

液压泵和液压马达

┆ 液压泵和液压马达的工作原理

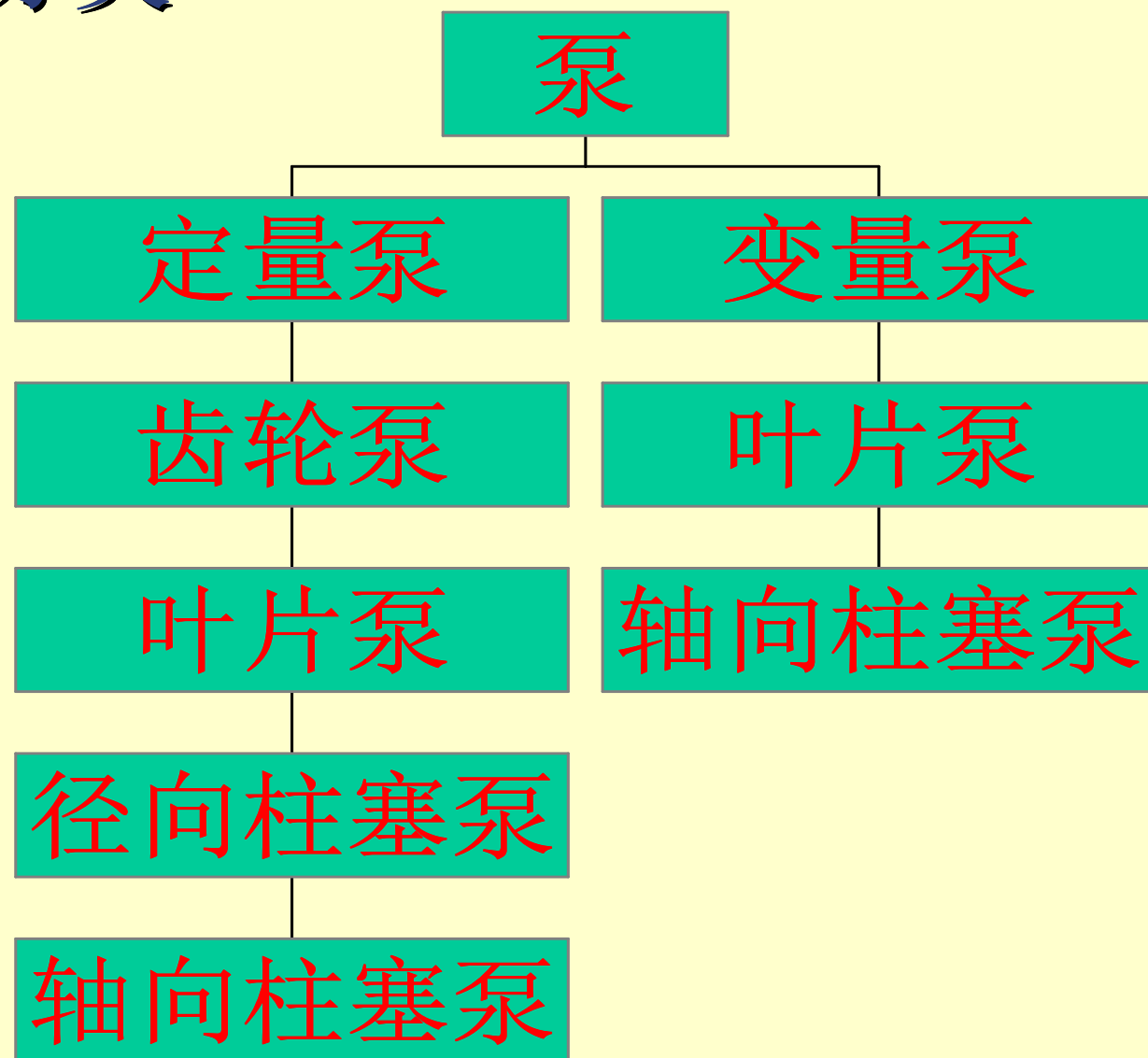
┆ 齿轮泵和齿轮马达

┆ 叶片泵和叶片式马达

┆ 柱塞泵和柱塞式液压马达

§ 3-1 液压泵和液压马达的基本工作原理

泵的分类

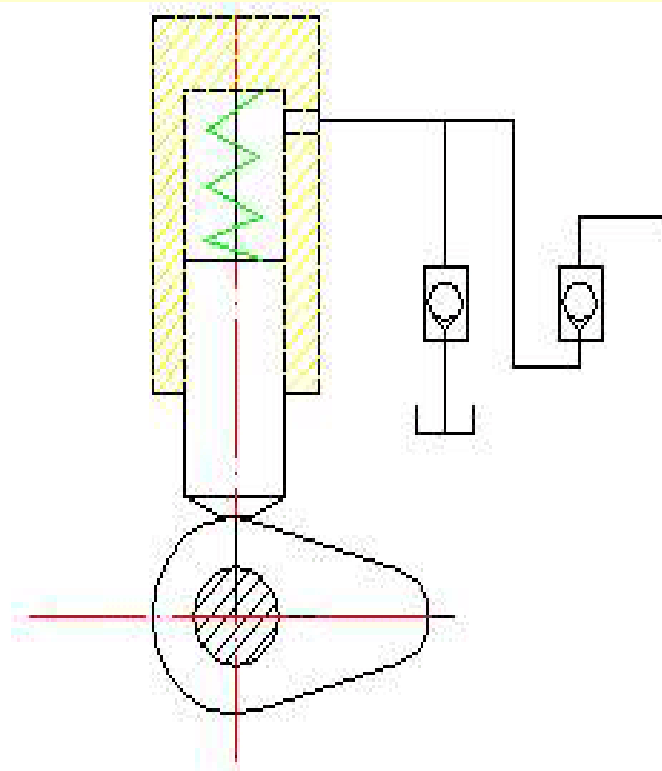


马达的分类



一、液压泵的基本工作原理

图中为单柱塞泵的工作原理。凸轮由电动机带动旋转。当凸轮推动柱塞向上运动时，柱塞和缸体形成的密封体积减小，油液从密封体积中挤出，经单向阀排到需要的地方去。当凸轮旋转至曲线的下降部位时，弹簧迫使柱塞向下，形成一定真空度，油箱中的油液在大气压力的作用下进入密封容积。凸轮使柱塞不断地升降，密封容积周期性地减小和增大，泵就不断吸油和排油。



容积式液压泵的共同工作原理如下：

(1) 容积式泵必定有一个或若干个周期变化的密封容积。密封容积变小使油液被挤出，密封容积变大时形成一定真空度，油液通过吸油管被吸入。密封容积的变换量以及变化频率决定泵的流量。

(2) 合适的配流装置。不同形式泵的配流装置虽然结构形式不同，但所起作用相同，并且在容积式泵中是必不可少的。

容积式泵排油的压力决定于排油管道中油液所受到的负载。

二、液压泵的主要性能参数

1、流量和容积效率

泵的**流量**是指泵在单位时间内排出液流的体积。其有理论流量和实际流量之分。

泵的理论流量 $Q_T = qn$ ，对于前图所示单柱塞泵，有 $q = \pi d^2 H / 4$ ，则 $Q_T = \pi d^2 H n / 4$ 。

泵的实际流量 $Q = Q_T - \Delta Q$

ΔQ 是泵的泄露流量。

泵的实际流量和理论流量之比称为**容积效率**，

即： $\eta_{PV} = Q / Q_T = (Q_T - \Delta Q) / Q_T = 1 - \Delta Q / Q_T$

且 $Q = Q_T \cdot \eta_{PV}$

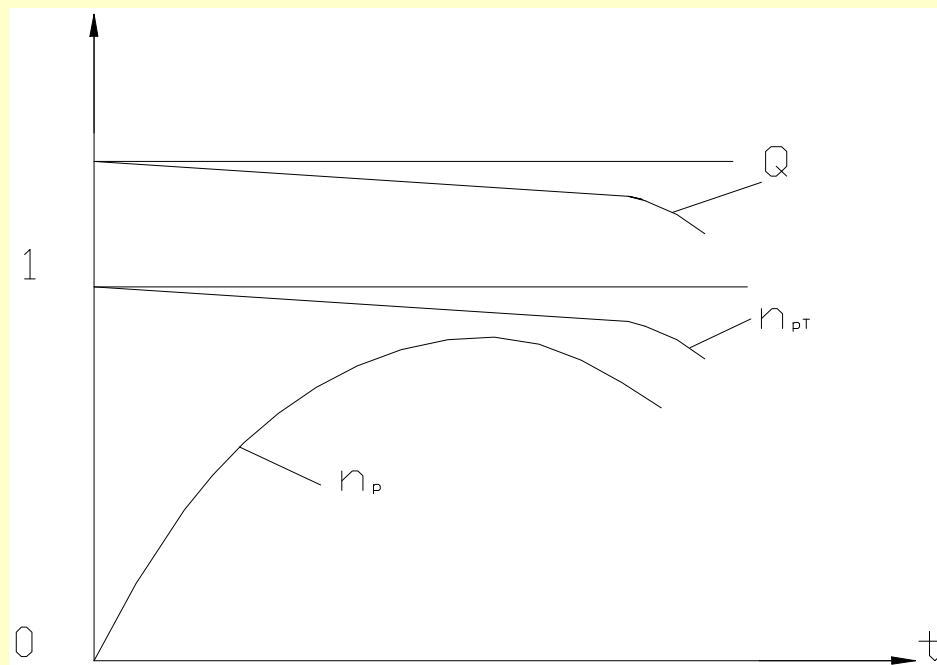


图3-2 泵的实际流量和效率

2、压力

工作压力是指泵的输出压力，其数值决定于外负载。如果负载是串联的，泵的工作压力是这些负载压力之和；如果负载是并联的，则泵的工作压力决定于并联负载中最小的负载压力。

额定压力是指根据实验结果而推荐的可连续使用的最高压力，他反映了泵的能力（一般为泵铭牌上所标的压力）。在额定压力下运行时，泵有足够的流量输出，并且能保证较高的效率和寿命。

最高压力比额定压力稍高，可看作是泵的能力极限。一般不希望泵长期在最高压力下运行。

3、功率、机械效率和总效率

泵的理论功率为 pQ_T 。输入功率 $2\pi M_T n$ 。不考虑损失，根据能量守恒，有 $pQ_T = 2\pi M_T n$ 。

p —泵的出口压力； M_T —驱动泵所需理论扭矩。

将 $Q_T = nq$ 代入上式，消去 n 得 $M_T = pq / 2\pi$ 。

总效率 η_p 为泵的实际输出功率 pQ 与实际驱动泵所需的功率 $2\pi M_p n$ 之比，即 $\eta_p = pQ / 2\pi M_p n$

M_p —驱动泵所需实际扭矩。

将 $Q = Q_T \eta_{PV}$ 及 $Q_T = nq$ 代入上式得：

$$\eta_p = pq \cdot \eta_{PV} / 2\pi M_p$$

又因为泵的机械效率 $\eta_{Pm} = pq / 2\pi M_p$ 故总功率可表示为：

$$\eta_p = \eta_{Pm} \cdot \eta_{PV}$$

三、液压马达的主要性能参数

1、流量、排量和转速

设定马达的排量为 q ，转速为 n ，泄露量 ΔQ
则流量 Q 为：
$$Q=nq+\Delta Q$$

容积效率 η_{mv} = 理论流量 / 实际流量

$$=nq/Q=nq/(nq+\Delta Q)$$

$$n=(Q/q)\cdot\eta_{mv}$$

或
可见， q 和 η_{mv} 决定液压马达转速的主要参数。

2、扭矩

理论输出扭矩 $M_T = pq / 2 \pi$

实际输出扭矩 $M_M = M_T - \Delta M$

因机械效率 $\eta_{Mm} = M_M / M_T = 1 - \Delta M / M_T$

故 $M_M = M_T \cdot \eta_{Mm} = (pq / 2 \pi) \cdot \eta_{Mm}$

可见液压马达的排量 q 是决定其输出扭矩的主要参数。

有时采用液压马达得每弧度排量 $D_M = q / 2 \pi$ 来代替其每转排量 q 作为主要参数，这样有：

$$\omega = 2 \pi n = Q \cdot \eta_{mv} / D_M \quad \text{及} \quad M_M = p D_M \eta_{Mm}$$

3、总功率

液压马达总功率：

$$\eta_M = 2 \pi M_M n / pQ = \eta_{mv} \eta_{Mm}$$

可见，容积效率和机械效率是液压泵和马达的重要性能指标。因总功率为它们二者的乘积，故液压传动系统效率低下。总功率过低将使能耗增加并因此引起系统发热，因此提高泵和马达的效率有其重要意义。

