

动力元件与执行元件

3.1 液 压 泵

液压泵是液压传动系统中的能量转换元件。液压泵属于动力装置,它由原动机(如电动机、内燃机等)驱动,把机械能转换成液压能,以液体的压力和流量的形式输入到系统中去。

3.1.1 液压泵的基本工作原理

1. 液压泵的工作原理

图 3-1 所示为单柱塞液压泵的工作原理图。柱塞 2 装在泵体 3 中,和单向阀 5、6 共同形成密封工作腔 a,柱塞 2 在弹簧 4 的作用下始终紧压在偏心轮 1 上。原动机驱动偏心轮 1 旋转,柱塞 2 在偏心轮 1 和弹簧 4 的作用下在泵体 3 中作往复运动。当柱塞 2 伸出时,密封工作腔 a 的容积由小变大,形成局部真空,油箱 7 中的油液在大气压作用下,经过进油管顶开单向阀 6 进入密封工作腔 a,单向阀 5 在系统压力和弹簧力的作用下关闭,该过程为吸油过程;当柱塞 2 缩回时,密封工作腔 a 的容积由大变小,其中的油液受到挤压,压力升高,单向阀 6 在密封工作腔 a 压力油和弹簧力的作用下关闭,密封工作腔 a 压力油顶开单向阀 5 进入系统,该过程为排油过程。原动机驱动偏心轮 1 不断旋转,液压泵不断地吸油和排油,这样就将原动机输入的机械能转换成液压能。

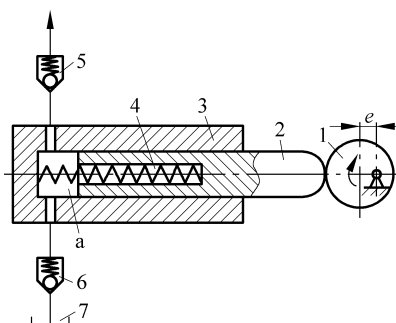


图 3-1 单柱塞液压泵工作原理图

1—偏心轮; 2—柱塞; 3—泵体;
4—弹簧; 5、6—单向阀; 7—油箱

由此可见,液压泵是依靠密封容积变化进行工作的,所以把液压泵称为容积式泵。单柱塞液压泵只有一个工作腔,输出的压力油是不连续的。工程上,为了使液压系统的执行元件运行平稳,希望液压泵的流量连续且脉动量小,因此要用均匀排列的三缸以上的柱塞泵或其他结构形式的液压泵。

2. 液压泵的特点

从上述单柱塞液压泵的工作过程,可以得出液压泵的基本特点:

(1) 具有周期性变化的密封工作容腔。

容积式液压泵中的密封工作容腔处于吸油时称为吸油腔,吸油腔体积增大吸入油液,完成吸油过程;密封工作容腔处于排油时称为排油腔,排油腔体积缩小排出油液,完成排油过程。

(2) 具有相应的配流机构。

配流机构使吸油腔和排油腔严格分开,保证液压泵连续工作。图 3-1 所示的单向阀 5、6 就是配流机构。吸油时,单向阀 5 关闭,将单向阀 5 后面的排油管路(排油腔)与吸油腔隔开;排油时,单向阀 6 关闭,使吸油管路(吸油腔)与排油腔隔开。液压泵的结构原理不同,其配流机构也不相同。

(3) 具有一定自吸能力。

液压泵能够借助大气压力自行吸油而正常工作的能力称为泵的自吸能力。

3.1.2 液压泵的主要性能参数

1. 压力

1) 工作压力 p

液压泵实际工作时的压力称为液压泵的工作压力。在工作过程中,液压泵的工作压力取决于负载,与液压泵的流量无关。

2) 额定压力 p_n

液压泵在正常工作条件下,按试验标准规定,能连续运转的最高压力称为液压泵的额定压力。实际工作中,液压泵的工作压力应小于或等于额定压力。

3) 最高允许压力 $p_{\max}$

按试验标准规定,超过额定压力允许短暂运行的最高压力称为液压泵的最高允许压力。

2. 排量与流量

液压泵的流量为单位时间内排出液压泵的油液体积。

1) 排量 V

液压泵轴每旋转一周,按其密封容腔几何尺寸变化而计算得到的排出(或输入)的油液体积,称为液压泵的排量。

2) 理论流量 q_t

根据液压泵的密封容腔几何尺寸变化而计算得到的单位时间内排出(或输入)的油液体积,称为液压泵的理论流量,一般指平均理论流量。

对于液压泵,有

$$q_{tp} = V_p n_p \quad (3-1)$$

式中 q_{tp} ——泵的理论流量;

