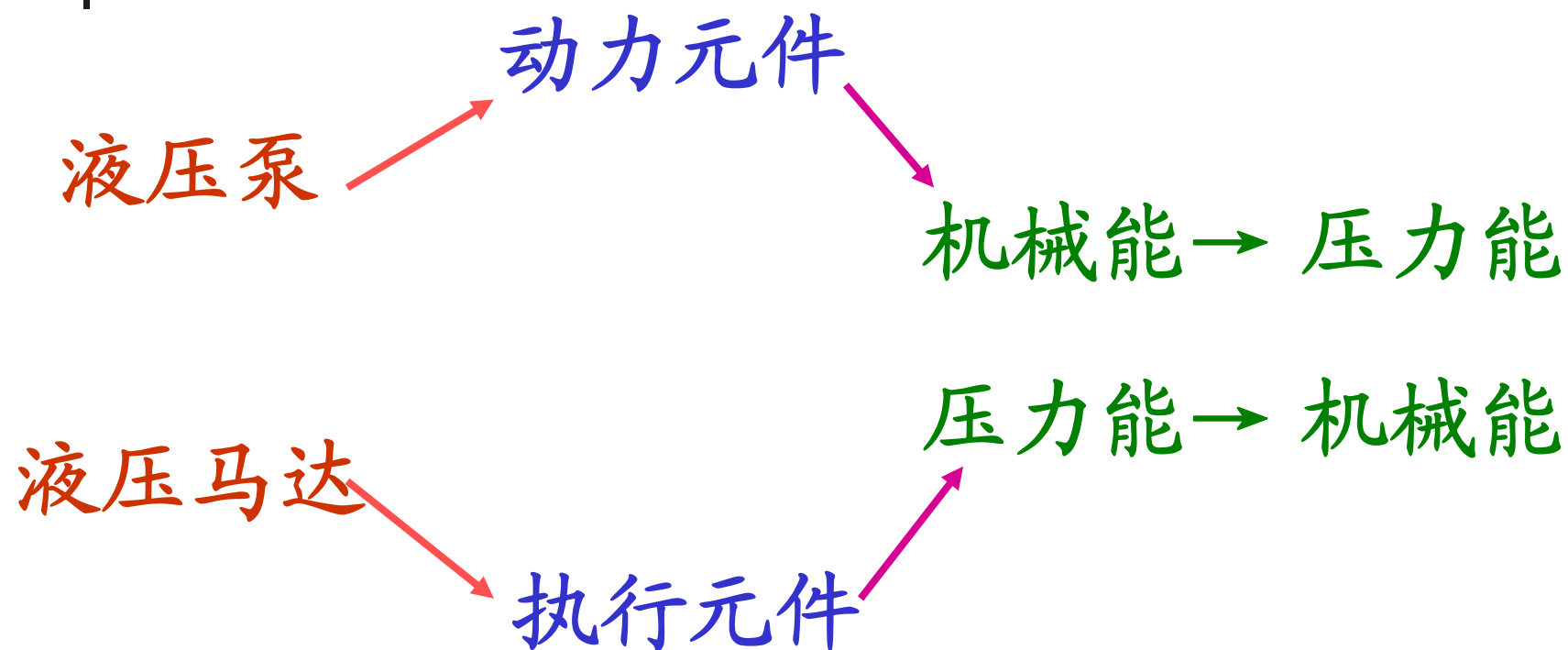


第二章 液压动力元件



液压泵和液压马达在结构特点和工作原理方面具有相似性和共通性，区别在于能量转换的方向相反。



本章主要内容

- § 2-1 液压泵概述
- § 2-2 齿轮泵
- § 2-3 叶片泵
- § 2-4 柱塞泵
- § 2-5 液压泵的选用
- 习题解答

§ 2-1 液压泵概述

泵的分类

容积式泵

利用内部密封容积的变化
来完成油液的输送



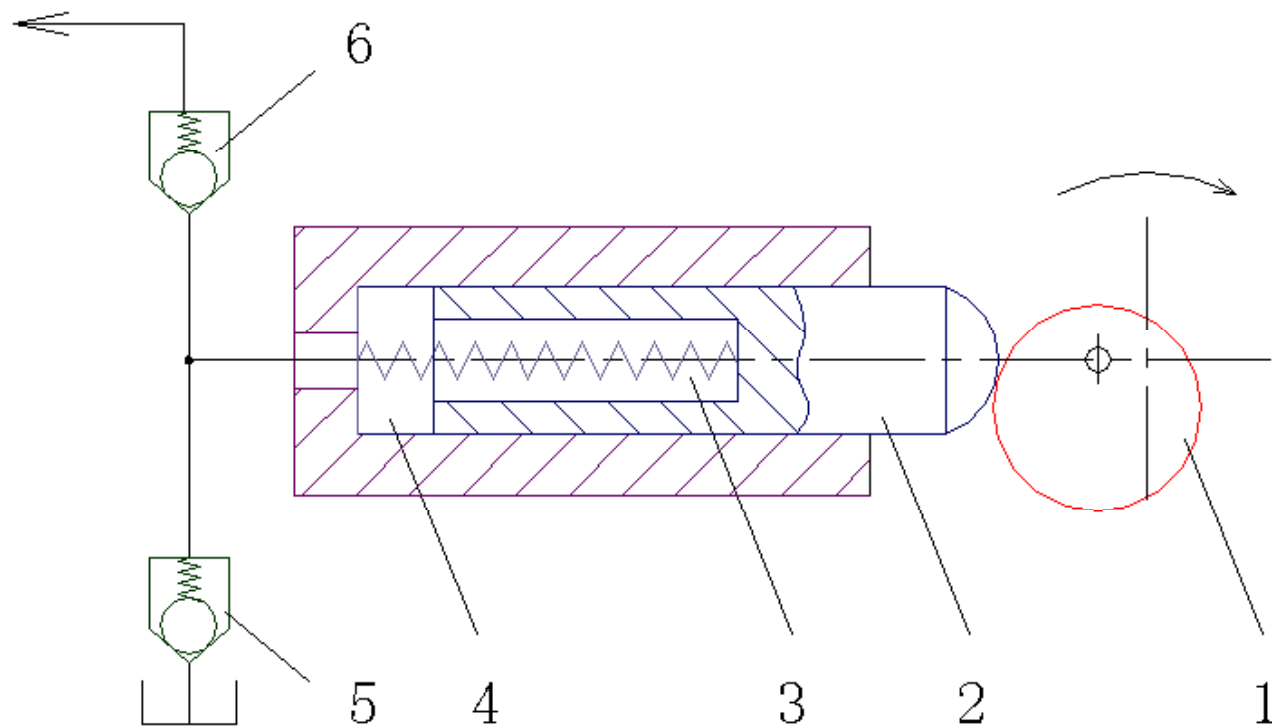
各类液压泵

速度式泵



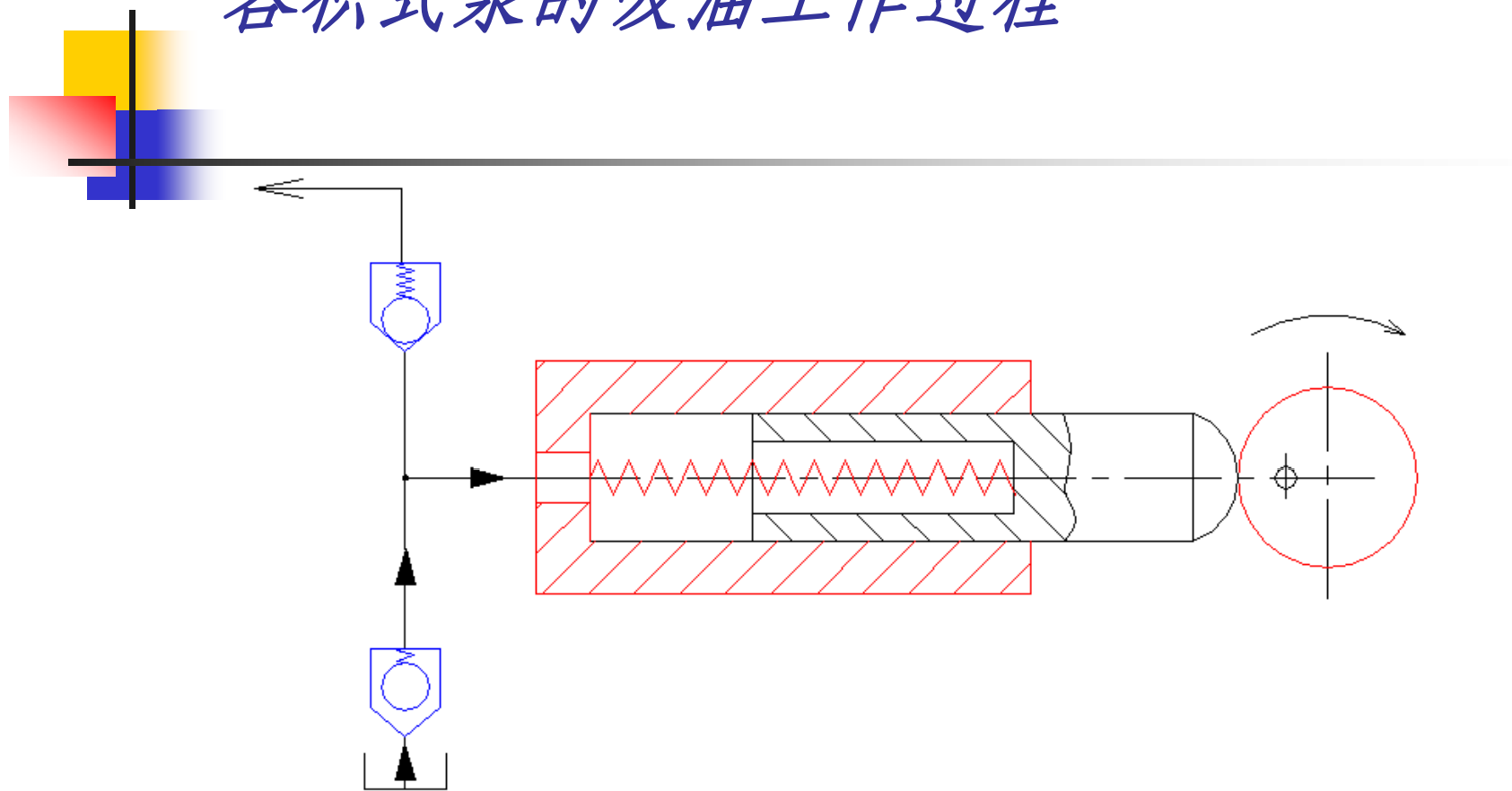
离心式水泵

一：容积式泵的工作原理



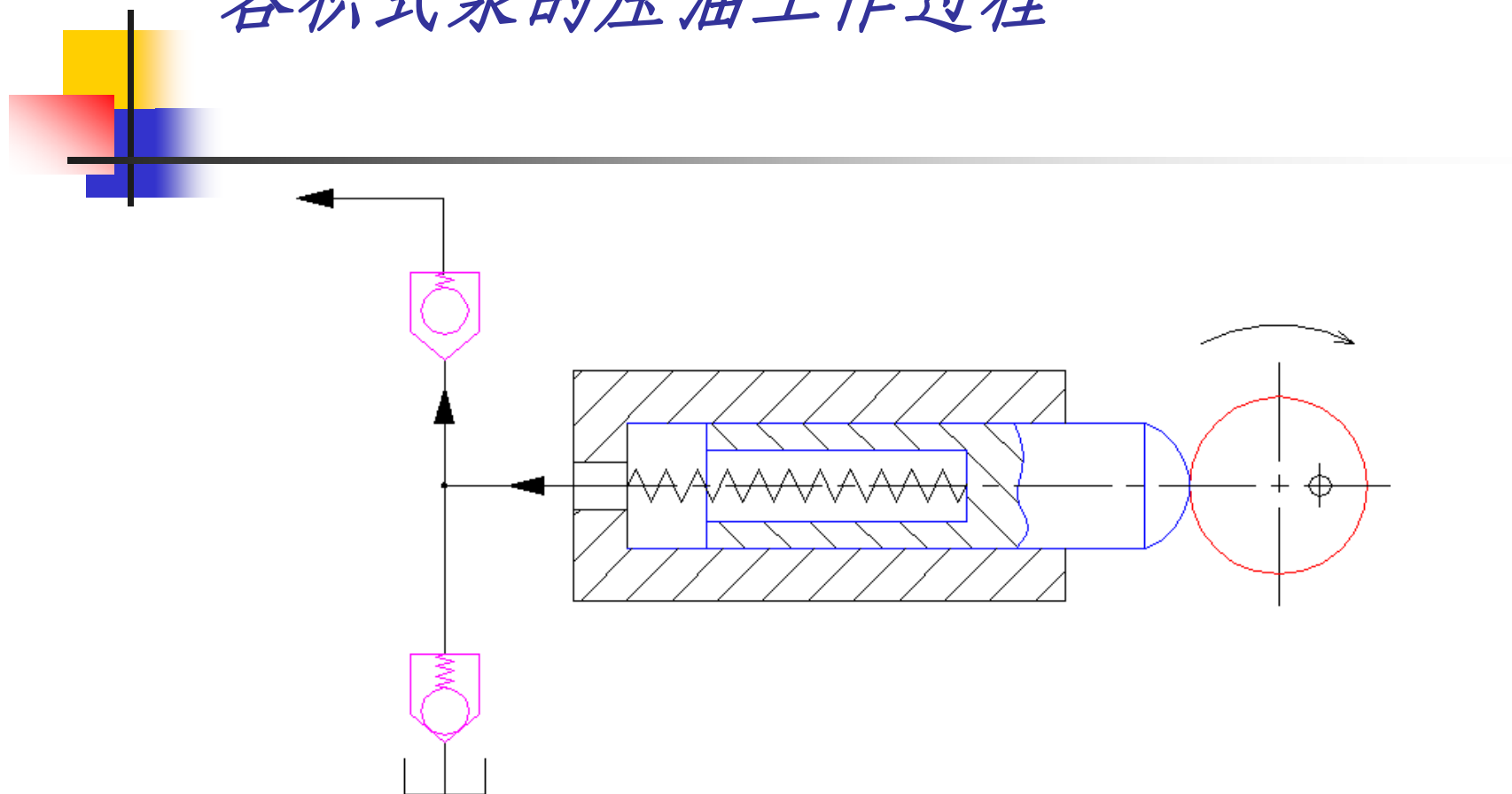
1-偏心轮 2-柱塞 3-压缩弹簧 4-密封腔
5, 6-单向阀

容积式泵的吸油工作过程



柱塞右移 → 密封容积增大 → 泵内局部真空
泵经吸油阀从油箱内吸入油液

容积式泵的压油工作过程



柱塞左移 → 密封容积减小 → 泵内油液压缩

泵经压油阀向系统输出油液 ←



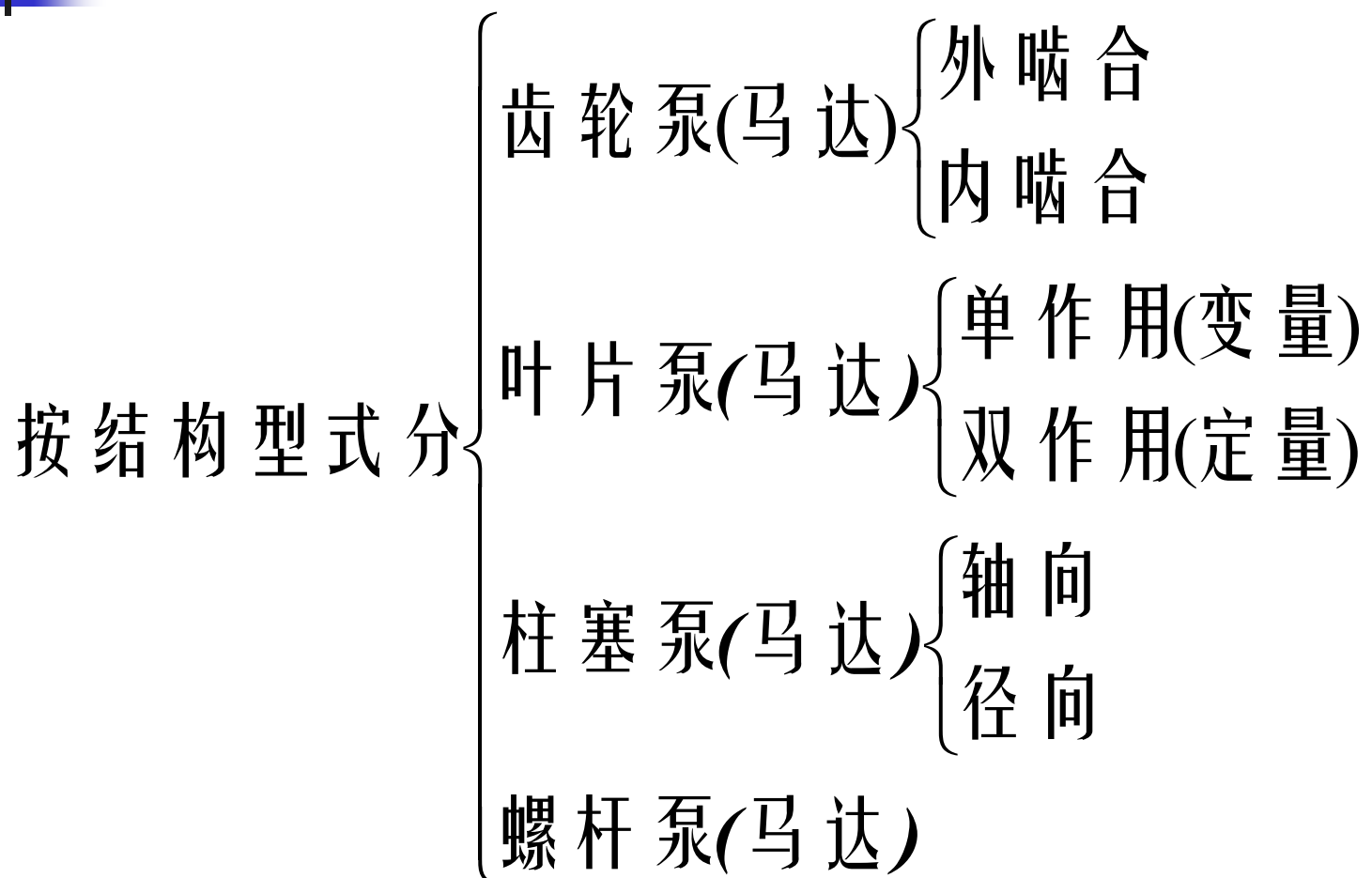
容积式泵的工作特点

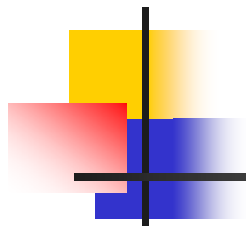
- 容积式泵必须具备容积可变化的密封工作腔，泵输出流量的大小取决于密封工作腔容积随时间的变化率。
- 容积式泵必须具备一定的配流机构才能完成吸油和压油。
- 容积式泵具有自吸能力。

动画演示

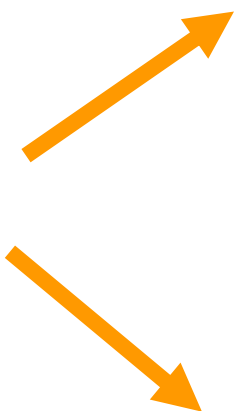


液压泵与液压马达的分类





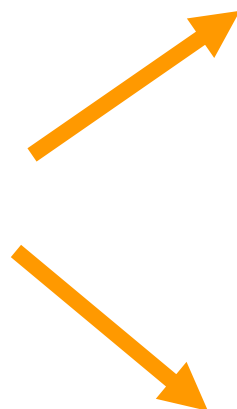
出口是否
可互换



单向泵

双向泵

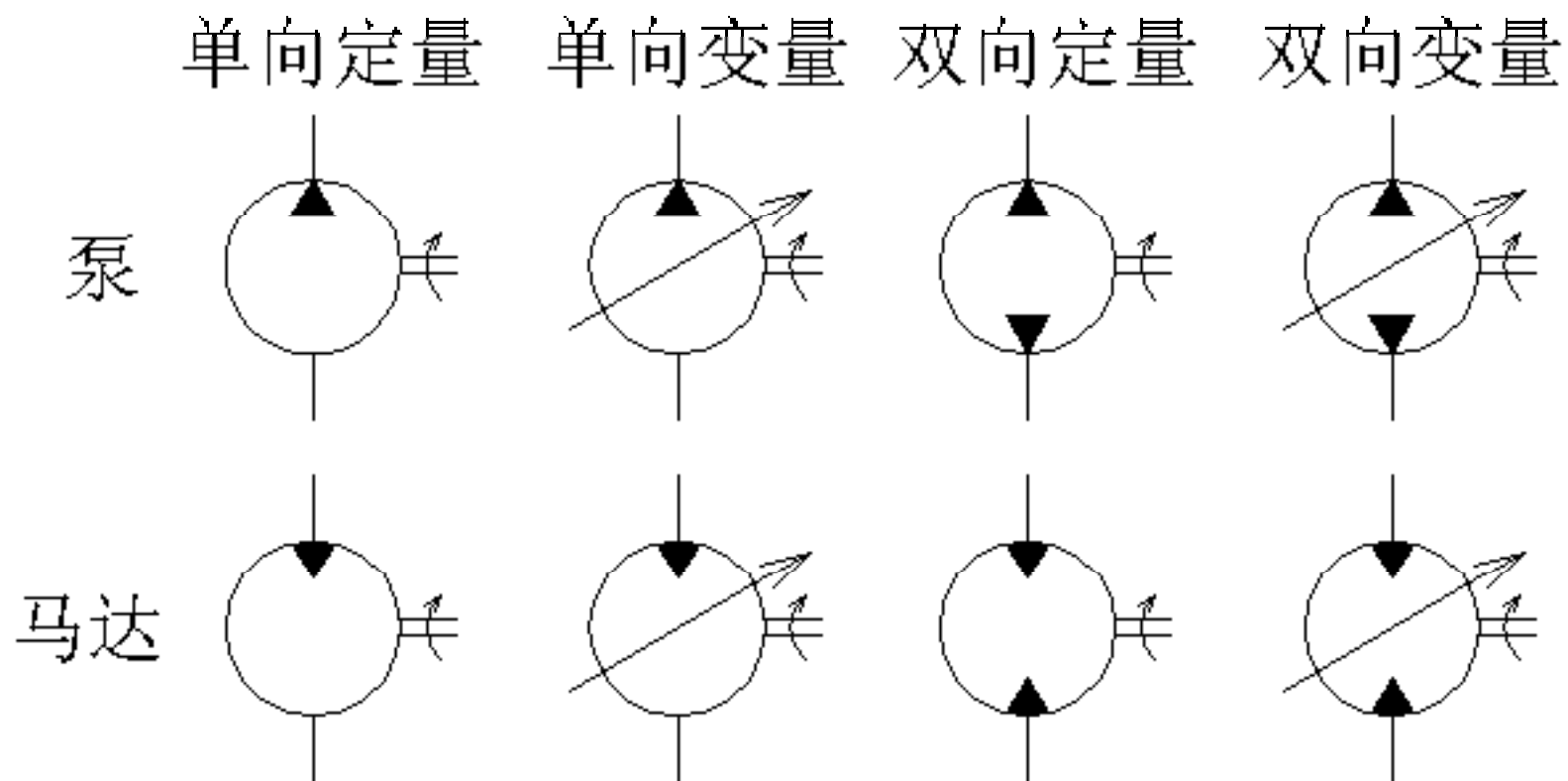
流量是否
可调



定量泵

变量泵

液压泵与液压马达的职能符号





二：液压泵与液压马达的基本性能参数

1. 压力

✧ 工作压力：实际工作时的压力(表压)

➤ 液压泵：泵出口处的输出压力(p_P)。

