

Dubbel

机械工程手册

(第一卷)

W. Beitz und K.-H. Küttner

张 维 张淑英等 译

清华大学出版社

施普林格出版社

H 液压和气压传动

Hydraulic and pneumatic drives

R. Röper, Dortmund

李师廉 译 张淑英 校

一般文献:

Panzer; Beittler: Arbeitsbuch der Ölhydraulik. 2. Aufl. Mainz: Krausskopf 1968. — Prokeš, J.: Hydrostatische Antriebe mit Standardelementen. Mainz: Krausskopf 1968. — Taschenbücher Ölhydraulik. Mainz: Krausskopf 1973-1976. (TB 1: Grundlagen der Ölhydraulik, TB 2: Grundlagen der Pneumatik, TB 3: Bauelemente der Ölhydraulik, TB 4: Bauelemente der Pneumatik, TB 5: Planung und Betrieb ölhydraulischer Anlagen). — Zoehl, H.: Ölhydraulik. Wien: Springer 1963.

1 流体能量传递的理论基础

Fundamentals of fluid power transmission systems

1.1 流动过程 Flow process

流体(液体或气体)在流动时的比能可用伯努利方程描述:

$$Y_i = E/\dot{m} = h + \frac{u^2}{2} + gz + \int \frac{\partial u}{\partial t} ds.$$

对稳态流动适用连续性方程:

$$\dot{m} = \text{常数} = \rho Au.$$

对不可压缩流体而言 $\dot{V} = Au$.

因此, 流体适于通过能量状态(例如, 压力值)或流量来传递信号以及通过比能在质流中的运送来传递能量.

在稳态流动过程中, 机械能和流体能之间转换按图1(输入参量为正)进行:

$$Y_m = P_m/\dot{m} = Y_{t2} - Y_{t1} \\ = h_2 - h_1 + (u_2^2 - u_1^2)/2 + g(z_2 - z_1)$$

由于 $h_2 - h_1 = \Delta h_{12} = (\Delta h_s)_{12} + P_{v,12}/\dot{m}$ (脚标 s = 等熵线), 比功的可逆部分可表示为

$$(\Delta h_s)_{12} + (\Delta u^2)_{12}/2 + g \cdot \Delta z_{12}$$

而不可逆损失部分可表示为 $P_{v,12}/\dot{m}$.

使用流体变速装置传送能量时, 上式中其余部分同比焓相比均可略而不计. 此时, 比功便可简化为:

$$Y_m = P_m/\dot{m} \approx h_2 - h_1 = (\Delta h_s)_{12} + P_{v,12}/\dot{m} \text{ 或}$$

$Y_m = (\Delta h_s)_{12} \eta_i^{\pm 1}$ (其中 $+1$ 适用于马达, -1 适用于泵), 它可通过状态变化加以表达:

$$\Delta h_{12} = \int_1^2 v dp = \left(\int_1^2 v dp \right)_s + P_{v,12}/\dot{m}$$

(参见H2部分中的图2)

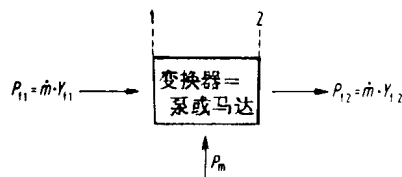


图1. 开环式流动过程示意图

公式参量: Y_i 流体比能(比功), Y_m 比机械功, P_m 机械功率, E 流体能, P_v 功率损失, m 质量, $\dot{m}$ 质量流量, u 流体速度, ρ 流体密度, p 压力, h 比焓, g 重力加速度, z : 大地测量高度, s 流体路径, A 流体截面, $\dot{V}$ 容积流; η_i : 整体效率; v 比容.

采用高能量密度(高压)就可使用小的结构尺寸产生很大的推力或转矩, 从而减少了设备重量(对总传动机构而言 $< 1 \text{ kg/kW}$) 和惯性矩(提高了切换速度). 由于高压下容积流量小就可使用小尺寸的控制装置进行切换而且只引起较低的传递损失(该损失 $\sim \dot{V}$ 或 $\sim \dot{V}^2$), 这些损失如同流动过程

2 H 液压和气压传动

中的损失一样是以压力损失出现的。损失的能量使流体发热(使工作介质的温度升高)。

1.1.1 液体能量传递

Hydraulic power transmission

在液压变速器中采用的油和特殊液体只在很小程度上可以压缩。状态过渡几乎和等容线相等：

$$(\Delta h_s)_{1,2} = v \int_1^2 dp = \Delta p_{12} / \rho.$$

这就是说，所传递的流体功是排出功和压入功之差。流体方程式也得到相应的简化。功率的传递主要是在恒定的流动密度 $\dot{m}$ 或 $\dot{V}$ 下进行：

$$P = dE/dt = \dot{m} \Delta h_{1,2} = \dot{V} \cdot \Delta p_{12} \text{ (直流液压)}.$$

至于使用周期性变动的流量和压力参量工作的交流液压学则尚处在开发阶段。中等工作速度可达 5 m/s。

名 称	压力范围	应用范围
低 压	30 — 50 bar	机床(进给驱动)
中 压	— 170 bar	运输设备 工程机械、车辆驱动
高 压	200 — 450 bar	压力机、夹具、航空 液压装置

在非稳定工作状态下应考虑工作介质的可压缩性。液压油可压缩性的平均值为：

$$\beta = -dV/Vdp = (7-4.5) \times 10^{-5} \text{ 1/bar}$$

适用于压力 20 至 250 bar，油温 20 至 80 °C

非稳定工作状态的计算是很复杂的，这是因为质量、阻力和弹性不是集中而是分散排列的。微分方程是非线性的。通过线性化得到的临界频率近似值误差为 $\pm 20\%$ ，采用矩阵方法可得到较精确的结果^[1]。

1.1.2 气体能量传递

Pneumatic power transmission

气体具有很强的压缩性，由于不同程度的减压膨胀而使工作速度很不均匀。因此，只在一些不

很重要的场合下才用于功率传递(如：小型工具等)。在多变性的状态变化即 $p v^n = \text{const}$ ， $n = 1.3 - 1.35$ 情况下，经常是采用无膨胀的全压工作方式。精确的定位只能通过机械挡块实现。主要应用于夹紧和加压过程。工作速度很高。压力范围的界限要考虑到单级压缩和在较高压力下压缩热的急剧增高等情况。

名 称	压力范围	应用范围
低 压	— 1 bar	控制
高 压	6 — 10 bar	压力机，夹具， 运输器械和工作器械

机床气压进给传动装置的精确调定可以通过并联或串联的液压调节装置实现(气压-液压式)。

1.2 液压系统使用的液体

Hydraulic fluids

工作液体可以是矿物油、含水液体和不含水的合成物。液压油 H，H-L 和 H-LP 都是矿物油，在德国工业标准 DIN 51524 中按 DIN 51519 的粘度等级 $v = 7, 10, 15, 22, 32, 46$ 和 $68 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ (均在 40 °C) 作了标准规定。液压油 H 具有抗老化性，不含添加剂，与 DIN 51517 标准中 C 类矿物油完全相同。矿物油 H-L 含有改善抗高热负荷能力和提高防腐能力的添加剂。HL-P 型油还进一步掺入了改善混合摩擦特性的添加剂。常常采用发动机油 HD，S1 和 S3 作为压力传递液体。

如果在工作现场流出的油可能被点燃(例如冶炼厂、铸造厂、煤炭矿井等)，这时要采用难燃液体。含水的液体由于形成水蒸汽罩而阻止急剧的燃烧。HFB 水-油-乳化液的含水量可达 60%。HFC 水状的聚合物溶液，多是采用聚亚烷基乙二醇水溶液，含水可达 60%。在采用含水液体时考虑到其抗磨性较差应降低其承受的负荷值特别是在滚动摩擦情况下更是如此。HFD 是不含水的液体，其不可燃性由其化学结构所决定，目前只限于磷酸酯类。耐磨性能好。在使用前要检查一下密封装置的耐久性和毒性。

HF 液体的粘度-温度特性不同于液压油的粘

度温度特性(参见附录1,图1)。粘度-压力关系在200 bar以下可忽略不计。油的选择是根据机械零件需要的工作粘度(按生产厂数据)以及平均工作温度。通常超出环境温度的温升为30至50K。另一个选择标准是停机后在低油温下可靠地起动。粘度高了将会引起吸油困难。