V_p ——泵的排量;

n_p ——泵的转速。

3) 实际流量 q

实际情况下,液压泵不可避免地存在泄漏,液压泵工作时实际排出的流量,称为液压泵的实际流量 q_p 。它等于液压泵的理论流量 q_{tp} 减去因泄漏、油液压缩等损失的流量 Δq_p ,即

$$q_p = q_{tp} - \Delta q_p \quad (3-2)$$

需要注意的是,泵的泄漏和油液的压缩量是受工作压力影响的,压力越高则泄漏量与压缩量越大,因此,液压泵的实际流量随着工作压力的升高而略有降低。工程实践中,常把空载情况下液压泵的输出流量视为液压泵的理论流量。

4) 额定流量 q_n

在正常工作条件下,按试验标准规定(如在额定压力和额定转速下),液压泵必须保证的输出(或输入)流量。

3. 功率与效率

1) 理论功率 P_t

液压泵理论上所产生(或需要)的液压功率,即

$$P_t = \Delta p q_t \quad (3-3)$$

式中 P_t ——液压泵理论功率;

Δp ——液压泵的进、排油口压力差。

2) 输入功率 P_{ip}

液压泵的输入功率 P_{ip} 为实际驱动液压泵轴的机械功率,即

$$P_{ip} = 2\pi n_p T_p \quad (3-4)$$

式中 P_{ip} ——泵的输入功率;

n_p ——泵的转速;

T_p ——泵的实际输入转矩。

3) 输出功率 P_{op}

液压泵的输出功率 P_{op} 为实际输出液压泵的液压功率,即

$$P_{op} = \Delta p_p q_p \quad (3-5)$$

式中 P_{op} ——泵的输出功率;

Δp_p ——泵的进、排油口压力差;

q_p ——泵的实际流量。

在实际的计算中,若油箱通大气,液压泵的进、排油口压力差用液压泵出口压力 p_p 代入。

4) 容积损失与容积效率 η_{vp}

因油液的泄漏、压缩等损失的流量称为容积损失。液压泵的容积损失用容积效率来表示。

液压泵的容积效率 η_{vp} 等于泵的实际流量 q_p 与理论流量 q_{tp} 之比,即

$$\eta_{vp} = \frac{q_p}{q_{tp}} \quad (3-6)$$

因此,液压泵的实际流量 q_p 为

$$q_p = q_{tp} \eta_{vp} = V_p n_p \eta_{vp} \quad (3-7)$$

容积效率表示液压泵抵抗泄漏的能力。它和工作压力、液压泵工作腔中的摩擦副间隙

大小、油液的黏度以及转速等有关。当工作压力较高,或间隙较大,或油液黏度较低时,因泄漏较大,故容积效率较低;当转速较低时,因理论流量较小,泄漏量比例增加,也使得液压泵的容积效率降低。

5) 机械损失与机械效率

因运动部件之间和运动部件与流体之间摩擦而损失的能量称为机械损失。液压泵的机械损失用机械效率表示。

液压泵的机械效率 η_{mp} 等于泵的理论转矩与实际输入转矩之比,即

$$\eta_{mp} = \frac{T_{tp}}{T_p} \quad (3-8)$$

因摩擦而造成的转矩损失 ΔT_p , 使得驱动泵的实际转矩 T_p 大于其理论驱动转矩 T_{tp} , 即

$$T_p = T_{tp} + \Delta T_p \quad (3-9)$$

机械效率与摩擦损失有关,当摩擦损失加大时,对于液压泵,同样大小的理论输出功率需要较大的输入功率,对于液压马达,同样大小的实际输出功率需要较大的理论输出功率,故机械效率下降;当油液的黏度加大或间隙减小时,因液体摩擦或运动部件间的摩擦增大,机械效率也会降低。

