

第7章 设备的润滑方法和润滑装置

伦祖舜 汪德涛 刘明森 蓝立新

第1节 设备对润滑系统的要求和润滑方法的分类

润滑系统是向机器或机组的摩擦点供送润滑剂的系统，包括用以输送、分配、调节、冷却和净化润滑剂以及压力、流量和温度等参数和故障的指示、报警和监控的整套装置。在设备润滑工作中，根据各种设备的实际工况，合理选择和设计其润滑方法、润滑系统和装置，对保证机械设备具有良好的润滑状况和工作性能以及保持较长的使用寿命，具有十分重要的意义。

近年来，由于各种机械向着高速度、高精度、大功率和高度自动化发展，对润滑系统的工作和可靠性提出了更高的要求。

(一) 设备对润滑系统的要求

一般而言，机械设备的润滑系统应满足以下要求：

- 1) 保证均匀、连续地对各润滑点供应一定压力的润滑剂，油量充足，并可按需要调节。
- 2) 可靠性高。采用有效的密封和过滤装置，保持润滑剂的清洁，防止外界环境中灰尘、水分进入系统，并防止因泄漏而污染环境。
- 3) 结构简单，尽可能标准化，便于维修及调整，便于检查及更换润滑剂，起始投资及维修费用低。
- 4) 带有工作参数的指示、报警、保护及工况监测装置，能及时发现润滑故障。
- 5) 当润滑系统需要保证合适的润滑剂工作温度时，加装冷却及预热装置以及热交换器。

在设计润滑系统时必须考虑以下三种润滑要素，即：(1) 摩擦副的种类（如轴承、齿轮、导

轨等类支承元件）和其运转条件（如转速、载荷、温度以及油膜形成机理等）；(2) 润滑剂的类型（如润滑油、脂或固体、气体润滑剂）以及它们的性能；(3) 润滑方法的种类和供油条件等。

(二) 润滑系统和方法的分类

1. 润滑系统和方法的分类

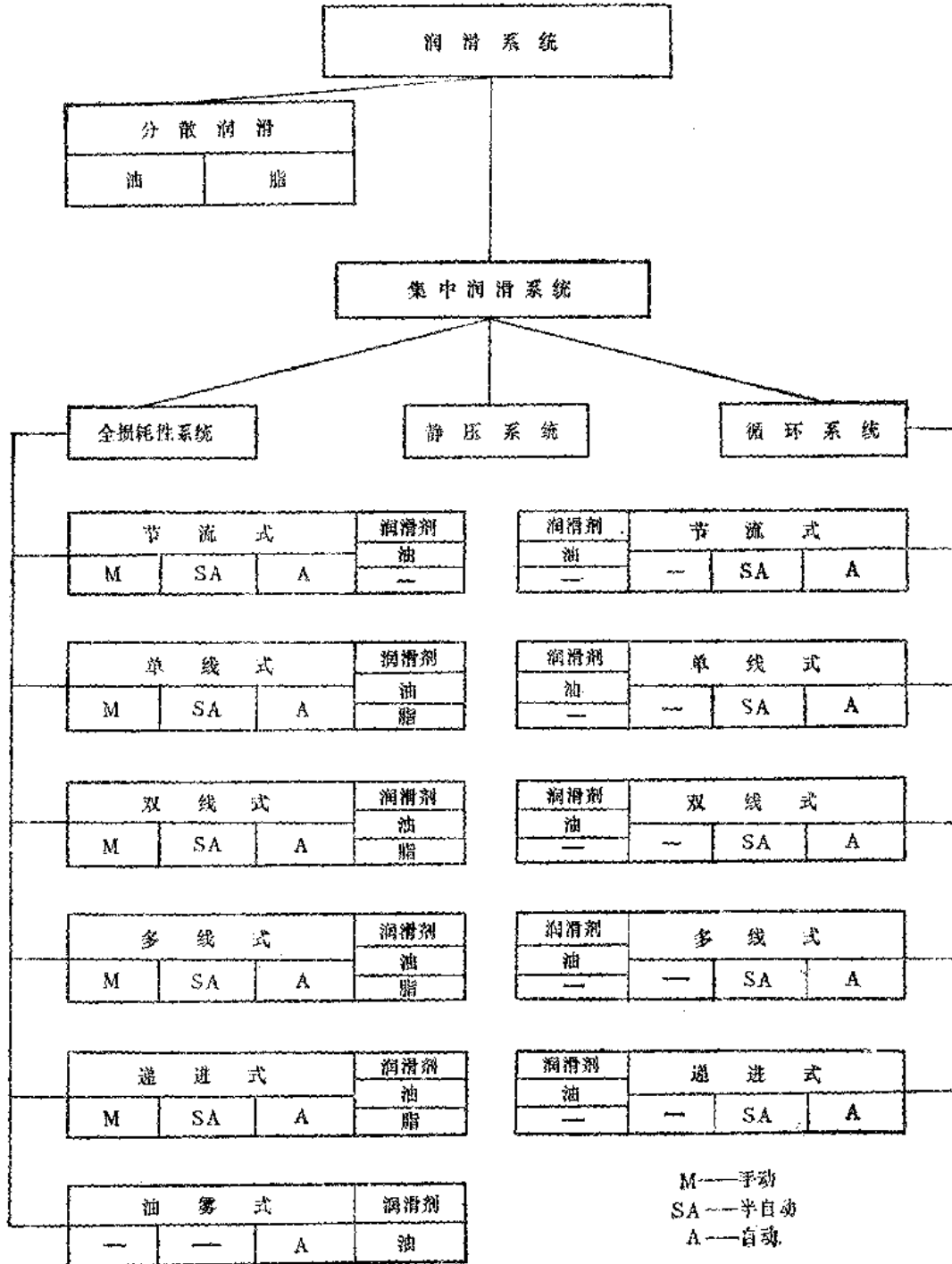
目前机械设备使用的润滑系统和方法的类型很多，通常可按润滑剂的使用方式和利用情况分为分散润滑系统和集中润滑系统两大类；同时这两类润滑系统又可分为全损耗性和循环润滑两类。表7-1-1示出润滑系统的分类。

除以上分类而外，还可根据所供给的润滑剂类型，将润滑方法分为润滑油润滑（或称稀油润滑）、润滑脂润滑（或称干油润滑）以及固体润滑、气体润滑等。其中固体润滑已在前面第4章中介绍过。

(1) 分散润滑 常用于润滑分散的或个别部件的润滑点。在分散润滑中还可分为全损耗（或“一次给油润滑”）性和循环两种基本类型，如使用便携式加油工具（油壶、油枪、手刷、气溶胶喷枪等）对油孔、油嘴、油杯、导轨表面等润滑点手工加油，以及油绳或油垫润滑、飞溅润滑、油浴润滑、油环或油链润滑等。

(2) 集中润滑 使用成套供油装置同时对许多润滑点供油，常用于变速箱、进给箱、整台或成套机械设备以及自动化生产线的润滑。集中润滑系统分为手动操纵、半自动操纵以及自动操纵三类系统，同时又可分为全损耗性系统、循环系统及静压系统等三种基本类型。其中全损耗性润滑系统是指润滑剂送至润滑点以后，不再回收循环使用，常用于润滑剂回收困难或无须回收、需油量很小、难以安置油箱或油池的场合。而循环润滑系统的润滑剂送至润滑点进行润滑以后又流回油箱再循环使用。

表7-1-1 润滑系统分类 (GB6576-86)



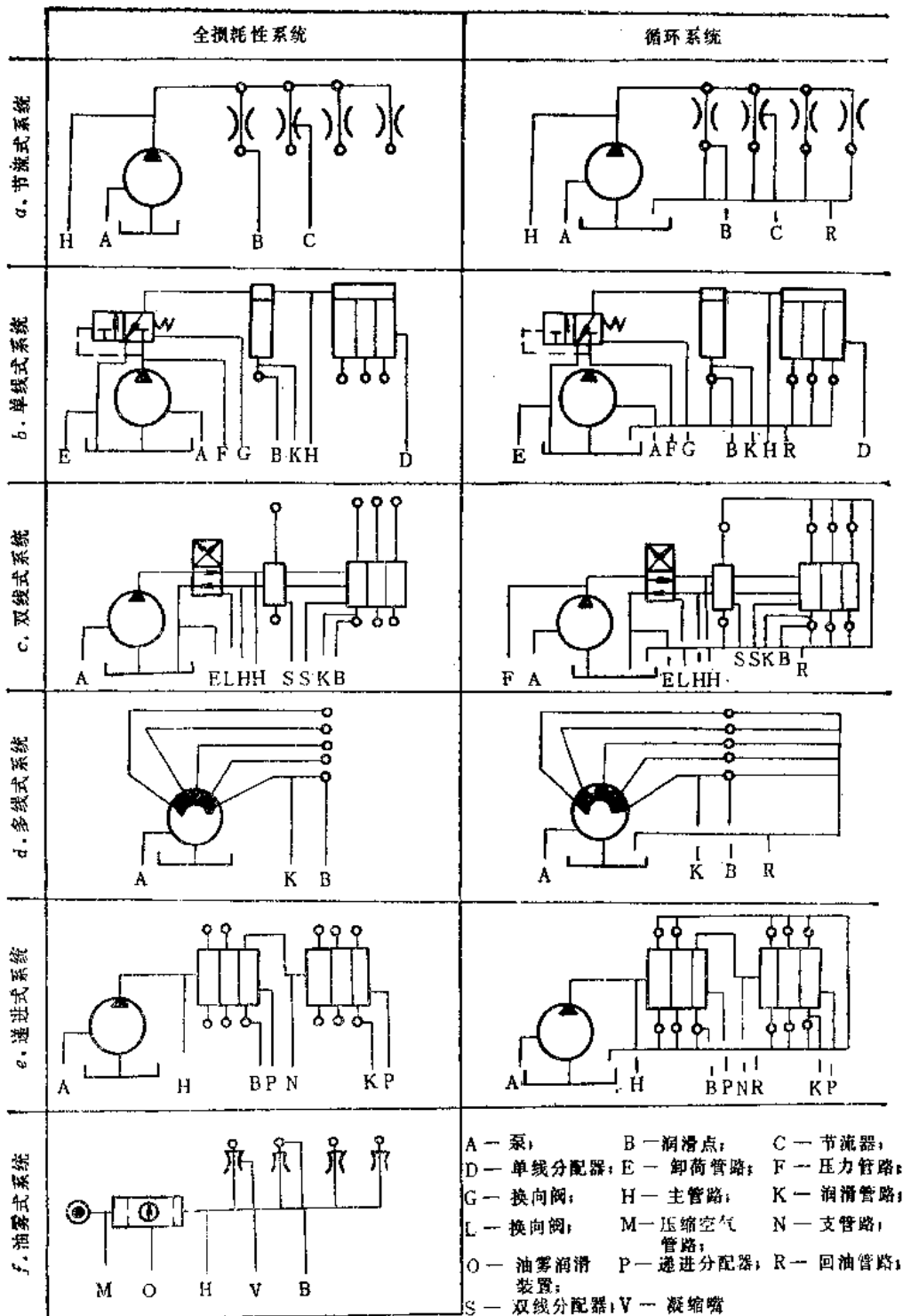


图7-1-1 集中润滑系统的类型

静压润滑系统则是利用外部的供油装置,将具有一定压力的润滑剂输送到静压支承中进行润滑的系统。

2. 集中润滑系统的类型

集中润滑系统是在机械设备中应用最广泛的系统,类型很多,大致可分为以下7种类型:

(1) 节流式 参看图7-1-1a,利用流体阻力分配润滑剂,所分配的润滑剂量与压力及节流孔尺寸成正比,供油压力范围为0.2~1.5MPa,润滑点可多至300以上。

(2) 单线式 参看图7-1-1b,润滑剂在间歇压力(直接的或延迟的)下通过单线的主管路被送至喷嘴,然后送至各润滑点。供油压力范围为0.3~21MPa,润滑点可多至200以上。

(3) 双线式 参看图7-1-1c,润滑剂在压力作用下通过由一个方向控制阀交替变换流向的两条主管路送至定量分配器,依靠主管路中润滑剂压力的交替升降操纵定量分配器,使定量润滑剂供送至润滑点。供油压力范围0.3~21MPa,润滑点可多达2000个。

表7-1-2 润滑方式的类型及特点

润滑方法	适用范围	供油质量	结构复杂性	冷却作用	可靠性	耗油量	初始成本	维修工作量	劳务费	
全损耗性润滑	手工加油润滑	轻载、低速、间歇运转的一般轴承、开式导轨及齿轮	差	低	差	差	大	很低	小	高
	滴油润滑	轻、中载荷与低、中速的一般轴承、导轨及齿轮	中	中	差	中	大	低	中	中
	油绳或油毡润滑	轻、中载荷与低、中速的一般轴承及导轨	中	中	差	中	中	低	中	低
	压力强制润滑	中、重载荷与中、高速的各种机械、轴承、导轨及齿轮	好	高	好	好	中	中至高	中	中
	集中润滑	各种场合广泛应用	好	高	优	好	中	高	中	中
	油雾润滑	高速、高温滚动轴承,电机、泵、成套设备	优	高	优	好	小	中至高	大	中至高
	油气润滑	高速、高温滚动轴承、导轨、齿轮,电机、泵、成套设备	优	高	优	好	小	中至高	大	中至高
	飞溅或油浴润滑	从低速到高速普通轴承、齿轮箱、密闭机构	好	中	好	好	小	低	小	低
	油环、油轮或油链润滑	轻、中载荷普通轴承	好	中	中	好	小	低	小	低
	循环润滑	喷油润滑	封闭齿轮、机构	好	中	好	好	中	中至高	中
压力循环润滑		滑动轴承、滚动轴承、导轨、齿轮箱	优	高	优	好	中	高	中	中
集中润滑		机床、自动化设备、自动生产线	优	高	中	优	中	高	小	中
全损耗性润滑		填充脂封闭式(终生)润滑	滚动轴承、小型轴套,亦可用于精密轴承	中	低	差	中	中	低	无
	手工补充脂润滑	滚动轴承、导轨、含油轴承	中	低	差	中	低	低	中	高
	手工集中补充脂润滑	滚动轴承、导轨、含油轴承	好	高	差	好	中	中	小	中
	自动集中补充脂润滑 单线式 双线式 多线式 递进式	连续运转的重要轴承、高精度滚动轴承、导轨	好	高	中	好	中	中至高	小	中

(4) 多线式 参看图7-1-1 d, 多头油泵的多个出口各有一条管路直接将定量的润滑剂送至相应的润滑点。管路的布置可以是并联或串联安装, 供油压力范围0.3~21MPa, 润滑点亦可多达2000个。

(5) 递进式 参看图7-1-1 e, 由压力升降操纵定量分配器按预定的递进程序将润滑剂送至各润滑点。供油压力范围0.3~21MPa, 润滑点在800个以上。

(6) 油雾式 参看图7-1-1 f, 将油雾式润滑装置产生的悬浮于气流中的润滑油微粒(油雾)通过管路送至凝缩嘴, 由凝缩嘴将油雾转变成所需粒度而送至各润滑点。

(7) 混合式 由上述润滑系统组合而成的润滑系统。

3. 润滑系统的选择原则

在设计润滑系统时, 应对机械设备各部分的润滑要求作全面分析, 首先要确定所使用润滑剂的品种, 在保证主要部件的良好润滑条件下, 综合考虑其他润滑点的润滑, 使润滑系统满足设备运转中对润滑的需要, 不产生不适当的摩擦、温度与噪声、过早的失效以及外界灰尘的侵入引起的损伤等。其

次还要考虑到所设计的系统与设备工况条件、使用环境相适应。尽量采用标准化润滑元件与装置, 降低设备运转与保养、维修费用, 防止人身、设备发生安全事故。表7-1-2所示是各种润滑方法类型的比较。

第2节 润滑装置与润滑系统

(一) 润滑油(稀油)润滑与润滑系统

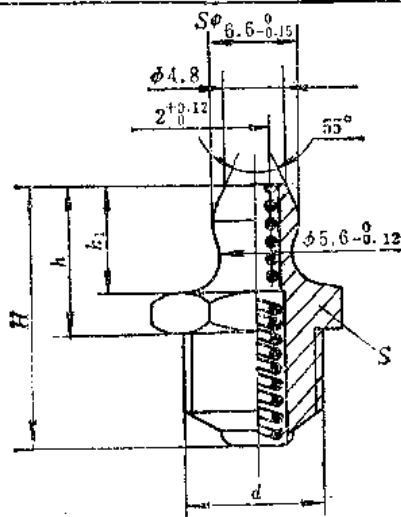
1. 常用的润滑装置和方法

(1) 手工给油装置 手工给油润滑是由操作工人用油壶或油枪向设备的油孔、油嘴及油杯加油, 加油量依靠工人感觉与经验加以控制, 只适用于低速、轻载、和间歇工作的润滑点。

1) 油孔、油嘴及油杯 一般在位置受到限制时只能采用带喇叭口的油孔, 油孔内可填充毛毡或毛绳, 使之起储油和过滤的作用。油嘴及油杯均有防尘侵入的保护装置, 可分为带阀和不带阀两类, 见表7-2-1至表7-2-3, 包括直通式、接头式及压配式三种压注油杯。表7-2-4至表7-2-6为旋盖式

表7-2-1 直通式压注油杯基本型式与尺寸 (GB1152—89)

(mm)



d	H	h	h ₁	S		钢 球 (按GB 308)
				基本尺寸	极限偏差	
M6	13	8	6	8		3
M8×1	16	9	6.5	10	0	
M10×1	18	10	7	11	-0.22	

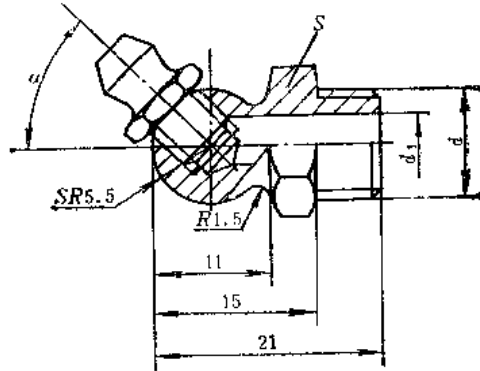
注: 标记示例:

联接螺纹M10×1, 直通式压注油杯的标记:

油杯 M10×1 GB 1152

表7-2-2 接头式压注油杯基本型式与尺寸 (GB1153—89)

(mm)



d	d ₁	a	S		直通式压注油杯 (按GB 1152)
			基本尺寸	极限偏差	
M6	3	45°, 90°	11	0 -0.22	M6
M8×1	4				
M10×1	5				

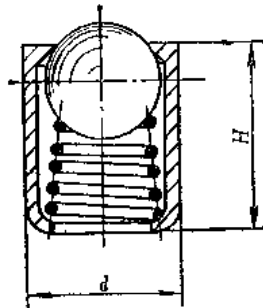
注：标记示例

联接螺纹M10×1，45°接头式压注油杯的标记：

油杯45° M10×1 GB 1153

表7-2-3 压配式压注油杯基本型式与尺寸 (GB1155—89)

(mm)



d		H	钢 球 (按GB 308)
基本尺寸	极限偏差		
6	+0.040	6	4
	+0.028		
8	+0.049	10	5
	+0.034		
10	+0.058	12	6
	+0.040		
16	+0.063	20	11
	+0.045		
25	+0.085	30	13
	+0.064		

注：1. 与 d 相配孔的极限偏差按H8。

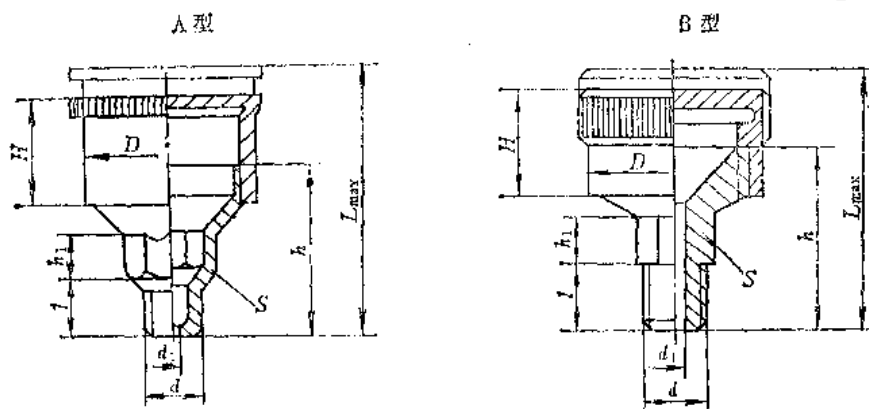
2. 标记示例

d = 6mm，压配式压注油杯的标记：

油杯6 GB 1155

表7-2-4 旋盖式油杯基本型式与尺寸 (GB1154-89)

(mm)



最小容量 (cm ³)	d	l	H	h	h ₁	d ₁	D		L	S	
							A型	B型	max	基本尺寸	极限偏差
1.5	M8×1	8	14	22	7	3	16	18	33	10	0 -0.22
3	M10×1		15	23	8	4	20	22	35	13	0 -0.27
6			17	26			26	28	40		
12	M14×1.5	12	20	30	10	5	32	34	47	18	0 -0.27
18			22	32			36	40	50		
25			24	34			41	44	55		
50	M16×1.5	12	30	44	10	5	51	54	70	21	0 -0.33
100			38	52			68	68	85		
200	M24×1.5	16	48	64	16	6	—	86	105	30	—

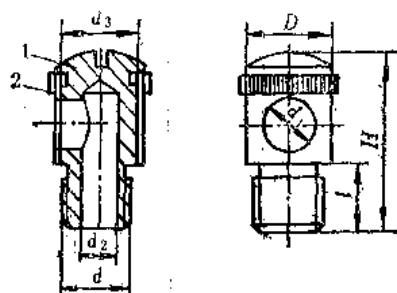
注：标记示例

最小容量25cm³，A型旋盖式油杯的标记：

油杯 A25 GB 1154

表7-2-5 旋套式注油油杯基本型式与尺寸 (GB1156-79)

(mm)



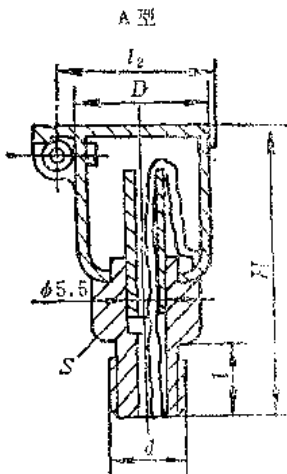
d	H	D	l	d ₁	d ₂	d ₃ ($\frac{H9}{h9}$)
M8×1	20	12	6	5	3	16
M10×1	25	14	8	6	4	12
M12×1.25	30	16	10	8	6	14
M16×1.5	40	20	15	12	10	18

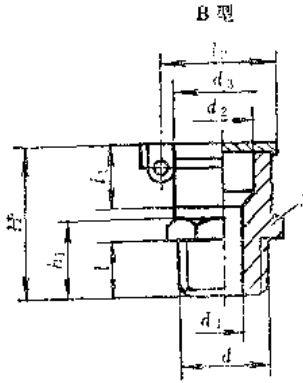
注：标记示例

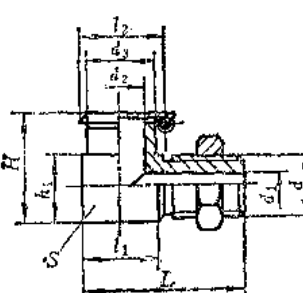
细牙普通螺纹M8×1旋套式注油油杯
油杯M8×1 GB 1156-79

表7-2-6 弹簧盖油杯基本型式与尺寸 (GB1157—89)

(mm)

A型		最小容量 (cm^3)	d	H	D	l_2	l	S	
				\leq		\approx		基本尺寸	极限偏差
1	M8×1	33	16	21	10	10	10	0	-0.22
2		40	18	23					
3	M10×1	42	20	25	12	12	12	0	-0.27
9		45	25	30					
12	M14×1.5	55	30	36	12	18	18	0	-0.27
18		60	32	38					
25		65	35	41					
50		68	45	51					

B型		d	d_1	d_2	d_3	H	h_1	l	l_1	l_2	S	
											基本尺寸	极限偏差
M6	3	6	10	18	9	5	8	15	10	10	0	-0.22
M8×1	4	8	12	24	12	8	10	17	13	13	0	-0.27
M10×1												
M12×1.5	6	10	14	26	14	10	12	19	16	16	0	-0.33
M16×1.5	8	12	16	28				23	21			

C型		d	d_1	d_2	d_3	H	h_1	L	l_1	l_2	螺母 (按GB 6172)	S	
												基本尺寸	极限偏差
M6	3	6	10	18	9	25	12	15	M6	13	0	-0.27	
M8×1	4	8	12	24	12	28	14	17	M8×1				
M10×1						5	30	16	M10×1				
M12×1.5	6	10	14	26	14	34	19	19	M12×1.5	16	0	-0.33	
M16×1.5	8	12	18	30	18	37	23	23	M16×1.5	21			

注：标记示例

a. 最小容量 $3 cm^3$ ，A型弹簧盖油杯的标记：

油杯 A3 GB 1157

b. 连接螺纹 M10×1，B型弹簧盖油杯的标记：

油杯 BM10×1 GB 1157

油杯、旋套式注油油杯及弹簧盖油杯等。

手工加油除要求油孔、油嘴、油杯畅通，保证进油外，供油装置还必须适应需要，使油准确加入不致溢流到其他地方。同时操作者必须熟练并且认真，不使油量过多或过少，从而影响润滑效果、污染环境并浪费油料。

2) 油壶和油枪。最常用的油壶及油枪分别见图7-2-1和图7-2-2所示。

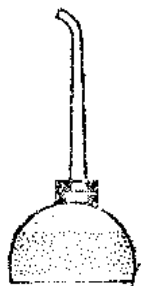


图7-2-1 油壶



图7-2-2 泵式油枪

这些手工供油装置种类繁多，选择时主要看它的出油处能与所用油孔、油嘴、油杯相适应、使用方便可靠即可。

(2) 滴油润滑装置 主要采用油杯供油润滑。油杯多用铝或铝合金等轻金属制成骨架，杯壁和检查孔多采用透明的塑料或玻璃制造，以便观察其内部油位。油杯滴油一次，其给油量与杯中油位和油温有关。储油高度应不低于全高的1/3。油杯中针阀的加工质量也是影响供油稳定性的重要因素，必须定期清洗针阀和滤网，以免堵塞。

油杯的优点是结构简单，可以做到较均匀、连

续供油，而且便于检查。缺点是不完全可靠，仍需人工照顾，在设备停车时要关闭油杯，否则容易浪费润滑油。

常用油杯的结构如下：

1) 针阀式注油杯 见表7-2-7结构，这种润滑油杯的滴油量受针阀的控制，油杯中油位的高低可直接影响通过针阀环形间隙的滴油量。

2) 压力作用滴油油杯 见图7-2-3结构，这种油杯的底面有一个针阀1，其阀杆通过油杯上的操作缸伸出外部，连接调节螺母2。这是装在透平式压缩机上的滴油杯，阀的起闭由压缩机的排气通过弹簧压着的活塞3加以控制，并可用阀杆上的螺母2来调节油杯的滴油量。

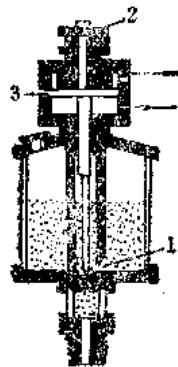


图7-2-3 压力作用滴油油杯

1—针阀 2—调节螺母 3—活塞

3) 跳针式润滑油杯 见图7-2-4结构，这种润滑油杯一般直接装在摩擦副上，通过摩擦副轻微的垂直振动产生泵送的作用，使油沿着跳针下降而润滑摩擦副。

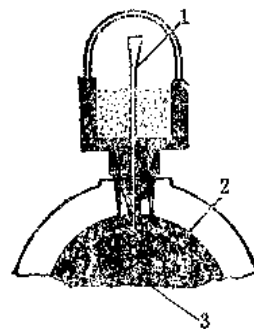


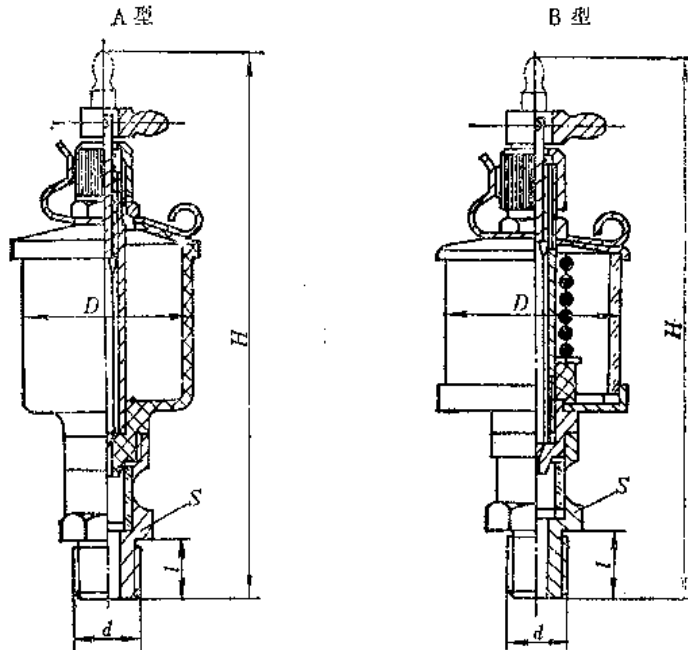
图7-2-4 跳针式油杯

1—跳针 2—轴承 3—轴

4) 热膨胀油杯 见图7-2-5结构，这种油杯

表7-2-7 针阀式注油杯基本型式与尺寸 (GB1158—89)

(mm)



最小容量 (cm ³)	d	I	H	D	S		螺 母 按GB 6172
					基本尺寸	极限偏差	
16	M10×1	12	105	32	13	0 -0.27	M8×1
25	M14×1.5		115	36	18		M10×1
50			130	45			
100	M16×1.5	14	140	55	21	0 -0.33	M10×1
200			170	70			
400			190	85			

注：标记示例

最小容量 25cm³，A型针阀式油杯的标记：
油杯 A25 GB 1158

能由摩擦副的温度变化来控制。摩擦副中的温度变

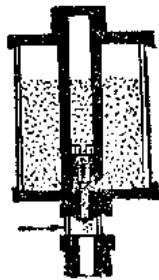


图7-2-5 热膨胀油杯

化通过油杯的金属管传到油杯的上腔使其中的空气膨胀或收缩。当空气膨胀时，油杯上面空挡儿的气压增大，强迫少量润滑油流出油杯送入摩擦副，而在空气收缩时，油流即停止，如是连续不断地动作。这种油杯在某些要求先加油然后起动的摩擦副上不能应用。

5) 连续压注油杯 见图7-2-6结构，这种连续压注油杯由于其下面储油器能保持着不变的油压，所以能保证自动均匀的给油。

6) 均匀滴油油杯 见图7-2-7，润滑油从上面储油器经过连在浮飘上的阀，补充到下面的储油

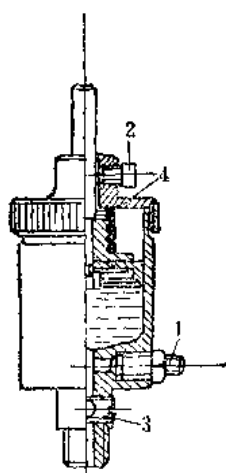


图7-2-6 连续压注油杯

1—利用油枪补给的压注孔 2—活塞杆的固定螺钉
3—开缝式油门 4—弹簧

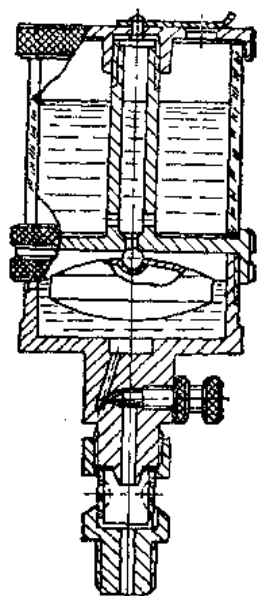


图7-2-7 均匀滴油的油杯

器，其送往摩擦副的油量靠针阀来调节。

7) 活塞式滴油油杯 见图7-2-8，它的滴油量可通过杯上的杠杆机构来调节。

(3) 油绳和油垫润滑 应用油绳和油垫的虹吸管和毛细管作用吸油，所用油的粘度应较低，如果使用 $100\text{mm}^2/\text{s}$ (40°C) 粘度的油，则油绳须露出油杯底 $10\sim 15\text{mm}$ 以上。

1) 油绳式油杯 见图7-2-9，毛绳的吸油端浸在油中，而供油的另一端则通过送油管露出而滴油。毛绳从油杯向下悬垂，它离油杯底愈远则油的

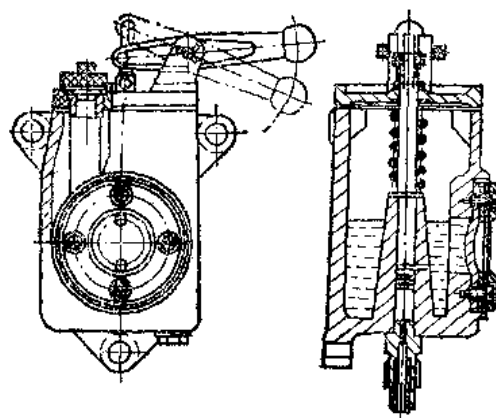


图7-2-8 活塞式滴油油杯

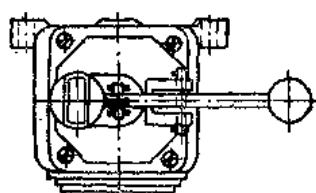


图7-2-9 油绳式油杯

流动速度就越快。但当油液面降低时，滴油量就会减少。

采用油绳润滑须注意下列问题：

① 油绳不宜染色和渗入防腐防水的化学剂（白色的单毛绳，一般均具有虹吸润滑油并使之沿绳上升的作用）。

② 油绳的送油率与毛绳的根数成正比例，与油杯油面及发送管顶点的距离成反比例。随着油的粘度降低和发送管的长度向下延伸，送油率也增加。

③ 面积大而浅的油杯较面积小而深的油杯，更能做到均匀滴油。

④ 当油杯充满油时，其供油量最大，而当油位逐渐降低时，供油量也逐渐减少。

⑤ 毛绳兼有过滤润滑油的作用，一般每三个月清洗一次。清洗时，从流油的反方向剥离股绳上积垢，再以煤油洗涤。油绳应每年更新。

⑥ 不能以镀锌铁皮制造油杯装载含有脂肪酸等油性添加剂的润滑油。

⑦ 在设备长期停车时，应将油绳吸油的一端提起，使之与润滑油脱离接触，将送油的一端卷入送油管，以免继续滴油而浪费。

⑧ 可应用大型的油杯及发送管和油绳分别把润滑油送到一些摩擦副上。发送管的一端最好装设旋阀，以便于控制。

⑨ 一个容积为0.12L的油杯，如采用羊毛绳供油，可维持4~10h。

油绳润滑可用于轻载荷的滑动轴承，如普通车床的丝杠、床头箱主轴、进给箱的轴承等，见图7-2-10。由铸件铸造出边缘高处作为小油池以代替油杯，把发送管及油绳接到需润滑的工件油孔上。

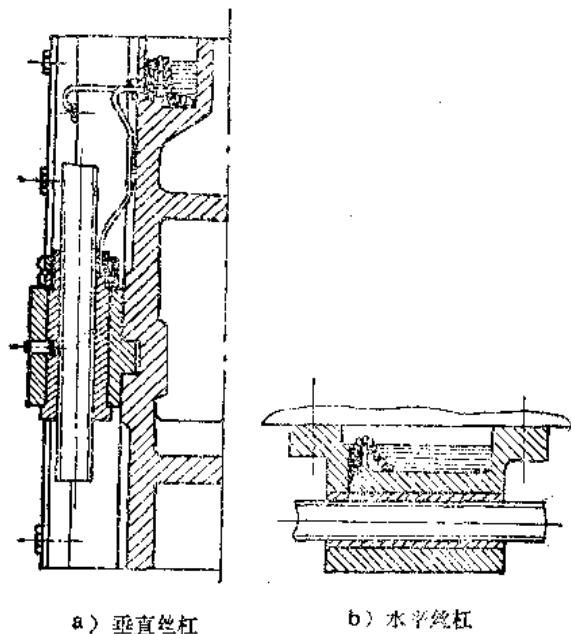


图7-2-10 进给丝杠的毛绳润滑法

2) 油垫润滑装置 油垫润滑一般应用于加油有困难或不易接近的轴承，轴颈的表面速度不超过4 m/s，如铁路车辆的轮轴及机床的主轴颈和传动装置。见图7-2-11，油垫从专用的储油槽中吸进润滑油以供给与它相接触的轴颈。它要求摩擦的表面保持特别清洁，不然润滑油如受油污，油垫的毛细管会被堵塞，不能渗进润滑油。久而久之，油垫的表面会形成一层结实的外皮使轴颈发热甚至磨损。

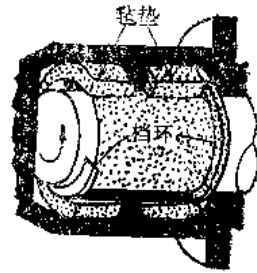


图7-2-11 饱和毡垫加油器

油垫主要应用粗毛毡和其它毛织品制造，棉织品虽也有毛细管作用，但缺乏弹性容易粘结变硬，很快就丧失毛细管的作用。

油垫的结构简单，能自动给油，在适当的维护下工作尚可靠。但使用情况不易了解、不易察看，有时会被轴承撕破并被带走而出事故。故必须对它定期清洗并加以烘干，然后重新装配使用。

(4) 压力强制润滑装置 机械强制润滑装置，能均匀地供给润滑油，每秒钟几滴至几分钟一滴。油压可从零点几MPa到30MPa。

图7-2-12为机床内部一种强制润滑泵，它利用传动轴上的凸轮或偏心轮3在轴上旋转时推动活塞1，挤压弹簧2使送油阀4将油压出，送油到摩擦副上。在弹簧把活塞推回原位的行程中，通过单向阀5吸入油，如是循环不断地供给润滑油。这种装置可装在同一机体内，也可通过棘轮机构、摆杆、齿轮或带轮传动。如需调节油量，可在偏心轮和活塞之间装入一根可调位置的摆杆，以改变活塞的有效行程而增减其供油量。

压力强制送油润滑是由设备本身带动一套润滑泵机构工作，可靠程度高，维护工作量小，油量可按预定计划供给，必要时还可以调整，耗油量中等。但由于需增加一套润滑泵机构，常由于位置所限制，而且装配调整也较复杂，所以只适用于少数机械设备。

近年，由于小型电机、油泵和油箱已实现标准化，在机外附装一套小型电动机润滑泵和油箱或机械设备内部的油池进行单独润滑的系统已很广泛。这种单独的润滑系统要比上述的结构简单而且经济。

(5) 自供油润滑

1) 油浴和飞溅润滑 这种润滑方法很简单，主要用于闭式齿轮、链条和内燃机。一般利用高速

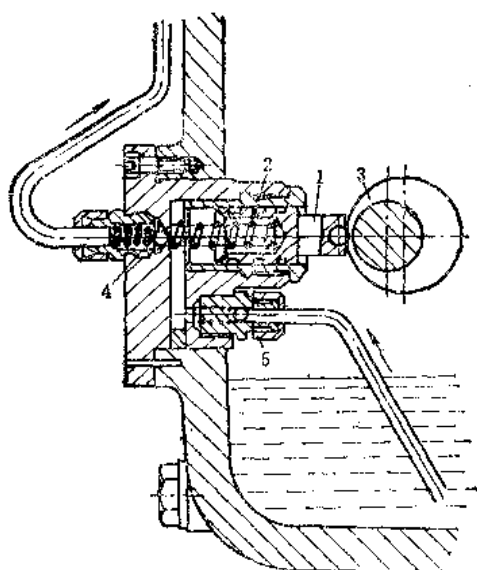


图7-2-12 装在机床内部的强制润滑泵

1—活塞 2—弹簧 3—偏心轮 4—送油阀 5—单向阀

旋转的机件从专门设计的油池将油带到附近的摩擦副上。润滑方便，但只能用于容易封闭的机构。油池的油也须有适当的粘度以适应摩擦副的需要，粘度过高或过低都会影响带油的效果。

图7-2-13为内燃机曲轴箱的溅油结构示意图，在此轴转动时，曲臂将油带起，飞溅到活塞缸壁、活塞销轴，不断润滑摩擦表面。

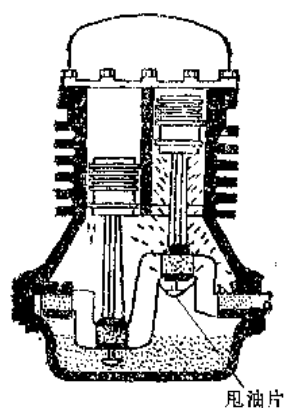


图7-2-13 溅油与油池

在油浴润滑直齿轮时，润滑油被带到齿面上并顺着整个齿长而挤出。但斜齿轮则是沿着齿宽逐渐被挤到一侧，有可能渗入轴端的轴承而形成轴端漏油。如斜齿轮和人字齿轮的旋转方向和齿的倾斜角适当，则油可被从油池提升得很高，能起搅拌的作

用，这样有助于散热，但油质也因而加速氧化。

蜗杆如在油池中润滑也有定向赶油的作用，如将赶油的方向对着箱体轴承有封闭的一端也可以避免轴端漏油。

在装有多级齿轮的油池中，如油位不能提高时，可在低处附装一个辅助齿轮使与高处的工作齿轮啮合，可便于供油，辅助齿轮的宽度约为工作齿轮宽度的 $1/3 \sim 1/2$ 。

油池的温度一般不超过 70°C ，如过高，可在油池的底部装设由黄铜管或紫铜管制成的蛇形管水冷冷却器，也可在高速轴的一端装上风扇抽风散热。如壳体的散热面积小，可按热源位置在壳体的上下部另加散热肋片。

在齿轮、蜗轮、链条的传动箱的壳体上部，可增加通风口以引出热空气，使箱体内部的热气膨胀不致会形成正压，由于油池的润滑油被搅拌后会大量产生泡沫，这些泡沫将带着润滑油受箱内正压力的影响而从轴承的间隙中被挤出，使箱体产生漏油。如箱体的温度低于周围的温度（一般在早晨开机之前），箱体内部会形成局部负压，吸入大气中的尘埃和潮气，以致摩擦副表面磨损或锈蚀。

油箱壳体应装设油标，油池的油位也须保持一定的高度，加入的油应经过滤清。油池的油位深度应为最低齿轮被淹没 $2 \sim 3$ 个齿高，如配置在下面是蜗杆，则油位深度应为其全齿高。

油池润滑是循环润滑，能节约用油，润滑作用均匀、连续而且十分可靠。它不需维护，只要保持规定的油位就可，此外，因壳体密封，故能防止漏油污染。但油的流量一般不能调整，只有改变油面的高低或另加甩油轮才能使之改变。其缺点是热损失较大，在油池中还可能积聚冷凝水而使油的应用寿命缩短。

当齿轮分度圆的速度在 10m/s 以下，蜗杆的分度圆速度在 8m/s 以下时，可以采用油池润滑，如速度过高，油将受离心力作用甩离，使啮合处的润滑不足，况且润滑油受到剧烈的搅拌易起泡沫加速油的氧化，故高速齿轮应采用喷油润滑。

2) 自动吸油润滑 这种润滑方法主要应用于整圆筒形的滑动轴承，其原理是利用快速转动的轴颈，在轴承无负荷低压区带走润滑油时形成了局部真空，从而把油池的润滑油吸入，连续供给轴颈润滑，见图7-2-14。吸油管一端浸在油池内，另一端接到轴承的低压区。如作用在轴承上的力方向向

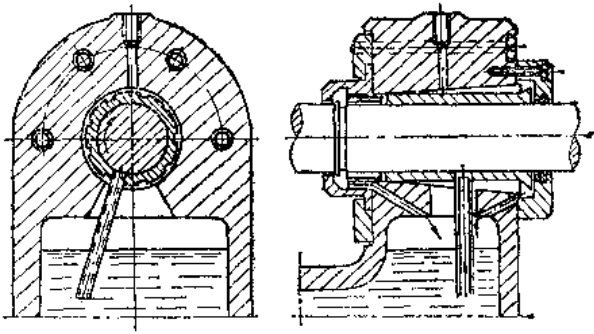


图7-2-14 利用旋转的主轴吸润滑油的轴承

下，则吸油区的位置是在图中所示方向与垂直线偏 $20^{\circ} \sim 30^{\circ}$ 左右处。

自动吸油润滑的轴颈圆周速度一般不能低于 5 m/s ，轴承与轴颈的间隙不能大于 0.01 mm ，所用润滑油是低粘度的主轴油。采用这种润滑方法的轴承，在起动时必须先进行点动，待油被吸起后才能全速运行。

这种润滑方法简单，供油连续均匀而且可靠。但只限于负荷方向不变的高速精密轴承的润滑，如负荷方向有变化，进油孔被轴颈压住，油楔成为高压区时就不可能吸油。如主轴运转方向改变，低压区的位置也必然改变，油孔同样吸不上油。如不能连续供油，轴承与轴颈的表面必然会产生烧伤，甚致产生咬死事故。

3) 离心甩油润滑 这种润滑方法是应用主轴圆锥体表面的离心力变化，使润滑油沿锥体小端移送到大端。主要用于垂直的高速主轴和圆锥滚子轴承的润滑。它有两种形式：

①增加专用的零件来引导油流，见图7-2-15结构；②直接利用锥轴或锥滚子的锥面送油，见图7-2-16结构。

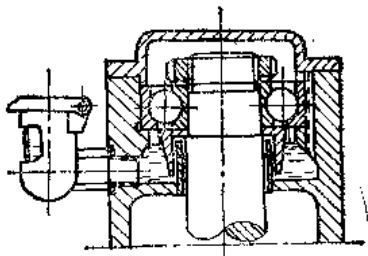


图7-2-15 带有圆锥形吊环的离心法润滑

这种离心润滑法能让润滑油循环使用，有良好的冷却效果，而且结构简单、可靠。但它不能调整

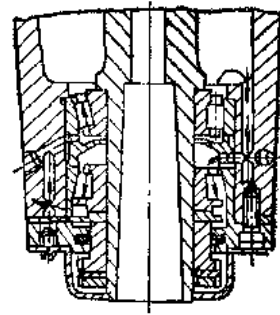
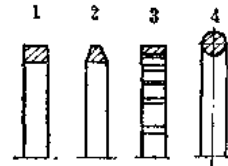


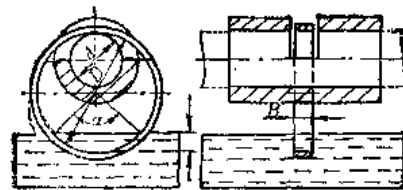
图7-2-16 利用圆锥滚子轴承本身的离心润滑法

油量，只能在一定的条件下应用。主轴的转速最好在 $3500 \sim 1500 \text{ r/min}$ 的范围内，如转速太低，供油量不足，如转速太高，油量增加发热量也增大，不易散热。

4) 油环润滑 见图7-2-17，在轴上挂一油环，环的下部浸在油池内，利用轴的转动摩擦力把油环也带着旋转，从而把油自油池带到轴颈上，再在轴颈的表面流散到各润滑部位。这种润滑方法仅适用于水平装置，且无冲击振动，如轴颈受到冲击或振动，则油环会从轴颈上跳离而停止转动，不能起带油的作用。



a)



b)

图7-2-17 油环润滑

a) 油环截面形状 b) 油环

图7-2-17 a 为几种常用油环的断面形状。实验证明，矩形和梯形断面的油环带油的效果较好，圆形的效果较差，使用时可按需求油量而选择。如用粘度超过 $68 \text{ mm}^2/\text{s}$ (40°C) 的润滑油，可在油环内圈一侧开有槽子，以增加环与轴颈的摩擦力，这样可以克服由于粘油给油环带来的较大的阻力。

油环润滑的供油量与油的工作温度、轴颈转速、油环的宽度和浸入油池的深度有关，一般每分钟可带油2~10 mL。轴颈的转速不应超过100~3000 r/min。环的内径 D ，一般为轴颈直径 d 的1.5倍（ d 一般在10~200 mm 这个范围），环的厚度 B 一般为轴颈的0.3~0.1（但不应小于5 mm）。浸入油池的深度 T 一般为环的内径 D 的1/4~1/6。如浸入过深，带油量反而会减少，应在油池中稍有漂浮并使其中心角 α 在 $60^\circ \sim 90^\circ$ 的范围内。应定期检查油池的油位，并每3~4个月更换一次油，如周围环境的灰尘较多，还应根据污染情况定期换油。

油环润滑常用于电机、机床及传动装置的轴颈上。它的优点是结构简单，主轴一开始运转就能对轴承自动给油，润滑油是循环使用，耗油较少，注意保持油池的油位就不需经常维护。但是主轴的转速、润滑油的粘度和运动特性对它有限制，如不善安排，润滑效果仍不好。

5) 油轮润滑 带油的轮子固定装在主轴上，见图7-2-18，主轴转动时油轮也就把油池的油带到轴颈上。应用这种润滑结构的主轴转速较低，转速以100 r/min以下为好。因油轮与主轴紧固，刚性较好，故可采用粘度较高的油，在滑动轴承和传动装置上应用较多。

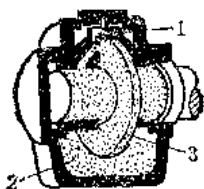


图7-2-18 油轮润滑

1—刮板 2—油池 3—油轮

6) 油链润滑 图7-2-19所示为油链润滑，它只能应用于主轴转速极低的滑动轴承，其作用与油环润滑相同。因链条与轴颈的接触较大，并可能有撞击，因此有磨损主轴等缺点。

7) 油滚润滑 图7-2-20为机床平导轨和V形导轨所用的油滚。装置在导轨油池中的油滚是应用弹簧的弹力或液体的浮力而紧贴着导轨的摩擦表面，依靠导轨面的摩擦力使滚子转动，而滚子转动又把油池的油带至导轨的润滑面上。油滚的数量和导轨油池储油容积是根据摩擦表面的长度及其移动量来决定。为了防止上导轨往复运动时把油大量带

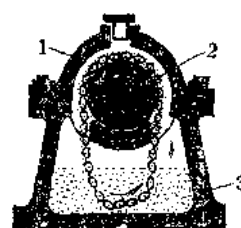


图7-2-19 油链润滑

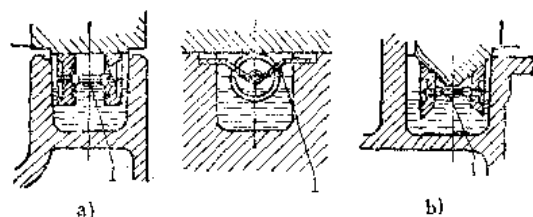


图7-2-20 利用滚子润滑金属切削机床导轨

a) 平导轨 b) V形导轨

1—弹簧片借其弹力把滚子压在上导轨上

出或向外溢漏，必须在下导轨的两端装设导油沟和集油槽，以收集过剩的润滑油，并将它引回油池。这种润滑方法简单、可靠，但它不能调节油量。

(6) 喷油润滑

1) 直接喷油润滑 在高速齿轮箱内，传动齿轮的分度圆圆周速度超过了10 m/min时，如采用飞溅润滑，因有离心力作用使油自齿面抛离，而达不到润滑的效果，故在高速齿轮传动机构中，要求在直接压力下把油送到啮合的齿隙中以进行润滑。

如标准直齿轮的分度圆圆周速达20 m/s，斜齿轮的分度圆圆周速达40~50 m/s时，润滑油应从分度圆啮合齿的转动方向送入齿隙，见图7-2-21。

如给油方向相反，则轮齿转动产生的气流将会

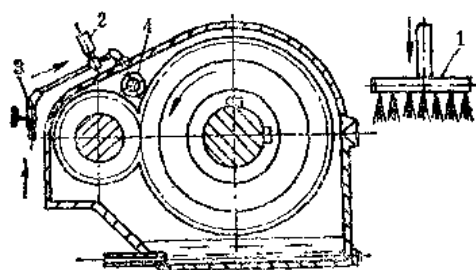


图7-2-21 大转速齿轮的喷流润滑（分度圆圆周速度在20 m/s以内）

1—喷流器 2—压力计 3—封闭开关 4—检查孔

使油挤压回去而到不了啮合的接触齿面。

有时，齿轮需要反转，则需在齿轮的两面均安装喷油孔管。

在高速齿轮转动中，常采用一根开有两排孔眼的输油管对啮合的两个齿轮分别供油，见图7-2-22。齿轮的圆周速度愈大，则供油点应配置得距啮合处远一些。

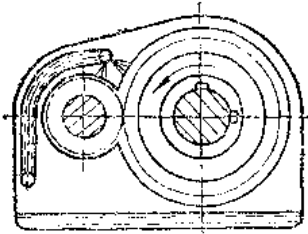


图7-2-22 高转速齿轮的喷流润滑
(分度圆圆周速度在20 m/s 以上)

在蜗轮传动中，喷油应从蜗杆的螺旋开始与蜗轮齿啮合的一面喷射。

喷油器用管子制成，长度根据齿轮的宽度而定。管子上孔眼的直径为2~4 mm，孔与孔之间相距20~30 mm，应均匀地给油。各股油流在接近轮齿时要避免重叠，在1 cm宽度的齿轮上给油量最好为0.4~0.6 L/min。

2) 间接喷油润滑 通过专用的喷嘴在摩擦表面上均匀喷油是较好的润滑方法，因喷嘴同时引入压力油和压缩空气，在高速搅动下喷射出液态的原子化润滑油。这种方法较之气态的油雾润滑具有更高的润滑和冷却效果，有更大的热容量和传热效能。喷射出的油粒子大小和效果与压力的高低、喷嘴的型式和规格、油的粘度、送油口和润滑点之间的距离等因素均有密切的关系。

喷射方法，可以是间断的或连续的，间断的自动喷油可采用分度装置进行控制。

狭窄的摩擦表面可采用单一的喷嘴喷油。而宽阔的摩擦面上则需要若干个喷嘴组合喷油。

润滑油的粘度不同，所用喷嘴的结构形式也应不同。有些工厂采用统一的油源而应用多个供油喷嘴，这就要求润滑油有较好的泵送性。

喷射系统一般由0.3~0.7 MPa的压气源、蓄油池、喷射控制阀和有关管件组成。在自动间断系统中还须有时间继电器以控制加油的频率和排油的间隔期。

喷嘴可做成圆形或扁平形，图7-2-23为一种扁平喷嘴结构。喷嘴应按喷油的要求加以设计，如需将润滑油原子化，可在喷嘴内部或外部做成原子化型结构。喷射齿轮的喷嘴的喷油方向应和齿轮中心线成30°角，和齿轮分度圆的距离保持150~200 mm。

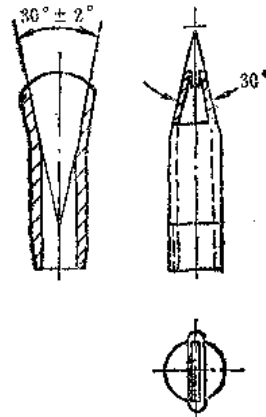


图7-2-23 喷嘴

喷射润滑因不用手工劳动而节约了工时并大大降低润滑油的消耗量，能使机件的润滑设计获得改进，从而降低了冲击振动。这种方法已发展应用于齿轮、链条、钢丝绳、模具、冲头和有足够间隙的滑动轴承。采用喷油润滑的齿轮的分度圆速度常限于300 m/min以内。外露齿轮的喷油周期应为大齿轮每转动一周的时间，油量按工作所需的粘度及附着量而定。图7-2-24为一种喷油阀的剖面示意。

