



武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)

第三章 液压泵和液压马达



液压泵



液压马达

物流工程学院



液压泵和液压马达

目的任务：

- 了解液压泵主要性能参数分类
- 掌握泵原理、必要条件、排流量、齿轮泵原理、困油



液压泵和液压马达

重点难点：容积式泵工作原理、必要条件，
泵工作原理、排流量 计算
容积式泵的共同弊病、 困油现象的实质及解决方法。

提问作业： 3—1 3—2



3.1 液压泵和液压马达概述

功 用

液压泵：将电动机或其它原动机输入的机械能转换为液体的压力能，向系统供油。

液压马达：将泵输入的液压能转换为机械能而对负载做功。



液压泵和液压马达的功用

液压泵：将电动机或其它原动机输入的机械能转换为液体的压力能，向系统供油。

液压马达：将泵输入的液压能转换为机械能而对负载做功。



液压泵与液压马达关系

功用上 — 相反

结构上 — 相似

原理上 — 互逆



3.1.1 液压泵和液压马达的工作原理及分类

液压泵的基本原理

吸油：密封容积增大，产生真空

容积式 {

压油：密封容积减小，油液被迫压出



液压泵基本工作条件（必要条件）

1. 形成密封容积
2. 密封容积变化
3. 吸压油腔隔开（配流装置）



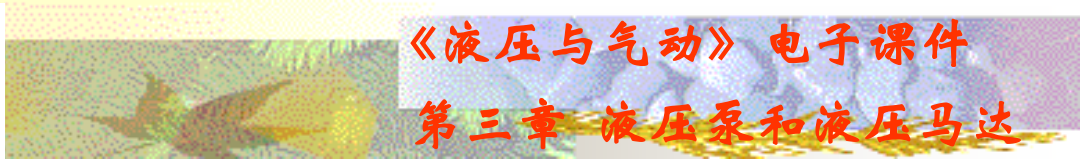
液压泵和液压马达分类

按输出流量能否调节： 定量 变量

按结构形式： 齿轮式 叶片式 柱塞式

按输油方向能否改变： 单向 双向

按使用压力： 低压 中压 中高压 高压



3.1.2 液压泵和液压马达的主要工作参数

- 工作压力和额定压力
- 排量 and 流量
- 功率和效率
- 效率



武汉理工大学



《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)

工作压力和额定压力

工作压力

额定压力（公称压力、铭牌压力）

最高允许压力

物流工程学院



工作压力

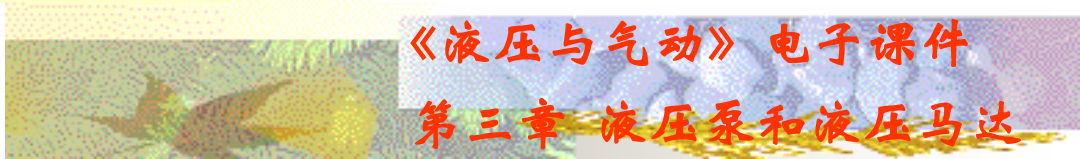
指泵（或马达）实际工作时输出（或输入）油液的压力，其值取决于外界负载（管阻、摩擦、外负载*）



额定压力

指泵（或马达）在正常工作条件下，按实验标准规定能够连续运转的最高压力（受泵（或马达）本身泄漏和结构强度限制）

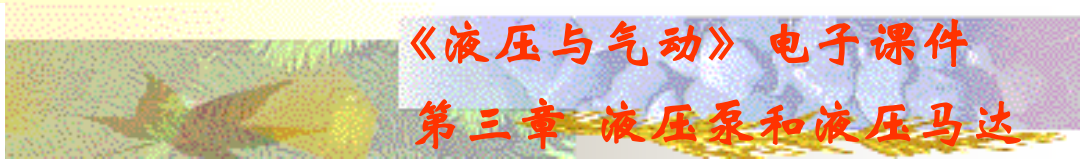
$p > p_n$ 即泵过载



最高允许压力

泵（或马达）在短时间内允许超载使用
(p_{\max}) 的极限压力

$$p \leq p_n \leq p_{\max}$$



排量 and 流量

- 排量 V
- 理论流量 q_t
- 实际流量 q
- 额定流量 q_n
- 瞬时流量 q_m



排量 V

排量: 在没有泄漏的情况下，泵（或马达）每转一周所排出的液体的体积。



理论流量 q_t

不考虑泄露的情况下，单位时间内所排出的液体的体积。 $q_t = Vn$



实际流量 q

指泵（或马达）工作时实际输出的流量

$$q = q_t - q_s$$



额定流量（公称流量、铭牌流量） q_n

指泵在正常工作条件下，按试验标准规定 必须保证的输出流量。

$$q \leq q_n \leq q_t$$



武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)

瞬时流量 q_m

瞬时流量： 泵在某一瞬 时的几何流量

物流工程学院



功率和效率

- 理论功率
- 输入（或输出）功率
- 输出（或输入）功率
- 结 论



武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)

理论功率

$$P_t = p q_t$$

物流工程学院



输入（或输出）功率

即泵轴的驱动功率或马达的输出功率

$$P_I = \omega T = 2\pi nT$$



武汉理工大学



《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)

输出（或输入）功率

$$P_0 = pq$$

物流工程学院



结 论

液压传动系统液体所具有的功率，即液压功率等于压力和流量的乘积 若忽略能量损失，则 $P_0 = P_I$ 即 $P_t = pq_t = pVn = \omega T_t = 2\pi nT_t$

∴ 实际上有能量损失

∴ $P_0 < P_I$



效率

- 容积效率
- 机械效率
- 总效率



容积效率

液压泵：实际流量与理论流量之比值

$$\eta_v = q/q_i = (q_i - q_s) / q_i = 1 - q_s/q_i$$

液压马达：理论流量与实际流量之比值

$$\eta_v = q_i/q = 1 - q_s/q$$



机械效率

液压泵：理论转矩与实际输入转矩之比值

$$\eta_m = T_i / T = 1 + T_s / T_i$$

液压马达：理论转矩与实际输入转矩之比值

$$\eta_m = T / T_i = (T_i - T_s) / T_i = 1 - T_s / T_i$$



总效率

输出功率与输入功率之比值

$$\begin{aligned}\eta &= P_0/P_i = P_q/2\pi nT \\ &= P_v n \eta_v / 2\pi nT = \eta_v \eta_m\end{aligned}$$

结论：总效率等于容积效率与机械效率之乘积。



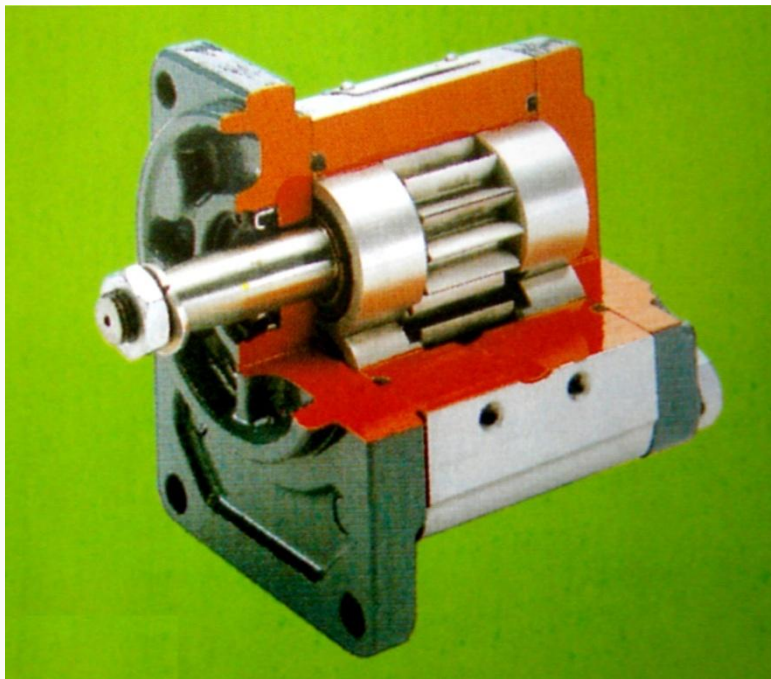
3.2 齿轮泵

分类、组成、工作原理、

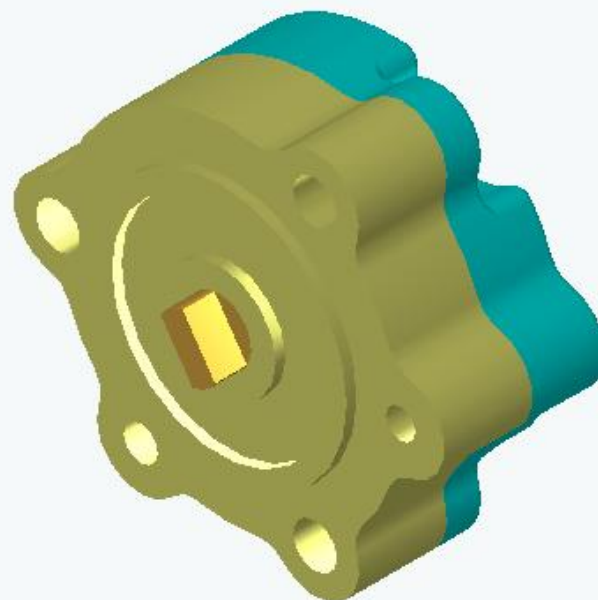
参数计算、结构特点



齿轮泵的分类



外啮合



内啮合

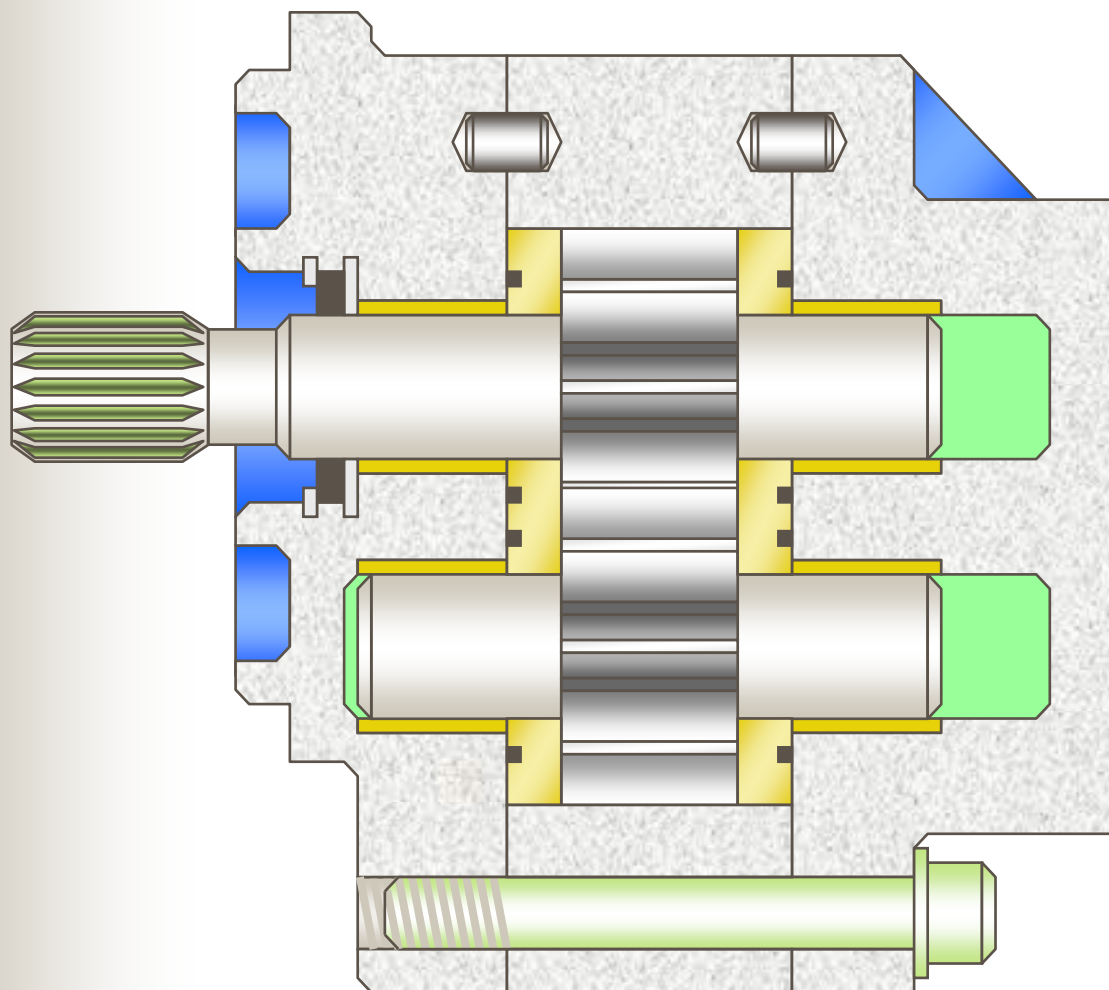


3.2 齿轮泵

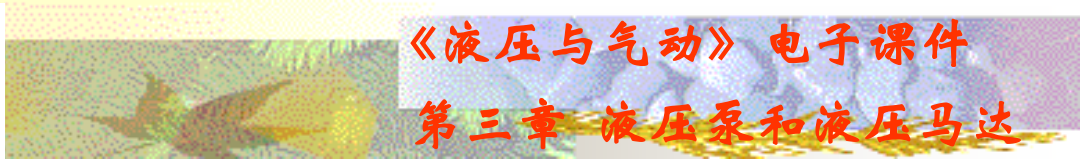
- 3、2、1 外啮合齿轮泵的工作原理
- 3、2、2 齿轮泵的流量计算
- 3、2、3 齿轮泵的结构
- 3、2、4 提高外啮合齿轮泵压力的措施
- *3、2、5 内啮合齿轮泵
- *3、2、6 螺杆泵



3.2.1 外啮合齿轮泵的工作原理



组成：前、后泵盖，泵体，一对齿数、模数、齿形完全相同的渐开线外啮合。



3.2.1 外啮合齿轮泵的工作原理

工作原理:

密封容积形成: 齿轮、泵体内表面、前后泵盖围成
齿轮退出啮合, 容积 \uparrow 吸油

密封容积变化 $<$

齿轮进入啮合, 容积 \downarrow 压油

吸压油口隔开: 两齿轮啮合线及泵盖



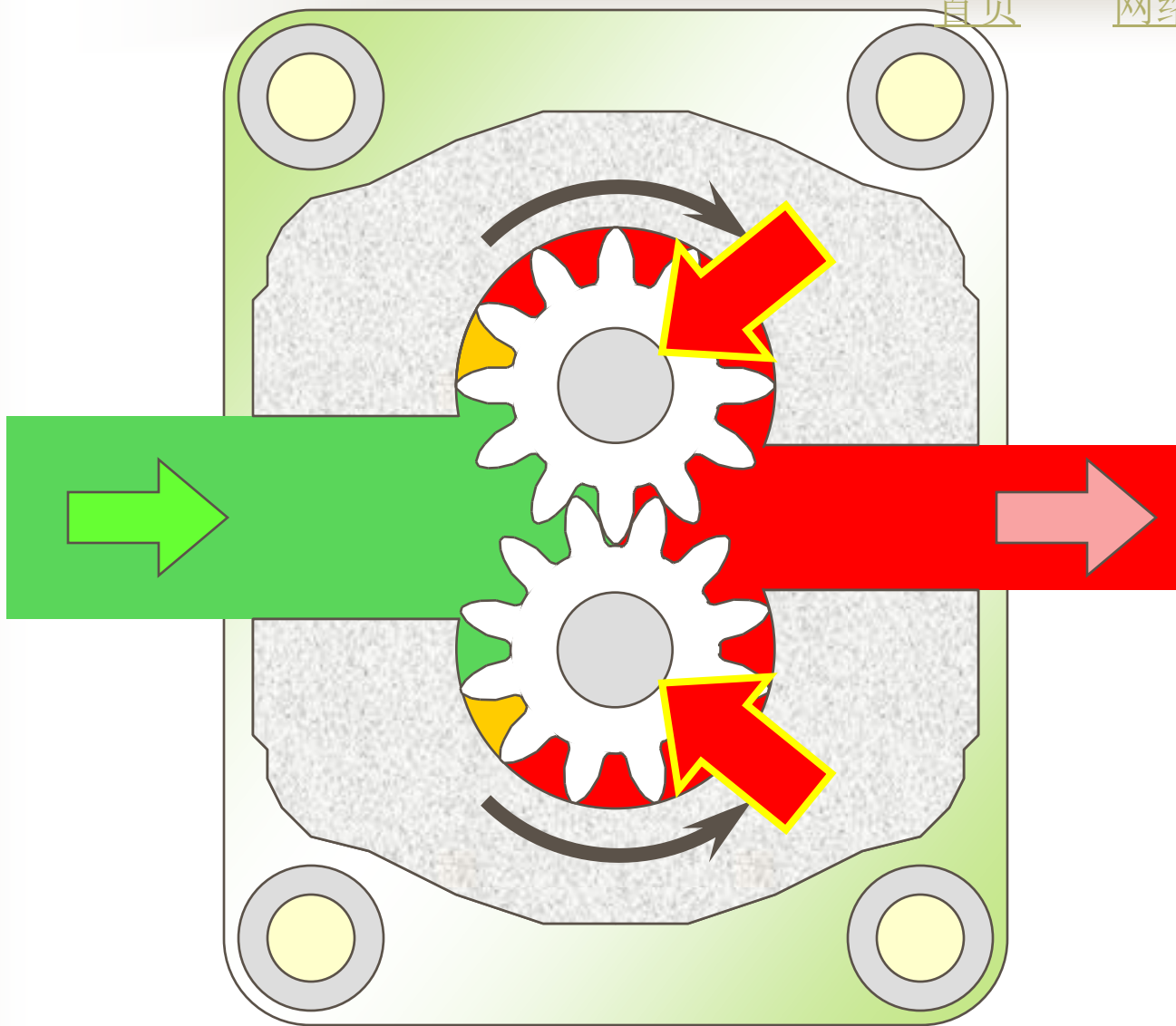
武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)



物流工程学院



3.2.2 外啮合齿轮泵的流量计算

- ∴ 齿轮啮合时，啮合点位置瞬间变化，其工作容积变化率不等
- ∴ 瞬时流量不均匀——即脉动，计算瞬时流量时须积分计算才精确，比较麻烦，一般用近似算法。



齿轮泵的流量计算

- 排量计算
- 流量计算
- 瞬时流量



排量计算

假设： 齿槽容积=轮齿体积

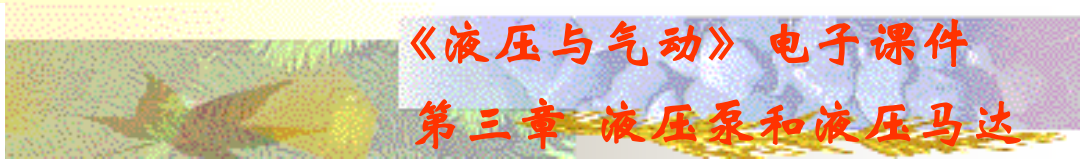
则排量=齿槽容积+轮齿体积

即相当于有效齿高和齿宽所构成的平面所扫过的环形体积，

$$\text{则 } V = \pi d h b = 2\pi z m^2 b$$

实际上 \because 齿槽容积 > 轮齿体积

$$\therefore \text{取 } V = 6.66 z m^2 b$$



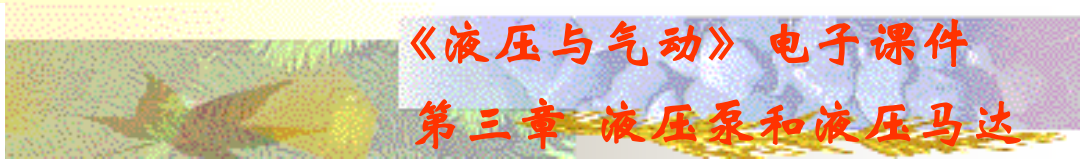
流量计算

理论流量: $q_t = Vn = 6.66zm^2bn$

实际流量: $q = q_t \eta_v = 6.66zm^2bn \eta_v$

结 论:

- 1 齿轮泵的 q_t 是齿轮几何参数和转速的函数
- 2 \because 转速等于常数, 流量等于常数
 \therefore 定量泵
- 3 理论流量与出口压力无关



