

ZHONGXIAOXINGYEYAJISHEJISUAN

中小型液压机设计计算

液 压 传 动 和 泵 阀 设 计

天 津 人 民 出 版 社

中小型液压机设计计算

——液压传动和泵阀设计

天津市锻压机床厂编

天津人民出版社

027514

中小型液压机设计计算

—— 传动和泵阀设计

天津市锻压机床厂编

天津人民出版社出版

(天津北平道121号)

天津市第一印刷厂印刷 天津市新华书店发行

开本78.7×109.2毫米 1/16 印张 11 字数240,000

一九七二年八月第一版

一九七二年八月第一次印刷

印数 1—32,000

统一书号：1.072·15

每册：0.83元

毛主席语录

中国人民有志气，有能力，一定要在不远的将来，赶上和超过世界先进水平。

我们应该谦虚，谨慎，戒骄，戒躁，全心全意地为中国人民服务，……

我们必须打破常规，尽量采用先进技术，在一个不太长的历史时期内，把我国建设成为一个社会主义的现代化的强国。

打破洋框框，走自己工业发展道路。

前 言

伟大领袖毛主席教导我们：“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。”为适应工业战线飞速发展的大好形势，配合各单位自制、使用液压设备和普及液压技术基础知识的需要，我们编写了《中小型液压机设计计算》一书。本书共分两部分：第一部分“液压传动和泵阀设计”，第二部分“主机的设计和计算”。现在出版的为第一部分，内容包括：液压传动的基本知识、泵、油缸、阀及液压传动系统的设计计算，还附有液压系统图图形符号及常用计量单位和换算关系。本书可供液压机设计制造、使用及从事液压技术工作的工人、技术人员参考，亦可供教学参考。

在编写过程中得到天津市第一机械工业局技术情报总站和天津大学、南开大学、天津高压泵阀厂等单位的大力支持，热情帮助，在此表示感谢。

由于我们的思想水平和业务水平所限，书中可能有不少缺点和错误，希望读者批评指正。

天津市锻压机床厂

目 录

液压传动概述	1	四、齿轮泵的困油现象	17
第一章 液压传动的基本知识	3	五、齿轮泵的极限转速	18
第一节 液压机的工作原理	3	六、油泵齿轮的径向压力及其平衡措施	18
第二节 传动液体的性质	4	七、高压齿轮油泵的结构	19
一、液体的可压缩性	4	第二节 叶片泵	21
二、液体的热膨胀	4	第三节 柱塞泵	24
三、液体的粘度	5	一、径向柱塞泵	24
四、液体的化学性质	6	二、轴向柱塞泵	25
五、液体表面性质	7	三、阀式轴向柱塞泵	52
第三节 流体的基本知识	9	四、曲轴柱塞泵	52
一、层流和紊流, 雷诺数的意义	9	第四节 液压马达	54
二、沿程阻力和局部阻力	10	一、齿轮油马达	54
第四节 隙缝及小孔流量的计算	11	二、叶片油马达	55
一、流经两静止平行面间隙的流量计算式	11	三、轴向柱塞式油马达	57
二、环缝流量计算式	12	四、径向柱塞式油马达	57
三、偏心环缝的流量计算式	12	第三章 油缸	59
四、圆管流量计算式	13	第一节 概述	59
五、节流孔或阻尼孔流量计算式	13	一、油缸的类型、压力、速度的计算	59
六、圆形静压止推轴承油膜渗漏流量计算式	13	二、油缸的基本参数	62
第二章 泵	14	第二节 油缸的结构	65
第一节 齿轮泵	14	一、油缸孔和活塞部分的结构	65
一、齿轮泵的结构和工作原理	14	二、缸口部分的结构	68
二、齿轮泵的流量	15	三、缸底结构	69
三、齿轮齿数对油泵性能的影响	15	四、油缸的放气装置	69
		五、缓冲制动装置	70
		第三节 主要零件的设计计算	71
		一、缸体设计和计算	71
		二、缸底和连接法兰计算	73

第四章 阀	76	第二节 工艺分析, 负荷曲线图, 动作线图和主要技术规格	
第一节 基本概念	76	的确定	108
一、阀的分类.....	76	第三节 单缸传动系统的设计	109
二、圆柱滑阀的作用力.....	76	一、快速行程方式.....	109
三、设计各种阀的标准化问题	82	二、减速方式.....	112
.....	82	三、压制速度的调整.....	112
第二节 压力阀	82	四、压制压力的调整.....	114
一、溢流阀.....	82	五、保压与泄压.....	115
二、顺序阀.....	87	六、静止时下滑问题和空负荷循	
三、减压阀.....	88	环问题.....	119
第三节 方向控制阀	90	七、控制系统的选择.....	120
一、单向阀.....	90	第四节 多缸系统设计	122
二、可控单向阀.....	91	一、多缸驱动同一执行机构的同	
三、换向阀.....	92	步问题.....	122
第五章 液压传动系统的设计和计算	103	二、有两个或两个以上的执行机	
.....	103	构的系统设计.....	124
第一节 概述	103	第五节 系统中各元件的确定	129
一、液压系统各元件表示法.....	103	附录 1 液压系统图图形符号	
二、主要系列液压机工艺特点和		135
液压原理.....	104	附录 2 常用计量单位和换算	
三、液压机液压系统的设计和需		关系.....	163
要研究的问题.....	107		

液 压 传 动 概 述

液压传动是一门比较新的技术。目前在航空、造船、机械制造、工程机械、农业机械、塑料制品工业等部门获得日益广泛的应用。特别是少切屑、无切屑新工艺的推广和应用，为液压传动开辟了新的途径。

建国廿四年来，我国广大工人和技术人员，认真贯彻执行毛主席的无产阶级革命路线，“独立自主”、“自力更生”，建立了不少液压元件生产单位和研究单位，为我国国防建设和工农业发展做出了积极的贡献。但是由于刘少奇一类骗子反革命修正主义路线的干扰和破坏，造成液压元件规格不统一，品种不配套，阻碍了我国液压技术的推广和发展。

无产阶级文化大革命，清算了刘少奇一类骗子在科学技术领域推行的反革命修正主义路线。马列主义、毛泽东思想照亮了我国科学技术发展的道路。液压技术在洋为中用的方针指引下，得到了迅速的发展。

液压传动所以愈来愈受到重视和广泛应用，是因为它与机械、电力和气压传动比较起来，有着许多优点：

第一、机械传动是目前最常用的传动方式，它具有传动可靠、准确、无工作介质，且使用维护要求较低的优点；但是它在实现无级调速、自动化操作方面，就不如液压传动简便。液压传动无冲击、无振动，过载时的自动保护性能也比机械传动好。

第二、电力传动虽然更易于实现无级调速和自动化，但是在同样功率的条件下，液压传动的重量轻、结构紧凑、惯性小。统计表明，液压传动在目前所用的转数（2500～3000转/分）及压力（200～250公斤力/厘米²）的情况下，其高压泵的重量和所发出之功率的比值为0.15～0.2公斤/仟瓦。而目前的电力传动中电动机的重量和所发出之功率比值则为1.5～2公斤/仟瓦。

第三、气压传动不能使往复运动部件固定在中间位置，而只能使它从一个极限位置转到另一个极限位置；气压传动由于气体的刚度很小，弹性很大，所以机构运动的速度和位置很难控制。液压传动则没有这个缺点。气压传动解决密封装置的问题比液压困难，所以通常应用的气体压力只在7～8公斤/厘米²左右，由于压力太低，结构不如液压紧凑，因此在液压机中，气压传动只能在控制系统和辅助系统中考虑采用。

伟大领袖毛主席教导我们：“我们必须学会全面地看问题，不但要看到事物的正面，也要看到它的反面。”在比较传动方式的时候，也要注意液压传动比其它传动方式的不足之处。例如：

第一、液压传动的位移准确度比机械传动差。目前我们还不能够用油缸代替车床的丝杠来挑扣，就是这个缘故。

第二、液压传动中能量的输送是通过管道输送传送动力的液体来实现。这就不如电

第二节 传动液体的性质

一、液体的可压缩性

液体在压力的作用下，它的体积要随着压力的增加而缩小。这个体积的缩小量 ΔV 与压力的增加量 Δp 之间存在如下关系：

$$\Delta V = \beta_v V_0 \Delta p \quad 1-3$$

式中： V_0 ——被压缩液体的原始体积 (cm^3)

β_v ——体积压缩系数 (cm^3/kgf)

对于目前所使用的传动油，当受压是在 $150 \sim 200$ 公斤力/厘米² 的范围内， β_v 可取为 $\beta_v = 50 \times 10^{-6}$ 厘米³/公斤力。

例 1 设液压机进行保压工作时，从油腔到保压阀共有容积为 $V = 20$ 升，求当保压的压力为 200 公斤/厘米² 时，上述容积内的油原始有多大的体积？

解：设原始体积为 V_0 (l)

被压缩后的体积为 $V = 20$ (l)

液体的压缩量 $\Delta V = V_0 - V$ (l)

根据式 1-3 $V_0 - V = \beta_v V_0 \Delta p$

移项后得： $V_0 = \frac{V}{1 - \beta_v \Delta p}$

$$\begin{aligned} &= \frac{20}{1 - 50 \times 10^{-6} \times 200} \\ &= 20.222 \text{ (l)} \end{aligned}$$

由于油具有可压缩性，所以当油在高低压突然转换的瞬间，体积就突然膨胀而形成冲击。泵阀元件上有的带有阻尼小孔或节流小倒角就是为了消除这种现象而设计的。

油的可压缩性和机器结构的弹性，共同构成液压机能够停车保压的基础。因为当系统有微小泄漏时，通过机器的弹性恢复和油的膨胀使油的压力不致迅速下降。

二、液体的热膨胀

液体的体积随着温度的升高而膨胀。在一般的温度和压力下，对于通常采用的矿物油体积的膨胀量 ΔV ，可用下式求得：

$$\Delta V = \beta_t V_0 \Delta t \quad (\text{cm}^3) \quad 1-4$$

式中： V_0 ——液体原始体积 (cm^3)

Δt ——温度的变化量 ($^{\circ}\text{C}$)

β_t ——体积膨胀系数。对于上述情况 $\beta_t = 0.00065$ ($1/^{\circ}\text{C}$)

例 2 设油缸内充满 14 升的传动用油，求当温度由 20°C 升到 40°C 时油的容积。

$$\begin{aligned} \text{解：} \Delta V &= 0.00065 \times 14000 \times (40 - 20) \\ &= 182 \text{ (cm}^3\text{)} \end{aligned}$$

由于油的热膨胀的关系，必须注意严密封闭着的液体由于受热体积膨胀而将设备胀

第二节 传动液体的性质

一、液体的可压缩性

液体在压力的作用下，它的体积要随着压力的增加而缩小。这个体积的缩小量 ΔV 与压力的增加量 Δp 之间存在如下关系：

$$\Delta V = \beta_v V_0 \Delta p \quad 1-3$$

式中： V_0 ——被压缩液体的原始体积 cm^3

β_v ——体积压缩系数 (cm^3/kgf)

对于目前所使用的传动油，当受压是在 $150 \sim 200$ 公斤力/厘米² 的范围内， β_v 可取为 $\beta_v = 50 \times 10^{-6}$ 厘米³/公斤力。

例 1 设液压机进行保压工作时，从油腔到保压阀共有容积为 $V = 20$ 升，求当保压的压力为 200 公斤/厘米² 时，上述容积内的油原始有多大的体积？

解：设原始体积为 V_0 (1)

被压缩后的体积为 $V = 20$ (1)

液体的压缩量 $\Delta V = V_0 - V$ (1)

根据式 1-3 $V_0 - V = \beta_v V_0 \Delta p$

移项后得： $V_0 = \frac{V}{1 - \beta_v \Delta p}$

$$\begin{aligned} &= \frac{20}{1 - 50 \times 10^{-6} \times 200} \\ &= 20.222 \text{ (1)} \end{aligned}$$

由于油具有可压缩性，所以当油在高低压突然转换的瞬间，体积就突然膨胀而形成冲击。泵阀元件上有的带有阻尼小孔或节流小倒角就是为了消除这种现象而设计的。

油的可压缩性和机器结构的弹性，共同构成液压机能够停车保压的基础。因为当系统有微小泄漏时，通过机器的弹性恢复和油的膨胀使油的压力不致迅速下降。

二、液体的热膨胀

液体的体积随着温度的升高而膨胀。在一般的温度和压力下，对于通常采用的矿物油体积的膨胀量 ΔV ，可用下式求得：

$$\Delta V = \beta_t V_0 \Delta t \quad (\text{cm}^3) \quad 1-4$$

式中： V_0 ——液体原始体积 (cm^3)

Δt ——温度的变化量 $(^\circ\text{C})$

β_t ——体积膨胀系数。对于上述情况 $\beta_t = 0.00065$ $(1/^\circ\text{C})$

例 2 设油缸内充满 14 升的传动用油，求当温度由 20°C 升到 40°C 时油的容积。

$$\begin{aligned} \text{解：} \Delta V &= 0.00065 \times 14000 \times (40 - 20) \\ &= 182 \text{ (cm}^3\text{)} \end{aligned}$$

由于油的热膨胀的关系，必须注意严密封闭着的液体由于受热体积膨胀而将设备胀

第二节 传动液体的性质

一、液体的可压缩性

液体在压力的作用下，它的体积要随着压力的增加而缩小。这个体积的缩小量 ΔV 与压力的增加量 Δp 之间存在如下关系：

$$\Delta V = \beta_v V_0 \Delta p \quad 1-3$$

式中： V_0 ——被压缩液体的原始体积 (cm^3)

β_v ——体积压缩系数 (cm^3/kgf)

对于目前所使用的传动油，当受压是在 $150 \sim 200$ 公斤力/厘米² 的范围内， β_v 可取为 $\beta_v = 50 \times 10^{-6}$ 厘米³/公斤力。

例 1 设液压机进行保压工作时，从油腔到保压阀共有容积为 $V = 20$ 升，求当保压的压力为 200 公斤/厘米² 时，上述容积内的油原始有多大的体积？

解：设原始体积为 V_0 (l)

被压缩后的体积为 $V = 20$ (l)

液体的压缩量 $\Delta V = V_0 - V$ (l)

根据式 1-3 $V_0 - V = \beta_v V_0 \Delta p$

移项后得： $V_0 = \frac{V}{1 - \beta_v \Delta p}$

$$\begin{aligned} &= \frac{20}{1 - 50 \times 10^{-6} \times 200} \\ &= 20.222 \text{ (l)} \end{aligned}$$

由于油具有可压缩性，所以当油在高低压突然转换的瞬间，体积就突然膨胀而形成冲击。泵阀元件上有的带有阻尼小孔或节流小倒角就是为了消除这种现象而设计的。

油的可压缩性和机器结构的弹性，共同构成液压机能够停车保压的基础。因为当系统有微小泄漏时，通过机器的弹性恢复和油的膨胀使油的压力不致迅速下降。

二、液体的热膨胀

液体的体积随着温度的升高而膨胀。在一般的温度和压力下，对于通常采用的矿物油体积的膨胀量 ΔV ，可用下式求得：

$$\Delta V = \beta_t V_0 \Delta t \quad (\text{cm}^3) \quad 1-4$$

式中： V_0 ——液体原始体积 (cm^3)

Δt ——温度的变化量 ($^{\circ}\text{C}$)

β_t ——体积膨胀系数。对于上述情况 $\beta_t = 0.00065$ ($1/^{\circ}\text{C}$)

例 2 设油缸内充满 14 升的传动用油，求当温度由 20°C 升到 40°C 时油的容积。

$$\begin{aligned} \text{解：} \Delta V &= 0.00065 \times 14000 \times (40 - 20) \\ &= 182 \text{ (cm}^3\text{)} \end{aligned}$$

由于油的热膨胀的关系，必须注意严密封闭着的液体由于受热体积膨胀而将设备胀

破的可能性。

三、液体的粘度

(一) 液体的粘度及其表示方法

液体都表现出不同程度的粘滞性。这实质上是液体存在着内摩擦力以抵抗在剪切力作用下产生变形的一种性质。液体粘滞性的大小是用粘度来表示。

液压机工作液粘度的大小对液压机的工作有很大的影响。液体的粘度大，运动时内摩擦力大，因而引起强烈的发热。粘度太大时还会引起液压元件的动作迟缓，甚至动作失调。粘度太小则液体易从机构的间隙漏掉，使系统的效率降低，甚至使系统压力上不去。

粘度的表示方法有三种：相对粘度、绝对粘度和运动粘度。

在工厂中，通常是采用相对粘度 $^{\circ}E$ ，这是因为它能够用相应的仪器（恩氏粘度计）来进行测量。相对粘度是表示200厘米³的液体与200厘米³的水，在同一工作条件下流过同一直径小孔时，所需时间的比值，即：

$$^{\circ}E = \frac{t_1}{t_2} \quad 1-5$$

式中：

t_1 ——200厘米³的被测液体流过恩氏粘度计小孔时所需的时间（秒）。

t_2 ——200厘米³的水流过恩氏粘度计小孔时所需的时间（秒）。

相对粘度仅是一个比值，所以无单位。在测量时，通常是用20°C、50°C或100°C作为测量时的标准温度，所以所测得之粘度应相应的用符号 $^{\circ}E_{20}$ 、 $^{\circ}E_{50}$ 或 $^{\circ}E_{100}$ 来表示。

我厂使用的传动用油，其粘度选在2.6~4.6 $^{\circ}E_{50}$ 的范围内。

另外两种粘度的表示方法是绝对粘度 μ 和运动粘度 ν_0 。

绝对粘度 μ 是表示面积为1平方米、距离为一米的相邻两层流体，以1米/秒的速度相对运动时其相互间所作用之力。力大，粘度就大。它的工程单位是公斤秒/米²，物理单位是达因·秒/厘米²（或叫泊）。

运动粘度 ν_0 是绝对粘度用液体密度来除所得的商值。即：

$$\nu_0 = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{cm}^2/\text{sec}) \quad 1-6$$

式中：

μ ——液体的绝对粘度

ρ ——液体的密度。就是液体单位体积上所具有的质量

$$\text{即 } \rho = \frac{m}{V}$$

运动粘度的工程单位是米²/秒。物理单位是厘米²/秒，叫做司。

绝对粘度和运动粘度是理论运算和推导中经常使用的粘度单位。它们实际上无法直接测量。绝对粘度和运动粘度可利用以下的关系从相对粘度中推算出来：

$$\mu = \nu_0 \rho \quad 1-7$$

$$\nu_0 = 0.0731 \text{ } ^\circ\text{E} - \frac{0.0631}{\text{ } ^\circ\text{E}} \quad (\text{cm}^2/\text{sec}) \quad 1-8$$

(二) 温度对液体粘度的影响

液压机上的传动用油，当温度升高时都会产生变稀的现象。即粘度降低，造成系统的漏损加大。

油的种类不同，粘度的变化规律也不同，所以很难用一个统一的公式来表达粘度随温度而变化的关系。但对于普通粘度（不超过 6°E_{50} ）的矿物油，当温度在 $30\sim 150^\circ\text{C}$ 的范围时可近似地用下式来计算粘度的变化：

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n \quad 1-9$$

式中： ν_t ——温度为 t° 时的运动粘度（ cm^2/sec ）

ν_{50} ——温度为 50°C 时的运动粘度（ cm^2/sec ）

n ——指数，其值如下表：

$^\circ\text{E}_{50}$	1.2	1.5	1.8	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0
n	1.39	1.59	1.72	1.79	1.99	2.13	2.24	2.32

(三) 压力对液体粘度的影响

液体的粘度与压力的大小有很大的关系。压力大，分子间的距离缩短、粘性变大。压力与粘度之间有如下的关系式：

$$\mu = \mu_0 e^{bp} \quad 1-10$$

式中： μ_0 ——一个大气压下油的绝对粘度

e ——自然对数的底

b ——实验系数（对于机床传动所用的油， b 值为 $0.002\sim 0.003$ ）

p ——油的压力

μ ——油在压力为 p 下的绝对粘度

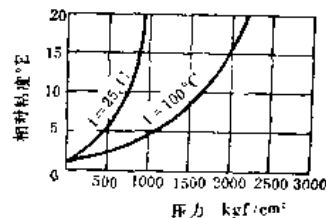


图 1-2

矿物油的压力—粘度曲线

图 1-2 是矿物油在不同压力下实验时所得到的压力—粘度关系曲线。

四、液体的化学性质

我们希望作为传动工作液用的油具有稳定不变的化学性质，也就是说，当它在温度发生变化或是接触到其他物质—例如空气，金属和非金属材料等时，应能很好地保持住原有的性质。但是现在还没有一种这样理想的液压油。它们在条件发生变化时，要发生一定程度的变性。下面介绍常用液压油的一些化学性质。

(一) 热稳定性

油在通过狭缝、小孔和沿管道流动时会产生大量的热使油温升高，油温过高时会使油分子裂化，粘度下降。同时又会使分子聚合而产生沥青、焦油等树脂状物质。析出的

沥青和杂质若堵塞液压元件的小孔，就要影响系统的正常工作。所以目前我们把常用的矿物油使用温度限制在 $15^{\circ}\sim 65^{\circ}\text{C}$ 范围内，就是这个道理。

(二) 氧化性

常温时，油液与空气或其它氧化剂接触时会发生氧化。由氧化而产生的酸性物质要腐蚀金属表面。

油与高温热源接触会剧烈氧化着火。因此必须考虑有造成事故的可能性，鉴定油的可燃性有三个指标，即闪点、燃点和自燃温度。测试方法为：将油放置于一烧杯中加热，用一火焰周期性地移近液面，当火焰使油的蒸气发生“瞬时火焰”时这时的油温就叫做闪点。温度达到闪点时的油，其已点燃的火焰在引火火焰移去之后亦即熄灭。当杯中的油继续加热到引火火焰移去之后仍能维持燃烧的温度，就叫做燃点。油温达到在空气中不用引火即能自动燃烧的温度叫做自燃温度。

应当着重指出，高压油若经微细缝隙喷出呈雾状油气时，极易引起爆炸。

我国某炼油厂已生产了一种硅基油（呈玫瑰色，有点香味），基本上为不可燃液体，但其润滑性较差。现已在一些飞机液压传动中采用。

(三) 相容性

指不同性质的油相互溶解的能力或油与其它物质的相互作用。常常碰到这样的问题，油液对橡胶密封材料中的某些增塑剂发生作用，而互相溶解使橡胶膨胀而失掉弹性，破坏其密封性能，有时混合油的成分或比例选择不当，或与油漆发生作用，就会使油液产生悬浮物或胶体，使液压系统中阻尼孔堵塞而影响正常工作。

五、液体表面性质

主要有两种情况。第一种是液体与气体的相互作用。我们知道，空气在油中具有一定的溶解度，一般约为体积的10%以下，如果系统在工作中产生局部负压，这些气体就会从油中析出而形成气泡，这常是引起系统发生噪音和振动的原因。

目前我们对上述现象的解决办法，是限制液压系统中负压在容许的范围以内，即最大真空度不超过250毫米汞柱高。例如限制吸油管流速在2米/秒以下；各回油管均深入液面；对于油箱的结构也采取适当措施；如：采用隔板过滤网和设法使油的流动变慢，使气泡能来得及浮起而消除。

另一个重要的现象为液体与金属表面的相互作用。图1—3表示两金属板相对滑动时，液体在间隙中的情况。由于油液含有“极性分子”，当它与金属表面接触的时候，便在金属的表面紧密而整齐的排列形成一个强固的边界层。若正压力 P 较小而滑动速度较大时，油膜的厚度 δ 较大，在这种情况下，两金属便可能以“全液体摩擦”的形式相对运动。相反，当 P 大 V 小时，其油膜厚度很小而造成边界层摩擦，其摩擦系数将增大。如果正压力很大或相对速度为零时，二金属表面极为接近，使其中自由液体从间隙中挤出，这时由于两个金属表面上的极性分子层相互作用，而

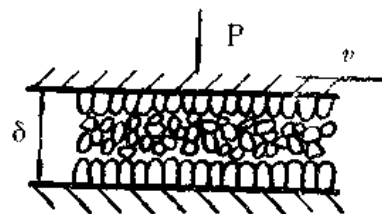


图1—3 液体在间隙中的分布

将产生极大的附着力（又称呆滞力），这时，要使金属表面能够重新产生相对运动将需要很大的推力。这一点在我们现在的减压阀和顺序阀结构中已成为现实的难题。例如高压持续时间在一分钟以上时，有些制造质量不好的阀，在泄压以后往往发现阀芯在弹簧力作用下不能动作，就是这个道理。

对此，目前有一些解决办法。即：提高零件的几何精度，特别是椭圆度和锥度；开均压环形槽；或使阀芯经常处于高频振动的状态，以避免产生这种不良现象。

液压油的选择。我们所希望的液压油应具有的性质归纳起来主要的有如下几项：

有良好的润滑性能；

在较宽的温度范围内（现在最好应在 -30° 至 80°C ）粘度变化不大；

对目前广泛采用的各种材料，包括金属、油漆、塑料、合成橡胶等不起什么作用；

粘度大小适合于现在一般液压元件密封间隙；

不易吸收空气或溶解空气；

燃点较高；

电的绝缘性能良好；

热传导系数较高（散热性能好一些）；

和现今使用的其他液压油能互相溶解，至少能稀释到10%；

价格便宜，便于采用。

还可以举出一些。但是现在几乎没有一种油液能完全满足我们希望的指标，特别是在一般液压传动中，我们只能根据现有条件出发，有所侧重的进行选择，以最大限度地满足我们必要的指标。

目前我厂选用的传动工作液是〔20〕号及〔30〕号工业矿物油，其基本性质如表1—1所示。

表 1—1

油的牌号	〔20〕号工业矿物油	〔30〕号工业矿物油
密度	0.881~0.915	0.886~0.916
燃点 $^{\circ}\text{C}$	170	180
凝固点 $^{\circ}\text{C}$	-20	-15
γ_{50}	17~23	27~33
ρ_{50}	2.60~3.31	3.81~4.59
每克油的酸量	<0.16	<0.2
含尘量 %	0.007	0.007
机械杂质 %	0.065	0.007
水分	无	无
水溶性酸碱	无	无

第三节 流体的基本知识

一、层流和紊流，雷诺数的意义

液体流动时有两种形态：层流和紊流。层流时液体的分子按着一个方向有秩序地顺序运动；紊流时液体各分子在沿总方向移动的过程中，还向其他方向作不规则的运动，所以这种流动的状态又叫做乱流。

层流和紊流时，液体质点沿流动方向的流动速度为图 1—4 所示。层流时，靠近管壁的地方流动速度较低。贴近管壁流动速度实际等于零。而在中心，流速最大。整个流动速度的分布情况呈一个抛物面（图 1—4 a）。紊流时靠近管壁处的流速也是比较低，但总的情况，速度的分布比较均匀。在计算时不管是层流或紊流，都是取液体的平均流动速度进行计算。

层流和紊流可用实验的方法进行试验，图 1—5 就是这种实验装置。图中，B 是玻璃管，A 是水桶，D 是装有带色液体的杯子。实验时，逐步旋开节门 C，当水的流速比较小时，从管 B 中可看出带颜色的液体成一直线沿管 B 流动，这说明管 B 中的液体是处在层流状态（图 1—6 a）。若把节门 C 再开大些，流速加大，色线逐渐表现出受到干扰的状态，当速度大到一定程度时，色线被扰乱，这说明管 B 中的液体已处于紊流状态。

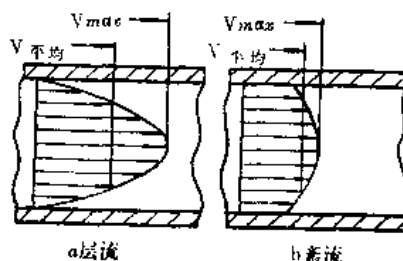


图 1—4 液体在管路中的流动状态

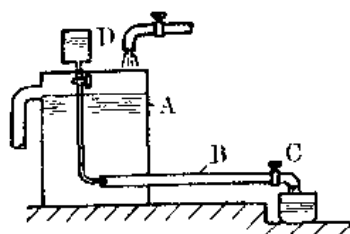


图 1—5 液流状态

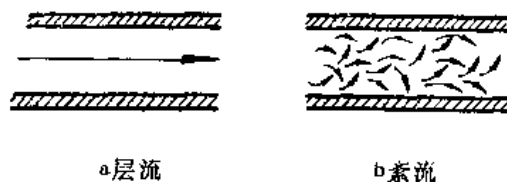


图 1—6 层流和紊流的状态

如果实验是先从大流速逐步向小流速过渡进行的，则管 B 中的液体就先表现是紊流状态，当流速小到一定程度以后，管 B 中的液体，就表现出层流状态。

经过反复多次的实验发现，液体的流动是处于层流状态，还是呈紊流状态，这与液体的平均流动速度—— V 、管子的直径—— d 以及液体的运动粘度 ν_0 等因素有关。

试验表明：当

$$\frac{V \cdot d}{\nu_0} < 2300$$

1—11

时，液体是处于层流状态。

而当

$$\frac{V \cdot d}{v_0} > 2300 \quad 1-12$$

时，液体便处于紊流状态。

从 $\frac{Vd}{v_0}$ 式子中运算出来的结果是一个无因次量，它只是一个数字。通常把 $\frac{Vd}{v_0}$ 叫做雷诺数，并用 Re 来表示即：

$$Re = \frac{V \cdot d}{v_0} \quad 1-13$$

液体的两种运动状态对液体的流动产生不同的影响。层流时常在管 B 的表面有一层“层流附面层”，它将管壁高低不平之处复盖，使管子具有光滑管的性质，因而使流动的阻力减小，紊流时使管子的附面层变小，其结果是不能把管子高低不平的表面复盖，使流动时的阻力增加，而且紊流时，液体分子的扰动现象比层流剧烈的多。所以在进行流体的力学计算时，在许多的情况下，必须首先弄清楚流体是处在层流，还是紊流。在液压机的系统中，液体沿管子流动多是属于层流。

二、沿程阻力和局部阻力

(一) 沿程阻力

液体沿着管子流动的流速是不均匀的，则液体对管壁之间，以及液体分子之间必然要发生摩擦，因而使促成液体流动的压力受到损耗。这种现象叫做沿程压力损失。引起沿程压力损失的力，叫做沿程阻力。

沿程阻力可用下式求得：

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \gamma \quad 1-14$$

式中： Δp ——沿程阻力 (kgf/m²)

λ ——管子的阻力系数 (或叫压力损失系数)

l ——管子 (直管) 的长度 (m)

d ——管子的直径 (m)

V ——液体的平均流速 (m/sec)

g ——重力加速度 (m/sec²)

γ ——液体的重度 (kgf/m³)

阻力系数 λ 通常是用实验的方法来确定。但经过水力学的深入研究以后，发现阻力系数也可用雷诺数表示出来，

即：

对于前述的矿物油以层流的状态流过硬直管时， λ 可按下式算出：

$$\lambda = \frac{75}{Re}$$

若是紊流，则：

$$\lambda = 0.3164 Re^{-0.25}$$

对于软管，因为管中之扰动较大，而且弯曲时在弯曲部份必然产生椭圆度使通流面积减小。因此，阻力系数比硬直管稍大，所以阻力系数约为：

$$\lambda = \frac{75}{Re} \sim \frac{85}{Re}$$

(二) 局部阻力

液体流过弯头、阀门、出入口、小孔、缝隙、网孔……等等，都会引起压力损失。这点由于液体流经这些地方时流线被压缩，流速增高而产生的。局部阻力用下式来表示：

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{V^2}{2g} \gamma \quad 1-15$$

ζ 叫做阻力系数，用实验的方法决定。其余符号同前。

沿程阻力和局部阻力都使液体的压力受到损失，这个损失的压力与液压机中采用的高压相比较起来，似乎是很小，但是必须加以足够注意。因为这个损失的“压力能”在克服阻力的过程中转换为“热能”，这是通常引起系统液体发热的原因之一。

从式 1—14 和 1—15 中可以看出，沿程阻力和局部阻力都是与流速的平方成正比，所以在液压系统的设计中，通常就采用限制流动速度的办法，以控制液体流动过程中的压力损失。

目前我厂使用的各种流速的情况大致是：

高压管路：3～6 (m/sec)

低压管路：≤ 3 (m/sec)

排油管路：≤ 3 (m/sec)

吸油管路：1～2 (m/sec)

控制油路：2～3 (m/sec)

充液油路：1～2 (m/sec)

阀口流速：5～9 (m/sec)

大直径选大数，小直径取小值。

第四节 隙缝及小孔流量的计算

有许多液压元件的相对运动零件，是靠控制配合间隙大小保证密封的。研究间隙流量的计算方法，对了解和控制油的泄漏损失有很大的意义。但是，因为影响的因素较多，理论推导出来的结果常常与实际情况不符。下面列出一些式子，其使用条件为层流流动。工作压力小于 200 公斤/厘米² 时较为近似。

一、流经两静止平行平面间隙流量计算式

图 1—7 为流经两静止平行平面间隙的流量计算图。

$$Q = \frac{\delta^3 \cdot W \cdot \Delta p}{12\mu \cdot l} \quad (\text{cm}^3/\text{sec}) \quad 1-16$$

式中: δ ——两平行板间的垂直距离 (cm)

W ——垂直于油流动方向的间隙的宽度 (与图面垂直) (cm)

l ——沿油流动方向的间隙长度 (cm)

Δp ——压力差即 $p_1 - p_2$ (kgf/cm²)

μ ——绝对粘度 (kgf-sec/cm²)

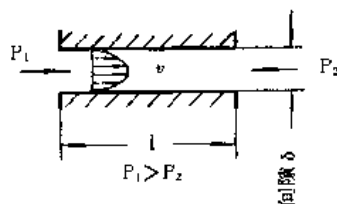


图 1-7 平面间隙的流量计算图

二、环缝流量计算式 (图 1-8)

$$Q = \frac{\pi d \delta^3 \Delta p}{12 \mu l} \quad (\text{cm}^3/\text{sec}) \quad 1-17$$

式中: d ——可取小圆直径, 也可取大圆直径 D (cm)

(对于如图 1-8 所示的环缝间隙, 因其间隙量与直径之比非常小, 液体沿环缝隙的流动情况与沿两平行平面间隙中流动的情况相似, 所以实际可用环缝间隙的周长 πD 代入式 1-16 中以代替 W , 所得的结果就是式 1-17)

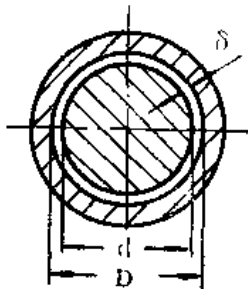


图 1-8 环形同心缝隙

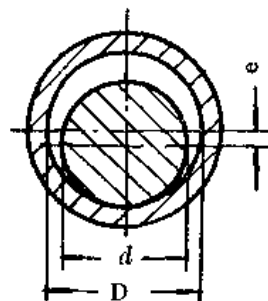


图 1-9 环形偏心缝隙

三、偏心环缝的流量计算式 (图 1-9)

$$Q = \frac{\pi d \delta^3 \Delta p}{12 \mu \cdot l} (1 + 1.5 \varepsilon^2) \quad (\text{cm}^3/\text{sec}) \quad 1-18$$

式中: d ——也可用 D 代替 (cm)

δ ——为大小圆半径之差, 即: $\delta = \frac{D-d}{2}$ (cm)

ε ——为相对偏心率, 它等于偏心量与半径差之比

$$\text{即: } \varepsilon = \frac{e}{\delta}$$

从式中可以看出，当偏心量最大时，即 $\epsilon = \frac{e}{\delta} = 1$ 时，其流量比两圆没有偏心的状态大2.5倍。

四、圆管流量计算式

$$Q = \frac{\pi d^4 \Delta p}{128 \mu l} \quad (\text{cm}^3/\text{sec}) \quad 1-19$$

式中：d——管子直径cm

式1-19实际上是由计算沿程损失的式子1-14演变出来的，即：取 $\lambda = \frac{64}{Re}$

$\frac{64 v_0}{V \cdot d}$ 代入式1-14中即：

$$\begin{aligned} \Delta p &= \frac{64 v_0}{V \cdot d} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \cdot \gamma \\ &= \frac{32 v_0}{d^2} \cdot \frac{lV}{g} \cdot \gamma \end{aligned}$$

将 $Q = \frac{1}{4} \pi d^2 V$ ， $\frac{\gamma}{g} = \rho$ 和 $\mu = v_0 \cdot \rho$ 代入上式即可得出式1-19。

五、节流孔或阻尼孔流量计算式

$$Q = C \cdot f \sqrt{\frac{2g \cdot \Delta P}{\gamma}} \quad (\text{cm}^3/\text{min}) \quad 1-20$$

式中：f——节流孔或阻尼孔截面积 (cm²)

C——流量系数。需通过实验决定，对矿物油或 Δp 较小的情况可取 $c = 0.6 \sim 0.73$ 。

六、圆形静压止推轴承油膜渗漏流量计算式

$$Q = \frac{\pi \delta^3}{6\mu} \frac{p_1 R_1 - p_2 R_2}{R_2 - R_1}$$

式中： δ ——油膜厚度

μ ——油的绝对粘度

R_1 ——止推面内径

R_2 ——止推面外径

p_1 ——供给油膜的压力油油压。

一般计算时可略去流过阻尼孔时的损失。

p_2 ——油膜渗漏的背压，如果通过油膜渗漏出来的油是流到油池的，则 $p_2 = 0$

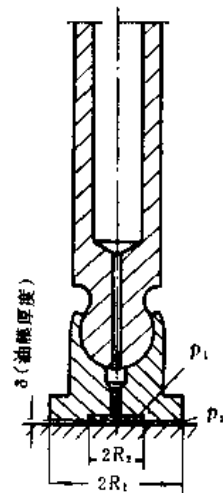


图 1-10 圆形静压止推轴承油膜

第二章 泵

油泵是液压机的动力元件，它的作用好比液压机的“心脏”。油泵的结构和种类很多，在性能上也有很大的差别。从使用的观点看来，一个油泵是否合用是根据油泵的最大工作压力、流量的大小及是否可调节、供油的脉动程度、工作的可靠性和经济性来判断的。而这些指标都决定于油泵的结构。下面介绍液压机上常用的油泵结构，重点介绍高压轴向柱塞式油泵。

第一节 齿轮泵

齿轮泵的结构简单，制造容易，工作可靠。这种泵在我厂大量使用着。

一、齿轮泵的结构和工作原理

常用的齿轮油泵是由一对大小一样，齿数相同的外啮合齿轮和泵体、泵盖等零件组成，其结构和工作原理如图 2—1 和图 2—2 所示。

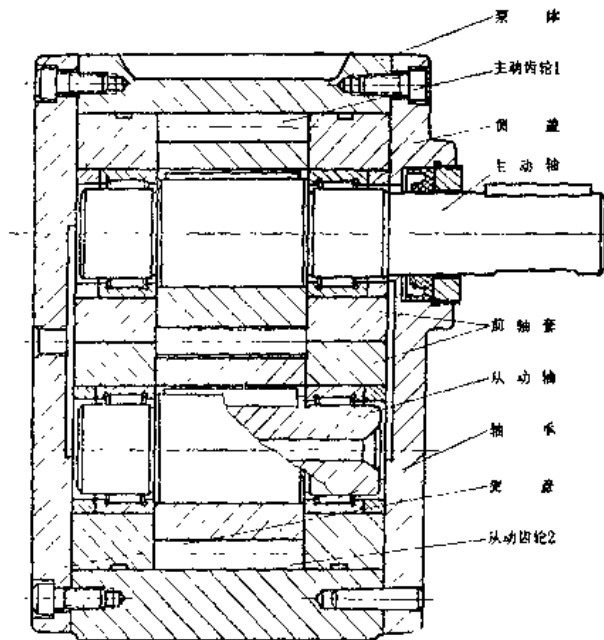


图 2—1 齿轮泵的结构

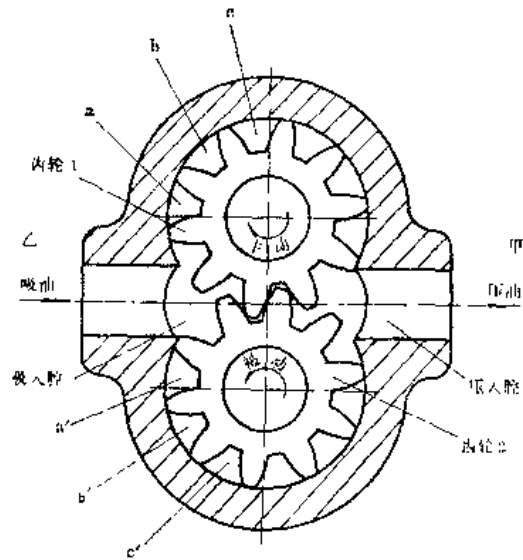


图 2—2 齿轮泵工作原理

油泵的工作原理是这样的：当驱动轴带动齿轮 1 和 2 沿箭头所示的方向旋转时，齿间 a, b, \dots 和 a', b', \dots 等把油从吸油腔带到排油腔。齿轮不断转动，轮齿一个接一个地啮合，齿间里的油就逐次地被挤出。从齿间里被挤出来的油集中在排油腔，并通过排油口

甲压出泵外，这便是油泵的排油过程。油泵的吸油过程则是由于啮合后的齿在吸油腔逐渐分开时，轮齿自另一齿轮的齿间退出，使齿间形成真空而实现。

二、齿轮系的流量

齿轮泵的流量是以单位时间内有多少个齿间把油从吸油腔带到排油腔为依据来计算的。也就是说，齿轮泵的流量 Q 应等于齿间的有效体积 q 和齿轮的齿数（它等于齿轮的齿间数） $2Z$ ，及齿轮转数 n 的乘积。

因为齿间的侧面是由渐开线形成的曲面，精确计算齿间的体积比较麻烦，为了计算方便，可以认为齿间的体积与齿厚的体积相等，而且齿间的有效深度等于2倍的齿顶的高度（如图2—3所示），这样，齿间的有效体积 q 便可用下式计算：

$$q = \frac{\frac{\pi}{4} D^2 - \frac{\pi}{4} [D - 4 h_1]^2}{2 Z} \cdot b$$

$$\therefore h_1 = \frac{D - D_o}{2}$$

$$\therefore q = \frac{\frac{\pi}{4} D^2 - \frac{\pi}{4} [D - 2(D - D_o)]^2}{2 Z} \cdot b$$

$$= \frac{\pi D_o (D - D_o)}{2 Z} \cdot b$$

所以，齿轮泵的流量

$$Q = q \cdot 2Z \cdot n \cdot \eta$$

$$= \frac{\pi D_o (D - D_o)}{2 Z} \cdot b \cdot 2Z \cdot n \cdot \eta \cdot 10^{-6}$$

$$= \frac{\pi D_o (D - D_o)}{10^6} \cdot b \cdot n \cdot \eta$$

式中： Q ——齿轮泵的近似流量

D_o ——齿轮分度圆直径

D ——齿轮齿顶圆直径

b ——齿轮宽度

n ——齿轮转数

η ——油泵的容积效率

(l/min)

(mm)

(mm)

(mm)

(r.p.m)

(0.75~0.9)

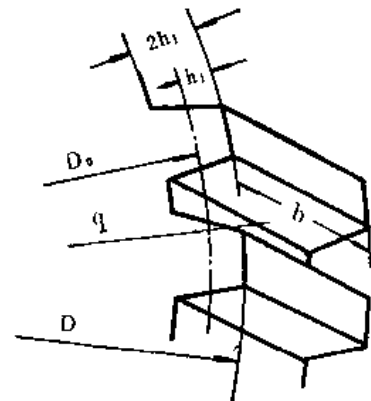


图 2—3 齿间容积计算图

2—1

三、齿轮齿数对油泵性能的影响

油泵齿轮的齿数对油泵的尺寸和供油性能有很大的影响。一般说来，油泵齿轮采用的齿数越少，泵的流量就越大，或者反过来说，当油泵转数和流量不变时，齿轮齿数少的油泵其尺寸越小。

举例说，有两个齿轮泵：

其一的齿轮模数是 $m_1 = 2$

齿数 $Z_1 = 20$

其二的齿轮模数是 $m_2 = 4$ 齿数 $Z_2 = 9$

则这两个泵的齿轮的分度圆直径分别为：

$$D_{O1} = Z_1 m_1 = 20 \times 2 = 40 \text{ mm}$$

$$D_{O2} = Z_2 m_2 = 9 \times 4 = 36 \text{ mm}$$

齿顶圆的直径分别为：

$$D_1 = (Z_1 + 2) m_1 = (20 + 2) \times 2 = 44 \text{ mm}$$

$$D_2 = (Z_2 + 2) m_2 = (9 + 2) \times 4 = 44 \text{ mm}$$

这两个齿顶圆的直径都是 44 mm，这就是说它的大小都是一样的，但如果把这些参数代入公式 2-1，便可以看出，齿数为 9 的油泵的流量比齿数为 20 的油泵的流量大 82%。

反过来，如果要求油泵的流量相同，转数也相同，那么齿数少的油泵其结构就小，图 2-4 就是流量、转数相同，但齿数不同的三个齿轮泵的结构大小的比较。

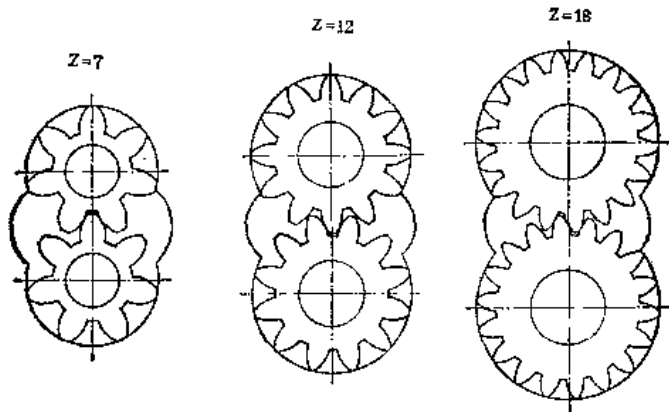


图 2-4 齿数对泵结构的影响比较

从齿间里挤出来的油在齿的整个啮合过程中是不均匀的，因而产生油泵供油的脉动现象。齿轮泵供油的脉动程度（即供油的不均匀性）与齿轮的齿数和啮合角有关。一般地说，齿数越少，或者啮合角越小，油泵供油的脉动程度就越大。

齿轮油泵的供油脉动程度可用下式计算：

$$\delta = \frac{l^2}{4(\gamma^2 - \gamma_0^2 - \frac{l^2}{\delta})} \quad 2-2$$

式中： l ——齿轮的啮合线长度，它等于 $\pi m e \cos \alpha$

γ ——齿轮的齿顶圆半径

γ_0 ——齿轮的分度圆半径

$$\gamma = \frac{m(Z+2)}{2}$$

$$\gamma_0 = \frac{mZ}{2}$$

追越系数 $\zeta = 1$ （一般设计时都是尽量使齿轮的追越系数稍大于 1，但非常接近于 1）。

齿轮泵的供油脉动程度还可用下式近似计算：

$$\delta = \frac{\pi^2 \cos^2 \alpha}{4(Z+1)}$$

2-3

这就是供油的脉动程度与齿轮齿数和啮合角间的关系式。从式中可看出，供油的脉动程度随齿数增加和啮合角减小而减小。

齿轮油泵的齿数一般采用10~16个齿，这样可使油泵具有最有利的供油流量，而且油泵的供油脉动程度也不致太大。至于冷却用的齿轮油泵，因为对它的工作和供油的平稳性要求不高，所以，可以作成7甚至5个齿。

齿数少于17或等于17的齿轮，在齿的加工过程中就很可能产生“根切”现象。所谓根切，就是在齿轮加工时，滚刀或插齿刀把牙齿的根部多切去一块，这样加工出来的牙齿的强度大大减弱，为了免除这种现象，所以齿轮泵的齿轮大多是采用修正齿轮。

四、齿轮泵的困油现象

油泵齿轮啮合时，如果同时啮合齿的对数大于1，则油泵在工作时会产生“困油”现象。“困油”现象就是油泵里的齿轮在啮合时构成了一个封闭的油室，叫做困油区，困油区的容积随着齿轮的移动而不断发生变化（图2-5），从而使被封闭在这困油区里的油受到很大的挤压力（当困油容积由大变小时），或使困油区产生真空（当困油容积由小变到大时）。

油泵产生困油现象使齿轮和齿轮的轴受到很大的径向力，会破坏油泵的正常工作和产生较大的噪音。

为了消除油泵的困油现象，在油泵的轴套或泵的壳体上开出卸荷槽。卸荷槽的结构和形状有很多种，天津某厂生产的齿轮泵是采用在轴套上开出卸荷槽的办法，槽的形状

和结构如图2-6所示，卸荷槽的大小应能保证很好地消除困油现象，同时又不致引起过多的泄漏，或是使压油腔与吸油腔连通。

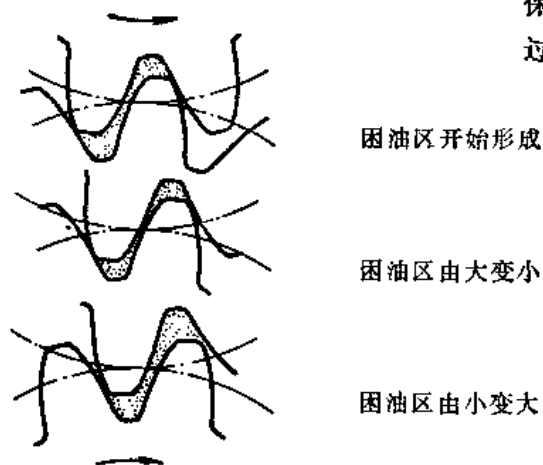


图2-5 啮合时产生的困油区变化情况

卸荷槽的尺寸C可以这样确定，即：

$$C = t + 1 \text{ (mm)}$$

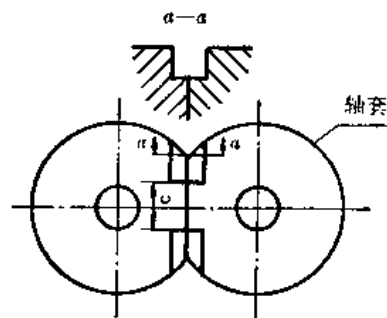


图2-6 卸荷槽结构

式中：t——节圆上的齿宽，其余尺寸参考现有结构或通过实验确定。

五、齿轮泵的极限转速

油泵中的齿轮圆周速度不能太高，否则由于离心力的影响，油来不及填满整个齿间，这就产生“吸空”现象，为了避免这个不良现象的出现，齿轮的最大圆周速度控制在：

$$V_{\max} = 4.5 \sim 5 \text{ (m/sec)}$$

齿轮的圆周速度也不能太低，否则由于油泵内漏的关系，效率就显得太低，不经济。齿轮泵允许的最低圆周速度与油的粘度和油压有关，油的粘度越大，油压越小，内漏的可能性就越小，所以，允许的齿轮最低速度就越小，齿轮的最低圆周速度可按下式来定：

$$V_{\min} = 0.17 \frac{P}{\rho E_{50}} \text{ (m/sec)} \quad 2-4$$

式中： ρE_{50} ——为油在50℃时的恩氏粘度
P——油泵的工作压力 (kgf/cm²)

六、油泵齿轮的径向压力及其平衡措施

齿轮泵在工作时，油泵齿轮侧表面上所受到的压力是很不一致的。靠近吸油腔的地方比靠近排油腔附近所受到的压力小，这是因为齿顶与泵壳之间存在间隙，油从间隙泄漏而形成压降的结果。

液体作用在油泵齿轮径向的压力分布情况如图2-7所示，齿轮上压力不均匀现象，会使油泵各相对运动部件容易过渡磨损，从而破坏它们的相互位置精度，增加油泵的内漏和影响其轴承寿命。所以，一般都采取措施，使齿轮上径向所受的力得到平衡。

齿轮泵的径向压力平衡原理如图2-8所示。其方法是使齿轮上与吸油腔相对称的这一部分齿轮侧面与吸油腔相通，以卸除这部分的径向压力，同时，使齿轮上与排油腔相对称的这一部分齿轮侧面与压油腔相通，使这部分受到的压力与压油腔的压力相同。

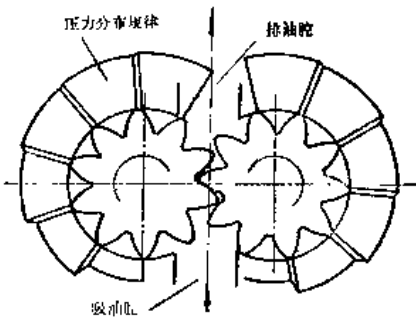


图2-7 齿轮径向压力分布情况

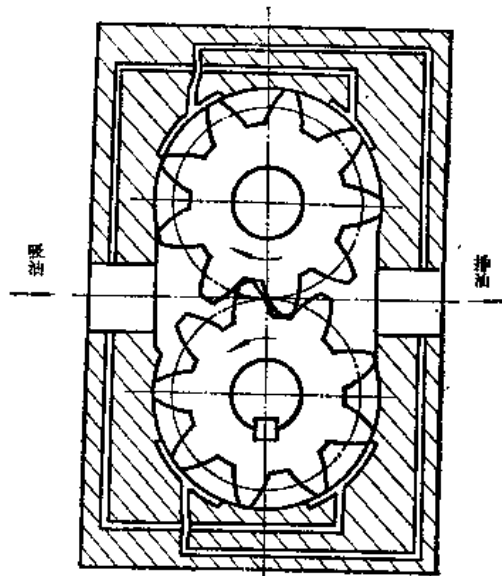


图2-8 齿轮径向压力平衡原理图

这样，油泵齿轮所受到的径向压力，大体上就处在平衡状态。

在实用上，使油泵齿轮达到径向液压平衡的通油方法如图 2—9 所示，它是通过在齿轮的轴套上沿圆周表面开出过油的沟槽，并在表面上铣出一个小平面，使轴套的这个小平面对泵体间组成一个小间隙，这样，靠近小间隙范围内的齿间，便通过沟槽与相应的吸油腔或排油腔相连接，因而达到压力平衡的目的。因为轴套共有四个，每个轴套上都有相同的通油沟槽和小平面，故能使两个齿轮四个部位上的齿轮侧面与相应的油腔相通。

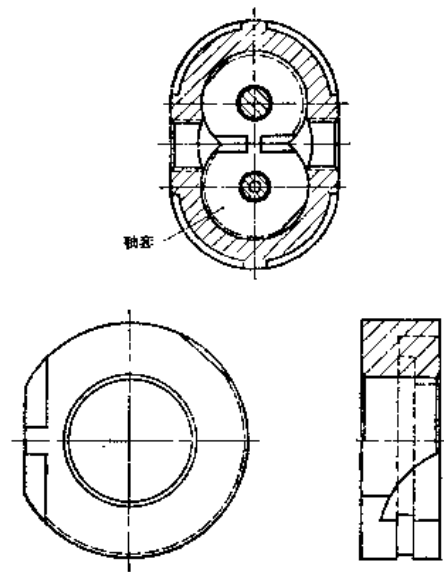


图 2—9 径向压力平衡的方法

七、高压齿轮油泵的结构

齿轮泵工作时，由于径向间隙、轴向间隙和相啮合的齿轮精度误差，产生泄漏现象，其中齿轮端面的轴向间隙是引起油泵内漏的主要原因。因此，要提高齿轮油泵的工

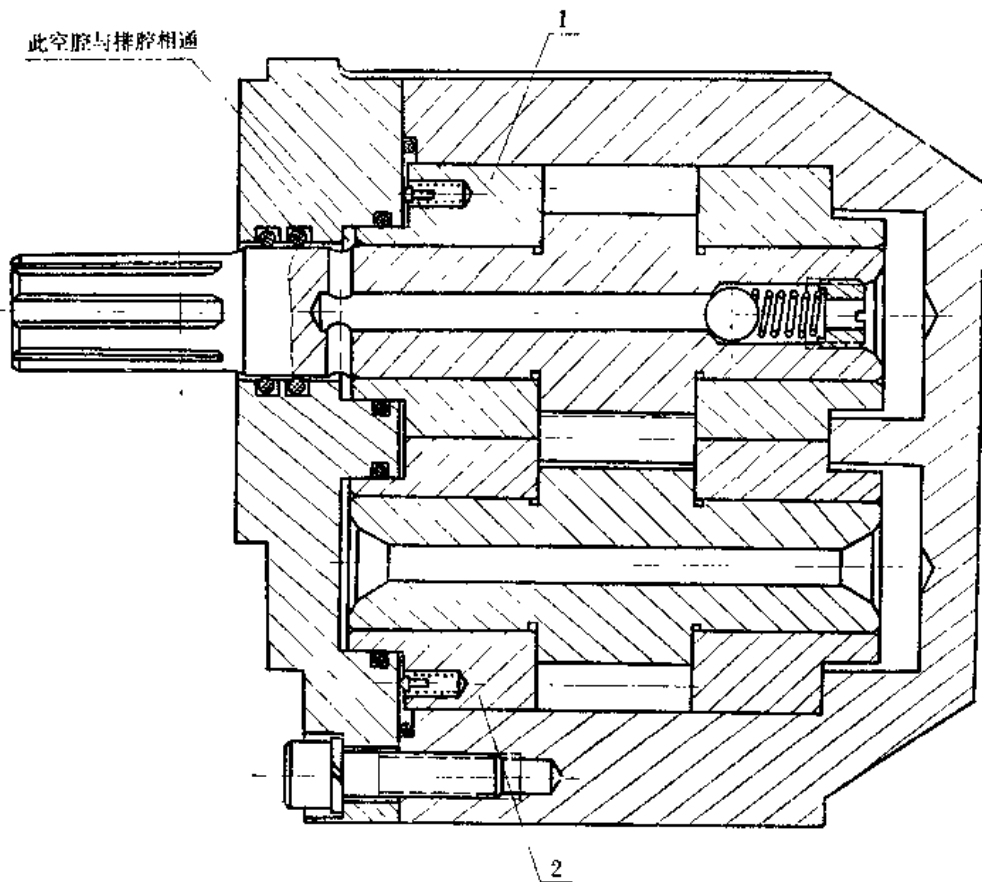


图 2—10 高压齿轮油泵结构图

作压力，首先必须设法将轴向间隙减小或消除。

图 2—10所示的是天津机械厂生产的、具有齿轮轴向间隙自动补偿结构的高压齿轮油泵构造示意图。这种油泵的结构特点是，轴套 1 和 2 是浮动安装的，而且轴套左面的空腔与油泵的排油腔相连，因此当油泵工作时，轴套 1 和 2 的左端面受到液体压力的作用而向右移动，并且以一定的压力压向右方，因而使齿轮两侧端面的间隙消除，减小了油泵的内漏现象。

轴套 1 和 2 向右压的力量，是随着油泵工作压力的大小而自动增减的，而且轴套上与齿轮相接的端面被磨损以后也不会有间隙出现，所以这种泵具有较长的寿命。

天津机械厂生产的这种泵的最大工作压力为 150 公斤/厘米²。

轴套的直径 d_B (图 2--11) 是这样决定的，即使得轴套上由 d 和 d_i 所构成的环形面积在液体作用后所产生的向右的压力，比轴套右端面上由于齿轮间液体的作用而产生的向左的反力稍大，根据经验， d_B 可用下式计算：

$$d_B = (0.88 \sim 0.91) \sqrt{0.2d^2 + d_i^2} \quad 2-5$$

式中： d ——齿轮齿顶圆直径 (mm)

d_i ——齿轮齿根圆直径 (mm)

榆次液压件厂生产的齿轮泵也能达到较高的压力。图 2—12是该厂 CM-F 系列油泵的结构示意图。这种泵的额定工作压力为 140 公斤/厘米²，短暂的最大工作压力为 175 公斤/厘米²。这种泵的结构不同于天机厂生产的油泵的结构，它的齿轮侧面间隙不能调节或自动补偿。它的间隙量是靠油泵有关部位结构上的良好加工工艺（平面加工）和严格控制制造公差来保证的。此外，齿轮两旁的侧板采用铜和铁的双金属结构，即在铁的基体上用粉末冶金烧结的办法复盖上一层磷青铜。装配时齿轮端面与侧板磷青铜部分接