四、液压泵和液压马达的类型

按结构分：柱塞式、叶片式和齿轮式

按排量分：定量和变量

按调节方式分：手动式和自动式，自动式又分限压式、恒功率式、恒压式和恒流式等。

按自吸能力分：自吸式和非自吸式

液压泵和液压马达的图形符号

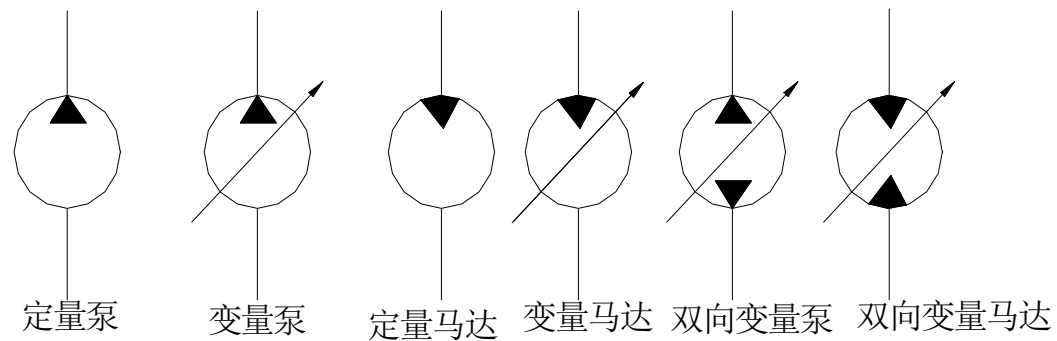


图3-3 液压泵和液压马达的图形符号

结束

返回首页

§ 3-2 齿轮泵和齿轮马达

一、概述

二、外啮合齿轮泵工作原理

三、外啮合齿轮泵的几个问题

四、内啮合齿轮泵

五、齿轮马达

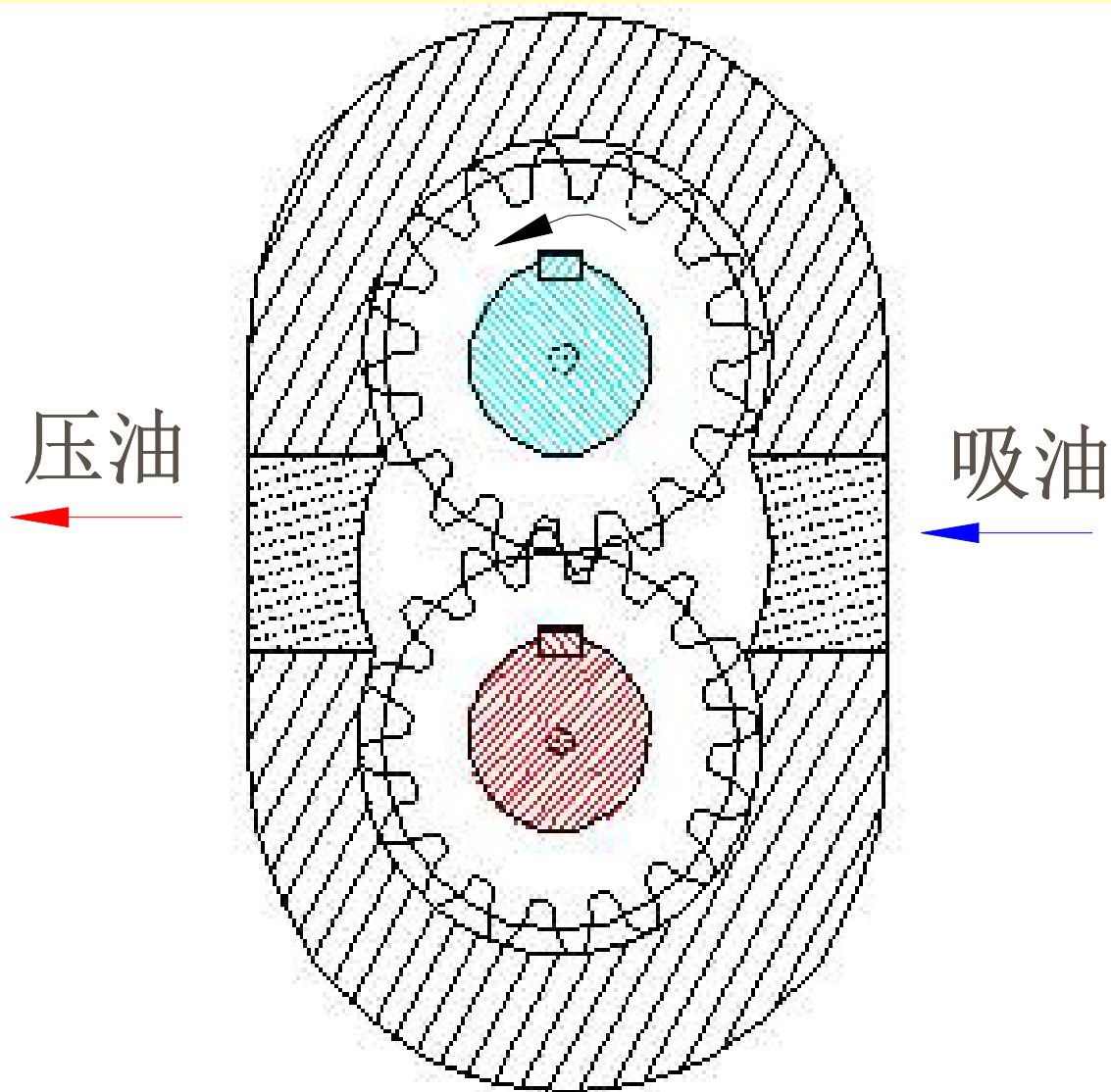
一、概述

齿轮泵是液压泵中结构最简单的一种泵，它的抗污染能力强，价格最便宜。但一般齿轮泵容积效率较低，轴承上不平衡力大，工作压力不高。齿轮泵的另一个重要缺点是流量脉动大，运行时噪声水平较高，在高压下运行时尤为突出。齿轮泵主要用于低压或噪声水平限制不严的场合。一般机械的润滑泵以及非自吸式泵的辅助泵都采用齿轮泵。

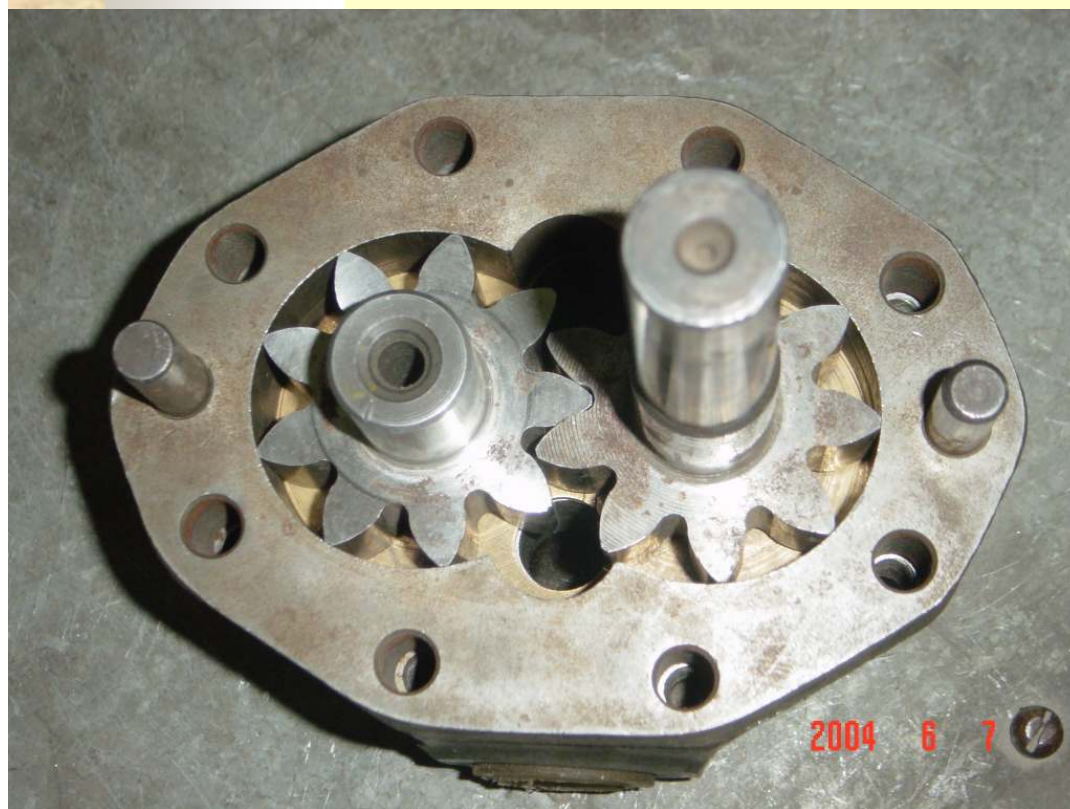
从结构上看齿轮泵可分为外啮合和内啮合两类，其中以外啮合齿轮泵应用更广泛。

二、外啮合齿轮泵工作原理

外啮合齿轮泵由一对完全相同的齿轮啮合，由于 $\epsilon > 1$ ，产生上下体积变化，这就形成了吸油区和压油区。同时在啮合过程中啮合点沿啮合线移动，把这两区分开，起配流作用。



图为外啮合齿轮泵实物结构



下面分析一下泵的排量。泵每转一周把两个齿轮上齿谷中的存油排出。如果泵中采用标准齿轮，并取齿谷的容积等于齿部的体积，则齿轮每转一周排出的体积可近似等于外径为 $(mZ+2m)$ ，内径为 $(mZ-2m)$ ，厚度为 B 的圆环体积，即

$$q = \pi/4 [(mZ+2m)^2 - (mZ-2m)^2] B = 2\pi m^2 Z B$$

由于齿谷的体积大于齿部，实际几何排量还要大一些，故以3.33代替上式中的 π 较接近实际情况。得 $q = 6.66 m^2 Z B$

即泵的实际流量为： $Q = 6.66 m^2 Z B \eta_{PV} \cdot n$

三、外啮合齿轮泵的几个问题

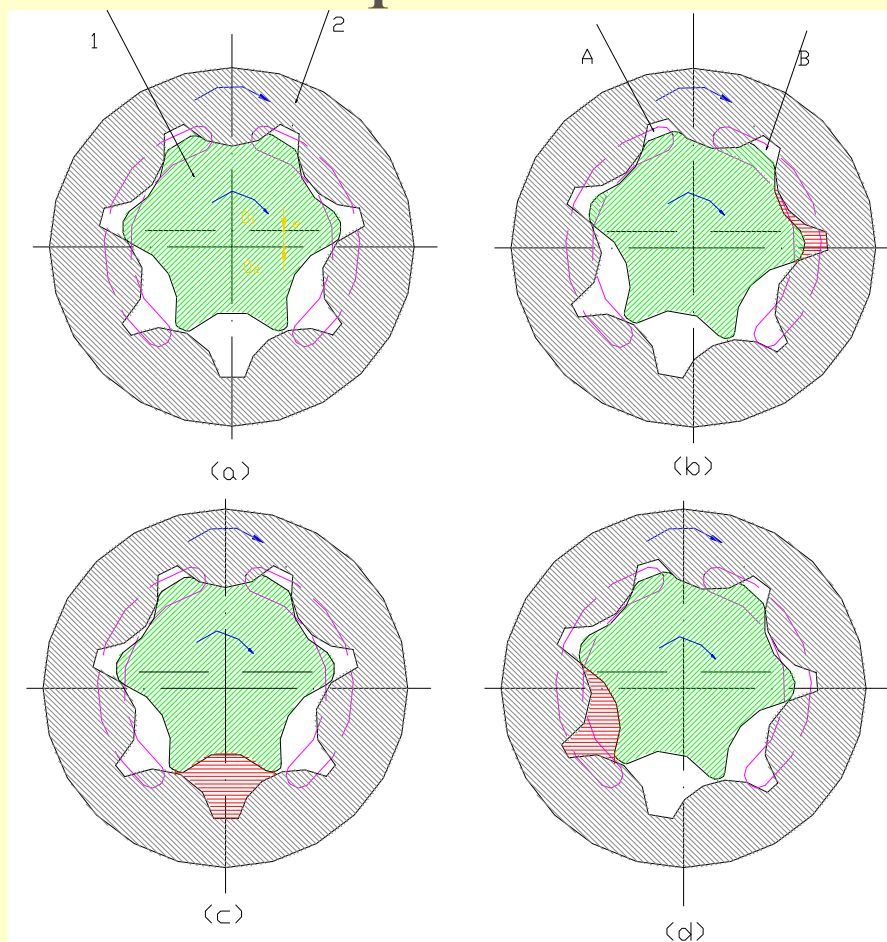
1、泄漏

2、径向力

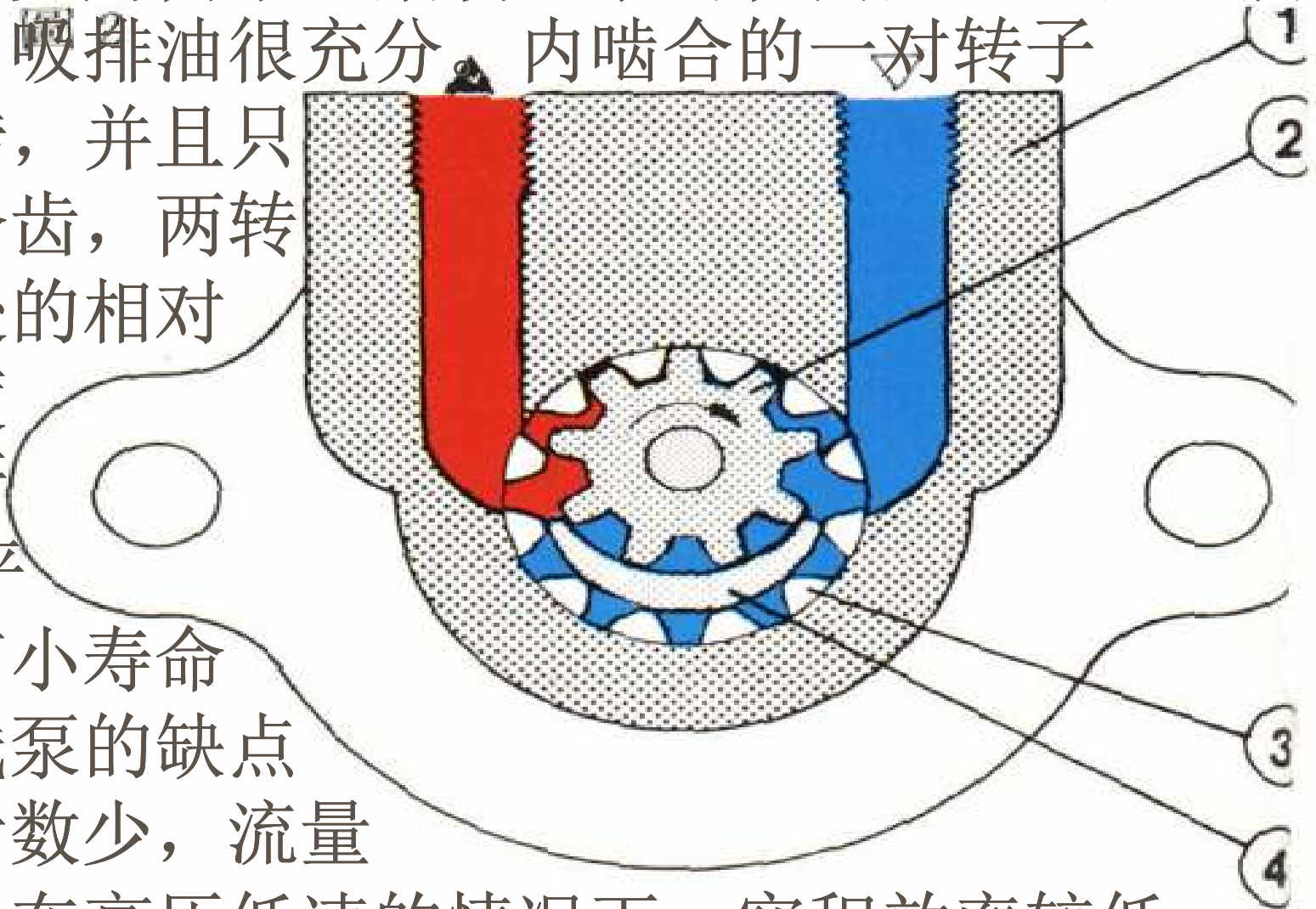
3、困油

四、内啮合齿轮泵

如图所示为摆线泵工作原理图。内转子1为齿轮，有6个齿。外转子2为内齿轮，有7个齿。内外转子的偏心距为 e 。当内转子绕中心 O_1 旋转时外转子绕 O_2 同时旋转，内外转子能自动形成几个独立的密封容积，摆线泵按图示方向旋转时，右半部分的封闭容积增大，形成局部真空，并通过配油窗口B从油箱吸油(b图)。当转子转到图c位置时，封闭容积为最大。在图d，油从A输出。



图示为内啮合齿轮泵结构图。摆线泵由于采用摆线，又是内啮合，因此与同排量的其它液压泵比较，结构更为简单，紧凑。泵的轴向配油，配油窗口很大，吸排油很充分。内啮合的一对转子同向旋转，并且只相差一个齿，两转子齿部处的相对滑动速度很小，所以运动平稳，噪声小寿命长。摆线泵的缺点是转子齿数少，流量脉动大，在高压低速的情况下，容积效率较低。