带有聚合物添加剂的较新油种(高粘度指数(VI)油)具有较低的粘度温度相关性,从而可使冷态起动温度降低约 10° 左右。

1.3 系统 Systematology

1.3.1 流体传动装置的结构和功能

Structure and operation of fluid power transmission

在流体传动装置内,发动机或发生器(泵、压缩机)、马达和各种控制元件相互联接成为一个回路,在这个回路中,工作流体循环流动以传递功率(见图2)。由于工作压力较高,只能采用容积排挤式机械作为泵和马达。由于这一点而且还由于液压液体的不可压缩性,液体静压传动装置的驱动单元和从动单元之间是容积式联接,也就是说液压传动装置的传动比(或速比)几乎与负荷无关(并激特性)。与此相反,压缩空气的可压缩性要大得多。因而气压传动装置具有串激特性。

压力介质的传送是经过管道进行的,因而在布置驱动部分、控制部分和马达方面有一定灵活性。液压传动装置在30 m内的距离、气压传动设备在150 m以内的距离内还是经济的。

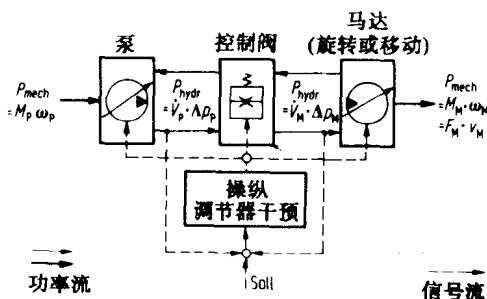


图2. 流体传动装置的方框图

控制装置的任务在于根据工作条件调定变速比并限制传动装置的负荷。它对流体的直接作用表现为流体通路的开关、流向的给定和流路的分岔;对流体的间接作用表现为改动泵和马达的排量几何关系。功能的实现可以是有条件的(例如:压力控制、位置控制)或是引发的。控制元件也同样是按小室封闭方式工作的,可以直接或间接操纵。因而可以通过同电气控制元件和电子控制元件的组合实现遥控和自动化。

1.3.2 流体传动装置的分类

Classification of fluid power transmissions

借助可任意变形的气流和液流进行能量传送几乎可以无止境地实现传动装置中的功率变换,这种变换可以按力、力矩和速度或角速度等功率的各种因素进行。分类是按照外部条件进行的:

按传递要求分为:

功率传动装置: 其任务在于以尽量大的变速比范围改变输入的功率,以便在作用地点达到所需的速度/角速度的情况下产生给定的力/力矩。由于功率大所以要求效率高。

执行机构: 其任务是将控制和调节所需的输入信号和指令不失真地在作用地点释放出来。在这里,关键是信息的传递质量,至于效率则可略而不计。

按工作方式分为: 根据任务的不同,功率的各项构成要素的重要性也将随之变动。

功率驱动装置: 用来将功率从产生地点传递到作用地点。重要的是要在很宽的变速比范围内达到良好的效率(例如运输车辆驱动装置)。

强力驱动装置: 用来在工作地点提供很大的力或力矩。效率不是主要的(例如:压力机、剪床、夹具)。

进给驱动装置: 其任务是克服阻力产生具有高调节精度和速度精度的进给运动,该阻力通常是较小的。效率大多没有重要意义(例如:机床进给驱动装置、仿形控制装置)。

按输出端运动种类分为:

在传动装置中可以将同类或不同类的机械任意相互组合。但就较重要的组合情况而言,可按使用场合将所需的输出端运动区分为:

转动式传动装置: 从动轴的转角不限。

摆动式传动装置: 从动轴的转角有限。

推移式传动装置： 纵向运动

按功能分为

人工操作系统（操作者自己开动的系统）：用来实现力的放大、把力传递到远处以及力的分配。输入的力是操作者的肌肉力（例如：机动车的液压制动装置）。

外力操作系统：这些系统是液压和气压驱动装置本身。机械能是从外部输入的，在作用地点进行了相应转换并传到外部去。操作者的干预仅限于产生开关作用（控制或调节）。

辅助力系统：这类系统用来对输入的控制力（测量机构的力、机械力）借助于外部能量进行模拟放大（例如：气轮机调节器、液压操纵装置、汽车用的压缩空气制动装置）。

1.3.3 传动装置结构的分类

Classification of fluid power transmission structure

传动装置的内部结构取决于使用场合、工作条件、在工作地点上的布局以及由此而确定的泵和马达的结构形式。变容（排液）机械由其主部件定子和转子构成，根据结构的不同形式，可将定子和转子的功能赋与不同的部件（内转子式或外转子式）。

在联接成为一套传动装置时，分离式（或称远动式）传动装置的泵和马达是相互分开的，紧凑型传动装置的泵和马达是装在同一个箱体内（仅限于液体静压传动装置）。

如图3所示，分离式传动装置只能作为固定式传动装置，即作为机械的一个部分固定在地基（机架）上。回转式传动装置是将紧凑型传动装置的机械部件通过机械连接而构成的。耦合式（联动式）传动装置是将液体静压传动装置和机械（齿轮）传动装置联接在一起，大多是紧凑型结构，它由一个三轴（回转式）传动装置和一个两轴辅助传动装置组成，辅助传动装置同回转式传动装置的两根轴相连接。根据选择方式可将主传动装置或辅助传动装置制成液体静压传动装置（参见德国工程师协会规范 VDI 2152）。

由于机械之间是通过流体相互结合起来的，所以可以送入或取出任意份额的功率。

汇集式传动装置是通过多台并联泵输送流体，而**分配式传动装置**则是通过串联或并联的马达实现

功率传递（差分式）。

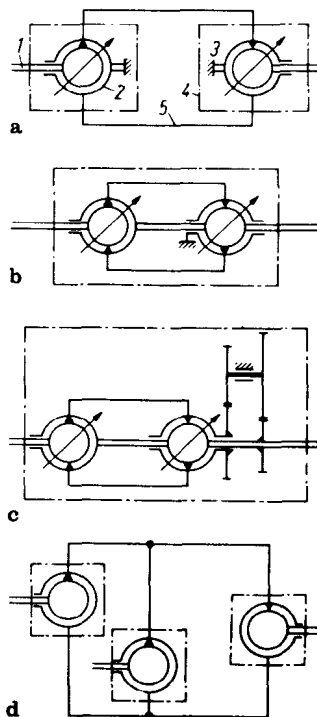


图3. 流体变速装置的组成 a. 固定式变速装置（分离式），1. 内装的转子，2. 箱体 3. 固定点（机座），4. 部件，5. 流体管道；
b. 液体静压紧凑型循环变速装置；
c. 耦合式传动装置（液体静压主变速器与机械辅助变速器结合）；
d. 汇集式传动装置（分离式）

1.3.4 符号 Symbols

在液压和气动传动装置的控制回路图中都是使用图形符号来表示各种器械。这些符号是从具体设计结构中抽象出来的，仅用来表征一定的功能。在控制回路中这些符号表示器械的静止位置，如果不存在一定的静止位置，则表示控制的起始位置。

这些符号的构形、含义和应用均已在标准 DIN ISO 1219 中作了规定。其他一些图形符号，特别是管道设备的符号（见标准 DIN 2429）均可用作补充。最重要的一些符号已择录在附录1的图2中。

2 液体静压传动元件

Components of hydrostatic transmissions

2.1 液压泵 Pumps

2.1.1 概述 Synopsis

液压泵是回转式容积泵(转塞式)或往复式容积泵(往复塞式),其输油量可以是固定的也可以是可变的如图1所示。

回转式容积泵(回转式排流机械)

这类泵是在均匀转动过程中输送压力液体的,在转动中,各个封闭腔的容积通过边界壁形状的变化或齿的侵入而发生周期的变化。回转式排液元件还有隔开吸液腔和压液腔的作用,只有单冲程式叶片泵的容积可调。

往复式容积泵(冲程式排流机械)

这类泵的特点是驱动机构与输液腔相互隔开。封闭容腔的周期变化是用一个往复运动的活塞来实现的。输油量的变化可以通过改动驱动机构的几何尺寸或改动控制装置来实现。为使液体在机内的流动反向,需要在压液腔和流动路径之间安置滑阀或座阀控制。

在实际应用中不同工作原理的容积泵有各自的应用领域。许用的长期工作压力(在保证经济使用和足够寿命的情况下)是由排液元件的种类及其引起的驱动负荷所决定的。另一个基本特征是封闭容腔的形成过程(即冲程容积同泵本身大小的关系)以及容腔形状。回转式容积泵的叶片截面大多是矩形的,其间隙公差难以掌握。由于内部泄漏损失与压力有关,所以这类泵只用于中低压设备上。另一方面,由于圆柱形的配合易于制造,所以,高压和极高压范围要求使用活塞泵。至于工作方式对工作转速的影响,则并不大。通常可认为,许用转速将随泵的尺寸增加而降低。