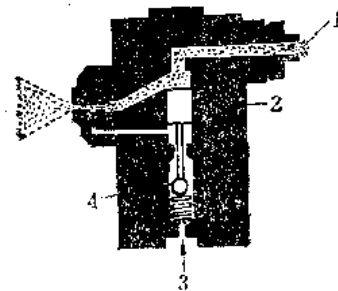


图7-2-24 喷油阀示意图

1—润滑油 2—活塞 3—压缩空气进口 4—压力阀

3) 注入润滑 在极高速和应力下工作的轴承，可采用注入润滑方法。它是应用0.4 MPa左右的压力通过3~4个喷嘴把油均匀喷射到轴承中，以润滑内外环的滚道和保持架。这种方法能克服轴承在高速运转时产生的气流障碍，使润滑油能顺利到达接触表面，能发挥更大的润滑效果。润滑油采

用 $8 \sim 15 \text{ mm}^2/\text{s}(40^\circ\text{C})$ 低粘度油，借助电磁阀的控制，周期地注入轴承。据实验记录，应用这种注入润滑的高速磨具的滚动轴承的使用寿命要比滴油润滑及油脂润滑提高 10 倍，要比油雾润滑提高 4 倍。

图7-2-25为这种注入润滑装置的示意图，它通过交流电源控制电磁阀 2 的杠杆系统，实现扁平管 1 的周期扭转而引起泵送的作用。开关阀 3 用以吸油，喷油阀 5 送油到油管接头 4，用过的油经回油管 6 流回油池。如需要调整耗油量，可在电路中接上传感器和时间继电器就可减少管子 1 的扭转频率。

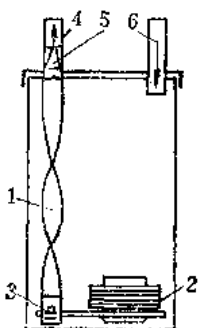


图7-2-25 注入润滑装置

- 1—扁平管 2—电磁阀 3—开关阀 4—接头
- 5—喷油阀 6—油管

这种注油装置的最大供油压力为 0.5 MPa，最大供油率为 25L/h。

(7) 压力循环润滑 润滑点多而集中、负荷较大、速度较高并产生热量的重要机械设备，采用压力循环润滑是最有效的方法。这种循环的润滑油，不但能起润滑的作用，还能把摩擦热及磨屑带走，收到冷却和冲洗的效果。图7-2-26为一种典型的压力循环润滑系统。

压力循环润滑有三种形式：

1) 单泵式 图7-2-27为只应用单泵直接把油池的油抽送到润滑点，完成润滑功能后，利用本身的重力作用使油重回油池。

单泵式循环系统广泛应用于机床及内燃机上，其装置简单，但润滑泵一旦发生故障，摩擦表面立即出现断油现象。当今精密加工机床的主轴已广泛采用静压轴承，如应用单泵式循环系统供油，断电后供油中断，但主轴仍有惯性转动，这会给轴承带来干摩擦危险，故常需增加蓄能装置以维持短时间

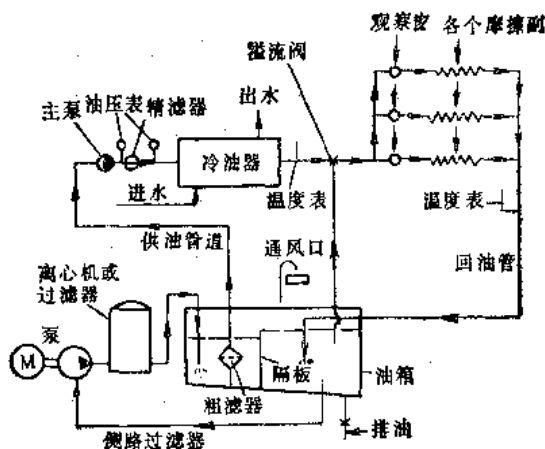


图7-2-26 压力循环润滑系统

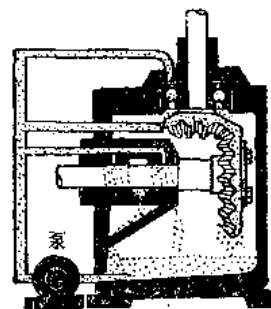


图7-2-27 单泵式压力循环系统

的润滑。

2) 双泵式 图7-2-28为利用一个循环泵从高于润滑点的油箱中吸取润滑油压送到摩擦副的表面，而另一个容量稍大的泵把下部油池的回油抽吸以补充上部的油箱的双泵式压力循环系统。在这种

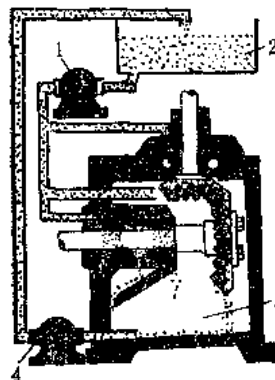


图7-2-28 双泵式压力循环系统

- 1—循环泵 2—油池 3—油箱 4—补充泵

双泵循环系统中,即使油泵失灵,润滑油仍可借助重力作用从上部油箱流入润滑点,摩擦表面不致出现断油现象。由于润滑油储存在与摩擦面隔离的油箱中,可以减少润滑油受搅拌和喷溅,从而能避免氧化和沾污。这种系统多用于重型机床的主轴润滑及静压轴承的润滑系统。

3) 重力式 重力式循环系统类似于双泵系统,但它只有一个补充泵把下部油池的油抽送到上部油箱,再利用重力作用将油流引入各润滑点,见图7-2-29。润滑点的油压可从上部油箱的高度来调节,一般高约10m。在润滑点的供油管上常装有调节阀以调节供油量。在适当的位置还可装设油标,以便于检查供油情况。

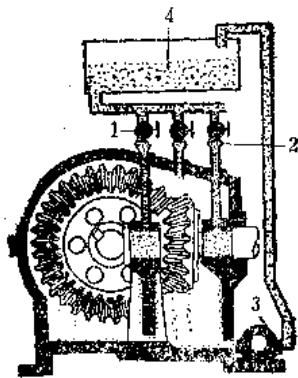


图7-2-29 重力式压力循环系统

1—调节阀 2—油标 3—泵 4—油池

压力循环润滑系统,除上述基本给油环节外,可加入油的过滤和冷却等装置,以改善供油质量,还可以安装各种显示及保护仪表,以保证润滑泵、过滤器等有关部件的正常运行。

(8) 油雾润滑装置 油雾润滑装置是利用文氏管(Venturi tube)或涡旋效应,采用专门制造的油雾发生器,借助压缩空气载体,将润滑剂雾化或微细油颗粒,用凝缩嘴使微粒凝缩后喷射至润滑点的集中润滑装置。油雾的颗粒尺寸为 $1\sim 3\mu\text{m}$,空气压力为 $0.3\sim 0.5\text{MPa}$ 。一般又将油雾颗粒尺寸为 $50\sim 100\mu\text{m}$,空气压力为 $0.4\sim 0.8\text{MPa}$ 的润滑装置称为油气润滑系统。此外,还有一种干油喷射润滑装置,是以压缩空气为喷射动力源,用特别设计的喷嘴喷射雾状润滑油到润滑点中。

油雾在管道中的传送速度在 6m/s 以下,压力为 $2.5\sim 5\text{kPa}$,以避免沾湿管内壁,油雾通过特殊

的喷嘴时,节流到 0.1MPa 的压力,速度提高到 40m/s 以上,油雾润滑系统的输送距离不宜太长,一般在 30m 以内较为可靠,最长不得超过 30m 。油气润滑系统输送的距离很短,一般只有几米。

油雾润滑有以下优点:

- ① 油雾能弥散到所有需润滑的摩擦表面。
- ② 很容易带走摩擦热,从而降低摩擦副的工作温度。
- ③ 由于油雾具有一定压力,避免了外界杂质、尘屑、水分等侵入。

油雾润滑有以下缺点:

- ① 排出的空气中含有悬浮油粒,污染环境,对操作者健康不利,需增设通风排雾装置。
- ② 需具备压缩空气源。
- ③ 冬季气温低时或昼夜温差大时,会影响供油雾的稳定性和效率。

油雾润滑自40年代发展以来,最初只局限于气动装置,50年代初开始在高速精密滚动轴承的主轴上应用,现在已在各种设备上推广应用,且不受摩擦副的大小及运转速度所限制。

油雾润滑装置的型式很多,常用的如图7-2-30所示。它比较简单,易于制造。但是压缩空气带走的油雾大部分是较大的油粒,这些油粒常会落到联通的管道或粘附在摩擦副间隙以外的表面上,实际能起润滑作用的油粒不多,油的浪费大,效果差,这是它的缺点。

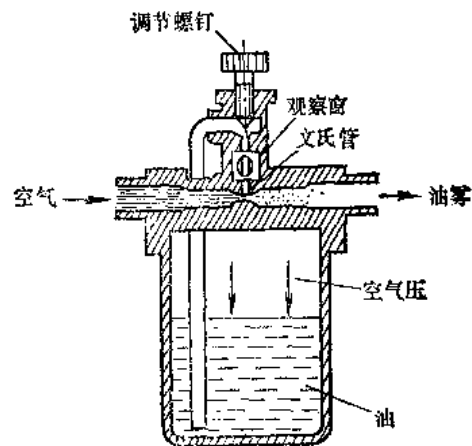


图7-2-30 油雾润滑装置

近年已有多种新型的结构。图7-2-31为新型油雾器油雾形成的作用原理图。压缩空气通过喇叭口产生压力差,利用低压将油吸入喇叭口。但是油在

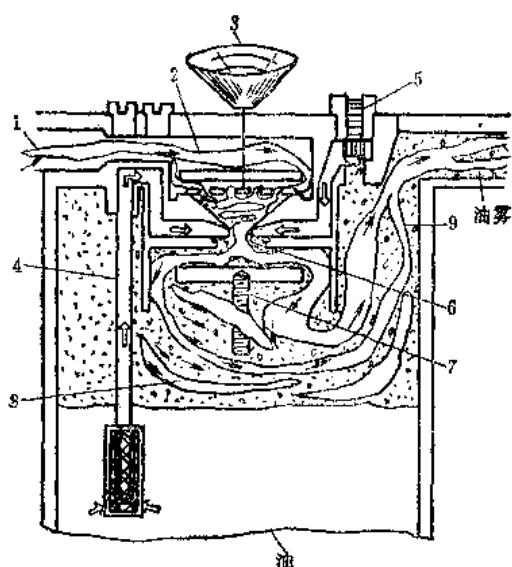


图7-2-31 油雾形成的过程

1—进口 2—进口通道 3—旋转腔 4—吸管 5—两节
6—旋转腔 7—挡板 8—下部 9—出口

喇叭口与压缩空气混合，形成油雾后不是直接引出，而是向下经过加速旋转，导入油杯的上部空腔。这时约有10%的油量被吸入，这些油粒小于 $2\mu\text{m}$ ，能为气流带走，其中大多数油粒被引入润滑点而起润滑的作用。其余90%的大油粒仍返回油杯下部的储油池，所以润滑油的浪费较少，润滑质量较好。

油雾的产生过程具体如下：

- ① 从压力调节阀直接引入压缩空气。
- ② 压缩空气从进口通道2进入润滑器，并向下流经环形间隙继续进入旋转腔3。
- ③ 压缩空气被迫以高速向下从喇叭口旋转冲出，这时气流以声速离开喇叭口并以旋风式向下转动，高速促成低压而引起强烈的抽气作用。
- ④ 通过吸管4将油抽入喇叭口后，油进入旋转腔6和压缩空气混合。
- ⑤ 油在隙缝中被气流所撕裂、膨胀、向下旋转，并在三维空间内以声速和超声速的频率作高度涡旋和脉动，这样可以减少油粒而达到最佳油雾粒子的倾向。
- ⑥ 油雾气流为挡板7所阻，油雾粒子冲击挡板而被折跌落，再返回从水平引出。
- ⑦ 较大的油雾粒子为挡板截住，并滴落油杯下部。
- ⑧ 适用的微粒油雾从出口9引入润滑系统。

油雾器发送油雾的雾量，是随压力的增加而增加，直至临界涡动为止，如超过该点，油将从管道中的油与空气流混合体中脱出并滴落。其发送油雾量又随油的粘度降低而增加，如将油加热，则可获得较大的油雾输出。

油雾润滑是依赖压气源驱动，要防止润滑油沾污和被磨料及锈末等侵入，应在润滑器前装上空气管线过滤器以净化输入的压缩空气。为了有效并经济地应用压缩空气，在润滑器和过滤器之间装上一个压力调节阀。图7-2-32为常用的一种联接结构。图7-2-33为带有加热器和油水分离器的另一种结构。图7-2-34为油雾润滑系统方框图。

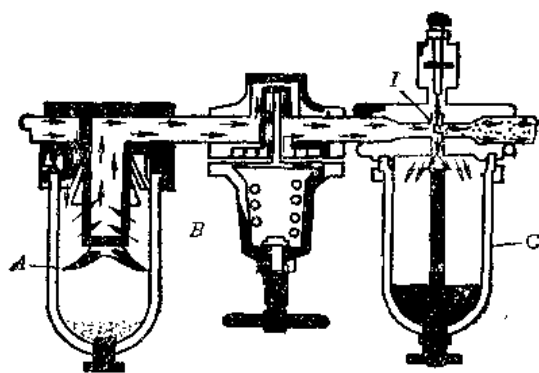


图7-2-32 过滤、减压、油雾器组件

A—分水过滤器 B—减压阀 C—油雾器

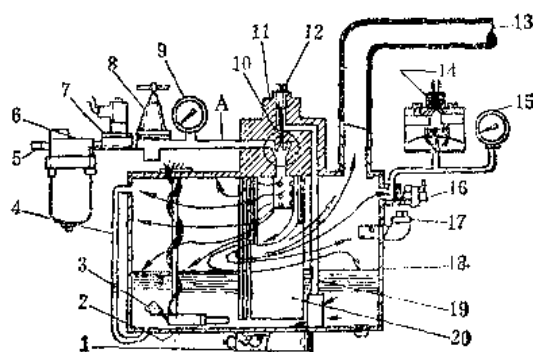


图7-2-33 油雾润滑器

1—加热器 2—恒温控制器 3—低油位的浮子开关 4—玻璃油标 5—空气进口 6—水分分离器 7—电磁空气阀 8—空气调节器 9—空气压力表 10—喇叭管 11—油雾产生头架 12—油流调整螺钉 13—油雾 14—安全压力阀 15—油雾表 16—安全阀 17—充油口 18—油池 19—供油管 20—挡板

图7-2-35是一种油雾装置的外形图。表7-2-8与表7-2-9是其参数与尺寸。

WHZ 3 系列油雾润滑装置是我国开发的较新型油雾润滑装置，它具有油温、油雾压力、油雾浓度、油雾量等参数自动监测和控制功能，还可对油雾粘度进行自动监测，对各种参数均可进行声光报警。

2. 润滑油（稀油）润滑系统

润滑油（稀油）润滑系统是目前应用最广泛的润滑系统，主要包括全损耗型（包括油雾润滑系统）与循环型润滑油（稀油）集中润滑系统两大类。其中油雾润滑系统与装置的组成与原理已在上面

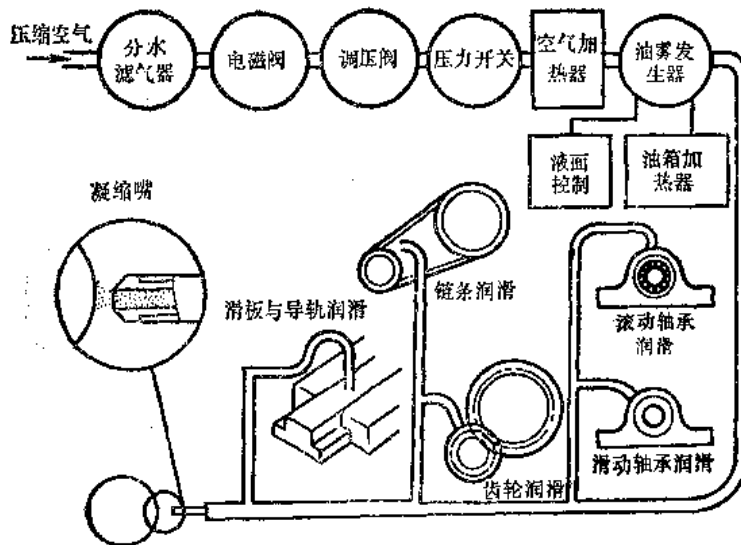


图7-2-34 油雾润滑系统方框图

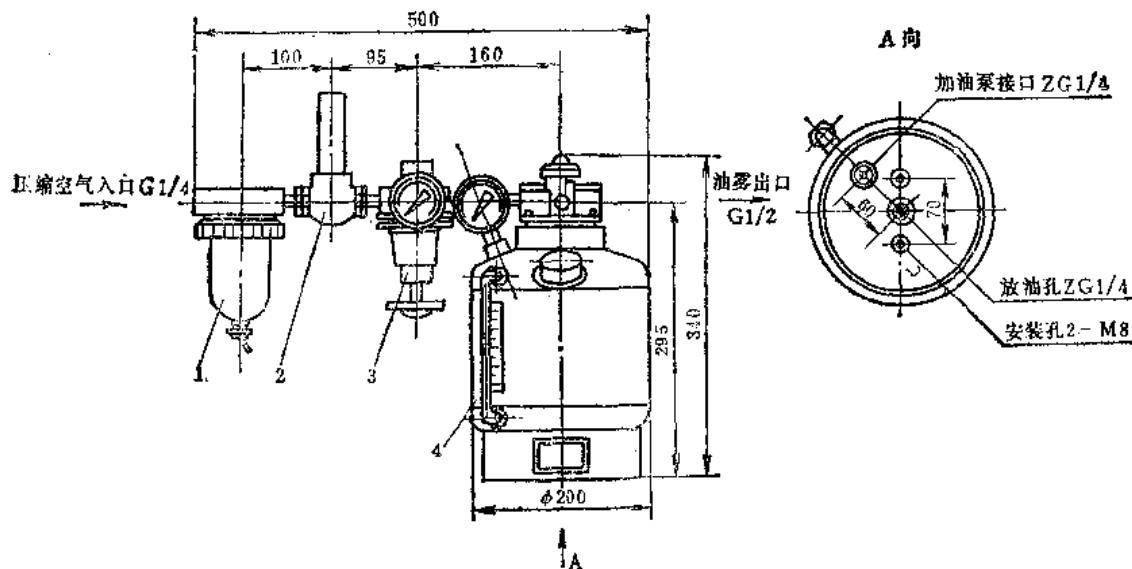


图7-2-35 WHZ-4油雾润滑装置

1—分水滤气器 2—电磁阀 3—调压阀 4—油雾发生器

表7-2-8 油雾润滑装置参数及尺寸（一）

型号	油雾量 (m ³ /h)	贮油器有效 容积 (L)	最高油温 (°C)	油的最高粘度 (mm ² /s)(40°C)		加热器功率 (kW)	含油量 (mL/m ³)	空气压力 (MPa)	重量 (kg)
				未加热	加热				
WHZ-4	4	4	—	—	—	—	—	—	15
WHZ-12	12	15	80	75	151	1	4~14	0.3~0.5	80
WHZ-40	40								

注：标记示例，油雾量为40m³/h的油雾润滑装置，WHZ-40润滑装置

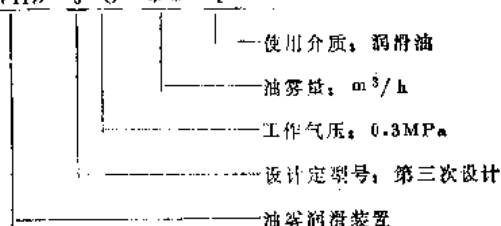
表7-2-9 油雾润滑装置参数及尺寸 (二)

型 号	油雾量 (m^3/h)	油箱容积 (L)	最高油温 ($^{\circ}C$)	最高气温 ($^{\circ}C$)	油雾公称压力 (kPa)	油雾浓度 (g/m^3)	工作气压 (MPa)	重量 (kg)	外形尺寸 (长×宽×高) (mm)
WHZ3-C6Y	6	17	80	80	15.7	3~42	0.3	120	800×300×1100
WHZ3-C10Y	10								
WHZ3-C16Y	16								
WHZ3-C25Y	25								
WHZ3-C40Y	40								
WHZ3-C63Y	63								

注: 1. WHZ3系列产品符合重型机械标准JB/ZQ4108-88。

2. WHZ3系列产品使用介质为粘度等级不大于N460的工业润滑油。

3. 标记示例: WHZ 3-C ** Y



面简述过。稀油集中润滑系统则是使用同一品种润滑油来为单台机器或由若干台机器组成的整条生产线服务的润滑系统。通常包括以下部分: 润滑油泵及驱动装置(电动机或其他动力源)、分配阀、管路及阀门、过滤器、油箱、冷却器及热交换器、控制装置及仪表、指示、报警及监测装置等, 一般是标准的成套润滑站。例如我国重型机械行业标准 JB/ZQ4586-86 (稀油) 润滑装置中规定了XHZ-6.3~XHZ-2000 整个系列(稀油) 润滑装置的主要技术参数及性能, 参看表7-2-10。

XHZ系列稀油集中润滑装置的供油压力、流量及温度均可控制。如果出现不正常现象, 可以自动发出声、光报警信号, 以便使现场工作人员能及时制止和消除故障。在许多重要的自动化程度高的设备或机组如机床、锻压机械、内燃机、汽轮机、矿山机械、冶炼机械及轧钢机组等都采用了这种集中润滑装置。图7-2-36是稀油集中润滑系统XHZ-6.3~XHZ-125的工作原理图, 图7-2-37是其外形图。其工作原理如下:

在机械设备或机组开车运行之前, 先要启动润滑系统工作, 对各润滑点供油, 使之得到良好润滑, 见图7-2-36, 先启动电动机22, 带动齿轮油泵23工作, 从油箱6内吸取额定的润滑油量, 经单向阀21, 沿管路进入切换阀25送至过滤器20, 过滤纯净的油沿管路进入冷却器19, 使油液达到要求的恒定温度,

表7-2-10 稀油润滑装置(XHZ系列)的统一参数性能

参 数 性 能	参 数 值	
	最 低	最 高
工作介质(润滑油)粘度等级	最低 最高	
运动粘度(40 $^{\circ}C$) (mm^2/s)	N32~N460	
润滑装置的公称压力(MPa)	0.63	
过滤精度(mm)	低粘度0.08	高粘度0.12
公称流量(L/min)	6.3~2000	
冷却水温度($^{\circ}C$) 小于	30	
冷却水压力(MPa) 小于	0.4	
冷却器进油温度($^{\circ}C$)	50	
冷却器的油温度降低($^{\circ}C$)	8	
油箱加热用蒸汽压力(MPa)	0.2~0.4	

从开启的截止阀15经出油口, 沿该机组敷设的润滑管路供送到各润滑点, 达到良好的润滑。用过的润滑油液, 流经设备(机组)壳体下部的集油管, 经过回油管路又回到油箱的回油口, 经过回油过滤器(有的设有磁过滤)流回油箱, 使润滑油能循环使用。整个润滑装置安放在所服务的机组附近的地下坑内, 称为地下润滑油站。

3. 润滑油(稀油)集中润滑系统设计的任务和步骤

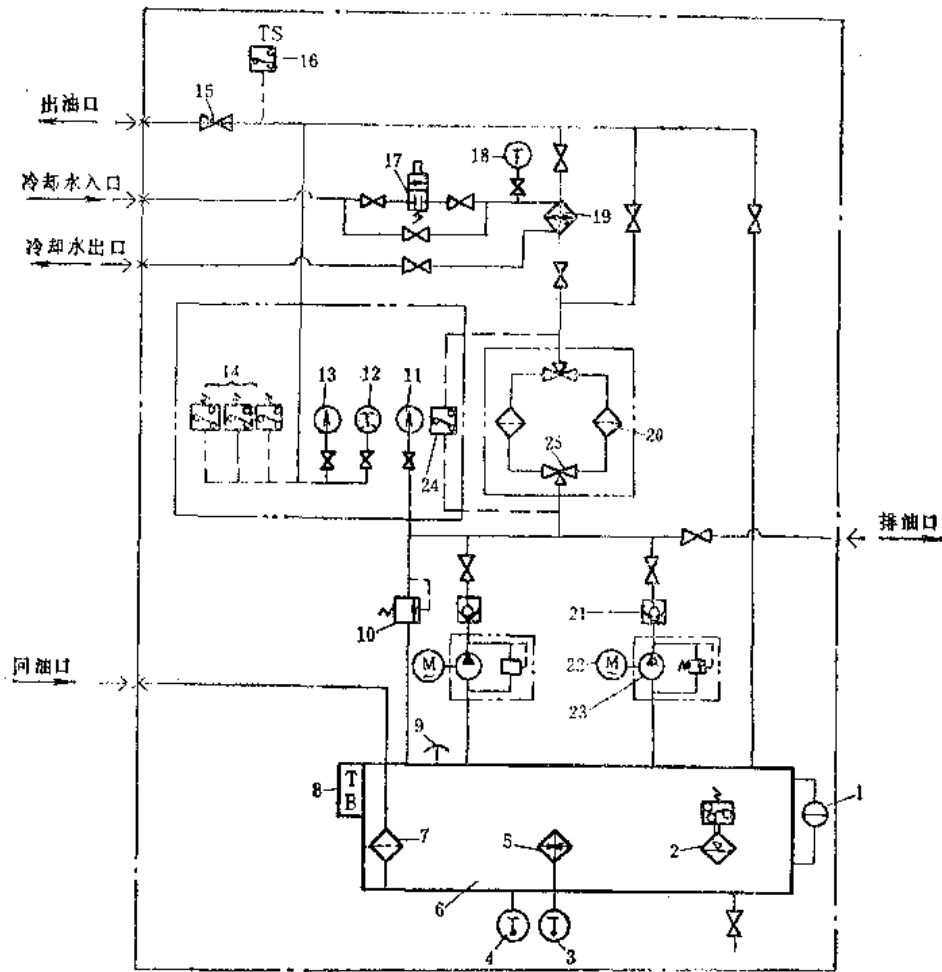


图7-2-36 稀油集中润滑系统XHZ-6.3~XHZ-125工作原理图

1—油液指示器 2—油高、低液面控制器 3、4、12—电接触式温度计 5—加热器 6—油箱 7—回油过滤器 8—电气接线盒 9—透气孔盖 10—安全阀 11、13—压力计 14—压力继电器 15—截断阀 16—温度开关 17—二位三通电磁阀 18—温度表 19—冷却器 20—双筒式过滤器 21—单向阀 22—电动机 23—带安全网的齿轮油泵 24—压差开关 25—过滤器切换阀

(1) 润滑油(稀油)集中润滑系统设计任务 根据机械设备总体设计中各机构和摩擦副的润滑要求、工况和环境条件,进行集中润滑系统的技术设计并确定合理的润滑系统,包括润滑系统的型式确定、计算及选定组成系统的各种润滑元件及装置的性能、规格、数量,系统中各管路的尺寸及布局等。

(2) 设计步骤 集中润滑系统的设计步骤如下:

1) 围绕润滑系统设计任务、工况和环境条件,收集必要的参数,确定润滑系统的方案。如几何参数,最高、最低及最远润滑点的位置尺寸、润滑点

范围、摩擦副有关尺寸等;工况参数,如速度、载荷及温度等;环境条件,湿度、粉尘、水气等;运动性质,变速运动、连续运动、间歇运动、摆动等。力能参数,如传递功率、系统的流量、压力等要求。在此基础上考虑和确定润滑系统方案。

2) 计算各润滑点所需润滑油的总消耗量。根据初步拟定的润滑系统方案,计算润滑各摩擦副工作时克服摩擦所消耗的功率和总效率,以便计算出带走摩擦副在运转中产生的热量所需的油量,再加上形成润滑油膜,达到流体润滑作用所需油量,即为润滑油的总消耗量。但由于后一部分的消耗的油量比前一部分要少得多,故在计算中往往略去不

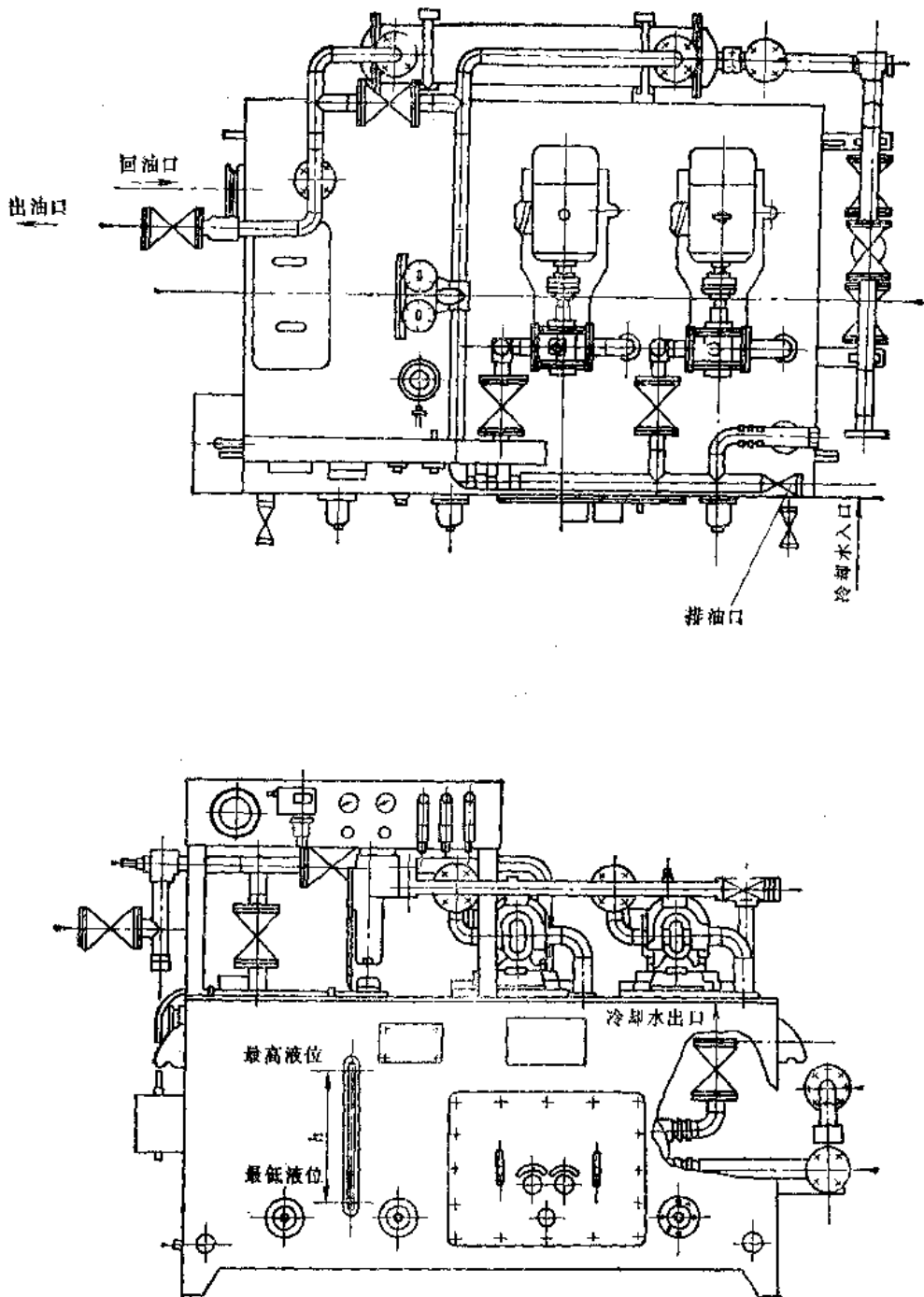


图7-2-37 XH2-6.3~XH2-125稀油润滑装置外形图

计。

计算各种典型摩擦副为克服摩擦而消耗的功率及所产生的热量的方法，在有关手册或资料中可以找到，此处不重复。

3) 计算及选择润滑泵。根据系统所消耗的润滑油总量，可确定润滑泵的最大流量 Q 、工作压力

P 、润滑泵的类型和相应的电动机。

① 确定润滑泵的工作压力。计算润滑系统的润滑泵压力，与液压系统的计算类似。不同的是—些关键摩擦副如机床主轴轴承、汽轮机轴承、轧钢机的油膜轴承等，除了要求能形成一定的油膜厚度外，还要求供油量一定，而且要求使用品质优良的

油品，以免造成轴承发热、磨损，因此要求在规定
的压力范围供油。而对于一般摩擦副及设备，只要
保证有足够的油供至润滑点即可，因此，在润滑点
的油压不高。润滑泵的实际压力 P ，除润滑点的油
压 P_1 外，还应包括润滑系统中各项压力损失 ΔP ，即

$$P \geq P_1 + \Delta P \quad (7-2-1)$$

其中：

$$\Delta P = \Sigma \Delta P_{\text{沿}} + \Sigma \Delta P_{\text{局}}$$

$\Sigma \Delta P_{\text{沿}}$ ——输油管路中各管段的沿程阻力损
失 (MPa)；

$\Sigma \Delta P_{\text{局}}$ ——润滑系统中各种阀、滤油器、冷却
器、弯头、三通等的局部损失
(MPa)。

为了计算方便，用式 (7-2-2) 可计算出润滑
系统中的总扬程：

$$H_{\text{总}} = H_{\text{静}} + H_{\text{沿}} + H_{\text{局}} + H_{\text{吸}} + \Sigma H_i \quad (7-2-2)$$

式中 $H_{\text{总}}$ ——总的扬程 (MPa)；

$H_{\text{静}}$ ——静压高度，等于从润滑泵中心到
该系统最高润滑点的垂直高度
(MPa)；

$H_{\text{沿}}$ ——直段管路的沿程损失 (MPa/m)，
可按式计算：

$$H_{\text{沿}} = \sum \left(0.032 \frac{\mu v}{d^5} L_i \right)$$

$H_{\text{局}}$ ——局部阻力损失 (MPa/m)，可按下
式计算：

$$H_{\text{局}} = \sum \left(\xi \frac{v^2}{2g} \right)$$

L_i ——管段长 (m)；

μ ——油的动力粘度 ($10^{-5} \text{Pa} \cdot \text{s}$)；

d ——管子内径 (mm)；

v ——流速 (m/s)；

ξ ——局部阻力系数，可在流体力学及液
压技术类手册中查到；

g ——重力加速度， $g = 9.81 \text{ m/s}^2$

$H_{\text{吸}}$ ——吸入管段的扬程，在计算泵轴功率
时可取 $H_{\text{吸}} = 0.5$ (米油柱) $= 4.4 \text{ kPa}$ 。

ΣH_i ——包括滤油器、冷却器的进出油压差，
对片式或网式滤油器可取 $H_i =$
 $0.05 \sim 0.06 \text{ MPa}$ ，列管式冷却器 $H_i =$
 0.02 MPa ，板式冷却器 $H_i = 0.15 \sim$
 0.2 MPa 。

由式 7-2-1 与式 7-2-2 可得

$$P \geq P_1 + \Delta P = \gamma H_{\text{总}} \cdot 10^{-6} (\text{MPa})$$

式中 γ ——润滑油的密度， $\gamma = 0.9 \text{ g/cm}^3$ 。

$H_{\text{总}}$ ——总扬程， 8.8 kPa 。

② 确定润滑泵的排量 Q 。润滑泵的排(流)
量是根据润滑系统的最大耗油量确定的。可参
考下式确定：

$$Q \geq K \sum_{i=1}^n Q_i$$

式中 Q ——润滑泵的流量 (L/min)；

K ——考虑系统漏油、泵的磨损及计算误差
的系数，一般可取 $1.05 \sim 1.5$ ，根据设
备类型而定；

$\sum_{i=1}^n Q_i$ ——各润滑点需油量总和，可参看有关零
部件的需油量计算 (L/min)。

③ 润滑泵的有效功率 N_e 。润滑泵的有效功率
按下式计算：

$$N_e = \frac{PQ}{612 \eta}$$

式中 η ——油泵总效率；

P ——工作压力；

Q ——润滑泵最大流量。

目前我国标准稀油站 (XHZ-6.3~XII Z2000)
系列产品的公称压力为 0.63 MPa ，国外有的产品压
力可达 $40 \sim 50 \text{ MPa}$ ，但也有不少在 $2.5 \sim 5 \text{ MPa}$ 。

表 7-2-11 为润滑系统常用油泵的性能比较，表
7-2-12 至表 7-2-18 为常用润滑泵性能参数。

4) 确定定量分配系统 根据各润滑点的耗油
量，确定每个摩擦副上安置几个润滑点，选用那种
类型的润滑系统 (见本章第 1 节中图 7-1-1)，然后
选择相应的润滑泵及定量分配器。其中多线式系统
是通过多点式或多头式润滑油的每个给油口直接向
润滑点供油。而单线式、双线式及递进式润滑系统
则用定量分配器 (或称分油器) 供油。图 7-2-38 是
典型定量分配器线路图。

在设计时，首先按润滑点数量、位置、集结程
度按尽量就近接管原则将润滑系统划分为若干个润
滑点群，每个润滑点群设置 $1 \sim 2$ 个片组，按片组
数初步确定分油级数。在最后 1 级分油器中，单位
时间内所需循环次数 n_1 可按式计算：

$$n_1 = \frac{Q_1}{Q_0}$$

表7-2-11 润滑系统常用油泵的性能比较

性能项目	齿轮泵	螺杆泵	叶片泵	回转柱塞泵	离心泵
压力 (MPa)	0.6~2.5	2.5	7.0	0.4	0.3~0.5
流量 (L/min)	2.5~1600	1~1500	4~260	150~600	<2000
起动时是否注油	不注	不注	不注	不注	必须注油
供油均匀程度	较均匀	均匀	均匀	不均匀	均匀
转速 (r/min)	1500 (直接传动)	3000 (直接传动)	1500 (直接传动)	750 (皮带减速)	1400 (直接传动)
运动时的噪声	较大	微小	较大	小	小
结构	简单	简单, 但难制造	简单	较复杂	简单
效率	0.63~0.85	0.7~0.85	0.65~0.85	0.7~0.85	0.8
重量	轻	轻	轻	较轻	较轻
价格	便宜	贵	较便宜	较贵	便宜
主要零部件寿命	短(约1年)	长(2年以上)	较长(1~2年)	长(2~5年)	短(约1年)
介质粘度 (mm ² /s)	30~165	30~80	30~90	80以上	低
允许最高工作油温 (°C)	60~80	80~100	60	60	200

表7-2-12 20MPa润滑泵性能参数

名称	型号	公称压力 (MPa)	每个给油口额定给油量 (mL/min)	给油口数 (个)	储油桶容积 (L)	电机功率 (kW)	标准号
多点润滑泵	6ZB-L①	20(L)	1.8, 3.5, 5.8, 10.5	1~14	10, 30	0.18	JB/ZQ 4579-86
单线润滑泵	DB-L 25	20(L)	25	1	30	0.37	JB/ZQ 4580-86
	DB-L 45		45				
	DB-L 50		50				
	DB-L 90		90				

注: 1. 标记示例: 公称压力为20MPa, 给油口数为6个, 每个给油口每分钟给油量为5.8mL, 贮油桶容积为10L的多点润滑泵
6ZB-L 5.8/10润滑泵 JB/ZQ4579-86

2. 润滑泵适用介质为针入度不低于265(25°C, 150g) $\frac{1}{10}$ mm的润滑脂和粘度等级大于N46的润滑油。适用环境温度度为-20~+80°C

表7-2-13 CB-B系列齿轮油泵性能参数

型 号	公称流量 (L/min)	工作压力 (MPa)	转 速 (r/min)	输入功率 (kW)	吸入高度 (mm)	容积效率 (%)	重 量 (kg)
CB-B 2.5	2.5	2.5	1450	0.13	500	≥70	2.5
CB-B 4	4			0.21		2.8	
CB-B 6	6			0.31		3.2	
CB-B 10	10			0.51		3.5	
CB-B 16	16			0.82		5.2	
CB-B 20	20			1.02		5.4	
CB-B 25	25			1.30		5.5	
CB-B 32	32			1.65		6.0	
CB-B 40	40			2.10		10.5	
CB-B 50	50			2.60		11.0	
CB-B 63	63			3.30		11.8	
CB-B 80	80			4.10		17.6	
CB-B 100	100			5.10		18.7	
CB-B 125	125			6.50		19.5	
CB-B 160	160	8.20					

表7-2-14 卧式齿轮油泵装置性能参数 (JB/ZQ4590-86)

型 号	公称压力 (MPa)	齿 轮 油 泵			电 动 机			重 量 (kg)
		型 号	公称流量 (L/min)	吸入高度 (mm)	型 号	功率 (kW)	转 速 (r/min)	
WBZ2-16	0.63	CB3-16	16	500	Y90S-4-B3	1.1	1400	55
WBZ2-25		CB3-25	25					56
WBZ2-40		CB3-40	40		Y 100L ₁ -4-B3	2.2	1420	80
WBZ2-63		CB3-63	63					100
WBZ2-100		CB3-100	100					118
WBZ2-125		CB3-125	125		Y 112M-4-B3	4	1440	146

表7-2-15 BB-B系列摆线齿轮泵性能参数

型 号	公称流量 (L/min)	压 力 (MPa)	额定转速 (r/min)	容积效率 (%)	驱动功率 (kW)	
BB-B4	4	2.5	1500	≥80	0.21	
BB-B6	6				0.31	
BB-B10	10				0.51	
BB-B16	16			≥90	0.82	
BB-B20	20				1.02	
BB-B25	25				1.30	
BB-B32	32				1.65	
BB-B40	40				≥90	2.10
BB-B50	50					2.60
BB-B63	63			3.30		
BB-B80	80			≥90	4.10	
BB-B100	100				5.10	
BB-B125	125	6.50				

表7-2-16 斜齿轮油泵及装置性能参数 (JB/ZQ4591—86)

斜 齿 轮 油 泵						斜 齿 轮 油 泵 装 置				
型 号	公称流量 (L/min)	公称压力 (MPa)	容积效率 (%)	吸入高度 (mm)	重量 (kg)	型 号	电 动 机			
							型 号	功率 (kW)	转速 (r/min)	重量 (kg)
XB1-160	160	0.63	≥90	≥500	59	XBZ1-160	Y132M-4-B ₃	7.5	1440	190
XB1-200	200				60					XBZ1-200
XB1-250	250				76	XBZ1-250	Y160M-4-B ₃	11	1460	259
XB1-315	315				78	XBZ1-315				261
XB1-400	400				98.5	XBZ1-400	Y160L-4-B ₃	15	1460	302
XB1-500	500				100	XBZ1-500				303

表7-2-17 YB₁系列叶片泵性能参数

型 号	公称排量 (mL/r)	额定压力 (MPa)	流量 (L/min)		转 速 (r/min)	容积效率 (%)	总效率 (%)	驱动功率 (kW)	重量 (kg)
			零压力	额定压力					
YB ₁ -2.5	2.5	6.3	3.8	2.8	1450	≥75	≥50	0.6	5.5
YB ₁ -4	4		6.0	4.8		0.9			
YB ₁ -6.3	6.3		9.5	7.6		1.4			
YB ₁ -10	10		15	12.0		2.2			
YB ₁ -16	16		16	13.6	960	≥85	≥75	2.0	9.5
YB ₁ -20	20		20	18.0		2.6			
YB ₁ -25	25		25	22.5		3.3			
YB ₁ -32	32		32	28.8		4.2			
YB ₁ -40	40		40	36.8		≥80	≥78	5.2	16
YB ₁ -50	50		50	46.0				6.5	
YB ₁ -63	63		63	58.0				8.2	
YB ₁ -80	80		80	73.6				10.3	
YB ₁ -100	100		100	92.0	≥92	≥81	12.8	22	

表7-2-18 螺杆油泵性能参数

型 号	规 格 (D _e × 2L/h)	标定精度 (50°C) (m ³ /s)	压 力 (MPa)	流 量 (L/min)	转 速 (r/min)	允许吸上 真空高度 m (H ₂ O)	功 率 (kW)	重 量 (kg)
LB-8	20 × 4	21.2	1	8	1450	6	0.6	2.6
LB-16				16	2900		1.5	
LB-25	35 × 3		2.5	25	970	4	2.2	10
LB-40				40	1450		3	
LB-100			100	2900	7.5			
3U系列	35C	75.8	10	36.7	2900	5.5	17	17
	35 × 3			93		4	7.5	
	45B		2.5	138		4.5	10	
	80A			550	1450	4	40	138
	85 × 4			666.6				

(续)

型号	规格 ($D_s \times 2L/h$)	标定精度 (50°C) (mm^2/s)	压力 (MPa)	流量 (L/min)	转速 (r/min)	允许吸上 真空高度 (m (H_2O))	功率 (kW)	重量 (kg)
3G系列	20×4	75.8	1	6.7	1450	6	0.6	8
			2.5	5			0.8	
			1	16.6	2900		0.8	
			2.5	13.3			1.6	
	25×4		2.5	10	1450	6	1.5	9
			1	3.3	2900	3		
	30×4		2.5	30		1450	5	2.2
				53.4	4			
	r 36×6		2.5	83.3	2900	4	7.5	21
	36×4			100				

20~60 循环 / min 范围内。

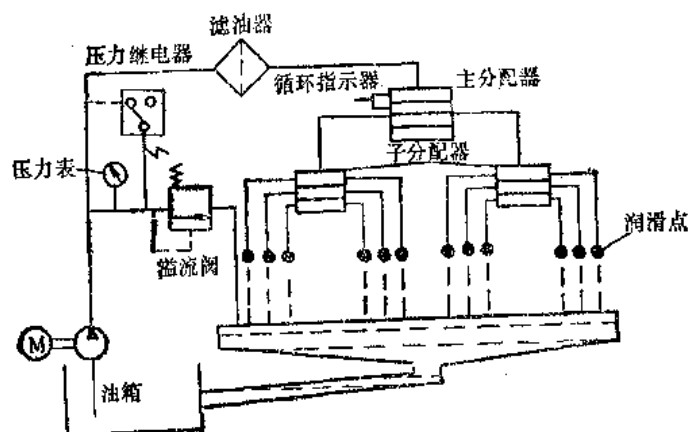


图7-2-38 典型定量分配器线路

式中 Q_1 ——该分配器所供给的润滑点群中耗油量最小的润滑点的耗油量 (mL/min);
 Q_n ——选定的合适的标准分配器的供油量 ($\text{mL}/\text{循环}$);
 n_s ——单位时间内所需循环次数, 一般在

7-2-41为这些分配器的外形。

5) 油箱的设计及选择

油箱的用途是: ①储存系统所需足够的润滑油液; ②分离及沉积油液中的固体和液体沉淀污物以及消除泡沫; ③散热和冷却作用。

① 油箱的容积 油箱除了要容纳设备运转时

在同一片组分配器中的一片的循环次数 n_1 确定后, 则其它各片也按相同循环次数给油。对供油量大的润滑点, 可选用大规格分配器或采用数个油口并联的方法。

每组分配器的流量必须相互平衡, 这样才能连续供油。此外还须考虑到阀件的间隙、油的可压缩性损耗 (可估算为1%容量) 等。然后就可确定标准分配器的种类、型号、规格。

表7-2-19至表7-2-21为一些分配器的性能参数与外形尺寸。图7-2-39至图

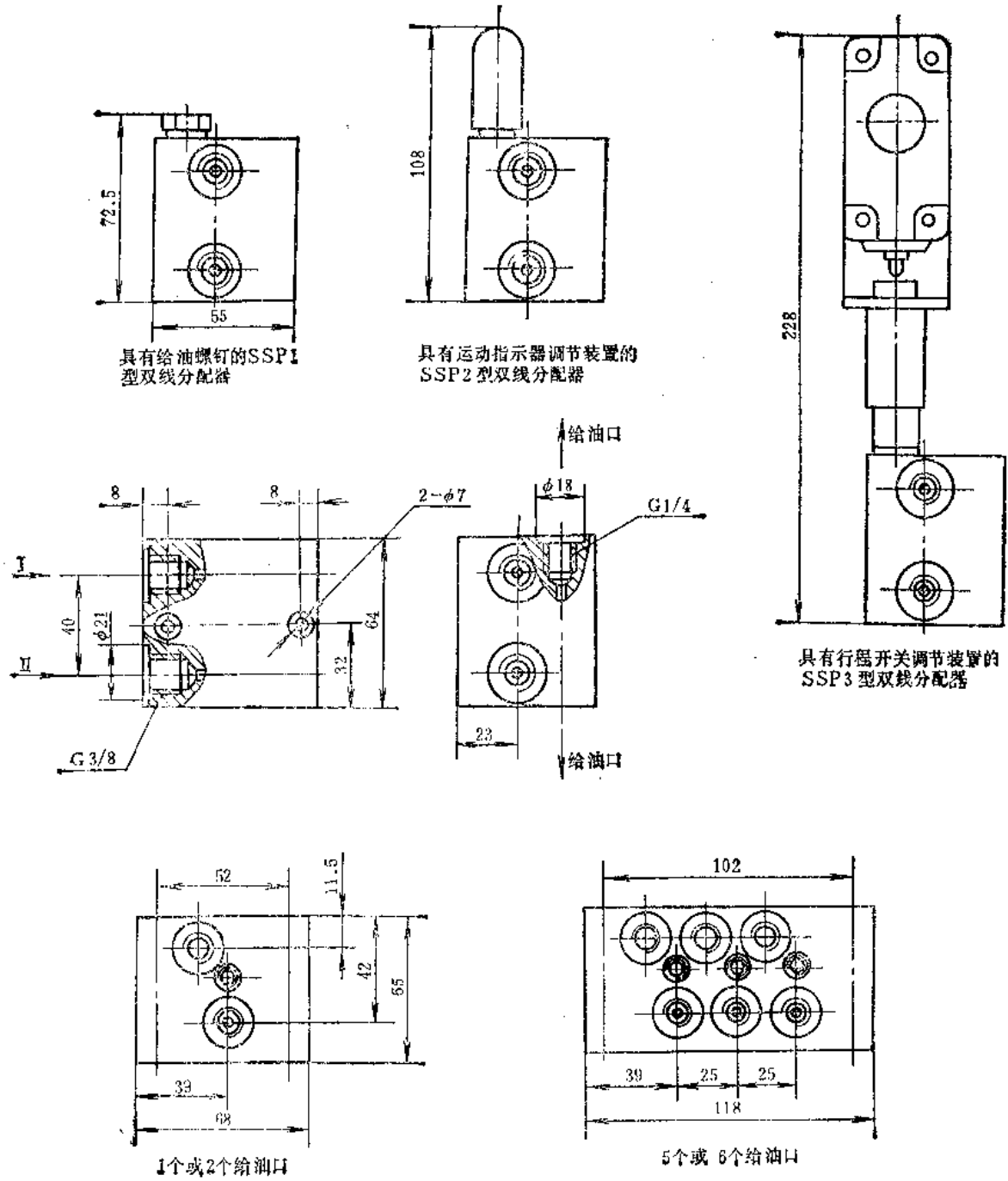


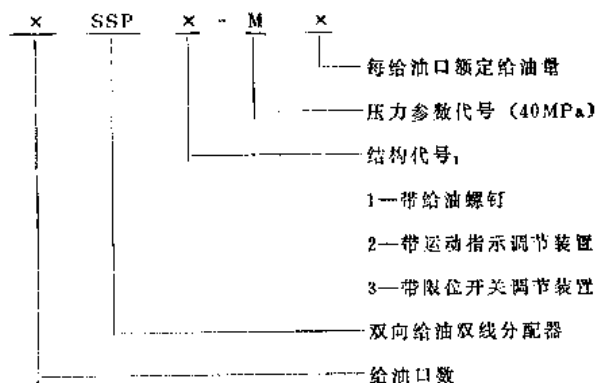
图7-2-39 双线分配器外形尺寸

表7-2-19 SSP型双线分配器性能参数 (JB/ZQ4583—86)

公称压力 (MPa)	启动压力 (MPa)	控制活塞 工作油量 (mL)	每给油口额 定给油量 (mL/循环)	给油口数	配 带 装 置
40	≤1	0.8	0.5	1~8	给油螺钉, 运动指示调节装置
			1.5		给油螺钉, 运动指示调节装置, 限位开关调节装置
			3.0	1~4	运动指示调节装置

注: 1. 给油口数为单数时, 其中有一给油口的给油量为额定给油量的2倍。

2. 型号说明



3. 标记示例

公称压力为40MPa, 6个给油口, 每给油口额定给油量为1.5mL/循环, 带运动指示调节装置的双向给油双线分配器:

6SSP2-M1.5分配器 JB/ZQ4583—86

4. 本分配器适用介质为粘度等级大于N68的润滑油和针入度不低于220 (25°C, 150g) $\frac{1}{10}$ mm的稠滑脂, 适用环境温度温度为-20~80°C。

5. 本分配器有带给油螺钉、运动指示调节装置和限位调节装置三种型式。

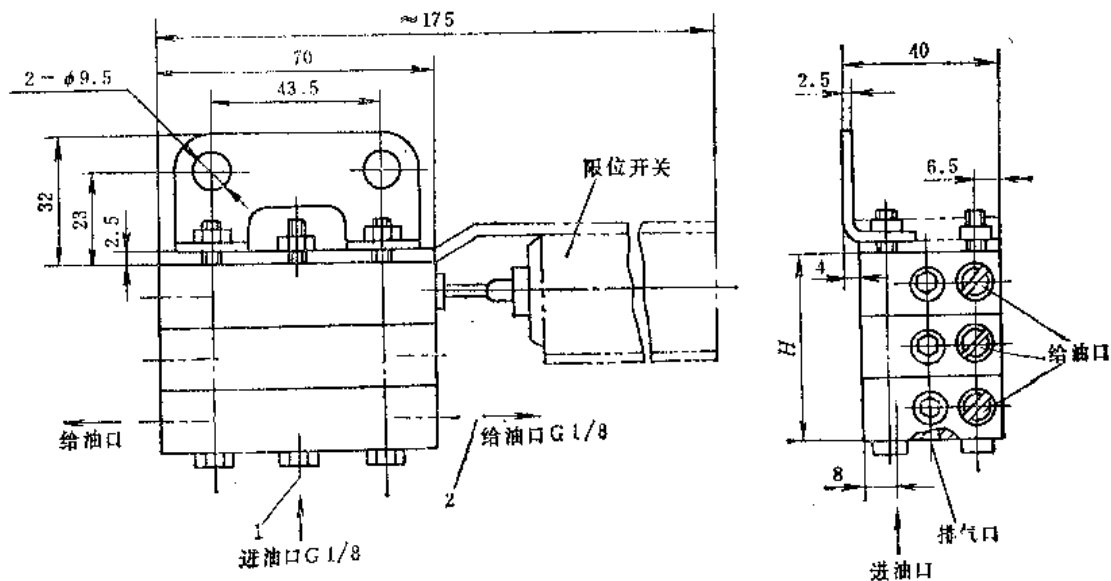


图7-2-40 JPQ1及JPQ3型外形尺寸

表7-2-20 JPQ型片式递进分配器性能参数 (JB/ZQ4551-86)

型 号	公称压力 (MPa)	启动压力 (MPa)	每给油口额 定给油量 (mL/ 循环)	给 油 口 数 (个)											
				片 数											
				6	8	10	12	14	16	18	20	22	24		
JPQ1	H (mm) 重量 (kg)	16 (K)	≤1	0.07, 0.1	48	64	80	96	112	128	144	160	176	192	
				0.2, 0.3	0.91	1.2	1.5	1.7	2.0	2.3	2.5	2.8	3.1	3.3	
JPQ2	H (mm) 重量 (kg)	16 (K)	≤1	0.5, 1.2	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300	
				2.0	3.5	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.5	11.5	12.5	
JPQ3	H (mm) 重量 (kg)	16 (K)	≤1	0.07, 0.1	48	64	80	96	112	128	144	160	176	192	
				0.2, 0.3	0.91	1.2	1.5	1.7	2.0	2.3	2.5	2.8	3.1	3.4	
JPQ4	H (mm) 重量 (kg)	16 (K)	≤1	0.5, 1.2		100	125	150	175	200					
				2.0		4.5	5.5	6.5	7.5	8.5					

注: 1. 标记示例,

公称压力为16MPa, 给油口数为8个, 每给油口每循环额定给油量为0.2mL的JPQ1型递进分配器,

8JPQ1-K0.2分配器 JB/ZQ4551-86

2. 同种型式, 额定给油量不同的单片混合组合或多个出口口合并给油, 订货时须另行说明。

3. 本分配器适用介质为粘度等级大于N68的润滑油和针入度不低于220 (25°C, 150g) $\frac{1}{10}$ mm的润滑脂, 适用环境温度温度为-20~80°C。

