

# 液 压 元 件

北京钢铁学院 机械系

连轧自动化进修班 液压组

一九七五年十月

# 目 录

第一章 油泵和油马达的基本概念	1
第一节 油泵和油马达的作用和分类	1
第二节 泵的压力和流量	1
第三节 泵的效率 $\eta$	2
第四节 液压传动的优缺点	3
第二章 齿轮泵	4
第一节 齿轮泵的优缺点	4
第二节 齿轮泵的工作原理	4
第三节 瞬时流量及其波动性、排量和平均流量	5
第四节 齿轮泵的困油现象	9
第五节 泵的径向负载	11
第六节 齿轮泵的泄漏	13
第七节 泵的结构形式	16
第八节 齿轮泵常见故障及其消除方法	20
第九节 内啮合齿轮泵	21
第十节 齿轮油马达	23
第三章 叶片泵	25
第一节 叶片泵的工作原理	25
第二节 叶片泵的优缺点	26
第三节 叶片泵的平均流量	27
第四节 双作用叶片泵的定子曲线	29
第五节 叶片泵结构的几个问题	35
第六节 叶片泵的结构形式	38
第七节 叶片泵常见故障及消除方法	47
第八节 凸轮泵	48
第九节 叶片油马达	48
第四章 螺杆泵	51
第一节 螺杆泵的工作原理及构造	51
第二节 螺杆泵的四类密封性	53
第三节 螺杆泵的设计计算要点	63
第四节 螺杆泵螺杆摆线齿廓的修正	66
第五节 螺杆油马达的工作原理, 扭矩和转速	67
第六节 螺杆泵的优缺点	68
第七节 螺杆泵的液压力	69

第五章 柱塞泵的工作原理及性能参数	73
第一节 柱塞泵的工作原理	73
第二节 柱塞泵工作中的几个性能参数	78
第六章 直轴式轴向柱塞泵及马达	82
第一节 直轴式轴向柱塞泵的运动分析及瞬时流量分析	82
第二节 直轴式轴向柱塞泵的受力分析及结构分析	85
第三节 直轴式轴向柱塞泵的调节机构	107
第四节 直轴式轴向柱塞泵的装配、使用和维护的主要问题	112
第五节 直轴式轴向柱塞马达	118
第七章 斜轴式轴向柱塞泵及马达	126
第一节 斜轴式双铰型轴向柱塞泵(马达)	126
第二节 斜轴式无铰型轴向柱塞泵(马达)	130
第八章 油缸	134
第一节 油缸的分类	135
第二节 油缸的结构	136
第三节 油缸的工作特点	142
第四节 油缸的参数	147
第五节 油缸的强度和稳定性计算	154
第六节 油缸主要另件的材料和技术要求	157
第七节 油缸的安装、使用和维护的主要问题	161
第八节 摆动油缸	167
第九章 辅助装置	169
第一节 蓄能器	169
第二节 滤油器	178
第三节 密封装置	185
第四节 油管 and 管接头	193
第五节 油箱及冷却和加热装置	199
第十章 压力控制阀	204
第一节 压力阀的概述	204
第二节 安全阀和溢流阀的工作原理	205
第三节 溢流阀的一些特性分析	210
第四节 随动型溢流阀的一些结构比较和分析	215
第五节 随动型溢流阀常见故障及消除方法	218
第六节 溢流阀的符号、型号及技术规格	219
第七节 减压阀	220
第八节 顺序阀	227
第九节 压力阀的设计计算	230
第十一章 流量控制阀	235
第一节 流量控制阀的概述	235
第二节 节流阀的分类及结构	240

第三节	节流阀的应用	251
第四节	分流阀	257
第十二章	方向控制阀	263
第一节	单向阀	263
第二节	换向阀	264
第三节	换向阀有关性能问题的讨论	277
附录	控制阀试验	283
	溢流阀试验	283
	减压阀及单向减压阀试验	283
	流量控制阀试验	284
	电磁阀试验	285

# 第一章 油泵和油马达的基本概念

## §1-1 油泵和油马达的作用和分类

油泵和油马达是液压系统中的能量转换装置，油泵是将带动它工作的电动机输入的机械能转换为流动油液的压力能，而油马达则是反过来将流动油液的压力能再转换为回转形式的机械能，油缸也是一种能量转换装置，它是将流动油液的压力能转换为直线运动形式的机械能，关于油缸将在第八章介绍。

通常泵有两种形式，一种是容积式，一种是非容积式，所谓非容积式泵有离心泵、轴流泵等，例如农田灌溉所用的泵即为此种形式，它是利用叶片的旋转而带动液体介质运动，使机械能变为液体的动能（即把水从叶片上抛出去），发电用的水轮机是把水的动能变为机械能，水头愈高水的速度愈大，发电的能力就愈大。而容积式泵不是这样，它是利用了一个密封容积的变化而使机械能变为液体的压力能如图1-1所示。在液压系统中用的液压泵都是按这个原理工作的泵。