2.1.2 泵的特征参数和功率平衡

Characteristics and power rating

排液容积 = 冲程容积 I_H , 可根据泵的几何数据计算出来。(在规格表中)大多采用 cm^3/r 为单位。假定往复容积在吸入时完全充满,则得到以下关系式:

$$\text{理论输出流量 } \dot{V}_{th} = n V_H = \omega V_0$$

(式中 n 为转速; $\omega = 2\pi n$; V_0 = 基本容积 $= V_H/2\pi$)。输送液体时要克服在泵的吸入腔(S)和压出腔(D)之间的压差 $\Delta p = p_D - p_S$, 液泵需要施加的理论转矩为

$$M_{th} = \Delta p V_H / 2\pi = \Delta p V_0$$

图2示出了在出现功率损失时传递过程的实际情况。机械驱动功率 $P_m = M \cdot \omega$ 要克服驱动器内的摩擦和各排液元件之间的摩擦,即需要消耗的摩擦功率 $P_{V,r} = M_r \cdot \omega$, 而得到

$$\text{排液元件功率 } P_u = (M - M_r) \cdot \omega.$$

这一功率传递到排液流量上并分解为两部分;一是要克服 Δp 的排液功率 P_{th} ; 一是液压损失功率 $P_{V,h} = V_{th} \Delta p_h = M_b \cdot \omega$, 这里面包含了流体损失和压缩功(其值很小), 因而得到:

$P_m = P_{th} + P_{V,r} + P_{V,h}$ 或者为 $M = M_{th} + M_r + M_h$ 这两种损失都产生在泵机中而且无法分别测出, 只有合在一起求得机械-液压效率:

$$\eta_{hm} = P_{th} / P_m = 1 - (P_{V,r} + P_{V,h}) / P_m \\ = 1 / (1 + (P_{V,r} + P_{V,h}) / P_{th}).$$

压差 Δp 将引起缝隙泄漏量 $\dot{V}_v$, 因而使排液量减少为

$$\text{实际输出流量 } \dot{V} = \dot{V}_{th} - \dot{V}_v$$

而且引起功率损失 $P_{V,v} = \dot{V}_v \cdot \Delta p = P_{th} - P_h$.

容积效率 η_v 为:

$$\eta_v = P_h / P_{th} = 1 - P_{V,v} / P_{th} = 1 - \dot{V}_v / \dot{V}_{th}.$$

机械驱动功率转换为液压泵功率 $P_h = \dot{V} \cdot \Delta p$ 的结果可以用总效率 η_t 表示

$$\eta_t = P_h / P_m = 1 - \sum P_V / P_m \\ = (1 - P_{V,th} / P_m) (1 - P_{V,v} / (P_m - P_{V,th})) \\ = \eta_{hm} \cdot \eta_v$$

各个变量与工作状况有关, 通常以特性曲线来表示(见图3*).

2.1.3 齿轮泵 Gear pumps

齿轮泵(属于回转式容积泵)由至少两个相互啮合的转子组成, 排液是通过啮合实现的, 按结构形式可分为齿轮泵和螺旋泵。

齿轮泵

区分为外啮合齿轮泵和内啮合齿轮泵。外啮

* 原文漏印一译者注。

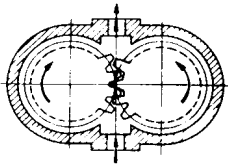
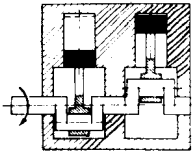
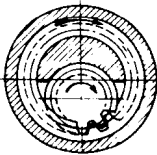
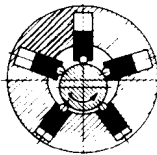
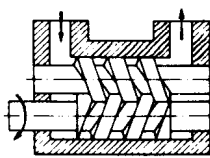
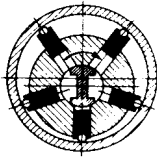
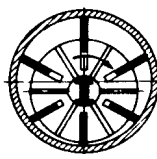
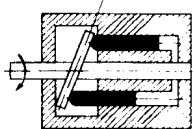
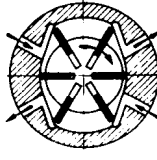
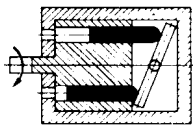
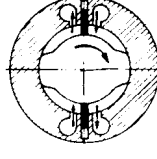
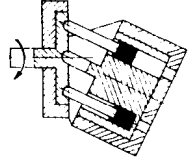
排流元件	回转排流机械		排流元件	冲程排流机械	
	名称	示意图		名称	示意图
齿	齿轮泵 外啮合式	1 	柱塞	直列式活塞泵	7 
	内啮合式	2 		径向柱塞泵 柱塞内支承式	8 
	螺杆泵	3 		柱塞外支承式	9 
叶片	叶片转子式泵 单冲程	4 		轴向活塞泵 回转斜盘式	10 
	多冲程	5 		固定斜盘式	11 
	凸轮转子式 叶片泵	6 		斜轴式泵	12 

图 1. 常用液压泵一览表

合齿轮泵至少有两个外圆切齿的齿轮相啮合，而内啮合齿轮泵则至少由一个内切齿的齿轮和一个外圆切齿的齿轮构成。（参见图 1）。另外，还可区分为简单泵（即单联泵）和多联泵。单联泵只有两个

齿轮；多联泵则由多副齿轮串联（中间轮驱动，带动沿周围分布的各个卫星轮）和并联（多副齿轮装在同一轴上）构成。多联泵用来对几个相互独立的回路输送流体（多路泵）或用作关断泵。

表 1. 液压泵的常用工作参数值 (系统号码见图 1)

No.	排量 [cm ³ /转]	压力范围 [bar]	转速 [1/min]	最佳油粘度 [10 ⁻⁶ m ² /s]
1, 2	0.4 — 1200	— 200 Innen ZP—350	1500 — 3000 (—3500)	40 — 80
3	2 — 800	— 200	1000 — 5000	80 — 200
4	30 — 800	— 100	500 — 1500	30 — 50
5	3 — 500	— 160 (200)	500 — 3000	30 — 50
6	8 — 1000	— 160	500 — 1500	30 — 50
7	— 800	— 400	1000 — 2000	20 — 50
8, 9	0.4 — 15000	— 630	1000 — 2000	20 — 50
10, 11, 12	1.5 — 3600	— 400	500 — 3000	30 — 50

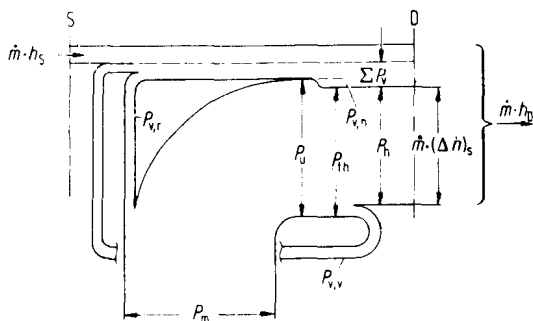


图 2. 液压泵的功率分布图 (对第 1.1 节中公式符号的解释)

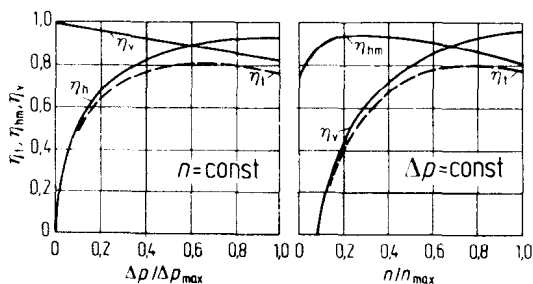


图 3. 定量泵的典型效率特性曲线 a. 随工作压力的变化; b. 随工作转速的变化

泵的排流容积 (即排量) 为:

$$V_H = \frac{\pi b}{4} [d_{a1}^2 + d_{a2}^2 \cdot z_1/z_2 - d_w^2 (1 - z_2/z_1) - (1 + z_1/z_2) \pi^2 m^2 \cos^2 \alpha_p / 3]$$

(式中: d_a : 外圆直径; d_w : 工作分度圆直径; z : 齿数; m : 模数; b : 宽度; α_p : 基准齿廓的压力角。)

由于齿的啮合, 输送出的流体将随齿的频率而脉动。流量的不均匀性 $\delta = (\dot{V}_{\max} - \dot{V}_{\min}) / \dot{V}$ 首先与齿数有关, 流量脉动将引起压力腔的压力振