6) 总效率

液压泵的实际输出功率与输入功率之比,称为液压泵的总效率 η_p , 即

$$\eta_p = \frac{P_{op}}{P_{ip}} = \frac{\Delta p_p q_p}{2\pi n_p T_p} = \frac{\Delta p_p q_{tp} \eta_{vp}}{2\pi n_p T_{tp} \eta_{mp}} = \eta_{vp} \eta_{mp} \quad (3-10)$$

因此,液压泵的总效率等于液压泵的容积效率与机械效率之积。

液压泵的输入功率即原动机的驱动功率,也可写成

$$P_{ip} = \frac{\Delta p_p q_p}{\eta_p} \quad (3-11)$$

3.1.3 液压泵的分类与图形符号

1. 液压泵的分类

液压泵的种类较多,液压泵按排量是否可以调节而分为定量式和变量式两类;按结构形式可分为齿轮式、叶片式、柱塞式等。

按齿轮啮合形式不同,齿轮泵分为外啮合齿轮泵、内啮合齿轮泵。叶片泵分为单作用叶片泵、双作用叶片泵;柱塞泵分为轴向柱塞泵和径向柱塞泵。齿轮泵、双作用叶片泵和螺杆泵是定量式液压泵;单作用叶片泵、径向柱塞泵和轴向柱塞泵是变量式液压泵。

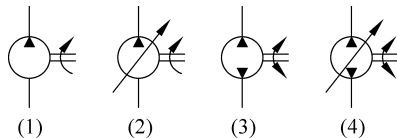


图 3-2 液压泵的图形符号

- (1) 单向定量液压泵; (2) 单向变量液压泵;
(3) 双向定量液压泵; (4) 双向变量液压泵

2. 液压泵的图形符号

液压泵的图形符号如图 3-2 所示。

3.1.4 齿轮泵

齿轮泵是一种常用的液压泵。它的主要优点是结构简单、制造方便、外形尺寸小、重量轻、造价低、自吸性能好、对油液的污染不敏感、工作可靠。由于齿轮泵中的啮合齿轮是轴对称的旋转体,因此允许转速较高。其缺点是流量和压力脉动大、噪声高,排量不能调节。低压齿轮泵的工作压力为 2.5MPa;中高压齿轮泵的工作压力为 7~21MPa;某些高压齿轮泵的工作压力已达到 31.5MPa。齿轮泵的最高转速一般可达 3000r/min 左右,在个别情况下(如飞机用齿轮泵)最高转速可达 8000r/min。齿轮泵的低速性能较差,当其转速低于 200~300r/min 时,容积效率过低,泵不能正常工作。

1. 外啮合齿轮泵

外啮合齿轮泵的工作原理如图 3-3 所示,装在泵体中的一对参数相同的渐开线齿轮互相啮合。这对齿轮与前后端盖(图中未示出)和泵体形成密封工作腔,当传动轴带动齿轮按图示方向旋转时,泵的吸油腔的轮齿逐渐退出啮合,使吸油腔容积增大而吸油,油液进入齿间被带到排油腔。在泵的排油腔,轮齿逐渐进入啮合,使排油腔容积减小,将油液压出。齿轮泵齿轮啮合线分隔吸、排油腔,起到配油作用,因此外啮合齿轮泵不需要专门的配油机构,这是这种泵与其他类型泵的不同之处。

1) 外啮合齿轮泵的排量与流量

根据齿轮泵的结构尺寸可计算其排量。外啮合齿轮泵排量的精确计算应依啮合原理来进行。在工程实践中,通常采用以下近似计算公式。可以认为泵的排量等于两个齿轮的齿间工作容积之和,假设齿间的工作容积与轮齿的有效体积相等,则齿轮泵的排量等于一个齿轮的所有齿间工作容积和轮齿有效体积的总和,即等于齿轮齿顶圆与基圆之间环形圆柱的体积,因此外啮合齿轮泵的排量为

$$V_p = \pi D h B = 2\pi z m^2 B \quad (3-12)$$

式中 D ——齿轮分度圆直径 $D = mz, m$;

h ——有效齿高 $h = 2m, m$;

