

石油矿场机械

下 册

《石油矿场水力机械》

第 二 分 册

(限 内 部 使 用)

华东石油学院
西南石油学院 矿机教研室(组)合编
甘肃工业大学

1974年12月

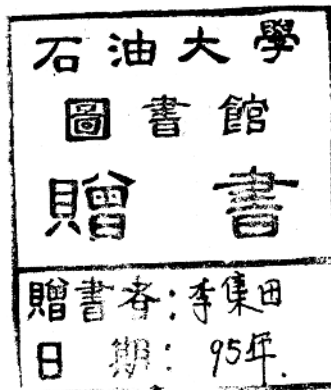
北 京

目 录

第二分册

DPS 6/3/20

第六章 液压传动	1
第一节 概述	1
第二节 油泵与油马达	6
第三节 动力油缸	24
第四节 控制阀	41
第五节 液压传动的速度调节	65
第六节 液压随动系统基本知识	78
第七节 液压系统的设计与计算	86
第八节 液压系统的调试及故障排除	120
第七章 抽油设备	124
第一节 概述	124
第二节 游梁式抽油机	126
第三节 无游梁式抽油机	178
第四节 抽油泵	182
第五节 水力活塞泵	191
第六节 电动潜油离心泵	207
第七节 其他无杆泵抽油设备	225
第八节 我国抽油设备的发展方向	230
附 录	232
主要参考书目	239





第六章 液压传动

液压传动是一种以油液做为介质,传递能量的传动装置,同时也可做为自动控制装置。是劳动人民长期生产斗争中的创造,它被广泛地应用在各工业部门。

毛主席教导我们:“在生产斗争和科学实验范围内,人类总是不断发展的,自然界也总是不断发展的,永远不会停止在一个水平上。因此,人类总得不断地总结经验,有所发现,有所发明,有所创造,有所前进。”

近年来,战斗在石油工业战线上的广大工人和革命知识分子,把液压传动这门技术逐步应用到石油矿场机械中,创造了液压钻机、液压修井机、水力活塞泵等许多液压设备,在我国钻采机械的发展史上增添了新的一页。

根据石油工业发展的需要,我们学习液压传动,其目的和要求是要弄清液压元件的结构和工作原理,正确选用标准液压元件,组成液压系统,解决生产实践中经常遇到的机械设备的设计、改装、使用、维修等问题。因此,本章内容将以液压系统设计为重点,对液压元件的性能、工作原理、结构和使用等作必要的讲述。

第一节 概 述



一、液压传动的工作原理

什么是液压传动,它有什么特点呢?我们用图6—1所示液压钻机起升系统的简化示意图



200471630

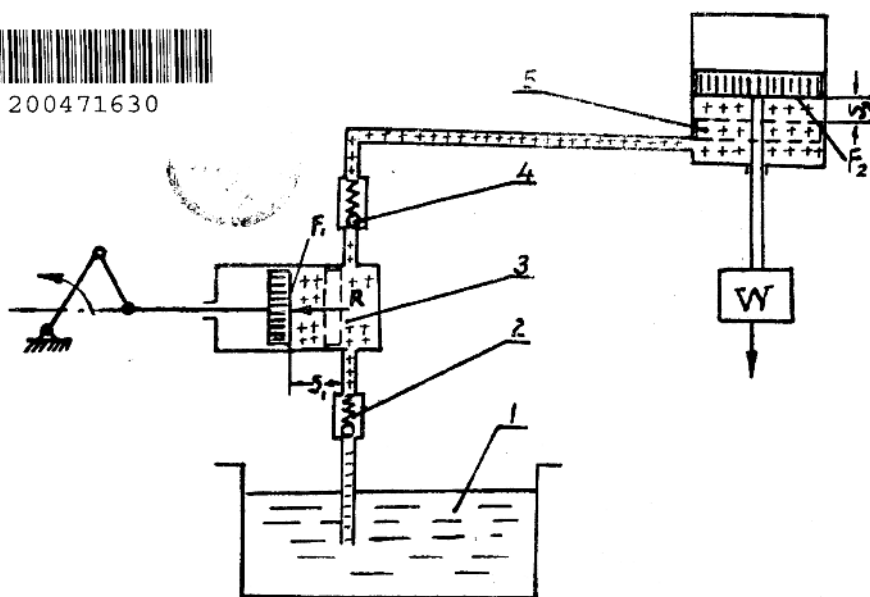


图6—1 液压传动工作原理

进行讨论。图中油泵 3 由发动机带动，当活塞向左移动时，泵缸右腔容积增大、压力降低，排出阀 4 关闭，油箱 1 内的油在油箱与泵缸压力差作用下顶开吸入阀 2，进入泵缸内，油泵吸油；当油泵活塞右行时，泵缸容积减小，压力增高，关闭吸入阀，打开排出阀，泵排油。泵排出的压力油进入油缸 5 下腔，推动油缸活塞往上运动，实现起升钻柱的工作，实现了传动的要求。所以它是一种传动装置。这种传动与其他传动形式（如机械传动、电传动）相比较，在工作原理方面具有以下几个特点：

1. 以液体为工作介质实现传动；

2. 以静压传递原理进行工作的，我们知道液体占有一定的体积而没有固定的形状，所以这种传动必须在密闭的容器（油缸、管路、泵缸）内进行。由于连接油泵和油缸的管线比较短，管中的液体流速不大（一般低于 5 米/秒），油泵到油缸的压力降很小，因此这个装置可看作一个充满液体的密闭的连通容器，容器内各点压力都相等。这个传动装置就是利用这种静压传递原理进行工作的。

根据以上两点，这种传动形式被称为“液压传动”或“静液传动”，因为一般用矿物油作传动介质，有时又称“油压传动”。

3. 液压传动系统中的压力取决于负载。

由图 6-1 看出，压力油在活塞上产生的总液压力 pF_2 必须等于或大于负载 W 才能使油缸活塞向上运动也就是：

$$pF_2 = W \quad (6-1)$$

式中 p ——为液压系统中的压力，在这里也是泵的压力。

$$p = \frac{W}{F_2} \quad (6-2)$$

由此式看出负载 W 为零时，系统压力为零；负载 W 增加时，压力 p 也随之升高。即液压传动系统中的压力取决于负载。也即液压传动系统是用它的压力来满足力的要求的。这是液压传动的一个很重要的性能特点。此时施加于泵活塞杆上的力 P 等于泵活塞上的液压作用力 R ，即

$$P = R = pF_1 \quad (6-3)$$

因为泵活塞的有效工作面积 F_1 做得比油缸活塞面积 F_2 小得多，所以油泵活塞上施加较小的力 P 就可以在油缸活塞上产生很大的力，驱动巨大的外载荷运动。这就是在液压传动中能以小的原动力产生巨大的作用力的原理。