动并产生主要的运转噪声。

外啮合齿轮泵: 一般采用渐开线齿轮而且啮合重叠系数大于 1. 因此, 为使在两对轮齿之间形成的封闭空间容积不致造成困油现象, 开有通向压力腔的槽。普通结构型式的外啮合齿轮泵具有两个相同的齿轮, 齿数 $z=9$ 至 20 时的不均匀性 $\delta=25-10\%$ 。

侧板式结构示于图 4. 通常采用滑动轴承, 大型齿轮泵则采用滚动轴承。工作压力通常小于 100bar, 通过设置在输油区径向和轴向上的压力区而产生的压力平衡, 可将工作压力提高到 200 bar 以上。在连续运行方式下, 普通结构的泵效率为 $\eta_t=0.85-0.75$, 具有卸压槽的泵效率 $\eta_t>0.9$ 。

内啮合齿轮泵: 这类泵具有较好的啮合状态, 因此输流量的波动 $\delta \approx 3-5\%$ 。由于吸油区和压油区分布在一个较大的角度范围内, 就保证了较有利的充填和排出状态以及低的工作噪声。齿环泵由两个齿轮组成, 其中, 内齿环的齿数比小齿轮的齿数多一个。工作压力 <100 bar。高压泵具有一个月牙形的分隔板, 用来在两齿轮之间作密封。

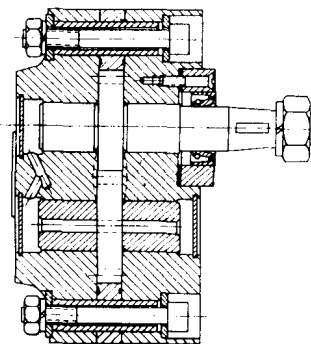


图 4. 板式结构的单联齿轮泵 (Bosch 公司产品)

螺杆泵：

原理性结构参见图 1。这类泵的输送流量没有脉动并且工作噪声很低。即使在高转速和高工作压力下噪声仍很低。用于电梯设备和精密加工机床。缺点是制造成本高，容积效率较低， $\eta < 0.8$ ，要求使用高粘度油。

2.1.4 叶片泵 Vane type pumps

叶片泵的基本结构见图 1。各个排流单元是通过叶片分隔开来。这些叶片可在转子中滑移（叶片转子泵或驱动滑片泵）或在定子中滑移（凸轮转子泵）。排流容积（简称排量）是通过转子和定子的相对运动形成的。同齿轮泵相比，叶片泵的优点是：排流脉动小、工作噪声低，功率重量特别小（0.4 至 0.6 kg/kw）以及许用转速较高。

叶片转子式叶片泵（排油叶片泵）

这类叶片泵的工作原理如图 5 所示，由一个偏心支承在泵体内的开槽转子以及装在转子中可滑移的叶片组成。这些叶片受离心力的作用压向泵体内壁，有时还通过弹簧力或压力负荷来加强叶片对内壁的压力，以形成月牙形扩张和变窄的排流单元。

由此可求得每转排量为：

$$V_H = 4\pi r_m \cdot e \cdot b.$$

变量泵的结构是在工作过程中偏心量 e 可调，从而在同等转速和转向下输出流量得以变化或使输出流量不变而使转速和转向变化。

多冲程的单级泵可达 160 (250) bar 的工作压力。将两个吸油腔和压油腔分别径向相对排列可使作用到转子上的径向力相互抵消。多冲程叶片

转子式泵的效率 > 0.85 至 0.9，单冲程泵的效率为 0.6 至 0.85。

凸轮转子式叶片泵（封油叶片泵）

其工作方式同叶片转子式相反，叶片不转动而凸轮工作面在转动。两个装在同一轴上但相互错位 90° 的双凸轮转子（凸轮是磨削出来的）分别在两个相邻的输流单元圆环内转动，而两环之间用隔板分开。连续工作压力为 175 bar，总效率 > 0.9 。

2.1.5 柱塞泵 Piston pumps

柱塞泵（冲程式排流机械）比起回转式排流机械具有多种优点：由于圆柱体配合的密封性好使泄漏损失很小，并可通过改变驱动机械几何尺寸作成高压变量泵。由于尺寸小通常是通过凸轮传动（偏心轮）来产生柱塞运动。根据需要可驱动偏心轮轴或驱动缸体。这类泵可以通过滑阀或座阀来控制。滑阀控制通常是由转动的缸体实现的，否则将采用轴向或圆柱形转阀控制或者采用偏心轮驱动的纵向滑阀。其缺点是有泄漏损失以及在缸筒与压力孔道强制接通时因压缩冲击引起较大的工作噪声。与此相反，自身控制的座阀大约在等压下打开，因此，特别是高压下泵的工作噪声较低而且由于阀座密封性好可以达到较高的容积效率。但这时不能改变输流方向而且座阀的关闭延迟将导致高转速下的充填度下降。单缸的输出流量基本上是正弦波形的。一台多缸泵的输出流量中包含着直流（或称稳流）成分为：

$$\dot{V}_{th} = n V_H \quad (\text{其中 } n = \text{转速})$$

和一个与之叠加在一起的流量脉动成分，其不均匀度 δ 与缸筒数目有关：

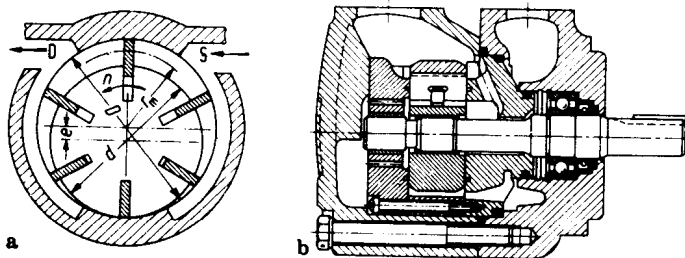


图 5. 叶片转子式叶片泵 (Sperry Vickers 公司产品)

a. 流量输送原理图； b. 结构实例

i	3	4	5	6	7	8	9
$\delta\%$	14	32.5	5	14	2.5	7.8	1.5

柱塞泵每转排量为 $V_H = iAH$

其中: i : 柱塞数; A : 柱塞面积; H : 柱塞总行程。

由于上述脉动量与缸筒的关系, 柱塞泵优先采用单数缸筒。柱塞泵的主要型式为径向柱塞泵和轴向柱塞泵。直列式泵很少被采用, 但常在试验机制造业中用作斜边控制的变量泵(参见柴油机喷油装置一节中, Bosch 公司的挤压泵)。

径向柱塞泵

径向柱塞泵的柱塞绕转轴呈星形排列, 柱塞沿径向运动。带有内偏心轮及其驱动装置以及静止星形缸体的泵可用座阀或滑阀配流, 多用作定量泵, 但很大的径向柱塞泵也可作成偏心量可调的(例如: Stuttgart 市的 Exzentra 泵)。使用两个相邻的星形缸体并通过相互错开 180° 的偏心轮驱动可使作用于轴上的力得到平衡。带有外偏心轮的驱动装置都是采用转动的缸鼓和内部配流(槽口控制)。

径向柱塞定量泵

这类泵的偏心轮上装有滚动轴承, 其外环由处于压油行程的柱塞通过摩擦带动, 只是在吸油行程中才会出现运动滑移。根据支承环的结构可使 8 个以下的同样缸筒单元安置在一个平面内, 其输出系统可以一个回转式压力通道汇集在一起也可分组

(多流量泵)输出。配流是通过吸油侧的弹簧加压的锥阀和压油侧的球阀来实现的。泵体同时又是吸油室, 引导部分不要求很长, 压力范围可达 600bar。

径向柱塞变量泵

如图6所示, 常用的结构型式是驱动缸体, 使其绕静止的中心轴转动。中心轴沿纵向钻有两个孔, 用来通油并在星形缸体所在的平面上作成配油滑阀。柱塞采用十字头结构以达到横向力卸荷并通过柱塞销和滑块支承在由滚动轴承导向的跟随转动的外滚道上。外偏心轮绕泵体轴线摆动, 以便无级地调节偏心量从 $+e$ 到 $-e$, 从而在相同驱动转速下调节输出流量的大小和方向。其缺点是径向柱塞泵要求在星形缸体和滑阀套筒之间有必要运动间隙以及在较高压力下由此引起的泄漏量。转速范围是有限的, 这是因为大的惯性力将同原有压力一起作用在滚道上。压力范围可达 450bar, 中等范围的效率为 0.9。