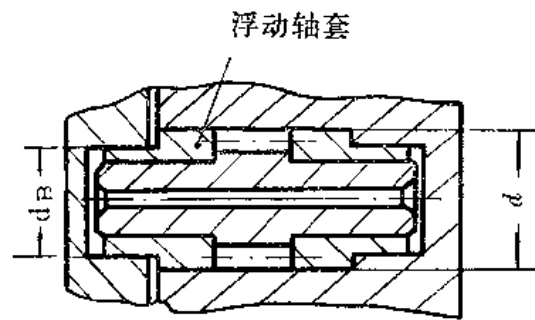


图 2—11 浮动轴套计算图

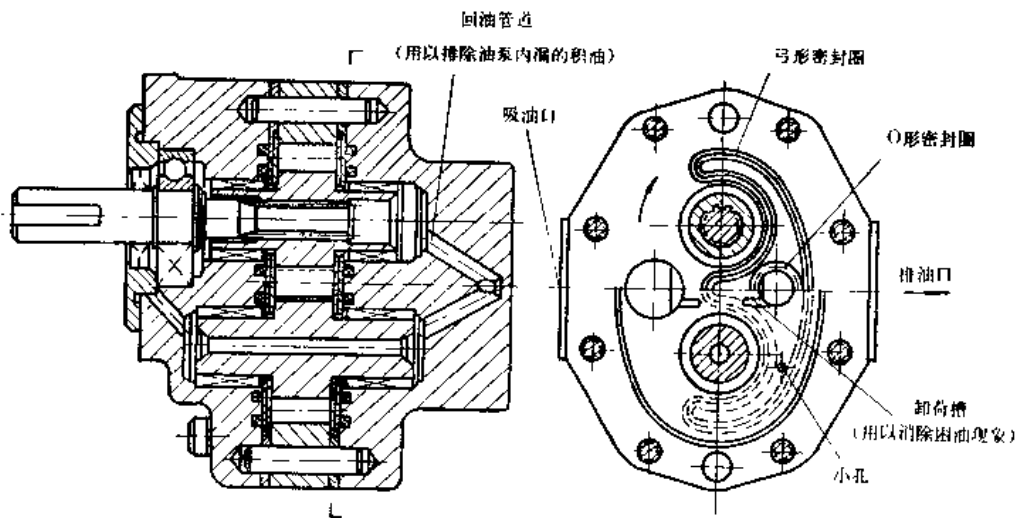


图 2—12 榆次 CM-F 高压齿轮泵结构

触，这样就大大提高了侧板的耐磨性，从而延长油泵的使用寿命。

如图 2—13 所示，齿轮油泵在工作时其端面上所受到的液体压力是不均匀的。靠近吸油口（图中空白部分）压力近于零，而靠近排油口（图中阴影部分）则是高压，这样在油泵工作时，侧板在高压部分就有远离齿轮端面的趋势，而在靠近吸油口部分，侧板则有压向齿轮端面的趋势。这种工作情况将会引起侧板的倾斜和磨损不匀。为了改善侧板的工作状态，在侧板的背面上加上弓形密封圈和 O 形圈，并在侧板上钻出两个小孔，使两个密封圈之间构成的容积与齿轮齿间相通（参看图 2—12 的右视图），通过这样的措施，使侧板的正反两面的液体压力大体上得到平衡。

齿轮油泵的流量是不可变的。至于齿轮泵的旋转方向，天津液压件厂生产的齿轮油泵正反转都能工作。天机和榆次生产的齿轮泵图上都标明了旋转方向，不能反转，使用时要注意。

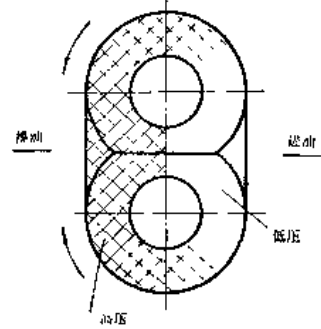


图 2—13 齿轮侧向压力分布图

第二节 叶片泵

叶片泵的结构比齿轮泵稍为复杂，成本稍高。叶片泵很容易使工作液获得 25~70 公斤/厘米² 的压力，而且供油的脉动量很小，几乎察觉不出来。所以，叶片泵同样获得广泛的应用。

叶片泵的结构有许多种。最常用的是恒流量双作用式叶片泵。双作用泵的转子上，在工作时所受到的液体径向压力得到平衡，所以工作较平稳。

图 2—14 所示的是天津液压件厂生产的上述形式叶片泵的结构。如图中所示，泵体 1 上有四个长圆形的孔 I—IV。孔 I

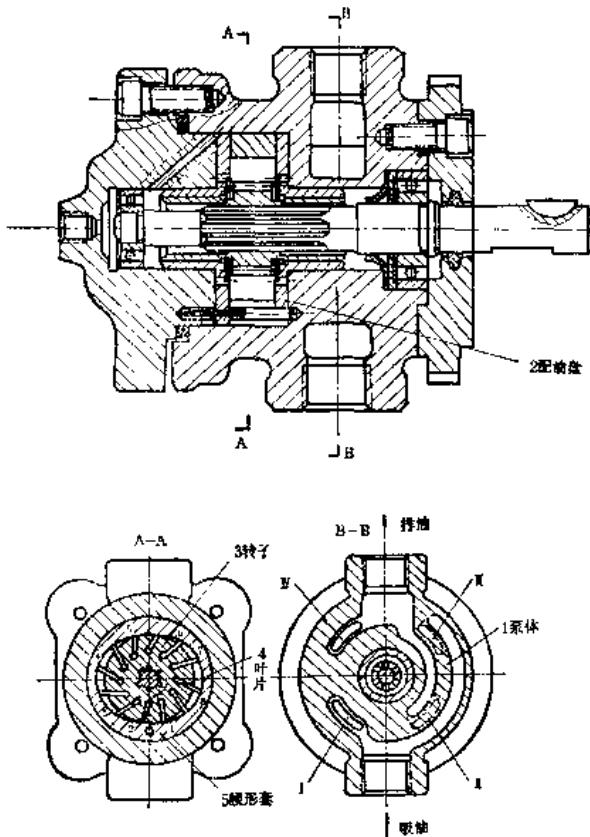


图 2—14 叶片泵的结构

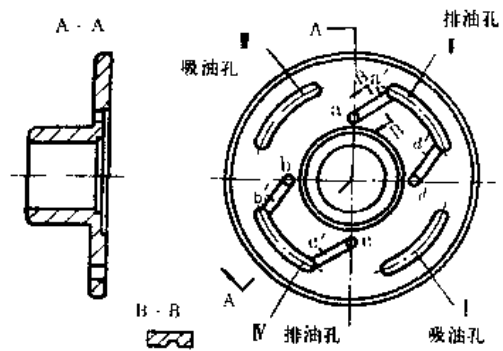


图 2—15 叶片泵的配油盘结构

和Ⅲ与吸油口相通，Ⅱ和Ⅳ与排油口相通。配油盘2是由耐磨青铜制成，它的上面也有四个长圆形的孔，孔的大小和位置与泵体上的长圆孔相适应（图2—15）。叶片泵的工作原理是这样：当转子3旋转时，转子槽里的叶片4在离心力的作用下紧压在腰形套5的内壁上（图2—14）腰形套的内壁是由两段大半径圆弧面（1~2；5~6），两段小半径圆弧面（3~4；7~8）和四段阿基米德螺线面（2~3；4~5；6~7；8~1）构成。因此，转子旋转一周，每个叶片便在转子槽内进出两次，其行程等于大小两圆弧顶点与中心距离之差。

当叶片从小半径圆弧面过渡到大半径圆弧面时，叶片从槽内甩出，相邻两叶片间构成的容积逐渐增大，油箱里的油通过泵体和配油盘的长圆孔Ⅰ和Ⅲ进入，填满其间。这便是油泵的吸油过程。转子继续旋转，叶片从大直径圆弧面过渡到小直径圆弧面，叶片受到腰形套内壁的压迫进入槽内，叶片间所含的容积减小，里面的油压力升高，并通过配油盘与泵体上的长圆孔Ⅱ和Ⅳ排出泵外，这便是泵的排油过程。

因为转子旋转一周，每个由叶片构成的容积完成两次吸油和排油过程，所以，这种泵叫做双作用的。又因为这种泵的吸油和压油区是对称分布的，所以转子上所受到的液体径向力是平衡的。

配油盘上的小孔a·b·c·d和油槽a'·b'·c'·d'是为了使转子上的叶片槽与排油腔沟通用的。因此当叶片在槽内进出使得槽的容积发生变化时，槽里的油能够排出或得到补充。因为叶片槽是与排油腔相通的，油泵工作时叶片的背面就受到液体压力的作用，所以，叶片不宜做得太厚，否则，叶片压向腰形套内壁的压力太大，易于磨损或烧坏。

腰形套的圆弧部分是为了使叶片构成的容积，在吸油区和排油区互相过渡时不致发生突变而设计的。因为两个叶片所构成的容积，在从吸油区向排油区过渡或是由排油区向吸油区过渡时，必须有一段路程是处于完全密闭的状态，否则排油腔与吸油腔就会沟通，形成内漏。腰形套的圆弧面就是为了保证这个容积在完全密闭以后不致发生变化而设，以免产生困油现象。

阿基米德螺旋面把腰形套的大小圆弧面平滑地连接起来，作为过渡表面，以保证叶片沿腰形套内壁能够平稳的滑行。各曲面部分连接处设计和制造不良，常是引起叶片泵产生噪音的重要原因。

转子的叶片是用高速钢制造，其硬度达 $R_c62\sim64$ ，以便耐磨。叶片的厚度在2~2.3毫米之间，太薄不能保证强度，太厚时由于背面上作用的液体压力过大，引起强烈的发热和摩擦，都对工作不利。转子上的叶片槽做成 $10^\circ\sim14^\circ$ 大小的倾角，其目的是改善叶片沿腰形套内壁滑动时叶片的受力情况，以免卡住。转子上的叶片槽做成倾角会使转子的强度获得改善。

由于转子的叶片有倾角，因此叶片泵的旋转方向是有规定的，不能随意反转。若须反转，则需将转子和配油盘拆下倒过来安装。

单级叶片泵只能产生70公斤/厘米²的压力。双级叶片泵是把两个单级叶片泵串连起来，组成一个能够产生140公斤/厘米²压力的油泵。图2—16所示是榆次液压件厂生产的这种泵的结构示意图。其工作原理是这样：（图2—17）第一级转子里打出来的压力油通过泵体内部的通道供给泵的第二级转子，第二级转子把来油的压力升高一倍，然后

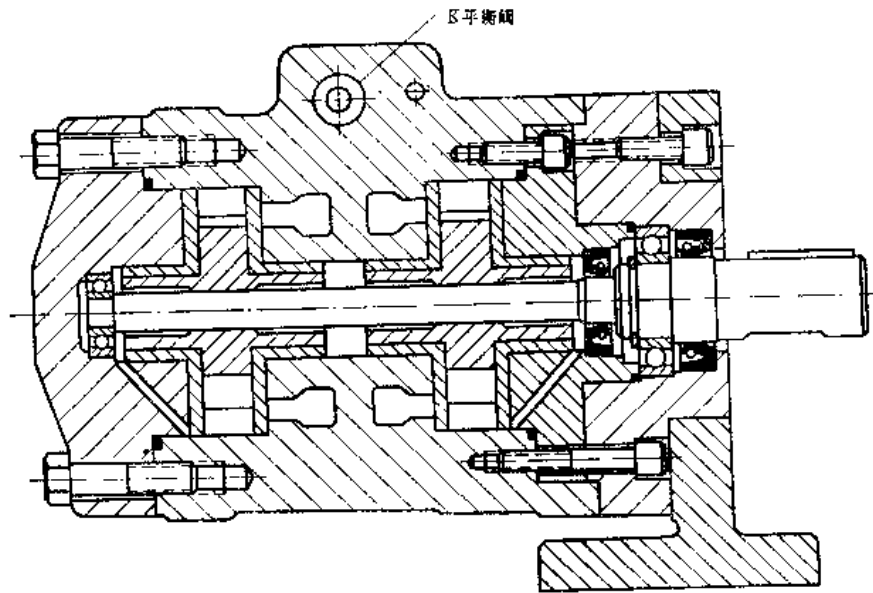


图 2—16 双级叶片泵结构图

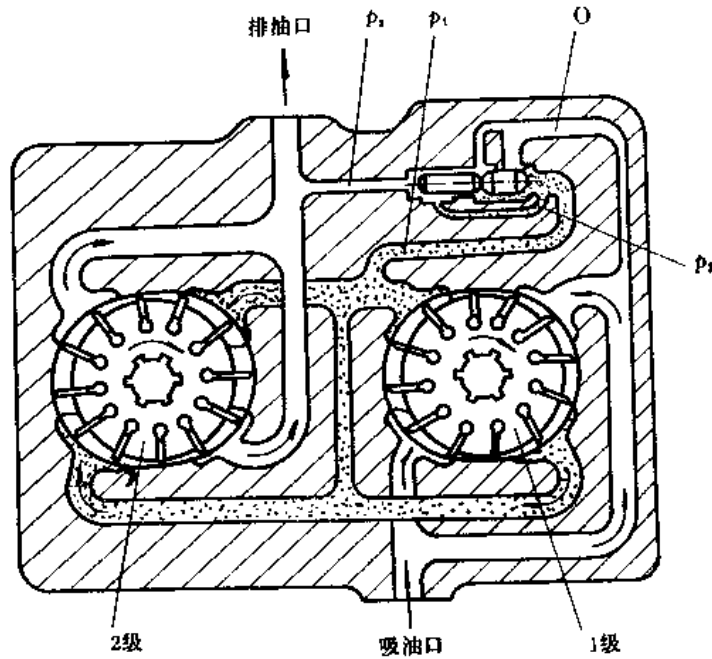


图 2—17 双级叶片泵原理图

排出泵外。K是泵体上的平衡阀，它的作用是使第二级转子打出来的油压与第一级转子打出来的油压保持2:1之比。为了保证这一点，平衡阀的两个滑阀的阀芯截面也做成是2与1之比。大直径滑阀承受低压，小直径阀心承受高压。这样，如果第一级转子打出的油压正好是第二级油压的 $\frac{1}{2}$ ，则平衡阀处于液压平衡状态，这时管O与管 P_2 不通，管 P_1 也与管O不通。如果一旦第一级转子打出来的油超过第二级转子的需用量，这时油的压力 P_1 就要升高，阀芯向左推移，使多余的油排回吸油口。相反，如果第一级转子打出来的油不够第二级转子的需要，则第一级的油压力 P_1 就会降低，第二级转子打出来的油的压力 P_2 就使阀芯向右推移，使其压力油溢回第一级出口，使一、二两级的油压保持1:2

的关系。平衡阀的结构如图 2—18所示。

叶片泵可以做成变量型式的，但其结构复杂，现在一般都采用可变流量的柱塞泵来代替。

我厂生产的 2.5 吨单柱校正压装液压机采用了单级叶片泵。注塑机上常使用双级叶片泵传动。

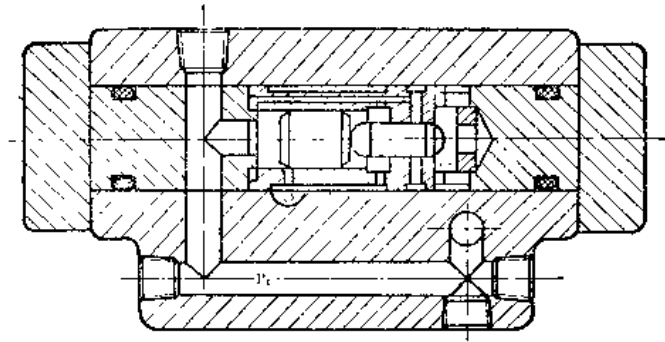


图 2—18 平衡阀的结构

第三节 柱 塞 泵

现代液压机对泵的要求日愈提高，概括起来有以下几点：第一，工作压力在 200 公斤/厘米²以上，特别是热模锻、冷挤压、人造金刚石压制需要更高的工作压力，以使主机结构紧凑，一般的要求泵能在 320 公斤/厘米²压力下连续工作；第二，在中小型液压机上，泵的公称流量应在 10~250 升/分范围以内有数种规格可供选择；第三，有广泛的变量性能，一般的应有（1）压力补偿、（2）伺服变量、（3）手动变量、（4）定量（油马达）、（5）电液动变量；第四，有自吸能力；第五，泵的寿命长，维护修理方便。此外，还要求安装方便、体积小、重量轻、成本低等等。

从以上要求可见，一般齿轮泵和叶片泵均不能满足这些要求。因此，几年来在我厂生产的液压机中广泛应用了柱塞泵，包括径向柱塞泵、曲轴柱塞泵和轴向柱塞泵等。随着液压机对泵的要求的不断提高，天津高压泵阀厂与有关单位联合设计了一套 CY14—1 系列轴向柱塞泵，该泵具有体积小、重量轻、结构简单、使用方便、效率高等特点，目前我厂产品中主要选用此种泵。本节将重点介绍这方面的结构和设计计算。

一、径向柱塞泵

径向柱塞泵的柱塞是沿着转子的半径方向安装的。图 2—19 是这种泵的工作原理图。固定不动的配油轴上用两个密封面分隔为吸油区和排油区，转子内孔与配油轴保持精密的配合（一般配合间隙为 0.02~0.025）。转子旋转时，带动柱塞旋转，并在离心力作用下，柱塞头紧压在与转子中心偏心布置的定子内圆轨道上。因此，每转一周，各柱塞均往复运动一次，即完成在吸油区吸油及在排油区将油压出的动作过程。

一般这类型泵均有两排柱塞并与径向平面呈 3° 左右斜度安装，使柱塞作往复运动的同时绕自身轴心旋转，磨损均匀。每排柱塞数目常用 5、7、9、11 等数种。图 2—20 为

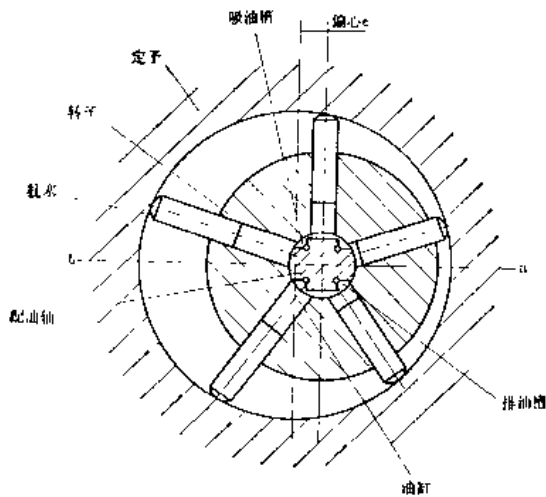


图 2—19 径向柱塞泵工作原理图

我厂原 Y 41—25 型单柱校正压装液压机所使用之星形柱塞泵结构图，利用改变定子相对于转子中心的偏心量，可以改变泵的排油量。这种泵由于配油轴与转子间的间隙磨损后不能自动补偿，漏损较大；柱塞头部与定子为点接触，应力较高，限制了这种泵不能得到较高的压力，而且，由于零件数量多、结构较为复杂、噪音大，现已被轴向柱塞泵所代替。

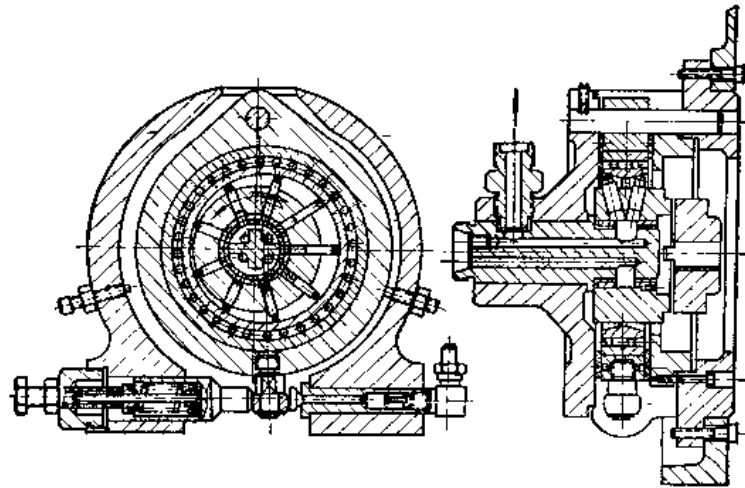


图 2—20 星形柱塞泵结构图

二、轴向柱塞泵

(一) 结构概述

在轴向柱塞泵中，按配油方式来分类，可以分成阀式（缸体不旋转）轴向柱塞泵和配油盘式（缸体旋转）轴向柱塞泵两种。前者可以得到很高（400公斤/厘米²以上）的压力，但变量困难；后者在早些年一般只使用于200公斤/厘米²压力以下，但近几年来，由于设计和制造水平不断提高，已出现了很多最大连续工作压力在350公斤/厘米²的配油盘式轴向柱塞泵。如天津高压泵阀厂生产的直轴带滑靴的CY14—1型轴向柱塞泵（见图2—21）和太原矿山机械厂等单位生产的弯轴无铰式Z※B型轴向柱塞泵（见图2—22）。

直轴带滑靴的轴向柱塞泵，优点为结构简单，紧凑，零件少，通用性好，利用了静压油膜轴承，省去了重型推力轴承；其缺点是柱塞受侧向力较大，因此，变量头倾角一般仅为18°~20°。

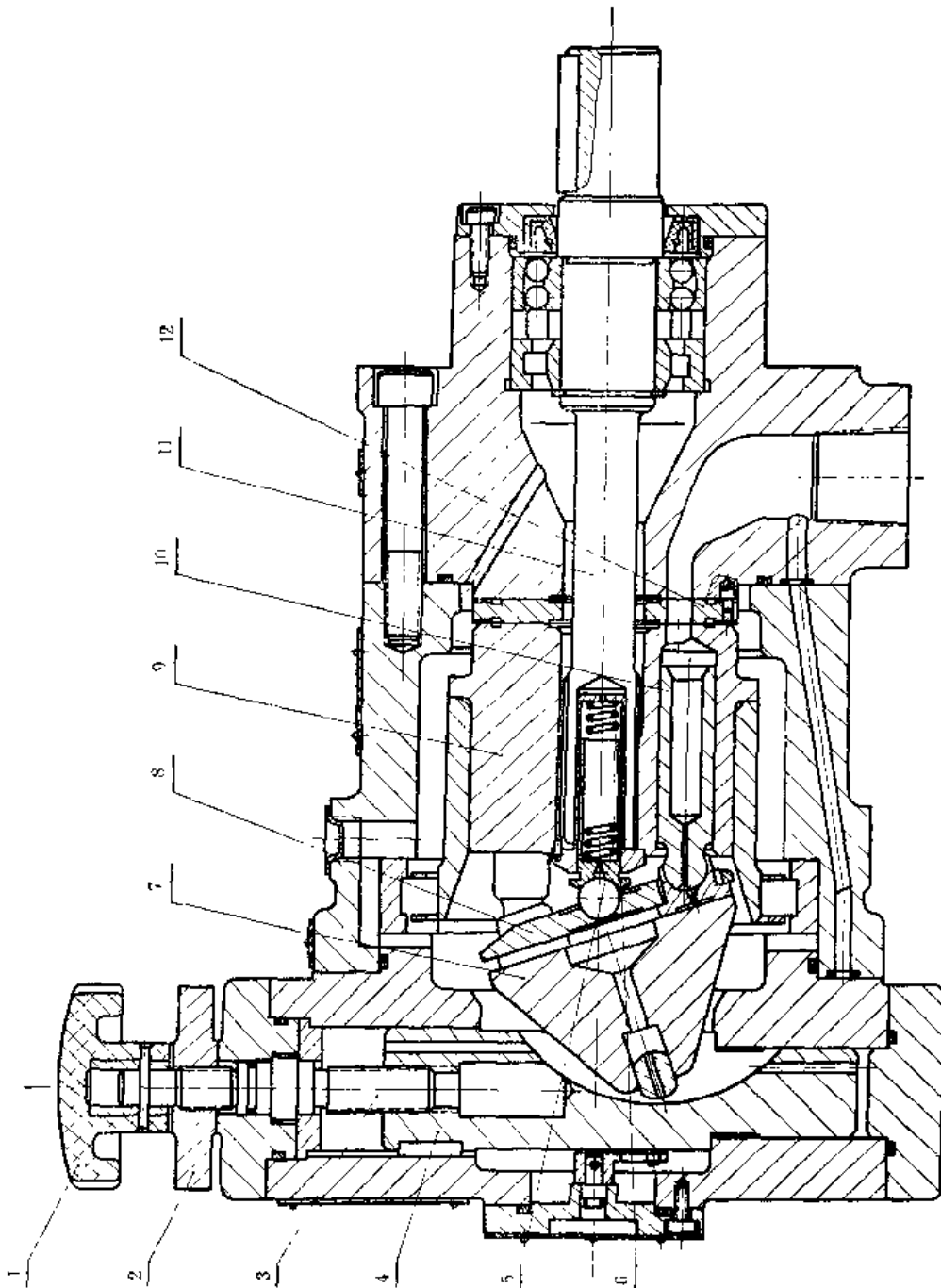


图 2—21 CY14—1 型轴向柱塞泵结构图

弯轴无铰式结构的轴向柱塞泵，优点为结构成熟、缸壁所受侧压力很小，因此倾角一般均较大（一般为 $25^{\circ}\sim 30^{\circ}$ ），所以在相同柱塞直径下，流量就较大；同时该泵利用连杆强制回程，自吸性较好。其缺点为结构较复杂，零件数量较多，对制造工艺要求较高，变量机构较大。因此，根据我厂中小型液压机的具体情况，我们选用了CY14—1型系列，现已广泛应用到我厂各种液压机中。下面将CY14—1型轴向柱塞泵的设计作一简要分析。

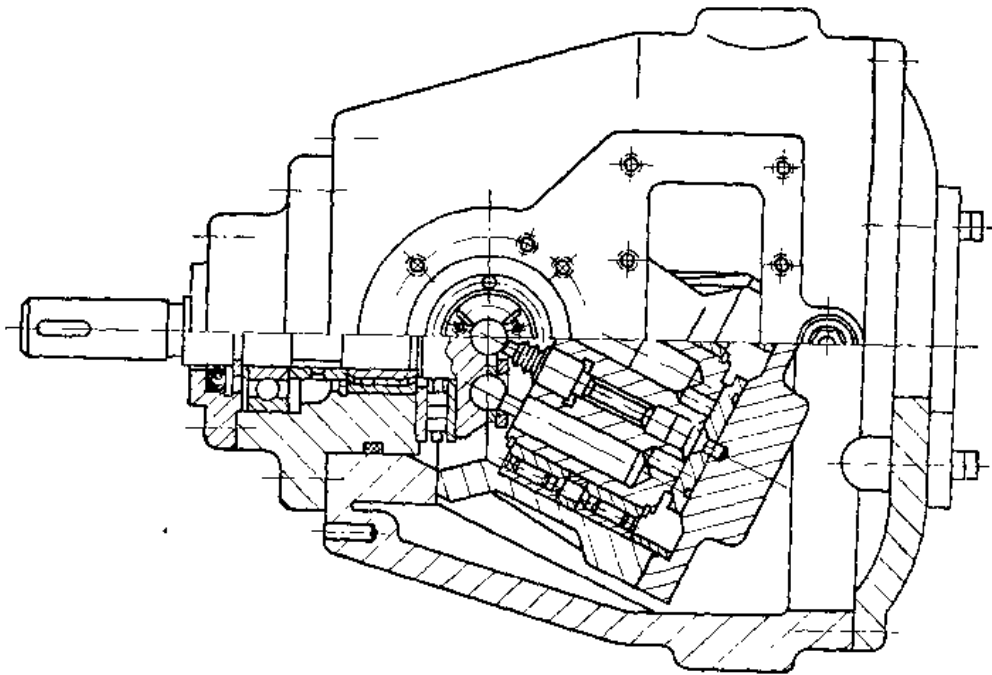


图 2—22 ZB型轴向柱塞泵结构图

(二) 柱塞的运动学分析

在(见图 2—21)缸体₍₉₎上轴向布置有七个柱塞₍₁₀₎。柱塞头部的滑靴被回程盘₍₈₎紧压于变量头₍₇₎上。因此,当传动轴₍₁₁₎带动缸体(从轴端看,反时针方向)旋转时,各柱塞将产生往复运动。图示的一半圆周上,柱塞将向外伸出,即做吸油动作;剖去的一半圆周上,将向内运动,即做排油动作。改变变量头的倾角 γ ,即相应地改变了泵的输出流量。

1. 柱塞的位移、速度、加速度

图 2—23所示为泵的运动原理图。(设缸体带动柱塞沿反时针方向旋转),可以看出沿 Y 轴将平面分为左右两个区域,左面为排油区,右面为吸油区。

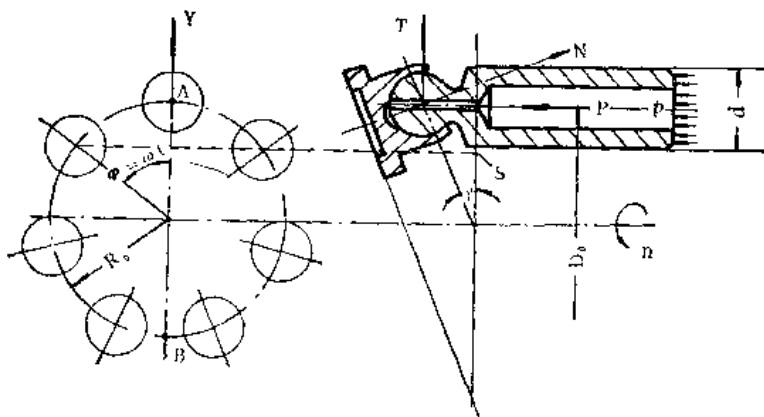


图 2—23 轴向柱塞泵运动原理图

柱塞相对于缸体运动的位移、速度、加速度方程如下:

$$\text{位移方程: } S = R \cdot \text{tg} \gamma \cdot \cos \omega t \text{ (mm)}$$

2—6

$$\text{速度方程: } V = \frac{ds}{dt} = R \cdot \omega \cdot \text{tg}\gamma \cdot \sin\omega t \quad (\text{mm/sec}) \quad 2-7$$

$$\text{加速度方程: } a = \frac{dv}{dt} = R \cdot \omega^2 \cdot \text{tg}\gamma \cdot \cos\omega t \quad (\text{mm/sec}^2) \quad 2-8$$

$$\text{柱塞行程: } L = 2 | S_{\max} | = 2 \cdot R \cdot \text{tg}\gamma \quad (\text{mm}) \quad 2-9$$

$$\text{式中: } R \text{—柱塞的分布半径 (mm)} \quad R = \frac{D_o}{2}$$

γ —变量头倾斜角 $\gamma = 0 \sim 20^\circ$

位移、速度、加速度和行程的关系，从图 2—24 即可清楚看出。

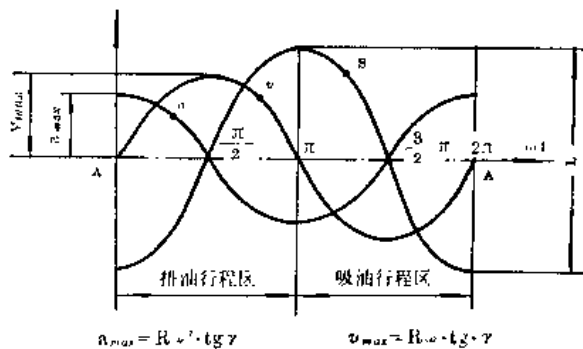


图 2—24 柱塞运动位移、速度、加速度相互关系图
一柱塞最大行程为 L 。故泵的每转理论排油量为：

$$q_T = Z \cdot 0.785 d^2 \cdot L \quad (\text{cm}^3/\text{rev})$$

将式 2—9 代入得：

$$q_T = 0.785 \cdot d^2 \cdot Z \cdot D_o \cdot \text{tg}\gamma \quad (\text{cm}^3/\text{rev}) \quad 2-10$$

式中： Z —柱塞数目 (CY14—1 型泵系列中 $Z = 7$)

D_o —柱塞分布圆直径 (cm)

d —柱塞直径 (cm)

由式 2—10 中可以看出，泵的排油量与变量头的倾斜角的正切成正比。改变变量头倾斜角即可以改变泵的流量，这就是轴向柱塞泵变量的方法。

(2) 泵的平均理论流量：若泵以每分钟转数为 n 的速度旋转，则平均理论流量为：

$$Q_T = n \cdot q_T \cdot 10^{-8}$$

将式 2—10 代入得：

$$Q_T = 0.785 d^2 \cdot Z \cdot D_o \cdot n \cdot \text{tg}\gamma \cdot 10^{-8} \quad (\text{l/min}) \quad 2-11$$

式中： n —泵的公称转数 (r.p.m)

(3) 泵的实际流量：实际上，泵在工作中，由于吸油不足和泵的漏损，必然使泵的实际流量较理论流量为低，常用实际流量与理论流量之比值即容积效率以此表示其损失，这样，泵的实际流量为：

$$Q = 0.785 d^2 \cdot Z \cdot D_o \cdot n \cdot \eta_v \cdot \text{tg}\gamma \cdot 10^{-8} \quad (\text{l/min}) \quad 2-12$$

式中： η_v —容积效率， $\eta_v = \frac{Q}{Q_T}$

(4) 泵的流量脉动：由于每一柱塞运动速度均按正弦曲线之规律变化，而每一柱塞又相距 $\frac{2}{Z}\pi$ 之角度，一般轴向柱塞泵的柱塞数目均为7，故必然有时处于排油状态的柱塞数为3，经 $\frac{2\pi}{7}$ 后又为4。因此就能求出一个周期内的最大流量 Q_{\max} ，最小流量 Q_{\min} 和相应的平均流量 Q_{cp} 。这些数值可用作图法求出，也可用下列公式计算。

表示泵的流量脉动有两个方法。其一为“不均匀度”。其定义是最大流量 Q_{\max} 与最小流量 Q_{\min} 之比值。

$$\text{即： } Y = \frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} \quad 2-13$$

$$\text{当柱塞数 } Z \text{ 为奇数时， } Y = \frac{1}{\cos \frac{\pi}{2Z}}$$

$$\text{当柱塞数 } Z \text{ 为偶数时， } Y = \frac{1}{\cos \frac{\pi}{Z}}$$

表2-1 根据柱塞数量Z求得的排油不均匀度的数值

柱 塞 数 Z	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
不 均 匀 度 Y	1.142	1.145	1.050	1.152	1.025	1.082	1.015	1.050	1.010	1.038

表示流量脉动的另一种方法是排油脉动率 δ ，其定义是最大流量减去最小流量与平均流量比值的百分率。近似地表示如下式：

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{\frac{Q_{\max} + Q_{\min}}{2}} \times 100\%$$

很显然， δ 与Y有如下关系：

$$\delta = \frac{2(Y - 1)}{Y + 1} \times 100\% \quad 2-14$$

表2-2 不同柱塞数Z的排油脉动率

柱 塞 数 Z	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
脉 动 率 δ	13.1	3.4	4.87	14.1	2.5	7.87	1.44	4.87	0.995	3.72

从上述分析中可得出如下结论：柱塞数目愈多，排油脉动率愈小；柱塞数为奇数较为偶数时脉动率显著减小。所以，一般的结构中，无论径向或轴向柱塞泵，柱塞数目均取奇数。

油泵脉动率过大，对液压系统工作将带来不稳定，但柱塞数太多，结构又显得复杂，因此，在要求较高的系统中，不能单纯地依靠增加柱塞数来消除脉动现象，而必须相应的设计必要的滤波装置，使输出之流量脉动和由之产生的压力脉动降低到要求的范围内。

(三) 柱塞的动力学分析

1. 柱塞的受力分析

从图 2—23 可见，当柱塞受液压之推力时，滑靴对变量头产生法向压紧力 N 与径向力 T 和轴向力 P 。从三角形关系中可以得出：

$$P = 0.785d^2 \cdot p \quad (\text{kgf}) \quad 2-15$$

$$T = P \cdot \text{tg} \gamma \quad (\text{kgf}) \quad 2-16$$

$$N = P / \cos \gamma \quad (\text{kgf}) \quad 2-17$$

式中： p ——泵的工作压力 (kgf/cm^2)

d ——柱塞直径 (cm)

γ ——变量头倾斜角

2. 柱塞的回程力

从以上分析可以看出，在泵工作过程中柱塞作往复运动，在回程（即吸油）过程中必须给予足够的外力，用以克服其轴向运动的惯性力和由于离心力作用于缸壁产生的摩擦力及吸油阻力。从图 2—21 可见，这个力量是由中部回程弹簧通过回程盘 (8) 压住滑靴来得到的。因此，必须首先计算出柱塞在公称转数下所需要之回程力，作为结构设计的基础。其中：柱塞往复运动之惯性力为：

$$P_1 = \frac{G}{g} \cdot a_{\max} \quad (\text{kgf}) \quad 2-18$$

柱塞由于离心力作用于缸壁而产生的摩擦阻力为：

$$P_2 = \frac{G}{g} \cdot \omega^2 \cdot R \cdot f \quad (\text{kgf}) \quad 2-19$$

吸油过程中，由于规定了泵之自吸能力为泵的中心线高于液面 500 毫米，再考虑到吸油管路系统中的阻力损失，所以一般估计吸油负压 p_0 为 0.2 公斤/厘米²。因此，每个柱塞所需之回程力为：

$$P_r = P_1 + P_2 + 0.785d^2 \cdot p_0$$

$$\text{即 } P_r = \frac{G}{g} \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + f) + 0.785d^2 \cdot p_0 \quad 2-20$$

式中：

G —— 柱塞滑靴重量 (kg)

g —— 重力加速度 (9.81m/sec^2)

ω —— 柱塞旋转的角速度 = $\left[\frac{2\pi n}{60} \text{ (1/sec)} \right]$

f —— 柱塞与缸壁的摩擦系数 (取 $f = 0.1$)

d —— 柱塞直径 (cm)

p_0 —— 吸油负压 ($p_0 = 0.2 \text{kgf/cm}^2$)

3. 泵的扭矩和功率

由于每一柱塞所承受的切向力 N 所能产生的扭矩是 φ 角的正弦函数，因此，合成的扭矩也必将产生脉动。但一般脉动范围很小，而对于我们比较有意义的是其平均扭矩和

所需的平均功率。因此，可以用平均功率法很简单的求出。

(1) 理论功率 N_T

已知泵的平均理论流量 Q_T 且在公称压力 p 下运转，其功率为：

$$N_T = \frac{p \cdot Q_T}{612} \quad (\text{KW}) \quad 2-21$$

式中： p —— 泵的公称压力 (kgf/cm^2)

Q_T —— 泵的平均理论流量 (l/min)

(2) 泵的实际功率：输入泵的实际功率还需考虑由各零件的摩擦和流体阻力所产生的机械损失，此损失以机械效率 η_m 表示。因此泵的实际输入功率约为：

$$N = \frac{N_T}{\eta_m} = \frac{p \cdot Q_T}{612 \eta_m} = \frac{p \cdot Q}{612 \eta_v \eta_m} = \frac{p \cdot q_r \cdot n}{612 \eta_m} \cdot 10^{-3} \quad 2-22$$

(3) 泵的传动扭矩：输入功率 N 和此时之转速 n 与输入之扭矩 M 有如下关系：

$$M = \frac{N}{\omega} \quad (\text{kgf} \cdot \text{m})$$

通常功率 N 均用仟瓦，角速度 ω 用转速 n 代替，经换算得：

$$M = \frac{102 N}{\frac{2\pi}{60} \cdot n} = \frac{6120}{2\pi} \cdot \frac{N}{n}$$

代入式 2-22 得：

$$M = \frac{5}{\pi} \cdot p \cdot q_r \cdot \frac{1}{\eta_m} \cdot 10^{-3} \quad (\text{kgf} \cdot \text{m}) \quad 2-23$$

式中：

M —— 泵的输入扭矩 ($\text{kgf} \cdot \text{m}$)

N —— 泵的输入功率 (KW)

n —— 泵的转速 ($\text{r} \cdot \text{p} \cdot \text{m}$)

(4) 泵的总效率：其定义为输出功率与输入功率之比值。其输出功率为：

$$N_o = \frac{p \cdot Q}{612} = \frac{p \cdot q_r \cdot \eta_v \cdot n}{612} \cdot 10^{-3}$$

输入功率为：

$$N = \frac{p \cdot Q_T}{612 \cdot \eta_m} = \frac{p \cdot q_r \cdot n}{612 \eta_m}$$

故总效率为：

$$\eta = \frac{N_o}{N} = \frac{Q}{Q_T} \cdot \eta_m$$

$$\text{而 } \frac{Q}{Q_T} = \eta_v$$

$$\therefore \eta = \eta_v \cdot \eta_m \quad 2-24$$

即：总效率为容积效率与机械效率的乘积。

4. 轴向柱塞泵作液压马达使用时的性能计算

一般地说，凡是配油盘式的轴向柱塞泵均可做液压马达使用。其柱塞的运动规律及传递扭矩的作用原理与作泵使用时相同。即作泵使用时，从传动轴输入机械功率，从泵的出口输出高压油。作液压马达使用时则与此相反，从入口输入高压油，推动柱塞，在切向分力作用下，迫使缸体旋转，并从轴端输出相应的转速和扭矩。

(1) 液压马达的输入流量和输出转速：从对油泵的分析得知，油泵每转的平均理论排量为 q_T ，作为液压马达使用时，每转同样也需要相同的流量，若以 q'_T 代表液压马达每转平均理论输入流量，则：

$$q'_T = \frac{1}{4} \pi d^2 \cdot D_o \cdot Z \cdot \operatorname{tg} \gamma \quad (\text{cm}^3) \quad 2-25$$

但输入之高压油必然在滑靴的端面、配油盘和柱塞配合部分产生漏损，考虑这些容积的效率，则实际上使缸体旋转一周所需的流量为：

$$q' = \frac{q_T}{\eta'_v}$$

故输出转数为 n' 时其输入流量应为：

$$Q' = q' \cdot n' \cdot 10^{-3} = q'_T \cdot \frac{n'}{\eta'_v} \times 10^{-3}$$

$$\text{即 } Q' = \frac{1}{4} \pi d^2 \cdot Z \cdot D_o \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \frac{n'}{\eta'_v} \times 10^{-3} \quad (\text{l/min}) \quad 2-26$$

式中： d ——柱塞直径 (cm)

Z ——柱塞数目

D_o ——柱塞分布圆直径 (cm)

γ ——变量头倾斜角

n' ——液压马达的输出转速 (r.p.m)

η'_v ——液压马达的容积效率 (一般取 $\eta'_v = 0.93$)

若已知输入的流量 Q ，则液压马达之转速为：

$$n' = \frac{Q \cdot \eta'_v \cdot 10^3}{\frac{1}{4} \pi \cdot d^2 \cdot Z \cdot D_o \cdot \operatorname{tg} \gamma} \quad 2-27$$

若将式 2-12 代入式 2-25 则可得出：

$$n' = \eta \cdot \eta_v \cdot \eta'_v \cdot \frac{q_T}{q'_T} \quad 2-28$$

这一关系式说明：在泵和液压马达传动中，液压马达的转速与泵的转速和单位排油量成正比，并与液压马达每转排量 q'_T 成反比。因此若要改变马达转速，可以改变供油泵的流量 q_T ，或改变马达的每转需油量 q'_T 。液压马达的无级调速即利用此原理工作。

(2) 液压马达的输出扭矩：与泵的输入扭矩求法相同。作液压马达使用时，根据输入之功率减去该马达的机械损失以后的有效功率，即可求出输出之扭矩和相应的转速。

$$M' = \frac{5}{\pi} \cdot p \cdot q'_T \cdot \eta_m \cdot 10^{-3} \quad (\text{kgf} \cdot \text{m}) \quad 2-29$$

式中：

- p ——液体工作压力 (kgf/cm²)
 q'_T ——液压马达的理论排量 (cm³/rev)
 η'_m ——液压马达的机械效率 (一般取 $\eta'_m = 0.95$)

(3) 液压马达的输出功率:

输出功率为 $N' = M' \cdot \omega'$ 。用式 2-28 和 2-29 代入得:

$$N' = \frac{5}{\pi} \cdot p \cdot q'_T \cdot \eta'_m \cdot 10^{-3} \cdot \frac{Q \cdot \eta'_v}{q'_T} \cdot 10^3 \cdot \frac{2\pi}{60} = \frac{1}{6} p \cdot Q \cdot \eta'_m \cdot \eta'_v \cdot \frac{1}{10^2}$$

(kgf·m/sec)

$$\therefore N' = \frac{P \cdot Q}{612} \cdot \eta'_m \cdot \eta'_v \quad (\text{KW}) \quad 2-30$$

- 式中: p ——液体工作压力 (kgf/cm²)
 Q ——输入液压马达的流量 (l/min)
 η'_m ——液压马达的机械效率
 η'_v ——液压马达的容积效率

以上我们叙述了 CY14-1 型轴向柱塞泵的运动学和动力学方面的设计计算方法。在具体设计过程中还必须使压力、流量、柱塞直径等符合国家规定的标准。现根据以上公式将 CY41-1 型轴向柱塞泵主要性能设计计算数值列于表 2-3。

表 2-3 CY14-1 型轴向柱塞泵的主要参考值

数 值		型 号							
		10CY 14-1	16CY 14-1	25CY 14-1	40CY 14-1	63CY 14-1	100CY 14-1	160CY 14-1	250CY 14-1
p	kgf/cm ²	320	320	320	320	320	320	320	320
d	cm	1.2	1.2	1.8	1.8	2.4	2.4	3.2	3.5
Z		7	7	7	7	7	7	7	7
$D_0 = 2R$	cm	4.5	4.5	5.6	5.6	7.6	7.6	9.6	11.6
γ		19°	19°	18°	18°	18°	18°	18°	19°5'
n_T	r.p.m	1000	1500	1000	1500	1000	1500	1000	1000
n	r.p.m	960	1450	970	1450	970	1460	970	970
η_v		0.92	0.92	0.92	0.92	0.92	0.92	0.95	0.95
η_m		0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95
L	mm	15.5	15.5	18.2	18.2	24.7	24.7	31.2	41.1
$\omega = \frac{2\pi n}{60}$	1/sec	100.5	152	101.5	152	101.5	153	101.5	101.5
V_{max}	m/sec	07.8	1.18	0.925	1.38	1.25	1.80	1.58	2.04
a_{max}	m/sec ²	78.5	180	94	210	127	275	160.5	207
q_T	cm ³ /rev	12.3	12.3	32.4	32.4	78.2	78.2	176	276
Q_T	l/min	11.8	17.8	31.4	47	76	114	171	268
Q	l/min	10.8	16.4	28.9	43.2	70	105	162.5	254
M	kgf·m	6.65	6.65	17.4	17.4	42	42	94.5	148
N_T	KW	6.16	9.3	16.4	24.6	39.8	59.6	89.3	138
N	KW	6.48	9.8	17.3	25.9	41.8	62.8	94	145

(四) 主要零件的设计

1. 柱塞和滑靴的设计

轴向柱塞泵柱塞的端部有两种结构，其一为球面与平面点接触形式；其二为带滑靴结构。前者只适用于较小的泵和较低的压力，后者则将点接触改为面接触，使接触压力大大降低。滑靴有两种结构：一种是利用动液压轴承原理，利用滑靴在变量头平面高速滑行，形成油膜并承受负荷；一种是利用静液压轴承原理利用静力平衡油室产生之推力形成油膜和承受负荷。由于泵的滑靴在高速重负荷条件下工作，因此，一般均利用静液压轴承原理进行设计。

(1) 圆形静压轴承的力平衡问题：当泵工作时，柱塞受液压 P 之作用，将滑靴紧压在变量头之斜面上，液压 p 通过柱塞中部之阻尼孔导入静力平衡油室 (h)，其液压将降为 p_1 ，并产生相反方向的撑开力 P_h ，同时液压 p_1 将通过滑靴和变量头配合面 (S) 的间隙 δ 向外泄漏，(外部压力 p_2 ，一般均接回油箱，所以 $p_2 = 0$) 因此，在整个 S 的环形面积上要形成一个压力梯度并将产生撑开力 P_s 。

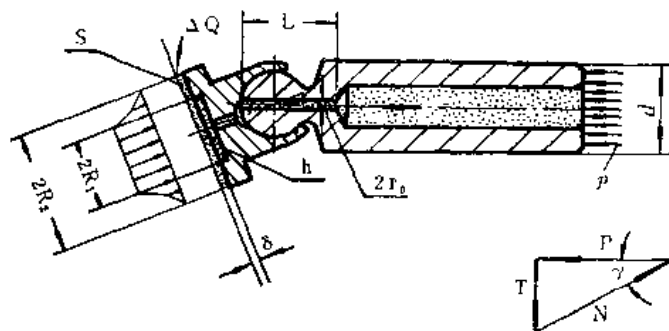


图 2-25 滑靴静压轴承工作原理图

整个静力轴承的撑开力 P_o 为：

$$P_o = P_h + P_s \quad 2-31$$

而静力平衡油室形成的撑开力 P_h 为：

$$P_h = \pi R_1^2 \cdot p_1 \quad 2-32$$

支承面上的撑开力 P_s 决定于间隙内的压力分布规律和结构面的尺寸，根据流体力学的分析，得出：

$$P_s = \pi \cdot R_1^2 \cdot p_1 \cdot \left(\frac{R_2}{R_1} - 1 \right) \quad 2-33$$

将式 2-32 和 2-33 代入 2-31，并令 $p_1 = p$

$$\therefore P_o = \pi R_1 \cdot R_2 \cdot p \quad (\text{kgf}) \quad 2-34$$

式中， R_1 ——静力平衡油室半径 (cm)

R_2 ——滑靴支承面外半径 (cm)

p ——静力平衡油室内的液体压力 (kgf/cm^2)

撑开力 P_o 愈大，则漏损量 ΔQ 愈大，但 P_o 太小则滑靴与变量头之接触表面上的剩余压紧力必然增大，影响油膜形成。实践经验证明，为了减小漏损，撑开力应比压紧力略小，其比值 m_o 为：

$$m_0 = \frac{P_0}{N}$$

将式 2—15、2—17、2—34 代入并令 $P_1 = P$ ，得：

$$m_0 = \frac{\pi \cdot R_1 \cdot R_2 \cdot \cos \gamma}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} = 0.85 \sim 0.95 \quad 2-35$$

根据 2—35，若已知柱塞直径 d 和变量头倾角 γ ，则不难求出 R_1 和 R_2 之值。

(2) 滑靴支承面上的 P 、 V 值对于滑动轴承的接触表面通常必须校核单位压力 P 、相对滑动速度 V 和 PV 值，在实际结构中，这些数值均不能超过材料许用值。

由于滑靴对变量头的正压力 N 大于静力平衡所产生的撑开力 P_0 ，所以在滑靴和变量头接触面上，必然有剩余的压紧力 P_m 。其值为：

$$\begin{aligned} P_m &= N - P_0 \\ &= \frac{\pi}{4} d^2 \cdot p \cdot \frac{1}{\cos \gamma} - \pi \cdot R_1 \cdot R_2 \cdot p \\ &= \frac{\pi}{4} d^2 \cdot p \cdot \frac{1}{\cos \gamma} \left(1 - \frac{\pi R_1 \cdot R_2 \cdot \cos \gamma}{\frac{\pi}{4} d^2} \right) \\ \therefore P_m &= (1 - m_0) \frac{1}{4} \pi d^2 \cdot \frac{p}{\cos \gamma} \quad 2-36 \end{aligned}$$

在滑靴与变量头接触面上的单位压力 p_m 应满足下列关系：

$$p_m = \frac{P_m}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} = (1 - m_0) \cdot \frac{p \cdot d^2}{4(R_2^2 - R_1^2) \cos \gamma} \leq [p] \quad 2-37$$

当滑靴沿变量头倾斜面运动时，其轨迹显然为椭圆形，而长轴为 $2 \frac{R_0}{\cos \gamma}$ ，短轴为 $2R_0$ ，同时由于滑靴绕泵中心线以角速度 ω 旋转时，其接触面上的速度随着与中心点距离不等而不同，靠外面速度大，靠中心速度小，因此，滑靴将有一附加绕柱塞球铰的自转。实践证明，自转方向与旋转方向相反。因而滑靴端面滑动速度的平均值可用半径为 $\frac{R_0}{\cos \gamma}$ 的速度值来代表，并满足下列关系：

$$\begin{aligned} V_m &= \omega \cdot \frac{R_0 \times 10^{-2}}{\cos \gamma} = \frac{2 \pi n}{60} \cdot \frac{R_0 \times 10^{-2}}{\cos \gamma} \leq [V] \\ \therefore V_m &= \frac{\pi \cdot R_0 \cdot n}{3 \times 10^3 \times \cos \gamma} \leq [V] \quad \text{m/sec} \quad 2-38 \end{aligned}$$

因此，可以得出 PV 值。

$$\begin{aligned} p_m \cdot V_m &= (1 - m_0) \frac{p \cdot d^2}{4(R_2^2 - R_1^2) \cos \gamma} \cdot \frac{\pi \cdot R_0 \cdot n}{3 \times 10^3 \cdot \cos \gamma} \\ &= (1 - m_0) \frac{\pi \cdot p \cdot d^2 \cdot R_0 \cdot n}{1.2 \times 10^4 (R_2^2 - R_1^2) \cos^2 \gamma} \leq [p \cdot V] \quad (\text{kgf} \cdot \text{m/sec} \cdot \text{cm}^2) \quad 2-39 \end{aligned}$$

以上公式内的符号和单位与前面公式含义相同。青铜材料的 $[p]$ 、 $[V]$ 和 $[p \cdot V]$ 值如表 2—4 所示。

表 2-4

青铜材料的〔p〕、〔V〕和〔pV〕值

材 料	牌 号	许 用 值			硬 度	
		P	V	P·V	金 属 模	砂 模
		公斤 厘米 ²	米 秒	公斤-米 秒-厘米 ²		
铸造锡青铜	ZQSn10-1	150	10	150	90—180	80—100
压力加工磷青铜	QSn6.5-0.1					
锡 青 铜	ZQSn5-5-5	80	3	120	60	
	ZQSn4-4-17	100	4	100		60
铝 青 铜	QA110-3-1.5	200	5	150	25—140	
铸造铝青铜	ZQA110-3-1.5				120	110
		ZQA17-1.5-1.5	250	8	200	
金属模铸造铅青铜	ZQPb30	250	12	300	25	

设计滑靴尺寸的步骤如下:

首先根据柱塞分布直径 $2R_0$ 和柱塞数 Z (一般取 $Z=7$)，确定滑靴最大可能的外径值，并考虑相邻滑靴间在变量头倾角当 $\gamma=0$ 时有必要的间隙 (一般此间隙有 $0.3\sim 1$ 毫米)。然后选 m_0 值，再根据公式 2-35 即可求出 R_1 。确定了 R_1 和 R_2 后，其他尺寸也即相应的确定。最后再校核 $p\cdot V$ 值。

2. 配油盘的设计

(1) 配油盘的结构：配油盘是泵的关键零件之一。其作用为分配进出口油液；承受缸体的高速偏心重载荷。

配油盘的结构形式通常有三种 (见图 2-26)。图 a 为对称型配油盘，缸体沿 n 向旋转时，左月牙槽为吸油区，右面为排油区，即高压区。缸体上每个柱塞的通油窗口形状如 1 所示，其中心角为 α_0 ，较封油角 $2\alpha_s$ 略小，因此得到一密封区域为 $\frac{1}{2}(2\alpha_s - \alpha_0)$ ，以防止高低压串通，提高容积效率，通常把这种结构称为正封闭结构。环形面 2 为辅助支承面积，上面开设排泄漏损油的径向沟槽，3 处为外封油带，4 处为内封油带，5 处为保持配油盘准确位置之定位槽，6 处为柱塞从排油区转至吸油区的下死点位置。由图可见，这种结构的优点为形状简单，工艺性较好，由于结构的对称性，可以允许缸体正反方向旋转，配油盘背面的内外封油带较正面可以设计得较小，因此，可以使背面的封油带上得到较高的密封压力，减小漏损量，其缺点是高压时噪音较大，试验表明，在 200 公斤/厘米²的液压下，其音响在 90 分贝以上。音响太大的原因可以解释如下：柱塞刚离开吸油区时距上始点 1 还有 $\frac{1}{2}(2\alpha_s - \alpha_0)$ 之正封闭区。因此，从此位置运动至 1 位置时柱塞腔内由于不能吸油而略低于零压 (即吸油区压力)。而从上始点运动至与排油区连通前的一段时间内，油排不出去，此时柱塞腔内的压力恢复到零压，但是，在接通高压区的瞬间，由于高压油的作用急速增压至出口压力，使柱塞承受冲击载荷而发出很

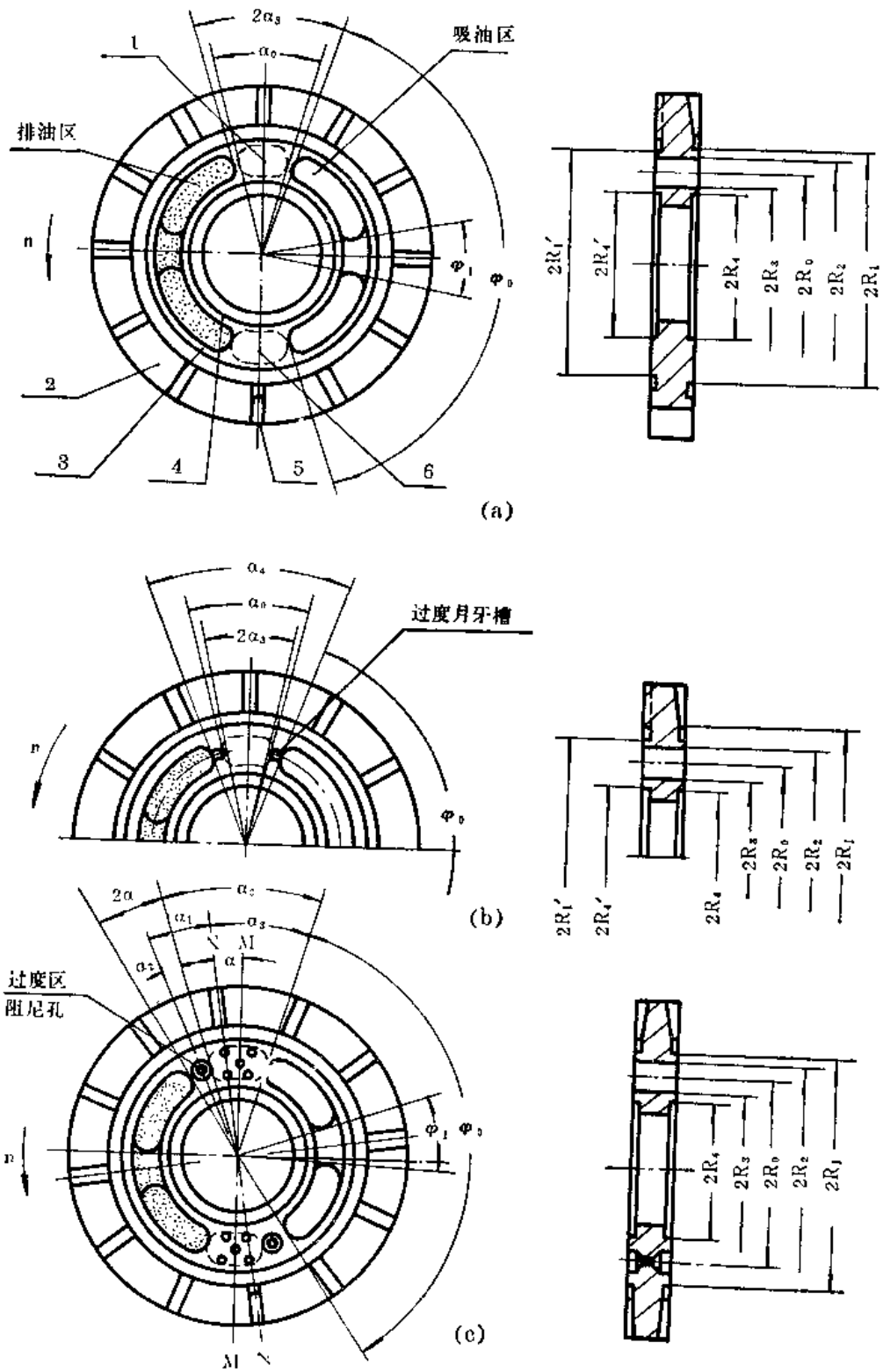


图 2—26 配油盘的结构型式

大音响。同样柱塞排油工作完成后，从高压过渡到吸油区时，柱塞腔内的压力由于突然降压也将造成噪音。对噪音的频率分析证明，其最大噪音频率与柱塞所受压力冲击之频率一致。证明上述解释符合事实。这就说明负封闭区大，有助于密封，从而提高容积效率，但音响将增大。反之容积效率将下降，而音响将减少一些。一般这种结构中正封闭区角度值约为30分。我们设计中均希望容积效率较高，既要保持必要的正封闭值，而噪音又希望尽量的小，并尽量保持对称性的优点。因此设计了如图2—26b所示结构，对主通油月牙槽来说 α_1 大于 α_0 ，一般取 $\alpha_1 - \alpha_0 = 12^\circ$ ，其出发点为使柱塞从上死点运动至高压区（或从下死点运动至低压区）时防止压力突然变化而增设有约 6° 的过渡月牙槽，使在此过渡区内柱塞腔内逐渐增压（或泄压），因而减小压力冲击。其设计结构上 $2\alpha_3$ 略小于 α_0 ，即具有负封闭特点。过渡月牙槽宽度和深度用实验决定。这种结构的噪音（在 $p = 320 \text{ kgf/cm}^2$ 时）约为82~85分贝。

