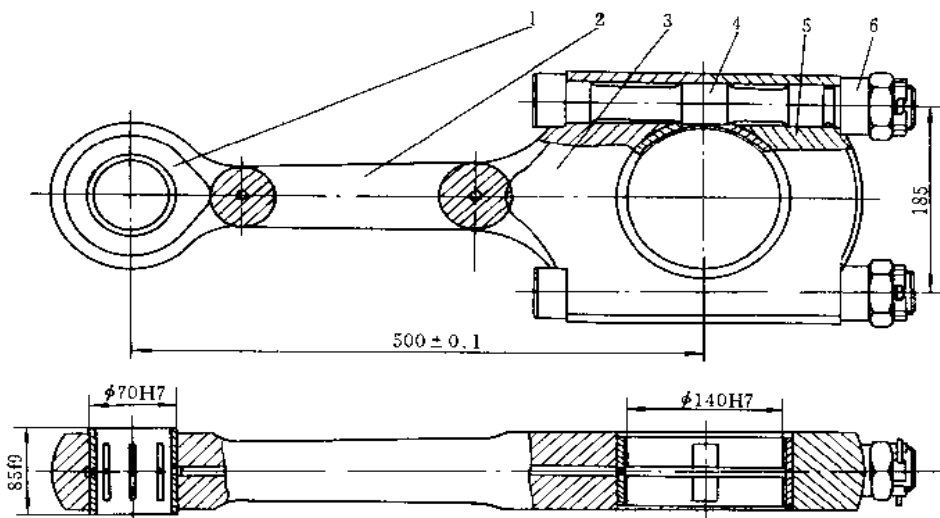


图 1-8-2 剖分式连杆

1—小头; 2—杆体; 3—大头; 4—连杆螺栓; 5—大头盖; 6—连杆螺母

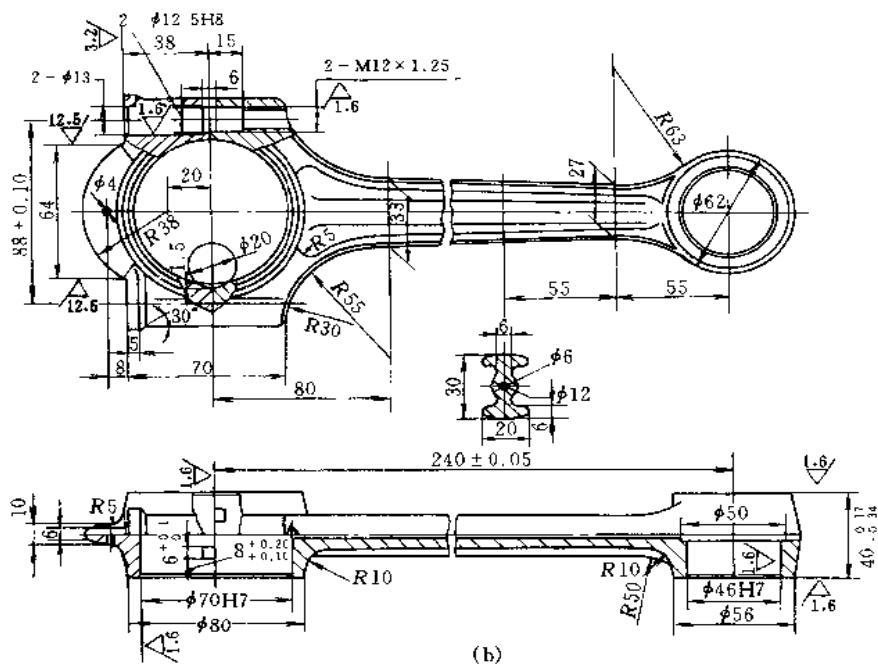
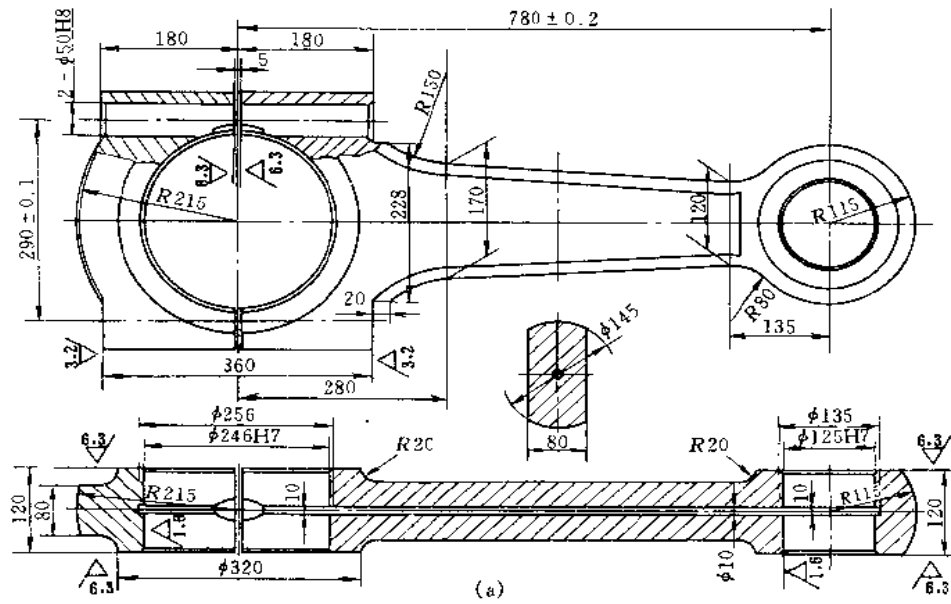


图 1-8-3 两种不同杆身截面的连杆  
 (a) 杆身截面为矩形；(b) 杆身截面为工字形

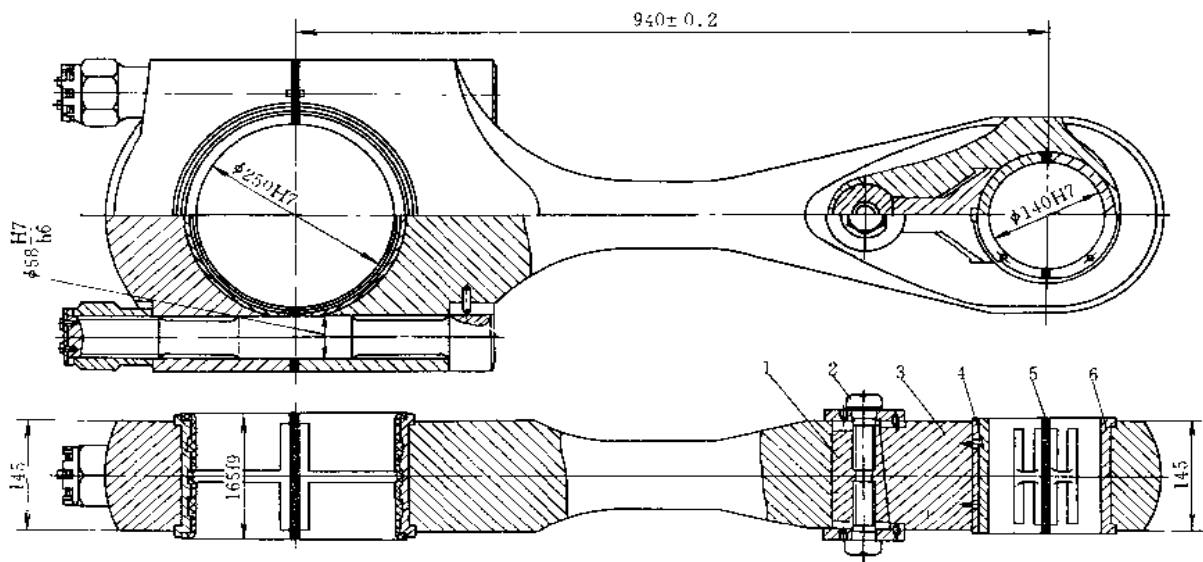


图 1-8-4 小头轴瓦可调整的连杆

1—斜铁；2—螺钉；3—垫铁；4—小头轴瓦（内侧）；5—轴瓦垫片；6—小头轴瓦（外侧）

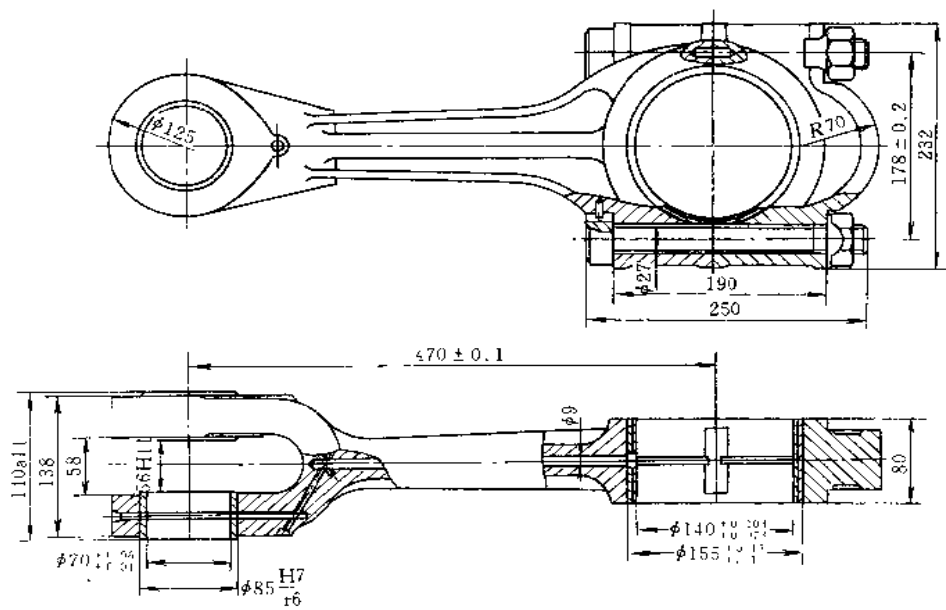


图 1-8-5 小头为叉形的连杆

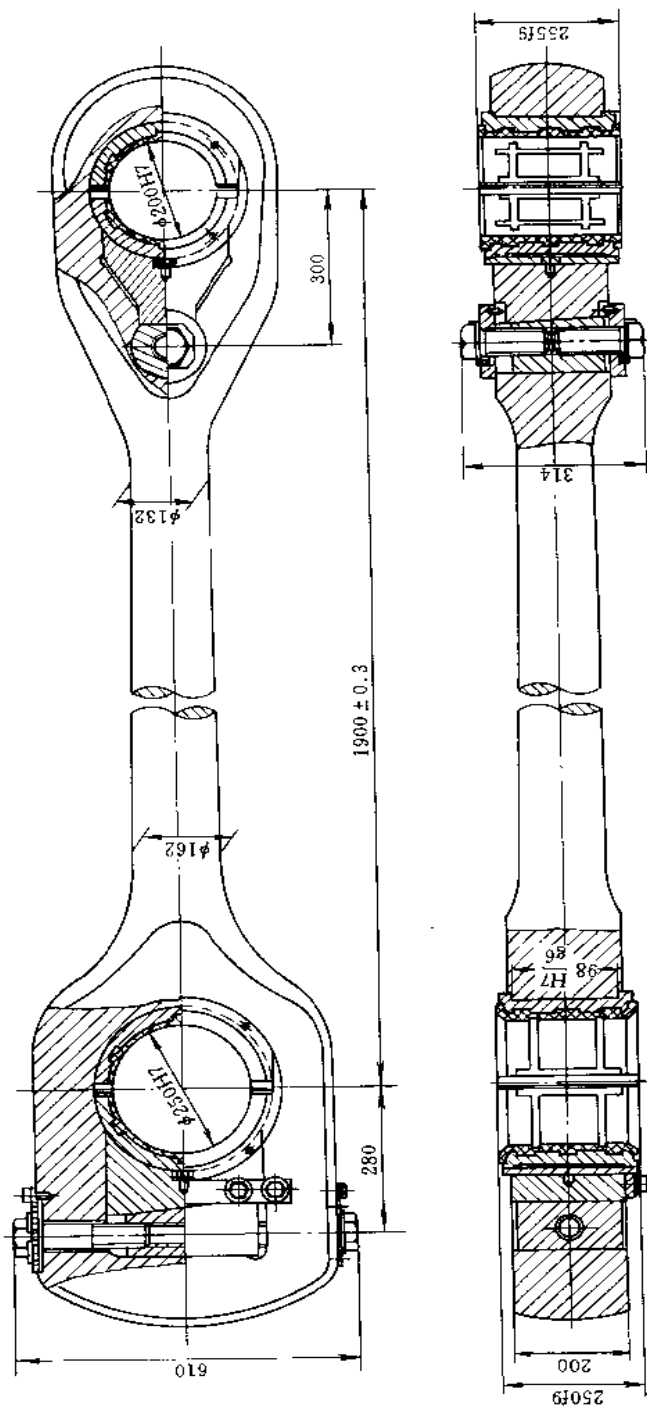


图 1-8-6 大头为闭式的连杆

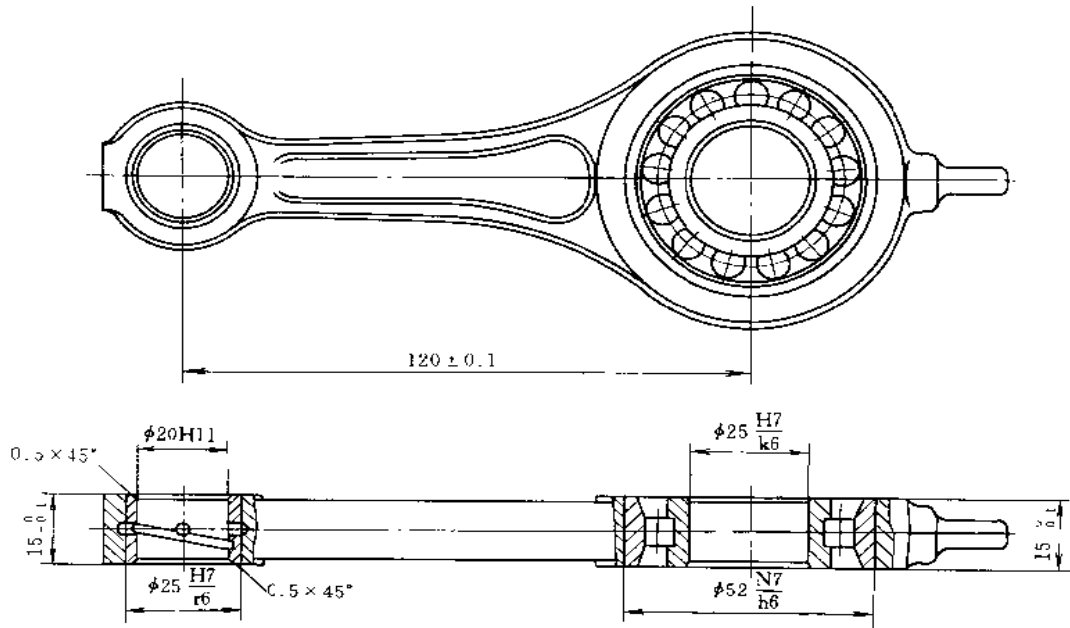


图 1-8-7 大头镶有滚动轴承的连杆

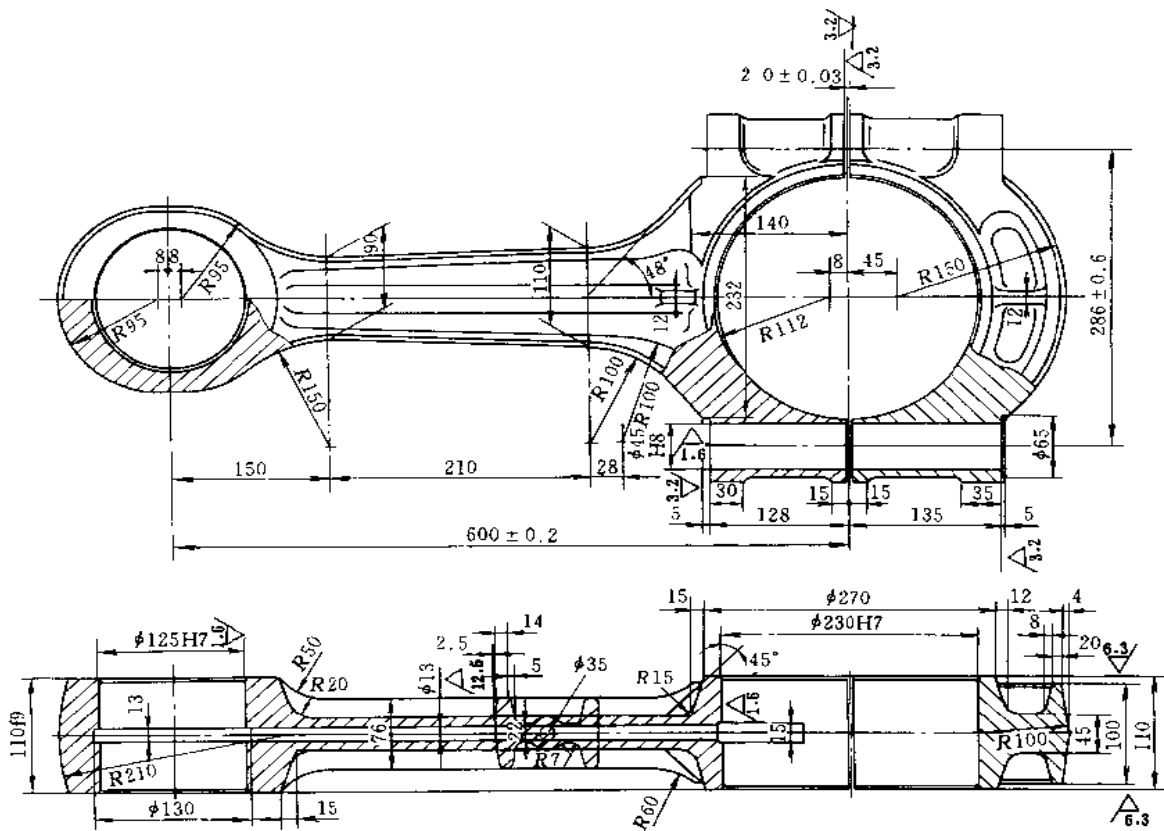


图 1-8-8 球墨铸铁连杆

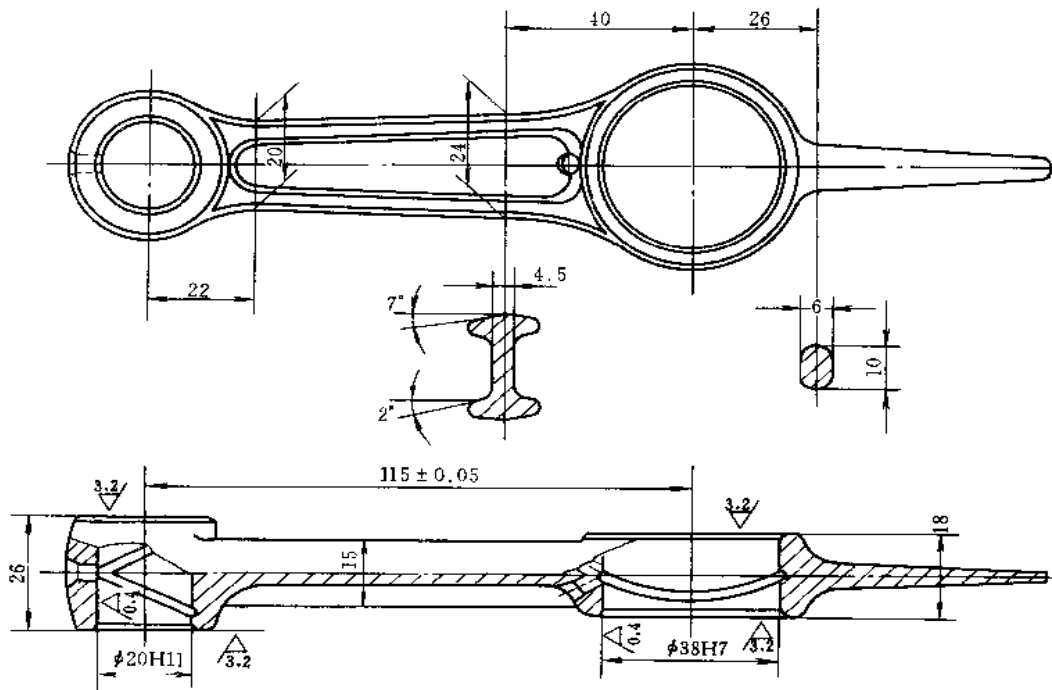


图 1-8-9 锻铝连杆

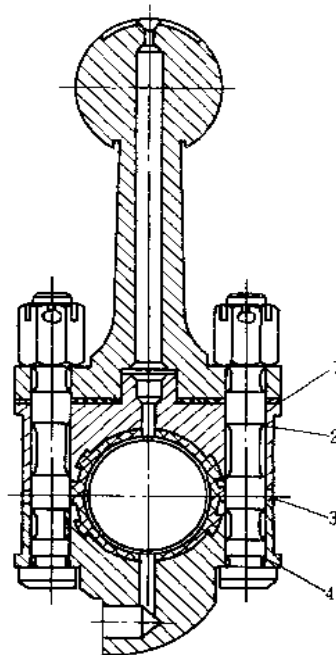


图 1-8-10 球形小头的连杆  
1—调整垫片；2—大头座；3—轴瓦垫片；4—大头盖



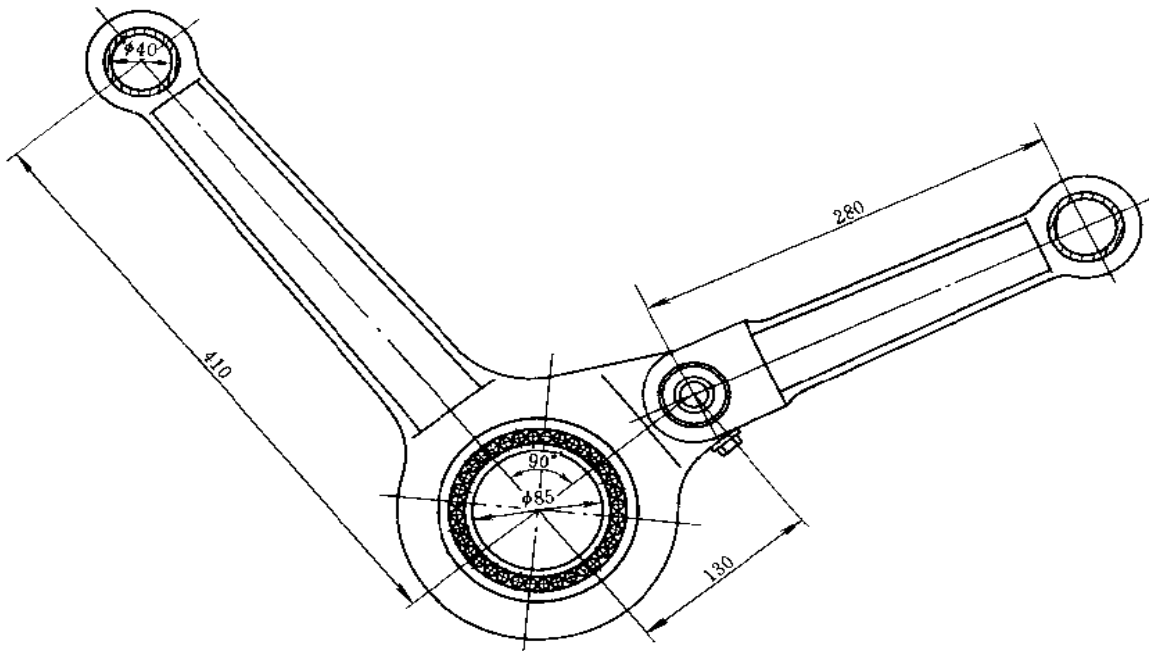


图 1-8-11 带有副连杆的连杆

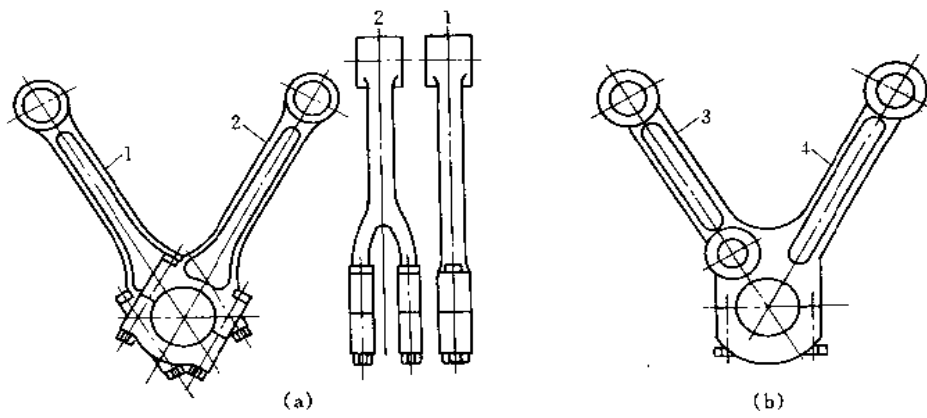


图 1-8-12 V 型发动机连杆  
 (a) 叉片式连杆; (b) 主副连杆  
 1—片式连杆; 2—叉式连杆; 3—副连杆; 4—主连杆

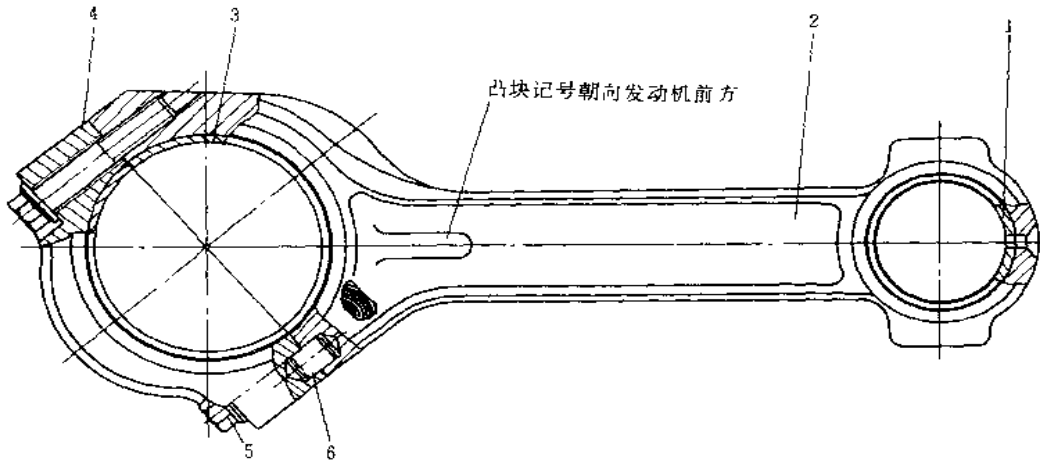


图 1-8-13 斜切口连杆 (瓦盖用销定位)

1—连杆小头衬套；2—连杆；3—连杆轴瓦；4—连杆盖；5—连杆螺栓；6—定位销

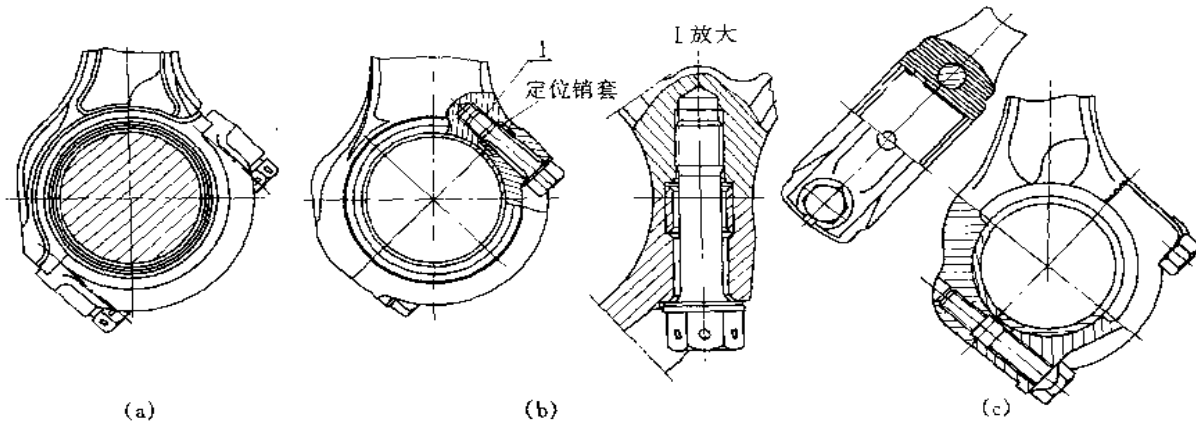


图 1-8-14 斜切口连杆大头的定位方式

(a) 止口定位；(b) 销套定位；(c) 锯齿定位

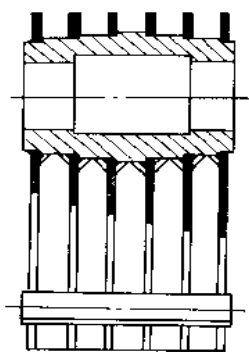


图 1-8-15 片式组合连杆

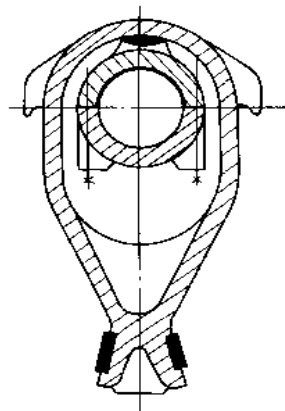
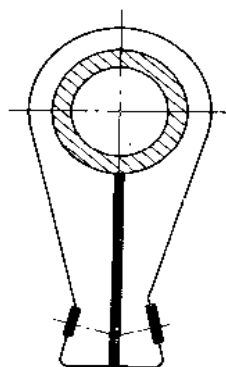


图 1-8-16 弓形连杆

图 1-8-15~图 1-8-19 是破碎机连杆, 要求传递力量大, 惯性作用小。因此, 在设计上多数是采用较好的材料及特殊的结构, 在保证机器正常工作的条件下, 尽量减轻连杆重量以减少惯性作用。

组合焊接连杆见图 1-8-15。其特点是传递力量大, 重量轻, 惯性小, 适合大型破碎机应用。

对于应用滚动轴承的连杆头, 最好采用整体结构, 因为它比剖分式结构重量轻, 结构简单, 制造容易。

弓形连杆(图 1-8-16)的特点是拉力不通过连接螺钉, 而是通过均匀的侧壁断面传递。此结构可省去大型连接螺钉, 从而简化了结构, 降低了重量。

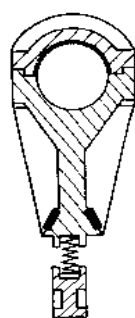
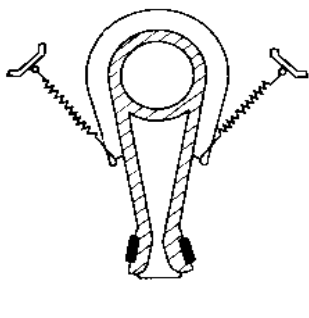


图 1-8-17 弹簧连杆

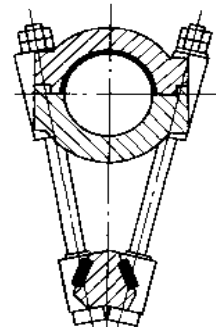
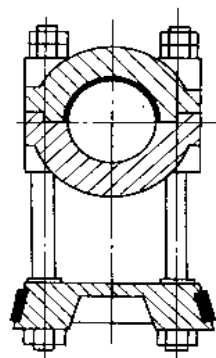


图 1-8-18 轻型组合连杆

为了减轻重量和降低较大的连杆的运动能量消耗, 而采用了压缩或拉伸弹簧来支撑连杆, 见图 1-8-17。

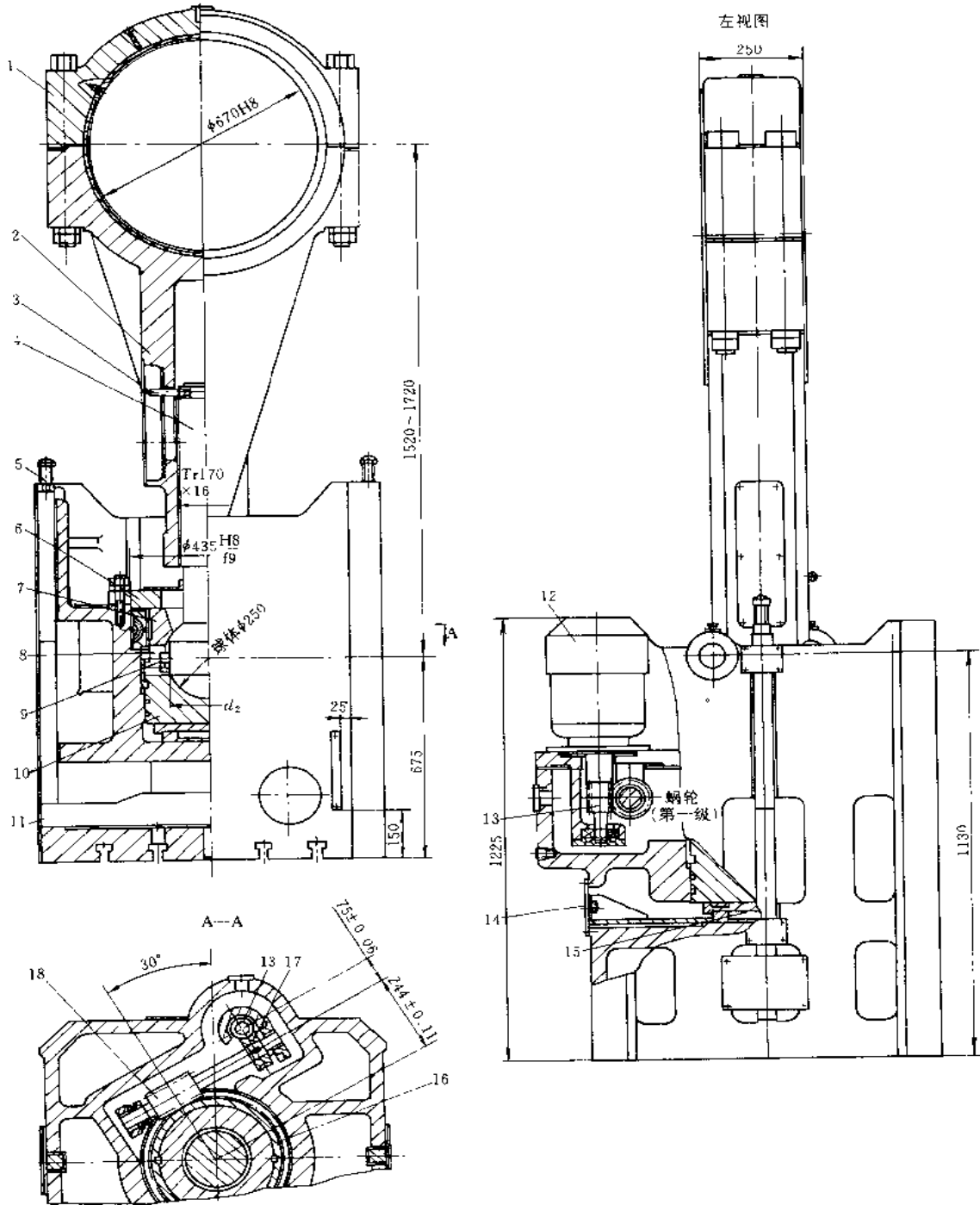


图 1-8-19 J31-250 型曲柄压力机的连杆滑块

1—连杆盖；2—连杆上段；3—撞杆；4—连杆下段（调节螺杆）；5—打料螺栓；6—平压盖；7—球形压盖；8—叉口；9—销子；10—下支承座；11—打料杆；12—调节电动机；13—螺杆（第一级）；14—窗口；15—压塌块；16—蜗轮（第二级）；17—蜗轮（第一级）；18—蜗杆（第二级）

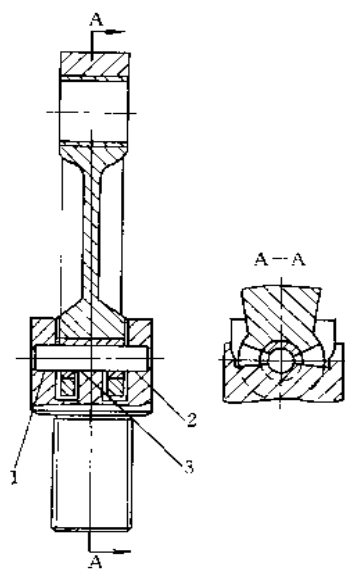
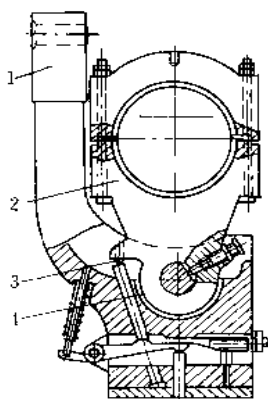


图 1-8-20 三点传力的连杆

1—支承点 1；2—支承点 2；  
3—支承点 3

图 1-8-21 热模锻压力  
机的连杆滑块

1—象鼻式滑块；2—连杆；  
3—凸块；4—圆柱面

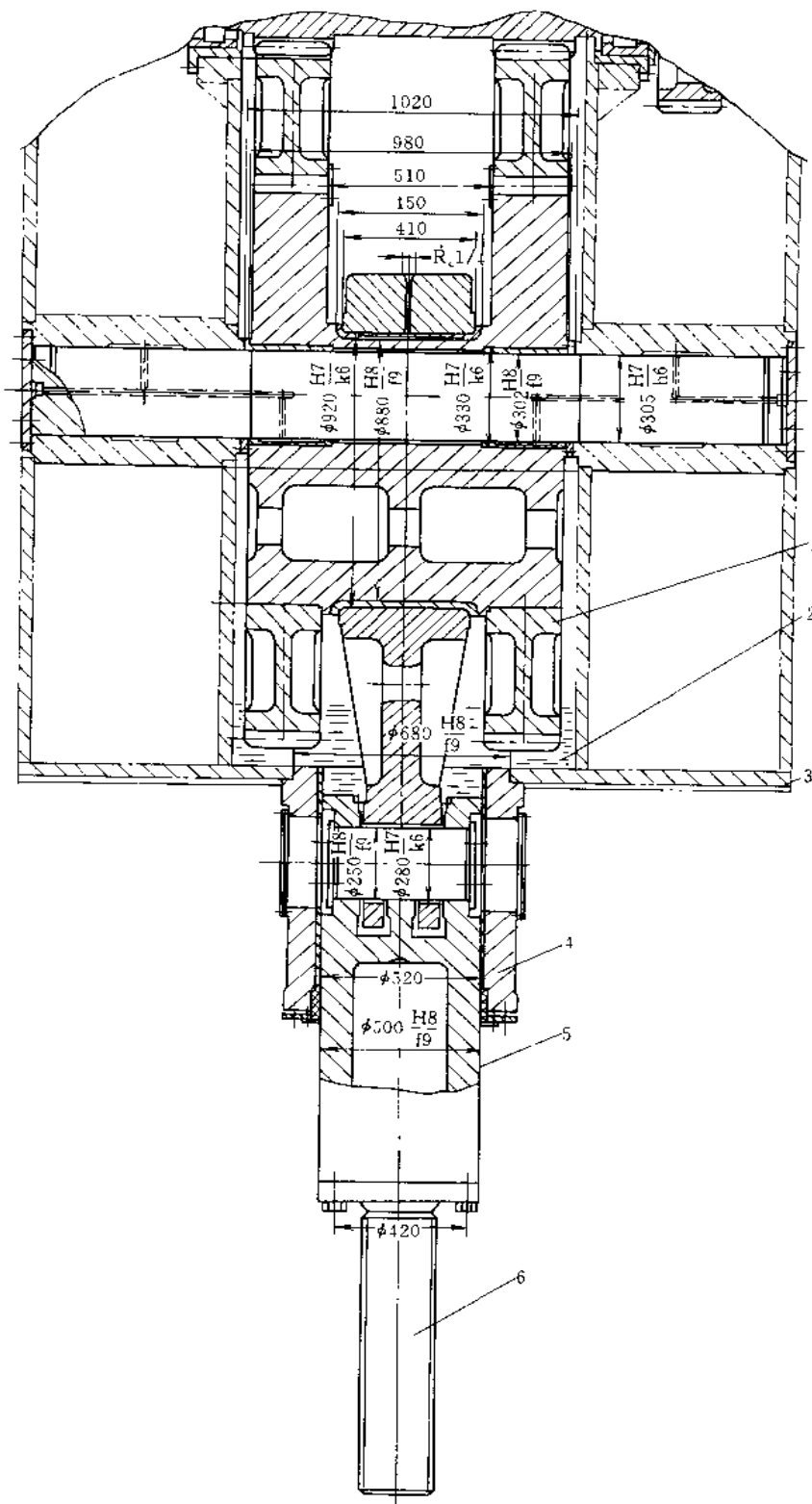


图 1-8-22 导柱式连杆

1—大齿轮；2—润滑油；3—上横梁；4—导向套筒；5—导柱；6—调节螺杆





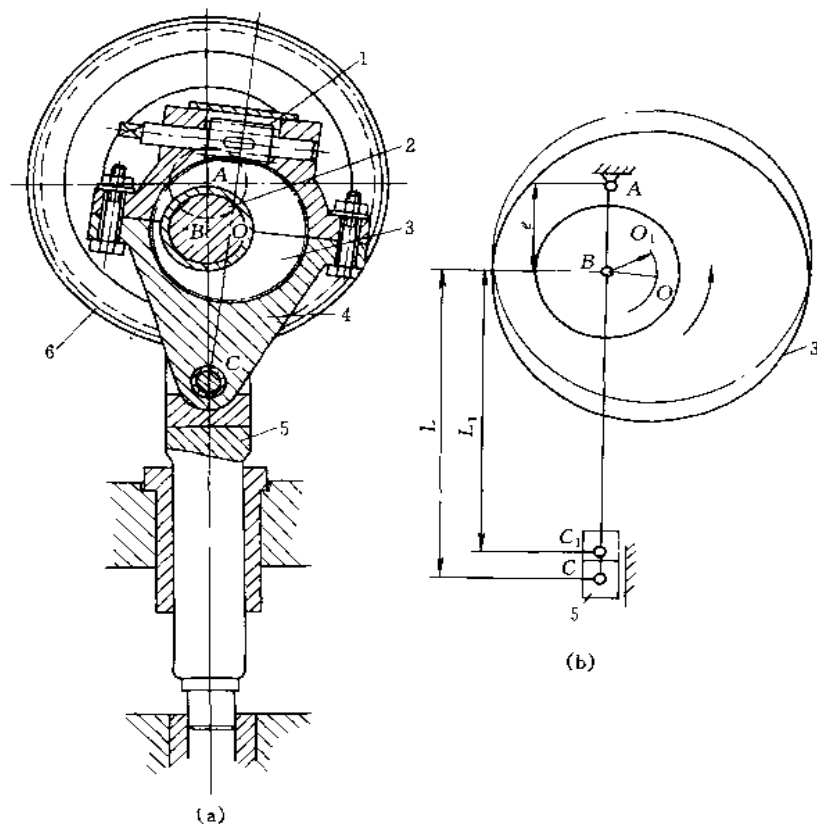


图 1-8-25 连杆长可调的结构

(a) 结构图; (b) 运动简图

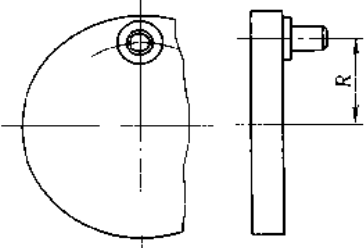
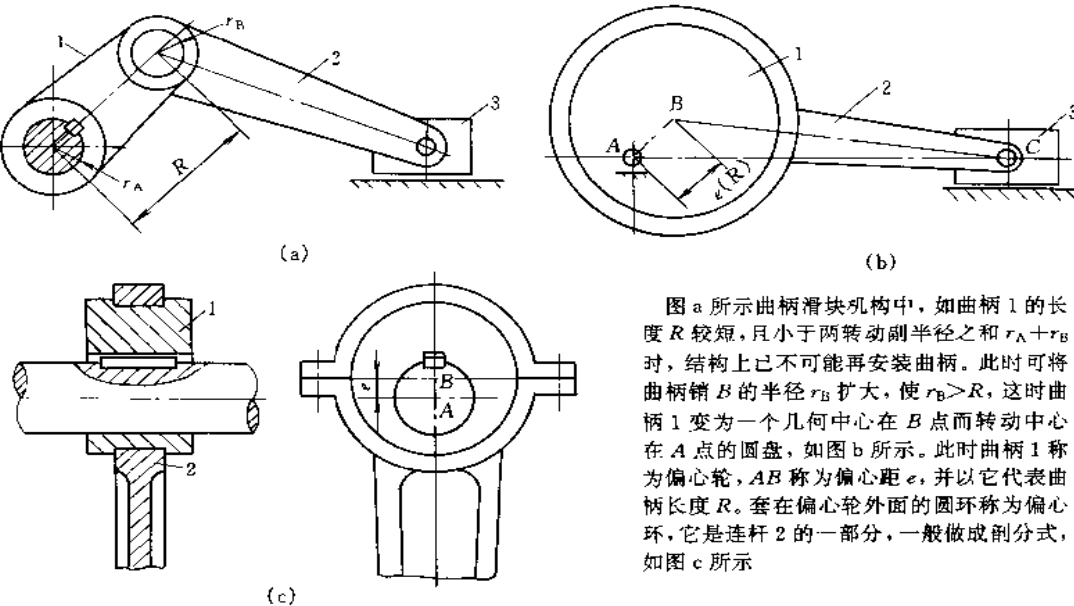
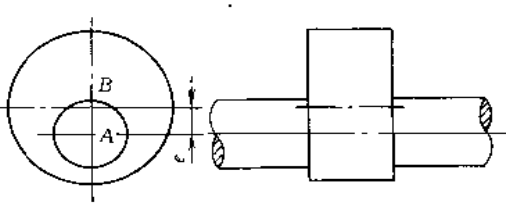
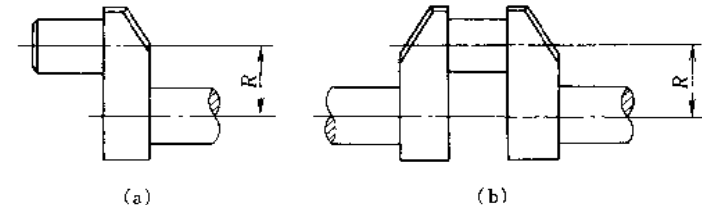
1—蜗杆; 2—曲轴; 3—偏心轮; 4—连杆; 5—冲头; 6—大齿轮

图 1-8-25 为连杆长可调的结构, 大齿轮带动曲轴 2, 支承轴颈的轴心为  $A$ , 中间轴颈的轴心为  $B$ , 二轴颈间的偏距  $e$  ( $\overline{AB}$ ) 即为曲柄长。在中间轴颈上安装有几何中心为  $O$  的偏心轮 3, 它的外圆柱表面带有蜗轮齿, 并与蜗杆 1 相啮合, 偏心轮 3 同时与剖分式连杆 4 相连接。蜗杆轴支承在连杆盖上, 连杆 4 和冲头 5 (滑块) 构成转动副, 中心为  $C$ 。由图 1-8-25b 所示的运动简图可知, 连杆长为  $\overline{BC}$ 。生产中为了调节上下模间的闭合高度, 可转动蜗杆 1, 使偏心轮 3 绕轴心  $B$  转动, 设逆时针方向转过某一角度, 如图 b 中所示的几何中心的位置, 转至  $O_1$ , 此时转动副中心  $C$  相应地上升至  $C_1$ , 因此连杆长度由  $L$  ( $\overline{BC}$ ) 缩小为  $L_1$  ( $\overline{BC_1}$ )。应用于连杆长度可调的压力机上。



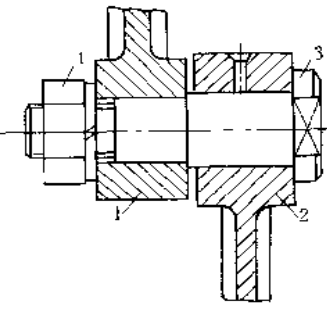
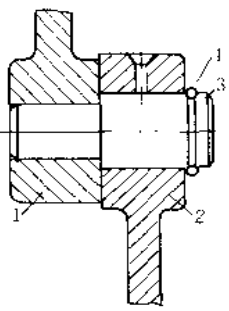
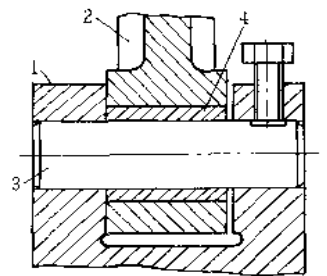
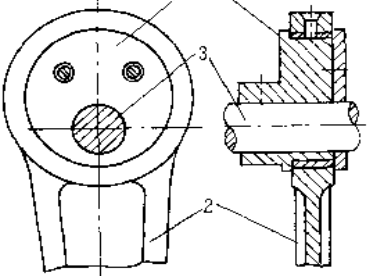
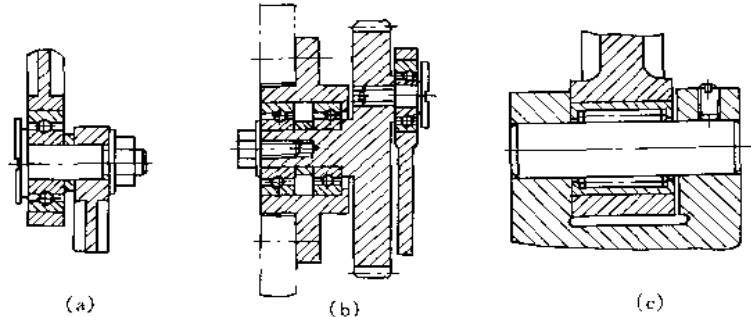
## 1.3 曲柄的主要结构型式

表 1-8-2 曲柄的主要结构型式

类型	结 构 简 图
杆状	型式类似“偏心轮式”一栏中图 a 所示件 1, 曲柄长度以两转动副中心间距离 $R$ 表示
圆盘式	 <p>曲柄本身是一个带轮或齿轮, 在圆盘上距轴心 <math>R</math> 处装有销轴, 它与其他构件组成转动副, 曲柄长度以 <math>R</math> 表示, 由于圆盘质量分布均匀, 故适于高速运转</p>
偏心轮式	 <p>图 a 所示曲柄滑块机构中, 如曲柄 1 的长度 <math>R</math> 较短, 且小于两转动副半径之和 <math>r_A + r_B</math> 时, 结构上已不可能再安装曲柄。此时可将曲柄销 <math>B</math> 的半径 <math>r_B</math> 扩大, 使 <math>r_B &gt; R</math>, 这时曲柄 1 变为一个几何中心在 <math>B</math> 点而转动中心在 <math>A</math> 点的圆盘, 如图 b 所示。此时曲柄 1 称为偏心轮, <math>AB</math> 称为偏心距 <math>e</math>, 并以它代表曲柄长度 <math>R</math>。套在偏心轮外面的圆环称为偏心环, 它是连杆 2 的一部分, 一般做成剖分式, 如图 c 所示</p>
偏心轴式	 <p>当偏心轮与曲柄轴制成一体时, 称偏心轴, 如图示。当曲柄装在轴的中间而不是轴的两端时, 曲柄转动时常易与连杆相碰, 这时需采用偏心轮或偏心轴式结构</p>
曲轴式	 <p>图 a 所示连杆可为整体式, 结构简单, 但由于是悬臂结构, 强度及刚度均较差。图 b 所示结构在动力机械中常用, 曲轴在中间轴颈处与连杆相连, 因此必须用剖分式连杆。高速运转的曲轴必须配备平衡质量</p>

1.4 转动副的主要结构型式

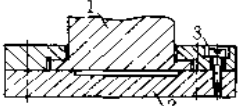
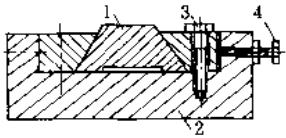
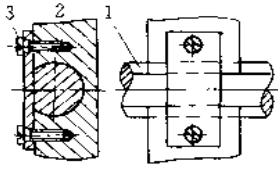
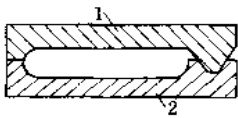
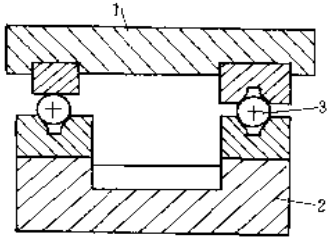
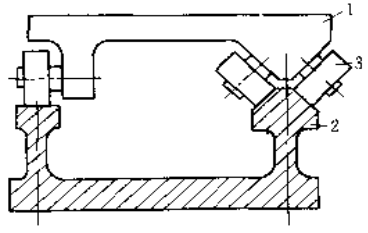
表 1-8-3 转动副的主要结构型式

类型	结构图	类型	结构图
螺母并紧式 滑动轴承式 转动副 具有轴衬式	<p>结构简单，轴承间隙对构件间的运动精度影响较大</p>  <p>构件 1 与 2 用销轴 3 连接，并用螺母 4 锁住，构件 2 与销轴 3 为间隙配合</p>	压配式	 <p>构件 1 与销轴 3 为压配，构件 2 与 3 为间隙配合，4 为轴用弹性挡圈</p>
	 <p>构件 2 的孔内压配有含油轴衬或铜轴衬 4</p>	整体偏心盘式	 <p>偏心盘 1 紧固在轴 3 上，与连杆 2 为间隙配合</p>
滚动轴承式转动副	<p>摩擦损失小，运动副间隙小，但结构尺寸较大。a 为单排球轴承式，b 为双排球轴承式，c 为滚针轴承式</p>  <p>(a) (b) (c)</p>		

剖分式偏心盘式：见表 1-8-2 “偏心轮式”一栏中图 c

## 1.5 移动副、滑块和导路的主要结构型式

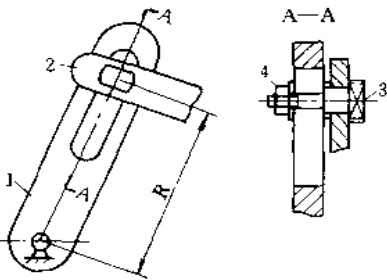
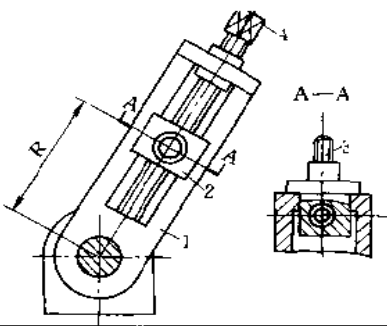
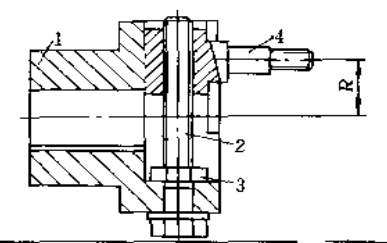
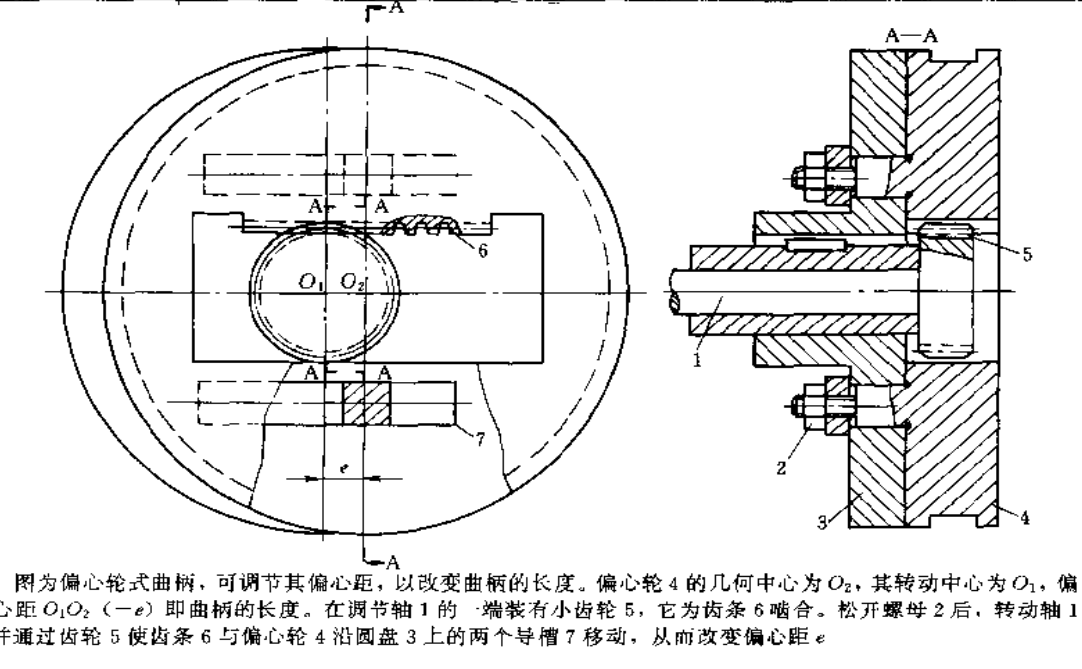
表 1-8-4 移动副、滑块和导路的主要结构型式

类型	结 构 简 图
T形槽式	 <p>滑块 1 在导路 2 的 T 形槽中移动, 槽与滑块的间隙由紧定螺钉 3 调节, 这种结构的对中性较差, 容易磨损</p>
燕尾槽式	 <p>滑块 1 在导路 2 的燕尾形槽中移动, 松开紧定螺钉 3, 并旋动调节螺钉 4, 可改变 1 与 2 的间隙, 这种结构的对中性较好</p>
圆柱形槽式	 <p>构件 1 为部分圆弧截成弦平面的细长圆柱体, 并用侧板 3 限制构件 1 和导路 2 间的相对转动, 只允许 1 沿轴线方向相对导路 2 移动</p>
组合形导路	 <p>构件 1 与 2 的右端为 V 形导路, 对中性较好, 左端又有一平面导路, 以增加承载能力, 提高运动稳定性</p>
滚动导路	 <p>滑块 1 与导路 2 之间放置滚珠 3, 可大大减少摩擦, 运动轻便, 导向准确, 但刚性不及滑动导路</p>
滚动式组合形导路	 <p>它是在组合形导路的基础上改用滚动导路, 图中滚柱 3 为专用的滚动轴承</p>

## 1.6 构件长度的调节结构

为了改变连杆机构中输出构件的行程、摆角等运动参数, 常需要调节构件的长度。

表 1-8-5 构件长度的调节结构

构件名称	结构简图
	 <p>曲柄 1 为连杆 2 用转动副连接, 调节曲柄长度 <math>R</math> 时, 可松开螺母 4, 在曲柄 1 的长槽内移动销轴 3, 然后在需要的位置压紧</p>
曲柄	 <p>利用螺杆调节曲柄长度, 拧动螺杆 4, 滑块 2 即与和它固连的曲柄 3, 在曲柄 1 的滑槽中上下移动, 以调节曲柄长度 <math>R</math></p>
柄长度	 <p>松开调节螺母 3, 拧动装在圆盘形曲柄上的调节螺杆 2, 可使曲柄销 4 沿曲柄径向的 T 形槽上下移动, 以调节曲柄长度 <math>R</math></p>
的调节	 <p>图为偏心轮式曲柄, 可调节其偏心距, 以改变曲柄的长度。偏心轮 4 的几何中心为 <math>O_2</math>, 其转动中心为 <math>O_1</math>, 偏心距 <math>O_1O_2</math> (<math>-e</math>) 即曲柄的长度。在调节轴 1 的一端装有小齿轮 5, 它为齿条 6 啮合。松开螺母 2 后, 转动轴 1 并通过齿轮 5 使齿条 6 与偏心轮 4 沿圆盘 3 上的两个导槽 7 移动, 从而改变偏心距 <math>e</math></p>

续表

构件名称	结构简图	
曲柄长度的调节		
	<p>图为双偏心法调节曲柄的长度。圆盘形曲柄1的几何中心为<math>O_1</math>，在圆盘1内装有另一个小圆盘2，2的几何中心为<math>O_2</math>，<math>O_2</math>对转轴中心<math>A</math>的偏心距为<math>e_1</math>，<math>O_1O_2</math>间的距离为<math>e_2</math>。连杆3与曲柄1用转动副<math>B</math>相连，<math>O_1B=r</math>，<math>AB</math>即为曲柄长度<math>R</math>。图a所示为<math>O_1</math>与<math>O_2</math>均位于<math>A</math>的一侧时，曲柄长度<math>R</math>达最大，<math>R_{\max}=r+e_1+e_2</math>；图b所示为<math>O_1</math>和<math>O_2</math>分别位于<math>A</math>的两侧时，曲柄长度<math>R</math>最小，<math>R_{\min}=r+e_2-e_1</math>；图c为在其他位置时，曲柄长度为<math>R_{\max}&lt;R&lt;R_{\min}</math></p>	
连杆长度的调节	<p>利用紧定螺钉3来调节连杆2的长度。松开螺钉3，滑块4即可在连杆2上滑动，以调节连杆2的长度<math>BC</math></p>	
		<p>利用螺旋来调节连杆1的长度。连杆1做成左右两段，每段的一端均制出螺纹，螺纹旋向为一左一右，并分别为连接套2形成螺旋副。旋动连接套2，可使连杆左右两段相互移近或分开以调节连杆长度<math>BC</math></p>

### 1.7 连杆机构举例

图1-8-26为四杆导引机构，图a为沙发导引机构的座态结构，图b为沙发变为卧榻时的卧态结构，图c为机构简图。由于空间位置和审美的原因不可能将靠背和椅架间的回转铰链安置在极点 $P_{12}$ （图c），因此采用铰链四杆机构导引靠背。如图a所示，靠背上固定有连接板，连接板上 $A_1$ 、 $B_1$ 分别与摇杆铰接。

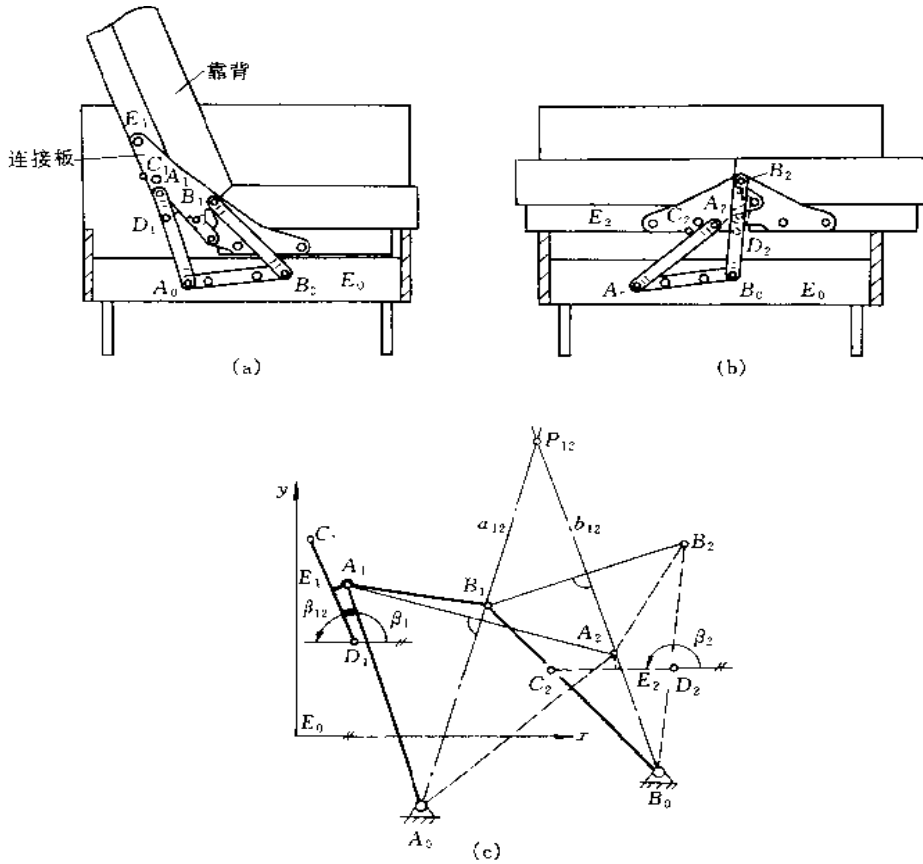


图 1-8-26 卧榻导引机构  
(a) 座态结构图; (b) 卧态结构; (c) 机构简图

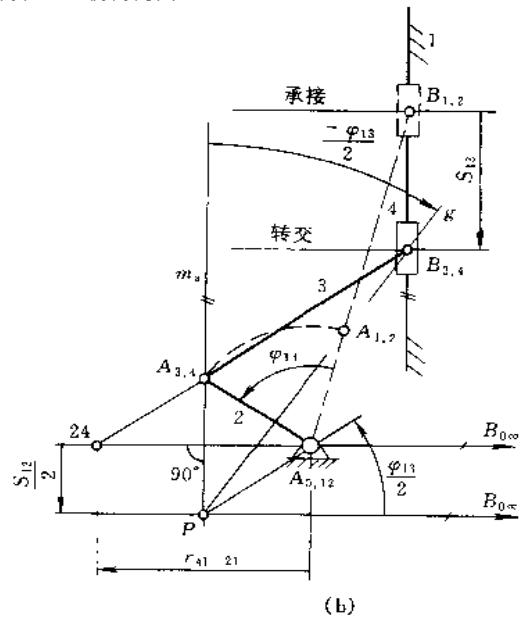
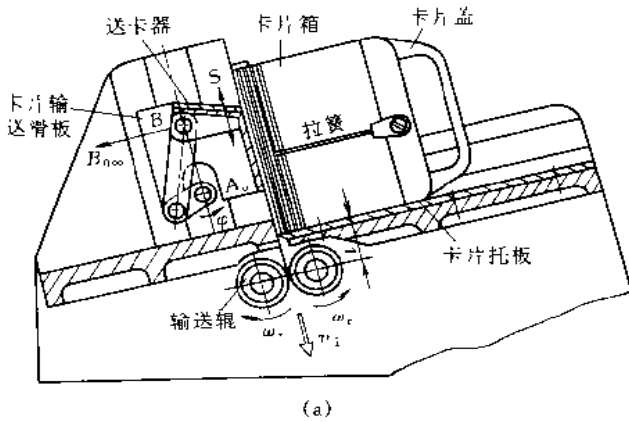


图 1-8-27 穿孔卡的输送机构  
(a) 结构图; (b) 机构简图

图 1-8-27 所示穿孔卡输送机构为一曲柄滑块机构，送卡器（滑块）使存储器中的穿孔卡逐个输送。送卡器处于上死点位置时，即在  $v_{B1} = 0$  时，将穿孔卡抓住，在移动一行程  $S_{13}$  后以速度  $v_{B3}$  转交给一对输送辊。图 a 为用对心曲柄滑块作为卡片输送机的基本结构，图 b 为用极点  $P$  进行设计的机构简图。

图 1-8-28 为用于升降装卸机的导杆五杆机构, 装卸范围为图示的阴影面积, 连杆曲线处在这范围内, 由于这是一个二自由度的连杆机构, 因此该曲线取决于主动件的运动距离  $S$  和曲柄 2 的转角  $\varphi$ 。

图 1-8-29 是减小摩擦的内燃机, 图 a 是结构图, 图 b 是机构简图。该机构为五杆机构, 机构的自由度  $F=0$ , 是过约束连杆机构, 杆件必须满足特殊尺寸关系才能自由运动, 要求高的制造精度。一般情况下只能在间隙允许的范围运动。本机构能工作运动的前提是铰链  $C$  的轨迹曲线  $k_c$  与直线导路间的偏差应在移动杆 (活塞) 运动副间隙的范围之内。杆 5 的运动接近直线, 活塞与缸壁之间的摩擦可大大减小。本机构将往复运动变为杆 3 的回转运动。

图 1-8-30a 为农机中的六杆送料机构, 主动件  $AA'$  回转时, 连杆曲线  $k_p$  全等同向, 实现平移送料。图 b 为载重汽车摆椅, 由平行曲柄四杆机构实现。杆  $AB$  与摆椅固连, 摆椅上所有点描绘出同样大小的圆, 实现平动。图 c 为装卸板直线平移的例子, 是六杆机构, 被引导杆  $E$  上所有点均描绘出直线。

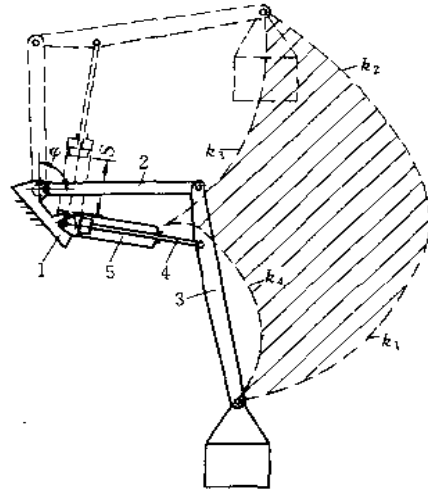


图 1-8-28 利用二自由度导杆五杆机构的升降装卸机  
1—机架; 2—曲柄; 3—连杆;  
4—活塞杆; 5—油缸

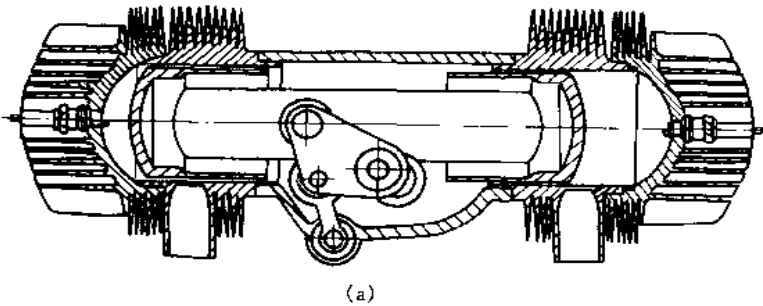


图 1-8-29 减小摩擦的内燃机 ( $F=0$  的过约束连杆机构)  
(a) 结构图; (b) 机构简图

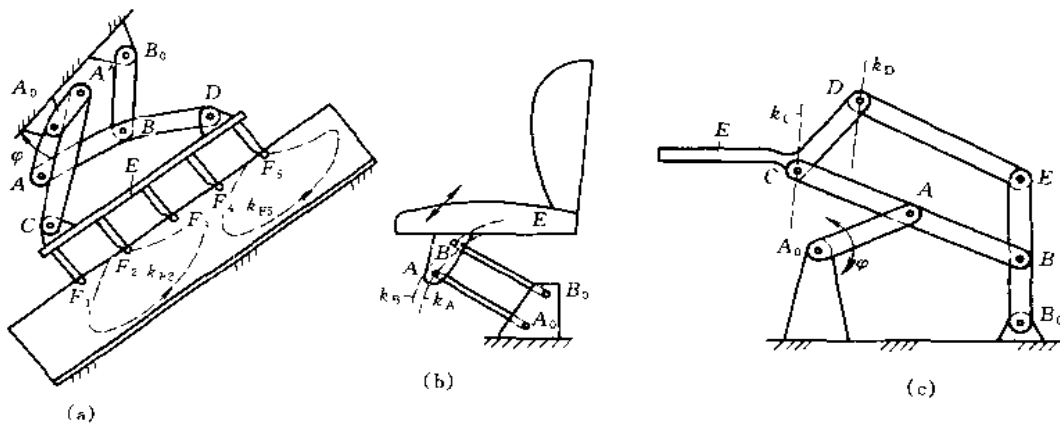


图 1-8-30 平行导引机构  
(a) 农业技术中送料机构的曲线平移; (b) 圆的平移 (载重汽车的摆椅); (c) 装载板的直线平移

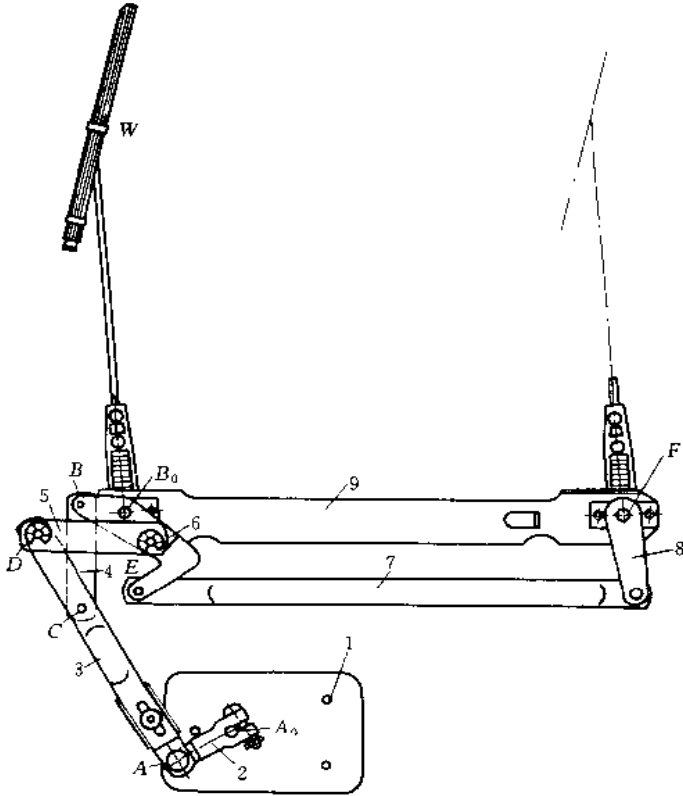


图 1-8-31 用作刮水装置的六杆双座机构  
1、9—机架；2、6、8 曲柄；3、4、5、7—连杆

图 1-8-31 是汽车刮水板装置,为六杆双座机构。由六杆机构 123456 带动另一四杆机构 6789 运动。 $A_0$ 、 $B_0$ 、 $F$  均在机架上。两刮水板摆杆分别与  $B_0$ 、 $F$  处的轴固连。主动件 2, 回转时通过杆 3、4 使杆 6 摆动。通过杆 7、8 使右边刮水板作同步摆动。

图 1-8-32 是电视沙发椅支腿架的导引机构,实线为正常位置 ( $FS_1$ ),虚线为看电视时的位置 ( $FS_2$ )。整个机构由两部分组成,由杆 1、2、3、4、5、6 组成六杆机构,此时椅座(杆 6)起机架作用,实现支腿架相对椅座(杆 6)平面的位置变化,即支腿架 BS 的位置变化。由杆 1、6、7、8、9、10 组成另一六杆机构,此时座

椅架(杆 10)起机架作用,实现靠背 FS 相对座椅架(杆 10)的位置变换。椅座(杆 6)和座椅架(杆 10)分别起机架作用。这是一个构件相对另一运动构件的导引。

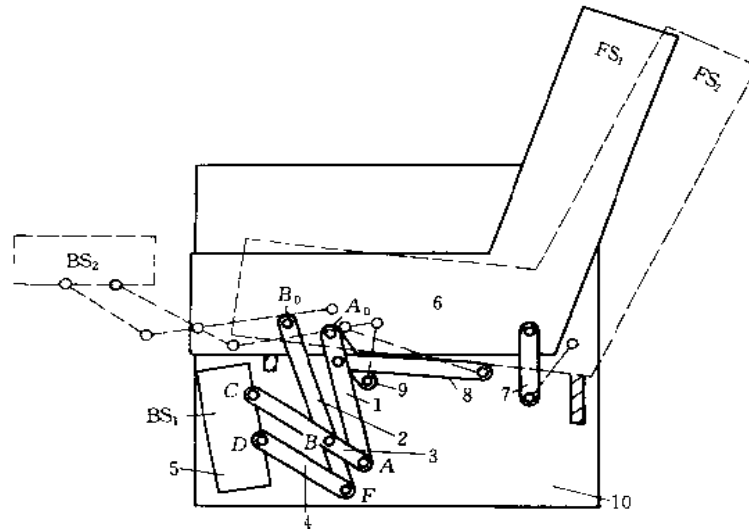


图 1-8-32 电视沙发椅支腿架的导引机构  
BS—支腿架；FS—椅座位



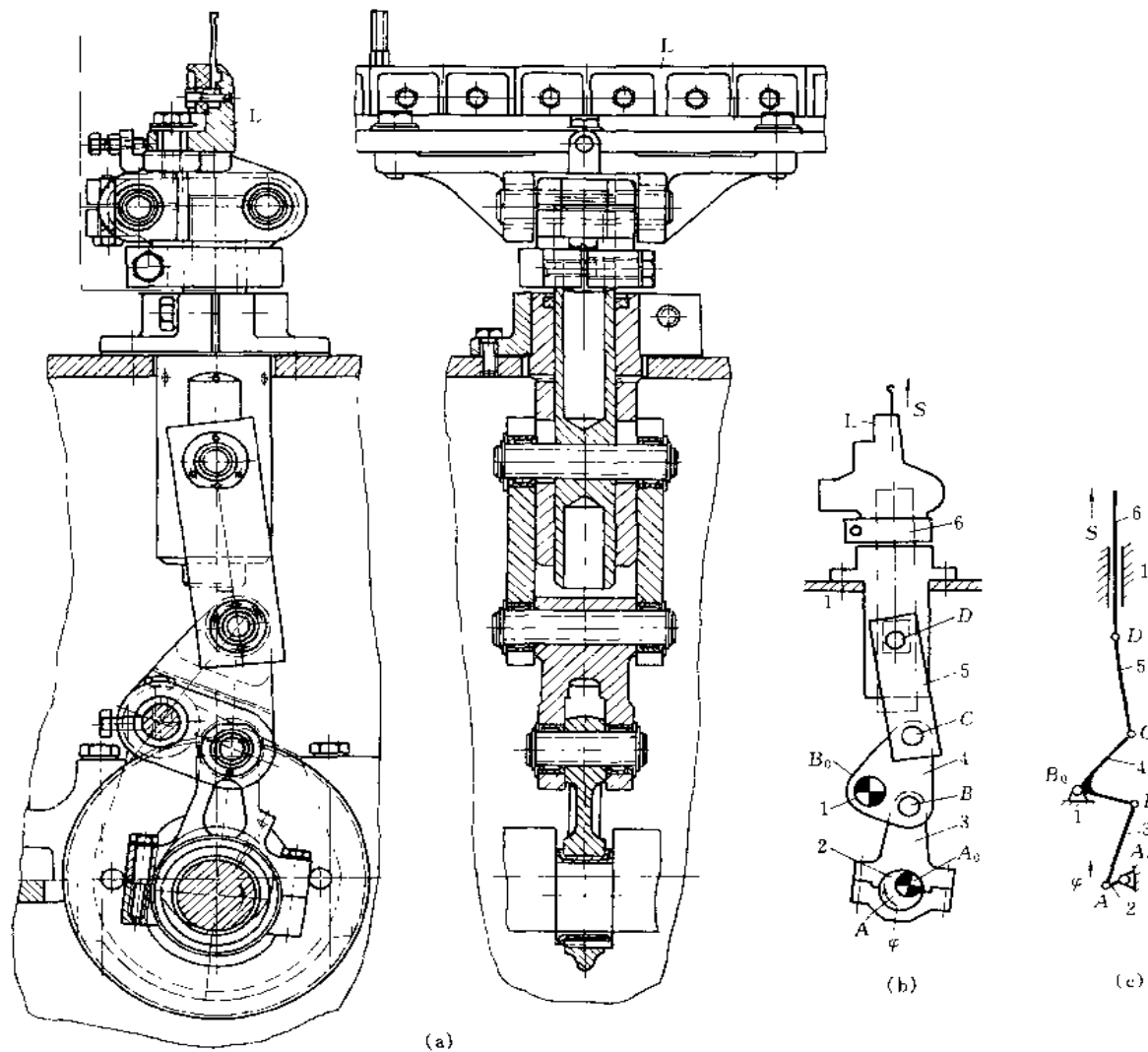


图 1-8-33 针织机的针杆驱动装置

(a) 结构图 (L 为套圈板); (b) 简图 (略图); (c) 机构简图

图 1-8-33 是针织机的针杆驱动装置，是一种高速运转的六杆机构。

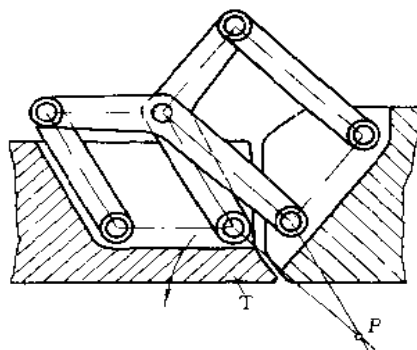


图 1-8-34 连杆机构用作飞机舱门铰链结构图

图 1-8-34 是六杆导引机构，被导引物是飞机舱门 T，连杆机构起铰链（合页）的作用。P 为理想的旋转中心，实际不能实现。

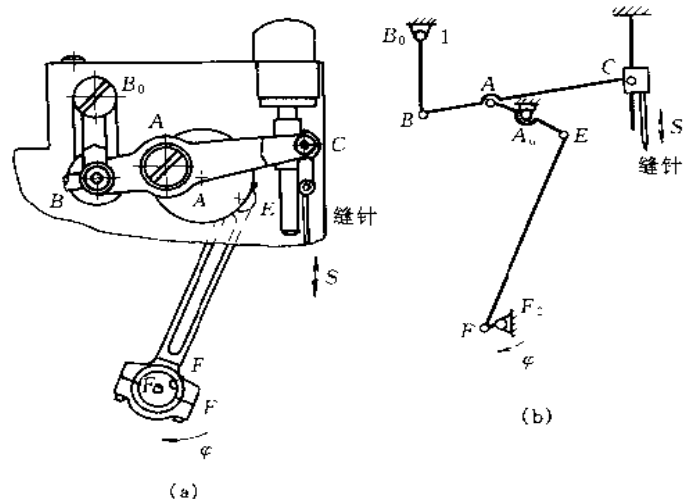


图 1-8-35 缝纫机针杆导引机构 ( $F=0$  的过约束连杆机构)  
(a) 结构图; (b) 机构简图

图 1-8-35 是缝纫机针杆导引七杆机构，是一种自由度等于零的过约束机构。这机构能够工作的前提是，铰链  $C$  的轨迹曲线  $k_C$  与直线导路间的偏差应在移动杆运动副间隙的范围内，所以这类机构必须满足特殊的尺寸关系才能运动，还要求有高的制造精度。

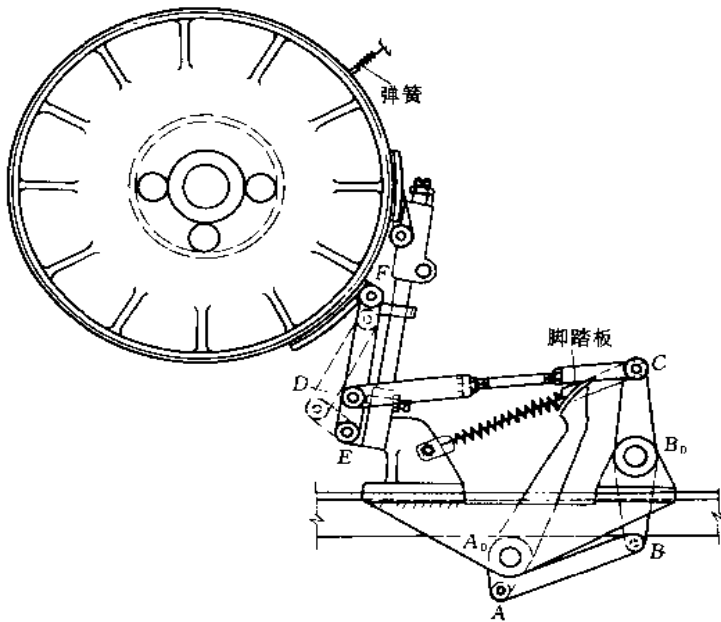


图 1-8-36 脚踏操作的带式制动器

图 1-8-36 为由脚踏板操作的起重卷筒带式制动器。松闸时靠三个弹簧使带与制动轮保持一定的间隙，踩脚踏板时制动。 $A_0ABB_0CDE$  是由四杆机构加上一个双杆组扩展而成的六杆机构。通过脚踏板使  $BB_0C$  杆带动  $CD$  杆，从而使  $EDF$  杆带动闸带进行制动。

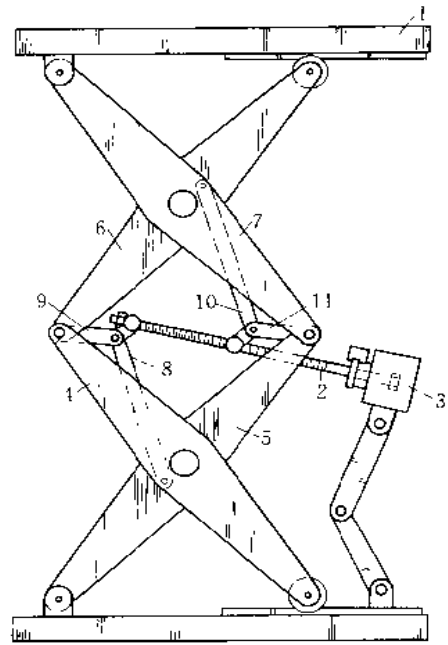


图 1-8-37 舞台升降机构

图 1-8-37 为剧院舞台的升降机构。舞台由多组并排剪撑台组成，本图仅表示一组的机构。控制机构 3 (其中有液压步进马达) 驱动丝杆 2 和连杆 8、9、10、11，使剪式动臂 4、5、6、7 张缩动作，带动平台 1 升降。

## 2 凸轮机构

凸轮机构能较易实现给定的或较复杂的运动规律,而且具有结构简单,体积小等优点,是一种常用机构,特别是在自动化机构中应用较为广泛。

### 2.1 凸轮机构的类型

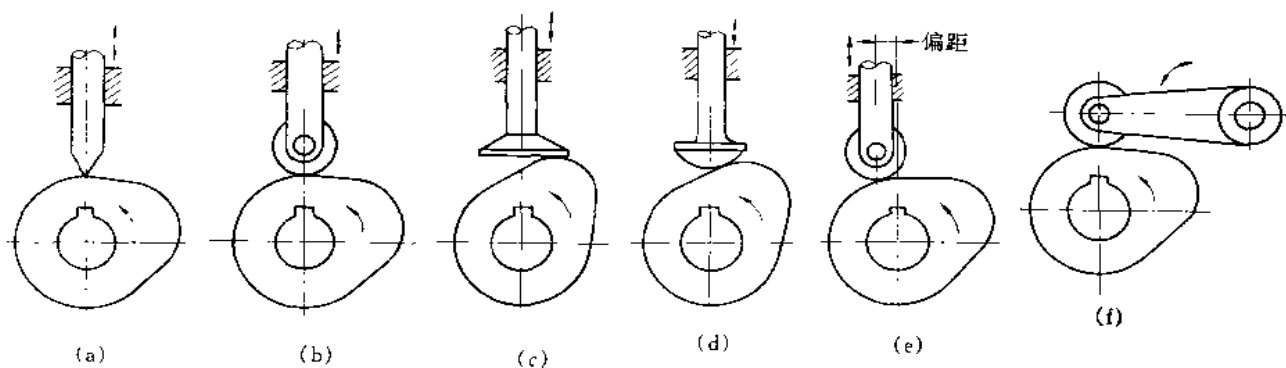


图 1-8-38 平面凸轮

(a) 尖顶对心直动从动件盘形凸轮; (b) 滚子对心直动从动件盘形凸轮; (c) 平底对心直动从动件盘形凸轮;  
(d) 曲面底对心直动从动件盘形凸轮; (e) 滚子偏置直动从动件盘形凸轮; (f) 滚子摆动从动件盘形凸轮

图 1-8-38 所示结构 a 比较简单,易磨损,适用于受力不大,低速及运动精度较高等场合; b 滚子磨损小,能承受较大载荷,但不易太高速,应用较广; c 受力较平稳,接触面间易形成油膜,润滑好,常用于高速运动。

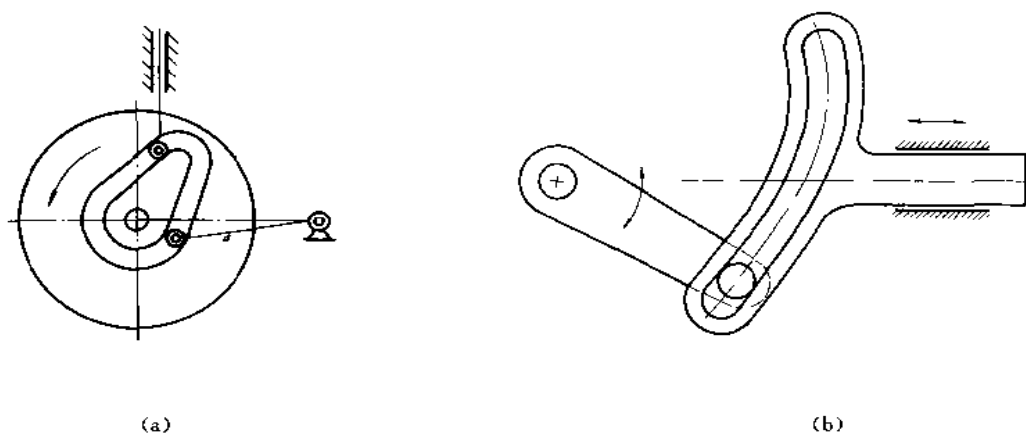


图 1-8-39 平面槽凸轮

(a) 直动或摆动滚子式平面槽凸轮; (b) 凸轮为从动件的槽凸轮

图 1-8-39 所示结构 a 使从动件获得往复移动或摆动,运动可靠,但凸轮制造要求较高。

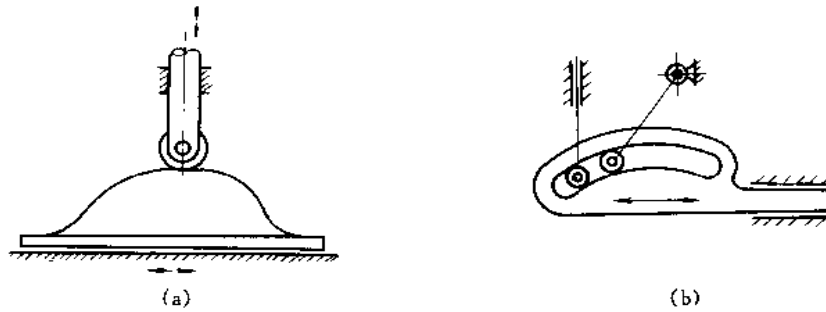


图 1-8-40 移动凸轮  
(a) 滚子直动从动件移动凸轮；(b) 直动或摆动滚子式移动槽凸轮

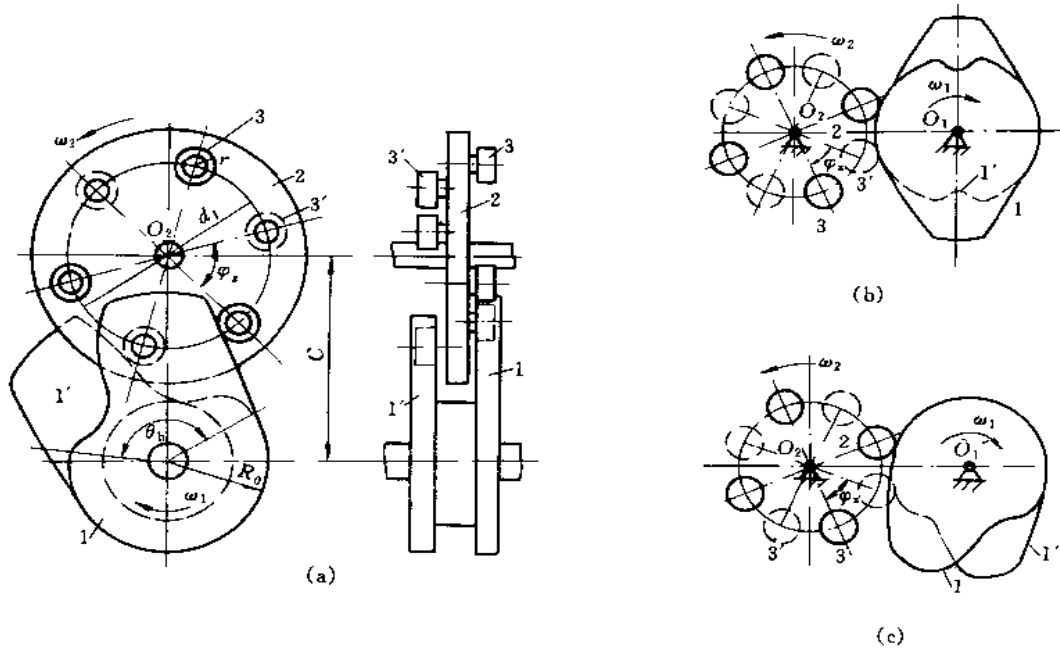


图 1-8-41 共轭盘形分度凸轮  
(a) 共轭盘形分度凸轮结构简图；(b) 单头半周式共轭盘形分度凸轮机构；(c) 多头一周式共轭盘形分度凸轮机构  
1、1'—主动凸轮；2—从动转盘；3、3'—滚子

图 1-8-41 所示结构 a 为共轭盘形分度凸轮结构简图，主动件由廓线形状完全相同的前后两片盘形凸轮 1 和 1' 组成，1 和 1' 成镜象对称，互相错开一定相位角安装，从动转盘 2 的两端面上，沿周向均布装有几个滚子 3 和 3'。凸轮旋转时，两凸轮廓线分别与相应的滚子接触，相继推动转盘分度转位，或抵住滚子起限位作用。当凸轮转到圆弧形廓线段时，转盘停止不动，由于两凸轮是按要求同时控制从动转盘，因此凸轮与滚子间能保持良好的形封闭，不必附加其他装置就能获得较好的定位效果。又因其分度期的运动规律，可按工作需要设计，因此比槽轮等间歇机构的性能优良。制造、安装要求较高，但制造成本比弧面分度凸轮等低。适用于要求转盘分度小的两平行轴的间歇分度转动。

共轭盘形分度凸轮机构主要有两种类型，即单头半周式和多头一周式。图 b 为单头半周式，凸轮每转半周，从动转盘分度转位一次，每次转位时，转过一个滚子中心角  $\varphi_s$ ，头数

$H=1$ , 滚子数  $z=8$ ,  $\varphi_z = \frac{360^\circ}{z} = 45^\circ$ , 转盘每次分度期转位角  $\varphi_t = \varphi_z = 45^\circ$ 。图 c 为多头一周式, 凸轮每转一周, 从动转盘分度转位一次, 转盘每次转位时转过几个滚子中心角  $\varphi_z$ , 头数  $H=2$ , 滚子数  $z=8$ ,  $\varphi_z = 45^\circ$ , 转盘每次分度期转位角  $\varphi_t = H\varphi_z = 90^\circ$ 。

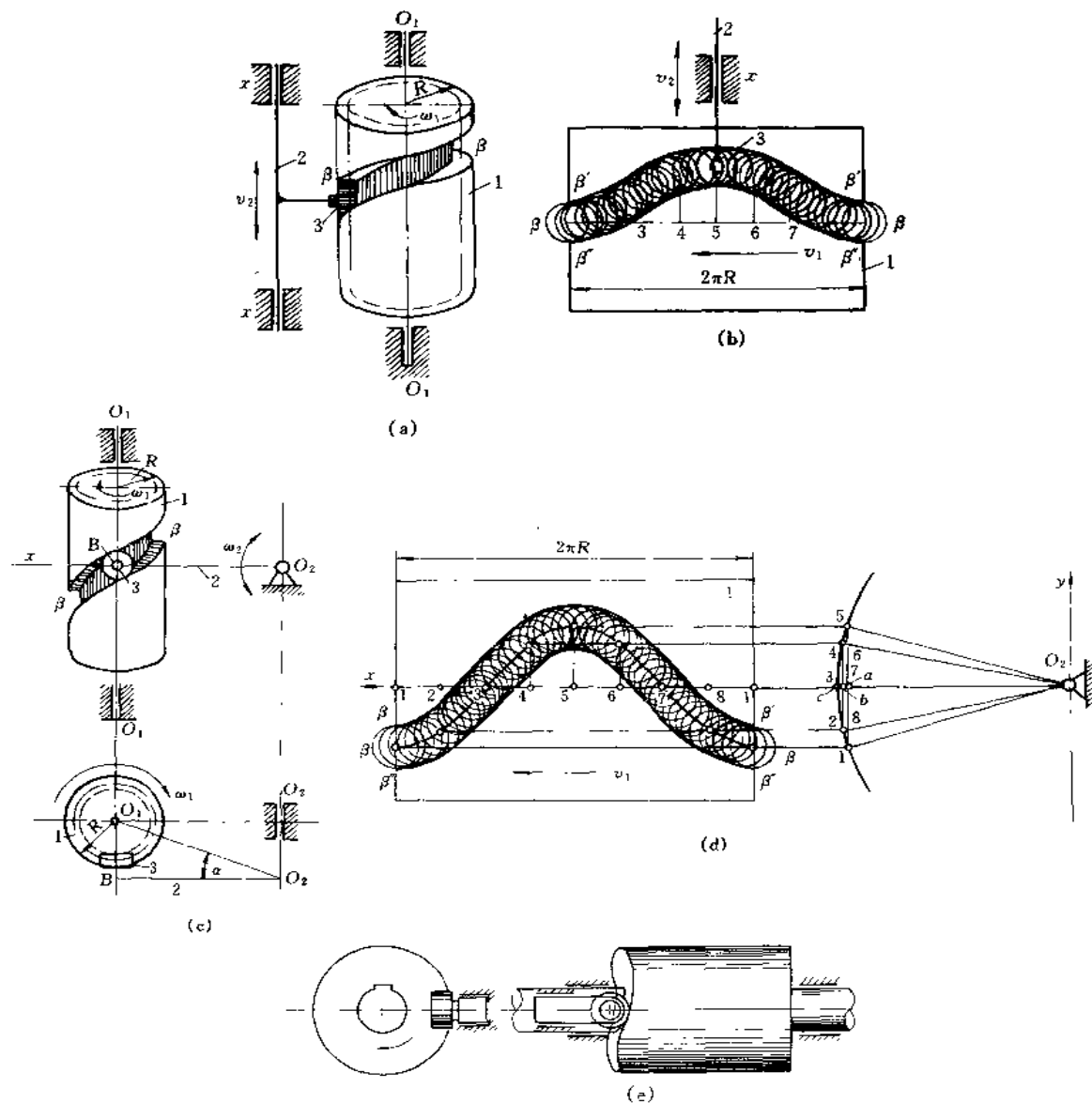


图 1-8-42 圆柱凸轮机构  
1—凸轮；2—从动件；3—滚子

图 1-8-42 所示结构 a 为直动从动件圆柱凸轮机构, 设计时可由圆柱凸轮按外半径  $R$  展开成矩形移动槽凸轮 (图 b), 当它以速度  $v_1 = R\omega_1$  向左移动时, 凸轮的曲线槽推动滚子 3 及从动体 2 沿导路  $xx$  上下移动。 $\beta\beta$  为凸轮理论廓线, 滚子移动的内外包络线  $\beta'\beta'$  和  $\beta''\beta''$  为凸轮槽的工作廓线。图 c 为摆动从动件圆柱凸轮机构。设计可用同上原理作图 d。图 e 为端面圆柱凸轮。

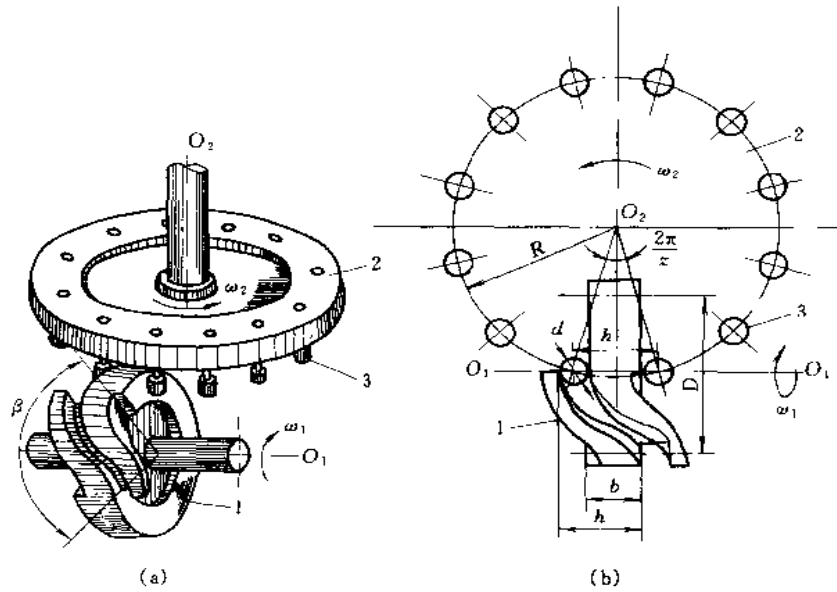


图 1-8-43 圆柱分度凸轮机构  
 (a) 结构图；(b) 垂直转盘轴线的机构俯视图  
 1—凸轮；2—从动转盘；3—滚子

图 1-8-43 所示结构为圆柱分度凸轮机构，凸轮廓线由分度曲线凸脊段和定位环面凸脊段两部分组成，从动转盘上沿周向均布装有  $z$  个滚子 3。凸轮以等角速度  $\omega_1$  连续旋转，转过分度曲线段所对应的角度  $\beta$  时，通过滚子推动转盘分度转位，转过相邻两滚子所夹的中心角  $2\pi/z$ ；当凸轮继续转过定位环面段所对应的角度  $(2\pi-\beta)$  时，滚子 3 跨夹在凸轮定位环面凸脊的两侧，使从动转盘 2 停止不动。

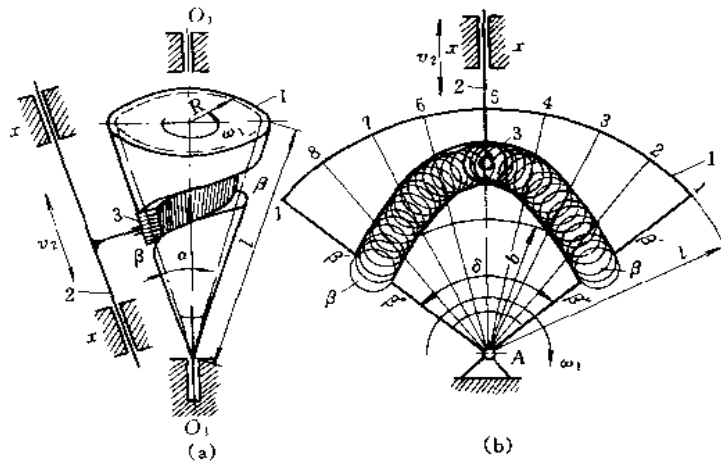


图 1-8-44 圆锥凸轮

图 1-8-44a 为直动从动件圆锥凸轮机构。图 b 为将圆锥凸轮按大端外半径  $R$  展开成扇形，当扇形凸轮绕  $A$  轴以  $\omega_1$  转动时，其曲线槽便推动滚子 3 和从动件 2 沿  $xx$  以速度  $v_2$  直线移

动,  $\beta\beta$  为凸轮的理论廓线, 在  $\beta\beta$  上作滚子的内外包络线  $\beta'\beta'$  和  $\beta''\beta''$ , 即与凸轮槽的工作廓线。

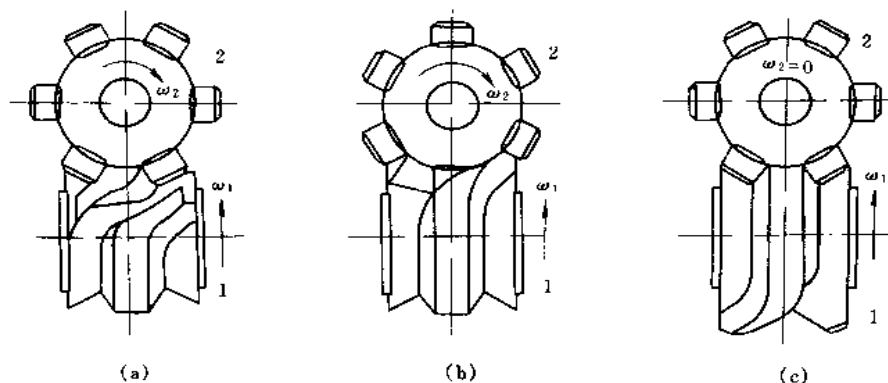


图 1-8-45 单头左旋弧面分度凸轮机构

(a) 从动转盘分度期开始不久位置; (b) 从动转盘分度  
期中间位置; (c) 从动转盘停止不动  
1—主动凸轮; 2—从动转盘

图 1-8-45 所示为弧面分度凸轮机构用于垂直交错轴间的间歇分度传动。主动凸轮为圆弧回转体, 凸轮轮廓呈脊状, 从动转盘上装有  $z$  个均匀分布的滚子, 滚子轴线沿转盘径向。当凸轮连续旋转时, 其分度段轮廓推动滚子使转盘分度转位, 当凸轮转到其停歇段轮廓时, 两个滚子跨夹在凸轮的定位圆环面凸脊上, 转盘停止不动, 如图 c。所以这种分度机构不必附加其他装置就能得到很好的定位, 又可调整中心距来消除间隙并施加预紧。这种凸轮类似具有变螺旋角的弧面蜗杆, 转盘相当于具有滚子齿的蜗轮, 因此, 弧面凸轮也有单头、多头和左旋、右旋之分。图示结构为单头左旋式。

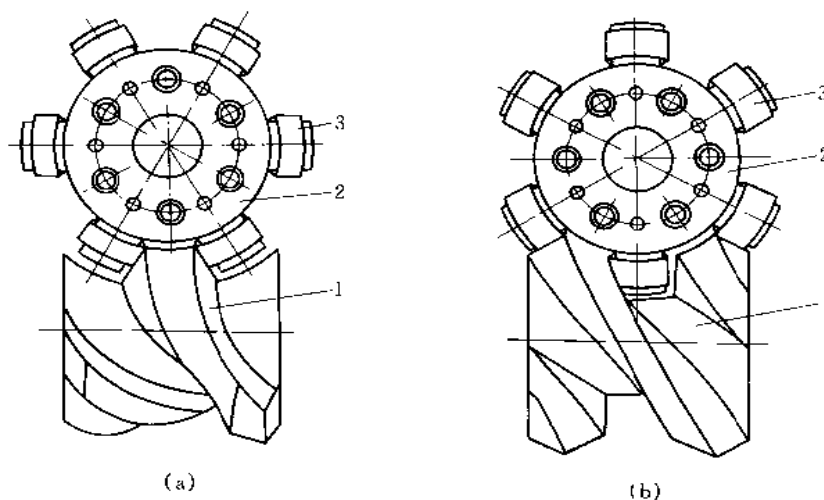


图 1-8-46 弧面分度凸轮机构圆环定位面的两种型式

1—凸轮; 2—转盘; 3—滚子

图 1-8-46a 表示转盘在停歇时, 相邻两滚子跨夹在位于凸轮中央的圆环面上定位, 这种型

式最常用,适合于高速,轻载和滚子数较少的场合。b为另一种型式,即转盘停歇时,不是由相邻两滚子跨夹在圆环面上定位,而是中间还有一个滚子,并且定位圆环面位于凸轮的两端,这种结构适用于滚子数较多的中、低速和中、重载场合。

## 2.2 平面凸轮机构的封闭形式

平面凸轮机构的封闭形式主要有两类:1)力封闭,是利用从动件的重力、弹簧力或其他外力使从动件与凸轮始终保持高副接触。2)形封闭,是依靠凸轮与从动件的特殊几何结构保持两高副间的始终接触。

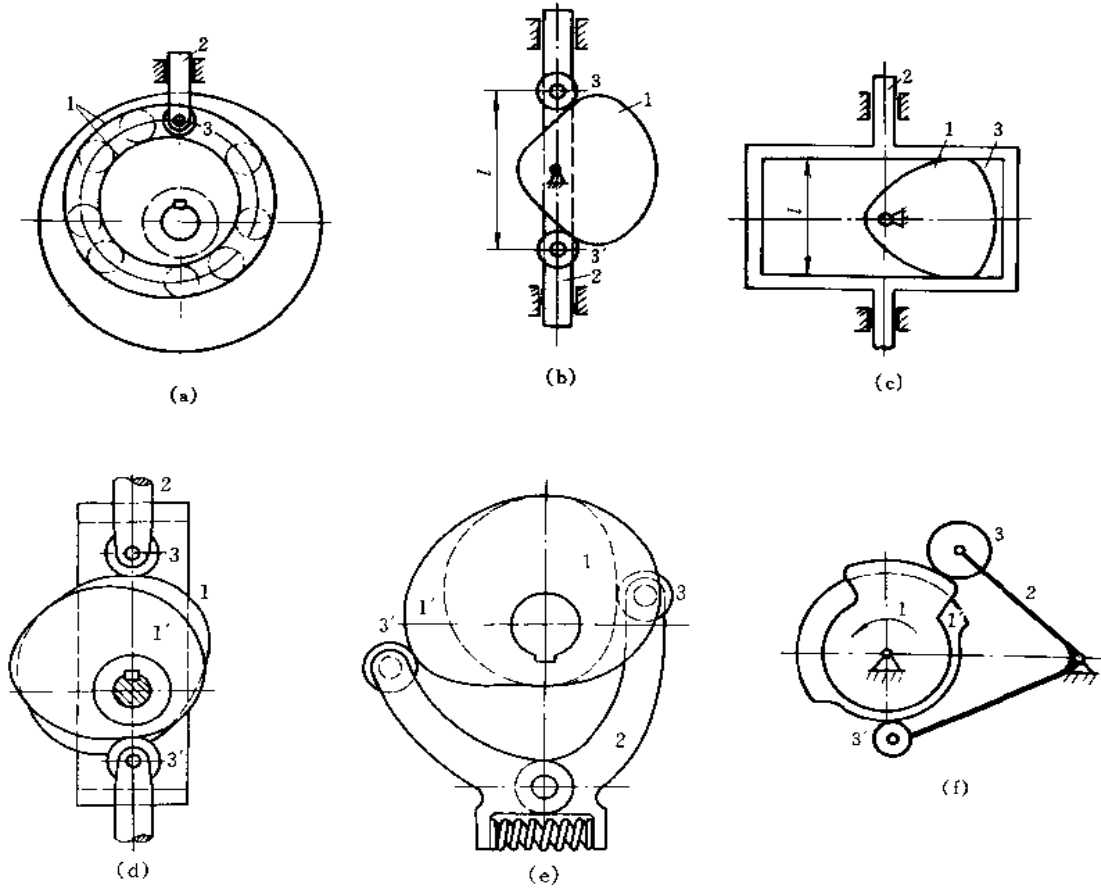


图 1-8-47 形封闭的平面凸轮机构

图 1-8-47 中 a 所示为常用的沟槽式平面凸轮,由凸轮 1 的曲线槽与从动件 2 的滚子 3 保持始终接触。b 为等径凸轮机构,凸轮 1 的廓线维持从动件 2 上两滚子中心 3 和 3' 间的距离  $l$  在运动过程中始终不变。c 所示等宽凸轮机构,从动件 3 的两平底间距离  $l$  在运动过程中保持不变。d、e 和 f 分别为直动从动件和摆动从动件共轭凸轮机构,相互固连的一对凸轮轮廓 1 和 1' 分别与同一从动件 2 上的相应滚子 3 和 3' 接触。



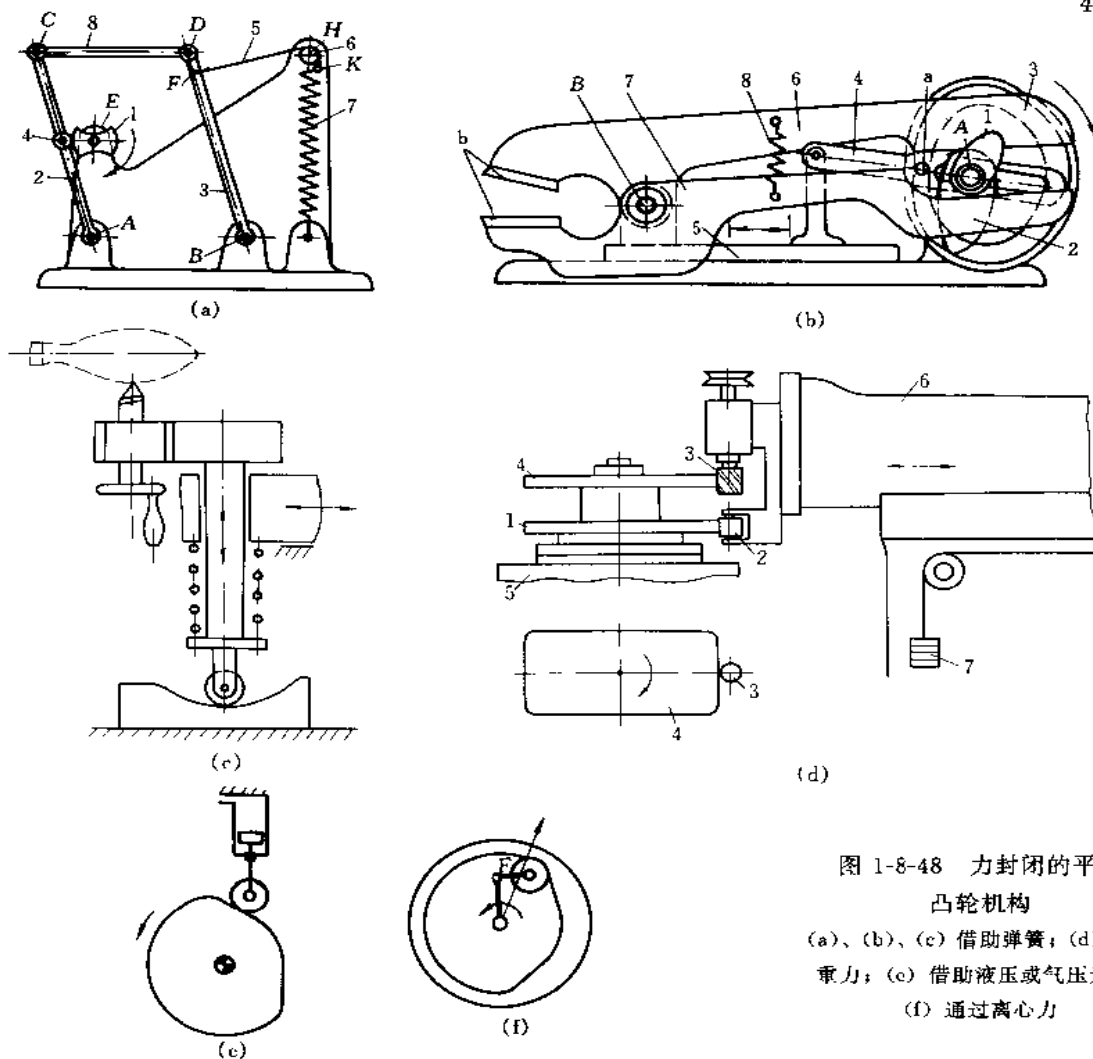


图 1-8-48 力封闭的平面  
凸轮机  
(a)、(b)、(c) 借助弹簧；(d) 借助  
重力；(e) 借助液压或气压元件；  
(f) 通过离心力

图 1-8-48a 为具有挠性构件的箱座脚机构。凸轮 1 绕定轴线  $E$  转动，箱座脚 2 绕定轴线  $A$  转动，2 具有滚子 4，它和凸轮 1 的廓线接触。构件 8 和箱座脚 2 及构件 3 组成转动副  $C$  和  $D$ ，构件 3 绕定轴线  $B$  转动。挠性构件 5 绕过定轴转动的圆柱滚子 6，一端连接到构件 3 的  $F$  点，另一端固定在弹簧 7 的  $K$  点，弹簧 7 保证机构的力封闭。

图 1-8-48b 为具有可动中心的凸轮连杆剪刀机构。凸轮 1、2 和槽凸轮 3 固结，在绕定轴线  $A$  转动时，凸轮 3 的槽作用到导杆 4 的滚子  $a$  上，导杆 4 和滑块 5 连接，在滑块上固结有剪刀的轴  $B$  使剪刀在箭头所示方向往复运动，凸轮 1 和 2 作用在杠杆 6 和 7 的右端部，使它们绕轴线  $B$  摆动，这样，杠杆 6 和 7 的两个左端部  $b$  像剪刀一样作用。导杆 4 的槽包围住凸轮转动的轴  $A$ 。用弹簧 8 使杠杆 6 和 7 与凸轮 1 和 2 保持接触。

图 1-8-48d 为靠模仿形铣。靠模 1 为预先按底板成品的轮廓尺寸做的模板，实质上是一个装在回转工作台 5 上的凸轮；滚子 2 装在滑枕 6 上，利用重锤 7 的重力使它紧压在靠模 1 上。当工作台 5 转动时，靠模 1 推动滚子 2，从而带动滑枕 6 左右移动。待加工的缝纫机底板 4 与靠模 1 同轴安装，立铣刀 3 与滚子 2 直径相同，中心线重合。只要保持靠模 1 与滚子 2 始终接触，那么工作台回转时，由靠模轮廓控制，铣刀 3 随同滚子 2 和滑枕 6 相应地左右移动，便在底板 4 上加工出需要的轮廓形状来。

## 2.3 凸轮的结构

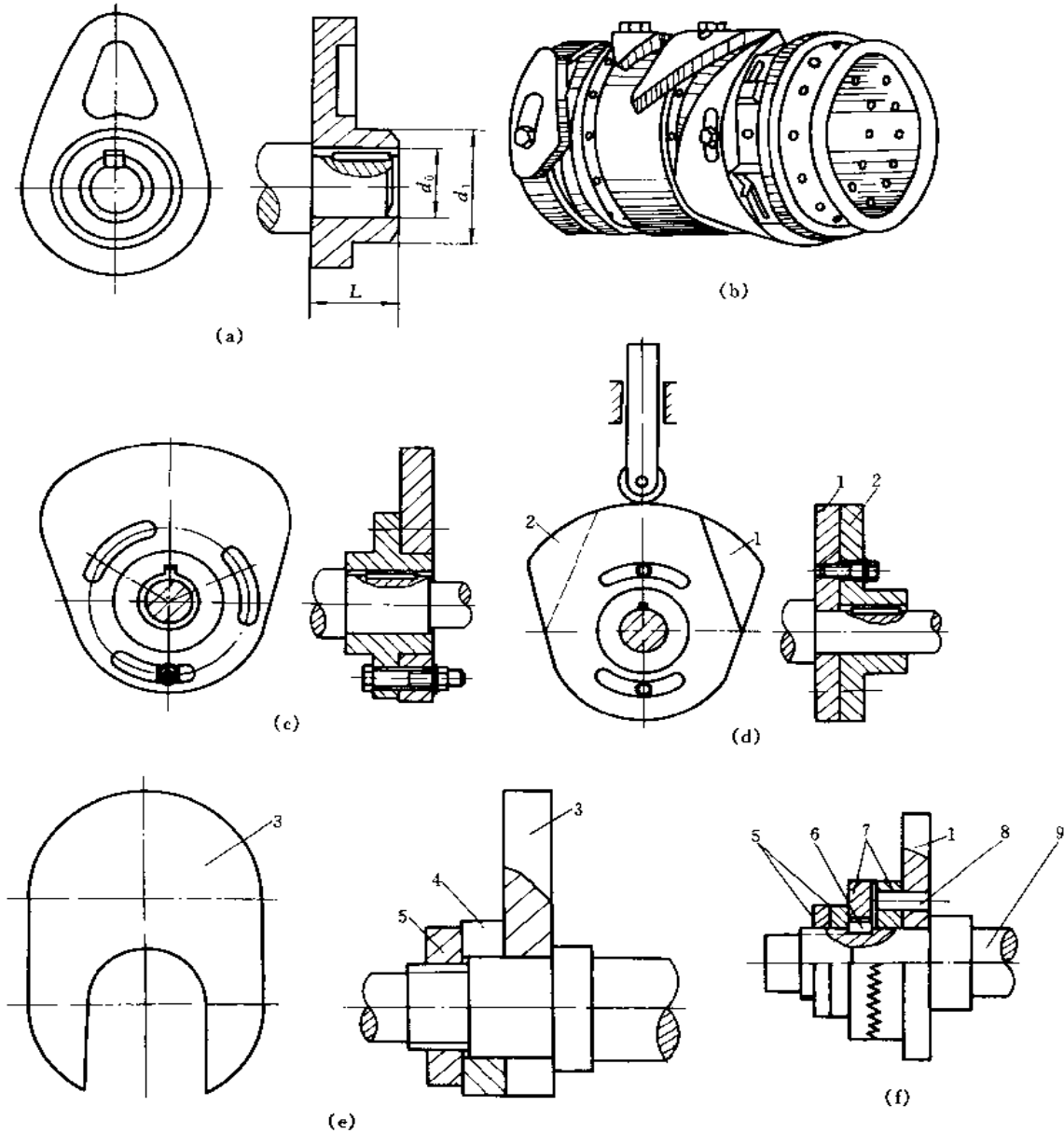


图 1-8-49 凸轮结构

(a) 整体式凸轮；(b) 组合式凸轮；(c)、(d) 调整式凸轮；(e) 快速拆装式凸轮；(f) 端面细齿凸轮  
 1—凸轮片；2—带轂凸轮；3—开口凸轮；4—开口垫片；5—螺母；6—键；7—端面细齿离合器；8—销；9—分配轴

图 1-8-49 所示结构 a 用于小尺寸凸轮又无特殊要求的场合， $d_1 \approx (1.5 \sim 2) d_0$ ， $L = (1.2 \sim 1.6) d_0$ 。b 用于大尺寸凸轮，并要求更换凸轮轮廓曲线的场合。c 结构中凸轮与轮轂可以分开，利用凸轮上的三个圆弧槽可调节凸轮和轮轂间的相对角度，从而调整凸轮推动从动件的起始位置。d 结构中凸轮由两个凸轮片组成，调整它们的错开角度，可以改变从动件在最高位置（行程终点）停留时间的长短。e 结构，凸轮 3 制成开口形状，并与开口垫片 4 配合使用，

既便于装拆，又能避免从动件陷于缺口。用于要求经常拆换的场合，但传递转矩不能太大。f 结构凸轮 1 靠螺母 5 锁紧，键 6 和端面细齿离合器 7 传递扭矩。当凸轮需作周向调整时，只要松开螺母 5 即可，每次调整至少一个齿，约  $3.6^\circ$  或  $6^\circ$ ，适用于凸轮需要定期更换，且受力较大的场合。

凸轮材质及表面处理：

尺寸不大的凸轮 45 或 40Cr，调质或表面淬火，HRC52~58；

要求较高的凸轮 15 或 20Cr，渗碳并淬硬 HRC56~62，渗碳深度 0.8~1.5mm；

重要凸轮 35CrMo 或 38CrMoAlA，渗氮，HRC60~67；

尺寸较大或轻载凸轮 ( $D > 300\text{mm}$  或厚度  $> 30\text{mm}$ ) 优质灰铸铁；载荷较大时采用耐磨铸铁。

滚子多用 45，也可用 T8, T10 HRC55~59，要求高的滚子 20Cr，渗碳淬硬 HRC56~62。

向径在 300~500mm 以下凸轮的公差与表面粗糙度

凸轮精度	极限偏差			表面粗糙度 $R_a$ 值, $\mu\text{m}$	
	向径, mm	基准孔	凸轮槽的槽宽	盘形凸轮	凸轮槽
高精度	$\pm (0.05 \sim 0.1)$	H7	H8 (H7)	0.4	0.8
一般精度	$\pm (0.1 \sim 0.2)$	H7 (H8)	H8	0.8	1.6
低精度	$\pm (0.2 \sim 0.5)$	H8	H9 (H10)	0.8	1.6

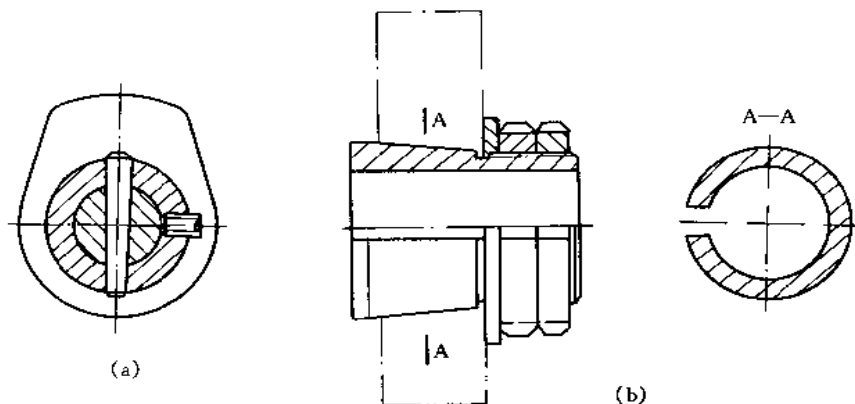


图 1-8-50 凸轮在轴上的固定方法

如图 1-8-50 所示，凸轮在轴上的固定，可采用紧定螺钉、键及销钉等。图 a 所示，初调时用紧定螺钉定位，再用锥销固定，安装后不能再调整。图 b 所示，采用开槽锥形套固定，调整灵活性大，但传递转矩不能太大。

## 2.4 平面凸轮从动件滚子

### (1) 结构型式

图 1-8-51a 为用于盘形凸轮 1 的销轴式滚子，从动件 2 与滚子 3 间用销轴 4 连接，右端用螺母 5 并紧。b 为用于平面槽凸轮 1 的销轴式滚子。c~g 为采用标准滚动轴承的滚动轴承式滚子，c 为采用深沟球轴承，d 采用两面带防尘盖的深沟球轴承，e 采用双列角接触球轴承，f 采用两只深沟球轴承，g 采用滚针轴承，径向尺寸较球轴承小，销轴上开有油孔，以润滑滚针。c~e 中从动件滚子均为悬臂式安装，而 f 和 g 从动件为叉杆式，它比悬臂式结构合理、刚性好，但不能用于槽凸轮。

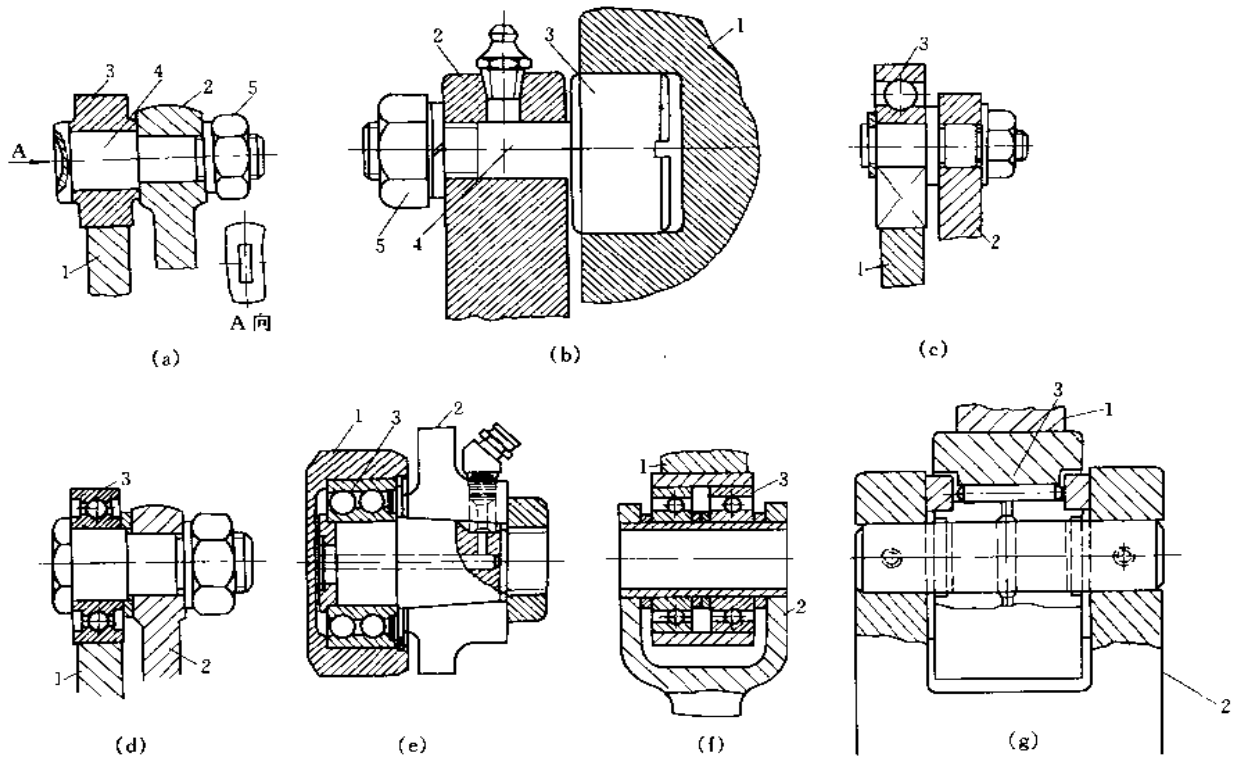


图 1-8-51 销轴式和滚动轴承式滚子  
1—凸轮；2—从动件；3—滚子；4—销轴；5—螺母

## (2) 平面槽凸轮中消除滚子与凸轮槽间隙的方法

消除滚子与凸轮槽间的间隙对减少滑动、改善磨损和振动至关重要，其方法如图 1-8-52 所示。

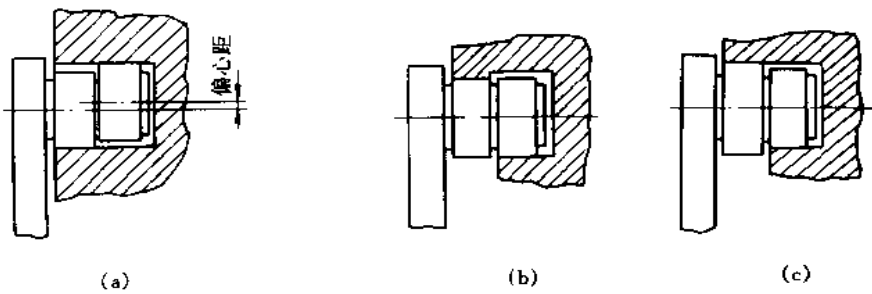


图 1-8-52 消除滚子与凸轮槽间隙的结构

图 1-8-52a 为同直径偏心双滚子式结构。采用直径相同的双滚子，但两滚子轴线间有偏心距，这样可使两个滚子分别与凸轮槽的一侧接触而消除间隙。b 为同直径同心双滚子式结构。采用直径相同且共轴线的双滚子，但凸轮槽制成阶梯形，两滚子分别与凸轮槽内的内、外缘相接触，以消除间隙，这种结构加工较困难。c 为同心但不同直径的双滚子式结构。两滚子分别与凸轮槽的内、外缘相接触。这是三种结构中最合理的一种。

## (3) 减振和降低噪声

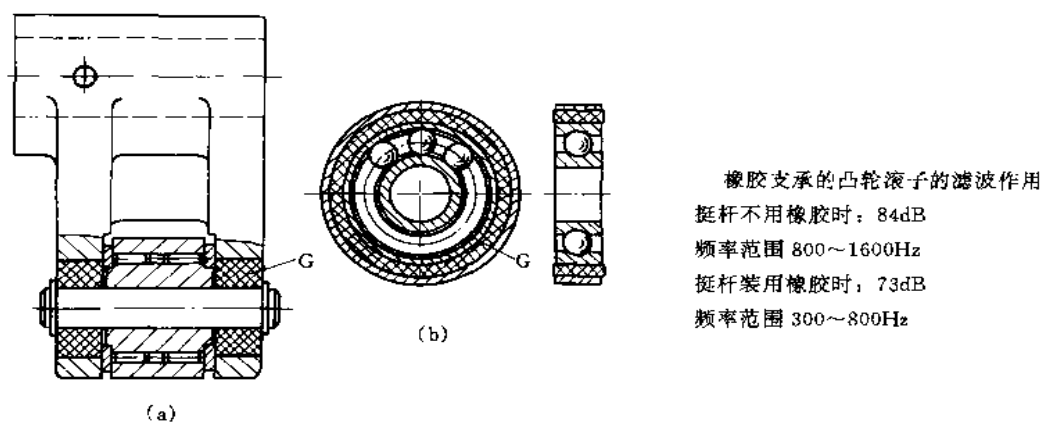


图 1-8-53 凸轮滚子的橡胶支承

(a) 橡胶支承的销轴；(b) 滚子中的橡胶元件；G—橡胶元件

如图 1-8-53 所示，装有这种橡胶元件的凸轮滚子可以在一定程度上避免加工不精确的不利作用，使噪声和磨损减轻；如果凸轮和滚子采用内阻尼较高的材料，例如夹布胶布或有弹性的减振较强的从动件，也能减少接触振动的干扰作用。

## 2.5 平面凸轮零件图示例

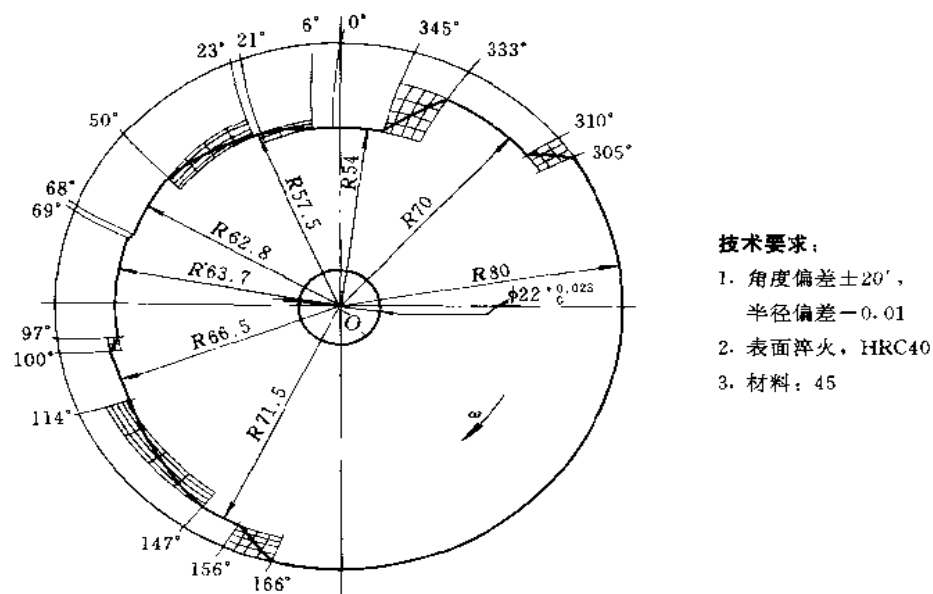
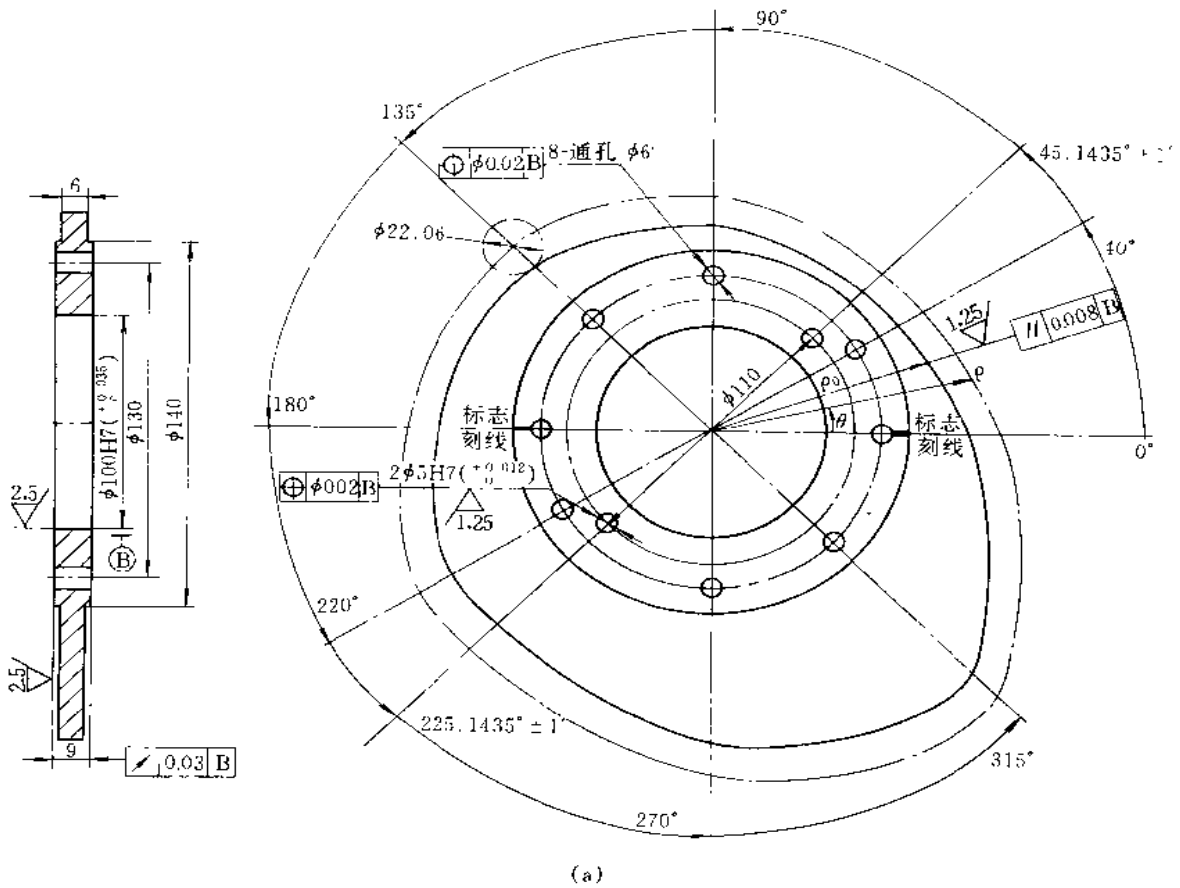


图 1-8-54 自动车床主轴箱送进凸轮

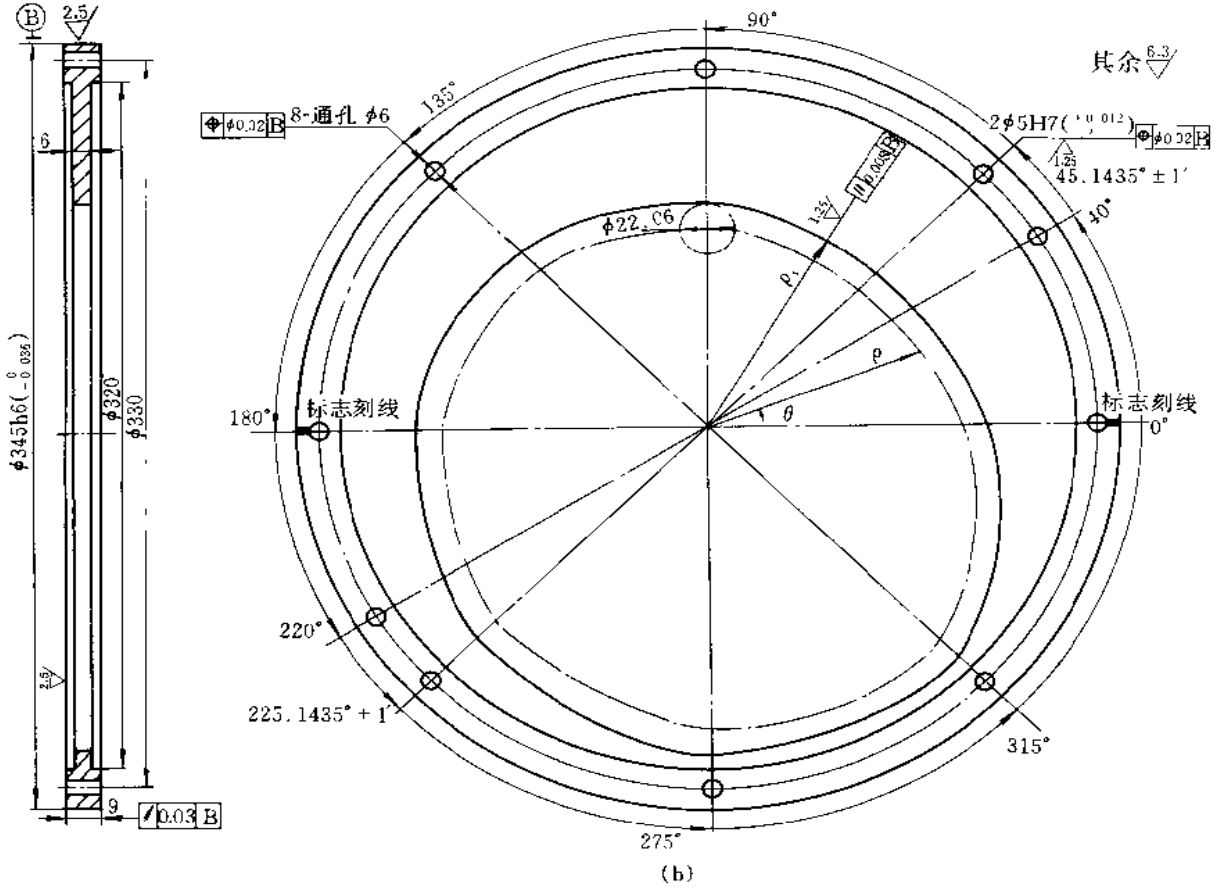
图 1-8-54 所示为自动车床中的主轴箱送进用摆动从动件平面盘形，凸轮的零件图，凸轮廓线由许多个圆弧段（对应从动件不动）和等速螺旋线段（对应从动件摆动）组成。



**技术要求:**

1. 材料: 45, 调质, HB280~320
2. 外廓曲线向径公差+0.01, 内廓曲线向径公差-0.01, 角度公差±1'
3. 2-φ5H7 销孔与壳体用钻模用钻铰
4. 去锐边尖角, 倒角1×45°

图 1-8-55 船舶平旋推进器



凸轮廓线数据表

$\theta, ^\circ$	$\rho, \text{ mm}$	$\rho_0, \text{ mm}$	$\rho_1, \text{ mm}$	$\theta, ^\circ$	$\rho, \text{ mm}$	$\rho_0, \text{ mm}$	$\rho_1, \text{ mm}$
45.1435	85.0002	73.9802	96.0202	∴	∴	∴	∴
44.1435	85.0018	73.9916	96.0320	136.1435	98.2304	87.1112	109.3306
∴	∴	∴		∴	∴	∴	∴
0.1435	103.2846	90.5046	115.9184	47.1435	85.0199	73.9995	96.0401
∴	∴	∴	∴	46.1435	85.0049	73.9857	96.0241
226.1435	123.3112	112.1999	134.4064				

桨叶试验装置中平面槽凸轮零件图

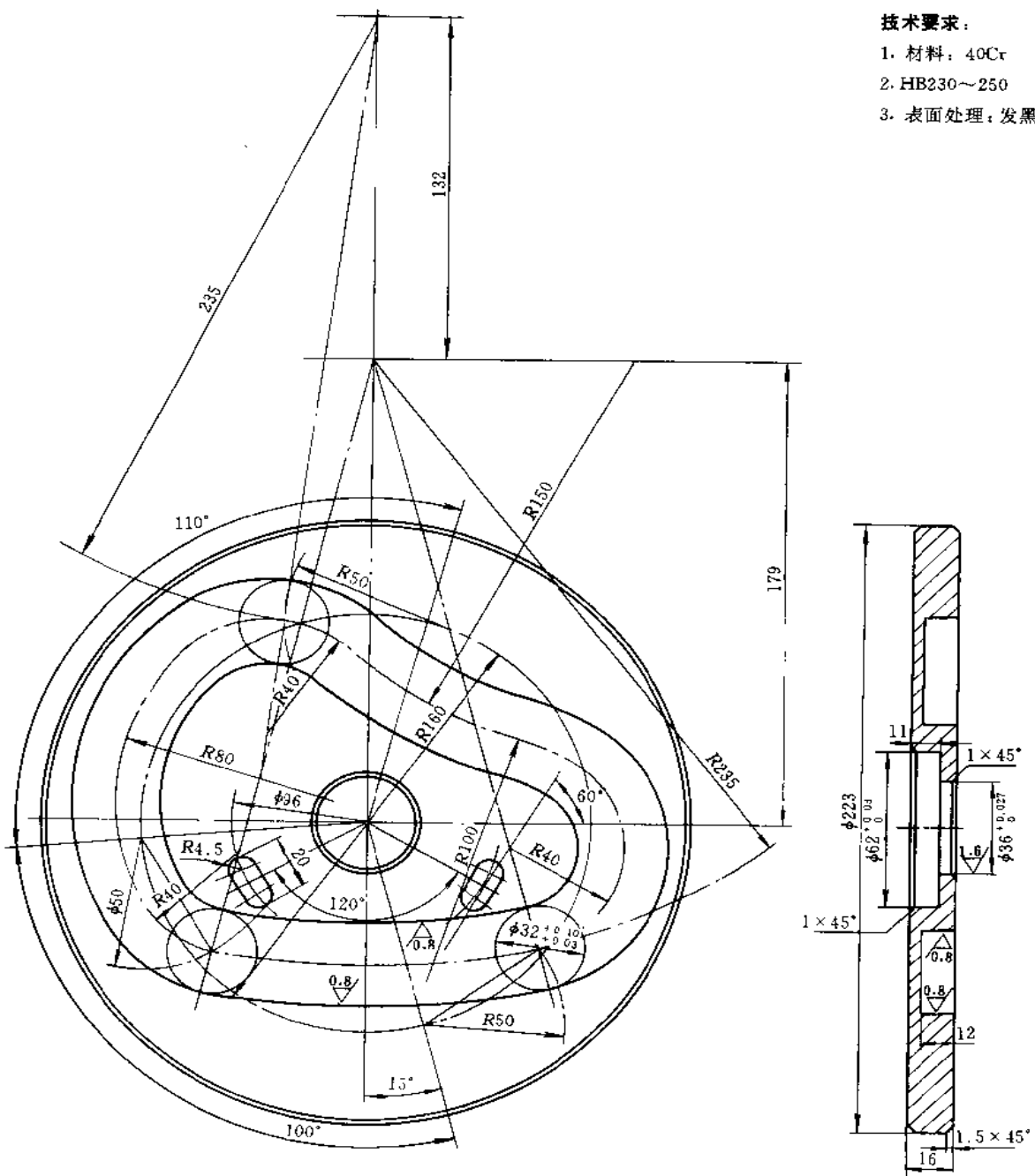


图 1-8-56 糖果包装机圆弧凸轮零件图



图 1-8-55 所示为船舶平旋推进器桨叶试验装置中的平面槽凸轮零件图, 该凸轮由外廓曲线凸轮 (图 a) 和内廓曲线凸轮 (图 b) 分成两片制成。按照数控机床加工和检测的需要, 在图纸上应标出从基圆半径处开始按等分向径角  $\theta$  (一般计算步长为  $\theta=1^\circ$ ) 计算的凸轮理论廓线向径值  $\rho$  和内、外工作廓线向径值  $\rho_i$  或  $\rho_o$ , 并在基圆半径处相距  $180^\circ$  处各打一个定位销孔, 以便装配及调试。

对于某些只需控制行程或摆幅, 而对运动规律并无严格要求的场合, 为了加工方便, 往往将凸轮廓线设计成采用一些偏心圆弧的组合来代替, 一般称为圆弧凸轮。图 1-8-56 所示为糖果包装机中应用的圆弧凸轮零件图。

## 2.6 凸轮机构举例

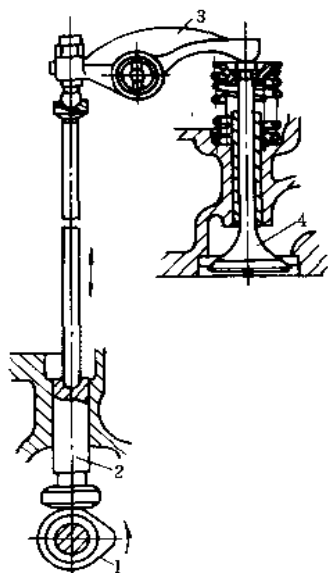


图 1-8-57 凸轮在内燃机的应用

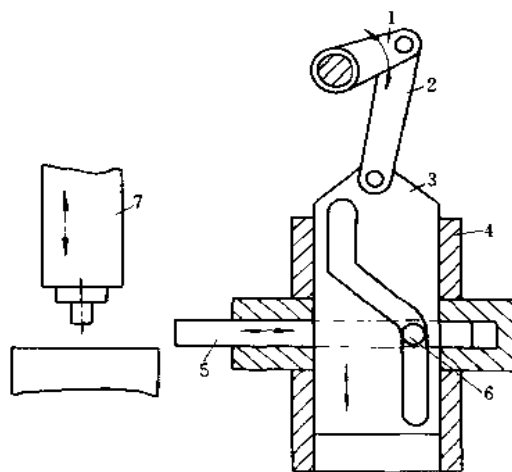


图 1-8-58 凸轮在冲床自动送料上的应用

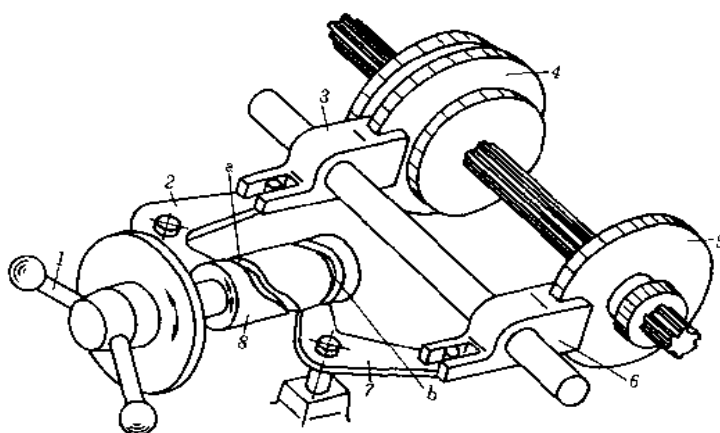


图 1-8-59 床头箱变速操纵机构

1—手柄; 2、7—摆杆; 3、6—拨叉; 4—三联齿轮; 5—双联齿轮; 8—圆柱凸轮

图 1-8-57 所示为内燃机中的配气凸轮机构。平面盘形凸轮 1 旋转时, 推动具有平底或弧形底的移动从动件 2 往复移动, 再通过摇臂 3 使气阀 4 按一定规律启闭。

图 1-8-58 所示为冲床的自动送料凸轮机构, 曲柄 1 旋转时, 带动连杆 2 使滑块 3 上下运动, 向下时, 滑块上的曲线即凸轮廓线, 使带滚子 6 的直动从动件 5 把工件左移送到冲头 7 下面的工作位置, 向上时, 凸轮廓线把滚子 6 推向右移, 构件 5 从冲头 7 下退出并保持不动, 以便进行冲压加工。

图 1-8-59 是车床中床头箱里用以改变主轴转速的变速操纵机构。当转动手柄 1 时, 圆柱形轮 8 一起转动。在凸轮 8 上有两条曲线沟槽 a 和 b, 摆杆 2 和 7 各有一个销子分别插在这两条沟槽内, 沟槽各处的轴向位置不同, 所以凸轮 8 转动时带动摆杆 2 和 7 在一定范围内摆动, 通过拨叉 3 和 6, 分别带动三联齿轮 4 和双联齿轮 5 在花键轴上滑移, 使不同的齿轮进入啮合, 改变主轴转速。

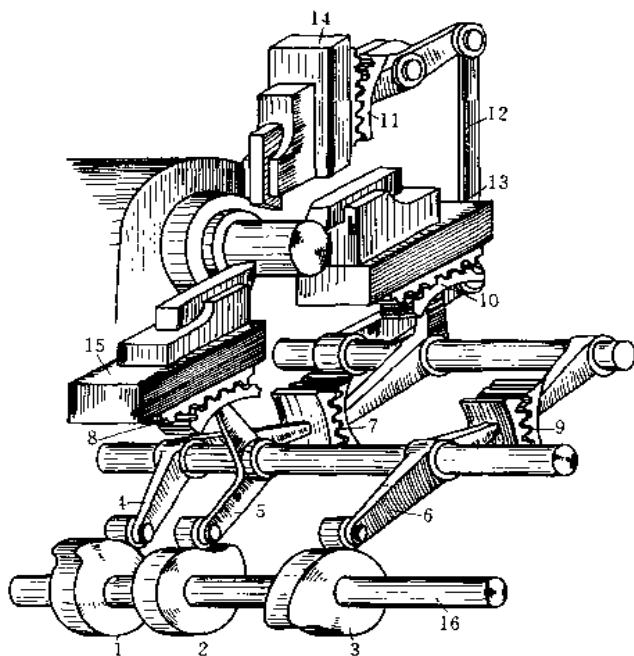


图 1-8-60 自动车床控制刀架进给的凸轮机构

图 1-8-60 所示为自动车床中控制刀架进给的凸轮机构, 装在车床分配轴 16 上的平面盘形凸轮 1、2、3 转动时, 分别推动带有滚子的摆动从动件 4、5、6 摆动, 摆杆 4 通过一对扇形齿轮 7 和齿轮齿条 10 驱动后刀架 13, 摆杆 5 通过齿轮齿条 8 驱动前刀架 15, 摆杆 6 通过一对扇形齿轮 9、连杆 12, 齿轮齿条 11 驱动立刀架 14。利用凸轮的轮廓曲线控制各刀架的运动并进行协调配合, 使刀架进给机构按预定的轮廓完成所需的工艺动作。

图 1-8-61 所示为包装机上由两同步凸轮控制的间歇运动机构, 要求机构在主凸轮轴每转到第 5 周时传递一次特殊运动, 把 5 个包裹从机器上推下来。推动过程是由弹簧 10 推动竖杆 9 进行, 当杠杆 1 落下来时, 弹簧才可拉动竖杆。杠杆 1 上装有两个从动滚子 2 和 3, 各在凸

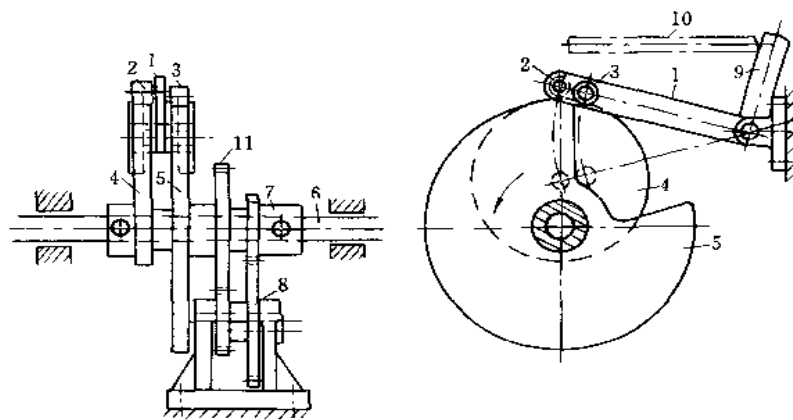


图 1-8-61 同步凸轮控制的间歇运动机构

1—杠杆；2、3—从动滚子；4、5—凸轮；6—轴；7、8、11—齿轮；9—竖杆；10—弹簧

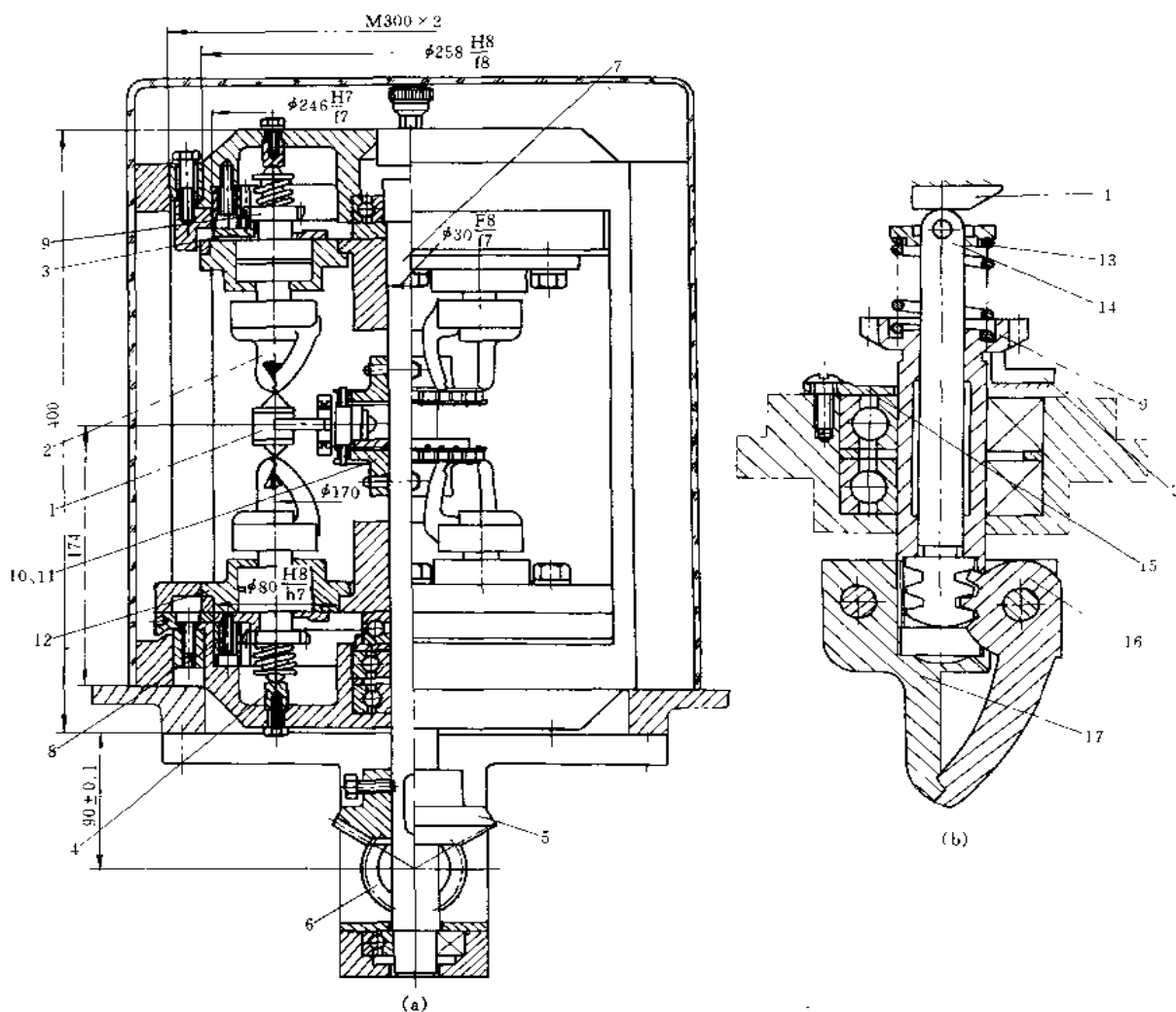


图 1-8-62 连续式扭结糖包装机扭结装置

(a) 扭结装置；(b) 扭结机械手

1—钳糖手；2—扭尾手；3—推进凸轮；4—开合凸轮；5、6—圆锥齿轮；7—主轴；8—内齿轮；9—小齿轮；10、11—链轮、链条；12—转盘；13—弹簧；14—顶杆；15—轴承盖；16—活动扭爪；17—固定扭爪

轮 4、5 上滚动。凸轮 4 固定于传动轴 6，凸轮 5 则与齿轮 7 相连，并活套于轴 6，由齿轮 11 和 8 传动齿轮 7，传动比为 5。因此，凸轮 4 转五转，凸轮 5 转一转，从动滚子 3 落入凸轮 5 槽中，弹簧才执行推动行程。通过从动滚子 2 及凸轮 4 使杠杆 1 复位。

图 1-8-62 所示为连续式扭结糖包装机。它是完成已周向裹包糖果两端的扭结功能的。图 b 是扭结机械手，安装在转盘 12 上，共三组，它们顺次将钳糖手 1 送来的糖块进行扭结。

扭结机械手一边随转盘公转，一边以齿轮 9 沿固定内齿轮 8 滚动产生自转，在固定周向凸轮 3 控制下产生轴向进、退运动，而固定周向凸轮 4 则使其开合，钳住糖果两端糖纸进行扭结，或松开已包好的糖果。推进凸轮和开合凸轮的零件见图 1-8-64。

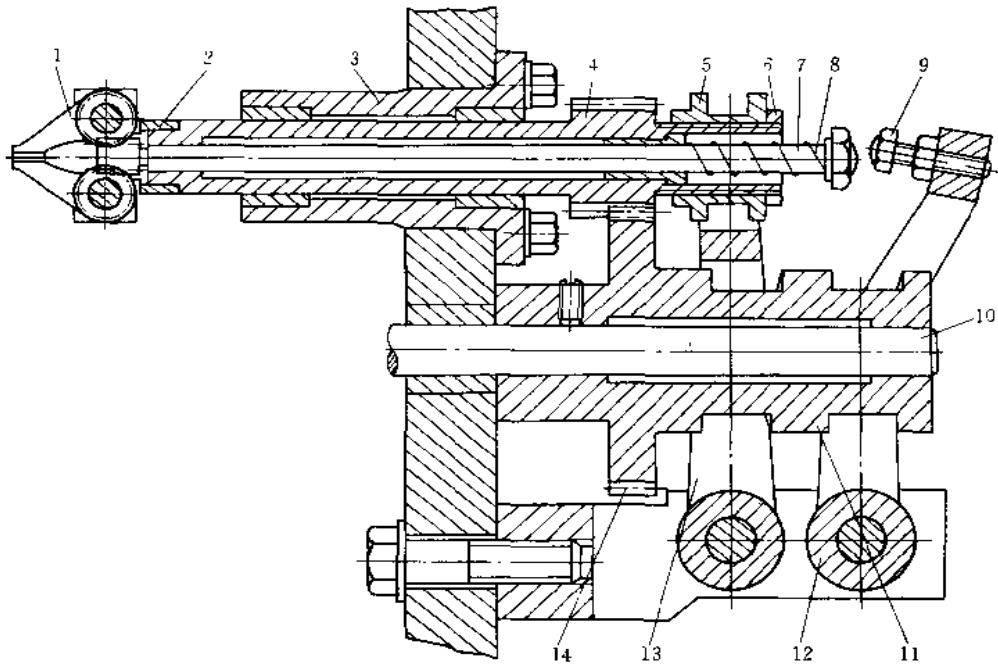
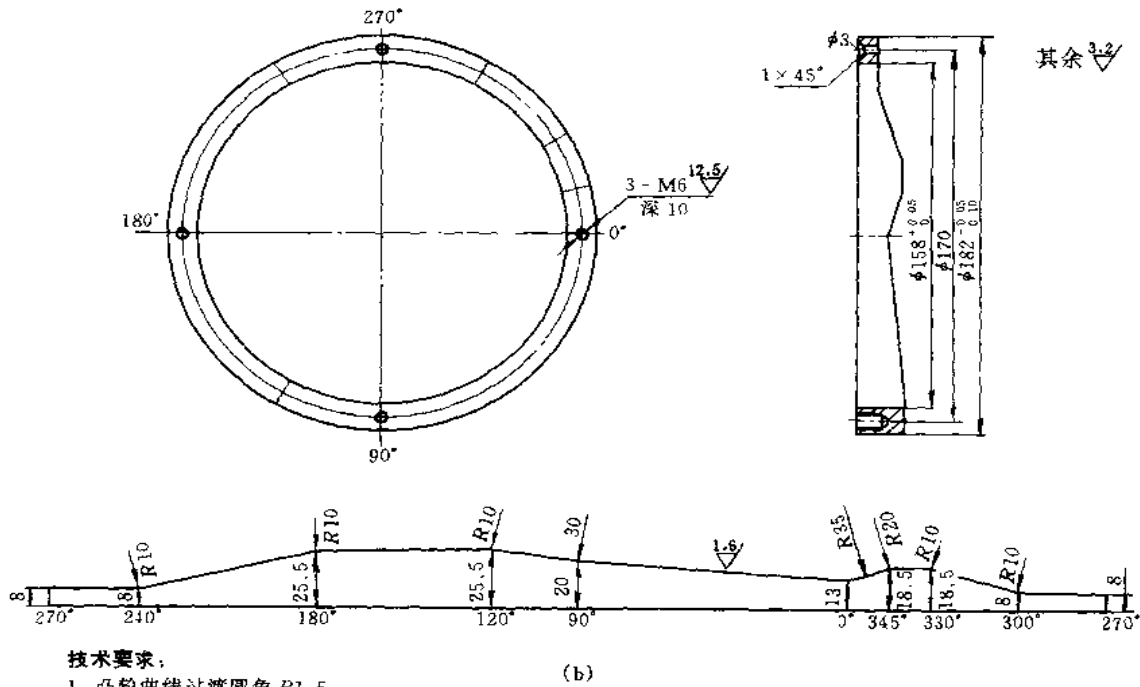
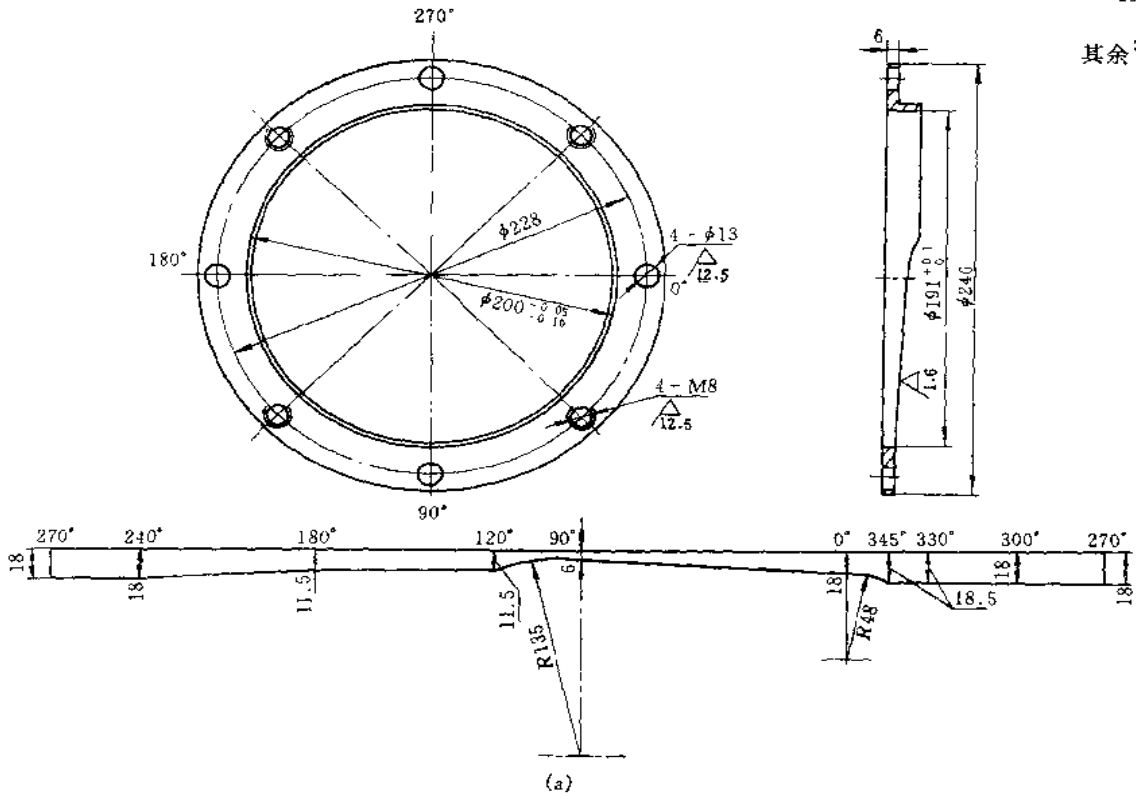


图 1-8-63 凸轮在另一种扭结机械手上的应用

1—机械手爪；2—爪座；3—轴承座；4—齿轮轴套；5—拨环；6—螺母；7—齿条轴；8—弹簧；9—手爪开合可调螺钉；  
10—凸轮轴；11—圆柱凸轮；12—扭结手开合凸轮摆杆；13—扭结手移动凸轮摆杆；14—齿轮

图 1-8-63 所示结构动作原理：由主动齿轮 14 传动齿轮轴套 4，使手爪 1 扭糖转动，与此同时，圆柱凸轮 11 通过摆杆 13、拨环 5 使机械手 1 作轴向移动，以适应包糖纸扭结时长度缩短的要求，并通过摆杆 12 使齿条轴 7 作相对的轴向移动，从而控制手爪适时开合。

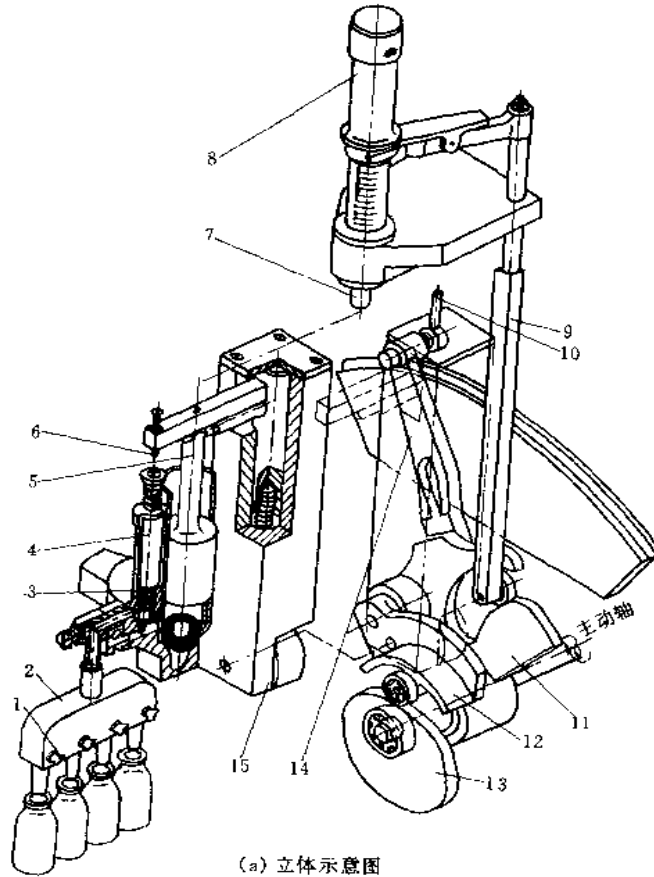
其余 3.2



技术要求:

1. 凸轮曲线过渡圆角  $R1.5$
2. 凸轮  $1.6$  表面高频淬火: HRC50~55

图 1-3-64 尾部扭结装置的凸轮 (40Cr)  
(a) 推进凸轮; (b) 开合凸轮



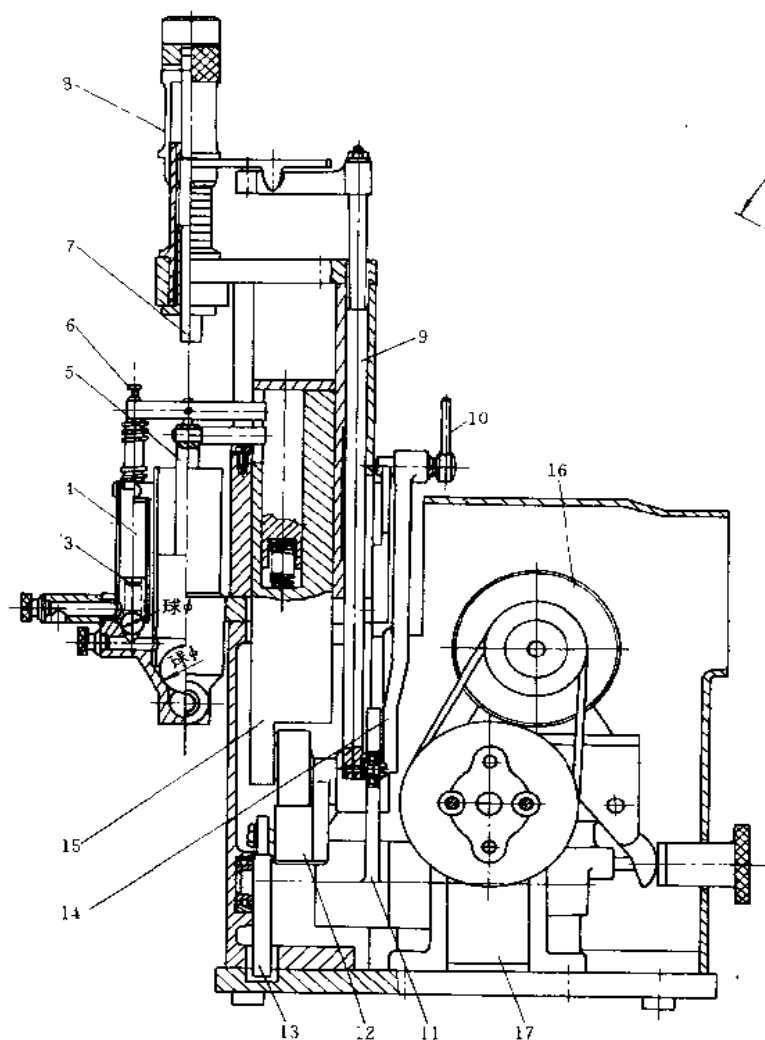
(a) 立体示意图

图 1-8-65 凸轮在可变容

1—旋阀；2—分配灌装头；3—弹簧；4—小活塞；  
9—微调导杆；10—固定螺旋夹；11—调节板；12—摆动摆板；

图 1-8-65 所示结构为可变容积式计量，采用类似分厘卡的计长结构，来调整大活塞 5 行程的极限位置，而其行程长度则由凸轮 13、摆动摇板 12、滑块组 15 和调节板 11 通过微调导杆 9、调节杆 14 来实现。其结构与工作过程如下：

调节板 11 和凸轮 13 安装在同一回转轴上，由轴带动凸轮回转，而调节板 11 可由调节杆 14 调整其位置。在调节板 11 上的轴孔中装有摆动摇板 12，它的摆动由凸轮 13 控制；在摆动



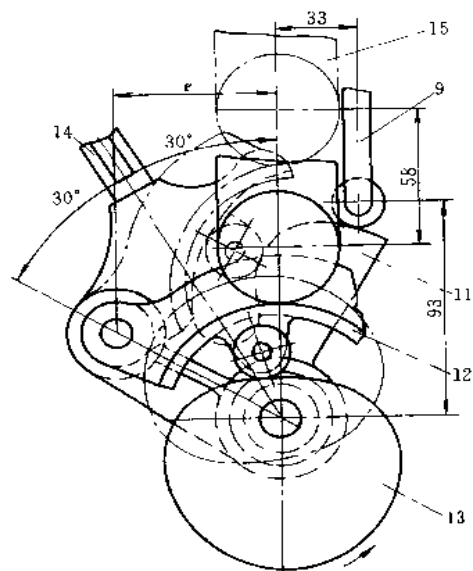
(b) 部分结构图

#### 积计量灌装装置上的应用

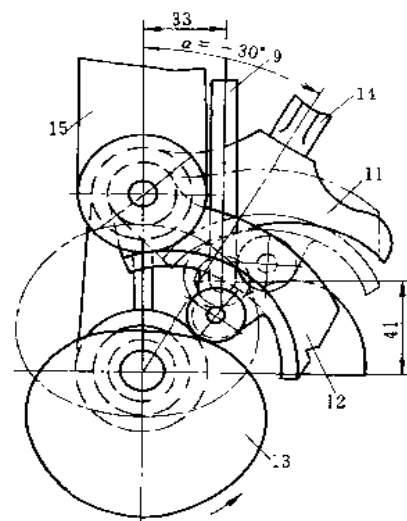
5—大活塞；6—顶柱；7—限位螺钉；8、14—调节杆；  
13—凸轮；15—滑块组；16—电动机；17—减速器

摇板 12 的上面装有滑块组 15 (立体图中是分离画法), 即带动它连同大活塞 5 作上下运动, 实现计量及灌装。

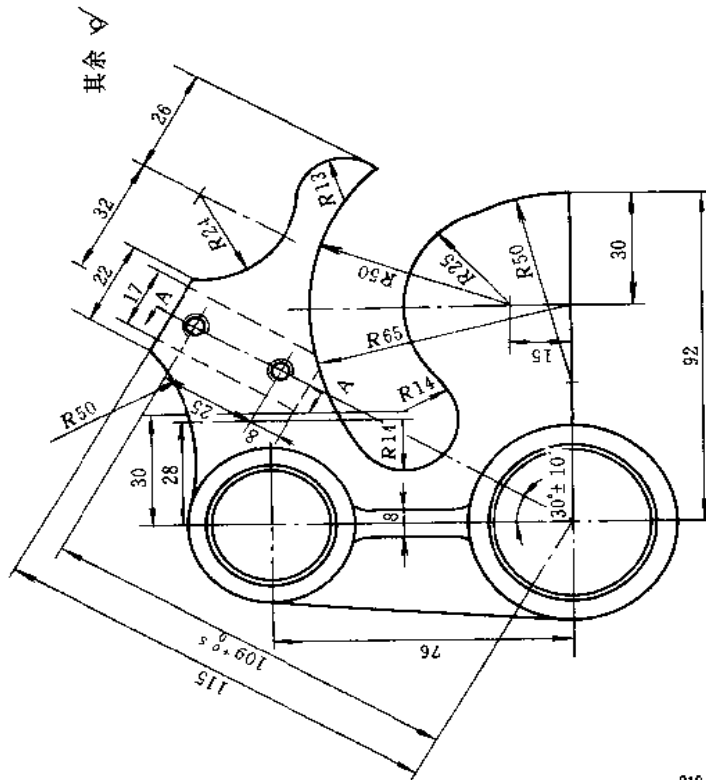
灌装时, 容量的调节可通过固定在调节板 11 上的调节杆 14 来实现。当调节杆 14 放在不同的偏转位置时, 则调节板 11 绕轴偏转, 在其中部曲槽的作用下, 使微调导杆 9 上下移动, 与微调导杆相连的分厘卡测量端的限位螺钉 7 也上下移动, 其中调节杆实现粗调, 旋转调节管可使限位螺钉 7 实现细调。



(c) 从动杆(调节板 12)最大行程时示意图

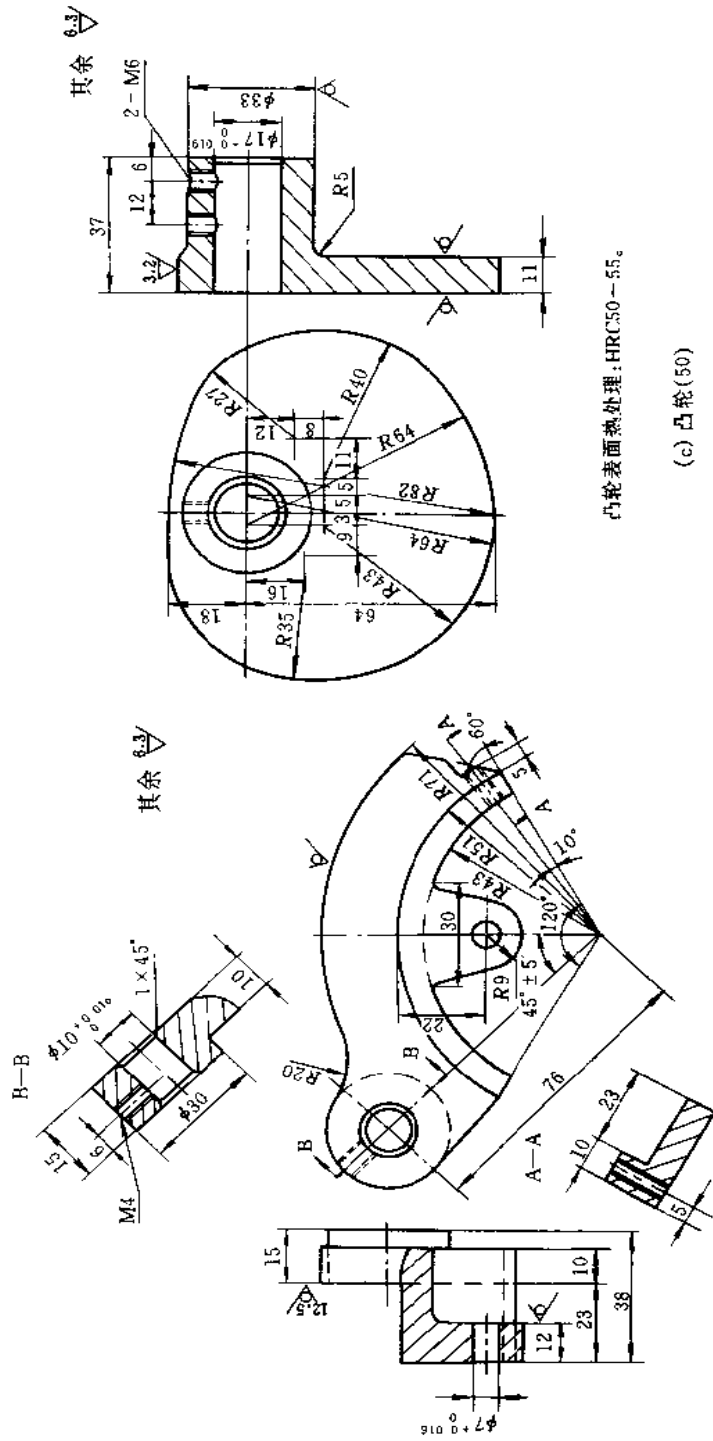


(c) 从动杆行程为零的位置示意图



(a) 调整板(HT350)



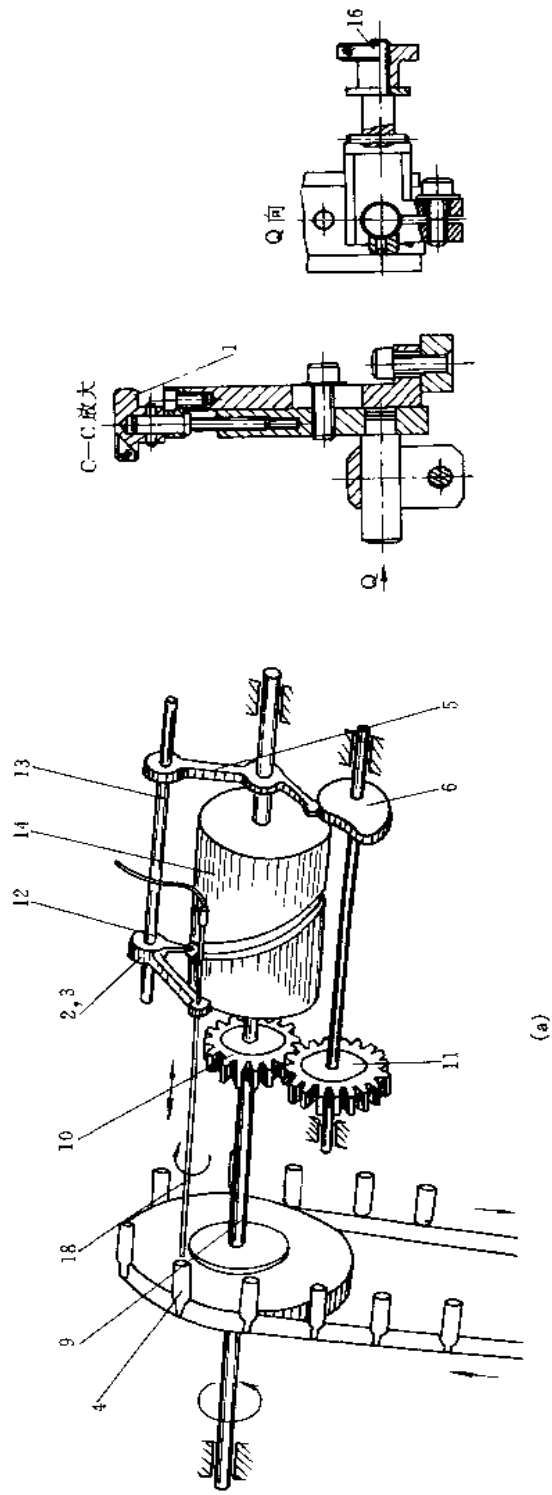


凸轮表面热处理: HRC50~55。

(c) 凸轮(50)

(b) 摆动插板(HT350)

图 1-8-66 可变容积计量灌装装置零件图  
从动杆 (调节板 12) 行程位置示意图可见, 图中 c 和 d。图 1-8-66 为零件图。



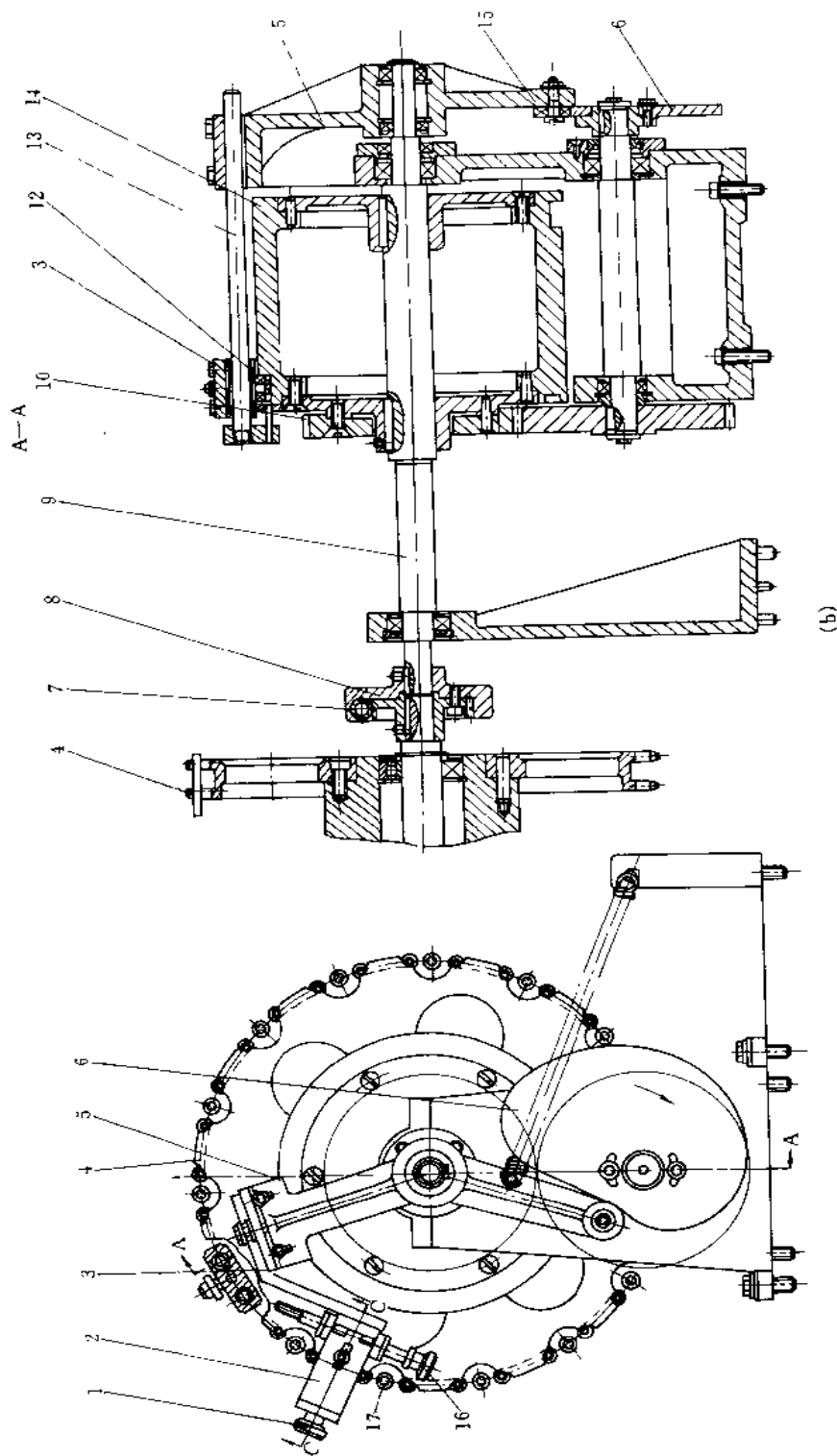


图 1-8-67 凸轮在牙膏喷塑跟踪机构上的应用

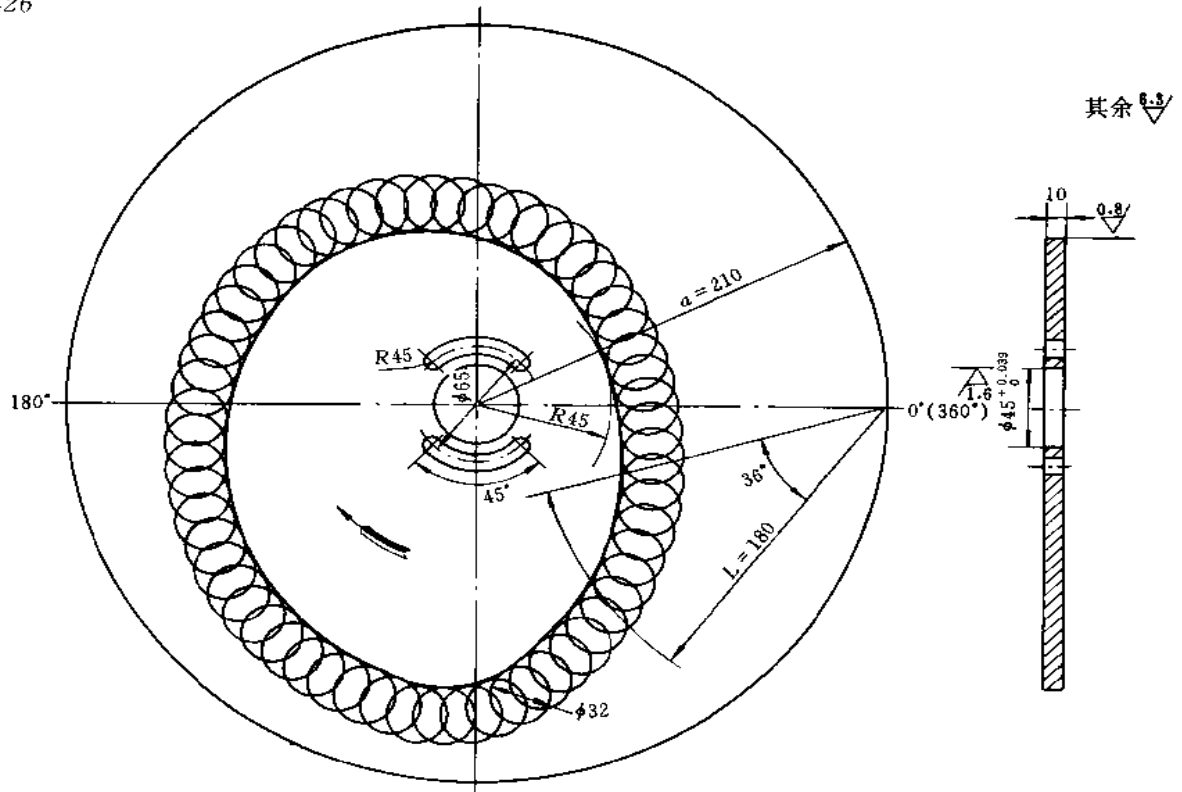
(a) 动作原理示意图; (b) 结构图 (喷涂一只牙膏壳的)

1、16—滚花手轮; 2—滑块支座; 3—支架; 4—链轮; 5—链杆; 6—凸轮; 7—摆杆; 8—蜗杆; 9—蜗轮; 10、11—轴; 12、15—滚动轴承; 13—导杆; 14—喷管凸轮; 17—喷枪座; 18—喷枪

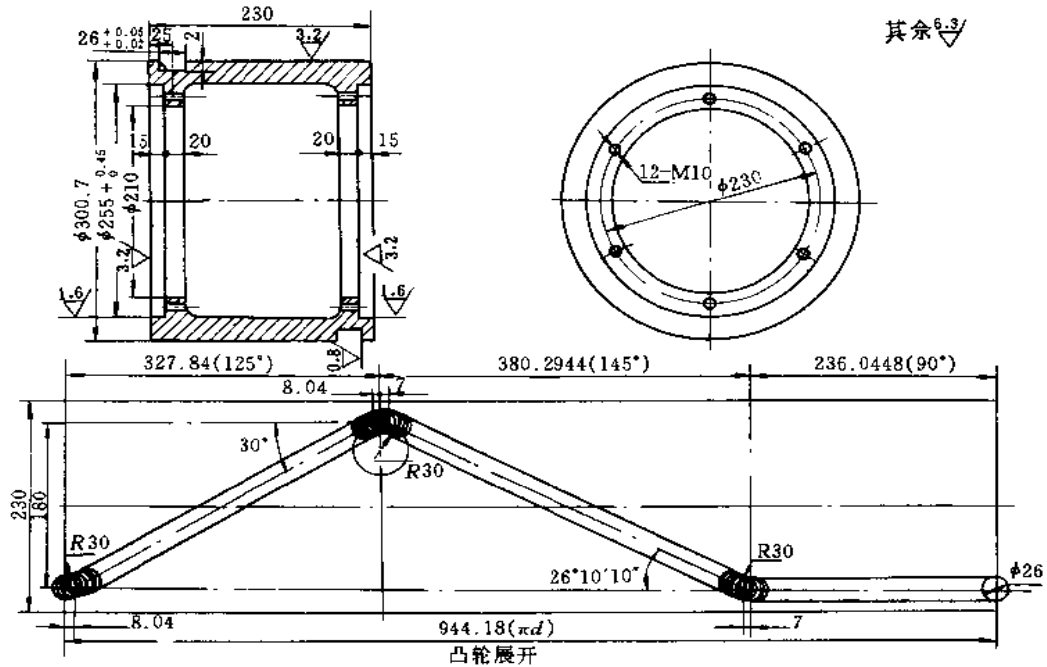
图 1-8-67 所示结构是用于连续输送过程中, 对牙膏壳内壁喷涂塑料薄膜的机构。牙膏壳安装在特制链带上, 由链轮 4 带动顺时针方向旋转。在旋转过程中喷枪徐徐插入壳内进行喷塑, 完成后又迅速退出, 然后, 喷枪逆时针方向摆回起始位置, 再插入下一牙膏壳重复前述动作。

链轮 4 沿箭头方向旋转, 传动轴 9 带动齿轮 10、圆柱凸轮 14 和齿轮 11、凸轮 6 旋转, 进而带动摆杆 5 和导杆 13、喷枪组件 3 和 2、喷枪 18, 喷枪构件由滚动轴承 12 嵌在圆柱凸轮 14 的槽内。因此, 当传动轴 9 旋转时, 凸轮 14 和 6 的轮廓曲线满足喷枪一方面作轴向往复移动, 另一方面又作往复摆动的跟踪运动要求。

蜗轮 8 和蜗杆 7 用来调节链轮 4 和喷枪间的动作顺序, 滚花手轮 1、16 用来调节其相对位置。



(a) 牙膏喷塑跟踪机构上的凸轮 (件 6) (45)



(b) 牙膏喷塑跟踪机构上的喷管凸轮 (件 14) (QT450-10)

30°~260°	等角速上升	摆杆臂长	$l=180\text{mm}$
260°~360°~30°	等角速下降	摆杆中心与凸轮中心距	$a=210\text{mm}$
摆杆摆动最大角位移	$\varphi_{\text{max}} \approx 36^\circ$	基圆半径	$R=45\text{mm}$

技术要求:  
凸轮曲线处高频淬  
火; HRC45~48

图 1-8-68 牙膏喷塑跟踪机构上的凸轮零件图

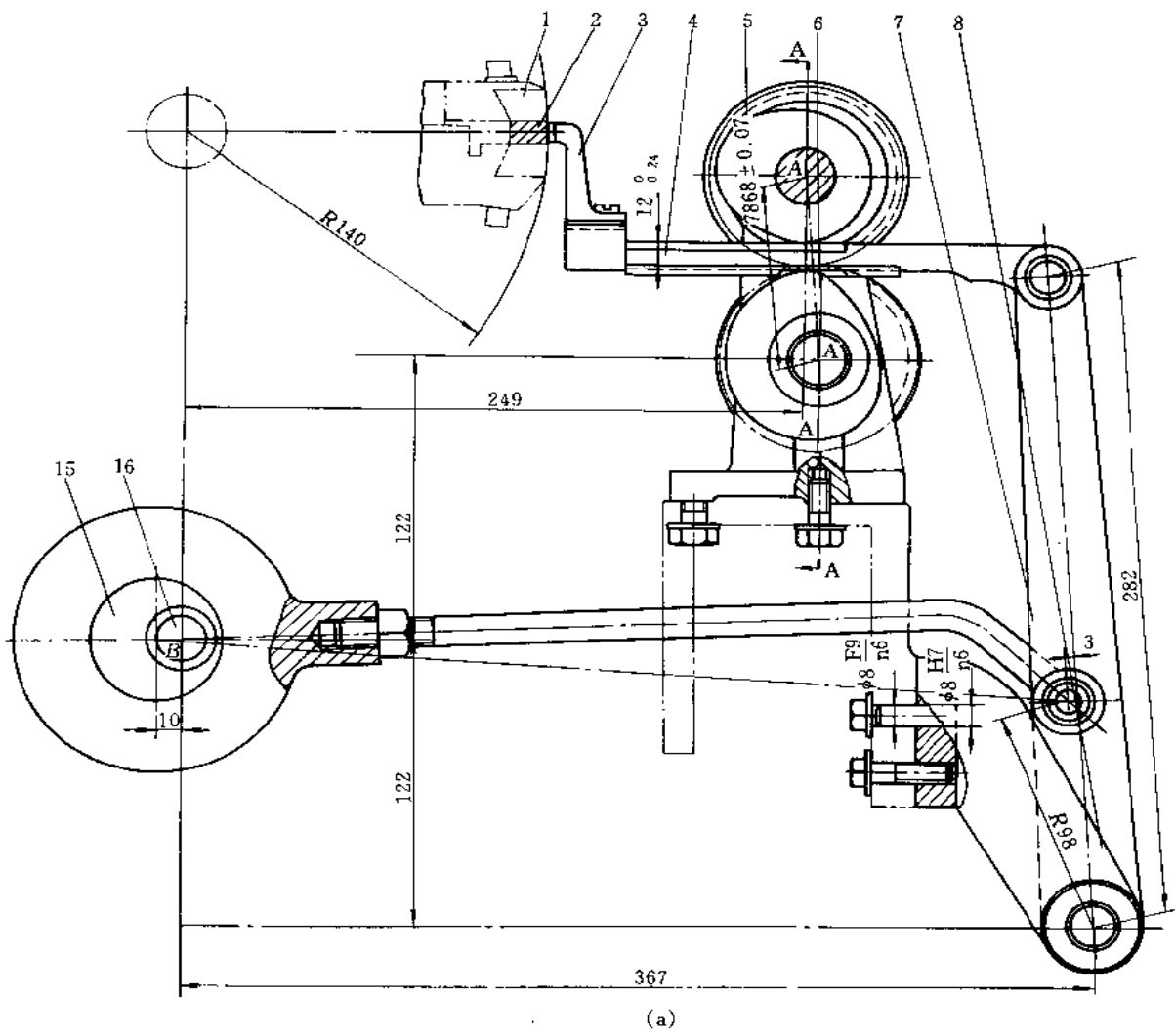


图 1-8-69 凸轮机构在推糖机构上的应用 (a)

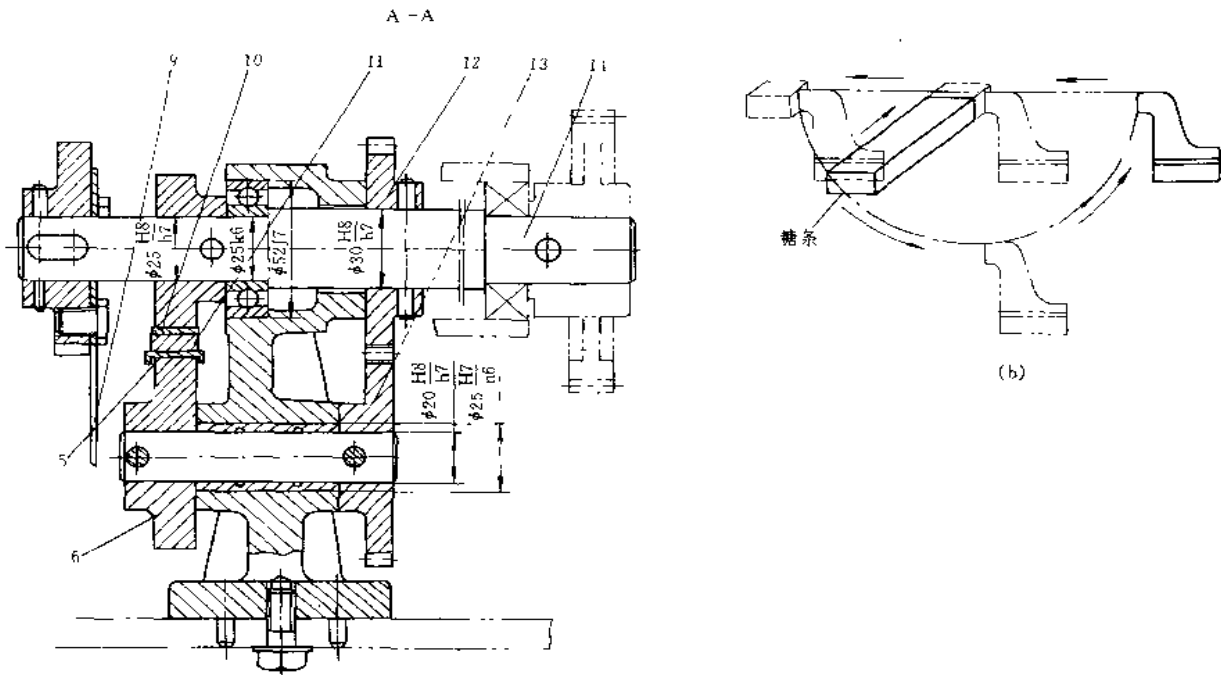


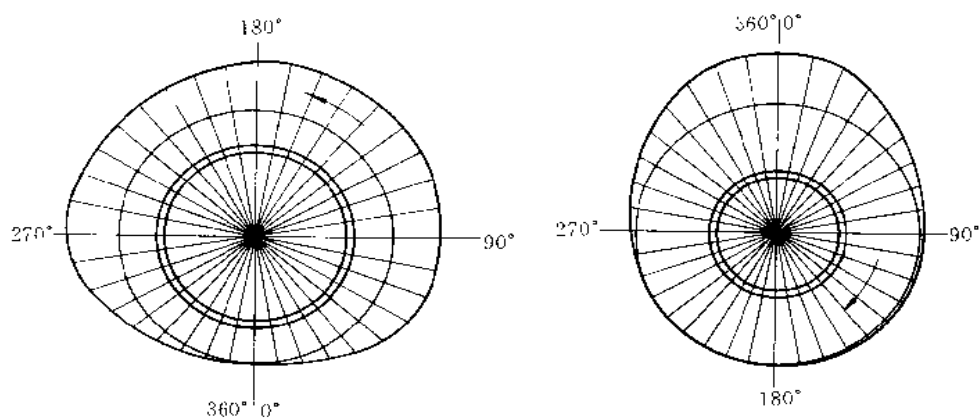
图 1-8-69 凸轮机构在推糖机构上的应用 (b)

(a) 结构图; (b) 推糖运动轨迹示意图

1—转盘; 2—糖块; 3—推糖头; 4—推糖杆; 5—上凸轮; 6—下凸轮; 7—摆杆; 8—支座; 9—切糖刀; 10—上导板; 11—下导板; 12、13—斜齿轮; 14、16—轴; 15—偏心轮

图 1-8-69 所示结构为切糖推糖机构。切糖刀 9 将糖条切成块后, 把糖块 2 推入转盘输送到包装位置。在一般情况下当糖条被切块, 推糖头 3 把糖块推入转盘并返回的过程中, 糖条停止送进, 因此, 糖条是间歇送进的。

本机构通过连杆-凸轮组合机构, 使推糖头在送进时运动轨迹接近为直线, 在返回时运动轨迹为曲线, 以让开糖条, 如图中 b 所示, 则糖条在推糖头返回时就可进行送进, 这样就减少了糖条的停顿时间并能缩短推糖杆 4 的行程, 使机器的生产率得到提高。本机构就是通过连杆机构和凸轮机构的组合而达到推糖运动轨迹示意图所示的要求的。摆杆 7 使推糖杆 4 作往复移动; 上下凸轮的配合转动使推糖杆作绕摆杆上部轴心的摆动。动力分别由轴 14 和轴 16 传入。摆杆 7 摆动一次, 上凸轮 5 和下凸轮 6 各回转一圈, 推糖头 3 完成一次往复运动。



(a) 下凸轮 (件 6)

(b) 上凸轮 (件 5)

凸轮位移曲线数据

(a) 上 凸 轮	度数	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	100°	110°	120°
	圆弧 $R$	38.6	38.6	38	35.5	32.5	30.5	29.4	28.8	28.5	28.6	28.8	28.9	28.7
	度数	130°	140°	150°	160°	170°	180°	190°	200°	210°	220°	230°	240°	250°
	圆弧 $R$	28.5	28.2	28	27.8	27.7	27.6	27.5	27.5	27.7	28	28	28.2	28.5
	度数	260°	270°	280°	290°	300°	310°	320°	330°	340°	350°	360°		
圆弧 $R$	28.6	28.7	28.9	29.2	30	31.1	32.5	34.4	36.6	39.1	38.6			
(b) 下 凸 轮	度数	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	100°	110°	120°
	圆弧 $R$	26.1	26.6	26.9	28.4	30.1	33	35.5	36.8	37	37	37	37.5	38
	度数	130°	140°	150°	160°	170°	180°	190°	200°	210°	220°	230°	240°	250°
	圆弧 $R$	38.4	38.5	38.5	38.2	38.2	38	37.9	37.5	37.1	36.8	36.2	36.2	36.2
	度数	260°	270°	280°	290°	300°	310°	320°	330°	340°	350°	360°		
圆弧 $R$	36.2	36.2	36	33.7	31	29.5	28.3	27.3	27	26.4	26.1			

技术要求:

成型表面渗碳后淬火: HRC56~62

图 1-8-70 推糖机构上的凸轮 (15)

图 1-8-70 为上、下凸轮轮廓线图。

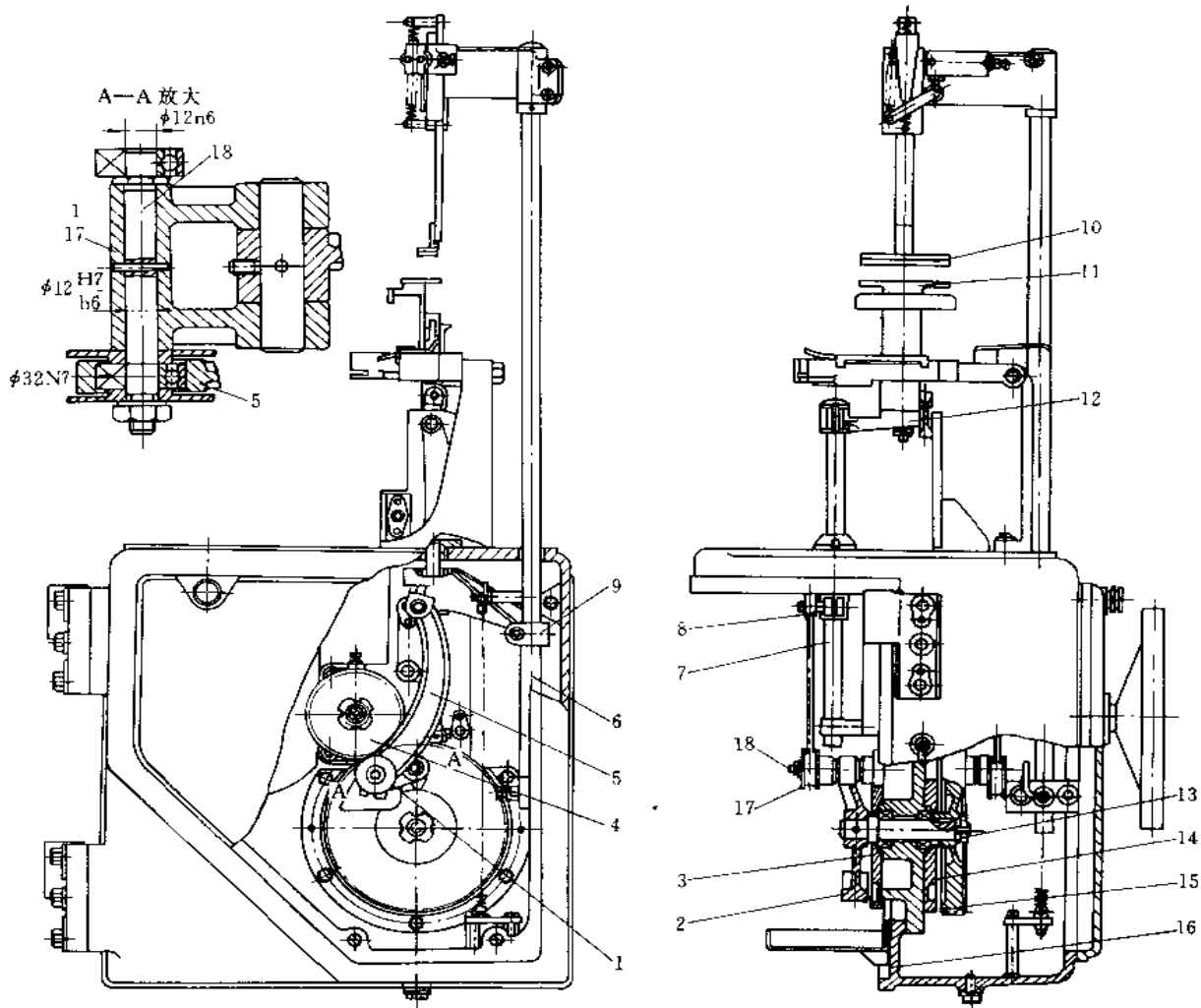


图 1-8-71 在包装机上应用的固定凸轮-连杆-滑块组合机构

1、17—曲柄；2—扇形曲柄；3、14—凸轮；4—小齿轮；5、8、9—连杆；6—接料杆；7—顶料杆；10—接料板；11—顶料板；12—连结板；13—分配轴；15—大齿轮；16—机架；18—销轴

图 1-8-71 所示结构为用在巧克力排包装机上的固定凸轮-连杆-滑块组合机构。送料装置将需包装的糖块送到顶料板 11 上，然后下放接料板 10，与 11 一起夹住糖块提升一段距离，在提升过程中，通过一个自动导向折角成形器，使糖纸裹匀折角，完成部分包装动作，板 11 和 10 上升到预定高度时，11 停止上升，10 继续升高，此时其他机件夹住物料完成其余包纸，推包等动作。同时板 11、10 回到原有位置，等待糖块重复上述包装过程。接料板 10 和顶料板 11 的动作由组合机构完成。动力由小齿轮 14、大齿轮 15 通过偏销孔带动曲柄 1 一起转动，小曲柄 1 另一端的销轴 18（见 A-A 剖视图）装有滚子，穿过有缺口的大齿轮 15 嵌入凸轮 14 的凹槽内（凸轮静止不动）；销轴 18 的另一端与连杆 5 和 9 相连，使接料杆 6 作往复直线运动（类似滑块），这样就使接料杆 6 一端的接料板 10 实现预定的运动要求。

顶料板运动：当大齿轮 15 转动时，因大齿轮与分配轴 13 以键固结在一起，故扇形曲柄 2 也一起旋转。与接料板运动相似，由于凸轮 3 的作用，经过小曲柄 17 带动连杆 8 和顶料杆



7, 并使顶料杆 7、连结板 12 也作往复直线运动 (类似滑块), 这样就使顶料杆 7 一端的顶料板 11 实现预定的运动要求。

此类组合机构的特点:

1) 能实现滑块 (即机构的从动件) 行程较大、运动较复杂的运动规律。  
2) 可使凸轮径向尺寸小而又压力角不大, 整个组合机构结构简单, 空间位置紧凑, 运动稳定、可靠。

3) 只能安装使用于轴的两端, 机构的动平衡较困难, 构件的几何尺寸设计不好时惯性大, 加速度大, 不宜高速运转。

零件 3 的工作图见图 1-8-56。

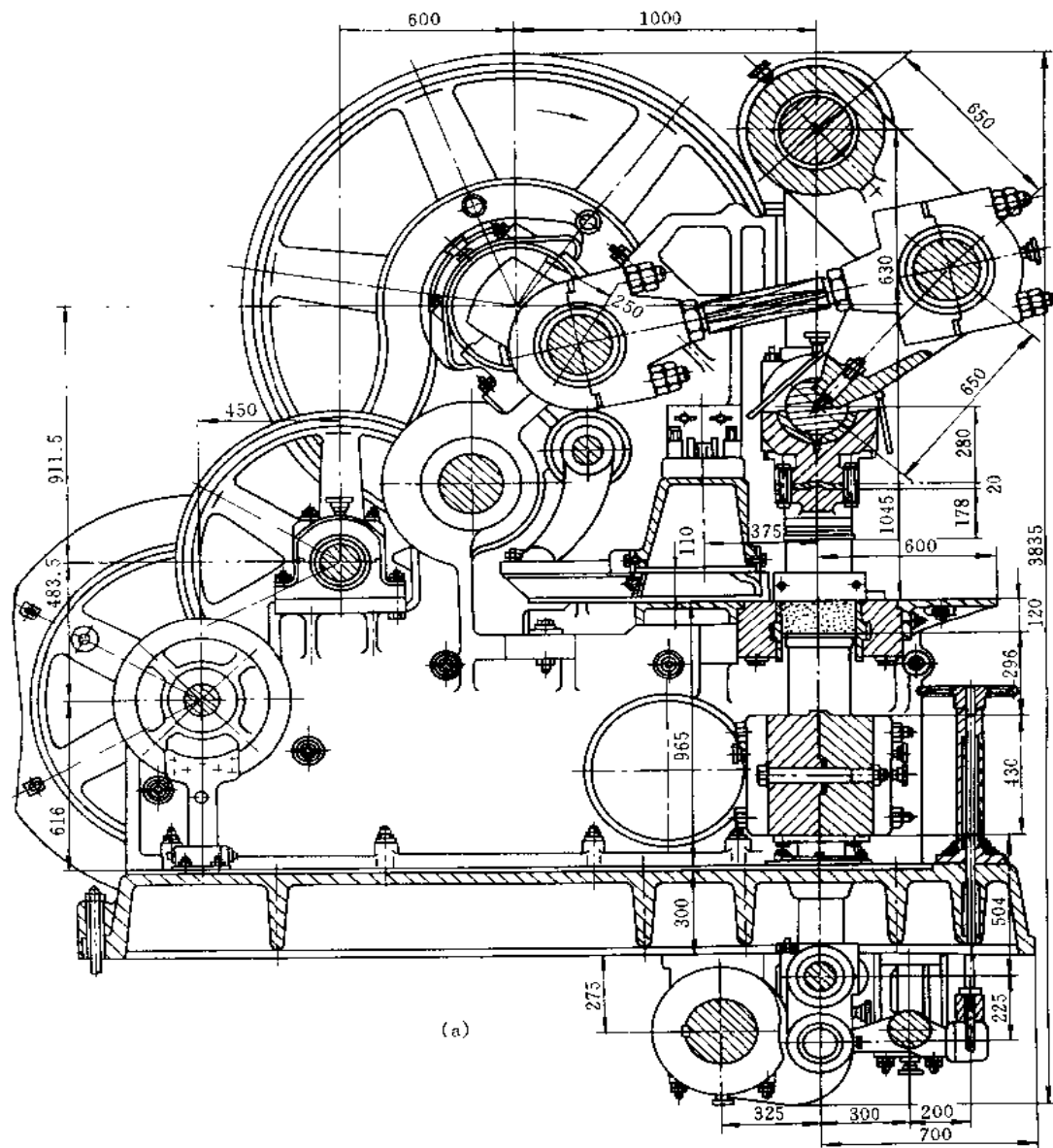


图 1-8-72 凸轮在压制半干砖的压力机上的应用 (a)

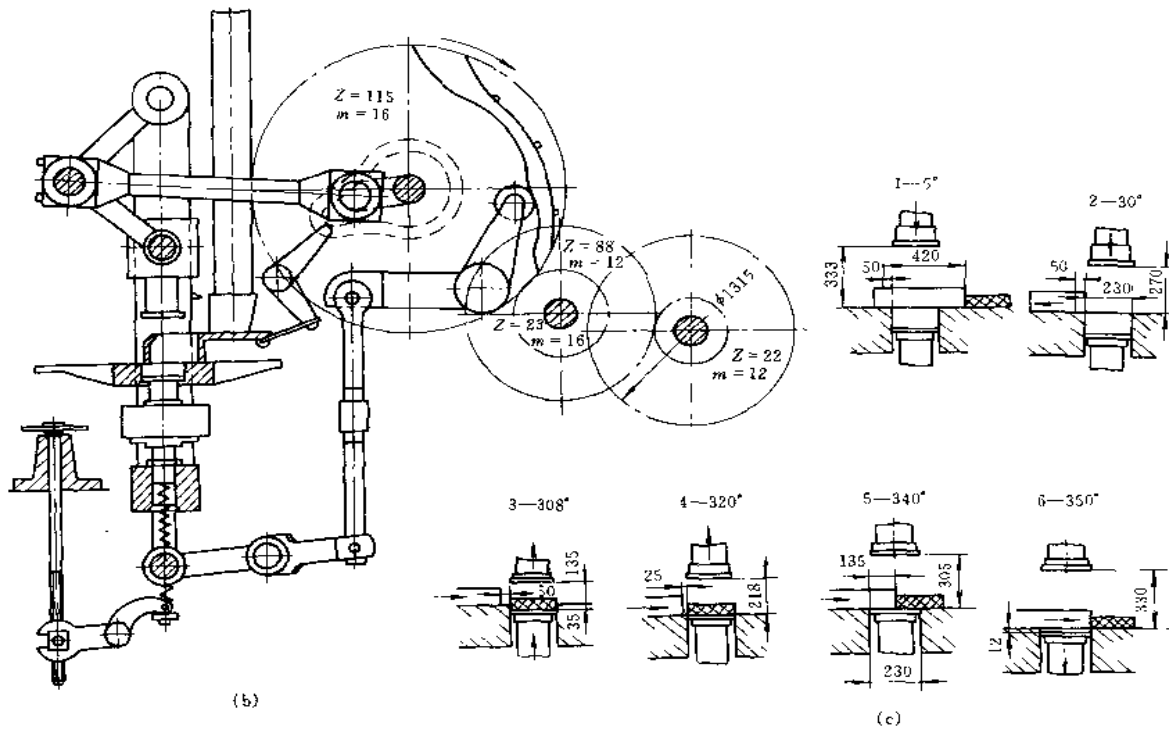


图 1-8-72 凸轮在压制半干砖的压力机上的应用 (b)、(c)

(a) 压力机一侧剖视结构图; (b) 压力机机构简图; (c) 冲头、托架和制品工作时位置图

1—成品推出, 上模开始下降; 2—推板完全退回, 准备压制; 3—砖坯压好, 上模脱开返回, 下模继续上升; 4—上模继续上升, 下模托砖到推送口, 准备推送; 5—上模继续上升, 同时将砖推出; 6—砖被推出压制口, 下模开始返回

图 1-8-73 所示结构是灌装机的压盖装置，用于啤酒、汽水瓶的封盖。它有八个压盖模 11，封盖操作是自动连续进行的，每分钟能达 200 只左右。

瓶盖倒入料斗 1 后，被撞块 6 及固定销 2 不断翻动，并借固定销 2 和转盘 4 形成的 29 个与瓶盖外形相似的通道使其整理成同一方向。当瓶盖自通道 9 落下，被压缩空气吹入压盖模 11 下部定位后，随着转鼓 10 的转动，凸轮 8 即将压盖模 11 下压，使瓶盖牢固地封在瓶口上。

动力自空心轴 12 传动转鼓 10 后，又经过一对齿轮和一对锥齿轮传至转盘 4。

本装置位置可按瓶子高矮作相应调整，经适当改进，亦可用于同类型式的其他封盖。

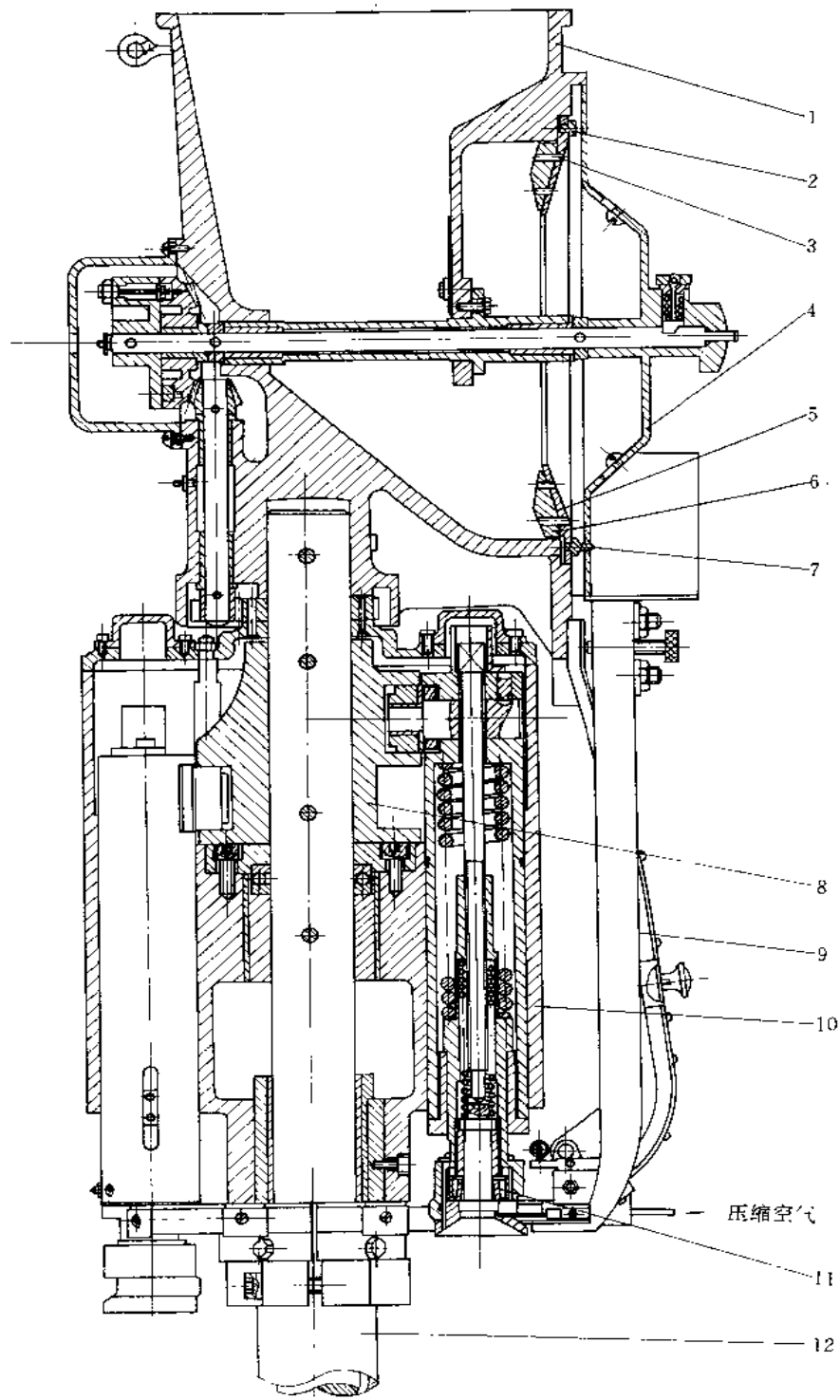


图 1-8-73 槽形凸轮在压盖装置上的应用

1—料斗；2、7—固定销；3—销子；4—转盘；5—中间隔盘；6—撞块；8—凸轮；9—通道；10—转鼓；11—压盖模；12—空心轴

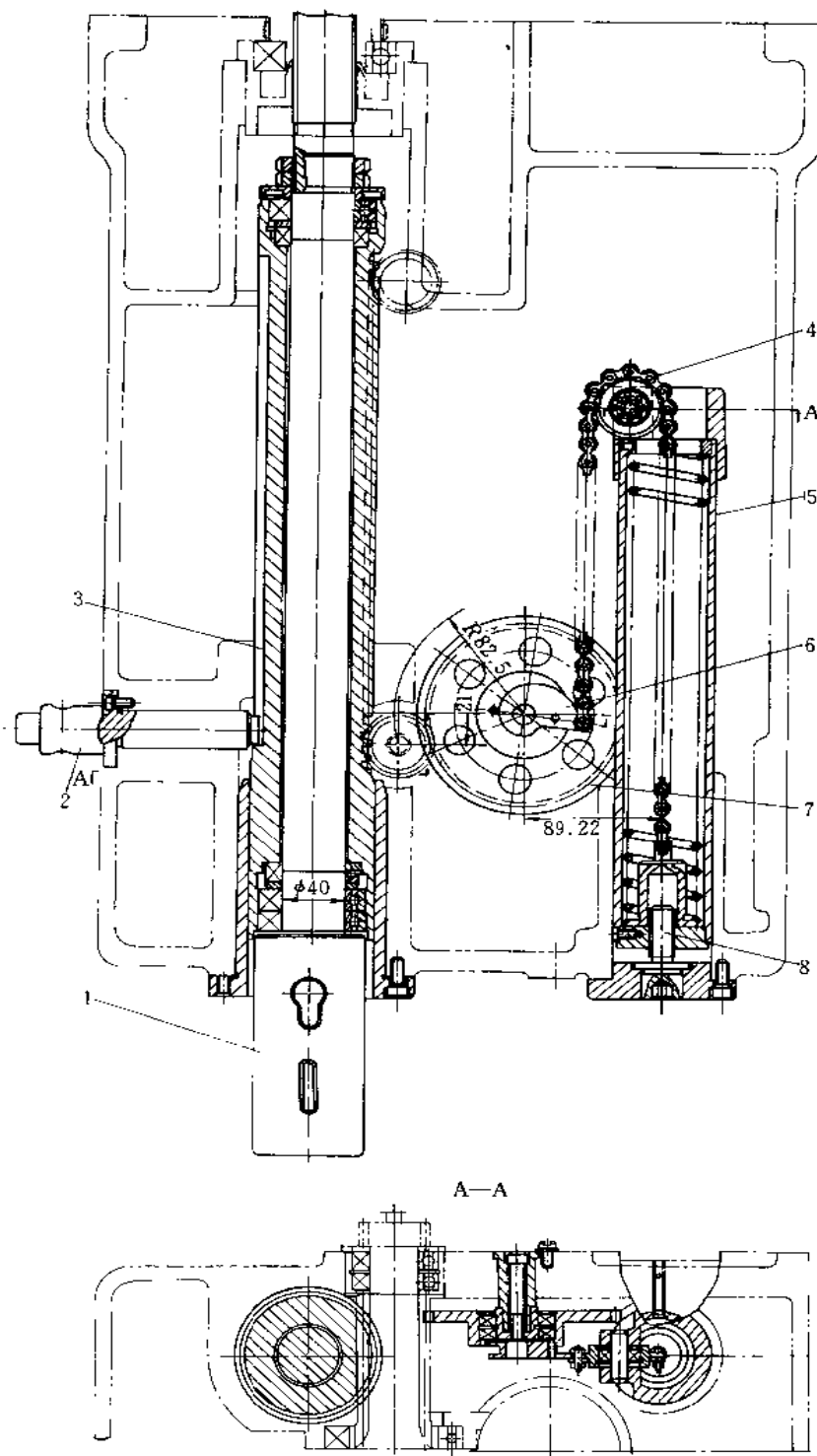


图 1-8-74

所示结构为钻床主轴的平衡机构。主轴 1 工作时一方面作旋转运动，同时由轴套 3 带动作轴向进给运动，用行程限位键 2 进行限位。其平衡机构由凸轮 6 和弹簧 5 等组成，通过凸轮 6 和齿轮 7 使主轴部件重力和弹簧力保持平衡，平衡力的大小通过调整螺钉 8 而改变，平衡力由凸轮 6 的曲线保证其恒定。

图 1-8-74 凸轮在钻床主轴平衡装置上的应用

1—钻床主轴；2—行程限位键；3—轴套；4—自行车链条；5—弹簧；6—凸轮；7—齿轮；8—调整螺钉

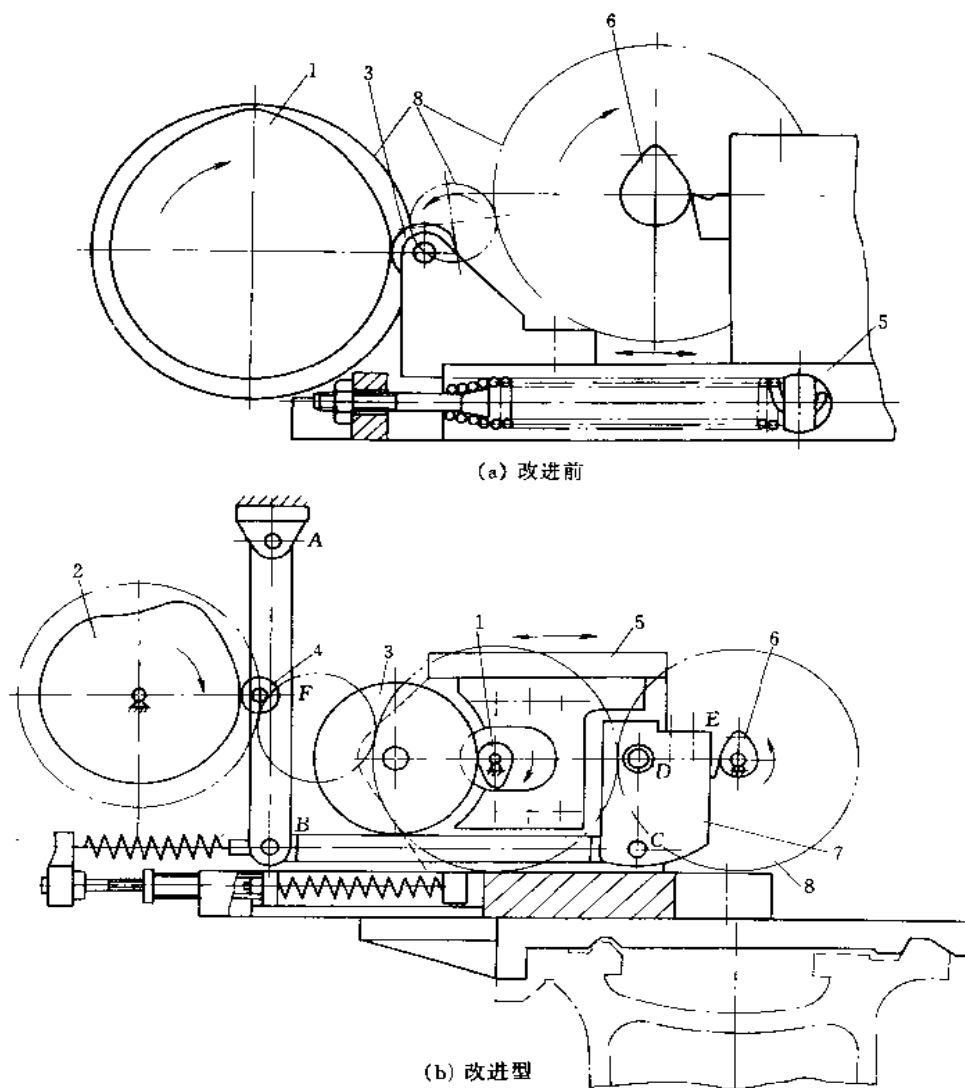


图 1-8-75 靠模仿形车削凸轮装置

1、2—靠模；3、4—滚子；5—刀架滑板；6—工件；7—刀夹；8—齿轮

图 1-8-75a 是利用靠模仿形车削凸轮的装置。靠模 1 和工件 6 以相同的方向和转速绕定轴转动，滚子和车刀装在同一滑板 5 上左右移动。用靠模 1 的轮廓形状，控制车刀的运动，使其在工件 6 上车出需要的凸轮形状。

在这里，靠模和滚子组成滚子移动从动件凸轮机构，工件和车刀组成尖顶移动从动件凸轮机构，滚子中心与车刀的运动相同。设计靠模轮廓是使靠模的理论轮廓同工件形状完全一样，然后以滚子半径作等距曲线，即得靠模的实际轮廓。这样得到的靠模完全能够满足运动的要求。

但是，这样靠模比工件小，而工件本来就不大，所以加工精度不易保证。而且这种装置在凸轮一转的过程中，车刀的切削角度是变化的，有的部分切削条件好，有的部分切削条件差，因而影响加工表面的质量和刀具寿命。

图 1-8-75b 是为了改善切削条件而设计的另一种结构，车刀可以摆动。如图所示，靠模 1 推动大滚子 3 带刀架滑板 5 左右移动，另一个靠模 2 推动小滚子 4 使  $AB$  杆摆动，再通过连杆  $BC$  使刀夹 7 绕  $D$  点摆动，车刀就装在刀夹 7 上。靠模 1 是控制工件形状的，它的轮廓做得和工件 6 完全一样，与工件 6 以相同的转速但相反的方向转动，而且大滚子 3 的半径等于车刀刀尖  $E$  到摆动中心  $D$  的距离  $DE$ 。靠模 2 是控制切削角度的，它的轮廓设计要求使直线  $DE$  始终沿着工件轮廓在接触点的法线方向，以保持切削角度在任何位置都相同。

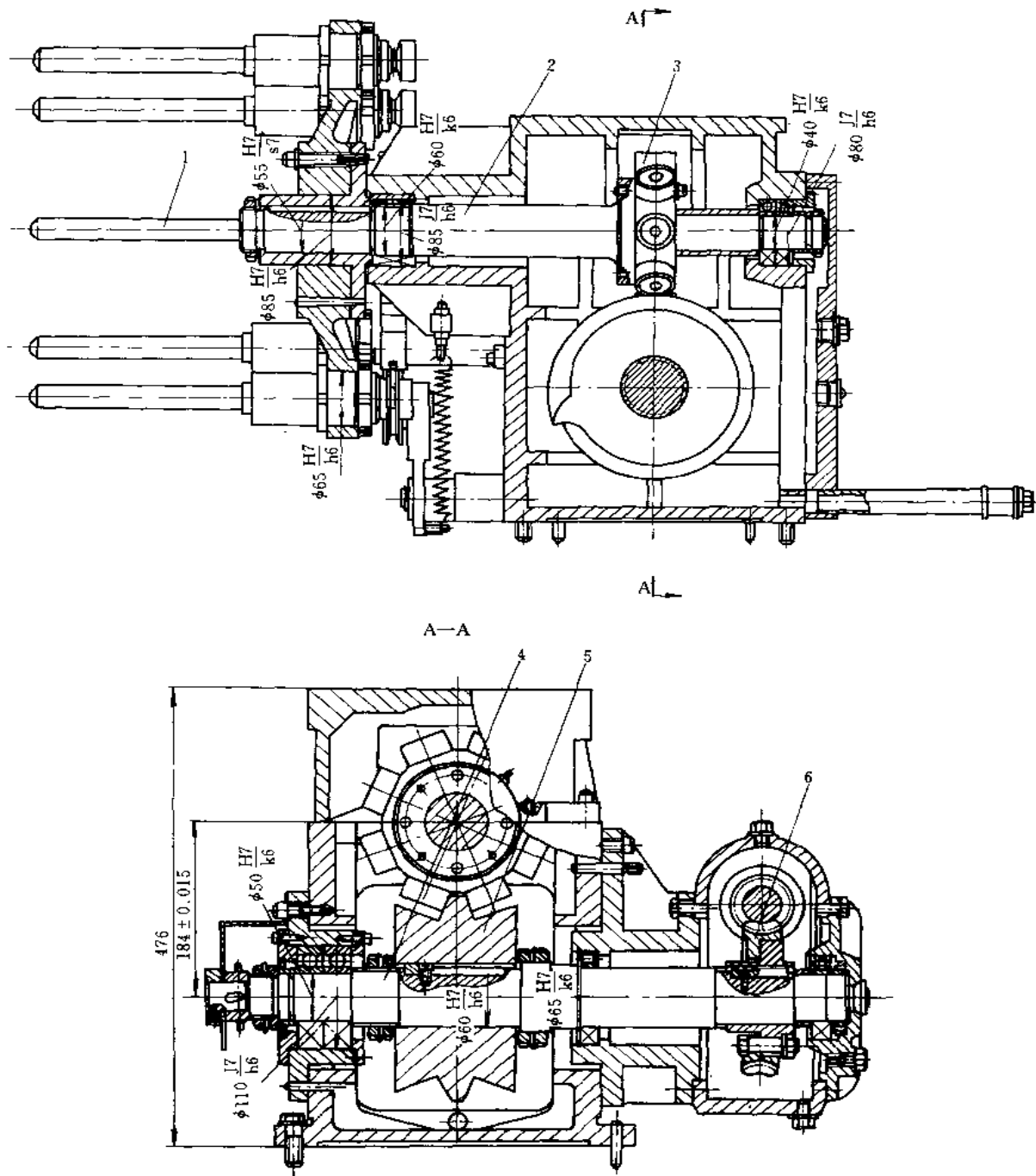


图 1-8-76 牙膏自动生产线上的弧面分度凸轮机构

1—芯棒；2—分度盘轴；3—分度盘；4—凸轮轴；5—弧面分度凸轮；6—蜗轮

图 1-8-76 所示为用于牙膏自动生产线上的弧面分度凸轮机构，电动机经过蜗轮蜗杆 6 减速后驱动轴 4 及弧面分度凸轮 5 旋转，推动转盘 3 分度转位，2 为转盘轴，1 为装牙膏管的芯棒。这种结构啮合间隙可调节，传动效率较高，因而转位精度和承载能力都有所提高，且工作平稳，但加工较难。