B ——齿宽, m ;

m ——齿轮模数, m ;

z ——齿轮齿数。

上述公式所表示的是齿轮泵的平均流量。实际上随着啮合点位置的不断改变,齿轮泵每一瞬时的容积变化率是不均匀的,即齿轮泵的瞬时流量是变化的。

2) 流量脉动

为了评价液压泵瞬时流量的品质,即液压泵的流量脉动,引入流量不均匀系数 δ_q 和流

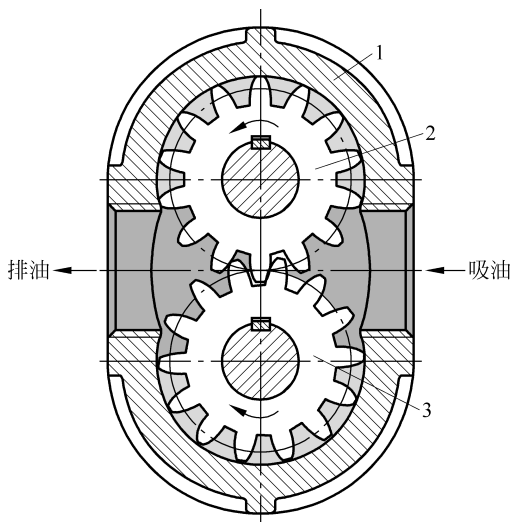


图 3-3 外啮合齿轮泵工作原理图

1—泵体; 2—主动齿轮; 3—从动齿轮

量脉动频率 f_q 。

流量不均匀系数 δ_q 可定义为瞬时流量最大值和最小值之差与理论流量的比值。设 q_{shmax} 、 q_{shmin} 分别表示最大、最小瞬时流量, 则流量不均匀系数 δ_q 可表示为

$$\delta_q = \frac{q_{shmax} - q_{shmin}}{q_{tp}} \times 100\% \quad (3-13)$$

流量脉动频率 f_q 是指单位时间内流量脉动的次数。对于齿轮泵来说, 每转过一个齿时, 流量脉动一次, 所以流量脉动频率 f_q (单位 Hz) 可表示为

$$f_q = \frac{zn_p}{60} \quad (3-14)$$

3) 外啮合齿轮泵结构存在的问题及解决办法

(1) 泄漏。齿轮泵存在三个间隙泄漏途径: 一是齿轮端面与端盖间的轴向间隙 (占总泄漏量的 75%~80%); 二是齿轮外圆与泵体内表面之间的径向间隙 (占总泄漏量的 15%~20%); 三是轮齿啮合处的间隙。其中, 轴向间隙由于泄漏途径短、泄漏面积大而使泄漏量最大。如果轴向间隙过大, 泄漏增加, 会使齿轮泵的容积效率下降。如果轴向间隙过小, 则齿轮端面和端盖间的机械摩擦损失增大, 会使齿轮泵的机械效率下降。因此, 应严格控制齿轮泵的轴向间隙。

(2) 困油现象。为了保证齿轮传动的平稳性及供油的连续性, 吸、排油腔应严格地隔开, 齿轮泵齿轮啮合的重合度 ϵ 必须大于 1 (一般 $\epsilon=1.05\sim1.3$), 即在前一对轮齿尚未脱开啮合之前, 后一对轮齿已经进入啮合。当两对轮齿同时啮合时, 在两对轮齿的啮合线之间形成一个密闭容腔, 该密闭容积与泵的吸、排压油腔均不相通, 且随齿轮的转动而变化, 如图 3-4 所示。从图 3-4(a)~(b), 密闭容腔逐渐减小, 直到两啮合点 C、D 处于节点 P 两侧的对称位置, 如图 3-4(b) 所示, 密闭容腔为最小; 从图 3-4(b)~(c), 密闭容腔逐渐增大。