➤ 液压马达：马达进口处的输入压力(p_M)

✧ 额定压力：长时间连续运行时所允许使用的最大工作压力。

✧ 最高允许压力：短时间所允许的极值压力

★ 细微之处：确切表述应为泵和马达进出口的压差



2. 排量和流量

排量:

- ▶ **液压泵**: 指液压泵每转动一周, 由其密封容积的几何尺寸的变化计算出的泵**排出**液体的体积, 用 V_P 表示。
- ▶ **液压马达**: 指液压马达每转动一周, 由其密封容积的几何尺寸的变化计算出的马达**吸入**液体的体积, 用 V_M 表示。
- ▶ **计量单位**: m^3, L, mL (或写成: $m^3/r, L/r, mL/r$), 一般以 mL 作为液压泵排量的常用单位。



理论流量:

- ▶ **液压泵**: 在无泄漏的情况下, 泵单位时间内输出油液的体积(q_{Pt})
- ▶ **液压马达**: 指在无泄漏的情况下, 马达单位时间内输入油液的体积(q_{Mt})
- ▶ **计量单位**: m^3/s 、 L/min 、 mL/min

根据排量的定义可得理论流量计算公式为:

$$q_{Pt} = V_P \cdot n_P \quad q_{Mt} = V_M \cdot n_M$$

泵的转速

马达转速

为使计算出的流量 q 为国际单位, 转速 n 的单位必须为 r/s 。



实际流量: q_P, q_M

$$q_P = q_{Pt} \cdot \eta_{VP} \quad q_M = q_{Mt} / \eta_{VM}$$

η_{VP}, η_{VM} 为泵或马达的容积效率

额定流量: 指泵或马达在额定转速和额定压力下的实际输出或输入流量。

★ 细微之处:

这里所给出的流量均指的是液压泵一转过程中的平均流量，实际上液压泵在工作中每一时刻的瞬时流量都是处于周期性的脉动变化的。

动画演示



3. 功率:

液压泵和液压马达都属于能量转换元件，因此其功率均可分为输入功率和输出功率两部分；再考虑到相应的功率损失，各部分功率又包含理论值和实际值之分。

液压泵 { 输入功率：驱动电机的机械能 转矩×角速度
 { 输出功率：液压油的压力能 压力×流量

液压马达 { 输入功率：液压油的压力能 压力×流量
 { 输出功率：负载机械能 转矩×角速度



理论输入功率:

➤ 液压泵 - P_{Pit} (旋转机械能)

$$T_{Pt} \cdot \omega_P = T_{Pt} \cdot 2\pi \cdot n_P / 60$$

T_{Pt} : 泵理论输入转矩 n_P : 电机转速(r/min)

➤ 液压马达 - P_{Mit} (压力能)

$$P_M \cdot q_{Mt}$$

P_M : 马达工作压力 q_{Mt} : 马达理论流量



理论输出功率:

液压泵— P_{Pot} (压力能)

$$p_P \cdot q_{Pt}$$

p_P : 泵工作压力

q_{Pt} : 泵理论流量

液压马达— P_{Mot} (旋转机械能)

$$T_{Mt} \cdot \omega_M = T_{Mt} \cdot 2\pi \cdot n_M / 60$$

T_{Mt} : 马达理论输出转矩 n_M : 马达转速(r/min)



根据能量守恒定律可得:

➤ 液压泵:

$$P_{Pit} = P_{Pot} \rightarrow T_{Pt} \cdot 2\pi \cdot n_P / 60 = p_P \cdot q_{Pt}$$

➤ 液压马达:

$$P_{Mit} = P_{Mot} \rightarrow p_M \cdot q_{Mt} = T_{Mt} \cdot 2\pi \cdot n_M / 60$$



↗ 实际输入功率:

➤ 液压泵 - P_{Pi} (旋转机械能)

$$T_P \cdot \omega_P = T_P \cdot 2\pi \cdot n_P / 60$$

T_P : 实际输入转矩 n_P : 电机转速(r/min)

➤ 液压马达 - P_{Mi} (压力能)

$$p_M \cdot q_M$$

p_M : 马达工作压力 q_M : 马达实际流量



↗ 实际输出功率:

➤ 液压泵 - P_{Po} (压力能)

$$p_P \cdot q_P$$

p_P : 泵工作压力 q_P : 泵实际流量

➤ 液压马达 - P_{Mo} (旋转机械能)

$$T_M \cdot \omega_M = T_M \cdot 2\pi \cdot n_M / 60$$

T_M : 马达实际输出转矩 n_M : 马达转速 (r/min)



4. 效率:

泵和马
达工作
中的能
量损失

容积损失: 由于泄漏和油液的体积压缩产生

$$\text{泵: } q_P < q_{Pt}$$

$$\text{马达: } q_M > q_{Mt}$$

机械损失: 由于液体和运动部件的摩擦产生

$$\text{泵: } T_P > T_{Pt}$$

$$\text{马达: } T_M < T_{Mt}$$

★ 理解要点:

可利用生产者和消费者的特点加以理解: 液压泵是压力能的生产者、机械能的消费者; 液压马达与之相反。生产者的特点是实际产出小于应产出; 消费者的特点是实际消耗大于应消耗。



容积效率:

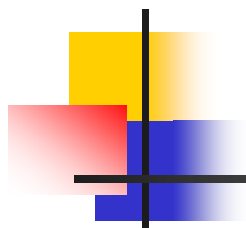
➤ 泵: $\eta_{VP} = q_P / q_{Pt} = P_{Po} / P_{Pot}$

➤ 马达: $\eta_{VM} = q_{Mt} / q_M = P_{Mit} / P_{Mi}$

机械效率:

➤ 泵: $\eta_{MP} = T_{Pt} / T_P = P_{Pit} / P_{Pi}$

➤ 马达: $\eta_{MM} = T_M / T_{Mt} = P_{Mo} / P_{Mot}$



总效率:

泵: $\eta_P = P_{Po} / P_{Pi} = \eta_{VP} \cdot \eta_{MP}$

马达: $\eta_M = P_{Mo} / P_{Mi} = \eta_{VM} \cdot \eta_{MM}$

★ 理论应用: 液压马达输出转矩的计算公式

$$P_{Mit} = P_{Mot} \rightarrow P_{Mi} \cdot \eta_{VM} = P_{Mo} / \eta_{MM}$$



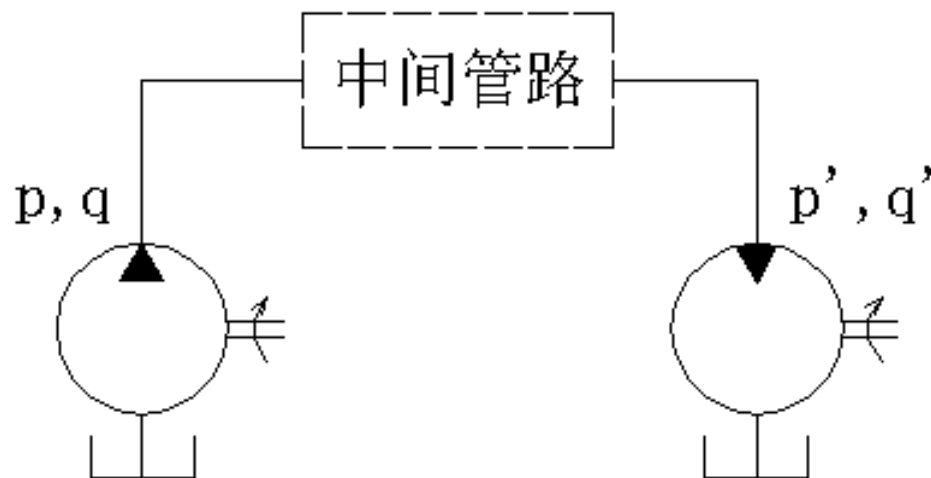
$$\begin{cases} p_M \cdot q_M \cdot \eta_{MV} = T_M \cdot 2\pi \cdot n_M / (60 \cdot \eta_{MM}) \\ q_M = q_{Mt} / \eta_{MV} = V_M \cdot n_M / (60 \cdot \eta_{MV}) \end{cases}$$

$$T_M = \frac{p_M \cdot V_M \cdot \eta_{MM}}{2\pi} \quad V_M \text{ 单位: } m^3$$



根据液压
马达输入、
输出功率
的理论值
相等可得:

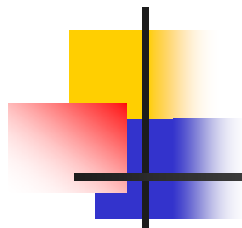
↗ 系统总效率:



$$\eta_{\text{总}} = \frac{P_{Mo}}{P_{Pi}}$$

P_{Mo} - 马达(代指各种执行装置)的实际输出功率

P_{Pi} - 泵(代指各种能源装置)的实际输入功率



$$\eta_{\text{总}} = \frac{P_{Mo}}{P_{Pi}} = \frac{P_{Mo}}{P_{Mi}} \frac{P_{Mi}}{P_{Po}} \frac{P_{Po}}{P_{Pi}} = \eta_M \eta_P \frac{P_{Mi}}{P_{Po}}$$

$\frac{P_{Mi}}{P_{Po}} \Rightarrow \eta_H$: 回路(包含元件和管道)系统效率

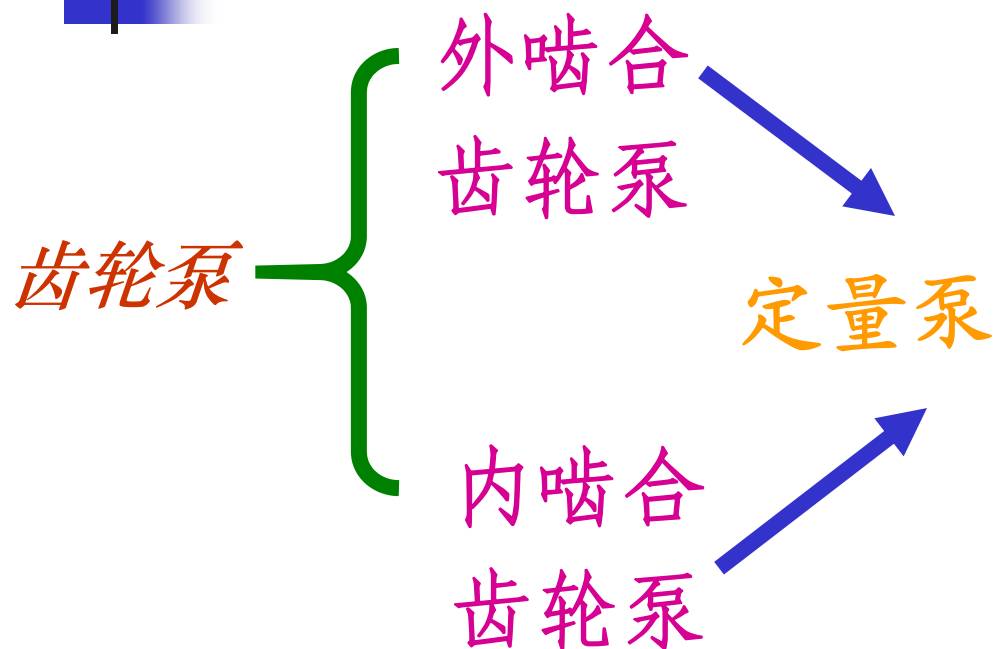
$$\eta_H = \frac{P_{Mi}}{P_{Po}} = \frac{p_M \times q_M}{p_P \times q_P} = \frac{(p_P - \Delta p)(q_P - \Delta q)}{p_P \cdot q_P}$$

Δp : 回路系统压力损失

Δq : 回路系统流量损失

[返回根目录](#)

§ 2-2 齿轮泵

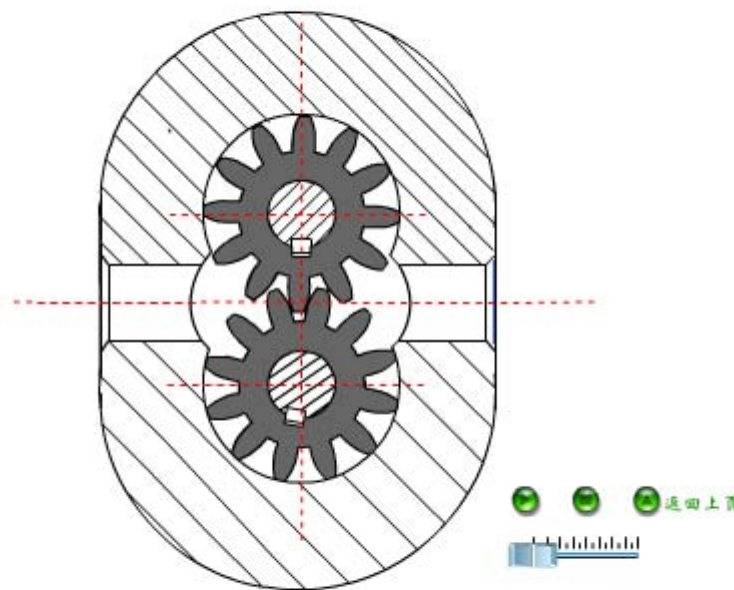


特点：结构简单，制造方便，环境适应能力强。流量脉动较大，泄漏量大，承压能力差，工作寿命低。

一. 外啮合齿轮泵的工作原理

吸油:

右侧轮齿脱离啮合,该侧轮齿与泵体内壁所形成的密封容积增大,油液经右侧通油口吸入泵内



压油:

左侧轮齿进入啮合,该侧轮齿与泵体内壁所形成的密封容积减小,油液经左侧通油口输出。

二. 齿轮泵的排量与流量

齿轮泵内的啮合齿轮每转动一周，从吸油口输送到压油口的油液体积为啮合齿轮齿间槽容积的总和。

$$V = 6.66zm^2B \longrightarrow q = 6.66zm^2Bn\eta_v$$

齿轮齿数

齿轮模数

齿轮齿宽

驱动轮转速

容积效率



三. 外啮合齿轮泵的工作特点

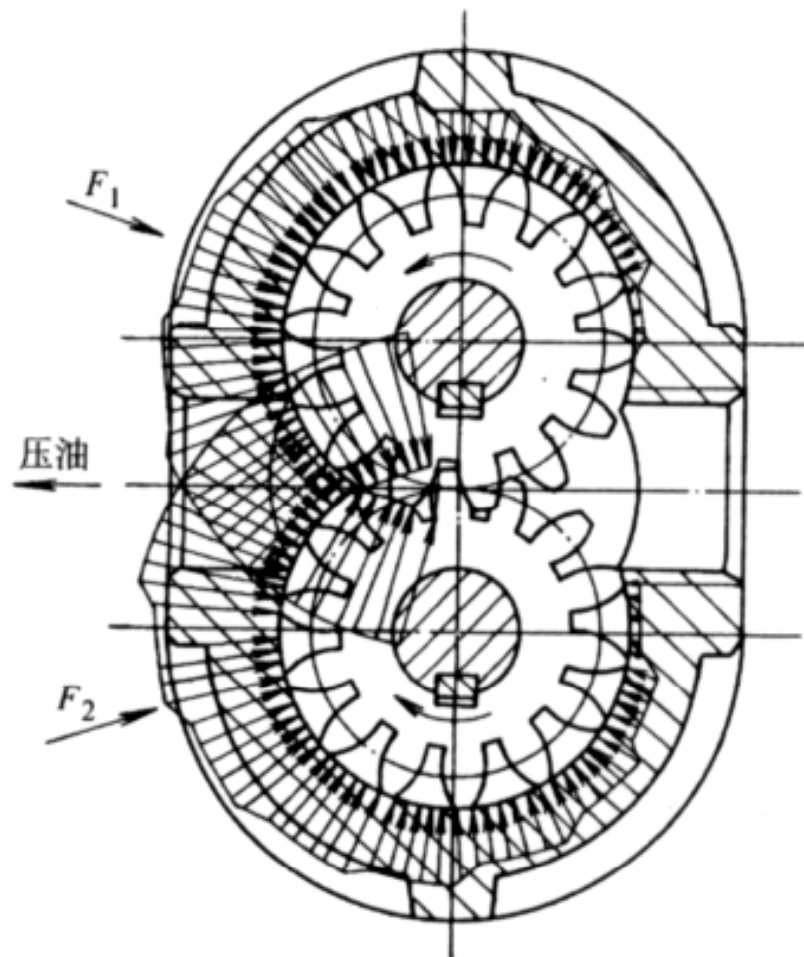
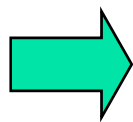
1. 齿轮泵吸油和压油的方向由啮合齿轮的转向决定。