4. 油缸的运动速度决定于进入油缸的液体流量。

如果油泵和油缸密封良好，没有泄漏，同时油也不可压缩，那末油泵排出的油必然全部进入油缸，就是说油泵活塞向左运动时的容积变化值等于油缸活塞向上运动时的容积变化值，即

$$F_1 \cdot S_1 = F_2 \cdot S_2 \quad (6-4)$$

式中 F_1, S_1 ——油泵活塞的有效作用面积和移动距离，

F_2, S_2 ——油缸活塞的有效作用面积和移动距离。

由于泵的容积变化，使油缸活塞运动，即系统是以容积变化来进行工作的。因此液压传动，也叫“容积式液力传动”。

如果用 t 表示泵和油缸活塞分别移动 S_1, S_2 距离所需要的时间，那末泵和油缸活塞的

运动速度 v_1 , v_2 分别为:

$$v_1 = \frac{S_1}{t} \quad v_2 = \frac{S_2}{t}$$

运动距离为 $S_1 = v_1 t$, $S_2 = v_2 t$, 代入式 (6-4), 得到油缸活塞速度 v_2 为

$$v_2 = \frac{v_1 F_1}{F_2} = \frac{Q}{F_2} \quad (6-5)$$

式中 Q 为油泵在单位时间内排出液体的体积, 叫做泵的流量。在这里也是进入油缸的流量。

此式说明, 当油缸结构一定时 (F_2 一定), 油缸活塞运动的速度决定于进入油缸的压力油的流量。也就是说, 液压传动系统是用它的流量来满足对速度的要求的。这是液压传动的又一个很重要的性能特点。

5. 液压传动系统的功率大小取决于系统的压力和流量。

图6-1中, 起升钻柱所需要的功率为:

$$N = W \cdot v_2 = p \cdot F_2 v_2 = pQ \quad (6-6)$$

在液压传动中一般取流量 Q 的单位为升/分, 压力 p 的单位为公斤/厘米², 功率 N 的单位为千瓦或马力。这样, 功率计算公式变为:

$$N = \frac{pQ}{450} \quad \text{马力} \quad (6-7)$$

$$N = \frac{pQ}{612} \quad \text{千瓦} \quad (6-8)$$

上式说明对于泵来讲, 它把发动机的机械能转化为液体的能量, 对于油缸来讲, 它把液体的能量转化为机械能。以上各式中没有考虑各种能量损失, 即没有考虑效率。

综上所述, 液压传动 (或容积式液力传动) 是靠密闭容器内的受静压力的液体传动的一种传动方式。它是由容积式油泵把发动机的机械能转化为液体压力能, 再由油缸等液动机将液压能转化为机械能的装置, 用它来传动工作机时, 它能够满足工作机对运动 and 力的要求。

二、液压系统的组成

上面讨论的图6-1所示系统仅仅是为了说明液压传动的作用原理的。为了满足钻机起下钻工艺要求, 改善液压系统的性能, 还要增加一些液压元件。如图6-2所示系统中为了使起升油缸5能上下往复运动, 增加了换向阀8; 为了调节油缸活塞的运动速度增设了节流阀7和溢流阀9, 当关小节流

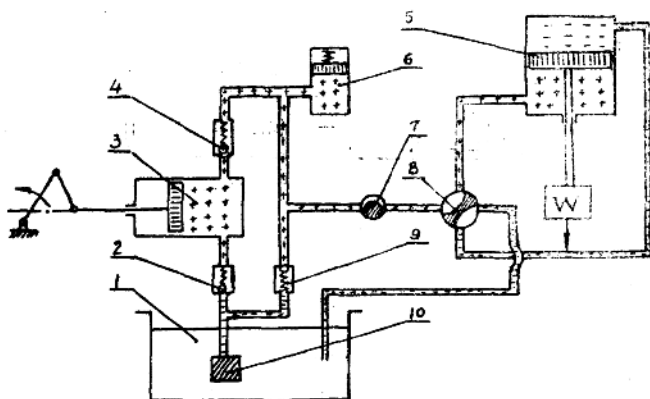


图6-2 液压系统的组成

阀7的开口时, 进入油缸的流量减少, 油泵多余的压力油从溢流阀9流向油箱1, 由公式 (6-5) 看出, 此时油缸的速度会减慢。当节流阀7开口全都关闭时, 全部压力油通过溢流

阀 9 流向油箱，进入油缸的流量为零，这时油缸活塞停止不动。这里溢流阀 9 起到限制系统压力，并保护系统不致过载的作用。而蓄能器 6 是用来提高液压系统流量均匀性，使油缸活塞运动速度稳定。滤油器 10 是用来过滤油，除去油中的杂质，以保证系统正常工作。油箱 1 是储油和散热用的。

可见上述液压系统由以下几部分组成：

1. 工作部分，称为执行机构或液动机，如油缸。它把液压能转化为机械能带动负载运动；
2. 能源（动力）部分，即油泵。它把机械能转化为液压能，为系统供压力油；
3. 控制部分，包括控制流量（即控制执行机构速度）用的元件，如节流阀；控制油流方向（即执行机构的运动方向）用的元件，如换向阀；控制液压系统压力（即执行机构产生的力）用的元件，如溢流阀。这些元件是用来控制执行机构的力和运动的。
4. 辅助装置，如油箱、油管、蓄能器、滤油器等。
5. 传动件（介质），即液压传动用的油，简称液压油。

一般液压传动系统都是由上述五部分组成的。除了传动介质（油）外，其余部分称为液压元件。我们在本节末就要说明液压油的选用，至于液压元件的结构、工作原理、性能以及如何选用液压元件组成液压系统等问题将在以后各节里分别讨论。

在一个完整的液压系统中往往要用很多液压元件，这些元件由管路加以连接。象图 6—1 及 6—2 那样用元件的结构示意图来表达一个液压系统，往往元件纵横排列，管路来往交错，既看不清楚，绘制又复杂，使用不便。所以国家规定液压系统图一律用图形符号绘制，并在国标 GB786—65 中给出了绘制液压系统图的图形符号，即各种元件的职能符号。这些职能符号只表达元件的作用，而不反映元件的结构。为了以后讨论问题方便起见，我们把即将用到的部分元件职能符号，列入图 6—3 中。

工作管路	油管端部在油箱之上的油箱	双作用双活塞杆油缸
连接管路	油管端部在油箱之下的油箱	蓄能器
交错管路	粗滤油器	油泵（单向泵）
双作用单活塞杆油缸	细滤油器	可调节节流阀

