

液压泵及液压马达

重点、难点分析

本章的重点是容积式泵和液压马达的工作原理；泵和液压马达的性能参数的定义、相互间的关系、量值的计算；常用液压泵和马达的典型结构、工作原理、性能特点及适用场合；外反馈限压式变量叶片泵的特性曲线(曲线形状分析、曲线调整方法)等内容。学习容积式泵和马达的性能参数及参数计算关系,是为了在使用中能正确选用与合理匹配元件；掌握常用液压泵和马达的工作原理、性能特点及适用场合是为了合理使用与恰当分析泵及马达的故障,也便于分析液压系统的工作状态。

本章内容的难点是容积式泵和液压马达的主要性能参数的含义及其相互间的关系；容积式泵和液压马达的工作原理；容积式泵和液压马达的困油、泄漏、流量脉动、定子曲线、叶片倾角等相关问题；限压式变量泵的原理与变量特性；高压泵的结构特点。

3.1 概 述

如第 1 章所述,在液压传动系统中,能源装置是为整个液压系统提供能量的,就如同人的心脏为人体各部分输送血液一样,在整个液压系统中起着极其重要的作用。液压泵就是一种能量转换装置,它将驱动电机的机械能转换为油液的压力能,以满足执行机构驱动外负载的需要。

3.1.1 液压泵的基本工作原理

目前液压系统中使用的液压泵,其工作原理几乎都是一样的,就是靠液压密封的工作腔的容积变化来实现吸油和压油,因此称为容积式液压泵。

容积式液压泵的工作原理很简单,以单柱塞式液压泵为例,就像我们常见的医用注射器一样,再配以自动配流装置就可。如图 3.1 所示的就是单柱塞式容积式液压泵工作原理。柱塞 2 是靠偏心凸轮 1 的旋转而上下移动的,当柱塞下移时,工作腔 4 容积变大,产生真空,此时,单向阀 6 关闭,油箱中的油液通过单向阀 5 被吸入工作腔内;反之,当柱塞上移时,工作腔容积变小,腔内的油液压力升高,此时,单向阀 5 关闭,油液便通过单向阀 6 被输送到系

统中去,偏心凸轮的连续旋转使得泵不断的吸油和压油。由此可见,液压泵输出油液流量的大小取决于工作腔容积的变化量。

由上所述,一个容积式液压泵必须具备的条件是:

(1) 具有若干个容积能够不断变化的密封工作腔;

(2) 相应的配流装置。在上面的例子中,配流是以两个单向阀的开启在泵外面实现的,称为阀式配流;而有的泵本身就带有配流装置,如叶片泵的配流盘、柱塞泵的配流轴等,称为确定式配流。

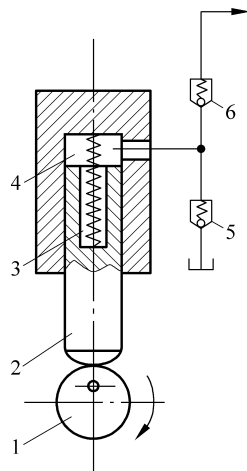


图 3.1 容积式液压泵工作原理图

1—偏心凸轮; 2—柱塞; 3—弹簧; 4—工作腔;
5—单向阀(吸油); 6—单向阀(压油)

3.1.2 液压泵的分类

(1) 按液压泵单位时间内输出油液的体积能否

变化分为定量泵和变量泵,其中定量泵指单位时间内输出的油液体积不能变化;变量泵指单位时间内输出油液的体积能够变化。

(2) 按液压泵的结构来分主要有:齿轮泵,分为内啮合齿轮泵和外啮合齿轮泵;叶片泵,分为单作用式叶片泵和双作用式叶片泵;柱塞泵,分为径向柱塞泵和轴向柱塞泵;螺杆泵。