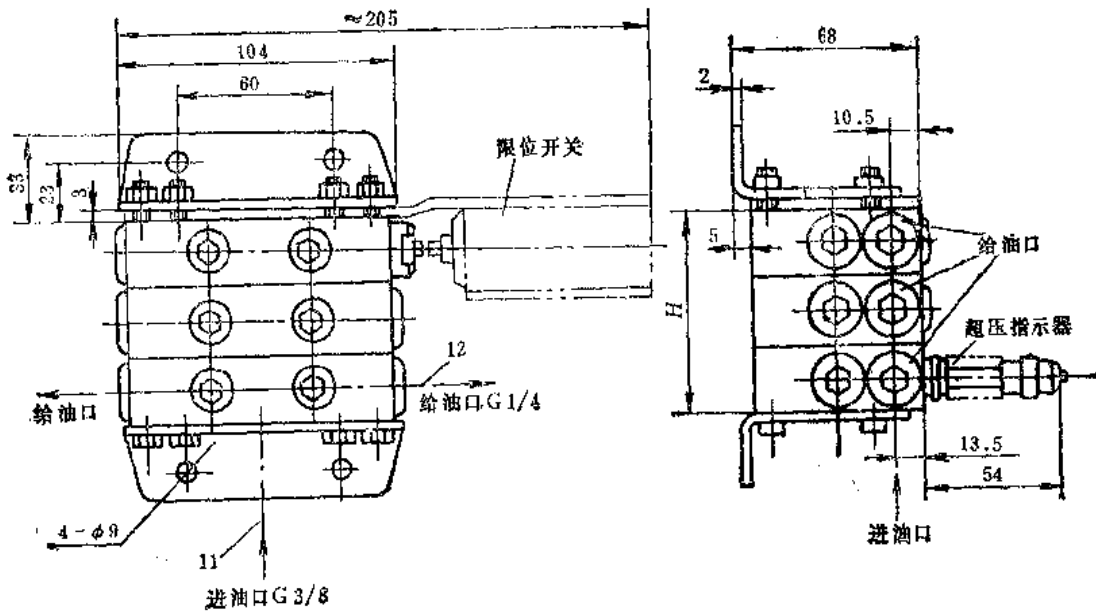


图7-2-41 JPQ2及JPQ4型外形尺寸

表7-2-22 典型油循环系统

设备类别	润滑零件	油的粘度 (40°, mm ² /s)	油泵类型	在油箱中停留时间 过滤器过滤精	
				(min)	度(μm)
冶金机械	轴承、齿轮	150~460 58~680	齿轮泵	20~60	150
造纸机械	轴承、齿轮	150~220	齿轮泵	40~60	120
汽轮机及大型旋转机械	轴承	32	齿轮泵及离心泵	5~10	5
电动机	轴承	32~68	齿轮泵	5~10	50
往复空压机	外部零件、活塞、轴承	68~165		1~8	
高压鼓风机				4~14	
飞机	轴承、齿轮、控制装置	10~32	齿轮泵	0.5~1	5
液压系统	泵、轴承、阀			3~5	5~100
机床	轴承、齿轮	4~165	齿轮泵	3~8	10~100

表7-2-23 油箱的性能参数 (JB/ZQ4587-86)

型号	YX-1①	YX-2①	YX2-5	YX2-10	YX2-16	YX2-20	YX2-25	YX2-31.5	YX2-40	YX2-50	YX2-63
容积 (m ³)	1	1.6	5	10	16	20	25	31.5	40	50	63
适用油泵排量 (L/min)	40/63	100	160/200	250/315	400/500	630	800	1000	1250	1600	2000
加热器加热面积 (m ²)	0.5	0.75	2	3.5	5.5	7	9	10.5	14	18	21
蒸气耗量 (kg/h)	7.5	11	40	65	90	120	140	180	220	260	310
过滤面积 (m ²)	0.027	0.034	0.48	0.56	0.58	0.63	0.75	0.8	0.88	0.96	1.1
过滤精度 (mm)	0.272	0.272	0.25								
最高液面 (mm)	650	800	850	1000	1200	1300	1400	1500	1700	1800	1900
最低液面 (mm)	300	350	410				450			550	600
重量 (kg)	513	620	2016	3200	4042	4884	6234	7258	8283	13054	14375
长度 (mm)	1600	1800	4300	5150	6100	6500	7000	7500	8100	8800	9700
宽度 (mm)	900	1000	1500	1750	2000	2180	2360	2500	2750	3000	3200
高度 (mm)	800	1000	1000	1180	1400	1500	1600	1700	1900	2000	2100

注: 1. 最高液面和最低液面是指油箱工作时(泵在运行中)的液面最高极限和最低极限位置, 用液位讯号器发出油箱液面讯号。讯号器的触点容量: 220V、0.2A。

2. 蒸气耗量是指蒸气压力为0.2~0.4MPa的耗量。

① 是旧系列油箱产品(符合Q/ZB265-77)

所必需储存的油量以外，还必须留有一定预备裕度（一般为油箱容积的 1/5~1/4），以便使系统中的油回到油箱中时不致溢出。为了将油中所含杂质和水分沉淀下来并消除泡沫，须让循环油停留在油箱内一定时间，故油箱容积将以润滑油每分钟流量乘以停留时间的倍数来表示，即：

$$V = \frac{4}{3} \times \frac{Q_{\text{油}} t}{1000}$$

式中 V ——油箱容积 (m^3)，

$Q_{\text{油}}$ ——油泵的额定流量 (L/min)，

t ——油停留在油箱内的时间 (min)，参看表 7-2-22。

表 7-2-23 为油箱的性能参数，图 7-2-42 为几种工业上常用的油箱结构，图 7-2-42 a 为一种带沉淀池油箱。这种小型油箱的排污阀常安装在底部，便于清洗。图 7-2-42 b 为常用机床油箱结构，容积约有 0.9m^3 。这种油箱常有切削液或水等侵入，需经常清理保持清洁。图 7-2-42 c 为大型设备生产线上应用的油箱，装有浮动的吸油管可自动调节油位的高低。

② 油箱的组件 油箱常安装在设备下部，并有 1:10~1:30 的倾斜度，以便让润滑油顺利流回油箱。在油箱最低处装设泄油或排污油塞或阀，加油口设有粗滤网，以过滤油中的污染物。

为了增加润滑油的循环距离，扩大散热效果，并使油液中的气泡和杂质有充分的时间沉淀和分离，油箱内加设挡板，以控制箱内油的流动方向（使之改变 3~5 次），挡板的高度为正常油位的 2/3，其下端有小的开口。另外要求吸油管和回油管的安装距离要尽可能远。回油管应装在略高于油面的上方，断面比吸油管直径大 3~4 倍，并通过一个有筛网的挡板以减缓回油的流速，减少喷溅和消除泡沫。而吸油管离箱底距离为管径 D 的 2 倍以上，距箱边的距离不小于 $3D$ 。吸油管口设有滤油器以防止较大的磨屑进入油中。

油箱一般还设有通风装置或空气过滤器，以排除湿气和挥发的酸性物质。也可以用风扇强制通风或设置油冷却器和热油器调节油温。在环境污染或有砂尘环境工作的油箱，应使用密封严密类型的油箱。此外，在油箱上均设有油面指示器、温度计和压力表等，油箱内部应涂有耐油防锈涂料。

6) 冷却器和热油器的设计及选择

① 冷却器 在选择冷却器时，首先确定冷却

面积 A (m^2)，

$$A = \frac{60 T}{k \left[\frac{(t_1 + t_2)}{2} - \frac{(t_3 + t_4)}{2} \right]}$$

式中 T ——热负荷（为降低润滑油温冷却器必须排除的热量 (J/h))，

$$T = c \rho (t_1 - t_2) Q_{\text{油}}$$

$Q_{\text{油}}$ ——泵的排油量 (L/h)，

c ——润滑油的比热容，取 $c = 1884 \sim 2093$ ， $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ，

ρ ——润滑油的密度，取 $\rho = 900\text{kg}/\text{m}^3$ ，

t_1, t_2 ——润滑油进、出冷却器的温度 ($^{\circ}\text{C}$)，可取 $t_1 = 50 \sim 55^{\circ}\text{C}$ ， $t_2 = 42 \sim 47^{\circ}\text{C}$ ；

t_3, t_4 ——冷却水进、出冷却器的温度 ($^{\circ}\text{C}$)，一般情况下，北方可取 $t_3 = 20^{\circ}\text{C}$ ，南方可取 $t_3 = 25^{\circ}\text{C}$ ， $t_4 = t_3 + 4^{\circ}\text{C}$ ；

k ——总传热系数， $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ；当冷却器内润滑油的平均流速为 $0.2 \sim 0.3\text{m}/\text{s}$ 时， $k = 116.3 \sim 151.2\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ，该值可由冷却器生产厂提供；

油冷却器的实际冷却面积应比计算值大 10%~15%，或选用规格略大于计算值的一种冷却器。

冷却水消耗量 $Q_{\text{水}}$ (L/h)，

$$Q_{\text{水}} = \frac{T}{c_{\text{水}} \rho_{\text{水}} \Delta t}$$

式中 T ——热负荷；

$c_{\text{水}}$ ——水的比热容，取 $c_{\text{水}} = 4186\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

ρ ——水的密度，取 $\rho_{\text{水}} = 1000\text{kg}/\text{m}^3$ 或 $1\text{kg}/\text{L}$ ；

Δt ——水通过冷却器的温差 ($^{\circ}\text{C}$)， $\Delta t = t_4 - t_3$ 。

通常，冷却器水管内水的流速为 $0.785 \sim 1.12\text{m}/\text{s}$ ，冷却器的阻力损失规定小于 0.02MPa 。

如在油箱内装设蒸汽蛇形管，则管的长度是根据加热油箱中油所需的总热量计算出蛇形管加热所需的面积后，才能确定蛇形管的长度及直径，计算公式如下：

$$T_{\Delta} = T_1 + T_2 + T_3$$

式中 T_1 ——提高润滑油温需要的热量 (J/h)，

$$T_1 = c \rho (t_2' - t_1') Q$$

Q ——油箱所装润滑油量，按装满量的 $\frac{3}{4}$ 计算 (L)；

t_1', t_2' ——润滑油加热前、后的温度

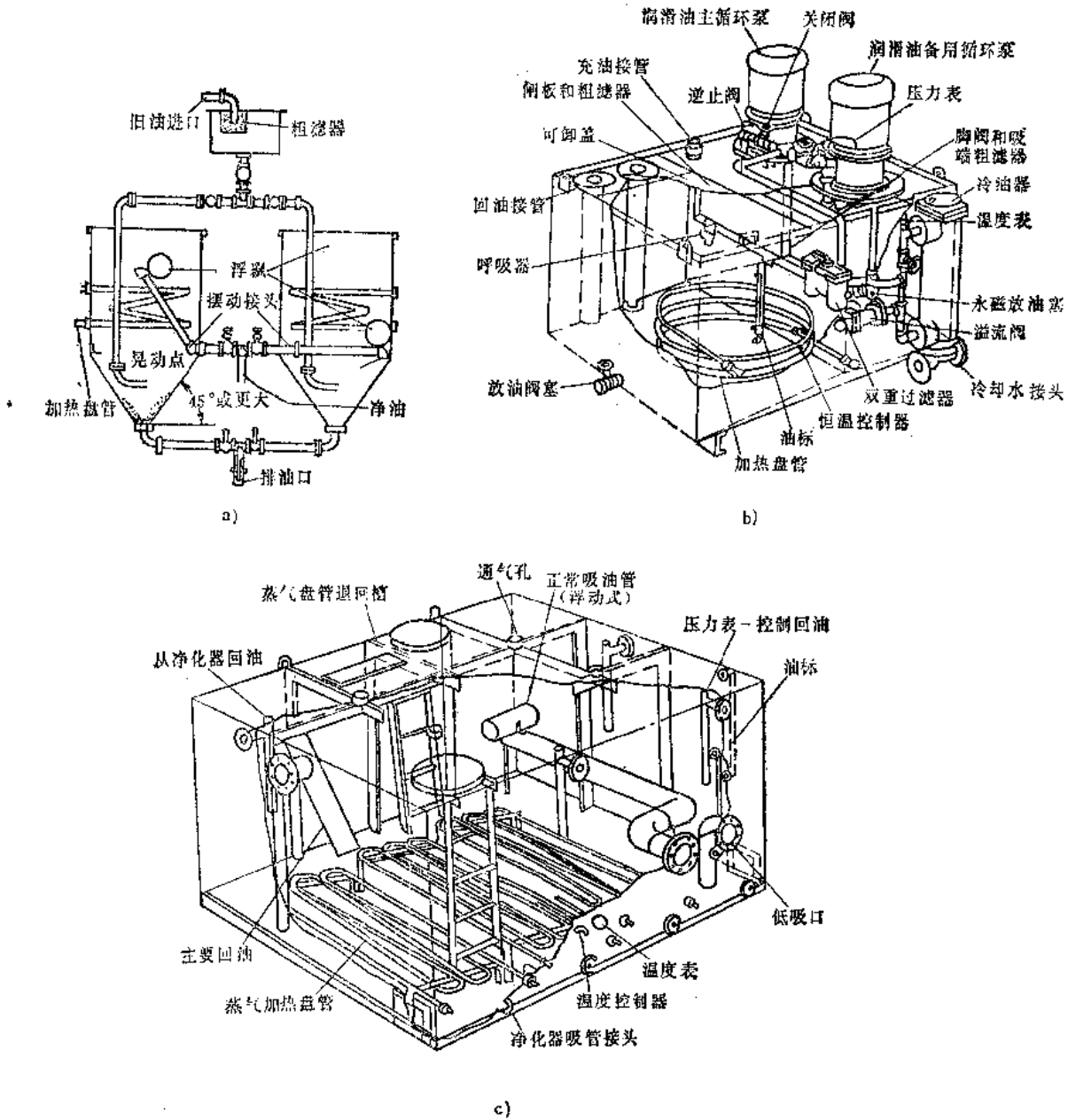


图7-2-42 几种常用油箱结构

a) 带沉淀池的油箱 b) 机床常用油箱结构 c) 用于大型设备生产线上的油箱结构

($^{\circ}\text{C}$);
 c 和 ρ ——同前;
 T_2 ——油箱吸收的热量, J/h
 $T_2 = Wc_1(t_2' - t_1')$
 W ——油箱金属的重量 (kg);
 c_1 ——油箱金属的比热容, 取 $c_1 = 502 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$;
 T_3 ——加热时从油箱侧壁散失到大气中的热

量 (J/h),
 $T_3 = k' A' (t_{\text{平均}} - t_{\text{空气}})$
 k' ——油箱壁的传热系数 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$;
 $k' = 2.2\sqrt{t_{\text{平均}} - t_{\text{空气}}}$
 A' ——油箱侧壁的面积 (一般不计入油箱底面积), (m^2);
 $t_{\text{平均}}$ ——油的平均温度, $t_{\text{平均}} = \frac{t_1' + t_2'}{2}$ ($^{\circ}\text{C}$);

$t_{\text{空气}}$ ——周围空气的温度(°C)。
根据 $T_{\text{总}}$ 计算蛇形管加热所需的面积 $A_{\text{总}}(\text{m}^2)$;

$$A_{\text{总}} = \frac{T_{\text{总}}}{k_1 \left(\frac{t_{\text{蒸}} + t_{\text{油}}}{2} - t_{\text{空气}} \right)}$$

式中 k_1 ——蛇形管的传热系数, 81~116W/(m²·K);

$t_{\text{蒸}}$ ——通入蒸汽的温度(°C);

$t_{\text{油}}$ ——放出蒸汽的温度(°C)。

蛇形管的长度 $L(\text{m})$ 为:

$$L = \frac{A_{\text{总}}}{\pi d_{\text{内}}}$$

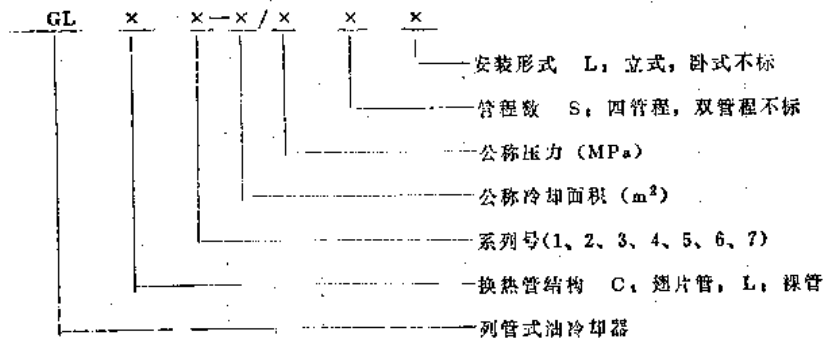
式中 $d_{\text{内}}$ ——蛇形管的内径, 常用 $d_{\text{内}}$ 为20mm。

表7-2-24至表7-2-29为常用的列管式和板式油冷却器的性能参数。

表7-2-24 列管式油冷却器性能参数 (JB/ZQ4004-86)

型号	公称压力 (MPa)	公称冷却面积 (m ²)								热交换器性能							
										介质粘度等级	进油温度 °C	近水温度 °C	油温降 °C	压力损失 (MPa)		油流量与水流量之比	热交换系数 K (kcal/m ² ·h·°C)
														油侧	水侧		
GLC1	0.63, 1, 1.6	0.4	0.6	0.8	1	1.2	—	—	N100	55±1	≤30	≥8	≤0.1	≤0.05	1:1	>300(345)	
GLC2		1.3	1.7	2.1	2.6	3	3.6	—									—
GLC3		4	5	6	7	8	9	10									11
GLC4		13	15	17	19	21	23	25									27
GLC5		30	34	37	41	44	47	50									54
GLC6		55	60	65	70	75	80	85									90
GLL3	0.63, 1	4	5	6	7	—	—	—	N100	50±1	—	—	—	—	—	—	
GLL4		12	16	20	24	28	—	—									—
GLL5		35	40	45	50	60	—	—									—
GLL6		80	100	120	—	—	—	—									—
GLL7	160	200	—	—	—	—	—	—									

- 注: 1.热交换器性能是指油冷却器在规定的工况条件下测得的K值, 括号内为法定制单位W/(m²·K)。
2.表中GLC型换热管采用翅片管, 水侧通道采用双管程的填料函浮动管板式。
CLL型换热管采用裸管, 水侧通道采用双管程的填料函浮动管板式。
3.列管式油冷却器适用于稀油润滑系统与液压系统, 使用介质粘度等级为N10~N460, 工作温度小于100°C。
4.型号说明



5. 标记示例

公称冷却面积0.8m², 公称压力1.6MPa, 换热管为翅片管结构的列管式油冷却器:

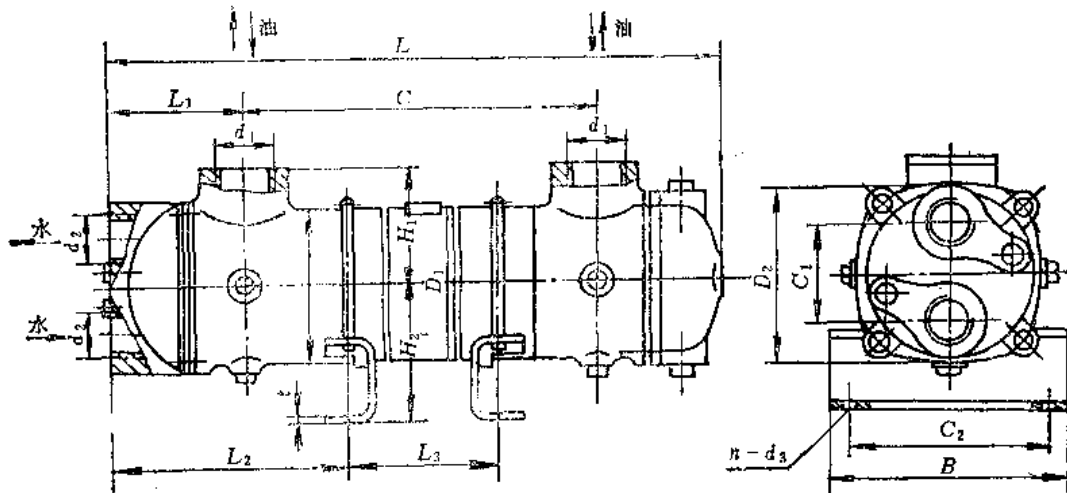
GLC1—0.8/1.6 油冷却器 JB/ZQ4004—86

公称冷却面积60m², 公称压力0.63MPa, 换热管为裸管结构, 水侧通道为四管程的立式列管式油冷却器:

GLL5—60/0.63SL 油冷却器 JB/ZQ4004—86

表7-2-25 GLC型油冷却器外形尺寸 (JB/ZQ4004-86)

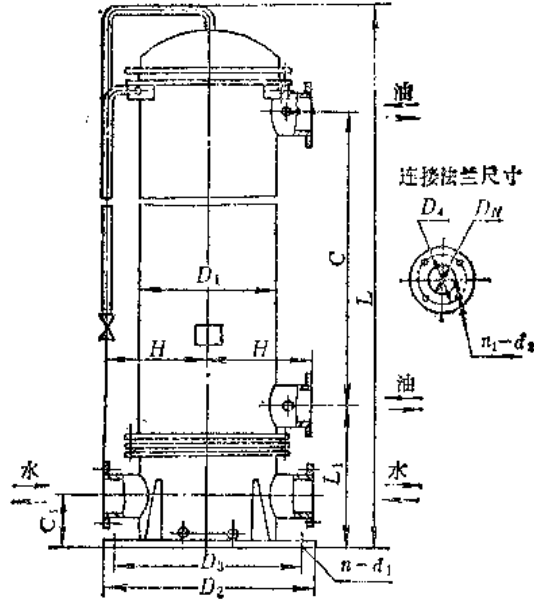
(mm)



型号	L	C	L ₁	H ₁	H ₂	D ₁	D ₂	C ₁	C ₂	B	L ₂	L ₃	t	n-d ₃	d ₁	d ₂	重量 (kg)
GLC1-0.4	370	240										145					8
GLC1-0.6	540	405										310					10
GLC1-0.8	660	532	67	60	68	78	92	52	102	132	115	435	2	4-φ11	G1	G3/4	12
GLC1-1	810	665										570					13
GLC1-1.2	940	805										715					15
GLC2-1.3	560	375										225					19
GLC2-1.7	690	500										350					21
GLC2-2.1	820	635	98	85	93	120	127	78	145	175	172	485	2	4-φ11	G1	G1	23
GLC2-2.6	960	775										630					29
GLC2-3	1110	925										780					32
GLC2-3.5	1270	1085										935					36
GLC3-4	840	570										380					74
GLC3-5	990	720										530			G1 1/2	G1 1/4	77
GLC3-6	1140	870										680					85
GLC3-7	1310	1040	152	125	152	168	238	110	170	210	245	850	10	4-φ15			90
GLC3-8	1470	1200										1010					96
GLC3-9	1630	1360										1170			G2	G1 1/2	105
GLC3-10	1800	1530										1340					110
GLC3-11	1980	1710										1520					118
GLC4-13	1340	985										745					152
GLC4-15	1500	1145										905			G2R		164
GLC4-17	1660	1305										1065					175
GLC4-19	1830	1475	197	160	208	219	305	140	320	270	318	1235	12	4-φ19	G2	G2	188
GLC4-21	2010	1655										1415					200
GLC4-23	2180	1825										1585					213
GLC4-25	2360	2005										1765					225
GLC4-27	2530	2175										1935					238
GLC5-30	1932	1570										1320					—
GLC5-34	2152	1790										1540					—
GLC5-37	2322	1960										1710					—
GLC5-41	2542	2180	202	200	234	273	355	180	280	320	327	1930	12	4-φ23	G2	G2 1/2	—
GLC5-44	2712	2350										2100					—
GLC5-47	2872	2510										2260					—
GLC5-51	3092	2730										2480					—
GLC5-54	3262	2900										2650					—
GLC6-55	2272	1860										1590					—
GLC6-60	2452	2040										1770					—
GLC6-65	2632	2220										1950					—
GLC6-70	2812	2400	227	230	284	325	410	200	300	390	362	2130	12	4-φ23	G2 1/2	G3	—
GLC6-75	2992	2580										2310					—
GLC6-80	3172	2760										2490					—
GLC6-85	3352	2940										2670					—
GLC6-90	3532	3120										2850					—

表7-2-27 GLL型立式油冷却器外形尺寸 (JB/ZQ4004-86)

(mm)

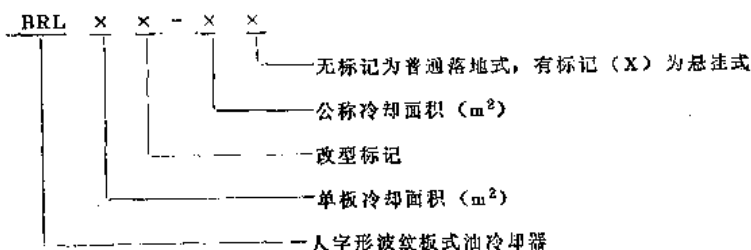


型号	L	C	L ₁	C ₁	H	D ₁	D ₂	D ₃	D _N	D ₄	n-d ₁	n ₁ -d ₂	重量 (kg)
CLL5-35 L	2610	1692	470	150	315	426	640	590	80	160	6-φ30	8-φ17.5	734
CLL5-40 L	2880	1962											802
CLL5-45 L	3120	2202											853
CLL5-50 L	3390	2472											936
CLL5-60 L	3930	3012											1063
CLL6-80 L	3255	2015	705	235	500	616	1075	1015	125	210	6-φ40	8-φ22	1670
CLL6-100 L	3855	2615											1943
CLL6-120 L	4455	3215											2216
CLL7-160 L	3320	2010	715		602	820	1210	1150	150	240	8-φ22		2768
CLL7-200 L	3970	2660											3340

表7-2-28 板式油冷却器性能参数 (JB/ZQ4593-86)

型 号	公称冷 却面积 (m ²)	油流量 (L/min)		进油温度 (°C)	出油温度 (°C)	油压降 (MPa)	进水温度 (°C)	水流量 (L/min)	
		50号 机械油	28号轧 钢机油					用50号 机械油时	用28号 轧钢油时
BRL0.05-1.5	1.5	20	10					16	8
BRL0.05-2	2	32	16					25	13
BRL0.05-2.5	2.5	50	25					40	20
BRL0.1-3	3	80	40					64	32
BRL0.1-5	5	125	63					100	50
BRL0.1-7	7	200	100					100	80
BRL0.1-10	10	250	125					200	100
BRL0.2-13	13	400	160					320	130
BRL0.2-18	18	500	250					400	200
BRL0.2-24	24	600	315					500	250
BRL0.3A-30	30	650	400					520	320
BRL0.3A-35	35	700	500	50	≤42	≤0.1	≤30	560	400
BRL0.3A-40	40	950	630					800	500
BRL0.5-60	60	1100	800					900	640
BRL0.5-70	70	1300	1000					1050	800
BRL0.5-80	80	2100	1600					1670	1280
BRL0.5-120	120	3000	2100					2400	1600
BRL1.0-50	50	1000	715					850	570
BRL1.0-80	80	2100	1600					1670	1280
BRL1.0-100	100	2500	1800					2040	1440
BRL1.0-120	120	3000	2100					2400	1600
BRL1.0-150	150	3500	2500					2950	2400
BRL1.0-180	180	4000	2850					3500	2600
BRL1.0-200	200	4500	3150					3800	3000
BRL1.0-250	250	5000	3500					4400	3400

注: 1. 型号说明



2. 标记示例:

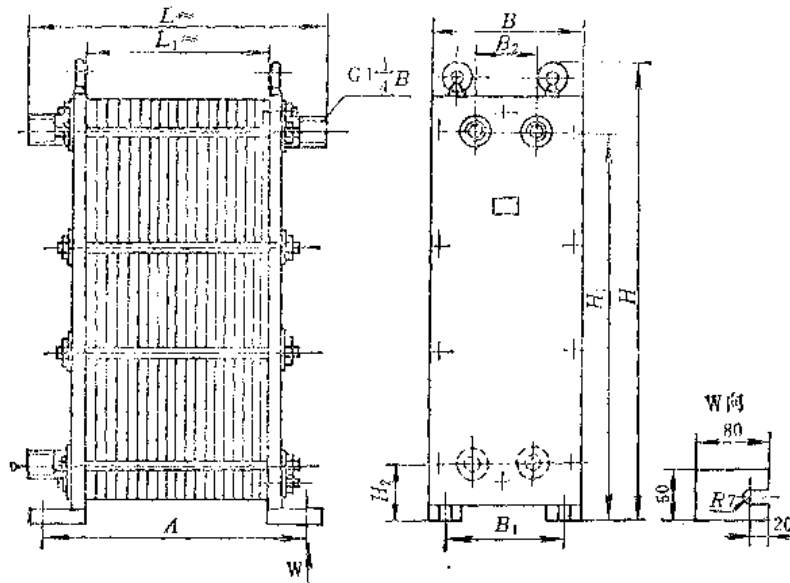
单板冷却面积为0.3m², 公称冷却面积为35m², 第一次改型的悬挂式板式油冷却器。

BRL0.3A-35X冷却器 JB/ZQ4593-86

3. 板式油冷却器适用于稀油润滑系统等, 使用介质粘度等级小于N460, 工作压力小于1MPa, 环境温度 为 -20~+150°C。

表7-2-29 BRL0.05板式油冷却器外形尺寸(JB/2Q4593—86)

(mm)



板片规格	公称冷却面积			L_1	A	E_1	H_1	L	B_2	H_2	H	B	D_N	D_1	重量(kg)≈		
	(m ²)														公称冷却面积 (m ²)		
	1.5	2	2.5												1.5	2	2.5
0.05	1.5	2	2.5	$3.8 \times n$	$L_1 + 120$	165	530	$L_1 + 180$	80	74	638	215	$G 1 \frac{1}{4} B$	—	75	80	86

注: $n = \frac{\text{公称冷却面积}}{\text{单板冷却面积}} + 1$, 表示板片数。

冷却器的进油最高温度一般不宜超过 $55^\circ \sim 65^\circ \text{C}$, 温度过高会缩短油的使用寿命。

冷却水的流速愈高则压降愈大, 增加了润滑泵的消耗功率, 但能提高导热效率, 因而能减小冷却器的尺寸, 降低制造成本。

冷却器的油压损失常在 $0.03 \sim 0.1 \text{MPa}$, 水压损失常在 $0.01 \sim 0.03 \text{MPa}$ 的范围。

冷却器出口处的水温一般比导入冷却器时的水温升高 $3 \sim 5^\circ \text{C}$ 以上。导入冷却水的温度愈低, 则导入水和热油的温差愈大, 导入水量可以减少, 冷却效果更好一些。深井水比河水或自来水温度要低些。此外, 还应注意到水的硬度对热传导的效率有影响, 水质洁净度, 对金属材料的腐蚀影响。

根据实际需要可将冷却器安装在油箱的上面或近侧, 也可安装在输油管道中间, 可水平安置也可垂直安置, 以节约场地和方便维修为出发点。

此外, 还有一种冷媒式油冷却器。这种油冷却器

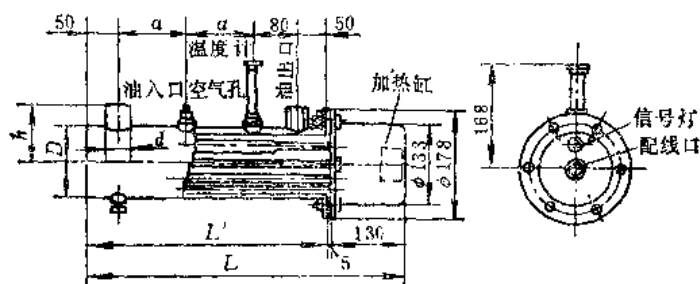
带有电加热器, 冷却时用专用冷却剂, 其制冷原理与一般制冷机或电冰箱相同。致冷剂气体在压缩机中几乎是受到绝热压缩成为高温高压气体, 然后经过冷凝器放出热量成为液体, 再经过过滤器和节流器到蒸发器, 在蒸发器中由液体变成气体, 同时吸收通到蒸发器中的润滑油所带来的热。温度开关可以调节压缩机和电加热器的通断, 从而使润滑油保持预定的温度。

② 热油器 在高寒地区的冬季, 环境温度常在零度以下, 润滑油如不加热, 则油的粘度增大, 使机械设备得不到充分润滑而不能起动。将油加热的设备, 称为热油器。通常多利用电加热器或蒸汽盘管装在油箱内对润滑油进行短期加热。此外, 润滑油净化时, 为了提高净化效率, 在过滤之前也将油加热, 以降低油的粘度。表7-2-30是过滤用电加热器外形及尺寸参数。

7) 油管直径的选择 根据油的流量和流速的

表7-2-30 热油器外形及尺寸参数

(mm)



尺寸	L	L'	D	a	d	h
0.5kW	435	300	115	60	3/4	97.5
1.0kW	435	300	115	60	3/4	97.5
2.0kW	535	400	115	110	3/4	97.5
3.0kW	675	540	115	180	1	105.5
5.0kW	815	680	115	250	1	105.5

大小,可按式计算油管的直径 d ,

$$d \geq 4.6 \sqrt{\frac{Q}{v}}$$

式中 Q ——流量 (L/min);

v ——流速 (m/s)。

根据使用要求不同,送油管、支油管、吸油管和回油管的油流速度不同。送油管的油流速度推荐取 $1 \sim 5 \text{ m/s}$,支油管取 $1 \sim 2 \text{ m/s}$,吸油管取 $1 \sim 2 \text{ m/s}$,回油管取 $0.3 \sim 1 \text{ m/s}$ 。

表7-2-31为按上式计算得出的管径与流速的关系。

由于润滑系统中管路液压损失较小,且难于精确计算,一般只作概算。管路的沿程损失,可取为 $0.05 \sim 0.06 \text{ MPa}$ 。

吸油管一般选得直径大、长度短,这样可防止产生气蚀现象,回油管直径一般为吸油管的两倍,以免产生过大的压力降。

4. 油雾润滑系统的设计

油雾润滑系统的设计,包括计算各润滑点所需的油雾量,选择凝缩嘴,管道尺寸、润滑油以及油雾润滑装置。分述如下:

1) 计算各润滑点所需的油雾量 现在常用计算各机械零件所需油雾量的“润滑单位”之和来计算整个系统所需油雾量。例如滚动轴承的润滑单位可用下式求出,

$$LU = 4dKi \times 10^{-2}$$

式中有关符号见下表所用符号说明。

表7-2-32为一些典型零件的“润滑单位”

把所有零件的润滑单位(LU)相加,可得系统总润滑单位载荷量(LUL)。

2) 凝缩嘴尺寸的选择 凝缩嘴是油雾润滑系统的重要组成部分。可根据每个零件计算出的定额润滑单位参照图7-2-43选择标准的喷嘴装置或适当的喷嘴钻孔尺寸,其中标准凝缩嘴的润滑单位定额LU有1, 2, 4, 8, 14, 20。当润滑单位定额处在两标准钻孔尺寸(钻头尺寸)之间时,选用较大的尺寸。当定额超过20个润滑单位时,可以用多孔喷嘴。

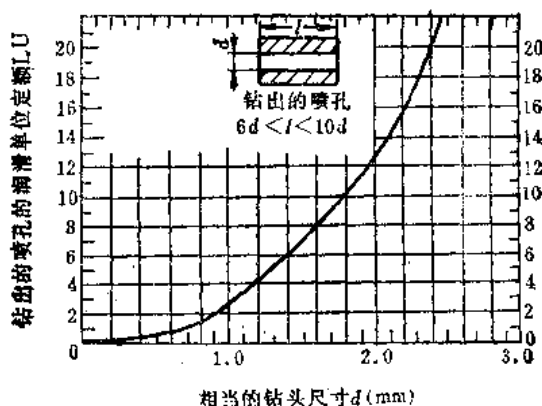


图7-2-43 喷孔润滑单位定额

表7-2-31 透径与流速的关系

管子外径 (mm)	13.5	17	21.25	26.75	33.5	42.25	48	60	75.5	88.5	114	140	159	219	273	
公称直径 d (mm)	8	10	15	20	25	32	40	50	70	80	100	125	150	200	250	
相应管螺纹	1/4"	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	5"	6"	7"	8"	10"
管子净面积 F (cm ²)	0.63	1.23	1.95	3.54	5.73	10.04	13.2	22.06	36.31	50.9	88.25	134.78	191.13	265.9	336.5	526.8
0.2	0.756	1.48	2.34	4.25	6.88	12.05	15.84	26.47	43.57	61.66	105.9	161.74	229.36	319.08	413.8	632.16
0.3	1.13	2.22	3.52	6.38	10.3	18.1	23.8	39.8	65.4	91.5	159	243	345	477	607	950
0.5	1.89	3.69	5.85	10.62	17.19	30.12	39.6	66.18	108.93	152.7	264.75	404.34	573.39	797.7	1039.5	1580.4
0.6	2.27	4.43	7.02	12.74	20.03	36.14	47.52	79.42	130.72	189.24	317.7	485.21	688.07	957.24	1211.4	1896.48
0.8	3.02	5.9	9.36	17.0	27.5	49.19	63.36	105.59	175.29	244.32	423.6	646.95	917.42	1276.32	1615.2	2528.64
1.0	3.78	7.38	11.7	21.24	34.38	60.24	79.2	132.36	217.86	305.4	529.5	808.58	1146.78	1595.4	2030.0	3160.8
1.25	4.72	9.22	14.62	26.55	42.98	75.3	99.0	165.45	272.32	381.73	661.87	1108.5	1633.47	2233.75	2951.0	4511.0
1.5	5.07	10.07	17.55	31.86	51.57	90.36	118.8	198.54	326.79	458.1	794.25	1213.02	1720.17	2393.1	3098.5	4741.2
1.73	6.61	12.92	20.47	37.17	60.17	105.42	138.6	231.6	381.26	534.45	926.62	1415.19	2016.86	2791.95	3583.23	5531.4
2.0	7.56	14.76	23.4	42.48	68.76	120.48	158.4	264.72	435.72	610.8	1059.0	1517.86	2293.56	3190.5	4081.6	6321.6
2.25	8.5	16.6	26.32	47.79	77.28	135.52	178.2	297.81	490.19	687.15	1191.36	1819.93	2580.25	3589.6	4542.73	7111.8
2.5	9.45	18.45	29.25	53.1	85.95	150.5	198.0	331.9	544.59	763.5	1323.7	2021.7	2896.5	3988.5	5047.5	7902.0
2.75	10.39	20.3	32.17	58.41	94.55	165.12	217.8	365.0	599.11	839.85	1456.12	2223.8	3153.5	4387.3	5532.2	8682.2
3.0	11.34	22.14	35.1	63.72	103.14	180.72	237.6	397.05	653.56	916.2	1588.5	2426.04	3440.3	4786.2	6097.0	9432.4

(m/s) 流速

(L/min) 流量

表7-2-32 典型零件的润滑单位 (LU)

零件名称	计算公式	零件名称	计算公式
滚动轴承	$4dKi \times 10^{-2}$	齿轮-齿条	$12d_i b \times 10^{-4}$
滚珠丝杠	$4d'[(i-1)+10] \times 10^{-3}$	凸轮	$2Db \times 10^{-4}$
径向滑动轴承	$2dbK \times 10^{-4}$	滑板-导轨	$8lb \times 10^{-5}$
齿轮系	$4b(d_1+d_2+\dots+d_n) \times 10^{-4}$	滚子链	$d'pin^{1.5} \times 10^{-5}$
齿轮副	$4b(d_1+d_2) \times 10^{-4}$	齿形链	$5d'bn^{1.5} \times 10^{-5}$
蜗轮蜗杆副	$4(d_1b_1+d_2b_2) \times 10^{-4}$	输送链	$5b(25L+d') \times 10^{-4}$

注, 表中符号 i —— 滚珠、滚子排数, 或链条股数;
 d —— 轴径 (mm);
 D —— 凸轮最大直径 (mm);
 d' —— 齿轮、链轮、滚珠丝杠的节圆直径 (mm);
 b —— 径向滑动轴承、齿轮、蜗轮、凸轮、链条或滑板支承宽度 (mm);
 l —— 滑板支承宽度 (mm);
 L —— 链条长度 (mm);
 n —— 转速 (r/s);
 p —— 链条节距 (mm);
 K —— 载荷系数, 由轴承类型及载荷程度而定, 参看表7-2-33;
 F —— 轴承载荷 (N)。

表7-2-33 载荷系数 K

轴承类型	球轴承	螺旋滚子轴承	滚针轴承	短圆柱滚子轴承	球面滚子轴承	圆锥滚子轴承	径向轴	前
未加预荷	1	3	1	1	2	1		
已加预荷	2	3	3	3	2	3		
$\frac{F}{bd}$ (MPa)	<0.7							1
	0.7~1.5							2
	1.5~3.0							4
	3.0~3.5							8

单个凝缩嘴所能润滑的最大零件尺寸参看下表7-2-34。

表7-2-34 一个凝缩嘴能润滑的极限尺寸

零件名称	支承面宽度	轴承	链	其他零件
极限尺寸 (mm)	150	$B = 150$	$b = 12$	$b = 50$

当零件尺寸超出表7-2-34的极限尺寸, 以及对于齿轮系或反向齿轮, 可用多个较低润滑单位定额的凝缩嘴, 凝缩嘴间保持适当的距离和尺寸。凝缩嘴的结构共有喷雾型、喷淋型以及凝结型, 以适应不同的润滑要求。其中喷雾型凝缩嘴具有较短的发射孔, 使空气通过时产生最少涡流, 因而能保持均

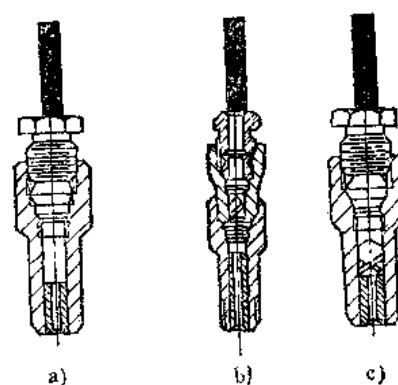


图7-2-44 凝缩嘴结构

a) 喷雾型 b) 喷淋型 c) 凝结型

匀的雾状，适用于要求散热好的高速齿轮、链条、滚动轴承等的润滑，参看图7-2-44 a。喷淋型凝缩嘴则具有较长的小孔，能使空气有较小的涡流，适用于中速零件的润滑，参看图7-2-44 b。凝结型凝缩嘴则应用挡板在油气流中增加涡流，使油雾互相冲撞，凝聚成为较大的油粒，更多地滴落和附着在摩擦表面，适用于低速的滑动轴承和导轨上，参看图7-2-44 c。

3) 管道尺寸的选择 在确定了凝缩嘴尺寸以后，即可根据每段管道上实际凝缩嘴的定额润滑单位之和作为配管载荷，按下表7-2-35选用相应尺寸的管子。

如油雾润滑装置的工作压力和需用风量已知，则可由表7-2-36查得应用的管子规格。

4) 油雾润滑装置发生器的选择

将所有凝缩嘴装置和喷孔的定额加起来，得到总的凝缩嘴载荷量(NL)，然后根据此载荷量，选择适合于润滑单位定额的发生器，一定要使发生器的最小定额小于凝缩嘴载荷量。

5) 计算空气消耗量 空气消耗量 q_r (m^3/s)是系统总载荷量(NL)的函数，可按下式计算

$$q_r = 0.015NL \times 10^{-5}$$

6) 计算总耗油量 将各润滑点选定的凝缩嘴的润滑单位LU量相加，即可得到系统的总的润滑单位载荷量LUL。然后根据此总载荷量算出总耗油量 Q (cm^3/h)：

$$Q = 0.25LUL$$

然后可选用相应的油雾润滑装置，使其油雾发

表7-2-35 管子尺寸 (mm)

凝缩嘴载荷量 (以润滑单位计)		10	15	30	50	75	100	200	300	500	650	1000
管径	钢管(外径)	6	8	10	12	16	20	25	30	40	50	62
	钢管(内径)	—	6	8	10	—	15	20	25	32	40	50

注：钢管按GB1527~1528-87，钢管按CB3091~3092-82。

表7-2-36 通过标准管子的允许最大流率 (m^3/s)

压力 (MPa)	公称标准管径 (in)								
	1/8	1/4	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2
0.03	0.02	0.045	0.10	0.147	0.28	0.37	0.80	0.88	1.73
0.07	0.031	0.07	0.16	0.22	0.45	0.60	1.25	1.42	2.5
0.14	0.054	0.125	0.22	0.36	0.77	0.96	2.1	2.4	4.7
0.27	0.10	0.224	0.50	0.68	1.4	1.75	3.7	4.2	8.5
0.4	0.14	0.33	0.75	0.97	2.0	2.63	5.5	6.4	12.2
0.5	0.19	0.43	0.96	1.28	2.6	3.4	7.2	8.2	16.0
0.65	0.23	0.54	1.2	1.52	3.2	4.25	9.1	10.3	20.0
1.0	0.36	0.80	1.75	2.26	4.8	6.2	13.4	15	30.0
1.3	0.47	1.05	2.38	3.1	6.4	8.4	17.6	20	35.5
1.7	0.60	1.21	3.0	3.75	8.0	10.5	22.7	25	48.0

注：本表的数据系基于下列标准而来。

生能力等于或大于系统总耗油量。

7) 润滑油的选用

油雾用油的粘度与一般的选油原则相似,即根据设备要求及润滑系统的说明和资料进行选择,通常高速、轻载和工作温度较低的工作采用低粘度油;而低速、重载和工作温度较高的工作则采用较高粘度的油。在一定的油雾系统中,如将润滑油的粘度增大,则送出油雾的含油量会减少,在低温下用油的粘度也有一定的限制。表7-2-37列举了在某些温度下选油粘度的限制。

表7-2-37 低温下用油的粘度限制

工作温度 (°C)	用油的最高粘度 (40°C) (mm^2/s)
24	170
13	90
7	58
0	39
-13	18

当使用粘度较高 (大于 $460\text{mm}^2/\text{s}$, 40°C) 时以及环境温度变化较大时,须考虑在油雾润滑装置的油箱中设置空气加热器,在使用粘度较低的油的系统中则不须设置空气加热器,另外应避免使用带有蜡基油的润滑油。

5. 润滑油的过滤净化和污染控制

(1) 概述 在设备润滑系统中,由于润滑剂被周围环境中的及系统工作过程中产生的各种杂质、尘埃、水分、磨屑、微生物及油泥等污染,造成润滑剂劣化、变质、腐蚀,使被润滑零件表面磨损及损伤,从而使润滑系统和元件发生故障,可靠性降低,使用寿命缩短。所以,实施润滑系统的污染控制,及时净化润滑剂中的污染物或更换新油,保持润滑剂的清洁,是设备润滑系统维护管理中的重要环节。

润滑系统的污染控制可概括为以下几方面内容:

- ① 润滑系统污染分析;
- ② 润滑元件的污染耐受度分析;
- ③ 润滑剂的过滤与净化;
- ④ 润滑系统的污染平衡与合理控制。

润滑系统污染控制的内容和目的是通过污染控制措施使润滑剂的污染度保持在润滑元件的污染耐受度以内,以确保润滑系统的可靠性和使用寿命。

设备润滑油液的净化方法有四种:①过滤;

②沉淀和离心;③粘附;④磁选。后两种方法常作为与前者同时使用的净化方法。分述如下。

(2) 过滤及过滤器 过滤是润滑油液最常用的净化方法。一般机械设备中的润滑和液压系统均设有过滤器,在设备加油及油料库中,常采用过滤车、过滤机等使油液净化。

过滤器就是利用过滤介质分离悬浮在润滑剂中污染微粒的装置。它是在压力差的作用下,迫使流体通过过滤介质孔隙,将润滑剂中的固体微粒截留在过滤介质上,从而达到从润滑剂分离悬浮在其中的污染微粒的目的。

过滤器的主要技术指标是工作压力、压降特性与过滤精度。过滤器的压降特性是指当液体流经过滤器时由于过滤介质对液体流动的阻力产生一定的压力损失,因而在滤芯元件的出入口两端出现一定的压力降。

过滤器的过滤精度是指过滤器对各种不同尺寸粒子的滤除能力,它直接关系到润滑系统中油液清洁度的等级。过滤器的精度一般分为四级(按能过滤的杂质的最大颗粒度 d 为指标):粗过滤器: $d \geq 0.1\text{mm}$;普通过滤器: $d = 0.01 \sim 0.1\text{mm}$;精过滤器: $d = 0.001 \sim 0.005\text{mm}$;特精过滤器: $d = 0.0005 \sim 0.001\text{mm}$ 。

1) 过滤器的类型 从过滤器的结构形式看,可分为沉淀式过滤器与直通式过滤器两大类,其中又可分为有、无安全阀与压差发讯器(或指示器)两种结构形式。

按过滤材料可分为表面型过滤器、深度过滤器与磁性过滤器等三类。表面型过滤器是指被滤除的微粒污染物被看作全部截留在滤芯元件靠油液上游的一面,它可滤除所有大于滤芯材料孔隙尺寸的粒子,如线隙式、片式及编制方孔网的滤芯等。深度型过滤器的滤芯元件为多孔可透性材料,内部具有曲折迂回的通道,大于表面孔径的粒子进入过滤材料内部,碰撞到通道的壁上,并由于吸附作用使其保持在那里得到滤除。另外在这些通道上流体的流动方向和速度发生变化,也有利于污染粒子的沉积和截留,这类滤芯有不锈钢烧结纤维毡、烧结金属和陶瓷、毛毡、纸类及各种纤维毡制品等。表7-2-38为过滤器过滤材料类型和特点分析,表7-2-39至表7-2-44为目前几种常用过滤器性能参数及外形尺寸。图7-2-45为几种常用的过滤器结构简图,图7-2-46为一种组装式压差发讯器典型结构。

表7-2-38 过滤器过滤材料类型和特点

滤芯种类 名称		构造及规格	过滤精度 (μm)	允许压力损失 (MPa)	滤芯材料特性
金属丝网编织的网式滤布		80、100、200、400、600目的黄铜或不锈钢丝网	80 100 180	0.01	结构简单, 通油能力大, 压力损失小, 易于清洗, 但过滤效果差, 精度低
线隙式滤芯	吸油口	在多角形或圆形金属框架外缠绕直径为0.4mm的铜丝或铅丝而成	80 100	≤ 0.02	结构简单, 过滤效果好, 通油能力大, 压力损失小, 但精度低, 不易清洗
	回油口		10 20	≤ 0.35	
纸质滤芯	压油口	用厚0.35~0.75mm的平纹或厚纹酚醛树脂或木浆微孔滤纸制成。三层结构: 外层用粗铜丝网, 中层过滤纸式滤材, 内层为金属丝网	10 20	0.08~0.2	过滤效果好, 精度高, 通油能力较大, 抗腐蚀, 容易更换但压力损失大, 易阻塞, 不能回收, 无法清洗, 需经常换滤芯
	回油口		30 50	≤ 0.35	
烧结式滤芯		用颗粒状青铜粉烧结成杯、管、板、碟状滤芯。最好与其他滤芯合用	10~100	0.03~0.06	能在很高温度下工作, 强度高, 耐冲击, 抗腐蚀, 性能稳定, 容易制造。但易堵塞, 清洗困难
磁性滤芯		设置高磁能的永久磁铁与其他滤芯合用效果更好			可吸除油中的黑色金属微粒, 过滤效果好
片式滤芯		金属片(铜片)叠合而成, 可随转片进行清洗	80~200	0.03~0.07	强度大, 通油能力大, 但精度低, 易堵塞, 价高, 将逐渐淘汰
高分子材料滤芯(如聚丙烯、聚乙烯醇缩甲醛等)		制成不同孔隙度的高分子微孔滤材亦可用三层结构	3~70	0.1~2	重量轻, 精度高, 流动阻力小, 易清洗, 寿命长, 价廉, 流动阻力小
熔体滤芯		用不锈钢纤维烧结毡制成各种聚酰胺熔体滤芯	46	0.14~5	耐高温(300℃)、耐高压(30MPa)耐腐蚀、渗透性好, 寿命长, 可清洗, 价格贵

参见图7-2-46, 组装式压差发讯器由指示帽1、双金属锁定机构2、弹簧3及7、活塞6、上磁铁4、下磁铁5及壳体8组成。当过滤器滤芯由于污染而堵塞时, 滤芯上游高压腔的液体推动活塞6克服上下磁铁间的吸力和弹簧7的弹力向下移动。此时指示帽1在弹簧3的作用下跳出, 显示出红色警告信号。在低温时, 双金属锁定机构的双金属片卡在指示帽突台上, 防止指示器在系统低温启动时产生误动作。

80年代末, 我国还开发了多种过滤器和过滤车。图7-2-47为一种三级精密过滤机的油路原理。从图中可以看出, 在齿轮泵吸油管上设置了80目铜丝网布粗滤器5, 滤除大于0.222mm的杂质以保护齿轮泵; 污染油经第一级粗过滤后由齿轮泵9输入200目铜丝网布精滤器6, 滤除大于0.074mm的杂质,

此为第二级精过滤; 最后输入装有PVF聚乙烯醇缩甲醛筒状特精过滤介质的过滤缸3进行深层第三级特精过滤, 可滤除大于 $5\mu\text{m}$ 的微细杂质。

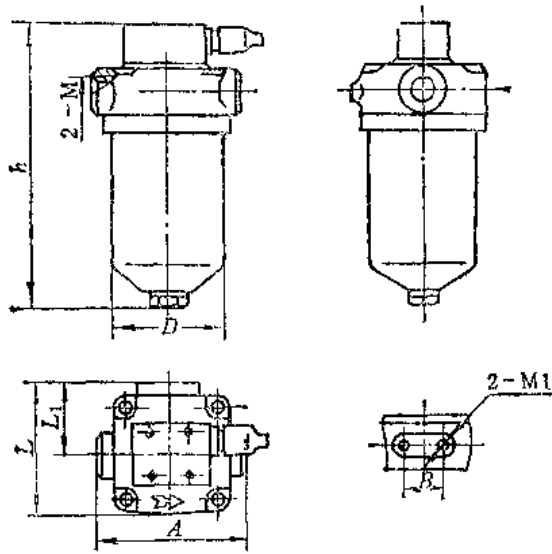
2) 过滤器的选用 在选择过滤器(滤油器)时, 应当考虑到以下一些因素:

① 所过滤的油液的性质与过滤材料(滤芯)和壳体材料的相容性。注意它是否有可能腐蚀滤芯或壳体。

② 具有合适的过滤精度。过滤器的过滤精度通常包括绝对过滤精度, 即能通过滤芯元件的坚硬球形粒子的最大尺寸; 公称过滤精度; 过滤比 β_x 值, 即过滤器上游油液单位容积中大于同一尺寸的颗粒数 N_1 与下游油液单位容积中大于同一尺寸的颗粒数 N_2 之比。过滤比能够确切地反映过滤器对于不同尺寸颗粒污染物的过滤能力, 因此已被国际

表7-2-40 低压管式纸质过滤器性能参数及外形尺寸

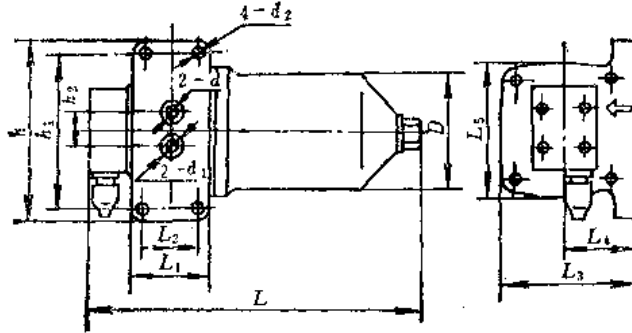
(mm)



