

中等专业学校試用教科书

金屬切削机床

下 册

朱驥北 黎飞熊等編著



中国工业出版社

中等专业学校試用教科书



金屬切削机床

下 册

朱驥北 黎飞熊等編著

中国工业出版社

本书分上下册出版，上册叙述了机床的典型零件，电力设备，机床的一般概念、编号方法等基本概念，同时也叙述了机床运动学的车床部分。下册叙述了机床液压传动、刨床、拉床、磨床、螺纹加工机床、齿轮加工机床、自动与半自动机床的运动学，也叙述了组合机床、自动线及机床的使用和检验。

本书可作为中等专业学校机器制造专业的机床课程的试用教科书，也可作为相近专业的机床课程的参考书。

参加本书编写的还有顾维邦、吴光国、唐德琴、黄启昌及魏宗智等同志。

编写本书时，有关工厂及设计研究部门曾提供了资料，并得到了北京机械学院机床教研室同志的协助，在此表示感谢。

金属切削机床

下 册

朱驥北 黎飞熊等編著

*

中国工业出版社出版（北京佟麟阁路丙10号）

（北京市书刊出版事业许可证出字第110号）

机工印刷厂印刷

新华书店科技发行所发行·各地新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{16}$ · 印张 19 · 插页 4 · 字数 449,000

1961年7月北京第一版·1961年7月北京第一次印刷

印数 0001-22033 · 定价(9-4)1.95元

統一书号: 15165·830(一机-170)

目 次

第十二章 机床的液压传动	5
1 概述	5
2 油泵	10
3 油马达 和油缸	15
4 液压传动系统运动的计算	19
5 液压传动系统中的控制调节装置	21
6 节流阀和节流阀调节速度的液压系统	27
7 稳速器	30
8 液压靠模(仿形)装置	33
第十三章 刨床	35
1 概述	35
2 牛头刨床	35
3 插床	44
4 龙门刨床	46
第十四章 拉床	56
1 概述	56
2 卧式拉床	56
3 立式拉床	59
4 其它类型的拉床	61
第十五章 磨床	63
1 概述	63
2 外圆磨床	63
3 内圆磨床	77
4 平面磨床	86
5 磨床生产率及加工精度的提高	92
6 螺纹磨床	94
7 万能刀具磨床	99
8 砂轮的平衡与安装及磨床工作的安全技术	101
9 精磨机床	103
第十六章 螺纹加工机床	109
1 螺纹的加工方法	109
2 螺纹铣床	109
3 螺帽攻丝机及螺栓套丝机	115
4 螺纹滚压机	117
第十七章 齿轮加工机床	124
1 概述	120
2 插齿机	121
3 用齿条刀工作的插齿机	131

4 滾齒機	132
5 人字齒輪加工機床	143
6 剃齒機	144
7 齒輪磨床	148
8 錐齒輪刨床	152
9 弧齒錐齒輪磨床	163
第十八章 自動和半自動車床	167
1 概述	167
2 自動和半自動車床的分類	167
3 多刀半自動車床	167
4 單軸自動車床	173
5 多軸自動及半自動車床	210
6 多軸自動和半自動車床的生產率	231
7 自動車床的運動結構	233
8 程序控制機床	235
第十九章 組合機床	244
1 概述	244
2 組合機床的組成	245
3 動力頭	246
4 液壓傳動動力頭	253
5 組合機床機件	61
6 組合機床電路	263
7 組合機床示例	265
8 積木式機床	268
第二十章 機床自動線	270
1 概述	270
2 零件的輸送和自動上料裝置	273
3 零件的定位夾緊機構	280
4 工序間毛坯的儲備裝置	282
5 自動線的電氣控制設備	292
6 自動線示例	294
7 自動化車間及工廠	297
第二十一章 機床的使用和檢驗	293
1 機床的包裝及運輸	293
2 機床地基	294
3 機床在地基上的安裝	297
4 機床的維護	298
5 機床的修理	299
6 機床的試驗	302

第十二章 机床的液压传动

1 概述

机械能的传递形式和液压传动的优缺点 机床是由原动机（驱动装置）、传动机构和执行机构组成的。通过传动机构把原动机的能量传给执行机构进行工作。机械能的传递可以通过不同的形式，如机械的、液压的、电气的及气压的，或是两种以上的传动方式综合应用。

以上几种传动方式各有其特点及其使用范围。机械传动得到了广泛的应用。但机械无级调速因靠摩擦传动机构得到，由于摩擦面上的压力大，故机构磨损快，寿命低。又机械传动的自动化装置结构比较复杂，且使用上受到限制。

气压传动由于气压改变时其体积变化很大，致使工作机构的速度变化剧烈，此外还容易漏气。因此气压传动只能具有一定的使用范围。

目前液压及电气传动得到了广泛的应用，尤其是在无级调速及运动自动化方面。

液压传动作为一种传动形式在近代机床上已经得到了普遍的应用。液压传动目前主要是用作直线运动。如常常在拉床、刨床及插床等机床上用作主体运动的传动；在磨床的纵向进给以及镗床、半自动车床及组合机床的进给机构中，液压传动装置也都得到了很广泛的应用。

在主体的旋转运动中，液压传动虽然已有采用，但是目前还不广泛。

液压传动不但在机床上用作主体及进给运动的传动，而且也用在辅助运动中，以及工件的定位与夹紧。

液压传动也广泛地应用于机床的操纵机构。例如，在变速箱、进给箱移动变速的滑移齿轮块、控制制动机构等。液压传动有时与气动装置共同使用，而成为液压气动机构。

液压装置不仅可以使单机自动化，而且在实现全生产过程自动化（自动线、自动工厂等）中具有重要的作用。

液压传动的优点是：

- 1) 在足够大的范围内得到无级变速；
- 2) 过载时不致损坏机件；
- 3) 能使用固定的挡块和停止机构，使运动高度准确的停止；
- 4) 可以在载荷下进行调节；
- 5) 变向时没有冲击与振动；
- 6) 行程平稳；
- 7) 有广泛使用标准机件的可能性；
- 8) 自动化操作容易实现；
- 9) 操纵简单和方便；
- 10) 因为机件在油内工作，故机构的寿命较长；
- 11) 在机构尺寸不大及重量较轻的情况下，能够传动很大的力与功率。

液压傳動的缺点是:

1) 液体經過不紧密配合部分及空隙处产生内部及外部的漏油, 降低了运动的速度及傳动的效率。因此, 为了避免漏油現象, 配合零件的制造精确度必須很高。所以不但使制造比較困难, 而且增加了成本。