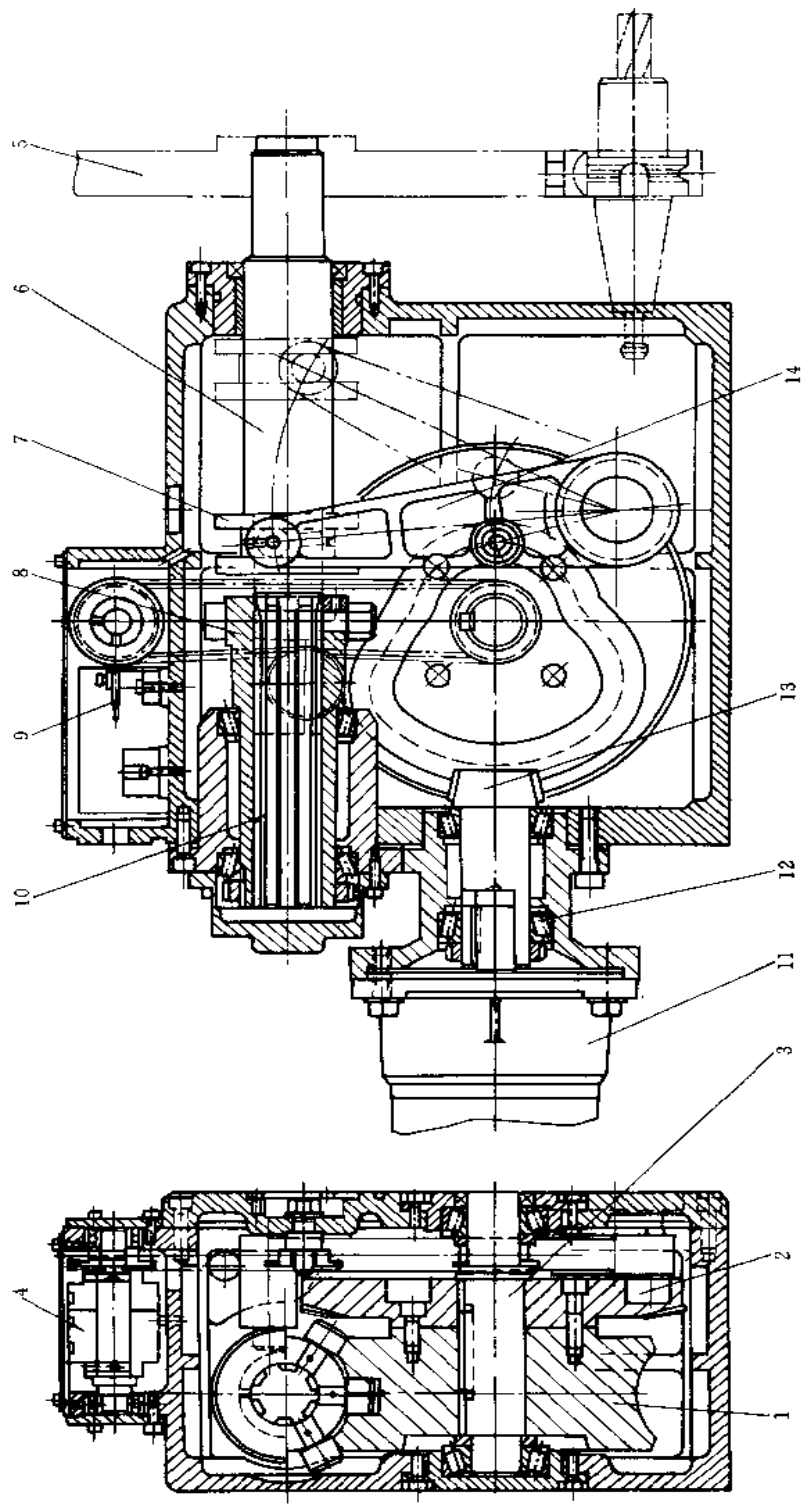


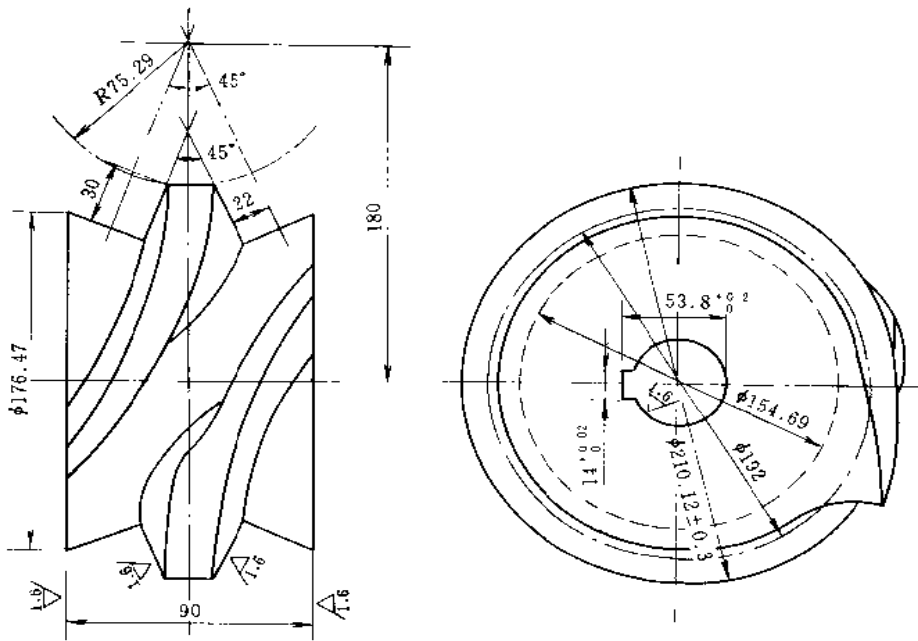
图 1-8-77 弧面分度凸轮在数控机床自动换刀装置上的应用  
 1—弧面分度凸轮；2—平面槽凸轮；3—凸轮轴；4—止动块；5—凸轮轴；6—交换臂；7—移位连杆；8—回转轴；9—接近开关；10—三角形花键轴；11—带制动器的齿轮马达；12—圆锥滚子轴承；13—圆锥齿轮；14—上升杆

图 1-8-77 所示数控机床自动换刀装置采用弧面分度凸轮不但使工具更换时间大大缩短，而且可靠性大大提高。

摇臂式自动换刀装置的工具更换，由做 S 形运动的交换臂完成，它是从待机位置旋转到主轴位置，用交换臂的两端同时抓住主轴工具和待机工具，从主轴取出工具并使交换臂旋转 180°，再把工具插入主轴后，使交换臂又旋转到待机位置，整个动作结束。

动力由带制动器的齿轮马达输入，经圆锥齿轮，带动一体化的弧面分度凸轮和平面槽凸轮旋转，并带动花键轴转动，同时直线往复运动，与此同时，臂轴带动交换臂完成换刀动作。

驱动马达的停止信号及主轴内工具的松开、夹紧信号是通过与凸轮轴成 1:1 配置的链条驱动的止动块，并用 3 个接近开关给出的。



技术要求:

1. 材料: 45, 调质  
HB240~280
2. 凸轮分度曲面单头左旋, 分度期转角120°, 转盘分度期运动规律为改进正弦加速度
3. 凸轮应进行静平衡

图 1-8-78 弧面分度凸轮零件图

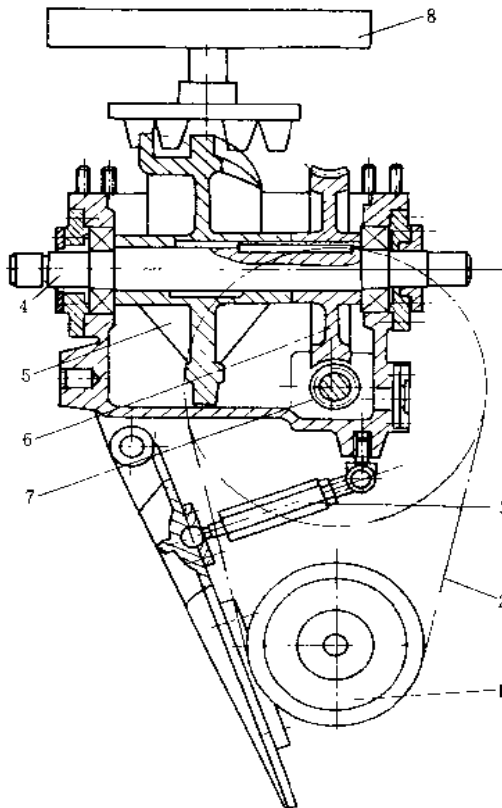
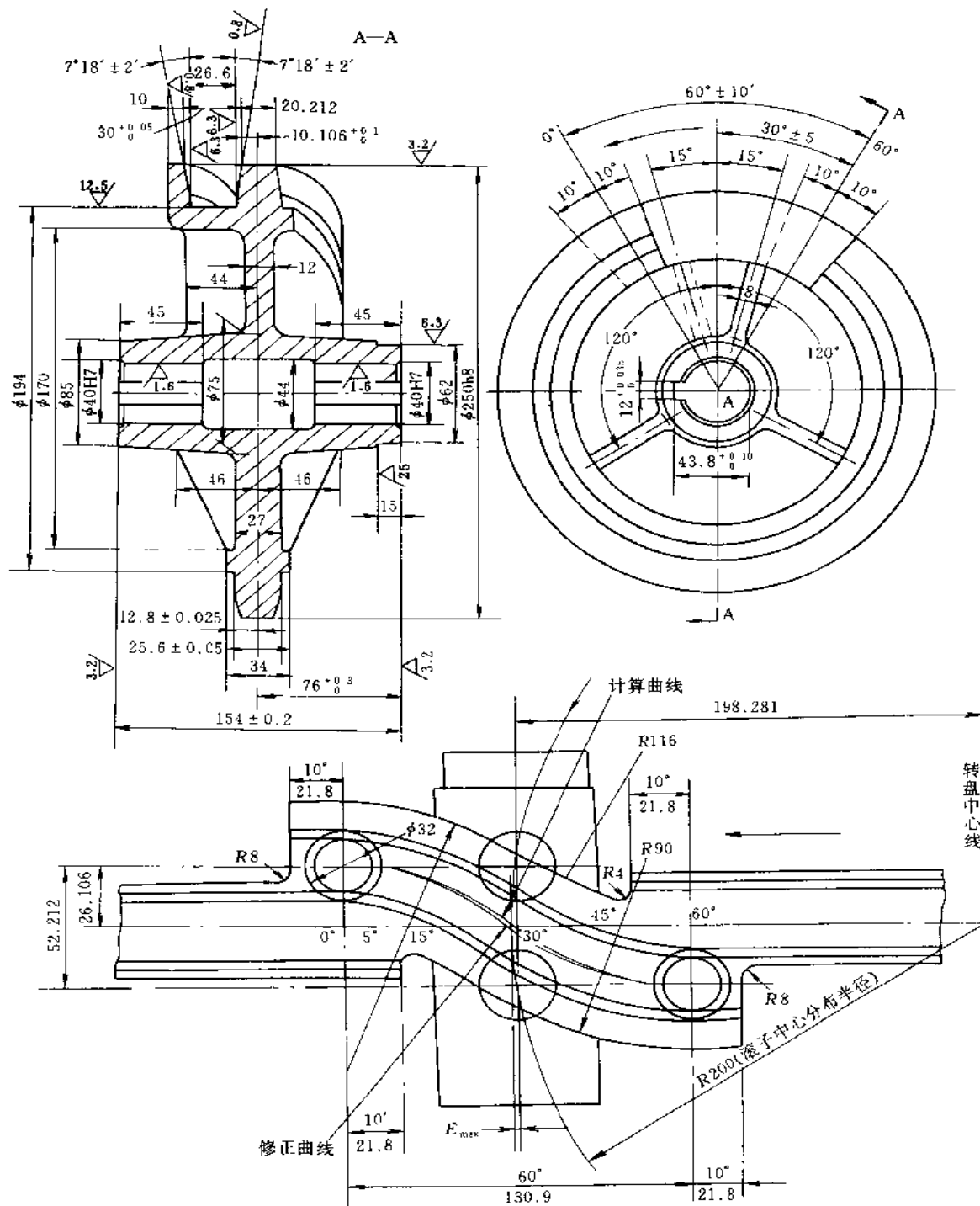


图 1-8-79 连续回转圆柱面凸轮步进传送机构  
1—电动机; 2—宽V带; 3—无级变速调速装置; 4—凸轮轴;  
5—圆柱分度凸轮; 6—蜗轮; 7—蜗杆; 8—回转工作台

图 1-8-79 所示为连续回转圆柱面凸轮步进传送机构, 动力经带轮、无级变速机构和蜗杆蜗轮传给圆柱分度凸轮驱使回转工作台作间歇回转, 这种结构啮合间隙较难调节, 而且滚子嵌入回槽深度在转位过程中有变化, 传动效率较低, 故只适用于轻载、等间隔转位和交错轴传动的场合。图 1-8-80 是凸轮零件工作图。





1. 0.8表面装配后与滚子的接触不少于滚子长度的2/3, 并应保证双面接触
2. 铸造圆角半径  $R=3\sim 5\text{mm}$ ; 斜度  $2^\circ\sim 3^\circ$
3. 未加工表面涂灰色硝基磁漆
4. 材料: 耐磨铸铁 HT-1

图 1-8-80 蜗形凸轮工作图

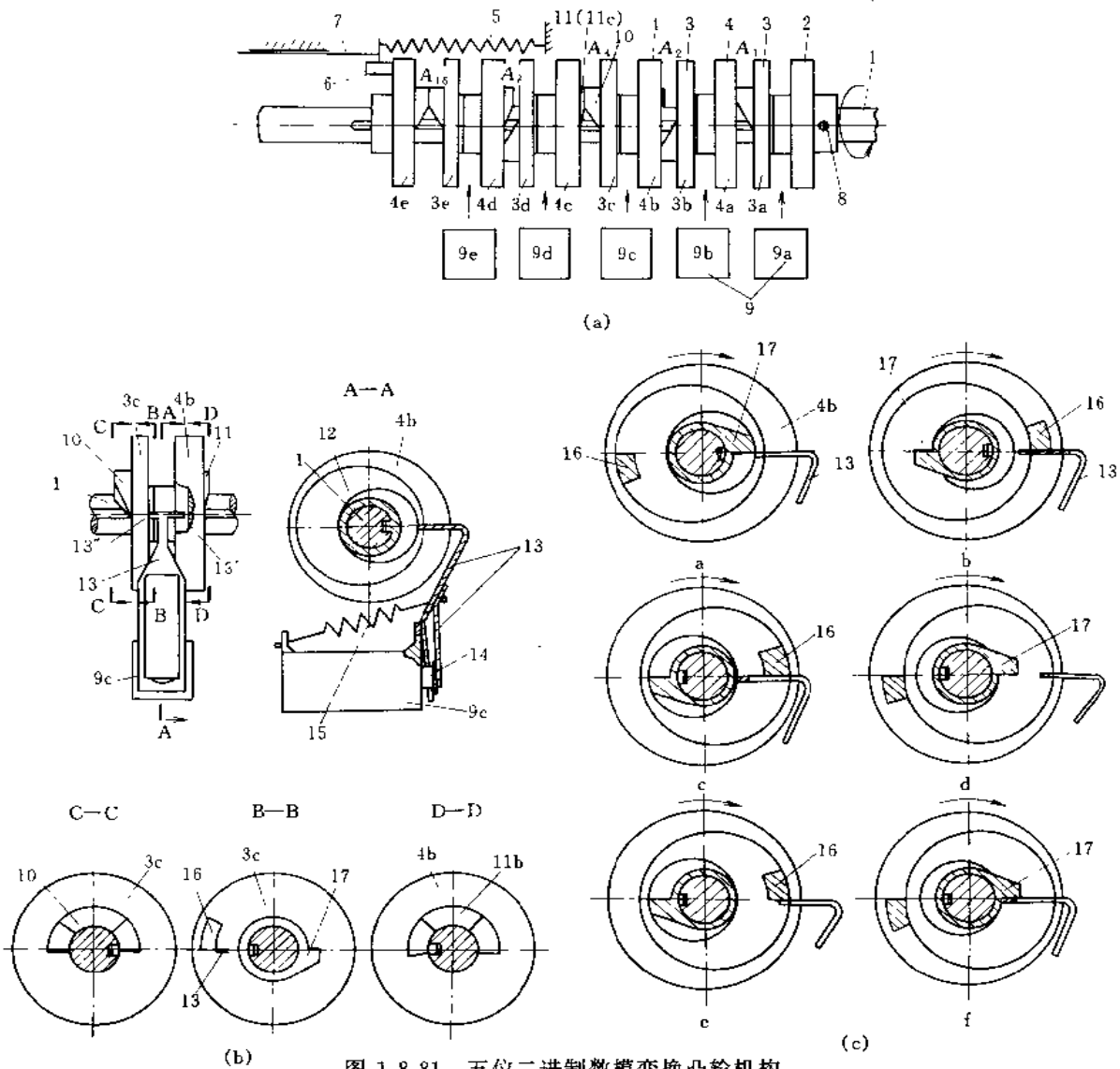


图 1-8-81 五位二进制数模变换凸轮机构

- (a) 自动缝纫机针位控制机构：1—主动轴；2—轮；3、4—凸轮；5—弹簧；6—从动滚子；7—从动杆；8—固定销；9—电磁铁；10、11—凸台
- (b) 凸轮机构结构：12—异形槽；13—控制杆；13'、13''—右指爪及左指爪；14—衔铁；15—弹簧；16—外定位块；17—内定位块
- (c) 凸轮 4b 和 3c 的各种位置；a、b—轴 1 停歇时的两种位置；c~f—轴 1 转动 180°时的四种位置

图 1-8-81a 是五位二进制数模变换凸轮机构，用于自动缝纫机的针位控制。轴 1 有五对端面凸轮 3a 至 3e 和 4a 至 4e，可以轴向移动。全部凸轮的叠厚尺寸总和决定从动滚子 6 及杆 7 的轴向位置。轴 1 每转动一周，凸轮的工作位置和叠厚尺寸有一次变动，由五个电磁铁 9a 至 9e 按输入信息控制。杆 7 输出位移用于改变缝纫机的针位。图 b 以一个电磁铁 9c 为例，说明机构的控制结构、有关凸轮的轮廓形状及其作用。各凸轮 4 右侧端部有凸台 11、其高度尺寸各不相同，尺寸比为 1 : 2 : 4 : 8 : 16，用以构成 0 至 31 共 32 种不同的输出位移。各凸轮 3 的左侧端部有凸台 10，高度都相同。凸轮 4 和轴 1 用导向键连接，凸轮 3 滑套在轴 1 上，仅靠摩擦力作用下随轴及凸轮转动，因而易于制动。轮 2 形状与轮 4 相同，但没有凸台 11，以固定销 8 与轴 1 相连。轮 4b 与轮 3e 之间有一控制杆 13，杆端有左右指爪，右指爪 13' 伸入

轮 4 异形槽 12 内, 槽壁为内外两个偏心圆, 偏心方向相反。当输入数码为 1 时, 电磁铁 9c 充电, 衔铁 14 拉紧, 杆 13 的右指爪 13' 紧靠槽 12 的外壁。轮 4b 转动时, 右指爪 13' 及杆 13 向外摆动, 因而左指爪 13'' 可作用于轮 3c 右侧端面上的外定位块 16 (图 c 中 e), 使轮 3c 按定位块 16 定位。这时轮 3c 左端面的凸台 10 与左邻凸轮 4c 的凸台 11c 对齐 (图 a), 两轮的端面间隔为两凸台高度之和。

当输入数码为 0 时, 电磁铁 9c 释放, 弹簧 15 使杆 13 的右指爪 13' 紧靠槽 12 的内壁。轮 4b 转动时, 右指爪 13' 及杆 13 向内摆动, 轮 3c 以内定位块 17 与左指爪 13'' 接触定位 (图 c 中 f), 凸台 10 与轮 4c 的凸台 11c 相错, 两轮间隔为凸轮 10 的高度, 凸台 11c 不起作用。

这样, 对应于不同的输入 1 或 0, 轮 3c 与 4c 叠厚尺寸相差一个凸台 11c 的高度。全部凸轮叠厚尺寸总和的变动情况决定凸轮 4e 的轴向位移。图 a 中各轮位置对应于输入二进制数码 10101。各凸台 11 的高度在图中夸张绘出, 实际尺寸很小, 因此各轮轴向移动时与杆 13 的位置不会发生干涉。

图 1-8-81c 中 a 及 b 用定位块 16 及 17 的位置表示凸轮 3c 的不同停歇位置; c 至 f 分别表示轴 1 转动半周时定位块 16 及 17 及控制杆 13 的各种位置。

轴 1 转到一周的始末, 输入数码各有一个数, 每个数可取值 0 或 1, 故共有四种数码变动情况。凸轮位置变动过程亦有四种不同情况, 数码变动情况与凸轮运动过程的对应关系是:

数码 0 → 0: 图 a → 图 c → 图 a;      1 → 1: 图 b → 图 d → 图 b;

0 → 1: 图 a → 图 e → 图 b;      1 → 0: 图 b → 图 f → 图 a。

四种过程中, 0 → 0 及 1 → 1 的数码无变动, 一对凸轮一起转动, 没有相对运动。0 → 1 及 1 → 0 的数码有变动。在轴 1 转动的前半周, 一对凸轮没有相对运动; 它们在后半周发生相对转动。

凸轮 3 依赖摩擦力驱动, 可能发生转动滞后现象。当转动滞后角积累到显著数量时, 指爪将提前作用于内、外定位块, 使轮 3 提前停歇, 从而自动消除滞后角。

如图 1-8-82 所示, 轴 1、转臂 2 和摆爪 3 一起转动, 当摆爪转到与圆弧角板 8 上边缘接触时, 摆爪就勾住凸轮 5 上一个销子 7 一起旋转, 当摆爪转到不再接触圆弧角板时, 在这一点, 摆爪由于其接触面有一角度而自动脱开销子, 凸轮停止转动, 由于挡销 9 限制摆爪的摆动, 因此, 当转臂带着摆爪又转到圆弧角板右边与圆弧接触时, 又勾住

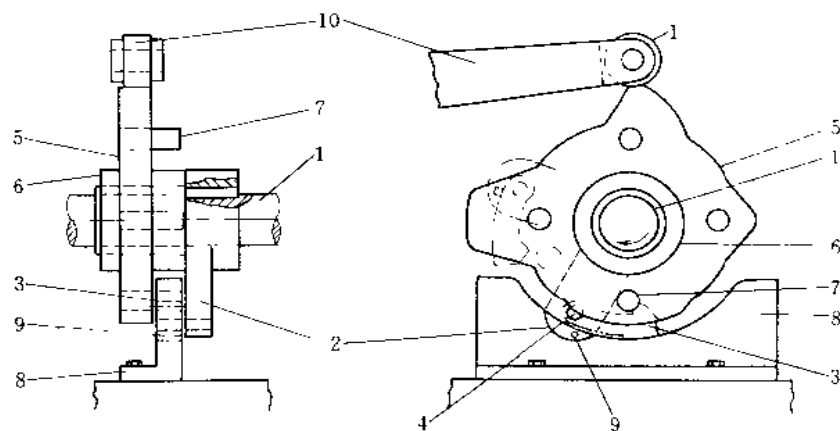


图 1-8-82 传递可变运动的四角凸轮

1—轴; 2—转臂; 3—摆爪 (可在短轴 4 上摆动); 4—短轴; 5—四角凸轮  
(空套在转臂伸出的臂毂上); 6—轴环 (作凸轮轴向定位); 7—销 (在凸轮圆周上);  
8—圆弧角板; 9—挡销; 10—从动件

下一个销子, 从而带动凸轮转动 90°。这样, 驱动轴每转一周, 就使凸轮转 90°, 使四角凸轮上四个凸起部分依次到达设计位置, 推动从动件动作。

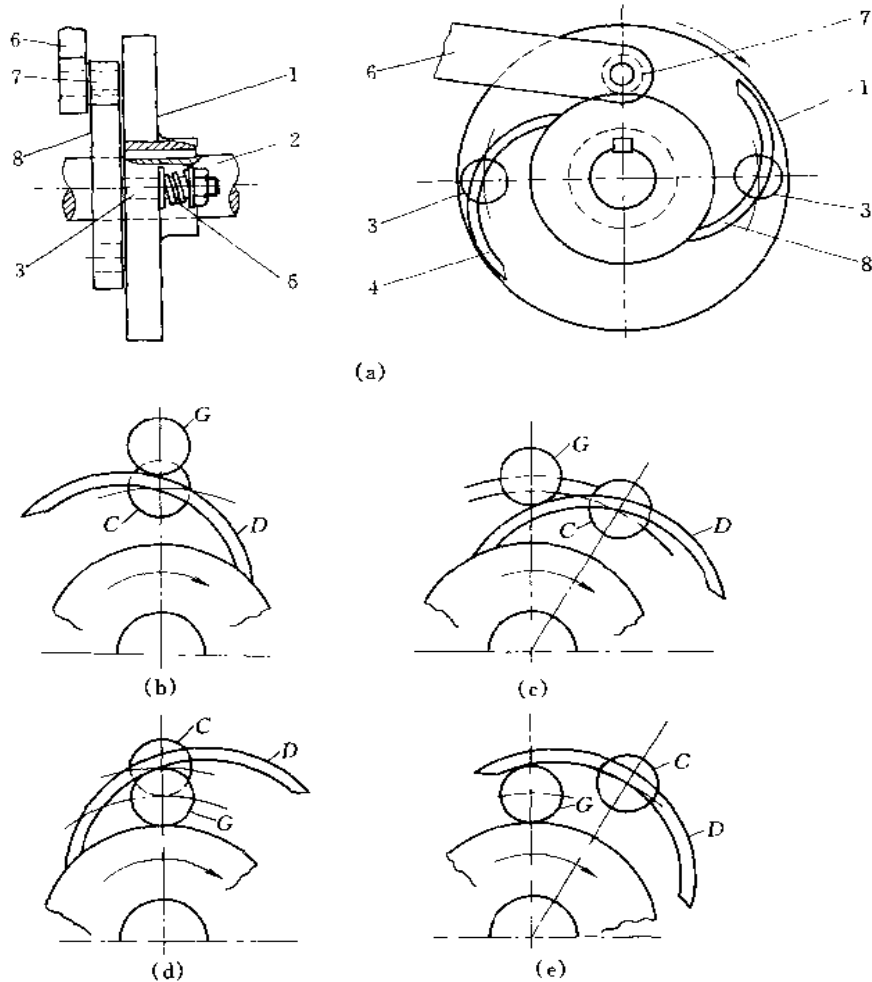


图 1-8-83 产生间歇循环运动的凸轮

(a) 结构示意图; (b) ~ (e) 工作示意图

1- 圆盘体; 2- 轴; 3- 短轴 (空套在圆盘体中); 4、8- 曲板凸轮 (焊在短轴 3 上); 5- 压缩弹簧 (压紧短轴防止它由于离心力作用而转动); 6- 杠杆 (借弹簧使其上滚轮 7 靠在凸轮上); 7- 滚轮

图 1-8-83a 为产生间歇运动的凸轮结构示意图。圆盘体转过  $90^\circ$ , 曲板凸轮 4 处于图 a 所示位置, 短轴和滚轮到达同一中心线上, 如图 b, 曲板凸轮把滚轮抬起, 通过杠杆使压力机动作。圆盘体继续转动, 杠杆靠弹簧拉力, 克服短轴与圆盘的摩擦力, 压下曲板凸轮到达图 c 位置, 当曲板凸轮 8 转到这个位置时, 又重复此动作, 因此, 轴每转  $180^\circ$  可使杠杆产生一次动作, 转一周, 动作两次。在下一转中, 曲板凸轮 4 的前端已从圆盘体毂上抬起, 滚轮从其内表面通过, 如图 d, 此时杠杆不动。继续转动, 滚轮超过短轴中心线时, 迫使曲板凸轮摆动, 如图 e。于是曲板凸轮 4 回到原来位置。因此, 凸轮每转动两周, 杠杆动作两次, 其中, 后面的  $540^\circ$  杠杆不动作。

设计注意点: ①曲板凸轮外表面的外角要使滚轮在其中心刚过短轴中心, 立即产生下降运动, 以防止滚轮在曲板的下降边上下降得太快; ②曲板凸轮内表面空间尺寸要保证滚轮能顺利通过, 滚轮离开时, 能使曲板的前端与盘毂完全闭合。

本结构适用于驱动轴每转动一周, 使压力机动作两次, 而在下一转中压力机保持不动的场合。而普通平板凸轮操纵的压力机, 驱动轴每转动一周, 压力机只动作一次。

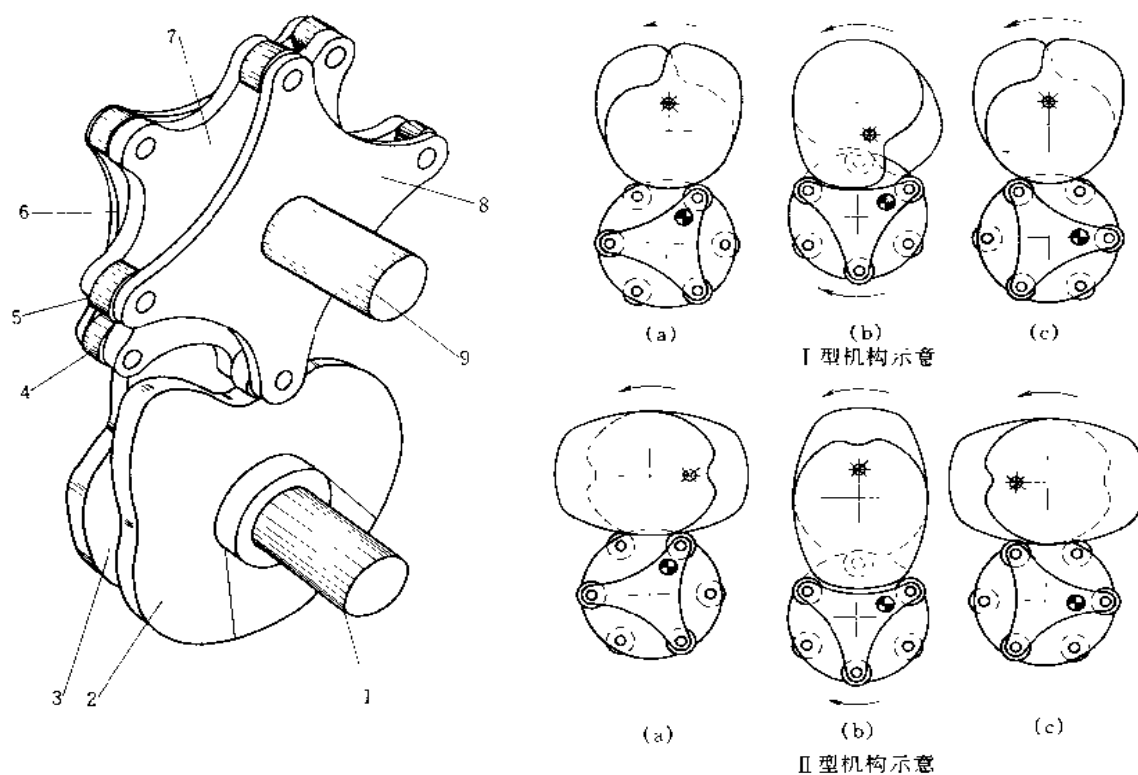


图 1-8-84 双联共轭凸轮转位机构

(a) 停歇; (b) 正在转位; (c) 转位完毕

1—输入轴; 2、3 双联共轭凸轮; 4、5—从动滚子; 6、8—外侧板; 7—中间板; 9—输出轴

I 型: 输入轴每转一周, 输出轴转位及停歇各一次

II 型: 输入轴每转一周, 输出轴转位及停歇各两次

图 1-8-84 所示结构是一种可作为传送器的驱动或其他应用的双联共轭凸轮转位机构。输入轴 1 上有双联共轭凸轮 2、3, 输出轴 9 上有两组从动滚子 4、5, 皆交错布置, 可以“平行驱动”。在轴 1 转动的任一位置, 两凸轮对输出轴作用力的扭矩方向相反, 从而完全限定了输出轴转动的位置。图中 I 型和 II 型机构示意图表示不同双联共轭凸轮廓线的转位情况, a 表示停歇, b 表示正在转位, c 表示转位完毕。

本机构有如下特点: 1) 凸轮形状使转位运动无冲击, 并保持高速重载工作时的精度与可靠性; 2) 输入输出轴线平行, 可以代替槽轮机构; 3) 刚度较高; 4) 停歇次数 (转动一周) 较少, 转位时间较短时也能做到结构紧凑。一种 4 停、90°分度角的平行驱动机构可直接代替四工位槽轮机构。

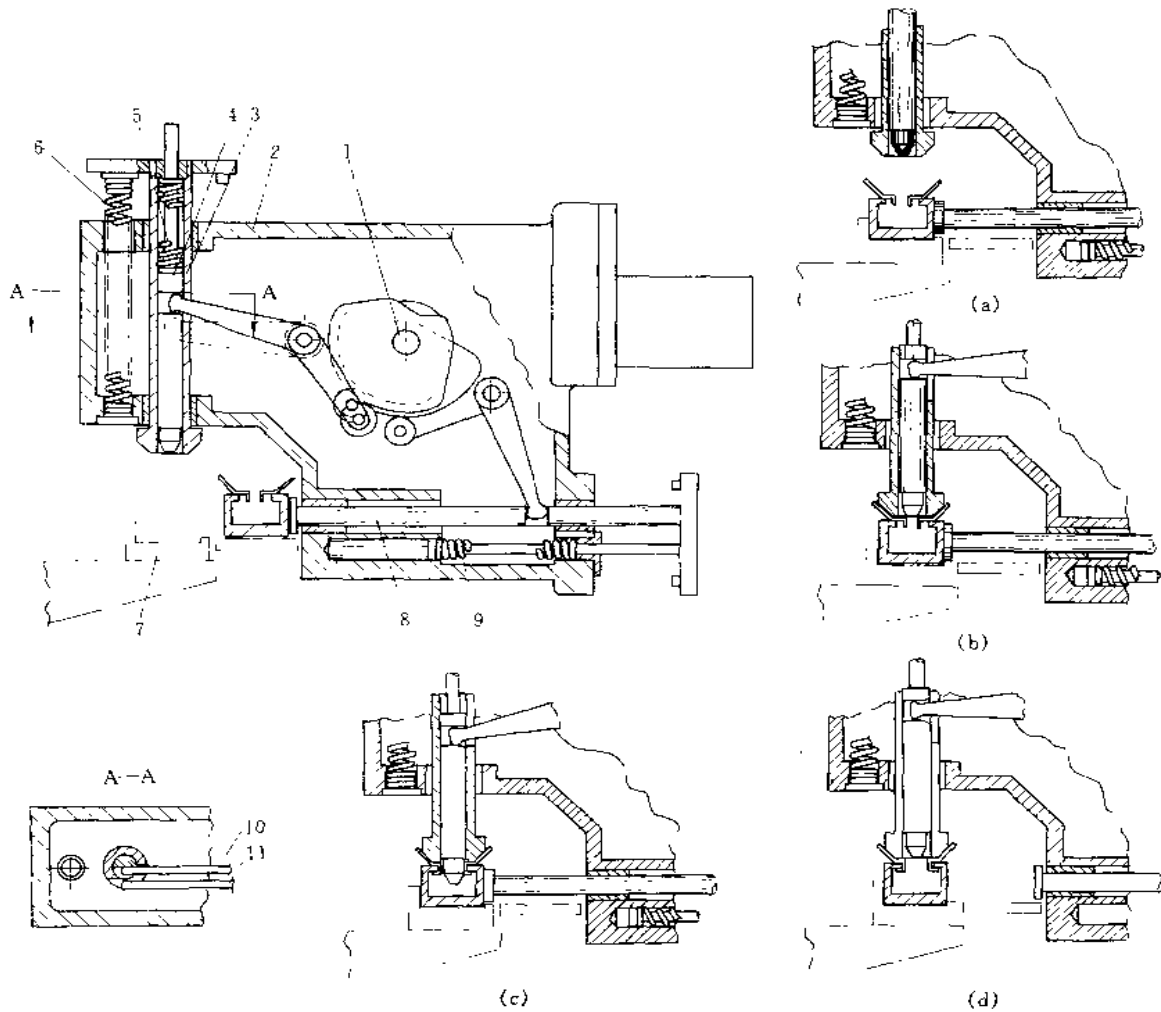


图 1-8-85 利用凸轮弹簧机构的工作头机构

1—凸轮；2—工作头壳体；3—外轴；4—内轴；5、9—压缩弹簧；6—拉伸弹簧；7—定位块；8—推进压紧轴；10—内轴凸轮从动拨杆；11—外轴凸轮从动拨杆

图 1-8-85 所示结构在装配时，起定位与夹紧工件的作用。当工件送进工作头后，利用凸轮弹簧机构将工件推入装配时所需位置。图 a 表示工件被推入定位块并夹紧，图 b 表示外轴下降压住工件，图 c 表示内轴下降翻边。第一步将工件推入定位块并夹紧（图 a），然后外轴下降压住工件（图 b），第三步内轴下降翻边（图 c），最后，内、外轴离开工件，夹紧轴退回（图 d）。

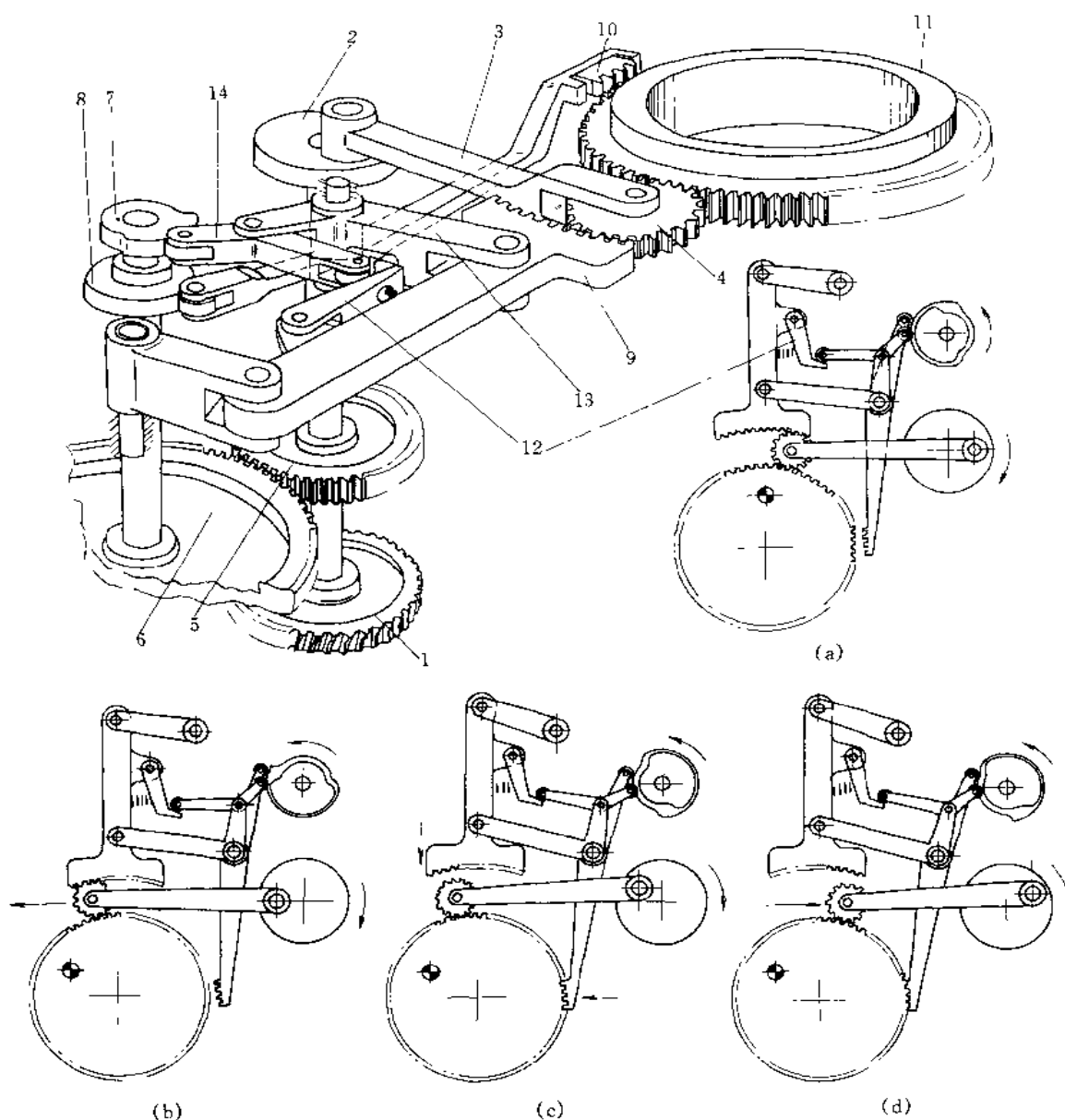


图 1-8-86 利用凸轮-齿轮、齿条机构的回转分度的驱动装置

1—蜗轮；2—偏心销轮；3—连杆；4—小齿轮；5、6—齿轮；7—上凸轮；8—下凸轮；9—凹弧齿条；10—定位齿条；11—空心输出齿轮轴；12—安全爪；13、14—转臂

图 1-8-86 所示结构是一个回转分度的驱动装置。动力经蜗杆传给蜗轮 1，在蜗轮轴上有一偏心销轮 2，推动连杆 3 上的小齿轮 4 作往复运动。图 a 为起始位置。蜗轮轴同时经齿轮 5、6 推动凸轮轴旋转。上凸轮 7 使凹弧齿条 9 作径向运动，凹弧齿条与小齿轮啮合时，在连杆 3 配合使小齿轮工作，带动空心输出齿轮轴 11 转位，如图 b。转位完毕，凹弧齿条与小齿轮分离时，定位齿条 10 压紧，如图 c。下凸轮 8 用于控制定位齿条 10，使工作台精确定位。当转位运动有障碍时，凹弧齿条上的弹簧加压的安全爪自动脱开。当凸轮转到工作台的停歇点时，安全爪机构位置角度发生变化自动复位。

回转运动的方向、分度数和不同的“转位-停歇”时间比，皆由凸轮 7、8 的形状及齿轮 5、6 的齿数比决定。

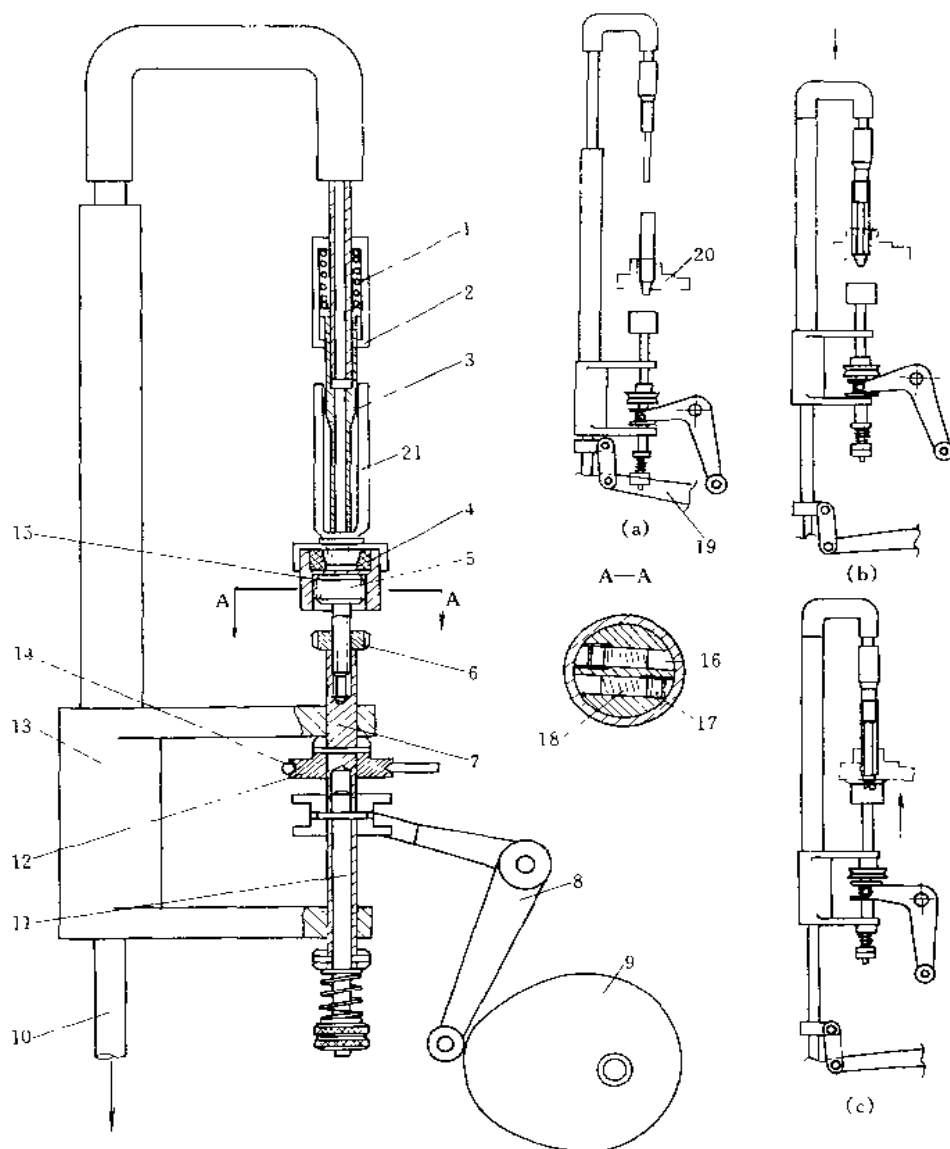


图 1-8-87 用凸轮机构的吸尘和帽盖旋紧工作头机构

1、18—压缩弹簧；2—外套筒；3—内管；4—工具衬套；5—摩擦头；6—调整环；7—主轴；8—拨叉；9—凸轮；10—吸引管；11—内轴；12—圆带轮；13—支承托架；14—圆带；15—帽盖拧紧环；16—摩擦垫；17—螺钉；19—凸轮操纵杆；20—工件夹具；21—工件

图 1-8-87 所示结构为用凸轮机构的管状容器的吸尘和帽盖旋紧工作头机构。本机构由吸尘头（零件 1、2、3 等组成）、帽盖拧紧环（4、5 等组成）、圆带轮和凸轮机构等组成。工作开始，先将工件尾端朝上并开着口，工件上端装上拧得不紧的盖子朝下，然后由工件夹具 20 送到吸尘头下方，如图 a，吸尘头下降，伸入工件的底部，如图 b，拨叉将帽盖拧紧环 15 托起套在工件的盖子上，并用摩擦头 5 与工具衬套 4 将盖子旋紧。

工具衬套的外形可视帽盖的形状而选择，变化调整环的高度可以适应不同长度的管子和帽盖，调节螺钉 17，可以改变帽盖旋紧力的大小。



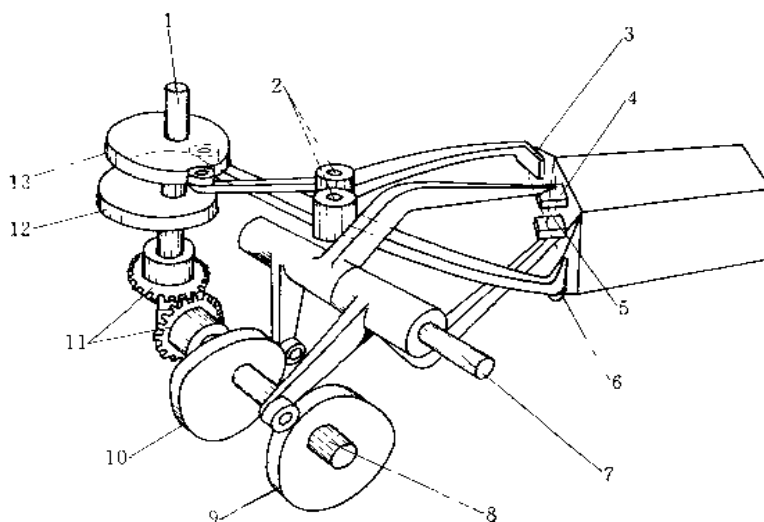


图 1-8-88 利用凸轮机构操纵折叠成形纸盒的机构

1—垂直凸轮轴；2—轴销；3~6—折臂；7—回转轴；8—水平凸轮轴；9、10、12、13—凸轮；11—圆锥齿轮

图 1-8-88 所示由凸轮操作的机构是用来折叠和封闭预成形纸盒的四个盖片的，粘贴的胶水已在前道工序涂好。

纸盒装在金属成形器上，成形器的外端是一个平面，折臂 3、6 的运动度装在垂直凸轮轴 1 上的两个凸轮 12、13 控制，而折臂 4、5 则受水平轴 8 上的两个凸轮 9、10 控制，这两个凸轮轴靠圆锥齿轮传动实现同步，从而保证四个折臂随着轴 1 和 8 的旋转按顺序动作。

图 1-8-89b 当动力分别传给齿轮 2 与 3，使头道滚轮 11 和二道滚轮 8 作圆周运动，凸轮 6、14 同回转盘 12 作同向旋转，由于齿轮 2 为齿轮 3 不等速，所以凸轮与回转盘有转速差，这样，凸轮 6、14 分别通过杠杆机构使头道和二道滚轮作顺序径向进给运动，完成卷边封口工艺。这种机构中，凸轮相对于回转盘转一周，即完成头道和二道卷边封口作业（一次工作循环）。

图 1-8-89c 为长方形罐封口机构，头道、二道卷边滚轮 13 和 16 没完成绕罐头周边旋转和径向进给两个动作。摆杆 9 用销轴 14 与回转盘 8 相连接，并可绕销轴摆动，其另一端装有滚子 13，放在固定槽凸轮 17 的长方形槽内。当齿轮 3 通过齿轮 4 使回转盘 8 转动，摆杆 9 的支点即销轴 14 绕凸轮 17 转动，而滚子 13 则在凸轮 17 的槽内运动，卷边滚轮 12 则装在摆杆 9 的方形槽内，如滚轮 15，并可在槽内滑动，滚轮的轴线与滚子 13 的轴线距离很小，有时轴线重合，因此滚轮 12 的运动轨迹与滚子 13 的运动轨迹相似或相同，而拉簧 16 则将滚轮向外拉，共同使卷边滚轮完成卷边的长方形运动。与此同时，锥齿轮 2 和 5 使凸轮 6、7 转动，其转向与转盘 8 相同，而转速慢些，这样两者之间存在相对运动，当凸轮 6、7 相对于转盘 8 转动时，就驱使摆杆 1 作摆动，杠杆 10 用销轴 11 与摆杆 9 铰接，并与摆杆 9 一起转动。弹簧 16 使杠杆 10 与摆杆 1 和滚轮 12、15 的滑动支架接触。这样，摆杆 1 在凸轮的驱动下作摆动，并通过杠杆 10 使卷边滚轮作径向进给运动。当凸轮 6、7 相对于转盘 8 转动一周时，就完成一次卷边封口作业。

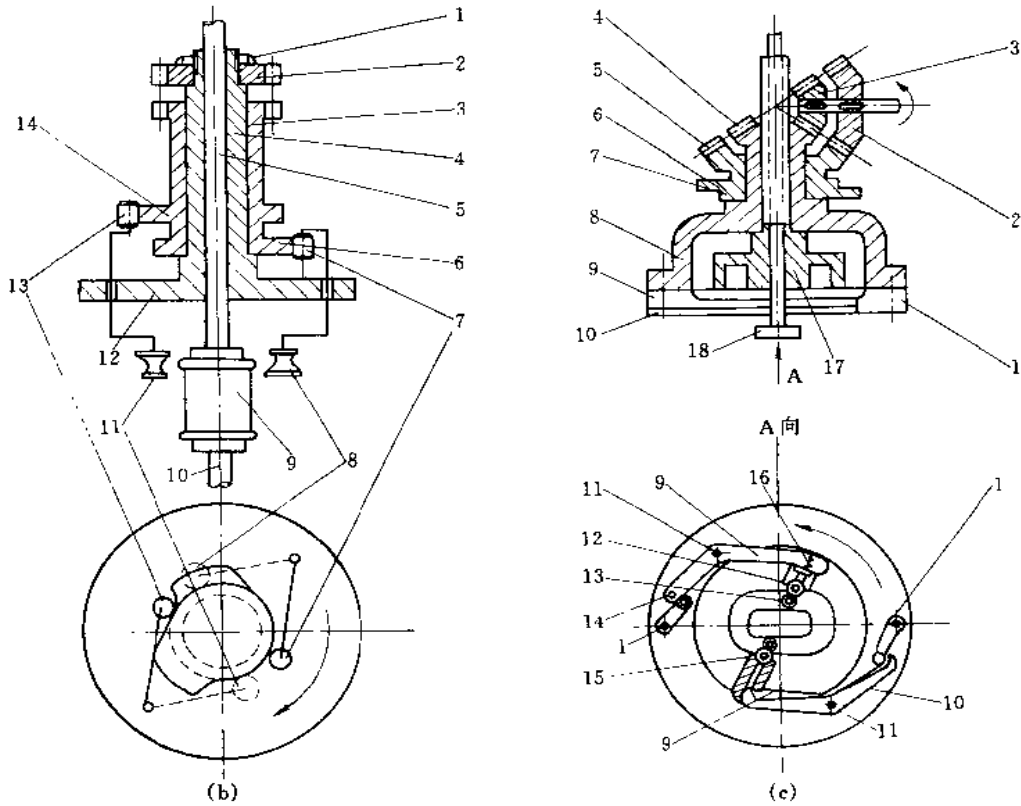
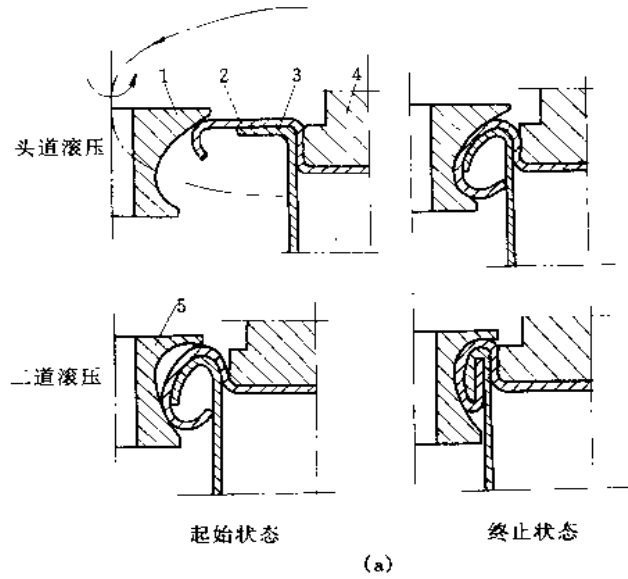


图 1-8-89 凸轮驱动的封罐机构

- (a) 二重卷边过程；
- (b) 凸轮驱动的卷边滚轮径向进给封罐机构示意图：1—螺母；2—齿轮；3—凸轮轴套齿轮；4—转盘轴套；5—上压头；6—二道滚轮凸轮；7、13—滚子；8—二道滚轮；9—罐身；10—下托盘；11—头道滚轮；12—回转盘；14—头道滚轮凸轮
- (c) 凸轮驱动的异形罐头封口机构示意图：1、9—摆杆；2~5—齿轮；6、7—凸轮；8—回转盘；10—杠杆；11、14—销轴；12、15—卷边滚轮；13—滚子；16—弹簧；17—固定槽凸轮；18—上压头（A向视图的左半部分是将摆杆10拿去后的投影）

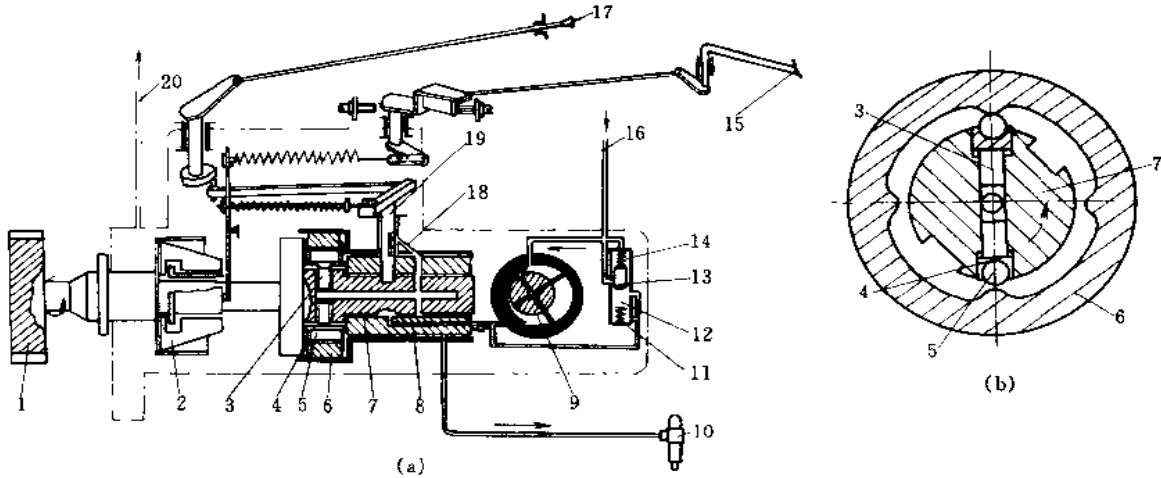


图 1-8-90 凸轮在分配泵上的应用

(a) 分配式喷油泵示意图; (b) 分配泵柱塞工作原理图

1—花键轴; 2—飞锤; 3—柱塞; 4—滚柱座; 5—滚柱; 6—内凸轮圈; 7—分配转子; 8—分配套筒; 9—滑片式输油泵; 10—喷油器; 11—弹簧; 12—压力控制阀; 13—滑阀; 14—弹簧; 15—油门拉杆; 16—进油管; 17—停油拉杆; 18—油道; 19—计量器; 20—流往柴油滤清器的油道

图 1-8-90a 为分配式喷油泵, 简称分配泵。主要由调速器、高压泵和输油泵、压力阀三部分组成, 两泵的转子和调速器飞锤支架都装在花键轴 1 上。

图 1-8-90b 是分配泵柱塞工作原理图。当柴油机曲轴通过齿轮驱动活塞轴 1 旋转时, 高压泵的分配转子 7 在内凸轮圈 6 内转动, 凸轮圈的每一对凸棱通过滚柱 5 与滚柱座 4 同时推动一对柱塞 3 向转子中心运动, 使中心油腔容积减小, 进行压油。滚柱转过凸棱后, 柱塞被离心力甩向外缘, 中心油腔容积扩大, 进行吸油。高压泵的油由输油泵供应。

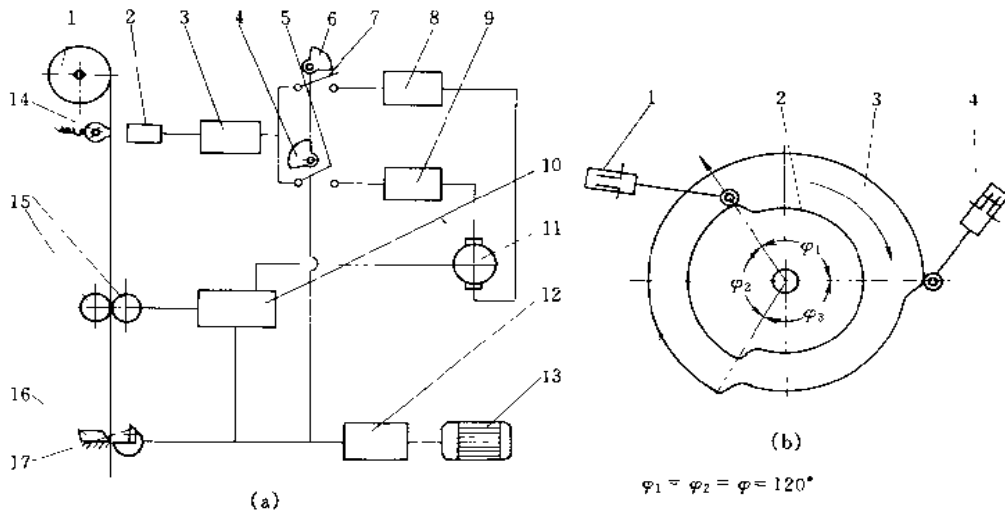


图 1-8-91 包装机械上光电定位装置

(a) 原理图

1—卷筒包装材料; 2—光电装置; 3—光电继电器; 4、6—凸轮; 5—微动开关; 7—微动开关; 8、9—中间继电器; 10—差动机构; 11—可逆电机; 12—减速机构; 13—主电动机; 14—光源; 15—拉纸滚轮; 16—固定刀; 17—旋转切断刀

(b) 凸轮微动开关位置

1—常开摆动式微动开关; 2—常开开关控制凸轮; 3—常闭开关控制凸轮; 4—常闭摆动式微动开关

图 1-8-91a 是鉴别信号控制电机正反转的光电定位装置原理图。在正常情况下,当切断刀接触包装材料的瞬间,包装材料上的黑色标记正好通过光电装置,遮断光线、光电管发出信号,但送不到中间继电器上,可逆电机 11 不转。

如果在切断材料瞬间,通过光电装置 2 的黑色标记发生滞后或超前现象,光电装置就会发出滞后或超前的信号,因滞后,凸轮 4 使微动开关 5 闭合,经中间继电器 9 使可逆电机 11 正转,并通过差动机构 10,使滚轮 15 转速加快,从而纠正黑色标记的滞后现象,而超前,凸轮 6 则使微动开关 7 闭合,使可逆电机 11 反转,使滚轮 15 转速减慢,纠正超前现象。

但是光电信号只能提供“通”或“断”,即转动或停止两种状况,而不适用调位机构要求的正转、停止、反转三种状态。为适应这一要求,该装置是利用在分配轴上安装如图 b 那样的凸轮微动开关。当凸轮 2、3 同步旋转时,黑色标记通过光电装置发出信号。信号在  $\varphi_1$  角度内发生,则 1 闭合,4 断开,可逆电机正转,使拉纸滚轮增速,以消除黑色标记滞后现象。信号在  $\varphi_2$  角度内发生,则 1 断开,4 闭合,可逆电机反转,拉纸滚轮减速,以消除超前现象。信号在  $\varphi_3$  角度内发生,两微动开关均断开,可逆电机不转动,则商标图案位置是正常状况。

### 3 棘轮机构

#### 3.1 棘轮机构的类型

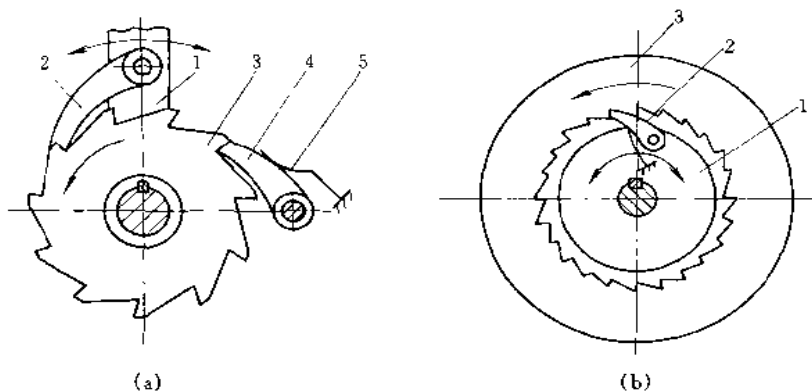


图 1-8-92 棘轮机构常用结构类型

(a) 外啮合齿式棘轮机构; (b) 内啮合齿式棘轮机构  
1—摇杆; 2—棘爪; 3—棘轮; 4—止回棘爪; 5—弹簧

如图 1-8-92 所示,齿式棘轮机构结构简单,制造方便,运动可靠,应用广泛,但爪在齿面滑行时引起噪音,齿尖易磨损,且棘轮运动角只能有级变化,不宜用于高速传动。

一般棘轮机构常用的是单棘爪,但当载荷较大,棘轮因受尺寸限制齿数  $z$  只能很少时,装有棘爪的摆杆每次摆动的角度,可能小于棘轮相邻两齿所对应的中心角  $\theta = 2\pi/z$ ,棘爪将无法进入棘轮内推它转动,所以必须采用多棘爪。

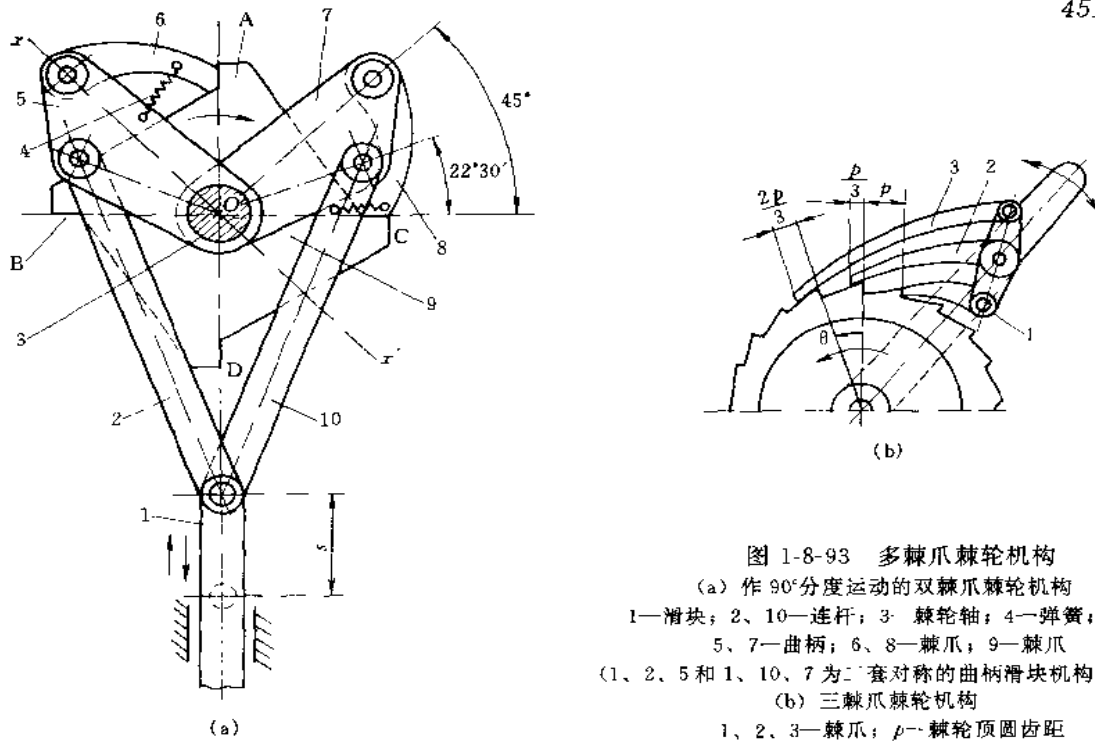


图 1-8-93 多棘爪棘轮机构

(a) 作  $90^\circ$  分度运动的双棘爪棘轮机构

1—滑块；2、10—连杆；3—棘轮轴；4—弹簧；

5、7—曲柄；6、8—棘爪；9—棘爪

(1、2、5 和 1、10、7 为三套对称的曲柄滑块机构)

(b) 三棘爪棘轮机构

1、2、3—棘爪； $p$ —棘轮顶圆齿距

图 1-8-93a 为双棘爪棘轮机构。当滑块 1 向下移动距离  $s$  时，曲柄 5 和 7 相应转过  $45^\circ$ ，此时棘爪 8 推动棘齿 C，使棘轮顺时针转  $45^\circ$ ，其工作端位于  $Ox'$  线上，棘齿 B 相应转到  $Ox$  线上，棘爪 6 的工作端也摆到此线上与棘齿 B 啮合。当滑块 1 向上移动  $s$  时，棘爪 6 便推动棘齿 B，使棘轮顺时针转  $45^\circ$ ，棘爪 8 反向转动而与棘齿 A 啮合。因此滑块每上下往复移动一次，可使棘轮作  $90^\circ$  的分度转动。棘轮的停歇时间长短由滑块运动循环终点时的停歇时间来确定。这种结构的特点是主动滑块行程  $s$  很短，也能使棘轮转过很大的角度。

图 1-8-93b 为三棘爪棘轮机构。每个棘爪在棘轮齿面上的位置相互错开  $4p/3$ ，图中棘爪 1 正处于工作位置；当摆杆摆过  $\theta/3$  后，则棘爪 2 处于工作位置，再摆过  $\theta/2$  后，棘爪 3 处于工作位置。

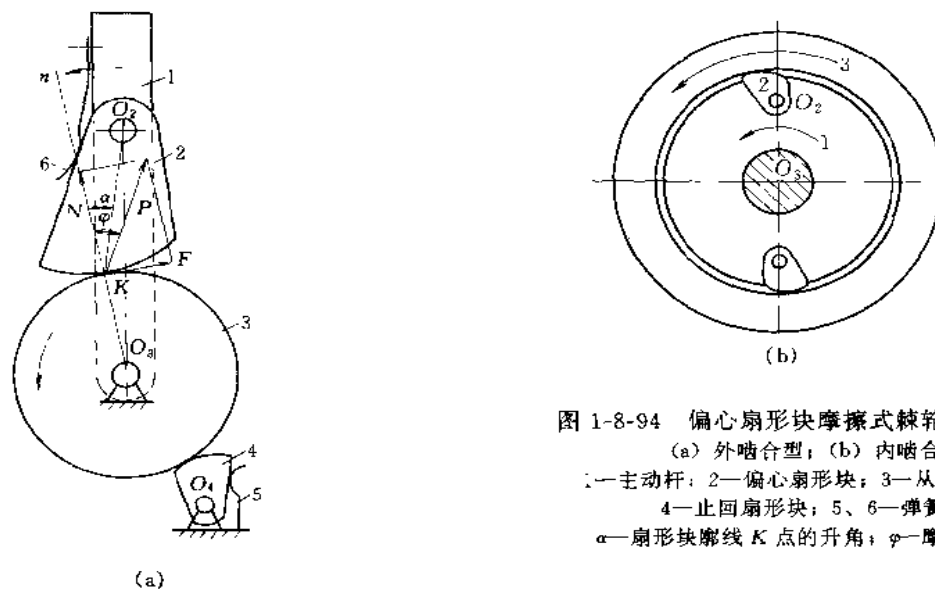


图 1-8-94 偏心扇形块摩擦式棘轮机构

(a) 外啮合型；(b) 内啮合型

1—主动杆；2—偏心扇形块；3—从动轮；

4—止回扇形块；5、6—弹簧片

 $\alpha$ —扇形块廓线 K 点的升角； $\varphi$ —摩擦角

图 1-8-94a 所示为外啮合偏心扇形块摩擦式棘轮机构，当主动杆 1 逆时针方向摆动时，偏心扇形块 2 与从动轮 3 楔紧成一体，使轮 3 逆时针转动。此时止回扇形块 4 处于放松状态。当主动杆顺时针摆动时，扇形块 2 处于放松状态，止回扇形块则楔紧轮 3 防止其倒转。因此，主动杆 1 的往复摆动可变换为从动轮 3 的单向间歇转动。扇形块 2 与 4 的工作边形状应满足自动楔紧条件： $\alpha < \varphi$ ，能满足此条件的理论廓线可采用对数螺旋线。

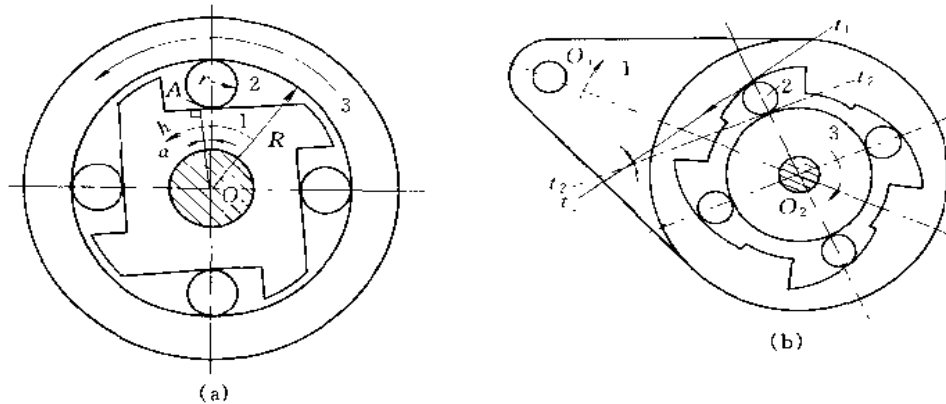


图 1-8-95 滚子摩擦式棘轮机构

(a) 内啮合型；(b) 外啮合型

1—主动轮；2—滚子；3—从动轮； $R$ —内圆半径； $r$ —滚子半径； $\alpha$ —滚子内外两接触点处公切线间的夹角

图 1-8-95a，当主动轮逆时针转动时，滚子被楔住，带动从动轮一起转动。主动轮顺时针转动时，滚子不能被楔紧，从动轮不动。若两轮均作逆时针方向主动运动，且转速  $n_3 > n_1$  时，则两轮的转动互不干涉。若轮 1 不动，则轮 3 只能作逆时针转动，若轮 3 不动，则轮 1 只能顺时针转动。因此，这种机构可实现超越运动。滚子的楔紧条件是  $\alpha < 2\varphi$ ， $\varphi$  为摩擦角。轮 1 的直线高度  $h = (R - r) \cos \alpha - r$ 。

图 1-8-95b 的主动轮 1 的轮廓曲线为对数螺旋线，从动轮 3 的外圆与滚子 2 接触。

### 3.2 棘轮的齿形

单向驱动的棘轮机构一般选用不对称梯形齿，载荷小时，也可用直线型三角齿和圆弧型三角齿；双向驱动用对称矩形齿，如图 1-8-96 所示。

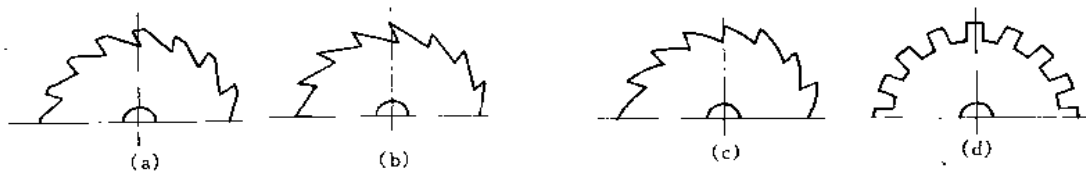


图 1-8-96 棘轮齿形

(a) 不对称梯形齿；(b) 直线型三角齿；(c) 圆弧型三角齿；(d) 对称矩形齿

### 3.3 棘爪轴的结构及固定方式

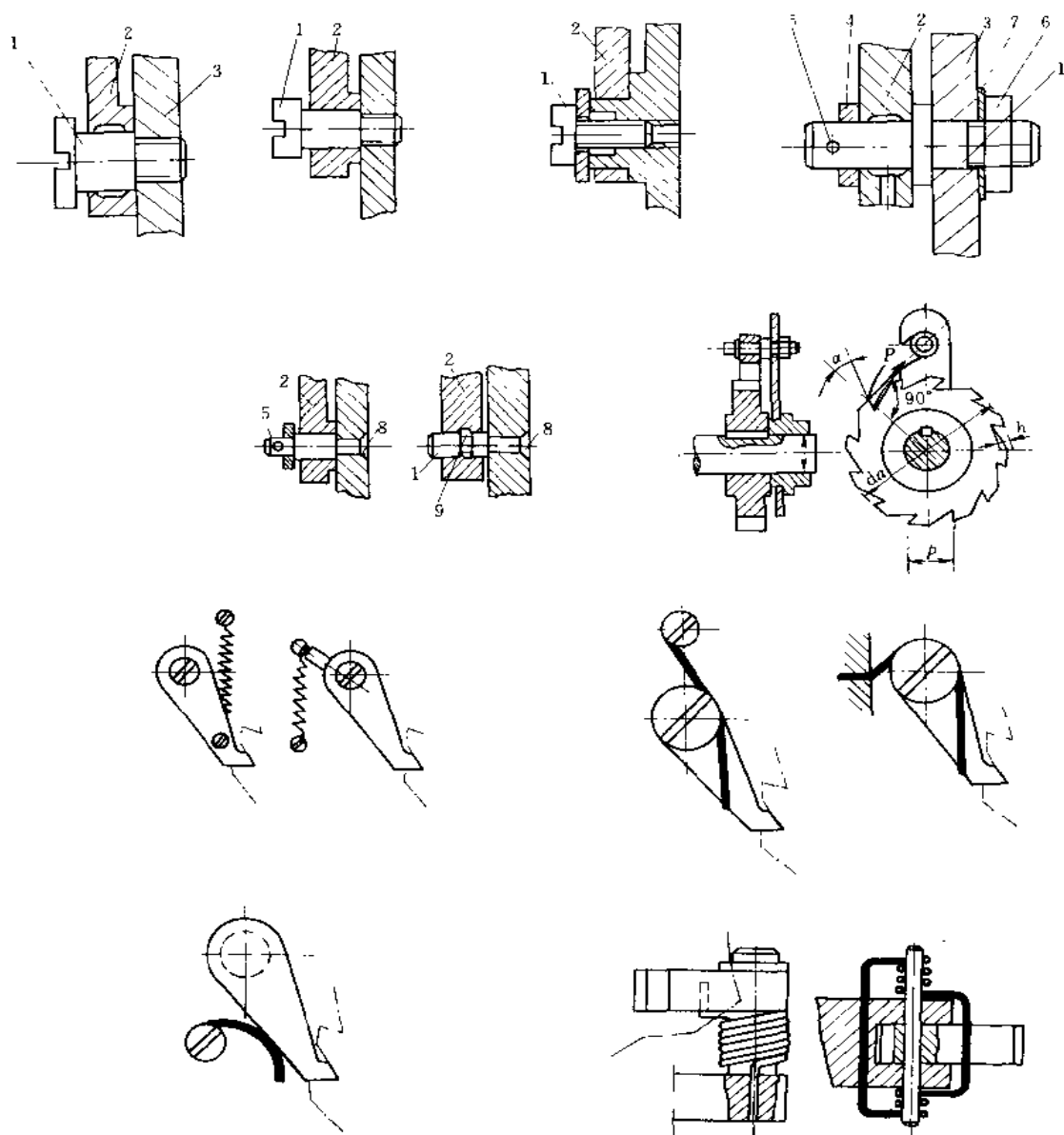


图 1-8-97 棘爪轴的结构及固定方式

1—棘爪轴；2—棘爪；3—摆杆；4—挡圈；5—开口销；6—螺母；7—垫圈；8—铆钉；9—销

图 1-8-97 所示棘爪和棘爪轴配合为 H8/f7，在轴向须留有 0.5~1mm 间隙。

### 3.4 棘轮的驱动方式

图 1-8-98c、d 当凸轮的升程曲线轮廓与滚子接触时，推动摆杆 7 逆时针摆动，棘爪落入棘轮的棘齿中，推动棘轮逆时针转动一定角度，当大圆弧轮廓与滚子接触时，锁止钩 f 啮入棘轮齿内，棘轮停止不动（图 c）。当凸轮回程曲线轮廓与滚子接触时（图 d），使摆杆顺时针摆

动，棘爪与锁止钩均与棘轮脱开，棘爪进入棘轮的下一棘齿中，继续下一次推动。

图 e 电磁铁驱动结构简单，动力源方便，但工作平稳性较差，用于要求不高的场合。

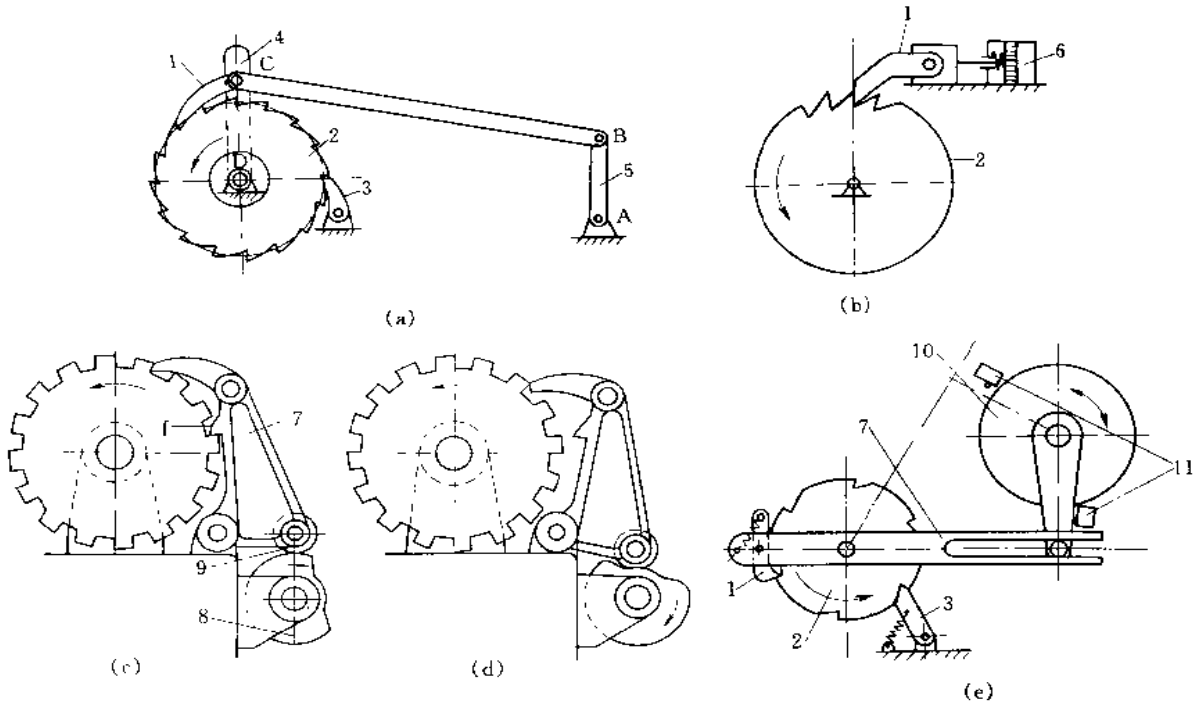


图 1-8-98 棘轮的驱动方式

(a) 曲柄摇杆机构驱动；(b) 液压驱动；(c)、(d) 凸轮机构驱动；(e) 电磁铁驱动

1—棘爪；2—棘轮；3—止回棘爪；4—摇杆；5—曲柄；6—液压缸；7—摆杆；8—凸轮；9—滚子；10—回转电磁铁；11—限位挡块；f—锁止钩

### 3.5 棘轮转角与转向的调整

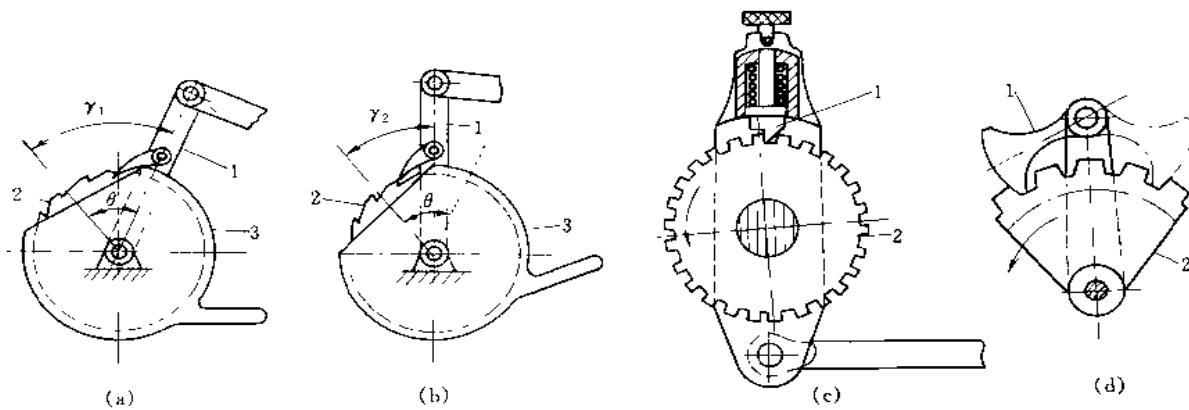


图 1-8-99 棘轮转角与转向的调整方式

1—棘爪；2—棘轮；3—罩盒

图 1-8-99a、b 利用改变罩盒位置调整棘轮的转角，c、d 是利用改变棘爪的位置（图 d）或棘爪直边方向可改变双向传动的棘轮方向。在曲柄摇杆机构和液压驱动的棘轮机构中可改变曲柄长度和液压缸活塞行程来调整棘轮的转角。



## 3.6 棘轮机构的消声装置

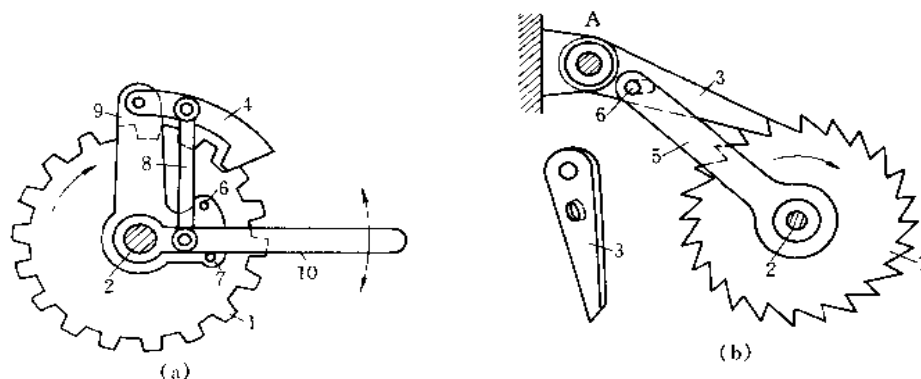


图 1-8-100 棘轮机构的消声结构

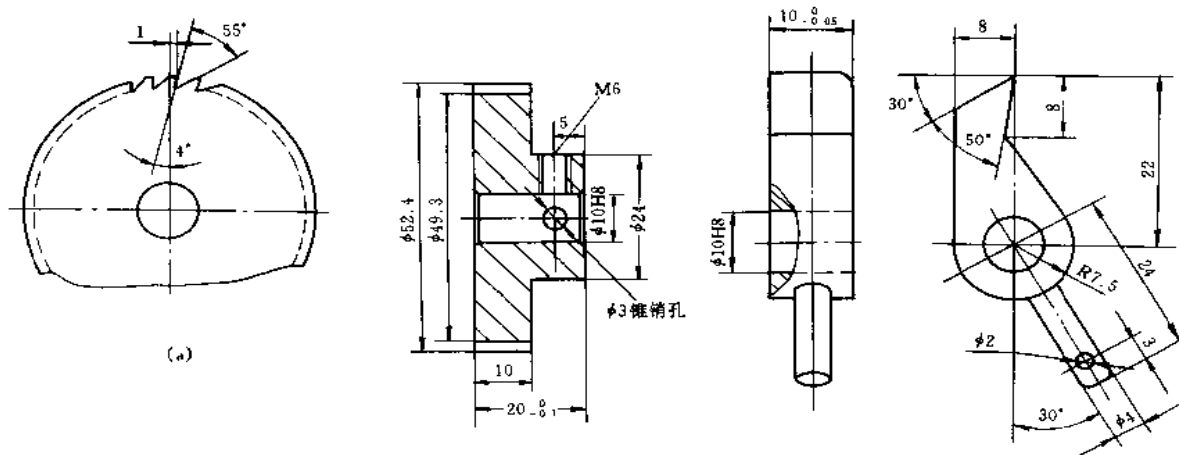
(a) 避免棘爪回程时噪声的棘轮机构；(b) 止退棘爪的消声结构

1—棘轮；2—转轴；3—止退棘爪；4—棘爪；5—杆；6、7—销；8—连杆；9—曲杆；10—主动杆

图 1-8-100a 增设了连杆 8 等零件，使棘爪回程时不致碰上棘齿，从而避免了回程噪声。

图 1-8-100b 为止退棘爪的消声结构。杆 5 空套在棘轮的转轴上，棘轮可依靠摩擦力带动杆 5 转过一个微小角度，杆顶端的圆销插于止退爪的长槽中。当棘轮有逆时针方向的后退趋势时，杆 5 立即被棘轮带动一起后退，杆 5 顶端的销便移到槽的左端，迫使棘爪向下摆动而啮入棘齿中，阻止棘轮倒退。当棘轮顺时针向转动时，杆 5 由于摩擦作用也为棘轮一起顺时针摆动，其顶端的销便移到长槽的右端，使止退棘爪 3 抬起而与棘轮的齿脱开，从而避免了噪声。

## 3.7 棘轮与棘爪零件图示例及齿形画法



材料：45

热处理硬度 HRC45~50

全部 6.3

图 1-8-101 制药机械中进给装置用棘轮与棘爪零件图

(a) 棘轮；(b) 棘爪

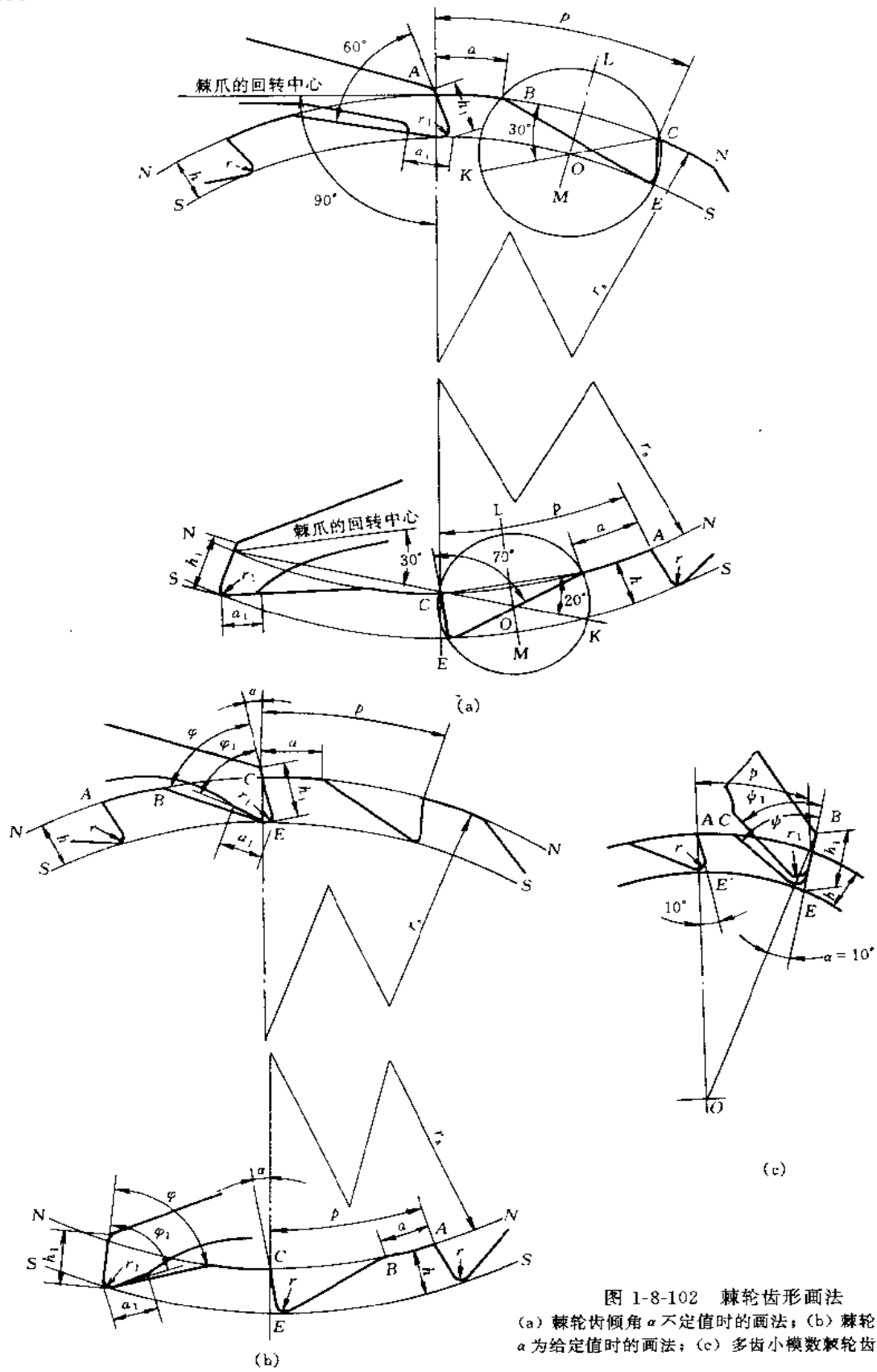


图 1-8-102 棘轮齿形画法  
 (a) 棘轮齿倾角  $\alpha$  不定值时的画法; (b) 棘轮齿倾角  $\alpha$  为给定值时的画法; (c) 多齿小模数棘轮齿形画法

图 1-8-102a:

1. 以  $r_a = mz/2$  为半径画顶圆  $NN$ ，再以  $r_f = \frac{zm}{2} - 0.75m$  为半径画根圆  $SS$ ；
2. 将圆周  $NN$  分成  $z$  等分；
3. 自任一分点  $A$  作弦  $AB = a$ ；
4. 联接  $BC$ ，过弦  $BC$  中点作垂线  $LM$ ；
5. 由点  $C$  作直线  $CK$  与弦  $BC$  成  $30^\circ$  角（外齿式）或  $20^\circ$ （内齿式），并与垂线  $LM$  交于  $O$  点；
6. 以  $O$  点为圆心， $OC$  为半径作圆，与根圆  $SS$  交于  $E$  点；
7. 联接  $CE$ ，此即棘轮齿工作面之方向，再联接  $EB$ ，便得到全部齿形。角  $CEB$  为  $60^\circ$ （外齿式）或  $70^\circ$ （内齿式）。

图 1-8-102b:

1. 以  $r_a = mz/2$  为半径画顶圆  $NN$ ，再以  $r_f = 0.75m$  为半径画根圆  $SS$ ；
2. 将圆周  $NN$  分成  $z$  等分；
3. 自任一分点  $C$  作  $\alpha$  角，此角边线与圆周  $SS$  交于  $E$  点， $CE$  即棘轮齿工作面之方向；
4. 自  $E$  点作直线  $EB$ ，使  $\overline{CE}$  与  $\overline{EB}$  的夹角为  $\varphi$ ；
5. 联接  $AB$  便得到全部齿形。

图 1-8-102c:

齿数大于 30 的不对称梯形齿形的画法如图 c，由棘轮顶圆上一点  $B$  作工作齿面倾角  $\alpha = 10^\circ$ ，交根圆于  $E$ ，作  $\overline{EC}$  夹角  $\varphi$  角，再作过渡圆角，圆角半径为  $r$ ，便得到棘轮齿形。棘爪的头部成  $\psi$  角。

### 3.8 棘轮机构举例

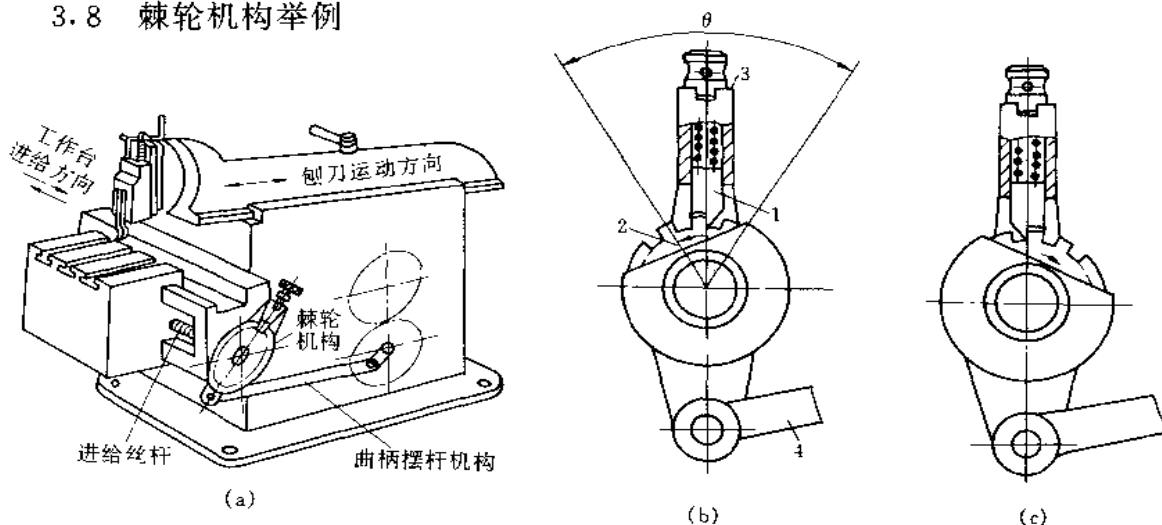


图 1-8-103 牛头刨床的工作台横向进给棘轮机构

图 1-8-103a 所示牛头刨床中，电动机通过曲柄摆杆机构使装有棘爪的摆杆 4 摆动，推动棘轮及进给丝杆作单向间歇转动，从而使工作台作横向进给运动。为了便于调整工作台的进给方向，棘轮 2 做成对称梯形齿，棘爪 1 做成单侧楔形。当棘爪 1 处于图 b 所示位置时，可推动棘轮 2 逆时针方向转动。若将棘爪提起后转过  $180^\circ$  放下，如图 c 所示，则推动棘轮顺时针转动。若将棘爪提起后转过  $90^\circ$  放下并搁置在壳体的平台 3 上，则棘爪 1 与棘轮 2 脱开，棘轮停止不动。

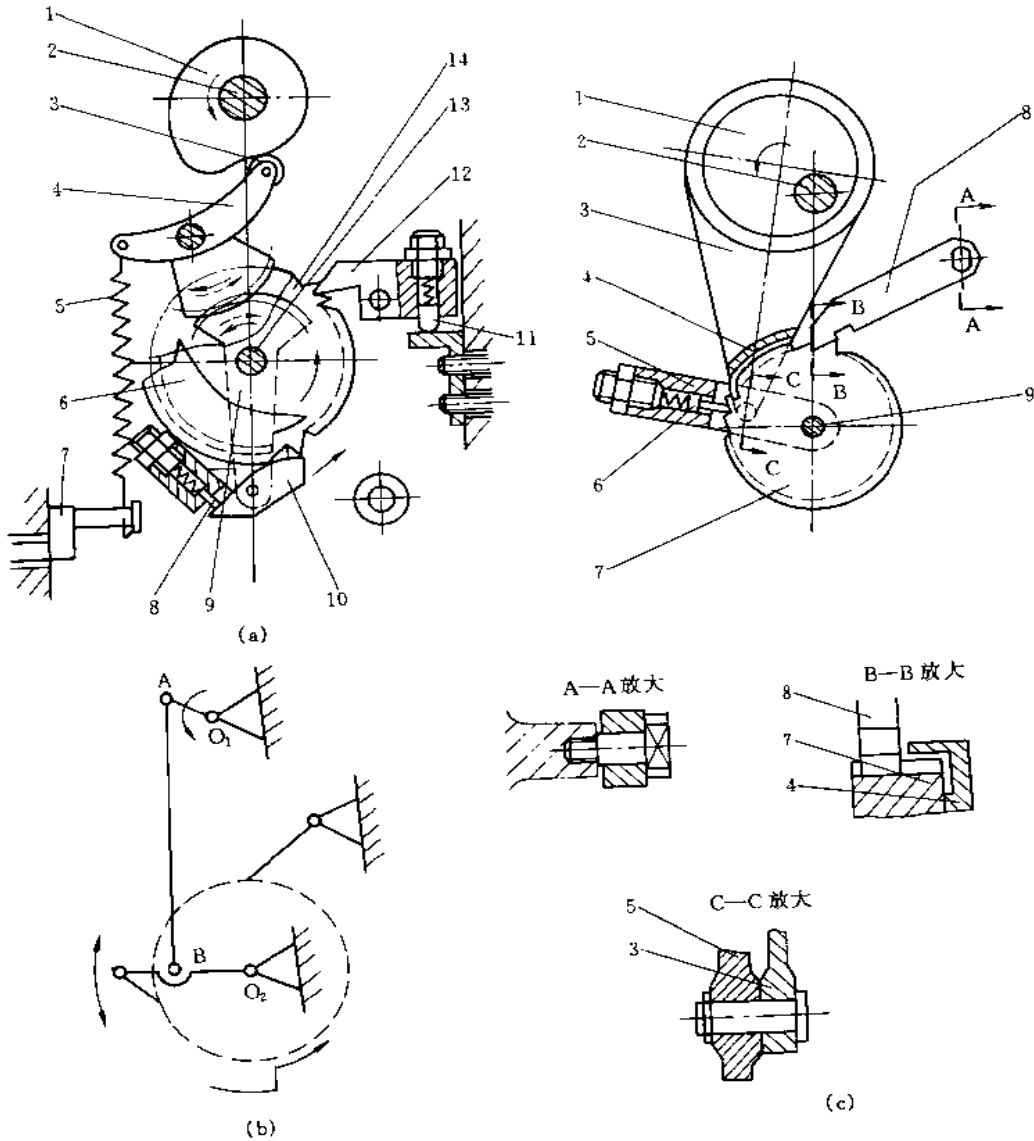


图 1-8-104 牛头刨床工作台间歇进给机构

(a) 改进前机构

1、6—凸轮；2—输入轴；3—滚轮；4、9—扇形齿轮；5—拉簧；7—偏心轮；8、11—顶杆；  
10、12—棘爪；13—输出轴；14—棘轮

(b) 改进后机构的传动原理图

(c) 改进后的结构示意图

1—偏心轮；2—输入轴；3—连杆；4—棘轮罩；5—摇杆；6—主动棘爪；7—棘轮；8—止退棘爪；9—输出轴

图 1-8-104a 为牛头刨床工作台间歇进给机构。凸轮 1 旋转，通过扇形齿轮 4、9 推动棘轮 14 作间歇运动。拉簧 5 是为了保证棘爪 10 顺利复位（即使扇形齿轮回程时按虚线箭头方向摆动）。使用中拉簧钩经常损坏，而维修很不方便。

以图中 c 上的曲柄摇杆机构（机构的传动原理图 b）代替图 a 中的凸轮-扇形齿轮机构，并以图 c 中的棘轮罩 4（与棘轮 7 同轴）代替图 a 中的凸轮 6，来控制棘爪为棘轮啮合的起始位置及棘轮的转动角度，达到控制进给量的目的，从而消除了原有缺点。

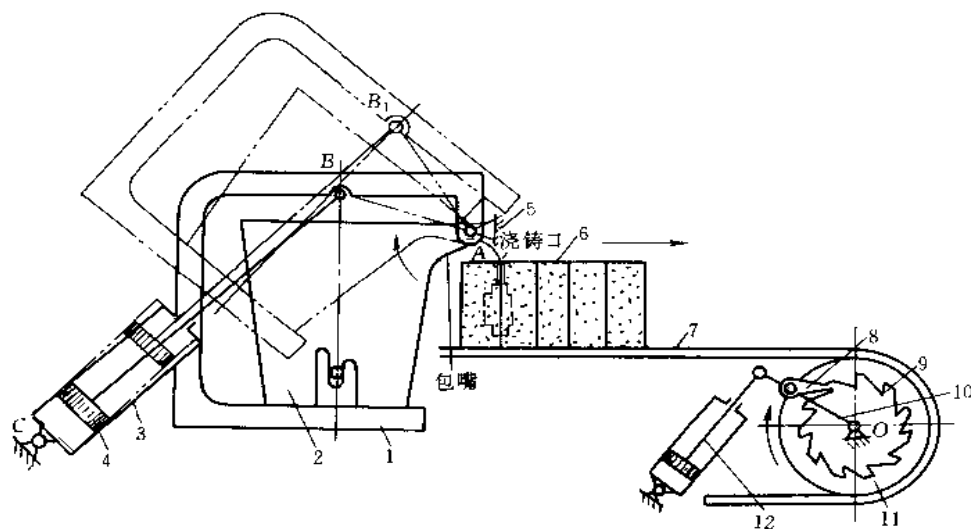


图 1-8-105 射砂自动线浇铸和输送装置

1—包架；2—铁水包；3—摆动气缸；4、12—活塞杆；5—固定机架；6—砂型；7—输送带；8—棘爪；9—棘轮；10—摆杆；11—输送辊

图 1-8-105 为棘轮机构和变态摆动导杆机构在射砂自动线浇铸和输送装置上的应用实例。接通气源后，推动活塞杆 12，使带有棘爪 8 的摆杆 10 摆动一角度，棘爪推动棘轮 9 和与它相固连的输送辊 11 转过一角度，输送带便作间歇式移动。铁水包 2 吊置于包架 1 上；包架 1 安置在可移小车（图上未表示）上。为了把铁水浇入砂型内，必须使包架连同铁水包倾转一角度，而且当铁水包倾转时必须使其包嘴永远对准砂型的浇铸口，为此采用了图示浇铸机构。摆动气缸的固定销轴为  $C$ ，活塞杆 4 与包架铰接点为  $B$ ，包架 1 的固定销轴为  $A$ ，因此包架和气缸、活塞杆组成一变态的摆动导杆机构。摆杆长为  $l_{AB}$ ，而且在安置铁水包于包架 1 上时，须使包嘴与销轴中心线  $A$  相重合，因此当活塞杆 4 推动摆杆 1（包架）和铁水包摆动时，由于它们的回转中心是  $A$ ，这样只要第一次使浇铸口与包嘴对准后，就不论铁水包如何倾斜，不需再去移动小车，包嘴与浇铸口总能对准。

如图 1-8-106 所示， $O_1A$  和  $O_2B$  均可改变棘轮的转角大小，改变连杆的长度，可以在一定范围内改变机构的动停时间比，同时还可调节棘爪的起始或终止位置。输出轴 8 可以和回转工作台相连接，使工件作间歇回转运动，也可以和链轮或带轮机构相接，从而使工件在工作台上作间歇直线移动。

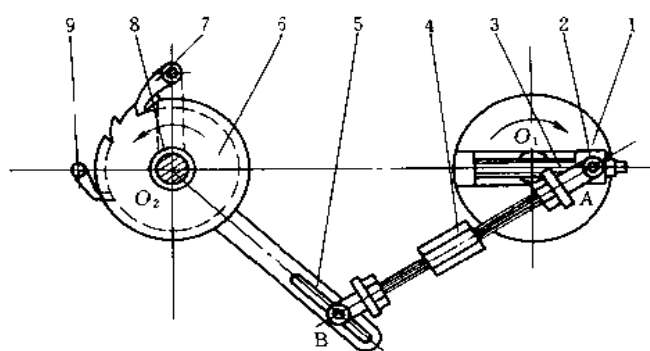


图 1-8-106 棘轮步进传送机构

1—主动轮；2—螺母滑块；3—调节丝杆；4—具有左右螺纹的连杆；5—摆杆；6—棘轮；7—棘爪；8—从动输出轴；9—止退棘爪

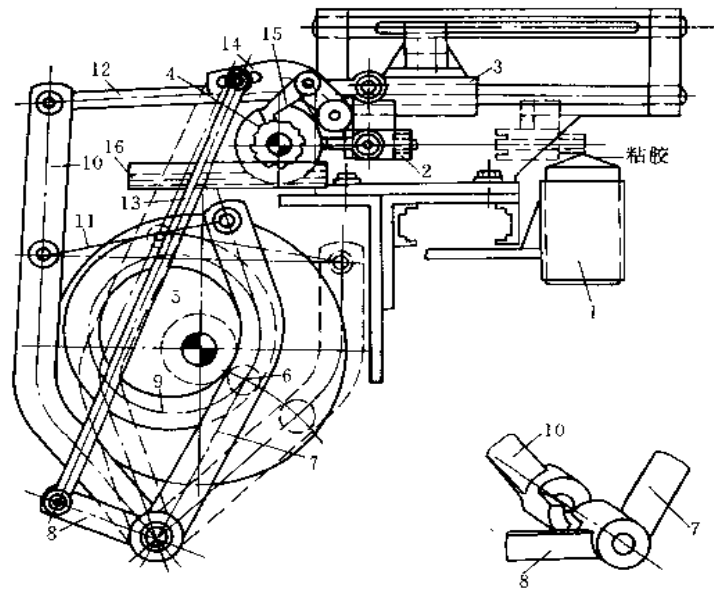


图 1-8-107 棘轮与凸轮的联合机构

1—输送机；2—涂胶器；3—滑架；4—胶滚；5—凸轮；6—滚子；7—杠杆；8—短杆；9—槽；10—长杆；11—弹簧；12、13—连杆；14—支承臂；15—棘爪；16—胶盘

图 1-8-107 所示为单闭合轨道的凸轮控制的涂刷胶粘剂的传动机构。在一台用纸袋将材料包装的机器上，有一专门的工位，对纸袋在最后折叠之前进行涂胶作业，以便封好纸袋。纸袋输送机 1 瞬时停留在粘胶工位，涂胶器 2 从胶滚 4 上取胶，然后转 180°（凸轮机构未画出），由滑架 3 带动并移到纸袋折口处涂一层胶粘剂。机构由凸轮 5 带动杠杆 7，杠杆上有弹簧 11 与长杆 10 相连，使长杆可向右摆动，并带动连杆 12 使滑架作往复运动。长杆 10 向左摆动，则要靠图下方所示的联轴器，要等杠杆 7 摆回，凸轮转过 90°才起作用。短杆 8 则带动棘爪 15 使胶滚 4 转动一角度以便浸胶。

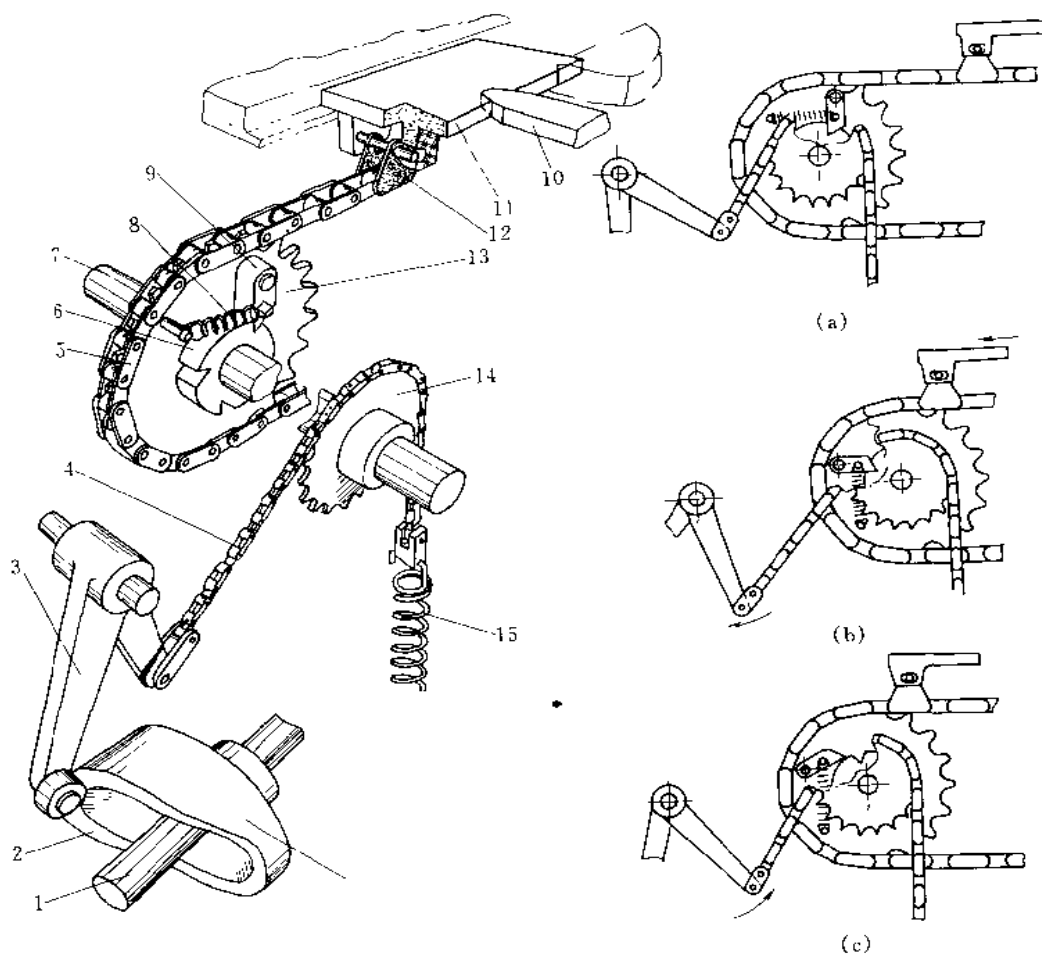


图 1-8-108 用凸轮-棘轮、棘爪驱动的直线转位机构

(a) 起始位置，锁栓离开夹具板；(b) 转位中；(c) 夹具板被锁栓锁住定位，棘轮回程

1—输入轴；2—凸轮；3—从动杆；4—传动链条；5—传送链条；6—棘轮；7—轴；8、15—拉簧；9—棘爪；10—锁栓；11—夹具板；12—联接器；13—链轮（在轴 7 上可以自由转动）；14—链轮（与轴 7 固定）

图 1-8-108 所示结构为直线转位机构，由凸轮经链轮及棘轮、棘爪驱动，使夹具板直线转位。夹具板与传送链条联接器用长孔相连，因此，与传送链的连接有一定的“浮动”性。锁栓可使夹具板精确定位。

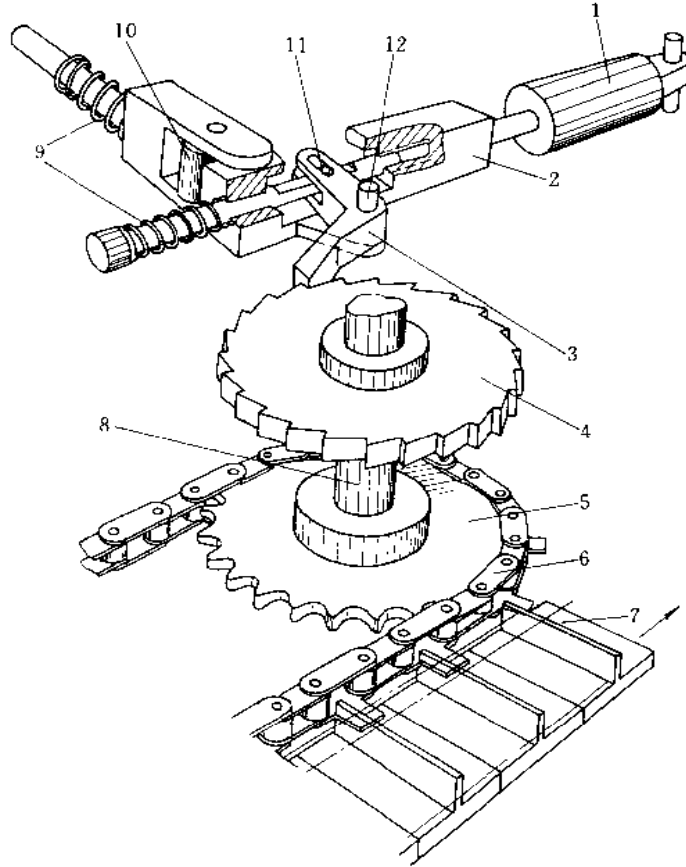


图 1-8-109 用棘轮、棘爪驱动的直线转位机构

1 气缸；2 棘爪座；3 棘爪；4 棘轮；5 链轮；6 链条；7 传送板；8 轴；9 压缩弹簧；  
10 压紧滚子；11、12 销子

图 1-8-109 所示结构为气缸、棘轮、棘爪驱动的直线转位机构，棘轮 4 上有摩擦止回装置，环形传送链系统装有两个可调的尼龙张紧轮。给气后，气缸推动棘爪及棘轮旋转，带动链轮及环行链逆时针方向运行，传送板 7 按箭头方向，直线转位。压缩弹簧使棘爪紧靠棘轮。

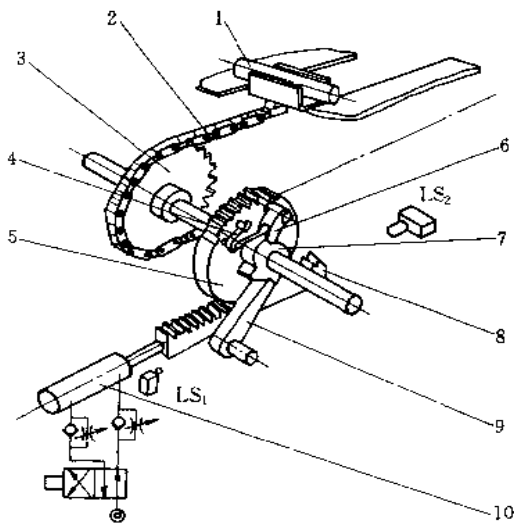


图 1-8-110 气动棘轮直线步进传送机构

1--工件；2--输送链；3--链轮；4--板弹簧；5--齿轮；6--进给棘爪；7--棘轮；8--齿条；9--止退棘爪；10--气缸

如图 1-8-110 所示，气缸通过齿条、齿轮、棘轮机构、链轮链条等使工件得到间歇直线移动。LS<sub>1</sub>、LS<sub>2</sub> 是气缸活塞的限位挡块。考虑传送时的惯性，在棘轮轴上应设有制动器。



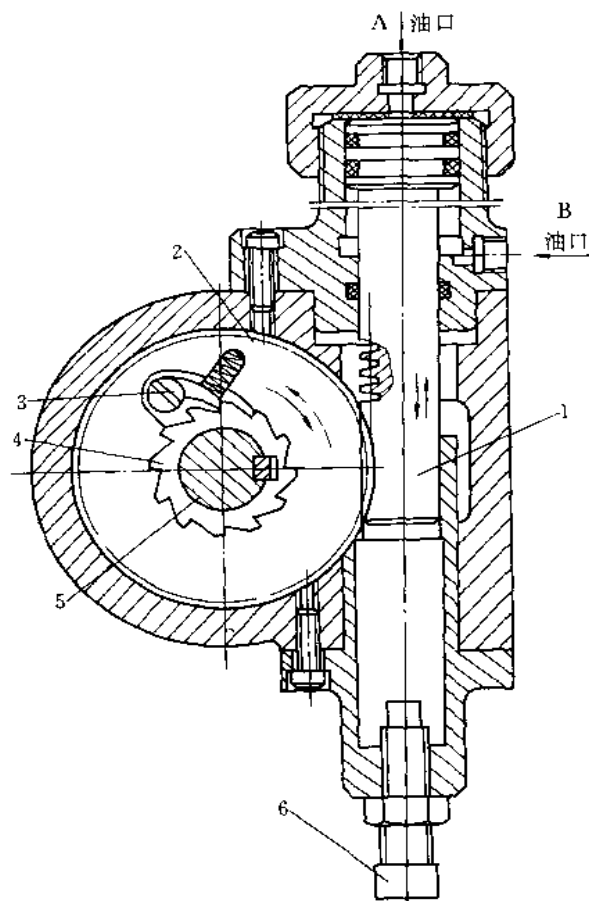


图 1-8-111 回转工作台分度转位棘轮机构

1—齿条；2—齿轮；3—棘爪；4—棘轮；5—转轴；6—螺钉

图 1-8-111 所示为回转工作台中的棘轮机构。油缸中的液体通过油口 A 进入，推动齿条 1 直线移动，带动齿轮 2 及装在其上的棘爪 3 推动棘轮 4 及回转工作台的转轴 5 顺时针向分度转位。当齿条 1 由于油缸液体流动方向改变而返回原位时，齿轮 2 按虚线方向反转，但此时棘爪 3 仅在棘轮齿面上滑过，棘轮 4 及转轴 5 停歇不动，即工作台静止，图中螺钉 6 用来调节齿条 1 的移动距离，以改变工作台的转位角大小。这种棘轮由于需要单向传动，故棘轮齿形应制成不对称梯形齿。

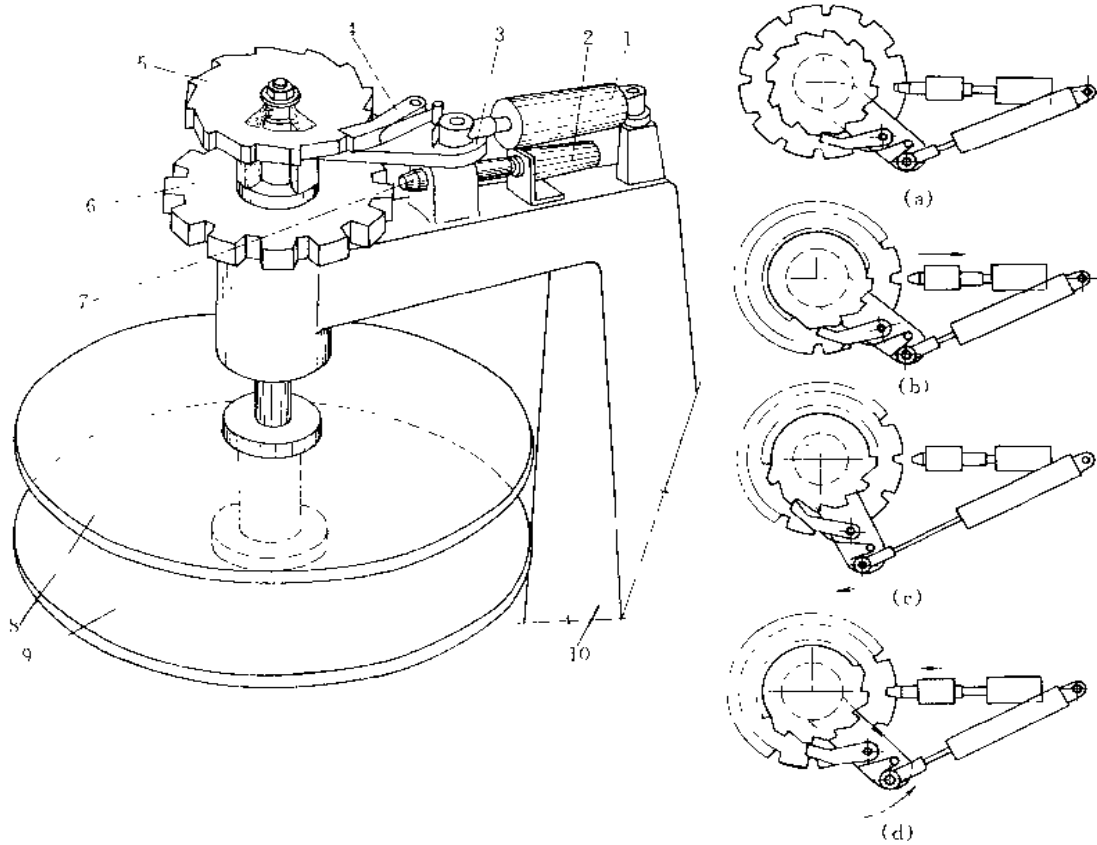


图 1-8-112 用棘轮驱动的回转工作台  
 (a) 起始位置; (b) 定位气缸缩回, 锁性脱出; (c) 驱动气缸活塞杆伸出使分度板转位; (d) 两缸先后复位  
 1-驱动气缸; 2-定位气缸; 3-转臂; 4-止回爪; 5-棘轮; 6-分度板; 7-锁栓; 8、9-工作台; 10-机架

图 1-8-112 所示结构是用气缸、棘轮驱动的回转工作台, 工作台布置在下方, 分度板有气动锁栓, 转臂转动有限位挡铁, 适用于从下向上的装配操作。工作速度每小时 2400 次。

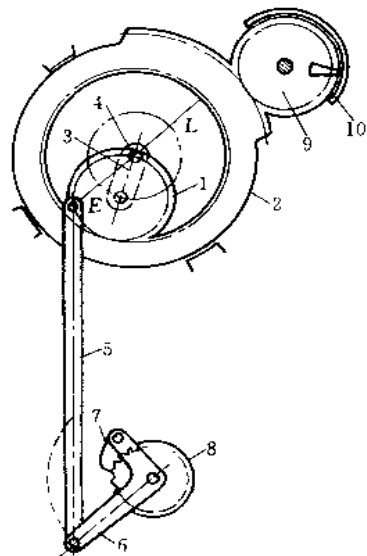


图 1-8-113 棘轮、行星轮联合机构  
 1、9-齿轮; 2-内齿轮; 3-臂; 4-轴; 5-连杆;  
 6-摆杆; 7-棘爪; 8-棘轮; 10-标尺

图 1-8-113 所示为印刷机上棘轮、行星轮联合机构, 用于印刷机上需要主轴转动  $180^\circ$  时棘轮作分度运动, 而在主轴转另外  $180^\circ$  时棘轮不动的场合。主轴 4 带动内啮合行星轮 1 转动,  $E$  点作直线运动, 直线  $L$  是  $E$  点的轨迹, 并通过连杆 5 带动摆杆 6, 使棘爪 7 带动棘轮 8。齿轮 9 是用于使大齿轮 2 限量地转位而改变  $E$  的轨迹方向。10 是标尺, 用于指示棘轮的转位量。

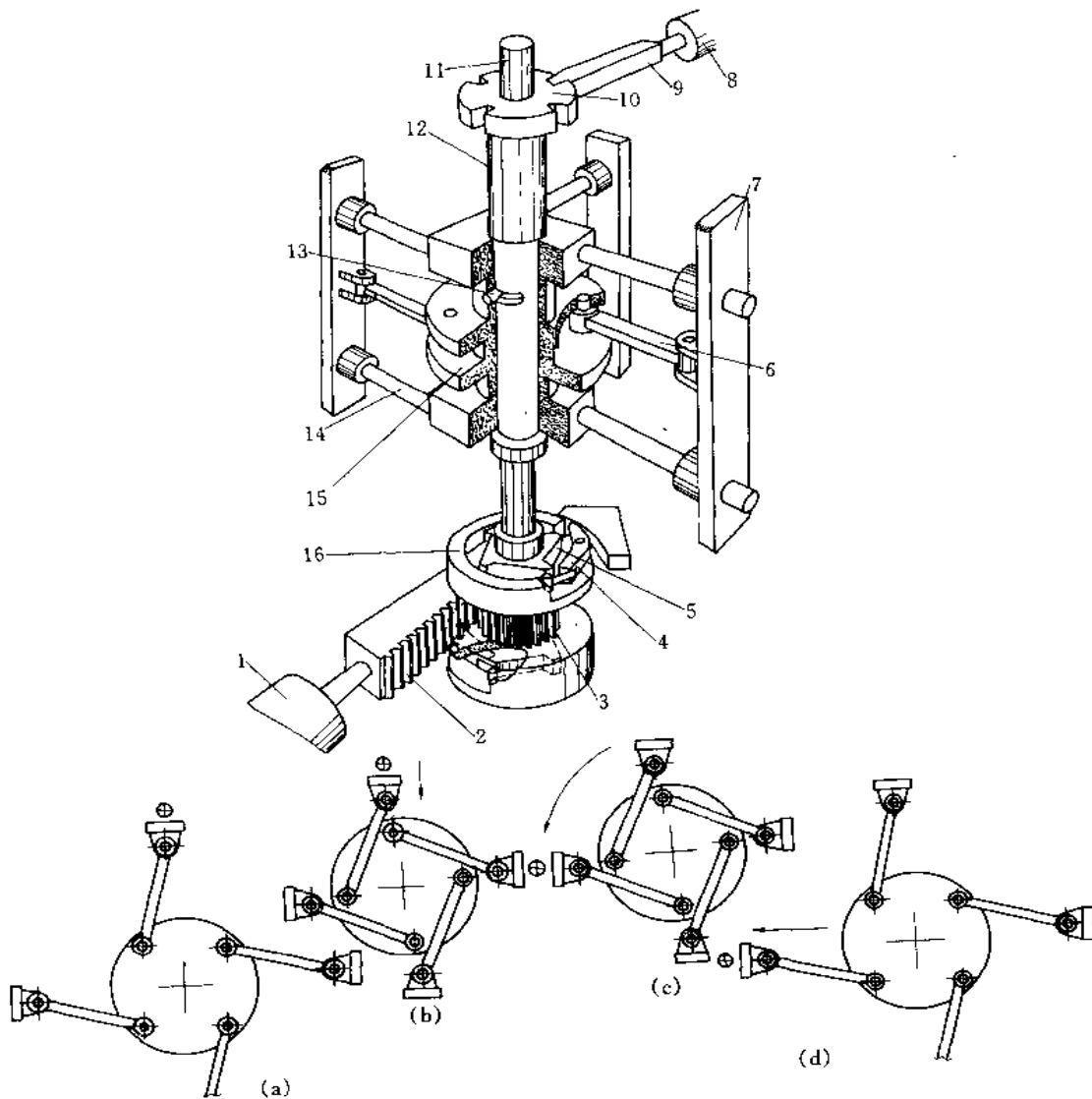


图 1-8-114 用气缸、棘轮驱动的以夹爪夹住工件传送的转位机构

(a) 开始取件位置；(b) 内轴及转套转动  $45^\circ$ ，夹具缩回；(c) 转位  $90^\circ$ ；(d) 内轴反转  $45^\circ$ ，夹爪板伸出  
 1—驱动气缸；2—齿条；3—齿轮；4—棘爪；5—棘轮；6—连杆；7—夹爪安装板；8—定位气缸；9—定位栓；10—定位盘；11—内轴；12—外轴；13—驱动销；14—导柱；15—转套；16—转盘

图 1-8-114 所示结构是气动、棘轮驱动的，以夹爪夹住工件传送的转位机构。夹爪安装板 7 有径向伸缩和回转转位  $90^\circ$  两种运动。内轴 11 与一对方向相反的棘轮固定连接，四对导柱 14 和定位盘 10 与外轴固定连接，转套 15 在外轴上可以转动，通过驱动销 13 与内轴连接，外轴上的驱动销孔为长槽形（占周长  $135^\circ$ ），使内外轴可有  $45^\circ$  相对转动，齿条伸出，齿轮反向转动  $135^\circ$ ，在一固定挡板限制下，推动内轴反转的棘爪在约  $90^\circ$  范围内不起作用，因此，内轴只反转约  $45^\circ$ ，夹爪板伸出。

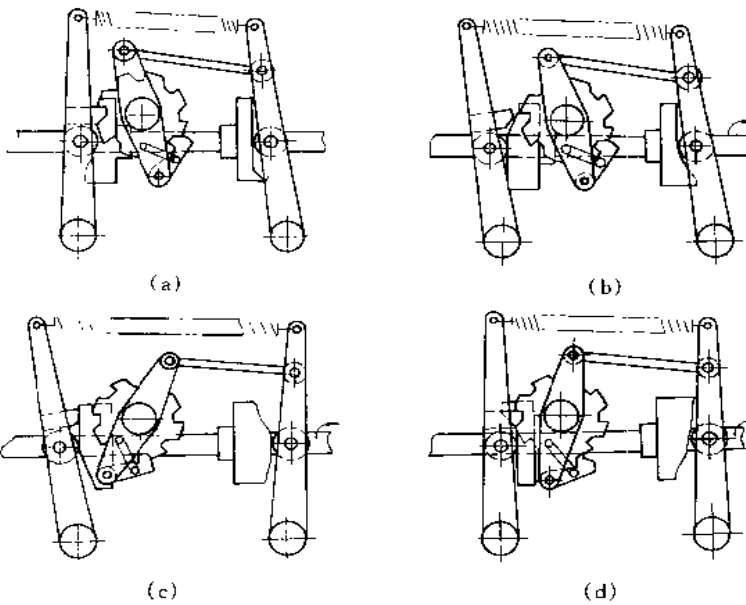
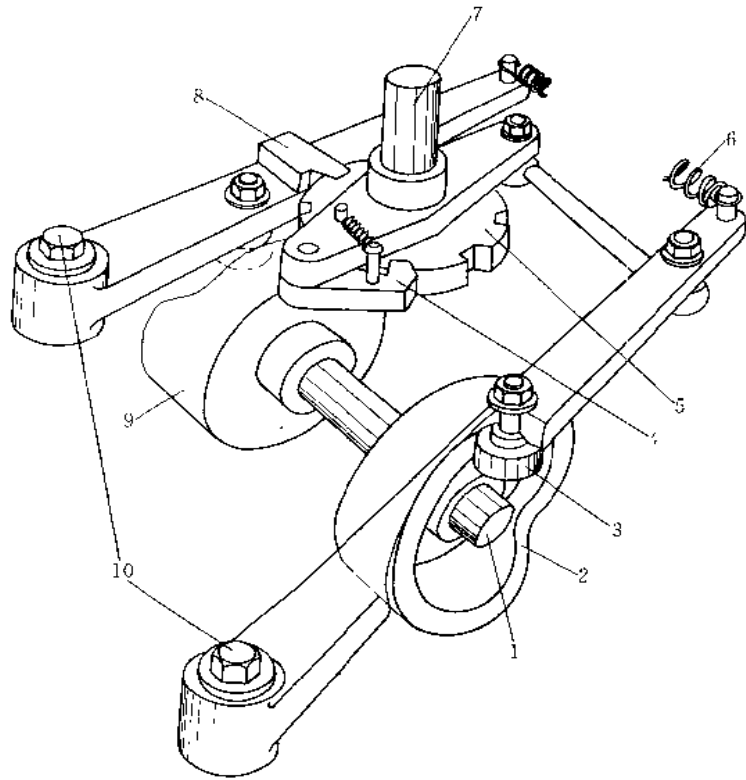


图 1-8-115 旋转分度的高速传送机构

(a) 起始位置；(b) 止回爪脱出；(c) 转位；(d) 两爪复位

1—轴；2—转位凸轮；3—从动滚子；4—棘爪；5—分度板；6—拉簧；7—输出驱动轴；8—止回爪；9—止回爪控制凸轮；10—螺栓

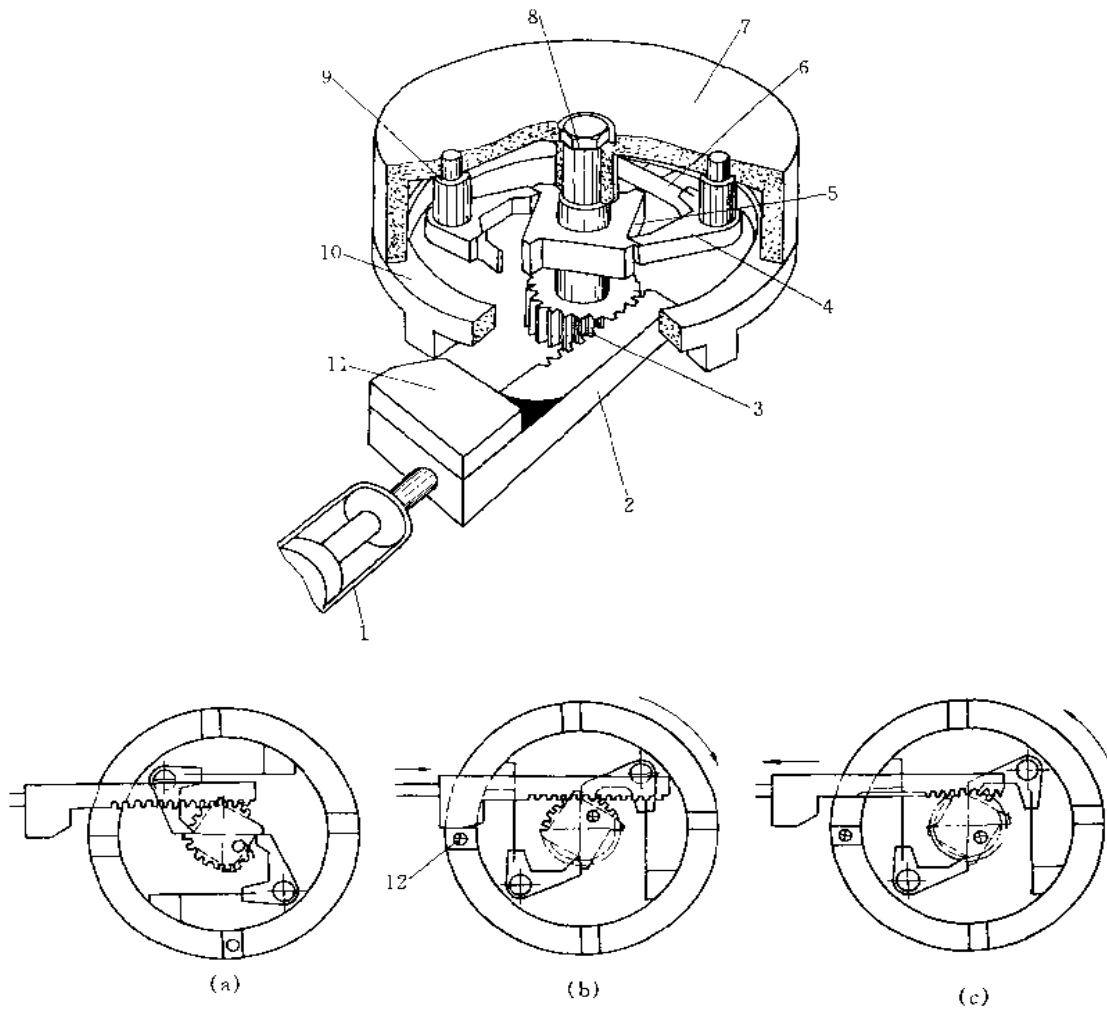


图 1-8-116 用棘轮-齿轮齿条机构的转位机构

(a) 起始位置；(b) 气缸给气，齿条伸出驱动齿轮，使工作台转位  $90^\circ$ ，定位环上的定位面与挡块接触；(c) 齿条回程，棘爪在棘轮齿上越过

1—气缸；2—齿条；3—齿轮；4—棘爪；5—棘轮；6—片簧；7—工作台；8—立轴；9—棘爪柱；10—定位环；11—挡块；12 定位销

图 1-8-116 所示结构是棘轮、齿轮、齿条机构组成的转位机构。气缸 1 进气，驱动齿条齿轮，使棘轮和装在工作台下面的棘爪转动，使工作台作  $90^\circ$  转位运动。齿条上有挡块 11，与定位环上的定位面接触，如图 b，使工作台准确定位。气缸回程时，一个弹簧加压的止动器（未表示）使工作台保持不动。

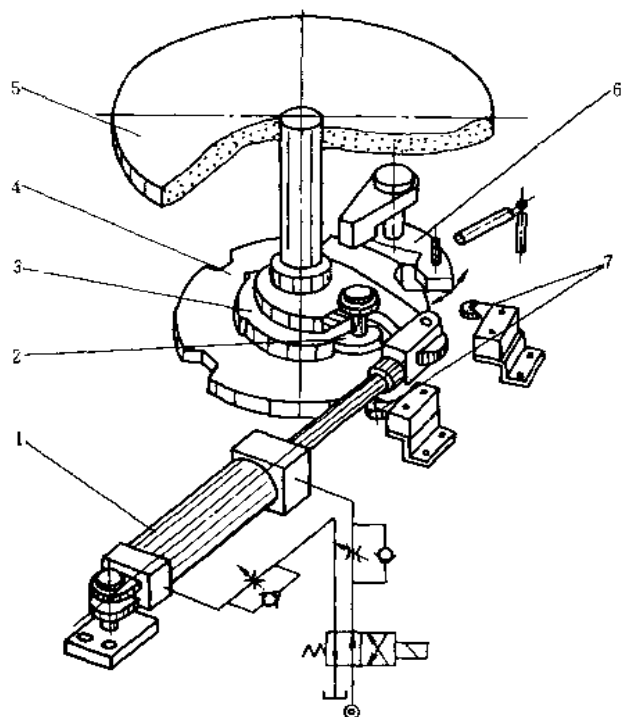


图 1-8-117 液压驱动的棘轮步进传送机构  
1—液压油缸；2—棘爪；3—棘轮；4—定位槽盘；5—回转工作台；  
6—定位爪；7—活塞限位器

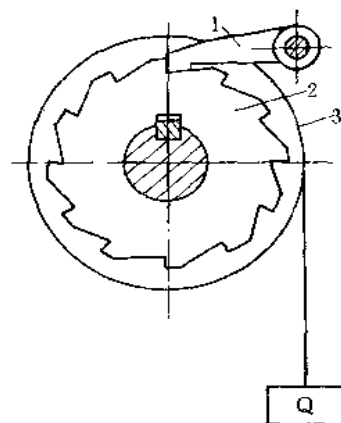


图 1-8-118 起重设备中制动用棘轮机构

如图 1-8-117 所示，油缸活塞杆的往复运动，推动棘轮机构使圆盘工作合作间歇回转运动。

设计时，应注意棘轮齿面、棘爪及定位部位必须淬火，以提高耐磨性能。油缸应采用耳环式，活塞行程应留有余量，活塞运动速度应按要求调整。因定位需要，棘轮齿数应按分度数设置。

图 1-8-118 为起吊设备中制动的棘轮机构，棘爪 1 用以阻止棘轮 2 顺时针向转动，以防止卷筒 3 上的重物 Q 突然下降。

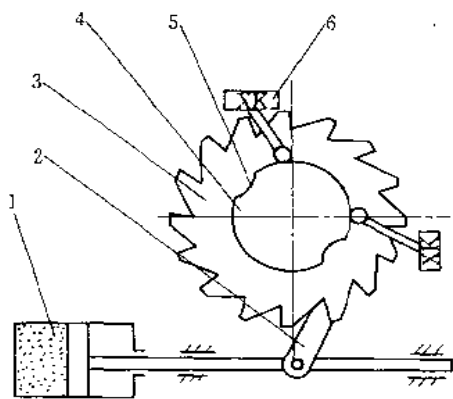


图 1-8-119 香皂自动装箱机的计数棘轮机构

图 1-8-119 所示为香皂自动装箱机中的计数棘轮机构，主动棘爪 2 由气动控制，当香皂被推进纸箱中时，气缸 1 的左边进气，活塞向右推动棘爪 2 使棘轮 3 转过一齿。根据预定的香皂装箱数量，棘轮转过相应的齿数后，与棘数固连的板 4 的缺口 5 恰与行程开关 6 的触点相对，当触点被弹簧推进缺口中时，推箱机构（图中未表示）接通电源而动作，自动将装好香皂的纸箱推出，达到控制香皂装箱准确数量的目的。

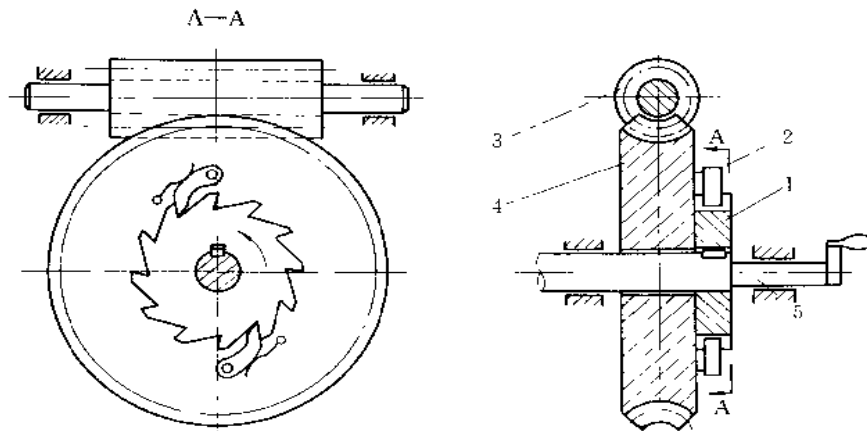


图 1-8-120 超越用棘轮机构

图 1-8-120 所示为超越用棘轮机构。主动蜗杆 3 带动蜗轮 4 转动，通过装在蜗轮上的棘爪 2 使棘轮 1 作逆时针向慢速转动，并带动从动轴 5 作慢速转动。当需要轴 5 作快速转动时，可直接将高速引入轴 5 作超越运动（图中未表示），此时慢速输入的运动对轴 5 将不再起作用，棘爪 2 仅在棘轮 1 的棘齿上滑过。

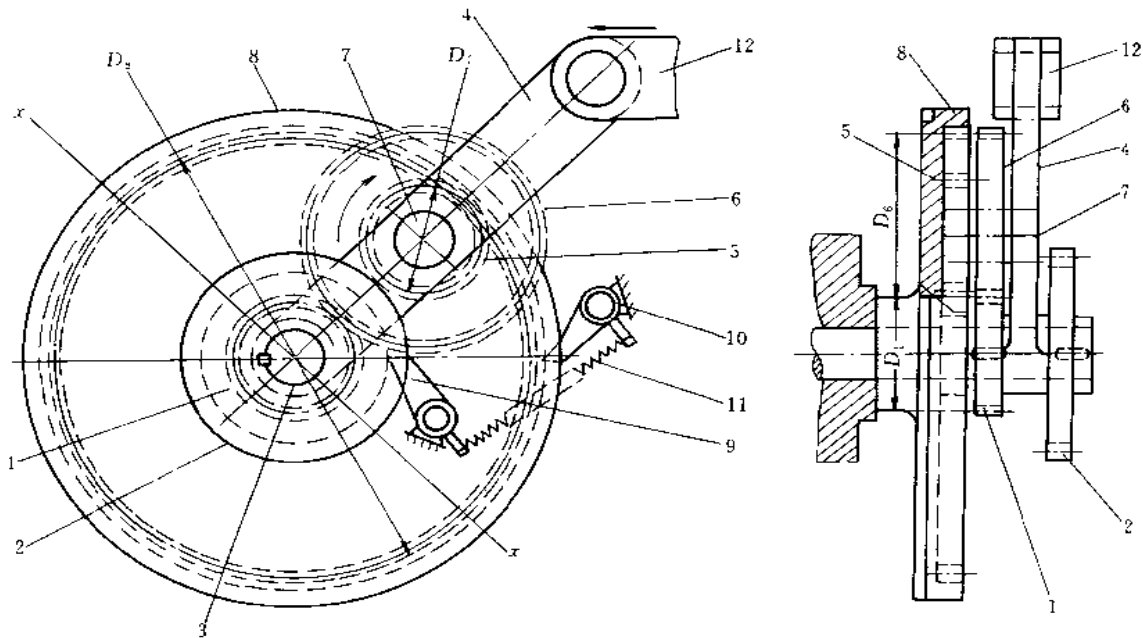


图 1-8-121 多转棘轮机构

1—齿轮；2—棘轮；3—轴（用链与 1、2 联结）；4—摆动杆（空套在轴 3 上，杆上固定短轴 7，其上空套双联齿轮 5 和 6）；5、6—齿轮（两个用键联接的双联齿轮）；7—短轴；8—内齿轮（空套在轴 1 上并带有外齿）；9、10—棘爪（装在机器不动部）；11—弹簧（保证棘爪与棘轮棘齿啮合）；12—连杆

如图 1-8-121 所示，连杆使摆动杆 4 向左转动，棘爪 10 阻止内齿轮同向（向左）转动，因而使与内齿轮啮合的齿轮 5 及 6 顺时针旋转，齿轮 6 带动齿轮 1 和轴 3 逆时针转动作功，直到其中心线到达  $x-x$  线为止。当连杆回转时，棘爪 9 阻止棘轮 2 及轴 3 顺时针转动，因而齿轮 1 也不能动。故连杆的运动通过摆动杆 4 和齿轮 5、6 的传递，使内齿轮 8 作顺时针方向转动，此时轴不动，故回程不做有用功。

由于  $D_3 : D_5 = 4 : 1$ ,  $D_6 : D_7 = 2 : 1$ , 因此, 比率  $R = 1 - \frac{2 \times 4}{1 \times 1} = 9$ , 设连杆的行程转角为  $90^\circ$ , 所以轴 3 在连杆的一个工作行程内便可转动  $9 \times \frac{90^\circ}{360^\circ} = 2 \frac{1}{4}$  转。

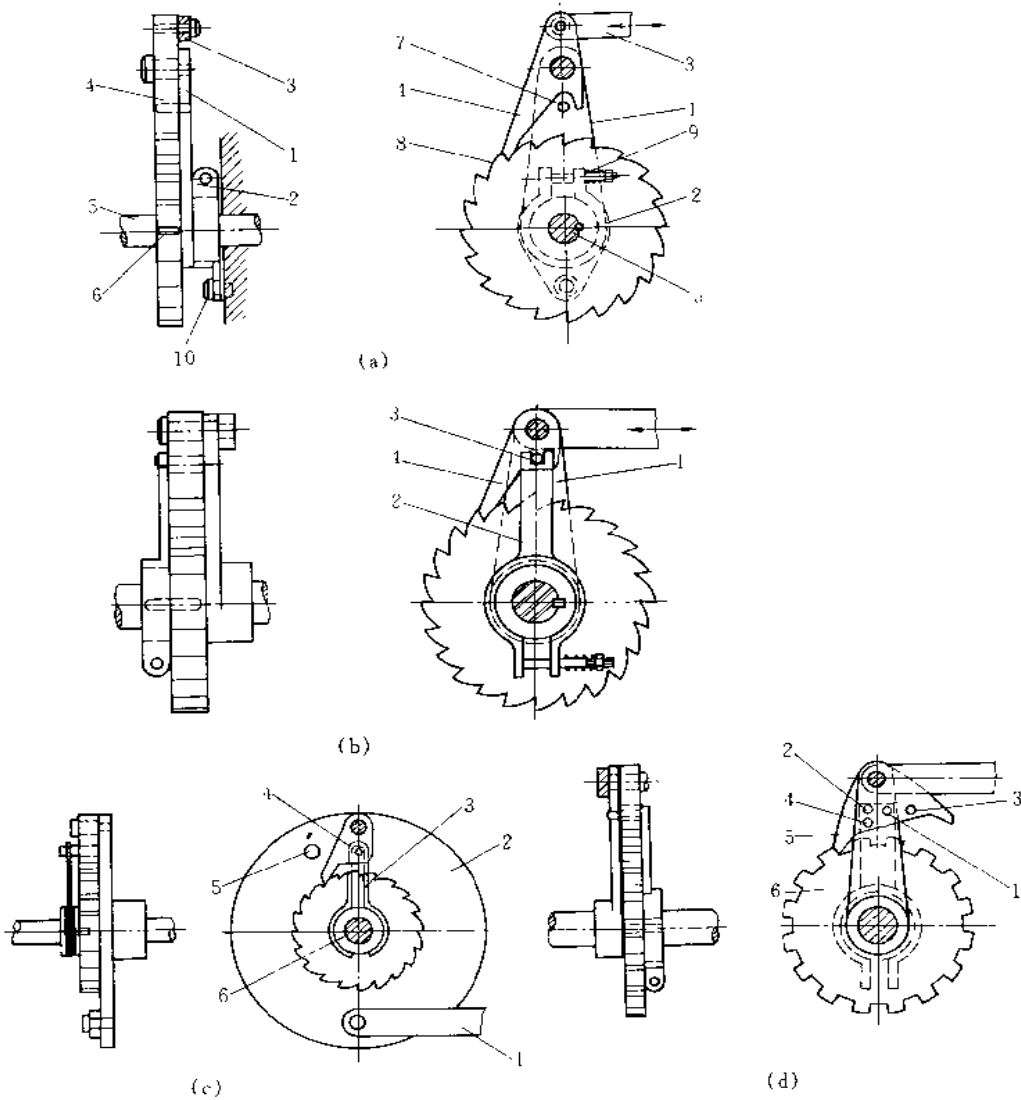


图 1-8-122 无声棘轮机构

(a) 在传动臂上带有棘爪的无声传动机构: 1—臂; 2—制动器; 3—连杆; 4—棘爪; 5—轴; 6—键; 7—挡销; 8—棘轮; 9—弹簧; 10—螺钉

(b) 连杆和棘爪在同一销上摆动的无声棘轮机构的改进设计: 1—臂; 2—制动臂; 3—销; 4—棘爪

(c) 结构与图 b 相似的一种用于小型机构上的棘轮机构: 1—连杆; 2—传动臂; 3—制动臂 (弹簧丝); 4—棘爪; 5—销; 6—制动轮

(d) 具有双棘爪的双向传动的无声棘轮机构: 1~4—销; 5—双棘爪; 6—有“方型”齿的棘轮

图 1-8-122a 连杆按虚线箭头方向运动 (空行程), 先将棘爪抬起, 与棘轮脱离接触。这时臂 1 因受制动器 2 的摩擦阻力作用, 而不会在轴上转动, 当棘爪上的短指碰到臂上的挡销 7 后, 连杆便迫使臂克服制动器的摩擦阻力而使轴转动, 这时棘爪和臂一起在轴上转动。在返回的工作行程上, 首先棘爪为齿啮合, 然后连杆带动整个机构和轴一样转动一个棘齿的位置。



如图 1-8-123 所示,当杠杆 8 逆时针方向移动时,使传送带有较长的移动量,此时,棘爪 9 逆时针方向转动棘轮 4,并通过内齿轮 5,小齿轮 7 和齿轮 2 将运动以相反方向传给轴 1,当 5 和 2 的齿数比为 2:1 时,齿轮 2 转动的角度就是杠杆 8 转动角度的两倍,棘轮 3 和棘轮 4 的转动角

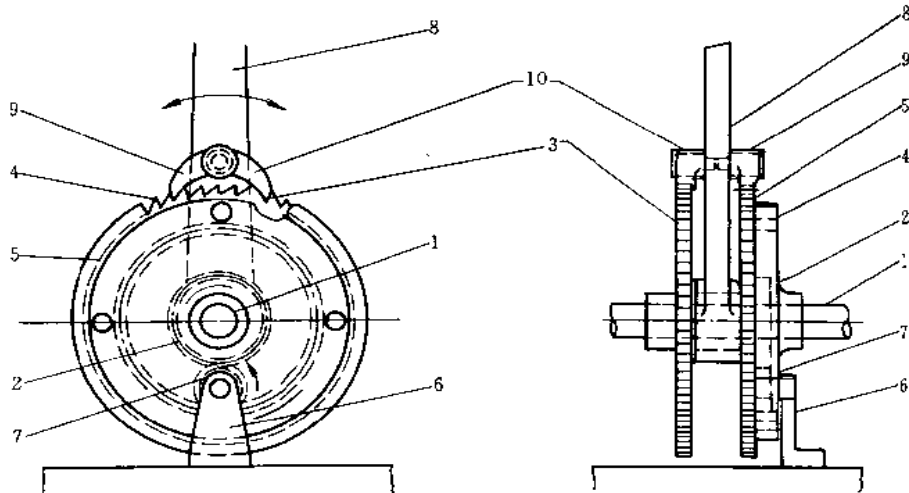


图 1-8-123 双向作用的双速棘轮机构

1—轴; 2—齿轮(用键和轴相连); 3—棘轮(用键与轴相连); 4—棘轮(空套在轴 1 上); 5—内齿轮(固定在棘轮斗上); 6—支承(带短轴); 7—小齿轮(空套在短轴上,同时与齿轮 2 及内齿轮 5 相啮合); 8—杠杆(空套在棘轮 4 的轮毂上); 9、10 棘爪(分别与棘轮 3、4 啮合)

度相反,因此棘爪 10 不起作用。当杠杆 8 返回向右运动时,棘爪 10 推动棘轮 3 及轴 1 转动,此时,棘轮 4 将以相反的方向转动,但由于是空套在轴 1 上,所以不起传递运动的作用。

## 4 擒纵机构

擒纵机构是一种单向间歇运动机构,常用于计时仪器、自动化仪表等装置中。它主要由擒纵轮和擒纵叉两大部分组成。擒纵轮上有动力源,如弹簧、发条、重力矩等,并始终有单向旋转的趋势。擒纵叉上也有自己的动力源,可使它作往复摆动,如摆锤或游丝等。

### 4.1 擒纵机构的主要类型

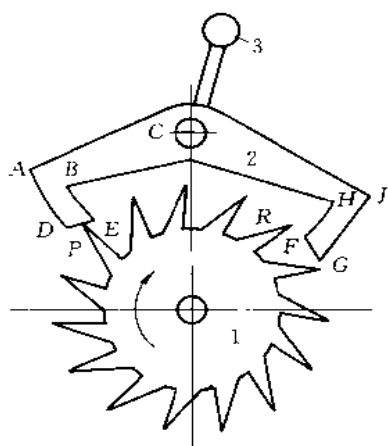


图 1-8-121 摆锤式擒纵机构  
1—擒纵轮; 2—擒纵叉; 3—摆锤

图 1-8-124 所示为摆锤式擒纵机构,擒纵轮 1 具有弹簧或重力等动力源,使它始终有顺时针方向转动的趋势。摆锤 3 与擒纵叉 2 固连在一起绕 C 轴摆动。当摆锤作顺时针方向摆动时,擒纵叉上的 AD 面(AD 为以 C 为中心的圆弧)向上提,并在擒纵轮的齿顶 P 上滑过,擒纵轮不动,直到 AD 全部高出 P 点时,它对 P 无阻挡,擒纵轮立即开始顺时针方向转动。如图所示位置, P 已转到擒纵叉的底部 DE 的中间。在擒纵轮旋转过程中,由于齿顶 P 在 DE 面上的推力,使擒纵叉绕 C 顺时针方向摆动,给摆锤补充能量以能继续不断摆动。当 P 通过 DE 进到 E 时,擒纵轮右面的齿顶 R 进入与擒纵叉的 FH 面接触(FH 为以 C 为中心的圆弧),此时擒纵轮的转动已被阻止,但摆锤和擒纵叉仍作顺时针方向摆动,当摆锤摆

到右极限点并开始逆时针方向摆回时， $R$  齿重新进入擒纵叉的  $FG$  面，当通过  $F$  后，擒纵轮被释放，立即又作顺时针方向转动。与此同时，齿  $R$  又给  $FG$  面推力，使摆锤 3 补充能量。当  $R$  齿走过  $G$  点后， $GJ$  逐渐抬高， $AD$  逐渐下落，擒纵轮上  $P$  齿后的另一齿为  $AD$  所阻挡，使擒纵轮又被阻止转动。如此反复不断地使擒纵轮交替停止和旋转，实现单向间歇运动的目的。

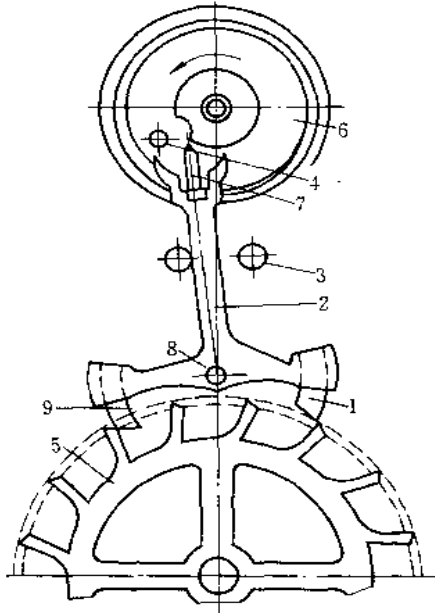


图 1-8-125 钟表中的擒纵机构

1、9—右、左卡瓦；2—擒纵叉；3—限位销；4—销；5—擒纵轮；  
6—摆轮；7—拨动叉头；8—轴

次，恰好转过一个轮齿。这样，便将游丝摆轮系统的固有振动频率变换为擒纵轮的单向间歇转动。为补充摆轮系统运动过程中受阻力作用损失的能量，擒纵轮的轮齿齿顶制成斜面形状，当它与卡瓦 1 和 9 接触时，能通过擒纵叉 2 传给摆轮一些能量，以维持摆轮的振幅不衰减。

图 1-8-126 所示为圆销齿擒纵机构，当圆销 3 被擒纵叉的  $C$  面阻挡时，擒纵轮不动。当擒纵叉向右摆动时，圆销脱离叉，轮 2 作顺时针方向转动，直到又被叉上的工作面  $D$  阻挡，轮又停止转动。因此当擒纵叉连续往复摆动时，擒纵轮作单向间歇转动。

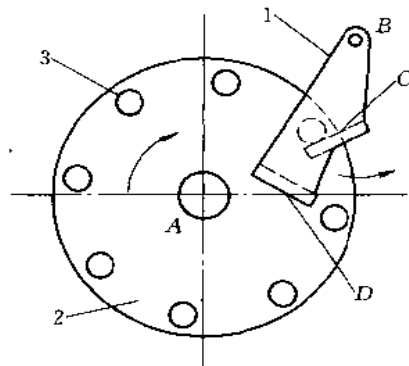


图 1-8-126 圆销齿擒纵机构

1—擒纵叉；2—擒纵轮；3—圆销（擒纵轮的轮齿）

图 1-8-125 所示为钟表中的擒纵机构，擒纵轮由于发条的力矩作用具有顺时针转动的趋势，但受到擒纵叉上的左卡瓦 9 的阻挡不能转动。游丝摆轮系统以一定的频率作往复摆动，图中摆轮正处于逆时针摆动状态，装在摆轮上的圆销 4 将拨动叉头 7，使擒纵叉绕轴 8 顺时针摆动，直到碰到右限位销 3 才停止，该过程中，左卡瓦 9 向上抽出，释放擒纵轮，使它由停止变为转动。继而右卡瓦 1 进入轮 5 的齿间，又使轮 5 被挡住而不能转动。当摆轮顺时针摆动时，圆销 4 反方向拨动叉头 7，右卡瓦 1 向上抽出而释放擒纵轮使它重新转动，直到被右卡瓦 9 挡住为止。这样摆轮每往复摆动一次，擒纵叉也绕轴 8 往复摆动一次，而擒纵轮停、动各两

图 1-8-127 所示为双棘轮式擒纵机构，擒纵轮 1 和 2 固连在同一  $C$  轴上，轮齿间相互错开半个齿距。摆锤 3 绕  $O$  轴摆动，另一端的工作面  $A$  和  $B$ ，交替地与擒纵轮 1 和 2 的棘齿接触。图示情况为摆锤工作面  $A$  挡住擒纵轮 1 的棘齿，使轮 1 不动，当摆锤向右摆回时， $A$  面与棘轮 1 脱开，轮 1 开始转动。擒纵轮 1 上的动力源一方面使它转动同时推动摆锤 3 摆动。当摆锤 3 向右摆动，工作面  $B$  与轮 2 接触时，轮 2 又被挡住不动。这样，摆锤的往复摆动，使擒纵轮作单向间歇转动。

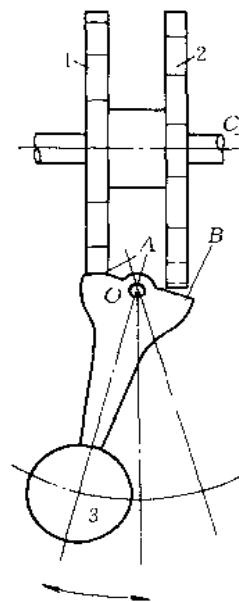


图 1-8-127 双棘轮式擒纵机构  
1、2—擒纵轮；3—摆锤

#### 4.2 擒纵机构举例

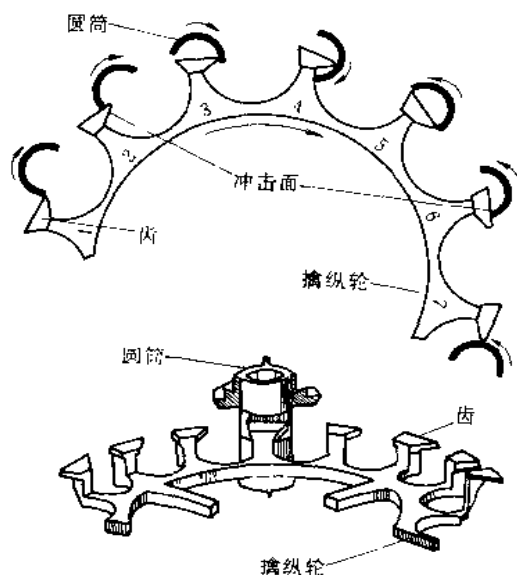


图 1-8-128 圆筒擒纵机

图 1-8-128 所示为圆筒擒纵机构，共有 7 个相对于齿的位置。位置 1 至 5 均为锁紧状态。位置 1 为齿被锁紧，处于进入下一周期状态，位置 2 为齿对圆筒一端，边滑动边受力。圆筒以顺时针方向由位置 3 转至位置 4，直到位置 5 复位。位置 6 是擒纵轮开始转动一齿，到位置 7 将擒纵轮的下一齿挡住。

## 5 槽轮机构

### 5.1 槽轮机构的主要类型

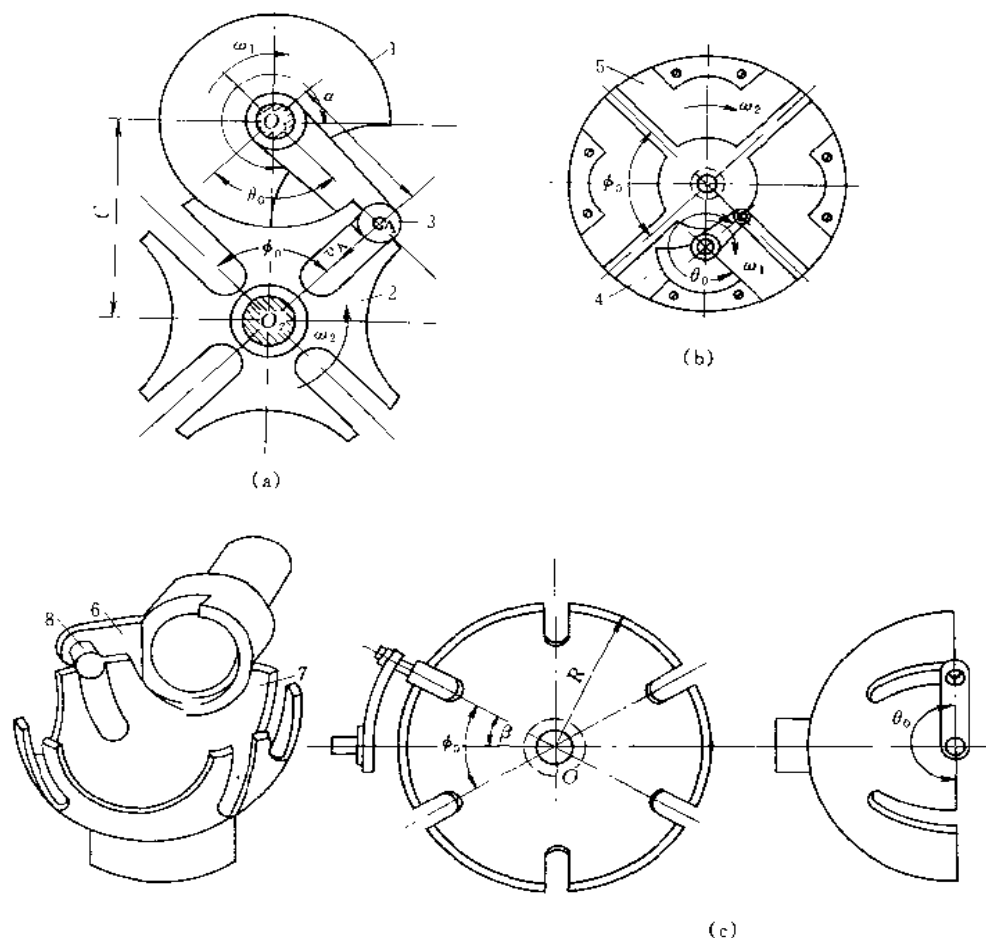


图 1-8-129 槽轮机构的主要类型

1—主动转盘；2—从动槽轮；3—圆销；4—主动转盘；5—四槽内槽轮；6—主动转臂；7—球面六槽轮；8—滚销

图 1-8-129a 所示为单销四槽外槽轮机构。当圆销 3 进入轮槽时，带动槽轮转位，直到转盘转过  $\theta_0$  角后 ( $\theta_0 = 180^\circ - \phi_0$ )，圆销退出轮槽为止。槽轮转位  $\phi_0$ ；转盘继续转  $360^\circ - \theta_0$ ，槽轮停止不动，此时转盘上的锁止凸圆弧与槽轮上的锁止凹圆弧接触，保持定位，故当转盘 1 以角速度  $\omega_1$  连续旋转时，槽轮 2 以和  $\omega_1$  相反的方向作间歇转动。单销外槽轮机构一个工作循环中槽轮的转位时间  $t_t$  总比停歇时间  $t_s$  短，即动停比  $k = t_t/t_s < 1$ ，图 a 所示机构  $k = 1/3$ 。当需要增大  $k$  时，可采用多销转盘。

图 1-8-129b 所示为单销四槽内槽轮机构。 $\theta_0 = 180^\circ + \phi_0$ ，当主动转盘转过  $\theta_0$  时，槽轮转过  $\phi_0$ ，当转盘继续转过  $360^\circ - \theta_0$  时，槽轮 5 不动。槽轮 5 转位时的角速度  $\omega_2$  的方向和转盘 4 的角速度  $\omega_1$  方向相同。内槽轮机构比外槽轮机构的运动平稳性好。其停歇时间  $t_s$  总比转位时间  $t_t$  短，即动停比  $k > 1$ ，图 b 所示机构  $k = 3$ ，内槽轮机构只能用单销转盘。

图 1-8-129c 所示为用于两垂直轴间作间歇转位的球面六槽轮机构。6 是主动转臂，其转动轴线与槽轮 7 的转动轴线垂直相交于球心  $O$ 。转臂上装有滚销 8，它的轴线也通过  $O$ ，并与转臂轴线之间夹  $\beta$  角， $\beta=180^\circ/z$ 。这种机构不论槽数  $z$  为多少，一般总是当转臂转过  $\theta_0=180^\circ$ ，槽能转动  $\varphi_0=360^\circ/z$ ，然后转臂再继续再转过半圈，槽轮停歇不动，即槽轮转位时间  $t_t$  与停歇时间  $t_s$  相等，动停比  $k=1$ 。

## 5.2 特殊结构的槽轮机构

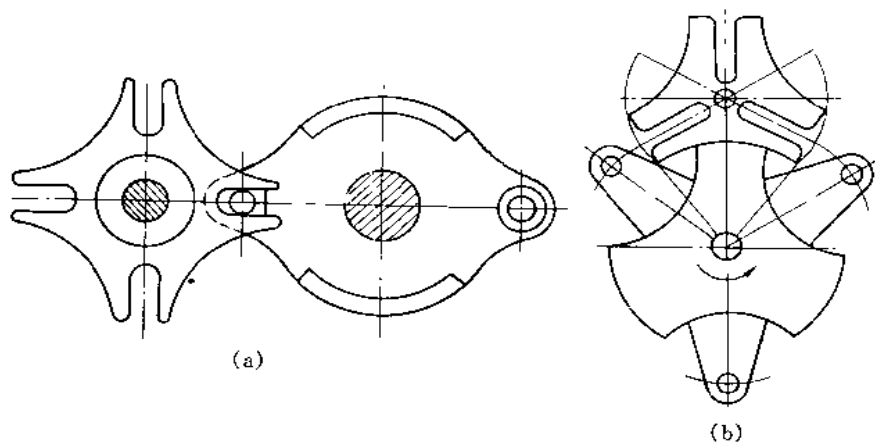


图 1-8-130 增加动停比的多销外槽轮机构

图 1-8-130a 所示为双销四槽外槽轮机构，动停比  $k=1$ ，是图 1-8-129a 所示单销时的  $k$  值的 3 倍。

图 1-8-130b 所示为三销三槽外槽轮机构，动停比  $k=1$ ，是单销三槽时的  $k(\frac{1}{5})$  的 5 倍。

图 1-8-131 所示为双销四槽外槽轮机构，但两个滚销 A 和 B 不是按  $180^\circ$  对称分布，而是夹有  $\lambda=150^\circ$  角，轮槽仍为均匀分布。主动转盘上的销 A 进入轮槽时，带动槽轮转动，当转盘由图示位置转过  $90^\circ$  后，槽轮也转位  $90^\circ$ ，销 A 脱离轮槽，转盘角转过  $270^\circ-\lambda=120^\circ$  期间，槽轮作第一次停歇。当转盘上销 B 又进入轮槽后，再一次带动槽轮转动，转盘再转过  $90^\circ$ ，槽轮作第二次转位  $90^\circ$ 。当销 B 脱离轮槽后，槽轮作第二次停歇，此时对应的转盘转角为  $60^\circ$ ，即转盘连续旋转一周时，槽轮有两次转位、两次停歇，且两次停歇时间不同。

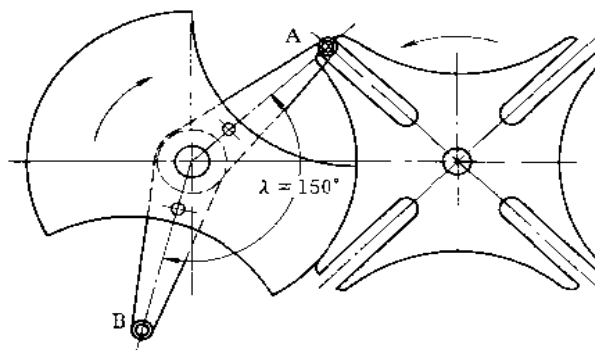


图 1-8-131 不对称分布的多销的外槽轮机构

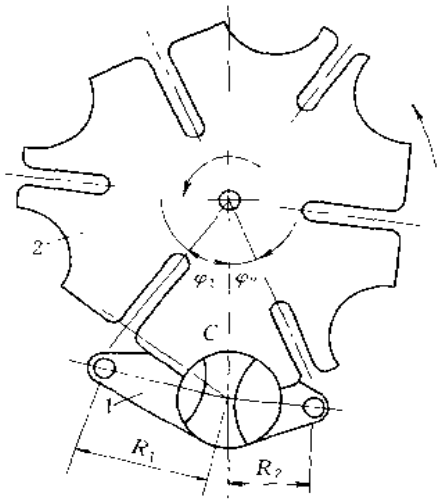


图 1-8-132 相邻转位角不等的外槽轮机构  
1—转臂；2—槽轮；C—槽轮中心至转臂中心的距离； $R_1 \neq R_2$ —转臂半径

图 1-8-132 所示为相邻转位角  $\varphi_1$  和  $\varphi_2$  不相等的外槽轮机构。转盘上的两个滚销不对称分布，且  $R_1$  与  $R_2$  亦不相等。设计时应满足下列条件： $\varphi_1 + \varphi_2 = j\pi/z$ ， $R_1 = C\sin\varphi_1$ ， $R_2 = C\sin\varphi_2$ 。 $z$  为槽轮槽数， $j$  为滚销数。这种机构有双销四槽，双销六槽，三销三槽等几种。

图 1-8-133a 和 b 所示为偏置槽槽轮机构，轮槽中心线不沿径向线，而夹有偏置角  $\theta$ 。其动停比  $k$  与径向槽槽轮机构相同，与  $\theta$  无关。由于其运动性能不对称，故适用于槽轮轴上的载荷在起动与制动阶段不相同的场合。为了改善工作性能，可将偏置直线槽改为曲线槽，但加工工艺较复杂。

图 1-8-133c 所示主动转盘上装有两个圆销  $A_1$  和  $A_2$ ，当圆销  $A_1$  进入槽轮上的  $B_1$  槽时开始拨动槽轮转动。当销  $A_1$  刚要离开  $B_1$  槽的瞬间，销  $A_2$  正好进入槽  $B_2$ ，使槽轮继续转动直到销  $A_2$  离开  $B_2$  槽为止，完成一次转位运动。由于销  $A_1$  离开  $B_1$  槽及销  $A_2$  进入  $B_2$  槽是在同一瞬间，销  $A_1$  和  $A_2$  拨动槽轮转动的角速度相同，所以没有刚性冲击。这种机构的动停比

$$k = \frac{90^\circ}{\theta + (180^\circ/z)} - 1$$

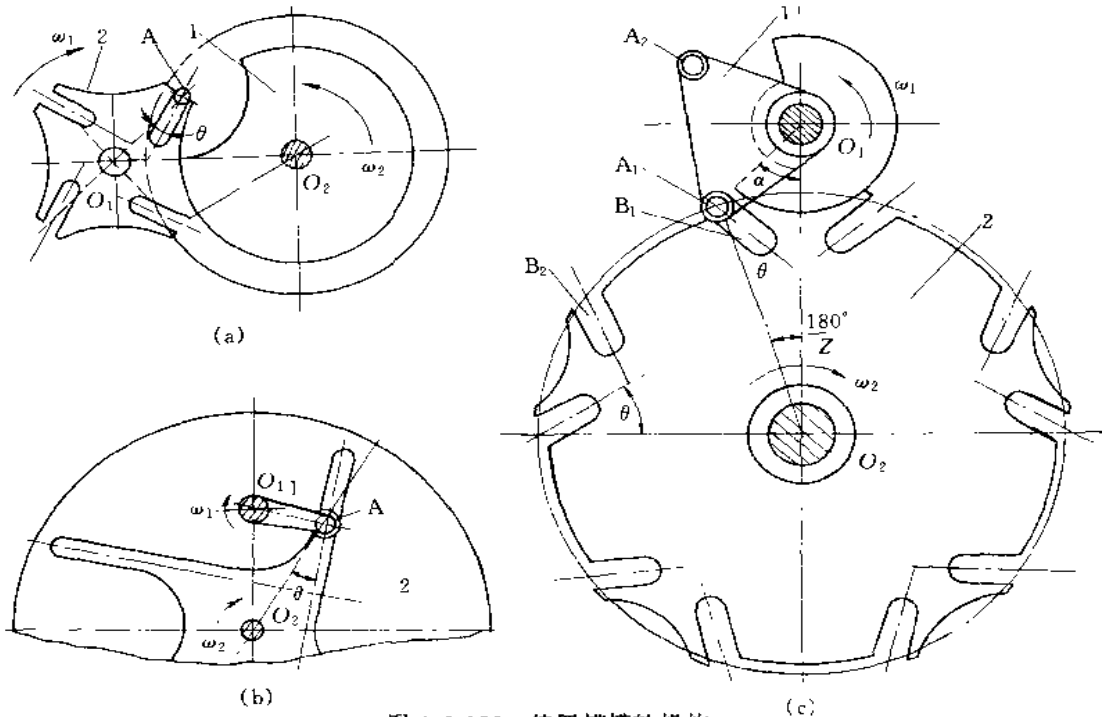


图 1-8-133 偏置槽槽轮机构  
(a) 单销偏置槽外槽轮机构；(b) 单销偏置槽内槽轮机构；(c) 双销对称偏置槽外槽轮机构  
1—转臂；2—槽轮

可知  $k$  不仅与槽数  $z$  有关，且与偏置角  $\theta$  有关，调整  $\theta$  即可改变  $k$ 。

### 5.3 改善工作性能的槽轮组合机构

槽轮机构有一个最大的缺点是槽轮在转位过程中，角速度与角加速度变化很大，特别是

当滚销进入和退出轮槽的时候总会产生很大的冲击，运动平稳性不好，动力学性能差，因此一般只能用于低速运转场合。下面介绍几种能改善工作性能的槽轮组合机构。

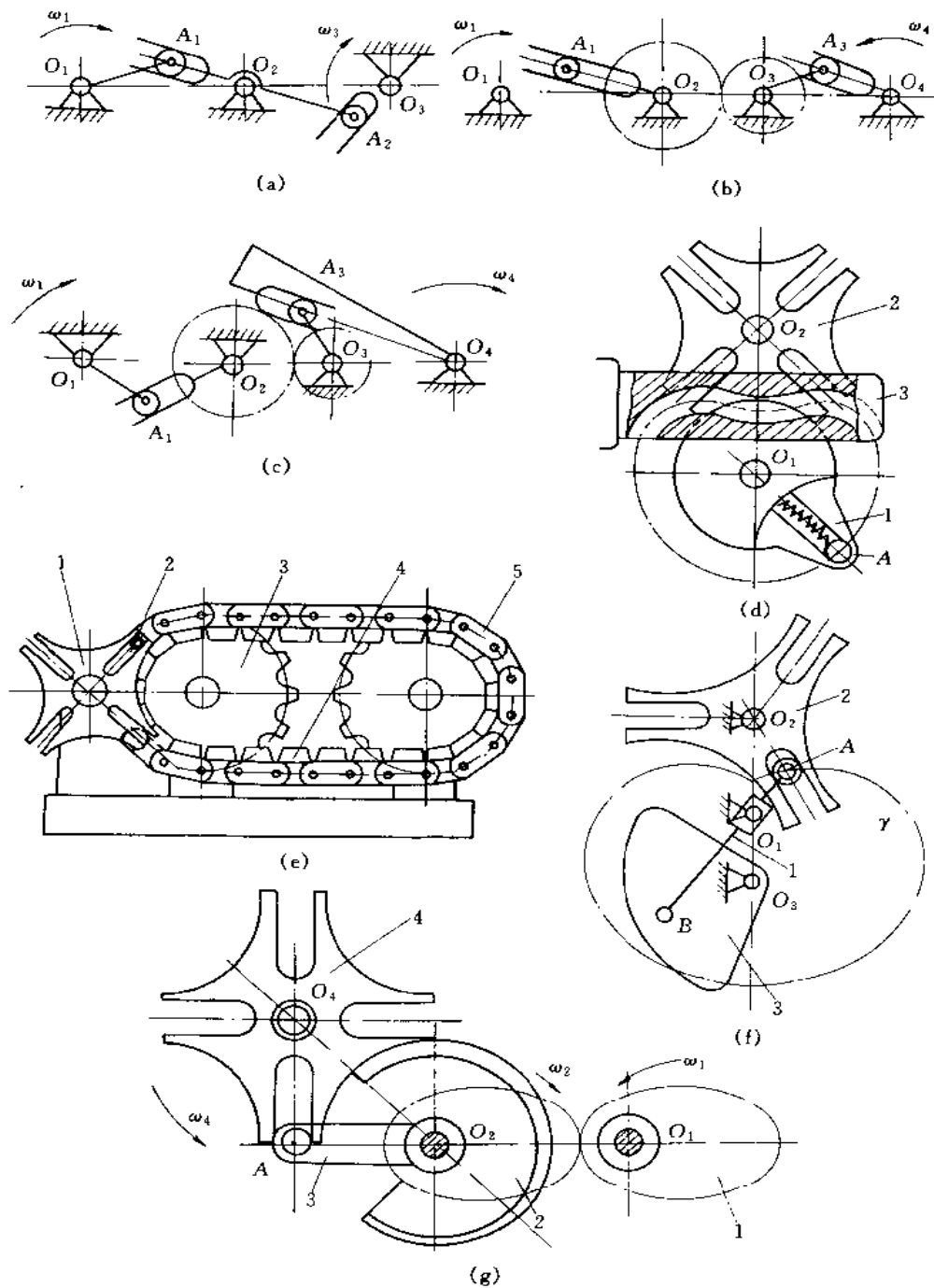


图 1-8-134 槽轮组合机构

(a) 两套外槽轮机构直接串联式；(b) 两套外槽轮机构间接串联式；(c) 一套外槽轮机构和一套内槽轮机构间接串联式；  
(d) 凸轮与槽轮机构的组合；(e) 链条与槽轮机构组合；(f) 连杆与槽轮机构的组合；(g) 椭圆齿轮与槽轮机构组合

如图 1-8-134 所示，选用两套槽轮机构串联组合，并适当设计机构参数，可减少或避免滚销在进入和退出轮槽时的冲击。图 a 所示为两套外槽轮机构直接串联式，即第二套槽轮机构的

转臂  $O_2A_2$  直接与第一套槽轮机构的槽轮  $O_2A_1$  刚性连接, 图 b 所示为两套外槽轮机构间接串联式, 即中间还有一套齿轮传动, 这时输入输出角速度  $\omega_1$  和  $\omega_4$  异向。图 c 所示为一套外槽轮机构和一套内槽轮机构间接串联式。 $\omega_1$  与  $\omega_4$  同向转动。图 d 所示为凸轮与槽轮机构的组合。主动转盘 1 上的圆销 A 装在弹簧支承上, 当它进入固定凸轮 3 的曲线导槽后, 销 A 即沿导槽运动, 因而不断改变转臂 1 的回转半径  $O_1A$ , 从而改善了槽轮 2 的速度波动。图 e 所示为链条与槽轮机构组合。主动链轮 3 以等速连续转动, 带动链条 5 运动, 5 上装有一个滚销 2, 用它来驱动槽轮 1。图示情况链条 5 回转一周可推动槽轮转过  $90^\circ$  后实现长时间停歇, 以满足进行其他工艺动作的需要。在链条 5 上还设置有限位片 4, 以避免由于链传动多边形效应及啮合过程中啮合点位置变化而影响滚销 2 与槽轮 1 的啮合。图 f 所示为连杆与槽轮机构的组合。推动槽轮 2 转动的圆销 A 装在曲柄摆动导杆机构  $O_3BO_1$  的导杆 1 上, 当主动曲柄  $O_3B$  转动时, A 沿连杆曲线  $\gamma$  运动, 由于它不是一个以  $O_3$  为中心的圆, 因此相当于转臂的回转半径  $O_3A$  时刻在变化, 这样可使槽轮 2 的运动比较平稳。图 g 所示为椭圆齿轮与槽轮机构组合。槽轮机构的转臂 3 与从动椭圆齿轮 2 刚性连接, 当主动椭圆齿轮 1 以等角速度  $\omega_1$  转动时, 齿轮 2 以变角速度  $\omega_2$  转动, 从而使转臂 3 作变角速度转动, 可使槽轮 4 的角速度  $\omega_4$  的波动幅度减缓。

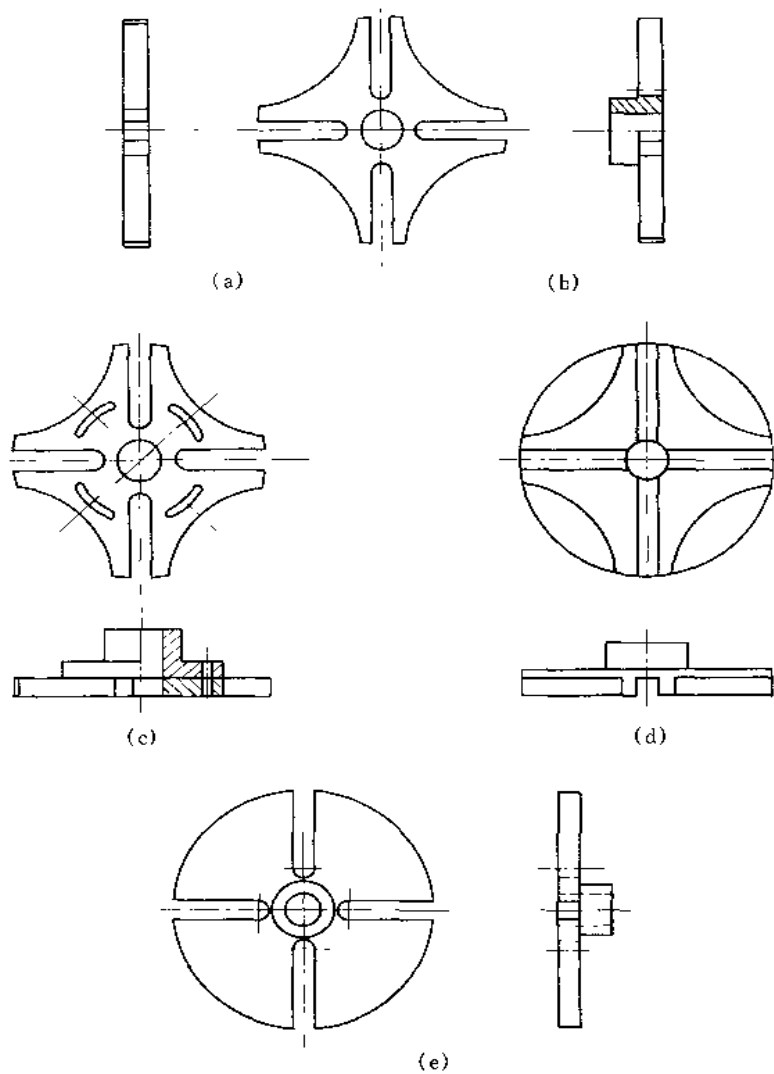


图 1-8-135 槽轮结构型式

在变化, 这样可使槽轮 2 的运动比较平稳。图 g 所示为椭圆齿轮与槽轮机构组合。槽轮机构的转臂 3 与从动椭圆齿轮 2 刚性连接, 当主动椭圆齿轮 1 以等角速度  $\omega_1$  转动时, 齿轮 2 以变角速度  $\omega_2$  转动, 从而使转臂 3 作变角速度转动, 可使槽轮 4 的角速度  $\omega_4$  的波动幅度减缓。

#### 5.4 槽轮机构的结构

##### (1) 槽轮的结构

图 1-8-135a 的结构重量轻, 惯性小, 但刚性差, 适用于受力不大, 转速较高的场合。

图 b 为槽轮的一般结构, 应用较普遍。

图 c 是槽轮相对轴在一定范围内周向可调的结构型式, 适用于回转工作台的安装位置具有较高精度的场合。

图 d 的结构型式虽刚性好, 但重量大、惯性也大, 故适用于转速较低、受力较大的场合。

图 e 是具有另设定位装置的槽轮结构, 它省去了定位用的锁紧弧。



## (2) 拨盘或曲柄结构

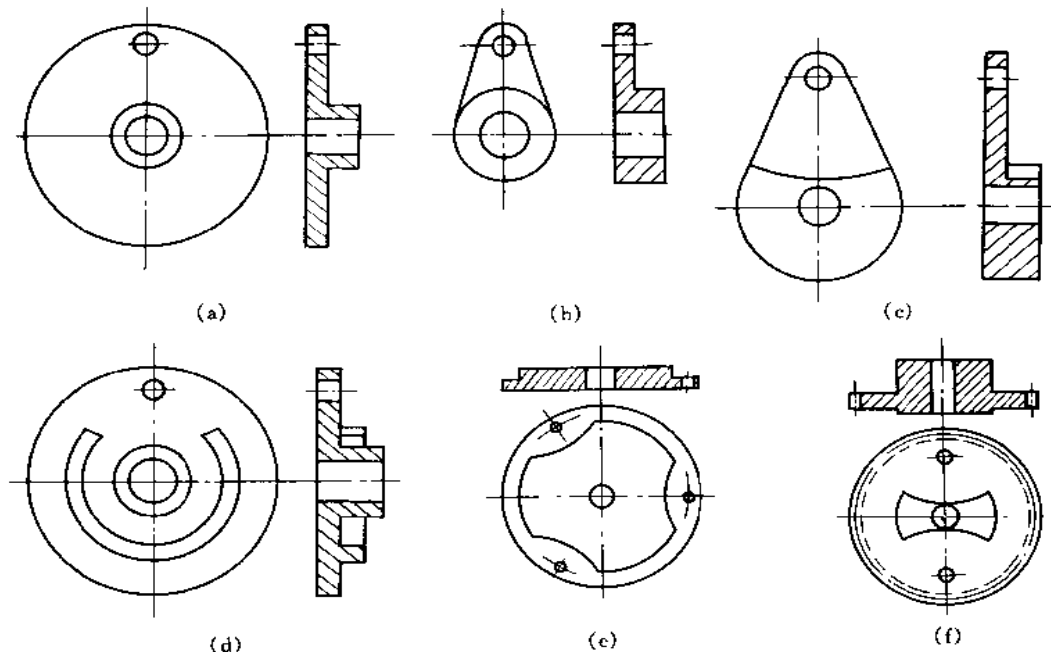


图 1-8-136 拨盘或曲柄的结构型式

图 1-8-136a、b 为槽轮机构中具有另设定位装置的曲柄结构，它没有锁紧盘，因而结构比较简单。

图 c 为槽轮机构曲柄的一般结构形式，它应用较普遍。

图 d 中的曲柄结构型式较合理，它不仅直观性好，重量轻，而且重量均布性好，在高速转动时惯性力小，尤其适合槽轮机构尺寸较大的场合。

图 e 主动轴上装圆盘，盘上加工出定位弧并装上拨销。

图 f 在主动轴的齿轮或蜗轮上装上拨销及定位锁紧装置，使机构紧凑。

## (3) 拨销结构

图 1-8-137a 为一般的滚子式拨销结构。它与槽轮工作面作滚动摩擦，与拨销轴作滑动摩擦。这种结构型式应用较多。

图 b 为有润滑装置的滚子式拨销结构，这种结构使拨销的工作条件得到改善，延长了使用寿命。

图 c 为滚珠轴承式拨销结构，它使接触面都作滚动摩擦，进一步改善了拨销的工作条件。但是，在相同的拨销轴径条件下，

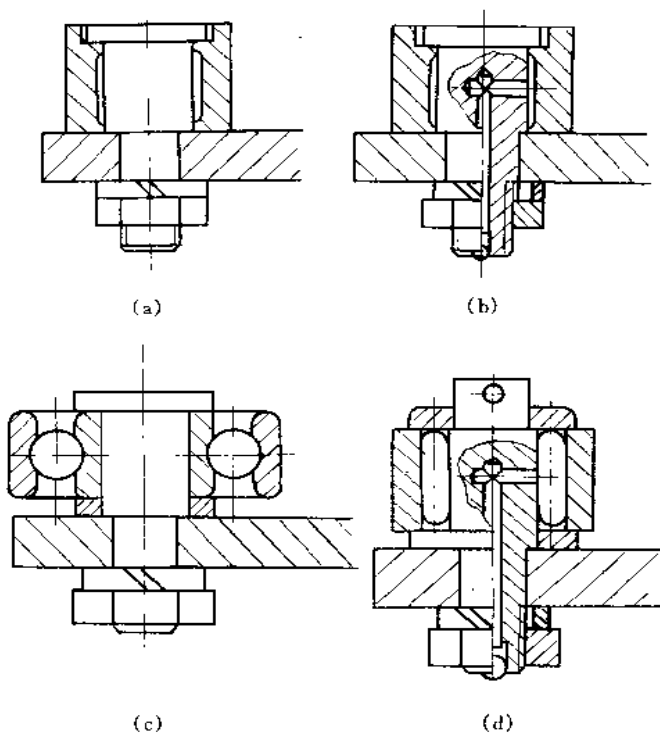


图 1-8-137 拨销的结构型式

增加了槽轮的槽宽。为此，常采用微型滚动轴承。

图 d 为设有润滑装置的滚针式拨销结构。它不仅摩擦小，径向尺寸小，而且承载力大，是比较理想的拨销结构型式。

#### (4) 定位装置

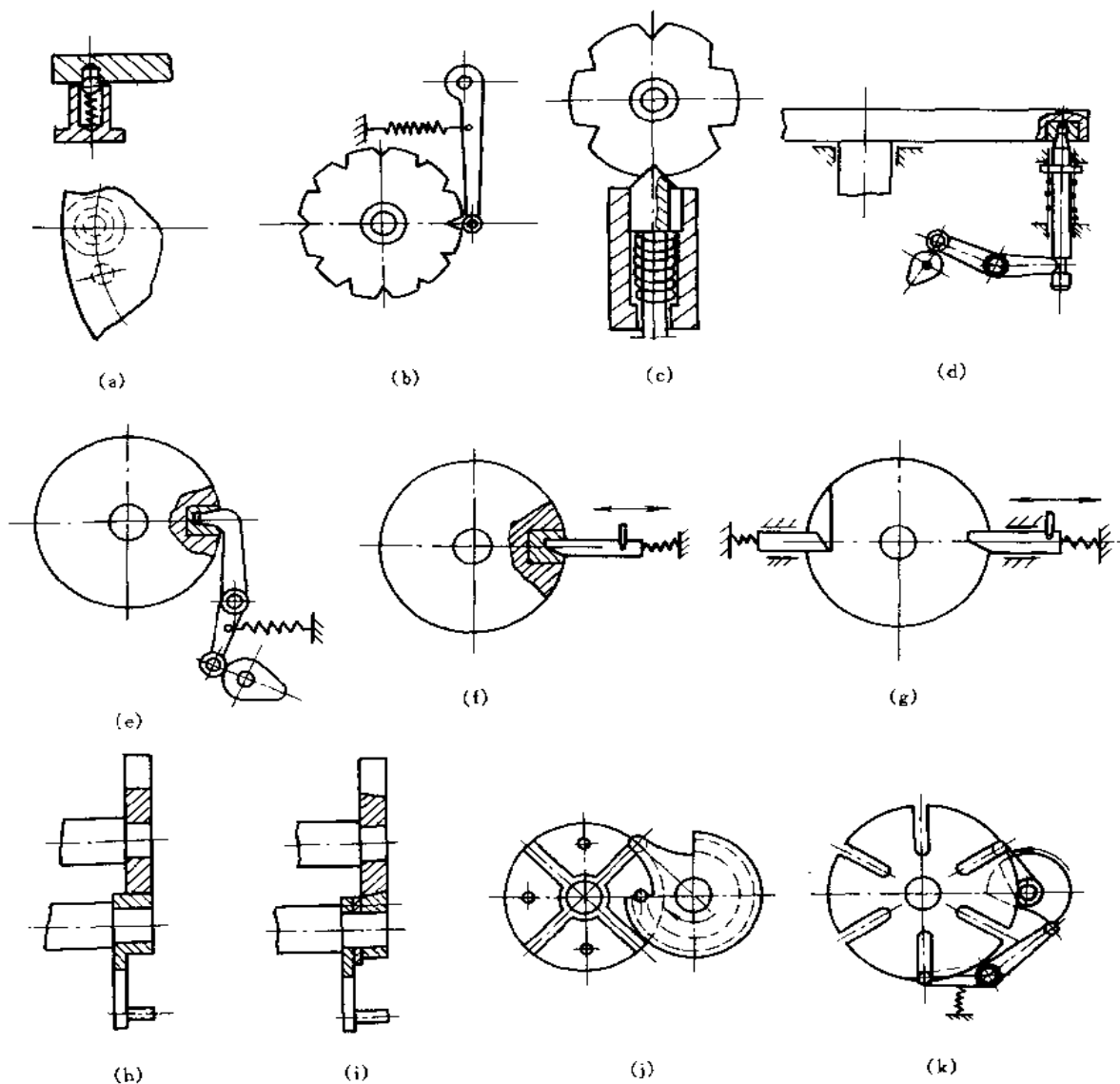


图 1-8-138 定位装置

图 1-8-138a 为滚珠在弹簧力作用下，紧压相应的定位孔，以实现定位。当运动件移动或转动时，依靠运动件本身的力量把滚珠压下，此时定位孔的分度精度必须较高。

图中 b 为滚柱、弹簧力定位装置。

图中 c 为双斜面插销、弹簧定位装置。

图 a~e 为弹性定位装置，仅适用于运动件质量小，摩擦力矩小，无冲击和振动的载荷以及定位精度要求不太高的场合。

图中 d 是锥销式凸轮定位装置。



## 5.6 槽轮机构举例

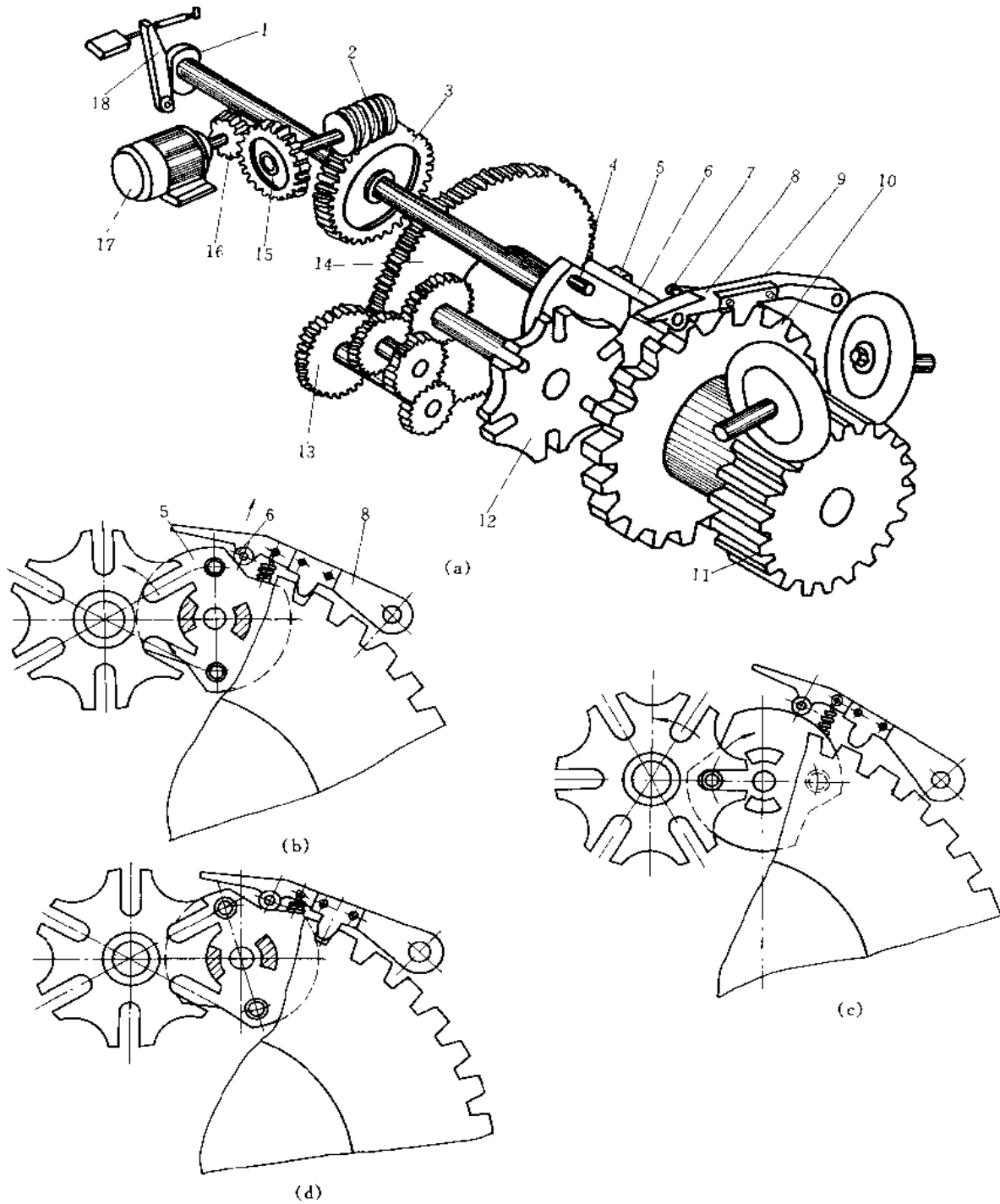


图 1-8-140 槽轮机构在齿轮磨床上的应用

1、5—凸轮；2—蜗杆；3—蜗轮；4—拨销；6—滚子；7—弹簧；8—杠杆；9—定位齿块；10—分度盘；  
11、13~16—齿轮；12—槽轮；17—电动机；18—推动杠杆

图 1-8-140 所示磨床分度采用的槽轮机构装在分度传动链的最后一个环节上。图中 a 为该机构的示意图，图中 b、c、d 为分度过程示意图。

分度时，工作台撞块碰到行程开关时，分度计数器发出分度讯号，电机 17 开始转动，传动齿轮 16 和 15，经蜗杆 2、蜗轮 3 使凸轮 5 转动，抬起滚子 6 和杠杆 8，将定位齿块 9 从分度盘 10 中拔出。然后，滚子 6 在凸轮 5 圆周表面上滑动。接着凸轮 5 上的拨销 4 带动槽轮 12 回转，经交换齿轮以及齿轮 13、14 和分度盘 10，使工件 11 转过  $1/z$  转 ( $z$ —工件齿数)。凸轮 5 转过  $180^\circ$  后，槽轮转过  $1/6$  转，定位齿块 9 在弹簧 7 的作用下，重新插入分度盘 10 的定位槽中。此时与凸轮 5 同轴的凸轮 1 推动杠杆 18，使微动开关发出停止讯号，电机 17 停转，分度结束。

分度盘槽数可和工件齿数相同或为各工件齿数的最小公倍数。该机床加工齿轮时的分度精度主要决定于分度盘的精度。

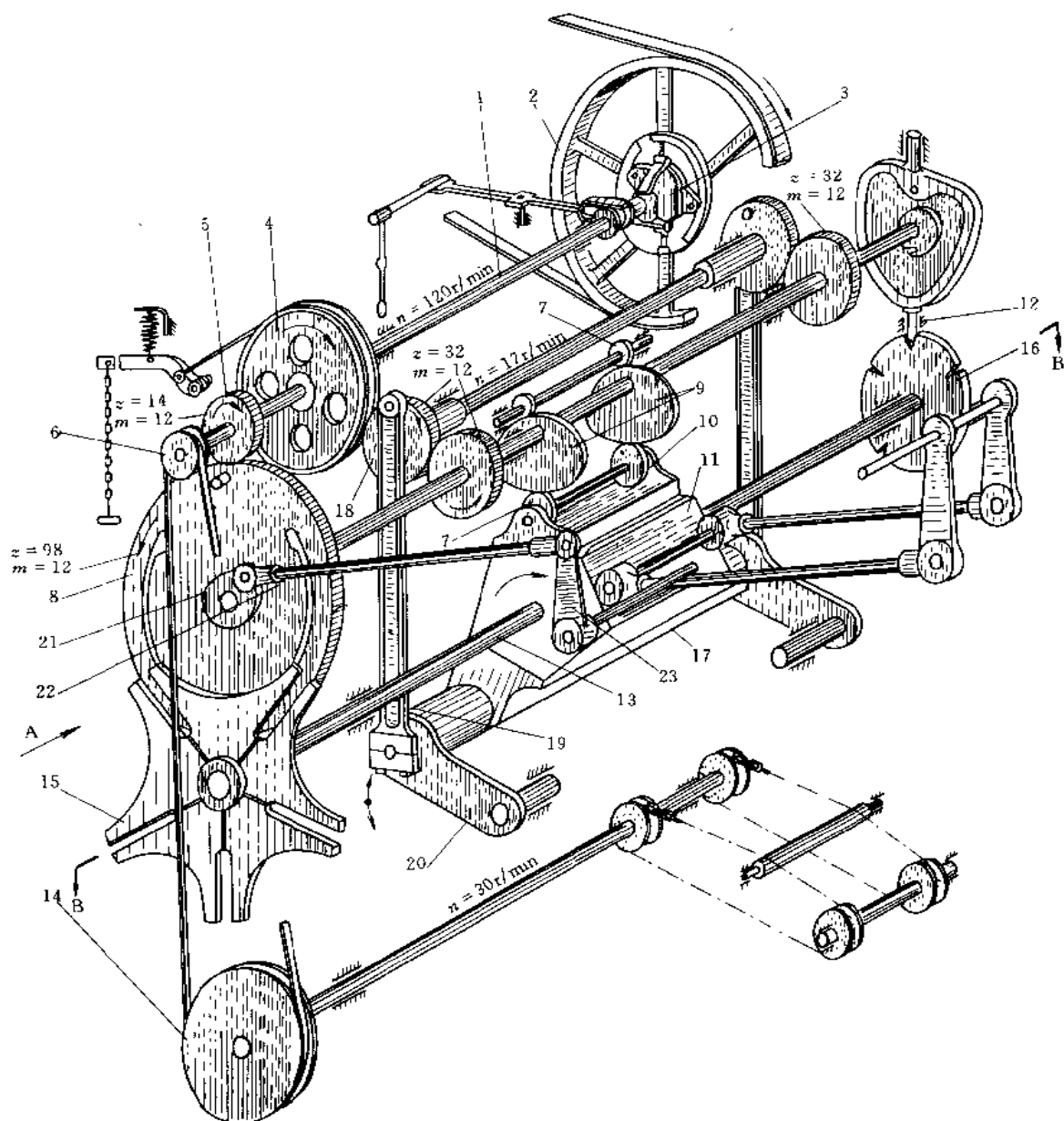


图 1-8-141 槽轮在旋转压瓦机上的应用



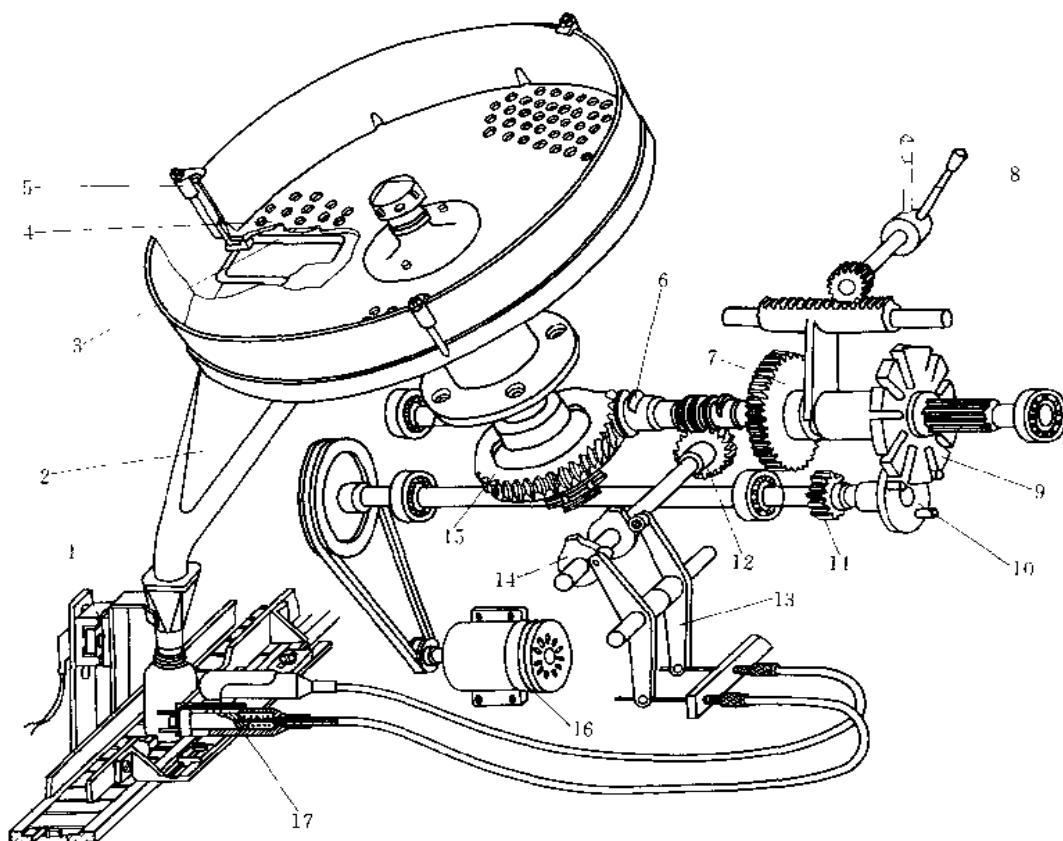


图 1-8-142 槽轮在转盘式数片机头上的应用

1—电磁振动器；2—落片斗；3—托盘；4—数片孔板；5—压轮；6—蜗杆；7—大齿轮；8—变换手柄；9—槽轮；10—曲柄轮；11—小齿轮；12—闸门蜗轮；13—转臂；14—闸门凸轮；15—转盘蜗轮；16—电动机；17—调节闸门

图 1-8-142 所示转盘式数片机头由数片转盘和落片漏斗所组成。在数片孔板 4 上有小孔，每组中小孔的数目是一定的。在孔板下面有一块托盘 3，药片落入小孔被托盘托住。托盘开有两个扇形孔，托盘固定不动，当孔板每组小孔转到恰巧在扇形孔上面时，药片就从这个扇形缺口漏进缺口下面的落片斗 2，进入药瓶。由于孔板的小孔数目可根据需要选定，这样就达到数片装瓶的目的。

普通药片数片时，需要转盘在转动过程中略有振动，而糖衣片数片时，不需要振动，因此它们数片所要求的机械结构也不同。数普通药片时，手柄 8 处于图中实线的位置，电动机 16 通过 V 带轮和其同轴的曲柄轮 10 带动槽轮 9，再通过蜗杆 6 带动蜗轮 15，以每分钟 6~7 转速度带动数片孔板 4 转动。通过这样的间歇运动，孔板就在转动过程中间歇地转动，使转盘内药片很容易进入数片孔板的孔内，同时使数片孔板上面的药片沿孔板斜度振动下来，防止药片跟着转。蜗杆 6 的模数为 3，单头，蜗轮 15 为 30 牙，槽轮 9 有 10 个等分槽子，所以转盘及数片孔板 4 的振动是每转 300 次。当数糖衣片时，把手柄 8 扳到连续转动位置（图中虚线位置上），槽轮 9 脱离曲柄轮 10，而大齿轮 7 与小齿轮 11 啮合。大齿轮 7 模数为 2，50 牙，小齿轮 11 为 15 牙，因此，大齿轮与小齿轮的转速比为 3:10。通过蜗杆蜗轮带动数片孔板旋转。

装瓶时需要药瓶暂停在落片斗下面，则由落片斗前面的闸门来控制。闸门的运动是由蜗杆来带动，闸门蜗轮 12 再由闸门凸轮 14 推动转臂 13，通过自行车刹车线来拉开闸门。闸门的伸出是靠闸门内弹簧的作用。另外，为了减少落片堵塞现象，采用了电磁振动器 1。





图 1-8-143 所示机构是双回盘自动线上用于把第一个回盘绕线车芯子上的线圈卸下后装在第二个回盘绕线车芯子上的转向机构。运动由圆锥齿轮 10 输入，使凸轮轴 15 转动，经圆锥齿轮副 14 使轴 1 转动，与轴 1 固结在一起的曲柄盘 16 上的圆销就带动槽轮 13 作间歇转动；由 A 向视图可知，曲柄盘 16 上的二个圆销成  $90^\circ$  布置，故把四槽槽轮连续拨转  $180^\circ$  而后静止，静止时间就等于运转时间；当槽轮 13 转动  $180^\circ$  时，与槽轮轴同体的转臂 5 亦随之转动  $180^\circ$ ，转臂 5 上的圆锥齿轮 3 除绕着固结于支架 6 上的圆锥齿轮 4 的轴线（即槽轮轴线）转过  $180^\circ$  外，还绕其自身轴线自转过一定角度，故圆锥齿轮 3 实质上是行星轮。放置在转臂 5 内芯轴上的线圈工件既绕槽轮轴线转过  $180^\circ$ ，又绕转臂 5 轴线自转一定角度到达所要求的位置而停止转动。这时，轴 15 上的圆柱凸轮 11、12 通过带销滑块 7、螺杆 8 等使拨叉杆 9 动作，把回盘绕线车芯子上的线圈工件拨入转臂内的安放位置，而面对的已转向好的线圈工件则被芯轴推出装在另一个回盘绕线车芯子上。如此循环往复，完成线圈工件的上下料。

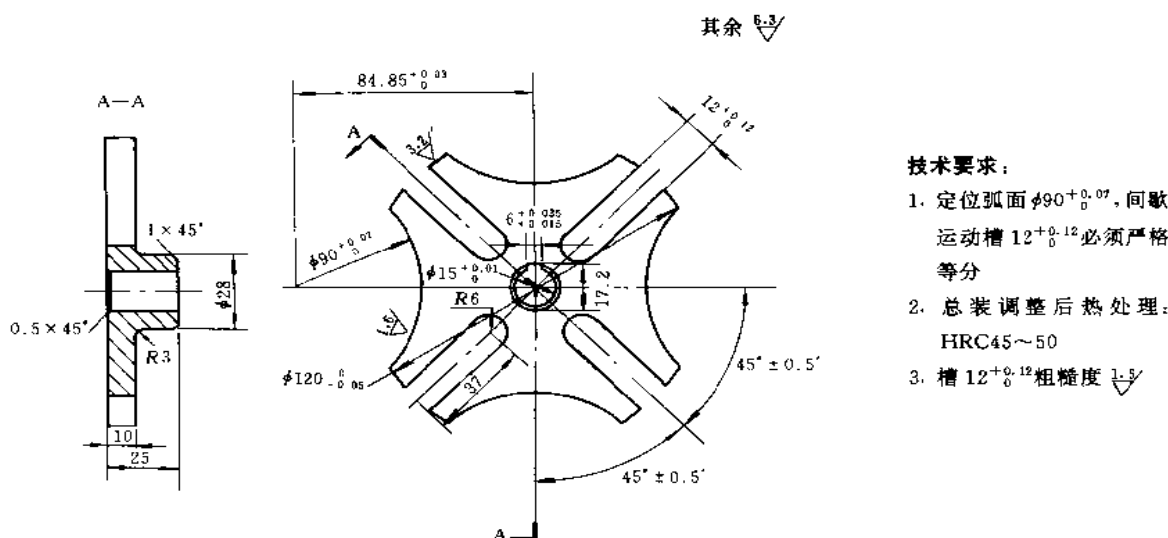


图 1-8-144 送料转向机构的槽轮

图 1-8-144 是槽轮零件图。

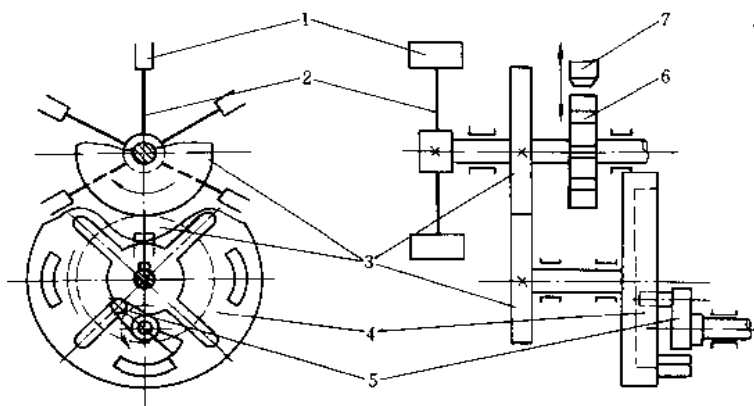


图 1-8-145 内槽轮步进传送机构

1—磁带盒弹簧夹；2—辐式回转盘；3—齿轮；4—内槽轮；5—曲柄；6—定位槽盘；7—定位销

图 1-8-145 是录音磁带盒自动包装机中使用的内槽轮步进传送机构。动力传给曲柄 5，带动内槽轮 4，经齿轮 3，使回转盘 2 作间歇回转，这种机构的特点是：结构比较紧凑，槽轮停歇时间比转位时间短，动力特性比外槽轮机构好，曲柄和内槽轮转向相同。

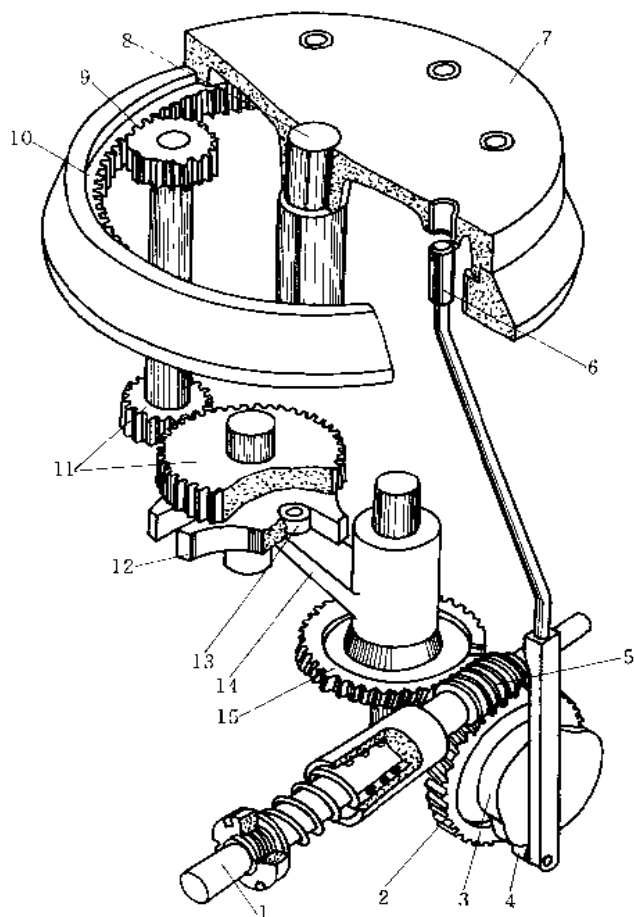


图 1-8-146 采用槽轮-蜗轮机构的重型回转工作台  
1—驱动轴；2、15—蜗轮；3—凸轮；4—从动滚子；5—蜗杆；6—定位锁栓；7—工作台；8—主轴；9、11—齿轮；10—内齿轮圈；12—槽轮；13—槽轮驱动销；14—驱动臂

图 1-8-146 所示结构是采用槽轮-蜗轮机构的重型回转工作台。动力由驱动轴 1 经蜗杆 5，同时传给蜗轮 2 及 15，2 及 15 分别带动驱动臂 14 与凸轮 3，凸轮 3 经从动滚子 4 控制定位锁栓 6，当锁栓脱开工作台时，驱动臂带动驱动销 13 使槽轮分度经齿轮传动工作台转位。

驱动蜗杆利用压簧的轴向预加载荷，使啮合良好，减少冲击和噪声。定位锁栓也有弹簧加压结构，工作时弹性跳入定位孔，并保证定位可靠。

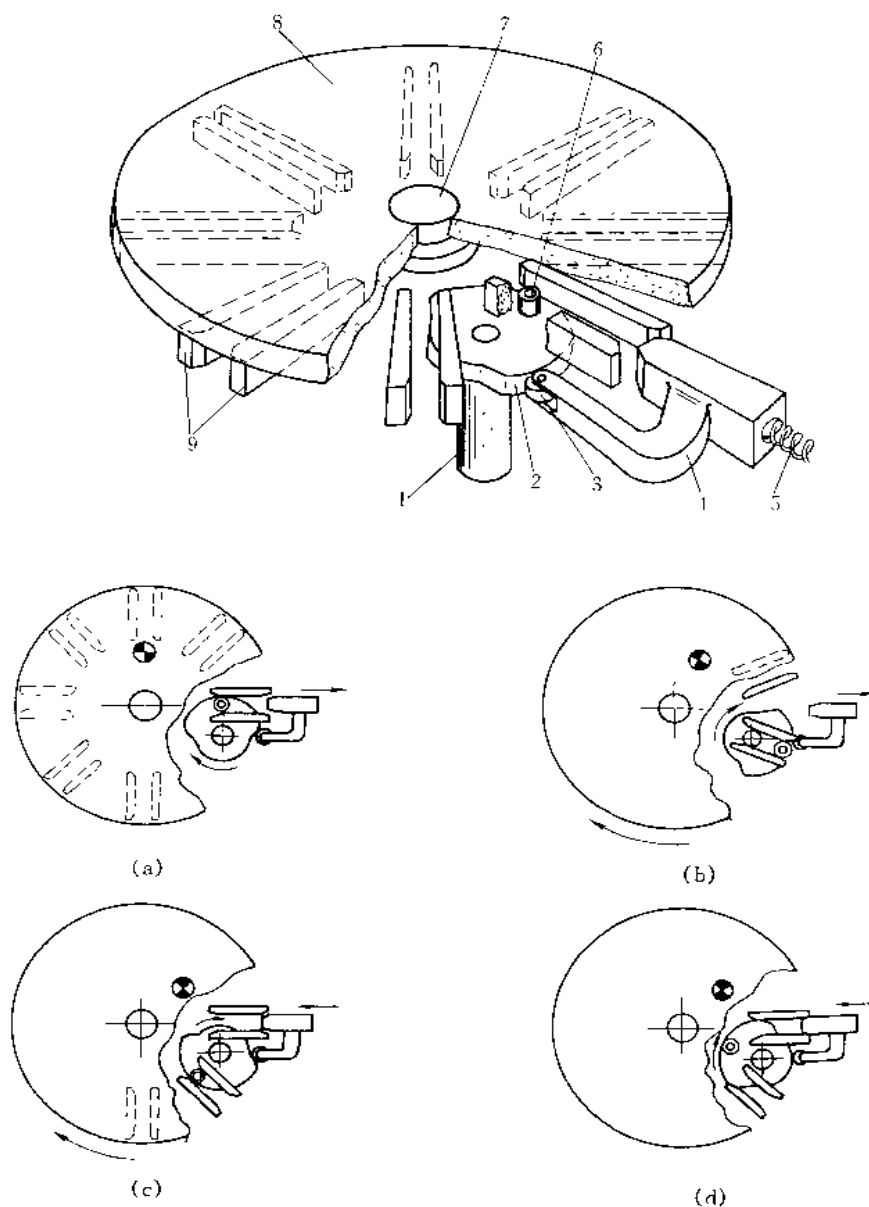


图 1-8-147 利用槽轮-凸轮机构的分度机构

(a) 锁栓脱开, 偏心滚子开始入槽; (b) 工作台转位; (c) 转位完毕, 偏心滚子即将出槽; (d) 定位锁栓锁住工作台, 偏心滚子在分度槽外运动

1—驱动轴; 2—凸轮; 3—从动滚子; 4—定位锁栓; 5—弹簧; 6—偏心滚子; 7—主轴; 8—工作台; 9—分度槽

图 1-8-147 所示结构为利用槽轮-凸轮机构的分度机构。动力由驱动轴 1 输入, 使凸轮 2 旋转, 凸轮上的偏心滚子 6 带动槽轮转位, 转位过程如图中 a~d 所示, 槽轮定位由凸轮控制从动滚子 3 和锁栓 4 完成。分度槽直接装在工作台下面, 与图 1-8-146 相比, 本结构的凸轮与驱动轮合为一体, 较为简单。

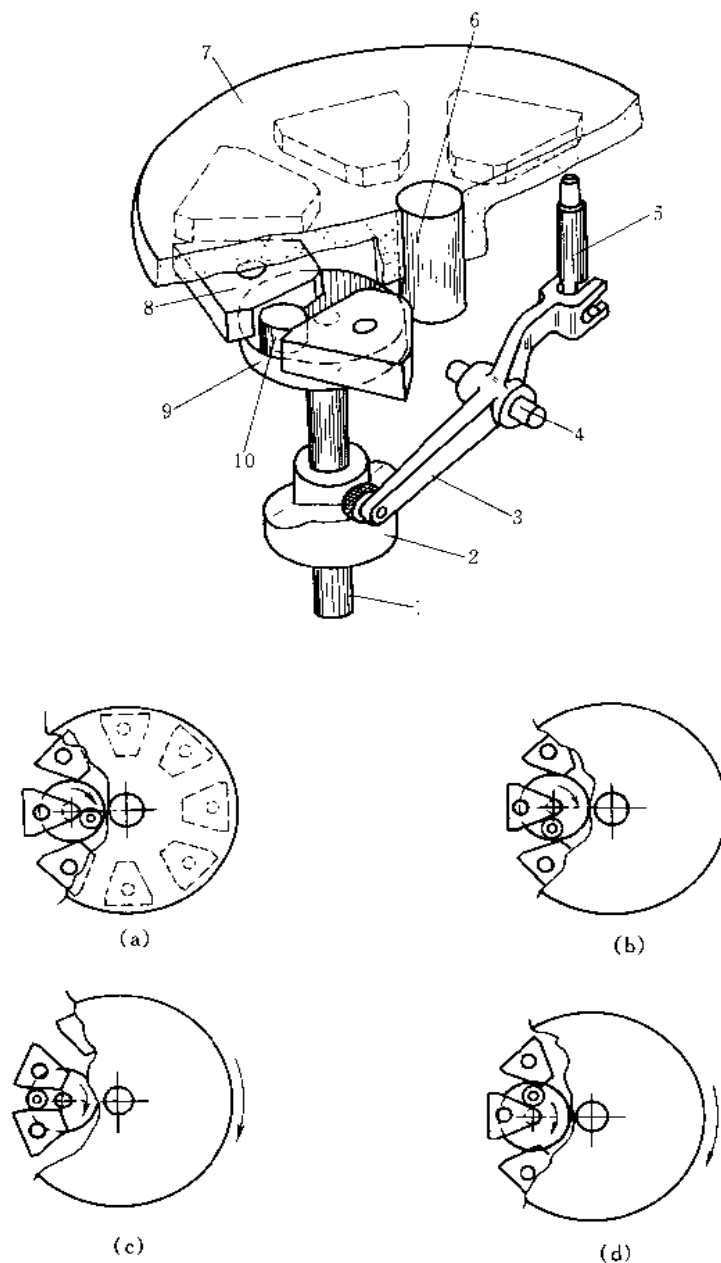


图 1-8-148 用槽轮机构的转位装置

(a) 偏心销空转，分度板被锁住；(b) 锁栓拔出，偏心销进入分度槽；(c) 工作台进行分度；(d) 工作台分度转位完毕，偏心销出槽，锁栓复位

1—输入轴；2—凸轮；3—摇臂；4—支点轴；5—锁栓；6—主轴；7—工作台；8—扇形板；9—偏心销驱动轮；10—偏心销

图 1-8-148 所示结构是利用槽轮机构分度的转位装置，槽轮定位靠凸轮 2 操纵锁栓 5 来完成。转位过程如图中 a~d 所示（定位锁栓图中未示出），可适用高速工作，转位时间为 1s。

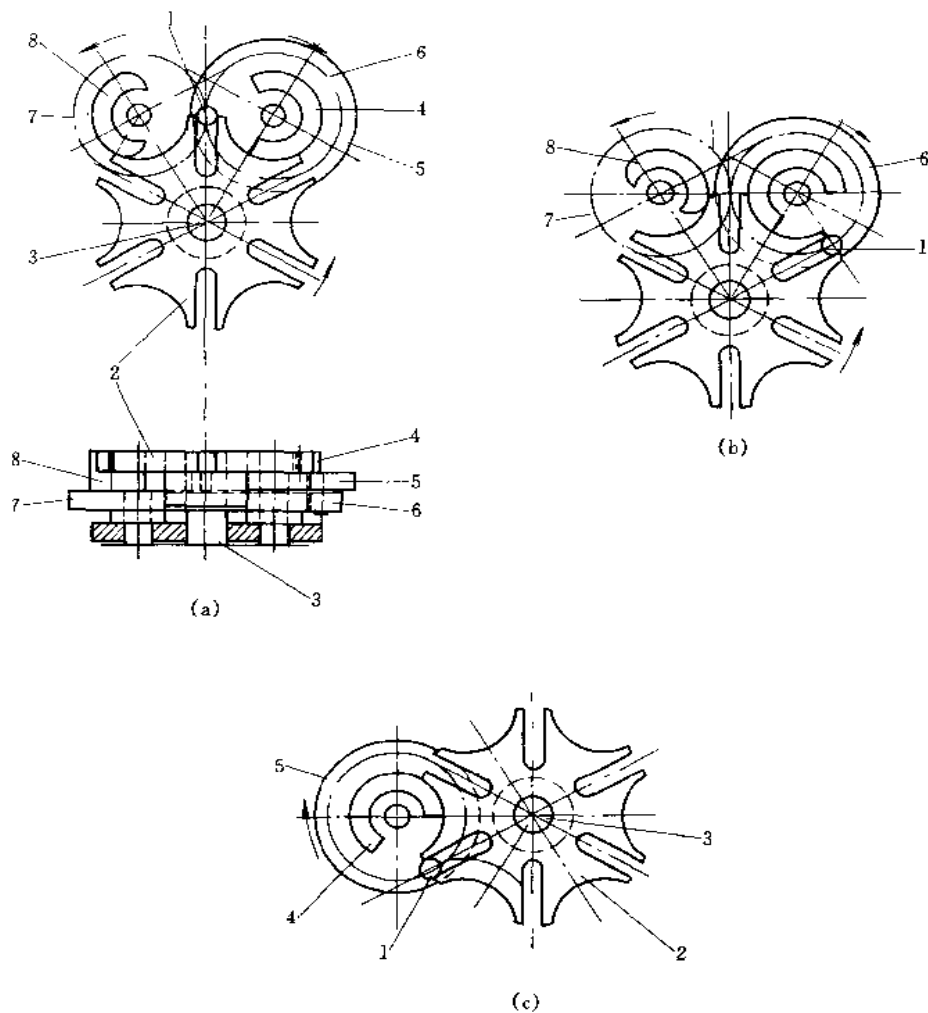


图 1-8-149 装有反向运动限制器的槽轮机构

(a)、(b) 装有反向运动限制器结构；(c) 未装反向运动限制器的结构

1—销；2—槽轮；3—从动轴；4—凸缘（和驱动轮一起固定在齿轮 6 上）；5—驱动轮；6、7—齿轮；8—限制器（固定在齿轮 7 上）

图 1-8-149a、b 是装有限制反向运动装置的槽轮机构。图 a 表示槽轮分度完了一个工位的瞬间各零件相关位置。当销 1 离开槽时，槽轮 2 在正向上被凸缘 4 锁住，同时在相反方向上，则被反向运动限制器 8 锁住。

图 b 是另一次分度开始，限制器即将离开槽轮，而销 1 开始进入槽中，由于限制器不再约束槽轮转动，从而使该机构能平滑地运转。

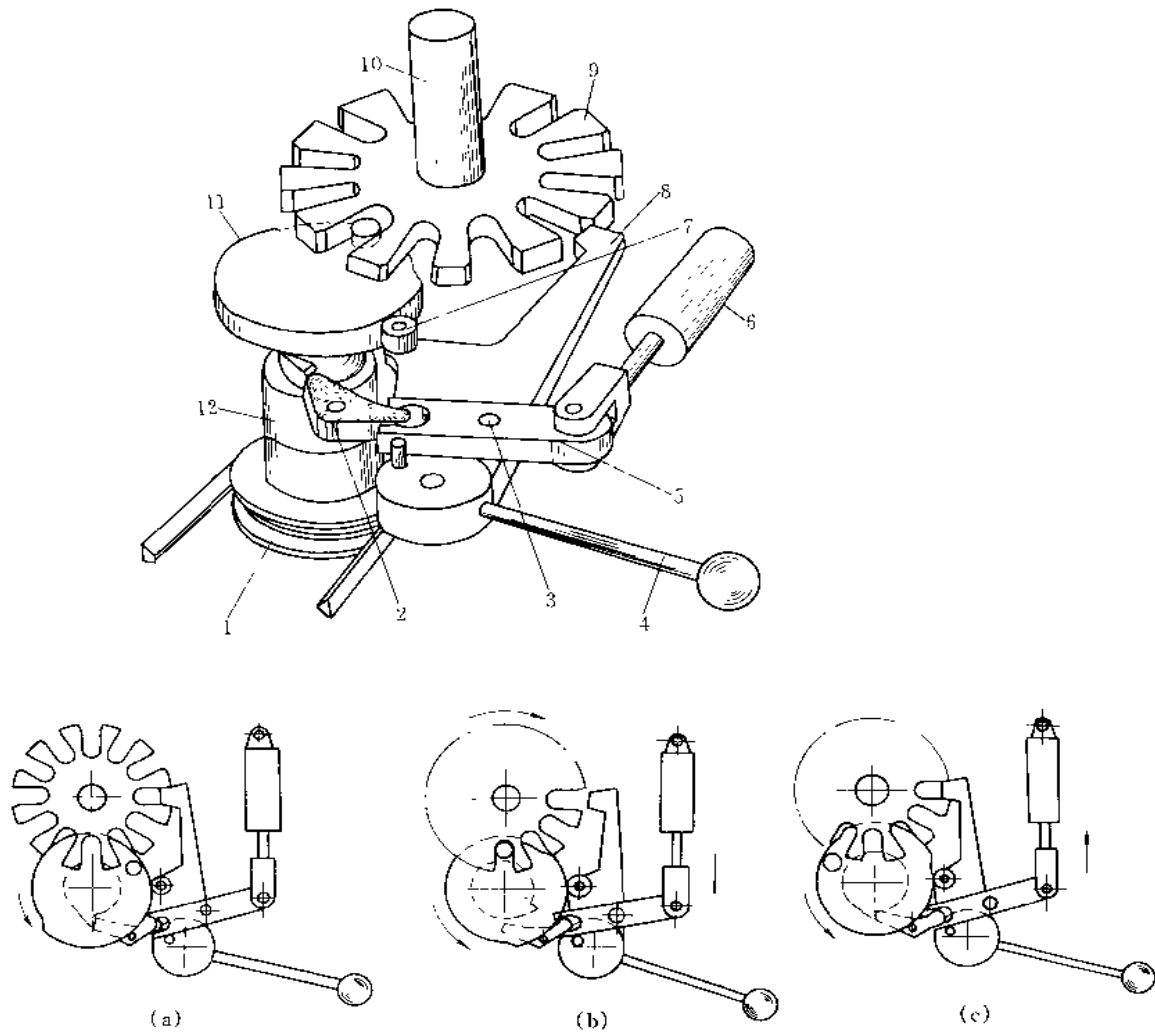


图 1-8-150 用单向离合器控制的槽轮转位机构

(a) 起始位置；(b) 碰块离开，单向离合器工作，定位臂拔出，槽轮转位；(c) 碰块、定位臂复位，离合器工作一周后停歇

1—输入 V 带轮；2—碰块；3—固定支点轴；4—人工操纵柄；5—叉杆；6—气缸；7—从动滚子；8—定位臂；9—槽轮；10—输出轴；11—凸轮；12—单向离合器

图 1-8-150 所示结构为用单向离合器控制输出轴 10 回转的槽轮转位机构。单向离合器则用气缸操作或用手柄操作。当气缸进气，活塞杆伸出，叉杆绕固定支点轴 3，顺时针方向旋转，使碰块脱离离合器锁住位置，同时拔出槽轮定位臂 8，此时，在输入 V 带轮驱动下槽轮转位，以凸轮操作定位臂锁定槽轮的分度位置。

图 1-8-151 所示结构是一种驱动滚子不作圆周运动的槽轮机构。链轮 1、2、3 和 4 由链 5 驱动，链 5 上装有滚子，槽轮上有两条相隔 180° 的槽。图中滚子正要进入左边槽，槽轮在初始 30° 内加速运动，然后在最后 30° 内作减速运动，转过 180° 后，槽轮即停止转动，直到滚子进入另一条槽。机构的特点是槽数、滚子数和链的长度可以改变，以适用各种不同的目的。

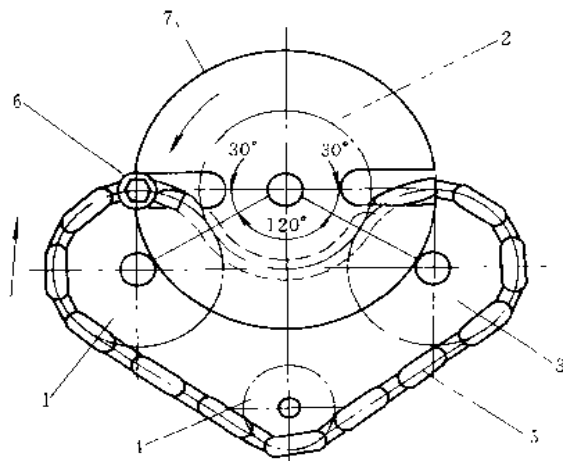
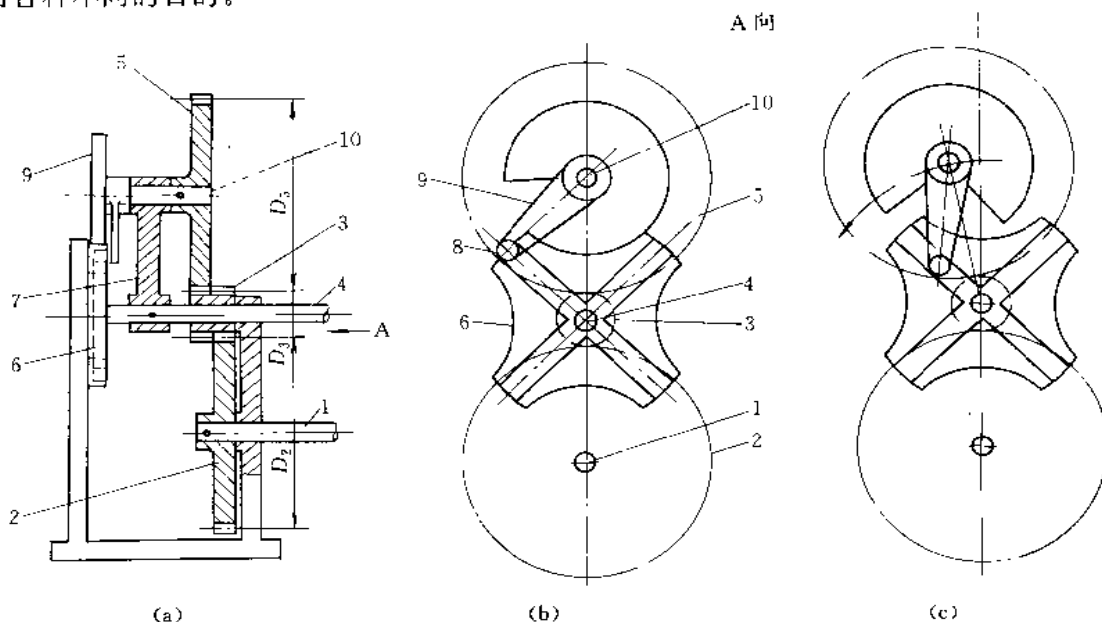