产品型号	流量 (L/min)	额定压力 (Pa)	过滤 精度 (μm)	压差指示 器工作压 差 (Pa)	初 始 压力降 (Pa)	重量 (kg)	外 形 尺 寸							
							h	L	L ₁	A	D	B	M	M ₁
ZU-A 25×10 S	25		10			2.9	236	110	60	120	$\phi 94$	30	M22 ×1.5	M6
ZU-A 25×20 S			20											
ZU-A 40×10 S	40		10		7×10^4	3.0	296	110	60	120	$\phi 90$	30	M27 ×2	
ZU-A 40×20 S			20											
ZU-A 63×10 S	63	1.6×10^6	10	3.5×10^5		3.6	313	131		146	$\phi 114$	55	M33×2	
ZU-A 63×20 S			20											
ZU-A 100×10 S	100		10			5.2	422	131		150	$\phi 114$	55	M42×2	M8
ZU-A 100×20 S			20											
ZU-A 160×10 S	160		10		1.2×10^5	6.8	440	148		170	$\phi 134$	55	M48×2	
ZU-A 160×20 S			20											

表7-2-41 低压板式纸质过滤器性能参数及外形尺寸

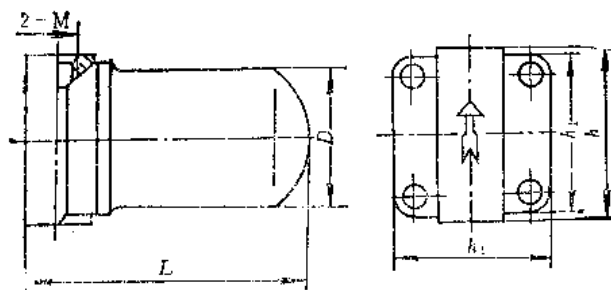
(mm)



产品型号	流量 (L/min)	额定 压力 (Pa)	过滤 精度 (μm)	压差指 示器工 作压差 (Pa)	初始 压力降 (Pa)	重量 (kg)	外形尺寸															
							L	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	h	h ₁	h ₂	D	d	d ₁	d ₂			
ZU-A 25×10BS	25		10			234	36	20	103	53	100	132	116	30	φ96	φ20	φ28	φ7				
ZU-A 25×20BS			20																			
ZU-A 25×30BS			30																			
XU-A 25×50BS			50																			
ZU-A 40×10BS	40		10		7×10 ⁴	295	36	20	103	53	100	132	116	30	φ96	φ20	φ28	φ7				
ZU-A 40×20BS			20																			
XU-A 40×30BS			30																			
XU-A 40×50BS			50																			
ZU-A 63×10BS	63	1.6×10 ⁶	10		3.5×10 ⁶	328	48	30	127	65	124	160	142	45	φ114	φ32	φ40	φ9				
ZU-A 63×20BS			20																			
XU-A 63×30BS			30																			
XU-A 63×50BS			50																			
ZU-A 100×10BS	100		10		1.2×10 ⁶	428	48	30	127	65	124	160	142	45	φ114	φ32	φ40	φ9				
ZU-A 100×20BS			20																			
XU-A 100×30BS			30																			
XU-A 100×50BS			50																			

表7-2-43 XU型线隙式管连接过滤器性能参数及外形尺寸

(mm)



产品型号	流量 (L/min)	额定压力 (Pa)	过滤精度 (μm)	初始 压力降 (Pa)	重量 (kg)	外形尺寸				
						L	h	h ₁	D	M
XU-10×200	10	6.18×10^6	200	6×10^4	2.25	105	85	80	$\phi 66$	Z 3/8"
XU-16×200	16				2.40	125				
XU-25×200	25				2.72	150				
XU-32×200	32				4.35	150	105	100	$\phi 86$	Z 3/4"
XU-40×200	40				4.60	160				
XU-50×200	50				4.90	180				
XU-63×200	63				7.40	180				
XU-80×200	80				8.65	210	125	120	$\phi 106$	Z 1"
XU-100×200	100				9.15	235				

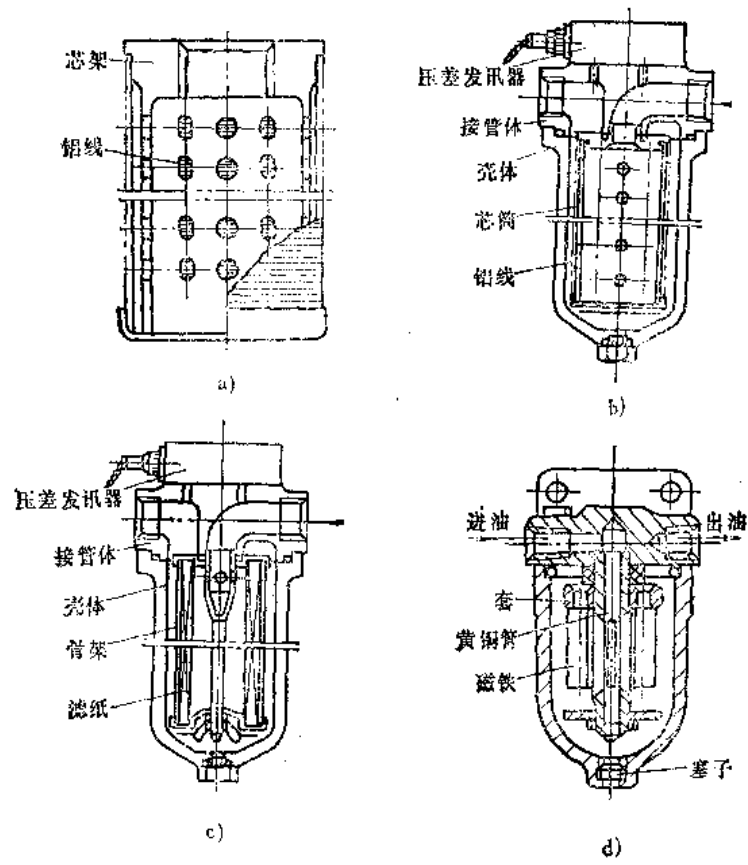


图7-2-45 几种过滤器结构

a) 线隙式过滤器(进油口用) b) 线隙式过滤器(管道用) c) 纸质过滤器 d) 圆柱型永磁过滤器

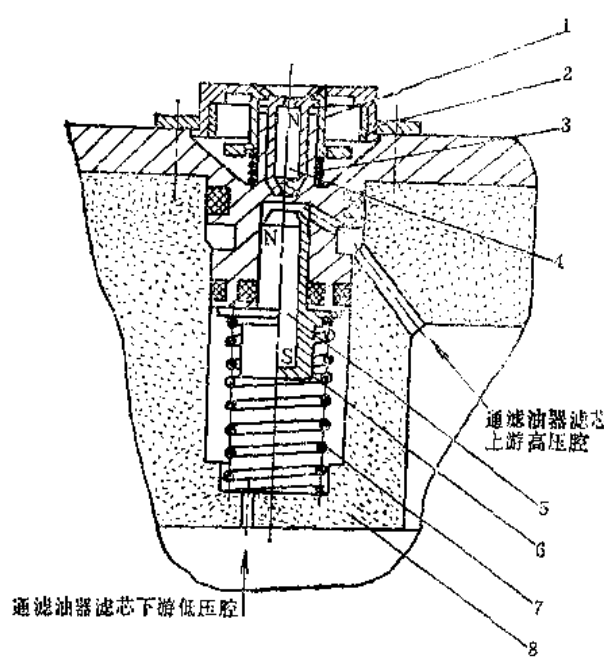


图7-2-46 组装式压差发讯器结构

1—指示窗 2—双金属锁定机构 3、7—弹簧 4—上磁铁
5—下磁铁 6—活塞 8—滤油器壳体

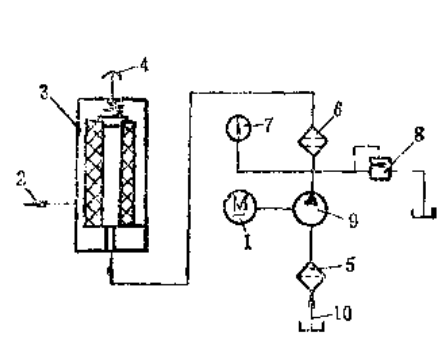


图7-2-47 油路原理

1—电动机 2—出油管 3—特精过滤器 4—排气阀
5—粗滤器 6—精滤器 7—压力表 8—溢流阀
9—齿轮泵 10—进油管

标准化组织采纳作为评定过滤器过滤精度的性能指标。 β_x 值越大, 过滤器的过滤精度越高。一般过滤精度值是指最大过滤精度, 而公称过滤精度目前很少采用。

此外还可以用过滤效率表示过滤器滤除油液中污染粒子的能力, 即

$$E_c = \frac{N_n - N_f}{N_n} = 1 - \frac{N_f}{N_n} = 1 - \frac{1}{\beta_s}$$

式中 E_c —— 过滤效率。

不同的系统和不同的工作状态，可选择不同过滤精度的过滤器。表7-2-45为过滤器精度推荐值。

表7-2-45 过滤器精度推荐值

工 作 类 型	要求过滤液的过滤精度
1) 低中压工业液压系统 松配合间隙 精密配合间隙	20 μ m 15 μ m
2) 中高压工业液压系统 往复运动机构 往复运动的速控阀限机构 机床的给进装置	15 μ m 10~15 μ m 10 μ m
3) 高压液压系统 一般要求 位置状态控制装置 精密液压系统	10 μ m 5~8 μ m 5 μ m
4) 高效能液压系统 一般要求 电液精密液压系统 高效能的精密伺服控制机构	2~5 μ m 2~5 μ m 1~2 μ m
5) 润滑系统0.6MPa 汽轮机、空压机及精密机床轴承润滑系统	80~150 μ m 10~20 μ m
6) 工艺润滑系统	1~10 μ m

用于静压轴承的粗过滤器推荐采用的过滤精度应小于轴承半径间隙的 $\frac{2}{3}$ ，过滤比 β_s 推荐为20；

而精过滤器的过滤精度推荐小于轴承受载后轴承宽度中的最小间隙，过滤比推荐为大于75。

一般来说，选用较高精度过滤器可大大提高润滑系统工作可靠性和元件寿命，但值得注意的是过滤器的过滤精度越高，过滤器滤芯元件堵塞越快，滤芯更换与清洗周期就越短，成本越高。故选择过滤器时应根据工况和设备情况合理地选择过滤器的过滤精度，以达到所需的油液清洁度。

③ 具有足够的通油能力。当过滤器压力降达到规定值以前可以滤除并容纳的污染物数量大，即纳垢容量大，则过滤效率高。一般来说，过滤器的过滤面积越大，其纳垢容量就越大，在流量一定的情况下，随着过滤面积的增大，单位过滤面积上通

过的流量减小，滤芯的压差也减小，因而达到额定压差时滤芯能够容纳更多的污染物。

过滤器的有效过滤面积（片式过滤器除外）， cm^2 按下式计算

$$F = \frac{Q\mu}{\alpha\Delta p}$$

式中 F —— 有效过滤面积(cm^2)；

Q —— 过滤器的额定流量(L/min)；

μ —— 液体的动力粘度($Pa \cdot s$)；

Δp —— 压力降(Pa)；

α —— 过滤材料单位面积通油能力(L/ cm^2)，在液体温度为20℃时，对于特种滤网， α 值取为0.003~0.006；纸质滤芯， α 值为0.035；线隙式滤芯， α 值为1，一般网式滤芯， α 值为2。

④ 选择过滤器的流量。过滤器的流量决定后，可按样本规定选择过滤器的规格。

⑤ 温度适当。过滤液体的温度影响液体的粘度、壳体腐蚀速度以及过滤液体与过滤材料的相容性。随着温度的升高，液体的粘度降低。如果液体的粘度过高，可进行适当的预热，但重要的是根据润滑系统工作温度确定液体的粘度，合理地选择滤芯。

⑥ 容易清洗并便于更换过滤材料。

3) 过滤器的使用注意事项

① 安装过滤器时要注意过滤器壳体上标明的液流方向，正确安装在工作系统中。否则，将会把滤芯冲毁，造成系统污染。

② 当过滤器压差指示器显示红色信号时，要及时清洗或更换滤芯。

③ 在清洗或更换滤芯时，要防止外界污染物侵入工作系统。

④ 清洗金属编织方孔网滤芯元件时，可用刷子汽油等中刷洗。而清洗高精度滤芯元件，则需用超净的清洗液或清洗剂。金属丝编织的特种网和不锈钢纤维烧结毡等可以用超声波清洗或液流反向冲洗。而纸质滤芯及化纤滤芯，切忌用超声波清洗，只能在清洗液中刷洗。

⑤ 滤芯元件在清洗时，应堵住滤芯端口，防止清洗下的污物进入滤芯内腔造成内污染。

(3) 沉淀和离心法

沉淀和离心法主要是利用油液和杂质的密度不

同，通过重力和离心加速度将其分离的一种油液净化方法。

沉淀法是炼油或油再生的第一个步骤。循环润滑系统中的油箱就是起着沉淀润滑油中杂质的作用。加大油箱可以加强油的冷却、分离泡沫和沉淀杂质的效果，故润滑系统的油液净化，首先是考虑加大油箱这一简单而经济的沉淀方法。

应用油液中杂质的自重作自然沉淀的过程比较缓慢，曾有人推导出小于 0.1mm 的球状悬浮微粒在静态液体中的沉淀速度 v 为：

$$v = K \frac{\phi^2(\rho_1 - \rho)}{\eta} \quad (\text{cm/s})$$

式中 ϕ ——悬浮微粒的直径 (mm)；

ρ_1 ——微粒的密度；

ρ ——油的密度；

η ——油的粘度 (mm^2/s)；

K ——包括有重力加速度 g 的常数 (球状微粒) $K = 2.25$

从公式中可知，微粒的尺寸及密度越大，油的密度和粘度越小，悬浮微粒的沉淀速度也就越快。表7-2-46为在 55°C 时粘度为 $32\text{mm}^2/\text{s}$ 的汽轮机油内各种不同规格的杂质粒子沉淀 1m 深度所需的时间。

表 7-2-46

杂质粒子的直径 (μm)	杂质来源	沉淀通过 1m 深度所需时间
1	细尘	60 d
10	泥灰	15 h
100	细砂	9 min
1000	粗砂	4 s

从上面可见，循环润滑系统中的油液在通过油箱短暂的时间中，仅能沉淀大尺寸的外界杂质和分离较多的水份，而细尘及乳化液等则几乎没有被排除。而杂质经历沉淀的时间愈长，因体积和密度大的杂质先沉淀，悬浮杂质中所含的轻小粒子比例愈大。沉淀经历的时间较长，虽不能把杂质彻底干净地除去，但可以使有研磨作用的砂粒和金属屑等基本清除。

杂质的沉淀速度随油液的温度升高而加快，故常将油液加热至 $60\sim 80^\circ\text{C}$ 以降低其粘度、减少杂质的沉淀阻力，并打破油水乳化液使更多的杂质和水分离。但在加热时会出现液层的对流现象，起搅拌

和悬浮杂质的作用，沉淀只在达到热平衡、液体静止下来后才开始。静置沉淀一般须连续十天多，待所有能分离的杂质都沉淀到油箱底部，然后从底部放出。其后再从较高的位置放出净油，清洗沉淀池后才注入另一新油。

离心法是利用水和机械杂质的密度比润滑油的密度高、在作圆周运动时具有比油大的离心力，故在离心机上加大圆周速度就能产生较大的离心力从而大大提高了分离水和杂质的速度和效率。如离心机的速度为 $15000\text{r}/\text{min}$ ，它能产生的分离力比沉淀法高出 $10000\sim 15000$ 倍。实用上离心法在大型柴油机润滑系统中用以去除细小的碳粒和烟尘，在轧钢机润滑系统中用以分离油污杂质和水，都收到极好的效果。

图7-2-48为离心机的作用原理，腐油经顶部通过定心轴A进入多层锥形盘组成的转鼓。油在转鼓内受离心力的作用将密度大于油的水和杂质（胶质沥青等）抛向四周，并由出口E的连管引导出。经过净化的油集中于中心区域并经出口F的连管流回油箱，机械杂质则聚集在机壳内壁，可以周期地清除。

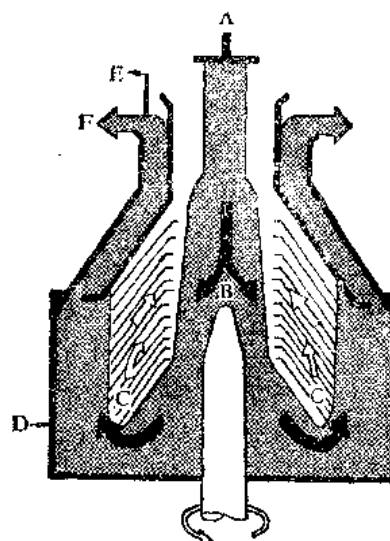


图7-2-48 离心机作用原理

A—进油进口 B—油流向 C—油水分离

D—机壁 (内侧粘附固体杂质)

E—净油出口 F—排水口

离心法有可能把润滑油中添加剂分离，故在净化带添加剂的油时，能否采用离心法须认真考虑。一般不含添加剂的矿物油常采用离心法与水洗合并

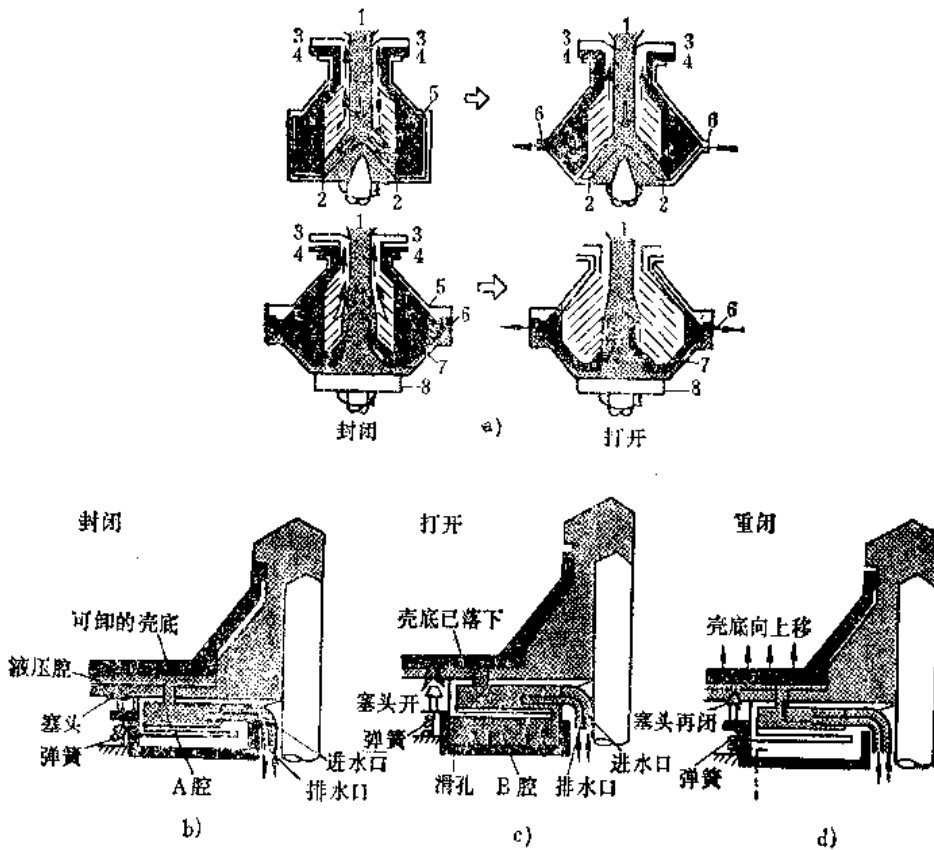


图7-2-49 几种不同的离心机结构

的净化方法。因水能加速除去一些低密度杂质，还能溶解水溶性有机酸及其他氧化生成物，对油能起重要的净化作用。

为避免经常清除机壳内壁聚集的固体杂质的繁琐劳动，人们又设计了几种不同的离心机新型结构，见图7-2-49，以简化清洗手续、降低工人的劳动强度。

图7-2-49 a 是可分机壳型，左图表示处于封闭状态，右图表示处于打开状态。这种结构有能连续开闭的喇叭形机壳和可移动的壳底，可便于排污和减少堵塞，但是结构复杂，制造成本高一一些。图 b 是分离机壳型(在闭合状态)，如把壳底举起到正常工作的闭合位置，细水流将从进水口进水充满 A 腔，多余的水则自排水口放走。A 腔的水在离心力所形成的压力下进入通过小孔的液压腔，将壳底抬起而维持其在封闭的工作位置。图中，除进水口和排水口外，其他元件均随离心机的正常速度而旋转。图 c 是利用一定程序控制进水口，使之突然送入一额外水流，以致多余的水来不及排走而窜

入 B 腔，同样使 B 腔内水压克服弹簧的张力而向下推，把液压腔的封闭塞头打开而放走其中的水。壳底因失去了液压的顶力而降至其开启的位置。虽然 B 腔的水会有部分泄漏，但 A 腔的水可以不断给予补充。壳体可按程序自动打开，便于排污和清洗。图 d 是利用一定程序控制断开上述额外进水，使 A 腔中的水回复正常不再进入 B 腔，这时 B 腔的水放出，消除推动 B 腔向下的力而弹簧得以向上抬，向上压塞头，封住液压腔至腔达到充满，液压得以升高，并抬起壳底后再度封闭。

离心机在无负荷情况下起动。当旋转达全速时，经进水口输送热水，直至热水在下面排水口出现时，即表示水封闭已经形成，可以送入废油进行分离作业。水封闭能保证油的提净和防止排水口有油跑失。如将废油加热至 $60\sim 70^{\circ}\text{C}$ ，则离心的效果更好。也有将少量的热水连同废油连续送入离心机，同时实现加热和水洗，以提高离心机的效率和净化程度。

图7-2-50的旋风式润滑油净化器也是一种利用

离心原理把油中杂质和污染物甩掉。这种装置没有旋转的叶轮给油并使油液离心加速，而是利用导向方法引导高速油流在旋转中加速，使杂质离心沉淀，从下面的涡旋管口排出，而净油则向中心的上部引出。

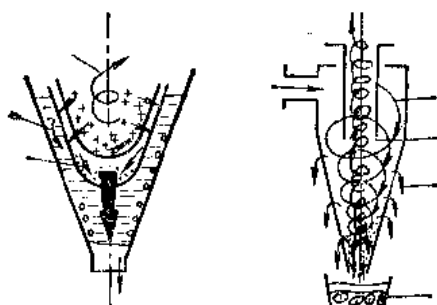


图7-2-50 旋风式油净化器

(4) 吸附过滤器 吸附过滤器是利用有吸附性能的材料如活性炭、白土等制成滤筒阻截、收集润滑油中的杂质。这种过滤器不只把油中固体杂质除去，起过滤作用，还能通过吸附作用把油中溶性杂质也吸收掉。如油中含有防锈、清净等添加剂亦有可能被排除，故这种过滤器只用于纯矿物油的过滤，图7-2-51是一种化学净化过滤器的结构。

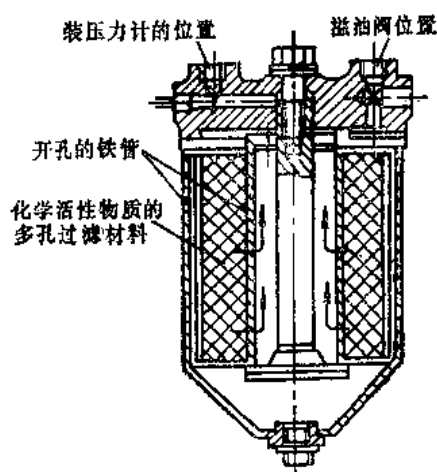


图7-2-51 吸附过滤器

(5) 润滑油液污染度的测定 润滑系统内部生成的微粒污染物是反映系统工作状态的信息，通过对油液中微粒污染物的分析，可以为系统的磨损监测和系统故障诊断提供重要线索和依据。

目前常用光学显微镜观察颗粒污染物的形状、尺寸和表面特征，使用光谱法、X射线能谱法等分

析颗粒污染物的化学成分和含量，使用铁谱法鉴别油液中与磨损过程有关的颗粒污染物。

润滑油液污染度是指单位容积油液中固体颗粒污染物的含量。污染物的含量可以用重量或颗粒数表示，相应的污染度测定方法有称重法和颗粒计数法。

1) 称重法 称重法是测定油液单位容积中所含颗粒污染物的重量，测定值一般用 mg/L 表示，也可以用 100mL 作为单位容积。按照国际标准 ISO 4405 的称重法，采用两片直径 47mm，孔径 0.8μm 的微孔滤片。将两片滤片上下重叠并夹紧在滤片夹持器内，用真空吸滤瓶过滤 100mL 样液，然后将滤片烘干，并分别称重。用下式计算样液中颗粒污染物的重量浓度 W (mg/L)：

$$W = \frac{(M_E - m_E) - (M_T - m_T)}{V} \times 1000$$

式中 M_E 、 m_E ——分别为上片过滤样液后、前的重量 (mg)；

M_T 、 m_T ——分别为下片过滤后、前的重量 (mg)；

V ——样液容积 (mL)。称重时天平读数应精确到 0.05mg。

2) 颗粒计数法 颗粒计数法是测定样液单位容积中各种尺寸范围颗粒污染物的颗粒数 (即颗粒浓度)。表 7-2-47 为目前通用的颗粒计算方法和仪器。

表 7-2-47 颗粒计数方法和仪器

方法	原理	仪器	测量范围 (μm)
视场扫描	目测	光学显微镜	>5
	自动扫描	图象分析仪	>1
		扫描电子显微镜	0.02~50
液流扫描	遮光	遮光型自动颗粒计数器	1~9000
	光散射	激光型自动颗粒计数器	0.5~25
	电阻变化	电阻型自动颗粒计数器	1~100

3) 油液污染度等级 目前被广泛采用的是美国国家宇航学会在 1964 年提出的 NAS1638 污染度等级，它以颗粒浓度为基础，按照 100mL 油液中在给定的 5 个颗粒尺寸区间的最大允许颗粒数划分为 14 个污染度等级，见表 7-2-48，最清洁的等级为 00，相邻两个等级颗粒数的递增比为 2，因此还可

表7-2-48 美国NAS1638污染度等级

污染度等级	00	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
颗粒尺寸	5~15	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	32000	64000	128000	256000	512000	1024000
寸范围	15~25	22	44	89	178	356	712	1425	2850	5700	11400	22800	45600	91200	182400
	25~50	4	8	16	32	63	126	253	506	1012	2025	4050	8100	16200	32400
(μm)	50~100	1	2	3	6	11	22	45	90	180	360	720	1440	2880	5760
	>100	0	0	1	1	2	4	8	16	32	64	128	256	512	1024

以向下外推至16级以上。

(续)

我国现已制定了油液污染度国家标准，等效采用国际标准ISO4406，本标准用两个代号表示污染度等级，前面的代号代表1mL油液中大于 $5\mu\text{m}$ 颗粒数的等级，后面的代号代表1mL油液中大于 $15\mu\text{m}$ 颗粒数的等级，两个代号之间用一斜线分隔。例如，污染度等级20/17表示每毫升油液中大于 $5\mu\text{m}$ 的颗粒数在5000~10000之间，大于 $15\mu\text{m}$ 的颗粒数在640~1300之间，见表7-2-49。

每毫升油液中的颗粒数	等级代号
>0.02~0.04	2
>0.01~0.02	1
≤ 0.01	0

表7-2-49 污染度等级国家标准

每毫升油液中的颗粒数	等级代号
>5000000	30
>2500000~5000000	29
>1300000~2500000	28
>640000~1300000	27
>320000~640000	26
>160000~320000	25
>80000~160000	24
>40000~80000	23
>20000~40000	22
>10000~20000	21
>5000~10000	20
>2500~5000	19
>1500~2500	18
>640~1300	17
>320~640	16
>160~320	15
>80~160	14
>40~80	13
>20~40	12
>10~20	11
>5~10	10
>2.5~5	9
>1.3~2.5	8
>0.64~1.3	7
>0.32~0.64	6
>0.16~0.32	5
>0.08~0.16	4
>0.04~0.08	3

6. 润滑系统的参数测量、监测及报警装置

为了保证润滑系统向各润滑点连续不断地供给润滑油以防止润滑点因供油不足而损坏，在润滑系统中须配置恰当的参数测量、监测及报警装置。

在润滑系统中常见的故障是润滑油泵失效、供油管路堵塞、轴承过热及磨损甚至咬粘、污染严重、分流器工作不正常、给油循环时间不准确等。润滑系统中通常采用以下测量装置：

(1) 测温装置 在油箱、润滑油出口、冷却器的进口与出口、重要的轴承等部件处安装测温装置及显示、控制装置如水银温度计、热电偶及接触温度计等，可以及时看到这些部位的温度变化。这些测温装置还可以和自动报警装置联合使用，在温度不正常时自动报警或使设备停止运转。可开动油冷却器及加热器调节润滑系统温度。

(2) 压力测量装置 在润滑油出口处过滤器的进、出口处等部位安装压力计，用以观察压力变化值。必要时还可安装压差报警器，当压差过高时，发出报警信号。

(3) 油面及流量测量装置 在油箱中装有油标及油面指示器，在管道中安装流量计或流量监控计来观测流量。

在集中润滑系统的控制系统中一般需考虑到润滑循环时间和给油时间的调整，以及当润滑剂供应不足或过量以及润滑油泵过载时的显示及控制等。当发生故障时，开动备用润滑油泵，打开辅助给油管路及调节装置或紧急停车装置等。图7-2-52为一种润滑系统的监控装置线路图，用以监控线路内产生的最大压力、最小溢流压力、润滑油泵运转时间、各润滑点的流量以及油箱油面等。

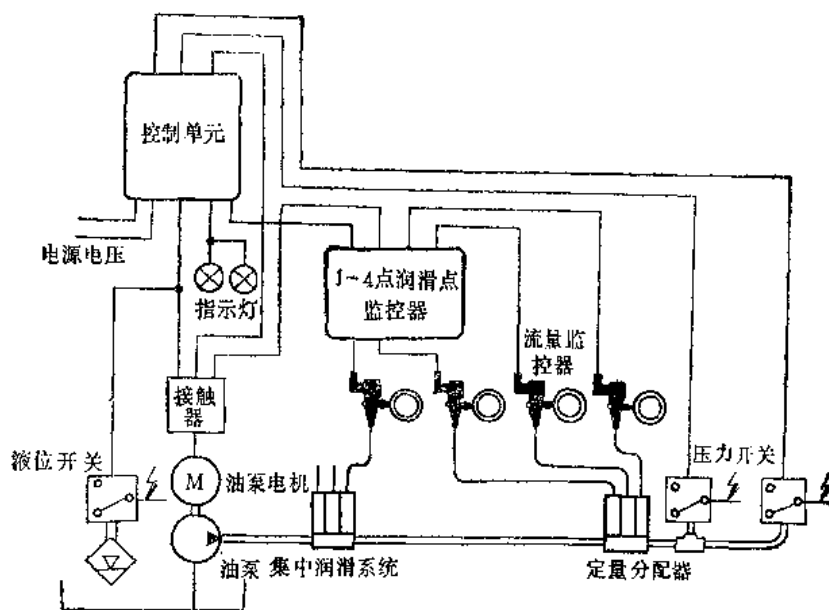


图7-2-52 润滑系统监控线路图

(二) 润滑脂（干油）润滑及润滑系统

1. 脂杯、脂枪润滑

(1) 脂杯润滑 脂杯润滑是一种简便易行，效果良好的干油润滑方法。根据润滑点不同结构、不同部位、不同工作特点，采用相适应的脂杯固定在设备润滑点上。

图7-2-53为带阀的润滑脂杯，用于压力不高而分散间歇供脂的地方。这种脂杯的结构不能达到均匀可靠地供脂，仅在旋转杯盖时，才能间歇地送脂。当机械正常运转时，每隔4小时将脂杯盖回转 $1/4$ 转即可。这种脂杯应用在滚动轴承上时，其速度不应超过 4m/s 。

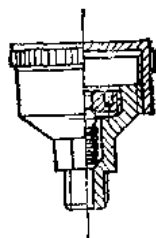


图7-2-53 带阀的润滑脂杯

图7-2-54为连续压注的脂杯，利用弹簧1压在装有油封或塑料碗2的活塞上挤出润滑脂供给摩擦副。如活塞已落到最下的位置，就说明脂已用完，等待补充。如果停止供脂，可利用手柄5拉出活塞

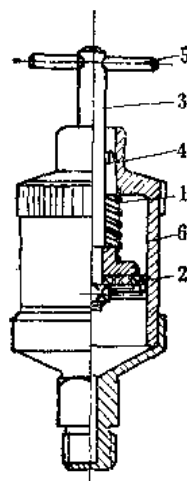


图7-2-54 连续压注脂杯

1—弹簧 2—油封 3—活塞 4—销钉
5—手柄 6—套筒

并略加回转，即将活塞用销钉4锁在顶部位置上。当补充脂时，须从脂杯座上旋下套筒6。这种脂杯的缺点是加脂麻烦。

图7-2-55所示的脂杯则消除了上述脂杯的缺点，它可以用脂枪通过压注杯1来补充脂。用螺钉2固定活塞，就可以切断脂的供应。开缝式油门3可以调节供脂量，所以当活塞处于下部位置时，弹簧力虽为最小，也能保证充分供脂。

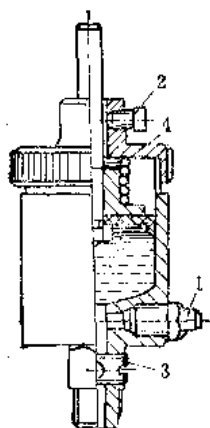


图7-2-55 连续压注脂杯

1—利用脂枪补给的压注杯 2—活塞杆的固定螺钉 3—开缝式油门 4—弹簧

图7-2-56为安装在旋转部件上(例如皮带轮)的脂杯,当部件旋转时,活塞受离心力作用而上升,润滑脂即随通过空心杆挤出送到润滑点。当部件停止转动时,亦停止供应润滑脂。

(2) 脂枪润滑 脂枪实际是一种储脂筒。它能将脂通过润滑点上的脂嘴挤到摩擦副上。使用时,其注油嘴必须与每个润滑点上的脂嘴相匹配,具有灵活、方便的特点。手动脂枪不需要外在能源。如果脂枪需要外加压力,可以利用压缩空气,如需在很多润滑点上有规律地加脂时,脂枪的缸筒则需不断进行补给润滑脂。

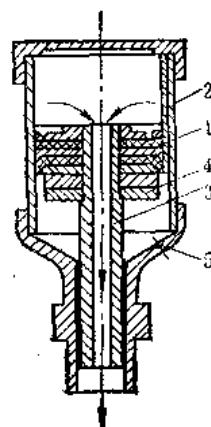


图7-2-56 旋转部件用润滑脂杯

1—活塞 2—油杯壳 3—空心杆 4—重量 5—空气孔

手动操纵的压力脂枪有螺旋式、压杆式和手推式数种。图7-2-57为常用的压杆式脂枪简图和与之相匹配的注油嘴。图7-2-58为手推式脂枪简图。螺旋式脂枪如图7-2-59所示,是利用枪筒壁和手柄活塞螺纹的转动使活塞落下而供脂。这种脂枪以一定的周期补充消耗的润滑脂,其作用较手填充更为有效。

图7-2-60为一种较大型的脂枪。在枪座上配装有柱塞、落脂板、弹簧和逆止阀等操纵元件。用手柄在预定泵送范围内来回驱动柱塞。手柄向外的行程使柱塞向里压送缸中的存脂通过逆止阀进入供脂

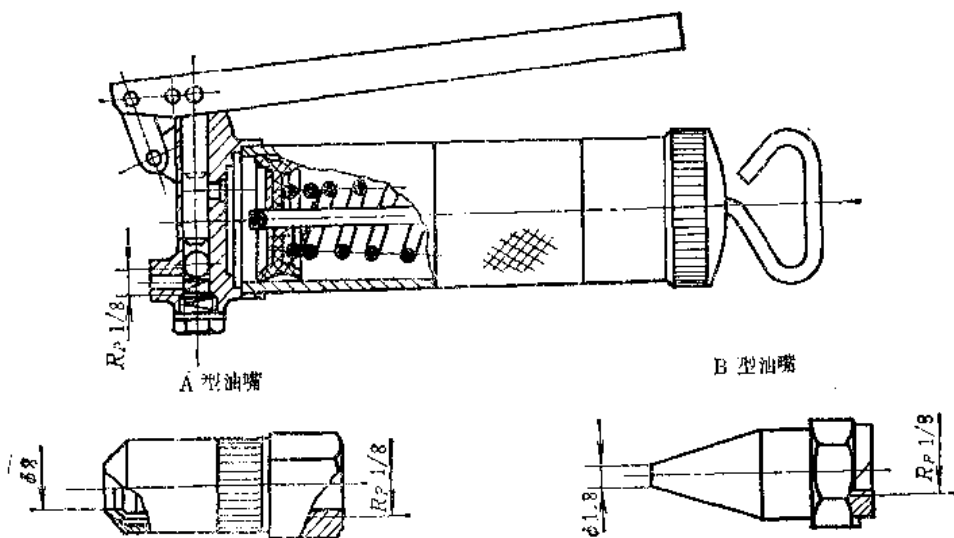


图7-2-57 压杆式脂枪

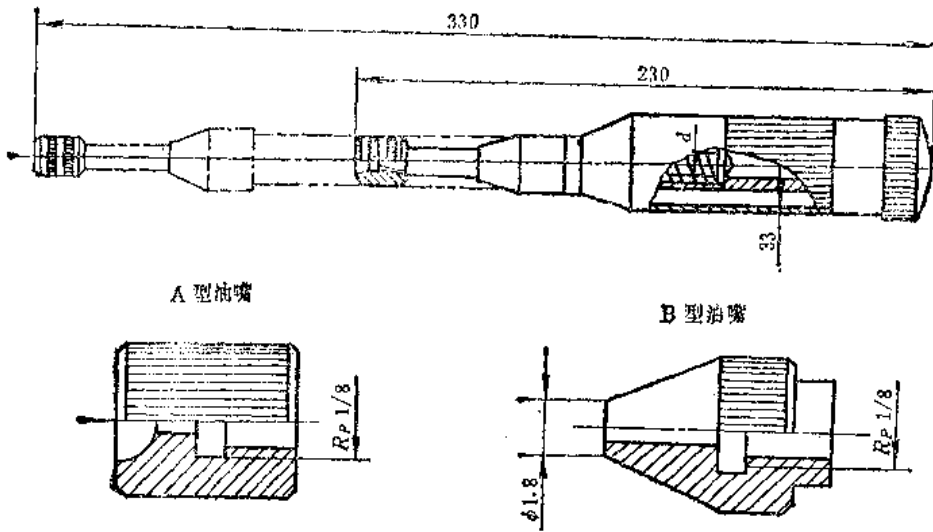


图7-2-58 手推式脂枪

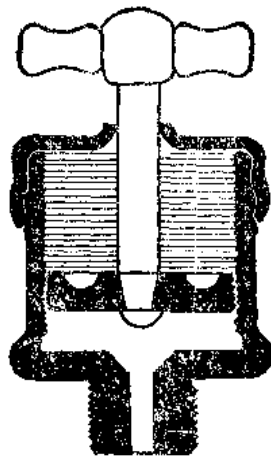


图7-2-59 螺旋式脂枪

管道。手柄向里的行程使柱塞向外，而使弹簧压回逆止阀到原来位置，从而封闭通道到供脂管道的通路，保持管道中的脂压，而且，在行程中打开了通脂桶的通道，使脂进到缸里，补充失脂，完成一个供脂的循环。这种手摇泵能给管道加压达16.7MPa。可向大件摩擦副供脂，或联合给油器作多点供脂。

手摇脂枪和给油器联合使用，可以用在小型集中润滑系统上。图7-2-61为这种联合脂枪的工作示意图。这种脂枪通过来回给供脂管道加压和卸压而完成供脂的循环，其循环中的每一个环节都自动控

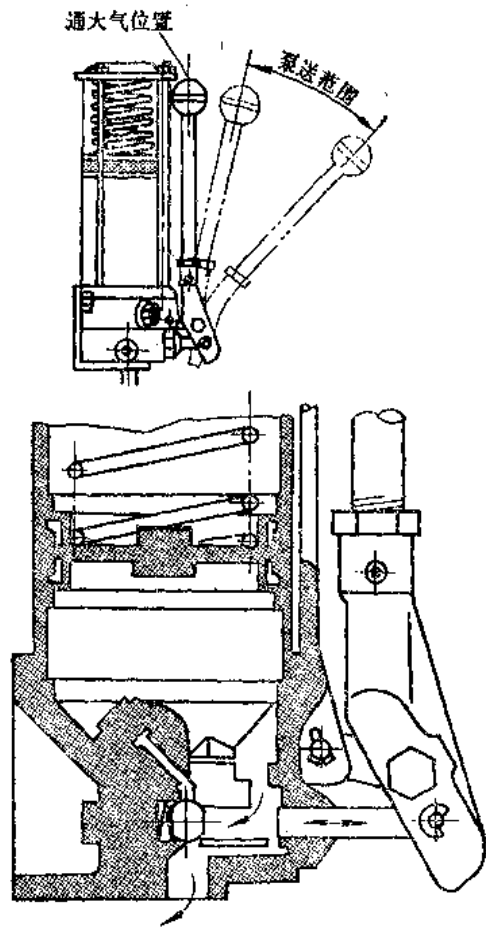


图7-2-60 大型脂枪

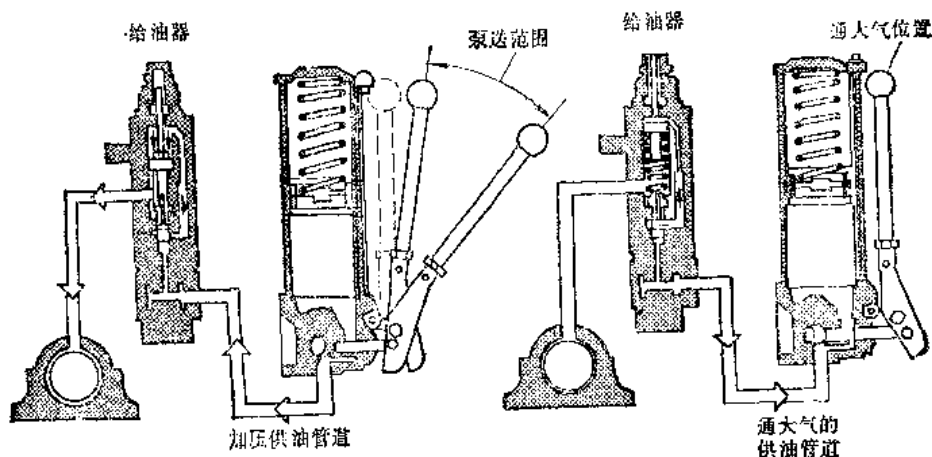


图7-2-61 给油器联合脂枪

制给油器的加脂过程。

利用压缩空气驱动的脂枪结构见图7-2-62。

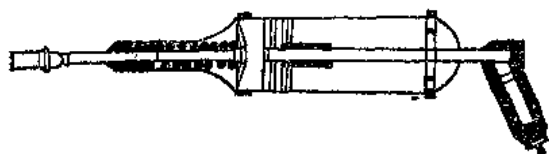


图7-2-62 压缩空气驱动的脂枪

2. 润滑脂（干油）集中润滑与润滑系统

在各种机械设备中除了采用单独分散的润滑方式（即由人工定期用脂枪或脂杯向润滑点添加润滑脂）外，对大型多润滑点，或不能停机加脂，或用人工加脂危险及有一定困难（如高温下的润滑点多，用人工加脂忙不过来而不易接近润滑点）的部位，则必须采用干油集中润滑系统定期加润滑脂进行润滑。一般均属全损耗性系统，不再回收使用。

（1）润滑脂（干油）集中润滑系统的分类

由于对干油集中润滑系统研究的依据不同，所分类的方法也不同。干油集中润滑系统可分为：单线式、双线式、多线式及递进式几种。

实际上根据供脂的驱动方式、管路布置型式不同，分类也有不同。

（2）润滑脂（干油）集中润滑系统元件及装置

1) 干油过滤器 干油过滤器用于干油集中润滑系统过滤润滑脂里的杂质，技术性能及结构见表7-2-50所示。它是由本体2、滤网筒3及螺盖1组

成。可定期卸开螺盖取出滤网筒清洗滤下的杂质或更换滤网筒。

2) 给油器（分配器、定量阀）给油器是干油集中润滑系统的一个重要元件。按供送油脂的管线数可分为单线式和双线式，按供脂时给油器的动作顺序分为顺序式和非顺序式。

① 双线顺序式给油器 这类给油器的特点是结构简单、容易制造，成本较低。每一个单体只有一个活塞，它既起配油脂作用，又起压油脂的作用。但它的缺点是在每一个供脂支路中，无论那个给油器中的某一点发生故障，从这点开始以后的所有给油器都将全部停止工作，且故障查找也比较麻烦。目前这一类型的给油器已由其他类型的给油器取代。

② 双线非顺序式给油器（简称双线给油器）

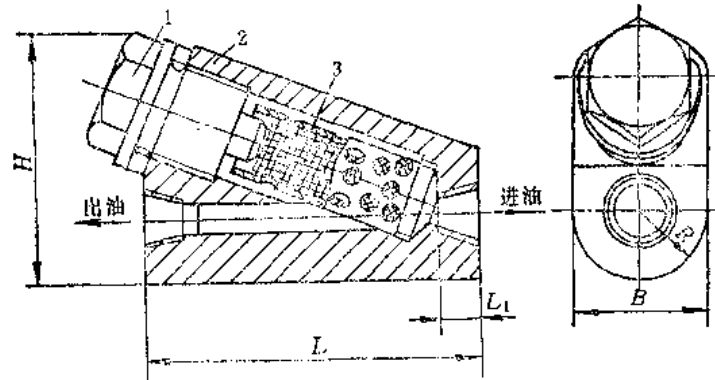
这类给油器工作原理大体相同，只是在形状大小，孔口排列、内部连接，滑阀（柱塞）构造等方面有差异。

a. 结构及工作原理 由于给油器在结构上的特点，必须采用双线轮换供脂的办法，才能把干油站送来的润滑脂定量地输送到润滑点去。

SJQ型双线单点给油器的构造及工作原理如图7-2-63所示。

如图，当输脂主管送来的润滑脂经过下面的油孔11至油腔10中时，润滑脂将推动配油柱塞8向上移动，直到上端极限位置，即通过通路2注入油腔1中，同时推动压油柱塞3上移到上部极限位置。当压油柱塞向上移动时，就将油腔上部的润滑脂（由

表7-2-50 GGQ型干油过滤器结构与技术性能 (JB/ZQ4535—86)



型 号	公称压力 (MPa)	公称直径 D_N (mm)	锥管螺纹		L	H	H_1	R	重量 (kg)
			d	L_1 (mm)					
GGQ-J8	10	8	$R_c \frac{1}{4}$	11	100	40	76	20	1.15
GGQ-J10		10	$R_c \frac{3}{8}$	12					
GGQ-J15		15	$R_c \frac{1}{2}$	15	125	42	85	21	1.5
GGQ-J20		20	$R_c \frac{3}{4}$	17					

注：标记示例：

公称压力为10MPa，公称直径 D_N 为15mm的干油过滤器：

GGQ-J15过滤器 JB/ZQ4535—86

上一次工作循环时压进来的) 经过通路4和9送至润滑点。这是一个工作循环。于是从输油主管送来的压力润滑脂经过通路11送到下一组给油器的注塞腔，见图a所示位置。当润滑脂系统输送润滑脂换向后，即由另一条输脂主管经过通路7压入润滑脂，推动配油柱塞8向下移动到下面极限位置，同时将压油柱塞下腔1内的润滑脂(由上一次工作循环送入的)经过通路2和9压至润滑点，如图b所示位置。这时，又完成一个工作循环。指示杆5和压油柱塞3相连接。指示杆用以指示出压油柱塞压送润滑脂的动作情况。润滑系统的所有给油器的指示杆动作完毕后，都应在同一个位置上(即所有的指示杆都伸出来或缩进去)。倘若其中有某个给油器的指示杆，在输脂管换向之后还没动作，则说明这个给油器未能供送润滑脂到润滑点，应及时检查并排除故障。给油器在额定供脂范围内，用调节螺栓6微调压油柱塞行程的大小，以得到合适的供脂量。

SJQ型给油器是一种老产品，目前在我国的矿山、冶金和某些重型机器上仍在采用，并可靠地工作着。随着工业技术进步，这种双线单出口的给油器已发展为双线双点(双出口)的给油器。这种给油器在系统中应用数量可减少一半。SJQ型给油器与其他的给油器比较，也存在一些问题，即结构落后，制造工艺性差，废品率较低。因此，在吸收国外给油器优点基础上，生产出新型SGQ型双线双点给油器。该型给油器克服了在现场使用中存在着挡视线及出油管与指示杆在装、卸时互相干扰的缺点，将压油柱塞腔的钻孔位置与其他两腔(配油腔与出油腔)的钻孔位置相互错开，结构见图7-2-64所示。

另外，我国引进不少大型设备，采用了各种给油器。德国VT型给油器结构见图7-2-65，ZV型双线双点给油器结构见图7-2-66。日本DV型给油器结构见图7-2-67，这种给油器壳体堵孔为盲孔，加

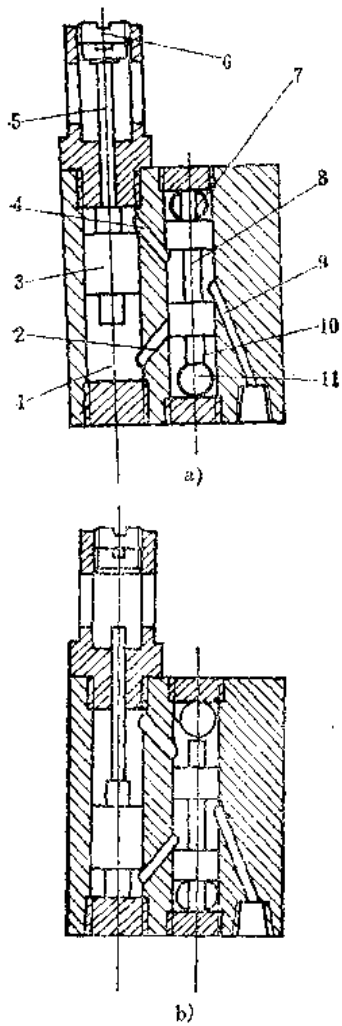


图7-2-63 SJQ型双线单点给油器的构造及工作原理
 1—油腔 2、4—通路 3—压油柱塞 5—指示杆
 6—调节螺栓 7、11—输送管通路 8—配油柱塞
 9—至润滑点通路 10—油腔

工容易，配油器柱塞为两段式圆柱面，加工量小，精度易保证，封油长度大，而压油柱塞与指示杆相连，便于检查。微调螺丝可以在规定范围内任意调节供脂量。但该给油器也存在安装、拆卸的困难，此外油管挡住指示杆动作，给日常的维修，检查带来不便。

美国的DD型给油器结构见图7-2-58。这种给油器采用了三段式圆柱配合面的结构。除用微调螺丝4控制压油柱塞行程以进行微调供脂量外，还可按系统中润滑点的具体要求，通过丝堵6的截阻或连通，获得合适的供脂量。如果把上面的出油孔A堵死，由于A、B内部互相连通，可以实现单点

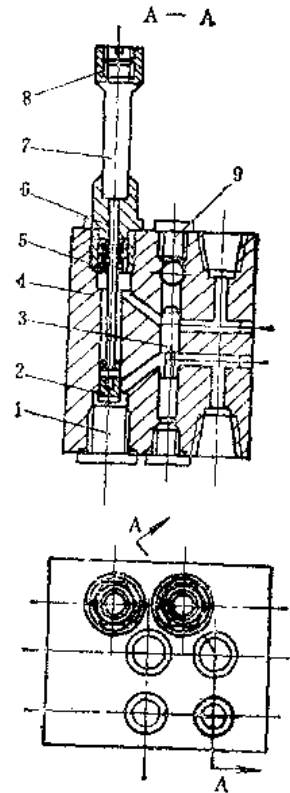


图7-2-64 SCQ型双线双点给油器
 1、9—螺堵 2—压油柱塞 3—配油柱塞
 4—壳体 5—密封圈 6—指示杆
 7—护罩 8—调节螺丝

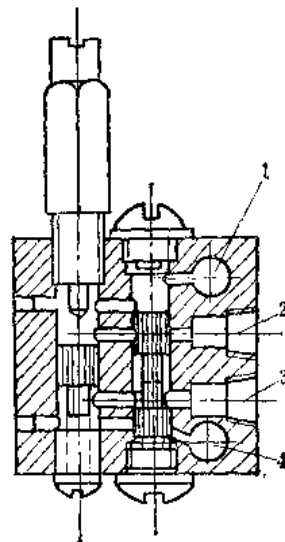


图7-2-65 VT型给油器
 1、4—进油孔 2、3—出油孔

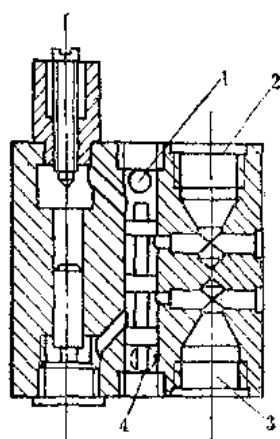


图7-2-66 ZV型给油器

1、4—进油孔 2、3—出油孔

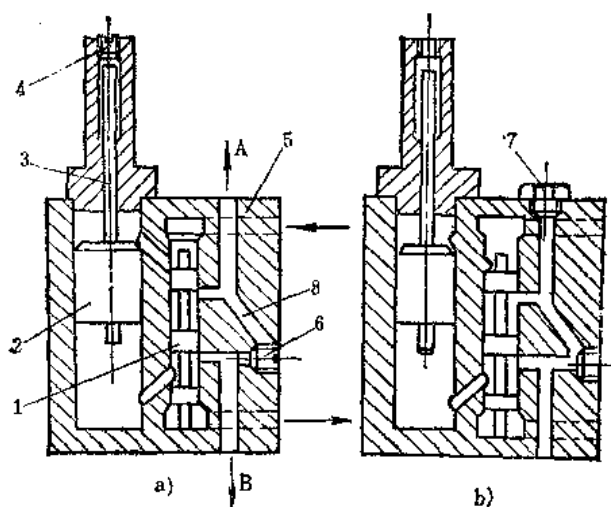


图7-2-68 DD型给油器

a—双线双点供油 b) 双线单点供油

1—配油柱塞 2—压油柱塞 3—指示杆 4—调节螺丝

5—壳体 6—丝堵 7—螺堵 8—斜孔

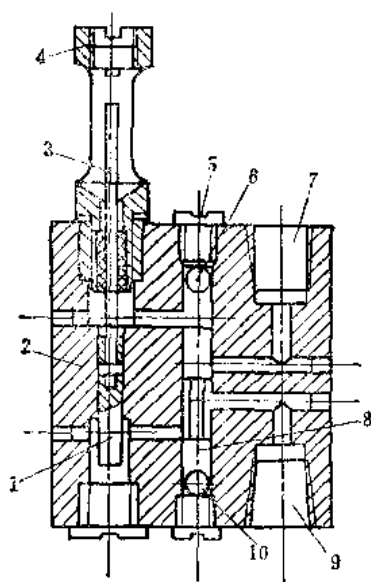


图7-2-67 DV型给油器

1—压油柱塞 2—阀体 3—指示杆 4—调节

螺丝 5—丝堵 6、10—进油孔 7、9—出

油孔 8—配油柱塞

(以向B出油口)或奇数点供送润滑脂。

b. 给油器的技术性能及外形尺寸 我国生产的SJQ型双线单点给油器的外形及其技术性能和尺寸参数见表7-2-51。

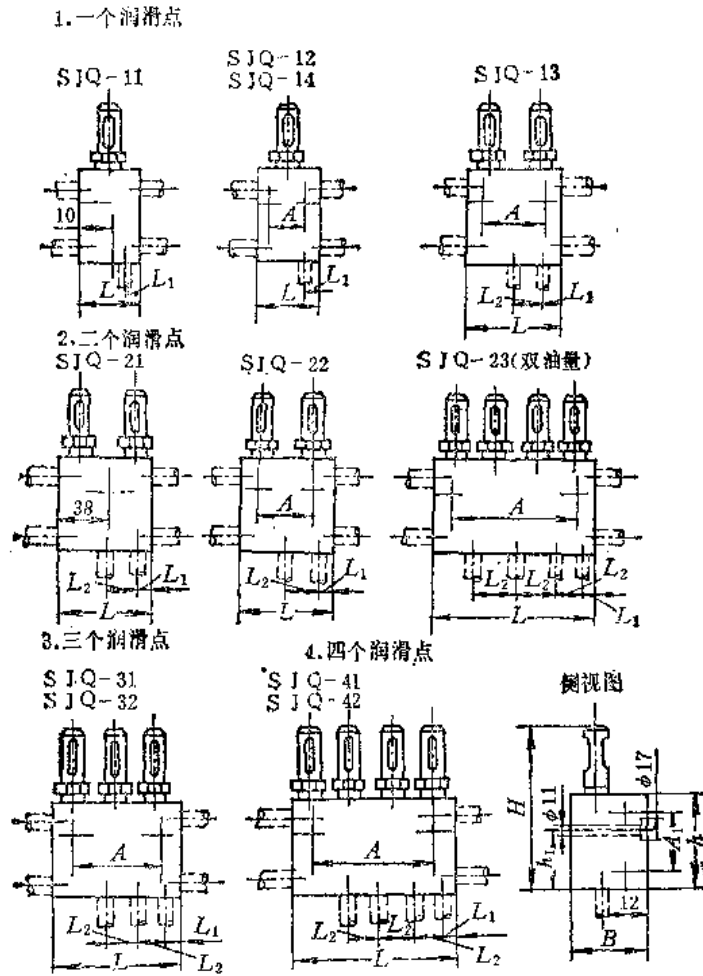
SGQ型双线双点(双出口)给油器系列的外形及其技术性能和尺寸参数见表7-2-52。这种给油器可以取代旧式的SJQ型给油器。