2) 在工作过程中, 由于温度的波动, 油粘度的改变, 引起运动的不平稳性。

3) 由于漏油現象及液体实际上有很小的可压缩性, 所以很精确的保持运动間的关系是不可能的, 因此不能用于切制螺纹及齿輪加工机床的分齿运动的傳动鏈中。

4) 在工作用油中, 若进入空气, 将引起不平稳的爬行运动。

但优点还是主要的, 以上缺点若是設計合理, 在很大程度上可以克服。

液压傳动裝置的組成部分及其工作原理 图 12-1 表示液压驅动的原理, 其中图 a 表示旋轉运动的液压驅動工作原理图。油泵 2 由平衡速的电动机通过皮带带动旋轉, 把油从油箱 1 中吸入, 并压入与其相通的液动机 3 中, 推动 3 旋轉, 通过齿輪带动主軸 4 轉动。工作完毕的油液由液动机 3 流回油箱 1 中。

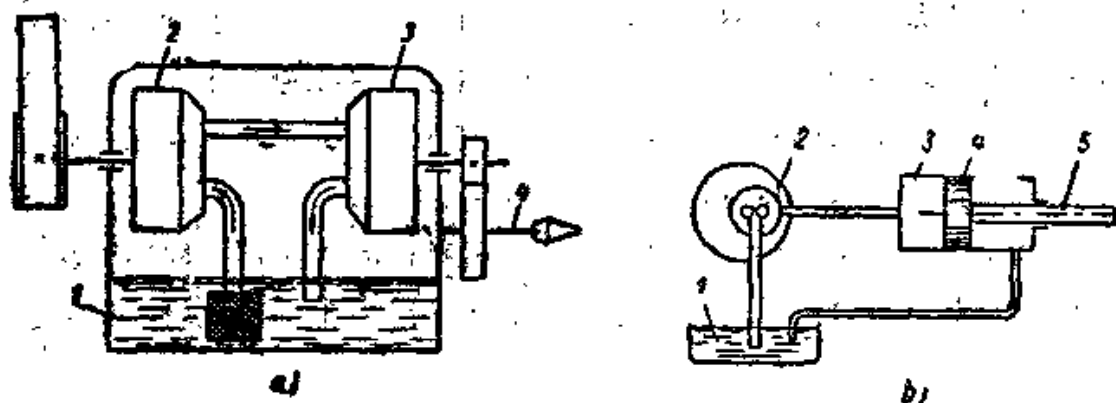


图 12-1 液压驅動原理图。

直綫运动液压驅动的工作原理如图 b 所示。油泵 2 把从油箱 1 吸入的油压入油缸 3 的左腔中, 推动活塞 4 及与其相連接的活塞杆 5 向右移动。活塞移动时把油缸右腔的油挤出而沿油管流回油箱 1。

此外, 若在图 12-1 的系統中装以換向、变向等裝置, 将可以得到工作变速与变换运动的方向以及得到滿足运动的其它要求。

由上述可知, 一般液压傳动系統不外由下列几个基本部分所組成:

1) 能量轉換裝置 包括油泵及液动机。油泵是将电动机的机械能变为油液的压力能和运动能的能量轉換裝置。

液动机就是动力油缸和油馬达, 它是用来将油液的压力能和运动能变为机械能的能量轉換裝置。

2) 控制調節裝置 为了控制机床执行机构的运动速度, 必須設有控制油液流量的裝置(因改变单位時間內进入液动机或从液动机排出的油量, 即能改变液动机的速度); 为了改变执行机构的运动方向, 要有控制液流方向的轉換裝置; 为了适应負荷的变化, 要有控制油液压力的裝置; 以及在液压傳动系統中为滿足工作要求而設有各种閥等的控制調節裝置。

3) 輔助裝置 有油箱、油管(鋼管或橡皮軟管)及滤油器等裝置。

开式油路及閉式油路 直綫及迴轉运动的液压傳动系統, 可以是开式油液循环, 也可以是

閉式的油液循环系統。

开式油路系統系油在循环中，由液动机流回油箱，而再由油泵从油箱中吸进系統中，成为一种非封閉循环的油路，如图 12-1 所示。

閉式油路系統是工作过的油不直接流回油箱，而是經過液压系統中的油閥裝置直接进入油泵的吸油腔，再由油泵压入系統中去。油液成为封閉的流动循环。图 12-2 是閉式油路的一个例子。

图中油泵 1 輸出的油进入油缸中，推动活塞及活塞杆移动，油缸另一腔排出的油直接进入油泵 1 的吸油腔并被吸入。靠手把 2 来調节与改变油泵輸出油的油量及其方向，使油缸活塞的移动速度及方向改变。

由于在油泵及整个系統中有滲漏現象，故須設有一个不大的油箱，当系統中有漏油时，油箱中的油就被油泵 1 吸入一部分，作为补充。閥 3 的作用只允許油箱中的油能够被油泵吸入，而油向油箱中的倒流是不可能的。

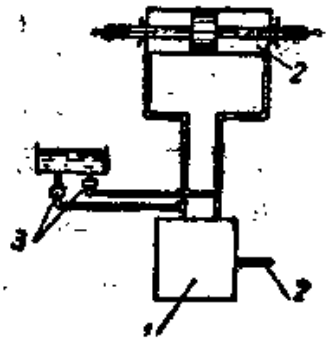


图12-2 閉式油路。

开式油路系統的优点是油液的冷却条件好；杂质沉于油箱底，且过滤比較简单。缺点是油箱体积大；吸油时容易吸进空气，因此会影响执行机构工作的平稳性。

閉式油路則相反。它的油箱体积小，油液不和空气接触，油管中不会吸入空气。缺点是冷却条件不好；油液必須經過仔細的过滤；結構比較复杂。

在閉式油路系統中，当采用差动油缸时（即油缸两腔的有效面积不相等），必須采用較大的輔助油箱，以补偿油缸两腔油量的差額，这种形式称为半閉式的油路系統。例如拉床的液压傳动系統就是其中一例。

液压傳动的工作用油 粘性是流体的重要物理特性之一。說明流体流动本領大小的叫做粘性，粘性也就是流体的內摩擦。

絕對粘度 μ 是牛頓液体內部摩擦定理中的比例系数。它的单位为公斤·秒/米²。

絕對粘度在計算中不常应用，因为其中包含着因地区而异的重力加速度。

运动粘度 γ 是密度除絕對粘度所得之商值，用公式表示：

$$\gamma = \frac{\mu}{\rho}$$

式中 μ ——絕對粘度； ρ ——密度。

和重力加速度无关的运动粘度的工程单位因次为米²/秒，物理单位因次为厘米²/秒（亦称斯脱克）。

以上两种粘度单位都不易測量。因此在工厂和實驗室中通常用一种恩氏（Engler）粘度計来决定油的粘度，简称恩氏粘度。它是表示油的相对粘度。在 50°C 溫度下測定的恩氏粘度用 E_{50} 表示。