图2—26c为天津高压泵阀厂CY14-1系列轴向柱塞泵的配油盘结构，其特点为不对称结构，并在过渡区内设有起液压振动润滑作用的不透孔和消除噪音用的阻尼孔。当柱塞运动至上死点位置时，吸、排油区呈负封闭结构，即有 $(\alpha_1 - \alpha_2 + \alpha_3) - \alpha_0 < 0$ 。此时，柱塞从中间位置再运动 2α 角度中，柱塞排油需经阻尼孔与高压腔相通。因此起到缓慢升压作用。而从高压过渡到低压时则起到缓慢降压作用，对于消除噪音效果显著。当要求反向旋转时，则需将配油盘反转 180° 安装，其安装中心线MM仍为垂直位置，这类结构中 α 一般均取 6° 。

(2) 配油盘设计：设计中需解决应用压力平衡理论设计出有关配合尺寸，即 R_1 、 R_2 、 R_3 、 R_4 和 φ 角；使与缸体配合的滑动表面上的 $P \cdot V$ 值，在材料允许的限度以内，同时通油窗口流速应不大于2~3米/秒。

设计中首先确定缸体上通油孔的半径 R_0 和其中心角 α_0 （均见图2—26c）。然后根据消除噪音的要求，确定 α 角。决定 α 角的经验假定为不计阻尼孔作用，柱塞经 2α 角之位移时，柱塞腔内之油压升高值 Δp 为最大工作压力的 $1/4 \sim 1/3$ 范围内，因此有：

$$\Delta p = \frac{\Delta V}{\beta_v \cdot V}$$

$$\begin{aligned} \text{而 } \Delta V &= \frac{q_T}{Z} (1 - \cos 2\alpha) \\ &= \frac{\pi}{4} d^2 \cdot R_0 \cdot \text{tg} \gamma (1 - \text{coe} 2\alpha) \end{aligned}$$

$$\therefore \Delta p = \frac{q_T (1 - \text{coe} 2\alpha)}{\beta_v \cdot V \cdot Z} \leq \left(\frac{1}{3} \sim \frac{1}{4} \right) p \quad 2-40$$

式中： q_T ——泵的每转理论排油量（ cm^3/rev ）

2α ——泵的封油角（见图2—26c）

β_v ——油的压缩系数

V ——柱塞至上死点时，整个柱塞腔内的油量（ cm^3 ）

Z ——柱塞数目

p ——泵的公称压力（ kgf/cm^2 ）

CY14-1型轴向柱塞泵液体公称压力为320kgf/cm²，故 Δp 取80公升/厘米²左右。已知 Δp ，则根据公式2—40求出 2α 之值。

通油窗口的包角 φ ，根据图2—26写出公式：

$$\varphi = 180^\circ - (\alpha_0 + 2\alpha) \quad 2-41$$

这样剩下的问题就是根据压力平衡理论设计出内外封油带的半径，并校核 pV 值和窗口流速。

缸体对配油盘之压紧力 P_0 是由于处在压油区的柱塞受高压液体作用而对缸体的作用力，同时由于柱塞数目 Z 均为奇数，故压油区的柱塞数目在 $\frac{1}{2}(Z+1)$ 与 $\frac{1}{2}(Z-1)$ 之间变化。为了保证在最小的压紧力之下缸体不致被撑开，计算时均取 $\frac{1}{2}(Z-1)$ 为柱塞数目。此时压紧力为：

$$P_0 = \frac{1}{2}(Z-1) \cdot \frac{1}{4}\pi d^2 \cdot p \quad 2-42$$

而配油盘对缸体的液压撑开力与柱塞头部的滑靴静力平衡原理一样，可以求得为排油窗口和内外封油带三处液流反力之和为：

$$P_{\varphi_0} = \frac{\varphi_0}{360} \pi (R_1 \cdot R_2 - R_3 \cdot R_4) \cdot p \quad 2-43$$

为了提高容积效率，压紧力较撑开力略大，并满足下式：

$$m = \frac{P_0}{P_{\varphi_0}} = 1.06 \sim 1.10 \quad 2-44$$

设计密封带尺寸可较下列关系作初步考虑，然后再反复将各要求协调计算。

$$\frac{R_3 - R_4}{R_1 - R_2} = 0.8 \sim 1.0$$

$$R_1 - R_2 = 0.125d$$

窗口通油流速可用下式决定：

$$Vd = \frac{Q_T}{6F\alpha} \leq 2 \sim 3 \text{ (m/sec)} \quad 2-45$$

式中： Q_T ——泵的理论流量 (l/min)

$F\alpha$ ——窗口过油面积 (cm²)

$$\text{而 } F\alpha = \frac{\pi}{360} (\varphi - \varphi_1 - \alpha)(R_2^2 - R_1^2) \text{ (cm}^2\text{)}$$

3. 缸体设计

通过以上步骤，我们已设计出主要的尺寸和结构。缸体的结构也就比较容易决定了，我们需要确定缸体的 pV 值、缸体的强度，轴向稳定性和径向力作用的支承等问题，现分别叙述如下。

(1) 缸体与配油盘接触面的 pV 值：缸体与配油盘接触面的 pV 值计算方法与滑靴和变量头间接触面计算方法很相似。

已知缸体对配油盘的压紧力 P_0 ，油压对缸体的撑开力 P_{φ_0} 。则剩余压紧力为：

$$P'_m = P_0 - P_{\varphi_0}$$

设缸体与配油盘之间的接触面积为 F ，则与缸体的单位压力为：

$$p_m = \frac{P_o - P_{\varphi o}}{F} \leq [p] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 2-46$$

计算相对运动的圆周速度时，习惯上按配油盘通油窗口的平均半径 R'_o 计算。

$$\text{则 } V_m = \frac{2\pi \cdot R'_o \cdot n}{60 \times 10^3}$$

$$\therefore V_m = \frac{\pi R'_o \cdot n}{3 \times 10^3} \leq [V] \quad (\text{m/sec}) \quad 2-47$$

式中： R'_o ——通油窗口的平均半径 (cm)

n ——泵的实际转速 (rpm)

于是PV值可用下式求出：

$$P_m \cdot V_m = \frac{P_o - P_{\varphi o}}{F} \cdot \frac{\pi R'_o \cdot n}{3 \times 10^3} \leq [pV] \quad (\text{kgf} \cdot \text{m/sec} \cdot \text{cm}^2)$$

2-48

考虑到缸体受力的不均匀性和偏心作用，我们取许用值时应为表2-4中所列数据的0.4~0.5倍。

(2) 缸体的稳定性：我们从泵的运动学中已知，处于排油区的柱塞，数量和位置均随 $\varphi = \omega t$ 而变化，同理，其作用力也将随之变化，压紧力和撑开力的轨迹如图2-27所示。我们希望撑开力之重心 B_2 与压紧力合力作用点 B_1 满足 C_2 等于 C_1 值，以使缸体振动力矩为最小，即具有最好的稳定性。但 C_2 不得小于 C_1 。

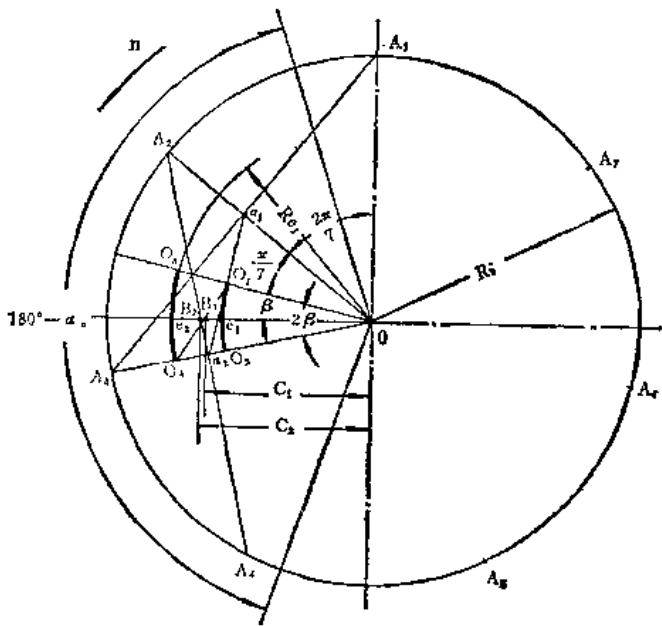


图2-27 缸体压紧力和撑开力轨迹图

压紧力的合力作用点运动的轨迹，可用作图法求出。设 A_1 、 A_2 …… A_7 代表每个柱塞的中心点。在左侧高压区内若起始有四个柱塞均处于高压（如图2-27所示），则 A_1 、 A_2 、 A_3 、 A_4 四柱塞合力的作用点为 O_1 。继续向逆时针方向旋转时，合力作用点将沿 $O_1 O_2$ 弧线移动，当 A_4 运动 $\frac{\pi}{Z}$ 弧度至下死点时，合力作用点在 O_2 处。再转一微小角度则 A_4 将变为低压，即此时高压区柱塞将变为三个，这样合力的作用点将跃变至 O_3 点。再转

$\frac{\pi}{Z}$ 时其合力作用点将沿 $O_3 O_4$ 弧线运动至 O_4 点，此时 A_7 即处于上死点位置。再转一微小角度则 A_7 又将跃变入高压区，合力作用点位置又将回到 O_1 点。如此循环不息。其变化的频率显然为 $\frac{\pi}{Z} \cdot n$ 。因此求压紧力之稳态作用中心 B_1 就变为求 $O_1 O_2$ 和 $O_3 O_4$ 弧线的

重心 e_1 和 e_2 距原点 O 的距离,然后再根据 O_1O_2 弧线为四柱塞作用, O_3O_4 为三柱塞作用,求其合力。令 $Z=7$ 则有:

$$C_1 = 0.64R_0$$

配油盘对缸体的液压撑开力 P_{φ_0} 之作用点 B_2 距原点距离 C_2 可按下列公式计算:

$$C_2 = 57.3 \times \frac{R_2 (R_1 - R_3)^2 + R_3 (R_2^2 - R_4^2)}{(R_1 R_2 - R_3 R_4)} \cdot \frac{\cos \frac{\alpha_0}{2}}{180^\circ - \alpha_0} \quad (\text{cm})$$

2-49

式中各符号的意义见图2-26。

(3) 关于径向力的支承问题:从缸体受力分析中可以看出,每一柱塞均受一从变量头平面上作用的径向反力 T ,因此各柱塞径向反力的合力大小和位置同样是变动的。从图2-27可以看出,既然合力作用点沿 O_1O_2 和 O_3O_4 弧线变动,因此滑靴方面造成的最大振动幅度,将相当于以 R_{c1} 为半径的圆周上 O_3 和 O_4 点轴向位移的距离,若以 Δx 代表,则:

$$\Delta x = 2 \times R_{c1} \cdot \text{tg} \gamma \cdot \cos \left(\frac{\pi}{2} \cdot \beta \right)$$

从图中几何关系可写出:

$$R_{c1} = \left(\frac{2}{3} \cos \frac{2\pi}{7} + \frac{1}{3} \right) R_0$$

$$= 0.75R_0$$

又 $\beta = \frac{\pi}{14}$ 故将 $R_{c1} = 0.75R_0$, $\gamma = 18^\circ$ 代入得:

$$\Delta x = 0.107R_0$$

2-50

径向力之合力作用点的振动中心应与柱塞球铰中心形成的平面和泵中心线的交点(即图2-21中心钢球的中心点)相重合,因此我们布置缸体轴承时,也应当将轴承中心平面通过该点。并且轴承支承的宽度不得小于 Δx 之值,这样才能保证径向力有可靠支承而不影响配油盘的接触状态。

缸体结构的设计中还需要校核柱塞缸孔的强度,并要考虑缸套的预紧力应能可靠地承受整个摩擦力矩。这些方面在“机械零件”中有详细叙述,故此处从略。

缸体和配油盘的结构通常有两种形式。其一为钢质配油盘和铜的缸体相配合,这种方案制造工艺简单,特别是缸体的制造较为方便,但耗铜量较大。另一方案是用铜的配油盘与钢质缸体配合。此时柱塞缸孔内需压装铜套(或用冷缩处理方法装入),以保证柱塞与其配合孔摩擦富有良好的性能。CY14-1系列配油盘均用Cr12M₂淬火至 $R_c 60 \sim 65$,而缸体则用TAI Fe 9-4牌号的铝铁青铜制造。

4. 定心弹簧的设计

定心弹簧安装于传动轴内,见图2-21。其作用为通过回程盘紧压滑靴使柱塞回程,并使滑靴和变量头之间获得必要的压紧力,同时另一端通过弹簧套紧压缸体,使缸体与配油盘间隙获得必要的压紧力,以保证空负荷运行时缸体与配油盘间的紧密配合。

定心弹簧由于设计空间的限制和它在工作中只承受静载荷,因此设计上刚度均较

大，应力也取得比较高。

根据以上情况，空心弹簧的预紧力 P_s 应有如下关系：

$$P_s \geq Z \cdot P_r + Z p_x \cdot 0.785d^2$$

$$\text{即 } P_s \geq \frac{G}{g} \cdot 10^2 \cdot R_0 (1 + f) \cdot Z + 0.785d \cdot Z \cdot p_x \quad 2-51$$

式中： P_r ——柱塞的回程力（见公式 2—20）（kgf）

Z ——柱塞数目

d ——柱塞直径（cm）

p_x ——滑靴与变量头接触面上的预压紧力

取 $\geq 2 \cdot (\text{kgf/cm}^2)$

根据缸体与配油盘间的预压紧要求可得：

$$P_s \geq p'_x \cdot F_0 \quad 2-52$$

式中： P'_x ——缸体与配油盘间的预压紧力。通常取

$$p'_x \geq 1 (\text{kgf/cm}^2)$$

F_0 ——配油盘支承面积（ cm^2 ）

设计的定心弹簧预压紧力，必须满足式 2—51 和式 2—52 的要求。但 P_s 太大也是不利的， P_s 值太大将增加机械损失和造成泵升温过高。

（五）变量机构的设计

1. 变量机构概述

从柱塞运动学和动力学分析中，已知泵的输出流量是变量头倾角 γ 的函数。改变倾角 γ 即可改变泵的输出流量。因此，我们根据使用要求选择对倾角 γ 的控制方式，可设计出相应的变量机构。CY14—1 系列设计有以下几种形式：

（1）手动变量机构：图 2—21 所示为手动变量轴向柱塞泵。即 SCY14—1 型。松开锁紧十字螺母 2，拧动手柄 1，螺杆 3 旋转，带动变量活塞 4 向上（或下）运动，通过变量活塞上的销钉使变量头 7 绕中部钢球中心旋转，改变了 γ 角使输出量改变。图 2—28 是手动变量轴向柱塞泵的变量特性。

由于轴向柱塞泵的容积效率在最大倾角时均在 0.95 以上，因此压力流量特性近似地平行于 P 轴，倾角 γ 愈小效率愈低。

手动变量机构由于是由简单的螺杆传动，结构简单可靠，并在泵左端的旋转指示盘上，可直接读出输出流量百分数的参考值。由于工作中变量机构受摩擦力较大，因此只有在空负荷状态下才能变量。

（2）伺服变量机构：伺服变量机构的结构见图 2—29，图示为倾角 γ 处于最大位置的情形。用手动或机动控制操纵杆 1 向上运动，带动操纵杆下端用 T 形槽联接的伺服滑阀向上运动，因而使阀口 A 关闭，阀口 C 打开，上腔油压通过孔 O 从阀口 C 泄压，而下腔始终与泵高压腔相通，因此在液压作用下变量活塞 4 将向上运动，并带动变量头 3 顺时针旋转，使 γ 角变小，减少输出流量，同时变量活塞 4 向上运动又使阀口 C 关闭和阀口 A 开启，使上腔又接通高压，由于上腔面积为下腔面积的两倍，因此在差压作用下，将阻止向上运动直至伺服滑阀平衡位置，也即是说，变量头的位置跟随纵杆位置而

定，因此，改变操纵杆的位置即相应地改变了流量，操纵杆的操纵力约 7 公斤。从柱塞运动分析已知输出流量 q_T 为：

$$q_T = 1/4 \pi d^2 \cdot Z \cdot D_o \cdot \text{tg} \gamma$$

操纵杆纵向运动位移 y ，可以从三角形关系中得出。

$$y = A \cdot \text{tg} \gamma$$

$$\text{故有 } q_T = 1/4 \pi d^2 \cdot Z \cdot D_o \cdot \frac{y}{A}$$

$$\text{即 } q_T = C_y \cdot y \quad 2-53$$

$$\text{式中 } C_y = 1/4 \pi d^2 \cdot Z \cdot \frac{D_o}{A} = \text{常数。}$$

可见，操纵杆的位移与输出流量成正比。因此，改变操纵杆位移就相应地按比例改变了泵的流量。

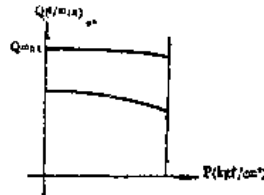


图 2-28 手动变量轴向柱塞泵变量特性图

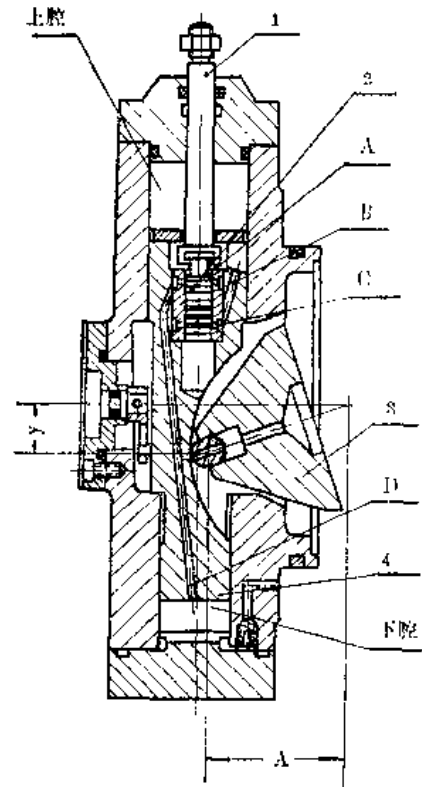


图 2-29 伺服变量机构

伺服变量轴向柱塞泵，常用在工作过程中进行无级调速或远距离操纵的变量系统中。

(3) 压力补偿变量机构：在有的液压机设计中，要求滑块的行程速度随压力增大而减小，并尽力满足压力——流量特性按恒功率方式改变。压力补偿变量机构就是适应这种要求而设计的（其结构见图 2-30），变量头两侧有一对半径为 γ_0 的扇形轴颈，支承于泵盖的半圆形轴承上，利用伺服机构操纵变量活塞带动变量头绕中部钢球中心旋转，以改变流量，变量头与主体组合后即成压力补偿变量轴向柱塞泵。其工作原理见图 2-31。

无论泵正反方向旋转，其出口压力总可以经单向阀导至变量活塞的下腔，并通过变量活塞内部通道导至伺服滑阀 A 口，和控制伺服滑阀轴向运动的下端环形面积 $1/4 \pi (d_{c1}^2 - d_{c2}^2)$ 的 B 口。伺服滑阀的位置是由上面弹簧 3 和 4 的弹力及从 B 口环形面积所受液压推力得到的平衡位置决定的。当泵出口油压 $P = 0$ 时，变量活塞由于上部弹簧力作用而处于最下位置，即 γ 角最大。当泵出口油压 P 增大时，由于 B 口处环形面积推力 P_0 作用下将压缩弹簧使伺服活塞平衡位置上移，这样变量活塞也将随动上移，并带动变量头使倾角 γ 减小，输出流量相应降低。即泵的输出压力增加时输出流量相应地降低。

(4) 定量机构：轴向柱塞泵的流量与变量头倾角有关，假若使倾角 γ 固定不变，

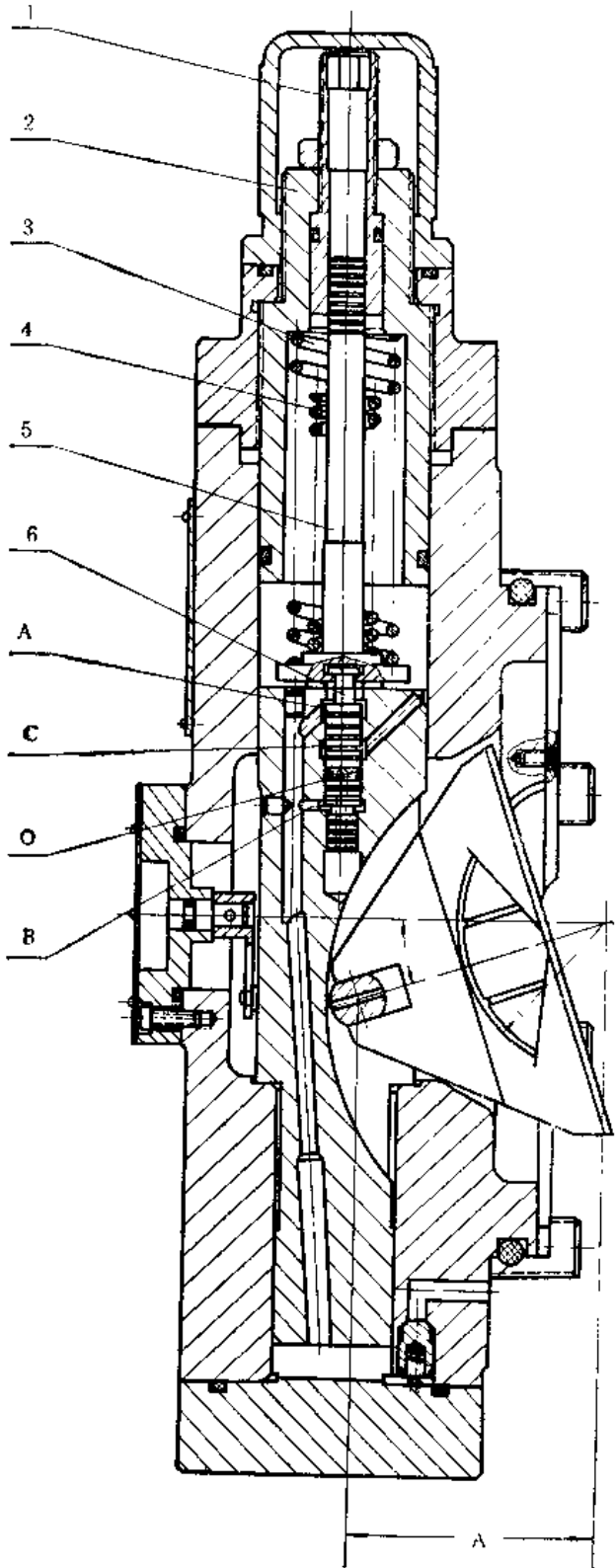


图 2—30 压力补偿机构

2. 压力补偿变量机构的设计和计算

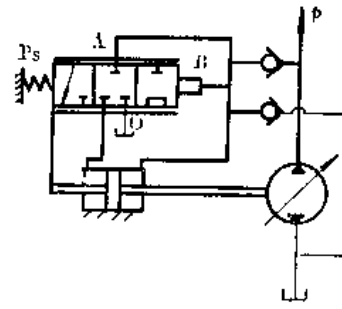


图 2—31 压力补偿变量泵工作原理

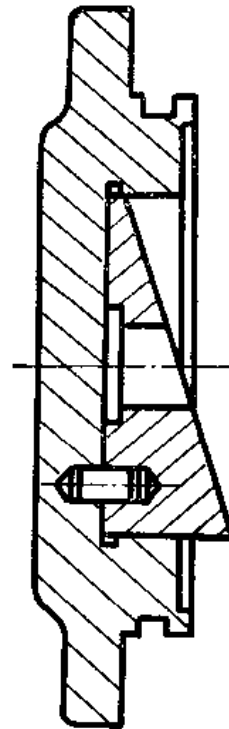


图 2—32 定量机构

则可得具有恒定输出量的轴向柱塞泵或液压马达。图 2—32 即定量机构的典型结构。

各种变量机构设计中，以压力补偿变量机构最复杂，应用也较广。因此下面我们将重点研究压力补偿变量机构的设计问题。其余变量机构的设计则不再叙述。

(1) 变量头的受力分析——变量活塞最小直径的决定：如图 2—33 所示，在高压侧的各柱塞之推力 P ，将滑靴作用于变量头之上，其推力 N 为：

$$N = \frac{P}{\cos \gamma}$$

在高压区之柱塞数目，每转 $\frac{\pi}{Z}$ 将交替的为 $\frac{Z-1}{2} \sim \frac{Z+1}{2}$ 个。在缸体的稳定性一节中，我们已分析了柱塞之合力是沿 $\widehat{O_1O_2}$ 、 $\widehat{O_3O_4}$ 弧线变动的，同样在另一端，即作用于变量头上的合力也将相应地变动，并将产生一使变量头往复振动的颠复力矩。因此，控制力 P 对变量头产生的控制力矩必须较颠复力矩为大，才能保证稳定性，这是必须保证满足的条件。

当高压区有 $\frac{Z-1}{2}$ 即三个柱塞时，其颠复力矩之最大值为：

$$M_{3P} = 3 \cdot N \cdot Re_1 \cdot \sin \beta \cdot \frac{1}{\cos \gamma}$$

当高压区有 $\frac{Z+1}{2}$ 即四个柱塞时，其颠复力矩之最大值为：

$$M_{4P} = 4 \cdot N \cdot Re_2 \cdot \sin \beta \cdot \frac{1}{\cos \gamma}$$

从图 2—27 中之几何关系，可以推导出：

$$3 \cdot Re_1 \approx 4 \cdot Re_2, \text{ 而 } Re_1 = 0.75R_o, \beta = 14^\circ$$

因此，颠复力矩之最大值为：

$$\begin{aligned} M_P = M_{3P} = M_{4P} &= 3 \cdot \frac{P}{\cos \gamma} \cdot 0.75R_o \cdot \sin 14^\circ \cdot \frac{1}{\cos \gamma} \\ &= 2.25 \cdot \sin 14^\circ \cdot P \cdot R_o \cdot \frac{1}{\cos^2 \gamma} \end{aligned}$$

$$\therefore M_P = 0.5 \cdot \frac{1}{\cos^2 \gamma} \cdot P \cdot R_o \text{ (kgf} \cdot \text{cm)}$$

2—54

式中 γ ——变量头倾斜角

P ——变量活塞推力 (kgf)

R_o ——柱塞分布圆半径 (cm)

变量活塞设计成差动活塞结构，是为了保证上、下行程时有相同的变量控制力。大端直径 D_{max} 和小端直径 D_{min} 有下列关系：

$$\frac{\frac{1}{4} \pi D_{max}^2}{\frac{1}{4} \pi D_{min}^2} = 2$$

$$\text{即 } D_{max} = D_{min} \sqrt{2}$$

因此控制力矩 M_C 为：

$$M_c = P \times A = \frac{1}{4} \pi D_{\min}^2 \cdot p \cdot A \quad (\text{kgf} \cdot \text{cm}) \quad 2-55$$

由 $M_c \geq M_f$ 得:

$$\frac{1}{4} \pi D_{\min}^2 \cdot p \cdot A \geq 0.5 \times \frac{1}{4} \pi d^2 \cdot p \cdot R_o \cdot \frac{1}{\cos^2 \gamma}$$

$$\therefore D_{\min} \geq \sqrt{\frac{0.5 \times R_o}{\cos^2 \gamma} \cdot d} \quad (\text{cm}) \quad 2-56$$

式中: γ ——变量头倾斜角
 d ——柱塞直径 (cm)
 R_o ——柱塞分布圆直径 (cm)
 D_{\min} ——变量活塞小端直径 (cm)
 A ——销钉至旋转中心轴向距离 (cm)

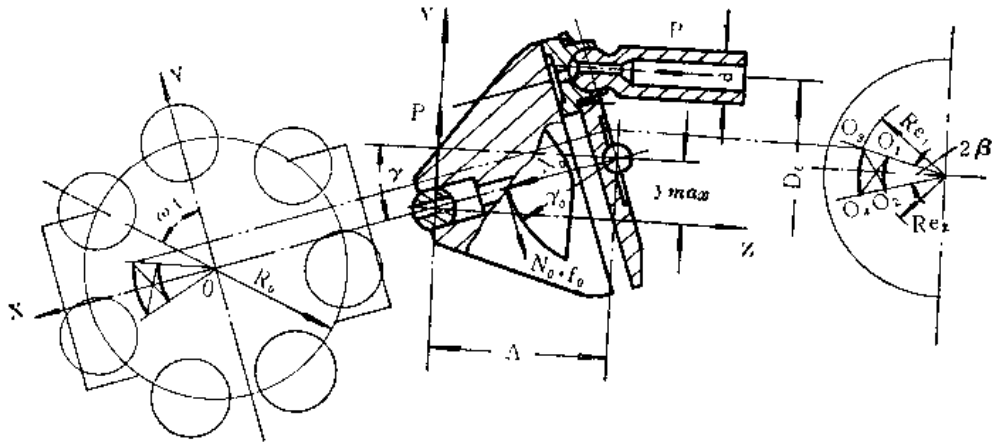


图 2-33 摩擦力矩分析图

第二个条件为, 控制力矩必须克服柱塞作用于变量头扇形轴颈上产生的摩擦力矩, 如图 2-33 所示, 作用于扇形轴颈上的正压力最大为:

$$N_o = \frac{Z+1}{2} \cdot N = 4 \times \frac{\frac{1}{4} \pi d^2 \cdot p}{\cos \gamma} = \frac{\pi d^2}{\cos \gamma} \cdot p \quad (\text{kgf}) \quad 2-57$$

摩擦力矩为:

$$M_f = f_o \cdot N_o \cdot \gamma_o$$

式中: f_o ——轴颈摩擦系数, 可取 $f_o = 0.15$

N_o ——轴颈承受之正压力 (kgf)

γ_o ——轴颈半径 (cm)

$$\therefore P_o A \geq M_f = f_o \cdot N_o \cdot \gamma_o$$

$$\text{即 } \frac{1}{4} \pi D_{\min}^2 \cdot p \cdot A \geq f_o \cdot \frac{\pi d^2 p}{\cos \gamma} \cdot \gamma_o$$

$$\text{得 } D_{\min} \geq \sqrt{\frac{4 f_o \cdot \gamma_o}{A \cdot \cos \gamma}} \cdot d \quad (\text{cm}) \quad 2-58$$

式中: D_{min} ——变量活塞小端直径 (cm)

d ——柱塞直径 (cm)

f_0 ——轴颈摩擦系数

γ_0 ——轴颈半径 (cm)

γ ——变量头倾斜角

根据式 2—56 和 2—58 即可求出变量活塞最小直径, 同时还须考虑制造和安装伺服系统的工艺可能性, 最后决定控制活塞最小直径和相应的机构尺寸。

变量头轴颈由于在正压力 N_0 下转动, 因此还须校核其比压值, 受力简图如图 2—34。

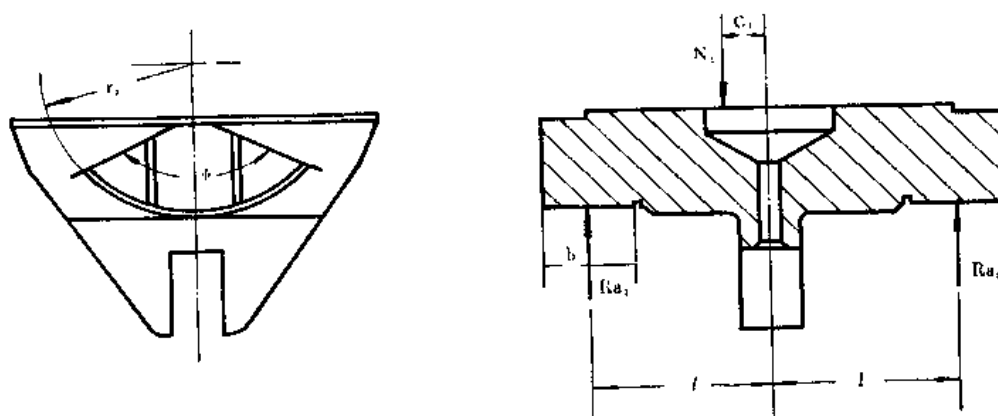


图 2—34 变量头受力简图

由于处于压油区的柱塞合力 N_0 作用于距中心为 C_1 处, 故变量头两侧支点上的支反力是不均衡的。设两轴颈支承面重心与中心之距离为 l , 两支反力为 R_{a1} 和 R_{a2} 。则:

$$R_{a1} = N_0 \frac{l + C_1}{2l}$$

$$\therefore R_{a1} = \frac{\pi d^2 (l + C_1)}{2l \cos \gamma} \cdot p \quad (\text{kgf}) \quad 2-59$$

式中: C_1 ——合力 N_0 的作用点距中心的距离 (cm)

$C_1 = 0.64R_0$ (R_0 为柱塞分布圆半径)

d ——柱塞直径 (cm)

γ ——变量头倾角

p ——液体压力 (kgf/cm^2)

每一轴颈的支承面的投影面积 F 为:

$$F = 2b\gamma_0 \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \quad (\text{cm}) \quad 2-60$$

式中: b ——扇形轴颈有效长度 (cm)

γ_0 ——扇形轴颈半径 (cm)

φ ——扇形轴颈夹角

故轴颈上的比压值为:

$$p = \frac{R_{\text{轴}}}{F} \leq [p]$$

(kgf/cm²)

2-61

式中：[p]——为轴颈许用比压值；kgf/cm²

(2) 压力补偿变量机构的设计计算：设计压力补偿变量机构的步骤是，根据对压力补偿变量泵所规定的输入功率和使用的具体要求，决定泵的输出特性 P—Q 曲线；确定控制弹簧的受力和液体压力的关系；根据初步的机构设计，确定变量头位移（等于控制弹簧的工作变形）和输出流量之关系；决定控制弹簧的受力和变形特性曲线，并据此设计控制弹簧和确定调整范围。

现用图解法将设计程序说明如下：

第一，泵输出特性 P—Q 曲线的确定：CY14—1 型轴向柱塞泵的输出特性，考虑到锻压机械的要求为：① 泵出口压力在 30~70 公斤/厘米² 范围内调整时，泵仍有最大的输出流量；② 泵出口压力为最大工作压力时，其流量最大为公称流量的 40%；③ 尽量具有恒功率输出的特性。因此，可以画出要求之特性曲线和调整范围，见图 2-35 的第 I 象限。

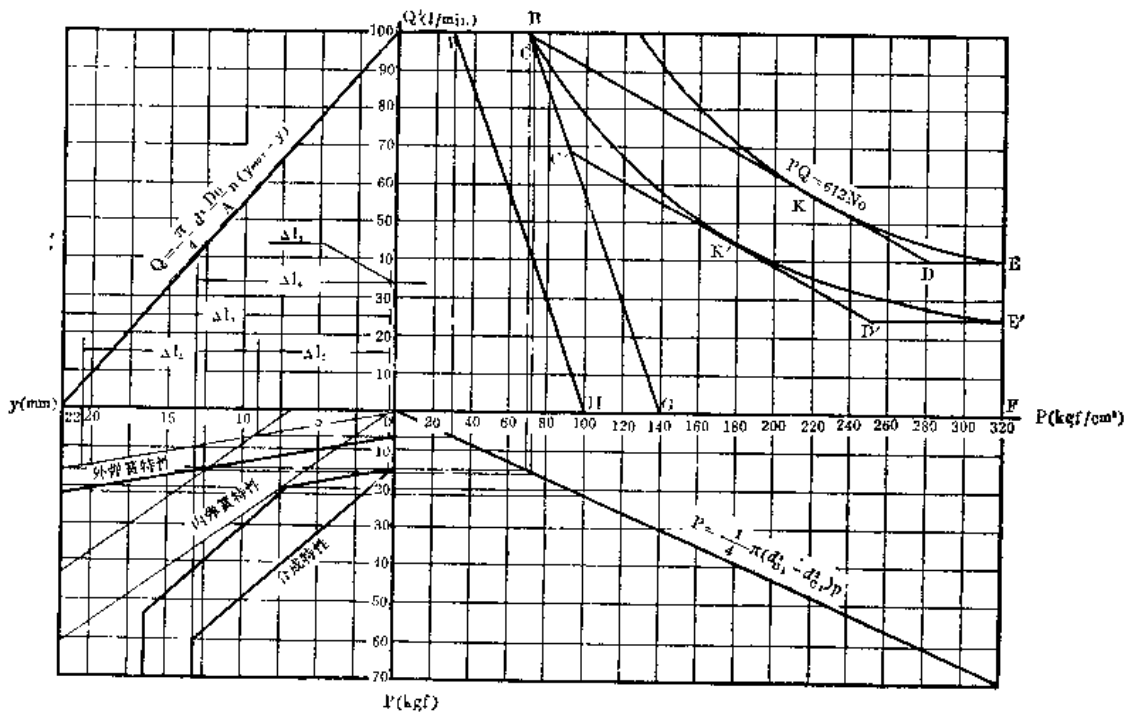


图 2-35 压力补偿变量机构设计原理图

输出特性调整在 ABCDEFGH 整个范围内，均可相应地调节（若在最大工作压力时其流量为最大流量的 25%，则可调至 BC'D'E'' 特性曲线上）。

作图方法：首先根据 E 点所需之功率 N_0 ，求恒功率 P—Q 曲线；然后以 $\frac{1}{2} P_{\text{max}}$ （即最大工作压力的一半处）作垂线交于 K 点，并通过 K 点作 CD 切线。A 点压力为 30 公斤/厘米²，H 点为 100 公斤/厘米²，B 点压力为 70 公斤/厘米²，BG 平行于 AH。这样就可做到最大变量特性曲线（即 BCDE）上的最大功率点 K 与设计功率 N_0 相匹配。此

时，若求出之CD斜率太大时，机构弹簧设计有一定困难，可以适当减小斜率，最后订出合乎使用要求之P—Q特性曲线。

第二，决定控制弹簧的受力和液体压力的关系P—p曲线。

由图2—30可以写出：

$$P = \frac{1}{4} \pi (d_{c1}^2 - d_{c2}^2) \cdot p \quad 2-62$$

式中：P——控制弹簧3和4的受力(kgf)

d_{c1} ——伺服滑阀直径(cm)

d_{c2} ——控制端柱塞直径(cm)

p——液体工作压力(kgf/cm²)

P—p曲线画于图2—35第Ⅳ象限中。

决定 d_{c1} 和 d_{c2} 直径时，应考虑到伺服活阀的摩擦力对机构运动的影响。即若 d_{c2} 设计选择较大则控制弹簧受力小，结构尺寸相应较小。但此时滑阀的侧摩擦力相对于控制力P，就显得较大，造成动作不准确。因此，设计中应使摩擦力所占比例不大于0.2P。并需在初步设计后，通过试验最后决定。

第三，确定输出流量和变量活塞行程的关系Q—y曲线。

如前所述，输出流量Q与变量活塞的行程y成正比，按图2—33所示，可以写出：

$$Q = \frac{1}{4} \pi d^2 \cdot \frac{D_0}{A} \cdot n(y_{max} - y) \quad (l/min) \quad 2-63$$

式中：n——泵的转速(r.p.m)

其余符号意义见图2—33，单位(cm)

Q—y曲线画于图2—35第Ⅰ象限。

第四，求控制弹簧特性曲线和其调整量。

根据p—Q曲线和机构设计所确定的Q—y曲线、P—p曲线，不难做出弹簧特性曲线P—y（见图2—35第Ⅲ象限）。

从弹簧特性图上可以看出，由于特性曲线为折线，因此必须用双弹簧控制。内外弹簧的特性和调整量可以从特性图上测量出来，并根据装配尺寸的限制范围设计出弹簧的工作图。

图中： $\Delta l_1 P_A$ ——外弹簧预压缩量和相应弹簧力；

$\Delta l_2 P_B$ ——外弹簧调整量和相应弹簧力；

Δl_3 ——内弹簧与调节螺钉之最大间隙；

Δl_4 ——内弹簧最大变形；

Δl_5 ——内弹簧最小空程量。

因此，外弹簧的刚度为：

$$P'_b = \frac{P_A}{\Delta l_1} \quad (kgf/mm) \quad 2-64$$

内弹簧的刚度为：

$$P'_c = \frac{P_D - P_C}{\Delta l_4} - P'_b \quad (kgf/mm) \quad 2-65$$

(六) CY14—1 轴向柱塞泵的使用、维护和保养

CY14—1 系列轴向柱塞泵由于其组成部分之零件精度较高，所以在使用时必须注意维护，严格遵守安装、调整的注意事项。

1. 工作油应采用纯洁的20号机械油或30号液压油以及性能相似的矿物油。一般最大的使用油温范围在 $15^{\circ}\text{C}\sim 65^{\circ}\text{C}$ （系统温度），正常工作的油温在 $20^{\circ}\text{C}\sim 60^{\circ}\text{C}$ 。油温过低将使泵的启动困难（因油液吸入困难）；油温过高将使油液迅速变质，同时使泵的容积效率降低，至使泵发生故障。极限温度不得超过 $70^{\circ}\text{C}\sim 80^{\circ}\text{C}$ 。必要时需设置冷却或加热器。

2. 油液的纯洁度将使泵的寿命产生强烈的影响。由于该系列泵采用静液压轴承结构，因此对油的纯洁情况很敏感，使用时必须十分注意对油液的过滤。

3. 由于该泵具有自吸能力，可以安装于油箱上使用，吸油高度 ≤ 0.5 米。当泵安装于油箱的侧面，在泵的进口处有一定压头的情况下，对泵的使用更为有利。

4. 该系列高压泵在低压运转时漏损很少，所以在长期低压运转时，泵壳内油液处于高转速下搅动，得不到循环，因此，泵本身可能会出现油温较高，此时可将液压系统的回路一部分通入，以进行循环。

5. 由于该泵可以正反旋向，或作为油马达使用，所以在改变旋向或作油马达使用时，必须将配油盘的月牙槽窗口，相应地偏转角度，对应安装。

6. 该泵的安装可采用马达固定或支架安装的方法。但是必须保证足够的强度和刚度，以防振动。电机底座要和泵架平行，轴线的同心度允差在0.04毫米范围内，不然就会使泵或马达在高速运转情况下发生噪音、振动和其它故障。

7. 用于该泵的联轴节应采用容易对中，并能吸收振动的结构。如果联轴节对中性不好，或不平行，装配间隙过大，使联轴节产生与转速相同的振动周期，这样就会大大的缩短泵或马达维修周期或寿命。

8. 泵在启动前，必须通过回油口向泵体内灌满纯洁的工作油，并检查泵的旋向和进油口的方向是否一致，否则不能启动。

9. 泵在启动前，必须将外界载荷卸掉。在泵进入正常运转后再逐渐升压加载，不得带有负载启动或停止。否则易使泵损坏。

10. 由于使用和保养不当或工作油液不纯洁，会引起几个关键零件，如配油盘、缸体、变量头等有关高速运转平面的研损。当出现上述情况时，可分别采取以下措施：

(1) 如果配油盘、端面研损，可将其两平面重新磨削或研磨，至 ∇_{10} ，并保证两平面的不平行度不大于0.01毫米，表面不平度不大于0.005毫米。

(2) 如果缸体配油端面研损，可以缸体上钢套的端面为基准，进行磨削，使配油端面达 ∇_6 ，表面不平度不大于0.005毫米，但是不准采用研磨的方法，以免研磨剂嵌入。

(3) 如果变量头与滑靴相接触的平面研损，可重新在平板上研磨达 ∇_{10} ，表面不平度不大于0.005毫米。

11. 轴向柱塞泵的故障产生原因

(1) 流量不够：

- I. 泵壳内没有充满油，存有空气。在泵工作时从配油盘端面吸入。
 - II. 油箱油面过低，滤油网堵塞，进油管堵塞或阻力过大等原因。
 - III. 油泵中心弹簧断裂，使柱塞回程不够或不能回程，以致引起缸体和配油盘之间失掉密封性。
 - IV. 配油盘与缸体，或柱塞与缸体之间磨损。
 - V. 若为变量泵，则有两种情况，当低压流量不够时，可能系油泵内部磨擦等原因，使变量机构不能达到极限位置，造成偏角小所致；当高压流量不够时，可能是调整的误差，可在功率允许情况下将偏心角加大。
 - VI. 油温过高或过低的影响。
- (2) 压力脉动：
- I. 配油盘与缸体或柱塞与缸体之间磨损，内漏与外漏较大。
 - II. 若为变量泵，则可能由于变量机构的偏角太小，使流量过小，内漏相对增大，因此不能连续对外供油。
 - III. 若为压力补偿变量泵，当变量机构的转角超过零位为负值时，也会出现脉动。
 - IV. 进油口堵塞或阻力过大，吸入空气。
- (3) 噪音：
- I. 泵壳内留有空气。
 - II. 油箱内油面过低，吸油管堵塞或阻力大，以及漏气等使油吸不足。
 - III. 泵与电机安装的不同心使传动轴受有交变弯矩。
- (4) 发热：
- I. 内部漏损过大。
 - II. 运动体磨损。
- (5) 外漏损：
- I. 轴承回转密封圈损坏，
 - II. 各接合面处，“O”形密封圈损坏。
 - III. 配油盘和缸体或柱塞与缸体之间磨损（会引起回油管外漏增加，也会引起高低压腔之间内漏）。
 - IV. 变量活塞或伺服活塞磨损。
- (6) 变量机构失灵：
- I. 单向阀的弹簧折断。
 - II. 变量头与变量壳体磨损。
 - III. 伺服活塞、变量活塞以及弹簧芯轴卡死。
 - IV. 个别通道堵塞。
- (7) 泵不能转动（卡死）
- I. 柱塞与缸体卡死。其原因可能是油脏或油温变化引起。
 - II. 滑靴脱落，其原因可能是柱塞卡死，或有负载起动所致。

三、阀式轴向柱塞泵

CY14—1 系列油泵是属于缸体旋转、利用配油盘配油式的油泵。这种油泵的特点是缸体与配油盘之间的间隙能够自动补偿，使泄漏情况得到改善。因此，比配油轴式径向柱塞泵具有较高的排油压力。此外，由于柱塞沿轴向位置安装，结构紧凑，体积小，转动惯量也小。但是，由于配油盘与缸体结构采用静液压轴承结构，如果压力过高则会出现较大的内漏，同时由于运动部件受材料PV值的限制，在一定转数下，压力也不允许太高。因此，CY14—1 系列油泵一般只用于320公斤力/厘米²以下，压力要求再高时，可以采用阀式柱塞泵。

图 2—36 是天津高压泵阀厂生产的 ZB 系列阀式轴向柱塞泵的结构示意图。该泵缸体不转动，轴转动。这种泵由于采用吸油阀和排油阀代替配油盘，因此泄漏现象非常小，所以能够达到400公斤力/厘米²以上的排油压力（小规格的油泵试验压力已达到700公斤力/厘米²）。

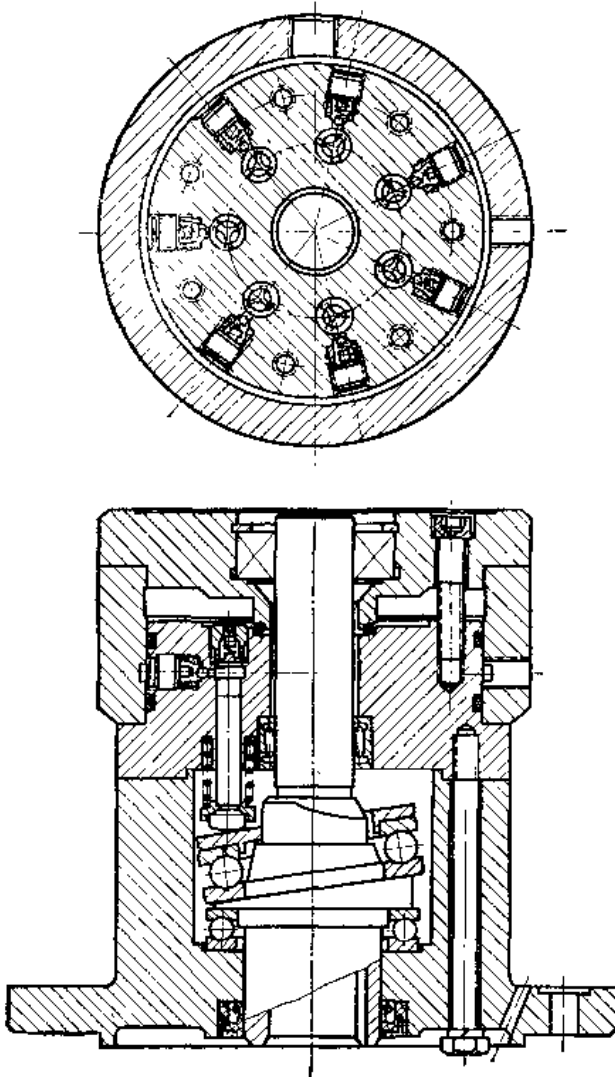


图 2—36 阀式轴向柱塞泵

四、曲轴柱塞泵

曲轴柱塞泵的典型结构，见图 2—37，其工作原理如下：泵轴端与电动机相连接，经减速后，驱动曲轴 6，带动十字头 4 和柱塞 3 往复运动。当柱塞退回时，油经吸油阀 2 吸入，当柱塞压入时使吸入之油液经排油阀 1 排出，完成将机械能转换为液压能的作用。

一般来说，这种曲轴柱塞泵运动零部件速度较低，传动系统和输送介质是分离的，并用密封圈密封，密封性能可靠，寿命较长，但是，其结构复杂、零件数量多、体积庞大，有的结构单位功率的重量达 46 公斤/仟瓦。曲轴柱塞泵一般为三柱塞式，其压力和流量脉动较大。因此，在液压系统中已被径向柱塞泵和轴向柱塞泵所代替。只是在水压机和高压下输送酸、碱等类介质时，仍不得不用它。

现在，在油压传动中，常使

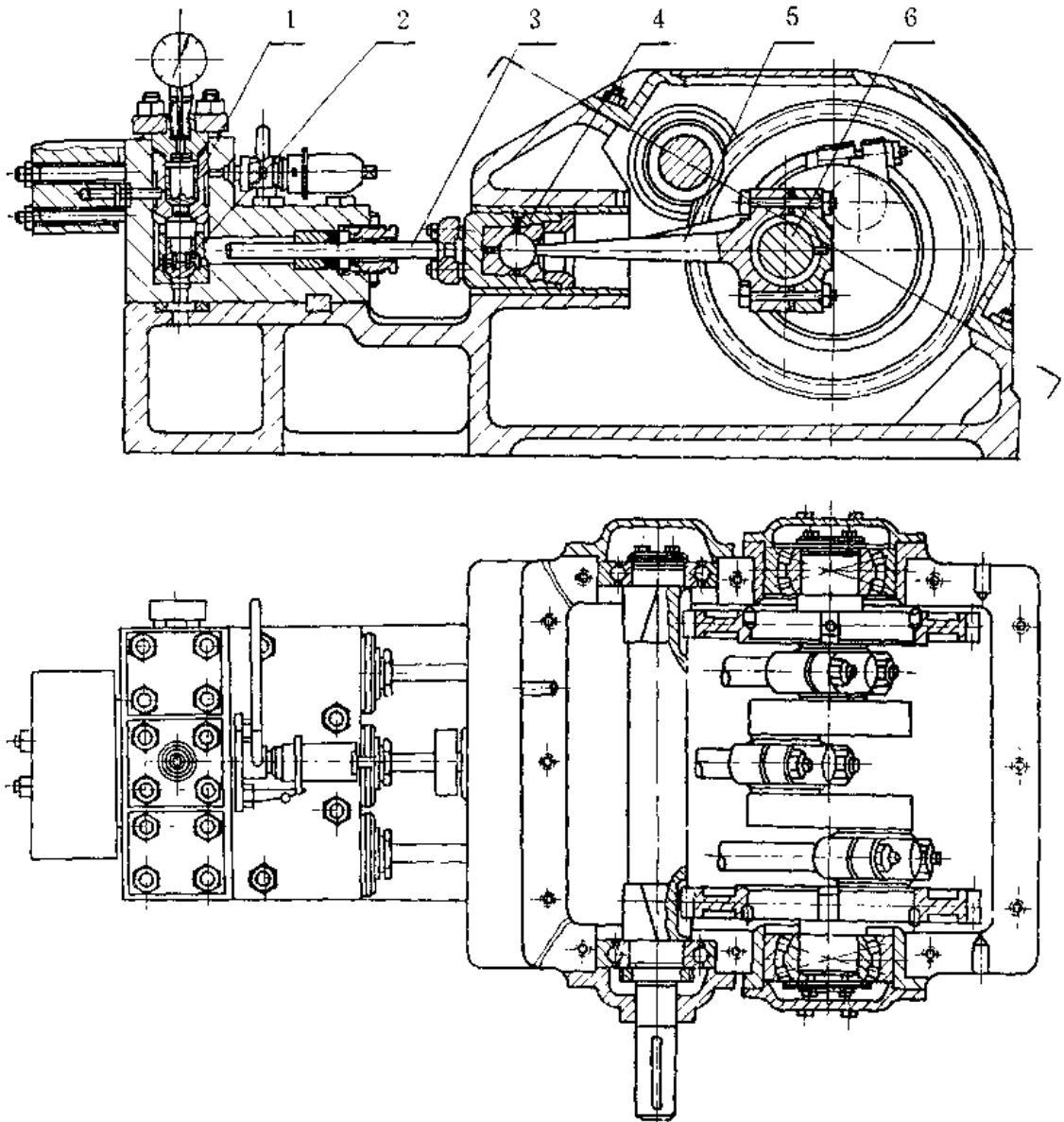


图 2—37 曲轴柱塞泵结构图

用的一种曲轴柱塞泵，如图 2—38所示，这种结构将曲轴转速提高到 1500转/分，取消了减速装置和十字头，结构上大为简化。天津高压泵阀厂生产的 BFW—01 型高压泵，即属这一类型，其工作压力为 250公斤/厘米²，并可适当减少柱塞直径，相应的按比例增加泵的输出压力。

这种结构的曲轴柱塞泵一般为定量型式，其流量范围为 2.5~100升/分左右。

曲轴柱塞泵由于传动系统和配油系统分离，密封问题容易获得解决，因此，可以获得极高的工作压力。迄今为止，输出压力达 1000~10000公斤/厘米²的超高压泵均采用曲轴柱塞结构型式，例如静水液压机等所使用的超高压泵即为单柱塞曲轴柱塞泵。

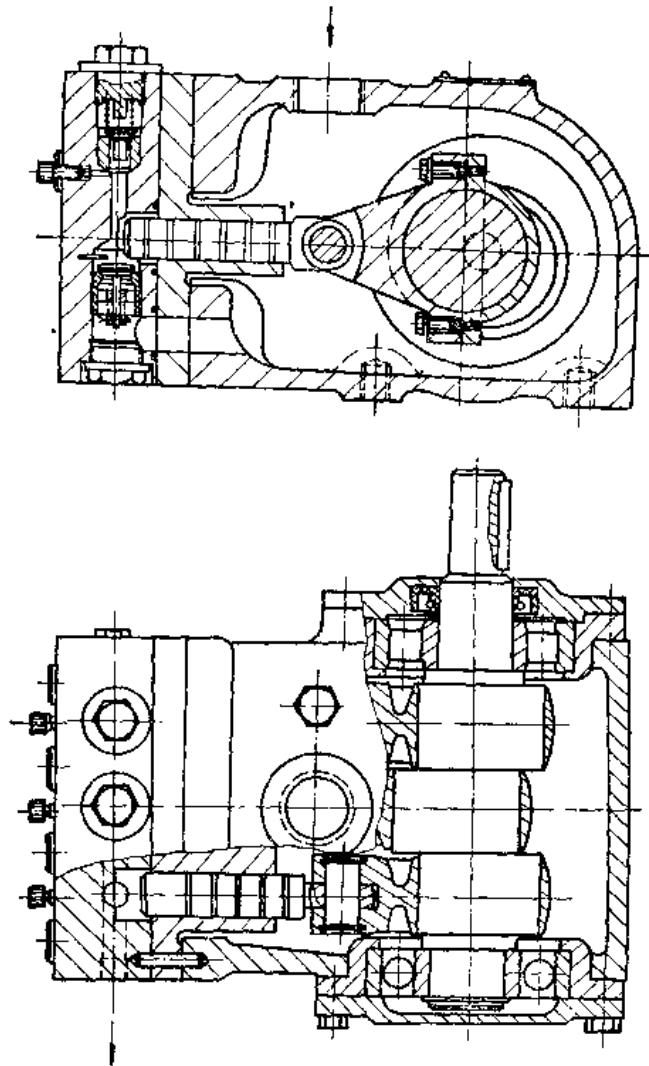


图 2—38 BFW—01 型曲轴柱塞泵结构图

第四节 液压马达（油马达）

油马达的功用是把液体的压力能转换为旋转运动的机械能。油马达输出的是转速和转矩。

利用油马达机械的动力有容易实现无级调速和重量轻、结构紧凑等特点。所以，目前油马达的应用日益广泛。

一、齿轮油马达

齿轮油马达结构与齿轮泵相似，事实上一般的齿轮泵即可当作油马达使用。齿轮马达在100~3000转/分的转速范围内能够良好的工作。但是，齿轮油马达输出的转矩脉动程度较大、效率较低，是这种类型油马达的缺点。

齿轮油马达的转速、平均转矩和功率，可用与齿轮油泵相同的方法计算。即：

$$\text{平均转速 } n = \frac{Q \times 10^6}{\pi D_o \cdot (D - D_o) \cdot b} \eta_v \text{ (rpm)} \quad 2-66$$

$$\text{平均转矩 } M_{cp} = 71620 \frac{N}{n} \eta \text{ (kg-cm)} \quad 2-67$$

$$\text{油马达输出功率 } N = \frac{Q \cdot P}{612} \eta \times 1.36 \text{ (HP)} \quad 2-68$$

式中：Q——输入油马达的流量 (l/min)

D_o ——齿轮的分度圆直径 (mm)

D——齿轮的齿顶圆直径 (mm)

b——齿轮的宽度 (mm)

n——油马达转速 (r.p.m)

P——液体的工作压力 (kgf/cm²)

η_v ——油压马达的容积效率

η ——液压马达的总效率

式 2—67 中的 $\frac{\pi D_o \cdot (D - D_o) \cdot b}{10^6}$ 就是油马达每转的理论平均流量，它是假定

齿间的容积与齿厚体积相同，这样计算出来的。事实上齿间的容积比齿厚的容积大。所以要较准确的计算齿轮油马达的转数，可将用式 2—66 求得的转速 n 再用平均修正系数 K = 1.11 来除。

因为齿轮油马达输出的转矩是脉动的，所以，在使用时必须考虑它的最小转矩。齿轮油马达的最小转矩可用下式求出：

$$M_{min} = Pb (D^2 - D_o^2 - l^2) \frac{1}{4} \quad 2-69$$

式中，l 为齿轮啮合线长度，它等于： $l = \pi m \cdot \cos \alpha$ ， ε 为重叠系数，m 为齿轮模数， α 为啮合角。D 和 D_o 的意义同前。