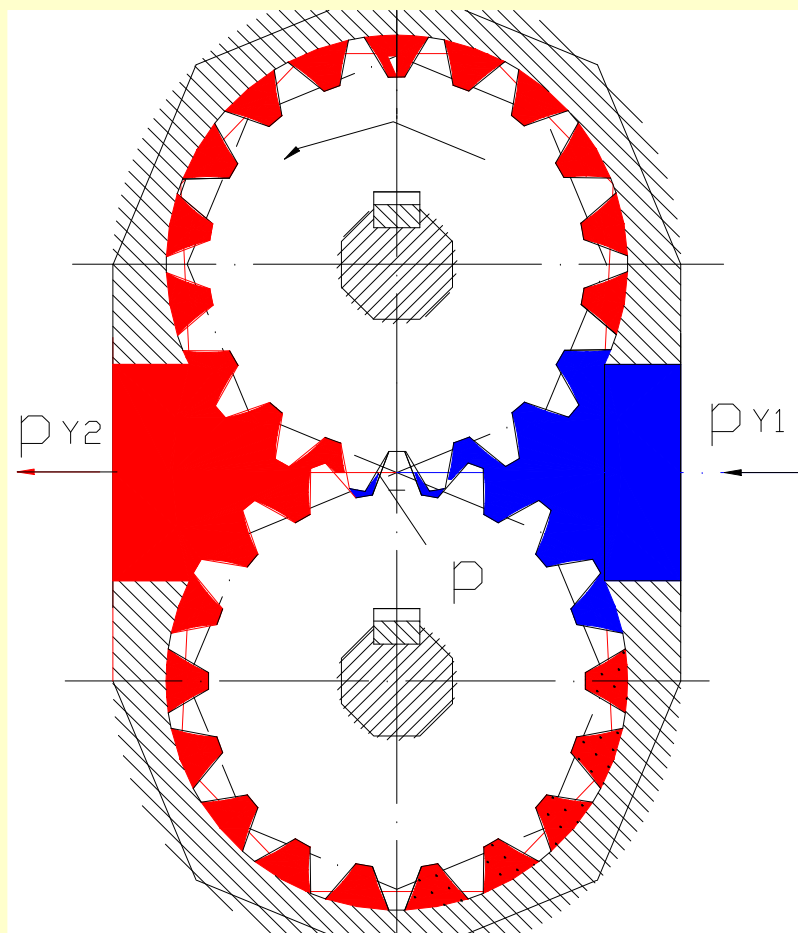
图中为内啮合齿轮泵实物结构



五、齿轮马达

1、齿轮马达的工作原理

图为外啮合齿轮马达的工作原理图。图中P点为两齿轮的啮合点，当压力油进入齿轮马达时，压力油分别作用在个齿面上。由图可知，在两个齿轮上各有一个使其产生转矩的作用力，两齿轮便按图示方向旋转，齿轮马达输出轴上也就输出旋转力矩。



2、结构特点

齿轮马达和齿轮泵在结构上的主要区别如下：（1）齿轮泵一般只需一个方向旋转，为了减小径向不平衡液压力，因此吸油口大，排油口小。而齿轮马达则需正、反两个方向旋转，因此进油口大小相等。

（2）齿轮马达的内泄漏不能像齿轮泵那样直接引到低压腔去，而必须单独的泄漏通道引到壳体外去。因为马达低压腔有一定背压，如果泄漏油直接引到低压腔，所有与泄漏通道相连接的部分都按回油压力承受油压力，这可能使轴端密封失效。

(3) 为了减少马达的启动摩擦扭矩，并降低最低稳定转速，一般采用滚针轴承和其他改善轴承润滑冷却条件等措施。

齿轮马达具有体积小，重量轻，结构简单，工艺性好，对污染不敏感，耐冲击，惯性小等优点。因此，在矿山、工程机械及农业机械上广泛使用。但由于压力油作用在液压马达齿轮上的作用面积小，所以输出扭矩较小，一般都用于高转速低扭矩的情况下。

结束

[返回首页](#)

§ 3-3 叶片泵和叶片式马达

叶片泵有两类：双作用和单作用叶片泵，双作用叶片泵是定量泵，单作用泵往往做成变量泵。而马达只有双作用式。

一、双作用叶片泵

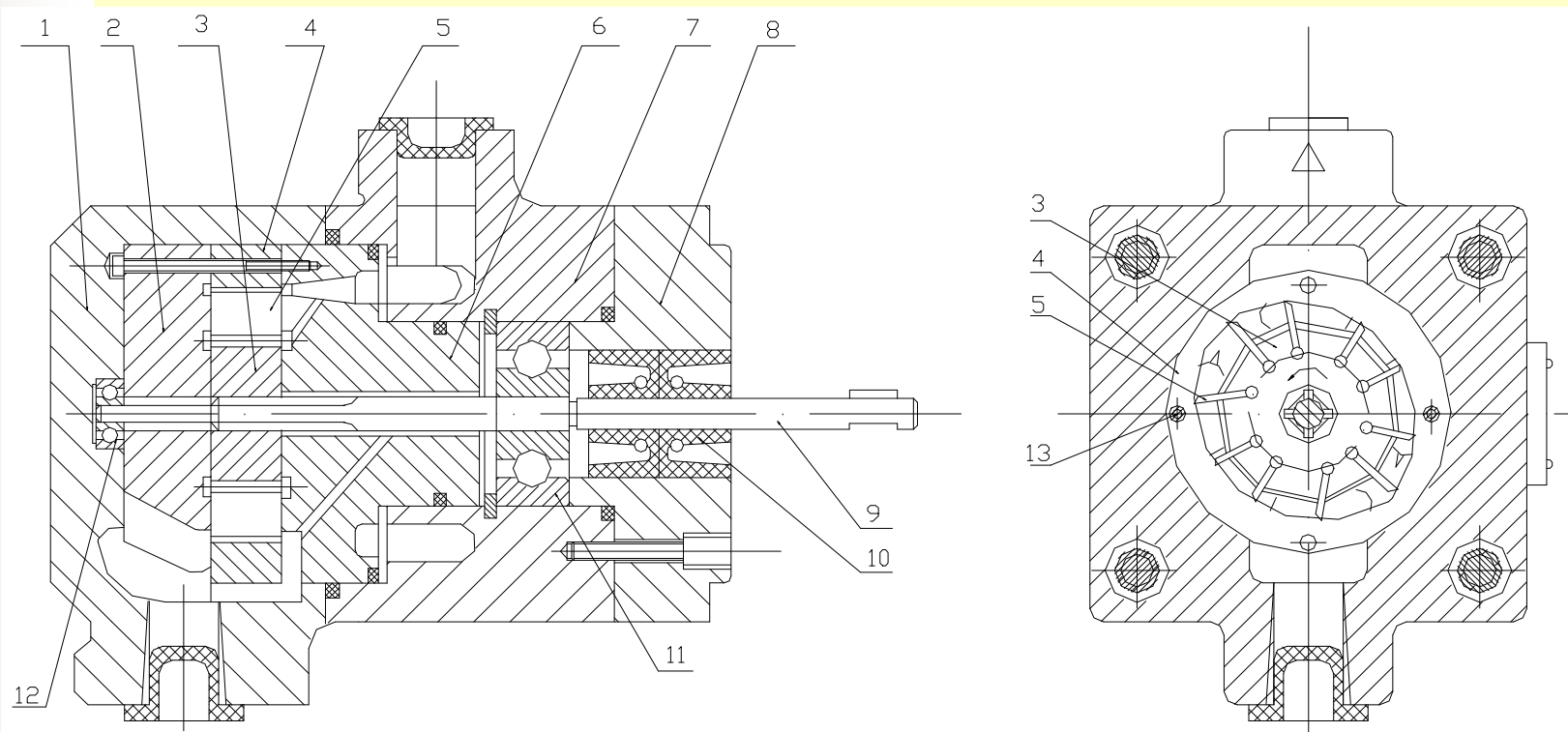
二、双作用叶片式液压马达

三、单作用叶片泵

一、双作用叶片泵

1、结构和工作原理

图中为双作用叶片泵结构。它主要由壳体1、7，转子3，定子4，叶片5，配流盘2、6和主轴9等组成。



1-前泵体 2-配流盘 3-转子 4-定子 5-叶片 6-配流盘 7后泵体 8-端盖 9-主轴 10-密封防尘圈 11、12-轴承 13-螺钉

图中为泵的转子和定子实物



2004 6 7

双作用叶片泵工作原理可由下图说明。当转子3和叶片5一起按图示方向旋转时，由于离心力的作用，叶片紧贴在定子4的内表面，把定子内表面、转子外表面和两个配流盘形成的空间分割成八块密封容积。随着转子的旋转，每一块密封容积会周期性地变大和缩小。一转内密封容积变化两个循环。所以密封容积每转内吸油、压油两次，称为双作用泵。双作用使流量增加一倍，流量也相应增加。

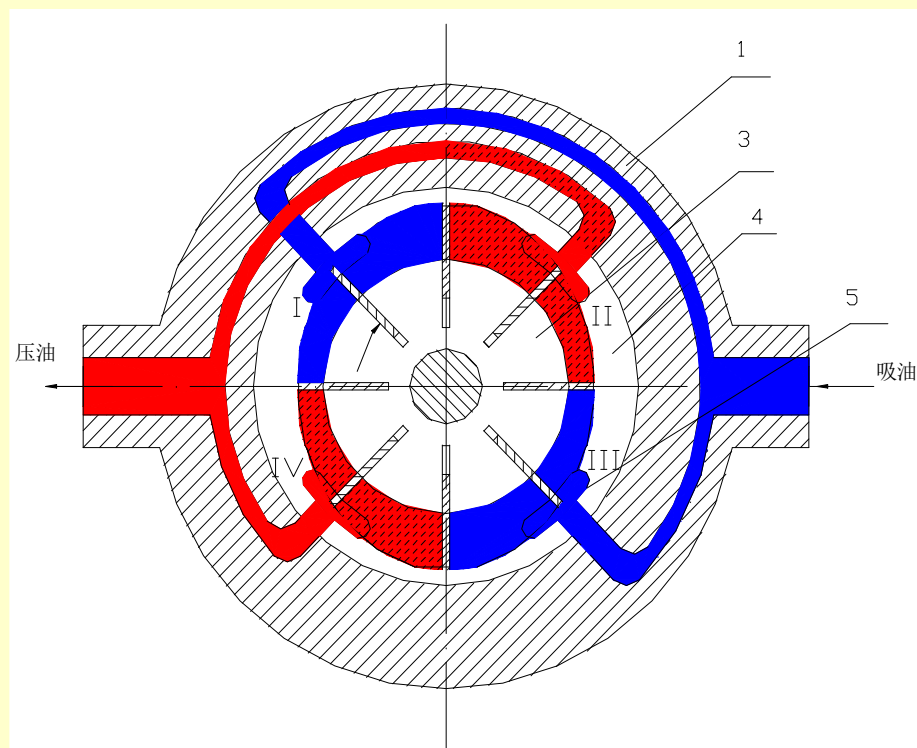


图3-13 双作用叶片工作原理

2.流量

先计算处于大半径 r_1 处的叶片a在旋转时排出流量 Q_a 。微小面积 dA 以速度 v 运动时排出的流量为 dQ 。

$$则 \quad Q_a = \int dQ = \int_{r_0}^{r_1} B\omega r dr = (B\omega/2) \cdot (r_1^2 - r_0^2)$$

式中 B —叶片宽度； ω —转子的角速度； r_0 —转子的外半径。

同样，处于小半径 r_2 处叶片b在旋转时吸为：

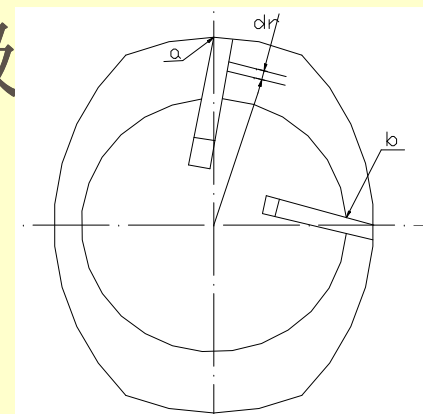
$$Q_b = \int_{r_0}^{r_2} B\omega r dr = (B\omega/2) \cdot (r_2^2 - r_0^2)$$

从配流窗口II排出的流量为：

$$Q_{II} = Q_a - Q_b = (B\omega/2) \cdot (r_1^2 - r_2^2)$$

由于此时配流窗口IV也有油液排除，故泵的总流量为：

$$Q_T = 2Q_{II} = B\omega(r_1^2 - r_2^2) = 2\pi Bn(r_1^2 - r_2^2)$$



3、结构上的若干特点

(1) 保持叶片与定子内表面接触

转子旋转时保证叶片与定子内表面接触时泵正常工作的必要条件。前文已指出叶片靠旋转时离心甩出，但在压油区叶片顶部有压力油作用，只靠离心力不能保证叶片与定子可靠接触。为此，将压力油也通至叶片底部。但这样做在吸油区时叶片对定子的压力又嫌过大，使定子吸油区过渡曲线部位磨损严重。减少叶片厚度可减少叶片底部的作用力，但受到叶片强度的限制，叶片不能过薄。这往往成为提高叶片泵工作压力的障碍。在高压叶片泵中采用各种结构来减小叶片对定子的作用力。

(2) 端面间隙

为了使转子和叶片能自由旋转，它们与配油盘二端面间应保持一定间隙。但间隙也不能过大，过大时将使泵的内泄漏增加，泵容积效率降低。一般中、小规格的泵其端面间隙为**0.02~0.04mm**。

(3) 定子曲线

这里指的是连接四段圆弧的过渡曲线。较早期的泵采用阿基米德螺线。

即 $\rho=r_2+a\varphi$ 及 $\rho=r_1-a\varphi$

采用阿基米德螺线时，叶片径向速度不变，不会引起泵流量脉动。

(4) 叶片倾角

从前图中可看出叶片顶部顺转子旋转方向转过一角度 θ 。很明显，叶片顶部与定子曲线间是滑动摩擦。在压油区，叶片依靠定子内表面迫使叶片沿叶片槽向里运动，其作用与凸轮相似，叶片与定子内表面接触时有一定压力角。

4、类型

前图所示叶片泵额定压力**6.3MPa**，转速有**1000~1500r/min**，流量有**6~100r/min**多种规格，容积效率**90%**左右，主要用于机床。