图 6—3 几种液压元件的职能符号图

由图看出，这些职能符号虽然不表示结构，但与元件的工作原理总有一定的联系，例如泵的符号，圆圈表示旋转的意思，三角形表示油流方向，三角形尖端方向是油泵供压力油的方向，与其相连的管线就是压力管线，而另一管线就是吸油管线。这个符号不表示这个泵到底是那种泵，更不表示它的结构，但它反映了泵的职能。而油缸的符号不但说明油缸的工作原理，而且和它的结构也很相近。因此先了解元件结构工作原理后很容易记住这些职能符号。在下面讨论中将用到这些符号。其余元件的职能符号将陆续介绍。

如果我们用已熟悉的这几个符号表示图 6—1 所示系统的话，就可得出图 6—4 所示形式，画起来又快，又说明问题。

用职能符号绘图，开始很不习惯，理解也比较困难一些，但掌握了它的规律后倒觉得比

结构示意图说明问题清晰，特别是对于复杂的系统，表达起来更为清楚。

三、液压传动的优缺点

通过以上讨论，液压传动与机械传动相比较，我们可以看出液压传动有如下优缺点：

1. 优点：

1) 可以在很大范围内进行无级调速，且很简单。如上述系统中通过改变节流阀开度可以对起升油缸进行无级调速，其结构很简单。另外只要合理选择执行机构的尺寸，就可以得到很大的力，其结构比机械传动简单；

2) 运动形式变换方便。这种传动可以很方便地将发动机的旋转运动变为执行机构的往复运动。也可实现复杂的角传动，如上述系统中油缸的位置、方向与发动机的位置无关；

3) 可以很方便地实现动作自动化，过载保护等。与电气等联合可以组成各种自动控制系统；

4) 机构在油中工作，润滑好、寿命长；

5) 液压元件尺寸小，结构紧凑，重量轻，因而惯性小，换向快且很平稳；

6) 液压元件大部分是标准化的，因之设计制造液压系统比较方便。

2. 缺点：

1) 系统中免不了漏油，并且油有微小的可压缩性，当负载变化时执行机构的运动速度会有所变化，故不宜用于精密的定比传动（如齿轮机床）；

2) 液压系统在工作过程中有漏油、压力及机械摩擦三项损失，传动效率较低；

3) 油温变化对传动性能有影响，因此液压传动用于低温和高温情况下有困难；

4) 制造精度要求高，液压设备投资较高。使用、维护需要较高的技术水平。

四、液压油的选择

生产斗争的实践告诉我们，液压传动所用的液压油应满足以下几个要求：

1) 液压油要具有适当的粘度，粘度随温度变化要小。因为粘度小，泄漏增加，而粘度大，则液压损失大；

2) 要具有良好的润滑性；

3) 要具有良好的化学稳定性，在储藏和工作过程中不易氧化而生成胶质，能长期使用而不变质；

4) 对机件及密封装置的腐蚀性要小；

5) 不能含有蒸汽、空气及其他容易汽化和产生气体的杂质，否则会起气泡，影响工作机构运动的平稳性；

6) 闪点要高，凝固点要低，满足防火、安全、正常工作的要求；

7) 价格低廉，供应量大等。

上述要求中，以适当的粘度这一项最为重要。

为了满足以上各项要求，液压传动一般都采用矿物油。我国生产的各种液压油的规格和性能，可从有关手册中查到。

选择液压油时，可按如下原则考虑：

1) 根据机器设备的工作条件及要求选择油的类型。

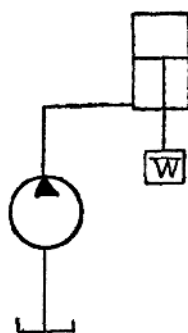


图 6-4

目前国内液压传动常用的油是机械油（润滑油），有10号到90号七种粘度不同的规格，其标号是指该种油在50°C时的运动粘度——厘沱——的平均值，这种油价格便宜，供应方便。但抗氧化性能差。常用于要求不高的液压系统中。还有汽轮机油（也叫透平油）是机械油经过精制，增加一些添加剂而成，抗氧化和抗泡沫性较好，用于要求较高的液压系统。这两种油在机床行业中应用很广泛。这些油的共同特点是凝点较高，对野外工作的石油矿场机械的液压传动（尤其是冬天）不很适应。因此近年来出现了稠化油，是经过精制并增加抗氧化、抗泡沫、抗磨损以及改进粘度——温度性能等添加剂而成。其凝点较低，经过液压钻机和液压修井机上使用效果较好。

在石油矿场某些专用设备中，如水力活塞泵中，将原油适当处理后也可以作液压油。

2) 根据油泵或其他液压元件产品样本中推荐的液压油及其粘度，选择液压油的粘度。表6—1中给出按油泵类型推荐的油粘度数值，可供参考。

表 6—1

油 泵 类 型		环境温度14°~38°C 厘沱 (50°C)	环境温度38°~80°C 厘沱 (50°C)
柱 塞 泵		18~38	60~110
齿 轮 泵		18~38	60~80
叶 片 泵	70公斤/厘米 ² 以下	18~27	25~42
	70公斤/厘米 ² 以上	28~32	35~53

3) 液压传动用油的粘度一般为 $2 \sim 8^{\circ}E_{50}$ 。（ $^{\circ}E_{50}$ 是50°C 时油的相对粘度，即恩氏粘度），它的运动粘度相当于11.5~60厘沱，很少采用更高粘度的油。一般情况下，从系统压力来看，压力高时选择粘度高的，压力低时选择粘度低的；从工作温度来看，工作温度高时选用粘度大的，温度低时选用粘度低的；从执行机构的运动速度来看，运动速度高时（如油缸运动速度 $v \geq 8$ 米/分）时采用粘度低的，运动速度低时采用粘度高的。

例 如有一个钻机液压系统，冬天在 -25°C 条件下进行工作，系统工作压力为200 公斤/厘米²，采用 Cy14型泵，执行机构速度中等。要求选择适当的液压油。

解 据 Cy14—1 型泵产品样本，该泵推荐用20号机械油或22号汽轮机油。查油的产品目录得到20号机械油的粘度为 $2.6 \sim 3.31^{\circ}E_{50}$ （50°C时的运动粘度为17~23厘沱）；22号汽轮机油粘度为 $2.9 \sim 3.2^{\circ}E_{50}$ （50°C时的运动粘度为20~23厘沱），这两种油的凝点为 -15°C。显然凝点太高，冬天不能用（夏天可以用）。为寻找凝点较低的油，查稠化油的产品目录。上稠20—1油的运动粘度为12.51厘沱，粘度太低；上稠50—1油的运动粘度为40.56厘沱，又太高；兰稠40—2油50°C时的运动粘度为27.35厘沱，凝点 -37°C。从油泵工作要求、执行机构速度和液压系统环境温度来看，尚能满足要求。