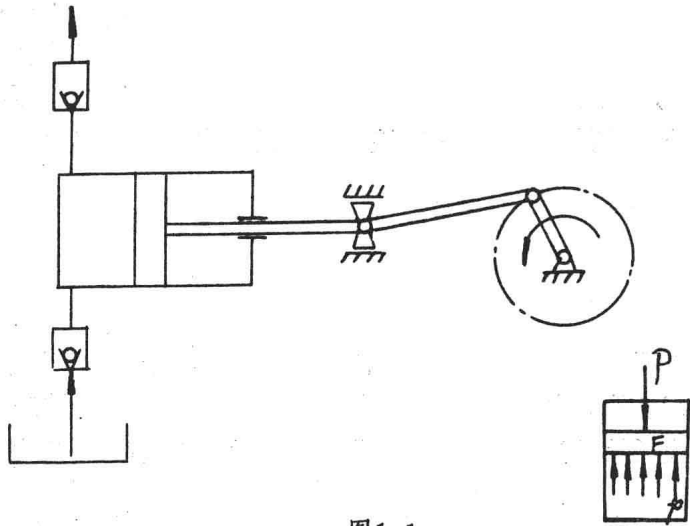


图1-1

油泵和油马达具有可逆性，即从原理上来讲任何一种容积式的油泵都可作容积式油马达使用，反之也是一样，所以本章中将在介绍油泵的基础上介绍一些油马达的特性。

在液压系统中常用的油泵和油马达有齿轮式、叶片式、螺杆式、柱塞式等，这些在本书中都将分别予以介绍。

## §1-2 泵的压力和流量

泵的压力的建立，通常我们讲这个泵是多少公斤压力的，例如210公斤/厘米<sup>2</sup>，是否它打出来的油就是210公斤/厘米<sup>2</sup>的呢？不是的，压力是由于负载建立起来的，前面提到的活塞向外打油，它打出去的油並不是一出去就有压力的，而是油管外面接一个工作缸举起一重物，当活塞打出去的油是向外推动重物上升，若压力与重物相平衡时重物就会被托起，以活塞油缸为对象画力的平衡图（见图1-1右下角）， $P = p \cdot F$ ， $p$ 是由0→ $p$ 的，当然在传动中液体被看作是不可压缩的，压力是逐渐建立起来的，假如我们把泵的出口打开，由于泵的运转排

出的油不会有任何压力，当把泵的出口堵死，油的压力马上就会上升，上升到马达烧掉、转动轴扭断，泵的壳体破坏，油管爆裂为止，因此把出油口堵死起泵是不允许的，在设计系统时必须有一安全阀或溢流阀，当系统达到一定的压力时，油流就会打开安全阀，使油液流回油箱。在试车启动新泵时，必需检查安全阀打开没有。为什么在这里说这么多的话呢？为的是提醒大家，泵的压力与负载有关，所谓210公斤/厘米或者75公斤/厘米<sup>2</sup>的泵，是指在此压力下工作是允许的、合理的，如果让75公斤/厘米<sup>2</sup>泵用在210公斤/厘米<sup>2</sup>系统中也是可以的，不过它用不多久就会损坏，而且压力也很难上到210公斤/厘米<sup>2</sup>，因为他内部的设计是按照210公斤/厘米<sup>2</sup>设计的，在这种高压下油从间隙中就跑掉了。

泵的排量（也称为流量）即升/分或者毫升/转，如果说泵不泄漏和油液不受压缩则泵每转一转它的排量应该是容积变化的数值，用前面的例子也就是活塞扫过的体积，它是一个恒定的值，但是，在泵的工作过程中，不可能没有泄漏，只是多少，大小罢了，（我们希望越小越好，这也是我们今后工作中常常打交道的工作与泄漏作斗争），油液也不是没有压缩的，因此当压力上升时这两项就增大，流量是随着压力的升高而降低的，每台泵的产品都有压力与流量的曲线供使用参考，上面讲的是所谓定量泵，其流量基本上是不变的，还有一种称之为变量泵，它是由于在执行机构中每个时间所用的油量不同，而定量泵排出的流量基本上是相同的，因此就要把大量的高压油泄掉，这些能量就要变为热能的形式使油温升高，这对液压系统是很不利的，也是一种浪费，因此就有变量泵产生，它的排量是可以调节的。

### §1-3 泵的效率 $\eta$

油泵是由原动机输入机械能（扭矩  $M_1$ ，转速  $n_1$ ）而将液压能输出（压力  $p_1$ ，流量  $Q_1$ ）给执行机构，由于油泵机件内有内摩擦存在，包括机械摩擦，油液的粘性液体摩擦等）和容积损失（泄漏）使输出的功率不等于输入的功率，而且也必然是小于输入功率，写成公式即为：

$$\eta_k = \frac{N_{\text{输入}} - N_{\text{机}}}{N_{\text{输入}}}$$

式中：  $\eta_k$ ——机械效率；

$N_{\text{输入}}$ ——输入功率

$N_{\text{机}}$ ——由于机械摩擦所造成的功率损失。

$$\eta_v = \frac{q}{q_0} = \frac{Q/n}{Q_0/n_0} = \frac{Q \cdot n_0}{Q_0 \cdot n}$$

式中：  $\eta_v$ ——容积效率；

$q$ ——压力为  $p$  时的排量（实际排量）；

$q_0$ ——压力为零时的排量（理论排量）；

$n$ ——压力为  $p$  时的转速；

$n_0$ ——压力为零时的转速；

$Q$ ——压力为  $p$  时的流量（实际流量）；

$Q_0$ ——压力为零时的流量（理论流量）。

总效率  $\eta$  为输出功率  $N_{\text{出}}$  与输入功率  $N_{\text{入}}$  之比，它等于机械效率  $\eta_k$  与容积效率  $\eta_v$  之乘积即：

$$\eta = \frac{M_{出}}{N_{入}} = \eta_k \cdot \eta_v$$

要直接测出 $\eta_k$ 是困难的，因此一般是测出 $\eta$ 和 $\eta_v$ 。下面是常用的泵的效率。

齿轮泵	$\eta = 0.6 \sim 0.8$	$\eta_v = 0.7 \sim 0.9$
叶片泵	$\eta = 0.75 \sim 0.85$	$\eta_v = 0.8 \sim 0.95$
柱塞泵	$\eta = 0.75 \sim 0.9$	$\eta_v = 0.85 \sim 0.98$
螺杆泵	$\eta = 0.7 \sim 0.85$	$\eta_v = 0.85 \sim 0.95$

## §1-4 液压传动的优缺点

液压传动在机床、航空、工程机械等方面都得到了广泛的运用，为什么液压传动能得到广泛运用呢？主要是它比其它传动方式有一些特点。

1. 单位功率的重量指标低，当油泵转数为2500~3000转/分、压力为200~250公斤/厘米<sup>2</sup>时，每1瓩功率的重量是0.15~0.20公斤，而直流电机则为1.5~2.0公斤，这说明同功率时液压传动具有尺寸小、重量轻的优点。