动粘度系数与恩氏粘度值之間的关系用下式表示：

$$\gamma = 0.0731 E - \frac{0.0631}{E} \text{ 厘米}^2/\text{秒}。$$

— 溫度和压力都会影响油的粘度，尤以溫度的影响最大。溫度愈低，压力愈高，油的粘度也愈大。相对粘度小于 $6 E_{50}$ 的油液，当溫度处于 30°~150°C 之間时，其溫度和粘度的关系如下：

$$\gamma_t = \gamma_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n,$$

式中 γ_t ——溫度为 t° 时的动粘度系数。

幂指数 n 的数值可按下表选取:

$$E_{50}^* = 1.2 \quad 1.5 \quad 1.8 \quad 2.0 \quad 3.0 \quad 4.0 \quad 5.0 \quad 6.0$$

$$n = 1.39 \quad 1.59 \quad 1.72 \quad 1.79 \quad 1.93 \quad 2.13 \quad 2.24 \quad 2.32$$

当压力小于 50 公斤/厘米² 时, 由压力所引起的粘度变化可以忽略不计。

正确的选择液压传动工作用油, 是保证液压传动正常工作的首要条件。液压传动中的液体是在不同的温度、压力及速度下进行工作的, 如此对油液有以下要求:

- 1) 液体不得腐蚀机构及密封装置;
- 2) 应具有良好的润滑性及化学稳定性, 并不随压力及温度而变化;
- 3) 液体中不应含有空气及其它容易汽化及分泌气体的杂质, 且含水分也不得超过 0.025%, 否则工作时 would 形成气囊, 影响工作的平稳性;
- 4) 在不同的工作条件下, 都应具有足够的油膜强度;
- 5) 应尽量减少液体中机械杂质的含量, 以免阻塞油管及油阀等而影响液压系统的正常工作;
- 6) 液体的粘度应适当, 粘度过大, 摩擦阻力增加; 粘度过低, 漏油严重。并要求在工作中温度变化的范围内, 粘度的变化要小;
- 7) 液体应有较高的燃点, 以保证防火安全。并要有较低的凝固点。

油液要经过清滤, 不准含有酸性杂质及沥青质, 因为在 40~50°C 温度下, 沥青开始从液体中析出附于管壁, 使管路阻力增大, 或阻塞阀口及小孔。

矿物油符合上面要求, 所以常用。植物油(或动物油)中含有酸、碱性杂质, 腐蚀性大, 化学稳定性差, 因此很少采用。

机床液压传动中最常用的是 3 号锭子油、11 号透平油和 11 号机油, 其粘度为 $E_{50}^* = 1.8 \sim 6$ 。在中、小压力 ($P = 20 \sim 30$ 大气压) 下作往复运动的传动中, 或在速度较高的传动中 ($v = 8$ 米/分), 可采用粘度 $2 \sim 3 E_{50}^*$ 的 2 号及 3 号锭子油。在较高速的旋转运动中, 因温升较快, 普通采用粘度较高的 $E_{50}^* = 3 \sim 5.5$ 的机器油。

在选择油类时, 应该注意机器周围的温度。如周围的温度高, 则应采用粘度较高的油, 反之则用粘度较低油。



图12-3 液体在管中流动。

连续方程式 液体在管中流动如图 12-3 所示, 取断面 1 和 2, 在单位时间内, 经过断面 1 流入该管段的液体的体积为:

$$Q_1 = V_1 \times F_1$$

而经过断面 2 由该段流出液体的体积为:

$$Q_2 = V_2 \times F_2$$

式中 V_1 ——断面 1 液体的平均流速;

V_2 ——断面 2 液体的平均流速;

F_1 ——断面 1 的截面积;

F_2 ——断面 2 的截面积。

我们认为液体是不可压缩的, 并且其中不能形成不为液体所充满的空间——空隙, 亦即遵守了运动的连续性, 如此, 通过断面 1 和 2 的流量的体积应该相等。

即 $Q_1 = Q_2$

或

$$V_1 \times F_1 = V_2 \times F_2 \text{ 即 } \frac{V_1}{V_2} = \frac{F_2}{F_1}$$

故得出液流的連續方程式为:

$$Q = V \times F = \text{常数}$$

伯努里方程式 规定同一管流过不同断面内的流速和压力間的关系的伯努里方程式是說明液体流动的第二个基本方程式。

若如图 12-4 中所示, 液体在管中流动有恒流时, 而且为理想的液体, 则得出伯努里方程式:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

式中 p_1 ——截面 1—1 处压力;

p_2 ——截面 2—2 处压力;

v_1 ——截面 1—1 处平均速度;

v_2 ——截面 2—2 处平均速度;

z_1 ——截面 1—1 的高度;

z_2 ——截面 2—2 的高度;

γ ——液体比重;

g ——重力加速度。

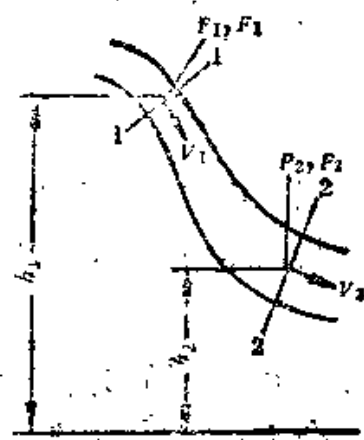


图12-4 液体在管

中流动

但是在机床的液压传动管路中, 还不能直接应用这个方程式, 因为在传动管路中还有一些能量的损失。所以在实际应用伯努里方程式进行油路的计算时, 必须把油路中的损失作为一项考虑进去。

由于流体都具有一定程度的粘性, 粘性对运动产生了阻力, 因此流体沿程流动时产生了能量损失。这种损失可分为两部分: 即管路损失和局部水头损失。管路损失是液体流动时由于内摩擦而产生的能量损失。局部水头损失是液体流过管路中的一些如弯头、阀门、管道收缩或放大等处而产生的损失。

考虑了流体的沿程损失后, 伯努里方程式可写成下面的式子:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \left(\frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \right) + h_f$$

式中 h_f ——沿程液体的能量损失。

$$h_f = h_s + h_w$$

此处: h_s ——管路水头损失; h_w ——局部水头损失。

在一般情况下, 管路的水头损失可按下列式计算:

$$h_s = \lambda \cdot \frac{l}{d} \times \frac{v^2}{2g} \text{ 公斤/米}^2$$

式中 λ ——损耗系数;