第二节 油泵与马达

油泵是液压传动中的能源，它是把发动机的机械能变为液体压力能的能量转化装置。而油缸是液压系统中的执行机构，是将液压能转化为机械能的能量转化装置，它能输出推力和

直线运动。液压传动中除油缸外，还有一种执行机构，它能输出扭矩和旋转运动，这种执行机构称为油马达。油马达和油泵在结构上没有多大区别，一般来说，油泵也可以作油马达用。由于这个原因，我们将在这一节里将油泵和油马达放在一起介绍。

目前，石油矿场机械液压传动中常用的容积式油泵及油马达有三类，即柱塞式、齿轮式和叶片式。齿轮泵及叶片泵使用在辅助系统中，主系统一般都用柱塞泵及其油马达，因此我们重点介绍柱塞式油泵及油马达。根据柱塞相对于传动轴的排列位置及运动形式，柱塞式油泵及油马达又分为轴向柱塞式和径向柱塞式两种。近年来径向柱塞泵的应用逐渐减少，渐渐由轴向柱塞泵所代替。在石油矿场机械液压传动中，低速大扭矩的径向柱塞式油马达又愈来愈引起重视。因此在柱塞式油泵及油马达中也只讨论轴向柱塞泵及其油马达和低速大扭矩的径向柱塞式油马达，且以工作原理、基本参数为重点。

一、轴向柱塞泵及其油马达

1. 斜盘摆动式轴向柱塞泵及其油马达

1) 工作原理与结构

我们用图6—5来说明斜盘摆动式轴向柱塞泵的工作原理。

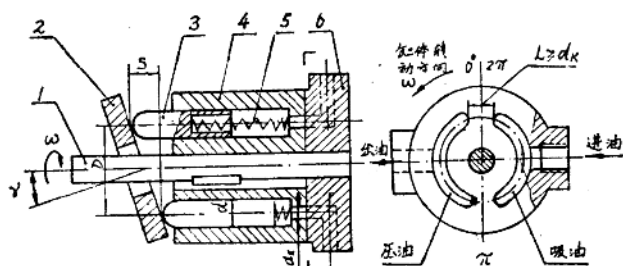


图6—5 轴向泵工作原理图

1—传动轴；2—斜盘；3—柱塞；4—缸体；5—弹簧；6—配流盘。

由图看出，缸体4与传动轴1用键连接。缸体直径为D的圆周上（称为分布圆）有几个均匀布置的轴向孔，每个孔内有一个柱塞3，柱塞在缸体孔内可以轴向滑动，缸体孔内的弹簧5一端坐在缸体孔底部，另一端顶在柱塞上，迫使柱塞3头部与固定的斜盘相接触。斜盘轴线与传动主轴轴线有一个倾角 γ ；缸体的右端面与固定的配流盘端面接触，它们之间可以在周向方面相对滑动，配流盘上面有两个月牙槽，分别与泵的压力管路与吸入管路相连。

当发动机通过传动轴带动缸体按图中箭头方向旋转时，柱塞一方面随缸体旋转，一方面在缸体孔内作往复运动，处于 π 到 2π 范围内的柱塞在弹簧力的作用下向外伸出，紧紧顶住斜盘表面，从而柱塞底部的容积增大，形成部分真空，通过配流盘吸油室从油箱吸油；处于0到 π 范围内的柱塞被斜盘压回，缩入缸体孔内，其底部的容积减小，压力升高而排油，即通过配流盘压油室向系统压力管线供油。这样传动轴每一转，每一柱塞吸排油各一次，所以这种泵是单作用泵。当发动机带动传动轴连续转动时，泵将不断吸油和排油，从而将发动机的机械能转化为液体的压力能。为了保证高低压油腔之间互不相通，必须使配流盘隔墙宽度L要稍稍大于缸体底部孔径 d_k ，另外缸体在其轴向孔内弹簧及压力油作用下始终与配流盘紧密接触，保证了密封。弹簧5又保证了泵有一定的自吸能力。

按照上述工作原理，国内各厂生产了各种不同结构的斜盘摆动式轴向柱塞泵。图6—6是

天津高压泵阀厂生产的 Cy14—1 型 轴向柱塞泵结构。

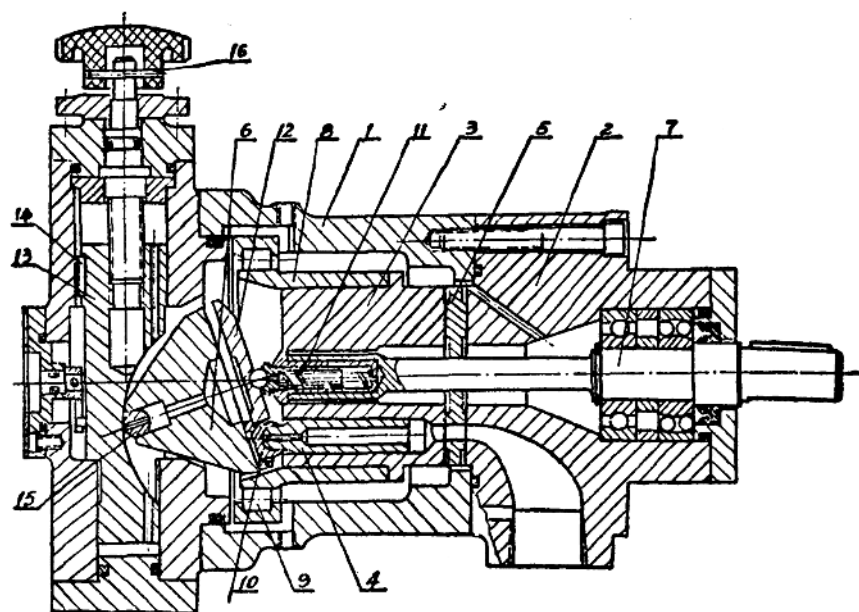


图6—6 斜盘摆动式轴向柱塞泵结构图

1. 泵体；2. 前泵体；3. 缸体；4. 柱塞；5. 配流盘；6. 斜盘；7. 传动轴；
8. 缸体外套；9. 轴承；10. 滑履；11. 定心弹簧；12. 压盘；13. 活塞；
14. 导向键；15. 销轴。