齿轮油马达的结构简单，维护方便，但扭矩较小，转速较高，多用在工程机械、农业机械和林业机械上。

二、叶片油马达

叶片油马达的结构大体上与叶片泵相似。叶片油马达通常也是作成“双作用”的，所以转子轴上的径向力得到平衡，叶片油马达的叶片在转子上通常是径向放置的，这样就使得马达的转子能够实现正反转运动。

叶片油马达的工作原理如图 2—39 所示。当压力油从壳体或配油盘上的进油窗口进入由叶片 1、2 和 5、6 等构成的空间时，因为叶片 2 和 6 上的承压面积比叶片 1 和 5

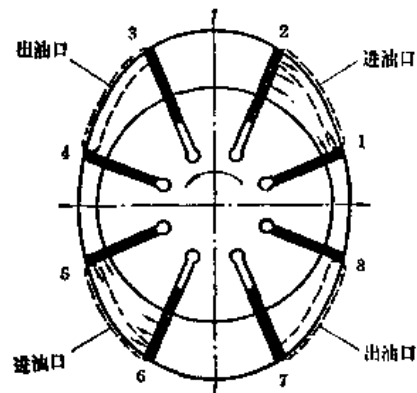


图 2—39 叶片油马达工作原理图

上的承压面积大，所以转子便被液体推动沿逆时针方向转动。此外，在叶片的背面有弹簧经常在作用着，当转子不转动时，叶片在弹簧力的作用下仍然能够紧压在腰形套的内壁上，只有这样，液压马达才会有足够的起动转矩，这一点是和油泵不一样的（图2—40）。

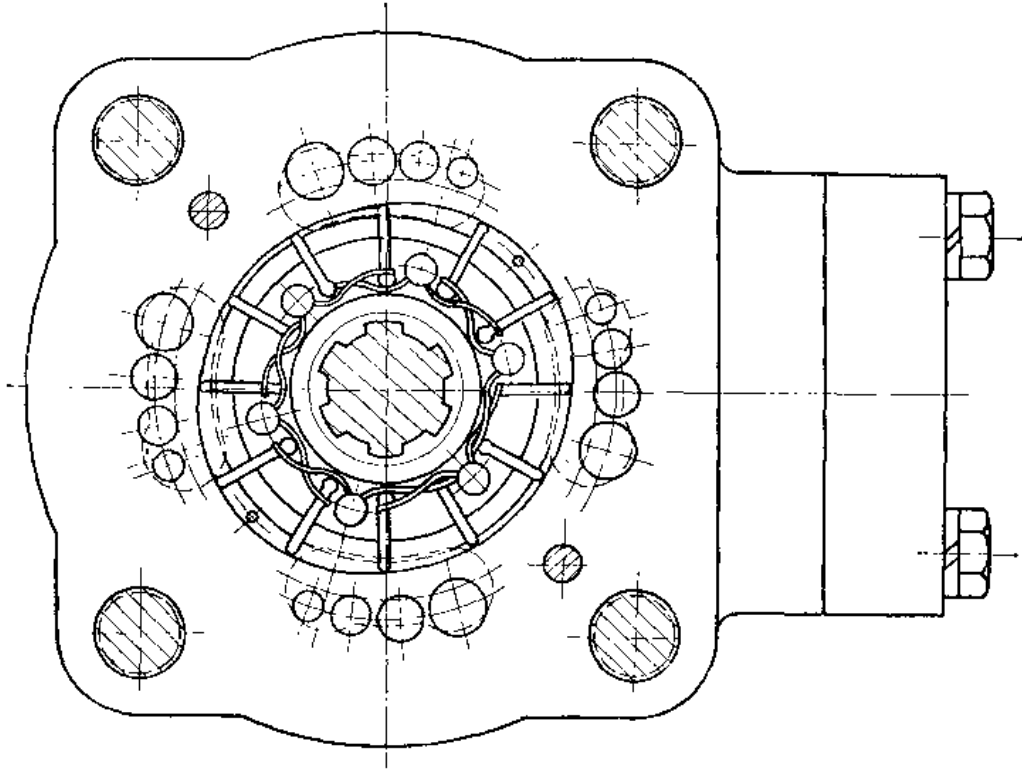


图2—40 叶片油马达结构图

驱动叶片油马达的液体工作压力一般在60公斤/厘米²以下，压力太高则泄漏随之增加，容积效率显著降低，马达的最高转速为1500—2200转/分，最低转速为100—150

转/分，转速太低运动就不平稳，和齿轮油马达一样，叶片油马达的转速也是依靠改变供油的流量来调节。

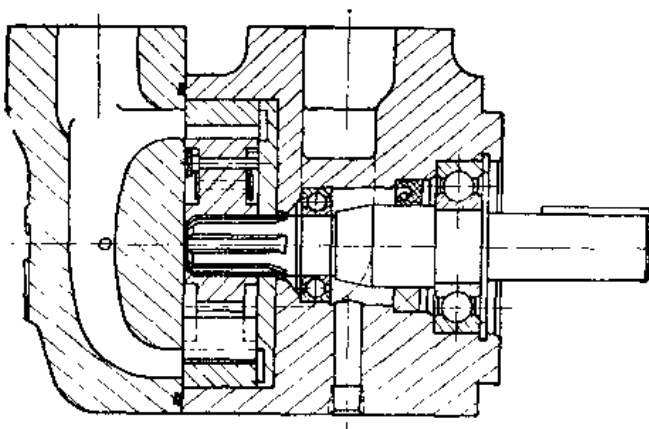


图2—41 叶片油马达

叶片油马达最大的特点是体积小、惯性小。在液压马达中，叶片油马达的惯性最小。它比活塞式油马达的惯性约小6~7倍。因此，这种液压马达的动作灵敏，允许迅速和频繁的换向。

图2—41所示，是榆次液压件厂生产的叶片油马达的结构示意图。

三、轴向柱塞式油马达

柱塞式油马达大体上可分为轴向柱塞式和径向柱塞式两大类型。轴向柱塞式油马达的转速较高，输出扭矩较低。大扭矩低转速的油马达通常是采用径向柱塞泵式的结构。

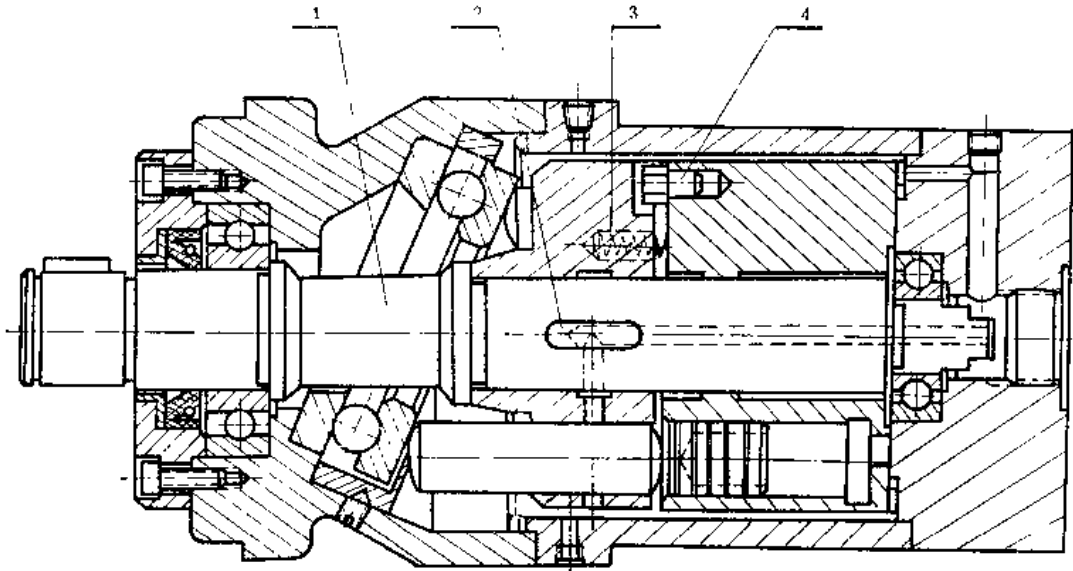


图 2—42 轴向柱塞式油马达

图 2—42所示是天津液压件厂生产的轴向柱塞式油马达的结构示意图。这种马达的特点是缸体转动，倾斜盘不动。为了保证缸体与配油盘之间的好密封，把缸体做成两段。左半部用键 1 与传动轴 1 联接，键 2 把缸体产生的扭矩传给传动轴。右半部则空套在传动轴上，它传动时所需的力则由销子 4 来传递。销子 4 起着保持左右两部份缸体彼此间的相对位置的作用。缸体压向配油盘的力是靠弹簧 3 的压力以及柱塞孔里液体的压力，这样右半部缸体仅受轴向力的作用，而没有径向力或“颠复力矩”的作用，这就使得缸体能够保持与配油盘之间的好接触的状态，减少漏油的可能性。

由于缸体上采用了上述措施，改善了缸体与配油盘之间的磨损情况，并在磨损以后能够自动补偿，泄漏现象大为减少，所以这种油马达的容积效率高达98%，这就使得这种油马达能够在很低的转速下工作，最低转速为 2 转/分，而且调速的范围也宽广，最大转速达1000转/分以上。这种马达的液体工作压力较低，最大为 50公斤/厘米²，目前只生产 5 公斤—米一种规格。

上海液压件厂还生产工作压力为 200公斤/厘米² 的轴向式油马达。天津高压泵阀厂生产的14CY-1系列的各种轴向柱塞泵也可当作油马达使用。轴向柱塞式油马达多用在各种切削机床上。

四、径向柱塞式油马达

目前，径向柱塞式油马达已日益广泛的利用于工程机械、船舶制造和机床制造等许多部门。

与轴向柱塞式油马达相比较，径向油马达大多为低速，大扭矩马达。因此，这类马

达可直接与工作机构相连接而不需减速装置，从而大大简化了机器的传动部分。

径向柱塞式油马达的结构种类繁多，按其结构可分为曲轴单作用径向油马达、内（外）曲线多作用油马达和钢球式油马达。由于曲轴单作用式径向油马达结构简单，工作可靠，获得了极为广泛的应用。

图 2—43 为带连杆式径向柱塞油马达的结构图。其优点为：结构简单可靠；曲轴偏心值较大。因此，较无连杆式其外形和重量均减小；缺点为球铰制造工艺较为复杂，在低速时稳定性较差。

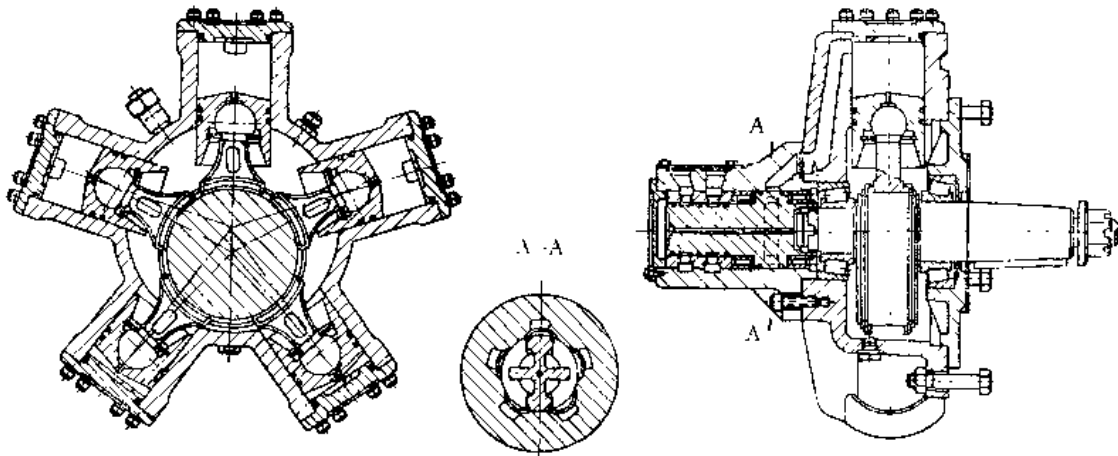


图 2—43 带连杆式径向柱塞油马达

图 2—44 为无连杆式径向柱塞油马达。由于利用油压静力平衡原理，又叫做静力平衡油马达。这种结构取消了连杆和球铰，因此结构上大大简化，制造简单，低速的稳定性较好。图示为外壳旋转结构，它特别适用于作轮胎油马达使用。其转数范围为 0～300 转/分，输出扭矩约 0～2000 公斤一米左右。

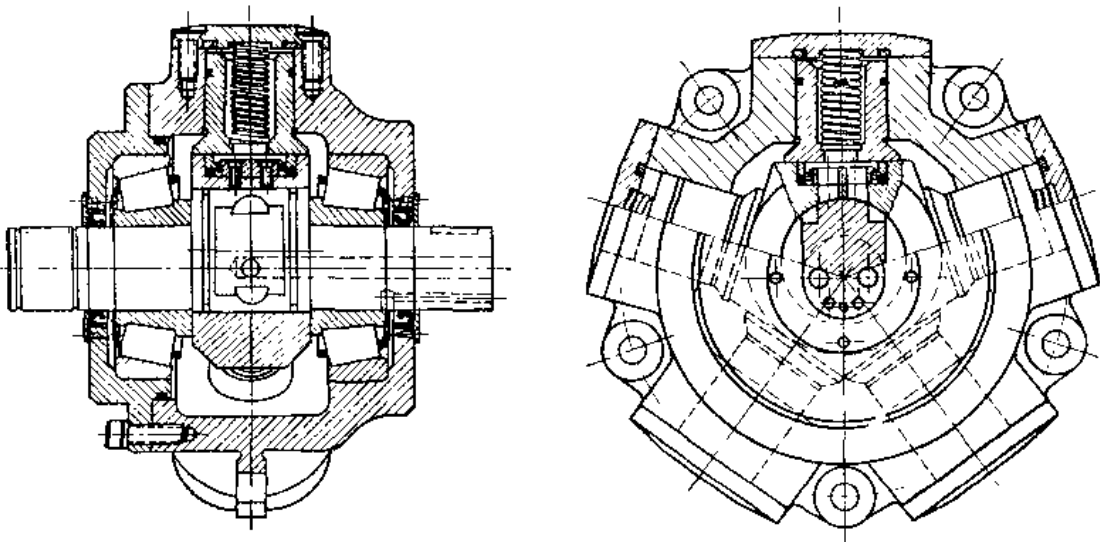


图 2—44 无连杆式径向柱塞油马达

此外，还有内（外）曲线多作用油马达等，主要应用于更低的转速和更大的扭矩。在此就不一一介绍了。

第三章 油 缸

第一节 概 述

一、油缸的类型、压力、速度的计算

在液压机设计中比较广泛使用的结构型式有柱塞式、活塞式和复合式油缸。

(一) 柱塞式油缸

柱塞式油缸的结构见图 3—1，其原理图见图 3—2。

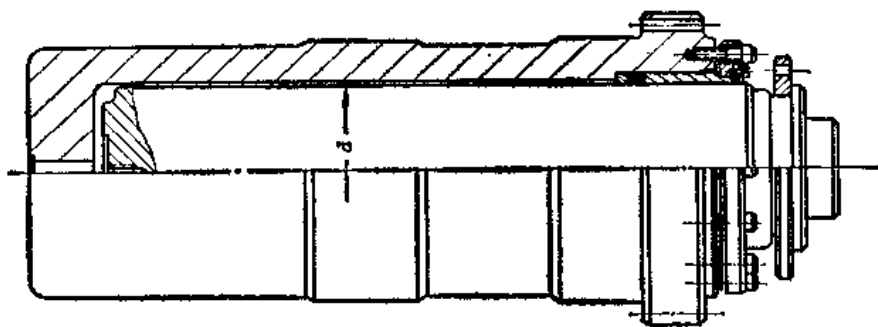


图 3—1 柱塞式油缸的结构

从图中可见，柱塞式油缸由缸体、柱塞、导向套、缸口密封装置等零件所组成。利用缸体的凸缘固定于液压机的梁上。当从缸底之进油孔输入一定压力 p （公斤力/厘米²）、一定流量 Q （升/分）时，柱塞将输出相应的压力 P （吨）、速度 V （毫米/秒）和功率 N （仟瓦）。

其计算公式如下：

$$P = \frac{1}{4} \pi \cdot d^2 \cdot p \times 10^{-8} \quad (t) \quad 3-1$$

$$V = \frac{Q \times 10^3}{6F} \quad (\text{mm/sec}) \quad 3-2$$

$$\text{式中：} F = \frac{1}{4} \pi d^2 \quad (\text{cm}^2)$$

$$N = P \cdot V \quad (t \cdot \text{mm/sec}) = \frac{1}{102} PV \quad (\text{KW}) \quad 3-3$$

柱塞式油缸由于缸孔不需精加工，甚至不需加工，因而制造简单，维修方便，在液压机上应用很广。

(二) 活塞式油缸

活塞式油缸结构见图 3—3。其原理图见图 3—4。

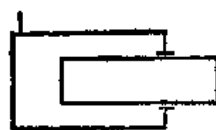


图 3—2 柱塞式油缸原理图

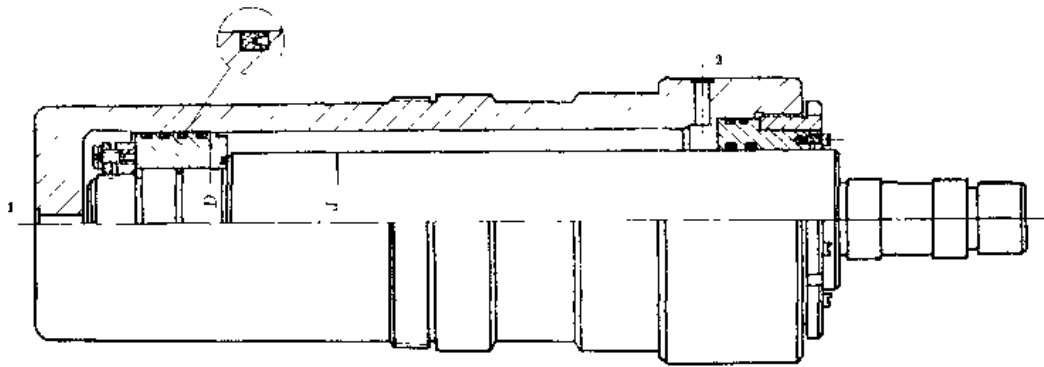


图 3—3 活塞式油缸结构图

从图 3—3 可见，油缸被活塞头分隔为两腔，因此，可以获得正向和反向的运动。实质上，起两个柱塞缸之作用。此种结构形式的油缸，在中小型液压机上应用最广。

若接于系统中，并向油缸输入流量 Q 、压力 p 时，活塞运动的速度 V_1 和输出的压力 P_1 可用下列公式计算：

正向移动情况：

$$P_1 = \frac{1}{4} \pi D^2 \cdot p \times 10^{-3} \quad (t) \quad 3-4$$

$$V_1 = \frac{Q \times 10^{-3}}{6F_1} \quad (\text{mm/sec}) \quad 3-5$$

式中： $F_1 = \frac{1}{4} \pi D^2 \quad (\text{cm}^2)$

此时，从孔 2 处排油量 Q_2 为：

$$Q_2 = \frac{F_2}{F_1} \cdot Q \quad (\text{l/min}) \quad 3-6$$

反向移动情况：

$$P_2 = \frac{1}{4} \pi (D^2 - d^2) \cdot p \times 10^{-3} \quad (t) \quad 3-7$$

$$V_2 = \frac{Q \times 10^3}{6F_2} \quad (\text{mm/sec}) \quad 3-8$$

式中： $F_2 = \frac{1}{4} \pi (D^2 - d^2) \quad \text{cm}^2$

此时，孔 1 排油量 Q_1 为：

$$Q_1 = \frac{F_1}{F_2} \cdot Q \quad (\text{l/min}) \quad 3-9$$

活塞式油缸也可以作差压正向运动，其压力和速度为：

$$P_{12} = \frac{1}{4} \pi d^2 \cdot p \times 10^{-3} \quad (t) \quad 3-10$$

$$V_{12} = \frac{Q \times 10^3}{6(F_1 - F_2)} = \frac{Q \times 10^3}{6 \times \frac{1}{4} \pi d^2} \quad (\text{mm/sec}) \quad 3-11$$

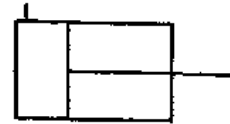


图 3—4 活塞式油缸原理图

此时，通过孔 2 之排油量为：

$$Q_{21} = \frac{F_2}{F_1 - F_2} \cdot Q \quad (l/min) \quad 3-12$$

孔 1 之进油量为：

$$Q_{11} = \frac{F_1}{F_1 - F_2} \cdot Q \quad (l/min) \quad 3-13$$

设计中常利用差压作用以提高正向速度，而 F_1/F_2 之比值愈小，则速度提高愈显著。

(三) 复合油缸

柱塞式和活塞式油缸为基本的结构型式，在特殊条件下，可以将其组合变型得到复合型式油缸。液压机上常应用有如下几种：

1. 伸缩式单作用油缸

图 3-5 为伸缩式单作用油缸原理图。从结构上来说，实质上是由两个柱塞式油缸所组成。这种型式的油缸常利用于下顶式传动的系统中。工程机械中，如起重臂的驱动也常用此种结构型式的油缸，以增大行程。其各级压力和速度的计算，与柱塞式油缸相同。

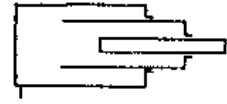


图 3-5 伸缩式单作用油缸原理图

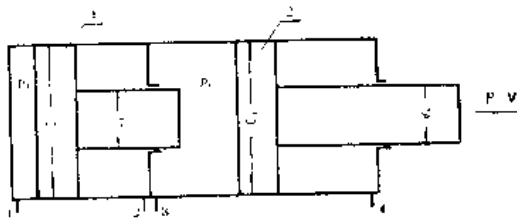


图 3-6 增压油缸示意图

2. 增压油缸

图 3-6 为增压油缸示意图。若从接口 1 输入压力为 p_1 、流量为 Q_1 的压力油，则增压活塞获得之速度和输出之压力仍可用式 3-4 和 3-5 计算出来。此时活塞 2 处将获得压力 p_2 、流量 Q_2 ，其计算如下：

$$p_2 = \frac{\frac{1}{4} \pi D_1^2}{\frac{1}{4} \pi d_1^2} \cdot p_1 = \frac{D_1^2}{d_1^2} \cdot p_1 \quad (kgf/cm^2) \quad 3-14$$

$$Q_2 = \frac{\frac{1}{4} \pi d_1^2}{\frac{1}{4} \pi D_1^2} \cdot Q_1 = \frac{d_1^2}{D_1^2} \cdot Q_1 \quad (l/min) \quad 3-15$$

从上式可以看出，活塞 2 压力增加了 $(\frac{D_1}{d_1})^2$ 倍。而供油量相应地降低了 $(\frac{d_1}{D_1})^2$ 倍。即压力增加，速度降低。例如现代的大型模锻和冷挤压液压机中，由于零件成型压力较大，而高压行程较小，因此，在设计中常采用增压油缸的原理，以使主机和系统简化。

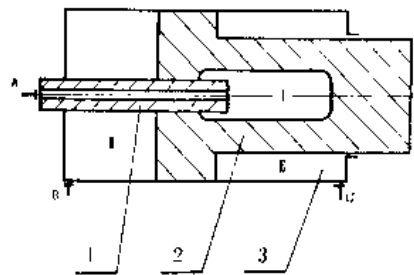


图 3-7 具有快速活塞之活塞式油缸

(四) 快速活塞油缸

图 3—7 为具有快速活塞之活塞式油缸示意图。从图上可见，活塞 2 与柱塞 1 可以视为单作用柱塞式油缸，而活塞 2 和缸体 3 则组成活塞式油缸。利用这种结构型式，可在同样的油泵条件下，使活塞 2 获得较快的正向运动速度和两级压制压力。

我厂 300 吨石墨管挤压液压机滑块的驱动油缸，即采用此种结构型式。

(五) 摆动油缸

在某些液压设备中，还采用了摆动油缸做旋转一定角度之用。其示意图见图 3—8。由于它是将压力油转换为旋转运动，故又叫做摆动油马达。若从孔 1（或 2）输入压力油 p 、 Q ，则其输出角速度和扭矩为：

$$M = \frac{1}{8} (D_1^2 - d_1^2) \cdot b \cdot p \quad (\text{kg-cm}) \quad 3-16$$

$$\omega = \frac{8000Q}{b(D_1^2 - d_1^2)} \quad (1/\text{sec}) \quad 3-17$$

- 式中：M——理论输出扭矩 (kg-cm)
 ω ——理论输出角速度 (1/sec)
 b——叶片宽度 (cm)
 D——叶片外径 (cm)
 d——叶片内径 (cm)
 p——液体工作压力 (kgf/cm²)
 Q——输入流量 (l/min)

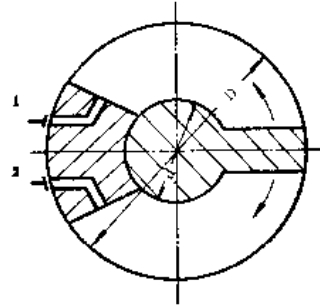


图 3—8 摆动油缸示意图

二、油缸的基本参数

油缸的基本参数有油缸内径；活塞杆外径；油缸行程；液体工作压力和油缸的公称压力。设计时各参数均应符合有关标准，以最大限度地做到通用化、标准化、系列化。

(一) 油缸内径系列参数 (根据 JB826—66)

表 3—1 油缸内径系列参数 (mm)

20	25	32	40	50	55	63	(65)	70	(75)	80	(85)	90
(95)	100	(105)	110	125	(130)	140	(150)	160	180	200	(220)	(250)
(280)	320	350	400	(450)	500	560	630	(710)	820	(900)	1000	

注：1. 括号内尺寸尽可能不用

2. 若油缸内径尺寸超出本系列范围时，应按 GB321—64《优先数和优先数字》中 R_{10} 、 R_{20} 数字选取。

(二) 柱塞外径系列参数 (根据JB826—66)

表 3—2 柱塞外径系列参数 (mm)

4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22	25
28	(30)	32	35	40	45	50	55	(60)	63	(65)	70
(75)	80	(85)	90	(95)	100	(105)	110	(120)	125	(130)	140
(150)	160	180	200	220	250	(260)	280	320	360	(380)	400
(420)	450	500	(520)	560	(580)	630	650	(710)	(730)	820	900
(920)	1000	1140	1200	1280	1420	1500	1600	1800	2000		

注: 同表 3—1

(三) 液体工作压力系列参数 (根据JB1068—67)

表 3—3 液体工作压力系列参数表 (kgf/cm²)

63	80	100	125	160	200	250	320
----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

(四) 油缸行程系列参数 (推荐值)

表 3—4 油缸行程系列参数 (推荐值) (mm)

主系列	辅系列	主系列	辅系列	主系列	辅系列	主系列	辅系列	主系列	辅系列
10		70		180		450		1120	
16		80		200		500		1250	
20		90		220		560		1400	
25		100		250		630		1600	
32		110		280		710		1800	
40		125		320		800		2000	
50		140		360		900		2240	
60		160		400		1000		2500	

(五) 油缸公称压力 (根据JB611—64)

表 3—5 油缸公称压力系列 (t)

				2.5		4		6	
10		16		25		40		63	
100	125	160	200	250	315	400	500	630	800
1000	1250	1600	2000						

注: 超出以上所列数值时应按GB321—64《优先数和优先数字》中R₅和R₁₀数字选取。

(六) 油缸内径、液体工作压力与油缸公称压力的关系

在油缸设计中, 若油缸内径(柱塞式即为柱塞直径)、液体工作压力符合系列标准, 则油缸公称压力也符合系列标准。但是, 由于实际计算值与标准数系有一定误差, 故实际压力与公称压力是不一样的。设计时可参考表3—6之数据。

表 3—6 常用的油缸直径、液体工作压力和油缸公称压力、实际压力之关系

公称压力/实际压力 油缸内径 mm	液体工作压力 kgf/cm ²			
	200	250	320	400
63	6.3/6.23		10/9.97	
(65)	6.3/6.63		10/10.61	16/13.27
70		10/9.62		16/15.4
(75)				
80	10/10.1		16/16.1	
(85)				
90		16/15.9		25/25.4
(95)				
100	16/15.7		25/25.1	
(105)				
110		25/23.74		40/38.99
125	25/24.5		40/39.3	40/49.1
(130)				
140		40/38.5		63/61.5

(150)				
160	40/40.2		63/64.3	
180		63/63.6		100/102
200	63/62.8		100/100.5	
(220)		100/95		160/152
250	100/98.1		160/157	200/196.3
(280)		160/153.9	200/197	250/246.1
315	160/160.8	200/201	250/257.2	315/321.5
(360)	200/202	250/254.3	315/325.6	400/407
400	250/257	320/314	400/402	500/502.4
(450)	320/318	400/397.4	500/508.6	630/635.8
500	400/392.5	500/490.6	630/628	800/785
(560)	500/492.3	630/615.4	800/787.8	1000/985
630	630/623.1	800/779	1000/997	1250/1246.2
(710)	800/791.4	1000/989.2	1250/1266.3	1600/1582.9
800	1000/1005	1250/1256	1600/1607.7	2000/2009.6
900	1250/1277.7	1600/1589.6	2000/2034.7	2500/2543.4
1000	1600/1570	2000/1962.5	2500/2512	3150/3140

第二节 油缸的结构

油缸的结构种类繁多，根据主机设计结构的特点而各有不同。现将液压机上常用之油缸各部分结构分述如下。

一、油缸孔和活塞部分的结构

常用的油缸孔和活塞头部分的结构见图 3—9。其中图 (a) 为用 U 形密封圈双向密封结构，导向套和密封圈均沿两方向安装，用螺母经支承圈锁紧，并用开口销防松。这种结构无论活塞正向或反向运动都只有一个密封圈承受高压，导向套尺寸较长，因此寿命较长，工作可靠。

图中 (b) 所示结构为用 U 形密封圈双向密封的又一种结构形式。特点为导向套和密封圈从后端装于活塞上，结构较简单，拆装方便。螺母防松结构是在活塞端面铣出之燕尾形槽内设置防松挡块。挡块装入前将销钉压入孔内，然后将垫块推入并使其头部插入螺母端面的搬手槽中，此时，销钉在弹簧力作用下，将挡块定位。这种密封结构的缺

点为，无论正反向运动，均使两个密封圈受压，所以运动时之摩擦阻力较大，密封圈寿命较低。

一般说来，活塞头部之密封装置，其支承圈均压住密封圈底部，密封圈的两翼靠材料弹性（尖翼部分一般均较配合公称尺寸大1~2毫米）紧贴于缸壁和柱塞上，起初始密封作用。在高压时，液体经支承圈中之小孔使密封圈紧压于配合面上，起液压自封作用。

设计时，还应注意支承圈和锁紧螺母外径比油缸孔直径应小1.5~2毫米以上；而在柱塞头部应做出装密封圈时的导向圆锥面，导向套一般用青铜或铸铁制造，支承圈和螺母用35号钢或45号钢制造。

图3-9(c)为无支承圈双向密封结构。密封圈用弹性较好之纯耐油橡胶或聚胺脂橡胶制造，并在拉长后套于导向套的槽中，导向套与活塞配合直径上需另设一个（或两个）O形密封圈密封。

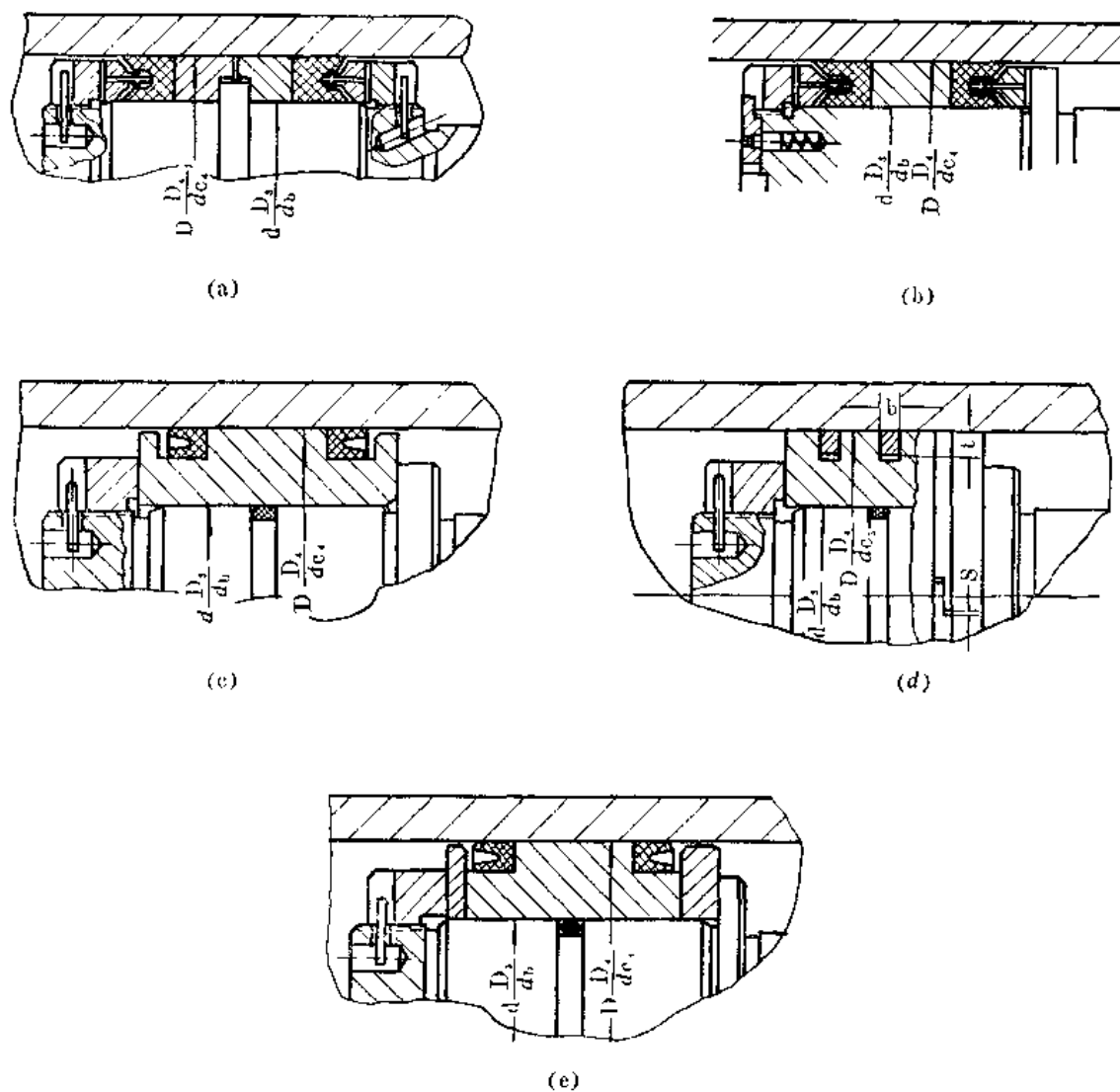


图3-9 油缸孔和活塞部分结构图

表3-7 活塞环主要结构尺寸 (mm)

D 工作状态下	t		b	s 工作状态
	尺寸	公差		
32	1.5	+0.1	3	0.075~0.1
40	1.7	+0.1	3	〃
50	2	+0.1	3	〃
60	2.5	+0.1	3	〃
80	3	+0.15	4	0.1~0.15
100	3.5	+0.15	4	0.1~0.2
125	4.5	±0.2	5	0.13~0.25
200	6	±0.2	7	0.13~0.25
250	7.5	±0.25	8	0.15~0.35
320	9.5	±0.3	10	0.2~0.45
400	11.5	±0.35	12	0.3~0.6
500	4	±0.1	14	0.3~0.6

图3-9 (d) 所示为用活塞环密封的结构形式, 利用活塞环作为密封元件, 其寿命较非金属密封圈长得多, 结构也比较简单。因此, 特别适合于运动速度较快和不要求保压的结构中。

图3-9 (e) 所示结构与图3-9 (c) 类似, 只是在密封圈的安装方式上有所不同。这种结构适用于油缸直径较小的情况, 它可以避免密封圈在装配过程中由于过度伸长而产生的残余变形。

活塞环的主要结构尺寸, 可按表3-7选取。活塞环数量可按表3-8选取。活塞环的材料常用为HT21-40铸铁或合金铸铁。

表3-8 推荐活塞环数

液体工作压力 P kgf/cm ²	油缸内径 D mm							
	40~50	50~90	100~130	140~180	200~260	280~360	380~500	500~600
63	2	3	3	3	3	3	3	3
100	3	3	3	3	4	4	4	4
200	3	3	4	4	4	5	6	7
320	3	4	4	5	6	7	8	9

二、缸口部分的结构

缸口部分一般由密封圈、导向套、防尘圈和锁紧装置等组成，用来密封和引导活塞杆。由于缸孔和活塞杆直径的差值不同，故缸口部分的结构也有所不同（见图3—10）。

图3—10(a)所示，适用于油缸孔直径 D 和柱塞杆直径 d 差值较小的情况。导向套布置在外端，并用锁紧螺母压紧。一般说来，缸口密封圈的支承环均使密封圈两翼与支承圈接触，底部则留2—4毫米左右。因此拧紧锁紧螺母可以调节密封处的初始压紧力。

图3—10(b)所示为缸口用法兰盘压紧，省去车制大直径螺纹的工作量，也防止了当螺纹制造不好时，在装、拆过程中产生“咬死”的现象。

图3—10(c)所示为油缸孔直径与柱塞直径差别比较大时，缸口设计为双层套结构。采用多层V形密封圈结构，密封可靠，但摩擦阻力较大。

图3—10(d)所示为无支承圈密封结构。密封圈一般均用弹性较大的耐油橡胶，或聚胺脂橡胶制造，装于导向套的槽中。这种结构简单，密封可靠，适应性较广。

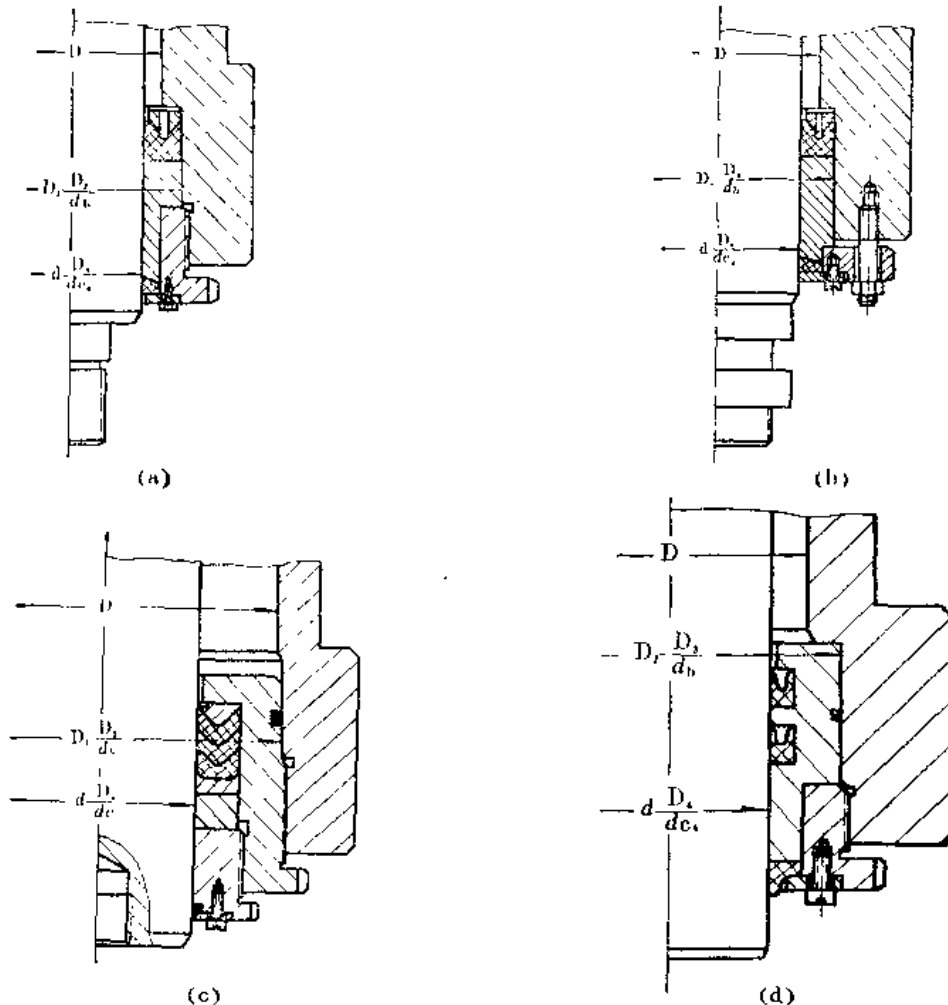


图3—10 缸口部分结构图

柱塞的防尘结构可在端部用毛毡防尘，如图3—10中a、b、c图示结构。也可用J形密封圈防尘（见图3—10d）。

三、缸底结构

缸底结构常应用有平底、圆底形式的整体和可拆结构形式（见图3—11）。

图3—11(A)所示为平底整体结构。图3—11(B)为圆底整体结构。平底结构具有易加工、轴向长度短、结构简单等优点。所以目前整体结构中大多采用平底结构。圆底整体结构相对于平底来说（特别是从减小缸底与缸壁过渡处之应力的观点看）受力情况较好。因此，在相同应力情况下，重量较轻。另外，在整体铸造的结构中，圆形（或椭圆形）缸底有助于消除过渡处的铸造缺陷。但是，在液压机上所使用的油缸一般壁厚均较大，而缸底的受力总是较缸壁为小。因此，上述优点就显得不太突出，这也是目前在整体结构中大多采用平底结构的一个原因。然而整体结构的共同缺点为缸孔加工工艺性差，更换密封圈时，活塞不能从缸底方向拆出，但由于较可拆式缸底结构受力情况好、

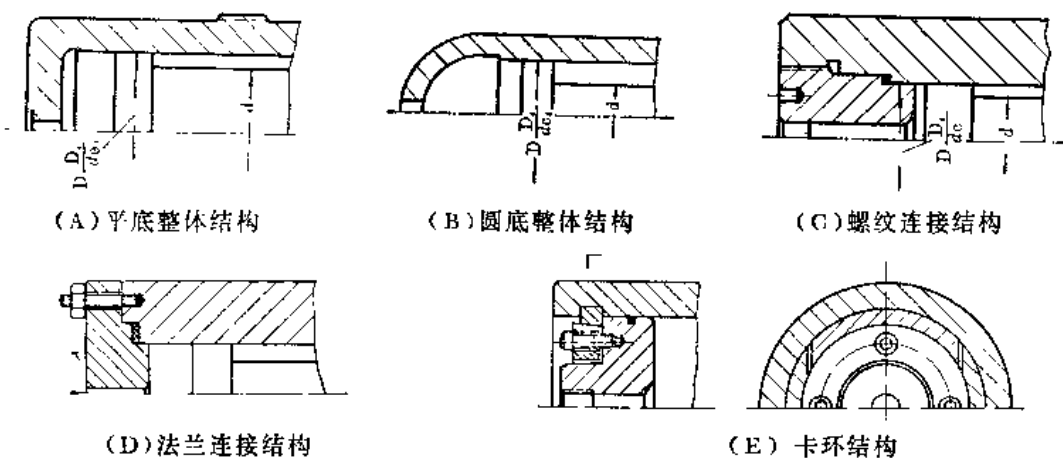


图3—11 缸体部分结构图

结构简单、可靠，因此在中小型液压机中使用也较广。

图3—11(C)为利用螺纹连接型式的可拆结构。常用于缸壁较薄和油缸公称压力较大的情况。

图3—11(D)为法兰连接型式，常用于在油缸公称压力较小和缸壁较厚时，其主要优点为拆卸方便，避免了大直径螺纹配合产生的“锈死”和“咬死”现象。

图3—11(E)为卡环式缸底结构。从图中可以看出，卡环为四半结构，装入缸壁的槽中，并保持转合配合。其内孔为锥面，因此拧紧螺钉时，卡环将被压于缸壁槽底上。在液体压力作用下，卡环将受剪切和挤压。这种结构装、拆方便，常用于较大吨位的油缸设计中。其缺点为结构较复杂，轴向长度大。我厂生产的Y28—630双动薄板冲压液压机和300吨石墨管挤压机的缸底均采用此结构形式。

四、油缸的放气装置

通常油缸在装配后或系统内有空气进入时，使油缸内部存留一部分空气，而常常不易及时被油液带出。这样，在油缸工作过程中由于空气的可压缩性，将使活塞行程中出现振动。因此，除在系统采取密封措施、严防空气侵入外，常在油缸两腔最高处设置放气阀，排出缸内残留之空气，使油缸稳定地工作。常用放气阀结构型式见图3—12。

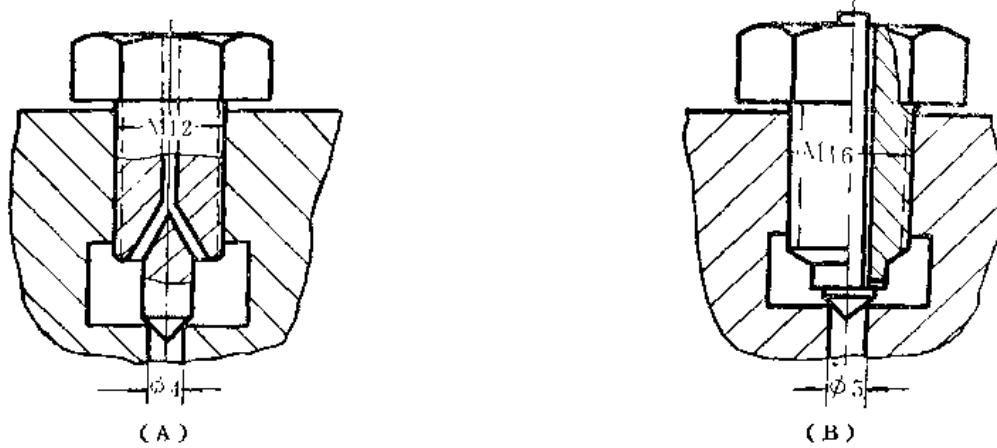


图 3—12 油缸放气阀结构图

五、缓冲制动装置

在活塞快速运动至极端位置时，为了防止活塞与缸底（或缸口）的冲击，有时需在油缸设计中增加缓冲制动装置，以消除工作中的机械冲击。常用缓冲制动装置的结构见图 3—13。

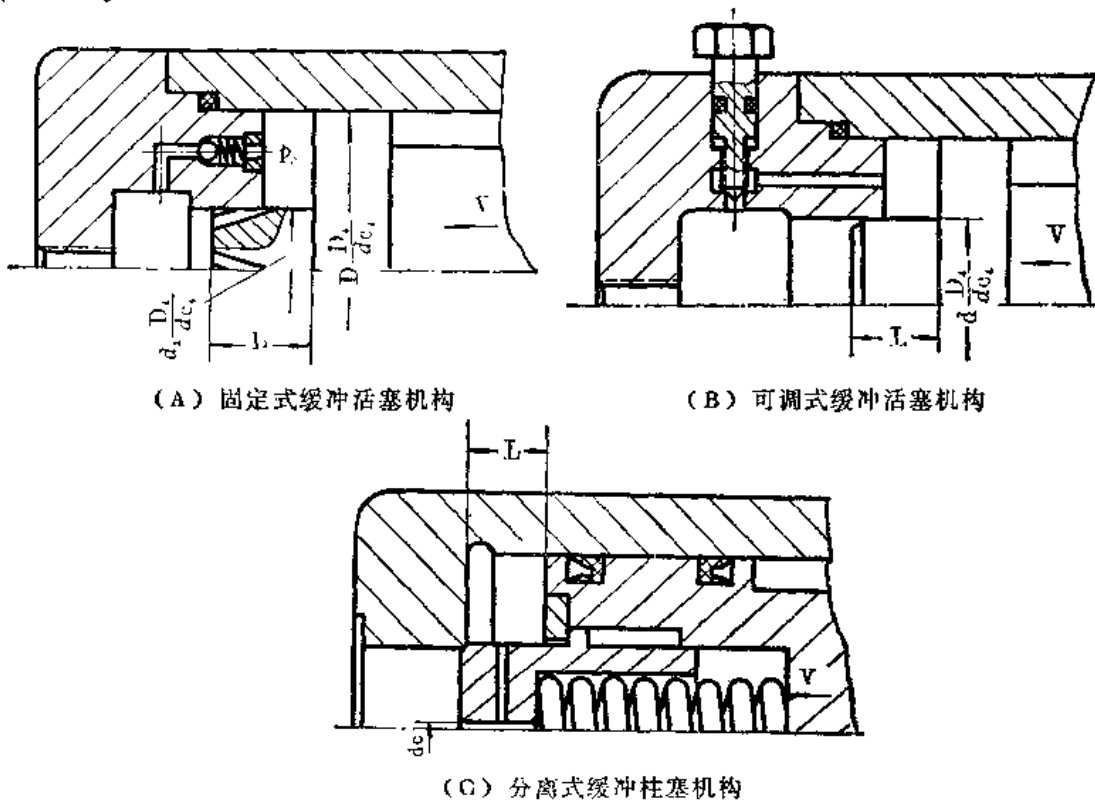


图 3—13 缓冲制动结构图

图 3—13(A)为在活塞端部做出直径 d_1 、长 L 的缓冲活塞，活塞外圆柱面上开有四条（数量和尺寸视排油量决定）三角形节流沟槽。当活塞进入缸底孔时，外环形面积的排油只能经节流沟槽溢出，因此造成背压 P_c ，以抵消由于活塞和运动零部件产生的惯性力，达到减速制动的目的。为了使活塞正向运动时启动迅速，设置一钢球式单向阀。

图3—13(B)所示为利用节流阀调节缓冲制动的效果。可见,较缓冲活塞上开节流沟槽灵活性较大。

图3—13(C)为分离式缓冲柱塞结构。从图中可见,当锥面与缸底排油孔接触时,排油只能经节流小孔 d_c 排出,因此起到制动作用。而在供油时缓冲柱塞相当于一个单向阀,因此启动迅速。此形式结构简单、可靠。

第三节 主要零件的设计和计算

一、缸体设计和计算

在确定了油缸的公称压力、液体工作压力和各部分结构形式之后,就可以对油缸零件进行强度设计和计算,确定其他有关尺寸。由于受力条件不同,通常分三段进行计算,即中段强度计算、缸底强度计算和缸口支承台肩处的计算。其计算简图见图3—14。

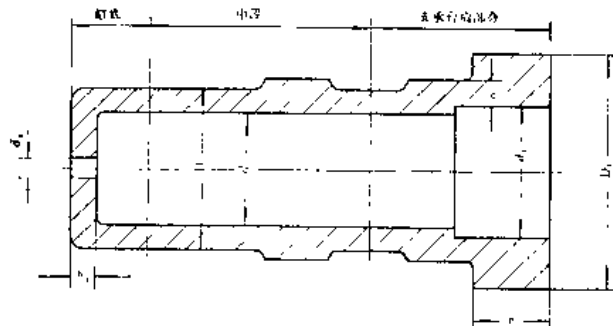


图3—14 缸体计算简图

1. 中段强度计算

油缸中段可按厚壁筒的计算方法。若油缸材料为铸铁,一般均按第二强度理论设计。即:

$$\begin{cases} \sigma = \frac{1.3D^2 + 0.4d^2}{D^2 - d^2} \cdot p \leq [\sigma] \text{ (kgf/cm}^2\text{)} \\ D = d \cdot \sqrt{\frac{[\sigma] + 0.4p}{[\sigma] - 1.3p}} \quad \text{(cm)} \end{cases} \quad 3-18$$

式中: σ ——缸内壁最大合成应力 kgf/cm²

p ——液体工作压力 kgf/cm²

D ——油缸外径 cm

d ——油缸内径 cm

$[\sigma]$ ——材料许用应力 kgf/cm²

若缸体为塑性材料,如35、45号锻钢或铸钢等,则应用第四强度理论进行计算。即:

$$\begin{cases} \sigma = \frac{\sqrt{3} \cdot D^2}{D^2 - d^2} p \leq [\sigma] \quad \text{(kgf/cm}^2\text{)} \\ D = d \cdot \sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - 1.732p}} \quad \text{(cm)} \end{cases} \quad 3-19$$

式中符号同上。

以上公式提供了对油缸结构尺寸的计算方法，但是并没有说明我们在要求的油缸公称压力下如何选择最合理的液体工作压力和与此相适应的最佳D/d 的比值。从公式中可以看出，提高液体工作压力，可以减小油缸内径d，但对选定的油缸材料来说，许用应力 $[\sigma]$ 为一定值，若液体工作压力p取得太大，又会大大增加外径D的尺寸。例如从公式3—19可以看出，若取 $p = \frac{1}{\sqrt{3}}[\sigma]$ 时，则D将趋于无穷大之值。因此，应合理选择液体工作压力和D/d之比值。现以单层油缸为例，分析于下：

在单层油缸设计中，若油缸公称压力P一定，则P与油缸内径d和液体工作压力p有如下关系：

$$P = \frac{1}{4} \pi d^2 \cdot p \quad (\text{kgf}) \quad 3-20$$

若以 $a = \frac{D}{d}$ 代入

$$\text{则： } P = \frac{1}{4} \pi \cdot \frac{D^2}{a^2} \cdot p \quad (\text{kgf}) \quad 3-21$$

式中D——油缸外径 (cm)

根据第四强度理论其合成应力为：

$$\sigma = \frac{\sqrt{3} \cdot D^2}{D^2 - d^2} \cdot p \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

$$\text{即： } \sigma = \frac{\sqrt{3} \cdot a^2}{a^2 - 1} \cdot p \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 3-22$$

将式3—22代入3—21式得：

$$P = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot \sigma (a^2 - 1)}{4 \cdot \sqrt{3} \cdot a^4} \quad (\text{kgf})$$

将上式对a求极值，（即 $\frac{\partial P}{\partial a} = 0$ ），并以 $\sigma = [\sigma]$ 代入，得出最合理之关系为：

$$a = \frac{D}{d} = \sqrt{2}$$

$$P = 0.113 D^2 [\sigma] \quad (\text{kgf})$$

$$p = \frac{1}{2\sqrt{3}} \cdot [\sigma] = 0.2885 [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 2-23$$

设计时，可根据可能提供的材料，按以上关系确定液体工作压力和相应的外径和内径尺寸，进行比较之后最后定案。

2. 缸底强度计算

已知油缸外径D和内径d、液体工作压力p之后，对于平底油缸则可根据下式求出缸底厚度 h_0 。

$$\sigma = 0.1625 \frac{p \cdot d^2}{\varphi \cdot h_0^2} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

$$\varphi = \frac{d - \sum d_0}{d} \quad 3-24$$

式中： $[\sigma]$ 值的选取对铸钢 $[\sigma] = 300 \text{kgf/cm}^2$

锻钢 $[\sigma] = 400 \text{ kgf/cm}^2$ 合金钢 $[\sigma] = 450 \text{ kgf/cm}^2$

(各符号意义见图 3-14)

3. 台肩部分的强度计算

从图 3-14 可见, 台肩处断面上内壁上的合成应力为弯曲应力与拉伸应力之和。

即:

$$\sigma = \frac{P}{0.785(D^2 - d^2)} + \frac{6M_s}{h^2} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 3-25$$

式中: $P = 0.785d^2 \cdot p$ (kgf)

$$M_s = \frac{1}{2} T (D_1 - d_1) \left[\frac{1}{1 + \frac{\beta h}{2} + \frac{1}{\beta d_1} \left(\frac{h}{h_1} \right)^3 \ln \frac{D_1}{d_1}} \right] \quad (\text{kgf-cm})$$

$$T = \frac{P}{\pi d} \quad (\text{kgf/cm})$$

$$\beta = \sqrt{\frac{12(1-\mu^2)}{d_1^3 \cdot h_1^2}}$$

μ ——材料泊桑比系数。钢: $\mu = 0.3$, 铸铁: $\mu = 0.25$ 。

缸体中段和台肩处许用应力的选择可以下列数据为准:

锻钢 $[\sigma] = 1100 \sim 1300 \text{ kgf/cm}^2$

铸钢 $[\sigma] = 900 \sim 1100 \text{ kgf/cm}^2$

铸铁 $[\sigma] = 400 \sim 600 \text{ kgf/cm}^2$

二、缸底和连接法兰计算

常用的缸底连接法兰和管路接口所使用的法兰结构型式, 及其计算方法如下:

(一) 用螺钉紧固的法兰连接

图中直径 d 受液体工作压力 p 的作用。为了保证在最大工作液体压力下密封垫处保持密封, 则此时必须保持有必要的附加单位压力 q 公斤/厘米²。附加单位压力之大小, 根据密封材料而定。若利用橡胶垫或 O 形密封环, 则可取 $q = p$ 。若为铜垫, 则 q 值为铜材之屈服极限。

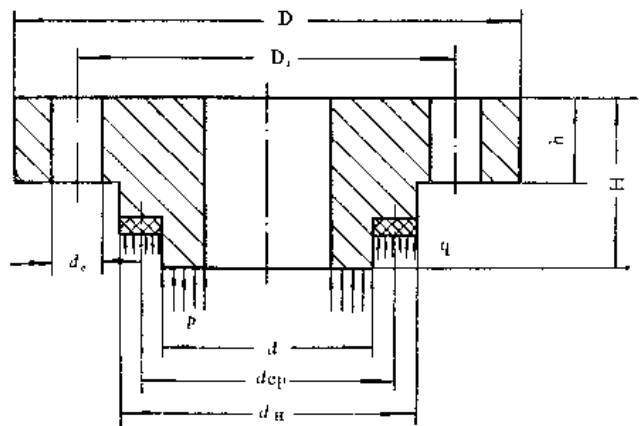


图 3-15 螺钉紧固法兰简图

在 d_{cp} 截面上, 其弯曲应力为:

$$\sigma = \frac{3P(D_0 - d_{cp})}{\pi \cdot d_{cp} \cdot h^2} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

$$\text{或 } h = \sqrt{\frac{3P(D_0 - d_{cp})}{\pi d_{cp} \cdot [\sigma]}} \quad (\text{cm}) \quad 3-26$$

式中：P——法兰受力的总和 (kgf)

$$P = P_1 + P_2 = 0.785d^2 \cdot p + 0.785(d_1^2 - d^2) \cdot q \quad (\text{kgf})$$

在直径(D) 断面上的弯曲应力：

$$\sigma = \frac{3l(D_0 - \frac{2}{3}d_{CP})P_1 + (D_0 - d_{CP})P_2}{\pi[(d_{CP} - C_0)l^2 + (D - d_{CP} - 2d_0)h^2]} \quad 3-27$$

式中：P₁ = 0.785d² · p (kgf)

$$P_2 = 0.785(d_1^2 - d^2) \cdot q \quad (\text{kgf})$$

(二) 整体法兰

图 3—16 为整体法兰简图。在 D₁ 直径上，即 a—a 断面处的弯曲应力为：

$$\begin{cases} \sigma = \frac{3P(D_0 - D_1)}{\pi \cdot D_1 \cdot h^2} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2) \\ \text{或 } h = \sqrt{\frac{3P(D_0 - D_1)}{\pi \cdot D_1 [\sigma]}} \quad (\text{cm}) \end{cases} \quad 3-28$$

在 D_K 直径上，即 a—b 断面处的弯曲应力可用下式计算：

$$\sigma = \frac{3P(D_0 - D_K)}{\pi \cdot D_K \cdot K^2} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 3-29$$

式中：P——法兰受力的总和 (计算方法同式 3—26)

(三) 整体螺纹连接法兰

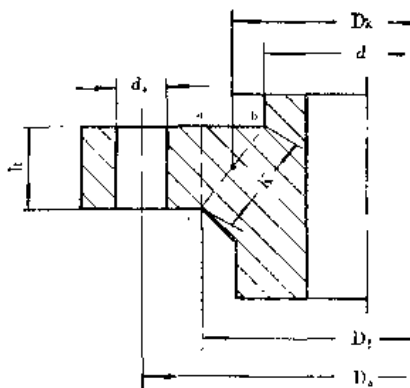


图 3—16 整体法兰简图

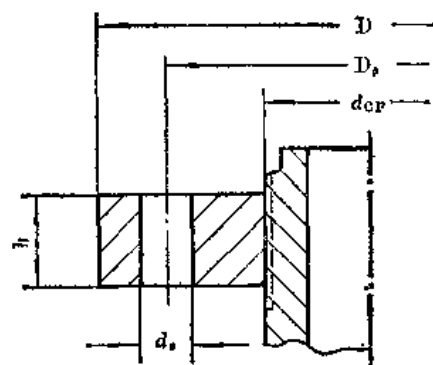


图 3—17 整体螺纹连接法兰简图

这种型式的法兰常用于柱塞头部与活动横梁的连接处以及油缸进油孔处的连接。设计时需校核直径断面上承受的弯曲应力和螺纹承受的剪切、挤压应力。

在法兰的直径断面上的弯曲应力为：

$$\sigma = \frac{3P(D_0 - d_{CP})}{\pi(D - D_{CP} - 2d_0)} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 3-30$$