γ ——油的比重 (公斤/米³);

l ——管子长度 (米);

d ——管子内径 (米);

v ——油液的平均流速 (米/秒);

g ——重力加速度。

损耗系数 λ 和油的流动状况、管壁的粗糙度等有关。

油液的平均流速:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2} \text{ 米/秒}$$

式中 Q ——流量 (米³/秒)。

因此, (1) 式可改写成:

$$h_e = \frac{16\gamma}{2\pi^2 g d^5} \lambda l Q^2$$

$$\text{令 } \frac{16\gamma}{2\pi^2 g d^5} = A$$

$$\text{则 } h_e = A \lambda l Q^2 \quad (2)$$

若设 (2) 式中的 $A \lambda l = R$, 则:

$$h_e = R Q^2 \quad (3)$$

$$A = \frac{R}{\lambda l}$$

引用电工学的术语, A 叫做比液阻, R 叫做液阻。

局部水头损失, 引用水力学中的公式:

$$h_w = \xi \gamma \frac{v^2}{2g} = \xi \gamma \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d^4} \quad (4)$$

式中 v ——局部损耗处的流速。

令 $A_1 = \frac{16\gamma}{2g\pi^2 d^4}$, $\xi A_1 = R_1$, 式中 R 为液阻, 则式 (4) 同样可写成:

$$h_w = \xi A_1 Q^2 = R_1 Q^2 \quad (5)$$

由此可知, 油路也像电路一样, 其中有着类似的压力、流量、阻力等关系。

液压系统中的 h_e 及 h_w 能耗, 即表现出为压力的损耗。只有当管路长度 $l > 100d$ 时, h_w 的压力损耗才加以考虑。又为了减少系统中的能耗, 管路油液的流速, 按照管路的用途、形状及安装等情况, 常在 $v = 7$ 米/秒以下的范围内选择。

在吸油路中, 为了减少损耗起见, 可采用直径较大的油管, 使流速 v 在 1.5~2 米/秒以下。

2 油泵

油泵用以把油液从油箱中吸入, 而压入液压传动系统。油泵的输油量仅决定于其转速及其工作油腔的容积。

采用伯努里定理分析工作油泵的能头示于图 12-5 中。

图中油泵从油箱中吸入油液而压入系统中推动油缸活塞移动。

现以油面 1-1 作为水平线来分析系统各处的能头。

油泵吸油口 2-2 处的能头为:

$$H_2 = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + z_1 = \frac{p_0}{\gamma} - \sum h_{1-2}$$

式中 p_0 ——油泵进口处的压力;

v ——吸油管中的流速;

p_0 ——油表面处的压力;

$\sum h_{1-2}$ ——吸油管中的压力头损失。

油泵输油口 3-3 处的能头为:

$$H_3 = \frac{p}{\gamma} + \frac{v_1}{2g} + z_1 = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1}{2g} + (z_1 + z_2) + \sum h_{3-4}$$

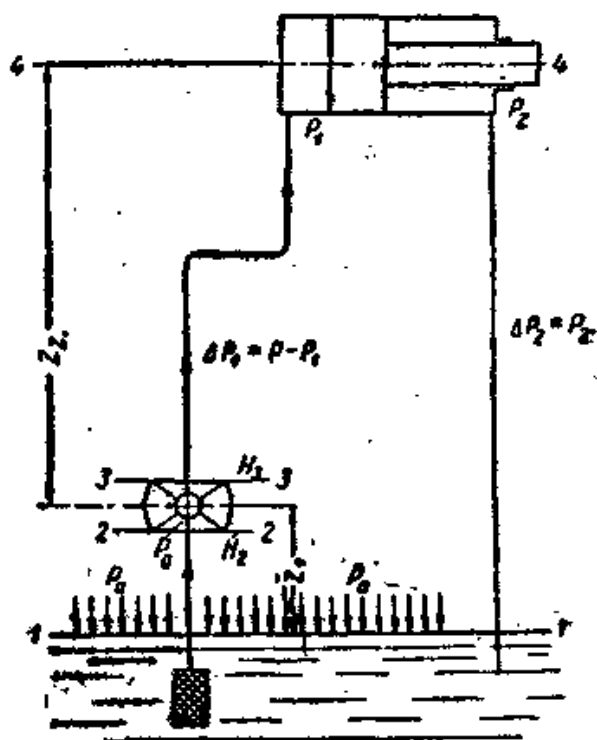


图12-5 确定油泵能头的简图。

式中 p ——油泵輸油口处的压力;

v_1 ——輸油流速度;

p_1 ——油缸 4—4 处的压力;

Σh_{3-4} ——輸油管中的压力头损失 ($\Sigma h_{3-4} = \Delta p_1 = p - p_1$)。

油液通过油泵的结果, 就使它的能头得到增加。

这一能头的增量即表现在泵的輸油口与进油口处能头之差額, 即:

$$\begin{aligned} H_3 - H_2 &= \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + (z_1 + z_2) + \Sigma h_{3-4} - \left(\frac{p_2}{\gamma} + \Sigma h_{1-2} \right) \\ &= \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 + z_2 + \Sigma h_{1-2} + \Sigma h_{3-4} \end{aligned}$$

在金属切削机床的液压传动中, z_1 及 z_2 的高度及速度头 $\frac{v_1^2}{2g}$ 的数值均很小, 可以忽略不计。因而:

$$H = H_3 - H_2 = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \Sigma h_{1-2} + \Sigma h_{3-4}$$

式中, H 即为油液通过油泵所得到的压力增量, 即計示压力(表压力)。

吸油管和輸油管中的能头损耗 Σh_{1-2} 及 Σh_{3-4} 主要是由局部阻力所产生的。

在机床液压传动系统中使用的油泵, 根据工作原理可区分为不可调节的和可调节的两种。前者有固定的輸油率, 后者的輸油率能够在从零到某个极限范围内改变。

根据油泵结构的不同, 主要可分为:

1) 齿輪式; 2) 叶片式; 3) 活塞式。

齿輪式油泵 齿輪式油泵经常是由一对外啮合齿輪組成的, 用来实现油压不須很高的运动(經常不超过 30 个大气压)。

图 12-6 是齿輪泵的工作图。主动齿輪带动被动齿輪按箭头所示的方向旋轉。油液如图所示沿箭头方向吸入并輸送。

油泵的工作原理如下: 一对从啮合到分开的齿在吸油腔用其齿間把油带走。这些充滿齿間的油(如图中細密斜綫部分所示)被带到压油腔內, 在此处, 由将要进入銜接的輪齿将油压出。

为了使得輸油量均匀, 同时啮合的齿数应该超过一对。但由于在传动时, 啮合齿的齿間容积是变化的, 所以留在齿間之中的油, 在某一小段时间內会受到挤压, 形成所謂困油現象, 使齿輪軸上的压力增高, 加速軸承的磨損。