该泵由主体部分（由序号 1 到 12 诸另件组成）和变量机构部分（由序号 13 到 15 诸另件组成）这里先讨论主体部分。

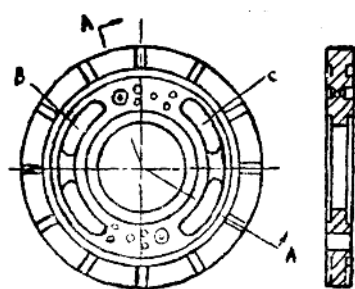


图6—7 配流盘结构

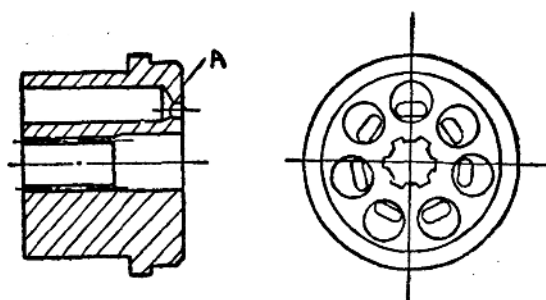


图6—8 缸体结构

考虑到配流盘磨损后便于修复及节约贵重材料（配流盘材料为 $12C_rM_n$ ）等原因，配流盘 5 与前泵体 2 是分开的，配流盘结构如图 6—7 所示。它上面开有月牙槽 B 和 C，分别与前泵体 2 上的吸、压油口相连，用来向柱塞孔配油。配流盘用销钉固定在前泵体 2 上。传动轴 7 的一端支承在前泵体 2 的轴承上，另一端通过花键与缸体 3 连接。缸体沿着花键轴可以轴向移动，缸体一端由轴承 9 支承，其端面 A（图 6—8）与配流盘紧密接触，它们之间在圆周方向可以相对滑动，缸体上 7 个轴向孔内布置了柱塞 4，在原理图 6—5 中柱塞头部直接与斜

盘接触，在工作过程中柱塞头部和斜盘表面磨损非常严重，因此在图6—6所示结构中每个柱塞的头部都装有一个滑履10，它可以绕柱塞球头转动。滑履可以沿斜盘表面滑动，增加了接触面积。同时泵的压力油通过柱塞和滑履的中心孔流入滑履和斜盘接触面之间形成油膜（称静压轴承）中，用一个定心弹簧和压盘代替了图6—5中数个弹簧，简化了结构，减小了结构尺寸。定心弹簧部分的结构如图6—9所示，定心弹簧11通过内套16、定心球18及压盘将滑履压向斜盘6，使之紧密接触，从而使泵具有自吸能力；同时通过外套17将缸体压向配流盘，使它们紧密接触，补偿配流盘磨损后出现的间隙，保证泵启动时缸体与配流盘之间有可靠的端面密封。

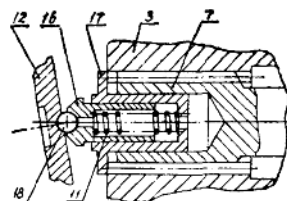


图6—9 定向弹簧部分结构

3—缸体； 7—传动轴；
11—定心弹簧；12—压盘；
16—内套； 17—外套；
18—定心球。

配流盘用B、C两个油窗之间的隔墙将高低压腔分开。因此每个缸体孔和柱塞与配流盘组成了封闭的容积，依靠这个容积的变化来实现吸油和排油的，所以它是容积式泵。

这种泵可做油马达用。下面讨论一下当作油马达时它是如何工作的。

假设从配流盘C油窗通高压油，B油窗接通油箱（相当于原理图6—5中从吸油窗供压力油，而压油窗通油箱），则高压油进入处于配流盘C油窗范围内的柱塞底部，迫使柱塞向外

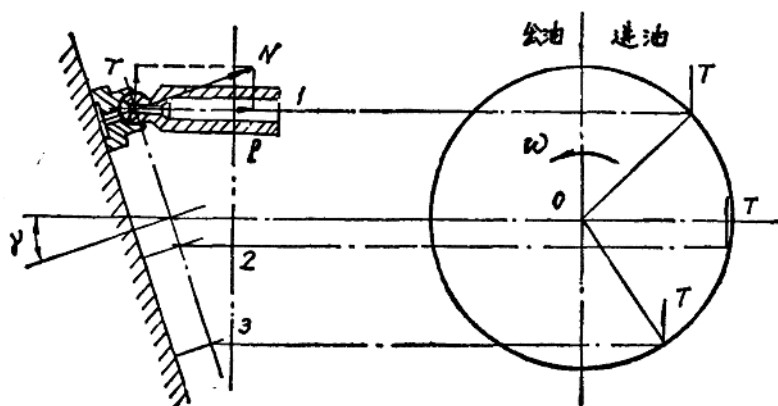


图 6—10

伸出，压向斜盘。斜盘给予柱塞的反作用力 N 垂直于斜盘表面，如图6—10所示，此力相对于柱塞可分解为轴向力 q 和径向力 T 。轴向力 q 与柱塞所受的液压力相平衡，而径向力 T 通过柱塞作用于缸体上，这个力对于缸体中心线 O 的力矩使缸体带动传动轴转动；处于B油窗范围内的柱塞被斜盘压回，缩入缸体孔内，柱塞底部的油在柱塞推动下由B油窗回油。这样不断地从C油窗供压力油时，传动轴便带动负载连续旋转，把输入的液压能转化为机械能。输出负载所要求的扭矩，并按一定的转速转动。如果从B油窗供油，C油窗回油，油马达就可以反转。

因为这种泵（或油马达）柱塞头部带有滑履，因此又称为滑履式轴向柱塞泵（油马达）。由于传动轴线与缸体轴线在一条直线上，也叫直轴式柱塞泵（或油马达）。

2) 泵的基本参数

和往复泵一样, 这种泵 (以及下面讨论的其他容积式泵) 的主要参数有流量、压力、功率、效率等。下面简单讨论一下。

(1) 流量

由原理图6—5看出, 这种泵传动轴每一转排油的理论容积 (称每转排量) 为

$$q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot S \cdot Z \text{ 毫升/转} \quad (6-9)$$

式中 q ——泵的每转排量, 毫升/转;

d ——柱塞直径, 厘米;

S ——柱塞行程, 厘米。

Z ——柱塞数目;

$$S = D \tan \gamma \quad (6-10)$$

式中 D ——缸体柱塞孔中心线分度圆直径, 厘米;

γ ——斜盘轴线与缸体轴线的夹角, 称为倾角, 度。

泵的转速为 n 转/分时, 油泵的理论平均流量为

$$Q_{\text{理}} = q \cdot n \cdot 10^{-3} \text{ 升/分} \quad (6-11)$$

$$Q_{\text{理}} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot D \tan \gamma \cdot Z \cdot n \cdot 10^{-3} \text{ 升/分} \quad (6-12)$$