瞬时流量

- ∴ 每一对轮齿啮合时，啮合点位置变化引起瞬时流量变化
- ∴ 出现流量脉动流量脉动结果：引起系统的压力脉动，产生振动和噪声，影响传动的平稳性。



3.2.3 外啮合齿轮泵结构要点

- 困油现象及其消除措施
- 径向作用力不平衡
- 泄漏



困油现象及其消除措施

- 产生原因
- 引起结果
- 消除困油的方法



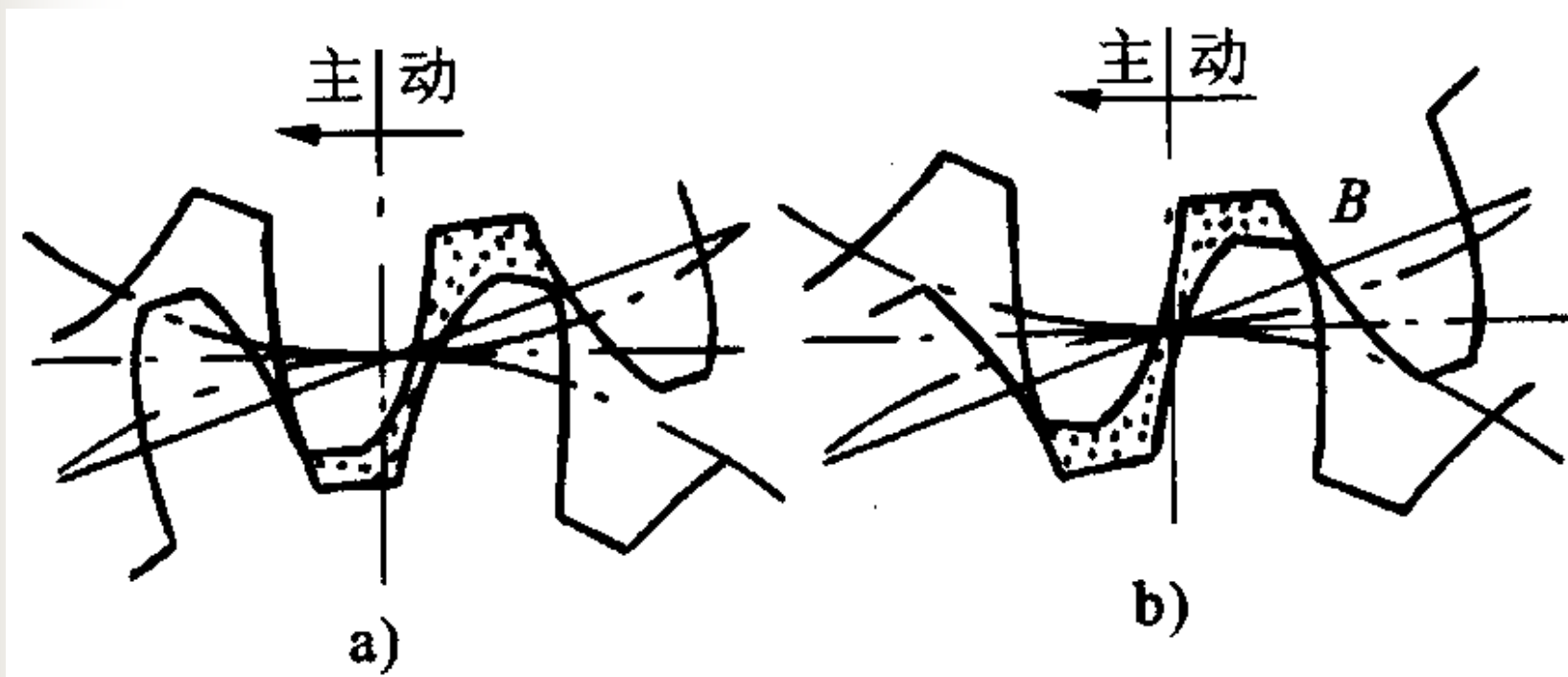
困油现象产生原因

- ∴ 为保证齿轮连续平稳运转，又能够使吸压油口隔开，齿轮啮合时的重合度必须大于1
- ∴ 有时会出现两对轮齿同时啮合的情况，在齿向啮合线间形成一个封闭容积



困油现象产生原因

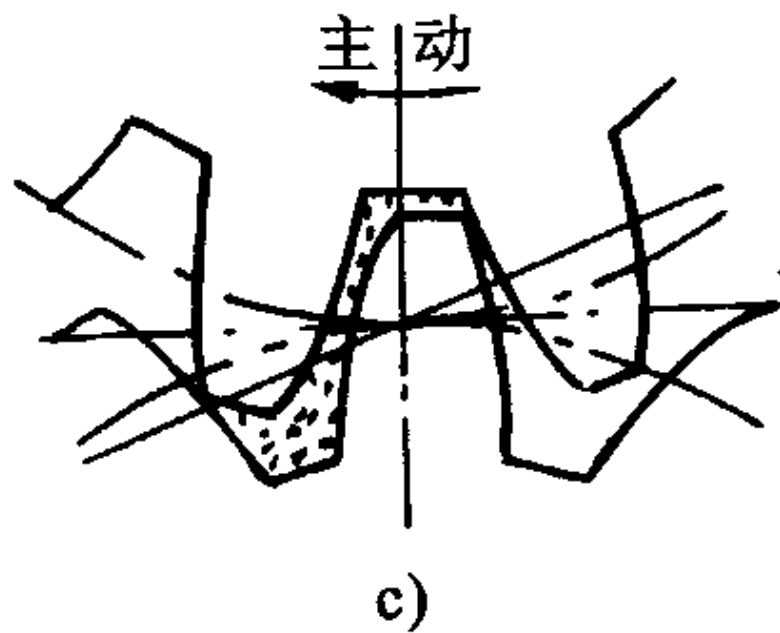
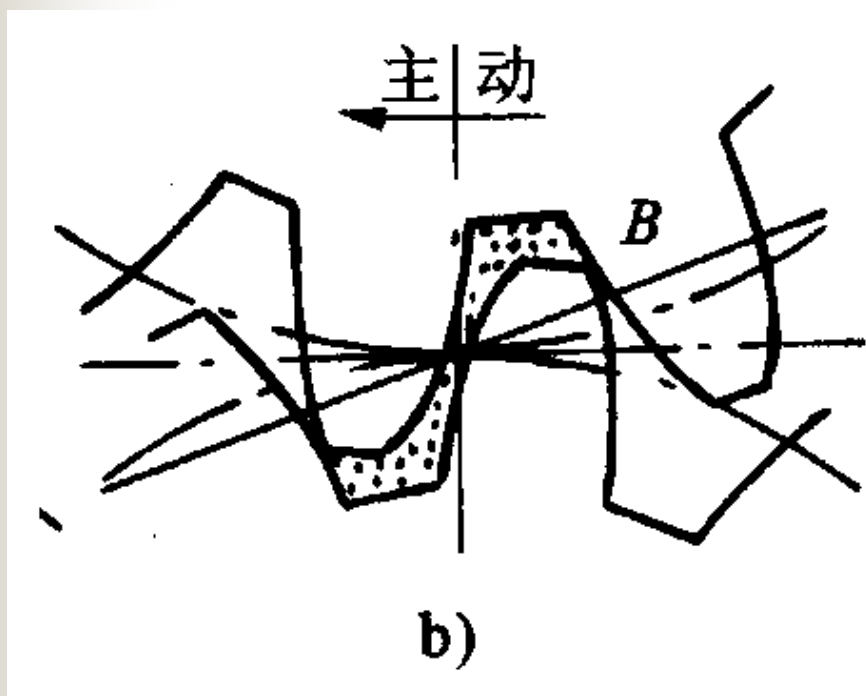
a→b 容积**缩小**





困油现象产生原因

b \rightarrow c 容积增大





困油引起的结果

a→b 容积缩小 $p \uparrow$

高压油从一切可能泄漏的缝隙强行挤出，
使轴和轴承受很大冲击载荷，泵剧烈振动，
同时无功损耗增大，油液发热。

b→c 容积增大 $p \downarrow$

形成局部真空，产生气穴，引起振动、噪声、汽蚀等

总之：由于困油现象，使泵工作性能不稳定，
产生振动、噪声等，直接影响泵的工作寿命。



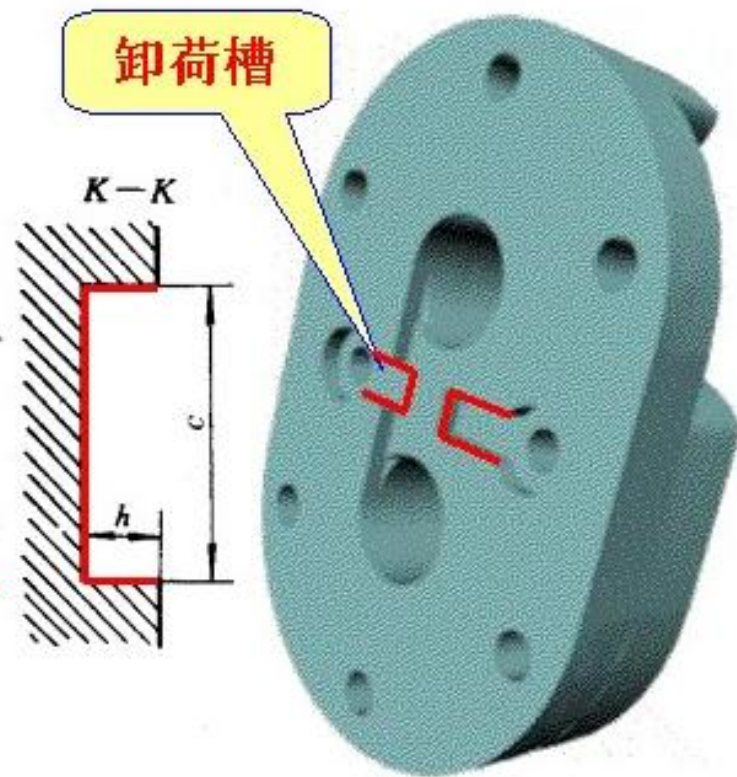
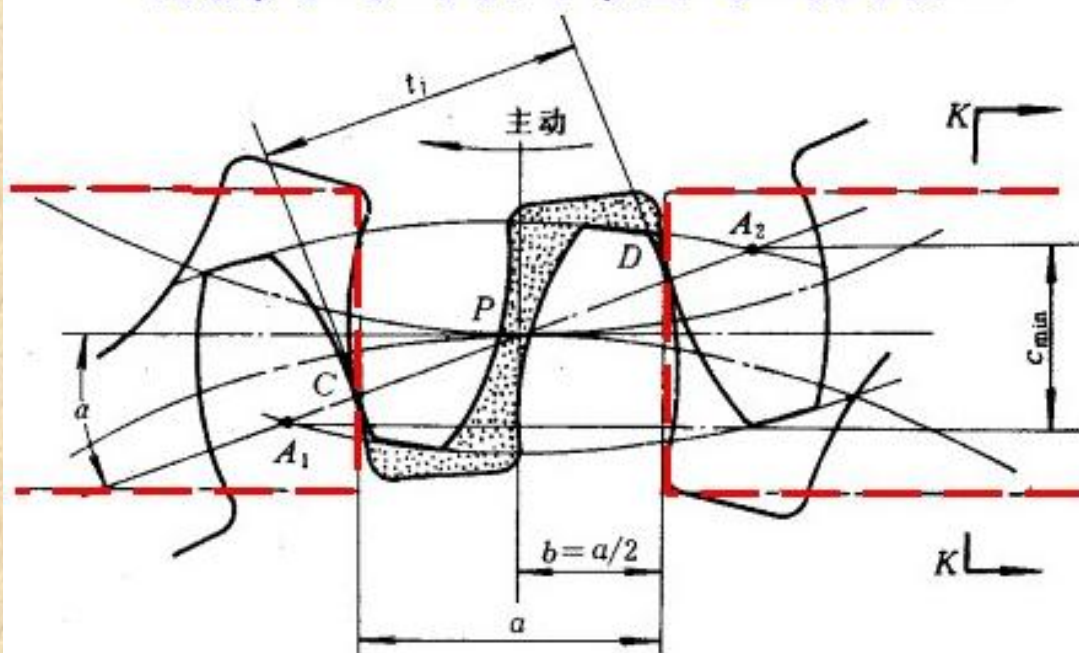
消除困油的方法

原则： $a \rightarrow b$ 密封容积减小，使之通压油口
 $b \rightarrow c$ 密封容积增大，使之通吸油口
在b点密封容积最小，隔开吸压油

方法： 在泵盖（或轴承座）上开卸荷槽以消除困油，CB-B形泵将卸荷槽整个向吸油腔侧平移一段距离，效果更好



消除困油现象措施





径向作用力不平衡

径向不平衡力的产生：**液压力**

液体分布规律：沿圆周从高压腔到低压腔，压力沿齿轮外圆逐齿降低。 $p \uparrow$ ，径向不平衡力增大齿轮和轴承受到很大的冲击载荷，产生振动 和噪声。

改善措施：缩小压油口，以减小压力油作用面积。增大泵体内表面和齿顶间隙开压力平衡槽，会使容积效率减小



径向不平衡力图示

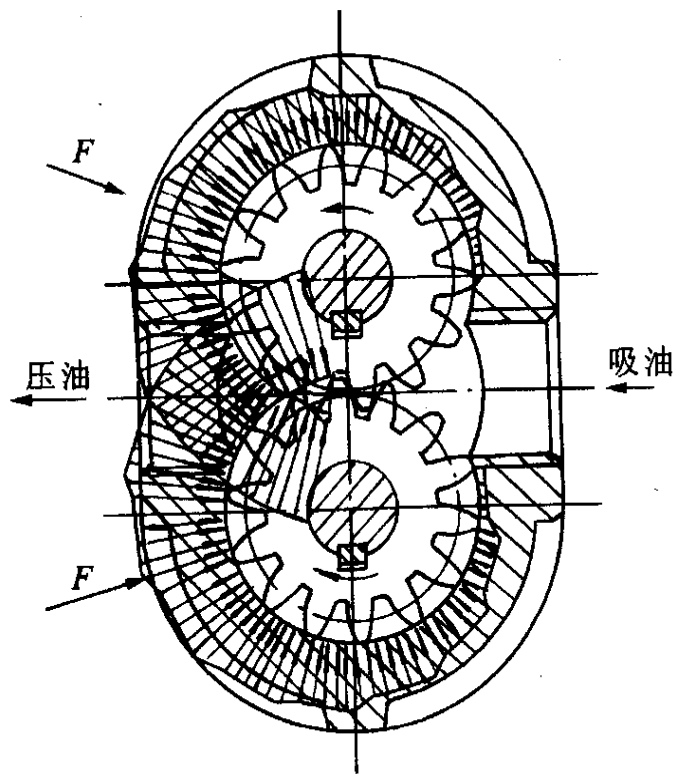


图 3.6 齿轮泵的径向不平衡力

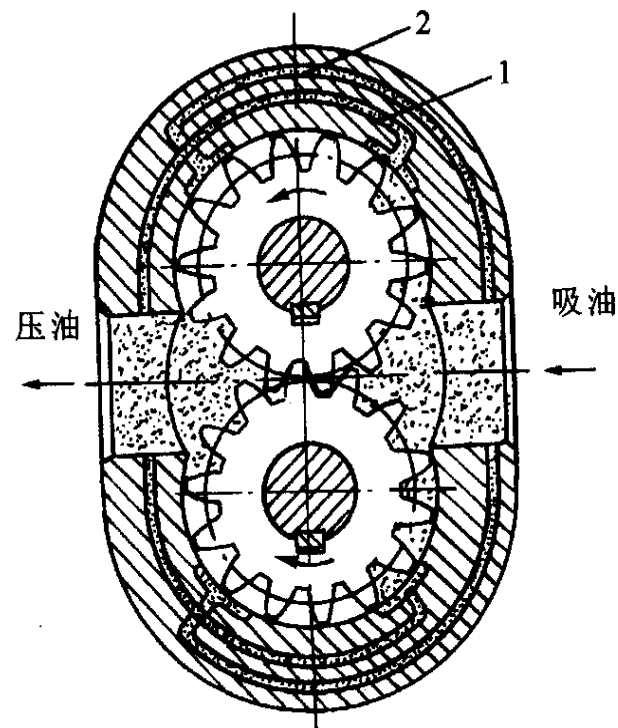
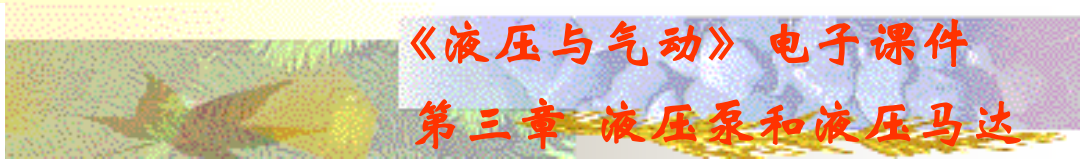


图 3.7 齿轮泵的压力平衡槽

1、2—压力平衡槽



泄 漏

齿侧泄漏：约占齿轮泵总泄漏量的 5%

径向泄漏：约占齿轮泵总泄漏量的 20%~25%

端面泄漏*：约占齿轮泵总泄漏量的 75%~80%

总之：泵压力愈高，泄漏愈大。



3.2.4 提高外啮合齿轮泵压力措施

问题：齿轮泵存在间隙， $p \uparrow$ $q \uparrow$ $\eta_v \downarrow$
径向不平衡力也 $\propto p$ $p \uparrow$ 径向力 \uparrow

提高齿轮泵压力的方法：

浮动轴套补偿原理：将压力油引入轴套背面，
使之紧贴齿轮 端面，补偿磨损，减小
间 隙。

弹性侧板式补偿原理：将泵出口压力油引至侧
板背面，靠侧板自身的变形来补偿端
面间隙。



浮动轴套式

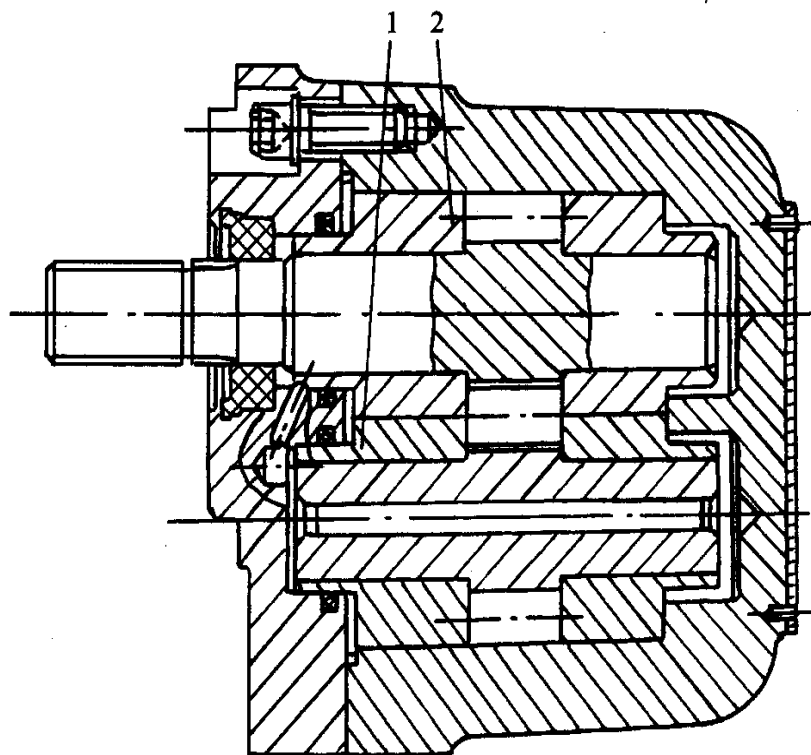


图 3.10 采用浮动轴套的中高压齿轮泵结构图

1、2—轴套



外啮合齿轮泵的优点

- ◆ 结构简单，制造方便，价格低廉
- ◆ 结构紧凑，体积小，重量轻
- ◆ 自吸性能好，对油污不敏感
- ◆ 工作可靠，便于维护



外啮合齿轮泵的缺点

- 流量脉动大
- 噪声大
- 排量不可调



小 结

- 工作原理（三个必要条件）
- 流量计算
- 结构要点（四个共同弊病）



*3.2.5 内啮合齿轮泵

渐开线齿形内啮合齿轮泵

摆线齿形内啮合齿轮泵（摆线转子泵）



*3.2.5 内啮合齿轮泵

渐开线齿形

分类 <

摆线齿形



武汉理工大学



《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)

渐开线齿形内啮合齿轮泵

组成: 小齿轮、内齿环、月牙形隔板等

物流工程学院



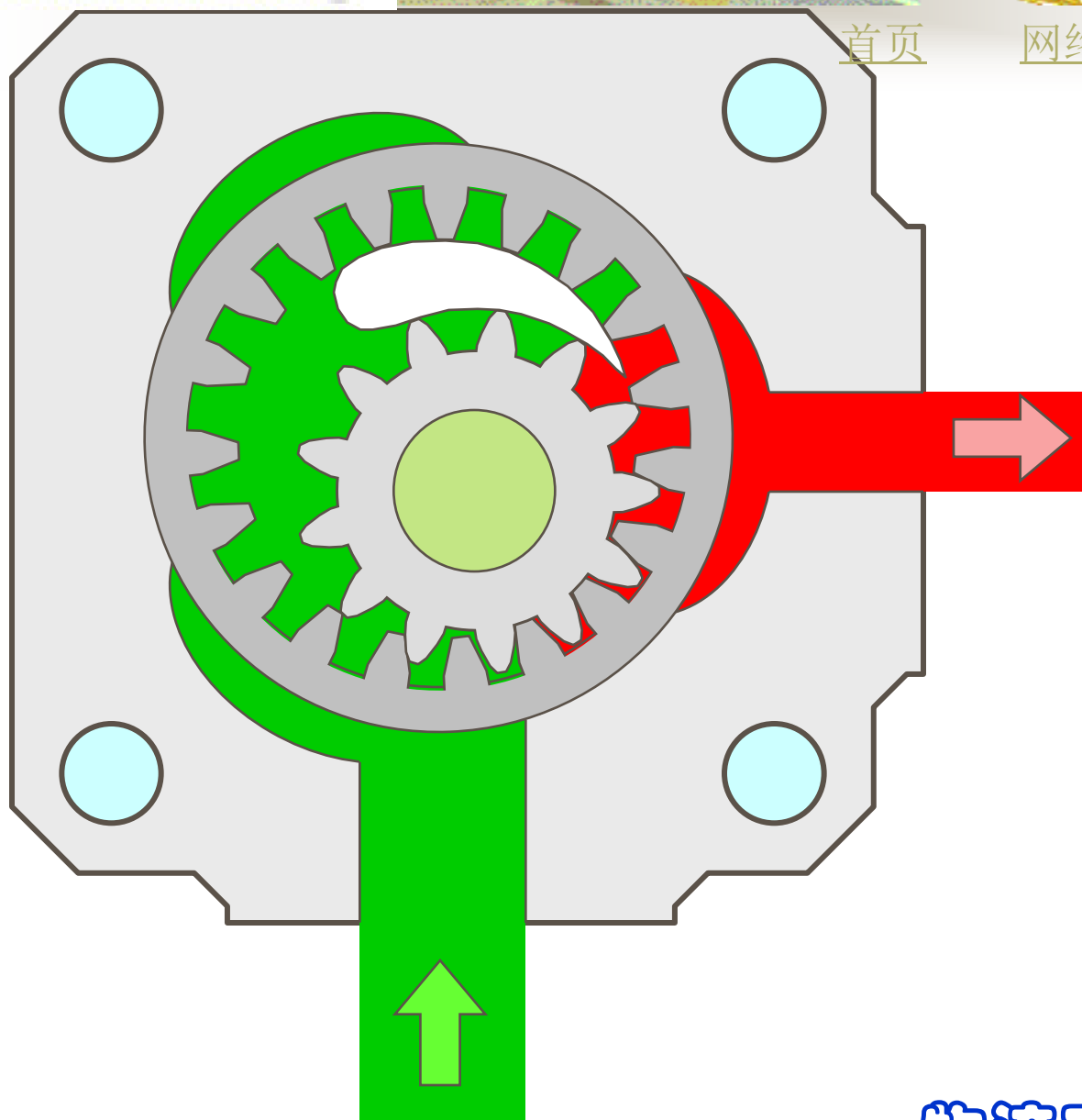
武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)



物流工程学院



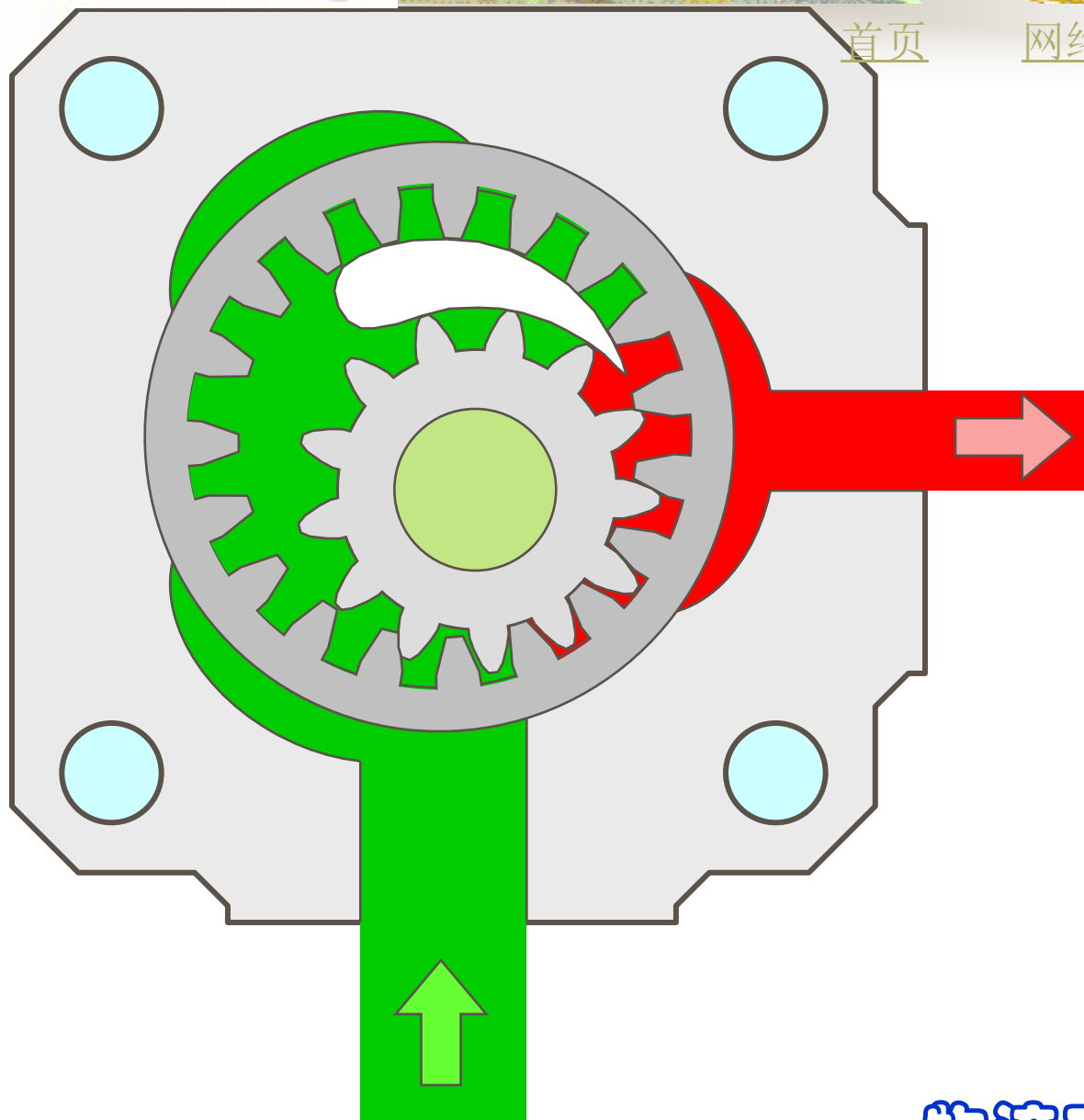
武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)