轴向柱塞泵

轴向柱塞泵的柱塞和缸体轴线平行并且布置在一个圆周上。柱塞的行程是通过支承盘相对于缸体的倾斜而产生的(在变量泵中此斜度可调)。可有以下几种型式(图1)。

回转斜盘式泵 驱动轴和缸体同一轴线, 缸体静止不动, 支承盘转动。这类泵大多以座阀配流, 这样就不能使输流反向但可任选驱动器回转方向。通常用作定量泵。

固定斜盘式泵 驱动轴和缸体同一轴线, 缸

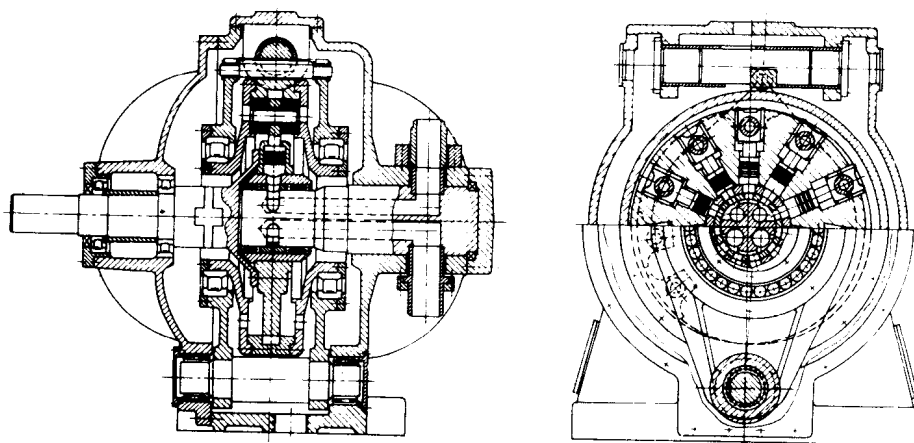


图6. 带有柱塞外围支承和内配油的可调径向柱塞泵(Wepuko 液压公司产品)

体转动, 斜盘静止不动. 通过缸体实现滑阀配流, 在同一驱动回转方向下可以使输流反向.

斜轴式轴向柱塞泵 驱动轴相对缸体倾斜, 缸体和支承盘被驱动. 通过缸体实现滑阀配油, 输油方向可以变换, 如图 7a, 所示. 长期工作压力为 180 至 220 bar, 峰值压力为 400 bar 以上, 允许用的转速为 1—3500 1/min, 并随泵的规格尺寸减小而下降.

泵的特性曲线族和效率如图 7c 所示. 每转排量按下式计算:

$$V_H = iAH = i\pi(d^2/4)D \sin \alpha$$

(d 柱塞直径, D 柱塞的连杆支承盘直径, i 柱塞数量, α 缸体倾斜角度).

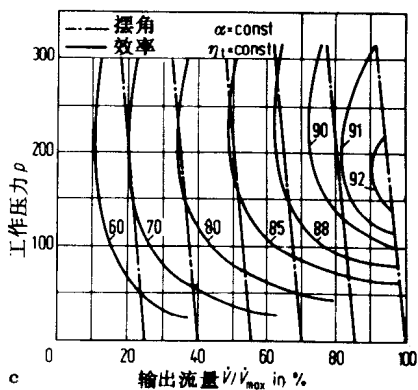
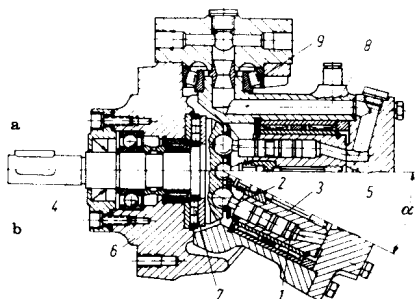


图 7. 斜缸式轴向柱塞变量泵 (Horb 液压公司产品)

a. 零流量位置; b. 摆角为 α 时输出流量不为零的位置, 绘图旋转 90° ; c. 输出流量和效率特性曲线. 1. 柱塞, 2. 柱塞杆, 3. 缸体, 4. 带驱动法兰的轴, 5. 配油面, 6. 轴承法兰, 7. 轴向滚柱轴承, 8. 缸体的箱体, 9. 摆动轴承.

2.2 液压马达 Motors

液压马达按其输出端运动可区分为旋转式马达、摆动式马达和推拉式马达 (即油缸). 在第 2.1 节描述过的所有回转式排流机的基本结构以及滑阀配油的推拉式活塞机均适于用作旋转式马达. 通常, 液压马达都是定量式, 只在例外情况下采用变量马达. 一台液压马达的功率平衡式 (见第 2.1.2 节) 如下所示:

液压功率 $P_h = \dot{V} \Delta p$ 减去泄漏损失功率 $P_{V \cdot h} = \dot{V}_v \Delta p$ 而得到理论功率为

$$P_{th} = \dot{V}_{th} \cdot \Delta p = (\omega V_0 M_{th}) / V_0.$$

由此得出:

容积效率: $\eta_v = P_{th} / P_h = 1 - (\dot{V}_v / \dot{V})$.

液压损失功率 $P_{V \cdot h} = \dot{V}_{th} \Delta p_h = \omega M_h$ 和机械损失功率 $P_{V \cdot \tau} = M_\tau \omega$ 汇总为 $P_{V \cdot \tau h} = P_{V \cdot \tau} + P_{V \cdot h}$.

液压马达的机械功率 $P_m = P_{th} - P_{V \cdot \tau h} = P_{th} \eta_{hm} = M \omega$. 总效率 $\eta = P_m / P_h = \eta_v \eta_{hm}$.

在第 2.1.2 节所作的有关损失的分布和影响因素的说明在这里也适用.

齿轮马达

这类马达在负载下的起动特性不好, 只适用于较高的转速. 对慢速驱动装置可提供带法兰盘固定的齿轮减速箱的齿轮箱马达 (速比 $i_G = 6-18$). 不带分隔块的内啮合齿轮马达具有较好的工作特性. 内转子的齿数比外齿环的齿数少一个. 如果内外转子都转动则配油是通过静止不动的月牙槽进行的. 如果外转子静止不动则内转子作附加的回转运动, 并通过转阀配油.

叶片马达

叶片马达既可以作为快速装置, 必要时还可带有法兰盘固定减速箱, 也可以作为多重通油的慢速装置.

柱塞马达

所有为人们熟悉的滑阀配油的轴向柱塞泵和径向柱塞泵结构形式都很适于用作马达. 按照转速范围应区分:

低速马达 $n = (1-150) 1/min$

中速马达 $n = (10-750) 1/min$

高速马达 $n = (300-3000 (6000)) 1/min$.

多以轴向柱塞马达用作高速马达, 采用法兰盘连接的减速器得到低速的从动轴转速. 低速马

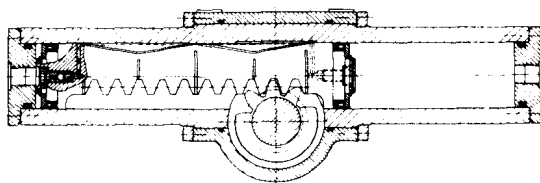


图8. 具有工作活塞直线运动和齿轮-齿条传动的摆动马达 (Pleiger 公司产品)

达大多采用径向结构形式，后者在同一输出转矩情况下具有比带减速器的马达较小的惯性矩因而具有较好的动态特性。如同对泵一样，也应注意低速不均匀性、压力范围和效率等特性。

摆动马达

这类马达可转动的角度有一定限度(最大 720°)，其摆动运动可以直接或间接产生。直接方式是采用叶片马达，叶片在一个分区的圆形缸筒中摆动，摆角 $< 300^\circ$ ，间接方式是通过往复柱塞直线运动再加上齿轮传动(齿轮齿条结构方式参见图8)。

推拉式马达(或称液压缸)

这类马达可区分为单作用式(柱塞式液压缸)和双作用式(单活塞杆式液压缸)。柱塞式液压缸只适用于施加推力的情况，其活塞杆同时又是活塞本身，活塞杆的导向部分是密封的，导向长度约为 $2.5 \times$ 活塞杆直径。返回行程或复位靠外力或内装的弹簧完成。单活塞杆式液压缸通过交替地在活塞两侧施加液压力来产生推力和拉力。有活塞杆的一侧工作面积要比活塞面积 A_K 少掉活塞杆截面积 A_{S1} ，因此同一供油压力和流量情况下将产生不同的推力和拉力以及不同的进给速度和快速行程速度。面积比 $\varphi = A_K / (A_K - A_{S1})$