上述平均流量是在不考虑泵的泄漏情况下得出的, 称为理论流量或几何流量。

可见泵的理论平均流量取决于泵的几何尺寸 (每转排量 q) 和转速, 与压力无关。

我们从泵的工作原理知道, 缸体与配流盘之间, 柱塞与缸体孔之间, 滑履与斜盘之间必须有间隙; 有间隙就有压力油的泄漏, 所以泵的实际流量比理论流量要小。

我们希望尽量减少泄漏, 就要减小间隙, 而加强密封。但间隙太小了又会使油泵的运动部分卡死或磨损加快, 所以泵的密封性能和运动所需的间隙之间构成一对矛盾。设计时必须合理解决这一矛盾。

泄漏与密封性能的好坏程度有关, 同时也与工作压力、油的粘度有关。在间隙越大、工作压力越高或油的粘度越低时, 泄漏量便越大。

泵的实际平均流量 $Q_{\text{实}}$ 与理论平均流量之比称为容积效率 $\eta_{\text{容}}$

$$\eta_{\text{容}} = \frac{Q_{\text{实}}}{Q_{\text{理}}} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_{\text{理}}}$$

泵的理论平均流量与压力无关。但泵的泄漏量 ΔQ , 却随着工作压力的增高而增大, 所以泵的实际平均流量随着工作压力的增加而减小。平均流量随压力变化的这种情况我们用图6—11所示曲线表示。其容积效率 $\eta_{\text{容}}$ 的变化规律和实际平均流量一样。对于下面讲到的其他类型的定量容积式泵也都是这样, 以后不再说明。

这样, 泵的实际平均流量应为:

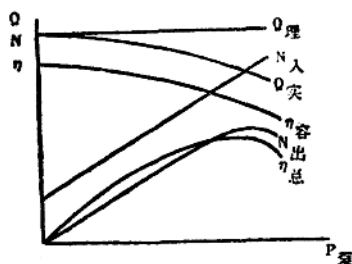


图6—11 容积式泵的特性曲线

$$Q_{\text{实}} = q \cdot n \cdot \eta_{\text{容}} \cdot 10^{-3} \text{ 升/分} \quad (6-13)$$

$$Q_{\text{实}} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot D t g \gamma \cdot n \cdot \eta_{\text{容}} \cdot 10^{-3} \text{ 升/分} \quad (6-14)$$

由这个公式看出, 泵的平均流量与泵的转速成正比, 转速提高时泵的流量也提高, 那么是不是泵可以在任意高的转速下工作呢? 不是的, 提高泵的转速时流量增加, 而泄漏量增加不大, 因此容积效率可以提高, 这是有利的一面。但提高泵的转速后, 泵的吸入性能降低, 运动件之间的磨损加剧, 因此每一种泵出厂时都规定一个额定转速, 使用时建议不要再提高泵的转速。

由于这种泵柱塞数(奇数)较多, 流量脉动很小($Z=7$ 时, 流量不均度系数 $\sigma=2.51\%$), 能够满足一般液压系统对流量均匀度的要求。

(2) 额定压力

我们在第一节里曾经谈到, 泵的输出压力(或者液压系统的压力)随液压系统工作负荷变化而变化, 即负荷增大时泵的工作压力也随之升高。那么容积式泵的工作压力是不是可以无限增高呢? 不是的。外因是变化的条件, 内因是变化的根据。泵的最大工作压力是受到泵本身的条件所限制的, 例如, 它受泵本身的零件结构强度和泄漏所限制, 其中主要为泄漏所限制。上面说过, 随着工作压力的升高, 容积效率逐渐降低, 当降到一定程度就不再是允许的了。因此每一种型号的泵在出厂时, 都有额定的工作压力, 即有一个较合理的较高的工作压力, 即泵铭牌上标明的压力。使用时希望不要超过这个压力。

(3) 泵的总效率及功率

泵的总效率 $\eta_{\text{总}}$ 为泵的输出功率 $N_{\text{出}}$ 与输入功率 $N_{\text{入}}$ 之比, 即

$$\eta_{\text{总}} = \frac{N_{\text{出}}}{N_{\text{入}}} \quad (6-15)$$

其中, 泵的输出功率为

$$N_{\text{出}} = \frac{pQ}{612} \quad \text{瓩} \quad (6-16)$$

泵的输入功率, 即发动机功率为

$$N_{\text{入}} = \frac{pQ}{612 \eta_{\text{总}}} \quad (6-17)$$

式中 p ——泵工作压力, 公斤/厘米²;

Q ——泵的实际排量, 升/分。

每一种泵铭牌上标明额定功率、额定压力、额定转速、额定流量等参数, 建议使用时注意。

3) 油马达的基本参数

我们知道, 油马达是液压系统中的执行机构, 为了克服负载, 油马达应该输出一定的扭矩, 为了使负载按要求的转速旋转, 油马达要有一定的输出转速, 因此油马达的基本参数应该是扭矩、转速、功率、效率等。

(1) 油马达的转速 n_2

油马达是油泵的可逆机构, 因此油马达的转速可以从油泵流量公式(6-13)直接得出, 即

$$n_2 = \frac{Q}{q} \cdot \eta_{\text{容}} \cdot 10^3 \cdot \text{转/分} \quad (6-18)$$

式中 n_2 ——油马达的转速，转/分；

Q ——油马达的输入流量，升/分；

q ——油马达每转理论排量，由结构确定，和油泵一样，可由公式（6-9）计算；

$\eta_{\text{容}}$ ——油马达容积效率。

和油泵一样，当油马达输入流量 Q 一定时，油马达的瞬时转速是脉动的，即转速不均匀，其不均匀程度可参照系的流量不均匀系数来确定。

（2）油马达的扭矩

油马达是能量转化装置，输入油马达的液压能经过油马达的作用而转化为机械能。从能量守恒的观点看来，输入液体所具有的能量应等于输出的机械能和油马达的能量损失之和。

油马达每一转输入的液压能 E_1 为：

$$E_1 = q \cdot p \text{ 公斤—厘米}$$

式中 p ——油马达进出口油压力之差，公斤/厘米²；

q ——油马达每转排量，毫升/转。

油马达每一转输出的机械能 E_2 ：

$$E_2 = 2\pi \cdot M_2 \text{ 公斤—厘米}$$

式中 M_2 ——油马达输出的扭矩，公斤—厘米；

2π ——油马达每转转过的角度，弧度。

压力油流过油马达时，由于有摩擦而有水力损失，同时因各摩擦付之间的摩擦而有机机械摩擦损失，这两种损失的大小我们用机械效率来衡量。

这样根据能量守恒定律有：

$$E_1 \cdot \eta_{\text{机}} = E_2$$

则

$$pq \cdot \eta_{\text{机}} = 2\pi M_2$$

$$\text{所以 } M_2 = \frac{pq}{2\pi} \cdot \eta_{\text{机}} = 0.159pq\eta_{\text{机}} \text{ 公斤·厘米} \quad (6-19)$$

$$\text{或 } M_2 = 1.59pq\eta_{\text{机}} \cdot 10^{-3} \text{ 公斤—米} \quad (6-20)$$