为了消除困油現象, 在压力超过 20 个大气压时, 可在油泵体端面, 銑出两条槽。

此外, 高压齿輪泵必須是弃荷式的, 其结构特点如图 12-7 所示, 在壳体上增設油腔 A_1 、 A_2 、 B_1 及 B_2 , 并使之分别与吸油腔 A 和压油腔 B 的位置相对称(两齿輪軸心为对称中心), 且用油槽将 A 、 A_1 、 A_2 及 B 、 B_1 、 B_2 相连接。这样, 作用在齿輪軸上的压力就相互平衡, 不致引起弯曲变形。这种结构的油泵允許油压可高达 60 个大气压。

齿輪泵是一种定量輸油率的油泵。

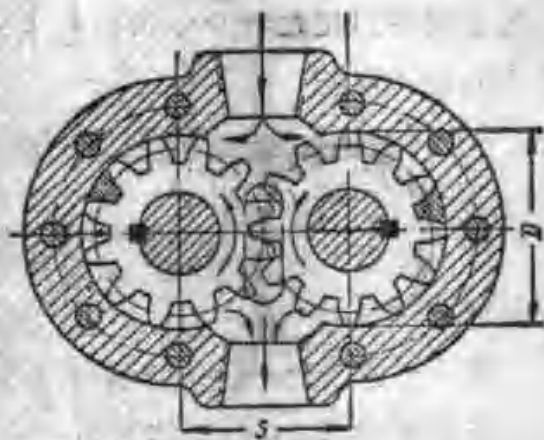


图12-6 齿輪泵工作图。

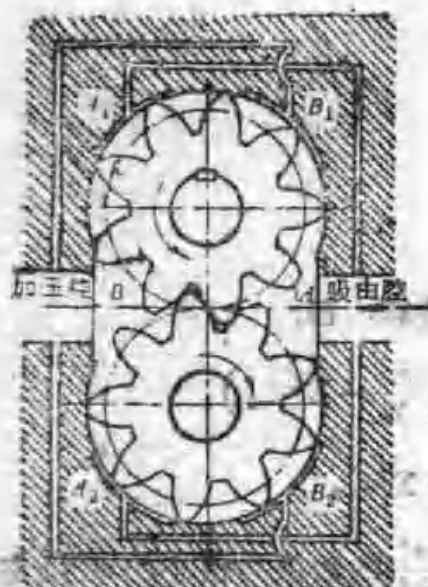


图12-7 弄荷式齿輪泵。

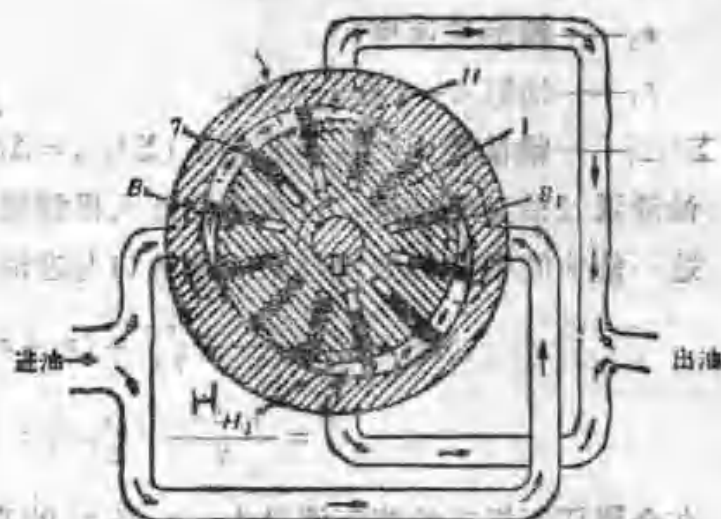


图12-8 叶片泵的工作原理。

齒輪泵的理論輸油率可由以下的簡化公式來計算：

$$Q = \frac{\pi \times S(D+S)b \times n}{10^3} \text{ 升/分}$$

式中 D ——齒輪的外圓直徑(毫米)；

S ——齒輪的分度圓直徑(毫米)；

b ——齒輪寬度(毫米)；

n ——每分鐘轉數。

叶片式油泵 叶片式油泵是借可移动的叶片把油液从一腔压入另一腔中，它的工作原理图及结构图分别示于图 12-8 及图 12-9 中。

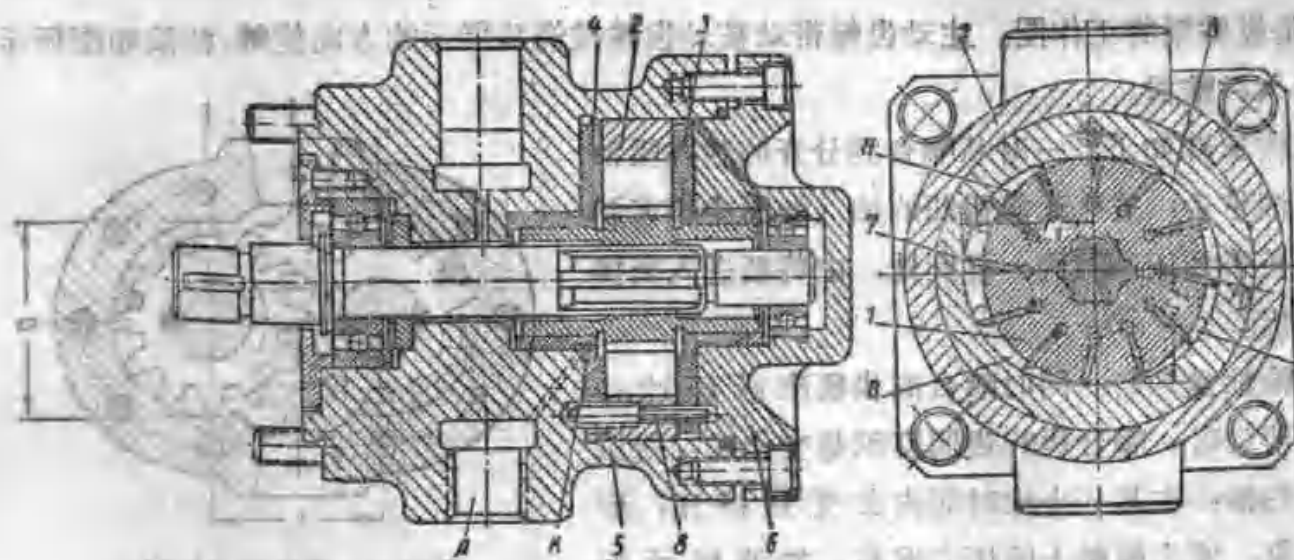


图12-9 叶片式油泵。

叶片泵由定子2、转子1及叶片7等所組成。工作中，轉子帶動轉子及叶片在定子內旋轉。定子是具有近似橢圓形內表面的環，安裝在泵體5內，并用銷釘8和配流盤3及4一起固定在泵體5和油泵蓋6上。轉子1中兩相鄰叶片間形成了封閉的油室。如圖中B及B₁油腔的形狀是使油室的容積逐漸增大，而H及H₁油腔的形狀則是使油室的容積逐漸減小。因而B及B₁為吸油腔，而H及H₁為壓油腔。轉子每轉完成二次吸油及壓油，因而稱為雙