计算：

$$\text{活塞力： 推力 } F_D = \eta_D \cdot p A_K,$$

$$\text{拉力 } F_z = \eta_z p A_K / \varphi.$$

$$\text{速度： } v_D = \dot{V} / A_K, \quad v_z = \dot{V} / (A_K - A_{S1})$$

$$= v_D \cdot \varphi$$

快速行程(活塞端面侧和活塞杆侧同时供油,有效面积为活塞杆截面积)：

$$v_E = \dot{V} / A_{S1} = v_D \varphi / (\varphi - 1).$$

功率损失由与压力有关的密封摩擦力 F_r 和输入端压力损失 Δp_h 引起并通过液压缸效率加以考虑(A 为工作压力作用面积)：

$$\eta = [(\Delta p - \Delta p_h)A - F_r] / \Delta p \cdot A.$$

单活塞杆式液压缸在推力工作方式下($A = A_K$) $\eta_D = 0.9 - 0.95$ ，在拉力工作方式下($A = A_K / \varphi$) $\eta_z = 0.85 - 0.9$ ，在快速行程方式下 $\eta_E = 0.2$ 至 0.4 。当行程最终速度高于 0.1 m/s 时要安装终端阻尼器(或称缓冲器)。

液压缸的主要尺寸已在德国工业标准DIN 24334中标准化，对活塞直径 $d_K = (12 - 400) \text{ mm}$ 而言按数列 $R 10$ 以及 φ 值 $1.25; 1.6; 2; 2.5$ 和 5 。

安装规范 液压缸不要用作承受载荷的构件使用，不应使其传递弯矩和横向力。应根据功能要求以尽可能简捷的路径承受载荷，应避免长的液压缸产生挠曲。正确安装液压缸的实例示于图9。

2.3 液压阀 Valves

这些阀是接在泵和马达之间液压功率传递流程中的元件。它们的工作方式可以是非连续式(开关阀)的或是连续式(调节阀)的。

按功能分类：换向阀(改变油的流向)，单向阀(给定某一流向)，压力控制阀(受压力控制的功能)，流量控制阀(改变流量的大小)。

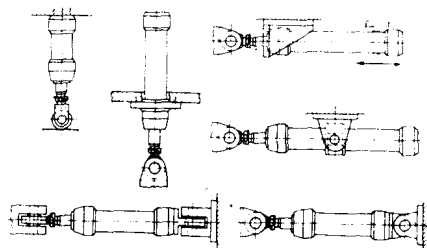


图9. 液压缸安装举例

工作原理 座阀类(锥阀类)工作原理(密封件为球、锥、挡板；无泄漏的关闭状态)或滑阀类工作原理(球阀、平行滑阀；多方面的开关功能)。

结构形式 单件阀作为单功能元件装入管路系统中, 叠加阀具有相同的阀体尺寸并有主通路贯穿其中, 可相互按法兰连接方式构成阀块; 插装式阀是将多个阀装入同一箱体内; 此外还有板式连接阀, 这种连接方式应用最广泛, 因为其结构简单, 便于互换并能与开关式阀体相连接。

2.3.1 换向阀 Directional control valves

换向阀是通过外界施加的调节运动使各油路之间建立联系从而确定油流的路径和方向的各种阀。它们大多只具有纯粹的开关功能(通·断), 通过节流作用(连续调节功能)可以改变流量, 但由于节流不可避免地会造成功率损失, 所以只用于小功率的传动系统。

按照被开关的油路数量和开关位置数来确定换向阀的名称(例如: 4通, 3位叫4/3-换向阀)。

换向阀油路接口名称 P 压力端接口; L 泄漏端接口; A, B 工作端接口; R, S, T 回流端接口; Z, Y, X 控制端接口。

座阀类 这类阀对工作介质和污物不敏感, 工作非常可靠并适用于高压。缺点是操作力要大, 这是因为不可能实现液压平衡。另外, 还要求对油路的回流装置单独进行操作, 以便保证回流可靠。因此, 对直接操纵的座阀而言, 应选用管道的通径公称尺寸 < 4 (mm) 和简单的开关功能(2/2-和3/2-换向阀)。大的通流截面积(普通商品可达通径100)可采用间接操纵方式实现。图10示出了一种2/2-换向阀的插装式结构(“Catridges”), 用插入方法将阀装在一个油路块体内, 可完成多种开关功能。它的操纵是通过接在管口X上的先导阀实现的。

滑阀类 这类阀应用最为广泛, 原因是滑阀

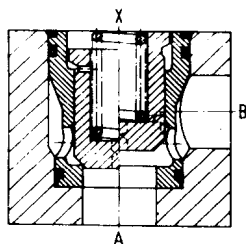


图10. 二位二通换向阀作为插装件(Sauer Getriebe 公司产品) A, B: 工作油口, X: 控制油口

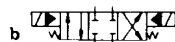
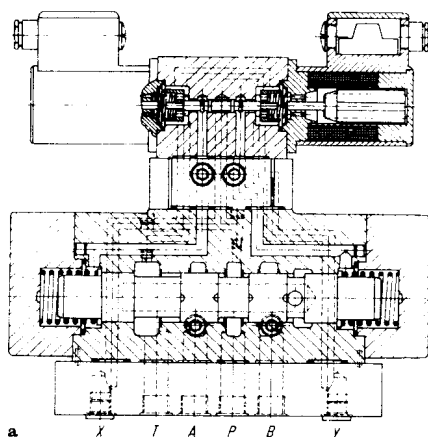


图11. 三位四通(4/3)电液换向阀
(G. L. Rexroth 公司产品)
a. 结构; b. 符号

芯可同时接通或断开多条油路并可以通过合理设计实现各种开关功能。基本结构示于图11。管路接口通过钻削加工或铸造的孔道接到阀的环形槽上。按照开槽的阀芯所处的位置可将不同的油路接通。由于阀芯小室的面积相等, 所以可以实现压力平衡, 此外, 通过选用合理的槽形还可实现射流平衡。开启特性可以通过阀芯凸肩的节流切口加以改变。阀芯的倒角可改变阀的开关状态(例如, 使两油路保持长期接通)。阀芯控制边和阀体沟槽的相对位置(重叠量)将影响到阀的开关特性。如果重叠量为负, 则可能使多个油路短时间相互接通, 这意味着, 有使液压马达误动作的危险, 但另一方面又可改善油流控制的柔和感以及减少在关断运动惯量情况下的压力冲击。正的重叠量可以改善密封而减少泄漏损失。

滑阀类换向阀的工作压力可达350 bar。在较高工作压力下泄漏损失将不可忽视, 因此, 要在驱动用的马达上另外再安上单向阀以保证安全性。此外, 还应考虑流动阻力(按换向阀生产厂的数据公称流量下约为3至4 bar)。

转阀类: 在较高工作压力下, 虽经压力平衡, 仍要求较大的操纵力。转动运动不适于遥控方式, 因此, 转阀多用作操作台上的手动控制阀, 工作压力可达50 bar。

换向阀的工作方式

换向阀可以设置或不设置优先的开关位置；所谓脉冲式阀在去掉控制指令之后仍保持在已达到的开关位置上（存贮功能），否则，将通过弹簧力恢复到静止位置，大型换向阀将借助液压力复位。换向阀的控制方式可以是手动或机械操纵、液压或气压或电磁铁操纵。由于电磁铁作用力较小，电磁直接操纵方式限于用来开关大约 3 kW 的液压功率。较大的换向阀则是通过紧固在阀体上的小型换向阀（先导阀）控制压力油来操纵大型阀的阀芯，控制用的压力油可以取自工作回路（内控式）或者取自单独的控制油源（外控式）。需要的控制压力 $\approx 4 \text{ bar}$ 电磁铁分为乾式（对油密封）和湿式（在油中开关），均可用于直流和交流电源。常用的电压为 24, 48, 180 和 220 V。开关功率最大约为 100 W。

2.3.2 单向阀（止回阀） Non-return valves

单向阀只允许油流单方向通过。采用座阀式结构，其最简单的形式是弹簧加压的球阀。由于这类阀关闭状态下无泄漏，所以常用作承载油缸的止降闭。在这种情况下，回油的接通是通过辅助活塞推开单向阀的封油阀芯，在大截面流径时采用辅助锥阀芯进行先导控制，如图 12 所示。克服弹簧力所需的开启压力为 0.5 至 3 bar。如果靠锥阀芯自重来关闭就可以使用特别低的压力（补吸式阀），但要求垂直的安装位置。

2.3.3 压力控制阀 Pressure control valves

这类阀的特点是具有受一定条件制约的功能，即在达到由弹簧压力给定的压力额定值时油路将被接通。接通可以连续无级地完成（通过改变节流面积）或非连续、有级地完成（开关（通断）阀）。