③ 单线给油器 单线给油器用于单线输送润滑脂干油集中润滑系统。它是在双线给油器的基础上发展起来的一种定量供脂元件。

单线给油器的优点是结构紧凑、体积小、重量轻;采用单管线输送润滑脂,简化了线路,节约了管材,对于某些润滑点不多而又比较集中的单机设备,如剪切机、矫直机等,采用单线干油集中润滑系统供送润滑脂更为适宜。单线给油器有多种类型,下面介绍几种有代表性的给油器:

a. 单线非顺序式给油器 单线非顺序式给油器结构如图7-2-69所示,这种2型单线非顺序式给油器具有结构紧凑、小巧、制造精度高、要求弹簧有良好稳定性等特点。给油器由壳体4、开有特殊沟槽及孔眼的空心滑阀6及柱塞5、针形阀3和弹簧2等组成。其工作原理如下:从输脂管来的压力润滑脂沿进油口8进入,经空心滑阀6的月形沟槽流入其内腔,推动柱塞5向上移动(与通孔d连通)。这时压力润滑脂就从d孔流出,并沿空心滑阀外壁流槽流到下端面,推动空心滑阀6向上移动及柱塞向上移动时,推动针形阀也向上移动,并把上腔内的润滑脂从出油口1压送到润滑点,直至针形阀3上移(同时压缩弹簧2)到上方极限位置时把出油口关闭为止。这时完成一次压脂循环。在输油管的油脂卸压以后,在弹簧力的作用下,又把针阀、空心滑阀和柱塞向下推移,这时在空心滑阀下端的

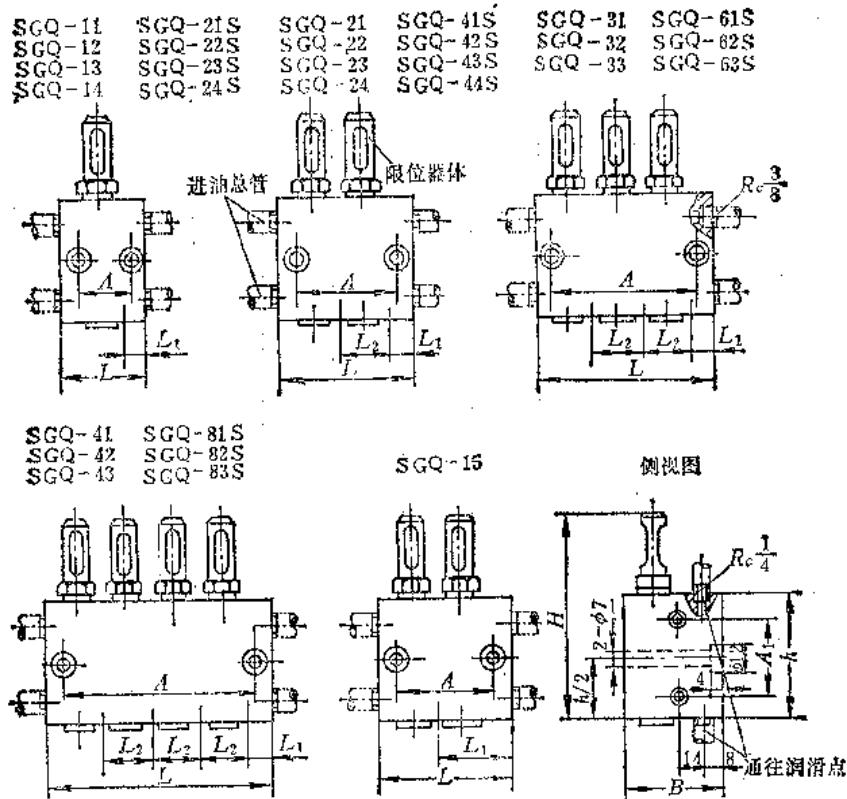
表7-2-51 SJQ型双线单出口给油器的技术性能及尺寸参数 (ZH09-67)



型式	给油量 (mL ³ /每支管每循环)		公称压力 (MPa)	d	d ₁	L	B	H	h	L ₁	L ₂	A	A ₁	h ₁	重量 (kg)
	最小	最大													
SJQ-11						46								36	0.8
SJQ-21	0.5	2				76									1.3
SJQ-31						100	36	110	65		30	30	42	41	1.9
SJQ-41						136						60			2.5
SJQ-12						54				8		34			1.4
SJQ-22						92						72			2.4
SJQ-32	1.5	5	10	R _c 3/8	R _c 1/4	130						110			3.4
SJQ-42						168	45	128	80			148	52	48	4.5
SJQ-13	3	10				52				46		72			2.4
SJQ-23						168					76	148			4.5
SJQ-14	12.5	25				70	62	205	125	8		40	98	85	4.1

注: 标记示例: 单出口 3 个给油孔每次给油量为 2 mL 的双线给油器 SJQ-31 给油器 ZH09-67。

表7-2-52 SGQ型双线双点给油器技术性能及尺寸参数 (JB/ZQ4089-85)

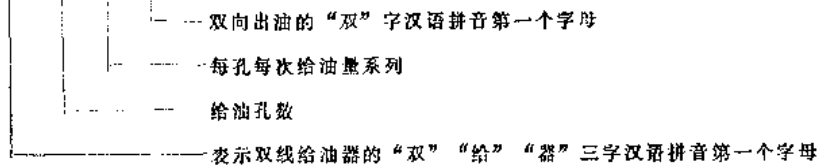


型号	给油 孔径	公称 压力 (MPa)	每孔每次 给油量			尺寸参数								重量 (kg)	注
			mL			mm									
			系列	最小	最大	L	B	H	b	L ₁	L ₂	A	A ₁		
SGQ-11	1					54						40		1.0	
SGQ-21	2					77						63		1.3	
SGQ-31	3					100						86		1.8	
SGQ-41	4					123						109		2.3	
SGQ-21S	2		1	0.1	0.5	54	44	82	56	20	23	40	34	1.0	
SGQ-41S	4					77						63		1.3	
SGQ-61S	6					100						86		1.7	
SGQ-81S	8					123						109		2.3	
SGQ-12	1	10				55						41		1.1	
SGQ-22	2					80						66		1.7	
SGQ-32	3					105						91		2.3	
SGQ-42	4					130						116		2.8	
SGQ-22S	2		2	0.5	2	55	47	96	62	20	25	41	40	1.1	
SGQ-42S	4					80						66		1.7	
SGQ-62S	6					105						91		2.2	
SGQ-82S	8					130						116		2.8	

(续)

型号	给油孔数	公称压力 (MPa)	每孔每次给油量 mL		尺寸参数 mm								重量 (kg)	注											
			系列	最小	最大	L	B	H	h	L ₁	L ₂	A			A ₁										
SGQ-13	1	10	3	1.5	5	55	53	102	65	20	25	41	40	1.4											
SGQ-23	2					80						66		2.0											
SGQ-33	3					105						91		2.7											
SGQ-43	4					130						116		3.4											
SGQ-23 S	2					55						41		1.4											
SGQ-43 S	4					80						66		2.0											
SGQ-63 S	6					105						91		2.7											
SGQ-83 S	8					130						116		3.3											
SGQ-14	1					4						3		10		58	57	123	77	20	30	44	52	1.8	
SGQ-24	2															88						74		2.9	
SGQ-24 S	2	58	44	1.8																					
SGQ-44 S	4	88	74	2.9																					
SGQ-15	1	5	6	20	88		57	123	77	50	—		74		52	2.9									

注：型号说明：SGQ-8 2 S



标记示例：双向出油 8 个给油孔，每次给油量为 2.0 (mL) 的双线给油器，SGQ-82 S 给油器 JB/ZQ4083-85

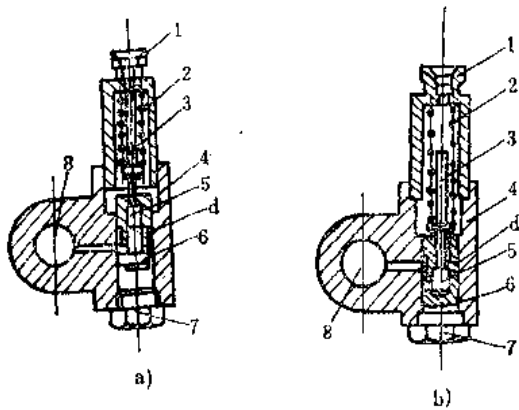


图7-2-69 单线非顺序式给油器

- 1—出油口 2—弹簧 3—针形阀 4—阀体
- 5—柱塞 6—空心滑阀 7—螺堵 8—进油口

润滑油又从孔道 d 补充到上端针阀所退出的空腔内，以备下次压油时供给润滑点。

由于这种给油器进油口口径较小，输油管也较细，所以管道不宜太长，否则压力损失太大，影

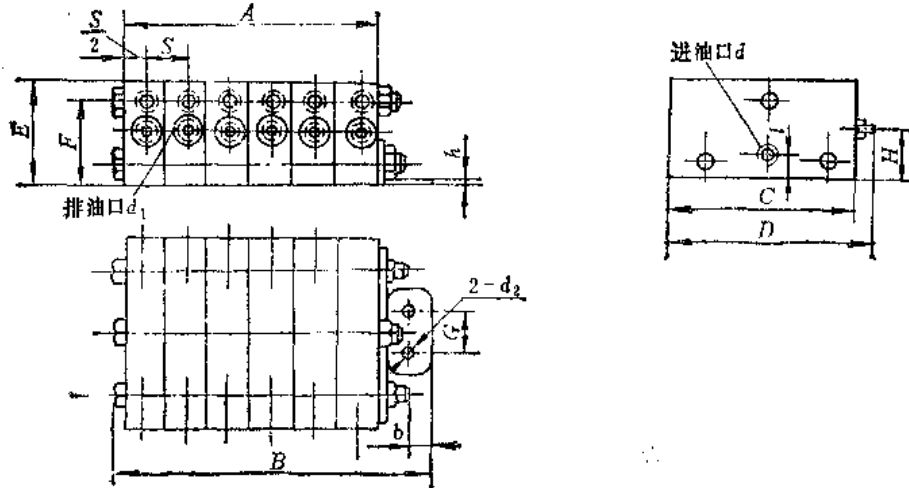
响给油器正常供脂。实践证明，输油管道长度一般不超过 5~6m。

b. PSQ型片式（单线顺序式或单线递进式）给油器 PSQ型给油器外形及技术性能和外形尺寸参数如表7-2-53。

PSQ型给油器最少由三片（上片、中片、下片）组成，如图7-2-70所示。而中片可以在组合时根据系统中润滑点的不同需要而增加，但最多不超过 4 片，连同上片和下片，最多由六片组成。

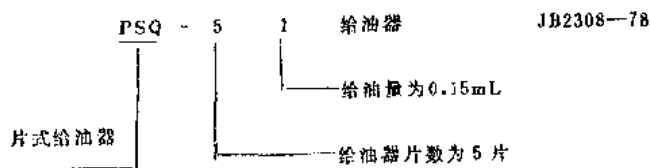
PSQ型片式给油器的原理如图7-2-70 a 所示，压力润滑油从输油管进入后，首先将柱塞 I 推向左端，并分别依次将左腔内的润滑油从出油口 1、2 排送到润滑点。待柱塞 I 动作完毕后（指示杆同时向左伸出，表示给油器正常工作）。在柱塞 I 左腔的压力润滑油从内部通道进入柱塞 II 的左腔内，并推动柱塞 II 至右端，同时将右腔内的润滑油从出油口 3 排至润滑点。柱塞 II 向右动作完毕时，如图 7-2-83 b 所示，以后柱塞又按照上述相反的方向依

表7-2-53 PSQ型片式给油器技术性能及外形尺寸参数 (JB2308—78)



型 号	给油器片数	给油孔数	最高工作压力 (MPa)	每孔每次给油量 (mL/孔次)	外 形 尺 寸 (mm)													重量 (kg)			
					A	B	C	D	E	F	G	S	b	h	d	d ₁	d ₂		l	H	
PSQ-31	3	6	10	0.15	48	70														0.9	
PSQ-41	4	8			64	86															1.2
PSQ-51	5	10			80	102	64	69/75	38/31	15/16	9	2	M12×1.25	M10×1	7	8	31				1.5
PSQ-61	6	12			96	118															1.8
PSQ-32	3	6	10	0.60	60	85														2.2	
PSQ-42	4	8			80	105															2.8
PSQ-52	5	10			86	94/102	48/39.5	30/20	9	2.5	M14×1.5	M12×1.25	9	9	39.5						3.4
PSQ-62	6	12			120	145															4

注：1. 标记示例：由5片组成的给油量为0.15mL/每循环的片式给油器



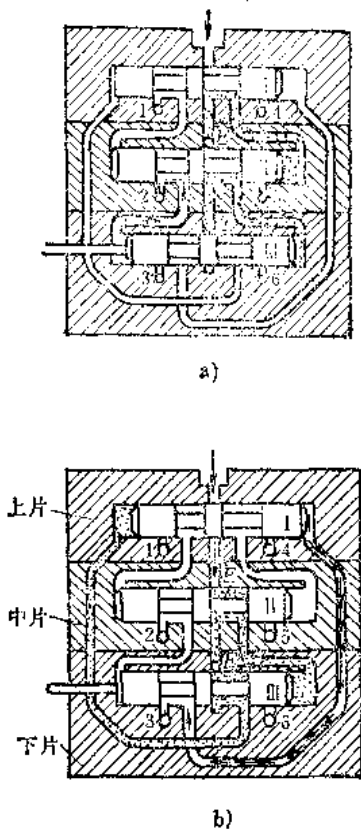


图7-2-70 PSQ型片式给油器工作原理图

a) 活塞 II 动作完毕, 活塞 I 正在动作

b) 活塞 II 动作完毕, 活塞 I 正在动作

1、2、3、4、5、6—通向润滑点的出油口 1—上片内的柱塞 II—中片内的柱塞 III—下片内带指示杆的柱塞 E-E—连通中片与下片的油道

次动作, 将润滑油又从右边的三个出油口 4、5、6 顺序压出送往润滑点。只要油泵连续供脂, 该给油器就连续往复动作, 不断把润滑油从各个出油口送出。图中的EE二孔是当柱塞 I 或 II 移动到中间位置时, 压力油脂仍能继续压送的内部通道。

这种片式给油器的优点是结构简单, 小巧紧凑, 内部除了必要的油路孔道外, 每片只有一个三段圆柱式柱塞, 其中下片柱塞与指示杆连成一体, 动作比较可靠。其缺点是供脂量固定, 不能调节。若其中任何一点不灵, 则会影响在这一点以后的所有的给油器而不能正常工作, 并且不易判断已失灵不供油脂的给油器是那一组出了故障。在这种情况下, 只能把这一组给油器全卸下来, 换上一组新的, 然后将卸下来这一组拆开检查并修理。

c. 单线循环式给油器 图7-2-71所示是单线

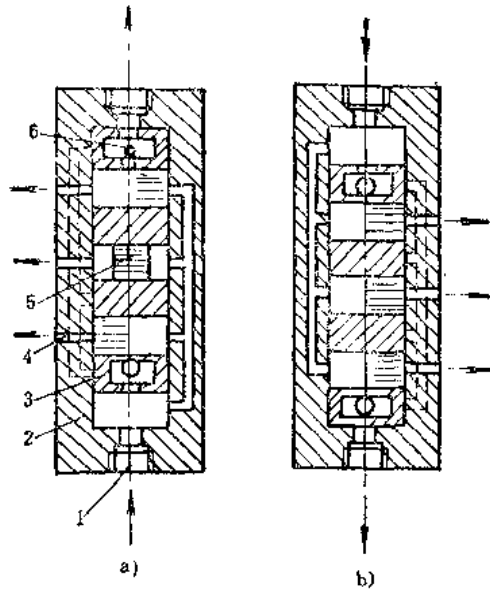


图7-2-71 日本大金公司出品的DL-26型单线给油器

a) 左边出油 b) 右边出油

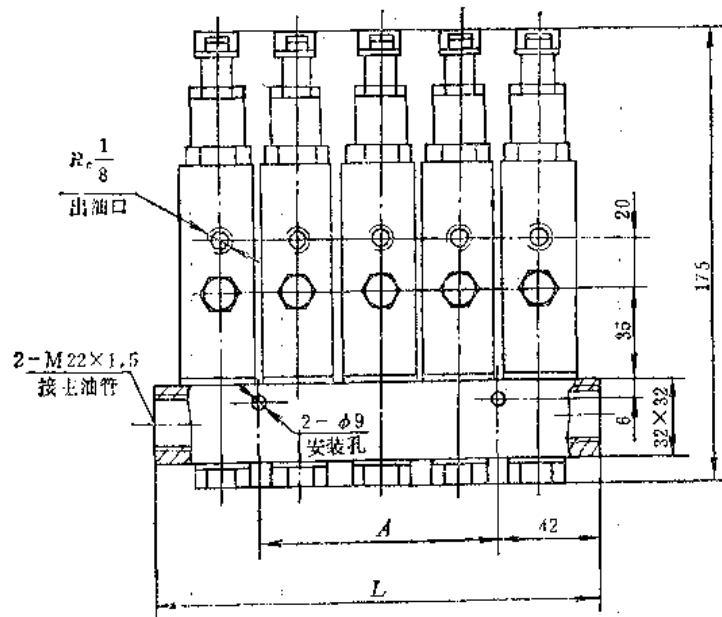
1—接主管 2—壳体 3—大活塞 4—出油口

5—小活塞 6—球形单向阀

循环顺序式给油器结构图。它是由壳体 2、装在大活塞 3 内的小活塞 5 和钢球单向阀 6 等零件组成。当压力润滑油从下端进入给油器时, 如图 a 位置, 推动大活塞 3 向上移动到上端极限位置, 这时沟通了右侧送油脂通道, 压力油脂将小活塞 5 推向左端, 把左腔中的润滑油从左侧的出油口送往润滑点。这时压力油脂顶开上面的钢球单向阀, 从给油器上端出油口沿输油主管继续向下一个给油器供脂, 又重复上述给油器的动作。输油脂换向后, 压力油脂从上端进入给油器, 如图中 b, 给油器内大、小活塞又在压力油脂的推动下作与上述相反的动作, 将小活塞右腔内的油脂从右侧出口处送往润滑点。

这种给油器的特点是结构简单, 不需要弹簧复位, 管路长度也不受结构的限制。但需要注意的是, 如若在大活塞两端所装的钢球单向阀一旦失灵, 则会造成油脂的输送的障碍。由图 b 分析看出, 油脂输送的方向是由上向下, 由于单向阀失灵, 造成短路, 压力油脂不能推动大活塞上移, 而是从已经短路 (未被堵塞) 的钢球单向阀通过, 沿壳体 2 左侧的通路不能正常供脂到润滑点。换向后 (即油脂由箭头方向由上往下), 因大活塞仍在下端极限位置, 单向阀失灵, 仍不能供脂到润滑点。

图7-2-54 单线分配器外形、技术性能及尺寸参数 (JB/ZQ4581—86)



公称压力 (MPa)	给油量 (mL/每次)	工作压力 (MPa)	给油孔数 (个)	安装孔数 (个)	尺寸 (mm)		重量 (kg)
					A	L	
31.5 (X)	0.13~1.3	5~6	2	1	—	84	1.60
			3	2	32	116	2.40
			4	2	64	148	3.20
			5	2	96	180	4.00

标记示例:

公称压力为31.5MPa, 5个给油孔, 每次给油量为1.3mL的单线分配器

SDPQ—X1.3 分配器 JB/ZQ4581—86

干油集中润滑系统所用的给油器的种类品种繁多, 可根据系统的要求进行选用。

3) 高压单线、双线及递进分配器 高压干油集中润滑系统已在冶金及重型机械中得到较多应用, 向公称压力为31.5MPa的单线式干油润滑系统中的润滑点自动、定量供脂的单线分配器外形、技术性能及尺寸参数见表7-2-54。

用于公称压力为20MPa的双线式干油集中润滑系统中定期向润滑点定量供脂的双线分配器技术性能见表7-2-55, 外形及尺寸参数见表7-2-56。这种双线分配器有两种结构, SDP型单向出油的双线分配器只在下面有给油孔, 活塞正向、反向排油时都由下给油孔供脂; 而SSP型双向出油双线分配器在正面和下面都有给油孔, 活塞正向、反向排油时, 两孔交替地供送润滑脂。

这种双线分配器也可使用润滑油, 只是使用压力应低于10MPa。

向公称压力为16MPa的干油集中润滑系统中的润滑点供脂的递进分配器的外形、技术性能及尺寸参数见表7-2-57。递进分配器的组合按进油口元件首块A、工作块M和尾块B, 从左到右排列, 在队下方出口称为左, 在队上方出口称为右。

4) 供润滑脂的装置 供润滑脂的装置包括手动干油站、电动干油站、风动干油站、多点加油泵, 单线电动加油泵及小车、电动加油泵和手动加油泵等。

① 手动干油站 手动干油站用于润滑点不多, 又不需经常供给润滑脂(一般给脂间隔为4h以上)的单机设备上, 做为单机集中润滑供脂装置。

表7-2-55 双线分配器技术性能参数 (JB/ZQ4560—86)

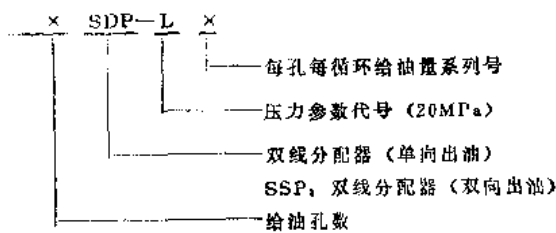
型 号	公称压力 (MPa)	动作压力 (MPa)	给油孔数 个	每孔每循环给油量 (mL/循环)			损失量 (mL)	调整螺钉 每转一圈 的调整量 (mL)	重 量 (kg)				
				系 列	最 大	最 小							
1SDP-L1	20	≤1.5	1	1	1.2	0.2	0.06	0.17	0.8				
2SDP-L1			2						1.4				
3SDP-L1			3						1.8				
4SDP-L1			4						2.3				
1SDP-L2			1	2	2.5	0.6			0.10	1			
2SDP-L2			2							1.9			
3SDP-L2			3							2.7			
4SDP-L2			4							3.2			
1SDP-L3		≤1.2	1	3	5.0	1.2	0.15	0.20		1.4			
2SDP-L3			2							2.4			
3SDP-L3			3							3.5			
4SDP-L3			4							4.6			
1SDP-L4			1	4	14.0	3.0			0.68	2.4			
2SDP-L4			2							4.2			
2SSP-L1			20	≤1.8	2	1				0.6	0.15	0.17	0.5
4SSP-L1					4								0.8
6SSP-L1	6	1.1											
8SSP-L1	8	1.4											
2SSP-L2	≤1.5	2		2	1.2	0.2	0.06	0.06		2.4			
4SSP-L2		4								3.4			
6SSP-L2		6							4.4				
8SSP-L2		8							1.4				
2SSP-L3		2		3	2.5	0.6			0.10	2.4			
4SSP-L3		4								3.4			
6SSP-L3		6								4.4			
8SSP-L3		8								4.4			

(续)

型号	公称压力 (MPa)	动作压力 (MPa)	给油孔数 个	每孔每循环给油量 (mL/循环)			损失量 (mL)	调整螺钉 每转一圈 的调整量 (mL)	重量 (kg)
				系列	最大	最小			
2SSP-L4	20	≤1.2	2	4	5.0	1.2	0.20	0.15	1.4
4SSP-L4			4						2.4
6SSP-L4			6						3.4
8SSP-L4			8						4.4

注：1. 损失量是指推动导向活塞需要的油量。

2. 型号说明：

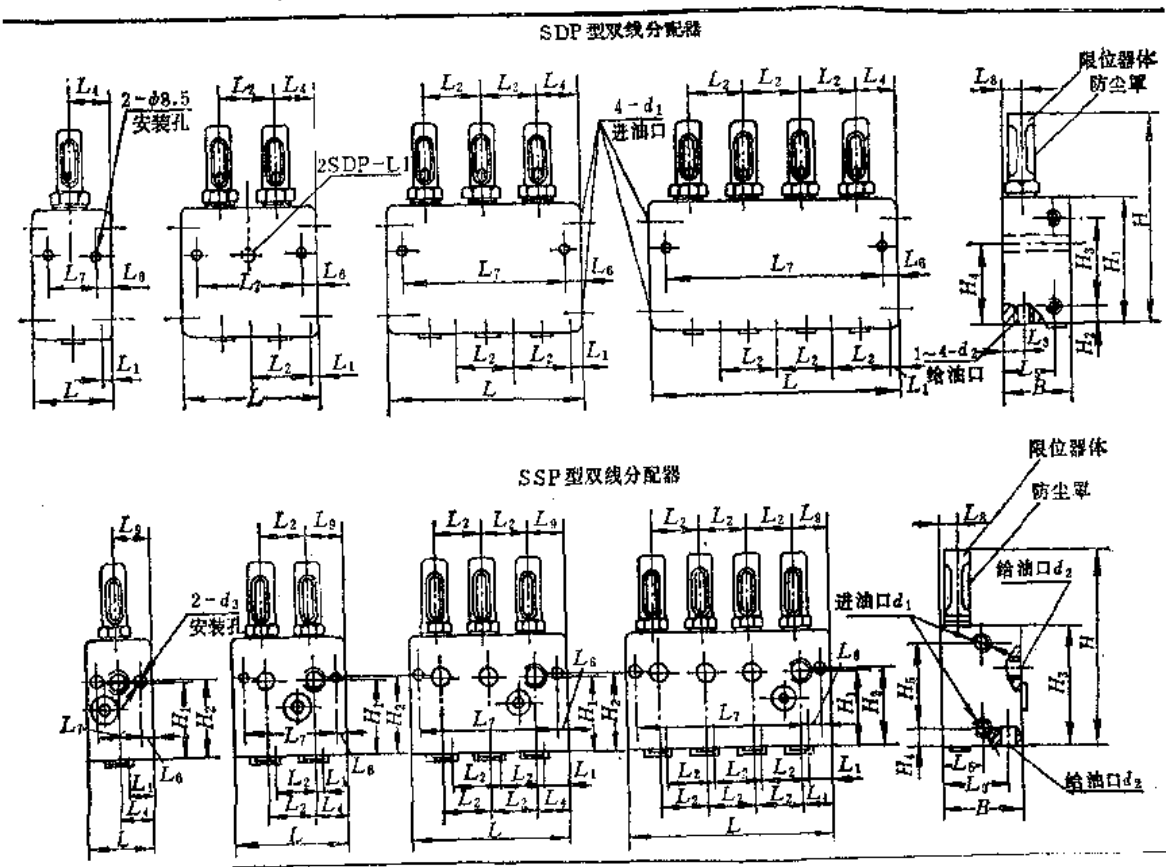


3. 标记示例：

- 公称压力为20MPa, 4个给油孔, 每孔每循环给油量(最大)为2.5mL/循环的单向出油的双线分配器;
4SDP-L2 分配器 JB/ZQ4560-86
- 公称压力为20MPa, 4个给油孔, 每孔每循环给油量(最大)为2.5mL/循环的双向出油的双线分配器;
4SSP-L3分配器 JB/ZQ4560-86

表7-2-56 双线分配器外型尺寸参数 (JB/ZQ4560-86)

(mm)



(续)

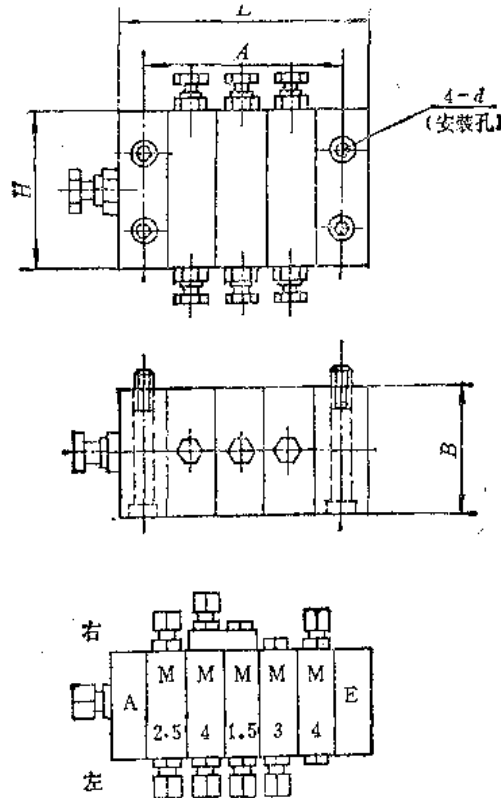
型号	L	E	H	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	L ₆	L ₇	L ₈	L ₉	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	H ₅	d ₁	d ₂	d ₃
1SDP-L1	44								10	24							39			
2SDP-L1	73																			
3SDP-L1	102	38	104	8	29		22.5	27		29			64		42		41			
4SDP-L1	131									58										
1SDP-L2	50									30	11			11						
2SDP-L2	81									61										
3SDP-L2	112	40	125		31		25	29		92			76		54	48				
4SDP-L2	143									123								R _e 3/8	R _e 1/4	
1SDP-L3	53				9.5					33										
2SDP-L3	90									70										
3SDP-L3	127	45	138		37	14	28	34		107	14		83	13		53				
4SDP-L3	164									144					57					
1SDP-L4	62									42										
2SDP-L4	108	57	149	10	46	29	33	45		88	20		89	16		56				
2SSP-L1	36									24										
4SSP-L1	53									41										
6SSP-L1	70	40	81		17	32.5	18	21	6	58	8	18	33	34	54	8.5	37	R _e 1/4	R _e 1/8	7
8SSP-L1	87									75										
2SSP-L2	44									30										
4SSP-L2	76									62										
6SSP-L2	108		120							94										
8SSP-L2	140									126										
2SSP-L3	44				18					30										
4SSP-L3	76									62										
6SSP-L3	108	54	127		32	44	22	27	7	94	12	24	47	52	79	11	57	R _e 3/8	R _e 1/4	9
8SSP-L3	140									126										
2SSP-L4	44									30										
4SSP-L4	76									62										
6SSP-L4	108		137							94										
8SSP-L4	140									126										

图7-2-72为SGZ-8型手动干油站外形图，其技术性能见表7-2-58。

这种干油站的工作原理见图7-2-73，它是由一个手工驱动的柱塞油泵、换向阀、储油脂筒、压力

计、单向阀、过滤器和手柄等组成。油站的供脂是和双线给油器配套使用的。因此，供脂过程中换向是通过换向阀6实现的。当换向阀手柄拉出处于如图7-2-73所示的位置时，润滑油从主油管Ⅰ送出；

表7-2-57 递进分配器外形、技术性能及尺寸参数 (JB/ZQ4550-86)



参数 型号	工作块 代号	公称压力 (MPa)	给油量 (mL/次)	进油口 管子外径 (mm)	出油口 管子外径 (mm)	重量 (kg)	L	A	H	螺 钉 d	
JPQS	M1	16	0.10	10, 8	8, 6	0.485	(工作块数 + 2) × 20	(工作块数 + 1) × 20	55	45	M5 × 50
	M1.5		0.15								
	M2		0.20								
	M2.5		0.25								
	M3		0.30								
	M4		0.40								
JPQD	M1	16	0.35	10	10, 8	0.812	(工作块数 + 2) × 25	(工作块数 + 1) × 25	80	60	M6 × 65
	M1.5		0.55								
	M2		0.75								
	M3		1.0								

注: 1. 标记示例:

JPQS-K-10/7-8/6 右 4/4.5/-/-/5 JB/ZQ4550-86
左 4/1.5/3/8/-

2. 标记说明

JPQS-K-10/7-8/6 右 4/4.5/-/-/5
左 4/1.5/3/8/-

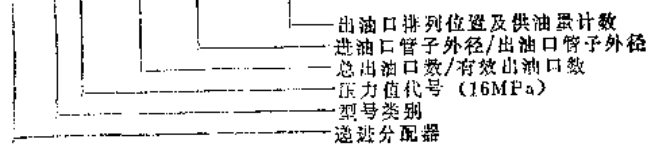


表7-2-58 SGZ型手动干油站技术性能 (JB/ZQ4087—85)

型号	给油能力 (mL/循环)	工作压力 (MPa)	贮油筒容积 (L)	重量 (kg)	标记示例
SGZ-8	8	7	3.5	24	SGZ-8手动干油站 JB/ZQ4087—85

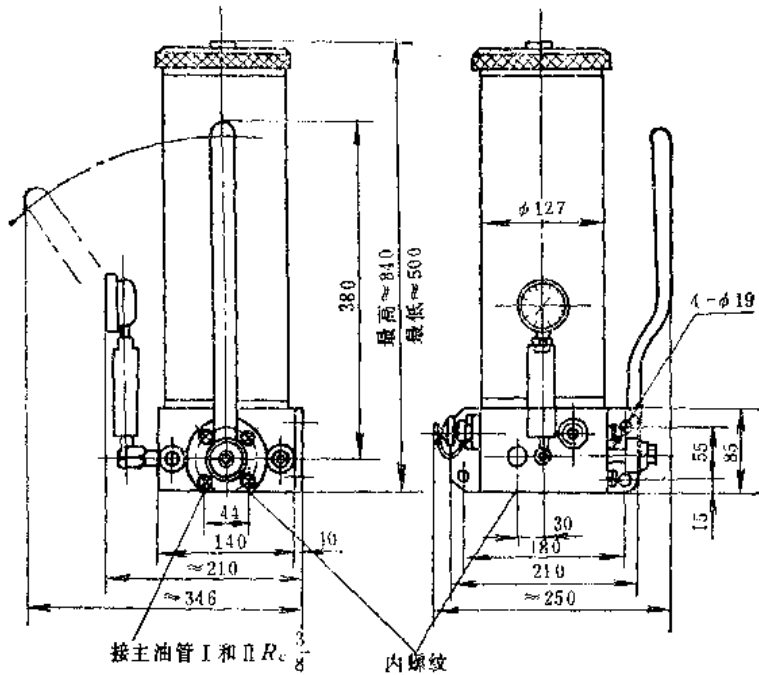


图7-2-72 SGZ-8型手动干油站外形图

当换向阀推到左极限位置时，润滑脂沿主管 I 送出。当储油筒的润滑脂逐渐消耗后，则可用专用的加油泵通过过滤器 5 补充新脂。在储油筒的上部有两个限位开关用以控制活塞的上极限位置。

手动干油站供脂是依靠人工摇动手柄，通过小齿轮 1 带动有齿条的压油柱塞往复运动实现的。当柱塞处于如图7-2-73所示的右端极限位置时，左端油腔容积增大形成真空，于是储油筒内的润滑脂在大气压和活塞压力的作用下进入左端油腔内。当柱塞向左移动时，挤压润滑脂顶开单向阀 4 经换向阀进入输油主管 I 内。当柱塞向左移动时，柱塞右端油腔容积逐渐增大，润滑脂被吸入，在柱塞返回向右时，充满润滑脂的油腔又逐渐变小，这样挤压润滑脂，顶开单向阀 3 经换向阀流进输油主管 II。

手动干油站必须垂直安装并应紧固，同时还要考虑到压油手柄能有足够的摆动空间位置，存放加油泵的储油桶的位置，以及活塞杆

伸出的空间。

图7-2-74所示的是另一种手动干油站，它是由手柄带动柱塞式油泵作往复运动进行吸油压油，其基本原理与上述的SGZ型的过程相似。

在安装和操作手动干油站时应注意：压力表和减振器中应注入变压器油，并在每次打完润滑脂后应及时换向，以卸去管路中的压力，向油站储油筒补充润滑脂时，要使用专用的手动加油泵从过滤器的下部加油孔加入，这样可以防止空气和杂质混入。

② 电动干油站 DXXZ型电动干油站是干油集中润滑系统供送润滑脂的主要装置，一般由双线给油器、压力操纵

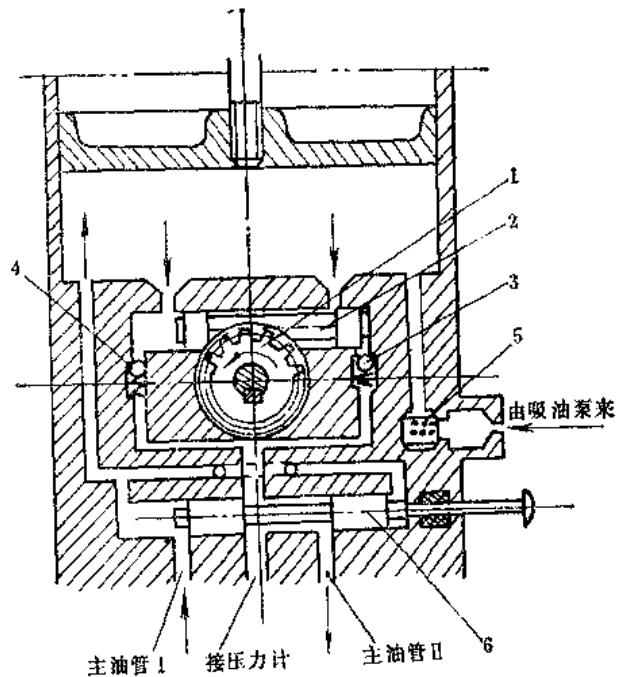


图7-2-73 SGZ型手动干油站工作原理
1—齿轮 2—带齿条的柱塞 3、4—单向阀
5—过滤器 6—换向阀

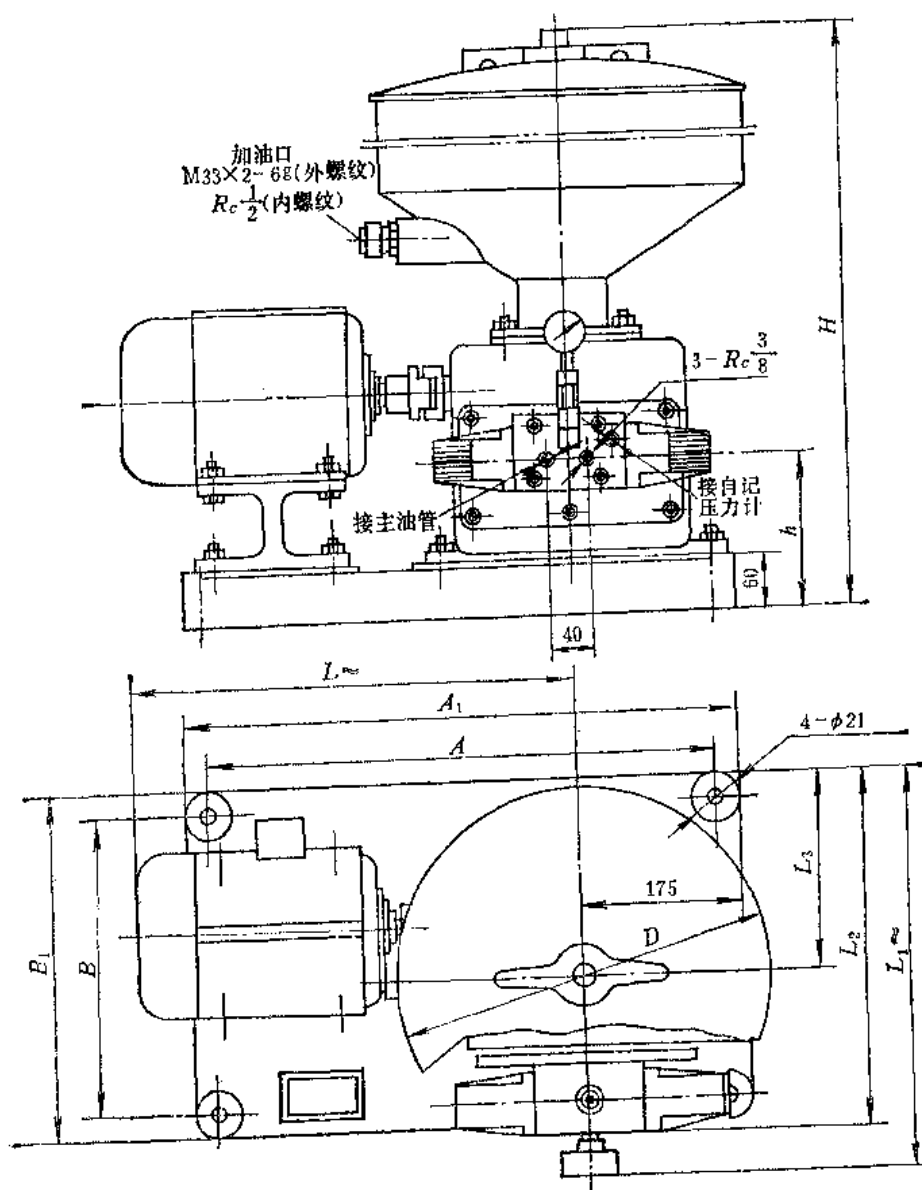
阀和电磁换向阀等元件组成的。

DXZ 型电动干油站的外形、技术性能和外形尺寸参数见表7-2-59。

电动干油站的储油脂筒安装在柱塞泵的上方，借助润滑脂的自重和活塞重量，将润滑脂压入柱塞泵的吸油腔。图7-2-75为DXZ型电动干油站的储油筒外形，指示杆用来标示筒中的存脂量。向储油筒加润滑脂要经过网式过滤器，在过滤器前端装有单向阀以防止润滑脂流出。

柱塞泵的工作原理如图7-2-76所示。这种柱塞泵及其传动机构装在一个密封的箱体内。由电动机经联轴器带动泵体内的蜗轮减速机构，在蜗轮上有偏心销轴5，当蜗轮转动时，偏心销轴5带动内滑块4在外滑块3的槽内滑动，同时又使外滑块3在泵体6的滑槽内左右移动，这样就带动了连接在外滑块两端的柱塞2在活套套1内作轴向往复移动。当外滑块3带动右端柱塞2向右移动时，右边柱塞腔密封容积逐渐变小，将右腔内润滑脂沿出口

表7-2-59 DXZ型电动干油站外形、技术性能和外形尺寸参数 (JB2304—78)



(续)

型 号	给油能力 (mL/min)	公称压力 (MPa)	电 动 机				注 塞 泵	
			型 号	功 率 (kW)	转 速 (r/min)	电 压 (V)	柱塞直径 (mm)	柱塞行程 (mm)
DXZ-100	100	10	A06364	0.37	1400	380	11	30
DXZ-315	315		Y802-4-B ₃	0.75	1390		16	34
DXZ-630	630		Y90S-4-B ₃	1.1	1400			

型 号	储 油 器			电 磁 换 向 阀				减 速 箱		重 量 (kg)
	容 积 (L)	活 塞 直 径 (mm)	活 塞 行 程 (mm)	工 作 压 力 (MPa)	调 节 压 力 (MPa)	电 磁 铁		速 比	模 数	
						型 号	电 压 (V)			
DXZ-100	50	400	406	10	7.8~10	FMJ ₁ -4	220	47	2	148
DXZ-315	75		605					41	3	192
DXZ-630	120	500	20, 5						235	

型 号	A	A ₁	L ₁ ≈	H ₁	B	L ₃	L ₂	L ₁ ≈	D	h	H ₁ ≈ (mm)	
	mm										最 高	最 低
DXZ-100	460	310	406	350	300	200	368	414	408	151	1330	925
DXZ-315	550	600	474	365	315	210	392	434		167		1770
DXZ-630			489					434	508		1820	1215

注：标记示例：给油能力为630mL/min的电动干油站

DXZ-630干油站JB2304-78

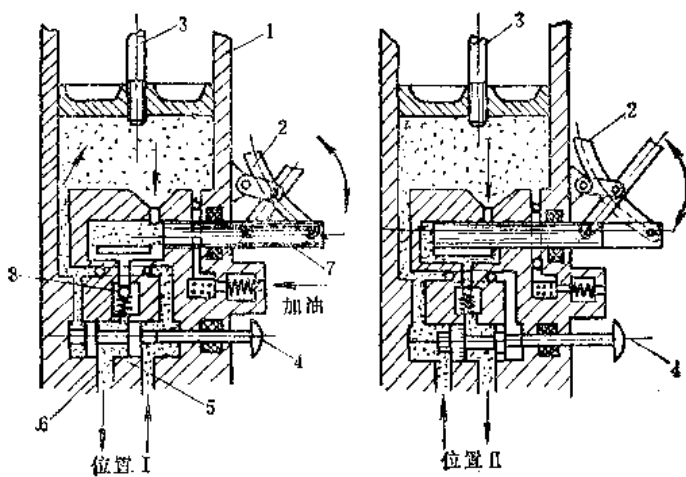


图7-2-74 手动干油站工作原理

- 1—储脂筒 2—手柄 3—活塞指示杆 4—手动换向阀
5、6—输脂主管 7—压油柱塞 8—球形单向阀

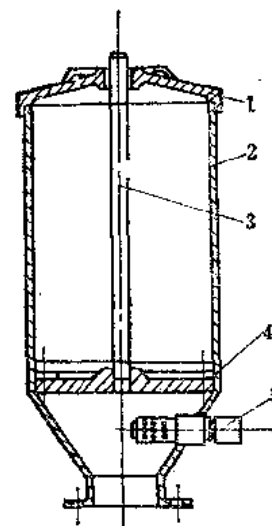


图7-2-75 DXZ型电动干油站的储脂筒外形

- 1—筒盖 2—筒体 3—指示杆 4—活塞
5—加脂口及过滤器

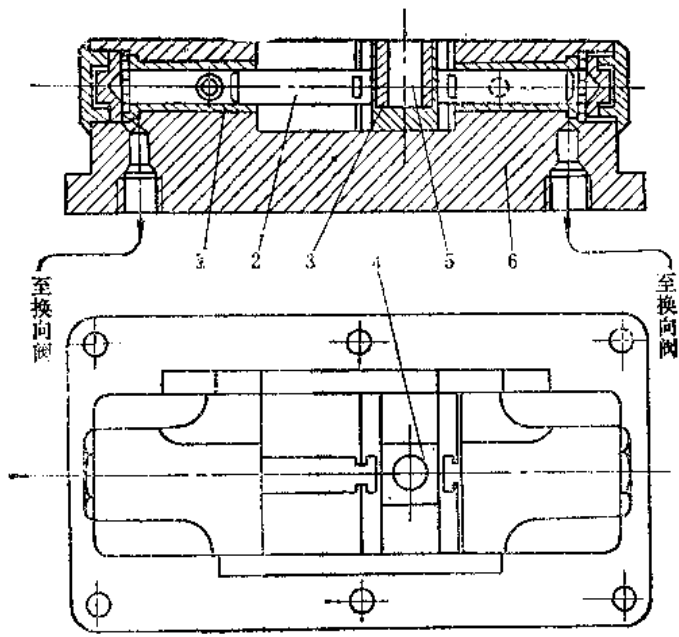


图7-2-76 DXZ型电动干油站柱塞泵工作原理图

- 1—柱塞套 2—柱塞 3—外滑块 4—内滑块 5—销轴 6—泵体

孔道送往电磁换向阀。与此同时，柱塞泵内的外滑块3还带动左端的柱塞2也向右移动，使左边柱塞腔的密封容积逐渐增大，形成部分真空（负压），这时润滑油从贮油筒吸进空腔并充满。当外滑块带动两端的柱塞从右边极限位置向左移动时，同理实现左端柱塞往电磁阀换向阀压脂而左端柱塞腔吸脂过程。如此往复实现了供脂过程。

电磁换向阀的主要功用是在双线干油集中润滑系统中，受压力控制阀的控制（通过行程开关），实现油泵压送出的润滑油由一条输油管自动转换到另

一条输油管路上，起到自动换向的作用。

图7-2-77为电磁换向阀的外形。其主要技术性能见表7-2-59。

电磁换向阀的工作原理见图7-2-78。

电磁换向阀是由阀体1、滑阀2、柱塞式单向阀3、螺堵4、球形安全阀及调节杆5、电磁铁6等组成的。从油站柱塞泵压送至换向阀的润滑油是从左、右两个油道输入的，通过一个柱塞式单向阀3把左、右两油道来的润滑油统一归入一个油道再进入电磁阀2的油腔内。电磁铁通电或失电使电磁阀内的滑阀移动，接通不同通路来控制润滑油从输出口往主输脂管Ⅰ或Ⅱ送脂。图7-2-78a所示为左端电磁铁接电，电磁滑阀2移至左端位置，此时润滑油从阀的左出口沿主管Ⅰ输送，而输脂主管Ⅱ则与滑阀2的右腔接通，使主管Ⅱ内的润滑油经滑阀2右腔的通道而回流至

泵站储油脂筒（即这时可以卸除主管Ⅱ内润滑油的高压状态，或者说主管Ⅱ内虽存有润滑油，但没有压力呈卸荷状态）。当系统换向时，右端电磁铁通电动作，滑阀2沿轴向从左端移至右端（如图7-2-78b所示），这时从油泵压送来的润滑油沿换向阀2的阀腔从右边出口经主管Ⅱ输送，而主管Ⅰ则与滑阀2的左腔接通，沿阀体内的通路润滑油可流回泵站贮脂筒，即可卸除主管Ⅰ内的润滑油的高压状态，呈卸荷状态。

在电磁换向阀体上还装有安全阀和压力表。安全阀的作用一方面可以调整系统要求的最大输送油

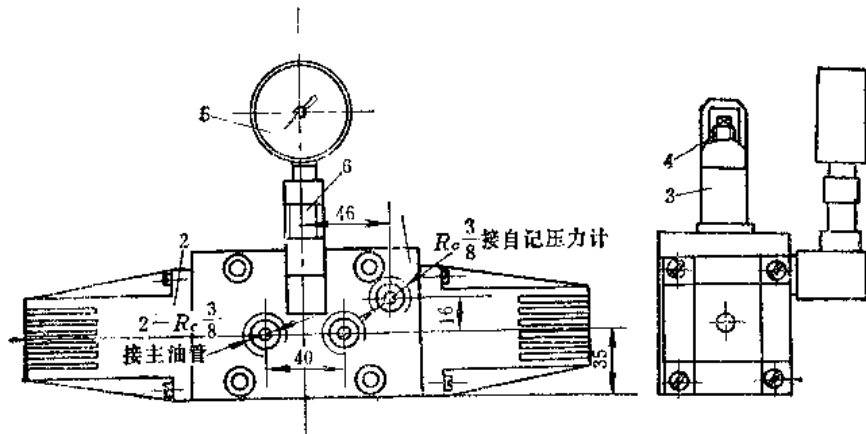


图7-2-77 电磁换向阀外形

- 1—阀体 2—电磁铁 3—安全阀 4—压力调节螺钉 5—压力表 6—压力表减振器

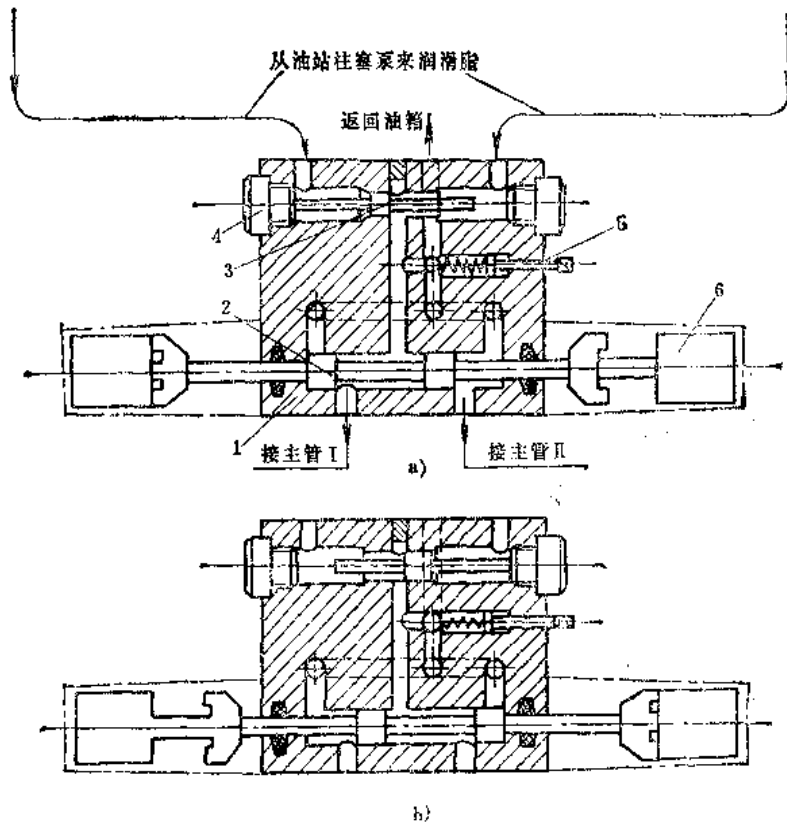


图7-2-78 DXZ型电动干油站换向阀工作原理图

a) 电磁铁左端通电的通流情况 b) 电磁铁右端通电的通流情况

1—阀体 2—滑阀 3—柱塞式单向阀 4—螺堵 5—调节杆 6—电磁铁

压，另一方面系统中因某种原因压力超过了预定的自动换向和停泵的压力，而未能自动换向和停泵，这时压力继续升高达到安全阀预调的压力时，安全阀开启，把润滑脂压回储油脂筒，因而系统的压力不再升高，起到安全保护的作用。压力安全阀的测定方法是，将电磁换向阀的滑阀调整到中间位置，使两条输油管均不通，然后用安全阀上的压力调节螺钉（图7-2-77中的4）改变弹簧的压力，使安全阀的动作压力比系统正常工作压力（换向阀动作时，换向阀上压力表指示的压力）高25%。安全阀压力测定之后，将滑阀恢复到和输油管接通的位置。在油站供脂情况下，调整安装在输油管最远处的支管末端的压力控制阀，使它在预定的压力下开始动作。并通过行程开关发出电讯号，实现自动换向和停止油泵工作。

在电磁阀体内还装有一个带调节杆5的球形安全阀，通过调节杆5压缩或松弛弹簧来调整球形安全阀的开启压力。当系统在高压状态下发生堵塞

时，推开球形安全阀卸荷，保证系统的安全。

DXZ型电动干油站应安装在环境温度 $10\sim 35^{\circ}\text{C}$ 的地方。因为润滑脂的针入度随温度的变化而变化，温度过低润滑脂会变硬（针入度变小）而影响油站正常工作。同时，还应考虑油站应装设在便于调整、检查、维修和拆洗的地方。在使用时，减速器要定期加油润滑，网式过滤器要定期清洗，以防堵塞。油站就位后要用地脚螺栓紧固。

与旧标准DGZ型电动干油站比较，DXZ型电动干油站用偏心滑块式柱塞干油泵代替曲轴柱塞式干油泵，这样柱塞压脂时只受轴向载荷，延长柱塞和柱塞套的寿命。而偏心曲柄机构的双柱塞泵，在压油时柱塞不仅受轴向载荷，同时还有较大的径向载荷，因而柱塞和柱塞套磨损很快，降低使用寿命。