作用式泵。

油泵的结构使 B 及 B_1 腔相连, 接通泵的吸油口; 而 H 及 H_1 相连, 接通泵的压油口。

由于叶片的离心力及从叶片后部进入槽内的油压力, 使叶片经常压在定子的内表面上。压力是来自压力油腔 H , 经配流盘后部的油槽 E 而进入叶片槽的。

装置叶片的槽, 其方向与半径保持一个小的角度 ($\delta = 13^\circ$), 以便使叶片更好地紧贴在定子上。

泵的结构由于压油腔 H 及 H_1 和吸油腔 B 及 B_1 , 分别位于直径的两端, 这样叶片组和轴 1 不受侧面的压力, 可以延长轴承的寿命, 并且能够输出较高的压力。

叶片泵的理论输油率可由下式计算:

$$Q = \frac{2Bn}{10^3} \left[\pi (r_1^2 - r_2^2) - \frac{(r_1 - r_2)Sz}{\cos \delta} \right] \text{升/分}$$

式中 r_1 和 r_2 —— 定子环椭圆形表面的最大及最小半径 (毫米);

S —— 叶片厚度 (毫米);

z —— 叶片数;

B —— 叶片宽度 (毫米);

n —— 转子每分钟转数;

δ —— 叶片倾斜角。

这类油泵为定量油泵, 输油率范围为 5~100 升/分, 最高压力为 65 大气压, 功率为 1~13 千瓦。

叶片泵与齿轮泵相比较, 不但工作压力较高, 而且工作平稳无噪音。缺点是制造较困难。

活塞式油泵 活塞式油泵常常做成可调节的。这种油泵用在拉床、刨床、插床上的主体运动机构, 及大功率机床的进给机构中。如果在这些机构中采用了非调节的定量油泵, 那末在进给量很小的情况下, 功率损失将会很大。

按活塞的排列形式, 活塞式油泵可分为径向的和轴向的两种。

图 12-10 为径向活塞泵的工作原理图。转子 2 在定子 1 的腔体中旋转, 并且二者的中心偏距为 e 。又转子是套在固定的轴 3 上旋转的, 轴 3 上有两个互不相通的内腔。在图示的情况下, 上腔为吸油腔, 下腔为压油腔。在转子的径向孔内装有一些活塞 (图示只有两个)。当转子 2 按图中箭头的方向旋转时, 由于离心力的作用, 活塞始终保持与定子内壁接触。在上面半周的活塞 (如活塞 4), 其尾部后的油腔空间逐渐增大, 于是油液从吸油腔吸入活塞缸中, 转过水平线以下后, 活塞 5 被迫压向中心, 将油从压油腔压出。

活塞油泵的输油量可按下列式计算:

$$Q = \frac{\pi d^3}{10^3 \times 4} 2ezn \text{升/分}$$

式中 d —— 活塞的直径 (毫米);

z —— 活塞的个数;

e —— 偏心距 (毫米);

n —— 转子每分钟的转数。

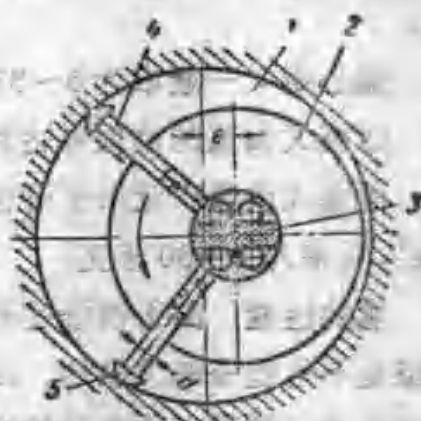


图12-10 活塞式油泵的工作原理图。

由公式可知，輸油量与 d 、 α 、 n 、 e 有关，由于油泵的 d 和 α 在工作过程中是不能改变的，而 n 一般也是固定的，所以调节油泵的輸油量是靠改变偏心距 e 的办法来达到。设计变量泵时，可将定子做成可调节移动的。

当 $e = 0$ 时，油泵的輸油量等于零。当偏心距反向时（即当定子中心移到转子中心的另一侧时），油的流动方向也将变成反方向。

图 12-11 为徑向活塞泵的结构图。在油泵的鑄鉄壳体 5 内，用压合座配合装以悬梁轴 11，在这轴上有四个油槽 12，其中两个是吸油的，两个是压油的。在轴 11 的自由端按紧轉合座配合装上轉子 7。轉子用离合器 4 与驱动轴连接。活塞 9 可在轉子内作徑向运动。当轉子转动时，活塞在离心力的作用下压在錐形环 8 上。錐形环 8 安装在鼓輪上，鼓輪則在滑块 14 内的滾珠轴承 3 及 10 上轉动，这滑块可沿导轨 13 移动，借以改变偏心距的大小以改变輸油量。当轉子转动时，活塞作往复运动而进行吸油和压油。同时由于活塞的球面与錐形反作用环相切，因而活塞尚繞其本身軸心作旋轉运动。活塞的这种运动特性，可以减少活塞及反作用环的磨損；而鼓輪在轴承 3 及 10 上旋轉可使环的磨損均匀。在同一壳体内，与高压泵同一軸上装着低压的齒輪泵，它用来供应高压泵的操纵部件，补充漏損及部分地供油給高压泵。