图 1-8-151 驱动滚子不作圆周运动的槽轮机构  
1~4—链轮；5—链条；6—滚子；7—槽轮



(a)

(b)

(c)

图 1-8-152 运动时间由齿轮齿数比控制的槽轮驱动机构（锁紧机构未示出）

(a) 结构示意图；(b) 滚子开始进入槽轮槽的情况；(c) 滚子进入槽轮槽后各部件的位置

1—输入轴；2—齿轮；3—齿轮（空套在输出轴上）；4—输出轴；5—行星齿轮；6—槽轮；7—托臂；8—滚子；9—连杆；10—轴

如图 1-8-152 所示，当滚子在槽轮 6 的槽外时，行星齿轮 5 因其托臂 7 被锁紧而作匀速运动，在滚子进入槽内时，行星轮托臂 7 不再被锁紧，行星轮使驱动连杆 9 转动，使滚子进入槽的深部，且使轴 10 绕输出轴 4 逆时针方向转动。从各个运动的叠加情况可以看出，在有 4 条槽的槽轮机构中，其分度时间  $T = 90^\circ \left( \frac{D_5 - D_3}{D_2} \right)$ 。

所以， $T = 90^\circ \left( \frac{D_2 - 0.25D_2}{D_2} \right) = \frac{3}{4} \times 90^\circ = 67.5^\circ$ ，即停止时间为  $360^\circ - 67.5^\circ = 292.5^\circ$ 。行星轮托臂 7 由每次分度而输出的运动是  $90^\circ$ 。这种机构可克服一般槽轮机构中从动件的运动和停止时间，要由一定的槽数或工位数来决定的缺点。

## 6 针轮机构

针轮机构(如图 1-8-153a)中,沿圆周装有针销齿的称为针轮,一般情况下,针轮是机构中的主动件,作等速连续运动,而具有摆线齿廓的从动轮称为星轮,作间歇转动。针轮与星轮上还分别制有凹、凸圆弧,作为从动星轮停歇时锁止用。

### 6.1 针轮机构的主要类型

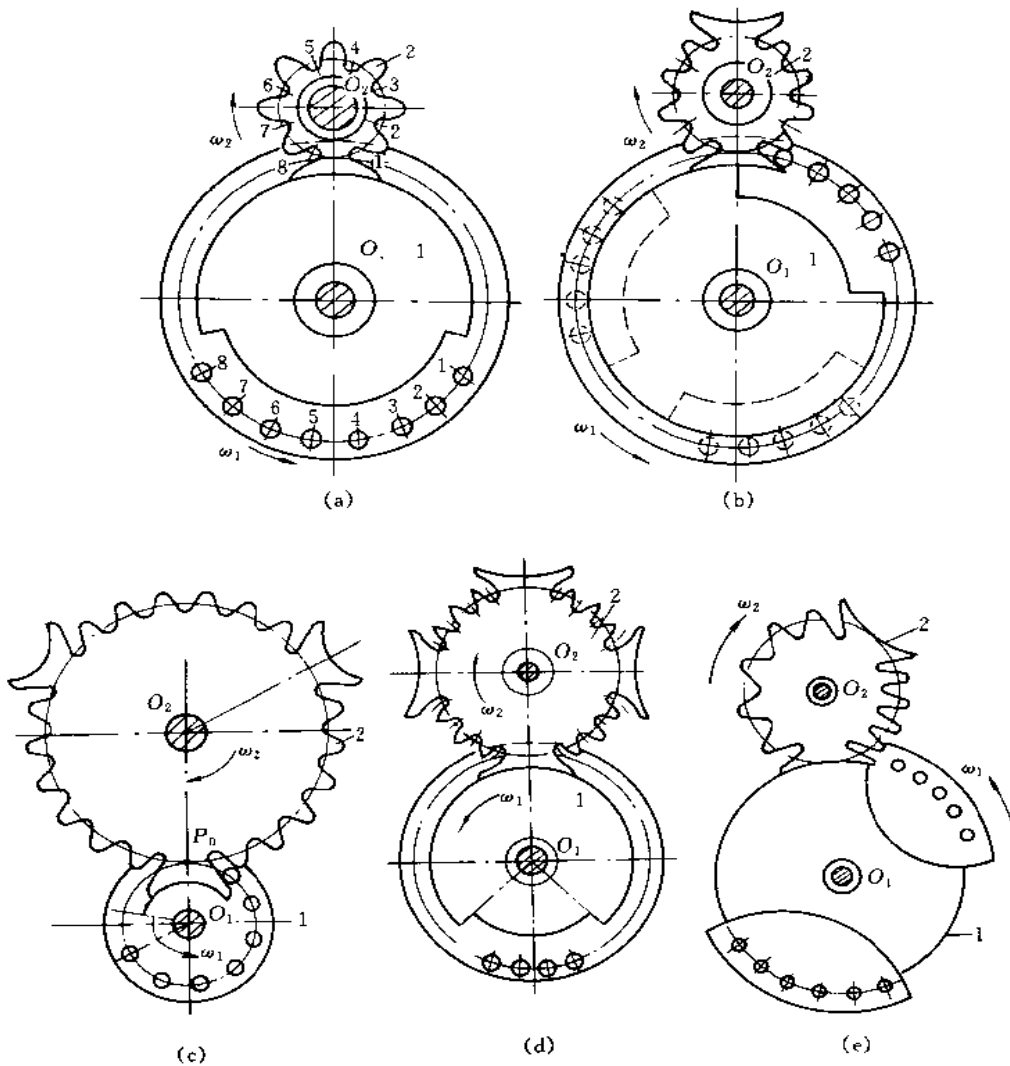


图 1-8-153 外啮合针轮机构类型

(a) 单停歇型; (b) 双停歇型; (c) 三停歇型; (d) 四停歇型; (e) 具有不同停歇时间和转动时间型

图 1-8-153a 为单停歇型外啮合针轮机构,具有八个销齿的主动针轮 1 转一周,具有八个摆线齿廓的从动星轮 2,以和轮 1 相反的方向相应转一周后停歇一次。



图中 b 为双停歇型外啮合针轮机构，主动针轮 1 每转过  $1/3$  周，从动星轮 2 转过半周，星轮每转一周中停歇二次。

图中 c 为三停歇型外啮合针轮机构，从动星轮 2 每转一周中停歇三次。

图中 d 为四停歇型外啮合针轮机构，从动星轮 2 每转一周中停歇四次。

图中 e 为一个运动循环中具有不同停歇时间和转动时间的双停歇型外啮合针轮机构，从动星轮 2 每转一周中运动二次、停歇二次，但每次运动时间和停歇时间各不相同。

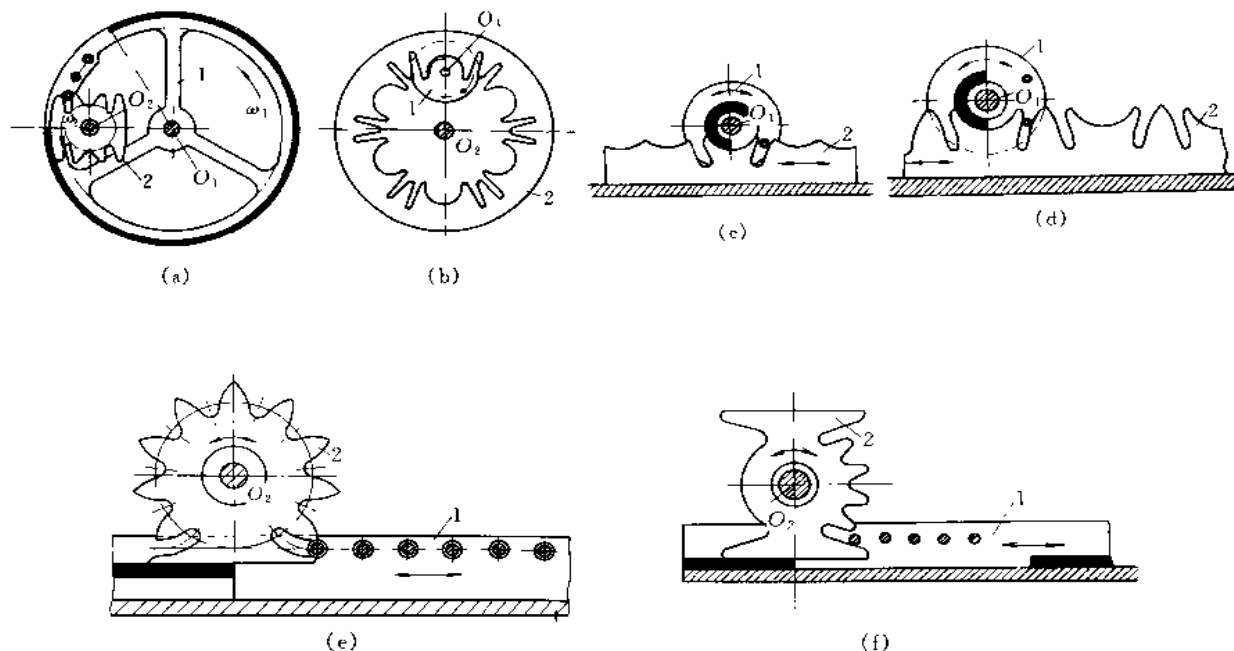


图 1-8-154 其他类型针轮机构

(a) 双停歇型内啮合针轮机构；(b) 六停歇型内啮合针轮机构；(c)、(d) 针轮-星齿条机构；  
(e)、(f) 针齿条-星轮机构

1—针轮（或针齿条）；2—星轮（或星齿条）

图 1-8-154 中 a 所示为双停歇型内啮合针轮机构，从动星轮 2 每转一周中停歇二次，转动时的角速度  $\omega_2$  方向与主动针轮  $\omega_1$  方向相同。

图 b 所示为六停歇型内啮合针轮机构，从动星轮 2 每转一周中停歇六次。

图 c、d 所示机构中具有针销齿的主动针轮 1 作往复摆动，推动具有摆线齿廓的从动星齿条 2 作具有停歇期的往复移动。图 c 为单针销，图 d 为双针销。

图 e、f 所示为针齿条-星轮机构，具有针销齿的主动齿条 1 作往复移动，推动具有摆线齿廓的从动星轮 2 作具有停歇期的往复摆动，e 图所示为齿条往复一次星轮往复摆动一次，停歇一次的单停歇型，f 图所示为齿条往复时星轮分别各停一次的双停歇型。针轮机构中原有的凹凸锁止圆弧变为锁止平面。

## 6.2 针轮机构举例

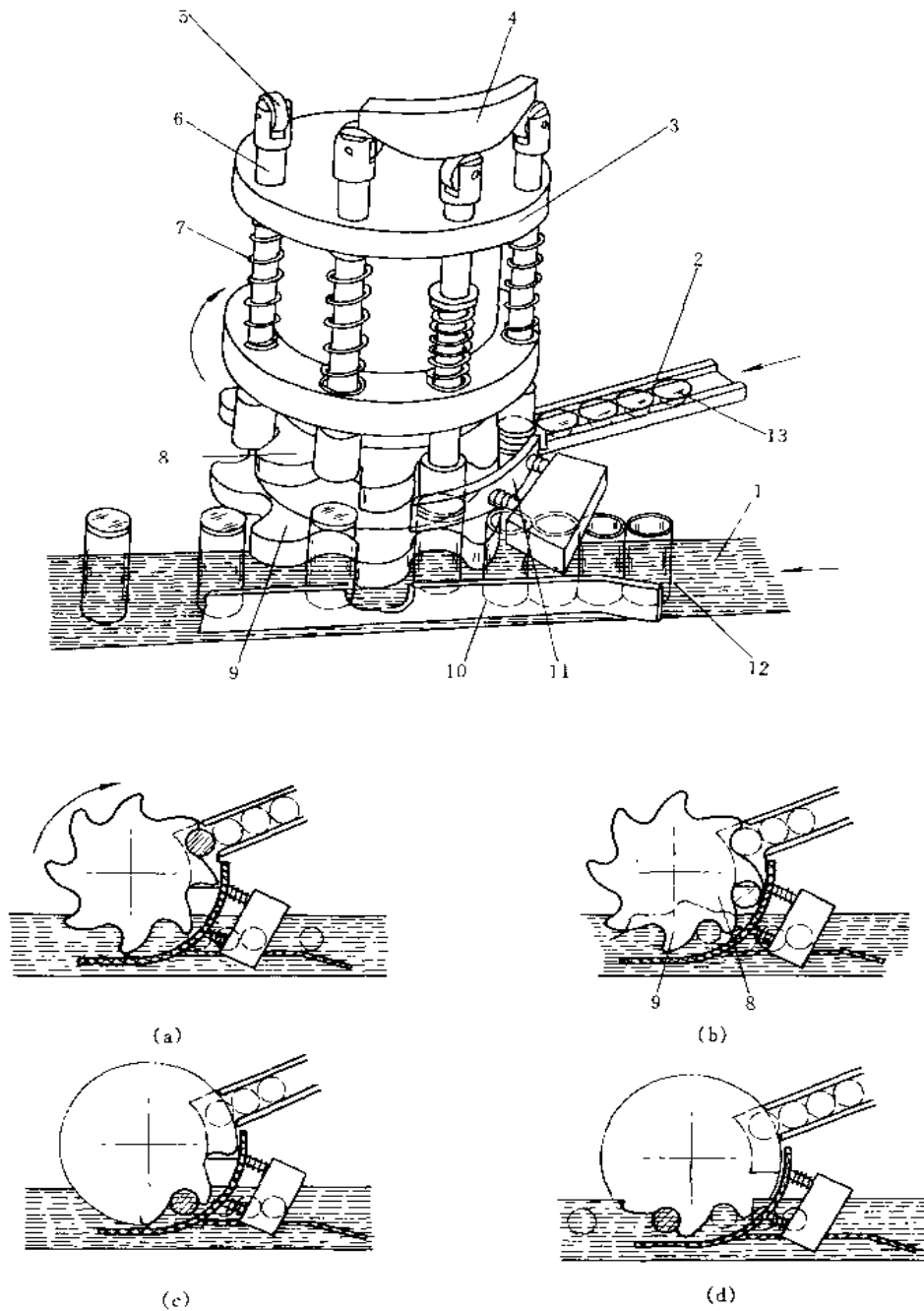


图 1-8-155 用星轮转位的筒形容器的加盖机构

(a) 盖子位于上星轮中；(b) 盖子转位离开进给槽，并被压板挡住；(c) 盖子由上星轮带动转位，转到由下星轮同时送进的筒形容器上方，压杆下降，把盖子压入筒形容器；(d) 松开完成的工件，送下个工位  
 1—传送带；2—进给槽；3—驱动转塔；4—固定凸轮；5—从动滚子；6—压杆；7—压缩弹簧；8—上星轮；9—下星轮；10—导向板；11—压板；12—筒形容器；13—盖子

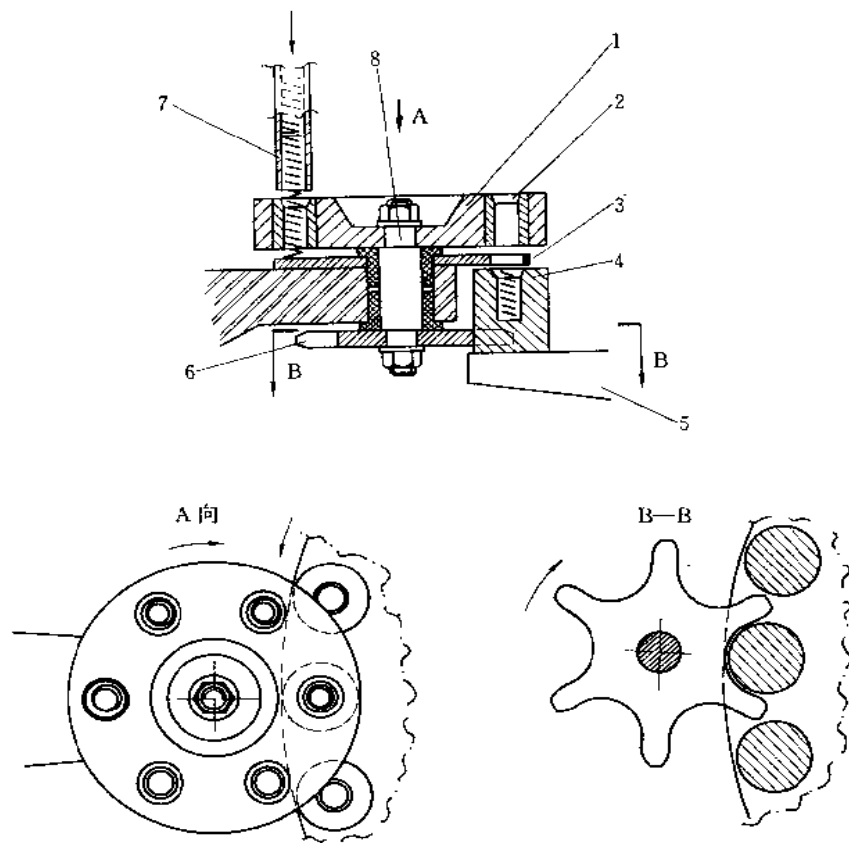


图 1-8-156 利用星轮的分度工作装置的送进机构

1—星轮；2—轴套；3—固定送料板；4—装配夹具；5—分度工作台；6—驱动链轮；7—垂直送料槽；8—主轴

图 1-8-156 所示结构是利用星轮的分度工作装置的送进机构。送料机构由星轮、固定送料板、链轮和装在分度工作台上的装配夹具等组成。当分度工作台 5 旋转时，装配夹具 4 和驱动链轮 6 啮合，带动星轮 1 运动，此时由垂直送料槽 7 送来弹簧停留在星轮轴套 2 内，与固定送料板 3 上的平端面弹簧顺序被推进固定送料板孔，然后下落进入装配夹具中。

## 7 不完全齿轮机构

不完全齿轮机构的主动轮上只有一个齿或几个齿以及锁止圆弧，从动轮的圆周上布满轮齿，并由几段锁止圆弧分隔开来。当主动轮等速连续转动时，从动轮作间歇转动。不完全齿轮的齿廓曲线是渐开线，但每段的首齿和末齿的齿顶高要比标准正常制齿顶高短些，以避免干涉。

### 7.1 不完全齿轮机构的主要类型

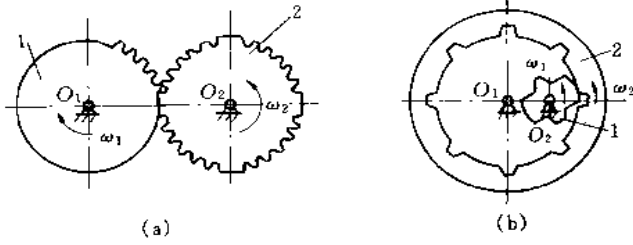


图 1-8-157 不完全齿轮机构  
1—主动轮；2—从动轮

图 1-8-157a 所示为外啮合型，主动轮以等角速度  $\omega_1$  每转过一周，从动轮按和  $\omega_1$  相反的方向以  $\omega_2$  转过  $90^\circ$  后停歇一次，从动轮转一周中有四次停歇。

图 1-8-157b 所示为内啮合型，主动轮以  $\omega_1$  每转过半周，从动轮按和  $\omega_1$  相同的方向以  $\omega_2$  转过  $45^\circ$  后停歇一次，从动轮转一周中有八次停歇。

### 7.2 不完全齿轮机构的缓冲装置

不完全齿轮机构除首末齿的啮合特性与普通渐开线齿轮不同外，其余均为等速传动。为了改善首末齿啮合时的传动特性，使其啮合能逐渐加速和逐渐减速，在工作要求较高时往往附加缓冲装置，其主要类型有下列几种。

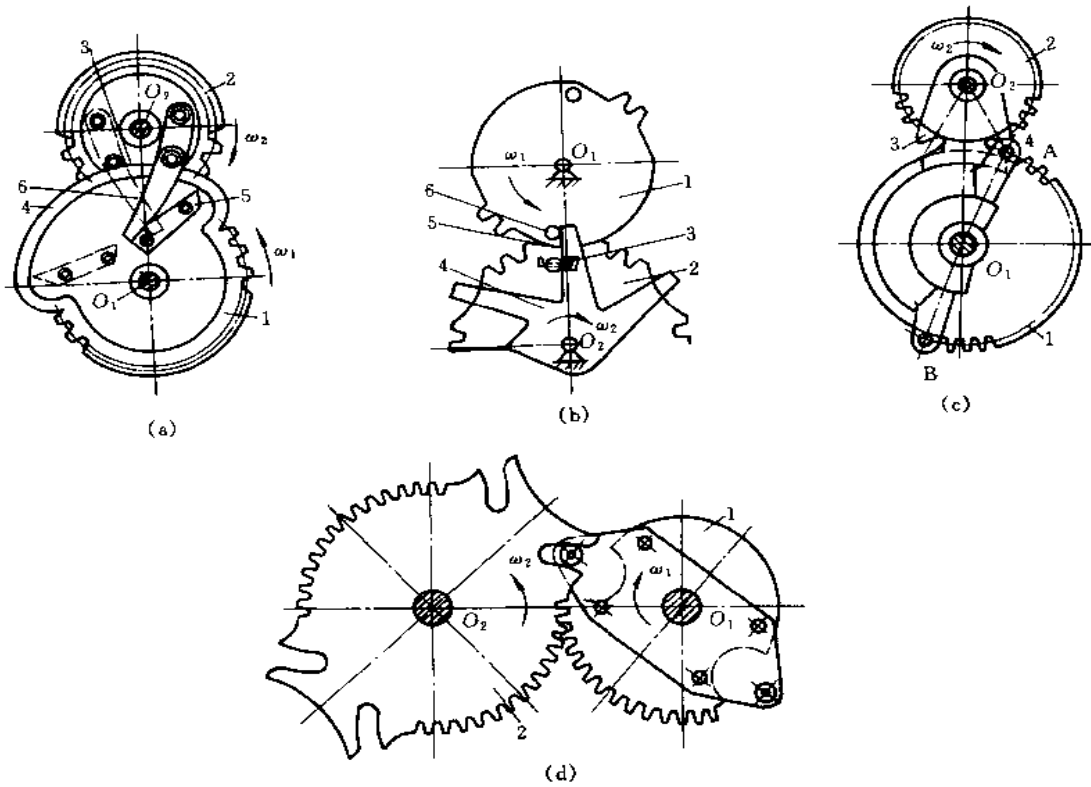


图 1-8-158 不完全齿轮机构的缓冲装置

图 1-8-158a 所示为附加瞬心线滚动块的不完全齿轮机构。主动轮 1 和从动轮 2 上分别装有瞬心线块 5 和 6，当轮 1 与 2 上的齿尚未进入啮合时，先由 5 和 6 作滚动接触，使从动轮 2 的



## 7.4 不完全齿轮机构举例

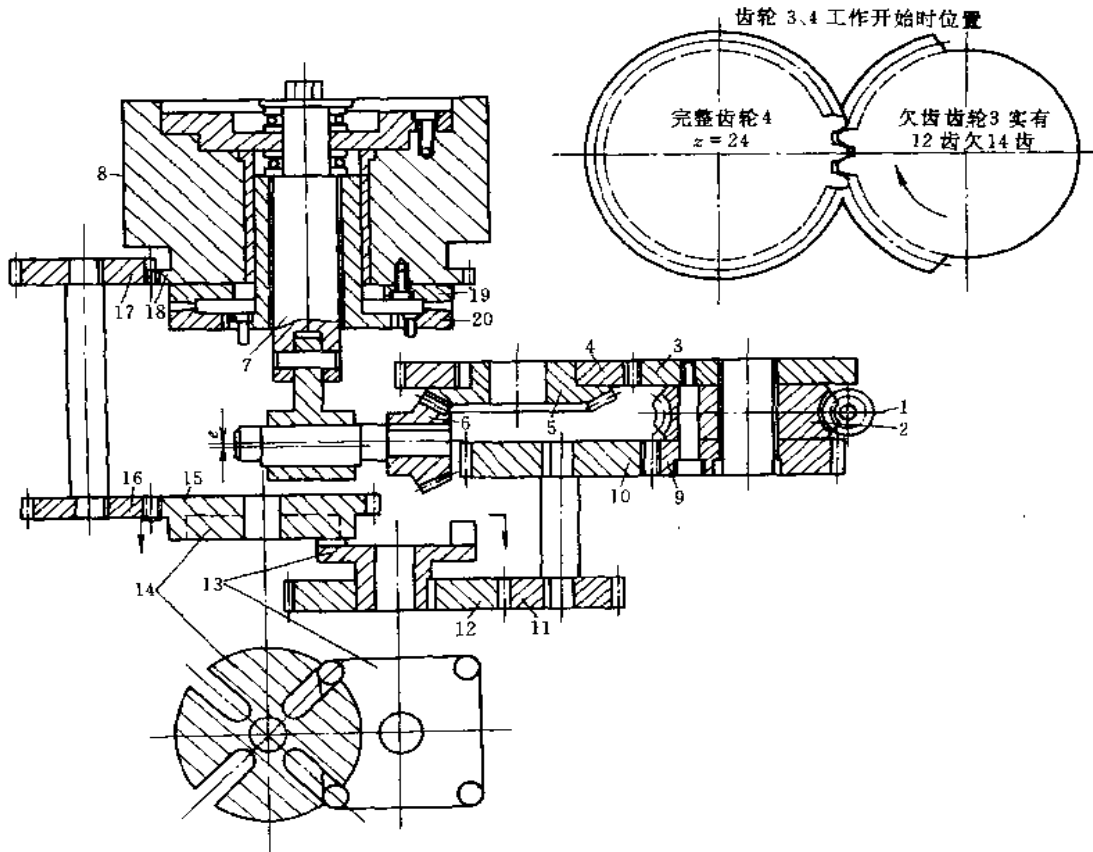


图 1-8-160 不完全齿轮在数控转塔车床转位机构上的应用

1—蜗杆；2—蜗轮；3、11—不完全齿轮；4、9、10、12、15~18—齿轮；5、6—圆锥齿轮；7—轴；8—转塔；  
13、14—四销四槽槽轮机构；19、20—鼠牙盘

图 1-8-160 所示转位机构采用鼠牙盘定位。动力经蜗杆传给蜗轮，然后，一路由不完全齿轮机构 3、4，圆锥齿轮 5、6 传到偏心轴，带动轴 7，转塔抬起或落下定位卡紧；另一路由齿轮 9、10，不完全齿轮机构 11、12，四销四槽槽轮机构 13、14，齿轮 15、16、17、18 驱动转塔转位。

蜗轮转动一周的过程内完成整个转位过程，包括转塔抬起、转位、转塔落下定位卡紧。动作开始时齿轮 3、4 和 11、12 处于图示位置，蜗轮带动齿轮 3、4 各转  $90^\circ$ ，经圆锥齿轮 5、6 增速一倍，偏心轴转过  $180^\circ$ ，转塔抬起，鼠牙盘 19 与 20 脱开，在此过程齿轮 11 也转  $90^\circ$ ，而齿轮 12 和转臂均未动，蜗轮续转到  $180^\circ$ ，齿轮 11 的有齿部分和齿轮 12 啮合，驱动齿轮 12 转  $90^\circ$ ，转臂驱动槽轮转  $90^\circ$ 。经齿轮 15、16、17、18 使转塔转  $60^\circ$ ，这时齿轮 3 恰好处于半周无齿部分，所以齿轮 4 未动，转塔仍处于抬起状态。蜗轮再转  $90^\circ$ ，齿轮又转到无齿部分，所以转位机构不动。齿轮 3 有齿部分驱动齿轮 4 转  $90^\circ$ ，偏心轴转  $180^\circ$ ，转塔下落，鼠牙盘 19、20 互相啮合定位并夹紧，机构回到停止状态。

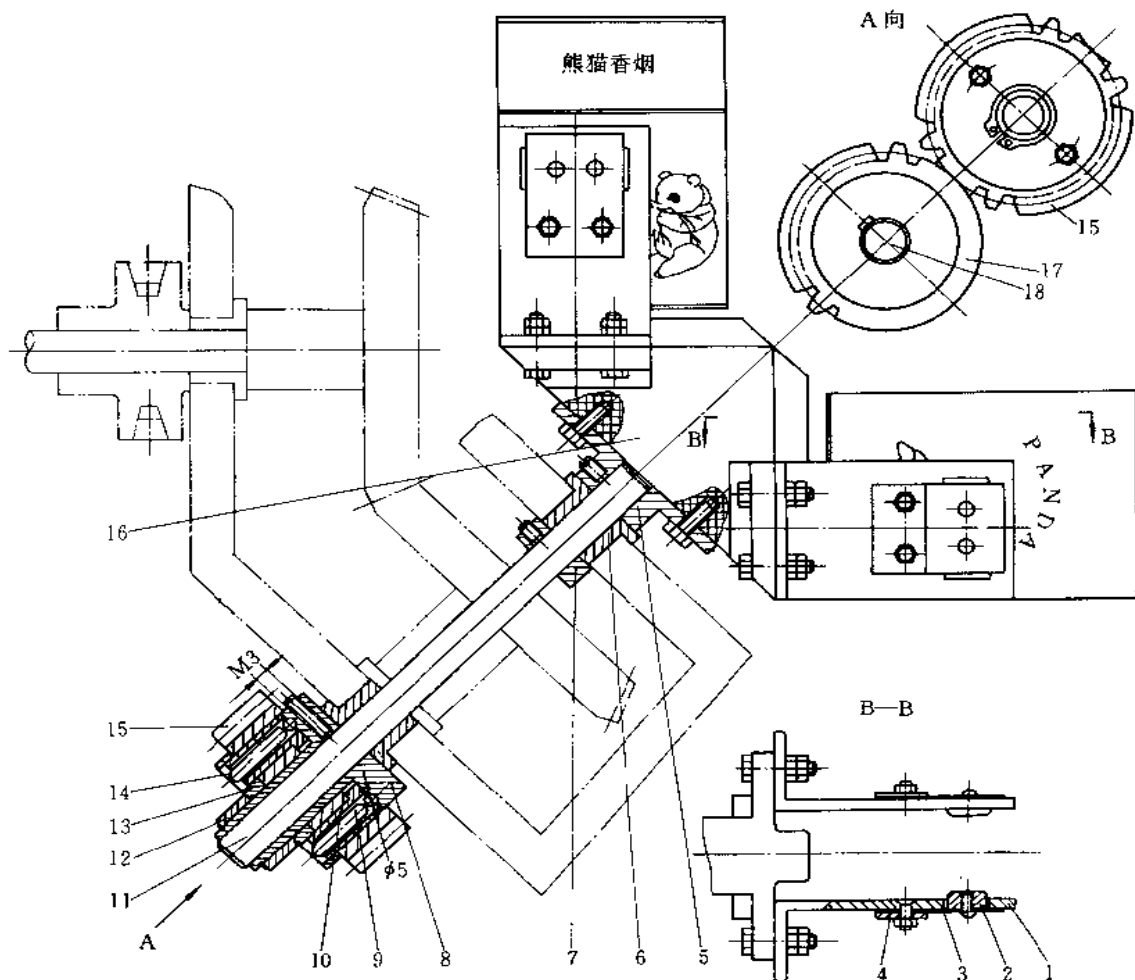


图 1-8-161 不完全齿轮在烟包翻身机构上的应用

1—夹板；2—夹板块；3—夹板弹簧片；4、13—夹片；5—座架；6—轴衬；7—挡圈；8—套管；9—顶柱；10—顶柱轴衬；11—轴；12—顶圈；14—弹簧片；15—有锁止弧的从动齿轮；16—夹板座；17—不完全齿轮；18—输入轴

图 1-8-161 所示烟包翻身机构，是用于互成垂直位置的输送带上的一种翻身和转弯装置。其特点是：原来的进包如果是横包，转向  $90^\circ$  以后，仍保持横包，并且可以满足卷烟包装的特殊要求，使烟包翻身  $180^\circ$ 。

其传动原理如图所示，当 V 带轮将功率输入后，装在轴 18 上的互成  $45^\circ$  角的锥齿轮，则带动不完全齿轮 17 作匀速转动，又因 17 与齿轮 15 啮合，所以，主动轮 17 转一周，轴 11 则旋转  $180^\circ$ ，再由齿轮 15 锁紧、定位。

为了使烟包不因在回转过程中产生故障而损坏机件，在轴 11 装有定位保险装置。如图所示，弹簧片 14 通过螺钉 M4 固紧于夹片 13 上，又通过螺钉 M3 固紧于齿轮 15 上。当 15 旋转时，顶柱 9 及钢珠  $\phi 5$  则带动套管 8，而 8 是通过螺钉 M3 与轴 11 连结为一体来传递扭矩；而当扭矩过大，顶柱 9 则将弹簧片撑起，这时齿轮 15 在套管 8 上空转，以此达到保险目的。

该机构的主要优点：结构紧凑，传动平稳安全，可适用于小功率的转向机构。不完全齿轮零件图见图 1-8-159。

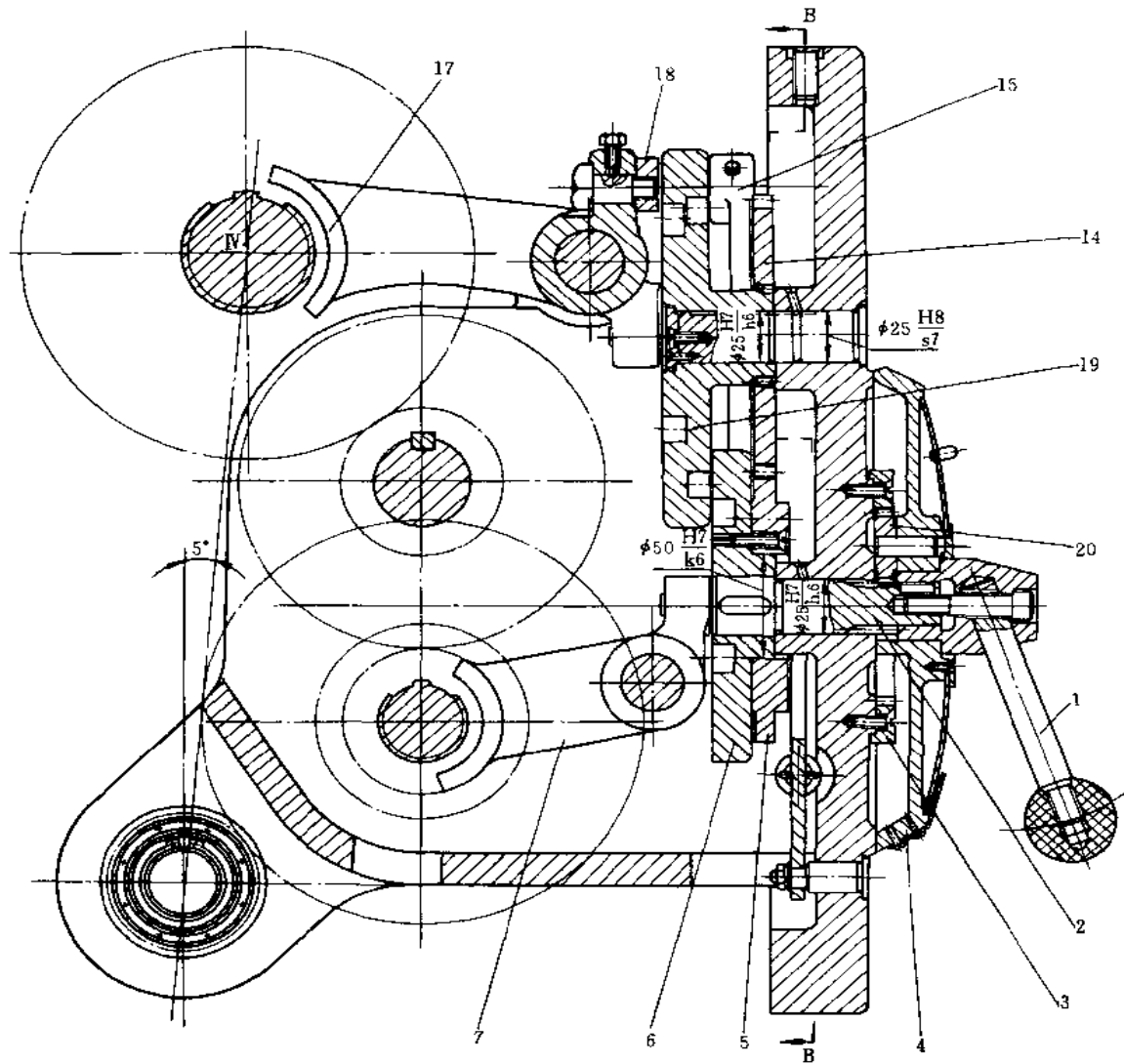
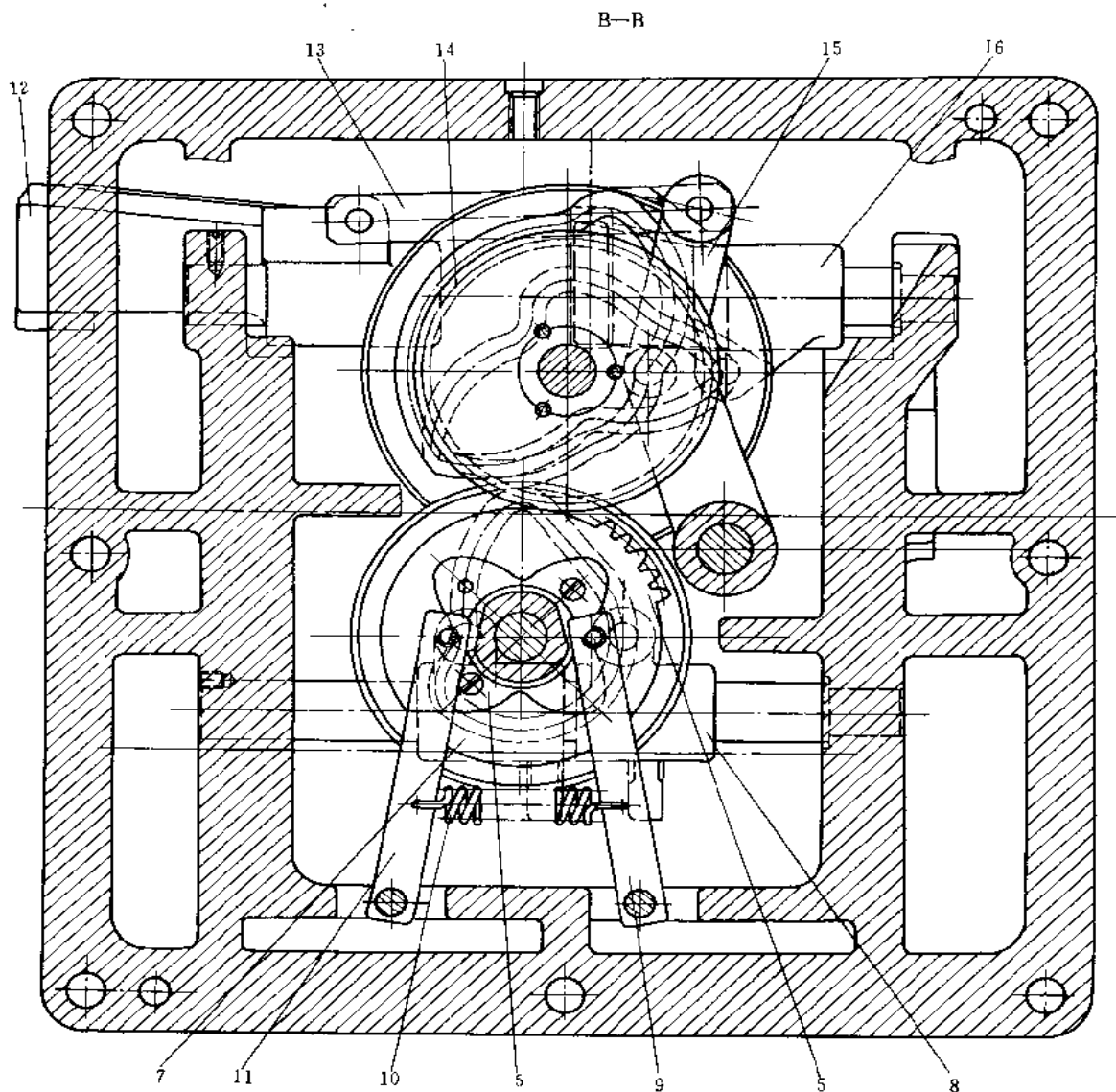


图 1-8-162 铣床凸轮-

1—转动手柄；2—短轴；3—固定内齿轮；4—转速指示盘；5—  
9、11、15—杠杆；10—弹簧；13—连杆；

图 1-8-162 所示为铣床主运动变速采用单手柄集中操纵的顺序变速机构。转动手柄 1，通过短轴 2，使凸轮 6 转动，由左端面的凸轮槽推动拨叉 7 和 8，移动轴 I 上的两个双联滑动齿轮。短轴 2 还通过不完全齿轮 5 和圆柱齿轮 14，使凸轮 19 转动，其左端面的凸轮槽直接推动拨叉 17，拨动轴 IV 上的双联滑动齿轮；而右端面的凸轮槽通过杠杆 15、连杆 13 推动拨叉 12，使轴 IV 上的另一个双联滑动齿轮和单个滑动齿轮一起移动（齿轮在图中未表示）。不完全齿





#### 不完全齿轮变速操纵机构

不完全齿轮：6、19—凸轮；7、8、12、16、17—拨叉；

14—圆柱齿轮；18—螺母；20—行星轮

轮 5 右侧带四瓣形凸轮曲线作定位机构，由于弹簧 10 的作用，装在杠杆 9 和 11 上的两个滚子压入它的凹部，保证凸轮 6 的准确定位。

不完全齿轮 5 的齿数，保证手柄 1 转一周时，圆柱齿轮 14 只转  $\frac{1}{5}$  周。同时由短轴 2 上的齿轮、行星轮 20、固定的内齿轮 3 所组成的行星机构，保证手柄 1 转 5 转时，转速指示盘 4 转一转，实现 20 种转速变换。

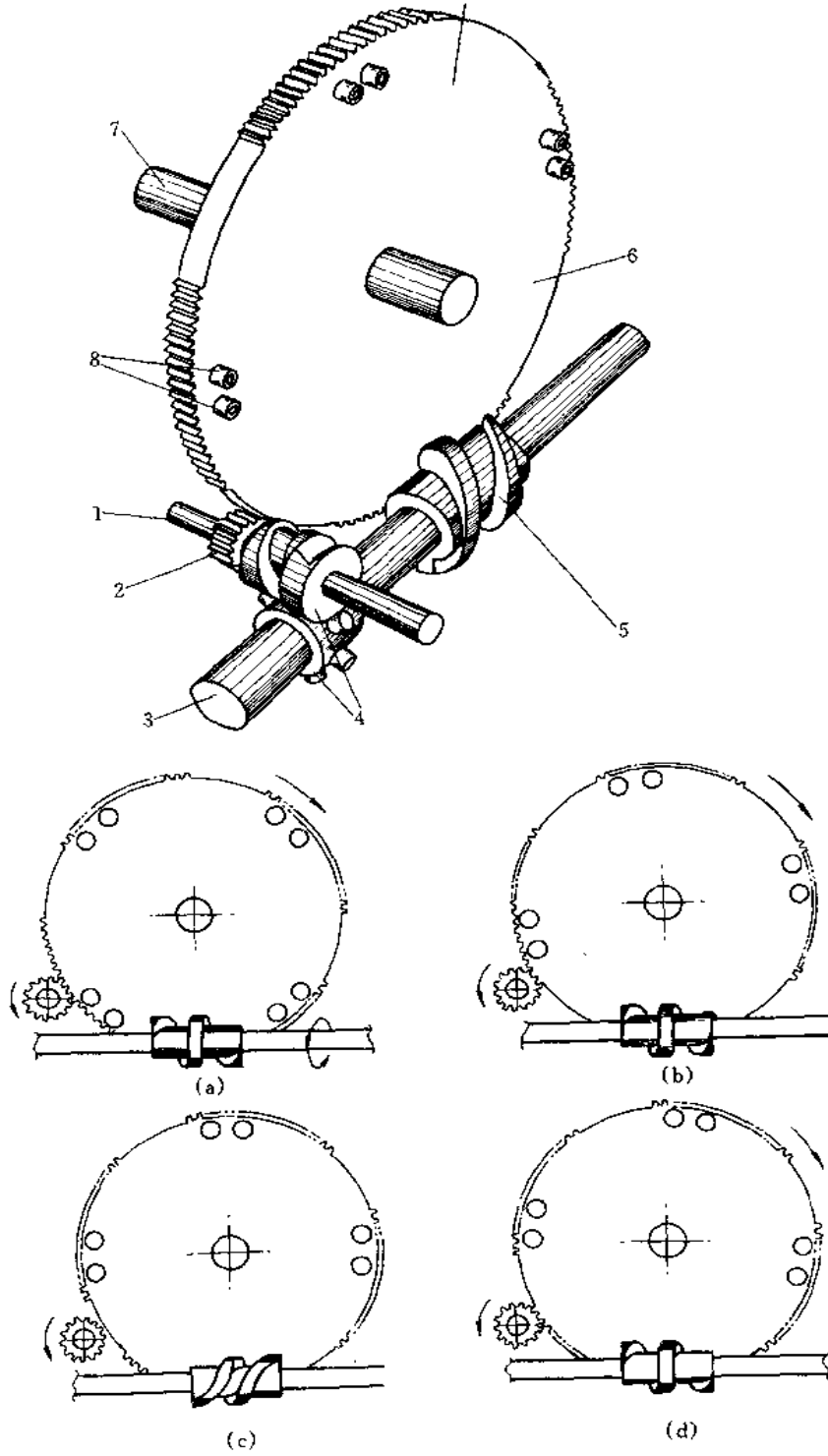


图 1-8-163 用不完全齿轮的分度装置

(a) 分度板由齿轮驱动；(b) 从动滚子开始接触凸轮 1，齿轮与不完全齿轮未脱离啮合；(c) 不完全齿轮和齿轮脱离啮合，凸轮使分度板减速到停歇位置；(d) 凸轮使分度板加速后，不完全凸轮与齿轮重新啮合，开始下一次转位  
 1—输入轴；2—小齿轮；3—凸轮轴；4—弧面分度凸轮机构；5—凸轮；6—不完全齿轮(分度板)；7—输出轴；8—从动滚子

图 1-8-163 所示结构是利用不完全齿轮的分度装置。转位时，先由凸轮使分度板加速运动，然后不完全齿轮与齿轮啮合，进行转位，转位将完毕时，另一对滚子与凸轮接触后，齿轮啮合中断，分度板减速进入停歇位置。这种分度装置用于线列式或回转式装配机的重载大距离精密转位驱动，工作平稳可靠。

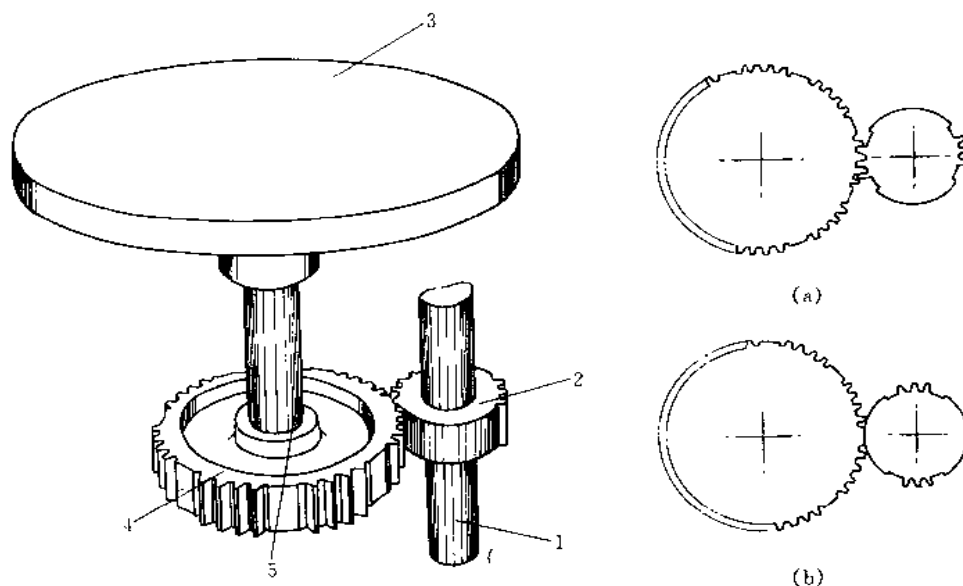


图 1-8-164 用不完全齿轮的回转工作台

(a) 不完全齿轮啮合，工作台转位；(b) 停止锁紧

1—输入轴；2—主动不完全齿轮；3—工作台；4—从动不完全齿轮；5—输出轴

图 1-8-164 所示结构为用不完全齿轮驱动的回转工作台，结构简单，但精度不高，只能用于轻载工作。工作台停歇时由不完全齿轮 2、4 上一对凸凹圆弧面锁紧。

## 8 非圆齿轮机构

在机械中两平行轴间的传动广泛使用普通圆柱齿轮，其节曲线为圆形，齿廓为渐开线，主、从动轮间的瞬时角速比为定值。如果要求主从动轮间的瞬时角速比按一定运动规律，则此时节曲线必为非圆形，以非圆节曲线为基础切出渐开线齿廓，即为非圆齿轮。非圆齿轮机构（图 1-8-165）的特点是可获得运转平稳，使用寿命长的变角速比传动，但加工较复杂。

8.1 非圆齿轮机构的主要类型

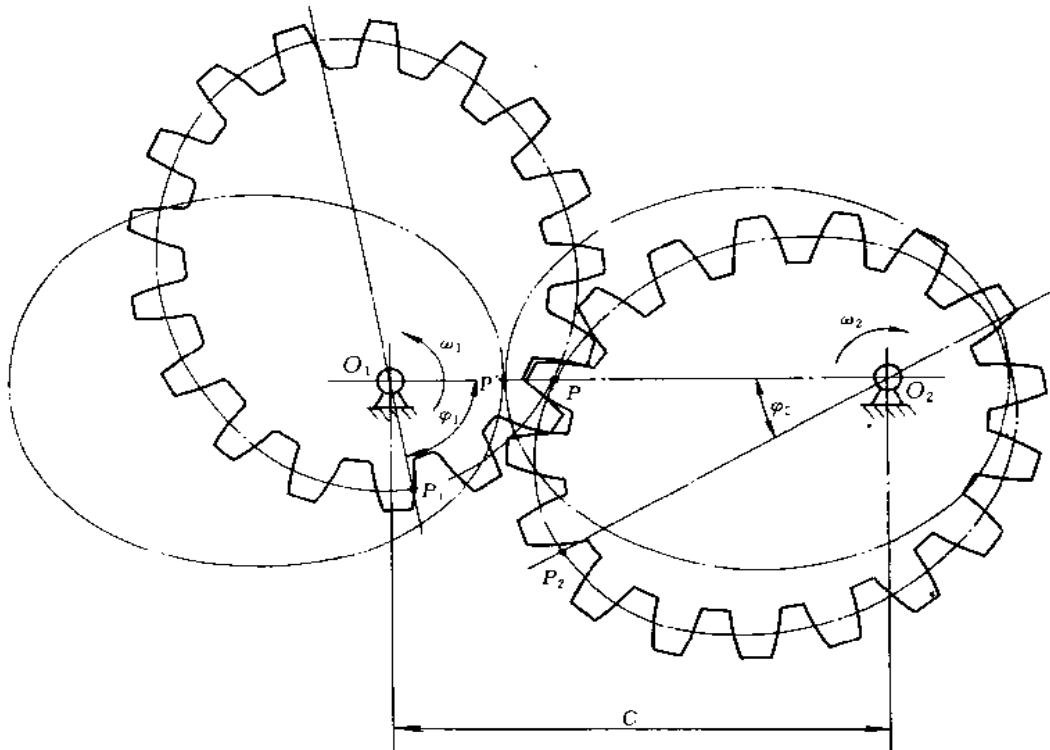


图 1-8-165 非圆齿轮机构

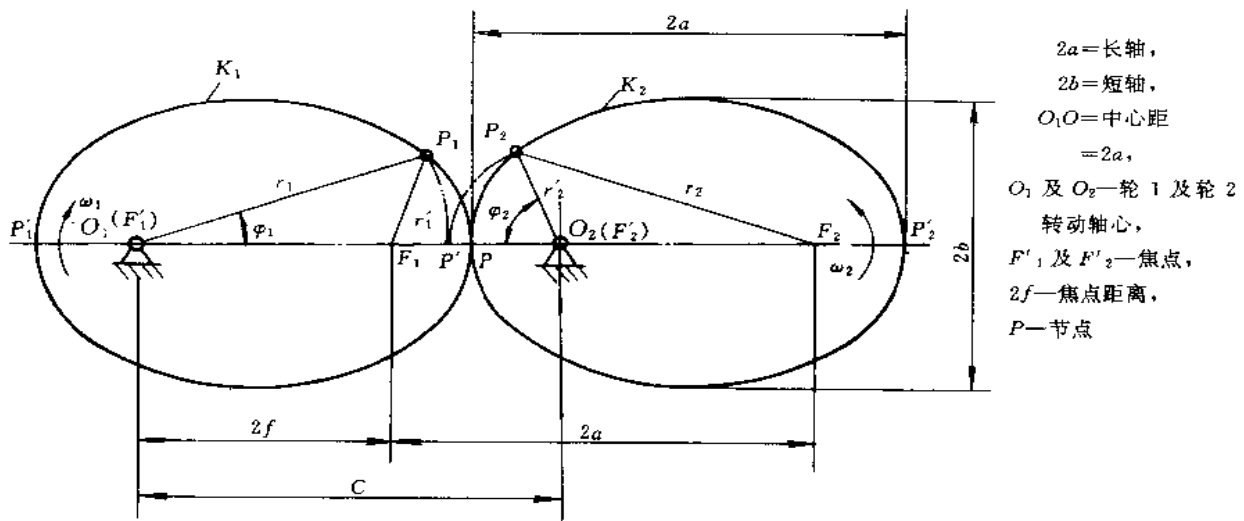


图 1-8-166 全等椭圆齿轮机构

如图 1-8-166 所示,当主动轮 1 以等角速度  $\omega_1$  转过  $\varphi_1$  角时,从动轮 2 以变角速度  $\omega_2$  转过  $\varphi_2$  角,椭圆节线  $K_1$  上的  $P_1$  点和  $K_2$  上的  $P_2$  点在  $P'$  点接触,啮合半径分别为  $r_1$  和  $r'_2$ ,因为是两个全等椭圆节曲线,故  $F_1P_1=r'_1=F'_2P_2=r'_2$ ,  $F_2P_2=r_2=F'_1P_1=r_1$ 。当椭圆齿轮的偏心率  $e=f/a$  越大时,瞬时角速比  $(\omega_2/\omega_1)$  的变化愈剧烈。

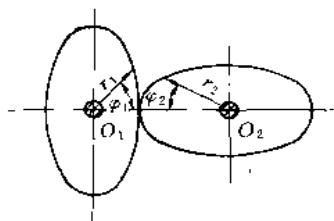


图 1-8-167 二叶卵圆齿轮机构节曲线  
 $n_1 = n_2 = 2$

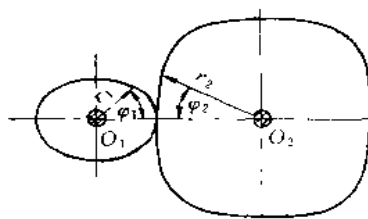


图 1-8-168 二叶-四叶卵圆齿轮机构节曲线  
 $n_1 = 2, n_2 = 4$

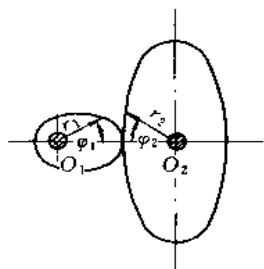


图 1-8-169 椭圆-二叶卵圆齿轮机构节曲线  
 $n_1 = 1, n_2 = 2$

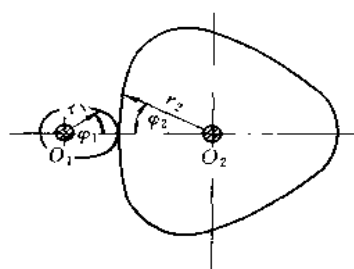


图 1-8-170 椭圆-三叶卵圆齿轮机构节曲线  
 $n_1 = 1, n_2 = 3$

保持椭圆的向径长度不变，而将每个向径的极角缩小整数倍  $n$ ，则椭圆曲线变为卵圆曲线，见图 1-8-167~图 1-8-170。当  $n=1$ ，则称为原始椭圆。卵圆齿轮的转动中心位于其形心上（椭圆齿轮则在焦点上），其传动特点是角速比变化范围比椭圆齿轮大，且质量分布对称，易于获得动、静平衡。

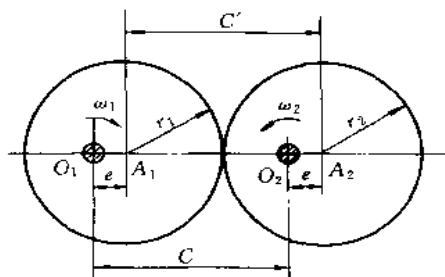


图 1-8-171 全等偏心圆齿轮机构  
 $r_1 = r_2, e$ —偏心距

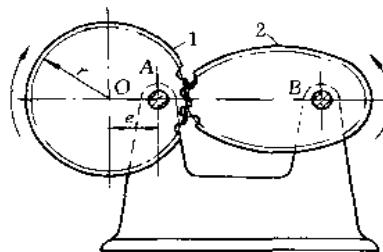


图 1-8-172 偏心圆齿轮-椭圆齿轮机构

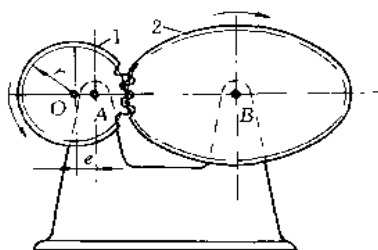


图 1-8-173 偏心圆齿轮-二叶卵圆齿轮机构

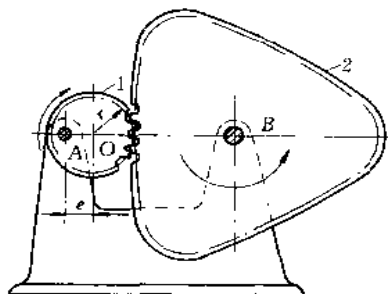
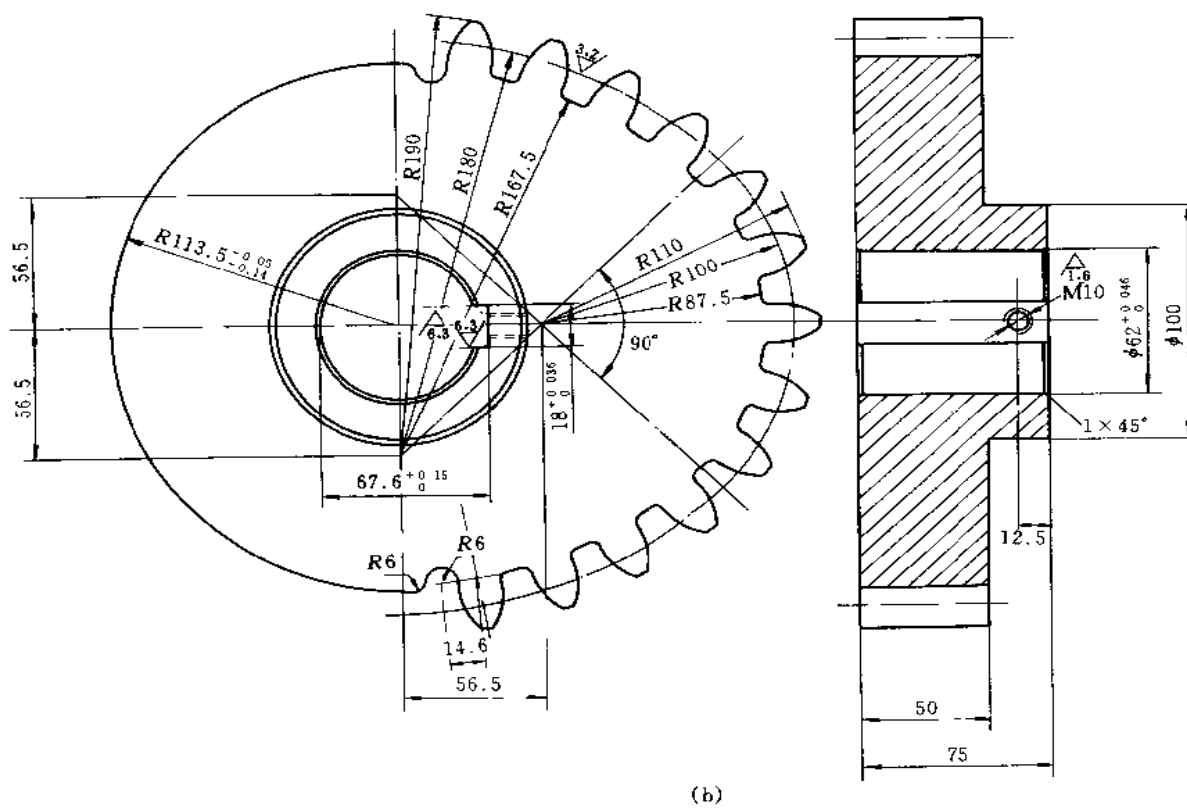


图 1-8-174 偏心圆齿轮-三叶卵圆齿轮机构





其余  $\nabla_{12.5}$

**技术要求:**

1.  $m=10$ ,

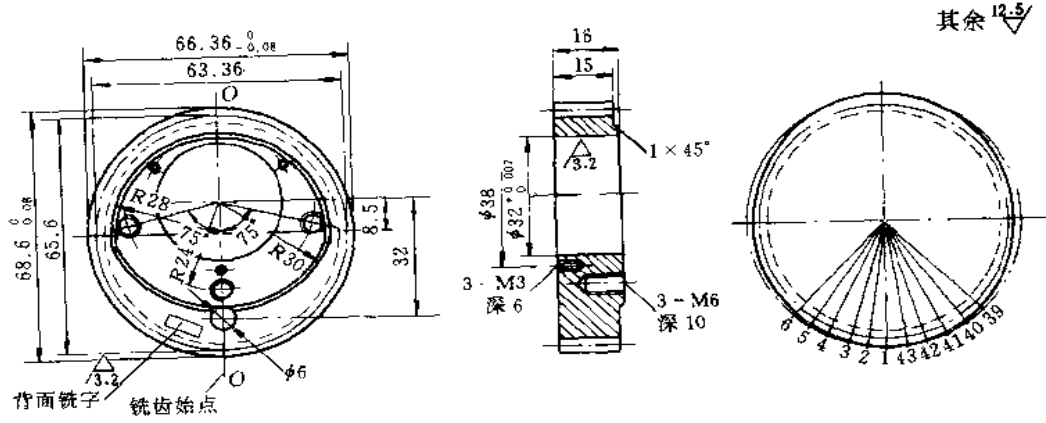
$x=13'$ ,

$\alpha=20^\circ$ ,

精度等级 8

2. 45, 齿面热处理 HRC48~55

图 1-8-175 糖果包装机中应用的偏心圆轮-卵圆齿轮机构零件图



技术要求:

1.  $m=1.5, z=43, \alpha=20^\circ$ , 精度等级 8
2. 材料: 45, 齿部硬度 HRC45~50
3. 铁齿时须从  $\phi 6$  的中心线上开始
4. 形心须在轴线  $OO$  上, 偏移应小于 0.03mm

齿的序号	椭圆齿坯与外圆 $\phi 68.6$ 的尺寸相差	度数	齿的序号	椭圆齿坯与外圆 $\phi 68.6$ 的尺寸相差	度数
1	0	$0^\circ$	12	1.119	$92^\circ 5' 40''$
2	0.023	$8^\circ 22' 20''$	13	1.082	$100^\circ 28'$
3	0.092	$16^\circ 44' 40''$	14	1.001	$108^\circ 50' 20''$
4	0.199	$25^\circ 7'$	15	0.882	$117^\circ 12' 40''$
5	0.337	$33^\circ 29' 20''$	16	0.737	$125^\circ 35'$
6	0.494	$41^\circ 51' 40''$	17	0.576	$133^\circ 57' 20''$
7	0.657	$50^\circ 14'$	18	0.414	$142^\circ 19' 40''$
8	0.794	$58^\circ 36' 20''$	19	0.265	$150^\circ 42'$
9	0.946	$66^\circ 58' 40''$	20	0.141	$159^\circ 4' 20''$
10	1.05	$75^\circ 21'$	21	0.052	$167^\circ 26' 40''$
11	1.106	$83^\circ 43' 20''$	22	0.006	$175^\circ 49'$

图 1-8-176 卷烟包装机切纸机构中应用的椭圆齿轮零件图

### 8.3 非圆齿轮机构举例

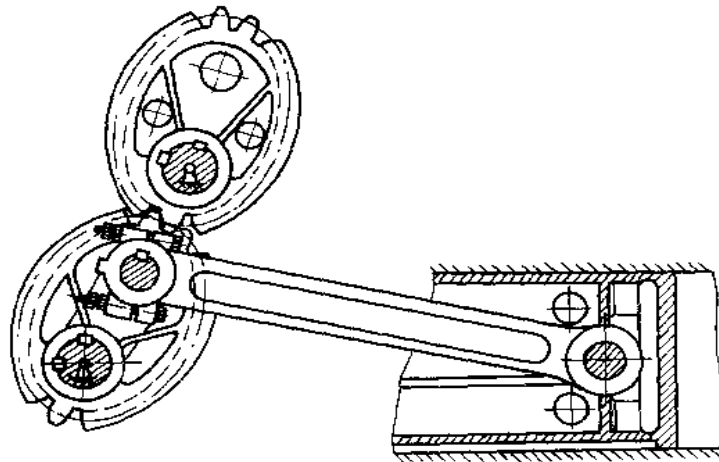


图 1-8-177 椭圆齿轮机构在造纸压力机中的应用

在造纸设备中, 卧式压力机用以压制粘质纸浆并将其包装成捆。图 1-8-177 所示的曲柄滑块式压力机, 曲柄由一对椭圆齿轮传动, 由于曲柄不是等速转动, 因而使加压气缸工作行程时间加长、速度减小, 而空行程时间缩短、速度增大, 以减少一个工作循环内的功率消耗。



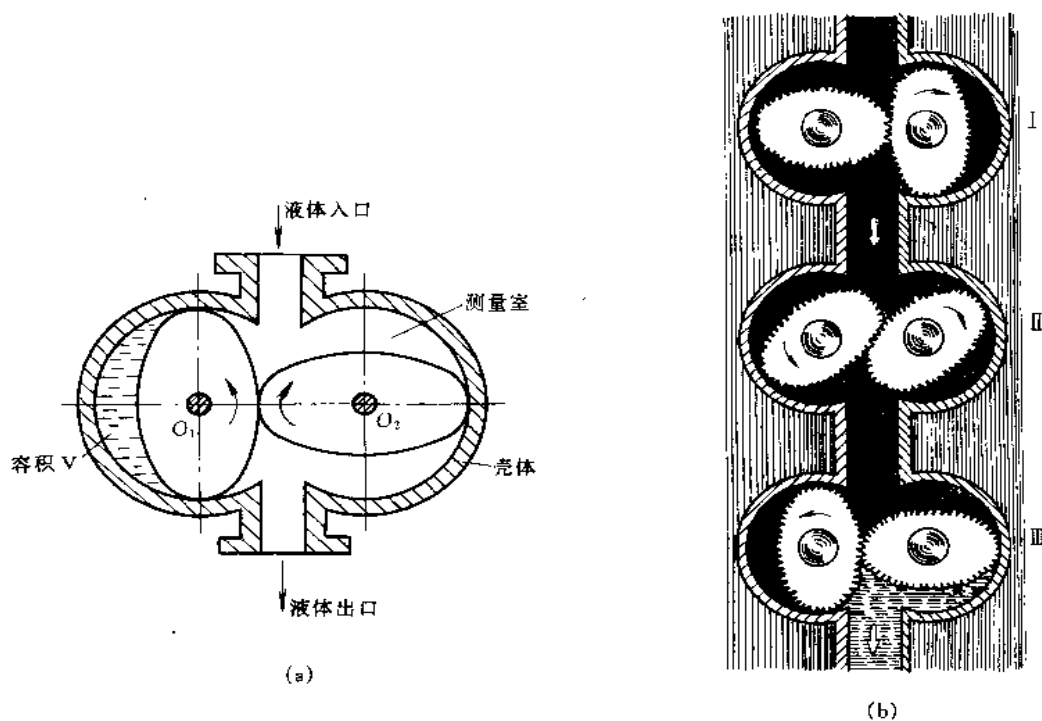


图 1-8-178 卵圆齿轮机构在液体流量计中的应用

图 1-8-178a 为液体流量计简图，它由一对转轴位于形心的卵圆 ( $n=2$  的变态椭圆) 齿轮组成。液体在出入口两端的压力差使两齿轮绕各自的轴心  $O_1$  和  $O_2$  转动，周期性地隔断并空出壳体的内圆柱面与卵圆齿轮外表面间所包围的容积  $V$ 。图 b 为卵圆齿轮流量计的工作原理示意图，齿轮每转一周，流出的液体为  $4V$ ，因此只要测出齿轮的转数，就可知道流经此装置的液体总量。

图 1-8-179 所示为将输入轴 A 的等速转动变换为输出轴半转慢速均匀转动和半转快速转动的偏心圆轮-卵圆齿轮机构。输入轴上装有偏心圆柱齿轮 1 和同心圆柱齿轮 2，输出轴 5 上装有上半部为卵圆 7、下半部为半圆 6 的双联式齿轮，上下半部的齿数均与齿轮 1 的齿数相同，而齿轮 2 的齿数为齿轮 1 齿数的一半。当输入轴上的偏心齿轮 1 转一周后，它与卵圆齿轮 7 的齿 4 到齿 3 啮合，使输出轴相应转过半圈。接着输入轴上的同心齿轮 2 转两周，它与输出轴上的下半部圆柱齿轮 6 啮合，使输出轴 5 再转过半圈，完成一个工作循环。

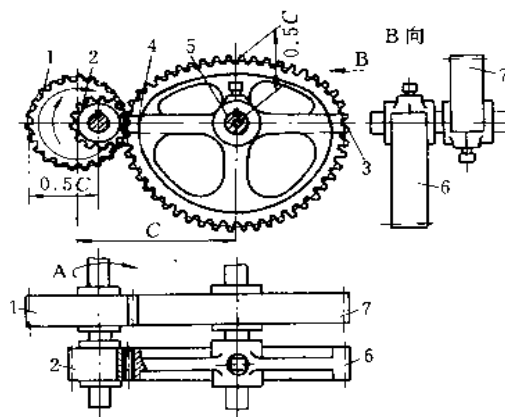


图 1-8-179 偏心圆轮 卵圆齿轮机构在输出复合式运动中的应用

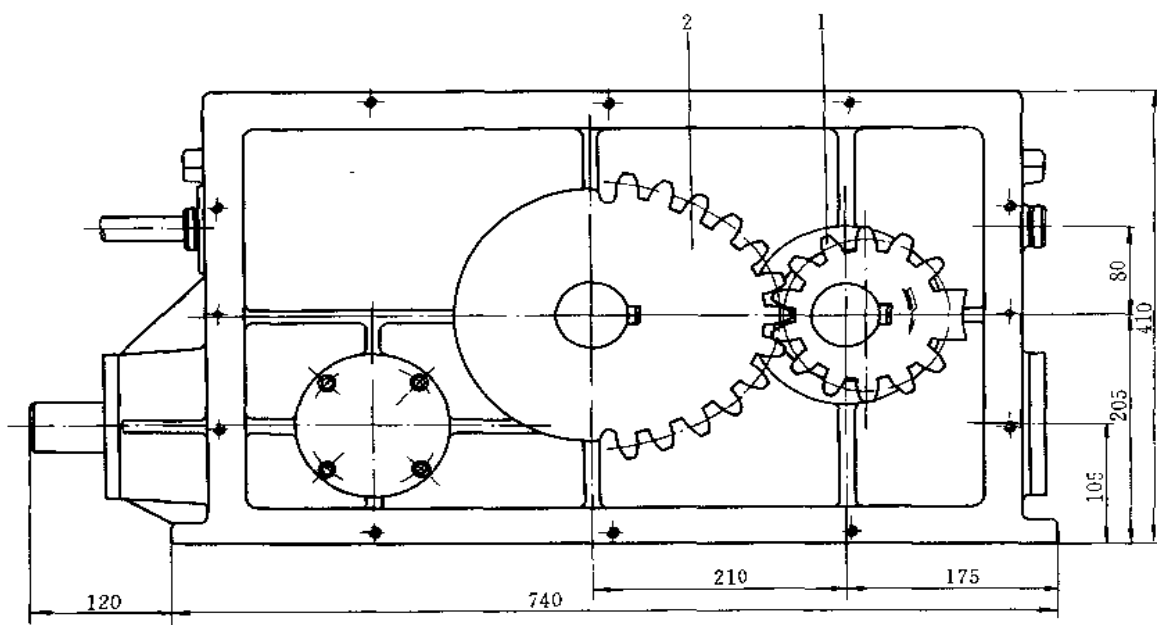


图 1-8-180 偏心圆轮-卵圆齿轮机构在糖果包装机中的应用

图 1-8-180 所示为糖果包装机中应用的偏心圆轮-卵圆齿轮机构，输入轴上装有偏心圆柱齿轮 1，齿轮上有一段锁止用凹圆弧，输出轴上装有转轴在其形心的卵圆齿轮 2，齿轮上有半周为锁止用凸圆弧。当输入轴等角速转动一周时，输出轴以变角速转过半周后停歇，其起动和停止时的角速度逐步增大和减少，因此冲击较小。

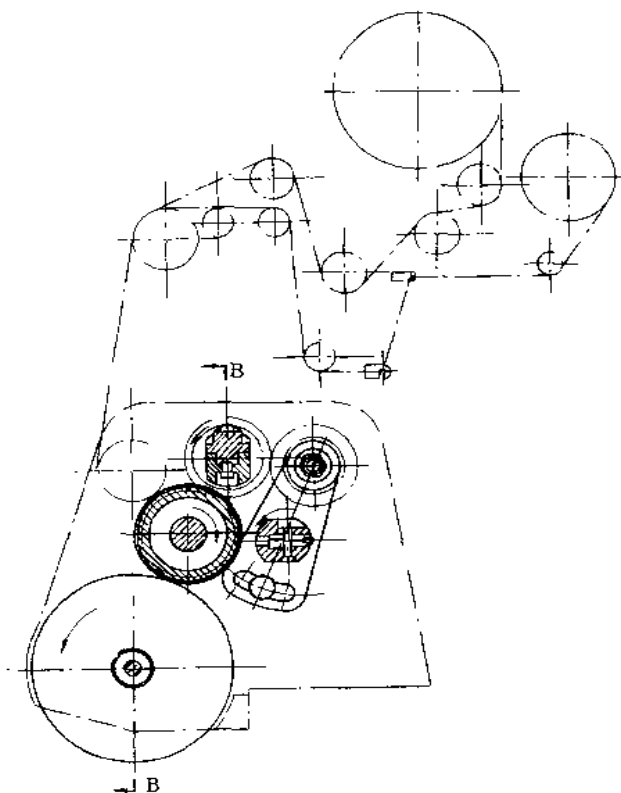


图 1-8-181 椭圆齿轮机构在包装机的切纸机构上的应用 (一)

图 1-8-181 所示椭圆齿轮机构是卷烟小包装透明纸机上所用的一种不等速切纸机构，一般使用卷筒纸作包装用纸时方可采用该结构。其特点主要是通过一对椭圆齿轮将原来作匀速运动的刀杆变为加速运动，以便将纸张迅速切下，避免由于切纸刀的速度影响，使纸张在下落前后受到阻碍。

图中点划线示为透明纸卷筒和拉线纸卷筒等供料系统的假想位置，纸张通过中间托辊绕过切辊体 16，经切纸刀杆 3 和拉线刀 2 将纸张切下后，则由吸盘 15 将纸张吸住送往裹包的位置，此为其整个切纸动作。

其传动原理如图所示：链轮 14 将功率输入后，带动吸盘 15 并通过齿轮 13、12、11 的啮合带动

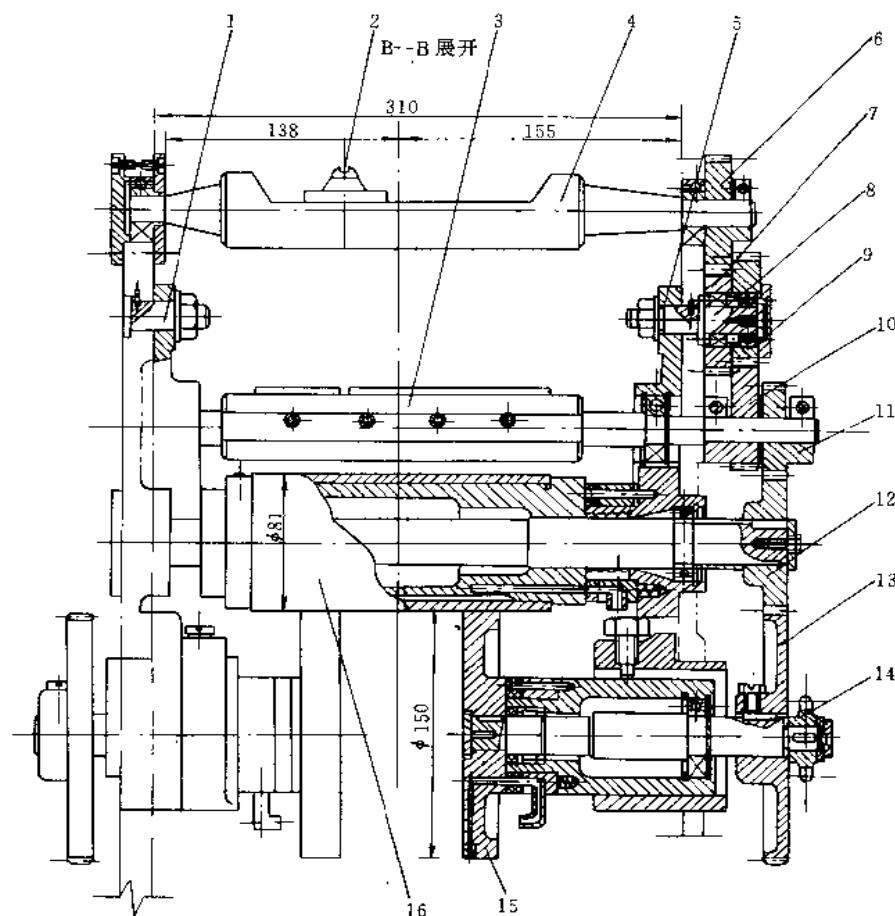


图 1-8-181 椭圆齿轮机构在包装机的切纸机构上的应用 (二)

1—螺销；2—拉线刀；3—切纸刀杆组件；4—拉线刀杆；5—摆动架；6、7、11、12、13—齿轮；8—过桥齿轴销；

9、10—椭圆齿轮；14—链轮；15—吸盘；16—切辊体

切辊体 16、切纸刀杆 3 分别作匀速传动。但因 9、10 是一对椭圆齿轮啮合，所以通过直齿轮 6、7 啮合传到拉线刀杆 4 时，该刀杆则产生不等速运动。其运动规律是：当主动椭圆齿轮 10 的长轴位置与从动椭圆齿轮 9 的短轴位置处在一条直线时，速度达到最大值。根据这一特点，通常把速度的最大值调整到使拉线刀 2 与切辊体 16 正好相接触，这样就可使纸张迅速被切下，既可避免由于剪切速度慢而引起的剪切前纸张拱起，又可避免没有剪下而被拉破的弊病，所以该机构是用于卷筒切纸刀中比较理想的结构。其主要缺点是椭圆齿轮加工复杂。

## 9 飞 轮

### 9.1 飞轮的主要类型

飞轮的作用是在机械中的驱动功超过阻力功时，将多余的能量储藏起来，使动能和瞬时速度增大；相反，当阻力功超过驱动功时，又能将储藏的能量释放出来，补充驱动功的不足并使瞬时速度降低。因此飞轮可利用其较大的转动惯量用其积蓄的动能来帮助克服尖峰负载

而减少原动机的所需功率，同时使机械运转的周期性速度波动幅度控制在允许的范围內，动力机械、冲压机械等往往需要安装飞轮。

飞轮材料主要用铸铁 HT150~HT200，功率较大，速度较高时用 35~40 钢。其主要结构型式有以下几种。

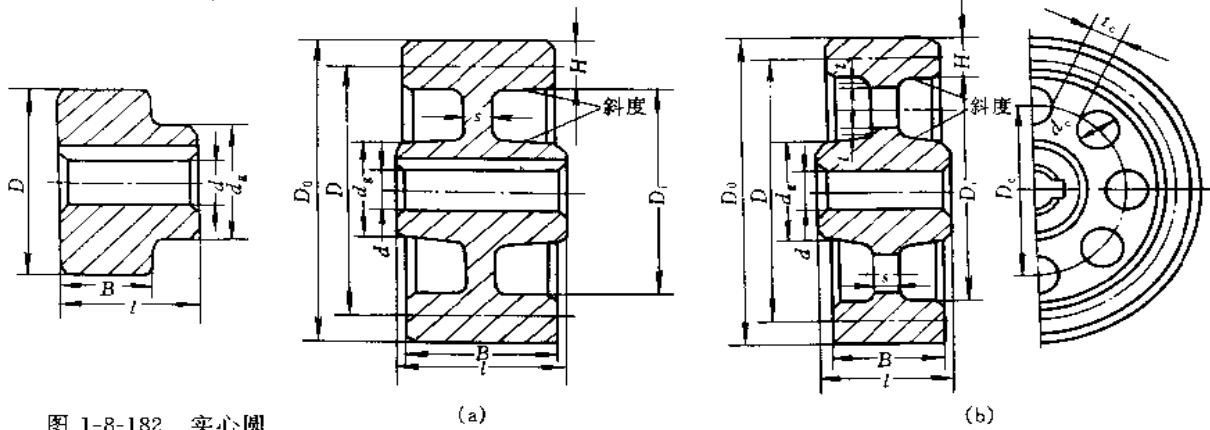


图 1-8-182 实心圆盘形飞轮

图 1-8-183 辐板式和孔板式飞轮

图 1-8-182 是用于较小尺寸的实心圆盘形飞轮，若  $D < 150 \sim 200 \text{mm}$  且  $D \leq (2.5 \sim 3)d$ ，设计飞轮尺寸时，先由机械动力学求出所需的飞轮转动惯量  $J$  ( $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ )，选定飞轮直径  $D$  (m)，一般  $D$  尽可能大些；按下式求出飞轮质量  $m$  (kg)： $m = 8J/D^2$ ；然后选定飞轮的材料，并按下式求出飞轮的宽度  $B$  (m)。  $B = 4m/\pi D^2 \gamma$ ，式中  $\gamma$  为飞轮材料的密度 ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )。

图 1-8-183 是用于中等尺寸 ( $D < 350 \sim 400 \text{mm}$ ) 的辐板式和孔板式飞轮。a 为辐板式飞轮，当轮缘到轮毂间的径向距离超过 50mm 时，可在辐板上开 4~6 个圆孔，如图 b 所示的孔板式飞轮。飞轮质量和宽度按下式计算 ( $m$  仅计算其轮缘部分)： $m = 4J/D^2$ ， $B = m/\pi D H \gamma$ ，式中  $D$  为飞轮的名义直径，指飞轮轮缘厚度  $H$  一半处的直径 (m)， $H$  为飞轮的轮缘厚度 (m)。

以上三种飞轮的轮毂直径  $d_s = (1.8 \sim 2)d$ ，轮毂长度  $l = (1.5 \sim 2)d$ 。

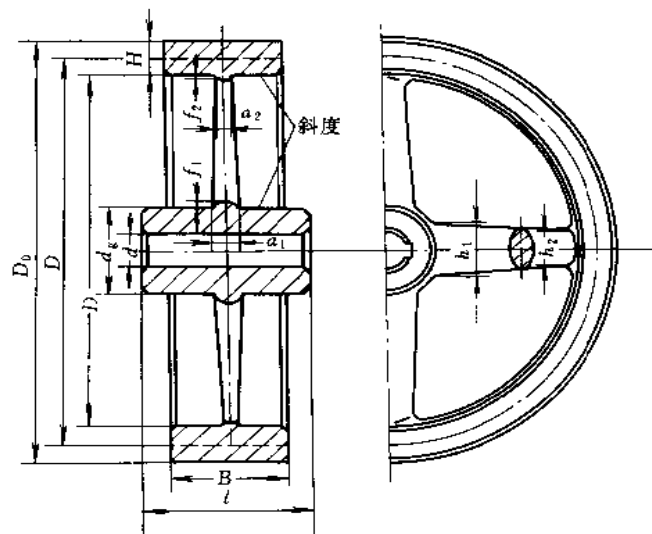


图 1-8-184 轮辐式飞轮

图 1-8-184 是用于大直径 ( $D > 400\text{mm}$ ) 时的轮辐式飞轮。常用的轮辐数为 4~6, 轮辐剖面一般为椭圆形。

飞轮的质量  $m$  和宽度  $B$  按下式计算 ( $m$  仅计算其轮缘部分)

$$m = 4J/D^2, \quad B = m/\pi DH\gamma$$

在选择飞轮直径  $D$  时需验算飞轮的切线速度  $v$ ,  $v$  不能超过许用值  $[v]$ 。

$$v = \pi Dn/60 \leq [v]$$

式中  $n$  —— 飞轮的转速, r/min;

$[v]$  —— 飞轮材料的许用线速度,  $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ , 铸铁  $[v] = 30 \sim 35 \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ , 钢  $[v] = 40 \sim 60 \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

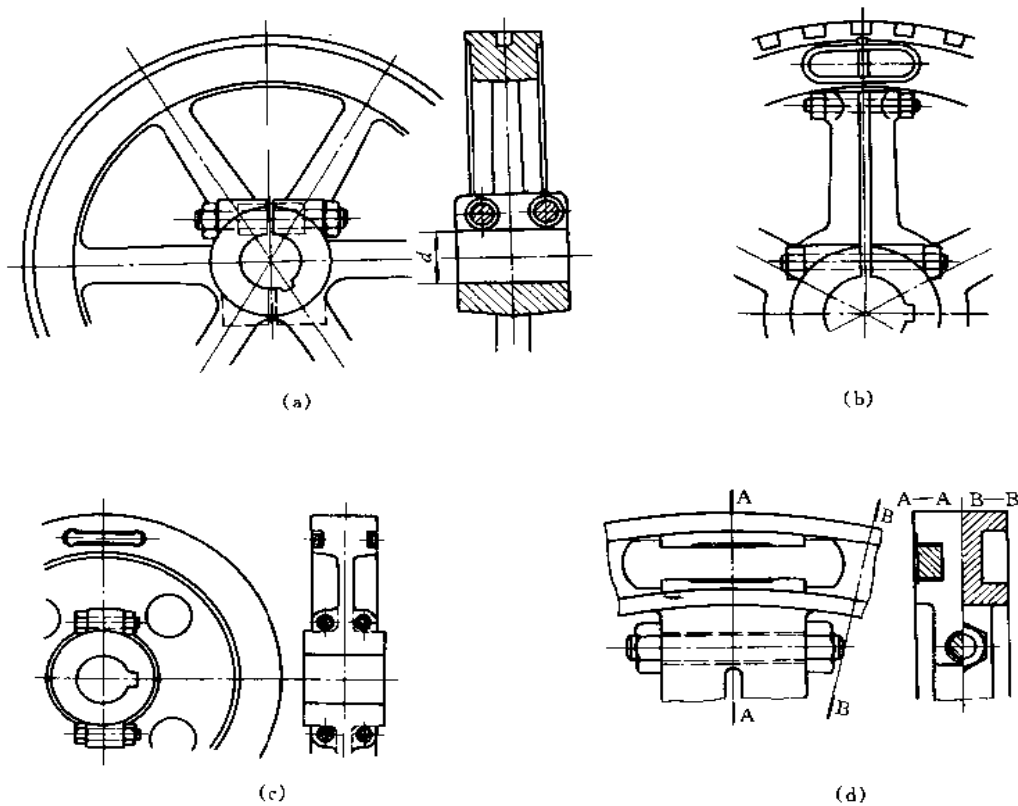


图 1-8-185 剖分装配式飞轮

(a) 轮毂分裂式 (虚线所示为轮毂完全剖分两半式); (b) 轮辐剖分式;

(c) 用冷缩锚链连接的孔板剖分式; (d) 轮缘为工字形的剖分式

图 1-8-185 所示  $D > 1000\text{mm}$  的特大型飞轮, 为了减少飞轮铸造时的冷缩应力, 常制成剖分装配式飞轮。图 a 型式的内径制成比飞轮轴直径小  $0.02 \sim 0.05\text{mm}$ , 装配时用一钢楔打入轮毂的剖分槽内, 装配后用螺栓夹紧。图 b 型式比图 a 型式连接强度高。

## 9.2 飞轮举例

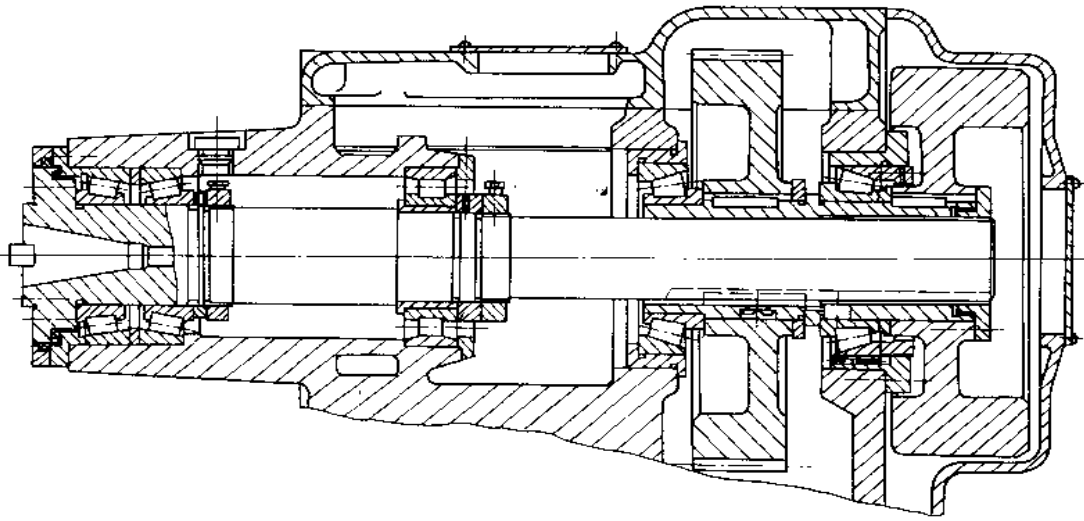


图 1-8-186 铣削主轴结构  
后端装有飞轮，使主轴工作平稳

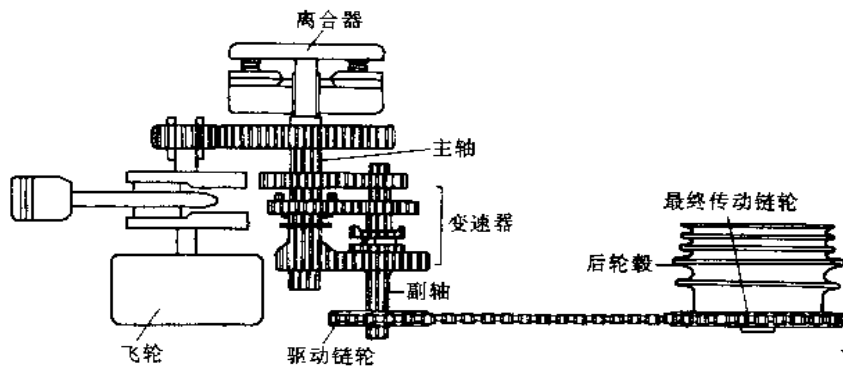


图 1-8-187 飞轮在摩托车上的应用

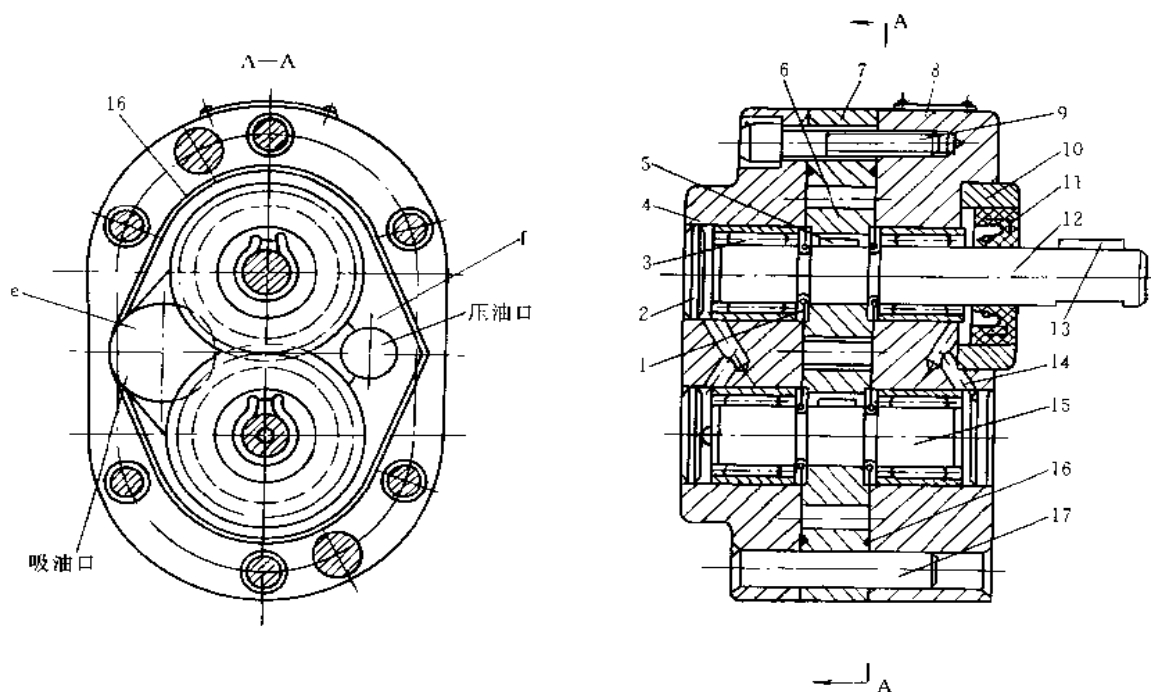
## 第9章 液压（力）、气动传动元件

### 1 液 压 泵

液压泵是能量转换装置。它将电动机输入的机械能转变为液压能，向执行机构提供压力油，在液压系统中称为动力源。液压泵按压力分类，有高、中、低三种系列；按结构不同，又有齿轮泵、叶片泵、轴向柱塞泵、径向柱塞泵、螺杆泵、摆线式液压泵等。

#### 1.1 齿 轮 泵

##### CB-B 型齿轮泵



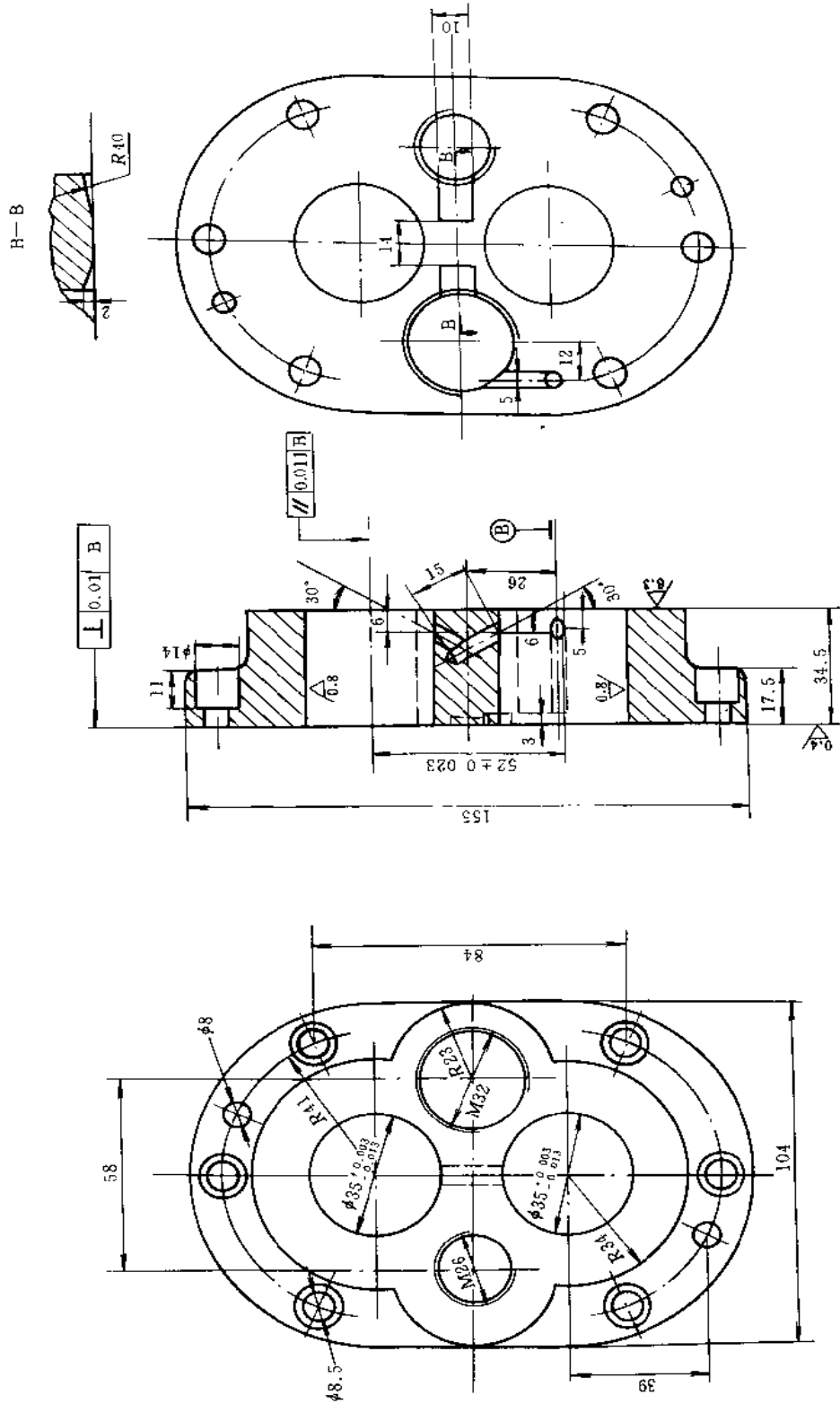
额定压力为 2.5MPa；流量为 2.5~125L/min

图 1-9-1 外啮合齿轮泵结构

1—弹簧挡圈；2—压盖；3—滚针轴承；4—后盖；5—键；6—齿轮；7—泵体；8—前盖；9—螺钉；10—密封座；11—密封环；12—长轴；13—键；14—泄漏通道；15—短轴；16—卸荷沟；17—圆柱销

该泵主要由一对齿数和模数相同的齿轮、传动轴、轴承、泵体和前、后端盖组成，如图 1-9-1 所示。齿轮副的啮合点将齿轮、前后端盖和泵体形成的空间分隔成 e 腔和 f 腔。当电动机带动齿轮转动时，轮齿脱离啮合侧，由于密封容积增大形成局部真空，油箱内的油就在大

其余  $\nabla$



技术要求:

1. 未注明铸造圆角  $R4 \sim R6$
  2. 未注明倒角  $0.3 \times 45^\circ$
  3. 按 NI0012 的 12、13 的铸造要求铸造
- 材料: QT400-18

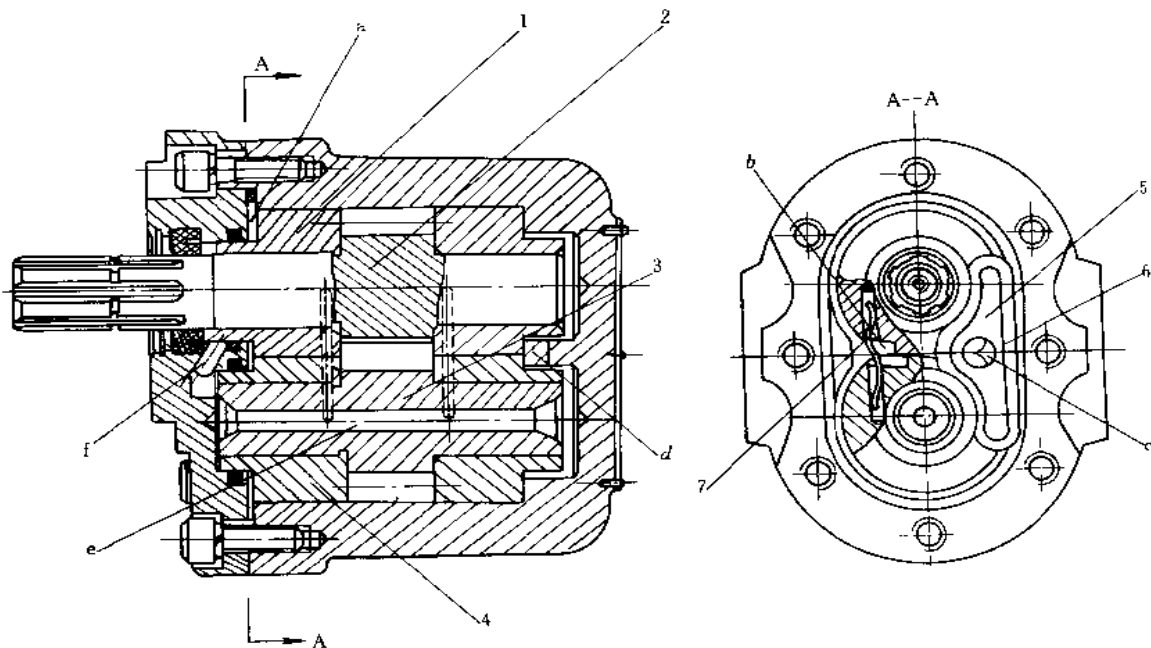
图 1-9-2 后泵盖



气压力作用下进入泵体内，完成吸油，e腔即为吸油腔；齿轮转动将充满齿凹空间的油带到f腔，由于轮齿进入啮合使f腔容积减小，油液受到挤压作用被排出，f腔则为压油腔。

齿轮泵工作时，齿轮及轴和轴承都受不平衡的径向力。因受力不同，从动齿轮轴承比主动齿轮轴承更易损坏。另外，泵盖直接与齿轮端面接触，易磨损，使轴向间隙增大造成泄漏。此时，需打开齿轮泵，将泵盖磨平后再安装才能重新工作。泵盖零件见图1-9-2。

### CB-E 型齿轮泵



额定压力为 10MPa；最大工作压力为 13.5MPa

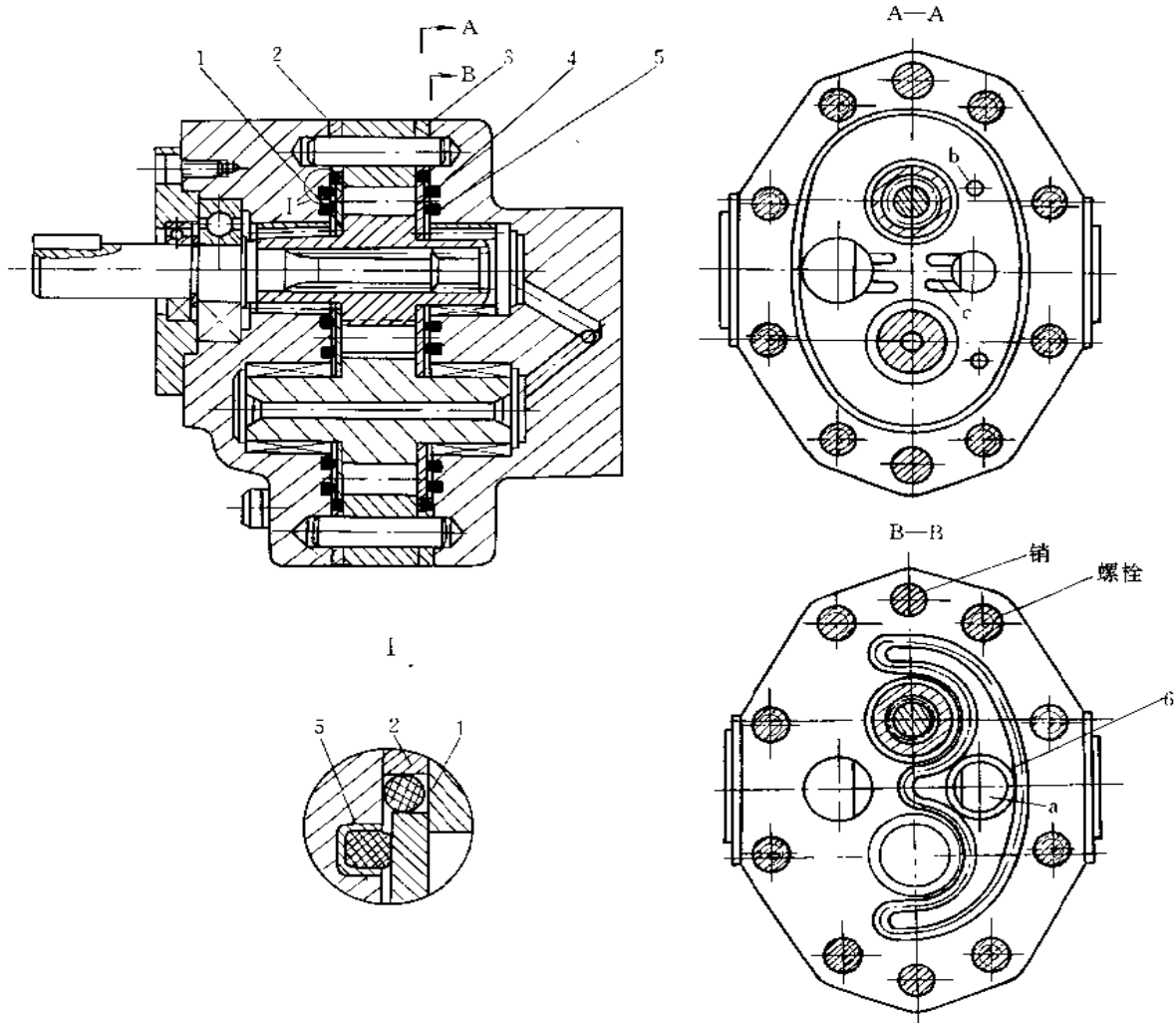
图 1-9-3 CB-E 型中高压齿轮泵

1、4—浮动轴套；2—主动齿轮；3—从动齿轮；5—垫片；6—O 形密封圈；7—弹簧钢丝

如图 1-9-3 所示，这种齿轮泵在结构上采用浮动轴套，以实现液压补偿，使轴向间隙保持在最佳范围内。

压力油经 b 槽引到浮动轴套的外侧 a 腔，使轴套与齿轮端面贴近，保持合理的轴向间隙。为使轴套两侧所受液压力合力方向共线，在轴套外侧吸油腔对应位置放一垫片 5，并用 O 形圈密封。浮动轴套和壳体均采用铝合金材料，重量轻、耐磨损、结构紧凑。由于采用滑动轴承，故对油的污染较为敏感。

## CB-F 型齿轮泵

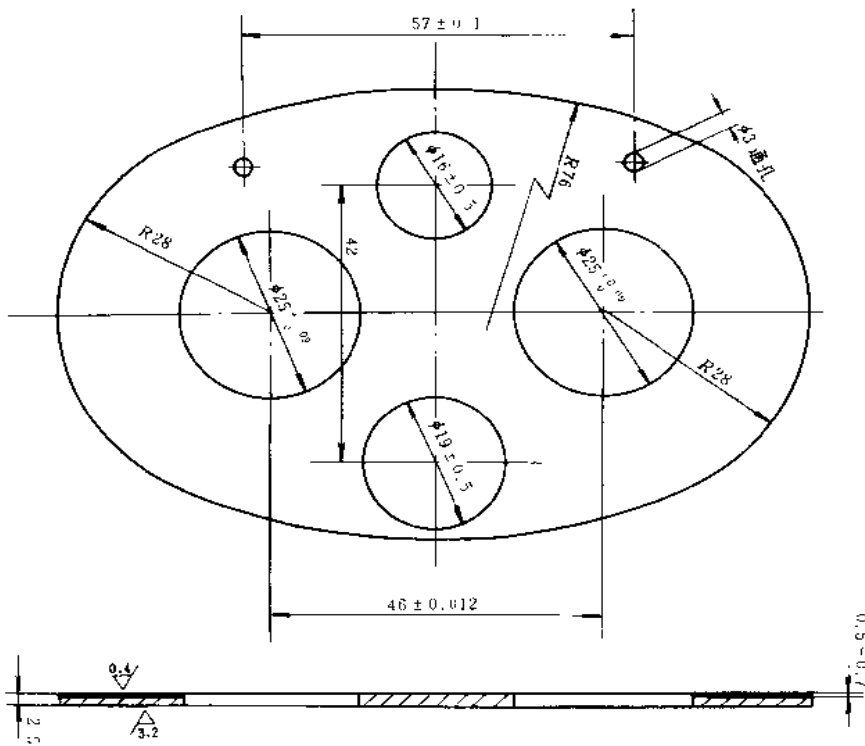


额定压力为 14MPa；最高工作压力为 17.5MPa

图 1-9-4 CB-F 型齿轮泵

1、4—弹性侧板；2、3—垫板；5—弓形密封圈；6—销；  
a—压力油口；b—与压油腔相通的小孔；c—卸荷槽

如图 1-9-4 所示。在泵的齿轮两侧各有一块弹性侧板（见图 1-9-5），靠液压力使侧板变形与齿轮端面贴紧，补偿轴向间隙。为了耐磨，侧板贴齿轮端面的表面烧结一层磷青铜，厚度为 0.5~0.7mm。在泵盖对应压油腔一侧上开有弓形槽，槽内装有 O 形密封圈，侧板上开有小孔，将压力油引入到弓形槽内。由于垫板比侧板厚 0.2mm，所以弓形槽内的压力油对侧板有作用力，该力使侧板弹性变形，从而保持合理的轴向间隙，使泄漏减至最小。



**技术要求:**

1. 烧结磷青铜厚度 0.5~0.7mm
  2. 去毛刺留棱角
- 材料: 20

图 1-9-5 CB-F 泵的弹性侧板

**GXP 型齿轮泵**

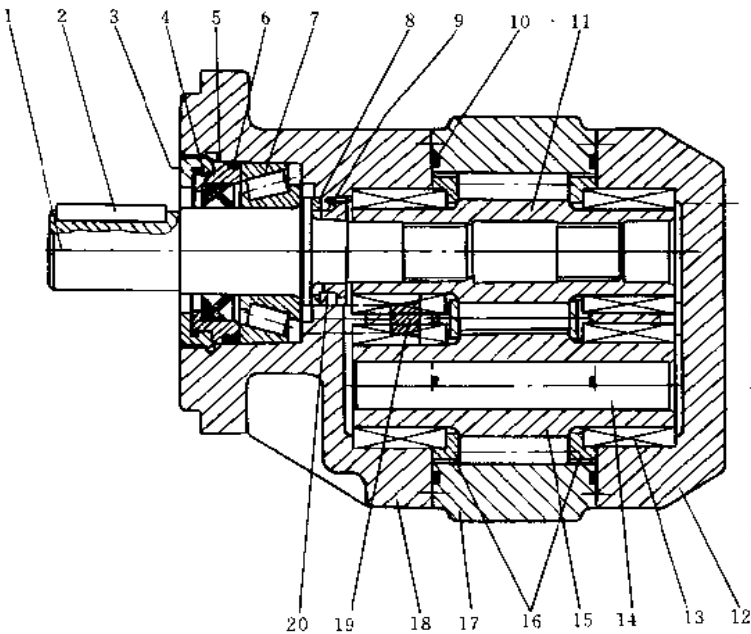


图 1-9-6 GXP 型齿轮泵

- 1—传动轴; 2—键; 3—挡环; 4—油封; 5—隔套;  
 6、10—O 形密封圈; 7—滚柱轴承; 8—垫片; 9—  
 螺钉; 11—主动齿轮; 12—后泵盖; 13—滚针轴  
 承; 14—从动齿轮轴心孔; 15—从动齿轮; 16—  
 侧板; 17—泵体; 18—泵盖; 19—六角孔塞;  
 20—轴套

最高工作压力为 25MPa; 额定压力 (一般)  
 为 21MPa; 流量有多种

图 1-9-6 所示结构形式与 CB-F 型基本相同, 侧板的作用也是用来消除齿轮端面的轴向间隙。壳体用高强度铸铁制成。

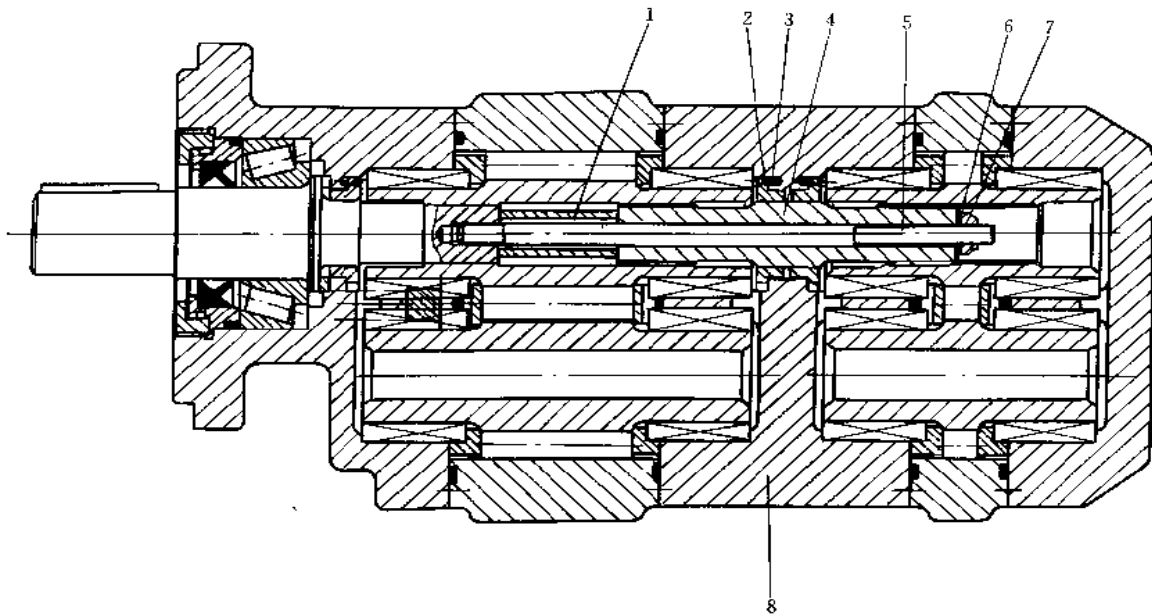


图 1-9-7 二级串接齿轮泵

1—传动轴隔套;2—轴套;3—螺钉;4—连接花键轴;5—连接螺杆;6—垫片;7—锁紧螺母;8—连接泵体

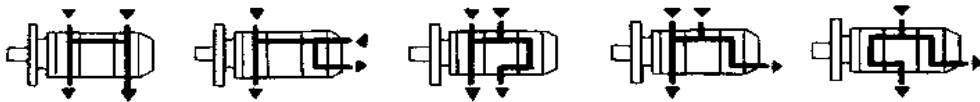


图 1-9-8 二级串联齿轮泵油流示意图

目前国外在建筑、化工、船舶设备上大流量的液压站中,将 2~3 个 GXP 型齿轮泵串联起来使用(如图 1-9-7~图 1-9-9),充分发挥齿轮泵结构简单、自吸性能好、抗污染能力强、价格便宜的优点。

图 1-9-7、图 1-9-9 为 GXP 型齿轮泵二级和三级串联的结构图。二级串联时,要加一个连接泵体和连接花键轴。二个齿轮泵排量不同,但齿轮的模数、齿数相同,仅齿轮宽度不同,因此泵盖的互换性好。油泵进、排油口位置可以靠改变泵体轴向配置来改变,也可以通过改变后泵盖的形式来改变。二级串联齿轮泵油流如图 1-9-8 所示。

在多泵串联时,图 1-9-6 中序号 19 的六角孔塞,只在首级泵需要,如图 1-9-7,而其他级泵均要取出,使泵体内排油腔串通。

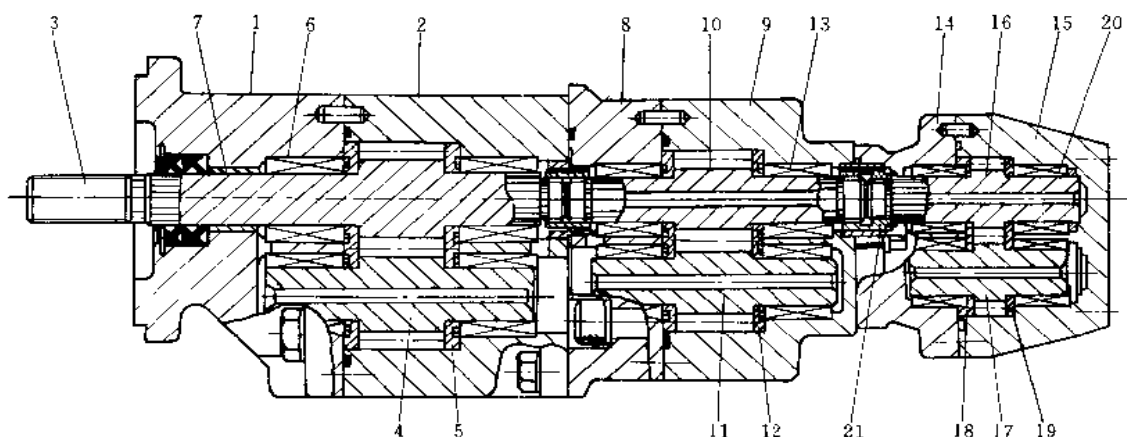


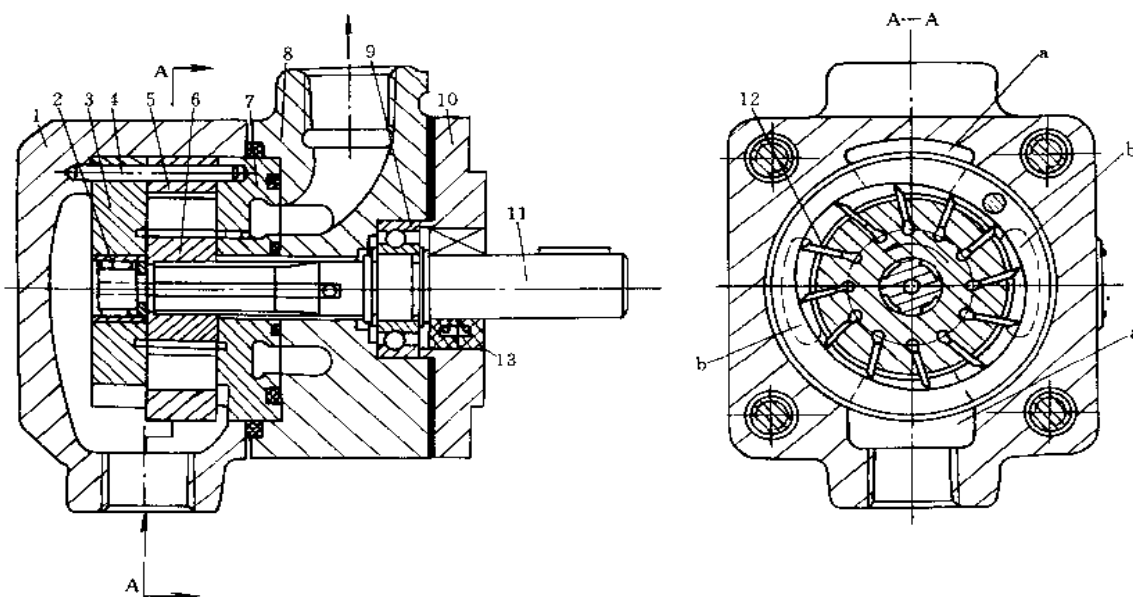
图 1-9-9 三级串联齿轮泵

1—首级泵盖；2—首级泵体；3—首级泵轴；4—首级从动齿轮；5—侧板；6、13、20—滚针轴承；7—轴套；8—二级泵盖；9—二级泵体；10—二级主动齿轮；11—二级从动齿轮；12—二级泵侧板；14—末级泵盖；15—末级泵体；16—末级；17—末级泵从动齿轮；18—O形密封圈；19—末级泵侧板；21—花键套

## 1.2 叶片泵

叶片泵分双作用式和单作用式两种。双作用式叶片泵为定量叶片泵；单作用式叶片泵因为可以改变流量，又称为变量叶片泵。

### YB 型双作用叶片泵



额定压力为 6.3MPa；流量有多种

图 1-9-10 YB 型双作用叶片泵

1—泵体；2—滚针轴承；3—侧板；4—定位销；5—定子；6—转子；7—配油盘；8—泵盖；9—轴承；10—法兰；11—传动轴；12—叶片；13—密封圈；a—吸油窗口；b—压油窗口

YB 型叶片泵是中压系列泵，定子内表面由四条圆弧曲线和四条等加速、等减速曲线组成。配油盘对称开有两个进油窗口和两个排油窗口。插在转子径向槽中的叶片随转子转动，当叶片被甩出后，与定子内表面抵紧。相邻叶片之间组成的每个密封容腔在转子转动一周过程中，容积增大和减小各两次，完成吸、排油各两次，称为双作用叶片泵。

工作中，转子所受的径向力是平衡的。转子运转平稳，噪音小。叶片槽内通压力油，从而使叶片与定子内表面抵紧，减少了泄漏。叶片采用高速钢制造，强度高、厚度薄。为保证叶片在沿叶片槽径向运动时不易折断，叶片槽朝转子旋转方向前倾一个角度。由于叶片与叶片槽之间间隙很小，故对油液污染比较敏感，对工作环境要求苛刻。但是由于瞬时流量均匀，噪音低，运转较平稳，应用仍比较广泛。

### YBN 型变量叶片泵

变量叶片泵属于单作用叶片泵。与双作用式不同的是，该泵的定子内表面呈圆形，与转子有一个偏心距，使得定子内表面与转子之间被叶片分隔的空间随转子转动时容积发生变化。配油盘对称开有一个进油窗口和一个排油窗口，因而转子转一圈只能吸、排油各一次。

YBN 型变量叶片泵按变量形式又分为内反馈限压式变量叶片泵和外反馈限压式变量叶片泵两种。

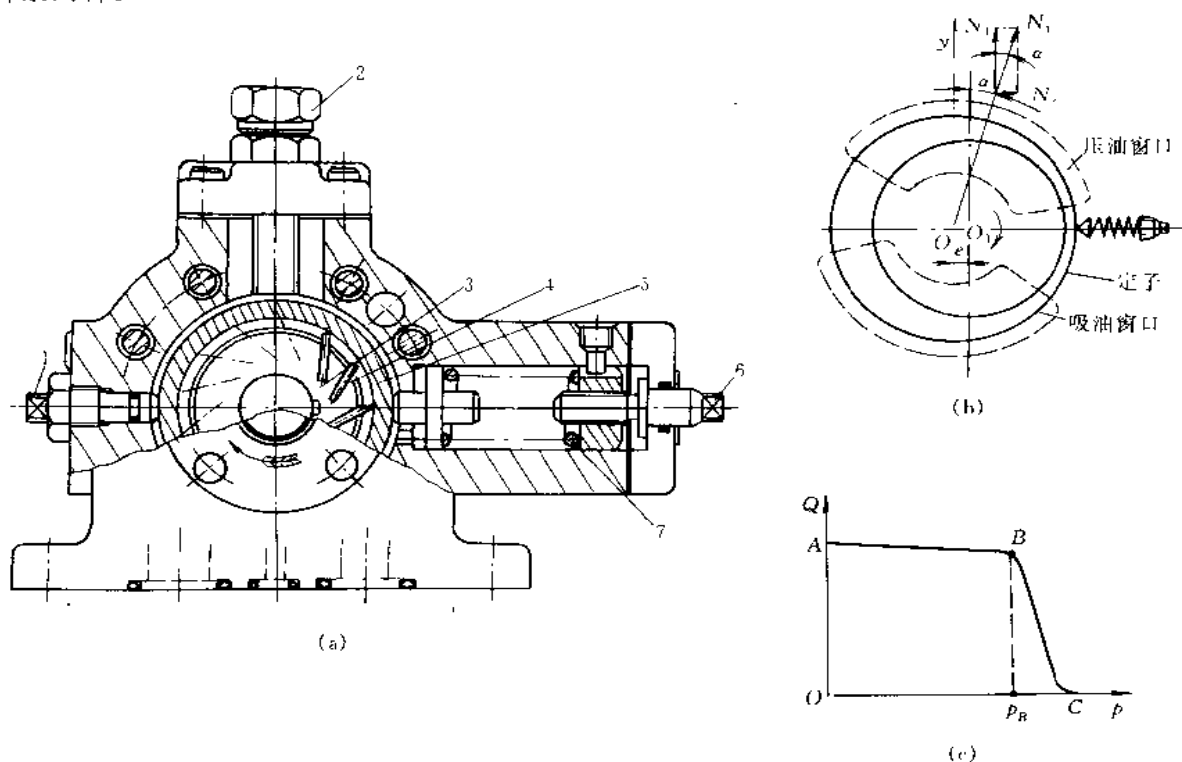


图 1-9-11 内反馈限压式变量叶片泵

(a) 结构图；(b) 工作原理图；(c) 流量特性曲线

1—流量调节螺钉；2—噪声调节螺钉；3—转子；4—叶片；5—定子；6—压力调节螺钉；7—调压弹簧

图 1-9-11 为内反馈限压式变量叶片泵。流量调节螺钉可调节偏心距，从而调定油泵的最大流量。弹簧 7 使定子与流量调节螺钉抵紧。配油盘在安装时使排油窗口向弹簧一侧偏转一个  $\alpha$  角度，这样作用在定子内表面排油区的液压力合力  $N_1$  就向弹簧一侧偏转一个角度。当该合力的水平分力  $N_2$  大于弹簧力时，定子被移动，压缩弹簧使偏心距减小，流量也减小。 $N_2$  决定于定子在排油腔的面积和工作压力，这个工作压力称为限定压力。油泵达到这个压力才能使定子克服弹簧力移动，改变流量，调节弹簧力就可以改变这个限定压力。工作原理见图 1-9-11b, c 为流量特性曲线，其中  $p_B$  为限定压力。

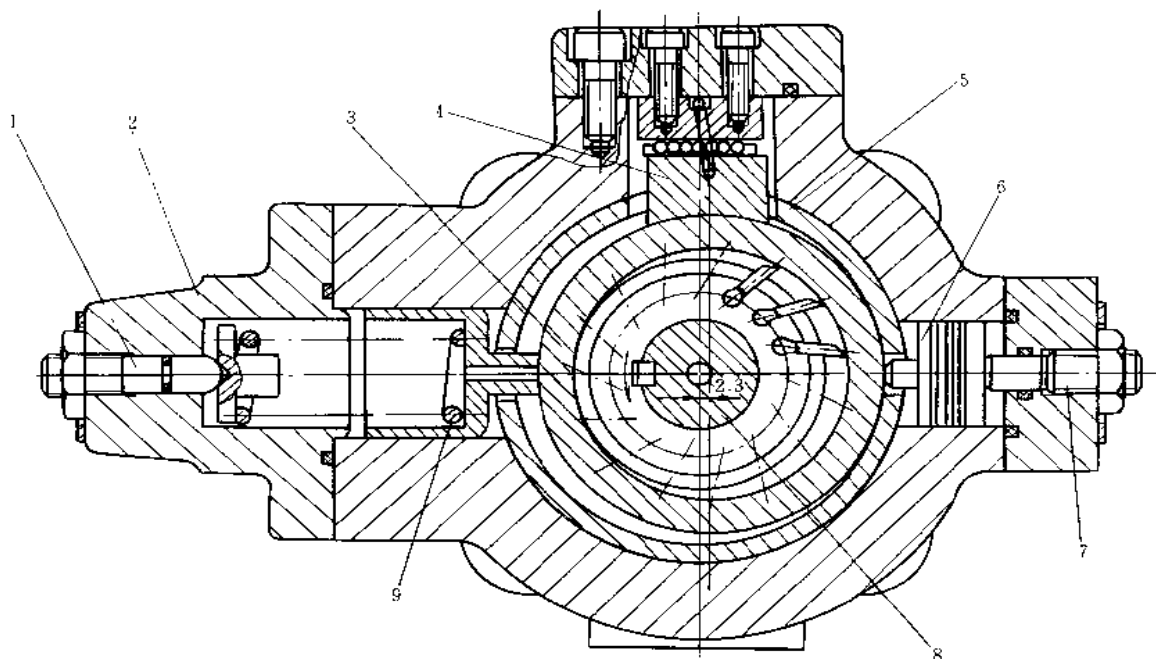


图 1-9-12 外反馈限压式变量叶片泵

1—调节螺钉；2 泵盖；3 定子；4 支承滑块；5—衬套；6—柱塞；7—偏心距调节螺栓；8—转子；9—调压弹簧

图 1-9-12 为外反馈限压式变量叶片泵。与内反馈式变量叶片泵不同的是，偏心距的改变是依靠设置在泵体右侧的控制柱塞来完成的，向柱塞缸内引入控制油，作用于柱塞端面的液压力大于左侧的弹簧力时，定子被推向左移，减小偏心距。另一特点是增加了一个衬套 5，便于控制转子与配油盘之间的间隙，也减小了泵体加工的困难。定子的上端面支承滑块上加了滚针轴承，使定子移动更灵活，提高了变量的灵敏性。

限压式变量叶片泵常与调速阀组成容积节流调速回路，应用于机床液压系统中。

### Y2B 型双级叶片泵

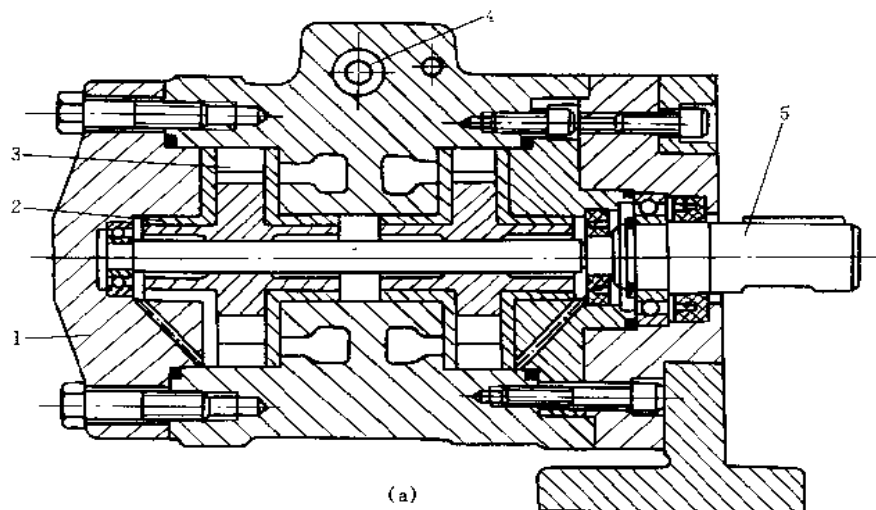


图 1-9-13 Y2B 型双级叶片泵 (a)

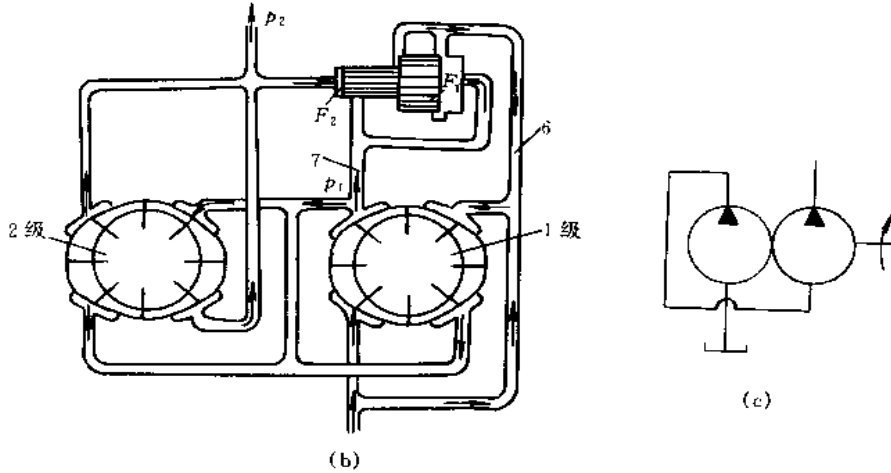


图 1-9-13 Y2B 型双级叶片泵 (b)、(c)

(a) 结构图; (b) 工作原理图; (c) 图形符号

1—泵盖; 2—配油盘; 3—叶片; 4—平衡阀; 5—传动轴; 6、7—孔道

图 1-9-13 为双级叶片泵, 它是由两个单级双作用叶片泵油路串联组成。它们装在一个壳体内, 由一个传动轴驱动。双级叶片泵可得到 14MPa 的工作压力。其工作原理是: 一级泵排出的流量进入二级泵加压后, 从二级泵排油口输出。串联的两个泵流量必须相同, 如果不同会造成在二泵之间出现吸空现象和压力增高现象, 解决办法是在泵体内安装平衡阀。平衡阀的作用是: 当一级泵流量大于二级泵流量时, 平衡阀阀芯大端面所受液压力大于小端面所受液压力而向左移动。多余油液从孔道 6 又回到一级泵吸油口。当一级泵流量小于二级泵流量时, 平衡阀阀芯右移, 二级泵排油经平衡阀通过孔道 7 与二级泵吸油腔相通, 给二级泵补油。

### 双联叶片泵

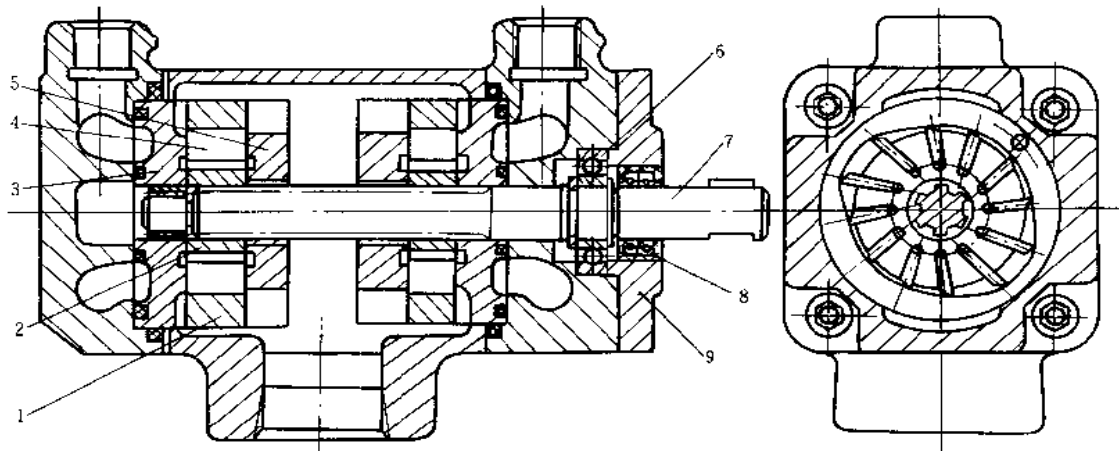


图 1-9-14 双联叶片泵

1—定子; 2—转子; 3—配油盘; 4—叶片; 5—侧板; 6—轴承; 7—传动轴; 8—油封; 9—法兰

图 1-9-14 为双联叶片泵, 它也是由两个油路上并联的单级双作用叶片泵组成的。它们装在一个泵体内, 由一根轴传动, 从而只增加流量而不增加泵的径向尺寸。



## 带定值减压阀的叶片泵

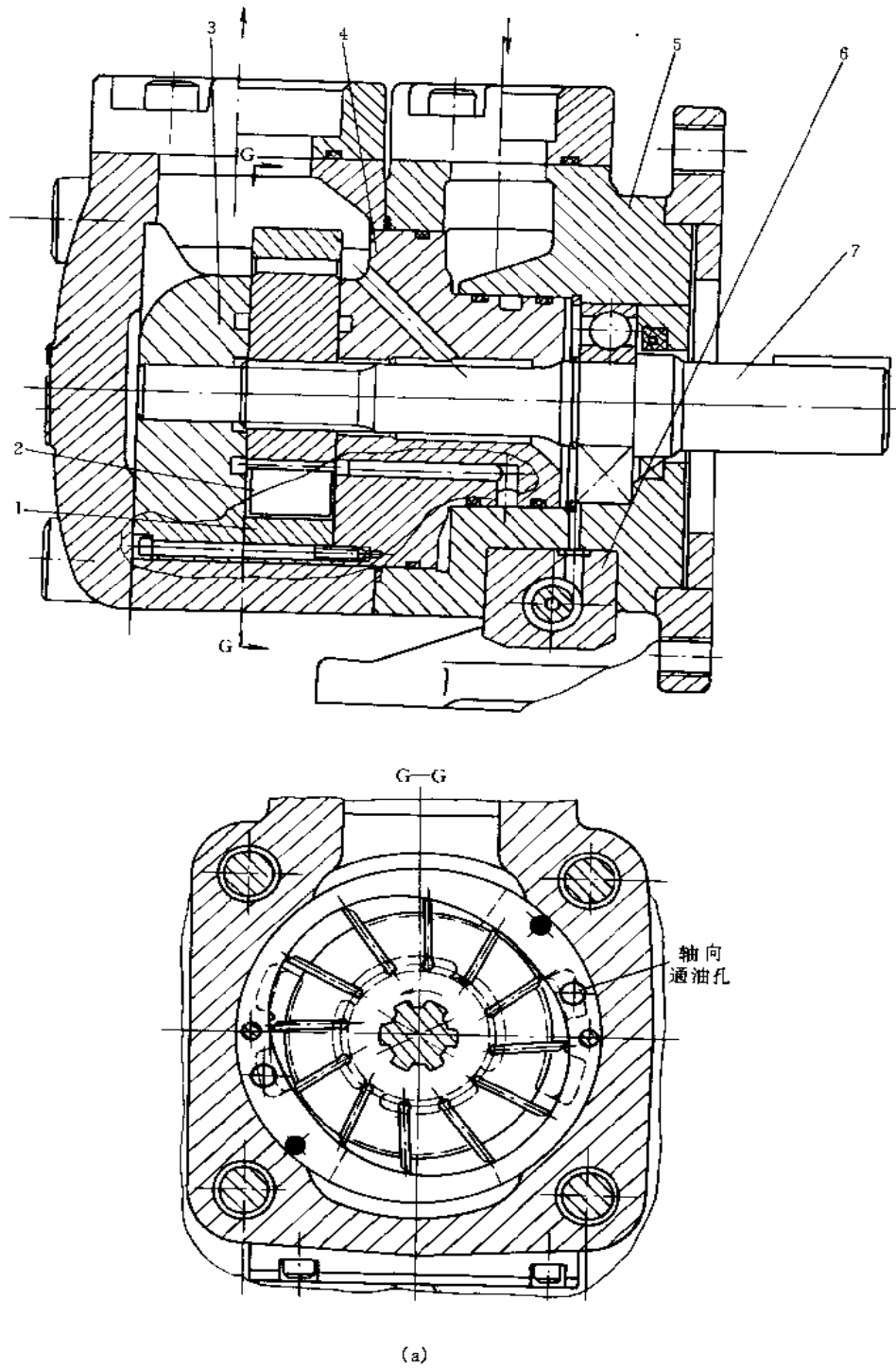


图 1-9-15 带定值减压阀的叶片泵 (a)

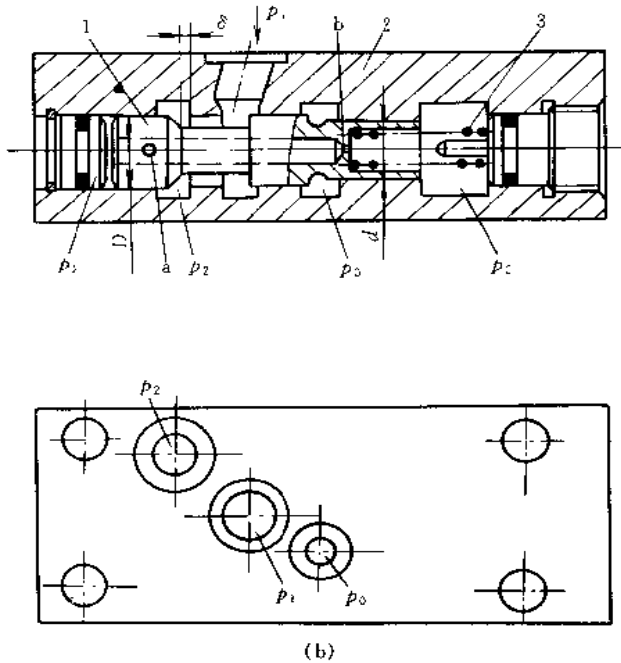


图 1-9-15 带定值减压阀的叶片泵 (b)

(a) 带定值减压阀的叶片泵结构图

1—定子；2—叶片；3—侧板；4—配油盘；5—前泵盖；6—减压阀；7—传动轴

(b) 定值输出减压阀

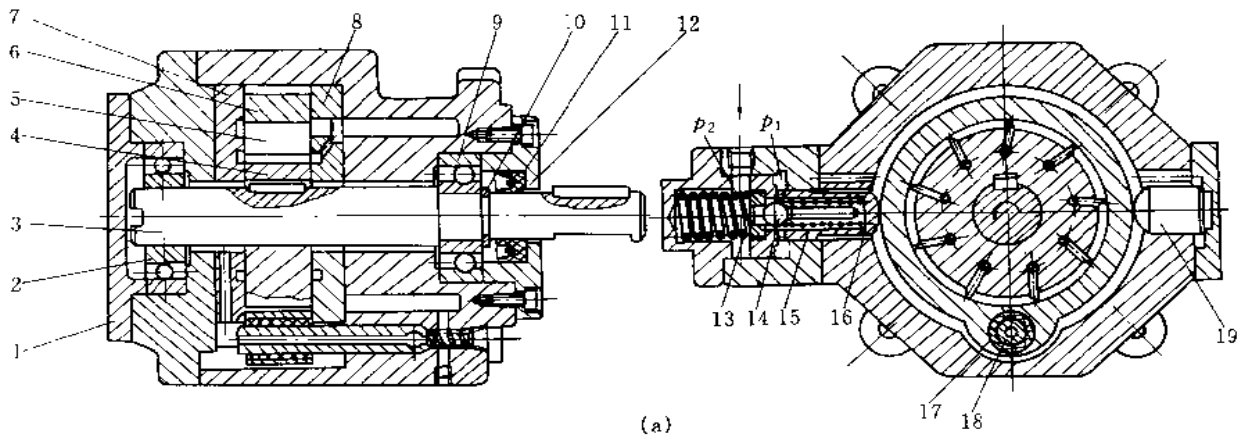
1—阀芯；2—阀体；3—弹簧

位置平衡为止。阀芯的调节作用，使  $p_2$  恒定，不受负载影响。 $p_2$  的大小可以通过调节弹簧力来改变。叶片槽底通恒定压力的油，使叶片与定子的抵紧力均匀，减缓定子内表面与叶片顶端的磨损，密封性也好，故液压泵压力可提高。

图 1-9-15a 是带定值输出减压阀的高压叶片泵。该泵除了采用浮动侧板以外，主要是采用了—个定值减压阀 6，向位于吸油腔的叶片槽底供应压力恒定的压力油。

图 b 为定值减压阀结构，减压阀有三个油口，压力分别为  $p_1$ 、 $p_2$ 、 $p_0$ ， $p_2$  压力油通叶片槽底部， $p_0$  为油泵吸油腔压力。进口压力为  $p_1$  的油经减压缝隙后受到节流作用，其压力降为  $p_2$ ，并经孔 a 及中心孔流到减压阀阀芯的左端，再经阻尼孔流到阀芯右端，分别作用于阀芯两端。当液压泵工作压力  $p_1$  受负载影响减小时， $p_2$  也减小，则弹簧力推动阀芯左移，使减压阀缝隙增大，减压作用减小，使  $p_2$  上升到使阀芯在新的位置平衡为止。当  $p_1$  上升时， $p_2$  也上升。液压力大于弹簧力使阀芯向右移，结果使减压缝隙减小，减压作用增强， $p_2$  减小到阀芯又在新位置平衡为止。

### YBQ 型稳流量式变量叶片泵



(a)

稳流量式叶片泵主体部分结构与 YBN 型基本相同, 只是变量机构不同。一般油泵在工作时, 随压力升高泄漏将会增加, 从而使流量减小。该油泵能随压力升高自动增加偏心距, 使流量增加, 补充泄漏部分, 从而得到稳定的流量。

工作原理如图 1-9-16b, 从结构上看与 YBN 型内反馈变量泵相似。配油盘的压油窗口向弹簧侧偏转一个角度, 使定子压油腔所受的液压力合力向弹簧侧偏移, 产生一个  $p_x$  水平分力。在油泵排油孔安装一个节流阀, 该阀前后孔道与活塞两腔相通。若合理设计活塞大、小端直径, 使

$$p_1 \frac{\pi d^2}{4} = p_2, \text{ 则活塞受力可看成 } \Delta p \frac{\pi D^2}{4} = p_1.$$

其中:  $\Delta p = p_1 - p_2$ ,  $p_1$  为弹簧力,  $D, d$  分别为活塞大、小端直径。当负载增加时, 压力升高, 泄漏随之增加, 又使压力降低 ( $\Delta p$  下降), 则弹簧力推定子向右移动, 使偏心距增大, 流量升高, 随之压力也回升, 变量活塞又维持新的平衡, 从而使流量保持恒定。安全阀 3 的作用是防止油泵过载。

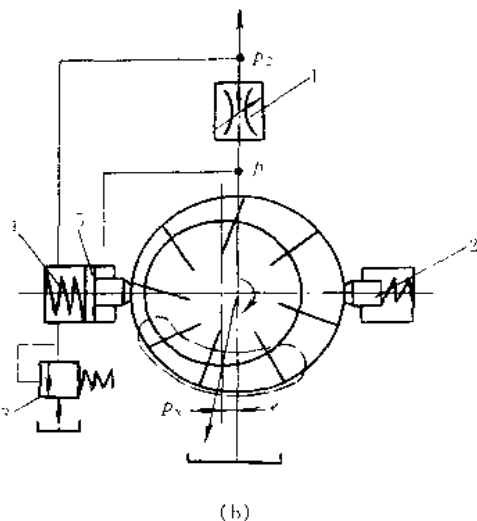


图 1-9-16 YBQ 型稳流量式变量叶片泵  
(a) 结构图: 1 侧端盖; 2 轴承; 3 传动轴; 4 转子; 5 叶片; 6 定子; 7、8 配油盘; 9 轴承; 10 轴用卡环; 11 轴封; 12 前压盖; 13 弹簧; 14 球形阀芯; 15 变量活塞; 16 泄油孔; 17 橡胶套; 18 销轴; 19 柱塞  
(b) 工作原理图: 1 节流阀; 2 柱塞; 3 安全阀; 4 弹簧; 5 活塞

### 叶片泵串联

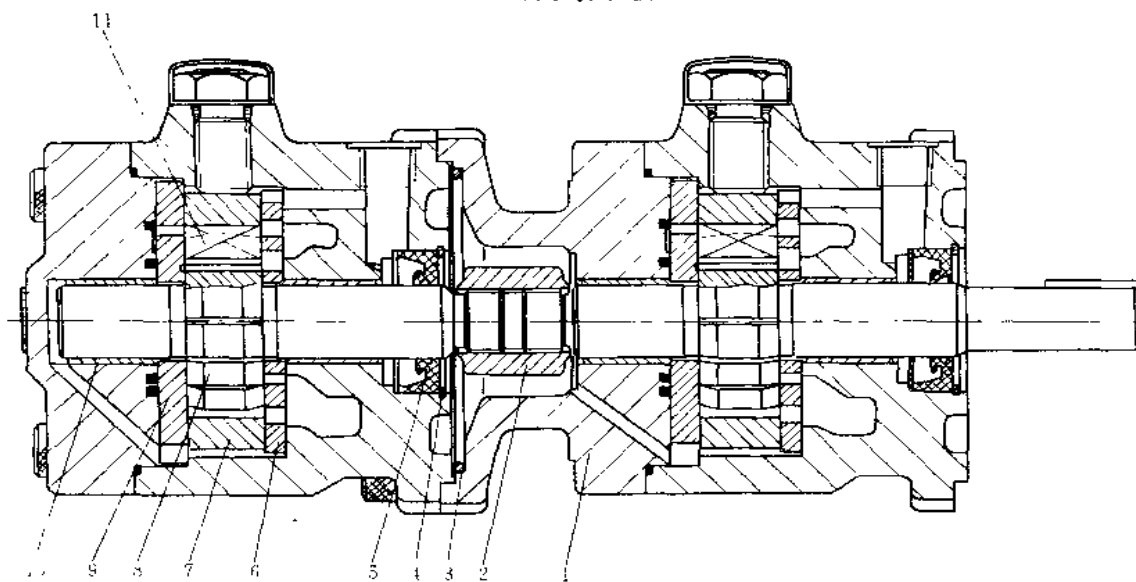


图 1-9-17 两个叶片泵的串联

1—连接壳体; 2—花键连接轴; 3—O形密封圈; 4—孔用卡环; 5—油封; 6—配油盘; 7—定子; 8—转子; 9—侧板; 10—轴套; 11—叶片

图 1-9-17 与齿轮泵的串联相同, 也可以将两个叶片泵用花键接轴连接起来, 用一个电动机驱动。采用专用的联接壳体实现油泵的集成安装, 具有减少安装支架、占地少、便于更换等优点。

### PV<sub>2</sub>R 型中高压叶片泵

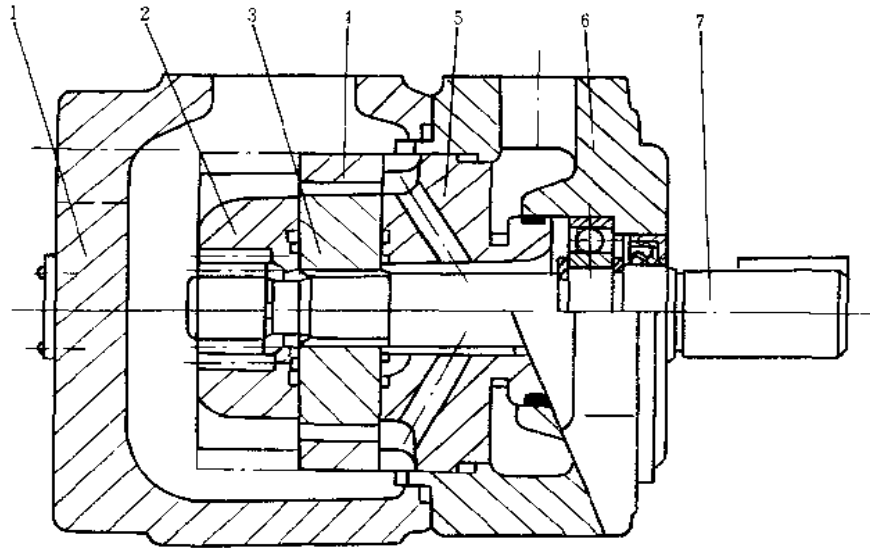


图 1-9-18 PV<sub>2</sub>R 型中高压叶片泵 (阜新液压件厂生产)

1 左泵体; 2 左配油泵; 3—转子; 4—定子; 5—右配油泵; 6—右泵体; 7—轴

图 1-9-18 为 PV<sub>2</sub>R 型中高压叶片泵, 额定压力为 16MPa。结构与 YB 叶片泵大致相同, 仍为单一叶片, 其特点是对其叶片进行了大幅度减薄, 叶片最大厚度为 1.6mm, 同时提高了定子强度等, 使泵的压力得到提高; 定子过渡曲线为高次曲线, 因而泵的噪声低, 因此, 又称高压低噪声叶片泵。

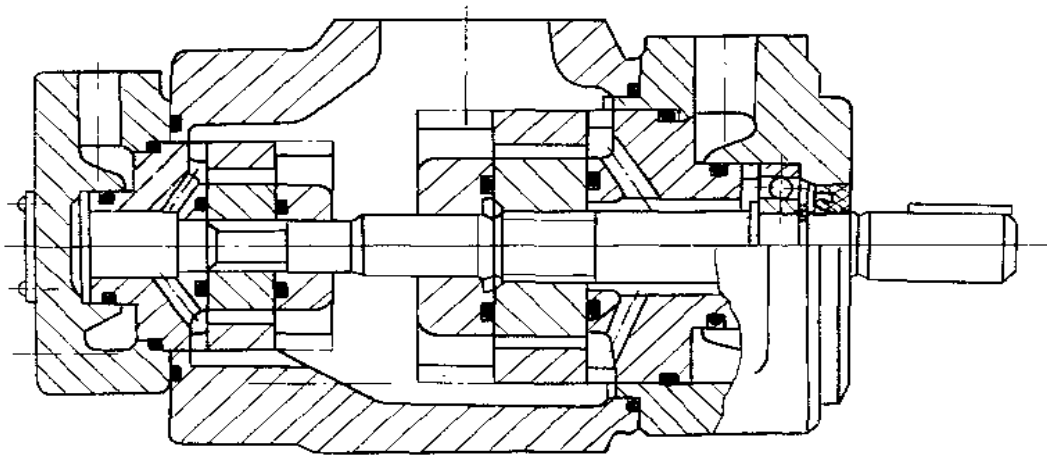


图 1-9-19 PV<sub>2</sub>R 型双联叶片泵

PV<sub>2</sub>R 可由单级泵组成双联泵, 和前面所述的双联泵相同, 仍分前泵及后泵, 如图 1-9-19 所示。

柱销式叶片泵

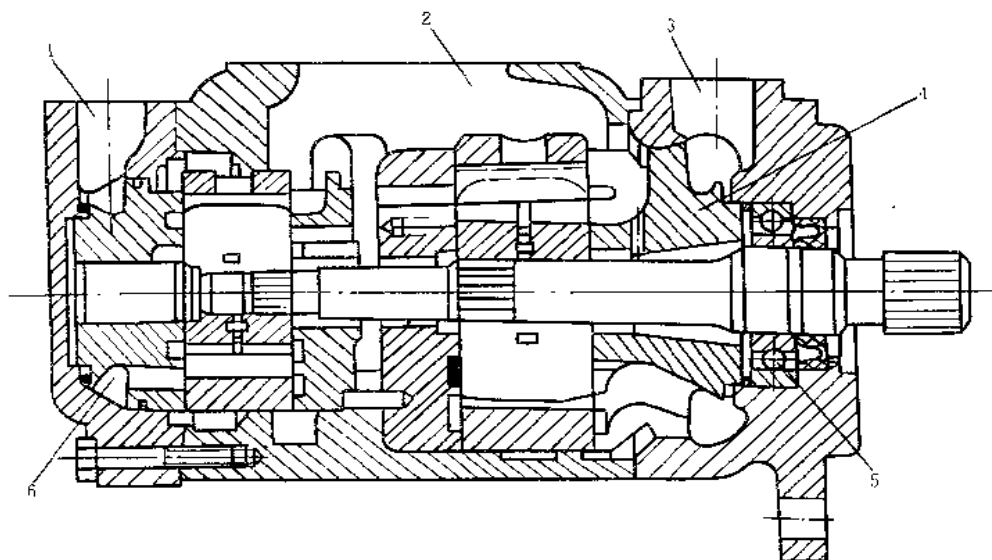


图 1-9-20 柱销叶片泵（榆次液压件厂生产）

排量为 16.5~150mL/r；额定压力为 21~30MPa

1—出油口；2—进油口；3—轴端出油口；4—前配油盘；5—深沟球轴承；6—组合芯子

图 1-9-20 所示 PFE 柱销式叶片泵的结构与 YB 叶片泵大致相同，其特点是：为了减少吸油腔处作用在定子的力，在叶片下面，装一个小柱销，压力油始终通过柱销底部，将叶片推向定子，而叶片顶部与两侧有圆弧槽与底部沟相通，叶片受力基本平衡，由于柱销直径很小，作用在定子上的力也就很小，故 PFE 泵的工作压力高。有单泵（PFE）和双联泵（PFED）。

该系列泵为插装式。机芯设计进一步降低了压力、流量脉动及噪声。前后侧板结构相同，具有对称的沟槽，且都采用液压平衡，保证了一致的变形和补偿，从而获得更高的容积效率。叶片及柱销根部供油系统的设计，使叶片与定子间接触良好，并使流量损失为最小。高精度加工和材料的合理选择又保证了好的寿命指标。安装连接符合 ISO/SAE 标准，可广泛应用于机床、压力压铸机械、工程机械、冶金、矿山、轻工、化工、农业机械及各类液压系统。

另有 PFE- $\circ$  系列是在 PFE 系列的基础上发展的中高压（额定压力为 10MPa）系列产品，并使双联泵排量、压力组合更加完善，且仍保持 PFE 系列的安装连接及外形尺寸。

### 1.3 轴向柱塞泵

#### 1.3.1 斜盘式轴向柱塞泵

该泵是一种高压系列泵，额定工作压力为 32MPa，排量在 10~250mL/r 间分五种规格。由于采用非对称结构的配油盘，所以不能正反方向转。做液压马达使用时，为适应正反方向转动，要更换成对称结构的配油盘。

按流量可分定量泵和变量泵，按变量形式：有手动、液动、电动、手动伺服、恒功率、恒压变量泵。

## 定量斜盘式轴向柱塞泵 (MCY14-1 型)

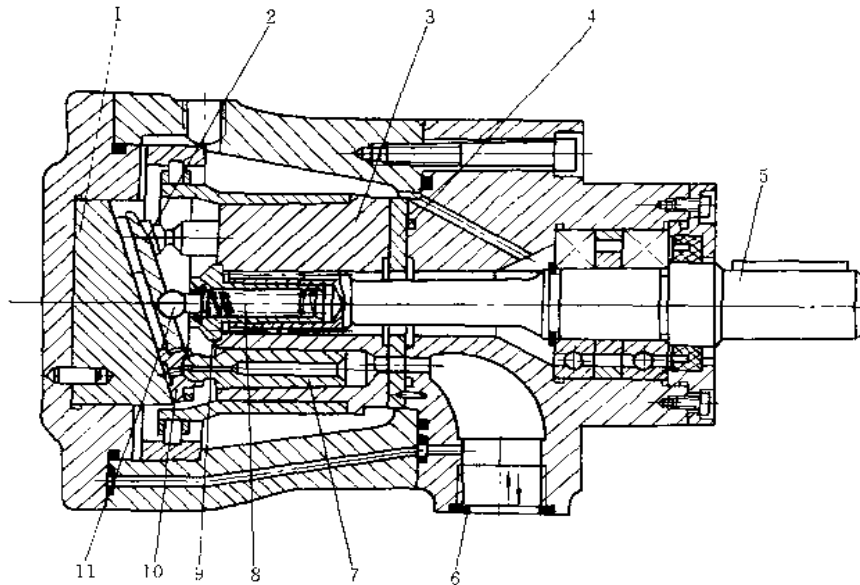


图 1-9-21 定量斜盘式轴向柱塞泵

1—斜盘；2—回程盘；3—缸体；4—配油盘；5—传动轴；6—进、出油口；  
7—柱塞；8—中心弹簧；9—外套；10—滑靴；11—定心球头

定量泵是 CY14-1 型轴向柱塞泵最基本的形式。由于斜盘固定在泵盖中，斜盘倾角不能改变，故柱塞轴向位移的行程也不能改变，非油量是恒定的。该液压泵在配油盘与缸体、滑靴与斜盘两处均采用静压支承以减少磨损，并能平衡大部分轴向力，而使结构紧凑，机械效率较高。中心弹簧的预紧力使缸体压向配油盘，轴向间隙被控制在合理范围内，泄漏小，容积效率可达 92% 以上。

该泵自吸性能较差。油泵安装应保证油箱液面至

油泵中心线不大于 0.5m。或者用齿轮泵做一级供油，防止出现吸空现象造成的滑靴脱落。

## 变量斜盘式轴向柱塞泵

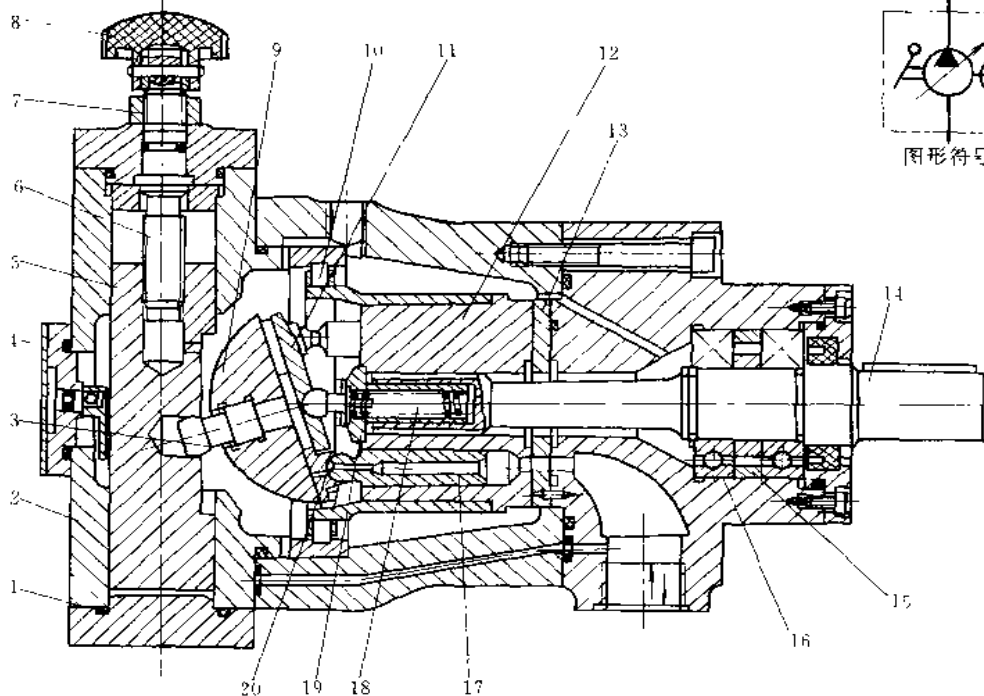


图 1-9-22 手动变量斜盘式轴向柱塞泵 (SCY14-1 型)

1—密封圈；2—变量机构；3—销轴；4—刻度盘；5—变量活塞；6—调节螺杆；7—锁紧螺母；8—手轮；9—斜盘；  
10—缸外大轴承；11—回程盘；12—缸体；13—配油盘；14—传动轴；15—挡环；16—传动轴轴承；17—柱塞；  
18—中心弹簧；19—内套；20—滑靴

该泵是将定量泵后泵盖换成变量机构（俗称变量头）而成，如图 1-9-22 所示。变量机构的作用是改变斜盘倾角，倾角改变后可使柱塞在缸体内轴向的位移改变，油泵的排量也随之变化。

手动变量机构有调节手轮、调节螺杆、变量活塞，转动手柄使调节螺杆 6 转动带动变量活塞上、下移动。由于销轴卡在变量活塞槽内，就使斜盘绕支承在泵体的耳轴摆动。用手控制变量活塞使斜盘摆动倾角为零时，柱塞只随缸体转动而不作轴向位移，油泵排油量为零。改变斜盘倾角的方向（向上倾或向下倾），则在不改变油泵转向情况下而使油泵吸、排油口互换。这就是变向，故斜盘式轴向柱塞泵又属双向变量泵。

由于手转动动力矩有限，这种泵大负载时不能在工作中变量，但变量形式简单。

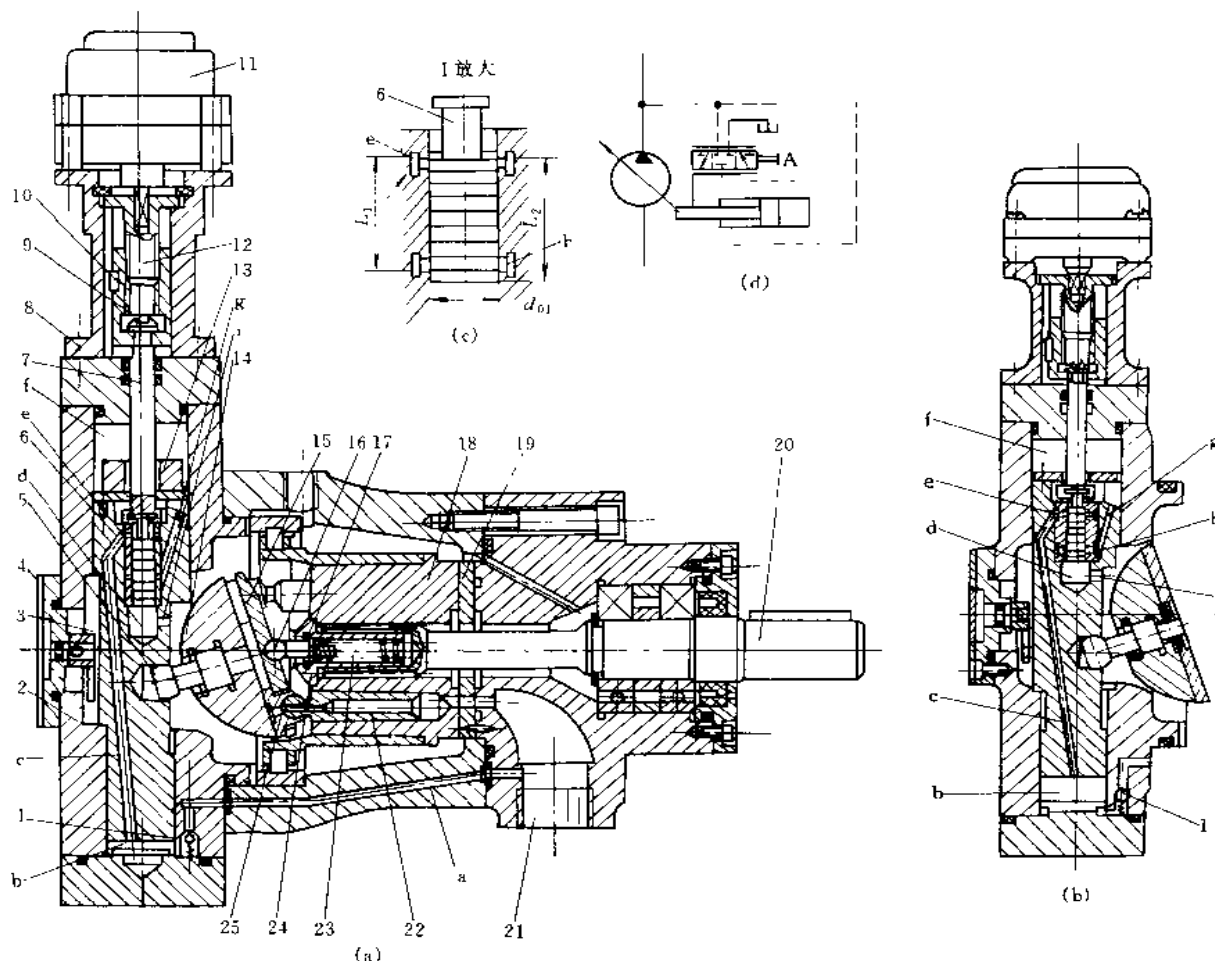


图 1-9-23 电控变量斜盘式轴向柱塞泵 (DCY14-1 型)

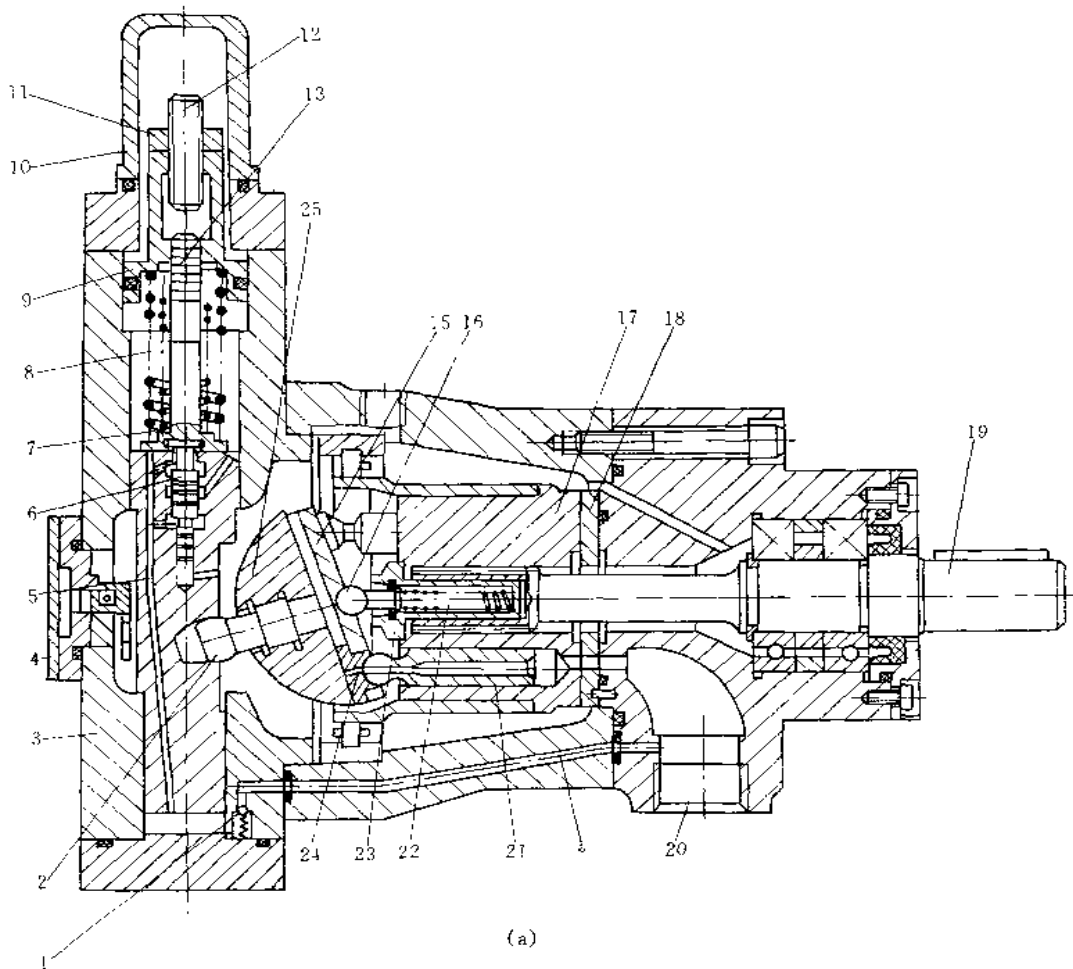
(a) 泵结构图；(b) 带可逆电机的伺服变量机构；(c) 滑阀放大图；(d) 液压原理图

- 1 单向阀；2—变量壳体；3—变量活塞；4—刻度盘；5—销轴；6—伺服活塞；7—拉杆；8—电机座；9 螺母；10—半键；11—伺服电机；12—螺杆；13 挡块；14—斜盘；15—回程盘；16—定心球头；17—孔用卡环；18—缸体；19—配油盘；20—传动轴；21—进油口或出油口；22 柱塞；23 弹簧；24—内套；25—滑靴

图 1-9-23 为电控变量斜盘式轴向柱塞泵。图 b 为变量机构，由伺服电机，螺杆、螺母、拉杆、伺服活塞，变量活塞组成。图 d 为原理图。当伺服电机被输入一个电流信号时，驱动螺

杆使螺母直线运动，并通过拉杆带动伺服活塞上、下移动。伺服活塞上移时，h 油口被打开，e 油口被封闭，f 腔压力油经 g、h、d、i 孔口泄压。变量活塞受 b 腔压力油作用向上移动，并带动斜盘减小倾角，使流量减小。当变量活塞移动的距离与伺服活塞移动的距离相等时，h 油口被封闭，变量活塞停止运动，斜盘倾角也固定，完成一次流量调节。

同理，伺服活塞下移时，e 油口被打开，h 油口封闭，b 腔中压力油经 c 孔、e 油口进入 f 腔，液压力作用于变量活塞上、下端面。由于上端面面积为下端面面积的 2 倍，变量活塞被推下移，带动斜盘增大倾角，使流量增加，直至变量活塞与伺服活塞移动的距离相等，e 油口被封闭，变量活塞停止运动，斜盘倾角固定。由上可知，电动变量是通过给伺服电机输入一个正、反向电流信号实现的，这种变量机构的流量变化与系统压力无关，可实现遥控变量。广泛用于挤压机、卷取机、重绕机等设备上。





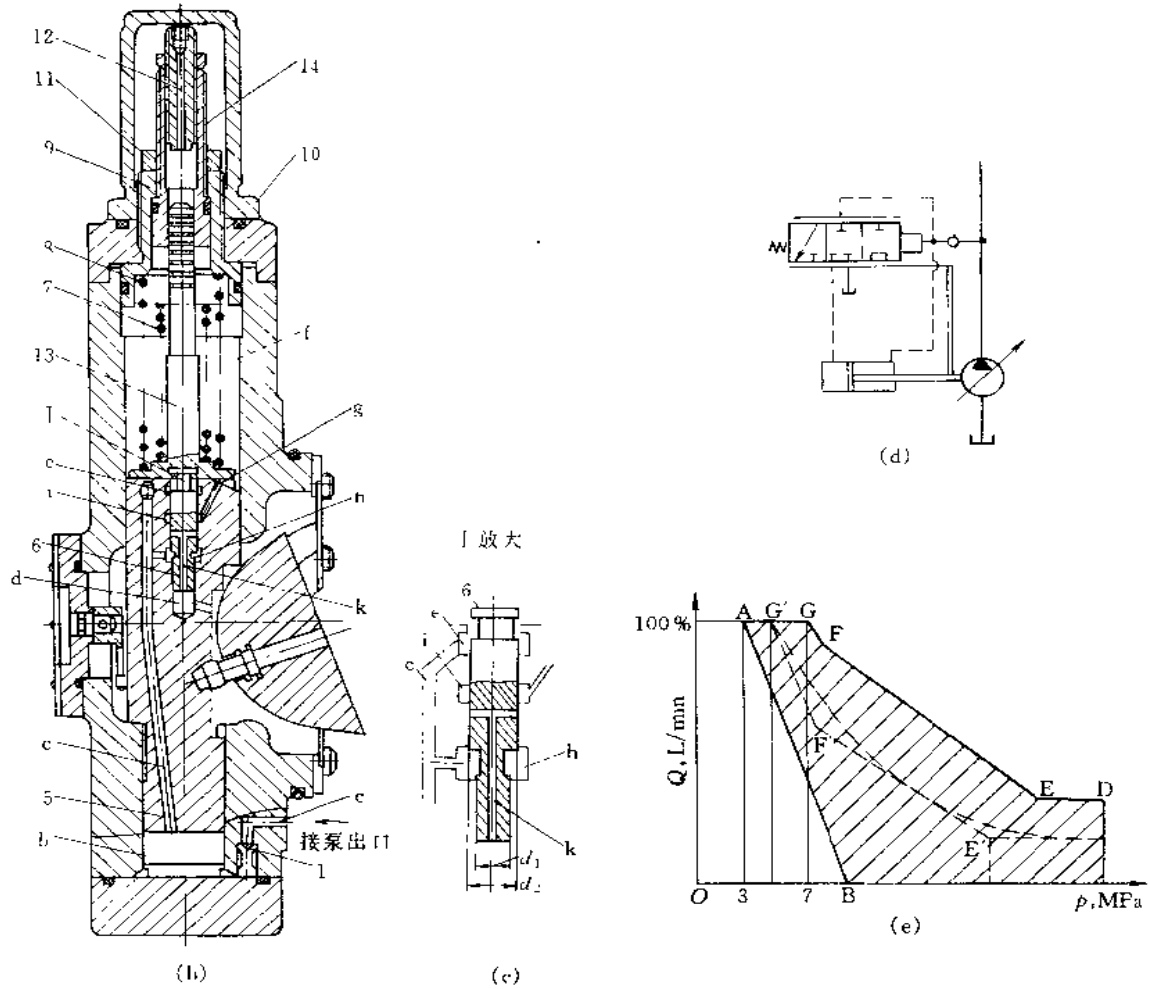


图 1-9-24 压力补偿变量斜盘式轴向柱塞泵 (YCY14 I 型)

(a) 泵的结构图; (b) 变量机构结构图; (c) 伺服滑阀放大图; (d) 工作原理图; (e) 流量特性曲线  
 1-单向阀; 2-销轴; 3-变量壳体; 4-刻度盘; 5-变量活塞; 6-伺服活塞; 7-变量内弹簧; 8-变量外弹簧; 9-外弹簧调节套; 10-封头帽; 11-锁紧螺母; 12-限位螺杆; 13-弹簧芯轴; 14-内弹簧调节套; 15-回程盘; 16-定心球头; 17-缸体; 18-配油盘; 19-传动轴; 20-进油口或出油口; 21-柱塞; 22-中心弹簧; 23-内套; 24-滑靴; 25-斜盘

压力补偿变量机构是受控于泵工作压力而改变流量的一种形式, 如图 1-9-24 所示。图 b 是变量机构的结构图。压力油从泵出口 c 经过孔道和单向阀 1 进入 b 腔, 并沿通道 c 进入 h 和 f 腔, h 腔的压力油作用于伺服活塞 6 的中间环形面积上, 由于承压面积不相等 (见图 c 伺服滑阀放大图), 从而产生一个向上的液压推力, 当外弹簧调定的作用力大于这个向上的液压推力时, 伺服活塞 6 被压下移, 通道 e 与 f 腔相通, c 通道压力油进入 f 腔, 变量活塞 5 上端面面积是下端面积面积的 2 倍, 故在差动液压力作用下变量活塞向下移动并带动斜盘转动, 使其倾角最大, 输出最大流量。变量活塞向下移动到使 e 孔重新堵塞为止, 移动量等于伺服滑阀的位移。

随着泵工作压力升高, 当作用于伺服活塞环形面积的液压力大于外弹簧的弹簧力时, 伺服活塞被推上移, 通道 e 堵塞, 通道 i 与伺服活塞油口 k 相通, 使 f 腔的压力油经伺服活塞中心孔泄压。变量活塞在下端液压力作用下向上运动, 直到 i 通道被堵塞为止, 斜盘倾角减小, 流量随之减小。如果泵工作压力继续升高, 外弹簧不断被压缩, 直到伺服滑阀上升到内弹簧

上端面与内弹簧调节套下端面相碰为止, 这时伺服活塞上移, 同时压缩内、外两个弹簧, 油泵流量下降的速度变得缓慢, 见图e 流量调节特性曲线中  $FE$  段, 调节外弹簧压缩量可以控制开始变量的工作压力  $G'$  点, 内弹簧调节套的位置可以控制变量的  $F'$  点。调节限位螺杆到一定位置, 当弹簧芯轴与其相碰后, 则伺服滑阀不能移动, 那么工作压力再升高也不能变量, 这就决定了  $E'$  点。A 点是外弹簧调节套在最上面位置时开始变量压力 (3MPa), AB 线的斜率由外弹簧刚度决定。G 点是外弹簧调节套在最下面位置时开始变量的压力 (7MPa), 阴影部分为泵的流量调节范围。

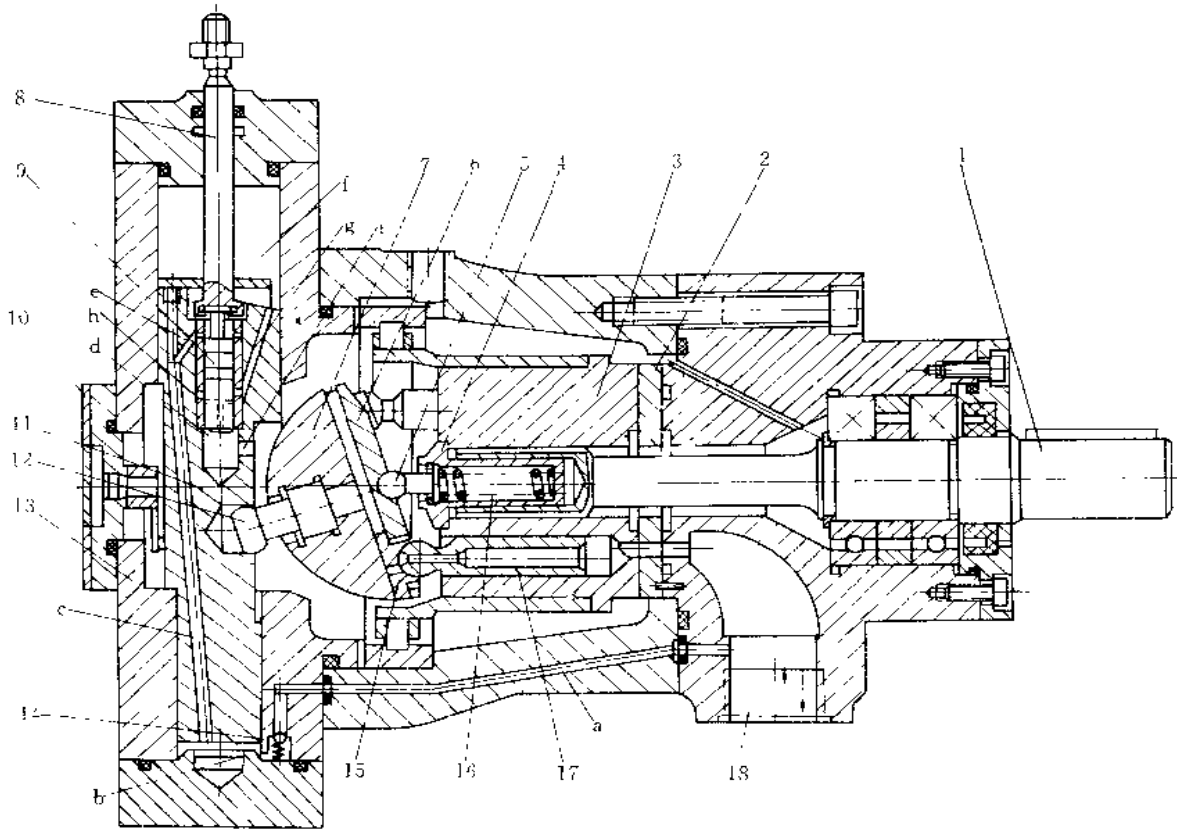


图 1-9-25 手动伺服变量斜盘式轴向柱塞泵 (CCY14-1 型)

1—传动轴; 2—配油盘; 3—缸体; 4—内套; 5—定心球头; 6—回程盘; 7—斜盘; 8—拉杆; 9—伺服活塞; 10—偏心轴; 11—变量活塞; 12—销轴; 13—变量壳体; 14—单向阀; 15—滑靴; 16—弹簧; 17—柱塞; 18—进油口或出油口

手动伺服变量斜盘式轴向柱塞泵如图 1-9-25 所示, 其工作原理如下: 液压油从出油口流经孔道 a, 打开单向阀 14 进入变量活塞的下腔 b 内, 当压下拉杆 8 时, 推动伺服活塞向下运动, 则下腔 b 内的压力油经通道 c 进入上腔 f 内。由于变量活塞上端面面积大于下端面积, 作用在它上端的液压力比作用在下端的液压力大, 变量活塞 11 就向下运动, 带动销轴 12 使斜盘 7 绕自身耳轴的中心摆动, 斜盘倾斜角  $\alpha$  的变化使柱塞行程变化。加大  $\alpha$ , 行程增加, 流量变大; 减小  $\alpha$ , 流量减小。手动伺服变量与电动伺服变量的差别仅是指令不同, 手动伺服变量靠人来控制, 而且可以在泵工作过程中变量, 结构简单, 但不如电动伺服变量能实现自动化控制。手动伺服变量机构与手动变量机构不同的是, 手动变量是直接提拉变量活塞, 由于斜盘的作用力较大, 提拉很困难; 而手动伺服变量是提拉伺服活塞, 作用力很小, 变量活塞随伺服活塞的移动而移动, 能产生有力的放大作用。因此, 手动伺服变量机构控制变量比较简单、方便, 可以在油泵工作中变量。

ZBD 型轴向柱塞泵

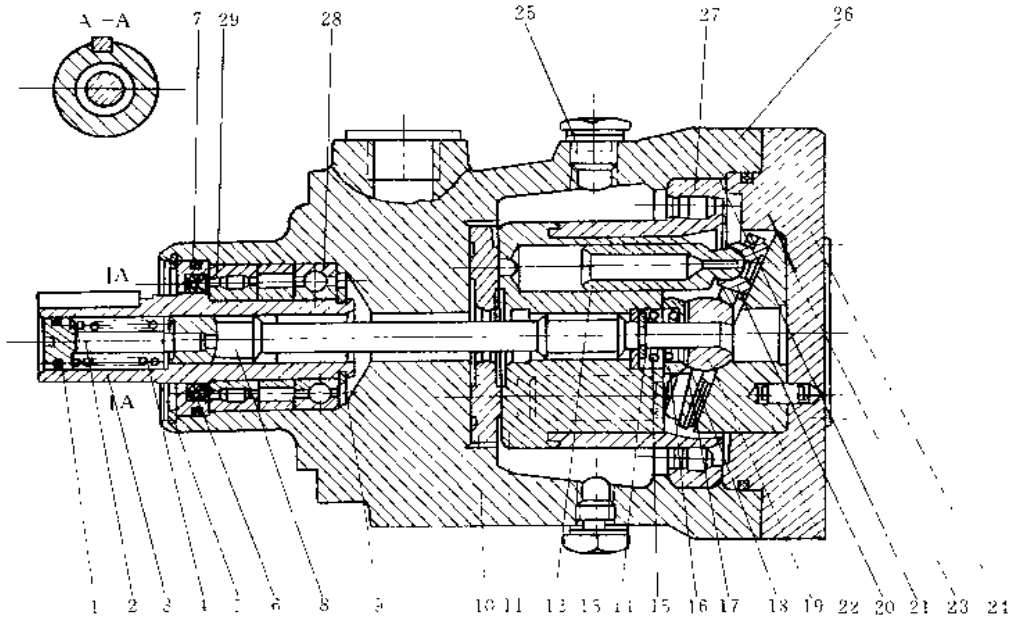
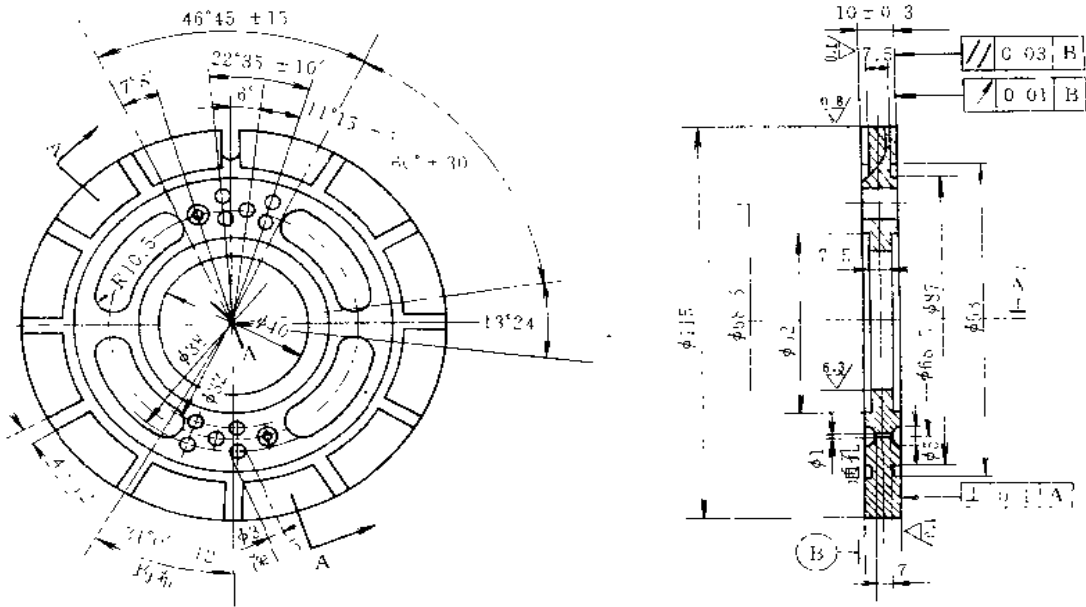


图 1-9-26 ZBD 型定量式轴向柱塞泵

1. 7、23 -O 形密封圈；2- 胀紧螺栓；3 轴套；4、15- 弹簧；5 孔用弹性挡圈；5-油封；8-传动轴；9、14 轴用弹性挡圈；10-配油盘；11-柱塞缸体；12-柱塞；13、25- 螺塞；16-定位套；17-调整垫；18-压盘；19 球铰；20-滑靴；21-轴承；22-斜盘；23-泵盖；26-泵体；27、29-圆柱滚子轴承；28-球轴承

其余 27



技术要求:

1. 调质处理  $\sigma_b = 800 \sim 950 \text{ N/mm}^2$ ；
2. 气体氮化层深度 0.5mm，硬度 HV800~900；
3. 去毛刺但留棱角；
4. 未注明圆角  $0.2 \times 45^{\circ}$

图 1-9-27 CY14-1 型轴向柱塞泵的配油盘 (30CrMn)

ZB 系列轴向柱塞泵也是斜盘式轴向柱塞泵的一种，额定工作压力为 28MPa。具有多种流量规格，配有不同的变量机构。ZBD 型定量泵是各种变量泵的主体。

ZBD 型定量泵(图 1-9-26)与 CY14-1 型定量泵在结构上的区别是：①传动轴采用卸荷结构，传动轴 8 两端为花键，前端与轴套 3 联接，后端与缸体联接，电动机带动轴套转动，将扭矩传递给轴带动缸体转动，使轴受力改善，但传动环节增加，机械效率降低；②传动轴前端受弹簧 4 的弹簧力作用，另一端通过球铰使压盘与斜盘贴紧。弹簧 15 的弹簧力使缸体压向配油盘，这种结构比 CY14-1 型泵由中心弹簧的预紧力使缸体压向配油盘略显复杂；③配油盘采用对称性结构，为了防止困油现象，在压油和吸油窗口对称开有月牙槽，适合油泵正反方向转，直接可以当油马达使用，这种泵适用于起重机的液压系统中。

斜盘式轴向柱塞泵都是端面配油，都有一个配油盘与柱塞缸体配合，使柱塞孔在不同位置进、排油，由于配油盘与缸体之间有相对运动，常常被磨损，使轴向间隙增大，导致泄漏。所以配油盘要有合理的加工工艺及材料。图 1-9-27 为 CY14-1 型轴向柱塞泵配油盘工作图。

### TZB100 型轴向柱塞泵

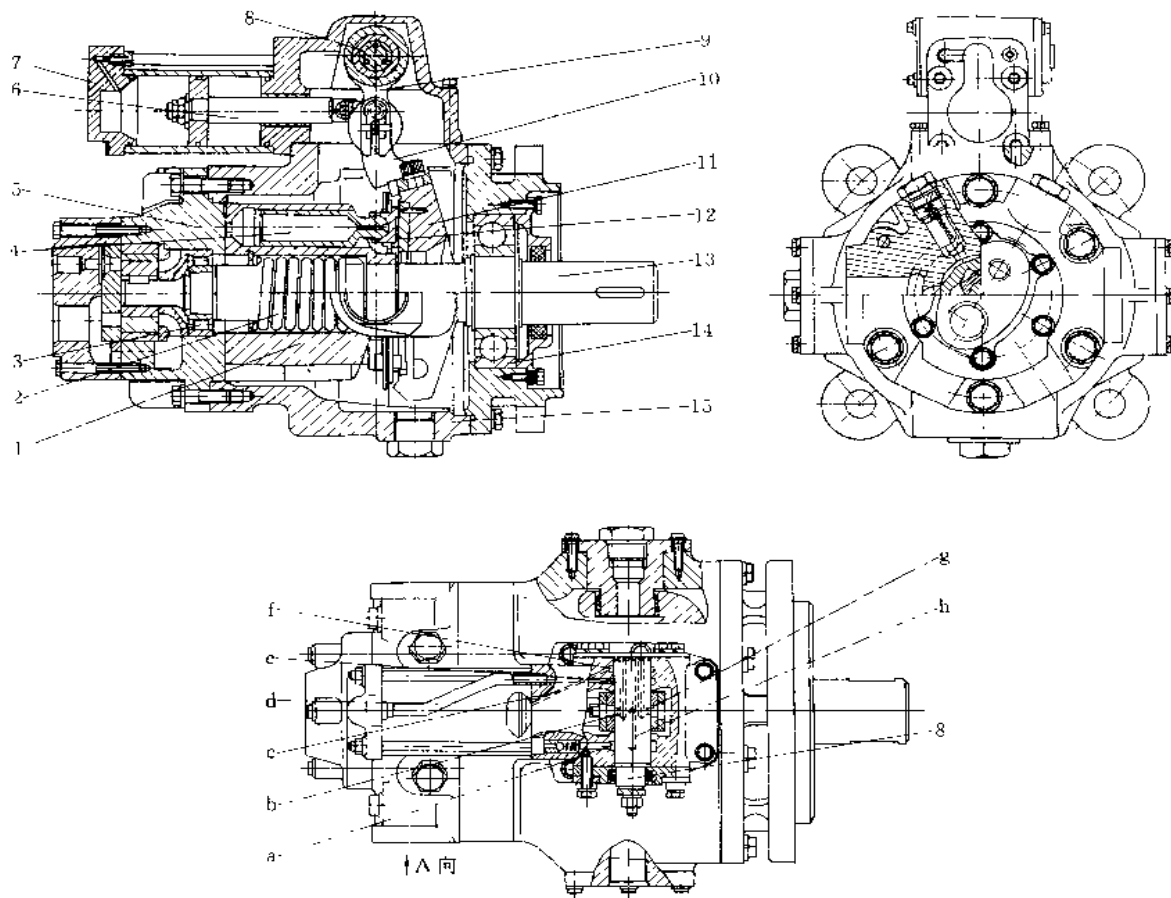


图 1-9-28 TZB100 型轴向柱塞泵

1—缸体；2—弹簧；3—圆柱滚子轴承；4—柱塞；5—辅助油泵体；6—活塞杆；7—变量油缸；8—转阀；9—拨叉；10—连杆；11—斜盘；12—滑靴；13—传动轴；14—深沟球轴承；15—主泵壳体

该油泵分为三部分：①辅助油泵，它是一个内摆线转子泵，负责给主泵一级供油及更新润滑油液，并为变量机构及其控制回路提供低压油；②伺服变量机构（手动或机动），负责泵流量调节，可实现无级变速，它由变量油缸和转阀组成；③主泵，也是斜盘式轴向柱塞泵，与CY14-1型不同的是斜盘的上部固定一连杆与变量油缸的活塞杆用销轴连接，具体结构如图1-9-28所示。

该泵的伺服变量机构为一转阀随动机构，用手动（或机动）控制操纵杆，使转阀转动，改变转阀的油流通道，使辅助油泵的低压油进入变量油缸，推动活塞，活塞杆通过连杆推动斜盘绕耳轴摆动一个角度，以达到改变油泵的排量和方向。调节操纵杆逆时针转一个角度 $\Delta\varphi$ ，阀口e打开，低压油经 $a \rightarrow h \rightarrow c \rightarrow d$ 进入缸的左腔，同时阀口g、f打开，接通排油口，b口关闭，缸右腔的油经 $c \rightarrow f \rightarrow g$ 排油，活塞右移，推动拨叉逆转 $\Delta\alpha$ 角度，同时带动斜盘右倾一个角度来改变流量。由于拨叉与转阀的阀套连在一起，阀套也同时转 $\Delta\alpha$ 角。当 $\Delta\alpha = \Delta\varphi$ 时，阀套将阀口c、g、f关闭，变量油缸无油液进出，则变量活塞停止移动，使得斜盘保持一个新的固定位置，从而完成一次变量调节。当操纵杆顺时针转一个角度 $\Delta\varphi$ 时，则阀口f打开，g关闭，低压油经 $a \rightarrow h \rightarrow f \rightarrow c$ 进入变量油缸右腔，同时阀口e、b打开，接通排油口，缸左腔的油经 $d \rightarrow e \rightarrow b$ 与排油口相通。活塞杆左移带动拨叉顺时针转 $\Delta\alpha$ 角度，同时带动斜盘左倾了一个角度来改变流量或油流方向。当 $\Delta\alpha = \Delta\varphi$ 时，阀口f、e、b关闭，进出变量油缸的油停止，变量活塞停止移动，使斜盘保持一个新的固定位置，完成一次变量调节。

该泵结构特点：①传动轴两端分别由滚动轴承支撑，除了带动主泵的缸体转动外，还带动辅助油泵转动，结构紧凑，传动轴与缸体采用渐开线花键联接，便于缸体与辅助油泵体的接触面贴紧及另一端柱塞的滑靴与斜盘贴紧，从而减少接触面的磨损，减少泄漏，同时此花键轴承受了滑靴产生的径向力，使缸体所受的倾覆力矩大大减小；②斜盘表面加了一个支撑板，该支撑板经过淬火渗氮处理，所以耐磨，提高了泵的使用寿命；③中心弹簧套在传动轴上，并在缸体上加卡环，使弹簧受预紧力作用，把缸体压向配油的辅助油泵体，以消除轴向间隙。

该泵可与TZM80轴向柱塞定量油马达组成容积式液压变速器。其特点是：效率高，结构紧凑，体积小，重量轻，变量控制简单，轻便，平稳，起动及制动迅速可靠，伺服变量可以组合使用，也可以单独使用。该泵广泛用于矿井液压机车、装载机、叉车、起重机及其他工程机械之中。

## HY/KVE 型轴向柱塞泵

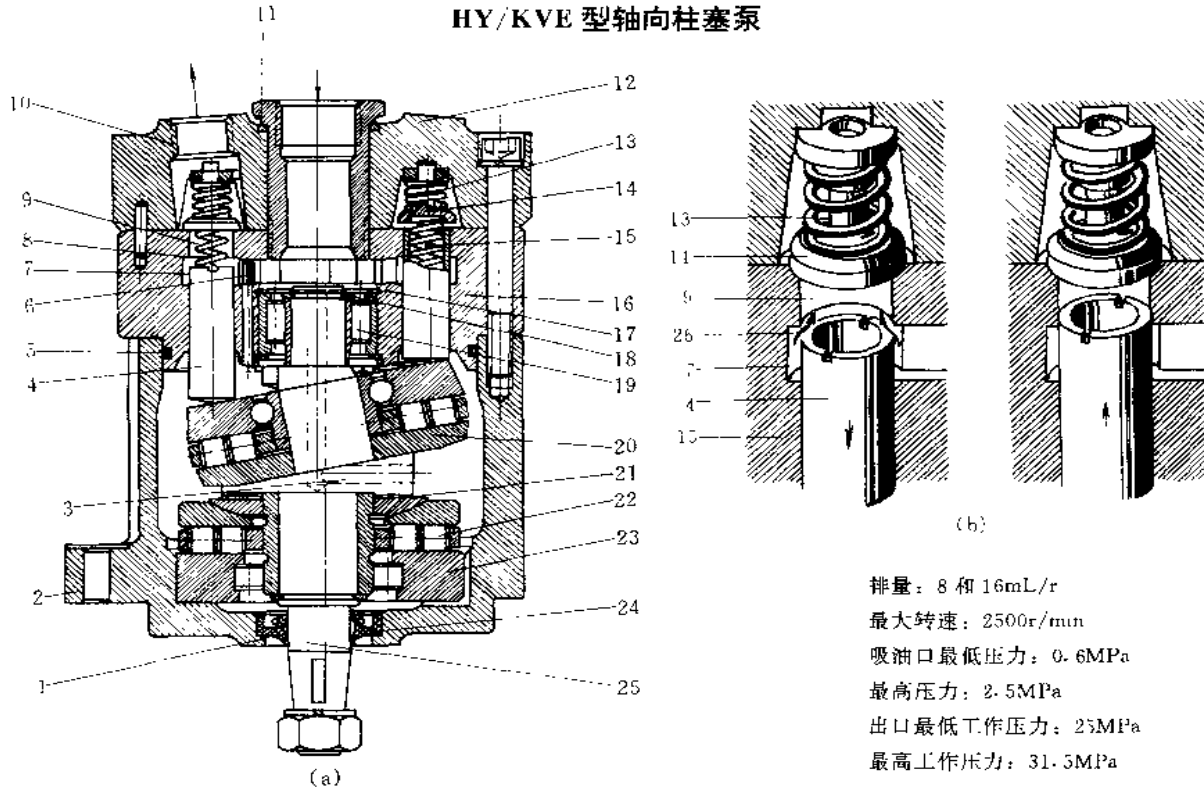


图 1-9-29 HY/KVE 型轴向柱塞泵

1—径向密封圈;2—前泵盖;3—泄油和冷却通路;4—柱塞;5、24—密封圈;6—环形通路(进油通路);7—环形槽;8—控制面;  
9—柱塞腔;10—排油口;11—密封垫;12—后泵盖;13—阀弹簧;14—泄油阀;15—中心弹簧;16—泵体;17—孔用卡环;  
18—排油口;19—轴承;20—斜盘组件;21—调整垫片;22—止推轴承组件;23—轴承;25—传动轴;26—吸油缝隙

图 1-9-29 是一种定量柱塞泵,属高压系列油泵,是德国 BOSCH 公司生产的。它由带止推轴承的斜盘组件、柱塞、固定缸体和传动轴等组成,其特点是缸体固定不动。

斜盘组件安装在传动轴上,安装斜盘的轴段与轴线倾斜某一角度,作用在斜盘上的轴向力由传动轴的大端传到止推轴承 22 上。

传动轴两端支承在圆柱滚子轴承上,轴有中心孔和径向孔,保证润滑油的循环和轴承的充分润滑,支承刚性好,传动灵活,起动、制动灵敏,机械效率高。

柱塞是一端封闭的空心圆筒,内装中心弹簧 15,封闭端呈球形,靠弹簧力直接压向斜盘平面,接触的单位比压大,柱塞及斜盘平面均需渗氮处理,没有滑靴,结构比 CY14-1 型及 ZB 型简单,因此,对柱塞腔内的高真空度不至于产生脱靴的故障。传动轴转速最高达 2500r/min,柱塞须作高频轴向往复运动,故中心弹簧易产生疲劳。

柱塞腔进油、排油由泄油阀 14 来控制,(如图中 b 所示)加上柱塞及孔的加工精度很高,泄漏很小,容积效率很高,自吸性较高,而且对油的粘度范围适应也较广。

轴正反方向转动时,油泵的吸、排油方向保持不变,油的流量可以通过改变传动轴的转速或在泵吸入口加节流装置来实现,在节流最小开度的状态,仍能保证有压力油排出,并保证泵的润滑和冷却,故可用做无级变速控制装置。

电动机带动传动轴 25 旋转,由于斜盘组件 20 与轴倾斜一个角度,可使压在斜盘上的柱塞在中心弹簧的作用下产生轴向往复移动。左侧柱塞下移时,上端面离开控制面,打开环形进油通路,在弹簧 13 作用下泄油阀 14 关闭,进行吸油,与此同时,右侧柱塞上移,柱塞腔减小,打开泄油阀排油;轴继续转动,斜盘又推左柱塞上移,打开泄油阀排油,并使右柱塞下移,泄油阀关闭,又进行吸油,斜盘转一周,每个柱塞吸、排油各一次。

排量: 8 和 16mL/r  
最大转速: 2500r/min  
吸油口最低压力: 0.6MPa  
最高压力: 2.5MPa  
出口最低工作压力: 25MPa  
最高工作压力: 31.5MPa

### GY-A4V 系列斜盘式轴向柱塞泵

A4V 系列轴向柱塞泵属于双向变量泵,如图 1-9-30 所示,可以做油马达用。额定压力为 40MPa,最高压力达 45MPa,排量有 28、40、56、71、90、125、250mL/r 几种规格。这种泵转速范围广,最低转速 500r/min,最高转速可达 3700r/min。是斜盘式柱塞泵中压力最高的一种。

该泵主要分三部分:①变量机构,包括变量主体和控制部分;②内啮合齿轮泵 18,为变量机构的油源并作为主泵的一级供油,称为辅助油泵;③主泵是一个斜盘式轴向柱塞泵,主泵用花键联轴器 16 与内啮合齿轮泵相联,用电动机驱动,另外,还有两个单向高压溢流阀 21 插装在泵的后盖上,与进出油道相通,起双向过载保护作用。溢流阀 22 可以调节辅助液压泵的压力。除了前面所介绍的作用外,它还可以单独供油,很适合于控制系统。

结构特点:①采用锥形缸体,缩小配油盘的直径,减小泄漏面,减小缸体的重量及倾覆力矩,降低旋转线速度,惯性小,起动、制动性能好;②采用球面状配油盘,缸体底面呈凹球面状,能更好地自动定心,保持好的配合。缸体只有前端短的花键与传动轴联接,并靠球臼形内套与回程盘压紧滑靴,贴向斜盘,使缸体能高速运转;③主泵变量仍靠改变斜盘倾角来实现,但其变量机构是一个双向驱动的单作用液压缸,它通过拨销带动斜盘绕垂直轴摆动,斜盘支撑在上、下两个圆弧形的圆柱滚子轴承上,摩擦阻力很小,大大提高了变量响应灵敏度,加大了承载能力,也减小了轴间尺寸,使结构更紧凑,摆角范围增大,由于 CY14-1 型和 ZB 型轴向柱塞泵的斜盘均采用耳轴式固定,并绕水平方向耳轴摆动,摩擦力矩大;④用内啮合齿轮泵做一级供油泵和变量机构油源,使变量可靠,结构紧凑,噪声低,压力脉动小,容积效率高,并且当斜盘倾角为零时也容易实现变量;⑤有多种变量形式。在变量主体基本不变的情况下,只需改变变量的控制形式。可实现液控变量、手动伺服变量、电磁比例控制变量、力矩控制或转速控制变量等;⑥柱塞孔内镶有铜合金衬套,缸体底面烧结有一层铅铜合金,耐磨性高,并且有一套碟形弹簧将缸体推向配油盘,消除轴向间隙,减小泄漏。

A4V 系列轴向柱塞泵的变量机构有以下三种类型。

#### (1) EL 电磁比例控制变量机构

图 1-9-31 所示为 EL 电磁比例控制变量。变量油缸 4 由辅助油泵(见图 b)通过电磁比例换向阀 7 供给控制油。

当左端比例电磁铁输入一电流信号,阀芯向右移动,打开左端阀口,控制油经油道进入变量活塞左端,推动活塞 5 右移,又使拨销 1 拨动斜盘绕垂直轴线摆动一个角度,实现变量。阀芯带动转轴 9 随其移动,使弹簧拉开,变量活塞 5 的中间凹槽内嵌入一个反馈杆 6,当变量活塞 5 右移时,也带动反馈杆右移,反馈杆绕销轴 10 摆动,另一端则拨动弹簧拉杆(见图 1-9-30N—N 剖视图中序号 11),使阀芯复位,由于弹簧连接两个弹簧拉杆,可以实现变量活塞两个方向位移的反馈作用。变量活塞固定(斜盘也以一定摆角固定),泵排量也随之达到某一定值。弹簧 8 的作用也可以使反馈杆的端部与变量活塞凹槽侧面贴紧,以消除误差。

变量油缸为一个弹簧复位的单作用式液压缸,这种结构形式易使斜盘恢复零位,或在零位时易于实现变量。并可以通过改变输入电流大小来控制变量,控制简单,调节精度较高。流量调节特性曲线如图 1-9-31c 所示。图中横坐标  $V_g$  为斜盘斜摆角、 $V_{g,max}$  为最大斜摆角。

滞环约为 20~30mA (24V) 和 40~60mA (12V),控制起点在 200 或 100mA,控制终点在 600 或 1200mA。

#### (2) HD 液动变量机构

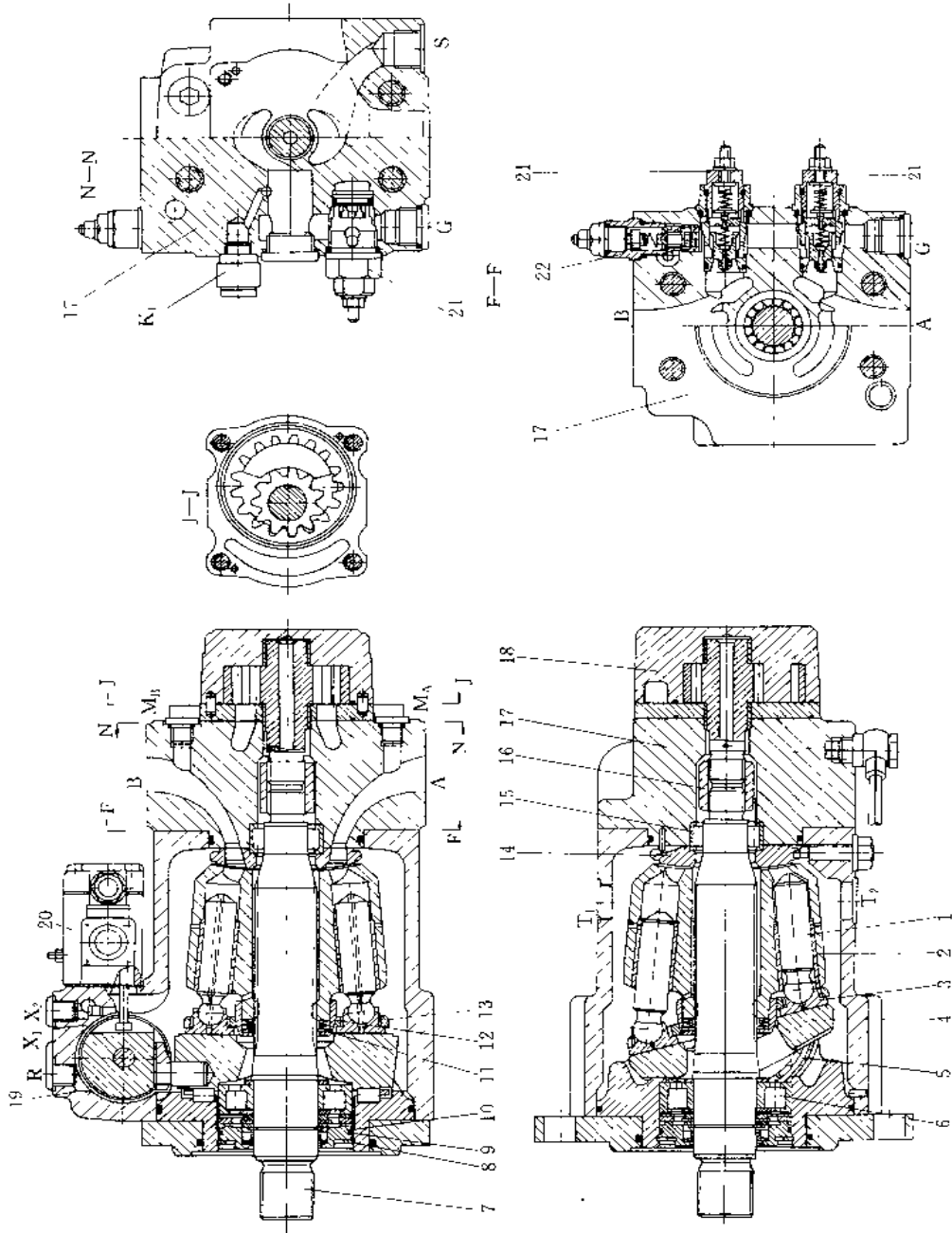


图 1-9-30 EL 电磁比例变量 A4V 系列液压泵  
 1—柱塞; 2—缸体; 3—滑靴; 4—斜盘; 5—扇形轴套; 6—圆柱轴套; 7—传动轴; 8—圆锥卡环; 9—O形圈; 10—前压盖; 11—碟形弹簧; 12—球白形内套; 13—回程盘; 14—配油盘; 15—圆柱滚子轴承; 16—连接轴套; 17—内啮合齿轮泵; 18—内啮合齿轮泵; 19—变量主体; 20—变量控制部分; 21—单向溢流阀; 22—溢流阀



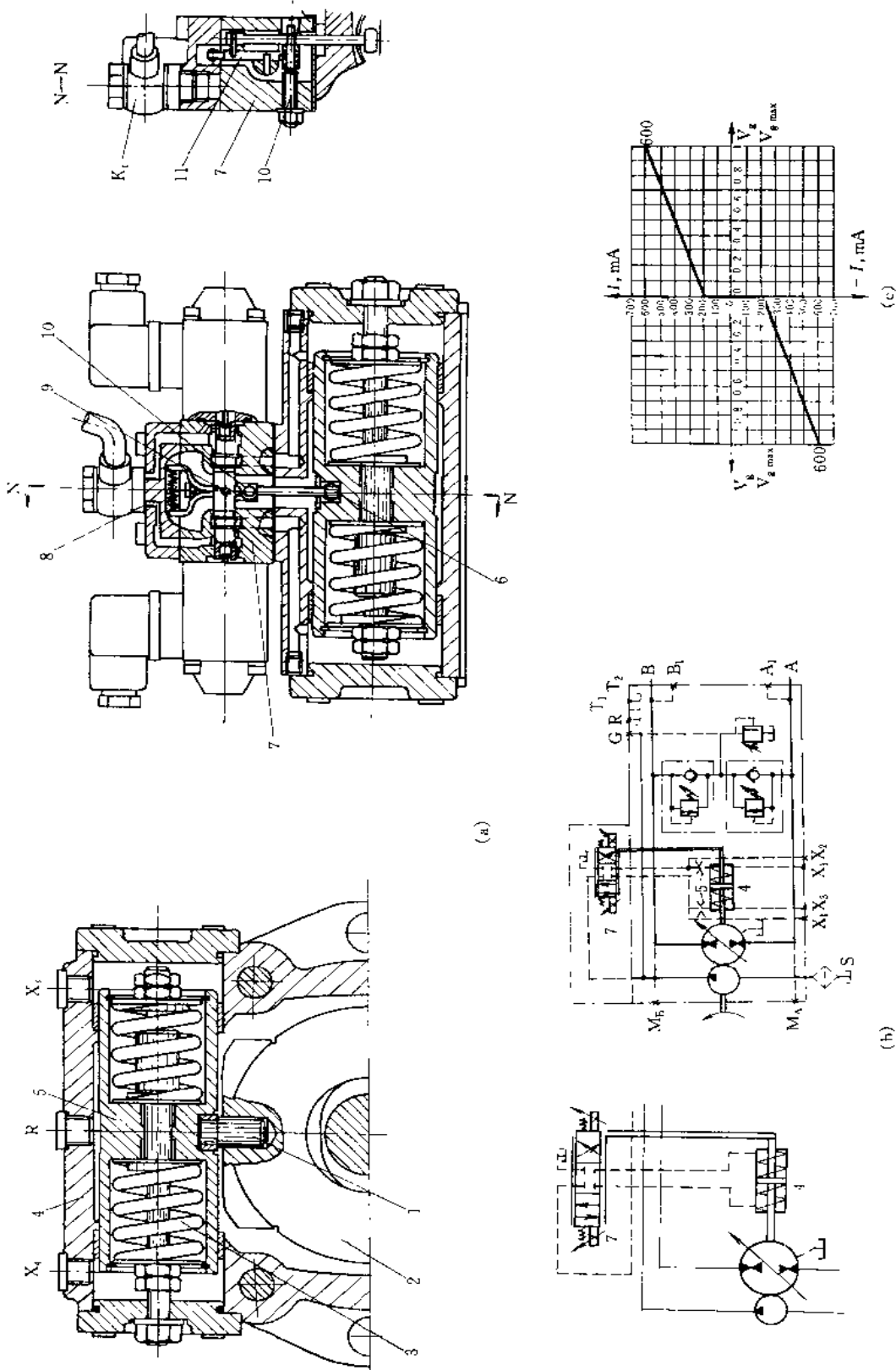


图 1-9-31 EL 电磁比例控制变量机构

(a) 结构示意图; (b) 原理图(左为简化的原理图); (c) 流量特性曲线

1—扳柄; 2—斜盘; 3、8—弹簧; 4—变量油缸; 5—反瓣杆; 6—变量活塞; 7—电磁比例换向阀; 9—转轴; 10—螺旋杆; 11—弹簧拉杆

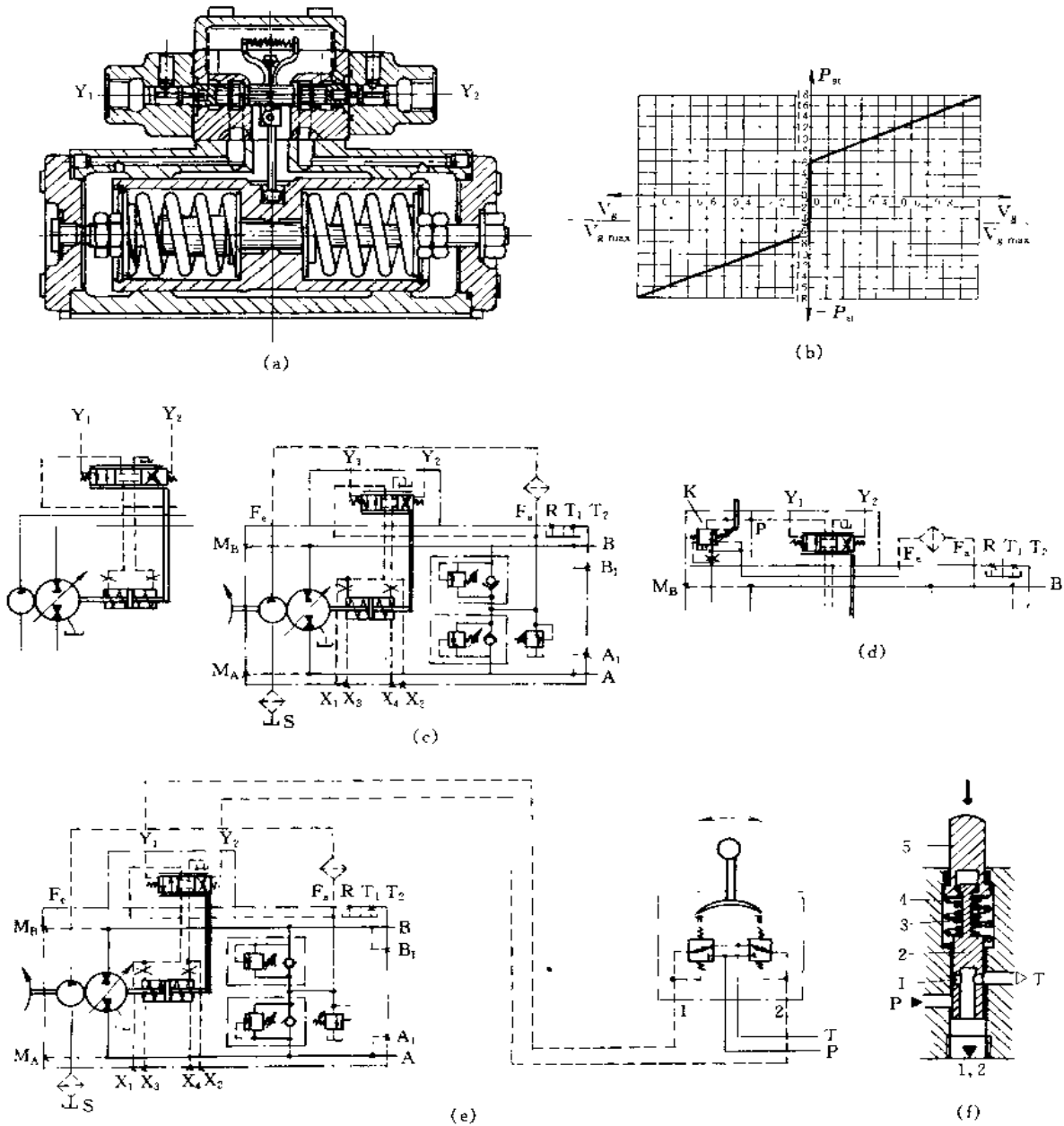


图 1-9-32 HD 液动变量机构

(a) 结构示意图; (b) 流量特性曲线; (c)、(d) 原理图; (e) 遥控阀原理图; (f) 插装式二位三通阀  
1—阀口; 2—阀芯; 3—内弹簧; 4—外弹簧; 5—压下帽

图 1-9-32 所示为 A4V 泵的液动变量机构。与 EL 电磁比例变量机构区别，只是用一个滑阀式液动三位四通换向阀代替电磁三位四通换向阀。阀芯的移动不是靠电磁铁的推力，而是靠辅助液压泵提供的液压控制油。由于  $Y_1$ 、 $Y_2$  要交替变换进、出控制油（见图 c），所以仍需要一个一级换向阀。实际上，常采用图 e 所示的一个遥控阀（插装式三通阀）来控制，以简化结构，结构形式如图 f 所示。图 d 中换向控制油路加手动比例式流量阀可以在调节压力的同时控制变量的速度，进行缓冲调节。

图 b 为流量特性曲线，滞环大约在  $0.05 \sim 0.08 \text{MPa}$ ，流量特性与电磁比例控制相似。这种变量形式仍然是一种适用于大容量泵变量的形式。

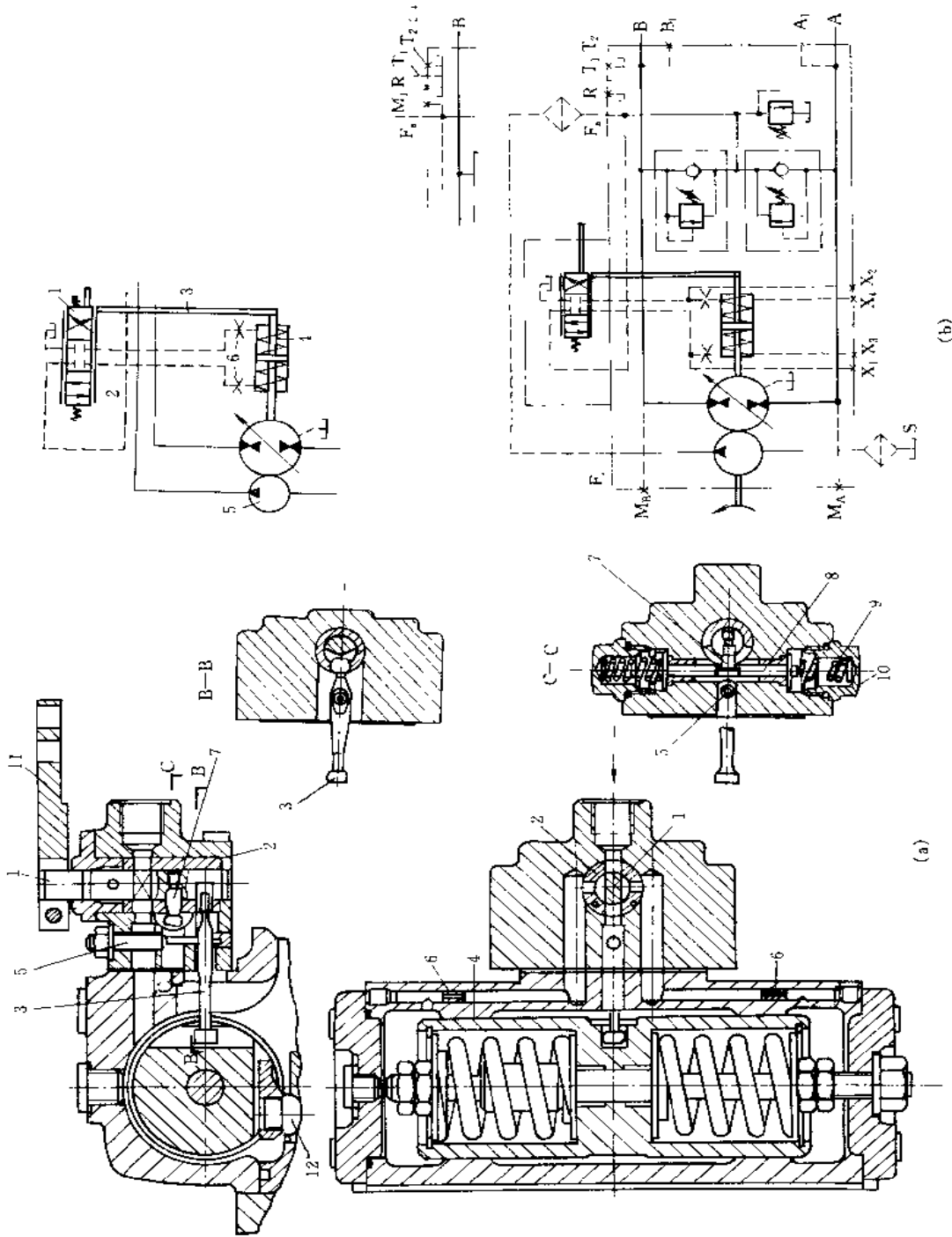


图 1-9-33 A4V 液压泵手动变量机构  
(a)结构示意图; (b)原理图(上图为简化图)

1—旋转阀芯; 2—阀套; 3—反位直杆; 4—变量柱塞; 5—销轴; 6—一节流口; 7—转阀限位销; 8—顶杆; 9—弹簧; 10—调节螺母; 11—手柄; 12—摇柄



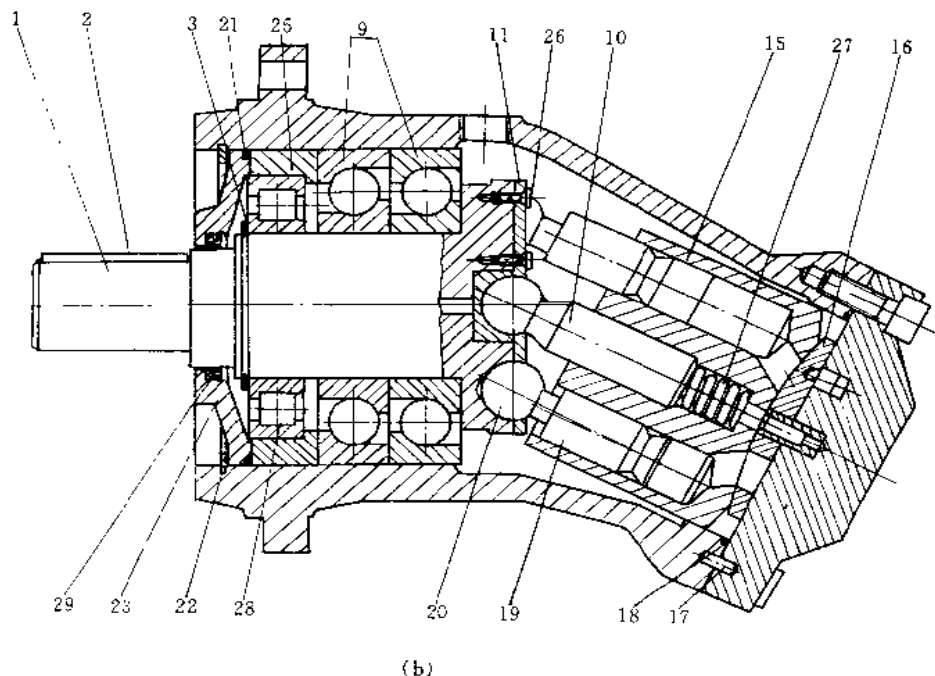


图 1-9-34 斜轴泵

(a) A2F-(1~4) 型斜轴泵; (b) A2F-5 型斜轴泵

1—主轴; 2—键; 3—轴用卡环; 4—轴套; 5、14—碟簧; 6—挡圈; 7—深沟球轴承; 8—隔圈; 9—角接触球轴承; 10—中心铰轴; 11—回程盘; 12—半环; 13—轴端顶环; 15—缸体; 16—配油盘; 17—销; 18、21—O形密封圈; 19—柱塞; 20—连杆; 22—孔用卡环; 23—前端盖; 24—油封; 25—轴承支承套; 26—高强度螺栓; 27—中心弹簧; 28—圆柱滚子轴承; 29—油封

图 1-9-34 (a) A2F-(1~4) 型斜轴泵是最早生产的定量斜轴泵, 泵体呈 V 型, 壳体后端与主轴中心线夹角为  $20^\circ$  或  $25^\circ$ , 视排量不同而异。额定压力为 35MPa, 最高可达 40MPa。主轴支撑在两个接触角为  $40^\circ$  的角接触球轴承和一个深沟球轴承上, 中心铰轴的末端插入配油盘 16 的中心, 前端通过回程盘 11, 用高强度螺栓固定在主轴端部, 支撑起缸体 15, 柱塞与连杆铰接, 连杆球端套在回程盘孔内, 并固定在主轴右端。当主轴转动时, 带动连杆回转, 连杆通过柱塞拨动缸体旋转, 使柱塞在缸体、柱塞孔中作往复运动, 缸体柱塞孔中的柱塞与配油盘之间的密封容积发生变化。图中上极限位置的柱塞若顺时针旋转 (从轴端看), 柱塞向孔内移动, 使密封容积缩小, 完成排油。下极限位置的柱塞旋转到上极限位置, 柱塞被拉出, 使密封容积增大, 压力下降, 低于大气压力, 从而完成吸油。

图 1-9-34b 为 A2F-5 型斜轴泵, 与 1~4 型泵不同的是它用向心短圆柱滚子轴承代替深沟球轴承。因此 A2F-5 型斜轴泵具有以下特点: ①在相同尺寸下, 其承受径向载荷的能力比球轴承提高了 1.7 倍; ②中心球铰加有铜套, 提高了主轴寿命, 磨损零件易于更换; ③轴承之间去掉隔套, 缩短了轴间尺寸, 提高了主轴刚度和强度; ④以中心弹簧代替碟形弹簧, 使预紧力更有效地作用缸体, 压向配油盘, 消除轴向间隙, 使容积效率提高。这一系列的改进, 使 A2F-5 型比前 1~4 型寿命提高了 2.5 倍。它的泵壳体后端与主轴中心线夹角为  $26^\circ 5'$ , 具有排量为 220、355、500、1000mL/r 等多种规格。

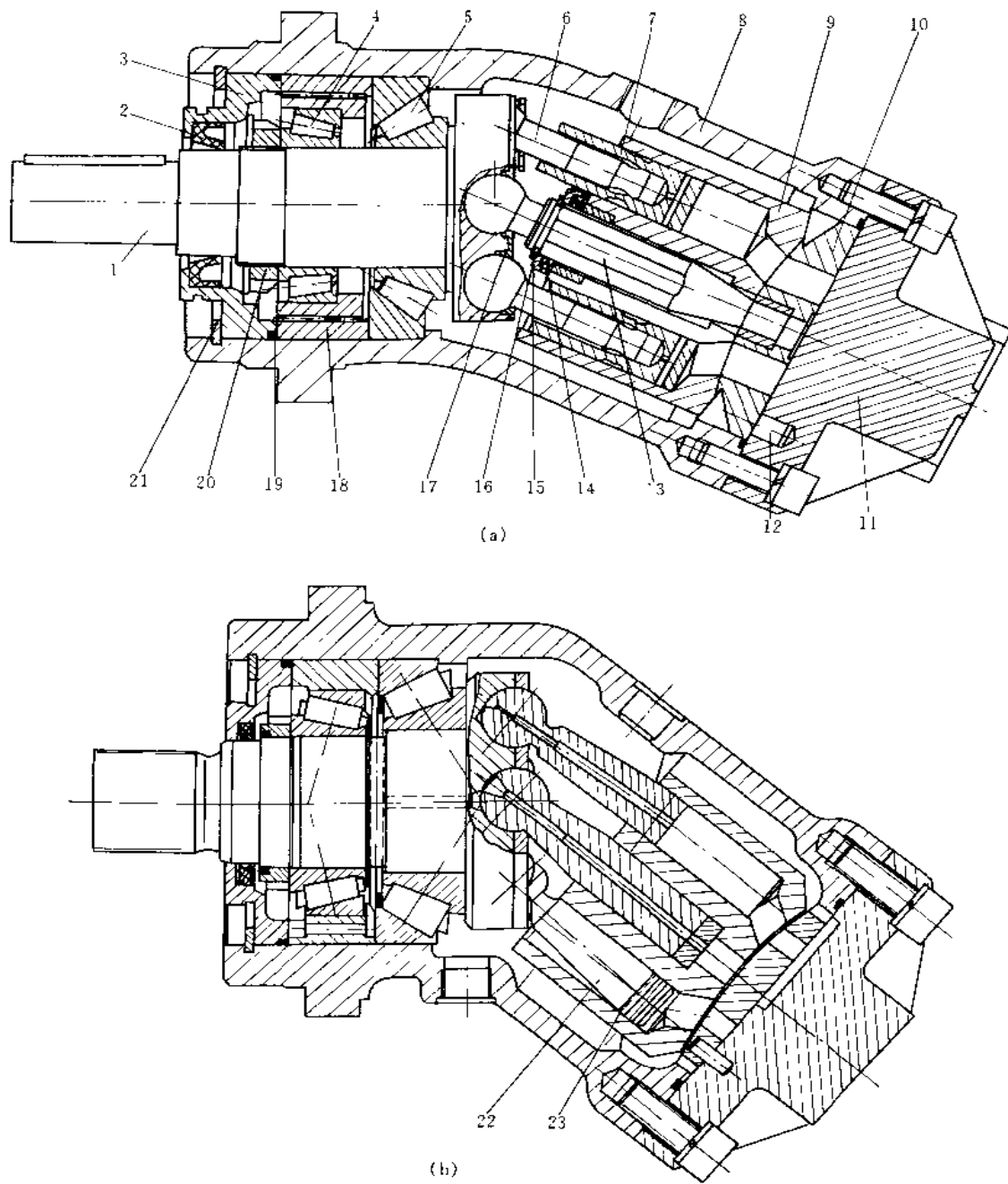


图 1-9-35 斜轴泵

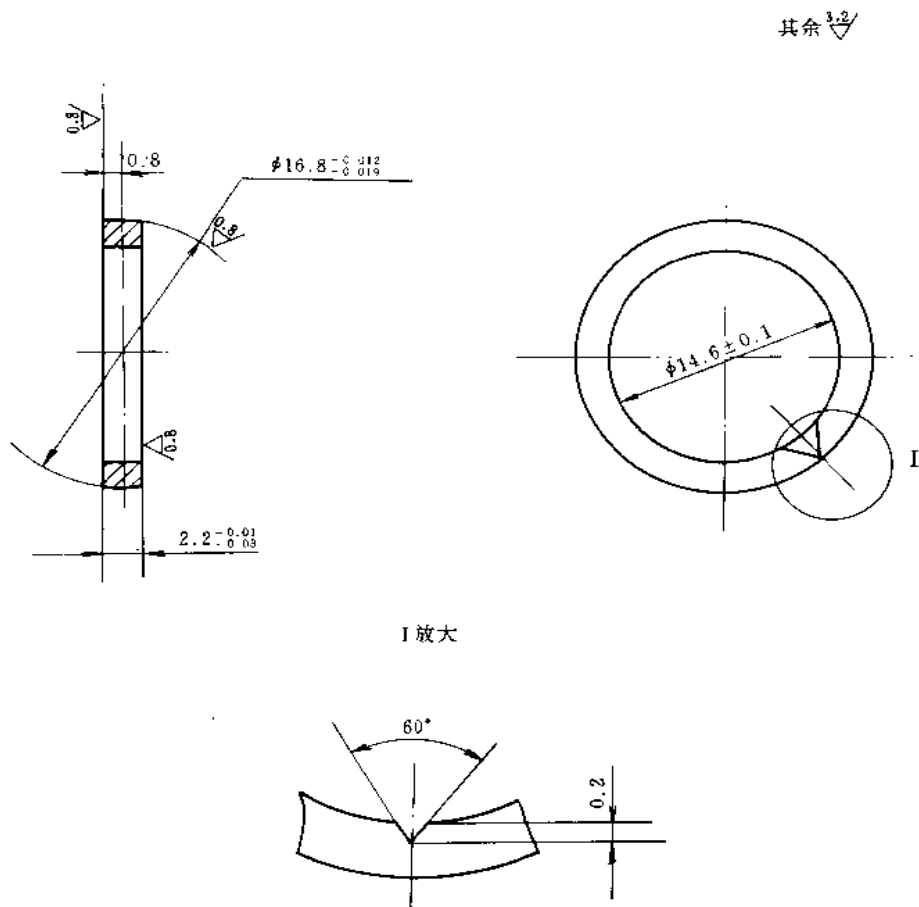
(a) A2F-E 型斜轴泵; (b) A2FM/61 型斜轴泵

1—主轴; 2—油封; 3—前端盖; 4、5—圆锥滚子轴承; 6—连杆; 7—柱塞; 8—壳体; 9—缸体; 10—配油盘;  
 11—后盖; 12—销; 13—中心铰轴; 14—碟簧; 15—轴端顶管座; 16—半环; 17—回程盘; 18—轴承支承套;  
 19—O 形密封圈; 20—锁紧螺母; 21—孔用卡环; 22—柱塞; 23—活塞环