式中 $\eta_{\text{机}}$ ——油马达的机械效率。

公式（6-20）是油马达的扭矩计算公式，选用油马达时经常用到这个公式。

由此可见，油马达输出扭矩与其工作压力和每转排量成正比。当工作压力一定时，如果增大每转排量，则油马达可能输出的扭矩就增大。

（3）油马达输出功率 N_2 ：

$$\text{因为 } N_2 = \frac{M_2 n_2}{716.2} \text{ 马力} \quad (6-21)$$

将式（6-18），（6-19）代入此式并整理得出

$$N_1 = \frac{PQ}{450} \eta_{\text{总}} \quad \text{马力} \quad (6-22)$$

$$\text{或} \quad N_2 = \frac{PQ}{612} \eta_{\text{总}} \quad \text{瓩} \quad (6-23)$$

式中 $\eta_{\text{总}}$ ——油马达总效率, $\eta_{\text{总}} = \eta_{\text{机}} \cdot \eta_{\text{容}}$

由以上讨论可知, 每转排量 q 是一个结构参数, 它表征油泵、油马达的几何尺寸 (见公式 6-6); 对于泵它可以表明流量的大小 (见公式 6-11); 对油马达它可以表明扭矩大小 (见公式 6-20)。而进行液压系统设计时据根已知的参数 (如已知 M_2 、 p) 往往先求出 q , 选用油马达, 进而选用油泵。因此对于油泵、油马达来讲, 每转排量 q 是一个很重要的结构参数。如果求出 q , 就可以计算其他参数。因此我们在下面讨论其他泵或油马达时只求 q 值为止, 其他参数计算不再一一重复。

3) 变量机构

由式 (6-10) 看出, 只要改变斜盘倾角 γ 就可以改变柱塞行程 S , 从而改变了每转排量 q (见式 6-9)。对于泵也就改变了泵的流量 (见式 6-13)。对于油马达, 压力一定时, 也就改变了油马达的扭矩 (见式 6-20)。斜盘结构如图 6-12 所示。

斜盘以两个耳轴支承在变量机构壳体上。耳轴的中心线通过定心球球心, 因此斜盘可以绕定心球转动。

图 6-6 所示结构中, 当转动手轮 16 时, 活塞 13 沿导导向键 14 上下移动, 活塞 13 通过销轴 15 使斜盘 6 绕定心球转动, 从而改变斜盘的倾角 γ , 即改变了每转排量 (或流量)。在后泵盖上有刻度盘, 由活塞 13 通过杠杆带动, 可指示出流量变化的百分数。每一刻度表示流量变动 10%, 共 10 格。

这种变量方式是用手操作的, 称为手动变量。因操作力很大, 一般停泵后进行。这种泵 (或油马达) 还有其他几种变量方式, 如为了减轻操作力出现了手动伺服变量机构 (详见“随动系统”一节)。为了满足恒功率变量的要求出现了压力补偿变量方式。

图 6-13 为 Cy14-1 变量泵压力补偿变量机构 (恒功率控制) 结构图。

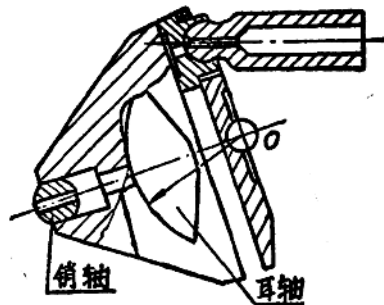


图 6-12

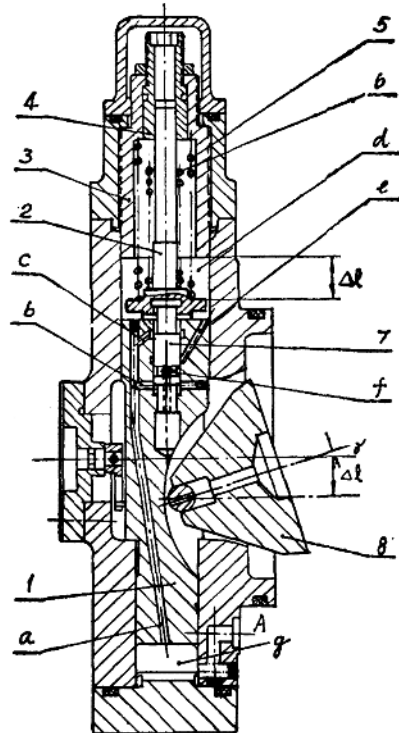


图 6-13

1—随动活塞; 2—导杆; 3—调节套; 4—调节导套; 5—外弹簧; 6—内弹簧; 7—伺服滑阀; 8—斜盘。

泵的压力油由 A 孔引入变量壳体下腔室 g 后, 进入通道 a、b、c。通道 d 的压力油作用在滑阀 2 的下端环形面积上, 产生向上的液压力。当这个液压力小于弹簧 5 的弹簧力时, 滑阀向下移动, 通道 c 被打开, 通道 e 仍被关闭, 压力油进入变量壳体上腔 d。由于随动活塞 I 的面积上面比下面大, 在油压力作用下, 活塞向下移动, 带着斜盘摆动, 倾角 γ 增大, 泵的流量增大。相反, 液压力大于弹簧力时, 滑阀 2 向上移动, 卸压通道 e 打开, 通道 c 被关闭, 使上腔 d 中的油通过 e 及滑阀中心孔 f 回油箱。随动活塞向上移动, 直到卸压通道 e 被关闭为止。其移动量适等于滑阀的位移。随动活塞上移, 带动斜盘摆动, 使倾角 γ 变小, 泵的流量减少。液压力与弹簧力平衡时, 滑阀不动, 通道 c、e 被关闭, 变量活塞也不动。

这种变量方式, 使泵的流量随其压力变化。压力增高时流量变小, 压力降低时流量增加。如果能做到压力和流量的乘积为常量, 泵的输出功率不变, 则流量随压力的变化曲线是一条双曲线 (如图 6-14 中实线所示)。但这很难实现。因为弹簧力是按线性变化的。为了使实际的流量——压力变化曲线尽量接近双曲线, 在变量机构中采用了两个弹簧, 即外弹簧 5 和内弹簧 6 (图 6-13)。