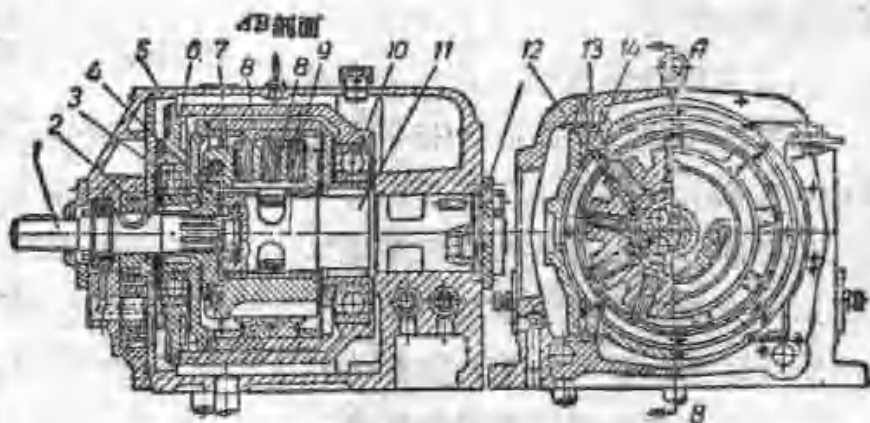


图12-11 活塞泵。

徑向活塞泵的活塞有单排的、双排的及三排的，在功率較大的泵中，一般用两排或三排的。

偏心距 e 一般取为 5~35 毫米。

活塞式油泵的油压可达到 200 公斤/厘米²。活塞用渗碳硬化鎳鋼制成，而油缸用青銅制成。

活塞式油泵广泛用于高压强力傳动中，其輸油量为 50~200 升/分，油压为 75~200 公斤/厘米²，功率为 2~30 千瓦。

泵的性能 由于油透过不紧密的配合部分和空隙而漏掉的结果，将会产生容积損失。这种空隙是不可能全部消除的。由于在油泵内有容积的損失，油泵实际輸出的油量，与油泵的理論輸出油量（按照工作部分的容积及轉速計算的）有差別。容积損失造成因无謂的把油压到空隙間去而造成的能量損失。

若設 $\eta_{容}$ 为泵的容积效率，則：

$$\eta_{容} = \frac{Q_0}{Q}$$

式中 Q_0 ——油泵的实际輸油率；

Q ——油泵的理論輸油率。

齒輪式泵的容积效率 $\eta_{容} = 0.76 \sim 0.90$ ；叶片泵的 $\eta_{容} = 0.73 \sim 0.94$ ；活塞泵的 $\eta_{容} = 0.93 \sim 0.985$ 。

机械損失是由于零件运动时接触面的摩擦而产生的。如轴承間、活塞和缸之間或叶片与槽壁間都会有摩擦。根据实验得到齒輪泵压力为 20 公斤/厘米² 时，机械效率为 0.78。

此外，油沿油泵内槽沟流动，特别是流经槽沟断面改变很大的地方，或油流方向急骤改变的地方，由于油内部和槽壁间摩擦造成压力损失。油泵的这种液体能量损失并不大，油泵的试验证明，油泵的液体效率平均不低于0.98~0.97。

油泵在功率上因有容积损失、机械损失和液体损失，因而油泵的总效率为：

$$\eta = \eta_{\text{容积}} \eta_{\text{机械}} \eta_{\text{液体}}$$

式中 $\eta_{\text{机械}}$ ——泵的机械效率；

$\eta_{\text{液体}}$ ——泵的液体效率。

3 油马达和油缸

油马达和动力油缸是液压传动系统中的能量转换装置，由油液来推动它，直接的或间接的带动机床执行机构进行工作。

油马达 油马达是利用有压力的油液来驱动运转的一种装置。如果把前面叙述的几种油泵上的电动机去掉，而以压力油通入其一腔，油由另一腔排出，则其齿轮或转子将被推动旋转，因而所有这些油泵在原理上都可以成为油马达。但实际上经常使用的为活塞式油马达。

图12-12为径向活塞式油马达的工作原理图。在轴心为 O_1 的转子上装有一些活塞，当活塞进入压力油区时，每个活塞受了油压力 P 而被压出，推动每个活塞的压力为：

$$P = p \frac{\pi d^2}{4} \text{ 公斤}$$

式中 p ——进入活塞缸中压力油的压力（公斤/毫米²）；

d ——活塞直径（毫米）。

因为油马达的转子与定子的轴心 O_1 及 O_2 有偏心距 e ，且活塞端部与定子内表面为球面接触，因而油液作用在活塞上的压力 P ，使活塞压向定子表面的作用合力为 N （其方向通过定子轴心 O_2 与 P 成 α 角）。 N 由定子的轴承承受。对活塞的反作用合力，其大小与 N 相同，只是方向相反（而是在同一直线上）。这一合力可以分解为二个分力作用在活塞端头上，一个是与图示 P 大小相等方向相反的力，另一个即与活塞轴线相垂直的分力 T 。

$$T = P \tan \alpha。$$

因此，作用在活塞上的力 T 造成了一个转矩 $M = TR$ ，使转子绕轴心 O_1 旋转。所有在压力油区域中同时工作的活塞，形成了一个总的转矩，也就是作用于油马达上的总力矩。

轴向活塞式油马达，得到了广泛的应用。

图12-13是具有配流盘的轴向活塞式油马达的结构图。它的工作简图如图12-14所示。

把高压油输入油马达中，它的轴5将得到旋转。

在定子1中均匀的分布有11个活塞2。由油泵输出的油液，经过分配装置进入活塞的左腔内，依靠油的压力把活塞压向倾斜盘3。

由配流盘4及油槽 A 、 B_1 、 B_2 、 B_1 及 B_2 组成油液的分配装置。配流盘4装在轴5的偏心轴上（图中恰好偏心轴转至其中心线与轴5中心线在一条线上），当轴5转动时，它被带动作摆动运动（以其偏心为半径的圆周轨迹）。