2. 惯性力小可以实现快速作用，电动机惯性力矩为驱动力矩的50%左右，而油马达则不大于5%，因此液压传动可以做灵敏的反正向转动，油马达可达500次/分，直线往复运动的油缸为400~1000次/分。

3. 可以实现无级调速，调速范围大，可达1000:1，最低稳定转数可达1转/分，反转时精度高达0.01mm。

4. 液压传动布置方便，安装位置要求不高，可以在比较远的距离内操纵。

5. 可以自行润滑，寿命长，易于实现标准化，操纵省力。

液压传动也有它自己的缺点：

1. 加工精度要求高，价格较贵，安装使用技术水平要求较高。

2. 由于液体的漏损和阻力损失使得液压传动的总效率比较低。

3. 工作时受温度影响大。

4. 有噪音、低速时易有爬行现象。

## 第二章 齿轮泵

### §2-1 齿轮泵的优缺点

齿轮泵是容积式泵的一种，目前常用型号是广州机床研究所，榆次液压件厂等单位生产的CB型和旧有型号 $\text{m}\Gamma$ 型两种，齿轮泵的优点是：

1. 结构简单，工艺性较好，价格便宜。
2. 结构紧凑，外形尺寸小，重量轻，寿命长（与同流量的其它泵相比）。
3. 自吸性能好，高速或低速运转都可以自吸。
4. 转速范围大，一般可以达到1500转/分，最高可达5000转/分。
5. 对油中的脏物不敏感，不易咬死，故在工作条件差的工程机械中得到应用。
6. 具有间隙补偿装置，工作压力可达200公斤/厘米<sup>2</sup>。

齿轮泵的缺点：

1. 转子受力不平衡，径向液压力大，限制了它的压力的提高，故多用于中低压系统。
2. 流量和压力脉动性大，噪音高，流量不可改变。

根据以上优缺点，齿轮泵常用在压力低、精度要求不高（指压力波动）及不太清洁的环境中。

### §2-2 齿轮泵的工作原理

齿轮泵有内啮合及外啮合齿轮泵之分，齿轮可以用直齿、斜齿或人字齿，现在讲一下直齿外啮合齿轮泵的工作原理。

如图 2-1 所示，主动轮顺时针旋转，从动轮逆时针旋转，齿轮外包的外壳称之为泵体，两侧（上下）有盖板，这样形成了密封空间，这个密封空间由齿轮的啮合齿向，分为吸油腔和压油腔两部分，当齿轮旋转时吸油腔的空间由小变大成为负压，因此不断的吸油，油液被齿轮的凹处带到压油腔，压油腔的体积是由大变小的，因此压力油被推出去。在工作原理中有两点必需注意：

1. 齿轮旋转方向：齿啮合后分离的一腔是吸油腔，向着啮合点的是压油腔。
2. 啮合点处齿形扫过的面积与泵体接触的齿形扫过的面积不同。（详见 § 2-3 节）

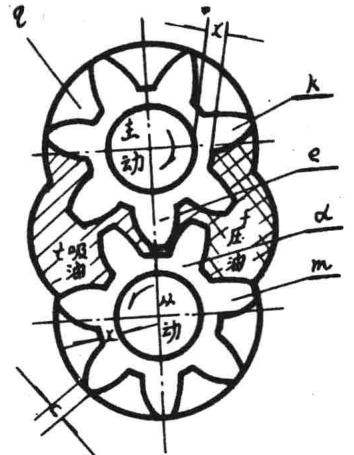


图2-1



## §2-3 瞬时流量及其波动性、排量和平均流量

### 一、齿轮泵的瞬时流量及其波动性

瞬时流量即油泵每一瞬时排出的液体数量，对液压系统来说，油泵的瞬时流量的波动性直接影响到油缸运动的平稳性和油马达廻转的均匀性，所以必须对油泵的瞬时流量进行分析，找出其影响波动性的因素，作为设计油泵时的参考。

分析瞬时流量之前，证明一下将要用到的一个简单的几何关系任意曲线， $AaO$  转过  $d\varphi$  角所扫过的面积

$A_{a_0a_1} A_1 A$  可以分解为两部分见图2-2，引直线  $A_1 O$ 。

$$\therefore F_{Oa_1A_1O} = F_{a_0a_1}$$

$$\therefore F_{Aa_0a_1A_1A} = F_{A_1OAA}$$

故任意曲线  $AaO$  转过  $d\varphi$  角时所扫过的面积为：

$$\frac{\pi R^2}{2\pi} \cdot d\varphi$$

任意曲线  $AaO$  转过  $d\varphi$  角时所扫过的体积为：

$$\frac{R^2}{2} d\varphi \cdot B$$

$B$ ——为宽度

根据上述证明，很容易找到齿形在转动中扫过的面积和体积，当齿轮转过  $d\varphi$  角时，齿形所扫过的面积为（见图2-3）。

$$\begin{aligned} F_{\text{齿形}} &= \frac{r_1^2}{2} d\varphi_1 - \frac{r_B^2}{2} d\varphi_1 \\ &= \frac{d\varphi_1}{2} (r_1^2 - r_B^2) \end{aligned}$$