除电动机及联轴器之外，整个蜗轮减速机构和油泵部分均布置在一个箱体内，而电磁换向阀由原来放置在底座上移到泵体上，这样油站结构紧凑，

表7-2-60 新旧标准干油站主要经济技术指标对照

类 型	指 标							各种型号油站给油能力系列参数 (mL/min)		
	外形尺寸 (mm)	零件数量 (个)	重 量 (kg)	制造工时 (h)	易损零件 更换周期	工作压力 (MPa)	给油能力 (mL/ min)			
DGZ-500	810×800	394	455	372	较短	10	500	DGZ-50	DGZ-100	DGZ-500

积，把储脂筒内的润滑脂吸出并充满配油柱塞缸套内腔。密封容积由大变小时，就将润滑脂沿工作油腔的通道压送到工作油腔内，工作柱塞再将润滑脂沿输出口压送出去。

偏心曲柄机构式双柱塞泵详细的工作原理如图7-2-80。电动机经蜗轮减速带传动轴上的偏心轮转动，通过连杆使柱塞作往复运动以实现密封容积的变化，达到吸、压润滑脂。在位置Ⅰ时，配油柱塞1在右边极限位置、油腔5形成的密封容积，由于具有一定的真空度（负压）而把储油脂筒6内的润滑脂吸入，这时工作柱塞2截断了油路4与出口3的通路，并继续向右移动；当运动到位置Ⅱ时，配油柱塞1向左移动，截断了储油脂筒6与油腔5的通路，密封腔5的容积开始变小，使润滑脂产生压力，随着工作柱塞2的右移，打开了油路4与出口

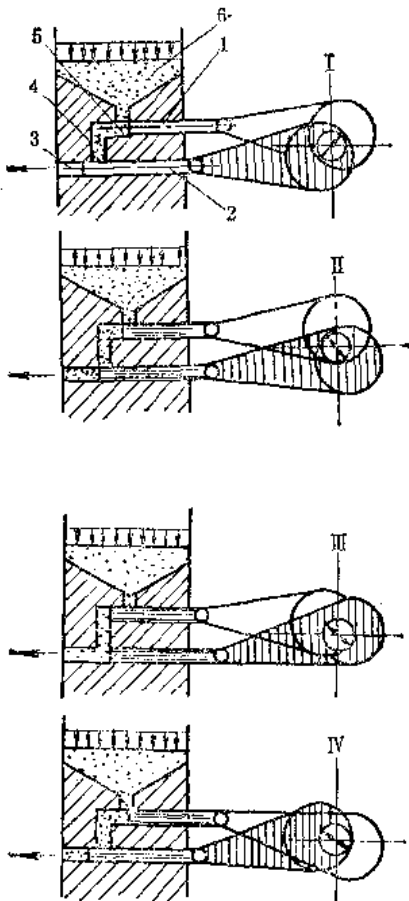


图7-2-80 偏心曲柄机构式双柱塞泵工作原理

1—配油柱塞 2—工作柱塞 3—出口
4—油路 5—油腔 6—贮脂筒

3的通路，配合了配油柱塞1的压油工作。运行到位置Ⅲ，油腔5内的油脂被配油柱塞1压出，经油路4压入工作柱塞的油腔内，并从出口3压送出去。配油柱塞1一直压到左边极限位置，此时工作柱塞2已移到右边极限位置。当继续运行到位置Ⅳ时，配油工作完毕，压油柱塞从右向左移动（直到左边极限位置）；把出口3和油路4的通路截断，配油柱塞1又向右移到右边极限位置，使油腔5形成真空将润滑脂吸入，这样又回到位置Ⅰ的情况，完成泵的一个工作循环。随着偏心曲柄的继续运转，带动配油柱塞和工作柱塞作轴向往复移动，达到不断地吸、压油脂的目的。

这种偏心曲柄机构带动柱塞泵工作时，在柱塞作轴向移动的同时，尚存在有径向作用力，这个既包含柱塞轴线又垂直于偏心回转线的平面的径向作用力，使缸套内壁沿此径向作用力的方向受到不同程度的、非均匀的、集中在受力部位的磨损，降低油泵效率。若柱塞与缸套间隙过大，油压上不去，部分油脂串入曲轴箱，这时应停泵修理或更换磨损件。

③ 风动干油站 风动干油站的组成见图7-2-81，其技术性能见表7-2-61。它是由压缩空气分配系统，包括电动双阀分配器1、压缩空气节流阀2、进排气管3和行程开关4；风动干油泵包括气缸6、油缸16、柱塞13、吸油活瓣11、伸出杆5和单向阀15；储油脂筒包括活瓣12、指示杆7、加脂孔和过滤器10；电磁换向阀8四部分组成。它们是以储油脂筒作为支承，把风动泵放置在顶部，把电动双阀分配器和电磁换向阀放置于焊接在储油脂筒外圆柱表面的架上，组成一个整体，既便于操作和维护，也便于运输和安装。

风动干油站的工作原理如图7-2-81所示。按规定的润滑周期，接通控制压缩空气的电磁阀的电流，压缩空气便进入电动双阀分配器1，经过压缩空气节流阀2进入气缸6的上腔（或下腔），推动柱塞13向下压出润滑脂；当柱塞移动到下极限位置时，伸出杆5的突缘触动行程开关4的触头，经过继电器使电动双阀分配器的电磁铁通电，则压缩空气改变通路进入气缸的下腔，推动柱塞上升，此时润滑脂从储油脂筒7经吸油活瓣11吸入油缸16内。伸出杆到达上极限位置时，行程开关触头动作，电动双阀分配器的电磁铁断电，转换压缩空气进入气缸上腔而完成压脂过程。油泵压出的润滑脂经单向阀15和

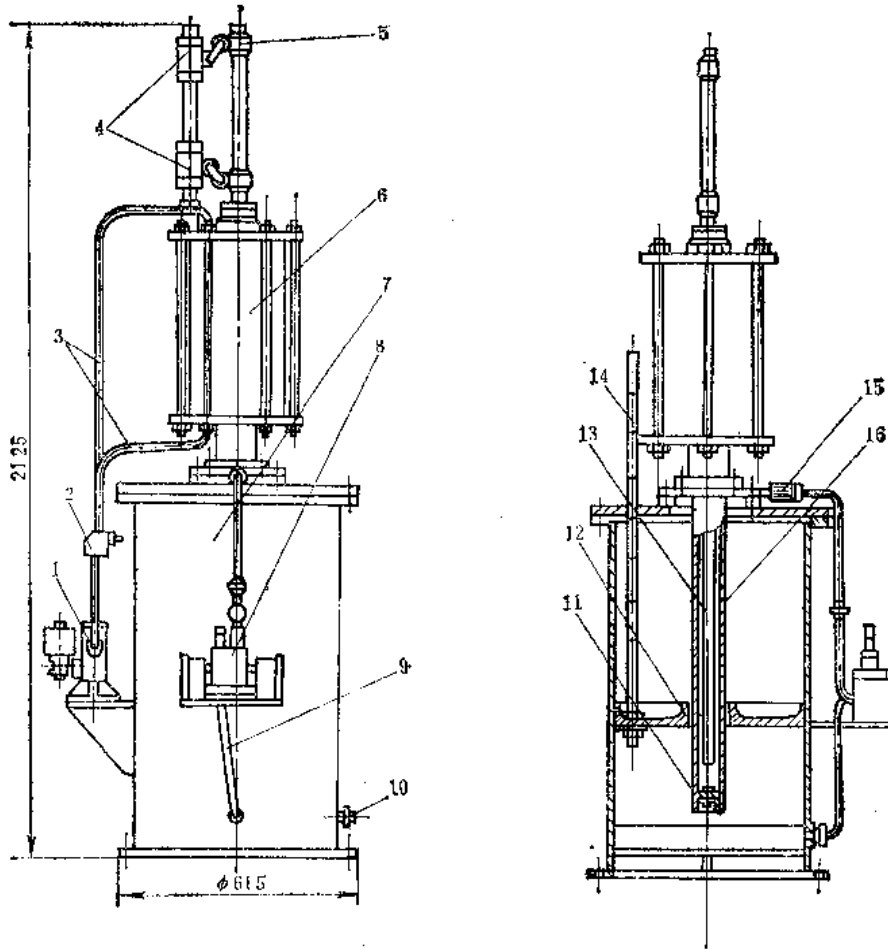


图7-2-81 风动干油站

- 1—电动双阀分配器 2—压缩空气节流阀 3—进排气管 4—行程开关 5—伸出杆 6—气缸
 7—储油扁筒 8—电磁换向阀 9—回油管 10—加脂孔和过滤器 11—吸油活瓣
 12—活塞 13—柱塞 14—指示杆 15—单向阀 16—油缸

表7-2-61 FGZ-2000型风动干油站技术性能 (ZH02-67)

型 号	给油能力 (mL/min)		公称压力 (MPa)	储油器 容 积 (L)	重 量 (kg)	风 动 泵				
	最大	最小				柱塞直径 (mm)	行 程 (mm)	风 压 (MPa)	每供1000mL润滑油 脂空气消耗量 (m ³)	
FGZ-2000C	2000	500	10	150	425	48	350	0.4~0.6	0.053	
电磁换向阀上的电磁铁			电 动 双 阀 分 配 器			行 程 开 关				
型 式	电 压 (V)	消耗功率 (VA)	工作压力 (MPa)	进气口径 内螺纹	直 流 电 动 空 气 阀				型 式	最大电流 (A)
					型 式	额 定 容 量 (W)	额 定 电 压 (V)	工 作 电 压 (V)		
MQ1-5122	380	95	0.4~0.6	R _c 1/2	QF1-22A	14	220	25~30	LX2-121	6

电磁换向阀所给定的通路送向主输油管。当全部给油器将润滑油供完各润滑点，管路压力升高，达到预定压力时，压力操纵阀动作，通过行程开关（配合压力操纵阀工作的）和继电器实现自动换向和切断控制压缩空气的电磁阀的电源（即关闭风门，停止风动泵工作）。隔一个润滑周期后，利用主令自动指挥器或手动再次接通电磁阀的电源，使风动干油站工作。

气动柱塞泵工作原理如图7-2-82所示。气缸4内的活塞2和上端的伸出杆1、下端的柱塞3连成一体。借助上端的伸出杆的伸出或缩进来碰撞电气行程开关触头，实现压缩空气的自动换向；下面的柱塞伸至油缸6内作为吸、压润滑油用。当气缸4的下部进气时，活塞2就往上运动，如图7-2-82位置I，柱塞3上升使油缸6内的密封容积逐渐变大，形成负压。因为油缸内压力低，而储油脂筒内的润滑油具有大气压和压油活塞所加给的压力，两者形成一个压力差，使逆止阀7

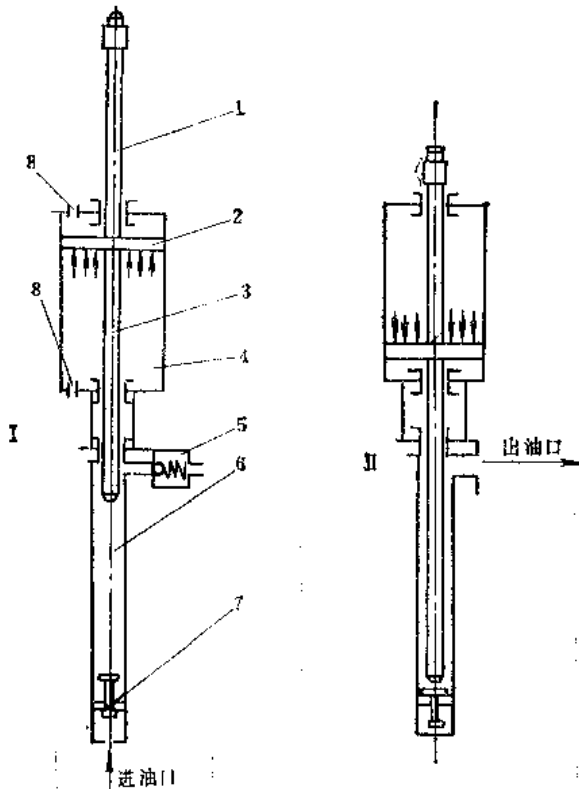


图7-2-82 气动柱塞泵工作原理示意图

- 1—伸出杆 2—活塞 3—柱塞 4—气缸 5—单向阀
- 6—油缸 7—逆止阀（吸油活瓣） 8—进、排气管口

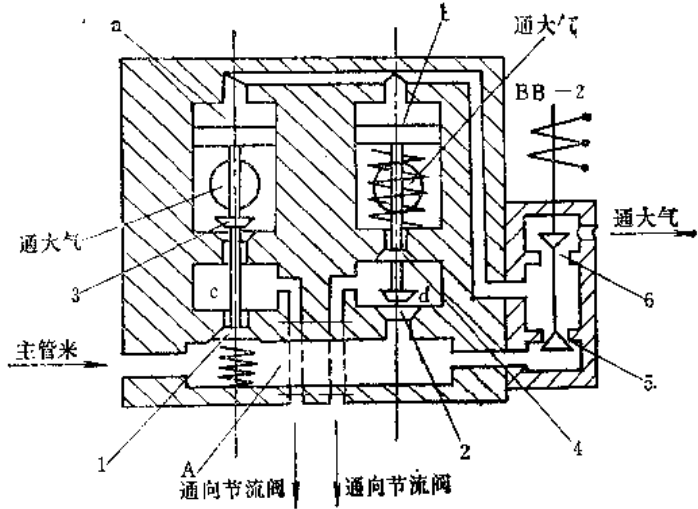


图7-2-83 电动双阀分配器工作原理图

- 1、2、3、4、5、6—活门 a、b、c、d、A—空腔

打开，润滑油就往油缸6内填充。当气缸内的活塞2升至上部极限位置时，伸出杆碰撞行程开关的触头，使电动双阀分配器换向。于是压缩空气沿已换向的道路从气缸4的上部进入，推动活塞2往下运动，如图中的位置II，柱塞3也下降，使油缸6的密封容积逐渐变小，润滑油受压，逆止阀7关闭，同时经单向阀5压出。这样风动干油泵就工作了一个循环。

电动双阀分配器（又叫电磁气动压缩空气分配阀）的工作原理见图7-2-83所示。当BB-2型直流电磁阀处于断电状态时，阀心活门5关闭，活门6开启。当压缩空气从进口进入气室A时，因a腔和b腔上面的通路经电磁阀的活门6与大气相通，没有形成空气压力，由于弹簧的作用力和压缩空气的压力作用，活门1和2均升到上面位置，此时活门1关闭，压缩空气只能从活门2经过d腔流出，而经节流阀进入风动泵气缸的一端。而气缸另一端的空气返回到c腔，经过活门3排除到大气中。

当BB-2型直流电磁阀处于通电状态时，活门5开启，活门6关闭，压缩空气由A腔经活门5进入a腔和b腔，压阀柄克服弹簧力向下移动，此时活门2关闭而活门1打开，A腔中的压缩空气从活门1进入c腔，沿通路经节流阀进入气缸的另一端，而气缸需排除的空气返回到d腔，从活门4通往大气。当直流电磁阀再次处于断电状态时，各活

门的动作又重复上述的过程，这样两条压缩空气管路相互交替地通气和排气，而使风动泵不断地工作。

压缩空气节流阀是用控制压缩空气流量大小来控制风动泵活塞运动的快慢，以达到控制压送润滑脂的流速大小。压缩空气节流阀的工作原理见图7-2-84所示。通气口b与电动双阀分配器的出口连接，通气口a与风动柱塞泵气缸的一端连接。当压缩空气流向气缸方向时，节流阀内的钢球被压在球座上，压缩空气只能从孔c通向气缸，孔c的缝隙可以用针阀3来调节，从而经过孔c从a口流出的空气量得到调节，达到控制风动柱塞泵活塞（也是柱塞）运行的快慢。当气缸排气时，a口为进气口。在进气压力作用下，钢球1克服弹簧2的压力而上顶，球阀开启。回气是从两路孔d和孔e流回到电动双阀分配器内，最后排至大气中。

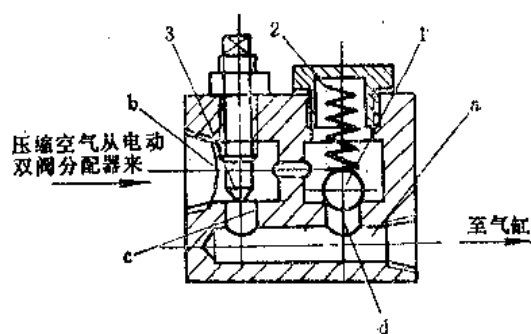
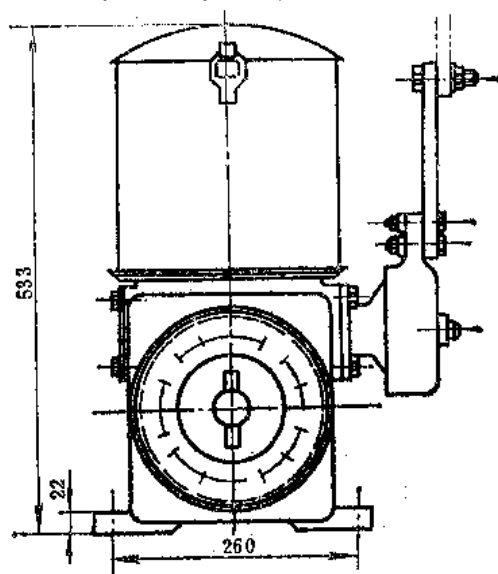


图7-2-84 压缩空气节流阀工作原理示意图

1—球阀 2—螺旋盖 3—针形阀
a、b—通气口 c、d—通孔



这种风动干油站的特点是结构简单，重量轻，维修方便、易损件容易制作，供油能力比电动干油站大，并可通过控制压缩空气的流量来调节风动干油站的供脂量。

④ 多点干油泵 多点干油泵适用于单机和润滑点数不多，但较集中的干油集中润滑系统。这种干油泵是依靠泵体周围的压油部件（独立的小柱塞泵）单独地向润滑点供润滑脂。它与单线片式给油器配合使用，还可以向更多的润滑点供送润滑脂。

目前国内生产的多点干油泵主要有：ZY42型、ZGZ型轴向柱塞式多点干油泵和DDB型径向柱塞式多点干油泵等。前两种结构比较复杂，工艺性能较差。

a. ZY42型多点干油泵 ZY42型14点轴向柱塞式多点干油泵是由传动部分、储油筒和润滑泵等组成。它有4种装配型式，手柄和进出油门体部分可以分别或同时进行左装配或右装配，可以根据单机设备的具体要求任选其一种。其外形如图7-2-85所示，其技术性能见表7-2-62。

这种泵的工作原理是通过单机上的曲柄机构与泵的手柄连接起来工作的。泵本身不带动力部分，由手柄棘轮机构、蜗轮副、锥齿轮减速机构和斜面圆盘等传动。多点干油泵传动机构如图7-2-86所示。当手柄1被主机上的曲柄连杆机构带动而作摆动时，蜗轮2按箭头所示方向作单方向转动，蜗杆带动蜗轮3和锥齿轮4及5转动，则圆盘6的斜面在转动时带动工作柱塞7作往复运动，完成吸油或压油工作。作为多点干油泵，为使每个柱塞油泵准确

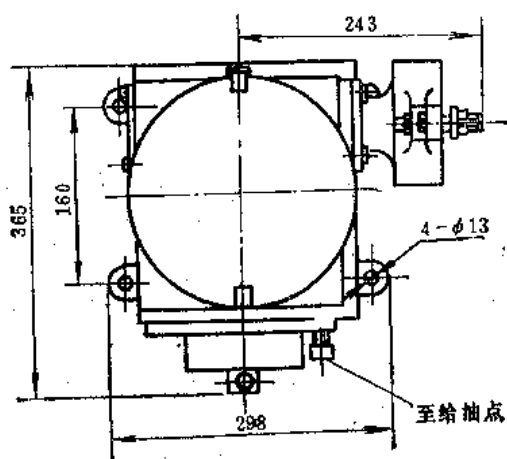


图7-2-85 ZY42型多点干油泵外形图

表7-2-62 ZY42型轴向柱塞式多点干油泵技术性能

型号	工作压力 (MPa)	出油孔数 (个)	柱塞直径 (mm)	柱塞行程 (mm)	柱塞每分 钟往复 次数	每柱塞理论出 油量 (mL/min)	总理论出油量 (mL/min)	贮油筒 容积 (L)	外形尺寸 (长×宽×高) (mm)	重量 (kg)
ZY42	1.5	14	8	5	1~1.5	0.25~0.378	3.5~5.3	15.9	392×365×533	59

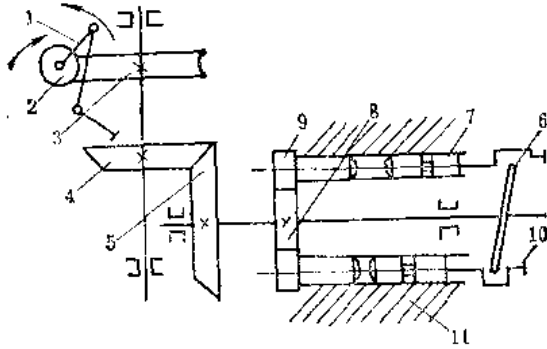


图7-2-86 多点干油泵传动机构示意图

- 1—手柄棘轮机构 2、3—蜗杆蜗轮 4、5—锥齿轮 6—斜面圆盘 7—工作柱塞 8—齿轮 9—油
10—调节螺丝 11—泵体

地吸油和压油，采用了配油齿轮来接通储油筒（吸油）或接通出油通孔（压油），如图7-2-87所示。

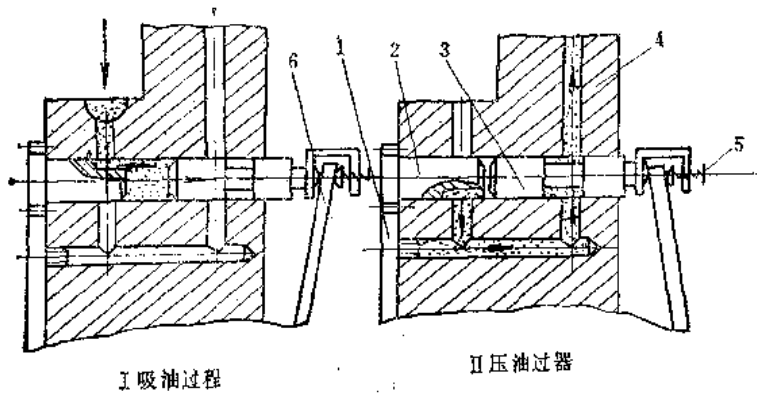


图7-2-87 ZY42型多点干油泵的柱塞工作原理示意图

- a) —吸油过程 b) —压油过程

- 1—配油齿轮 2—进油内轮 3—柱塞 4—泵体 5—调节螺丝 6—斜盘

b. ZGZ-36型多点干油泵 ZGZ-36型多点干油泵是由装在储油脂筒下面的柱塞泵、传动装置和电动机等组成的，其构造如图7-2-88所示，技术性能见表7-2-63。

当电动机经减速装置传动蜗杆5和蜗轮6时，装在蜗轮上端的螺旋桨2和刮油板3将储油筒1内的润滑脂通过滤油板4压入下部壳体空腔，进入分

配柱7；同时通过与蜗轮6同轴上的锥齿轮带动分配柱转动，在分配柱末端的圆盘形凸轮8推动各柱塞9依次作轴向往复运动，将分配柱7吸入的润滑脂从出油口10送至各润滑点。柱塞泵共分三组，每个分配柱组成一组柱塞泵，每组柱塞泵有12个柱塞（即有12个供油点），整个干油泵共有三十六个供油点。使用时，可根据设备的润滑点需油量和点数不同，调整各柱塞的行程（调整每次压出的油脂量）并取舍出油口。

c. DDB型多点干油泵 DDB型多点干油泵的外形见图7-2-89。图7-2-90是它的内部结构剖视图。DDB型多点干油泵按出油孔数也就是给油点数10个、18个和36个分为三种，其技术性能如表7-2-64所示。

DDB型多点干油泵的传动系统如图7-2-91所示。电动机1经两级减速带动偏心轴6转动，使与偏心轴铰接在一起的压油柱塞7就产生周期性的径向往复运动，从而把电动机的高速回转变为压油柱塞的低速径向往复运动，以完成吸油和压油过程。

压油部件的结构和工作原理如图7-2-92。当装在偏心轴上的圆盘（如图7-2-90中的件号11和9）带动柱塞1向左运动时，如图7-2-92 a的情况，柱塞1所在的空腔密封容积逐渐增大而形成负压，润滑脂从进口8被吸入。当偏心圆盘继续转动柱塞1向右推进，堵死了进口8，处于如图7-2-92 b的情况，腔内润滑脂压力逐渐增高，直至油压增高到大于弹簧4的弹力，于是推动配油活塞3向右移动直至打开油孔9，润滑脂才在柱塞1推动下经油孔9进入配油活塞3的右腔，并顶开单向球阀5从出油口7沿接的管路通到润滑点。如偏心圆盘继续转动便回到如图7-2-92 a的过程，只要偏

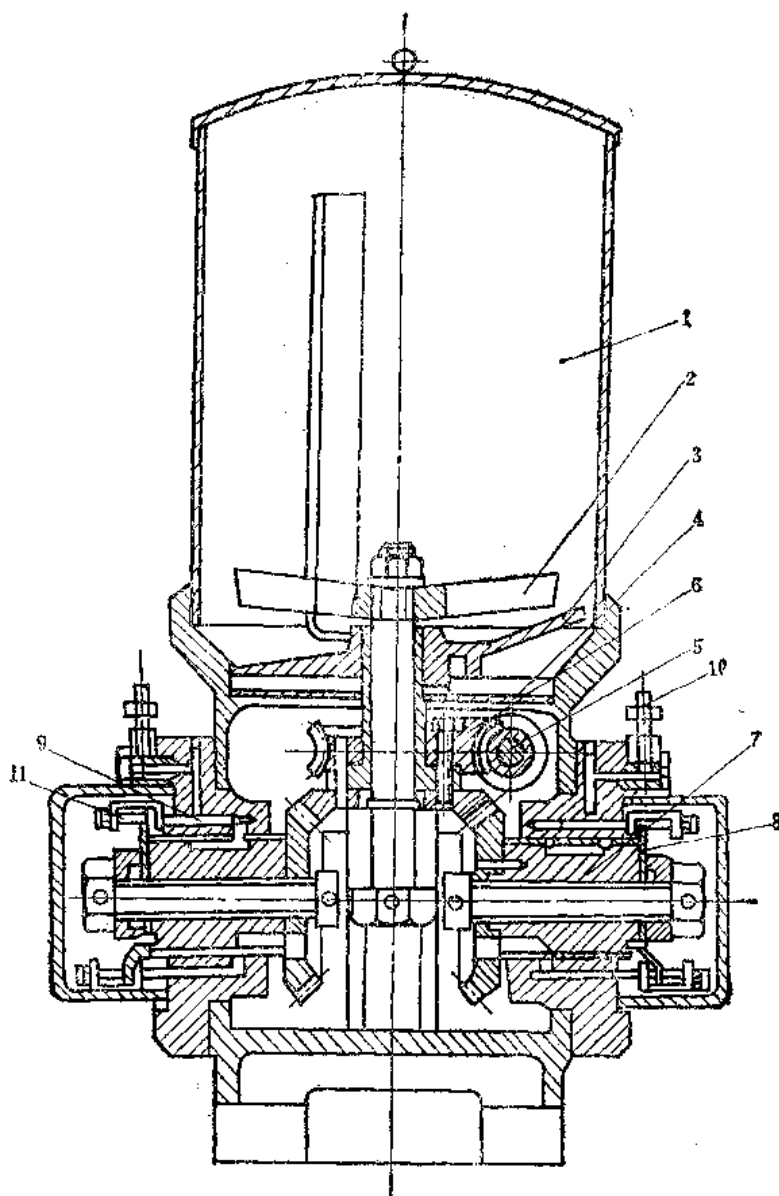


图7-2-88 ZGZ-36型多点干油泵

1 贮油筒 2—螺旋桨 3—刮油板 4—滤油板 5—蜗杆 6—蜗轮 7—分配柱
8—圆盘形凸轮 9—柱塞 10—出油孔 11—调整螺丝

表7-2-63 ZGZ-36型多点干油泵技术性能

型 号	工作压力 (MPa)	出油孔数 个	柱塞直径 (mm)	每个柱塞一次行程的最大给油量 (mL/行程)	总给油量 (mL/r)	重 量 (kg)
ZGZ-36	7	36	7	0.352	12.672	

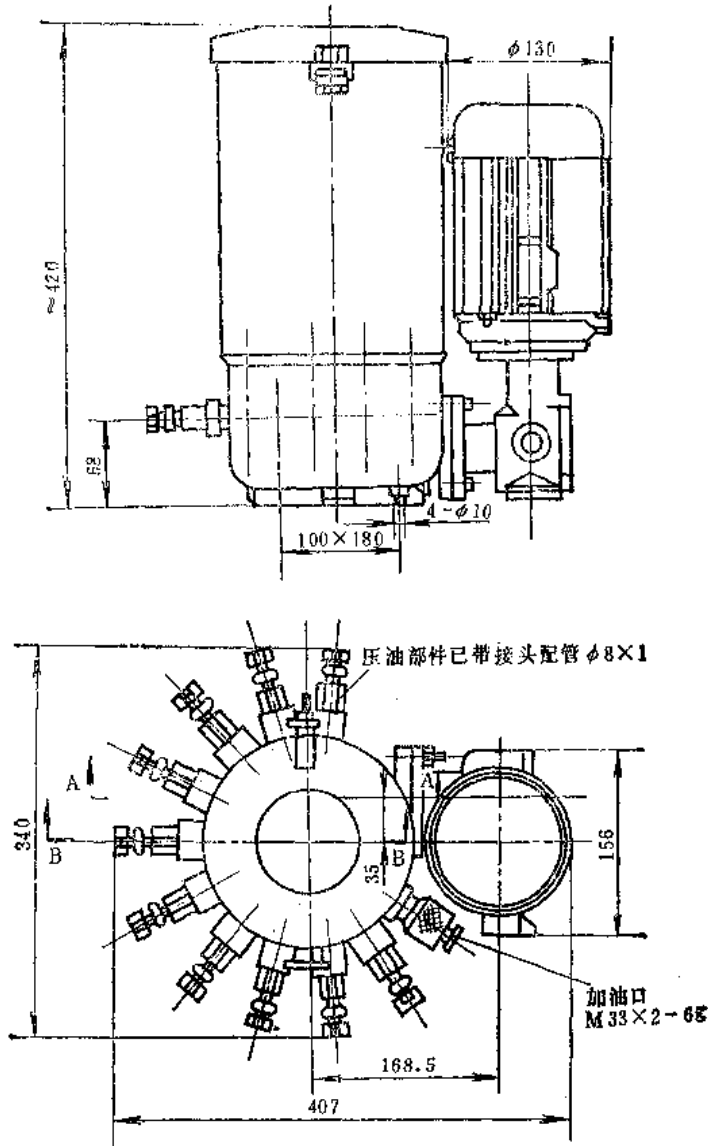


图7-2-89 DDB-10型多点干油泵外形 (其中A-A、B-B见图7-2-90)

表7-2-64 DDB型多点干油泵技术性能 (JB/ZQ4088-85)

参 数	型 号		
	DDB-10	DDB-18	DDB-36
出油口数 (点)	10	18	36
柱塞直径 (mm)	8	8	8
储油筒容积 (L)	7	23	23
柱塞往复次数 (次/min)	14	14	14
公称压力 (MPa)	10	10	10
每口给油量 (mL/次)	0~0.2	0~0.2	0~0.2
电 动 机	功率 (kW)	0.37	0.55
	转速 (r/min)	1400	1400
重量 (kg)	19	75	80

注: 标记示例:

出油孔数为10个点的多点干油泵DDB-10 干油泵JB/ZQ 4088-85

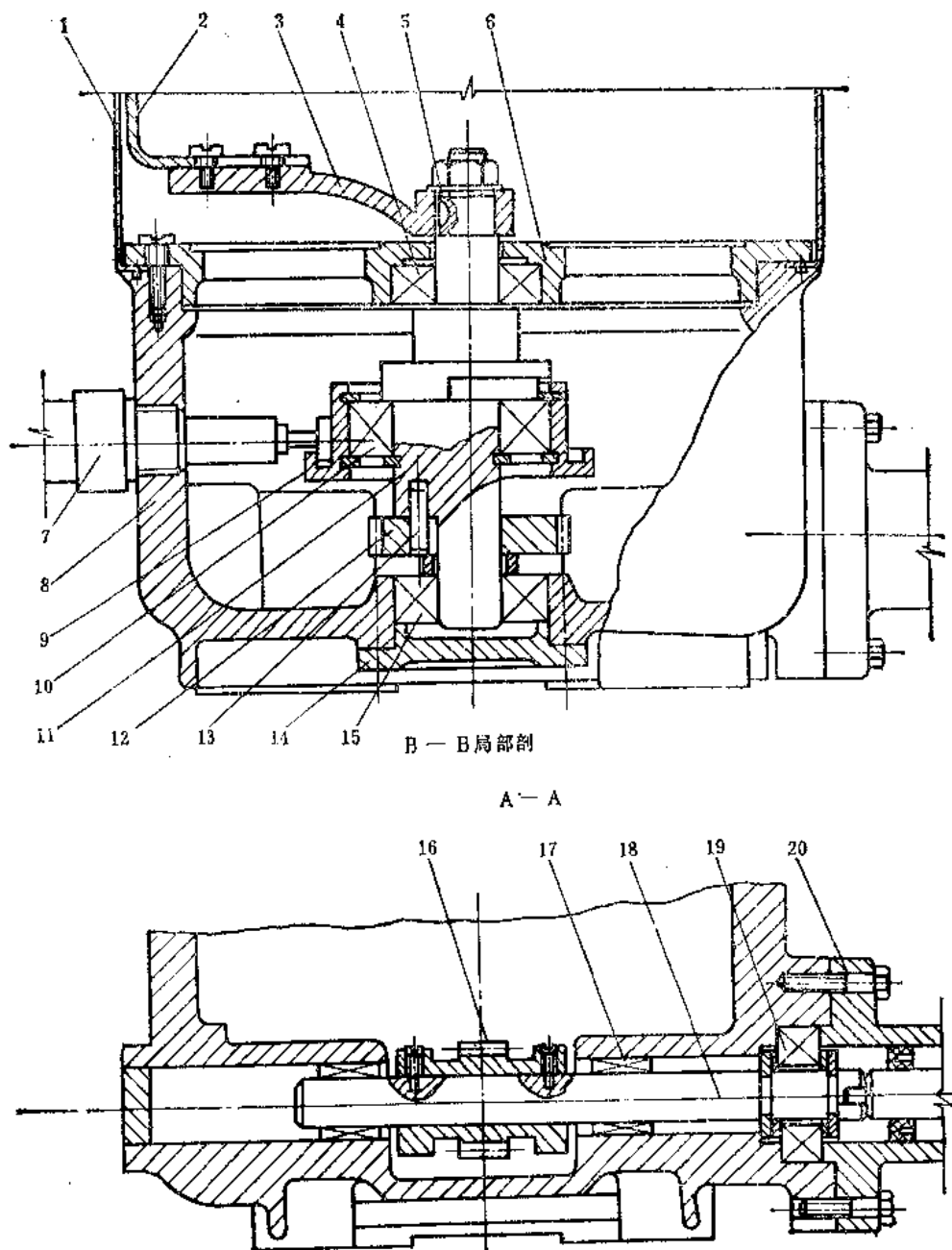


图7-2-90 DDB-10型多点干油泵内部结构剖视图

- 1—储油筒 2—立杆 3—压油板 4—轴承 5—半圆键 6—压环 7—压油部件
 8—壳体 9—圆盘 10—轴承 11—偏心轴 12—蜗轮 13—铸 14—盖 15—轴
 承 16—蜗杆 17—滚针轴承 18—轴 19—轴承 20—减速器壳体

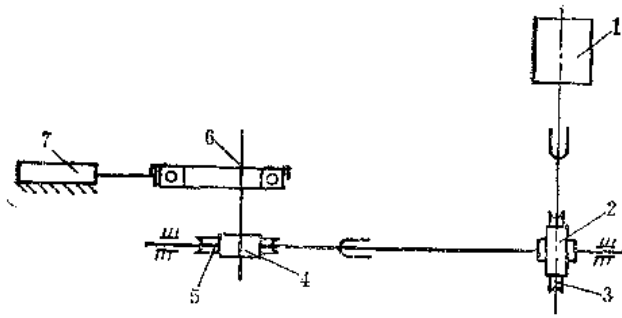


图7-2-91 多点干油泵传动系统简图

1—电动机 2、3、4、5—蜗杆蜗轮副 6—偏心轴 7—压油柱塞

轴不断地转动，压油部件就不停地向外压送润滑脂。

DDB型多点干油泵具有使用方便，易调整，结构简单紧凑，外表美观，工艺性较好等优点。缺点是出口接管比较集中，管路布置密集，给配管带来麻烦。一般情况下，其输出管路长度为10m或稍长，每米管长的压力损失约为0.29MPa。当配合片式给油器使用时，整个压力损失约为4.9MPa或更大一些，而DDB型多点干油泵的工作压力为9.8MPa，已满足要求。另外它的每个出油口的供脂量可以根据润滑点的需要，在0.05~0.2mL/次的范围内进行微量调节。

使用时需注意，运转时网盘的沟槽和柱塞的端头容易磨损，所以应保存适当的备品备件。另外，供脂的工作环境温度在10~40℃，润滑脂的要求泵送性好，宜用针入度大于290的润滑脂。

5) 压力表减震器 压力表减震器串接在压力计与油路系统的油管之间，用来消除油路系统内因压力波动而影响到压力计指针波动或微跳的现象，以便于观察压力计的指示度。安装了压力表减震器，还可以免除因油路中的压力波动或冲击而使

压力计过早地损坏，起到保护作用。

干油压力表减震器的外形如图7-2-93a所示，内部构造见图7-2-93b，其技术性能如表7-2-65。干油压力表减震器的结构基本与稀油压力表减震器的结构相似，所不同的是接头4的φ6mm的内孔安装了一个柱塞2。在使用时，先将小柱塞2推至左端，并从右边注满低粘度润滑油，再与压力计拧紧。这样，柱塞2把两边（一边是干油，一边是稀油）油与脂相隔开，使油和脂互不相混。同时又可将干油管内的压力变化情况传递到压力计，压力的变化情况在压力计的表盘上稳妥而准确地指示出

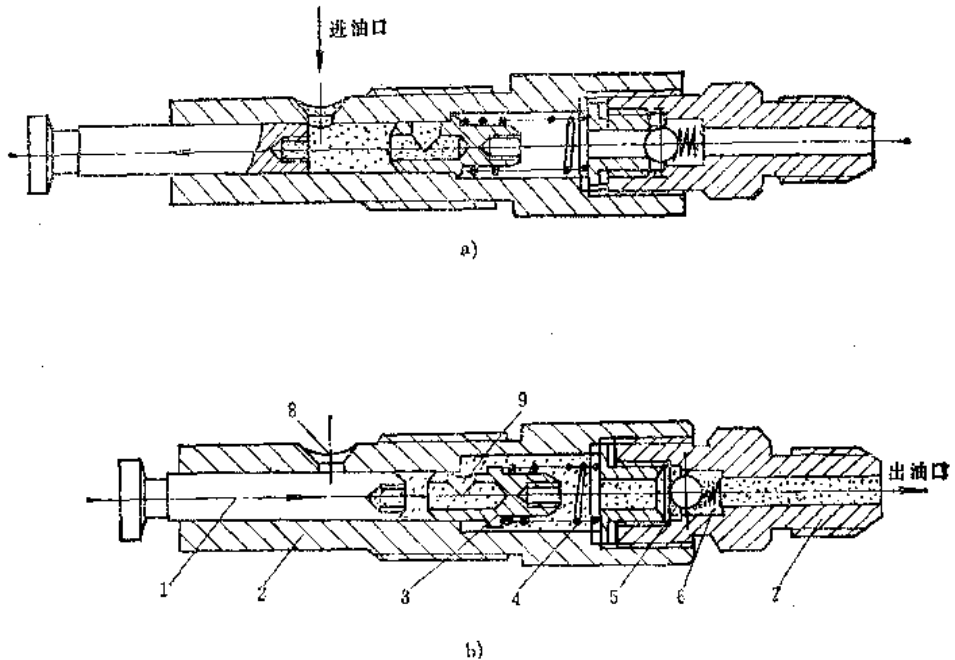


图7-2-92 多点干油泵的压油部件

a) 吸油过程 b) 压油过程

1—柱塞 2—缸体 3—配油活塞 4—弹簧 5—球形单向阀 6—弹簧 7—出油口 8—进油口 9—油孔

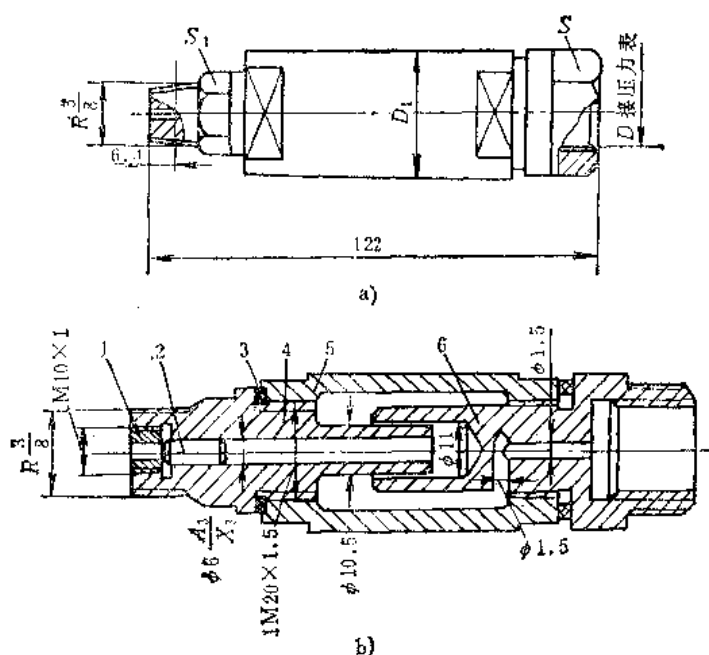


图7-2-93 干油压力表减震器外形及结构图

a) 外形图 b) 结构图

1—丝套 2—柱塞 3—衬套 4—接头 5—减震器体 6—接头

来。

6) 输脂管路 输脂管路是润滑系统将润滑脂由泵输送至润滑点的必须通道, 输脂管路管径的大小直接影响到润滑脂的输送。因此, 在润滑系统设计时必须考虑到管径的大小, 根据需要进行计算。

① 输脂管路的液压损失计算 输脂管径大小, 主要根据管路延伸长度来确定, 然后进行液压损失计算, 验算选定的管子尺寸是否正确, 再作必要的修正。干油集中润滑系统输脂管长度和直径的关系见表7-2-66。

干油集中润滑系统在输脂管路布置确定之后, 应验算油站润滑泵在系统中供送润滑脂能力(是否

能达到最远的润滑点), 并应保证压力操纵阀或液压换向阀等的工作要求。管路中总的液压损失应小于3.9~5.9MPa。

油站润滑泵的额定工作压力(公称压力)为9.8MPa, 在一般情况下, 系统的压力损失大致分配为:

消耗在输油管路上的液压损失小于3.9~5.9MPa;

消耗在换向工作的液压损失约2MPa;

保证系统的能力及其他液压损失因素约为2~3.9MPa。

② 液压损失的计算步骤

a. 确定润滑系统工作的最低温度。因为温度下降, 润滑脂的注入度变小, 液压损失增高。

b. 确定润滑系统输脂主管路中各段管道上所分配的润滑脂量 $q_{(1-n)}$, cm^3 。

c. 根据 $q_{(1-n)}$ 值计算分配在各段管子内润滑脂平均流动容积, 即:

$$q_{j(1-n)} = \frac{q_{(1-n)}}{2} \text{ cm}^3/\text{min}$$

d. 绘制润滑脂消耗平衡图, 并由平衡图求出系统不同延伸长度的各段管道的总平均流动容积 Q_j , 其求法参照后面举例。

e. 根据 Q_j 和 d_g (管道内径) 参照图7-2-94所示曲线, 查出管道单位长度压力损失 Δp 。

润滑脂管路阻力与管长的关系见图7-2-95。

f. 计算各段管道的平均压力损失为:

$$P = L\Delta p$$

最后求出管道总压力损失 P_0 。若管道的总压力损失为3.9~6.9MPa, 管道内油脂压力能满足生

表7-2-65 干油压力表减震器的技术性能 (JB/ZQ4536-86)

型号	公称压力 (MPa)	尺寸参数 (mm)				重量 (kg)	标记示例
		D	D ₁	S	S ₁		
GJQ-J14	10	M14×1.5-6H	32	22	22	0.474	公称压力为10MPa, 压力表连接 螺纹为 M20×1.5-6H 的干油压力 表减震器 GJQ-J20减震器 JB/ZQ4536-86
GJQ-J20		M20×1.5-6H		32			

表7-2-66 干油集中润滑系统输脂管长度和直径的关系

管径 d (in)		1/4	3/8	1/2	3/4	1	(1 1/4)	1 1/2	2
内径 d (mm)		8	10	15	20	25	30	40	50
外径 D (mm)		14	18	22	28	34	40	50	60
容许长度 (m)	手动系统	0.3~2	2~10	16~15	16~20	—	—	—	—
	自动系统	5~6	10~12	12~18	20~30	35~50	40~60	65~80	100~120

注：1. 括号内规格最好不用。

2. 用于干油集中润滑系统的钢管，必须进行11.8~14.7MPa的压力试验，或有技术鉴定书才能使用，建议最好使用冷拔无缝钢管。

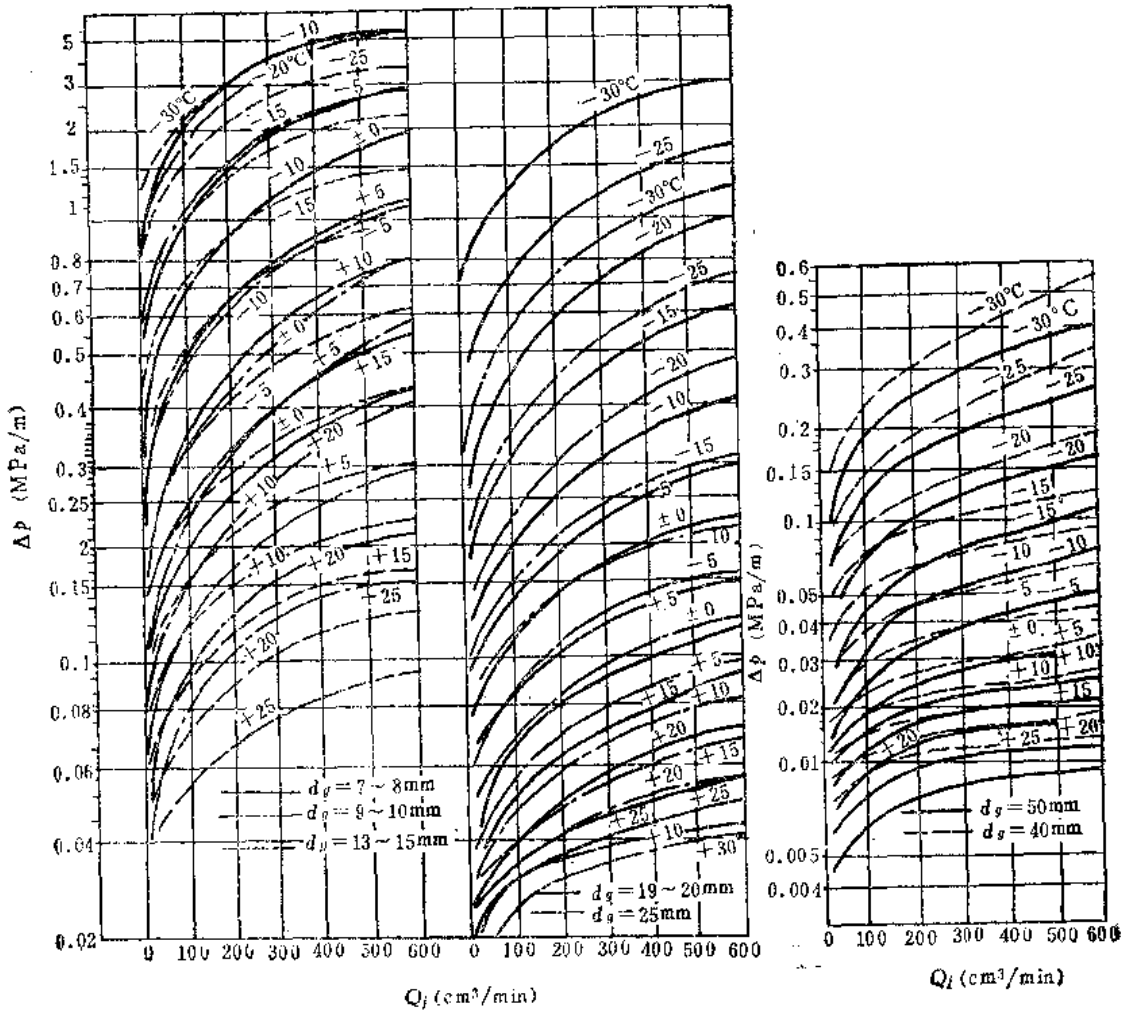


图7-2-94 不同参数时的管道单位长度压力损失曲线图

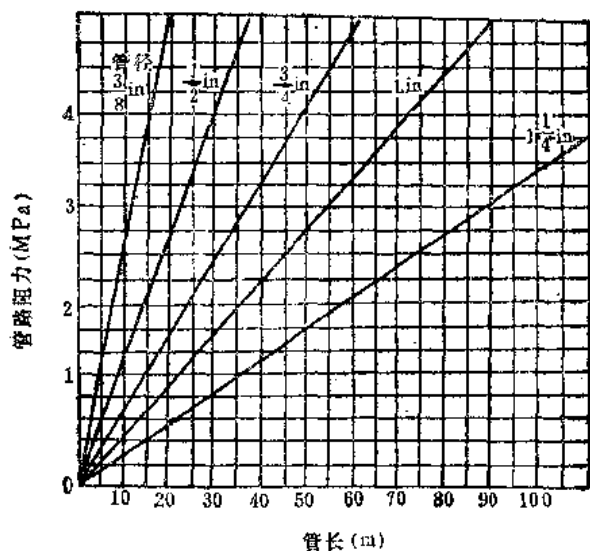


图7-2-95 润滑脂的管路阻力与管长的关系

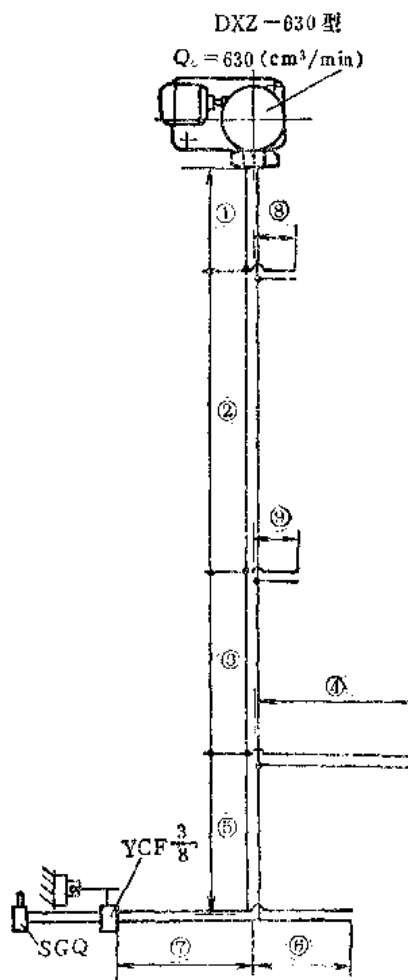


图7-2-96 流出式干油集中润滑系统管线示意图

产要求，则该系统符合设计要求。

③ 干油集中润滑系统输脂管路液压损失计算举例。

图7-2-96为某设备流出式干油集中润滑站的润滑系统管线示意图，按此示意图逐项进行计算，计算结果见表7-2-67。

(3) 润滑脂(干油)集中润滑系统的设计计算

1) 设计步骤 干油集中润滑系统的设计步骤如下：

① 根据润滑点摩擦面的需要，计算润滑脂的消耗量，并选择给油器的型式和大小。

每个润滑点的润滑脂消耗定额(即每平方米的摩擦表面积，每小时所需要的润滑脂量)为：

$$q = 11K_1K_2K_3K_4K_5$$

式中 q ——每小时平方米摩擦表面所需的润滑脂量 ($\text{cm}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}$)；

11——轴承直径在100或100mm以下，转速不超过100 r/min的最低消耗定额 ($\text{cm}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}$)；

K_1 ——轴承直径对润滑脂的影响系数，由表7-2-68中选取；

K_2 ——轴承转速对润滑脂消耗系数的影响系数，由表7-2-69中选取；

K_3 ——表面情况系数，一般的取 $K_3 \approx 1.3$ ，表面光滑可取 $K_3 = 1.0 \sim 1.05$ ；

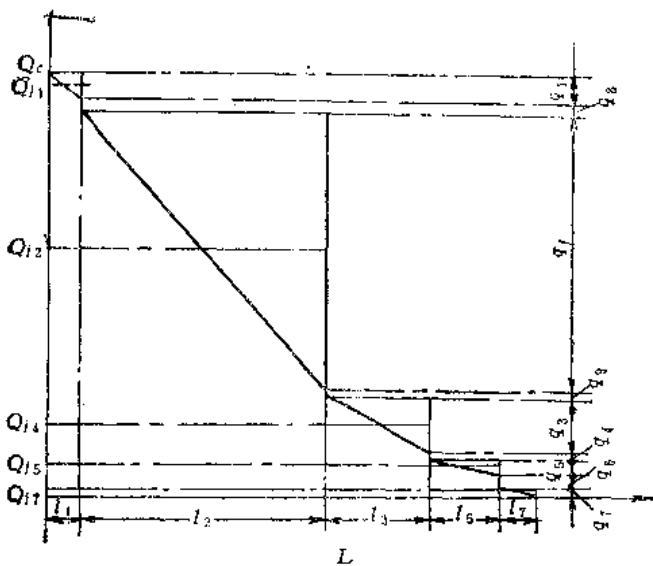


图7-2-97 润滑脂消耗量平衡图

表7-2-67 计算举例表

序号	计算项目	单位	图7-2-96中管线代号								
			①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨
1	确定系统最低工作温度	°C	本例设最低工作温度为16°C								
2	管内径 d_g	mm	40	40	40	20	20	8	8	15	10
	长度 L		4500	35000	15000	10000	10000	5000	5000	1000	1000
3	管段净体积 $V_{j(1-n)}$	cm ³	5652	43960	18840	3140	3140	251	251	1755	785
4	管段净体积总和 V_E	cm ³	77784								
5	求 $K_{(1-n)} = \frac{V_{j(1-n)}}{V_E} \cdot 100\%$	%	7.26	56.52	24.22	4.04	4.04	0.32	0.32	2.27	1.01
6	求 $q_{j(1-n)} = K_{j(1-n)} Q_c$ 油站能力 $Q_c = 600 \text{ cm}^3/\text{min}$	cm ³ /min	43.56	339.12	145.32	24.24	24.24	1.92	1.92	13.62	6.06
7	求 $q_{j(1-n)} = \frac{q_{j(1-n)}}{2}$	cm ³ /min	21.78	169.56	72.66	12.12	12.12	0.96	0.96	6.81	3.03
8	作润滑脂消耗量平衡图		如图7-2-97								
9	按图7-2-97求 Q_j	cm ³ /min	578.22	373.26	124.98	—	15.96	—	0.96	—	—
10	根据已知的最低工作温度, 和所求得的 Q_j 值, 从图 7-2-94 中求出管道单位长度压力损失 Δp	MPa/m	0.028	0.025	0.02	—	0.04	—	0.045	—	—
11	各管段的平均压力损失 $p = l \cdot \Delta p$	MPa	0.12	0.85*	0.29	—	0.39	—	0.22	—	—
12	总压力损失 $p_E = \Sigma p$	MPa	1.88								
13	结 论		总压力损失 $p_E = 1.88 < 4 \text{ MPa}$ 本系统满足生产要求, 能用								