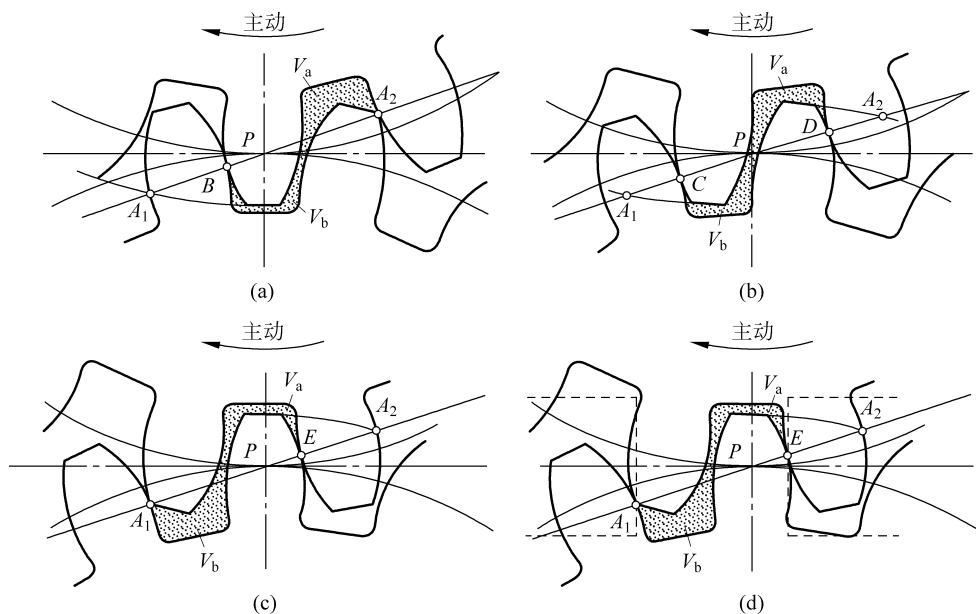


图 3-4 齿轮泵的困油现象和困油卸荷槽

当密闭容腔由大变小时,密闭容腔中的油液受挤压,压力急剧上升,齿轮泵轴承受周期性压力冲击,同时压力油从缝隙中挤出,造成功率损失,使油液发热;当密闭容腔由小变大时,又因无油液补充而形成局部真空和空穴,出现气蚀现象,引起振动和噪声。这种因密闭容腔大小发生变化而导致压力冲击和产生气蚀的现象称为困油现象。困油现象对齿轮泵的正常工

作十分有害,必须予以消除。
消除困油现象的常用办法,通常是在齿轮泵的前后端盖或浮动轴套等零件上开困油卸荷槽,如图 3-4(d)虚线所示。当密闭容腔减小时,使其与排油腔相通,当密闭容腔增大时,使其与吸油腔相通。一般的齿轮泵两卸荷槽是非对称布置的,使其向吸油腔侧偏移了一定距离,使 V_a 在压缩到最小值的过程中始终与排油腔相通。但两卸荷槽的距离必须保证任何时候都不能使吸油腔和排油腔互通。

(3) 径向不平衡力。齿轮泵工作时,齿轮承受圆周油液压力所产生的径向力的作用。假设所有油液压力都作用在齿顶圆上,齿轮圆周压力的近似分布如图 3-5 所示,在吸油腔和排油腔的齿轮分别承受吸油压力 p_0 和工作压力 p_p ,在齿轮和泵体内表面的径向间隙中,可以认为油液压力从吸油腔压力逐渐过渡到排油腔压力。因此,油液压力产生的径向力是不平衡的。工作压力越高,径向不平衡力越大,其结果不仅加速了轴承的磨损,降低了轴承的寿命,而且使轴变形,造成齿顶和泵体内表面的摩擦等,使齿轮泵压力的提高受到限制。将齿轮圆周的