$r_1$ ——齿顶圆半径；

$r_B$ ——齿根圆半径。

下面研究齿轮泵的瞬时流量，一对啮合齿轮，节圆必定相切，两齿轮在切点  $F$  处的速度

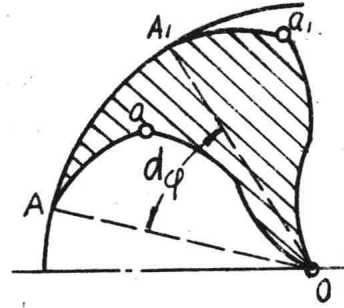


图2-2

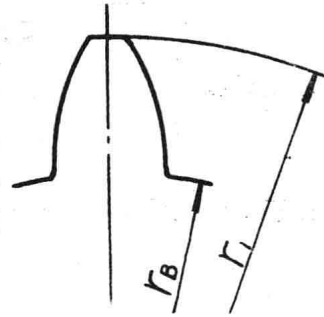


图2-3

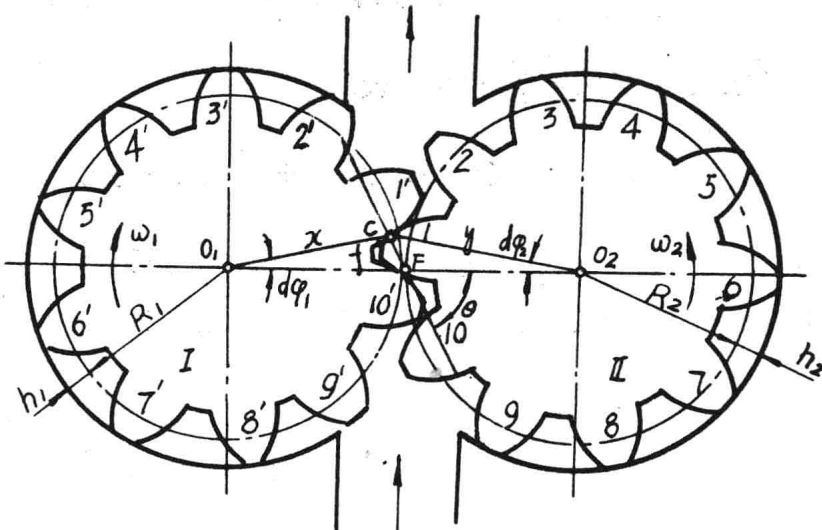


图2-4

是相同的, 故

$$\omega_1 R_1 = \omega_2 R_2$$

式中:  $\omega_1$ 、 $\omega_2$ ——齿轮 I 和 II 的角速度;

$R_1$ 、 $R_2$ ——齿轮 I 和 II 的节圆半径。

在  $dt$  时间内走过的长度为

$$\omega_1 R_1 dt = \omega_2 R_2 dt$$

$$R_1 d\varphi_1 = R_2 d\varphi_2$$

$$d\varphi_2 = \frac{R_1}{R_2} d\varphi_1$$

此时齿轮处于压油腔中形成封闭容积的牙齿 2' 和 3 的齿面所扫过的容积是

$$dV_1 = \frac{B}{2} (r_1^2 - r_B^2) d\varphi_1 + \frac{B}{2} (r_2^2 - r_B^2) d\varphi_2$$

式中:  $r_1$ ——齿轮 I 的齿顶圆半径;

$r_2$ ——齿轮 II 的齿顶圆半径;

$r_B$ ——齿轮 I 和 II 的齿根圆半径;

$d\varphi_1$ ——齿轮 I 在  $dt$  时间内转过的角度;

$d\varphi_2$ ——齿轮 II 在  $dt$  时间内转过的角度。

牙齿 1' 和 1 的齿面所扫过有效容积应为啮合点到齿根部齿形所扫过的容积。

$$dV_2 = \frac{B}{2} (X^2 - r_B^2) d\varphi_1 + \frac{B}{2} (y^2 - r_B^2) d\varphi_2$$

由于  $dV_1$  大于  $dV_2$ , 从压油腔压出去油的容积是

$$dV = dV_1 - dV_2$$

$$= \frac{B}{2} (r_1^2 - r_B^2) d\varphi_1 + \frac{B}{2} (r_2^2 - r_B^2) d\varphi_2$$

$$- \left[ \frac{B}{2} (X^2 - r_B^2) d\varphi_1 + \frac{B}{2} (y^2 - r_B^2) d\varphi_2 \right]$$

$$= \frac{B}{2} (r_1^2 - X^2) d\varphi_1 + \frac{B}{2} (r_2^2 - y^2) d\varphi_2$$

将公式  $d\varphi_2 = \frac{R_1}{R_2} d\varphi_1$  代入

$$dV = \frac{B}{2} (r_1^2 - X^2) d\varphi_1 + \frac{B}{2} (r_2^2 - y^2) \frac{R_1}{R_2} d\varphi_1$$

$$= \frac{B}{2} d\varphi_1 \left[ (r_1^2 - X^2) + (r_2^2 - y^2) \frac{R_1}{R_2} \right]$$

将该式两边均除以相应的时间  $dt$ , 使可求得从压油腔压出油液的流量为

$$dQ = \frac{dV}{dt}$$

$$= \frac{B d\varphi_1}{2 dt} \left[ (r_1^2 - X^2) + (r_2^2 - y^2) \frac{R_1}{R_2} \right]$$

$$= \frac{B}{2} \omega_1 \left[ (r_1^2 - X^2) + (r_2^2 - y^2) \frac{R_1}{R_2} \right]$$

式中 $X$ 、 $y$ 均为变量，不好解，今消去 $x$ 、 $y$ 以 $f$ 为变量， $f$ 即啮合点到齿轮节点的距离

根据余弦定律  $\Delta O_1FC$ 中

$$X^2 = R_1^2 + f^2 - 2R_1f \cos\theta$$

$\Delta O_2CF$ 中

$$\begin{aligned} y^2 &= R_2^2 + f^2 - 2R_2f \cos(180^\circ - \theta) \\ &= R_2^2 + f^2 + 2R_2f \cos\theta \end{aligned}$$

将 $x^2$ 、 $y^2$ 代入上式

$$Q = \frac{dV}{dt} = \frac{B}{2} \omega_1 \left[ r_1^2 - R_1^2 - f^2 + 2R_1f \cos\theta + (r_2^2 - R_2^2 - f^2 - 2R_2f \cos\theta) \frac{R_1}{R_2} \right]$$