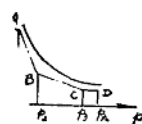


图 6-14

实际的变量曲线如图 6-14 中点划线所示。当压力由零变到 p_1 这一区段, 液压力小于弹簧 5 的弹簧力, 滑阀不动, 泵的倾角 γ 最大, 流量最大; 当压力由 p_1 到 p_2 这一区段变化时, 弹簧 5 受压缩, 泵的流量随压力沿 AB 直线变化; 当压力由 p_2 到 p_3 这一区段变化时, 内弹簧 6 也受压缩, 因为两个弹簧一起受压缩, 弹簧总刚度增大, 故流量变化曲线斜度改变, 按 BC 直线变化; 压力增加到 p_3 以后, 导杆底盘碰到调节套 3 后滑阀再不能移动了, 流量不随压力而变。流量保持在 CD 水平线上。

调节外弹簧调节套 3 和调节导套 4 可以限制变量活塞 I 的行程和预压力 (曲线上转换点 A 平行移动), 改变流量压力变化曲线, 以满足不同的工艺要求。这种泵 (或马达) 斜盘倾角 γ 可在 $0^\circ \sim 20^\circ$ 之间变化, 有的还可以在 $-20^\circ \sim +20^\circ$ 之间变化。这样吸入口和出油口互换, 油液的方向改变, 即换向, 就称为双向变量泵 (或油马达)。

第一节曾介绍了油泵的职能符号, 是单向定量泵的职能符号。

这里再补充介绍油泵、油马达的职能符号, 如图 6-15 所示。

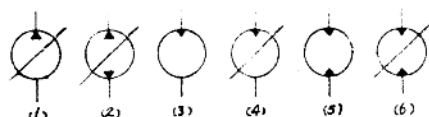


图 6-15 泵与油马达的职能符号

- (1) 单向变量泵; (2) 双向变量泵; (3) 单向定量油马达; (4) 单向变量油马达; (5) 双向定量油马达; (6) 双向变量油马达。

由图 6-15 看出, 油泵、油马达都以圆圈表示, 其中三角形表示油流方向。如三角形尖端向外, 说明油向外流出, 表示这是泵, 如图中 (1)、(2) 所示。三角形尖端向内, 即指向圆心, 说明油向里流, 表示这是油马达, 如图中 (3)、(4)、(5)、(6) 所示。有两个三角表角能换向, 如图中 (2)、(5)、(6) 所示。圆周上加一斜向箭头是可调节符号, 表示泵或油马达流量可以调节。

上面讲的滑履式轴向柱塞泵 (或油马达) 中, 压力油可以从柱塞中心小孔通到滑履和斜盘接触面之间, 同时压力油又引入配流盘与缸体的接触面, 这两个地方都形成静压油膜, 保持液体摩擦, 使接触面之间的磨损大为减少。所以工作压力可以达到 320 公斤/厘米^2 。由于

压板使滑履始终与斜盘接触,处于配流盘吸油区的柱塞被拉出,所以泵有一定的自吸能力,吸油高度达800毫米。但泵转数超过1500转/分时,需要供油压力为7公斤/厘米²左右的辅助泵供油。这种泵(或油马达)总效率达0.8~0.9,容积效率达0.98,每转排量 q 最大者250毫升/转,扭矩达150公斤一米。

其主要缺点是滑履部分的小孔容易堵塞造成滑履的磨损,而且不耐震动及冲击载荷。为克服这些缺点常采用缸体摆动式轴向柱塞泵及油马达。

2. 缸体摆动式轴向柱塞泵及其油马达

图6—16为太原矿山机器厂生产的ZB型缸体摆动式轴向柱塞泵。

连杆6的一头与传动轴12铰接,另一头与柱塞5铰接。蝶状弹簧座在与传动轴铰接的心杆15上,使缸体与配流盘紧密接触,保证密封。

当传动轴带动连杆旋转时,连杆锥面依次与柱塞内壁接触,通过柱塞带动缸体转动,因传动轴与缸体中心线有一夹角 γ ,所以迫使柱塞在缸体孔内作往复运动,实现吸油与排油。配流盘配油工作与斜盘摆动式泵相同。因传动轴与缸体轴线有一夹角,所以这种泵又称斜盘式轴向柱塞泵,这种泵可以作油马达用,其原理请自行分析。

该泵平均排量及油马达的转速、扭矩的计算公式与斜盘摆动式泵及油马达完全相同,不再赘述。

该泵后泵体2的两个耳轴装在前泵体1的轴承中,可以摆动,从而改变缸体与传动轴夹角 γ 、泵的每转排量 q 也改变,所以这类泵也容易作成变量泵。由于变量是通过缸体摆动来实现的,所以叫缸体摆动式轴向泵。

该系列泵的额定工作压力为160~210公斤/厘米²,最大压力可达350公斤/厘米²,每转排量从11~1790毫升/转有不同规格。容积效率可达0.97~0.98,总效率可达0.9。作油马达用时其额定扭矩可达410公斤一米。

斜盘摆动式和缸体摆动式两种泵(油马达)相比较,前者结构紧凑,重量轻,后者结构复杂,重量大;前者滑履部分的小孔容易堵塞造成滑履磨损,而且不耐震动和冲击载荷,后者克服了这些缺点,而且摆角可达25°。

这类产品中,ZB740泵(意思是:7个柱塞、柱塞直径为40毫米,轴向柱塞泵)和ZM740油马达(其中M表示油马达)用在国产30吨液压钻机和50吨液压修井机上,效果较好。

这类泵的变量机构装在泵体的上部,根据控制原理不同,有手动随动控制,液压随动控制,定压控制,恒功率控制等几种方式。在钻机和修井机的液压系统中常用恒功率控制方式,其变量机构结构与工作原理,在“随动系统”一节中详细讨论。

二、径向柱塞式低转速大扭矩油马达

很多机械设备往往是转速不高,扭矩却很大,如果采用上面讲的高速小扭矩油马达来驱动时,需要附加一些机械减速装置,使传动复杂化。因此随着液压技术的发展,出现了低速大扭矩油马达,可直接带动这种机械设备,简化传动装置,提高传动性能。这里简单介绍几种径向柱塞式低速大扭矩油马达。

1. 连杆式星形油马达

图6—17表示太原矿山机器厂生产的JMD型连杆式星形油马达结构。油马达壳体中径向放射形分布五个(或七个)柱塞,连杆一端与柱塞铰接,另一端与曲轴偏心轮紧密接触,且能滑动。压力油从进油口I经过随曲轴一起转动的配流阀及壳体上的孔道进入一部分柱塞