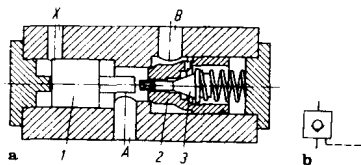


图 12. 可消除封锁的单向阀 (G. L. Rexroth 公司产品)

a. 阀的结构, A, B: 工作油口。

X: 控制油口, 1: 消除封锁的活塞, 2: 主锥阀芯, 3: 先导控制阀芯; b. 符号

溢流阀 这类阀在达到调定压力时就将回油口接通到油箱中去并在压力稍有增高时将使节流截面迅速增大从而限制了系统的工作压力。直接控制式溢流阀是通过压力油克服弹簧力使阀芯脱离阀座。在超过某一与调定压力有关的“饱和”限之后，压力将随流量的增大而急剧升高，这就是使用界限。由于在锥形阀芯上交替作用有静态力和液动力将出现振动危险，应通过阻尼装置加以防止。

先导式溢流阀 大流量溢流阀的结构示于图 13。主锥形阀芯通过弱弹簧和背压保持在闭合位置，直到小型直动式溢流阀开启并使主阀芯背压一侧小室内的压力减低（进油口和背压室之间有节流孔）。如果采用附加的 2/2 换向阀实现背压卸荷则可把先导式溢流阀作为系统卸荷阀使用。

通过在接口 X 上接到加外的先导阀和卸荷阀就可实现遥控。

定压减压阀 这类阀将在较高的进口压力波动的情况下通过对出口的节流来保持出口端管道中的压力恒定不变，必要时还可接通回油口（3 通式定压减压阀）。

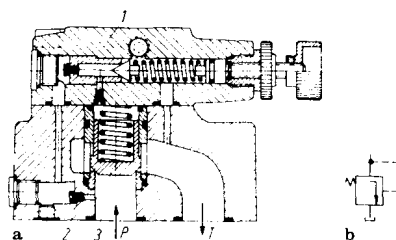


图 13. 油路板式集成化用的液控溢流阀 (G. L. Rexroth 公司). a. 结构, 1: 先导阀 2: 节流器, 3: 主锥阀芯; b. 符号

压力切换阀 它们在达到调定压力时将接通另外的工作回路。自控式顺序阀在接通另外的工作回路的同时还保持原级回路的压力（回路并接阀、顺序阀），外控式顺序阀将根据压力大小接通另外的工作回路或将该工作回路接通压力卸荷回路（关断阀、蓄能器充油阀）。

2.3.4 流量控制阀 Flow control valves

流量控制阀为液压传动装置的变速提供了最简单的工作方式，就其工作原理而言，这类阀是具有可调节流截面的无级调节的节流阀。节流阀上

产生的压力差随阀的大小和流量的平方而变化, 并且是回路中总压力降的一个组成部分。

简单节流阀 这类阀可从外部无条件地加以调定, 如图 14 所示。在固定的压力值和给定的马达负载情况下将在节流处留下剩余压力差。这一压降相当于某一压力流量数。回路压力或马达负荷的变化将引起流量的变化。应采用尽量短的节流长度(孔板)实现节流, 否则油的粘度(温度)将有巨大影响。当对工作速度的稳定性有较高要求时应采用流量调节阀。这时, 流量作为测定量并对节流截面进行有条件的调节, 从而把阀的压降调定到为保持流量恒定所必须的数值上。

二通式(主)流量调节阀(调速阀)。其结构示于图 15。测量节流口 1, 可以调定到所需的流量, 产生压力差 Δp_m (大约 3 bar), 通过作用在节流活塞 2 上的弹簧 3 加以平衡。这时, 在 2 上产生一压力差 $\Delta p_K = (p_p - \Delta p_m) - p_F$ 。马达负载的波动最初引起 V 的少量变化。测量节流口的压力差变为 $\Delta p'_m$ 并迫使 2 处在一个新的节流位置 $\Delta p'_K$, 以使 Δp_m 重新恢复恒定, 即又使 V 保持恒定。泵供油量的多余部分将通过溢流阀流回油箱。

液流只能沿一个方向通过调速阀; 如果希望

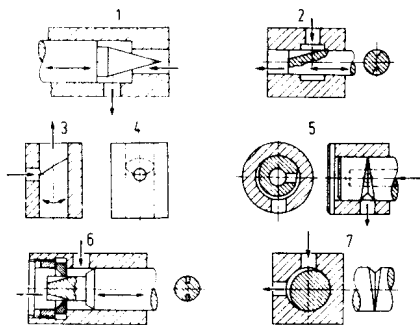


图 14. 常见的节流器结构形式

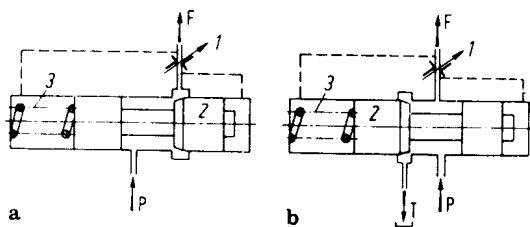


图 15. 流量调节阀原理图 a. 二通式; b. 三通式;

P: 压力油口, F: 工作油口, T: 回油口,

1: 测量节流器, 2: 节流阀芯 3: 弹簧。

在两个流动方向上进行调节, 应把整流回路和单向阀连接起来。如果马达负载波动很大, 则应将调速阀接到回油管道上。

三通式调速阀 该阀把泵输油量的过剩部分泄掉以保证马达的输入油量恒定, 见图 15。其结构与以上所讲过的相似, 但此处的节流阀芯 2 还打开了另一回油口。这种调速阀只能接入马达的供油管道中。阀的调节精度为 2% 至 5%。

分流阀的结构原理与上述阀类相似。在两个平行工作的测量节流孔之间发生的压力差作用于节流阀芯的两端面上, 该阀芯将根据马达两侧支路受载程度的不同而产生相应的节流。一种适用于两个流向的很好的分流方法是把两个齿轮泵的轴相互机械地耦合在一起而两个泵又并联使用。

2.3.5 比例阀 Proportional control valves

电磁换向阀只能处在几个规定的开关位置(是一种离散型或数字型函数), 而比例阀则是把电信号按模拟量变换为液压力。这时, 输入电流的大小决定了电磁力的值。该力又与油的压力或压力差的作用相平衡, 从而形成了输入电流同输出压力或油量的比例关系。不进行机械量的反馈(比例阀技术的成本低)。重复精度为 $\pm 2\%$ 。图 16 示出了比例压力阀的结构和功能。电磁力作用于喷嘴-挡板系统并产生与控制电流成比例的小室压力(=系统压力)。其功能受电流的影响, 因此应用是有限制的, 例如作为溢流阀(限压阀)的先导阀。

2.4 液压辅件 Hydraulic equipment

为了把液压泵、液压马达和液压阀连接在一起(接成液压回路)还需要有钢管(按照德国工业标准 DIN 2391, 2413)或者具有编织层的合成橡胶管、管道用螺纹式管接头(DIN 2353 或 2367)、油箱($V_T \approx (3-5) \times$ 每分钟的输油量)、滤油器(过滤精度为 $10-30-60 \mu m$)、和液压蓄能器^[3]。

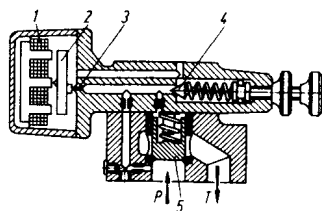


图 16. DBS 型比例压力阀 (G. L. Rexroth 公司产品)

1: 电磁系统, 2: 挡板; 3: 喷嘴 4: 先导阀, 5: 主阀芯。

3 液压传动装置的结构和功能

Structure and function of hydraulic transmissions

3.1 液压回路 Hydraulic circuits

在一个液压传动装置中，压力液体的循环流动叫做回路，它可以是开放式或封闭式、带或不带输油泵。一个回路至少要有个溢流阀来作过载保护，接入的马达回路允许的负载较小时，应有自己的溢流阀并装在换向阀之后。

3.1.1 开式回路 (图1a) Open circuits

开放式回路的循环路径要流经油箱。泵的输油方向保持永久不变，由马达流回的油几乎是无压地流回油箱。马达工作方向的改变是通过一个四通式换向阀来切换油流。使用定量泵的液压回路在静止位置下，泵的输油量可以是有压的也可以是无压的，变量泵通常是自己摆回零流量位置。开式回路的优点是各项能量损失产生的热量可通过油的循环不断带走，油在油箱中得以冷却和净化。缺点是能量流动方向不变，液压马达的制动功率（例如，在徐徐放落负荷时产生的制动功率）只能在回油管路中通过节流带走（回油节流阀，如果要求较高时可采用下降制动阀）。