由齿轮的基本公式可知：

$$r_1 = R_1 + h_1$$

$$r_2 = R_2 + h_2$$

$h_1$ 、 $h_2$ ——为齿轮 I 和 II 的齿顶高

流量公式可以写成

$$\begin{aligned} dQ &= \frac{B}{2} \omega_1 \left[ (R_1 + h_1)^2 - R_1^2 - f^2 + 2R_1f \cos\theta + (R_2 + h_2)^2 \cdot \frac{R_1}{R_2} - R_2^2 \cdot \frac{R_1}{R_2} \right. \\ &\quad \left. - f^2 \cdot \frac{R_1}{R_2} - 2R_2f \cos\theta \cdot \frac{R_1}{R_2} \right] \\ &= \frac{B}{2} \omega_1 \left[ 2R_1h_1 + h_1^2 + 2R_1h_2 + h_2^2 \cdot \frac{R_1}{R_2} - f^2 \left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right) \right] \\ &= \frac{B}{2} \omega_1 \left[ 2R_1(h_1 + h_2) + h_1^2 + \frac{R_1}{R_2} h_2^2 - f^2 \left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right) \right] \end{aligned}$$

令

$$A = 2R_1(h_1 + h_2) + h_1^2 + \frac{R_1}{R_2} h_2^2$$

$$dQ = \frac{B}{2} \omega_1 \left[ A - f^2 \left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right) \right]$$

从上式可以看出 $B$ 、 $\omega_1$ 、 $A$ 、 $\frac{R_1}{R_2}$ 均为常量，仅 $f$ 是一个变量，若一对齿轮的啮合点在啮合线上所走过的长度为 $f_n$ ，那么 $f$ 将按 $0 \rightarrow \frac{f_n}{2}$ 的规律变化，即 $f=0$ 时，瞬时流量最大，

$f = \frac{f_n}{2}$ 时，瞬时流量最小，图2-5表示了齿轮泵的瞬时流量的脉动情况。

图中 $\varphi_n$ 是 $f_n$ 对应的圆心角，图2-5的图形是表示的第一对齿将要离开，恰好第二对齿参加啮合的情况，也就是说任何时间内，齿轮都是只有一对齿处于啮合状态，但齿轮传动中，常常是某个瞬间内同时有二对齿处于啮合状态，即第一对齿啮合没有完了，第二对齿已进入啮合状态，此时第一对齿不再压油，因为第二对齿已将第一对齿与压油油路的通道封住，因此齿轮泵的瞬时流量实际上是按图2-6中实线曲线所表示的规律变化。

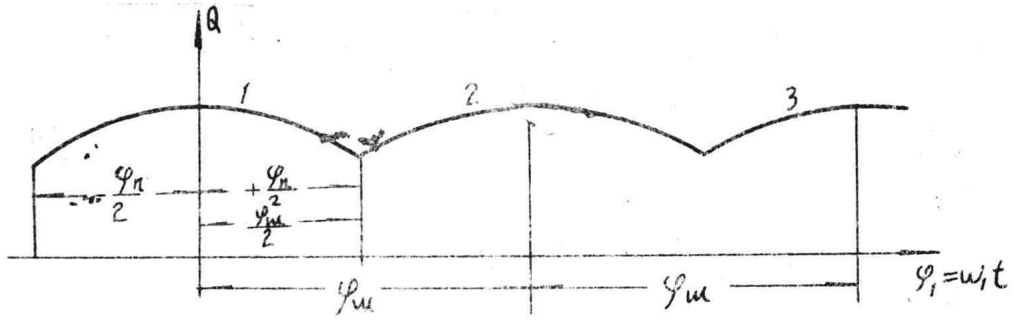


图2-5

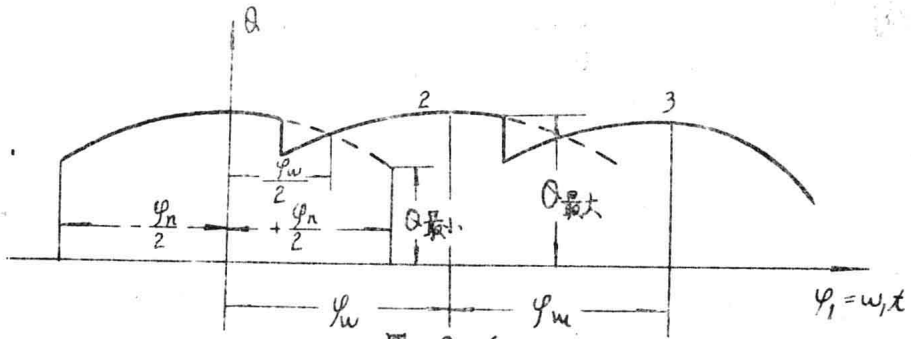


图 2-6

图2-6

图中  $\varphi_m$  为每一对齿处于有效啮合状态时，啮合点在啮合线上所走过的距离所对应的圆心角。

流量的波动对压力引起波动，它是我们不希望出现的现象，流量的波动引起了执行机构的速度的波动，使得运动不平稳。压力波动引起了对轴承及轴的疲劳破坏，同时对密封也不好。易于引起共振。

## 二、齿轮泵的排量及平均流量

上面已经计算了以  $f$  为变量的瞬时流量公式，通常将泵转一周所排出液体的数量称为排量，排量可以利用瞬时流量公式求出。每一对牙齿排出液体的总量，可以对瞬时流量公式积分求得。即

$$q_{\text{牙}} = \int_T Q dt$$

式中  $T$  表示转过一个牙齿所需的时间，公式中有两个变量  $f$  和  $T$  不能积分，需要统一为一个变量  $T$ ，根据渐开线的性质，它们存在下列关系

$$df = \rho_1 \omega_1 dt$$

$\rho_1$  —— 渐开线基圆半径

将公式代入上面积分式中并将积分限换成  $(+\frac{f}{2}; -\frac{f}{2})$  即可，那么齿轮泵的排量为

$$q_0 = Z \cdot q_{\text{牙}} \quad \text{单位：毫升}$$

$Z$  —— 齿轮齿数

泵每分钟排出液体的数量称为平均流量，平均流量与排量及转数的关系如下：

$$Q_{c.p} = \frac{q_0 \cdot n}{1000} \eta_v$$

$Q_{c.p}$ ——平均流量； 单位：升/分  
 $q_0$ ——排量； 单位：毫升  
 $n$ ——转速； 单位：转/分  
 $\eta_v$ ——容积效率；