螺纹之强度条件为：

剪切应力

$$\tau = \frac{P}{\pi \cdot d_{CP} \cdot K} \leq [\tau] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 3-31$$

式中：P——螺纹所承受之剪切力 (kgf)

d_{CP}——螺纹中径 (cm)

$[\tau]$ ——许用应力。对钢件取 $[\tau] = 500 \text{ kgf/cm}^2$

挤压应力

$$\sigma_{cm} = \frac{P}{0.785(d_1^2 - d_2^2)Z} \leq [\sigma_{cm}] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 3-32$$

式中： d_1, d_2 ——螺纹的外径和内径

$$Z = \frac{h}{S} \text{——螺纹工作圈数} = \frac{\text{工作长度}}{\text{螺距}}$$

$[\sigma_{cm}]$ ——许用应力，对钢取 $[\sigma_{cm}] = 1000 \sim 1500 \text{ kgf/cm}^2$

(四) 活套法兰 (图 3-18)

这种型式之法兰常利用于油缸进油孔处。其强度条件为：

$$\sigma = \frac{3P(D_0 - d_{cp})}{\pi(D - d_1 - 2d_0)h^2} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 3-33$$

式中： d_{cp} 为支承面平均直径

$$d_{cp} = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (\text{cm})$$

此外，还需校核支承面的挤压应力：

$$\sigma_{cm} = \frac{P}{0.785(d_2^2 - d_1^2)} \leq [\sigma_{cm}] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 3-34$$

(五) 椭圆形法兰 (图 3-19)

这种法兰之计算方法为：首先根据B—B断面之弯曲强度条件，求出法兰高度 h ，然后，计算A—A断面之弯曲应力，并使之不超过许用应力。

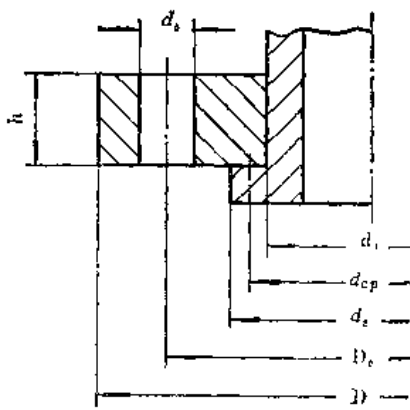


图 3-18 活套法兰简图

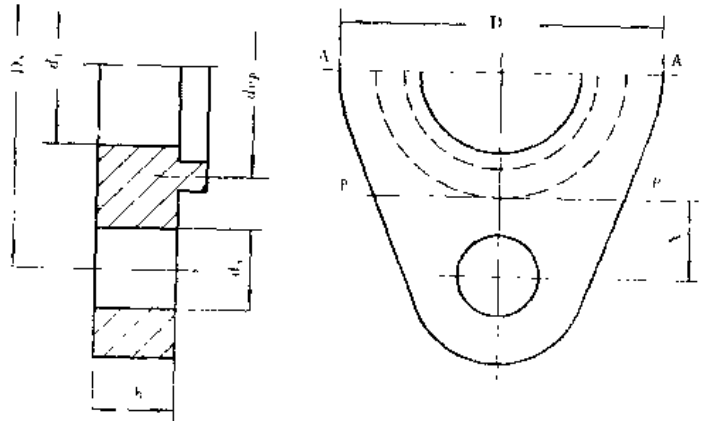


图 3-19 椭圆形法兰简图

$$h \geq \sqrt{\frac{3PX}{b[\sigma]}} \quad (\text{cm})$$

$$\sigma = \frac{1.5P(D_0 - \frac{2}{3}d_{cp})}{(D - d_1)h^2} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad 3-35$$

式中：

P ——作用在两个螺钉上之总拉力 (kgf)，其余符号见图 3-19

第四章 阀

第一节 基本概念

一、阀的分类

在液压系统中，为了保证各执行机构按照要求的工艺动作循环平稳和协调地工作，必须对液体的压力、流量和液流方向进行调节和控制，对传动液体进行调节和控制的液压元件统称为阀。

通常根据各种阀的作用和特点，将阀分为三大类。

压力控制阀：按其作用又可分为安全阀、溢流阀、减压阀、顺序阀等。

方向控制阀：按其作用可分为单向阀和各种换向阀。按操纵方式分有手动、机动、液动、电动和电液动五种。

流量控制阀：按其结构可分为筒式节流阀和复式节流阀等。在高压系统中利用节流调速的情况很少，故本章将不介绍这方面的元件。

根据液压系统的不同要求，很多阀在结构上是由上述三类阀中的某两种或两种以上组合而成的，如电磁溢流阀、单向顺序阀、单向节流阀等等，它们在液压系统中起着特殊的作用或起着一阀多用的效果，但就其基本功能来说，都是由以上三种类型的阀所组合的。

由于液压传动是一门比较新的科学，很多液压设备对元件的要求均日益提高，结构型式的发展和变化也很快。本章对各种类型的阀将不作详细的叙述、比较，只根据液压机对元件的要求这一点出发，分析、叙述常用液压元件的结构特点及其所能达到的性能指标，并在此基础上介绍设计计算的方法。到目前为止，大多数液压元件的设计计算，通常都是根据各动作对元件要求的压力、流量等指标和实践经验，设计出结构草图，然后根据流体力学的分析计算方法进行验算，确定主要的结构尺寸。而评价所设计的元件是否符合实际要求，还需根据对试制样品进行性能测试的结果而定。

二、圆柱滑阀的作用力

在液压系统中，所使用的各种元件大多采用圆柱形滑阀结构。因此圆柱形滑阀的工作性能对系统的工作质量影响很大，实践已证明，有的滑阀在高压下常产生巨大的轴向卡紧力，甚至动作失灵。例如顺序阀和减压阀在高压下常产生“卡死”现象。有些情况则由于液体的作用力使阀的工作不稳定，如有的安全阀在稳态溢流时产生振荡和尖叫声，以至于在某些条件下不能使用。为此，国内外有不少单位在理论和实验方面进行了研究，并取得了一定的成果。下面对有关作用力的研究情况做一综合叙述，以便在设计

和使用过程中考虑到这些因素的作用，并进一步加以研究。

(一) 侧向力——摩擦力和轴向卡紧现象

一般圆柱形滑阀在正常工作状态下由于油液的润滑作用，轴向起动滑阀时只需要0.05~0.5公斤左右的力，甚至在使阀体倾斜45°时阀芯在自重作用下能滑出孔外。但实际工作中发现，有时需要几公斤至几十公斤的推力才能使滑阀芯起动，而在起动后推动阀芯需要的力就大为减小。这种起动时阻力增大的现象通常称为轴向卡紧现象。在手动操纵或机械操纵的情况下，上述现象的危害是：增加滑阀的磨损，降低滑阀的使用寿命。在自动控制中阀芯通常是由力量较小的电磁铁或弹簧驱动，因此轴向卡紧力的出现将使阀芯不能动作（例如减压阀芯在持续高压作用下，当泄压后有复位滞后或不能复位现象），至使系统工作中断，有时虽能正常工作，但仍可观察到明显的滞后现象。因此必须分析轴向卡紧力产生的原因，并采取相应的措施，予以消除。目前对这一现象的认识可归纳为如下几点：

1. 径向油压不平衡

比较普遍的看法是，滑阀付（或油缸和活塞配合处）由于几何形状不正确，使配合间隙内径向油压不平衡而产生侧向力。

我们在实践中多次观察到，由于滑阀几何形状不正确，特别是工作圆柱面存在倒锥（即在高压一侧径向间隙较低压一侧的径向间隙大）时，在油压作用下静止一段时间就产生侧向力，形成轴向卡紧现象。

上述论点由斯威纳（D.C Sweeneg）在1951年公开提出，后经很多人从理论上和实验所证实。

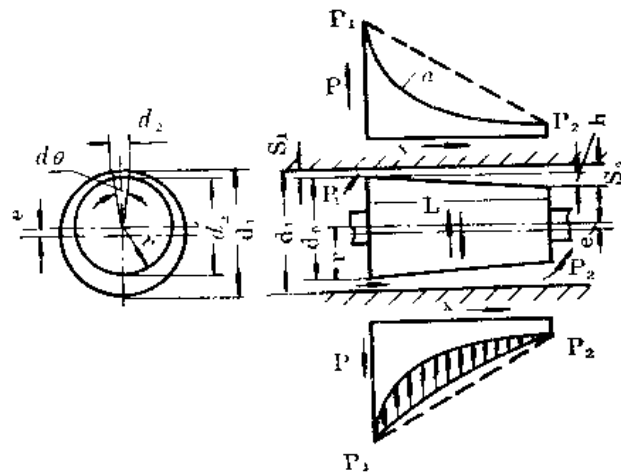


图 4—1 偏心倒锥活塞

例如图 4—1 所示的具有倒锥活塞在偏心距为 e 的位置上，由于液压作用产生的径向力及上下缝隙面积不等，径向力分布不均匀，因而垂直于偏心方向的分力因结构的对称性必然互相抵消。而平行于偏心方向之径向力的总和 P 为：

$$P = \frac{\pi l \cdot r h \cdot \Delta p}{e} \left(1 - \frac{2S + h}{\sqrt{(2S + h)^2 - 4e^2}} \right) \quad (\text{kgf}) \quad 4-1$$

式中：

$\Delta p = p_1 - p_2$ ——活塞两端所受液压差值 (kgf/cm^2)

e ——活塞对孔的偏心距 (cm)

S ——活塞和孔的(单面)平均配合间隙 (cm)

l ——配合长度 (cm)

r ——活塞半径 (cm)

h ——活塞大小头半径差 (cm)

从公式 4-1 中可看出, 括号内第二项必大于 1, 故总侧向力 P 为一偏心力, 使活塞更加往间隙小的一面靠近, 因此, 在侧向力作用下就会产生阻止活塞运动的摩擦力。

在不同几何形状下, 其侧向力的作用可用图 4-2 所示的图形定性的表示出来。图中向上的作用力(箭头向上)使活塞偏心值增大, 向下的作用力则使偏心值减小, 上下间隙之压力分布规律表示于相应的两侧曲线上。

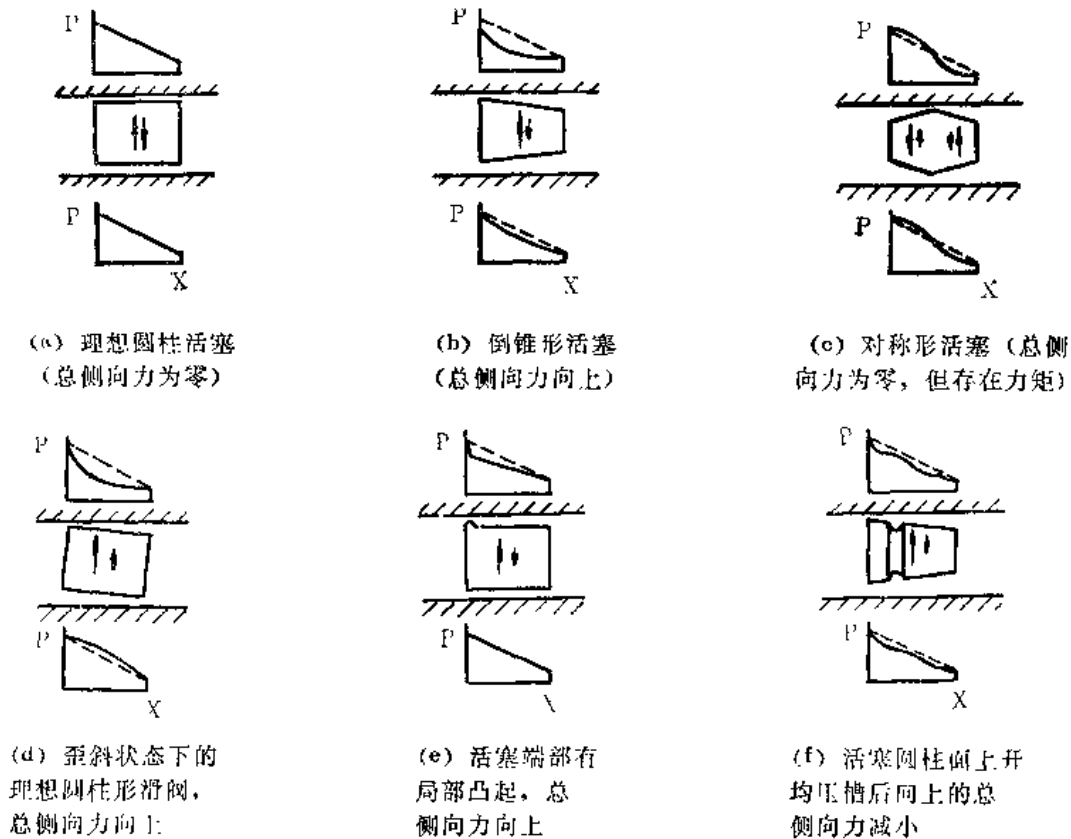


图 4-2 常见几种偏心活塞上的侧向力

图 4-2 (a) 所示为理想之圆柱形活塞。活塞中心线与孔中心线平行。因此, 间隙内的压力分布规律沿轴线方向为直线, 故其总侧向力为零。

图 4-2 (b) 所示为倒锥形活塞。这时由于在间隙小的一面(即图示上部)压力下降较大, 因此向下的作用力较向上的作用力为小, 故总侧向力向上, 使活塞更加趋向孔壁。但是若右端压力大于左端时(即顺锥状态时)则作用力的符号相反, 因此总的侧向力将向下, 使活塞有自动对中的作用。因此, 我们可以利用这一现象有意识的用研磨方

法造成微小的顺锥（一般建议取 $h = 0.001 \sim 0.003$ 毫米）以消除侧向力。

图4—2（c）所示为活塞表面有常称为“腰鼓形”的柱面，由于在液压作用下产生一力矩，并使有的滑阀之阀芯承受弯曲力矩，所以使阀芯运动阻力加大。

图4—2（d）所示的情况说明，即使柱塞为理想的圆柱形，但在配合孔内的位置倾斜（这种倾斜可能由于制造误差或活塞轴向作用力不平衡而引起）时也能产生较大的侧向力。

图4—2（e）所示为活塞高压端有局部凸起（例如毛刺或液体内的杂质附着于活塞端面），这样凸起部分后面的液流将造成较大的压力降，因此产生向上作用的侧向力。

图4—2（f）所示为开了均压槽的情况。从图形上可以看出，开了均压槽后使径向油压趋于均布，因此侧向力减小了。

2. 油液极性分子产生的吸附作用造成轴向卡紧现象

从以上所示的各种情况可以看出，在侧向力作用下使活塞向孔壁一边靠近，因此产生阻碍活塞运动的摩擦力。在实践中我们也曾发现，在常压一段时间后，活塞轴向起动所需之轴向力突然大大增加，甚至在泄压后仍然紧密粘附于孔壁之上。

这一现象很多人在理论和实践上认为是由于油液中的极性分子（例如油性的酸类物质）所堵塞，其理论如下：由于油液中的极性分子存在，并与光滑金属表面接触时，这些分子将以其长轴和金属表面垂直并排列起来，构成一强固的边介层，但这一整齐排列的分子又将有一个引力场，使第二层分子整齐排列起来，第二层又使第三层排列起来，这样一直下去。但离金属表面愈远，分子排列愈乱，并愈近于真正的液体状态。当间隙较大时，由于侧向力的作用，使活塞趋近于孔壁，两表面间的一层流体很快被挤出，随着这一层流体的减薄（即间隙减小），活塞趋近孔壁的速度将降低，当表面距离趋近于零时，其趋近速度也近于零值，并使边介层趋于接近，直至边界层连接起来，形成活塞和孔壁牢固的“附着”，产生轴向卡紧现象。因此使活塞轴向移动的驱动力将大为增加，而一经运动，则卡紧力随即消失，又回到液体摩擦状态。

根据某些实验测得，在高压作用下，摩擦力或轴向卡紧力总是很迅速的产生，然后慢慢趋近于一个最大值。发生轴向卡紧现象，一般均在高压下停留8~600秒内形成；而在泄压后，轴向卡紧力自然消失的时间也大致比形成卡紧的时间稍长一些。

3. 油中脏物楔于阀径向间隙造成卡住

轴向卡紧现象的发生除以上两种论点外，有的认为主要是油中脏物楔入径向间隙造成的。

总的来说上述三种原因均能造成轴向卡紧现象，只是在不同的条件下，起主要作用的原因不同而已。除此而外，在实践上也发现，有时滑阀在高压下弯曲变形，或装配管接头时使滑阀体变形，也是造成轴向卡紧现象的重要原因。

既然活塞轴向卡紧现象是由于以上原因引起的，并使系统动作不可靠，因此就可用下列办法消除。

第一种方法：在阀芯上开均压槽，以消除卡紧力，这一方法目前已广泛采用。

一般来说，均压槽开的愈多，效果愈好。但开槽的尺寸和数量应适宜，过多将使配

合面尺寸减短,使漏损增加。一般根据尺寸大小取槽宽为0.2~0.5毫米,槽深为0.5~0.8毫米,槽的间距约为1~5毫米,槽的两侧应与孔壁垂直,以减少脏物卡住的可能性。

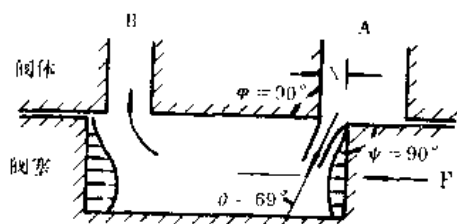
第二种方法:将阀芯受高压一端做出微小的圆锥,锥部半径差值约为0.001~0.003毫米。但在反向有高压时,此法不能利用。

第三种方法:对阀芯加以圆周或轴向振动。这一方法实质是避免阀芯在孔内静止于一固定位置,使它始终在动态下处于液体摩擦状态。这一办法基本上能消除轴向卡紧现象,并使轴向驱动力保持稳定。在某些随动系统的控制阀中,常采用轴向振动的方法,其最合适的频率和振幅应由试验决定。

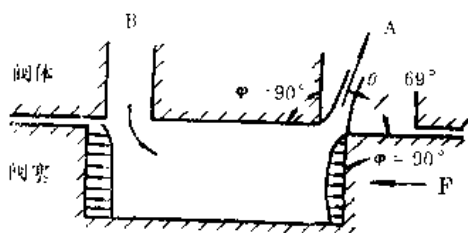
第四种方法:将油液精密过滤。除加油前需将油精密过滤外,特别注意系统的密封,防止尘土等飞入,同时在吸油区必需加精细过滤器,以除去管路、泵、阀元件磨损和被液体冲刷下来的硬质微粒。

(二) 轴 向 力

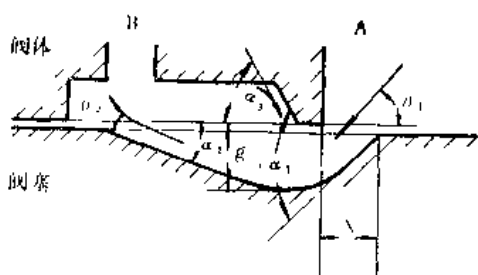
作用于阀芯的轴向力一般包括阀芯运动的惯性力、摩擦力、阀芯轴向静液压不平衡产生的轴向力和液流作用力。其中惯性力可以比较容易计算出来,摩擦阻力一般很难计算的准确。若径向油压平衡得很好,并处于液体摩擦状态则摩擦力很小。由液流产生的作用力是比较复杂的,但在某些情况下这种力也可以计算得很精确。



(a) 液流从A口流入阀芯腔



(b) 液体从A口流出阀芯腔



(c) 具有轴向液流作用力补偿的阀口结构

图 4-3 液流作用力产生的根源

1. 轴向静液压不平衡

液流流经任何一个阀的控制口或内部通道总会产生压力差。在有些结构中这一压力差对阀芯将产生轴向力,阀芯的轴向受力面积不等,也将在液体静压作用下产生轴向力,这些情况通常可以根据结构的情况分析计算出来。

2. 稳态液流作用力

在大多数所使用的圆柱形滑阀中,液流以一个控制口绕径阀的内部环形通道,从另一控制口流出时将产生一轴向作用力,如图4-3。

轴向液流作用力的产生可解释如下:液流从A口流入时[图4-3(a)所示],由于A口的开度较B口小很多,即A口对液流有节流作用,因此在A口附近的流速将比B口处大。根据伯努利定理,高速区就是低压区,因此在A口附近的阀芯所受的轴向力将小于B口附近所受的轴向力。这样阀芯将承受两端液压差所产生的液流作用力F。由于左端处于高压区,故在F力的作用下将使A口有

关闭的趋势。同理，也可证明液流从A口流出时，轴向液流作用力也同样将使A口趋于关闭。

由理论和实践证明在阀口A处的开度x 比阀的周边长度为小时，液流束与轴线的夹角 θ 等于 69° ，因此轴向液流作用力可利用下述方法求出。

从上图所示之阀腔中，液流作用于阀芯上的轴向力（根据动量不灭定律）等于流出液流与流入液流间动量差变化率的轴向分量，一般B口的开度均较A口为大，并且其流动方向可认为近似与轴线垂直，故轴向动量近于零值。因此可以略去B口处的动量，而在单位时间流入之动量为Q、U、P，因此作用力F为：

$$F = \frac{1}{6} \times 10^4 \cdot Q \cdot U \cdot \rho \cdot \cos\theta \text{ (kgf)} \quad 4-2$$

式中：Q——流经阀的总流量 (l/min)

U——阀口A处的流速 (m/sec)

ρ ——流体的密度 (kgf·sec²/cm⁴)

θ ——阀口A处流束对轴线之夹角，一般 $\theta = 69^\circ$ ，根据伯努利定理此时有：

$$U = 10^{-2} \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} \text{ (m/sec)} \quad 4-3$$

式中： Δp ——B口和A口的压力差 (kgf/cm²)

将式4-3代入式4-2得

$$F = K_1 \cdot Q \cdot \sqrt{\Delta p} \text{ (kgf)} \quad 4-4$$

$$\text{式中：} K_1 = \frac{1}{6} \times 10^2 \cdot \sqrt{2\rho} \cdot \cos\theta$$

对于常用之矿物油其比重 $\gamma = 0.9$ ，并取 $\theta = 69^\circ$ ，则 $K_1 = 0.025$ 。

另外，根据式4-3和流量公式联立，可得出下列关系：

$$Q = 89 \cdot A \cdot \sqrt{\Delta p} \text{ (l/min)} \quad 4-5$$

式中：A——阀口A的开口面积 (cm²)

将式4-5代入4-4消去 Δp 得

$$F = 2.81 \times 10^{-4} \frac{Q^2}{A} \text{ (kgf)} \quad 4-6$$

若消去Q则有：

$$F = 2.25 A \cdot \Delta p \text{ (kgf)} \quad 4-7$$

公式内的符号和使用的油液均与上述情况相同。为了说明液流作用力的大小，可用某一电动滑阀的情况加以说明。该阀开口面积 $A = 0.75$ 厘米²，通过流量 $Q = 40$ 升/分时，则进出口压力差 $\Delta p = 0.36$ 公斤力/厘米²，其液流作用力为0.61公斤力。

轴向液流作用力太大时，对操纵机构将有不利的影响，甚至使阀工作不稳定。例如在很多电动滑阀中，推动滑芯的电磁铁均很弱，若液流作用力太大时，就将使换向控制不可靠，特别是在随动控制阀中这种作用更需予以注意。

既然轴向液流作用力是流出和流入阀腔之液体动量变化率的轴向分量引起的，设流

入流体之方向为 θ_1 ，因此可以使流出的流量以与轴线呈 θ_2 的方向流出，则公式4—2将为：

$$F = \frac{1}{6} \times 10^4 Q \cdot U \cdot \rho (\cos\theta_1 - \cos\theta_2) \quad (\text{kgf})$$

这样引入流出动量之后，可以改变 θ_2 的角度以补偿流入之动量变化，理论上可使轴向液流作用力为零。图4—3（c）所示即为具有液体作用力补偿的阀口（又称为负作用力阀口）结构形式，实验说明，阀腔结构尺寸 α_1 、 α_2 和 g 对 θ_1 和 θ_2 影响很大。因此，在很多情况下需用实验方法，以求出使轴向液流作用力为最小的最有利结构。

三、设计各种阀的标准化问题

设计任何新的阀时，除根据对阀的要求外，尚需符合国家规定的液压元件基本要素和有关标准，即公称压力、公称流量和阀芯直径符合JB824—66和JB826—66规定的标准（见第三章表3—1～3—4）。

第二节 压力阀

一、溢流阀

溢流阀在系统中的作用是限制该系统的最大压力，就是说输入溢流阀之油压在低于调定压力时溢流阀关闭，当达到调定的压力时阀口开启并在调整压力下稳压溢流。

对溢流阀的基本要求是：1.灵敏度高。即在系统瞬时升压时的最高压力与稳态溢流时的调整压力之差要求小；2.稳定性好。即通过溢流阀的流量在规定范围内变动时压力波动值很小；3.密封可靠。即在供油压力低于调定压力时泄漏最小；4.卸荷压力小。即在溢流阀远程控制口开路时，空载溢流的压力要小；此外还希望结构紧凑、工艺性好和寿命较长等。

但是，上述要求并不是常常都能完全满足的，不同结构所能达到的指标也不相同。因此，设计或选用溢流阀时应根据具体的使用要求，使所设计或选择的溢流阀能满足最主要的指标。

（一）溢流阀的结构和工作原理

1.直接作用式溢流阀

图4—4所示为直接作用式溢流阀的结构图。其工作原理是进油孔之油压 P 给予阀芯的推力克服上部调压弹簧给阀芯的作用力。当油压的推力与弹簧力平衡时，则油经阀口溢回油箱。

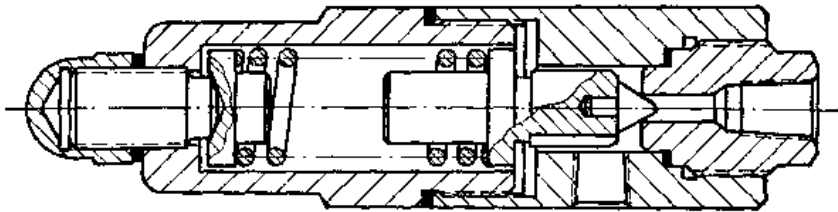


图4—4 直接作用式溢流阀结构

直接作用的溢流阀常用的结构有锥阀式、滑阀式两种。由于锥阀结构密封性较好，因此应用较多。

这一类溢流阀之优点为结构简单、动作迅速，但其共同的缺点为灵敏度和稳定性均很差，工作中易产生振动和噪音，因此只适用于要求不高的系统中做安全阀使用。

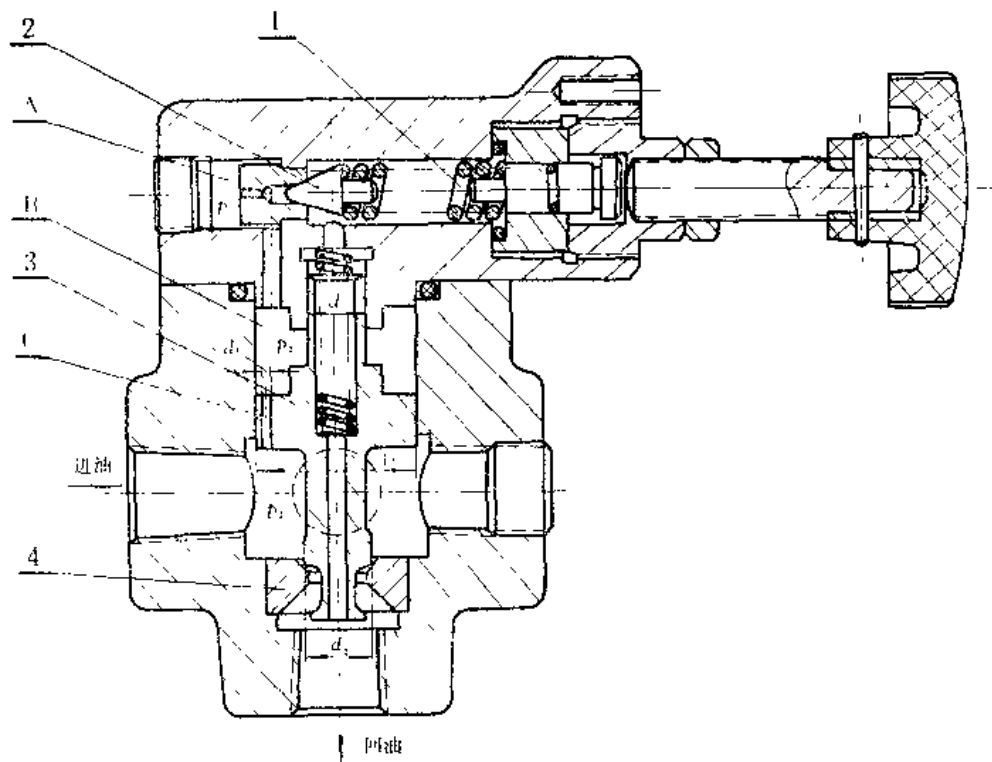


图 4—5 天津高压泵阀厂生产的溢流阀结构

2. 附有导阀的溢流阀

图 4—5 为我厂液压机上使用的天津高压泵阀厂生产的溢流阀结构。其工作原理如下：从进口进入之压力油，经阀芯上之阻尼孔 C 导入阀芯上腔 B，并通过盖上的通孔导入先导控制阀的前腔 A，若进口压力 p_1 低于调定压力时，A 腔油压 p_2 将不能克服调压弹簧 1 的弹簧力，因此锥阀 2 处于关闭状态。此时有 $p_1 = p_2$ ，主阀芯在中部弹簧力和 B 腔、C 腔的差压作用下使阀口关闭。当液压迅速上升时，作用于锥阀 2 之力增加，液压上升至调定压力时，锥阀 2 将被液压顶开而溢流（其溢出之油经阀芯中部之小孔流回油箱）。这样由于通过阻尼孔 C 之液流将形成压力降，即 $p_2 < p_1$ ，因此阀芯在进油腔和 B 腔之差压作用下将向上运动，并克服中部弹簧力，使主阀口开启，稳定溢流。

为了说明溢流阀在进口油压迅速升高和最后进入稳定溢流的工作状态的全过程及其对阀工作性能的影响，可以概略地将阀动作划分为几个阶段加以研究。

第一阶段：油压迅速升高并超过调整压力使调压用锥阀 2 开启，溢流。在这段时间内，由于主阀口未打开，因此系统压力必然要超过调整压力。其超调量愈大则说明该阀之灵敏度愈低，同时也可看出，主阀打开滞后是灵敏度低的主要原因。在溢流的油流经固定节流孔 C 时，将迅速产生压力差 $\Delta p = p_1 - p_2$ ，并使主阀向上运动，主阀口开启溢

流。

第二阶段：主阀上升行程末端制动。由于压力差作用主阀迅速向上运动后，主阀芯并不能立即停止在稳态溢流的开度之上，必然有一段超程，而使系统压力下降至略低于调定压力。因此锥阀 2 将关闭，使进油口和 B 腔之压力差减小，并产生阻止主阀运动之制动力。

第三阶段：主阀芯下降。由于锥阀 2 关闭，主阀芯制动后，B 腔之压力将迅速上升，并使 p_2 恢复到近于 p_1 之位，因此在中部弹簧力和主阀芯上、下作用面积差所产生的液压推力作用下，将迫使主阀芯向下运动。

第四阶段：主阀芯下降制动。主阀芯下降必然使主阀口开度减小，对溢流油液的节流作用增加，迫使系统压力上升，直至规定的调整压力，打开锥阀 2 溢流，由于节流孔的节流作用又迫使 p_2 下降，造成压力差阻止主阀继续下降。

同样主阀芯下降使主阀口开度不能立即至稳态平衡的开度之上停止，并将产生超程迫使系统压力进一步增加，并超过调定压力，主阀将再度升起。这样一次比一次更接近于稳态平衡位置，即系统压力稳定在调定值上为止。

这一动态过程从图 4—7 溢流阀升压过程实测的 $p-t$ 曲线，可以清楚的看出它具有明显的衰减振荡性质。

(二) 附有导阀式溢流阀的性能

溢流阀的工作性能一般均用下述指标表示，现将天津高压泵阀厂生产的溢流阀之性能指标叙述如下，以供设计液压系统时参考。

1. 静特性

(1) 液体公称压力：现生产的溢流阀公称压力均为 320 公斤力/厘米²。

(2) 最大流量和最小流量：最大流量和最小流量是这样定义的，在这一流量范围内溢流阀工作压力平稳，无噪音。因此，流量调节范围愈大则溢流阀的性能愈好。

一般来说，溢流阀的公称流量就是许用之最大流量，许用之最小流量一般为公称流量的 15% 以上。在制造和装配较好时，最小流量也不能低至 3—5 升/分。

(3) 卸荷压力：卸荷压力是指溢流阀的远程控制口接油箱（即零压时）的进出口压力差。

卸荷压力与溢流阀的结构型式和通过的流量有关。通常均指公称流量下在卸荷时的进口处压力。

(4) 密封性能——内部泄漏：从图 4—5 可以看出，在进口油压的作用下，通过中部阀芯的封油圆柱面（d 处）和锥形阀口均不可避免的会有渗漏。压力愈大漏损量也愈大。

在调压手柄拧至最紧时，溢流阀在公称压力下，回油口每分钟的泄漏油量为该阀的内部泄漏的指标。

(5) 溢流阀溢流特性：理想的溢流阀其溢流特性为与流量坐标平行的直线，如图 4—6 中直线 I。就是说，在进口油压逐渐变化，低于调定压力 p_T 的整个范围内，均不溢流，而仅在调定压力点 A 处开启稳压溢流，并且溢流量变化时压力始终稳定在调定压力值上。

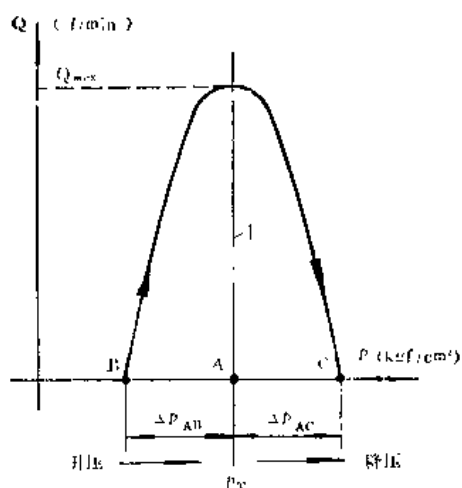


图 4-6 溢流特性

实际上在升压过程中，液压快接近调整压力（图中A点）时，在B点即开始溢流，随着压力增加溢流流量愈大，直至最大溢流流量时，压力稳定至调定压力之上。而在降压过程中，同样是随着压力降低溢流流量迅速下降，直至C点停止溢流。B点和C点愈接近A点，则该溢流阀愈好。

因此，在设计液压系统时，必须考虑这一影响。例如在做安全阀使用时，其调整压力必须比系统工作的最高压力高 ΔP_{AB} 值。

2. 动态特性

(1) 冲击负荷下的性能：溢流阀的冲击负荷性能常用冲击超调量 Δp 和升压时间 Δt_1 和 Δt_2 做为衡量标准。其测试方法为：在额定流量下，供油压力从 $p=0$ 突然增加至调整压力（此时调整至公称压力）并用八线示波器测出其升压曲线，如图 4-7 所示。试验系统如图 4-8 所示。

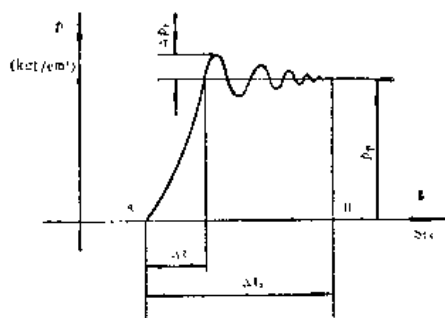


图 4-7 升压曲线

从图 4-7 可见，当从 A 点处开始给溢流阀以冲击负荷时，溢流阀并不可能立即升压并稳定至调定压力 p_T ，而是经过 Δt_1 时间方能使系统压力升至 p_T ，并一直在调整压力附近上下波动，经 Δt_2 后方能进入稳压溢流状态。从图上还可看出升压过程中必然出现超调量 Δp_1 。

理想之溢流阀应是 $\Delta t_1 = \Delta t_2 = 0$ 和 $\Delta p_1 = 0$ 。升压时间和超调量愈大，则表明该阀灵敏度愈低。

(2) 压力回升时间和回升超调量：溢流阀在远控口卸荷状态下（如图 4-8 中 1CT 通电时），若使 3CT 通电则溢流阀将从卸荷状态转化为在调定压力下稳压溢流状态，这一过程可用图 4-9 所示压力回升曲线清楚地表示出来。

在 A 点以前，溢流阀处于卸荷状态，其卸荷压力为 p_0 。若在 A 点时发出讯号，使电磁铁 1CT、3CT 通电，则电动滑阀迅速换向，切断溢流阀远控口之油流。因此，溢流阀

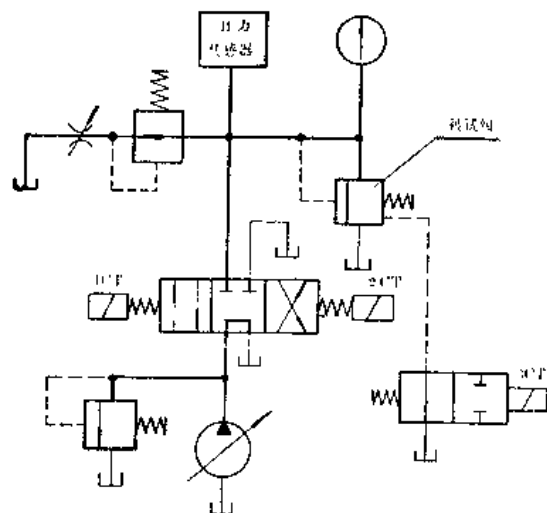


图 4-8 动态特性试验系统

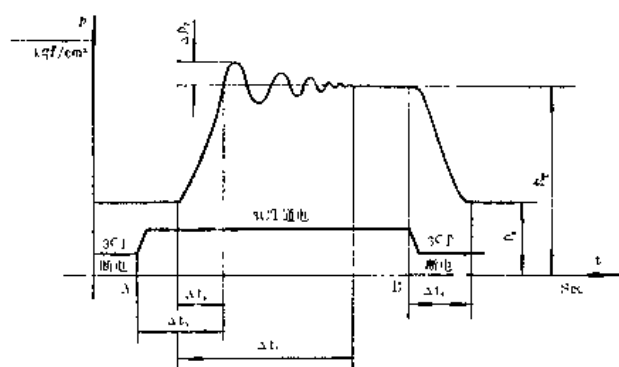


图 4-9 压力回升曲线

之阀芯将迅速降落，关闭主阀阀口使液压迅速回升，直至稳定在调定压力 p_T 。同冲击性能的升压曲线一样，可测出 Δt_3 、 Δt_4 、 Δt_5 和 Δp_2 。若在B点处发出讯号使1CT、3CT断电，则压力将经 Δt_6 时间后又回复至卸荷状态。

同理， $\Delta t_3 \sim \Delta t_6$ 和 Δp_2 愈小，则该溢流阀之动态特性愈好。

天津高压泵阀厂生产之溢流阀性能指标见表 4-1。

表 4-1

天津高压泵阀厂生产之溢流阀性能指标 (参考值)

指 标		型 号	项 目		
			2 y	4 y	6 y
1	最大工作压力 p	kgf/cm ²	320	320	320
2	最大流量 Q_{max}	l/min	40	100	250
3	最小流量 Q_{min}	l/min	3	4	5
4	卸荷压力	kgf/cm ²	2	2	4
5	内部漏损	cc/min	150	150	150
6	在全部流量范围内溢流时的压力差 Δp	kgf/cm ²	3	3	3
7	溢流时启闭压力和调定压力差 Δp_{AB}	kgf/cm ²		25	25
8	冲击负荷下性能	Δp_1	kgf/cm ²	35	25
		Δt_1	sec	0.1	0.15
		Δt_2	sec	0.3	0.3

9	压力回升性能	Δp_2	kgf/cm ²	16	16
		Δt_3	sec	1	1.5
		Δt_1	sec	0.5	0.5
		Δt_5	sec	0.1	0.1
		Δt_6	sec	0.1	0.1
10	稳定性	保压1分钟压力波动值 Δp_d	kgf/cm ²	10	10

二、顺序阀

(一) 顺序阀的结构和工作原理

顺序阀的结构如图4—10，该阀的作用为进口油压必须达到调定的压力时阀口才能开启，使进口和出口形成通路。换句话说，进口油压低于调定压力时，主阀口关闭，进口之油液不能经出口流出，而在高于调定压力时，主阀口开启，进口之油液才能从出口排出。

从图4—10可以看出，顺序阀是由阀体3、上下端盖、阀芯2、控制活塞4和调压弹簧1所组成。进口油压通过阀体和下端盖上的小孔导入控制活塞4的下端。当液压增加时，控制活塞向上的推力增加，克服调压弹簧1的弹簧力迫使阀芯向上移动，进口油压上升至调定压力时阀口打开，使进出口形成通路。

图4—10所示为自控顺序——即用进口油压控制阀芯动作的安装形式。若将下盖旋转90°安装，并将C口处丝堵取下，则可用另外之压力油做外控顺序阀使用。

(二) 顺序阀的性能

1. 公称压力

公称压力是指顺序阀进出口最大允许的工作压力。天津高压泵阀厂生产的顺序阀公称压力均为320公斤力/厘米²。

2. 调整压力

调整压力是指该顺序阀通过公称流量下所调整之最高进口压力。

3. 公称流量

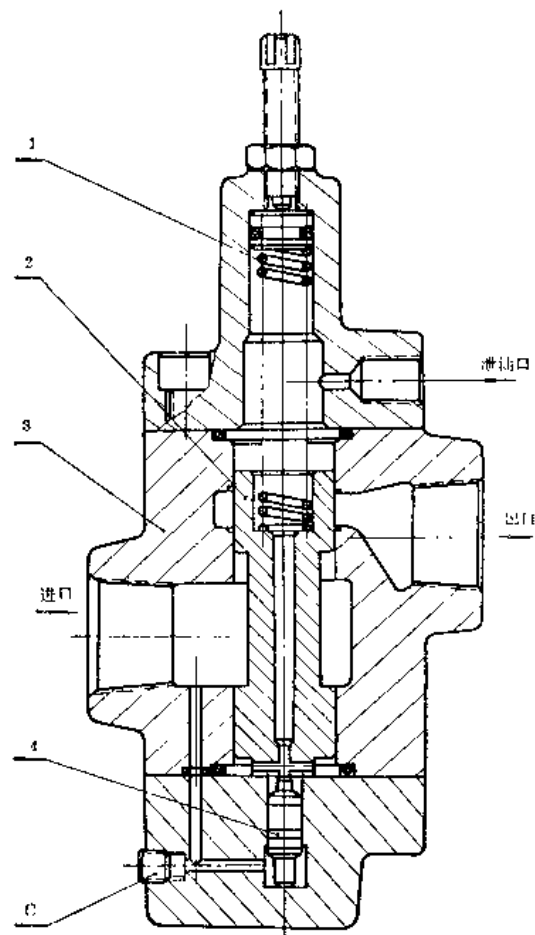


图4—10 顺序阀结构图

公称流量是指顺序阀全开时，推荐最大允许通过的流量。一般来说，在公称流量下阀口处流速均在6~8公尺/秒左右。实际通过的流量较公称流量愈大，则通过顺序阀之压力损失将愈大。

4. 启闭特性

与溢流阀的溢流特性原理一样，顺序阀进口油压升压至调正压力之前将部份开启，（此时的压力称为开启压力），并从出口处输出油液，进口油压达到或超过调定压力时，阀口全开。而在降压过程中其通过的流量也将迅速下降，直至闭合压力时阀口关闭，并截止溢流。调定压力与开启压力（或闭合压力）愈接近，则该阀之启闭特性愈好。

5. 漏损量

顺序阀在进出口油压作用下，各密封面均产生泄漏，泄漏的流量经泄油口流回油箱。

在公称压力下，从泄油口的漏损油流量即为该顺序阀的漏损量。

目前，天津高压泵阀厂生产之顺序阀的性能指标见表4-2。

表4-2 天津高压泵阀厂生产的顺序阀性能指标（参考值）

指 标	1	2	3	4	5
公称压力 P	公称压力 P	公称流量 Q	调正压力 P _T	启闭压力 P _{PK}	漏损量 ΔQ
型 号	kgf/cm ²	l/min	kgf/cm ²	kgf/dm ²	cc/min
2 X	320	25	25	≥0.7P _T	≤400
4 X	320	63	25	≥0.7P _T	≤600
6 X	320	125	40	≥0.7P _T	≤800

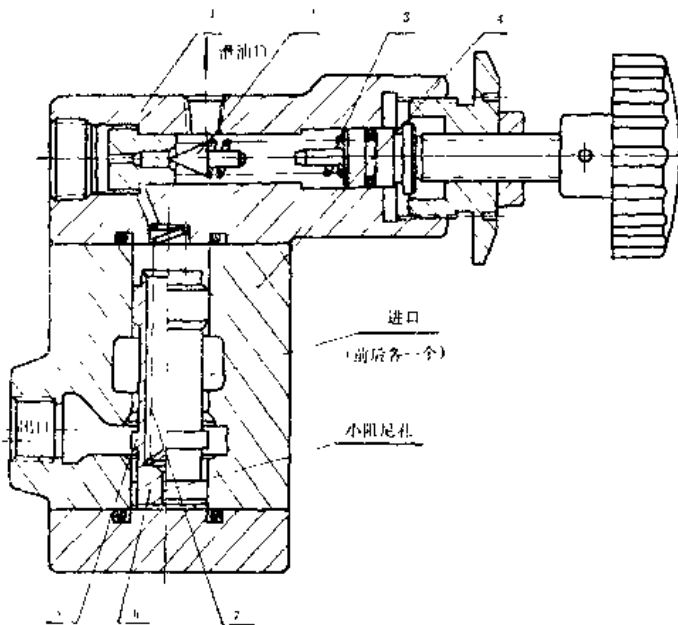


图4-11 减压阀结构图

三、减压阀

(一) 减压阀的结构和工作原理

减压阀的作用是将进口之高压油，经主阀芯的控制阀口的自动节流作用，使出口油压减压至调定的压力。

图4-11为天津高压泵阀厂生产之减压阀结构图。从图中可以看出，减压阀的结构为先导控制型。出口油压经主阀芯5下端轴向沟槽导至主阀芯的下腔，并经中部小阻尼孔导至上腔，上腔之油压经上端盖上的通孔导致先

导控制锥阀 2 的前腔。当出口压力低于调定压力时，锥阀 2 在调压弹簧力作用下阀口关闭，主阀芯上下腔的油压均等于出口压力。因此，主阀芯在中部弱弹簧 7 的弹簧力作用下，处于下端位置，使主阀口全开，当出口压力上升至调定压力时，锥阀 2 被油压顶开溢流。此溢流的流量经主阀芯中部的阻尼孔将有一压力差。即使主阀芯上腔的压力低于下腔压力，在这一压力差作用下，主阀芯克服中部弹簧力，向上运动，使主阀口的开度减小，节流作用增加，直至出口压力稳定至调定的压力为止。这一动态过程与溢流阀从升压到稳态溢流之动态过程原理完全一样，其区别仅在于减压阀为控制出口压力在调定压力之上；溢流阀则使进口压力保持在调定压力之上稳定溢流。

(二) 减压阀的性能

1. 公称压力

公称压力是指进口油压的最大工作压力。

2. 调整压力

调整压力是减压阀出口处能稳定输出公称流量的最大压力。

3. 公称流量

公称流量是指在调整压力下稳态输出减压后的流量的最大值。

4. 灵敏度：

减压阀进口处迅速升压至调整压力时，由于压力冲击，出口压力必然随之迅速上升，并将略超过调整压力 p_T ，超调量 Δp_1 （等于最大出口压力减去调整压力）愈大，则该阀之灵敏度愈低。

通常以 $\frac{p_T + \Delta p_1}{p_T} \times 100\%$ 作为该阀的灵敏度指标。比值愈小说明灵敏度愈高。

5. 稳定性

减压阀在调定压力下，输出流量在公称流量范围内变动时，出口压力将产生不稳定现象。若压力波动值 Δp_2 愈大，则该阀的稳定性愈低。

通常以 $\frac{p_T - \Delta p_2}{p_T} \times 100\%$ 作为该阀的稳定性指标。比值愈大，说明稳定性愈好。

6. 漏损量

减压阀入口之压力为公称压力，出口在调定压力下通过各密封面和先导控制锥阀口从泄油口排出流量为该阀之漏损量。

天津高压泵阀厂生产之减压阀系列（图 4—11）的性能指标见表 4—3

表 4 3 天津高压泵阀厂生产的减压阀性能指标（参考值）

项 目 型 号	1	2	3	4	5	6
	公称压力 P	公称流量 Q	调正压力 P _T	灵 敏 度	稳 定 性	漏 损 量 ΔQ
	kgf/cm ²	l/min	kgf/cm ²	$\frac{p_T + \Delta p_1}{p_T} \times 100\%$	$\frac{p_T - \Delta p_2}{p_T} \times 100\%$	cc/min
2J (1)	320	25	40~160	≤120	≥90	≤1300
(2)			12~80			
4J (1)	320	63	12~80	≤120	≥90	≤1300
(2)			10~160			

第三节 方向控制阀

一、单向阀

(一) 单向阀的结构和工作原理

单向阀在液压系统中的作用为限制液流的方向。当液流正向运动——即由进口至出口流动时，仅需克服锥阀回位弹簧力而自由流通。而反向之液流将被锥阀截止。

单向阀按其阀芯的结构有球阀（图4—12a）、滑阀（用柱面或平面密封、见图4—12b）和锥阀（图4—13）等三种。

球形单向阀结构简单，但由于钢球没有导向和其正圆度误差影响，密封性能较差，只应用于要求不高的地方。

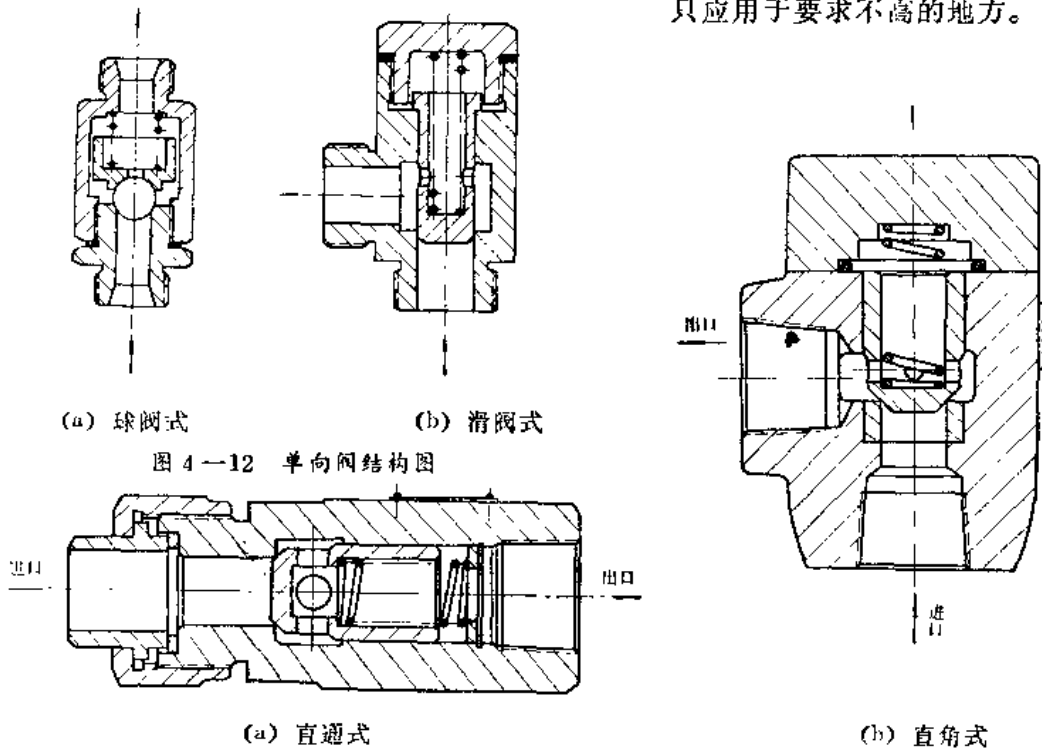


图4—12 单向阀结构图

图4—13 锥阀式单向阀结构图

滑阀形式的单向阀虽然省去了锥形阀口的加工，但密封性较差，在液压系统中很少使用，只是在某些高压水泵进出水阀中采用这种结构形式。

在液压系统中，应用最广的为锥阀式单向阀。图4—13a为天津高压泵阀厂生产之直通式单向阀结构图，图4—13b为直角式单向阀结构图。

在液流从进口至出口流动时，直角式仅阀口通过流量，因此阻力较小。

通常锥阀用45或40Cr钢制造，并淬硬至C42，锥角为 90° ，并经磨削加工至 $\nabla_8 \sim \nabla_{10}$ ，阀座用T8A钢制造，淬硬至HRC28~32，阀口为锋锐之直角。由于反向液流的作用，阀口将自行压合，以保持密封。直通单向阀则没有阀座，阀体用45钢制造。

(二) 单向阀的性能

1. 公称压力

公称压力系指通过该阀液流之最大压力。

2. 公称流量

公称流量是以流经阀各部流速为 5 ~ 8 公尺/秒计算得出的数值。因此，它是一个参考数。

3. 开启压力

开启压力是指液流从进口至出口正向流动时需要的最低压力。也就是单向阀的压力损失之主要部分。根据用途不同，开启压力通常为 0.35~1 公斤/厘米² 两种。用于吸油管路其开启压力需选取小值。

4. 漏损量

单向阀出口在公称压力作用下，阀口将密闭（液流反向时），但由于制造误差总有渗漏存在，每分钟渗漏油量的数值 ΔQ 就称为该阀之漏损量。 ΔQ 之值愈小，表明该阀之密封性愈好。

天津高压泵阀厂生产之单向阀性能指标见表 4—4。

表 4—4 天津高压泵阀厂生产的单向阀性能指标（参考值）

参 考 型 号	项 目	1	2	3	4
		公称压力 P	公称流量 Q	开启压力 P _K	漏 损 量 ΔQ
		kgf/cm ²	l/min	kgf/cm ²	cc/min
2D1 (直通式)		320	25	1	基本不渗
4D1 "		"	63	1	"
5D1 "		"	100	1	"
6D1 "		"	200	0.5	"
2D (直角式)		"	40	1	"
4D "		"	100	1	"
6D "		"	200	0.5	"
7D "		"	320	0.35	"
8D "		"	500	0.35	"

二、可控单向阀

(一) 可控单向阀的结构和工作原理

从上一节可知，单向阀只允许正向液流自由通过，而不能通过反向液流。在很多液压系统中，还需要反向流动。可控单向阀即可满足这一要求。其结构见图 4—14。

从图中可以看出，上半部就是直角式单向阀结构，下半部则增加了控制活塞。当正向流动时，液流从 A 腔引入，打开单向阀 1 进入 B 腔。当需反向液流时，由于单向阀 1 的作用，B 腔引入的液流不能进入 A 腔。因此，必须从控制油口 K 引入控制油压，推动

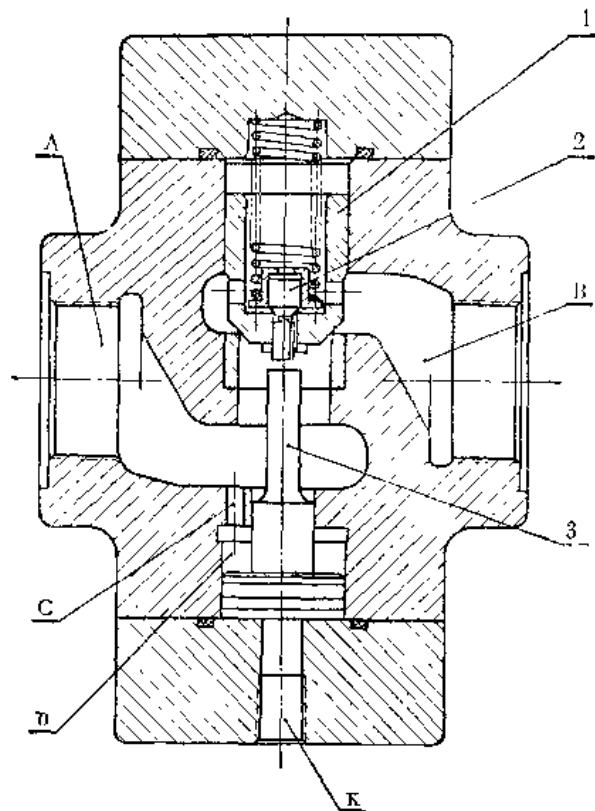


图 4—14 可控单向阀结构图

控制活塞 3，顶开中部卸载阀 2 进行泄压，然后继续顶开单向阀 1，使 A、B 两腔形成通路。在图 4—14 中，由于 D 腔通过 C 孔与 A 腔相通。因此，在反流时，A 腔只能接回油箱，亦即处于零压状态。否则，若 A 腔处于高压状态，则控制油压将不可能推动控制活塞，使反流不能实现。

(二) 可控单向阀的性能

可控单向阀的性能与单向阀的考核项目基本相同，只是增加了控制压力一项指标。

控制压力是指 B 腔处于公称压力，A 腔处于零压状态，打开卸载阀 2 的最小控制压力。

天津高压泵阀厂生产之可控单向阀性能指标见表 4—5。

表 4—5 天津高压泵阀厂生产的可控单向阀性能指标 (参考值)

类 型	项 目	1	2	3	4	5
		公称压力 P kgf/cm ²	公称流量 Q l/min	开启压力 P_K kgf/cm ²	控制压力 P_c kgf/cm ²	漏 损 量 ΔQ cc/min
4 D 2		320	100	2	≥ 16	基本不渗
6 D 2		"	200	2	≥ 16	"
7 D 2		"	320	0.35	≥ 10	"
8 D 2		"	500	0.35	≥ 10	"

三、换 向 阀

(一) 概 述

换向阀的作用主要是改变系统的液流方向。从结构上来看，大致可分为三类：

1. 转 阀

如图 4—15 所示，A、B 口的接通与切断，由转阀转过的角度来控制，这种结构不适用高压，一般最大工作压力不超过 70 公斤力/厘米²，主要是转阀本身结构在压力作用下，平衡条件较差。我厂生产的 Y 41—2.5 型单柱校正压装液压机即采用此种结构，控制

活塞的往复运动。其最大工作压力为 65 公斤/厘米²。在高压系统中转阀可以用来作导阀使用。

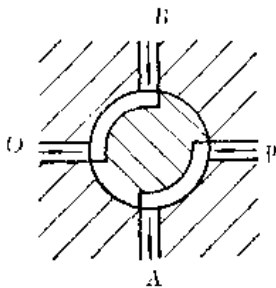


图 4-15 转阀结构

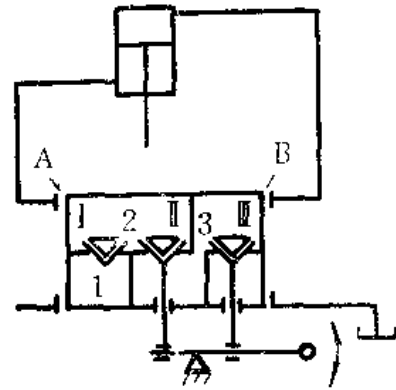


图 4-16 组合阀原理图

2. 锥阀

用锥阀作换向阀，必须采用组合的形式。图 4-16 所示组合阀结构，是我厂生产的 Y_A71-45 型塑料制品液压机控制主缸运动用的一套组合阀的原理图（该油缸结构是差动式的）。油泵来油经 1 腔，推开单向阀 I，进入 2 腔，经出口 A 进入油缸下腔，使活塞处于上行状态。将操纵手柄置于下方位置时，阀 II 开启、阀 III 关闭，A、B 两通道连通，即油缸上下两腔连通，活塞差压下行。若将操纵手柄置于最上位置时，则阀 II 关闭，阀 III 打开，B、O 两通道连通，油缸上腔接通回油，活塞回程。