图 1-9-35a 为 A2F-E 系列斜轴泵。与 A2F-(1~5) 型比, 主要是将圆锥滚子轴承取代了球轴承和圆柱滚子轴承。因此具有以下特点: ①承受轴向力的能力增加, 并能承受径向力, 从而提高了泵的寿命; ②噪音大大降低; ③缩短了轴间尺寸。其他结构与 A2F(1~4) 型相同。该泵排量为 23、28、45、55、63、80mL/r 六种规格。根据排量不同泵壳体后端倾角有  $20^\circ$ 、 $25^\circ$  两种。

图 1-9-35b 为 A2F-M/61 系列斜轴泵。与 A2F-E 型相比, 不同点是: ①柱塞改成前端为圆锥形, 后部密封段为圆柱形, 用镶金属活塞环来加强密封, 因此提高了容积效率(去掉连杆), 加大了柱塞摆动范围, 泵壳体后端摆角为  $40^\circ$ , 使柱塞在转动时的轴向位移增大, 提高了油泵的排量; ②中心铰轴末端不再插入配油盘内, 这样也可提高柱塞的摆动范围, 配油盘与缸体之间的间隙靠安装的预紧力来保证。但是, 工作一段时间后, 零件磨损, 轴向间隙就无法保证, 这是这种系列泵的缺陷。该泵额定压力为 32MPa 或 35MPa, 最高工作压力为 40MPa, 排量有 45、63、90、125、180、250mL/r 六种规格。由于这种泵具有可逆性, 所以可作马达使用, 而且是全轴可以正、反向旋转的产品。

图 1-9-36 至图 1-9-40 为斜轴泵的主要零件结构图。

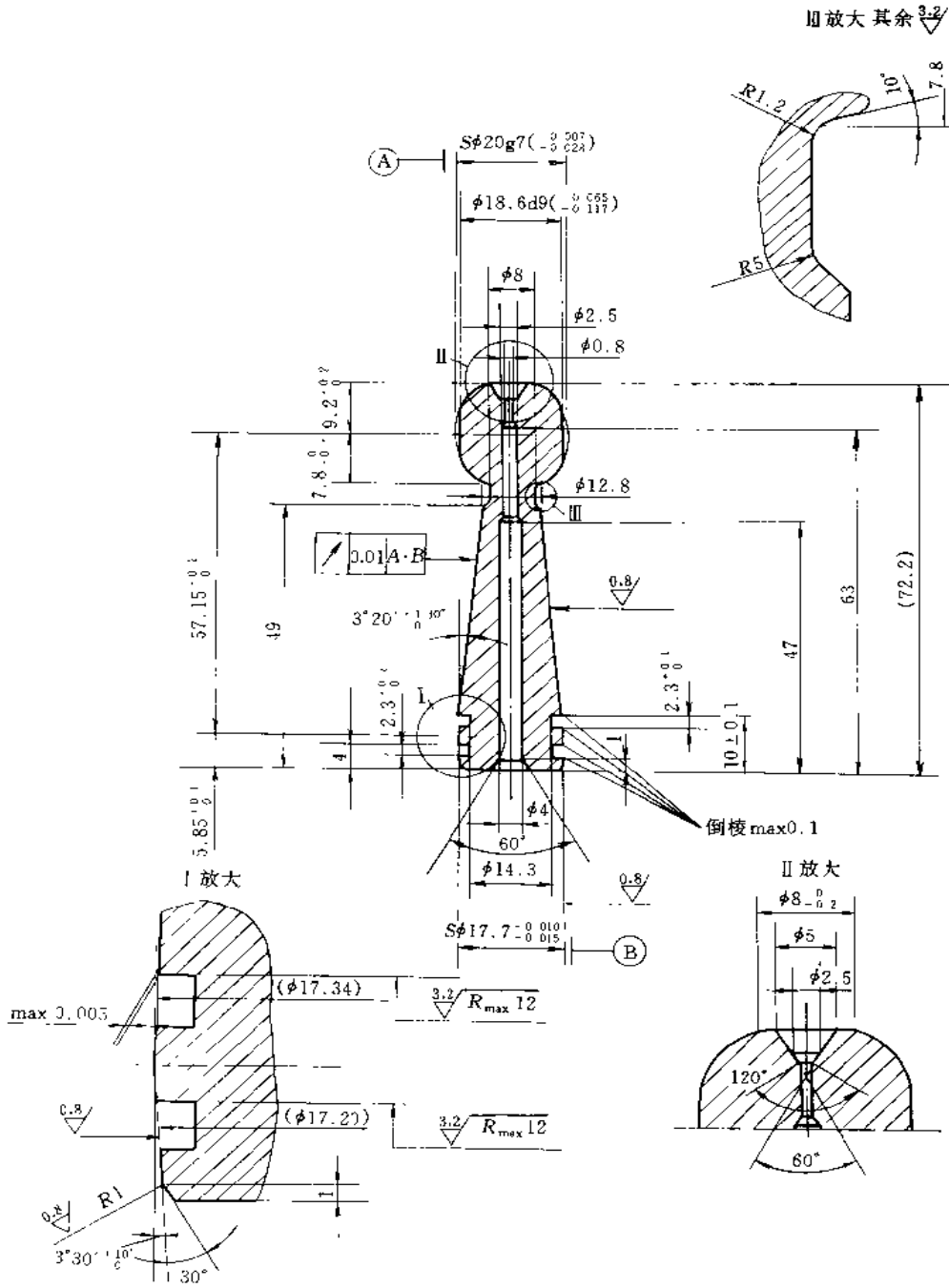


**技术要求**

1. 淬火 HRC=62~65
2. 去毛刺

材料: GCr15

图 1-9-36 活塞环



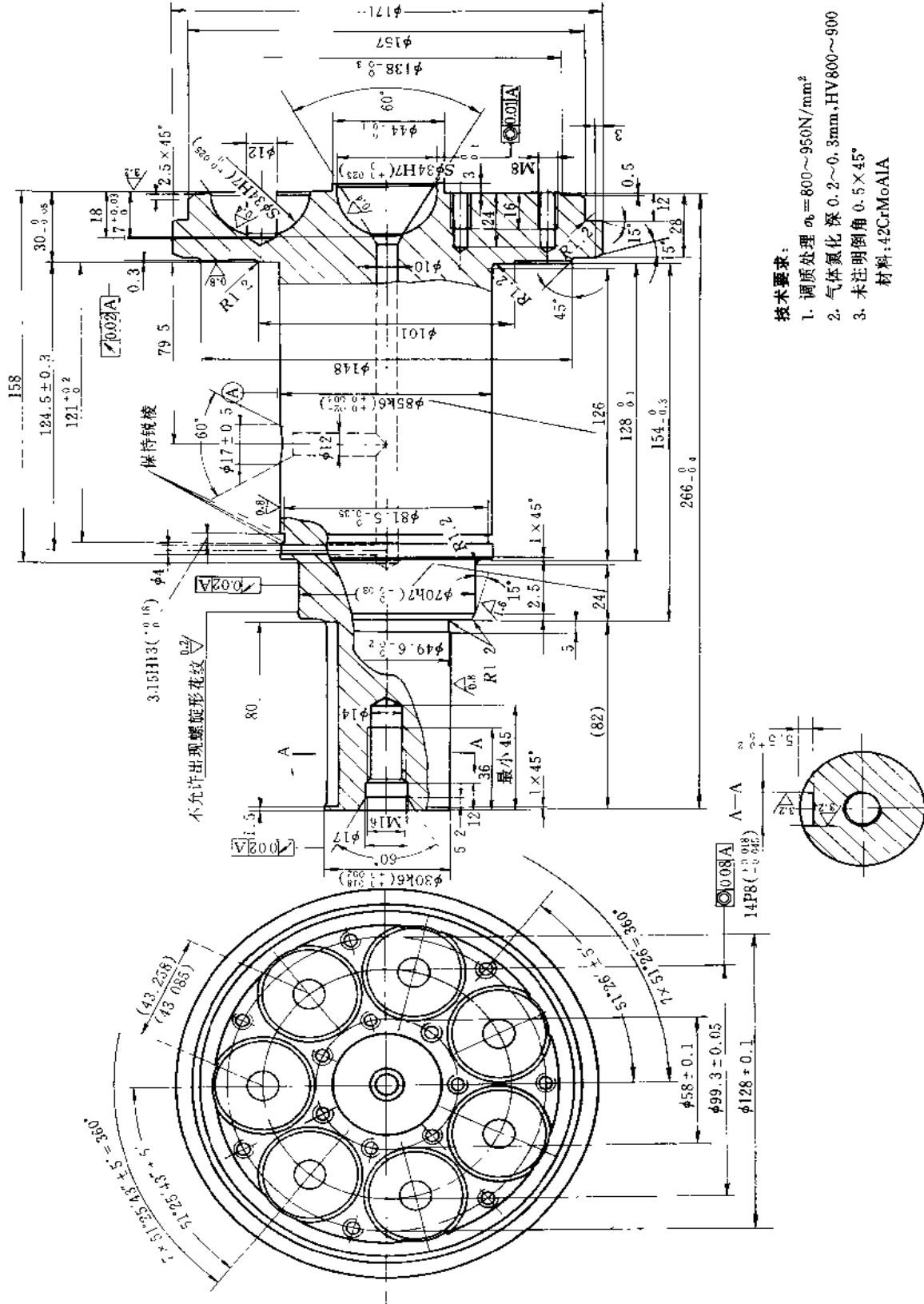
**技术要求:**

1. 调质处理  $\sigma_b = 1000 \sim 1150 \text{ N/mm}^2$
2. 渗氮前调质处理、强化渗氮，氮层深度为 0.35~0.4mm
3. 去掉毛刺

材料: 30Cr2MoV

图 1-9-37 柱塞

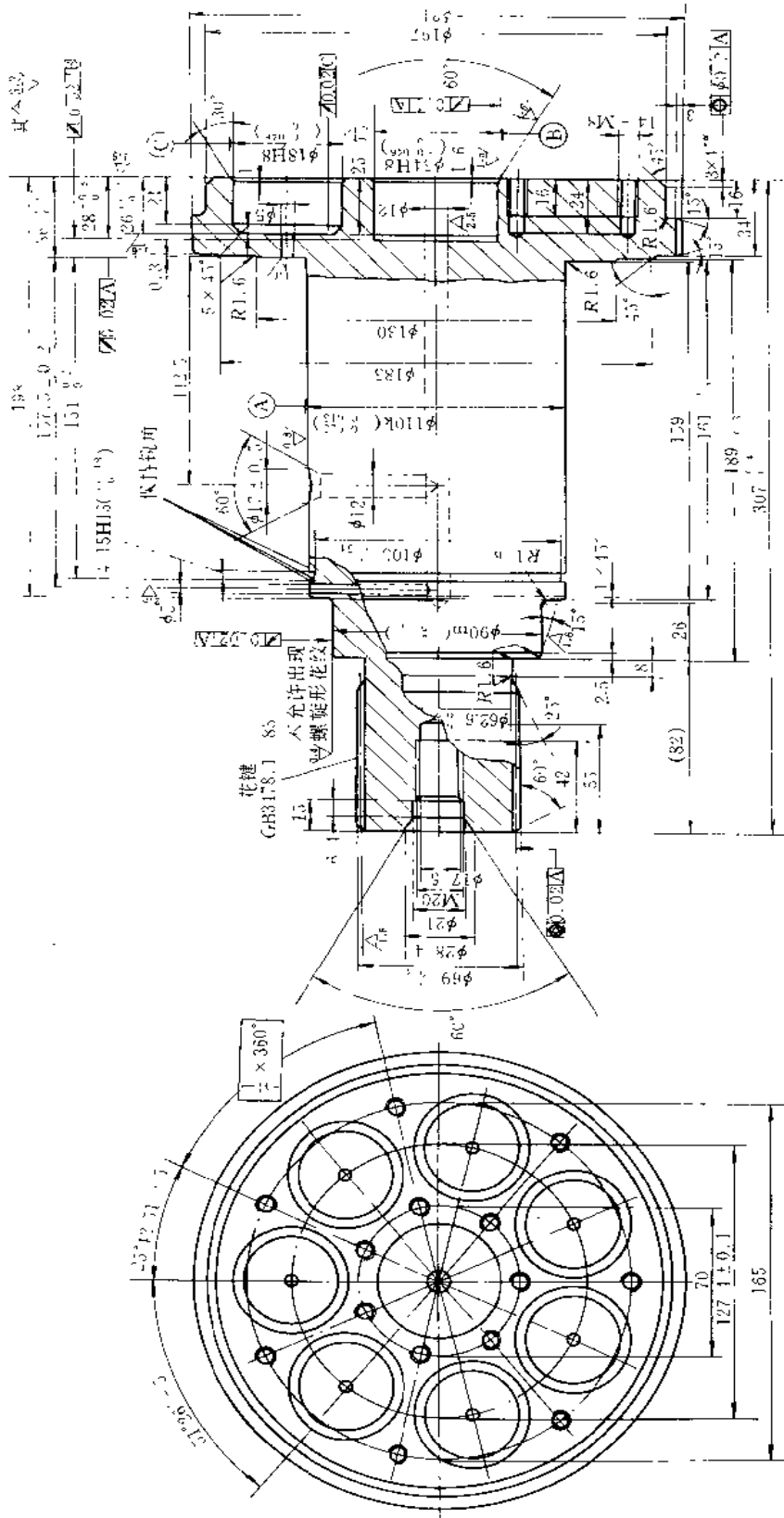




技术要求:

1. 调质处理  $\sigma_b = 800 \sim 950 \text{ N/mm}^2$
  2. 气体氮化深  $0.2 \sim 0.3 \text{ mm}$ , HV800~900
  3. 未注明倒角  $0.5 \times 45^\circ$
- 材料: 42CrMoA1A

图 1-9-38 A2F 225 斜轴泵主轴

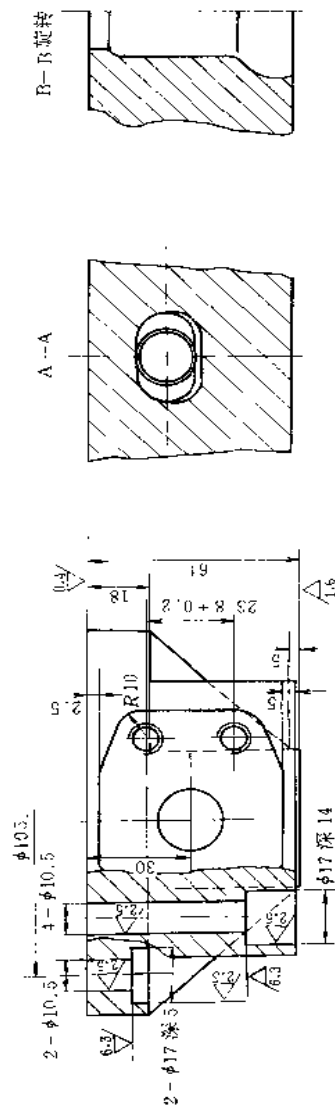
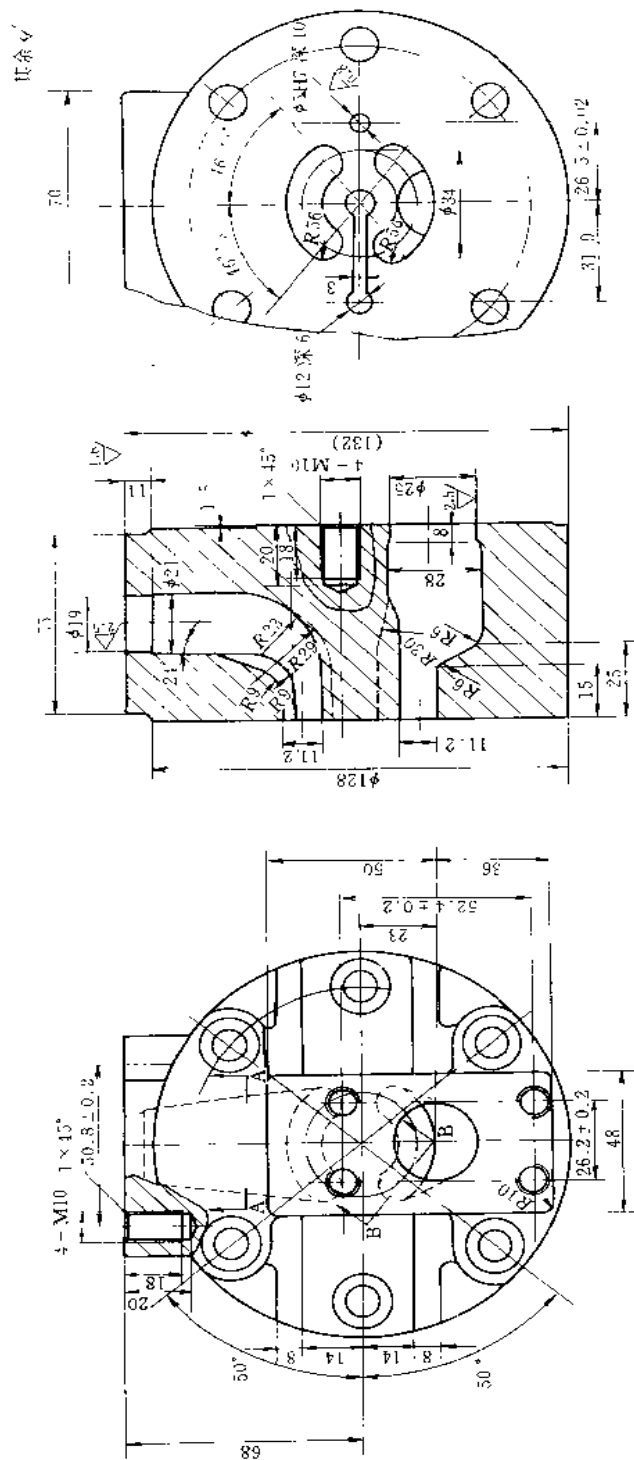


技术要求：  
 1. 调质处理  $\sigma_b = 800 \sim 950 N \cdot mm^2$   
 2. 气体氮化 深  $0.2 \sim 0.3 mm$ 、HV800 $\sim$ 900  
 3. 未注倒角为  $0.2 \times 45^\circ$   
 材料：42CrMo

花键参数表

项 目	数 值	项 目	数 值
齿数	22	渐开线起始圆直径最大值	62.71
模数	3	花键小径基本尺寸	61.5 $\pm$ 0.1
压力角	30°	作用齿厚最大值	4.712
公差及配合	5h	实际齿厚最小值	4.634
齿距累积公差 $F_p$	0.045	作用齿厚最小值	4.656
齿形公差 $F_t$	0.026	实际齿厚最大值	4.680
齿向公差 $F_\beta$	0.013	齿根圆弧最小曲率半径	0.6

图 1 9-39 A2F-355 斜轴泵主轴



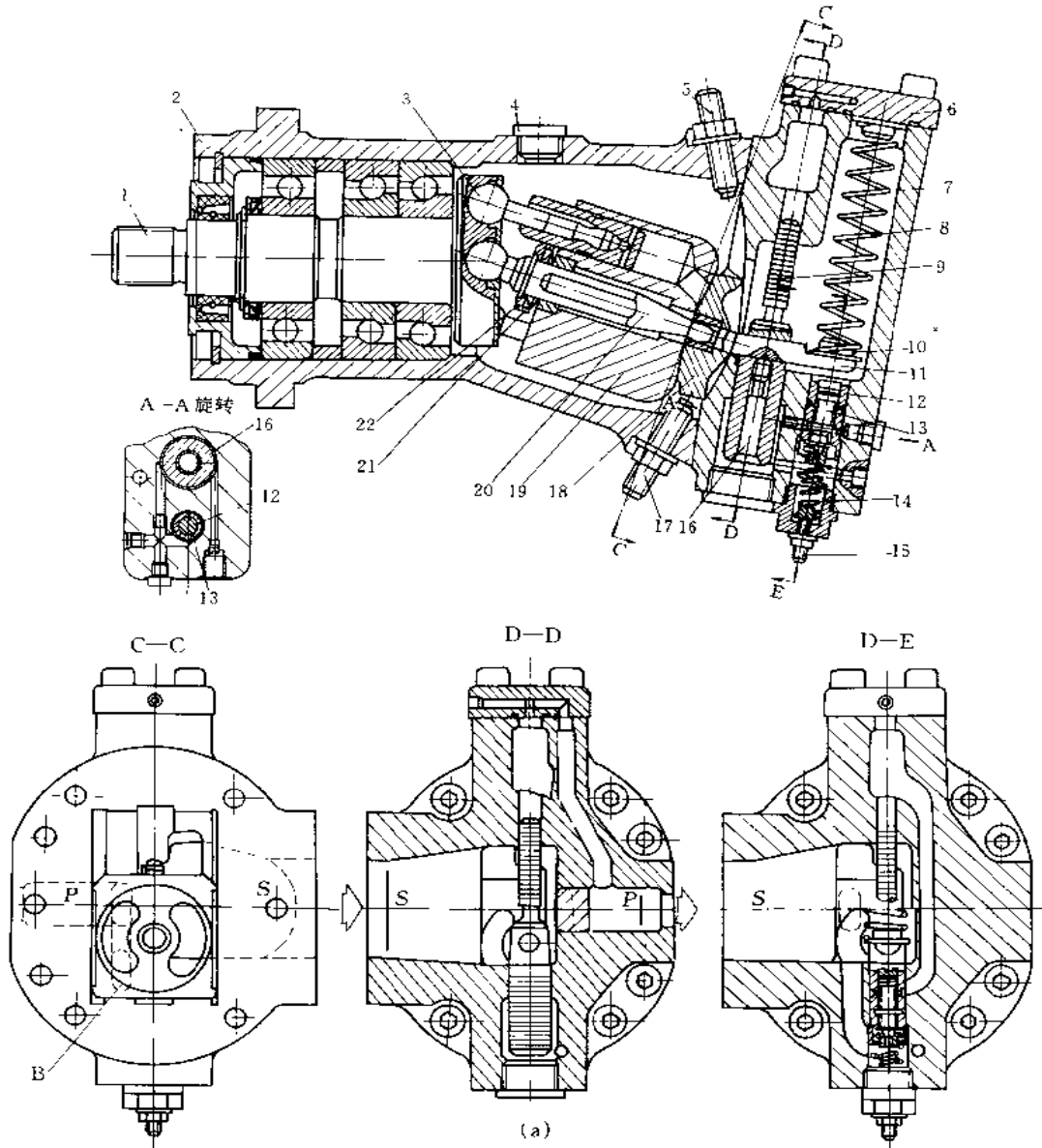
技术要求:

1. 未注明铸造圆角  $R4 \sim 6$
2. 未注明倒角  $0.3 \times 45^\circ$
3. 油道表面应圆滑过渡, 不得有棱角

材料: QT

图 1-9-40 A2F 斜轴泵后泵盖

## A7V-1 系列 DR 恒压变量斜轴泵



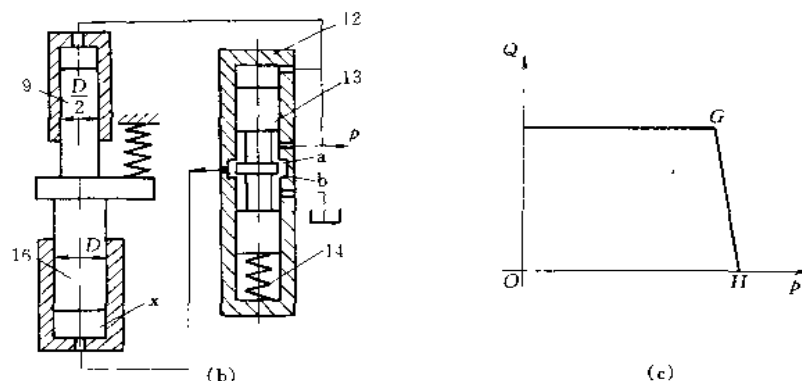


图 1-9-41 A7V-1 系列 DR 恒压变量泵

(a) 结构图; (b) 恒压变量机构原理图; (c) 流量调节特性曲线

1—主轴; 2—壳体; 3—柱塞副; 4—螺塞; 5—最小流量限位螺钉; 6—端盖; 7—后壳; 8、14—弹簧; 9—变量活塞; 10—弹簧座; 11—拨销; 12—阀套; 13—阀芯; 15—调节螺钉; 16—变量活塞 (T); 17—最大摆角限位螺钉; 18—配流盘; 19—缸体; 20—中心轴; 21—碟形弹簧; 22—弹簧座

A7V-1 系列变量斜轴泵属于单向变量式油泵,是在 A2F-1 型定量泵基础上配上变量机构所组成。泵主体部分结构与 A2F-1 系列基本相同。变量机构用螺栓与主泵连接,并以拨销插在配油盘中心孔内,带动配油盘沿变量壳体的圆弧面滑动,从而改变缸体的倾角,达到改变油泵流量的目的。使拨销移动的控制方式有多种,如恒功率变量(代号 LV)、恒压变量(代号 DR)、电动比例变量(代号 EP)及手动变量(代号 MA)。与斜盘式变量泵相比较,具有结构简单、缸体摆角范围广,柱塞侧向力小,转速高,自吸能力强等优点。额定压力为 35MPa,最高压力为 40MPa,排量为 0~20.5、8.1~28.1、0~40.1、15.8~54.8、0~58.5、23.1~80、0~78mL/r 等 12 种规格。

图 1-9-41 为 A7V 恒压式变量泵,结构如图 1-9-41a 所示,工作原理如图 b,活塞 9 的油腔直接和泵的输出相通,而活塞 16 的油腔与控制阀套 12 上的沉割槽相连通,活塞 16 所受压力的大小由阀芯 13 的位移来控制,阀芯 13 的台肩宽度稍小于阀套沉割槽宽度。当阀芯 13 处于图示中位时, a、b 处形成两个相同开度的缝隙,其阻力相等。拨销 11 及活塞 9 固定在某一位置上不动。当阀芯 13 偏离中位向上时, a 处阻力增大, b 处阻力减小, x 腔压力低于供油压力之半,活塞 9 推动拨销 11 向下,使缸体摆角增加,泵排量增加;当阀芯偏离中位向下时, a 处阻力减小, b 处阻力增大, x 腔压力高于泵供油压力之半,活塞 16 就推动拨销 11 向上,使缸体摆角减小,泵排量减小。阀芯 13 的上腔与泵的供油通道相连,下部有一弹簧 14,当泵的压力较低时,阀芯 13 被弹簧 14 推至最高位置, x 腔与回油通,缸的摆角处于最大位置,流量最大。当泵的供油压力升高到使阀芯 13 向下移动到中位时,拨销 11 仍保持不动,流量不变。当泵压力进一步升高时,阀芯 13 偏离中位向下, x 腔压力增加,拨销 11 上升,缸体摆角减小,

泵的流量减小。由于弹簧 14 的刚度很小，泵的供油压力只要有很小变化，x 腔就可能有较大变化。而且弹簧 8 的刚度也很小，所以当泵的压力只要增加很小就能使泵的流量降至零。图 c 为流量特性曲线。GH 线很陡，在实际工作中，泵自动改变流量，以维持系统压力不变。其工作点在 GH 线上变动。例如，当泵的流量大于所需时，系统压力就要增加，随之，泵的流量就自动减小至与外界需要相适应为止；当油泵流量小于所需时，系统压力就要降低，随之泵流量就自动增加至与需要相适应。由于 GH 线很陡，实际引起的系统压力变化很小，而维持系统压力基本上恒定，称为恒压式变量泵。

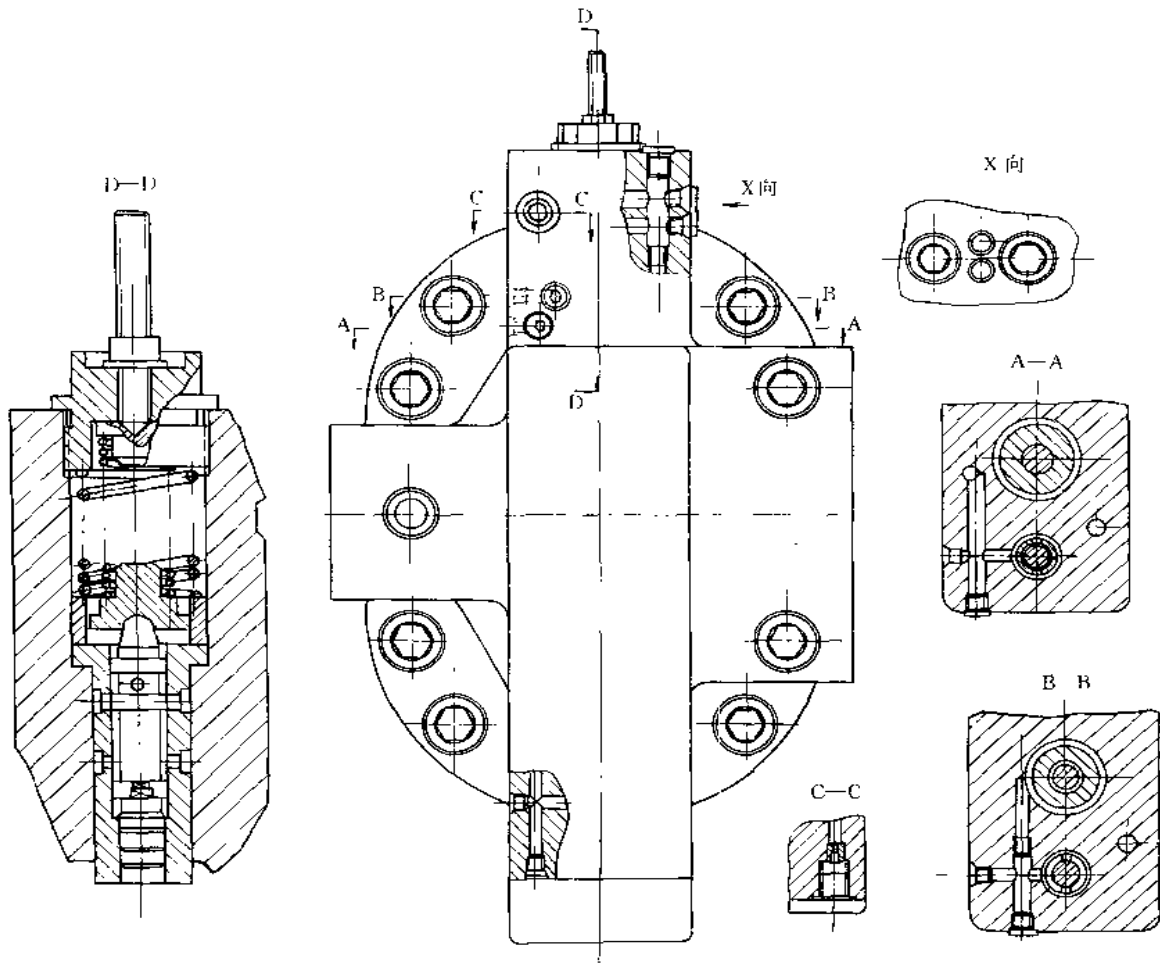


图 1-9-42 A7V-5 系列 DR 恒压变量机构

图 1-9-42 为 A7V-5 系列恒压变量泵的变量机构，其他部分均与前面介绍相同。

## A7V-5 系列 LV 恒功率变量斜轴泵

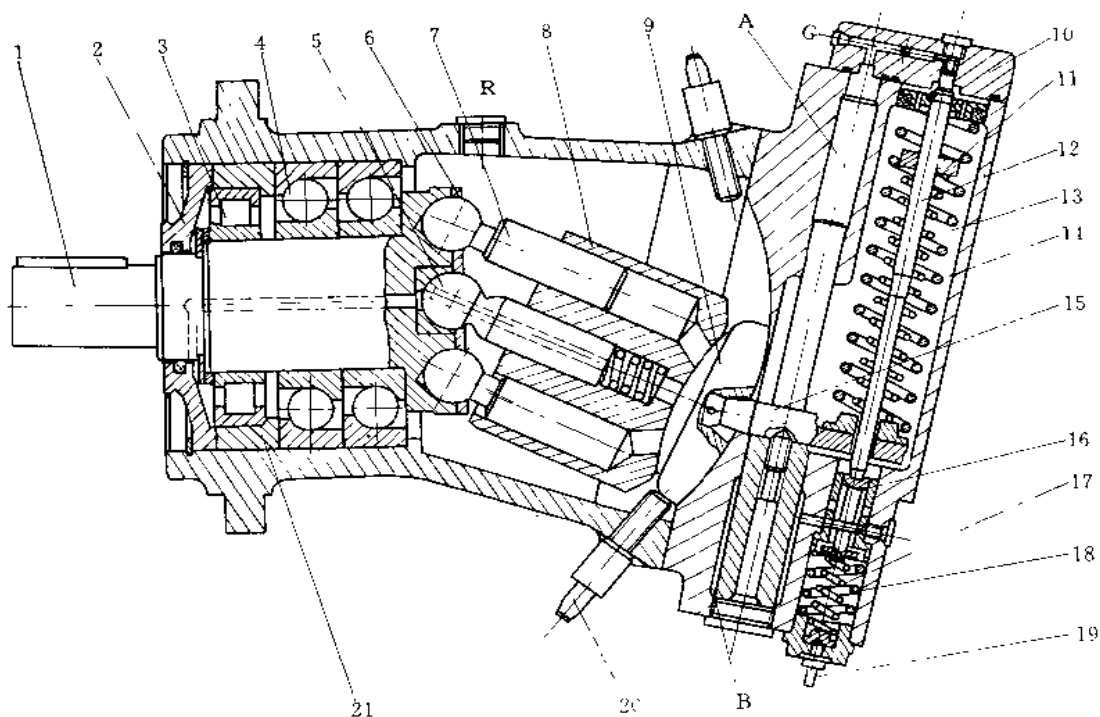
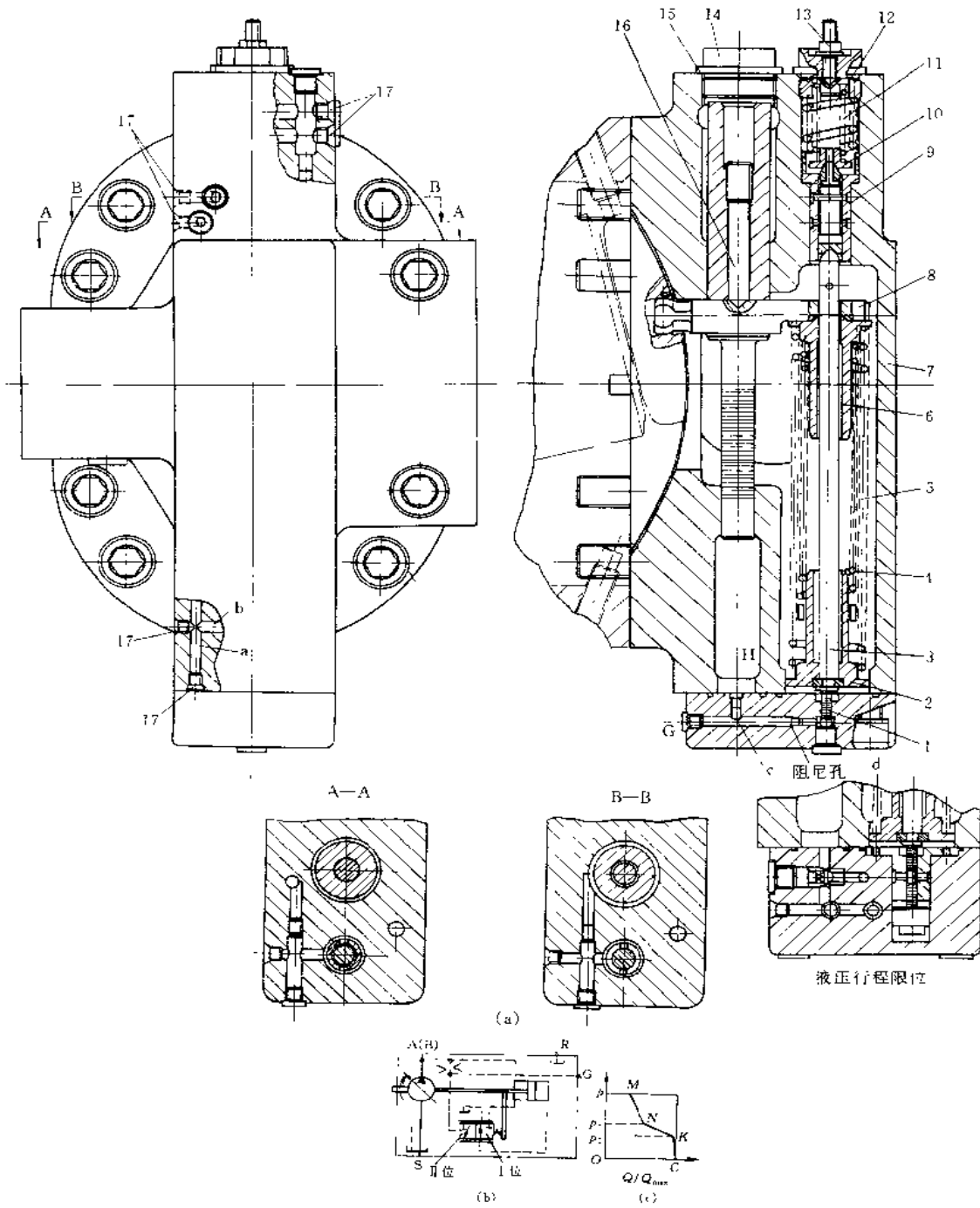


图 1-9-43 A7V-5 系列 LV 恒功率变量泵

1—主轴；2—前端盖；3—圆柱滚子轴承；4—角接触球轴承；5—中心铰轴；6—回程盘；7—柱塞；8—缸体；9—配油盘；10—变量壳盖；11—套环；12—导杆；13—小弹簧；14—大弹簧；15—变量柱塞；16—阀芯；17—内弹簧；18—外弹簧；19—调压螺丝；20—最大流量限制螺栓；21—轴承座套

图 1-9-43 所示 A7V-5 系列变量斜轴泵，属单向变量斜轴泵，是在 A2F-5 系列定量泵的基础上，配上变量机构所组成。它具有 A2F-5 系列定量泵的特点，而变量机构与 A7V-1 系列变量泵相同，区别是泵的主体部分。缸体摆角从  $0^{\circ}$ ~ $26.5^{\circ}$  范围内调节。变量形式有恒功率变量 (LV)、恒压变量 (DR)、电磁比例变量 (EL)、液压变量 (HD) 四种形式。A7V-5 系列恒功率变量在控制形式上又分五种类型，除前面所讲述的基本控制形式外，有恒功率基本形式加机械控制，恒功率控制加液压远控（压力油不从油泵出口引入），有带压力保护阀的控制形式和带压力保护加液压远控形式，规格有  $0\sim 250$ 、 $0\sim 355$ 、 $0\sim 500\text{mL/r}$  三种。它与斜盘式变量泵比较，主要是变量范围大，抗干扰能力强，变量灵敏而且较容易实现零流量。斜盘式变量泵由于变量活塞受斜盘作用力影响，在斜盘倾角为零时调节易卡住。



**技术要求:**

1. 序号 16 用 241 号乐泰胶粘接结合面, 序号 16 的扭紧力矩为  $8.5\text{N} \cdot \text{m}$
2. 17 号标记零件用 601 号乐泰胶粘接
3. 螺塞孔处均用氟橡胶密封

图 1-9-14 A7V-5 系列 LV 恒功率变量机构

(a) 结构图; (b) 工作原理图; (c) 流量特性曲线

1—控制柱塞; 2—弹簧座; 3—导杆; 4、11—小弹簧; 5、12—大弹簧; 6—弹簧座; 7—变量壳体; 8—变量柱塞; 9—阀芯; 10—阀座; 13—调节螺钉; 14 螺塞; 15—密封圈; 16—螺钉; 17—丝堵

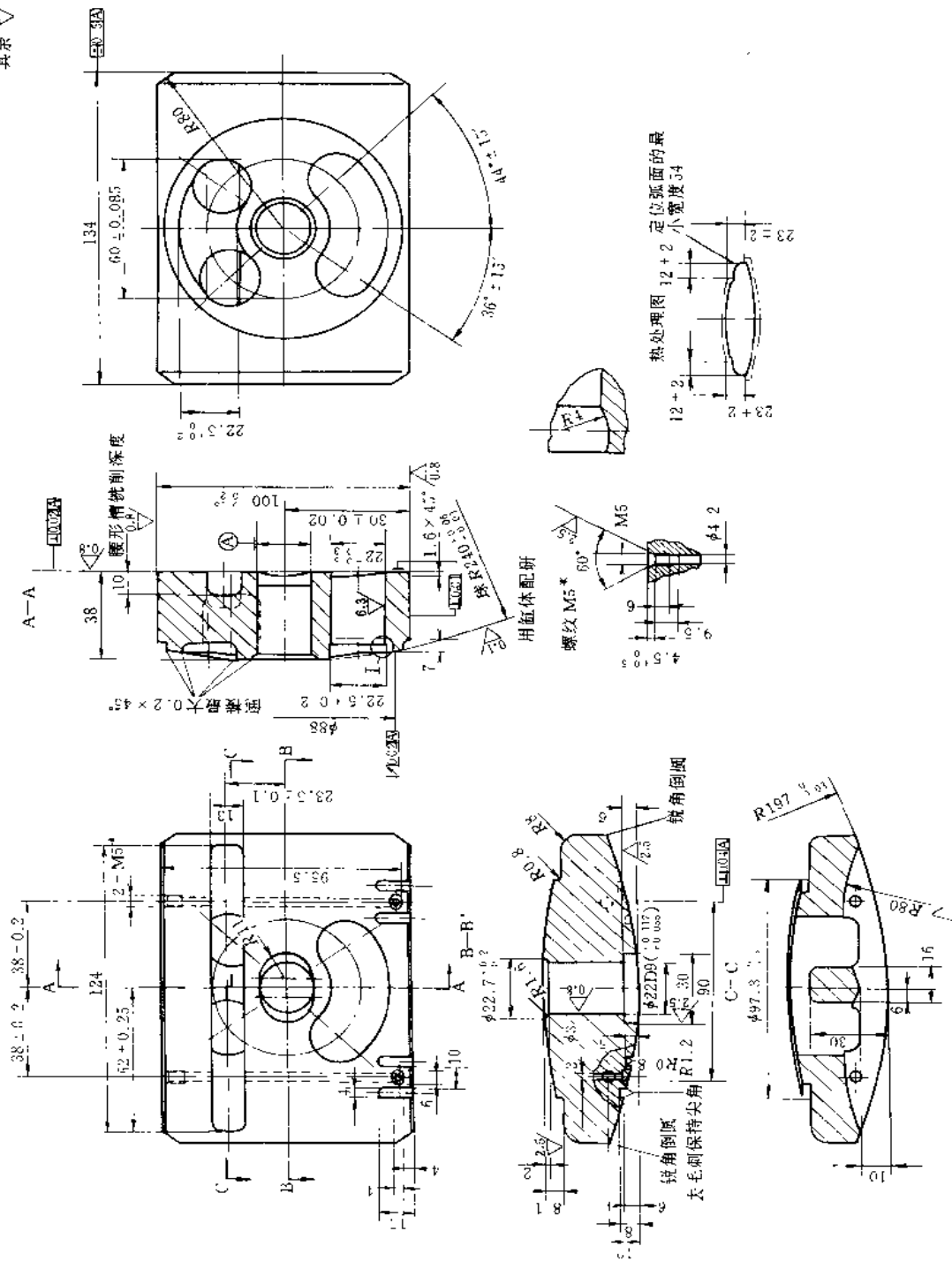


图 1-9-44a 为恒功率变量机构的结构图。控制油从液压泵出口经孔 a 引入孔 b，到变量柱塞下端 H 室，并经油孔到控制柱塞 1 的下端。变量柱塞 8 的水平横梁左端部呈球状拨销插入配油盘中的铰接。水平横梁的右端平面支承着大小两个弹簧，套在大弹簧圈内的小弹簧下端卡在与导杆活动联接的套环上。导杆下端通过控制柱塞受液压力作用，而上端则顶在阀芯 9 上，阀芯的上端又作用两个弹簧 11、12，而且弹簧力可以通过调节螺栓 13 来改变。对于阀芯来说，一端受通过导杆传递的液压力作用，另一端受弹簧力作用。阀芯是一个二位三通液动阀的阀芯，它能够使变量活塞大端直径端部（W 腔）进压力油或者泄压。当油泵工作压力小时，阀芯受到的弹簧力大于液压力，阀芯被推下移打开阀口，W 腔泄压。在 H 腔液压力作用下，变量柱塞上移，带动配油盘上移，增加缸体的倾角。

当油泵排油口压力升高时，与之相通的 c、d 孔道压力油作用于弹簧座上端，如果液压力大于大弹簧力，则导杆被推上移，带动阀芯上移、弹簧 11、12 被压缩，阀芯移动改变油流通路。图 1-9-44 (b) 为工作原理图，阀芯处于 II 位通流状态，压力油进入 W 腔，结构形式见图 1-9-44 (a) 的 A—A、B—B 剖视图。这时，由于 H 腔中变量柱塞小端直径面一直通压力油，故变量柱塞两端形成差动。变量柱塞被推下移，水平横梁左端拨动配油盘并带动缸体向下沿变量壳体弧面移动，改变缸体倾角。变量柱塞上的水平横梁右端下移，首先压缩大弹簧，产生一个位移，使导杆所受弹簧力增加，导杆下移。阀芯在弹簧 11、12 作用下，又恢复到原来位置，完成了机械（导杆）的反馈作用。关闭阀口，变量柱塞两端同时受液压力作用，当两端液压力的差值与水平横梁上所受弹簧力及配油盘上液压力的向上分力相平衡时，变量柱塞在新的位置停止。缸体停于新的摆角位置，一次变量动作结束。如果调节螺钉 13，使变量起始压力为 5MPa，则图 1-9-44c 流量-压力特性曲线中， $p_0$  为 5MPa，由于小弹簧没有受预紧力，故当油泵出口压力从  $p_0$  到  $p_0'$  变化时，水平横梁移动只压缩大弹簧，流量变化沿  $K-N$  曲线变化（决定于大弹簧 5 的刚度）。当压力继续升高（压力大于  $p_0'$ ）则变量柱塞下移，使套环与弹簧座 2 卡住，则水平横梁再移动会压缩大小弹簧（变量柱塞所受到的差动液压力与大小弹簧力之和相平衡），这样，流量的变化沿  $N-M$  线变化（决定于大、小弹簧刚度）。由于流量随压力的升高沿  $K-N-M$  折线变化，近似一条双曲线，压力升高，而流量降低，油泵输出功率  $N=pQ$  维持恒定。故这种变量又称为恒功率变量。

图 1-9-45 至图 1-9-47 为配油盘和变量柱塞。

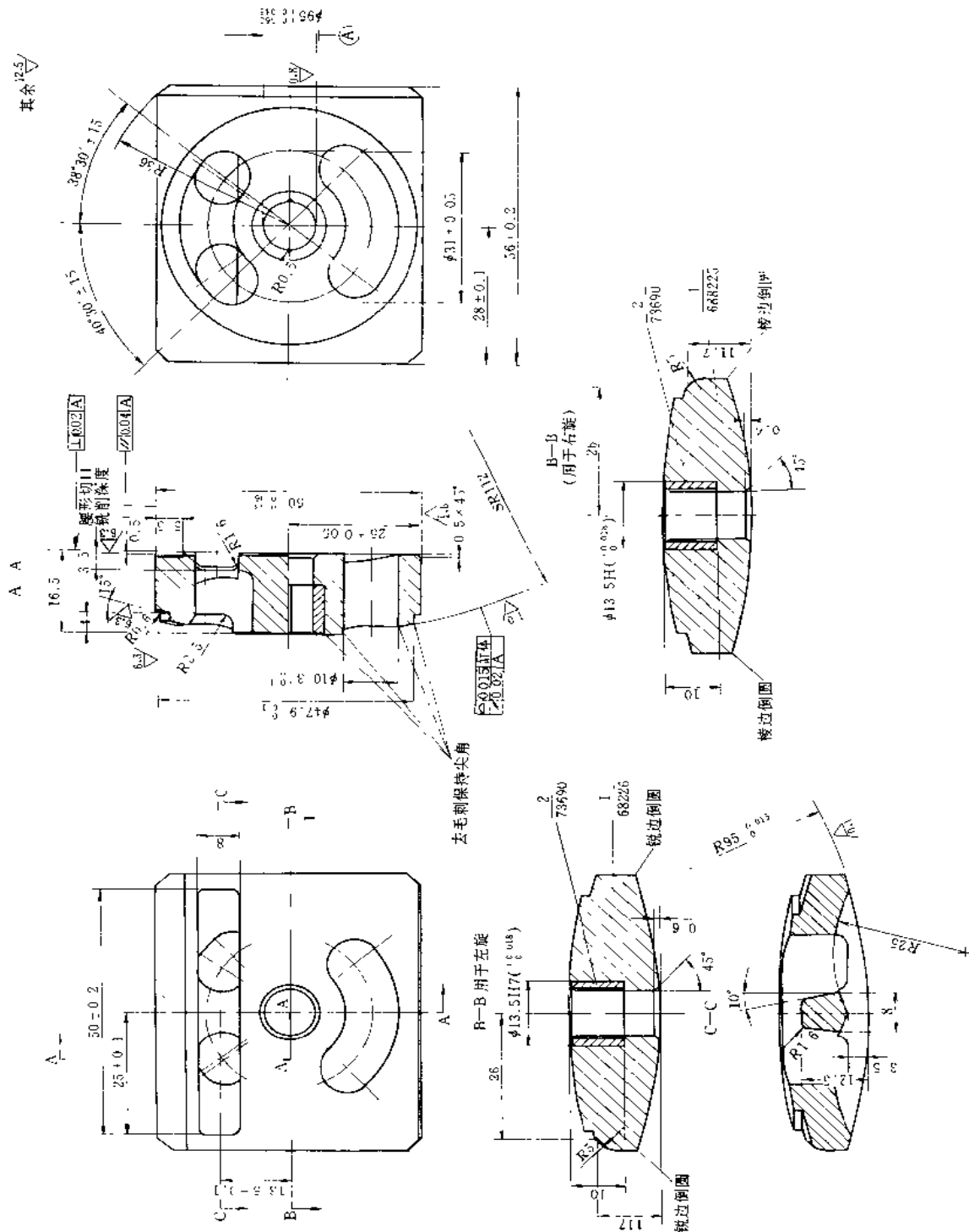
其余  $\nabla_{12.5}$



技术要求:

1. 调质  $\sigma_b$  800-950N/mm<sup>2</sup>, 2. 热处理按热处理图: 3. 未注圆角  $R=4$ mm; 4. 未注倒角  $R=0.2 \times 45^\circ$ , 气体氮化, 氯化层深 0.75mm, 硬度 HV300-900

图 19 15 A7V 20 变量斜轴泵配油盘 (材料: 38CrMoAlA)



技术要求：  
 1. 调质  $\sigma_b = 800 \sim 950 \text{ N/mm}^2$ ; 2. 气体氮化，氮化层深度 0.7 mm，硬度 HV800 ~ 900; 3. SR112 用球径仪 178701 测量，允许显示偏差  $\pm 0.4$ ，未注明倒角  $0.2 \times 45^\circ$ 。  
 图 1 9-46 A7V 变量斜轴承配油盘 (材料: 38CrMoAlA)

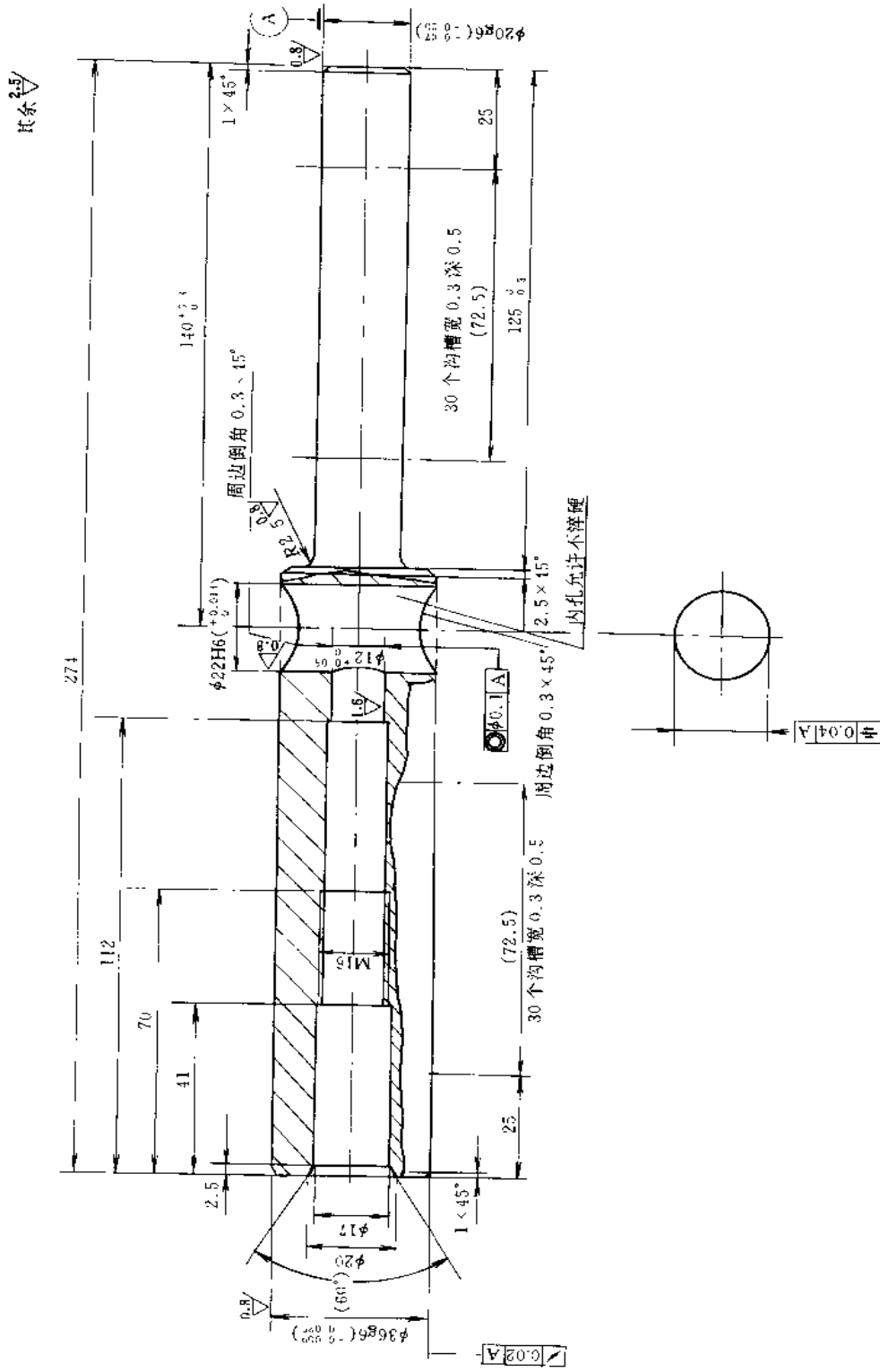


图 1-9-47 A7V 变量斜轴泵变量柱塞

### A2V 系列斜轴式轴向柱塞泵

A2V 型油泵比斜盘式泵自吸性能好, 由于缸体倾角可以在较大范围内变化, 故容积大, 流量变化范围大, 而且可以调节缸体倾角在两个方向变化, 从而实现油流方向的变化, 故称为双向变量油泵。它可当油马达使用。其变量形式有手动变量 (HW)、液动变量 (HD)、恒功率变量 (HDL)、恒压变量 (HDD)、电磁比例变量 (HDE) 五种。它的结构紧凑, 耐冲击, 寿命长, 噪音较小。额定压力可达 35MPa, 排量从 250mL/r 到 1000mL/r 间有四种规格。

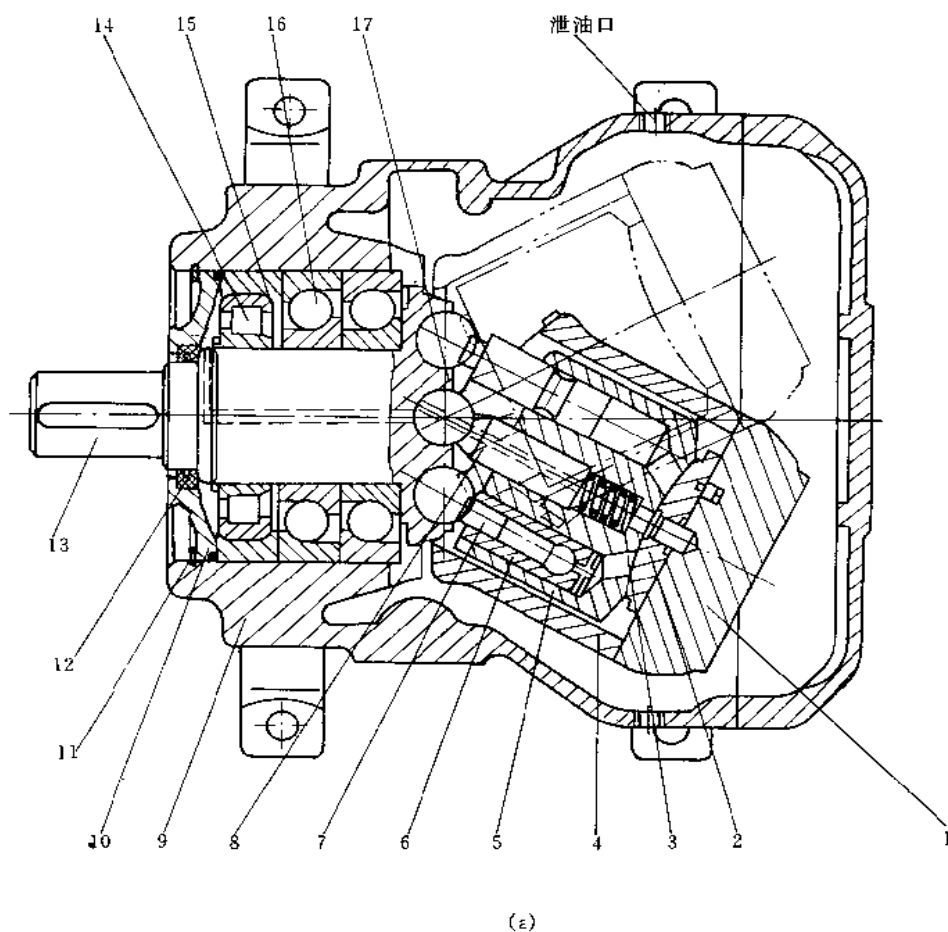


图 1-9-48 A2V 型斜轴式轴向柱塞泵及其配油轴结构 (a)

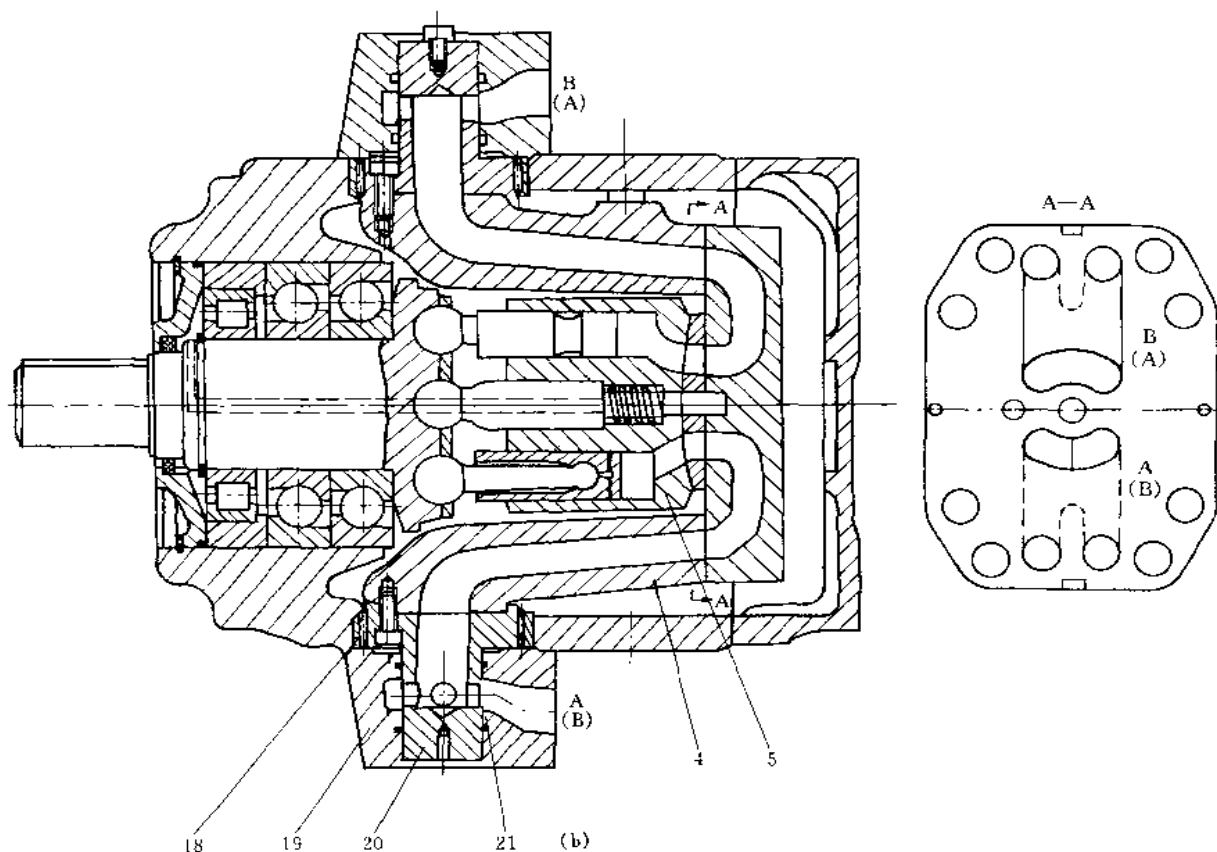


图 1-9-48 A2V 型斜轴式轴向柱塞泵及其配油轴结构 (b)

(a) 泵的结构

1—缸套底板;2—配油盘;3—中心弹簧;4—缸套;5—缸体;6—柱塞;7—连杆;8—中心铰轴;9—泵体;10—前端盖;  
11—孔内卡环;12—密封圈;13—传动主轴;14—圆柱滚子轴承;15—隔套;16—角接触球轴承;17—回程板

(b) 配油轴结构

18—滚针轴承;19—配油轴套;20—配油轴;21—O 形密封圈

图 1-9-48 所示为 A2V 型斜轴式轴向柱塞泵及其配油轴结构图。传动主轴 13 支撑在并列的三个轴承上，传动轴较短，以保证有强的刚度，使主轴运转平稳。缸套用螺栓与配油轴连接，配油轴支撑在滚针轴承上，使其转动灵活，并作为缸套带动缸体转动的耳轴。缸套有拨销与变量机构连接带动缸套摆动。

## (1) 液动变量机构

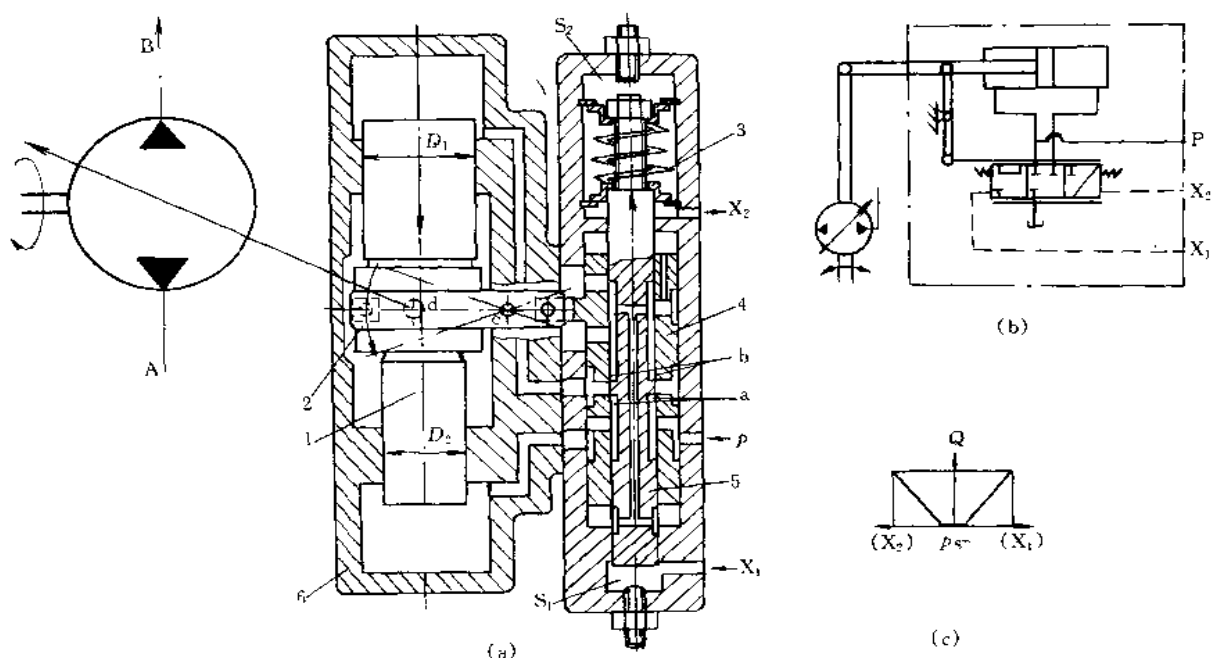


图 1-9-49 A2V 液动变量机构

(a) 结构图; (b) 原理图; (c) 变量特性曲线

1-变量活塞; 2-连杆; 3-弹簧; 4-阀套; 5-阀芯; 6-液压缸

图 1-9-49 所示为 A2V 型油泵的液动变量机构, 包括伺服阀 (阀芯 5 和阀套 4)、差动液压缸和反馈连杆、轴销等。工作原理如图 a、b 所示, 当油口  $X_1$  进油推动阀芯 5 上移, 打开阀口 a 侧, P 口与液压缸 6 两个油口相通, 上下腔进入压力油,  $D_1 > D_2$ , 形成差动, 推动活塞下移, 活塞 d 处销轴 (图 1-9-49a) 与缸套 4 (图 1-9-48) 连接, 使缸套绕配油轴 (图 1-9-48) 摆动。活塞移动量与缸套移动保持一定比例, 活塞的移动带动连杆绕销轴 c 转动一个角度, 连杆上端与阀套连接, 拨动阀套向上移动至图示状态, 使缸套在一定角度稳定不动, 完成机械反馈动作。当控制油径  $X_2$  口进入  $S_2$  腔, 推阀芯向下移动, 打开控制阀口 b, 与泄油口 (与泵腔) 相通, 使液压缸上腔泄压, 下腔则与 P 口相通, 使活塞上移, 通过 d 处销轴带动缸套反向摆动一个角度, 同时也带动反馈连杆绕销轴 c 转动一个角度, 并拨动阀套向阀芯移动方向移动相同距离, 将阀口封闭, 使变量活塞在一定位置平衡。在这个变量机构中, 伺服阀阀芯移动, 打开阀口使压力油作用于变量活塞移动 (主泵中的缸套也移动), 变量活塞的移动又反馈给阀套, 使阀套移动与阀芯移动相同的距离。使伺服阀阀口封闭变量活塞就在一定位置停止不动。这就是伺服控制系统。

这种变量机构的特点是:

① 变量活塞的位移与伺服阀阀芯的移动量是相等的;

② 变量活塞带动反馈连杆使阀套移动的方向与伺服阀阀芯的方向相同而且相等, 即可以关闭伺服阀开口, 使变量活塞在一定位置固定不动。油泵缸体也就在一定摆角稳定 (输出流

量调定)；

③变量活塞的响应速度决定于伺服阀输出的流量；

④伺服阀的阀口通流面积，是阀芯位移量与阀套位移量之差的函数，故总是在小开度工作；

⑤伺服阀阀口零位附近的流量增益，决定这种调节方式的响应性能。

图 1-9-49c 表示流量特性。说明由于变量活塞的摩擦力影响，使输出流量变化有一段死区，油泵最小稳定流量决定于油泵的容积效率。

## (2) 恒功率变量机构

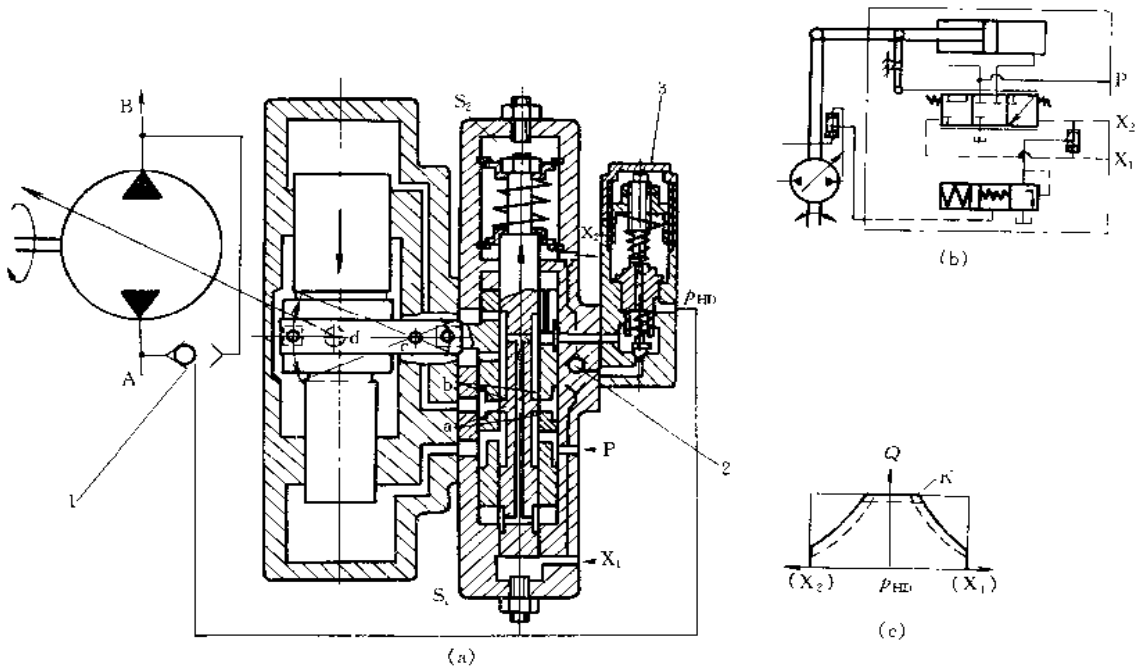


图 1-9-50 A2V 带压力补偿的液动变量控制机构

(a) 变量结构图；(b) 变量原理图；(c) 变量特性曲线

1—主泵进出口梭阀；2—液动阀油路梭阀；3—压力补偿阀

图 1-9-50 所示为带压力补偿的液压控制变量机构，在前面液压变量机构的基础上，在上泵进出油路上和伺服阀内各增加一个梭阀（双向单向阀），前者是适应油泵进出油流变化，后者是适应滑阀的正反方向控制。并在伺服阀上叠加一个压力控制阀，以控制伺服阀换向的油压，使控制油压能随主泵工作压力升高而降低。油压的变化相应的改变了伺服阀阀口，油压高，则伺服阀开口大，进入变量油缸的流量增加，变量活塞位移增加，使主泵中缸体倾角增大，泵流量增大。只有当油泵负载较小，工作压力较低时，压力控制阀才使控制油压力最高，从而使变量活塞移动最大距离，缸体处于最大倾角，油泵流量也最大。见图 1-9-50c，适当调节压力控制阀的弹簧力，则可以确定  $K$  点（最大流量值）。控制油压力的变化，相当于无级改变液压弹簧力，使油泵压力与流量关系呈双曲线变化，又称为恒功率变量。



### (3) 电磁比例控制变量机构

图 1-9-51 为 A2V 电磁比例压力控制变量机构，它包括双向电液比例减压阀、压力补偿阀插装板、溢流阀和变量油缸。其中伺服阀与变量油缸与前面所述变量机构的结构相同。

变量机构的主要控制部分为双向电液比例减压阀，做为伺服阀的先导阀。当比例电磁铁通电后，产生电磁吸力，经推杆与弹簧作用在锥阀芯上。当作用在锥阀芯底面的液压力等于电磁铁吸力和弹簧力后，锥阀被打开，控制油溢流，限定控制油压力。由于电磁铁吸力只决定于输入电流的大小，因此，只要按比例连续地控制输入电流的大小，即可按比例控制锥阀的开启压力，也就决定了控制油的压力。由于伺服阀需要两个方向移动，用双向电液比例减压阀就能决定两个方向控制油压力大小。比例阀 a 决定  $S_1$  腔压力，比例阀 b 决定  $S_2$  腔压力，控制油压力与供油压力  $p_{ZP}$  无关。只要按照要求（泵增加流量还是减小流量）给不同电磁铁输入电流信号，即可变量。

变量机构仍采用泵出口压力的补偿，在安装板中插装一个由泵出口压力控制的压力补偿阀，该阀作用是使控制油的压力再随油泵的工作压力变化。在这里仍然是起油泵超载保护作用，当油泵工作压力很高时，控制油卸荷，伺服阀处中位，停止变量。由于变量油缸与前面的变量形式中结构相同，变量活塞移动一定距离，带动反馈连杆绕 c 点摆动使伺服阀阀套向阀芯运动方向移动相同距离，关闭伺服阀的阀口，缸体在一定摆角稳定，输出一个流量。

变量特性和液动变量特性相同。

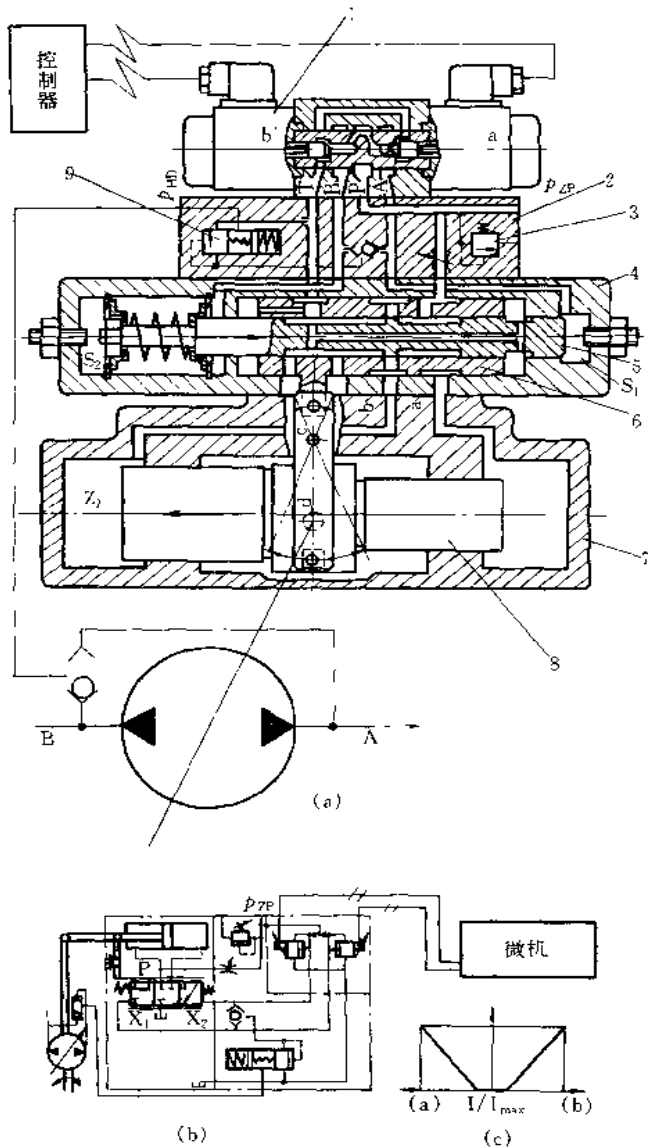


图 1-9-51 A2V 电磁比例压力控制变量机构

(a) 变量机构结构示意图；(b) 液压原理图；(c) 变量特性曲线  
1—电磁比例压力阀；2—插装压力补偿阀连接板；3—溢流阀；4—阀体；5—阀芯；6—阀套；7—变量缸体；8—变量活塞；9—安全阀

电液比例变量的原理方框图如下：

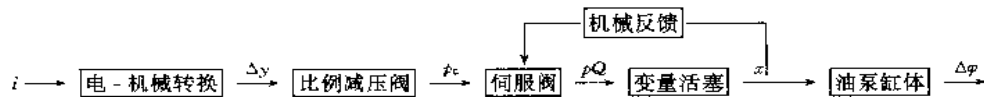


图 1-9-52 控制原理方框图

该电液比例压力控制变量是开环控制，由于电液比例控制阀价格比较便宜，性能可靠，重复精度高，抗污染能力强，所以在一般的变量系统中可代替电液伺服变量泵。缺点是由于按载频原理实现控制，故控制信号频宽较模拟器件低。

#### (4) 电液伺服变量机构

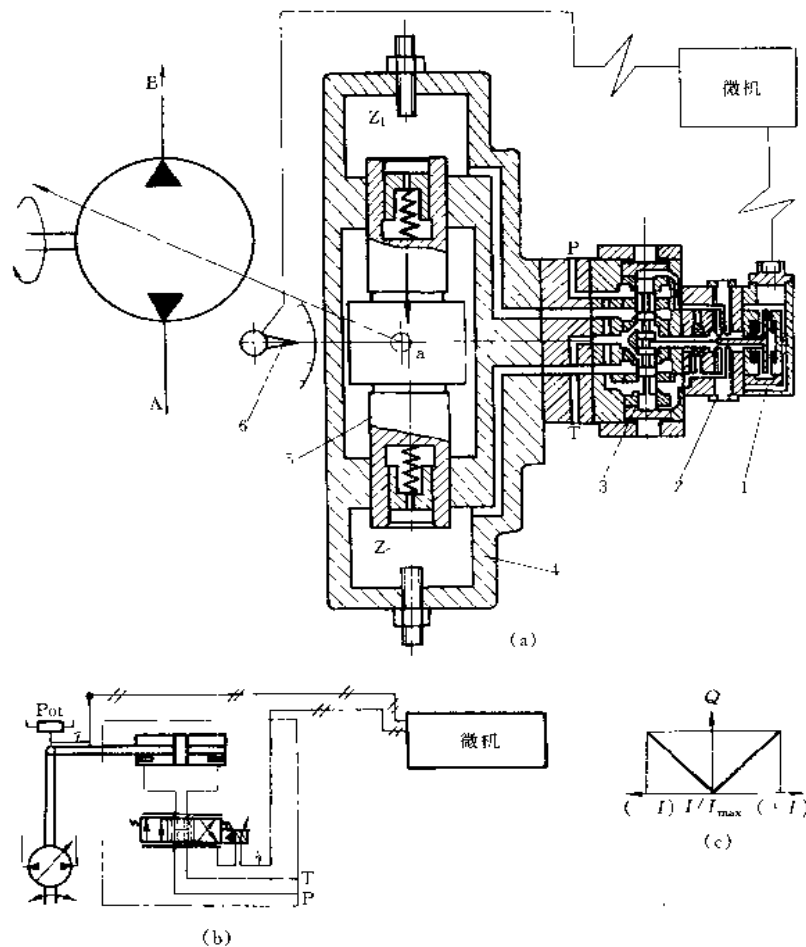


图 1-9-53 A2V 电液伺服变量机构

(a) 变量机构结构示意图；(b) 液压原理图；(c) 变量特性曲线

1—力矩马达；2—喷嘴挡板；3—四边滑阀；4—变量油缸；5—活塞；6—角位计

图 1-9-53 所示为 A2V 电液伺服变量机构。它包括一个直线位移式力矩马达驱动的双喷嘴挡板式前置放大级和四台肩四边伺服阀及一个变量油缸，力矩马达的衔铁支承在一个弹簧板上，该弹簧板既是密封元件又是弹性支承。

当向力矩马达输入电流时，衔铁在电磁力矩的作用下克服弹簧板弹性反力产生直线运动，

带动挡板产生偏移（例如向左），由于挡板的偏移，使该侧（左侧）喷嘴处液流阻力增大，左侧控制油压力升高，推动伺服阀阀芯向右移动，并带动弹簧板变形，产生的反馈力直接参与力矩马达衔铁的平衡，使挡板恢复到中位附近，属于位置-力反馈闭环。伺服阀阀芯向右移动，使变量油缸左腔进压力油向右移动，带动斜盘倾角增大。与电液比例变量机构不同的是，伺服变量要由电位器将斜盘倾角检测并转变成电信号，与给定信号相比较，利用差值输入到比例电磁铁去控制。而比例控制变量只利用指定信号进行控制，故伺服变量的控制精度要高于电液比例控制变量。

电液伺服变量的原理方框图如下：

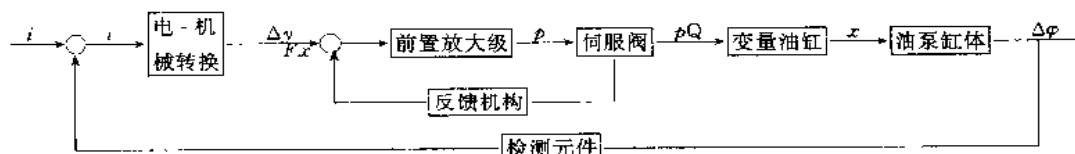


图 1-9-54 控制原理方框图

变量油缸 4 不同于电磁比例控制机构的变量油缸，缸两端直径相等，无大端直径面积差造成的背压阻力，无论  $Z_1$ 、 $Z_2$  哪腔进压力油都可立即使变量活塞移动，响应速度增加，变量灵敏。变量活塞两端加缓冲减振柱塞，变量平稳，伺服控制变量采用闭环控制受系统外部和内部参数变化影响小，控制精度高，从流量特性曲线图 c 中可以看出无死区，但对油液抗污染能力差，也存在稳定性问题。

#### 1.4 摆线式转子泵

转子泵齿数少，所以工作容积较大，单位面积的排油量大，不需要隔离件分隔高低腔，结构紧凑，转子尺寸较小，内外转子相对转速差小，配流窗口角度大，吸油充分，转子在高速

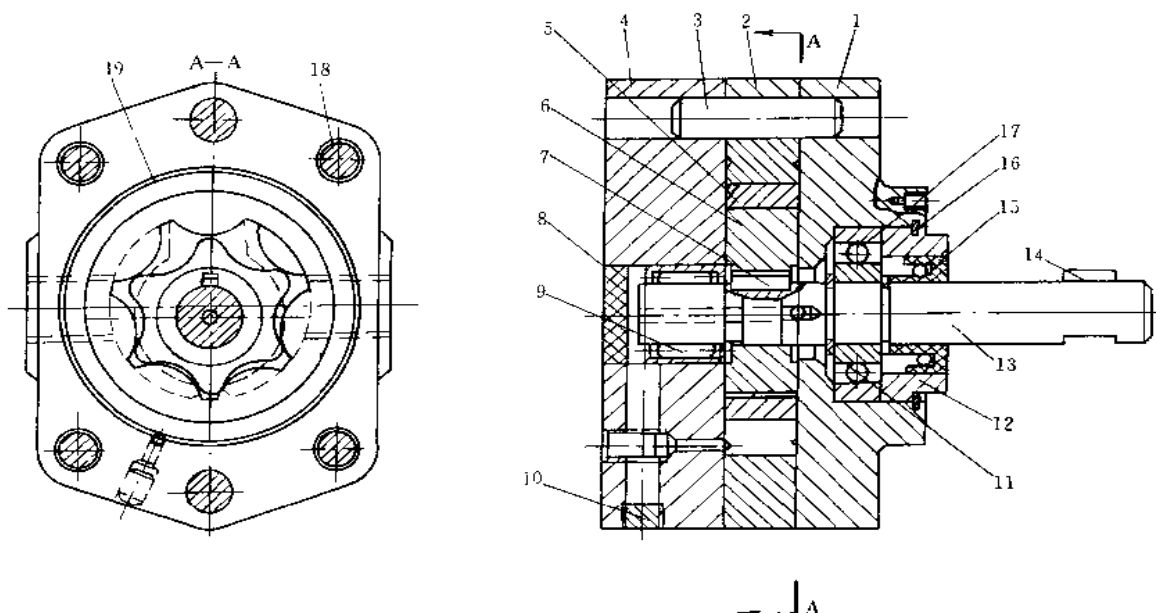


图 1-9-55 BB 型摆线泵

1—前盖；2—泵体；3—圆销；4—后盖；5—外转子；6—内转子；7—平键；8—压盖；9—滚针轴承；10—堵头；11—卡圈；12—法兰；13—轴；14—平键；15—密封环；16—弹簧挡圈；17—轴承；18—螺栓；19—卸荷槽

旋转时，液体因惯性更易充满齿凹空间，不易出现气穴现象，没有加速运动的零件，高速时工作平稳，内外转子差一个齿，同向转动，齿廓的相对滑动速度小，故磨损小，噪音小，寿命高。但由于工作压力不高，过去只在汽车行业作润滑泵用。近年由于制造业的进步，此泵也被用于铲车、吊车、起重机的液压系统及汽车的助力系统中，有的国家也在磨床和其他精密机床中有所使用。

图 1-9-55 所示为 BB 型摆式转子泵。转子齿廓为摆线，外转子比内转子多一个齿的内啮合齿轮泵。

工作原理：借助于一对偏心啮合的内外转子，在啮合过程中，形成几个独立的封闭空间。随着内外转子的啮合旋转，各封闭空间的容积发生变化，进行吸排油。

图示结构为三片式。工作时内转子带动外转子按一定的传动比做同向转动，内转子的一个齿每转动一周，出现一个工作循环，完成吸、排油一次。对于具有 6 个齿的内转子每转一转，将出现 6 个相同的工作循环，这样摆线泵便达到连续输油的作用，适当地把吸油道与排油道和不断变化的空间接通，就能起到液压泵的作用。内摆线转子加工较困难，加上容积效率较低，故在低压泵中使用较少。

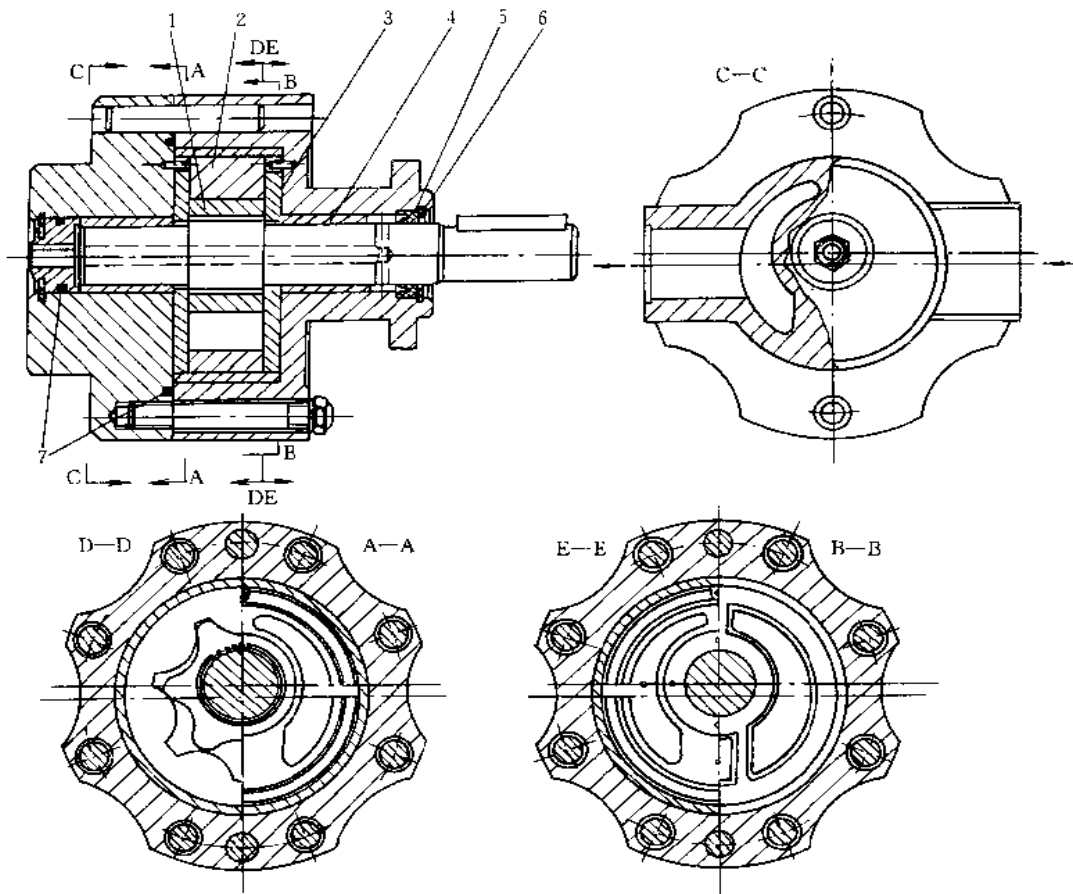


图 1-9-56 中高压摆线泵

1—内转子；2—外转子；3—补偿侧板；4—滑动轴承；5—Yx 形密封圈；6—卡环；7—O 形密封圈

图 1-9-56 所示为中高压内外转子式摆线泵。该泵与齿轮泵一样，采用端面间隙补偿结构。是在 BB 型摆线泵的结构基础上，加补偿侧板使其与内外转子端面贴紧。

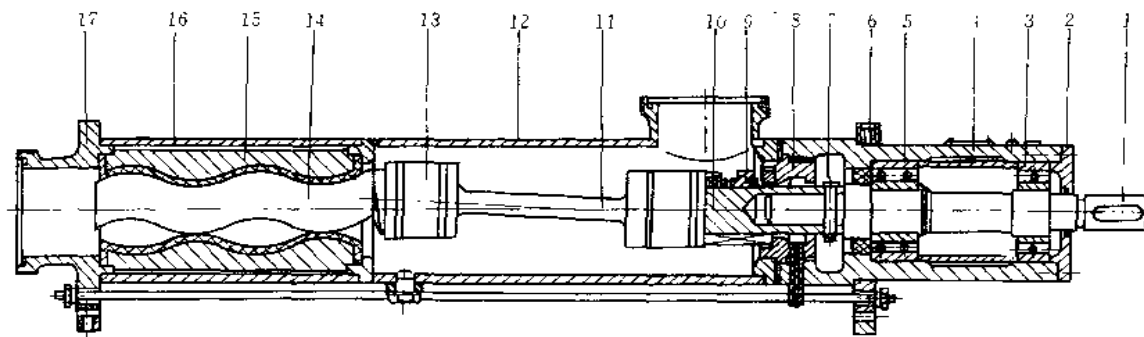
工作原理与 BB 型摆线系工作原理基本一致，也是利用内外转子绕相互平行的两个定轴以不同转速同方向转动时，发生相对运动，使内外转子间产生不断变化的空间，而形成吸、排油过程。

图示结构为二片式，采用轴向间隙补偿以提高容积效率。补偿侧板是由材质为 65Mn 钢板内侧烧结一层（0.5mm）青铜粉末制成，因此摩擦系数小，抗磨损能力强。内转子和轴采用短配合，使内转子具有一定的自定位能力。轴承内壁开有螺旋油槽，从吸油区吸取润滑油，提高轴承寿命。

## 1.5 螺 杆 泵

螺杆泵与其他泵相比，具有结构紧凑、体积小、重量轻、运转平稳、流量均匀的特点。按具有的螺杆根数分类有单螺杆、双螺杆、三螺杆和五螺杆泵；按截面形状分类有摆线齿形螺杆、摆线-渐开线齿形螺杆和圆形齿形螺杆泵；按高低压腔是否被螺杆的啮合线隔开分类有密封式和非密封式螺杆泵。

### 1.5.1 单 螺 杆 泵



工作压力：2.5MPa~10MPa，流量：5.5~3333L/min

图 1-9-57 单螺杆泵

1—传动轴；2—轴承端盖；3—单列轴承；4—托架；5—双列轴承；6—托盘；7—销轴；8—密封体；9—机械密封；10—空心轴；11—联接轴；12—吸入管；13—万向节；14—螺杆；15—衬套；16—套筒；17—压出管

图 1-9-57 所示为单螺杆泵，属密封式泵。螺杆 14 截面为圆形齿形，安装在衬套中，衬套内截面也是圆形齿形，沿轴线规律性变化，并与螺杆的截面变化完全一致。当电动机带动传动轴转动，通过销轴带动空心轴 10、联接轴 11 和螺杆 14 转动。螺杆转动时，在任一瞬间总是与衬套内表面有一条沿轴向的啮合线，将环绕螺杆周围的“液柱”截断。衬套的小直径圆截面与螺杆接触，在螺杆与衬套内表面之间形成密封空间。

工作原理与普通的丝杆螺母的工作原理相同。当丝杆转动时，如果螺母被固定不随其转动，则会产生轴向运动，因此，螺杆转动时被截断的液柱像螺母一样被推出来。由于螺杆泵吸、排油口的工作，不像其他泵那样靠密封容积的增大或缩小来完成吸油和排油，所以它适用于抽送含固体颗粒的液体，如纸浆、软膏、半固体物质，适用粘度范围很广。

## 1.5.2 低压、高压平衡式螺杆泵

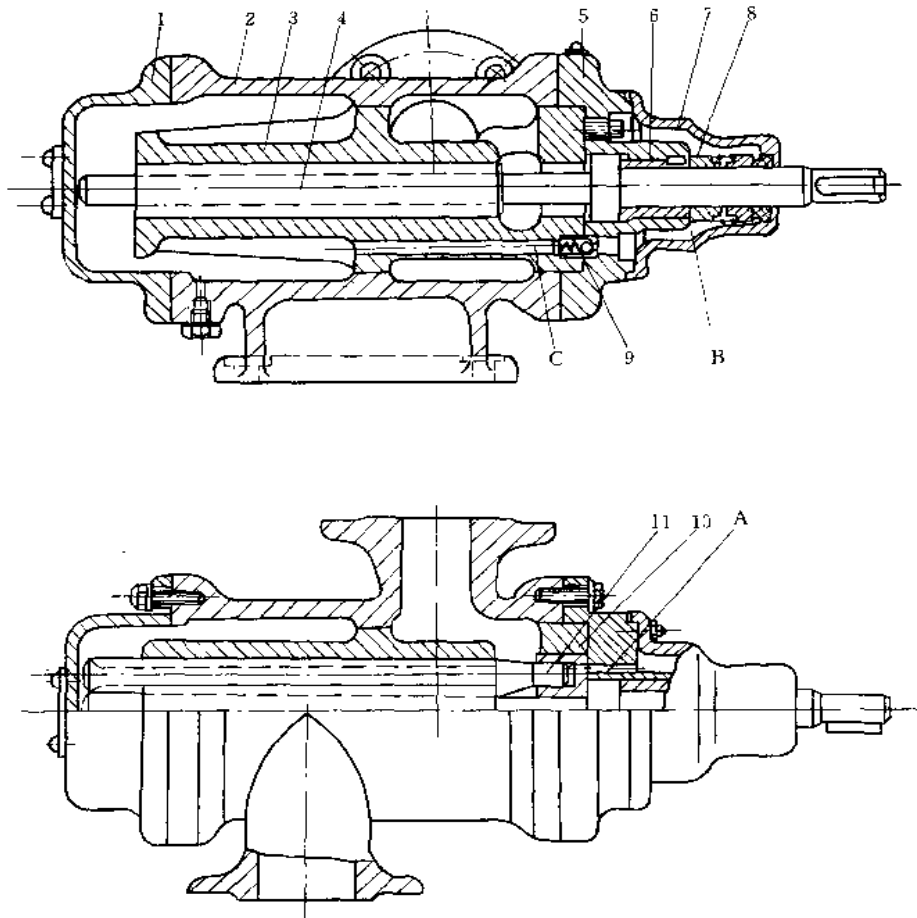


图 1-9-58 低压平衡卸荷式螺杆泵

1—后盖；2—壳体；3—衬套；4—主动螺杆；5—前盖；6—轴套；7—一端盖；8—机械密封；9—回油阀；10—平衡轴套；11—从动螺杆；A—小孔；B—空腔；C—孔道

图 1-9-58 为低压平衡式螺杆泵，是密封式三螺杆结构。在泵壳体中平行放置三根双头螺杆，中间为主动凸螺杆 4，两侧是两根从动凹螺杆 11，与主动螺杆共轲的两个从动螺杆，在啮合线上互相将螺槽切断，被切断后的螺旋槽与壳体形成密封空间。每个密封空间的长度约等于螺杆的螺距。当泵顺时针转动时（从轴端看），螺杆左端为吸油口，右端为排油口。

工作原理同前。因此，当电动机带动螺杆转动时，就能使槽内的液柱像螺母一样被推出来。螺杆泵的每转排量  $q = At \text{ mL/r}$ ， $t$  为主动螺杆导程， $A$  为螺杆泵过流截面（泵横剖面内空间）。为了抵消螺杆所受轴向力，减少螺杆相互啮合部分的磨损，采用了下列平衡措施：

- ①安放止推轴承承受轴向力，这种措施的好处是漏损小，但其缺点是增加磨损；
- ②将主动螺杆轴从高压腔伸出，可使主动螺杆受轴向力作用的面积减小；
- ③在主动螺杆高压腔端设一个直径较大的台肩，作用在这个台肩上的液压轴向力的方向从低压腔指向高压腔，从而抵消了一部分轴向力；

④采用高压止推轴承的卸荷结构。

该螺杆泵采用低压平衡式卸荷结构，设计为处于高压腔的螺杆平衡轴套的端部小孔 A 通，端盖 7 的空腔 B，回油阀 9 和衬套深孔 C 与低压腔相通，使螺杆的轴向力得到平衡。

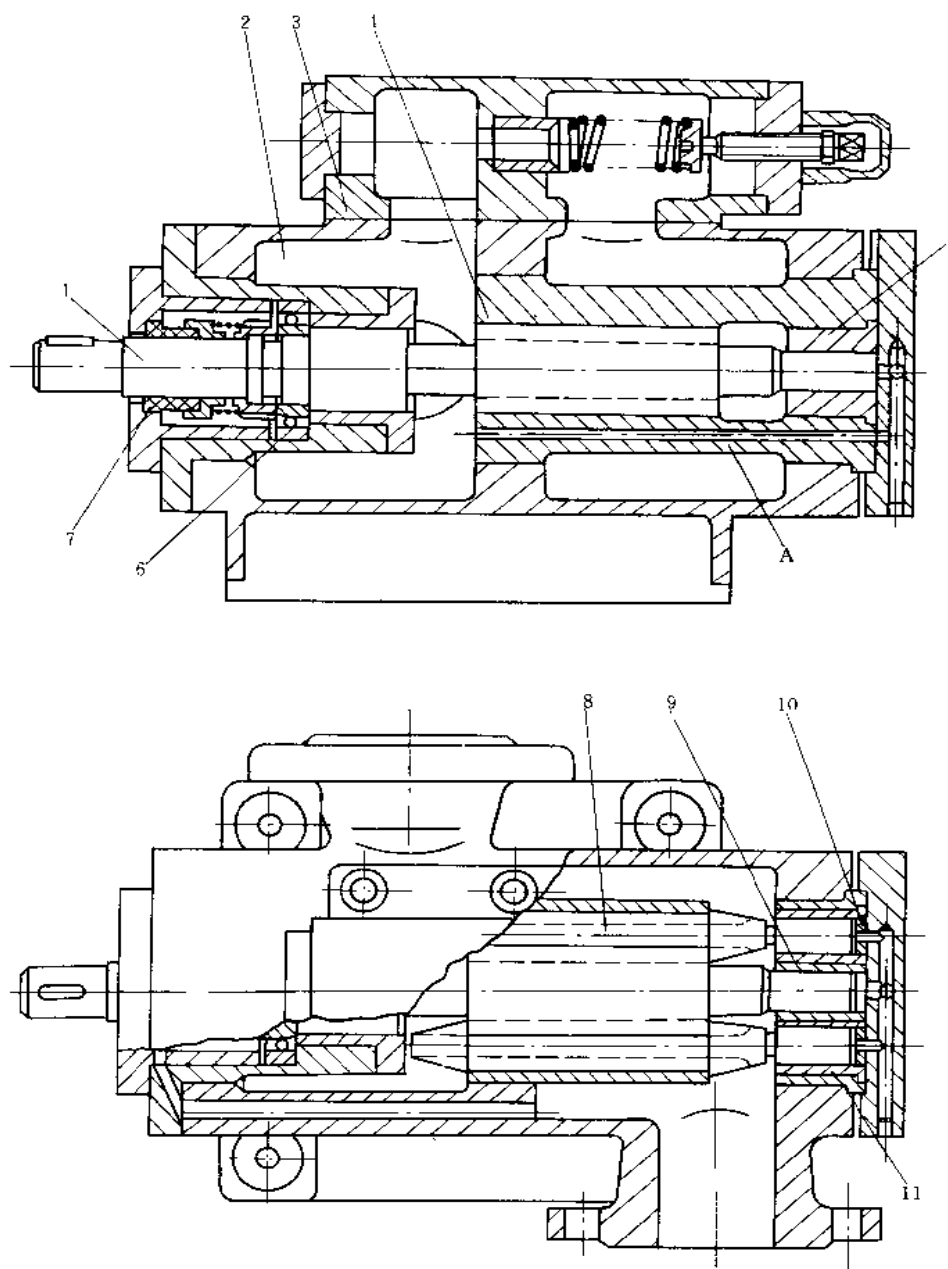


图 1-9-59 高压平衡式螺杆泵

1—主动螺杆；2—壳体；3—安全阀；4—衬套；5—主动螺杆轴套；6—深沟球轴承；7—机械密封；8—从动螺杆；9—从动螺杆衬套；10—止推垫；11—主动螺杆衬套

图 1-9-59 为高压平衡式螺杆泵，也是三螺杆泵。为了平衡轴向力，将高压油引入螺杆底部的轴套处，并在主动螺杆上装有深沟球轴承，以承受剩余的轴向力。主动螺杆从高压腔伸出，而且高压端设较大直径的凸肩。

## 1.6 径向柱塞泵

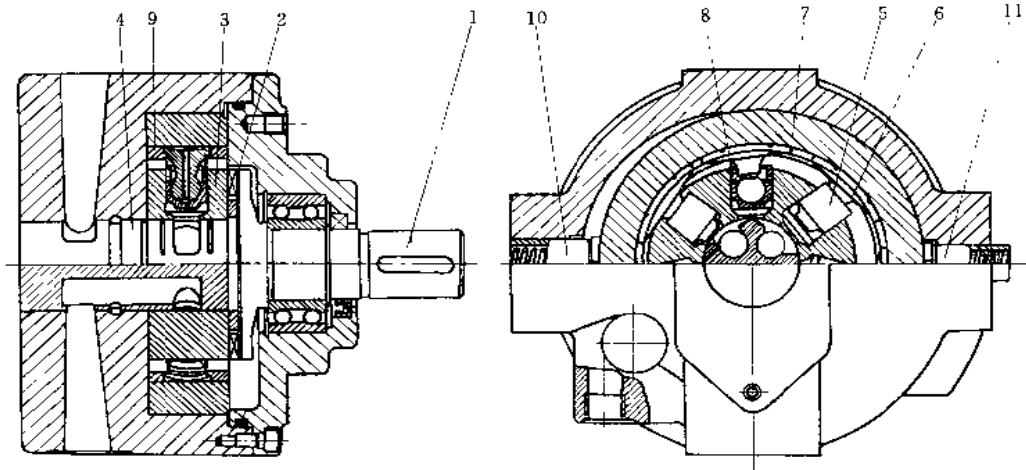


图 1-9-60 径向柱塞泵

1—传动轴（配油轴）；2—止推轴承；3、5—柱塞；4—传动轴配流部分；6—连杆；7—定子；8—孔用卡环；9—定位环；10—变量大端柱塞；11—变量小端柱塞

图 1-9-60 为径向柱塞泵（德国 BOSCH 公司产品）。泵内有定子和转子，转子径向开有 7 个匀布的柱塞孔，内装有柱塞、柱塞内孔以卡环卡住连杆 6 球头一端，可相互自由转动。连杆另一端成圆弧状，用两个定位环卡住，与定子内表面贴紧（定位环与定子内表面贴紧），使连杆圆弧面无论在任何位置都不离开定子内表面。泵的配油仍采用配油轴。工作原理与单作用叶片泵和曲轴连杆式径向液压泵相似。当传动轴转动，柱塞从孔中伸出时，柱塞孔内密封空间出现真空，泵吸油，与此同时，另一部分柱塞压向柱塞孔内完成排油。配油轴上半部通吸油口，下半部通排油口。运转中，7 个柱塞如此循环动作完成压力油的泵送。泵的自吸性能好，结构紧凑、简单、维修方便、噪声低。

泵有定量和变量两种，图示为变量泵，只要改变定子与转子的相对位置，就可以改变流量。变量形式有手动变量、恒压变量、液动恒压变量、恒流量恒压变量、恒功率变量、液动恒流量恒压及最大排量可变化变量等。



## 1.6.1 手动变量机构

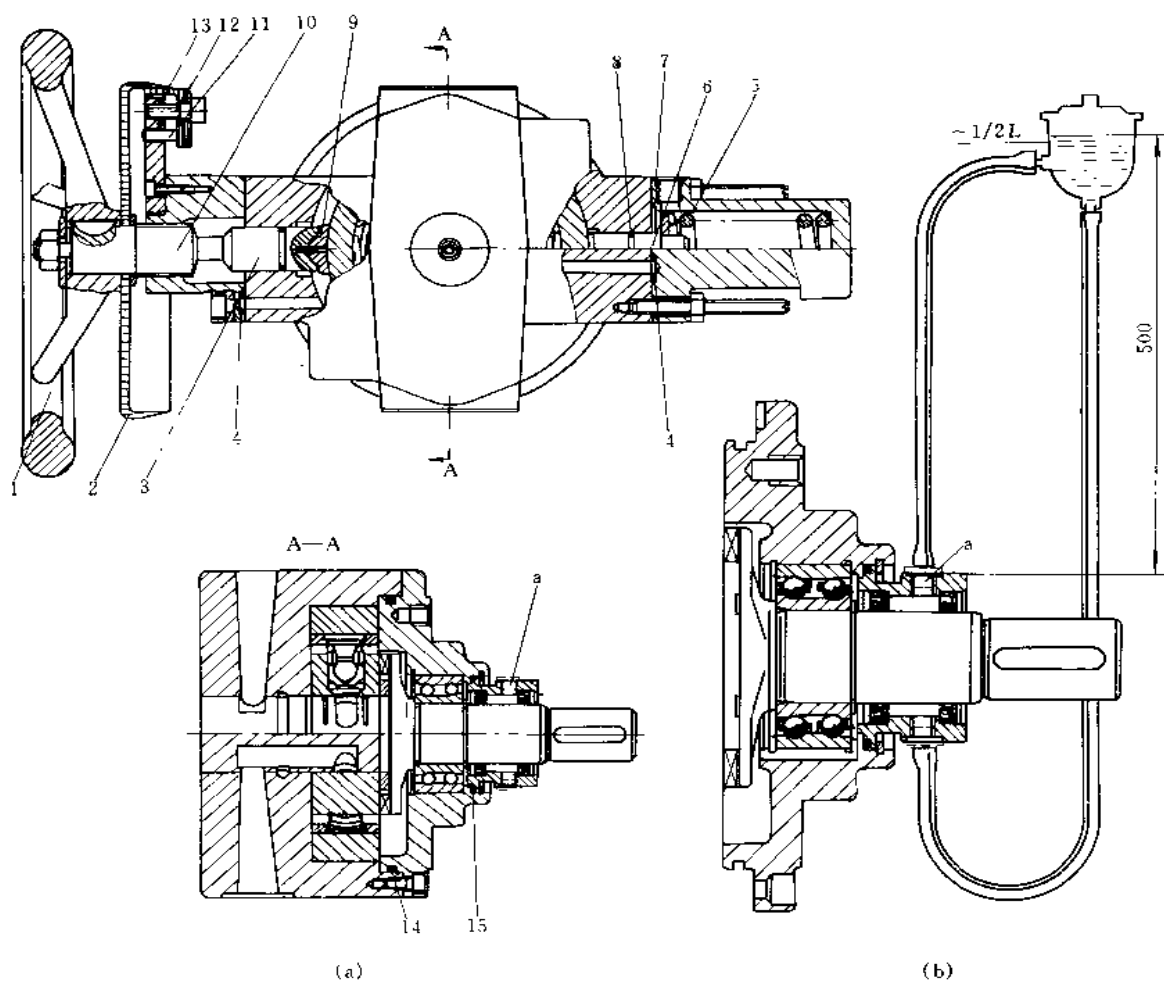


图 1-9-61 手动变量径向柱塞泵

(a) 结构图; (b) 油杯润滑配置

1—手轮; 2—刻度盘; 3、6—变量柱塞; 4—控制油孔 (此种变量封闭); 5—弹簧; 7、8、14、15—O形密封圈; 9—衬套瓦; 10—螺杆; 11—定位销; 12—螺栓; 13—弹簧

图 1-9-61 为径向柱塞泵手动变量机构。转动手轮，螺杆推动柱塞轴向移动，使定子克服右端弹簧压力移动，增大定子和转子之间的偏心距，使流量增加。手柄转动的角度可以从刻度盘 2 上观察调定。这种变量适合大流量。a 为润滑油口，可按图 1-9-61b 所示进行润滑。

## 1.6.2 机械变量机构

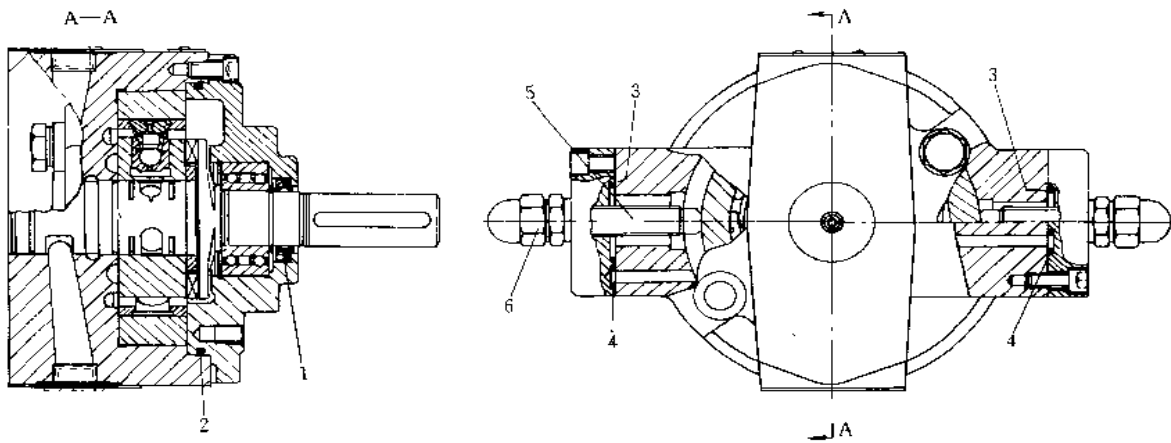


图 1-9-62 机械变量柱塞泵

1—油封；2、3、4—O形密封圈；5—顶丝杆；6—螺母

图 1-9-62 所示为机械式变量，与手轮驱动不同的是可以用其他机械方式转动顶丝杆，直接推定子移动，从出油口观察流量（或执行机构速度），调定合适后，将锁紧螺母固定，两端顶丝杆端部中心为内六角形，插入六角螺杆可与其他杆连接。这种变量适用于一次性调节或根据磨损情况在检修中调节。结构简单，调节容易。其排量为 16、19、32 和 63mL/r，最高压力可达 35MPa，持续压力为 28MPa，排量为 45mL/r 的持续压力为 18MPa，80mL/r 的持续压力为 21MPa。

## 1.6.3 液动恒压变量机构

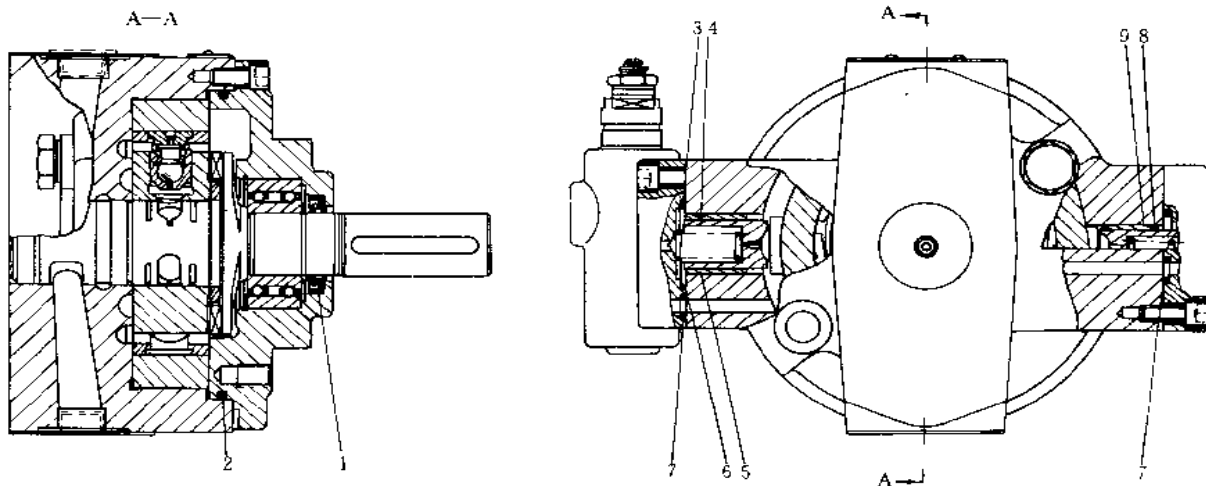


图 1-9-63 液动恒压变量径向柱塞泵

1—油封；2—O形密封圈；3、6、7—O形圈及垫片；4—大柱塞；5—大柱塞套；8—小柱塞；9—小柱塞套

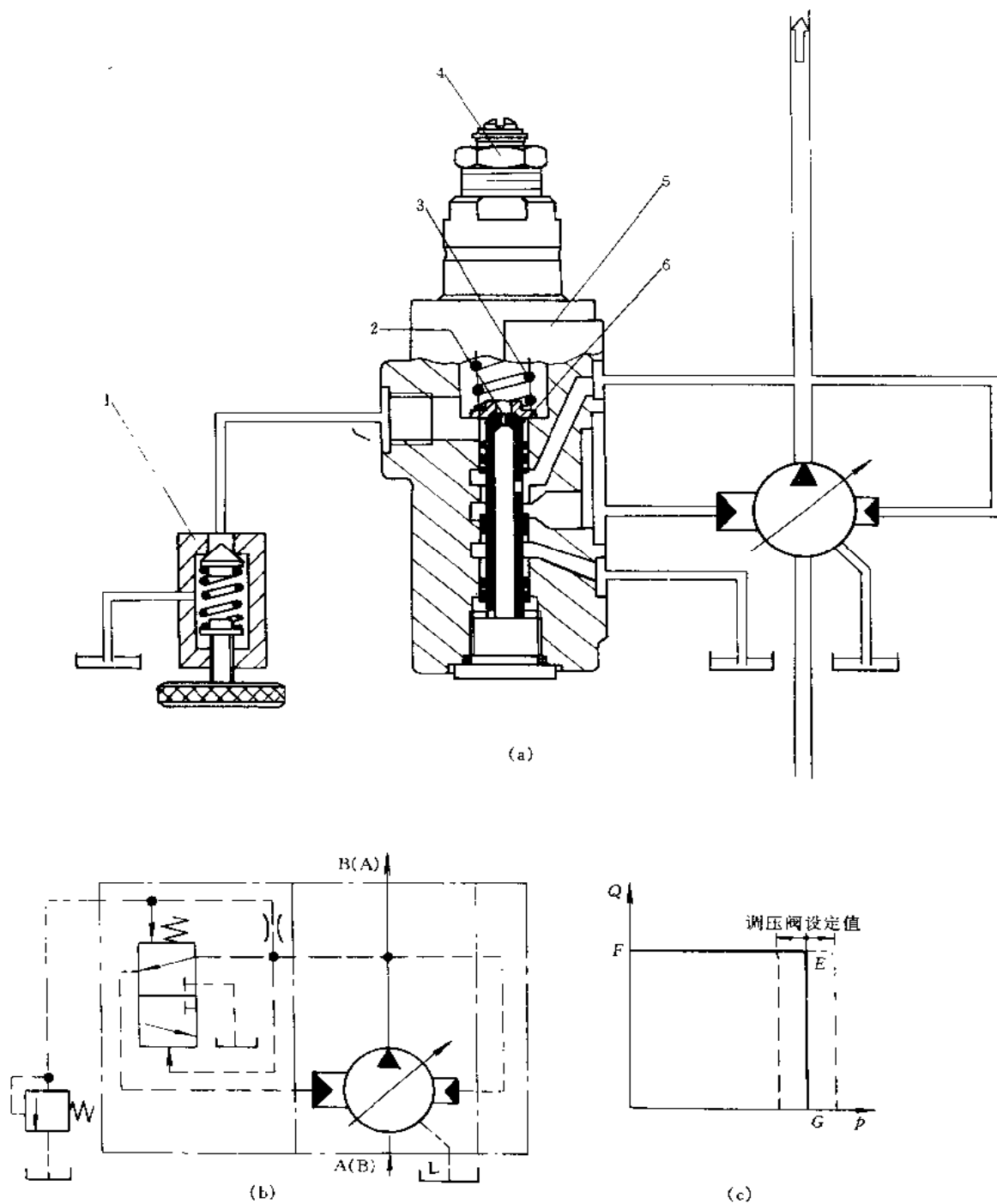


图 1-9-64 液动恒压变量原理图

(a) 结构示意图；(b) 图形符号；(c) 流量-压力特性曲线

1—调压阀；2—阻尼孔；3—弹簧；4—锁紧螺母；5—变量体；6—阀芯

图 1-9-63 为液动恒压变量径向柱塞泵结构图，图 1-9-64a 所示为恒压变量机构，图 1-9-64b 为变量机构原理图。变量体内装有阀芯和弹簧。调节弹簧力可以改变阀芯复位力。由于径向柱塞泵定子右侧的变量柱塞承压面积小于左侧变量柱塞承压面积，在图示状态时，左侧柱塞进压力油（右侧柱塞一直通压力油），形成差动，使定子压向右侧柱塞，这时定子与转子确定一个偏心距，实现一个最大流量。变量体内阀芯下端直接与泵出油口连接，而阀芯上端作用经节流孔流出的压力油。当油泵工作压力小于调节阀调定的压力时，阀芯上、下端压力相等，在上端弹簧力作用下处于图示位置。见图 c 流量-压力特性曲线中 FE 段。

当油泵工作压力随负载升高，高于调压阀调定压力时，调压阀打开使阀芯上端油溢流。通过节流孔受到阻尼作用的油压力降低，作用在阀芯上端的液压力小于阀芯下端作用的液压力，阀芯上移使定子左侧柱塞腔泄压。定子在右侧柱塞液压力和弹簧力的作用下，使定子向左侧移动减小偏心距而使流量减小。见图 c 流量-压力特性曲线中 EG 段。由于定子移动速度较快故 EG 段为一条垂直线。

改变调压弹簧的弹簧力，则可以改变 EG 段的位置，如虚线所示。

#### 1.6.4 手动伺服变量机构

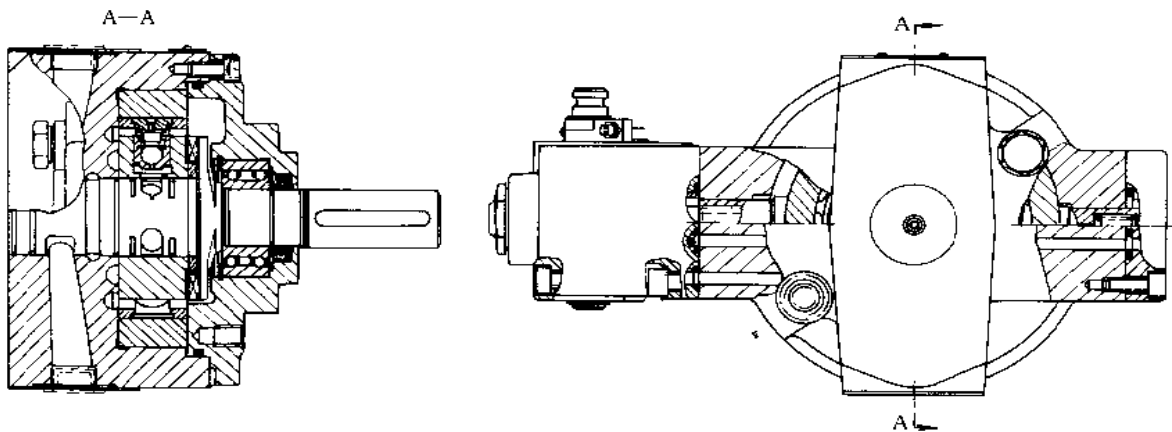


图 1-9-65 手动伺服变量径向柱塞泵

图 1-9-65 及 1-9-66 所示为手动伺服变量径向柱塞泵及原理图。如图 1-9-66a 所示：移动手柄，阀套被推右移，压力油经阀口与阀芯左腔和变量大柱塞腔相通。这时定子两端柱塞腔都通压力油，左侧柱塞面积大，故定子被推向右移，偏心距增大，使流量增加。当齿轮带动齿条向左移动，三位三通伺服阀阀芯使大柱塞内腔通油箱失去压力，则定子在右侧变量小柱塞液压力与弹簧力作用下向左移动，减小偏心距，减小流量。当定子被推向左移动，使变量大柱塞推阀芯克服弹簧力向左移动，将阀口关闭，实现机械位移反馈，使定子在一定位置不动，实现一次变量。图 c 流量特性曲线为一斜线，偏心距的增加与流量呈线性关系。

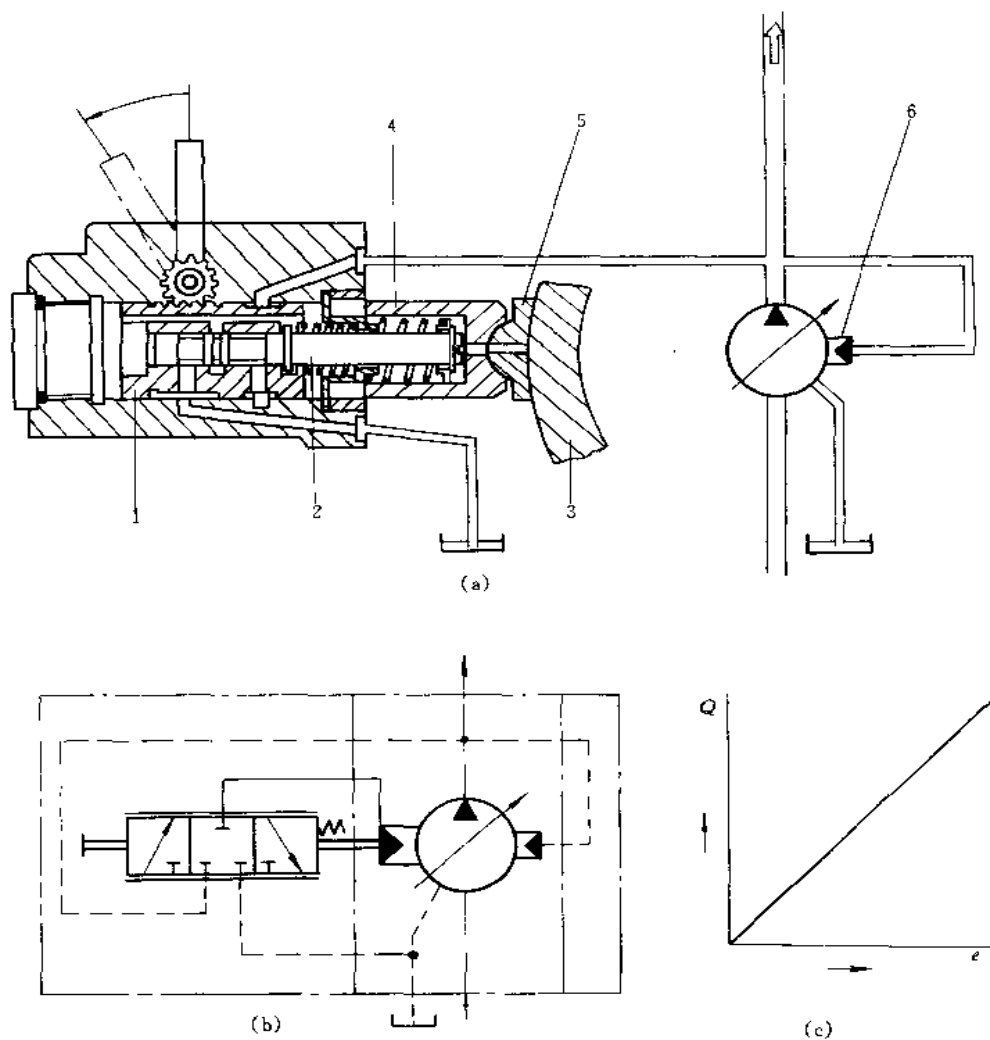


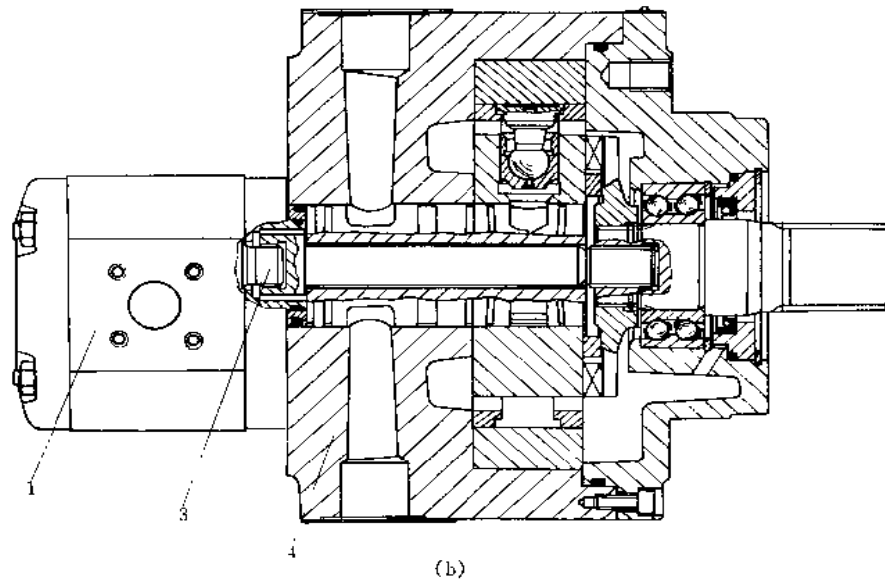
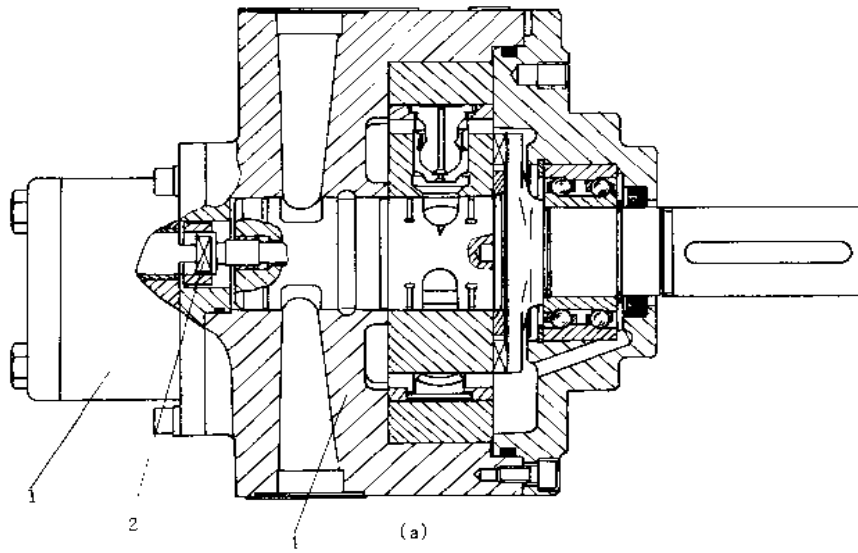
图 1-9-66 手动伺服变量原理图

(a) 结构示意图; (b) 液压原理图; (c) 流量-压力特性曲线

1- 阀套; 2- 阀芯; 3- 定子; 4 变量大柱塞; 5- 衬垫瓦; 6 变量小柱塞

### 1.6.5 不同负载下径向柱塞泵的连接

径向柱塞泵与齿轮泵或两个径向柱塞泵的串接结构如图 1-9-67 所示。串接的组合泵，其中小泵可以做主泵的辅助供油泵（一级供油或者做变量的控制油），也可以一起给液压系统供油。单泵使用时，工作压力  $28\text{MPa} \sim 35\text{MPa}$ ，最高压力可达  $31\text{MPa} \sim 42\text{MPa}$ 。如果两个泵串联安装而分别给液压系统供油时，可以实现不同工作压力。这种串联安装最大优点是油泵的集成化，可以少占安装场地，用一个大功率电机驱动，更换方便。还可以实现有级与无级调速的结合，不同流量泵组合用来实现有级调速。如果一个泵再实现变量，可以实现无级调速，减少投资。



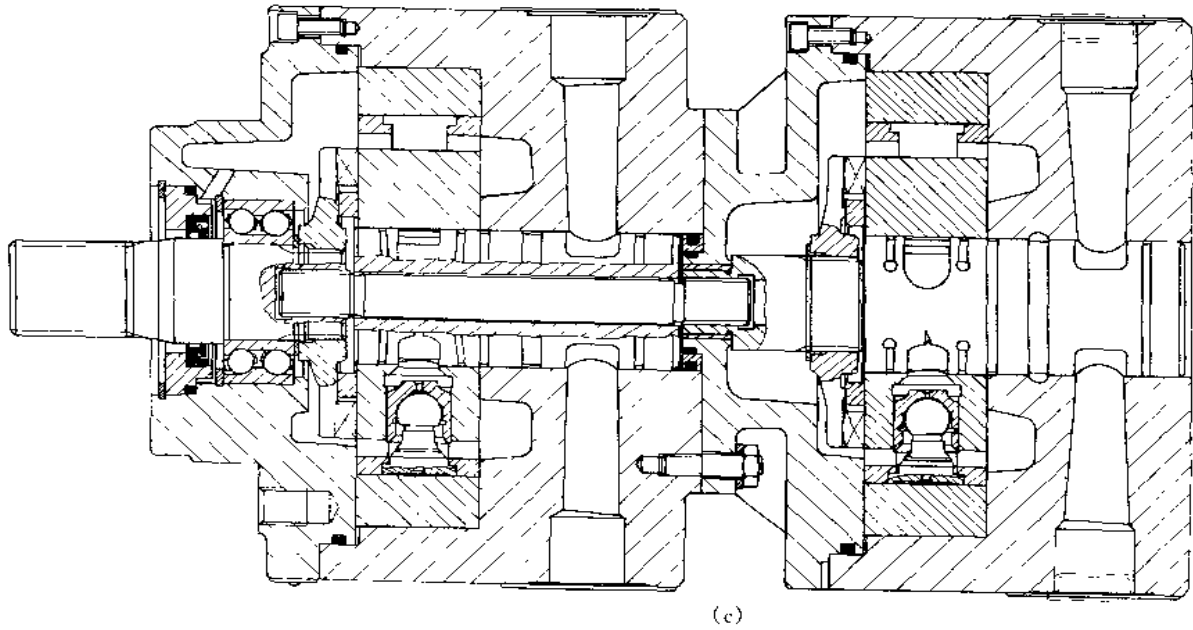


图 1-9-67 不同负载时径向柱塞泵的连接

(a)轻载驱动的径向柱塞泵与齿轮泵的连接;(b)重载驱动的径向柱塞泵与齿轮泵的连接;(c)重载驱动径向柱塞泵的连接  
1—齿轮泵;2—十字接轴;3—花键;4—径向柱塞泵

见图 1-9-67a、b 为不同负载时与齿轮泵的连接,分别用十字接轴和花键连接。图 1-9-67c 用花键与径向柱塞泵的连接。

## 2 液 压 缸

液压缸按结构可分为三类:活塞式、柱塞式、摆动式液压缸。

### 2.1 活塞液压缸

活塞液压缸按活塞杆的结构又分为单活塞杆和双活塞杆液压缸两种。

#### 2.1.1 单活塞杆液压缸

图 1-9-68 为使用最广泛的双作用单活塞杆液压缸。

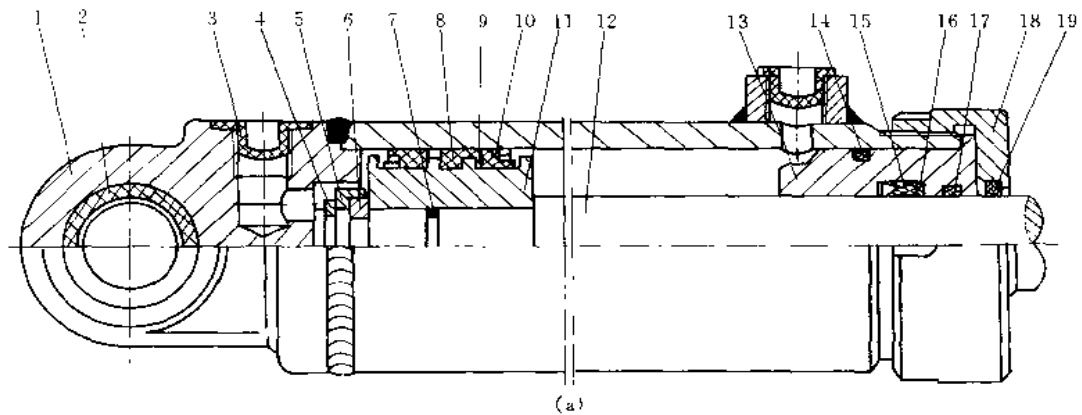


图 1-9-68 单活塞杆液压缸 (榆次液压件厂) (a)

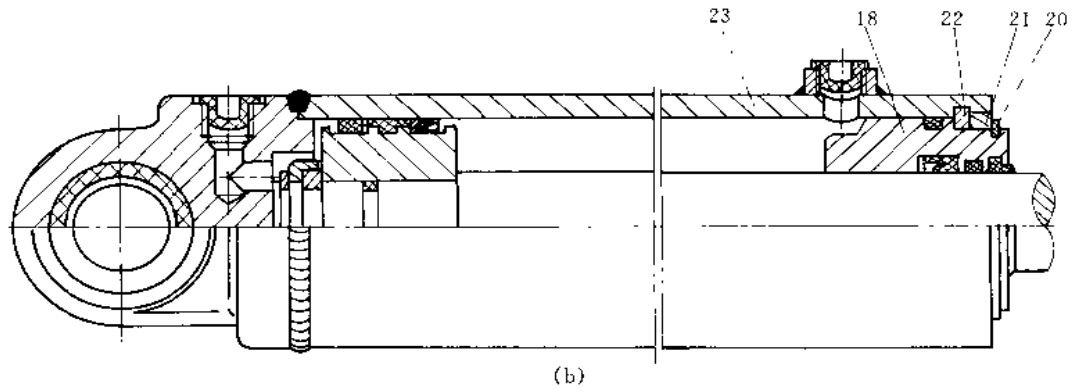


图 1-9-68 单活塞杆液压缸（榆次液压件厂）(b)

1—缸头；2—衬套；3—油塞；4、20—弹簧挡圈；5—卡环帽；6—轴用卡环；7、14、17—O形密封圈；8—支承环；9、16—挡圈；10、15—Y<sub>x</sub>形密封圈；11—活塞；12—活塞杆；13—导向套；15—Y<sub>x</sub>形密封圈；18—前缸盖；19—防尘圈；21—卡环；22—半环；23—缸体

图 1-9-68 为单活塞杆液压缸，活塞杆的往复运动都靠液压力实现。因此，又称为双作用液压缸。图中两个液压缸的前缸盖与缸体的连接形式不同，图 a 采用外螺纹连接。图 b 则采用内半环连接，还有其他连接形式。见有关设计手册。

这种液压缸当供油流量恒定时，活塞杆伸出的速度比活塞杆缩回的速度慢。

### 2.1.2 双活塞杆液压缸

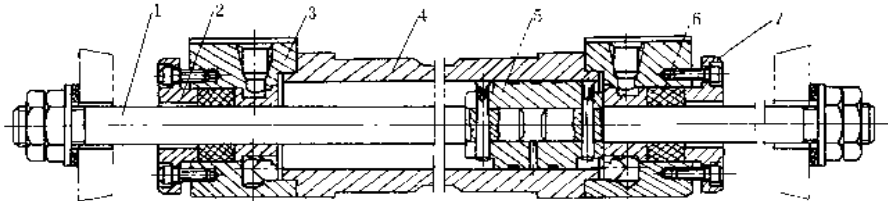


图 1-9-69 双活塞杆液压缸结构

1—活塞杆；2—压盖；3—缸盖；4—缸筒；5—活塞；6—密封圈；7—小端盖

图 1-9-69 为双作用双活塞杆液压缸，由于活塞两侧承压面积相等，故活塞杆往返速度相等。活塞杆端密封均采用橡胶夹布（纤维）材料制成的 V 形密封圈。密封圈磨损后，可以通过拧紧端盖螺钉，将小端盖向内挤紧 V 形圈，提高密封圈的寿命。

### 2.1.3 伸缩式套筒活塞液压缸

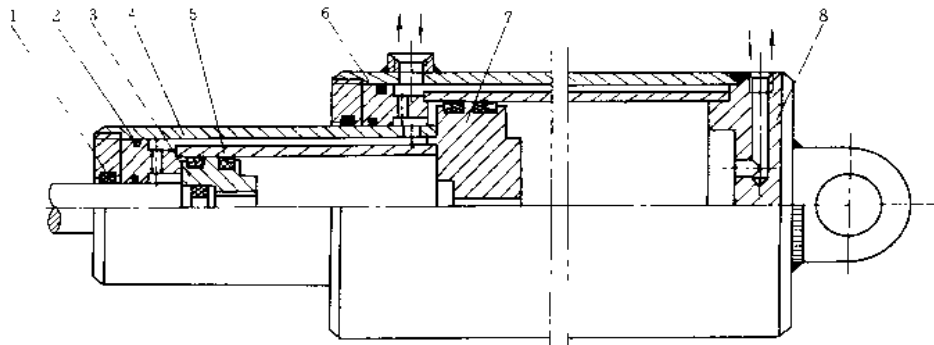


图 1-9-70 伸缩式液压缸结构示意图

1—防尘圈；2—O形密封圈；3—活塞 I；4—套筒；5—Y<sub>x</sub>形密封圈；6—缸筒；7—活塞 II；8—后缸盖



如图 1-9-70 所示, 液压缸进油时, 活塞的伸出或缩回顺序都是由小到大。这种液压缸应用在行程较长、安装场地又受限制的场所。

#### 2.1.4 齿条传动活塞液压缸 (液压转角器)

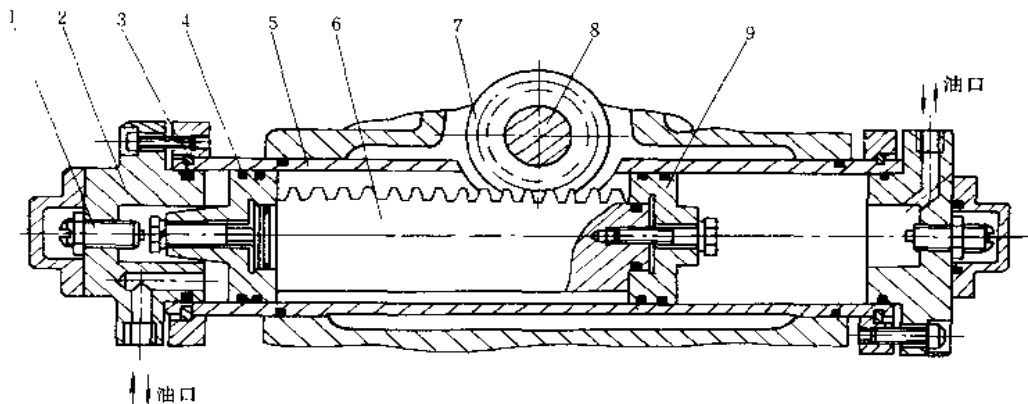


图 1-9-71 液压转角器

1—行程调整螺钉; 2—端盖; 3—半环; 4—O 形密封圈; 5—缸体; 6—齿条; 7—齿轮; 8—传动轴; 9—活塞

液压转角器 (图 1-9-71) 是将液压缸活塞的往复运动转变成传动轴的回转运动。结构特点是将两个活塞液压缸用一个齿条对接起来。两端油口交替进液压油。液压力作用在活塞上, 使活塞和齿条往复运动, 带动齿轮转动。用行程调整螺钉可以调整活塞的行程。两端的端盖均采用半环连接, 可以承受大的液压力。

## 2.2 柱塞液压缸

### 2.2.1 单柱塞液压缸

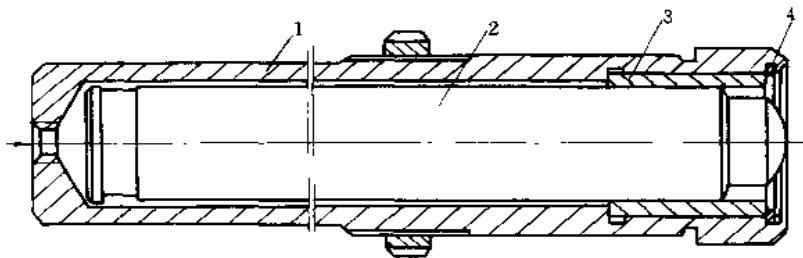


图 1-9-72 单柱塞液压缸

1—缸体; 2—柱塞; 3—导向套; 4—卡环

图 1-9-72 为单柱塞液压缸。柱塞仅与导向套有配合要求, 与缸内壁不接触, 直径之间差 2~5mm, 缸内壁加工简单。同时, 柱塞直径增大也提高了强度和刚度, 可以承受大的负载。结构简单, 工艺性好。但是, 柱塞式液压缸只有一个油口, 只能使柱塞伸出, 柱塞返回需靠其他动力, 立式安装柱塞缸可以靠柱塞自重及外载荷, 卧式安装柱塞缸靠其他辅助活塞缸复位。导向套选择青铜材料, 增加耐磨性能, 而且要有足够长度。

### 2.2.2 伸缩式套筒柱塞液压缸

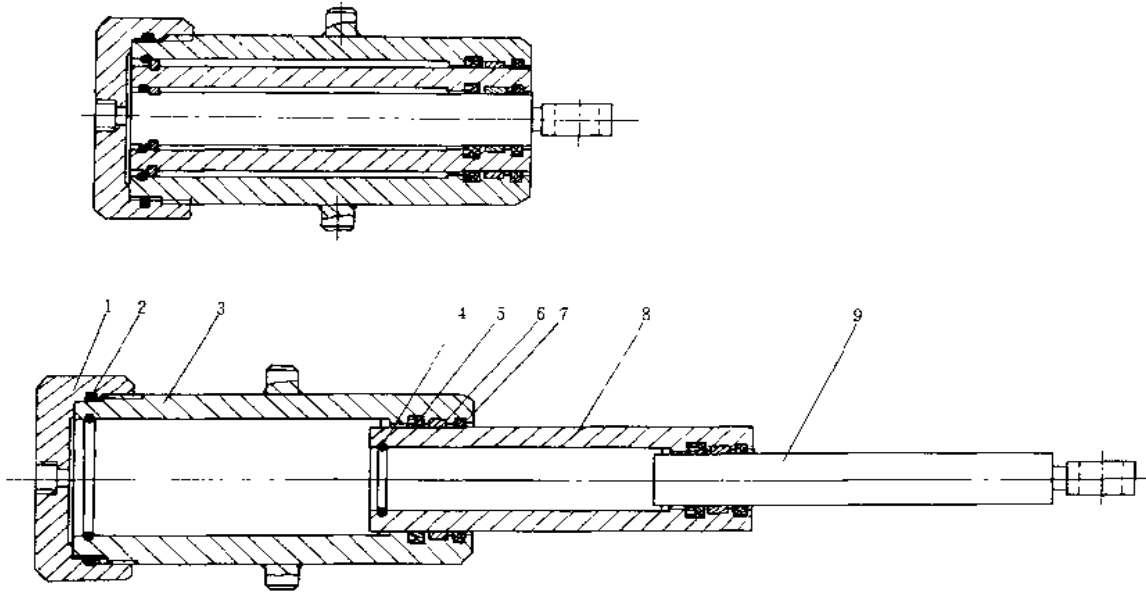


图 1-9-73 伸缩式套筒柱塞液压缸

1—缸盖；2—O形密封圈；3—缸体；4—止推环；5—Y形密封圈；6—导向套；7—刮尘圈；8—柱塞Ⅰ；9—柱塞Ⅱ

套筒柱塞液压缸由柱塞、伸出端密封、导向套和后端的限位止推环等组成，结构比套筒活塞缸简单（见图 1-9-73）。这种结构，柱塞的导向很重要，导向套要有足够的强度，适当长度和耐磨性，一般情况下，材料用青铜而不用聚四氟乙烯。

### 2.2.3 柱塞增压缸

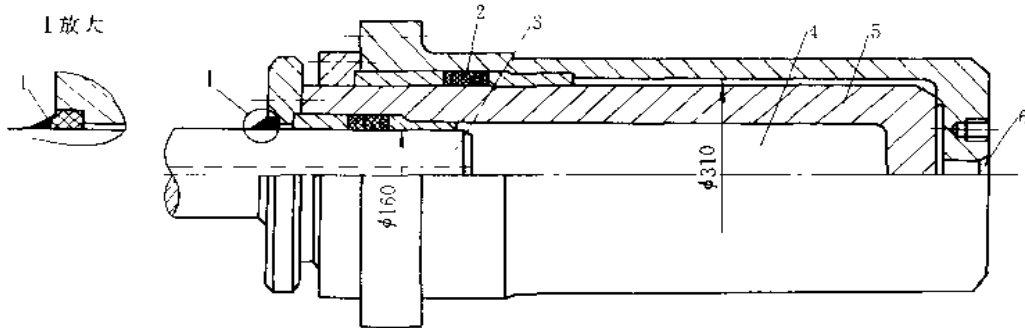


图 1-9-74 增压缸

1—防尘圈；2—V形密封圈；3、5—柱塞；4—水腔；6—进油孔

图 1-9-74 为增压缸，它与套筒柱塞缸结构相同。但其作用是通过液压力推柱塞 5 向左端移动，使柱塞 5 内腔的水从柱塞 3 的中心孔排出，而大大提高水的压力。它的工作原理是：当用  $p$  压力的液压油作用于柱塞 5 的承压面上时，液压力  $F = p \times A$  ( $A$  为柱塞 5 的承压面积)，这个液压力在柱塞 5 移动时，传递到柱塞 5 内腔的水液柱上，水液柱承压面积为  $A'$ ，即直径为 160mm 的柱塞 3 的圆面积，则  $F = p' \times A'$ ，由于  $p' A' = p A$ ，而  $A' \ll A$ ，则  $p' \gg p$ ， $\frac{A}{A'}$  比愈大，则增压愈大。在工程中利用增压缸使低压泵得到高压油去驱动液压缸或液压马达。

### 2.3 摆动液压缸

摆动液压缸，又称为摆动液压马达，有单叶片和双叶片两种结构。

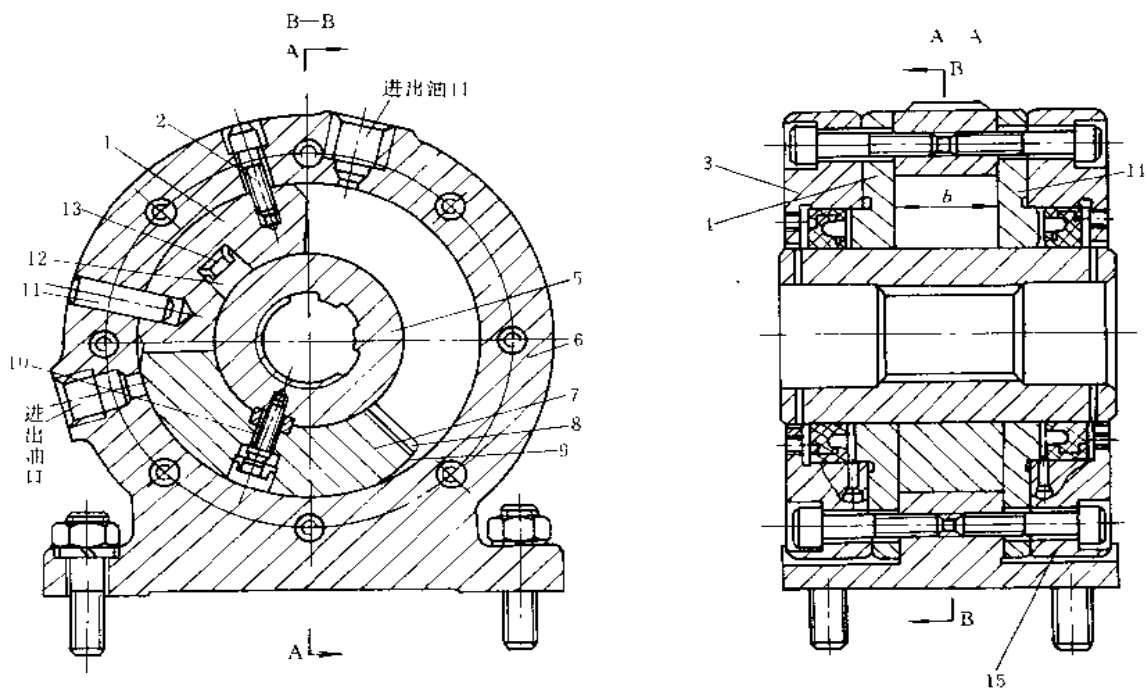


图 1-9-75 摆动液压缸的结构图

1—隔板；2、10—螺钉；3、15—端盖；4—支承盘；5—花键套；6—缸体；7—叶片；8—小槽；9—三角小槽；11—圆柱销；12—密封块；13—弹簧片；14—支承盘

图 1-9-75 是单叶片式。叶片 7 固定在转子上，用花键将转子与驱动轴连接，用螺栓 2 将隔板与缸体连接。在密封的缸体内，隔板与活动叶片之间围成两个油腔，相当油缸中的无杆腔与有杆腔。液压力作用在活动叶片端面上，对传动轴中心产生力矩使被驱动轴转动。摆动缸转角在  $270^\circ$  左右。隔板与轴的密封和活动叶片与缸体之间的密封均采用有弹簧片作用的密封块，密封块材料用丁腈橡胶和氟化乙丙烯橡胶。

### 2.4 带缓冲装置的液压缸

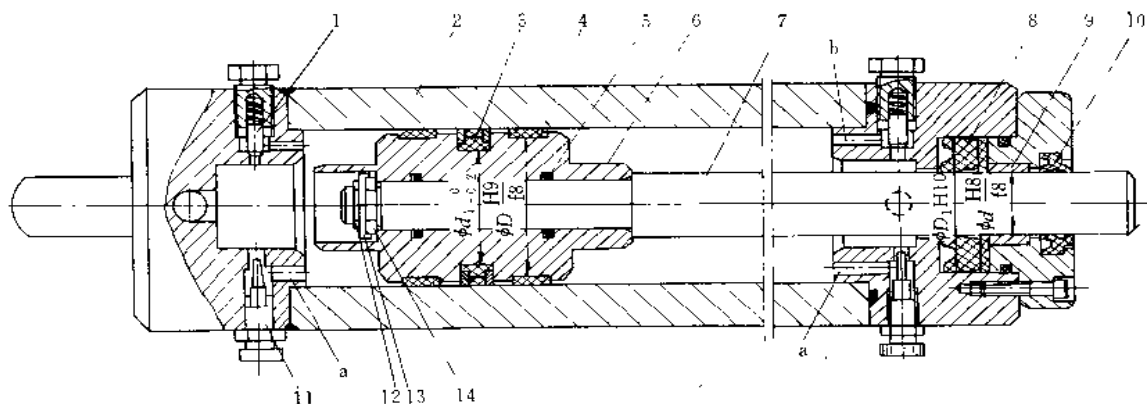


图 1-9-76 双向缓冲活塞式液压缸

1—单向阀；2—缸体；3—密封组件；4—支承环；5—O形密封圈；6—活塞；7—活塞杆；8—Y形密封圈；9—导向套；10—防尘圈；11—针状节流阀；12—轴用卡环；13—套；14—外半环

液压缸活塞运动到终点位置时,若运动速度较高或运动部分质量较大,产生的惯性力会使活塞冲击缸盖,造成密封失效或零件损坏,所以设有缓冲装置。缓冲装置的工作原理是使活塞在运动至终点前减速,即增加回油的阻力。

如图 1-9-76 所示,当活塞 6 运动至某一端终点位置时,活塞前端的柱塞将插入到端盖的内孔中,使活塞与端盖之间的回油只能从节流阀的小孔 a 中通过,可以调节节流阀的阀芯位置控制回油的通流面积,达到控制回油阻力,使活塞降低速度。起动活塞时,为了让进来的液压油作用在活塞的全面积上,所以进来的油液通过单向阀从 b 孔流到活塞圆环端面,增加了起动力,使活塞快速起动。当液压缸两端都安装缓冲装置时,活塞往返运动都可以得到缓冲作用,也可以选择单向缓冲的液压缸。

缓冲装置中节流口调节好后,在活塞受缓冲的过程中,速度虽然是逐渐减低,但总总要有一个残余速度,所以总要发生一定的冲击。为了在缓冲过程中,使节流口面积逐渐变小,活塞速度也逐渐降低,而使缓冲腔压力近似于恒定值,活塞近似为等减速运动,可采用如图 1-9-77 所示的间隙缓冲液压缸。也可以将缓冲柱塞做成如图 1-9-78 所示的各种形式。

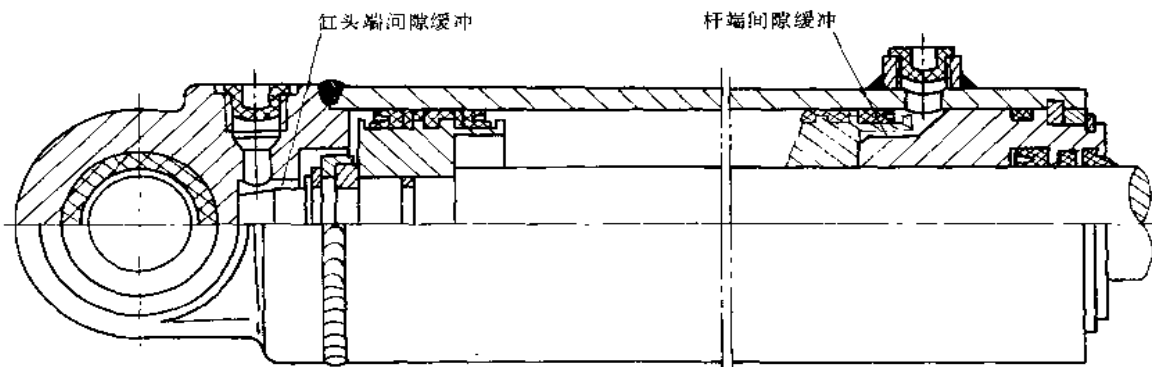


图 1-9-77 间隙缓冲的液压缸

图 1-9-77 为间隙缓冲的液压缸,活塞运动至右端位置时,前端盖的缓冲柱塞端插入活塞的凹槽部,靠二者之间间隙来控制回油的阻力,当刚插入活塞凹槽部时,二者接近部分较小,回油流程短,阻力小。随着活塞运动,端盖柱塞端与活塞凹槽接近得愈多,回油流程加长,阻力逐渐增大,速度就逐渐降低为零。这是可变节流缓冲装置的一种。

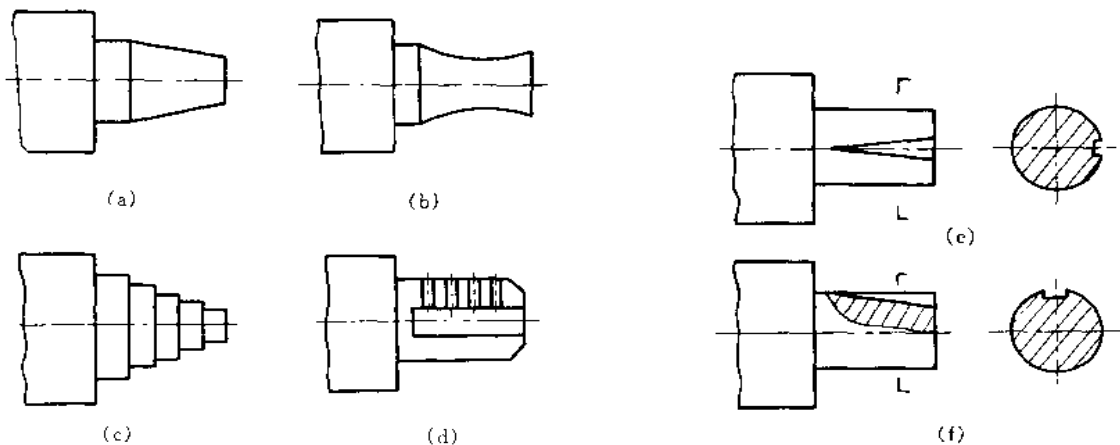
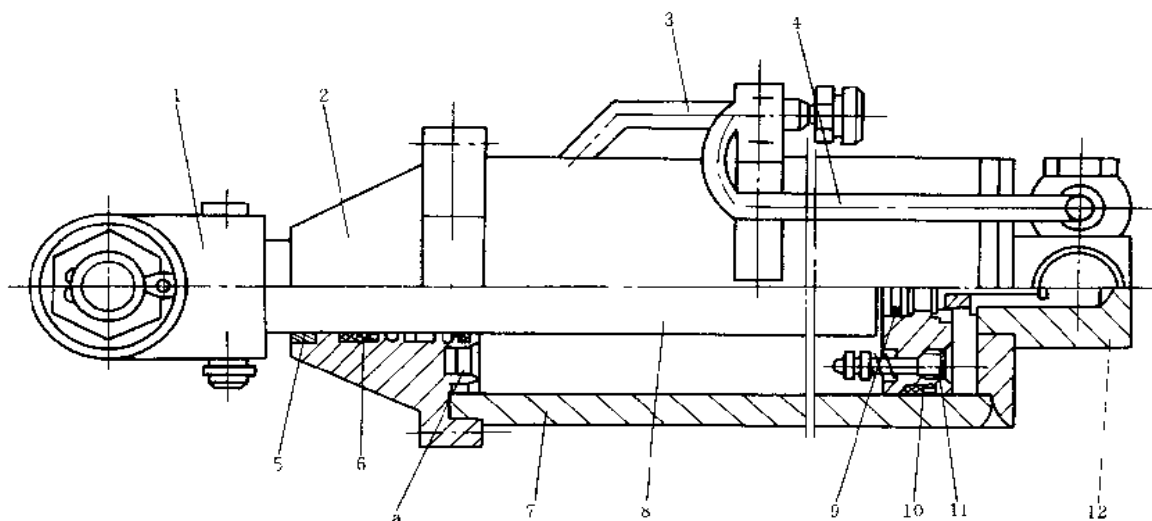


图 1-9-78 缓冲柱塞的其他形式



缸径/杆径	工作压力	工作行程	安装距	推力
150/70	10MPa	800mm	1160mm	17.7t

图 1-9-79 带卸荷阀的液压缸

1—上支承轴；2—前端盖；3—回油管；4—进油管；5—防尘圈；6—轴用 Y<sub>x</sub> 形圈；7—缸筒；8—活塞杆；9—O 形圈；10—孔用 Y<sub>x</sub> 形圈；11—卸荷阀；12—下支承轴

图 1-9-79 为带卸荷阀液压缸。活塞上安装一个卸荷阀，使活塞运动接近终点时，卸荷阀杆进入前端盖的 a 座孔内，并被反向顶回，将阀芯推出，打开阀口，使工作腔的压力油经阀口与有杆腔接通，并使进、回油口接通。座孔 a 应与卸荷阀杆有很好的配合导向作用，以便于阀芯的打开和关闭。

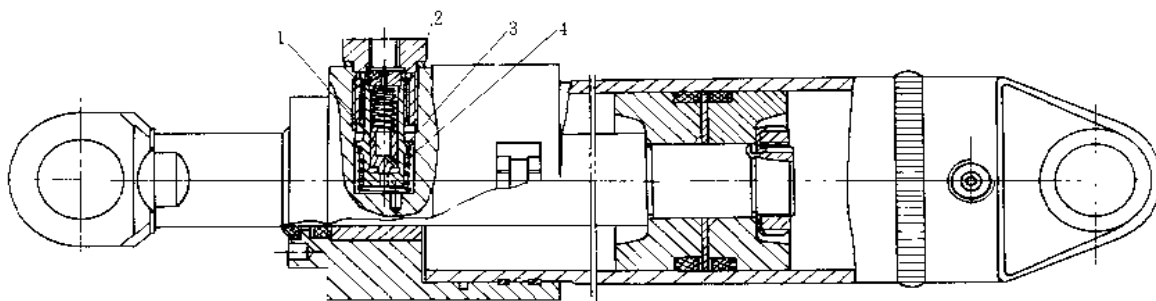


图 1-9-80 凿岩台车托架液压缸

1—阀芯；2—油口接座；3—阀套；4—外弹簧

图 1-9-80 所示为凿岩台车的托架液压缸，是满足活塞速度要求的另一种结构。缓冲节流阀与单向阀统一放在油口内，当活塞杆伸出时，有杆腔油经阀芯内节流孔回油。而阀套在外弹簧的作用下就是一个单向阀，只有当该油口进油时，打开单向阀迅速进油，使活塞快速起动。

## 2.5 专用液压缸结构及典型零件

### 2.5.1 钢带热连轧机压上缸

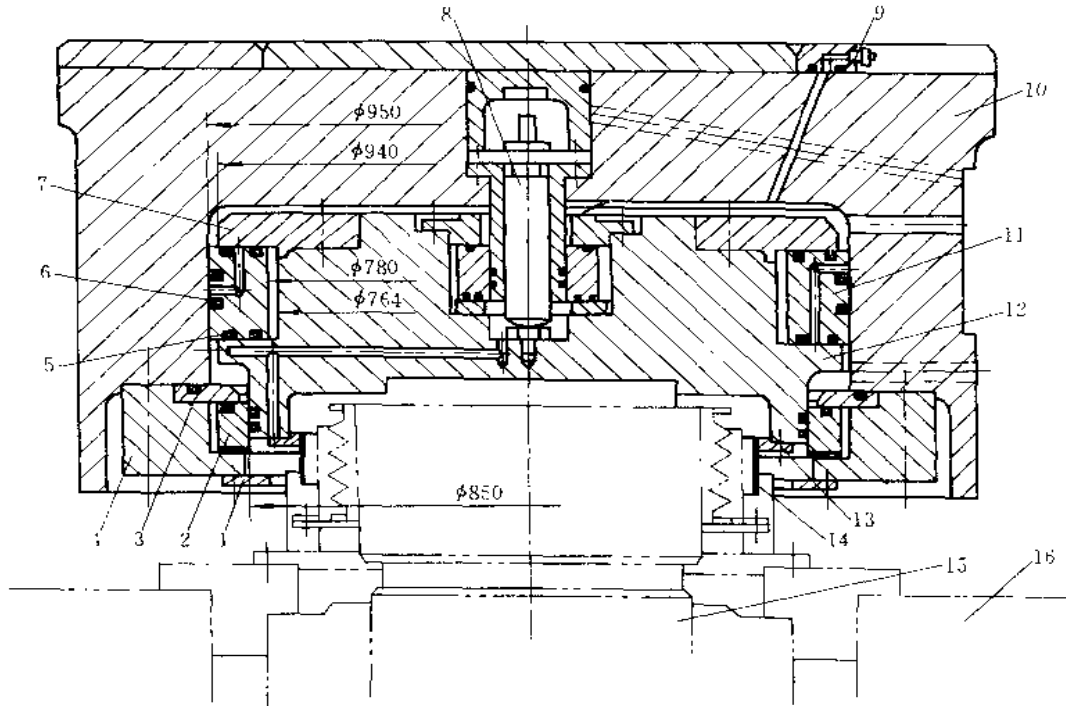


图 1-9-81 1700 毫米热连轧精轧机压上液压缸结构简图

1—前端挡板；2—导向套；3—前端挡板；4—前端盖；5—端面固定用 O 形密封圈；6—往复运动用 O 形密封圈；7—活塞挡板；8—位移传感器；9—排气阀；10—缸体；11—浮动活塞环；12—活塞；13—防尘挡圈压板；14—防尘挡圈；15—推上螺丝；16—机架

图 1-9-81 为 1700 毫米热连轧精轧机最后一台轧机的压上装置的液压缸。该压上装置的用途是在轧制中迅速调整辊缝，以消除板厚误差，对液压压上装置的要求是：与高速轧制相适应，响应速度快，调整精度高，不泄漏，惯性小。

该压上缸结构的特点是：为了防止在咬钢时大的冲击负荷使缸体与活塞产生径向窜动而磨损引起泄漏，采用了浮动活塞环。液压缸内径  $\phi 950\text{mm}$ ，比活塞直径大  $10\text{mm}$ ，活塞 12 上装有浮动活塞环 11，二者之间每边有  $8\text{mm}$  径向间隙，允许活塞在缸体内径向窜动，避免卡死。活塞环上装有两个径向组合密封圈和四个端面 O 形密封圈以保证高压油不泄漏，活塞环上开有油孔，使密封处得到很好的润滑。差动变压器或位移传感器 8，其铁芯固定在活塞中央，变压器线圈固定在缸体上，线圈的导向套 2 与活塞的相对滑动面采用了与浮动活塞环类似的密封结构，当活塞与缸体之间有径向窜动时，不致影响传感器的工作。压上缸由于行程很短，负载又很大，所以多处采用密封的结构。

## 2.5.2 铝板材冷轧机压上缸

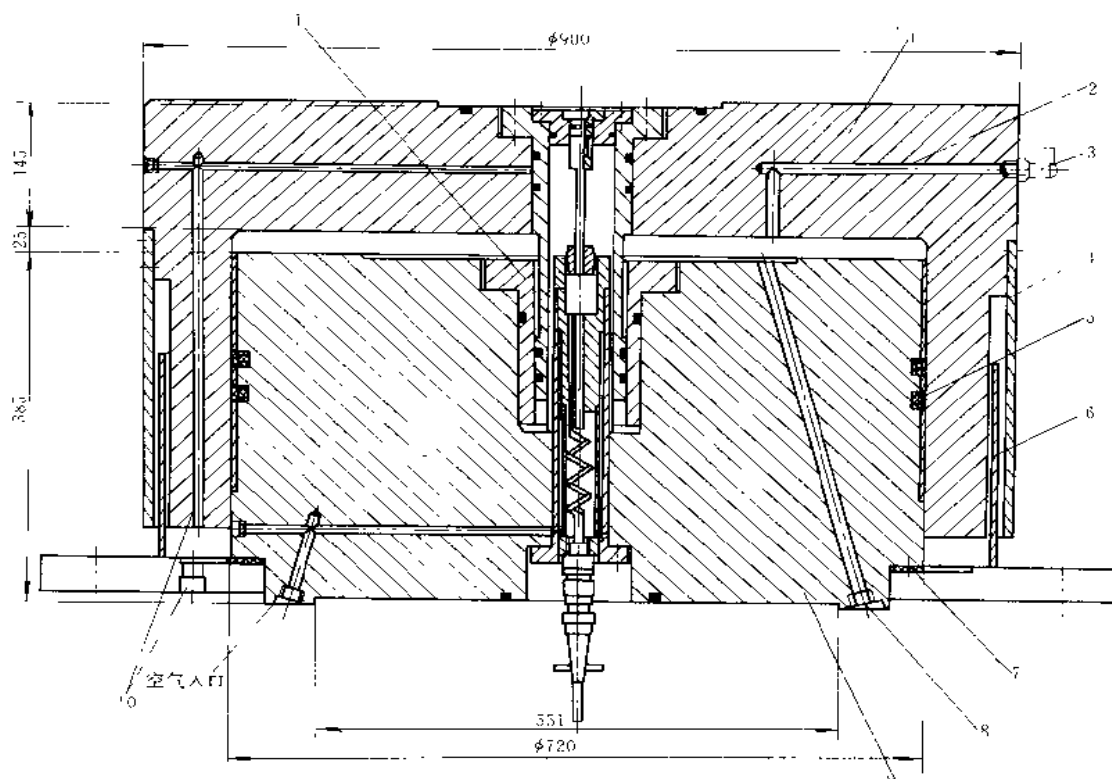


图 1-9-82 铝板冷轧机压上缸装配图

1—缸体；2—通风管道；3—微逆止接头；4—外挡护板；5—组合密封件；6—内挡护板；7—密封垫；8—液压油入口；  
9—柱塞；10—排油口；11—传感器组件

图 1-9-82 为 1350mm 冷轧机上压上装置液压缸。由于铝板的轧制力较钢材小，咬入冲击力也较小，故液压缸的缸体与活塞之间采用间隙配合，为了耐磨，活塞的圆周烧结一层 2mm 厚的磷青铜，比 1700 毫米热连轧轧钢机压上缸结构简单。

该压上缸总行程为 40mm，工作行程 5mm，工作压力为 21MPa 时，推力为 14.7MN，回油压力为 1.5MPa，液压压下系统采用 MOOG73 型电液伺服阀。

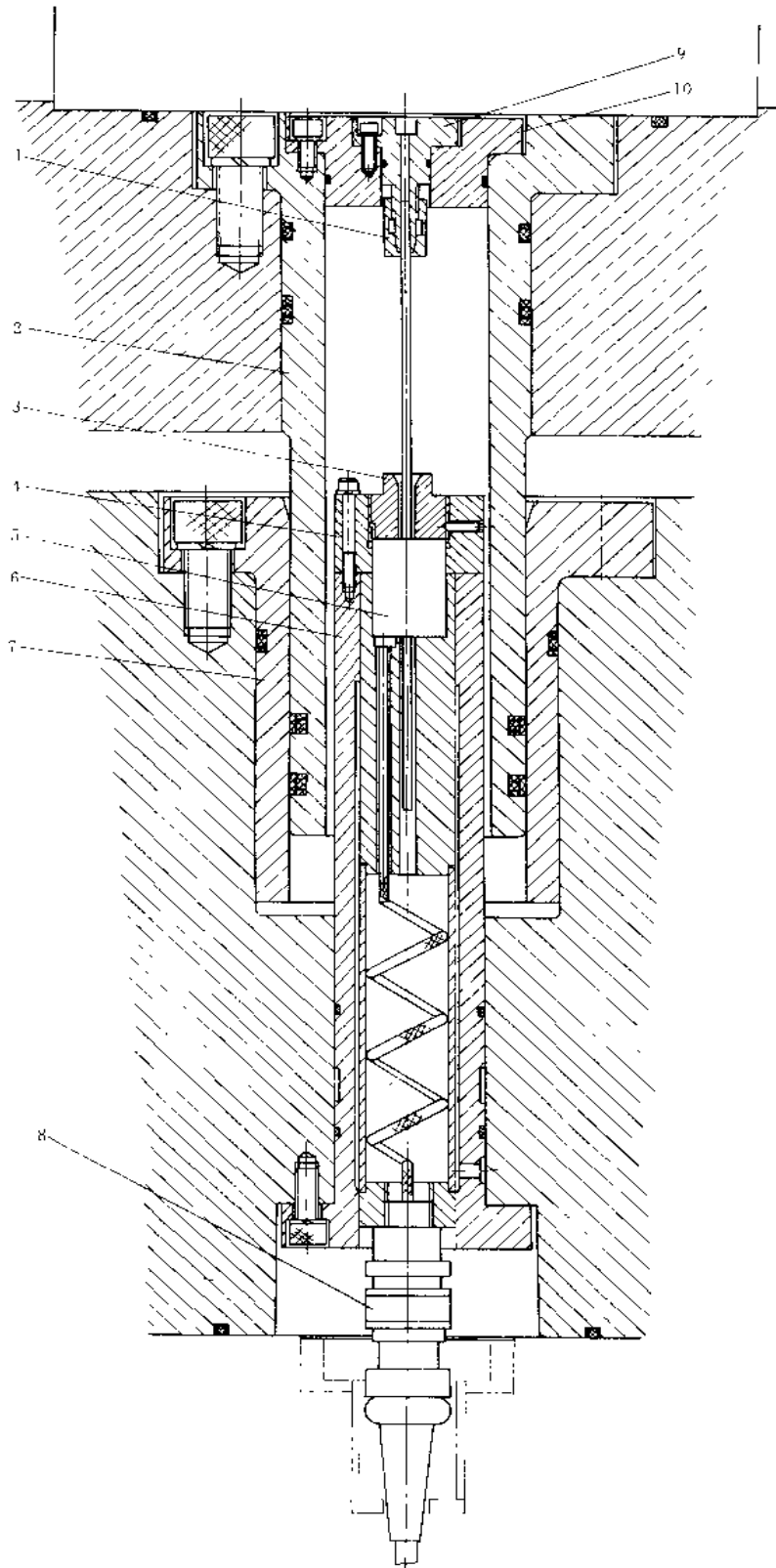


图 1-9-83 传感器组件

- 1—螺母；2 内套；
- 3—定位螺母；
- 4—传感器护筒盖；
- 5 位移传感器线圈；
- 6—传感器护筒；
- 7—外套；8—接头

位移传感器也装在活塞中央，线圈装有护筒保护，具体结构如图 1-9-83 所示。铁芯固定在缸体上有内套 2 保护。内套 2 与外套 7 之间采用带支承环的组合密封形式（与活塞密封同）。



图 1-9-84~图 1-9-87 为图 1-9-82 压缸的零件图。

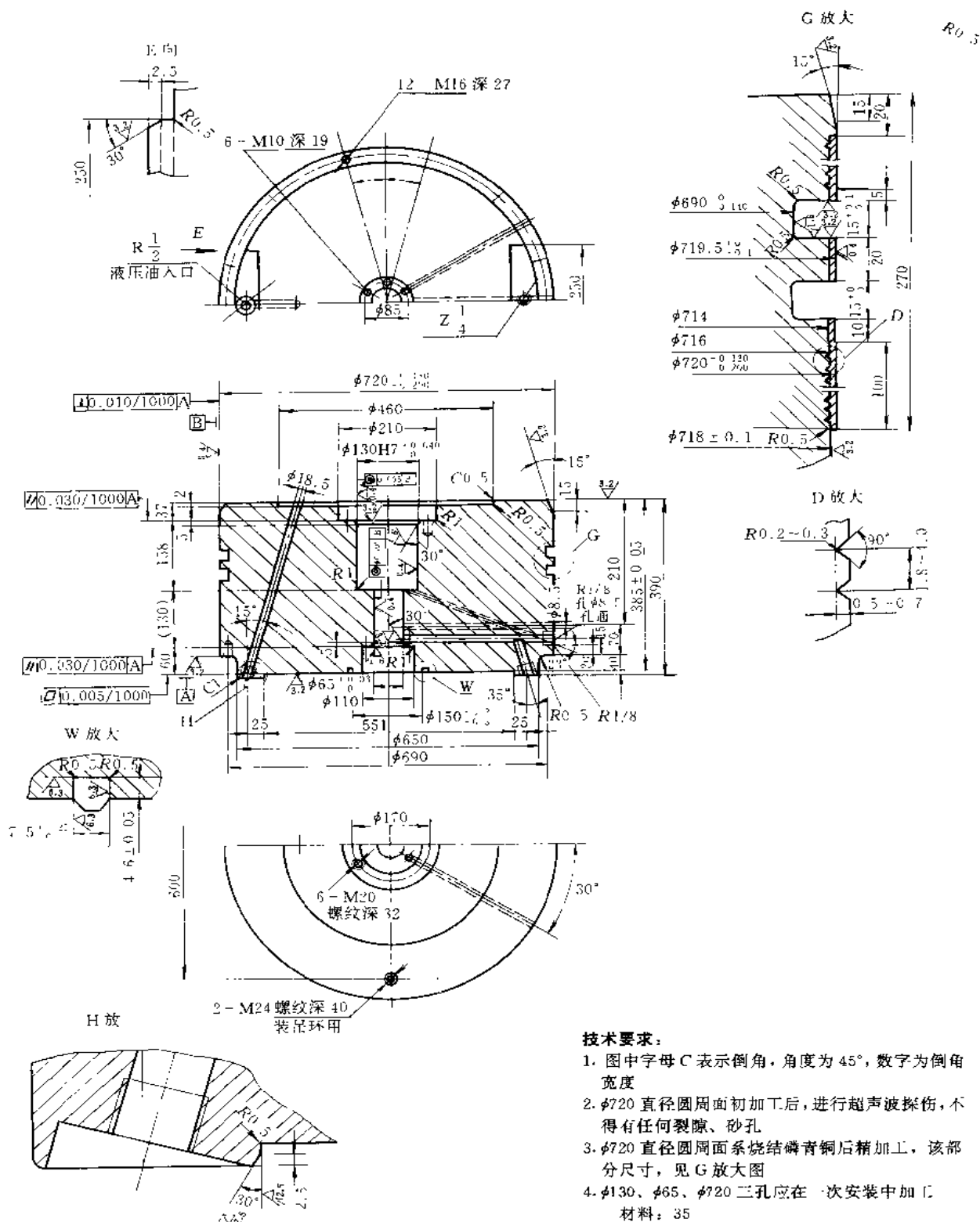
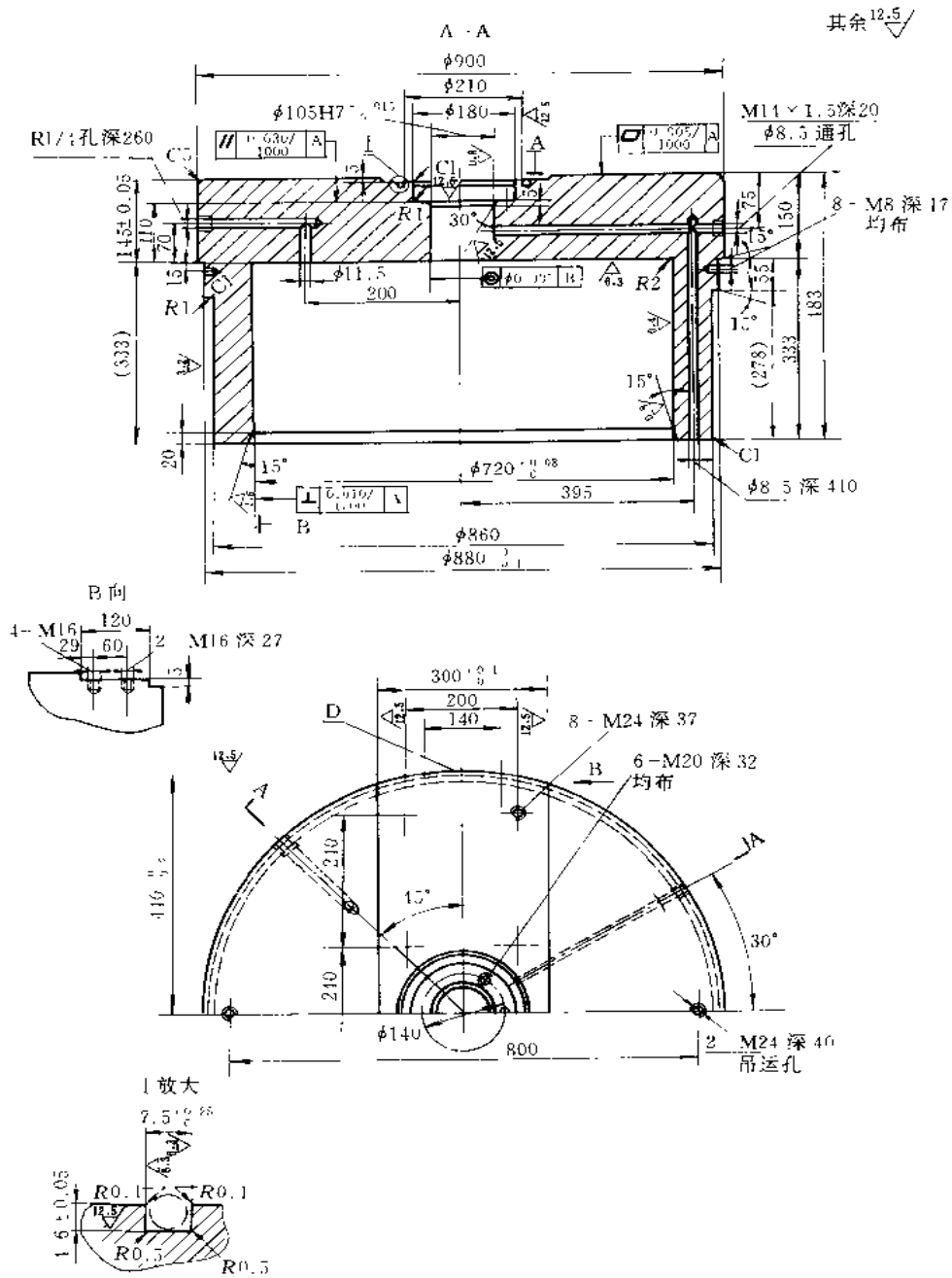


图 1-9-84 压缸活塞

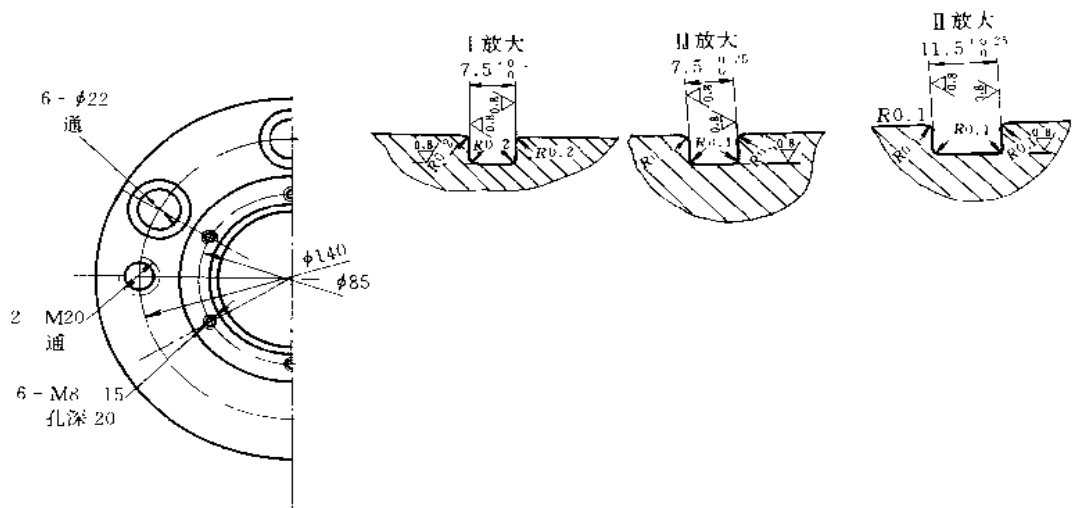
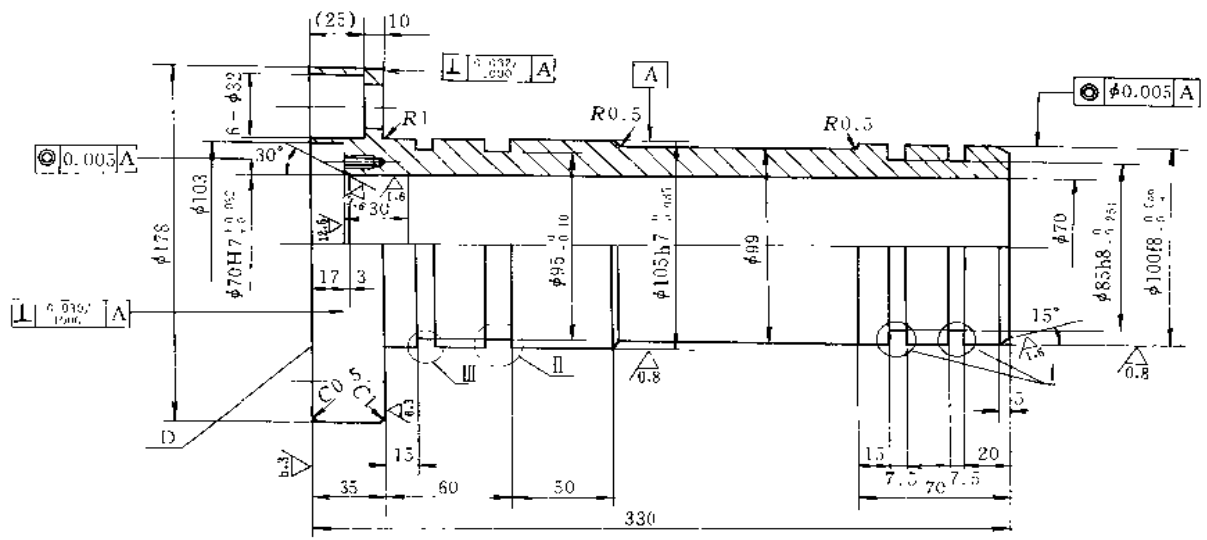


**技术要求:**

1. φ720、φ105 二内孔应在一次定位夹紧时同时加工
2. 该零件初加工 φ900 外圆后应超声波探伤, 不得有裂纹砂孔
3. D 处淬火硬度不得低于 HS40~45
4. 字母 C 表示倒角, 角度为 45°, 数字为倒角宽度

材料: QT 800 2

图 1-9-85 压上缸缸体



技术要求:

1. D 表面应在该零件加工至一定工步时, 与油缸体上表面装配后加工找平
2. 图中 C 字母表示  $45^\circ$  倒角, 数字表示倒角高度
3. 该零件淬火后硬度实验在 HRC40~45

材料: 15CrMn

图 1-9-86 压上缸内套

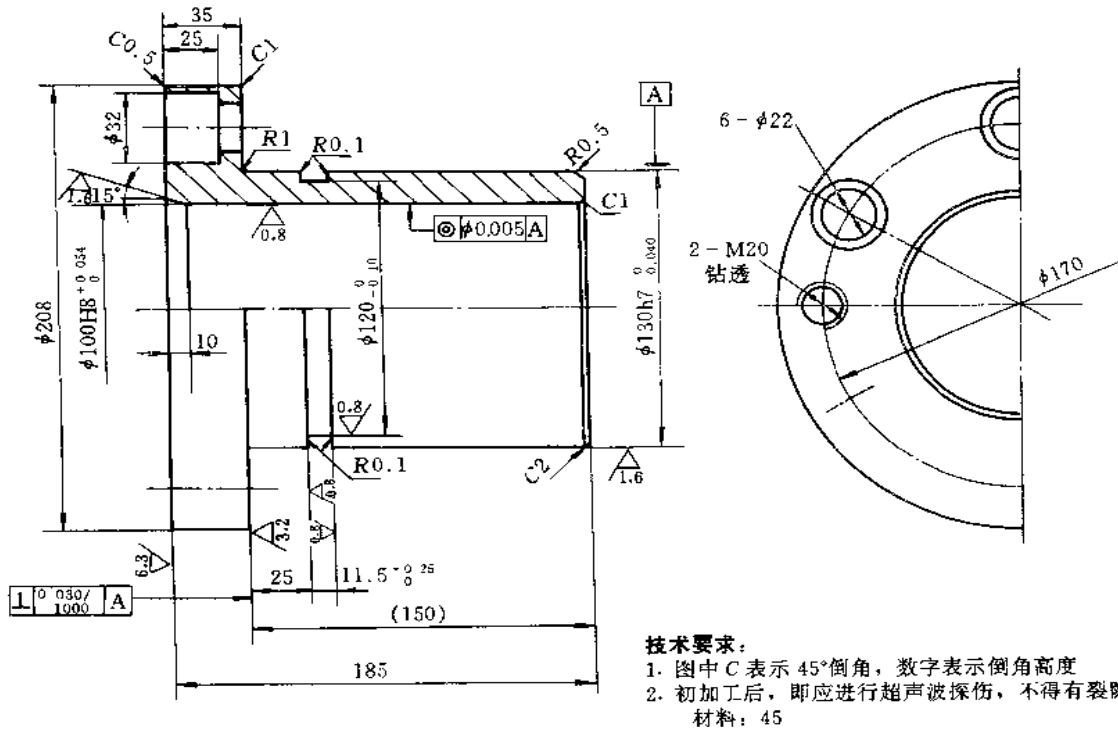


图 1-9-87 压上缸外套

2.5.3 回转密封活动挡轮液压缸

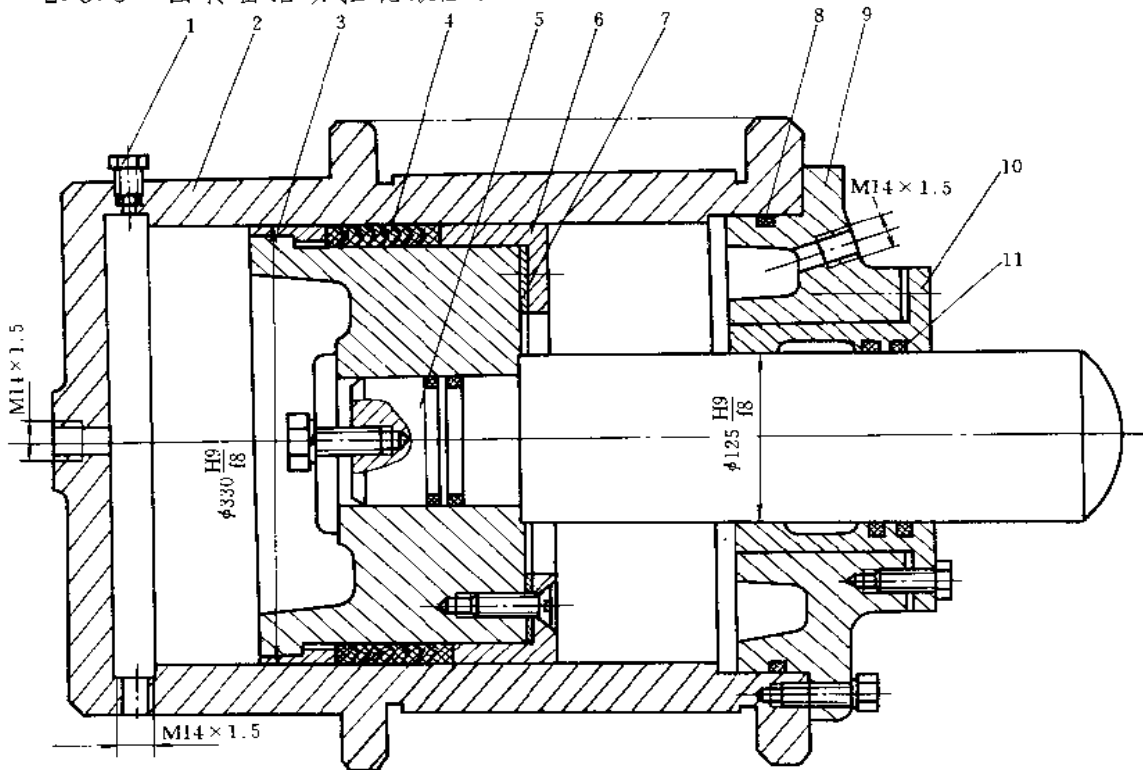


图 1-9-88 回转密封活动挡轮液压缸

1—排气阀; 2—油缸体; 3—活塞套; 4—V形密封圈; 5—活塞杆; 6—活塞挡环; 7—垫片; 8、11—O形密封圈; 9—前缸盖; 10—前导套盖

图 1-9-88 为驱动回转窑活动挡轮的液压缸。结构与双作用式活塞缸相似，但实际上是单作用液压缸。工作时无杆腔进油，液压缸的有杆腔是非工作腔，为了使活塞往返移动中，有杆腔不出现真空，在前端盖上开一个 M14×1.5 的油口，通过油管接储油箱，以保证活塞左移时，有杆腔内充满油液。由于有杆腔内压力很低（接近大气压力），所以活塞杆处的密封不是主要问题。

活塞工作时受轴向力和附加力矩作用，使活塞左下点及右上点偏磨严重，为便于活塞维修及提高活塞寿命，故活塞前部加活塞套 3，用铅黄铜材料制造，后部加活塞挡环 6 和垫片 7，调整垫片 7 可使活塞挡环移动，控制 V 形密封圈的压紧力，提高密封性能。

液压缸的排气很重要，对于回转窑挡轮液压系统更为重要。它的特点是泵站距离液压缸远，一般在 30~40m，液压缸工作环境温度高，约 100℃ 以上，活塞运动速度低，为 0~0.3mm/min，如果油液中存在空气，会造成液压缸爬行。该液压缸工作腔的排气阀和活塞杆分别如图 1-9-89 和图 1-9-90 所示。

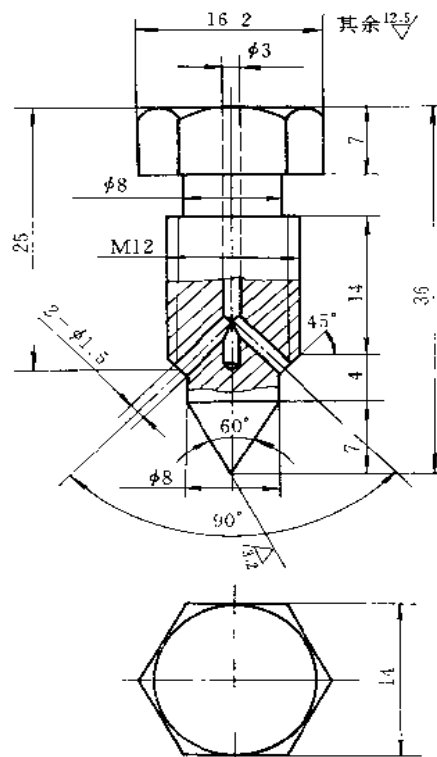
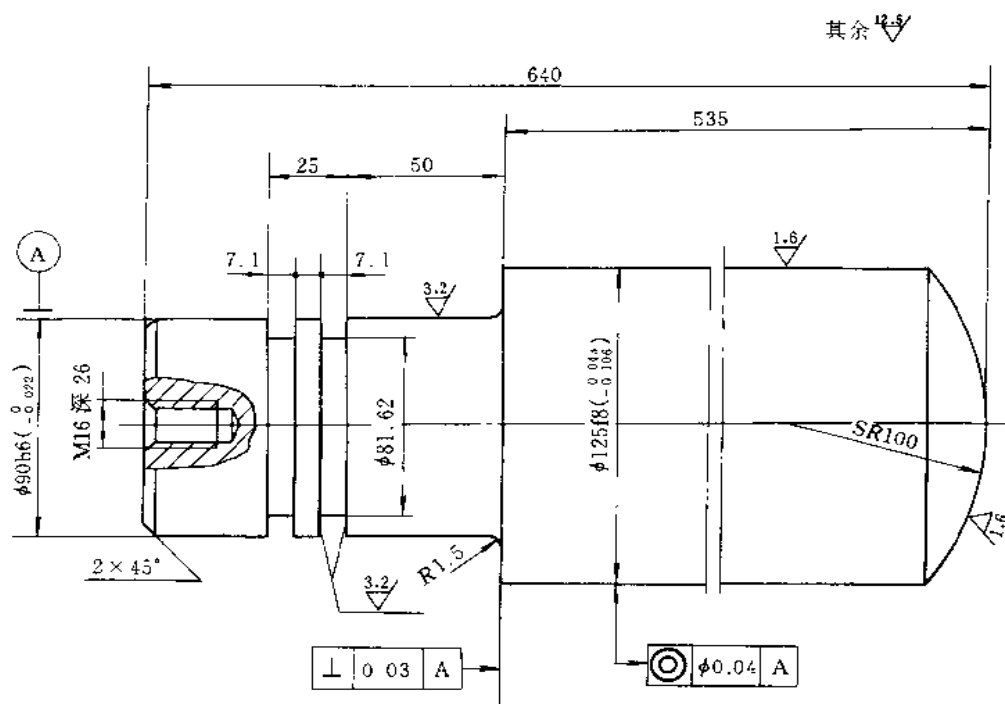


图 1-9-89 排气阀



技术要求:

1. 进行调质处理 HB=229~269
2. SR100 球面表面淬火 HRC>40

图 1-9-90 挡轮液压缸活塞杆

## 2.6 液压缸密封

液压缸的密封性能直接影响着工作性能的好坏。密封性能决定于三方面：密封材料、密封的形式及密封槽的加工精度。

### 2.6.1 活塞密封

#### (1) 活塞密封尺寸要素

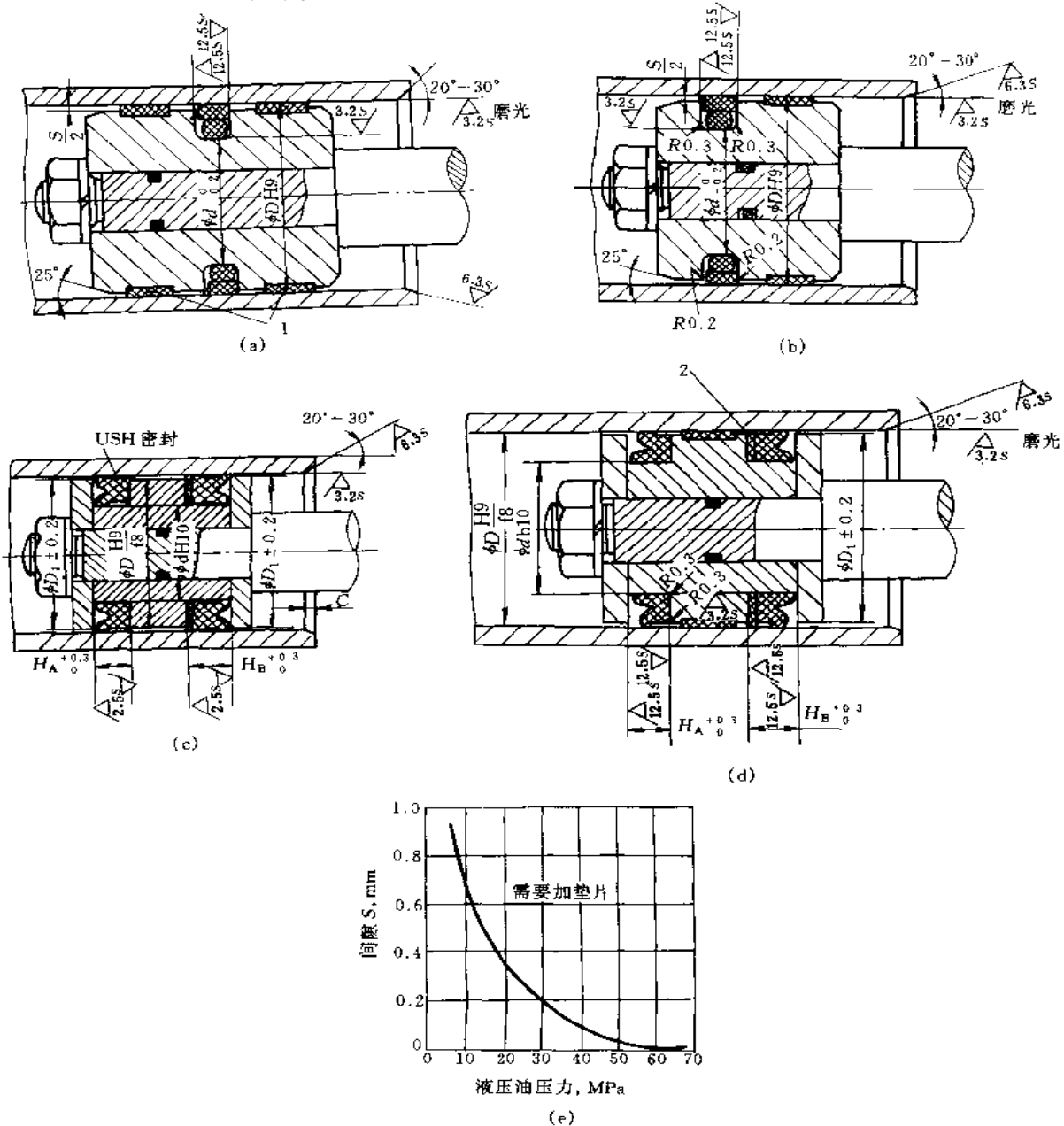


图 1-9-91 活塞密封相关尺寸

(a) GSP 型 (双向受压), 材料为丁腈橡胶 80、聚四氟乙烯; (b) GSH 型 (单向受压), 材料为丁腈橡胶 80、聚四氟乙烯; (c) KUPI 型, 材料为氨基甲酸酯; (d) ODI 型, 材料为聚氨酯 (PU); (e) 垫片选择极限  
1—支承环; 2—垫片

表 1-9-1 活塞密封结构尺寸

油缸直径 $D$ mm	$S$ (间隙), mm		$R$ mm
	直径方向最大值		
	0~21MPa	21~45MPa	
18~39	0.3	0.15	0.3
40~59	0.4	0.2	0.5
60~199	0.45	0.25	0.8
200~259	0.5	0.3	1.2
260~350	0.5	0.3	1.5
350~UP	0.6	0.35	2.0

图 1-9-91 表示几种活塞密封结构型式所对应尺寸要素, 其中  $D$ 、 $S$ 、 $R$  对应值见表 1-9-1。在 ODI 密封型式中, 右侧密封处加垫片 (聚氟乙烯材料制造)。垫片的选择原则参考图 1-9-91e, 活塞与缸体间隙对应液压缸工作压力点在抛物线以上时, 则加垫片。垫片已标准化。

### (2) 活塞密封形式

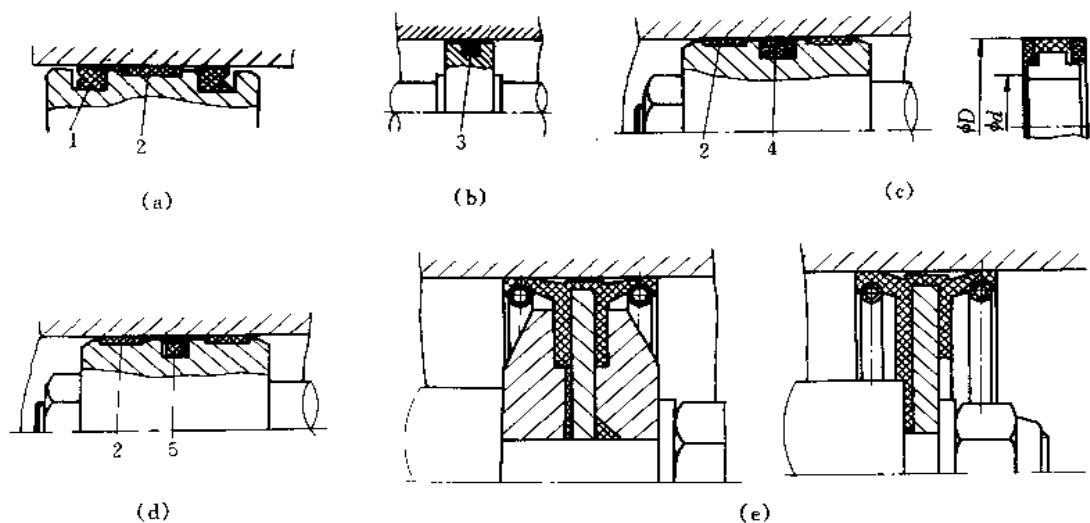


图 1-9-92 活塞密封形式

(a) 用于不严格条件下, 材料为氨基甲酸酯橡胶; (b) 用于有耐磨要求的条件下, 材料为聚氟乙烯丁腈橡胶; (c) 高低压、低温、低摩擦下适用。材料为聚四氟乙烯, 氟碳乙烯橡胶; (d) 用于高压、有冲击、有横向负载的工程机械中, 材料为聚四氟乙烯+青铜; (e) 整套密封件代替活塞, 可缩短液压缸长度, 可用于工作压力低于 10MPa 的密封, 材料为丁腈橡胶 85

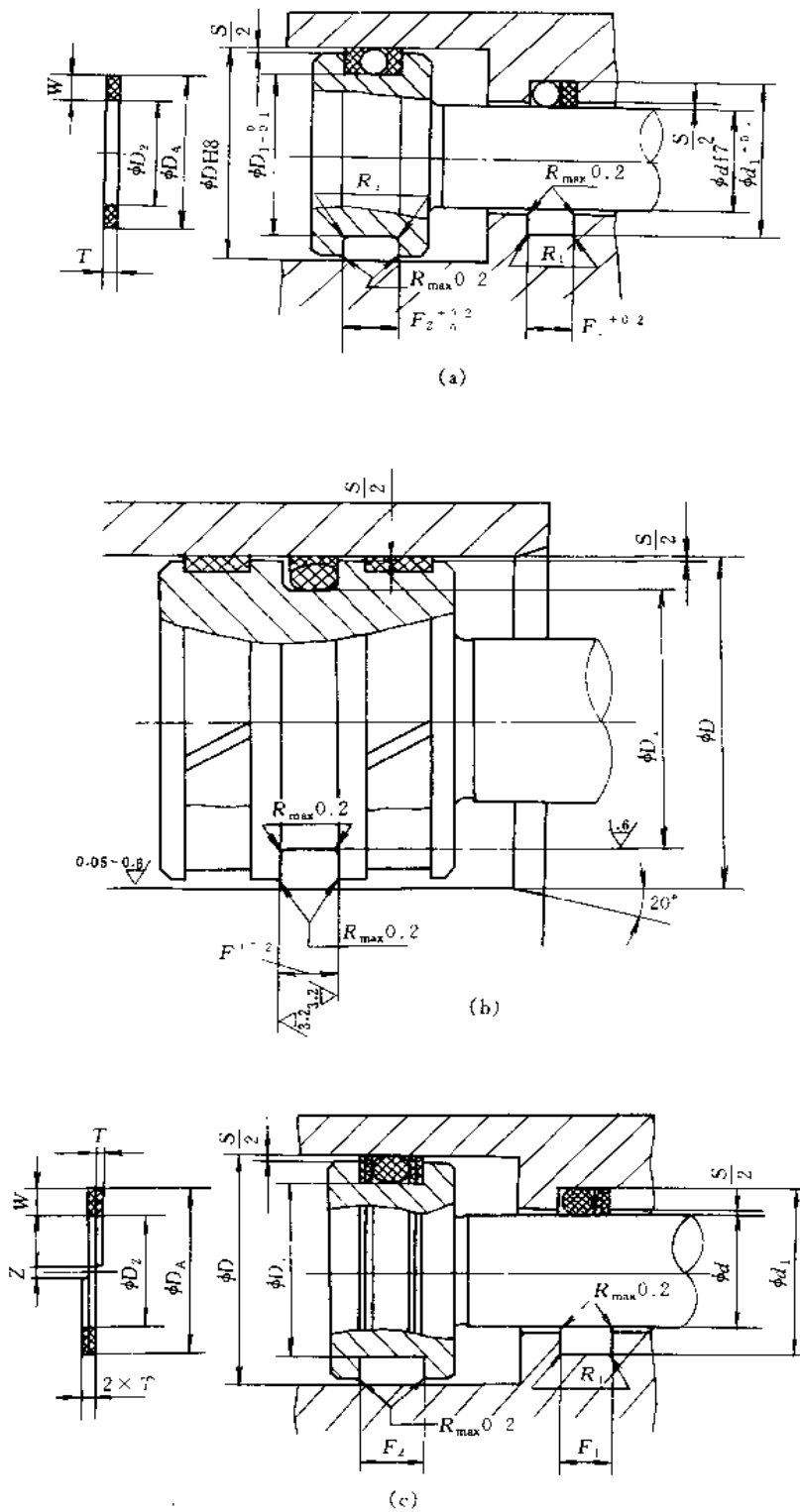
1—USH 密封; 2—支承环; 3—SPGO 密封; 4—SPG 密封; 5—SPGT 密封

图 1-9-92 为几种活塞用密封圈的密封形式。密封圈的耐压主要取决于密封圈的材料 (参见表 1-9-2), 其次取决于密封圈结构形式。

表 1-9-2 密封圈材料及耐压

材 料	剪 切	动态承压极限	静态承压极限
聚氨甲酸酯橡胶	小的抗剪切力	大于 21MPa	大于 31.5MPa
	大的抗剪切力	大于 35MPa	大于 45MPa
丁腈橡胶	小的抗剪切力	10MPa	12.5MPa
氟碳乙烯橡胶	大的抗剪切力	10MPa	12.5MPa

## (3) O形圈与垫片组合的密封形式





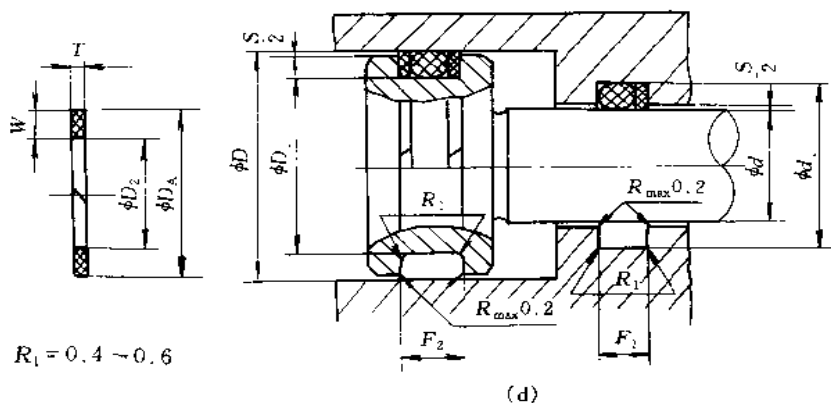


图 1-9-93 O 形圈与垫片组合的密封形式

(a) 适用于往复运动及旋转运动的密封；(b) 适用于速度小于 15m/s、压力 35MPa、温度  $-60\sim+200^{\circ}\text{C}$ ；

(c) 不适用于旋转运动密封；(d) 不适用于旋转运动密封

图 1-9-93 为 O 形密封圈与垫片组合的密封形式，可防止 O 形圈受压变形时被挤进活塞与缸体的间隙中，凹弧面垫片能更好地与 O 形圈贴紧。凹弧面垫片材料用能承受高压的聚三氟氯乙烯制造，这种组合密封形式，除了将垫片加在侧面，还可将垫片加在 O 形圈的上面使用，它发挥了 O 形圈弹性变形大又保留了聚三氟氯乙烯材料耐磨耐高压的优点。O 形圈侧面垫片还有螺旋形与切口形两种，这两种垫片安装方便，在安装时可使开口垫片直径增大 10%~20%。垫片材料还可以用丁腈橡胶、尼龙 101 等。

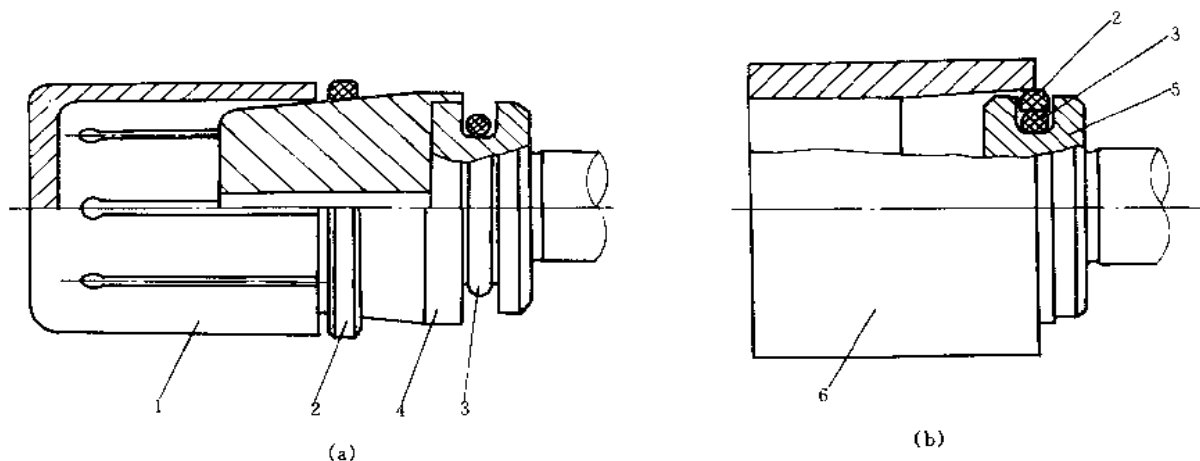


图 1-9-94 组合式密封装配专用工具

1—推模筒；2—耐磨环；3—O 形密封圈；4—阳模筒；5—活塞；6—恢复模

对于组合式密封，结构简单，但要保证使用性能好，安装很重要。可以做成专用的工具进行安装，使垫片均匀变形，不被刮伤。专用工具如图 1-9-94 所示。图 a 将耐磨环套在阳模筒上，用推模套筒在阳模筒上推耐磨环，由于推模筒沿筒壁开有槽，使其在径向能扩张，可将耐磨环均匀变形，推到 O 形密封圈内。图 b 则是用恢复模使耐磨环均匀恢复原状。图中，耐磨环与活塞密封中的垫片及滑环均可用专用工具安装。

## (4) 车氏密封

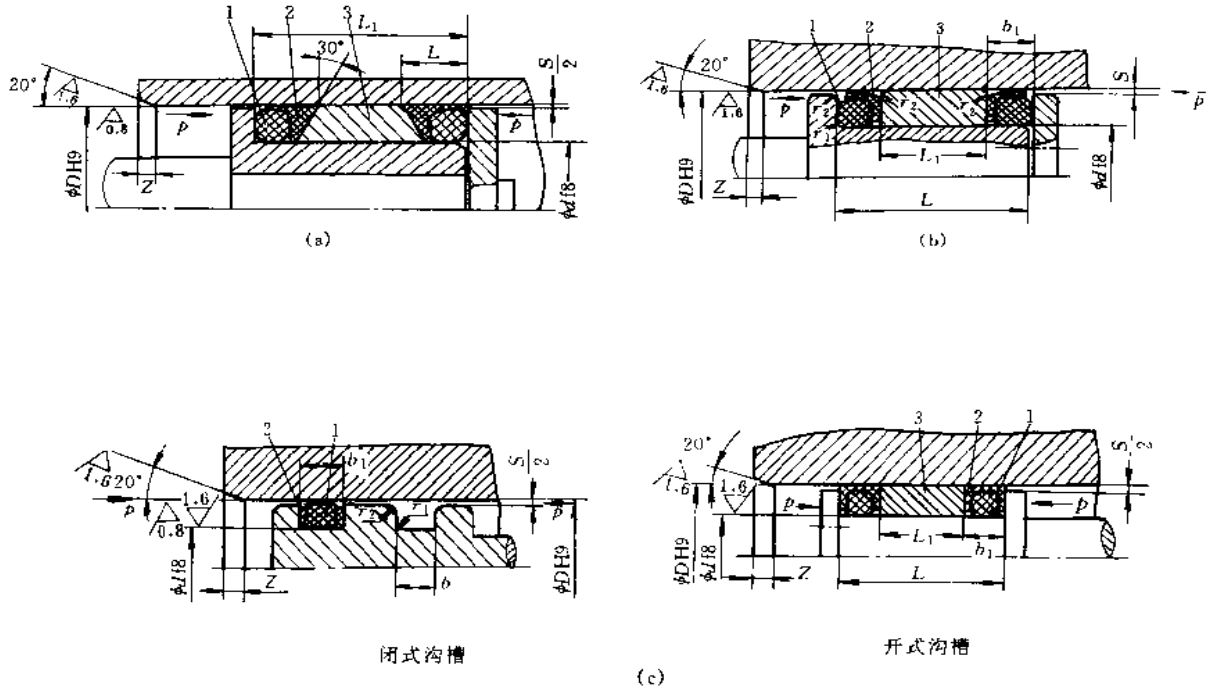


图 1-9-95 车氏密封

- (a) 脚形滑环式密封, 适用于直径 20~500mm, 工作压力 0~100MPa, 速度小于 6m/s, 温度 -55~250℃;  
 (b) 齿形滑环组合密封, 适用于直径 32~500mm, 工作压力 0~36MPa, 速度小于 6m/s, 温度 -55~250℃;  
 (c) C形滑环式组合密封, 适用于直径 25~690mm, 工作压力 0~60MPa, 速度小于 6m/s, 温度 -55~250℃

1—O形圈; 2—滑环; 3—轴套

图 1-9-95 所示的车氏密封, 也是 O 形圈的一种组合密封形式。用聚氟乙烯材料制做的各种形状的滑环包裹 O 形圈, 可防止 O 形圈受压时被挤到活塞与缸体的间隙中。滑环的耐磨损和 O 形圈的弹性, 使这种密封得到推广。具体尺寸可向江苏徐州同宝特种橡塑密封制品厂索取。

2.6.2 活塞杆密封  
 (1) 活塞杆密封尺寸(见图 1-9-96 和表 1-9-3)

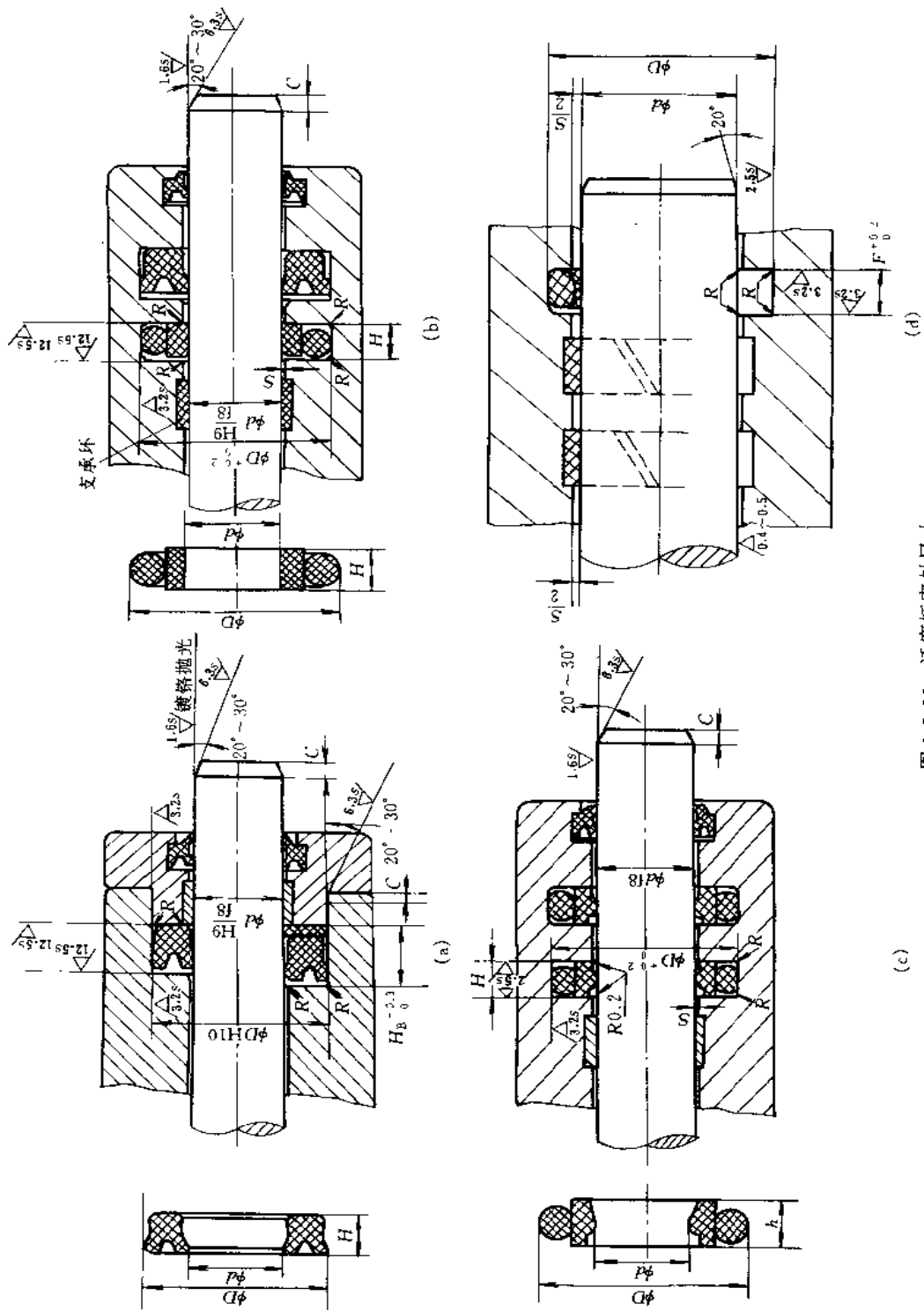


图 1-9-96 活塞杆密封尺寸

表 1-9-3 活塞杆配合间隙对应表

活塞杆直径 $d$ mm	直径间隙 $S$ 的最大值, mm		$R$ mm	活塞杆直径 $d$ mm	直径间隙 $S$ 的最大值, mm		$R$ mm
	0~21MPa	21~45MPa			0~21MPa	21~45MPa	
10~20	0.3	0.15	0.3	200~259	0.5	0.3	1.2
21~39	0.4	0.2	0.5	260~350	0.5	0.3	1.5
40~199	0.45	0.25	0.8	360 以上	0.6	0.35	2.0

(2) 活塞杆密封的形式 (见图 1-9-97)

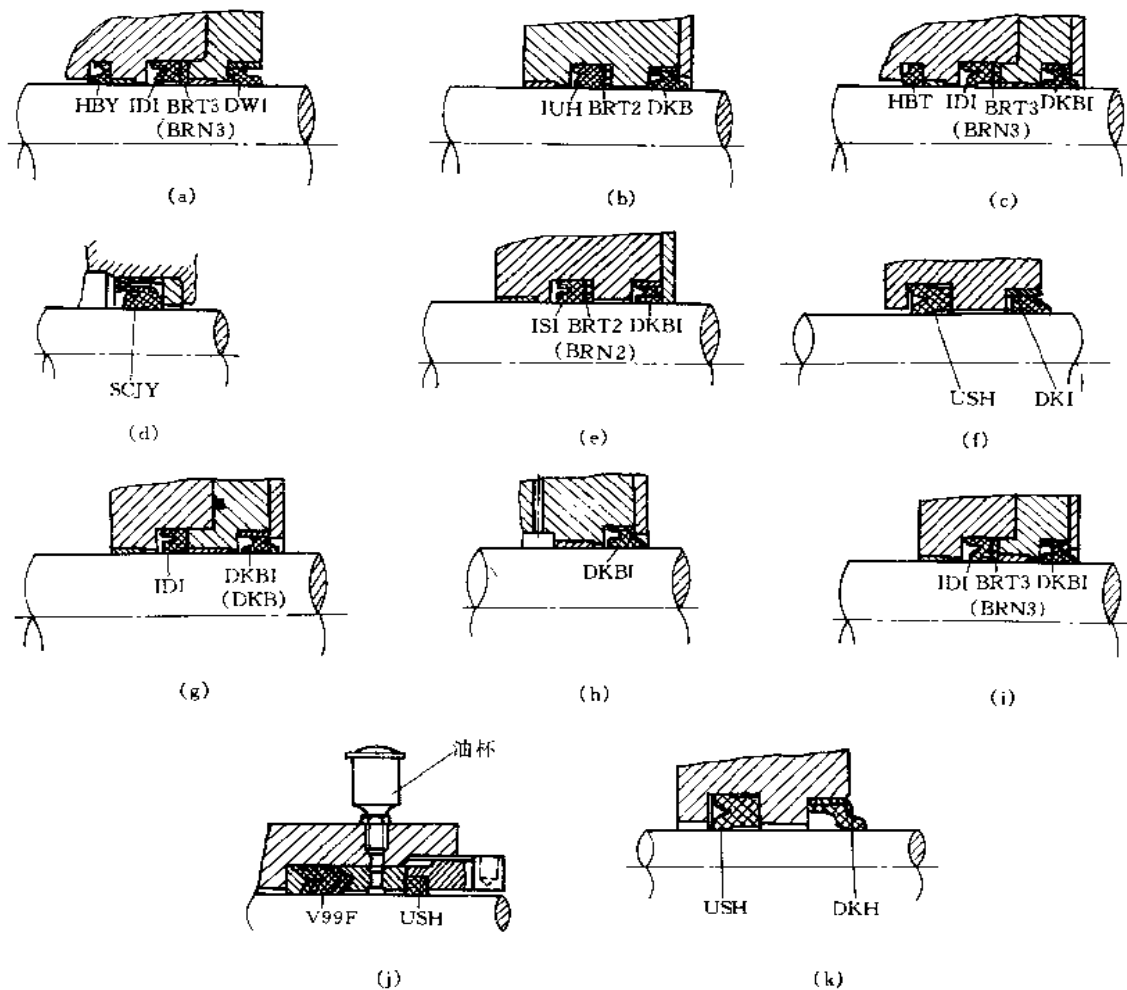


图 1-9-97 活塞杆密封形式

- (a) HBY 密封圈可形成一层薄油膜, 减小冲击, 保护 IDI 密封环, 延长密封件寿命, 用于有冲击载荷的场合; DWI 为防尘圈;
- (b) 不计低压和低频冲击载荷, 使用带支承环的 IUH 密封圈;
- (c) HBT 环也像 HBY 环那样, 减小冲击, 保护 IDI 密封环, 用在瞬时冲击情况下;
- (d) SCJY 型密封可用于摩擦力小的场合;
- (e) 在不经常发生冲击的情况下, 可以不使用 HBY 和 HBT 环, ISI 使用时应设有专用槽。DKBI 用作防尘圈, 可产生很小油膜层的效果, 具有高耐磨性和防尘作用;
- (f) DKI 型防尘圈带不锈钢保护套, 具有高的强度, 与 USH 密封圈使用, 用于大冲击振动载荷;
- (g) 冲击载荷小, 挤压间隙小时, 可不带垫片使用;
- (h) 为减小外泄漏, 使用带油层的防尘圈, 必须开设排油孔;
- (i) 带垫片使用的 IDI 密封, 用于有冲击载荷;
- (j) 夹织物的橡胶环多用于介质润滑性较差, 如水和农业上的化学药剂等, 并且用在工作频率较高时, 当压力和工作频率较低时, 用 USH 型橡胶圈。加储油杯增加轴与密封圈之间的润滑效果;
- (k) 氨基甲酸酯材料制造的 USH 密封圈, 适用于压力 30MPa 以下, DKH 防尘圈可以很好地保护活塞杆, 刮去灰尘

## (3) 车氏密封元件

a. 活塞杆（轴）用齿形滑环式组合密封（见图 1-9-98）

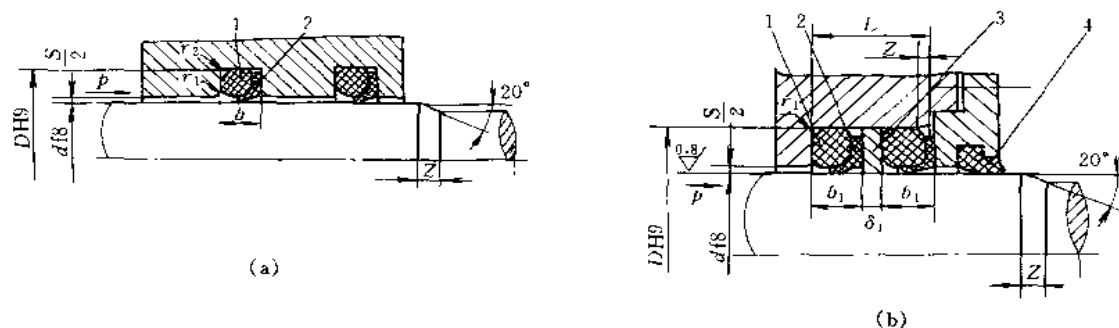


图 1-9-98 车氏密封元件  
(a) 闭式沟槽；(b) 开式沟槽  
1—O形圈；2、3—滑环；4—防尘圈

本密封适用于旋转速度和摩擦力极低的气动密封。齿形滑环与O形橡胶圈组合使用。按工作条件不同，可采用不同材质的O形橡胶圈及滑环，采用两组串联或单组密封均可。

b. 活塞杆（轴）用直角滑环式组合密封（见图 1-9-99）

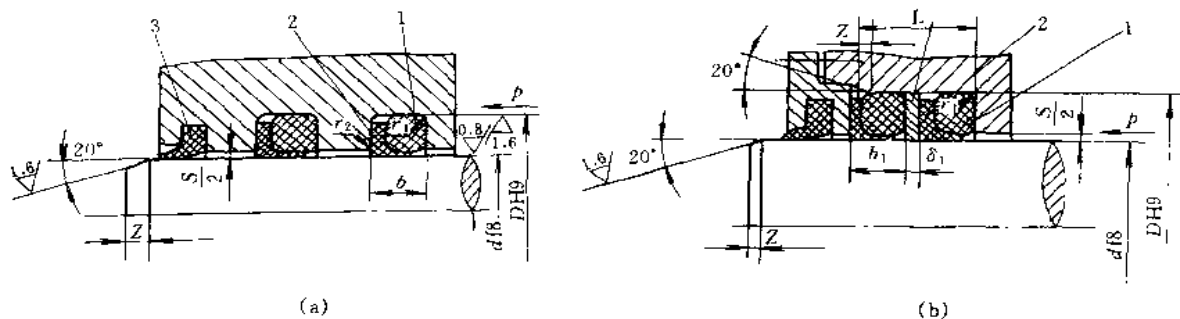


图 1-9-99  
(a) 闭式沟槽；(b) 开式沟槽  
1—O形圈；2—滑环；3—防尘圈

本密封为直角滑环与O形橡胶圈组合使用，适用于液压与气动往复运动密封。按工作条件不同，可采用不同材质的O形橡胶圈及滑环。

c. 活塞杆（轴）用C形滑环式组合密封（见图 1-9-100）

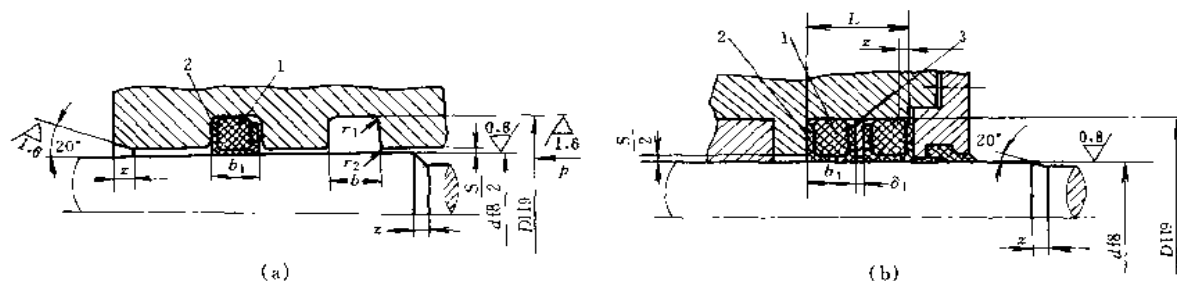


图 1-9-100  
(a) 闭式沟槽；(b) 开式沟槽  
1—O形圈；2—滑环；3—防尘圈

### 3 液压马达

液压马达是将液压能转变成机械能的装置。从原理上讲，液压泵与液压马达可以互换。但事实上，由于用途不同，同类型的液压泵和液压马达虽然结构上很相似，但也有很大差异，使用时必须特别注意。液压马达的类型有：

高速小扭矩液压马达，转速在 500r/min 以上才能稳定地工作。有齿轮式、叶片式、轴向柱塞式液压马达；

低速大扭矩液压马达。转速可在低于 200r/min 以下稳定工作。有曲轴连杆式、多作用内曲线式、静压平衡式液压马达，轴向柱塞式液压马达；

中速范围工作液压马达，转速在 400r/min 左右，可稳定工作。有摆线式内啮合液压马达。

#### 3.1 齿轮液压马达

##### 3.1.1 CM-F 型齿轮液压马达

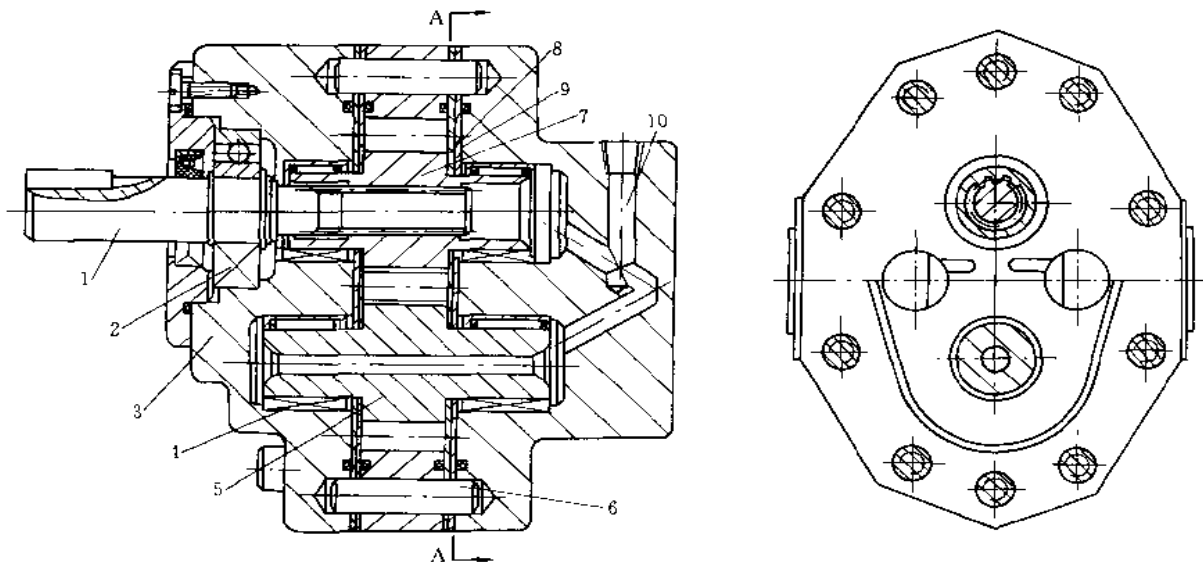


图 1-9-101 CM-F 型齿轮马达

1—传动轴；2—深沟球轴承；3—前盖；4—滚针轴承；5—主动齿轮；6—销；7—被动齿轮；8、9—侧板；10—泄漏油孔

CM-F 型液压马达结构（图 1-9-101）与 CB-F 型齿轮泵相似。区别是其侧板不具有液压补偿轴向间隙的作用，但它贴靠齿轮端面的侧板内表面烧结一层磷青铜，所以耐磨损。为了适应正反方向旋转，结构上采用对称设计，进出油口直径相同，有单独的泄油口，对称的卸荷槽。此马达为双向定量液压马达。

齿轮液压马达工作时，由于啮合点至节点的距离是变化的，所以输出的瞬时力矩也是脉动的，选择齿轮液压马达时，需要考虑液压马达的排量和平均输出扭矩，当转速低于 500r/min 时，脉动影响较大，转速在 1000r/min 以上影响较小。

CM-F 齿轮液压马达，额定压力为 14MPa，最大压力为 17.5MPa，额定转速为 1800r/min，输出扭矩为 25.5~88N·m。同类型还有 CM-C、CM-D、CM-E 型。

### 3.1.2 GPM 型液压马达

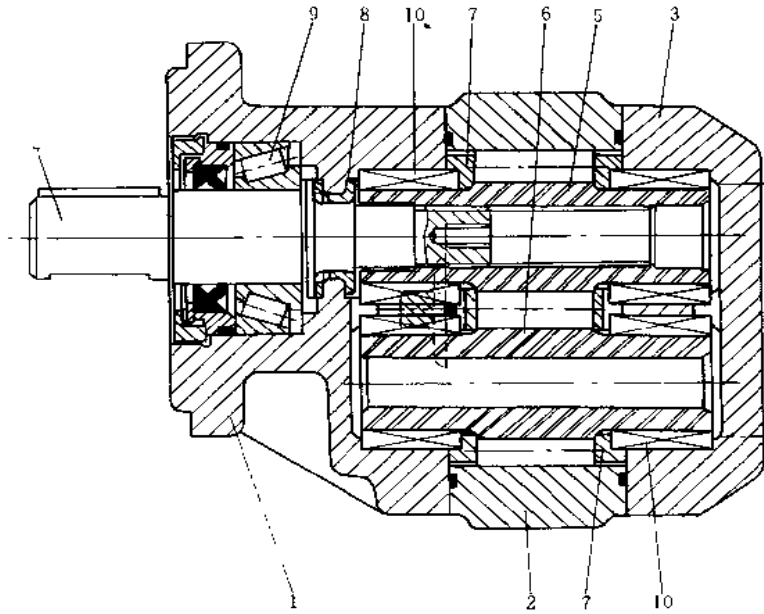


图 1-9-102 GPM 型齿轮液压马达

1 前盖；2—壳体；3—后盖；4 传动轴；5—主动齿轮；6—从动齿轮；7—侧板；8—轴套；9—圆锥滚子轴承；10—滚针轴承

图 1-9-102 所示的液压马达与齿轮泵中介绍的 GXP 型结构相似。可以单个或多个串联使用。所以互换性好，并具有高耐久性。连续使用工作压力 21MPa，最低转速 400r/min，最高转速可达 2300~4000r/min，可根据排量不同而选定不同转速。广泛用于车辆、船舶机械中。

马达的齿轮两侧仍然采用弹性侧板 7，以保持合理轴向间隙，其工作原理与 CM-F 型相同。齿轮与轴套做成一体，用花键与传动轴连接，整体刚性好。如果多个马达连接，则可以通过花键接轴与主动齿轮轴套连接，结构简单。图中阴影线部分是多个马达串联油通孔。如果单个使用，可以用螺塞堵死。

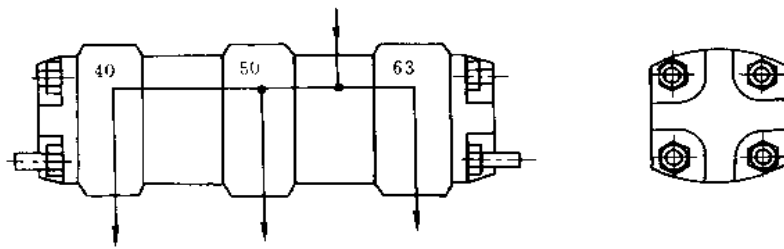


图 1-9-103 串联液压马达油路示意图

多个马达串联如图 1-9-103 所示，可以用不同排量的马达来分流。可以用做分流器、两个执行机构同步的同步调节器。图 1-9-104 所示为两个单体马达串联。若用两个相同排量的马达串联，则可以给两个油缸供油使其同步，同步精度可达 5% 左右。图 1-9-105 为三个单体马达串联。