二、双作用叶片式液压马达

1、工作原理

双作用叶片式液压马达的工作原理可用下图说明。图中当压力油进入后，叶片1、3、5、7一侧受到压力油的作用，另一侧通回油。而叶片2、4、6、8的两侧压力相同。当压力作用在叶片上时，产生的扭矩为 $dM=r \cdot p dA = pBrdr$ 根据右图，作用在轴上的总理论扭矩 M_t 为：

$$M_T = 2 \int_{r_2}^{r_1} pBrdr = pB(r_1^2 - r_2^2)$$

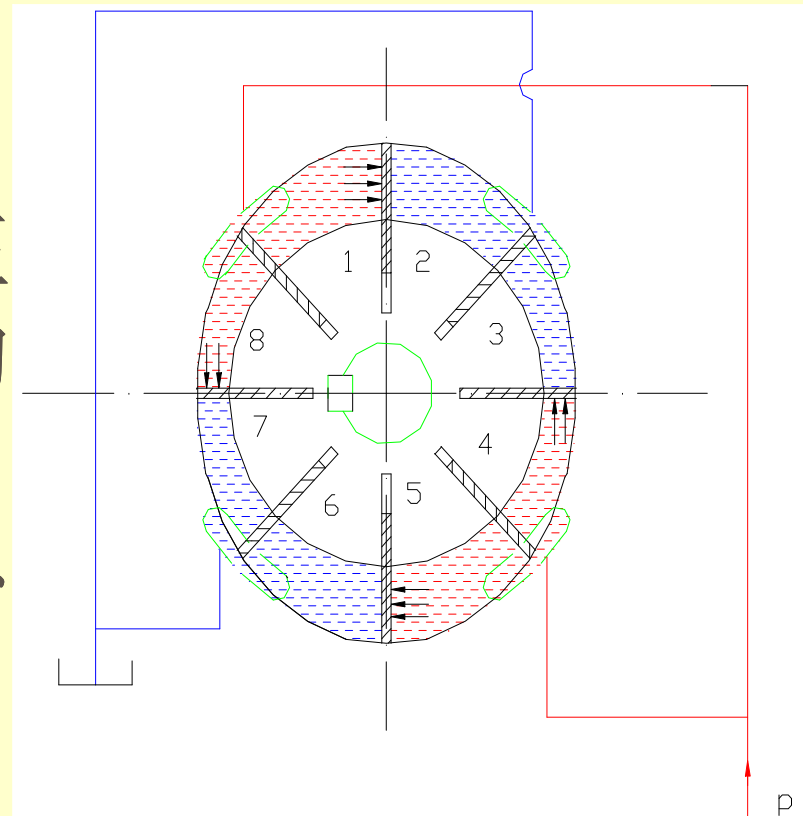
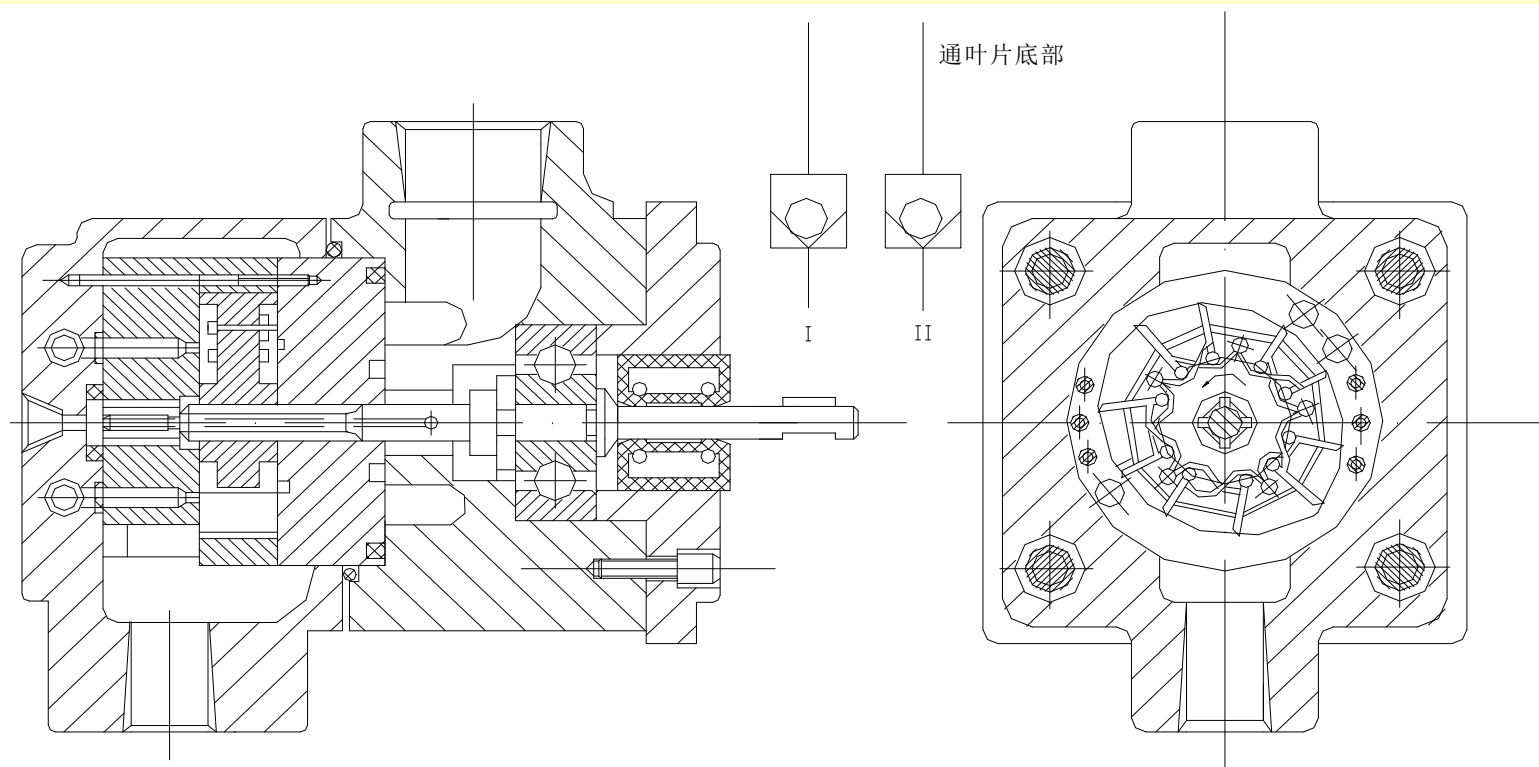


图3-15 叶片式液压马达工作原理

与泵相比具有以下几个特点：

- (1) 叶片底部有弹簧，保证在初始条件下叶片贴近内表面，形成密封容积；
- (2) 泵壳内含有两个单向阀。进、回油腔的压力经单向阀选择后再进叶片底部（如下图）。
- (3) 叶片槽是径向的。这是因为液压马达都要旋转之故。



三、单作用叶片泵

1、工作原理

单作用叶片泵工作原理见下图。由图可看出，与双作用泵的主要差别在于它的定子是一个与转子偏心放置的圆环。

转子每一转，转子、定子叶片和配流盘形成的密封容积只变换一次，所以配流盘上只需要一个配流窗口。

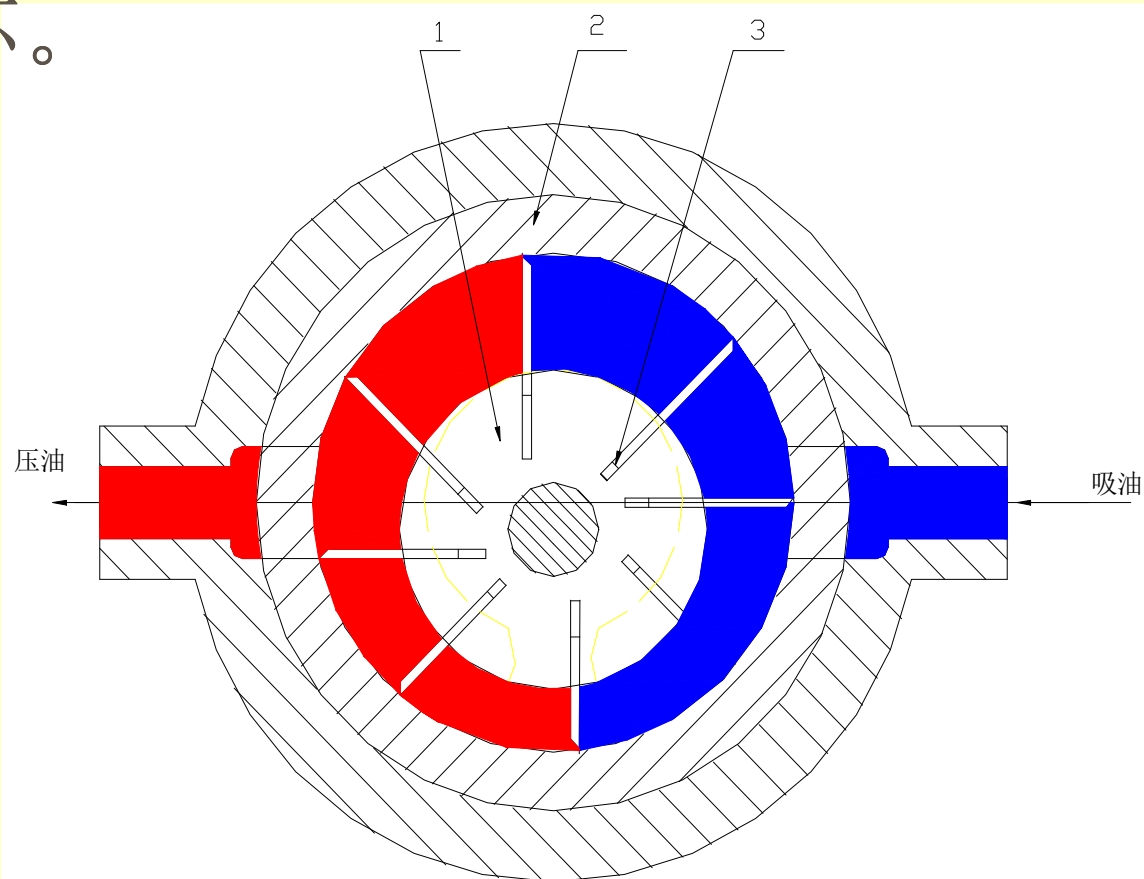
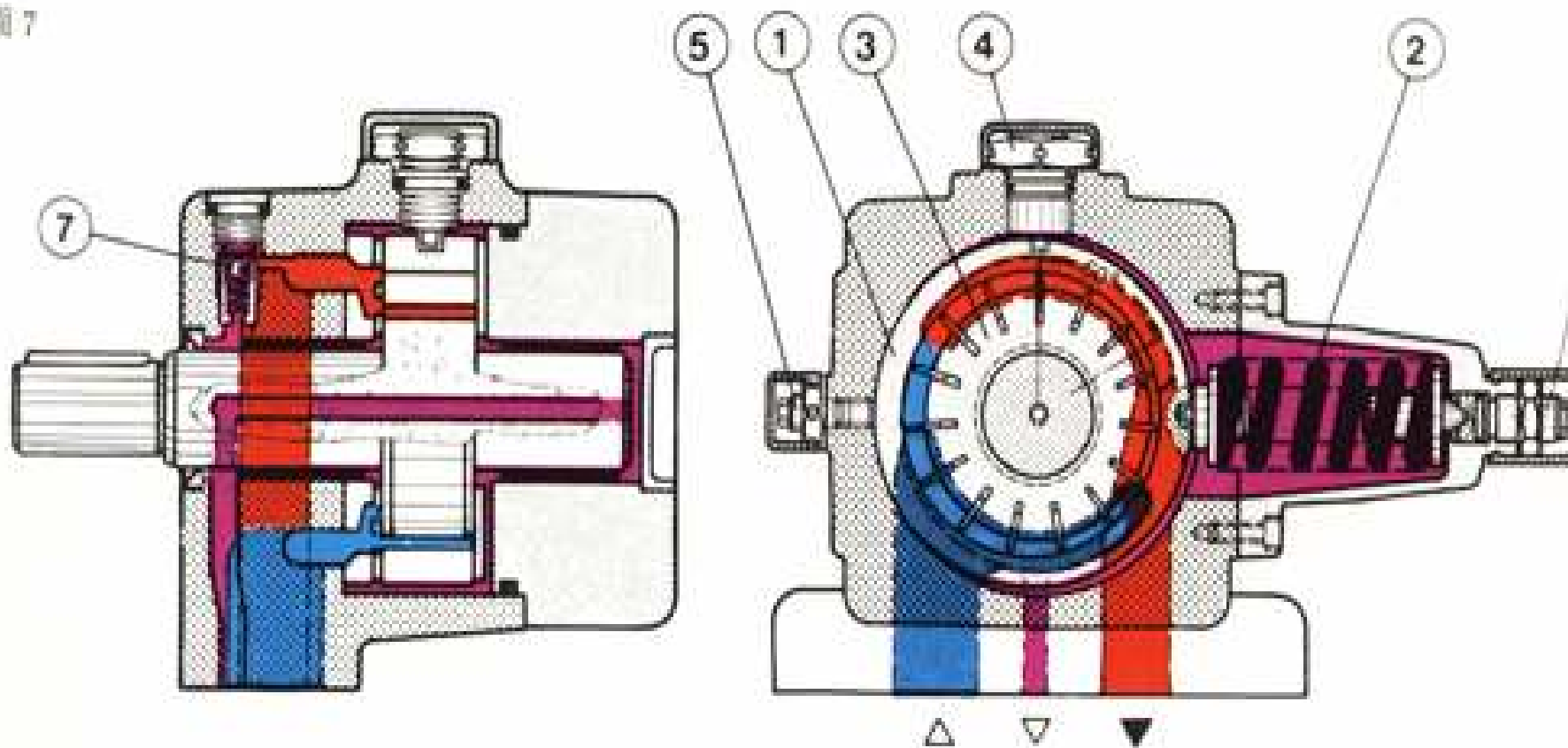