这种组合结构的锥形换向阀，通常多采用手动操纵，适用于一般工艺循环动作比较简单的液压机上。采用这种组合阀可使液压系统大为简化，而且漏损很小，但其结构、制造工艺较复杂，通用化程度较低，因此，在现代液压机中采用较少。

3. 滑阀

滑阀是目前各种类型的液压系统中，最广泛采用的一种换向阀。对于一般压力较高、流量较大的系统，特别是工艺循环比较复杂，自动化程度要求较高的液压系统来说，采用这种结构的换向阀是比较容易满足要求的。

从控制方式上区分滑阀可分为下面几种：

a. 手动控制 b. 机动控制 c. 电磁控制 d. 液压控制 e. 电液控制。

若以滑阀中主阀芯的位置数和滑阀通路数来分，则有二位二通、二位三通、二位四通和三位四通、三位五通等结构。

从以上分类即可看出，换向阀的种类很多，我国很多液压元件厂均生产有各种系列的换向阀。在各种换向阀中应用最广的是三位四通电液动滑阀。因此，本节将重点叙述它的结构、性能、工作原理和设计方法。其他各类换向阀则不一一加以讨论了。

（二）三位四通电液动滑阀

1. 结构和工作原理

三位四通电液动滑阀的典型结构型式见图 4-17 和 4-18。

从图上可以看出，它实质上是由一个小型的三位四通电液动滑阀和主阀所组成。这是因为电液动滑阀受电磁铁推力的限制，做得太大很不经济。因此，大流量的滑阀均采用两

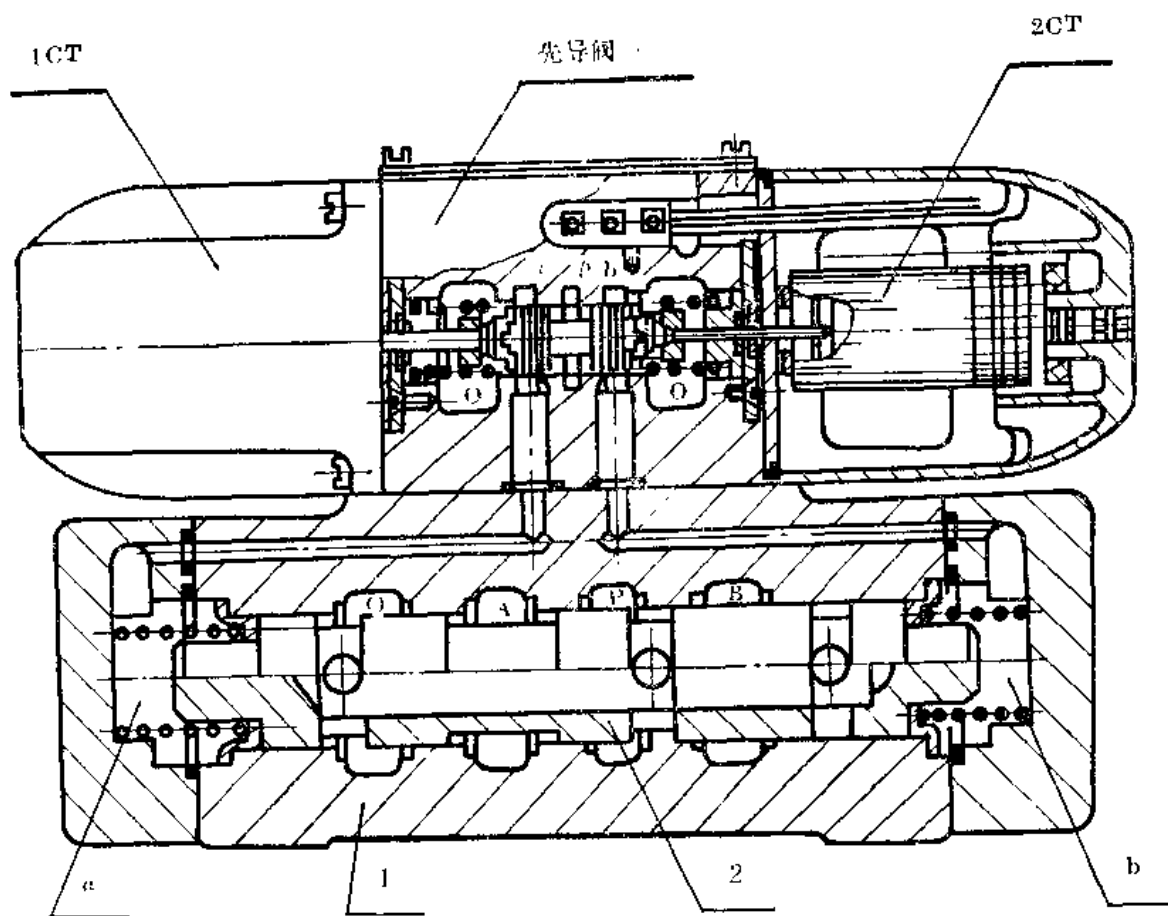
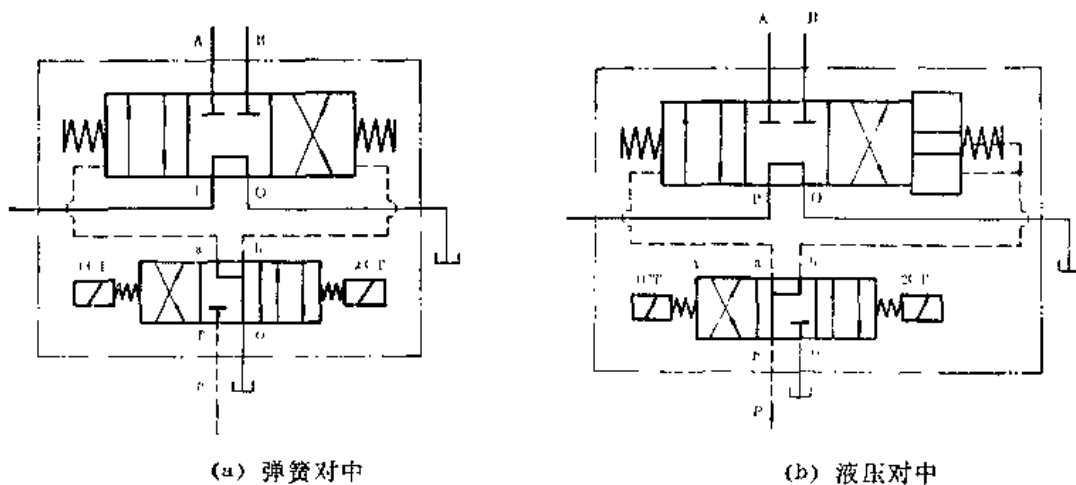


图 4—17 三位四通电液动滑阀（弹簧对中）

级控制，即用一小型的电动滑阀做为先导控制阀，利用控制油压（或气压）驱动主阀芯，以实现换向作用。

图 4—17所示之三位四通电液动滑阀主阀芯的回位和对中是用两端弹簧力实现的。其先导控制阀的机能为“Y”型，液压原理图见图 4—18(a)。



(a) 弹簧对中

(b) 液压对中

图 4—18 “M”型三位四通电液动滑阀原理图

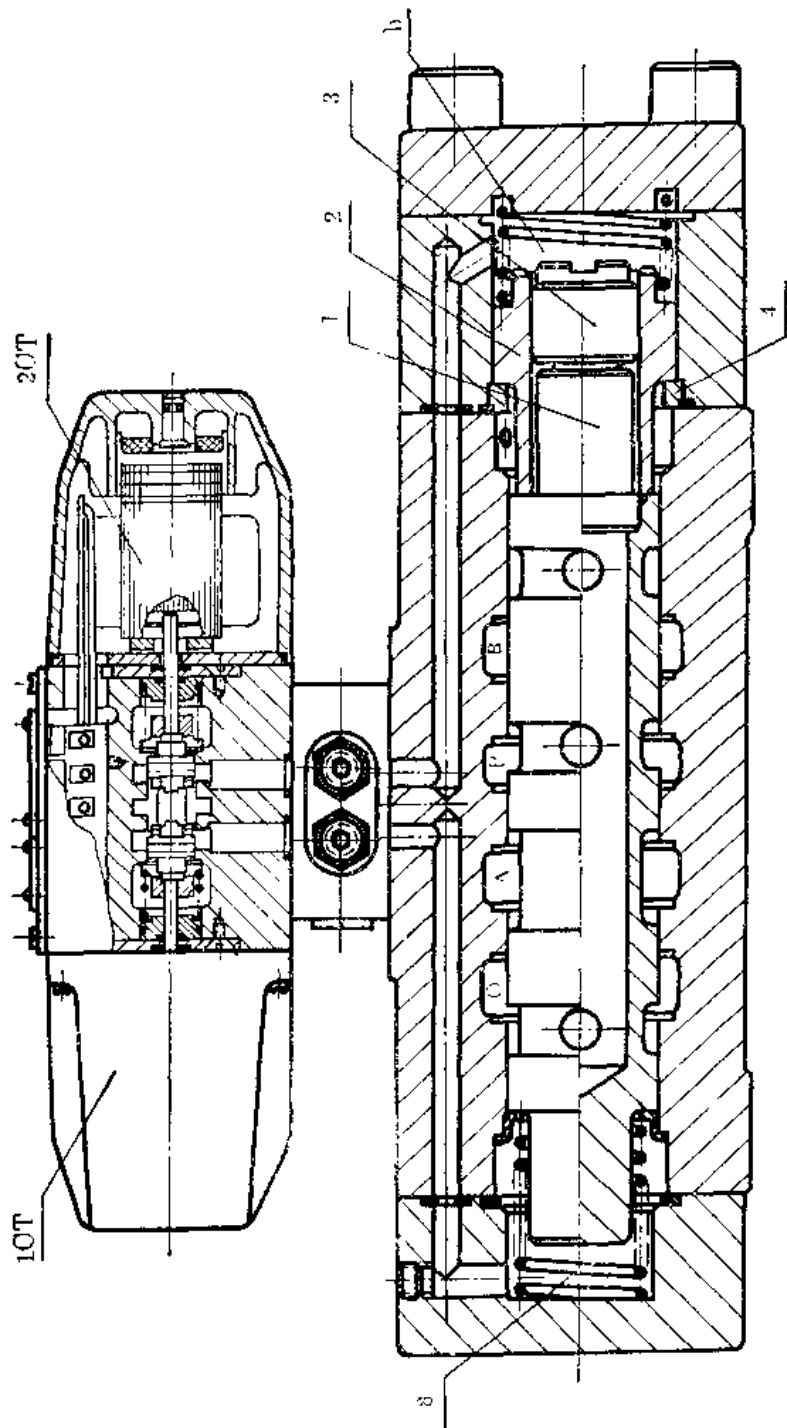
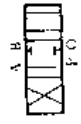
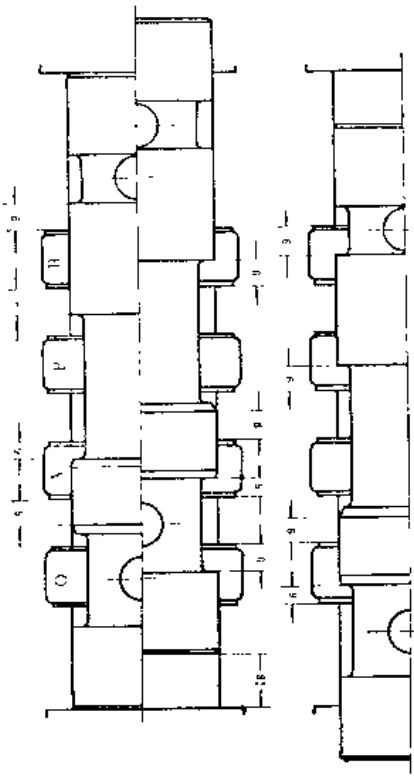


图 4—19 三位四通电液动滑阀 (液压对中)

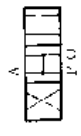
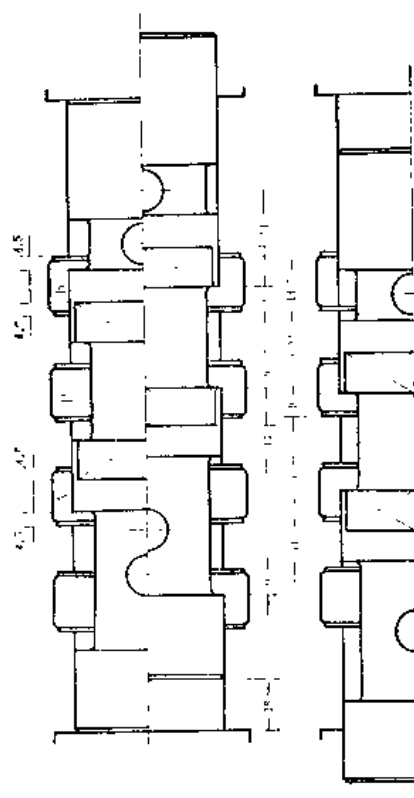
图 4—19所示之三位四通电液动滑阀则采用液压强制对中结构，其先导控制阀的机能为“P”型。液压原理图见图 4—18b。

三位四通电液动滑阀的工作原理如下：当电磁铁断电时，弹簧对中式滑阀（图 4—17）的先导阀 p 腔被封闭，abo 通，主阀芯在两端弹簧力作用下强制对中，处于中间位置。当 1CT 通电时，电磁铁将导阀芯推至右端，使 pb 通、ao 通。因此，主阀在右端控制

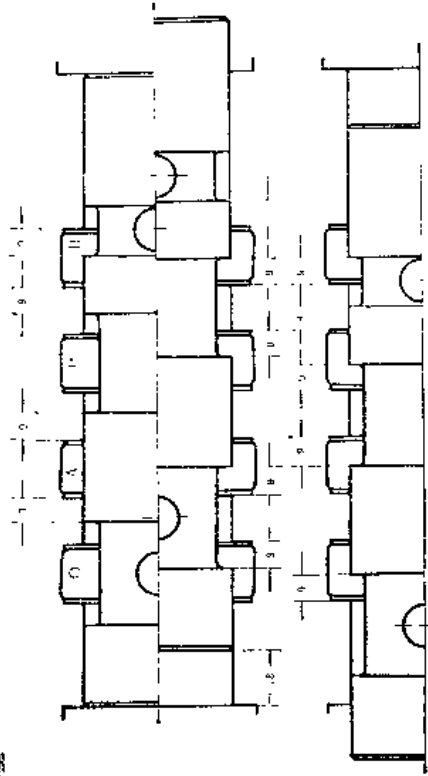
C型



H型



J型



K型

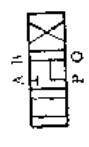
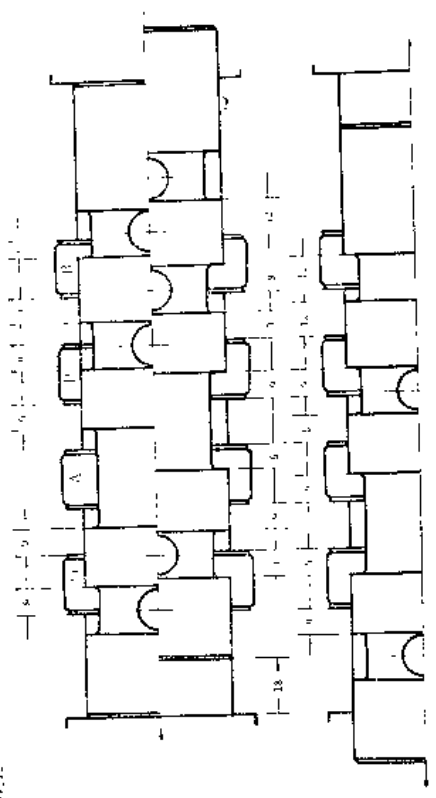
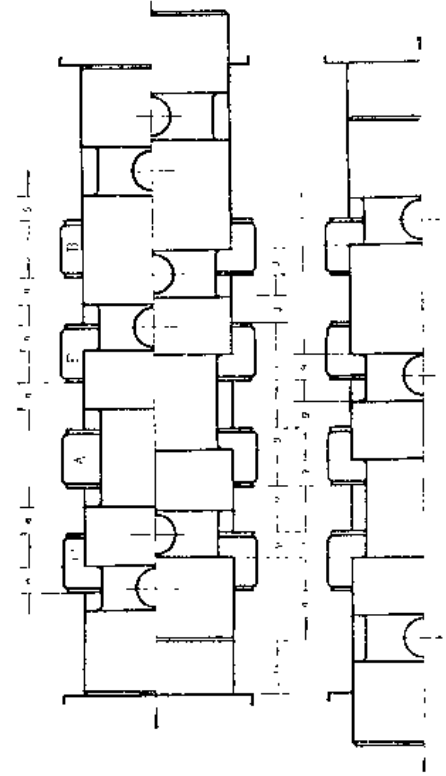
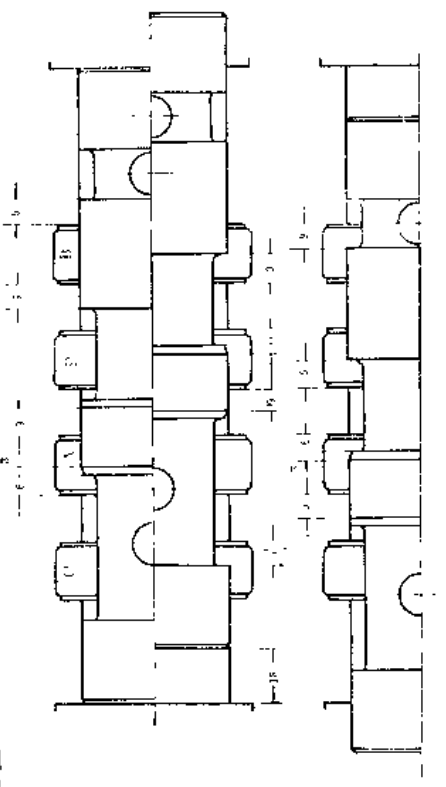


图4—20 滑阀阀芯机能图

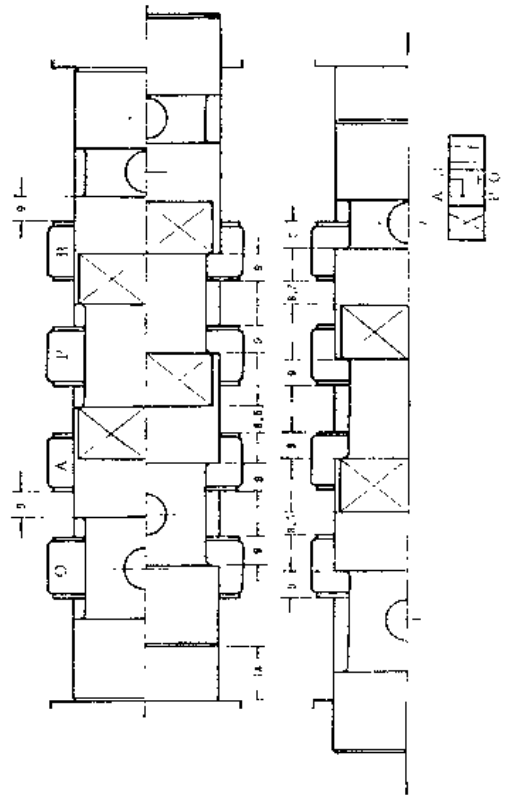
M型



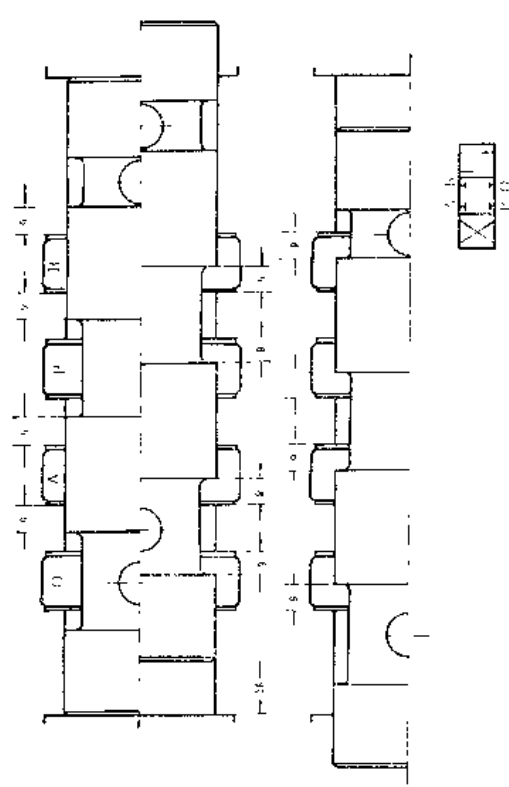
N型



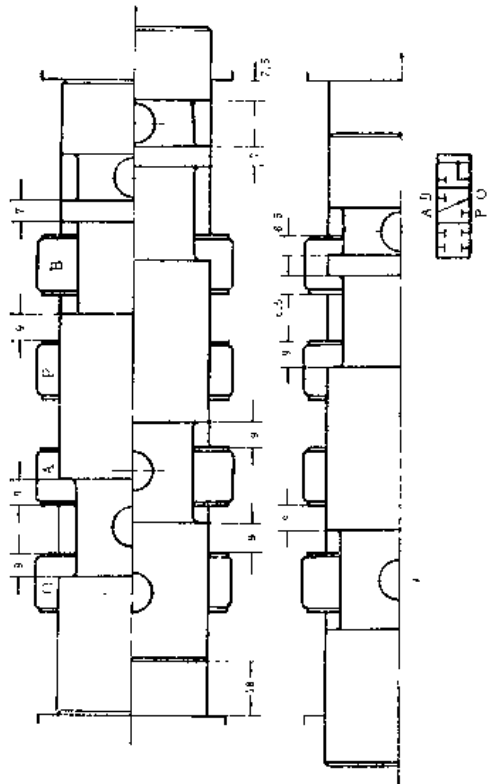
P型



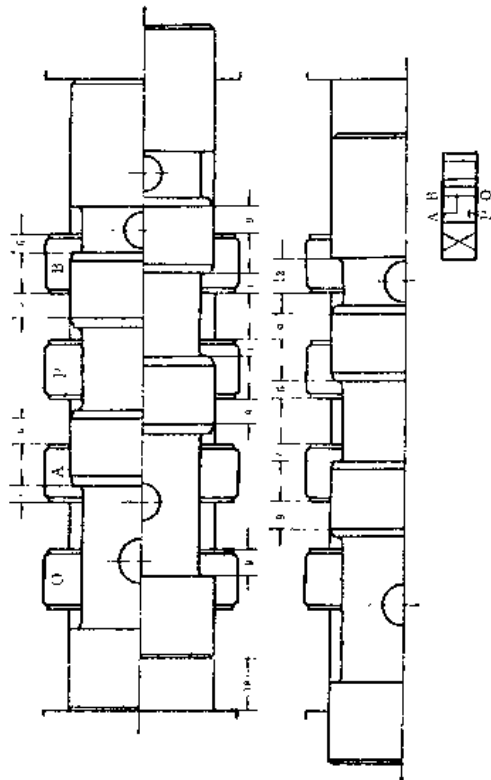
Q型



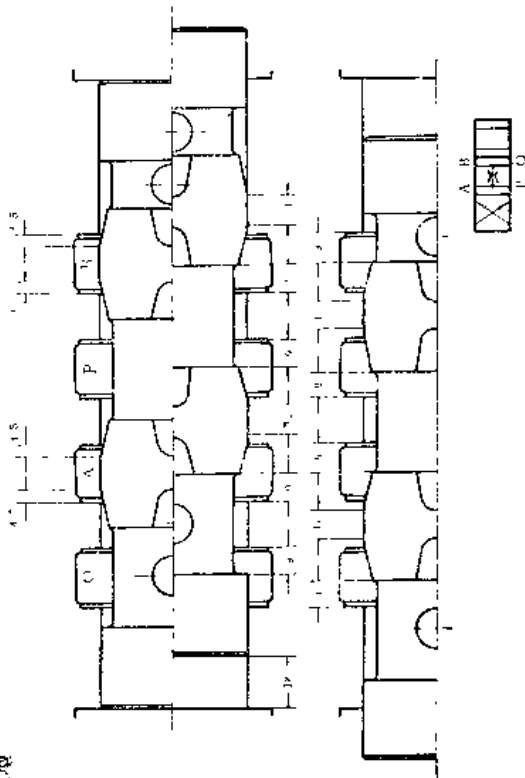
T型



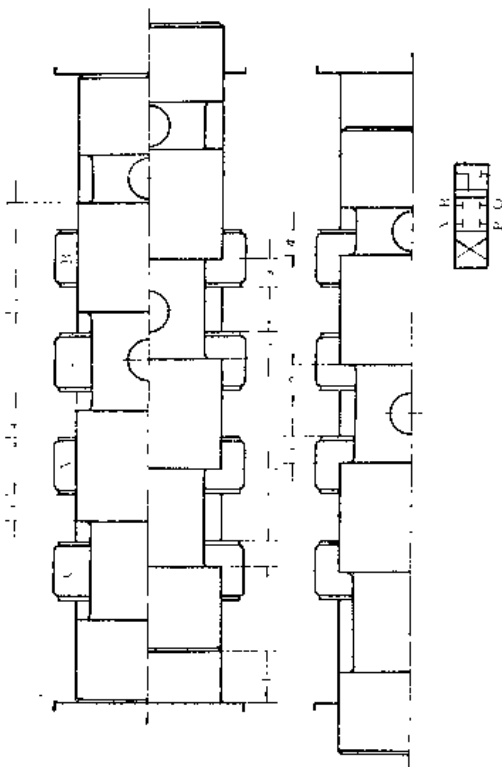
Y型



X型



Z型



油压推动下，被推至左端，使PB通、AO通。若2CT通电，则主阀芯将处于右端位置，使PA通、BO通，完成动作转换作用。

2. 滑阀机能

滑阀机能是指它在各位置的通路形式。目前根据我厂各种产品的需要，设计有十二种机能的阀芯，而阀体则全部通用。图4—20为一标准三位四通滑阀之典型结构形式。

从图中可以清楚的看出各种机能阀芯动作至各种位置时，四个通道的连接关系。同时，我们还可看出，除满足特殊动作要求的“Z”型和“T”型两种以外，其它十种的区别仅仅是在中间静止位置时通路形式不同而已。因此，在选用或设计滑阀时，必须根据被控机构（例如工作油缸等）在静止状态时系统的特性要求来决定。

3. 换向时间的控制

在某些液压系统的设计中常有两个或两个以上的换向阀在同一发讯指令下同时动作，而我们又希望它们之中某一个（或几个）换向时间长一些。这种情况下，就可用双阻尼器来调节和控制各阀的换向时间，以实现规定的换向过程。双阻尼器是作为与电液动滑阀配套使用的标准元件出现的，其结构见图4—21，与电液动滑阀配合动作的原理见图4—22。

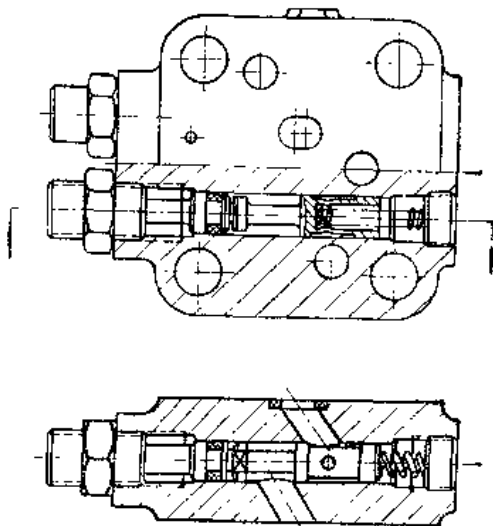


图4—21 双阻尼器结构图

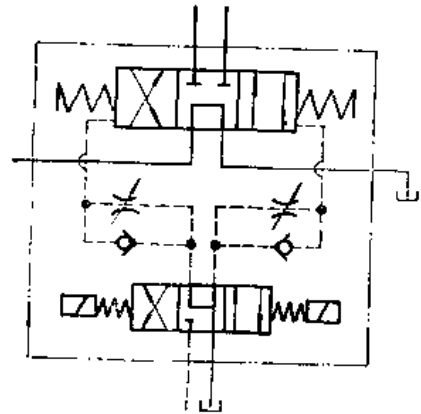


图4—22 双阻尼器与电液动滑阀配合动作原理图

不难看出，它的工作原理是在主阀芯运动的排油腔加节流作用来实现的。

换向时间是指控制讯号发出后，主阀芯从一个位置换至另一位置所需的时间。

从结构上可以看出，它有两种情况：第一种情况，是主阀芯从一端运动到另一端的换向时间 t_1 （从中间位置换向至另一端的时间为 t_1 ）；第二种情况，是从任一端在电磁铁断电后自回中心位置的回位时间 t_2 。前者主要决定于控制油的工作压力和流量，也就是控制系统的功率。而后者（在弹簧对中型中）取决于回位弹簧力的大小。

设控制油量为 Q_c 、主阀芯直径为 d_0 ，若控制油压 p_c 选择适当，则换向时间 t_1 可用下式计算：

$$t_1 = 1.2 \times 10^{-2} \cdot \frac{F \cdot S}{Q_c} \quad (\text{sec}) \quad 4-8$$

式中： F—阀芯控制端面积 (cm²)

$$\text{弹簧对中式 } F = \frac{1}{4} \pi \cdot d^2$$

S—主阀芯行程 (mm)

Q_c—控制油流量 (l/min)

一般来说，换向时间 t₁ 均指在供给先导控制阀规定的公称流量下的换向时间。回位时间则用实验方法求出。

(三) 三位四通滑阀的设计

设计三位四通滑阀的关键是确定滑阀的机能尺寸。因为它直接影响到阀的工作性能和尺寸的大小。下面将重点叙述它的设计过程。

1. 主要技术要求

主要技术要求是设计阀的依据，一般包括下列项目：

(1) 公称压力 p_H (公斤/厘米²)

(2) 公称流量 Q_H (升/分)

(3) 压力损失 Δp (公斤/厘米²)

压力损失是指阀在以公称流量工作时，其进油口和出油口的压力差。一般来说各种滑阀 Δp 均在 1 ~ 3 公斤力/厘米²。压力损失与阀的内部通道的结构、流速和液体粘度有关。因此通常用限制阀在公称流量下流经各通道的流速的方法，来满足压力损失的指标。一般取 V = 5 ~ 9 公尺/秒。

(4) 泄漏量 q

泄漏量是指在公称压力下从滑阀配合面的间隙向外的泄漏量，单位为毫升/分。

在高压滑阀的设计中，通常取 q = 500 ~ 1000 毫升/分。

2. 滑阀主要结构尺寸的决定

现在各种较大的三位四通滑阀基本上均采用四槽式结构，即阀体上有四个槽。相对于老式（五槽式）来说，阀体加工减少了两个关键尺寸，阀体结构尺寸也相应减小，并且允许各腔均可接通高压，应用较为灵活。

三位四通滑阀主要尺寸计算图见图 4—23。

滑阀的主要结构尺寸为：阀芯直径 D，阀口开度 Δ 和封油尺寸 m。而三者之间又有下列关系：

$$D \cdot \Delta = \frac{1}{6\pi} \times 10^3 \frac{Q_H}{V} \quad (\text{mm}^2) \quad 4-9$$

式中： Q_H—公称流量 (l/min)

V—阀口流速 取 V = 5 ~ 9 (m/sec)

D—阀芯直径 (mm)

Δ—阀口开度 (mm)

$$m = \frac{5\pi p_H \cdot \delta^3 \cdot D}{\mu \cdot q} \times 10^{-8} \quad (\text{mm}) \quad 4-10$$

式中： m—阀的封油尺寸 (mm)

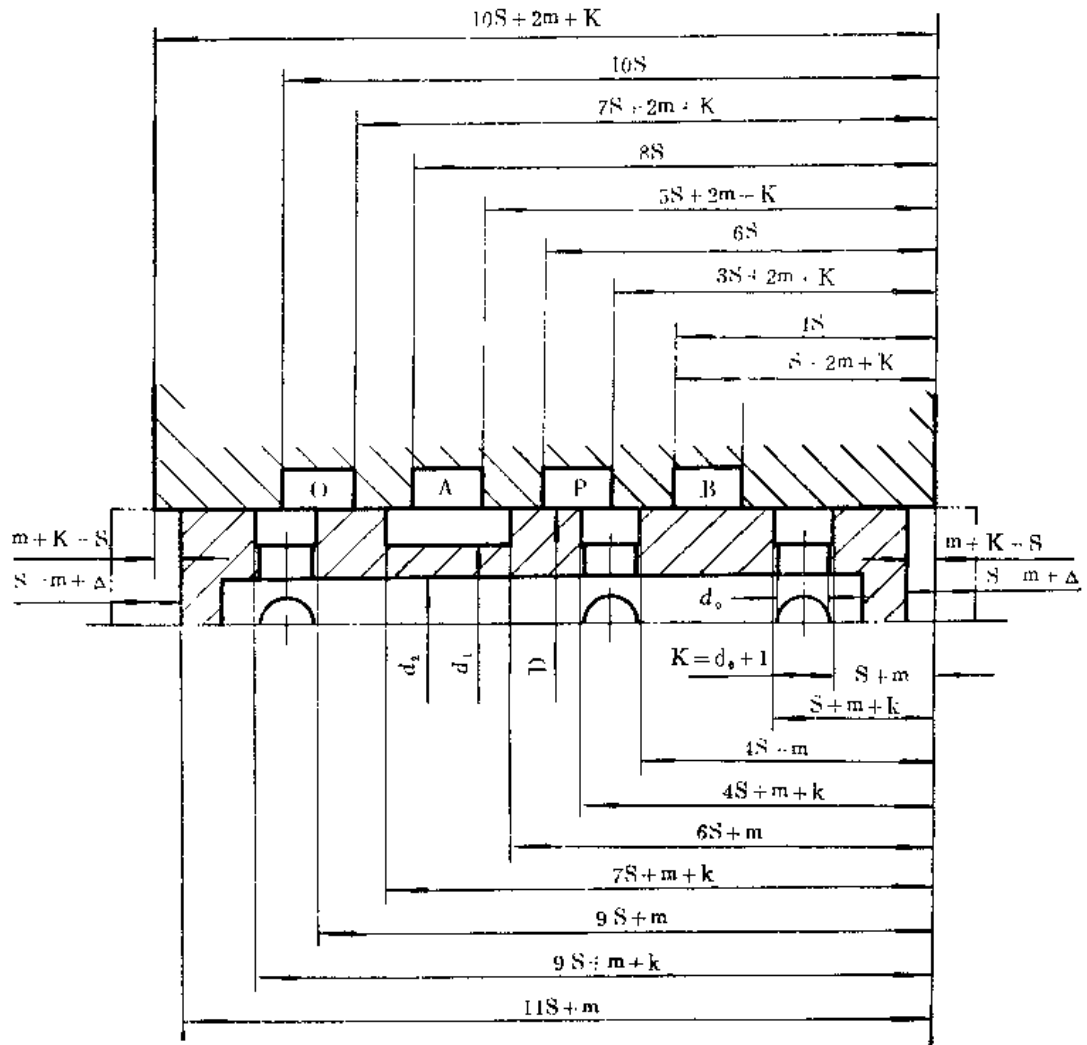


图 4-23 三位四通滑阀主要尺寸计算图

高压阀中 $m \geq 3 \sim 8$ (mm)

p_H —公称压力 (kgf/cm^2)

δ —滑阀配合直径的间隙 (mm)

(一般 $\delta = 0.008 \sim 0.015 \text{mm}$)

D —阀芯直径 (mm)

q —泄漏量 (根据技术要求) (cc/min)

μ —油的绝对粘度 ($\text{kgf} \cdot \text{sec/cm}^2$)

$$S = \Delta + m \quad (\text{mm})$$

4-11

式中: S —阀芯行程 (mm)

Δ —阀口开度 (mm)

m —封油尺寸 (mm)

此外, 阀芯各截面的通路尺寸, 还须满足流速要求。其环形通道的流速 V_1 :

$$V_1 = \frac{Q_H}{6 \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d_1^2)} \cdot 10^3 \leq 5 \sim 9 \text{ (m/sec)} \quad 4-12$$

式中：D、d₁单位均取mm

阀芯中部通道流速V₂：

$$V_2 = \frac{Q_H}{6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2} \cdot 10^3 \leq 5 \sim 9 \text{ (m/sec)} \quad 4-13$$

式中：d₂—阀芯内孔直径mm

阀芯径向四个小孔d₀的通道流速V₃：

$$V_3 = \frac{Q_H}{6 \cdot \pi \cdot d_0^2} \times 10^3 \leq 5 \sim 9 \text{ (m/sec)} \quad 4-14$$

在高压下阀芯将承受轴向拉力，其强度条件为：

$$\sigma = \frac{\frac{1}{4} \pi (D^2 - d_1^2) + 2d_0(d_1 - d_2)}{\frac{1}{4} \pi (d_1^2 - d_2^2) - 2d_0(d_1 - d_2)} \cdot p \leq [\sigma] \text{ (kgf/cm}^2\text{)} \quad 4-15$$

根据以上公式反复调整设计，则可求出D、Δ、m、S和d₀、d₁、d₂尺寸，并在此基础上根据图4-23，求出各机能尺寸，图示为M型阀芯，其他机能的阀芯，同样可根据上述方法求出。其通道结构参见图4-20之型式，即可方便的求出。

3. 设计中应注意的几个问题

(1) 合理选择阀芯直径D和行程S；从图4-23即可看出，阀体总长为行程的十倍以上，故行程对阀体总长影响极大，若S选得太小，则需加大D，这样又将使漏损加大。一般来说行程S和直径D可按S = (0.3~0.4)D选择较为适当。

(2) 阀口开度Δ和封油尺寸m；从图4-23还可看出，若Δ小于m，则滑阀在换向过程中刚走完Δ之值时，P腔将处于全封闭状态。其封闭值为m - Δ，因此在这一段时间内泵输出之流量将不能通过换向阀输出，产生困油现象。这样将造成系统压力冲击和振动。这种情况在大多数系统中是不允许的。具有m > Δ的阀，通常称为正封闭结构。

若Δ大于m，则阀芯换向过程中将在Δ - m的一段行程内，各阀口呈全通路的状态。这种情况，虽然基本上可消除系统中的压力冲击和振动现象，但在有两个以上阀同时工作的系统中，它换向过程中又将会造成瞬时压力下降，因此对其他执行机构带来的这一影响也不能忽视。具有m < Δ的阀，通常称为负封闭结构。

若Δ = m即所谓零封闭结构，它介于上述两种情况之间使用也最广。

(3) 在设计弹簧对中式滑阀结构中，决定弹簧力时，应考虑摩擦力、运动零件的惯性力和轴向流体作用力对工作情况的影响。通常其弹簧力可取：

$$P_s \geq 0.6D \text{ 公斤} \quad D \text{ 为阀芯直径 (厘米)}。$$

(4) 阀芯各台肩应尽量保持锐角，防止因秽物卡入造成划伤甚至卡住滑阀配合表面。

第五章 液压传动的设计和计算

第一节 概 述

液压传动由能源转换装置（泵、马达、油缸）、能量控制和分配装置（各种阀门、节流器等）及能量传动装置（管路、油箱等）三大部分组成。其目的为完成对执行机构规定的工艺作循环和要求的输出功。

一、液压系统各元件表示法

（一）结构示意法

图 5—1 为采用结构示意法表示的 Y 41—25 单柱液压机液压原理图。

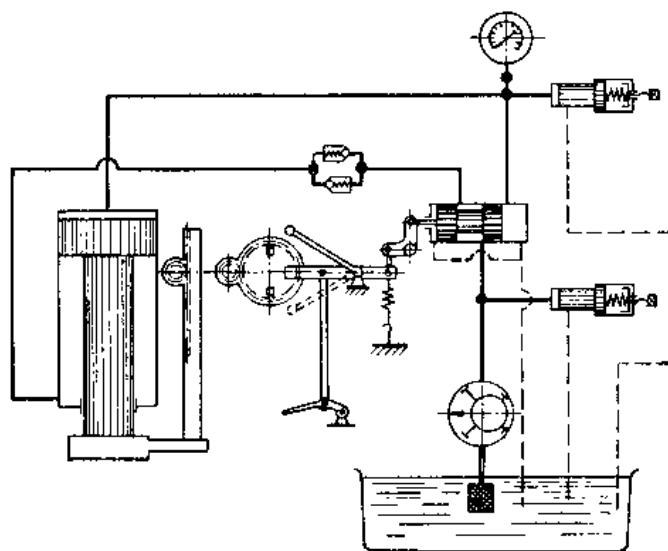


图 5—1 Y 41—25 单柱液压机液压原理图

结构示意法是将各元件结构简化为平面展开原理图形，并反映出它们的联系。此方法可看出元件的一部分结构，但各动作位置的相互联系和作用不明确，现已很少采用。

（二）职能符号法

这种方法只体现该元件的职能作用，而不体现结构情况。绘制方便，一目了然。现已广泛应用。

我国已制订了液压系统图形符号国家标准 GB (786—65)，以统一其表示方法。

设计时要注意，任何设想的元件原理图形，必须以结构设计或成品为基础。否则原理通了，实际设计不出来也是不行的。

二、主要系列液压机工艺特点和液压原理

(一) 单柱系列

本系列产品广泛应用于棒料校直和轴类零件的压装工艺。也适用于其他简单的压制工艺。其负荷曲线图、液压原理图，见图 5—2。

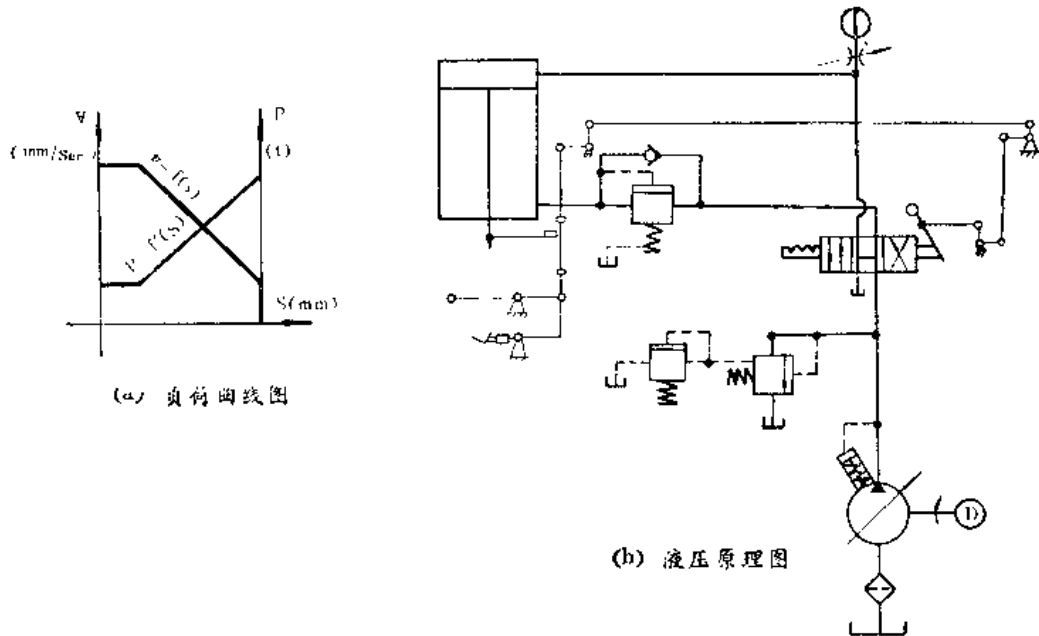


图 5—2 单柱系列产品负荷曲线和液压原理图

本系列产品采用压力补偿轴向柱塞泵，由于其负荷曲线图（图 5—2a）与工件的校直、压装工艺要求相符，因此能充分利用设备功率。同时本机还设计有预选行程限位装置，操作方便。

(二) 四柱系列

本系列产品提供了液压机最基本的工艺动作：上滑块快速下行→慢速加压→保压延时→快速回程并停止；下缸活塞顶出→退回，或浮动压边→停止→顶出。以动作线图表示，如图 5—3。

从液压原理图（图 5—4）中可见，本机采用了自重快速下行，用手动变量泵获得压制速度。

四柱系列产品由于具有一般液压机的基本动作，因此，能满足板料冲压、校正压装、金属冷挤、粉末冶金、塑料压制和砂轮成型等广泛的工艺要求。

由于该系列产品具有广泛的通用性，并且结构简单、制造方便，因此，目前使用的很普遍。

但是，正是由于它的工艺广泛、通用性高，因此对于专业化、高效率生产的要求来

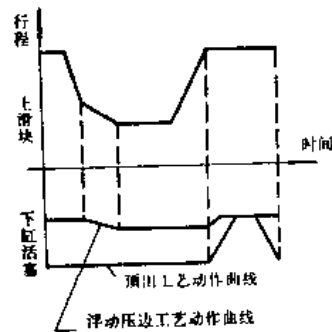


图 5—3 四柱系列液压机动作线图

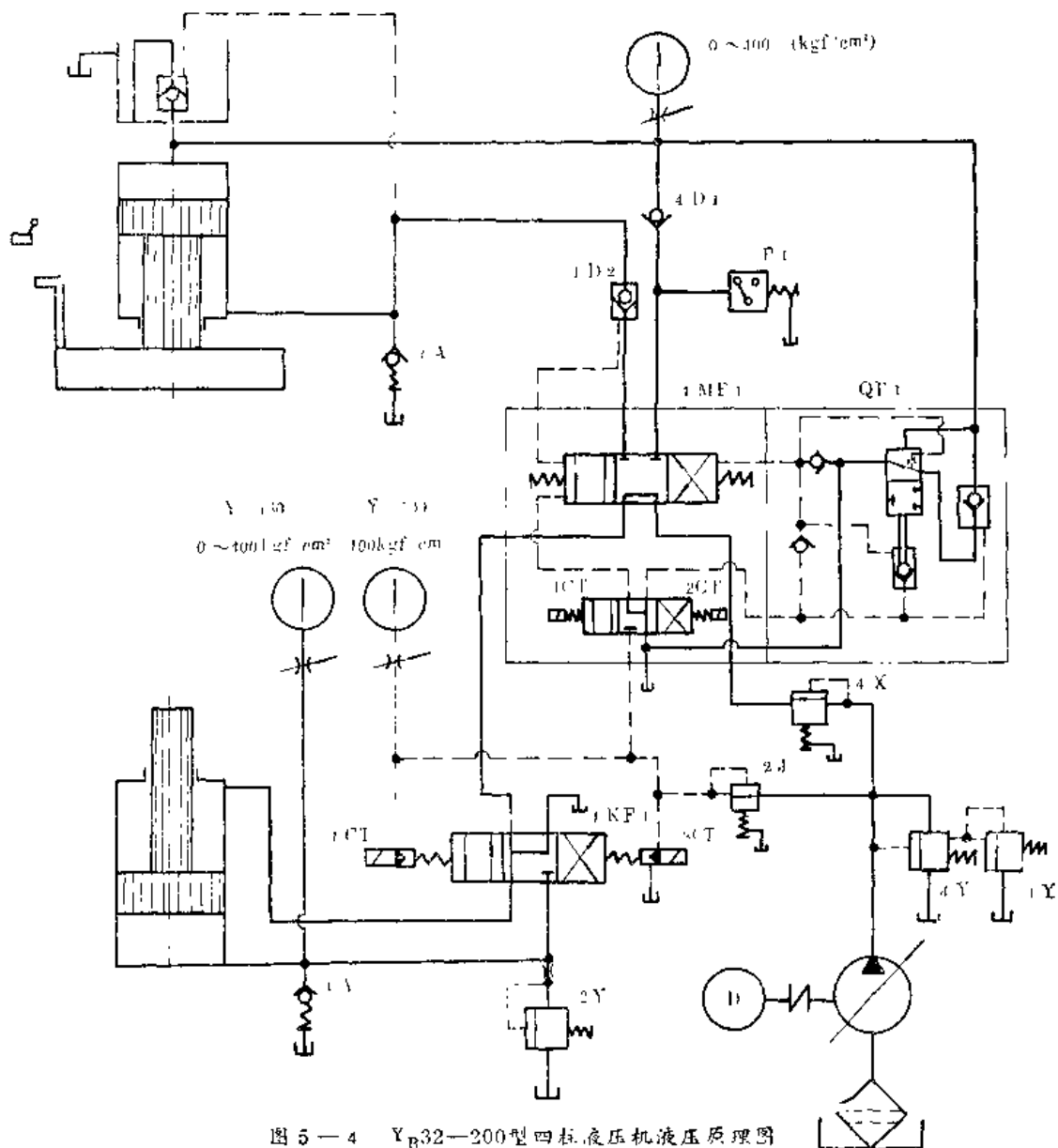


图 5-4 Y_B32-200型四柱液压机液压原理图

讲，就显得不足。所以，对于要求专业化程度高、生产效率高的工艺，必须采用相应的液压机，如塑料制品、粉末制品等液压机。

(三) 塑料系列

热固性塑料压制成型需要必要的压力、温度和保压时间，而且高压压制行程很小，因此在系统中采用了小流量高压泵和大流量低压齿轮泵，并利用差动原理，实现快速强制下行，使系统功率显著降低，结构紧凑、效率较高。其负荷曲线图和液压原理图见图 5-5 和图 5-6。

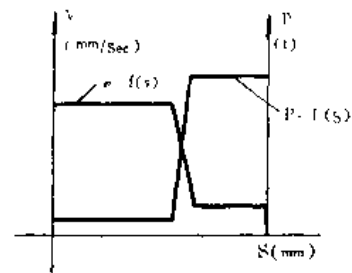


图 5-5 塑料液压机负荷曲线图

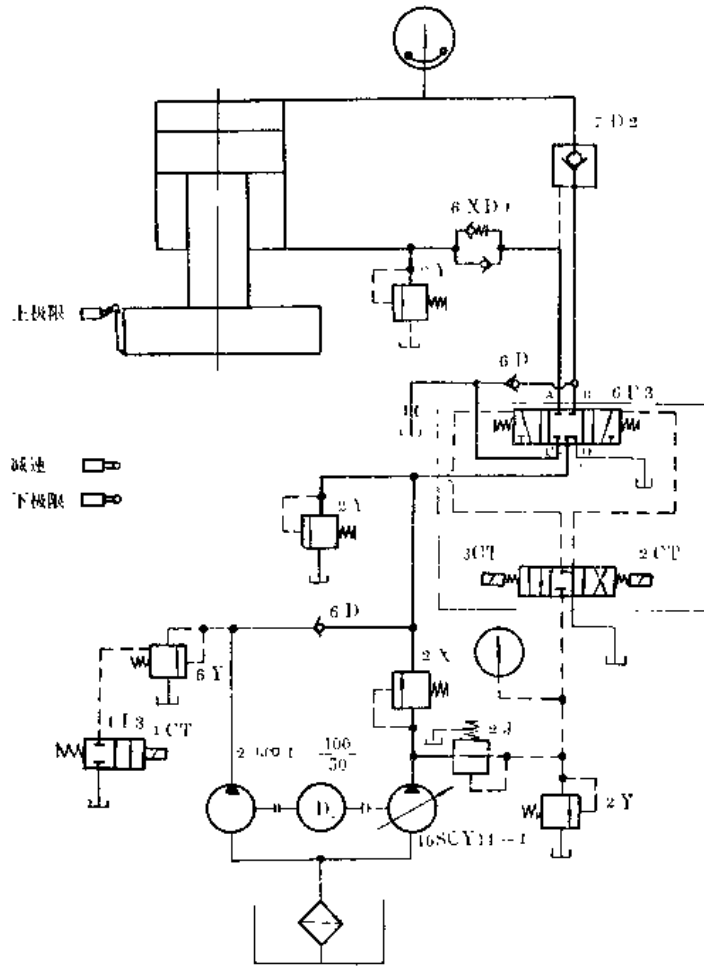


图 5—6 YA71—250、500 型料压机液压原理图

(四) 粉末制品液压机

粉末冶金工艺的主要要求为工件压制成型后达到规定的密度和尺寸精度。不同形状和尺寸的工件要求压制压力和速度应能在较大范围内精确调节；可持续加压；能实现双面压制或多动作加压；有足够的顶出吨位和高的生产效率。

以ZY79—160型160吨全自动粉末制品液压机为例。其上活塞速度、压力和行程的关系，即负荷曲线图见图5—7，各执行机构动作线图见图5—8，液压原理图见图5—9。

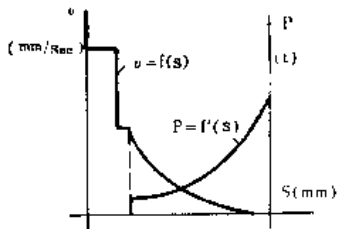


图 5—7 ZY79—160 全自动粉末制品液压机负荷曲线图

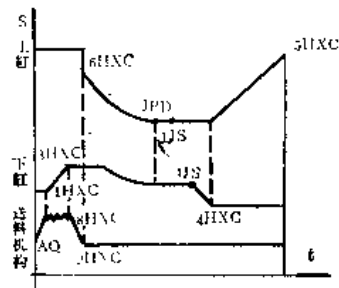


图 5—8 ZY79—160 全自动粉末制品液压机动作线图

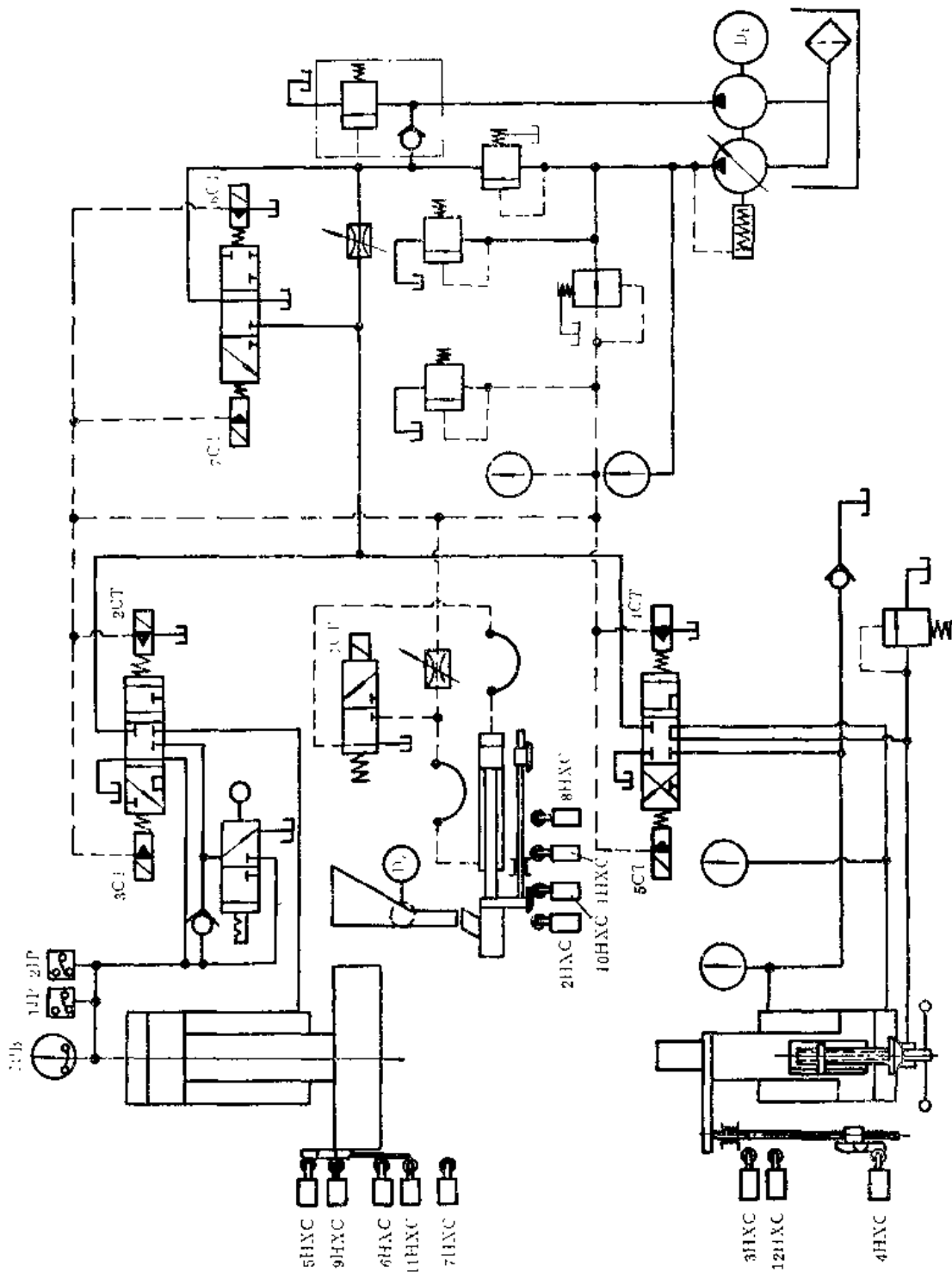


图 5—9 ZY79—160 全自动粉末压机液压原理图

三、液压机液压系统的设计和需要研究的问题

从我厂一部分产品液压系统来看，尽管各液压机适用的工艺范围不同、结构型式和动作也不相同，各种动作的压力、流量控制的方法也是多样的，但总可以适当地分解为若干基本动作所组成。因此，设计一台液压机时，就应很仔细地研究对它提出的各项具

体要求，并按照设计程序，合理选择，确定各动作的每一个环节。我们所需要研究的问题有如下几点：

(一) 设计分析

1. 工艺分析
2. 负荷曲线图和动作线图
3. 主要技术规格的确定

(二) 单缸系统的设计

1. 快速行程的方式
2. 减速方式
3. 压制速度的调整
4. 压制压力的调整
5. 保压和泄压
6. 静止时下滑问题和空负荷循环问题
7. 控制系统的选择

(三) 多缸系统的设计

1. 多缸驱动同一执行机构的同步问题
2. 有两个或两个以上的执行机构的系统设计

(1) 动作顺序控制方式

压力控制、行程控制和时间控制

(2) 系统设计的其他问题

(a) 过渡过程可能出现的误动作和解决方法

(b) 漏损可能产生的爬行和解决方法

(四) 系统中各元件的确定

1. 已知条件
2. 设计程序

第二节 工艺分析，负荷曲线图，动作线图和主要技术规格的确定

目前我厂方向产品或专用产品的设计基本有下列几种情况：第一，用户单位提出新产品设计任务书，包括设计新产品的理由；典型零件的工艺成型方法；主要技术规格和其他技术要求。这种情况，只需我们深入现场了解工艺过程的特点，结合工作者的要求，就可进行液压系统和整体结构的初步设计。第二，用户只提出了加工制件、工艺设想和生产率指标。机器的结构情况和详细要求，设计者可自行确定。例如我厂金属打包液压机，用户的基本要求为团块尺寸、密度和生产率指标。因此，我们就需要做较多的分析研究，确定初步的方案，必要时，还需要做一定的实验以验证我们的设想是否合乎实际，并与用户协商定案，再作最后的施工设计。第三种情况是发展我厂方向产品，如拉伸液压机、冷挤压液压机、大吨位大台面四柱液压机等，根据它们的主要加工对象和

有关单位的工艺要求，就可确定其动作线图和主要技术规格之范围作为设计的基础。然后，通过试制样机的使用情况，验证设计的产品是否符合实际的需要，并改进其不足点，最后修改定案，转入成批生产。

在分析比较和确定工艺过程各细节要求的基础上，拟定出各执行机构的动作线图、负荷曲线图和主要技术规格；合理的选择液压元件，使设计的液压系统动作可靠，结构先进，效率较高，成本低廉。一句话，符合多快好省的原则。