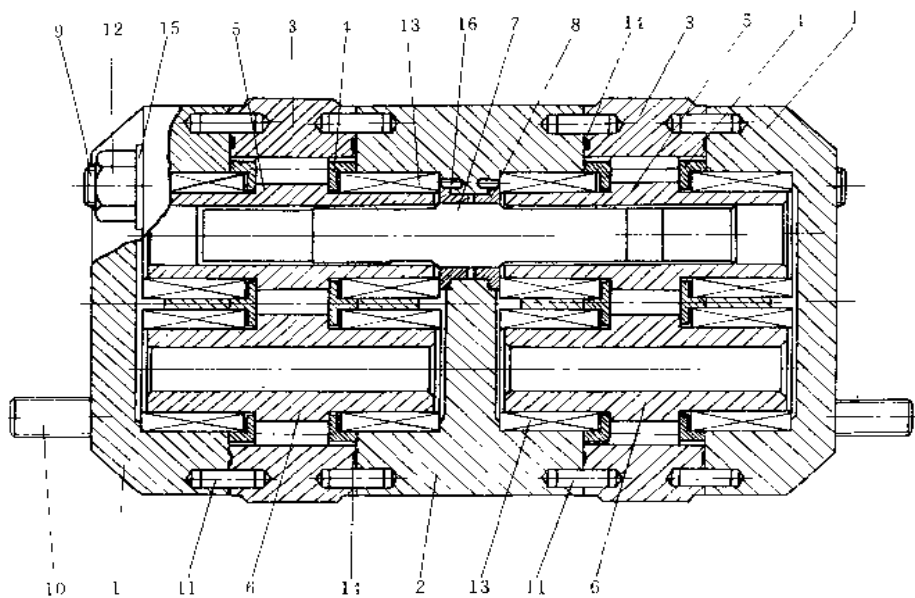


图 1-9-104 二级串联

- 1—盖板；2—连接壳体；3—泵体；4—侧板；5—主动齿轮；6—从动齿轮；7—花键接轴；  
8—轴套；9—连接螺栓；10—安装用螺栓；11—销；12 连接螺母；13—滚针轴承；  
14—O形密封圈；15—垫圈；16—弹簧销

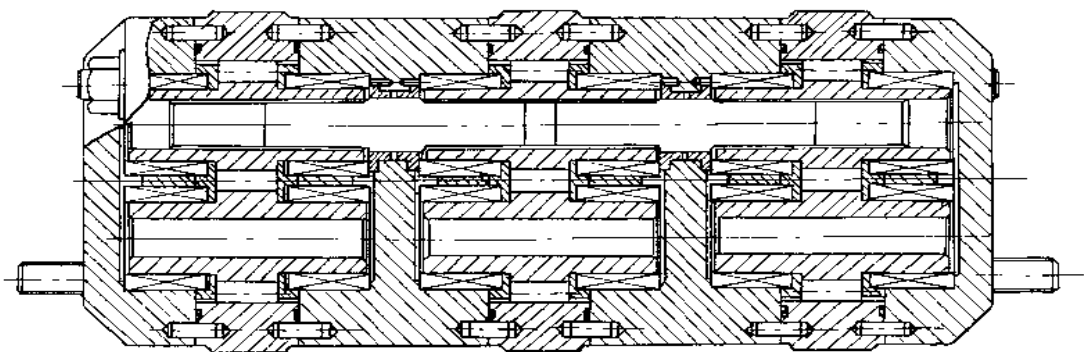


图 1-9-105 三级串联



### 3.2 叶片式液压马达

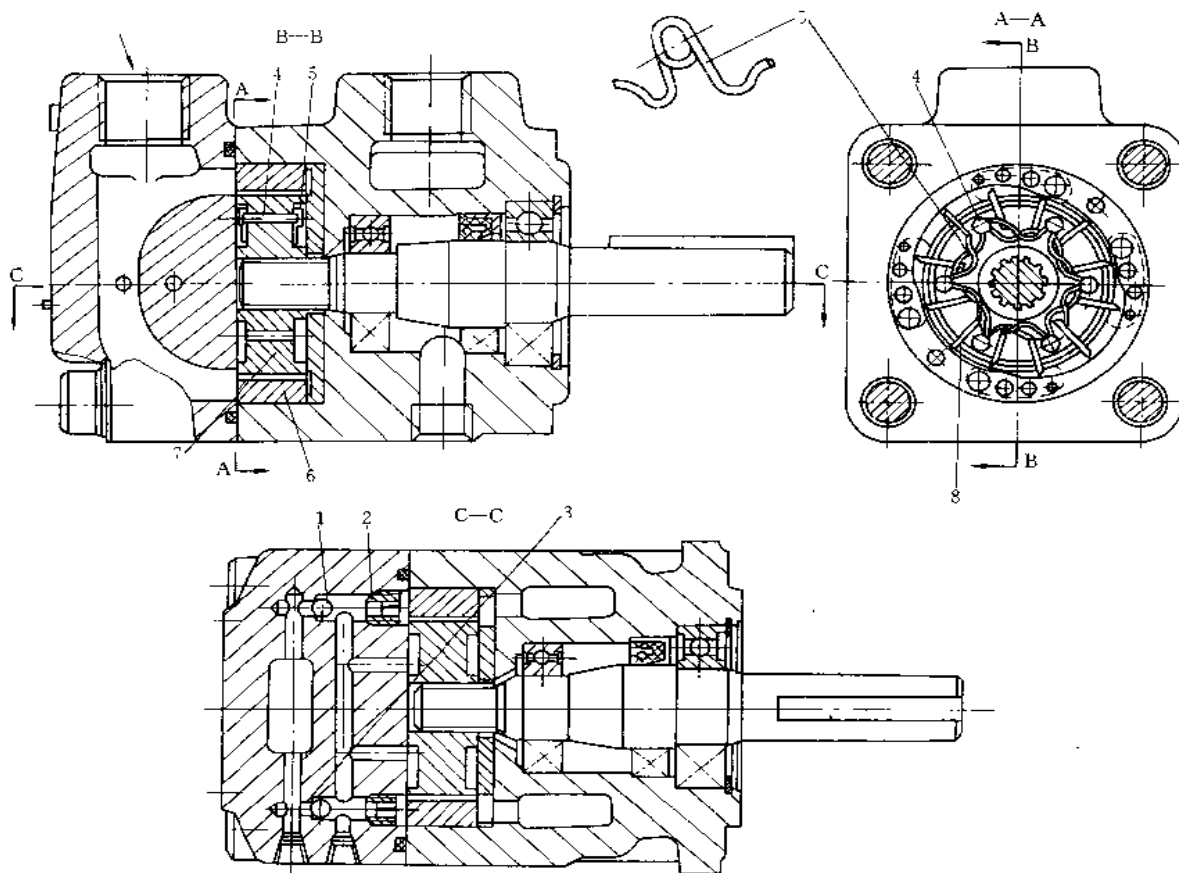


图 1-9-106 叶片式液压马达结构图

1—单向阀的钢球；2、3—阀座；4—槽；5—燕式弹簧；6—定子；7—转子；8—叶片

叶片式液压马达（图 1-9-106）都是双作用式。由于它的结构与双作用式叶片泵有相似之处，所以它具有双作用式叶片泵的优点：流量均匀，可以得到均匀的瞬时转速和扭矩，噪声小等。与液压泵不同的是在转子侧面安装有燕式弹簧，靠弹簧力先将叶片推出，形成密封的空间。因为液压马达是靠液压力推动叶片侧面使其产生力矩的，而转子未转动之前，并没有离心力使叶片甩出来，不能形成密封空间。另外，在与两个油口连通的油道上，安装两个梭阀（双向单向阀），使叶片槽底始终通压力油，以保证液压马达正反方向转动的要求。叶片槽径向配置及叶片顶端双向倒角都是为适应液压马达双向旋转的要求。

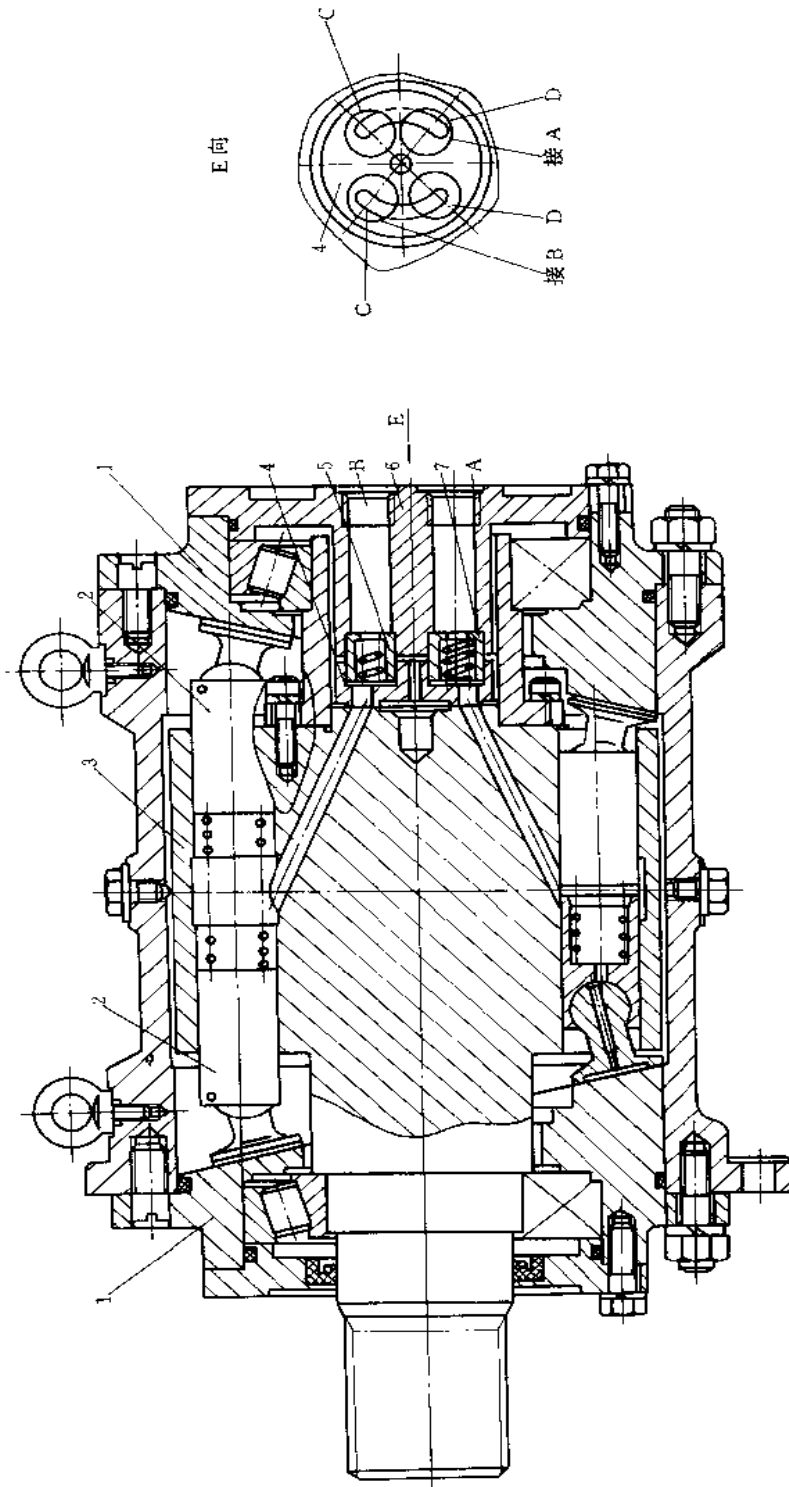
由于转动部分重量轻，转动惯量小，动作灵敏，适应较高换向频率的液压系统，但容积效率较低，属于高速小扭矩液压马达。

### 3.3 轴向柱塞液压马达

一般情况下，轴向柱塞液压马达与轴向柱塞液压泵在结构上没有区别。但由于 CY14-1 型液压泵的配油盘是非对称性结构，作为液压马达，用时需把配油盘换成对称性结构，以适应液压马达的正反方向转动。而 ZB 型液压泵与 ZM 型液压马达则可以互换，斜轴式液压泵也可以作液压马达用。

轴向柱塞液压马达与轴向柱塞泵一样，可以分为斜盘式轴向柱塞液压马达和斜轴式轴向柱塞液压马达两种。

## 3.3.1 双斜盘式定量液压马达



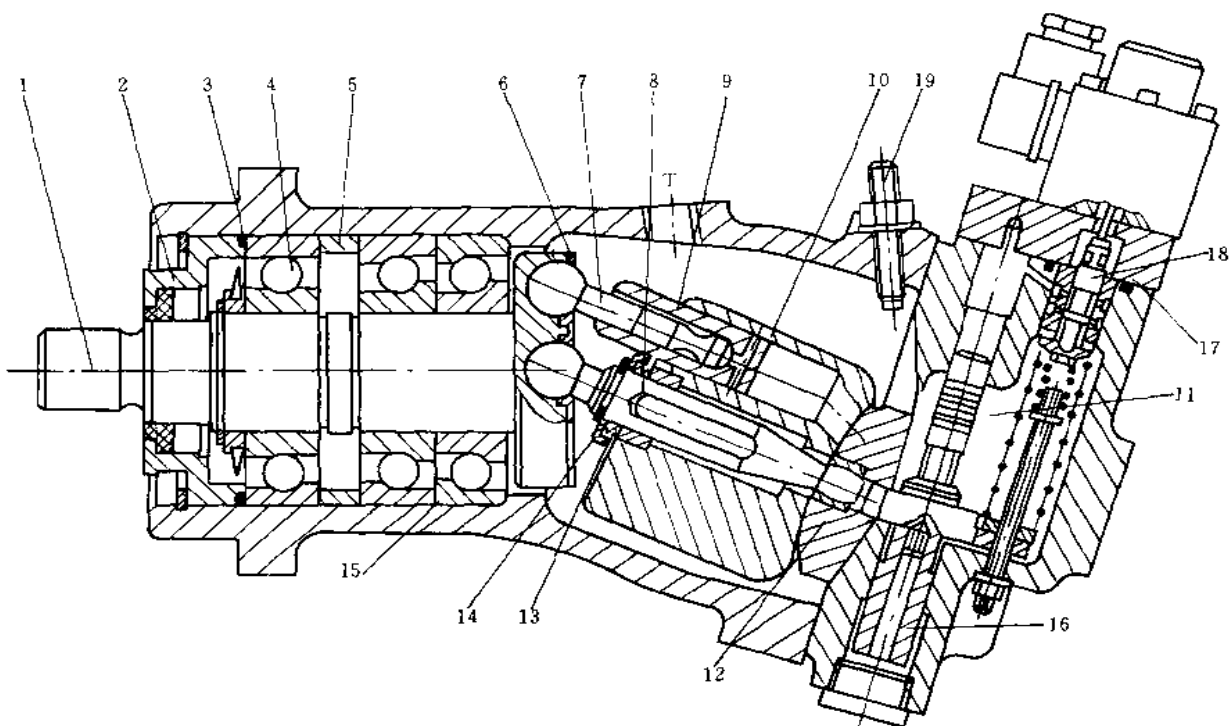
额定压力:1.6MPa;最大压力:2.5MPa;额定转速:100r/min;最高转速:160r/min;额定扭矩:3900N·m;最大扭矩:5840N·m

图 1-9-107 双斜盘轴向柱塞马达

1—斜盘;2—柱塞;3—缸体(轴);4—浮动配油盘;5—芯管;6—压盖;7—孔用卡环;A、B、C、D—油孔

图 1-9-107 所示结构为双斜盘式定量液压马达,属于低速大扭矩的液压马达。该液压马达从垂直中心线分,可分成两个定量斜盘式液压马达。缸体与传动轴为一体,使它具有很好的刚性及工艺性。柱塞受孔内弹簧作用压向斜盘,弹簧力靠安装端盖时预紧力实现,斜盘与端盖为一体,结构紧凑。配油盘 4 由芯管中的弹簧来压紧,使其紧贴缸体,消除间隙,并在磨损后进行轴向间隙的补偿,端面配油,进出口通过缸体内斜孔与柱塞孔贯通。进去的液压油作用柱塞压向斜盘,斜盘对柱塞产生一个垂直于斜盘表面的反作用力,该力的切向分力使柱塞对缸体轴产生扭矩,推动缸体轴克服外载荷旋转。由于结构呈对称状,故产生的轴向力相互抵消。与其他输出相同扭矩的液压马达相比,结构尺寸小。

### 3.3.2 A6V 斜轴式变量液压马达



额定压力：35MPa；最大压力：40MPa；扭矩：156N·m；

最低转速不小于 50r/min；最高转速随排量规格不同，28mL/min 的马达可达 6250r/min

图 1-9-108 A6V 斜轴式变量液压马达

1—主轴；2—前泵盖；3—泵体；4—深沟球轴承；5—隔环；6—回程盘；7—连杆；8—中心铰轴；9—柱塞；10—缸体；11—变量机构；12—配油盘；13—碟形弹簧；14—半环；15—角接触球轴承；16—变量活塞；17—O 形圈；18—先导阀；19—限位螺钉

A6V 斜轴式柱塞马达是近几年我国引进德国、日本的技术而发展的产品。这种液压马达也是双向定量（变量）液压马达，用途广泛，最应用于闭式液压系统中。

结构如图 1-9-108 所示，与 A7V 1 型泵相同。缸体 10 采用双金属材料制成，缸体底部采用凹球形与凸形配油盘配合可以使主轴 1 自动定心，而且缸体与配油盘之间的轴向间隙密封性好，不易泄漏。因此容积效率较高，缸体底面烧结铜合金，耐磨性好。柱塞安装在沿缸体圆周分布的柱塞孔内，柱塞与连杆铰接，连杆头端部自由转动。连杆的另一端呈球状，同中心铰轴球状端部一起用回程盘 6 固定在主轴上。中心铰轴另一端支承在配油盘上，并用碟形弹簧加预紧力使缸体与配油盘压紧。

当输入的压力油经泵体孔道及配油盘进油窗口进入到相应的柱塞孔内，液压力作用于柱塞上，并经连杆传到主轴上，由于缸体相对主轴有一个角度，故作用力分解有一个切向分力，该切向分力对主轴中心产生一个力矩使主轴转动，输出扭矩。对应配油盘排油窗口的柱塞在主轴转动时完成排油动作。

## 3.3.3 KY/KKE 型轴向柱塞液压马达

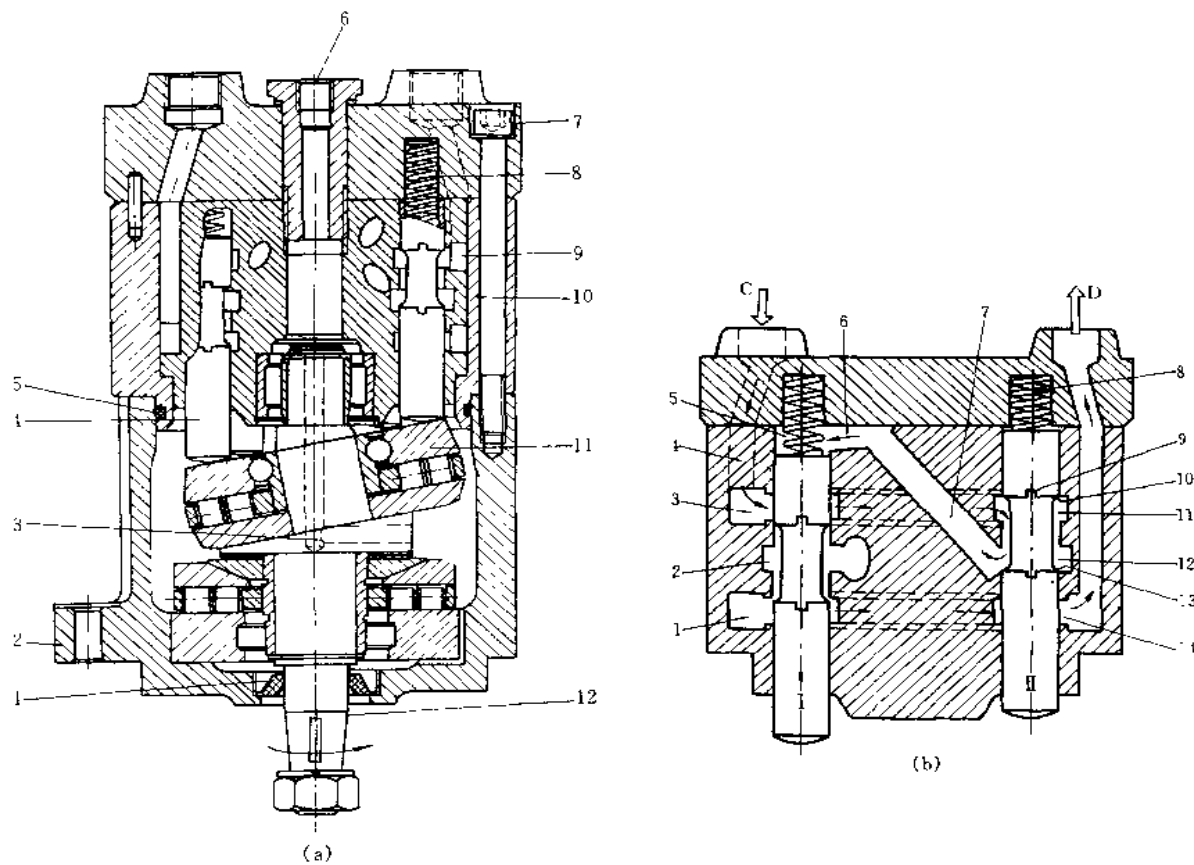


图 1-9-109 KY/KKE 型柱塞液压马达

(a) 结构图

1—防尘圈；2—前壳体；3—油润滑冷却孔；4—柱塞；5—O形密封圈；6—泄油口；7—连接螺栓；  
8—弹簧；9—柱塞缸体；10—主壳体；11—止推轴承（斜盘）；12—传动轴

(b) 原理图

1—下通孔；2—过渡腔；3—上通孔；4—纵向槽；5—柱塞腔；6—弧形槽；7—斜通孔；8—柱塞弹簧；  
9—降噪声轴向缝隙；10、13—柱塞控制面；11、12、14—环形槽 C—压力油入口；D—出油口

KY/KKE 型轴向柱塞液压马达属于斜盘式轴向柱塞马达与 CY14-1 型液压马达不同的是止推轴承的上止推盘做为斜盘是转动的。而柱塞缸体是固定不动的。转动部分重量轻,转动惯量小,起动制动力矩小,由于斜盘(止推轴承组件)安装在传动轴的偏斜段轴径上,造成传动轴加工较复杂,但总体结构较紧凑。

与 HY/KUE 型液压泵比较具有以下特点:①传动部分结构与液压泵相同,但柱塞、柱塞缸体和配油孔道及控制不同,液压泵用泄油阀来控制进、排油,液压马达则是通过加工好的油孔道来实现进、排油,液压马达柱塞较长,中间细,两端粗,可以更好地导向;②液压马达的斜盘是止推轴承的上止推盘,倾角不变,故油马达的排量恒定,属于定量油马达;③柱塞中间的两端台肩处开有轴向小槽,此槽的作用是降低噪声,防止柱塞在轴向移动时,中间过渡腔产生因压力突变现象。该液压马达有 8 个柱塞,柱塞装在缸体内,缸体的柱塞孔有三个环形槽,上下两个环形槽是进压力油或排油的,中间过渡腔环形槽连接柱塞腔,缸体内孔道配油,油口可以交替进、排油,实现正反方向转。一般情况下,四个柱塞一起工作,每个柱塞中间细颈部分,其长度恰好等于缸体两个环形槽距离。

液压马达的工作原理见图 b,柱塞在顶端柱塞孔内弹簧力作用下,抵紧斜盘。当 A 油口进液压油时,经过柱塞 I 的上环形槽与柱塞 II 中间过渡腔相通,并经斜孔送到柱塞 I 上腔(弹簧腔),如图中箭头所示,压力油作用柱塞顶端产生一个推力,使柱塞压向斜盘,柱塞对斜盘的作用力垂直于接触面,该力的水平分力作用于斜盘。由于斜盘相对传动轴有一偏心距,对传动轴中心产生力矩,使转动轴转动。由于缸体固定,柱塞的位置也固定,只根据偏心轴径的转动,相对应的两个柱塞交替进油或排油,每个柱塞在轴转动一周时进、排油各一次,这样就使传动轴连续旋转输出转矩。

### 3.4 径向柱塞液压马达

径向柱塞液压马达为低速大扭矩液压马达,在低速大扭矩场合下得到了广泛应用。

单作用连杆式马达是最早出现的径向柱塞液压马达。它的基本工作部分为曲柄连杆机构。静力平衡式径向柱塞马达是在单作用连杆式的基础上发展起来的,它取消了连杆结构,并在减压作用的摩擦副间基本实现了液压的静力平衡,故称为静力平衡式径向柱塞液压马达。多作用内曲线式是低速大扭矩液压马达中一种比较主要的型式,它的特点是多作用、排量大,可传递更大扭矩,低速稳定性能好,因此近年来获得了日益广泛的应用。

3.4.1 单臂可曲轴连杆式液泵总成

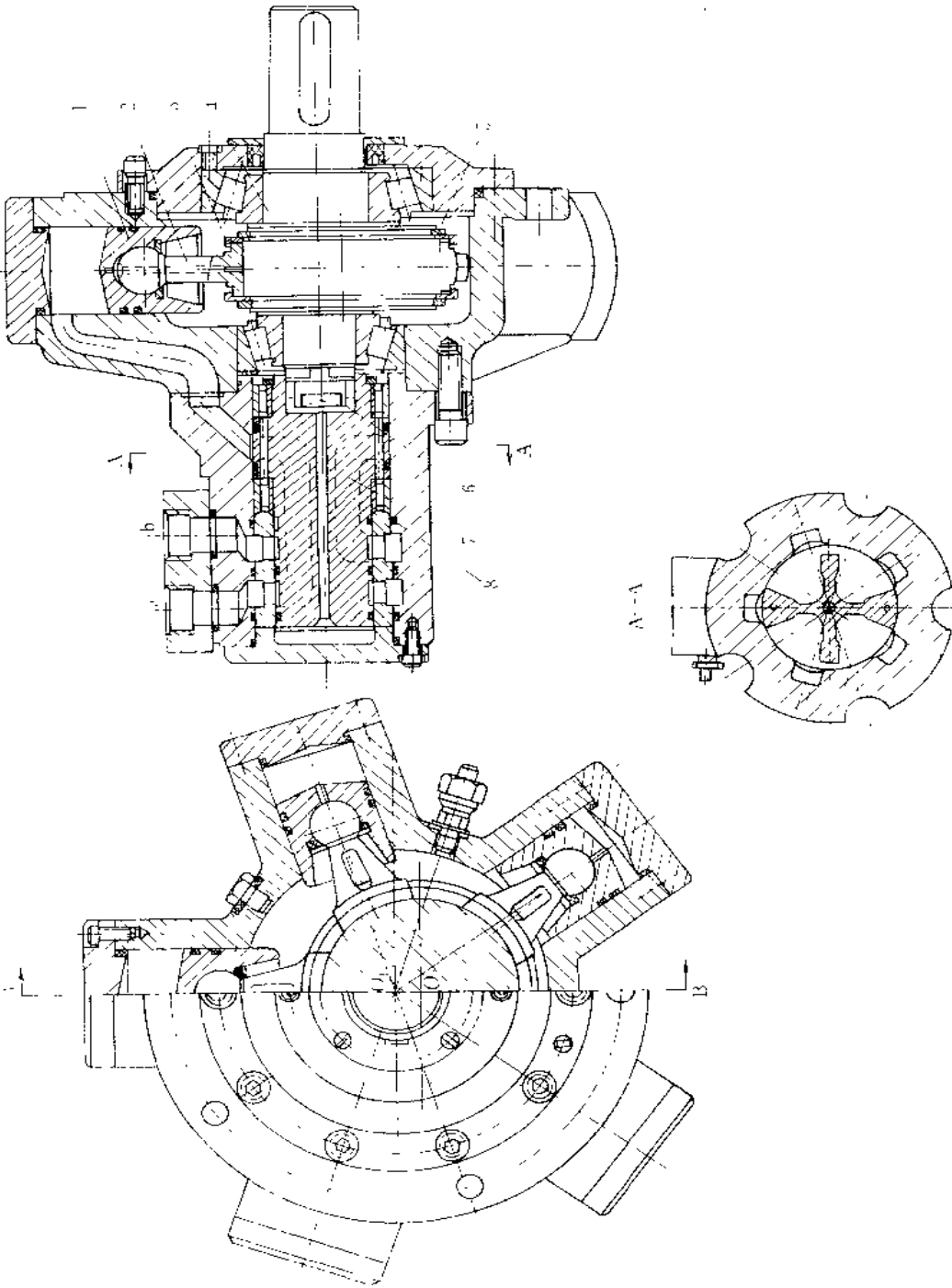


图 1-9-110 曲轴连杆式液泵总成(QMD型)

1—柱塞;2—连杆;3—挡圈;4—输出轴;5—配油轴;6—轴;8—O形密封圈

如图 1-9-110 所示, 径向均匀分布的五个油缸, 各油缸内装有柱塞 1, 柱塞的球窝中装有连杆 2 的球头。连杆大端的凹形圆柱面紧贴在与输出轴 4 成一整体的偏心轮的外缘上, 两侧各用一个挡圈 3 压紧, 并用轴用卡环固定, 使它不能与偏心轮脱离。输出轴的左端通过十字联轴节 6 与配油轴 7 连接。液压油经配油轴分配到油缸内, 作用在柱塞上的液压力, 通过连杆及偏心轮中心对输出轴中心产生一个力矩。使输出轴克服负载力矩回转。

这种液压马达由于摩擦副较多, 效率较低, 低速均匀性差, 通常不宜在  $10\text{r}/\text{min}$  以下运转。但抗冲击、耐振动, 适用于环境恶劣的场合。

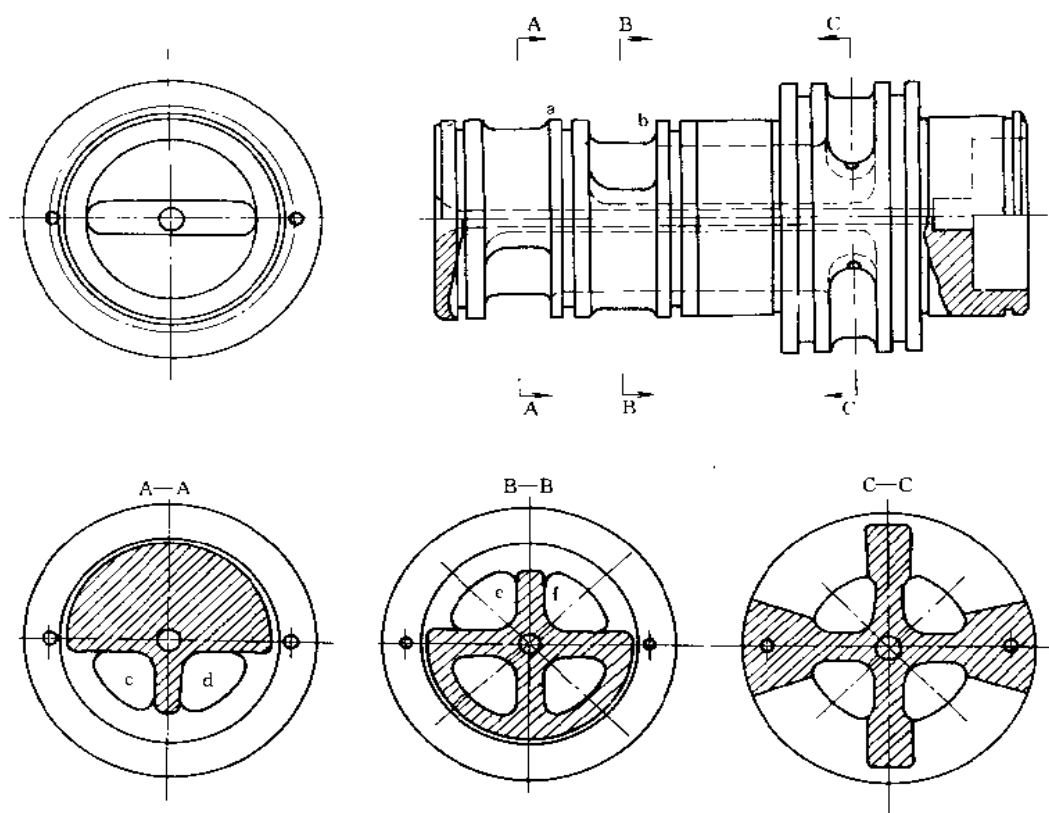
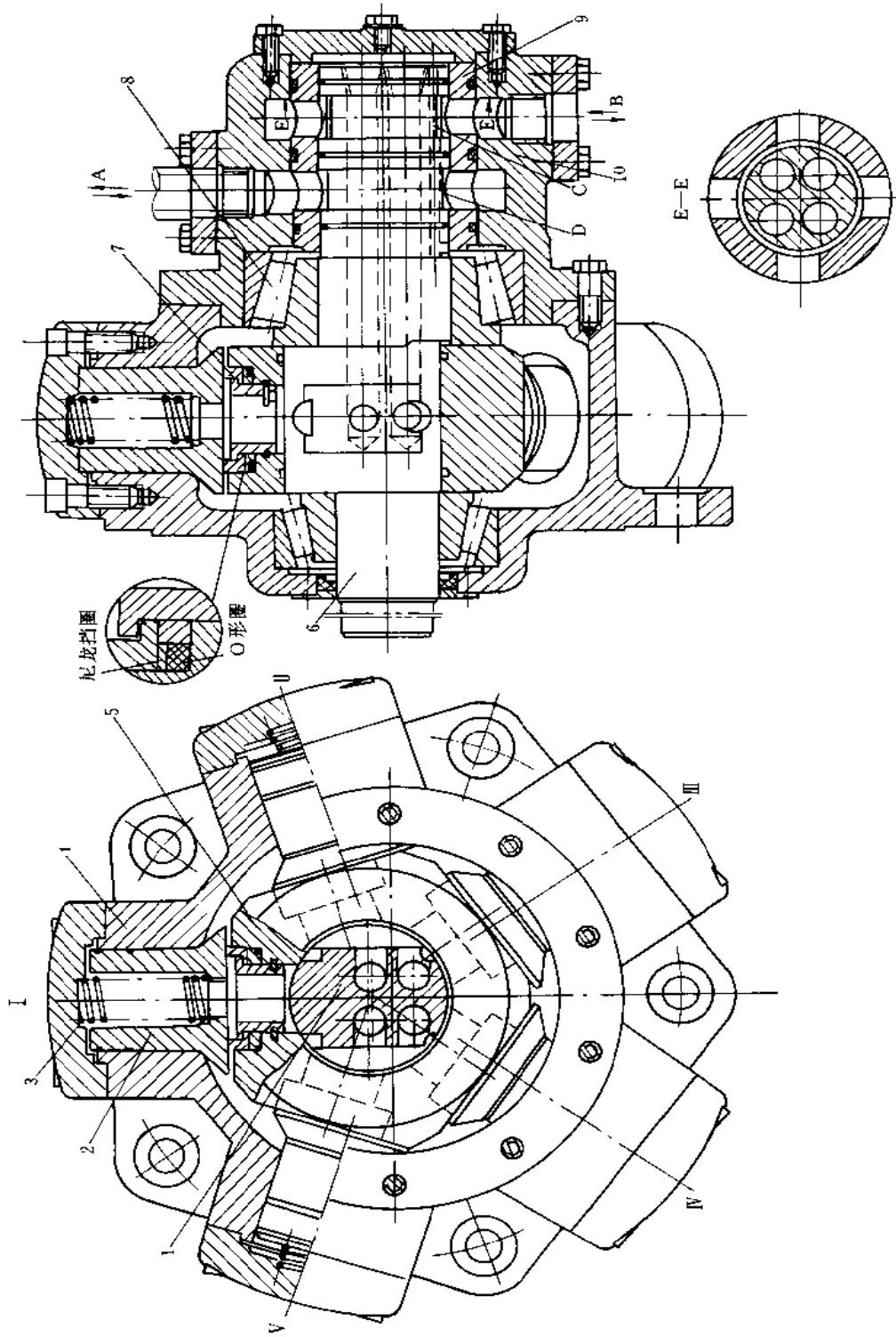


图 1-9-111 配油轴

JMD 型液压马达属于轴配油形式。除此还有端面配油形式。图 1-9-111 为配油轴的结构图。液压马达的进、排油口与配油轴的环槽 a (或 b) 相通, 并经轴向中心孔 c、d 和 e、f 通配油窗口, 一边为进油腔, 另一边为排油腔, 中间有封油区。随着配油轴的转动, 依次向 2~3 油缸供油。其他油缸排油, 配油轴每转一周, 每个柱塞往复运动一次, 故称为单作用式曲轴连杆液压马达。

## 3.4.2 静压平衡式液压马达



额定压力:17.5MPa;排量:1L/r;额定压力时扭矩:2780N·m;最大工作压力:28MPa;最低允许转速:2r/min

图 1-9-112 静压平衡马达

1—偏心轮;2—弹簧;4—壳体;5—压环;6—曲轴;7—压力环;8—回油套;9—配流套;10—集流器;A、B—进、回油口;C、D—环形槽



图 1-9-112 所示为静压平衡式液压马达的结构图。壳体 4 上有五个沿径向均匀分布的柱塞缸，五个柱塞 2 分别装在壳体的柱塞缸内，套装在曲轴 6 的偏心轮 1 上的五星轮 5 起着连杆的作用，五星轮的五个径向孔各嵌有一个压力环 7，压力环的上端面与柱塞底平面接触。五星轮平面、压力环和柱塞都开有对应的中间通孔。曲轴 6 支承在一对圆锥滚子轴承 8 上，其一端外伸，即为输出轴，另一端开有两个环形槽（C、D），分别与集流器 10 上的进、回油口 A、B 相通，在曲轴中间的偏心轮上有两个切槽，分别通过曲轴上的轴向孔（虚线所示）及环形槽与进出油口 A、B 相通。

当高压油从 A 口进入集流器 10 后，经曲轴的环形槽 D、轴向孔、偏心轮左边配油腔，进入五星轮，压力环和柱塞的中间贯通孔，到达 IV、V 号缸，形成高压液柱。此高压油液直接作用在曲轴的偏心轮上，其合力通过偏心轮中心（偏心距为  $e$ ）对曲轴旋转中心形成扭矩，使曲轴顺时针旋转，转过一个角度后，I 号缸也与高压腔接通。就这样交替有二个或三个缸进高压油。马达在工作过程中，五星轮相对于柱塞作平面平行运动，柱塞则上下往复运动。在起动或在空载时，靠空心柱塞中弹簧 3 的弹簧力克服柱塞与缸壁间的摩擦力，使柱塞底面与压力环紧密接触。改变进出口液流方向时，马达将反转。

这种马达有轴转和壳转两种形式。壳转马达因曲轴固定不动，可以省去配流套 9，使结构大为简化，成本降低。

为了增大扭矩，还可制成双排柱塞（有两个偏心轮）的静压平衡马达，为使曲轴所受径向力能平衡，两偏心轮偏心方向应相差  $180^\circ$ 。

静压平衡马达的特点如下。

①偏心轮既具有传递动力的功能，又起配流轴作用，轴向尺寸小；

②五星轮的工艺简单，但柱塞与缸孔间的侧向力增大，五星轮作平面平行移动时与柱塞底面间，以及五星轮与偏心轮滑动表面间的相对运动摩擦损失较大，故机械效率不高，起动机械效率较低，低速稳定性较差；

③压力油直接作用于曲轴的偏心轮上，形成扭矩而使曲轴旋转。这时柱塞、压力环和五星轮上的液压力接近于静压平衡，故称为静压平衡液压马达。

它的优点是适于高压工作，寿命长，输出扭矩脉动较小。

### 3.4.3 直杆型径向液压马达

图 1-9-113 为直杆型径向柱塞马达工作原理，基本与静压平衡马达相同，只是以曲轴 1 代替了静压平衡马达中的偏心轮，曲轴产生扭矩使马达转动。其特点：

①采用端面配流（即配流盘配流），轴向尺寸小；

②柱塞 3 与滚针轴承外环 2 间采用了静压支承，机械摩擦损失小，机械效率可达 97%，起动机机械效率可达 94%，在额定工况下，总效率为 85%~96%；

③该马达还可作泵用，此时靠弹簧 5 使柱塞与滚针外环紧密接触；

④每排柱塞数一般为 7 个，既可做成单排，也可做成双排或 3 排；

⑤由于柱塞靠柱塞孔内的中心弹簧压向曲轴，故不适用于高速场合，否则会因弹簧的疲劳而损坏，造成故障。

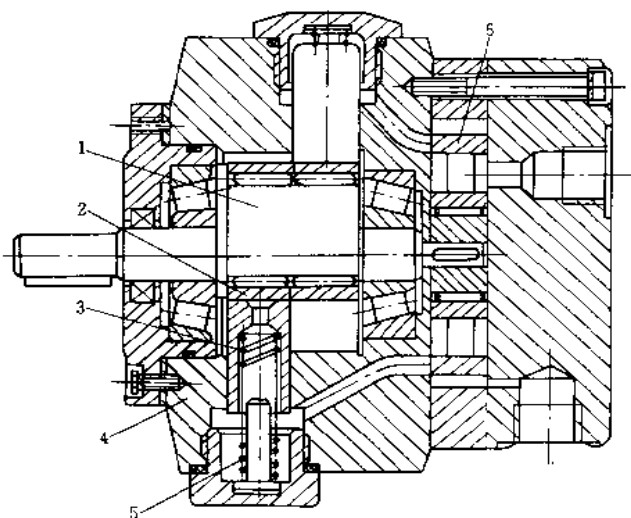
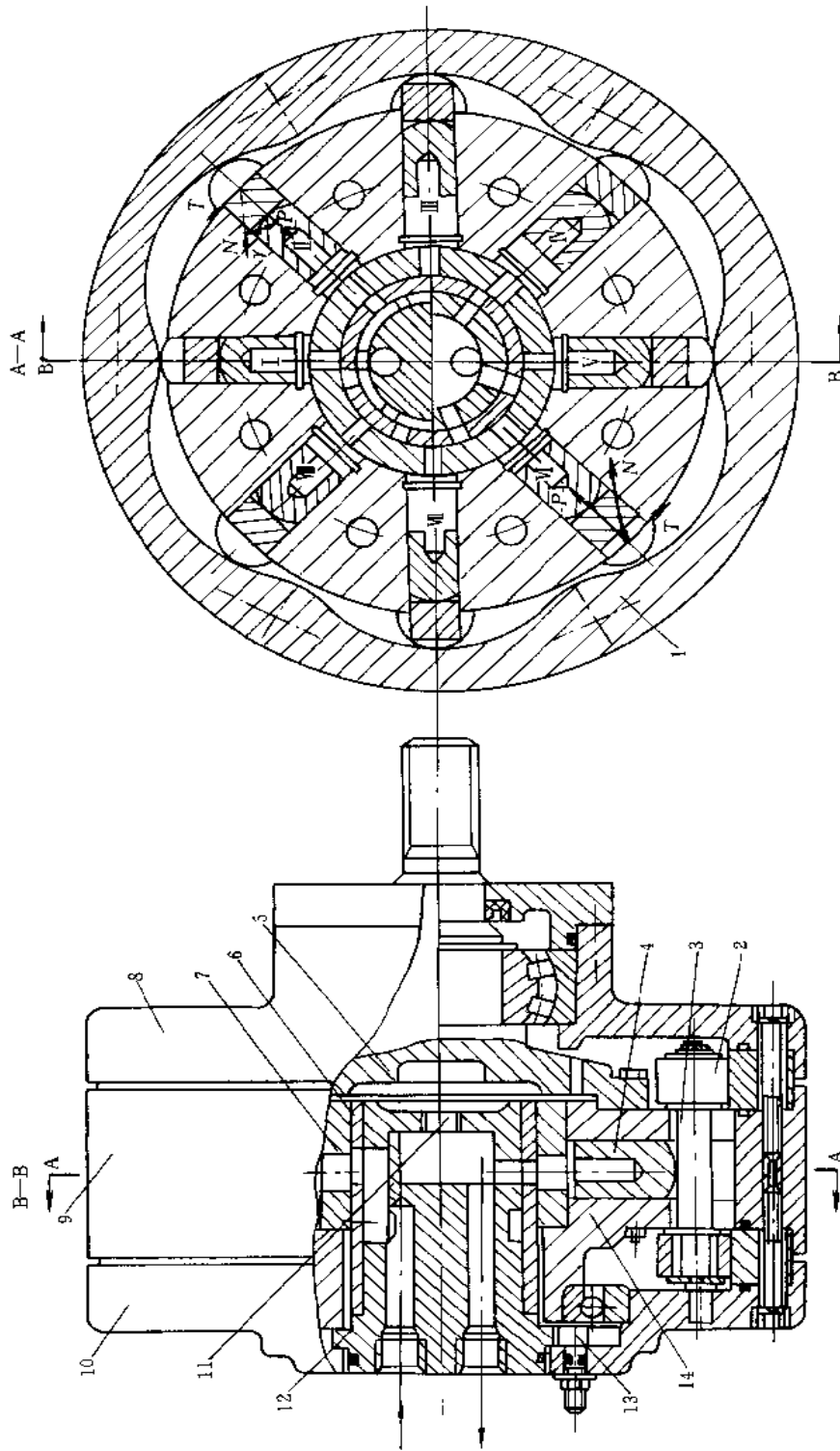


图 1-9-113 直杆型径向柱塞马达

1—曲轴；2—滚针轴承外环；3—柱塞；4—壳体（缸体）；5—弹簧；6—配流盘

3.1.4 多作用内曲线式径向柱塞泵



额定工作压力 30MPa; 最大工作压力 32MPa; 排量 0.85 或 21 L/r;  
 转速范围 0~50 或 0~63r/min; 额定压力时扭矩 4000N·m; 最大输出功率 73.2kW

图 1-9-114 NJM 型内曲线马达

- 1—凸环; 2—滚轮; 3—横梁; 4—柱塞; 5—活塞; 6—配流器; 7—配流器; 8—螺母; 9—壳体; 10—前盖; 11—螺杆; 12—配流器; 13—配流器; 14—缸体

NJM 型内曲线液压马达属横梁传递切向力的液压马达。

在低速大扭矩液压马达中，多作用内曲线式径向柱塞液压马达，是一种比较主要的型式，它的特点是每个柱塞在转动一周时可实现多次作用，因而能产生大的排量，传递的力矩也大，低速稳定性良好。噪声低，易于实现无级调速。

NJM 型内曲线液压马达的凸轮环 1 的内壁上，均布  $X$  个形状完全相同的曲线滑道，每个曲线滑道凹部顶点将曲线分成对称的两个区段，一侧为进油区段（即工作区段）、另一侧为回油区段（即空载区段），缸体 14 圆周方向开有 2 个均布的柱塞缸孔，每个缸孔的底部对应 1 个配流窗孔，并与配油器 12 的配流孔道相通。配流器上有  $2X$  个均布的配流窗孔，其中  $X$  个窗孔与压力油相通，另外  $X$  个窗孔与回油孔道相通，这  $2X$  个配流窗孔分别与  $X$  个凸轮环曲面的进油区段和回油区段相对应。

当高压油进入柱塞（如图中柱塞 II、VI）下部，推动柱塞向外运动，将横梁 3 和滚轮 2 压向凸轮环曲面，而凸轮环曲面产生对滚轮的反作用力  $N$ （ $N$  作用在凸轮环曲面与滚轮接触处的公法面上），反力  $N$  的径向分力  $P$  和液压作用力相平衡，而切向分力  $T$ （ $T = \frac{P}{\cot \gamma}$ ， $\gamma$ ——凸轮环曲线的压力角）通过横梁的侧面传递给缸体，产生使缸体转动的扭矩。所以柱塞外伸的同时还随缸体一起旋转，当柱塞到达曲面的凹弧曲线顶点（即外死点）时，柱塞底部油孔被配流器的隔墙封闭，与高低压腔都不通（如图中柱塞 III、VII 所示），当柱塞越过曲面的凹部顶点进入凸轮环曲面的回油区段时，柱塞的径向油孔与配流器回油通道相通，此时凸轮环曲面将柱塞压回，柱塞缸内容积缩小，将油液经配流器排出。当柱塞运动到内死点（如图中柱塞 I、V 所示）时，柱塞底部油孔也被配流器的隔墙封闭与高低压腔都不通。

柱塞每经过一段曲面往复运动一次，进油和回油交换一次。当有  $X$  个曲面时，马达的作用次数为  $X$ ，所以称为多作用式。当马达进出油换向时，马达将反转。

配流轴上的配流窗孔与凸轮环曲面上进油区段和回油区段对应相位角间的误差可通过微调凸轮 13 转动配流器来调整。

图 1-9-115 所示为六作用八柱塞的球塞式内曲线马达。其工作原理基本与内曲线马达相同。它的柱塞 5 做成有大小端的阶梯状，这样可在其头部容纳较大的钢球 4，以降低凸轮环曲面的接触应力和柱塞球窝之间的比压。切向力由钢球经柱塞大端传给缸体 3，产生使缸体转动的扭矩，柱塞小端与缸体配合间隙比大端配合间隙大，不受附加侧向力。钢球与柱塞球窝之间采用了静压平衡方法，减小了摩擦，从而提高了机械效率。

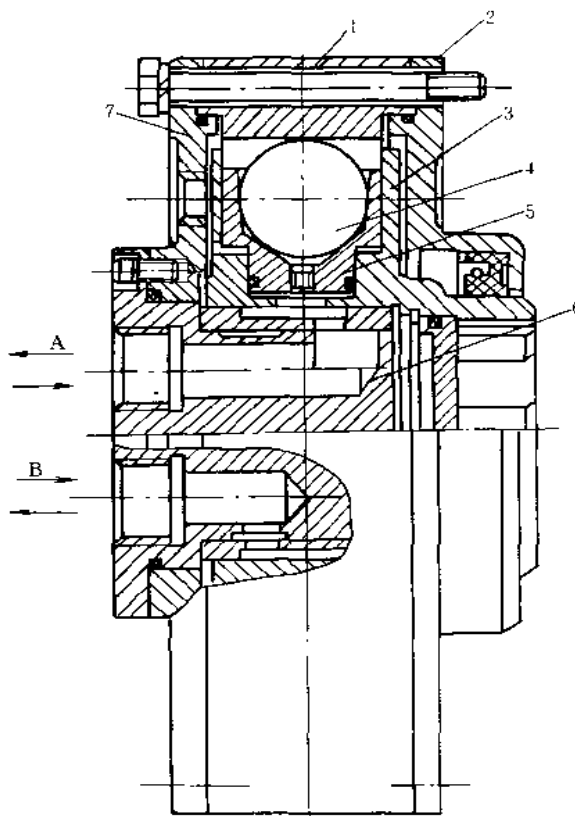


图 1-9-115 球塞式内曲线马达  
1—凸轮环；2—前盖；3—缸体；4—钢球；5—柱塞；  
6—配流轴；7—后盖

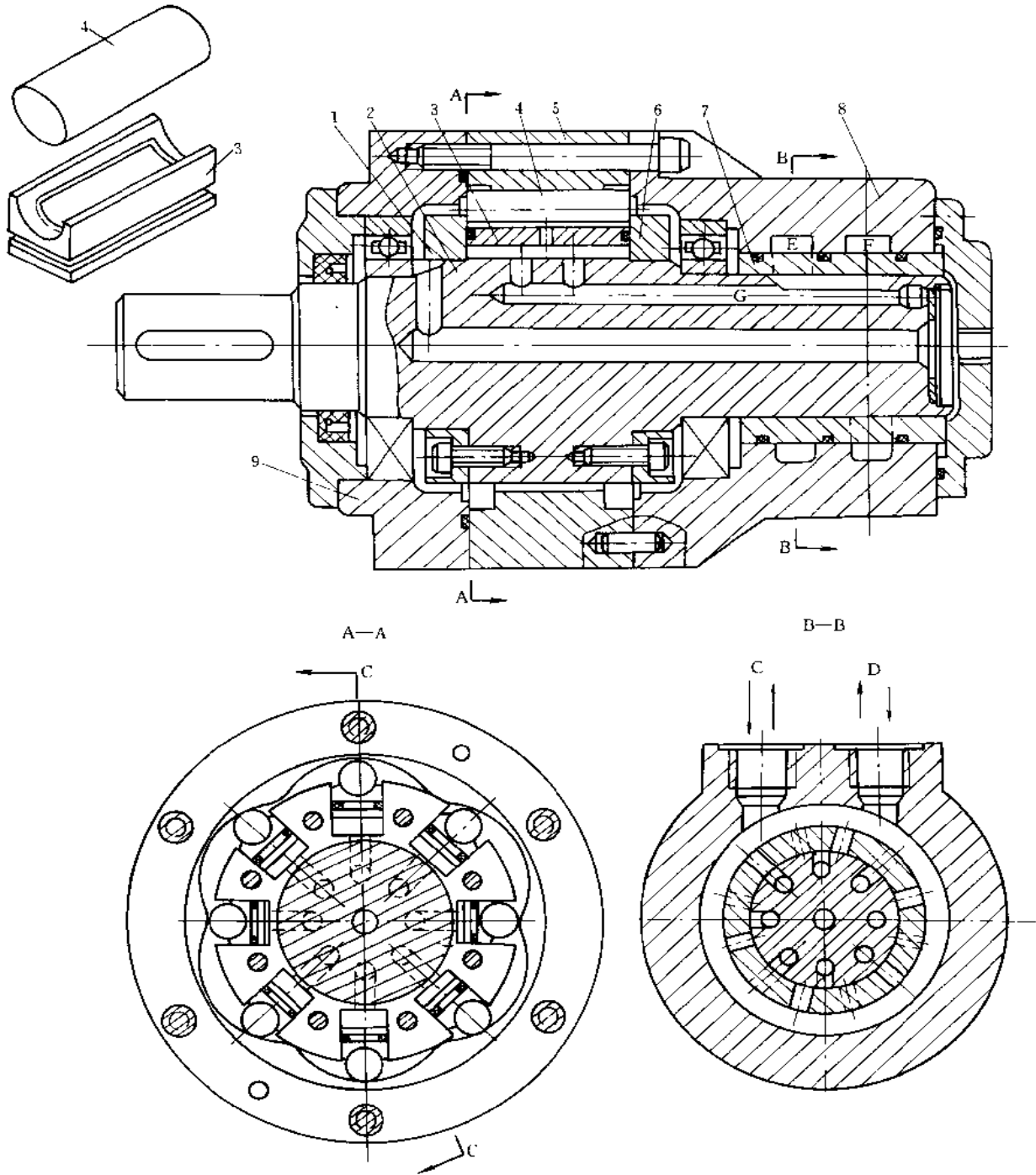


图 1-9-116 滚塞式内曲线马达

1、6—侧板；2—缸体；3—柱塞；4—滚柱；5—凸轮环；7—配流套；8—集流器；9 盖板

图 1-9-116 所示为滚塞式内曲线液压马达，其工作原理基本与内曲线马达相同。呈矩形断面的柱塞 3，其凹部装有滚柱 4，与凸轮环曲面滚动接触。矩形柱塞孔是由缸体 2 的矩形长槽和两侧板 1、6 形成。矩形柱塞在缸体 2 的矩形孔内滑动，并和滚柱接触面之间按静压轴承原理设计形成润滑油膜。切向力由滚柱经矩形柱塞传给缸体，故也属柱塞传递切向力的结构。由于是平面接触，所以较平稳，但摩擦阻力大，适用于低速下工作，目前应用较少。

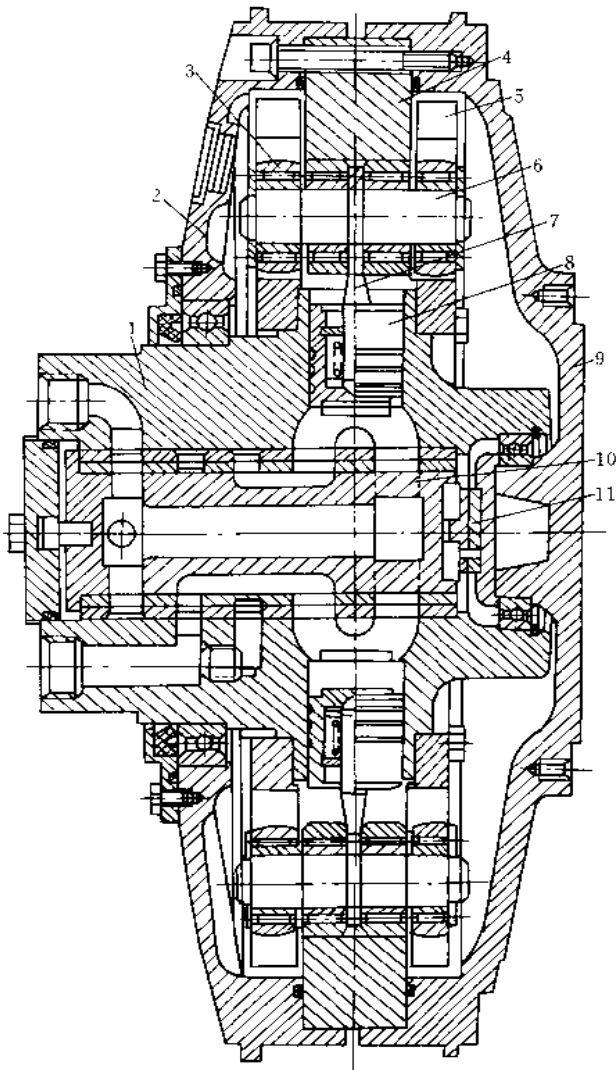


图 1-9-117 滚轮传递切向力的马达  
1—缸体；2、9—壳体；3—卸荷滚轮；4—凸轮环；  
5—卸荷盘；6—横梁；7—连杆；  
8—柱塞；10—配流器；11—联轴器

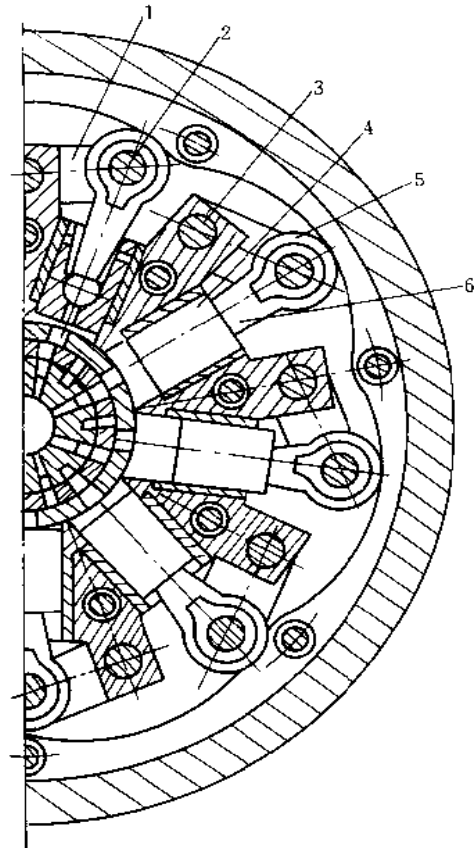


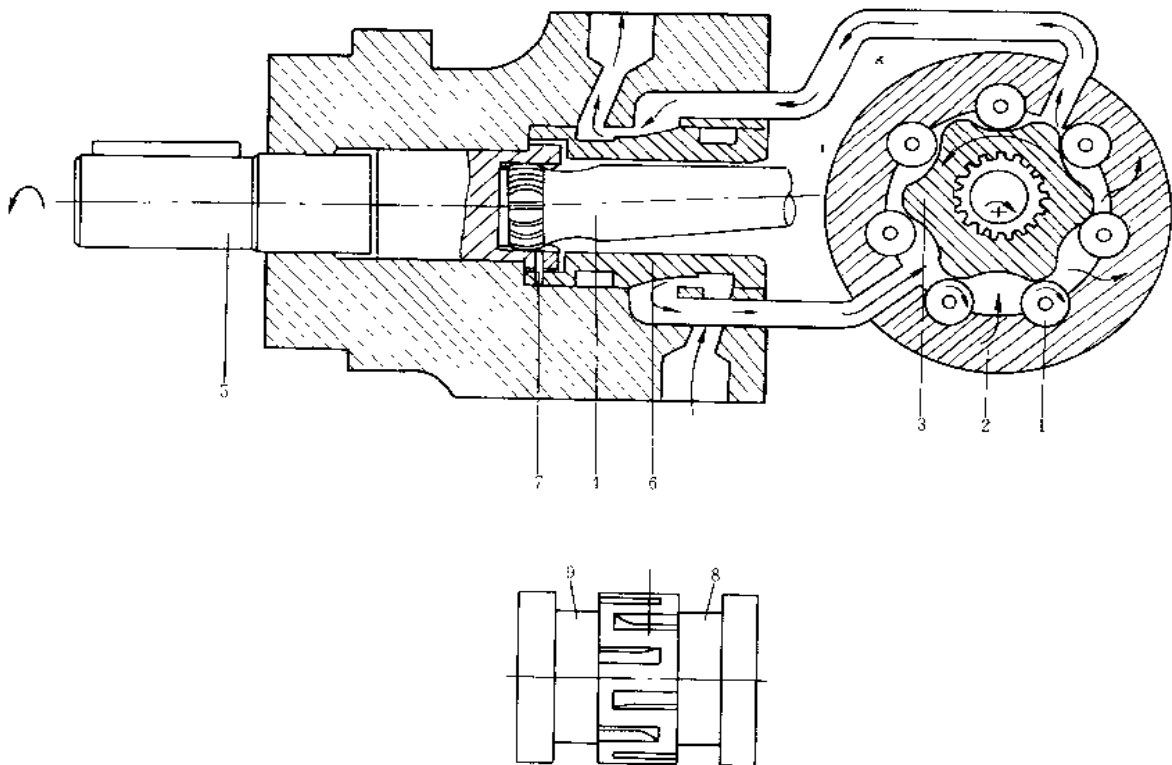
图 1-9-118 摇杆传递切向力的马达  
1—摇杆；2—横梁；3—销轴；  
4—柱塞；5—滚轮；6—连杆

图 1-9-117 为滚轮传递切向力、壳体转动液压马达。该马达具有固定不动的缸体 1 及旋转的壳体 2 和 9，其原理与内曲线马达基本相同。在横梁 6 上装有四个滚轮，中间两个滚轮沿着凸轮环 4 的曲面运动，边上的两个卸荷滚轮 3（具有环形外表面），沿着卸荷盘 5（卸荷盘固定在缸体上）的径向圆柱形导向槽滚动，切向力就通过这两个卸荷滚轮传递到缸体上去，柱塞 8 与横梁间通过带有球铰的连杆 7 来连接，球铰主要是为了安装方便，并无相对运动。旋

转的配流器 10 通过联轴器 11 与壳体连接, 这种马达的排量可两级变量。由于承压面上以滚动摩擦代替了滑动摩擦, 提高了马达的机械效率。由于不会发生柱塞组的卡死现象, 所以柱塞的行程可以取得很大。这种传力形式的主要缺点是径向尺寸大, 并且结构较复杂, 故近年来应用较少。

图 1-9-118 为摇杆传递切向力的液压马达, 它仍属于内曲线式液压马达。切向力由柱塞 4 通过连杆 6 传到横梁 2, 在横梁上除装有滚轮 5 外, 用销轴 3 与缸体相连的摇杆 1 也安装在横梁上。工作时, 大部分切向力由横梁通过摇杆传给缸体。柱塞所承受的切向力是由于连杆的轴线在横梁相对销轴摆动的过程中, 因偏离柱塞轴线而产生的。柱塞所产生的最大切向力为滚轮所产生的切向力的 14% 左右。这种结构在柱塞组件处的机械损失较小, 但结构复杂, 目前应用很少。

### 3.5 摆线式内啮合齿轮液压马达



配流轴外形

图 1-9-119 滚轮定子式摆线液压马达工作原理图

1—定子; 2—滚轮; 3—转子; 4—联轴器; 5—输出轴; 6—配油轴; 7—定位销; 8、9—凹槽

图 1-9-119 为轮齿形状是摆线形的内啮合齿轮液压马达, 它结构简单紧凑, 体积小, 重量轻, 噪声低。由于转子与定子同向旋转, 相对滑动速度小, 摩擦小, 机械效率高, 适于高速转动, 转速范围最高达 7000r/min, 调速范围很广。国产的摆线式内啮合齿轮液压马达工作压力在 14~21MPa 之间, 传动扭矩在 120N·m 以下。

滚轮均匀装在定子内，使定子形成圆弧形齿面，与具有摆线形轮齿的转子啮合，形成若干个密封空间。如图 1-9-119 示，当液压油经配流轴进入密封容腔中，液压力作用于摆线形轮齿的齿廓面上，对转子中心产生力矩使转子绕其中心转动，由于定子不动，转子只能绕定子中心转动，同时绕转子中心自转，由联轴器将扭矩传递给输出轴。转子转动通过联轴器带动配油轴转动。使每个容腔交替进、排油。图 1-9-119 中 i、k 两个滚轮被转子压到转子凹槽内，使进、排油腔隔离。这种结构由于转子与滚轮以相同方向转动，滚动接触，摩擦小，效率高，起动制动迅速，寿命长。而且以滚轮加工代替定子的圆弧面加工，使加工工艺简单。但是，由于零件加工精度要求和材质要求都较高，使这种液压马达的广泛应用受到限制。

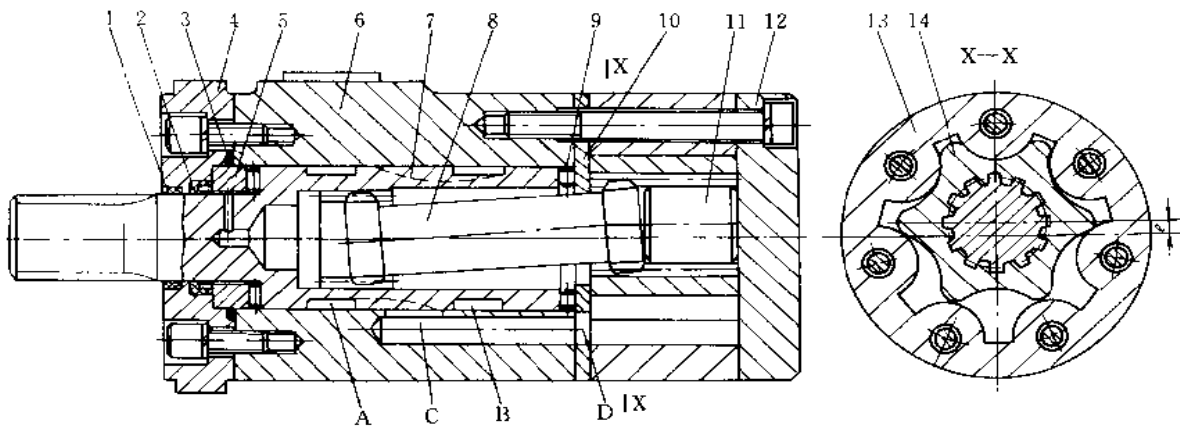


图 1-9-120 YMC-40 型摆线马达

1、2、3 密封；4 前盖；5 止推环；6—壳体；7—配流轴（输出轴）；8—花键联轴器；9—止推轴承；10—辅助配流板；11—限制块；12—后盖；13—定子；14—摆线转子；A、B—横槽；C、D—孔

图 1-9-120 所示的液压马达属行星转子式摆线马达。与前面介绍不同的是定子内表面直接加工出圆弧齿面，去掉滚轮。在 7 个密封容腔中，有 3 个密封容腔与配流轴进油口相通。配流轴的两个凹槽 A、B 分别与壳体上的进、排油口相通。A、B 槽间的轴表面上开有两组共 12 条纵向沟槽，分别与 A、B 槽相通。配流轴表面上的纵向沟槽又经 7 个 C、D 孔与定子的每个齿底相通。当转子被液压力矩作用转动时，通过联轴器使配流轴也转动，这样就交替使 3 个密封容腔进油，其余容腔排油（密封容腔进、排油交替进行）。需要说明的是，转子在油压作用下绕自身轴线低速自转的同时，又绕定子中心做高速反向公转，自转的方向是使压力油作用的密封容腔增大的方向。转子公转一周，每个密封容积就完成一次进、排油，同时转子自转一个齿。

当改变进出油方向时，转子转动方向改变。由于配流轴的轴向槽数与联轴器花键齿数相同，因此只要将联轴器花键齿与配流轴的轴向槽错开一齿安装，就不改变进出口液流状态情况下，改变转子转向，因为配流轴轴向槽是交替与进、排油口连通的。

YMC 型摆线马达是输出轴与配流轴做成一体的，使结构更加紧凑。最大工作压力为 14MPa，转速范围 10~200r/min，传递扭矩 392N·m。

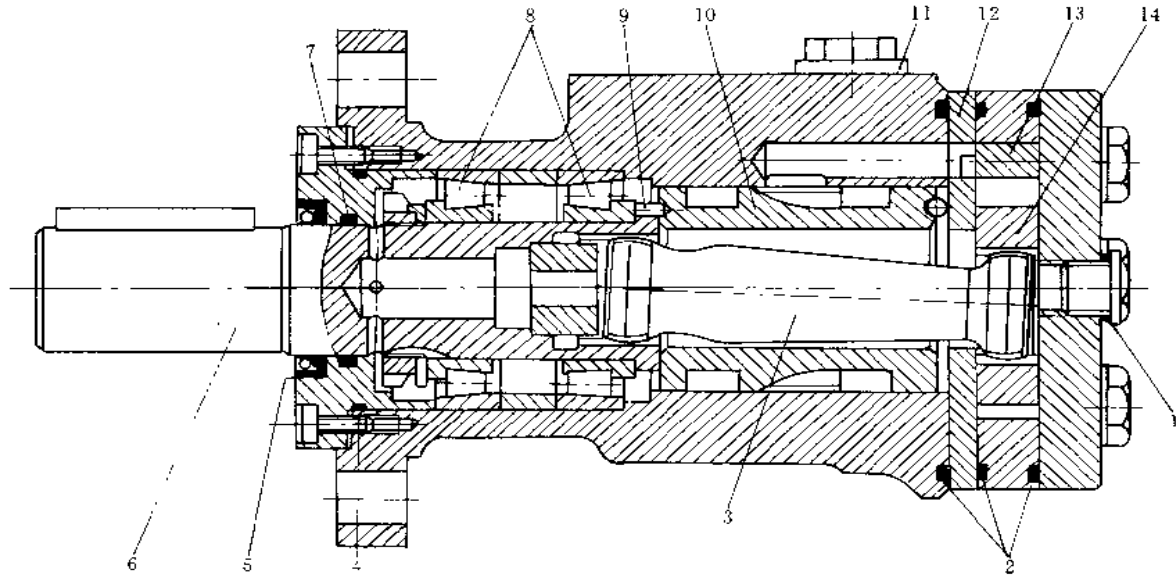


图 1-9-121 摆线式液压马达

1、2、4、7—O形密封圈；3—联轴器；5—油封；6—输出轴；8—轴承；9—销；10—配流轴；  
11—孔塞；12—辅助配油板；13—定子；14—转子

图 1-9-121 所示为摆线式液压马达。配流轴与输出轴是分开的。传动轴支承在两个圆锥滚子轴承上，能承受轴向力及径向力。工作压力 16MPa，最高压力达 23MPa，转速在 80~400r/min 范围内变化。传动转矩为 150~700N·m。这种形式的液压马达被广泛应用在各种车辆的液压转向器以及建筑机械、轻工机械中。

## 4 液压控制阀

液压系统的油流方向、压力和流量的控制，是由其控制机构——各种液压控制阀来完成的。

从工作原理上区分，液压控制阀可分为通断式控制元件、伺服式控制元件和比例式控制元件。其中通断式控制元件包括方向控制阀、压力控制阀和流量控制阀。

### 4.1 通断式液压控制阀

#### 4.1.1 方向控制阀

方向控制阀简称方向阀，它是任何液压系统不可缺少的控制元件。方向控制阀按其用途来分，可分为单向阀（又称逆止阀）和换向阀两大类。单向阀主要控制油流单方向流动；换向阀主要起改变油流方向的作用。

##### (1) 单向阀

单向阀分直通式和直角式单向阀，带卸荷阀芯和不带卸荷阀芯的液控单向阀，带卸荷的内泄式和外泄式单向阀以及不带卸荷的内泄式和外泄式单向阀。

##### 1) 直通式及直角式单向阀



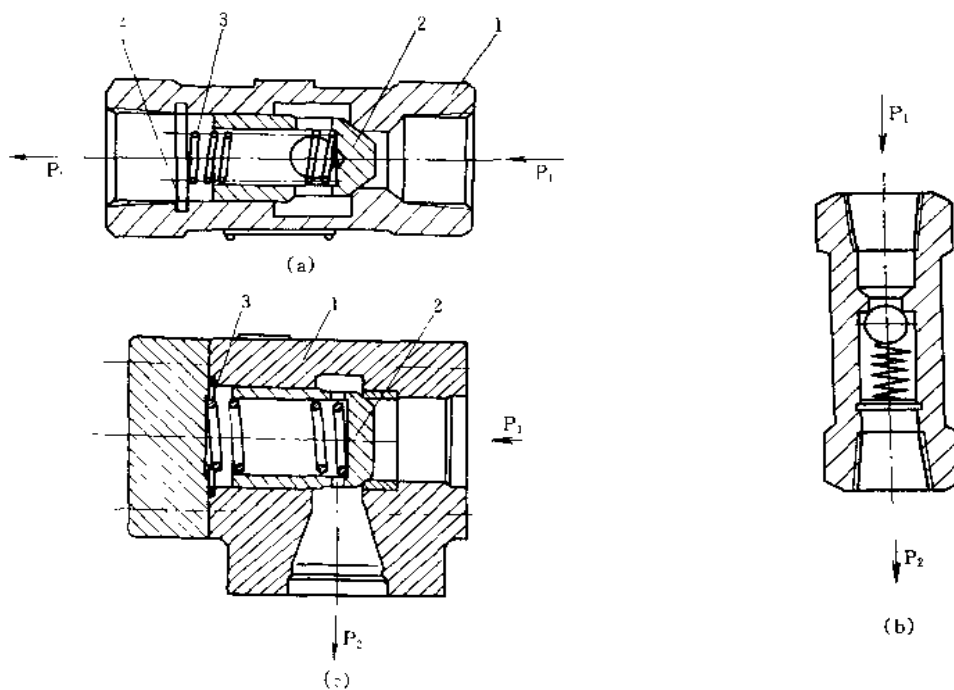


图 1-9-122 直通式、直角式单向阀（北京液压件厂生产 S 型单向阀）

(a) 锥阀直通式；(b) 球阀直通式；(c) 直角式

1—阀体；2—阀芯；3—弹簧；4—挡圈； $P_1$ —进油口； $P_2$ —出油口

图 1-9-122a、b 为直通式单向阀。进口油流方向和出口油流方向在同一轴线上。当作用在阀芯上的液压力大于弹簧力时，油从  $P_2$  口流出。

图 a 是锥阀密封式结构，一般用在高压大流量情况下。图 b 是钢球密封式单向阀，一般用在通过流量较小场合。

图 c 是直角式单向阀。进油口油流方向与出油口油流方向成直角。工作原理同直通式，但压力损失较小。

单向阀的开启压力大约在  $0.03 \sim 0.05 \text{MPa}$  左右。但当单向阀作为背压阀使用时，可根据实际使用的需要更换弹簧，改变其开启压力。一般高压系列的单向阀开启压力为  $0.3 \sim 0.4 \text{MPa}$  左右。

## 2) 液控单向阀

液控单向阀是在普通单向阀上增加液控部分。在正向流动时为单向阀，而油液反向流动时，只有当控制油口有一定开启压力的油时，才能使油反向流动，否则被截止。它在油路中可作为液压锁来使用。两个液控单向阀又可组合为双向液压锁，多用于执行元件需在某一位置锁定的回路中，如汽车起重机的四个支腿的油路中。

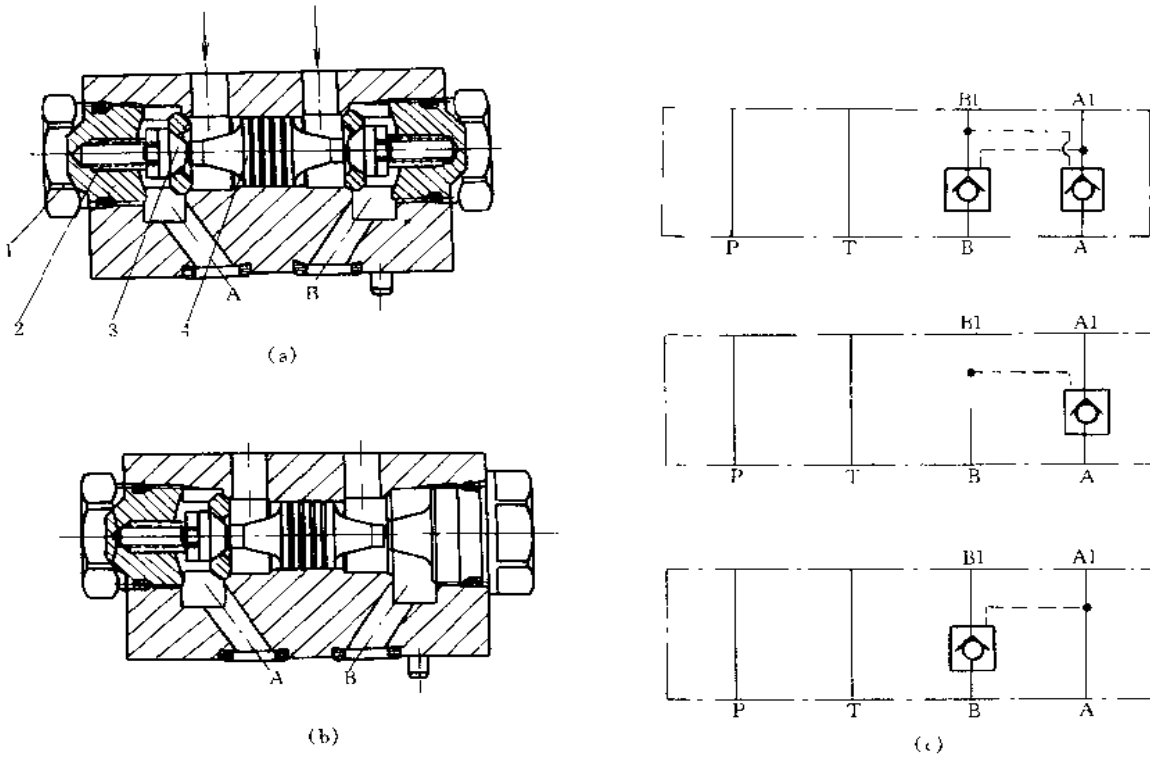


图 1-9-123 叠加式液控单向阀  
 (a) 双液控单向阀；(b) 单液控单向阀；(c) 图形符号  
 1—调节螺母；2—弹簧；3—锥阀芯；4—控制阀芯

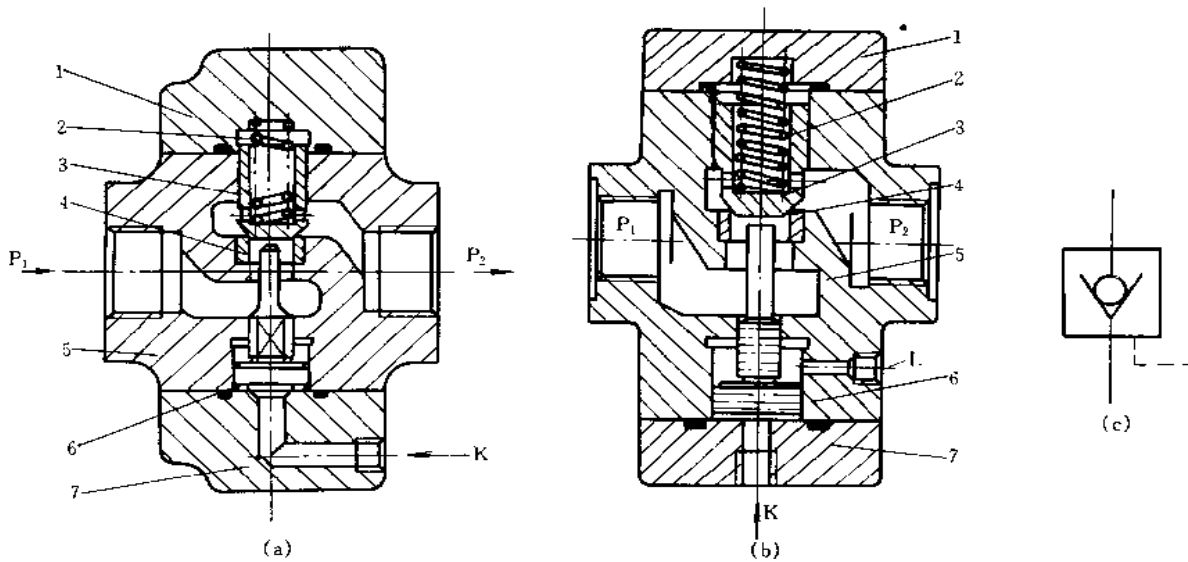


图 1-9-124 无卸荷式液控单向阀  
 (a) 内泄式；(b) 外泄式；(c) 图形符号  
 1—上盖；2—弹簧；3—阀芯；4—阀座；5—阀体；6—控制活塞；7—下盖

图 1-9-123a 为叠加式双液控单向阀。图 b 为单液控单向阀。当任何一个进油口  $A_1$  或  $B_1$  进压力油时，作用于锥阀芯上，打开阀锥芯，使油从 A 口或 B 口流出，同时，压力油作用于控制阀芯，使另一个锥阀芯打开，油液从 B 口流向  $B_2$  油口。

图 1-9-124 所示为无卸荷式液控单向阀。当油液沿  $P_1$  向  $P_2$  方向流动时，与普通单向阀工作原理一样。当油液从  $P_2$  口反向流入时，可从 K 口引入控制压力油，作用在控制活塞上的液压力克服弹簧力及上腔压力油作用在阀芯上的液压力，使活塞上移，顶开阀芯，使油液能从  $P_2$  到  $P_1$  方向通过。

根据控制活塞泄油方式不同，无卸荷式液控单向阀可分为内泄式（图 a）和外泄式（图 b）两种。内泄式控制活塞背压腔通过顶杆上的铤槽与  $P_1$  口相通，外泄式的控制活塞背压腔直接由 L 口通回油箱。一般在反向压力较低时，才采用内泄式。

这种结构的液控单向阀，反向进油腔油流压力  $P_2$  对最小控制压力的影响很大，当压力  $P_2$  较高时，阀芯压在阀座上的力很大，若要控制活塞将阀芯顶开，需要很高的控制压力。为解决这一问题，可用带卸荷阀芯的液控单向阀。

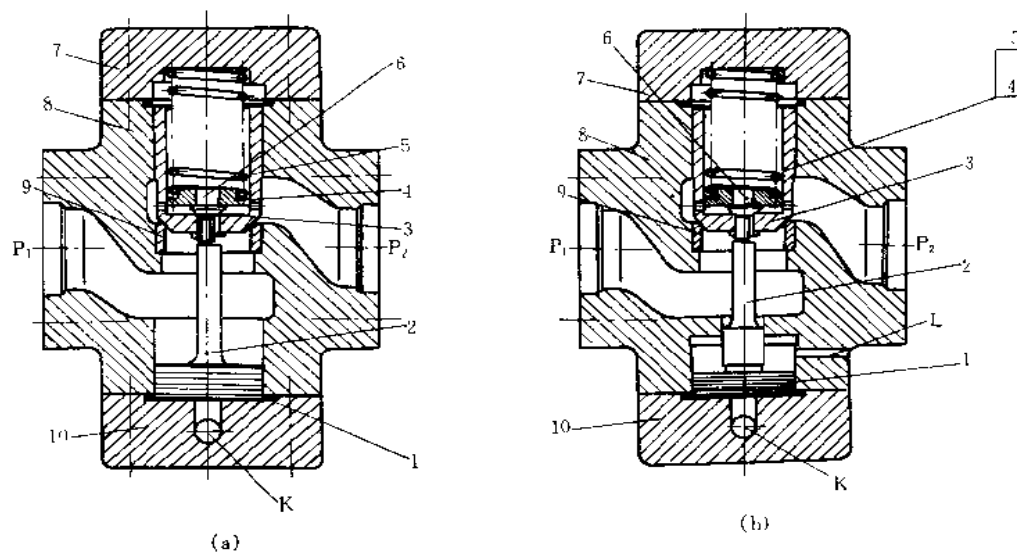


图 1-9-125 带卸荷式液控单向阀

(a) 内泄式；(b) 外泄式

1—控制活塞；2—推杆；3—阀芯；4—弹簧座；5—弹簧；6—卸荷阀芯；7—上盖；8—阀体；9—阀座；10—下盖

图 1-9-125 为带卸荷阀芯的液控单向阀。也分内泄式图 (a) 和外泄式 (图 b)。其工作原理与不带卸荷阀芯的液控单向阀基本相同。只是当控制油将控制活塞向上顶起时，推杆首先将卸荷阀芯顶开，从  $P_2$  口流入的反向油液瞬间通过主阀芯的径向小孔，经卸荷阀芯下端小孔之间的缝隙溢出，使原来处于封闭状态的反向油液的压力也随即降低。因此，控制活塞就不必再用很大的力即可将主阀芯顶开。所以高压系统的液控单向阀，大多采用带卸荷阀芯式的结构。

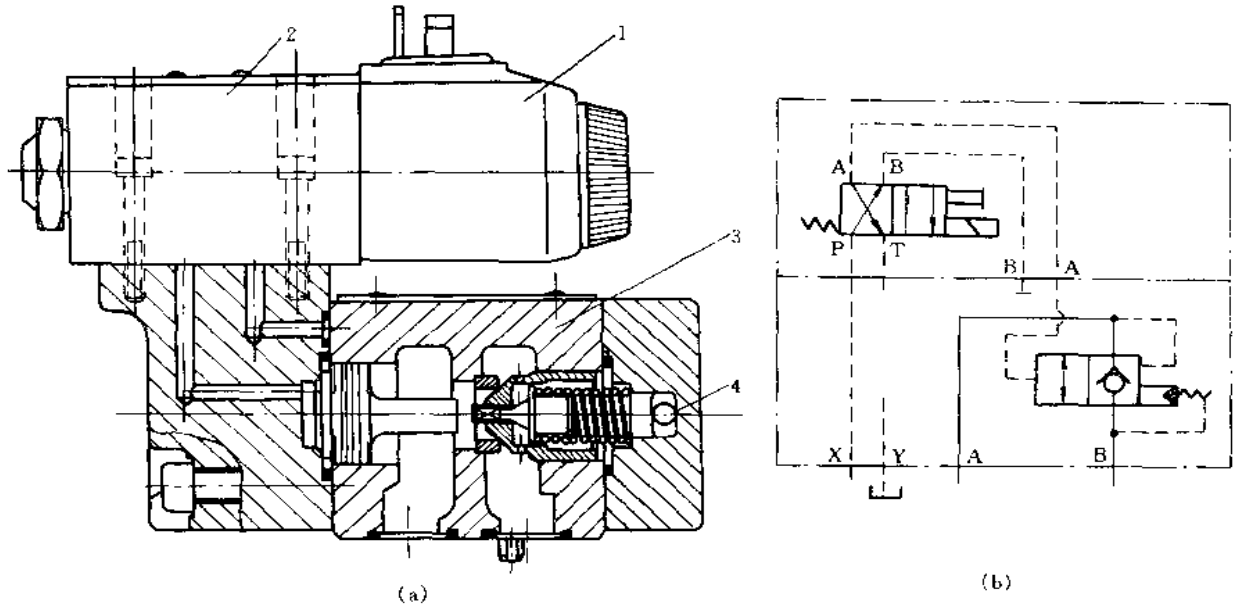
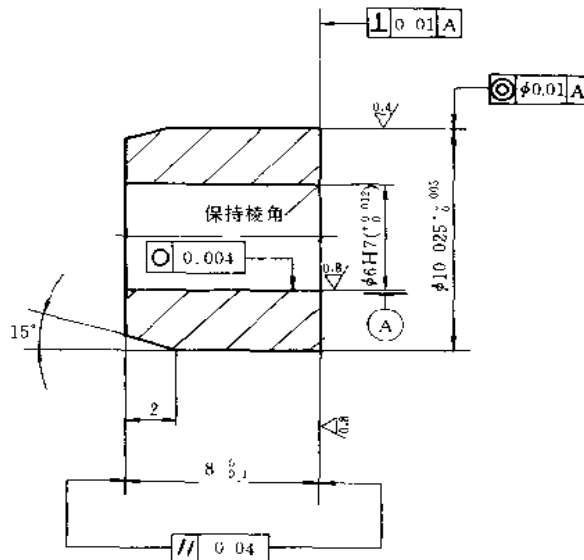


图 1-9-126 电磁阀控制的液压单向阀 (美 VCKERS 公司生产)

(a) 结构图; (b) 图形符号

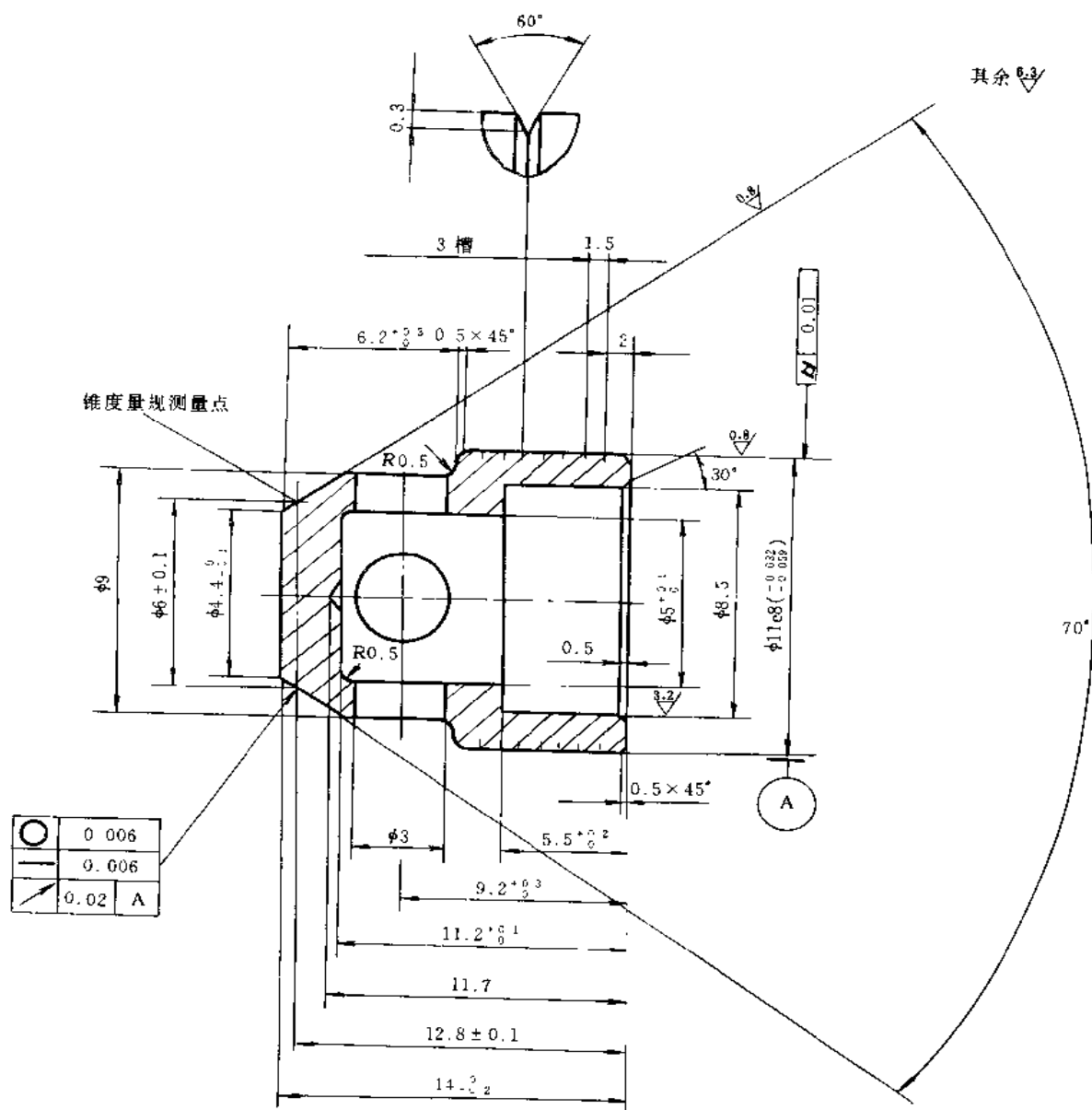
1- 电磁铁; 2- 换向阀; 3- 液控单向阀; 4- 外泄油口

随着液压技术的发展, 液压元件也从单一作用式发展到多作用式, 而且多个阀组合成一体以便于安装、更换和节省管路。功率与重量之比较高。图 1-9-126 为电磁换向阀与液控单向阀的组合。电磁换向阀称为液控单向阀的先导阀, 它可以自动切换液动单向阀的控制油。电磁铁分直流、交流两种, 而且电磁铁带指示灯。单向阀的开启压力为 0.2~1MPa, 工作压力为 35MPa, 流量为 150L/min。北部精机的 PCV 系列、美国 Vickers 公司 4CG、4CS、4CT 系列, 均为该类产品。



在 -60°C 状态下冷缩装入

图 1-9-127 6 通径单向阀阀座 (材料: 45)



**技术要求:**

1. 淬火硬度 HRC52~60, 淬硬层 0.4mm
2. 渗碳层深 0.2mm

图 1-9-128 6 通径单向阀锥阀芯 (材料: 15CrMn)

图 1-9-127 和图 1-9-128 为单向阀的阀座与锥阀芯。

## (2) 换向阀

### 1) 手动换向阀

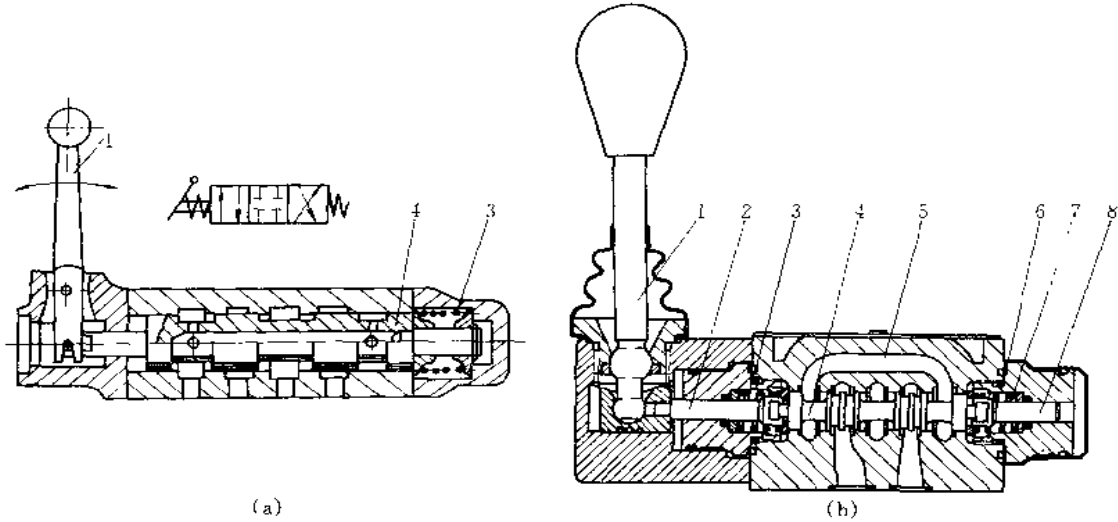
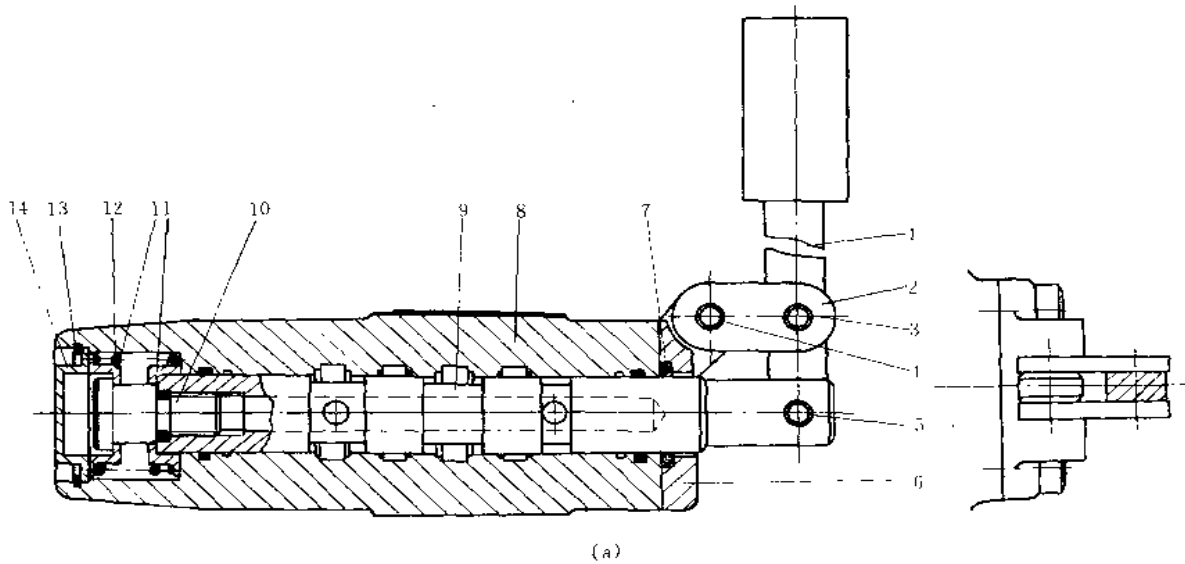


图 1-9-129 手动换向阀

(a) 三位四通手动换向阀；(b) 手动换向阀结构图（Vickers 产品，最大工作压力 35MPa，最大流量 75L/min）

1—手柄；2—拉杆；3、7—弹簧；4—阀芯；5—阀体；6—O 形密封圈；8—推杆

图 1-9-129 为手动换向阀。没有外力作用手柄时，阀芯在右端弹簧作用下处于中位，实现 T、A、P、B 油口均不连通的状态，这种中位机能也称为 O 型滑阀机能。当推动手柄向右，阀芯左移，此时 P 油口与 A 油口通，B 油口经阀芯轴向孔与 T 油口相通。相反，若推动手柄向左，则阀芯右移，这时 P 油口与 B 油口相通，而 A 油口与 T 油口相通。这样靠推动手柄来实现不同的油路连通状态，即为换向。



(a)

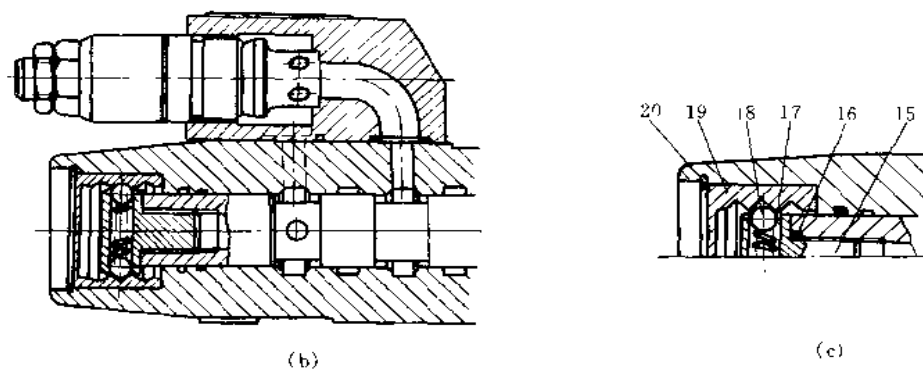


图 1-9-130 手动换向阀定位和换向的方式

(a) 弹簧复位; (b) 带安全阀; (c) 钢球定位

1-推杆; 2-连杆; 3-螺栓; 4-销轴; 5-开口销; 6-端盖; 7、16-O形密封圈; 8-阀体; 9-阀芯; 10-尾柱; 11-弹簧座; 12-弹簧; 13、20-孔用卡环; 14-孔盖; 15-尾柱; 17-弹簧; 18-钢球; 19-内套;

图 1-9-130 为手动换向阀阀芯定位的几种方式。弹簧复位方式是在阀芯一端 (图 a) 或两端 (图 b) 有弹簧, 当手操纵力消失, 阀芯在弹簧作用下恢复中间位置。钢球定位方式是手操纵阀芯使其移动到一种位置。阀芯末端的凹槽安装的钢球被阀体上凹槽卡住, 操纵力消失后, 阀芯不能恢复原位, 只有再次操纵手柄, 才能使钢球弹回, 阀芯复位。

## 2) 机动换向阀

机动换向阀又称行程换向阀。它是通过安装在执行机构上的挡铁或凸轮来推动与阀芯相连的滚轮, 顶杆使阀芯移动来改变油流方向的。

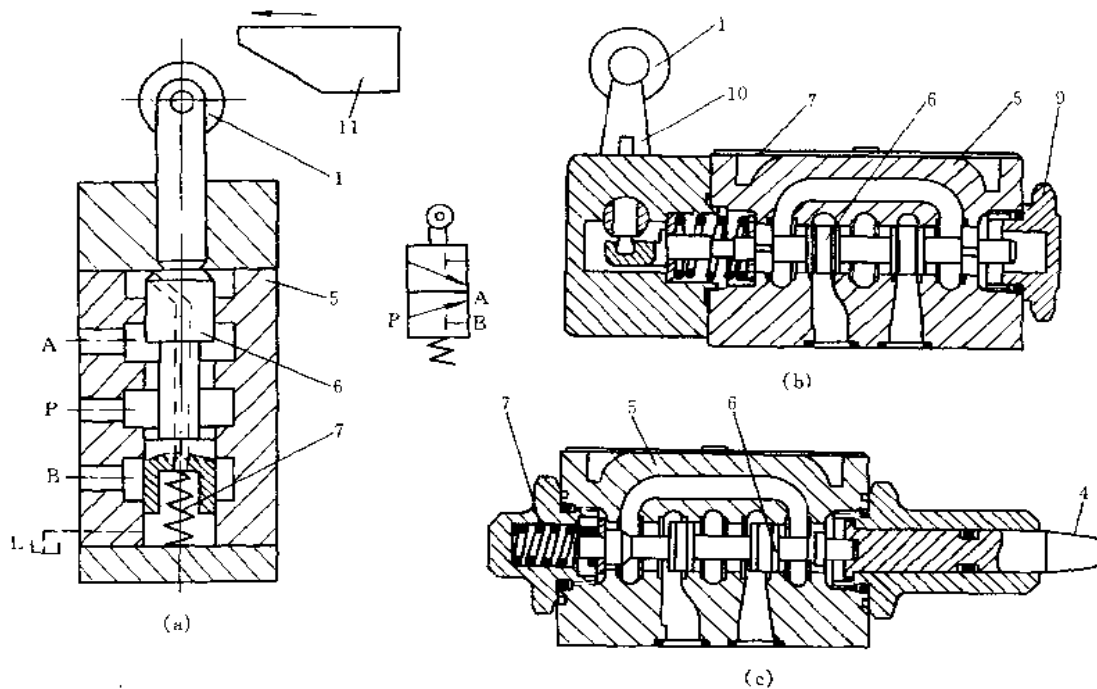


图 1-9-131 机动换向阀 (a)、(b)、(c)

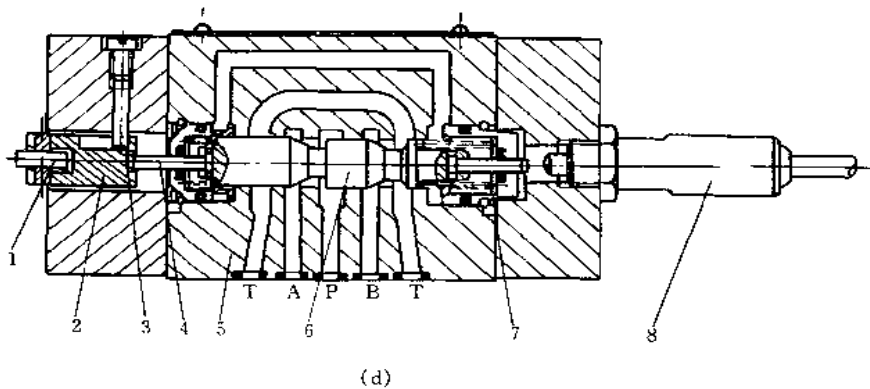


图 1-9-131 机动换向阀 (d)

(a) 二位三通换向阀；(b) 凸轮控制的换向阀；(c) 顶杆控制的换向阀；(d) 带位置指示的换向阀

1—凸轮；2—滑块；3—限位螺栓；4—顶杆；5—阀体；6—阀芯；  
7—弹簧；8—限位指示开关；9—螺塞；10—拨杆；11—行程挡块

机动换向阀一般情况下是二位阀，即只有二种通流状态。图 1-9-131a 所示，阀芯在弹簧作用下处于上位，P 口与 A 口相通，B 口处于封闭状态。当凸轮被撞块压下时，阀芯克服弹簧力下移，A 口被阀芯台肩挡住，处于封闭状态，B 口与 P 口相通。图中虚线是泄油通道，其作用是将泄漏到阀芯上端部的油引回油箱。L 口为泄油口，用油管接回油箱。由于阀芯中泄油孔直径较小，工作中应防止被堵塞，否则泄漏到阀芯上端的油在阀芯移动时将破坏油封而向阀外泄漏，同时也给阀芯造成阻力，使阀芯移动不灵活。

图 b、c 为 Vickers 公司的产品，其工作原理同图 a。机动换向阀一般用于机床设备，如磨床工作台就是用凸轮控制换向阀实现自动往返运动的。

图 d 为带阀芯位置指示开关的凸轮控制机动换向阀。当凸轮被压下，使阀芯到达被操作位置时，开关发出电信号。该电气开关为一个磁性开关，它是两个干簧片组成的一个刀闸式开关。装在密封的容器（套筒）中，里面充满空气，两个干簧片分别接两个相反电极，当阀芯带动推杆移动时，推杆上的磁环使干簧片磁化，电磁力使它们相互吸合，接通发出电信号。

### 3) 电磁换向阀

电磁换向阀是以电气系统的按钮开关、限位开关、行程开关、压力继电器等电气元件发出的电信号为指令，使电磁铁通电吸合或断电释放，直接控制阀芯移动，改变阀芯与阀体的相对位置来改变通流状态的，这样便将电气和液压联系起来，使液压传动能实现自动控制，极大拓宽了液压传动的应用范围，使控制易于进行。

电磁换向阀按电磁铁电源形式可分为直流型、交流型和本机整流型。交流型电磁换向阀的交流电压为 110V、220V、380V，换向迅速，但在阀芯被卡住时，电磁铁线圈易被烧毁。直流型的电磁换向阀的直流电压为 12V、24V、36V 等，换向平稳，安全可靠，但需直流电源。本机整流型电磁换向阀的电磁铁是直流的，但阀上带有整流器，通入交流电，经整流后，再供给电磁铁。电磁铁按是否浸在油里分为湿式和干式两种。干式电磁铁不允许油进入电磁铁内部，因此，推杆处要有可靠密封，密封处阻力较大影响了阀的可靠性。湿式电磁铁中具有非磁性材料制造的导套，油被封在导套内，在磁场作用下，衔铁在导套内移动，所以，电磁阀相对运动件之间不需要设置密封装置，换向阻力小，可靠性高，没有外泄漏。另外，导套内油液对衔铁运动产生阻尼作用，减小换向冲击和噪声。



电磁换向阀也分高压系列和中低压系列。最高工作压力为 32MPa，公称流量因受电磁推力限制，最大流量为 63L/min。

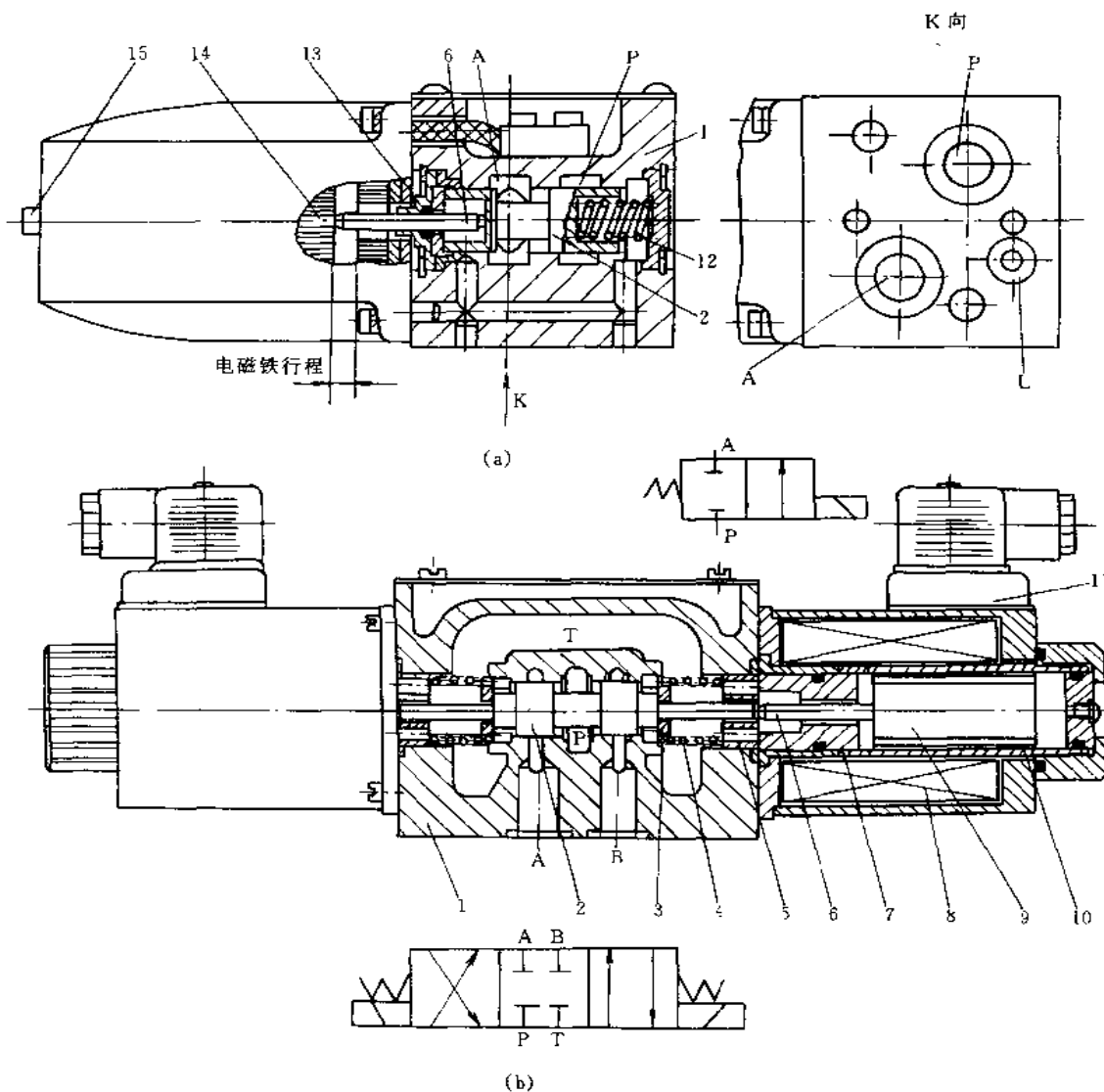


图 1-9-132 二位二通、三位四通电磁换向阀

(a) 二位二通电磁换向阀；(b) 三位四通电磁换向阀

1—阀体；2—阀芯；3—定位套；4—对中弹簧；5—挡圈；6—推杆；7—环；8—线圈；9—衔铁；10—导套；11—插头组件；12—弹簧；13—密封圈；14—电磁铁；15—手动推杆

图 1-9-132a 所示为二位二通电磁换向阀。常态时，电磁铁 14 断电，P 与 A 断开。电磁铁通电时，通过推杆 6 克服弹簧 12 的弹簧力，推动阀芯 2 右移，P 与 A 接通。电磁铁顶部的手动推杆 15 是为了检查电磁铁是否动作，以及在电气发生故障时，实现手动操纵而设置的。如果常态时 P 与 A 断开，则称这种阀具有常闭 (O 型) 机能；反之，常态时 P 与 A 相通，则称这种阀具有常开 (H 型) 机能。泄漏到阀芯两端面的油液通过泄漏口 L 接回油箱，以保证换向时阀芯能自由运动。

图 1-9-132b 所示为三位四通电磁换向阀，阀两端电磁铁均不通电，处于常态时，阀芯在两端对中弹簧 4 和定位阀套 3 作用下，处于中位。此时 A、B、P、T 均不通。当右端电磁铁通电时，吸合衔铁 9 经推杆 6 将阀芯推至左端，此时 P 与 A 通，B 与 T 通。反之，当左端电磁铁通电吸合衔铁时，经推杆将阀芯推至右端，此时 P 与 B 通，A 与 T 通。图中滑阀为三槽二台肩式，阀芯两端和回油口 T 直通。这种双电磁铁式换向阀使用时，不能将两电磁铁同时通电。

在用程序控制多个执行机构顺序动作的场合，往往出现给某阀控制信号后，不知该阀是否响应，而只能观察其驱动的执行机构动作来确定。控制过程反应太慢，不适合自动化的要求。

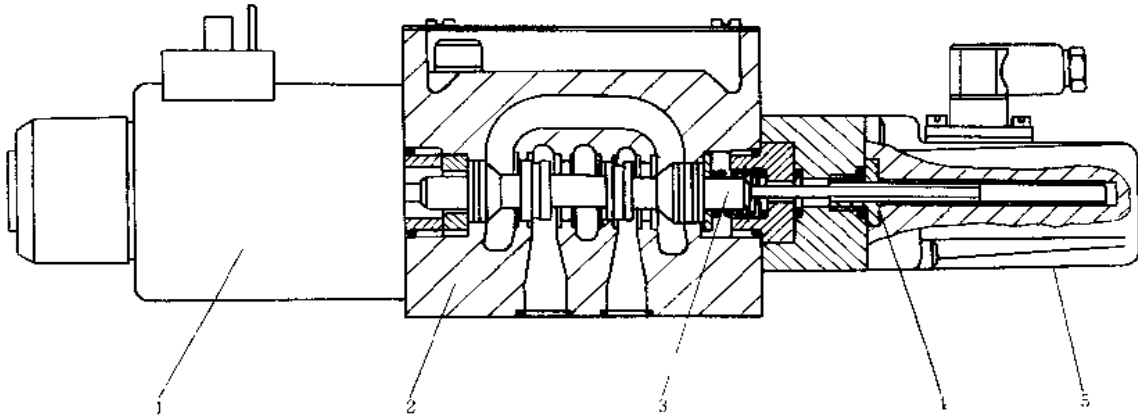


图 1-9-133 带位置指示开关的电磁换向阀

1 电磁铁；2—主阀体；3—阀芯和衔铁推杆；4—套管；5—位置开关

图 1-9-133 为带位置指示开关的电磁换向阀（Vickers 公司 PG4V 3 至 56，PG4V-5 至 56 系列产品）。在阀体另一端装有一个电气开关，能够指示出阀芯与阀体的相对位置，并产生相应的电信号，电气插座内接受到这个信号后，经过放大接通发光二极管显示，并能进行其他电气元件的控制。这个电气开关可以进行零位调整。

这种阀除了能显示阀芯位置外，更重要的是检测阀芯位移，精确度从  $\pm 1$  到  $\pm 20\text{mm}$ ，并且无磁滞分量。

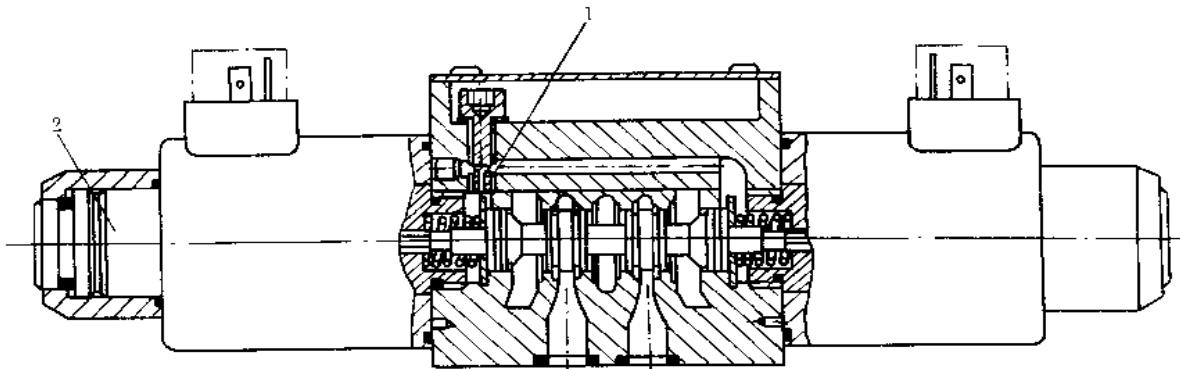


图 1-9-134 带节流塞电磁换向阀

1—速度控制节流塞；2—手动操作杆

图 1-9-134 为带速度调节器的湿式电磁换向阀。其电磁铁的衔铁浸在油中，非导磁材料制

成的导套将油密封在其内部。这样，衔铁在吸合移动中受到油的缓冲作用。导套内油液与回油腔相通，可以使油循环带走热量。节流塞可以装在油口 P、A、B、T 上，更换节流塞控制油流通道的有效面积，以增加阻尼作用起到缓和冲击、减震消音作用。

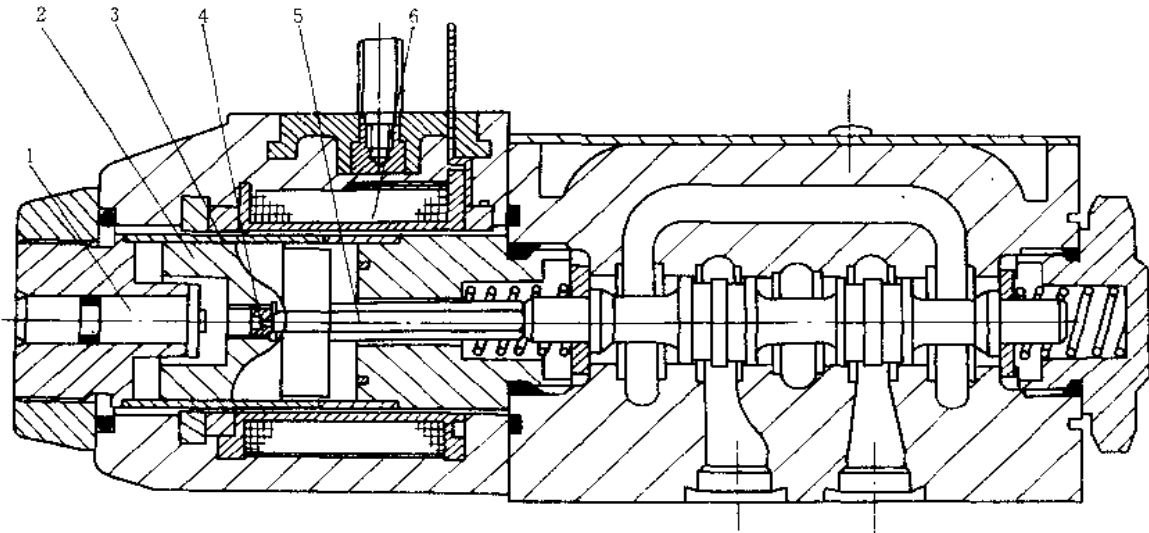


图 1-9-135 软切换的电磁换向阀

1 手动杆；2—衔铁；3—套筒；4—节流塞；5—顶杆；6—线圈

图 1-9-135 为软切换的电磁换向阀 (Vickers 公司的 PG4V-35 系列产品)。它采用直流电磁铁，换向冲击小、寿命长。它的特点是将控制换向时间的节流塞装在衔铁内，由于衔铁是在油中工作，像液压缸中的活塞，移动的衔铁中装不同节流孔的节流塞，则可以对油起不同阻尼作用。这样可以使衔铁吸合冲击小。但是工作压力大于 21MPa 的电磁换向阀，一般情况下不装节流塞。另外，它的电磁铁电源插头内装电子集成板，输入信号可经电位器调整延时、放大、进行死区补偿，提高切换的频率。

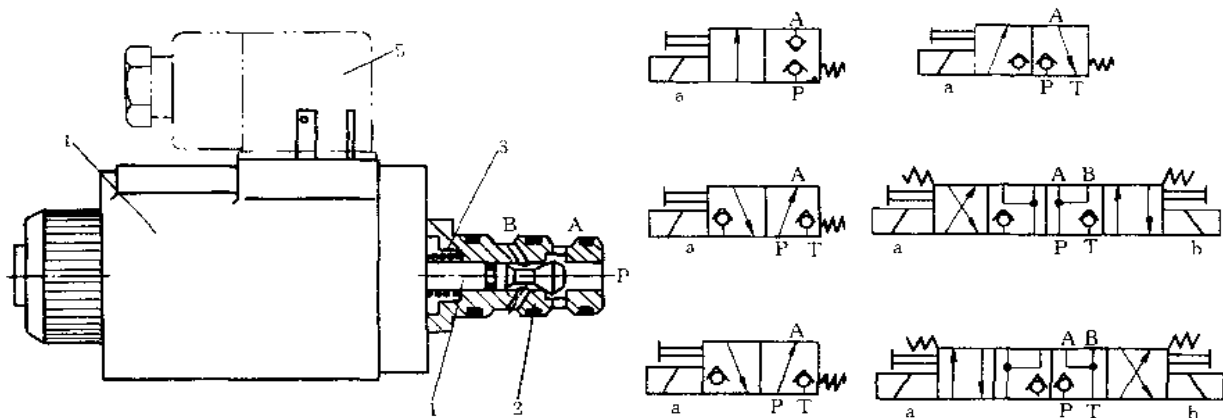


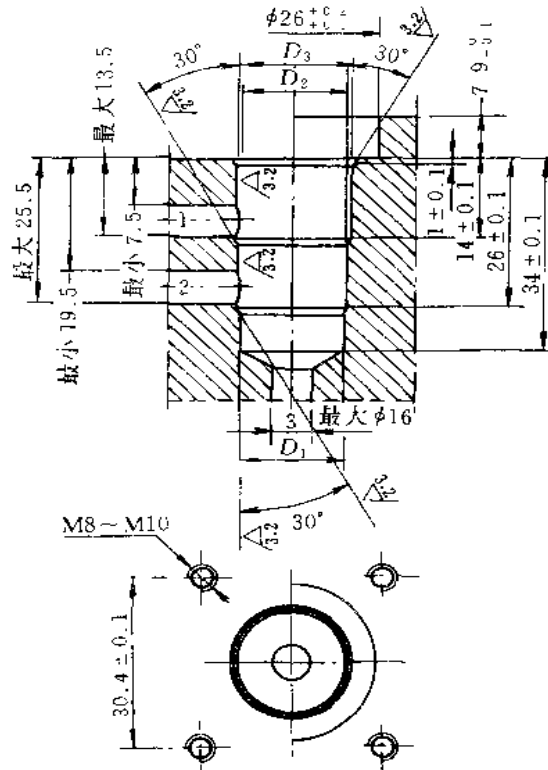
图 1-9-136 提动式电磁换向阀

1—阀芯；2—阀套；3—弹簧；4—电磁铁；5—接线开关

图 1-9-137 图形符号

图 1-9-136 是一种新型的电磁换向阀 (Vickers 公司产品)。阀芯采用了锥形台肩面密封，

锥形结构使密封得到保证，称之为零泄漏设计。阀芯安装必须有标准的安装板，可以加工或订购。图 1-9-137 为提动式电磁换向阀不同型号对应的图形符号，图 1-9-138 为该提动式电磁换向阀的安装板尺寸。双电磁铁的四位四通阀的阀体连接板有成套标准件。



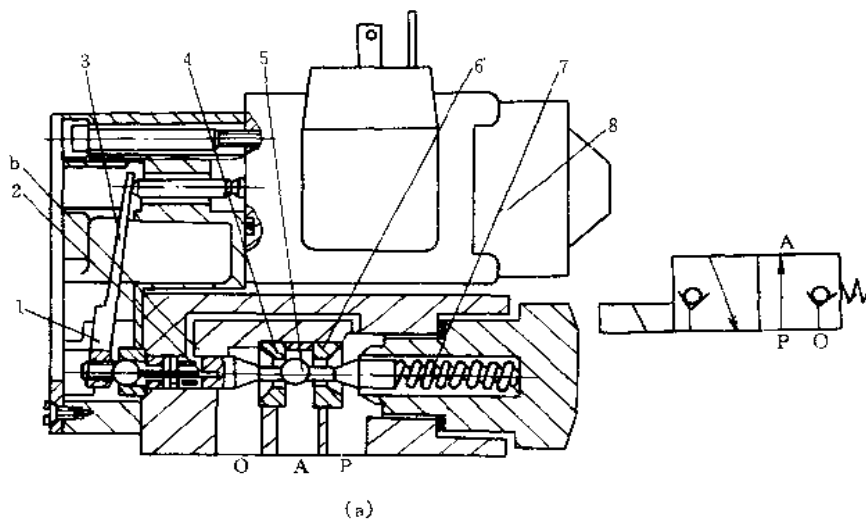
腔孔尺寸:

$D_1$ :  $\phi 17_{-0.2}^0$ , 深  $34 \pm 0.1$

$D_2$ :  $\phi 18_{-0.2}^0$ , 深  $26 \pm 0.1$

$D_3$ :  $\phi 19_{-0.2}^0$ , 深  $14 \pm 0.1$

图 1-9-138 连接阀体尺寸



(a)

球式电磁换向阀换向动作灵敏，端位密封性好，体积小，适合于小通路回路。

图 1-9-139a 为 U 型球式电磁换向阀。电磁铁断电时，P 口的压力油一方面作用在球阀 5 的右边，另一方面经过通道 b 进入操纵杆 2 的空腔，作用在球阀 5 的左边，以保证球阀 5 两边承受的液压力平衡。

这样,在图示情况下,球阀5仅受弹簧7的弹簧力作用而被压向左阀座。油口P与A通、A与O被切断。当电磁铁8通电后,电磁铁铁芯吸合衔铁向左移动,通过推杆推动杠杆3上端左移,通过操纵杆2给球阀5一个向右的力,该力克服右边的弹簧力,将球阀5压向右阀座。于是油路实现换向,油口P与A被切断,A与O连通。当电磁铁断电后,球阀5则在弹簧力的作用下恢复原位。

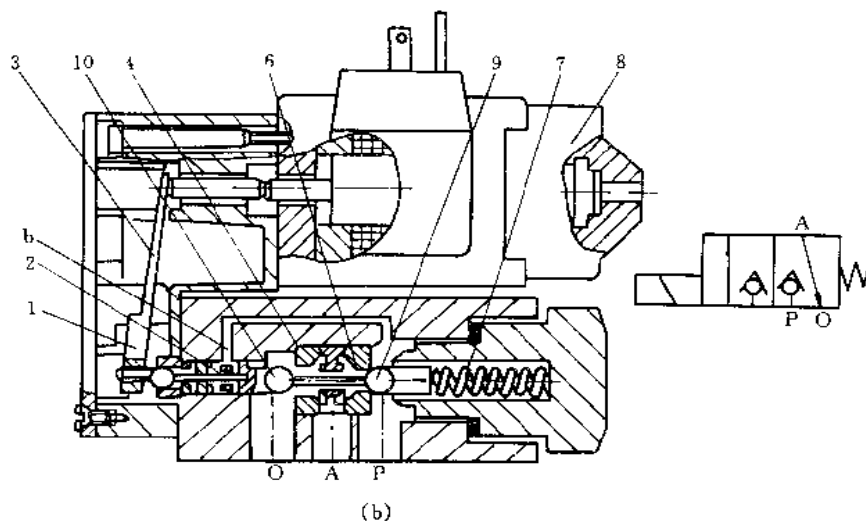


图 1-9-139 球式电磁换向阀 (上海 704 研究所生产 6 通径、8 通径)

(a) U 型二位三通球式换向阀; (b) C 型二位三通球式换向阀

1—支点; 2—操纵杆; 3—杠杆; 4—左阀座; 5—球阀;  
6—右阀座; 7—弹簧; 8—电磁铁; 9—右球阀; 10—左球阀

图 1-9-139b 为 C 型二位三通球式换向阀,与 U 型阀工作原理基本相同。所不同的是它在阀座两侧各有一球阀,电磁铁断电时,阀芯在弹簧力作用下,使右球阀 9 压紧在右阀座 6 上,此时 P 被截止,A 与 O 相通。当电磁铁通电时,通过杠杆 3 克服弹簧力,阀芯右移,右球阀 9 离开右阀座 6,而左球阀 10 压紧在左阀座 4 上,从而 P 与 A 连通,O 被截止。

#### 4) 液动换向阀

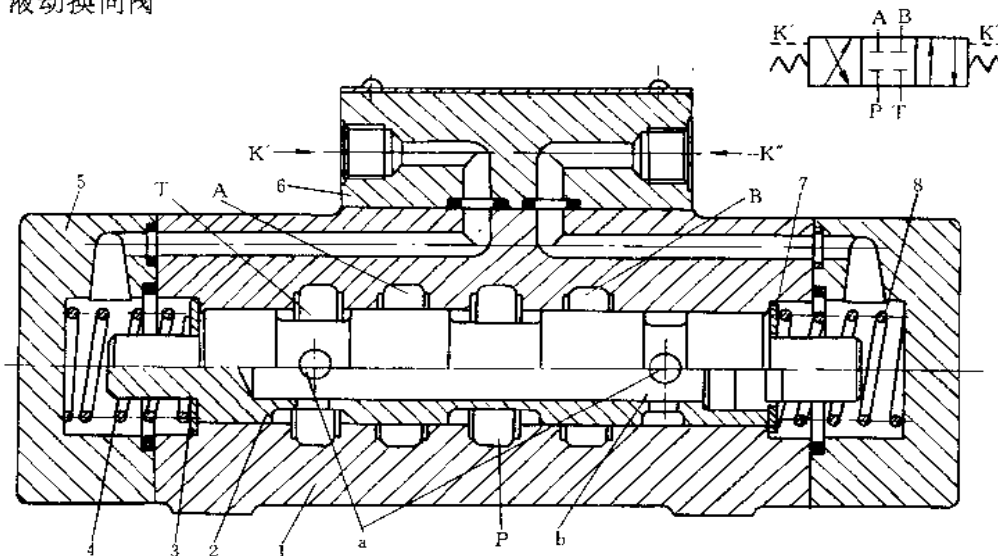


图 1-9-140 三位四通液压控制换向阀

1—阀体; 2—阀芯; 3—挡圈; 4、8—弹簧; 5—端盖; 6—上盖; 7—挡圈

液动换向阀利用压力油作用在换向阀芯两侧,推动阀芯换向。液动换向阀多应用在大流量的大型液压机械中。

图 1-9-140 控制油口 K' 通阀芯 2 左端的油室,控制油口 K'' 通阀芯右端的油室。K' 和

K' 都不通控制油时，弹簧 4 和 8 分别通过挡圈 3 和 7 压阀芯，使阀芯处在图示的中间工作位置，这时 P、T、A、B 均不通；K' 通控制油，K'' 通油箱时，左端油室进压力油，右端油室经 K'' 排油，阀芯在压力油作用下，克服弹簧 8 作用力右移，直至停在右边工作位置，这时 P 与 B 通，A 与 T 通。反之，K'' 通控制油，K' 通油箱时，右端油室进压力油，左端油室经 K' 排油，阀芯在压力油作用下克服弹簧 4 作用力左移，直至停在左边工作位置，这时 P 与 A 通，B 经阀芯的径向孔 a 和轴向孔 b 与 T 通。

#### 5) 电液换向阀

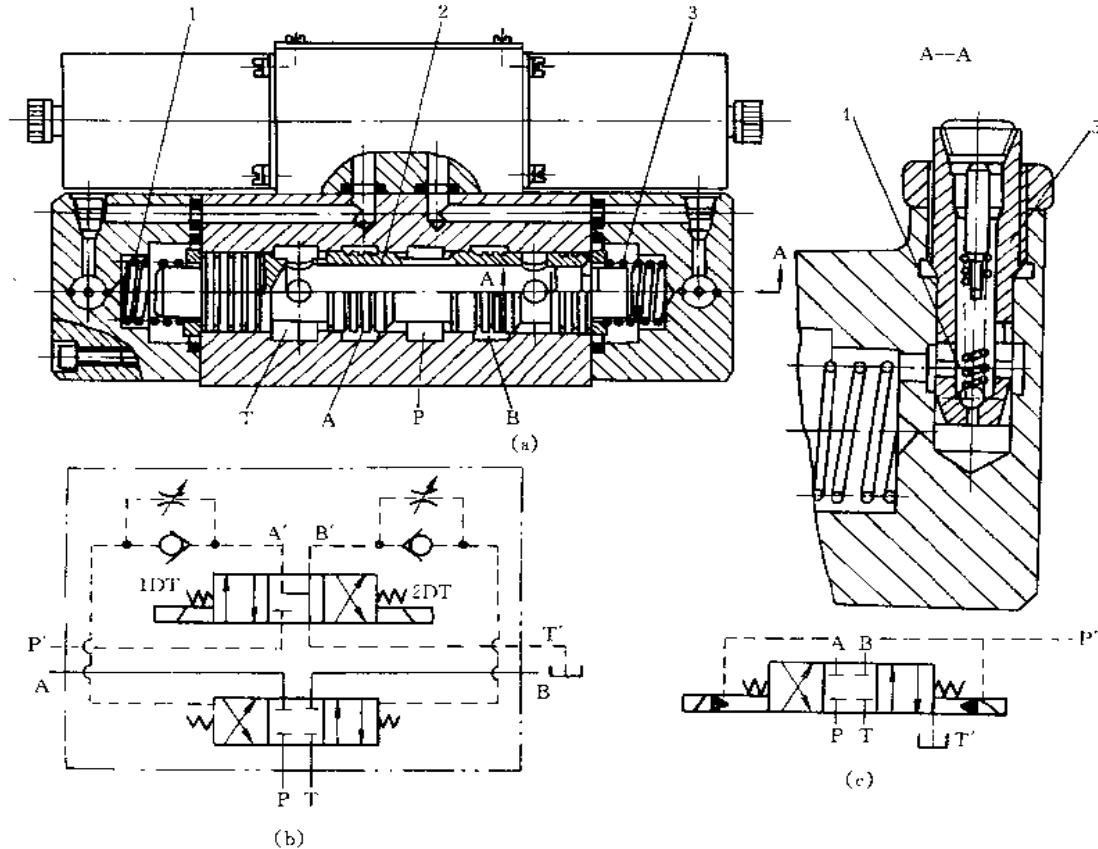


图 1-9-141 BZ 型电液换向阀

1 - 对中弹簧；2 - 阀芯；3 - 对中弹簧；4 - 单向阀；5 - 节流阀；P' - 控制油压力油口；T' - 控制油回油口

图 1-9-141 所示 BZ 型电液换向阀是由大规格带阻尼器的液动换向阀和只需通过控制油流量的小规格电磁换向阀组合而成，电磁阀是先导阀，液动阀是主阀。当先导电磁阀的两电磁铁均不通电而处于中位时，控制压力油口 P' 截止，此时主阀阀芯两端油腔经 A'、B' 与 T' 连通，接回油箱，主阀芯在两端弹簧力作用下处于中位，这时 P、T、A、B 都不通。当先导电磁阀 1DT 通电，先导阀实现左位机能，P' 与 A' 通，控制压力油经 A' 到主阀芯左端油腔，而 B' 与 T' 通，使主阀芯右端油腔通回油箱，主阀芯在左端压力油作用下克服右端弹簧力右移，直至停在右边工作位置，这时 P 与 B 通，A 与 T 通。反之，1DT 断电，2DT 通电，P' 经 B' 与主阀芯右腔通，主阀芯左端油腔经 A' 与 T' 通回油箱，主阀芯在右端压力油作用下克服左端弹簧力左移，直至停在左边工作位置，这时 P 与 A 通，B 经主阀芯内孔与 T 通。主阀两端阻尼器（见 A—A 剖面）用以调节液动阀主阀芯的换向速度。电液换向阀克服了电磁阀流量较小、液动阀控制不方便的缺点，多应用在大流量的自动化控制的液压系统中。

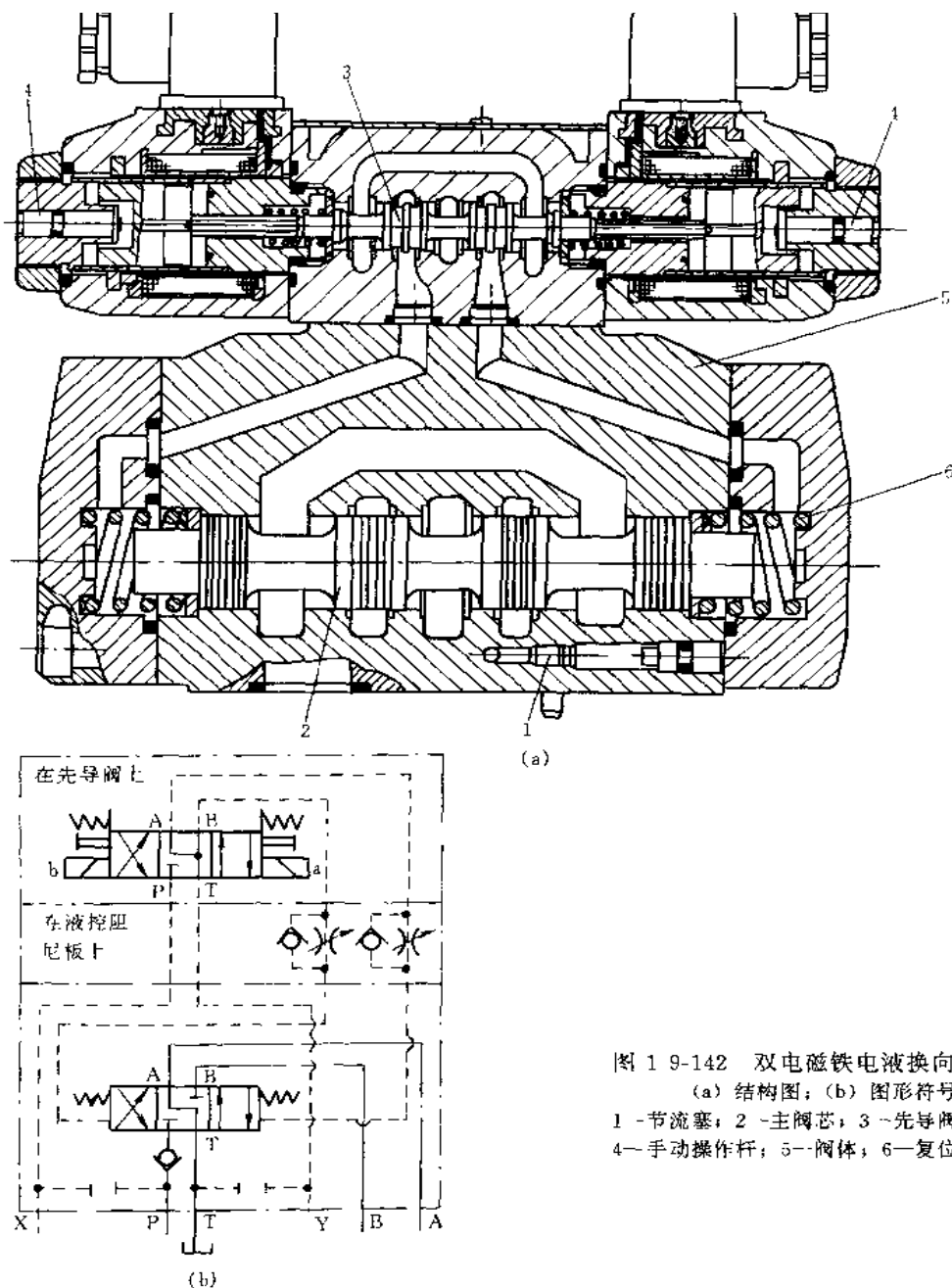
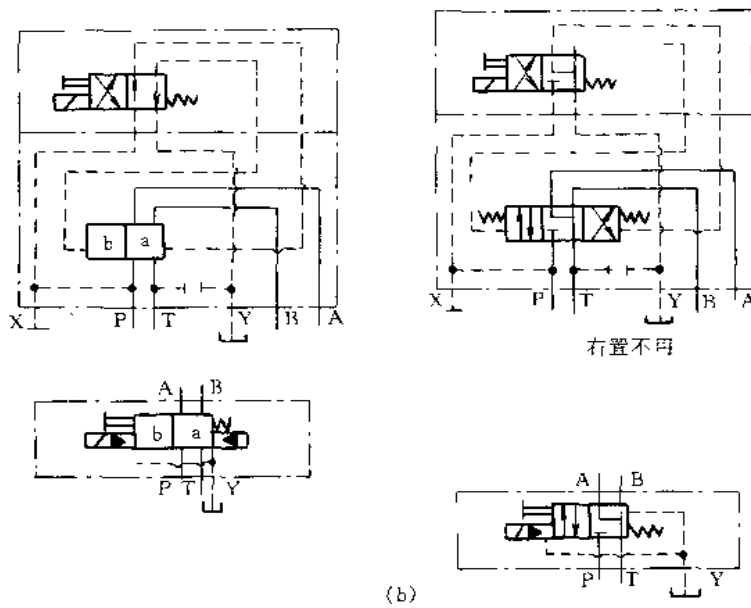
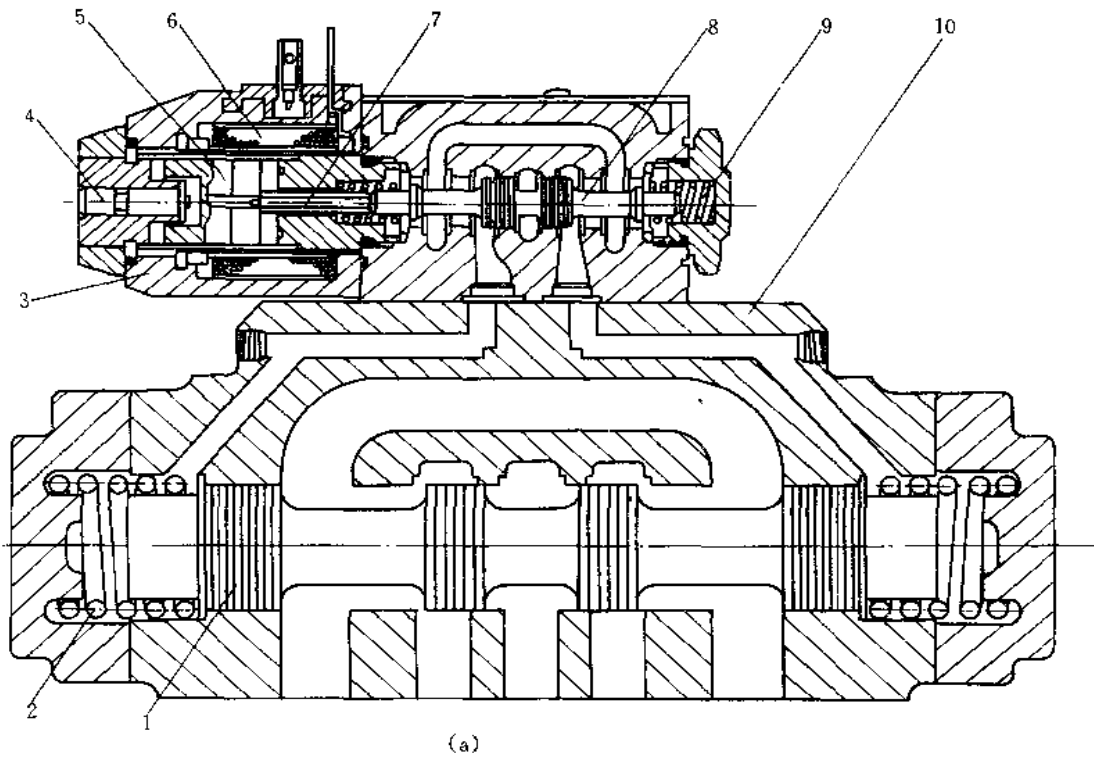


图 1-9-142 双电磁铁电液换向阀  
 (a) 结构图; (b) 图形符号  
 1—节流塞; 2—主阀芯; 3—先导阀芯;  
 4—手动操作杆; 5—阀体; 6—复位弹簧

图 1-9-142 为双电磁铁电液换向阀 (Vickers 公司产品)。该阀结构特点是: ①在主阀的控制油腔安装一个出口节流塞装置, 使主阀芯换向时, 速度可以控制, 减小冲击; ②为了使换向阀采用内部控制形式 (先导阀的控制油从主阀压力油腔引出), 在 H、M、Y 滑阀机能时仍然能够换向, 故安装有最低压力发生器, 使控制油口 P 保持 0.35MPa 的最低控制压力; ③可选择一个或两个行程调整器装在主阀内, 控制主阀芯与阀体流道的最大开度, 来控制主阀响应时间和针对任一流量的压力损失。

该阀可选择不同的阀芯实现 17 种滑阀机能, 虽然是三位阀, 但在换向时, 又有两个瞬时位置可实现 5 种通流状态。

该阀在电磁铁端部装有手动操作杆, 以便停电时能用手来使阀芯复位, 或在调试时和电源失效时使用。



工作压力为 21MPa；  
流量最大为 130L/min  
图 1-9-143 单电磁铁电液换向阀  
(a) 结构图；(b) 图形符号  
1—主阀芯；2—复位弹簧；  
3—电磁铁壳；4—手动操作杆；  
5—衔铁；6—线圈；  
7—顶杆；8—先导阀阀芯；  
9—弹簧；10—阀体

图 1-9-143 为 Vickers 公司生产的先导阀为单电磁铁的电磁换向阀 (DG5S-8 系列)。先导阀对主阀的控制只能使其实现两个位置，实际上属于二位四通式电液换向阀。它的特点是：主阀芯的台肩棱边开有三角槽，以便在换向时缓和冲击；电磁铁可以在阀不停止工作的条件下更换线圈；带有手动操作杆，在停电时使阀芯复位；可以控制先导阀压力油的最低压力，适应 H、M 型机能换向。油通切换情况见图 b 所示。



## 6) 多路换向阀

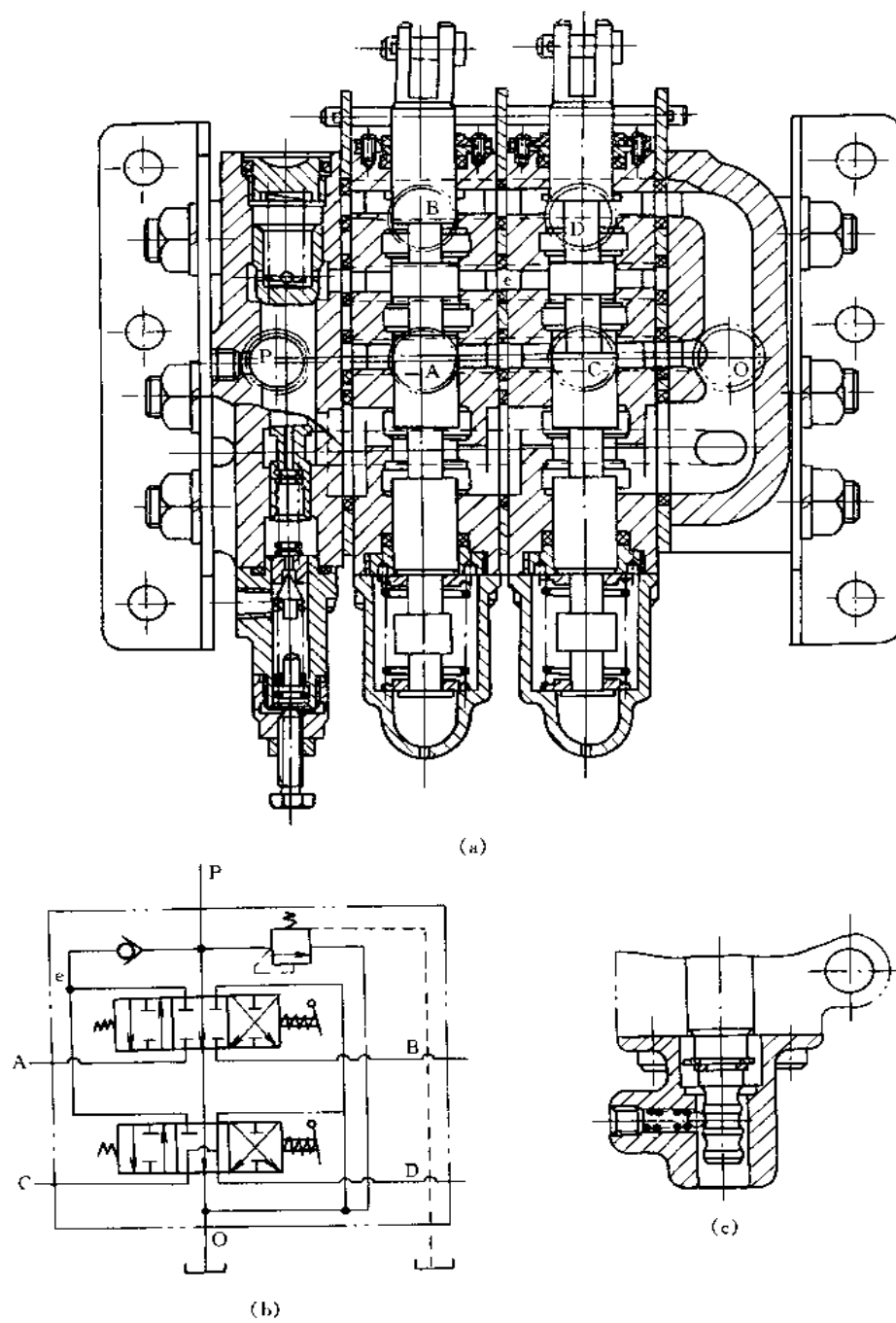
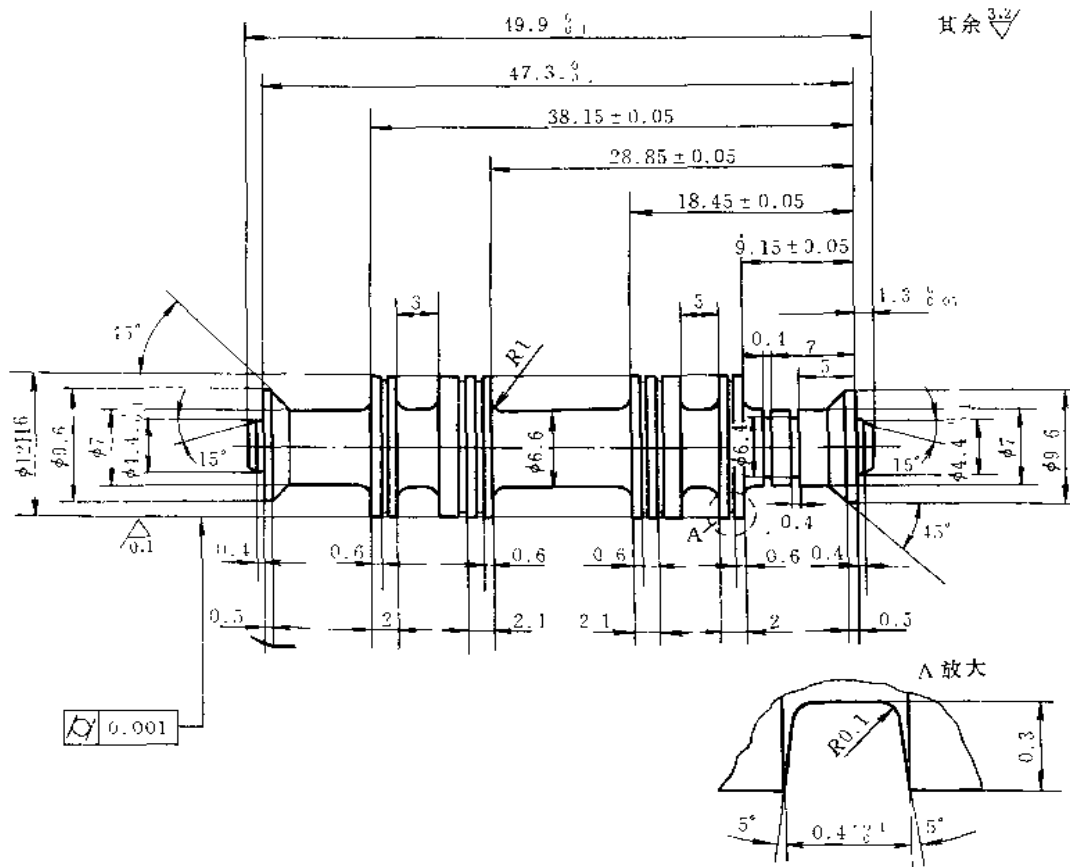


图 1-9-144 ZFS-L20C 型多路换向阀

(a) 弹簧自动复位式; (b) 符号 (弹簧自动复位式); (c) 三位弹跳定位式

多路换向阀是手动控制换向阀的组合。主要用于起重、运输车辆、工程机械及其他行李机械，以进行多个工作机构的集中控制。多路阀由2~5个三位六通手动换向阀、溢流阀、单向阀组成。根据用途的不同，阀在中间位置时，可实现主油路全封闭式、压力口封闭式及B口封闭式等，中间位置时压力油由分路阀短路卸荷。各阀组成串联式油路时，阀必须循序操作。

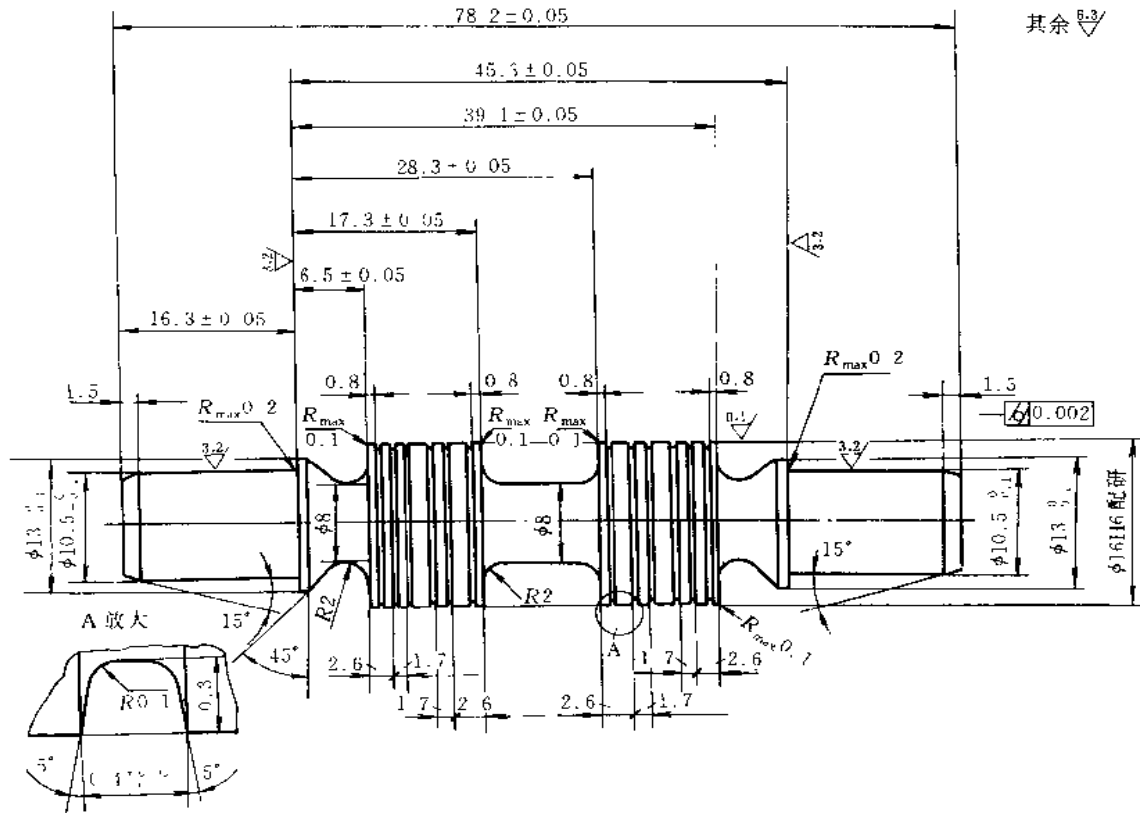
多路控制阀有螺纹联接的公共进油口和回油口，各控制阀有两个工作油孔以连接液压缸或液压马达。



**技术要求:**

1. 成品无中心孔
2. 去毛刺，但保留棱角
3. 渗碳层深  $0.2^{+0.2}$ mm
4. 淬火硬度 HRA75~80
5. 阀芯  $\phi 12H6$  与阀体孔  $\phi 12H7$  配研，间隙为  $8\sim 10\mu\text{m}$

图 1-9-145 6 通径换向阀阀芯 (材料: Y12 冷)



**技术要求:**

1.  $\phi 16H6$  直径与阀体孔配研, 间隙在  $10 \sim 12 \mu m$
2. 淬火硬度 HRA75~80
3. 渗碳层深度  $0.3^{+0.2}$
4. 去毛刺

图 1-9-146 10 通径换向阀阀芯

### 7) 组合式专用换向阀

为了改进复杂液压系统控制元件多、管路连接复杂、泄漏大的缺点, 尽量将多个液压元件组合于一体, 形成一些专用的组合式控制阀。

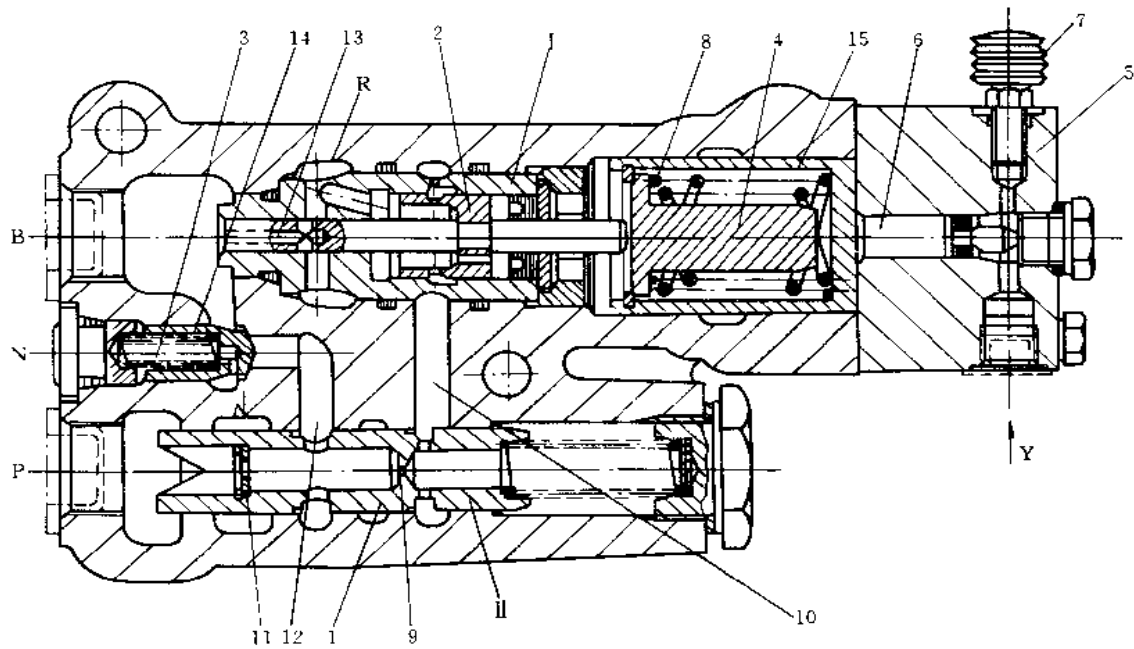


图 1-9-147 拖车制动阀

1—流量控制阀芯；2—控制活塞；3—单向阀弹簧；4—弹簧座；5—阀盖；6—控制柱塞；7—储油阀；8—弹簧；9—阻尼孔；10—孔道；11—节流孔；12、13—孔道；14—单向阀芯；15—外套

P—压力油口；N—接外管路油口；B—制动油路油口；R—油箱油口；Y—控制油口；I—压力阀；II—流量阀

图 1-9-147 为拖车制动阀。该阀由两个换向阀组成，用以控制拖车的制动闸。I 阀用以稳定压力，II 阀用以控制流量，单向阀防止油从 B 口流到 N 口。油泵出来的主压力油由 P 口进入阀内，B 口接拖车制动油缸，R 口接回油箱，Y 口接控制油（一般由人工踏板来提供），N 油口可外接其他液压系统，N 口的出油压力可以高于制动压力，它不影响拖车制动系统的工作。

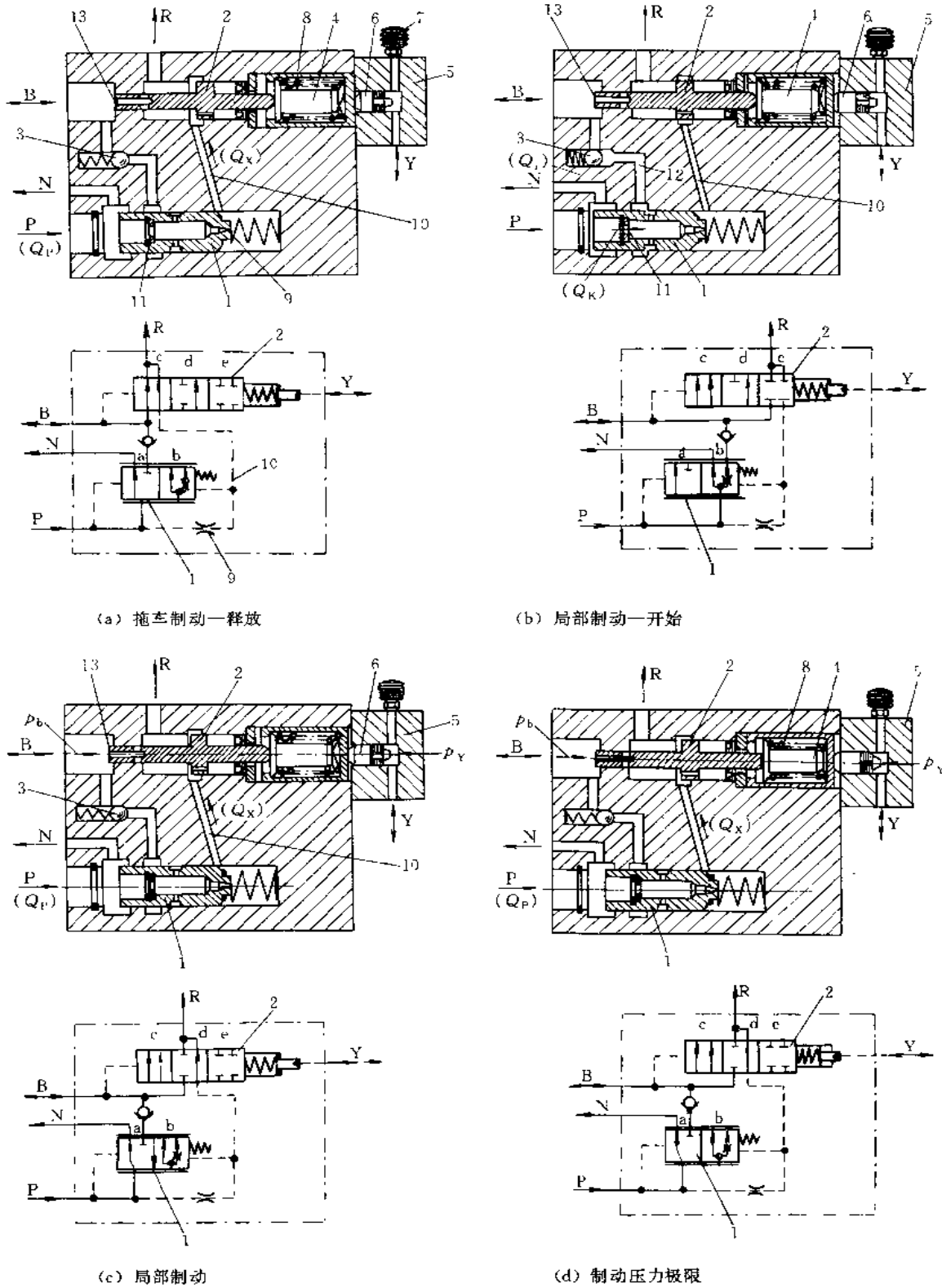


图 1-9-148 拖车制动阀工作原理图 (各序号名称同图 1-9-147)

图 1-9-148 为拖车制动系统的工作原理图。图 a 为释放时油路图，此时 Y 油口无压力，B

油口通过阀芯 2 和 R 油口泄压, P 油口进来的压力油很小部分流量  $Q_x$  经孔 11、9、10 和阀 2 及油口 R 回油箱, 另一部分流到 N 油口。图 b 为制动开始, 制动踏板提供 Y 口压力油, 阀芯 2 左移, B 口及阀芯 1 右端油口与 R 油口断开, 阀芯 1 实现右位 (b 位), P 口压力油同时与 N、B 两油口通。图 c 为某一压力下制动状态油路, 此时 B 口压力油作用在阀芯 2 右端, 阀芯 2 克服弹簧力左移, B 口与 R 口断开, 阀 1 右端油腔与 R 口连通, 主阀 1 实现 a 位, P 与 B 断开。图 b 为最大制动压力下制动油路, 此时阀 1、2 状态与图 c 状态相同, 只是此时 Y 口控制压力油压力达到最大, 使 B 口也可获得最大的制动压力。

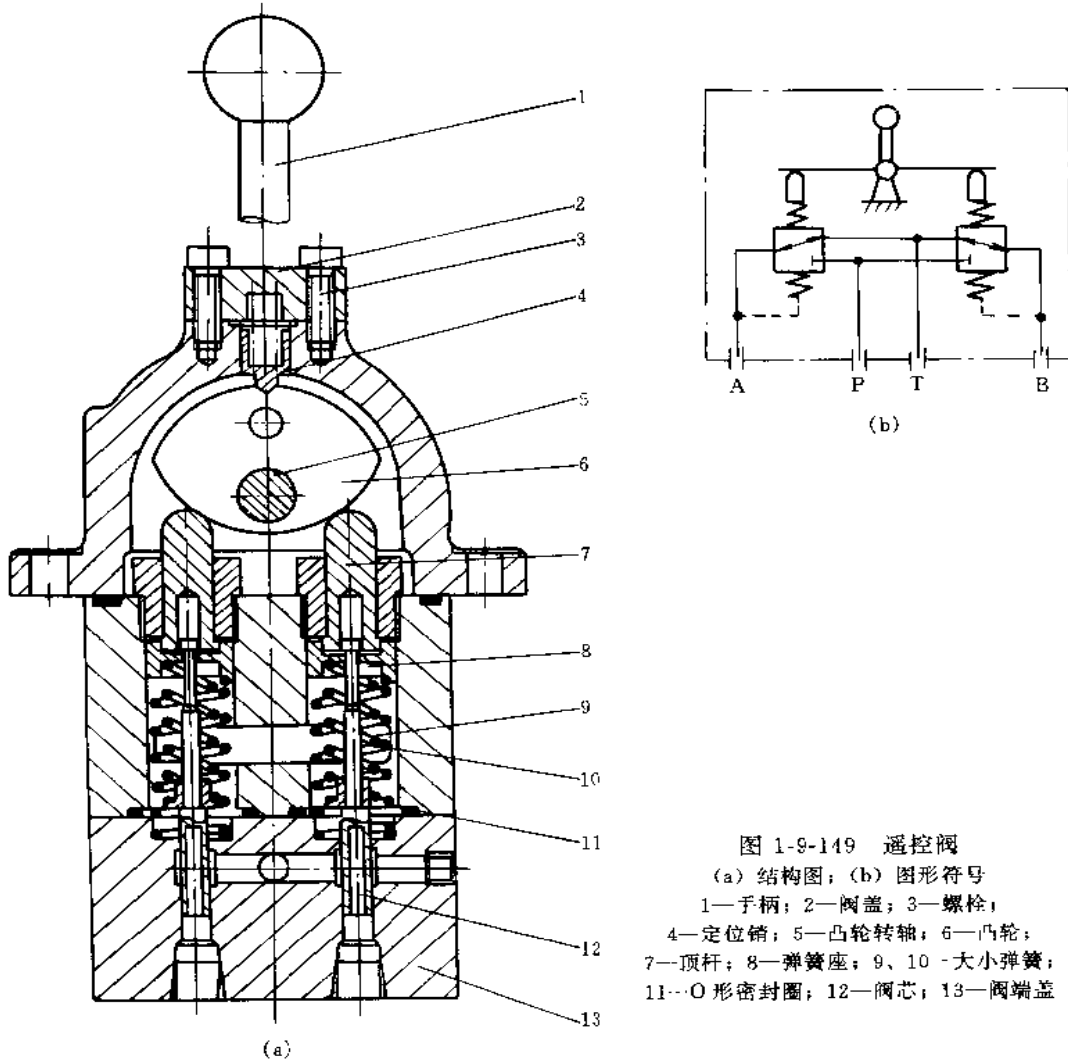


图 1-9-149 遥控阀  
(a) 结构图; (b) 图形符号  
1—手柄; 2—阀盖; 3—螺栓;  
4—定位销; 5—凸轮转轴; 6—凸轮;  
7—顶杆; 8—弹簧座; 9、10—大小弹簧;  
11—O 形密封圈; 12—阀芯; 13—阀端盖

图 1-9-149 为遥控阀, 这是一种用在叠加式控制阀的手动操纵阀。在阀体内并列两个结构相同的阀芯。操纵手柄, 使其改变阀口通流状态。操纵杆摆角  $40^\circ$ 。转动凸轮通过顶杆压下一个阀芯时, 另一个阀芯一定会抬起复位。这种阀共有三种规格, 在工作压力 7MPa 时, 操纵力只有 20.6N。

遥控阀应用回路见图 1-9-150。

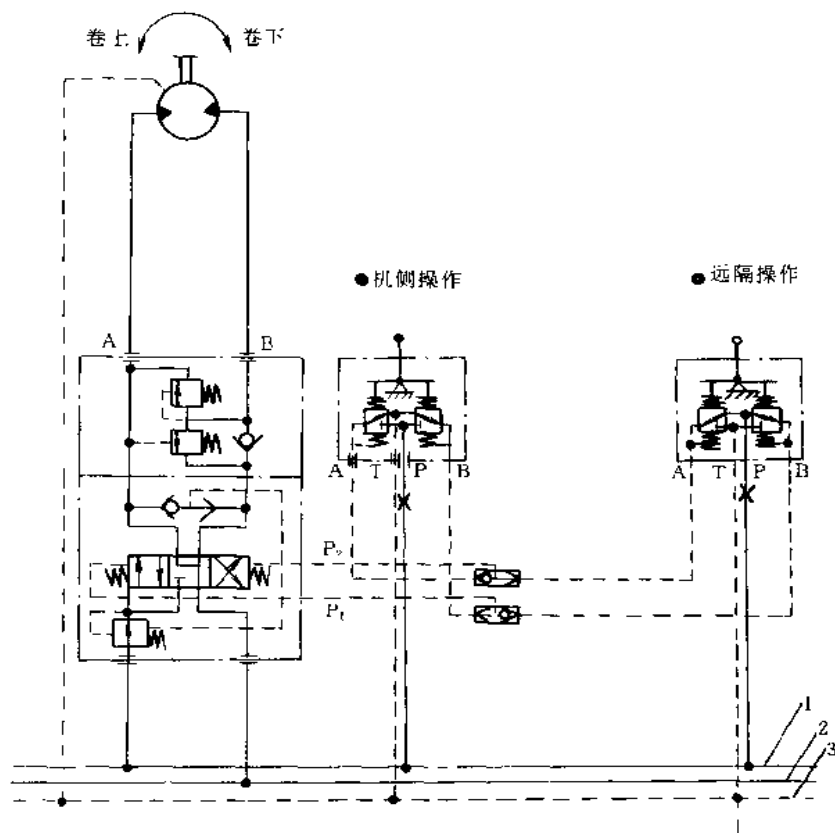


图 1-9-150 遥控阀应用示例  
1—压力油；2—接油箱；3—泄油管

#### 4.1.2 压力控制阀

控制液压系统中油液压力高低的液压阀称为压力控制阀，简称压力阀。可分为溢流阀、减压阀、顺序阀和压力继电器等。

##### (1) 溢流阀

溢流阀的主要功能是维持液压系统的压力近于恒定。也可作安全阀用，以防止系统压力过载，又称安全阀。多用在节流调速回路中，有时还可作背压阀。它和电磁阀组合成电磁溢流阀，使系统卸荷或实现多级压力控制。按结构分类，有直动式溢流阀和先导式溢流阀，先导式溢流又分一级同心式、二级同心式和三级同心式。

直动式溢流阀是溢流阀的基本形式，动作灵敏，结构简单，它由阀芯 4 和作用在阀芯上面的弹簧 2 组成。弹簧力可通过调节螺母来改变。P 口进来的压力油通过阀芯中的 f 孔及 g 孔流到阀芯底部 c 腔。当作用在阀芯底部的液压力大于弹簧力

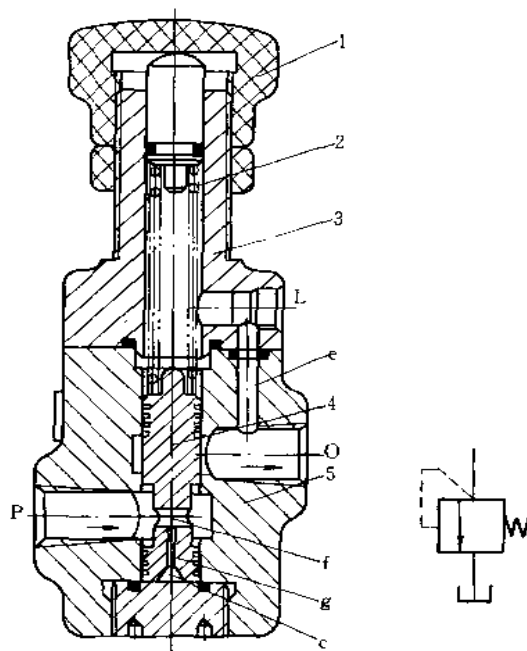


图 1-9-151 直动式溢流阀结构  
1—调节螺母；2—弹簧；3—上盖；4—阀芯；5—阀体

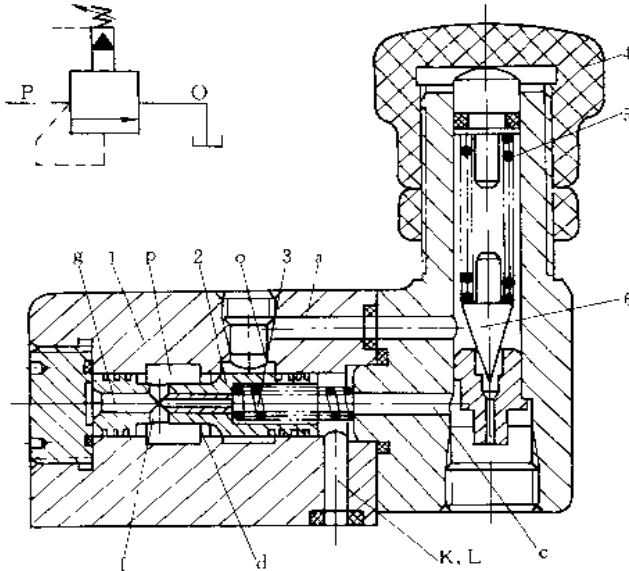


图 1-9-152 一级同心先导式溢流阀

1—阀体；2—主阀芯；3—复位弹簧；4—调节螺母；5—调压弹簧；  
6—锥阀芯

额定压力为 6.3MPa；额定流量有多种规格

时，阀芯上移，进油口与排油口相通。排油口直接通油箱，使 P 口压力油在此压力下溢流。如果调节螺母增大弹簧力，则进油口的压力也将增大。反之，减小弹簧力，进油口压力也减小。这种作用于阀芯上的液压力直接与弹簧力相平衡的原理，普遍应用在压力控制阀中。但用在高压系统时，弹簧力势必很大，弹簧的调节也很困难，并且静态压力超调量也很大，影响调压的准确性，故使用受到限制。

图 1-9-152 为一级同心先导式溢流阀，由锥阀式的先导阀和滑阀式的主阀组成。压力油从 P 口进入阀体，经阀芯 f 孔及 g 孔分别流到阀芯的两端，经阻尼孔 d 流到右端的压力油经 c 孔作用于先导阀芯上。调节螺母使调压弹簧产生一定的弹簧力。如果作用在先导阀芯上的液压力小于弹簧力，锥阀芯被弹簧力压靠在阀座上，关闭先导阀的阀口，这时溢流阀内压力油不流动，根据巴斯伽原理，阀内各处压力相等、主阀芯两端所受的液压力相等（承压面积相等），在复位弹簧力作用下关闭主阀口，没有溢流。当锥阀芯上液压力大于弹簧力时，锥阀芯上移，打开先导阀阀口，压力油经 a 孔流到 O 口。压力油流经阻尼孔 d 时，使主阀芯左右两端形成压差。左端液压力大于右端，主阀芯右移，打开阀口，进油口与排油口相通，油溢流。由于主阀芯的移动是在锥阀芯先移动，打开阀口的条件下进行的，故称锥阀为先导阀。先导式溢流阀性能比直接作用式性能优越。K 口为遥控口，通常是堵死的。若打开 K 油口，接二位二通换向阀或其他型式换向阀或远程调压阀，则可组成多种功能的调压回路。

图 1-9-153 为二级同心先导式溢流阀。先导阀与一级同心先导式溢流阀基本相同，而主

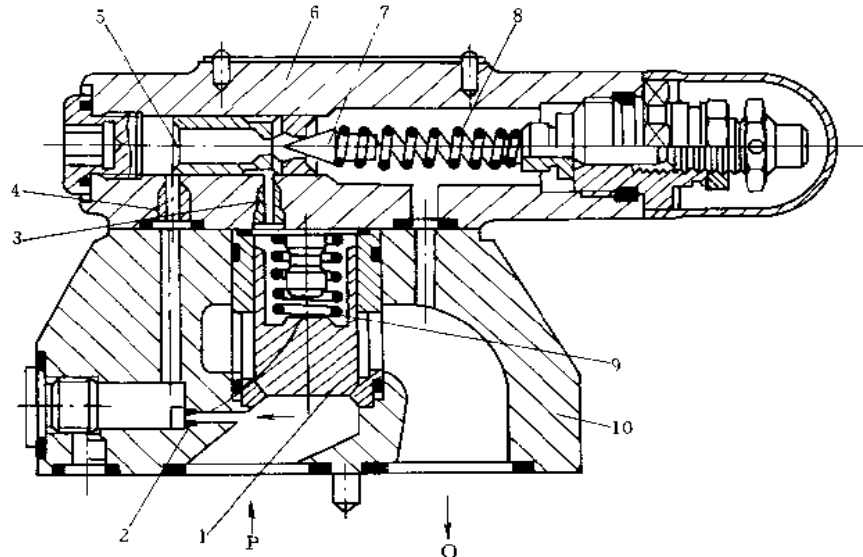


图 1-9-153 二级同心先导式溢流阀

1—主阀芯；2、3、4—节流孔；5—先导阀座；6—先导阀体；7—先导阀芯；  
8—调压弹簧；9—软弹簧；10—阀体



阀芯1为带有导向圆柱面的锥阀,并要求其导向面和锥面与阀套配合良好,两处同心度较高,故称为二级同心。阻尼孔开在阀体上,P口进来的压力油不仅作用在主阀芯底部,还通过阀体上的通道及阻尼孔2、4作用在先导阀7上,同时又经阻尼孔3作用在主阀芯顶部。当P口压力低于调压弹簧8的调定值时,先导阀关闭,油液不流动,主阀芯上腔和下腔压力油压力相等,主阀芯在弹簧9的作用下压在阀座上,P口和O口不通。当P口压力大于弹簧8的调定值时,先导阀打开,此时油液通过阻尼孔2、4和先导阀7流至O口回油箱。主阀芯上、下腔因阻尼孔的作用产生压力差,在压差作用下,主阀芯克服弹簧9的弹簧力上移,使P口和O口接通。阻尼孔3对主阀芯上腔的排油产生阻尼,提高阀芯运动的稳定性。阀的工作压力可达31.5MPa。与一级同心式溢流阀相比,它的封油面为锥面,密封性好,通流能力大,压力损失小,结构紧凑。

北京液压件厂生产的DB/DBW系列,Vickers公司生产CG2V系列的阀均为这种结构的溢流阀。

图1-9-154为三级同心先导式高压溢流阀。由于主阀芯的小圆柱面、大圆柱面和锥面都必须与阀盖、阀体和阀座孔配合良好,三处同心度要求很高,故称三级同心式。其工作原理和一级、二级同心先导式溢流阀相同。它具有和二级同心先导式溢流阀类似的性能,但工艺要求更高。主阀芯下端设置消振尾9,使主阀芯受到一个向下的液动力,提高其工作稳定性。

榆次液压件厂生产BT、BG系列的溢流阀,Vickers公司生产的ECT系列的溢流阀均为这种结构的溢流阀。

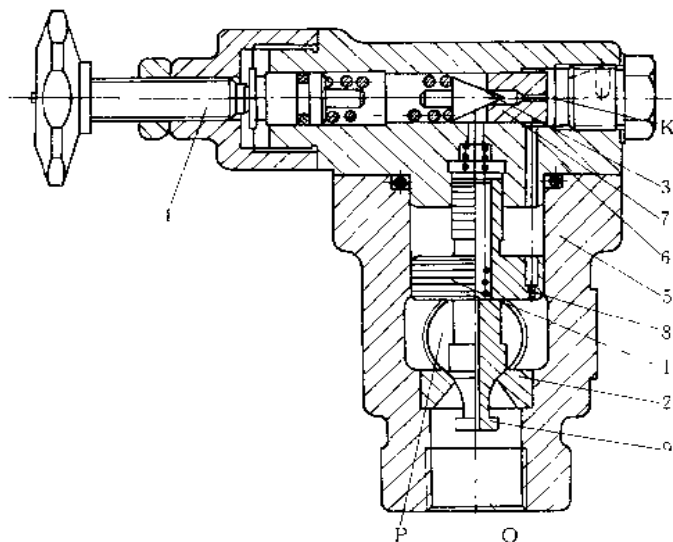


图 1-9-154 三级同心先导式高压溢流阀  
1—主阀芯; 2—阀座孔; 3—先导阀芯; 4—调压螺钉; 5—阀体;  
6—阀盖; 7—导阀座; 8—阻尼孔; 9—消振尾

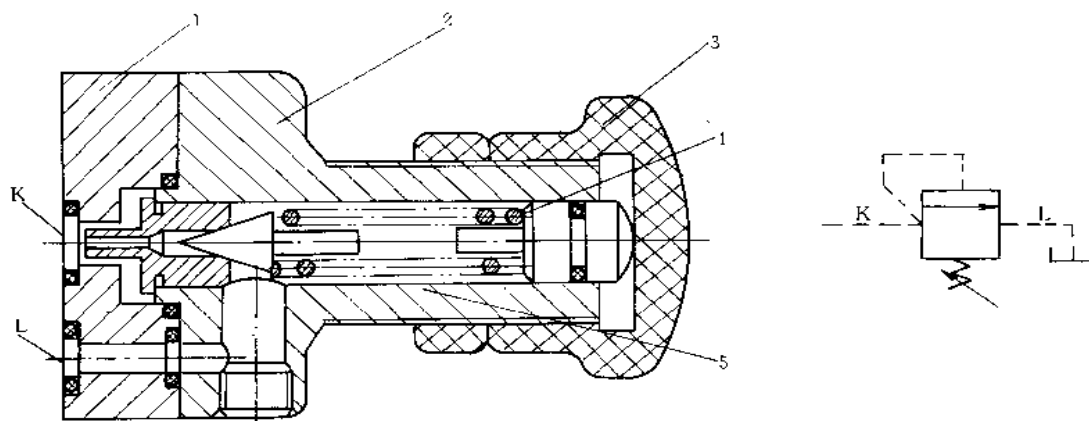


图 1-9-155 远程调压阀  
1—阀盖; 2—阀体; 3—调压螺母; 4—调压弹簧; 5—锥阀阀芯

图 1-9-155 为远程调压阀。将先导式溢流阀的远程控制口 K 接远程调压阀的进油口 K，远程调压阀出口 L 接油箱，构成远程调压回路。远程调压阀结构类似先导式溢流阀的先导阀，调节远程调压阀的调压弹簧，即可实现远程调压。这里应注意的是，只有溢流阀的调节压力高于远程调压阀的调节压力时，远程调压阀才能起作用。在进行远程调压时，溢流阀中的先导阀处于关闭状态。

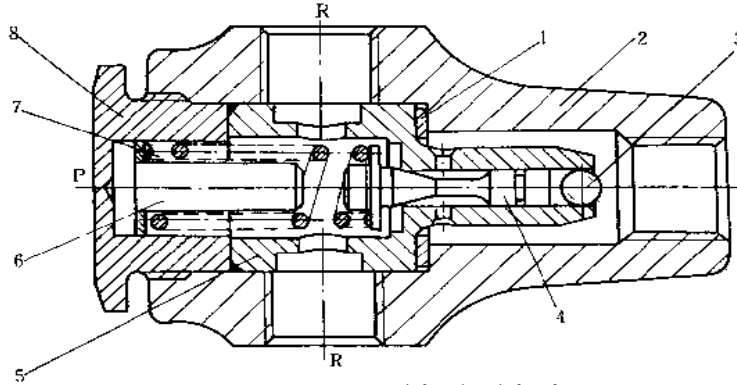


图 1-9-156 管式连接远程调压阀

1—衬垫片；2—阀体；3—钢球；4—阀芯；5—阀套；6—弹簧支柱；7—弹簧；8—旋塞

图 1-9-156 所示为管式连接远程调压阀。阀芯密封面仍采用圆锥形式，但有一段长的导向圆柱段，在锥阀开启时，圆柱段起导向作用，使阀芯在开启时稳定性好。适用于低噪声场合。调压范围最高达 21MPa。

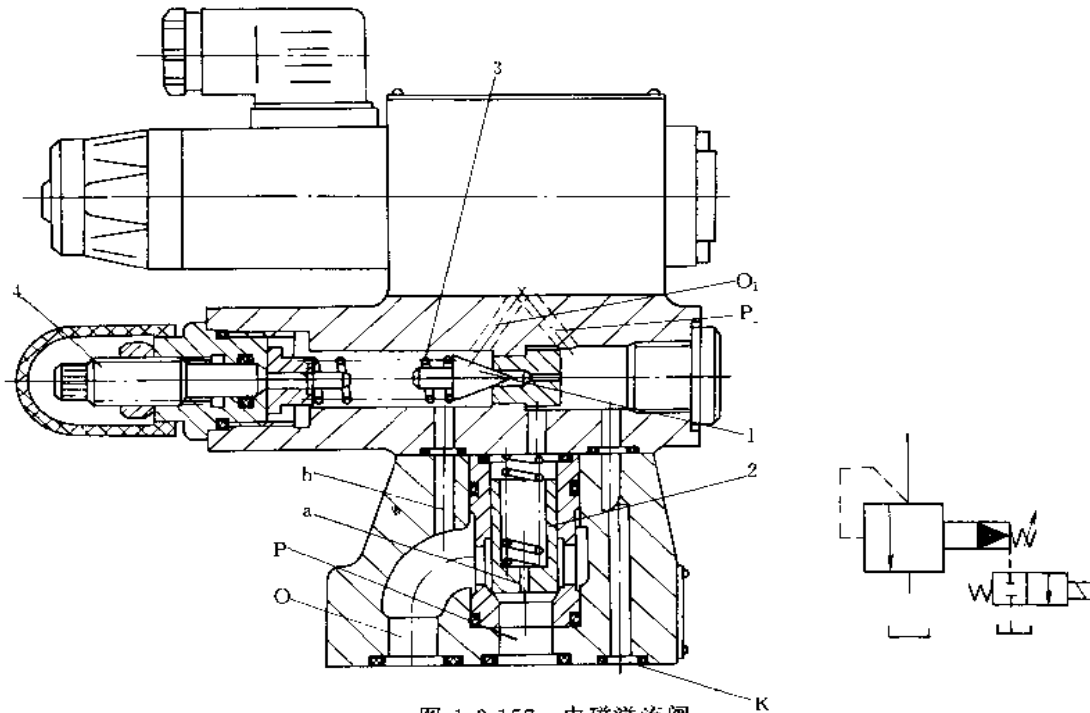


图 1-9-157 电磁溢流阀

1—锥阀阀芯；2—主阀芯；3—调压弹簧；4—调压螺钉；

O—溢油口；P—进油口；O<sub>1</sub>—控制口出油口；P<sub>1</sub>—控制口进油口；a—阻尼孔；b—回油孔；K—遥控口

这种结构的阀为德国 Bosch 公司的产品。

电磁溢流阀是一个先导式溢流阀在远程控制口连接一个二位二通电磁换向阀组合而成，见其图形符号。二位二通阀电磁铁通电，可使溢流阀在低压时开启，使油泵卸荷。

图 1-9-157 为 1/2 型电磁溢流阀，由一个二位二通电磁阀和 1/2 型溢流阀组成。P 口接系统，O 口接油箱。电磁铁断电时，P<sub>1</sub> 口和 O<sub>1</sub> 口隔断，溢流阀在先导阀弹簧调定压力下工作。通电时，阀的 P<sub>1</sub> 口和 O<sub>1</sub> 连通，主阀芯 2 上腔的油液经 P<sub>1</sub>、O<sub>1</sub>、孔 b 和回油口 O 接回油箱，压力趋于零，由于阻尼孔 a 的作用，进油口 P 在很小的压力下便顶起主阀芯 2，使油液经回油口 O 流向油箱，使系统卸荷。

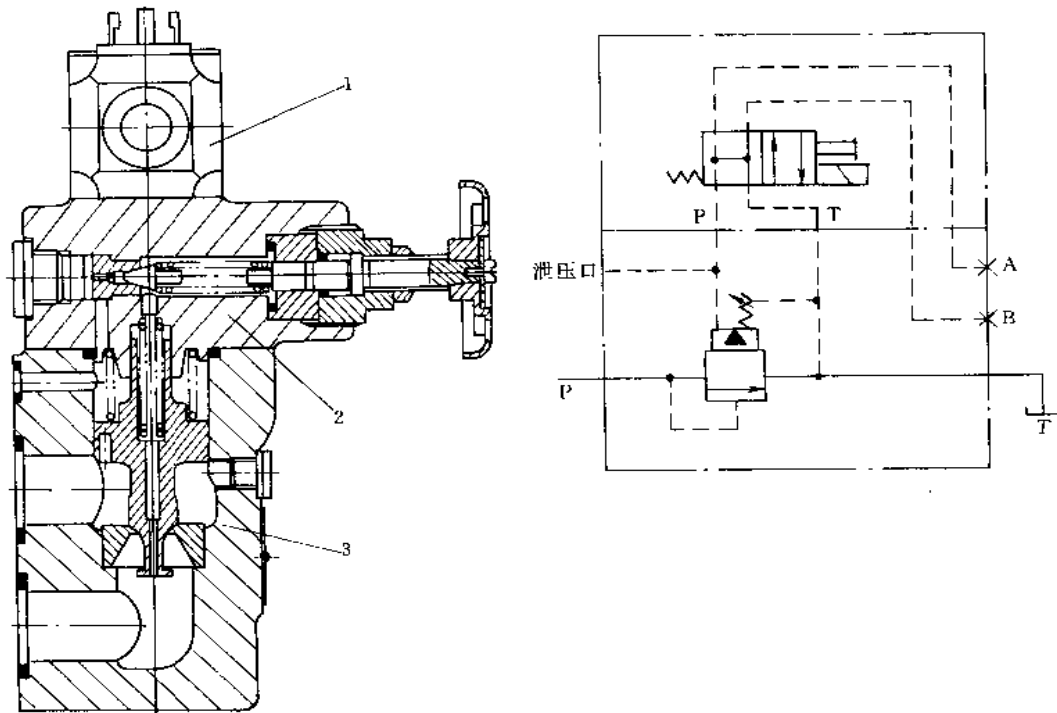


图 1-9-158 电磁溢流阀

1—电磁阀；2—先导阀；3—主阀

图 1-9-158 所示阀的工作原理与图 1-9-157 相同，不同的是阀在电磁铁断电时处于卸荷状态，而当电磁铁通电时，溢流阀在其调定压力下工作。

这种结构的阀为 Vickers 公司产品。

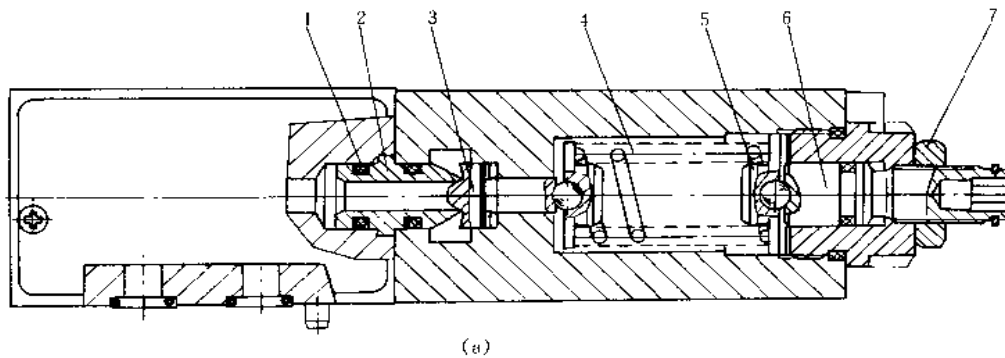


图 1-9-159 叠加式溢流阀 (a)

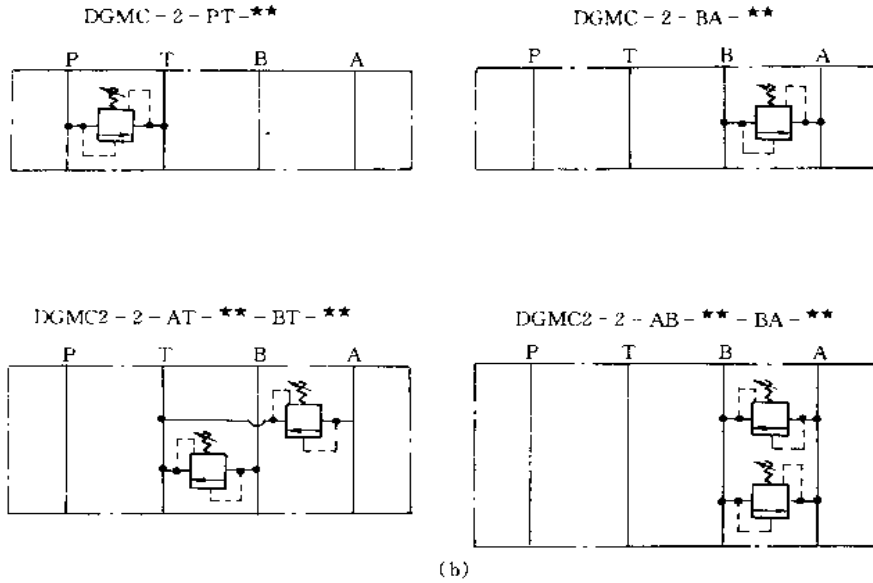


图 1-9-159 叠加式溢流阀 (b)

(a) 结构图; (b) 图形符号

1—O形密封圈; 2—阀座; 3—阀芯; 4—弹簧; 5—弹簧座; 6—调节螺杆; 7—锁紧螺母

图 1-9 159 为叠加式溢流阀。该溢流阀是叠加式安装, 结构仍属于直接作用式。每个阀体都开有四个油道。溢流阀按图形符号所示分别装在不同位置, 与不同油路相接。DGMC2-2-AB型可连接在闭式油马达回路中。DGMC2-2-AT可连接于油缸或油马达的回油路中。叠加式控制阀是集成的液压元件, 节省安装场地, 便于组合液压基本回路, 但是判断故障较困难。

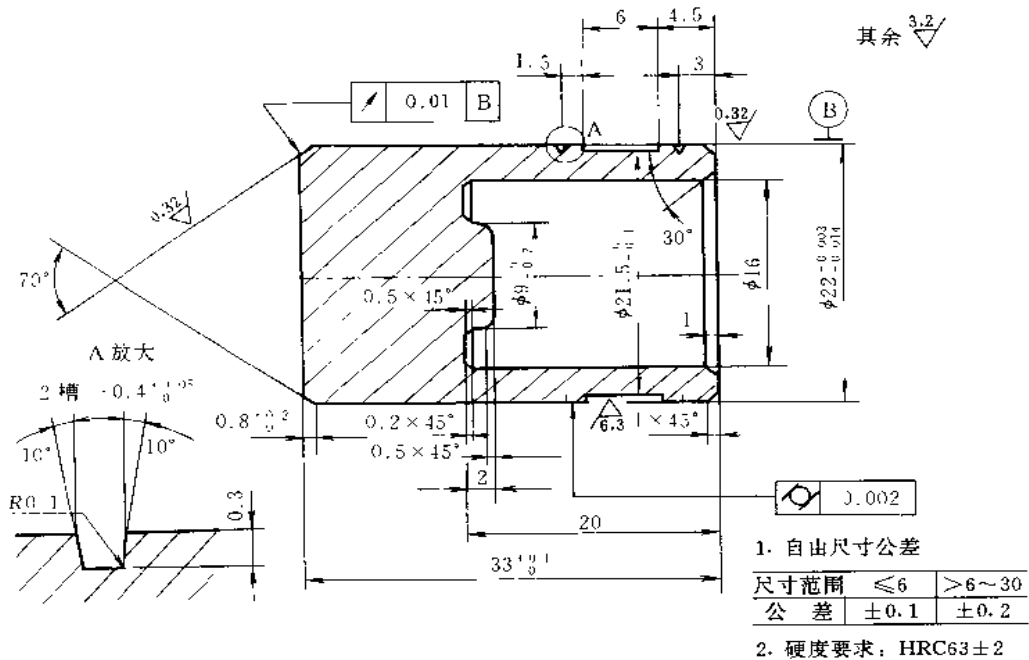
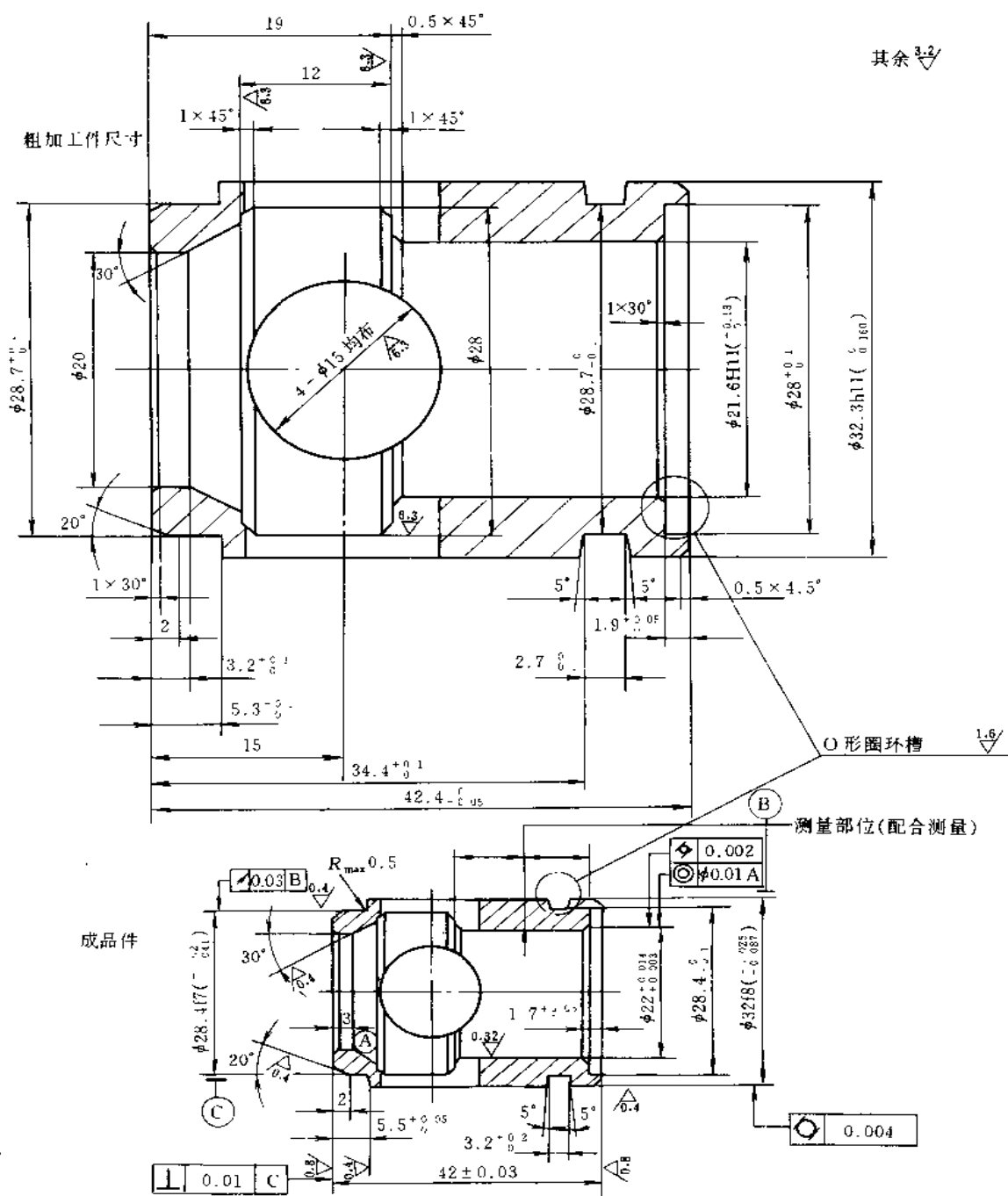


图 1-9-160 二级同心式溢流阀主阀芯 (材料: 20CrMn)



1. 自由尺寸公差

尺寸范围	到 6	>6—30	>30—100	>100—300
公差	±0.1	±0.2	±0.3	

2. 表面硬度要求:

成品件渗氮层深  $0.6^{+0.1}$  HRC54 ± 2

图 1-9-161 二级同心式溢流阀阀套 (材料: 15CrMn)

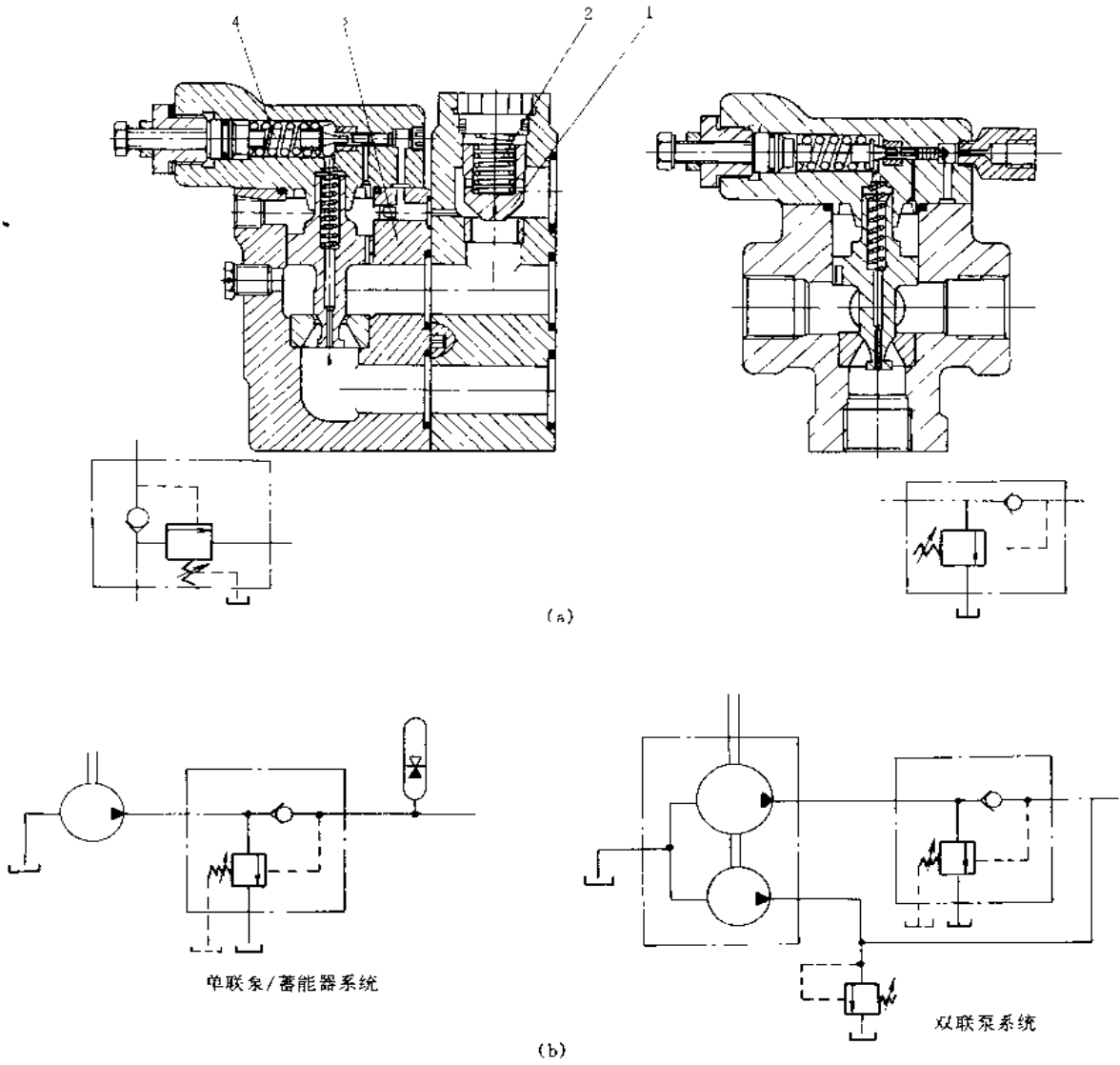


图 1-9-162 卸荷溢流阀及其应用

(a) 卸荷溢流阀结构；(b) 应用示例

1—单向阀；2—单向阀弹簧；3—三级同心式溢流阀；4—调压弹簧

图 1-9-162 卸荷溢流阀为 Vickers 公司产品，不同于国产卸荷阀，它是三级同心式溢流阀与一个单向阀组合而成，使用方便，可用于蓄能器保压和双泵卸荷的系统中，如图 b 所示。

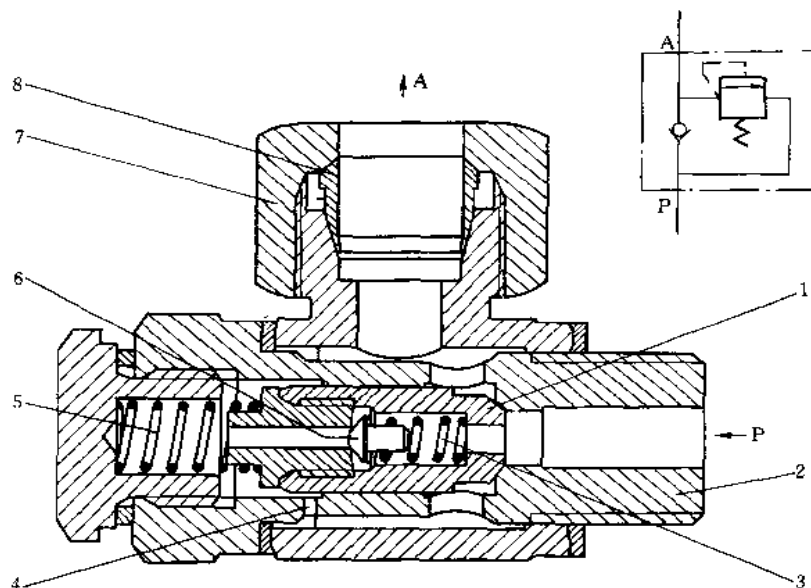


图 1-9-163 溢流补偿式溢流阀

1—单向阀芯；2—阀体连接座；3—溢流阀弹簧；4—阻尼孔；5—单向阀弹簧；6—溢流阀锥阀芯；7—螺母；8—卡套

图 1-9-163 为溢流补偿式溢流阀。当油从 P 口向 A 口流动时，阀芯为单向阀，弹簧 5 为单向阀的作用弹簧。阀芯中央反方向安装一个锥阀芯式的调压阀，通过阻尼孔 4 与 A 口相通。总体结构紧凑，压力可以通过弹簧 3 来调节。该阀可用于油压机等工作腔保压的回路中。当系统压力升高打开锥阀芯时，A 口油向 P 口溢流，可补偿由于弹簧力的变化而引起的压力波动，使压力保持稳定。

该溢流阀为 Bosch 公司产品。

图 1-9-164 为 Bosch 公司生产的高低压双控溢流阀，该阀体内装有两个调压阀，一个调高压，一个调低压。弹簧力分别靠调节螺栓 8、9 调节。单向阀阀芯 2 在 a 腔压力油及弹簧 1 作用下向上顶住膜片，使 P 口与 T 口断开，压力油进入工作油路或蓄能器，压力油经 a 腔及油孔进入 b 腔。控制柱塞 4、5，在 d、e 腔油压作用下与弹簧力相平衡，处于图示位置。d 腔与 B 油口相通，即与蓄能器或工作油路相通。当 B 口压力低于弹簧 7 所调定压力时，阀芯 5 在弹簧 7 作用下下移，打开阀口，b、d 两油腔连通，b 腔压力油进入蓄能器或工作油路充电，弹簧 7 调定系统最低压力。当工作油路或蓄

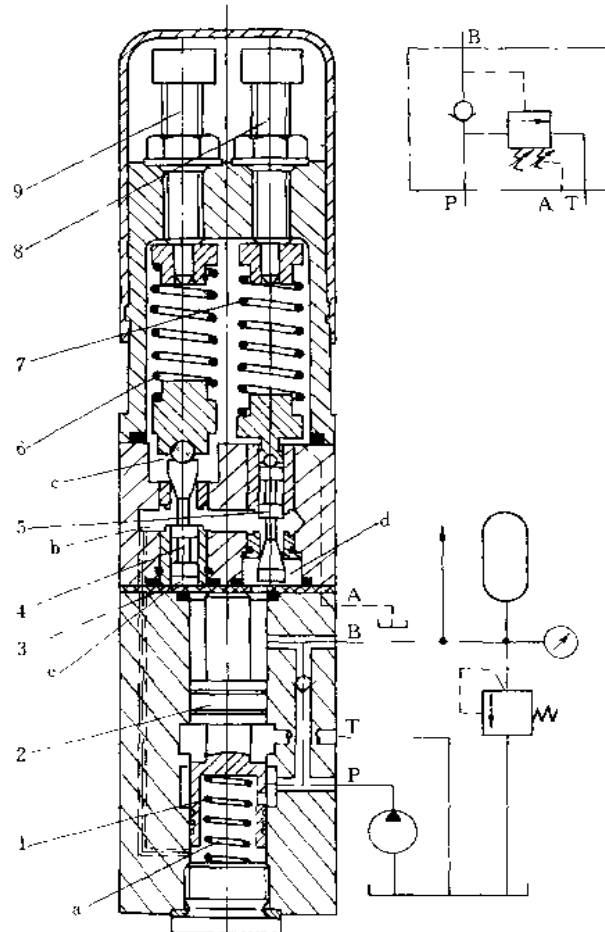


图 1-9-164 高低压双控溢流阀

1—弹簧；2—单向阀阀芯；3—膜片；4—高压控制柱塞；5—低压控制柱塞；6、7—弹簧；8、9—弹簧力调节螺栓

能器压力升高大于控制柱塞 4 上端的弹簧调定压力，柱塞 4 上移，打开阀口，b、c 油腔连通，单向阀 a 腔压力油经油孔与 b 腔相通，经阀口溢流回油箱，单向阀阀芯下部 a 腔压力下降，在 B 口压力油作用阀芯上端，克服弹簧力下移，P、T 两油口通，液压泵卸荷。此时阀芯 5 处于图中位置，b、d 两油腔断开，工作油路或蓄能器保持弹簧 6 调定的压力。由此可见，该阀能在低压时向蓄能器充油，而在高压时又能使液压泵自动卸荷，工作油路维持高压，故又称为蓄能器充液阀。

## (2) 减压阀

减压阀是将出口压力调节到低于进口压力的压力控制阀。按结构形式可分为直动式减压阀和先导式减压阀。按调压方式又可分为定值减压阀（亦称减压阀）、定差减压阀和定比减压阀。定值减压阀多为先导式结构，定差减压阀和定比减压阀多为直动式结构。

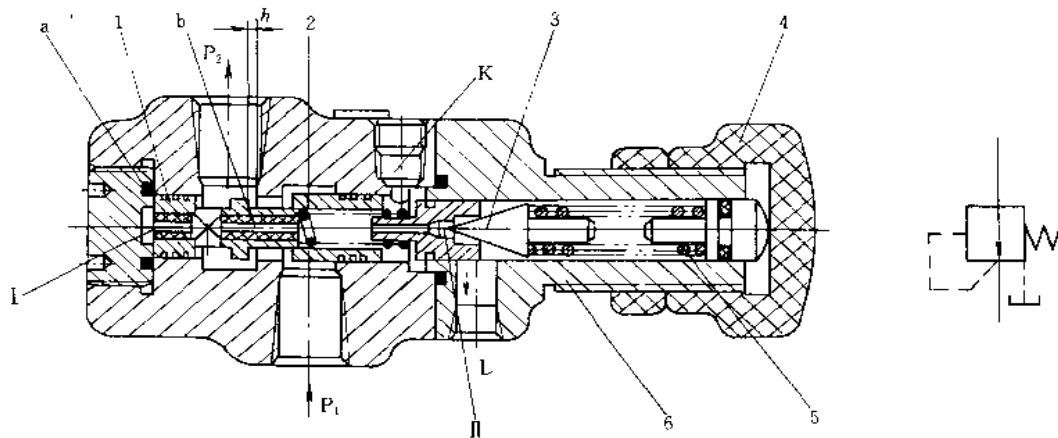


图 1-9-165 一级同心式减压阀（管式）结构

1—主阀芯；2—平衡弹簧；3—先导阀；4—调压手柄；5—调压弹簧；6—阀体；  
a—通道；b—阻尼孔； $P_1$ —进油口； $P_2$ —出油口；L—泄油口；K—遥控口

从进油口  $P_1$  流入的压力油（也称一次压力油）经主阀芯 1 和阀体 6 形成的减压缝隙  $h$ ，再从出油口  $P_2$  流出，由于油液流过缝隙时压力损失，所以出油口  $P_2$  流出的压力油（也称二次压力油）低于进口压力  $P_1$ 。 $P_2$  口的油通工作油路，同时又经孔 a 和阻尼孔 b 分别进入 I、II 油腔，进入 II 的油液作用在先导阀阀芯 3 上。当负载较小，出口压力  $p_2$  低于调压弹簧 5 所调定的压力时，先导阀关闭，主阀芯 1 上下油腔压力油压力均等于  $p_2$ 。主阀芯在平衡弹簧 2 作用下处于最左端，此时  $h$  最大，不起减压作用， $p_1 = p_2$ 。当负载增加， $p_2$  上升，当  $p_2$  大于调压弹簧 5 调定的压力时，先导阀打开，主阀芯弹簧腔油液经泄油口 L 流回油箱。由于阻尼孔 b 的作用，I 腔压力大于 II 腔压力，主阀芯在两端压差的作用下克服弹簧力右移， $h$  减小而起节流



液阻的作用， $p_2$  下降，直至两端压差的作用力和主阀芯上的弹簧力相等时，主阀芯平衡，此时  $p_2$  保持某一定值。

若由于外来干扰使  $p_1$  上升，而主阀芯仍处于原位，则  $p_2$  也将升高，使主阀芯右移， $h$  减小， $p_2$  又降低，从而使  $p_2$  基本维持不变。

调节调压手柄可获得不同的输出压力  $p_2$ 。K 口为减压阀的遥控口，接远程调压阀可以实现多级减压。

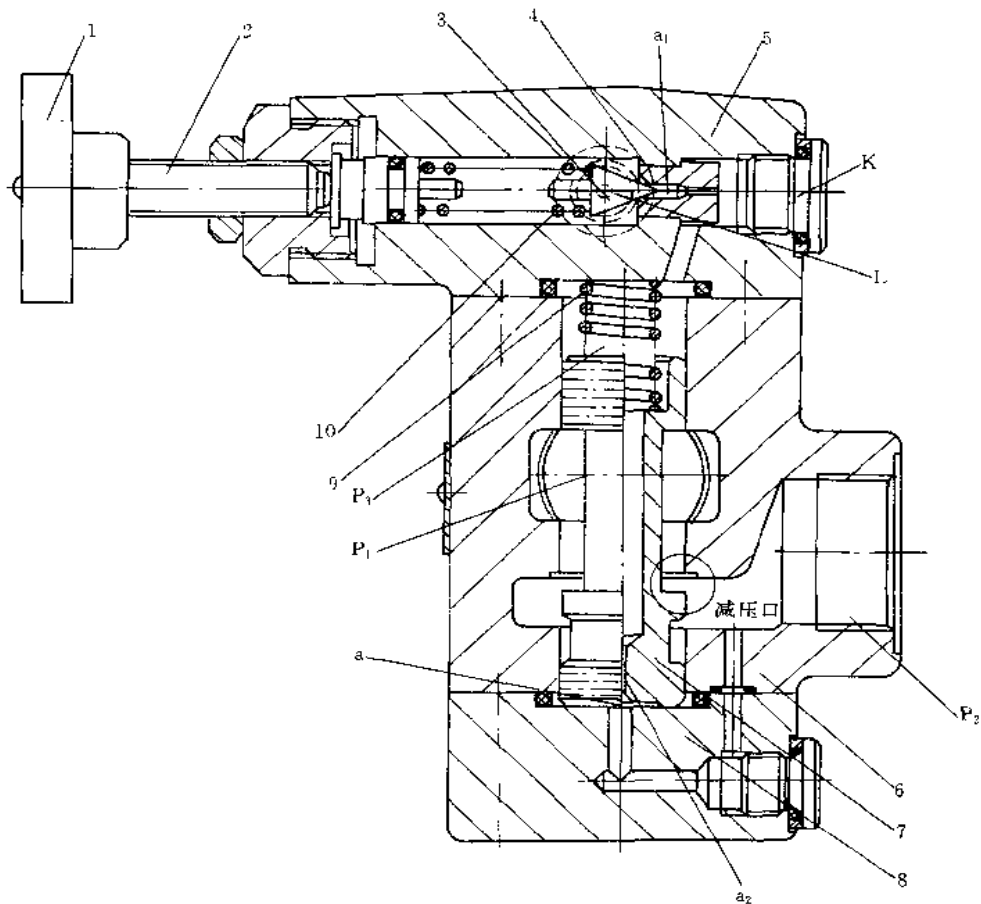


图 1-9-166 JF 型减压阀

1—手轮；2—调压螺钉；3—先导阀芯；4—先导阀座；5—先导阀体；6—主阀体；7—主阀芯；8—阀盖；  
9—平衡弹簧；10—调压弹簧；  
K—外控口；L—泄油口； $P_1$ —进油口； $P_2$ —出油口； $a_1$ 、 $a_2$ —小孔；a—主阀下腔

图 1-9-166 为 JF 型减压阀，工作原理与图 1-9-165 的减压阀基本相同，不同的是先导阀与主阀的相对安装位置不同，前面的阀可称为 P 型，本阀可称为 JF 型。这种结构主要是为了适合高压而设计的。

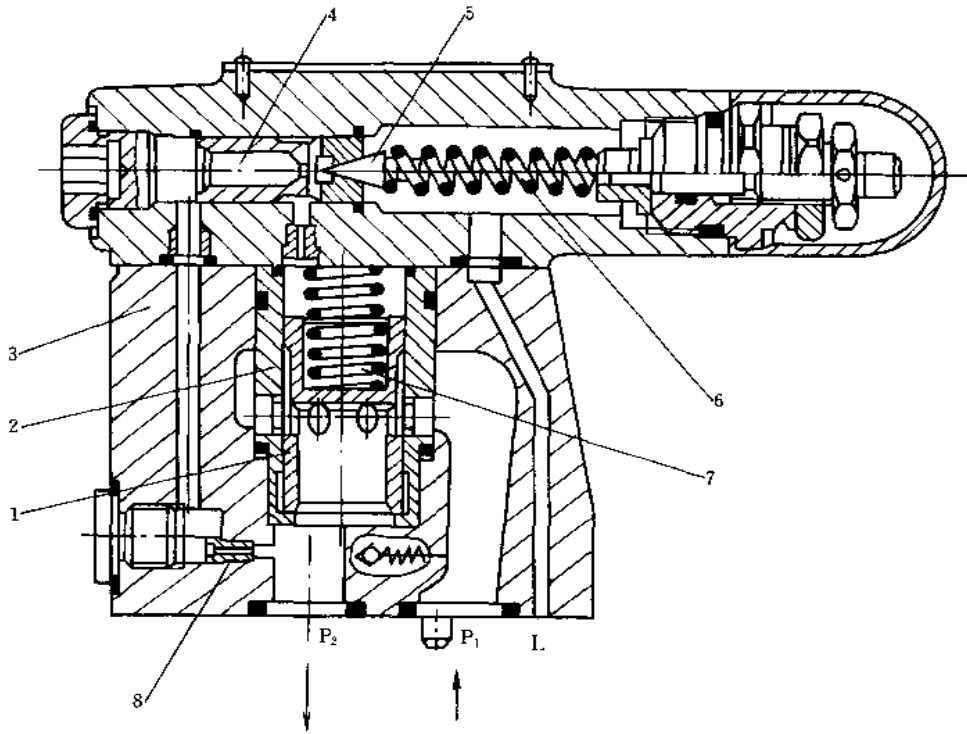


图 1-9-167 DR 型减压阀

1—主阀芯；2—阀套；3—阀体；4—先导阀座；5—先导阀芯；6—调压弹簧；7—平衡弹簧；8—阻尼孔

图 1-9-167 为 DR 型减压阀，工作原理与 1-9-165 基本相同，为一级同心滑阀式减压阀。压力油经主阀芯圆周小孔流向减压口  $P_2$ ，同时经阻尼孔流入先导阀腔。其特点是平稳性好，受进口压力变化干扰小，降压值大。

北京液压件厂 DR 系列阀有 10、15、20、25、32 通径，调压范围 0.3~32MPa 和 1~32MPa。美国 Vickers 公司 X (C) G2V 系列有 6、8、10 通径，调压范围 2~3.5MPa、5~7MPa、5~14MPa、5~21MPa、5~33MPa。

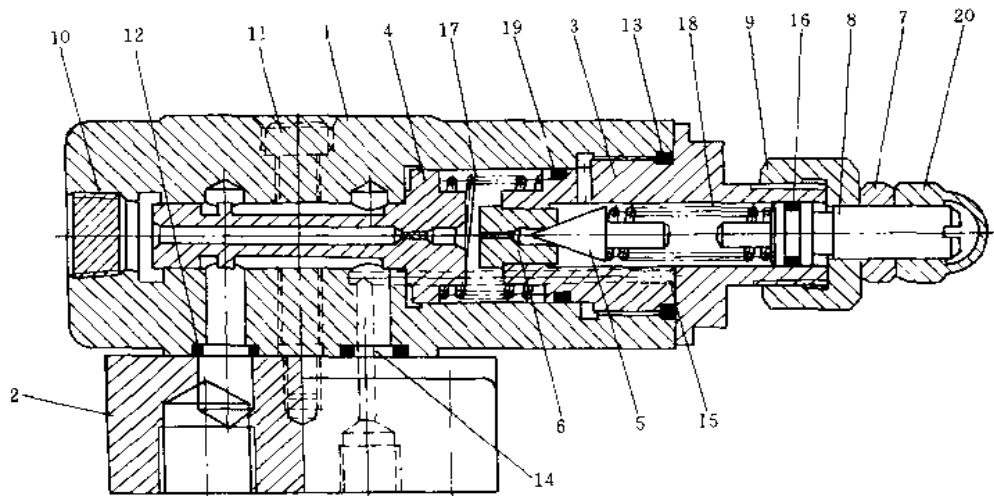


图 1-9-168 RBE 系列减压阀

1—阀体；2—连接板；3—阀盖；4—主阀芯；5—先导阀阀芯；6—先导阀座；7—锁紧螺母；8—调节螺杆；9—螺母；10—孔塞；11—螺栓；12、13、14、15、16、19—O形密封圈；17、18—弹簧；20—螺纹端螺母

图 1-9-168 所示的 RBE 系列减压阀最高调定压力为 1~7MPa、1~14MPa、1~21MPa、1~30MPa，调压范围较宽，允许背压 0.5MPa。

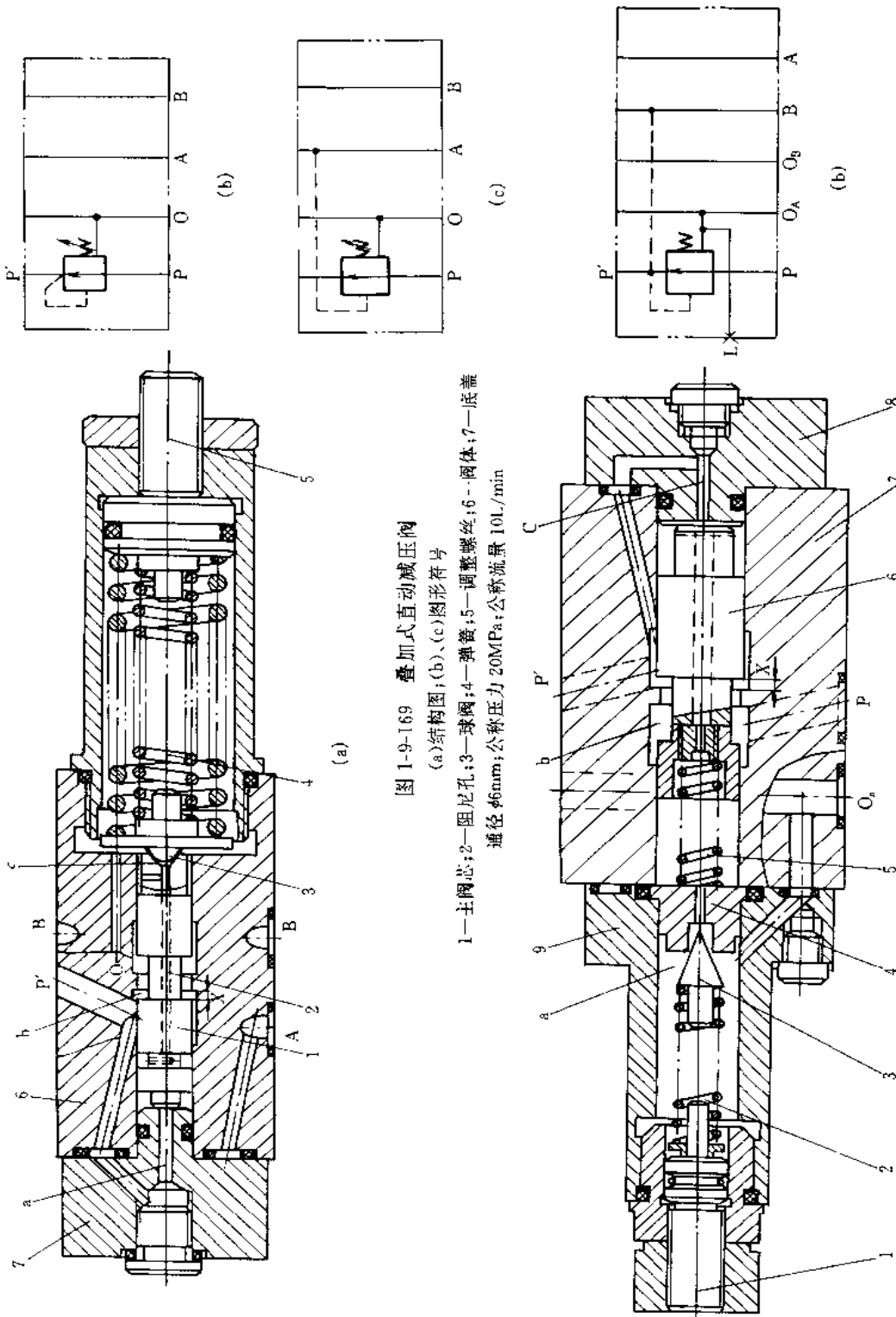


图 1-9-169 叠加式直动减压阀

(a) 结构图; (b)、(c) 图形符号

1—主阀芯; 2—阻尼孔; 3—球阀; 4—弹簧; 5—调整螺丝; 6—阀体; 7—底盖  
口径  $\phi 6\text{mm}$ ; 公称压力 20MPa; 公称流量 10L/min

图 1-9-170 叠加式先导减压阀

(a) 结构图; (b) 图形符号

1—调整螺丝; 2—调压弹簧; 3—先导锥阀; 4—先导阀座; 5—主阀弹簧; 6—主阀芯; 7—阀体; 8—底盖; 9—上盖  
口径  $\phi 10\text{mm}$ ; 最高压力 20MPa; 公称流量 40L/min

图 1-9-169 所示为叠加式直动减压阀，使用时不需另外的连接件，以阀体本身作为连接体，便于集成。图中所示位置：阀芯底部压力油是从出口  $P'$  引入的，所以该阀输出压力是根据出口压力变化调节的，其图形符号见图 b。该阀也可将阀底盖和阀体相对位置转动  $180^\circ$ ，阀芯底部压力油从 A 口引入，此时阀输出压力根据 A 口油的压力变化调节，其图形符号见图 c。

图 1-9-170 所示的叠加式先导减压阀也可改变阀体同底盖的相对位置而改变外控油路的方式，同时先导阀可内泄于  $O_A$ ，也可外泄于 L 口，此时只需将上盖转  $180^\circ$  后，将 L 口外接油管即可。

使用减压阀时，一定要使泄油口接油箱，不能将泄油口与阀的出油口连接一起，否则会因减压阀出油口的压力油进入锥阀芯上面而影响锥阀芯的受力，使其难以开启。对于高压系统，减压阀的进、出油口压力差不宜过大，否则在流量变化时，出口压力不稳定。

以上两种叠加式减压阀均为大连组合机床研究所液压件厂的产品。

单向阀与减压阀组合在一个阀体内即为单向减压阀，其作用和减压阀基本相同。但当油反向流动时，直接从单向阀通过，而不受减压阀的限制。

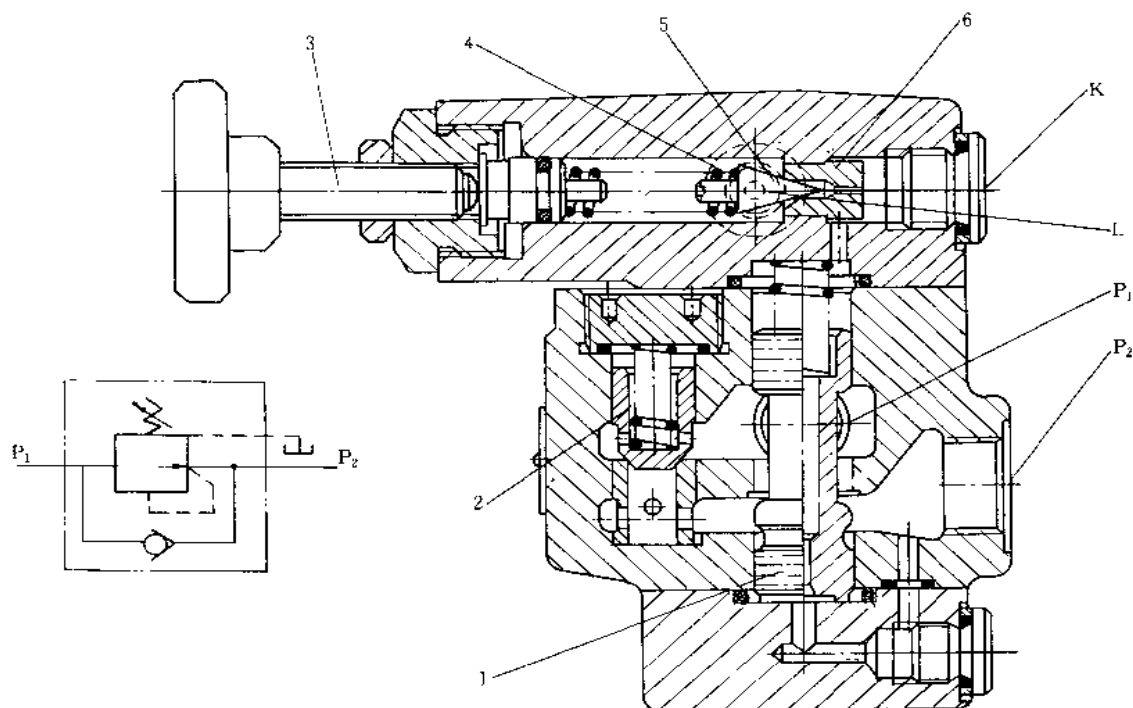


图 1-9-171 JDF 型单向减压阀

1—主阀芯；2—单向阀；3—调压手柄；4—调压弹簧；5—先导阀阀芯；6—先导阀座  
K—控制油口；L—泄油口； $P_1$ —一次压力（进）油口； $P_2$ —二次压力（出）油口

图 1-9-171 所示的 JDF 型减压阀是一个单向阀与 JF 型减压阀并联而成，仍属于高压系列的阀。

$P_1$  进油， $P_2$  出油时，单向阀反向截止，油必须经过减压阀流过，其调节作用与 JF 阀相同。 $P_2$  进油时，打开单向阀直接流到  $P_1$  油口，油流不经过减压阀。

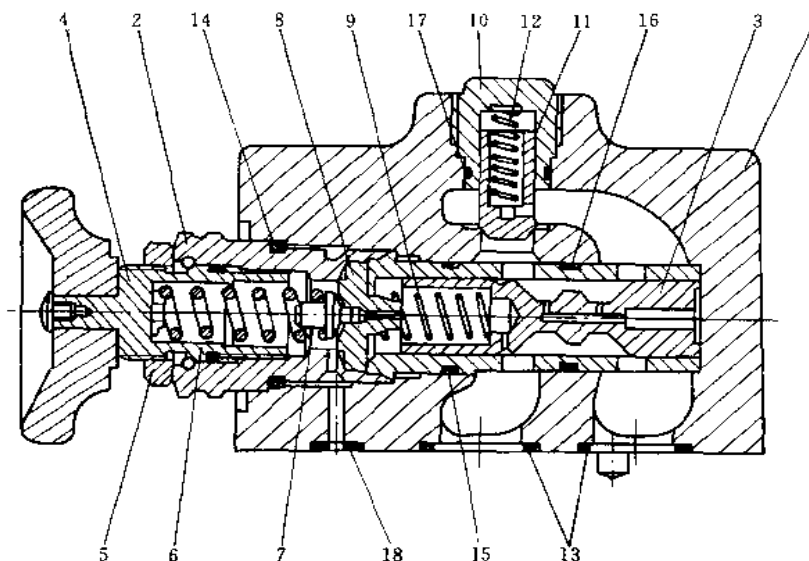


图 1-9-172 DR 系列单向减压阀

1—阀体；2—先导阀体；3—主阀芯；4—弹簧调节座；5—锁紧螺母；6、9、12—弹簧；7—锥阀；8—锥阀座；10—单向阀体；11—单向阀阀芯；13、14、15、16、17、18—O形密封圈

图 1-9-172 为 DR 系列单向减压阀，出口压力可调范围 1~32MPa，额定流量有 80、160、300L/min，在最大调定压力下，泄油口流量不大于 1L/min。

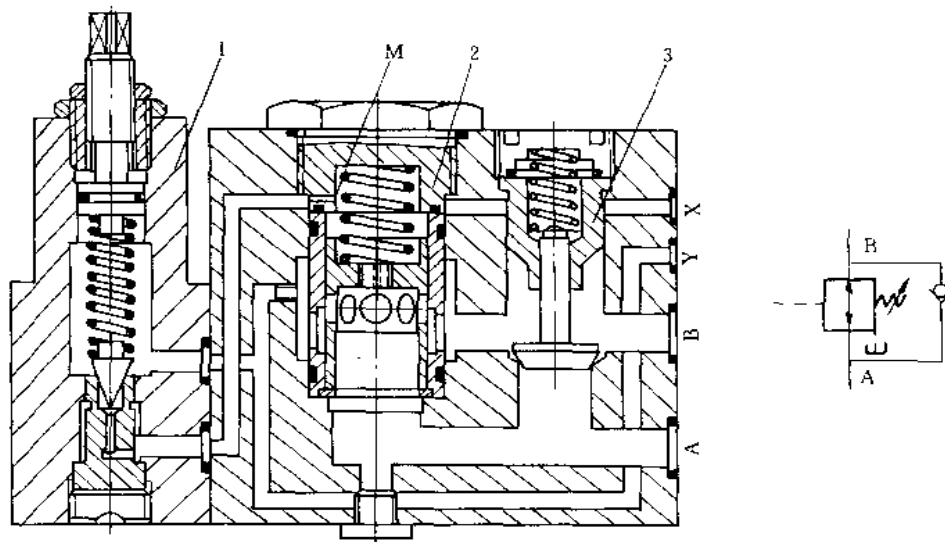


图 1-9-173 外控单向稳压阀

1—先导阀；2—减压阀；3—单向阀；M—阻尼孔

图 1-9-173 所示为 Bosch 公司生产的外控单向稳压阀，该阀属高压系列产品，除具有先导式减压阀功能外，还具有外部控制功能。外控油口 X 进来的控制油作为控制信号，可以减小因工作负载的变化而引起的压力波动。

当控制油压力大于先导阀调定弹簧力时，先导阀打开，油经 Y 油口流回油箱，由于减压阀的阀套有一个小阻尼孔 M 与先导阀相通，主阀芯上腔压力降低，主阀芯上移至一定位置，阀芯上、下腔受力重新平衡，使减压缝隙减小，出油口压力降低，当出口压力受干扰降低时，控制油能使其阀芯处于最大开度，补偿压力。