物流工程学院



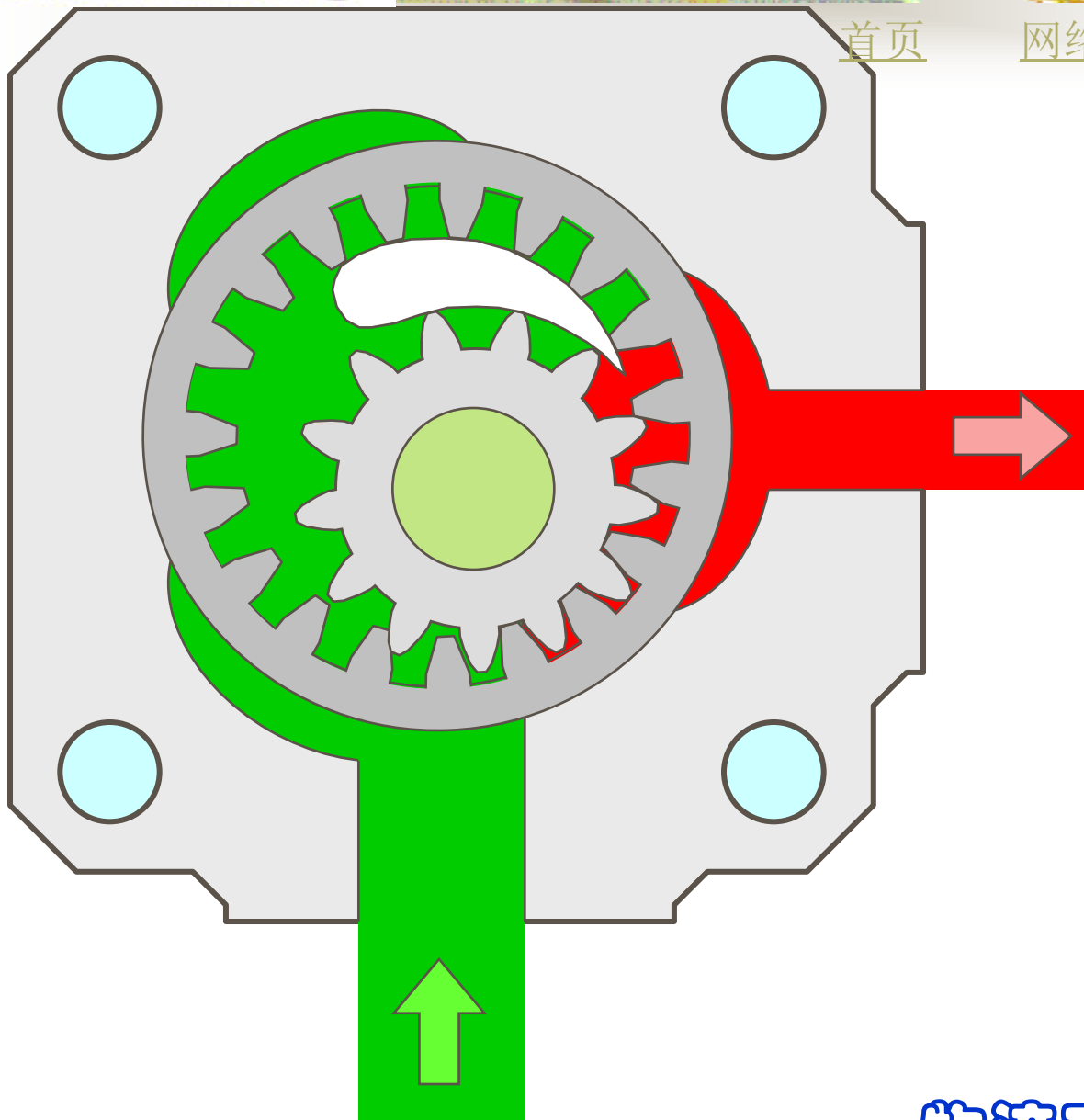
武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)



物流工程学院



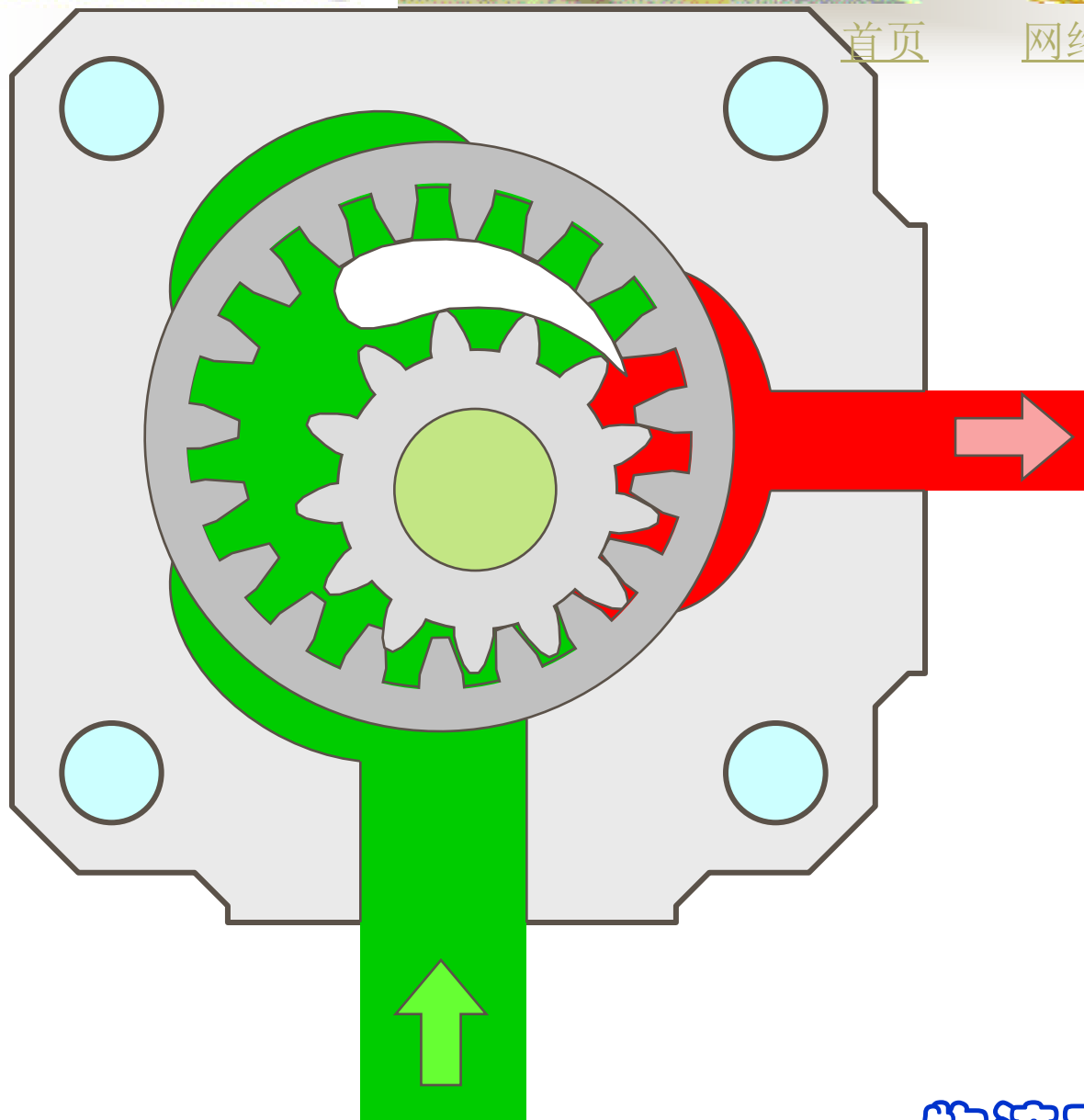
武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)



物流工程学院



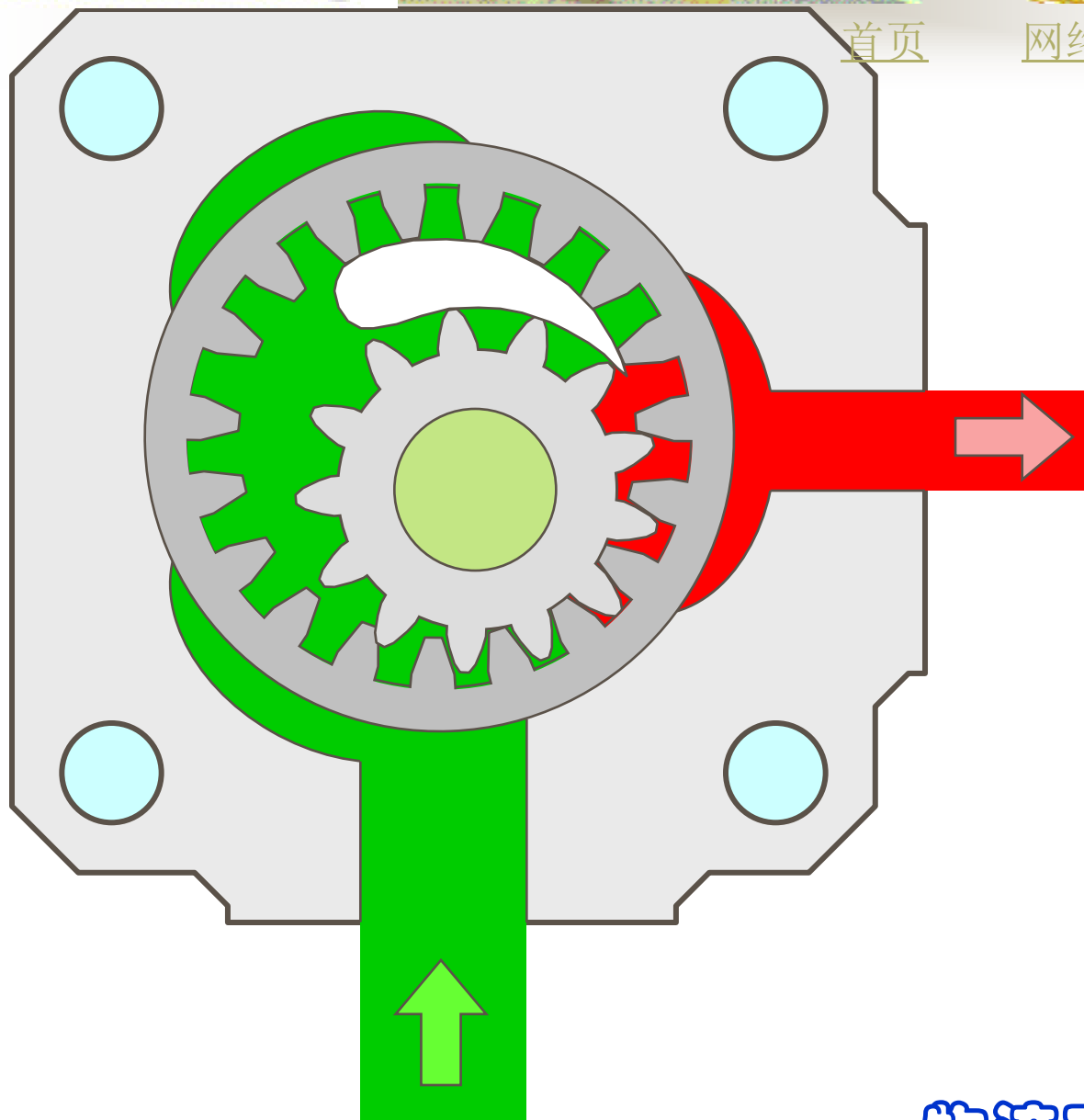
武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)



物流工程学院



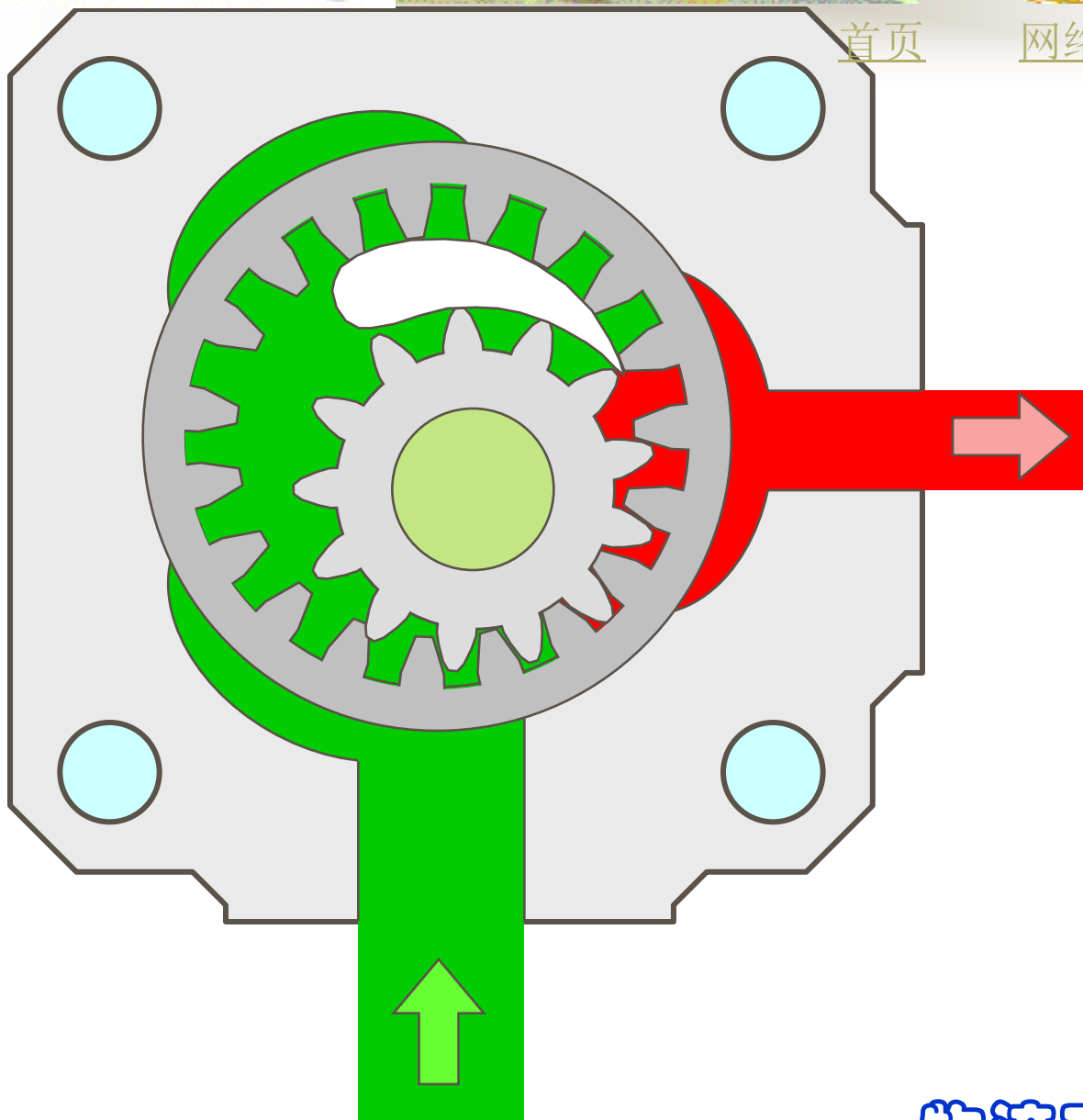
武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)



物流工程学院



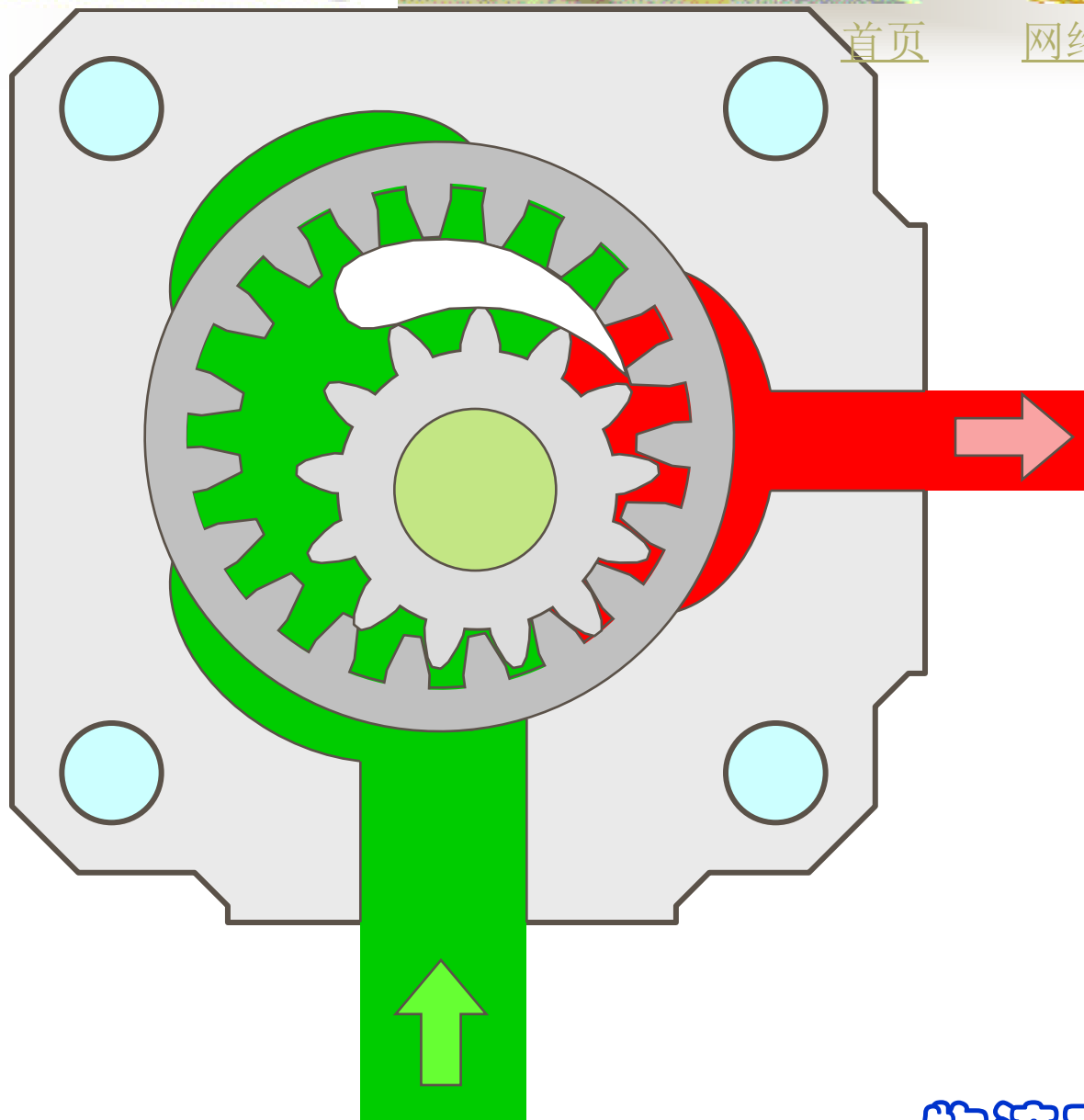
武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)



物流工程学院



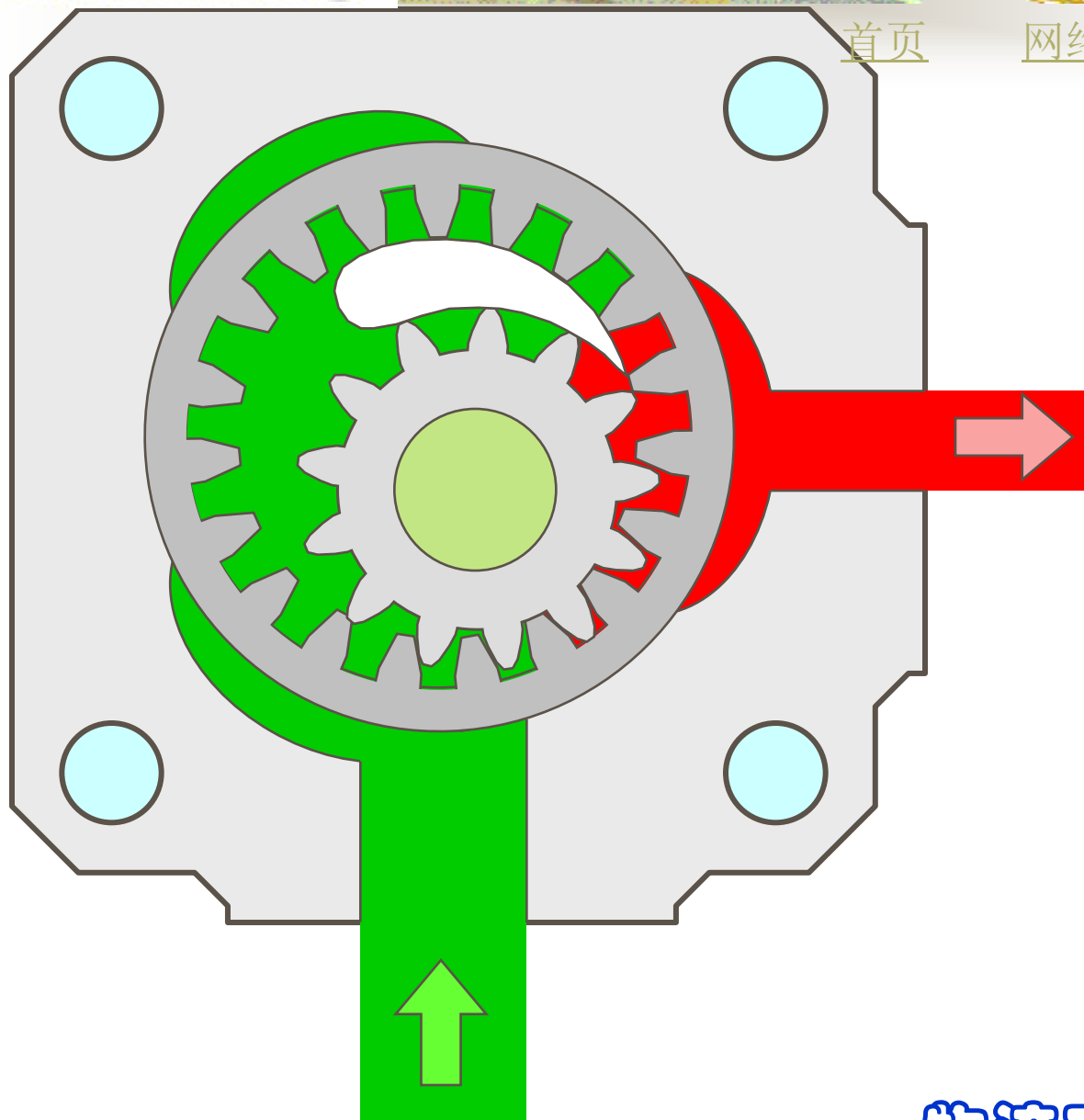
武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)