压力分布曲线展开,可得齿轮圆周油液压力 p 随夹角 φ 的变化值,如图 3-6 所示。

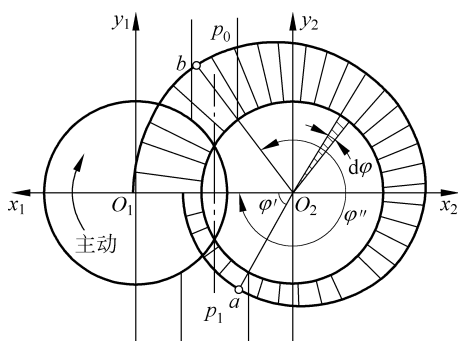


图 3-5 齿轮的圆周压力近似分布图

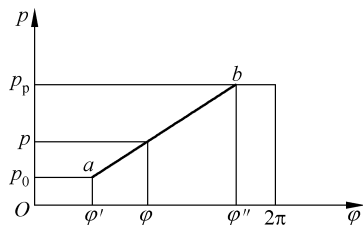


图 3-6 齿轮的圆周压力近似分布展开图

4) 提高外啮合齿轮泵压力的措施

低压齿轮泵的轴向间隙和径向间隙都是定值,当工作压力提高后,其间隙泄漏量大大增加,容积效率下降到不能允许的程度(如低于 80%~85%);另外,随着压力的提高,原来并不平衡的径向力随之增大,导致轴承失效。高压齿轮泵主要是针对上述两个问题,在结构上采取了一些措施,如尽量减小径向不平衡力和提高轴的刚度与轴承的承载能力;对泄漏量最大处的间隙泄漏采用自动补偿装置等。由于外啮合齿轮泵的泄漏主要是轴向间隙泄漏,因此下面对此间隙的补偿原理作简单介绍。

在中高压和高压齿轮泵中,轴向间隙自动补偿一般是采用浮动轴套、浮动侧板或弹性侧板,使之在液压力的作用下压紧齿轮端面,使轴向间隙减小,从而减少泄漏。图 3-7 所示表示浮动轴套式的间隙补偿原理。两个互相啮合的齿轮由前后轴套中的滑动轴承(或滚动轴

承)支承,轴套可在泵体内作轴向浮动。由排油腔引至轴套外端面的压力油,作用在一定形状和大小的面积 A_1 上,产生液压力 F_1 ,使轴套紧贴齿轮的侧面,因而可以消除间隙并可补偿齿轮侧面和轴套间的磨损量。在泵起动时,浮动轴套在弹性元件橡胶密封圈的弹力 F_f 的作用下,紧贴齿轮端面以保证密封。齿轮端面的液压力作用在轴套内端面,形成反推力 F_f ,设计时应使压紧力 $F_y(F_1 + F_f)$ 大于反推力,一般取 $F_y/F_f = 1 \sim 1.2$ 。此外,还必须保证压紧力和反推力的作用线重合,否则会产生力偶,致使轴套倾斜而增加泄漏。

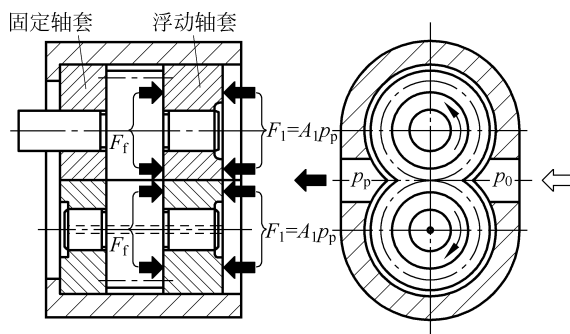


图 3-7 浮动轴套式间隙补偿原理图

为了满足液压系统对不同流量的要求,外啮合齿轮泵结构上还有双联泵和多联泵可供选择。

2. 内啮合齿轮泵

内啮合齿轮泵主要有渐开线齿轮泵和摆线转子泵两种类型。

内啮合渐开线齿轮泵的工作原理如图 3-8(a)所示。相互啮合的内转子和外转子之间有月牙形隔板,月牙板将吸油腔与排油腔隔开。当传动轴带动内转子按图示方向旋转时,外转子以相同方向旋转,图中左半部轮齿脱离啮合,齿间容积逐渐增大,从端盖上的吸油窗口 A 吸油;右半部轮齿进入啮合,齿间容积逐渐减小,将油液从排油窗口 B 排出。