轮齿进入啮合的一侧 → 压油区

轮齿脱离啮合的一侧 → 吸油区

2. 工作中受径向不平衡力的作用

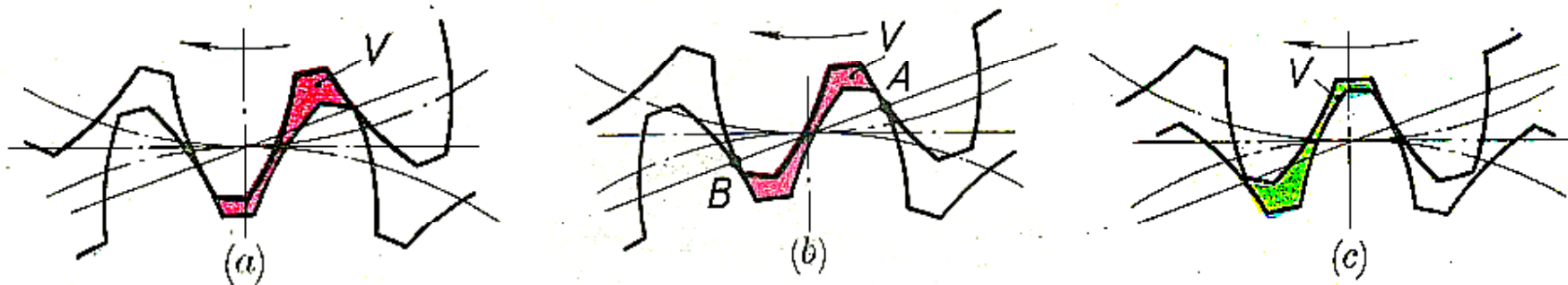
工作状态下齿
轮泵啮合齿轮
的受力情况



为改善径向力的不平衡，齿轮泵的压油口管径通常小于吸油口，此外还可通过使用浮动轴套以使工作中泵内压油侧轮齿顶与泵内壁间隙大于吸油侧。

3. 齿轮泵产生的困油现象及消除措施

形成原因 → 齿轮啮合重合度 $\varepsilon > 1$



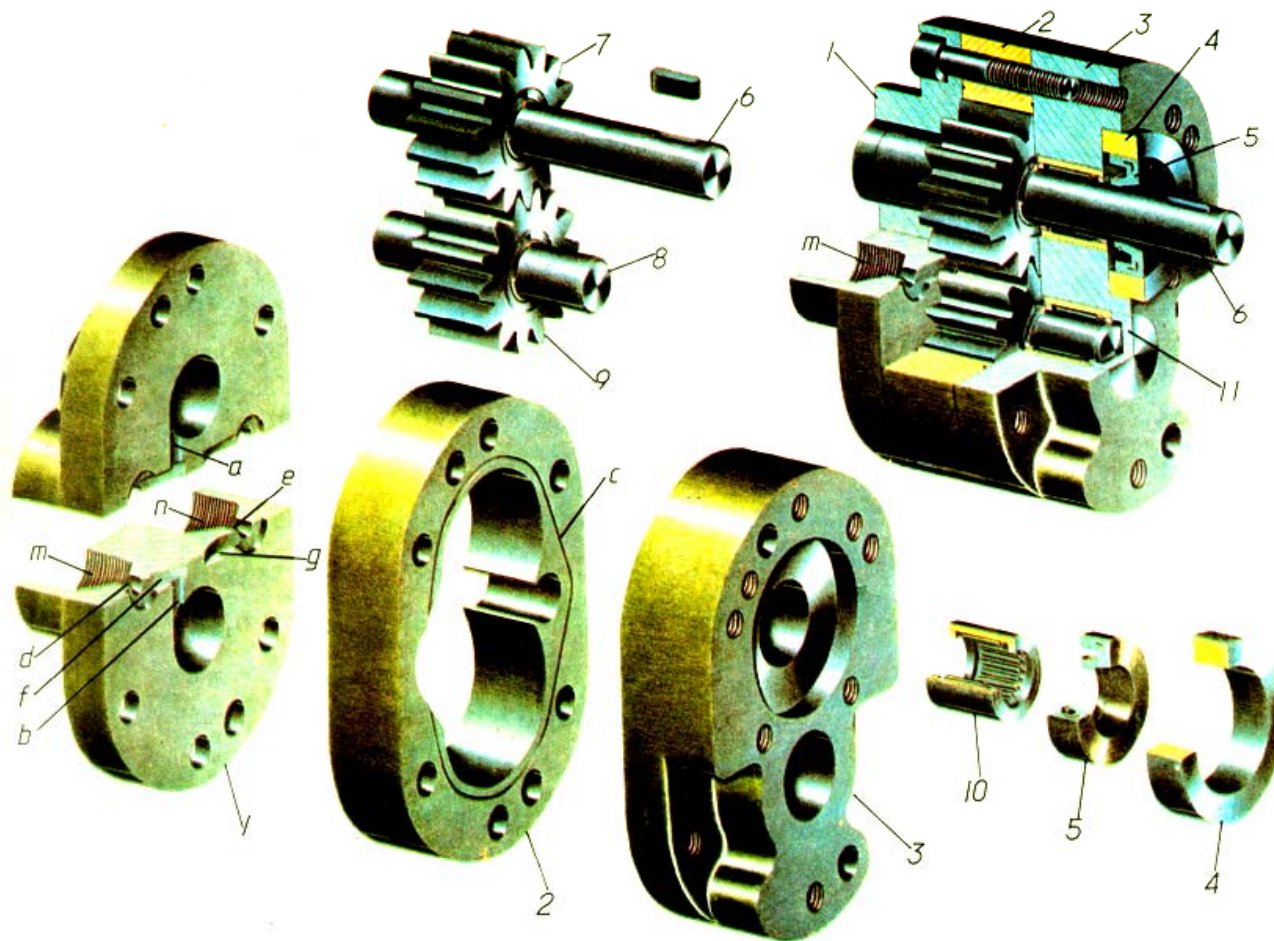
啮合区容积减小 啮合区容积增大

油液受压缩

产生局部真空



五. 外啮合齿轮泵的结构



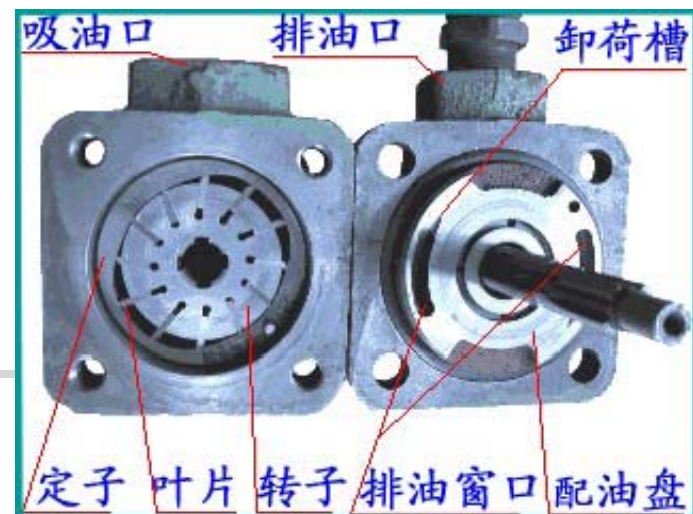
§ 2-3 叶片泵

叶片泵 { 双作用式
(定量)
单作用式
(变量)



特点：结构紧凑，运转平稳，输出流量均匀，噪音小，广泛应用于机床等设备中。

一. 双作用定量叶片泵



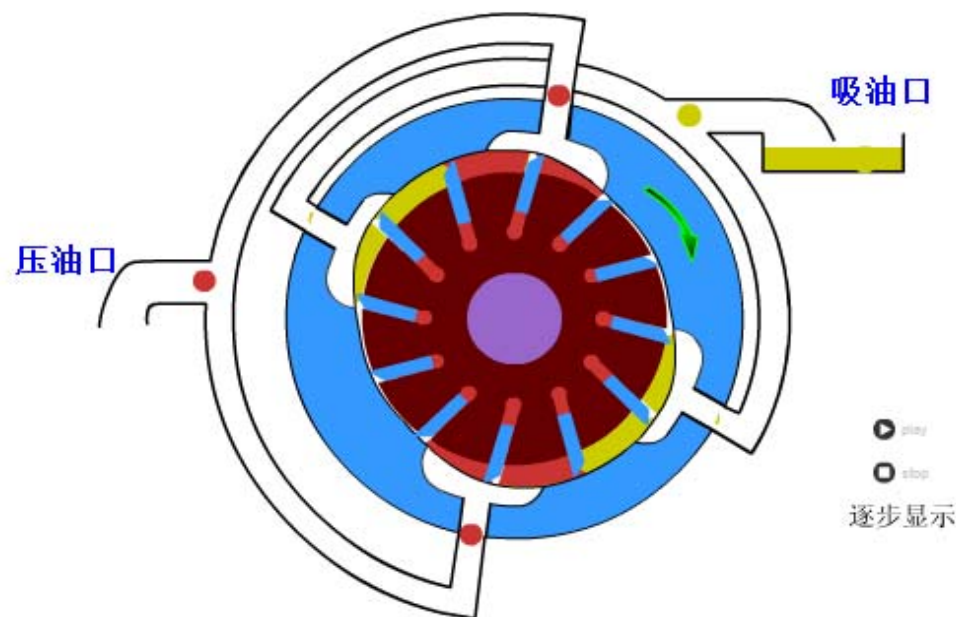
结构组成:

定子, 转子, 叶片, 配油盘

工作特点:

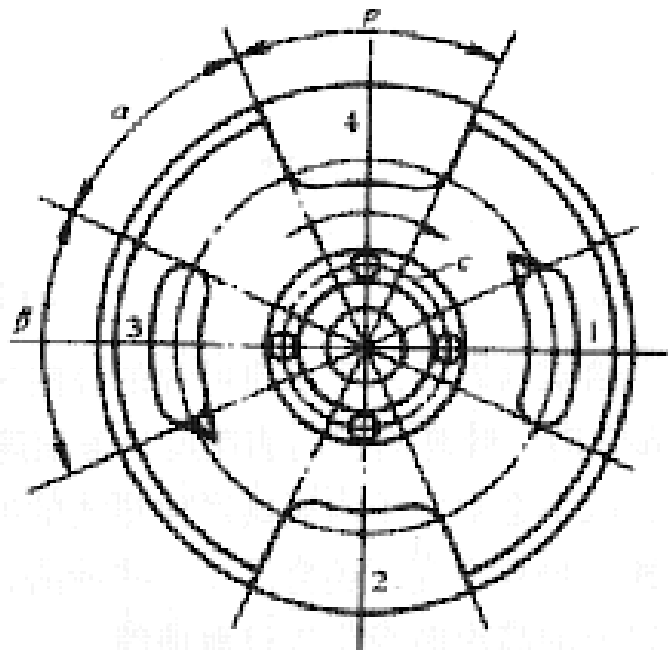
相邻两叶片间形成密封容积。

每对叶片一周各完成二次吸油和压油过程。



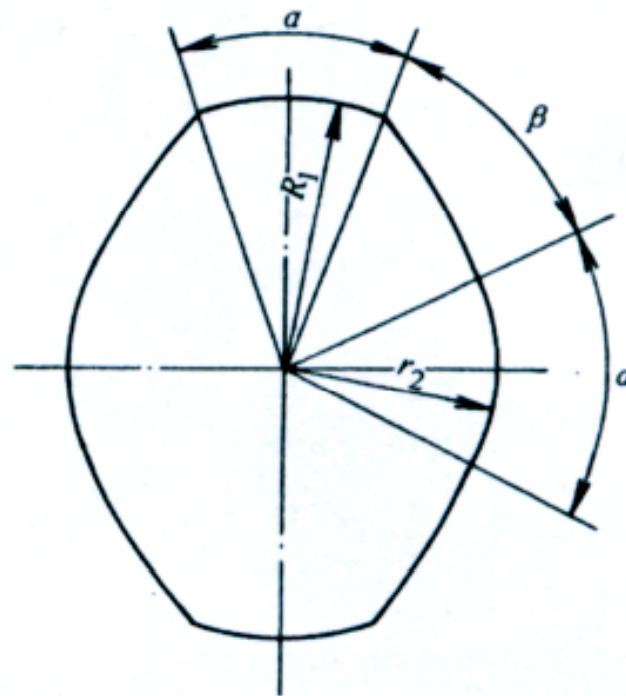
双作用叶片泵结构特点

- 1、定子与转子同心，泵的排量不可调
- 2、吸油和压油腔配油盘均对称布置，抵消了径向不平衡力



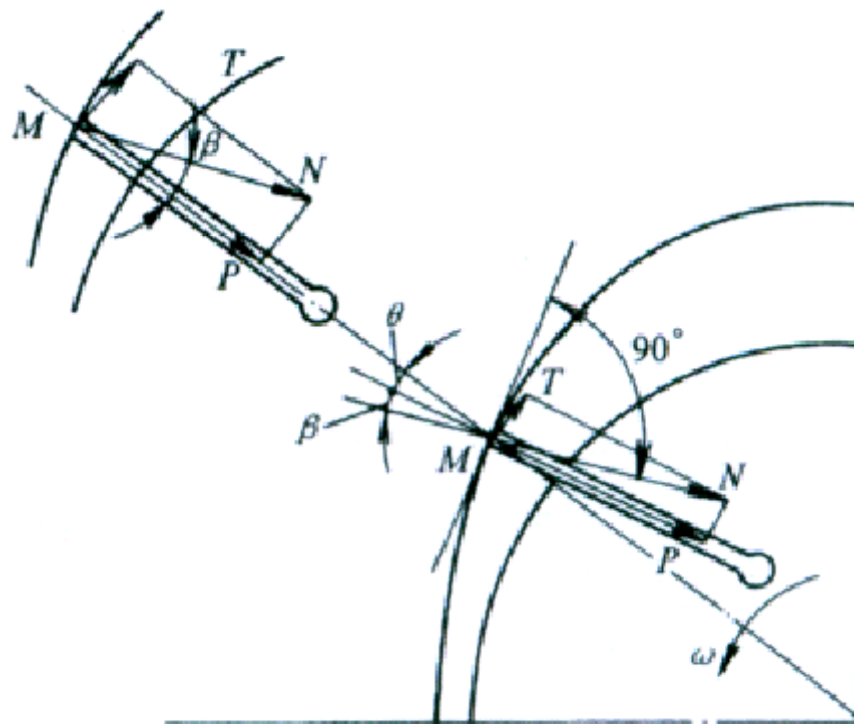
双作用叶片泵结构特点

3、定子内表面由八段曲线组成，分别为两条大半径圆弧、两条小半径圆弧和四条过渡曲线。正是由于定子内表面这种的形式，使得叶片间密封容积在一转过程中产生两次周期性的变化。



双作用叶片泵结构特点

4、叶片及叶片槽沿转动方向，相对定子与转子中心的径向方向前倾一个角度，以减小叶片与定子内表面间的压力角，使叶片在叶片槽内伸缩自如。





双作用定量叶片泵流量计算

$$V = 2\left[\pi(R^2 - r^2) - \frac{(R - r) \cdot b \cdot z}{\cos \theta}\right] \cdot B$$

$$q = 2\left[\pi(R^2 - r^2) - \frac{(R - r) \cdot b \cdot z}{\cos \theta}\right] \cdot B \cdot n \cdot \eta_V$$

R:长半径圆弧半径

r:短半径圆弧半径

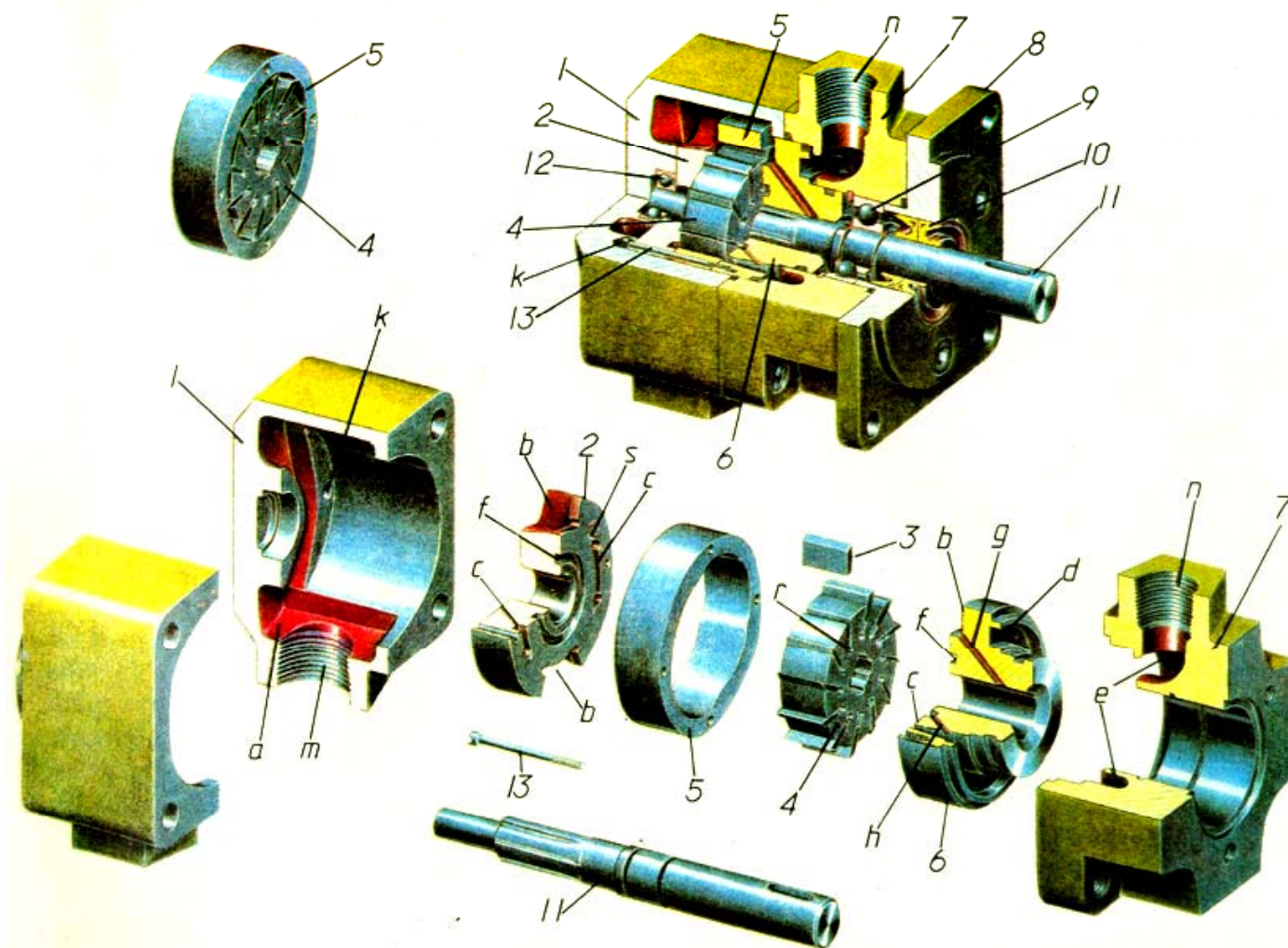
z:叶片数

b:叶片厚度

θ:叶片倾角

B:叶片宽度

双作用叶片泵的结构



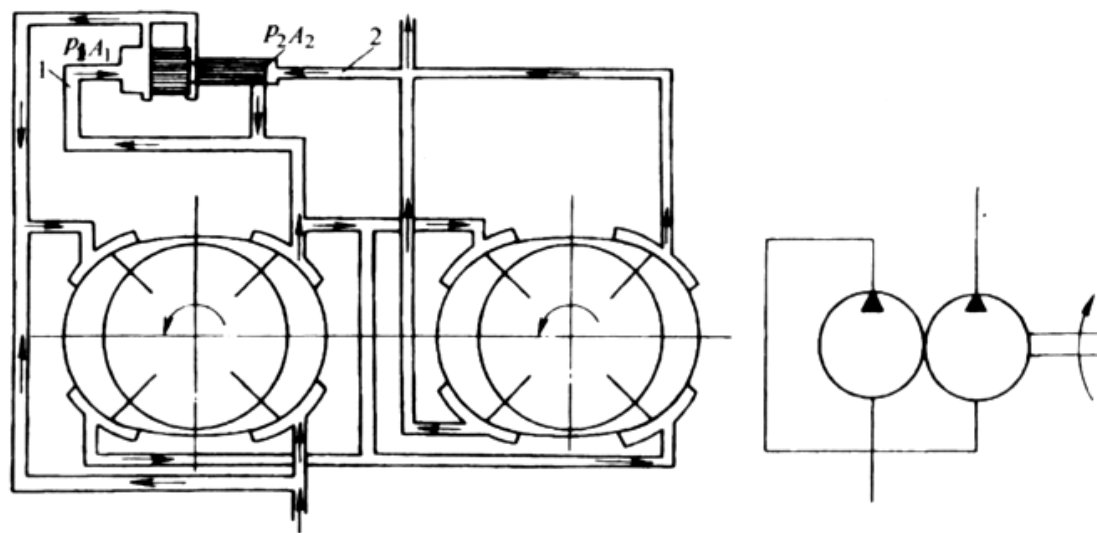
双作用叶片泵的组合形式

1、双级叶片泵:

两相同的叶片泵相串联，并由同步的驱动轴驱动。

工作特点:

- 两叶片泵共同分担系统载荷，因此可以获得较高的工作压力。
- 需要载荷平衡阀来调节两叶片泵的流量偏差。



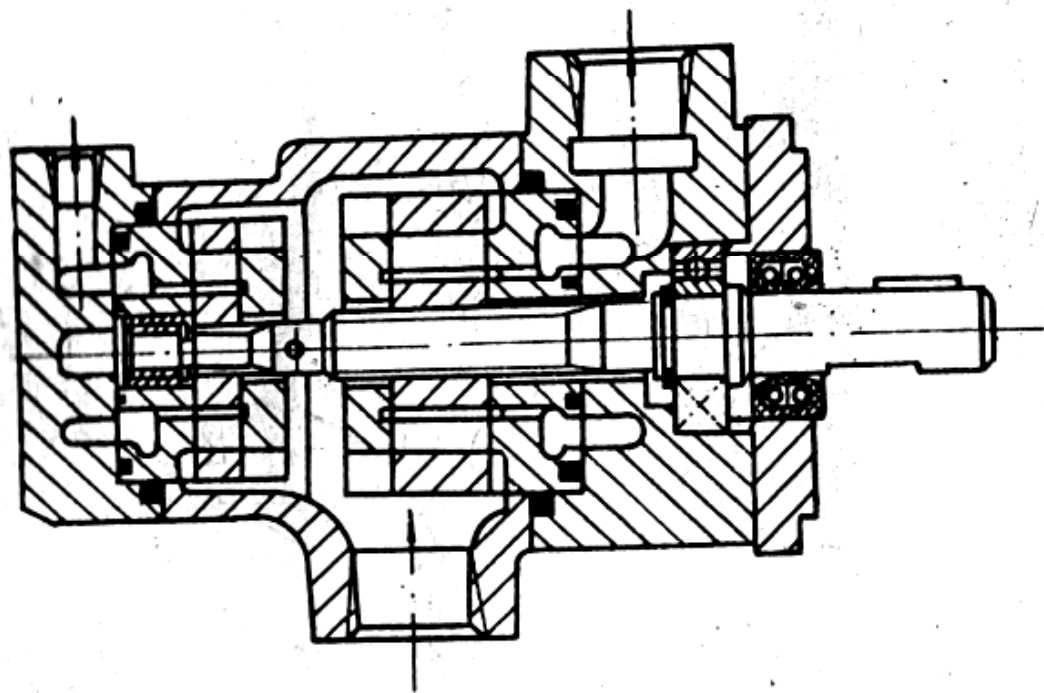
双作用叶片泵的组合形式

2、双联叶片泵:

两流量不同的叶片泵相并联，并由同一驱动轴驱动。

工作特点:

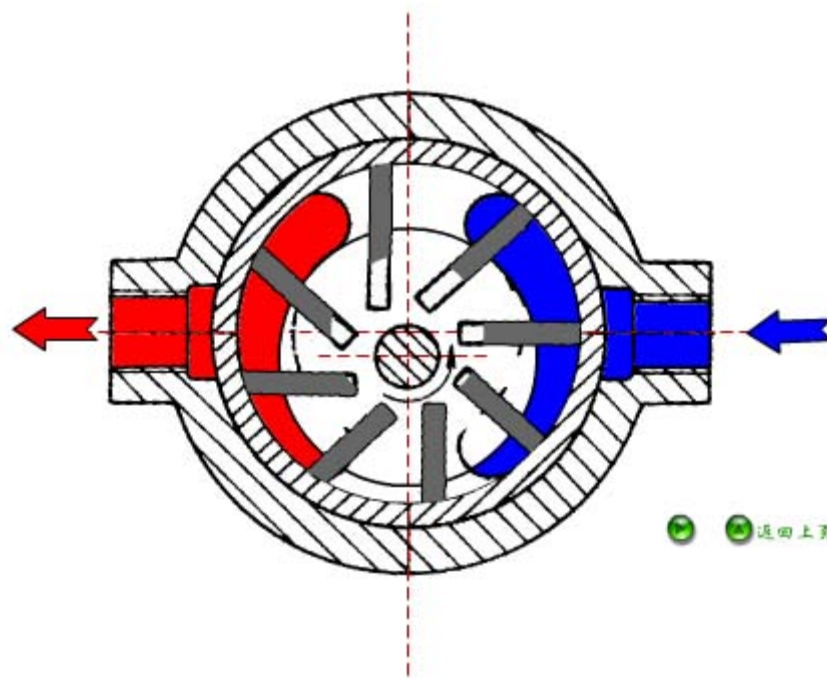
- 两泵同时工作时，可以显著提高泵的输出流量
- 大流量泵可在系统压力升高后卸荷，从而满足在不同阶段系统的流量要求



二.单作用变量叶片泵

结构及工作特点:

- 转子与定子之间存在偏心。偏心的方向与转子转向决定了泵吸油和压油的方向
- 叶片沿回转方向后倾某一角度。
- 工作中受径向不平衡力作用。
- 每对叶片每周完成一次吸油和压油



单作用叶片泵的排量与流量

$$V = 2\pi DeB$$

定子直径

偏心距



$$q = 2\pi DeBn\eta_v$$

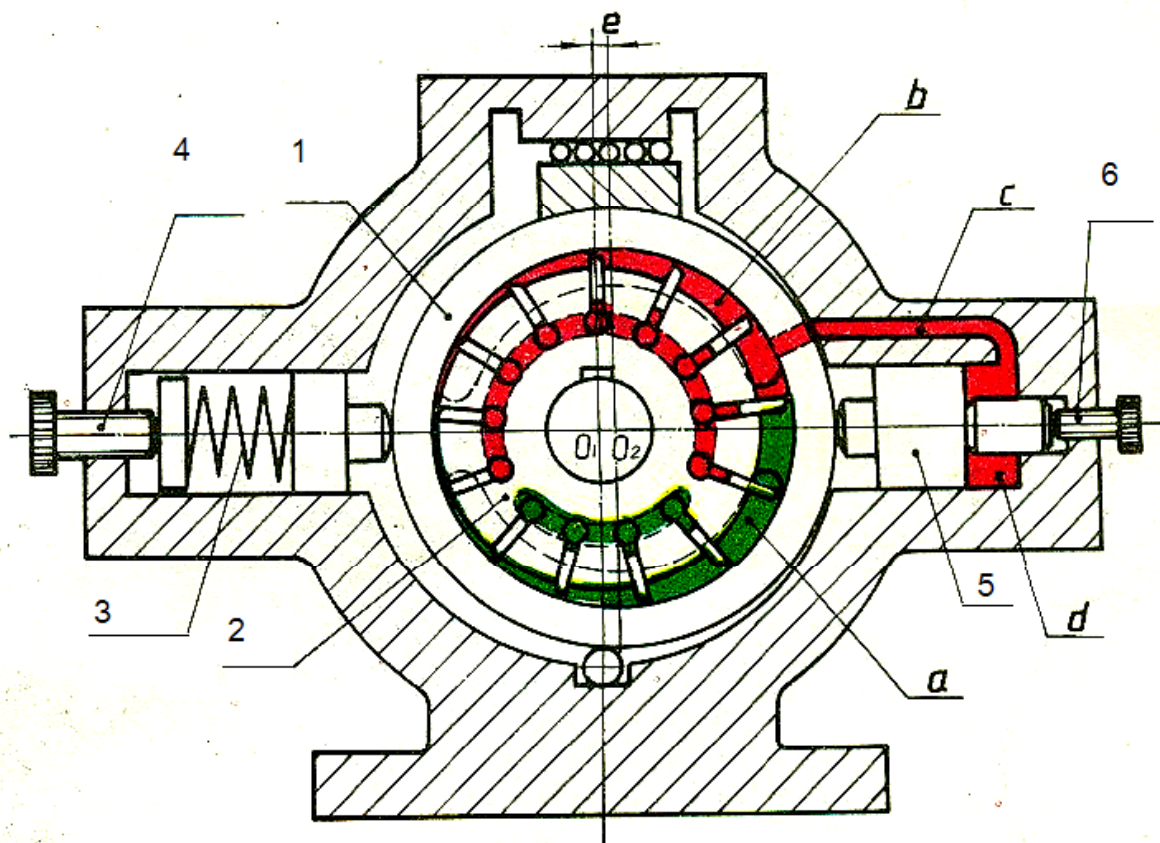
转子转速

叶片宽度

容积效率

三. 外反馈限压式变量叶片泵

1. 定子(浮动)
2. 转子(固定)
3. 预紧弹簧
4. 调压螺钉
5. 反馈柱塞
6. 流量调节螺钉



初始偏心距由流量
调节螺钉调定

弹簧预紧力由调压
螺钉调定

限压式变量叶片泵的工作过程

➤ 反馈力 ≤ 弹簧预紧力

$$e_x = e_{\max}$$

$$p_p \cdot A \leq k_s \cdot x_0$$

叶片泵以最大流量运行

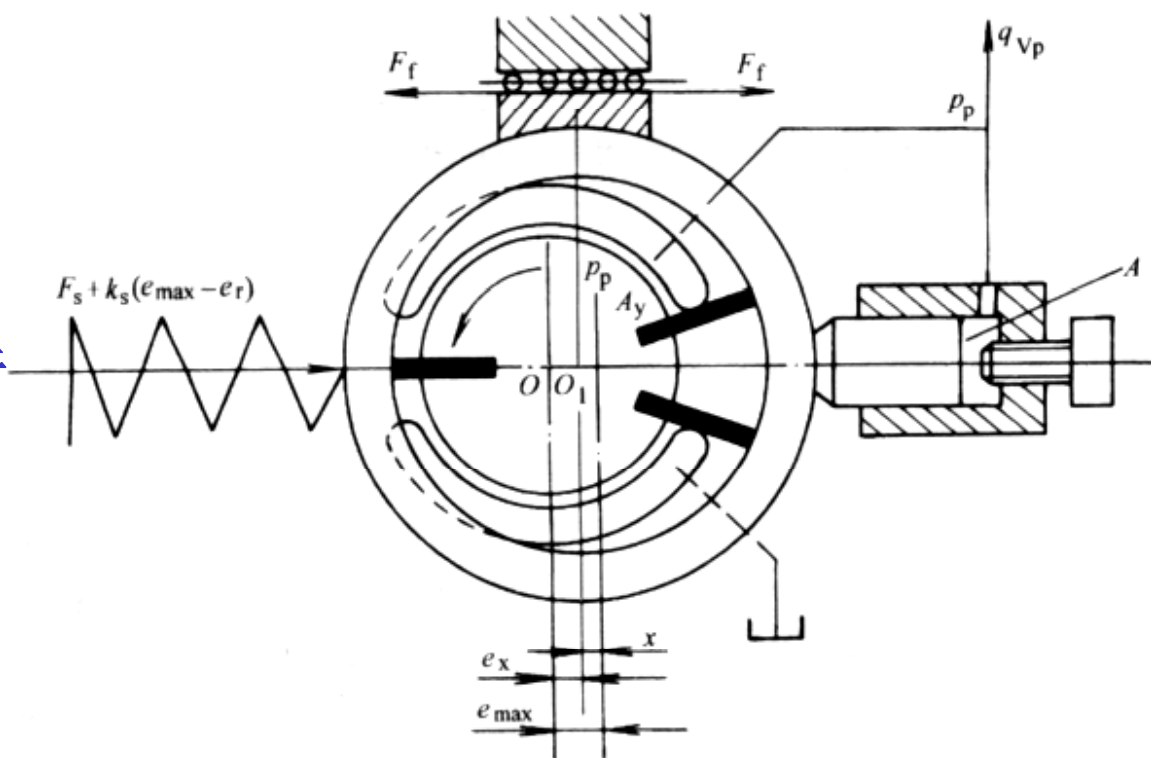
➤ 反馈力 > 弹簧预紧力

定子左移 x 距离

$$e_x = e_{\max} - x$$

$$p_p \cdot A = k_s \cdot (x_0 + x)$$

叶片泵流量随工作压力的升高而减小



限压式变量叶片泵压力-流量特性曲线

A-B:

$$p < p_B \rightarrow e_x = e_{max}$$



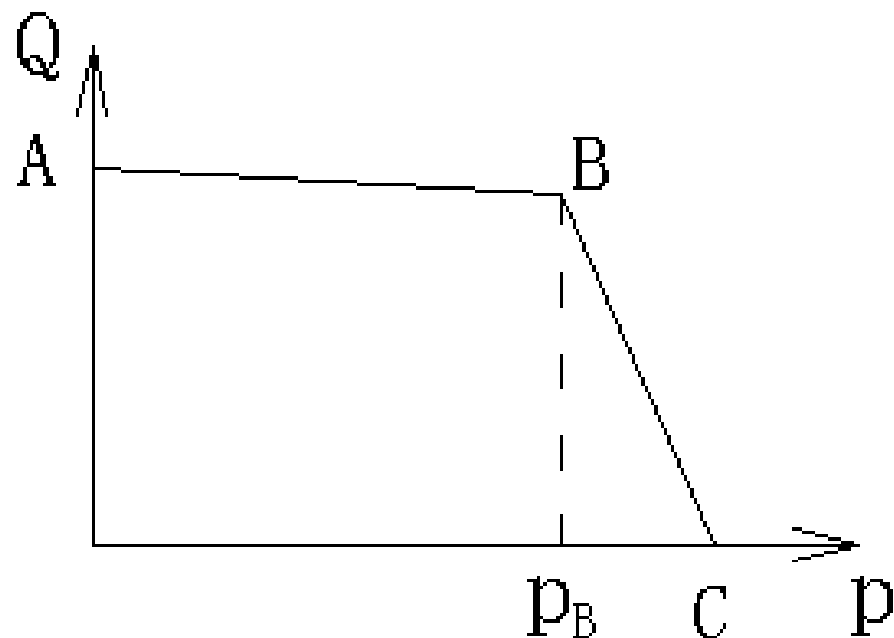
流量基本恒定

B-C:

$$p > p_B \rightarrow e_x < e_{max}$$



流量随压力降低



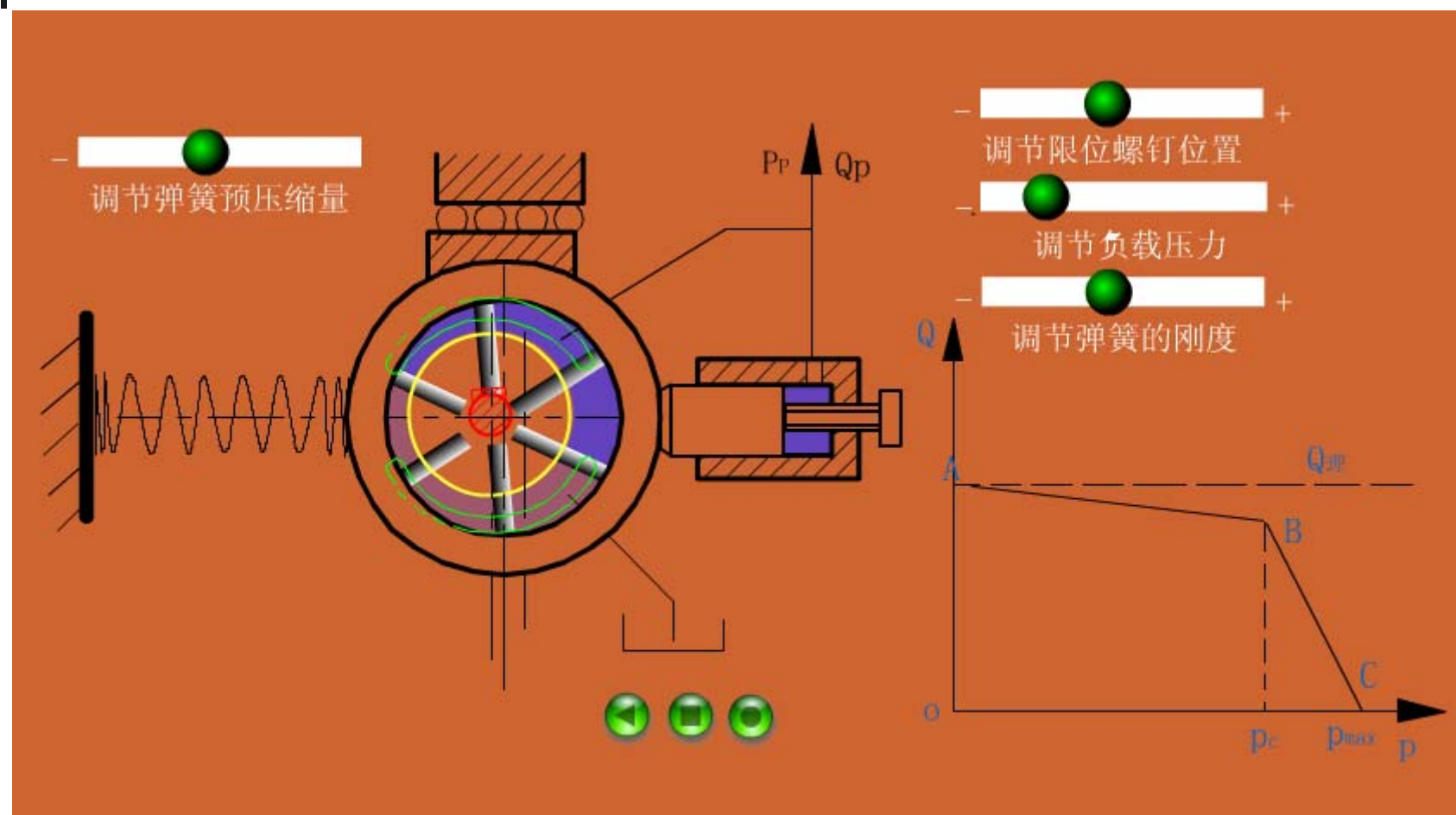
流量螺钉 → **A-B**段垂直平移

调压螺钉 → **B-C**段水平平移

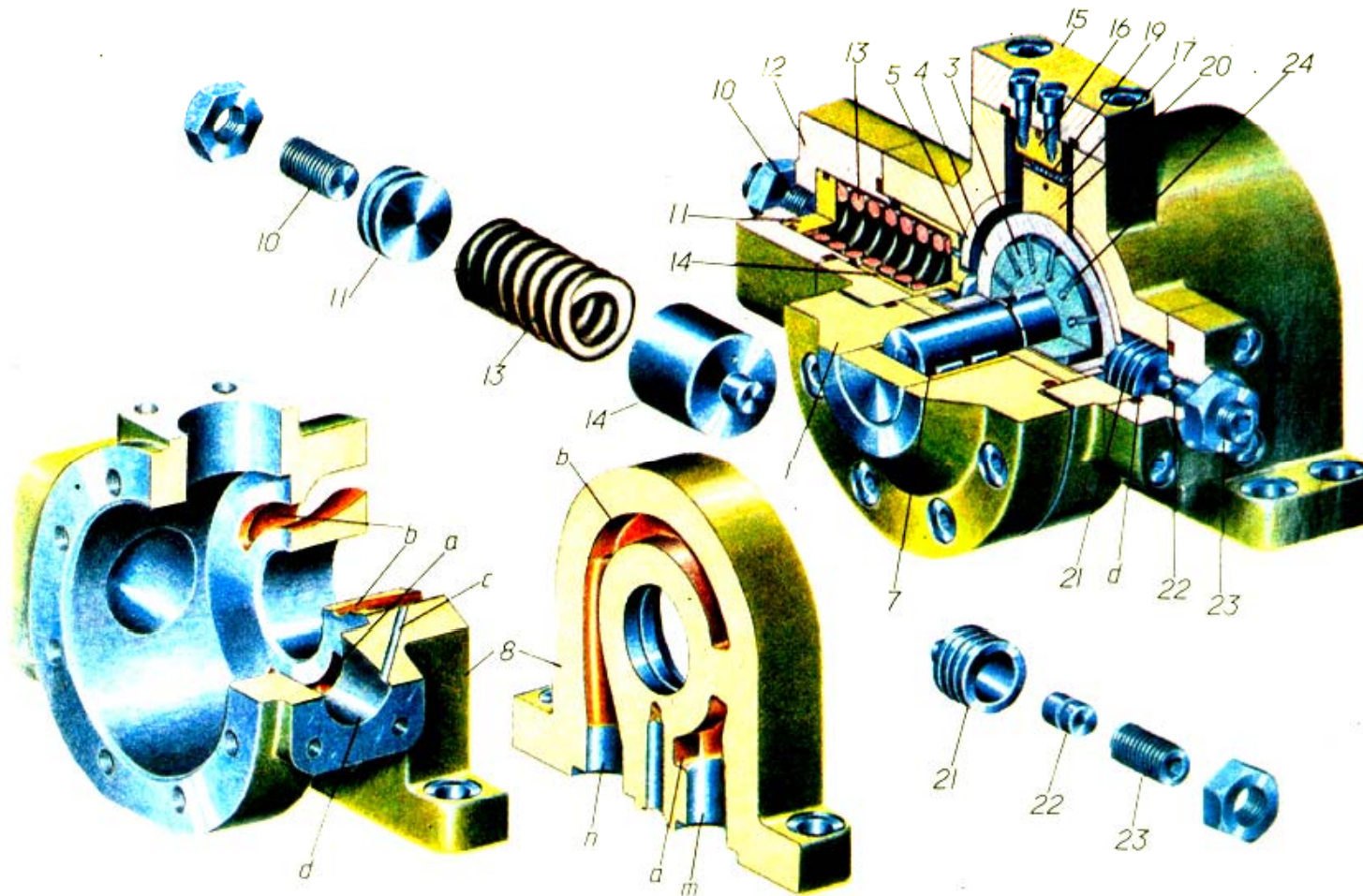
弹簧刚度 → **B-C**斜率改变



限压式变量叶片泵的工况演示



限压式变量叶片泵的结构



§ 2-4 柱塞泵

分类

轴向柱塞泵



径向柱塞泵

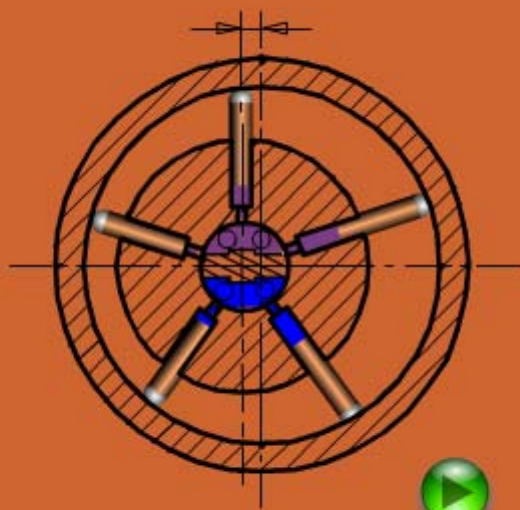


特点：密封性好、易于实现变量输出、强度和效率较高，适合于高压、大流量和大功率的应用场合

一. 径向柱塞泵

径向柱塞泵的结构

定子, 转子, 柱塞, 配油轴衬套



工作特点:

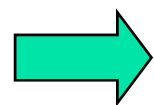
- ❏ 定子与转子间存在偏心，因此转子旋转时柱塞在柱塞腔中往复移动
- ❏ 柱塞的行程取决于定子与转子间的偏心距



径向柱塞泵的流量计算

单个柱塞的排量:

柱塞截面积 × 柱塞行程



$$V_z = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 2e$$



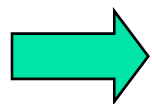
总排量: 各柱塞排量之和

$$V = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 2e \cdot z$$

d : 柱塞直径

e : 定子与转子偏心距

泵的输出流量



$$V = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 2e \cdot z \cdot n \cdot \eta_{VP}$$

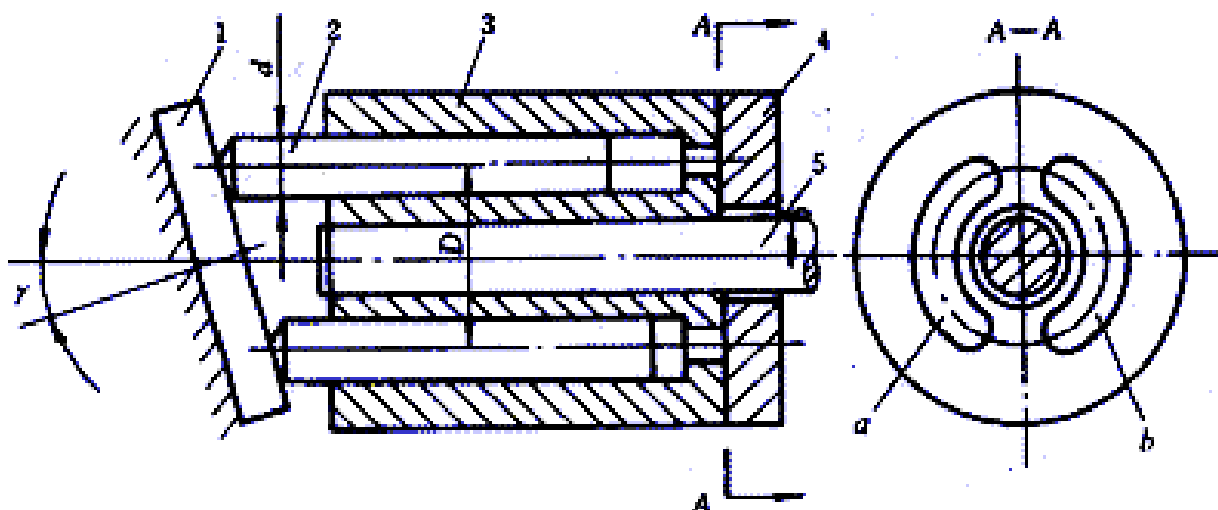
n : 泵的转速

η_{VP} : 泵的容积效率

二. 轴向柱塞泵

1、直轴式轴向柱塞泵

柱塞, 缸体、斜盘、配油盘、传动轴



工作特点:

■ 柱塞与斜盘始终保持接触, 因此转子旋转时柱塞在缸体中往复移动

■ 柱塞的行程取决于斜盘倾角

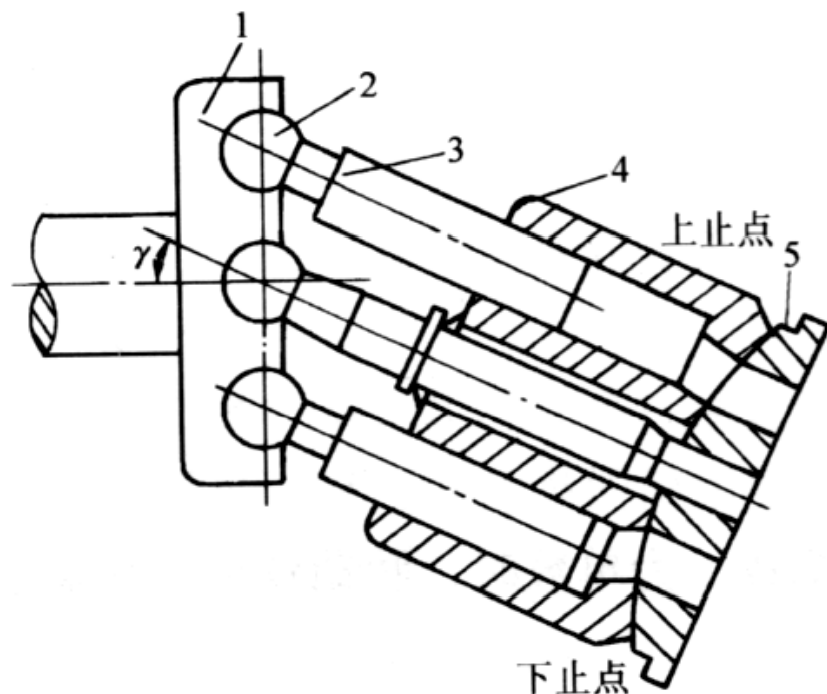
γ



二. 轴向柱塞泵

2、斜轴式轴向柱塞泵

主轴、连杆、柱塞、缸体、配油盘



工作特点:

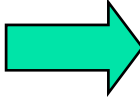
- ❏ 主轴与缸体轴线夹角较大，泵变量范围宽
- ❏ 连杆采用球形铰链与主轴相连，较为牢固、自吸能力强
- ❏ 摩擦损失小，效率较高



轴向柱塞泵的流量计算

单个柱塞的排量:

柱塞截面积 × 柱塞行程


$$V_z = \frac{\pi d^2}{4} \cdot D \cdot \tan \gamma$$

d : 柱塞直径

D : 柱塞分布圆直径

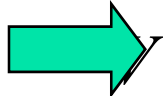
γ : 斜盘倾角



总排量: 各柱塞排量之和

$$V = \frac{\pi d^2}{4} \cdot D \cdot \tan \gamma \cdot z$$

泵的输出流量


$$= \frac{\pi d^2}{4} \cdot D \cdot \tan \gamma \cdot z \cdot n \cdot \eta_{VP}$$