第三节 单缸传动系统的设计

单缸传动系统是多缸传动的基础。典型的单缸传动系统动作线图如图 5—10。假如我们已知其工艺性能和主要技术规格等各细节，对于系统设计我们需要详细考虑下面几个方面的方案选择。

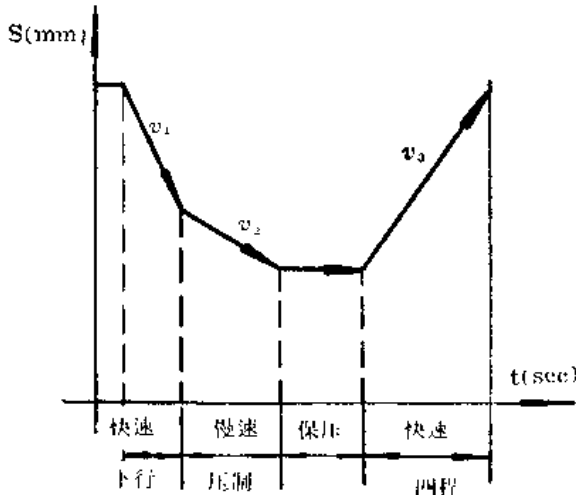


图 5—10 单缸传动系统的动作线图

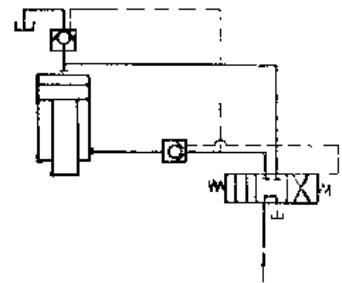


图 5—11 自重快速下行原理图

一、快速行程方式

现常用以下几种方案。

(一) 自重快速下行

在上压式传动中，可以利用运动部件的重量快速下行。如图 5—11所示。上腔不足之油，通过充液阀、充液筒吸取。高压泵之油量提供慢速压制和回程。

利用此方法的优点为不需要辅助油泵和能源，结构简单，在大型液压机中使用很广。其缺点为下行速度不易控制，吸油不充分将使升压速度缓慢，特别是当充液阀结构设计的不合理时，会使吸油负压较大，升压速度更慢。例如，Y 32—300型300吨四柱液压机，在下行至接触工件后，有的需 8 秒以上才能开始升压。这样，很大程度上抵消了快速下行的效果。在锻造、热压成型液压机中将不许可有这种现象，在这种情况下，充液油箱常被低压蓄压器代替，以实现强制充液。为了使下行速度不致太大和减小吸油负压，除使充液阀通油断面尽量加大外，可在下腔排油路上串联单向节流阀，利用节流阀造成背压，以限制自重下行速度，提高升压速度。

(二) 利用低压泵强制快速行程

利用低压泵（齿轮泵或叶片泵）强制快速行程，可以有多种联接法。图 5—12为利用高低压组合泵作低压快速下行和回程。低压泵工作压力选择取决于回程时液体压力。若运动零部件重量较大和上下腔面积比值过大（一般超过 3 时），在回程时，上腔排

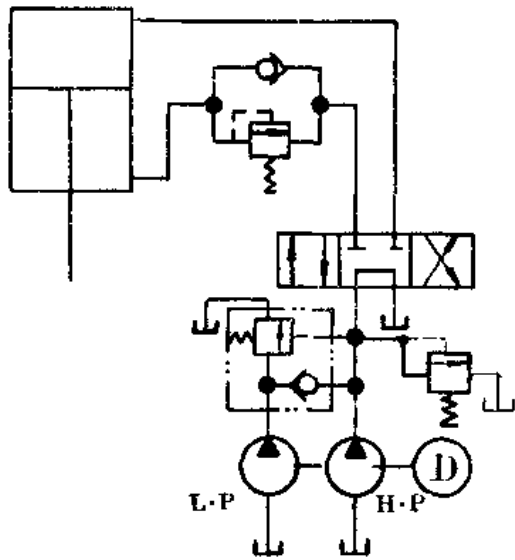


图 5—12 用低压泵强制快速行程原理图

油为泵输出油量的三倍以上，回程压力相应也要求较高。此时宜采用图 5—13 的系统，即低压泵(L·P) 仅供给快速下行之用。例如 YB32—100 四柱液压机即采用类似图 5—13 的结构。

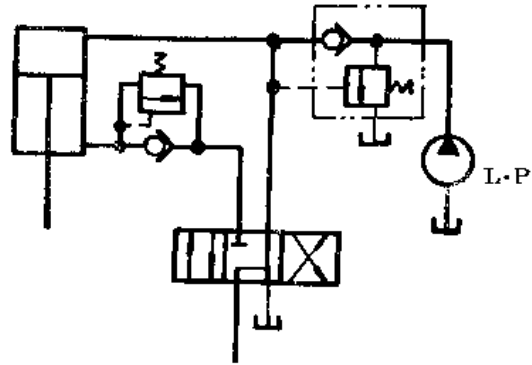


图 5—13 用低压泵作强制下行原理图

高低压组合泵系统中，低压泵需要卸荷装置。利用高低压传动快速行程速度是一定的，并可克服充液系统升压慢的缺点，但需增加功率，系统较为复杂。在高压速度很小的系统中采用此种方式是必要的，是经济的。如 Y 71—100 塑料制品液压机即采用高低压组合泵传动。

(三) 利用变量泵传动作低压快速行程

如利用压力补偿变量轴向泵传动方法(图 5—14)，可省去低压泵和低压卸荷机构，使系统简化。并可很方便的实现恒功率传动，总效率可以提高。但是变量泵是较贵的，而且输出流量太小时，效率太低。因此，一般高压流量选用在公称流量的 15% 以上，较为经济。这样其低压行程速度最多为高压速度的 6.5 倍。在要求快速行程速度较高时，这种结构也就不能满足。

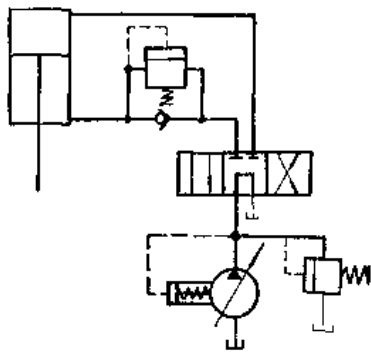


图 5—14 用压力补偿变量泵液压原理图

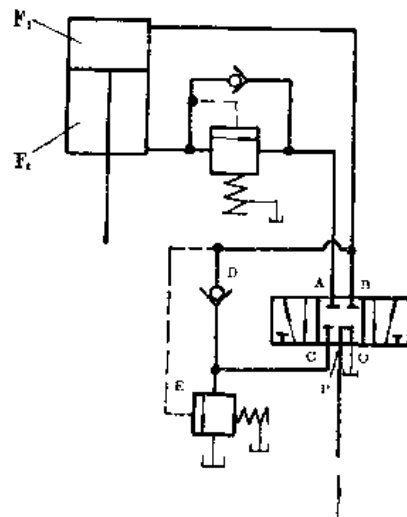


图 5—15 用差压传动实现快速下行原理图之一

(四) 利用差压传动实现快速行程

差压传动是利用上下油腔同时供油，使下腔排油至上腔，以实现快速下行的简单经

济方法。

图 5—15 所示的系统中，快速下行时下腔的排油经 AC 通路，再顶开单向阀 D 流入上腔实现低压强制快速下行。当活塞下行至压制工件后，开始升压，升压到顺序阀 E 预先调定之压力时，顺序阀被打开，此时下腔排油通过阀 E 流回油箱，实现全压下行。

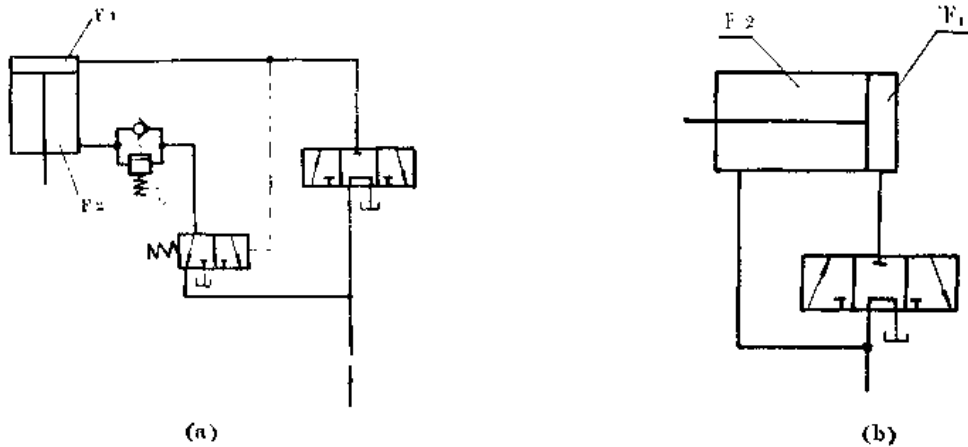


图 5—16 利用差压传动实现快速下行原理图之二

图 5—16 所示，为利用差压传动实现快速行程的另一方案。其优点为主换向阀结构简单，差压时流量全部利用。图 5—16(a) 为低压时需快速、而高压时需转换为全压压制，并且高压行程速度可以较大的系统。此方式已采用于 BY32—100 型 100 吨四柱液压机系统设计中。图 5—16(b) 为不需转换为全压压制的系统，例如拉床的传动系统即利用此原理。

利用差压传动实现快速行程所能得到高速度为全压行程之 $\frac{F_1}{F_1 - F_2}$ 倍，因此，上下腔面积愈接近，则差压快速的效果愈好。

(五) 利用快速活塞实现快速行程

在上压式结构中，运动部件重量可被利用作快速行程。在卧式传动或热压成型需要分级加压的系统中则常用快速活塞（或称预压活塞）作快速级传动。如图 5—17 在快速前进时，高压油只供给快速活塞 1，A 腔所需的油经充液阀从油箱中吸取。此办法较之差压快速行程的优点为不受压制面积和回程面积比值的限制，因此可以根据需要的速度进行设计。系统也较为简单。

此外，还有利用低压蓄压器作快速传动或利用上述几个办法综合应用，实现更大的快速行程速度。（例如我厂 Y_A71—250 塑料制品液压机就是利用差压和高低压组合泵结

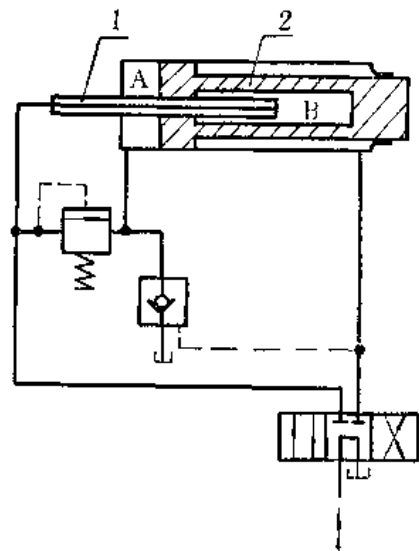


图 5—17 用快速活塞传动原理图

构)。这些结构应根据具体条件仔细分析,并以元件数量少、动作可靠和经济为原则。

二、减速方式

目前减速方式主要有压力顺序控制和行程控制两种方式。前面所介绍的系统原理大部分为用压力顺序控制方式实现快速变慢速(差压变全压),即由负荷增加使系统压力升高到一定值时自动切换。不需要另外的发讯装置和调节,是其明显的优点。因而使用也较为广泛。

但是在粉末制品压制和不允许对制件有冲击的工艺中,执行机构在接触制件前,必须减速,这时就可采用行程减速方式,现常用两种方法,其一,如图5—18所示,为利用事先调整到一定位置之行程开关,通过电气发讯控制电磁溢流阀或远控卸荷阀实现。

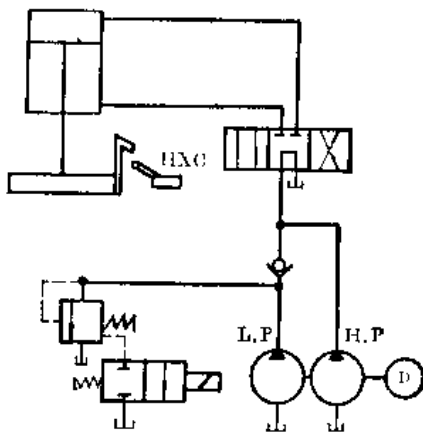


图 5—18 用行程开关发讯减速原理图

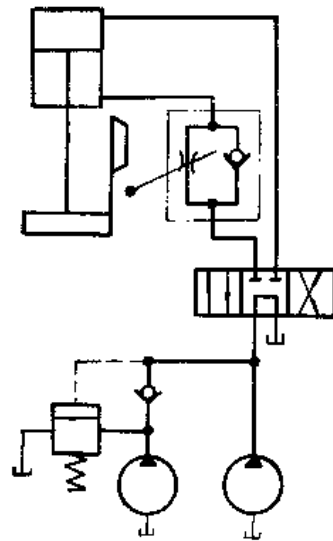


图 5—19 用行程减压阀减速原理图

图 5—19 为利用行程节流阀造成排油背压使系统压力上升,通过单向卸荷阀使低压泵卸荷,达到减速的目的。用此方案应注意节流阀不能节死,并在高压压制时下腔不应产生较大压力,以免抵消主压力和造成下腔升压太大,发生危险。

压力发讯减速系统也可改用行程发讯控制方式,这样一般需增加机动滑阀或电动滑阀等液压元件。

分析两种方案也可看出:用压力顺序控制比较简单,在工作物高度变化时,不需调整;工作循环时间较短,因此在四柱万能液压机中普遍采用。仅在工艺上有特殊要求的地方才选用行程控制方式。

三、压制速度的调整

目前采用了如下几种方法:

(一) 手动变量泵调整高压输油量

此方法现已广泛应用于四柱万能液压机和塑料制品液压机上,它具有调整方便、能保持相对恒定的高压压制速度(相对于节流调速方式),效率较高。

(二) 用压力补偿变量泵或随压力自动分级变量泵传动

用压力补偿变量泵压制速度随压力接近似双曲线规律 ($P \cdot Q = \text{常数}$) 变化, 故不为常值, 但是可通过调整得到规定压力下之高压流量为要求值; 随压力自动分级变量泵传动, 一般用卸载阀顺序地减少油泵工作柱塞数目, 故压力流量特性为阶梯式下降。

上述两种方式传动的最大优点为充分利用了系统的功率, 因此, 效率较高。虽然变量泵成本较高, 但从使用性能观点来看, 在可能条件下, 仍应尽量采用它。

(三) 用流量控制阀节流调整

此方法可采用分流式或串联式流量控制阀调整, 如图 5—20 (榆次液压件厂、广州热带机床研究所生产此阀)。

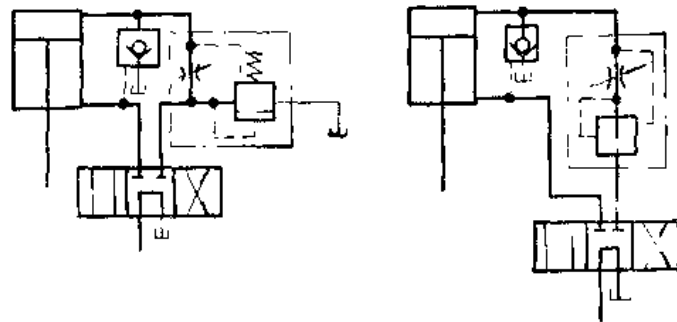


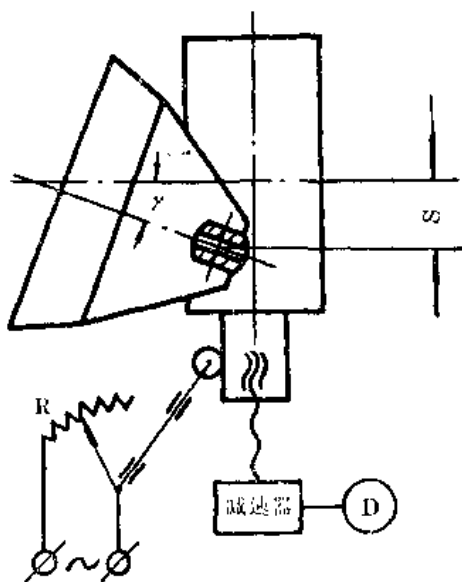
图 5—20 用流量控制阀调整压制速度原理图

此种方法优点是可以利用定量泵传动, 流量可较精确调节。缺点是旁路高压油 (分流式) 和使泵处于高压溢流运转, 功率损失较大, 使油温升高, 因此仅适用于较低压力的系统中。

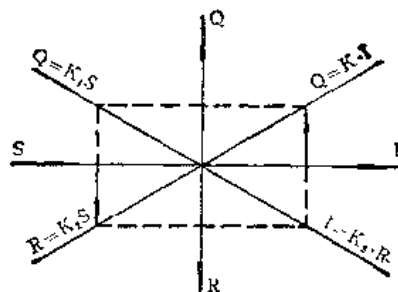
(四) 用远程控制方法改变油泵输油量以调整压制速度

在大型液压机或压制毒性或爆炸性零件的液压系统中, 为了调整和安全操作的方便

(在控制箱上集中操纵), 需要采用远程变量。现在已应用了两种方法来实现这一点。第一种如图 5—21 所示, 利用电动机经减速后驱动轴向柱塞泵变量活塞上下移动, 改变斜盘倾角 γ , 从而改变流量。



(a) 结构示意图



(b) 参数关系图解

图 5—21 远程变量调速原理图之一

从图形可以看出，泵输出量 Q 与变量活塞位移 S 成正比，可变电阻 R 与位移 S 也成正比，而通过欧姆电桥中点的电流 I 又与电阻 R 成比例。故泵输出量与电流成比例，因此，观察电流指示装置读数、操纵电机按钮即可进行远程变量。利用此方案设计的远程变量机构已用于我厂500吨双压式专用液压机中。

第二种方法为利用改变辅助控制油泵之压力来比例地控制高压泵之流量。（图5—22）。

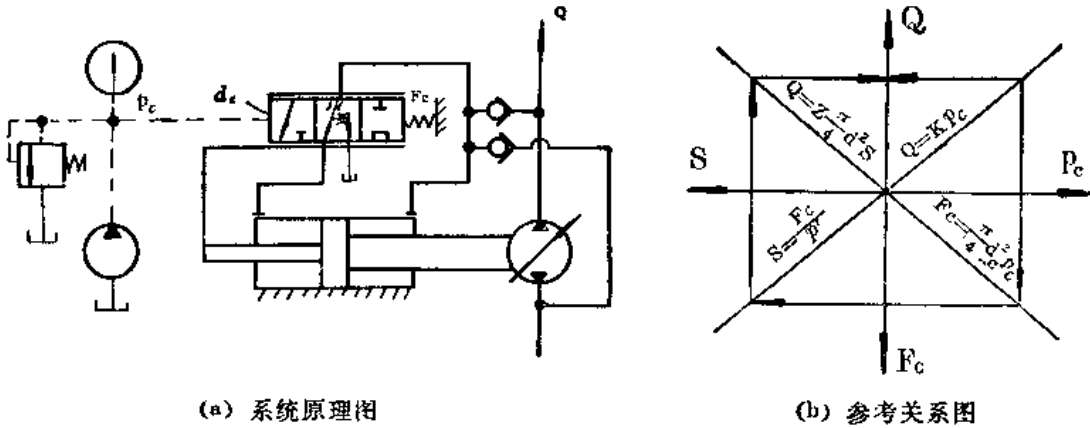


图5—22 远控变量调速原理图之二

此方案为利用一个小的低压泵（如 $Q = 5$ 升/分， $P = 65$ 公斤/厘米²的叶片泵）来控制伺服变量泵之伺服活塞。从参数关系图可见控制油压 p_c 与弹簧力 F_c 成正比，而 F_c 又与变量头位移 S 成正比（ p' 为弹簧刚度），泵输出流量 Q 又与位移成正比，故输出流量 Q 与控制压力 p_c 成正比例。这样可以预先调整控制油泵压力 p_c （从压力表上反映），即可调整高压泵输出流量。利用这种方法还可实现压制过程中根据工艺需要来改变工作速度。若将压力表刻度盘换成高压泵输出流量刻度，则可直接读出流量值，很方便。此方法已用于我厂四柱50吨专用液压机液压系统设计中。

此外，还可用流量计等其他控制方式进行调整。在此就不一一详述了。

四、压制压力的调整

现在采用的方法有：用溢流阀稳压溢流调整；用减压阀调整；用远程控制溢流阀方式调整。

第一种方法使用最为广泛。它具有压力控制稳定，流量在较大范围内变化仍能保持压力恒定、无噪音等优点。但仅能限制该管路最大压力。

第二种方法在多执行机构共用一个压力油源时就应采用减压阀调整。例如前面介绍的ZY79—160粉末制品液压机（图5—9）送料缸之驱动即采用减压阀来保证所需之压力。

第三种方法为利用1Y远程控制溢流阀与主溢流阀并联使用。利用这种方法应注意，远距控制油管应尽可能使用直径小些的油管，以减少管路弹性容积，否则，易造成主溢流阀工作不稳定。

以上三种方法均只能控制系统最大工作压力。有的情况下，要求最大工作压力为主

机行程的函数。如拉伸液压机压边力要求随拉伸深度变化。如图 5—23a，此时需采用靠模装置控制稳压溢流阀弹簧压缩量，使溢流压力随行程按要求之规律变化。其原理如图 5—23b。

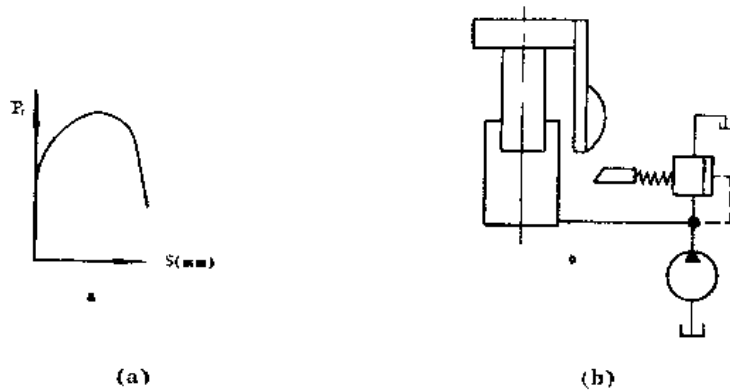


图 5—23 用靠模装置控制压力原理图

五、保压与泄压

有很多液压机均要求保压性能，而且指标不一样。因此，我们需要针对不同情况采取不同的措施。液压机加压过程中，由于机架、油缸和液体弹性变形储存了一定之高压流量，当泄压时，若泄压速度过快将造成剧烈的震动和噪音，泄压太慢则使每一工作循环中辅助时间加长，降低生产率。因此，需要对泄压速度进行控制。

(一) 保压方法

1. 停车保压

目前采用可控单向阀保压（图 5—24）所能达到的指标一般为保压 10 分钟压力降不大于 20 公斤/厘米²。经验证明：参与保压之液体总容积愈大、机架弹性变形愈大，液体工作压力愈低、密封元件的数量愈少、保压性能就愈好。

但是，任何密封元件均不可避免地会产生漏损，时间愈长漏损愈多，压降就愈大。所以，停车保压只适合于保压要求不高、保压时间较短和保压过程中同一机器上没有较大振动的场合。

2. 开泵保压

开泵保压的压力稳定性取决于溢流阀的质量。一般是能够比较准确地稳定在调定的压力上。但开泵保压损失功率较大，若保压时间太长或主泵流量太大时，必须另设专用之保压油泵，其流量尽可能小些（以能可靠地保压为界限）。图 5—25 为一保压方案原理图。上腔保压后，由压力继电器 P 1 发讯，主泵即进行空负荷循环，由保压泵持续加压，并由 2 Y 稳压溢流。

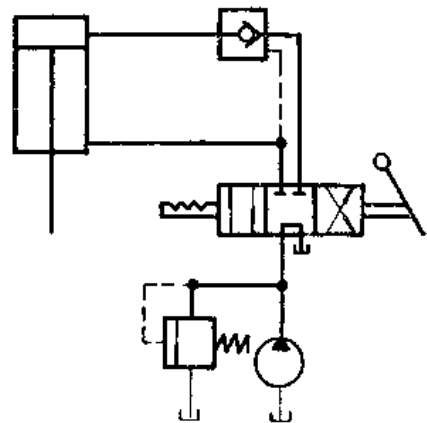


图 5—24 用可控单向阀保压原理图

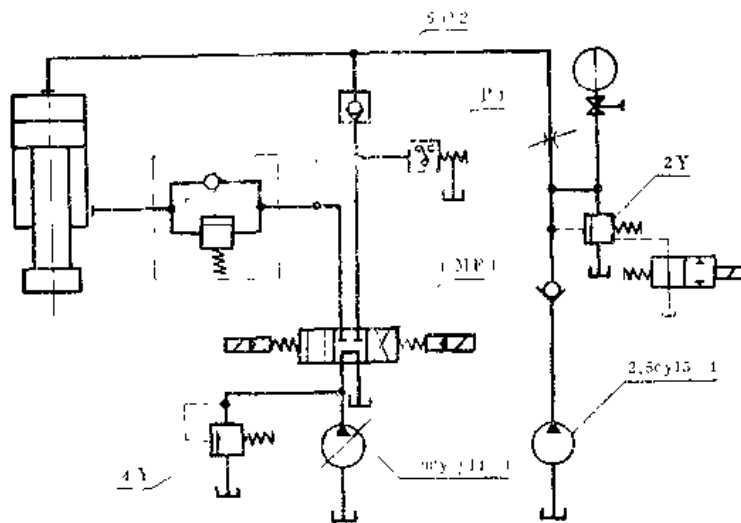


图 5—25 开泵保压系统原理图

3. 自动补压系统

若认为开泵保压不太经济和不必要，保压时间内所允许压力波动又较小，采用停泵保压又不能满足，则可采用自动补压系统。如图 5—26 所示，采用电接触式压力表，在压力降至下指针所指定的位置时，触点接通，通过电气控制系统接通 1CT，使主泵工作，压力又上升至上限指针（触点）所指定的压力，然后再断开 1CT，使主泵空负荷循环。又进入停泵保压的状态。例如我厂 Y₇₁-250 塑料制品液压机即采用电接触压力表控制的自动补压系统。

4. 用蓄压器保压系统

以上方法除开泵保压能具有在保压时间内稳定的压力外，其余方法均不可避免地有压力波动，而开泵保压又嫌功率浪费，特别是要求保压时间很长，而要求保压压力又基本不降时，可采用蓄压器保压系统。如我厂曾生产的 Y₇₁-7 塑料制品液压机用重力式蓄压器保压，在 24 小时内压力降仅在 1~2 公斤/厘米² 范围内。此方法原理见图 5—27。

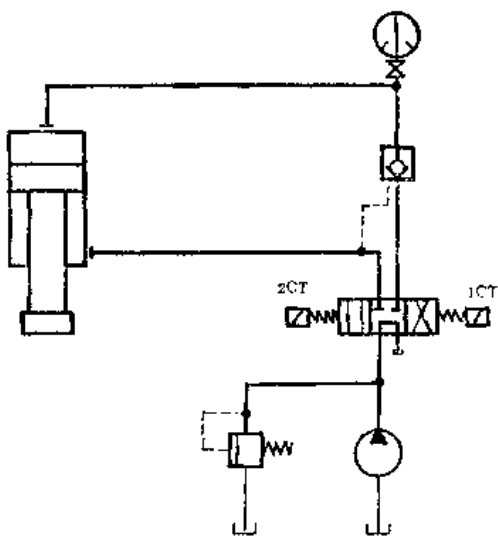


图 5—26 用电接触压力表控制补压系统之原理图

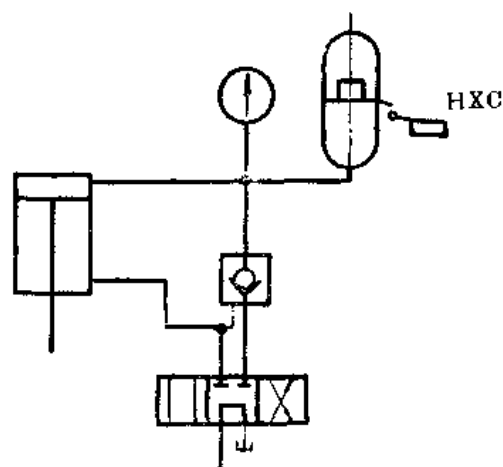


图 5—27 利用蓄压器保压原理图

图中右上角的符号表示重锤式蓄压器，当液压上升时，液压通过油缸推动重锤向上运动至行程开关HXC规定的高度，因此储存了高压液体的体积为：

$$V = \frac{\pi}{4} d^2 l \quad (\text{cm}^3)$$

式中：d—蓄压器活塞直径（cm）

l—蓄压器活塞行程（cm）

由于蓄压器的作用，当系统中产生漏损时，重锤将使储存的液体排出，以维持其压力不变。此方法理论上可在漏损量不大于V的时间内保持压力不变。实际上由于摩擦力影响将产生一些误差。因此设计上应注意蓄压器运动部分的导向和力求减少密封圈的摩擦，还须有上限位液压安全装置，以免在电气失灵时重锤被油压推出去。

蓄压器有多种结构形式。如弹簧式蓄压器，空气式（又分隔离或非隔离式）蓄压器等，这些蓄压器可根据允许的压力降可靠地设计出所要求的结构尺寸来。

（二）泄压方法

如前所述，保压时由于主机弹性变形和油的可压缩性，因而储存了相当的高压流体。因此，保压完成后如何泄压（即控制其泄压速度）是必须考虑的问题。实践已证明，若泄压过快，将引起剧烈的冲击、振动和惊人的声音，甚至会因水锤现象而使管路和阀门破裂。这问题在大型液压机中愈加重要。目前所采用的泄压回路有如下几个方法：

1. 利用回程高压油控制上腔保压的可控单向阀，完成泄压和回程排油。前述之大部分系统中大都采用此法（如图5—26等）。此法最为简单，目前应用也很广。但是，此方法在主泵流量较大时，利用回程之主压力控制上腔的可控单向阀泄压过程中，上腔压力还来不及泄完，下腔即已上高压，使可控单向阀中卸载阀和主单向阀被同时顶开，造成油缸上腔突然泄压，瞬时排油量太大，同时由于此时下腔已上高压，而上腔突然泄压，势必造成活塞向上的冲击现象。因此，当主泵流量较大时，采用此法泄压是不恰当的。在较小型液压机或主泵流量较小时用此法是可行的。

2. 利用控制油压控制可控单向阀泄压

此方法需要考虑的问题有：第一，有保压压力时泄压至允许的最低压力能自动发出回程动作讯号；第二，若保压压力变化或根本没有保压，能及时发出回程讯号动作，以保证不浪费工作循环时间；第三，泄压过程主泵必须仍处于空循环位置；第四，结构简单，通用性大，等等。

据此，我们已设计和使用了一套QF1预泄换向阀（图5—28），满足了上述要求，并应用于Y28—630双动薄板冲压液压机Y₃₂—200四柱万能液压机等产品中。

从图5—28中可见，预泄换向阀包括泄压用可控单向阀1；由保压压力控制的控制油路可控单向阀2（此二阀为基本元件）；防止泄压完成后泄压油路继续排油的二位三通换向阀3；主阀右侧排油阀4；自回中心时作吸油用单向阀5。用这一套组合阀可控制，只有B腔压力泄至略小于控制油压 p_c 时主阀才开始换向，达到了低压换向目的。换向后同时截止B腔排油。

3. 利用单独泄压阀延时换向

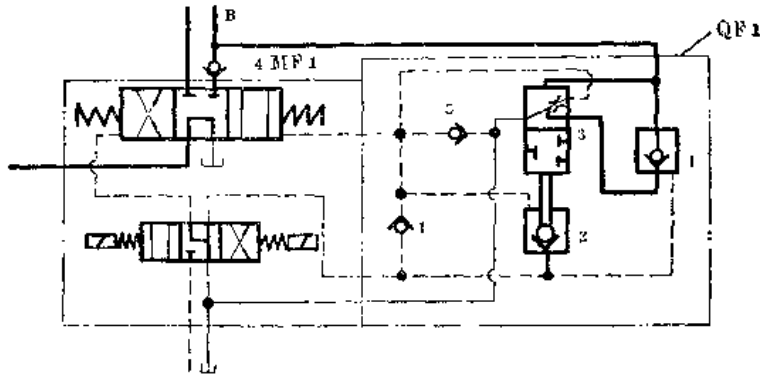


图 5-28 用 QF1 预泄换向阀泄压原理图

在有些系统设计中，采用了单独泄压元件（如图 5-29 系统中之 211）。当泄压时 1CT 切断，使保压泵 2 空循环，上腔油经 211 泄压，利用节流阀 2L 调节泄压速度，通过电气延时一定时间后，发出讯号使 2CT 动作，活塞回程。此方法，从泄压过程来说，不能满足不同保压压力下泄到零值时立即自动迅速转换。换句话说，不管上腔压力多少，都得延长固定的时间后才能转换。

4. 利用被顺序阀控制的回程压力实现泄压过程。

在我厂新设计的一些液压机中，应用了用顺序阀控制回程压力再去控制保压的可控单向阀实现泄压过程，实践证明这一方法是可行的。其原理如图 5-30。

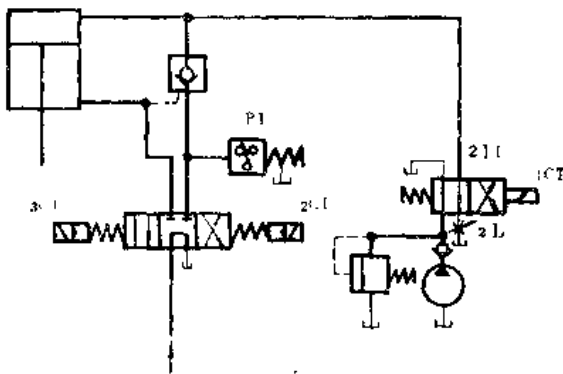


图 5-29 用单独泄压元件系统原理图

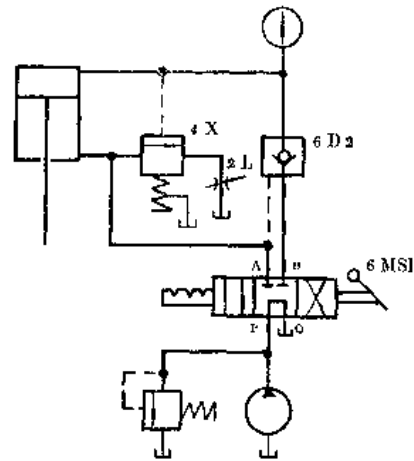


图 5-30 用顺序阀控制泄压原理图

当保压完成后，搬动三位四通滑阀 6MS1 手柄至回程位置，即 PA 通、BO 通。此时，由于上腔保压的压力将顺序阀 4X 阀芯顶起而形成通路。因此上腔压力未泄压时，高压泵流量可经顺序阀 4X 和节流阀 2L 流回油箱，由于 2L 之节流作用，此时之回油压力（可调至 20 公斤/厘米²左右）不足以使活塞回程，而只能经控制油管控制上腔保压之可控单向阀 6D2 的控制口，顶开 6D2 中部之卸载阀，这样，上腔由于系统弹性储存之高压流体经 6MS1 之 BO 通道泄回油箱，实现了泵在低压运转状态下使上腔泄压。当上腔压力降至低于顺序阀 4X 之调定压力（以回程不产生振动和噪音为宜。现在一般均调至 20~40 公斤/厘米²）时，顺序阀阀芯在弹簧作用下回位，切断泵之低压循环，压力将进一步上升，并打开 6D2 之主阀，使活塞回程。

六、静止时下滑问题和空负荷循环问题

(一) 下滑问题

在立式液压机中，静止时存在自动下滑的可能性。这是不好的，下滑太快还有危险。下滑的原因，是油缸下腔之油液漏损所造成。因此，设计时必须考虑支承系统的漏损。

在强制下行的系统中，一般采用锥阀式或滑阀式单向顺序阀，有时也利用可控单向阀和单向顺序阀的组合支承系统。其原理见图 5—31。

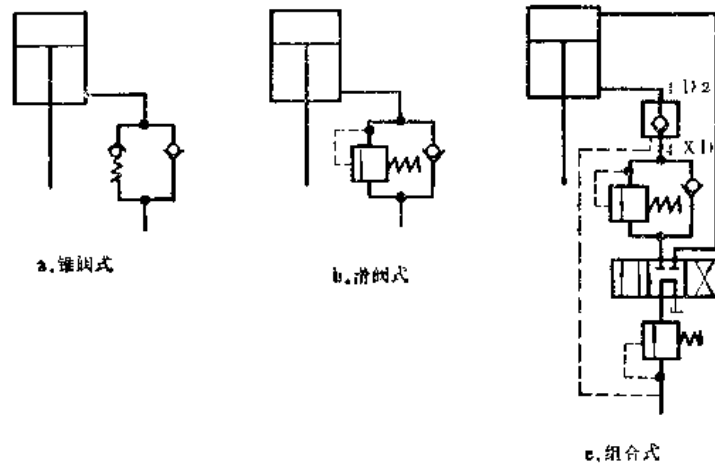


图 5—31 停车支承系统原理图

锥阀式因无配合间隙，不易漏损，故支承效果较好，但支承压力较小，对流量变化太敏感，而且易产生哨声。我厂采用的※XD型单向顺序阀即为锥阀式结构。

滑阀式与锥阀式单向顺序阀相反，其优点为对流量变化适应性强，无噪音，支承压力可以做得较大，因此被广泛采用。其主要缺点是由于滑阀不可避免地有间隙，造成漏损，致使活塞有微量下滑现象。

为了克服上述缺点，有的设计采用组合式支承系统（图 5—31 c）。即利用可控单向阀 4D2（均为锥阀式结构）保证密封，防止在自重作用下产生下滑，起到支承作用。这一方案综合锥阀式和滑阀式的优点，使用可靠，其缺点为结构比较复杂。滑阀式单向顺序阀 4XD 的作用是在活塞下行时，使下腔造成背压，防止活塞因自重而下落，实现强制下行。

在利用自重实现快速下行的系统中，则只利用可控单向阀做为静止时支承，以防止油缸下腔漏损产生的下滑。例如图 5—4 所示系统中就是利用 4D2 可控单向阀实现停车支承的要求。

(二) 空负荷循环问题

在液压系统中常用下述两种方法：

1. 主滑阀中间位置 PO 通路保持空循环。如用 M 型、K 型、H 型等机能的阀芯。一般系统系采用此法。

2. 利用电磁溢流阀空循环。在多缸共用一个油源时，往往采用这个方法（参见图

5-11)。由于电磁溢流阀动作速度较快，若主换向阀动作滞后，将产生瞬时上高压的现象，因此必须使主换向阀的换向时间较溢流阀压力回升时间为短。以消除换向过程产生的困油现象。

此外，还有一些其它方法，如用单独一个电液动滑阀控制，或两个主换向阀中间位置串联（例如Y₃₂-200四柱万能液压机）实现空循环等等。

七、控制系统的选择

目前各种阀采用电动控制和电液动控制两种。也有用气动控制的，但是目前用的不多。随着科学技术的发展，也许在不久的将来，会出现如像射流元件等新型控制系统。当前还是电动和液动控制应用比较普遍。

（一）电动控制

采用电动滑阀的优点，是不需要控制油压且动作迅速。但电磁铁每一公斤推力之重量和体积都太大，故只能用于小型换向阀中。

（二）电液动控制

此法最为常用。控制油压的来源常用三种方式得到：①主油路减压；②用低压齿轮泵；③主油路直接控制。具体选用时，应考虑控制油路功率损失、换向速度和可靠性。

第一种方法：主油路减压得到控制油压 p_c 。其原理见图 5-32，需要有顺序阀 2X、减压阀 2J，有时还要低压安全阀（此处用 2Y 代用），此方法优点为不用另外的电机或双出轴电机和低压泵。似乎比较简单，换向后功率损失也不大，但需要高压减压阀和顺序阀系统，由于高压元件价格较贵，总成本未必合算。另外，顺序阀和减压阀在高压下停留时间较长时容易产生误动作。

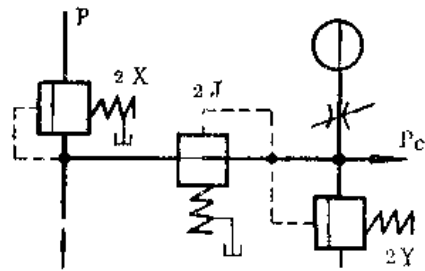


图 5-32 用主系减压的控制系统原理图

此法功率损失由两个方面考虑，即空负荷循环时，主泵功率损失和换向后减压系统的漏损造成的功率损失。

空负荷循环时主泵功率损失为：

$$\Delta N = \frac{p_c \cdot Q}{612} \quad (\text{KW})$$

可见，功率损失 ΔN 与主泵流量成正比。若以最小控制压力 $p_c = 10$ 公斤/厘米² 计算，则有：

Q	10	25	40	63	100
ΔN	0.164	0.41	0.65	1.03	1.64

在主阀换向加压过程中，功率损失取决于减压阀和控制油路的漏损。设主油路的压力为 $p = 320$ 公斤/厘米²，2J 减压阀和控制油路漏损 $\Delta q = 1$ 升/分，则：

$$\Delta N = \frac{320 \times 1}{612} = 0.52 \text{KW}$$

换向速度将有:

$$V = \frac{Q}{6F} \times 10^3 (\text{mm/sec})$$

式中: Q——主泵流量(l/min)

F——主阀芯截面积(cm²)

以通径1 1/2"滑阀为例。设: Q = 25升/分, 阀芯直径为50毫米, 阀芯行程为18毫米, 则 F = 0.785 × 5² = 19.6厘米², 换向速度 V = 213毫米/秒。换向时间 ≈ 0.1秒。对一般系统此速度已足够了。

利用此控制系统的缺点为电机起动时有负荷, 对于排出泵内积存之空气也将带来一些困难; 另外在高压下连续运转时, 顺序阀和减压阀均容易产生不能回位的问题, 使用不大可靠。一般在主泵工作在 Q ≤ 40升/分, P ≤ 200公斤/厘米²条件下采用这一方案。

第二种方法: 用齿轮泵作控制油压。其系统如图5—33, 设齿轮泵为: Q_c = 25升/分, P_c = 10公斤/厘米², 则所需功率为:

$$N = \frac{P_c \cdot Q_c}{612} = \frac{10 \times 25}{612} = 0.41 \text{KW}$$

此系统具有恒定的功率损耗。由于电动机和低压齿轮泵价格均较高压阀门便宜, 而且系统工作可靠, 故应用很广。

第三种方法为主油路直接控制。其系统如图3—34。

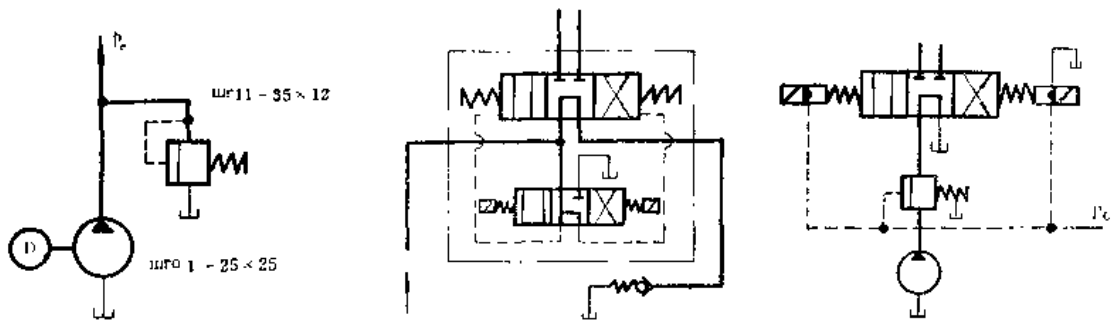


图5—33 用齿轮泵做控制油压系统原理图

a, 主泵回路加单向阀 b, 主泵出口加顺序阀

图5—34 用主油路自身控制系统原理图

图5—34a所示是利用P型先导控制阀, 主阀用液压强制对中结构。其最小控制压力为3公斤/厘米², 故只需一个开启压力为3.5公斤/厘米²的单向阀装于主泵排油管路中, 即可实现换向动作。其优点为换向简单、主阀换向可靠、省去控制油管、空循环压力也较低。缺点为主阀采用液压强制对中、阀体较长、结构较复杂, 高压时漏损较大(每阀有1~5升/分左右), 特别是高压时先导阀漏损较大, 因此, 功率损失也较大, 此结构在主油路最大工作压力在200公斤/厘米²以下时, 还可以采用。

图5—34b为利用顺序阀不经减压直接作控制油压。此方法可省去减压阀和控制油

压力表等元件，其功率损失与第一种方式一样，而高压时的损失与图 5—34a 之系统差不多。也适用于主油路系统压力 ≤ 200 公斤/厘米² 以下。再高也可用，但不经济，而且可靠性会降低（先导阀有时不能复位，主阀芯也有不能复位现象）。

最后还应着重说明：系统中各单独动作是总动作循环有机的一环。选择确定时，必须仔细考虑各动作如何转换和采用什么方法，使之有机地联系起来。各动作间的转换通常采用压力控制、行程控制和时间控制三种方式，在多缸系统中再详细说明。

第四节 多缸系统设计

一、多缸驱动同一执行机构的同步问题

在大台面液压机或有细长工作台的液压机单滑块传动中，使用单缸传动梁时受力显著恶化，至使结构刚度降低，甚至因负荷不平衡而明显歪斜，以至别劲。这时一般采用多缸传动，以克服上述缺点。如某汽车厂大梁压制成型专用液压机，公称压力为 1100 吨，六缸传动，下顶式，无导向，各柱塞上端球铰联接，各缸并联，自重回程。示意图见图 5—35。其上行时产生很大歪斜。但由于压制行程很短，虽然不大理想，但还可以使用。

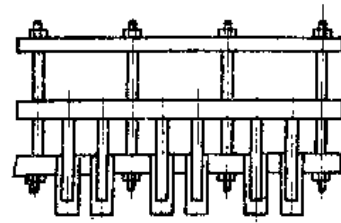


图 5—35 下顶式多缸传动液压机示意图

可见多缸传动同一执行机构时，必须考虑同步问题。一般采用下述几个方法，可供参考。

（一）机械同步装置

可用加长滑块导向长度以达到平稳运行。如我厂 400 吨研配液压机导向即较长。但偏心载荷将使滑道产生较大的侧应力。主机设计时应进行验算。因此，此办法仅适于偏心载荷较小的场合。

另外，可利用齿轮机构达到同步，见图 5—36。此办法同步精度取决于齿轮、齿条啮合精度和扭轴之刚度，而偏载下扭轴将承受扭力矩 M ，其值为：

$$M = \frac{1}{2} \cdot \frac{D}{l} \cdot P \cdot e (\text{kg} \cdot \text{m})$$

式中：D——齿轮节圆直径（mm）

e——载荷偏心矩（mm）

l——齿条跨距（m）

P——载荷（kg）

例如，杭州红卫化工厂制造的 5200 吨油压机，两个滑块，每一滑块长 8 米，8 缸驱动，在滑块两端点，装有齿轮齿条机构，以实现同步。因此液压系统设计即可视为单缸传动系统，使系统设计大大简化。

在设计上，可以采用齿条运动，或将齿轮轴装于滑块上，而齿条固定于机身上，这

要根据具体结构决定。

有些液压机设计还利用连杆机构实现同步，其结构原理见图 5—37。

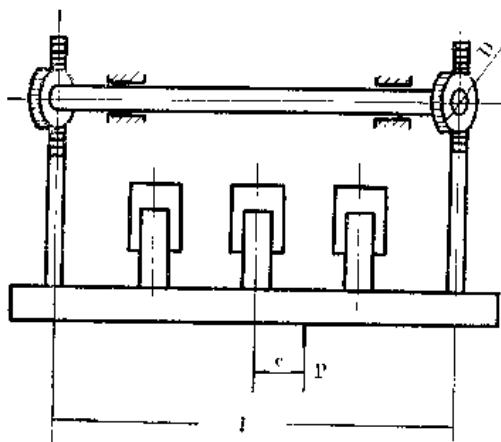


图 5—36 用齿轮机构的机械同步系统原理图

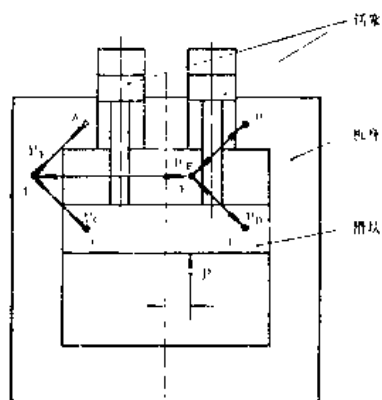


图 5—37 用连杆机构的同步系统示意图

当活塞驱动滑块下行时，连杆EF将向右移动。由于ABFE和CDFE均为平行四边形，故从运动关系上CD线必然始终与AB线平行。当以偏心距为 e 、压力为 P 加压时，连杆EC、FD作用于滑块C、D铰支点上，产生一反力矩，与偏心力矩 Pe 相平衡，这一力矩通过连杆作用于机身之A、B铰支点上。同步连杆机构的同步精度取决于四连杆长度的一致性和轴承的配合间隙，制造上比较困难，也不大美观，但它可以承受较大的偏心载荷，并简化液压系统，同步精度也比较稳定。

(二) 液压同步系统

1. 用流量控制阀

在各缸排油路内加节流阀，控制其排油量（见图 5—38）以达到近似同步。此方法同步受流量控制阀的灵敏度（一般在 5~10% 以上）、温度变化和负荷不平衡影响均较大，一般只能达到大体上的同步。

2. 油缸串联法（图 5—39）

若两缸公称压力相等，因此上缸左腔进油量为 Q 时，上缸右腔排油量仍为 Q ，并输送给下缸左腔的流量仍为 Q ；若工作面积完全相等，则前进速度将完全相等。当然必须以两缸面积完全相等、系统为刚性、液体不可压缩和系统不渗漏为条件。而这些因素不

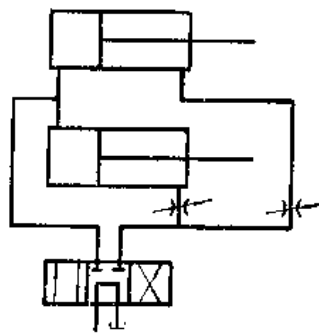


图 5—38 用流量控制阀的同步系统

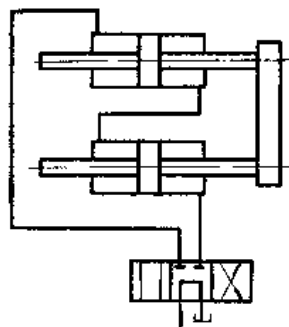


图 5—39 用串联油缸的同步系统原理图

可避免会有误差，因而影响同步精度（若要求比较严格，则需另加补油系统）。此方法系统很简单，偏心载荷下也能保证同步，是其很大优点。但是由于串联，油缸在差压作用下工作，因此相同压力下比并联油缸所能输出的压力将小一倍。

3. 用液压伺服机构控制

伺服机构的工作原理为：当两缸同步性有误差时，通过敏感元件将此误差放大输送给两缸流量控制伺服滑阀，改变其输油比例，使它们的同步性误差减小，并复原至原始位置。最简单的同步系统如图 5—40，其位移敏感元件用齿轮差动机构实现。

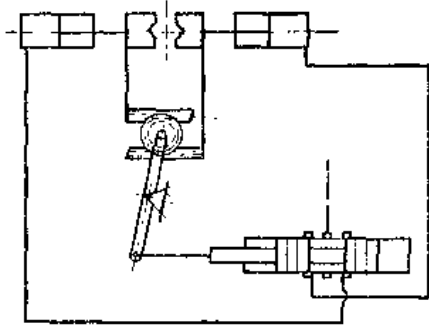


图 5—40 用伺服阀控制的同步系统原理图

若右端柱塞向左运动快了，则齿轮中点也向左运动，通过杠杆使下面伺服滑阀阀芯右移，使右缸供油减少，左缸供油增加，保证同步（有相同的速度和位移）。此工作原理也可适用于双向压制原理中。

同步的精度取决于位移误差传感环节的放大倍数和伺服滑阀的特性，故具体设计时应仔

二、有两个或两个以上的执行机构的系统设计

（一）动作控制方式

在液压机设计中，只有一个滑块的系统所完成的动作均较简单。有的工艺往往要求两个或多个执行机构。如四柱液压机有主缸和顶出缸；粉末冶金液压机有上、下缸和辅助加料油缸；打包液压机有合盖、第一级压缩、第二级压缩和侧门油缸。这些执行机构均按一个工艺循环中所规定的动作顺序（即动作线图所规定的程序）工作，因此除了考虑单缸系统单独动作以外，还须考虑各执行机构采用什么方式联系起来，使它们按照预定的程序工作。目前常用的有三种方法，即：压力控制、行程控制和时间控制。现分别叙述如下：

1. 压力控制

一般地说，凡是必须在前一执行机构（或动作）到达规定的工作压力时，后一执行机构（或动作）开始动作的相互关系中应采用压力控制。

例如我厂设计制造的金属打包液压机和侧式粉末冶金液压机的动作转换均采用压力控制。

图 5—41 为利用单向顺序阀达到两缸具有固定顺序的驱动。

若有时需要满足图 5—41 所

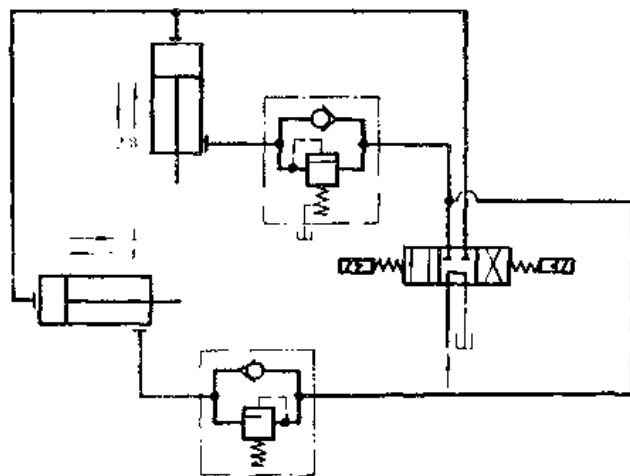


图 5—41 用单向顺序阀控制油缸先后动作原理图

示顺序，有时又要有单独动作的各种方式，则可采用压力继电器 P1 发讯控制，如图 5—42。并通过电器选择线路达到任意的组合。但需要的元件也就增多了。

在单缸传动系统中也广泛采用压力控制，如快速变慢速、加压完毕进入保压状态等很多系统也用压力顺序控制。

2. 行程控制

凡是要求前一执行机构（或动作）到达预定位置时，后一执行机构（或动作）再开始动作的相互关系中应采用行程控制。

例如单缸系统中快速下行要求达到一定位置时，就要求减速，大多采用行程节流阀，或行程限位开关。

多缸系统中，如 ZY79—160 全自动粉末制品液压机中（见图 5—9），上滑块下行至 611XC，即开始减速。送料器辅助油缸前进或后退等均用行程控制。

3. 时间控制

凡是要求前一执行机构（或动作）到规定时间后，另一执行机构（或动作）再开始动作的相互关系中，就应采用时间控制。

例如我厂液压机保压动作，需持续保压到规定时间后再开始发讯回程，即采用时间继电器控制。

我厂设计之 1000 克热熔塑料注射机，采用了我厂试制成功的具有先进水平的多路晶体管时间继电器，控制各执行机构的很多动作。

时间控制的方式中，各执行机构相对位置的准确性取决于速度是否正确。

除了压力、行程和时间三种方式用于动作间转换的发讯讯号外，有些地方还可用温度自动调节机构。如必须加热到规定温度再开始压制的动作转换中，就可以采用温度继电器发讯。

（二）系统设计的其它问题

1. 过渡过程可能出现的误动作和解决方法

实际上我们已常常遇到这种问题，在液压系统原理图上看，动作关系是符合要求的，但在动作转换的过程——即过渡过程中，由于事先缺乏分析（当然有时认识和分析这方面有很多困难）而产生不希望的动作。例如，我们常见的泄压过程产生振动；YB32—100 四柱液压机回程停止时，上滑块的“点头”问题；原 Y_A92—315 轮轴压装液压机压至压力继电器 JP 规定的压力停止电机运转时，高压泵高速反转，电液动滑阀换向太慢，使换向过程泵产生瞬时增压等现象都发生在动作转换过程中，并带来很多的麻烦。因此我们设计系统中不但要仔细分析动作完成后油路是否合理，而且应力求把每一个动作转换中（即各阀和控制元件的动作过程中）相互配合关系进行分析。我们希望对这类

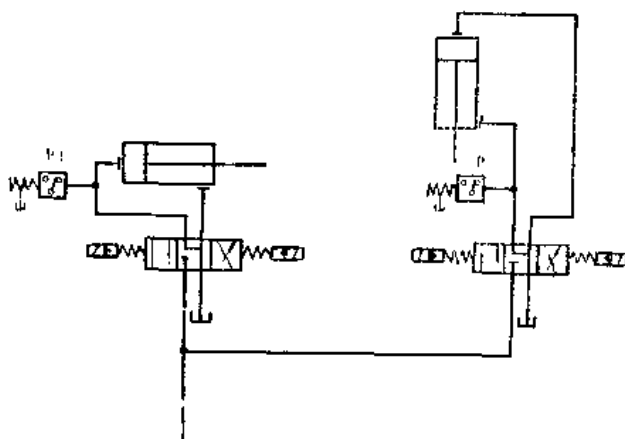


图 5—42 用压力继电器控制的系统原理图

问题引起足够的重视，并在实践中不断总结经验。下面仅对几个问题进行分析讨论。

(1) 空循环过渡到动作时，泵的增压现象：

产生这种现象的原因是，过渡过程中油泵排出之油液发生所谓“困油”现象，造成增压。一般说来有两种原因：其一为换向阀设计不当，换向过程中各腔均闭死，如图5—43所示；其二为参与换向过程之两个（或两个以上）动作先后不协调，先切断了空循环，后换向，产生“困油”。如图5—44所示。

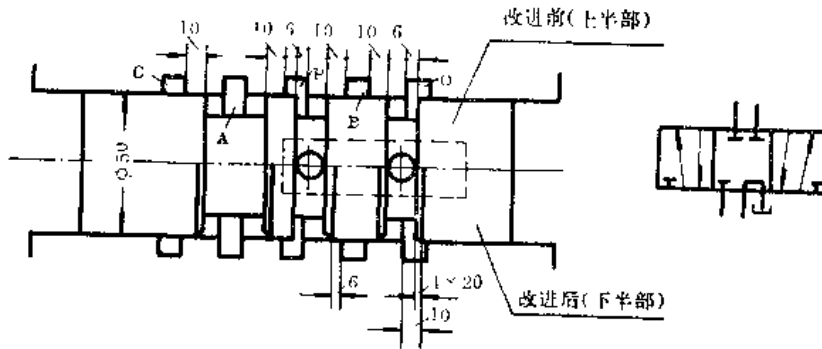


图5—43 滑阀过渡过程的“困油”和消除方法

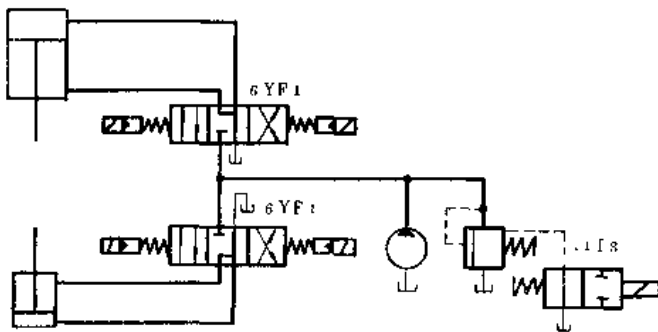


图5—44 换向过程可能产生“困油”的系统原理图

图5—43为Y_A71—250塑料制品液压机所用之6F3阀芯结构示意图。上半部为改进前之结构（原理图见图5—6）。阀芯行程为16毫米，封油尺寸为10毫米，开口量为6毫米。可以看出：若阀芯向左运动，移动6毫米时，PO即封闭，但此时PA、BO均仍然有4毫米封闭区（10—6=4毫米）。此时，油泵之