内啮合渐开线齿轮泵与外啮合齿轮泵相比具有流量脉动小、结构紧凑、重量轻、噪声低、效率高以及没有困油现象等优点。它的缺点是齿形复杂,需专门的高精度加工设备。渐开线内啮合齿轮泵结构上也有单泵和双联泵,工程上应用也较多。

摆线转子泵是以摆线成形、外转子比内转子多一个齿的内啮合齿轮泵。图 3-8(b)所示为摆线转子泵的工作原理图。在工作时,所有内转子的齿都进入啮合,相邻两齿的啮合线与泵体和前后端盖形成密封容积。内、外转子存在偏心,分别以各自的轴心旋转,内转子为主动轴,当内转子围绕轴心以图示方向旋转时,带动外转子绕外转子轴心作同向旋转。左侧油腔密封容积不断增加,通过端盖上的吸油窗口 A 吸油;右侧密封容积不断减小从排油窗口 B 排油。内转子每转一周,由内转子齿顶和外转子齿谷所构成的每个密封容积,完成吸、排油各一次。

内啮合摆线转子泵的优点是结构紧凑、体积小、零件数少、转速高、运动平稳、噪声低等;缺点是啮合处间隙泄漏大,容积效率低,转子的制造工艺复杂等。内啮合齿轮泵可正、反转,也可作液压马达用。

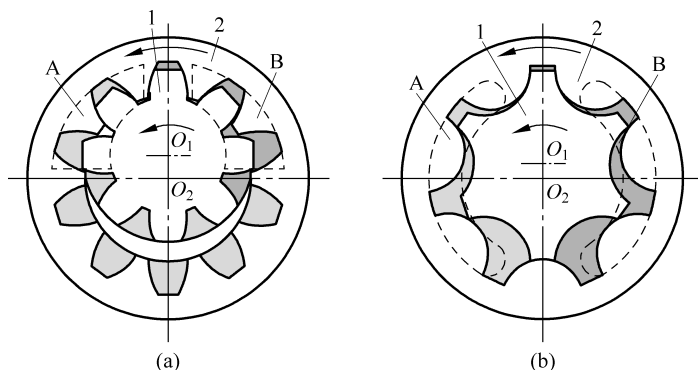


图 3-8 内啮合齿轮泵工作原理图

(a) 渐开线齿轮泵; (b) 摆线转子泵

1—内转子; 2—外转子; A—吸油窗口; B—排油窗口

3.1.5 叶片泵

叶片泵具有流量均匀、运转平稳、噪声低、体积小、重量轻、易实现变量等优点,在机床、工程机械、船舶和冶金设备中得到广泛应用。一般叶片泵的工作压力为 7MPa,高压叶片泵的工作压力可达 25~31.5MPa。叶片泵的缺点是:对油液的污染较齿轮泵敏感;泵的转速不能过高,也不宜过低,一般可在 600~2500r/min 范围内使用;叶片泵的结构比齿轮泵复杂;自吸性能没有齿轮泵好。

叶片泵主要分为单作用(转子旋转一周完成吸、排油各一次)和双作用(转子旋转一周完成吸、排油各两次)两种形式。单作用叶片泵多为变量泵,双作用叶片泵均为定量泵。

1. 单作用叶片泵

单作用叶片泵的工作原理如图 3-9 所示,泵由转子 1、定子 2、叶片 3、配油盘和端盖等组成。定子具有圆柱形内表面,定子和转子间有偏心量 e ,叶片装在转子槽中,并可在槽内滑动,当转子转动时,由于离心力的作用,使叶片紧靠在定子内表面,配油盘上各有一个腰形的吸油窗口和排油窗口。这样在定子、转子、叶片和两侧配油盘间就形成若干个密封的工作腔,当转子按图示的方向旋转时,在右半部分,叶片逐渐伸出,叶片间的工作腔逐渐增大,通过吸油口从配油盘上的吸油窗口吸油。在左半部分,叶片被定子内表面逐渐压进槽内,密封工作腔逐渐缩小,将油液经配油盘排油窗口从排油口排出。在吸油腔和排油腔之间有一段封油区,把吸油腔和排油腔隔开,这种叶片泵转子每转一周,每个密封工作腔完成一次吸油和排油,因此称为单作用叶片泵。