另一种计算方法是

$$q_0 = 2 \cdot ZFB$$

$F$ ——齿凹处的面积； 单位：毫米<sup>2</sup>  
 $B$ ——齿宽； 单位：毫米  
 $Z$ ——齿数；

$$Q_{c.p} = \frac{q_0 \cdot n}{1000} \eta_v$$

关于齿凹处面积如何计算，这里不详细介绍了。

从流量公式中可以看出，齿轮泵的流量与 $\omega$ 、 $B$ 、 $Z$ 、 $h$ 有关，这些数值除 $h$ 外均为一次方，而 $h$ 为平方，因此当其它条件相同时，增加齿高可以加大流量，齿高与模数有关，也就是要加大模数。齿轮的齿数一般取6~14，因根切现象严重，常用修正齿轮。当然提高 $\omega$ 和 $n$ 也可增加流量，但受空穴的限制， $V_{max}$ 一般取4.5~5米/分。增加齿宽 $B$ ，也是提高流量的一种方法，我国CB型齿轮泵就是用不同的齿轮厚度来达到不同的流量要求。

## §2-4 齿轮泵的困油现象

### 一、困油现象

齿轮泵要求连续的不间断的供油，因此在第一对齿脱开以前，第二对齿即进入啮合，亦即超越系数 $\epsilon \geq 1$ （又称重迭系数）。若 $\epsilon = 1$ ，即第一对齿脱开时，第二对齿恰好开始啮合，这样就没有什么困油现象，但是在制造齿轮时总是有误差的，难免发生齿形啮合不紧的现象，造成泄漏严重，因此一般取 $\epsilon > 1$ ，当 $\epsilon > 1$ 时，就会发生在一段时间内，有两对齿同时啮合的现象，在这个时间内被封在两对啮合齿之间的油，形成一个密封腔，此时因齿轮转动密封腔的容积也发生变化，由于油的不可压缩性，当体积减小时，油的压力升高，当体积增大时，又发生空穴，这种现象称之为困油现象。

如图2-7所示，(a)密封腔的形成，(b)密封腔容积最小(c)密封腔容积最大。

困油现象会使油液中的空气分解出来，并且发生油的蒸汽（称汽蚀现象），这些气泡被带入压油腔，输往油路中去，引起流量不均匀或脉动产生噪音，其次在轴及轴承上要产生周期性的高频率撞击负荷，使它们的寿命缩短。怎样才能消除困油现象引起的不利影响呢？必须采取卸荷措施。

### 二、卸荷装置

只要让被围困油的找到出路，就可以解决困油问题，我们把被挤压的那一部份油与压油腔相通，有空穴的那部份与吸油腔相通，如图2-7(a)中虚线所示，即在齿轮泵端盖或侧板上开卸荷槽，槽开多长，截面积多大，需要经过计算，槽长不可过长或过短，过长会使压油腔与