图3-13 单作用叶片工作原理

单作用叶片泵结构如图

图 7



泵的转子**K**及其轴承上会受到不平衡的液压力，大小为：

$$P=pBD$$

式中 **P**—转子受到的不平衡液压力；

p—泵的工作压力；

B—定子的宽度；

D—定子内直径。

计算泵的几何排量为：

$$q=B\pi[(R+e)^2-(R-e)^2]=4B\pi Re=2\pi Bde$$

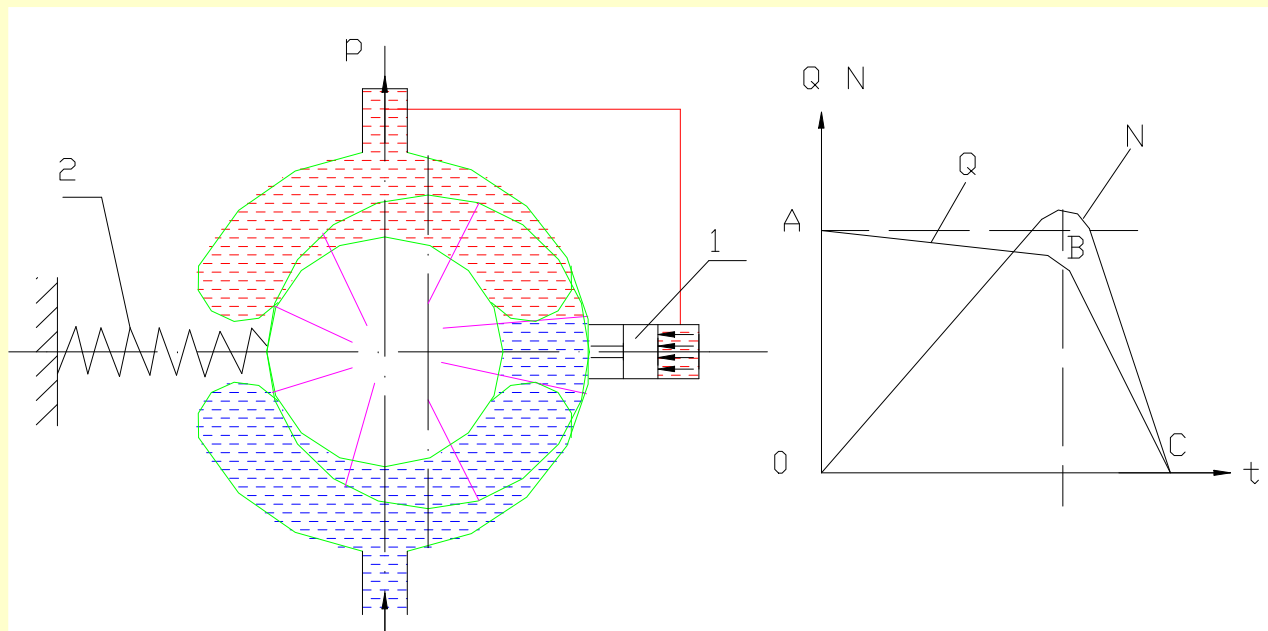
理论流量为： **$Q_T=2\pi Bde$**

式中 **R**—定子内半径；

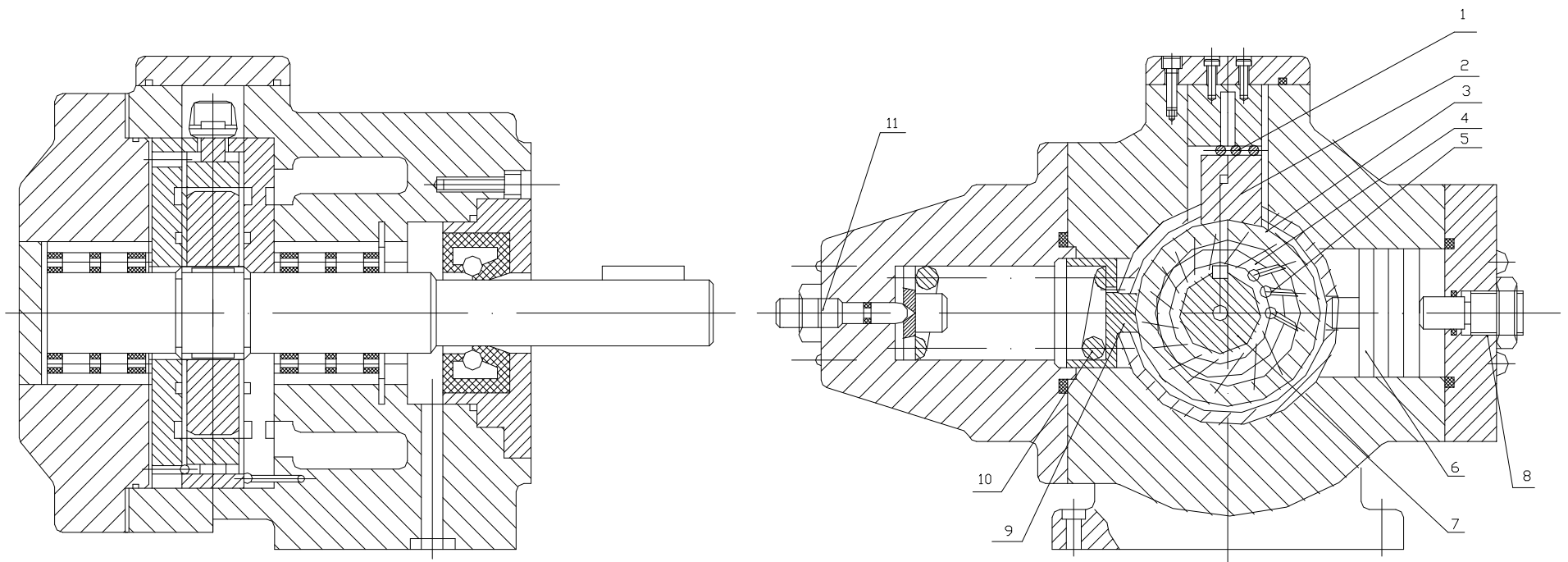
e—定子与转子的偏心量；

2、限压式变量叶片泵

左图中表示限压式变量叶片泵的原理，右图为其特性曲线。泵的输出压力作用在定子右侧的活塞1上。当压力作用在活塞上的力不超过弹簧2的预紧力时，泵的输出流量基本不变。当泵的工作压力增加，作用于活塞上的力超过弹簧的预紧力时，定子向左移动，偏心量减小，泵的输出流量减小。当泵压力到达某一数值时，偏心量接近零，泵没有流量输出。



下图是限压变量泵的实际结构。图中定子上半部为压油区，作用在定子内部的液体压力使定子向上并通过滑块2使之与滚针导轨1靠紧，使定子移动灵活。螺钉11用以调节限压式变量泵的起控压力。螺钉8用以限制定子的最大偏心量，即泵的空载流量。



1-滚针 2-滑块 3-定子 4-转子 5-叶片 6-活塞 7-轴 8-最大流量调节螺钉 9-弹簧座 10-弹簧 11-压力调节螺钉



此泵的结构有以下两点值得注意：

(1) 叶片底部油液是自动切换的。即当叶片在压油区时，其底部通压力油；在吸油区时则与吸油腔相通。所以叶片上、下的液压力是平衡的，有利于减少叶片与定子间的磨损。

(2) 叶片也有一倾角，但倾斜方向正好与双作用泵相反。此种泵中，叶片上下液压力是平衡的，叶片的向外运动主要依靠其旋转时所受到的惯性力。

上述泵的额定压力为**6.3MPa**，主要用于机床和压力机。

结束

[返回首页](#)

§ 3-4 柱塞泵和柱塞式马达

在第一节所述单柱塞泵中，凸轮使泵在半周内吸油，半周内排油。因此泵排出的流量是脉动的，它所驱动的液压缸或液压马达的运动速度是不均匀的。所以无论是泵或马达总是做成多柱塞的。常用的多柱塞泵有轴向式和径向式两大类。

一、轴向柱塞泵

二、轴向柱塞式液压马达

三、径向柱塞泵和马达

一、轴向柱塞泵

1、直轴式轴向柱塞泵原理

图为该泵的工作原理。图中斜盘1和配流盘4固定不转，电机带动轴5、缸体2以及缸体内柱塞3一起旋转。柱塞尾有弹簧，使其球头与斜盘保持接触。

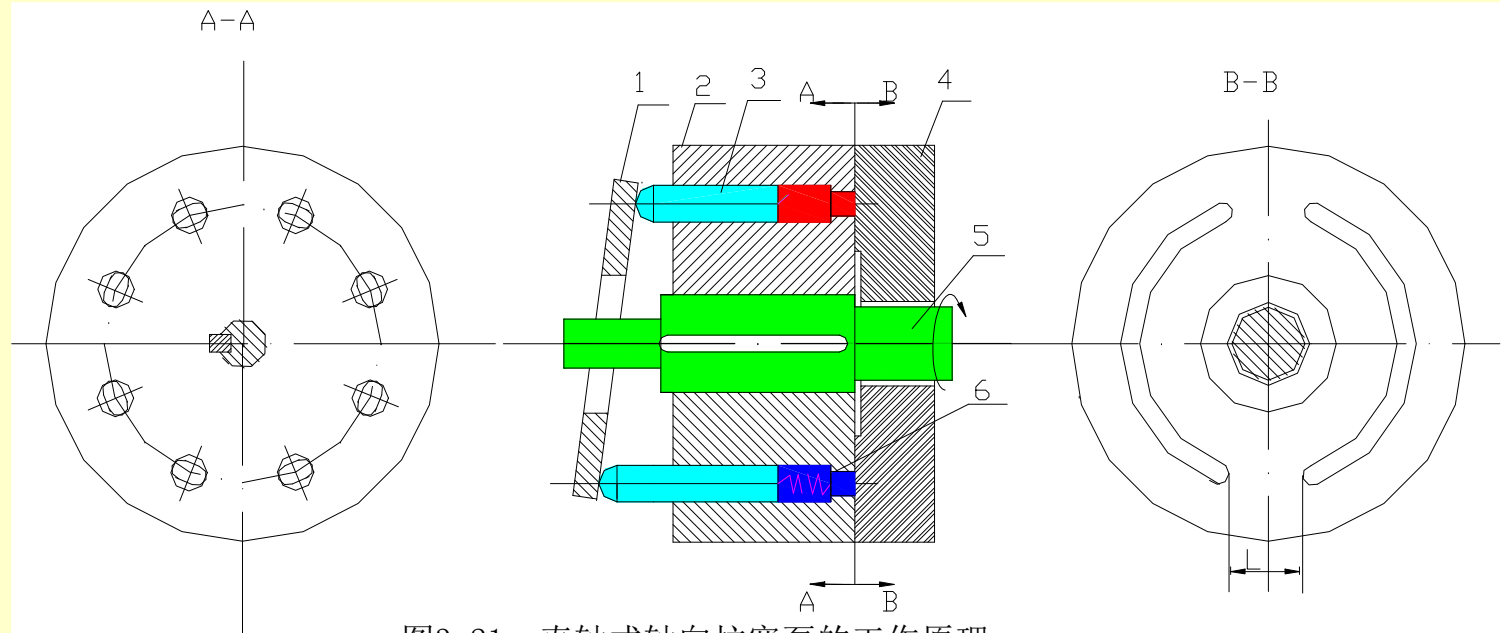


图3-21 直轴式轴向柱塞泵的工作原理

1-斜盘 2-缸体 3-柱塞 4-配流盘 5-轴 6-弹簧

配流盘

由于存在困油问题，为减少困油，因此在配油盘的槽I、II的起始点开上条小三角槽，且在二配流槽的两端都开有小三角槽。见下图：

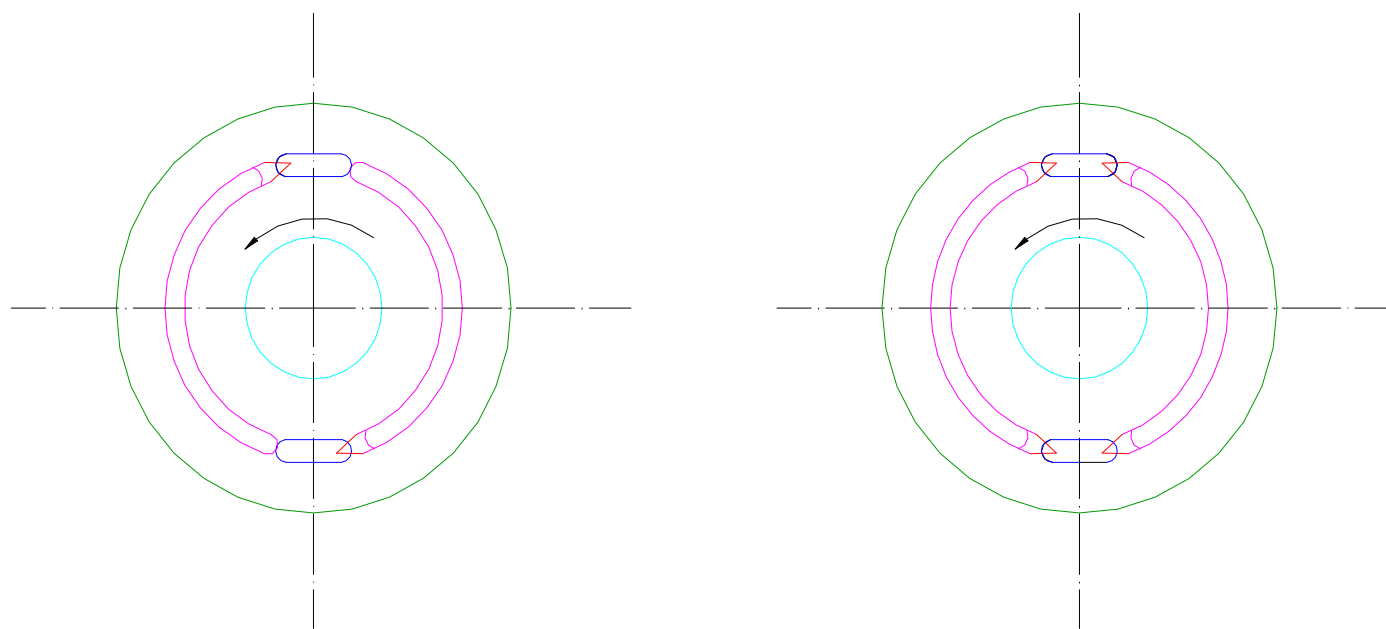


图3-22 配流盘

2、流量

轴向柱塞泵的几何排量

$$q = (\pi d^2 / 4) D Z t g \gamma$$

平均理论流量为

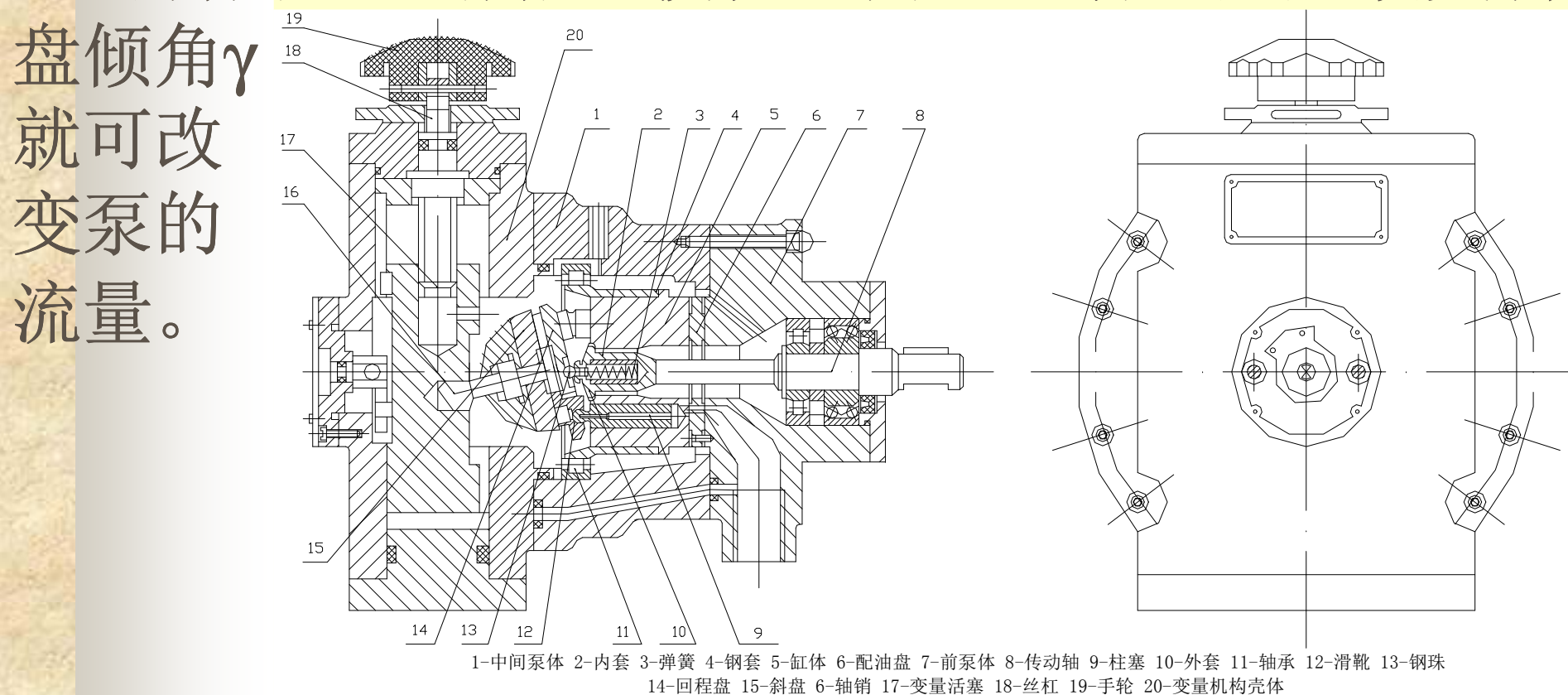
$$Q_T = (\pi d^2 / 4) D Z n t g \gamma$$