物流工程学院



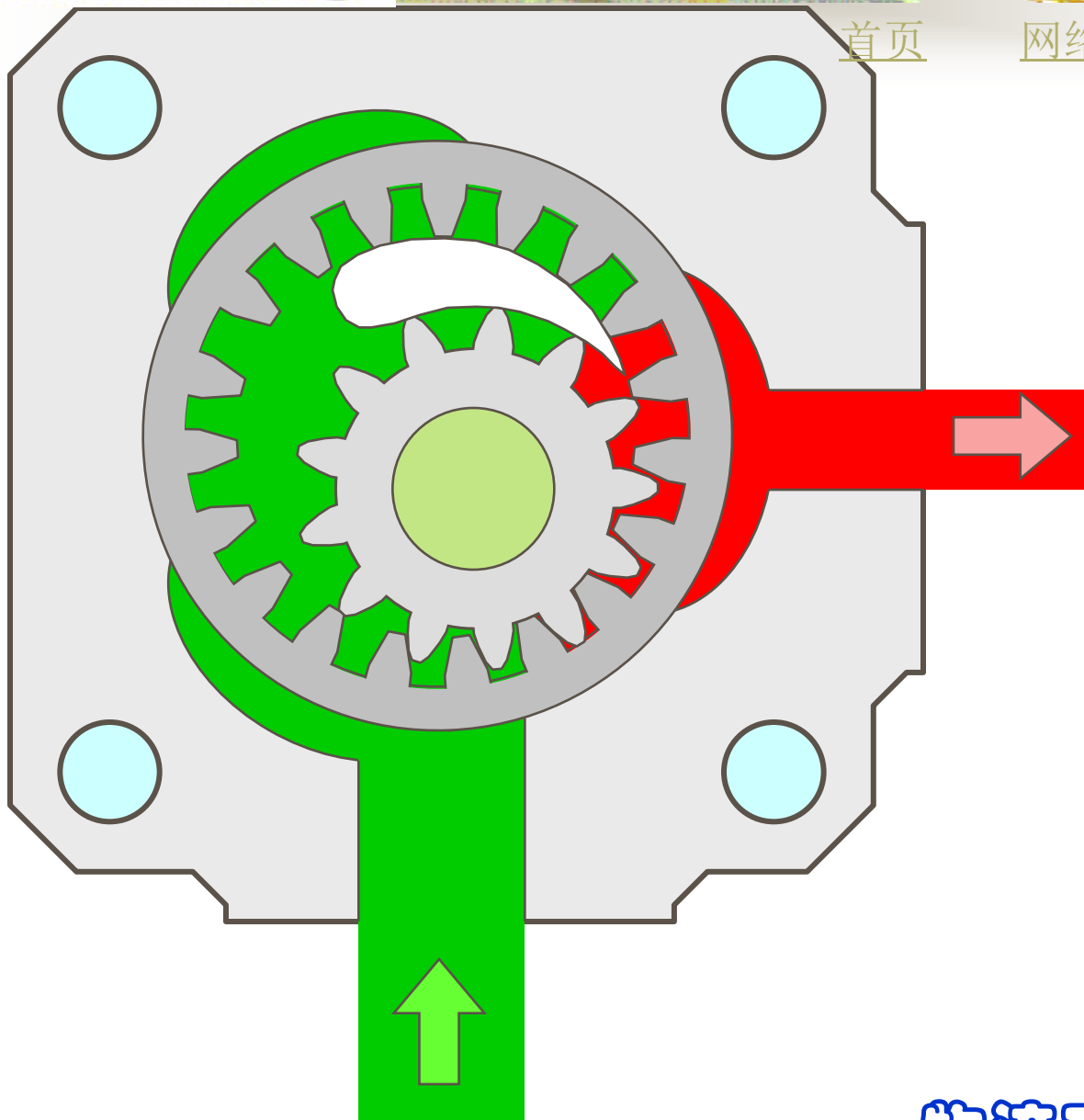
武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)



物流工程学院



渐开线齿形内啮合齿轮泵

工作原理:小齿轮带动内齿环同向异速旋转，左半部分轮齿退出啮合，形成真空吸油。右半部分轮齿退出啮合，容积减小，压油。月牙板同两齿轮将吸压油口隔开。



武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)

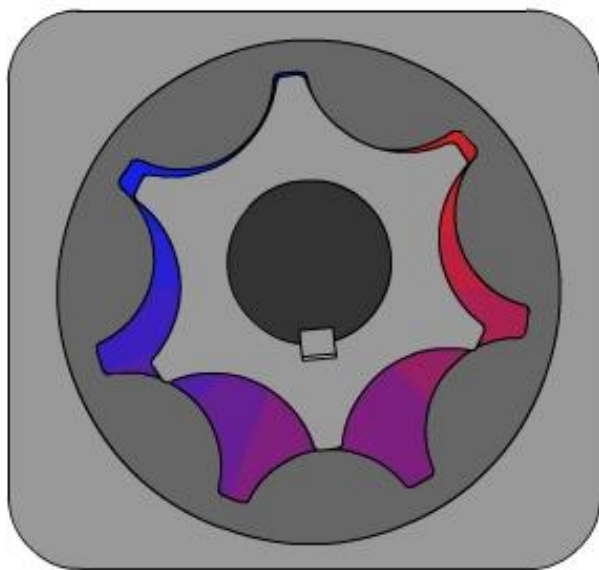
摆线齿形内啮合齿轮泵（摆线转子泵）

- 组成
- 工作原理
- 特点



摆线齿形内啮合齿轮泵组成

组成: 内外转子相差一齿且有一偏心距



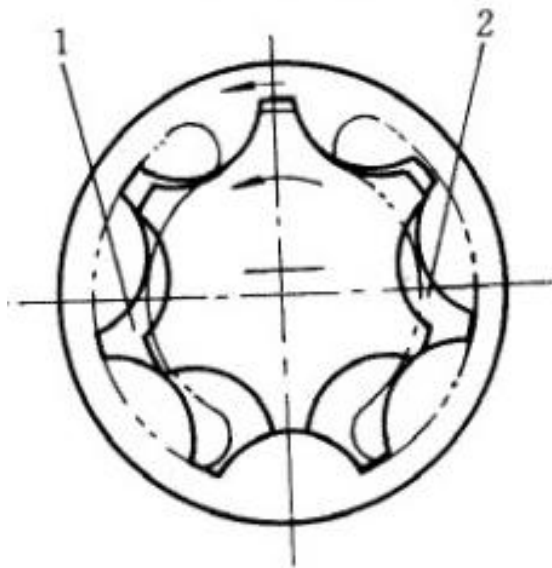


摆线齿形内啮合齿轮泵工作原理

吸油—左半部分，轮齿脱开啮合容积↑

工作原理<

压油—右半部分，轮齿进入啮合容积↓





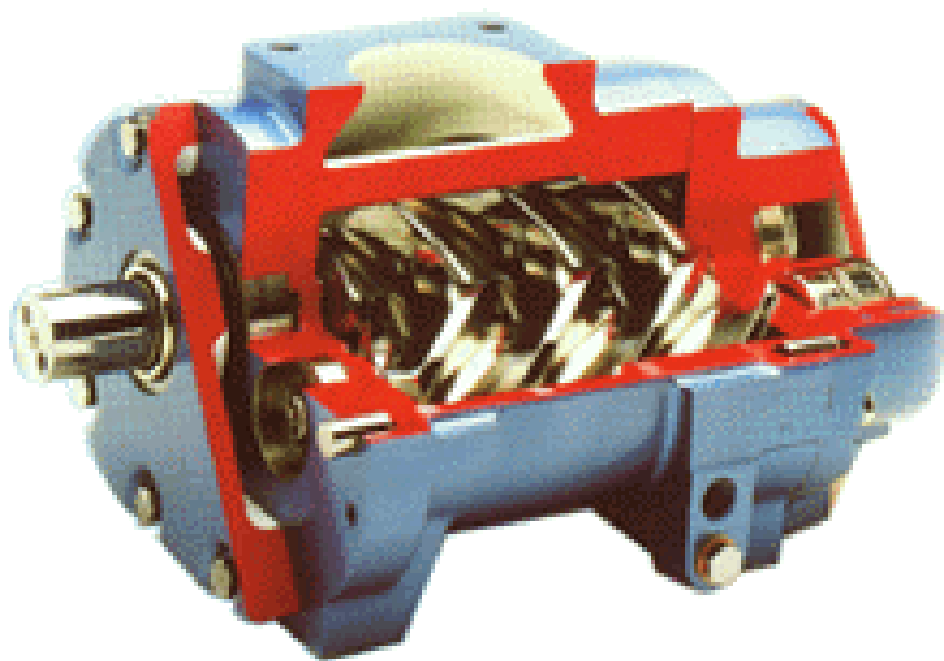
摆线齿形内啮合齿轮泵特点

结构紧凑，尺寸小，重量轻，
运转平稳，噪声小 流量脉动小。
但齿形复杂，加工困难，价格昂贵



*3.2.6 螺杆泵

- 组成
- 工作原理
- 特点





螺杆泵组成

一根主动螺杆：双头、右旋、凸螺杆

两根从动螺杆：双头、左旋、凹螺杆，
装在泵体内，和其它零件组成螺杆泵。

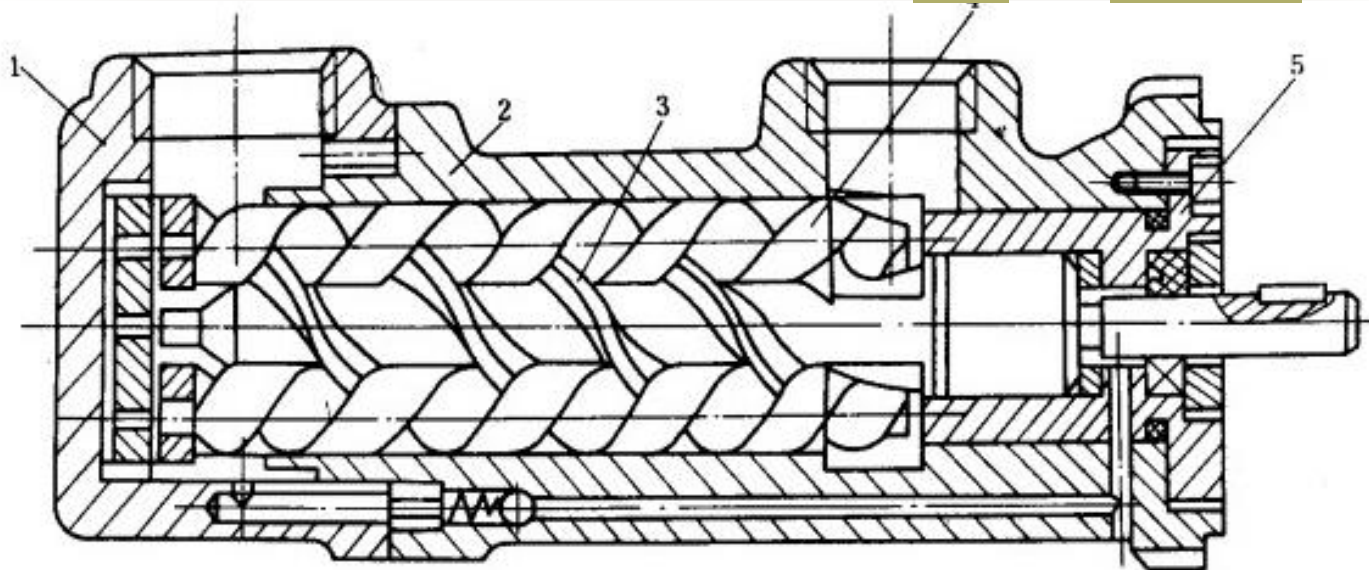
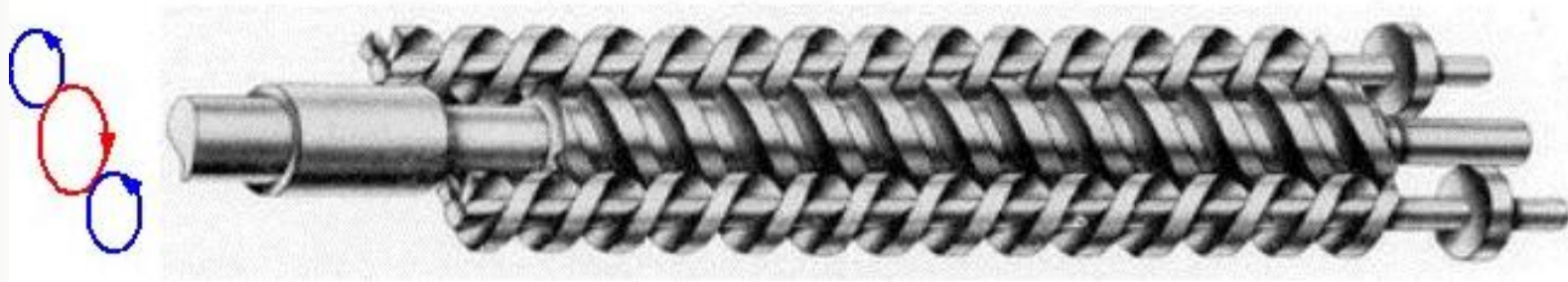


图 2-25 螺杆泵

1—后盖 2—壳体 3—主动螺杆（凸螺杆） 4—从动螺杆（凹螺杆） 5—后盖



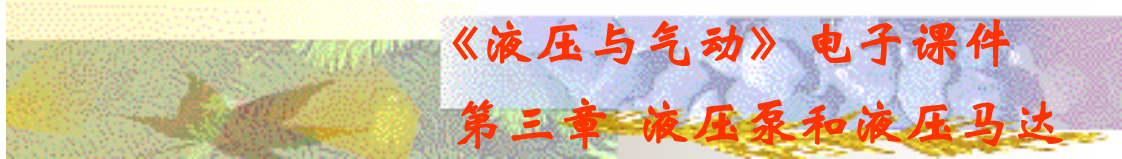


螺杆泵工作原理

$V_{\text{密}}$ 形成

$V_{\text{密}}$ 变化

吸压油口隔开



$V_{\text{密}}$ 形成

必须满足四个密封条件，才能形成空间八字形密封容积：

- 1 主从动螺杆共扼
- 2 螺杆根数和螺纹头数必须满足一定关系
- 3 泵体最小长度应大于螺杆的导程
- 4 保证最小径向间隙

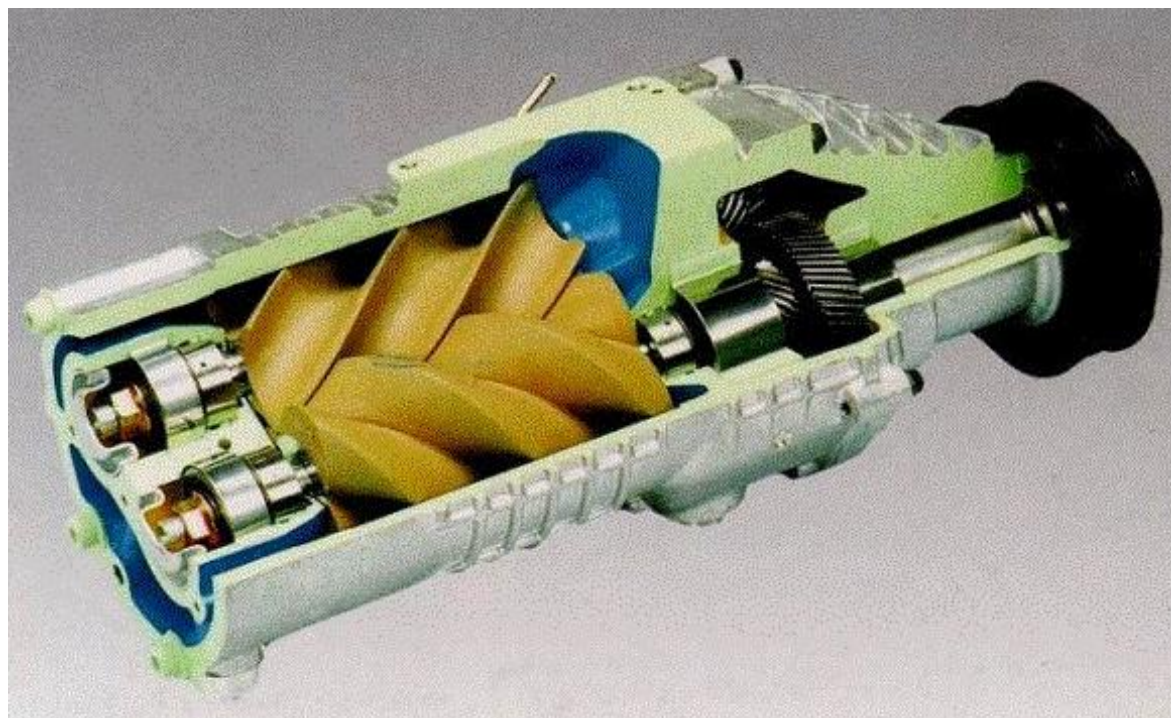


$V_{\text{密}}$ 变化

当主动螺杆逆时针方向旋转时：

左面吸油

右面压油





武汉理工大学



《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

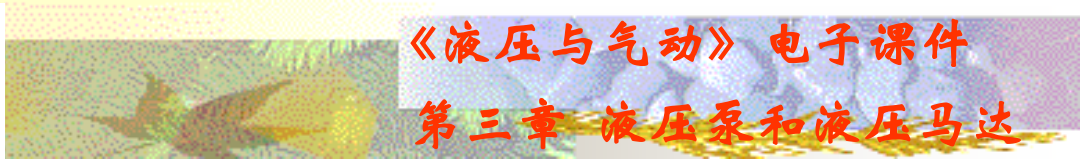
[首页](#)

[网络课件](#)

吸压油口隔开

满足上述四个密封条件

物流工程学院



特 点

结构简单，体积小，重量轻，运转平稳，噪声小，寿命长，流量均匀，自吸能力强，容积效率高，无困油现象；但螺杆齿形复杂，不易加工，精度难以保证。



3.3 叶片泵

- 目的任务
- 重点难点
- 提问作业





目的任务:

- 了解叶片泵的分类、结构
- 掌握叶片泵的工作原理、
计算和特性曲线



重点难点:

- 双作用叶片泵的工作原理
- 限压式变量叶片泵的工作原理、特性曲线和应用



提问作业

1. 容积式泵工作的必要条件是什么？
2. 困油现象的实质是什么？齿轮泵困油现象是怎样产生的？
3. 外啮合齿轮泵能否做高压泵？为什么？



3.3 叶片泵

3.3.1 单作用叶片泵

3.3.2 双作用叶片泵



3.3 叶片泵

单作用非卸荷式—变量泵

分类<

双作用卸荷式 一定量泵



3.3.1 单作用叶片泵

- 单作用叶片泵的工作原理流量计算
- 限压式变量叶片泵的工作原理和特性



武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)

单作用叶片泵的工作原理

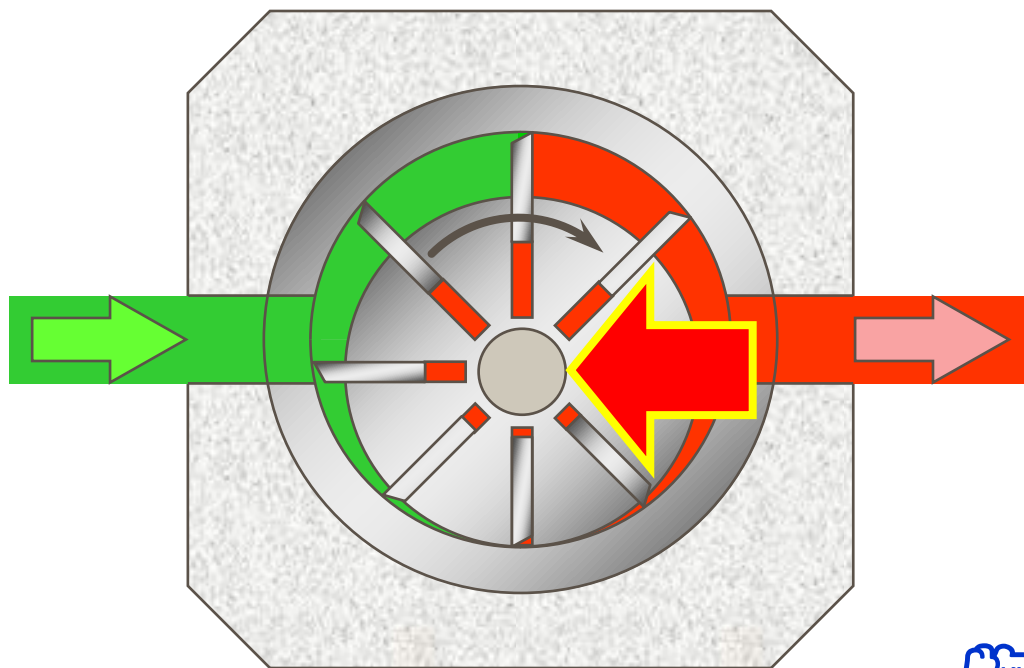
- 组成
- 工作原理
- 特点



单作用叶片泵的组成

组成：

定子、转子、叶片、V偏心安装、
配油盘、传动轴、壳体等。





单作用叶片泵的工作原理

$v_{\text{密}}$ 形成：定子、转子、叶片、配流盘围成

下半周，叶片伸出， $v_{\text{密}} \uparrow$ ，吸油

$v_{\text{密}}$ 变化，转子顺转 \angle

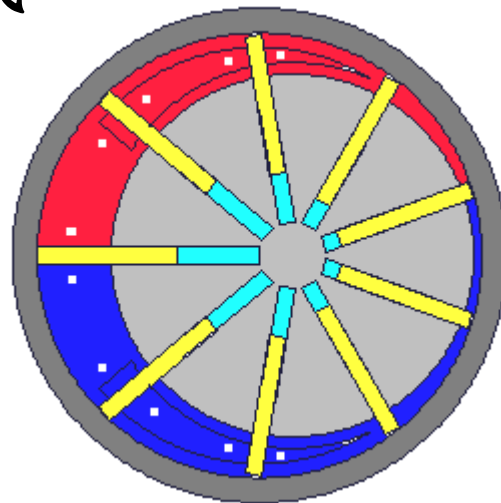
上半周，叶片缩回， $v_{\text{密}} \downarrow$ ，压油

吸压油腔隔开：配油盘上封油区和叶片



单作用叶片泵特点

1. ∴ 转子转一转，吸压油各一次。
∴ 称单作用式
2. ∴ 吸压油口各半，径向力不平衡。
∴ 称非卸荷式





武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)

单作用叶片泵流量计算

■ 排量
■ 流量

物流工程学院



单作用叶片泵的排量

∵ 两叶片处于定子最右边, $V_{\text{密max}}$
处于定子最左边, $V_{\text{密min}}$

∴ $(V_{\text{密max}} - V_{\text{密min}}) Z$
即一转压出油液的体积,
等于一环形体积

$$\begin{aligned}\text{故 } V &= \pi [(R+e)^2 - (R-e)^2] B \\ &= 4\pi R e B \\ &= 2\pi D e B\end{aligned}$$

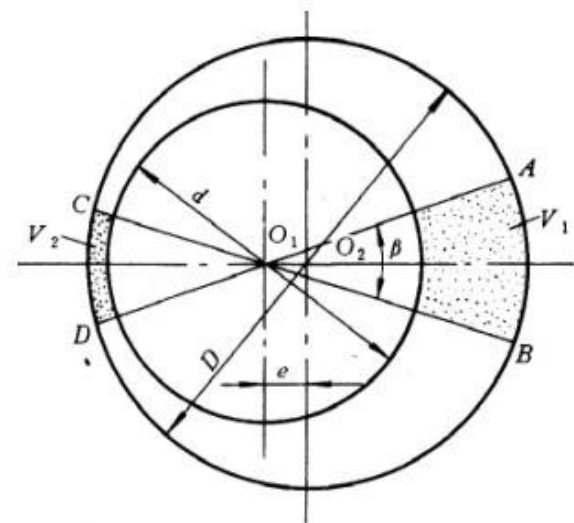


图 3-11 单作用叶片泵排量的计算



单作用叶片泵的流量

理论流量: $q_t = v n = 2\pi B e D n$

实际流量: $q = q_t \eta_v = 2\pi B e D n \eta_v$

结 论: 1) $q_T = f(\text{几何参数、} n、e)$

2) $\because n = c \quad e \text{变化} \quad q \neq C$

\therefore 变量泵 $e=0 \quad q=0$

大小变化, 流量大小变化

$e \{$

方向变化, 输油方向变化

故单作用叶片泵可做双向变量泵



单作用叶片泵变量原理

变量原理 { 手动 { 限压式*
自动 { 恒压式
恒流量式



单作用叶片泵的流量脉动

- ∴ 单作用叶片泵定、转偏心安装
 - ∴ 其容积变化不均匀
- 故 有流量脉动，叶片应取奇数
一般13~15



限压式变量叶片泵的工作原理和特性

- 外反馈限压式变量叶片泵
- 限压式变量叶片泵的流量压力特性
- 限压式变量叶片泵的应用



限压式变量叶片泵的作用

当压力升高到预调的限定压力后，
流量自动减小。



限压式变量叶片泵的分类

∴ 限压式变量泵利用压力反馈作用实现变量

*外反馈

∴ 可分为 < 内反馈 > 限压式变量叶片泵



武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)