### (3) 顺序阀

顺序阀是利用液压系统的压力来控制油路的通和断的压力控制阀。它可用于实现执行元件的顺序动作或作为回路的背压阀。

顺序阀按结构形式可分为直动式顺序阀和先导式顺序阀；按控制方式可分为内控式顺序阀和外控式顺序阀。将内控顺序阀的下端盖旋转 90° 或 180° 安装，并去除外控口丝堵，即可变成外控顺序阀。

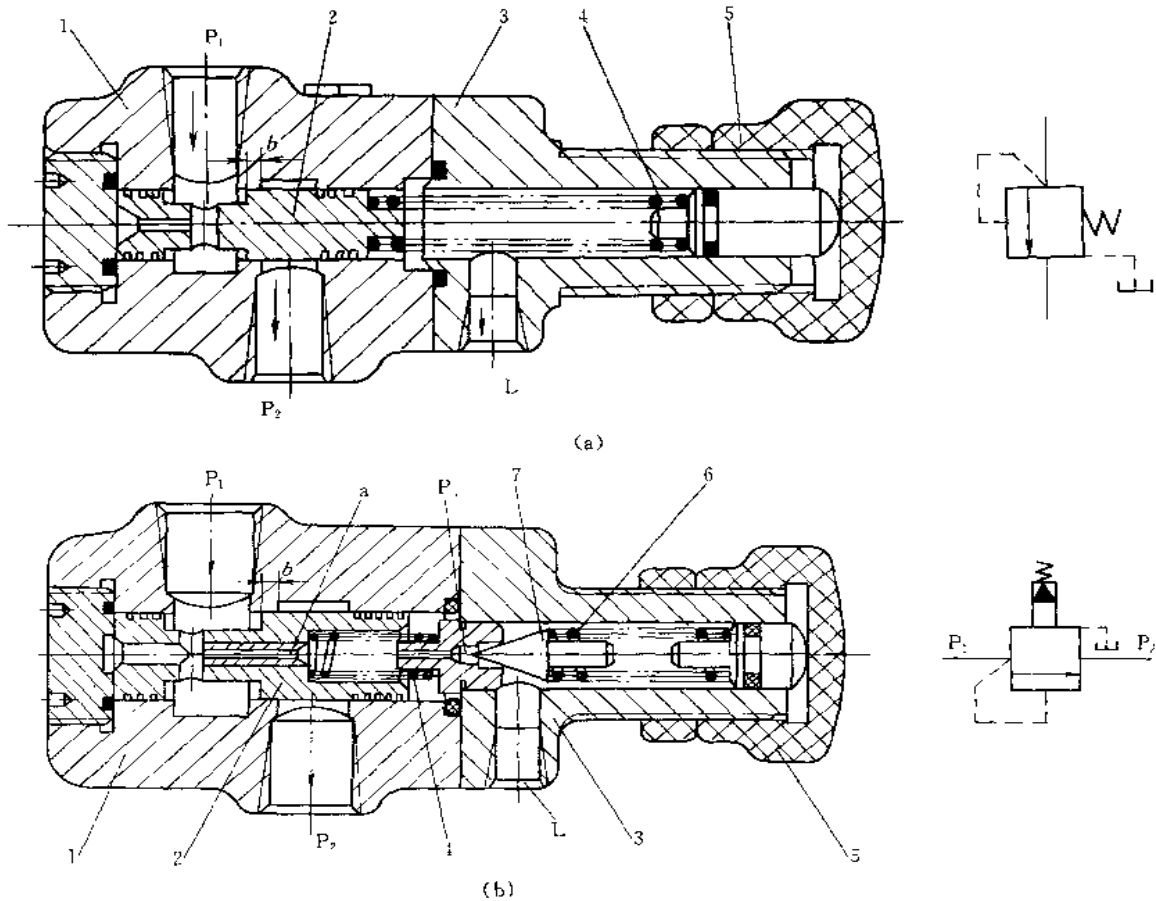


图 1-9-174 顺序阀

(a) 直动式顺序阀；(b) 先导式顺序阀

1—阀体；2—阀芯；3—阀盖；4—弹簧；5—调压手柄；6—调压弹簧；7—先导阀

图 1-9-174a 所示为直动式顺序阀。从  $P_1$  口进入的压力油（也称一次压力油）通过阀芯轴向孔作用到阀芯底部。当  $p_1$  小于调定压力（即弹簧预紧力） $p_0$  时，油路处于关闭状态（ $b > 0$ ），当  $p_1$  大于  $p_0$  时，阀芯克服弹簧力上移（ $b < 0$ ），油路接通，阀芯到达一个新的平衡位置，油从  $p_2$  口流出。调整弹簧的预压缩量即能调节打开顺序阀所需的液压力。直动式顺序阀调定压力不大于  $800\text{N/cm}^2$ 。

图 1-9-174b 所示为先导式顺序阀。压力油经主阀芯轴向、径向孔分别进入阀芯底部和弹簧腔，又进入先导阀腔，当  $p_1$  小于先导阀调定压力时，油压处处相等（均为  $p_1$ ），主阀芯在相等的液压力和上端弹簧力作用下，处于图中关闭状态。当  $p_1$  大于先导阀调定压力时，先导阀打开，油经泄油口 L 流回油箱。油流经阻尼孔 a 的阻尼作用， $p_3 < p_1$ ，主阀芯在两端压差作用下克服复位弹簧 4 的弹簧力上移，此时  $b < 0$ ，油路接通，油液从  $p_2$  口流出。调节调压手柄，

改变弹簧预紧力，可改变顺序阀的开启压力。

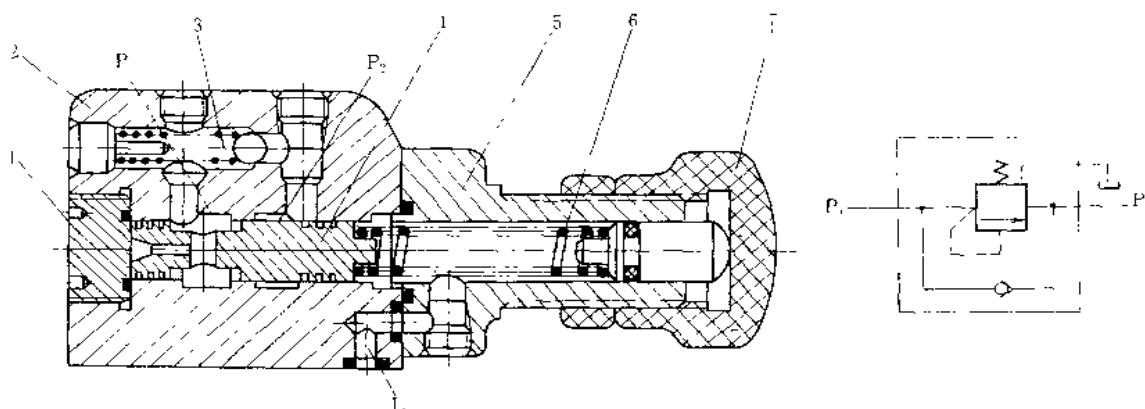


图 1-9-175 单向顺序阀

1—底块；2—阀体；3—平衡弹簧；4—主阀芯；5—上盖；6—调压弹簧；7—调压手柄

图 1-9-175 为单向顺序阀，它由顺序阀和单向阀并联而成。当油液从  $P_1$  口进入时，单向阀关闭，进油口压力超过调压弹簧的调定值时，顺序阀打开，油液从  $P_2$  口流出。当油液从  $P_2$  口进入时，经单向阀从  $P_1$  口直接流出，而顺序阀不起作用。

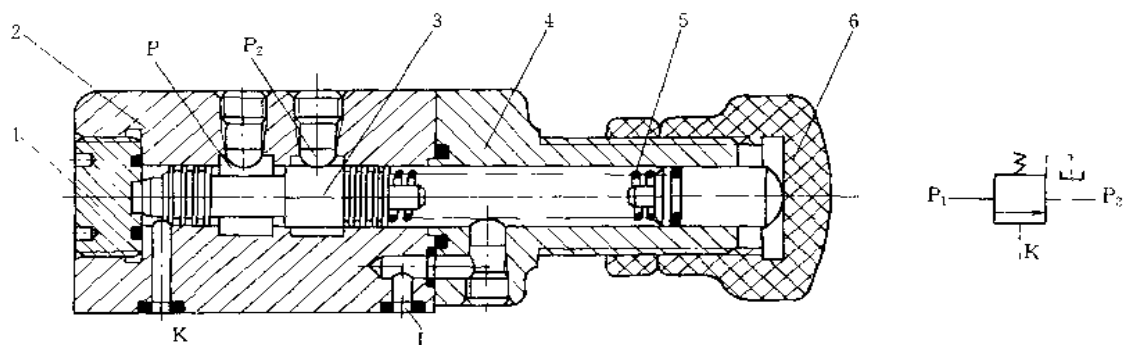


图 1-9-176 外控顺序阀

1—底块；2—阀体；3—阀芯；4—上盖；5—调压弹簧；6—调压手柄

图 1-9-176 为外控顺序阀。它和一般顺序阀主要区别在于阀芯是实心的，从  $P_1$  口进入的压力油不能进入滑阀底部，滑阀底部的控制压力油由控制口  $K$  引入。当控制油压超过弹簧的调定压力时，阀口打开， $P_1$  口、 $P_2$  口接通。阀口的开启和闭合与阀的主油路进油口压力无关，而是决定于控制口  $K$  引入的控制油的压力。

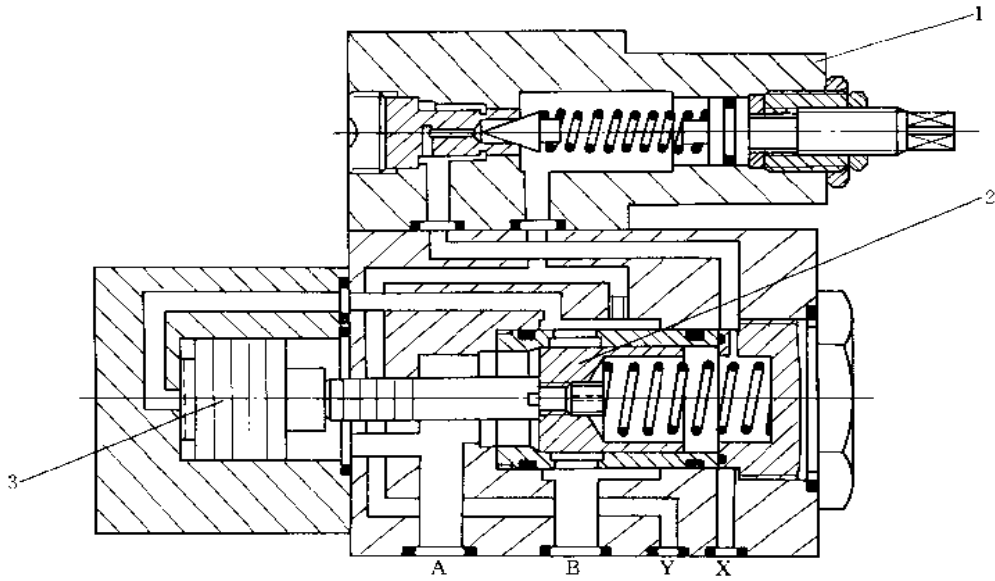


图 1-9-177 外控单向顺序阀  
1—先导阀；2—主阀及单向阀；3—控制活塞

图 1-9-177 为 Bosch 公司生产的高压系列外控单向顺序阀。单向阀就是主阀芯 2。B 油口进来的压力油流到控制活塞左端，当所受液压力大于主阀芯右端的弹簧力时，主阀芯右移，B 油口与 A 油口相通。由于控制活塞面积较大，故开启压力较小，此时阀 2 相当于单向阀。X 油口进来的控制油作用于先导阀阀芯，产生的液压力大于先导阀弹簧力时，则先导阀打开，也使主阀右腔压力下降，A 油口的压力油推动主阀芯右移，A 口压力油流到 B 油口。

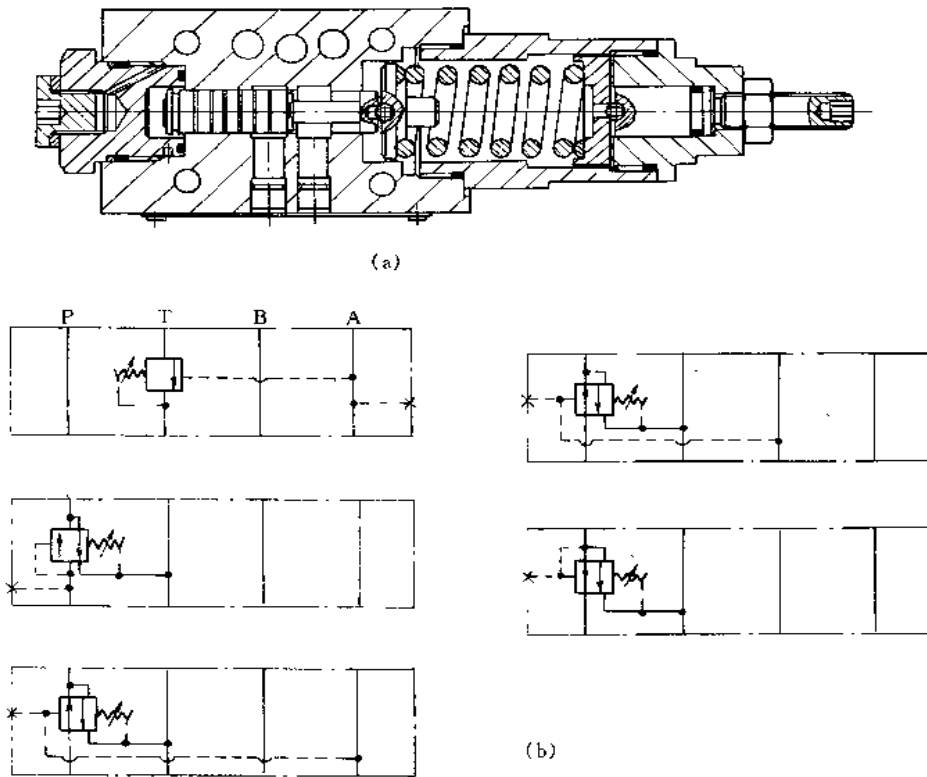


图 1-9-178 叠加式多功能压力阀  
(a) 结构图；(b) 图形符号



图 1-9-178 所示为 Vickers 公司生产的 DG 系列叠加式多功能压力阀。可以实现一阀多用, 结构简单, 安装在不同管路中, 由不同油路控制, 可以实现不同的功能, 参见图 b。连在 T 油路, 由 A 油口引控制油, 实现平衡功能; 连在 P 油路, 由 P 油路引控制油, 实现顺序动作功能; 连在 P 油路, 分别有 A、B、P 油路控制, 实现减压功能。

#### (4) 压力继电器

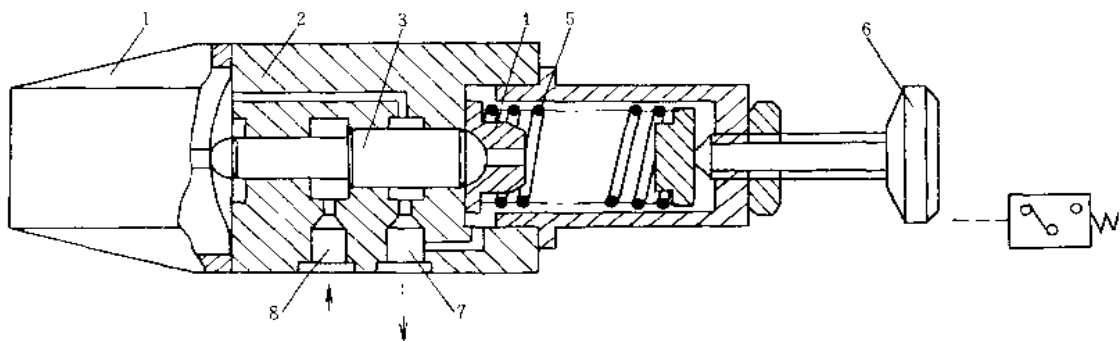


图 1-9-179 PF 型差动柱塞式压力继电器

1—微动开关; 2—阀体; 3—柱塞; 4—弹簧座; 5—调压弹簧; 6—调节手柄; 7—泄油口; 8—进油口

压力继电器是将液体压力信号转换成电信号的转换元件。当液压系统压力达到继电器调定压力时, 接通电气微动开关, 发出电信号, 控制电磁铁或电机等。电气元件按结构可分为柱塞式、弹簧管式、膜片式、波纹管式等。

图 1-9-179 为 PF 型差动柱塞式压力继电器。液压油作用于柱塞圆环面上, 当液压力大于调定的弹簧力时, 柱塞右移, 微动开关发出电信号。该元件重复精度及灵敏度较高。

图 1-9-180 为 DP-320 型差动柱塞式压力继电器。液压力作用于柱塞 5 下端面上, 当该力大于柱塞上端作用的弹簧力时, 柱塞上移, 电微动开关闭合, 发出电信号。改变弹簧力则可改变压力继电器动作的调定值。

该元件有带泄油口和不带泄油口两种结构形式。

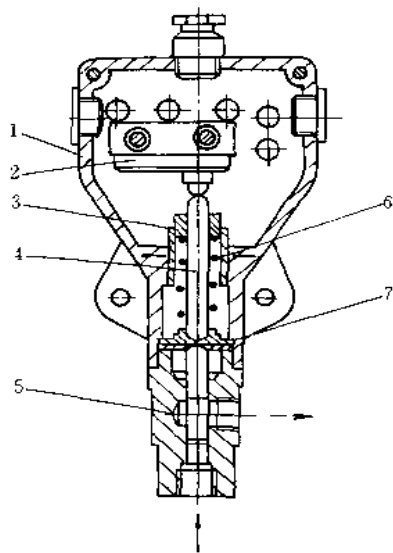


图 1-9-180 DP-320 型差动柱塞式压力继电器

1—壳体; 2—微动开关; 3—调节螺丝; 4—顶杆; 5—柱塞; 6—弹簧; 7—挡板

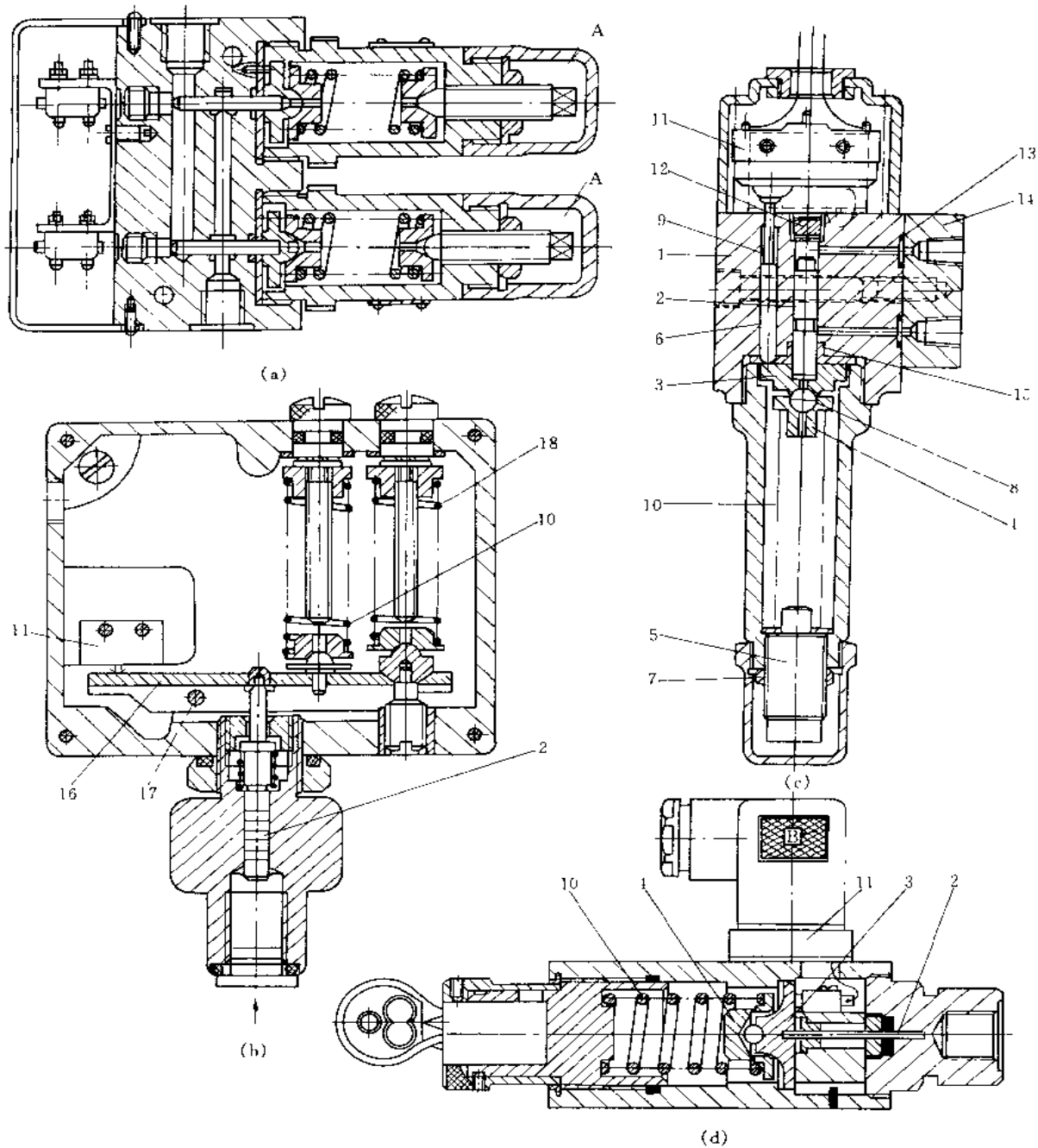


图 1-9-181 柱塞式压力继电器

(a) 双触点柱塞式压力继电器；(b) LDP01 型杠杆式压力继电器；  
 (c) PS 系列柱塞式压力继电器；(d) ST307 系列柱塞式压力继电器

1—主阀体；2—柱塞；3—控制板；4—弹簧座；5—调节螺丝；6—顶杆；7—锁紧螺母；8—钢球；9—橡胶套；10—调压弹簧；11—微动开关；12—孔塞；13、15—O形密封圈；14—连接板；16—放大杠杆；17—销轴；18—差压弹簧

图 1-9-181a 为两个单柱塞式压力继电器并联在一个壳体内组合使用，一个进油口，一个泄油口，在液压系统中作为两个高低压力之间的差压控制装置。

图 b 为带放大杠杆的单柱塞式压力继电器。由于调压弹簧是安装在受力柱塞的外侧，有杠杆的放大作用，故调压弹簧可以用刚度小的弹簧，从而提高了重复精度及灵敏度。差值弹

簧 18 在系统压力高于调压弹簧力时起作用, 提高了元件的稳定性, 减小启动的压力差, 增加灵敏性。

图 c 为日本生产的 PS 系列柱塞式压力继电器, 带外部泄油口, 该元件仍属于柱塞式压力继电器。与 ST 系列工作原理相同。除单独使用外, 还可以两个联合使用, 发出两个电信号, 进行高低压控制。压力调整范围 1~10MPa, 10~35MPa。

图 d 为 Vickers 公司生产的 ST307 系列柱塞式压力继电器。液压力直接作用在柱塞上, 当液压力大于弹簧力时, 柱塞推动弹簧座右移, 微动开关发出电信号。最高设定压力为 35MPa、10MPa。

图 1-9-182 为温州黎明液压机电厂生产的弹簧管式压力继电器。弹性油管内进压力油, 在液压力作用下产生变形, 通过操作杠杆使微动开关动作发出电信号。有两个微动开关可以分别发出调整高、低压力控制的两个电信号, 并带指示灯。最大调定压力有 10、20、40MPa。

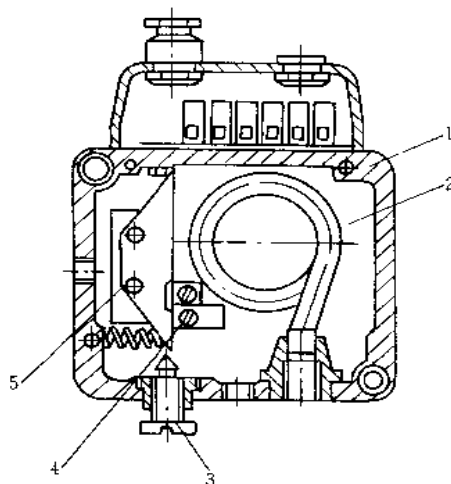


图 1-9-182 HED 型压力继电器  
1—壳体; 2—弹性油管; 3—调节螺钉;  
4—操作杠杆; 5—微动开关

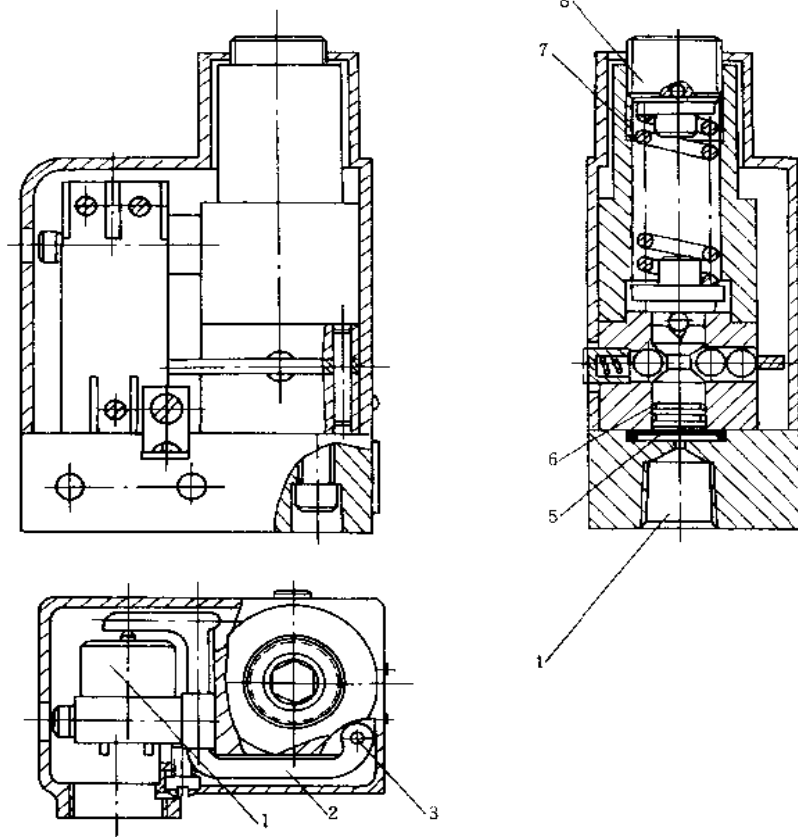


图 1-9-183 薄膜式压力继电器  
1—微动开关; 2—杠杆; 3—销轴; 4—进油孔; 5—膜片; 6—柱塞; 7—调压弹簧; 8—调节螺栓

图 1-9-183 为膜片式压力继电器。压力油作用于一个膜片上，当液压力大于弹簧力时，膜片变形推动柱塞克服弹簧力上移，柱塞锥面推动钢球外移，使杠杆绕销轴转动，微型开关动作，发出电信号。该压力继电器反应速度快，重度精度高，应用在低压和真空系统中。

(5) 组合式压力控制阀

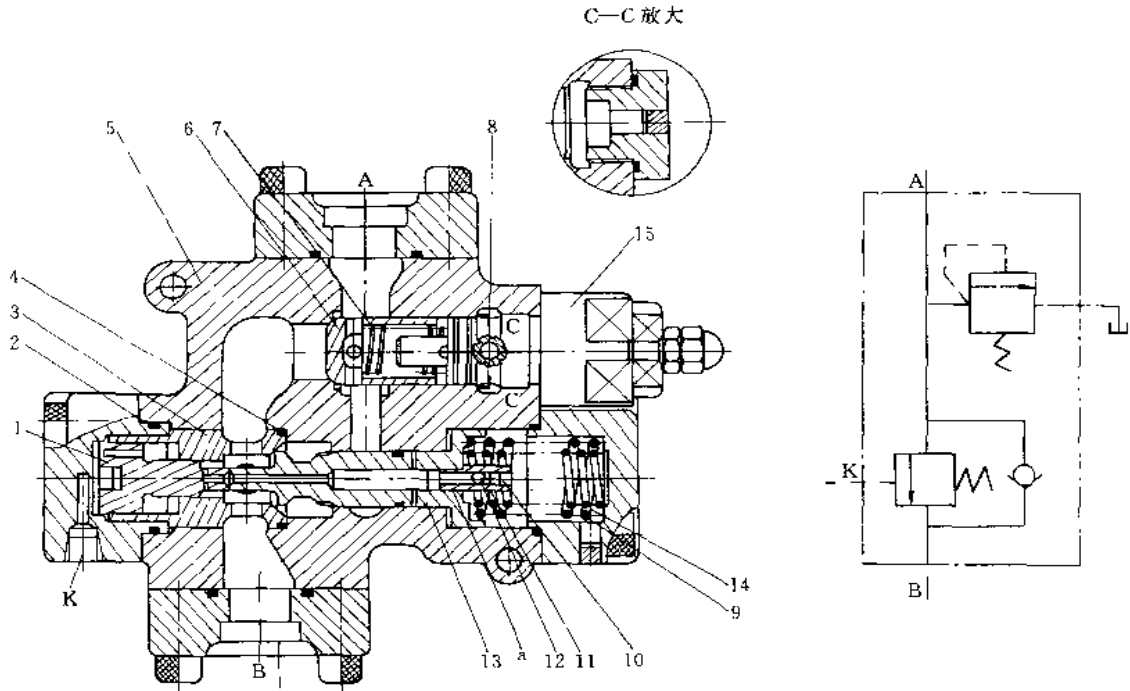


图 1-9-184 带安全阀的单向平衡阀

1—控制阀芯；2、4—O形密封圈；3—控制阀阀体；5—阀体；6—单向阀；7、9、14—弹簧；8—孔塞；10—弹簧座；11—阀套；12—钢球；13—平衡阀阀芯；15—溢流阀；a—孔道

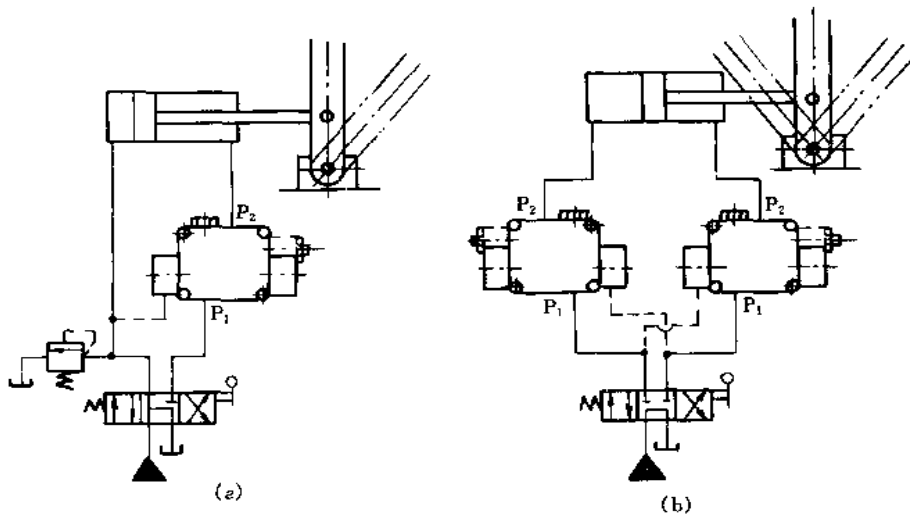


图 1-9-185 带安全阀的单向平衡阀在石油开采设备上的应用

图 1-9-184 为带安全阀的单向平衡阀。溢流阀在液压系统中广泛地用来起安全保护作用，防止液压泵和液压缸、液压马达过载，常被称为安全阀。在建筑工程机械中常与单向平衡阀组合在一起，用于回油路的压力控制。如图 1-9-185 所示。

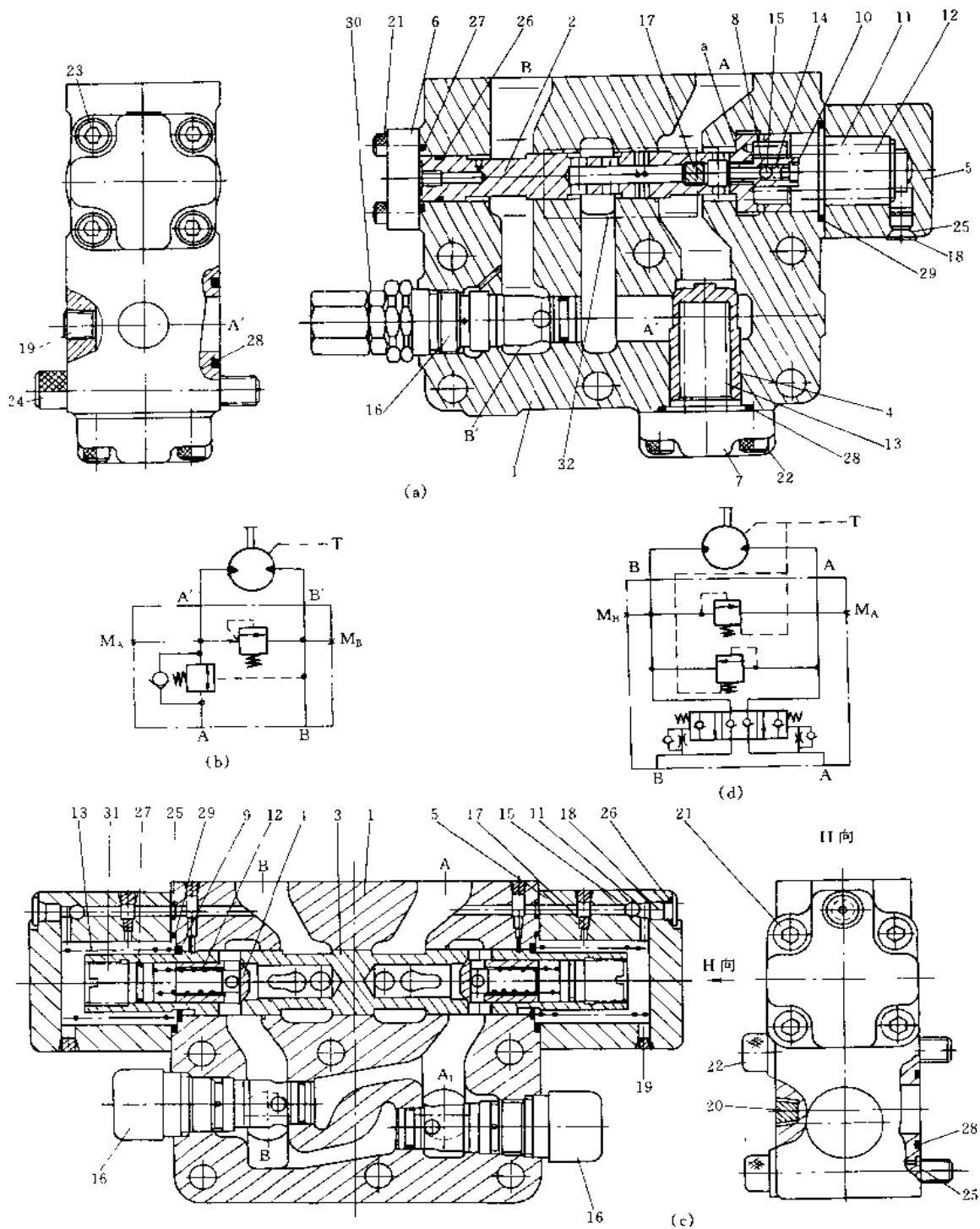


图 1-9-186 液压马达制动阀

(a) RF<sub>1</sub> 型液压马达制动阀; (b) RF<sub>1</sub> 应用回路; (c) RF<sub>2</sub> 型液压马达制动阀; (d) RF<sub>2</sub> 应用回路

1—阀体; 2—平衡阀阀芯; 3—换向阀阀芯; 4—单向阀; 5、6、7—端盖; 8—阀套; 9—套垫; 10—弹簧座; 11、12、13、14—弹簧; 15—钢球; 16—溢流阀; 17、18、19、20—丝堵; 21、22、23、24—螺栓; 25、26、27、28、29—O形密封圈; 30—锁紧螺母; 31—螺塞; 32—铭牌; a—阻尼孔

该阀配置有 DBD 型溢流阀, 锥式单向阀, 允许油从 B 口流向 A 口。K 油口进控制油, 通过控制阀芯与平衡阀右端的弹簧力相平衡。当 K 口控制油大于弹簧力时, 平衡阀阀芯克服弹簧力右移, 打开阀口, 允许油从 A 油口流向 B 口。平衡阀只在回油时 (由 A 向 B 流动) 平衡阀起作用 (B 油口经换向阀接油箱时), 平衡阀阀芯台肩开有三角沟槽, 开启、关闭时有缓冲作用。为了平衡阀芯两端液压力, 阀芯的中心安装一个钢球式单向阀。

高速旋转的液压马达或带有很大惯性负载的液压马达如何能快速的制动是个很重要的问题, 比如用在矿山内燃机车行走机构的液压马达及高炉上送料绞车的液压马达等, 都需要快速制动。图 1-9-186a 为  $RF_1$  型液压马达制动阀就能起这个作用。控制油从 B 口流入, 经阻尼孔流到平衡阀左端, 平衡阀左端受的液压力与右端弹簧力相平衡。当液压力大于弹簧力时, 阀芯右移, A' 口的压力油经平衡阀阀口流到 A 口。平衡阀阀芯内钢球式单向阀起缓冲作用。当油马达制动时, 如果 B 油路 (见图 b) 是压油侧, 则 B 油路会停止供油, 液压马达在惯性力作用下仍将旋转, 并把 B 油路压力油带到 A' 油路, 使 B 油路压力降低, 平衡阀关闭, A' 油路增加油液后, 平衡阀关闭, 油路压力升高, 液压马达在背压下很快制动。当 A' 油路压力高于溢流阀调定压力时, 打开溢流阀溢流。

图 1-9-186c 为  $RF_2$  型液压马达制动阀。其作用与  $RF_1$  型基本相同, 但比  $RF_1$  型控制阀的作用更全面。阀体内有两个溢流阀 16, 分别控制 AA' 和 BB' 油路最高压力, 制动时起背压作用。换向阀的作用是在制动时锁紧油路, 阀芯 3 两端各内设一个单向阀, 并且原进油路的单向阀还能够起补油作用 (由于油马达惯性旋转将压力油带到回油腔侧, 压力下降, A 口可以通过单向阀补油)。这种组合阀大大节省了安装的管路, 使液压系统油路简化, 便于维护管理, 可以在出现故障时及时更换, 更易于排除故障。

#### 4.1.3 流量控制阀

流量控制阀又称流量阀, 是在一定压差下, 通过改变节流口液阻的大小来控制通过节流口流量的液压元件。流量阀包括节流阀、调速阀和分流-集流阀等。

##### (1) 节流阀

节流阀是通过改变节流截面或节流长度以控制流量的一种流量控制阀。它可分为筒式节流阀和可调式节流阀。可调式节流阀又可和其他阀组合成单向节流阀、单向行程节流阀和溢流节流阀等。

图 1-9-187a 所示为 L 型轴向三角槽式节流阀。压力油从进油口  $P_1$  进入, 经孔道 a 和阀芯 2 右端的节流阀槽进入孔 b, 再从出油口  $P_2$  流出。调节流量时可以转动手柄 3, 利用推杆 1 使阀芯轴向移动, 调节节流口的大小。弹簧 4 的作用是使阀芯始终向左压紧在推杆上。

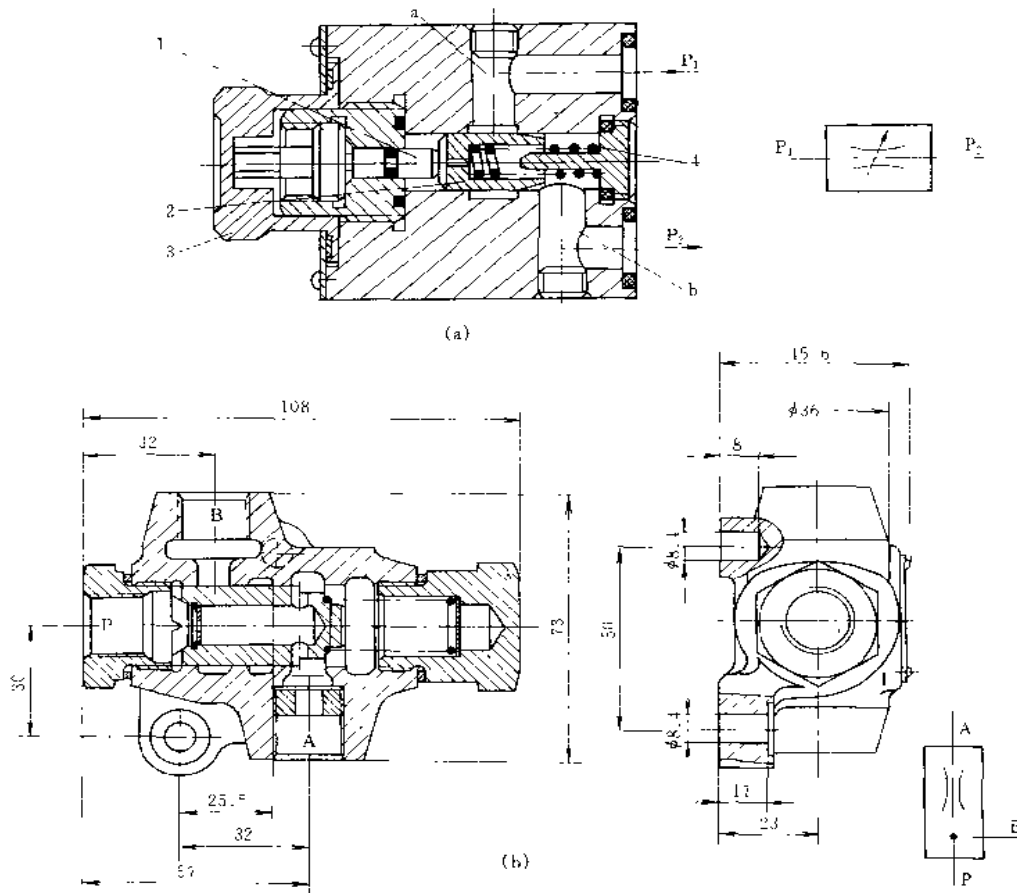


图 1-9-187 节流阀

(a) 轴向三角槽式节流阀及图形符号；(b) HY/VH 系列节流阀图形符号

1—推杆；2—阀芯；3—手柄；4—弹簧

图 1-9-187b 为 Bosch 公司生产的分流式节流阀 (HY/VH 系列) B 口可以外接其他油路。

图 1-9-188a 为叠加式单向节流阀。油从 A' 油口流到 A 油口，作用在阀芯上的液压力克服弹簧力，打开阀口，这时阀芯相当于单向阀。若油从 A 口流到 A' 口，必须经过调节螺杆调好的节流缝隙中流过，则受到节流作用。

图 1-9-188c 所示为单向节流阀。油从油口  $P_2$  进入时，作用在阀芯上的液压力克服弹簧力将阀芯压下，压力油从油口  $P_1$  流出，不经过节流阀节流，这时阀起单向阀的作用。而当油液从油口  $P_1$  进入时，阀芯停在调节杆所限定的位置上，油液只能经过阀芯上的三角沟槽或被调节杆顶开的阀口流向油口  $P_2$ ，这时阀起节流作用。旋动阀上面的螺母可以通过调节杆的移动来改变阀芯的轴向位置，从而改变节流口的开度，调节流量。

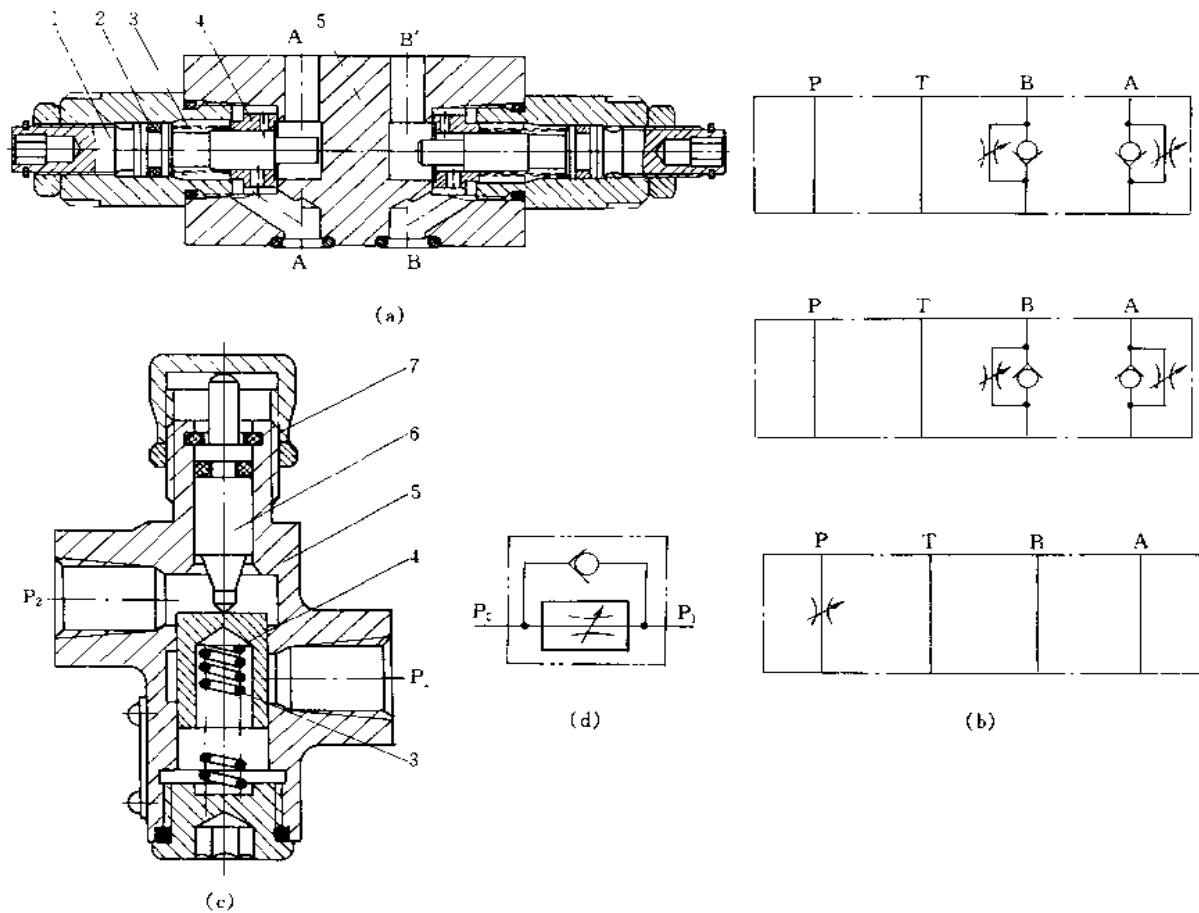


图 1-9-188 单向节流阀及叠加式单向节流阀

(a)、(b) 叠加式单向节流阀及其图形符号；(c)、(d) 单向阀及其图形符号

1—调节螺杆；2—O形密封圈；3—弹簧；4—阀芯；5—阀体；6—调节杆；7—螺母

图 1-9-189a 为溢流节流阀，由一个节流阀和一个差压式溢流阀并联组合而成。由于该阀是通过调节溢流量保持节流阀的流量恒定，所以只能用在进油路上。 $P_1$  口为该阀进油口，油经 a 腔及节流阀口流到 c 腔，并通过阀出油口进入执行机构。进油口的压力油同时流到溢流阀阀芯的左端面。该阀芯右端面与节流阀出油口经 b 油口和 l 油口相通。这样，溢流阀阀芯的左端受进油口液压力作用，右端受节流阀出油口的液压力作用。当出油口压力受负载影响升高或降低时，溢流阀阀芯左移或右移，使溢流阀阀口减小或开大，来调节定量液压泵的溢流量，而使通过节流阀的流量保持不变。安全阀 3 是防止系统过载，起保护作用的。



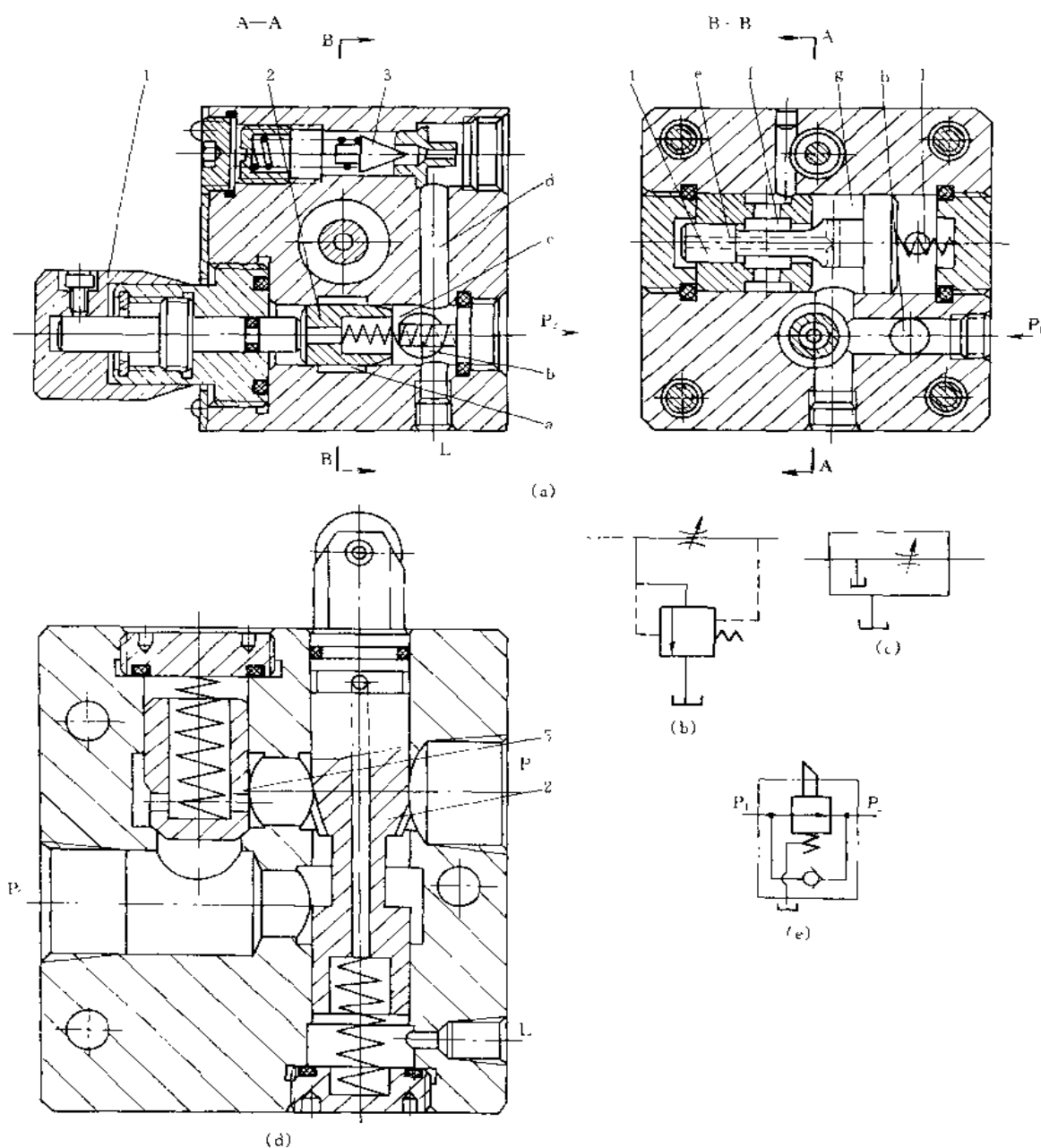


图 1-9-189 溢流节流阀、单向行程节流阀

(a)、(b)、(c) 溢流节流阀及图形符号；(d)、(e) 单向行程节流阀及图形符号

1—旋钮；2—节流阀；3—安全阀；4—溢流阀；5—单向阀

图 d 所示为单向行程节流阀，它实际上是一个机械控制的节流阀和单向阀的组合。使用时，可借助固定于工作机构上的凸块或样板压迫行程阀的滚轮使节流口逐渐关闭，从而减小通过阀的流量，以实现工作机构的减速或逐渐停止。当油液从油口  $P_1$  进入时，由于单向阀的作用，油液必须经过节流阀 2 才能流到油口  $P_2$ ；油液反向流动，即从  $P_2$  进入时，则油液可以顶开单向阀 5 而流到油口  $P_1$ ，而不经节流阀节流。这种阀常用于实现液压执行机构行程末端的缓冲和减速。

(2) 调速阀

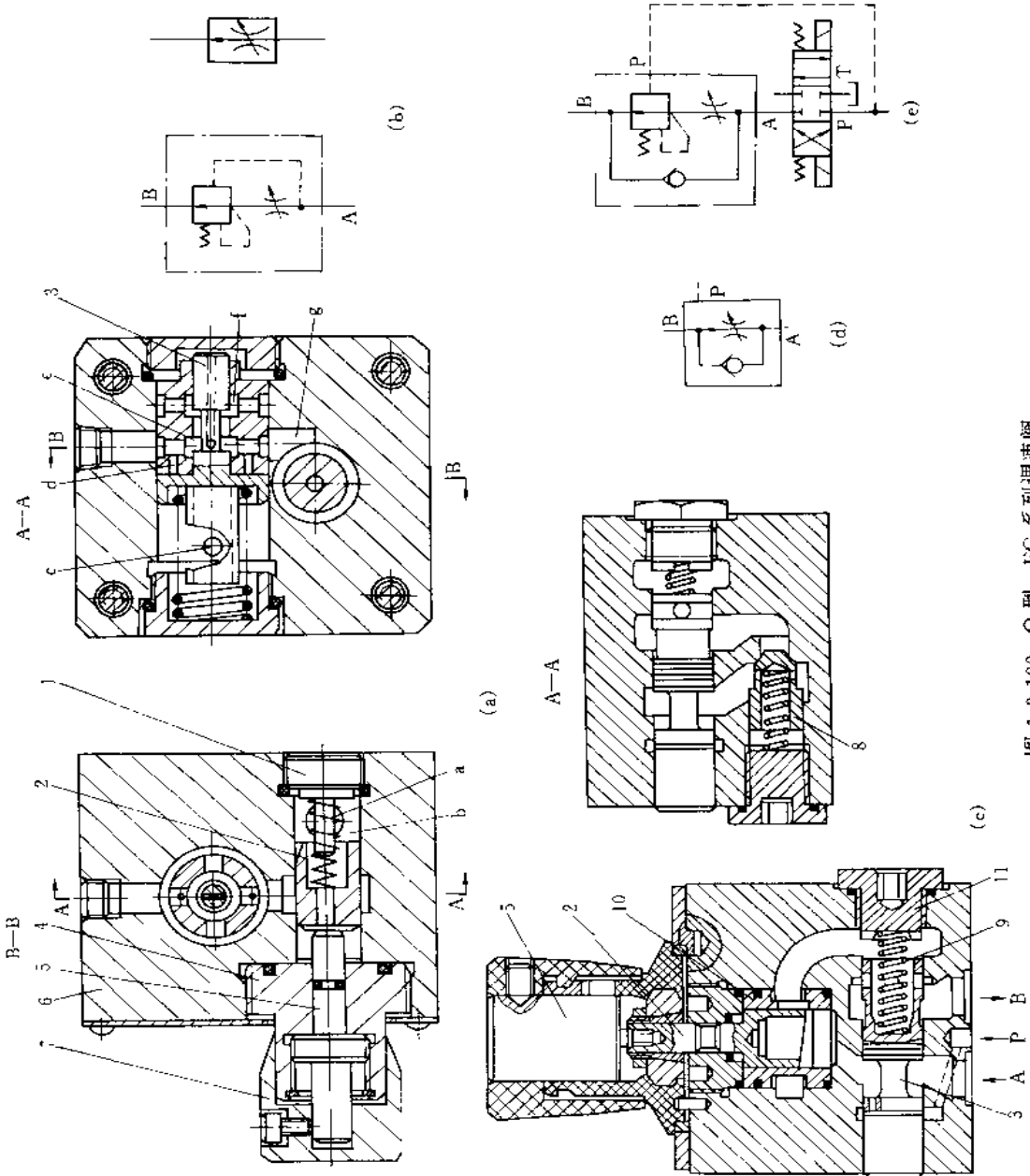


图 1-9-190 Q 型、FG 系列调速阀  
 (a) Q 型调速阀; (b) 调速阀图形符号; (c) FG 调速阀图形符号; (d) FG 调速阀应用回路  
 1—丝堵; 2—节流阀芯; 3—减压阀芯; 4—导套; 5—导杆; 6—阀体; 7 调节手柄; 8 单向阀芯; 9—弹簧; 10—阀套; 11—弹簧座

图 1-9-190a 为 Q 型调速阀, 是由一个节流阀与一个定差减压阀串联组合而成。定差减压阀的作用是对节流阀的压力进行补偿, 使节流阀前后压差保持不变, 从而保证通过节流阀的流量不受负载变化的影响。减压阀芯 3 的右端通过 d 孔和阀芯中心孔与调速阀进油口相通, 左端通过 b 腔和 a 孔、c 孔与调速阀出油口相通。当减压阀芯两端受力平衡时, 则保持一个减压缝隙不变。当出油口压力受负载影响升高或降低时, 减压阀芯在不平衡力作用下, 向右 (或左) 移动, 改变减压阀口的缝隙, 使其增大或减小, 从而使进油口压力也升高或降低, 维持节流阀的前后压差保持恒定, 通过的流量保持恒定。调速阀与单向阀并联组成单向调速阀。

图 c 为 FG 系列调速阀, 是带防跳动特征的调速阀。该阀节流口是斜坡周边, 当节流阀芯转动时, 改变进、出口的通流面积。如图 e 所示, P 口引入的压力油通到减压阀阀芯的左端面, 可防止进油口压力脉动而造成减压阀阀芯的跳动。

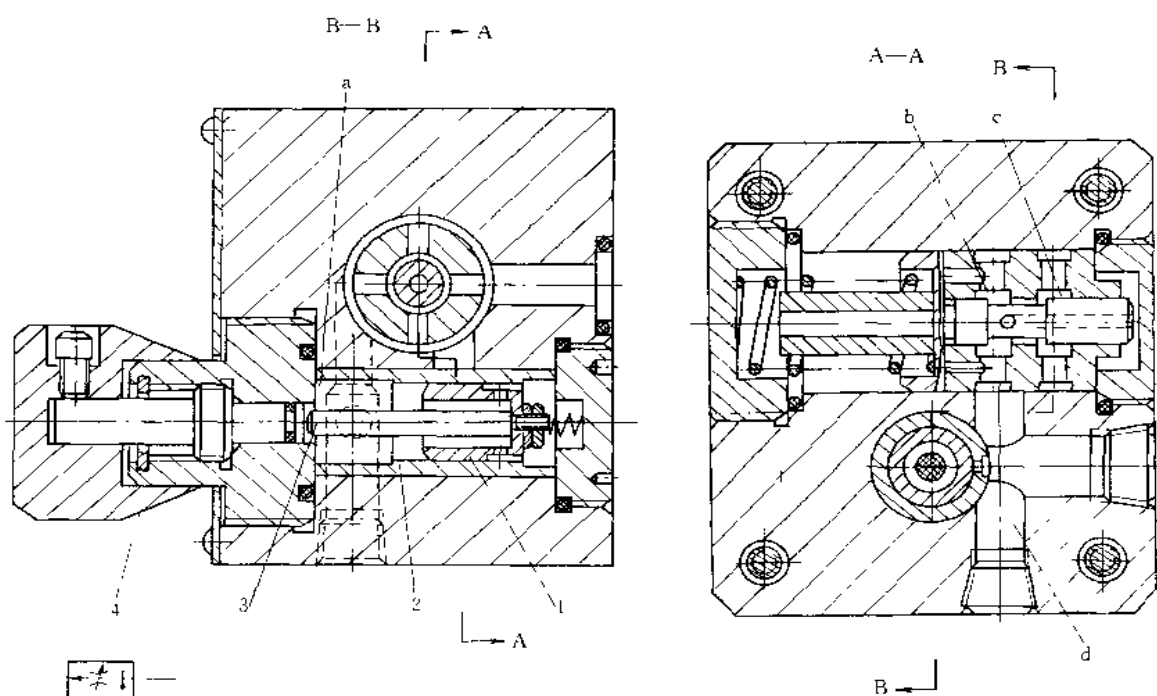


图 1-9-191 QT 型温度补偿调速阀  
1—节流阀阀芯; 2—阀套; 3—温度补偿杆; 4—手柄

图 1-9-191 为 QT 型温度补偿调速阀。普通调速阀的流量虽已能基本上不受外部载荷变化的影响, 但是当流量较小时, 节流口的通流面积较小, 这时节流孔的长度与通流断面的水力半径比值相对增大, 因而油的粘度变化对流量的影响也增大, 所以当油温升高后油的粘度变小, 流量会增大。为了减小温度变化对流量的影响, 采用带有温度补偿的调速阀。

该阀 c 腔通进油口, b 腔通减压阀出油口, 并经 d 孔道与节流阀进油口相通, a 腔通调速阀出油口, 杆 3 由热膨胀系数较大的聚乙烯材料制成。当油温升高时杆 3 伸长, 带动阀芯 1 移动使节流口减小 (节流口为轴向缝隙式), 补偿了油温升高对流量的影响。

(3) 分流-集流阀

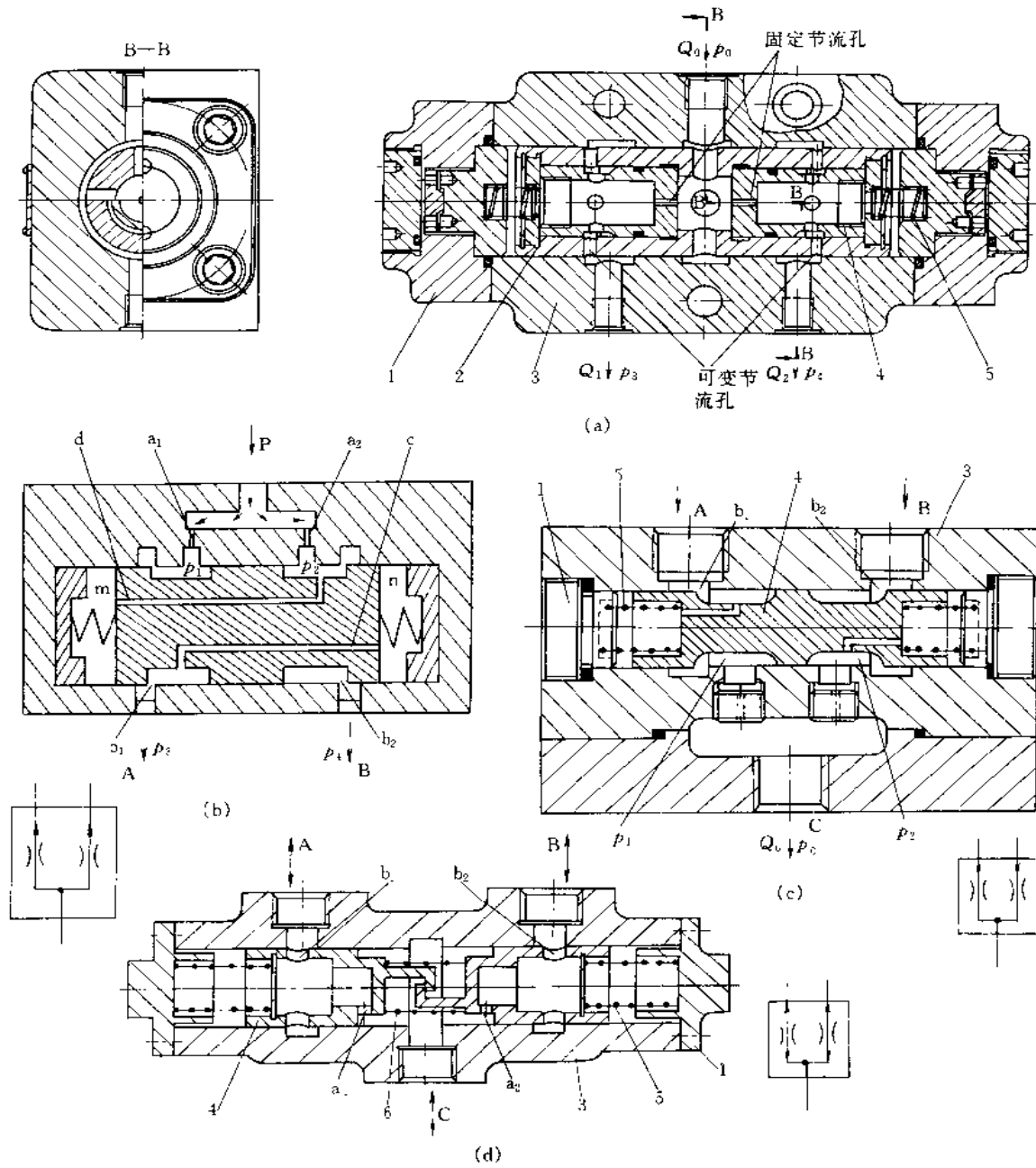


图 1-9-192 分流-集流阀

(a)、(b) 固定节流孔为细长孔的分流阀及其工作原理图、图形符号；

(c) 集流阀及其图形符号；(d) 分流集流阀及其图形符号

1—端盖；2—阀套；3—阀体；4—阀芯；5—弹簧；6—缓冲弹簧； $a_1, a_2$ —固定节流口； $b_1, b_2$ —可变节流口

分流-集流阀是分流阀、集流阀、分流集流阀的总称。分流阀是按固定比例将单一油流分成两个支流，集流阀则是将两个支流按固定比例合成单一油流。分流集流阀是分流阀与集流阀的组合。

图 1-9-192a 为分流阀。阀套 2 内左右对称安装两个相同结构的阀芯。压力油从进油口流入，经过两个尺寸相同的固定节流口  $a_1$ 、 $a_2$  流到阀芯内腔，再经可变节流口  $b_1$ 、 $b_2$  分别从两个出油口流出。分流阀阀芯在两端相等的液压力作用下，处于平衡位置，此时  $p_1 = p_2$ ，两个出油口的流量相等。

图 1-9-192b 为分流阀的工作原理图及其图形符号。当 A 油口压力因负载增加而升高时， $p_3 > p_4$ ，由于  $p_3$  增大， $p_1$  也随着增大，使  $p_1 > p_2$ 。压力油  $p_1$  经 c 孔通 n 腔， $p_2$  经 a 孔通 m 腔，阀芯在不平衡的液压力作用下左移，使可变节流口  $b_1$  增大， $b_2$  减小， $p_1$  随之降低， $p_2$  升高，直至阀芯移动到某一平衡位置时， $p_1 = p_2$ ，阀芯停止移动。这时固定节流口前后压差相等，节流口尺寸又相同，所以通过两固定节流口的流量也相等，两个出流口 A、B 流量也相等。

图 c 为集流阀，其作用是将 A、B 两油口流入的压力油均匀地合成，从 c 油口流出。两进油口可变节流口处有孔道通阀芯两端部，当 A 口压力升高时， $p_1$  也随之升高，即  $p_1 > p_2$ ，阀芯在不平衡液压力作用下右移，可变节流口  $b_1$  减小， $b_2$  增大，压力  $p_1$  降低， $p_2$  升高，直至移动到某一新的平衡位置， $p_1 = p_2$ ，两个尺寸相同的固定节流口前后压差相等，通过流量相等，A、B 油口流入的流量相等。

图 d 为分流集流阀。当油流从 A、B 口流入，从 C 口流出时，作集流阀用；当油流从 C 口流入，从 A、B 口流出时，作分流阀用。

分流-集流阀多用于同步回路中，结构简单，使用、维修方便，成本低。

## 4.2 插装阀

插装阀又称逻辑阀，它是以锥阀为基本单元，以阀芯插入式为基本连接形式，配以不同的先导阀来满足各种动作要求的控制阀，根据用途不同可分为插装式方向控制阀、插装式压力控制阀和插装式流量阀，插装阀适用于大流量系统，便于集成。

### 4.2.1 插装式方向阀

图 1-9-193a、b 为插装单向阀。两阀工作原理相似。压力油从 A 口向 B 口流时导通，反向时截止。区别是：图 a 弹簧腔泄压是通过盖板经 X 口到 B 口；而图 b 弹簧腔泄压是从阀芯直接到 B 口，而不经盖板。

图 1-9-193c 为插装液控单向阀。此阀为液控开启式，通径为  $\phi 16 \sim \phi 40$ 。Z<sub>1</sub> 处控制压力使弹簧腔 AP 向 Y 口泄放，液压油可从 B 口向 A 口自由流动，从 A 口到 B 口的流动与控制压力无关。当油口 B 连接系统负载时，Z<sub>1</sub> 处的控制压力至少须为负载压力的 30%，后者包括控制双作用缸时，可能出现的任何增压。油口 Y 通常接泄油管。

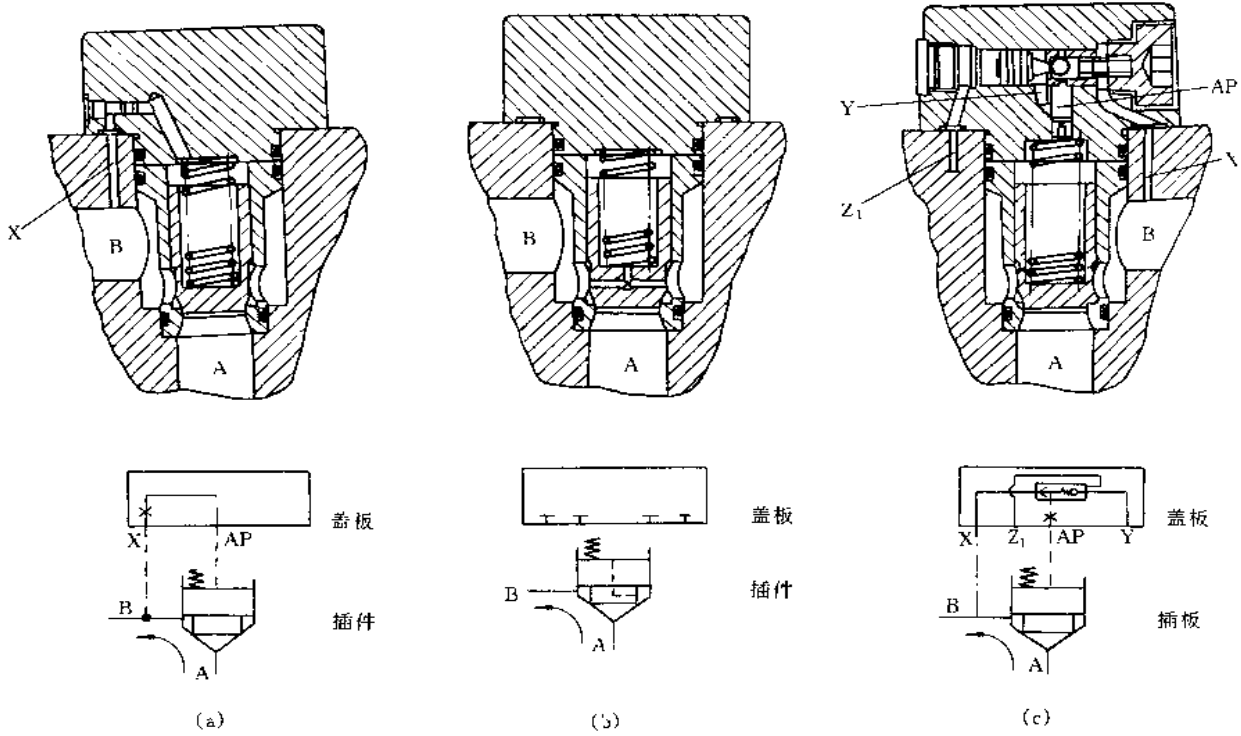


图 1-9-193 插装单向阀及插装液控单向阀  
 (a)、(b) 插装单向阀及其图形符号；(c) 插装液控单向阀及其图形符号

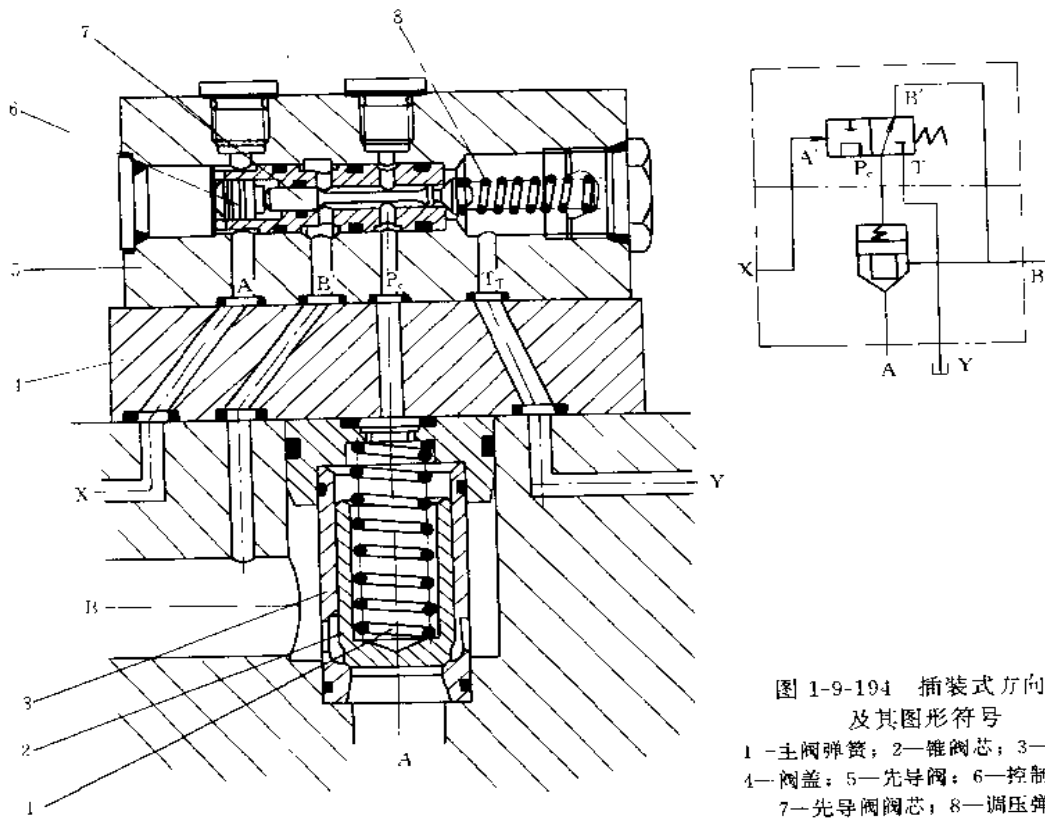


图 1-9-194 插装式方向阀及其图形符号  
 1-主阀弹簧；2-锥阀芯；3-阀套；4-阀盖；5-先导阀；6-控制活塞；7-先导阀阀芯；8-调压弹簧

图 1-9-194 为插装式方向阀。先导阀为一个外控（A' 油口）滑阀式换向阀。A' 口控制油进入到控制活塞 6 左腔，当控制油压力大于弹簧 8 调定弹簧力时，推动阀芯 7 右移，先导阀 P 口接 T。油口泄压，同时将 B' 油口与 P<sub>o</sub> 油口切断，主阀芯上腔泄压。主阀 A 油口与 B 油口通。

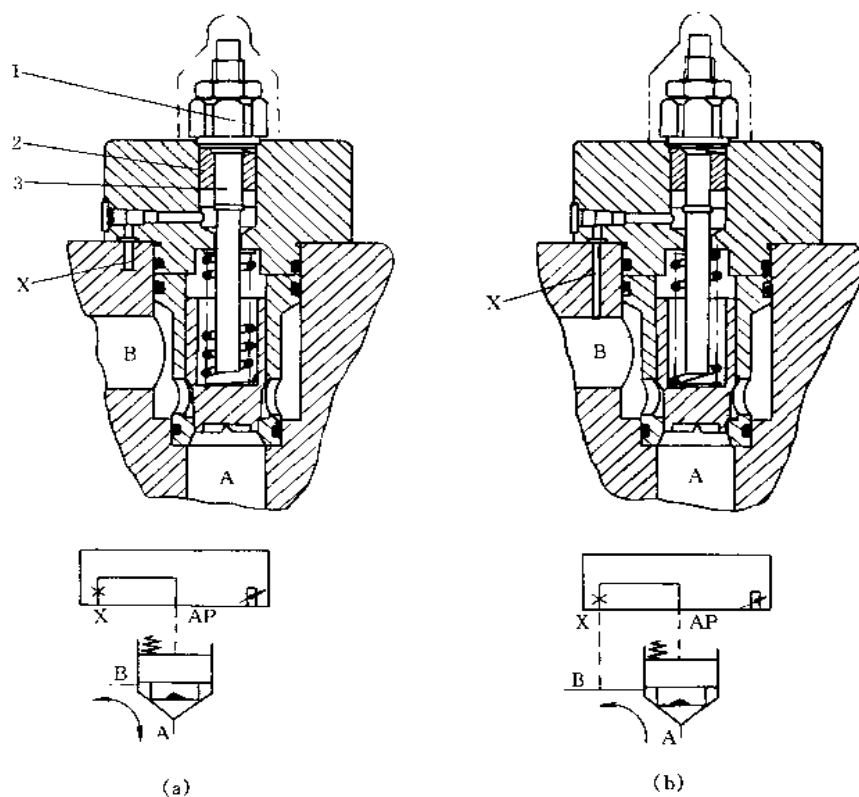


图 1-9-195 可调限位器的插装式方向阀  
 (a) 可调限位器和换向功能；(b) 可调限位器单向功能  
 1—锁紧螺母；2—螺母；3—限位杆

流量的调节，依靠调节螺杆的轴向位移，从而限制主阀芯的开度，控制流量。图 1-9-195a 为带可调限位器盖板的换向阀功能，改变 X 控制口可以使油流从 A→B，也可以实现从 B→A。图 1-9-195b 为带可调限位器盖板的单向阀功能。当 X 控制口接 B 油口后，主阀油流只能从 A→B。

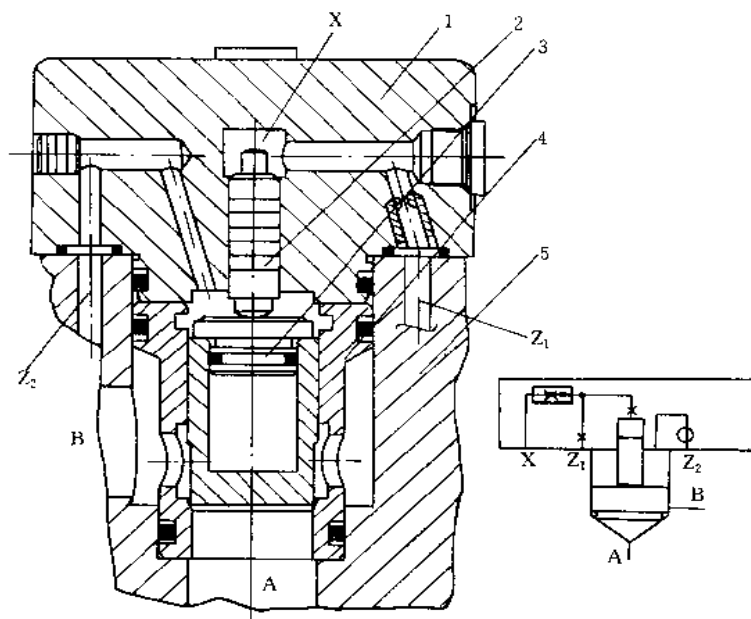


图 1-9-196 插装式背压阀及其图形符号

1—阀盖板；2—控制阀芯；3—主阀芯；4—阀套；5—阀体

图 1-9-196 为插装背压阀。该插装单元的面积比为  $1:0.25$ ，主阀芯上腔受控承压面积为  
主阀下腔面积的  $0.25$  倍。即 A 腔的压力为控制腔 X 的  $1/4$ ，即可使阀口打开。接在回油路中  
可以做背压阀，这时  $Z_2$  腔必须接油箱。如果该阀与一个先导溢流阀组合， $Z_1$  油口接先导阀进  
油口，则可以做低压溢流阀用。



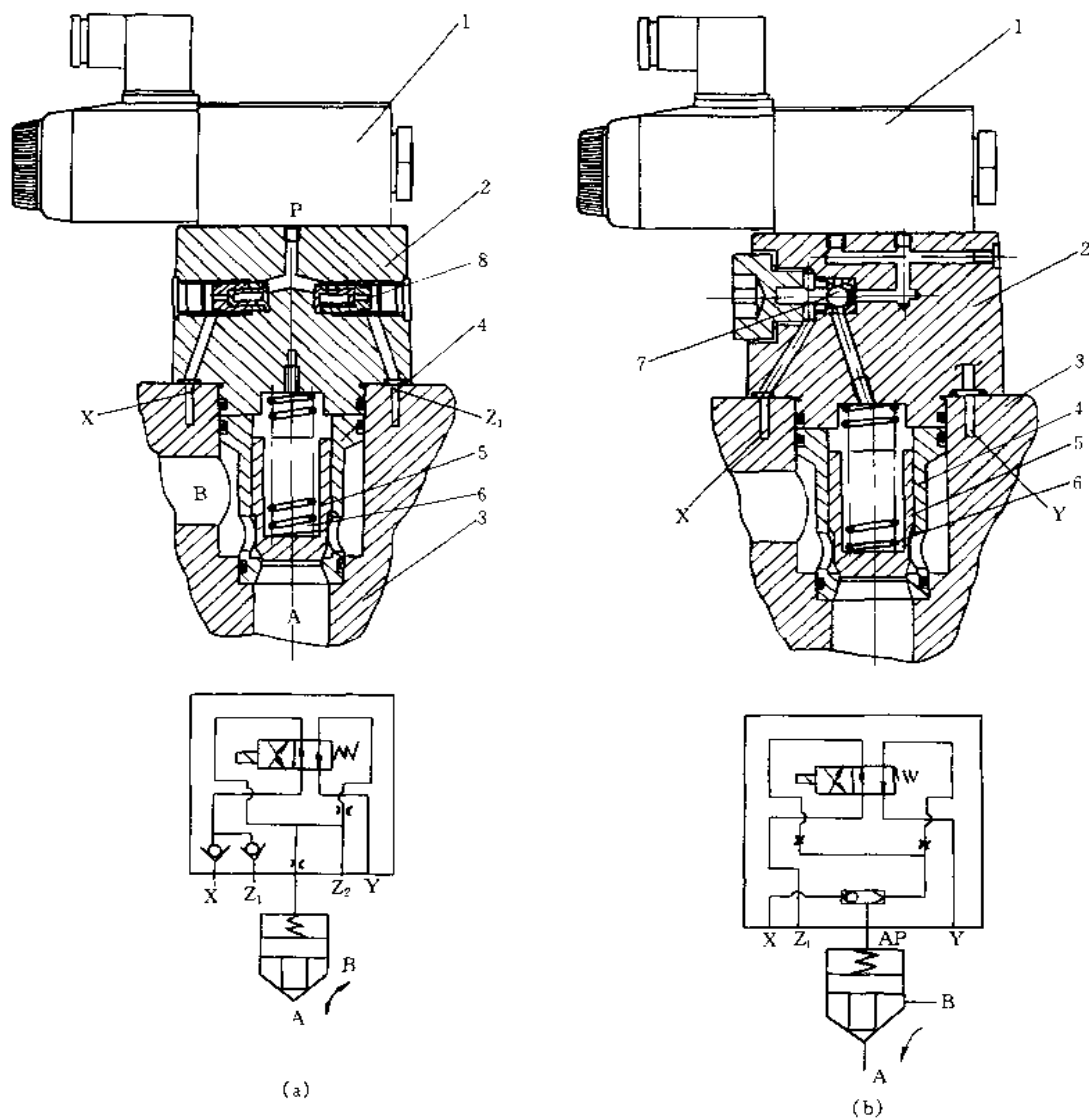


图 1-9-197 带梭阀的液控方向阀、并联单向阀的方向阀  
 (a) 带梭阀的液控方向阀及其图形符号；(b) 并联单向阀的方向阀及其图形符号  
 1—先导阀；2—阀盖；3—阀体；4—阀套；5—阀芯；6—弹簧；7—梭阀；8—单向阀

图 1-9-197a 为带梭阀的液控方向阀。梭阀实际上起三通阀的作用。若 X 油口进控制油，液压力将梭阀球芯推到相对位置将对面油口封闭，实现一种压力控制。Z<sub>1</sub> 油口控制油经先导阀（电磁换向阀）后，进入梭阀同样可以将梭阀球芯推至相对位置，封闭对面油口。实现 Z<sub>1</sub> 油口的控制，电磁铁断电后 AP 油口接通 Y 油口泄压。这种阀允许油从 B 油口流向 A 油口。图 1-9-197b 为并联单向阀的方向阀。该插装阀阀盖并联两个单向阀。可由 X<sub>1</sub> 或 Z<sub>1</sub> 油口进控制油，压力高者流经先导阀控制主阀，而且可以经 Z<sub>2</sub> 油口去控制第二个插装阀（先导阀为美国 Vickers 公司产品）。

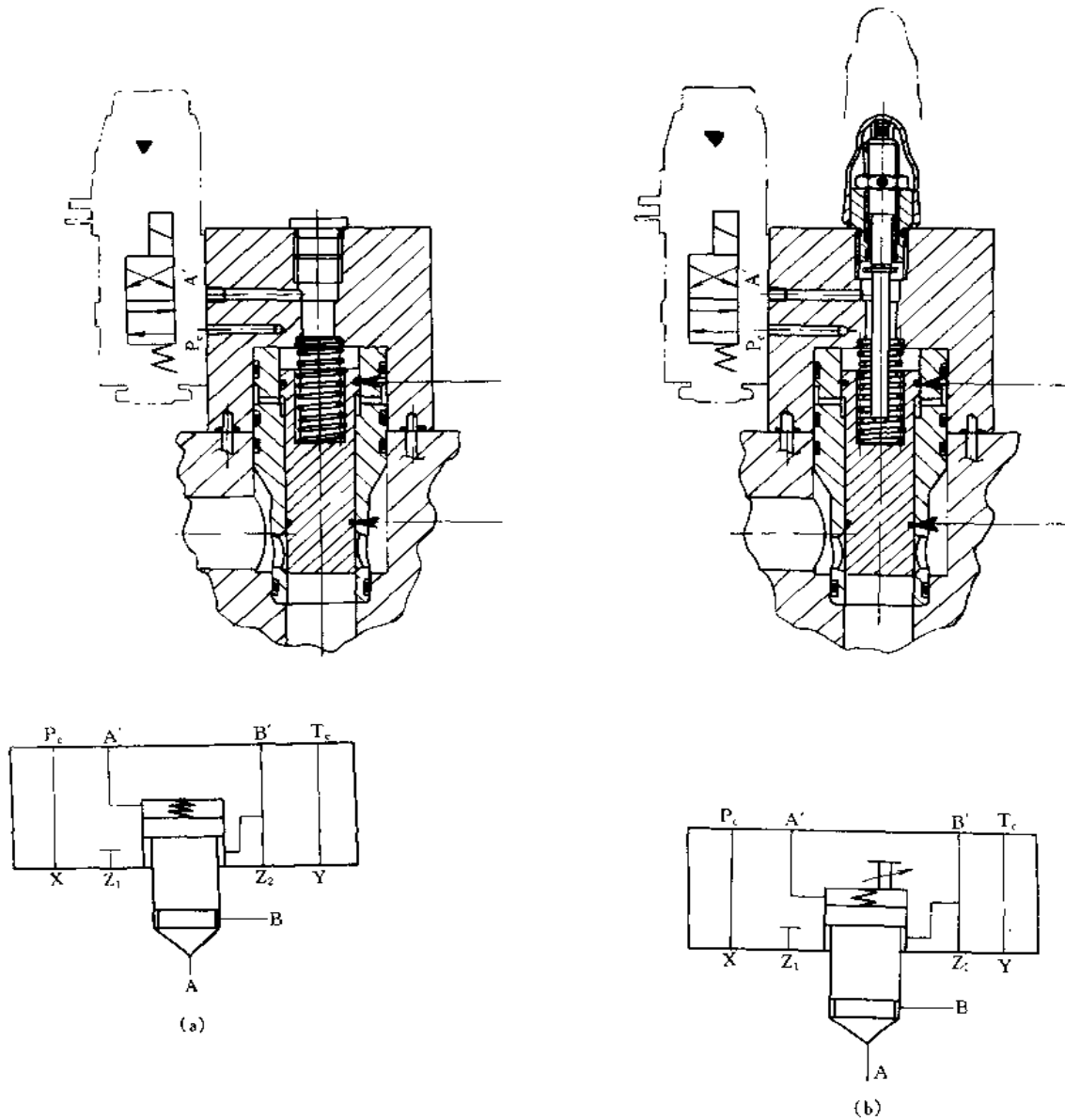


图 1-9-198 快速插装式方向阀 (Vickers 新产品)  
 (a) 不带行程调节器的结构及图形符号；(b) 带行程调节器及其图形符号

图 1-9-198 所示为快速插装式方向阀。它可以是一个插装阀中的基本单元与其他先导阀匹配实现方向控制、单向控制功能。与其他插装件不同的是它的主阀芯延伸到阀盖上方，以便更接近控制油口，因为控制油口距阀芯上端面距离影响启动速度。该阀用于快速关闭和快速打开阀口的油路上。可以在阀盖板上安装行程调节器，限制主阀开启的行程达到控制流量。

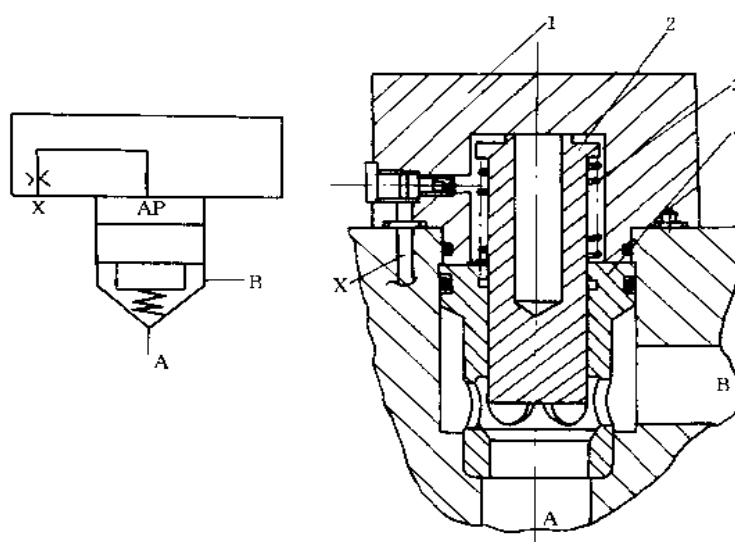


图 1-9-199 充液阀及其图形符号  
1—阀盖；2—阀芯；3—弹簧；4—阀套

图 1-9-199 为充液阀。它应用在挤压机的主缸液压回路中。主阀芯在弹簧力作用下处于常开状态，辅助油箱经充液阀给主液压缸充液。当液压缸内压力升高时（X 口接油缸油口），主阀芯被压下，阀芯关闭。

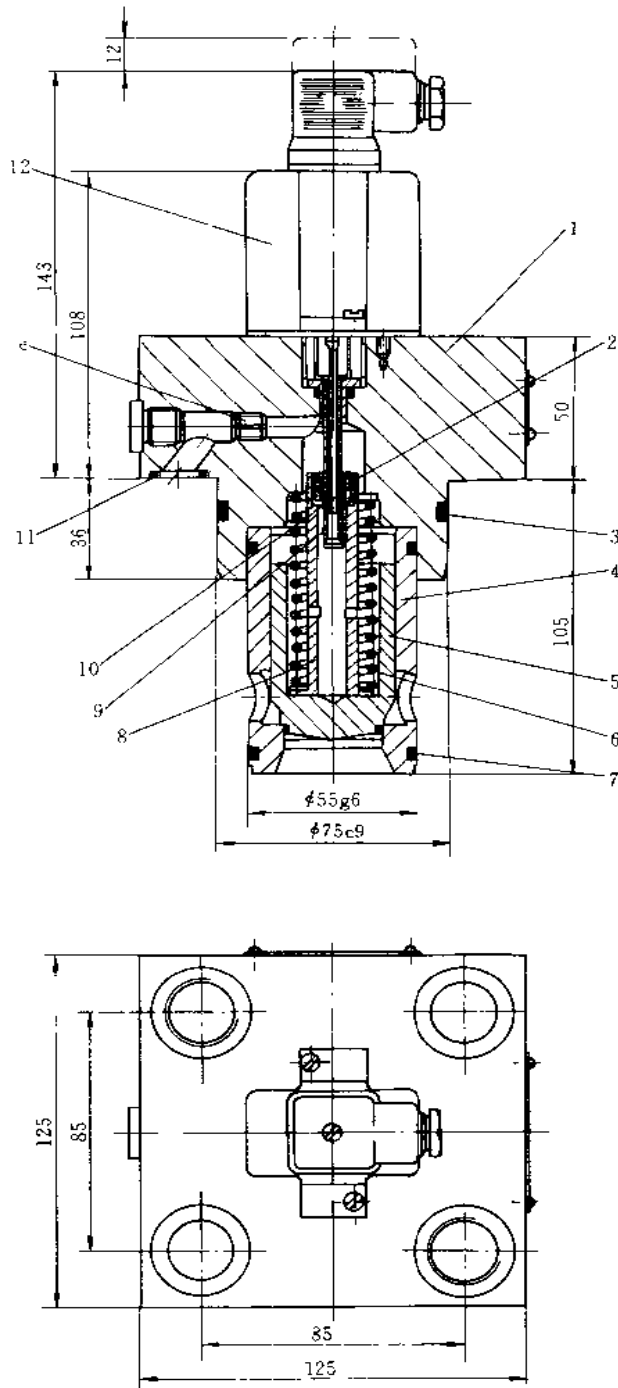


图 1-9-200 插装式安全连锁换向阀 (带位置指示)

1—阀盖；2—磁环；3、7、11—O形密封圈；4—阀套；5—主阀芯；6—弹簧；  
8—套筒；9—玻璃套筒；10—芯棒；12—电气开关；e—阻尼孔。

图 1-9-200 所示为插装式安全连锁功能的方向阀。插装阀能指示阀芯位置处于何种状态，而且在确定这个状态时能发出电信号去驱动其他元件（不经过电控柜），这种位置指示开关是一种磁性开关。当阀芯开启或关闭时，套筒上的磁环能使贴在芯棒上的微动开关（干性的舌簧片）闭合，发出一个脉冲电信号。在电气开关 12 内有电子元件集成电路板，可以把该电信号放大去点亮一个发光二极管，并可以输出驱动其他电子元件。由于这个电信号可以防止液压回路出现误动作，所以又叫安全保护阀。可以用在宇航、航空、运输、采煤等设备上。

这个插装阀起二位二通方向阀作用，可以做为基本插装单元，更换不同的盖板和先导阀就可以组成各种功能的插装阀。

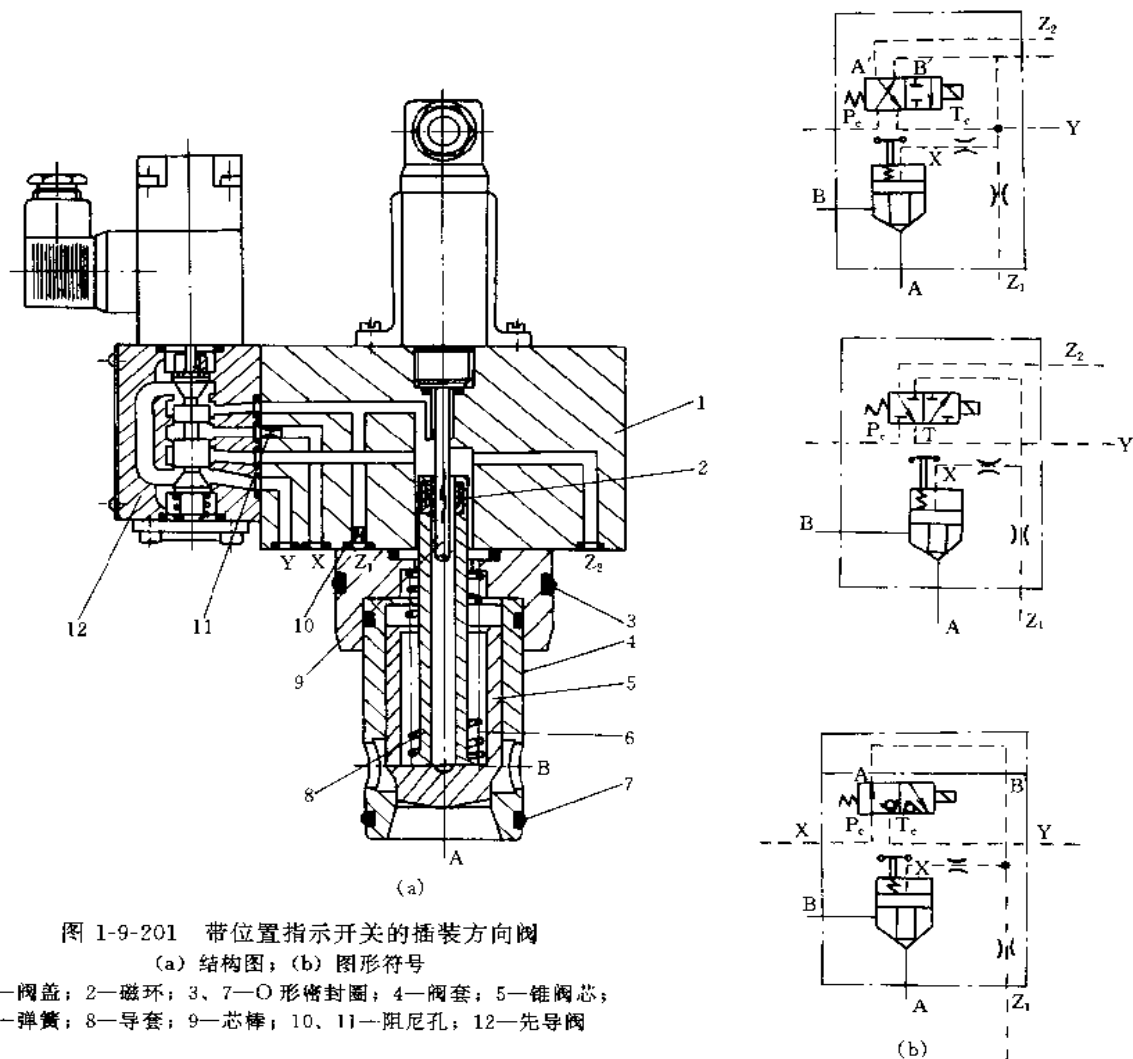


图 1-9-201 带位置指示开关的插装方向阀

(a) 结构图; (b) 图形符号

1—阀盖; 2—磁环; 3、7—O形密封圈; 4—阀套; 5—锥阀芯;  
6—弹簧; 8—导套; 9—芯棒; 10、11—阻尼孔; 12—先导阀

图 1-9-201 为带位置指示开关的插装方向阀。该阀是带先导阀的安全保护阀。位置指示开关仍然安装在主阀中间，指示主阀芯开启或关闭的位置。它的先导阀是一个二位四通电磁控制滑阀，可以改变先导阀得到不同的功能。当电磁铁带电使先导阀阀芯向下移动，先导阀 P 口→A' 口，B' 口→T 油口。B' 油口通主阀芯上腔，使上腔通向 Y 油口（对插装阀而言），主阀芯在 A 油口液压力作用下克服弹簧 b 的弹簧力开启。

该插装单元可以与三种滑阀机能先导阀组合。

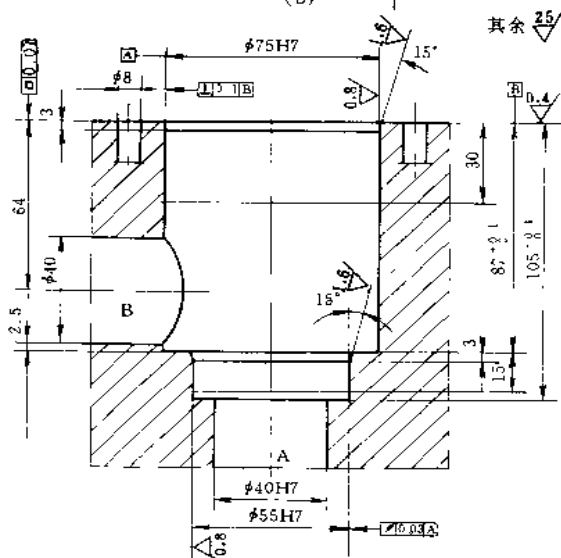


图 1-9-202 阀体安装孔尺寸

4.2.2 插装式压力控制阀

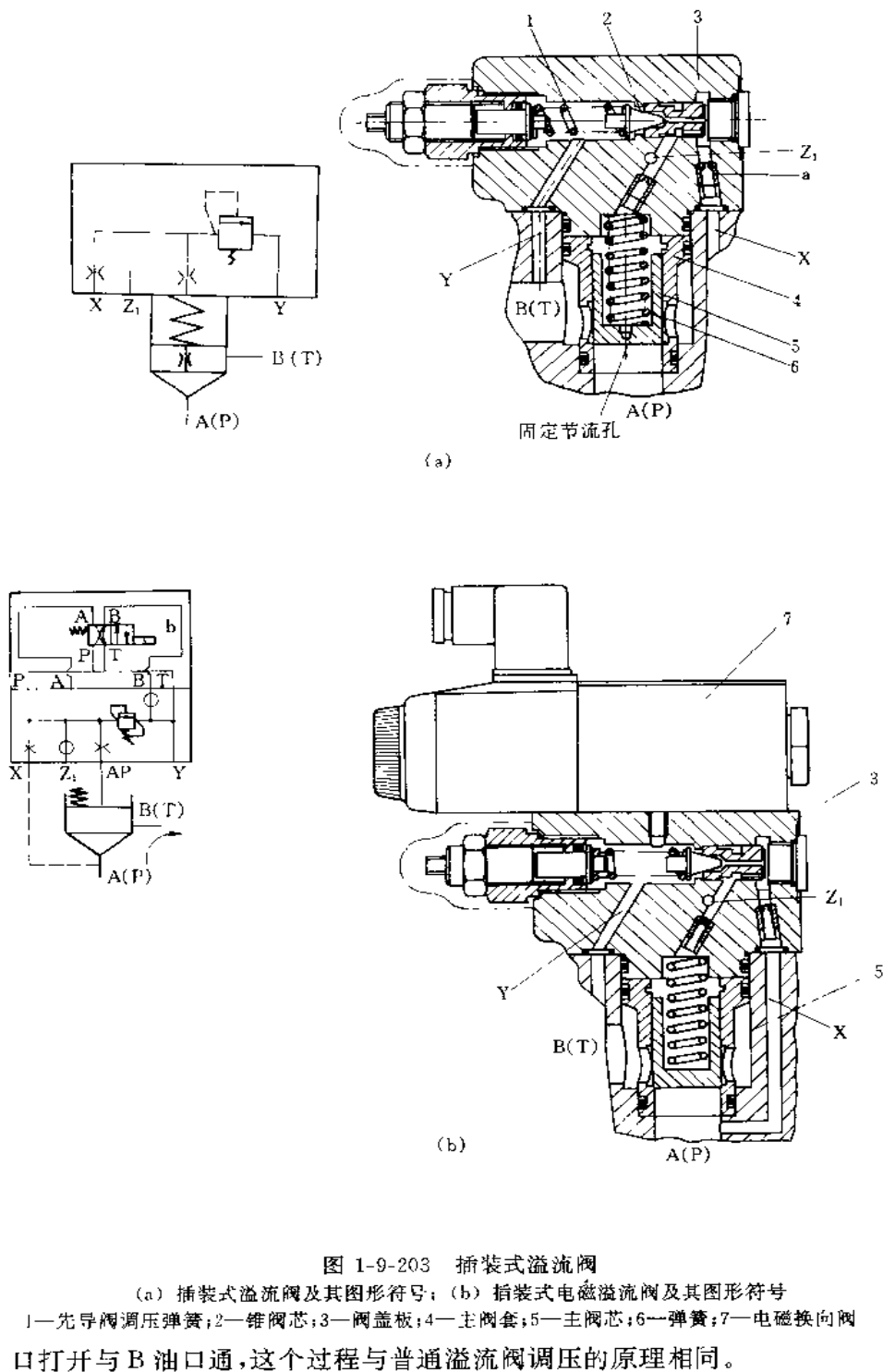


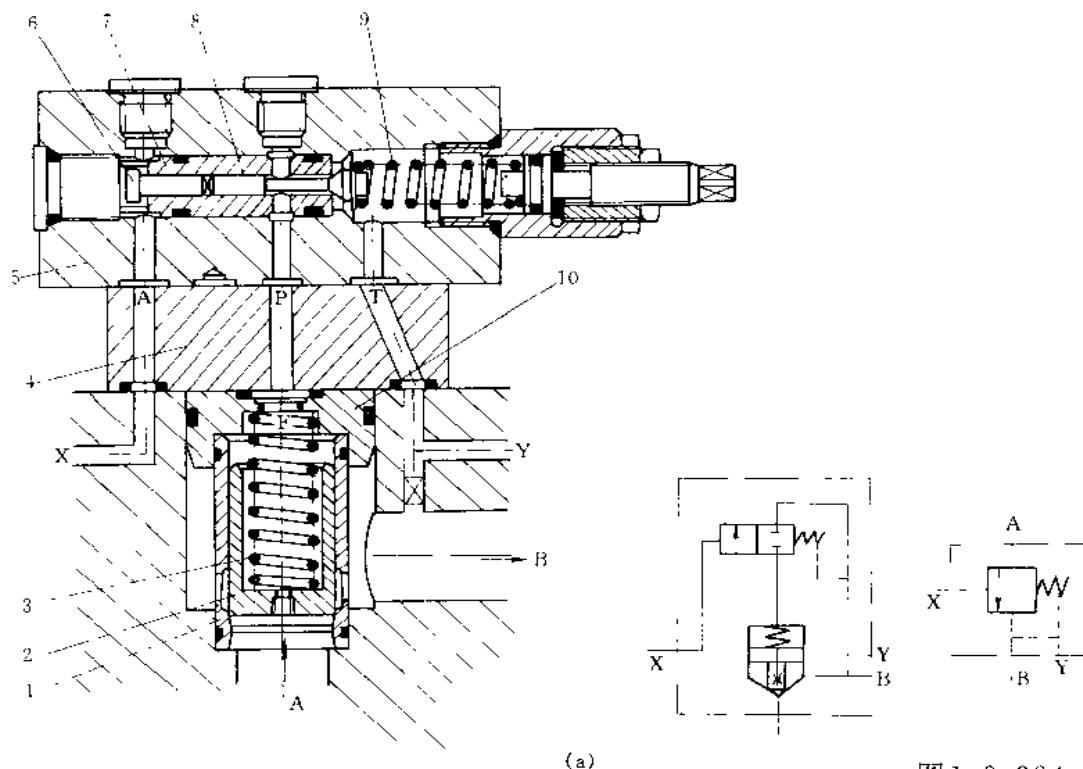
图 1-9-203 a 为插装式溢流阀。其结构与普通 DB 型溢流阀相同。锥阀仍然是一个先导阀,起调定压力作用。A 口接液压泵, B 口接油箱, 先导阀 Y 油口与 B 油口通。A 油口由节流孔与先导级相连,故工作原理与普通溢流阀相同。Z<sub>1</sub> 与 X 油孔中加阻尼孔可以提高调压的稳定性。

图 1-9-203 b 为插装式电磁溢流阀。二位四通换向阀可以在电磁铁断电时,使主阀上腔泄压(X 油口→Y 通)。A 油口液压力只克服主阀复位弹簧力打开泄荷。电磁铁通电时, X 油口的压力油必须与阀盖板内安装的锥阀(调压阀)的弹簧力相平衡。大于调压弹簧力才能打开锥阀,使主阀上腔油溢流。A 油口打开与 B 油口通,这个过程与普通溢流阀调压的原理相同。

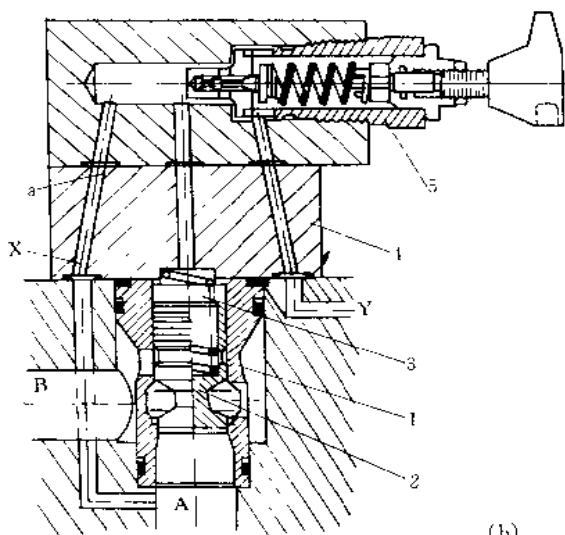
图 1-9-203 插装式溢流阀

(a) 插装式溢流阀及其图形符号; (b) 插装式电磁溢流阀及其图形符号

1—先导阀调压弹簧; 2—锥阀芯; 3—阀盖板; 4—主阀套; 5—主阀芯; 6—弹簧; 7—电磁换向阀



(a)



(b)

图 1-9-204 插装式顺序阀

(a)带调节板的插装顺序阀及其图形符号;(b)不带调节板的插装顺序阀及其图形符号

1—阀套;2—主阀芯;3—弹簧;4—阀盖;5—先导阀;6—控制活塞;7—先导阀阀套;  
8—阀芯;9—弹簧;10—调节板

构成。液压油从 A 口进入,部分液压油经阻尼孔进入先导阀,作用于主阀芯上腔,另一路直接作用在锥阀上。当阀的进口压力低于先导阀的调定压力时,阀处于关闭状态;当 A 口压力大于调定压力时,锥阀芯打开,液压油经 Y 口流出,由于有阻尼存在,主阀芯上腔压力低于下腔压力,主阀芯开启,顺序阀 A、B 口相通处于工作状态。

图 1-9-204a 为带调节板的插装顺序阀(德国 BOSCH 公司 NIN24342 型插装阀)。先导阀是二位三通滑阀。X 进控制油作用于控制活塞左端,当液压力大于先导阀阀芯右端弹簧力时,先导阀阀口打开。先导阀 P 口泄压(P→T 通),主阀芯上腔压力降低,A 油口与 B 油口通,X 油口通控制油,属于外控形式。

图 1-9-204b 为不带调节板的插装顺序阀。它和 DZ 型顺序阀类似,也是由主阀和先导滑阀

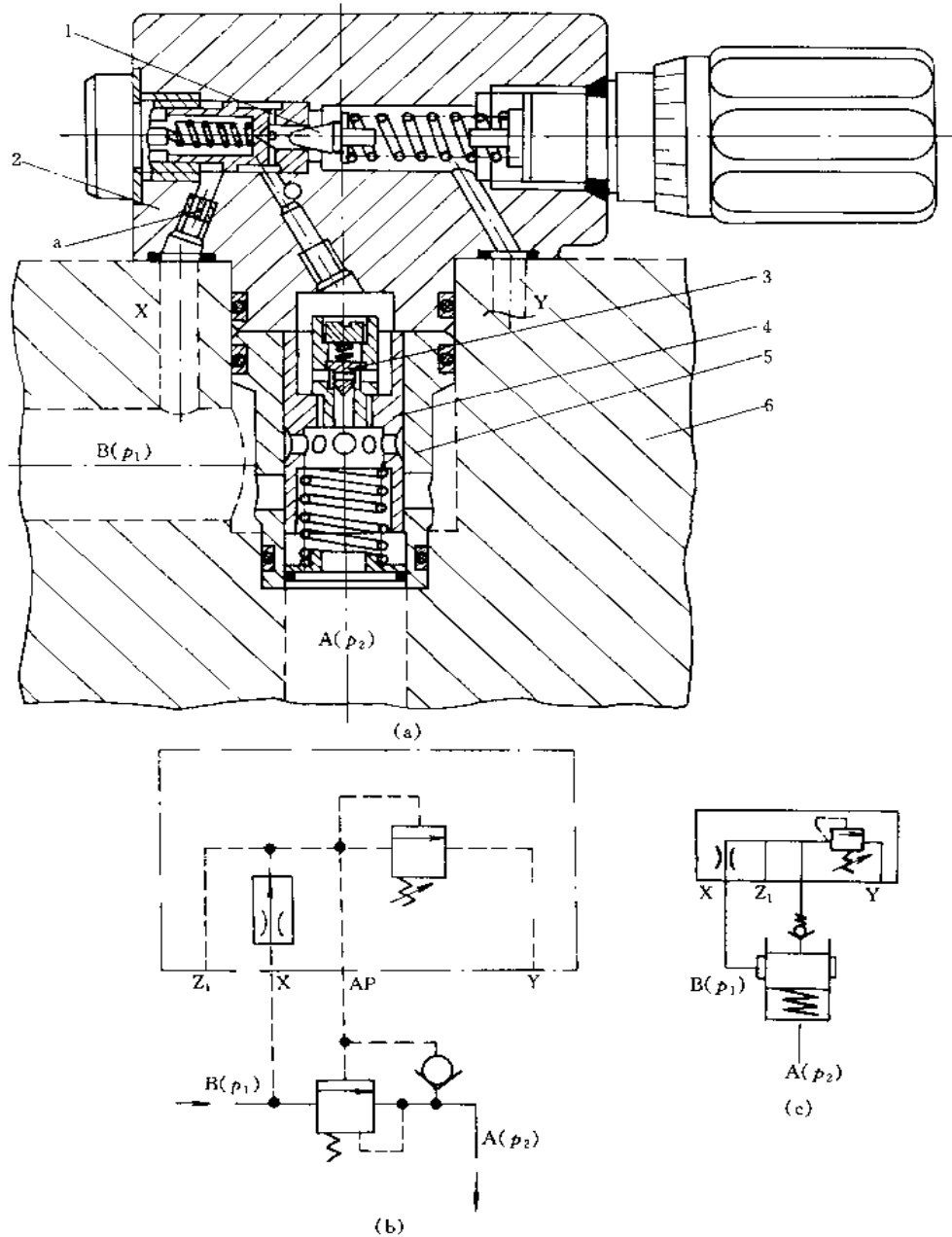


图 1-9-205 插装式减压阀

(a) 结构图; (b) 原理图; (c) 图形符号

1—先导阀; 2—阀盖; 3—单向阀; 4—主阀芯; 5—阀套; 6—阀体; a—阻尼孔

图 1-9-205 为插装式减压阀。主阀芯是一个滑阀，在一般情况下处于常闭位置。主阀芯的上部有一个单向阀，经单向阀，出油口（A 口）油流到先导阀下腔，先导阀可以用手柄调节弹簧力。当 A 腔压力小于先导阀弹簧力时，主阀芯在 X 油口（通 B 油口）的压力油作用下，下降处于开启位置，开启的缝隙大小使主阀芯上、下端受力平衡为止，由于主阀芯下端液压力与弹簧力之和与上端液压力相平衡，阀芯承压面积相等，A 口压力小于 B 口压力，受到减



压作用, 如果 A 腔受负载影响升高, 并大于先导阀调定压力时, 先导阀打开, 使主阀上腔压力下降, 主阀在 A 腔压力作用下上移, 减小阀口缝隙, 增加减压作用, 直到主阀上、下端受力平衡为止。当 A 腔压力很高时, 将主阀芯抬起封闭阀口, B 油口压力油经先导阀泄压起安全保护作用, 阀盖上 Z<sub>1</sub> 油口可以遥控。

#### 4.2.3 插装式流量控制阀

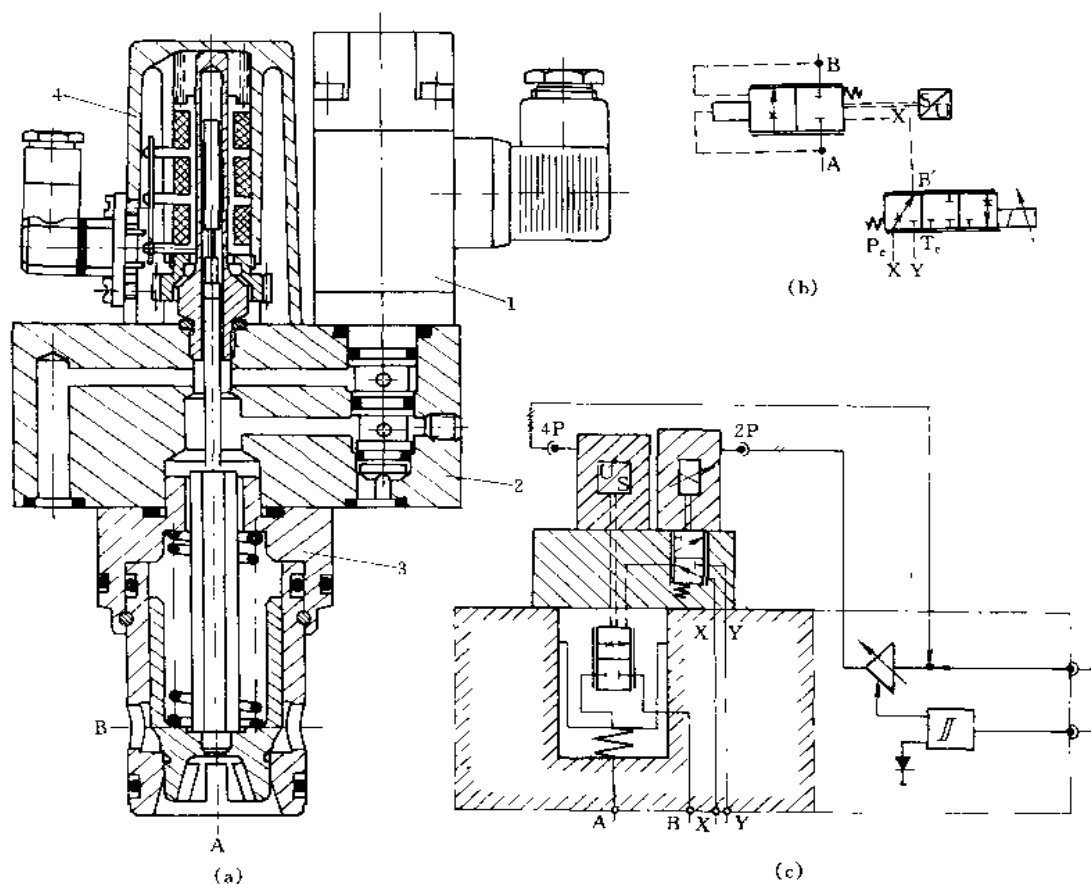


图 1-9-206 二通闭环控制插装式电液比例节流阀

(a) 结构图; (b) 图形符号; (c) 工作原理图

1—先导阀; 2—阀盖; 3—主阀; 4—位移传感器

图 1-9-206 为二通闭环控制插装式电液比例节流阀。它是在带位移传感器的插装基本单元基础上加上先导阀的电液比例节流阀。先导阀 1 为一个三位三通电磁比例换向阀。该阀通过改变比例电磁铁输入的电流大小控制电磁吸力 (电流大小与电磁吸力成正比), 电磁吸力大小对先导阀阀芯位移成正比。当比例电磁铁没有电流输入时, 先导阀的控制口通主阀上腔, 使主阀口关闭。比例电磁铁有输入电流, 使先导阀阀芯有一个位移与泄油口相通时, 主阀芯上腔压力也下降。主阀芯在下端液压力作用下上移, 直到上下作用力平衡, 主阀芯的位移, 通过下端开的轴向沟槽使 A、B 口相通, 槽轴向尺寸 (阀的位移) 决定节流的作用。主阀芯位移经传感器检测并转换成电信号反馈给比例电磁铁, 属于位移-电反馈。由于通过的流量与通流

面积成正比，所以控制主阀芯位移，可以控制流量。

同时该阀采用耐高压的直流比例电磁铁作为电机械转换器，在阀体外可以进行阀的位移和电磁铁的零位调整。还由于电磁铁采用双极功率放大电路，增加了电磁铁的频宽、带位移闭环反馈控制，电磁铁的输出位移的线性度和位移力刚度大大提高。所以该阀具有较高的动态特性和精确性。

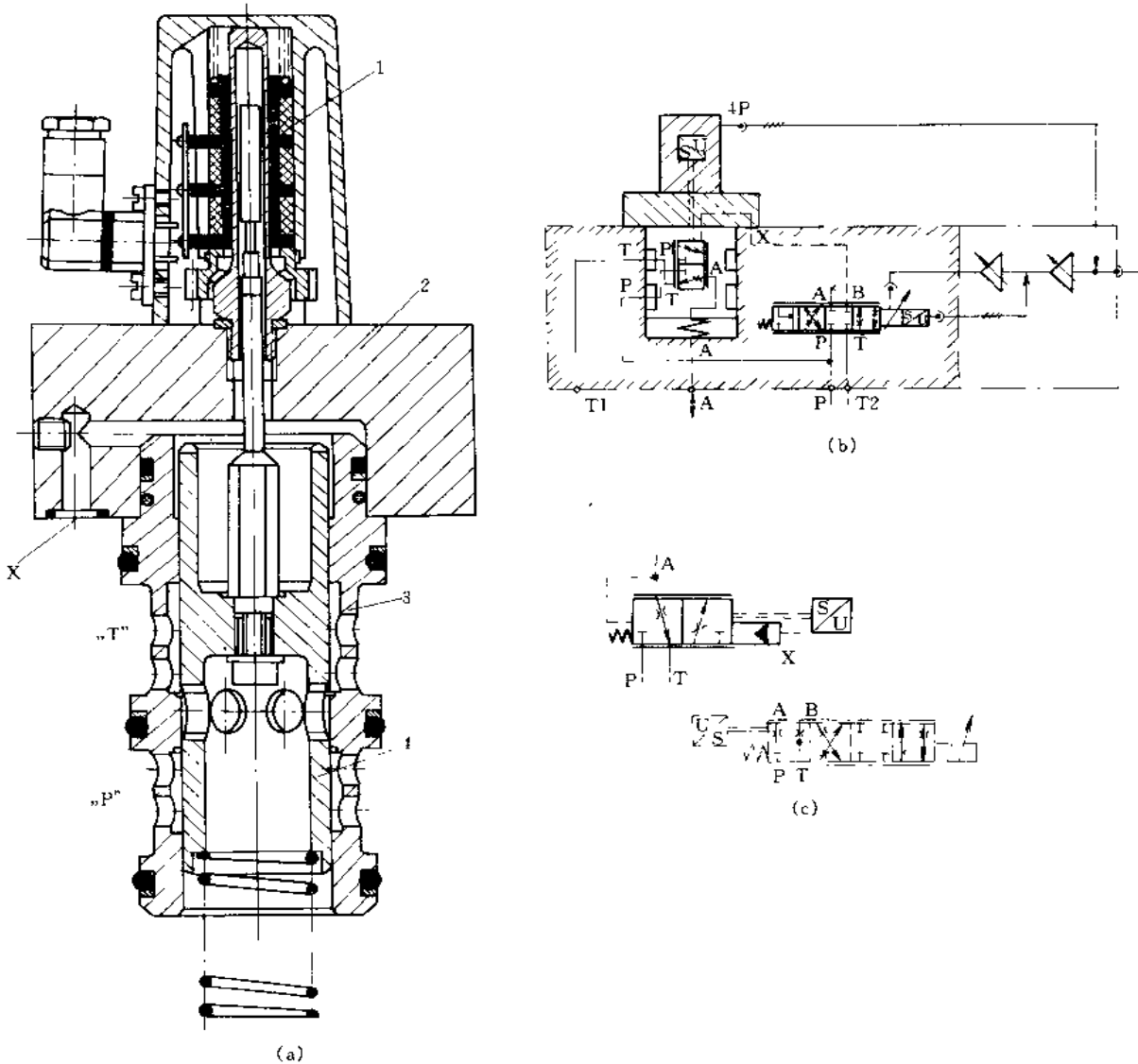


图 1-9-207 三通闭环控制插装式比例控制阀

(a) 结构图；(b) 原理图；(c) 图形符号

1—位移传感器；2—阀盖；3—阀套；4—主阀芯

图 1-9-207 为三通闭环控制插装式比例控制阀。该阀为一个二位三通插装阀，前面介绍的二通插装阀，由于阀内流道宽阔畅通，使流通阻力很小，锥形阀芯使得阀口关闭严密，可以在高压差时无泄漏，而且阀芯小、重量轻、动态响应高，使二通插装阀广泛的应用在大功率的场合。可是由于二通插装阀对一个容腔（油缸）很难实施完善的压力和流量方向控制，所

以二位三通阀就应运而生。它的主阀是一个双控制边的滑阀，有进油口 P 和回油口 T 及输出油口 A，可以通过控制主阀芯的轴向位移实现不同的通流面积（阀芯油口相对 P 油口，T 油口的位置）。得到所需要的流量。位移传感器就是位移-电转换器。这个阀采用的是电感式传感器。具有长时间工作的稳定性和无磁滞分量，而且可以在外部进行零位调整等优点。

该插装阀可以做为一个三通插装基本单元与其他先导阀组合成多种功能。

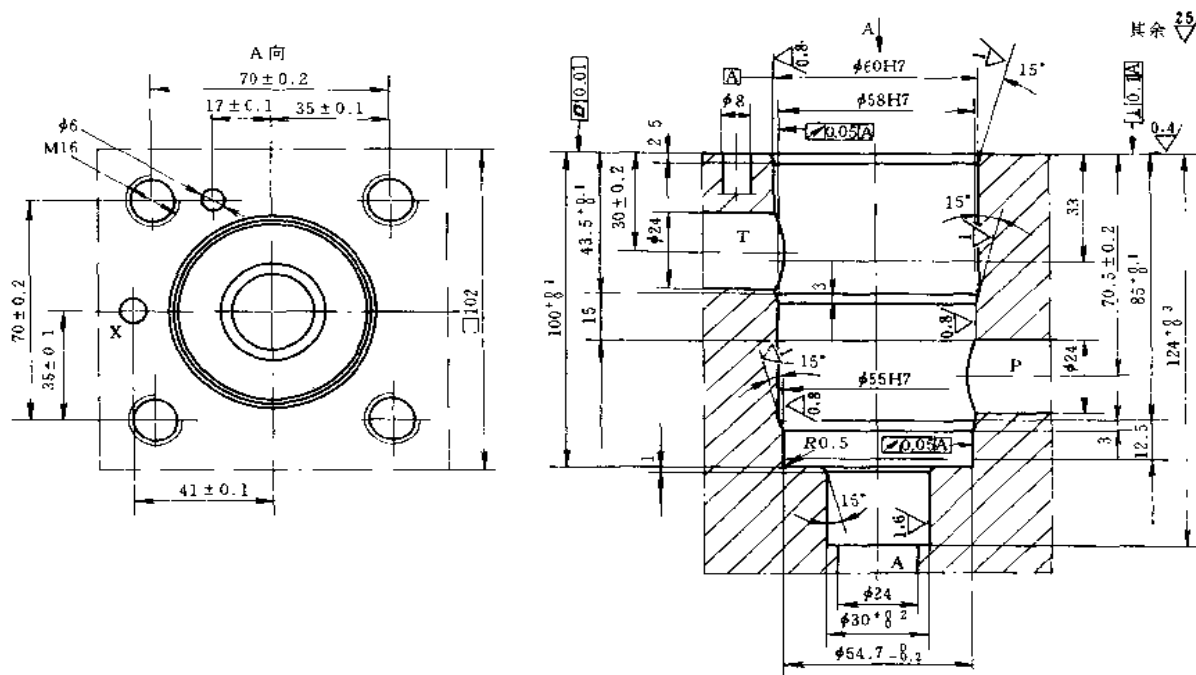


图 1-9-208 三通插装阀阀体结构

图 1-9-208 为三通插装阀阀套安装孔结构及加工要求，以示参考。

### 4.3 电液比例、伺服控制阀

液压伺服系统也称为液压控制系统或液压随动系统。它通过电的指令信号进行控制，通过电子放大器，电液比例阀或伺服阀驱动执行机构。并用电的检测手段将执行机构输出的位移或转角，转换成电信号，做为反馈信号组成闭环控制，达到精确的控制。因此，它属于自动控制领域中重要的一部分，使液压技术具有高科技属性。

电液比例控制技术，随着电子集成电路的出现和发展，采用了流量、压力、位移内反馈及电校正手段，使阀的控制精度大大提高，它把液压的动力传动和电子控制的精确性、灵活有机地结合起来。

#### 4.3.1 电液比例控制阀

电液比例控制阀按作用可分为：电液比例方向控制阀、比例压力控制阀和比例流量控制阀。

## (I) 电液比例方向控制阀

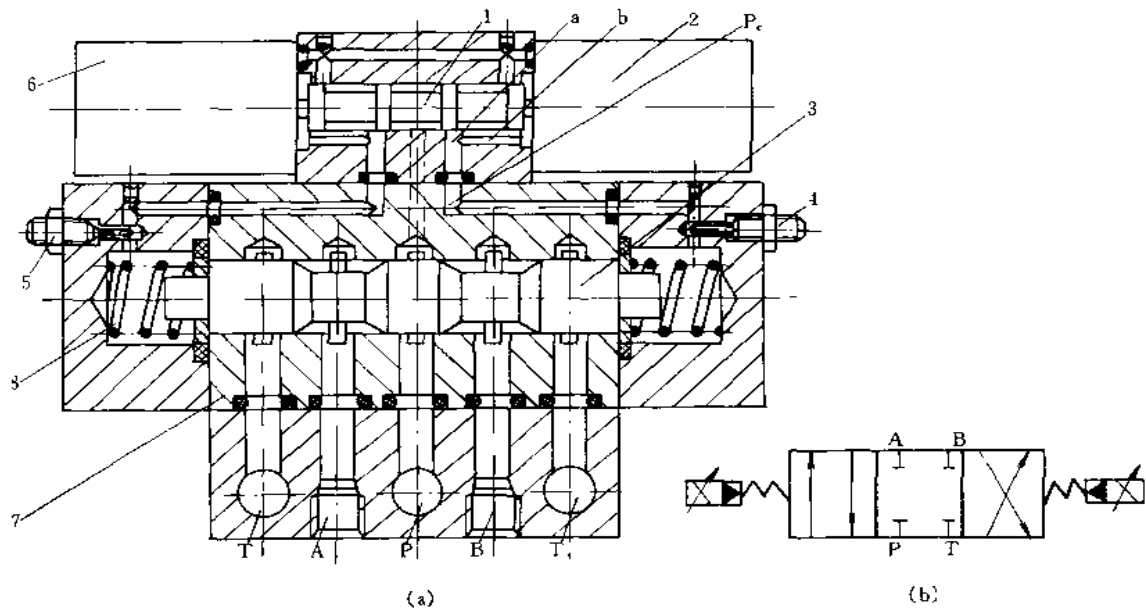
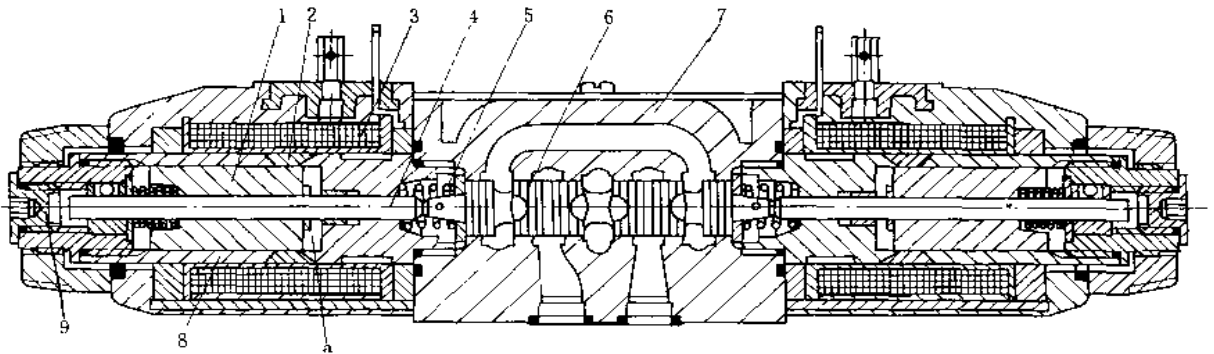


图 1-9-209 电液比例方向控制阀

1—阀芯；a、b—油孔通道；2、6—比例电磁铁；3—主阀芯；4、5—阻尼螺钉；7—阀体；8—弹簧

如图 1-9-209，当两电磁铁断电时，主阀芯 3 在图示位置，主油口 P、AB 互不相通。比例电磁铁 6 通电时，减压阀的阀芯 1 被推向右移，右边的减压阀口拉开，经过它减压后，一部分压力油 3 经孔 a 和 b 进到减压阀右端，使阀芯 1 右端面的液压力与比例电磁铁 6 的电磁力相平衡，减压阀处于稳定减压状态，同时，油液另一部分通过孔 a，孔 P<sub>c</sub> 处到主阀 3 的右端，使阀芯 3 压缩弹簧而左移，直至弹簧力与油压力平衡为止，此时，主阀上有对应的开口量，使油口 P 与 B 相通，A 与 T 通。电讯号增强，主阀的开口量大，通过的流量就大。若电讯号改为输给比例电磁铁 2，则主阀芯右移，使 P 与 A 通，B 与 T 通。流向改变。可见，比例方向阀能够控制被控油路的油流流向和流量。



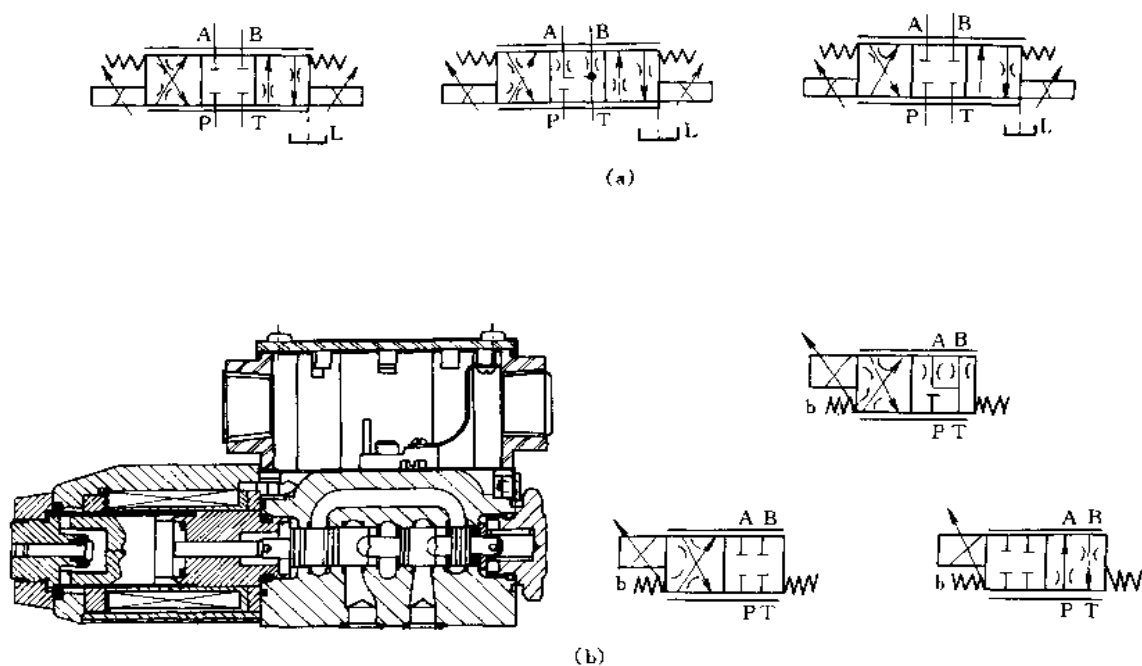


图 1-9-210 双电磁铁比例方向节流控制阀及单比例电磁铁控制方向节流阀

(a) 双电磁铁比例方向节流控制阀结构及其图形符号; (b) 单比例电磁铁控制方向节流阀结构及其图形符号

1—衔铁; 2—隔磁环; 3—线圈; 4—推杆; 5—弹簧; 6—主阀芯; 7—阀体; 8—导套; 9—调节螺塞; a—工作气隙

图 1-9-210a 为一个典型的直接控制式方向控制阀, 双直流比例电磁铁控制。它具有结构简单, 对油液污染不敏感, 价格低廉的优点, 具有较大的功率重量比。因为能够输出很大的力和位移, 所以直接用来驱动主阀。

该阀用比例电磁铁的结构如图 1-9-210 所示。由导磁材料制成的导套在中间用非导磁材料的隔磁环焊接起来, 导套的前部设计成锥形端部和极靴组合称为盆形极靴。衔铁在导套内孔中滑动, 为了保持极低的摩擦系数, 导套内孔要精加工。导套和电磁铁外壳之间装入同心螺旋管式控制线圈, 衔铁的前端连接推杆, 后端有弹簧和调节螺塞用以调整零位。磁路由前端极靴经工作气隙、轴向可移动衔铁、径向非工作气隙、导套、外壳回到前端盖极靴。当线圈电流给定时, 则具有水平的位移力特性。为了提示它的稳态和动态性能, 在电气插座中装有电子元件插板, 将输入信号放大, 叠加颤振信号等。

该阀通入电流以后, 根据电流大小能控制衔铁的位移, 从而控制阀芯的位移, 使电磁力与弹簧力平衡。控制电流大小来改变阀芯移动, 从而控制流量和压降。

由于阀芯台肩上开有弧形槽在换向中有缓冲和节流功能(见图形符号)并有多种滑阀机能。

由于该阀是开环控制, 所以它的滞环小于 5%(通过额定流量), 对阶跃输入响应时间为 25ms, 超调量为 7%。美国 Parker 公司生产的 P1FW、D3FW 系列即为该种型式比例换向阀。

图 1-9-210b 为单比例电磁铁控制的二位方向节流阀。阀芯右端为弹簧支承及液压平衡。它的特点是依靠改变输入电流大小, 无级地控制阀芯在阀体内的相对位置, 从而达到改变流量和换向功能。它的性能介于常规阀与闭环比例阀之间, 改变阀芯结构可以实现多种滑阀机能。可用于插装阀的先导控制级及换向节流功能有要求的液压系统的简化设计中。

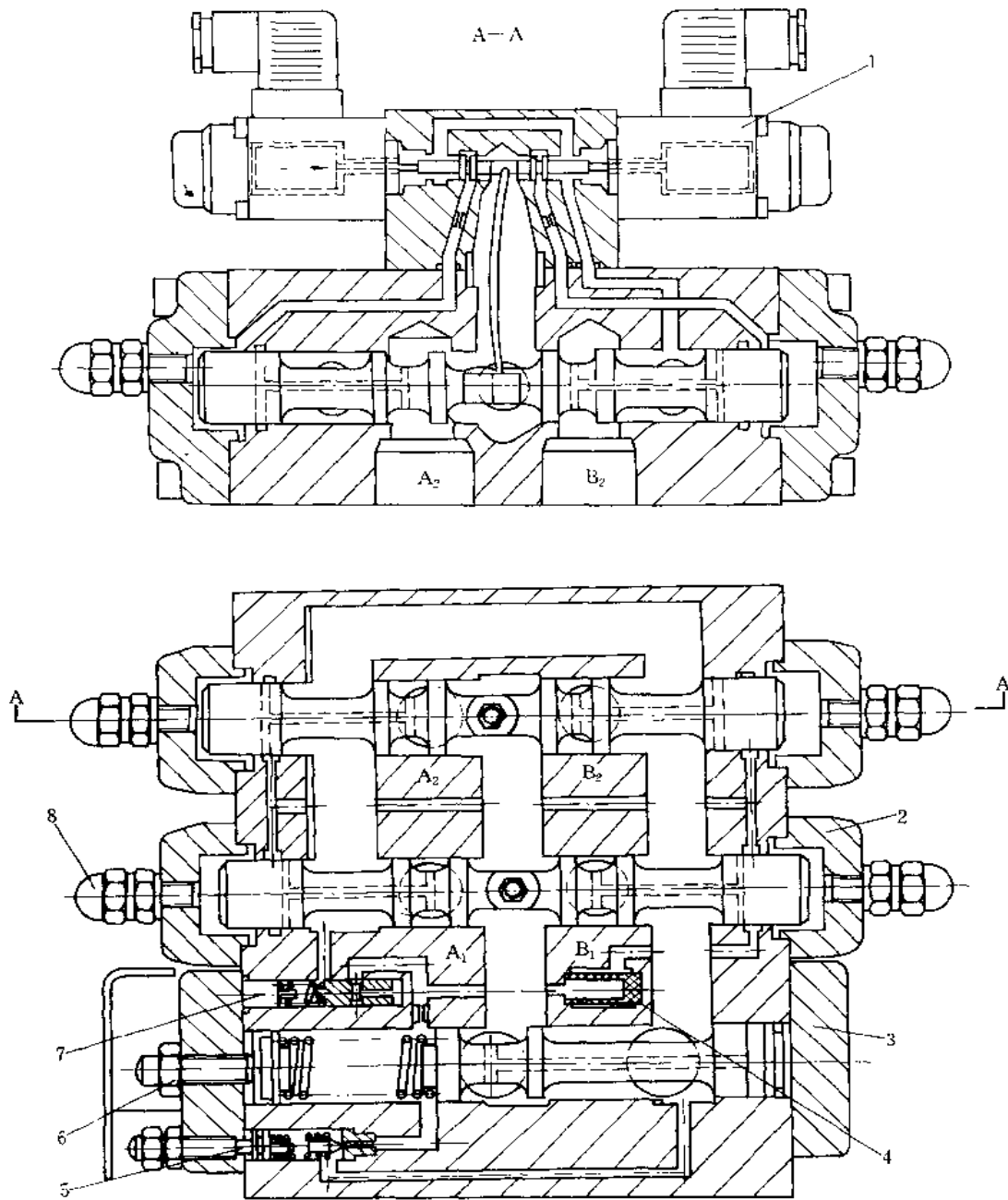


图 1-9-211 电液比例多路换向阀

1—先导阀（三位四通）；2—主阀；3—压力阀；4—滤油器；5—安全溢流阀；  
6—压差调节器；7—阻尼调节器；8—主阀行程限位螺栓

图 1-9-211 为电液比例多路换向阀，是带有功率级弹簧力反馈的三位四通阀，可构成三联多路阀。先导阀为两个单向比例电磁铁控制的三位四通阀，阀口起减压作用。由先导阀口及固定液阻组成两个特殊的 C 形液压半桥，分别控制主阀两端控制腔油压，使主阀两端控制腔进油或排油，而无多余的回油液阻及压力损失。压差调节器保证泵的出口压力比负载压力略高，其差值即为弹簧调节的压力值，故该阀为负载敏感性高的比例方向控制阀。

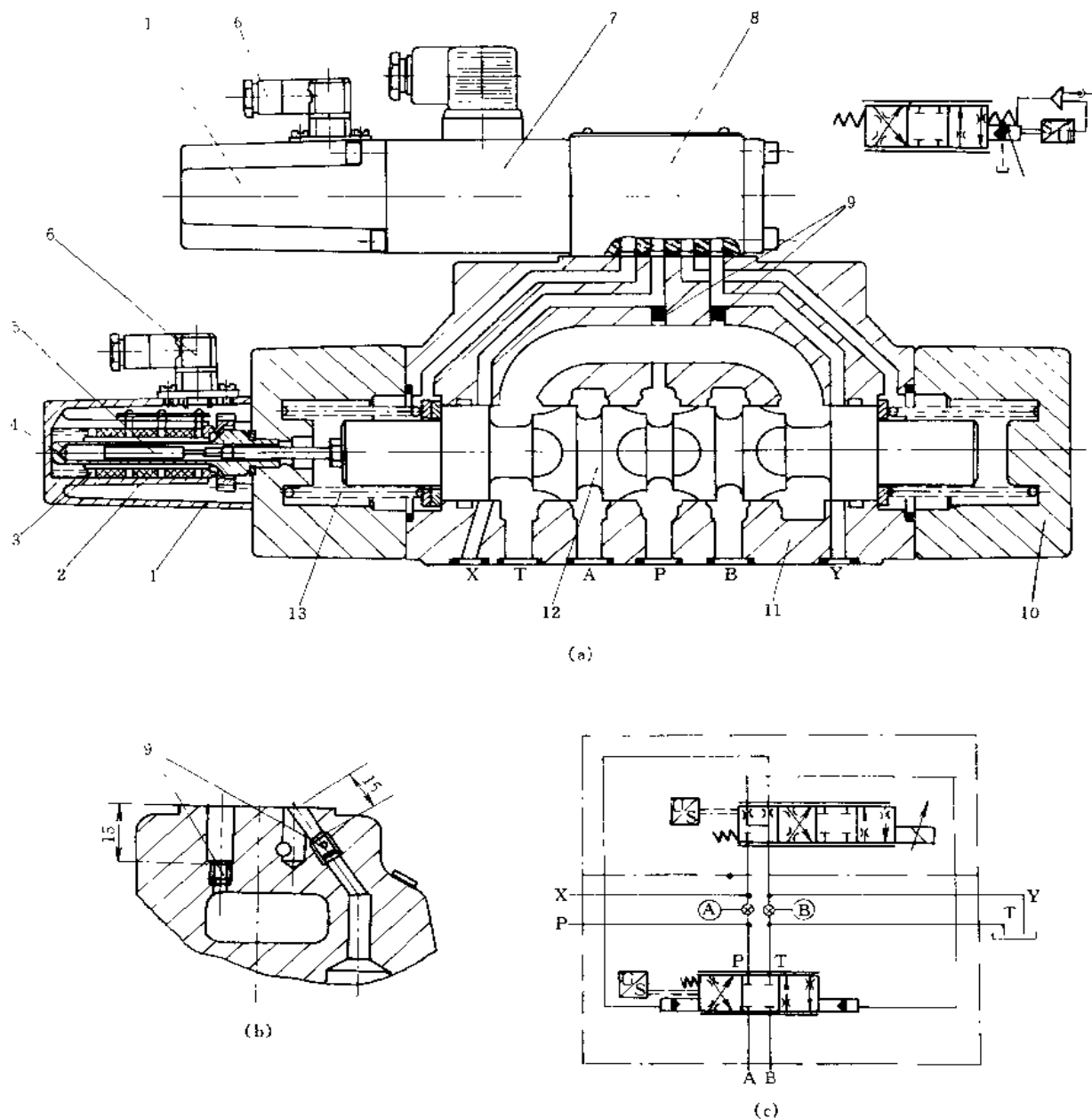


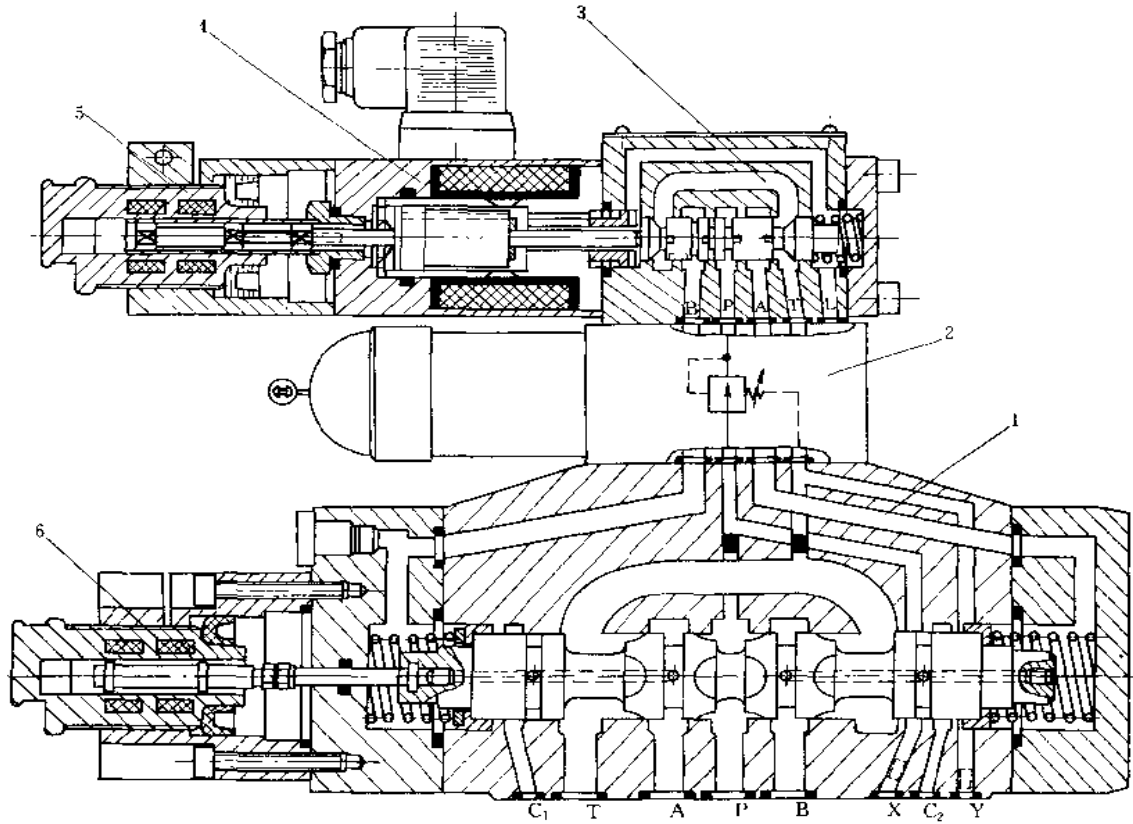
图 1-9-212 位移反馈式电液比例方向流量阀

(a) 结构图；(b) 内外控制孔塞位置图；(c) 液压原理图

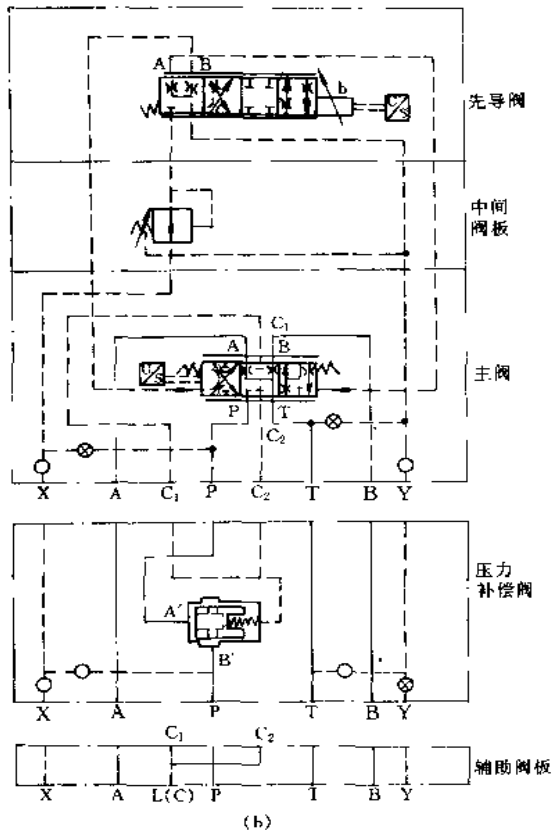
1—位移传感器；2—线圈；3—骨架；4—套筒；5—衔铁；6—接线开关；7—比例电磁铁；8—先导阀；9—孔塞；10—端盖；11—主阀体；12—主阀芯；13—弹簧

图 1-9-212 为二级位移反馈式电液比例换向阀，即先导阀与主阀都采用阀芯位置的电反馈。位置传感器是差动变压器式。在接线开关的电路板上具有补偿电路，可以进行零位调整和调剂、放大等作用。双级的位移-电反馈控制回路，使该阀具有很高的控制精度和抗干扰能力，输出位移的线性度也大大提高，是一种新型阀。该阀可以实现内部控制和外部控制。

美国 Parker 公司生产的 D31FH 系列电液比例方向节流控制阀，具有一个常规的力矩马达驱动的比例方向节流阀，主阀带位移-电反馈，带有零遮盖和正遮盖的阀芯，电子插件封装在压铸的铝壳里，具有电子和机械的零点调整，灵活方便。



(a)



(b)

图 1-9-213 定差减压补偿型电液比例方向节流阀

(a) 结构图; (b) 液压原理图

1—主阀; 2—中间阀板; 3—先导阀; 4—比例电磁铁; 5—先导阀位移传感器; 6—主阀位移传感器

图 1-9-213a 为定差减压阀进行压力补偿的电液比例方向节流阀，它控制的是流量。中间阀板内插装定差减压阀，其作用是调定先导阀控制油压力为 3MPa。同时采用双级位移-电反馈控制，使其性能进一步提高。该中间阀板也可以有插装安全阀的型式，使 P 油口在负载升高后，超过安全阀调定压力时，自动切换该阀（安全阀），使 P 油口与泄油口相通，起安全保护作用。也可以不连接中间阀板，与图 1-9-212 所示阀相同。

图 1-9-213b 为加压力补偿阀的另一种型式的工作原理图。该压力补偿阀也是插装在一块阀板内。压力补偿阀的另一端分别接主阀上的  $C_1$ 、 $C_2$  孔，并通过主阀芯内孔道与主阀 A、B 油口相通，这就是节流阀阀后的压力。P 油口与压力补偿阀的另一端  $A'$  油口相通，就是



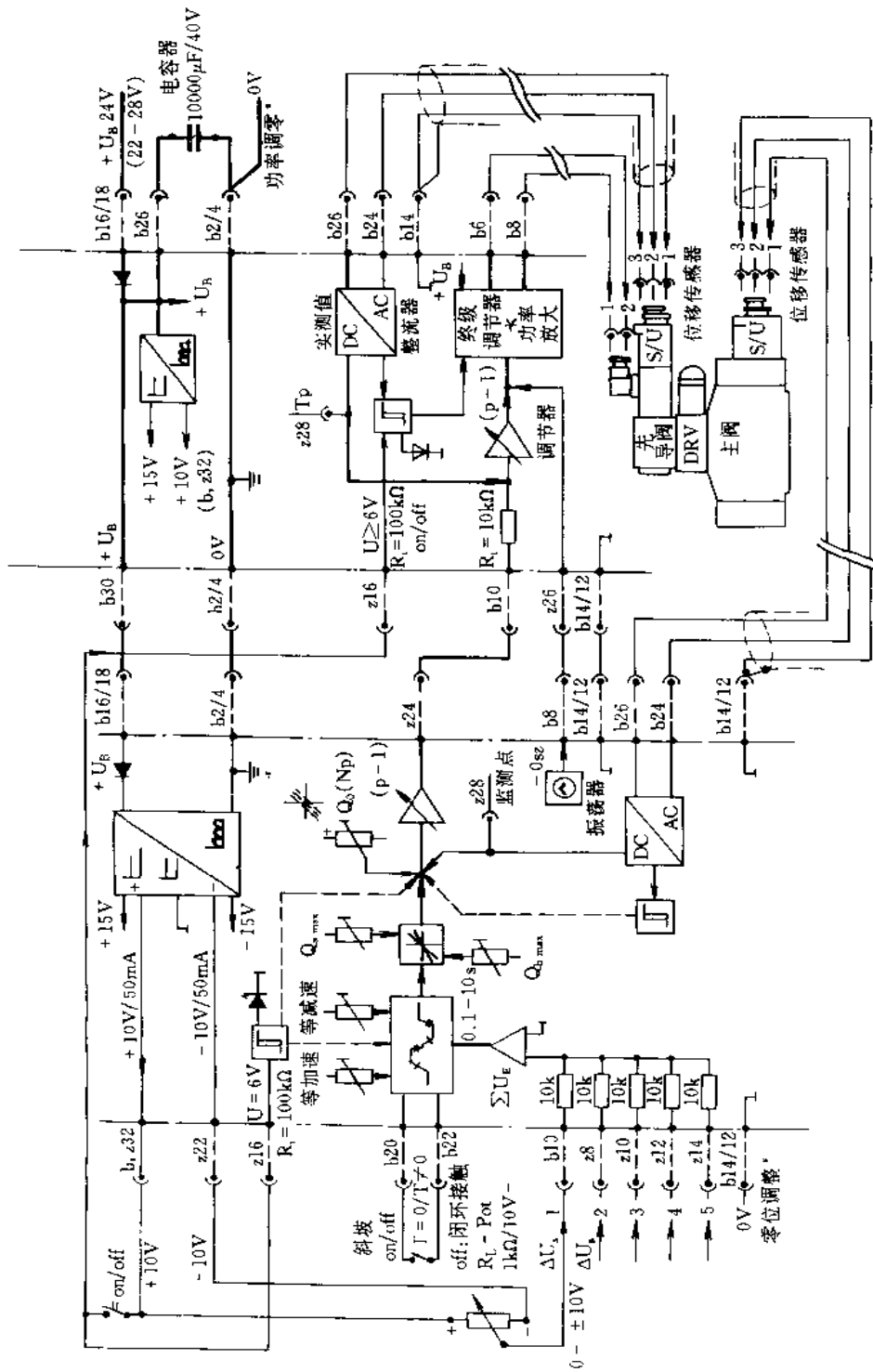
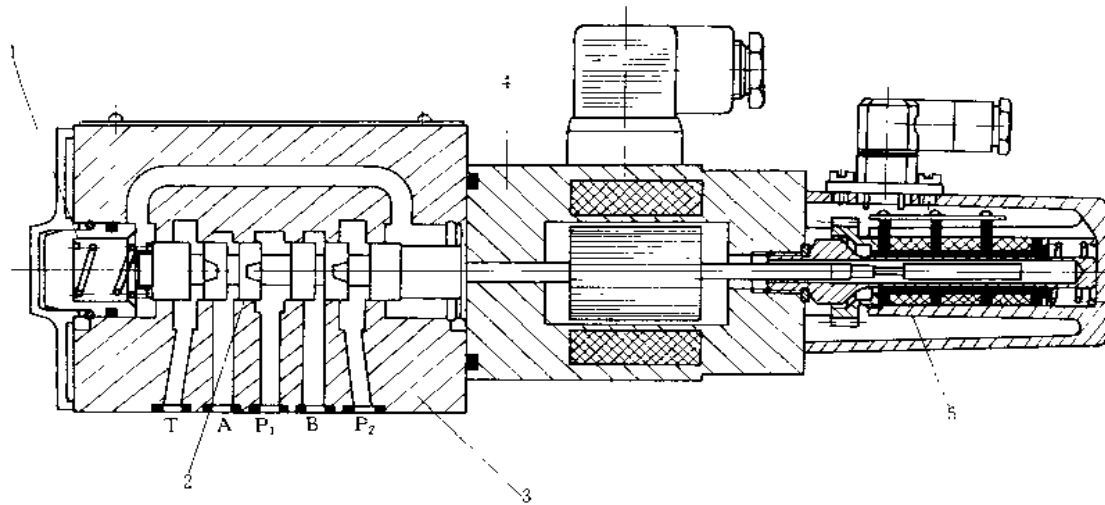
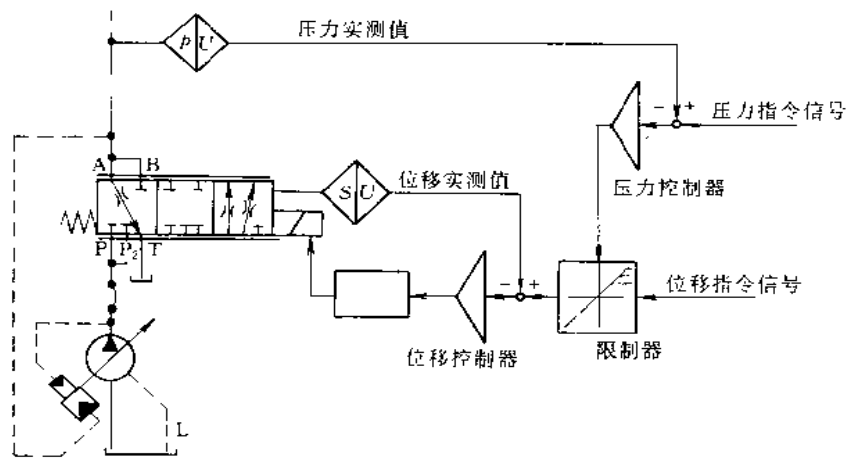


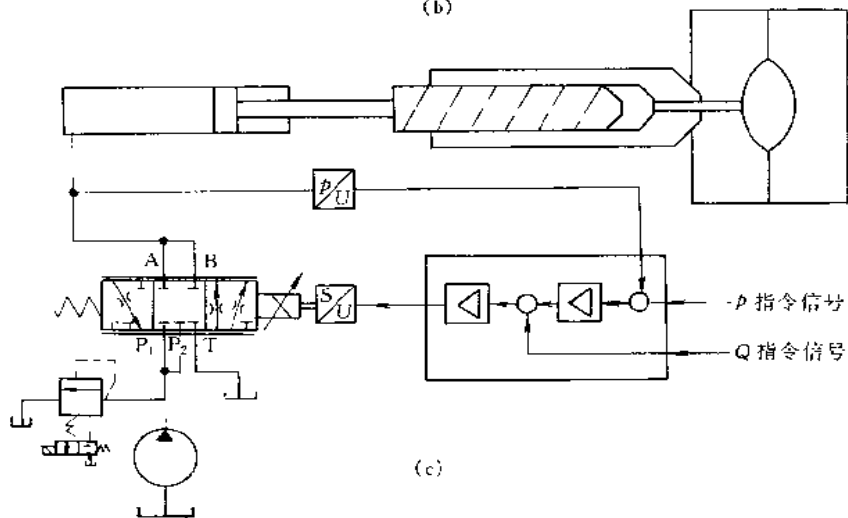
图 1-9-214 双级移-电反馈比例方向节流阀电路原理图



(a)



(b)



(c)

图 1-9-215 带压力、位移传感器的比例方向节流阀

(a) 结构图; (b) 应用回路 I; (c) 应用回路 II

1—复位弹簧; 2—主阀芯; 3—阀体; 4—比例电磁铁; 5—位移传感器

节流阀阀前压力(节流阀为主阀芯开口)。当主阀 A、B 油口受负载影响压力升高或降低时,与  $C_1$ 、 $C_2$  孔道相通的压力补偿阀弹簧端压力也升高或降低,使该阀芯左移或右移,减压缝隙变大,阻力减小。 $A'$  油口压力升高,也就是 P 油口压力升高,使主阀芯开口组成的节流口前后压差保持不变。这样就使该阀在比例电磁铁控制的每一个阀芯位移的情况下,即有位置的闭环控制又有压力补偿,可以得到高精度的流量。

该阀磁滞小于 0.2%, 重复误差不超过 0.1%。

美国 Vickers 公司的 KHPG5V 系列和德国 BOSCH 公司生产的 B81C015 型都是这种类型阀。

图 1-9-214 所示的电路方框图是对应德国 B810015 系列阀,先导阀与主阀都带位移传感器,先导阀单电磁铁控制的双级位移-电反馈比例方向节流阀。

放大电路中用 24V 的直流电源,并加振荡电路(并联电容),起电流过保护的作用。主阀和先导阀的位移传感器输出均经过整流并且都有信号输出的监测点(z28)。先导阀的传感器输出带指示灯显示。输入信号有斜坡调整和方向阀  $P \rightarrow A$ 、 $P \rightarrow B$  油口流量增益调整。与主阀位移传感器信号比较后经过运算放大器(滤波、调制)与先导阀的信号比较,最后经功率放大器放大驱动比例电磁铁。电路中有零位调整、死区调整,并且在功率级放大前,加入振荡电路,以便输入电磁铁驱动衔铁时减小运动摩擦力和提高稳定性。整个放大电路有两块集成电路板组成。

图 1-9-215a 为闭环控制,位移电反馈单级电液比例阀,又称  $p/Q$  阀。该阀的主阀为三位五通方向节流控制阀。五个油口除 A、B、T 油口外,有  $P_1$ 、 $P_2$  两个压力油口。这种阀的控制机能,将方向阀与节流阀组合成一体,并且能进行压力补偿。用在注塑机的填充阶段,进行流量控制,在加压和保压阶段进行压力控制。

图 1-9-215b 是其应用回路,流量开环控制,压力闭环控制,当系统压力降低时,压力传感器输出信号,使比例电磁铁驱动电流减小,至使主阀芯在弹簧作用下处于图示位置。A 油口与 T 油口相通,流量由阀口通流面积决定, $P_1$ 、 $P_2$  油口封闭,同时变量液压泵排量为零。P 和  $P_2$  油口与 A、B 油口的连接,可以依靠主阀芯的位移自动改变节流口通流面积。

图 1-9-215c 应用在定量泵系统。当注塑机压模压力达到最大值需保压时,压力传感器发出电信号输入到放大器中,控制比例电磁铁,使阀芯处于中位。美国 Vickers 公司生产该  $p/Q$  阀的放大器型号为 EEA-PAM-5-P-30,德国 BOSCH 公司放大器生产型号为 B830303073。

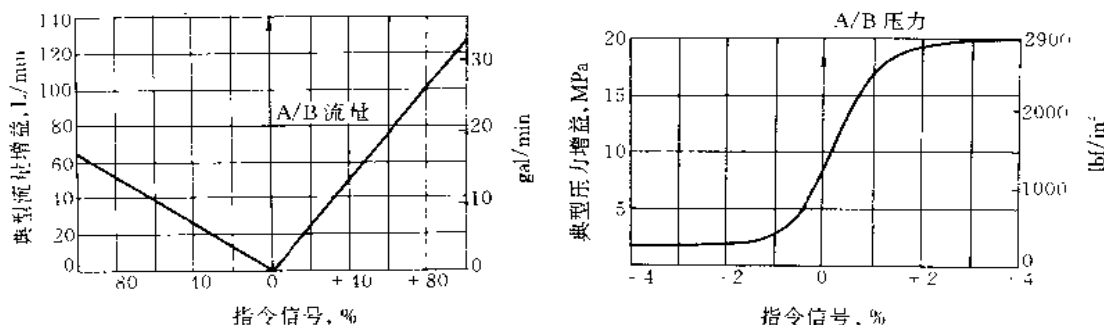


图 1-9-216  $p/Q$  阀流量、压力增益

注:  $1\text{gal}/\text{min} = 3.78541\text{L}/\text{min}$ ;  $1\text{lbf}/\text{in}^2 = 6.89476 \times 10^{-3}\text{MPa}$

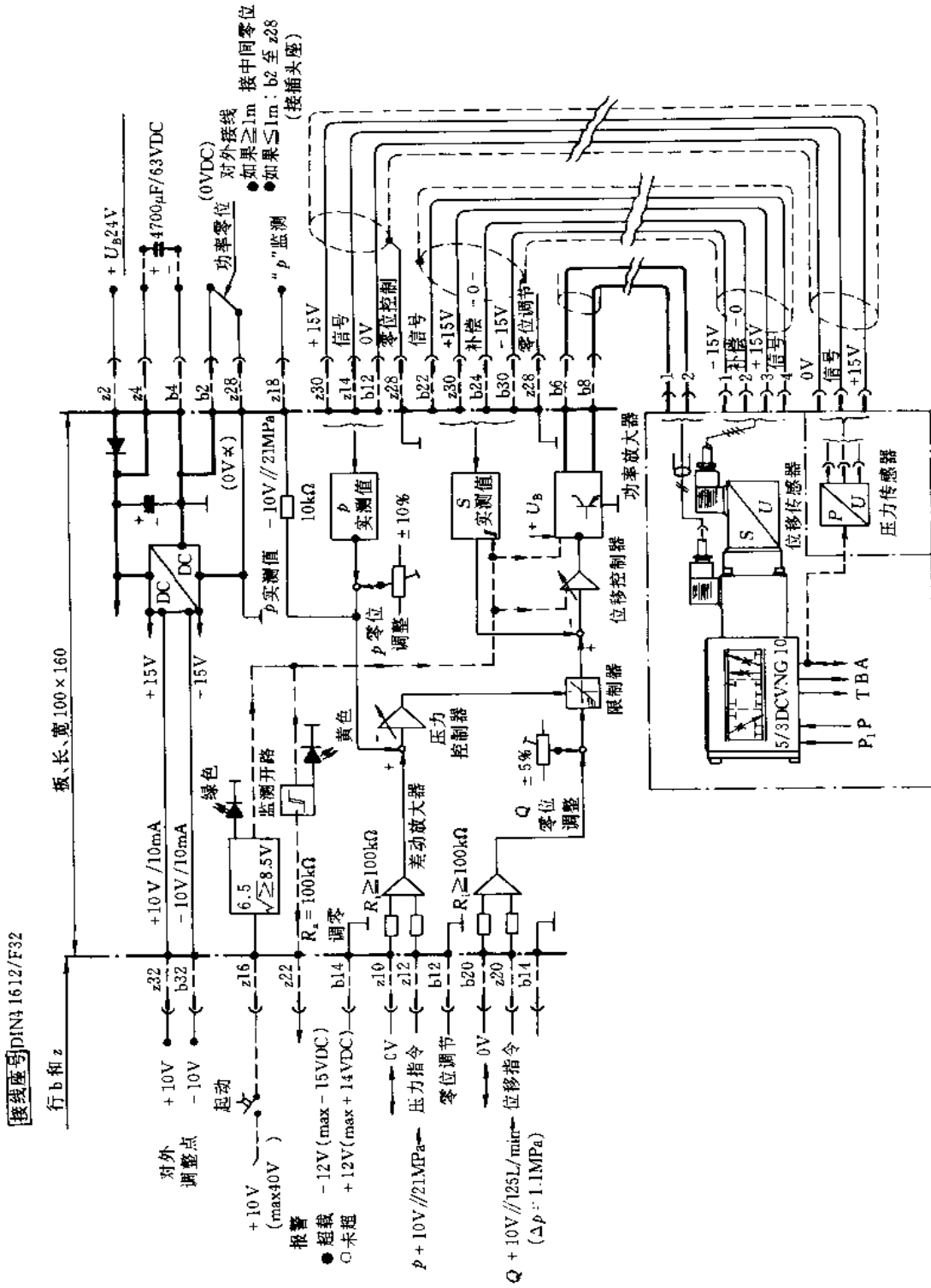


图 1-9-217 p/Q 阀带压力控制的电路原理图

图 1-9-217 为 B830303073 型号及 EEA-PAM-5-D-30 型号放大器的控制电路原理图。该图中由限制器来控制压力实测信号和位移实测信号的通断。位移和压力传感器都采用直流电源。电路中有信号的阀外监测点及显示灯,对压力及流量增益的调节,电路的零位调节,以及外输入指令信号和检测信号的比较、调剂、放大等功能电路。放大器使  $p/Q$  阀的动态和静态性能得到保证。该阀最大工作压力为 21MPa,额定流量 125L/min,最小流量为 0。当背压为 1.1MPa, $P_1 \rightarrow A + P_2 \rightarrow B$  流量为 125L/min, $A \rightarrow T$  流量为 37L/min 工作压力为 10MPa,泄漏量小于 1.2L/min。压力传感器输出误差小于 2%,磁滞小于 0.25%,响应时间:小于、等于 25ms,对应输入信号-50%~+90%变化。

## (2) 电液比例压力控制阀

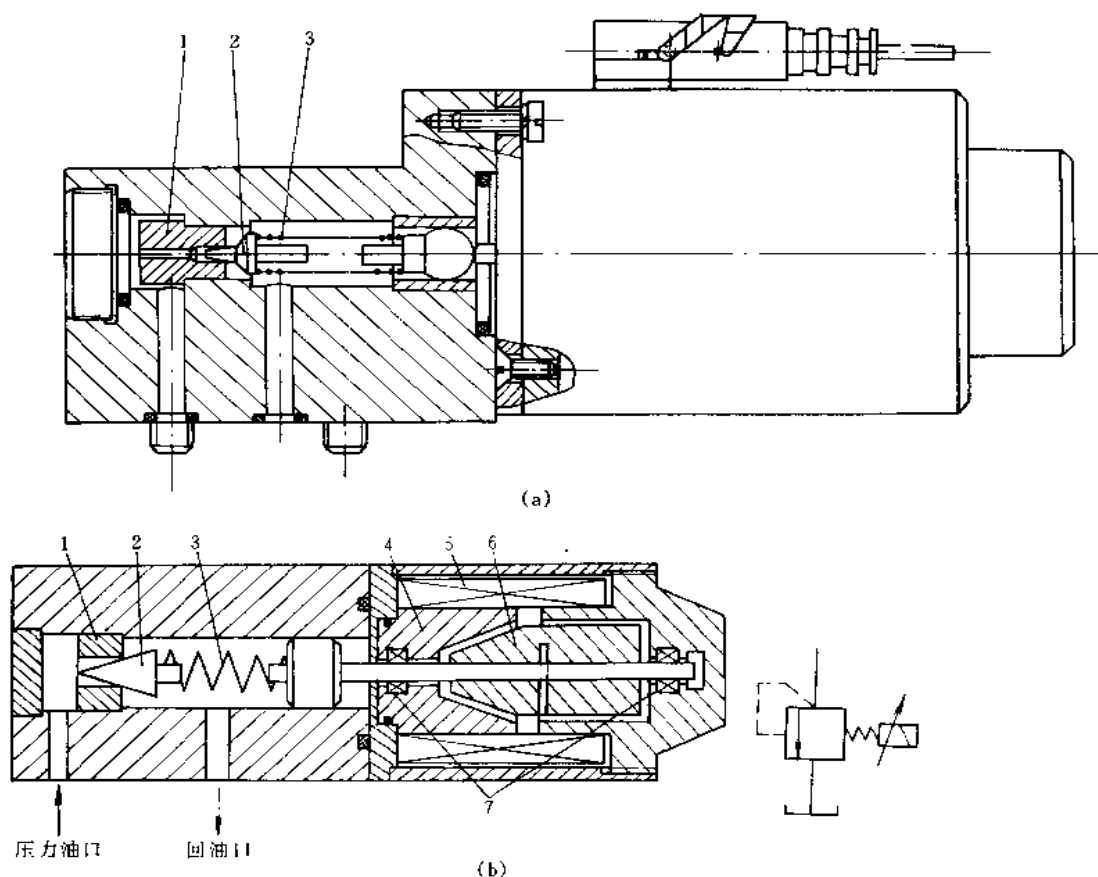


图 1-9-218 直接作用式电液比例压力控制阀

(a)结构图;(b)工作原理图

1—锥阀座;2—阀芯;3—弹簧;4—前端盖级靴;5—线圈;6—衔铁;7—支承

图 1-9-218 为电液比例压力控制阀。阀的本身部分与普通远程调压阀相似,不同的是手调调压机构为比例电磁铁所代替。当电讯号输入时,电磁力通过衔铁和推杆推动钢球压缩弹簧 3,使阀的进油口油压通过弹簧与电磁力相平衡。改变输入电量的大小使电磁力的大小改变,弹簧的压缩量改变,阀的开启压力也随之改变。该阀可以做为压力阀先导级阀或者插装阀的控制级。

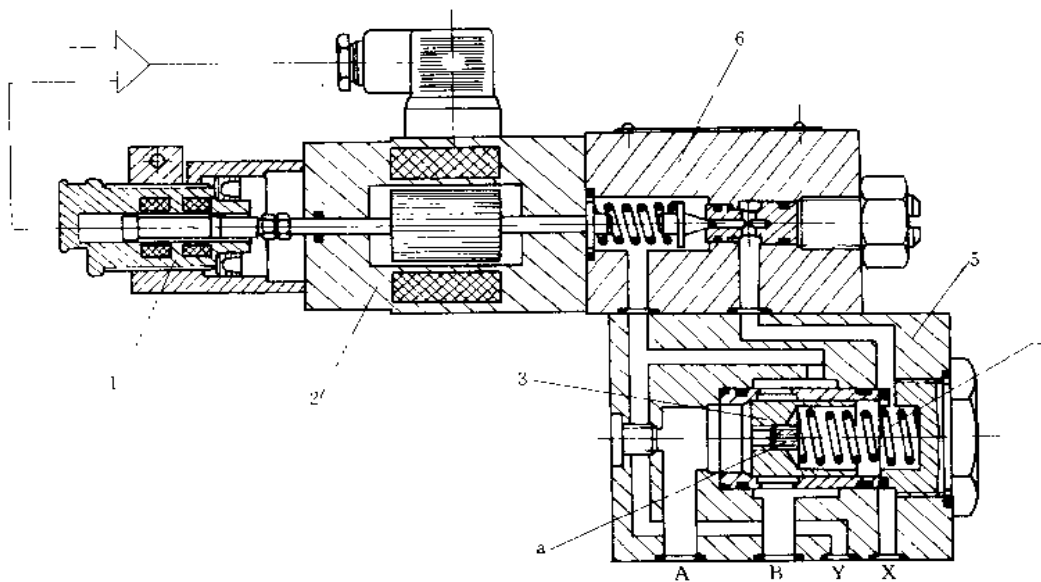


图 1-9-219 先导式电液比例压力阀

1—位移传感器；2—比例电磁铁；3—主阀芯；4—复位弹簧；5—主阀体；6—先导阀；a—阻尼孔；Y—泄油口；X—控制油口

图 1-9-219 为先导式电液比例压力阀。该阀为带先导级的压力控制阀。对于电液比例压力阀来讲，溢流阀、减压阀或者顺序阀，其阀的结构是没有多大区别的。该阀可以做溢流阀也可以

做顺序阀。PRV 型主阀阀口是常闭型，PR 型主阀常开的。油从主阀芯的中心阻尼孔进入到主阀芯的右腔，并与先导阀连通。当先导阀比例电磁铁通电产生电磁吸引力，通过衔铁、推杆和弹簧作用于先导阀芯上。当作用于先导阀芯上的液压力大于电磁力时，先导阀被打开，使主阀芯右腔油溢流，压力低于主阀芯左腔。故主阀芯在左端液压力作用下向右移动，打开阀口 A→B

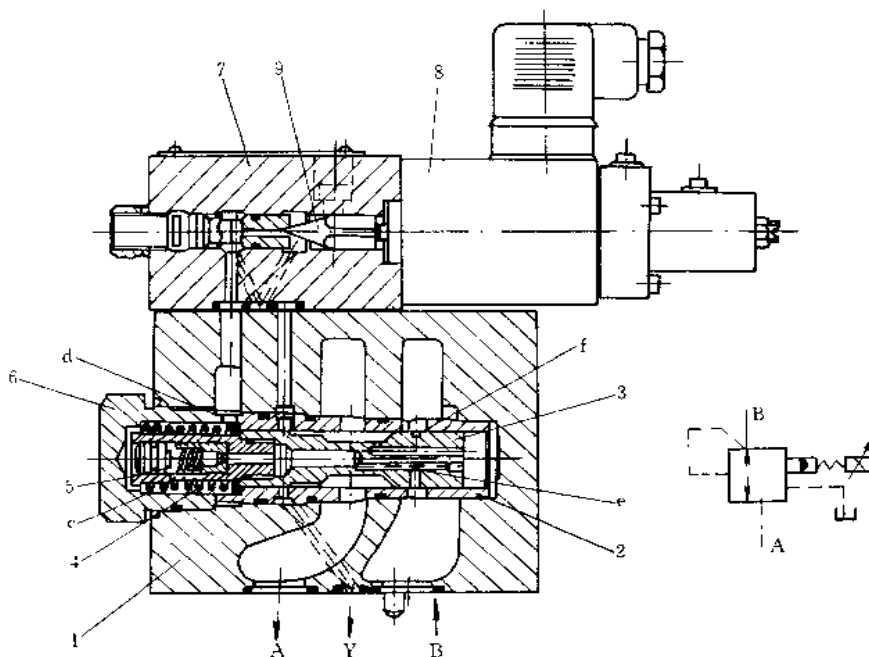


图 1-9-220 电液比例减压阀

1—主阀体；2—阀体；3—主阀芯；4—主阀弹簧；5—流量稳定器；6—弹簧调节螺母；7—先导阀；8—比例电磁铁；9—先导锥阀芯

油口相通,A 油口压力由电磁力决定。若 B 油口接油箱,则起溢流阀作用,若 B 油口接液压缸,则为顺序阀(这时 Y 油口单独接油箱),若 X 油口接控制油,可以实现外控。

该阀的先导阀带位移传感器可以实现闭环控制,比例电磁铁中衔铁的位移由位移传感器检测并输入到运算放大器中进行放大,阻抗变换处理后,与指令信号叠加,再输入到电磁铁进行控制。电磁铁每输入的一个信号都能控制一个 A 油口的压力或 B 油口的压力。

该阀由于主阀芯的干扰,没有进行补偿,故动态与稳态性能仍然受到影响。

图 1-9-220 为电液比例减压阀,是进油控制的先导式减压阀。其比例电磁铁可以接受任何大小指令电流而产生不同的电磁吸力,通过推杆直接作用于先导阀的锥阀芯上。进油口压力油经 e 孔通过流量稳定器流到主阀芯的左端和经 d 孔流到先导阀锥阀芯的下面,流量稳定器的作用是使流到先导阀锥阀芯下腔的流量为恒定值。锥阀芯下腔所受液压力直接与上端所受的电磁力相平衡,当液压力大于电磁力时,先导阀的锥阀芯上移,打开阀口油溢流。使主阀芯左端的压力下降,主阀芯右端经 f 孔与出油口 A 相通,这时主阀芯左移,移动的距离使主阀芯两端受力平衡仍然是动压平衡。主阀口缝隙的改变,改变了进油口到出油口液流的压降,从而使出油口 A 压力降低并稳定。电磁铁输入的电流大小与电磁力成正比,电磁力又与进油口压力成正比。进油口压力又决定主阀口缝隙的大小,所以输入电流也就能决定主阀口的开口度,可以用输入电流大小调定出油口压力值,从而改变出油口的压力。该阀为溢流阀、减压阀并用,油流方向可以改变,见图形符号。该阀比例控制线性度为 2.0%,滞环小于 2.5%。

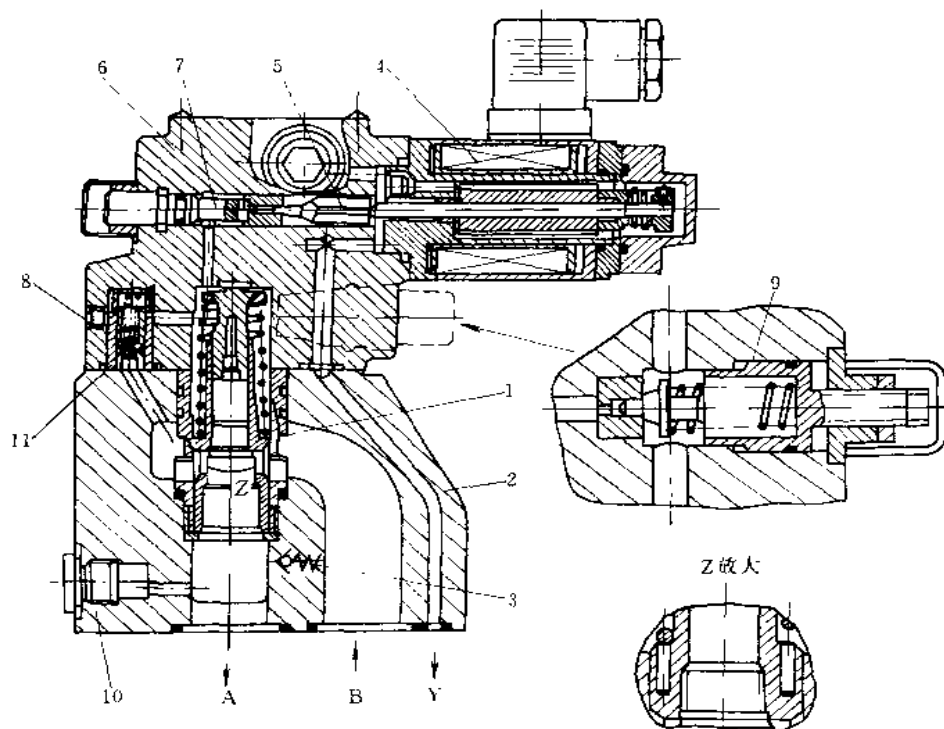


图 1-9-221 带安全阀的电液比例减压阀

1-主阀;2-主阀体;3-单向阀;4-比例电磁铁;5-锥阀芯;6-先导阀;7-调节阀座;8、10-孔塞;9-安全阀;11-流量稳定器

图 1-9-221 为带安全阀的单向电液比例减压阀。该阀属于直接压力检测形式,进油口 B 压力油经流量稳定器 11 流到主阀芯上腔及先导阀锥阀芯的下腔。其工作原理与图 1-9-220 相同。它的主阀芯采用空心形式,阀口常开。进油口压力油经流量稳定器 11,并经孔道与安全阀 9 相通。当受负载影响使 A 油口压力急剧升高时,可以使 B 油口溢流起保护作用。当 A 油口进油时,经单向阀 3 流向 B 油口。属单向电液比例减压阀,由于主阀芯中心阻尼孔的作用,可以对主阀芯的振荡起到阻尼作用,先导阀的锥阀芯直接与推杆接触,缩短弹簧的长度,对先导阀阀芯的振荡也起了缓振作用、提高了阀的动态性能。线性为 $\pm 3.5\%$ ,重复性为 $\pm 2\%$ ,该阀额定工作压力为 31.5MPa。

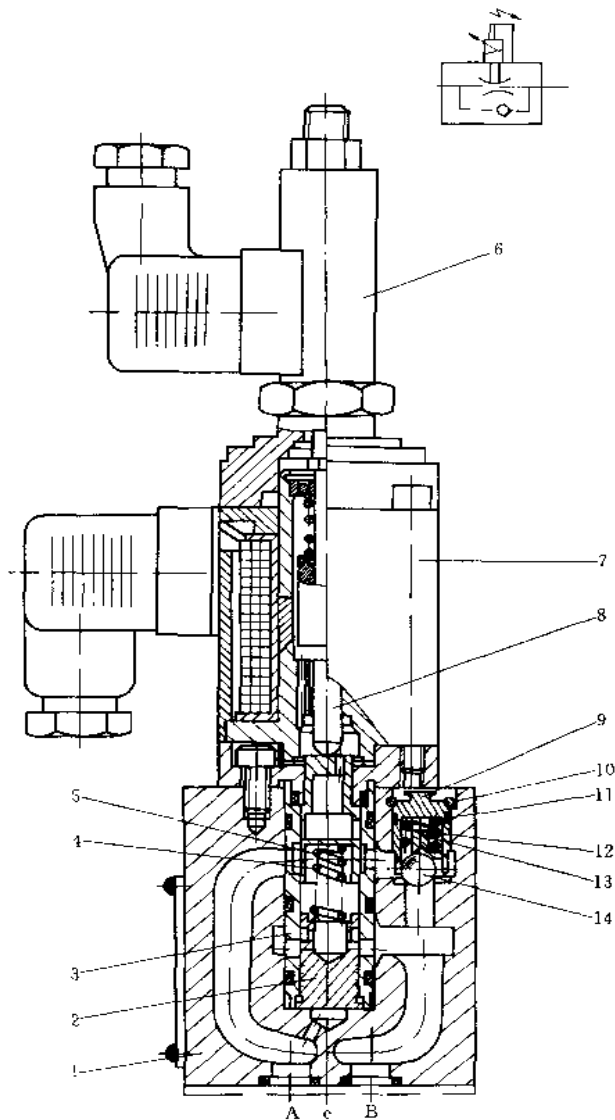


图 1-9-222 闭式控制比例调速阀

1—阀体;2—减压阀阀芯;3—阀套;4、12—弹簧;5—节流阀阀芯;  
6—传感器;7—比例电磁铁;8—推杆;9—单向阀阀座;10—孔用  
卡环;11—O形密封圈;13—阀杆;14—钢球

### (3) 电液比例调速阀

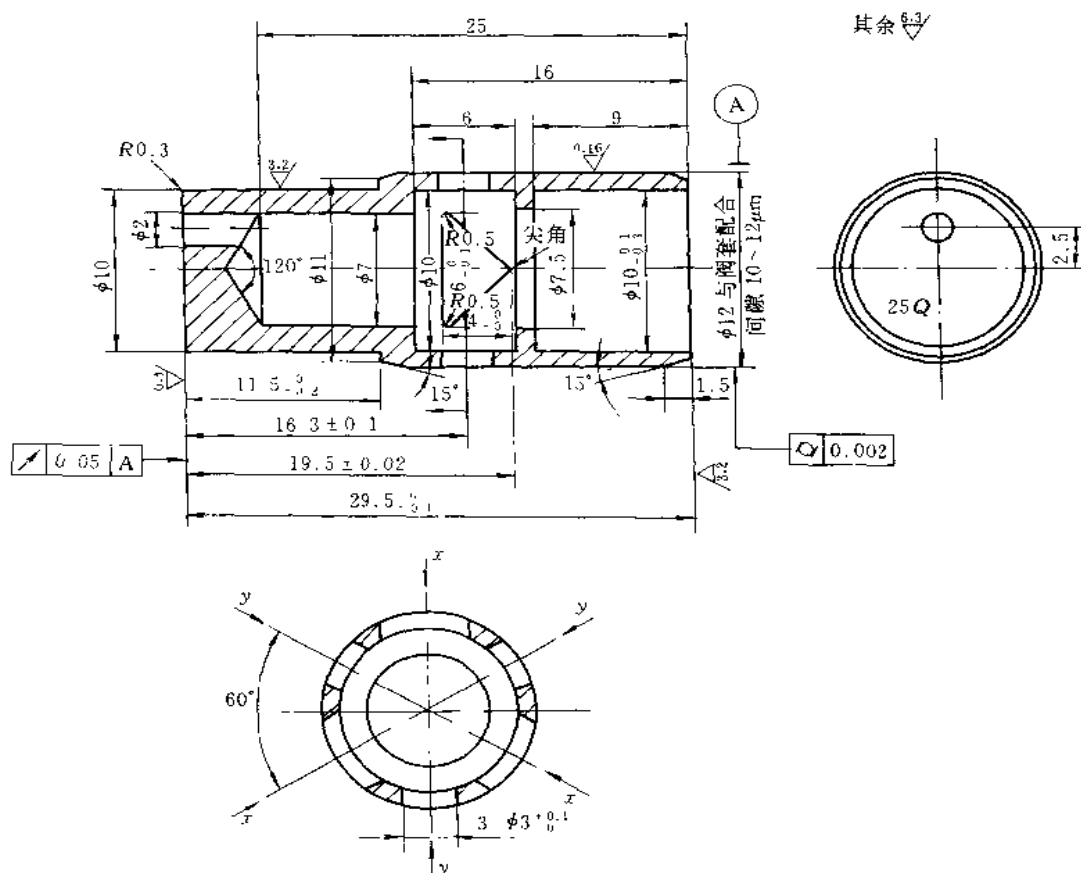
图 1-9-222 为电液比例调速阀,为北京液压件厂的产品,比例电磁铁驱动,位移-电反馈闭环控制。当比例电磁铁输入一个电流后,产生电磁吸力使衔铁吸合,同时推动推杆使节流阀芯有一个轴向位移,这就是节流口开度。这一个开度被推杆上面的位移传感器检测,并反馈给比例电磁铁进行调制、放大比较后再控制,这就是闭环控制。这个过程是位移-力反馈过程。

减压阀芯是随负载变化对节流阀前后压差进行补偿的。

A 口压力油经 e 孔流到阀芯 2 的下腔,又经过节流口流到阀芯上腔,上、下腔作用力使阀芯 2 受力平衡而获得一个开度。当 B 口压力升高或降低时,阀芯 2 上腔压力升高(相当节流阀出口压力升高或降低)。阀芯 2 受力不平衡,上腔液压力与弹簧力的合力大于或小于下腔的液压力,使阀芯 2 下移,减压阀的阀口开大,减压作用减小,使节流阀出口油的阻力减小,压力下降,维持  $\Delta p$  不变。

这个过程与普通调速阀的补偿作用相同。该阀在传感器与电磁铁内装集成电路板,可以对电信号进行调制、放大,故稳定性及精度都很高,滞环小于 1%,并且在阀体外可以进行零位调整。它是一种价格便宜而且性能较好的闭环控制产品。





#### 技术要求:

1.  $x$  向为三角孔,  $y$  向为  $\phi 3^{+0.1}$  孔  $60^\circ$  均布
2. 热处理: 渗氮层厚度  $0.4 \sim 0.6$ , HRC 为  $74.7 \sim 76.9$
3. 未注公差:

尺寸范围	$\sim 6$	$>6 \sim 30$
公差	$\pm 0.1$	$\pm 0.2$

图 1-9-223 电液比例调速阀阀芯(材料:15CrMn)

图 1-9-223 为电液比例调速阀阀芯零件图。

#### 4.3.2 电液伺服阀

电液伺服阀是一种接受电气模拟信号、相应输出调制的流量和压力的液压控制阀。同比例阀相比,伺服阀的控制精度高、灵敏、动态性能好、响应快,是一种高性能、高精度的电液控制元件,是电液伺服系统的核心部分。

伺服阀结构、种类繁多,分类方法也有多种。一般按其液压放大器的级数可分为单级、两级、三级伺服阀。单级伺服阀的结构简单,价格低廉,但对负载变化敏感,只适用于低压、小流量、负载动态变化不大的场合。三级阀通常只有在要求流量很大( $200\text{L}/\text{min}$  以上)的情况下才使用,普遍使用的是两级阀。

按第一级液压放大器的结构分类,有滑阀、喷嘴挡板阀、射流管阀及射流元件阀,其中以双喷嘴挡板阀为最多,射流管阀及射流元件阀因对油液污染不敏感而具有广泛的应用前景。

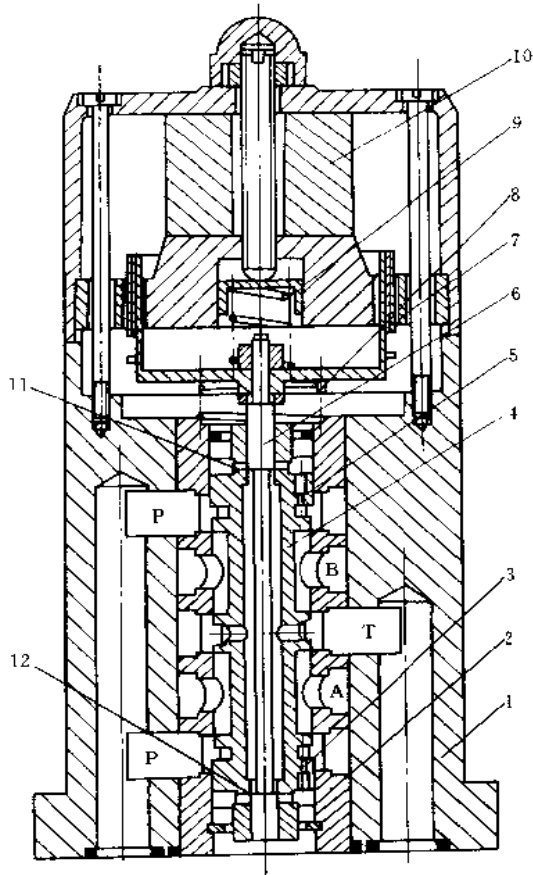


图 1-9-224 动圈式滑阀直接反馈两级伺服阀  
1—阀体；2—阀套；3、5—固定节流口；4—主阀；6—滑阀；  
7—动圈绕组；8—下弹簧；9—上弹簧；10—磁钢（永久磁铁）；  
11、12—可调节流孔

按伺服阀中液压放大器本身的反馈形式，可分为滑阀位置反馈式、负载压力反馈式、负载流量反馈式伺服阀。滑阀位置反馈式和流量反馈式伺服阀的主要控制量为阀的输出流量，故统称为流量伺服阀。大多数液压伺服系统控制的是执行机构的运动速度或位置，所以流量伺服阀用得最多，产品类型也较多。负载压力反馈伺服阀包括静压反馈伺服阀和动压反馈伺服阀，统称为压力伺服阀，用在控制量是负载力或负载压力的场合，如伺服加载和刹车减速系统等。

### (1) 流量伺服阀

#### 1) 动圈式滑阀直接反馈两级伺服阀

图 1-9-224 所示为 DY 型两级伺服阀。动圈绕组 7 可通过顶端调零螺钉的调节上下移动，推动滑阀 6，达到调零的目的。当动圈 7 有控制电流通过时，产生磁场力，克服动圈上弹簧 8、9 的弹簧力推动控制滑阀阀芯 6，使之相对主阀 4 运动，产生与控制电流成比例的位移，从而改变节流口 11、12 的通流面积，在上、下控制腔产生压差，使主阀芯 4 运动，运动的结果使控制腔压差减小，直至主阀阀芯 4 平衡。这种直接反馈

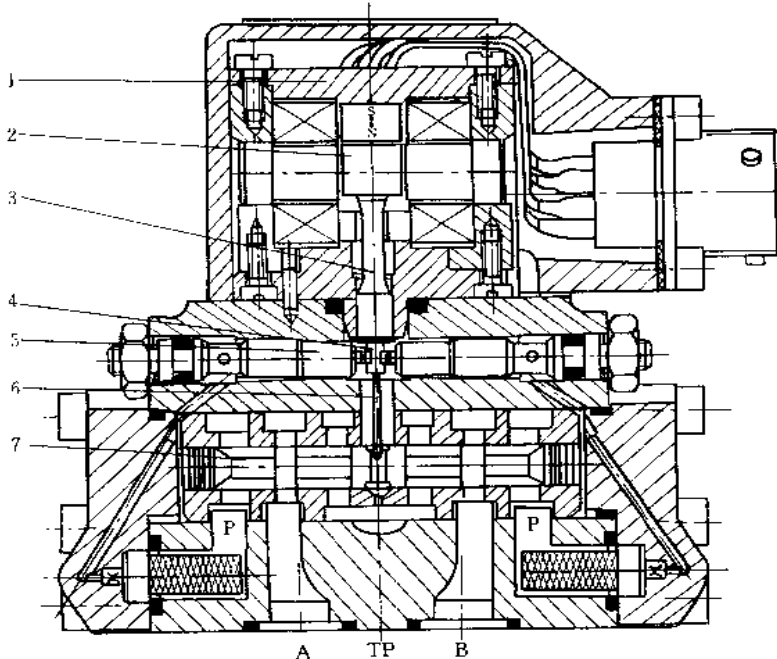


图 1-9-225 机械力反馈式两级伺服阀

1—力矩马达；2—衔铁；3—扭力管；4—挡板；5—控制喷嘴；6—反馈杆；7—滑阀

的作用使得功率级滑阀（主阀）阀芯跟随前置级滑阀（控制阀）阀芯运动，且阀芯位移与动圈输入电流大小成正比。

## 2) 喷嘴挡板式两级伺服阀

图 1-9-225 所示为美国 Parker 公司 BD062、BD720 系列喷嘴挡板式机械力反馈伺服阀。前置级为双喷嘴挡板阀，功率级为滑阀 7，阀芯位移通过反馈杆 6 转换成机械力矩反馈至力矩马达衔铁组件上。力矩马达 1 未输入电流时，扭力管 3 处于衔铁 2 及挡板 4 的中间位置。

力矩马达输入电流以后，造成力矩马达的电磁力矩与反馈杆的弹性力矩不平衡，使挡板移动，偏离控制喷嘴 5 的中心位置，于是在滑阀 7 的两端建立起压差，控制阀芯在压差作用下移动。由于反馈杆 6 的反馈作用，喷嘴与挡板间距减小，使压差减小直至为零，建立起新的压力平衡。滑阀 7 的位移及输出流量与输入电流大小成正比。此类阀的动特性较好，频宽（-3dB）可达 70Hz 以上。

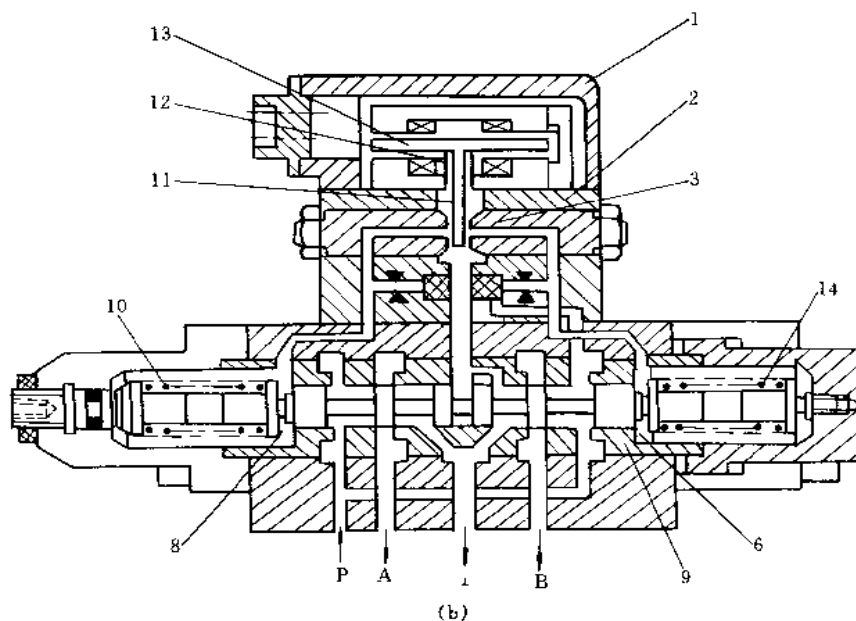
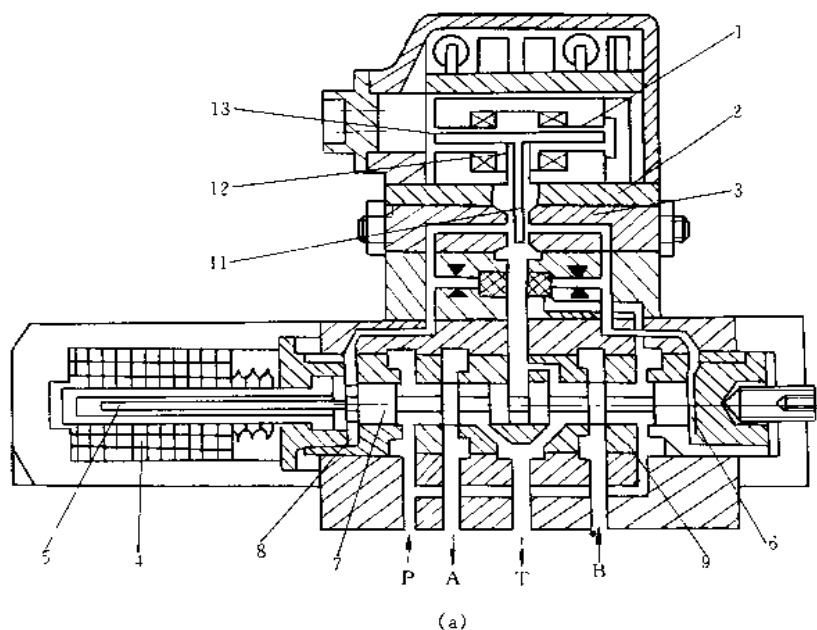


图 1-9-226 位置反馈式伺服阀

(a) 电反馈伺服阀；(b) 气压反馈伺服阀

1—力矩马达；2—喷嘴挡板阀；3—控制喷嘴；4—位移传感器；5—铁芯；6、8—控制腔；7—主阀；9—阀套；10、14—控制弹簧；11—挡板；12—扭力管；13—衔铁

图 1-9-226 a 为电反馈伺服阀。工作原理与机械力反馈式伺服阀基本相同，只是阀芯位移由感应式位移传感器测得，测得的与位移成比例的电信号经过与控制信号相比较，其差值控

制力矩马达,进而控制前置级液压放大器-喷嘴挡板阀。电反馈的引入,使系统元件动特性、静特性均得到提高,频宽可增大到 150Hz 以上。当位移传感器采用半导体应变片式传感器,如 FF108,频宽更可增至 250Hz。

由于伺服阀前置级放大器可单独供给能源,故可采用气动阀。图 1-9-226b 为气压反馈式(又称弹簧对中式)伺服阀,其前置级放大器为气动的喷嘴挡板阀,功率级控制阀的中位由控制弹簧 10、14 保证。

在输入电流作用下,挡板 11 偏离中位,控制腔 6、8 在主阀芯两端产生成比例的压差,推动主阀芯移动直至主阀芯的弹簧力与液动力平衡,使阀芯处于平衡状态。由于控制弹簧 10、14 具有线性特性,故控制阀芯的位移及流量与输入电信号成正比。气体介质传递速度慢,造成此类阀频带较窄,一般在 20Hz 左右。

### 3) 射流管伺服阀

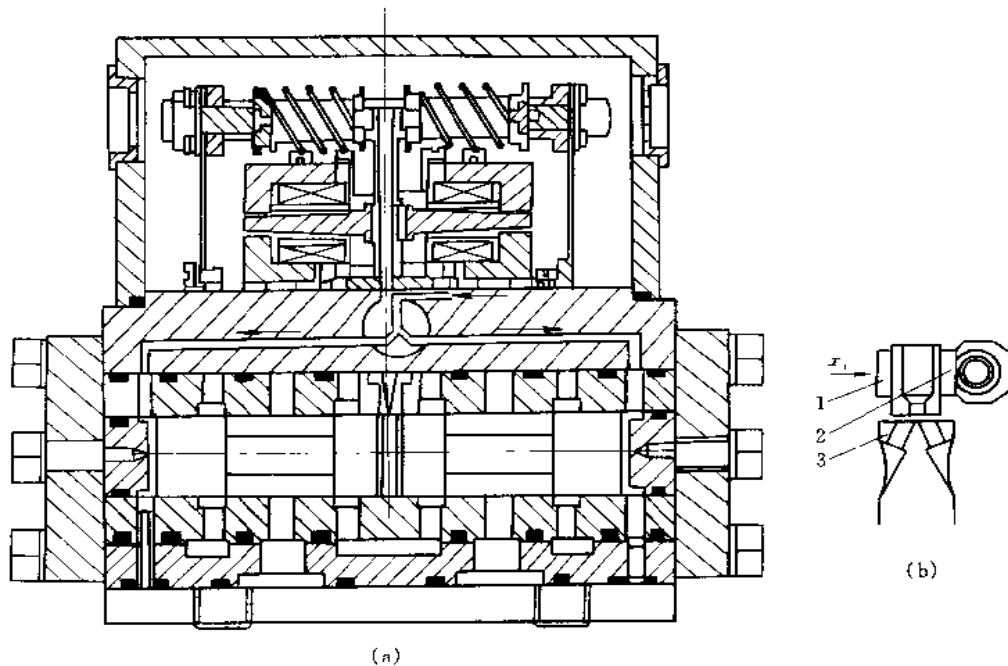


图 1-9-227 射流管伺服阀  
1—信号作用点; 2—射流管; 3—接收孔

图 1-9-227a 为结构原理图, b 为射流管工作示意图。定压油从射流管 2 射出,射入两个接收孔内,在接收孔内由液流的动能转化为压力能,形成比射流管内低的静压,作用在滑阀两端。当无输入信号时,射流喷嘴对准两接收孔的中央,使两接收孔内出现相等的恢复压力,使功放级的阀芯平衡在零位,伺服阀无流量输出。当接收输入信号时,信号作用点 1 左右移动,射流管偏离中位,两接收孔接收的油液不同,引起接收孔内恢复压力不同,于是推动阀芯运动。阀芯运动带动反馈杆,将阀芯位移转换成机械力矩反馈至衔铁组件使输入信号减小,从而减小两接收孔的压差,直至阀芯停留在一个新的平衡位置。

射流管阀具有较好的抗污染能力,可靠性高,工艺性好,且有较强的抗温度变化能力,压

力零漂小,并且由于射流管能在较高压力(10~21MPa)下正常工作,因而阀的灵敏度较高,但射流管惯量大,频带比喷嘴挡板阀的频带窄。射流管伺服阀被广泛用在航空航天领域,国内已开始此类阀的研制工作。

#### 4) 偏转板射流式力反馈两级伺服阀

该阀采用偏转板射流控制阀作为前置液压放大器。偏转板射流控制阀由上压片、下座、射流片和偏转板四部分组成(图略),下座上有三个孔,一个是供油孔,将射流喷嘴与油源相通,另外两个孔将接收孔与功率级滑阀的阀芯两端容腔相通,偏转板零件的上端压套在衔铁反馈杆组件的反馈杆上。偏转板阀工作原理与射流管阀基本相同,具有射流管阀类似的优缺点,但低温性能较差。

#### 5) 三级电液伺服阀

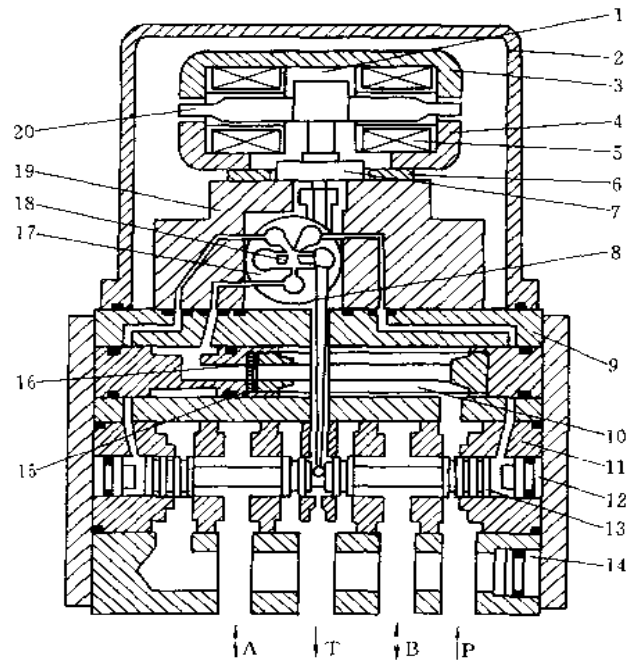


图 1-9-228 偏转板射流式力反馈两级伺服阀

1—永久磁铁; 2—上盖; 3—上导磁体; 4—下导磁体; 5—线圈; 6—调整垫片; 7—弹簧管; 8—反馈杆; 9—壳体; 10—滤油器; 11—阀套; 12—限位块; 13—阀芯; 14—堵头; 15—胶垫; 16—滤网; 17—射流片; 18—V形槽偏转板; 19—一级座; 20—衔铁

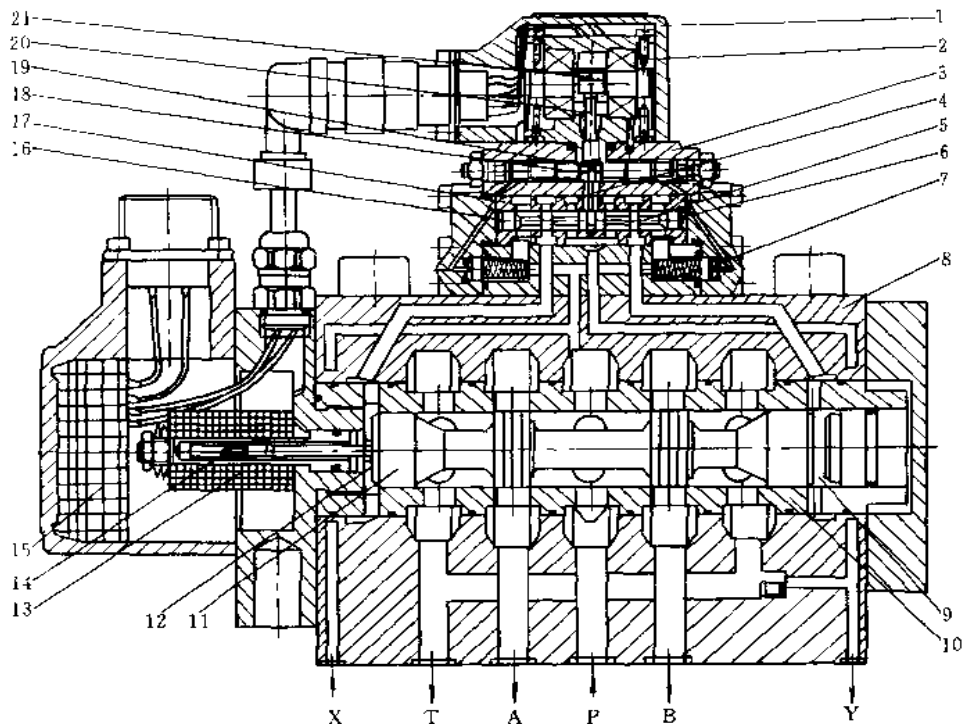


图 1-9-229 WSE3EE 型三级伺服阀

1—二级先导阀; 2—力矩马达; 3—喷嘴挡板阀; 4—反馈杆; 5—先导滑阀; 6, 16—先导阀控制腔; 7—固定节流孔; 8—三级功率滑阀(主阀); 9, 12—主阀控制腔; 10—主阀阀套; 11—主阀; 13—位移传感器; 14—铁芯; 15—总体电路; 17—先导滑阀阀套; 18—控制喷嘴; 19—挡板; 20—扭力管; 21—衔铁

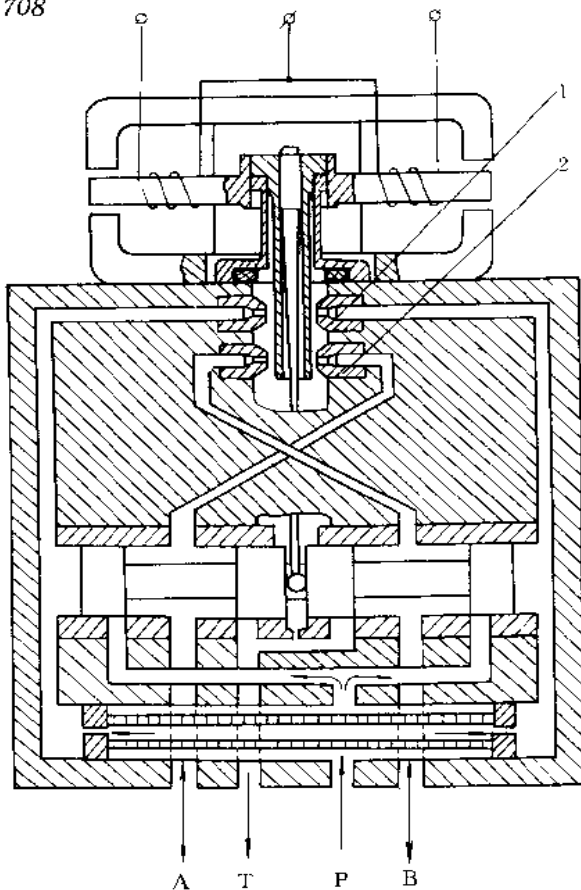


图 1-9-230 压力反馈电液伺服阀  
1—控制喷嘴；2—反馈喷嘴

个控制喷嘴作用在阀芯两端的压力与阀芯上作用的液动力和反馈杆弹簧力相平衡时，阀芯停止运动并保持一定位移，反馈喷嘴反馈的是  $p_i$  的大小，故称静压反馈。

压力反馈的特点是负载压力  $p_i$  与控制电流成正比，理论上  $p_i$  完全不受负载流量  $Q_i$  的影响，但实际上  $p_i$  随  $Q_i$  的变化略有变化，而负载压力  $p_i$  变化对负载流量  $Q_i$  的变化有较大影响，即  $p_i$  增加时，滑阀控制窗口上压降降低，使负载流量  $Q_i$  减小，并且当  $p_i$  增加时，反馈喷嘴对挡板的作用力加大而使阀芯位移减小，负载流量  $Q_i$  也就大大下降。

## 2) 动压反馈伺服阀

图 1-9-231 是一种动压反馈伺服阀的结构原理图。它是在静压反馈伺服阀的基础上增加了一个带对中弹簧的动压

三级伺服阀通常是以通用型两级伺服阀为前置级并以滑阀为功率级。图 1-9-229 所示的三级阀是以喷嘴挡板阀为前置级，第三级滑阀的位置反馈由位移传感器完成。

三级伺服阀易于获得较大流量，可达 400L/min，如 FF109G。第三级滑阀的电反馈使得整个阀仍然具有较高频宽。

## (2) 压力伺服阀

### 1) 静压反馈伺服阀

图 1-9-230 为一种压力反馈伺服阀的原理图。它是在位置反馈伺服阀的基础上增加了两个反馈喷嘴，以构成负载压力反馈。

当输入控制电流使滑阀动作后，负载压力  $p_i = p_A - p_B$  通过反馈喷嘴反馈到挡板上，使挡板和衔铁组件趋于恢复零位，当两

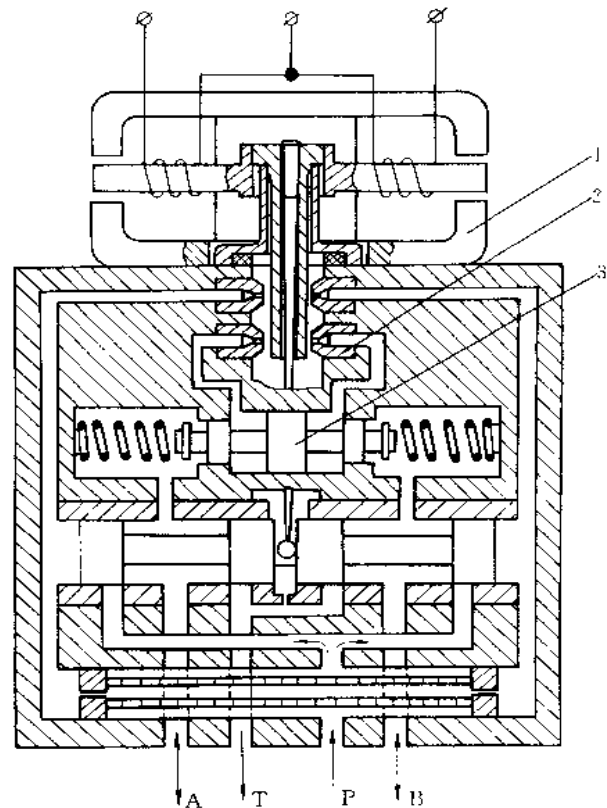


图 1-9-231 压力反馈伺服阀  
1—控制喷嘴；2—反馈喷嘴；3—动压活塞

活塞，负载压力作用于动压活塞两端的小活塞上。动态过程中，负载压力的变化使动压活塞运动，反馈喷嘴就对挡板产生作用力，起到压力反馈的作用。而稳态时，动压活塞停止在与负载压力相对应的某个位置上。这里，动压活塞相当于一个过滤装置，将低频压力变化过滤掉，使伺服阀在低频时相当于一个位置反馈伺服阀，而使高频的压力变化形成较大的负载压力反馈，伺服阀便成为压力反馈阀。因此这种阀高频时实际上反馈的是负载压力的变化率，故称动压反馈伺服阀。动压反馈使系统具有良好的阻尼和动态性能，尤其对大惯量负载引起的系统振荡能提供有效的阻尼。稳态时，压力反馈不起作用，这就保持了系统的刚性，使系统具有良好的抗负载干扰的能力。

## 5 气缸及气马达

### 5.1 气 缸

#### 双向作用活塞式气缸

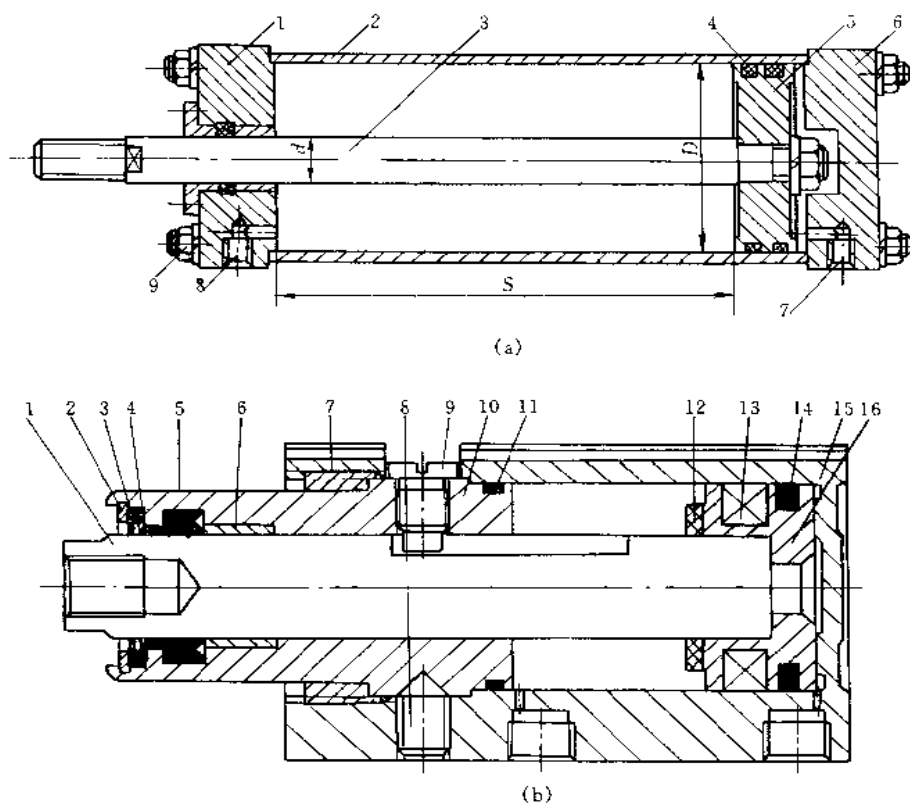


图 1-9-232 双向作用活塞式气缸

(a) 活塞杆不带导向套

1—前端盖；2—缸筒；3—活塞杆；4—密封圈；5—活塞；6—后端盖；7、8—进排气口；9—紧固件

(b) 活塞杆带导向套

1—活塞杆；2—C形止动环；3—方形线圈；4—防尘垫；5—杆的衬套；6—导向环；7—螺母；8—紧定螺钉；9—开槽盘头螺栓；10—杆套；11—密封垫板；12—减震器；13—磁铁；14—活塞密封件；15—缸筒；16—活塞

如图 1-9-232a 所示, 当压缩空气从 7 口进入气缸右腔时, 作用在活塞右侧面的作用力大于活塞左侧面的作用力及活塞摩擦力, 推动活塞向左运动, 使活塞杆伸出。反之, 当 8 口进气, 7 口排气时, 压缩空气推动活塞向右移动, 使活塞和活塞杆缩回到初始位置, 在气缸往复运动的过程中, 推(或拉)动机构作往复运动。

图 b 为双作用气缸。其基本原理与图 a 相同。因其杆套 10 较长, 故活塞杆稳定性好。

### 单向作用活塞式气缸

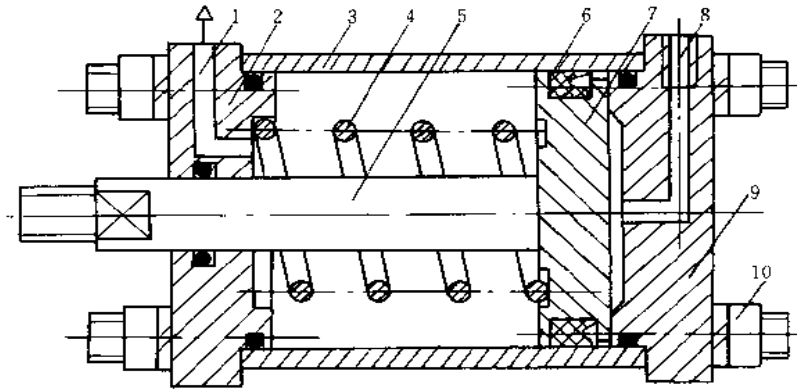


图 1-9-233 单向作用活塞式气缸

1—呼吸孔; 2—前端盖; 3—缸筒; 4—弹簧; 5—活塞杆; 6—密封件; 7—活塞; 8—进(排)气口;  
9—后端盖; 10—紧固件

如图 1-9-233 所示, 压缩空气只从气缸一侧进入气缸, 推动活塞输出驱动力, 另一侧靠弹簧力推动活塞返回。

### 缓冲气缸

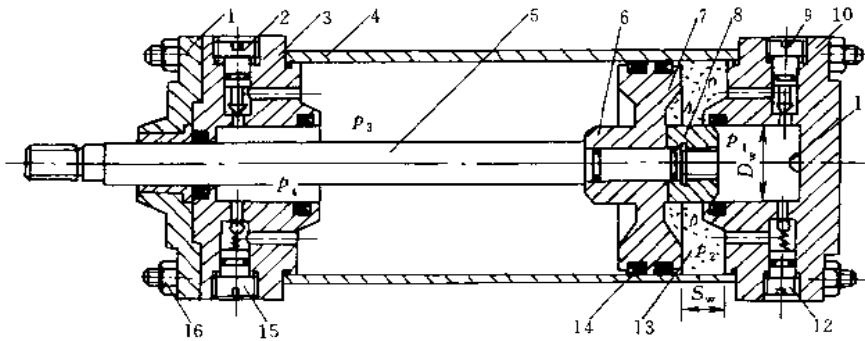


图 1-9-234 缓冲气缸

1—压盖; 2、9—节流阀; 3—前缸盖; 4—缸筒; 5—活塞杆; 6、8—缓冲柱塞; 7—活塞; 10—后缸盖; 11—进排气口; 12、15—单向阀; 13—缓冲室; 14—密封圈; 16—紧固件;  $S_w$ —缓冲行程

图 1-9-234 为缓冲气缸。当活塞向右运动, 缓冲柱塞 8 将后缸盖上的柱塞孔堵死后, 形成一个封闭气室——缓冲室 13。此时缓冲室内的压缩空气只能从节流阀 9 中排出。由于节流阀的流通面积很小, 故排气量不大, 而活塞继续向右运动, 使缓冲室容积减小, 缓冲室内的气体绝热压缩而压力上升。此压力对活塞产生反向作用力, 从而使活塞减速, 直至停止, 避免或减少了活塞对缸盖的撞击, 达到了缓冲的目的。当活塞向左运动时, 其缓冲过程相同。



## 浮动式气-油阻尼缸

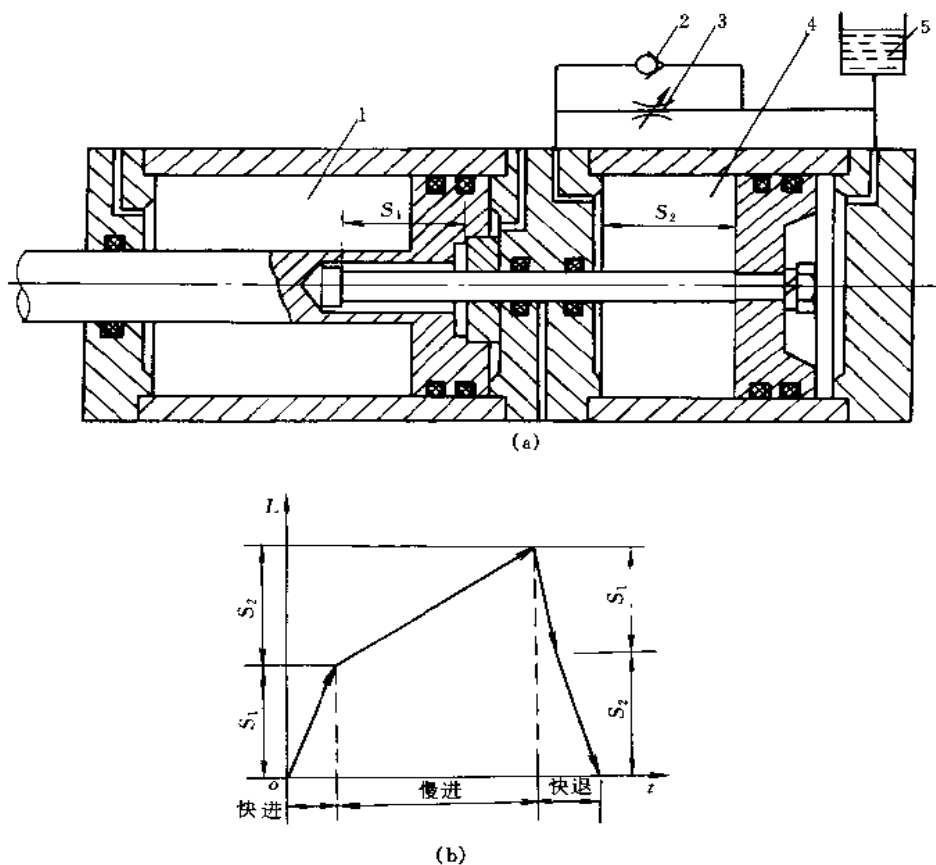


图 1-9-235 浮动式气-油阻尼缸

(a) 结构原理图; (b) 调速特性

1—气缸; 2—单向阀; 3—节流阀; 4—油缸; 5—油杯;  $S_1$ —快速行程;  $S_2$ —慢速行程

图 1-9-235 为浮动式气-油阻尼缸。当气缸右腔进气、左腔排气时，气缸活塞向左运动。此时，油缸活塞杆在气缸空心活塞杆内浮动（浮动行程  $S_1$ ）油缸活塞静止不动，气-油阻尼缸处于快进阶段。当气缸活塞向左移动  $S_1$  的行程后，气缸活塞与油缸活塞杆挂上钩，带动油缸活塞一起向左运动，实现慢进动作（慢进行程  $S_2$ ），此时它的阻尼和调速特性如图 b 示，当换向阀换向，气缸前腔进气，后腔排气，气缸活塞向右运动。此时油缸活塞杆先浮动  $S_1$  行程后再推动油缸活塞后退，油缸后腔排油，经节流和单向阀流向油缸前腔，实现快退动作。

## 膜片气缸

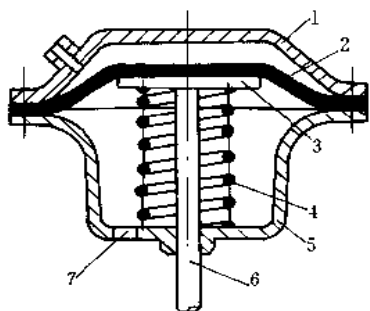


图 1-9-236 膜片气缸  
1—缸盖；2—膜片；3—模盘；4—弹簧；5—缸体；  
6—活塞杆；7—呼吸孔

图 1-9-236 为膜片气缸。膜片气缸的功能类似于弹簧复位的活塞式单向作用气缸。工作时，膜片在压缩空气作用下推动活塞杆运动。优点是结构简单、紧凑、体积小、密封性好；缺点是行程短。

## 带磁性开关气缸

图 1-9-237a 为带磁性开关气缸。当压缩空气进入气缸使活塞杆伸出时，在行程终端，活塞 5 上的磁环 7 给位于缸外的磁性开关 10 一个磁信号，开关将磁信号转换为电信号，并去控制气缸本身或该系统其他元件

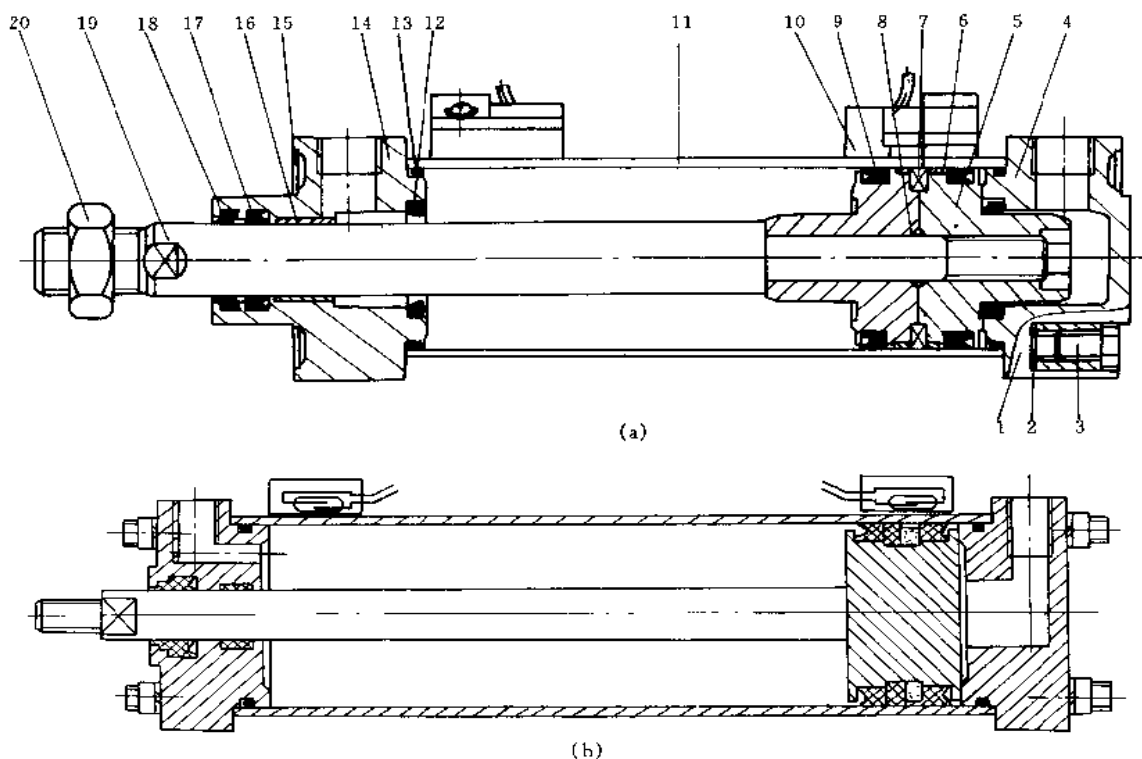


图 1-9-237 带磁性开关气缸

1—拉杆；2—内弹簧垫圈；3—螺栓；4—后端盖；5—活塞；6—耐磨环（支承环）；7—磁环（永久磁铁）；8—密封圈；  
9—QY形密封圈；10—磁性开关；11—缸筒；12、13—密封圈；14—前端盖；15—分隔板；16—导向套；17—密封防尘组合圈；18—防尘套；19—柱塞杆；20—锁紧螺母

的动作。活塞杆收回时，原理、作用相同。宜用于自动控制系统。

图 1-9-237b 为带磁性开关气缸另一种结构。原理与图 a 相同。

## 带阀组合气缸

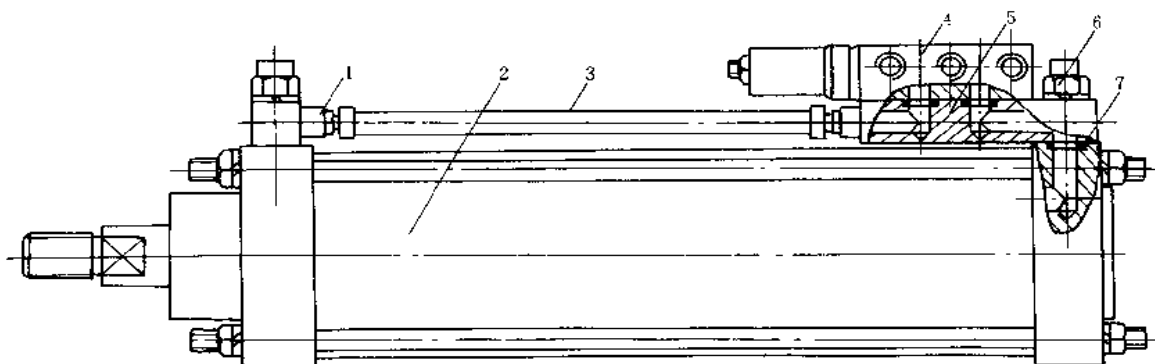


图 1-9-238 带阀组合气缸

1—管接头；2—气缸；3—尼龙管；4—电磁换向阀（二位五通阀）；5—换向阀底板；6—单向节流阀组合件；7—密封圈

图 1-9-238 是带有电磁换向阀和单向节流阀的带阀气缸。前后缸盖的进排气口上均有一个由单向节流阀和螺栓组成的组合件，通过它来调节进排气的流量，以调节气缸运动的速度。该气缸省掉了阀与气缸间的管路连接，并减少了管路中的耗气量。具有结构紧凑、使用方便、节省耗气量等优点。电磁换向阀的电压可选 AC220V 和 DC24V。

## 磁性无杆气缸

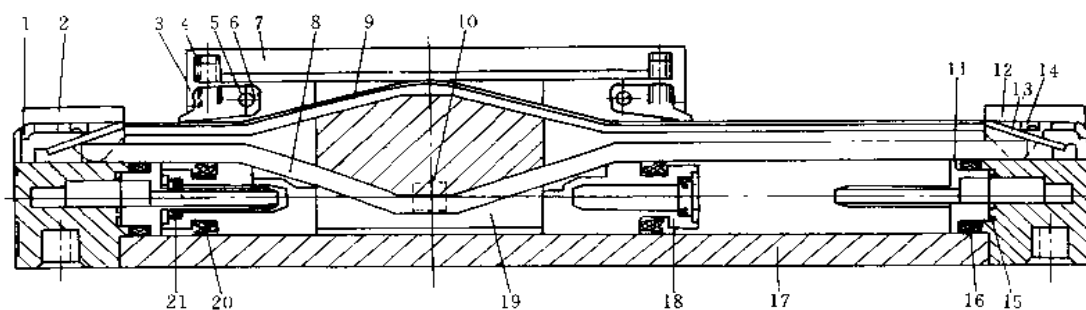


图 1-9-239 共轭活塞式无杆气缸

1—皮带套；2—外壳；3—防尘布；4—扭簧；5—轴销；6—压轴皮带；7—滑台；8—密封带；9—防尘布；10—磁铁；11—缓冲套；12—外壳；13—皮带隔离物；14—六角止动螺钉；15—密封胶垫；16—缸体密封件；17—缸筒；18—活塞；19—轭；20—Y型密封圈；21—缓冲密封件

图 1-9-239 为共轭活塞式无杆气缸。压缩气体若从左进气口进气，作用于轭式活塞，使轭式活塞向右运动，推动磁铁向右运动，由于磁场力作用使滑台跟随向右运动，执行动作；反之，滑台向左运动并执行动作。无杆气缸比普通型气缸的行程稍长且占有较小的安装空间。