单作用叶片泵的排量为各工作容积在泵轴旋转一周时所排出的油液的总和,如图 3-10 所示,两个叶片形成的一个工作容积 V_0 。近似地等于扇形体积 V_1 和 V_2 之差,即

$$V_0 = V_1 - V_2 = \frac{1}{2} B \beta [(R+e)^2 - (R-e)^2] = \frac{4\pi}{z} R B e \quad (3-15)$$

式中 R ——定子的内径, m;

- e ——转子与定子之间的偏心距, m;
 B ——定子的宽度, m;
 β ——相邻两个叶片间的夹角, $\beta=2\pi/z$;
 z ——叶片的个数。

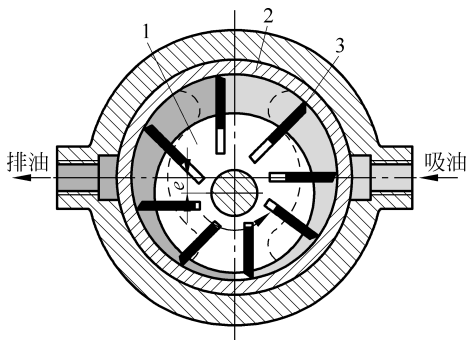


图 3-9 单作用叶片泵的工作原理图

1—转子; 2—定子; 3—叶片

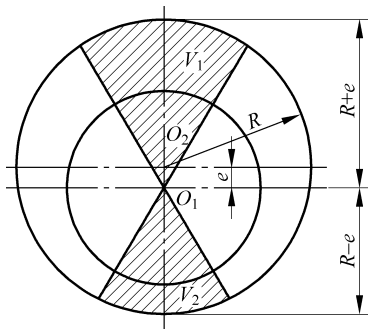


图 3-10 单作用叶片泵排量计算简图

因此,单作用叶片泵的排量 V_p 为

$$V_p = zV_0 = 4\pi RBe \quad (3-16)$$

当单作用叶片泵转速为 n_p , 泵的容积效率为 η_{vp} 时, 泵的理论流量 q_{tp} 和实际流量 q_p 分别为:

$$q_{tp} = V_p n_p = 4\pi RBen_p \quad (3-17)$$

$$q_p = q_{tp} \eta_{vp} = 4\pi RBen_p \eta_{vp} \quad (3-18)$$

单作用叶片泵的流量也是有脉动的, 理论分析表明, 泵内叶片数越多, 流量脉动越小。此外, 泵具有奇数叶片时的脉动比偶数叶片时小, 所以单作用叶片泵的叶片数均为奇数, 一般为 13 片或 15 片。

单作用叶片泵的排量可调, 因此常用来作为变量泵使用。变量泵可以根据液压系统中执行元件的运行速度提供相匹配的流量, 尤其是运动速度变化时, 避免了能量损失及系统发热, 功率利用率高。按改变偏心距方式的不同, 变量叶片泵的变量形式分为手动变量、压力补偿变量、功率匹配变量、恒压力变量以及恒流量变量等。

下面介绍的是目前应用最广泛的变量叶片泵——限压式变量叶片泵。

限压式变量叶片泵(也称压力补偿或压力反馈式叶片泵)是利用泵出口压力控制偏心量来自动实现变量的, 根据控制油的作用方式分为外反馈和内反馈式两种, 下面分别说明它们的工作原理和特点。

1) 外反馈限压式变量叶片泵

图 3-11 所示为外反馈限压式变量叶片泵工作原理图。转子 1 中心 O_1 固定, 定子 2 可以左右移动, 配油盘上的吸油窗口和排油窗口沿定子与转子的中心连线对称布置, 泵出口油压 p 经泵内通道引入柱塞缸作用于柱塞 4 上。在泵未运转时, 定子 2 在调压弹簧 5 的作用下, 紧靠柱塞 4, 柱塞 4 靠在最大流量调节螺钉 3 上。这时, 定子 2 与转子 1 之间有一初始偏心量 e_0 。调节最大流量调节螺钉 3 的位置, 可以改变偏心量 e 的大小。