外反馈限压式变量叶片泵

■ 组 成

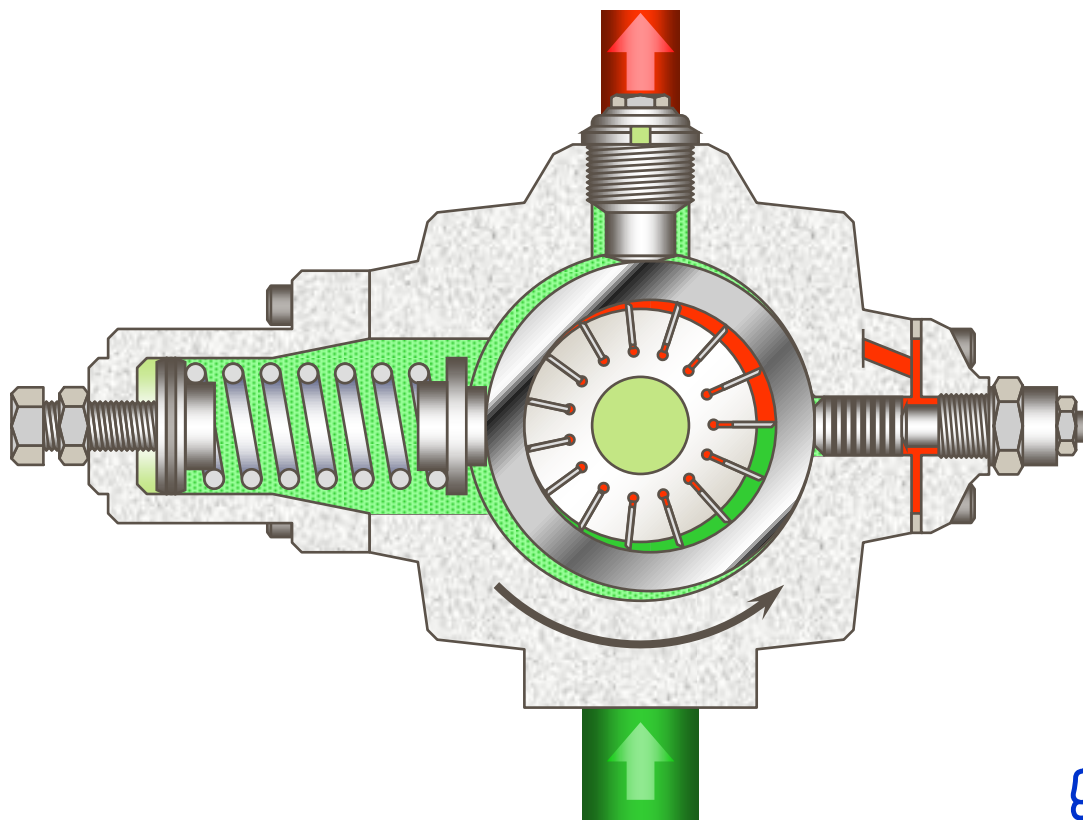
■ 工作原理

物流工程学院



外反馈限压式变量叶片泵组成

组成： 变量泵主体、限压弹簧、调节机构（螺钉）、反馈液压缸。



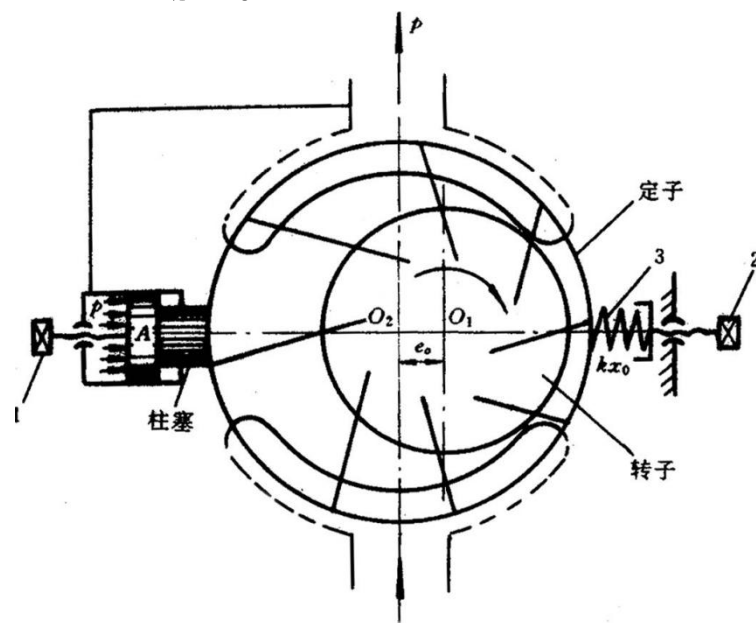


外反馈限压式变量叶片泵工作原理

当 $pA < k_s x_0$ 时，定子不动， $e = e_0$ ， $q = q_{\max}$

当 $pA = k_s x_0$ 时，定子即将移动， $p = p_B$ ，即为限定压力。

当 $pA > k_s x_0$ 时，定子右移， $e \downarrow$ ， $q \downarrow$





武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)

限压式变量叶片泵的流量压力特性

■ 特性曲线

■ 调节过程

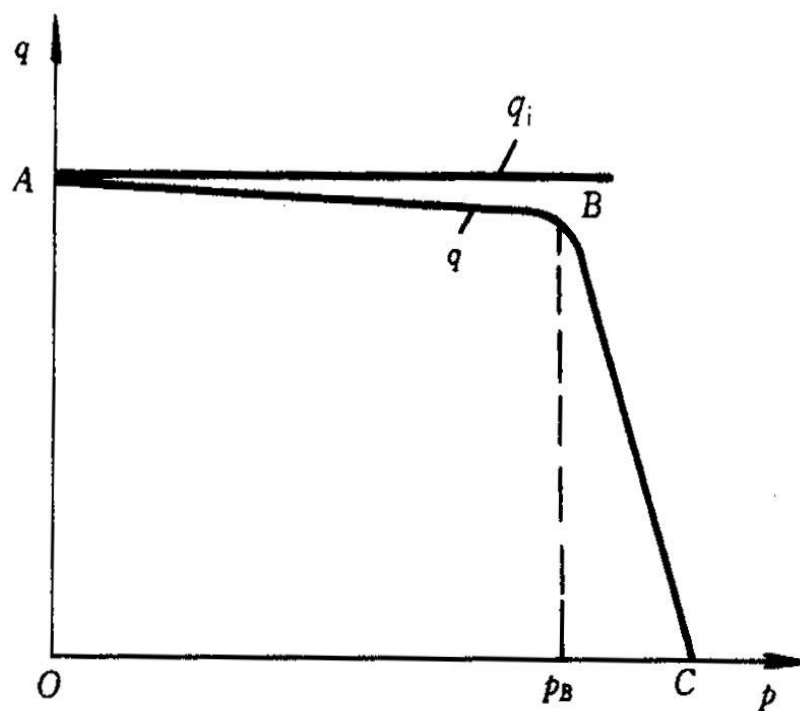
物流工程学院



限压式变量叶片泵的特性曲线

当 $p < p_b$ 时, $p_A < k_s x_0$ 定量泵

当 $p > p_b$ 时, $p_A = k_s (x_0 + x)$ 变量泵





限压式变量叶片泵的调节过程

调节螺钉4，可改变 q_{\max} ，使AB段上下平移

调节螺钉3，可改变 p_B ，使BC段左右平移

更换弹簧，可改变弹簧刚度，使BC段斜率
k大，曲线平缓
变化 <
k小，曲线较陡



限压式变量叶片泵的应用

执行机构需要有快、慢速运动的场合，

如：组合机床进给系统实现快进、工进、快退等

快进或快退： 用AB段

<

工进： BC段

定位夹紧： 用AB段

或定位夹紧系统<

夹紧结束保压： 用C点



限压式变量叶片泵的特点

减小了 ΔP ，减少了油液发热，
简化了系统，但结构复杂。

思考题：限压式变量叶片泵能否作双向变量泵？



3.3.2 双作用叶片泵

- 工作原理
- 流量计算
- YB₁型叶片泵的结构



双作用叶片泵工作原理

- 组成
- 工作原理
- 特点



双作用叶片泵组成

组成：定子、转子、叶片、配油盘、传动轴、壳体等





双作用叶片泵工作原理

$V_{\text{密}}$ 形成：定子、转子和相邻两叶片、配流盘围成

右上、左下，叶片伸出， $V_{\text{密}} \uparrow$ 吸油

$V_{\text{密}}$ 变化：转子逆转 \angle

左上、右下，叶片缩回， $V_{\text{密}} \downarrow$ 压油

吸压油口隔开：配油盘上封油区及叶片



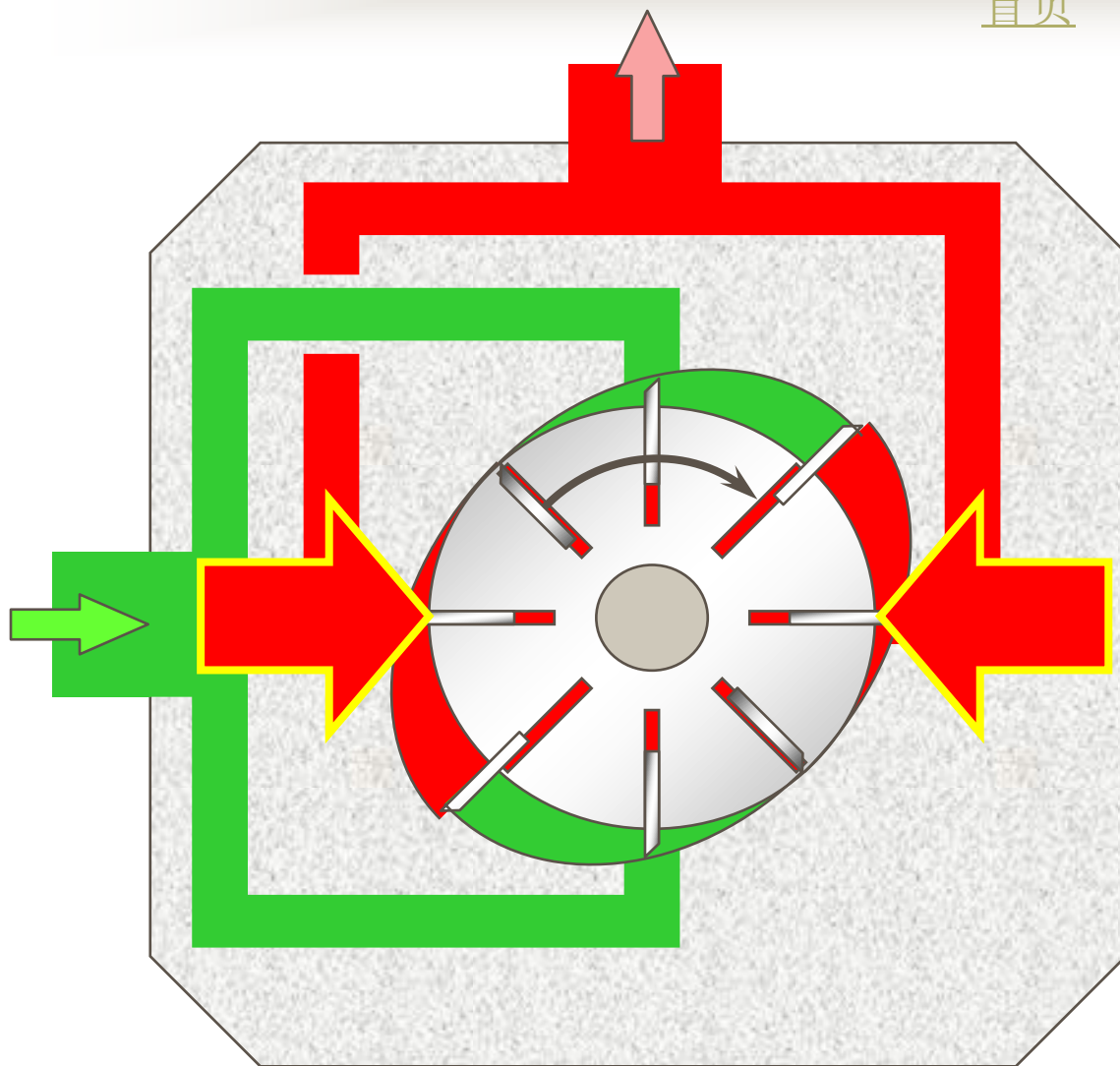
武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)



物流工程学院



双作用叶片泵特点

- 1) \because 转子转一转，吸、压油各两次。
 \therefore 称双作用式
- 2) \because 吸、压油口对称，径向力平衡。
 \therefore 称卸荷式



武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)

双作用叶片泵流量计算

■ 排 量
■ 流 量

物流工程学院



双作用叶片泵排量

- ∴ 叶片每伸缩一次，每两叶片间油液的排出量为：

$$V_{\text{密max}} - V_{\text{密min}}$$

- ∴ $(V_{\text{密max}} - V_{\text{密min}}) Z$ 即一转压出油液的体积，即等于一环体积。

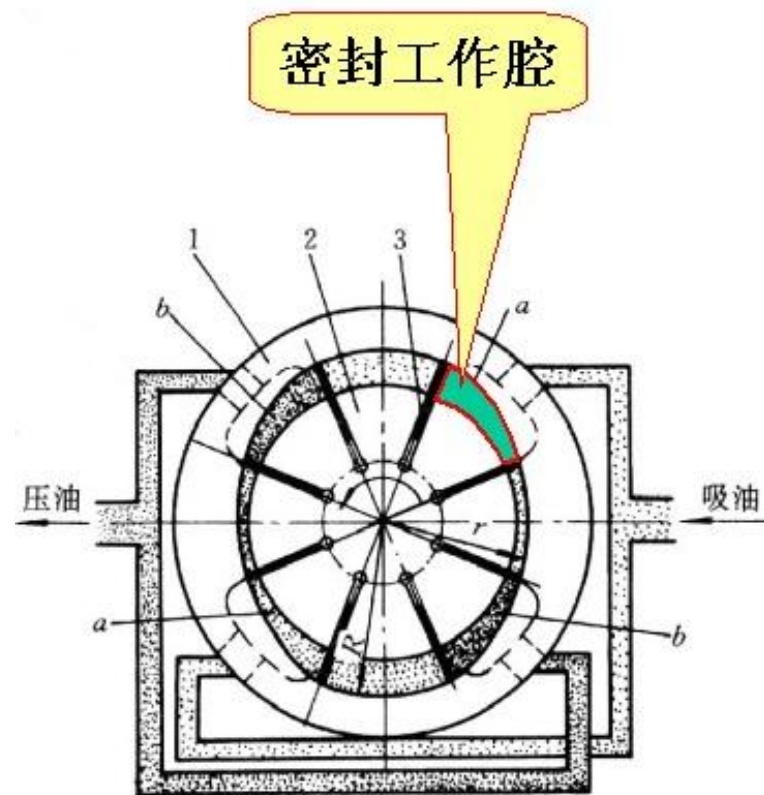


图 3-9 双作用叶片泵的工作原理

1—定子 2—转子 3—叶片



双作用叶片泵排量

又∵ 双作用式

∴ 应为两倍的环形体积

$$\text{即 } V_t = 2\pi (R^2 - r^2) B$$

还∵ 叶片有一定厚度

∴ 叶片所占体积为

$$V' = 2BSZ (R - r) / \cos\theta$$

故 双作用叶片泵的实际排量为

$$V = V_t - V' = 2B[\pi (R^2 - r^2) - (R - r) Z / \cos\theta]$$



双作用叶片泵流量

双作用叶片泵的理论流量为：

$$q_t = 2B[\pi(R^2 - r^2) - (R - r)SZ/\cos\theta]n$$

泵输出的实际流量为：

$$q = 2B[\pi(R^2 - r^2) - (R - r)Z/\cos\theta]n\eta_v$$



结 论

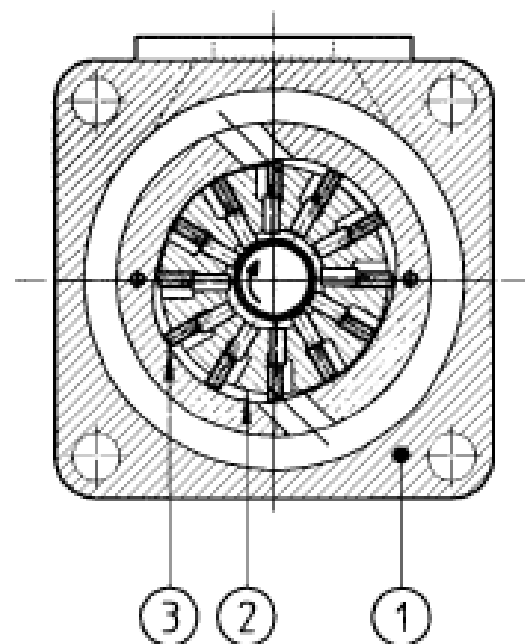
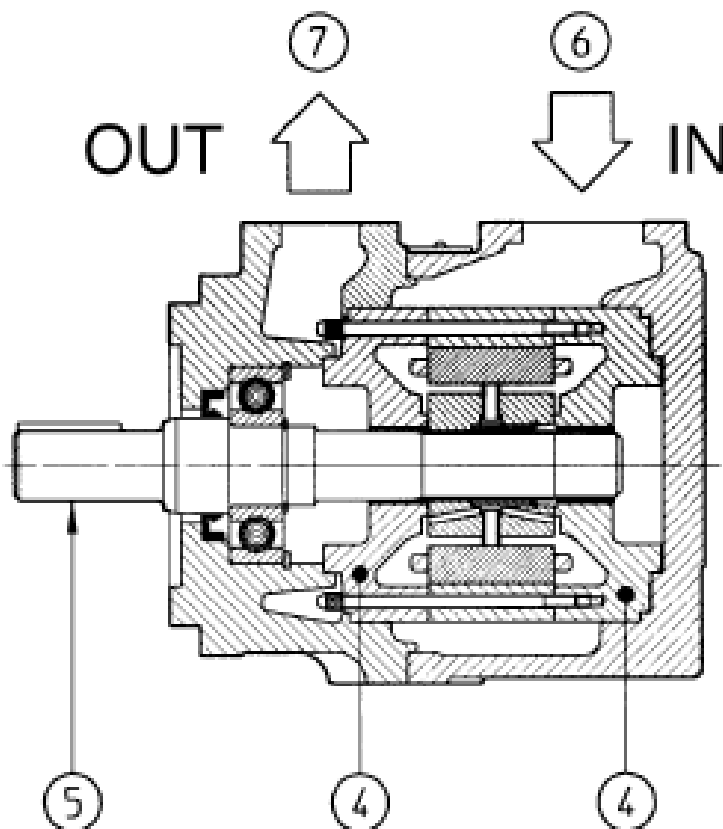
1. $q_T = f(\text{几何参数}, n)$

2. $\because n = c \quad q_T = C$

\therefore 双作用叶片泵为定量泵，双作用叶片泵仍存在流量脉动，当叶片数为4的整数倍、且大于8时的流量脉动较小，故通常取叶片数为12或16。



三 YB₁型叶片泵的结构





3.4 柱塞泵

3.5 液压泵常见故障及其排除方法

3.6 液压马达

3.7 液压泵的选用





目的任务:

- 了解柱塞泵和液压马达分类结构，泵性能比较
- 掌握柱塞泵和马达工作原理、参数计算，泵选用



重点难点:

- 轴向柱塞泵
- 液压马达工作原理、参数计算
- 液压泵性能比较



提问作业：

1. YB型泵是否有困油现象？为什么？
2. 齿轮泵和双作用叶片泵各用于什么压力？为什么？



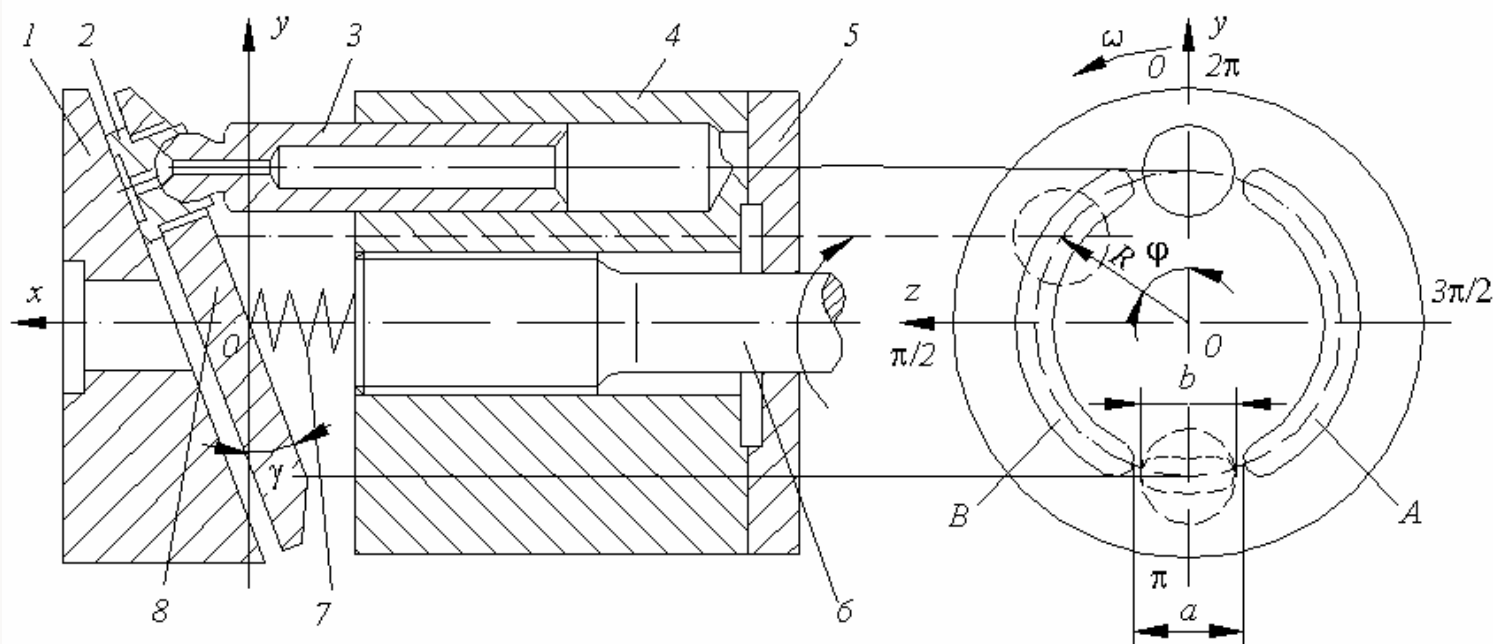
3.4 轴向柱塞泵及轴向柱塞马达

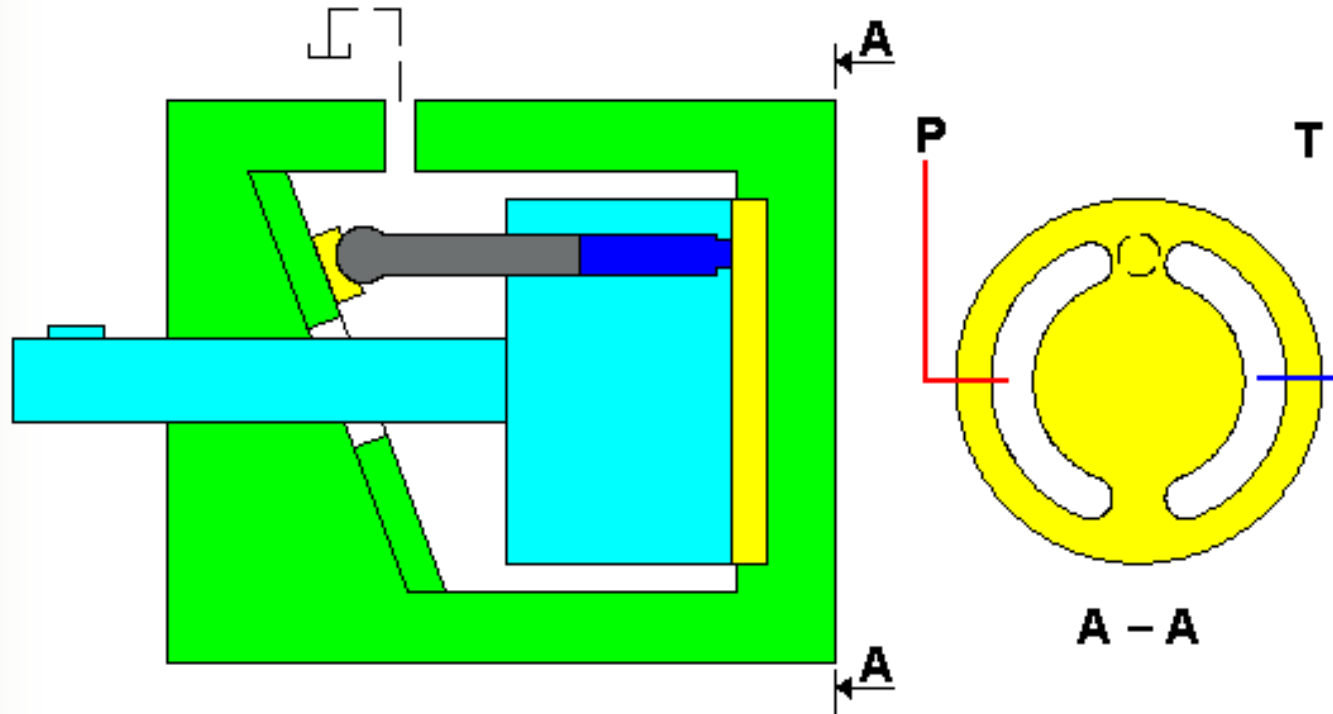
按照柱塞在缸体内的排列不同，常用的柱塞泵及柱塞马达可分为轴向柱塞式和径向柱塞式两大类。轴向柱塞泵按其结构的不同又可分为斜盘式和斜轴式。轴向柱塞泵（马达）因柱塞与缸体轴线平行或接近于平行而得名。它具有工作压力高（额定压力一般可达32~40 MPa），密封性好，容积效率高（一般在95%左右），易实现变量等优点，因而广泛用于中高压液压系统。其缺点是结构较复杂，价格高，对油液的污染比较敏感，使用、维修的要求也较为严格。

3.4.1 斜盘式轴向柱塞泵

一、工作原理

斜盘式轴向柱塞泵的工作原理如图所示。缸体每旋转一周，每个柱塞往复运动一次，完成一次吸、排油过程。







二、排量和流量的计算

当柱塞从 π 转到 2π 时，柱塞的行程为：

$$L=2Rt\gamma$$

缸体每旋转一周，每个柱塞吸油和排油各一次，则泵的排量 V 和流量 q 分别为：

$$V = L \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot Z / (2\pi) = \frac{1}{4} d^2 Z R t \gamma$$
$$q = \frac{1}{4} d^2 Z R t \gamma \cdot \omega \eta_{pv}$$

实际上，泵的瞬时流量 q_{sh} 是脉动的，其流量不均匀系数 δ 与柱塞数及其奇偶性有关。柱塞数越多，流量不均匀系数 δ 越小；奇数柱塞比偶数柱塞的流量不均匀系数 δ 要小。因此，柱塞泵中的柱塞多采用 $Z=7$ 或 9 。

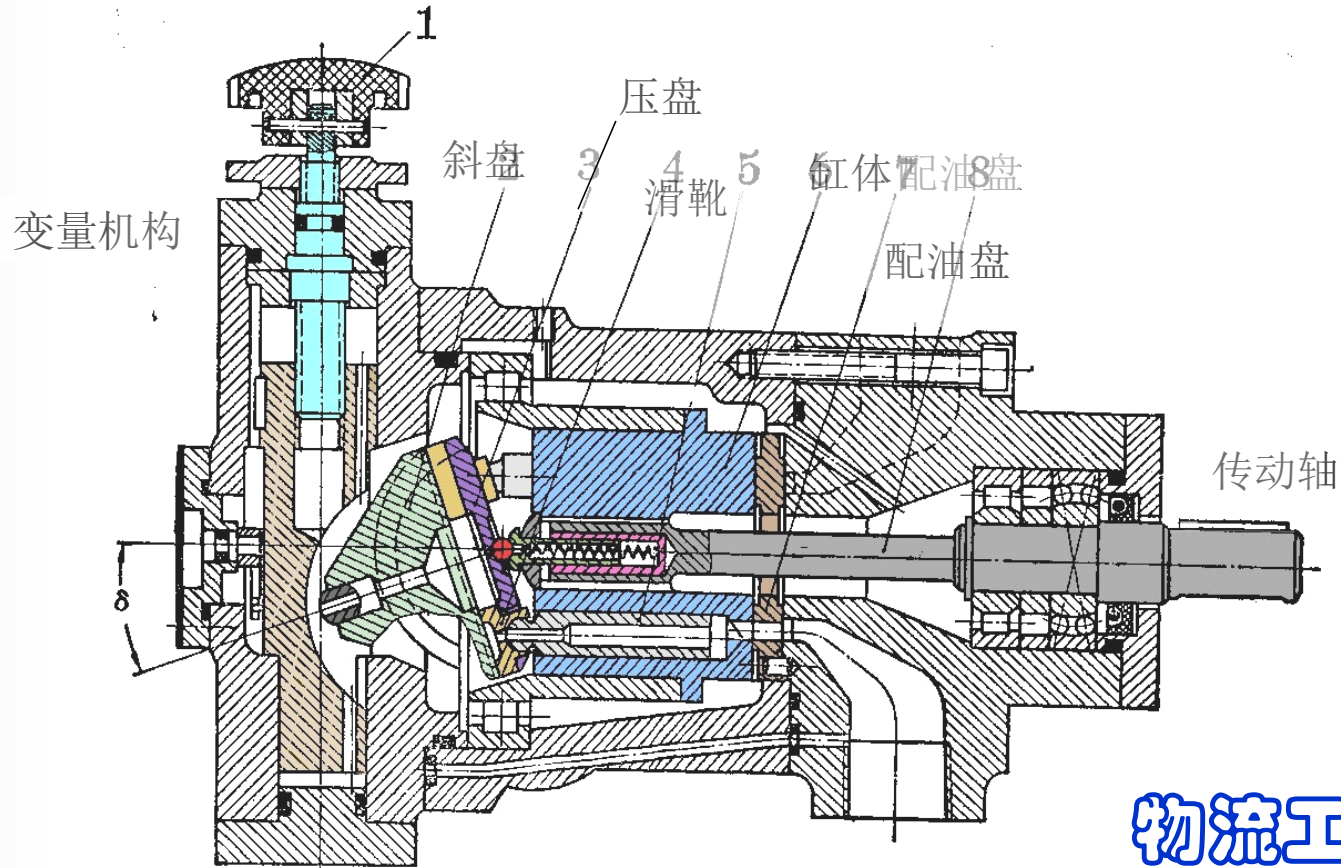
从上式中可以看出，改变斜盘倾角 γ 的大小和方向就可以改变其输出流量的大小和方向，因此，某些轴向柱塞泵可用作双向变量泵。

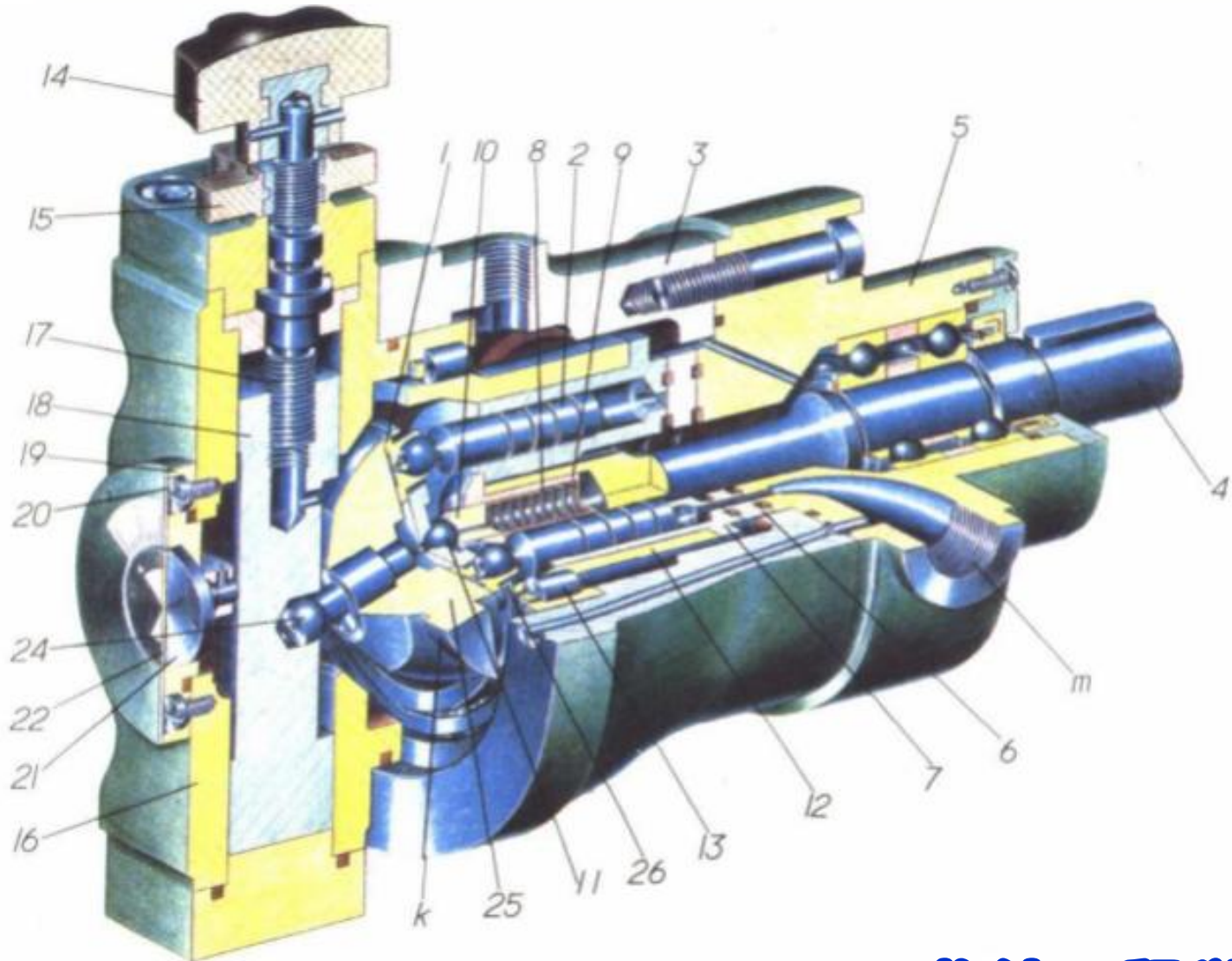


三、斜盘式轴向柱塞泵的结构及特点

1、结构

如图所示为国产SCY14-1B型斜盘式轴向柱塞泵的结构。该泵是由主体结构和变量机构两部分组成。

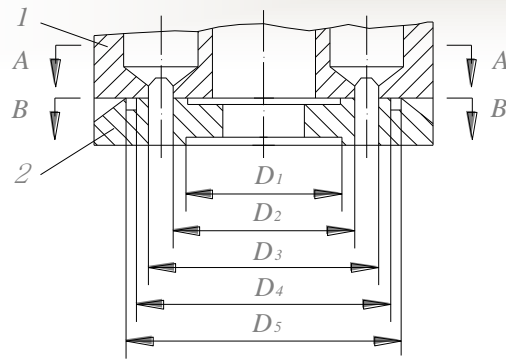




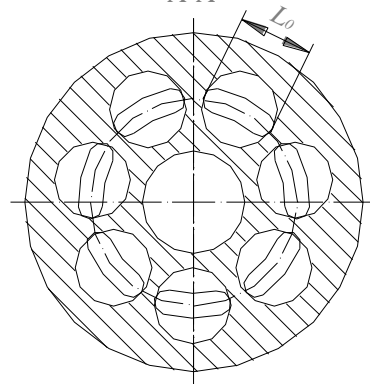


[首页](#)

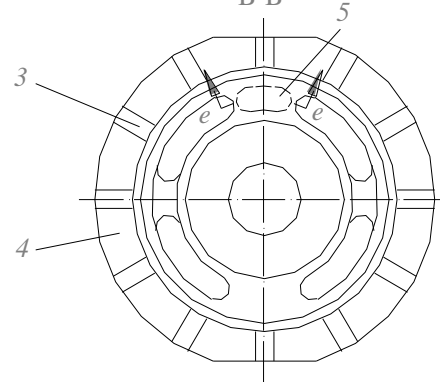
[网络课件](#)



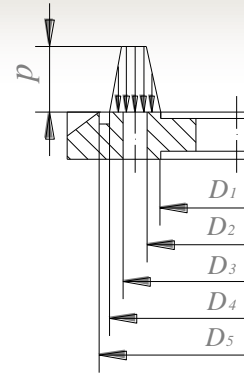
A-A



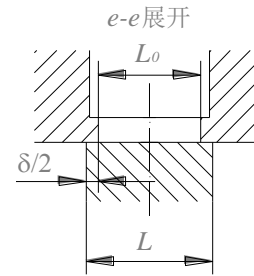
B-B



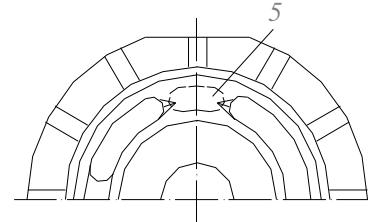
(a)



(b)



(c)



(d)



2. 特点

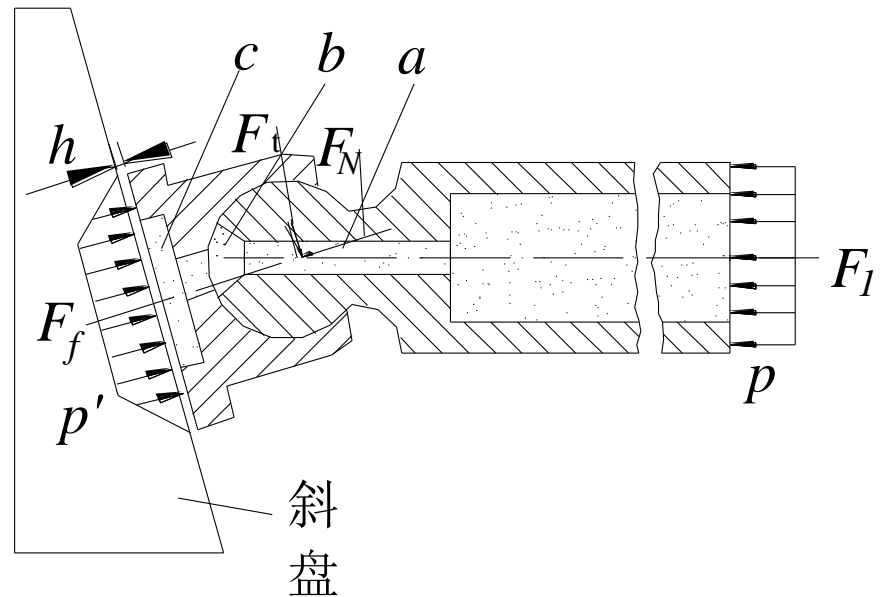
1) 摩擦副

在斜盘式轴向柱塞泵中，柱塞与柱塞孔、缸体与配流盘、滑靴与斜盘构成三对运动摩擦副，这三对运动摩擦副的工作状态直接影响泵的密封性能、效率和使用寿命等。

①滑靴与斜盘

如图所示，作用在柱塞底部的液压力 F_1 为：

$$F_1 = \frac{\pi}{4} d^2 p$$





[首页](#) [网络课件](#)
 F_1 在柱塞头部分解的法向力 F_N 为 $F_N = F_1 \cos \gamma = \frac{\pi}{4} d^2 p \cos \gamma$
油膜在滑靴底部产生的反推力 F_f 为 $F_f = P'A_1 + \frac{1}{2} P'A_2$

当 $F_N = F_f$ ，即柱塞头部作用在滑靴上的法向力 F_N 和油膜作用在滑靴上的反力 F_f 完全相等，称为全平衡状态。此时滑靴与斜盘脱离接触，不存在金属摩擦，只有油液的粘性摩擦。这种状态机械效率较高，但泄漏较大，容积效率较低。当 $F_N < F_f$ ，称为过平衡状态。此时油膜刚度大，泄漏量也大，此种方案很少采用。当 $F_N > F_f$ ，称为部分平衡状态。即滑靴始终压在斜盘上，两者的剩余压紧力 $\Delta F = F_N - F_f$ 不大，通常取压紧系数

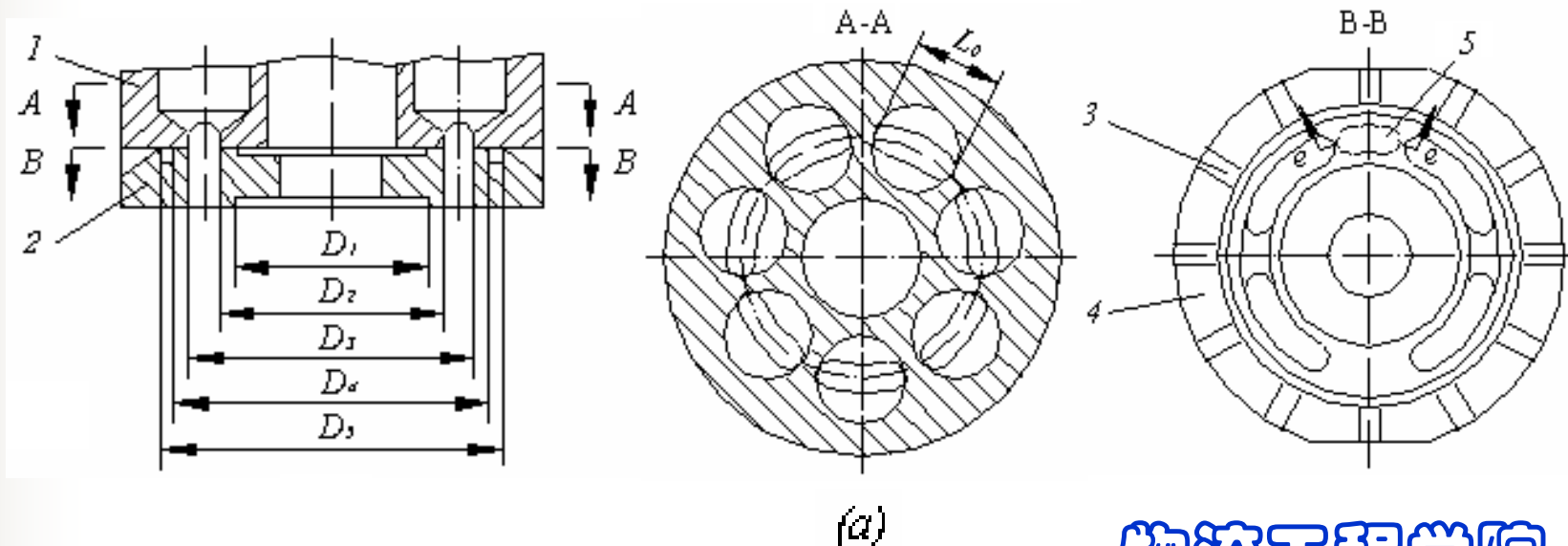
$$m = \frac{F_N}{F_f} = 1.05 \sim 1.10$$

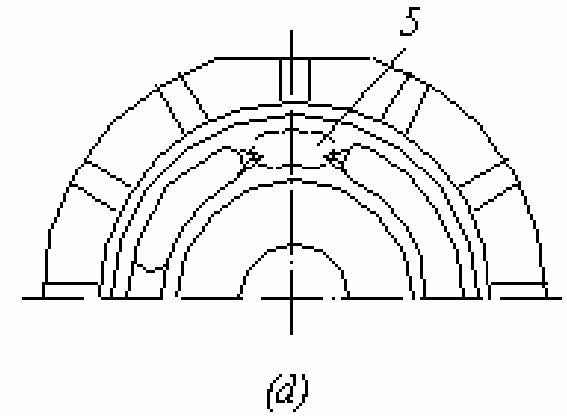
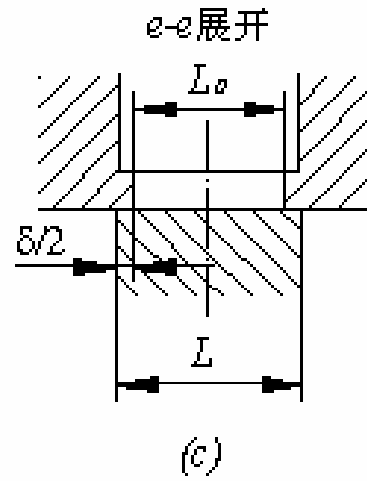
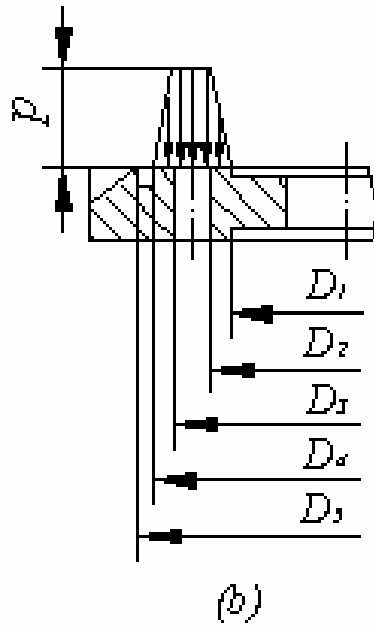
这样，既可以保证泄漏小，又不至于滑靴与斜盘之间压得太紧而加速磨损。



②缸体与配流盘

如图所示，缸体1内有七个均布的柱塞孔，柱塞孔底部开有腰圆形的进出油口，腰形孔的通流面积比柱塞孔小，因此当柱塞排油时，油液压力对缸体产生一个轴向推力，加上弹簧的预压紧力，构成了缸体对配流盘2的总压紧力。为了减少缸体与配流盘之间的摩擦、磨损，在它们之间也采用了剩余压紧力的方法。如图(a)、(b)所示。