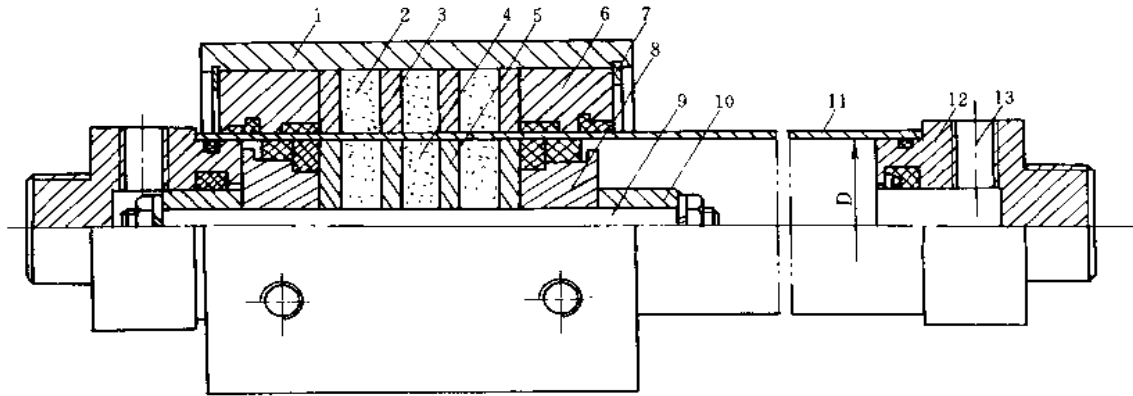


图 1-9-240 磁性活塞式无杆气缸

1—套筒（移动支架）；2—外磁环（永久磁铁）；3—外磁导板；4—内磁环（永久磁铁）；5—内导磁板；6—压盖；  
7—卡环；8—活塞；9—活塞轴；10—缓冲柱塞；11—气缸筒；12—端盖；13—进排气口

图 1-9-240 为磁性活塞式无杆气缸。气缸由缸体、活塞组件、移动滑台组件三部分组成。其中活塞组件由内磁环 4、导磁板 5、活塞 8、活塞轴 9、缓冲柱塞 10 等组成。移动滑台组件内的磁环形成的磁场产生磁性吸力，使移动滑台组件跟随活塞组件同步移动。移动滑台承受负载，其承受的最大负载力取决于活塞磁钢的性能和磁环的组数，还取决于气缸筒的材料和壁厚。

磁性无活塞杆气缸具有结构简单、重量轻、占用空间小（因为没有活塞杆伸出缸外，故比普通气缸节省空间 45% 左右）、行程范围大（ $D/S$  一般可达 1/100，最大可达 1/150，例如活塞直径  $D$  为  $\phi 40$  的气缸，最大行程  $S$  可达 6m）等优点，已被广泛用于数控机床、大型压铸机、注塑机等机床的开门装置；纸张、布匹、塑料薄膜生产中的切断装置；以及重物的提升、多功能机械手的位移；生产流水线上工件的传送等场合。

### 制动气缸

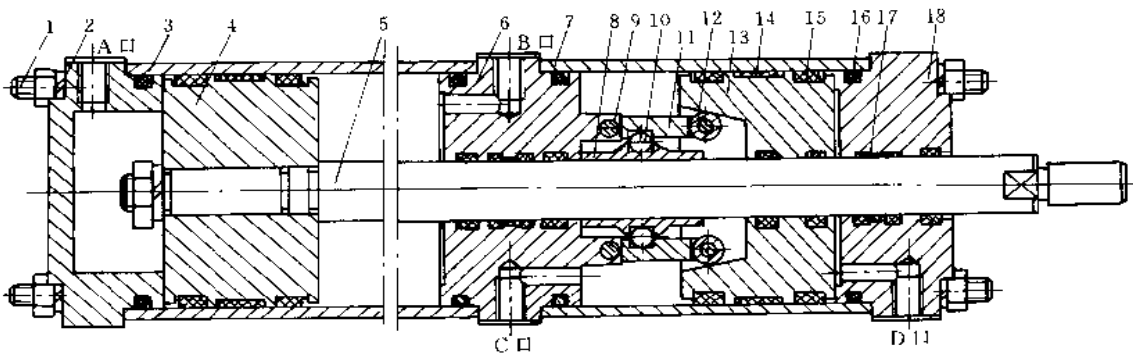


图 1-9-241 制动气缸

1—拉杆；2—后端盖；3—后缸筒；4—活塞；5—活塞杆；6—中盖；7—前缸筒；8—制动瓦；9—销轴；10—钢球；11—压杆；12—滚轮；13—制动活塞；14—导承环；15—QY 形密封圈；16—O 形密封圈；17—导套；18—前端盖

图 1-9-241 为制动气缸结构图，它是由气缸和制动装置两部分组合而成的特殊气缸。气缸部分与普通气缸结构相同，它可以是无缓冲气缸或缓冲气缸。制动装置由缸体、制动活塞 13、压杆 11、滚轮 12、钢球 10、制动瓦 8 等组成。气缸的活塞杆在制动瓦内穿过。图中的杠杆机构是扩大夹紧力的增力机构。

制动气缸在工作过程中，其制动装置有两个状态，即放松状态和夹紧状态。

(1) 制动机构放松状态 尘 C 口进气、D 口排气，制动活塞右移，滚轮和压杆被松开，制动瓦处于自由状态，气缸活塞 4 和活塞杆 5 即可正常运动。

(2) 制动机构夹紧状态 当活塞杆由运动转为停止状态时，D 口进气，C 口排气，制动活塞左移，使活塞的锥体斜面施力于滚轮和杠杆，并传递给制动瓦，使制动瓦抱紧活塞杆，对活塞产生很大的夹紧力——制动力，使活塞杆迅速停下来。

### 带锁气缸

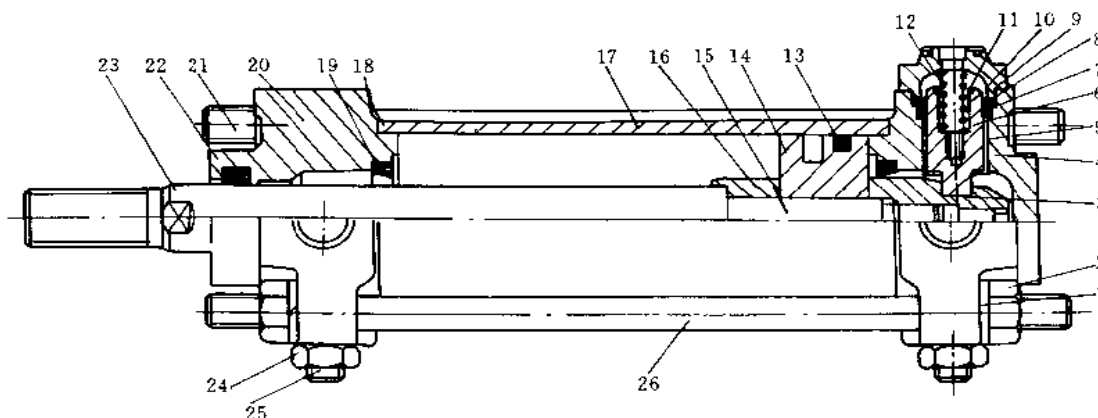


图 1-9-242 带锁气缸

1—垫片；2—螺母；3—缓冲套；4—端盖；5—锁套；6—活塞锁；7、13、19、22—密封圈；8—卡圈；9—锁盖；10、11—定位卡圈；12—弹簧；14—活塞；15—卸荷槽；16—缓冲套；17—缸体；18—卸荷槽；20—端盖；21—导向套；23—活塞杆；24—螺母；25—螺栓；26—拉杆

图 1-9-242 为带锁气缸。活塞杆 23 收回时，先由缓冲套 3 缓冲，随后缓冲套 3、活塞锁 6 在弹簧 12 作用下锁定。除非无杆腔压力达到一定值，将活塞锁 6 抬起开锁，活塞杆 23 在正常外载作用下不会伸出，造成意外事故。常用于安全性要求较高的场合。

### 精确定位气缸

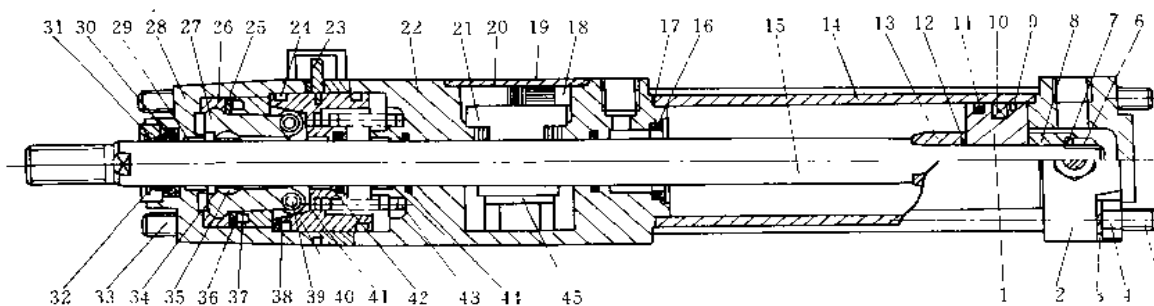


图 1-9-243 精确定位气缸

1—活塞；2—端盖；3—垫片；4—螺母；5—拉杆；6—活塞螺母；7—垫片；8—缓冲套；9—耐磨环；10—永磁体；11—密封圈；12—卸荷槽；13—缓冲套；14—缸体；15—活塞杆；16—密封圈；17—卸荷槽；18—套筒；19—托架组合；20—密封垫；21—测压装置；22—端盖；23—保险销；24—密封圈；25—压片；26—定位垫片；27—定位爪；28—定位盖；29—导向套；30—密封件；31—压板；32—刮油圈；33—拉杆；34—定位压片；35—定位卡箍；36—压片；37—密封圈；38—定位卡圈；39—轴销；40—定位活塞；41—爪轮；42—耐磨环；43—弹簧；44—耐磨环；45—缓冲垫

图 1-9-243 为精确定位气缸。它所以能精确定位，首先是设有压力检测装置 21，可采集压力信号并反馈给系统，便于采取适当的控制。第二是除主回路切换外，因为在其头部有一套辅助定位系统。当活塞 1 达到某个位置，其上的永磁体 10 给外面的磁开关一个信号要求定位。这时 B 腔进气为高压侧，推动定位活塞 40 向左运动，压定位爪 27 通过定位垫 26、定位卡箍 35、定位压片 34 的杠杆作用，使定位压片抱紧活塞杆 15，达到辅助定位作用。因反复定位，定位精度很高。用于要求定位精确的场合。

## 摆动气缸

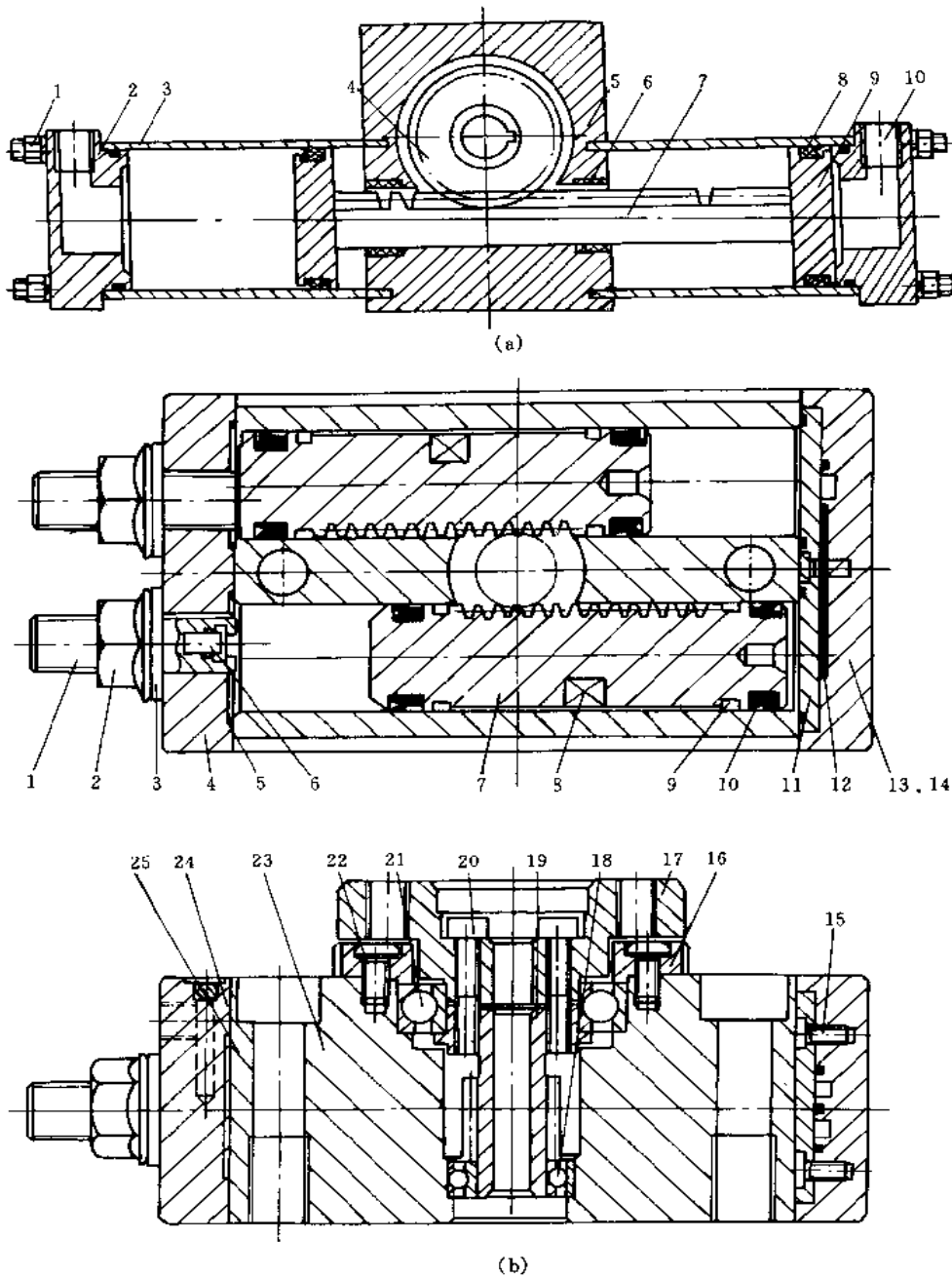


图 1-9-244 摆动气缸

(a) 1—紧固件；2—端盖；3—缸筒；4—内轮与孔轴；5—底座；6—导套；7—齿条和活塞轴；8—密封圈；9—活塞；10—进、排气口；

(b) 1—调整螺栓；2—六角法兰盘；3—密封垫圈；4—缸盖；5—密封圈；6—缓冲腔；7—活塞；8—磁铁；9—磨损修整圈；10—活塞密封圈；11—垫板；12—密封垫片；13—端盖；14—六角螺钉；15—螺钉；16—轴承盖；17—离合器；18—深沟球轴承；19—齿轮；20—螺钉；21—深沟球轴承；22—螺钉；23—缸体；24—O形密封圈；25—钢球

图 1-9-244 a 为齿轮齿条式摆动气缸。当气缸右腔进气、左腔排气时，活塞推动活塞轴和齿条向左运动，齿条推动齿轮和孔轴作顺时针方向旋转运动，输出力矩。其孔轴与外界机构的转轴联接，外界机构便作旋转运动；反之，如左腔进气、右腔排气时，活塞向右运动，齿条推动齿轮作逆时针方向旋转。气缸活塞作直线往复运动的行程有界，故只能推动孔轴进行往复摆动。其摆角  $\theta$  取决于活塞的行程和齿轮的节圆直径。

图 1-9-244 b 为另一种齿轮齿条式摆动气缸，它的活塞杆上加工有齿条，通过齿轮齿条机构，将活塞杆的直线往复运动转化各齿轮轴的摆动。

该气缸由上下两气缸组成。各气缸都有一套独立的进排气系统。活塞杆上装有磁铁 8，它将活塞的位置转换为信号反馈至磁性开关，通过控制气缸的进排气，达到控制气缸动作的目的。当上缸左腔进气，下缸右腔进气时，齿轮轴顺时针方向转动；当上缸右腔和下缸左腔进气时，齿轮轴沿逆时针方向转动，并由齿轮轴上的离合器向外输出两个方向的转矩。

### 薄形气缸

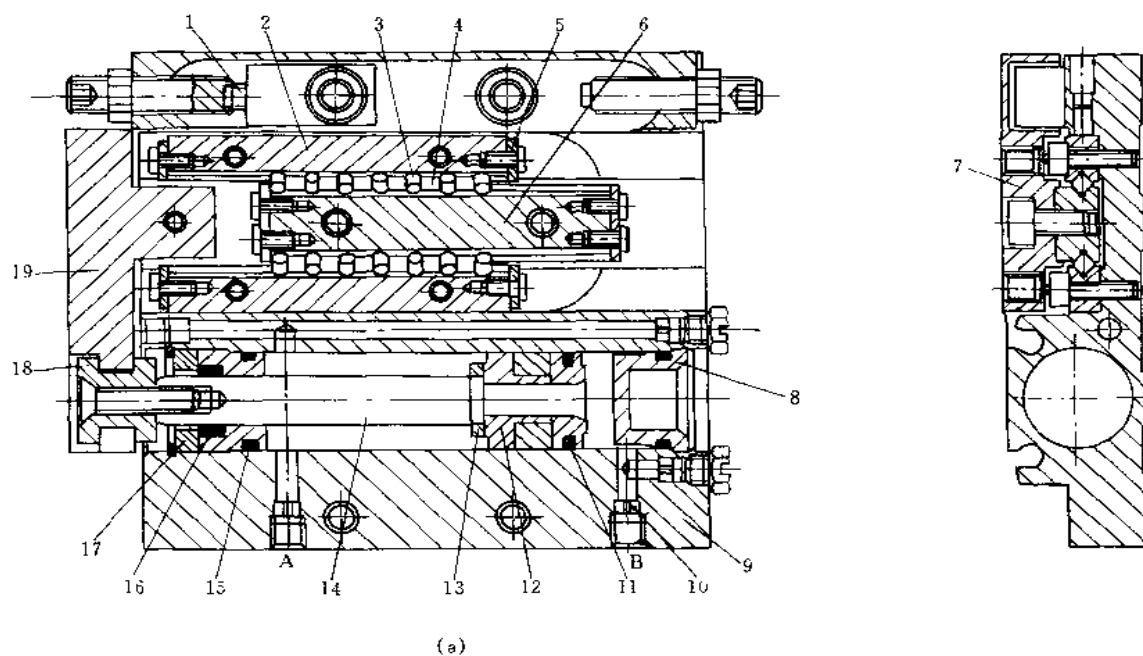


图 1-9-245 薄型气缸 (a)

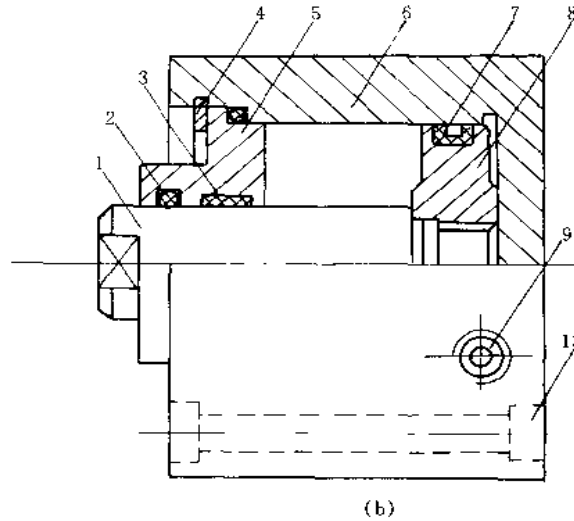


图 1-9-245 薄型气缸 (b)

- (a) 径向尺寸小的薄型气缸: 1—调整装置; 2—导向套; 3—滚子链; 4—滚动滑链; 5—滚柱止动挡圈; 6—导轨; 7—工作台; 8—缓冲套; 9—缸体; 10—节流孔; 11、15—O形密封圈; 12—活塞; 13—活塞杆挡圈; 14—活塞杆; 16—密封圈; 17—密封垫圈; 18—浮动衬套; 19—缸盖
- (b) 轴向尺寸小的不供油润滑薄型气缸: 1—活塞杆; 2—密封套; 3—导套; 4—卡环; 5—前缸盖; 6—缸体; 7—不供油润滑孔用密封圈; 8—活塞; 9—进排气口; 10—安装孔

图 1-9-245a 所示气缸, 由于其径向截面小, 形状扁平, 故称薄形缸。

缸盖 19 通过浮动衬套 18 与活塞杆 14 相连。活塞杆作直线往复运动时, 带动缸盖一起同向运动。而导轨 6 固定在缸盖上并随之同向运动。工作台 7 安装在导轨上, 从而工作台便随活塞杆一起运动。导轨通过滑动链 4 可在导向套 2 中自由直线运动。图中 A 口、B 口是进、排气口。当 A 口进气, B 口排气时, 活塞杆缩回, 工作台向右运动, 当 B 口进气, A 口排气时, 活塞杆伸出, 工作台向左运动。

图 1-9-245b 为轴向尺寸小的薄型气缸。其特点是结构简单, 紧凑, 重量轻, 美观, 占用空间小。适用于行程短的要求。可在不供油条件下工作, 无需油雾器, 不污染环境。该气缸多用于轻工、电子、机械等行业。

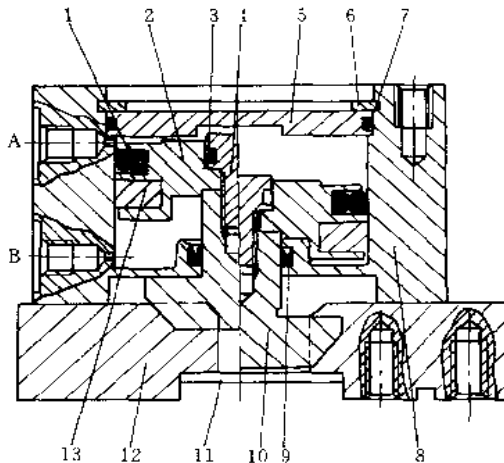


图 1-9-246 气动手爪

- 1、9—活塞密封圈; 2—活塞; 3、7—密封圈; 4—活塞螺栓; 5—缓冲垫; 6—C形止动圈; 8—缸体; 10—凸轮; 11—端盖; 12—手爪; 13—磁铁

### 气动手爪

如图 1-9-246 所示, 该气动手爪为日本 SMC 公司产品。

手爪安装在卡盘上, 通过手爪的伸缩卡紧或放开工件。

图中 A 口、B 口是气缸进排气口, 气缸活塞 2 上带有磁铁 13, 它将活塞位置转化为信号反馈给磁性开关, 控制进排气, 以控制气缸的动作, 使手爪达到预定的位置。活塞杆通过凸轮机构将活塞杆的垂直运动转化为手爪的水平直线往复运动。当 A 口进气时, 活塞杆下移, 使手爪向两侧伸出, 如图中右部所示; 当 B 口进气时, 活塞杆上移, 手爪向中间收拢, 如图中左部所示。



## 冲击气缸

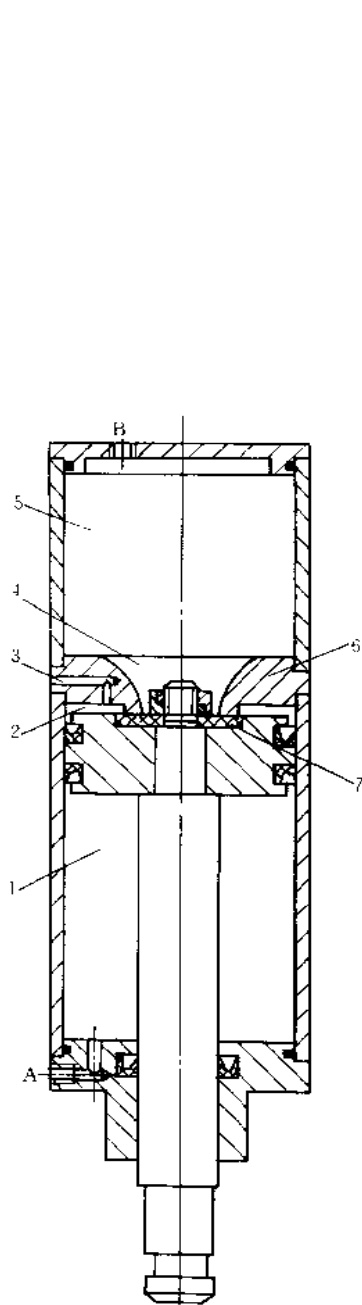


图 1-9-247 普通型冲击气缸  
1—前腔；2—后腔；3—泄流口；4—喷口；  
5—储能腔；6—中盖；7—密封垫；A、B—  
进排气口

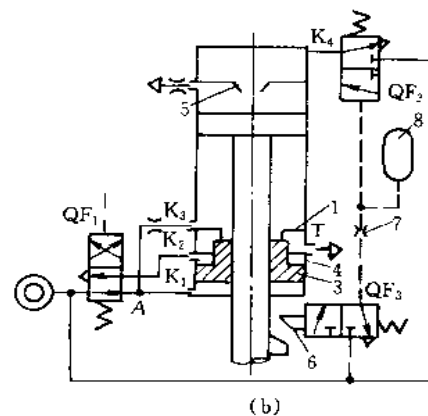
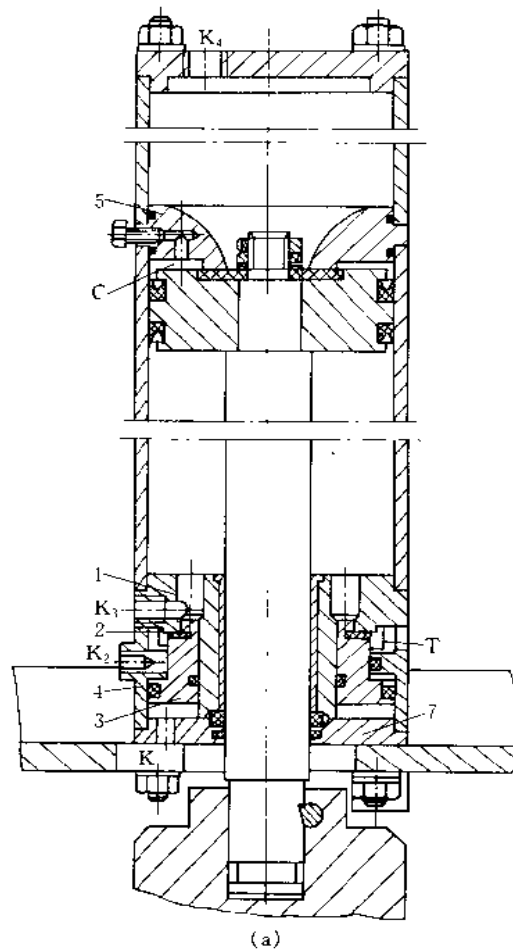


图 1-9-248 快排型冲击气缸  
(a) 结构图；(b) 工作原理图  
1—快排导向盖；2—快排密封胶垫；3—快  
排活塞；4—快排缸体；5—中盖；6—推杆；  
7—节流阀；8—气罐

图 1-9-247 为普通型冲击气缸。气缸增加了一个储能腔 5、带有喷口 4 和泄流口 3 的中盖 6，中盖和活塞把缸体分成前腔、后腔和储能腔。中盖上喷口直径约为缸径的 1/3。活塞上安装橡胶密封垫 7。当活塞退到顶点时，密封垫就封住喷口，使后腔与储能腔不串气。其工作过程可分为复位段、储能段和冲击段。

图 1-9-248 为快排型冲击气缸。它是在非快排型冲击气缸下部增加了“快排机构”而成的。快排机构的作用是在活塞需要下冲时，能使活塞下腔以通流面积足够大的通道迅速与大气连通，相当于一快速排气阀，使活塞下腔背压迅速降至很低。快排型冲击气缸工作过程见图 b，接通气源，压缩空气经  $QF_1$  由  $K_1$  输入快排活塞下腔，快排活塞上腔经  $K_2$  排气，快排活塞上移，封住冲击缸下腔排气孔 T；同时压缩空气经节流后经  $K_3$  输入冲击缸下腔， $K_4$  排气，活塞和活塞杆上升，封住中盖 5 的喷气口；同时活塞杆上的挡块触动阀  $QF_3$  的推杆 6，发出信号使  $QF_2$  动作，压缩空气经  $QF_2$  由  $K_4$  输入蓄气腔，并使之充满，此时若给  $QF_1$  一个气信号使之动作，则  $K_2$  进气， $K_1$  排气，快排活塞 3 下移，迅速打开冲击缸下腔排气孔 T，冲击缸下腔背压迅速降至很低，活塞杆便可在最大压差下快速向下冲击。

### 回转气缸

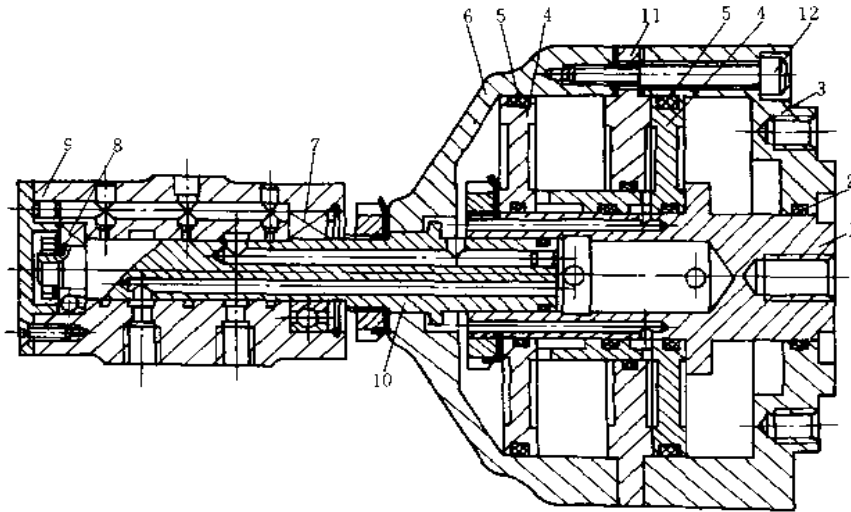


图 1-9-249 QGH 型回转气缸

1—活塞杆；2、5—密封圈；3—缸体；4—活塞；6—缸盖；7、8—轴承；9—导气头体；10—导气头芯；  
11—中盖；12—螺栓

图 1-9-249 为 QGH 型回转气缸。缸体 3 连同缸盖 6 及导气头芯可被携带回转，活塞 4 及活塞杆 1 只能作往复直线运动，导气头体 9 外接管路，固定不动。为增大其输出力采用两个活塞串联在一个活塞杆上，这样其输出力比单活塞杆也增加约一倍，且可减小气缸尺寸，导气头体与导气头芯因需相对转动，装有滚动轴承，并以研配间隙密封，应设油杯润滑以减少摩擦，避免烧毁或卡死。这种回转气缸要求转动部分同心度高，加工精度要求较高，缸体转动离心力较大。

图 1-9-250 为固定式回转气缸。缸体借助过渡法兰固定在机架上，拉杆通过轴承可在空心的活塞中自由转动，并与活塞连成一体，可随活塞一起作轴向往复运动。这种气缸不存在离心力，使用安全。

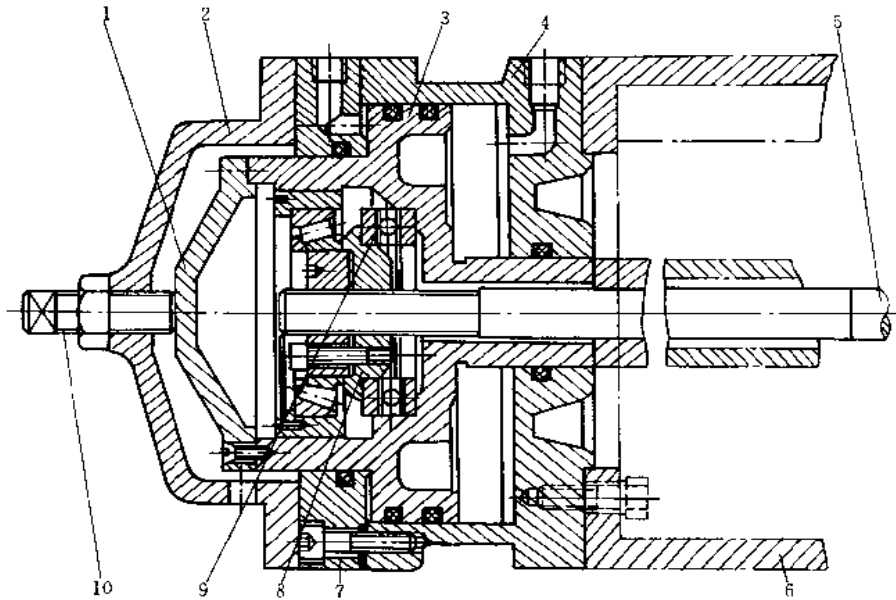


图 1-9-250 固定式回转气缸  
1—活塞盖；2—顶盖；3—活塞；4—缸体；5—拉杆；6—机架；7—缸盖；8—固定螺母；9—止推轴承；10—调整螺钉

伺服气缸

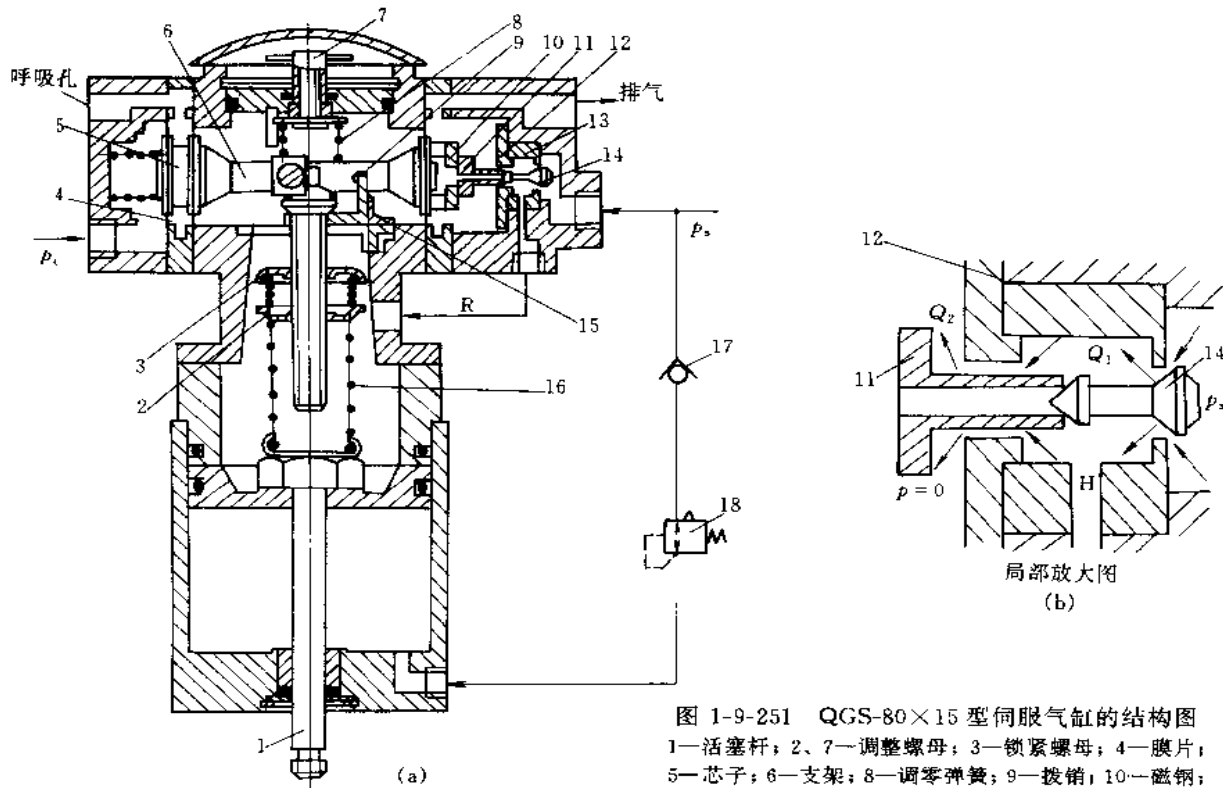


图 1-9-251 QGS-80×15 型伺服气缸的结构图  
1—活塞杆；2、7—调整螺母；3—锁紧螺母；4—膜片；5—芯子；6—支架；8—调整弹簧；9—拨销；10—磁钢；11—柱塞；12—保持架；13—阀座；14—锥阀；15—反馈杆；16—反馈弹簧；17—单向阀；18—减压阀

图 1-9-251 为伺服气缸。当输入压力  $p_c$  进入膜片室时，膜片 4 变形使支架 6 右移，拨销 9 使反馈杆 15 顺时针回转，同时关闭排气口，打开进气口。此动作均由锥阀 14 完成，锥阀左端锥面堵住柱塞 11 的排气孔，右端锥面离开阀座 13。压缩空气通过锥阀 14 右端的进气口，经孔 H 通过外部通道 R 进入气缸上腔，克服外界负载，气缸下腔压力及摩擦力迫使活塞杆 1 下移。同时反馈弹簧 16 伸长，牵动反馈杆 15 逆时针转动，直到作用在反馈杆上的诸力平衡为止。此时活塞杆处于一个新的位置。输入压力  $p_c$  升高时，锥阀 14 右移，活塞杆向下移动；反之输入压力  $p_c$  下降时，锥阀 14 在弹簧力作用下左移，上腔压力下降，活塞向上移动。当输入压力  $p_c$  为零时，锥阀的进气口关闭，排气口打开，气缸上腔与大气相通，活塞在下腔压力和弹簧力作用下，恢复到上端位置。

## 5.2 气动马达

### 叶片式气马达

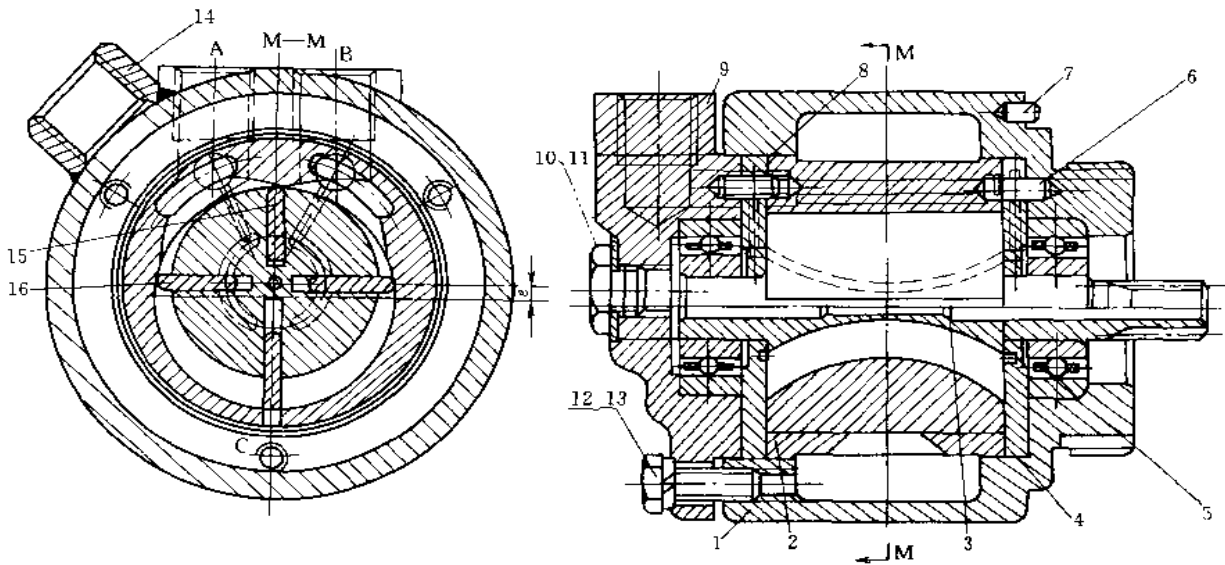


图 1-9-252 叶片式气马达

1—机体；2—定子；3—转子；4—前密封盖；5—轴承；6、7—圆柱销；8—后密封盖；9—机盖；10—螺塞；11、13—垫圈；12—螺栓；14—排气管；15、16—叶片

图 1-9-252 为叶片式气马达，与叶片式液压马达的工作原理很相似。叶片式气马达主要由定子 2、转子 3、叶片 15 及 16 等零件组成。定子上有进、排气孔 A、B 与各叶片底部相通。转子与定子偏心安装，偏心距为  $e$ 。这样由转子的外表面、叶片及两端密封盖就形成了若干封闭的工作空间。

压缩空气由 A 孔输入时，分为两路：一路经定子两端密封盖的弧形槽进入叶片底部，将叶片推出，叶片就是靠此气压推力及转子转动后的离心力的综合作用而紧密地抵在定子内壁上；压缩空气另一路经 A 孔进入相应的密封工作空间，压缩空气作用在叶片 15 和 16 上，产生相反方向的转矩，但由于叶片 15 伸出长，作用面积大，产生的转矩大于叶片 16 产生的转矩，因此转子在两叶片上产生的转矩差作用下按逆时针方向旋转，做功后的气体由定子孔 C 排出，剩余残气由孔 B 排出。若改变压缩空气输入方向，即可改变转子的转向。

### 径向活塞式气马达

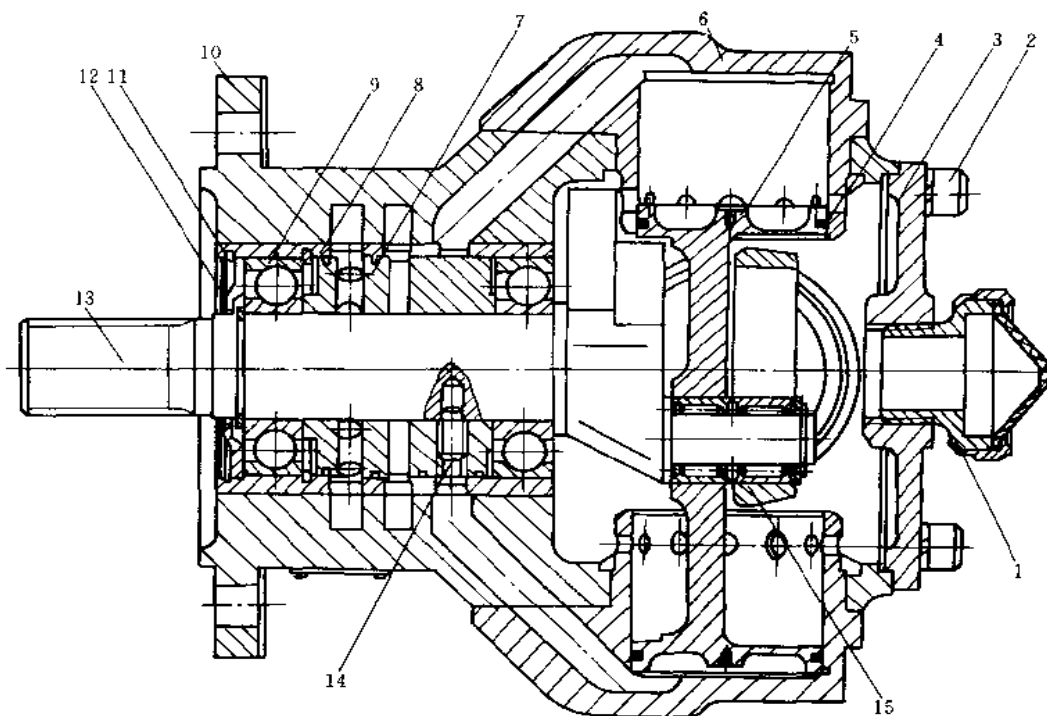


图 1-9-253 径向活塞式气马达

1—防尘帽组件；2—螺母及垫圈；3—后盖；4—活塞环；5—活塞及连杆组件；6—气缸；7—配气阀；8—配气阀套；  
9—轴承；10—外壳；11—孔用弹性挡圈；12—护油挡圈；13—曲轴；14—紧固螺钉；15—滚针轴承

图 1-9-253 为径向活塞式气马达。压缩空气经气口（图中未画出）进入配气阀套 8 及配气阀 7，经配气阀及配气阀套上的孔和槽以及马达外壳 10 上的斜孔进入气缸 6，推动活塞及活塞连杆组件 5 运动，通过活塞连杆带动曲轴 13 旋转。曲轴旋转的同时，带动由紧固螺钉 14 固定在曲轴上的配气阀，压缩空气随配气阀角度位置的改变进入不同的缸内，依次推动各个活塞运动，各活塞及连杆带动曲轴连续运转。同时，与进气缸相对的气缸处于排气状态。

## 6 气动控制阀

### 6.1 压力控制阀

#### 6.1.1 减压阀

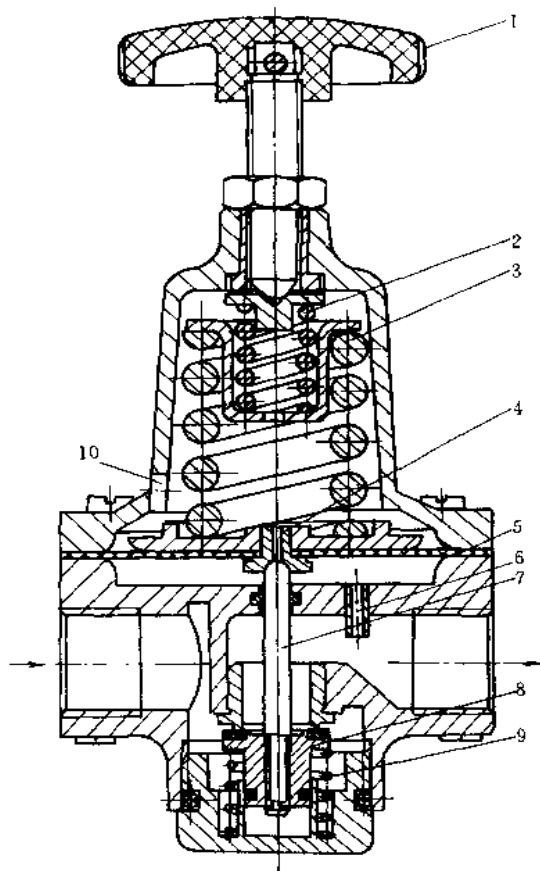


图 1-9-254 QTY 型减压阀 (溢流式)  
1—手柄; 2、3—弹簧; 4—溢流阀套; 5—膜片; 6—阻尼管;  
7—阀杆; 8—阀芯; 9—复位弹簧; 10—排气孔

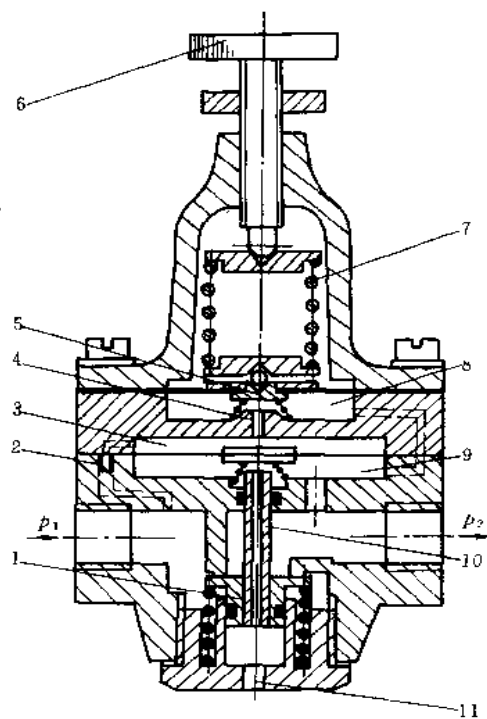


图 1-9-255 内部先导式减压阀  
1—阀芯; 2—节流孔; 3—中间气室; 4—喷嘴; 5—挡板;  
6—手轮; 7—弹簧; 8—上气室; 9—下气室; 10—阀杆;  
11—排气孔

#### (1) QTY 型减压阀

图 1-9-254 为常用的溢流式减压阀。顺时针旋转手柄，压缩弹簧 2、3，推动膜片 5 及阀杆 7 下移，进气阀芯 8 被打开，气流输出。部分气流经阻尼管 6 进入膜片气室，在膜片上产生一个向上的推力，当此推力与弹簧力相平衡时，输出压力便稳定在一定值。

若输入压力瞬时升高，则输出压力也随之增高，作用在膜片上的推力增大，膜片上移，向上压缩弹簧，从溢流阀座 4 上的溢流孔有瞬时溢流，并靠复位弹簧 9 及气压力的作用，使阀杆上移，阀门开度减小，节流作用增大，使输出压力回降，直到新的平衡为止。重新平衡后

的输出压力又基本上恢复至原值。反之，若输入压力瞬时下降，则输出压力也相应下降，膜片下移，阀门开度增大，节流作用减小，输出压力又基本上回升至原值。如输入压力不变，输出流量变化，使输出压力降低时，依靠溢流孔的溢流作用和膜片上力的平衡作用推动阀杆，仍能起稳压作用。

逆时针旋转手柄时，压缩弹簧力不断减小，膜片气室中的压缩空气经溢流孔不断从排气孔 10 排出，进气阀芯逐渐关闭，直至最后输出压力降为零。

在溢流式减压阀的使用过程中，经常要从溢流孔排出少量气体，在介质为有害气体的气路中，为防止工作场所的空气污染，应选用非溢流式减压阀，它与溢流式减压阀的区别就是溢流阀座上没有溢流孔。

### (2) 内部先导式减压阀

图 1-9-255 为内部先导式减压阀。压缩空气进入阀口后，一路经进气阀口到出口，另一路经恒节流孔 2 进入中间气室 3，经喷嘴 4，挡板 5 反馈至下气室 9，再由阀杆 10 的中心孔从排气孔 11 排至大气。当顺时针旋转手轮 6 到一定位置，喷嘴挡板的间距减小，中间气室的压力随间距的微量减小而显著增大，于是推动阀杆打开阀芯 1，便有气流输出。同时，出口气压经下气室反馈到上气室 8，与压缩弹簧 7 的弹簧力相平衡，喷嘴挡板的间距得到调整，因而中间气室的压力也有所调整，使进气阀口开度一定，获得一定的出口压力。中间气室调整后的压力与压缩弹簧的弹簧力有关，即与手轮的旋转圈数有关，故手轮在一定位置将获得一定的出口压力。

当进口压力与出口流量发生波动时，依靠喷嘴挡板的放大作用和膜片两侧的力平衡作用以维持出口压力的稳定。譬如，进口压力瞬时增大，下气室和上气室的压力也相应增大，挡板随同上膜片上移一微小距离，引起中间气室压力明显下降，使阀杆随同上膜片上移，进气阀口开度减小，出口压力回降，以维持出口压力不变。

### (3) 过滤减压阀

图 1-9-256 为 QFH 型减压阀，是一种过滤减压阀。把过滤器和减压阀组成一体，起到净化气源和减压作用。当顺时针旋转手柄，经过调压弹簧 1，推动膜片 3 和阀杆 4，进气阀 5 被打开，从输入口输入经滤芯过滤的气体便从输出口输出。

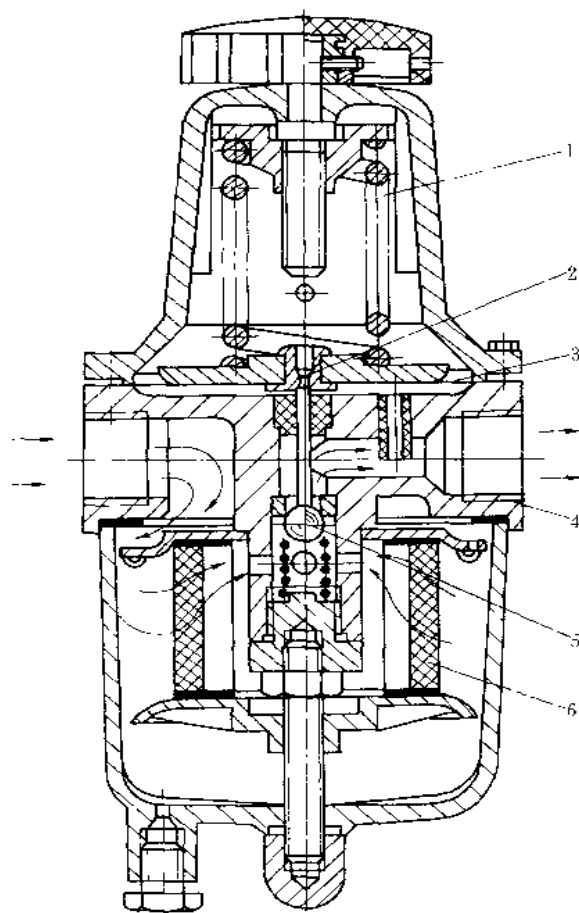


图 1-9-256 过滤减压阀  
1—调压弹簧；2—溢流阀；3—膜片；4—阀杆；5—进气阀；  
6—滤芯

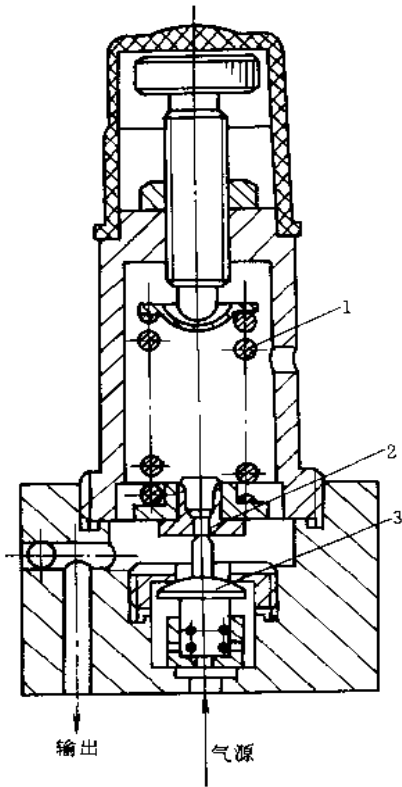


图 1-9-257 微型减压阀  
1—调压弹簧；2—溢流阀；3—进气阀

#### (5) 精密减压阀

图 1-9-258 为精密减压阀，是将小型直动式减压阀装在主阀内部，比直动式减压阀增加了喷嘴 2，挡板 1，固定节流孔 6 及气室 B 所组成的喷嘴挡板放大环节，其动作原理与主阀部分的结构和直动式减压阀相同。当喷嘴与挡板之间的距离发生微小变化时，使 B 室中的压力发生明显变化，而引起膜片 3 有较大位移，从而控制阀芯的上、下移动，使阀口开大或关小，提高了阀的稳压精度。

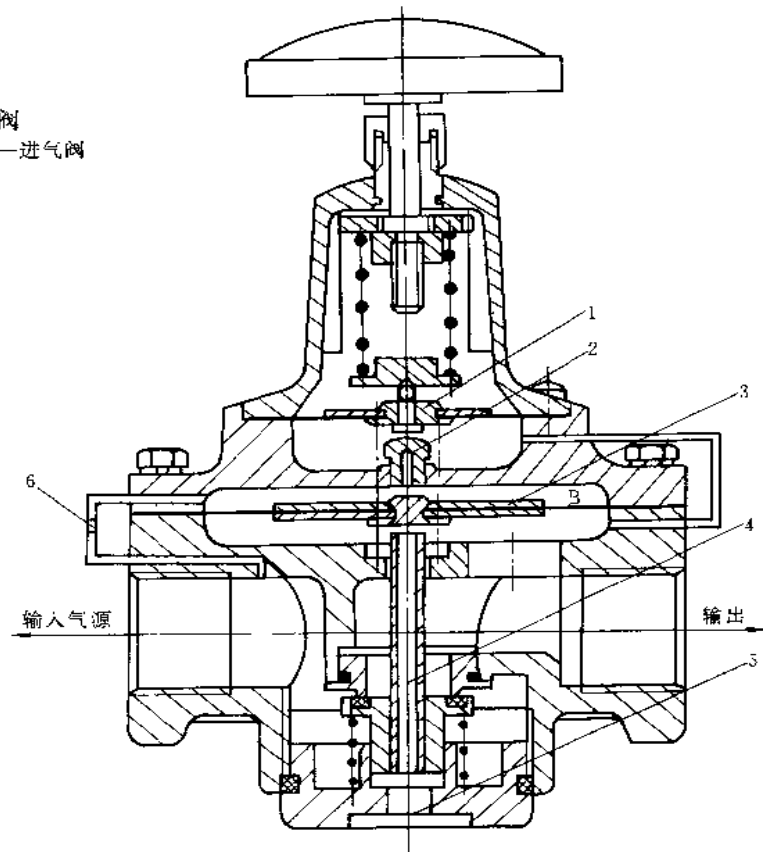


图 1-9-258 精密减压阀  
1—挡板；2—喷嘴；3—膜片；4—阀杆；5—排气口；6—气阻

#### (4) 微型减压阀

图 1-9-257 为微型减压阀。其结构简单，外形尺寸小，适用于气动逻辑元件组成的控制回路，压下调压弹簧，使进气阀打开，气体从输出口输出。



## 6.1.2 定值器

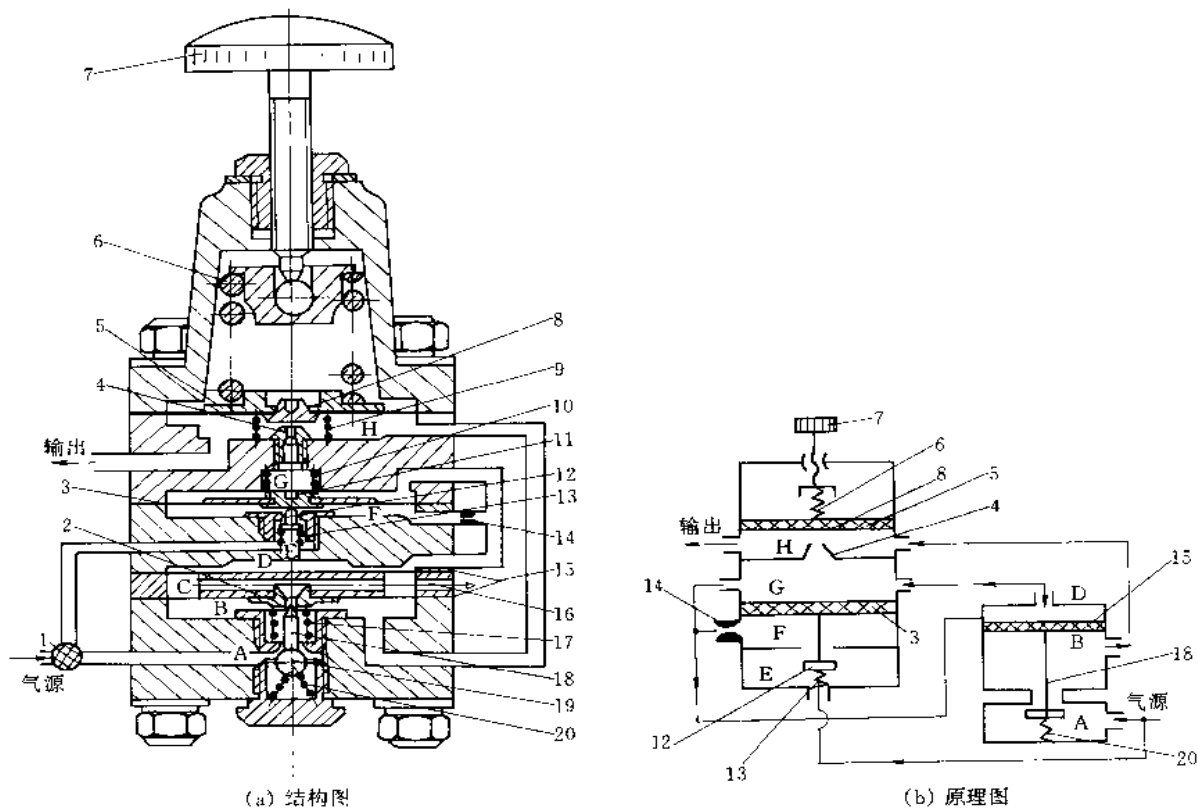


图 1-9-259 定值器

(a) 结构图; (b) 原理图

1—过滤网; 2 溢流阀座; 3—膜片; 4—喷嘴; 5—膜片; 6—调压弹簧; 7—旋钮; 8—挡板; 9、10、13、17、20—弹簧; 11—硬芯; 12—活门; 14 固定节流孔; 15—膜片 (上有排气孔); 16—排气孔; 18—阀杆; 19—进气阀

图 1-9-259 为定值器。初始状态下, 压缩空气由输入口进入气室 A 和 E, 由于 A 室中的弹簧 20 将阀杆 18 紧压在阀座 2 上, 关断了 A 和 B 之间的通路, 因此定值器没有输出, 进入气室 E 中的气体经活门 12, 气室 F, 固定节流孔 14 流入气室 G 和 D, 从喷嘴 4 流入气室 H、B, 经阀座 2 的中心孔、膜片组 15 的中间气室 C 排向大气。

当顺时针转动手轮压缩调压弹簧 6 时, 膜片挡板 8 移向喷嘴 4, 使 G 和 D 室压力升高, 膜片组 15 下移, 同时阀杆 18 关断排气通路而打开阀门, 于是气体从 A 室进入 B 室, 从输出通道输出, 当所有作用在膜片挡板 8 上的力平衡时, 定值器便有一定的气压输出。

### 6.1.3 单向顺序阀

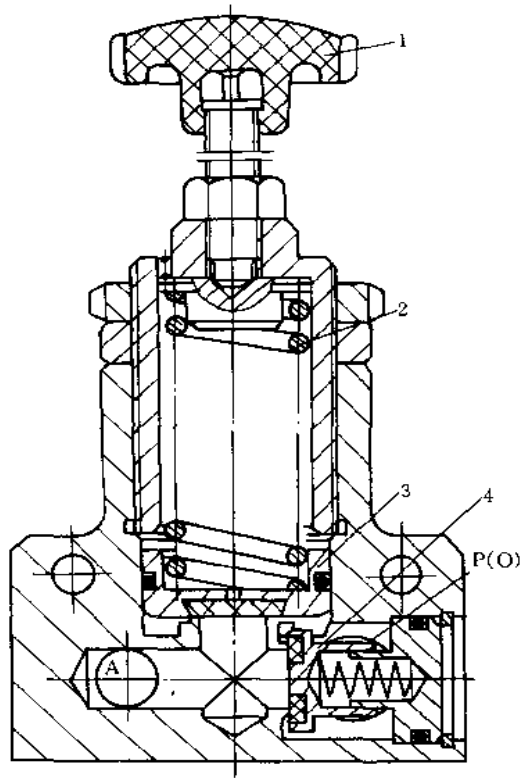


图 1-9-260 KXA 型单向顺序阀  
1—手柄；2—弹簧；3—活塞；4—单向阀

图 1-9-260 为 KXA 型单向顺序阀。气体正向流动时，进口 P 的气压力作用在活塞 3 上，当它超过压缩弹簧 2 的预紧力时，活塞被顶开，出口 A 就有输出。单向阀 4 在压差力和弹簧力作用下，处于关闭状态。反向流动时，进口变成排气口 O，出口压力将顶开单向阀，使 A 和 O 接通。调节手柄 1 可改变顺序阀的开启压力。

### 6.1.4 安全阀

图 1-9-261 为 PQ 型安全阀。安全阀和溢流阀的作用不同，但它们的工作原理是相同的。当气压达到给定值时，气体压力将克服预紧弹簧力，顶开阀芯，从排气孔迅速向外排气。当系统内压力降至给定压力以下时，阀重新关闭。调节弹簧的预紧力，即可改变阀的开启压力。安全阀也有直动式和先导式。

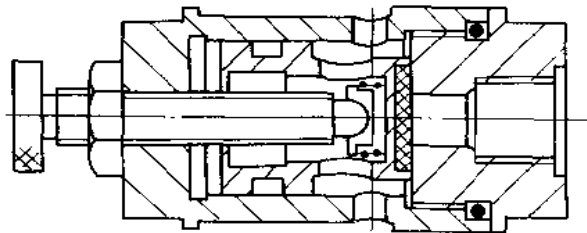


图 1-9-261 PQ 型安全阀

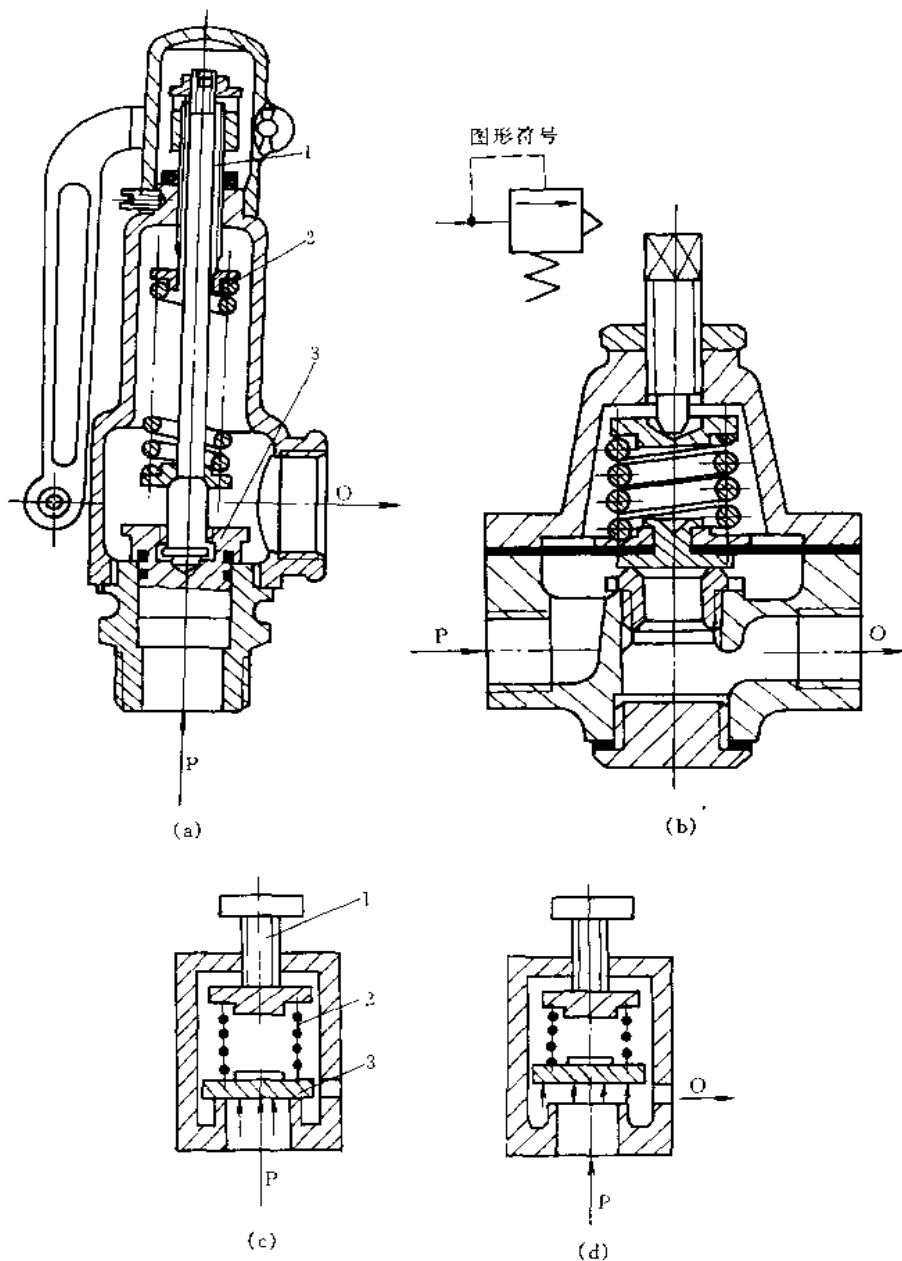


图 1-9 262 直动式安全阀（溢流阀）  
 (a) 活塞式；(b) 膜片式；(c) 关闭状态；(d) 开启状态  
 1—调节螺丝；2—弹簧；3—活塞

图 1-9-262 (a)、(b) 为直动式安全阀的结构图。(c)、(d) 为其工作原理图。当系统中气体压力在调定范围内时，作用在活塞 3 上的压力小于弹簧 2 的力，活塞处于关闭状态。当系统压力升高，作用在活塞 3 上的压力大于弹簧的预紧力时（如图 b 所示），活塞 3 向上移动，阀开启排气，直到系统压力降至调定范围以下，活塞 3 又重新关闭，开启压力的大小与弹簧的预压缩量有关。

图(a)为活塞式安全阀。结构简单，灵敏性稍差，常用于储气罐或管道上。

图(b)为膜片式安全阀。开启压力与关闭压力较接近，动作灵敏，但最大开启量较小。

## 6.1.5 溢流阀

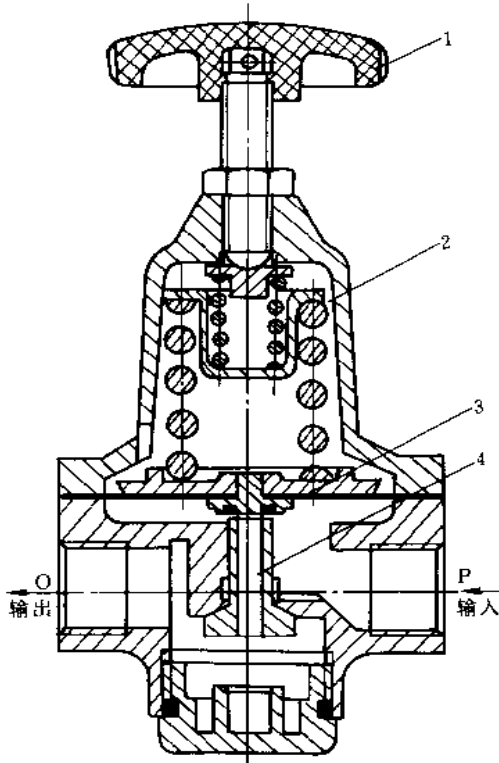


图 1-9-263 直动式溢流阀  
1—手柄；2—弹簧；3—膜片；4—阀芯

图 1-9-263 为直动式溢流阀。膜片的受力面积比阀芯的面积大得多，阀门的开启压力和关闭压力较接近，故压力特性好。当系统中气体压力在调定范围内时，作用在膜片上的压力小于弹簧力，活塞处于关闭状态。当系统压力升高，作用在膜片上的压力大于弹簧的预紧力时，活塞向上移动，阀门开启排气，直到系统压力降至调定范围以下，活塞又重新关闭。

图 1-9-264 为先导式溢流阀。阀的输入孔与所需控制的回路相连接。当回路的气压在规定的范围内时，由于气压作用于活塞上的力小于弹簧的预紧力，阀处于关闭状态。当回路压力升高，作用在活塞上的力超过弹簧的预紧力时，阀门开启迅速排气，直到回路中的压力降到规定压力以下时，阀门重新关闭。调节弹簧的预压量，就可改变阀门开启压力的大小。

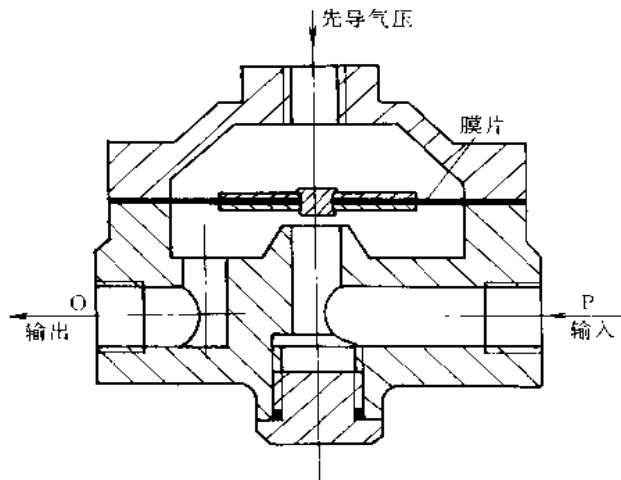


图 1-9-264 先导式溢流阀

## 6.2 流量控制阀

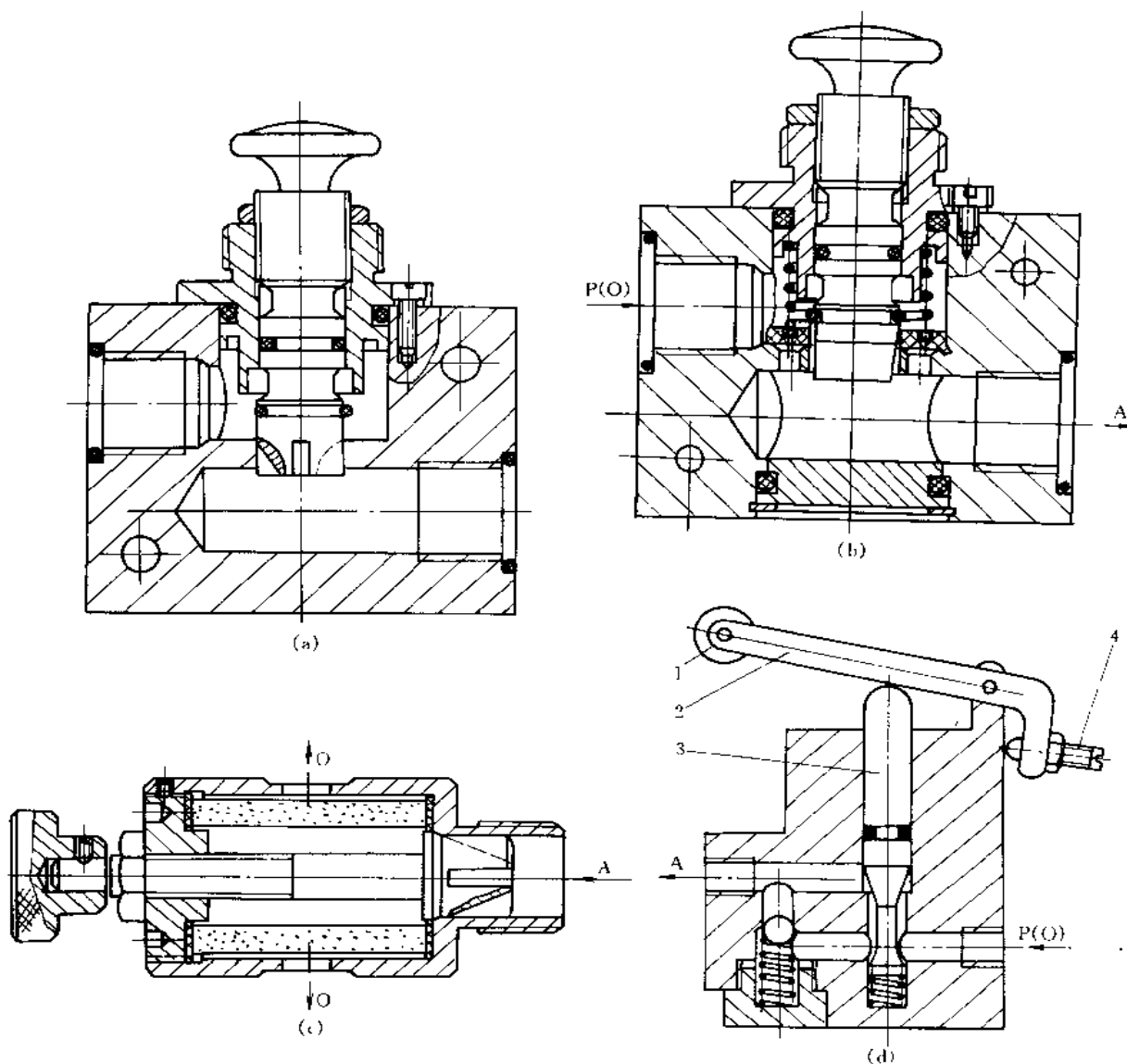


图 1-9-265 节流阀

(a) KLJ 型节流阀；(b) KLA 型单向节流阀；(c) QLX 型排气消声节流阀；(d) 行程节流阀  
1—滚轮；2—杠杆；3—阀杆；4—调整螺钉

图 1-9-265a 是 KLJ 型节流阀。改变阀杆的位移量便可调节流量的大小。

图 1-9-265b 是 KLA 型单向节流阀。当气流正向流动时 ( $P \rightarrow A$ )，单向阀关闭，流量由节流阀控制；反向流动时 ( $A \rightarrow O$ )，单向阀开启。

图 1-9-265c 为排气节流阀。排气节流阀安装在气动装置控制元件的排气口上，控制排入大气的流量，以改变执行机构的运动速度。旋转手柄即可控制。该阀具有消声作用。

图 1-9-265d 为行程节流阀。利用滚轮 1 和杠杆 2 来控制阀杆 3 的位移，通过调整螺钉 4 来调节杠杆的复位位置，以决定撞块不起作用时的节流阀开度。

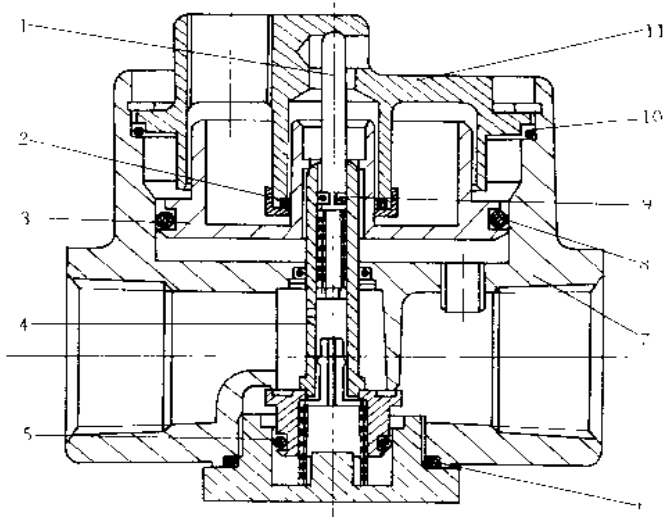


图 1-9-266 大流量调压阀

1—控制杆；2、6、8、9、10—密封圈；3—无杆活塞；4—主阀；  
5—主阀活塞；7—壳体；11—顶盖

起到阻尼作用，稳定压力输出值。当进口压力下降时，原理类似。此外该阀还可通过控制杆 1 来设定压力输出值。因为该阀节流孔（输入与输出）较大，流量较小时，节流作用不明显，适用于大流量调压。

### 6.3 方向控制阀

#### 6.3.1 气动控制换向阀

##### (1) 单气控滑阀（滑柱式）

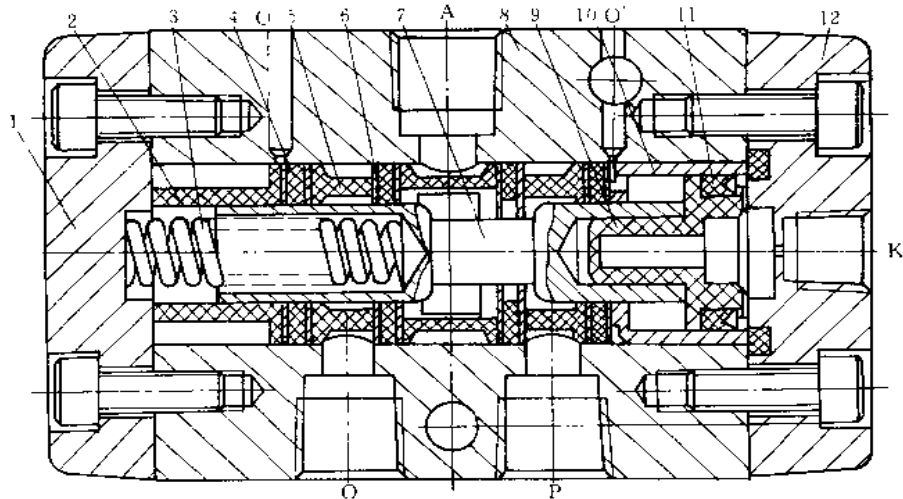


图 1-9-267 单气控滑阀

1—左端盖；2—复位衬套；3—复位弹簧；4—组合式密封圈；5—隔套；6—垫圈；7—阀芯（滑柱）；8—阀体；9—控制活塞；10—衬套；11—V形密封圈；12—右端盖

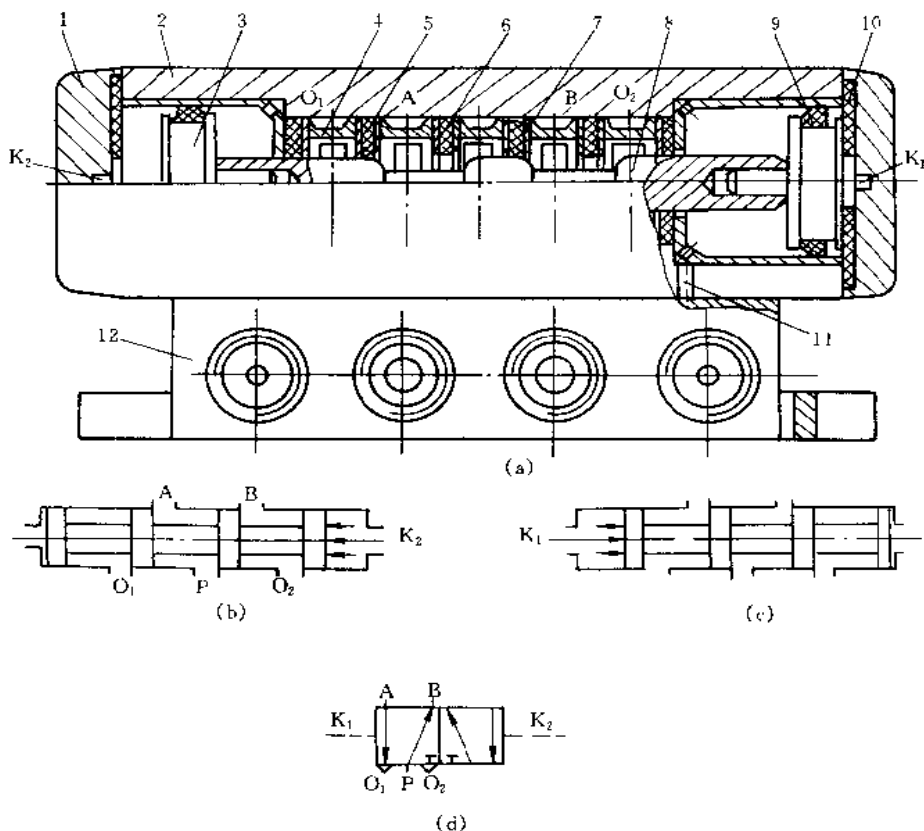
图 1-9-267 为单气控滑阀。K 口无控制信号时，滑柱处于右端，A 与 P 接通，A 腔进气；有控制信号时，滑柱被切换至左端，A 与 O 接通，A 腔排气。当控制信号消失，靠弹簧力使滑柱复位。

图 1-9-266 为大流量调压阀。 $\Delta$  口为压力控制口，给定一个气压，作用于活塞 3，活塞 3 与主阀 4 下移一定量，与主阀活塞下弹簧平衡，这样主阀活塞与阀体形成一个节流口，这样进口与出口就形成了气压差。当进气压力稳定时，输出压力也是稳定的。如输入压力升高，瞬时输出压力也升高，无杆活塞下腔压力也升高，控制压力不变则主阀 4 随无杆活塞 3 上移，进出气路节流孔变小，压差增大，输出压力减小。这样输出压力又回到了  $\Delta$  口压力控制的设定值。同时主阀、主阀内的节流孔、主阀活塞组成的封闭气室，可起

## (2) 双气控滑阀 (滑柱式)

图 1-9-268b、c 是二位五通双气控滑阀的工作原理图。有控制信号  $K_2$  时, 滑柱切换至左边, 通路状态是  $P \rightarrow A, B \rightarrow O_2$ ; 有控制信号  $K_1$  ( $K_2$  已经消失), 滑柱被切换至右边, 通路状态变为  $P \rightarrow B, A \rightarrow O_1$ 。双气控滑阀具有记忆性, 即控制信号消失前的状态。

图 1-9-268a 是二位五通双气控滑阀。采用了将密封圈放在隔套间的隔套式密封结构。这种形式加工、装卸方便, 适合大量生产。采用 E 形密封圈和  $Y_x$  型密封圈是为了减小阀的起始摩擦力。缓冲垫用于吸收阀芯切换时的冲击力。本阀为板式连接, 整个阀体用螺钉固定在阀板上。阀板两侧开有七个孔 P, A, B,  $O_1$ ,  $O_2$ ,  $K_1$  和  $K_2$ 。

图 1-9-268 K25K<sub>2</sub> 型双气控滑阀

(a) 结构图; (b)、(c) 双气控滑阀的动作原理; (d) 图形符号

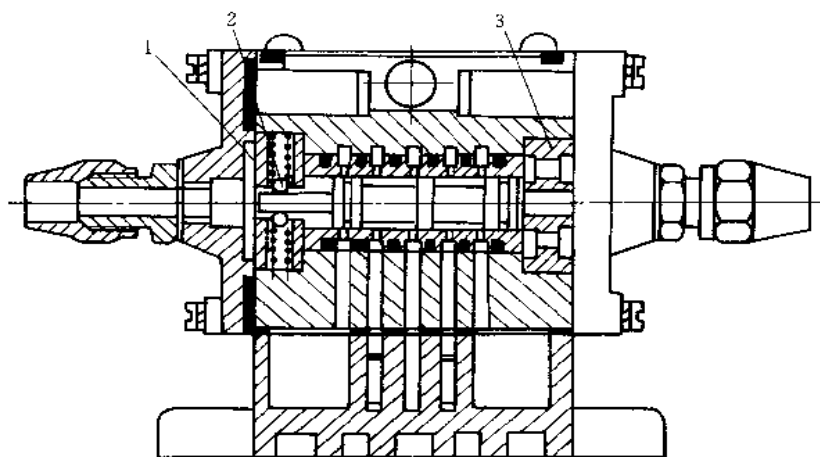
1—阀盖; 2—阀体; 3—活塞; 4—隔套; 5—E形密封圈; 6—组合形密封圈; 7—垫圈; 8—阀芯; 9—Y<sub>x</sub>形密封圈; 10—缓冲垫; 11—呼吸孔; 12—阀板

图 1-9-269 双气控滑阀 (间隙密封)

1—定位环; 2—钢球; 3—限位环

图 1-9-269 是二位五通双气控滑阀。阀芯与阀套之间采用了间隙密封。设有定位装置。使用时注意阀套与阀芯组件不要被污染。

## (3) 单气控截止式换向阀

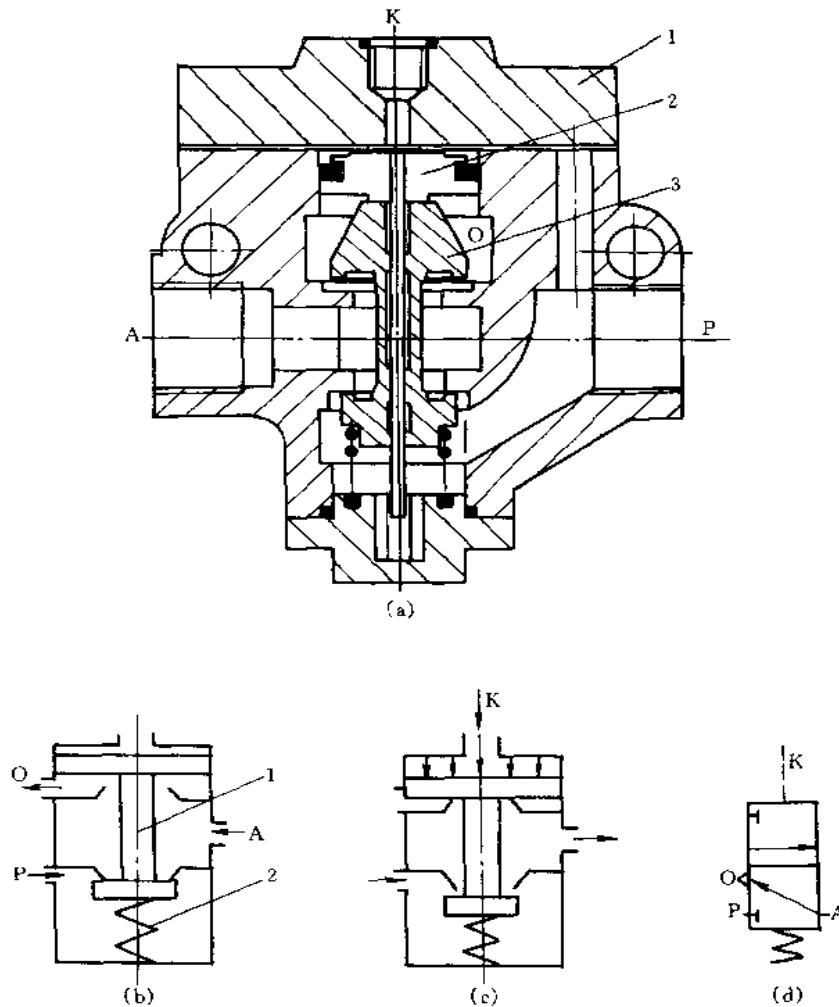


图 1-9-270 K23JK 型单气控常断式截止阀

(a) 结构图：1—气控接头；2—控制活塞；3—阀芯

(b)、(c) 截止阀动作原理：1—阀芯；2—弹簧

(d) 图形符号

图 1-9-270b、c 是二位三通单气控截止式换向阀的工作原理图。K 口没有控制信号时，阀芯在弹簧力和 P 口气压力作用下，P、A 断开，阀处于排气状态。有控制信号时，克服弹簧力及背压作用力，使阀芯向下运动，P、A 接通，阀处于进气状态。图 1-9-270a 是 K23JK 型单气控截止阀，图中为常断式，若 P、O 换接，则为常通式。该阀为平面密封，密封性好。结构简单，体积小。将气控接头换成电磁头（即电磁先导阀），可将气控阀改变成电磁控制换向阀。



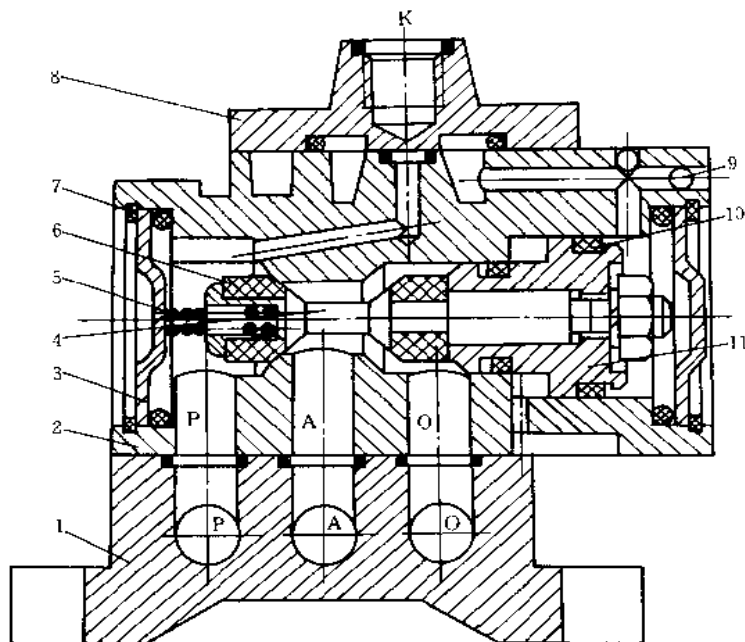


图 1-9-271 单气控截止阀

1—阀板；2—阀体；3—端盖；4—阀芯；5—弹簧；6—密封圈；7—挡圈；8—气控接头；9—钢球；  
10—Y形密封圈；11—活塞

图 1-9-271 是 K23JK 型单气控截止阀的另一种形式。若 P, O 换接, 则为常通式。主气路采用锥面密封, 其密封接触力较平面密封大。该系列的阀如通径为 25mm 以下, 为板式连接, 如通径在 25mm 以上, 为法兰连接。

#### (4) 滑板式换向阀

图 1-9-272 为滑板式换向阀。K<sub>1</sub> 口有控制信号时, 滑板切换至左边, 通路状态是 P→A, B→O; K<sub>2</sub> 口有控制信号时, 滑板切换至右边, 通路状态是 P→B, A→O。

图示是二位四通阀。密封开闭件为平面滑板, 滑板平面与阀座之间应研磨配合。

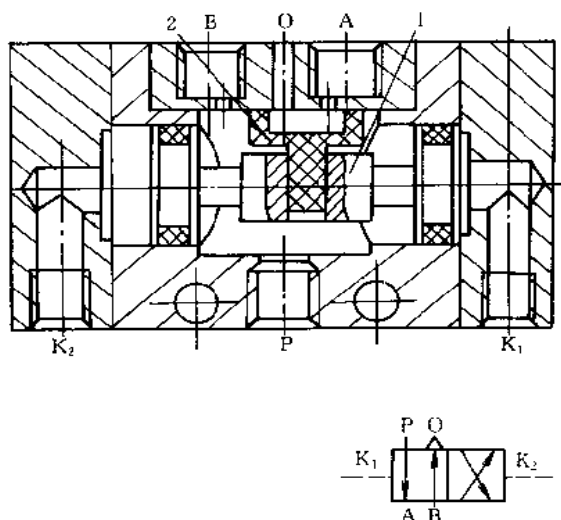
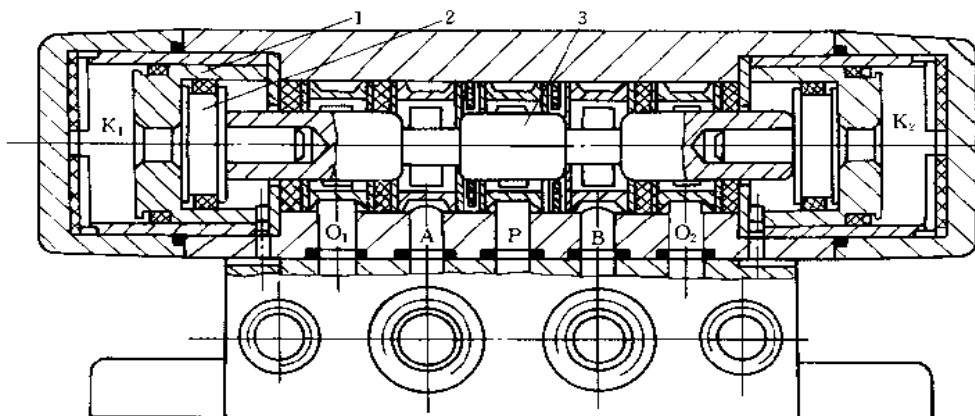


图 1-9-272 滑板式换向阀

1—阀芯；2—滑板

## (5) 泄压控制换向阀

图 1-9-273 K35K<sub>2</sub> 型双气控滑阀

1—对中活塞；2—换向活塞；3—阀芯

图 1-9-273 是三位五通双气控滑阀，采用了泄压控制方式。换向活塞仅在对中活塞内部运动，而对中活塞只在控制腔室中运动，阀芯在换向活塞推动下可以左右移动。当泄压信号  $K_1$ 、 $K_2$  都没有时（即控制腔都不排气），两端控制腔内由于存在有压气体；阀芯处于中间位置。当左腔室有泄压信号  $K_1$  时，右换向活塞上的作用力将克服摩擦力推动阀芯，左换向活塞和左对中活塞向左运动，使 P、B 接通，B 有输出；A、 $O_1$  相通，A 腔排气。泄压信号  $K_1$  消失，则阀芯复位至中间位置。当右腔室有泄压信号  $K_2$  时，阀芯右移；P、A 接通，A 腔进气；B、 $O_2$  相通，B 腔排气。

## (6) 差压控制换向阀

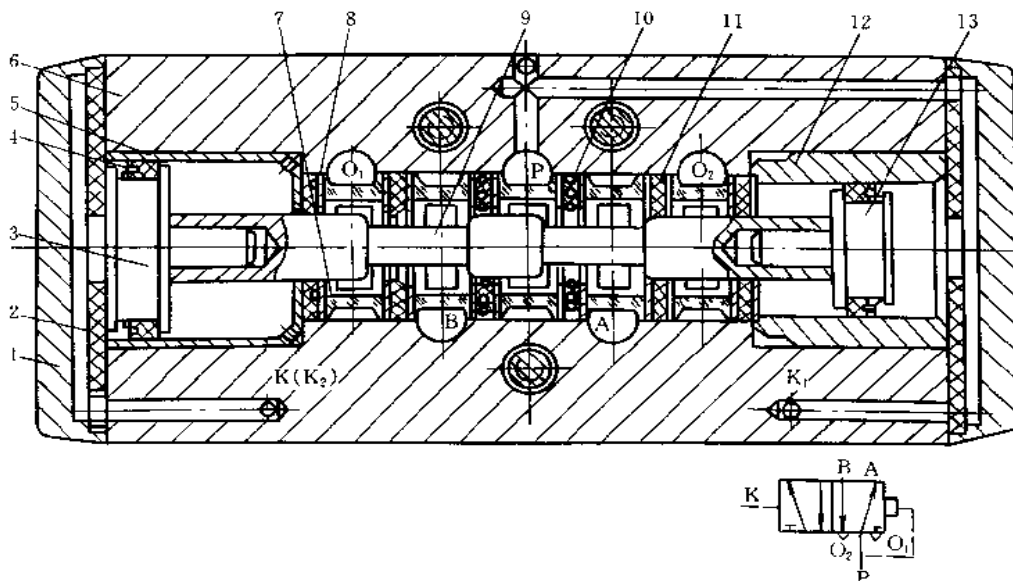


图 1-9-274 K25K 型差压控制换向阀

1—端盖；2—缓冲垫；3—控制活塞；4—Y<sub>x</sub>形密封圈；5—衬套；6—阀体；7—隔套；8—垫圈；9—阀芯；10—组合密封圈；11—E形密封圈；12—复位衬套；13—复位活塞

图 1-9-274 是 K25K 型差压控制换向阀，采用气源进气差动式结构，即 P 口与复位腔相通。在没有控制信号 K 时，复位活塞上的气压力推动阀芯左移，A 口有输出，B 口排气。当有控制信号 K 时，作用在控制活塞上的气压力将克服复位活塞上的背压力及摩擦力，推动阀芯右移，这时的 B 口有输出，A 口排气。当控制信号消失时，阀芯借复位腔的气压力复位。若阀的进口压力太低，则不能实现气压复位。

差压控制换向阀与单气控弹簧复位换向阀的功能一样，但比弹簧复位阀更可靠，因为弹簧一旦损坏，阀便失灵。

图上的右缓冲垫绕轴线转 180° 安装，则变成差压双气控滑阀。它常用于不易排除障碍信号の場合。

### (7) 可调延时阀

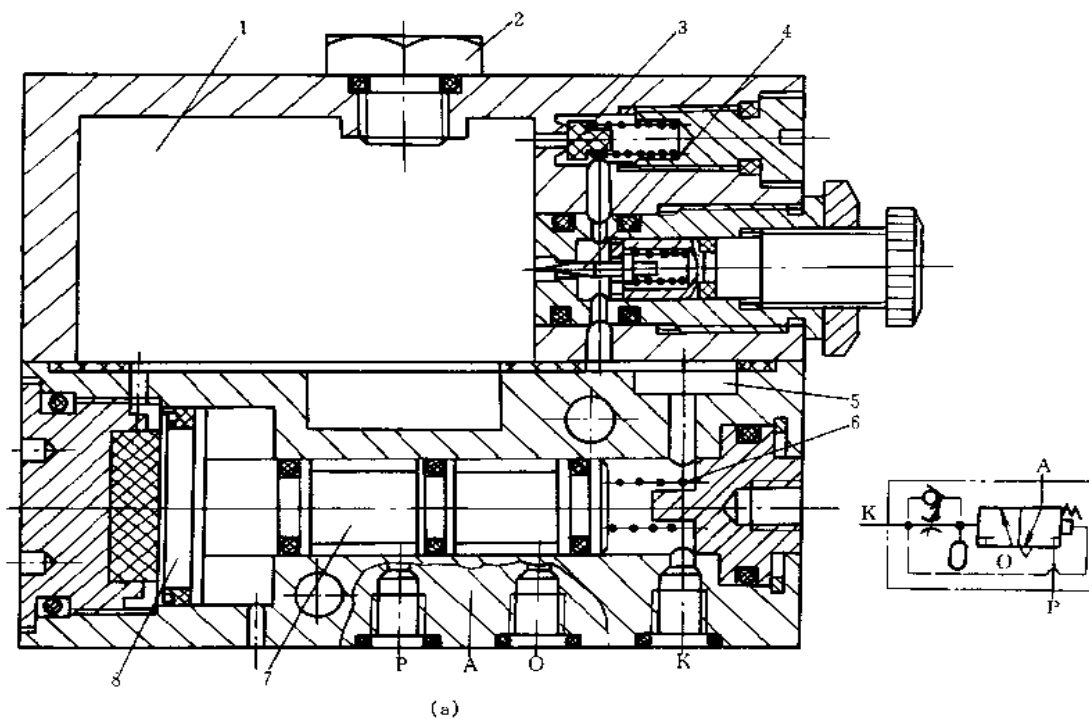


图 1-9-275 可调延时阀（常断延时通型）(a)

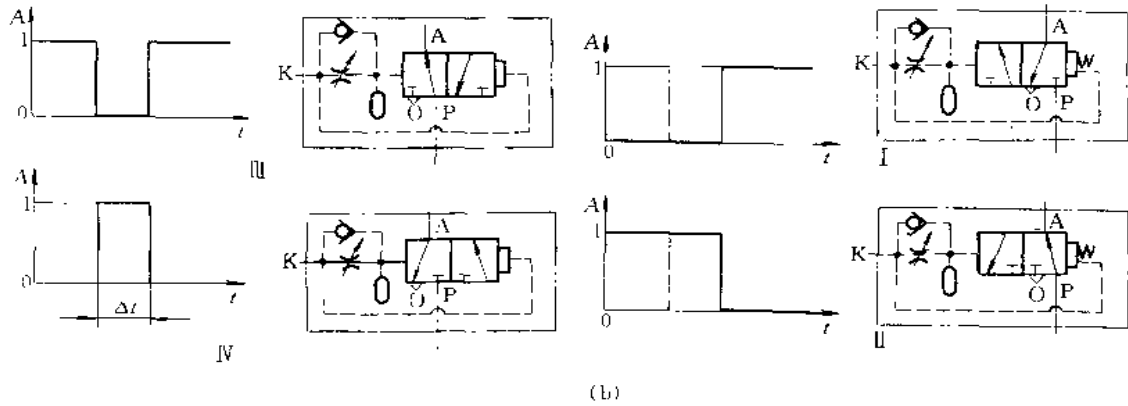


图 1-9-275 可调延时阀 (常断延时通型) (b)

(a) 结构图: 1—气容; 2—螺塞; 3—单向阀; 4—节流阀; 5—过滤片; 6—弹簧; 7—阀芯; 8—控制活塞  
 (b) 可调延时阀的四种状态: I 常断延时通型; II 常通延时断型; III 常通延时通型; IV 常断延时断型;  $\Delta t$ —延时时间; 1—有信号; 0—无信号

图 1-9-275 是 K23Y 型固定气容可调气阻式延时阀。无控制信号 K 时, 靠弹簧力的作用, 阀芯处在左边, A、O 相通, 无输出信号。当有控制信号 K 时, 经可调节流阀向气容充气, 气容内的气压上升到某一数值时, 阀芯换向, P、A 接通, A 口有输出。控制信号消失后, 气容内的气压经单向阀从 K 口迅速排空, 阀芯复位, 无输出信号。延时阀的这种输出状态, 称为常断延时通型。若 P、O 换接, 则为常通延时断型。除去弹簧 6, 常断延时通型就变成常通延时通型。若 P、O 换接, 则为常断延时断型。上述四种延时阀的输出状态及其图形符号, 见图。去掉螺塞 2, 外接气容, 可改变延时阀的延时时间。

(8) 脉冲阀

图 19-275 是脉冲阀。该阀是靠气流经气阻、气容的延时作用, 使输入的长信号变为短的脉冲信号输出。内部结构有截止式和滑柱式。本阀是 K23M-L<sub>3</sub> 型滑柱式脉冲阀。有输入信号 P 时, 滑柱向上, A 口有输出。同时, 从滑柱中心的小孔不断向气室中充气, 当气室中压力达到一定值后, 滑柱向下, A、O 接通, A 口输出信号消失。这样, 输出口就获得一个脉冲信号。

K23M-L<sub>3</sub> 型脉冲阀的工作压力范围为 0.3~0.8MPa, 延时范围为 2~4s (阀芯小孔可分别为  $\phi 0.2$ ,  $\phi 0.3$  和  $\phi 0.4$ )。延时误差不超过  $\pm 8\%$ , 泄漏量不超过 50cm<sup>3</sup>/min, 耐久性大于 200 万次。

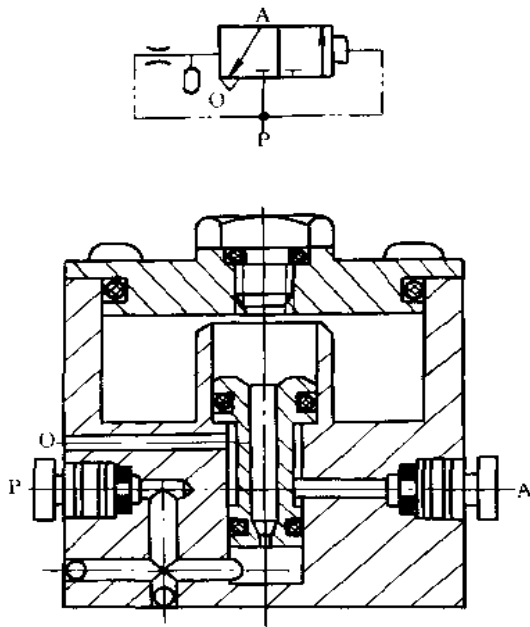


图 1-9-276 脉冲阀

### 6.3.2 人力控制换向阀

人力控制阀的主体部分与气控阀类似，也有滑柱式、截止式、滑板式和旋塞式等。前两种应用较多，但后两种容易实现多位多通，故分配气阀常采用。

人力控制阀的操作方式有多种，如图 1-9-277~图 1-9-283。

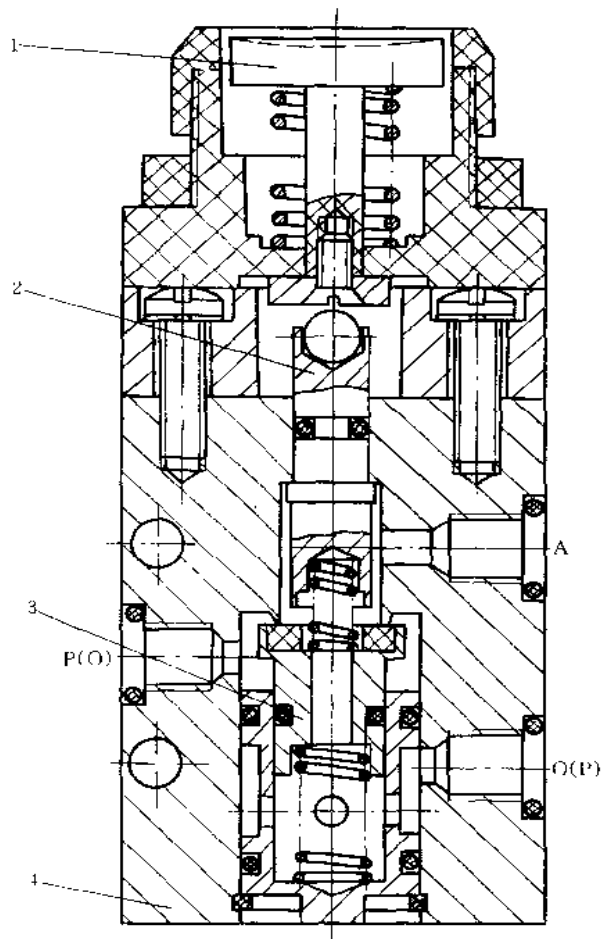


图 1-9-277 按钮式手动阀 (K23JR<sub>1</sub> 型)  
1—按钮；2—上阀芯；3—下阀芯；4—阀体

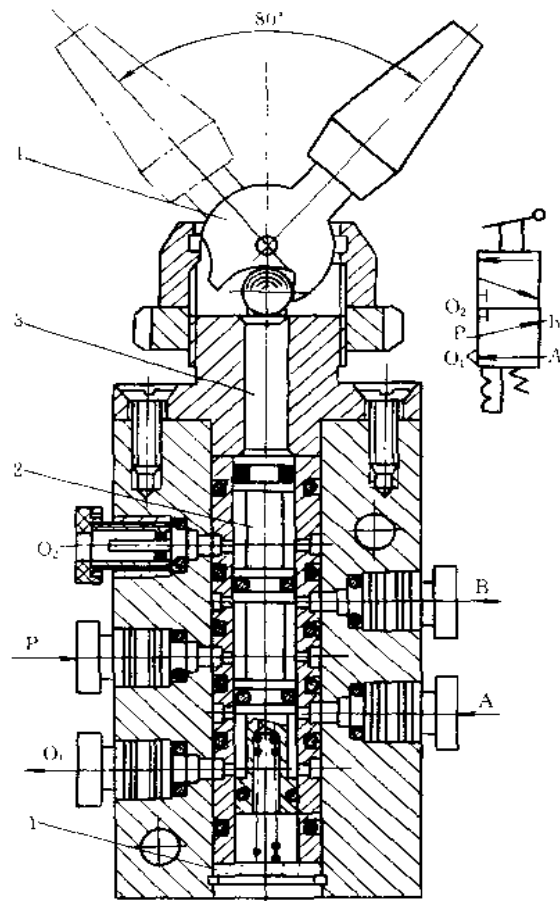


图 1-9-278 钮子式手动阀 (K25R<sub>3</sub> 型)  
1—过滤片；2—阀芯；3—导向轴；4—钮子

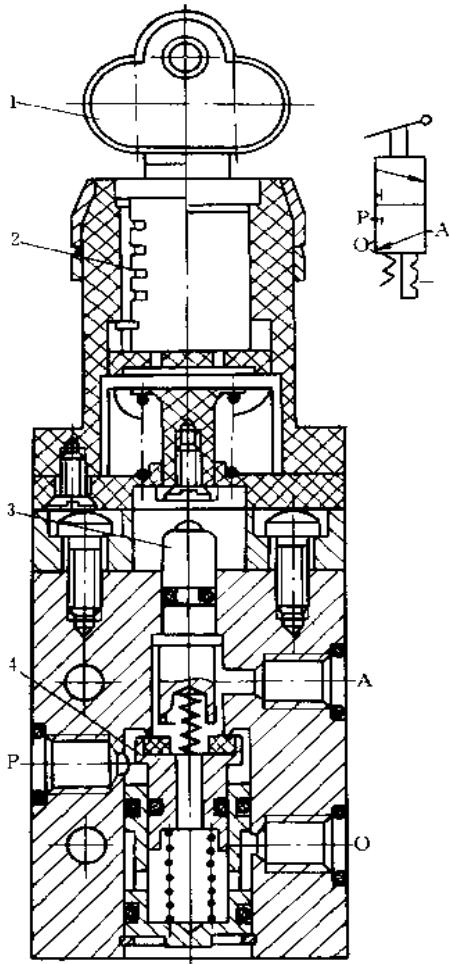


图 1-9-279 锁式手动阀 (K25R<sub>0</sub> 型)  
1—锁开关; 2—锁定位口; 3—上阀芯; 4—下阀芯

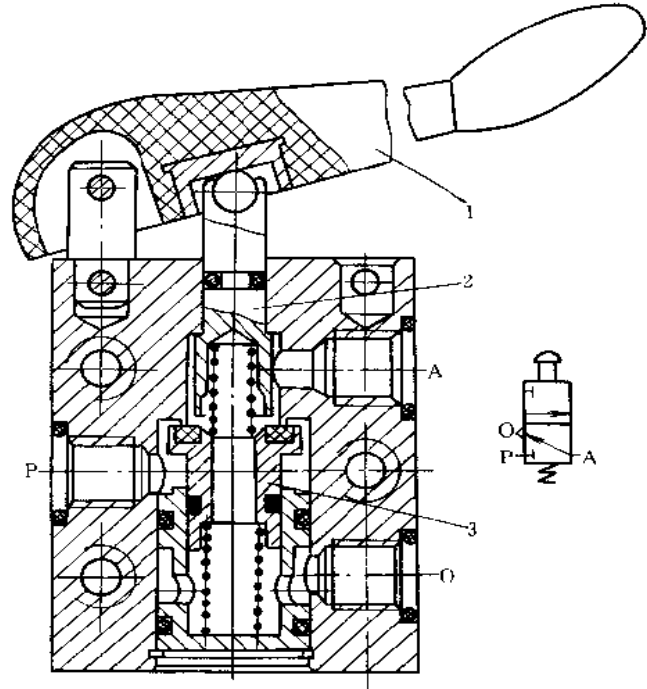


图 1-9-280 长手柄式手动阀 (K23JR<sub>0</sub> 型)  
1—长手柄; 2—上阀芯; 3—下阀芯

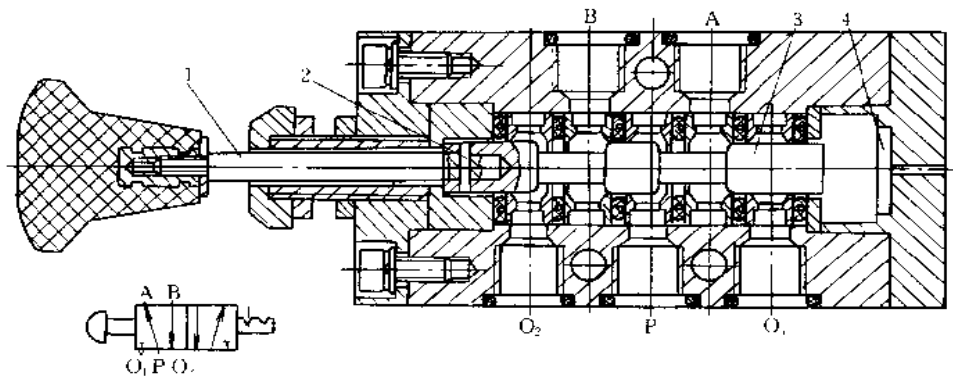


图 1-9-281 推拉式手动阀 (K25R<sub>0</sub> 型)  
1—推拉杆; 2—销子; 3—阀芯; 4—过滤片

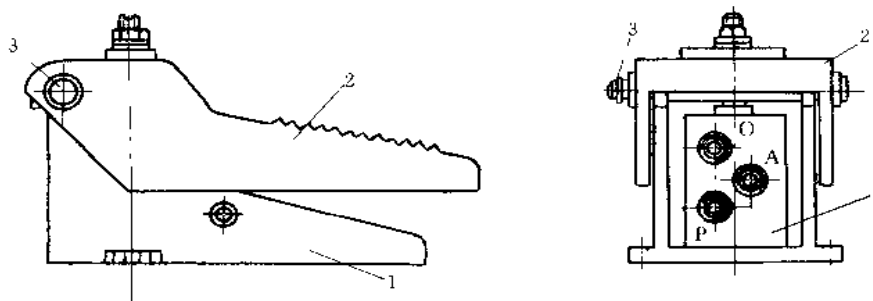


图 1-9-282 脚踏阀 (K23JR, 型)

1—阀体; 2—踏板; 3—轴

手动阀的操作力不能太大, 故常采用长手柄以减小操作力, 或者阀芯采用带平衡杆的气压密封结构, 即阀芯的有效受压面积仅是一环形面积, 而不是整个阀芯底部都受输入压力的作用。如图 1-9-280 的下阀芯受输入压力作用的面积便是如此。为了减小操作力, 也有采用图 1-9-283 所示的泄压差动式手动阀结构形式的, 当操作杠杆时, 杠杆一端封住泄压小孔, 气源从活塞上的小孔进入左腔, 使阀芯向右, P、A 断开, A 口排气。压下杠杆后, 泄压小孔打开, 则活塞左腔气压迅速降低, 活塞右腔气压使阀芯左移, P、A 相通, A 有输出。

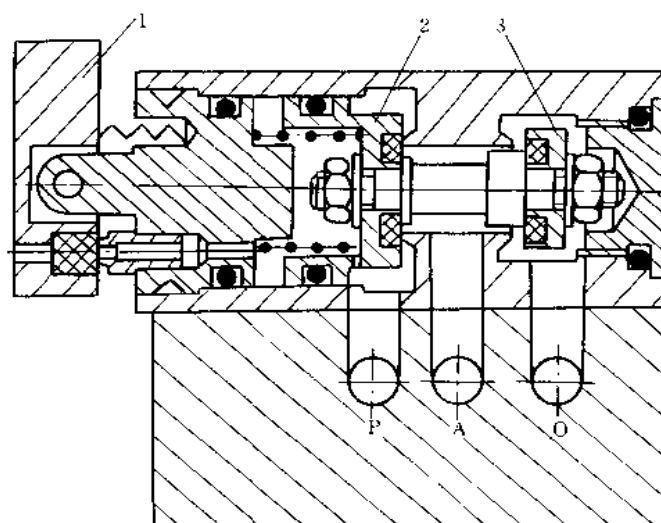


图 1-9-283 泄压差动式手动阀 (K23JR,-8 型)

1—杠杆; 2—活塞; 3—阀芯

手动阀切换动作缓慢, 为避免路路通现象, 阀芯分为上阀芯和下阀芯, 上阀芯向下移动, 将下阀芯中间孔关闭, 然后两阀芯一起继续下移, 使 P、A 相通, 整个过程不出现 P、A 和 O 全通状态。

旋钮式、锁式、推拉式操作方式都具有定位性能, 即操作力除去后, 能保持阀的工作状态不变。图形符号上的缺口数便表示有几个定位位置。

手动阀除弹簧复位外, 也有采用气压复位的, 好处是其有记忆性, 即不加气压信号, 阀能保持原位而不复位。

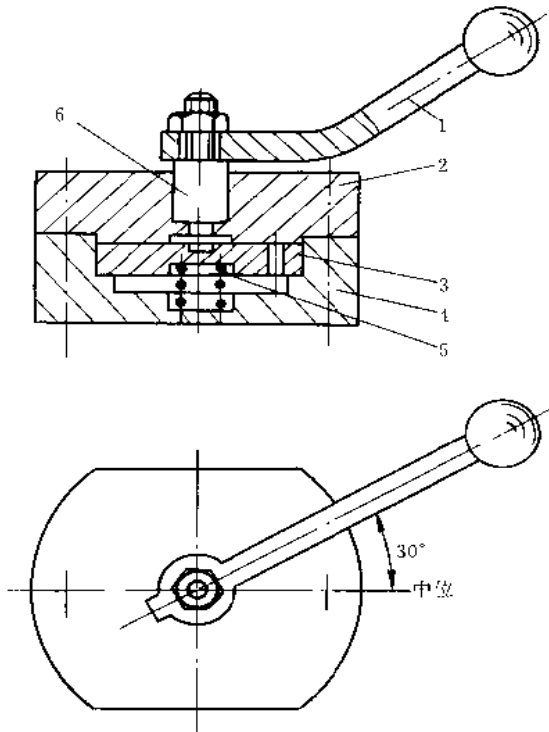


图 1-9-284 滑板式手动转阀  
1—手柄；2—阀盖；3—滑板；  
4—阀体；5—弹簧；6—转轴

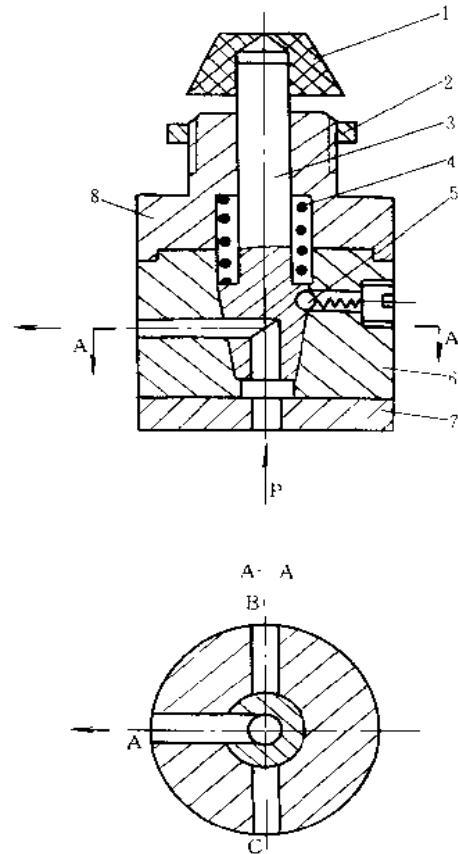


图 1-9-285 旋塞式手动转阀（四位四通）  
1—旋钮；2—螺母；3—阀芯；4—弹簧；  
5—定位钢球；6—阀体；7—下盖；8—上盖

图 1-9-284 为三位四通滑板式手动转阀。阀盖有一个输入口，两个输出口，一个排气口。滑板是由手柄通过转轴带动旋转的圆形板，上面开有四个通孔和一个不打通的连接长槽。当手柄处在中位时，滑板与阀盖之间各孔，除排气孔单独与长槽接通外，其余各孔都不相通，处于封闭状态。当手柄逆时针转动  $30^\circ$  后（图示位置），滑板也逆时针转  $30^\circ$ ，这时输入口与输出口相通，另一输出口与排气口相通；当手柄从中位顺时针转  $30^\circ$  后，则换向。这种滑板式手柄转阀，通过变换阀盖和滑板上的孔的数目和位置，可以做成二位三通（K23R<sub>3</sub>型）、二位四通（K24R<sub>3</sub>型）、三位四通（K34R<sub>3</sub>型）等。

图 1-9-285 为旋塞式手动转阀。它有一个输入口 P 和三个输出口 A、B、C，旋钮带动阀芯旋转，当转到图示位置时，输入口 P 和输出口 A 接通，A 有输出，而 B、C 被封闭。若继续旋转阀芯，则可分别使 B 或 C 有输出，从而达到按顺序轮流供气的目的，故又称转动分配阀。



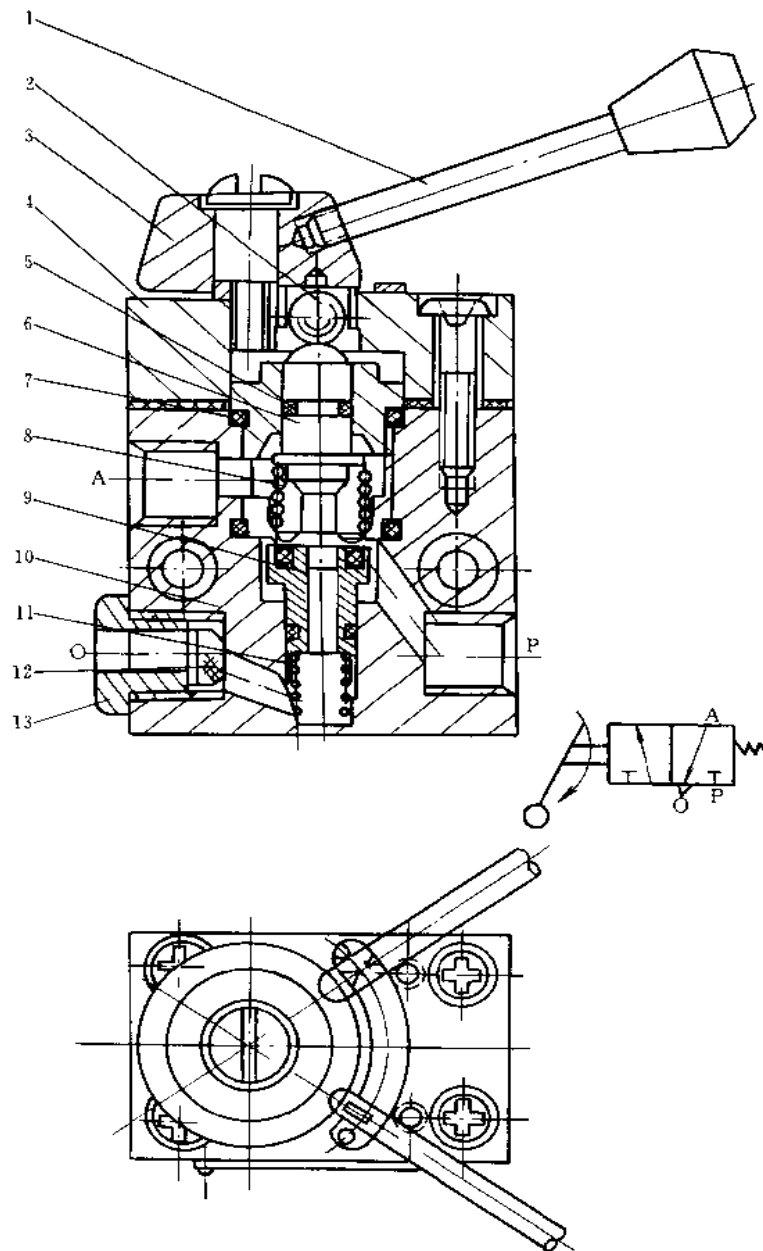


图 1-9-286 二位三通水平转柄式换向阀

1—手柄；2— $3/8$ "钢球；3—阀柄；4—上座；5、7—O形密封圈；6—上滑阀；8—塔形弹簧；9—下滑阀；10—阀体；  
11—小弹簧；12 防护网；13 防护螺盖

图 1-9-286 为二位三通水平转柄式换向阀。当向左移动手柄到“开”位置时，阀柄斜槽滑动压下钢球推动上滑阀，从而打开下滑阀，使阀换向，A 口输出。如当手柄转回原来“关”位置时，由于弹簧的作用，上、下滑阀恢复原始状态，使阀位复原。

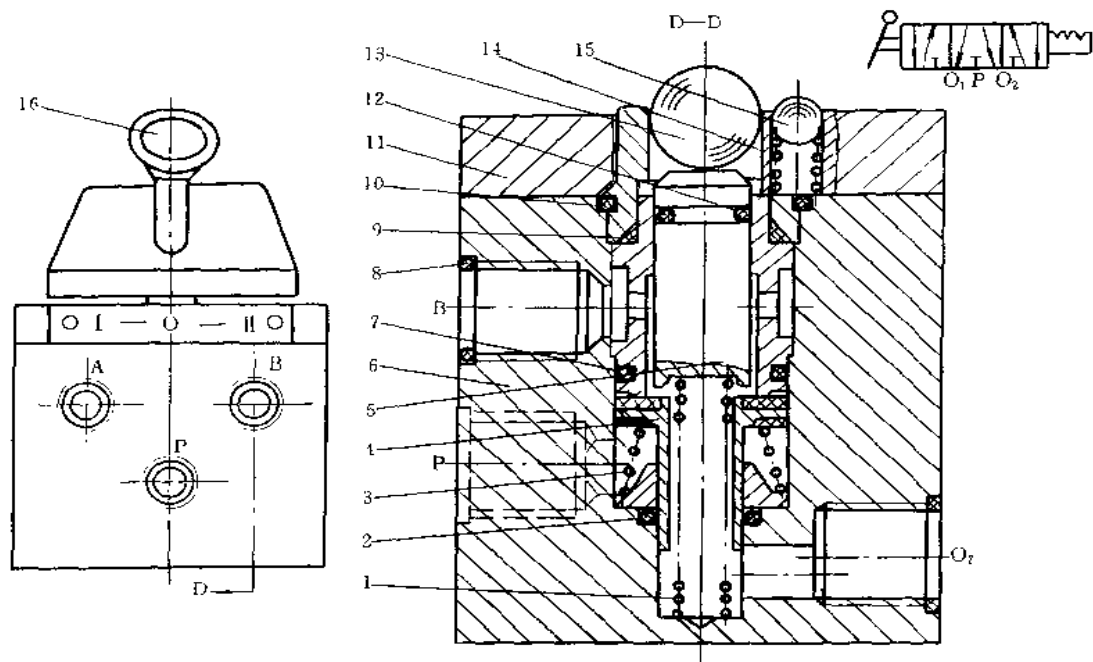


图 1-9-287 三位五通水平转柄式换向阀结构原理图

1—复位弹簧；2、7、8、9、10、12—O形密封圈；3—塔形弹簧；4—密封套；5—推销；6—阀体；11—上阀盖；13— $31/64$  钢球；14—弹簧；15— $\phi 5$  钢球；16—手柄

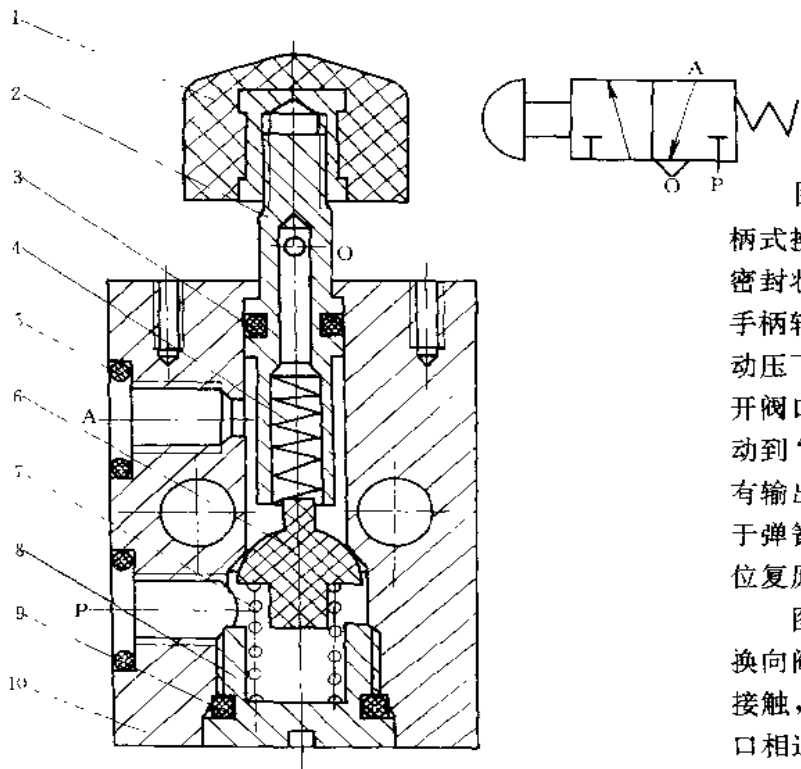


图 1-9-288 二位三通按钮式换向阀

1—按钮；2—推杆；3—O形密封圈；4—小弹簧；5、9—O形密封圈；6—阀芯；7—复位弹簧；8—底座；10—阀体

图 1-9-287 为三位五通水平转柄式换向阀。手柄在“0”位置时，处于密封状态（即“A”、“B”无输出）。当手柄转到“Ⅰ”位置时，阀柄斜槽滑动压下钢球，钢球推动推销，从而打开阀口，使 A 口有输出。而当手柄转动到“Ⅱ”位置时，（原理同上），B 口有输出；当手柄转向“0”位置时，由于弹簧的作用，恢复原始状态，使阀位复原。

图 1-9-288 为二位三通按钮式换向阀。按下按钮，推杆与阀芯球面接触，克服复位弹簧压力使 P 口与 A 口相通，从而实现换向目的。复位时，松开按钮，复位弹簧克服阀芯重力及摩擦阻力，实现复位。A 口与 O 口相通，进入排气状态。

## 6.3.3 机械控制换向阀

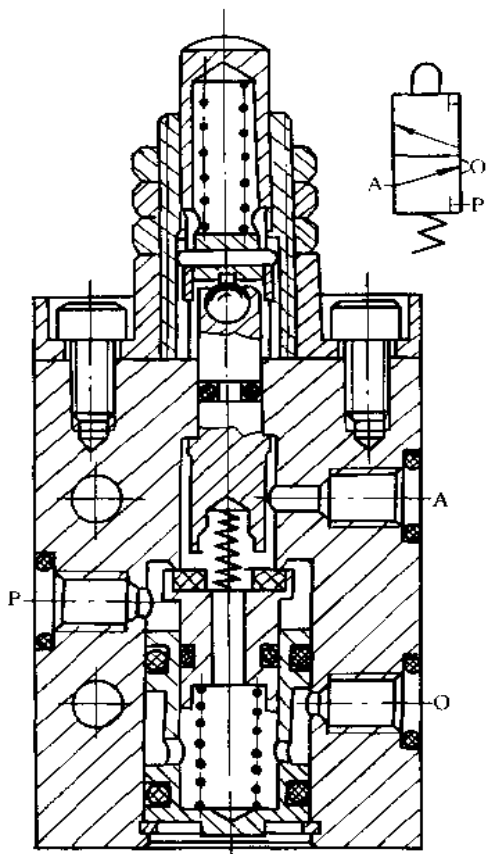
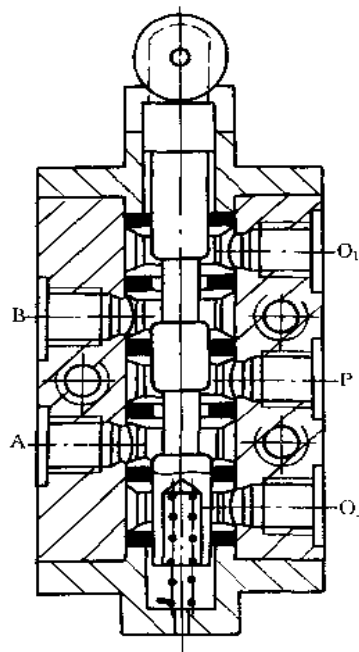
图 1-9-289 直动式机控阀 (K23JC<sub>1</sub> 型)图 1-9-290 滚轮式机控阀 (K25C<sub>1</sub> 型)

图 1-9-289 为直动式机控阀。它是借助凸轮或撞块直接推向阀芯的头部而使阀切换。

图 1-9-290 为滚轮式机控阀。它在阀芯顶端加了一个滚轮，使机械凸轮或撞块直接与滚轮接触，再由滚轮传递力给阀芯使阀换向。这样，可减小阀芯受到的侧向力，减小阀芯和阀体之间的卡紧现象，以增加阀的寿命和可靠性。

图 1-9-291 为杠杆滚轮式机控阀。它是滚轮式机控阀增加了一个杠杆，借杠杆传力，可减小机械压力。

图 1-9-292 为可通过式机控阀。它是当机械撞块正向运动时，阀芯被压下，撞块走过滚轮，阀芯靠弹簧力返回。撞块返回时，由于头部可以通过，滚轮折回，阀芯不动，阀不换向。这种阀由 A 口输出脉冲信号。它常用来消除回路中的障碍信号，可简化回路。

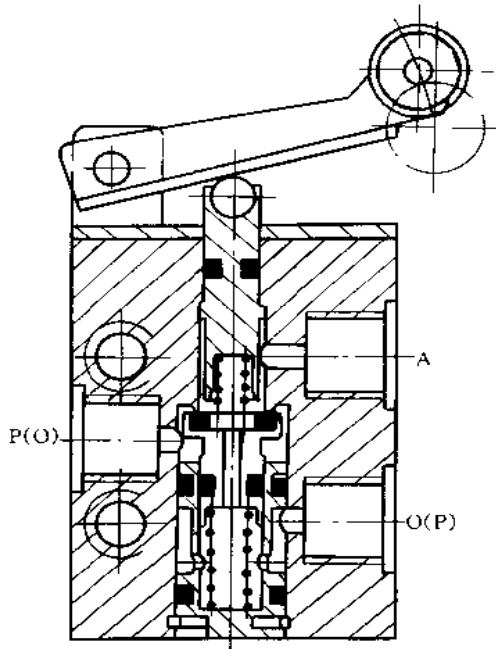


图 1-9-291 杠杆滚轮式机控阀 (K23JC<sub>3</sub>型)

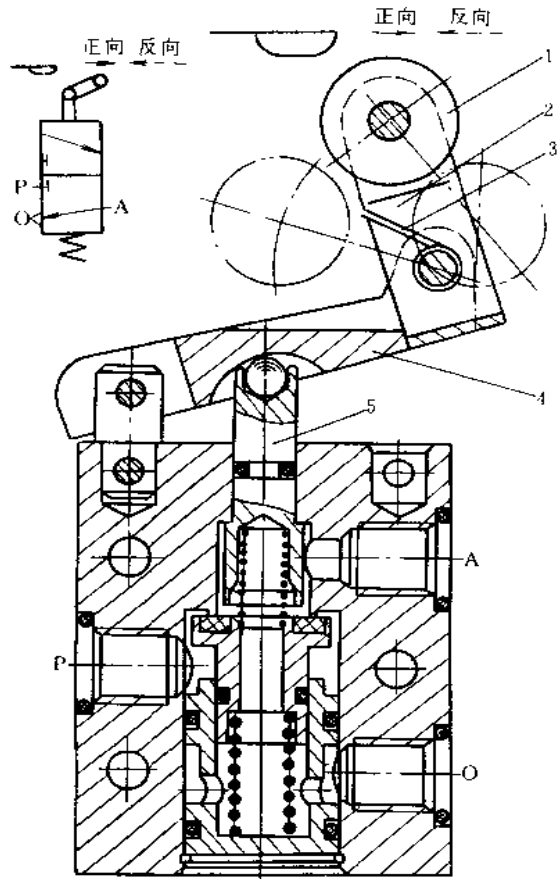


图 1-9-292 可通过式机控阀 (K23JC<sub>4</sub>型)

1—滚轮；2—小杠杆；3—扭簧；  
4—杠杆；5—顶杆（上阀芯）

### 6.3.4 电磁控制换向阀

#### (1) 直动式电磁阀

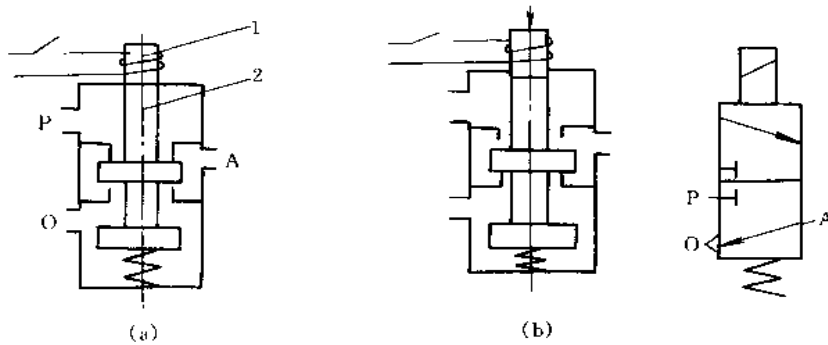


图 1-9-293 直动式电磁气阀的动作原理 (单线圈)

1—电磁铁；2—阀芯

图 1-9-293 为单线圈直动式电磁气阀的原理图。通电时 (图 b)，电磁铁 1 推动阀芯 2 向下移动，使 P、A 接通，阀处于进气状态。断电时，阀芯靠弹簧力复位，使 P、A 断开，A、O 接通，阀处于排气状态。

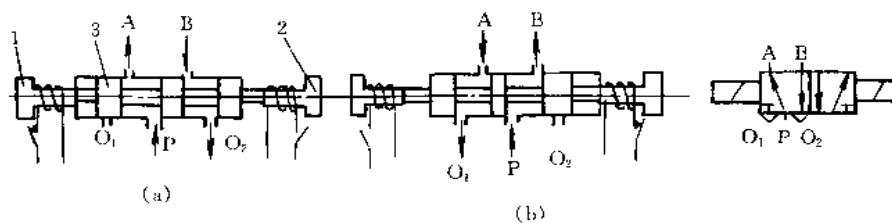


图 1-9-294 直动式电磁气阀的动作原理 (双线圈)

1、2—电磁铁；3 阀芯

图 1-9-294 为二位五通直动式双电控换向阀的原理图。当电磁铁 1 通电，电磁铁 2 断电时 (图 a)，阀芯 3 被推到右边位置，A 口有输出，B 口排气。当电磁铁 1 断电，空气通路仍保持原状不变，即其有记忆功能。当电磁铁 2 通电，电磁铁 1 断电时 (图 b)，阀芯被推到左边位置，B 口有输出，A 口排气。若电磁铁 2 断电，空气通路仍保持原状不变。

## (2) 常断型微型电磁阀

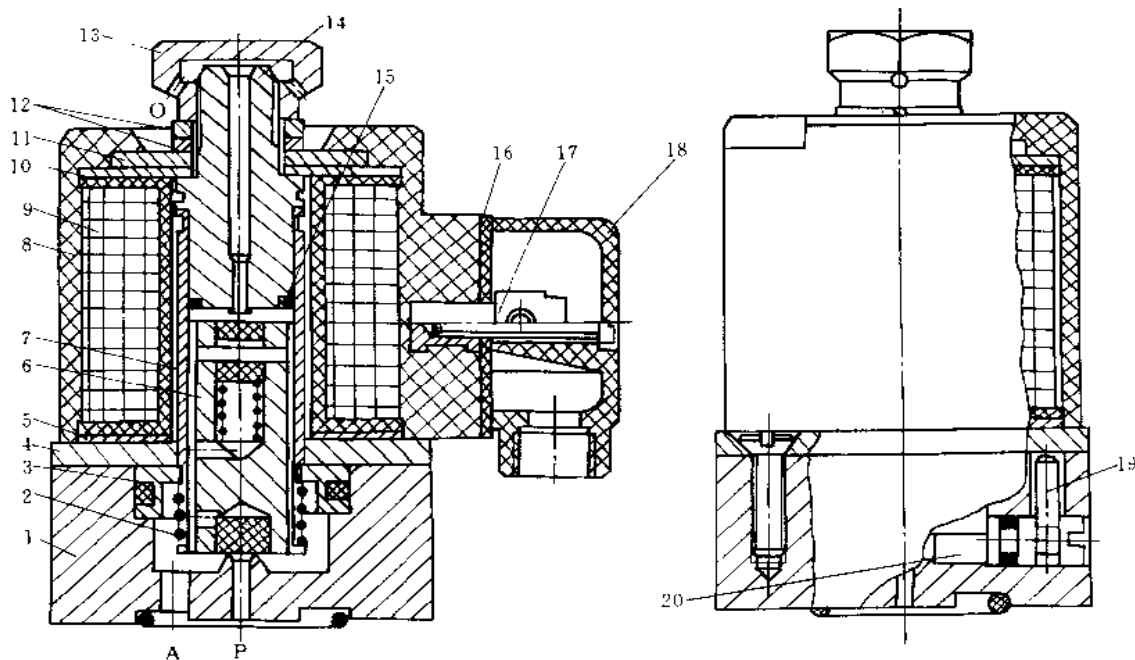


图 1-9-295 常断型微型电磁阀 (K23D)

1—阀体；2—弹簧；3—压盘；4—压板；5—下导磁板；6—动铁心；7—隔磁套管；8—外壳；9—线圈组件；10—上导磁板；11—垫板；12—垫圈；13—防尘螺母；14—静铁芯；15—分磁环；16—胶垫；17—接线压板；18—接线盒盖；19—圆头滚针；20—手动调节杆

图 1-9-295 为二位三通常断型电磁阀。通电时，静铁芯被磁化吸引动铁芯，因电磁吸力大于弹簧的弹力，故动铁芯向上，排气口 O 被封闭，使 P、A 相通。断电时，静铁芯消磁，动铁芯靠弹簧复位，P、A 不通，A 口气体经动铁芯两侧槽和静铁芯的中心孔从防尘螺帽上的排气口排出。隔磁套管的作用是保证动铁芯的导向作用和通路的气密性。不通电时旋转手动调节杆可将动铁芯顶起，接通 P、A 腔，便于设备的调整与维修。

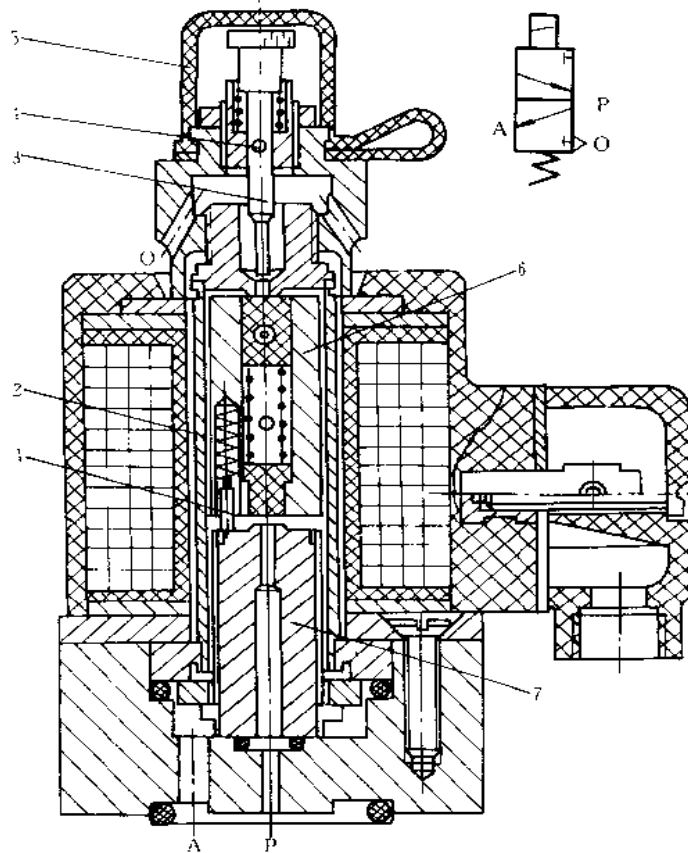


图 1-9-296 二位三通常通型微型电磁阀

1—顶销；2—小弹簧；3—手动推杆；4—手动自锁销子；5—防尘罩；  
6—动铁芯；7—电磁铁喷嘴

#### (4) 常断型低功率电磁阀

图 1-9-297 为二位三通常断型低功率电磁阀。与图 1-9-296 相比，取消了隔磁套管，将复位弹簧设计成圆锥螺旋弹簧，体积小，功耗低，交直流的功率消耗均在 3W 以下。

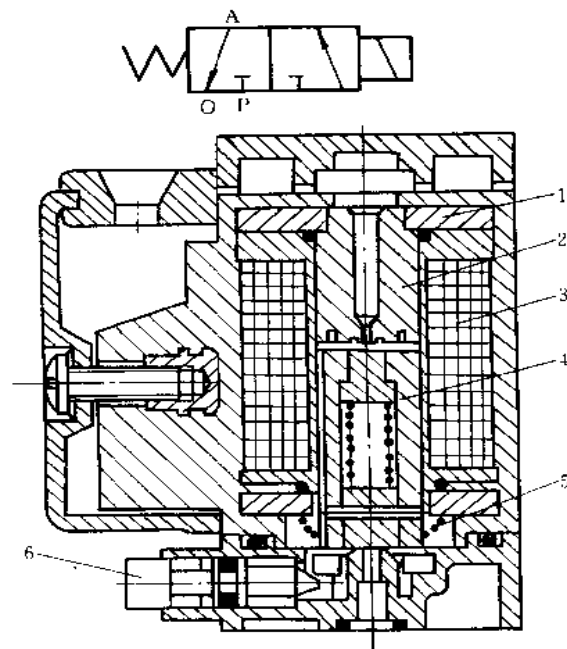


图 1-9-297 二位三通常断型低功率电磁阀

1—导磁板；2—静铁芯；3—线圈；4—动铁芯；5—圆锥螺旋弹簧；  
6—手动调节杆

#### (3) 常通型微型电磁阀

图 1-9-296 为二位三通常通型微型电磁阀。顶销借弹簧和气流压力将活动铁芯与电磁铁喷嘴分开，使 P、A 相通，排气口 O 被封闭。通电时，活动铁芯靠电磁引力使电磁铁喷嘴闭合，P、A 断开，A 口排气。断电后，如打开防尘罩，压下手动推杆并旋转之，用手动自锁销子锁住，则动铁芯被压下，也可实现 P、A 断开，A 口排气。

## (5) 直动式双电控滑阀

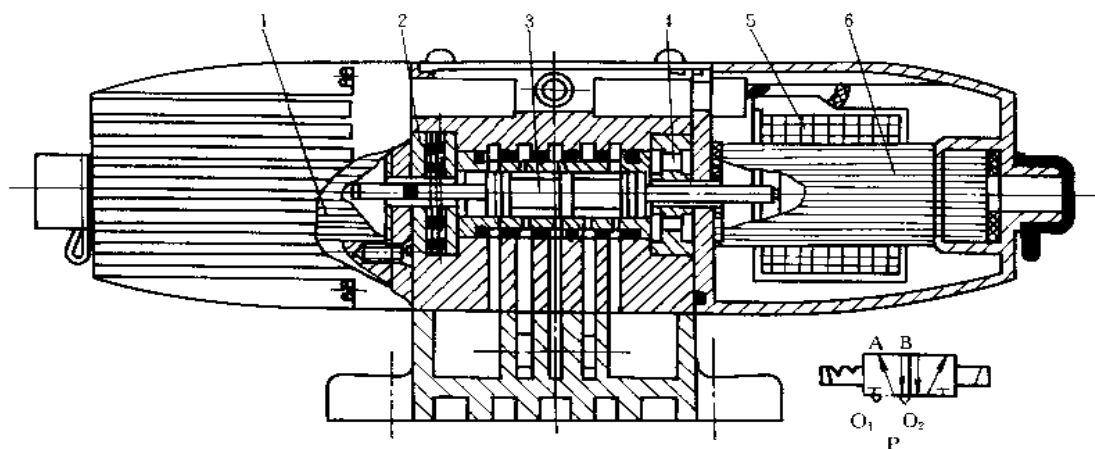


图 1-9-298 直动式双电控滑阀

1—电磁铁；2—定位环；3—阀芯；4—限位环；5—电磁线圈；6—电磁铁

图 1-9-298 为直动式双电控滑阀。采用间隙密封。其阀芯靠左右 T 形电磁铁推动。虽然间隙密封的摩擦阻力比弹性密封小，但直动式电磁阀直接靠电磁力的作用推动阀芯，故阀的通径不宜太大，一般在 25mm 以下。

## (6) 先导式电磁阀

图 1-9-299 为单电控换向阀的工作原理图。当电磁先导阀 1 的励磁线圈断电时（图 a），先导阀的 P、A<sub>1</sub> 腔断开，A<sub>1</sub>、O<sub>1</sub> 腔接通，电磁先导阀处于排气状态，即主阀 2 的控制腔 A<sub>1</sub> 处于排气状态。此时，主

阀芯在弹簧和 P 腔气压作用下向右移动，将 P、A 断开，A、O 接通，即主阀也处于排气状态。当电磁先导阀励磁线圈通电后（图 b），使 P<sub>1</sub>、A<sub>1</sub> 接通，电磁先导阀处于进气状态，即主阀控制腔 A<sub>1</sub> 进气。由于 A<sub>1</sub> 腔内气体作用于阀芯上的力大于 P 腔气体作用在阀芯上的力与弹簧力之和，因此将活塞推向左边，使 P、A 接通，即主阀处于进气状态。图 c 为先导式单电控换向阀的详细图形符号，图 d 是其简单图形符号。

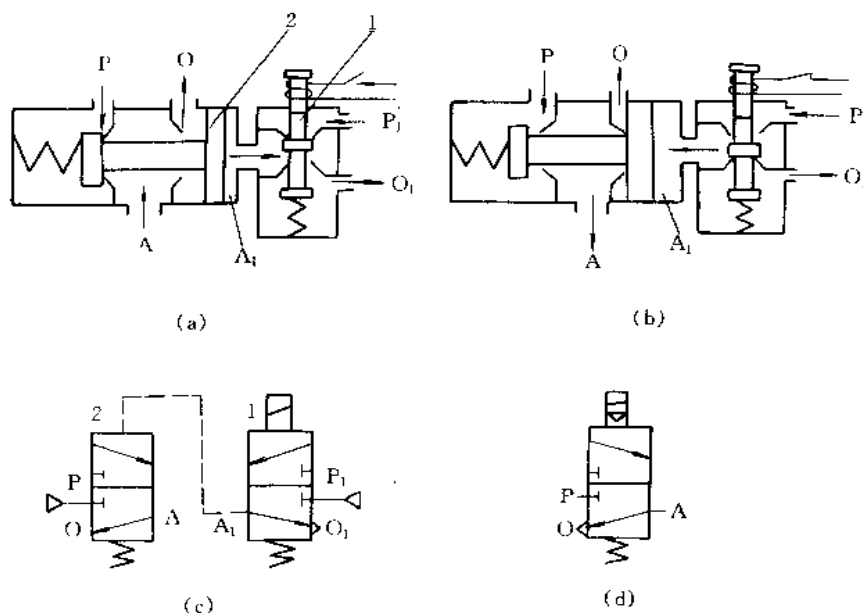


图 1-9-299 单电控换向阀的动作原理

1—电磁先导阀；2—主阀

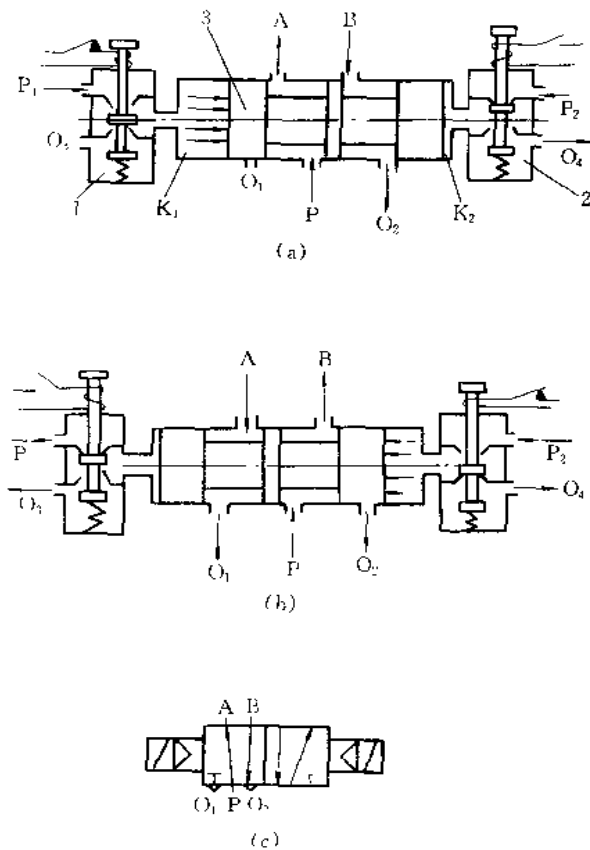


图 1-9-300 双电控换向阀的动作原理  
1、2—电磁先导阀；3—主阀

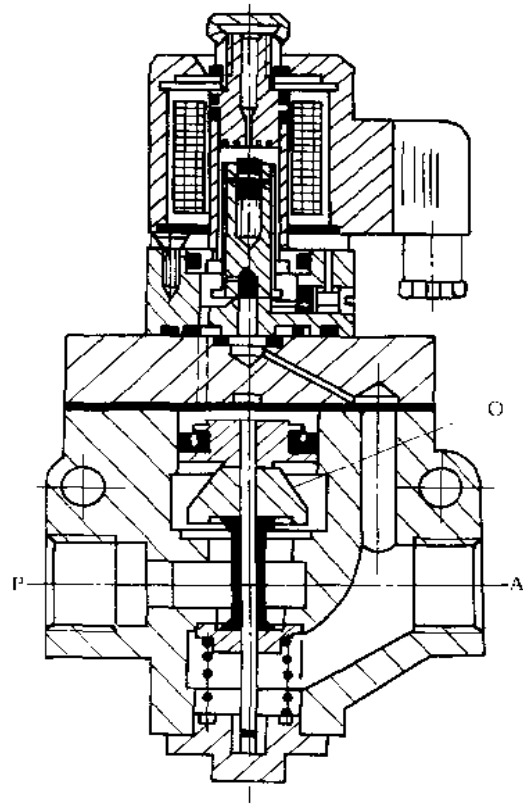


图 1-9-301 单电控截止阀

图 1-9-300 是二位五通双电控换向阀的动作原理图。当电磁先导阀 1 的励磁线圈通电而电磁先导阀 2 断电时 (图 a)，由于主阀 3 的  $K_1$  腔进气， $K_2$  腔排气，使主阀阀芯移到右边。此时，P、A 接通，A 口有输出；B、 $O_2$  接通，B 口排气。当电磁先导阀 2 通电而先导阀 1 断电时 (图 b)，主阀  $K_2$  腔进气， $K_1$  腔排气，主阀阀芯移到左边。此时，P、B 接通，B 口有输出；A、 $O_1$  接通，A 口排气。双电控换向阀具有记忆性，即通电时换向，断电时并不返回，可用单脉冲信号控制。为保证主阀正常工作，两个电磁先导阀不能同时通电，电路中要考虑互锁保护。

#### (7) 单电控截止阀

图 1-9-301 是二位三通常断型单电控截止阀。结构简单，体积小。堵住排气口，则作为二位二通阀。



## (8) 电控滑阀

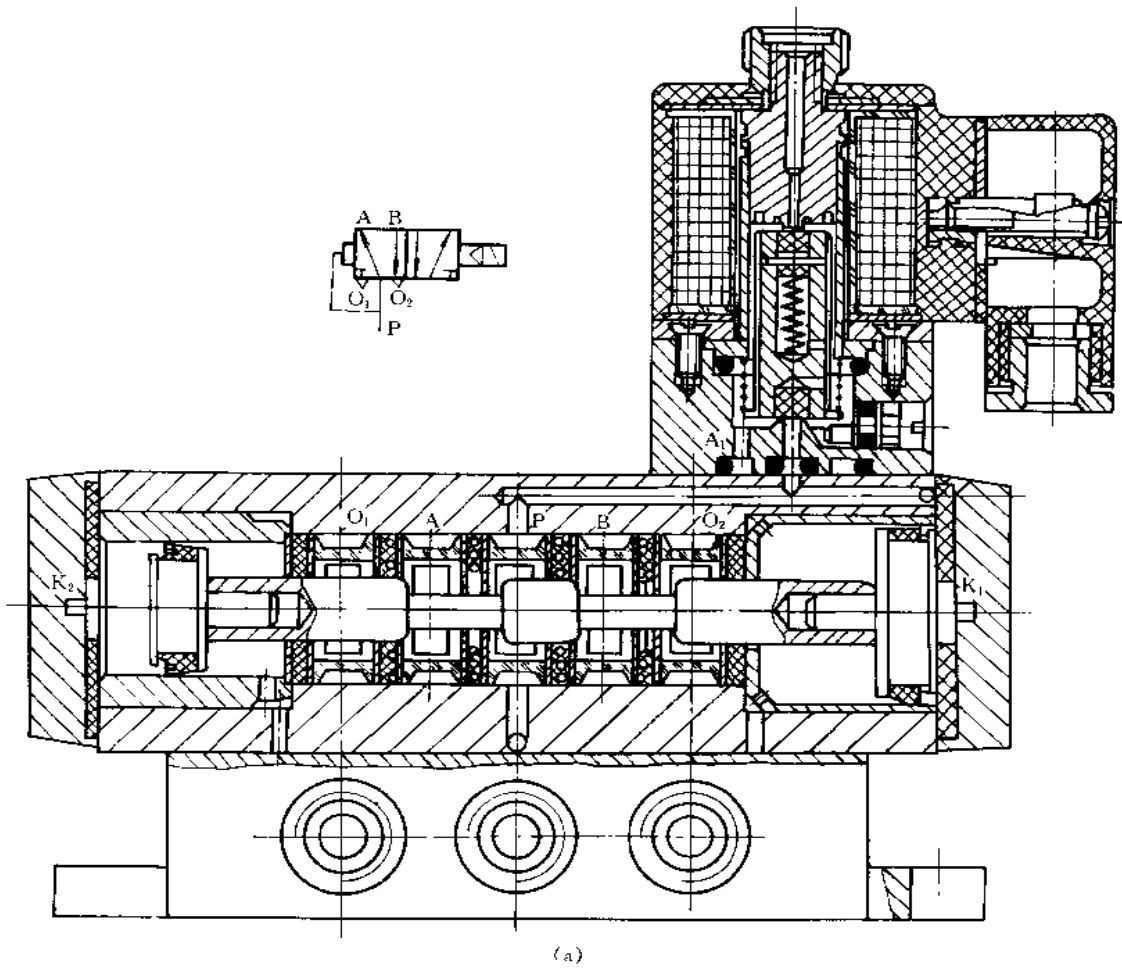


图 1-9-302 电控滑阀 (a)

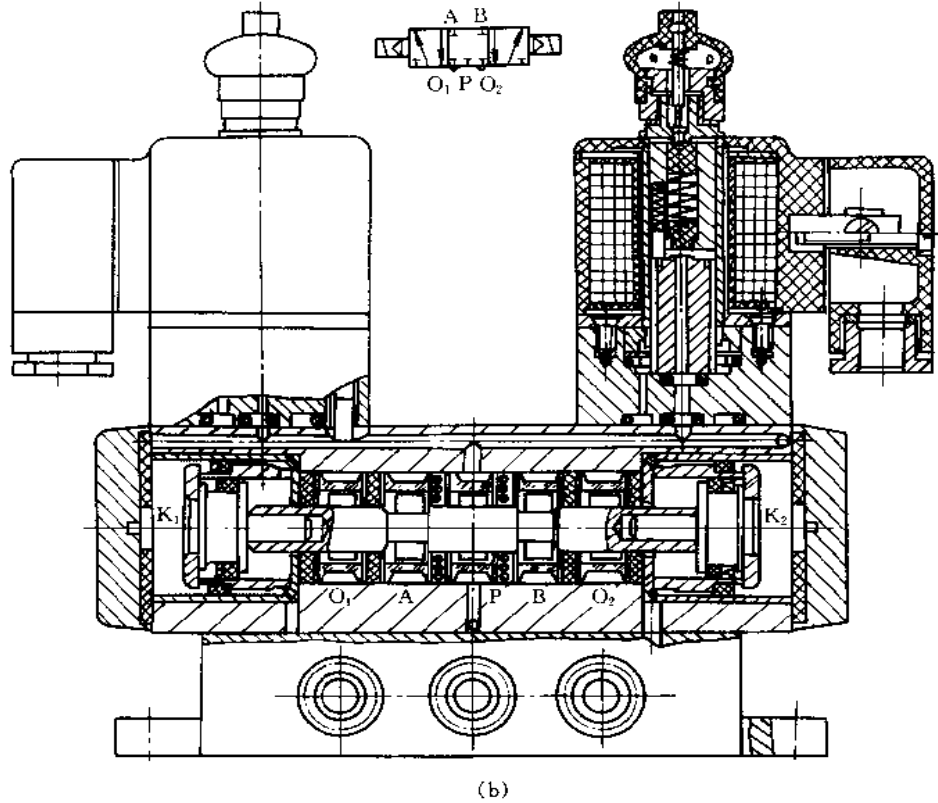


图 1-9-302 电控滑阀 (b)  
(a) 单电控滑阀; (b) 三位五通双电控滑阀

图 1-9-302a 是二位五通单电控滑阀。其电磁先导阀应选用常断型。主阀控制腔  $K_1$  与电磁先导阀的输出口  $A_1$  相通，左复位腔  $K_2$  与 P 腔相通，靠气源差压复位。

图 1-9-302b 为三位五通双气控滑阀。其主阀为泄压控制，故电磁先导阀应选用常通型。未通电时，从电磁先导阀过来的控制信号推动对中活塞和换向活塞，使阀芯处于中间位置。当左侧电磁先导阀通电，则左控制腔排空，右换向活塞受的力将阀芯向左推。则 B 口有输出，A 口排气。当左侧电磁先导阀断电，同时右侧电磁先导阀通电时，阀芯右移，B 口排气，A 口有输出。

## (9) SR 系列小型电控换向阀

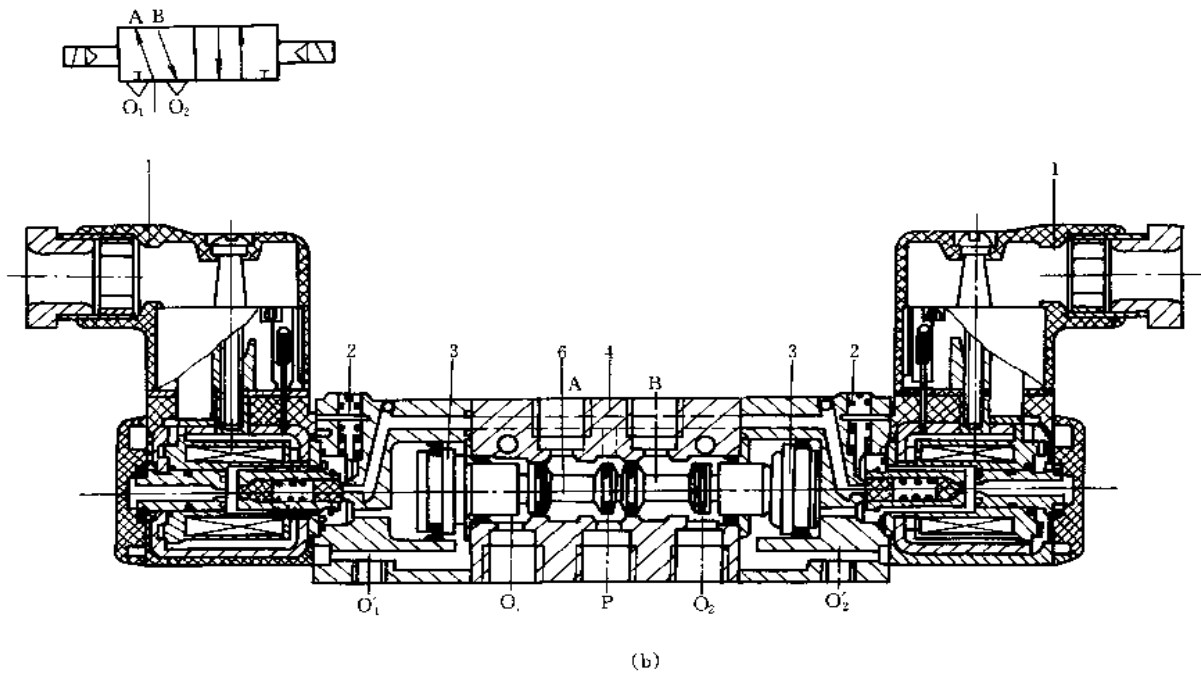
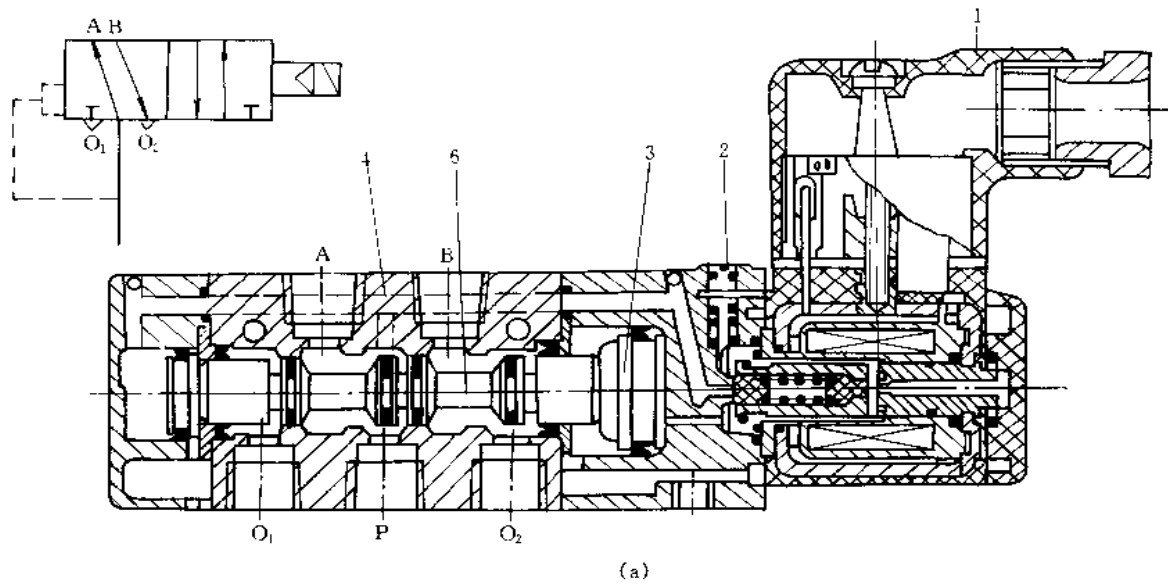


图 1-9-303 SR 系列小型电控换向阀 (a)、(b)

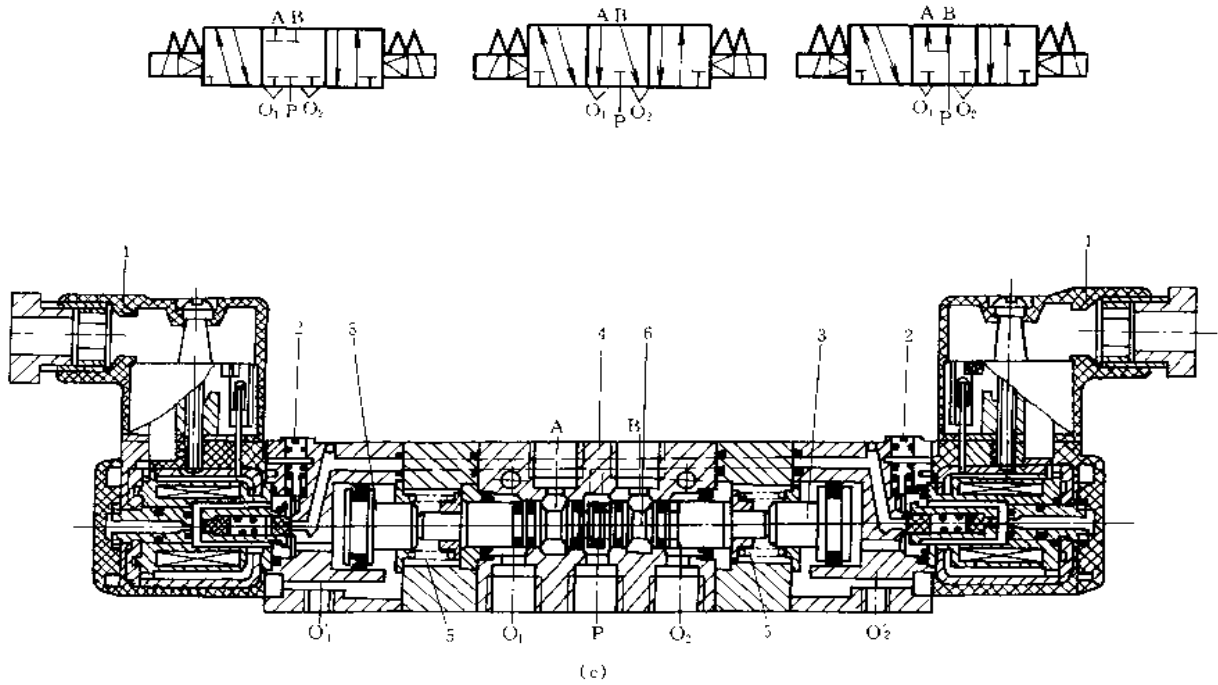


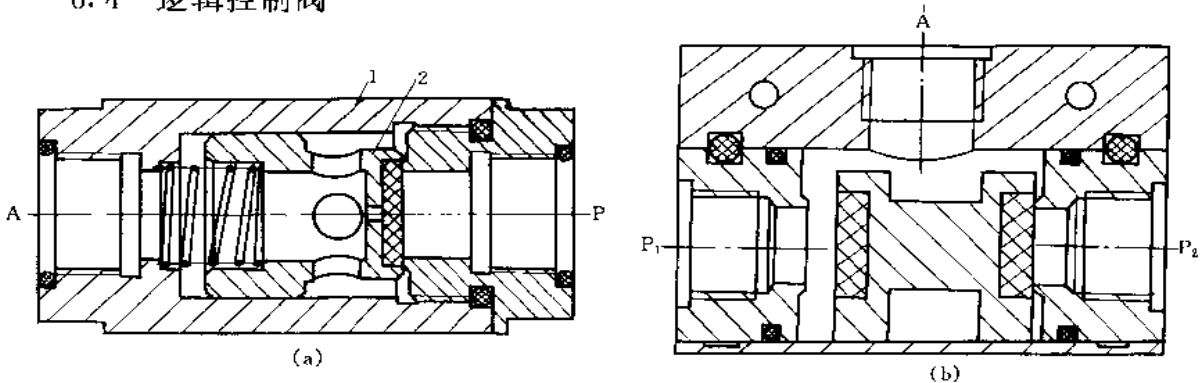
图 1-9-303 SR 系列小型电控换向阀 (c)

(a) 三位五通单电控阀；(b) 二位五通双电控阀；(c) 三位五通双电控阀

1—电磁先导阀；2—手动操作旋钮；3—控制活塞；4—阀体；5—复位弹簧；6—阀芯

图 1-9-303 为 SR 系列低功率不供油小型电控换向阀的结构图。图 a 是差压控制，图 b 是加压控制。图 c 是加压控制并靠复位弹簧复位至中位。该电磁先导阀采用低功率型，消耗功率在 2W 以下，带有可自锁的手动操作旋钮，靠手动可实现阀的切换便于调整与维修。该阀密封件不需供油润滑，排出气体不会污染环境，但也可用防锈汽轮机油 (GB 2537) 进行润滑。由于采用低功率电磁先导阀，主阀结构简单，故其重量和体积仅是同类老产品的 1/4，寿命比同类老产品高 15 倍以上，消耗功率是同类老产品的 1/10。

#### 6.4 逻辑控制阀



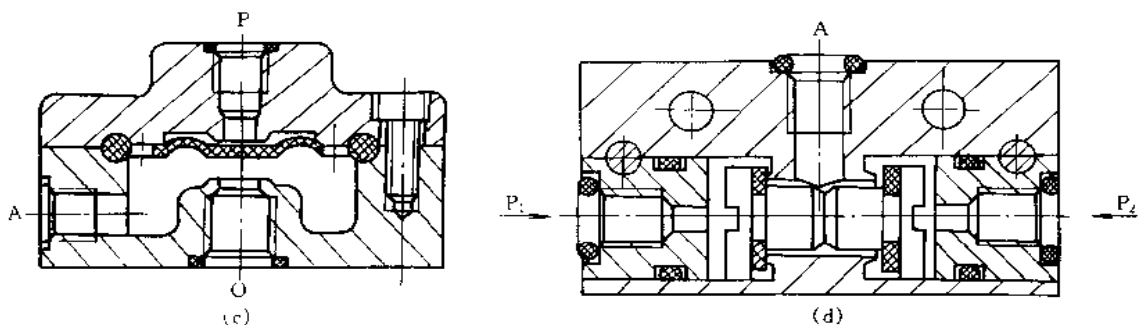


图 1-9-304 逻辑控制阀  
(a) 单向阀; (b) 梭阀; (c) 快速排气阀; (d) 双压阀  
1—阀体; 2—活塞

图 1-9-304a 为单向阀。正向流动时, P 腔气压推动活塞的力大于作用在活塞上弹簧力和活塞与阀体之间的摩擦阻力, 则活塞被推开, P、A 接通。为了使活塞保持开启状态, P 腔与 A 腔应保持一定的压差, 以克服弹簧力。反向流动时, 受气压力和弹簧力的作用, 活塞关闭, A、P 不通。弹簧的作用, 一是防止未开启时的低压泄漏, 二是气流反向流动时, 帮助阀迅速关闭。

图 1-9-304b 是一种梭阀。当两输入口  $P_1$  或  $P_2$  有输入时, 输出口 A 有输出。如两输入口压力不等, 则高压入口与 A 相通。当两输入口压力相等时, 则先输入压力口与 A 相通。图中所示结构, 在切换过程中存在短时间路路通现象, 使用应注意。

图 1-9-304c 是一种快速排气阀。当 P 腔有输入时, 膜片被压下封住排气孔, 气流经膜片四周小孔从 A 腔输出。当 P 腔排气时, A 腔压力将膜片顶起隔断 P、A 通路, A 腔气体经排气孔口迅速排空。

图 1-9-304d 是一双压阀。当输入口  $P_1$  和  $P_2$  同时有输入时(允许有先后), A 有输出。

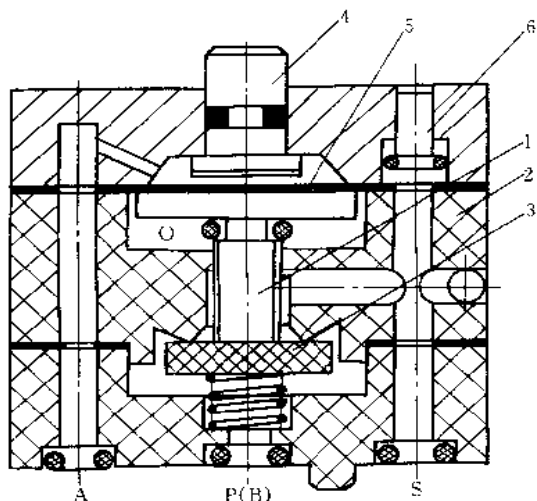


图 1-9-305 “与门”和“与门”元件  
1—阀芯; 2—阀体; 3—阀片; 4—手动按钮;  
5—膜片; 6—显示活塞

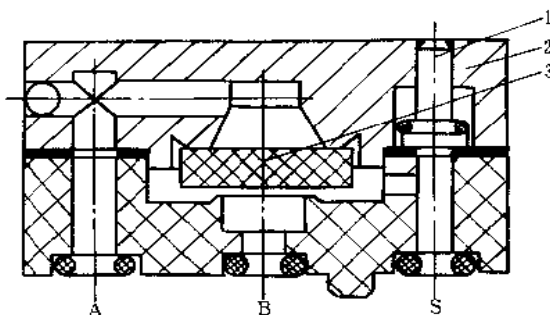


图 1-9-306 “或门”元件  
1—显示活塞; 2—阀体; 3—阀芯

图 1-9-305, A 为信号输入口, S 为信号输出口。当中间为气源口 P 时为“是门”, 无信号 A, 阀门 3 在弹簧及气源压力作用下, 封住上阀座, P 与 S 不通, S 与排气孔 O 相通。当有信号 A 时, 膜片 5 在输入信号作用下, 推阀芯 1 下移, 封住 S 与排气孔通道, 且 P、S 相通, S 有输出。显示活塞 6 用来显示输出的有无。手动按钮 4 用于手动发信。“是门”元件在回路中可用作波形整形、隔离、放大。若将中间口不接气源而转接另一输入信号 B, 则成“与门”元件, 即当有信号 A, 无信号 B 或有信号 B 无信号 A 时, 输出端 S 均无输出。只有当 A 与 B 同时有输入信号时, S 才有输出。

图 1-9-306, 输入口 A 或 B 中, 只要有一个信号或同时有信号时, 输出口 S 均会有输出信号。

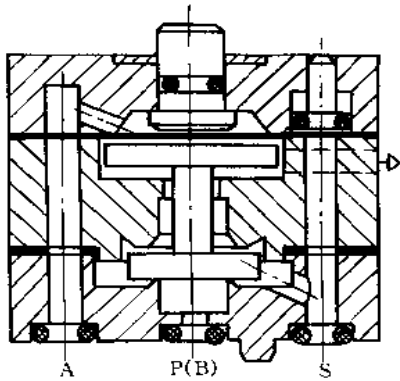


图 1-9-307 “非门”元件

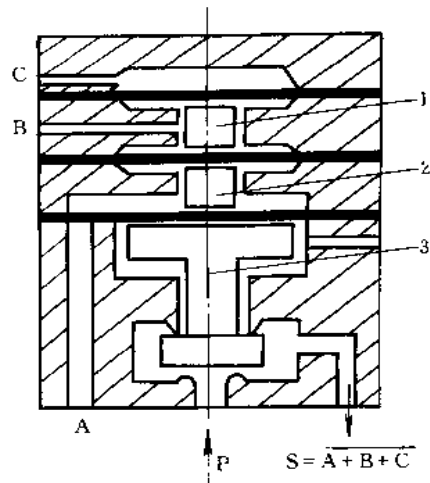


图 1-9-308 “或非”元件原理图

图 1-9-307, 输入口 A 无信号时, 输出口 S 有输出; 输入口 A 有信号, 则无输出。若把 P 口改成 B 口, 则成禁门元件, 无信号 A, 有信号 B, S 才能输出; 有信号 A 和 B, S 没有输出, 即 A 信号存在, 禁止 B 信号起作用。

图 1-9-308 是三输入“或非”元件。A、B 和 C 为三个输入口。阀柱 1、2 及其上下膜片是分开的, 当 A、B、C 都无输入信号时, 输出口 S 有输出。若三个输入口有任一个或任两口或全部三个有信号时, 都能推动阀芯 3 切断气源, 使输出端无输出。

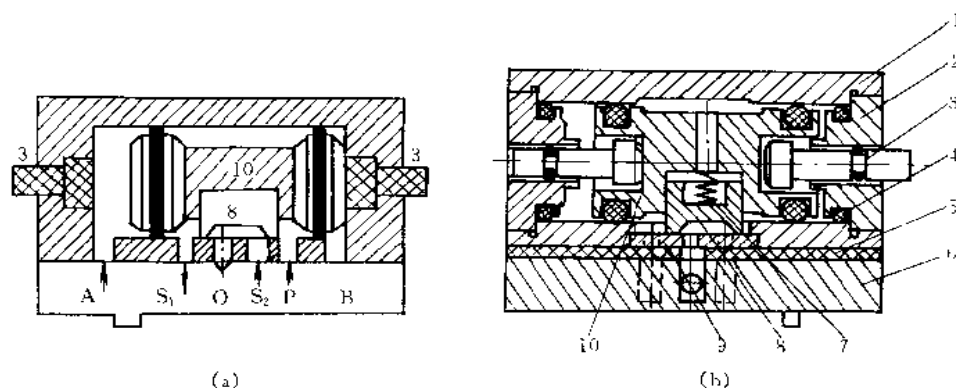


图 1-9-309 双稳元件

1- 阀体；2- 一端盖；3- 手动按钮；4- 密封圈；5- 垫片；6- 底板；7- 弹簧；8- 滑板；9- 固定板；10- 阀芯

图 1-9-309，图 a 是其原理图，图 b 是结构图。有输入信号 A，阀芯 10 被推向右端，气源口 P 与输出口  $S_1$  相通；输出口  $S_2$  有气与排气口 O 相通，此为双稳的“1”状态。A 信号消失，且无 B 信号时，阀芯仍处右端， $S_1$  总有输出。当输入口 B 有信号时，阀芯被推向左端，P 与  $S_2$  相通， $S_1$  与 O 相通，双稳处于“0”状态。在 B 信号消失，且无 A 信号时，阀芯仍处于左端， $S_2$  总有输出。双稳元件也称为双记忆元件。

## 6.5 比例、伺服控制元件

### (1) 气控比例压力阀

图 1-9-310 为气控比例压力阀。当有输入信号压力  $p_1$  时，膜片 1 变形，推动硬芯使主阀芯 3 向下移动，打开主阀口，气源压力经过主阀芯节流后形成输出压力  $p_2$ ，膜片 2 起反馈作用并使输出压力与信号压力之间保持比例。当输出压力  $p_2$  小于信号压力  $p_1$  时，膜片组向下运动，使主阀口开大，输出压力  $p_2$  增大。当  $p_2$  大于  $p_1$  时，膜片向上运动，溢流阀开启，多余的气排至大气。调节针阀的作用是输出压力的一部分加到信号压力腔，形成正反馈，增加阀的稳定性。此种阀的气源压力为 0.96MPa，信号压力  $p_1 = 0.02 \sim 0.7\text{MPa}$ ，输出压力亦为 0.02~0.7MPa，比例系数为 1，即  $p_1 : p_2 = 1 : 1$  误差在 0.01MPa 以下，使用温度为  $-20 \sim 60^\circ\text{C}$ ，接口通径为  $1/4''$ 、 $3/8''$ 。

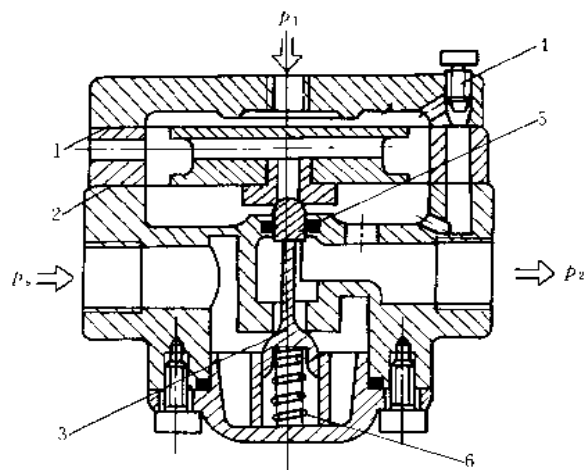


图 1-9-310 气控比例压力阀结构原理图  
1- 信号压力膜片；2- 输出压力膜片；3- 主阀芯；  
4- 调节针阀；5- 溢流阀芯；6- 弹簧

## (2) 电控比例气压减压阀

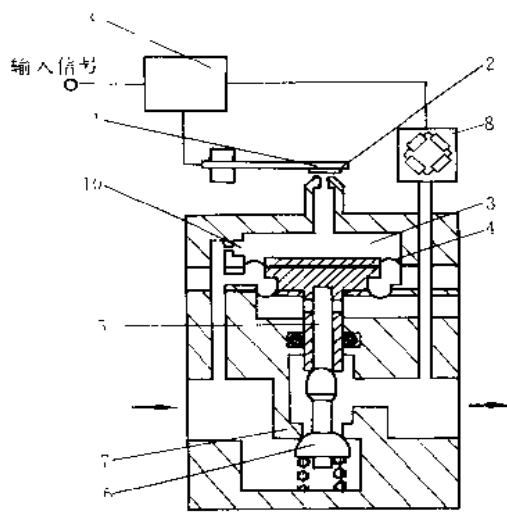


图 1-9-311 电控比例气压减压阀

1—挡板；2—喷嘴；3—喷嘴背压腔；4—膜片；5—排气阀；6—主阀；7—供气孔；8—压力感应器；9—控制器；10—节流孔

如图 1-9-311 所示当输入信号增加，形成压力，使挡板 1 弯曲，封闭喷嘴 2。喷嘴背压室 3 内的压力增加，膜片 4 被压，使排气阀 5 被推下及关闭，而主阀 6 也被推下，把供气孔 7 打开。供应压力通过主阀形成输出压力，而输出压力被压力感应器 8 转换成电信号反馈给控制器 9，而控制器会根据输入信号和输出压力作出平衡，确保输出压力与输入信号成比例。

## (3) 电控比例真空减压阀

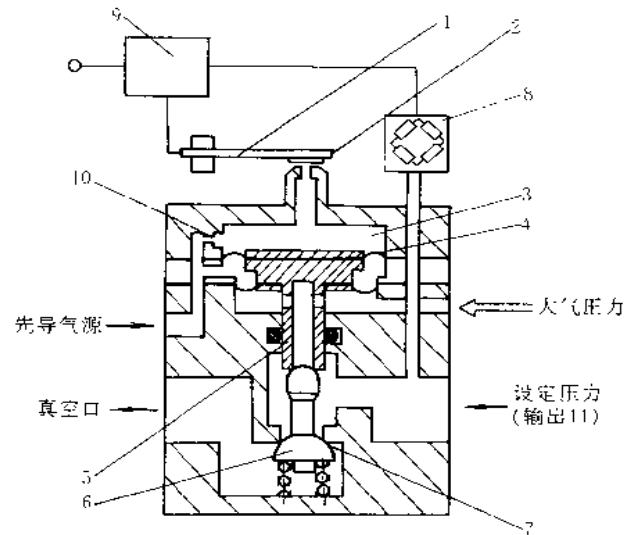


图 1-9-312 电控比例真空减压阀

1—挡板；2—喷嘴；3—喷嘴背压腔；4—膜片；5—排气阀；6—主阀；7—供气孔；8—压力感应器；9—控制器；10—节流孔

如图 1-9-312 所示，当输入信号增加，形成压力，挡板 1 弯曲，使喷嘴 2 被封闭。结果在喷嘴背压腔 3 内的压力增加，膜片 4 被压，使排气阀 5 被推下并关闭，而主阀 6 也被推下，把供气孔 7 打开。真空孔因连接供气孔而输出负压，负压力被压力感应器 8 转换成电信号反馈给控制器 9，而控制器会根据信号和输出压力作出平衡，确保输出压力与输入信号成比例。控制框图见图 1-9-313。

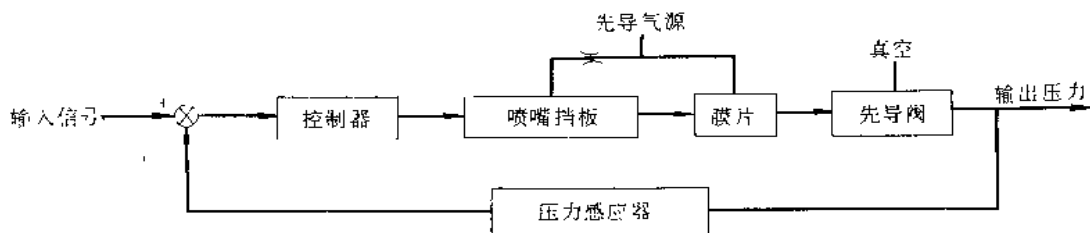


图 1-9-313 控制框图



#### (4) 电控比例压力阀

图 1-9-314 为电控比例压力阀。当电流输入时，线圈 2 带动挡板 3 产生微小的位移，改变其与喷嘴 4 的距离，使喷嘴 4 的背压改变。膜片组 10 为比例压力阀的信号膜片及输出压力反馈膜片。背压  $p_1$  的变化通过膜片 10 控制阀芯 11 的位置，从而控制输出压力  $p_2$ ，气源  $p_s$  经节流阀 5 调节后向喷嘴 4 供气。

#### (5) 滑阀式电-气比例阀

图 1-9-315a 为 BPD、BLD 系列电-气比例阀。它主要由比例电磁头和主阀构成。为保证其输出特性，阀套 3 和阀芯 2 的配合间隙应尽量小。

如图 1-9-315b 所示，当比例电磁铁 1 的输入电流为零时，在弹簧 3 的力作用下，阀芯位于左边位置，此时 P 口关闭，A 口与 O 口相通。当电流增大到某一值时，A 口关闭，如图 c 所示。当电流进一步增大，电磁铁的推力也相应增大，阀芯 2 继续向右移，使 P 与 A 口相通，如图 d 所示。这种阀还可以作压力阀或流量阀用。

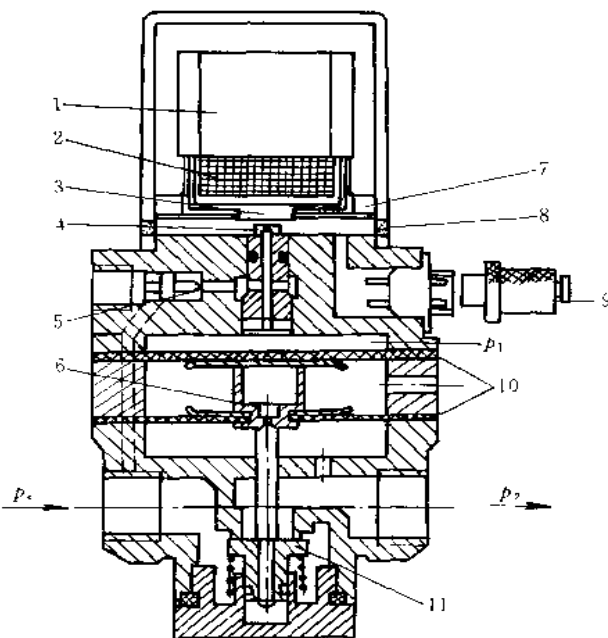


图 1-9-314 电控比例压力阀原理图

1—永久磁铁；2—线圈；3—挡板；4—喷嘴；5—节流阀；6—溢流口；7—片簧；8—过滤片；9—插头；10—膜片组；11—阀芯

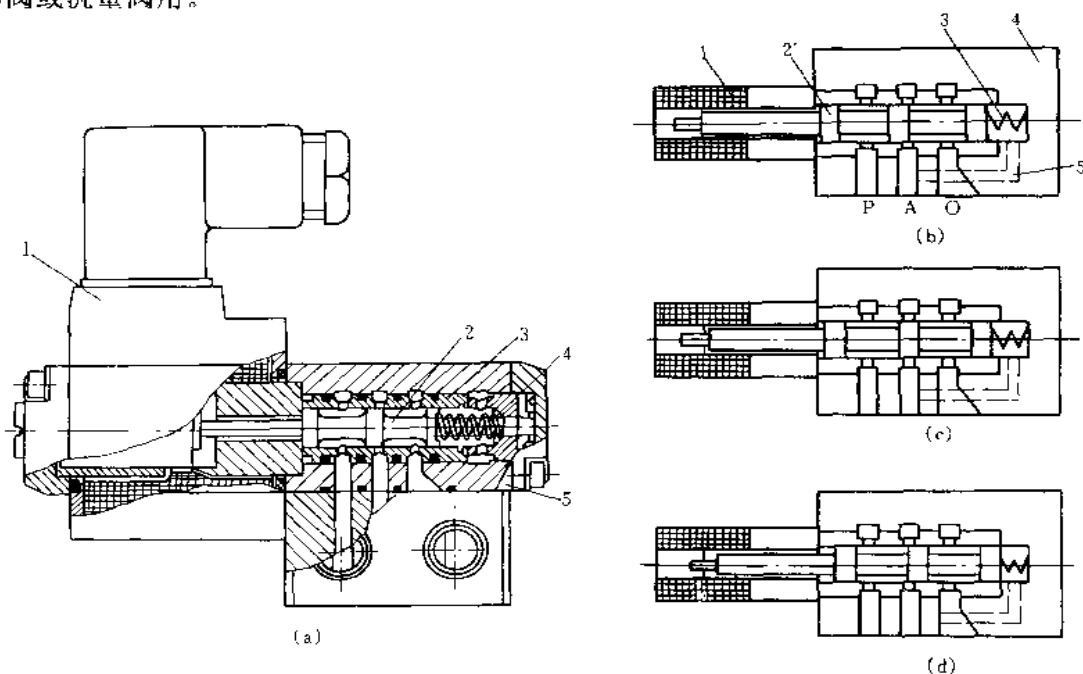


图 1-9-315 滑阀式电-气比例阀

(a) BPD、BLD 系列电-气比例阀结构图：1—比例电磁铁；2—阀芯；3—阀套；4—弹簧；5—阀体  
(b)、(c)、(d) 滑阀式电-气比例阀原理图：1—比例电磁铁；2—阀芯；3—弹簧；4—阀体；5—反馈管路

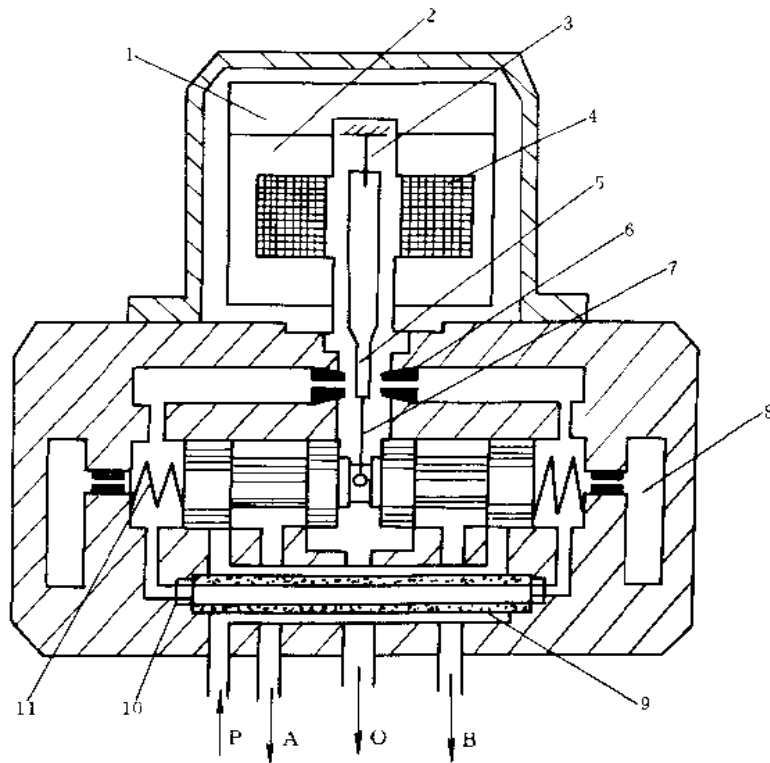


图 1-9-316 电-气伺服阀结构图

- 1 永久磁铁；2 导体；3 支撑弹簧；4 线圈；5 挡板；6 喷嘴；7 反馈杆；  
8 阻尼气室；9 滤气器；10 固定节流孔；11 补偿弹簧

与阀芯两端的气压力相平衡，使阀芯停留在与控制电流相对应的位移上。这样，伺服阀就输出一个对应的流量，达到了用电流控制流量的目的。

## (6) 电-气伺服阀

图 1-9-316 为反馈式电-气伺服阀结构原理图。第一级气压放大器为喷嘴挡板阀，由力矩马达控制；第二级气压放大器为滑阀，阀芯位移通过反馈杆转换成机械力矩反馈到力矩马达上。当给力矩马达的控制线圈输入一个控制电流时，力矩马达产生电磁力矩，使挡板偏离中位（假设向左偏移），反馈杆变形。这时两个喷嘴挡板阀的喷嘴前腔产生压力差（左腔高于右腔），在此压力差作用下，滑阀向右移动，反馈杆端点随着一起移动，反馈杆进一步变形。反馈杆变形产生的力矩与力矩马达的电磁力矩相平衡，使挡板停留在某个与控制电流相对应的偏转角上。反馈杆进一步变形使挡板被部分地拉回中位，反馈杆端点对阀芯的反作用力

## 7 气源处理及气动辅助元件

### 7.1 气源处理元件

#### 7.1.1 水冷式后冷却器

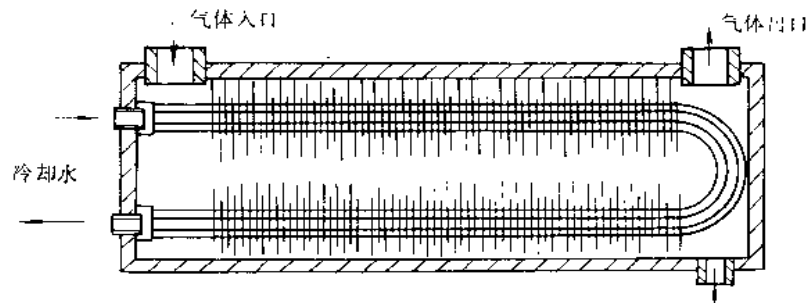


图 1-9-317 水冷式后冷却器

图 1-9-317 为水冷式后冷却器。将冷却水与热空气隔开，使冷却水与热空气向相反方向流动。压缩空气出口温度比冷却水的温度高 10℃。

## 7.1.2 分水滤气器

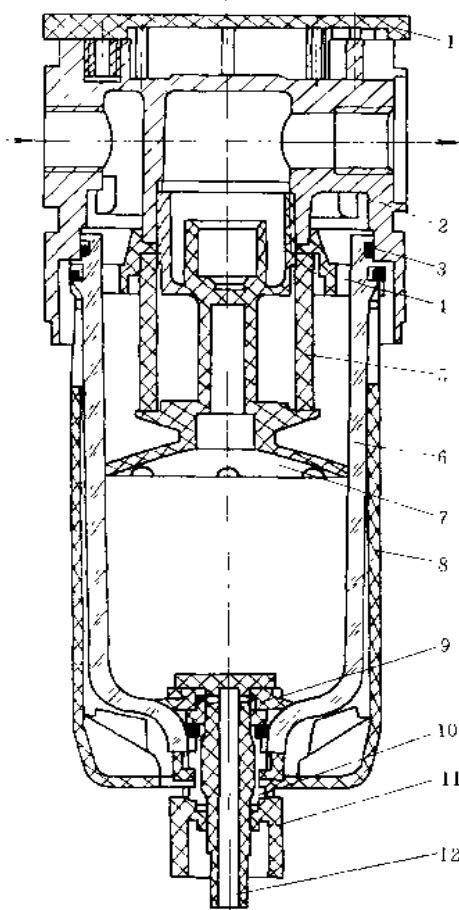


图 1-9-318 分水滤气器

1—装饰罩；2—器体；3—O形密封圈；4—导流叶片；5—滤芯；6—水杯；7—挡水板；8—防护罩；9—密封件；10—放水衬套；11—放水旋把；12—放水塞

图 1-9-318 为手动排水式分水滤气器。当压缩空气从输入口流入时，气体中所含的液态油、水和杂质沿着导流叶片的缺口强烈旋转，液态油、水及固态杂质受离心力的作用被甩到存水杯的内壁上并流到底部。已除去液态油、水和杂质后的压缩空气通过滤芯进一步清除其中的微小固态粒子，然后从输出口流出。挡水板是防止已积存的液态油、水再混入气流中。旋转放水旋把，靠螺纹传动将放水塞顶起，则冷凝水从放水塞与密封件之间的空隙经放水塞中心孔道流出。

图 1-9-319 为浮筒式自动排水器。当被分离出来的水，流入自动排水器内，水位不断升高，当水位升高至一定高度后，浮筒的浮力大于浮筒的自重及水作用在上孔座面积  $\frac{\pi}{4}d^2$  上的压力之和时，喷嘴开启，气压力克服弹簧力使活塞右移，打开排水阀座放水，排水少许后，浮筒下降，上孔座又被关闭。

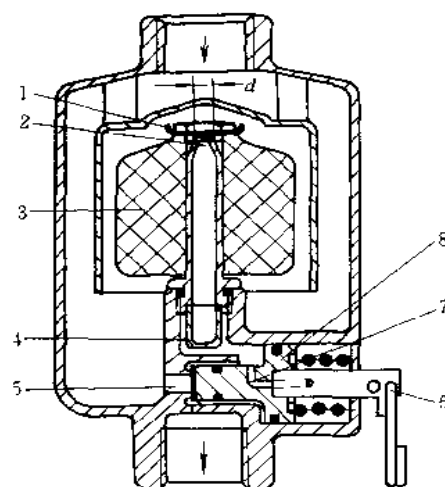


图 1-9-319 浮筒式自动排水器

1—盖板；2—喷嘴；3—浮筒；4—滤芯；5—排水阀座；6—手动操作杆；7—溢流孔；8—活塞

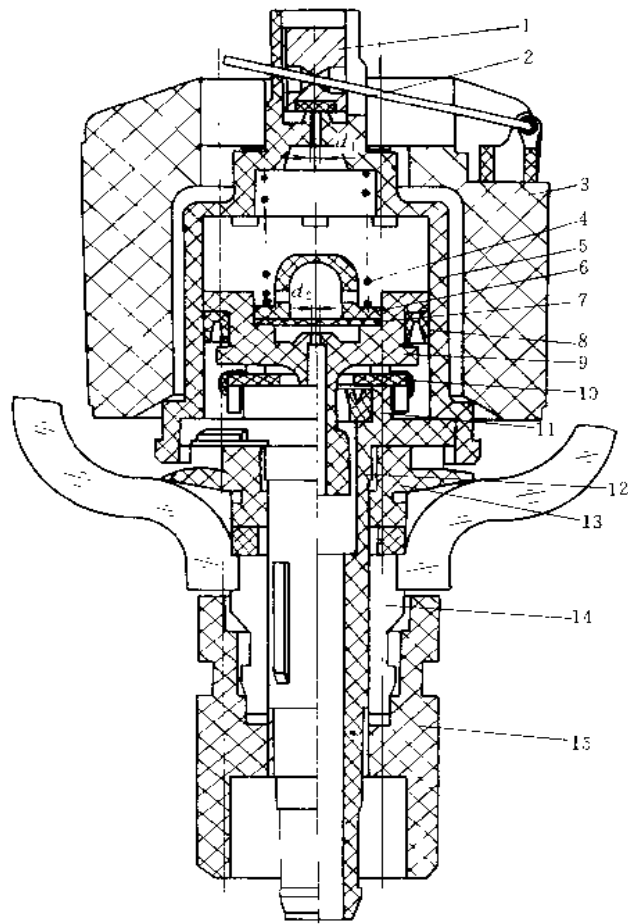


图 1-9-320 一种分水滤气器的自动排水机构

1—密封压块；2—浮筒撬杆；3—浮筒；4—弹簧；5—浮筒支架；6—护帽；7—过滤垫；8—U形密封圈；9—活塞；10—支座；11—Y形密封圈；12—放水塞；13—密封件；14—放水衬套；15—放水旋把

图 1-9-320 为自动排水机构。与手动排水式不同的是在存水杯内增设自动排水机构。接通气源，作用在活塞下腔的气压力克服弹簧力将活塞推向上位，活塞下端杆便被 Y 形密封圈封住，防止泄漏。随着水位的不断升高，浮筒浮力逐渐加大。当水位升到一定高度时，依靠撬杆的扩力作用，密封压块便被抬起，压缩空气从上节流孔（孔径为  $d_1$ ）充入活塞上腔。当上腔压力升高到一定值时，便能克服活塞下腔气压力而使活塞下移，活塞下端杆部与 Y 形密封圈脱离，水杯中的冷凝水从浮筒支架的侧孔经排水口通过放水塞内孔流出。冷凝水排出，水位下降，浮筒浮力减小，密封压块重新关闭上节流孔，活塞上腔的压缩空气经下节流孔（孔径为  $d_2$ ）向外界泄压。当上腔气压力降到一定值时，活塞下腔作用力可将活塞重新推向上位，重新关闭排水口。停止供气后，气源压力泄掉，弹簧力使活塞下端杆部脱开，杯内积水自动排空，可防止冰冻。

## 7.1.3 气动三联件

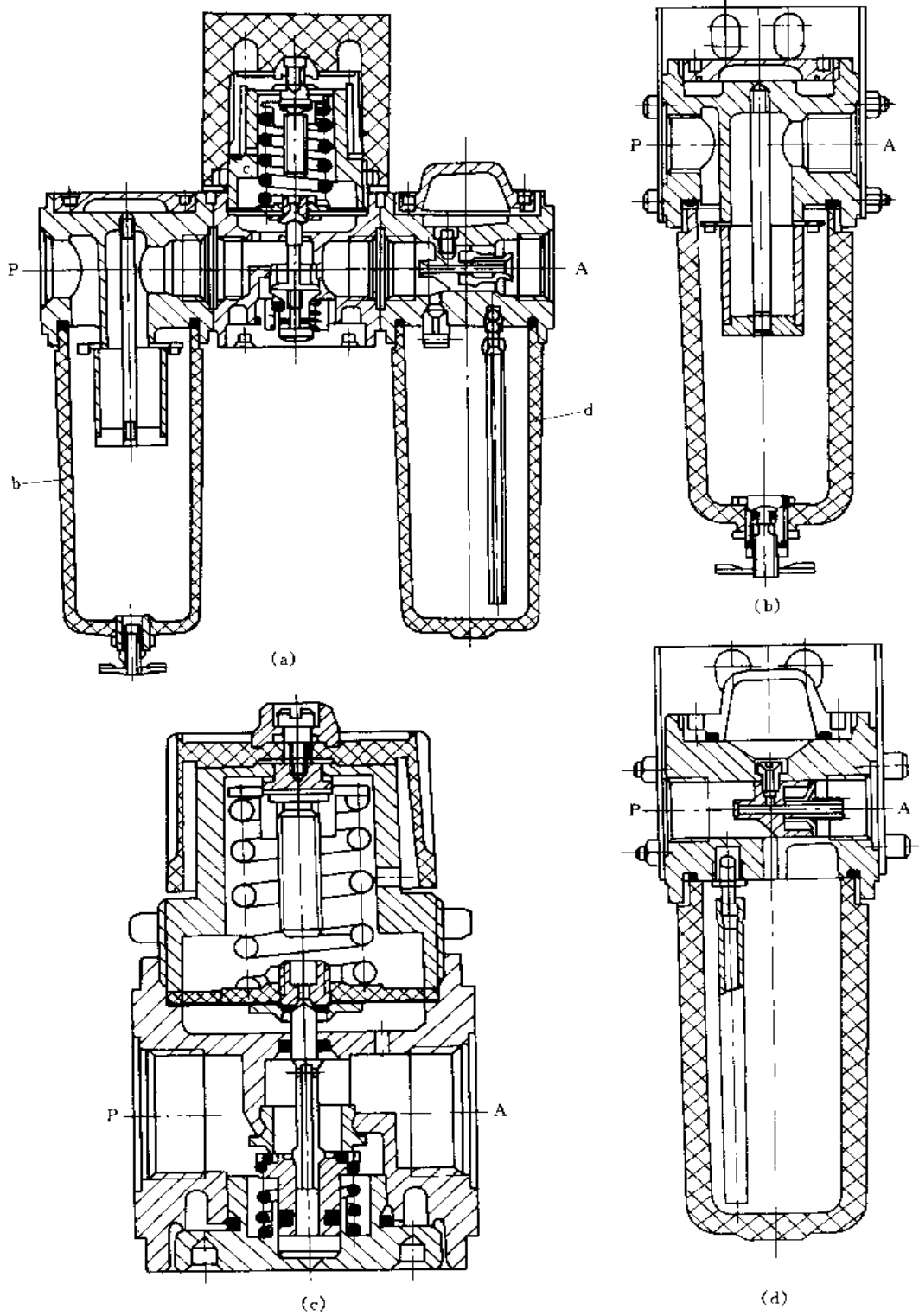


图 1-9-321 398 系列气动三联件

(a) 三联件结构; (b) 394 系列空气过滤器; (c) 395 系列空气减压阀; (d) 396 系列油雾器

图 a 是 398 系列气动三联件结构图, 由 394、395、396 组合而成。它有过滤、稳压和润滑之功能。其过滤精度一般为  $50\mu\text{m}$ , 可提高至  $5\sim 10\mu\text{m}$ , 调压范围为  $0.05\sim 1.0\text{MPa}$ 。

图 b 过滤器是使压缩空气净化和干燥的元件, 利用旋风叶片分离水分, 用铜珠烧结而成的多孔性过滤杯截留固态物质, 从而使压缩空气得到净化。

图 c 减压阀是保持封闭回路压缩空气压力的。尽管工作流量和入口压力有波动, 仍能保持恒定压力。带有溢流装置, 当输出压力超过调定压力时, 溢流阀自动打开排气, 使系统压力保持不变。

图 d 油雾器是气动系统润滑的元件, 通过气流将润滑油喷射成雾状后, 供给需要润滑的气动元件, 它附有滴油控制装置, 可进行油量调节。

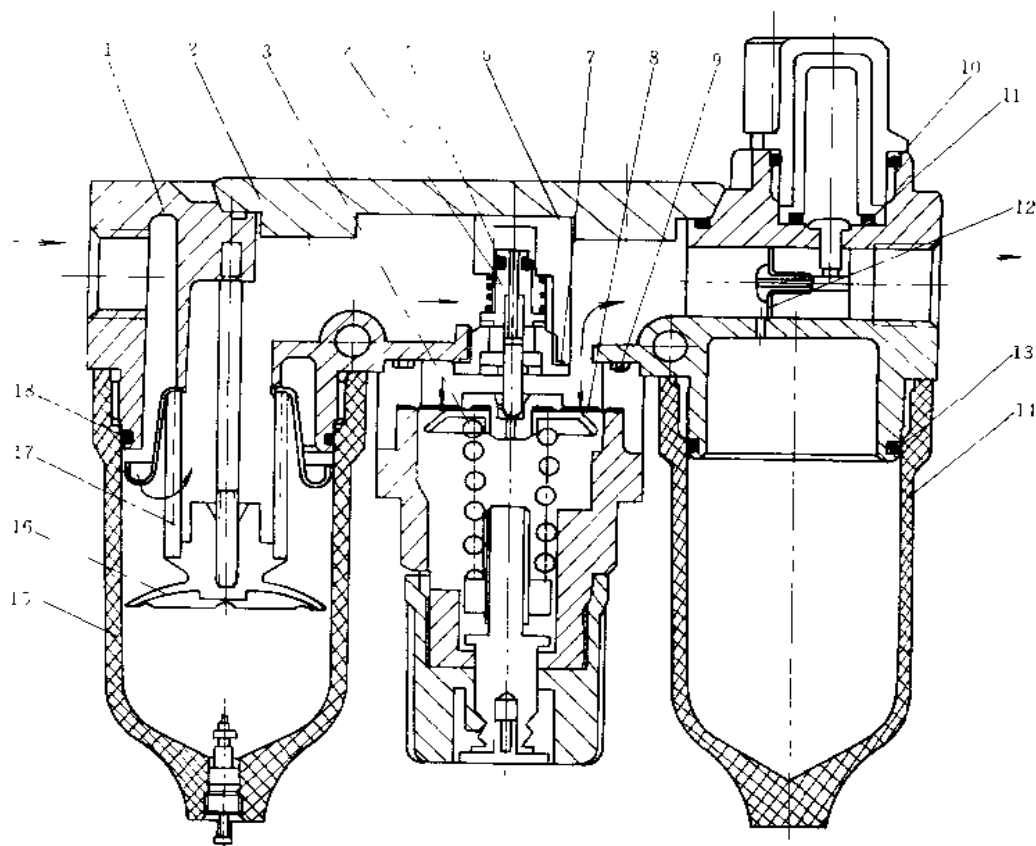


图 1-9-322 气动三联件

1—壳体; 2—外壳套; 3—压缩弹簧; 4—球管; 5、5、10、11、13、18—O形密封圈; 6—密封件; 7—密封垫;  
8—膜片; 12—导向套; 14—存油杯; 15—存水杯; 16—挡水板; 17—滤芯

图 1-9-322 为另一种气动三联件, 其原理同图 1-9-321。

## 7.1.4 油雾分离器

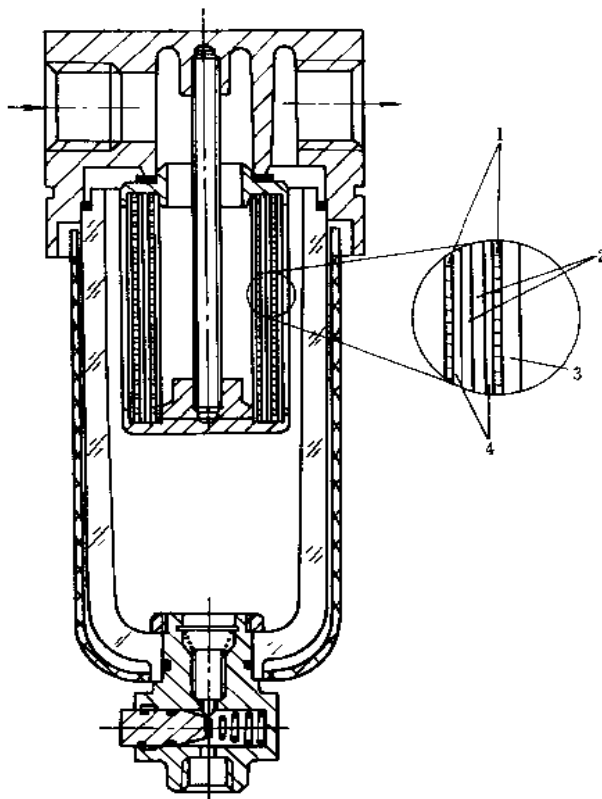


图 1-9-323 油雾分离器

1—带孔金属板；2—纤维纸层（ $0.3\mu\text{m}$ ）；3—泡沫塑料；4—过滤纸（ $4\mu\text{m}$ ）

图 1-9-323 是油雾分离器的一种。压缩空气从输入口进入滤芯内侧再流向外侧。凝聚式滤芯的工作原理如图 1-9-324 所示。进入纤维层的油粒子，由于相互之间或粒子与纤维的碰撞，被纤维吸附，更小的粒子因布朗运动引起碰撞，这样一来，粒子便逐渐变大而进入泡沫塑料层，在重力作用下沉淀在杯子底部被清除。多孔滤芯能连续使用。油雾分离器的进出口不得装反。当油雾分离器的压降达到  $0.07\text{MPa}$  时应更换滤芯。

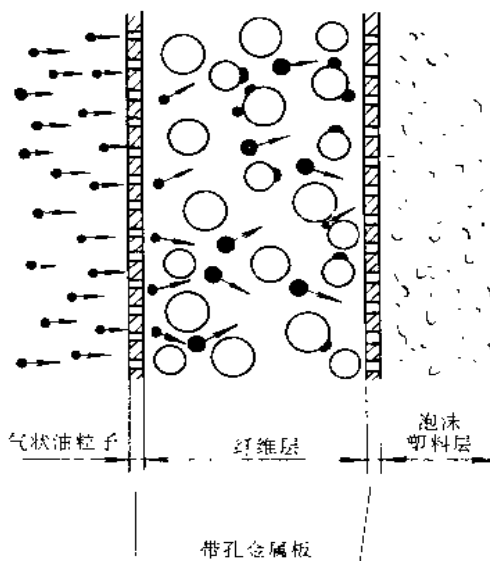


图 1-9-324 凝聚式滤芯的工作原理图

## 7.1.5 冷冻式干燥器

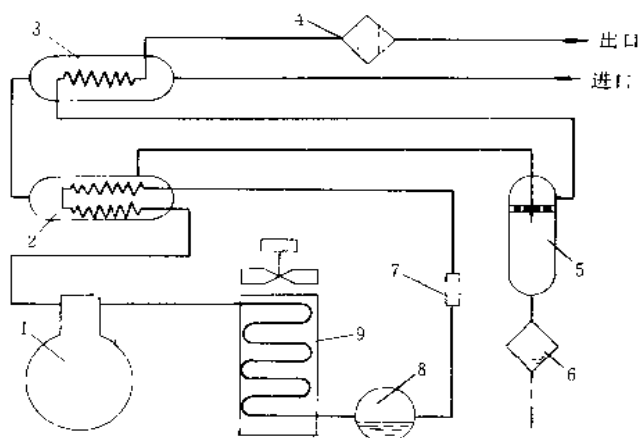


图 1-9-325 冷冻式干燥器

1—压缩机；2—蒸发器；3—预冷热交换器；4—精密过滤器；5—气水分离器；6—自动排水器；7—制冷调节器；8—贮液筒；9—冷凝器

9 冷却，使致冷剂从气态变为液态。8 为贮液筒，通过制冷调节器 7，使致冷剂绝热膨胀，膨胀气化后的致冷剂进入蒸发器 2，冷却空气后，再回到压缩机压缩，如此循环。

图 1-9-325 是 LQJ 型冷冻式干燥器。有一定温度的压缩空气进入预冷热交换器 3 冷却，再流入蒸发热交换器 2 进一步冷却到  $4\sim 10^{\circ}\text{C}$ ，使空气中水蒸气超过饱和点而凝结成水滴。经气水分离器 5 分离出的冷凝水从自动排水器 6 排出。冷却后的空气再经预冷热交换器与热空气换热，升温后从出口输出，供气系统使用。提高输出空气的温度，可避免输出口结霜并降低相对湿度。精密过滤器 4 的作用是进一步滤油排污。压缩空气的冷冻原理是：压缩机 1 将制冷剂（氟里昂）压缩以升高压力，经冷凝器

## 7.2 气动辅助元件

## 7.2.1 油雾器

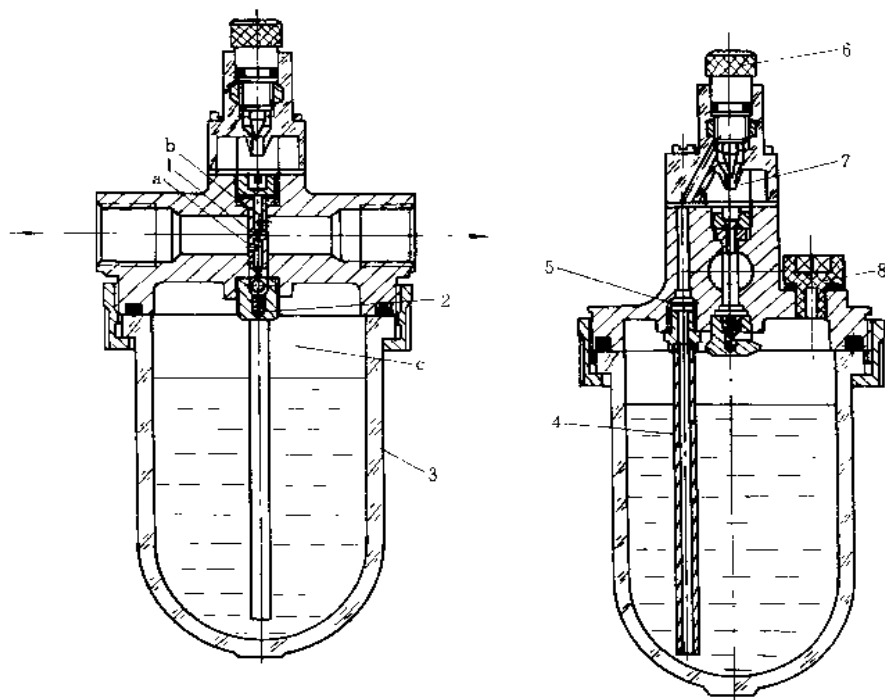


图 1-9-326 QIU 型油雾器

1—立柱；2—截止阀；3—油杯；4—吸油管；5—单向阀；6—节流阀；7—视油器；8—注油口螺塞



图 1-9-326 为 QIU 型油雾器。压缩空气从输入口进入后,从主气道流出,同时,气流通过立柱 1 上正对着来流方向的小孔 a,经截止阀 2 进入油杯 3 的上腔 c,使杯内油面加压。立柱背面小孔 b 与视油器 7 相通。因立柱上 a 点压力高于 b 点压力,借这两点压力差,使润滑油经吸油管 4 将单向阀 5 的钢球顶起。钢球上部管道有一个边长小于钢球直径的四方孔,故钢球不会将上部管道封死。润滑油经节流阀 6 流入视油器 7 内,从立柱上的孔 b 被高速气流带出来进行雾化后随主流从输出口输出。视油器上的节流阀用于调节滴油量。

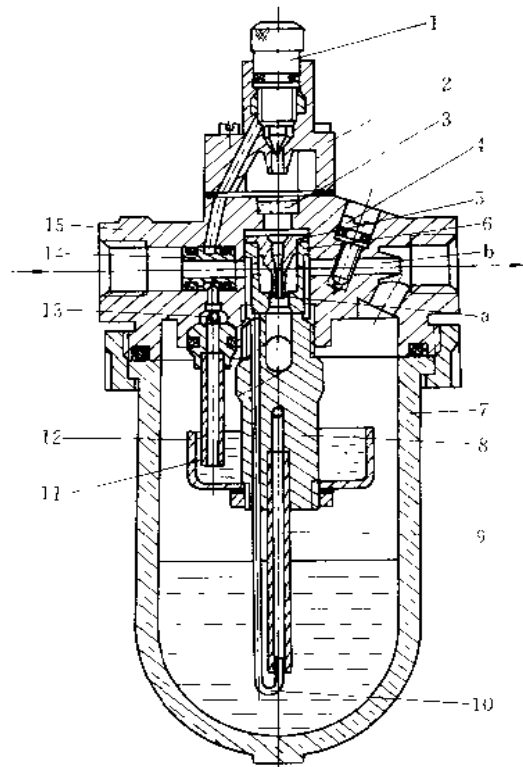


图 1-9-327 微雾型油雾器

1—节流阀; 2—视油器; 3—滤芯; 4—调节螺钉; 5—喷嘴; 6—喷雾套; 7—油杯; 8—接头; 9—导油管; 10—输气管; 11—吸油管; 12—贮油杯; 13—单向阀; 14—套管; 15—阀体

图 1-9-327 是一种微雾型油雾器。压缩空气进入输入口后分成三路。一路进入喷雾套 6,经喷口(环形间隙)及接头 8 上的斜孔进入大贮油杯 7 的上腔,使大小油杯的油面受压。第二路通过接头 8 中的细长孔和输气小管 10,将大贮油杯中的油经导油管 9 不断地注入小贮油杯 12 中,

以保持小贮油杯中一直充满油。从吸油管 11 通过单向阀 13 和套管 14 的环形孔进入视油器 2 中,再经可调节流阀 1 调节滴入喷嘴 5 中的油量。借助节流口 a 处的高速气流将油带出进行一次雾化。经一次雾化后的油雾流入大贮油杯的上腔,小微粒的雾化油悬浮在上腔,而大颗粒的油滴又沉积到杯中的油液中去。第三路通过喷雾套 6 的外围间隙,使压缩空气从阀体 15 上的喷嘴 6 喷出,大油杯上腔悬浮的一次雾化油被从喷嘴 6 喷出的气流引射至输出口进行二次雾化,形成更细小的油雾。

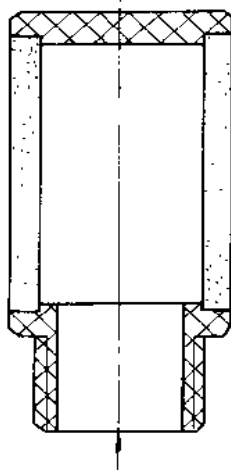


图 1-9-328 吸收型消声器

## 7.2.2 消 声 器

图 1-9-328 为吸收型消声器。通过多孔的吸声材料吸收声音,吸声材料大多使用聚苯乙烯或铜珠烧结。一般情况下,要求通过消声器的气流流速不超过 1m/s,以减小压力损失,提高消声效果。此种消声器具有良好的消除中、高频噪声的性能。

## 7.2.3 气动放大器

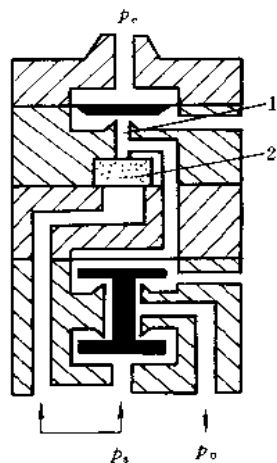


图 1-9-329 膜片截止式放大器  
1—节流孔；2—过滤片

图 1-9-329 为膜片截止式放大器。气流进入放大器后分两路，当无控制信号  $p_c$  时，一路气源使阀芯上移，无输出信号  $p_o$ ，另一路经过滤片 2 和节流孔 1，从排气口排气。当有控制信号时，上膜片硬芯封住节流孔喷嘴，下膜片上腔气压升高，使阀芯下移，有输出信号。

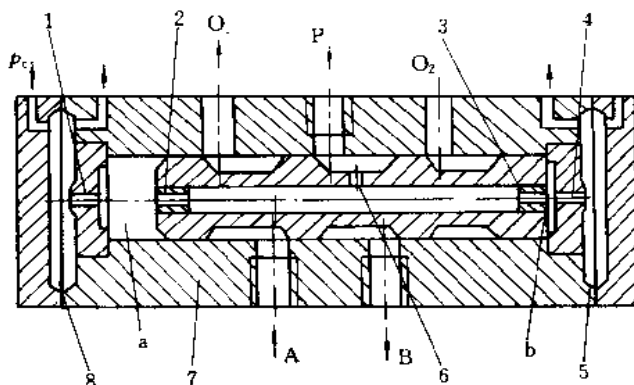


图 1-9-330 膜片滑柱式放大器  
1、4—喷嘴；2、3—恒节流孔；5、8—膜片；6—导气孔；  
7—膜片-喷嘴放大部分

图 1-9-330 为膜片滑柱式放大器。它由膜片-喷嘴式放大器和一个二位五通的滑阀组成。气源输入后分为两路，一路直接输出，另一路经导气孔 6 进入滑柱中心孔内，再经滑柱两端的恒节流孔 2、3 进入 a 室和 b 室。无控制信号时，a、b 室的气体都经喷嘴 1 和 4 由排气孔排出。仅左边有控制信号  $p_c$  时，滑柱被推向右端，B 口有输出。仅右边有控制信号时，A 口有输出。此放大器属双控双向式放大器。若将一端的膜片-喷嘴放大部分换成弹簧，则成为弹簧复位的单控双向放大器。此放大器输出流量大，动作频率高，但制造精度要求较高，对气源净化要求也高。

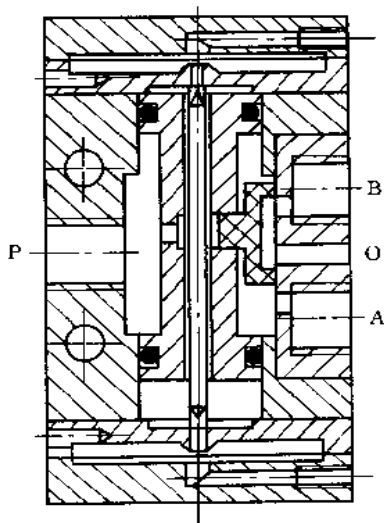


图 1-9-331 膜片滑块式放大器

图 1-9-331 为膜片滑块式放大器。它是由两个膜片喷嘴放大器和一个二位四通滑块式换向阀组成。在阀芯的中心孔中，装有浮动的通针，形成缝隙气阻。换向过程中，通针来回在小孔中移动，气阻不易堵塞。

## 7.2.4 缓 冲 器

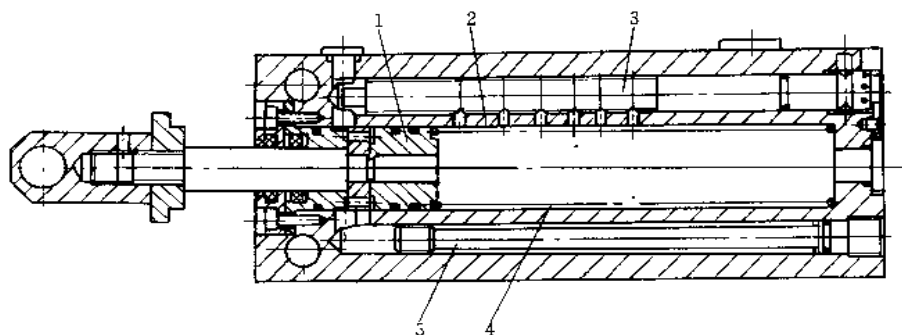


图 1-9-332 多孔式油压缓冲器

1—活塞；2—缸体；3—调节杆；4—弹簧；5—储油元件

图 1-9-332 为多孔式油压缓冲器。当运动物体撞上缓冲器杆端时，活塞 1 向右运动，活塞右腔高压油由小孔喷出，返回至活塞左腔。当外力除去后，活塞在油压力和弹簧 4 的弹簧力作用下返回左端。调节杆上有三角沟槽，转动调节杆 3，可改变喷油小孔截面，以调节缓冲能力。储能元件是多孔材料，可储存油及少量气体。

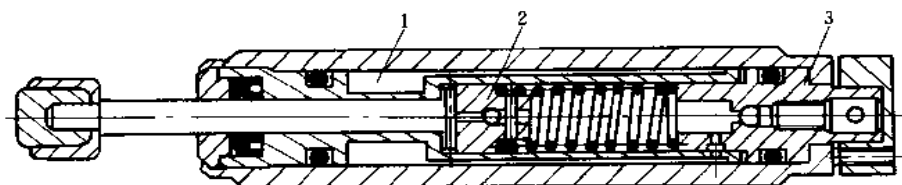


图 1-9-333 单孔式油压缓冲器

1—储油元件；2—活塞；3—调节螺母

图 1-9-333 为单孔式油压缓冲器。工作机理基本和多孔式油压缓冲器相同。只是单孔式缓冲器在较短冲程范围内有较大的缓冲阻力，而多孔式缓冲器在较长冲程范围内，能保持缓冲阻力变化不大。

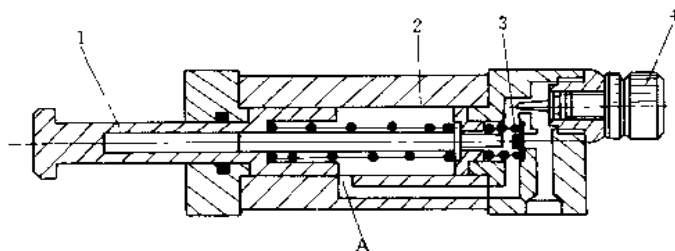


图 1-9-334 气压缓冲器

1—活塞杆；2—缸筒；3—单向阀；4—节流阀

图 1-9-334 为气压缓冲器。当运动物体撞上活塞杆后，与活塞杆形成一体的活塞便克服弹簧力右移，越过 A 口形成背压阻力，使运动物体减速。

## 7.2.5 真空发生器

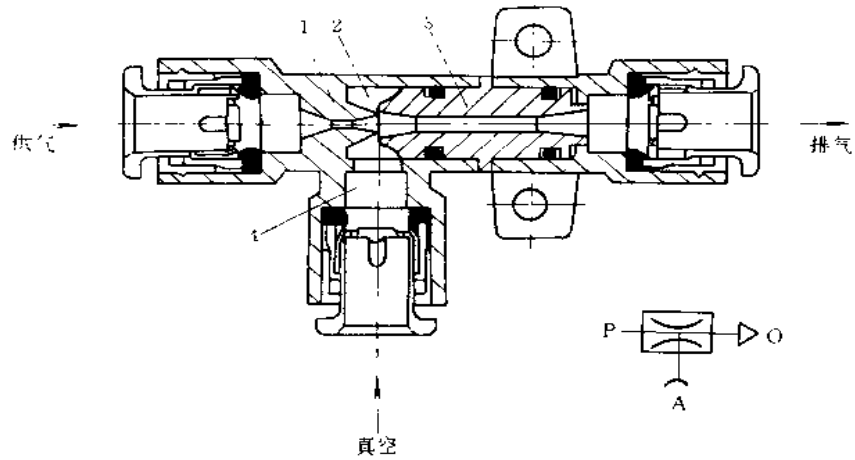


图 1-9-335 真空发生器  
1—真空发生器腔体；2—扩散腔；3—喷管；4—吸附口

图 1-9-335 为真空发生器。在喷嘴两端压差高于一定值后，喷管射出超声速射流或近声速射流。由于高速射流的卷吸作用，将扩散腔的气体抽走，使该腔形成很低的真空度，在吸附口上接上真空吸盘，便可形成一定的吸力，抓起物体。

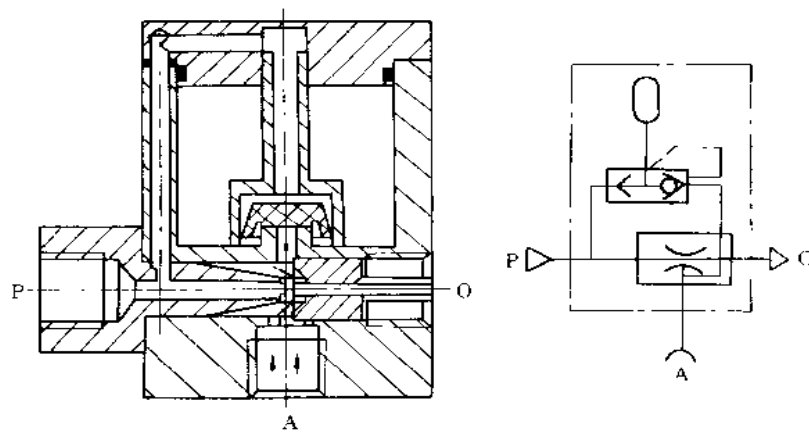


图 1-9-336 带喷射作用的真空发生器

图 1-9-336 为带喷射作用的真空发生器。当气源口通入压缩空气时，内装之贮气腔也同时充气。当气源口压力被切断，则贮气腔内的压缩空气迅速涌向原为真空状态的吸附口，将物体从吸盘上吹开。

## 7.2.6 转换器

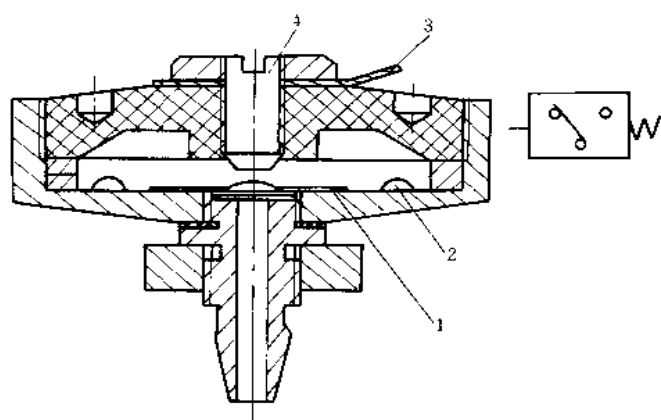


图 1-9-337 低压气-电转换器  
1—硬芯；2—膜片；3—焊片；4—限位螺钉

图 1-9-337 为低压气-电转换器，是利用气信号来接通或关断电路的装置。输入是气信号，输出是电信号。它的输入气信号小于 0.1MPa。平时硬芯 1 和焊片 3 是断开的。气信号输入后，膜片 2 向上弯曲，带动硬芯上移，与限位螺钉 4 导通，即和焊片导通，拧紧螺钉，可调节导通气压大小。

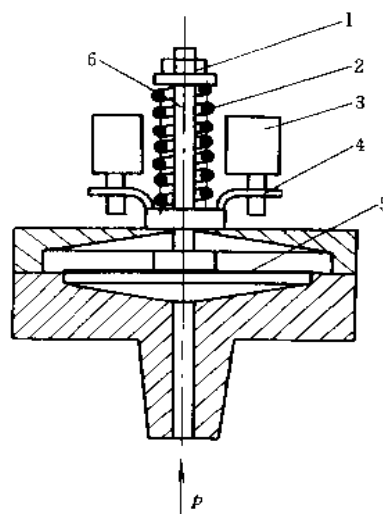


图 1-9-338 高压气-电转换器  
1—螺母；2—弹簧；3—微动开关；  
4—爪枢；5—膜片；6—顶杆

图 1-9-338 为高压气-电转换器。它的输入气信号压力大于 1MPa，膜片 5 受压后，推动顶杆 6 克服弹簧 2 的弹簧力向上移动，带动爪枢 4，两个微动开关 3 发出电信号。旋转螺母 1 可以调节控制压力范围。