排油与A、B、O均不通，产生“困油”。若控制油流量为 $Q_c = 16$ 升/分，阀芯直径 $D = 50$ 毫米，油泵从P口输入量 $Q = 150$ 升/分，则困油时间为：

$$t = \frac{S}{\frac{Q \times 10^3}{6 \times 0.785 D^2}}$$

$$= \frac{3}{\frac{25 \times 10^3}{6 \times 0.785 \times 5^2}}$$

$$= 0.029 \text{ sec}$$

在 t 秒内油泵排油量将为 ΔV

$$\Delta V = \frac{Q \times 10^3}{60} \cdot t$$

$$= \frac{150 \times 10^3}{60} \times 0.029$$

$$= 72.5\text{cm}^3$$

可以看出 ΔV 之油液由于不能从滑阀配合间隙排出必然造成增压，使液体压缩和管路系统膨胀。其增压值与封闭液体之总容积和管路系统弹性有关。这一问题已在 Y_A71—250 塑料制品液压机试验过程所解决：将换向滑阀阀芯各有关台阶倒 $4 \times 20^\circ$ 倒角（如图 5-43 下半部分）即消除了困油现象。

图 5-44 为双缸系统，若控制油路油量不足，换向时 1L3 先动，空循环被切断，而 6YF1 又未完成转换动作，仍在中间 P 腔闭死状态，也将产生“困油”。

前者可用阀芯作成零位封闭，或开泄荷斜坡方法解决，消除“困油”现象。后者可用 1L3 延时起动，增大控制油流量和适当提高控制油压，使 6YF1 快速换向方法解决。

(2) 动作后过渡到静止位置时产生失去控制的现象：

以我厂 Y_A92—315 轮轴压装液压机压制到压力继电器发讯后停止电动机时，发生的高压泵高速反转现象进行分析。此系统液压原理图见图 5-45。

原设计要求 1CT 动作后加压至 P₁ 发出讯号，切断电动机和系统的供电。在 6MF3 的弹簧作用下自动回中间位置，没有设置 4D1。从原理上看似乎是“合理”的，因为泵打出的高压油只能单向地经 4X 导至 6MF3，反过来是不通的。但是在电机停止过程中 6MF3 在高压下，弹簧回位很慢，整个参与加压过程的油路还处于高压，4X 此时必然仍为通路。因此油缸左腔压缩的高压油液急速反流，轴向泵变成了液压马达飞速反转。压力也就急骤下降。这种反流对泵的冲击是十分有害

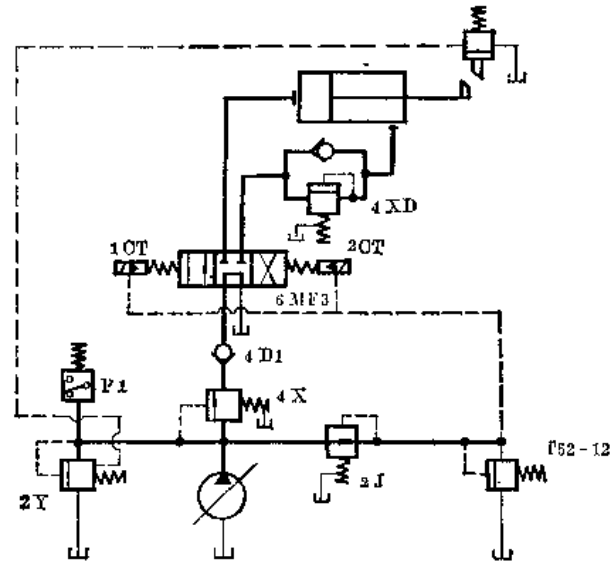


图 5-45 Y_A92—315 轮轴压装液压机液压原理图

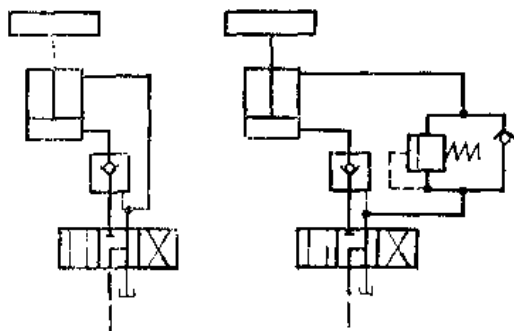
的。因为泵在高速正转下突然变为高速反转，在惯性力作用下很容易使零件损坏，并且产生吸空现象，破坏油膜形成。因此，我们增加了 4D1 单向阀使之截止反流，此现象即消失。

2. 控制油压不稳定产生动作不稳定

例如图 5-46 下顶式传动中，图 5-46(a) 系统换向回程时，油缸上腔必须有压力（下腔必须有相当的压力）才能打开单向阀。但可控单向阀一打开，下腔就会因为自重下滑使上腔压力消失，可控单向阀就失去了控制，又复关闭。如此关闭了又打开，反复动作，始终不能过渡到稳定之回程动作。若用图 5-46 (b) 所示的方案，增加单向顺序阀即可保证有稳定的控制压力，故静止转换为回程时，动作也将是稳定的。

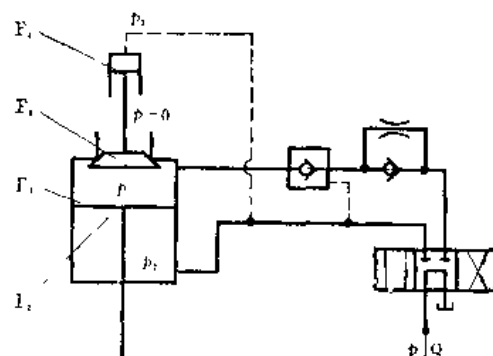
3. 系统中各阀选择不当，动作不能实现

例如图 5-47 系统中，若充液阀和泄压回路设计不当，将不能实现迅速的快速回程。



(a) 回程时不稳定 (b) 回程时稳定

图 5-46 控制油压不稳定和消除方法



F_1 ——油缸上腔面积
 F_2 ——油缸下腔面积
 F_3 ——充液阀阀口面积
 F_4 ——控制活塞面积

图 5-47 充液阀受力简图

加压过程完结时有:

$$p_1 = p \quad p_2 = 0$$

从打开充液阀口之力平衡条件, 可以得出下列关系:

$$p_2 \cdot F_4 > p_1 \cdot F_3$$

$$\text{即 } \frac{p_2}{p_1} > \frac{F_3}{F_4}$$

回程时, p_2 逐渐升压至 p 值, 若可控单向阀打开后通过节流孔排油量较小, 上腔油压最多泄压至:

$$p_1 = \frac{F_2}{F_1} \cdot p_2$$

代入上式, 得打开充液阀之条件为:

$$\frac{F_1}{F_2} > \frac{F_3}{F_4}$$

若充液阀设计不能满足上述条件时, 就不能实现快速回程。

图 5-45 中压制限位滑阀, 泄 2Y 油压也将使回程动作不能实现, 有改进的必要(改进办法是限位滑阀之进油口改接至主阀 1CT 端的端部, 只泄加压控制油压)。

4. 漏损可能产生的爬行和解决方法

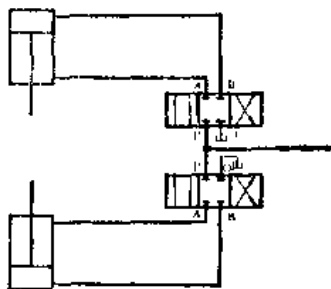


图 5-48

设计的液压系统必须进一步分析每一动作路线中液压升高时, 由于阀和密封的泄漏对其它部分产生的影响。

例如图 5-48 系统, 上缸做高压下行时, 通过 P 腔会有高压漏油导入下缸 A、B 腔, 使下缸活塞向上爬行, 以至升压。若上缸加压时间较短漏损不大的话, 还可以允许。否则下缸之换向阀就应选用 Y 型阀芯 (即 A、B、O 通路), 将漏损油导回油箱, 以消除由于漏损产生的爬行现象。

我厂生产的 Y 81-100 金属打包液压机侧门油缸及 Y 71

—63塑料制品液压机均曾出现过类似的现象，试制后相应改变了油路，也可说明对系统泄漏应引起足够的重视。QF1预泄换向阀（图5—28）中，试制后改用二位三通阀杆，其作用之一是克服因2号和4号锥阀阀口封闭不严产生漏油引起的主阀爬行。

第五节 系统中各元件的确定

我们根据动作线图和主要技术规格设计出一个液压系统原理图方案之后，还必须根据动作特点，确定泵的流量、压力、电动机功率和选择合适的元件，最后对主要技术规格进行校核。

现以Y_A71—250塑料制品液压机的系统原理图为例，将程序说明如下：

（一）已知条件

1. 液压原理图（见图5—6）；
 2. 运动部件总重（设2000kgf）；
 3. 主要技术规格：
- | | |
|--------|--------------------|
| 公称压力 | $P = 250t$ |
| 回程压力 | $P_r = 100t$ |
| 低压下行速度 | $V_1 = 60mm/sec$ |
| 低压回程速度 | $V_2 = 60mm/sec$ |
| 高压下行速度 | $V_{1p} = 2mm/sec$ |
| 高压回程速度 | $V_{2p} = 4mm/sec$ |

（二）设计程序

1. 确定油缸直径D

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi p}} \times 10 \quad (mm)$$

式中：D——油缸直径（mm）
 P——公称压力（kgf）
 p——液体工作压力（kgf/cm²）

现有 $p = 300kgf/cm^2$ $P = 250,000kgf$

$$\therefore D = \sqrt{\frac{4 \times 250,000}{\pi \times 300}} \approx 316mm$$

取标准直径 $D = 320mm$ ，但由于厂内已有 $\phi 325mm$ 的密封圈，故决定取 $D = 325mm$ 。

2. 确定柱塞直径

有两个原则：第一按公称压力P与回程压力P_r之比K_p选择，则有：

$$K_p = \frac{P}{P_r} = \frac{0.785D^2 p}{0.785(D^2 - d^2) \cdot p}$$

化简得：

$$d = \sqrt{\frac{K_p - 1}{K_p}} \cdot D \quad (mm)$$

式中: d ——柱塞直径 (mm)

D ——油缸直径 (mm)

K_p ——公称压力与回程压力的比值

$$\text{现有 } K_p = \frac{250}{100} = 2.5; \quad D = 325\text{mm}$$

$$\therefore d = \sqrt{\frac{2.5-1}{2.5}} \times 325 = 251 \text{ mm}$$

但若根据 K_p 选择, 要保持上、下行程速度均等 (这是本液压机主要技术规格所要求的), 系统就太麻烦, 故可按第二种原则, 即按下行速度 V_1 与回程速度 V_2 的比值 (设泵为恒流系统差动快速下行) K_v 选择, 则有:

$$K_v = \frac{V_1}{V_2} = \frac{0.785(D^2 - d^2)}{0.785d^2}$$

化简得:

$$d = \sqrt{\frac{1}{K_v + 1}} \cdot D \quad (\text{mm})$$

式中: K_v ——差动下行速度与回程速度的比值

d ——柱塞直径 (mm)

D ——油缸直径 (mm)

$$\text{现有 } K_v = \frac{60}{60} = 1 \quad D = 325\text{mm}$$

$$\therefore d = \sqrt{\frac{1}{1+1}} \times 325 = 230\text{mm}$$

现在是按速度比值 K_v 选择, 我厂已有 $\phi 230\text{mm}$ 密封圈, 故选定为 $d = 230\text{mm}$ 。

很容易证明 K_v 、 K_p 有下列关系:

$$K_p = \frac{1}{K_v} + 1$$

3. 确定泵之输出流量

差压式传动中, 下行时油缸需油量:

$$V_1 = \frac{Q}{6 \times 0.785 \times d^2} \times 10^3 \quad (\text{mm/sec})$$

$$\therefore Q = 6 \times 0.785 \times d^2 \times V_1 \times 10^{-3} \quad (\text{l/min})$$

式中: D 、 d 单位均取 cm

V_1 单位 mm/sec

$$\text{现有 } D = 32.5\text{cm} \quad d = 23\text{cm} \quad V_1 = 60\text{mm/sec}$$

$$\therefore Q = 6 \times 0.785 \times 23^2 \times 60 \times 10^{-3} = 150\text{l/min}$$

泵的输出流量还应考虑漏损, 特别是高压时, 原则上:

$$Q = Q_p + \sum \Delta Q_i$$

式中: Q ——泵输出总流量 (l/min)

Q_p ——在压力为 p 时要求之流量 (l/min)

$\Sigma \Delta Q_i$ ——参与高压之各元件在公称压力时的泄漏量 (l/min)

现为高低压组合式，高压泵的流量应为：

$$Q_{HP} = Q \cdot \frac{V_{2P}}{V_2}$$

式中： V_{2P} ——高压回程速度 (mm/sec)

V_2 ——低压回程速度 (mm/sec)

若不考虑各阀泄漏，则有 $Q_p = Q = 150$ l/min

$$\therefore Q_{HP} = Q \cdot \frac{V_{2P}}{V_2} = 150 \times \frac{4}{60} = 10 \text{ l/min}$$

故低压泵流量为：

$$Q_{LP} = Q - Q_{HP} = 150 - 10 = 140 \text{ l/min}$$

式中： Q_{HP} 和 Q_{LP} 分别为高压泵和低压泵流量，单位为l/min。

因此，高压泵选用10SCY14-1手动变量轴向柱塞泵；低压泵选用新设计的140l/min 齿轮泵，完全可以满足主要技术规格的要求。

4. 确定电动机功率

本系统在20kgf/cm²以下，两泵同时工作，此时的功率为：

$$\begin{aligned} N &= \frac{(Q_{LP} + Q_{HP}) \times p}{612 \eta} \\ &= \frac{(140 + 10) \times 20}{612 \times 0.8} \\ &= 6.12 \text{ K W} \end{aligned}$$

式中： η ——泵总效率，取0.8

若压力为300kgf/cm²时，则为高压泵所需功率加齿轮泵的空载功率 N_{L0} （取 N_{L0} 为1.5KW）：

$$\begin{aligned} N &= \frac{p_{HP} \cdot Q_{HP}}{612 \eta} + N_{L0} \quad (\text{K W}) \\ &= \frac{300 \times 10}{612 \times 0.8} + 1.5 \\ &= 6.15 + 1.5 \\ &= 7.65 \text{ K W} \end{aligned}$$

选取JO₂51-4； $N = 7.5$ KW，根据塑料液压机工艺特点，该电机的选用是合适的。

5. 确定各动作时通过主要元件的流量

各动作时通过主要元件的流量，分别列表如下（见132页）。分析此表和选择的元件可以看出基本上是符合要求的。只有快速回程时6F3之BO通道排油流量等于公称流量的一倍半，将会产生较大的阻力，使回程力增加。这一影响是实际回程压力远大于静止时下腔的支承压力的主要原因。

流量 / 型号	7D2	6 XD1	6 F3	6 D	2 X	6 X
快速下行	500	150	※ PB150 ACB150	140	10	0
慢速下行(最大)	10	5	PB 10 AC 5	0	10	140
快速回程	300	150	PA 150 BO 300	140	10	0
慢速回程(最大)	20	10	PA 10 BO 20	0	10	140

注：PB表示从P口至B口通过之流量，余同。

6. 确定支承压力

$$\text{支承压力 } p_0 = \frac{G}{0.785(D^2 - d^2)} \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

式中：G——运动部件重量 (kgf) D——油缸直径 (cm)

d——柱塞直径 (cm)

现有 G = 2000kgf D = 32.5cm d = 23cm

$$\therefore p_0 = \frac{2000}{0.785(32.5^2 - 23^2)} = 4.82 \text{kgf/cm}^2$$

支承压力 $p_0 \approx 5 \text{kgf/cm}^2$ ，但回程压力高达 18~20kgf/cm²，其原因是回程时排油背压较大；密封圈和导向套等产生的摩擦损失较大。但其回程压力仍在齿轮泵工作压力范围以内，所以选择的元件还是可以的。

7. 确定管路尺寸

管路尺寸决定于允许的流速和工作压力，一般按下式近似决定：

$$V = \frac{Q}{6 \times 0.785d^2} \quad (\text{m/sec})$$

式中：V——管路流速 (m/sec，数据选择参阅第一章)

Q——通过的流量 (l/min)

d——管路内径 (cm)

允许的工作压力 p 按下式决定：

$$\sigma = \frac{pd}{2S} \leq [\sigma] \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

式中：σ——管壁应力 (kgf/cm²)

p——液体工作压力 (kgf/cm²)

d——管路内径 (mm)

S——管路壁厚 (mm)

[σ]——管材许用应力 (kgf/cm²)

为应用方便，现将一般使用规范列表如下，以供参考。(流速按 $V \approx 3.3 \text{m/sec}$ 计算)

公称直径		流量 Q l/min	钢管外径 D mm	钢管壁厚 δ			焊接钢管		无缝钢管 冷态半径 R mm
公制 mm	英制 in			≤ 320 kgf/cm ²	≤ 160 kgf/cm ²	≤ 80 kgf/cm ²	D mm	δ mm	
2.5			4	1	1	0.5			
3			6	1.4	1	0.5			
4			8	1.5	1	0.5			
6	1/8"	6	10	2(1.5)	1	0.5			50
8	1/4"	16	14	2	1.5	1			70
10	3/8"	25	18	2.5	1.5	1	17	2.25	75
15	1/2"	40	22	3	2	1.5	21.25	2.75	75
20	3/4"	63	28	4	2.5	2	26.75	2.75	90
25	1"	100	34	5	3	2	33.45	3.25 4	100
32	1 1/4"	160	42	6	4	2.5	42.75	3.25 4	130
40	1 1/2"	250	50	7	4.5 (5.5)	3	48	3.5 4.23	150
50	2"	400	63	7	5	3.5	60	3.5 4.5	190
65	2 1/2"		75	10(7)	6	4			
80	3"		90	12	7	4.5			
100			120	14	8	5			

注：R指管子之中心线冷态半径。

8. 确定油箱有效容积 V

$$V = K \cdot \Sigma Q + \Sigma V_c \quad (1)$$

式中：K——系数；取 K = 2 ~ 5 (min)

ΣQ ——各泵每分钟流量之和 (l/min)

ΣV_c ——各油缸最大存油量 (l)

9. 系统总效率

由于主机运动部件之摩擦损失和液压系统元件漏损产生高压流量损失，因此必然使输出功率较输入功率低。但是详细分析机械效率和容积效率是比较困难的，往往利用测试方法加以判别总效率。可用下式计算：

$$\eta = \frac{P \cdot V}{102 \cdot \Sigma N}$$

式中： η ——系统总效率

P——液压机公称压力 (t)

V——在公称压力下执行机构高压压制速度 (mm/sec)

ΣN ——机器总输入功率 (kW)

例如, Y₇₁-250塑料制品液压机 $P = 250t$ $V = 2\text{mm/sec}$ $\Sigma N = 7.5\text{KW}$

$$\therefore \eta = \frac{250 \times 2}{102 \times 7.5} = 0.65$$

实际上高压压制速度小于 $V = 2$ 毫米/秒, 实际效率还低。若有连续加压要求, 则应考虑系统泵阀选择问题, 这也是有些系统采用锥阀控制, 以减少阀之漏损提高系统总效率的原因。

附录 1：液压系统图图形符号

1. 本标准规定的图形符号，适用于绘制以液压油作工作介质的机器液压传动原理图 and 控制系统原理图。

2. 本标准仅规定液压系统图中各种液压元件的基本符号，以及一部分常用的有关其他装置的符号。

符号的组合及系统图的绘制示例见附录。

3. 符号只表示元件的职能、连接系统的通路，不表示元件的具体结构和参数，也不表示从一个工作状态转到另一工作状态的过渡过程。

4. 符号不表示系统布管的具体位置或元件在机器中的实际安装位置。

5. 符号均以元件的静止位置或零位置表示，当系统的动作另有说明时，可作例外。

6. 符号在系统图上的布置，除有方向性的元件符号（如油箱、仪表等）外，根据具体情况可转动 90° 、 180° 或 270° 绘制，但不得将可调性箭头向下倒置。








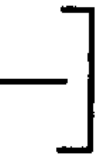




7. 元件的名称、型号和参数（如压力、流量、功率、管径、滤油精度等），一般在系统图的零件表中说明，必要时可以标注在元件符号旁边。














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

9. 符号的大小以精晰美观为原则，根据图纸幅面的大小斟酌处理，但应适当保持图形本身的比例。













10. 本标准中所列文字记号、液压名词术语，不属于本标准规定的内容。若与将来发布的国家标准不一致时，应遵守相应国家标准的规定。






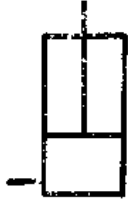


一、管 路 及 连 接

项 目	名 称	符 号	项 目	名 称	符 号
1.1	工作管路		1.7	软管	
1.2	控制管路		1.8	油流方向	
1.3	泄漏管路		1.9	排气装置 注：排气口必须朝上 绘制	
1.4	管路连接点 注：直径近似5倍标 准实线宽		1.10	通油箱管路	
1.5	连接管路		1.10.1	油管端部在袖面之上	
1.6	交错管路		1.10.2	油管端部在袖面之下	


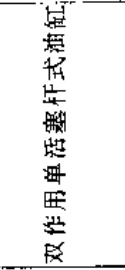
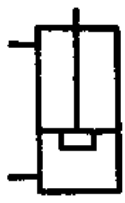
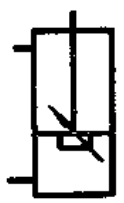


项目	名称	符号	项目	名称	符号	项目	名称	符号	项目	名称	符号
1.11	堵头		1.13.4	带二个单向阀的快速接头组		1.14	回转接头		1.13.1	没有单向阀的快速接头	
1.12	压力接头		1.14.1	有一条通路的花转接头		1.14.2	有三条通路的花转接头		1.13.2	带单向阀的快速接头	
1.13	快速接头		1.15	伸缩接头							
1.13.1	没有单向阀的快速接头										
1.13.2	带单向阀的快速接头										
1.13.3	带一个单向阀的快速接头组										

二、油 泵、油 马 达 及 油 缸

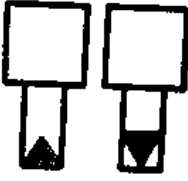

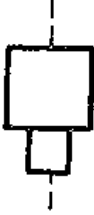



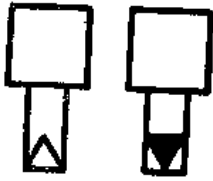






项 目	名 称	符 号	项 目	名 称	符 号
2.1	定 量 油 泵		2.3	定 量 油 马 达	
2.1.1	单 向 定 量 油 泵		2.3.1	单 向 定 量 油 马 达	
2.1.2	双 向 定 量 油 泵		2.3.2	双 向 定 量 油 马 达	
2.2	变 量 油 泵		2.4	变 量 油 马 达	
2.2.1	单 向 变 量 油 泵		2.4.1	单 向 变 量 油 马 达	
2.2.2	双 向 变 量 油 泵		2.4.2	双 向 变 量 油 马 达	


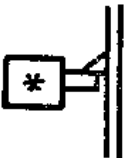
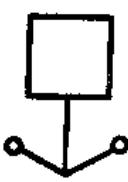








2.5	摆动油马达 (摆动油缸) 注: 回转角小于360°			项目	名称	符号	号
2.6	油泵油马达机组			2.6.4	双向变量油泵和定量油马达机组		
2.6.1	单向定量油泵和定量油马达机组				双向变量油泵和变量油马达机组		
2.6.2	单向变量油泵和定量油马达机组			2.7	单作用油缸		
2.6.3	单向变量油泵和变量油马达机组				单作用柱塞油缸		
				2.7.1	单作用单活塞杆式油缸		
				2.7.2	单作用伸缩式套筒油缸		
				2.7.3	单作用伸缩式套筒油缸		

三、控制方式



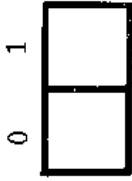
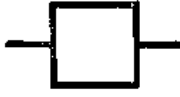
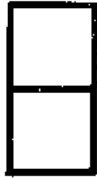
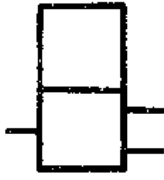
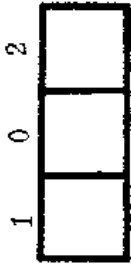
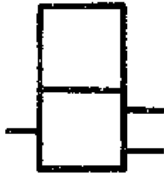

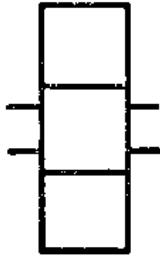
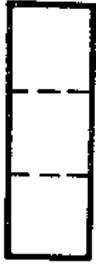

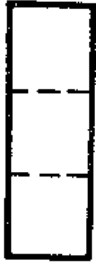

项目	名称	符号	符号
2.8	双作用油缸		3.1
2.8.1	双作用单活塞杆式油缸		3.1.1
2.8.2	双作用带不可调缓冲式油缸		3.1.2
2.8.3	双作用带可调缓冲式油缸		3.1.3
2.8.4	差动油缸		3.2
2.8.5	双作用双活塞杆式油缸		3.3
			3.4
			3.4.1

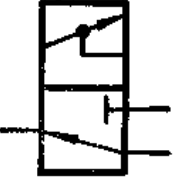
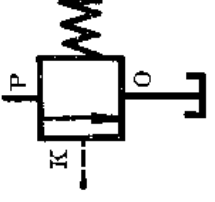
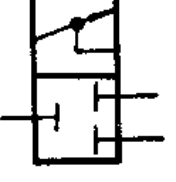
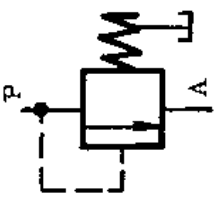
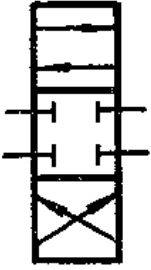
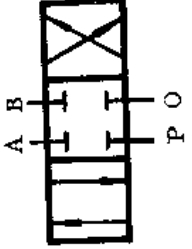


续

项目	名称	符号	项目	名称	符号
3.4.2	先导液压控制 注：上图为压力控制 下图为卸压控制		3.6	电磁力控制	
3.4.3	液压差动控制 注：差动活塞的小端， 画成小方框		3.6.1	单线圈电磁铁控制	
3.4.4	压力·位移比例控制		3.6.2	双线圈电磁铁控制	
3.5	气动控制 注：上图为气动压力控制， 下图为气动卸压控制		3.6.3	差动电磁线圈控制	
			3.7	电动机控制	
			3.7.1	单向回转交流电动机控制	
			3.7.2	双向回转直流电动机控制	
			3.8	油马达控制	
			3.8.1	单向回转油马达控制	

项目	名称	符号	项目	名称	符号	项号
3.8.2	双向回转油马达控制		3.11.2	锁紧机构 注: *表示锁紧机构方式		
3.9	离心力控制		3.11.3	弹跳机构		
3.10	复合控制		3.11.4	机械反馈机构 注: 在元作符号号上下边各加一平行线, 在平行线内上部或下部用虚线和反馈机构连接		
3.10.1	电磁-液压控制		3.12	其他控制机构 注: *表示控制方式		
3.10.2	手动-电磁控制					
3.11	辅助机构					
3.11.1	定位机构 注: 缺口数量和深度定位, 缺口数量和深度而定					



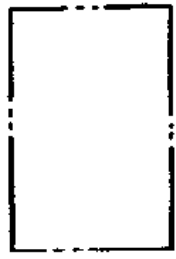


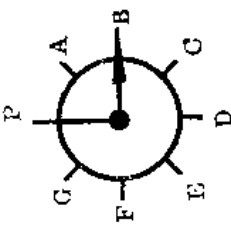

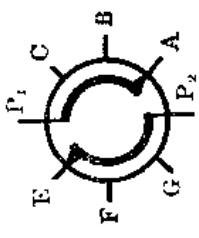

四、阀的基本符号和规则

项目	名称	符号	项目	名称	符号
4.1	阀的基本记号		4.3.2	三位置阀 注：过渡位置用虚线隔开	
4.2	多位置阀		4.4	阀的位置及管路连接	
4.2.1	二位置阀		4.4.1	二通调节阀的连接	
4.2.2	三位置阀 注：调节位置按阿拉伯数字顺序		4.4.2	二位三通阀的连接	
4.2.3	五位置阀 注：多于三位的工作位置，在三位阀右面顺序列出		4.4.3	三位四通阀的连接	
4.3	阀的过渡位置		4.5	阀的内部通道及流向	
4.3.1	二位置阀 注：用虚线表示中间过渡位置		4.5.1	常闭式二通调节阀	

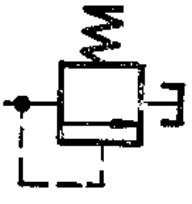
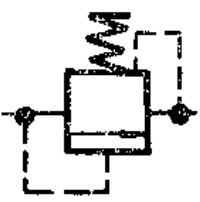
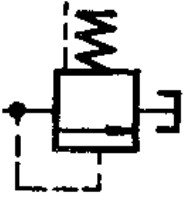
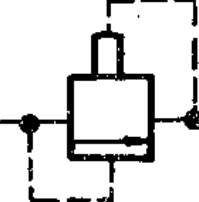
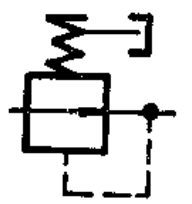
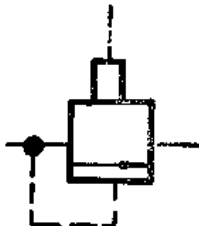
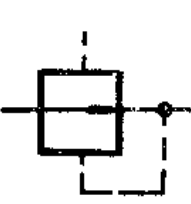
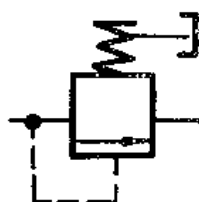
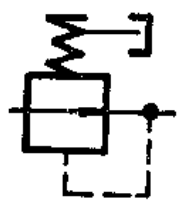
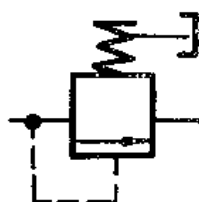
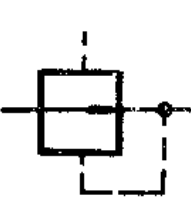
项目	名称	符号	符号	名称	项目
4.5.2	阀内连通油路		4.6.1	远程控制卸荷阀	
4.5.3	阀内封闭油路		4.6.2	直接控制顺序阀	
4.5.4	三位四通阀中间位密封		4.6.3	三位四通阀	
4.6	阀的通路标志	<p>压力腔——P及P₁, P₂, ...</p> <p>回油腔——O及O₁, O₂, ...</p> <p>工作腔及二次压力腔——A, B, C, ...</p> <p>油压控制腔——K及K₁, K₂, ...</p> <p>泄漏油腔——L及L₁, L₂, ...</p>	4.7	阀的调节位置	
			4.7.1	二通常闭式调节阀	
				注：上图为止位置，下图为工作位置	

续

项目	名称	符号	项目	名称	符号
4.7.2	二通常开式调节阀 注：上图为止位置 下图为工作位置		4.7.4	二位四通阀的调节 (过渡位置半开式) 注：上图为止位置 中图为过渡位置 下图为工作位置	
4.7.3	二位三通阀的调节 (过渡位置封闭式) 注：上图为止位置 中图为过渡位置 下图为工作位置		4.8	阀的代号表示法 注：用阿拉伯数字表示 重复出现的符号	
			4.8.1	单独阀门	
			4.8.2	阀组	
			4.9	固定符号	

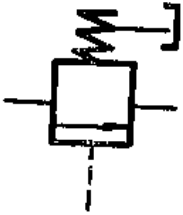

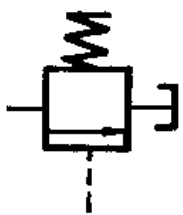



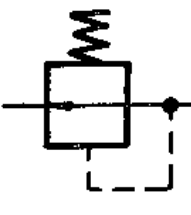



项目	名称	符号	项目	名称	符号
4.10	可调性符号		4.13	转阀管路连接内部通道、流向及标志 注：图为二位四通转阀	
4.11	组合件范围线		4.14	转动分配阀基本符号	
4.12	多位置转阀基本符号 注：调节位置按阿拉伯数字顺序		4.15	转动分配阀管路连接通道、流向及标志 一路转动分配阀	
4.12.1	二位置转阀		4.15.1	二路转动分配阀	
4.12.2	三位置转阀		4.15.2		

五、压 力 控 制 阀

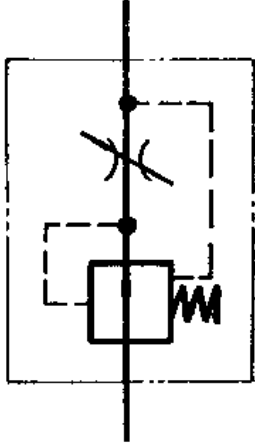
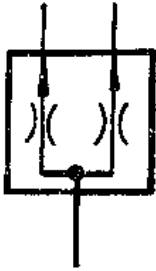
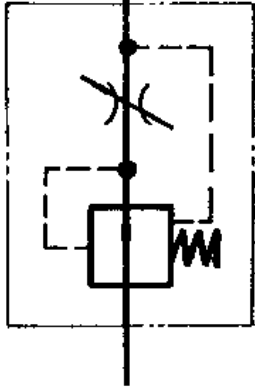
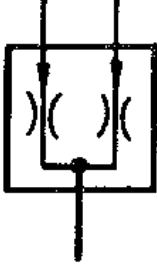
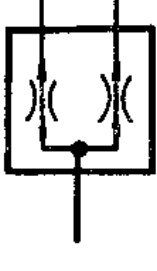
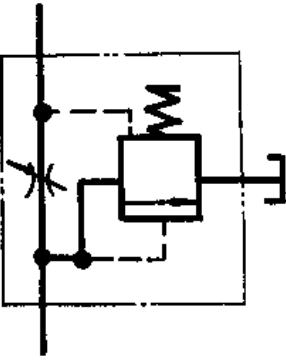
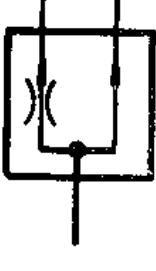
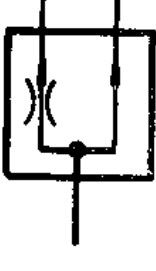
项 目	名 称	符 号	项 目	名 称	符 号
5.1	溢流阀 (定压阀、 安全阀)		5.2.3	定差减压阀	
5.1.1	直接控制溢流阀		5.2.4	定比减压阀	
5.1.2	远程控制溢流阀		5.3	定比压力阀	
5.2	减压阀		5.4	顺序阀	
5.2.1	定压减压阀		5.4.1	直接控制顺序阀	
5.2.2	远程控制减压阀				

六、流量控制阀

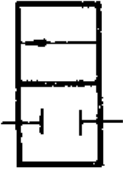

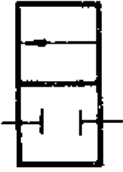

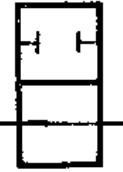

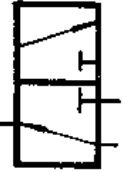
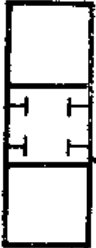


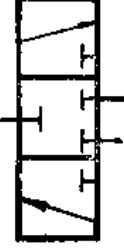

续

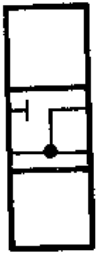
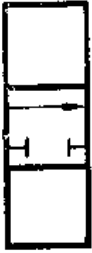






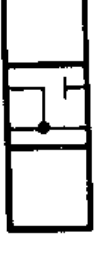
项目	名称	符号	项号	名称	符号	项号
5.4.2	逆程控制顺序阀			节流元件		6.1
5.5	卸荷阀		6.1.1	固定节流器		
			6.1.2	节流孔板		
			6.1.3	可变节流器		
5.6	限压切断阀		6.2	节流阀		
			6.2.1	固定式节流阀		
			6.2.2	可调式节流阀		

续







项 目	名 称	符 号	项 目	名 称	符 号
6.3	流量调节阀		6.4	分流阀	
6.3.1	串联式流量调节阀		6.4.1	出口分流阀	
		注：上图为详细符号 下图为简化符号	6.4.2	进口分流阀	
6.3.2	分路式流量调节阀		6.4.3	双向分流阀	
		注：上图为详细符号 下图为简化符号	6.4.4	单路稳定分流阀	

七、方 向 控 制 阀









项 目	名 称	符 号	项 目	名 称	符 号
7.1	二位二通阀		7.5	三位四通阀	
7.1.1	常闭式二位二通阀		7.6	三位四通阀中间位置 内部通路连通形式	
7.1.2	常开式二位二通阀		7.6.1	A B 连接 (U 型)	
7.2	二位三通阀		7.6.2	中间封闭 (O 型)	
7.3	二位四通阀		7.6.3	P A B O 连接 (H 型)	
7.4	三位三通阀		7.6.4	A B O 连接 (Y 型)	

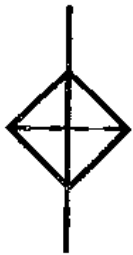



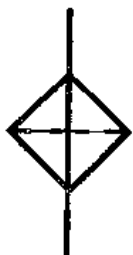


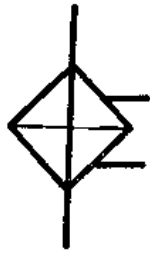



项目	名称	符号	项目	名称	符号
7.6.5	PAO连接 (K型)		7.6.10	BO连接 (J型)	
7.6.6	PO连接 (M型)		7.6.11	PA连接 (G型)	
7.6.7	PABO半开启动连接 (X型)		7.6.12	AO连接 (N型)	
7.6.8	ABO半开启动连接 (YX型)		7.7	单向阀	
7.6.9	PAB连接 (P型)		7.7.1	单向元件	
				注: 与其他元件组合使用	

续














项目	名 称	符 号	项 目	名 称	符 号	号
7.7.2	一般单向阀		7.9	转 阀		
7.7.3	液压控制单向阀		7.9.1	二位三通转阀		
7.8	手动截止阀		7.9.2	一位四通转阀		


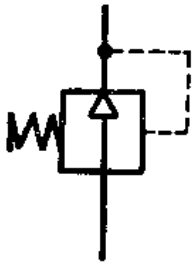









八、附件和其他装置

项目	名称	符号	项 目 号	项 目 号	名称	符 号	号
8.1	油箱			8.2.2	重锤蓄压器		
8.1.1	开式油箱			8.2.3	非隔离式气体蓄压器		
8.1.2	充压油箱			8.2.4	隔离式气体蓄压器		
8.2	蓄压器			8.3	增压器		
8.2.1	弹簧蓄压器						


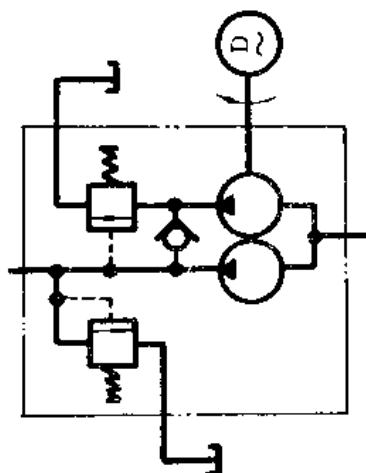
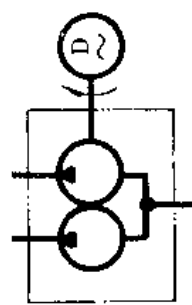
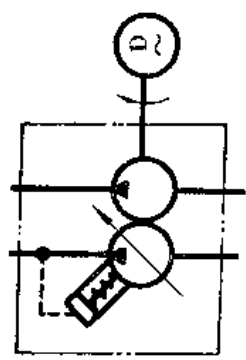
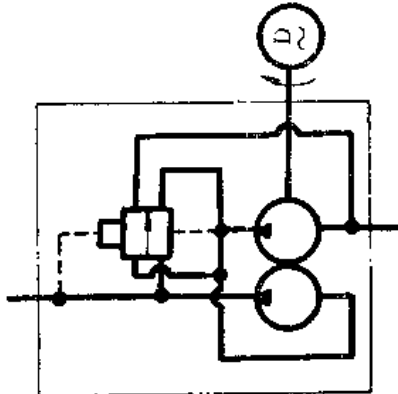
项目	名称	符号	项目	名称	符号
8.4	油温调节器		8.7	滤油器	
8.5	管路加热器		8.7.1	粗滤油器及滤油网	
			8.7.2	精细滤油器	
		注：上图带加热介质通道的符号 下图为简易符号	8.8	压力继电器	
8.6	冷却器		8.9	电动机	
		注：上图带冷却介质通道的符号 下图为简易符号	8.9.1	交流电动机	
			8.9.2	直流变速电动机	

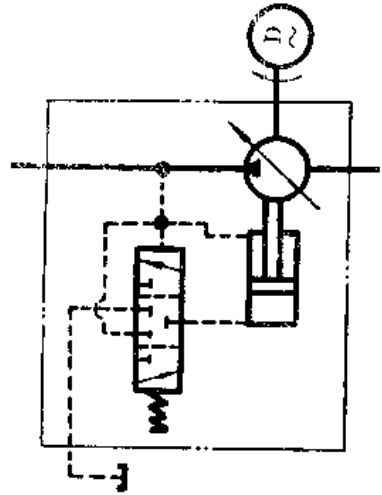
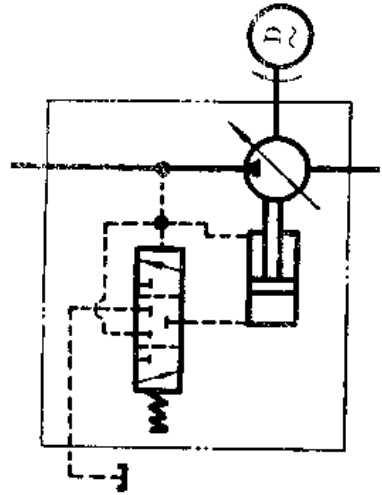
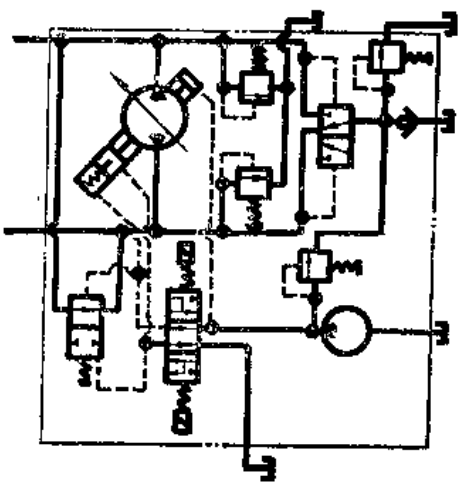

续

项 目	名 称	符 号	项 目	名 称	符 号
8.10	其他原动机 注：本表表示原动机的种类名称		8.13	真空表	
8.11	压力表		8.14	流量计	
8.11.1	指针式压力表		8.15	温度计	
8.11.2	带远程发送器的指针压力表		8.15.1	直读温度计	
8.11.3	带电接触点的指针压力表		8.15.2	带电接触点温度计	
8.12	单指针式差压表		8.16	转速表	
			8.17	扭矩仪	

项 目	名 称	符 号	项 目	名 称	符 号
8.18	记录仪		8.20.4	空气调压器	
8.19	其他仪表 注：*表示仪表的名称		8.20.5	润滑油器	
8.20	气动装置		8.20.6	分水器	
8.20.1	空气压缩机		8.20.7	消音器	
8.20.2	气动马达		8.21	其他装置 注：*表示装置的名称	
8.20.3	真空泵				

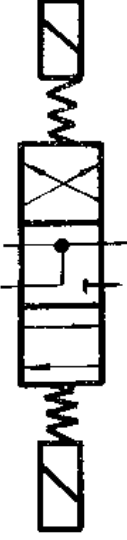
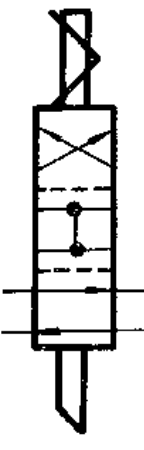
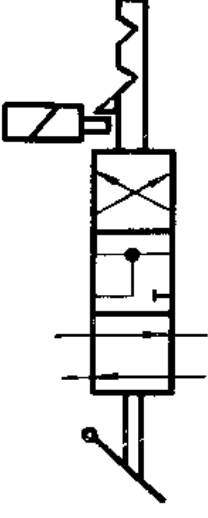
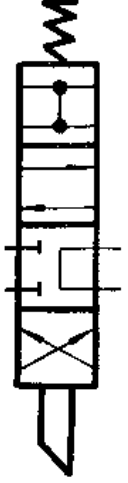
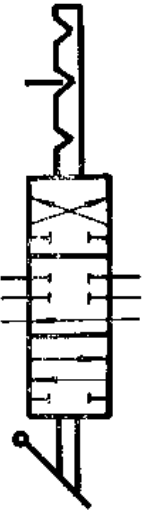
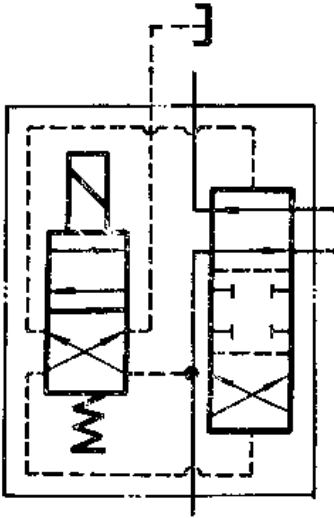
基本符号的典型组合示例

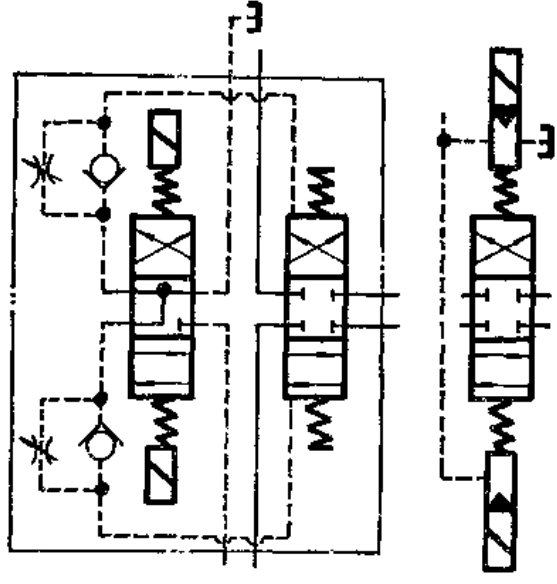
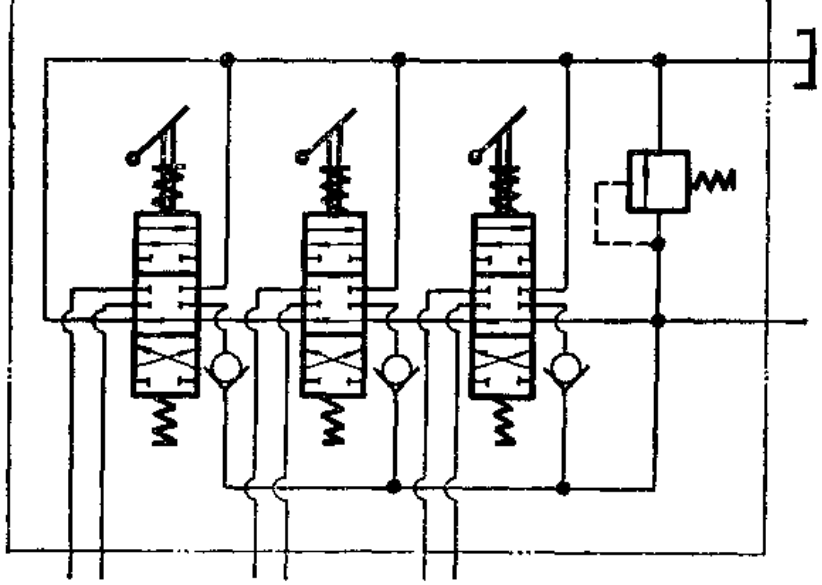
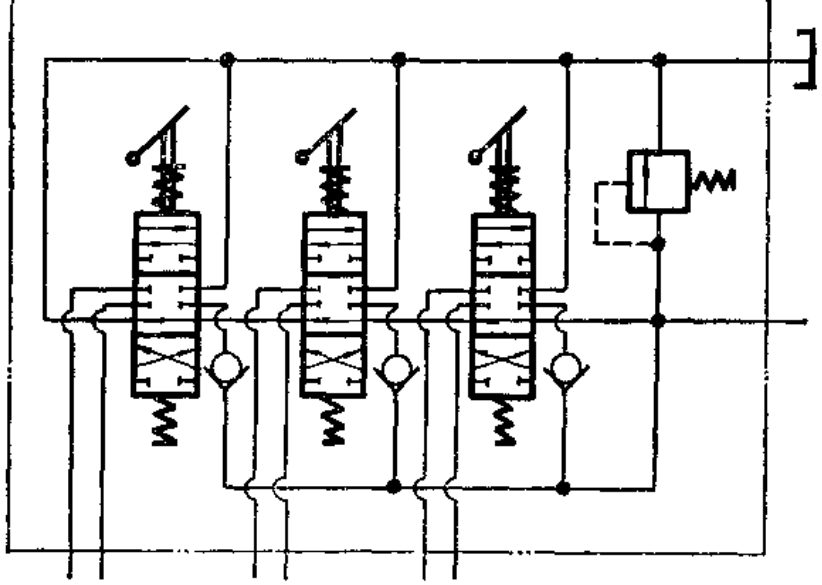
序号	名称	示例及说明	序号	名称	示例及说明
1	手摇油泵		4	复合定量油泵	 <p>注：二只油泵并联，带单向阀，合供时，高压油泵先供油，低压油泵即停。</p>
2	双联定量油泵	 <p>注：二只油泵具有公共进油口</p>	5	压力补偿变量泵及定量的双联泵	
3	双级定量油泵	 <p>注：二只油泵油路串连为二倍，每一只定比油泵到简化符号，下圈为筒化符号。</p>			

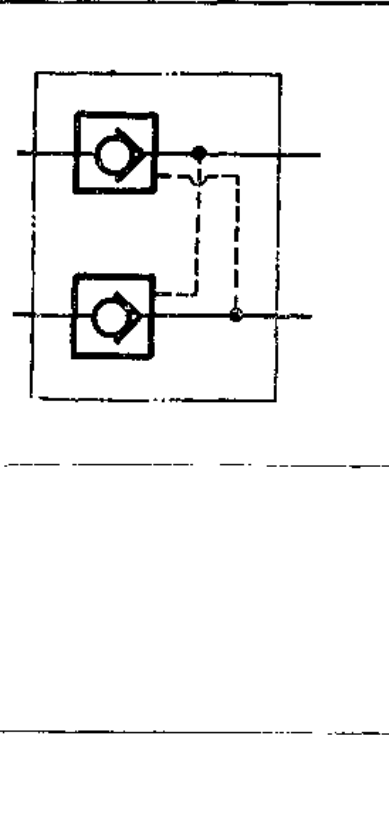

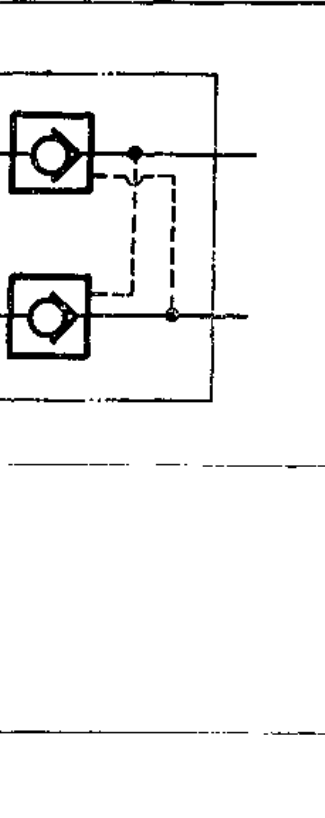
序号	名称	示意图及说明
6	定压变量油泵	
7	伺服控制变量油泵	 <p>注：手动控制机械反馈，电液伺服控制油源</p>
8	电磁控制三位变量油泵	 <p>注：上图为J113型径向柱塞泵的细节符号 下图为简化符号</p>
9	溢流阀远程控制	

续

序号	名称	示例及说明	序号	名称	示例及说明
10	带单向阀的定压减压阀		13	单向节流阀	
11	带单向阀的远程控制顺序阀		14	三位四通手动换向阀	
12	带单向阀的减压阀		15	二位四通电磁换向阀(带溢流位, 过渡位置封闭式)	
			16	液动三位四通阀(PA/PB连接)(H型)	

序号	名称	示意图及说明
17	三位四通电磁换向阀(弹簧复位) ABO连接(Y型)	
18	机械控制二位四通阀(带中间位置跳机构)	
19	手动三位四通阀(带电磁锁紧机构) 注: 图示为工作位置	
20	机械控制四位四通阀	
21	手动三位六通阀(三个位置定位)	
22	电磁液压二位四通换向阀(主阀过流位置密封)	 <p data-bbox="1173 784 1268 974">注: 上图详细绘制, 下图为简化绘制</p>

序号	名称	示例及说明	示例及说明
23	带阻尼器的电磁三通液基换向阀	 <p data-bbox="1013 1713 1157 1825">注：上图为例 详细法 下图为 简化制</p>	
24	手动三通换向阀（带溢流阀）		

序号	名称	示例及说明	字 号	名称	示例及说明
25	双路油压自锁阀		27	三位四通转阀	
26	二位四通转阀				<p>注：图为机械控制</p>
					<p>注：图为手动控制</p>

附录 2：常用计量单位和换算关系

一、常用计量单位的名称和代号

名称	单 位	代 号	换 算 关 系	名称	单 位	代 号	换 算 关 系	
长 度	米	m		力	公斤力	kgf (KG)	9.8 N	
	厘米	cm	$10^{-2}m$		克力	gf	0.0098 N	
	毫米	mm	$10^{-3}m$		应力与压力	公牛顿/米 ²	N/m ²	
	微米	μ	$10^{-6}m$			公斤力/厘米 ²	kgf/cm ²	$9.8 \times 10^4 N/m^2$
面 积	平方米	m ²		公斤力/毫米 ²		kgf/mm ²	$9.8 \times 10^6 N/m^2$	
	平方厘米	cm ²	$10^{-4}m^2$	毫米汞柱		mmHg	133.3 N/m ²	
	平方毫米	mm ²	$10^{-6}m^2$	毫米水柱	mmH ₂ O	9.8 N/m ²		
体 积 和 容 积	立方米	m ³		大气压	atm	$1.013 \times 10^5 N/m^2$		
	立方厘米	cm ³	$10^{-6}m^3$	工程大气压	at	$9.8 \times 10^4 N/m^2$		
	立方毫米	mm ³	$10^{-9}m^3$	功	焦耳	J	N·m	
	升	L	$10^{-3}m^3 = 1000cm^3$		公斤力-米	kgf·m	9.8 J	
	毫升	mL	$10^{-6}m^3$		千瓦小时	KW·h	$3.5985 \times 10^6 J$	
时 间	秒	s (sec)			磅力-呎	lbf·ft	$0.1383 kgf·m = 1.355 J$	
	分	min	60s		功 率	千瓦	KW	102 kgf·m/s
	小时	h	60min	公斤力-米/秒		kgf·m/s	9.8 W	
平 面 角	弧度	rad	$\approx 57.3^\circ$	马力(公制)		PS	75 kgf·m/s	
	度	°	$\pi/180 rad$	“(英制)		HP	76 kgf·m/s	
	分	'	$\pi/(180 \cdot 60) rad$	瓦		W		
	秒	"	$\pi/(180 \cdot 60 \cdot 60) rad$	温 度	摄氏	°C	$t = (T - 273)$	
质 量	公斤	kg			绝对	°K	$T = (t + 273)$	
	克	g	$10^{-3}kg$		华氏	°F	$F = 9/5 \cdot ^\circ C + 32^\circ$	
	吨	t	$10^3 kg$	频 率	赫 芝	Hz		
速 度	米/秒	m/s		动 力 粘 度	泊	P	$10^{-1} N \cdot s/m^2$	
	公里/小时	km/h	0.2778 m/s		厘 泊	CP	$10^{-3} N \cdot s/m^2$	
	呎/秒	ft/s	0.3048 m/s		公斤力-秒/米 ²	kgf·s/m ²	9.8 N·s/m ²	
加 速 度	米/秒 ²	m/s ²		牛顿-秒/米 ²	N·s/m ²			
	厘米/秒 ²	cm/s ²	$10^{-2}m/s^2$	运 动 粘 度	厘 拖	ost		
角 速 度	转数/分	r.p.m	$\pi/30 rad/s$		米 ² /秒	m ² /s		
	转数/秒	r.p.s	$2\pi rad/s$		热 量	千 卡	Kcal	$4.2 \times 10^3 J$
	弧度/秒	rad/s		卡		Cal	$10^{-3} KCal$	
角 加 速 度	弧度/秒 ²	rad/s ²		力 矩	公斤力-厘米	kgf·cm		
力	牛 顿	N			牛 顿-米	N·m		
	吨 力	tf	$9.8 \times 10^3 N$					

二、长度换算

公 制			英 制		
米	厘 米	毫 米	码	呎	吋
m	cm	mm	yd	ft	in
1	100	1000	1.0936	3.28084	39.3701
0.01	1	10	—	0.03281	0.3937
0.001	0.1	1	—	0.00328	0.0394
0.9144	—	—	1	3	36
0.03048	30.48	304.8	0.3333	1	12
0.0254	2.54	25.4	0.0278	0.08333	1

三、面积换算

公 制			英 制		
平方米	平方厘米	平方毫米	平方码	平方呎	平方吋
m ²	cm ²	mm ²	yd ²	ft ²	in ²
1	1000	1000000	1.196	10.7639	1550
0.0001	1	100	—	0.001077	0.1550
0.000001	0.01	1	—	0.000011	0.00155
0.8361	8361.3	836130	1	9	1296
0.092903	929.03	92903	0.1111	1	144
—	6.4516	645.16	—	0.006944	1

四、体积换算

公 制			英 制			
立方米	立方厘米	升	英加仑	美加仑	立方呎	立方吋
m ³	cm ³ (ml)	l	g	wg	ft ³	in ³
1	1000000	1000	220.09	264.20	35.315	—
0.000001	1	0.001	—	—	—	0.061
0.001	1000	1	0.2201	0.2642	0.0035	61.03
0.00454	4543	4.5437	1	1.2003	0.1605	277.27
0.00379	3785	3.7854	6.8331	1	0.1338	231.00
0.02832	28371	28.371	6.2305	7.4805	1	728
0.000016	16.39	0.0164	0.0036	0.0043	0.00058	1

五、重量换算

公 制		英 制		备 注
吨 (t)	公斤 (KG)	英吨 (长吨)	磅 (lb)	
1	1000	0.9842	2204.62	1 英吨(长吨)=1.12美吨(短吨)
0.001	1	0.000984	2.20462	
1.116046	1016.65	1	2240	
0.000454	0.45359	0.000446	1	

六、比重换算

公 制	英 制
克力/厘米 ³	磅力/吋 ³
gf/cm ³	lbf/in ³
1	0.0361
27.679	1

七、压力换算

公斤力/厘米 ²	磅力/吋 ²	大 气 压	0°C时汞柱高
kgf/cm ²	p.s.i	atm	mmHg
1	14.223	0.968	736
0.0703	1	0.06805	51.7408
1.033	14.692	1	760
0.00136	0.01933	0.00131	1

八、流量换算

公 制		英 制	
升/分	毫升/秒	(英)加仑/小时	立方吋/秒
l/min	ml/s (cm ³ /s)	g.p.h	in ³ /s
1	16.6666	13.206	1.0171
0.06	1	0.7923	0.06103
0.07572	1.2621	1	0.07703
0.9832	16.3853	12.982	1

九、功 率 换 算

瓦	千 瓦	英制马力	公制马力	公斤力·米/秒	呎·磅/秒	千卡/秒
W	KW	HP	PS	kgf·m/s	ft·lb/s	KCal/s
1	0.001	0.00134	0.00136	0.102	0.737	0.000238
1000	1	1.34	1.36	102	737	0.238
716	0.740	1	1.014	76	550	0.178
735	0.735	0.985	1	75	541	0.175
9.81	0.00981	0.0131	0.0133	1	7.233	0.00234
1.356	0.00136	0.00182	0.00184	0.138	1	0.000324
4200	4.2	5.6	5.7	427	3090	1