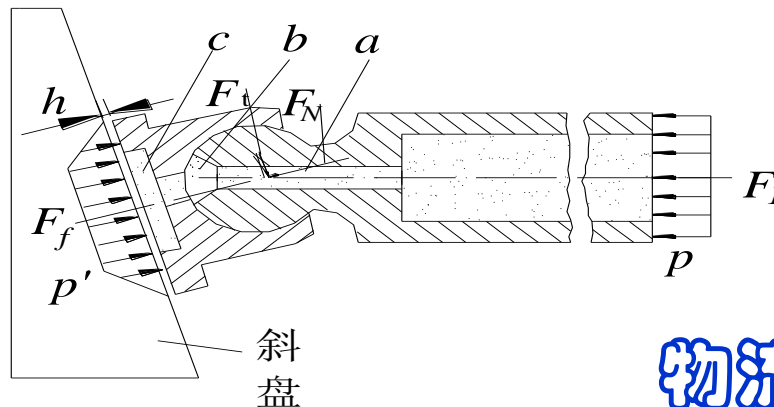
如图(c)所示,为了防止吸油腔与排油腔相通,在配流盘上封油区的周向长度 L 要大于缸体上腰形孔的周向长度 L_0 。由于缸体柱塞孔底部的腰形孔道在配流盘上、下死点前后一小段行程($L-L_0$)内,既不与排油腔相通,也不与吸油腔相通,而此时柱塞仍有微小行程,使柱塞底部出现变大或变小的闭死容积,由此产生困油现象。

解决办法是在配流盘吸油窗口与排油窗口的两端各开小三角油槽,使两尖端之间的距离等于或略小于柱塞底部腰形孔的长度 L_0 ,如图(d)所示。这种办法既使吸、排油窗口之间有足够密封长度而不致泄漏过多,又可以在闭死容积变化时能通过小三角油槽吸、排油,以消除困油现象。



③柱塞与缸体内柱塞孔

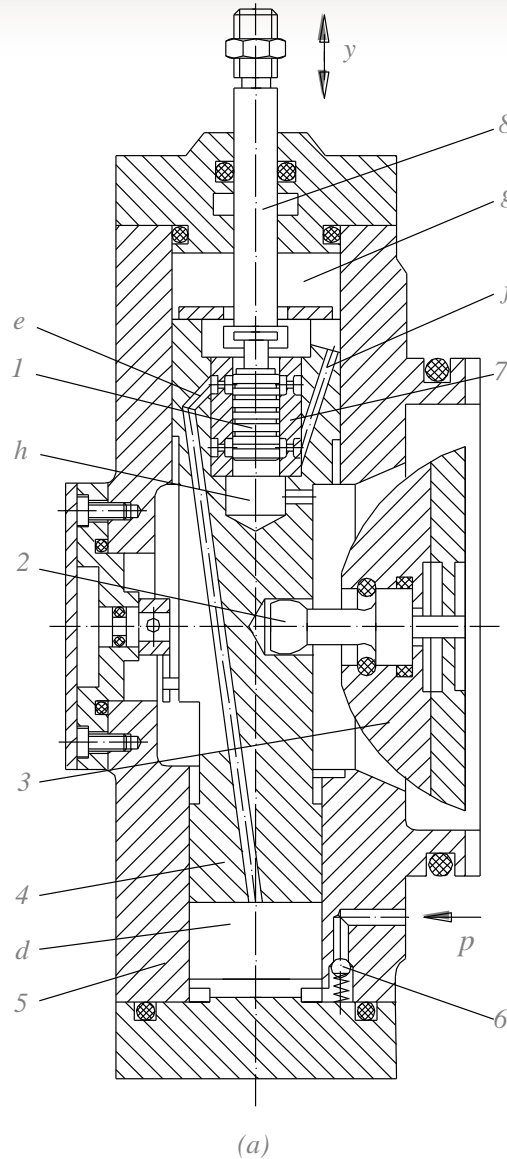
这一对摩擦副为圆柱面，工艺性能较好，易保证密封性。但由于斜盘倾角 γ 的影响，柱塞上作用有侧向力 F_t ，如图3-32所示。侧向力 F_t 通过柱塞作用于缸体上，它可以使缸体倾斜，造成缸体和配流盘之间出现楔形间隙，使泄漏增大，并且使密封表面产生局部接触，柱塞与缸体之间的磨损加剧。为了减小侧向力，斜盘的倾角 γ 不宜过大（通常 $\gamma \leq 20^\circ$ ）；增加柱塞在缸体内柱塞孔中的接触长度，在柱塞上开均压槽，合理选择柱塞和缸体的材料及热处理工艺，都有利于提高耐磨性能，减小泄漏。



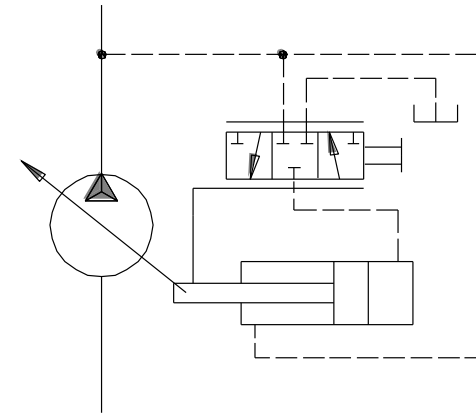


2) 变量机构

轴向柱塞泵
变量机构的结构形式很多，有手动变量机构、伺服变量机构等。图(a)所示为手动变量机构，图(b)所示为伺服变量机构。



(a)



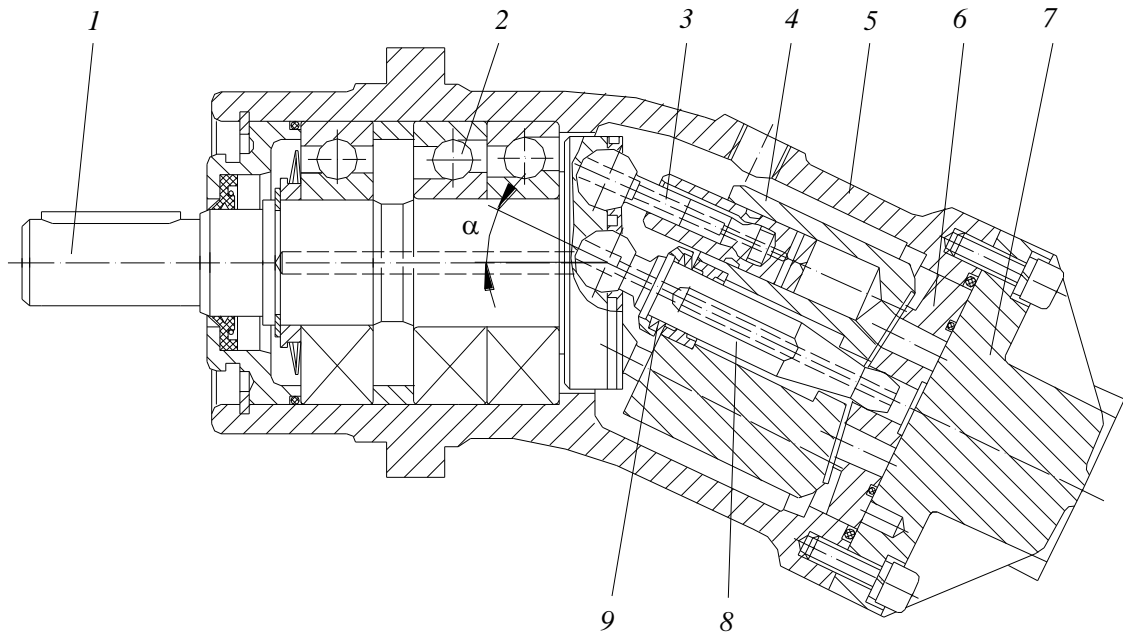
(b)



3.4.2 斜轴式轴向柱塞泵

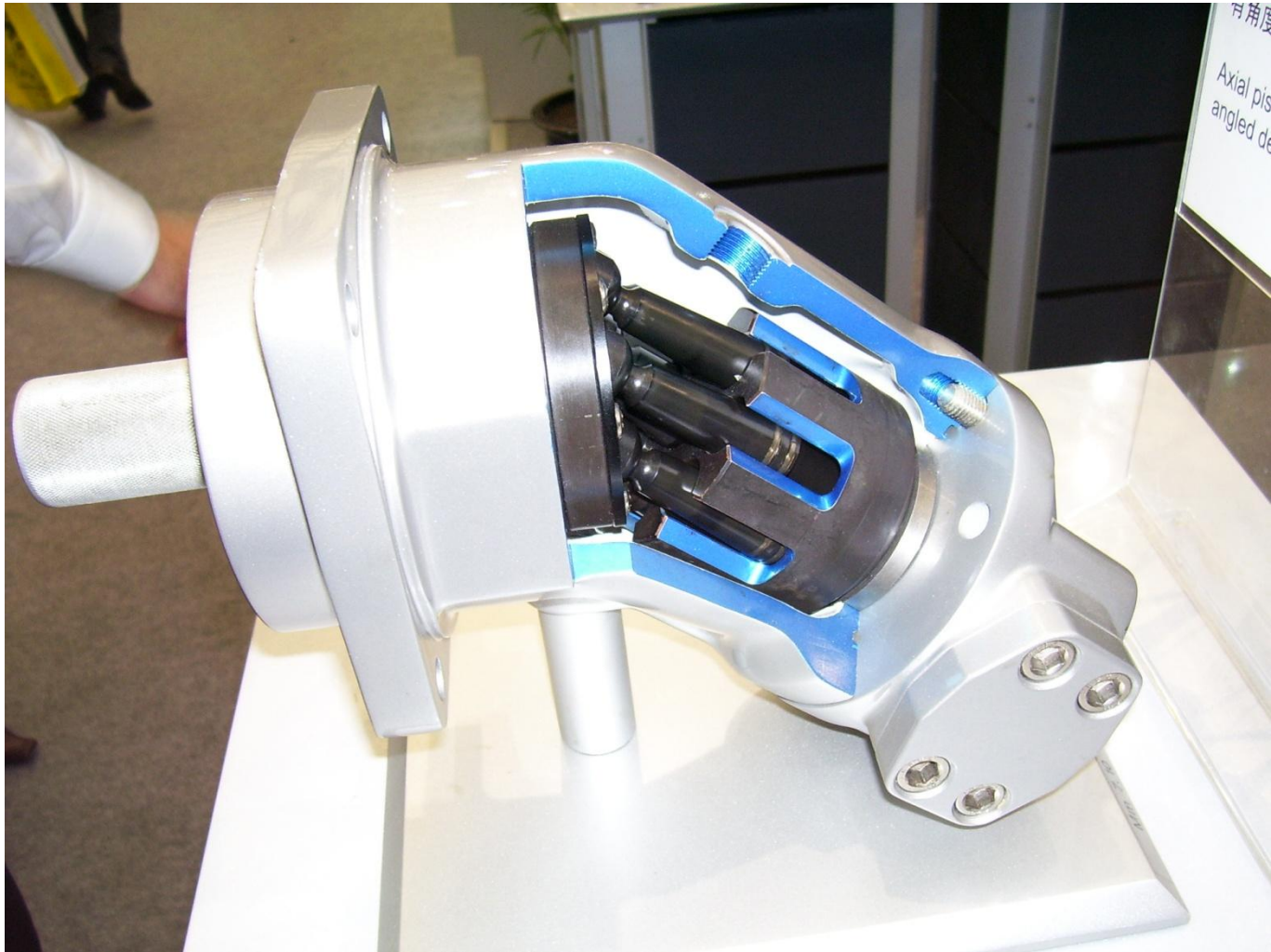
斜轴式轴向柱塞泵的主轴与缸体的旋转轴线不在同一直线上，而是成一个角度 α 。如图所示斜轴式轴向柱塞泵是由主轴1、轴承组2、连杆柱塞副3、缸体4、配流盘6、壳体5

等零件组成。斜轴式轴向柱塞泵中主轴与缸体轴线夹角较大，一般为 25° ，最大可达 40° ，由于倾角大，变量范围大，所需的摆动空间也大，故做成双向变量泵时体积大而且笨重。



[首页](#)

[网络课件](#)

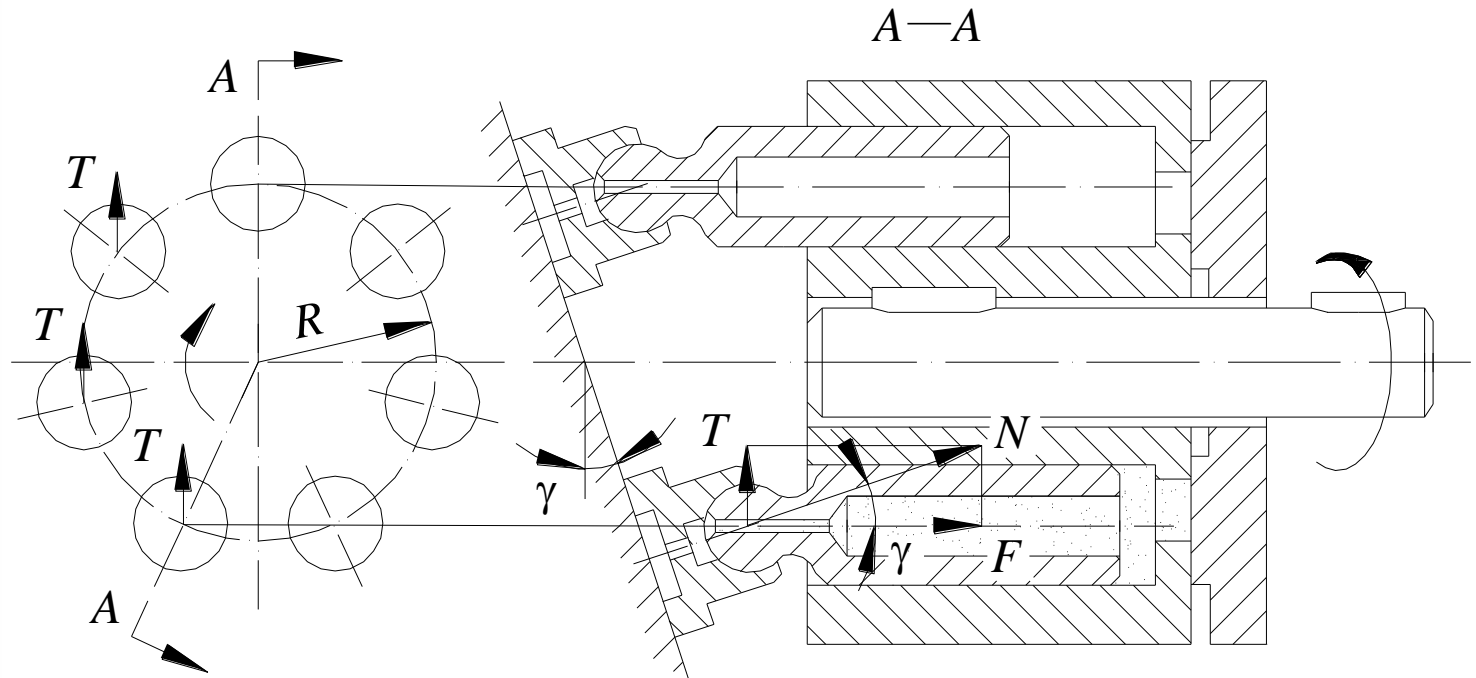


有角度
Axial pis
angled de



3.4.3 轴向柱塞马达

轴向柱塞马达的结构特点基本上与同类型的液压泵相似，除采用阀式配流的液压泵不能作为液压马达用之外，其它形式的液压泵基本上都能作液压马达使用。图3-36所示为斜盘式轴向柱塞马达的工作原理图。





3.5 径向柱塞泵及径向柱塞马达

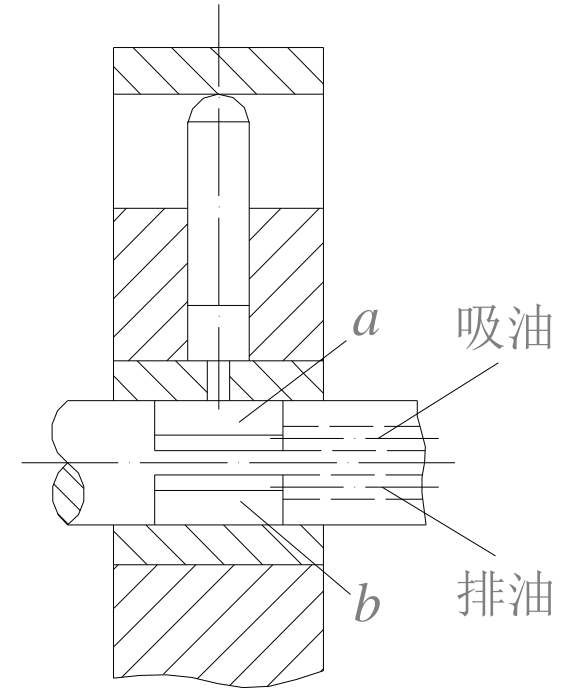
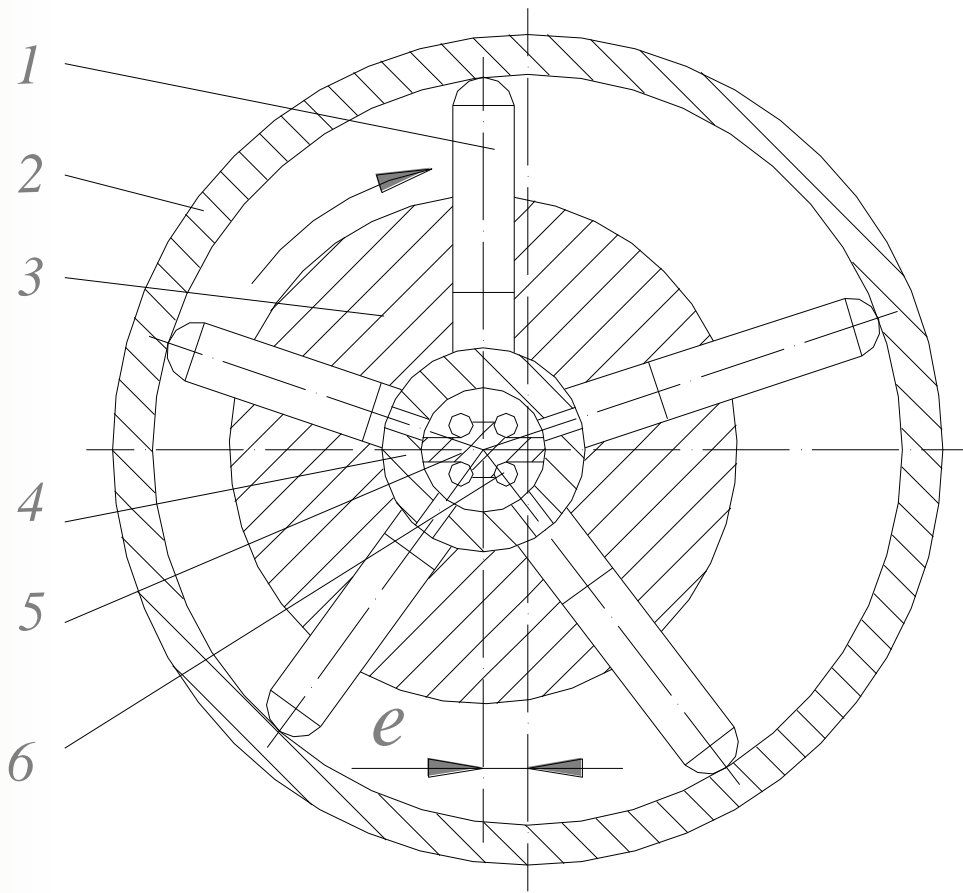
径向柱塞泵及径向柱塞马达中的柱塞沿缸体的径向布置。径向柱塞泵的特点是工作压力较高，工作可靠；但其体积较大，结构复杂，转速要求较低。根据配流方式的不同，径向柱塞泵可分为轴配流和阀配流两种形式。

径向柱塞马达能在很低的转速下稳定可靠地工作，具有效率高、寿命长等优点。根据马达旋转一周，柱塞作往复运动的次数，径向柱塞马达可分为单作用式和多作用式。



3.5.1 轴配流径向柱塞泵

图所示为轴配流径向柱塞泵的工作原理图。当缸体旋转时，柱塞一面随缸体旋转，一面沿缸体作径向往复运动。当缸体按图示箭头方向旋转时，处于上半周内的柱塞底部的密封容积逐渐增大配流轴上的窗口 a 吸油。同理，处于下半周内各柱塞底部的密封容积逐渐减小，通过窗口 b 压油。缸体不断旋转，泵连续地完成吸油和排油的工作过程。

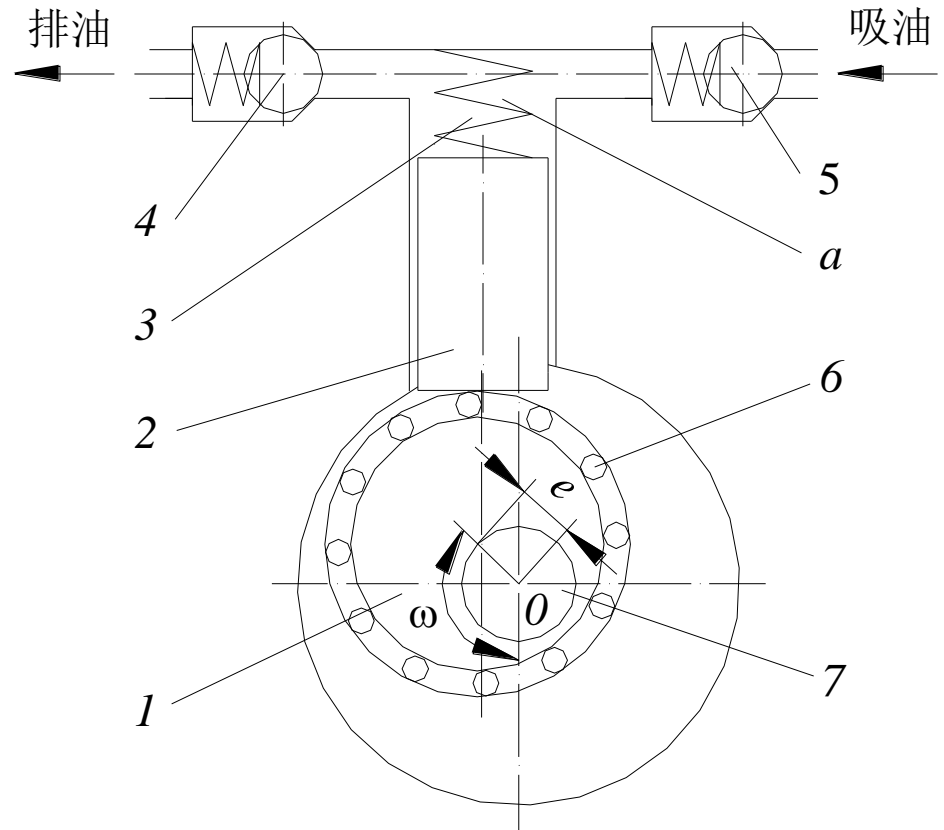




3.5.2 阀配流径向柱塞泵

图示为阀配流径向柱塞泵的工作原理图。

当偏心轮以角速度 ω 旋转时，柱塞的往返运动速度变化较大，因此其瞬时排量和流量脉动也较大。为了减小脉动量，需要有几个柱塞同时工作（一般柱塞数 $Z \geq 3$ ，通常 Z 为奇数）。





3.5.3 径向柱塞马达

径向柱塞马达多为低速大扭矩液压马达，具有排量大、径向尺寸大、工作压力高、输出扭矩大和低速稳定性好等特点，可以直接与工作机构相连接，不需要减速装置，使传动机构大大简化。