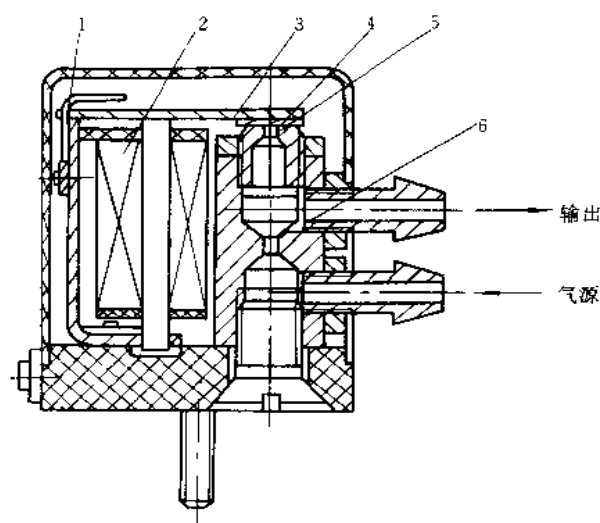


图 1-9-339 低压电-气转换器  
1—支承；2—线圈；3—衔铁；  
4—挡板；5—喷嘴；6—接头

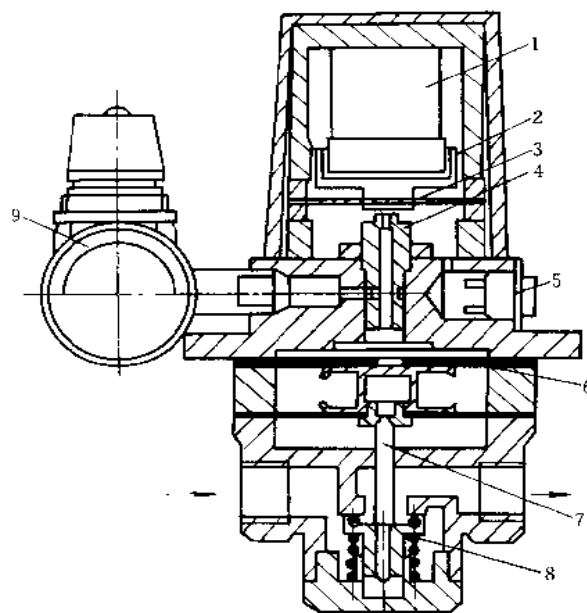


图 1-9-340 高压电-气转换器  
1—永久磁铁；2—线圈；3—挡板；4—喷嘴；5—电输入插座；  
6—膜片组；7—阀杆；8—平板阀芯；9—精密减压阀

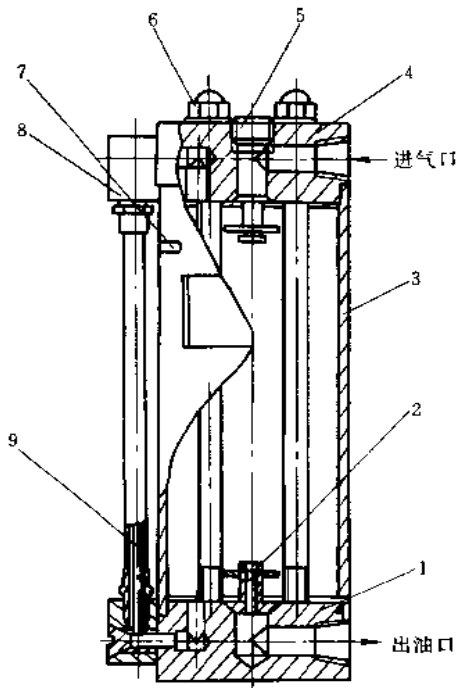


图 1-9-341 气-液转换器

1—底座；2—缓冲板；3—缸体；4—上盖；5—加油口螺栓；6—螺栓；7—油位线；8—接头；9—透明油位管

因连续快速切换运动产生的油雾现象。

### 7.2.7 气动显示器

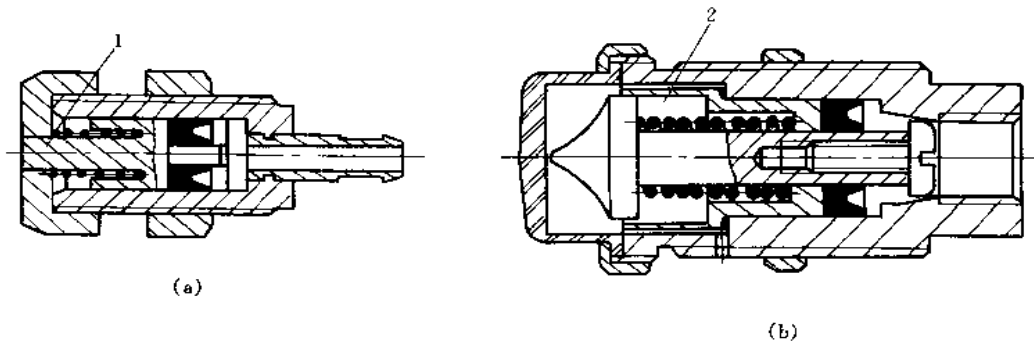


图 1-9-342 气动显示器

1—指示销；2—套管

图 1-9-342a 图所示显示器在压力大于 0.14MPa 时，红色指示销 1 伸出 3mm；图 b 显示器在压力大于 0.15MPa 时，彩色套管 2 伸出到透明的上盖里，经内装反射面的作用，可以从各方向清晰地看见此彩色套管，无气时，弹簧使套管缩回。

图 1-9-339 为低压电-气转换器。线圈 2 不通电时，由于弹性支承 1 的作用，衔铁 3 带动挡板 4 离开喷嘴 5。这样，从气源来的气体绝大部分从喷嘴排向大气，输出端无输出。当线圈通电时，将衔铁吸下，橡皮挡板封住喷嘴，气源的有压气体便从输出端输出。电磁铁直流电压 6~12V，电流 0.1~0.14A，气源压力 0.1~1MPa。

图 1-9-340 为高压电-气转换器。该转换器实质上是一种电控比例压力控制阀。该阀是由电气转换和功率放大两部分组成。线圈通电，与其相连的金属膜片和挡板随之靠近喷嘴，则喷嘴背压增大，作用在膜片组件的气压力增大，推动阀杆下移，平板阀芯被打开，则从输出口输出高压气体，该阀输出压力与输入的直流电流大小成正比。输入电流为 70mA。

图 1-9-341 为气-液转换器。它是一个油面处于静压状态的垂直放置的油箱。上部接气源，下部与液压缸相连。气和油之间有隔离式和不隔离式。不隔离式是压缩空气直接作用在油面上。为了防止空气渗入油中，以免造成传动的不稳定，在进气口和出流口处，安装有缓冲板 2，该板还可以防止

## 7.2.8 过滤器

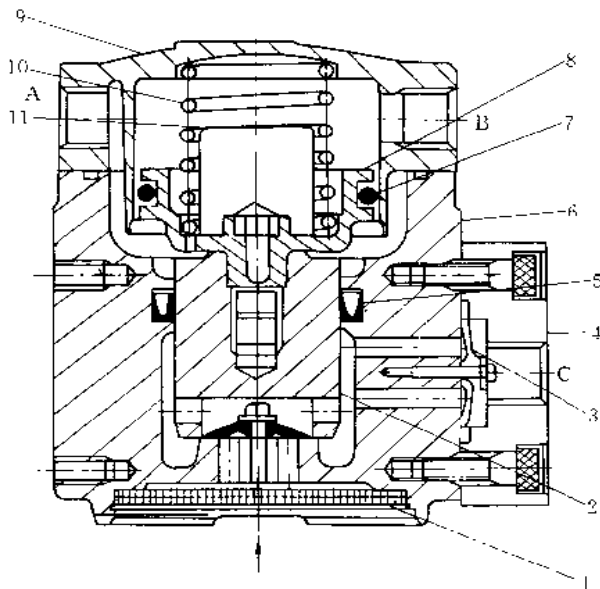


图 1-9-343 排气过滤器

1—滤网；2、8—活塞；3—单向阀；4—侧帽；  
5—V形密封圈；6—壳体；7—密封圈；9—壳盖；  
10—弹簧；11—挡块

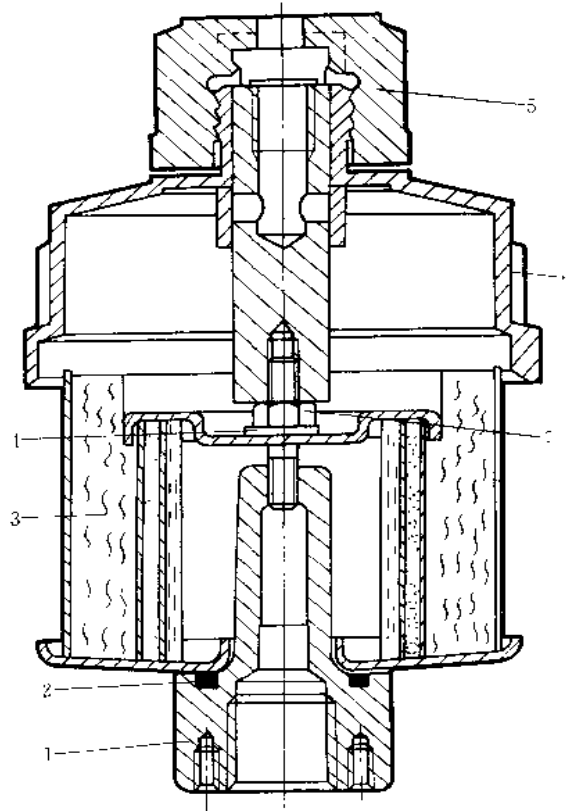


图 1-9-344 排气滤油器

1—接合器组件；2—O形密封圈；3—过滤单元组件；4—垫圈；  
5—螺母；6—外壳组件；7—泄油装置组件

图 1-9-343 为排气过滤器。它可利用气缸等排出废气的压力能工作。将切削机床工作产生的切削油回收再利用，节约成本并保护环境。排气进口 A、出口 B，通过活塞 8 及其阻尼孔，将活塞 2 抬起，在由两个单向阀 3 封闭的气室内形成真空，打开滤网上面的单向阀，由真空作用吸入切削油，并由滤网 1 滤去其中的杂质。当排气结束时，在弹簧 10 作用下，将活塞 2、8 推下，压挤吸入的切削油，由切削油出口 C，通过单向阀回收切削油。

图 1-9-344 为排气滤油器。需要处理（洁净或过滤）的空气从上口接合器 1 进入洁净器内，通过过滤单元 3 进行过滤、净化，然后气体通过滤油器底部的内螺纹排放口排出。当其内部积累到一定的油或污物之后，可以由底部的泄油装置组件加以排出，这种组合元件主要用于气体的净化和排出。

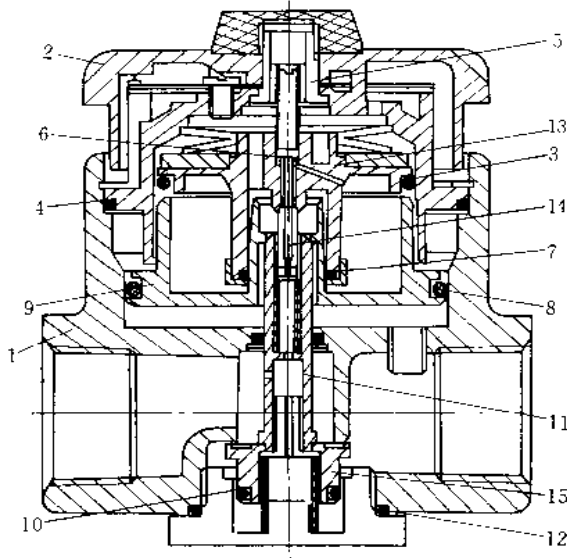


图 1-9-345 稳压过滤器

1—壳体；2—调整旋钮；3、4、6、7、8、10、12—O形密封圈；5—旋钮轴组件；9—底部支撑筒；11—阀芯组件；13 上部活塞；14—排障器活门；15—活门基

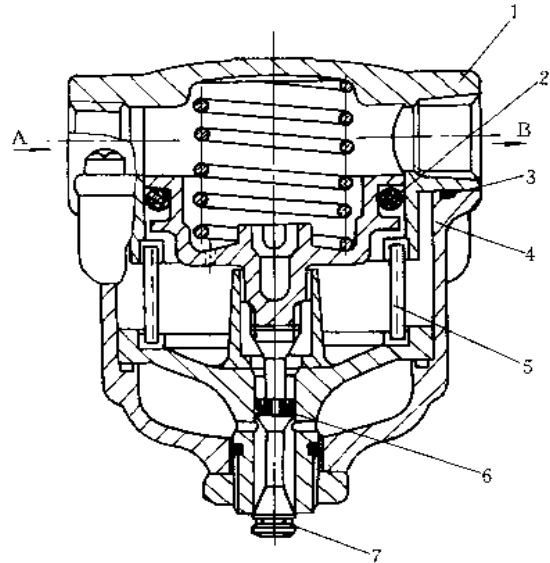


图 1-9-346 稳压过滤器

1—顶盖；2、7—O形密封圈；3—密封垫片；4—外壳；5—滤芯；6—V形密封圈

图 1-9-345 是稳压过滤器。通过顺时针方向旋转调节旋钮 2，可随时将压力定于 0.05~1.08MPa。为了使出入口两侧压力不致超过已设定的压力，装置了制动器（定程器）。根据来自排障器活门 14 的信号，用上部活塞 13 和调压弹簧调整排障器压力，旋转调节旋钮 2 可以导致排障器活门的变动，设立排障压力。根据排障压力与两边侧压力的平衡状况，开或关活门基 15，两边侧压力若高于设定压力，则应急装置会打开放气。由于采用了大口径活门，所以流量特性很好；并因装置了压力表板，在粗略地进行压力设定时可不用压力计。

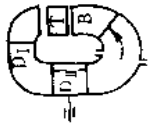

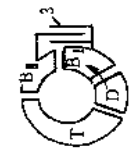

图 1 9-346 是另一种稳压过滤器。压缩空气进入 A 口，通过滤芯清除杂质微粒，再通过小孔进入顶腔，然后由输出口 B 输出。当压缩空气压力增大时，则把带有小孔的活塞顶起（克服上部腔室弹簧的作用力）。气体进入下部腔室，把下面的活塞顶起，使气体排向大气，从而可使气压下降。在弹簧力的作用下，活塞复位，气压将变为原来值。



## 8 液力变矩器

### 8.1 液力变矩器的分类





表 1-9-4 液力变矩器的分类和特点

名称和特点	简图	比较	应用
<p>正转液力变矩器特点:在牵引工况区涡轮和泵轮转向一致。泵轮逆转时,涡轮也逆转。其叶轮在循环圆中按照液流方向的排列顺序为泵轮—涡轮—导轮</p> <p>可调节液力变矩器(分外部和内部调节)</p>	<p>调节导轮叶片角</p> 	<p>因为导轮固定不动,调节导轮叶片角在结构上易于实现,但它的调节性能较差。调节泵轮叶片角度为差。</p>	<p>可调节液力变矩器多作为外载荷为恒扭矩机器的调速机构;双泵轮液力变矩器用于工程机械的装载机</p>
<p>外部调节是在变矩器的外部用调节元件对它进行调节。如在它和动力机之间装入可改变输入转速的装置,调节泵轮转速,使变矩器传递的扭矩也相应地改变</p> <p>内部调节:是调节变矩器的循环流量,通常靠调节循环圆内的充液量,或在循环圆内加入可调节的节流挡板,目前很少应用;另一种是调节变矩器的泵轮或导轮的叶片角度,应用较多</p> <p>可调节液力变矩器在结构上也可分单级、多级和单相、双相</p>	<p>调节泵轮叶片角</p> 	<p>调节泵轮叶片角度比较复杂,因为泵轮总处于高速旋转状态,但调节效果好,在调节范围内效率较高,能变化范围也较大</p>	
	<p>双泵轮</p> 	<p>双泵轮式可克服调节泵轮叶片的困难,它的双泵轮B<sub>1</sub>及B<sub>2</sub>;仅B<sub>1</sub>与输入轴相联,两泵轮间装有液压操纵的可调式离合器3,B<sub>1</sub>和3的主动片联接,B<sub>1</sub>和被动片相联,3可在主动片和被动片有转速的情况下工作。随着操纵压力的不同,转速不同,传递扭矩也不同。3和一般摩擦离合器主要不同是力的传递靠摩擦片间油膜的剪切作用。离合器的外特性和普通型液力偶合器基本相同</p>	
	<p>节流挡板</p> 		

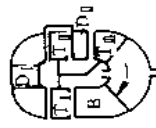

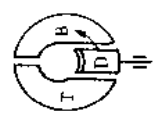
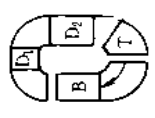
续表

名称和特点		简图	比较	应用
正转液力变矩器 特点:在牵引工况区,涡轮和泵轮转向一致。泵轮、涡轮在反转时,涡轮也反转。其叶轮在循环液流中按照排列顺序为泵轮—导轮—涡轮	单级液力变矩器 一般由泵轮、涡轮和导轮三个叶轮组成。按涡轮在循环圆中的位置,又可分为: 1. 单向变矩器 2. 双向变矩器 3. 综合式变矩器		液力变矩器的闭锁可提高传动装置在高转速比时的效率,增宽高效范围,并满足机器的某种特殊要求。此时,动力机的功率不经过液力变矩器直接传至工作机,形成刚性联接,失去了液力变矩器的特性。	多用于载重汽车、拖拉机、工程机械和石油机械
不可调液力变矩器(应用最广)	单级液力变矩器 一般由泵轮、涡轮和导轮三个叶轮组成。按涡轮在循环圆中的位置,又可分为: 1. 单向变矩器 2. 双向变矩器 3. 综合式变矩器			多用于挖掘机械
正转液力变矩器(又称BTD型液力变矩器)	单级液力变矩器 一般由泵轮、涡轮和导轮三个叶轮组成。按涡轮在循环圆中的位置,又可分为: 1. 单向变矩器 2. 双向变矩器 3. 综合式变矩器		图 a 是泵轮 B 和涡轮 T 之间装有片式摩擦闭锁离合器 3,当转速比增大到变矩系数为 1 时,3 结合,液力变矩器闭锁。单向离合器 2 松开,导轮开始在液流中自由旋转,减少了循环圆中的液力损失。但没有排除风损,当变矩器泵轮外表面带有散热用的小风叶时,风损更大	多用于内燃机车和起重机械
双向液力变矩器	单级液力变矩器 一般由泵轮、涡轮和导轮三个叶轮组成。按涡轮在循环圆中的位置,又可分为: 1. 单向变矩器 2. 双向变矩器 3. 综合式变矩器		图 b 排除了风损,进一步提高了传动效率,但结构复杂。其原理是:在不闭锁时摩擦离合器 5 脱开,4 结合。此时泵轮和动力机连接,涡轮通过单向离合器 1 输出功率。在闭锁时,摩擦离合器 4 脱开,5 结合。此时单向离合器 1 脱开,变矩器所有叶轮均静止不动	应用广泛,如轿车、载重汽车、工程、石油钻机
综合式液力变矩器	单级液力变矩器 一般由泵轮、涡轮和导轮三个叶轮组成。按涡轮在循环圆中的位置,又可分为: 1. 单向变矩器 2. 双向变矩器 3. 综合式变矩器		在导轮和导轮座之间装有单向离合器 1。变矩器从变矩器工况区过渡到偶合器工况区,或返回过渡,靠液流对导轮叶栅的作用而自动实现的	
综合式液力变矩器	单级液力变矩器 一般由泵轮、涡轮和导轮三个叶轮组成。按涡轮在循环圆中的位置,又可分为: 1. 单向变矩器 2. 双向变矩器 3. 综合式变矩器		液力变矩器进出口半径大于出口半径。涡轮中液体从周边流向中心。在同样的有效直径下,较轴流式和离心式涡轮式的能力大,透穿数和最高效率,但零速变矩系数小	
综合式液力变矩器	单级液力变矩器 一般由泵轮、涡轮和导轮三个叶轮组成。按涡轮在循环圆中的位置,又可分为: 1. 单向变矩器 2. 双向变矩器 3. 综合式变矩器		液力变矩器进出口半径基本相等。涡轮中液流从轴向流向中心,轴流式涡轮式的性能介于向心和离心两者之间	
综合式液力变矩器	单级液力变矩器 一般由泵轮、涡轮和导轮三个叶轮组成。按涡轮在循环圆中的位置,又可分为: 1. 单向变矩器 2. 双向变矩器 3. 综合式变矩器		液力变矩器进出口半径小于出口半径。涡轮中液流从中心流向周边。可以得到较大的零速变矩系数和近于不透穿的性能	
综合式液力变矩器	单级液力变矩器 一般由泵轮、涡轮和导轮三个叶轮组成。按涡轮在循环圆中的位置,又可分为: 1. 单向变矩器 2. 双向变矩器 3. 综合式变矩器		在导轮和导轮座之间装有单向离合器 1。变矩器从变矩器工况区过渡到偶合器工况区,或返回过渡,靠液流对导轮叶栅的作用而自动实现的	

续表

名称和特点		简图	比较	应用
<p>正转液力变矩器特点:在牵引涡轮和泵轮转向一致。泵轮逆时针,涡轮也逆时针。其叶轮在循环中按照液流的方向排列顺序为泵轮—导轮—涡轮</p> <p>正转液力变矩器(又称TC型液力变矩器)</p>	<p>是相当于把液力变矩器的特点综合到一台变矩器上,使它在整个转速范围内能得到更好的效率特性。按作用原理不同还可分为:</p> <p>一、单相</p> <p>二、单相</p> <p>三、单相</p> <p>四、单相</p> <p>五、单相</p> <p>六、单相</p> <p>七、单相</p> <p>八、单相</p> <p>九、单相</p> <p>十、单相</p> <p>十一、单相</p> <p>十二、单相</p> <p>十三、单相</p> <p>十四、单相</p> <p>十五、单相</p> <p>十六、单相</p> <p>十七、单相</p> <p>十八、单相</p> <p>十九、单相</p> <p>二十、单相</p> <p>二十一、单相</p> <p>二十二、单相</p> <p>二十三、单相</p> <p>二十四、单相</p> <p>二十五、单相</p> <p>二十六、单相</p> <p>二十七、单相</p> <p>二十八、单相</p> <p>二十九、单相</p> <p>三十、单相</p> <p>三十一、单相</p> <p>三十二、单相</p> <p>三十三、单相</p> <p>三十四、单相</p> <p>三十五、单相</p> <p>三十六、单相</p> <p>三十七、单相</p> <p>三十八、单相</p> <p>三十九、单相</p> <p>四十、单相</p> <p>四十一、单相</p> <p>四十二、单相</p> <p>四十三、单相</p> <p>四十四、单相</p> <p>四十五、单相</p> <p>四十六、单相</p> <p>四十七、单相</p> <p>四十八、单相</p> <p>四十九、单相</p> <p>五十、单相</p> <p>五十一、单相</p> <p>五十二、单相</p> <p>五十三、单相</p> <p>五十四、单相</p> <p>五十五、单相</p> <p>五十六、单相</p> <p>五十七、单相</p> <p>五十八、单相</p> <p>五十九、单相</p> <p>六十、单相</p> <p>六十一、单相</p> <p>六十二、单相</p> <p>六十三、单相</p> <p>六十四、单相</p> <p>六十五、单相</p> <p>六十六、单相</p> <p>六十七、单相</p> <p>六十八、单相</p> <p>六十九、单相</p> <p>七十、单相</p> <p>七十一、单相</p> <p>七十二、单相</p> <p>七十三、单相</p> <p>七十四、单相</p> <p>七十五、单相</p> <p>七十六、单相</p> <p>七十七、单相</p> <p>七十八、单相</p> <p>七十九、单相</p> <p>八十、单相</p> <p>八十一、单相</p> <p>八十二、单相</p> <p>八十三、单相</p> <p>八十四、单相</p> <p>八十五、单相</p> <p>八十六、单相</p> <p>八十七、单相</p> <p>八十八、单相</p> <p>八十九、单相</p> <p>九十、单相</p> <p>九十一、单相</p> <p>九十二、单相</p> <p>九十三、单相</p> <p>九十四、单相</p> <p>九十五、单相</p> <p>九十六、单相</p> <p>九十七、单相</p> <p>九十八、单相</p> <p>九十九、单相</p> <p>一百、单相</p>	<p>无内环</p>  	<p>结构简单,与有内环式相比,其变矩性能差,零速变矩系数和容量都较小</p> <p>导轮分成两个,它们和导轮座间都装有单向离合器1和2。具有高效范围较宽、零速工况变矩系数较大的特点</p>	<p>多用在带式输送机 and 刮板输送机上</p> <p>在轿车、载重汽车、拖拉机、工程机械、石油机械窄轨内燃机车上应用</p>
<p>不可调液力变矩器(应用最广)</p> <p>它的涡轮由二个叶轮串联组成,叶轮之间刚性联接并装有一个或二个固定的导轮。因为两个叶轮都能把液流的一部分能量转换为机械能,所以涡轮和导轮叶栅可采用短而弯曲小的叶片,这样就减小了工况变化时叶轮进口的冲击损失,使变矩系数增大和高效范围增宽</p> <p>二级</p>	<p>一个导轮</p>  <p>二个导轮</p> 	<p>液流由涡轮出来后直接进入泵轮,随着工况的变化,涡轮出口液流旋转程度的变化直接影响泵轮的进口条件,故具有正透穿性</p> <p>液流是经过第二导轮后才进入泵轮,所以泵轮进口的液流受工况变化的干扰较小,具有不透穿或很小的负透穿性</p>	<p>多用于内燃机车和公共汽车</p>	

续表

名称和特点		简图	比较	应用
<p>正转液力变矩器(又称BBB型液力变矩器)</p> <p>正转液力变矩器(又称BBB型液力变矩器)</p> <p>特点:在牵引工况区和泵轮同向旋转,为了减小反转时的液力损失,导轮叶片可以转动</p> <p>特点:在牵引工况区涡轮转向和泵轮转向相反。按照液流的方向,叶轮在循环圈中的排列顺序为泵轮—导轮—涡轮</p>	<p>它的涡轮由三个叶轮串联并刚性联接组成。装有二个或三个固定的导轮。工作原理和特性与二级液力变矩器相似</p> <p>三 级</p> <p>不可调液力变矩器(应用最广)</p>	<p>二个导轮</p>  <p>三个导轮</p> 	<p>1. 其叶栅急剧地改变了泵轮液流出口后的旋转方向,使涡轮向着与泵轮相反的方向旋转。由于在导轮内液流急剧地改变了方向,相对速度又大,故液力损失大,效率低。2. 由于涡轮出口液流直接进入泵轮,外载荷引起涡轮转速的改变将直接影响泵轮的进口条件,随着涡轮转速的增加,泵轮进口前的速度环量减小,所以,反转液力变矩器有较大的负透穿性</p>	<p>多用于内燃机车、公共汽车和石油钻机</p>
<p>双向正转液力变矩器</p>	<p>特点:在牵引工况区泵轮可正转和反转,而涡轮则随着泵轮同向旋转。为了减小反转时的液力损失,导轮叶片可以转动</p>		<p>多用在动力机和工作机(如刮板输送机)有正反转工况的机器上</p>	
<p>反转液力变矩器(又称BBT液力变矩器)</p>	<p>特点:在牵引工况区涡轮转向和泵轮转向相反。按照液流的方向,叶轮在循环圈中的排列顺序为泵轮—导轮—涡轮</p>		<p>一般仅作为分流液力机械变矩器中的液力元件使用,也曾用在船舶的换向装置上</p>	

注: B—泵轮, T—涡轮, D—导轮。

8.2 液力变矩器的结构

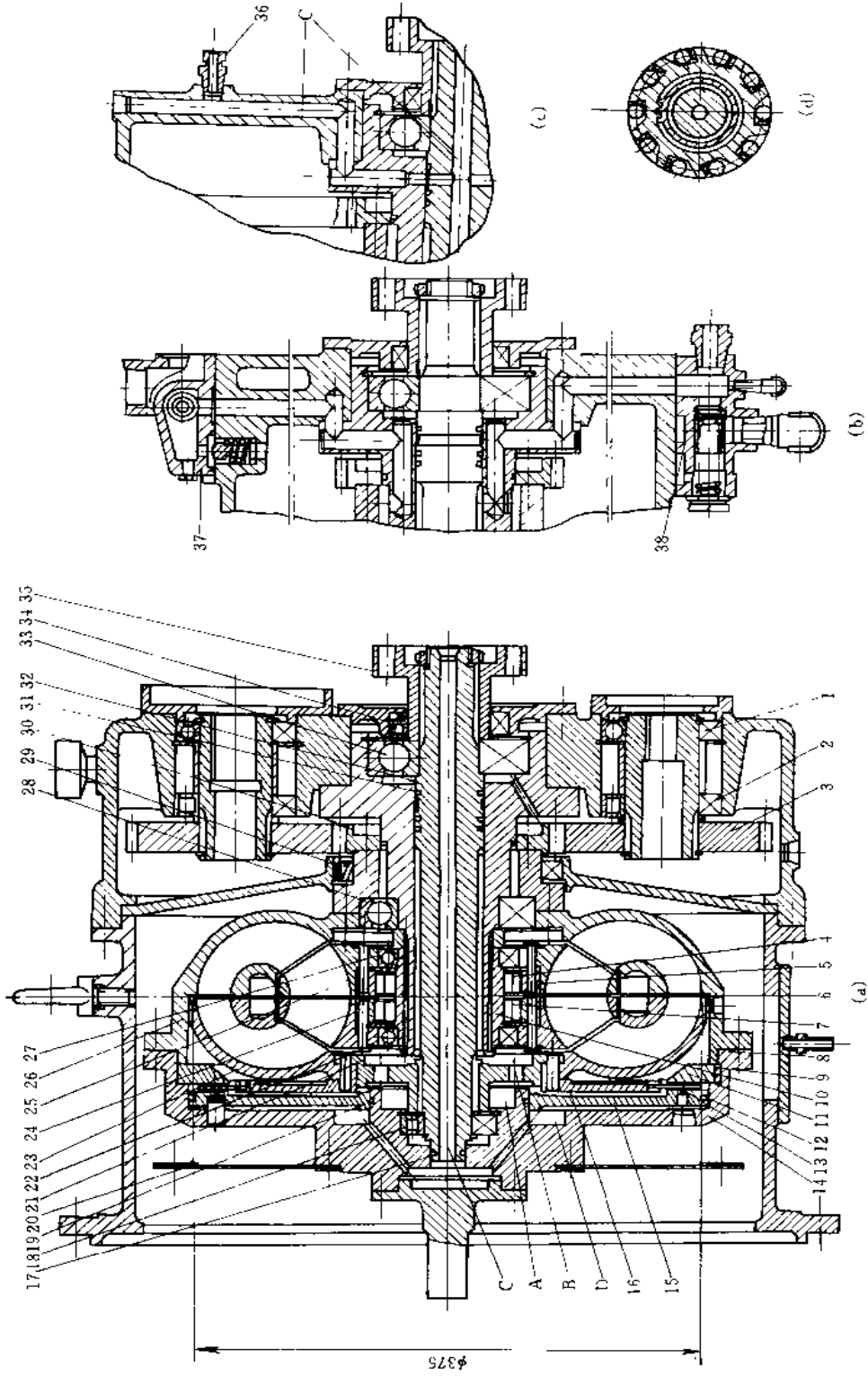


图 1-9-347 YJ1375 型液力变矩器

(a) 主剖面; (b) 液力变矩器补油高压油进入通道; (c) 闭锁离合器油压油通道; (d) 单向离合器剖面  
 1、2、18、22、27、28、33—轴承; 3、30—齿轮; 4—第一导轮单向离合器滚子; 5—第一导轮单向离合器外圈; 6—第一导轮单向离合器外圈; 7—第一导轮单向离合器滚子;  
 8、12、17、19、29、31、34—键; 9—轴; 10—单向离合器内圈; 11—闭锁离合器后端盖; 13—闭锁离合器摩擦片; 14—闭锁离合器壳体; 15—闭锁离合器活套; 16—齿盘;  
 20—弹性盘; 21—涡轮座; 23—涡轮; 24—第一导轮; 25—第一导轮; 26—泵轮; 32—涡轮轴(输出轴); 35—接头; 36—连接盘; 37—溢流阀; 38—背压阀

图 1-9-347 所示为双导轮向心涡轮综合式液力变矩器,带闭锁离合器。动力机的动力分两路输出:一路通过弹性盘 20 经闭锁离合器壳体 14 至液力变矩器的泵轮 26,传给涡轮 23,再经涡轮轴 32,最后由连接盘 35 输出。另一路通过齿轮 30 及齿轮 3(共 4 个),驱动工作机构用泵、回转用泵、转向用泵和液力变矩器的补偿泵。

泵轮由轴承 28 和 18 支承,并靠轴承 28 轴向定位和承受轴向力,靠支承法兰与柴油机飞轮定心。涡轮由轴承 33 和 18 支承,并靠轴承 33 轴向定位和承受轴向力。在涡轮座 21 上开有 2 个卸荷孔,使 A 腔和 B 腔连通,以降低 A 腔压力,从而减小涡轮的轴向力。轴承 18 为游动支承,以调整泵轮、涡轮及其连接零件的热膨胀。两导轮由轴承 22、27 支承并轴向定位和承受轴

向力。单向离合器内外圈之间靠轴承 22、27 支承并保持同心。这样,在单向离合器脱开,内外圈有相对运动时,单向离合器的滚子处于浮动状态,使寿命大为提高。

闭锁离合器结合时,高压油由接头 36,经油道 C 进入 D 腔,推动活塞 15 和后端盖 11、摩擦片 13 结合,泵轮与涡轮闭锁,同速旋转。此时,单向离合器松脱,导轮自由旋转。当高压油泄出,闭锁离合器则脱开。

多用于装载机和叉车。

采用变矩器的汽车,因变矩器的涡轮与泵轮之间存在转速差和液力损失,效率不如机械变速器高,因而在正常行驶时的燃油经济性较差。为提高变矩器在高传动比工况下的效率,采用带锁止离合器的液力变矩器,如图 1-9-348 所示。

锁止器的主动部分是传力盘 8 和活塞 6,它们与泵轮 11 一道旋转,从动部分是装在涡轮轮毂 14 花键上的从动盘 7。压力油经油道 5 进入后,推动活塞右移,压紧从动盘,即锁止离合器接合,于是泵轮与涡轮接合成一体旋转,变矩器不起作用,当撤除油压时,二者分离,变矩器恢复正常工作。当汽车起步或在坏路面上行驶时,可将锁止离合器分离,使变矩器起作用,以充分发挥液力传动自动适应行驶阻力剧烈变化的优点。当汽车在良好道路上行驶时,接合锁止离合器,使变矩器的输入轴和输出轴刚性连接,即转为直接机械传动,此时变矩系数  $K=1$ ,变矩器效率  $\eta=1$ ,这就提高了汽车的行驶速度和燃油经济性。

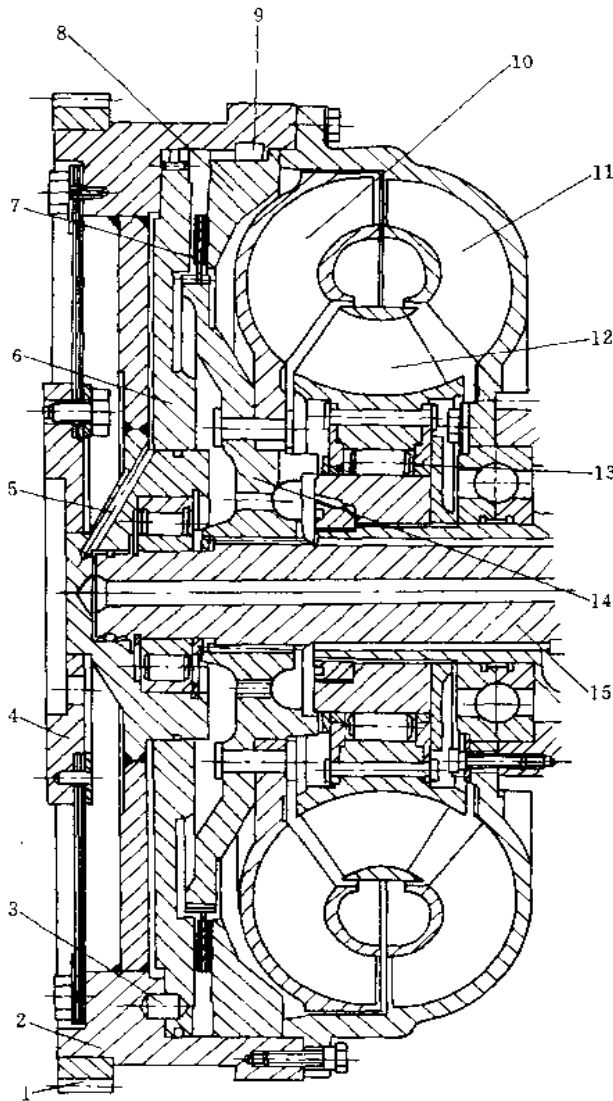


图 1-9-348 带锁止离合器的液力变矩器

- 1—起动齿圈; 2—锁止离合器操纵油缸; 3—导向销; 4—一曲轴凸缘盘; 5—油道; 6—操纵油缸活塞(压盘); 7—离合器从动盘; 8—传力盘; 9—键; 10—涡轮; 11—泵轮; 12—导轮; 13—自由轮机构; 14—涡轮轮毂; 15—变矩器输出轴

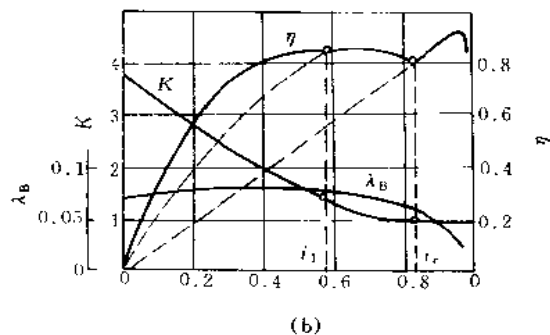
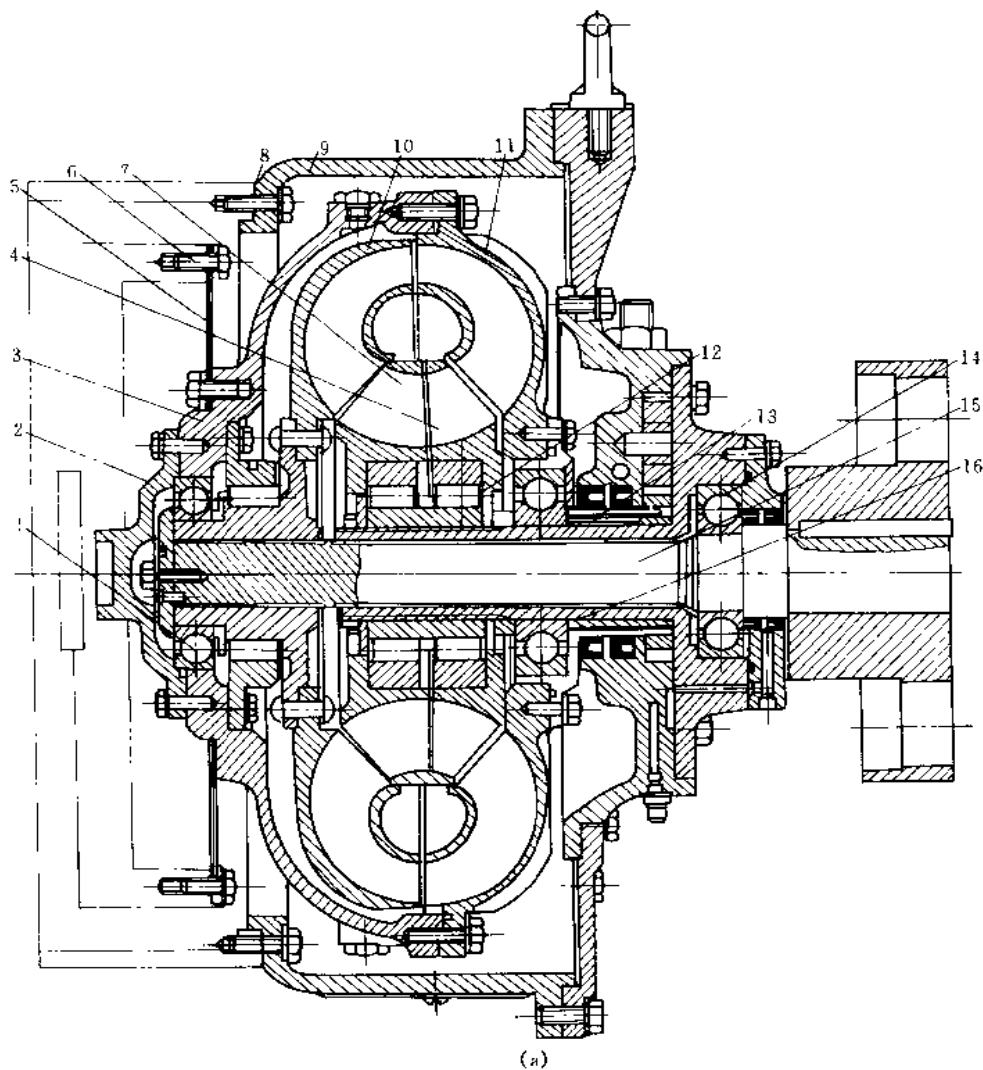


图 1-9-349 双导轮综合式液力变矩器

(a) 结构图; (b) 原始特性曲线图 ( $K$ —变矩系数;  $\lambda_B$ —泵轮扭矩系数;  $\eta$ —效率)

1、14、16—轴承; 2—轮毂; 3—泵轮外壳; 4、7—导轮; 5—钢板; 6—螺钉; 8—螺帽; 9—壳体; 10—涡轮;  
11—泵轮; 12—超越离合器; 13—空心轴; 15—输出轴

图 1-9-349 是单级双导轮三相综合式液力变矩器。泵轮外壳 3 以轮毂 2 支承在发动机曲轴上, 并借弹性盘 5、螺钉 6 与发动机的飞轮相连, 带动泵轮 11 转动。泵轮通过轴承 16 支承在空心轴 13 上, 空心轴与外壳 9 相连, 固定不动。涡轮 10 用花键与输出轴 15 连接。导轮 7、

4 分别由两个超越离合器 12 支承在空心轴上。输出轴支承在轴承 1、14 上。

当液力变矩器的转速比（输出转速即涡轮转速  $n_1$  与输入转速即泵轮转速  $n_B$  之比， $i = n_1/n_B \leq 1$ ） $i < i_1$ （ $=0.56$ ）时（见图 b），液流由涡轮冲向导轮 7 和 4 的叶片正面，力图使它按与泵轮相反的方向转动，单向离合器楔紧，两个导轮固定不动。当转速比  $i_1$ （ $=0.56$ ） $< i < i_c$ （ $=0.84$ ）时，液流由涡轮冲入第一导轮 7 叶片的背面，推动它按泵轮转动方向转动，单向离合器松开，第一导轮随着涡轮一起转动。当转速比继续增加到  $i > i_c$ （ $=0.84$ ）时，液流冲向第二导轮 4 叶片的背面，推动它按泵轮转动方向转动，单向离合器都松开，两个导轮都随同涡轮一起转动，变为偶合器工作状态。这种液力变矩器主要特点是高效区大。通常用于起重机、汽车以及装载机等工程机械上。

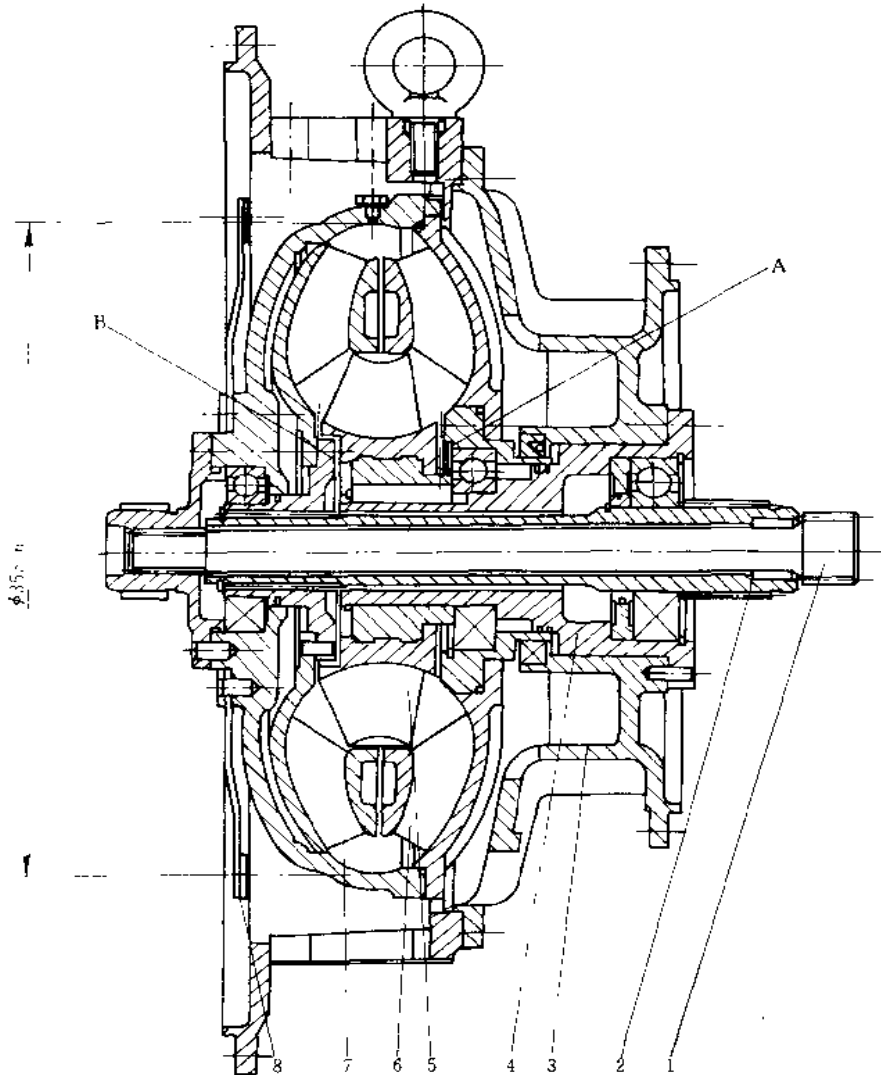


图 1-9-350 YB355-2 型液力变矩器

1—油泵驱动轴；2—涡轮轴；3—壳体；4—导轮座；5—导轮；6—泵轮；7—涡轮；8—弹性盘

图 1-9-350 所示为单级单相向心涡轮式液力变矩器。结构简单，泵轮叶片扭曲小，可采用砂型拔模铸造。

多用于工程机械和叉车。



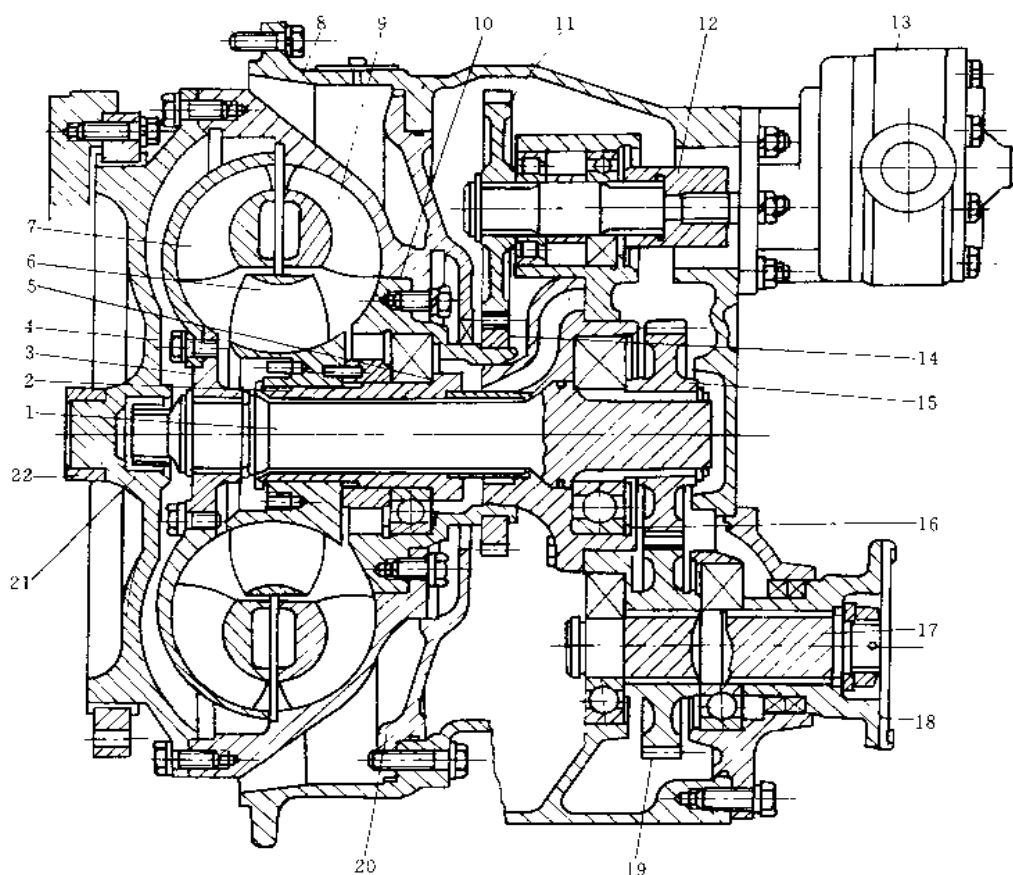


图 1-9-351 单级单相离心涡轮液力变矩器

1—涡轮轴；2—导轮座；3—涡轮毂；4—罩盘；5、16—轴承；6—导轮；7—涡轮；8—壳体；9—泵轮；10—泵轮毂；11、14、15、19—齿轮；12—油泵驱动套；13—油泵；17—输出轴；18—输出法兰；20—溢盘；21—滚针轴承；22—铜套

如图 1-9-351 所示，动力通过带有橡胶联结齿的罩盘 4 驱动泵轮 9 输入，并分两路输出：一路为主流经泵轮泵出液流将机械能转换为液能，驱动涡轮 7，涡轮将液能恢复为机械能，并通过涡轮轮毂 3、涡轮轴 1、齿轮 15、19 输出轴 17 和输出法兰 18，将动力向传动系输出；另一路为辅流，为泵轮通过泵轮毂 10、齿轮 14、11 和油泵驱动套 12，将动力向油泵 13 输出。

变矩器通过铜套 22 与发动机飞轮中心孔的配合使其同心。罩盘-泵轮组件由轴承 21 和 5 支承，涡轮组件由轴承 21 和 16 支承。轴承 16 为定位轴承并承受涡轮的轴向力，轴承 21 为游动轴承，允许涡轮轴由于热胀冷缩所引起的轴向游动。为了减小涡轮的轴向力，涡轮毂上开有两个卸荷孔，使左右两腔连通，以降低左腔的压力。多用于工程机械。

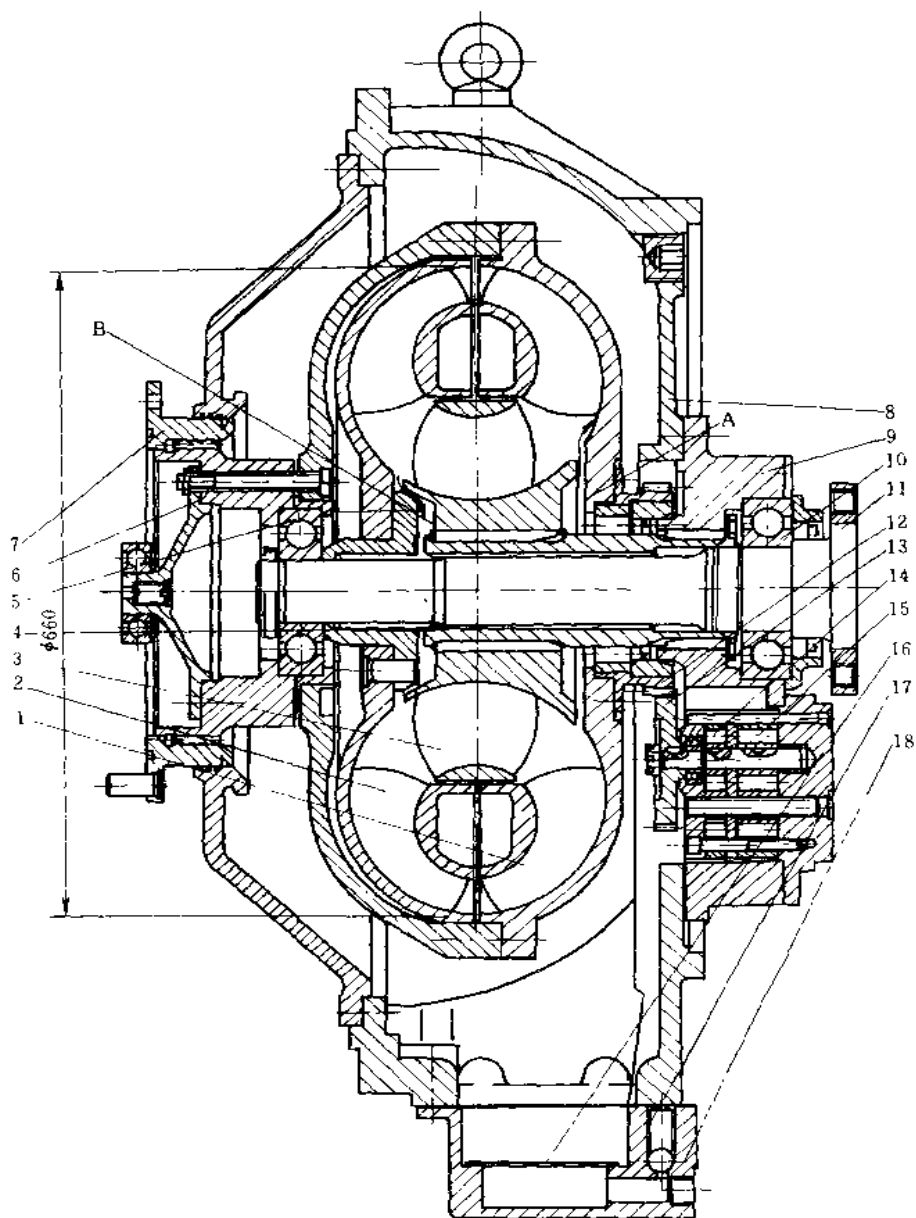


图 1-9-352 BSYB660 型液力变矩器

1—泵轮；2—涡轮；3—导轮；4—导轮座；5、10—轴承；6—连接盘；7—连接齿套；8—壳体；9—轴泵壳体；11—涡轮轴；12—动力输出齿轮；13—油泵驱动齿轮；14—回油泵；15—补偿油泵；16—滤网；17—单向阀；18—油底壳

图 1-9-352 所示为单级单相向心涡轮式液力变矩器。结构特点是：在补偿油路中没有背压阀，而由壳体排油道中一个带节流孔的螺塞来起背压作用。液力变矩器本身带有补偿泵 15 和回油泵 14，回油泵的作用是将泄漏到油底壳的油抽回油箱。

多用于载重汽车。石油钻机也有应用。

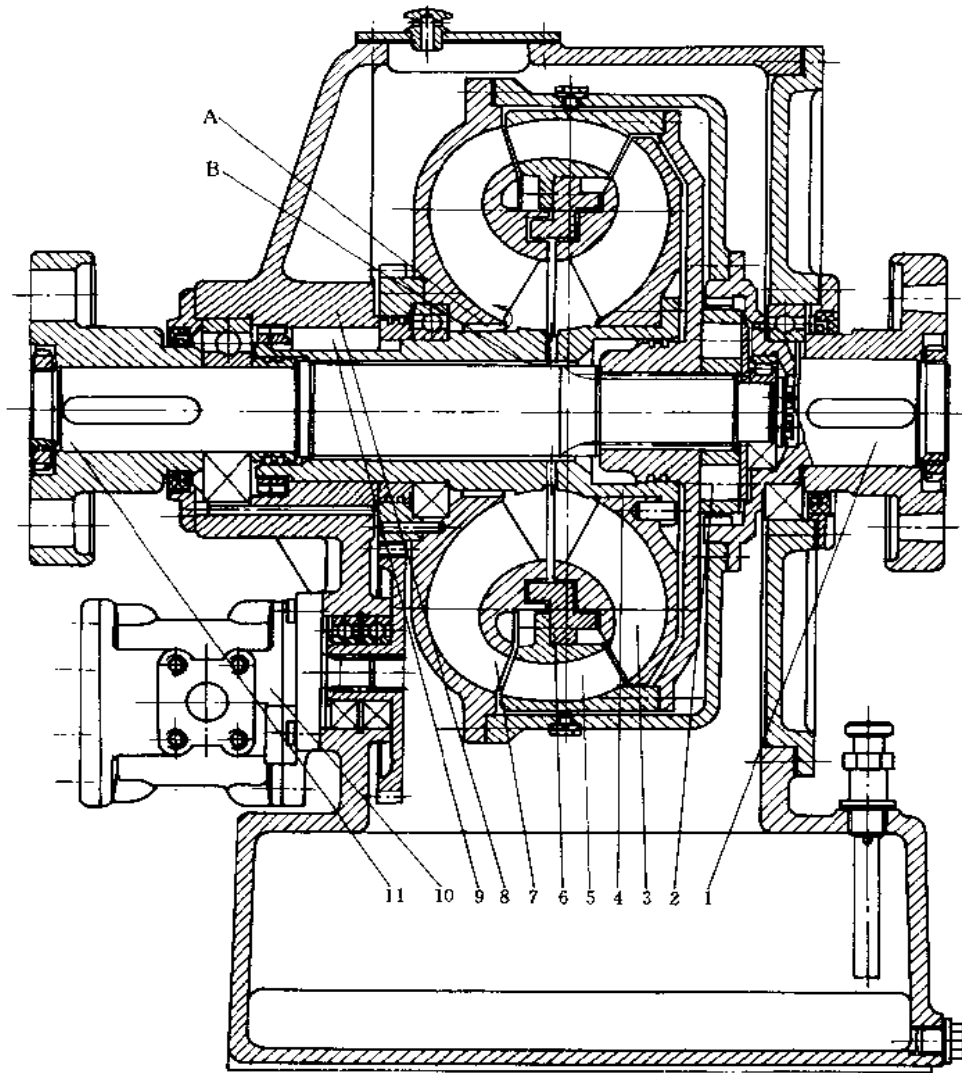


图 1-9-353 FW410 型液力变矩器

1—泵轮轴（输入轴）；2—超越离合器；3—导轮；4—导轮座；5—涡轮；6—涡轮密封盘；7—泵轮；8—壳体；  
9—平键；10—齿轮泵；11—涡轮轴

图 1-9-353 所示为单级单相轴流涡轮式液力变矩器。结构特点是：泵轮轴 1 和涡轮轴 11 间装有超越离合器 2，提升重物时，输入轴转速超过涡轮轴，超越离合器松脱，变矩器处于牵引工况区运转。重物下降时，发动机油门减小，变矩器后部传动系中的换向器换向，涡轮轴转向不变，由于输入轴转速低于涡轮轴转速，超越离合器楔紧，涡轮轴驱动发动机曲轴旋转，发动机起排气制动作用。

补偿油从 A 腔进入泵轮 7 的进口处，从导轮 3 的出口处 B 腔排出。

多用于起重机。

图 1-9-354 所示为

离心涡轮、导轮叶片角可  
 调式液力变矩器。结构特  
 点是：第 I 导轮的每个叶  
 片装有一拨叉机构 13，  
 使各叶片可以转动相同  
 的角度。对应于转动叶片  
 的每一位置就有一外特  
 性曲线。所以改变转动叶  
 片的位置，即可对液力变  
 矩器特性进行调节。其补  
 偿油顺着循环圆内循环  
 液流的流动方向，沿外环  
 由泵轮进口处进入，从第  
 I 导轮出口处经缝隙隙流  
 入 B 腔，如图中箭头所  
 示，然后再由 B 腔经第  
 I 导轮的六个特制叶片  
 上的通孔排出。漏损处采  
 用间隙密封。

多用于需对等扭矩  
 载荷进行调速的机器上。

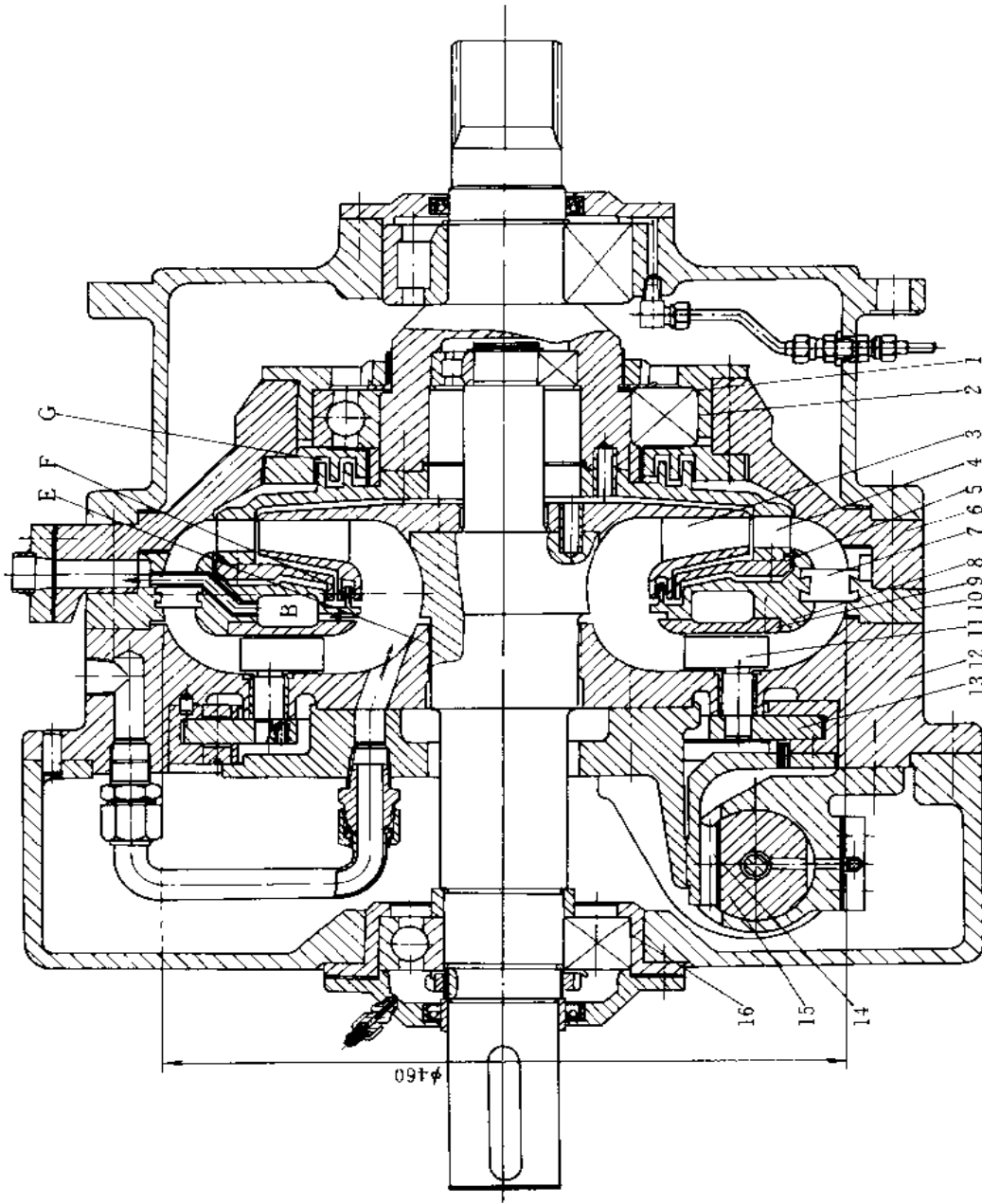


图 1-9-354 LB46 型液力变矩器

1—泵轮轴；2—涡轮轴；3—泵轮；4—涡轮；5—涡轮密封盘；6—出油壳；7—第 I 导轮叶片；8—芯部；9—轴承；10—中间壳体；  
 11—第 I 导轮叶片；12—进油壳；13—拨叉机构；14—拨叉点圈；15—液压伺服缸活塞；16—迷宫式密封

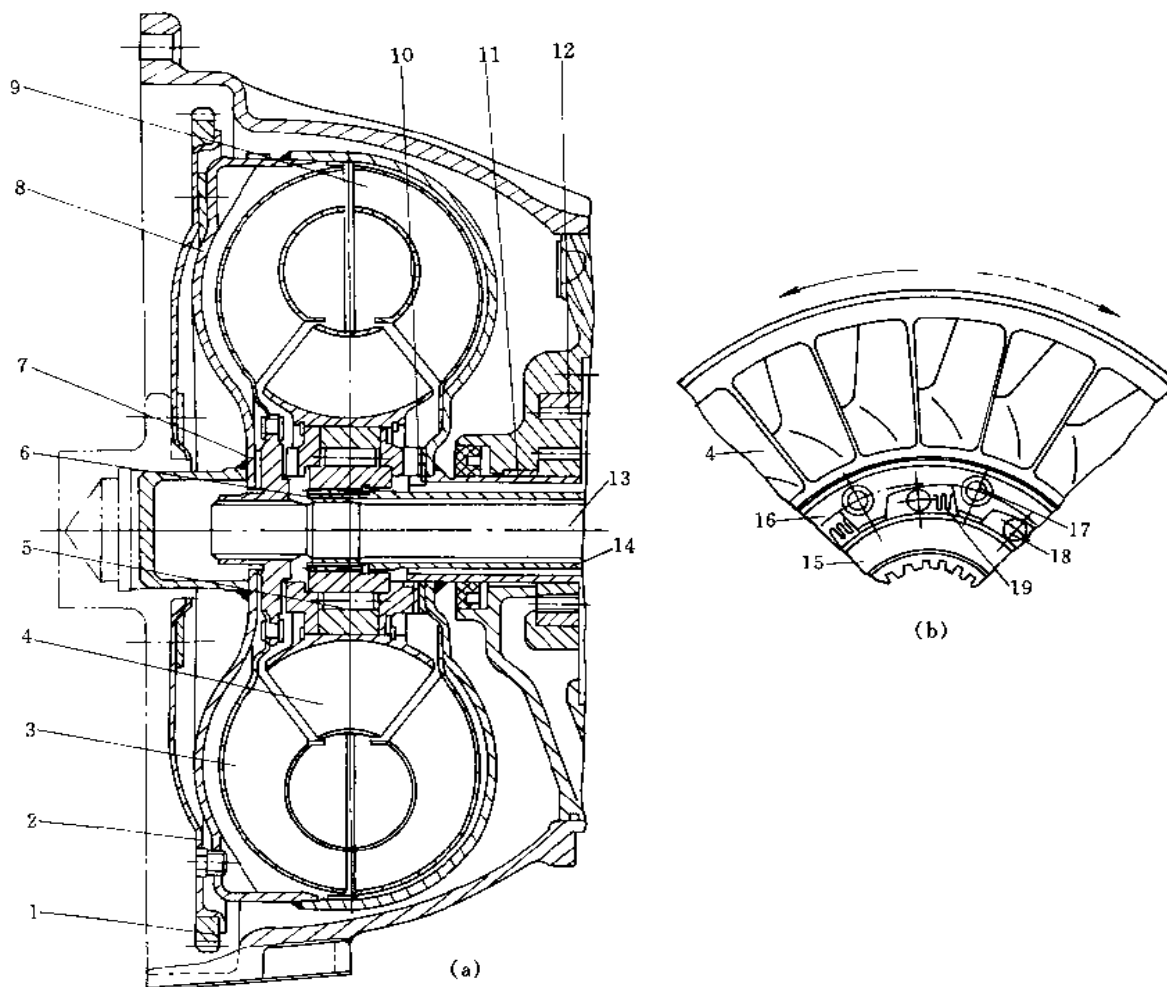


图 1-9-355 单级二相液力变矩器

(a) 结构图; (b) 超越离合器结构

1—起动齿圈; 2—弹性盘; 3—涡轮; 4—导轮; 5—超越离合器; 6、11—滑动轴承; 7—塑料垫片; 8—驱动盘; 9—泵轮; 10—止推轴承; 12—内啮合齿轮泵; 13—输出轴; 14—导轮固定套管; 15—内座圈; 16—外座圈; 17—铆钉; 18—滚柱; 19—叠片弹簧

如图 1-9-355 所示, 内燃机的起动齿圈 1 装在弹性盘 2 上, 它直接和内燃机曲轴及变矩器的驱动盘 8 连接, 8 和泵轮 9 焊接。焊在泵轮外壳上的泵轮轮毂支承在滑动轴承 11 上, 泵轮装有径向平直叶片, 涡轮 3 有倾斜的曲面叶片, 涡轮壳与涡轮毂铆接, 并以花键与变矩器输出轴 13 相连。导轮用铝合金铸造, 与超越离合器 5 的外座圈铆接, 内座圈与固定套管 14 用花键连接, 14 支承在滑动轴承 6 上, 采用青铜带材或铜基粉末冶金耐磨材料的止推轴承 10。超越离合器 (自由轮机构) 如图 b, 外座圈的内表面有若干个偏心圆弧面, 滚柱被叠片弹簧压向内外座圈之间滚道比较狭窄的一端, 而将内外座圈楔紧。当涡轮转速较低, 与泵轮转速差较大时, 从涡轮流出的液流冲击导轮叶片, 力图使导轮 4 顺时针方向旋转, 由于滚柱楔紧在滚道的窄端, 导轮便同自由轮外座圈一起被卡紧在内座圈上而固定不动, 此时液力变矩器起增大转矩的作用。当涡轮转速升高到一定程度, 液流对导轮的冲击力反向, 于是导轮自由地相对于内座圈按实线箭头方向与涡轮同向转动。这时, 变矩器就转入耦合器的工作状况。这种可以转入耦合器工况的变矩器称综合式液力变矩器。

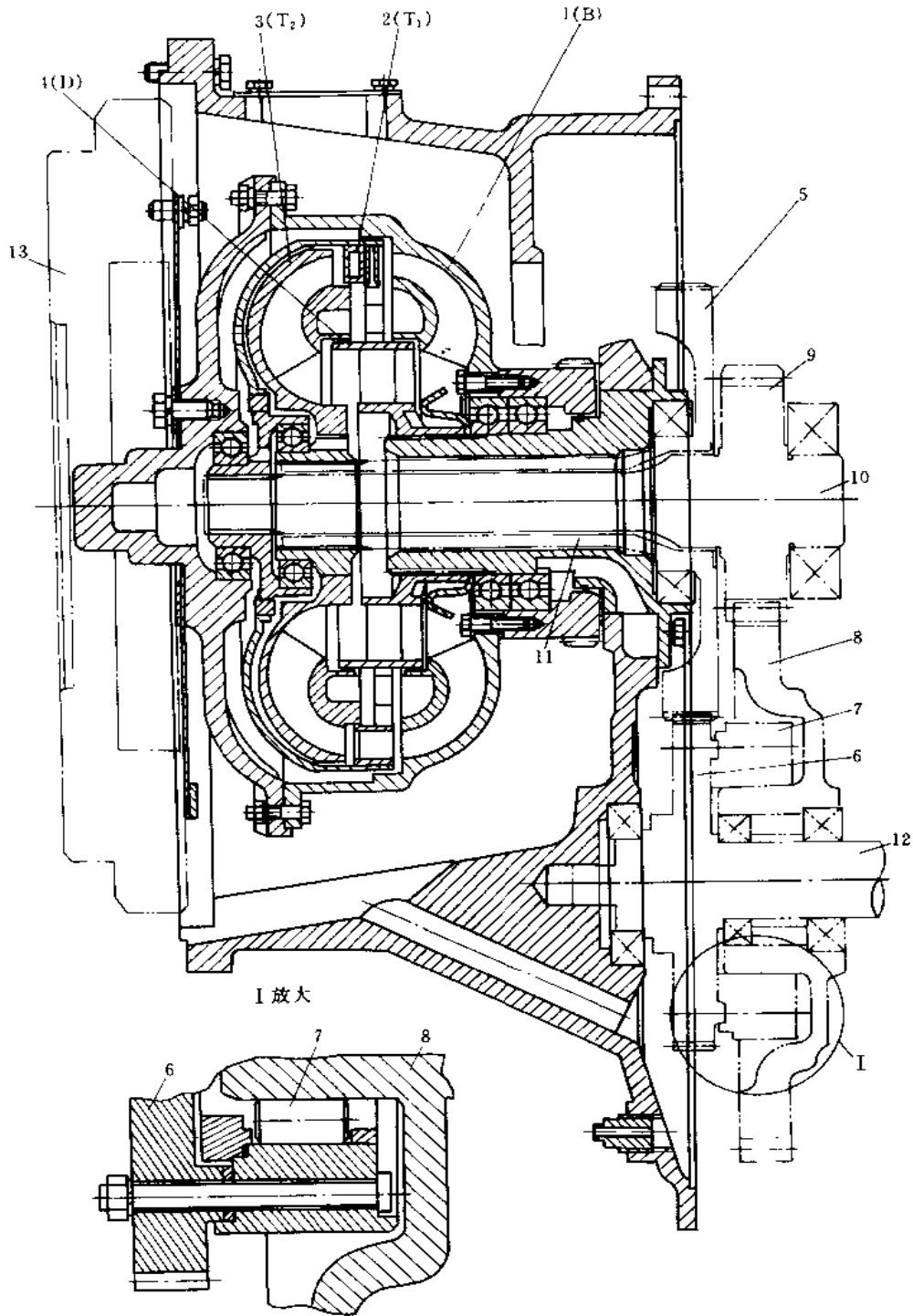


图 1-9-356 双涡轮液力机械变速器结构

1—泵轮；2、3—涡轮；4—导轮；5、6、8、9—齿轮；7—超越离合器；10—中间轴；11—空心轴；  
12—输出轴；13—发动机飞轮

图 1-9-356 所示为双涡轮液力变矩器。泵轮 1 和发动机连接, 涡轮 2 和中间轴 10 连接, 涡轮 3 和空心轴 11 连接, 空心轴端部装有齿轮 5, 输出轴 12 和齿轮 6 刚性连接。齿轮 8 空套在输出轴上, 而通过超越离合器 7 和输出轴在一个方向刚性连接。因而涡轮 3 可直接向输出轴输出力矩, 而涡轮 2 必须经超越离合器才能输出。如果输出轴转速 (齿轮 6 转速)  $n_6$  大于齿轮 8 的转速  $n_8$  时, 涡轮 2 不能输出力矩, 只是空转, 导轮 4 固定在壳体上。当外负载较小时, 涡轮 3 转速较高, 转速比  $i$  增大, 在  $i > i_1 = 0.48$  时, 涡轮 3 通过内轮 5、6 增速后的转速 (齿轮 6 的转速  $n_6$ ), 大于涡轮 2 通过齿轮 9、8 减速后的转速 (齿轮 8 的转速  $n_8$ ), 即  $n_6 > n_8$  时, 超越离合器 7 使涡轮 2 和输出轴脱开, 不输出力矩, 仅由涡轮 3 输出功率。当外载增大, 涡轮 3 的转速下降, 转速比  $i$  也下降。当  $i \leq i_1$ , 即齿轮 8 的转速  $n_8 \geq n_6$  时, 超越离合器卡紧, 涡轮 2 也向输出轴输出功率。因此输入功率分两路输出: 一路是涡轮 3 → 齿轮 5、6 → 输出轴; 另一路是涡轮 2 → 齿轮 9、8 → 超越离合器 7 → 输出轴 12, 须由转速比而定。这种变矩器的特点是转速比低时, 效率和变矩系数均有所改变, 同时, 高效工作范围有所扩大。

### 8.3 液力变矩器应用举例

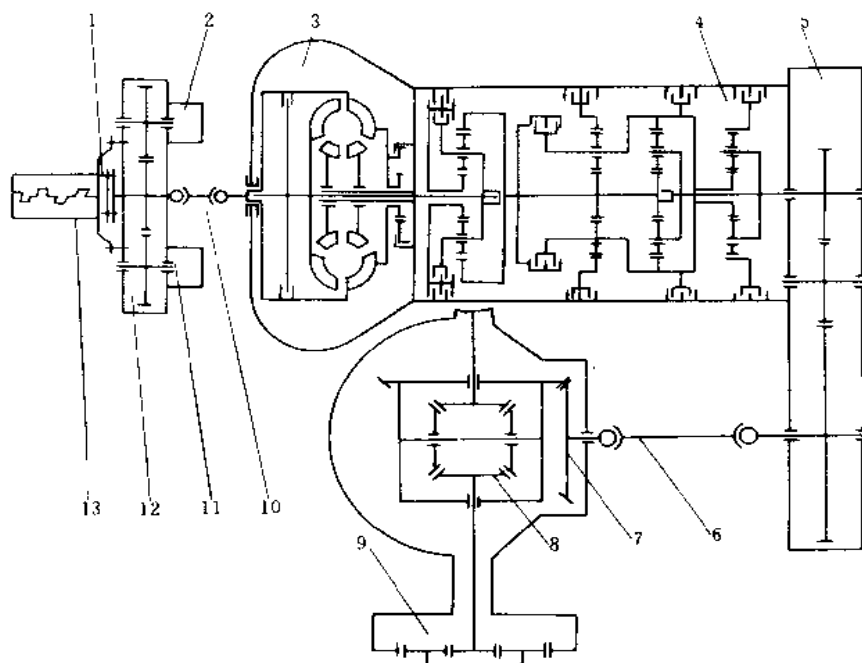


图 1-9-357 CL7 自行式铲运机液力传动系统图

1—减振器; 2—工作油泵; 3—变矩器; 4—变速箱; 5—加力箱; 6—后传动轴; 7—主传动; 8—差速器; 9—轮边减速器; 10—前传动轴; 11—轴向油泵; 12—功率输出箱; 13—发动机

图 1-9-357 所示是单液力元件传动装置在铲运机上的应用。

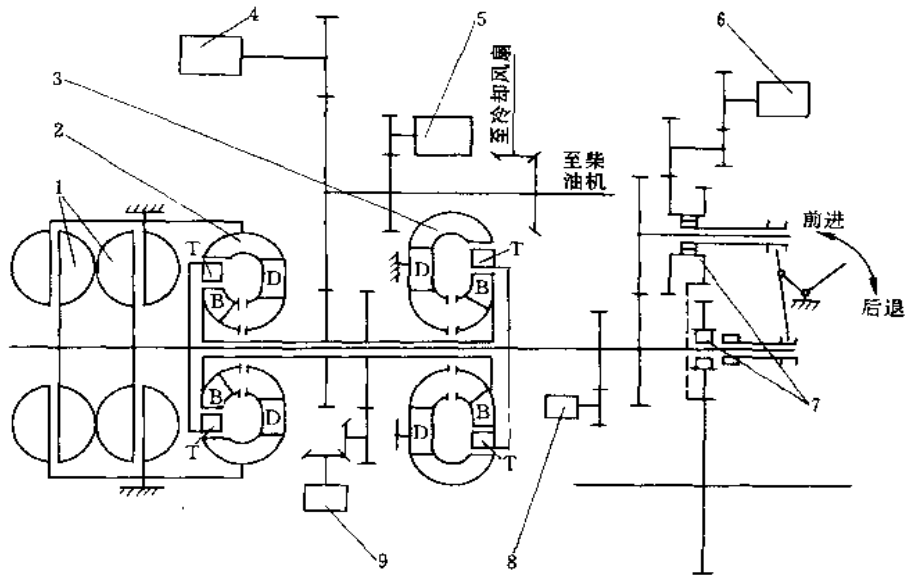


图 1-9-358 “北京”型 3000 马力内燃机车传动系统简图

1—液力制动器；2—运转液力变矩器；3—起动液力变矩器；4—发电机；5—控制与排空泵；6—惰性与排空泵；  
7—离合器；8—换档反应器；9—供油泵

图 1-9-358 所示是多液力元件交替工作并加齿轮传动的系统。起动和低速行驶时，起动液力变矩器 3 工作。当速度增高到一定值时，起动液力变矩器排空工作液体，停止工作，运转液力变矩器 2 充满工作液体，进行工作。

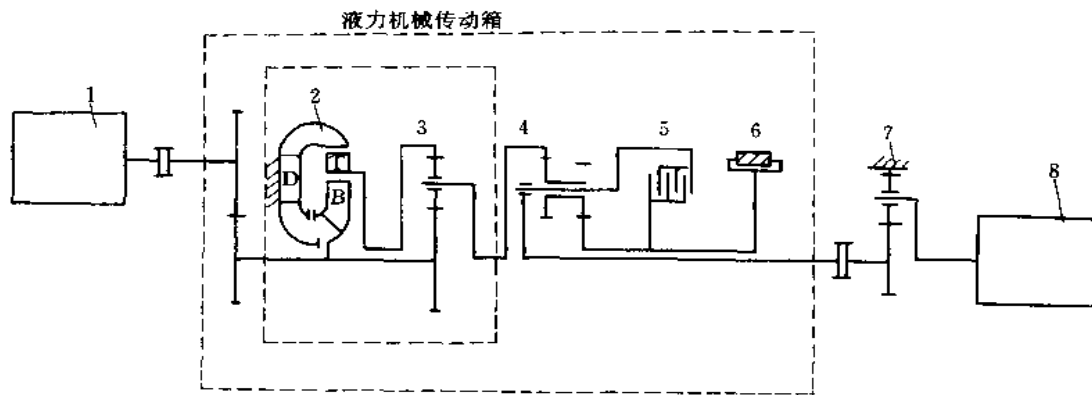


图 1-9-359 YLC 型石油压裂车外分流液力机械传动变速器传动系统简图

1—柴油机；2—液力变矩器；3、4、7—行星排；5—离合器；6—制动离合器；8—压裂泵



## 第 10 章 小五金、管路附件及其他结构

### 1 管路联接结构

#### 1.1 摩擦结合式

管接头 2 插入 1 中，两管接头应配合紧密，靠摩擦力联接在一起。此种结构易于拆装，常用于真空吸尘器。

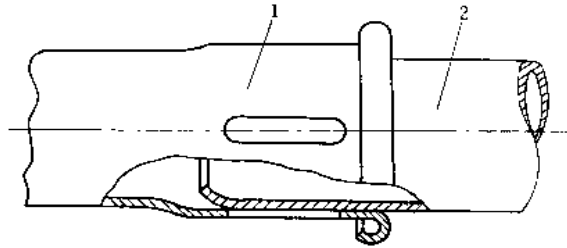


图 1-10-1  
1、2—管接头

#### 1.2 锥形螺母压紧式

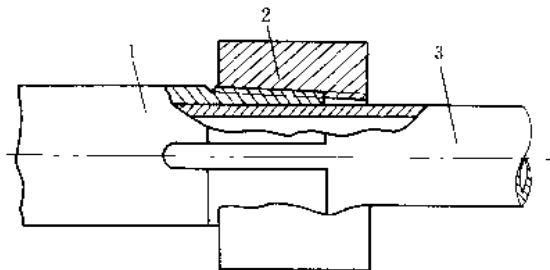


图 1-10-2  
1—管接头；2—螺母；3—管接头

将管接头 3 插入 1 中，拧紧锥形螺母 2，管接头 1 紧紧压住管接头 3。在常需调整管道全线长度时，采用此种结构甚为有利。

#### 1.3 管箍夹紧式

将两个管接头套在一起，上下管箍用螺栓联接，将螺栓拧紧，管箍压紧管接头，使之联接在一起。此种联接方法，管道内径不减小。

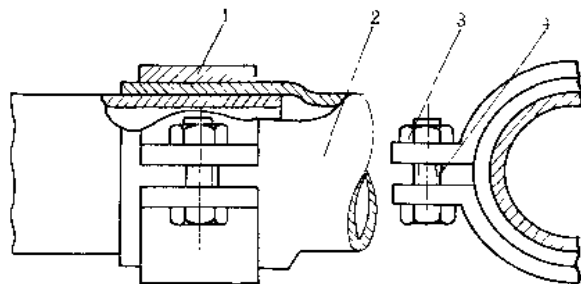


图 1-10-3  
1—管箍；2—管接头；3—螺母；4—螺栓

### 1.4 螺纹联接式

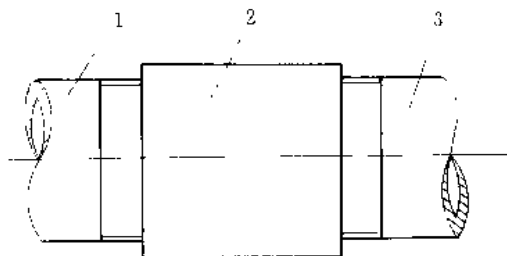


图 1-10-4

1—管接头；2—螺纹套；3—管接头

用螺纹套将两管接头联接在一起，在管路系统中是常用的联接方法之一。

### 1.5 插销扣紧式

在管接头 1 上固定两个销轴 2，在管接头 3 上开缺口，销轴插入缺口后，转一角度，即将管接头联在一起。此种方法便于拆装。

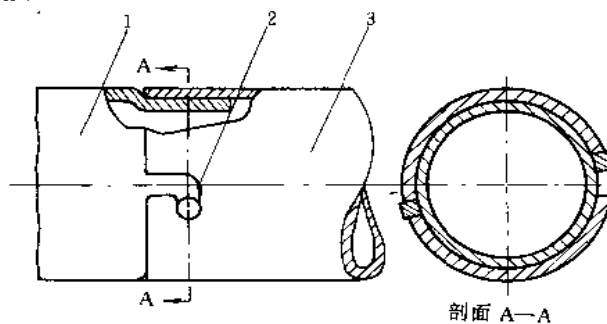


图 1-10-5

1—管接头；2—销轴；3—管接头

### 1.6 内螺纹联接式

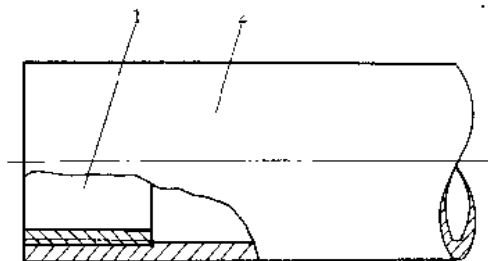


图 1-10-6

1、2—管接头

两管接头分别加工成内外螺纹（一般为管螺纹），靠螺纹联接在一起。常用于管路系统中，但管路内径减小。

### 1.7 法兰夹紧式

管接头上带有凸缘，凸缘间有密封圈，用法兰压紧凸缘，将两管接头联在一起。此种联接形式，可用于输送液体、气体。

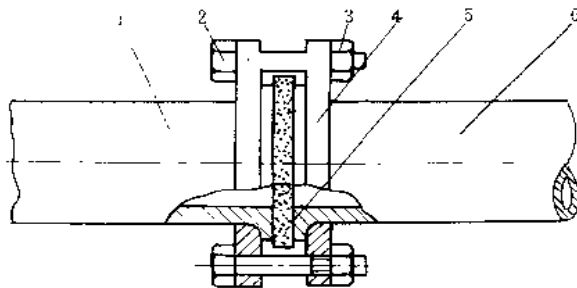


图 1-10-7

1—管接头；2—螺栓；3—螺母；4—法兰；5—密封圈；6—管接头

### 1.8 填料夹接式

管接头有翻边，翻边外加填料，当有内外螺纹的联接件 3、4 联接在一起时，压紧填料及管接头，使之联接在一起。此种联接形式，适用于输送液体。

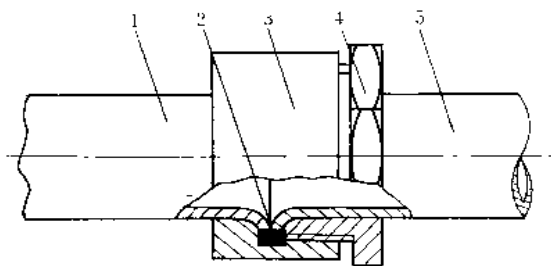


图 1-10-8

1—管接头；2—填料；3—联接件；4—联接件；5—管接头

### 1.9 夹接式

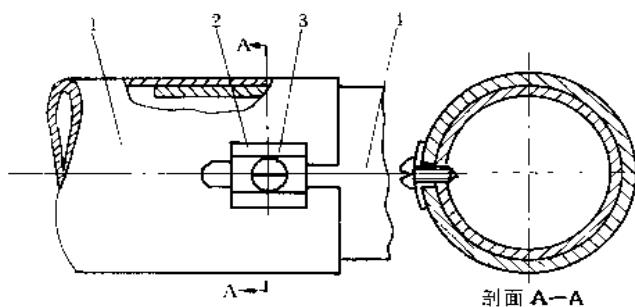


图 1-10-9

1—管接头；2—垫板；3—螺钉；4—管接头

管接头 1 上开有长形缺口，管接头 4 上加一个螺纹孔，螺钉穿过垫板和缺口拧入螺纹孔中，将管道联在一起。此种形式拆装方便。

### 1.10 螺钉定位式

在管接头 1 上加工一个螺纹孔，螺钉拧入螺纹孔后紧顶在管接头 3 上，使两管联接在一起。此种联接方法便于管道在长度方向进行调整。

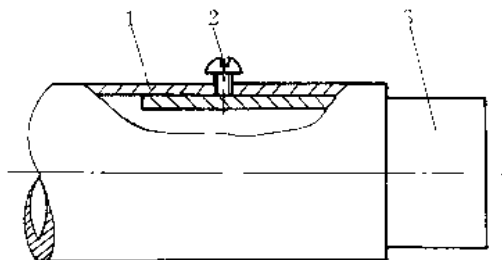


图 1-10-10

1—管接头；2—螺钉；3—管接头

### 1.11 压痕联接式

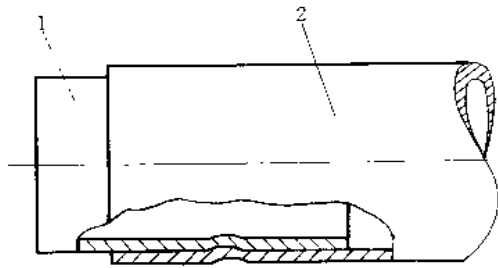


图 1-10-11

1、2—管接头

在管接头 1 与 2 上，压成相应的凹坑，管接头 2 内壁的凸起部分，进入 1 的凹坑部分时，两接头便联接在一起，凹坑深度以能拆装为准。

### 1.12 压痕搭接式

管接头 1 先压成环状凹坑，管接头 2 之压痕待装配后再加工，凹坑的深度以能拆装为准。

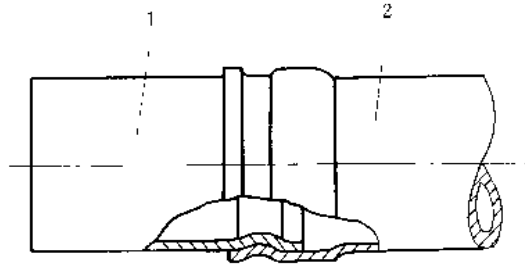


图 1-10-12

1、2—管接头

### 1.13 铆钉或螺栓联接式

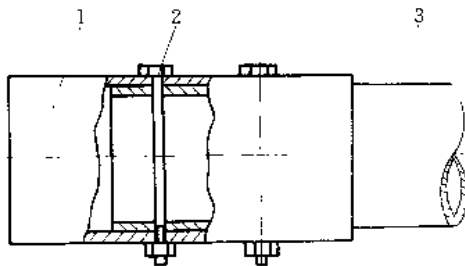


图 1-10-13

1—管接头；2—螺栓；3—管接头

管接头 3 插入 1 中，然后用螺栓联接，若不经常拆装也可采用铆钉铆接。

### 1.14 自攻螺纹联接式

在管接头 2 上加工出内螺纹，并焊接一个带横纹的管箍 1，用管钳夹住管箍 1 将管接头 2 拧入 3 中。此种联接方式，适用于不经常拆卸的管道中。

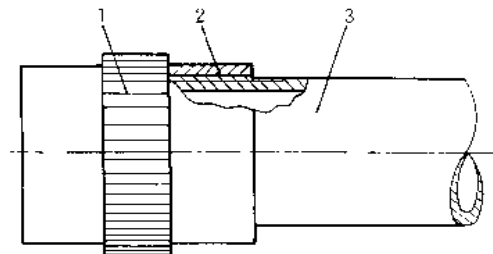


图 1-10-14

1—管箍；2、3—管接头

## 2 PVC 管联接结构

### 2.1 一次插入法承插联接

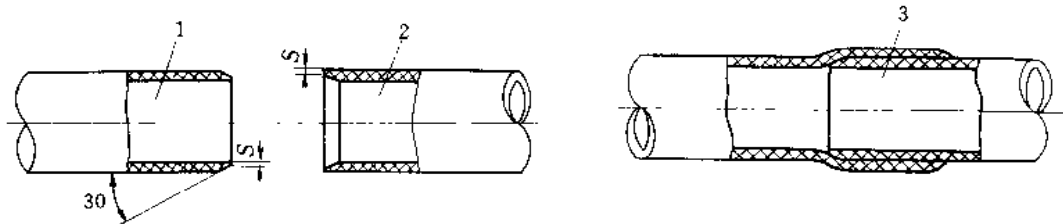


图 1-10-15

1—插入管；2—联接管；3—联接后的管

该法适用于小口径管的联接，步骤如下：

(1) 将需联接的两管端一个做成  $30^\circ$  内倒角，另一个做成  $30^\circ$  外倒角，倒角后的管端厚度约  $S=1\text{mm}$  (见图)，管厚超过  $4\text{mm}$  者，约剩  $\frac{1}{4}$  管厚。

(2) 将联接管 2 加热至  $120\sim 130^\circ\text{C}$ ，使之软化 (用喷灯、炭火直接加热或用热油热沙间接加热均可)。

(3) 在插入管 1 端部涂以硬质胶合剂，然后插入联接管中，其深度小口径管为管径的  $1.2\sim 1.5$  倍， $\phi 100$  管以上为管径的  $0.8\sim 1$  倍。

(4) 两管矫直后，用冷水冷却，经 3 小时后即可通水。

### 2.2 冷接法承插联接

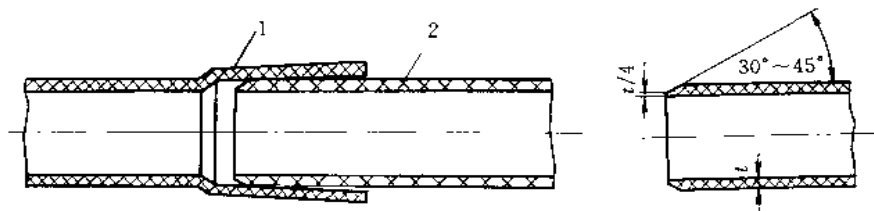


图 1-10-16

1—联接管；2—插入管

该法适用于事先做好管接口管件的联接，宜于在严禁烟火地区施工，并可在短时间内通水。步骤如下：

(1) 将插入管 2 倒外角，角度为  $30^\circ\sim 45^\circ$ ，留管端厚度为  $\frac{1}{4}$  管壁厚。

(2) 将联接管 1、插入管 2 管端的内外壁用苯精或干布擦拭干净，然后两管在插入范围内各涂上硬质胶合剂，待部分溶剂挥发，胶着性增加时，将插入管插入，小径管可旋转  $90^\circ$ ，使胶合剂分布均匀。

(3) 插入后维持 30 秒方可移动。

### 2.3 锥形环平口联接

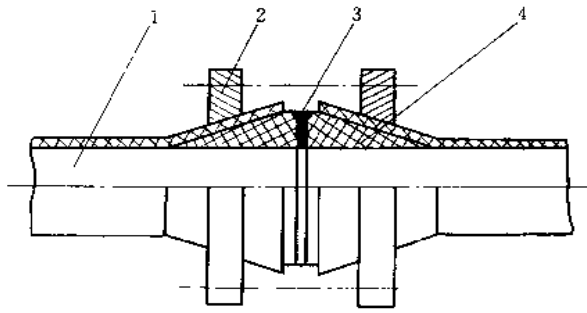


图 1-10-17

1—联接管（两件）；2—金属法兰（两件）；  
3—密封件；4—锥形环（两件）

联接步骤如下：

(1) 将管端内壁与锥形环斜面用苯精擦拭干净。

(2) 将管端加热使之软化，在锥形环斜面涂以胶合剂。

(3) 将金属法兰（有锥孔）套入管端后，再将锥形环套入已软化的管端，使之略突出管口，并使环端面与管轴线垂直，然后用水冷却定型。

(4) 在两环端处垫上密封件，用螺栓进行联接。

### 2.4 法兰平口联接

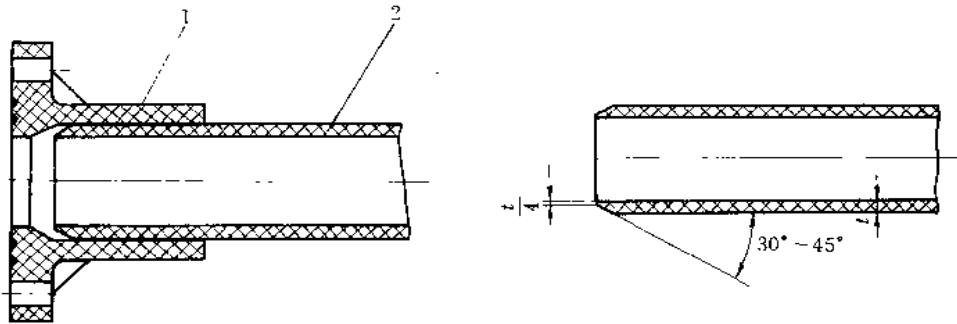


图 1-10-18

1—法兰；2—插入管

联接步骤如下：

(1) 将插入管端做成  $30^\circ \sim 45^\circ$  外倒角（右图）。

(2) 将插入管插入部分外壁及法兰内壁擦拭干净，分别涂以硬质胶合剂，然后压入。

(3) 法兰与管结合后，与阀门法兰联接，中间需垫好密封件，再将螺栓拧紧。

### 2.5 活套管联接

联接步骤如下：

(1) 将插入管端做  $20^\circ$  外倒角，预留端部厚度为管壁厚的  $\frac{1}{3} \sim \frac{1}{4}$ 。

(2) 将橡胶圈及联接管端部擦拭干净，然后将橡胶环放入联接管内。

(3) 插入管上标注插入长

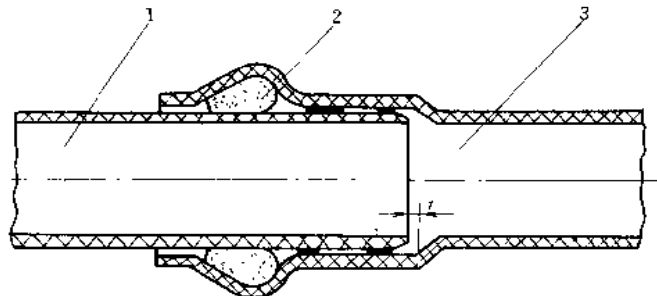


图 1-10-19

1—插入管；2—橡胶圈；3—联接管

度记号。

(4) 橡胶管内表面、插入管插入部分的外表面分别涂以润滑剂（通常使用肥皂水）。

(5) 将插入管压入联接管内，套接后，端部应留间隙  $t$  为：2" 管以下约为 10mm， $2\frac{1}{2}$ "~4" 管约为 15mm，5"~6" 管约为 20mm，8" 管以上约为 25mm，以便联接管伸缩。

## 2.6 PVC 管与金属管联接

### (1) 用 PVC 接头与铜接头联接

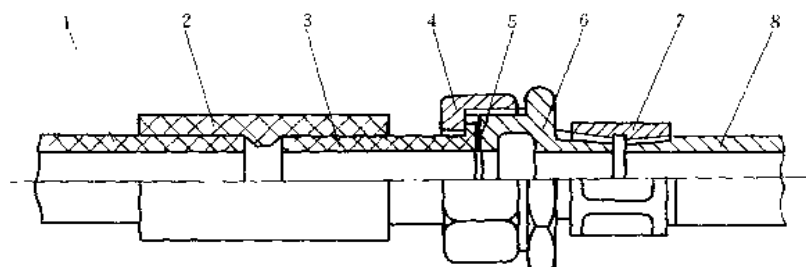


图 1-10-20

1—PVC 管；2—联接管；3—PVC 接头；4—铜螺母；5—密封件；  
6—铜接头；7—铸铁联接管；8—钢管

该联接方法适用于 2" ( $\phi 50\text{mm}$ ) 以下规格的 PVC 管与钢管的结合，步骤如下：

- 1) 铸铁联接管 7 为锥管内螺纹，与有相应外螺纹的钢管 8 及铜接头 6 联接在一起。
- 2) 铜螺母 4 套在 PVC 接头 3 上，然后将倒角的 PVC 接头及 PVC 管 1 与联接管 2 用硬质胶合剂冷接。
- 3) 将密封件 5 放入 PVC 接头与铜接头之间，将铜螺母 4 拧紧即可。

### (2) 用 PVC 接头联接

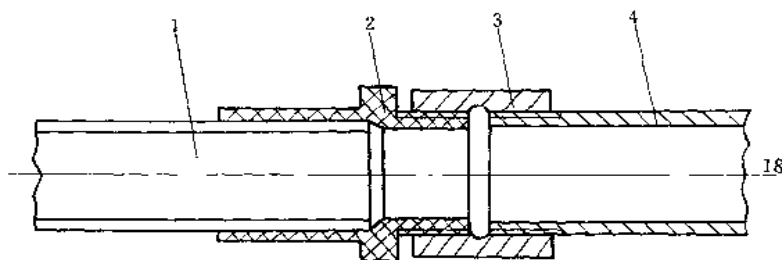


图 1-10-21

1—PVC 管；2—PVC 管接头；3—铸铁管接头；4—钢管

该联接方法适用于 4" ( $\phi 100\text{mm}$ ) 以下规格的 PVC 管与钢管的联接，步骤如下：

- 1) 铸铁管接头左右两部分分别加工有锥管内螺纹，PVC 管接头及钢管加工有锥管外螺纹，先将铸铁管接头拧在钢管上，再将 PVC 接头拧入铸铁管接头内。
- 2) 将倒角的 PVC 管及 PVC 管接头结合部擦拭干净并涂以硬质胶合剂，进行冷接。

## (3) 圆锥环平口联接

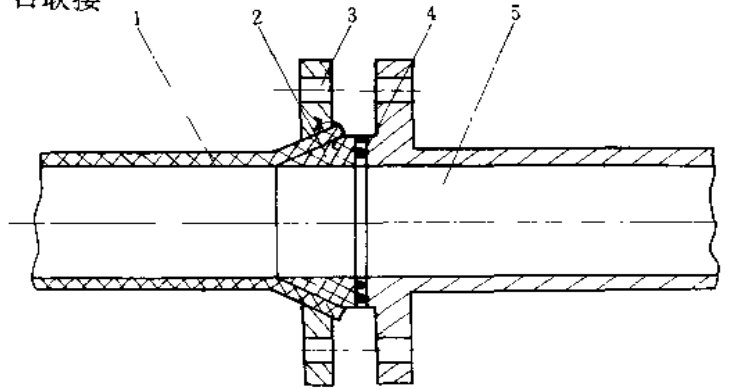


图 1-10-22

1—PVC管；2—PVC圆锥环；3—金属法兰；4—密封件；5—金属管

该联接方法适用于 3" ~ 24" 管的联接，其步骤如下：

- 1) 将 PVC 管端内壁与圆锥环外壁擦拭干净。
- 2) 将 PVC 管端加热使之软化，在圆锥环锥面上涂以硬质胶合剂。
- 3) 先将金属法兰套入 PVC 管端，然后将圆锥环套入已软化的 PVC 管端部，使之略突出管口外，然后用水冷却定型。
- 4) 在圆锥环平口处与金属管法兰之间垫上密封件，用螺栓将 PVC 管上的法兰与金属管上的法兰联接在一起。

## (4) 用 PVC 法兰联接

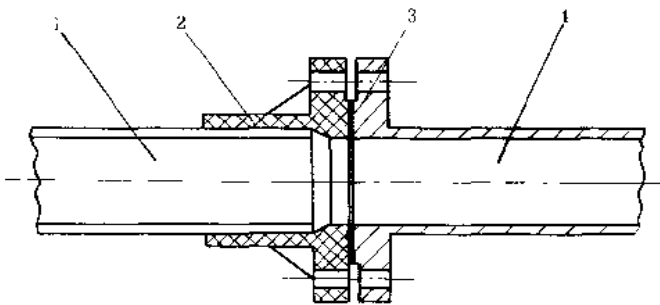


图 1-10-23

1—PVC管；2—PVC法兰接头；3—密封件；4—金属管

该联接方法适用于 1  $\frac{1}{2}$ " ( $\phi 40\text{mm}$ ) ~ 12" ( $\phi 300\text{mm}$ ) 管的联接。其步骤如下：

- 1) 将 PVC 管端部外表面和 PVC 法兰接头内表面擦拭干净后，涂以硬质胶合剂，以冷接法套接。
- 2) 在 PVC 法兰与金属法兰之间垫上密封件，再用螺栓联接紧。

## (5) 用金属法兰联接

该联接方法适用于 3" ( $\phi 80\text{mm}$ ) ~ 24" ( $\phi 600\text{mm}$ ) 管的联接，图 1-10-24 所示结构联接步骤如下：

- 1) 铸铁管与短管接头用螺栓联接。
- 2) 铸铁法兰用螺栓与短管接头联接。
- 3) 将 PVC 管套入铸铁法兰内。

所有联接处，均用密封件密封。

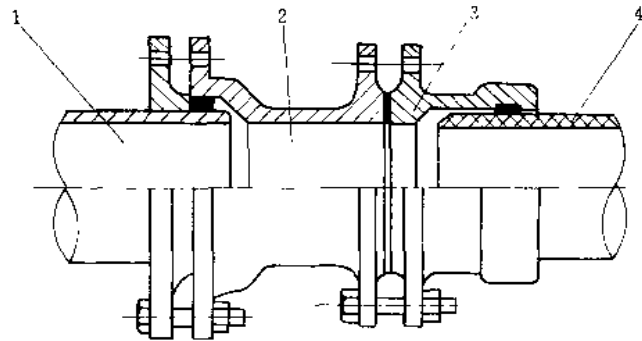


图 1-10-24

1—铸铁管；2—短管接头；3—铸铁法兰；4—PVC管



图 1-10-25 所示结构联接步骤如下:

- 1) 金属法兰接头先与钢管法兰联接。
- 2) PVC 管端部及密封件涂以肥皂水。
- 3) 将 PVC 管插入金属法兰接头内。

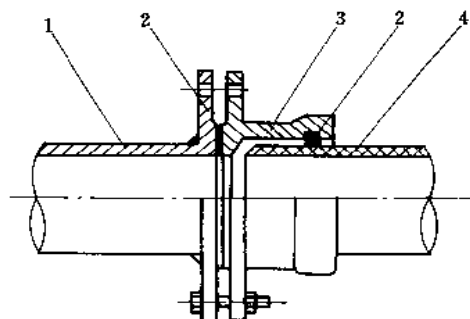


图 1-10-25

1—钢管；2—密封件；3—金属法兰；4—PVC 管

### 3 钳子的结构

#### 3.1 克丝钳

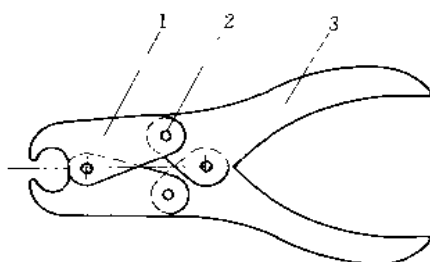


图 1-10-26

1—钳体；2—铰链点；3—钳把

用手握紧钳把，经两次杠杆传递，钳口合紧时，会产生很大的力，将金属丝剪断。此工具是剪切金属丝的常用工具，不同直径的金属丝可采用不同大小钳口的克丝钳。

#### 3.2 钳口可调的管钳

在下钳体上开出几个锯齿形的槽孔（见图），固定在上钳体上的销轴的位置可在锯齿形槽孔中任意移动，从而改变了管钳开口大小，以适应不同直径的管件，扩大了应用范围。上下钳体上均加工出锯齿，以增加摩擦力，工作时不会打滑。

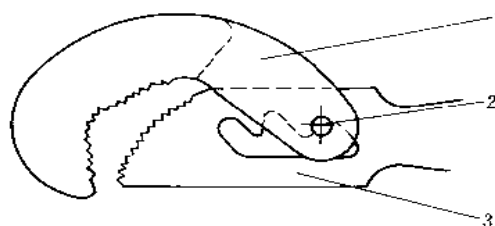


图 1-10-27

1—上钳体；2—销轴；3—下钳体

#### 3.3 平口钳

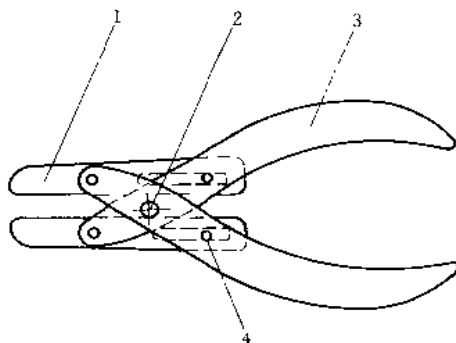


图 1-10-28

1—钳体；2—铰链点；3—钳把；4—销轴

钳体上开有长孔，固定在钳把上的销轴穿入长孔，当压紧或张开钳把时，销轴在长孔中滑动，使上下钳体平行移动，保证了钳体开口的一致，可用来夹紧或夹取平面物体。

## 3.4 杆式钳

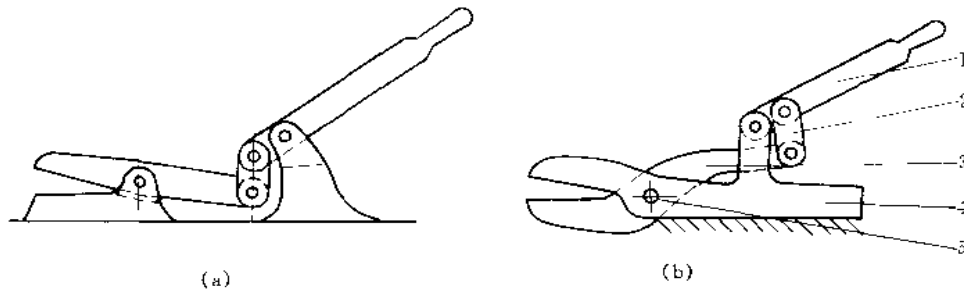


图 1-10-29

1—杠杆；2—连杆；3—活动钳体；4—固定钳体；5—铰链点

压下或抬起杠杆 1，通过连杆 2 可使活动钳体 3 上下开合。由于杠杆右端较长（见图），根据杠杆原理，在钳口处可产生较大的剪切力，此钳适用于剪切金属板。活动钳体可配置在上方（图 a），也可配置在下方（图 b）。

## 3.5 钳口可调的平口钳

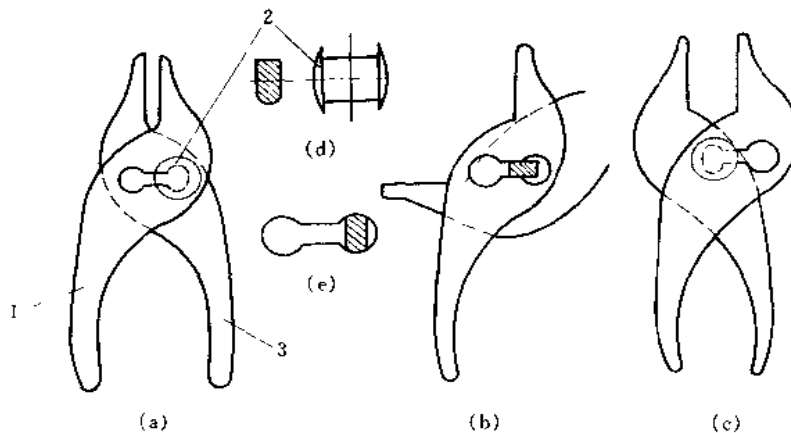


图 1-10-30

1—左钳体；2—销轴；3—右钳体

左钳体上开有如图 e 形状的槽，销轴 2 铆在左右钳体上，但在右钳体上是卡死的，而在左钳体槽中的位置可调，从而可以改变钳口的大小，见图 a（调整前）和图 c（调整后），销轴为非圆截面，见图 d。当调整钳口时，将右钳体旋转  $90^\circ$ ，销轴也随之转  $90^\circ$ ，见图 b，顺槽移至槽左边圆孔中，然后再将右钳体反转  $90^\circ$ ，即将钳口扩大，反之即可缩小。

### 3.6 用螺母调整的钳子

当螺母向上旋时，螺母上部的锥形孔压迫钳体，使钳口缩小（即夹紧物体），当螺母向下旋时，松开钳体，靠弹簧张力，使钳口扩大（即松开物体）。钳体是用销轴与螺杆联接在一起的。

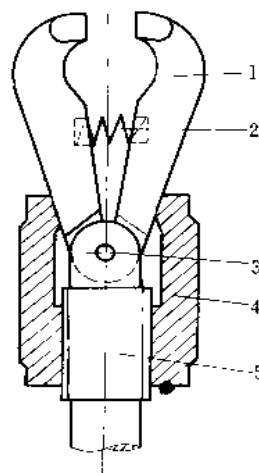


图 1-10-31

1—左右钳体；2—弹簧；3—销轴；4—螺母；5—螺杆

### 3.7 螺旋钳

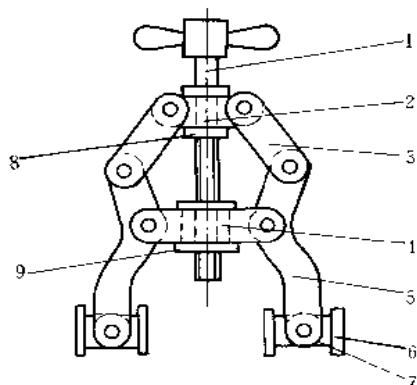


图 1-10-32

1—螺旋；2—横杆；3—上钳体；4—横杆；5—下钳体；6—钳头；7—铰链点（共 8 个）；8—导向套；9—螺母

螺杆 1 穿过导向套 8，拧入螺母 9 中，螺杆在横杆 2 的套 8 中，只能转动，而不能上下移动，当螺杆左旋或右旋时，使横杆 4 上下移动，从而使两钳头 6 中间的距离增大或缩小（夹紧或松开物体）。此钳除从外侧夹紧物体外，还可从内侧夹紧物体（用两钳头的外侧）。钳头与钳体用铰链联接，因而可适应不同形状的物体。此钳适用于尺寸比较大的物体。

### 3.8 螺杆钳

螺杆头部固定在支承杆上，螺母的上端是一个锥体。当螺母向上移动时，钳口夹紧物体，此时弹簧受压缩；当螺母下移时，靠弹簧张力将物体松开。

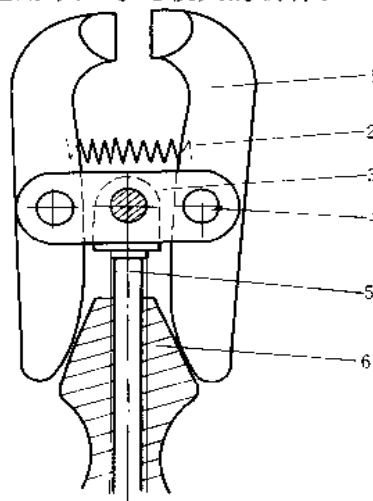


图 1-10-33

1—左右钳体；2—弹簧；3—支承杆；4—铰链点；5—螺杆；6—螺母

### 3.9 管 钳

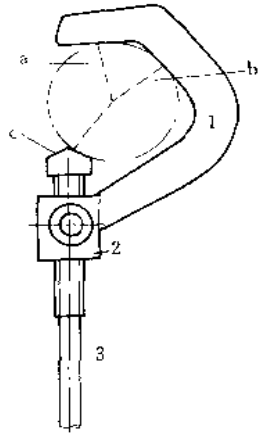


图 1-10-34

1—钳体；2—螺母；3—带螺旋的手柄

螺母固定在钳体上，带螺旋的手柄穿过螺母，当手柄旋转向上升时，将管件夹紧，下移时将管件松开。在图中 a、b、c 三个面上加工出锯齿，以增加摩擦力，当管钳旋转时，不会打滑。该管钳只适用于直径在一定范围内的管件。

### 3.10 冲 孔 钳

将钳把压紧时，钳把绕偏心销轴转动，钳把上的凸出部分，将冲孔体向左压，根据杠杆原理，凸出部分对冲孔体会产生较大的压力。冲孔体的端部有一小型锥体，可在放入的物体上冲孔。

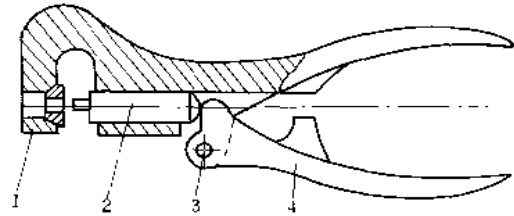


图 1-10-35

1—钳体；2—冲孔体；3—偏心轴；4—钳把

### 3.11 夹 钳

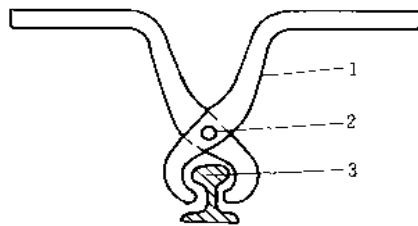


图 1-10-36

1—钳体；2—铰链点；3—物体

钳体的上部是手把，下部钳口呈钩形，当两手向上提手把时，物体即被夹紧。此钳用来搬运物体非常方便，提着把手搬运时，物体不会脱落。

### 3.12 角形夹钳

此钳是用来夹紧角接木板的，上下钳体上均有小齿，使之在夹紧木板时不会滑动。向下转动夹紧把 5，因销轴 4 处在偏心位置，故夹紧把向上压下钳体 3（以销轴 6 为支点逆时针转），同时向下拉上钳体 2（以销轴 6 为支点顺时针转），将角接木板压紧。

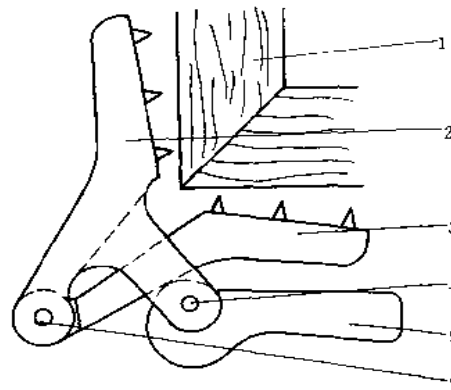


图 1-10-37

1—角接木板；2—上钳体；3—下钳体；4—偏心销轴；5—夹紧把；6—销轴

## 4 利用链条组成的各种结构

### 4.1 用链条传动实现往复或摆动运动

链条每隔三个节距安装一个支座，靠支座支承将链条安放在支承台上，链条与链轮啮合。当链条在支承台上做往复运动时，与链轮联接在一起的轴或其他构件，可实现正反转或者摆动。此结构简单，但只适用于负载不太大的情况下。

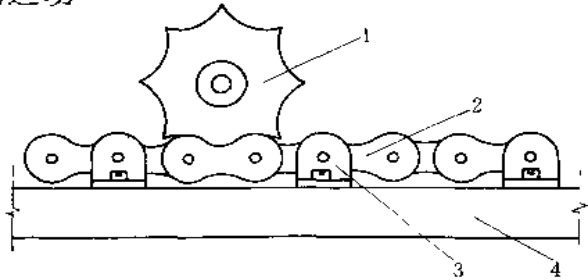


图 1-10-38

1—链轮；2—链条；3—链条支座；4—支承台

### 4.2 用链条传动实现摆动运动

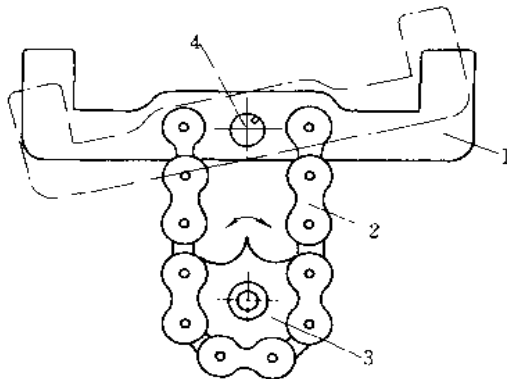


图 1-10-39

1—摆动件；2—链条；3—链轮；4—铰链点

摆动件安装在铰链点上，两边联接牵引链条，链轮与链条啮合。当链轮进行正向或反向回转时，链条拉动摆动件，使之围绕铰链点上下摆动。此结构简单易行，但不适用于重载。

### 4.3 链条用于液压控制系统

回转轴回转时，带动链条做回转运动。因链条为挠性件，在离心力的作用下，轮廓不断扩大，回转速度越大，链条外轮廓越扩大，随之将下部的滑动套及其联接在上面的液压系统节流控制杆向上移，使其改变液压系统的流量，从而达到控制速度的目的。

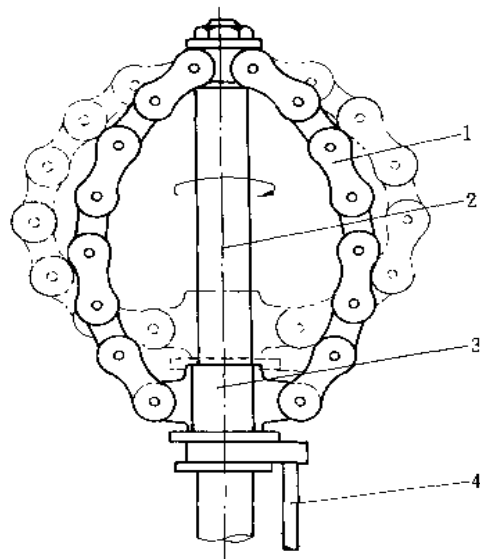


图 1-10-40

1—链条；2—回转轴；3—滑动套；4—节流控制杆

#### 4.4 用链条做扣紧件

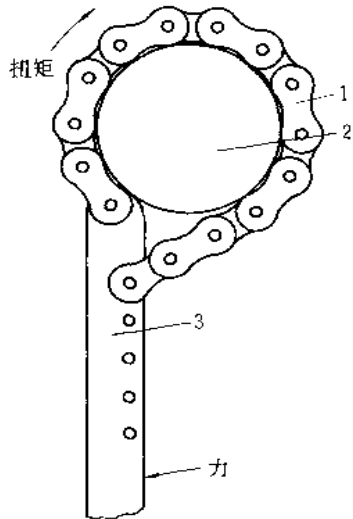


图 1-10-41

1—链条；2—工件；3—扳杆

链条固定在扳杆 3 上，绕过工件后，再用销轴插入链条与扳杆的孔中，按图顺时针方向转动扳杆，可使工件回转。此外，用扳杆上的调整孔进行调整，该结构还可扣紧许多不规则和大小不同的工件。

#### 4.5 用链条做夹紧件

外形为圆形的工件不易夹紧。该机构的工作台上有 V 形槽，将工件放入 V 形槽中，链条的一端固定在工作台上，另一端固定在手把上，链条将工件压在中间，以销轴为支点用力转动手把，即可将工件夹紧。手把与两条链条联接在一起（见 A 向视图）。

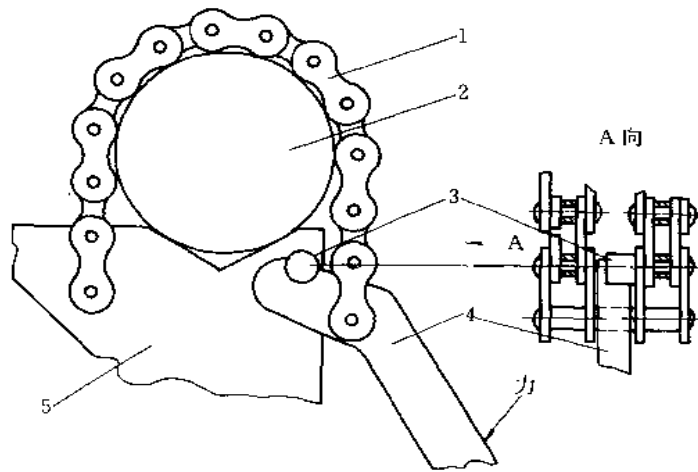


图 1-10-42

1—链条；2—工件；3—销轴；4—手把；5—工作台

#### 4.6 用链条做输送带

链条的一侧有联接板, 根据需要  
将板条按一定间距固定在联接板上,  
当链轮转动时, 板条即可运行。此装  
置水平放置时, 可做轻载输送带用;  
垂直放置时, 可用于快速打开和关闭  
的防护装置。

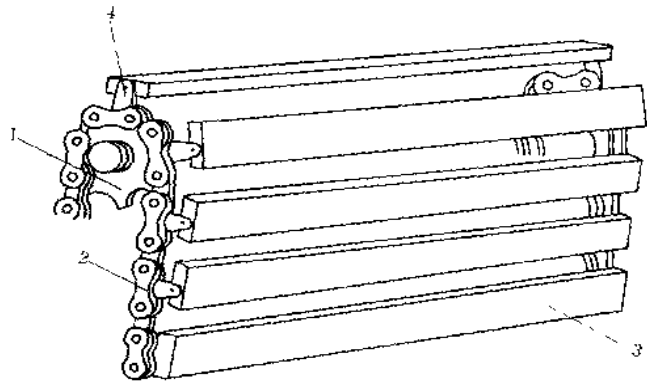


图 1-10-43

1—链轮; 2—链条; 3—板条; 4—联接板

#### 4.7 用链条做链式联轴器

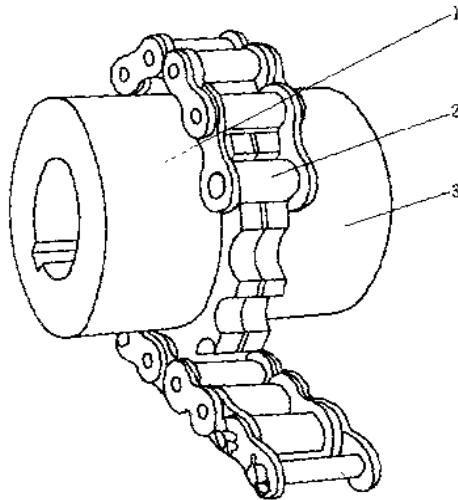


图 1-10-44

1—带套链轮; 2—链条; 3—带套链轮

在两个轴套的端部各加工一个链轮, 对接后将链条安装在链轮上, 将两轴套联在一起, 制成了链式联轴器。此结构牢固紧凑, 在运动时还有不太大的弹性。

#### 4.8 用链条实现变速运动

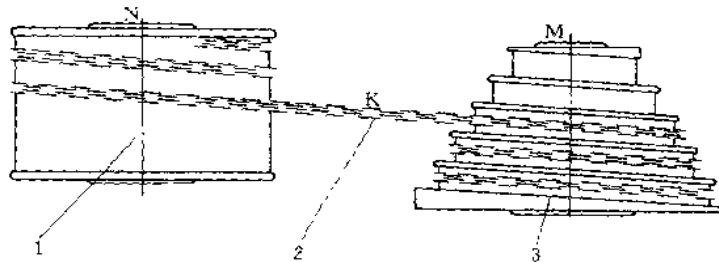


图 1-10-45

1—主动轮; 2—链条; 3—锥形螺旋轮

主动轮为圆柱形, 从动轮为锥形螺旋轮。主动轮 N 做匀速转动时, 通过链条 K 带动从动轮 M 转动, 因 M 为锥形结构, 直径逐步增大, 使传动比逐步变化, 实现了变速运动。在有发

条的秒表里，就采用了这种机构。

#### 4.9 用链条实现轴的摆动

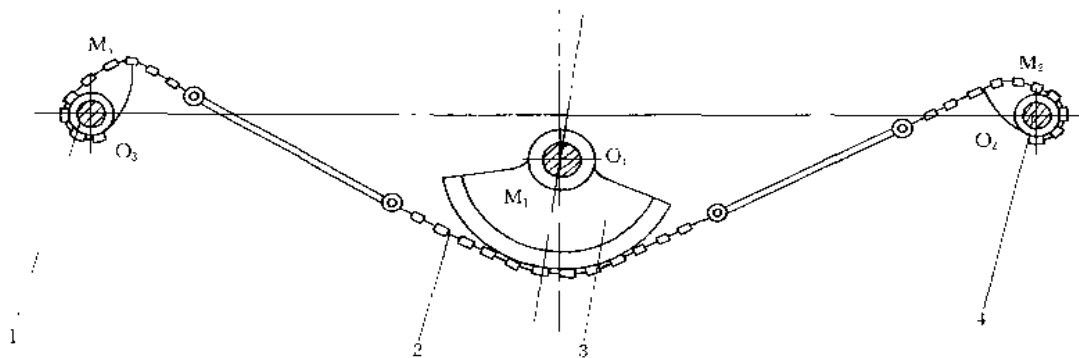


图 1-10-46

1—非圆形链盘；2—链条；3—扇形链轮；4—非圆形链盘

链条两端分别固定在两个非圆形链盘  $M_2$  和  $M_3$  上，链盘可绕  $O_2$  和  $O_3$  摆动。主动扇形轮  $M_1$  绕轴  $O_1$  摆动时，带动轴  $O_2$  和  $O_3$  运动，从而使装在它上面的构件实现摆动运动。

## 5 利用球组成的各种结构

### 5.1 用球实现曲线运动

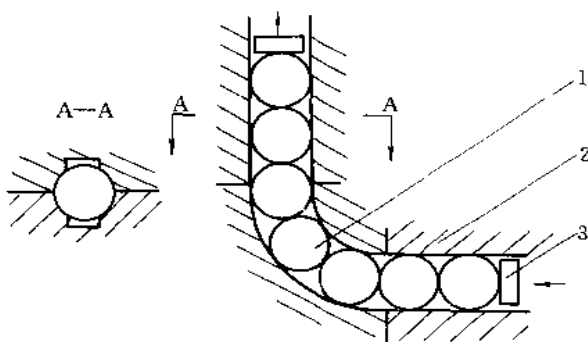


图 1-10-47

1—球；2—导向槽；3—挡板

曲线导向槽为剖分式，加工后合在一起（见 A-A 剖面），沿曲线实现轴向运动，用一般机械传动的办法是比较麻烦的，但采用一排球做传动媒介后，就很容易地实现了曲线运动。但不是任何曲线运动都可采用此种办法，在实践中，它最适合于往复运动。

### 5.2 用球夹紧斜面物体

斜面物体不容易夹紧，但借助于球则可夹紧。与斜面物体接触处放 3~4 个球，周围用侧夹板挡住，上面放一个球并放上夹板，当在上夹板上施加夹持力时，斜面即被夹紧。

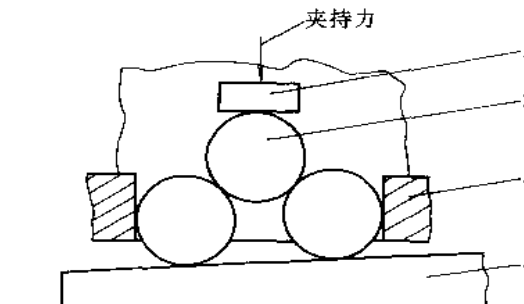


图 1-10-48

1—上夹板；2—球；3—侧夹板；4—斜面物体



### 5.3 用球做单向阀

带有一定压力的流体由通道中进入，球体及弹簧受压缩，通道打开，流体顺利通过。流体逆向流动时，球体越压越紧，使流体不能通过，起到关闭作用。在流体控制中，经常采用的单向阀，就是采用了此种结构。球打开压力的大小，可通过弹簧刚度的大小来调节。

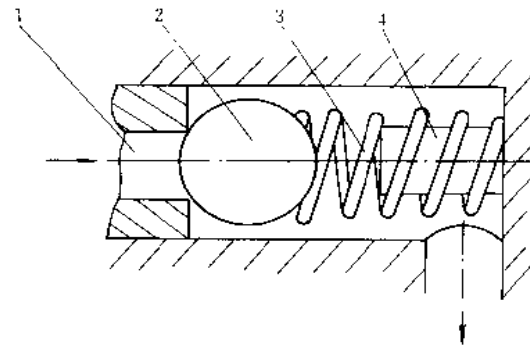


图 1-10-49

1—通道；2—球；3—弹簧；4—弹簧支承杆

### 5.4 用球做万向节

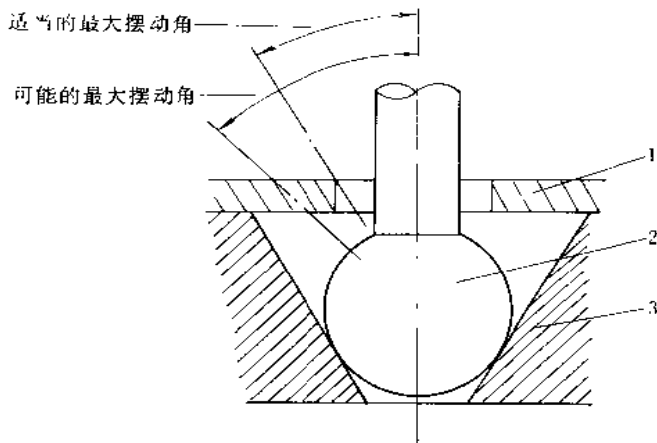


图 1-10-50

1—挡板；2—球体；3—槽体

将带杆的球体放在锥形槽体中，上面用挡板挡住，根据需要确定挡板上孔的大小，杆以球为支承点可在任何方向摆动，这就构成了人们平时所说的万向节。

### 5.5 用球做定位装置

在移动（或回转）件与定位件的结合面上，装入弹簧和球（一组或多组），在定位件的表面加工一个或多个凹坑。当移动件上的球在运动过程中经过凹坑时，靠弹簧的压力便进入凹坑，实现了移动件的定位。继续移动时，球沿凹坑斜面被压入移动件内。

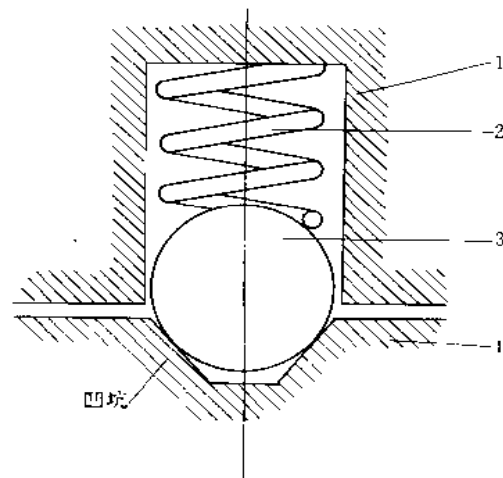
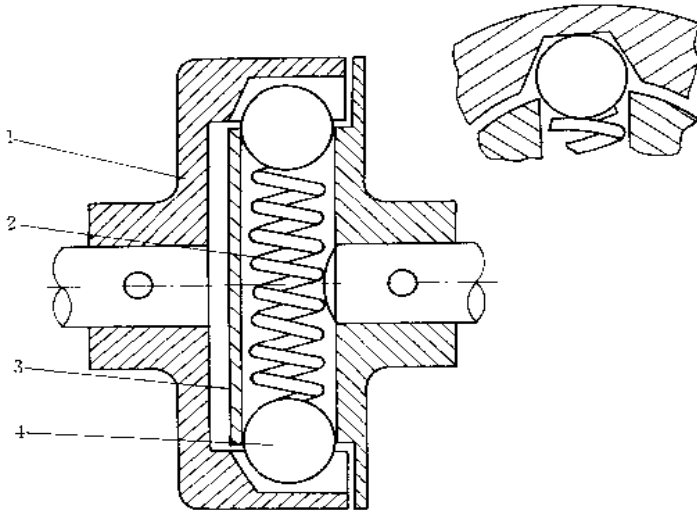


图 1-10-51

1—移动（或回转）件；2—弹簧；3—球；4—定位件

### 5.6 用球做安全联轴器



球及弹簧装入半联轴器 I 内，然后与半联轴器 II 组装在一起，使球的一半分别在半联轴器 I 和 II 内（见图 1-10-52 右上）。在工作时，靠球与凹槽的摩擦力传递扭矩，若负载过大，则球在半联轴器 I 内打滑，可保护设备，起到了安全作用。

图 1-10-52

1—半联轴器（I）；2—弹簧；3—半联轴器（II）；4—球

### 5.7 用球做精加工工具

加工件上孔要求的尺寸为  $B_{+0.002}^{+0.001}$ ，一般需经过磨削才能达到。对于孔进行磨削加工是比较困难的，而用尺寸已定好的钢球来加工就非常容易。将经过处理的硬度较高的钢球，沿孔挤压而过，即可达到所需要的尺寸，在批量生产中，可降低成本。

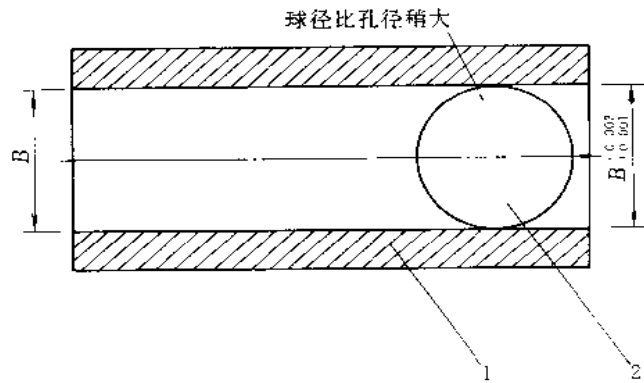


图 1-10-53

1—加工件；2—钢球

### 5.8 用球做导向件

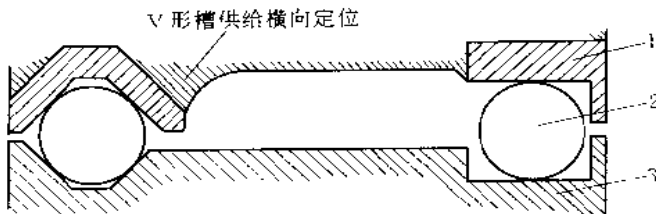


图 1-10-54

1—活动板；2—球体；3—底座

活动板及底座，一边为 V 形槽一边为平底槽，V 形槽用于导向及定位，使活动板不能横向移动。此结构可用于活动工作台的直线运动，也可用于回转运动，动作灵活可靠。

### 5.9 用球锁紧螺纹联接件

手柄杆端部加工成外螺纹，端面加工一个比球直径略小的孔，接头加工成内螺纹。将接头拧入手柄杆，球逐渐进入手柄杆的孔中，将端部螺纹直径扩大，这样接头不会松动。此种方式亦适合于类似件的联接。

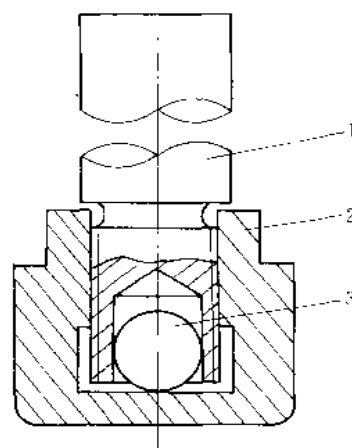


图 1-10-55

1—手柄杆；2—接头；3—球

### 5.10 用球做回转支承

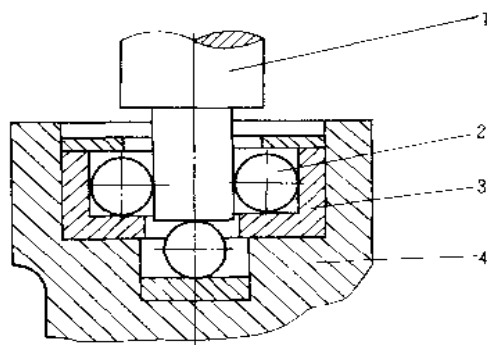


图 1-10-56

1—轴；2—球；3—支承套；4—支座

在垂直轴颈的周围放五个钢球，在端部放一个钢球，组成了一个径向和轴向的回转支承，通过更换钢球，可调整轴的径向间隙和轴向位置。结构简单，但只适用于负荷不大的装置。

### 5.11 用球做万向接头

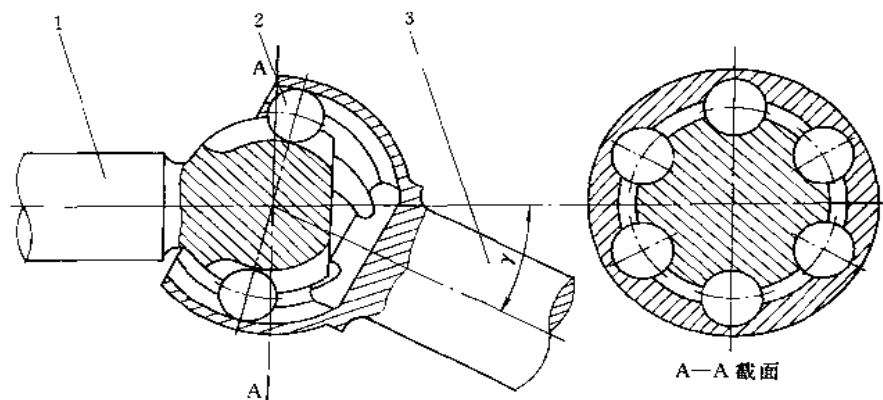


图 1-10-57

1—接头；2—球；3—接头

万向接头是两个球面的组合，在外球的内表面上内球的外表面上，各有六条对应的槽，将

球放入槽内，各球均处在通过接头球心的平面内。此接头可以在任意方向摆动较大的角度。

## 6 非棘轮逆止装置

### 6.1 摆动爪防逆转装置

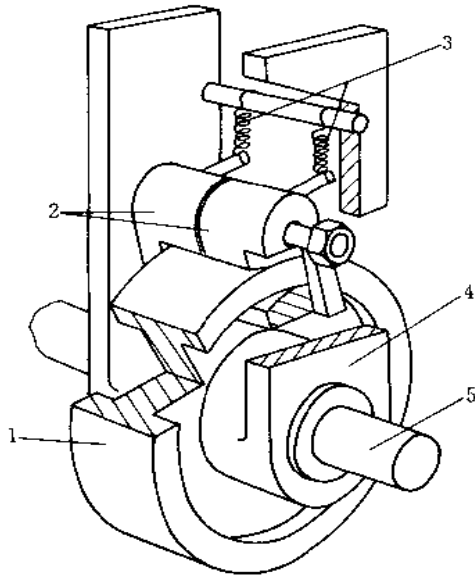


图 1-10-58

1—回转轮；2—摆动爪；3—弹簧；4—轴承座；5—回转轴

摆动爪上安装的两个杆悬挂在两个弹簧上，靠弹簧拉力，将有斜面的摆动爪压在回转轮上。当回转轮顺时针回转时，摆动爪沿轮缘滑动；当回转轮逆时针回转时，因摆动爪与回转轮间有摩擦阻力，故带动爪逆时针回转，爪的斜面将轮卡住而不能回转。

### 6.2 扭转弹簧防逆转装置

将回转轴装入支承架，将扭转弹簧套在轴上，扭转弹簧的一端固定在可摆动的支承架上，因弹簧内径比回转轴直径略小，故弹簧将轴抱住而不能回转。当支承架摆动一角度将弹簧松开时，则回转轴即可回转。全自动洗衣机中，洗涤与甩干的转换就是靠此种机构。扭转弹簧大多采用矩形截面弹簧。

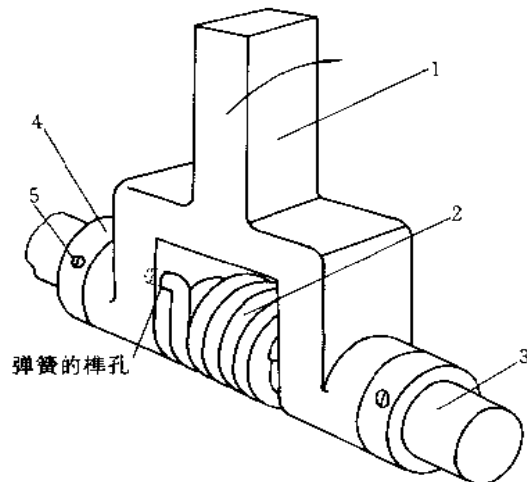


图 1-10-59

1—支承架（可摆动）；2—弹簧；3—回转轴；4—挡环；5—紧定螺钉

### 6.3 摆动爪及槽形轮防逆转装置

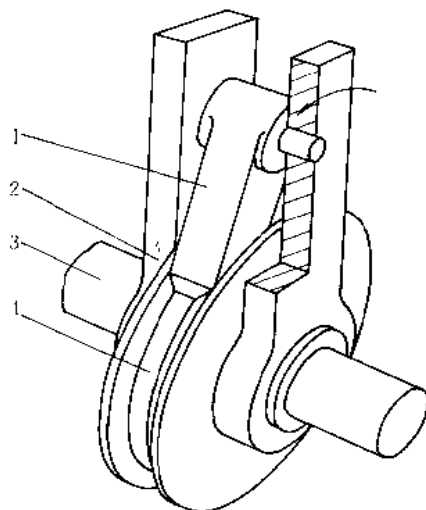


图 1-10-60

1—摆动爪；2—支承架；3—回转轴；4—回转轮

回转轮的轮缘制成 V 形槽，摆动爪的端部做成与轮缘槽相适应的 V 形，爪有一定的重量压在轮上。当回转轮逆时针回转时，摆动爪在轮槽内滑动；当轮顺时针回转时，因有摩擦阻力而带动摆动爪回转，此时摆动爪的斜面将轮卡住使之不能回转。

### 6.4 偏心辊子防逆转装置

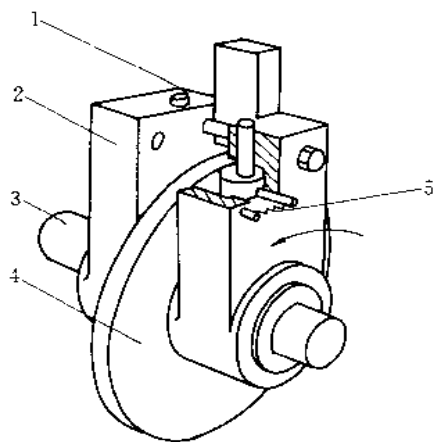


图 1-10-61

1—偏心辊子（左右各一个）；2—支承架；3—回转轴；4—回转轮；5—弹簧

偏心辊子装在左右两个支承架内，并分别用弹簧将压杆压在回转轮的侧面上。当回转轮顺时针回转时，靠摩擦力使偏心辊子回转，偏心距减小，回转轮可以回转；当回转轮逆时针回转时，偏心距增加，偏心辊子将回转轮卡住，回转轮不能再回转。

### 6.5 齿轮齿条防逆转装置

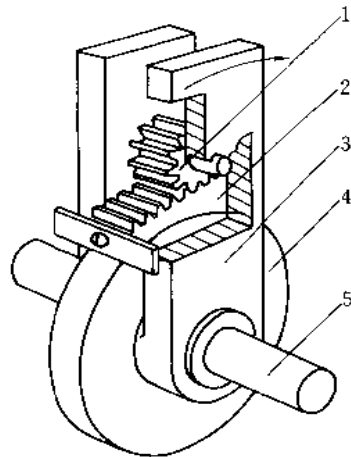


图 1-10-62

1—齿轮；2—齿条；3—支承架；4—回转轮；5—回转轴

### 6.6 板弹簧防逆转装置

四个弯曲的板弹簧固定在支承座上，支承座与回转轴联接在一起，弯曲的板弹簧抵住回转轮内缘。当回转轴逆时针回转时，弹簧在回转轮内缘上打滑；当回转轴顺时针回转时，弹簧扩张，带动回转轮一起转动。

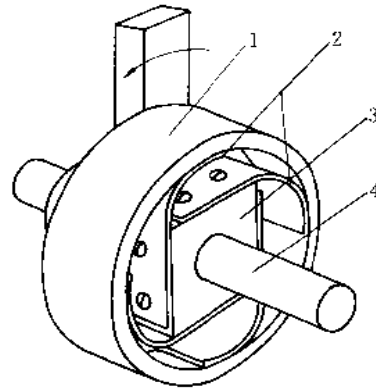


图 1-10-63

1—回转轮；2—弹簧片；3—支承座；4—回转轴

### 6.7 偏心凸轮防逆转装置

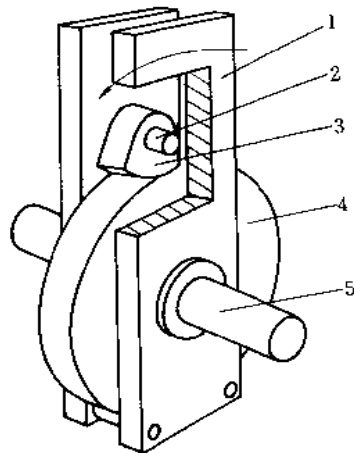


图 1-10-64

1—支承架；2—偏心凸轮轴；3—偏心凸轮；4—回转轮；  
5—回转轮轴

齿轮安装在支承架上并与齿条啮合，齿条底面做成与回转轮半径相等的弧形，在长度方向上呈楔形。当支承架左摆时，齿轮与齿条间产生间隙，齿条不再压迫回转轮，因此回转轮可回转。当支承架右摆时，因齿条为楔形，齿轮紧紧压迫齿条，齿条压紧回转轮，因而轮不能回转。

偏心凸轮安装在回转轮的上方。当回转轮顺时针转动时，偏心凸轮在回转轮上打滑；当回转轮逆时针转动时，偏心凸轮将回转轮紧紧顶住，使之不能回转。

## 7 金属板的联接结构

### 7.1 两重叠板的联接

在两金属板上分别开出对应的长槽，并使之相互平行，将联接件先加工成U形，插入被联接件（金属板）内，然后将端部弯曲，使之紧紧扣住两金属板。此种联接方法牢固可靠。

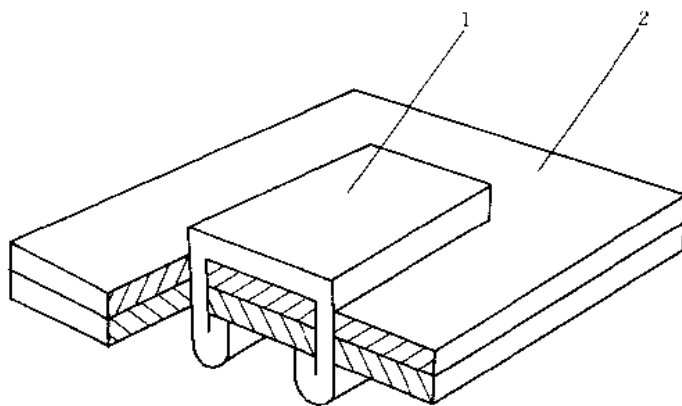


图 1-10-65  
1—联接件；2—被联接件

### 7.2 对角垂直联接

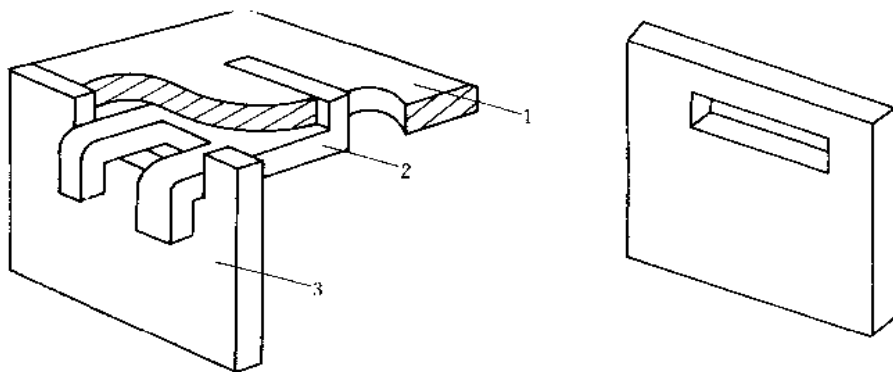


图 1-10-66  
1—被联接件；2—联接件；3—支承板

在被联接件及支承板上各开一个长槽（如右图），将联接件的一端弯曲后插入被联接件的长槽内，另一端插入支承板内，然后压弯，可实现对角垂直联接。为便于压弯，联接件端部可开成缺口（见图）。

### 7.3 两侧垂直联接

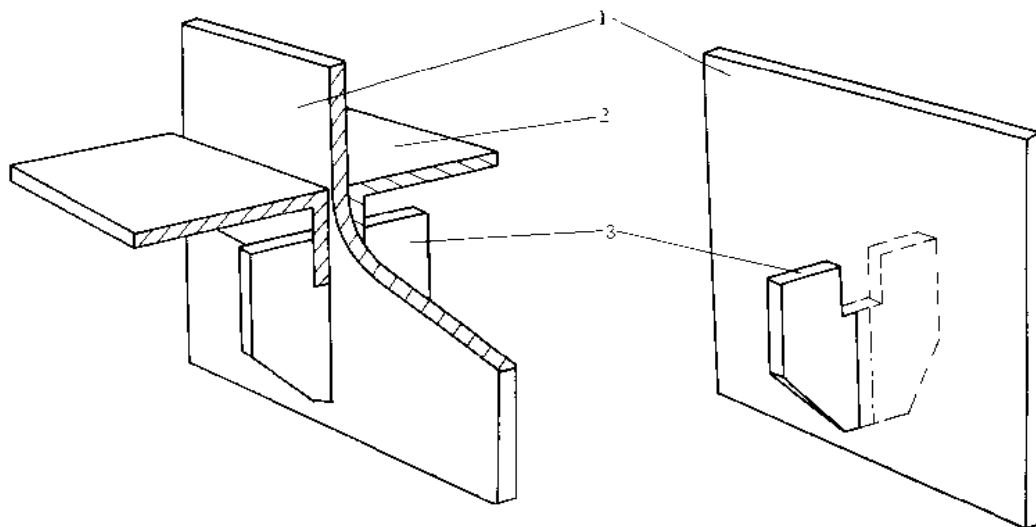


图 1-10-67

1—支承板；2—被联接板；3—联接板

支承板上开出长槽，联接板 3 上方开出宽三个板厚的缺口，下方削成斜角（如右图），以便于以偏转方式装入支承板的长槽内。联接板装好后，将被联接板插入支承板的左右两侧。被联接板较长时，可采用两组联接板，这样更加牢固可靠。

### 7.4 互相垂直板的联接

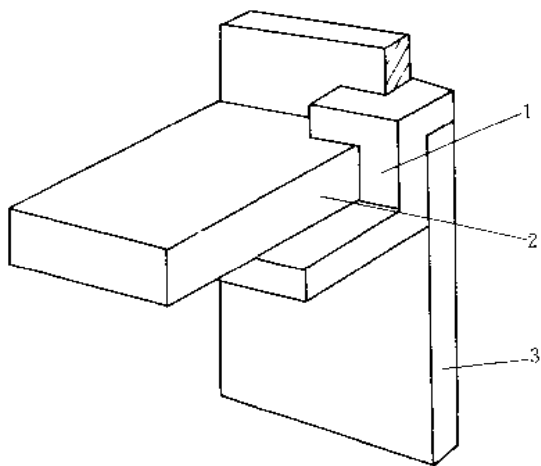


图 1-10-68

1—联接板；2—被联接板；3—直立板

在直立板 3 上开出缺口，将带有缺口的联接板 1 插入缺口内（如图示），再将被联接板插入联接板的缺口内，使之密合，实现了互相垂直板的联接。



## 7.5 对接板的联接

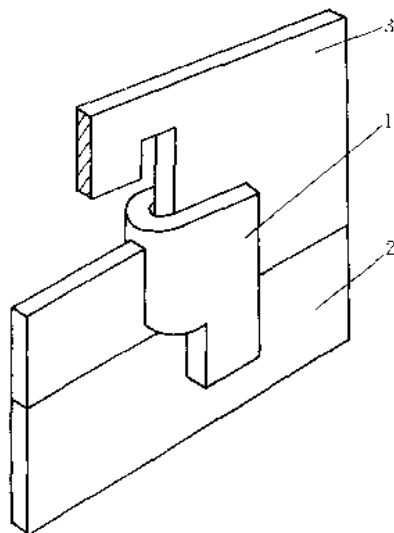


图 1-10-69

1—联接件；2—被联接件；3—板

联接件装入板内后，先滑入上方的长槽，待被联接件位置对齐后，再将联接件下落，可扣住下面的板，实现了两板的对接。此种联接方法适用于板件的垂直放置。

## 7.6 用螺钉联接

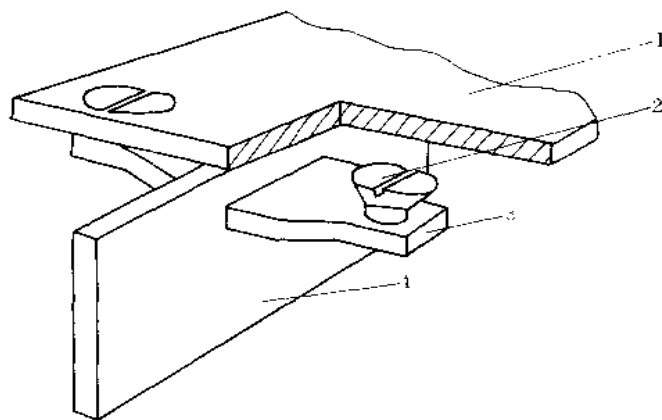


图 1-10-70

1—被联接件；2—螺钉；3—联接件；4—支承板

将联接件 3 加工成中间凹下两端抬起的形状（见图），在抬起的部分各加工一个螺纹孔，抬起后的板面应与支承板 4 的上缘在同一平面上。将被联接板上的孔对准螺纹孔后拧入螺钉，被联接件即可固定牢靠。这种联接方式用较少的螺钉即可实现较大平板的联接。

## 8 易拆装的联接结构

### 8.1 用板弹簧固定杆件

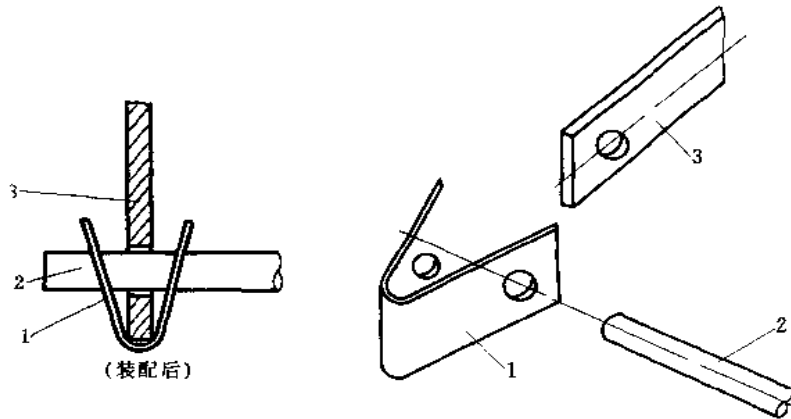


图 1-10-71

1—板弹簧；2—需要调整位置的杆；3—固定板

将弹簧 1 捏紧后，把杆 2 插入弹簧及固定板 3 中，弹簧松开后，即将杆卡住，使其位置固定。若要调整杆的位置，可将弹簧捏紧，固定板不再顶压弹簧，杆即松开，可在水平方向左右进行调整。此法简单可靠，容易拆装。左图为装配图，右图为分解后的零件图。

### 8.2 用销轴向定位杆件

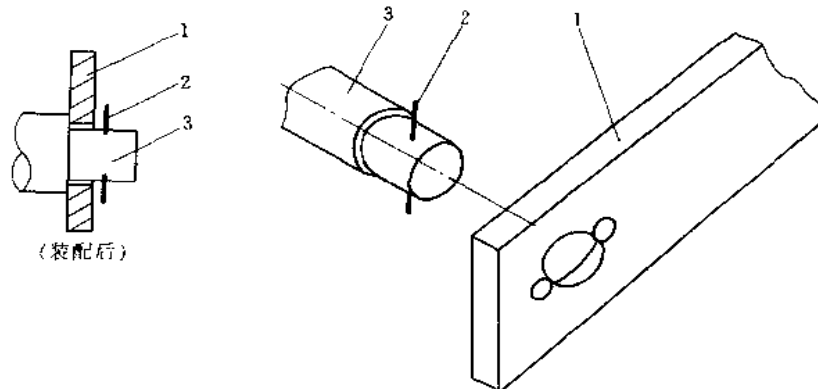


图 1-10-72

1—需固定的杆；2—固定在杆中的销；3—固定板

固定板上圆孔的两边开有缺口，将销装入杆中，带销的杆通过固定板上的缺口插入板中，然后转 90°，杆靠销及另一面的台肩将杆卡在孔中，使之在轴向不能移动。左图为装配图，右图为零件分解图。此种固定方法拆装非常方便。

### 8.3 用定位球固定杆件

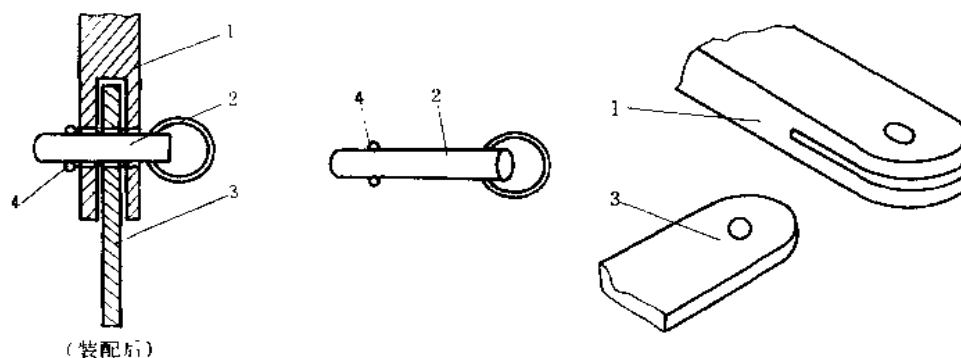


图 1-10-73

1—固定板；2—定位杆；3—需固定的板；4—定位球

定位杆 2 上对称方向有两个球，内有弹簧将球向外压，使之突出杆外。悬挂着的板插入固定板槽内后，将杆插入联接孔内。在穿插过程中，球被压入杆内，穿过孔后球又弹出，卡在固定板的一侧，实现了悬挂板的定位。将球按进杆内，拔出定位杆，即可将悬挂板拆下。左图为装配图，右图为零件分解图。

### 8.4 用弹簧夹固定杆件

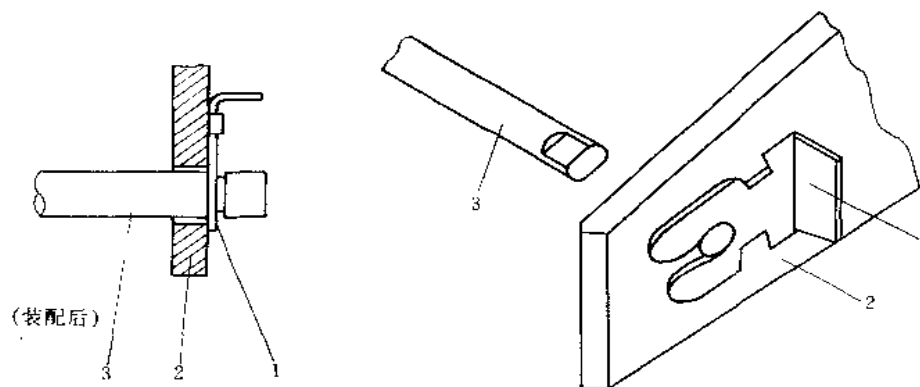


图 1-10-74

1—弹簧夹；2—固定板；3—需要固定的杆

将弹簧夹 1 插入固定板的导向槽内，将杆插入固定板的孔中，向前推动弹簧夹，使之卡在杆的环槽内，此时杆被固定。顺着固定板上的导向槽，拉动弹簧夹，使之脱离杆上的环槽，杆即松开，可以拆下。此法可将杆的两端固定（较长的杆），也可将一端固定，呈悬臂型（较短的杆）。

## 8.5 用定位螺钉固定杆件

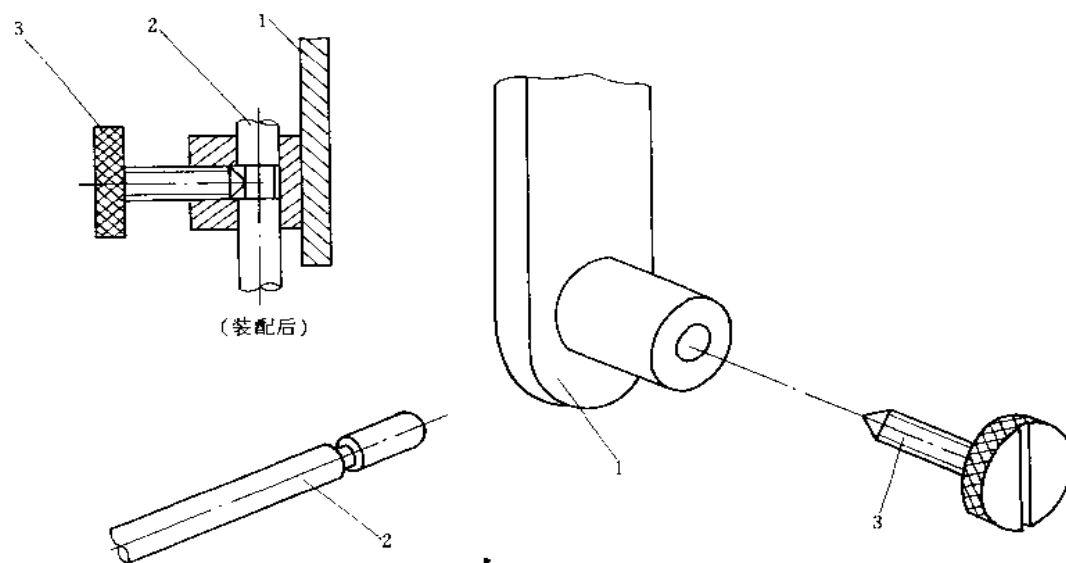


图 1-10-75

1—固定板；2—需固定的杆；3—定位螺钉

固定板上焊接一个圆柱体，圆柱体上有通孔及螺纹孔，杆上有环形槽。杆插入通孔后，拧入螺钉，并使螺钉的尖端进入杆的环形槽内，这样杆可以自由转动（螺钉不能将杆压得太紧），而不能轴向移动。松开螺钉后，杆即可拆下。左上图为装配图，其余为零件分解图。

## 8.6 用尼龙接头固定球形接头

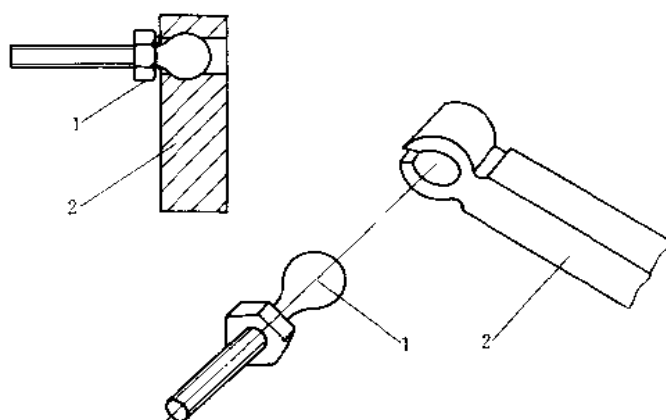


图 1-10-76

1—球形接头；2—尼龙接头

球形接头上的球比尼龙接头上的孔稍大些，尼龙接头上的孔的顶端有一缝隙。球装入孔内时，缝隙扩大，借助于尼龙的弹性将球夹住。孔的中部有球形凹槽，球形接头的球部进入凹槽后，即实现了定位，组成了可活动的万向铰。左上图为装配图，右下图为零件分解图。

## 9 易拆装的吊挂结构

### 9.1 管形吊挂装置

在金属板上加工一个长方孔，把预先做好的吊挂件靠弹性变形压入长方孔内，吊挂件上口弹性变形复原后，牢固地卡在金属板上。吊挂件下面的圆孔可做吊钩用，也可固定圆形杆件。

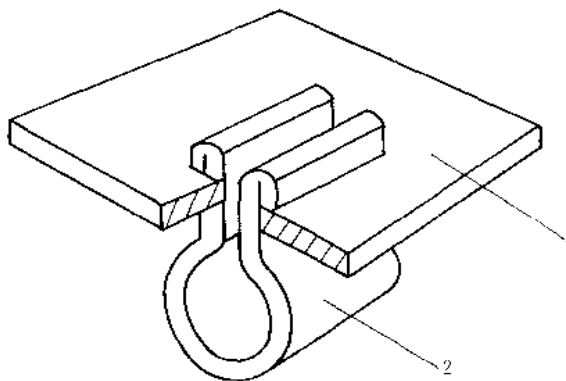


图 1-10-77

1—金属板；2—吊挂件

### 9.2 L形吊挂装置

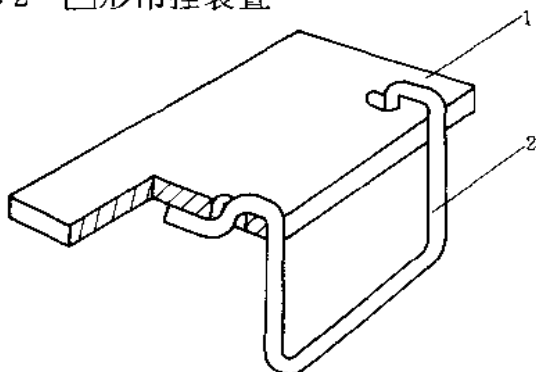


图 1-10-78

1—金属板；2—吊挂件

在金属板上开两个长孔，将吊挂件加工成如图的形状，然后将其装入金属板内。该吊挂件可吊挂轻载物体，也可做拉手把手等用，制造方便且实用。

### 9.3 压入式板形吊挂装置

将金属板开一个长  $L$ ，宽与吊挂件厚度相适应的长方孔，将吊挂件加工成如图 b 的形状。组装时，沿吊挂件上方的斜坡借助于弹性变形将其压入。下面的孔可吊挂物体，多个吊挂件组合时，可固定圆形杆件。

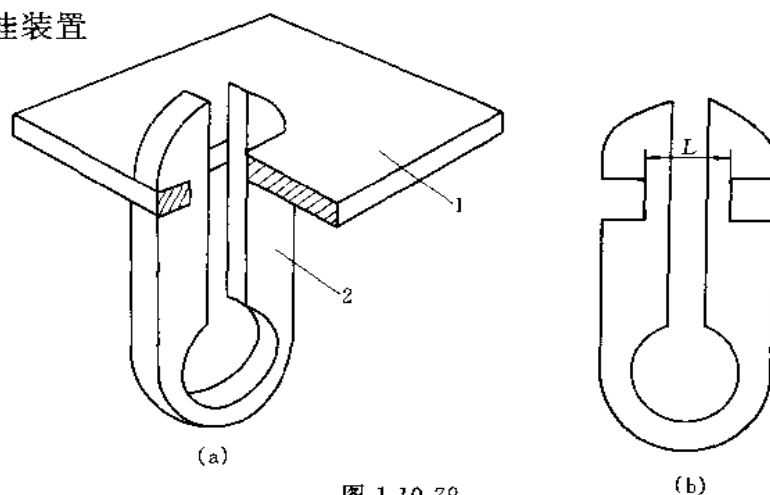


图 1-10-79

1—金属板；2—吊挂件

## 9.4 卡紧式板形吊挂装置

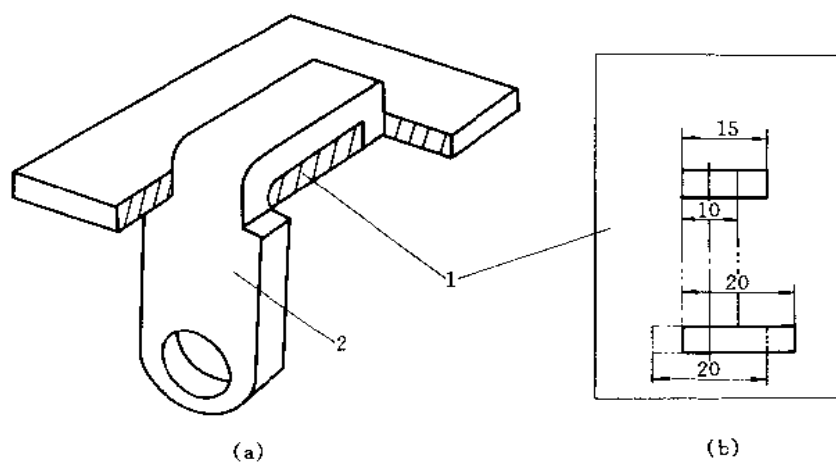


图 1-10-80  
1—金属板；2—吊挂件

在金属板上加工一个长孔和一个短孔（如图 b）。将加工好的吊挂件从两孔穿入，然后作横向移动，吊挂件即固定住。也可将金属板加工成两个长缺口，将吊挂件沿缺口插入，但此种固定方式吊挂件可以移动。

## 9.5 U 形吊挂装置

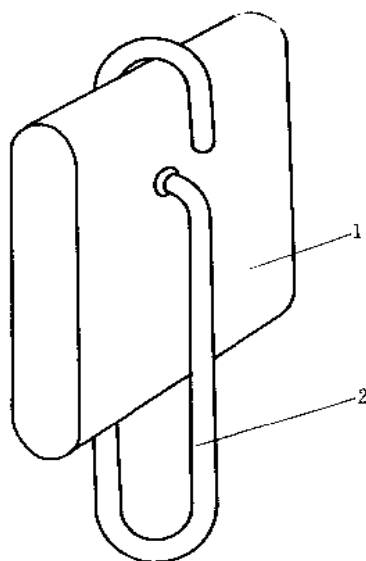


图 1-10-81  
1—固定件；2—吊挂件

在固定件上加工一个通孔（固定件可为金属、木材、水泥制品），将加工好的吊挂件，上部勾在固定件上，尾部靠弹力张开后插入孔内。此法简单方便，可吊挂轻载物体。

## 9.6 单管吊环

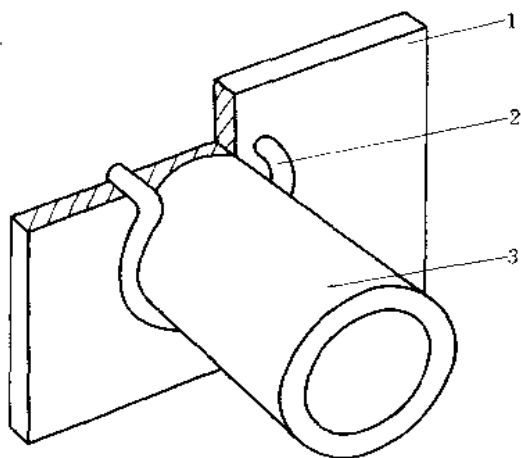


图 1-10-82

1—隔墙；2—吊环；3—管道

在两墙之间用单吊环支承管道，先将吊环靠弹力卡于管上，然后沿管道将吊环推入墙中。吊环端部的钩长，依墙的厚度而定。此种安装方式拆装方便。也可用多个此种单吊环，在两墙之间支承多排管道。

## 9.7 防振单管吊环

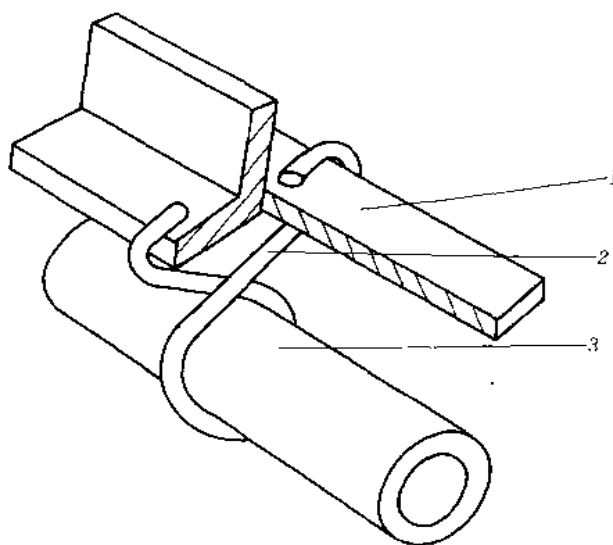


图 1-10-83

1—吊环支承件；2—吊环；3—管道

搬动吊环两端，使环孔扩大，穿入管道后靠吊环弹性将管抱紧。此种安装方式可防止管道在使用过程中的振动。

## 10 可调整开启度的结构

### 10.1 利用球杆调整开启角度

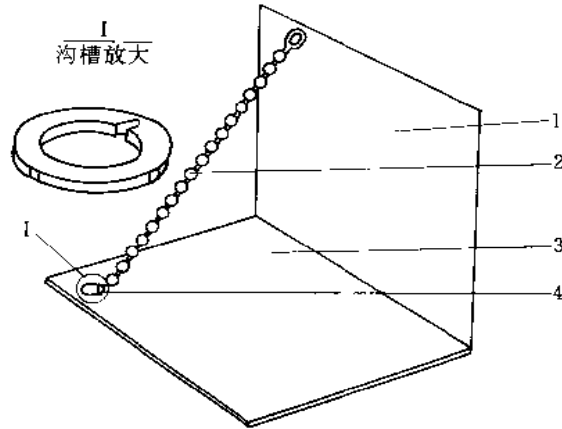


图 1-10-84

1—摆动板；2—球杆；3—固定板；4—沟槽

球杆的一端固定在摆动板上，另一端穿过固定板将球卡在沟槽内。放开球杆，可将摆动板调整到需要的角度，再将球杆卡入沟槽中，即可定位。将球串起来的杆，应采用钢性杆。

### 10.2 利用勾板调整开启角度

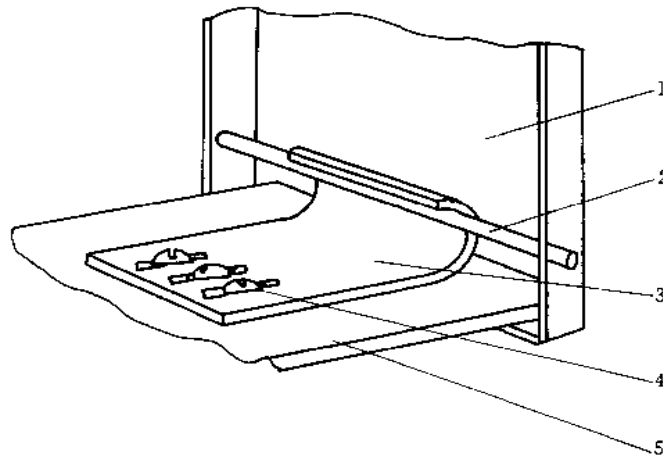


图 1-10-85

1—活动板；2—横杆；3—带勾板；4—螺钉；5—固定板

活动板上装有横杆，带勾板上的勾勾住横杆。带勾板用螺钉固定在固定板上，螺钉孔开成长槽孔。要改变活动板的角，只要松开螺钉，向前或向后移动带勾板即可。用此机构打开或关闭活动板，非常方便。



### 10.3 利用挠性件调整开启角度

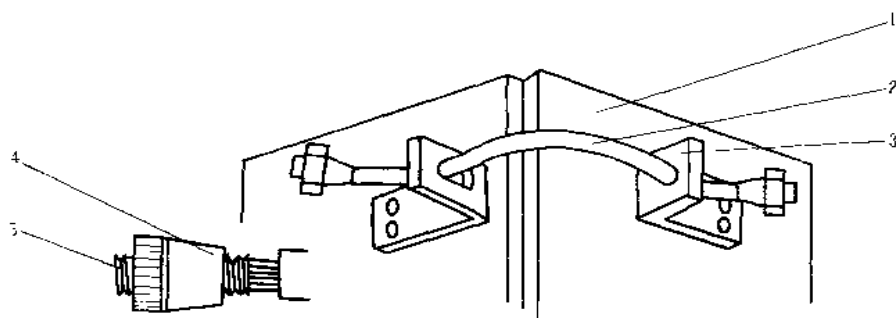


图 1-10-86

1—开合件；2—挠性件；3—定位板；4—螺母；5—螺栓

挠性件的两端各联接一段螺栓，螺栓上装有螺母，起定位作用，以限制开合件打开的角度。调整螺母的位置，可在小范围内调整开合件的打开角度。更换不同长度的挠性件，可在大范围内改变开合件打开的角度。

### 10.4 利用拉杆调整开启角度

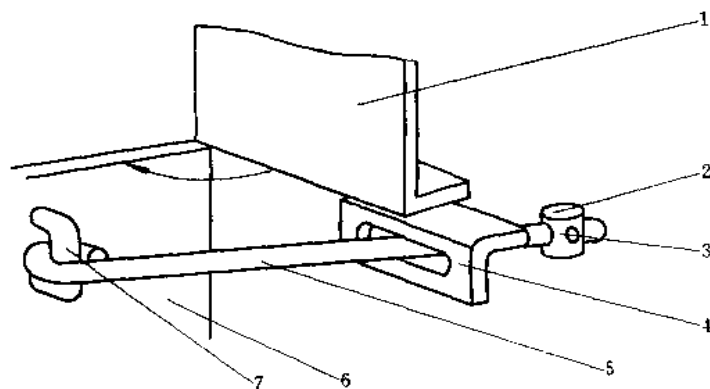


图 1-10-87

1—固定板；2—定位块；3—紧定螺钉；4—长槽板；5—拉杆；6—活动板；7—挂勾

拉杆穿过长槽板，固定在活动板的挂勾上，将定位块固定在拉杆上，拧紧紧定螺钉。要改变活动板的开启角度，只要移动定位块的位置即可。

## 11 无毂齿轮与轴的联接方式

### 11.1 用螺钉、圆柱销联接

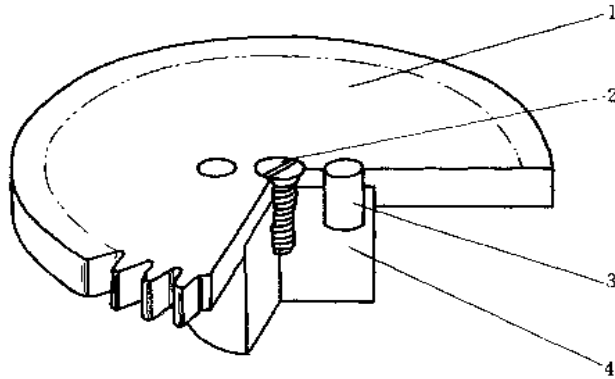


图 1-10-88

1—齿轮；2—螺钉；3—圆柱销；4—轴

用平头螺钉将无毂齿轮固定在轴的端面，并设法使齿轮和轴保持同心，然后左右对称加工两个圆柱销孔，装入两个圆柱销（应为过盈或过渡配合），使其承受齿轮传动中的扭矩。圆柱销直径的大小，视传递的扭矩而定。

### 11.2 用螺钉、圆形键联接

采用过渡或过盈配合将齿轮装在轴端，使两者紧密地结合在一起，然后将一圆形键嵌入轴与齿轮之间，用螺钉固定，使其传递扭矩。扭矩较大时，可对称采用两个圆形键。要注意螺钉一定要压紧，圆形键不能松动。

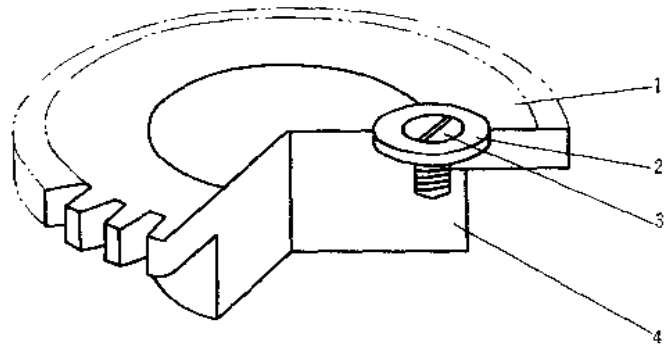


图 1-10-89

1—齿轮；2—圆形键；3—螺钉；4—轴

### 11.3 用螺钉、长键联接

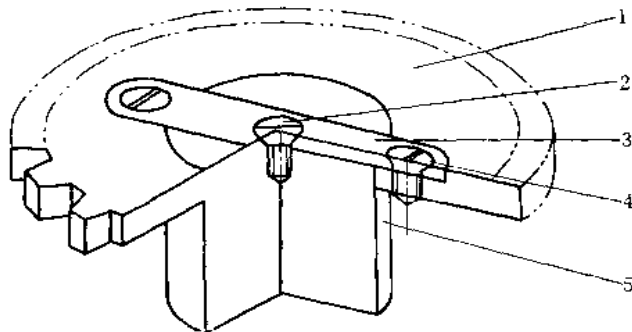


图 1-10-90

1—齿轮；2—螺钉；3—键；4—螺钉；5—轴

采用过渡或过盈配合，将无毂齿轮装在轴上，使其紧密结合，然后横跨轴端在齿轮和轴上加工一个长键槽。装入键后，在轴端中心装一个螺钉使键与轴固定，并在键两端分别装一个螺钉，使键与齿轮固定。键尺寸的大小视传递的扭矩而定，而且键中心线必须通过轴端中心。此结构可传递较大扭矩。

### 11.4 用平键、半圆键联接

将无轂齿轮安装在轴上,并使其紧密结合。在轴上嵌入一个平键,齿轮上嵌入一个半圆键,使之与平键紧密接触,可达到传递扭矩的目的。若扭矩较大,可相隔 $90^\circ$ 或 $180^\circ$ 再装入一个平键和半圆键。

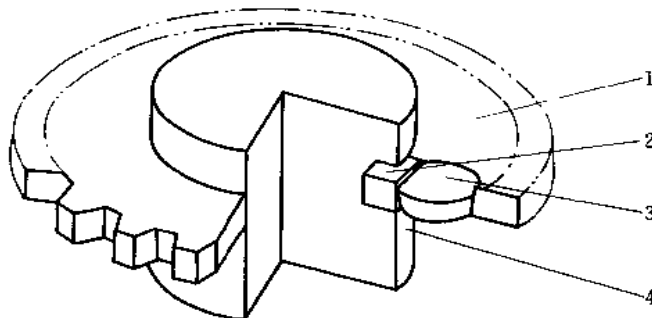


图 1-10-91

1—齿轮; 2—平键; 3—半圆键; 4—轴

### 11.5 用螺钉、U形键联接

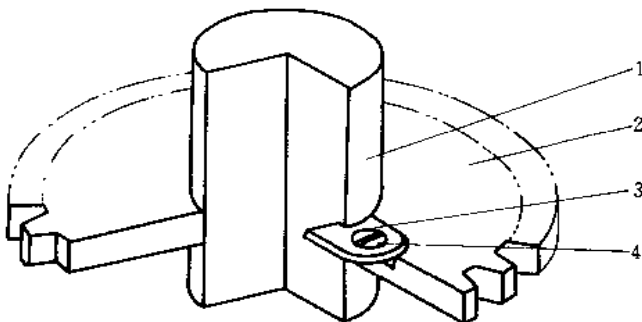


图 1-10-92

1—轴; 2—齿轮; 3—U形键; 4—螺钉

使无轂齿轮与轴紧密结合在一起后,在轴上嵌入一个U形键,并用螺钉将其固定在不轂齿轮上。视传递扭矩的大小来确定U形键的厚度及插入轴中的深度,也可间隔 $90^\circ$ 或 $180^\circ$ 再设置一个。

### 11.6 用带螺纹的锥形套环联接

将无轂齿轮内孔加工成锥形内螺纹孔,然后加工一个带外螺纹的锥形套环,其环孔应与轴相适应,并在套环上加工一个缺口及两个扳手孔。将锥形环拧入齿轮孔中,由于环上有缺口,当用扳手用力拧环时,缺口收缩,环便与轴紧紧地抱在一起,使无轂齿轮与轴结合起来,可传递较大扭矩。此结构可使齿轮做轴向位置调整。

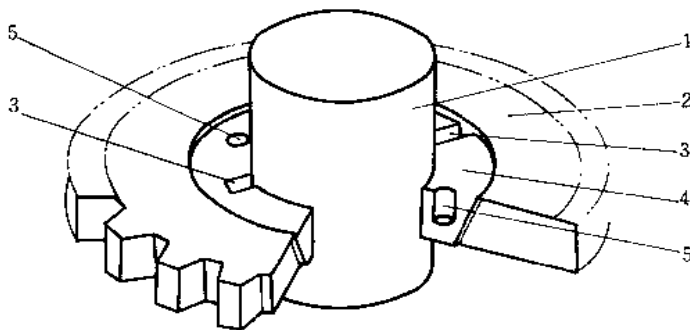


图 1-10-93

1—轴; 2—齿轮; 3—缺口; 4—套环; 5—扳手孔

### 11.7 用一对锥形环联接

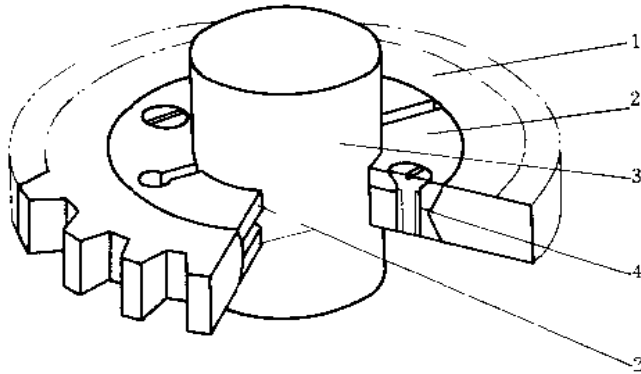


图 1-10-94

1—齿轮；2—锥形环；3—轴；4—螺钉

将无毂齿轮从上下两面分别加工两个锥形孔，再做两个与齿轮锥形孔及轴相适应的锥形环，在环上加工两个对应的缺口（一个为通口）。将两个环装入轴与齿轮之间，用两个螺钉将两个环联接在一起。当用力拧螺钉时，因环与齿轮的接触面为锥形，环产生弹性变形（因有缺口），将轴及齿轮紧紧地结合在一起。齿轮在轴上的位置可任意调整。

### 11.8 用螺钉、圆柱销联接

在轴上加工出装配圆柱销的通孔，无毂齿轮上加工两个对应的长槽（不要加工透，留有一定厚度），将齿轮与轴紧密地结合在一起。在轴及齿轮间，从左右两边分别装入两个端面为锥形的圆柱销，然后拧入两个螺钉，使螺钉头的锥面正好与圆柱销端部的锥面相接触，使圆柱销定位。此结构靠两个销传递扭矩。

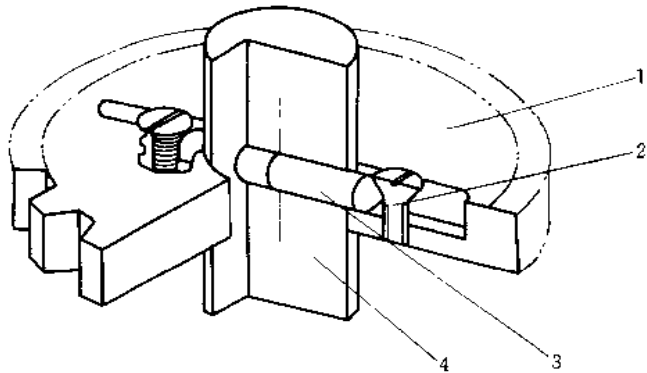


图 1-10-95

1—齿轮；2—螺钉；3—圆柱销；4—轴

## 参 考 文 献

- [1] 机械工程手册、电机工程手册编辑委员会,《机械工程手册》,机械工业出版社,北京,1982年、1996年。
- [2] 王太辰主编,《宝钢减速器图册》,机械工业出版社,北京,1995年。
- [3] 辛一行主编,《现代机械设备设计手册》,第一版,机械工业出版社,北京,1996年。
- [4] 成大先主编,《机械设计手册》,化学工业出版社,北京,1993年。
- [5] 徐灏主编,《机械设计手册》,机械工业出版社,北京,1991年。
- [6] 东北大学编,《机械零件设计手册》,冶金工业出版社,北京,1994年。
- [7] 杨黎明、黄凯、李恩至、陈仕贤编,《机械零件设计手册》,国防工业出版社,1993年。
- [8] 《联轴器结构图册》编写组编,《联轴器结构图册》,国防工业出版社,北京,1994年。
- [9] 花家寿编,《新型联轴器与离合器》,上海科学技术出版社,上海,1989年。
- [10] 施高义、唐金松等编,《联轴器》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [11] 李希诚编,《联轴器手册》,《化工装备技术》编辑部,北京,1988年。
- [12] 段广双等编,《离合器结构图册》,国防工业出版社,北京,1985年。
- [13] 徐石安等编,《离合器》,人民交通出版社,北京,1981年。
- [14] 魏宸官等著,《液体粘性传动技术》,国防工业出版社,北京,1996年。
- [15] 牛锡传、王文生编著,《轴的设计》,国防工业出版社,北京,1993年。
- [16] 十合晋一著,韩焕臣译,《气体静压轴承》,宇航出版社,北京,1988年。
- [17] 广州机床研究所,《液体静压技术原理及应用》,机械工业出版社,北京,1979年。
- [18] 余梦生、吴宗泽主编,《机械零部件手册—选型设计指南》,机械工业出版社,北京,1996年。
- [19] 余鸿钧编著,《流体静压主轴》,机械工业出版社,北京,1985年。
- [20] 《机修手册》第3版编委会,《机修手册》第3版,机械工业出版社,1993年。
- [21] 机械工业部洛阳轴承研究所编,《滚动轴承标准汇编》,中国标准出版社,北京,1996年。
- [22] 埃斯曼哈斯巴根韦根特著、刘家文译,《滚动轴承设计与应用手册》,华中工学院出版社,武昌,1985年。
- [23] SKF公司,《Ball Bearing Journal》227、228、229、233等。
- [24] 傅天民、张文奇编译,《滚动轴承应用设计图集》,国防工业出版社,1991年。
- [25] [苏]B·H鲁坚科编著,《行星与谐波传动结构图册》,机械工业出版社,北京,1986年。
- [26] 孟宪源主编,《现代机构手册》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [27] 航空工业部第六〇八研究所二室编著,《减速器图册》,国防工业出版社,北京,1983年。
- [28] 《机械结构图册》编写组编,《机械结构图册·减速器》,国防工业出版社,1974年。
- [29] 北京齿轮厂编,《螺旋锥齿轮》,科学出版社,北京,1974年。
- [30] 阮忠唐主编,《机械无级变速器》,机械工业出版社,北京,1983年。
- [31] 饶振纲编著,《行星传动机构设计》第二版,国防工业出版社,北京,1994年。
- [32] 张国瑞、张展编著,《行星传动技术》,上海交通大学出版社,上海,1989年。
- [33] F. W. Heilich, E. E. Shube, 《Traction Drives—Application and Selection》, Marcel Dekker INC, New York and Basel, 1983.
- [34] 张英会主编,《弹簧》,机械工业出版社,北京,1980年。
- [35] 吴宗泽主编,《机械结构设计》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [36] 郭景嘉、李正非、梁其泽等译,《机构和机械控制装置》,中国农业机械出版社,北京,1984年。
- [37] 戴曙主编,《金属切削机床》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [38] 陈家瑞主编,《汽车构造》,人民交通出版社,北京,1996年。
- [39] 中国机械工程学会锻压学会编,《锻压手册·锻压车间设备》,机械工业出版社,北京,1993年。
- [40] 陈粤,“斜轮-光轴摩擦传动的设计”,《机械设计》,北京,1994,(6)。
- [41] 洪小南等,“锥盘行星轮无级变速器的弹簧力分析”,《机械设计》,北京,1994,(2)。
- [42] 张佐君,“NN型少齿差传动在产品中的应用与体会”,《第五届机械传动年会论文集》,中国机械工程学会机械传动分会,1992年。

## 参 考 文 献

- [1] 机械工程手册、电机工程手册编辑委员会,《机械工程手册》,机械工业出版社,北京,1982年、1996年。
- [2] 王太辰主编,《宝钢减速器图册》,机械工业出版社,北京,1995年。
- [3] 辛一行主编,《现代机械设备设计手册》,第一版,机械工业出版社,北京,1996年。
- [4] 成大先主编,《机械设计手册》,化学工业出版社,北京,1993年。
- [5] 徐灏主编,《机械设计手册》,机械工业出版社,北京,1991年。
- [6] 东北大学编,《机械零件设计手册》,冶金工业出版社,北京,1994年。
- [7] 杨黎明、黄凯、李恩至、陈仕贤编,《机械零件设计手册》,国防工业出版社,1993年。
- [8] 《联轴器结构图册》编写组编,《联轴器结构图册》,国防工业出版社,北京,1994年。
- [9] 花家寿编,《新型联轴器与离合器》,上海科学技术出版社,上海,1989年。
- [10] 施高义、唐金松等编,《联轴器》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [11] 李希诚编,《联轴器手册》,《化工装备技术》编辑部,北京,1988年。
- [12] 段广双等编,《离合器结构图册》,国防工业出版社,北京,1985年。
- [13] 徐石安等编,《离合器》,人民交通出版社,北京,1981年。
- [14] 魏宸官等著,《液体粘性传动技术》,国防工业出版社,北京,1996年。
- [15] 牛锡传、王文生编著,《轴的设计》,国防工业出版社,北京,1993年。
- [16] 十合晋一著,韩焕臣译,《气体静压轴承》,宇航出版社,北京,1988年。
- [17] 广州机床研究所,《液体静压技术原理及应用》,机械工业出版社,北京,1979年。
- [18] 余梦生、吴宗泽主编,《机械零部件手册—选型设计指南》,机械工业出版社,北京,1996年。
- [19] 余鸿钧编著,《流体静压主轴》,机械工业出版社,北京,1985年。
- [20] 《机修手册》第3版编委会,《机修手册》第3版,机械工业出版社,1993年。
- [21] 机械工业部洛阳轴承研究所编,《滚动轴承标准汇编》,中国标准出版社,北京,1996年。
- [22] 埃斯曼哈斯巴根韦根特著、刘家文译,《滚动轴承设计与应用手册》,华中工学院出版社,武昌,1985年。
- [23] SKF公司,《Ball Bearing Journal》227、228、229、233等。
- [24] 傅天民、张文奇编译,《滚动轴承应用设计图集》,国防工业出版社,1991年。
- [25] [苏]B·H鲁坚科编著,《行星与谐波传动结构图册》,机械工业出版社,北京,1986年。
- [26] 孟宪源主编,《现代机构手册》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [27] 航空工业部第六〇八研究所二室编著,《减速器图册》,国防工业出版社,北京,1983年。
- [28] 《机械结构图册》编写组编,《机械结构图册·减速器》,国防工业出版社,1974年。
- [29] 北京齿轮厂编,《螺旋锥齿轮》,科学出版社,北京,1974年。
- [30] 阮忠唐主编,《机械无级变速器》,机械工业出版社,北京,1983年。
- [31] 饶振纲编著,《行星传动机构设计》第二版,国防工业出版社,北京,1994年。
- [32] 张国瑞、张展编著,《行星传动技术》,上海交通大学出版社,上海,1989年。
- [33] F. W. Heilich, E. E. Shube, 《Traction Drives—Application and Selection》, Marcel Dekker INC, New York and Basel, 1983.
- [34] 张英会主编,《弹簧》,机械工业出版社,北京,1980年。
- [35] 吴宗泽主编,《机械结构设计》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [36] 郭景嘉、李正非、梁其泽等译,《机构和机械控制装置》,中国农业机械出版社,北京,1984年。
- [37] 戴曙主编,《金属切削机床》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [38] 陈家瑞主编,《汽车构造》,人民交通出版社,北京,1996年。
- [39] 中国机械工程学会锻压学会编,《锻压手册·锻压车间设备》,机械工业出版社,北京,1993年。
- [40] 陈粤,“斜轮-光轴摩擦传动的设计”,《机械设计》,北京,1994,(6)。
- [41] 洪小南等,“锥盘行星轮无级变速器的弹簧力分析”,《机械设计》,北京,1994,(2)。
- [42] 张佐君,“NN型少齿差传动在产品中的应用与体会”,《第五届机械传动年会论文集》,中国机械工程学会机械传动分会,1992年。

## 参 考 文 献

- [1] 机械工程手册、电机工程手册编辑委员会,《机械工程手册》,机械工业出版社,北京,1982年、1996年。
- [2] 王太辰主编,《宝钢减速器图册》,机械工业出版社,北京,1995年。
- [3] 辛一行主编,《现代机械设备设计手册》,第一版,机械工业出版社,北京,1996年。
- [4] 成大先主编,《机械设计手册》,化学工业出版社,北京,1993年。
- [5] 徐灏主编,《机械设计手册》,机械工业出版社,北京,1991年。
- [6] 东北大学编,《机械零件设计手册》,冶金工业出版社,北京,1994年。
- [7] 杨黎明、黄凯、李恩至、陈仕贤编,《机械零件设计手册》,国防工业出版社,1993年。
- [8] 《联轴器结构图册》编写组编,《联轴器结构图册》,国防工业出版社,北京,1994年。
- [9] 花家寿编,《新型联轴器与离合器》,上海科学技术出版社,上海,1989年。
- [10] 施高义、唐金松等编,《联轴器》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [11] 李希诚编,《联轴器手册》,《化工装备技术》编辑部,北京,1988年。
- [12] 段广双等编,《离合器结构图册》,国防工业出版社,北京,1985年。
- [13] 徐石安等编,《离合器》,人民交通出版社,北京,1981年。
- [14] 魏宸官等著,《液体粘性传动技术》,国防工业出版社,北京,1996年。
- [15] 牛锡传、王文生编著,《轴的设计》,国防工业出版社,北京,1993年。
- [16] 十合晋一著,韩焕臣译,《气体静压轴承》,宇航出版社,北京,1988年。
- [17] 广州机床研究所,《液体静压技术原理及应用》,机械工业出版社,北京,1979年。
- [18] 余梦生、吴宗泽主编,《机械零部件手册—选型设计指南》,机械工业出版社,北京,1996年。
- [19] 余鸿钧编著,《流体静压主轴》,机械工业出版社,北京,1985年。
- [20] 《机修手册》第3版编委会,《机修手册》第3版,机械工业出版社,1993年。
- [21] 机械工业部洛阳轴承研究所编,《滚动轴承标准汇编》,中国标准出版社,北京,1996年。
- [22] 埃斯曼哈斯巴根韦根特著、刘家文译,《滚动轴承设计与应用手册》,华中工学院出版社,武昌,1985年。
- [23] SKF公司,《Ball Bearing Journal》227、228、229、233等。
- [24] 傅天民、张文奇编译,《滚动轴承应用设计图集》,国防工业出版社,1991年。
- [25] [苏]B·H鲁坚科编著,《行星与谐波传动结构图册》,机械工业出版社,北京,1986年。
- [26] 孟宪源主编,《现代机构手册》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [27] 航空工业部第六〇八研究所二室编著,《减速器图册》,国防工业出版社,北京,1983年。
- [28] 《机械结构图册》编写组编,《机械结构图册·减速器》,国防工业出版社,1974年。
- [29] 北京齿轮厂编,《螺旋锥齿轮》,科学出版社,北京,1974年。
- [30] 阮忠唐主编,《机械无级变速器》,机械工业出版社,北京,1983年。
- [31] 饶振纲编著,《行星传动机构设计》第二版,国防工业出版社,北京,1994年。
- [32] 张国瑞、张展编著,《行星传动技术》,上海交通大学出版社,上海,1989年。
- [33] F. W. Heilich, E. E. Shube, 《Traction Drives—Application and Selection》, Marcel Dekker INC, New York and Basel, 1983.
- [34] 张英会主编,《弹簧》,机械工业出版社,北京,1980年。
- [35] 吴宗泽主编,《机械结构设计》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [36] 郭景嘉、李正非、梁其泽等译,《机构和机械控制装置》,中国农业机械出版社,北京,1984年。
- [37] 戴曙主编,《金属切削机床》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [38] 陈家瑞主编,《汽车构造》,人民交通出版社,北京,1996年。
- [39] 中国机械工程学会锻压学会编,《锻压手册·锻压车间设备》,机械工业出版社,北京,1993年。
- [40] 陈粤,“斜轮-光轴摩擦传动的设计”,《机械设计》,北京,1994,(6)。
- [41] 洪小南等,“锥盘行星轮无级变速器的弹簧力分析”,《机械设计》,北京,1994,(2)。
- [42] 张佐君,“NN型少齿差传动在产品中的应用与体会”,《第五届机械传动年会论文集》,中国机械工程学会机械传动分会,1992年。

## 参 考 文 献

- [1] 机械工程手册、电机工程手册编辑委员会,《机械工程手册》,机械工业出版社,北京,1982年、1996年。
- [2] 王太辰主编,《宝钢减速器图册》,机械工业出版社,北京,1995年。
- [3] 辛一行主编,《现代机械设备设计手册》,第一版,机械工业出版社,北京,1996年。
- [4] 成大先主编,《机械设计手册》,化学工业出版社,北京,1993年。
- [5] 徐灏主编,《机械设计手册》,机械工业出版社,北京,1991年。
- [6] 东北大学编,《机械零件设计手册》,冶金工业出版社,北京,1994年。
- [7] 杨黎明、黄凯、李恩至、陈仕贤编,《机械零件设计手册》,国防工业出版社,1993年。
- [8] 《联轴器结构图册》编写组编,《联轴器结构图册》,国防工业出版社,北京,1994年。
- [9] 花家寿编,《新型联轴器与离合器》,上海科学技术出版社,上海,1989年。
- [10] 施高义、唐金松等编,《联轴器》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [11] 李希诚编,《联轴器手册》,《化工装备技术》编辑部,北京,1988年。
- [12] 段广双等编,《离合器结构图册》,国防工业出版社,北京,1985年。
- [13] 徐石安等编,《离合器》,人民交通出版社,北京,1981年。
- [14] 魏宸官等著,《液体粘性传动技术》,国防工业出版社,北京,1996年。
- [15] 牛锡传、王文生编著,《轴的设计》,国防工业出版社,北京,1993年。
- [16] 十合晋一著,韩焕臣译,《气体静压轴承》,宇航出版社,北京,1988年。
- [17] 广州机床研究所,《液体静压技术原理及应用》,机械工业出版社,北京,1979年。
- [18] 余梦生、吴宗泽主编,《机械零部件手册—选型设计指南》,机械工业出版社,北京,1996年。
- [19] 余鸿钧编著,《流体静压主轴》,机械工业出版社,北京,1985年。
- [20] 《机修手册》第3版编委会,《机修手册》第3版,机械工业出版社,1993年。
- [21] 机械工业部洛阳轴承研究所编,《滚动轴承标准汇编》,中国标准出版社,北京,1996年。
- [22] 埃斯曼哈斯巴根韦根特著、刘家文译,《滚动轴承设计与应用手册》,华中工学院出版社,武昌,1985年。
- [23] SKF公司,《Ball Bearing Journal》227、228、229、233等。
- [24] 傅天民、张文奇编译,《滚动轴承应用设计图集》,国防工业出版社,1991年。
- [25] [苏]B·H鲁坚科编著,《行星与谐波传动结构图册》,机械工业出版社,北京,1986年。
- [26] 孟宪源主编,《现代机构手册》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [27] 航空工业部第六〇八研究所二室编著,《减速器图册》,国防工业出版社,北京,1983年。
- [28] 《机械结构图册》编写组编,《机械结构图册·减速器》,国防工业出版社,1974年。
- [29] 北京齿轮厂编,《螺旋锥齿轮》,科学出版社,北京,1974年。
- [30] 阮忠唐主编,《机械无级变速器》,机械工业出版社,北京,1983年。
- [31] 饶振纲编著,《行星传动机构设计》第二版,国防工业出版社,北京,1994年。
- [32] 张国瑞、张展编著,《行星传动技术》,上海交通大学出版社,上海,1989年。
- [33] F. W. Heilich, E. E. Shube, 《Traction Drives—Application and Selection》, Marcel Dekker INC, New York and Basel, 1983.
- [34] 张英会主编,《弹簧》,机械工业出版社,北京,1980年。
- [35] 吴宗泽主编,《机械结构设计》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [36] 郭景嘉、李正非、梁其泽等译,《机构和机械控制装置》,中国农业机械出版社,北京,1984年。
- [37] 戴曙主编,《金属切削机床》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [38] 陈家瑞主编,《汽车构造》,人民交通出版社,北京,1996年。
- [39] 中国机械工程学会锻压学会编,《锻压手册·锻压车间设备》,机械工业出版社,北京,1993年。
- [40] 陈粤,“斜轮-光轴摩擦传动的设计”,《机械设计》,北京,1994,(6)。
- [41] 洪小南等,“锥盘行星轮无级变速器的弹簧力分析”,《机械设计》,北京,1994,(2)。
- [42] 张佐君,“NN型少齿差传动在产品中的应用与体会”,《第五届机械传动年会论文集》,中国机械工程学会机械传动分会,1992年。



## 参 考 文 献

- [1] 机械工程手册、电机工程手册编辑委员会,《机械工程手册》,机械工业出版社,北京,1982年、1996年。
- [2] 王太辰主编,《宝钢减速器图册》,机械工业出版社,北京,1995年。
- [3] 辛一行主编,《现代机械设备设计手册》,第一版,机械工业出版社,北京,1996年。
- [4] 成大先主编,《机械设计手册》,化学工业出版社,北京,1993年。
- [5] 徐灏主编,《机械设计手册》,机械工业出版社,北京,1991年。
- [6] 东北大学编,《机械零件设计手册》,冶金工业出版社,北京,1994年。
- [7] 杨黎明、黄凯、李恩至、陈仕贤编,《机械零件设计手册》,国防工业出版社,1993年。
- [8] 《联轴器结构图册》编写组编,《联轴器结构图册》,国防工业出版社,北京,1994年。
- [9] 花家寿编,《新型联轴器与离合器》,上海科学技术出版社,上海,1989年。
- [10] 施高义、唐金松等编,《联轴器》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [11] 李希诚编,《联轴器手册》,《化工装备技术》编辑部,北京,1988年。
- [12] 段广双等编,《离合器结构图册》,国防工业出版社,北京,1985年。
- [13] 徐石安等编,《离合器》,人民交通出版社,北京,1981年。
- [14] 魏宸官等著,《液体粘性传动技术》,国防工业出版社,北京,1996年。
- [15] 牛锡传、王文生编著,《轴的设计》,国防工业出版社,北京,1993年。
- [16] 十合晋一著,韩焕臣译,《气体静压轴承》,宇航出版社,北京,1988年。
- [17] 广州机床研究所,《液体静压技术原理及应用》,机械工业出版社,北京,1979年。
- [18] 余梦生、吴宗泽主编,《机械零部件手册—选型设计指南》,机械工业出版社,北京,1996年。
- [19] 余鸿钧编著,《流体静压主轴》,机械工业出版社,北京,1985年。
- [20] 《机修手册》第3版编委会,《机修手册》第3版,机械工业出版社,1993年。
- [21] 机械工业部洛阳轴承研究所编,《滚动轴承标准汇编》,中国标准出版社,北京,1996年。
- [22] 埃斯曼哈斯巴根韦根特著、刘家文译,《滚动轴承设计与应用手册》,华中工学院出版社,武昌,1985年。
- [23] SKF公司,《Ball Bearing Journal》227、228、229、233等。
- [24] 傅天民、张文奇编译,《滚动轴承应用设计图集》,国防工业出版社,1991年。
- [25] [苏]B·H鲁坚科编著,《行星与谐波传动结构图册》,机械工业出版社,北京,1986年。
- [26] 孟宪源主编,《现代机构手册》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [27] 航空工业部第六〇八研究所二室编著,《减速器图册》,国防工业出版社,北京,1983年。
- [28] 《机械结构图册》编写组编,《机械结构图册·减速器》,国防工业出版社,1974年。
- [29] 北京齿轮厂编,《螺旋锥齿轮》,科学出版社,北京,1974年。
- [30] 阮忠唐主编,《机械无级变速器》,机械工业出版社,北京,1983年。
- [31] 饶振纲编著,《行星传动机构设计》第二版,国防工业出版社,北京,1994年。
- [32] 张国瑞、张展编著,《行星传动技术》,上海交通大学出版社,上海,1989年。
- [33] F. W. Heilich, E. E. Shube, 《Traction Drives—Application and Selection》, Marcel Dekker INC, New York and Basel, 1983.
- [34] 张英会主编,《弹簧》,机械工业出版社,北京,1980年。
- [35] 吴宗泽主编,《机械结构设计》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [36] 郭景嘉、李正非、梁其泽等译,《机构和机械控制装置》,中国农业机械出版社,北京,1984年。
- [37] 戴曙主编,《金属切削机床》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [38] 陈家瑞主编,《汽车构造》,人民交通出版社,北京,1996年。
- [39] 中国机械工程学会锻压学会编,《锻压手册·锻压车间设备》,机械工业出版社,北京,1993年。
- [40] 陈粤,“斜轮-光轴摩擦传动的设计”,《机械设计》,北京,1994,(6)。
- [41] 洪小南等,“锥盘行星轮无级变速器的弹簧力分析”,《机械设计》,北京,1994,(2)。
- [42] 张佐君,“NN型少齿差传动在产品中的应用与体会”,《第五届机械传动年会论文集》,中国机械工程学会机械传动分会,1992年。

## 参 考 文 献

- [1] 机械工程手册、电机工程手册编辑委员会,《机械工程手册》,机械工业出版社,北京,1982年、1996年。
- [2] 王太辰主编,《宝钢减速器图册》,机械工业出版社,北京,1995年。
- [3] 辛一行主编,《现代机械设备设计手册》,第一版,机械工业出版社,北京,1996年。
- [4] 成大先主编,《机械设计手册》,化学工业出版社,北京,1993年。
- [5] 徐灏主编,《机械设计手册》,机械工业出版社,北京,1991年。
- [6] 东北大学编,《机械零件设计手册》,冶金工业出版社,北京,1994年。
- [7] 杨黎明、黄凯、李恩至、陈仕贤编,《机械零件设计手册》,国防工业出版社,1993年。
- [8] 《联轴器结构图册》编写组编,《联轴器结构图册》,国防工业出版社,北京,1994年。
- [9] 花家寿编,《新型联轴器与离合器》,上海科学技术出版社,上海,1989年。
- [10] 施高义、唐金松等编,《联轴器》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [11] 李希诚编,《联轴器手册》,《化工装备技术》编辑部,北京,1988年。
- [12] 段广双等编,《离合器结构图册》,国防工业出版社,北京,1985年。
- [13] 徐石安等编,《离合器》,人民交通出版社,北京,1981年。
- [14] 魏宸官等著,《液体粘性传动技术》,国防工业出版社,北京,1996年。
- [15] 牛锡传、王文生编著,《轴的设计》,国防工业出版社,北京,1993年。
- [16] 十合晋一著,韩焕臣译,《气体静压轴承》,宇航出版社,北京,1988年。
- [17] 广州机床研究所,《液体静压技术原理及应用》,机械工业出版社,北京,1979年。
- [18] 余梦生、吴宗泽主编,《机械零部件手册—选型设计指南》,机械工业出版社,北京,1996年。
- [19] 余鸿钧编著,《流体静压主轴》,机械工业出版社,北京,1985年。
- [20] 《机修手册》第3版编委会,《机修手册》第3版,机械工业出版社,1993年。
- [21] 机械工业部洛阳轴承研究所编,《滚动轴承标准汇编》,中国标准出版社,北京,1996年。
- [22] 埃斯曼哈斯巴根韦根特著、刘家文译,《滚动轴承设计与应用手册》,华中工学院出版社,武昌,1985年。
- [23] SKF公司,《Ball Bearing Journal》227、228、229、233等。
- [24] 傅天民、张文奇编译,《滚动轴承应用设计图集》,国防工业出版社,1991年。
- [25] [苏]B·H鲁坚科编著,《行星与谐波传动结构图册》,机械工业出版社,北京,1986年。
- [26] 孟宪源主编,《现代机构手册》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [27] 航空工业部第六〇八研究所二室编著,《减速器图册》,国防工业出版社,北京,1983年。
- [28] 《机械结构图册》编写组编,《机械结构图册·减速器》,国防工业出版社,1974年。
- [29] 北京齿轮厂编,《螺旋锥齿轮》,科学出版社,北京,1974年。
- [30] 阮忠唐主编,《机械无级变速器》,机械工业出版社,北京,1983年。
- [31] 饶振纲编著,《行星传动机构设计》第二版,国防工业出版社,北京,1994年。
- [32] 张国瑞、张展编著,《行星传动技术》,上海交通大学出版社,上海,1989年。
- [33] F. W. Heilich, E. E. Shube, 《Traction Drives—Application and Selection》, Marcel Dekker INC, New York and Basel, 1983.
- [34] 张英会主编,《弹簧》,机械工业出版社,北京,1980年。
- [35] 吴宗泽主编,《机械结构设计》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [36] 郭景嘉、李正非、梁其泽等译,《机构和机械控制装置》,中国农业机械出版社,北京,1984年。
- [37] 戴曙主编,《金属切削机床》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [38] 陈家瑞主编,《汽车构造》,人民交通出版社,北京,1996年。
- [39] 中国机械工程学会锻压学会编,《锻压手册·锻压车间设备》,机械工业出版社,北京,1993年。
- [40] 陈粤,“斜轮-光轴摩擦传动的设计”,《机械设计》,北京,1994,(6)。
- [41] 洪小南等,“锥盘行星轮无级变速器的弹簧力分析”,《机械设计》,北京,1994,(2)。
- [42] 张佐君,“NN型少齿差传动在产品中的应用与体会”,《第五届机械传动年会论文集》,中国机械工程学会机械传动分会,1992年。

## 参 考 文 献

- [1] 机械工程手册、电机工程手册编辑委员会,《机械工程手册》,机械工业出版社,北京,1982年、1996年。
- [2] 王太辰主编,《宝钢减速器图册》,机械工业出版社,北京,1995年。
- [3] 辛一行主编,《现代机械设备设计手册》,第一版,机械工业出版社,北京,1996年。
- [4] 成大先主编,《机械设计手册》,化学工业出版社,北京,1993年。
- [5] 徐灏主编,《机械设计手册》,机械工业出版社,北京,1991年。
- [6] 东北大学编,《机械零件设计手册》,冶金工业出版社,北京,1994年。
- [7] 杨黎明、黄凯、李恩至、陈仕贤编,《机械零件设计手册》,国防工业出版社,1993年。
- [8] 《联轴器结构图册》编写组编,《联轴器结构图册》,国防工业出版社,北京,1994年。
- [9] 花家寿编,《新型联轴器与离合器》,上海科学技术出版社,上海,1989年。
- [10] 施高义、唐金松等编,《联轴器》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [11] 李希诚编,《联轴器手册》,《化工装备技术》编辑部,北京,1988年。
- [12] 段广双等编,《离合器结构图册》,国防工业出版社,北京,1985年。
- [13] 徐石安等编,《离合器》,人民交通出版社,北京,1981年。
- [14] 魏宸官等著,《液体粘性传动技术》,国防工业出版社,北京,1996年。
- [15] 牛锡传、王文生编著,《轴的设计》,国防工业出版社,北京,1993年。
- [16] 十合晋一著,韩焕臣译,《气体静压轴承》,宇航出版社,北京,1988年。
- [17] 广州机床研究所,《液体静压技术原理及应用》,机械工业出版社,北京,1979年。
- [18] 余梦生、吴宗泽主编,《机械零部件手册—选型设计指南》,机械工业出版社,北京,1996年。
- [19] 余鸿钧编著,《流体静压主轴》,机械工业出版社,北京,1985年。
- [20] 《机修手册》第3版编委会,《机修手册》第3版,机械工业出版社,1993年。
- [21] 机械工业部洛阳轴承研究所编,《滚动轴承标准汇编》,中国标准出版社,北京,1996年。
- [22] 埃斯曼哈斯巴根韦根特著,刘家文译,《滚动轴承设计与应用手册》,华中工学院出版社,武昌,1985年。
- [23] SKF公司,《Ball Bearing Journal》227、228、229、233等。
- [24] 傅天民、张文奇编译,《滚动轴承应用设计图集》,国防工业出版社,1991年。
- [25] [苏]B·H鲁坚科编著,《行星与谐波传动结构图册》,机械工业出版社,北京,1986年。
- [26] 孟宪源主编,《现代机构手册》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [27] 航空工业部第六〇八研究所二室编著,《减速器图册》,国防工业出版社,北京,1983年。
- [28] 《机械结构图册》编写组编,《机械结构图册·减速器》,国防工业出版社,1974年。
- [29] 北京齿轮厂编,《螺旋锥齿轮》,科学出版社,北京,1974年。
- [30] 阮忠唐主编,《机械无级变速器》,机械工业出版社,北京,1983年。
- [31] 饶振纲编著,《行星传动机构设计》第二版,国防工业出版社,北京,1994年。
- [32] 张国瑞、张展编著,《行星传动技术》,上海交通大学出版社,上海,1989年。
- [33] F. W. Heilich, E. E. Shube, 《Traction Drives—Application and Selection》, Marcel Dekker INC, New York and Basel, 1983.
- [34] 张英会主编,《弹簧》,机械工业出版社,北京,1980年。
- [35] 吴宗泽主编,《机械结构设计》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [36] 郭景嘉、李正非、梁其泽等译,《机构和机械控制装置》,中国农业机械出版社,北京,1984年。
- [37] 戴曙主编,《金属切削机床》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [38] 陈家瑞主编,《汽车构造》,人民交通出版社,北京,1996年。
- [39] 中国机械工程学会锻压学会编,《锻压手册·锻压车间设备》,机械工业出版社,北京,1993年。
- [40] 陈粤,“斜轮-光轴摩擦传动的设计”,《机械设计》,北京,1994,(6)。
- [41] 洪小南等,“锥盘行星轮无级变速器的弹簧力分析”,《机械设计》,北京,1994,(2)。
- [42] 张佐君,“NN型少齿差传动在产品中的应用与体会”,《第五届机械传动年会论文集》,中国机械工程学会机械传动分会,1992年。

## 参 考 文 献

- [1] 机械工程手册、电机工程手册编辑委员会,《机械工程手册》,机械工业出版社,北京,1982年、1996年。
- [2] 王太辰主编,《宝钢减速器图册》,机械工业出版社,北京,1995年。
- [3] 辛一行主编,《现代机械设备设计手册》,第一版,机械工业出版社,北京,1996年。
- [4] 成大先主编,《机械设计手册》,化学工业出版社,北京,1993年。
- [5] 徐灏主编,《机械设计手册》,机械工业出版社,北京,1991年。
- [6] 东北大学编,《机械零件设计手册》,冶金工业出版社,北京,1994年。
- [7] 杨黎明、黄凯、李恩至、陈仕贤编,《机械零件设计手册》,国防工业出版社,1993年。
- [8] 《联轴器结构图册》编写组编,《联轴器结构图册》,国防工业出版社,北京,1994年。
- [9] 花家寿编,《新型联轴器与离合器》,上海科学技术出版社,上海,1989年。
- [10] 施高义、唐金松等编,《联轴器》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [11] 李希诚编,《联轴器手册》,《化工装备技术》编辑部,北京,1988年。
- [12] 段广双等编,《离合器结构图册》,国防工业出版社,北京,1985年。
- [13] 徐石安等编,《离合器》,人民交通出版社,北京,1981年。
- [14] 魏宸官等著,《液体粘性传动技术》,国防工业出版社,北京,1996年。
- [15] 牛锡传、王文生编著,《轴的设计》,国防工业出版社,北京,1993年。
- [16] 十合晋一著,韩焕臣译,《气体静压轴承》,宇航出版社,北京,1988年。
- [17] 广州机床研究所,《液体静压技术原理及应用》,机械工业出版社,北京,1979年。
- [18] 余梦生、吴宗泽主编,《机械零部件手册—选型设计指南》,机械工业出版社,北京,1996年。
- [19] 余鸿钧编著,《流体静压主轴》,机械工业出版社,北京,1985年。
- [20] 《机修手册》第3版编委会,《机修手册》第3版,机械工业出版社,1993年。
- [21] 机械工业部洛阳轴承研究所编,《滚动轴承标准汇编》,中国标准出版社,北京,1996年。
- [22] 埃斯曼哈斯巴根韦根特著、刘家文译,《滚动轴承设计与应用手册》,华中工学院出版社,武昌,1985年。
- [23] SKF公司,《Ball Bearing Journal》227、228、229、233等。
- [24] 傅天民、张文奇编译,《滚动轴承应用设计图集》,国防工业出版社,1991年。
- [25] [苏]B·H鲁坚科编著,《行星与谐波传动结构图册》,机械工业出版社,北京,1986年。
- [26] 孟宪源主编,《现代机构手册》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [27] 航空工业部第六〇八研究所二室编著,《减速器图册》,国防工业出版社,北京,1983年。
- [28] 《机械结构图册》编写组编,《机械结构图册·减速器》,国防工业出版社,1974年。
- [29] 北京齿轮厂编,《螺旋锥齿轮》,科学出版社,北京,1974年。
- [30] 阮忠唐主编,《机械无级变速器》,机械工业出版社,北京,1983年。
- [31] 饶振纲编著,《行星传动机构设计》第二版,国防工业出版社,北京,1994年。
- [32] 张国瑞、张展编著,《行星传动技术》,上海交通大学出版社,上海,1989年。
- [33] F. W. Heilich, E. E. Shube, 《Traction Drives—Application and Selection》, Marcel Dekker INC, New York and Basel, 1983.
- [34] 张英会主编,《弹簧》,机械工业出版社,北京,1980年。
- [35] 吴宗泽主编,《机械结构设计》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [36] 郭景嘉、李正非、梁其泽等译,《机构和机械控制装置》,中国农业机械出版社,北京,1984年。
- [37] 戴曙主编,《金属切削机床》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [38] 陈家瑞主编,《汽车构造》,人民交通出版社,北京,1996年。
- [39] 中国机械工程学会锻压学会编,《锻压手册·锻压车间设备》,机械工业出版社,北京,1993年。
- [40] 陈粤,“斜轮-光轴摩擦传动的设计”,《机械设计》,北京,1994,(6)。
- [41] 洪小南等,“锥盘行星轮无级变速器的弹簧力分析”,《机械设计》,北京,1994,(2)。
- [42] 张佐君,“NN型少齿差传动在产品中的应用与体会”,《第五届机械传动年会论文集》,中国机械工程学会机械传动分会,1992年。

## 参 考 文 献

- [1] 机械工程手册、电机工程手册编辑委员会,《机械工程手册》,机械工业出版社,北京,1982年、1996年。
- [2] 王太辰主编,《宝钢减速器图册》,机械工业出版社,北京,1995年。
- [3] 辛一行主编,《现代机械设备设计手册》,第一版,机械工业出版社,北京,1996年。
- [4] 成大先主编,《机械设计手册》,化学工业出版社,北京,1993年。
- [5] 徐灏主编,《机械设计手册》,机械工业出版社,北京,1991年。
- [6] 东北大学编,《机械零件设计手册》,冶金工业出版社,北京,1994年。
- [7] 杨黎明、黄凯、李恩至、陈仕贤编,《机械零件设计手册》,国防工业出版社,1993年。
- [8] 《联轴器结构图册》编写组编,《联轴器结构图册》,国防工业出版社,北京,1994年。
- [9] 花家寿编,《新型联轴器与离合器》,上海科学技术出版社,上海,1989年。
- [10] 施高义、唐金松等编,《联轴器》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [11] 李希诚编,《联轴器手册》,《化工装备技术》编辑部,北京,1988年。
- [12] 段广双等编,《离合器结构图册》,国防工业出版社,北京,1985年。
- [13] 徐石安等编,《离合器》,人民交通出版社,北京,1981年。
- [14] 魏宸官等著,《液体粘性传动技术》,国防工业出版社,北京,1996年。
- [15] 牛锡传、王文生编著,《轴的设计》,国防工业出版社,北京,1993年。
- [16] 十合晋一著,韩焕臣译,《气体静压轴承》,宇航出版社,北京,1988年。
- [17] 广州机床研究所,《液体静压技术原理及应用》,机械工业出版社,北京,1979年。
- [18] 余梦生、吴宗泽主编,《机械零部件手册—选型设计指南》,机械工业出版社,北京,1996年。
- [19] 余鸿钧编著,《流体静压主轴》,机械工业出版社,北京,1985年。
- [20] 《机修手册》第3版编委会,《机修手册》第3版,机械工业出版社,1993年。
- [21] 机械工业部洛阳轴承研究所编,《滚动轴承标准汇编》,中国标准出版社,北京,1996年。
- [22] 埃斯曼哈斯巴根韦根特著、刘家文译,《滚动轴承设计与应用手册》,华中工学院出版社,武昌,1985年。
- [23] SKF公司,《Ball Bearing Journal》227、228、229、233等。
- [24] 傅天民、张文奇编译,《滚动轴承应用设计图集》,国防工业出版社,1991年。
- [25] [苏]B·H鲁坚科编著,《行星与谐波传动结构图册》,机械工业出版社,北京,1986年。
- [26] 孟宪源主编,《现代机构手册》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [27] 航空工业部第六〇八研究所二室编著,《减速器图册》,国防工业出版社,北京,1983年。
- [28] 《机械结构图册》编写组编,《机械结构图册·减速器》,国防工业出版社,1974年。
- [29] 北京齿轮厂编,《螺旋锥齿轮》,科学出版社,北京,1974年。
- [30] 阮忠唐主编,《机械无级变速器》,机械工业出版社,北京,1983年。
- [31] 饶振纲编著,《行星传动机构设计》第二版,国防工业出版社,北京,1994年。
- [32] 张国瑞、张展编著,《行星传动技术》,上海交通大学出版社,上海,1989年。
- [33] F. W. Heilich, E. E. Shube, 《Traction Drives—Application and Selection》, Marcel Dekker INC, New York and Basel, 1983.
- [34] 张英会主编,《弹簧》,机械工业出版社,北京,1980年。
- [35] 吴宗泽主编,《机械结构设计》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [36] 郭景嘉、李正非、梁其泽等译,《机构和机械控制装置》,中国农业机械出版社,北京,1984年。
- [37] 戴曙主编,《金属切削机床》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [38] 陈家瑞主编,《汽车构造》,人民交通出版社,北京,1996年。
- [39] 中国机械工程学会锻压学会编,《锻压手册·锻压车间设备》,机械工业出版社,北京,1993年。
- [40] 陈粤,“斜轮-光轴摩擦传动的设计”,《机械设计》,北京,1994,(6)。
- [41] 洪小南等,“锥盘行星轮无级变速器的弹簧力分析”,《机械设计》,北京,1994,(2)。
- [42] 张佐君,“NN型少齿差传动在产品中的应用与体会”,《第五届机械传动年会论文集》,中国机械工程学会机械传动分会,1992年。

## 参 考 文 献

- [1] 机械工程手册、电机工程手册编辑委员会,《机械工程手册》,机械工业出版社,北京,1982年、1996年。
- [2] 王太辰主编,《宝钢减速器图册》,机械工业出版社,北京,1995年。
- [3] 辛一行主编,《现代机械设备设计手册》,第一版,机械工业出版社,北京,1996年。
- [4] 成大先主编,《机械设计手册》,化学工业出版社,北京,1993年。
- [5] 徐灏主编,《机械设计手册》,机械工业出版社,北京,1991年。
- [6] 东北大学编,《机械零件设计手册》,冶金工业出版社,北京,1994年。
- [7] 杨黎明、黄凯、李恩至、陈仕贤编,《机械零件设计手册》,国防工业出版社,1993年。
- [8] 《联轴器结构图册》编写组编,《联轴器结构图册》,国防工业出版社,北京,1994年。
- [9] 花家寿编,《新型联轴器与离合器》,上海科学技术出版社,上海,1989年。
- [10] 施高义、唐金松等编,《联轴器》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [11] 李希诚编,《联轴器手册》,《化工装备技术》编辑部,北京,1988年。
- [12] 段广双等编,《离合器结构图册》,国防工业出版社,北京,1985年。
- [13] 徐石安等编,《离合器》,人民交通出版社,北京,1981年。
- [14] 魏宸官等著,《液体粘性传动技术》,国防工业出版社,北京,1996年。
- [15] 牛锡传、王文生编著,《轴的设计》,国防工业出版社,北京,1993年。
- [16] 十合晋一著,韩焕臣译,《气体静压轴承》,宇航出版社,北京,1988年。
- [17] 广州机床研究所,《液体静压技术原理及应用》,机械工业出版社,北京,1979年。
- [18] 余梦生、吴宗泽主编,《机械零部件手册—选型设计指南》,机械工业出版社,北京,1996年。
- [19] 余鸿钧编著,《流体静压主轴》,机械工业出版社,北京,1985年。
- [20] 《机修手册》第3版编委会,《机修手册》第3版,机械工业出版社,1993年。
- [21] 机械工业部洛阳轴承研究所编,《滚动轴承标准汇编》,中国标准出版社,北京,1996年。
- [22] 埃斯曼哈斯巴根韦根特著、刘家文译,《滚动轴承设计与应用手册》,华中工学院出版社,武昌,1985年。
- [23] SKF公司,《Ball Bearing Journal》227、228、229、233等。
- [24] 傅天民、张文奇编译,《滚动轴承应用设计图集》,国防工业出版社,1991年。
- [25] [苏]B·H鲁坚科编著,《行星与谐波传动结构图册》,机械工业出版社,北京,1986年。
- [26] 孟宪源主编,《现代机构手册》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [27] 航空工业部第六〇八研究所二室编著,《减速器图册》,国防工业出版社,北京,1983年。
- [28] 《机械结构图册》编写组编,《机械结构图册·减速器》,国防工业出版社,1974年。
- [29] 北京齿轮厂编,《螺旋锥齿轮》,科学出版社,北京,1974年。
- [30] 阮忠唐主编,《机械无级变速器》,机械工业出版社,北京,1983年。
- [31] 饶振纲编著,《行星传动机构设计》第二版,国防工业出版社,北京,1994年。
- [32] 张国瑞、张展编著,《行星传动技术》,上海交通大学出版社,上海,1989年。
- [33] F. W. Heilich, E. E. Shube, 《Traction Drives—Application and Selection》, Marcel Dekker INC, New York and Basel, 1983.
- [34] 张英会主编,《弹簧》,机械工业出版社,北京,1980年。
- [35] 吴宗泽主编,《机械结构设计》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [36] 郭景嘉、李正非、梁其泽等译,《机构和机械控制装置》,中国农业机械出版社,北京,1984年。
- [37] 戴曙主编,《金属切削机床》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [38] 陈家瑞主编,《汽车构造》,人民交通出版社,北京,1996年。
- [39] 中国机械工程学会锻压学会编,《锻压手册·锻压车间设备》,机械工业出版社,北京,1993年。
- [40] 陈粤,“斜轮-光轴摩擦传动的设计”,《机械设计》,北京,1994,(6)。
- [41] 洪小南等,“锥盘行星轮无级变速器的弹簧力分析”,《机械设计》,北京,1994,(2)。
- [42] 张佐君,“NN型少齿差传动在产品中的应用与体会”,《第五届机械传动年会论文集》,中国机械工程学会机械传动分会,1992年。

## 参 考 文 献

- [1] 机械工程手册、电机工程手册编辑委员会,《机械工程手册》,机械工业出版社,北京,1982年、1996年。
- [2] 王太辰主编,《宝钢减速器图册》,机械工业出版社,北京,1995年。
- [3] 辛一行主编,《现代机械设备设计手册》,第一版,机械工业出版社,北京,1996年。
- [4] 成大先主编,《机械设计手册》,化学工业出版社,北京,1993年。
- [5] 徐灏主编,《机械设计手册》,机械工业出版社,北京,1991年。
- [6] 东北大学编,《机械零件设计手册》,冶金工业出版社,北京,1994年。
- [7] 杨黎明、黄凯、李恩至、陈仕贤编,《机械零件设计手册》,国防工业出版社,1993年。
- [8] 《联轴器结构图册》编写组编,《联轴器结构图册》,国防工业出版社,北京,1994年。
- [9] 花家寿编,《新型联轴器与离合器》,上海科学技术出版社,上海,1989年。
- [10] 施高义、唐金松等编,《联轴器》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [11] 李希诚编,《联轴器手册》,《化工装备技术》编辑部,北京,1988年。
- [12] 段广双等编,《离合器结构图册》,国防工业出版社,北京,1985年。
- [13] 徐石安等编,《离合器》,人民交通出版社,北京,1981年。
- [14] 魏宸官等著,《液体粘性传动技术》,国防工业出版社,北京,1996年。
- [15] 牛锡传、王文生编著,《轴的设计》,国防工业出版社,北京,1993年。
- [16] 十合晋一著,韩焕臣译,《气体静压轴承》,宇航出版社,北京,1988年。
- [17] 广州机床研究所,《液体静压技术原理及应用》,机械工业出版社,北京,1979年。
- [18] 余梦生、吴宗泽主编,《机械零部件手册—选型设计指南》,机械工业出版社,北京,1996年。
- [19] 余鸿钧编著,《流体静压主轴》,机械工业出版社,北京,1985年。
- [20] 《机修手册》第3版编委会,《机修手册》第3版,机械工业出版社,1993年。
- [21] 机械工业部洛阳轴承研究所编,《滚动轴承标准汇编》,中国标准出版社,北京,1996年。
- [22] 埃斯曼哈斯巴根韦根特著、刘家文译,《滚动轴承设计与应用手册》,华中工学院出版社,武昌,1985年。
- [23] SKF公司,《Ball Bearing Journal》227、228、229、233等。
- [24] 傅天民、张文奇编译,《滚动轴承应用设计图集》,国防工业出版社,1991年。
- [25] [苏]B·H鲁坚科编著,《行星与谐波传动结构图册》,机械工业出版社,北京,1986年。
- [26] 孟宪源主编,《现代机构手册》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [27] 航空工业部第六〇八研究所二室编著,《减速器图册》,国防工业出版社,北京,1983年。
- [28] 《机械结构图册》编写组编,《机械结构图册·减速器》,国防工业出版社,1974年。
- [29] 北京齿轮厂编,《螺旋锥齿轮》,科学出版社,北京,1974年。
- [30] 阮忠唐主编,《机械无级变速器》,机械工业出版社,北京,1983年。
- [31] 饶振纲编著,《行星传动机构设计》第二版,国防工业出版社,北京,1994年。
- [32] 张国瑞、张展编著,《行星传动技术》,上海交通大学出版社,上海,1989年。
- [33] F. W. Heilich, E. E. Shube, 《Traction Drives—Application and Selection》, Marcel Dekker INC, New York and Basel, 1983.
- [34] 张英会主编,《弹簧》,机械工业出版社,北京,1980年。
- [35] 吴宗泽主编,《机械结构设计》,机械工业出版社,北京,1988年。
- [36] 郭景嘉、李正非、梁其泽等译,《机构和机械控制装置》,中国农业机械出版社,北京,1984年。
- [37] 戴曙主编,《金属切削机床》,机械工业出版社,北京,1994年。
- [38] 陈家瑞主编,《汽车构造》,人民交通出版社,北京,1996年。
- [39] 中国机械工程学会锻压学会编,《锻压手册·锻压车间设备》,机械工业出版社,北京,1993年。
- [40] 陈粤,“斜轮-光轴摩擦传动的设计”,《机械设计》,北京,1994,(6)。
- [41] 洪小南等,“锥盘行星轮无级变速器的弹簧力分析”,《机械设计》,北京,1994,(2)。
- [42] 张佐君,“NN型少齿差传动在产品中的应用与体会”,《第五届机械传动年会论文集》,中国机械工程学会机械传动分会,1992年。