注: 1. 按图7-2-97求 Q_j 值,

$$Q_{j1} = Q_c - q_{j1} = 578.22$$

$$Q_{j2} = q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_7 + q_8 + q_9 = Q_c - (q_1 + q_2 + q_{j2}) = 373.26$$

$$Q_{j3} = q_4 + q_5 + q_6 + q_7 + q_{j3} = 124.98$$

$$Q_{j5} = q_6 + q_7 + q_{j5} = 15.96$$

$$Q_{j7} = \frac{1}{2} q_7 = 0.96$$

2. 当 Q_j 值小于 $50 \text{ cm}^3/\text{min}$ 可以用 $Q_j = 50 \text{ cm}^3/\text{min}$ 计算 (本例没有按此计算)。

表7-2-68 系数 K_1 的值

轴承类型	直 径 (mm)				
	100	200	300	400	500
滑动轴承	1	1.4	1.8	2.2	2.5
滚动轴承	1	1.1	1.2	1.25	1.3

表7-2-69 系数 K_2 的值

转速 n (r/min)	100	200	300	400
K_2	1	1.4	1.8	2.2

K_4 ——轴承工作温度系数,当轴承温度 $t < 75^\circ\text{C}$ 取 $K_4 = 1$, $t = 75 \sim 150^\circ\text{C}$ 取 $K_4 = 1.2$;

K_5 ——负荷系数,一般的取 $K_5 = 1.1$ 。

根据 q 值,计算各个润滑点在工作循环时间内所需的润滑脂总量选择给油器。每一个润滑点所用给油器的供脂量由下式确定:

$$V_{\text{给}} = qFT$$

式中 $V_{\text{给}}$ ——给油器每一个工作柱塞,每次动作供给润滑点润滑脂的总容量 (cm^3 /每支管、每行程);

q ——润滑点的单位消耗定额 ($\text{cm}^3/\text{m}^2 \cdot \text{h}$);

T ——工作循环时间(或润滑周期),即前后两次供脂的间隔时间 (h);

F ——被润滑摩擦副的理论摩擦面积 (m^2),为简化计算,把它推算成轴承的理论摩擦表面积,即: $F = \pi D_y L_y$, D_y 、 L_y 分别为推算的轴承直径与长度,参考表 7-2-70 计算。

由以上的数据选择合适的给油器。

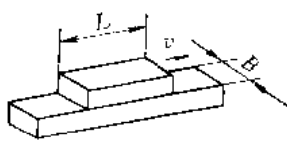
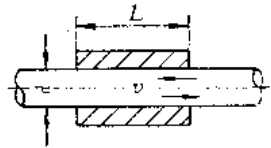
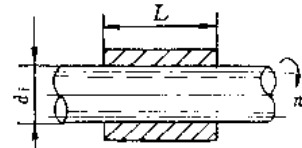
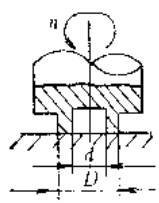
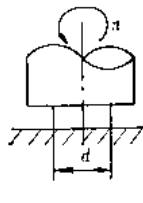
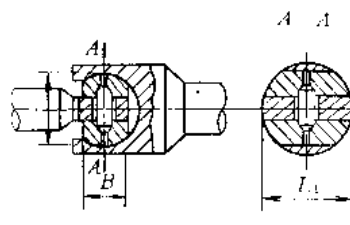
② 确定润滑制度 润滑制度(润滑周期)或干油站工作循环时间(油泵工作时间加上油泵的停歇时间),通常决定于摩擦表面的特点和工作条件(如工作温度、载荷、速度、周围环境是否有水落入、潮湿、多灰尘、受腐蚀介质的影响等)等。

对于手动干油站: $T \geq 4 \text{ h}$;

对于自动干油站,参考表 7-2-71 所举例子。

③ 选择润滑站的型式、大小和数量 选择润滑站时应考虑如下内容:

表 7-2-70 轴承理论摩擦面积 F 计算表

平 面 滑 动		圆 柱 面		螺 杆 和 螺 母	
					
直 径 D_y	长 度 L_y	直 径 D_y	长 度 L_y	直 径 D_y	长 度 L_y
$\frac{L}{\pi}$	B	$\frac{L}{\pi}$	πd	d_1	$2L$
环状轴颈(空心)		实 心 轴 颈		万 向 接 轴 头	
					
直 径 D_y	长 度 L_y	直 径 D_y	长 度 L_y	直 径 D_y	长 度 L_y
$\frac{D+d}{2}$	$\frac{D-d}{2}$	$\frac{d}{2}$	$\frac{d}{2}$	一个平面用	
				B/π	L_1
				两个平面用	
				$2B/\pi$	L_1

注: d_1 为螺纹中径。

表7-2-71 干油集中润滑站的润滑周期

序号	初 轧 机	润滑周期
1	受料辊道、前后工作辊道、输出辊道、回转台、导板、切头推出机、剪切机、移动挡板和辊道、初轧开坯和板坯落下辊道、刮板、选板装置等	2~4 h
2	工作机架、推床、翻钢机、剪切机等	1~2 h
钢 轨 钢 梁 轧 机		
1	冷床的辊道和冷却台, 矫直机前的冷床和辊道链条输送机	2~4 h
2	剪切机前辊道, 移动挡板, 落下挡板, 辊道和输送机	2~4 h
3	升降台、推床、辊道、工作机架附近的辊道、推送机、翻钢机输出辊道、剪切机连接轴等	2~4 h
4	加热炉辊道(出钢侧)、工作机架、翻钢机、推钢机	1~2 h

注: 使用此表时, 应从实际出发, 结合现场经验, 确定润滑周期。尤其是润滑脂新产品性能改进后, 润滑周期的确定也应随之改变。

a. 润滑点的数目。润滑点数不多, 供脂量不大, 润滑周期较长(如某些单机设备), 可采用手动润滑站或多点干油泵; 润滑点在500个以上, 或润滑点虽不多, 但机器工作繁重, 应考虑采用自动润滑站。

b. 机器润滑点的分布情况。若分布在一条直线上(如辊道), 可采用流出式; 若分布比较集中或邻近的, 可采用环式。

c. 润滑脂的总容积, 包括给油器的总容积和管道的总容积。

d. 管道(输脂主管)的延伸长度。

手动干油站数量(台数)的确定:

当润滑点为30~40个, 输脂主管延伸长度的范围(区间半径)为2~15m时, 若选用手动干油集中润滑站, 其数量, 可按下式计算:

$$n = \frac{24 \sum n_i Q_i}{a T Q_c \cdot 1000}, \text{ 个或台}$$

式中 24——每昼夜工作时间(h);

n_i ——各种给油器的个数(个);

Q_i ——各种给油器单位给脂量, (cm^3 /每支管。每行程);

T ——给脂周期, 参考表7-2-71;

a ——油站利用系数(考虑系统中润滑脂受压缩, 容积减小, 油站工作时的泥耗等), 一般取 $a = 0.8 \sim 0.9$;

Q_c ——手动干油润滑站储脂筒的容积, 国产SGZ型手动干油站储脂容积 $Q_c = 3.5 \text{ L}$ 。

2) 自动干油集中润滑站能力的确定 自动干

油集中润滑站, 润滑点可达500多个, 润滑范围(区间半径)可在5~120m之间, 供脂能力可按下式计算:

$$Q_n \geq \frac{\sum n_i Q_i}{t \eta} (\text{cm}^3/\text{min})$$

式中 t ——每个周期电动机工作时间(min)。

计算应按机械的具体工作频繁程度、受载情况、周围环境、温度等条件, 预选工作循环时间 t 。当工作循环周期 T 较长时, 则电动机每次工作时间(即油泵压送润滑脂时间) t 可以长些; 反之, 可以短些, 这样求出的油站供脂能力 Q_n 不但能满足系统的要求, 而且更为合理。

η ——油站利用效率, $\eta \approx 0.75 \sim 0.9$;

根据选好的干油站 [Q_n], 按下式来校正电动机(油泵压油)的工作时间 t_{λ} :

$$t_{\lambda} = \frac{\sum n_i Q_i \sum V_c}{[Q_n] \eta} \approx 5 \sim 10 \text{ min}$$

式中 [Q_n]——自动干油站的实际能力

(cm^3/min);

$\sum V_c$ ——管道内润滑脂压缩和管道弹性膨胀体积之和 (cm^3);

$V_c \approx 0.0001 V P_i$ (cm^3);

V ——被计算的管段内净体积 (cm^3);

P_i ——被计算的管段内平均压力(MPa)。

通常, V_c 值只计主输脂管部分, 对压力不大的分支管的 V_c 值, 可以忽略不计。

干油集中润滑系统的工作压力不大于7.8~9.8 MPa, 工作温度一般为15~35°C。当温度过低时, 可在输脂管道上同时敷设一条 $\phi 20 \sim 25 \text{ mm}$ 的蒸气

管道，间断通蒸气，蒸气管与输脂管相距10~30mm，并用保温材料将它们安扎在一起。

(4) 润滑脂(干油)集中润滑系统 润滑脂(干油)集中润滑系统是利用适当的泵压定时定量发送润滑脂到润滑点，保证设备各摩擦表面之间维持可靠和足量的油膜而得以经久正常的运行。一般是将带有大型容器(如脂筒等)的泵安排在接近润滑点的位置。用泵对来自容器的润滑脂加压，使之通过输送管线进入系统中的定量装置(如定量阀等)。然后在这一装置中量出预计所需的润滑脂量，顺序

压送入润滑点中，起到润滑作用。这种系统按其对应油脂供应量的控制原理可以分为直接系统和间接系统。直接系统用泵的行程直接控制油脂的量，而在泵和摩擦副之间不再加入定量阀。间接系统主要依赖插在泵和摩擦副之间的定量阀(给油器)来控制油脂供应量。

间接系统按其对应油脂的加压办法又可分为平行系统(图7-2-98)和串联系统(图7-2-99)。这两种系统的主要差别在于定量装置相对于输油脂管道的位置和定量装置中的活塞返回其原来位置的办法。

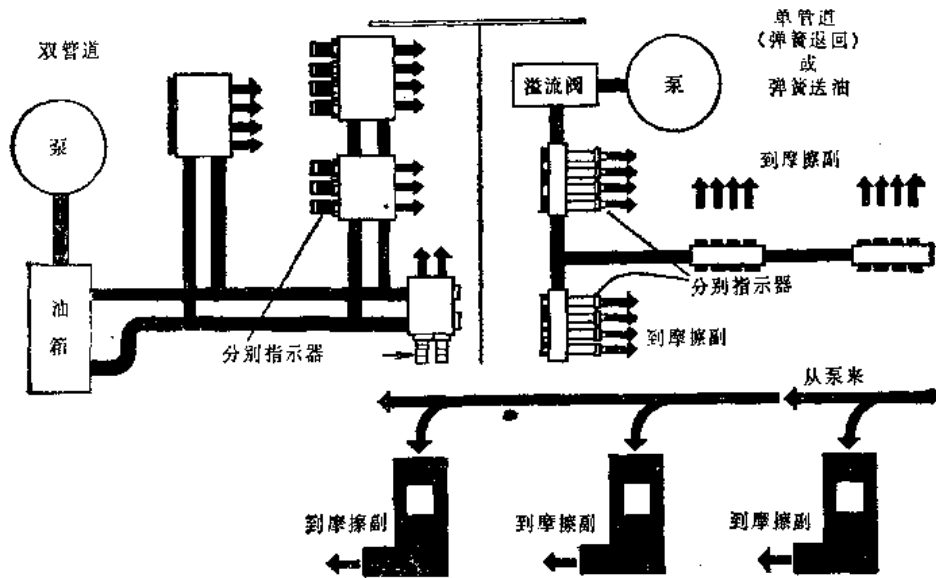


图7-2-98 集中供脂的平行系统

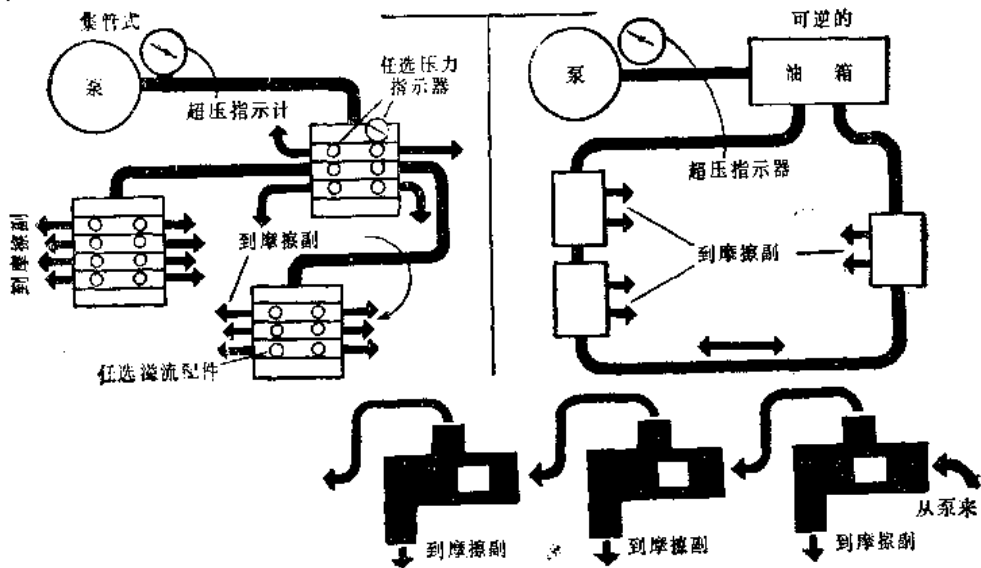


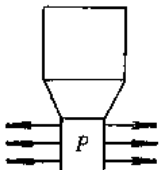
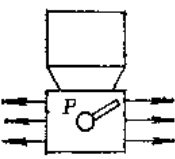
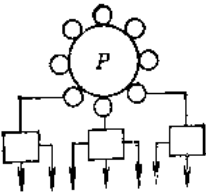
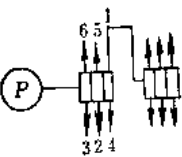
图7-2-99 集中供脂的串联系统

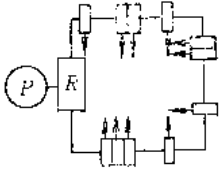
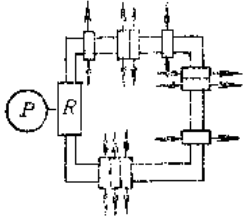
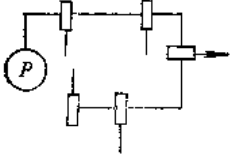
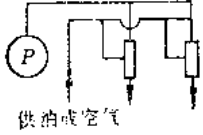
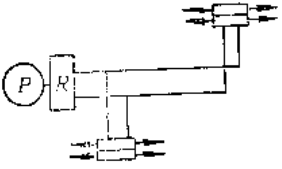
平行系统的定量装置不在主输油管道上。泵产生预定的压力，而每个定量装置都应用各自的计数器以显示该装置运行中的故障。平行系统又可分为单线和双线两种类型。单线系统利用溢流阀以卸除管线压力，并用弹簧压回活塞，以备下一循环再次压送润滑脂。这种系统只有一条压送油脂的线路。双线系统因有两条线路可以适当联接，能使定量装置中活塞的任一端都有压力。利用反向器能将一条线路中的压力转换到另一条去，从而使活塞退回来，并将油脂送出去。

串联系统的定量装置装在主输油脂管道中。油泵产生必要的压力以克服管道与摩擦副中的阻力。泵上出现过大的压力，则表示定量装置工作中有故障。串联系统也有两种类型，即集管式和反向式。集管式引导油流通过内沟道以实现活塞的退回和油脂的发送。在这种集管上可以应用任意的压力指示器和卸压配件。反向系统采用反向器以反转油流方向，而通过油流方向的反转以达到活塞的退回和油脂的发送。表7-2-72是集中供脂系统的类型。

1) 手动干油集中润滑系统 在某些润滑点数

表7-2-72 集中供脂系统的类型

类型	简 图	运 转	驱 动	适用的 针入度	管路标 准压力 (MPa)	调整与管长限度
直 接 供 脂 式		由凸轮或斜圆盘使各活塞泵P顺序工作	电动机 机械 手动	>265	0.7~2.0	在每个出口调整冲程 9~15m
		利用阀把一个活塞泵的输油量依次供给每条管路	电动机 机械 手动	>220 <265	0.7~2.0	由泵的速度控制输出 25~60m
		每个泵的输出量由分配器分至各处	电动机 机械	>220	0.7~2.8	在每个输出口调整或用分配阀组调整 泵到分配阀 18~54m 分配阀到支承 6~9m
间接供脂递进式		第一阀组按1、2、3、……顺序输出。其中的一个阀用来使第二阀组工作。以后的阀组照此顺序工作	电动机 机械 手动	>265	14.0~20.0	用不同容量的计量阀；否则靠循环时间调整；干线 150m(视脂和管子口径)到支承的支线 6~9m

类型	简图	运转	驱动	适用的 针入度	管路标 准压力 (MPa)	调整与管长限度
间接供脂 递进式	单线式反向 	回动阀 R 每动作一次各阀依次工作	电动机			用不同容量的计量阀, 否则靠循环时间调整 干线 150 m (视脂和管子口径) 到支承的支线 6~9 m
	双线式 	脂通过一条管路按顺序送送到占总数一半的出口。回动阀 R 随后动作, 消除第一条管路压力, 把脂送到另一条管路, 供给其余半数出口	机械 手动	>265	1.4~2.0	
间接供脂 并列式	单线式 	油泵上的装置使管路交替加压、卸压, 有两种系统, 利用管路压力作用在阀的活塞上射出脂, 利用弹簧压力作用在阀的活塞上射出脂	电动机 手动	>310	~17.0 ~8.0	工作频率能调整, 输出量由脂的特性决定 120 m
	油或气调节的单线式 	泵使管路或阀工作, 用油压或气压操纵阀门 供油或空气	电动机	>220	~40.0	用周期定续分配阀调整 600 m
双线式 	润滑油压力在一条管路上同时操纵占总数一半的排出口。然后 R 阀反向, 消除此条管路压力, 把脂导向另一条管路, 使其余一半排出口工作	电动机 手动	>265	~40.0	用周期定续分配阀调整 自动120 m 手动60 m	

不多和不需要经常使用(稀油)润滑的单台机器,广泛地采用手动干油润滑站供脂的系统。图7-2-100所示是属于双线供脂的手动干油集中润滑系统。

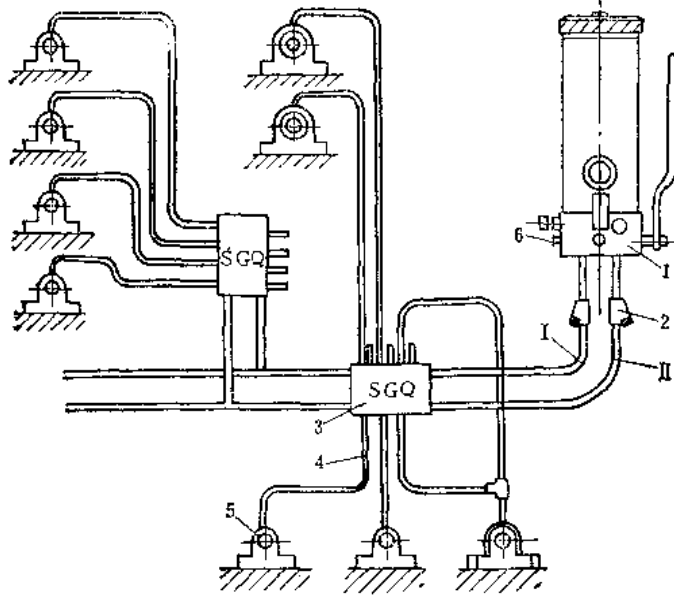


图7-2-100 手动干油集中润滑系统

1—手动干油泵站 2—干油过滤器 3—双线给油器 4—输油脂主管
5—轴承副 6—换向阀 I、II—输油脂主管

手动干油集中润滑系统所用的干油泵的工作原理见上面图7-2-72和图7-2-73。在储油脂筒内有活塞指示杆,其活塞杆伸出储油脂筒的长度可以判断储油脂筒内尚存润滑脂的数量。当向储油脂筒添加润滑脂时,可用各种加油脂泵来完成。

当人工摇动手柄时,见图7-2-100,泵站1内的润滑脂经过滤油器2,沿输脂主管I送到给油器3,各给油器在压力油脂的作用下,根据预先调整好的量,把润滑脂经输脂支管分别送到各润滑点。继续摇动手柄,所有给油器供脂动作完毕,此时润滑脂在输油主管I内受到挤压,压力就要升高,当压力计压力达到一定值时(一般为7MPa),说明润滑系统供送润滑脂的所有给油器已工作完毕,可以保证润滑脂定量地送到各润滑点了。然后停止手柄的摇动,并放回到原来的位置上。在压送润滑脂过程中,压力润滑脂是建立在输脂主管I内。而输脂主管II则经过换向阀的通路和储油脂筒连通,也就是说管II内压力已卸除,管II内的润滑脂可沿管II往回挤到储油脂筒内。最后,干油站的换向阀6从左边移向右边换向。换向后,输脂主管I经换向阀的通路和储油脂筒相连,这时原来管I

内的高压就消除了。经过一定时间后(即摩擦副的加脂周期),人工继续摇动干油泵站的手柄,第二次向摩擦副供给润滑脂,此时,因换向阀6已经换向,

所以压送出的润滑脂这次又经输脂II输送,经各给油器仍按定量供到各摩擦副(润滑点)。在这个过程中,输脂主管I(因与储油脂筒相连接)内没有压力,在管I内的多余的润滑脂则被挤回到储油脂筒。当输脂管II中的压力升高到一定数值(在压力计中可以读出,一般为7MPa)时,说明所有给油器已按定量供脂到各润滑点了,于是停止摇动手柄,进行换向(即把换向阀6从右端移到左端极限位置),这就是手动干油集中润滑系统的整个供脂工作过程。

2) 自动干油集中润滑系统 自动干油集中润滑系统是由自动(风动或电动)干油润滑站、两条输脂主管、通到各润滑点的输脂支管、在主管与支管之间相连接的给油器、有关的电器装置、控制测量仪表等组成的。

如前所述分4种类型,下面分别介绍。

① 直接系统 直接系统是用泵的行程直接控制供脂量,其工作原理如图7-2-101所示。它的主要控制元件为凸轮和往复运动的活塞。这种活塞是空心的并与其周围的若干沟道连通。当活塞向上移动进入滑配合腔体时,见图7-2-101b,脂的压力增加,打开了活塞上端的单向阀,并让润滑脂流入活塞的心部。在活塞向上行程中,活塞周围的孔道之一便接通泵体上的左面沟道,使润滑脂从活塞空心发送到一摩擦副。当活塞继续向上运动时,见图7-2-101c,左面的沟道被封闭,而右面的沟道连接到活塞的孔道上,从而使润滑脂流到右面的摩擦副表面去。当活塞向下运动时,单向阀关闭,而润滑脂从容器流入压力腔,见图7-2-101a。如此循环不断地发送润滑脂。

这种泵每一次行程可以润滑12个以上的润滑点。但这种泵的制作较间接系统的阀要复杂些。

② 流出(端流)式自动干油集中润滑系统 流出式自动干油集中润滑系统,可供更多的润滑点和润滑点分布范围较宽的地方,尤其是面积呈长条形(如轧钢设备中的辊道组)的机器。系统如图7-2-

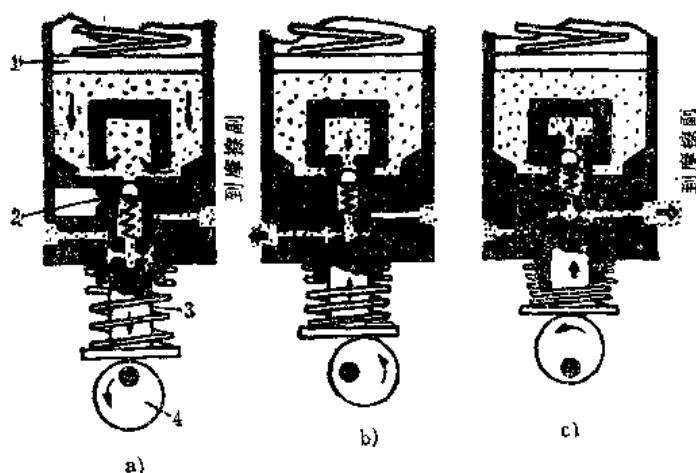


图7-2-101 直接的集中系统
1—推动板 2—单向阀 3—活塞 4—齿轮

102所示，工作原理见图7-2-103。

如图7-2-102，由电动干油站1 送的压力润滑脂经换向阀2，通过干油过滤器3 沿输脂主管I 经给油器4 从输脂支管5 送到润滑点（轴承副）6。当所有给油器工作完毕后，输脂主管I 内的压力迅速提高，这时装在输脂主管末端的压力操纵阀，在润滑脂液压力的作用下，克服了弹簧力，使滑阀移动，推动极限开关接通电信号，使电磁换向阀换向，

转换输脂通路，由原来的输脂主管I 供脂改变为输脂主管II 供脂。与此同时，操作盘上的磁力起动器的电路渐开，电动干油站的电机停止工作，干油柱塞泵停止往系统内供脂。

按照加脂周期，经过预选规定的间隔时间后，在电气仪表盘上的电气气动控制器使电动机启动，油站的柱塞泵即按照电磁换向阀已经换向的通路向输脂主管II 压送润滑脂。当润滑脂沿主管II 输送时，另一条主管I 中的润滑脂的压力卸荷，多余的润滑脂经过电磁换向阀内的通路返回送到贮脂筒内。

③ 环式（回路式）自动干油集中润滑系统

环式自动干油集中润滑系统是由带有液压换向阀的电动干油站、供脂回路的输脂主管及给油器等组成，如图7-2-104所示。

它是属于双线供脂。这种环式布置的干油集中润滑系统，一般多用在机器比较密集，润滑点数量较多的地方。其工作原理是以一定的间隔时间（按润滑周期而定），由电动机6 经蜗轮蜗杆减速机5 带动柱塞泵7，将润滑脂由储油脂筒1 吸出，并压到液压换向阀2，从换向阀2 出来经干油过滤器，压

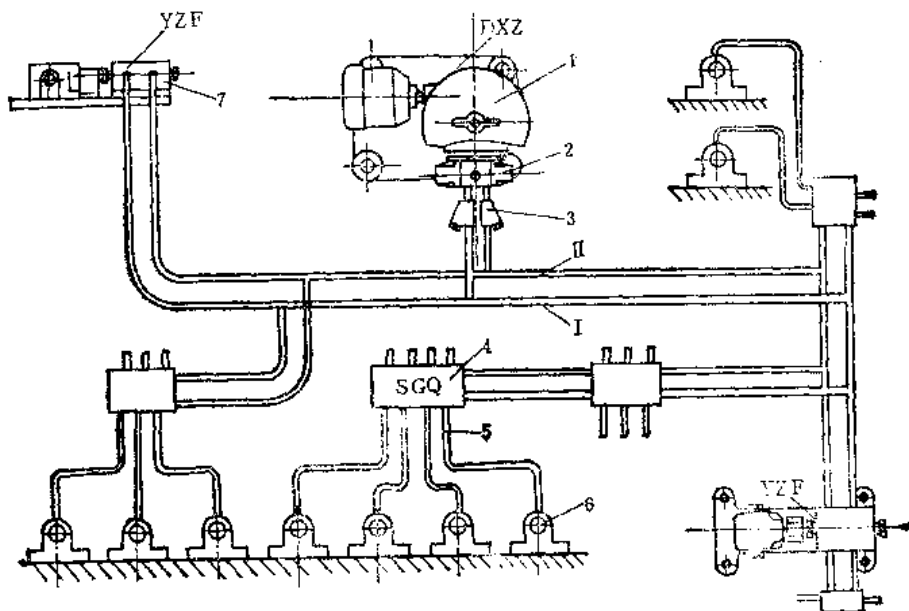


图7-2-102 流式自动干油集中润滑系统
1—电动干油站 2—电磁换向阀 3—干油过滤器 4—给油器 5—输油脂支管
6—轴承副 7—压力操纵阀 I、II—输油脂主管

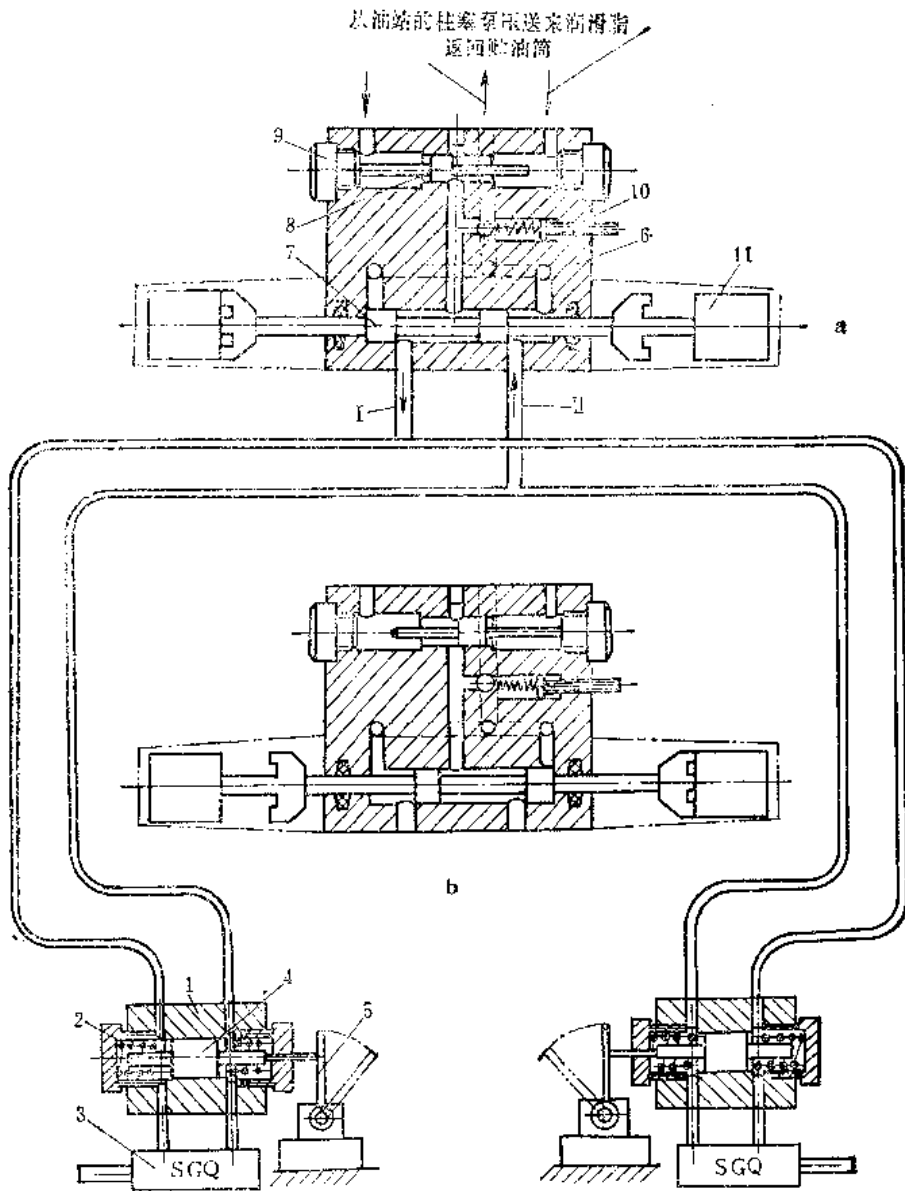


图7 2-103 电磁换向阀和压力操纵阀协同工作原理图

- a—电磁阀的滑阀在左边极限位置，管Ⅰ供脂 b—电磁阀的滑阀在右边极限位置，管Ⅱ供脂
 1—压力操纵阀的阀体 2—弹簧 3—逆止阀 4—压力操纵阀的滑阀 5—电极限开关 6、7—电磁换向阀的滑阀 8—柱塞式逆止阀 9—螺堵 10—安全阀的压力调节杆 11—电磁铁

力输脂主管 I 或 II 内，压力润滑油由输脂主管 I 压入给油器，使给油器 3 在压力润滑油作用下开始工作，向各个润滑点供给定量的润滑油。当系统中所有给油器都工作完毕时，油站的油泵仍继续往输脂主管 I 内供脂，输脂主管 I 的润滑油不断地得到补充，只进不出，相互挤压，使管内油脂压力逐渐增高，整个系统的输脂路线形成一个闭合的回路，在油脂压力作用下，推动液压换向阀换向，也就是使

润滑油的输送由原来输脂主管 I 转换为输脂主管 II。在换向的同时，液压换向阀的滑阀伸出端与极限开关电气连锁，切断电动机 6 的电源，泵停止工作。在液压换向阀未换向之前，在输脂主管 I 的输脂过程中，另一条输脂主管 II 则经过液压换向阀 2 的通路与本站储油脂筒 I 连通，使输脂主管 II 的压力卸荷。换向后，具有一定压力的输脂主管 I，经过液压换向阀 2 内的通路与本站储油脂筒连通，则

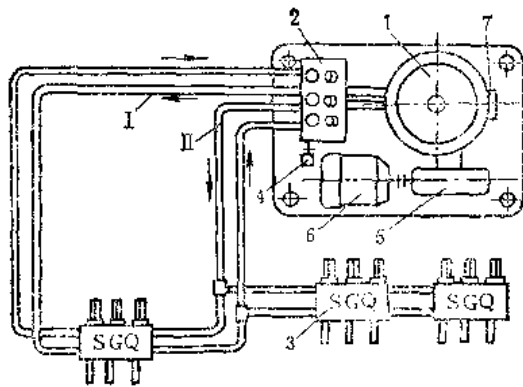


图7-2-104 环式干油集中润滑系统

- 1—贮油筒 2—液压换向阀 3—给油器 4—限位开关 5—减速机 6—电动机 7—柱塞泵
I、II—输脂主管

输脂主管 I 的压力卸荷。

当按润滑周期调节好的时间继电器启动时，接通油站电动机电源，带动柱塞泵工作，使润滑油从换向以后的通路送入输脂主管 II，经给油器 3，从输脂支管送到润滑点。在供脂过程中，因主管 I 沿液压换向阀的通路同贮油筒相通，所以压力卸荷。当系统中所有给油器都工作完毕时（即按定量压送润滑油到润滑点），主管 II 中的压力增高，在压力作用下，又推动液压换向阀换向，在换向的同时，因液压换向阀的滑阀伸出端与限位开关电气连锁，则切断电动机电源，干油站停止供脂。这样油站时间继电器定期启动，间隔供脂，达到良好的润滑目的。

为了保证润滑点的定量供脂，必须采用 SGQ 型给油器。由于 SGQ 型给油器（详见图 7-2-64）的结构限制，在系统中必须采用两条输脂主管，轮换供送压力润滑油。而这种轮换供脂的转换—换向是采用液压换向阀来完成的，液压换向阀的外形见图 7-2-105；其工作原理见图 7-2-106。说明如下：

油站柱塞泵压入液压换向阀的压力润滑油，经过换向阀送入输脂主管 I（见图 7-2-106 位置 < I >）中，同时换向阀的压力油脂经过通路 8 进入滑阀 3 的左油腔，因压力的作用，把滑阀 3 压在右方极限位置上，而另一个滑阀 2 正在左方极限位置上。同时另一条输脂主管 II 中的脂压出，多余的润滑油则经过换向阀中的通路流回储油筒中；输脂主管 I 不断流过润滑油，在系统中所有的给油器都工作完毕后，压力开始升高，并沿输脂主管 I 箭头所示方

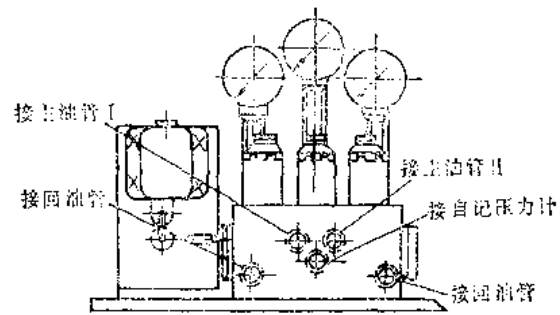


图7-2-105 液压换向阀外形图

向的回路传到压力调节阀 4。当压力超过压力调节阀 4 规定的压力时（压缩弹簧打开通路），润滑油通过压力调节阀 4 的通路，流到滑阀 2 左端油腔中，并推动滑阀 2 从左向右移动右端极限位置（位置 < I >）。当滑阀 2 向右移动时，由柱塞泵压入的润滑油不能压入通路 8（因通路 8 已关闭），改变进入通路 9（因通路 9 已打开），到达滑阀 3 的右腔，并推动滑阀 3 从右向左移动到左端极限位置，滑阀 3 的伸出杆触动限位开关，电动机断电，柱塞泵停送润滑油（位置 < II >）。经过一定时间（供脂间隔周期）以后，控制盘上的时间继电器动作，电动机接电，柱塞泵重新工作。这时，换向阀已经换向到另一条输脂主管 I（位置 < II >）。同时在输脂主管 I 中的压力卸荷，多余的润滑油经液压换向阀的有关通路流回贮油筒。当系统所有给油器工作完毕时，输脂管 II 的压力不断地升高，油脂沿主管 II 的传递方向又回到液压换向阀。当压力超过压力调节阀 5 的规定压力时，弹簧压缩，开启阀 5 的通路，润滑油则经调节阀 5 的通路压入滑阀 2 的右腔，推动滑阀 2 由右向左移至左方极限位置（见图 7-2-106 位置 < IV >），这时润滑油进入通路 8 到滑阀 3 的左腔内，并推动滑阀 3 从左向右移至右端极限位置，于是滑阀 3 的伸出杆又离开限位开关，使柱塞泵的电动机断电，柱塞泵停止工作。再经过一定时间后，控制盘上的时间继电器又重新动作，重复位置 < I > 的情况。在液压换向阀的阀体中装置有安全阀 6，当柱塞泵压入输油管中的润滑油压力过大时，顶开安全阀 6，润滑油回到贮油筒内。润滑系统工作过程中压力变化，可以由压力自动记录仪自动记录，除此外还有自动控制的信号及装置等。

④ 风动干油集中润滑系统 风动干油集中润滑系统主要由风动干油站与输脂主管、给油器等组

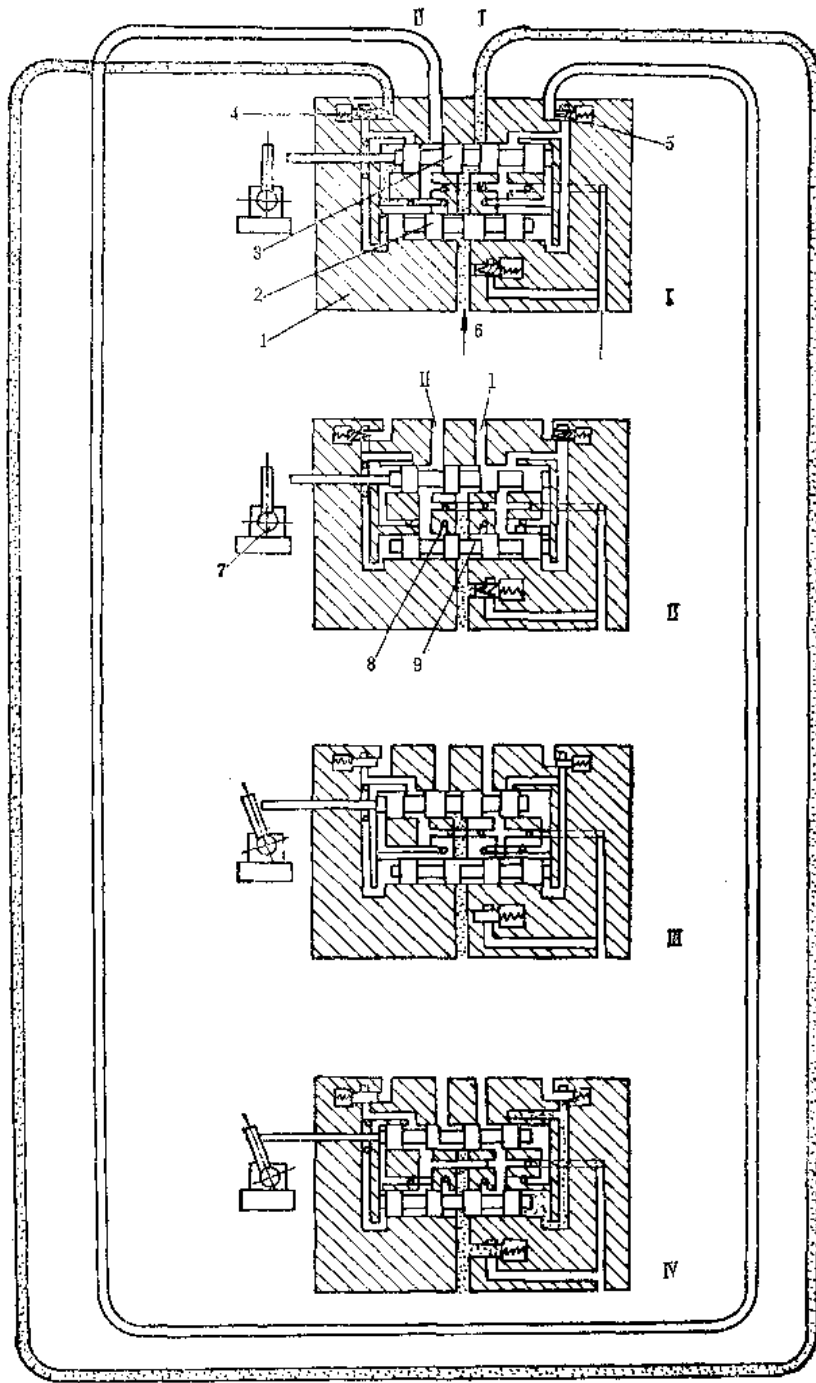


图7-2-106 液压换向阀工作原理

1—阀体 2、3—滑阀 4、5—压力调节阀 6—安全阀 7—极限开关
8、9—通路 I、II—输脂主管

成。根据需要可以布置成流出式，也可以布置成环式。其工作原理和上述电动干油集中润滑系统一样，只是供脂的动力不同。

3) 单线供脂的干油集中润滑系统 单线供脂

的干油集中润滑具有以下优点：结构紧凑、体积小，重量轻，线路简化，节约管材，适合于润滑点不太多的单机设备。缺点是用于单线供脂系统的给油器制造精度较高，工艺性较差，而且供脂距离不

能象双线供脂系统那样长。

单线干油集中润滑系统是由单线干油泵、干油过滤器、输脂主管和单线给油器等组成。由于单线给油器的结构不同，所以系统的接管布置也各不相同。

① 单线非顺序式干油集中润滑系统（单线平行系统） 单线非顺序（或非递进）式干油集中润滑系统的单线给油器的工作并不是严格按顺序一个个动作，而是当输脂主管内的压力增大到足以克服给油器内的弹簧阻力时，给油器才开始动作，向润滑点压脂。参看前面表7-2-72中“单线式间接供脂并列式”的简图。

这种系统的优点是：当其中的一个或几个给油器发生故障不能给脂时，不会影响其他给油器的正常供脂，给油器的结构及工作原理见图7-2-69。

② 单线顺序（递进）式干油集中润滑系统 在这种系统中，从油泵送的压力油脂，经单条供脂主管送到主给油器，再经输脂支管送至区域性片式给油器，分别供应各个区域（部件）的相应润滑点，如图7-2-107所示。这种给油器是片式的，每组至少由三片，最多由六片组成。每片给油器可以供给两个润滑点，每组给油器供脂是按顺序逐点定量供脂。目前我国已有PSQ型片式给油器标准，参看本章前面表7-2-53及图7-2-70。

为了保证系统的安全，防止事故的发生，可在系统中配备定量及安全保护装置。图7-2-108所示为一种片式给油器的定量装置。其工作原理简述如下：

和汽车发动机气缸依次点火发动的办法相似，片式给油器组中的各活塞也在液压循环作用下来回

运动。只有当油脂在液压下从进口供入时，才有油脂从出口沟道压出去。其引进的通道（用粗黑线画出）任何时间都联到给油器组内的油缸上。只有一个活塞能在任何一段时间自由运动（完成一个冲程），而其他的活塞则受反向的油脂压力被锁在缸中。在集管箱中，任何活塞的运动都开一些沟道而封闭另一些沟道，这样形成了活塞的顺序运动。

图7-2-108的A、B柱塞均在右面位置而C柱塞则在左面。所有柱塞的内凹槽接纳引入的压力油脂并转变其方向送入阀体的内沟道去。进入缸A的压力油脂（小黑箭头）转向进入缸C，这一压力（双黑箭头）定位C柱塞在其位置上。进入缸B的压力油脂（小白箭头）转向进入缸A，这一压力（双白箭头）定位柱塞A在其位置上。柱塞C的内部凹槽改变压力油脂进来的方向（粗黑箭头），进入B缸的右端。在这位置上只有柱塞B完成一个冲程。柱塞B从右面移到左面（在缸B的左面有已知定量的油脂——画有断面线的面积）。

在图7-2-108中，当油脂压力继续加在柱塞B的右端使其从右面移到左面，带断面线的箭头表示柱塞B的外凸台所泵送油脂的移动途径。柱塞B从右到左的运动，迫使定量的油脂通过沟道送到联接到出口的润滑点上去。这里全黑的面积表示柱塞B从左移到右完成另一冲程时将发送出去的定量油脂。因柱塞B从右面到左的运动封闭一些沟道而打开另一些沟道，有待其他柱塞完成其冲程后柱塞B然后才能完成这另一冲程。这样就建立了柱塞运动的程序。

图7-2-109为一种大型片式给油器（定量阀）

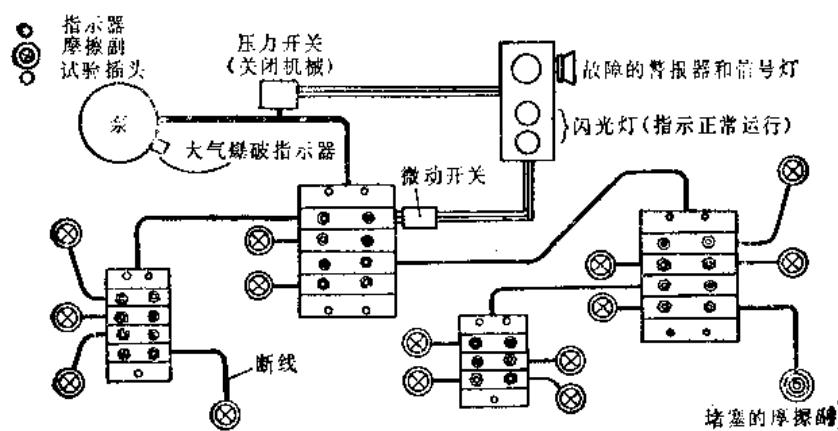


图7-2-107 单线顺序式干油集中润滑系统

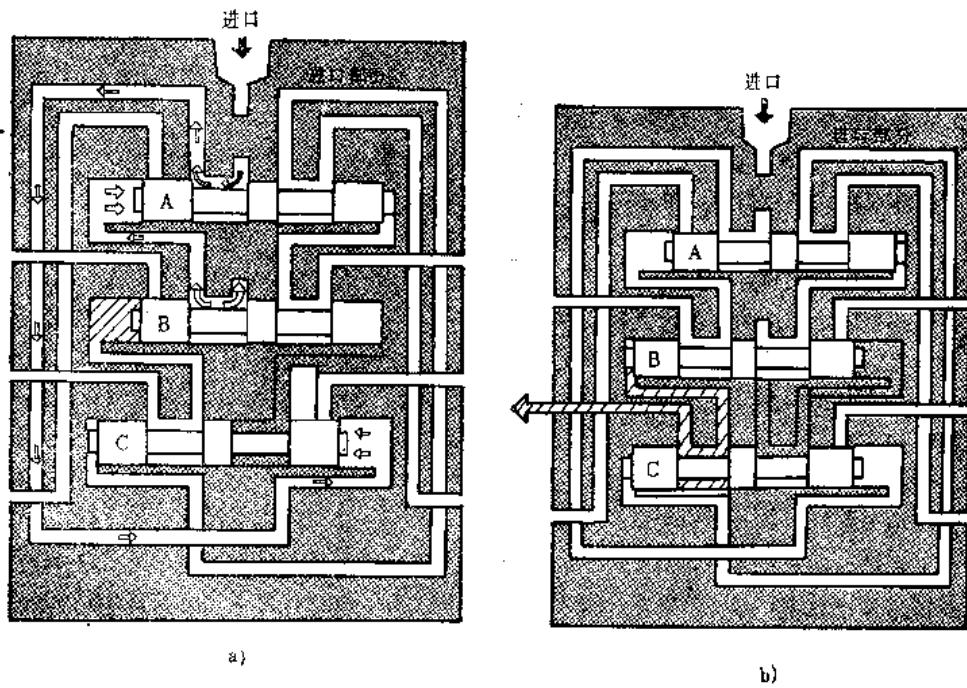


图7-2-108 定量装置工作原理

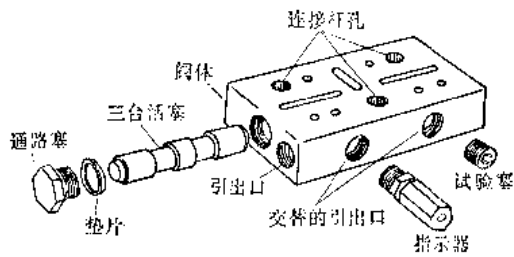


图7-2-109 大型片式定量阀

(MX型)的示意图。

图7-2-110为这种小型片式给油器(定量阀)(M型)的示意图。

图7-2-111示出以上两型片式给油器装配成组的情况。从图可见,一套片式给油器组最少需用三件不同结构的给油器,以便于联接和装配。但最多

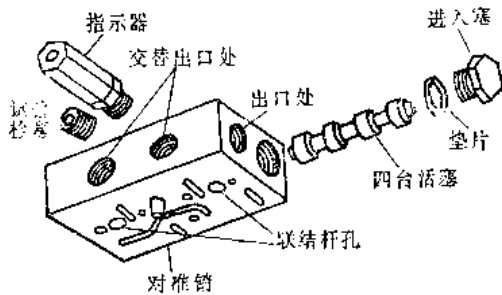


图7-2-110 小型片式给油器

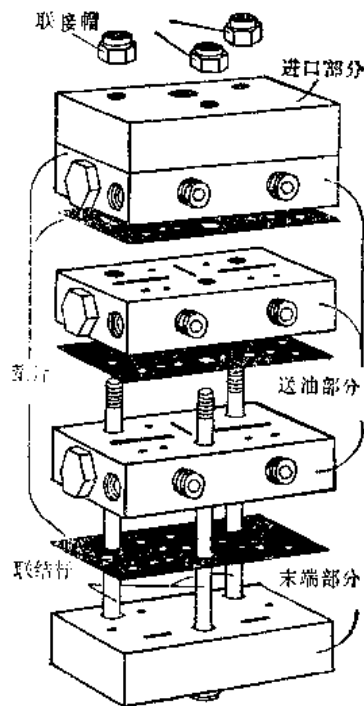


图7-2-111 片式给油器组

不超过六件。

③ 单线循环顺序式干油集中润滑系统 如图7-2-112所示,油泵送出的压力润滑脂经换向阀2

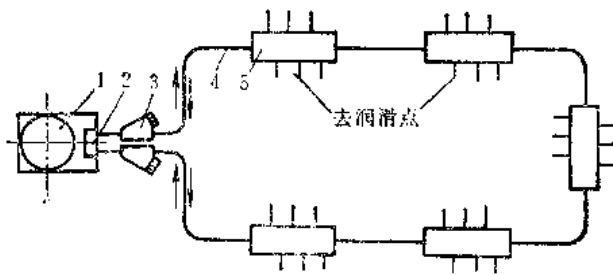


图7-2-112 单线循环式干油集中润滑系统

1—干油泵站 2—换向阀 3—过滤器
4—输脂主管 5—给油器

送入输脂主管，经 DL 型单线给油器，沿润滑脂供给方向，由近及远一个个定量地送到润滑点。当所有的给油器依次供脂完毕，压力润滑脂又回到油站的换向阀，推动滑阀换向，完成一个工作循环。第二个工作循环，输脂方向与一个循环方向相反，供脂顺序便颠倒过来，即原来最后工作的给油器这次是最先工作。只要油泵不停地压送出润滑脂，此系统即按上述工作循环依次向润滑点定量供送润滑脂。

该系统所使用的 DL-26 型给油器如图 7-2-71 所示。

④ 多点干油泵与单线片式给油器联合使用的干油集中润滑系统 多点供油脂的干油集中润滑系统有两种型式，一种是采用多点干油泵经输脂管线直接与润滑点连接。另一种如图 7-2-113 所示，它是由多点干油泵和单线片式给油器联合组成的干油集中润滑系统。就是用 DDB-10 型多点干油泵的 10 个出油口，每个出油口接一个片式给油器后，再接到润滑点。如果采用三片组合则供应六个润滑点，这样由原来只能供给 10 个润滑点的双点干油泵，就可增加到供应 60 个润滑点。这种方法可以根据摩擦副

的具体情况灵活使用。

但这种系统未能被广泛采用，主要是该系统的油管线路较多，使安装维护、检修均受到影响。

(5) 润滑脂（干油）喷射润滑系统

1) 性能和用途 干油喷射润滑和油雾润滑一样，也是依靠压缩空气为动力的一种润滑方式。由于干油的粘度太大，它是靠单独的泵（干油站）来输送油脂的。油脂在喷嘴与压缩空气汇合，并被吹散成颗粒状的油雾，随同压缩空气直接喷射到摩擦副表面进行润滑。它的显著特点是润滑剂能够超越一定的空间，定量、定

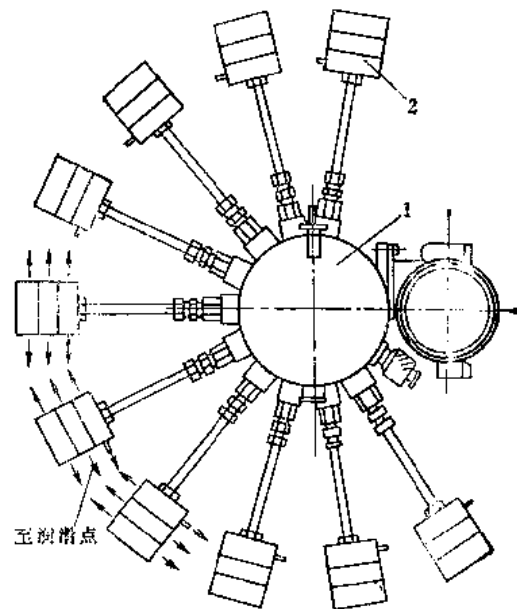


图7-2-113 多点干油泵与单线片式给油器组成的干油集中润滑系统

1—DDB-10 型多点干油泵 2—PSQ 型片式给油器

表7-2-73 GSZ 型干油喷射润滑装置技术性能表 (JB/ZQ4539-86)

型号规格	喷嘴数	空气压力 (MPa)	给油器每 循环给油量 (mL)	喷射带 长×宽 (mm)	L (mm)	l (mm)	重量 (kg)	单位面积给油量 (g/cm ²)
GSZ-2	2	0.45~0.6	1.5~5	200×65	520	240	49	6.045
GSZ-3	3			320×65	500	260	52	
GSZ-4	4			450×65	600	280	55	
GSZ-5	5			580×65	730	345	60	