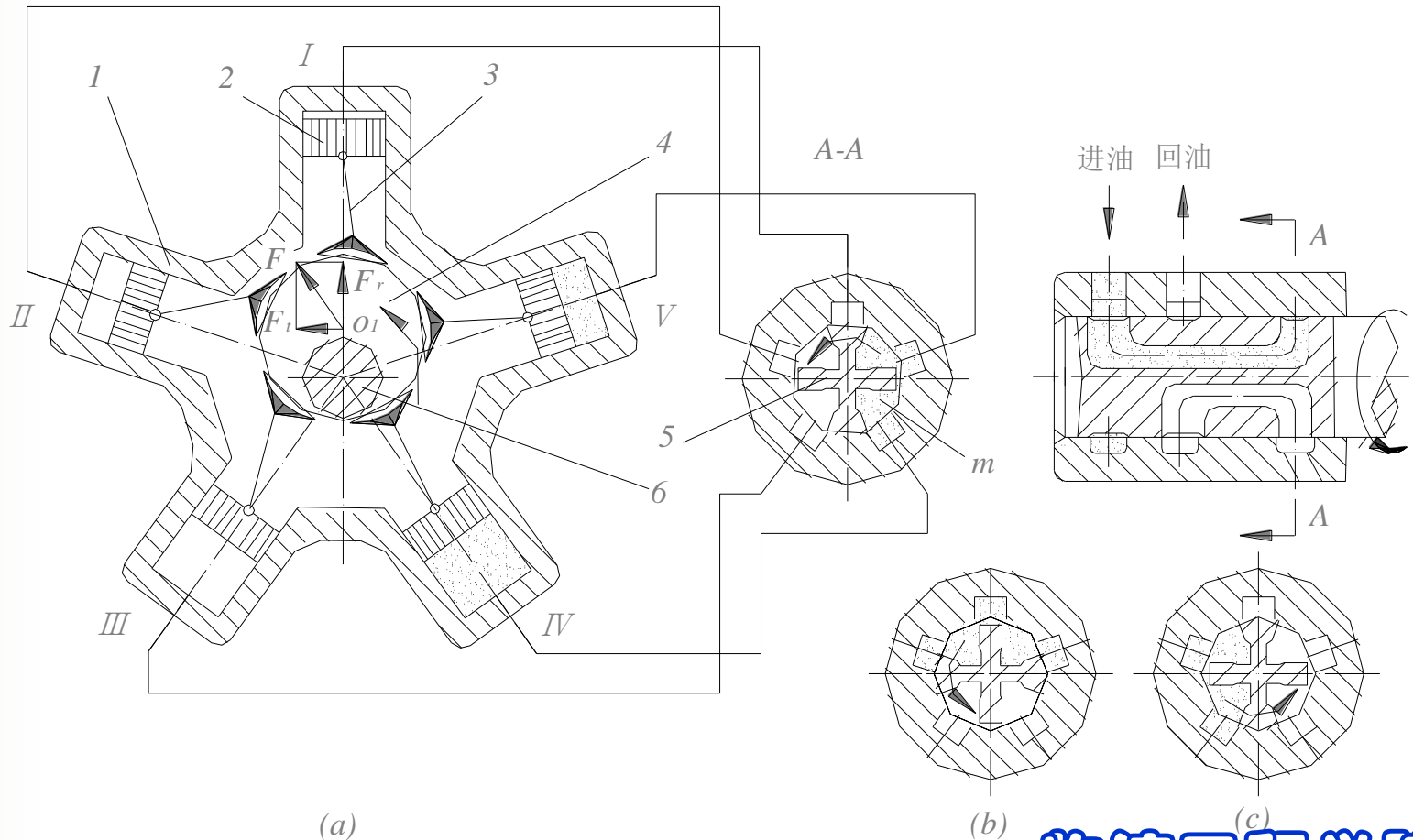
低速大扭矩液压马达可分为单作用式和多作用式两大类，每一类又有多种结构型式。本节只介绍单作用连杆型径向柱塞马达和多作用内曲线径向柱塞马达两种。

一、单作用连杆型径向柱塞马达

图示为单作用连杆型径向柱塞马达工作原理图。在配流轴与曲轴同步旋转时，各柱塞顶部的密封工作腔将依次与高压进油和低压回油相通，保证曲轴连续旋转。若将马达的进回油口互换，则液压马达反转。当马达曲轴旋转一周时，柱塞在柱塞缸内完成一次往复直线运动，因此，这种马达称为单作用式液压马达。



单作用连杆型径向柱塞马达的输出扭矩是脉动的，当柱塞数越多且为奇数时，扭矩脉动率下降。当马达转速较低，工作负载的惯性较小时，扭矩脉动会引起转速脉动。





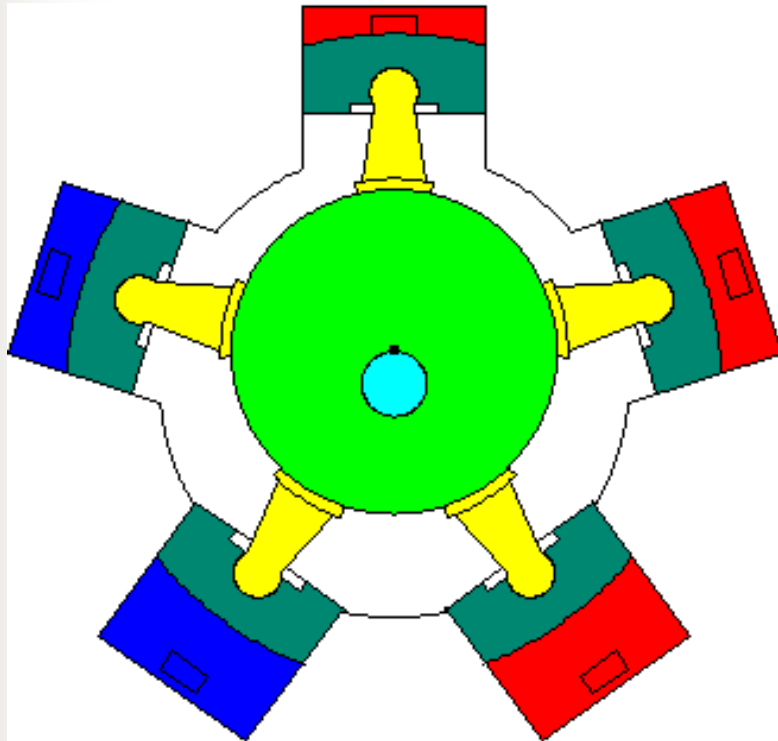
武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)



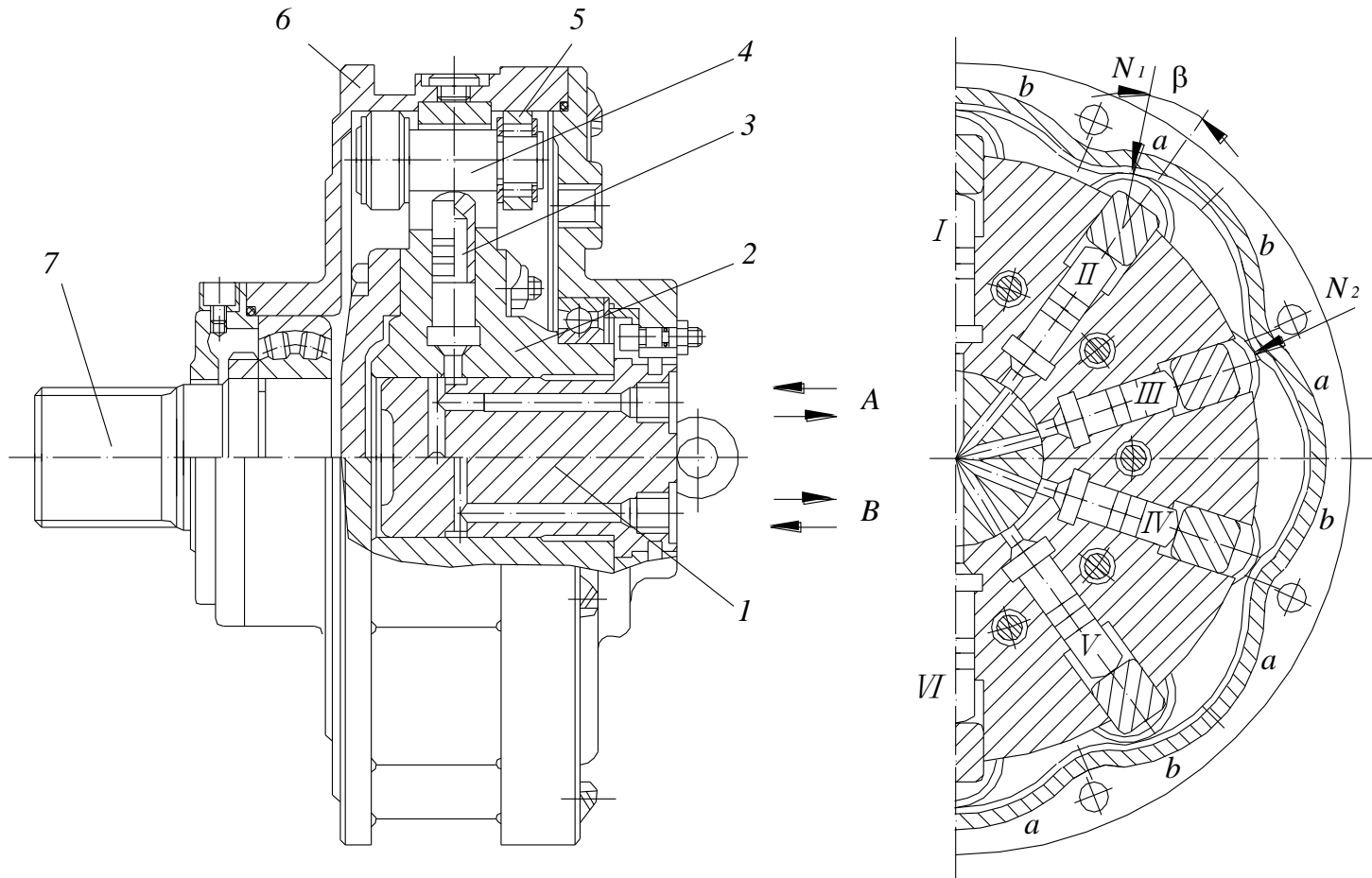
IHM系列马达

物流工程学院



二、多作用内曲线径向柱塞马达

多作用内曲线径向柱塞马达的典型结构如图3-40所示。





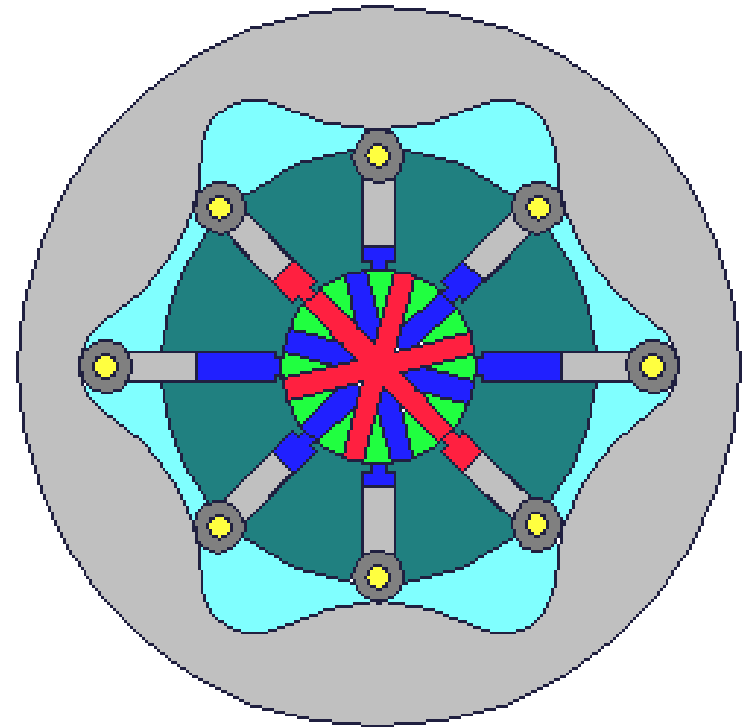
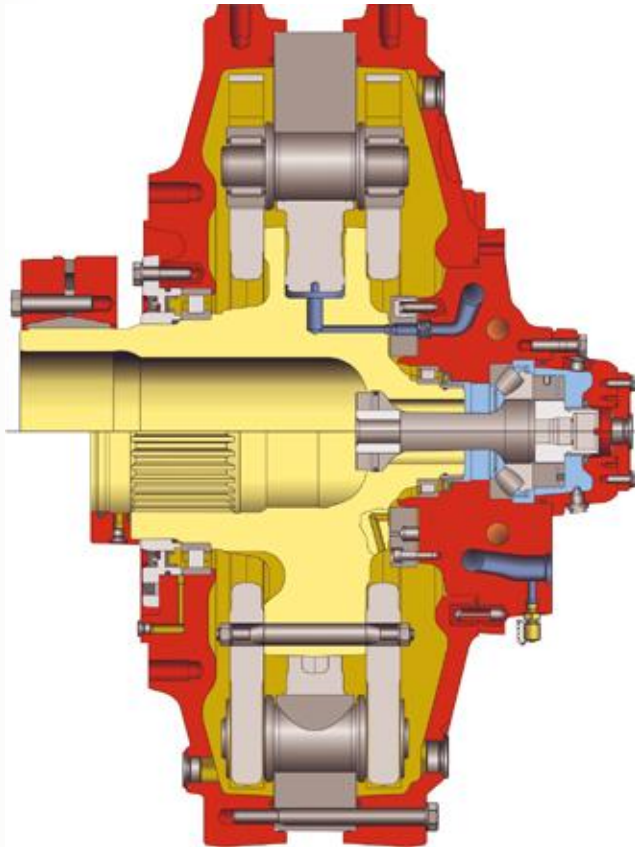
武汉理工大学

《液压与气动》电子课件

第三章 液压泵和液压马达

[首页](#)

[网络课件](#)



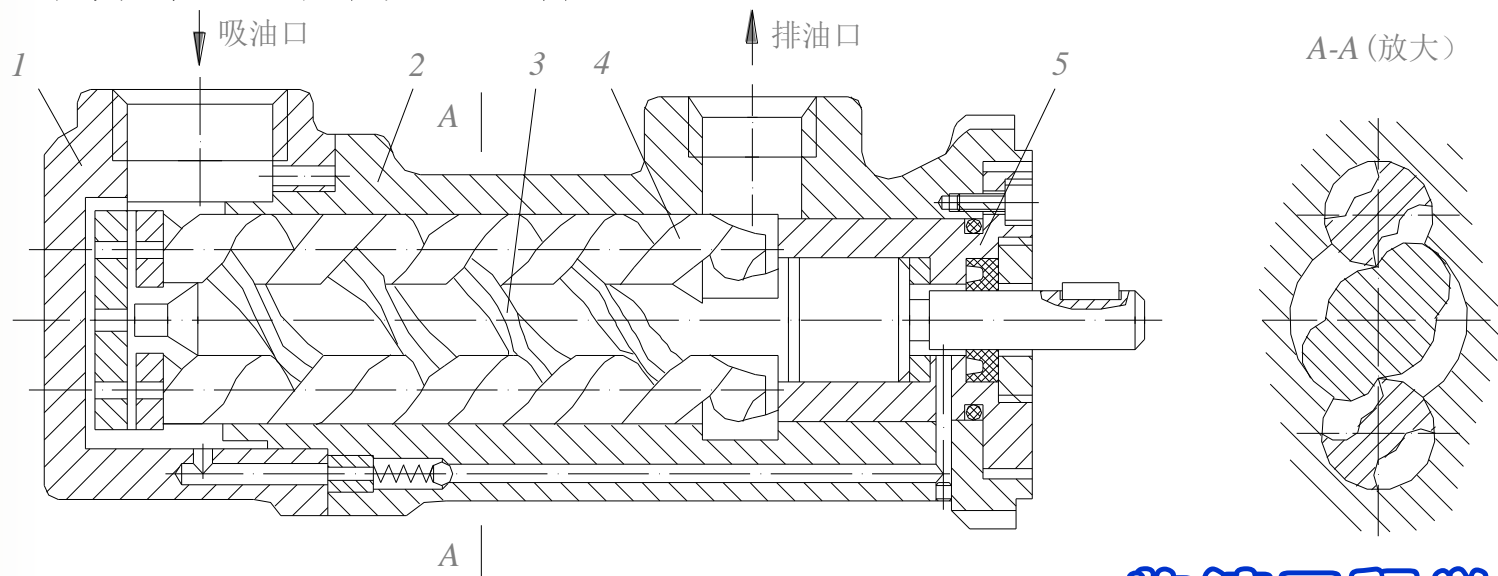
物流工程学院



3.6 螺杆泵

螺杆泵依靠旋转的螺杆输送液体。具有结构紧凑，体积小，流量压力无脉动，噪声低，自吸能力强，对油液的污染不敏感，使用寿命长等优点。

螺杆泵按其具有的螺杆根数可分为：单螺杆泵、双螺杆泵、三螺杆泵、四螺杆泵和五螺杆泵。本节只介绍三螺杆泵的结构和工作原理。





3.7 液压泵及液压马达的性能比较 和选用原则

液压泵及液压马达是液压系统中的核心元件。合理地选择液压泵及液压马达对于降低液压系统的能耗、提高系统的效率、降低噪声、改善工作性能和保证系统的可靠工作都十分重要。

一、液压泵的选择

选择液压泵的原则是：根据主机工况、功率大小和液压系统对工作性能的要求，首先应决定选用变量泵还是定量泵。变量泵的价格高，但能达到提高工作效率、节能及压力恒定等要求。然后，再根据各类泵的性能、特点及成本等确定选用何种结构类型的液压泵。最后，按系统所要求的压力、流量大小确定其规格型号。表3-1列出了常用液压泵的技术性能。



表3-1 液压泵技术性能

类 型 性 能	齿 轮 泵			叶 片 泵		柱 塞 泵			螺杆 泵
	外啮合	内 啮 合		单作用	双作用	轴 向 式		径 向 式	
		渐开线	摆 线			斜盘式	斜轴式		
压力范围(MPa)	2.5~25	10	6	6.3~10	6.3~28	7~40	16~40	100	2.5~10
排量范围(mL/r)	2.5~210	1.76~63.6	16	10~125	2.5~237	2.5~1616	9.4~915	0.25~188	0.16~1463
转速范围(r/min)	1450~4000	2000~3000	1500~2000	600~1800	600~2800	1000~3600	970~7500	1500	100~1800
最大功率(kW)	187.2	16.8	4	53	49	148	583	46	290
容积效率(%)	70~95	90	90	60~90	85~95	90~97	90~97	95	70~95
总效率(%)	65~90	85	85	55~85	65~85	80~90	80~90	90	70~85
功率重量比	中	中	中	小	中	大	中	小	小
流量脉动(%)	11~27	1~3	≤3	—	—	1~5	<14	<2	<1
对污染敏感性	小	小	小	中	中	大	大	中	小
最高自吸能力(kPa)	50	—	—	33.5	33.5	16.5	16.5	16.5	63.5
价 格	最低	低	低	中	中低	高	高	高	高



表3-2 液压泵的应用范围及选用

类 型		适 用 工 况	应 用 实 例
外啮合		一般适合于中低压(8 MPa 以下)的工况, 在高压(25 MPa 以下)时要选用高压齿轮泵。自吸能力好, 抗污染能力强, 但噪声大, 流量脉动大。	用于机床、工程机械、农业机械、航空、船舶以及一般机械的润滑系统中。外啮合齿轮泵还用于矿山机械、起重运输机械等设备的液压系统中。内啮合齿轮泵还用于高压作用设备的液压系统中。摆线转子泵还用于大、中型车辆的液压转向系统、柴油机润滑系统中。
内啮合	渐开线式	适合于中低压工况, 转速较高, 流量脉动相对较小, 抗污染能力强, 噪声较小。	
	摆线转子式	使用压力一般不超过 6 MPa, 排量范围较小, 流量脉动相对较小, 抗污染能力强, 噪声较小。	
单作用		使用压力不超过 10 MPa, 可以变量, 自吸能力一般, 噪声较低, 对油液污染较敏感, 寿命较低。	用于机床、注塑机、液压机、起重机、工程机械、飞机、船舶、压铸机、冶金机械等设备的液压系统。
双作用		一般适合于中低压(8 MPa)以下, 在中高压(8~16 MPa)时要选用高压叶片泵, 自吸能力一般, 噪声较低, 对油液污染较敏感。	
螺 杆 泵		适合于中低压的工况, 排量范围大, 流量脉动小, 抗污染能力强, 噪声低, 自吸能力好。	用于精密机床、精密机械、食品、化工、石油、纺织等机械, 还可用于潜艇、液压电梯、汽轮机、水电站调速系统中。
轴 向	斜盘端面配流	适合于中高压(8~32 MPa)的工况, 容积效率高, 有多种变量形式, 自吸能力差, 对油液污染敏感, 噪声较大。	多用于农业机械、工程机械、船舶、冶金机械、飞机、火炮及空间技术, 尤其适用于闭式回路或需要经常改变泵排量的系统中。
	斜轴端面配流	适合于中高压的工况, 最低转速不低于 50 r/min, 其定量泵自吸能力好, 效率高。作变量泵时响应慢, 对油液污染敏感, 噪声较大。	
径向轴配流		适合于超高压(32~100 MPa)工况, 效率高, 抗污染能力差, 自吸能力强, 径向尺寸较大。	适用于锻压机械、工程机械、运输机械、矿山机械、轧钢机械等设备的液压系统。



二、液压马达的选择

选择液压马达的原则与选择液压泵的原则基本相同。在选择液压马达时，首先要确定其类型，然后按系统所要求的压力、负载、转速的大小确定其规格型号。一般来说，当负载扭矩小时，可选用齿轮式、叶片式和轴向柱塞式液压马达，其技术性能与表3-1所列相近。如负载扭矩大且转速较低时，宜选用低速大扭矩液压马达。

表3-3列出了各类低速液压马达的主要性能参数。常用液压马达的应用范围及选用如表3-4所示。



表3-3 各类低速液压马达主要性能参数

		单 作 用 式				多 作 用 式		
结 构 特 点		连杆式	无连 杆式	摆缸式	双斜盘式	柱塞传 力式	柱塞传力 钢球式	横梁传 力式
压力 (MPa)	额 定	20.5	17.0	20.5	20.5	13.5	13.5	29.0
	最 高	24.0	28.0	24.5	24.0	20.5	20.5	39.0
转速/(r/min)	额 定	5~10	2	0.5	5~10	0.5	1	0.5
	最 高	200	275	220	200	120	600	75
机械效率 (%)		93	95	95	96	95	95	95
容积效率 (%)		96.8	95	95	95	95	95	95
总效率 (%)		90	90	90	91	90	90	90
起动效率 (%)		85	90	88	90	90	82	88
单位排量重量(N/mL)		1.0	1.6	1.1	1.4	0.96	0.67	1.35



表3-4 常用液压马达的应用范围及选用

类 型			适 用 工 况	应用实例
高速小扭矩马达	齿轮马达	外啮合式	适合于高速小扭矩、且速度平稳性要求不高、噪声限制不大的场合。	适用于钻床，风扇以及工程机械、农业机械、林业机械的回转机构液压系统。
		内啮合式	适合于高速小扭矩，要求噪声较小的场合。	
	叶片马达		适合于负载扭矩不大、噪声要求小、调速范围宽的场合。	适用于机床（如磨床回转工作台）等设备中。
	轴向柱塞马达		适合于负载速度大、有变速要求、负载扭矩较小、低速平稳性要求高，即中高速小扭矩的场合。	适用于起重机、绞车、铲车、内燃机车、数控机床等设备。
低速大扭矩马达	径向马达	曲轴连杆式	适合大扭矩低速工况，起动性较差。	适用于塑料机械、行走机械、挖掘机、拖拉机、起重机、采煤机牵引部件等设备。
		内曲线式	适合于负载扭矩大、速度范围宽、起动性好、转速低的场合。当扭矩比较大、系统压力较高（如大于 16MPa），且输出轴承受径向力时，宜选用横梁式内曲线液压马达。	
		摆缸式	适用于大扭矩、低速工况	
中速中扭矩马达	双斜盘轴向柱塞马达		低速性好，可作伺服马达。	适用范围广，但不宜在快速性要求严格的控制系统中使用。
	摆线马达		适用于中低负载速度、体积要求小的场合。	适用于塑料机械、煤矿机械、挖掘机、行走机械等设备。