压力油通过机床的液压系统进入槽 B_1 、 B_2 及 B_1 。它压向上活塞2（实际是压向图12-14

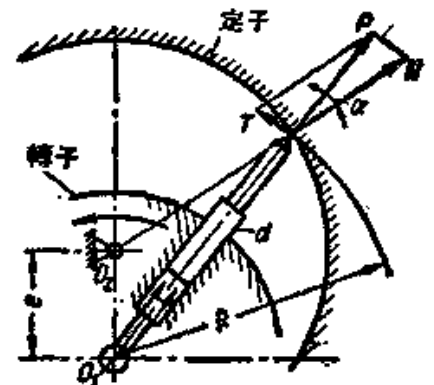


图12-12 活塞式油马达工作原理图。

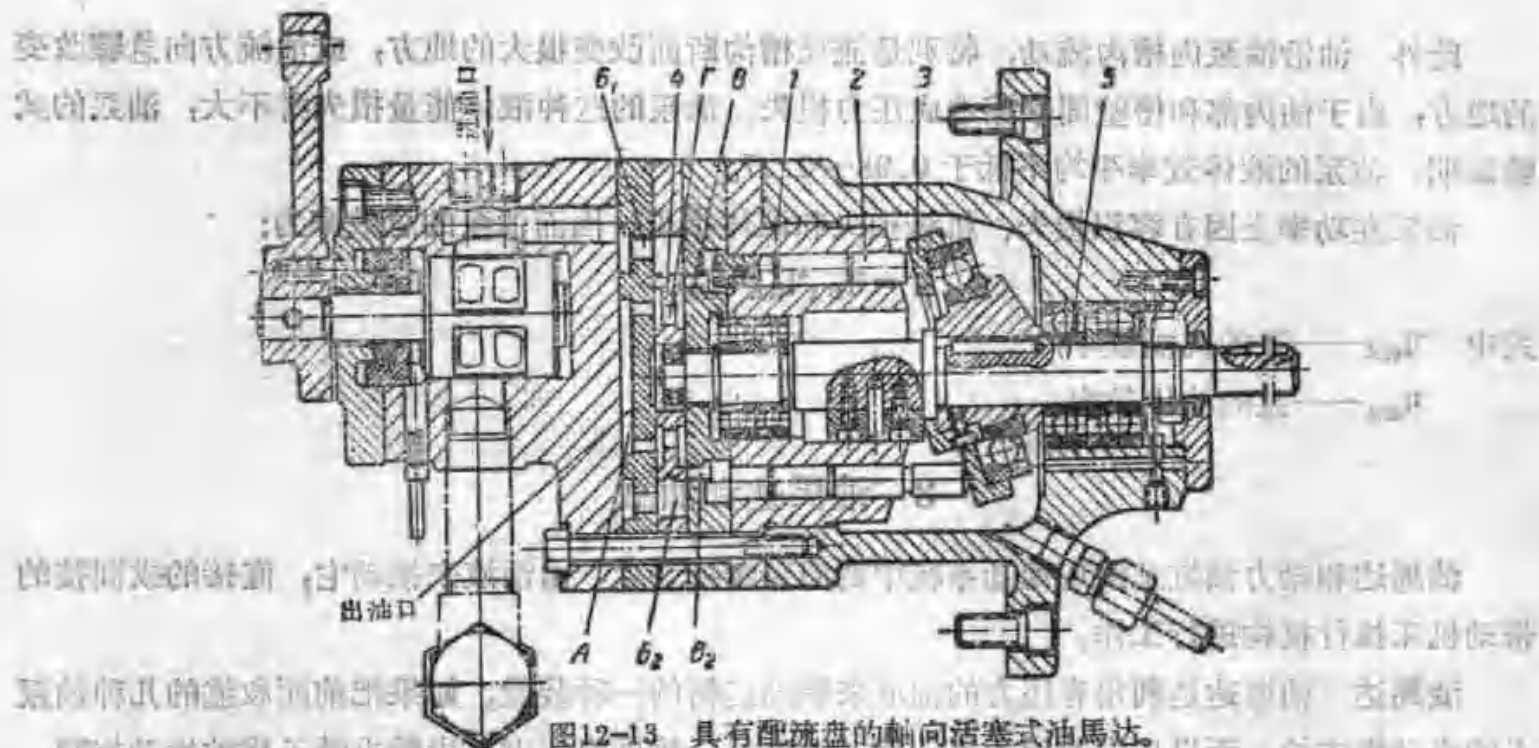


图12-13 具有配流盘的轴向活塞式油泵。

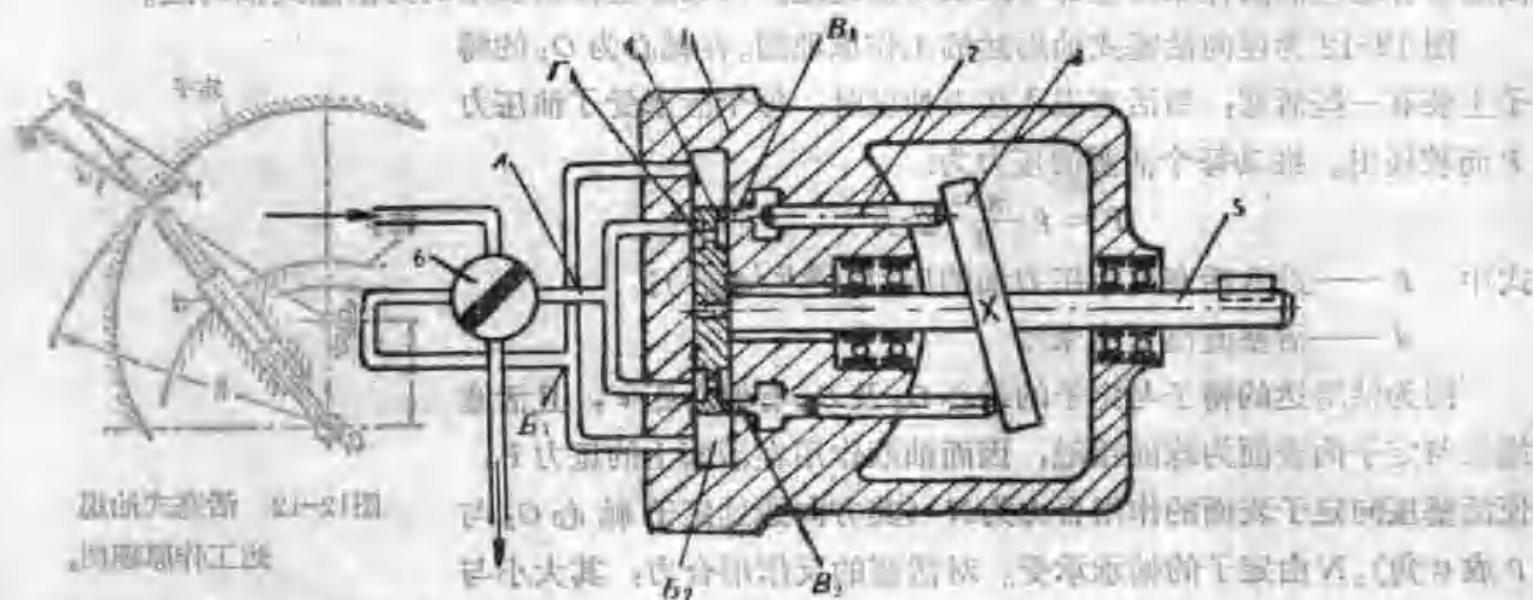


图12-14 轴向活塞油泵简图。

中被剖去的前半数活塞)，使其向右压向倾斜盘3。在活塞与盘接触的切向分力的作用下，盘与轴被推动旋转。

下活塞的油腔经槽 B_2 正好与配流盘的 Γ 槽及低压油腔A相连通（实际上为图中后半数的活塞油腔通过槽 Γ 与低压连通），因而当盘3转动时，这些活塞将压向左移，经槽 B_2 和A把油压回油箱。

轴5转第一个半周后，盘3的倾斜方向变成如图所示的相反位置（见图12-15b）。此时配流盘4也摆动成与其相适应的位置。这时将从槽 B_2 、 B_1 及 B_1 导入高压油液至后半部的活塞腔中，而前半部的活塞腔亦由于配流盘的位置与低压腔A相连通。

轴5每转一转，活塞完成了一次工作行程及返回行程的往复运动。

要改变轴5旋转的方向，可转动手把6，这时油泵的原来进油路与排油路将相互调换，于是轴5旋转的方向随即改变。

油泵的工作计算现通过图12-15说明于后：