注：标记示例：空气压力为 0.45~0.6 MPa，喷嘴数为 2 个的干油喷射润滑装置，

GSZ-2 喷射装置。JB/ZQ4539-86

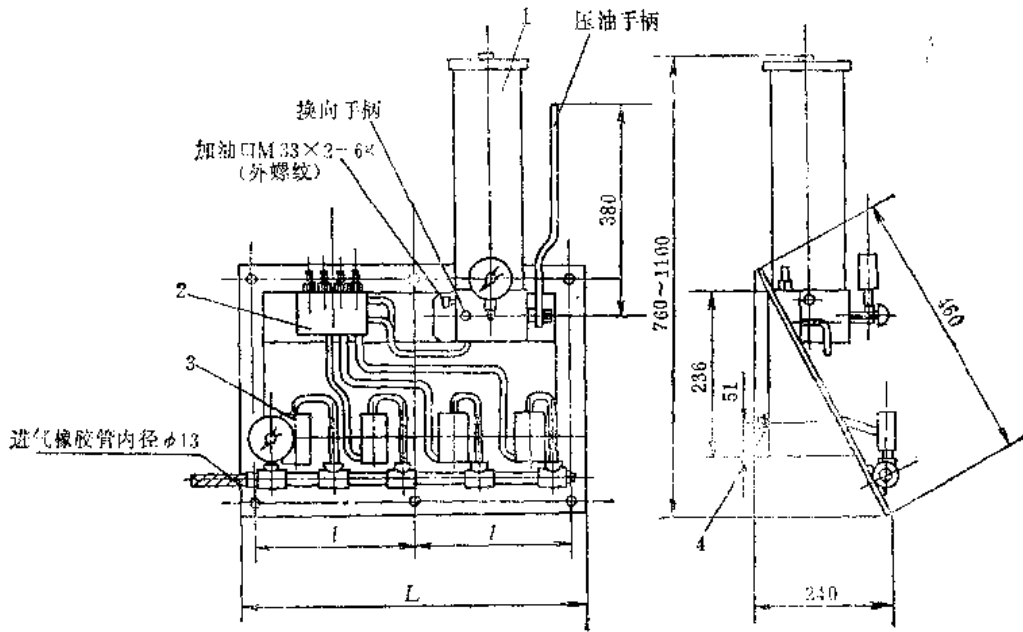


图7-2-114 GSZ型干油喷射润滑装置

1—手动干油站 2—双线给油器 3—控制阀 4—喷嘴

向而均匀地投到摩擦表面。它不仅使用方便，工作可靠、用油节省，而且在恶劣的工作环境下，也能获得较好的润滑效果。

这种干油喷射方法特别适用于冶金、矿山、水泥、化工、造纸行业的大型开式齿轮（球磨机、挖掘机、高炉布料器等）以及钢丝绳、链条的润滑。

国产GSZ型干油喷射装置的技术性能列入表7-2-73中。

2) 结构与工作原理 GSZ型干油喷射润滑系统如图7-2-114所示。它是由手动干油站1、双线给油器2、控制阀3、喷嘴4等主要元件组成。

润滑脂从手动干油站1送出，经双线给油器2到达控制阀3，在油脂压力作用下，顶开控制阀中的单向阀，使压缩空气和润滑脂分别从上下孔道进入喷嘴4，然后喷向润滑部位。

双线给油器起定量给脂的作用，其工作原理见前面所述。

控制阀的结构如图7-2-115所示。当油脂从阀体下部进入后，推动柱塞1向上，打开通道a，同时顶开钢球2。压缩空气则经过小孔c进入阀体

上的环形槽d，并通过喷嘴与环形槽重叠的三个斜孔b喷出。与此同时，油脂从喷嘴中心孔e排出，在压缩空气压力作用下，油脂即被吹碎成雾状，呈圆锥形向前喷出。

喷射圆锥角的大小与喷嘴出口孔径和空气压力的大小有关。在喷嘴出口孔径一定时，压缩空气压

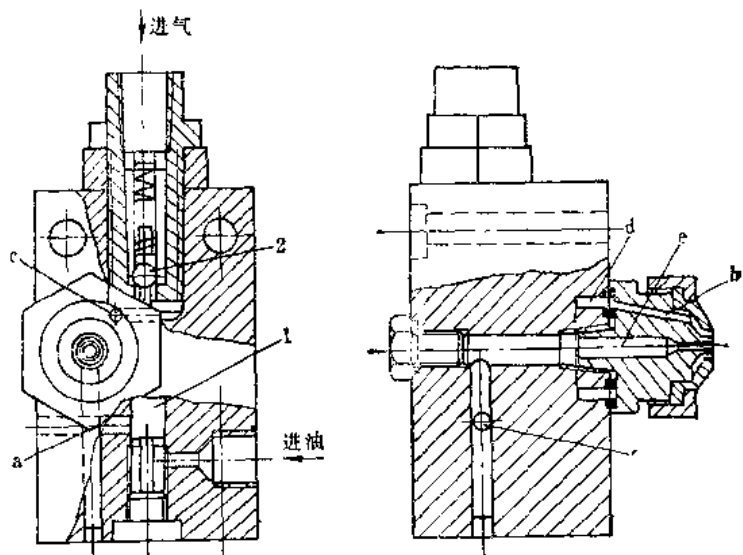


图7-2-115 控制阀及喷嘴结构图

1—柱塞 2—钢球

表7-2-74 喷射特性与空气压力的关系

空气压力 (MPa)	每支管每循 环给油量 (mL)	喷嘴距润滑 面的距离 (mm)	润滑面上的 油膜直径 d (mm)	油膜厚度 (mm)	喷射颗粒直径 (μm)	喷射圆锥角 θ°
0.45	3	200	$\phi 135$	0.5	0.15	$\approx 41^\circ$
0.5	3	200	$\phi 115$	0.8	0.13	$\approx 38^\circ$
0.6	3	200	$\phi 115$	1.0	0.12	$\approx 36^\circ$

力大则喷射圆锥角小，反之圆锥角大。表7-2-74为在不同空气压力下的实验数值。

3) 干油喷射润滑装置的安装 干油喷射装置的使用效果与正确安装有很大关系。首先，应使摩擦副需要润滑的范围全部包含在喷射带内。如果安装一个喷射嘴不能满足要求时，须用几个喷嘴结合起来，达到所需要的润滑面积。

图7-2-116为采用4个喷嘴工作时喷射带的有效面积(图中阴影部分)。

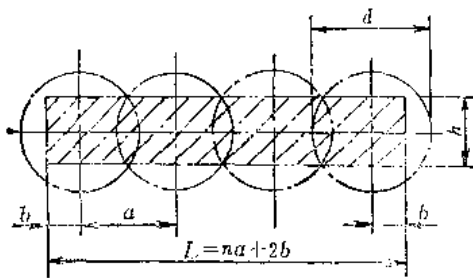


图7-2-116 喷射带的有效面积

喷射带宽度 h ，在空气压力一定时，它和喷嘴之间的距离有关。可以用下式表示：

$$h = \sqrt{d^2 - a^2}$$

$$b = \frac{a}{2} - 5$$

由实验得知，当气压在0.44MPa时， $d = 150$ mm；喷嘴与被润滑面间的距离为200mm；喷嘴间距 $a = 135$ mm的情况下，其润滑状况为最佳。

对于齿轮润滑，喷嘴的安装位置应通过计算才能确定其最佳工作位置。所谓最佳工作位置是指：①油脂必须全部喷涂在齿的表面上；②喷在非啮合面上的油脂为最少。

根据实验得知，当压缩空气压力为0.44MPa；喷嘴至齿轮分度圆与喷嘴中心线交点的距离为200mm；喷射中心线与节圆的交角为 30° ；喷嘴喷射圆

锥角 $\theta = 41^\circ$ (油脂雾化最好，颗粒小而致密)时，是最理想的工作状态。

图7-2-117为润滑齿轮时喷嘴的最佳位置。

喷嘴安装位置的正确，不但能起到良好的润滑作用，而且还能节省润滑脂的消耗。如图7-2-117所示，当 α 角增大时，就会使一部分油脂喷到齿轮以外而浪费掉。

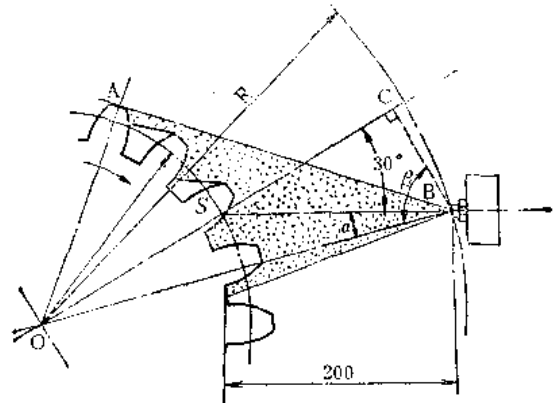


图7-2-117 喷嘴安装位置图

另外，在机器结构和安装条件许可的情况下，为提高润滑的可靠性（特别是在传动比较大的情况下）要尽可能将油脂喷在小齿轮的啮合面上。如果齿轮需要正反向旋转，则应在两个旋转方向单独装设喷嘴。喷嘴如果不能安装在齿轮的下半部时，要注意避免齿轮上的油脂滴落在喷嘴上，以防影响喷嘴的正常工作。

如果设备的空间位置较小，不能容纳整套喷射装置时，可将喷嘴卸下来单独安装，手动干油站和其他部分则可另外安装在便于人员操作的地方。其间可用高压橡胶软管或钢管连接，效果是一样的。

对于有保护罩的开式齿轮，要在适当的位置开设窥视孔，以便随时检查齿面润滑状况。

4) 干油喷射润滑系统的操作与维护 在新安装或经过检修的传动装置投入运转前，都要在被润

滑的表面上均匀地涂抹一层与喷射装置相同的润滑脂。因为在第一次运转时，干油喷射系统还不能立即提供充分的润滑脂，需要用人工预涂。使用喷射装置时，还应当注意：

- ① 使用的油脂必须是经过过滤的、质地均匀的、针入度适当的油脂。
- ② 压缩空气必须保证足够的压力（即不低于0.44MPa），空气应保持清净和干燥。
- ③ 手动干油站的最大工作压力应保持在6.9MPa以下。
- ④ 储油脂筒要保持有足够的润滑脂，不允许抽空。
- ⑤ 要定期检查被润滑的齿轮面是否得到充足的润滑脂。
- ⑥ 整个喷射装置必须定期清洗，确保系统畅通灵活。

第3节 设备润滑系统常见故障的检修

（一）润滑系统故障的一般原因

设备在运转过程中，常因润滑系统出现故障致使设备各个机构润滑状态不良，性能与精度下降，甚至造成设备损坏事故。

设备润滑系统发生故障的原因很多，通常可归纳为设计制造、安装调试、使用操作和保养维修不当等原因而引起的设备失效，分述如下。

1. 机械设计制造方面的原因

在设计制造上容易造成润滑系统故障的原因常有：

（1）设备润滑系统设计计算不能满足润滑条件 例如某种摇臂钻床主轴箱油池设计得较小，储油量少，润滑泵开动时油液不足循环所需，但当停机后各处回油返流至油箱后，又发生过满而溢出。一些大型机床润滑油箱散热性差，使润滑油粘度波动大，甚至高温季节发生润滑不良。齿轮加工机床润滑系统与冷却系统容易相混，使油质污染劣化。

（2）产品更新换代时未对传统的润滑原理与落后的加油方法加以改造，如有些机床改造后重要的导轨面或动压轴承依然用手工间歇加油润滑，机床容易出现擦伤损坏。

（3）对设备在使用过程中的维修考虑不足

一些暴露在污染环境的导轨与丝杠缺乏必要的防护装置，油箱防漏性差或回油小于出油，或加油孔开设不合理等，不仅给日后维修造成诸多不便，也易发生故障。

（4）设备润滑状态监测与安全保护装置不完善 对于简单设备定时定量加油即可达到要求，但对于连续运转的机构应设有油窗以观察来油状况。而一些大型轧钢连续生产线，当轧辊轴承供油不正常时，欠缺必要的报警信号与电气安全联锁装置。

（5）设备制造质量不佳或安装调试得不好 零件油槽加工不准确，箱体与箱盖接触不严密，供油管道出油口偏，油封装配不好，油孔位置不正，轴承端盖回油孔倒装，油管折扁，油管接头不牢，密封圈不合规格等都将成为润滑系统的故障。

2. 设备保养维修方面的原因

设备在使用过程中，保养不善或检修质量不良，是润滑系统发生故障最主要的原因。这些问题与企业设备管理体制不健全，设备润滑“五定”规范贯彻执行不认真，维修人员（含润滑工人）与设备操作者的技术素质都有密切关系。特别是一些大型现代化设备润滑系统比较复杂，要求也较严格，更容易发生故障。常见故障原因有以下几种：

（1）不经常检查调整润滑系统工作状态 即使润滑系统完好无缺的设备，在运转一定时间之后，难免存在各种缺陷，如不及时检查修理，就会成为隐患，进而引起设备事故。

（2）清洗保养不良 不按计划定期清洗润滑系统与加油装置，不及时更换损坏了的润滑元器件，致使润滑油中夹带磨粒，油嘴注不进油，甚至油路堵塞。一些负荷很重、往返运动频繁的滑动导轨，油垫储油槽内的油毡因长期不清洗而失效，结果使导轨咬粘、滑枕不动。一些压力油杯的弹簧坏了，钢球不能封闭孔口；利用毛细管作用，均匀滴油的毛线丢失或插入不深等等，这些润滑元器件都应在日常保养中清洗或更换。

（3）人为的故障 不经仔细考虑随意改动原有润滑系统，造成润滑不良的事故也有发生。某厂一台大型龙门刨床，床身导轨润滑泵的吸油滤油器，原设计要求泵前滤网过滤精度为60目，因油脏容易堵塞，维修人员改为较粗的40目滤网后，结果大颗粒的铁屑进入润滑系统中，使导轨严重磨损。一般拖板都设有防屑保洁毡垫，要求压贴在与之相对的导轨表面，但有些企业对之长期不洗，任其发

硬失效或洗后重装时不压贴。

(4) 盲目信赖润滑系统自动监控装置 设备润滑状况监控与联锁装置常因本身发生故障或调整失误而失去监控功能, 因而不发或错发信号。因此, 要定期检查调整润滑监控装置, 只有在确信其工作可靠的前提下, 才可放心地操作设备。

以上主要是从设备故障表面现象加以分析, 实际生产中, 许多故障产生的原因是综错复杂的, 有些故障直接原因是保养不良, 但包含有润滑系统设计不合理或制造质量欠佳, 或是选择润滑材料不当, 或是机械零部件的材质与工艺存在问题等因素。因此, 对具体故障要作具体分析, 从实际找出, 找出主次原因, 采取有效易行的故障排除方法。必要时对反复发生故障的原来的润滑系统加以改进, 以求更臻完善。

(二) 加油元件、润滑装置及润滑系统常见故障的检修

1. 加油元件常见故障的检修

(1) 油环 可分式活动油环由两部分组成, 轴在转动过程中, 其连接处可能发生跳动, 使润滑装置受损, 且有松脱的危险, 故应定期检查修理。油环润滑要求油箱油面有一定高度, 使油环浸过其直径 $1/6 \sim 1/5$ 。当油面过低时, 带进轴承的油量不足, 发生润滑不良, 甚至完全失效; 反之, 油面过高, 油液受到激烈搅拌 (特别是随轴旋转的固定油轮), 使油箱发热, 也会产生润滑故障, 故应经常保持规定的油面高度。

(2) 油杯 三种型式压注油杯都是由弹簧顶住小钢球遮蔽加油孔, 以防止尘埃落入杯中。这种油杯结构简便, 且效果好, 使用非常广泛, 但也经常出现弹簧卡死, 钢球遮蔽不严, 脏物易积集孔中而堵塞, 偶或钢球脱出, 使油孔外露。因此, 要正确使用加油工具, 及时修复或更换已损坏的油杯。

(3) 弹簧盖油杯 利用毛线油芯的毛细管原理, 使杯中油液缓慢不断地进入摩擦表面。常见故障是油芯脏污或油芯插入油芯管中太浅, 或者因油芯材料缺少而用棉纱代替, 都将影响流油量。

(4) 针阀式注油杯 针阀式注油杯是利用针阀锥面间隙调节滴油量大小, 可根据设备运转强度调整间隙量大小, 并由爪形固定针阀锥体。当设备使用日久, 油中的胶质粘附锥体或脏物积聚在针阀出口, 间隙逐渐变小, 流油量也随之减少, 甚至

无油滴出, 造成零件干磨损坏, 故应经常清洗和调整油杯。

2. 润滑装置常见故障的检修

(1) 齿轮油泵常见故障及其消除方法 齿轮油泵常见故障及其消除方法见表7-3-1所示。

表7-3-1 齿轮油泵常见故障及其消除方法

故障现象	原因分析	消除方法
噪声大, 压力波动大	1) 泵体与泵盖接触面平面度不好, 或者有毛刺, 使旋转时有空气吸入	1) 若泵体与泵盖平面度不好, 可在平板上用金钢砂研磨, 使平面度不超过 0.005mm 。若有毛刺, 可用油石磨掉或加纸垫
	2) 卸荷槽位置开的不	2) 更换泵盖或修正卸荷槽
	3) 内轮齿形精度不高, 齿面磨损或研伤	3) 调换齿轮或对齿轮进行修正
	4) 滤油器被脏物堵塞或吸油管口贴近滤油器底面	4) 清除污物, 移动吸油管口位置, 使其距滤油器底面三分之二高度处
	5) 吸油管口露出油面, 油泵吸油位置太高	5) 吸油管应深入油池, 只许低于液面, 吸油口至油泵的垂直高度不得超过 500mm
	6) 传动轴上骨架式回转轴唇形密封圈损坏或密封圈内弹簧脱落	6) 更换密封圈, 避免空气吸入
	7) 泵与连接电动机的联轴器不同轴或有松动	7) 调整联轴器使两者同轴度误差不超过 0.2mm ; 更换联轴器中已损坏或失效的零件
	8) 内轮轴各部分不同轴或轴已弯曲, 轴承已损坏	8) 更换齿轮轴或进行修复, 更换已损坏的轴承并调整使其适度
流量不足, 压力上不去或压不出油, 容积效率降低	1) 齿轮磨损使轴向间隙或径向间隙过大, 内泄漏严重	1) 修复零件, 调整间隙, 使轴向间隙保持 $0.03 \sim 0.04\text{mm}$
	2) 油粘度太大或油液温度升高使得油粘度太低	2) 校正粘度, 可考虑选用粘温性较好的油
	3) 液压补偿钢板失灵	3) 更换密封圈
	4) 各联接处泄漏引起空气混入	4) 紧固各联接处螺钉, 检查密封圈安放是否正确
	5) 压力阀的阀芯在阀腔内移动不灵活	5) 检查并调整压力阀

(续)

故障现象	原因分析	消除方法
流量不足, 压力上去或压不出油, 容积效率降低	6) 吸油高度太大, 超过油泵允许最大吸入高度 7) 吸油口和排油口接错 8) 吸油管堵塞 9) 电动机运转方向反了 10) 泵内没有灌注油 (专指大流量的XCB型斜齿轮泵)	6) 降低吸油高度, 提高吸油面或补充油液 7) 重接吸、排油口的接管 8) 检查、修理、清除堵塞 9) 检查、调换电动机接线 10) 拧开泵体顶部螺堵并向吸油室内灌油
油泵旋转不灵活	1) 装配时盖板与轴不同轴, 滚针质量差, 滚针折断, 滚针轴承不干净, 齿轮有毛刺, 轴上的螺栓紧固脚太长 2) 轴向或径向间隙过小 3) 油液中污物吸入泵内	1) 根据检查出的不同情况, 逐项加以处理 2) 修理有关零件并调整间隙 3) 严防污物进入油池, 加强过滤, 保持油液清洁
密封塞子被压出	1) 压盖堵塞了前后盖板的回油通道, 造成回油不畅, 压力升高 2) 管架油封与泵的前盖配合过松 3) 泄漏通道被污物堵塞	1) 重新装配压盖, 使回油通道畅通 2) 调整或更换管架油封 3) 清除污物, 消除堵塞
排油压力高, 靠不下来	1) 排出管路堵塞 2) 排出管路的阀门未开或开的不大 3) 油太脏引起堵塞 4) 冬天油温低, 润滑油粘度大	1) 清洗、通畅管路 2) 开启关闭的阀门 3) 加强过滤和更换润滑油 4) 加热油液
泵的密封部分渗漏、混入空气	1) 压盖没有压紧 2) 密封圈失效 3) 密封结合面不平、有毛刺 4) 结合面的衬垫损坏	1) 拧紧压盖螺栓 2) 更换密封圈 3) 研平结合面、磨去毛刺 4) 更换衬垫

(2) 回转活塞油泵常见故障及其消除方法
回转活塞油泵常见故障及其消除方法见表 7-3-2 所示。

表7-3-2 回转活塞油泵常见故障及消除方法

故障现象	原因分析	消除方法
油压升不高, 油泵不向外送油	1) 油泵反转 2) 吸油管路堵塞	1) 调换电动机电源接线 2) 清洗并通开堵塞的吸油管路
油压增高后突然降落	调压弹簧失效	重新装配或更换弹簧
内活塞销轴断裂, 油压突然降落, 油泵运转声音异常	曲线槽不在销轴轴心的圆弧上, 因此销轴与槽板上的曲线槽反复摩擦造成磨损	拆开油泵, 按图纸检查, 将槽板曲线槽按正确尺寸修理; 更换已磨损的销轴
油压油量调整不高, 调节阀不正常	曲线槽圆弧不正, 使销轴移动受到限制, 偏心距调不大	拆开油泵, 按图检查各部尺寸是否相符, 并将不正确部位加以修整
油泵经过短期运转后, 电动机声音沉重, 油泵转子与泵体发生摩擦	转子与泵体外壳间隙太小, 转子与外壳材质不同, 运转后温度升高, 因膨胀系数不同而使间隙减小, 甚至抱住转子无法转动	检查转子与外壳间隙并进行研磨, 使间隙符合设计要求
旧式构造的泵调整连杆断裂, 油压、油量突然改变, 振动加剧	油压、油量调整过高, 输出的润滑油回油地通过安全阀返回油箱, 因此油压不稳定, 引起曲柄剧烈振动, 造成连杆断裂	重新更换连杆, 并检查各部件有无磨损现象, 然后加以处理

(3) 叶片油泵常见故障及其消除方法
叶片油泵常见故障及其消除方法见表 7-3-3 所示。

表7-3-3 叶片油泵常见故障及消除方法

故障现象	原因分析	消除方法
油液吸不上	1) 油液粘度过大, 使叶片移动不灵活 2) 油面过低, 油液吸不上 3) 叶片在转子槽内配合过紧 4) 泵体有砂眼, 进油液互阻	1) 油温低时, 适当提高油温, 调配或更换粘度较小的油 2) 把油加到油位线 3) 叶片和转子装配时, 要求每个叶片在转子槽内能灵活移动, 如果配合过紧, 则需要研磨叶片 4) 修补或调换泵体

(续)

故障现象	原因分析	消除方法
油液吸不上	5) 油泵旋转方向反了 6) 配流盘和泵体接触不良, 高低压腔互通 7) 花键轴断裂	5) 纠正泵的旋转方向, 并注意叶片前倾角度要正确 6) 修正配流盘的接触面(配流盘常因受压力而变形) 7) 更换花键轴
压力提不高, 压力表指针摆动很大	1) 吸入空气 2) 个别叶片移动不灵活 3) 配流盘与转子、叶片间轴向间隙过大 4) 叶片与转子装反 5) 叶片顶部与定子内壁接触不良 6) 配流盘内孔磨损	1) 检查吸入口及盖板处的泄漏情况以及吸油滤油网是否畅通 2) 检查叶片, 过紧的可单槽配合研磨处理 3) 检查配流盘端面间隙及是否凸凹不平, 可在板上推平; 如转子端面磨损, 应当与定子厚度相配 4) 纠正转子和叶片的方向 5) 在专用工具上将定子内壁磨损处抛光 6) 调整端面, 或在平板上用金刚砂推研或更换配流盘
油量不足	1) 配流盘与转子、叶片间轴向间隙过大 2) 转子槽与叶片间隙过大 3) 叶片与定子接触不良 4) 叶片与定子表面间径向间隙过大	1) 转子宽度小于定子宽度, 叶片宽度小于转子宽度, 配流盘过凹, 后盖没有紧固, 应当适当调整上述配合零件间隙 2) 根据转子槽单配叶片间隙 3) 定子磨损一般在压油腔, 可转动180°再装上(即将吸油腔变作压油腔) 4) 调换新的叶片。转子轴颈磨损后, 单配配流盘的孔径
噪声异常	1) 叶片高度不一致 2) 定子内圆曲线不良 3) 转子和叶片松紧不一致, 个别叶片在槽内卡死	1) 同一个叶片泵的一套叶片的长度差应保持最小, 最好不超过0.01mm 2) 定子内圆曲线要在专用工具上抛光 3) 检查转子叶片槽内的叶片是否灵活, 配研个别卡死的叶片

(续)

故障现象	原因分析	消除方法
噪声异常	4) 配油盘产生闭油现象 5) 配流盘垂直度不良, 叶片垂直度不良 6) 主轴油封过紧, 手摸轴及端盖有烫手现象 7) 叶片倒角太小	4) 配油盘节流开口必须保持相邻两叶片这种关系, 即当一片经过节流槽时, 另一片开启, 按此关系修正 5) 校正配流盘及叶片的垂直度 6) 适当调整油封 7) 原叶片一侧倒角为 $0.5 \times 45^\circ$, 可增大为 $1 \times 45^\circ$, 其目的是在叶片运动时减小突变, 减轻噪声

(4) 离心泵常见故障及其消除方法 离心泵常见故障及其消除方法见表7-3-4所示。

表7-3-4 离心泵的常见故障及消除方法

故障现象	原因分析	消除方法
启动后轴不出油	1) 吸入管连接处漏气 2) 胶管磨损, 有孔漏气 3) 泵体内油液不修 4) 过滤器沉入油液深度不够 5) 进油口吸入高度太大	1) 紧固吸入管连接处 2) 更换胶管 3) 将泵体内充满油液 4) 应将其全部放入油液中 5) 降低吸入高度, 使其不超过6m
泵的抽油量不足	1) 过滤器阻塞 2) 扬程太大(太高) 3) 油管上局部阻力太大 4) 叶轮气蚀磨损或锁环 5) 空气从密封处进入泵内 6) 泵体内可拆卸板磨损	1) 清理过滤器 2) 降低扬程 3) 消除油管扭曲现象及堵塞情况 4) 消除叶轮上的脏物或修理更换叶轮 5) 更换密封圈 6) 更换可拆卸板
泵停止工作时, 油液不能保持在泵内	止回阀磨损或阻塞	消除污垢、修理止回阀, 并使阀板与吸入套管紧密相贴

(5) 润滑油过滤器常见故障及其消除方法

润滑油过滤器常见故障及其消除方法见表 7-3-5 所示。

表 7-3-5 润滑油过滤器常见故障及消除方法

故障现象	原因分析	消除方法
过滤精度达不到设计要求	1) 过滤材料(介质)损坏 2) 烧结式滤筒颗粒脱落 3) 过滤器件装配不好, 进出滤芯密封不严密 4) 网式过滤器介质选择不当 5) 磁性过滤器流速过快或很脏	1) 检查修补或更换 2) 更换滤筒 3) 检查重装过滤器 4) 按钢丝网100目/英寸为精度 0.12mm, 180目/英寸为0.08mm 检查、更换滤网 5) 调整流速为0.23~0.66m/s; 消除吸附在磁块上的铁屑
过滤器的通过能力下降、过滤压力损失大	1) 过滤器脏, 孔隙(线隙)堵塞 2) 油液老化的胶质粘在滤孔周围, 减少通过面积 3) 选用的油液粘度过高或气温下降, 使油液变粘稠 4) 刮板式过滤器堵塞严重 5) 夹持滤网的内外骨架孔没有对齐 6) 永磁过滤器磁块碎裂	1) 进出口压差超过额定值(一般少于 $0.5 \times 10^6 \text{MPa}$) 应清洗或更换滤芯 2) 用溶剂洗除胶质, 无法洗除者应更换过滤器 3) 选择适当粘度的油液; 寒冷地区(季节)要加热油液 4) 勤转动刮板, 清除脏物, 如仍不理想, 应拆开清洗吹干 5) 重新装配使之孔眼对齐 6) 检查更换
油泵吸油管口过滤器吸油不顺畅	装配不良	重新装配, 使吸油管口距过滤器网底面保持2/3高度为宜

(6) 冷却器常见故障及其消除方法 冷却器常见故障及其消除方法见表 7-3-6 所示。

表 7-3-6 冷却器常见故障及其消除方法

故障现象	原因分析	消除方法
进排水温差小、压差大, 冷却效果不佳	1) 气泡阻隔, 热交换不好	1) 按开冷却器步骤重新开动, 以除去铜(铝)管外壁附着的气泡

(续)

故障现象	原因分析	消除方法
进排水温差小、压差大, 冷却效果不佳	2) 管壁水垢厚, 管孔通过截面减少, 且也不利于热传递	2) 用化学-物理方法除去管壁水垢, 根据水质情况定期除垢, 或使用软水剂、永磁软水装置等
冷却水中带油	热交换管(板)渗漏	找出漏点修补或粘补; 管口与管板不严, 可用扩孔法修理, 必要时将漏管拆除(但不多于管总数10%), 然后将管口板孔堵死

(7) 离心净油机常见故障及其消除方法 离心净油机常见故障及其消除方法见表 7-3-7 所示。

表 7-3-7 离心式净油机常见故障及其消除方法

故障现象	原因分析	消除方法
转筒实际转速低于额定转速	1) 摩擦联轴器的楔形磨损, 间隙过大 2) 摩擦联轴器打粉, 摩擦部位粘上油脂及脏物, 接触不良 3) 电源电压太低	1) 更换刷皮, 调整间隙 2) 将油脂及脏物清洗干净, 调整联轴器 3) 检查电源电压及电动机接线方法是否正确
油净化程度差, 油浑浊, 颜色发暗	用澄清法时, 转筒内分离出的水很快充满	打开转筒进行清洗, 并检查油中含水量。如果含水量过多, 应改为净化法先降水
净化能力低, 效果不好, 分离出的水中含有大量的油	1) 油、水混合, 呈乳化状态 2) 油温过低, 使粘度太大 3) 油中含水及杂质量超过规定3% 4) 净渣上单位置太低, 净油流入集水室	1) 取样化验, 根据标准更换新油(或将变质的油再生处理) 2) 提高油温至55~65°C, 以降低油的粘度; 检查电加热器的电源电压及接线是否正确 3) 先加热沉降杂质, 再进行净化 4) 重新调整转筒位置
净化能力低, 用分离法净油时, 油和水一起流出	1) 水封失效 2) 脏油进入量过大、不均匀 3) 选用了不合适的流量孔板	1) 重新向转筒注入热水, 形成良好水封 2) 适当调整进油阀门, 使油流速连续、均匀进入 3) 更换较小内径的流量孔板

(续)

故障现象	原因分析	消除方法
净油机工作时, 座盘内出现水和油	1) 转筒盖下的密封胶圈破裂或膨胀失效 2) 转筒的压紧螺母松动	1) 更换密封胶圈 2) 拧紧压紧螺母
净油室内进水	转筒装置太高	调节止推轴承的高度
转筒振动异常	1) 在转筒内壁上沉积的渣不均匀 2) 立轴颈部轴承或减振器弹簧不正常	1) 清洗转筒 2) 更换弹簧, 并调整正确
润滑泵出口压力过低	齿轮泵的齿轮端面与端盖之间的间隙太大 (参阅表7-3-1)	调整并减少齿轮侧面与端盖的间隙

(8) 阀常见故障及其消除方法 阀常见故障及其消除方法见表7-3-8所示。

表7-3-8 阀常见故障原因分析及消除方法

故障现象	原因分析	消除方法
不起安全作用	1) 阀芯卡死 2) 弹簧太紧 3) 进出口反接	1) 修至活动自如 2) 调整弹簧压力 3) 重装拧紧
主油管压力低于正常压力, 且噪声大	1) 阀芯与阀体接触不良 2) 脏物使阀芯接触不严	1) 修理接触表面, 使之光滑吻合 2) 清洗除去外来杂物油污等
压力突然下降	弹簧断裂	检查更换弹簧
投油通过	进出口反接	检查重装
油流阻力太大, 有撞击噪声	弹簧太紧不灵活	调整弹簧压力
逆向泄漏超允许值	阀芯(片)与阀口接触不良	检修接触表面, 清除油污杂物
螺纹泄漏	密封不良	垫好密封环拧紧螺母堵漏

(9) 气动加油(脂)泵常见故障及其消除方法 气动加油(脂)泵常见故障及其消除方法见表7-3-9所示。

表7-3-9 气动加油(脂)泵常见故障分析及消除方法

故障现象	原因分析	消除方法
气动加油泵的流量明显降低	1) 进油活门卡死 2) 活塞与活塞杆之间的月形槽通道被污物卡住 3) 油缸活塞行程之换向顶杆的位置不对	1) 拆开检查、清洗 2) 拆开检查、清洗 3) 检查后, 重新调整换向顶杆的固定位置, 以保证油缸活塞行程符合要求
气动加油泵换向不灵	1) 换向气阀被污物卡住 2) 电磁铁芯孔与分配活塞杆有摩擦阻碍 3) 空气滤清器未正常工作	1) 拆开检查、清洗 2) 拆开检查并消除摩擦阻碍, 并检查电气线路完好 3) 检查, 清洗空气滤清器
气动加油泵压力上不去	1) 气缸或油缸与其活塞的间隙过大 2) 送油管路或气路有泄漏	1) 更换活塞, 调整间隙 2) 检查泄漏, 及时堵漏

(10) 润滑油箱常见故障及其消除方法 润滑油箱常见故障及其消除方法见表7-3-10所示。

表7-3-10 润滑油箱常见故障与消除方法

故障现象	原因分析	消除方法
油箱故障(即非设计或制造的漏油)	1) 油箱透气帽盖堵塞, 运转中油箱自然增压, 箱内气压大于外界 2) 油面超过油标最高刻度线 3) 油箱上盖或其它盖板日久变形, 使间隙增大 4) 盖板垫纸破损, 原有密封胶发硬 5) 箱盖(法兰盖)与箱体之间有杂质, 使接处不严密 6) 回油管(孔)被脏物堵塞而漫出 7) 属于维修性的各种漏油原因	1) 找出透气孔不通原因改进之, 有些透气孔因内外套错位而关闭 2) 加油时需按油标规定油面高度加油 3) 用配刮方法使其接触均匀密封 4) 更换破损了的垫纸, 用密封胶重新涂接触面(先将残留的旧密封胶彻底刮除) 5) 每次揭开盖板(法兰盖)再盖(装)时, 应除去夹杂物, 除尽毛刺 6) 清理脏物, 采取保洁防锈措施 7) 及时更换损坏零件与密封装置

(续)

故障现象	原因分析	消除方法
油箱中含有水分	1) 切削液溅入或雨水漏入 2) 大气中的湿气通过透气孔“呼吸”进入箱内凝聚而成 3) 装有冷却器的油箱漏水	1) 检查箱体各孔板, 加强密封, 防止渗漏 2) 加强透气孔的过滤吸湿装置 3) 检查补焊漏处
油箱最高与最低油位不准	1) 油箱最高与最低油位指示信号失灵, 浮子渗漏下沉 2) 油箱藏在地坑, 油标难以看准	1) 检查液位控制器, 修理浮子漏缝 2) 在箱顶加装测油针, 定期取出观看

3. 润滑系统常见故障的检修

(1) 油雾润滑系统常见故障及其消除方法
油雾润滑系统常见故障及其消除方法见表7-3-11所示。

表7-3-11 油雾润滑系统常见故障及其消除方法

故障现象	原因分析	消除方法
油雾压力下降	1) 供气压力太低 2) 分水滤气器积水过多, 管道不畅通 3) 油雾发生器堵塞 4) 油雾管道漏气	1) 检查气源压力, 重新调整减压阀 2) 放水、清洗或更换滤气器 3) 卸下阀体, 清洗吹扫 4) 检修

(续)

故障现象	原因分析	消除方法
油雾压力升高	1) 供气压力太高 2) 管道有U形弯, 或坡度过小, 凝聚油堵塞管道 3) 管道不清洁, 凝缩嘴堵塞	1) 调整空气减压阀 2) 消除U形弯, 加大管道坡度或装设泄泄阀 3) 检查清洗
油雾压力正常, 但雾化不良, 或吹纯空气, 油位不下降	1) 润滑油粘度太高 2) 油温太低 3) 吸油管过滤器堵塞 4) 喷嘴堵塞 5) 油位太低 6) 油量针阀开启太大 7) 空气针阀开启太大, 压缩空气直接输至管道	1) 换油 2) 检查油温调节器和电加热器使其正常工作 3) 清洗或更换 4) 卸下喷嘴, 清洗检查 5) 补充至正常油位 6) 调节油量针阀 7) 调节空气针阀

(2) MWB型动静压滑动轴承润滑系统常见故障及其消除方法
MWB型动静压滑动轴承润滑系统常见故障及其消除方法见表7-3-12所示。

表7-3-12 液体静压支承调试中常见故障及其消除方法

故障	现象	原因	消除方法
建立不起完全液体润滑状态	启动供油系统后, 一般用手能轻松地转动(或移动)滑动件, 若转动不动或比不供油时更难转动, 说明某些地方金属直接接触	1) 油腔有漏油现象, 致使滑动件被顶在支承件一边, 金属直接接触 2) 节流器堵塞使某些油腔中无压力 3) 各个节流器的液阻相差甚大, 造成某些油腔的压力相差悬殊 4) 可变节流器弹性元件刚度太低, 造成一端出油孔被堵住 5) 向心轴承的同轴度或推力轴承的垂直度太差, 使轴承无足够的间隙	1) 检查各个油腔的压力是否正常, 针对漏油、无压力或压力相差悬殊的油腔采取措施 2) 调整各油腔的节流比 3) 保证润滑油的清洁 4) 合理设计节流器参数 5) 保证零件的制造精度和装配质量

(续)

故障	现象	原因	消除方法
油腔压力不稳定	主轴不转动时, 开动油泵后各油腔的压力都逐渐下降, 或某几个油腔的压力下降	1) 滤油器逐渐被堵塞 2) 油泵容量不够	更换润滑油, 清洗滤油器及节流器
	主轴不转动时, 各油腔的压力有抖动	1) 供油系统的压力脉动太大 2) 系统失稳	1) 检修油泵和压力阀 2) 调整参数, 使其在稳定范围内工作
	主轴转动后, 各油腔压力有周期性的变化	主轴转动时的离心作用	主轴部件进行动平衡
	主轴高速旋转时, 油腔压力有不规则的波动	1) 油腔吸入空气 2) 动压力的影响	改变油腔形式和回油槽结构
油膜刚度不足	节流比在公差范围内, 而油膜刚度太低	供油压力太低	提高供油压力, 对于可变节流器, 减小膜片厚度或减小弹簧刚度
节流比超出公差范围		1) 轴承的配合间隙超出设计要求 2) 节流器的间隙(或孔径)超出设计要求	1) 重配主轴, 适当加大或减小间隙, 此时若引起油膜刚度不足, 可提高供油压力 2) 同时调整轴承配合间隙和节流器参数
主轴拉毛或抱轴		1) 润滑油不清洁, 过滤器过滤精度不够 2) 轴承及油管内杂质未清除 3) 节流器堵塞 4) 安全保护装置失灵	1) 检修过滤器 2) 清洗零件 3) 维修安全保护装置
油腔压力升高		1) 油腔配合间隙太大 2) 油路有漏油现象 3) 油泵容量太小 4) 润滑油粘度太低	1) 重配主轴 2) 消除漏油现象 3) 选用容量较大的油泵 4) 选用合适粘度的润滑油
轴承温升太高	主轴运转一小时左右, 油池或箱体温度过高	1) 轴承间隙太小 2) 供油压力太高 3) 润滑油粘度太高 4) 油腔摩擦面积太大	1) 加大轴承间隙 2) 在承载能力及油膜刚度允许的条件下, 降低供油压力 3) 降低润滑油粘度 4) 减小封油面宽度
液击	在系统未达负刚度时, 发生剧烈振动	压力油通过节流器间隙时, 流速突然增大, 压力突然下降, 溶于油中的空气分解而释放出来形成气泡	1) 降低供油压力 2) 减小节流比 3) 增大润滑油粘度 4) 增大薄膜厚度 5) 改变管道长度

(三) 设备润滑控制与监测装置常见故障及其检修

现代机械设备润滑系统, 大都装有自动测控与安全联锁装置, 对其运行状态进行连续监测与调节, 对关键部位的润滑点工作情况昼夜监视, 并连续地发出信号, 提示人们随时了解设备运转过程中

润滑系统技术状态。一旦这些自动控制与监测装置本身发生故障, 必将造成严重的设备润滑事故。人们已经习惯依据而且信赖这些装置进行设备操作。因此, 对它们的可靠性应定期进行检查测试, 只有在确保信号无误的前提下, 才可根据其所发信号作出判断。

1. 流量监控装置

这是一种监测设备重要部件润滑油来油正常与否的装置，通常用继电器与主传动电路联锁实施保护见图7-3-1。这种装置结构形式有多种多样，但基本原理是：当供油中断（或流量不足）时，自动切断主电路，并有红色信号灯（或笛声）报警。只有在找出故障原因，并予排除，润滑系统供油正常后，才能恢复运转。但监控器有时也会出现误发信号，真假颠倒。

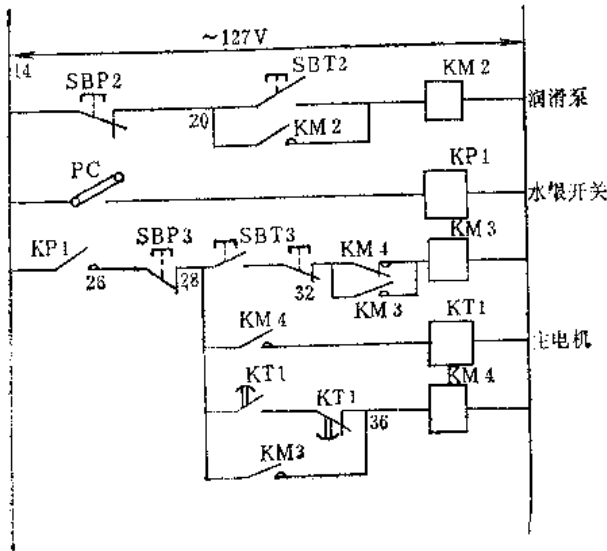


图7-3-1 流量监控联锁电路图

(1) 供油中断、但不报警，指示“润滑正常”的绿色灯仍亮。故障原因多是油脏，堵塞信号发生器，产生误动作。如图7-3-2是捷克K5000型立式车床回转工作台导轨润滑油监控原理图。在机床工作前，先起动润滑泵，当工作台导轨供油良好时，回油一部分流经监控勺1，利用简单的杠杆原理，当

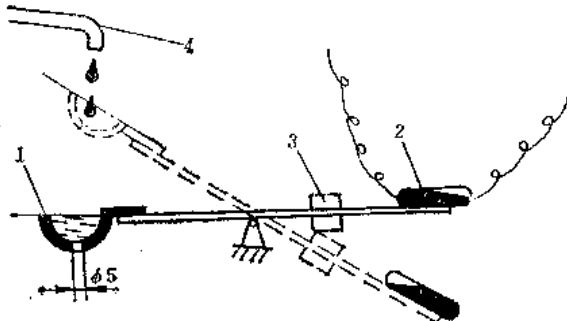


图7-3-2 立式车床润滑监控原理图

1—监控勺 2—水银开关 3—平衡块 4—导轨回油管

勺装满油后，重力下坠，支点的另一端装水银触点开关2上转，此时接通主传动电机电路，绿灯亮，工作台可以起动。一旦导轨来油量不足，流进勺1的油量少于勺 $\phi 5$ 油孔的流出量时，勺重减少，杠杆上事先调好的平衡块3使勺端抬起，水银触点开断，红灯亮，联锁主电机的控制继电器使电路切断，工作台自动停转。操作规程还规定：工作完毕后，先停主电机，后停油泵电机。某厂一项重大润滑事故，使立车的工作台内外两条环状大导轨严重烧伤，最深达3mm。原因是：监控勺的 $\phi 5$ 出油孔被脏物堵塞，勺内的油始终是满满的，因而水银开关总是接通，标志“润滑正常”的绿色指示灯也总是亮的。操作人员没有检查分析信号反常原因，工作台导轨断油也不知，只要工作台按钮能起动就行，结果造成这一重大研磨事故。

(2) 润滑系统工作正常，但监控器误报信号“润滑不正常”，红色指示灯亮，主传动电路断开。这是监控器故障出现另一假象。此类流量监控装置，多是采用浮子作感受器。例如：平面磨床主轴润滑油流量监控器，当来油量充足时，浮子上浮带动水银接触开关闭合，“润滑正常”的绿色指示灯亮，并由继电器接通主电机电路，进入工作状态。反之当油量不足时，浮子自重下沉，水银触点开断，红灯亮，主电路不通，设备自动停车。这种浮筒式油量

监控器发生故障的原因，主要是浮筒渗漏。由于铜片焊制或吹塑成形的浮筒是单个气室，日久渗漏就无法浮起，即使来油正常也会误报警，造成磨床工作无故障中断。某厂对3台这种浮子进行改进，方法是将单气室浮筒改用四个乒乓球粘合而成的四个独立气室的浮筒体，见图7-3-3，即使个别气室渗漏，也不会影响浮子的工作性能，更换也极方便。而且乒乓球密封质量高，耐油腐蚀，费用低，使用效果非常好。

(3) 突发性误报警，主传动运动中断片刻，随即恢复正常。M1040型无心磨床主轴箱装有TY83流量监控器，见图7-3-4。从主轴箱来的回油经孔进入监控器腔内，使浮筒5上浮，并推动水银开关触点闭合，接通砂轮电机电源，磨床正常工作。当主轴箱润滑不良，回油少于泄油孔7的排油量时，浮筒下降，水银触点断开，与之联锁的主电源断路，砂轮停转。发生误报信号故障的原因是：浮筒

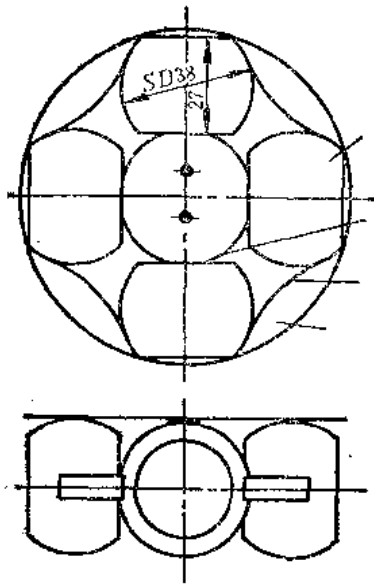


图7-3-3 四气室浮筒体
1—乒乓球气室

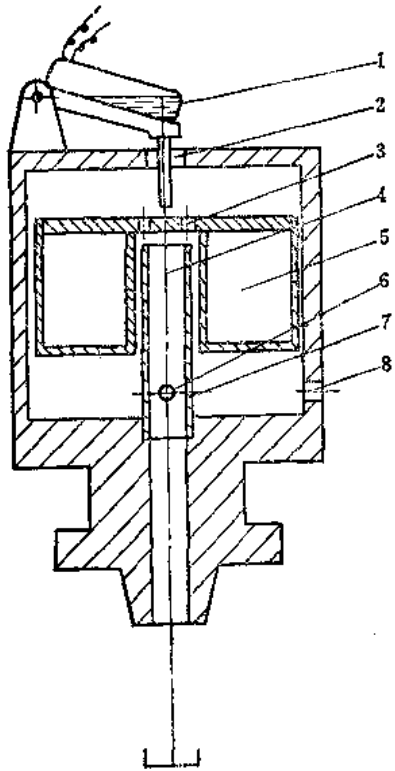


图7-3-4 TY83流量继电器原理图
1—水银开关 2—顶杆孔 3—气孔
4—磁流管 5—浮筒 6—泄油孔丝堵
7—泄油孔 8—回油进口

上的通气孔 3 被油中的泡沫阻塞，从溢流管 4 上口排出的大部分回油形成虹吸作用，器腔出现短暂负压，浮筒随油面骤然降落，水银触点断开，砂轮电机断电而突然停转。待到进入监控器腔的回油补充至再次将浮筒浮起时，又恢复正常状态。此外，当泄油孔丝堵 6 调节不当或被污物堵塞时，油面保持上限不落，浮筒始终处于上浮位置，即使主轴箱完全失油，监控器仍旧指示“润滑正常”。稍有疏忽，就会造成缺油研磨事故。处理的办法是，保持油的清洁，防止堵塞；调节润滑回油开关及泄流丝堵；加大气孔直径，避免气泡阻隔，使溢油时空气顺利补充室内。

(4) 润滑系统工作正常，但油流指示器有时失灵 在小型柴油机上，油流指示器装于进油管上，其工作原理见图7-3-5。油流指示器的阀杆，被压力油推升，当来油压力不足或流量减少时，阀杆在弹簧作用下回落。人们从透明的观察管上很容易判断液压泵工作正常与否。这种油流指示器，简易、实用、价廉，适宜装于各种中小型设备上，比普通油流观察孔方便可靠，其常见故障原因是指示器接头泄漏而失灵。其它油流指示器的故障原因如表7-3-13所列。

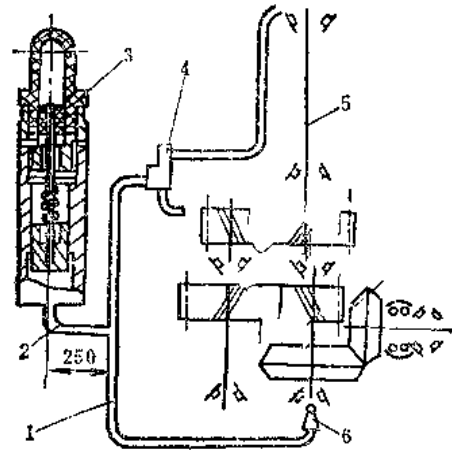


图7-3-5 油流指示器工作原理图
1—主油管 2—辅助油管 3—油流指示器
4—分配器 5—立柱主轴 6—润滑泵

(5) 一些大型复杂机械，如水压机、压力机，其润滑点多数以百计，且分布很广，有些润滑点人手无法达到，因此，采用集中供油系统。为使远近润滑点都能获得适量润滑脂(油)，不因油管长

表7-3-13 油流指示器常见故障的原因与消除方法

故障现象	原因分析	消除方法
YZQ I 型直接观察油流指示器不灵	1) 进出口反装或装配不水平 2) 弹簧失效	1) 重新装配, 要求达到水平位置 2) 检修弹簧
YZQ II 型带电信号油流指示器失准	1) 阀芯复位的弹簧折断 2) 磁性体碎裂 3) 指示器内脏, 阀芯动作不灵	1) 检修更换弹簧 2) 更换磁性体 3) 清洗调试
垂直装配的电接触油流指示器在有油通过时没有电信号	1) 进出口反装或平装 2) 轴销卡住不活动	1) 检查重装 2) 修研轴孔, 使之灵活自如
油流正常, 但指示器不动作	联接处泄漏	消除漏油

短、阻力大小而影响其流量, 故必须由“分配器”的单个柱塞将脂(油)按预先调好的柱塞行程, 间歇而又定量地送出。但当某一个(或一组)管道不通或破损泄漏时, 不容易及时察觉。为此, 在每个小

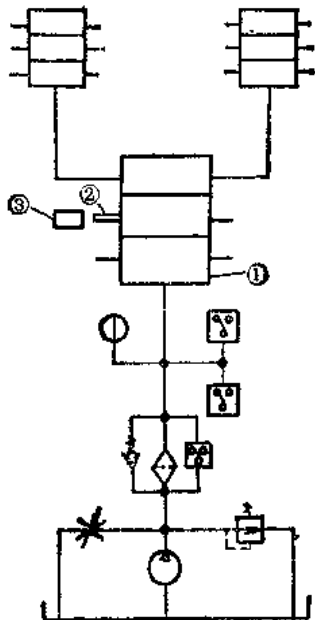


图7-3-6 监测信号装置

1—分配器 2—柱塞推杆 3—行程开关

柱塞端部引出一推杆, 连接一个监测信号接收器, 使其转化为电信号, 输入监控系统。见图7-3-6。当任何一支管道堵塞时, 推杆不动, 即可报警, 提醒操作者查找故障原因, 防止可能发生的研磨事故。信号接收可以是行程开关式的, 也可以是柱塞行程脉冲式的。常见故障是行程开关失灵或与滑阀伸出杆的相互位置调整不当。

2. 压力监控装置

(1) 压力继电器 压力继电器连接于润滑系统的液压泵后段, 当液压泵工作正常时, 压力油将继电器的弹簧压缩, 继电器控制主传动电路接通, 设备投入运行。当液压泵供油压力低于要求, 可能发生润滑故障时, 继电器切断主电路, 设备停车, 起到安全联锁保护作用。容易发生监控器失灵的故障原因是继电器的弹簧折断, 信号不真实。或压力继电器损坏。结果床身工作台导轨在缺油时未被察觉, 发生严重拉伤事故。

(2) 压差信号发生器 压差信号发生器用作监控静压轴承或其它重要设备的油液清洁度。由于静压系统对油质要求特别严格, 压力油液先经粗滤器滤除颗粒度大于 $80\mu\text{m}$ 的杂质, 再经两次精滤使油液杂质颗粒度在 $10\mu\text{m} \sim 3\mu\text{m}$ 以下。为监测两个精滤器正常工作, 在它们进出口处并联一个压差信号发生器, 当其压差超过 0.35MPa 时, 就会发出警告信号, 说明过滤器已脏, 需更换滤芯。数控机床的电液伺服阀在油液受污染, 过滤器堵塞时也需要报警。

3. 温度监控装置

常用温度继电器对重要部件的工作温度控制在允许范围内。KA20C型螺杆式制冷压缩机正常油温 $30 \sim 60^\circ\text{C}$ 。其故障的原因多是水冷却系统的水垢积厚、进水温度偏高或流量不足, 润滑油散热不良, 油温超过允许限度等, 热敏元件指令压缩机停车, 温度继电器起到保护作用。在清除冷却器内的水垢后, 设备才能恢复正常运转。

参 考 文 献

[1] 陈田才, 夏顺明等. 设备润滑基础. 北京: 冶金工业出版社, 1982
 [2] 冶金部钢铁企业润滑组. 冶金设备润滑技术基础知识. 北京: 中国石化出版社, 1991
 [3] 国家机械工业委员会重型机械局. 重型机械标准第三册. 1987

- [4] [英] 尼尔 M J 摩擦学手册. 王自新等译. 北京: 机械工业出版社, 1984
- [5] Booser E R, et al. CRC Handbook of Lubrication (Tribology). Boca Raton: CRC Press, 1984
- [6] Jones M H. Industrial Tribology. Amsterdam: Elsevier, 1983
- [7] Constantinescu V N. Sliding Bearings, Transl. from Rumanian by Nicca A. New York: Allerton Press, 1985
- [8] 中国机械工程学会摩擦学学会《润滑工程》编写组. 润滑工程. 北京: 机械工业出版社, 1986
- [9] 雷天觉主编. 液压工程手册. 北京: 机械工业出版社, 1990
- [10] 日本机械学会編, 機械工学便覧 応用編 B1, 機械要素設計トレイボロジ. 東京, 日本機械学会, 1984
- [11] 机械电子工业部編. 机械产品目录第二册. 北京: 机械工业出版社, 1991
- [12] 丁振乾. 流体静压支承设计. 上海: 上海科学技术出版社, 1989
- [13] 熊建南. 利用乒乓球改进水银开关浮筒. 设备管理与维修, 1990, (7), 17~18
- [14] 孙谱国, 江敬华. 磨床砂轮电机突然停车的故障分析与排除. 设备管理与维修, 1989, (11), 14
- [15] 韩建华. 引进设备润滑系统中板式分配器的工作原理. 设备管理与维修, 1991(1), 25~26.
- [16] 门永海. KA20C型螺杆式制冷压缩机的故障及处理方法. 设备管理与维修, 1991(6), 12~13
- [17] Wilcock D F, Booser E R. Lubrication Techniques for Journal Bearings. Machine Design, 1987, June 25(14), 85~89