式中 d —柱塞直径； D —柱塞在缸体上的分布直径； Z —柱塞数； n —轴的转速； γ —斜盘倾斜角度。

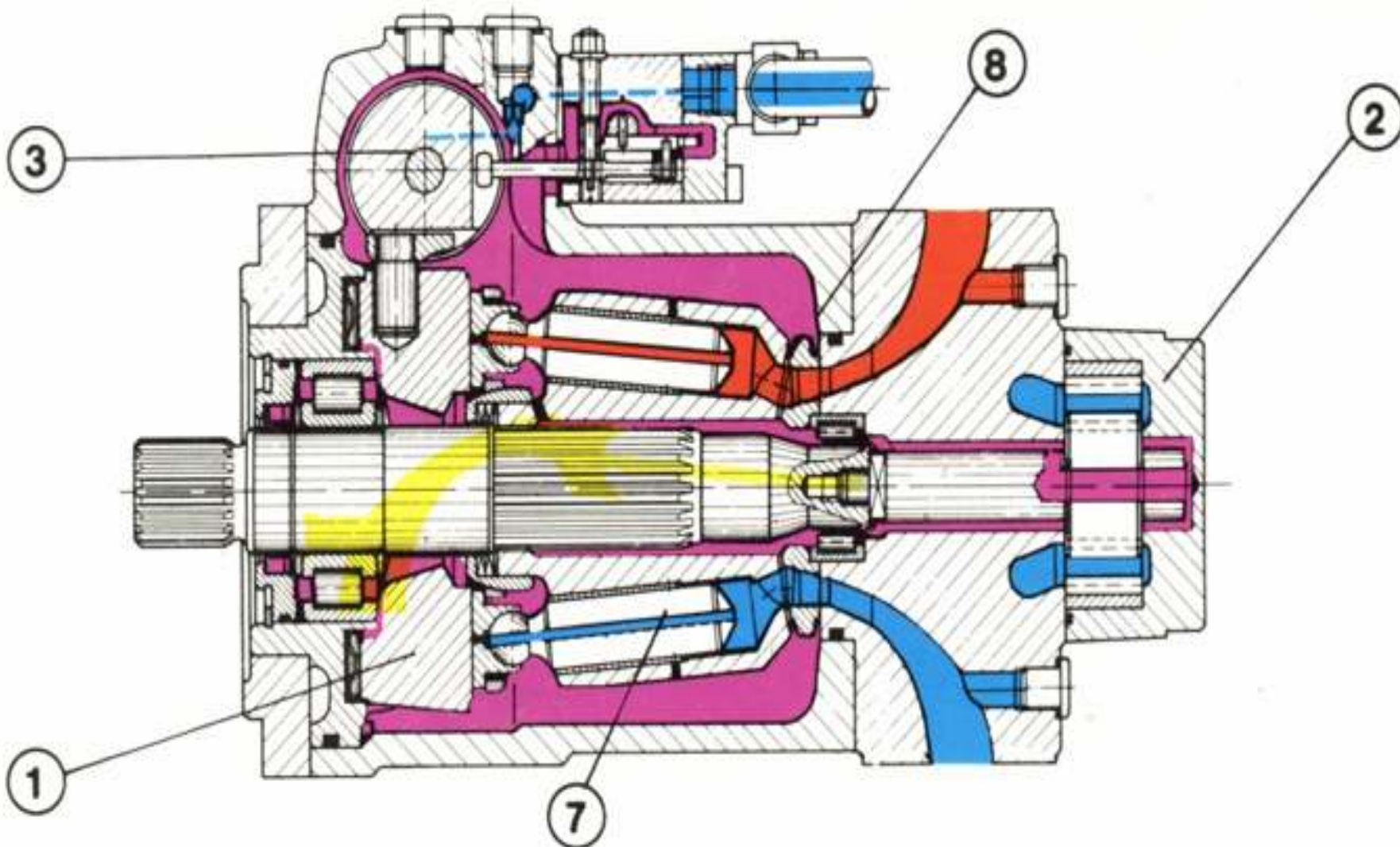
从上式看出：泵的流量及每转排量可通过改变斜盘倾角 γ 而改变，所以轴向柱塞泵可很方便地做成变量泵。

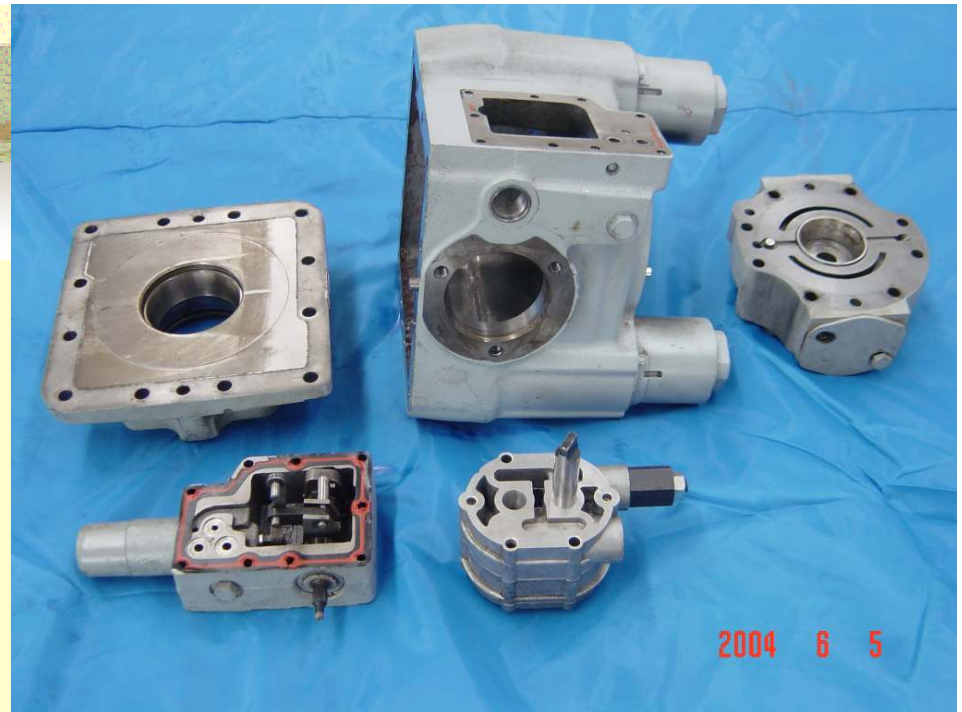
3、直轴式柱塞泵的结构和变量机构

图示是一手动变量直轴式柱塞泵结构。它由泵主体和变量机构两部分组成。动力由轴8传入，带动缸体5连同其中的柱塞9旋转。缸体旋转时，斜盘的斜面通过滑靴迫使柱塞向里运动，只要改变斜盘倾角 γ 就可改变泵的流量。

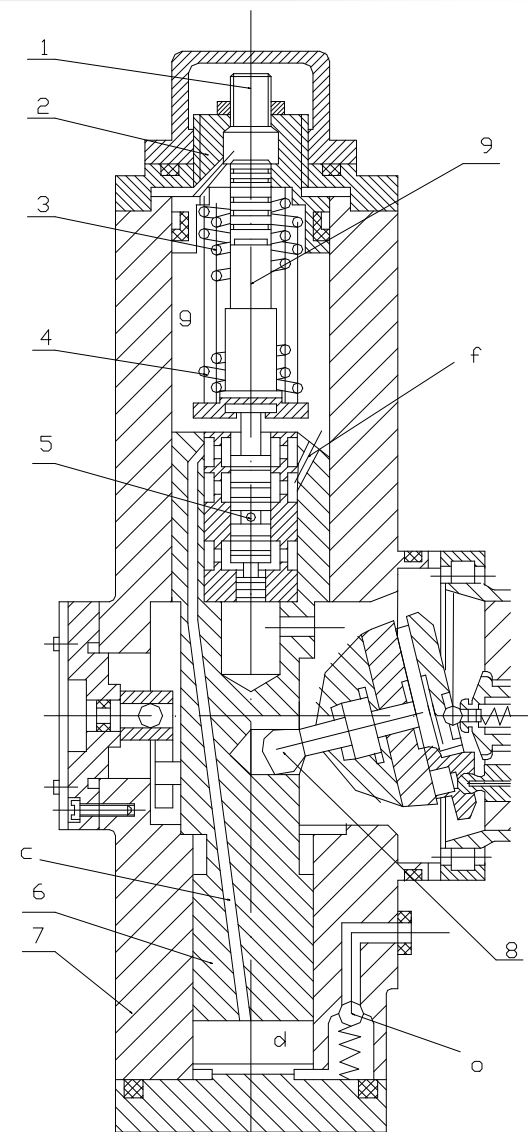


以下图为柱塞泵的结构图





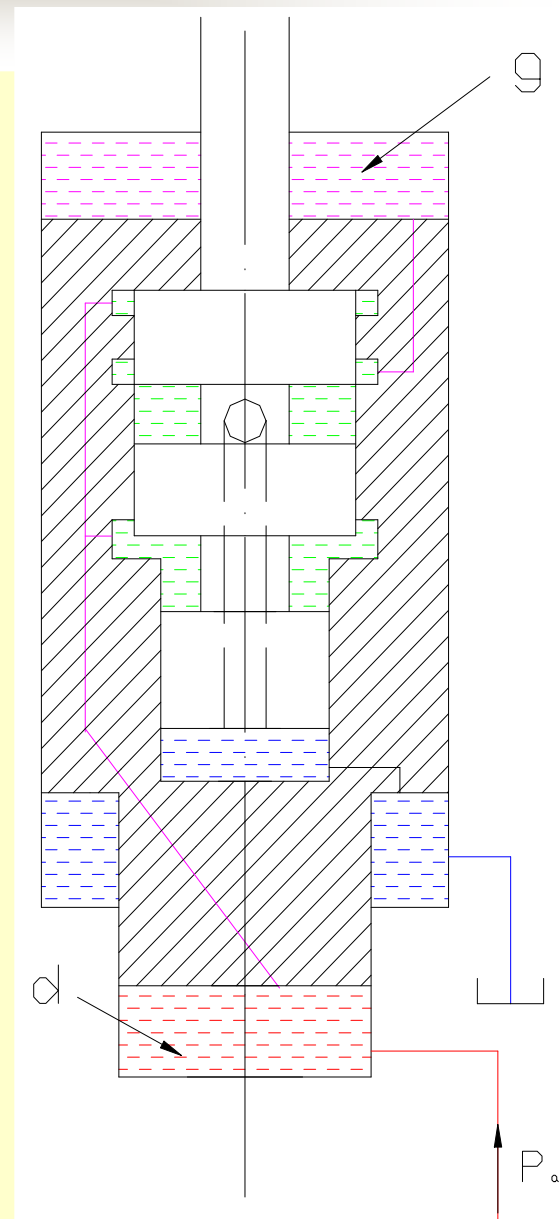
为了节约能量，希望泵的流量能自动改变。常用的自动变量泵有恒功率式、恒压力式和恒流量式等。图中为实现恒功率控制的压力补偿变量机构，以此机构代替上图手顶变量泵左端的手动变量机构，就成为恒功率变量泵。图中滑阀5和活塞6则形成一个液压伺服机构。



1-限位螺钉 2-弹簧套 3、4-弹簧 5-伺服滑阀
6-变量机构 7-变量壳体 8-轴销 9-导杆

液压伺服机构的工作原理可用下图说明。

活塞6是差动活塞，**g**腔的面积**d**腔的二倍。泵的压力油经单向阀进入**d**腔，故**d**腔始终与压力油相通。阀芯相对阀套处于中间位置时，活塞不运动。当阀芯向下偏离中位时，**g**腔与**d**腔接通。由于**g**腔活塞面积较大，活塞向下运动。当活塞向下运动的距离与阀芯偏离中位的距离相等时，活塞停止运动；当阀芯向上偏离中位时，**g**腔与回油相通，活塞向上运动，当行至与前情况相同时停止。



上述泵又称为恒功率变量泵，其特性如下图所示：其中AG'为斜盘倾角最大时，泵的最大流量。而GF'则表示当泵压力升高，斜盘倾角减小，泵流量减少。当泵压力进一步升高时，流量按图中F'E'线改变。最后倾角不再变化，则流量不再变化，如图中E'D'线。因此，泵的输出流量根据使用压力自动按折线G'F'E'D'变化。折线G'F'E'D'与等功率线HK接近。泵的流量压力特性可在图中阴影的范围内调节。如果使变量机构的两个弹簧中只有弹簧4起作用，则其变量特性如图中AB线所示。