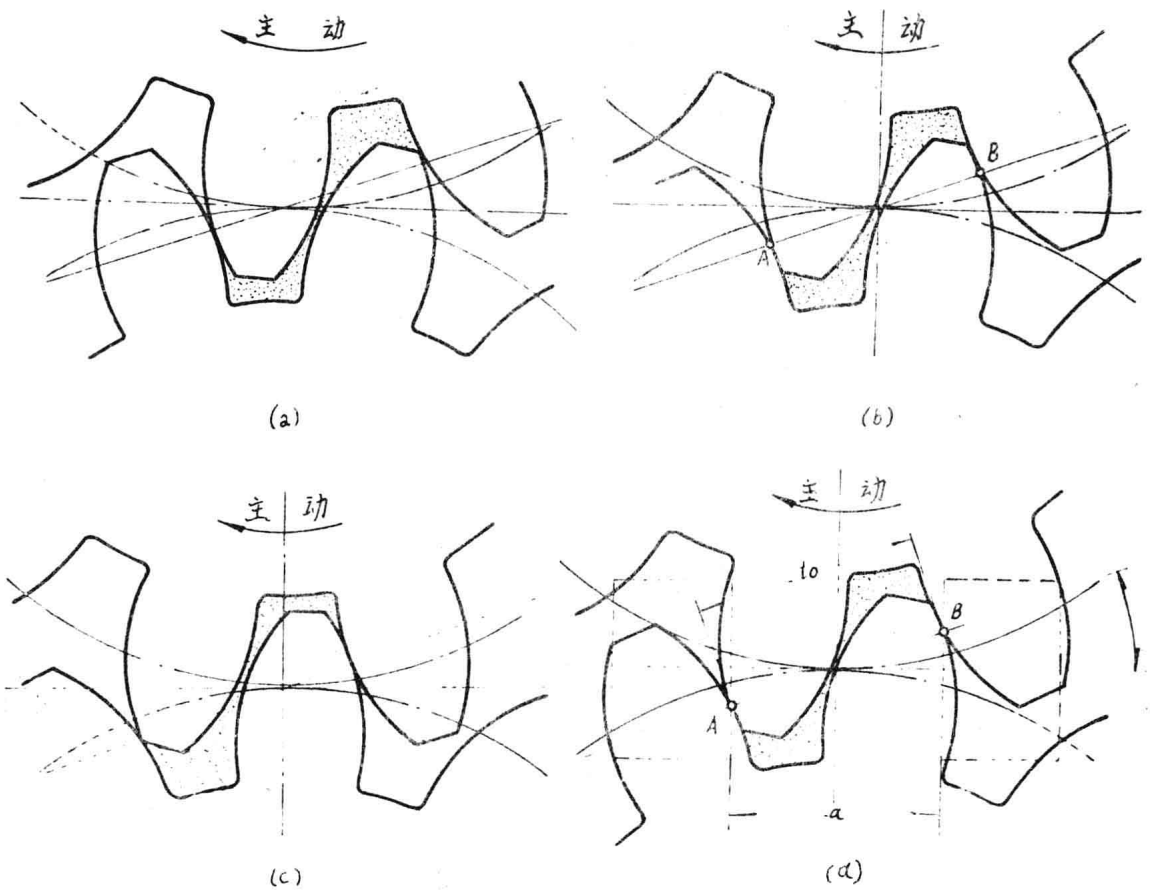


图2-7

吸油腔相通，过短则不能完全消除困油现象，至于截面积要考虑到这部分油的流量，这些问题的计算方法可参考液压技术等书。

此外在齿间钻出孔道，如图2-8所示，以引出被困的油，这也是一种卸荷方法。

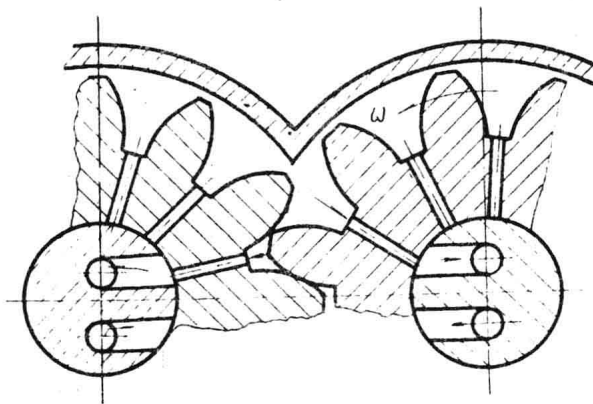


图2-8

## §2-5 泵的径向负载

齿轮泵轴多半是与齿轮做成一体的，轴上径向力由两部份组成，一是作用在齿上的液压力，一是齿轮间的啮合力。

### 一、液压力

由于泵的旋转，使齿轮的径向受力不同，在近吸油腔处液压力小些，近压油腔处，液压力大，其分布规律如图 2-9 所示，压力大小的详细计算可用积分法一点一点的加起来，比较麻烦。现用近似的计算方法（即不考虑其它部份，只考虑压油腔）。把啮合点与压油腔相通的最后一个齿相连接，见图 2-10 上  $F_1K$  和  $F_2K$ ，其液压力的大小，对主动轮是

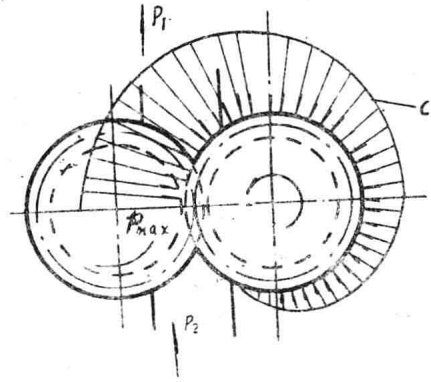


图 2-9

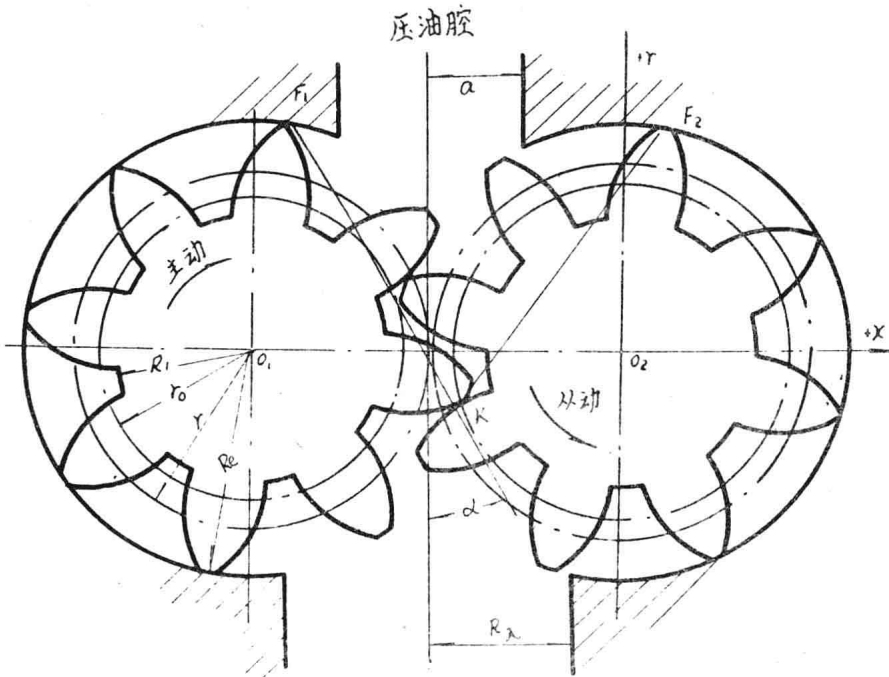


图 2-10

$$F_{主} = p \cdot B \cdot \overline{F_1K}$$

对从动轮是

$$F_{从} = p \cdot B \cdot \overline{F_2K}$$

式中：B——齿宽；

单位：厘米

p——压油腔的压力；

单位：公斤/厘米<sup>2</sup>

受力的方向，近似地都认为是垂直于K与  $F_1$ （或  $F_2$ ）的连线。

但在齿轮转动时，啮合点K的位置是变动的，为了方便起见，在设计时常用经验公式

$$F = 0.65 p \cdot B \cdot D_{外}$$

式中：  $D_{外}$ ——齿顶圆直径；

B——齿宽；  
 p——压油腔的压力；

## 二、啮合力

指两齿啮合时彼此作用的力，此力的大小根据齿轮啮合的规律算出，力的方向应沿其啮合线（图2-11） $L_M L_M$

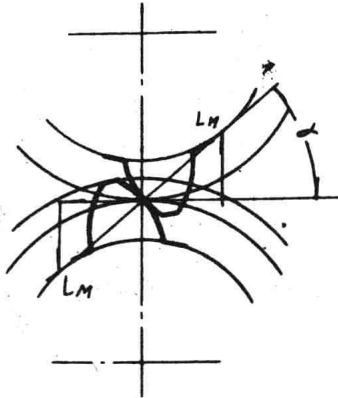


图2-11

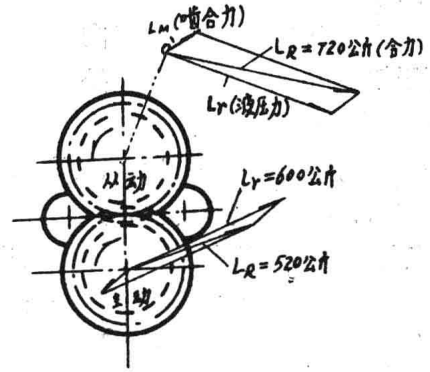


图2-12

## 三、合力

从图2-12上可以看出，主动轮的液压力与啮合力的夹角是钝角，而从动轮液压力与啮合力的夹角是锐角，因此，主动齿轮所受液压力和啮合力的合力较从动轮为小，故在齿轮泵中，从动轮的轴承磨损较主动轮严重。