3.1.2 闭式回路 (图1b) Closed circuits

在闭式回路中无压力的油从马达一侧经过管路流回泵的吸油侧。能量流动方向是任意的，这意味着，能量不只是由泵提供给马达，而且马达也可向泵提供制动功率，也就是向作为发电机工作的驱动器反馈能量。热负荷要比开式回路低得多。

马达的工作方向可以通过换向阀改变（对油流方向固定的回路）或通过变量泵摆过另一偏心侧而使泵的输油方向反转（对油流方向可变的回路）来达到使马达工作方向改变的目的。闭式回路要使用一个加油泵向低压管路中输油使回路的充油压力为3至8bar。这样，就可避免主工作泵的吸油侧产生空蚀现象，并不断补充主回路的泄漏损失，通过加油泵的过剩流量把主回路中的油置换出来进行冷却和净化（不必使用高压冷却器和滤油器，但要使用换油阀，见图1中的5）。加油量约为主油量的10%。为了保证回路安全，可根据油流方向

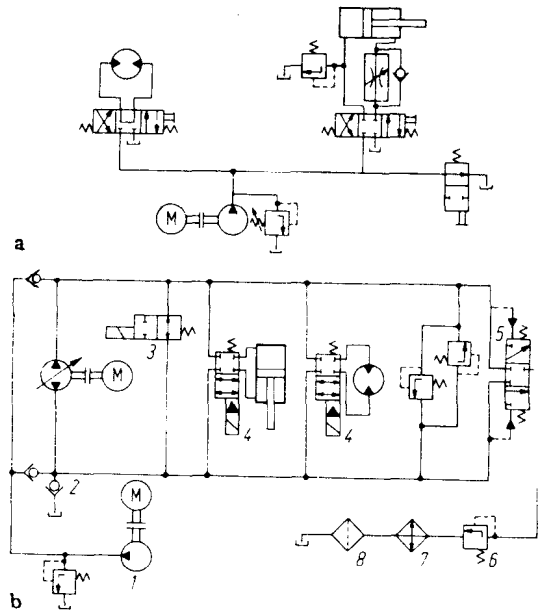


图1. a. 旋转马达和油量调节液压缸并联的开式回路，静止位置处于无压（卸荷）循环；b. 具有旋转马达和液压缸、流动方向可变的闭式回路，1. 充油泵，2. 补吸阀，3. 卸荷循环阀，4. 马达换向阀，5. 清洗阀，6. 预压阀，7. 冷却器，8. 过滤器

安装一个或两个横向连接的溢流阀。为使主工作泵在马达停动位置上卸荷，应设置卸荷回油阀（对可调泵而言约为 $\dot{V}_{\max}$ 的4%）。

3.1.3 半开式回路 Semi-closed circuits

装有液压缸的闭式回路要考虑活塞顶面和活塞杆一侧之间容积差别。在有些情况下，根据工作方向和活塞两侧的面积比 ϕ 的大小，在回路中进出的油量会有很大差别。应相应地选用换油阀和加油泵，必要时要为主工作泵加装补充吸油阀2（见图1b）。

3.2 液压传动装置的功能

Operation of hydraulic transmissions

3.2.1 起动过程 Start up

工作回路的压力首先取决于马达的负载，即负荷压力 Δp_F 。另外，还须加上克服机械摩擦所需的

压力 Δp_r , 克服管路和阀中流体动力损失所需的压力 Δp_h 以及非恒定速度下为加速质量所需的压力 Δp_a . 泵压 $\Delta p_p' = \Delta p_F + \Delta p_r + \Delta p_h + \Delta p_a$ 将通过限压阀限定在 Δp_{DBV} 上. 图 2 示出了大大简化的起动过程. 只要液压马达还未达到同泵的输油量相应的速度, 过剩的流量就会经限压阀流出, 在回路中保持着阀上调定的压力 Δp_{DBV} . 流体动力损失 Δp_h 随充油流量 ($\sim \dot{v}$ 或 v^2) 而增大. 在扣去有用的负荷压力 Δp_F 和用以克服摩擦的压力 Δp_r 之后, 调定的压力 Δp_{DBV} , 尚可提供压力 Δp_a , 将用来加速液压马达.

在进行精确的分析时, 要考虑到由于油的压缩性和回路元件的弹性扩张而吸收的能量, 特别是

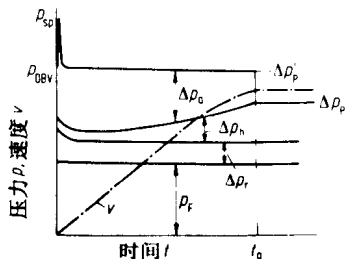


图 2. 液压变速器的起动过程. t_a 加速时间, p_{DBV} 溢流阀的调定值, (p_F 负载压力 p_r 摩擦压力, p_h 液压损失, p_a : 加速度压力; p_p 泵压力, c . 速度

当回路包含油量较大或者装有弹性环节(蓄能器、软管)时, 会导致过渡过程振动或加速时间的延长.

当液压马达达到了最终速度, 泵压就降至 Δp_p . 当从泵的静止循环状态突然接入液压马达时, 则由于油流、泵和驱动电动机的惯性作用在限压阀动作之前会出现一个压力峰值 p_{sc} . 采用弹性环节(软管、蓄能器)和快速反应的限压阀可以减少这一压力峰值. 最安全的办法是借助卸荷阀的适当的开启特性延缓接通过程.

3.2.2 公式化的功能描述 Formal description

在稳态工作模式下, 液压马达提供的机械功率为 $P_{ab} = P_{mM} = M_M \omega_M$ 或 $F_M v_M$, 用以克服工作阻力和摩擦力, 这时, 液压马达所接受的液压功率为 $P_{hM} = \dot{V}_M \cdot \Delta p_M = P_{mM} / \eta_{tM}$. 输入传动装置的功率 $P_{zu} = P_{mP}$ 转换为液压功率

$P_{hP} = \dot{V}_P \Delta p_P = P_{mP} \eta_{tP}$, 这一功率除了满足马达功率之外还用来补偿回路中传递过程的损失(压力损失 Δp_{hL} 和流体动力损失 $\dot{V}_V$):

$$\dot{V}_M = \dot{V}_P - \dot{V}_V = \dot{V}_P (1 - \dot{V}_V / \dot{V}_P) = \dot{V}_P \eta_{v\dot{u}},$$

$$\Delta p_M = \Delta p_P - \Delta p_{hL} = \Delta p_P \eta_{h\dot{u}}$$

总效率为:

$$\eta_t = P_{ab} / P_{zu} = \dot{V}_M \cdot \Delta p_M \cdot \eta_{tM} \cdot \eta_{tP} / \dot{V}_P \cdot \Delta p_P \\ = \eta_{v\dot{u}} \cdot \eta_{h\dot{u}} \cdot \eta_{tP} \cdot \eta_{tM}$$

能耗引起的发热量为 $\dot{Q}_0 = P_{zu} (1 - \eta_t)$ 要通过管路上和油箱的对流散去, 必要时要加装冷却器. 允许的油温约比环境温度高出 30 至 50 K.

根据下列两个定义, 即

运动变换:

$$v = \omega_M / \omega_P = (V_{0P} / V_{0M}) (1 - \dot{V}_V / \dot{V}_P) \eta_{vP} \eta_{vM},$$

力矩变换:

$$\mu = M_M / M_P = (V_{0M} / V_{0P}) (1 - \Delta p_{hL} / \Delta p_P) \\ \cdot \eta_{hMP} \eta_{hMM},$$

可以看出, 既使在运行中也可通过以下两种措施来改变传动装置的速比:

a) 改变 $V_{0P} / V_{0M} =$ 容积变速装置

b) 改变 $\dot{V}_V / \dot{V}_P =$ 分流变速装置

3.3 流量控制 Governing control

3.3.1 容积变速装置 Variable speed drive units

按照控制类型可区分为:

原级变速 从零至最大可调的变量泵对定量马达供油.

次级变速 泵的流量恒定不变, 马达流量可调.

组合变速 泵和马达流量均可调, 两者的调节可先后依次进行或者同时按相反方向进行.

原级变速装置应用最为广泛, 但是原级和次级组合变速方式的应用日益增多. 图 3 示出了工作曲线. 设在原级变速时马达的转矩 M_M 和液压回路压力 Δp 是恒定的. 从停动位置起, 以固定转速驱动的泵所输出的流量 $\dot{V}_P$ 随调节量变大而增大,