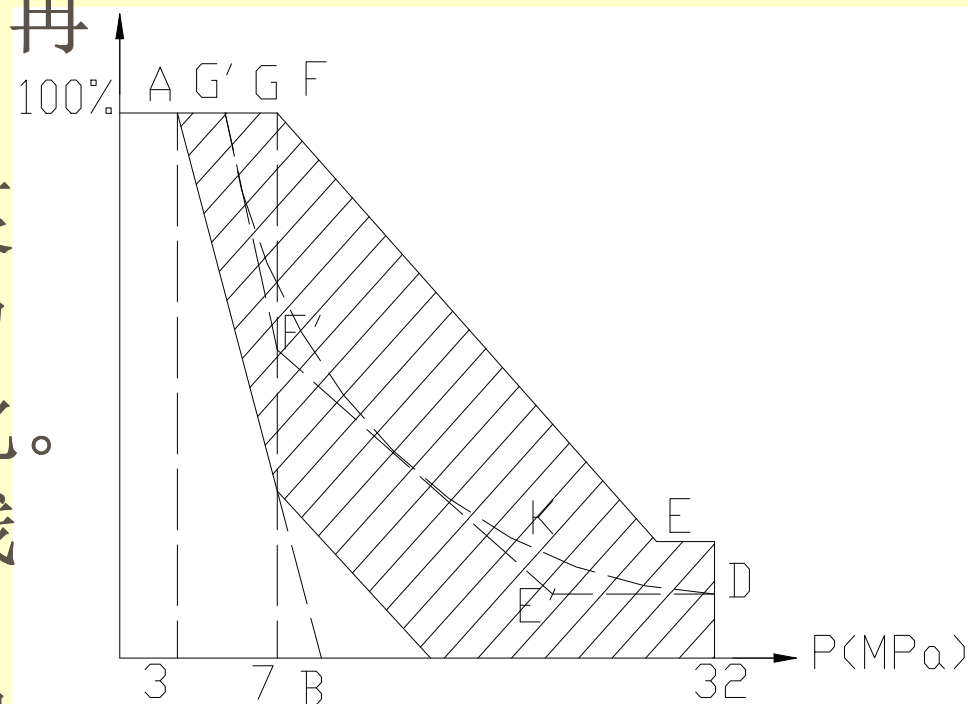
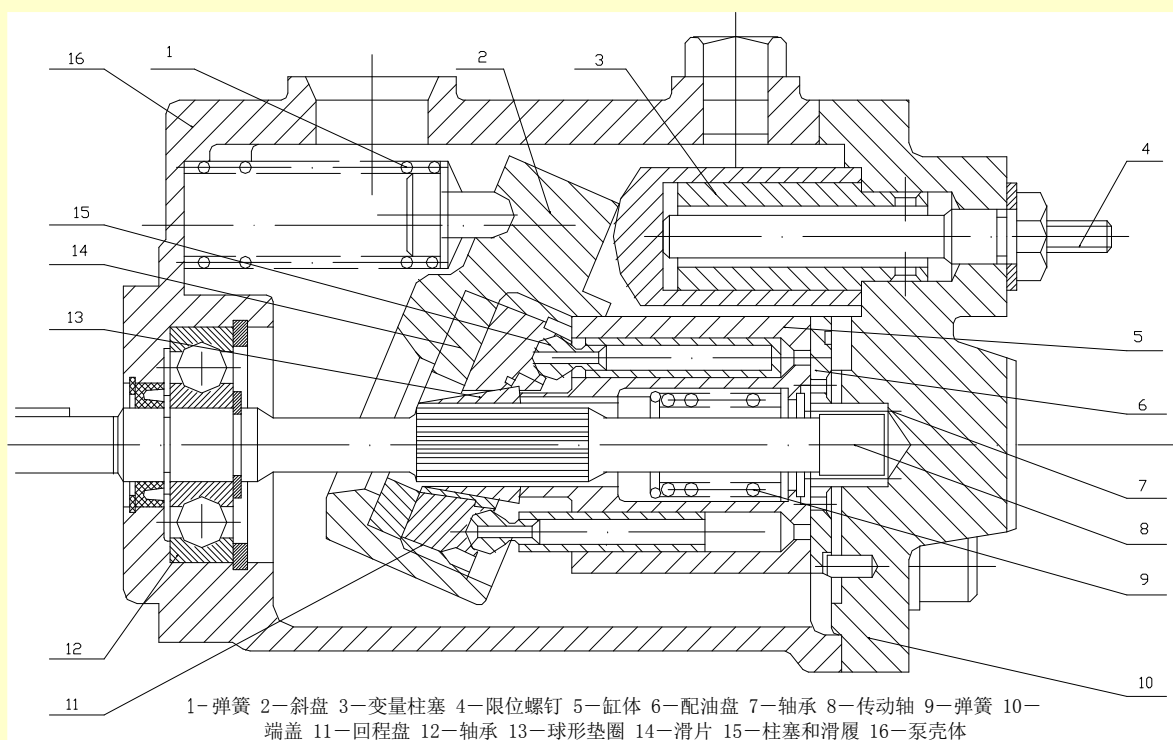


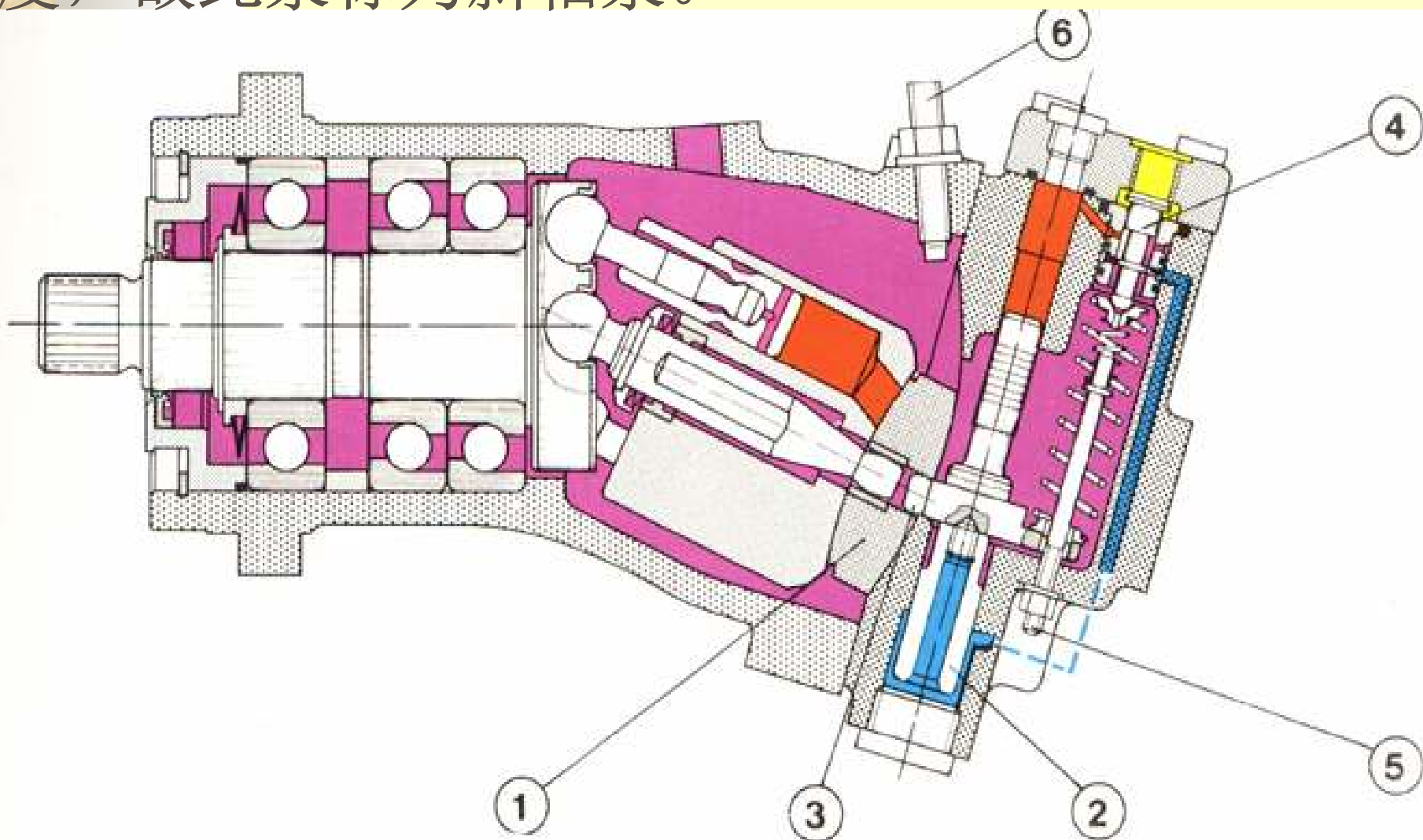
图3-26 恒功率特性曲线

图中为另一种直轴式轴向柱塞泵的实际结构。缸体上不再采用大型滚柱轴承，而是将轴支承在两端轴承上，因此要求轴具有较高的刚度。此外，其变量机械配置在与轴平行的轴线上，变量柱塞作用点离开斜盘的旋转中心较远，变量所需力可以较小些。泵轴另一端(图中右端)必要时也可伸出泵体外，这时就称为通轴泵。这泵可做成各种变量式，图为恒压式变量泵。



4、斜轴式轴向柱塞泵

由图可见其缸体的中心线与传动主轴成一角度，故此泵称为斜轴泵。



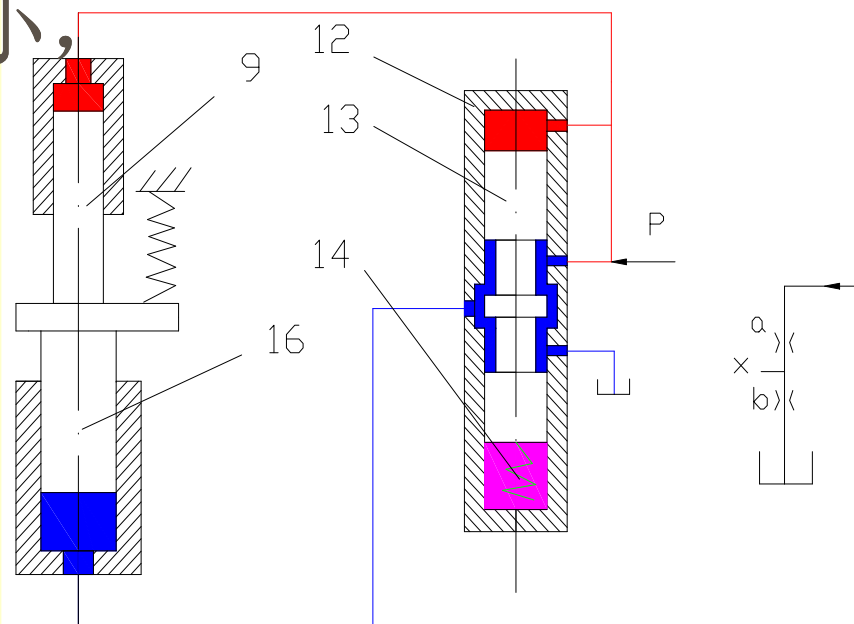
图中为斜轴式轴向柱塞泵外形



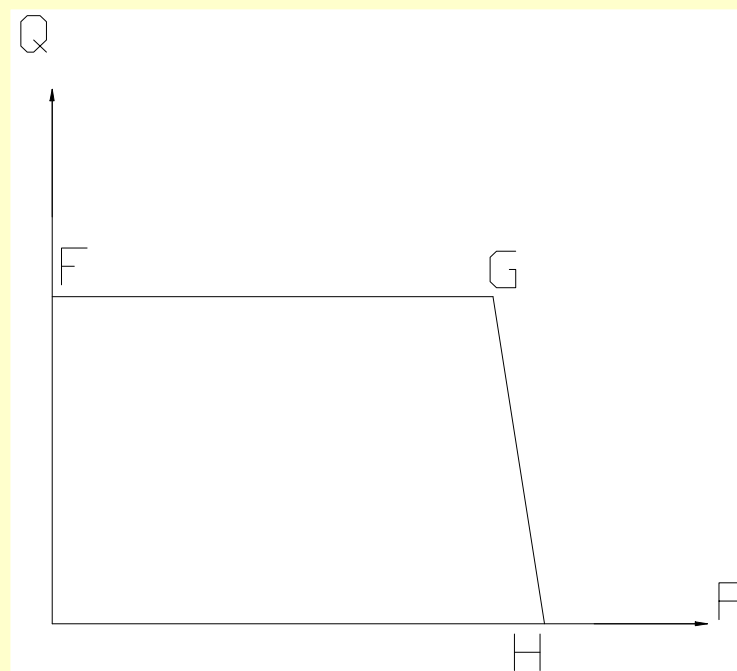
2004 6 5

上述泵是恒变量泵，恒压变量机构的原理见

下图。活塞9的面积为活塞16的一半。活塞9的油腔直接和泵的输出相通。而活塞16的油腔和控制阀套12的沉割槽相通，活塞16所受压力的大小由阀芯13的位移来控制，阀芯13的台肩宽度稍小于阀套沉割槽的宽度。当阀芯处于图示中位时，a、b处形成两个同样大小的开口，其阻力相等。当阀芯13向上时，a处阻力增大，b处减小，活塞9推动拔销11向下，使缸体摆角增加，泵排量增加；当阀芯向下时，情况正相反，排量减小。

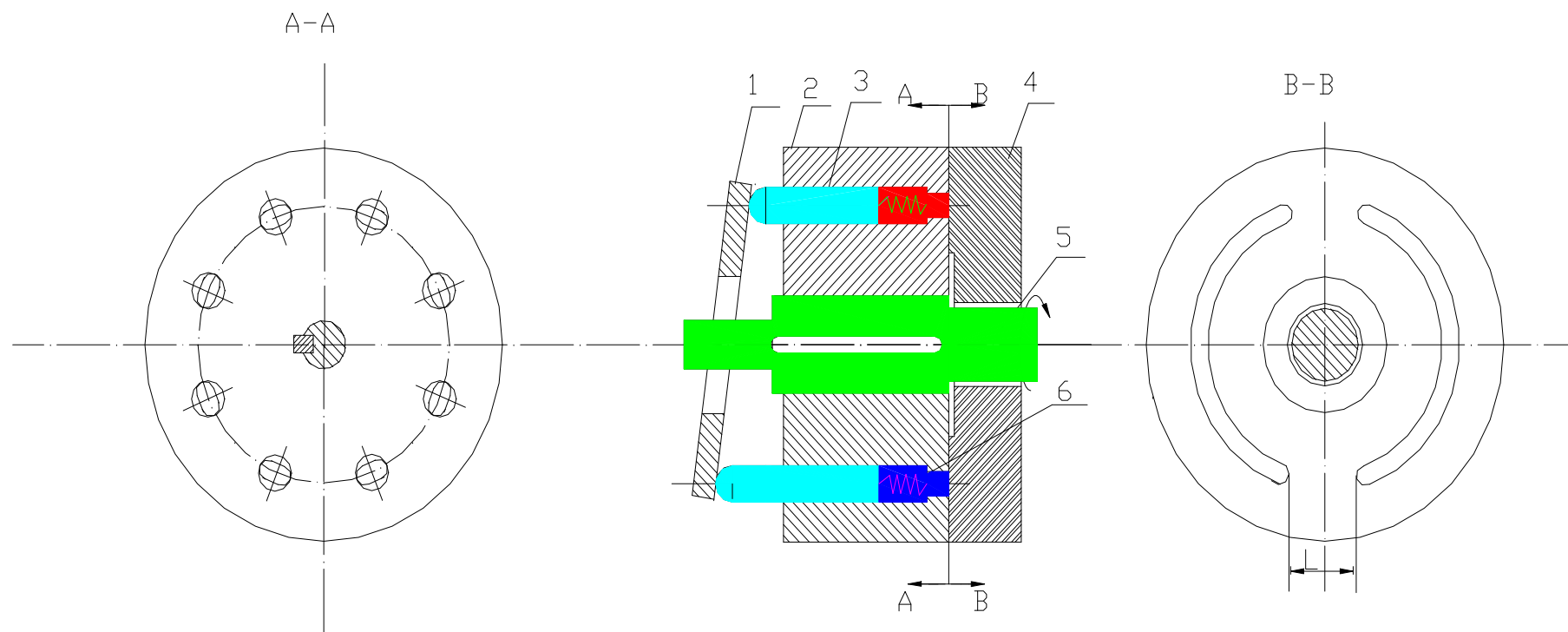


泵的流量—压力特性如图。当泵的供油压力升高至使阀芯13向下移动到中位时，拔销11仍保持不动，流量也不变化（图中FG线）。当泵压力进一步升高，阀芯13偏离中位向下，x腔压力增加，拔销11上升，缸体摆角减小，泵流量减小（GH线）。由于弹簧14的刚度很小，泵的供油压力只有有很小的变化，x腔的压力就可能有较大的变化。而且弹簧8的刚度也很小，所以泵的压力增加不多就使泵的流量降为零。



二、轴向柱塞式液压马达

轴向柱塞式液压马达的工作原理可参照轴向柱塞泵



1-斜盘 2-缸体 3-柱塞 4-配流盘 5-轴 6-弹簧

如果在配有盘II中通入压力油，而槽I与回油相通，则处于前面柱塞底部受到压力油液的作用，时柱塞球头作用在斜盘的斜面上，其受力状况如图所示。根据静力平衡原理由下图可得：

$$F = N \cos \gamma + \mu N \sin \gamma, \quad T = N \sin \gamma - \mu N \cos \gamma$$