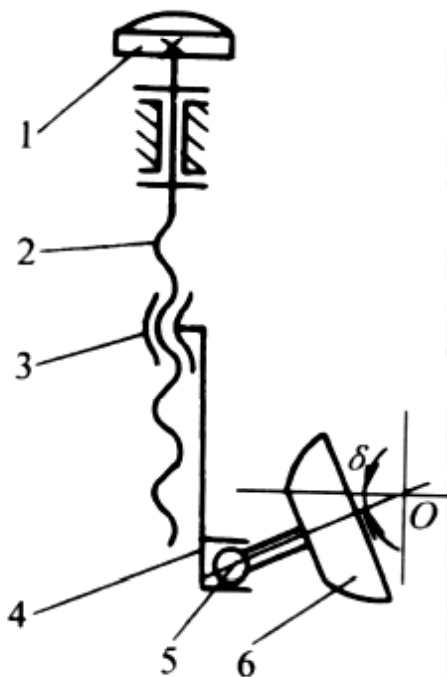
n : 泵的转速

η_{VP} : 泵的容积效率



二. 轴向柱塞泵

3. 轴向柱塞泵的变量机构



1-手轮 2-螺杆 3-螺母 4-变量活塞
5-销轴 6-斜盘

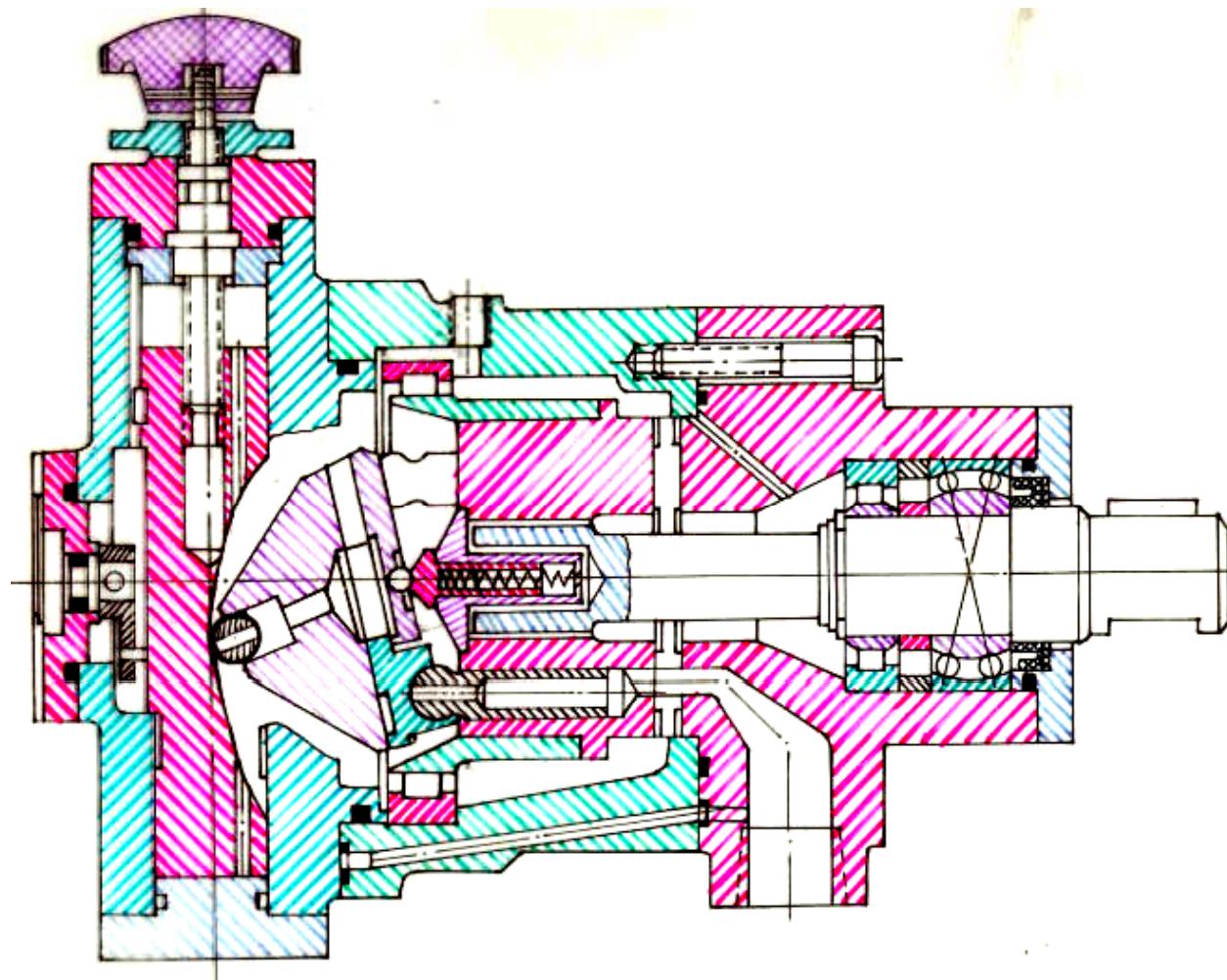
调节方法:

旋转手轮→螺杆
旋转→变量活塞
上、下移动→斜
盘沿弧形导线面
旋转从而产生角
度的变化。

轴向柱塞泵的典型结构

结构特点:

- ❏ 柱塞通过球形头和滑履与斜盘相连
- ❏ 滑履依靠回程盘和回程弹簧的作用始终于斜盘保持接触





§2-5 液压泵的选用

液压泵
的选用

液压泵的类型选用:

根据不同使用场合选择泵的类型

液压泵的参数选用

根据工况条件选择泵的参数



液压泵额定参数的选择

1、额定压力 p_n :

液压泵的最高工作压力应为系统中执行元件所达到的最高压力与从泵到执行元件之间的压力损失之和。

$$p_{\max} = p'_{\max} + \Delta p$$

再考虑到系统工作压力脉动等因素，液压泵的额定压力取为：

$$p_n = (1.25 - 1.6)p_{\max}$$



液压泵额定参数的选择

2、额定流量 q_n :

液压泵的额定流量应满足系统中同时工作的执行元件所需要的最大流量之和。

$$q_n \geq K \cdot (\sum q_{\max})$$

K: 系统泄漏系数, 1.1 ~ 1.3



液压泵额定参数的选择

3、驱动电机功率P:

驱动电机的输出功率即为液压泵的输入功率因此可得:

$$P = P_{Pi} = \frac{p_{\max} \cdot q_n}{\eta_P}$$

p_{\max} : 泵的最高工作压力

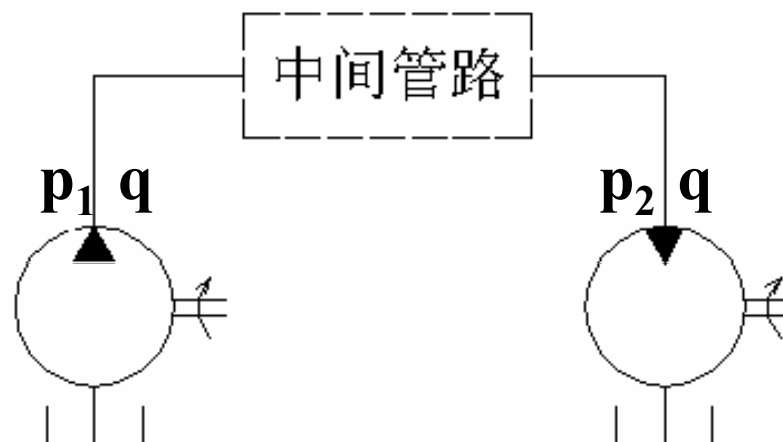
q_n : 泵的公称流量

η_P : 泵的总效率

[返回根目录](#)

液压泵与液压马达习题讲解

1、如图所示的液压泵与液压马达组成的回路，已知泵与马达的排量 $V=V_M=25\text{mL/r}$ 容积效率 $\eta_{VP}=\eta_{VM}=0.9$ ，机械效率 $\eta_{MP}=\eta_{MM}=0.8$ ，泵的转速为 1000r/min ，马达的输出转矩为 15N.m ，中间管路存在的压力损失 1MPa 。试求：(1) 液压马达的转速 n_M (2) 液压泵的出口压力 p_1 (3) 驱动液压泵旋转的电机功率 P (4) 回路总效率 η_c



[返回1](#)

[返回2](#)

[返回3](#)



液压泵与液压马达习题讲解

解：(1)根据液压泵及液压马达排量、流量与容积效率的关系可得：

$$\left\{ \begin{array}{l} q_t = V \cdot n = 25 \times 10^{-3} \times 1000 = 25L / \min \\ q = q_t \cdot \eta_{VP} = 25 \times 0.9 = 22.5L / \min \\ q_M = q = 22.5L / \min \\ q_M = q_{Mt} / \eta_{VM} \Rightarrow q_{Mt} = q_M \cdot \eta_{VM} = 22.5 \times 0.9 = 20.25L / \min \\ q_{Mt} = V_M \cdot n_M \Rightarrow n_M = q_{Mt} / V_M = 20.25 / (25 \times 10^{-3}) = 810r / \min \end{array} \right.$$

看图



液压泵与液压马达习题讲解

(2)根据液压马达的功率关系可以得到:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{Msc} = T_M \cdot \frac{2\pi n_M}{60} = 15 \times \frac{2 \times 3.14 \times 810}{60} = 1.27 kW \\ P_{Msr} = P_{Msc} / (\eta_{VM} \cdot \eta_{MM}) = 1.27 / (0.9 \times 0.8) = 1.77 kW \\ P_{Msr} = p_M \cdot q_M \Rightarrow p_M = P_{Msr} / q_M = 1.77 \times 10^3 / (22.5 / 6 \times 10^4) = 4.72 MPa \\ p_1 = \Delta p + p_2 = \Delta p + p_M = 4.72 + 1 = 5.72 MPa \end{array} \right.$$

看图



液压泵与液压马达习题讲解

(3)根据液压泵的功率关系可以得到:

$$\begin{cases} P_{sc} = p_1 \cdot q = 5.72 \times 10^6 \times \frac{22.5}{6 \times 10^4} = 2.15 kW \\ P_{sr} = P_{sc} / (\eta_{VP} \cdot \eta_{MP}) = 2.15 / (0.9 \times 0.8) = 2.98 kW \end{cases}$$

(4)根据液压回路与系统的效率定义

$$\begin{cases} \eta_c = \frac{P_{Msc}}{P_{sr}} = \eta_{VP} \cdot \eta_{MP} \cdot \eta_{VM} \cdot \eta_{MM} \cdot \frac{p_2 q}{p_1 q} \\ = 0.9 \times 0.8 \times 0.9 \times 0.8 \times \frac{4.72}{5.72} = 42.78\% \end{cases}$$

看图



液压泵与液压马达习题讲解

2、某变量叶片泵转子外径 $d=83mm$,定子直径 $D=89mm$,叶片宽度 $B=30mm$,试求:(1)叶片泵排量为 $16mL/r$ 时的定子与转子偏心距 e ; (2)叶片最大可能排量 V_{max}

解: (1)根据单作用泵的排量公式可以得到:

$$V = 2\pi D \cdot B \cdot e$$

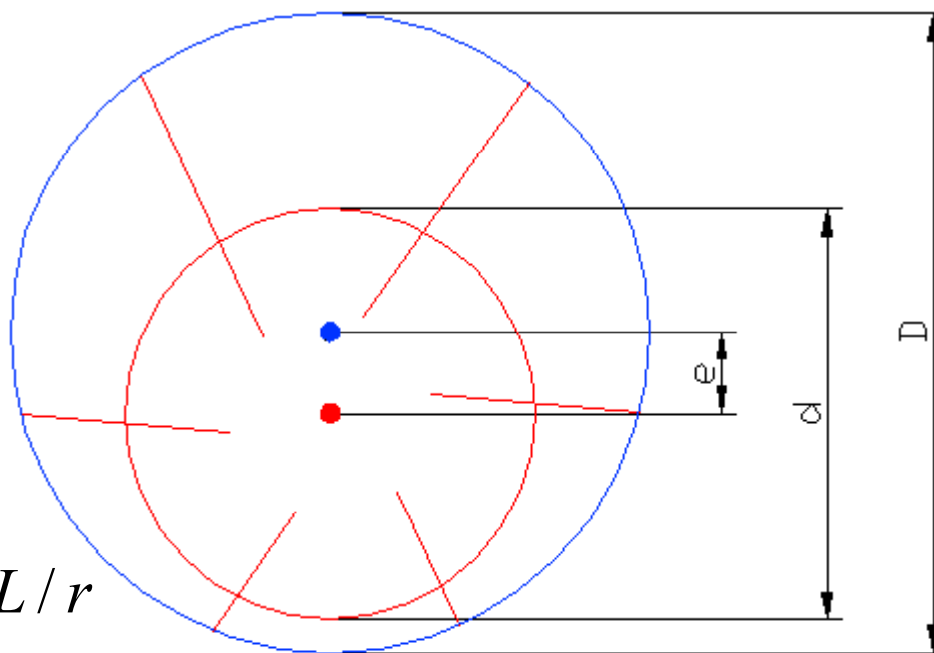
$$\Rightarrow e = \frac{V}{2\pi \cdot D \cdot B}$$

$$= \frac{16 \times 10^3}{2 \times 3.14 \times 89 \times 30} = 0.95mm$$

液压泵与液压马达习题讲解

(2)当定子与转子之间的偏心距最大时，则叶片泵达到最大排量。

$$\begin{cases} e_{\max} = \frac{D-d}{2} = \frac{89-83}{2} = 3\text{mm} \\ V_{\max} = 2\pi D \cdot B \cdot e \\ = 2 \times 3.14 \times 8.9 \times 3 \times 0.3 = 50.3\text{mL/r} \end{cases}$$



[返回根目录](#)