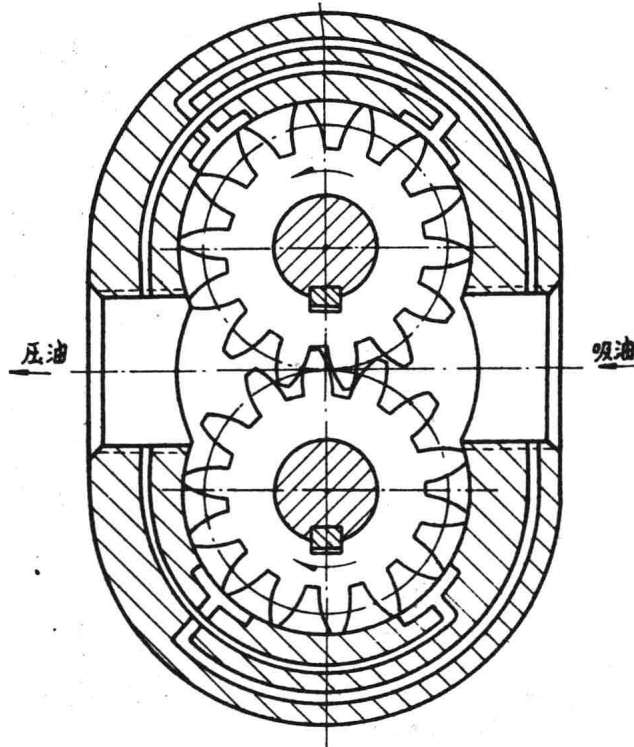


图2-13



#### 四、齿轮泵的液压力平衡

从齿轮受力图上可以看出，齿轮的啮合力并不大，而液压力相当大，因而这个力对于齿轮泵的轴承寿命很有影响，同时对轴的强度、刚度也有影响，在齿轮泵设计中常常采用压力平衡装置，亦叫液力卸荷，其方法是把高压腔的压力油引一部分到低压齿这边，即开设平衡槽，同样也使低压腔与高压齿那边相通，以减小压力的不平衡如图2-13所示。这样一来，使泵的内泄增大，有的压力打不上去，使泵的容积效率降低，同时总效率也在降低。

### §2-6 齿轮泵的泄漏

我们希望一台泵没有泄漏，但没有外泄可以做到，没有内泄几乎是不可能，为了提高泵的效率，我们就要使内泄达到最小的程度；齿轮泵的内泄是怎样发生的呢？我们知道凡是有相对运动的地方就有间隙存在，这些间隙从转动的角度看来是必要的，但从泄漏来讲是有害的，我们就要在保证运转要求的情况下，尽量减小间隙，提高制造精度。内泄主要通过以下三种途径。如图2-14所示。

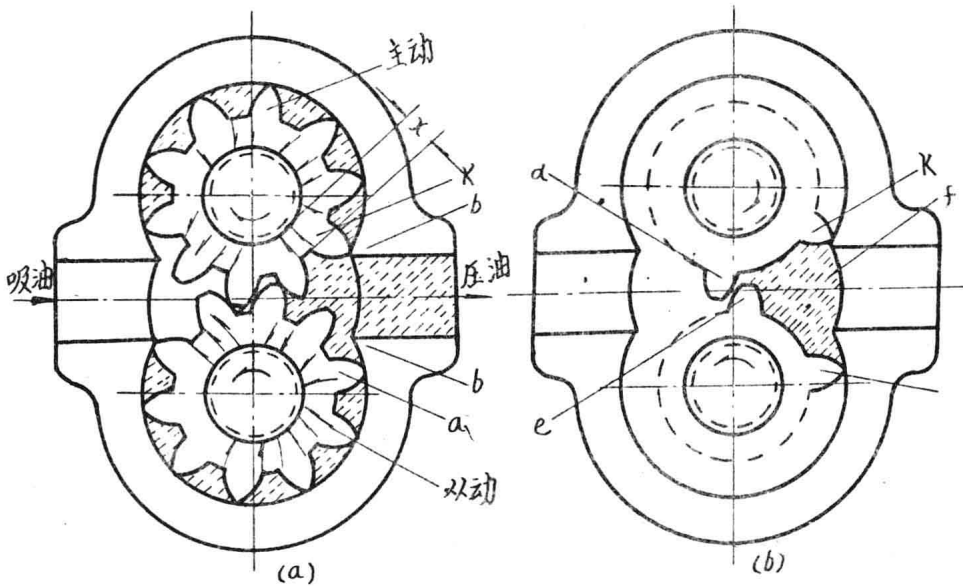


图2-14

#### 一、径向间隙

指齿顶与壳体内圆之间的间隙，由于有相对运动，沿齿轮转动方向，前齿比后齿的压力大，因此油流从高压流向低压，这部份泄漏占整个泵的泄漏量的15~20%，因为每齿间的压力差不是很大，从高压腔到低压腔的封油长度较长，若径向间隙增大0.1mm，泵的容积效率约降低0.25%。

#### 二、啮合点的泄漏

这是由于制造中的齿形误差造成的，在沿齿宽方向啮合得不一定好，因此啮合点不能成