故 $T = F \operatorname{tg}(\gamma - \alpha) = (\pi d^2 / 4) p \operatorname{tg}(\gamma - \alpha)$

N —斜面对柱塞球头的法向反作用力；

μ —斜面与柱塞头部间的摩擦系数；

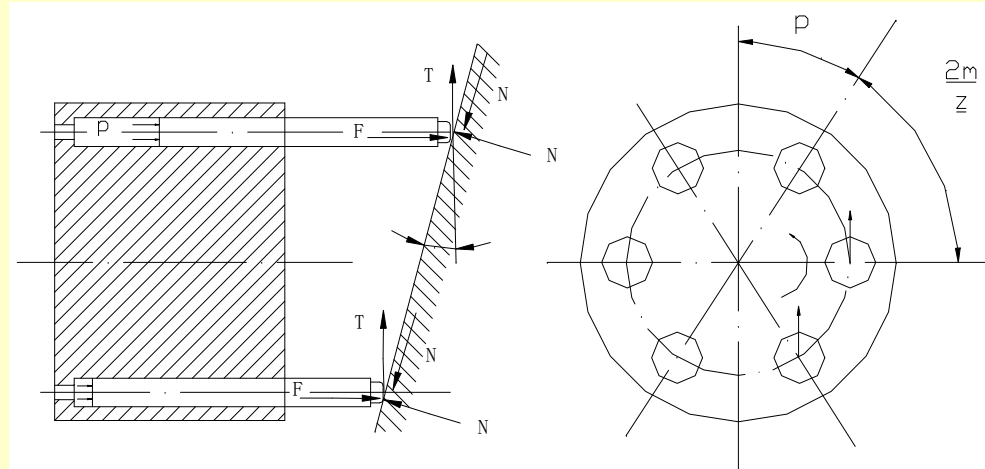
μN —斜面对柱塞头部的摩擦力；

F —柱塞上的液压力；

T —柱塞上受力的合力；

γ —斜盘倾角；

$\alpha = \operatorname{tg}^{-1} \mu$, 摩擦角。



轴向液压马达受力分析

三、径向柱塞泵和马达

1. 径向柱塞泵的工作原理

图为径向柱塞泵的工作原理。之所以称为径向柱塞泵是因为有多个柱塞径向地配置在一个共同的缸体3内。缸体由电动机带动旋转，柱塞要靠离心力顶出，但其顶部被定子2的内壁所限制。定子2是一个与缸体偏心放置的圆环。因此，当缸体旋转时柱塞就做往复运动。这里采用配流轴配油，又称径向配流。径向柱塞泵外形尺寸较大，目前生产中应用不广。

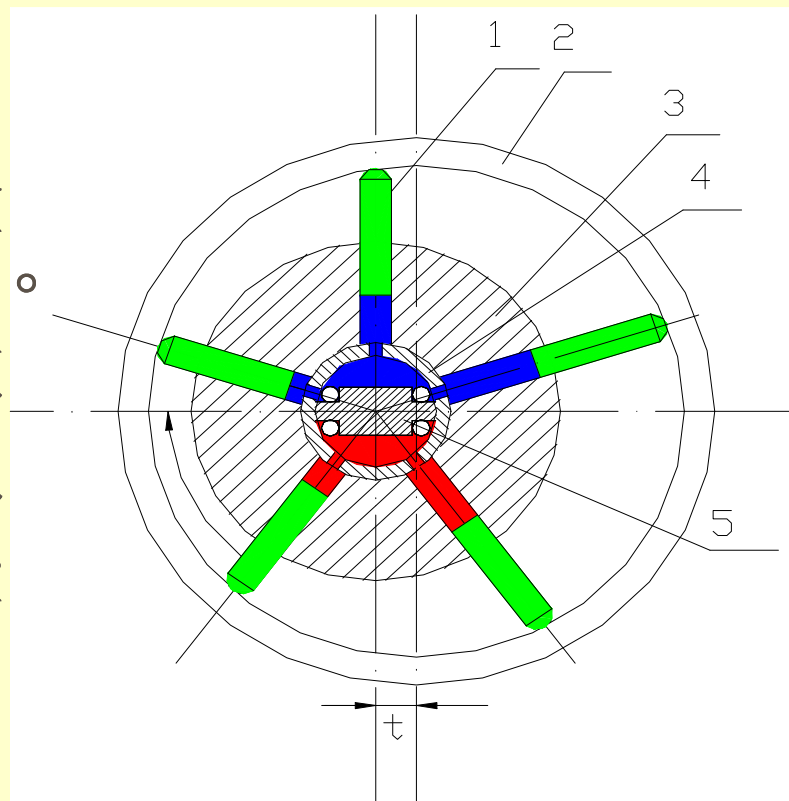


图3-31 径向柱塞泵工作原理

1-柱塞 2-定子 3-转子 4-套 5-配流轴

下面是径向柱塞泵的工作情况



各种径向柱塞泵的结构原理图

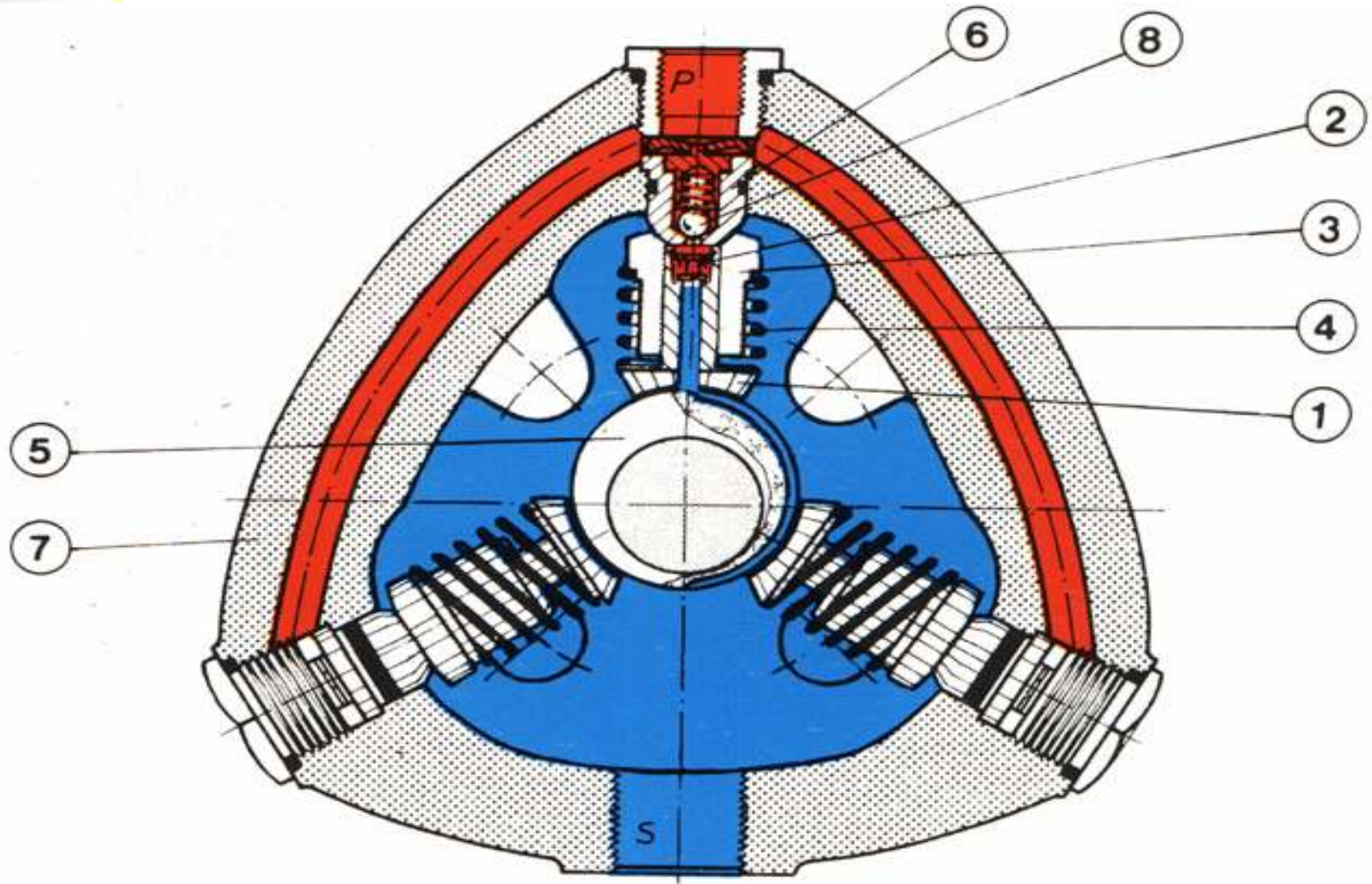
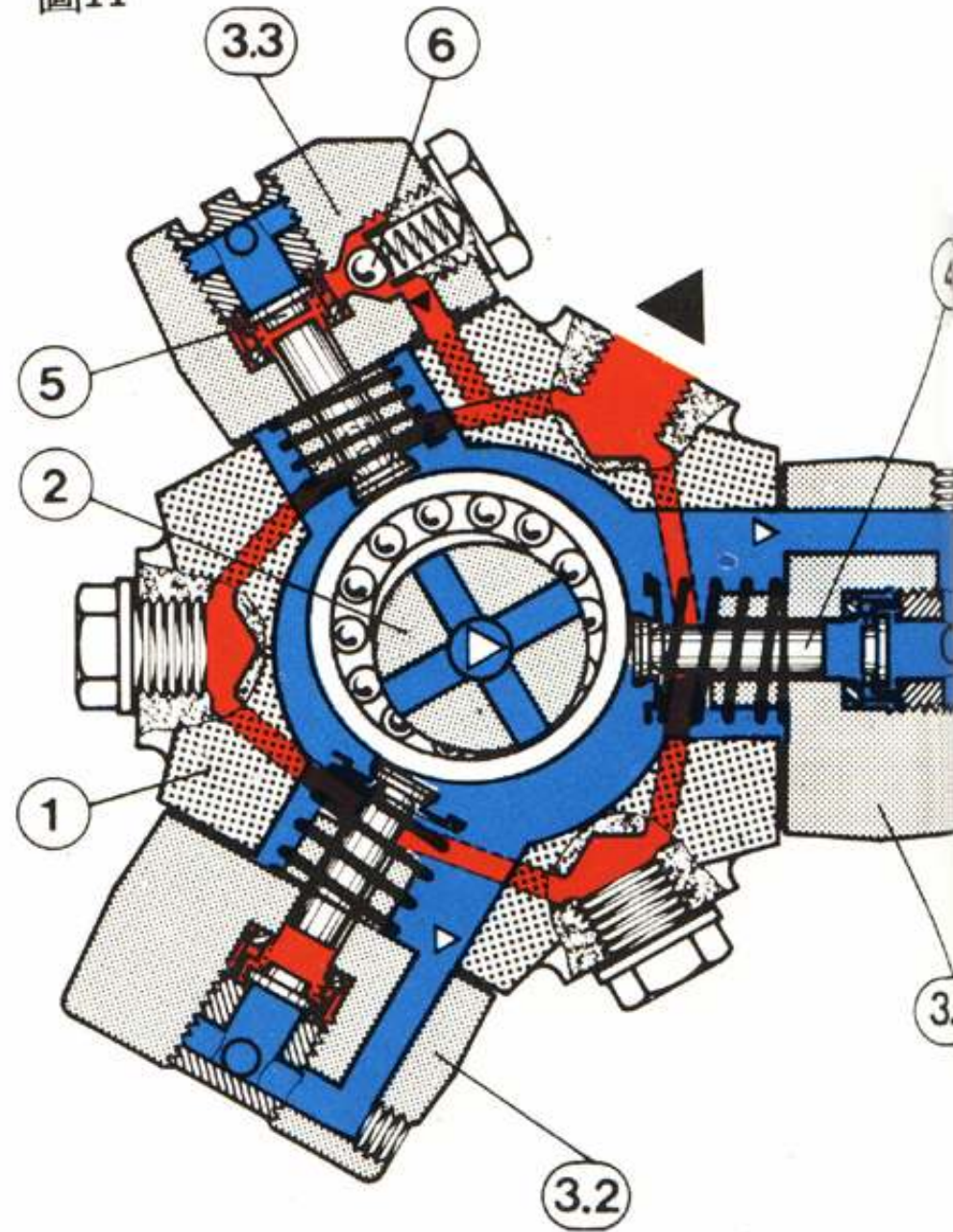


圖11

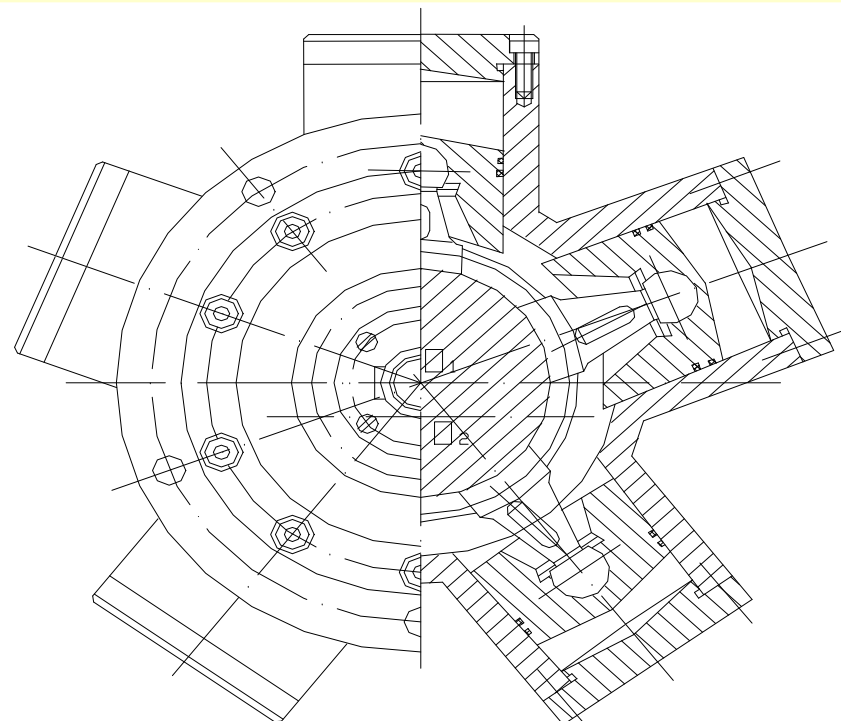




2004 6 5

2. 径向柱塞式液压马达

与泵的情况相反，低速大扭矩马达多数采用径向柱塞式结构。图为低速大扭矩液压马达的典型结构。马达有五个活塞，壳体上有五个缸，外形像星，又称为星形马达。连杆一端通过球铰与活塞连接在一起；另一端为圆弧表面，圆弧半径与偏心偏心轮半径一致。两个圆环套在连杆圆弧外面，使连杆即能沿着偏心轮的圆弧表面滑动而又不能脱开。输出轴左端通过联轴器使配流轴同步旋转。



连杆式径向柱塞液压马达



2004 6 5

马达的排量为:

$$q = (\pi d^2 / 4) H Z I$$

式中 **d**—柱塞直径;

H—柱塞行程;

Z—柱塞数;

I—定子内曲线行程数。

可见这种马达的排量较单行程马达增加**I**倍，相当于有**I****Z**个柱塞泵。

结束

返回首页