(3) 液压泵按其组成还可以分为单泵和复合泵。

3.1.3 液压泵的图形符号

液压泵的图形符号如图 3.2 所示。

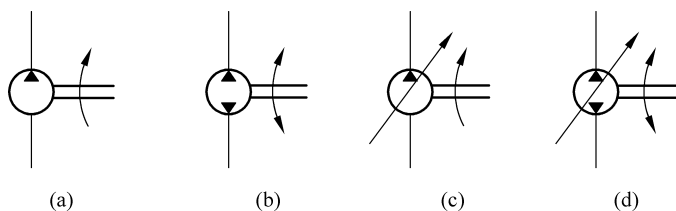


图 3.2 液压泵的图形符号

(a) 单向定量液压泵; (b) 双向定量液压泵; (c) 单向变量液压泵; (d) 双向变量液压泵

3.1.4 液压泵的主要性能参数

1. 液压泵的压力

(1) 工作压力: 是指液压泵在实际工作时输出的油液压力,也就是说要克服外负载所

必须建立起来的压力,可见其大小取决于外负载。

(2) 额定压力:是指液压泵在正常工作状态下,连续使用中允许达到的最高压力,一般情况下,就是液压泵出厂时标牌上所标出的压力。

2. 液压泵的排量

液压泵的排量是指该泵在没有泄漏的情况下每转一转所输出的油液的体积。它与液压泵的几何尺寸有关,用 V 来表示。

3. 液压泵的流量

液压泵的流量分为理论流量、实际流量和额定流量。

(1) 理论流量是指该泵在没有泄漏的情况下单位时间内输出油液的体积,可见,它等于排量和转速的乘积,即 $q_t = Vn$,流量的单位为 m^3/s ,实际应用中也常用 L/min 来表示。

(2) 实际流量 q 是指泵在单位时间内实际输出油液的体积,也就是说泵在有压力的情况下,存在着油液的泄漏,使实际输出流量小于理论流量,详见下面分析。

(3) 额定流量是指泵在额定转速和额定压力下输出的流量。即在正常工作条件下,按实验标准规定必须保证的流量。

4. 功率

1) 输入功率

液压泵的输入功率就是电机驱动液压泵轴的机械功率,它等于输入转矩乘以角速度:

$$P_i = T\omega \quad (3.1)$$

式中, P_i 为输入功率, W ; T 为液压泵的输入转矩, $\text{N} \cdot \text{m}$; ω 为液压泵的角速度, rad/s 。

2) 输出功率

液压泵的输出功率就是液压泵输出的液压功率,它等于泵输出的压力乘以输出流量:

$$P_o = pq \quad (3.2)$$

式中, P_o 为输出功率, W ; p 为液压泵的输出压力, Pa ; q 为液压泵的实际输出流量, m^3/s 。

如果不考虑损失的话,输出功率等于输入功率。但是任何机械在能量转换过程中都有能量的损失,液压泵也同样,由于能量损失的存在,其输出功率总是小于输入功率。

5. 效率

液压泵的效率是由容积效率和机械效率两部分所组成。

1) 容积效率

液压泵的容积效率是由容积损失(流量损失)来决定的。容积损失就是指流量的损失,主要是由泵内高压引起油液泄漏所造成的,压力越高,油液的黏度越小,其泄漏量就越大。在液压传动中,一般用容积效率 η_v 来表示容积损失,如果设 q_t 为液压泵在没有泄漏情况下的流量,称为理论流量;而 q 为液压泵的实际输出流量,则液压泵的容积效率可表示为

$$\eta_v = \frac{q}{q_t} = \frac{q_t - \Delta q}{q_t} = 1 - \frac{\Delta q}{q_t} \quad (3.3)$$

式中, Δq 为液压泵的流量损失, 即泄漏量。

2) 机械效率

液压泵的机械效率是由机械损失所决定的。机械损失是指液压泵在转矩上的损失, 主要原因是液体因黏性而引起的摩擦转矩损失及泵内机件相对运动引起的摩擦损失。在液压传动中, 以机械效率 η_m 来表示机械损失, 设 T_i 为液压泵的理论转矩; 而 T 为液压泵的实际输入转矩, 则液压泵的机械效率可表示为

$$\eta_m = \frac{T_i}{T} = \frac{T_i}{T_i + \Delta T} \quad (3.4)$$

式中, ΔT 为液压泵的机械损失。

3) 液压泵的总效率

液压泵的总效率等于泵的输出功率与输入功率的比值, 也等于泵的机械效率和容积效率的乘积, 即

$$\eta = \frac{P_o}{P_i} = \eta_v \eta_m \quad (3.5)$$

一般情况下, 在液压系统设计计算中, 常常需要计算液压泵的输入功率以确定所需电机的功率。根据前面的推导, 液压泵的输入功率可用下式计算:

$$P_i = \frac{P_o}{\eta} = \frac{p q}{\eta} = \frac{p V n}{\eta_m} \quad (3.6)$$

3.1.5 液压泵特性及检测

液压泵的性能是衡量液压泵优劣的技术指标, 主要包括液压泵的压力-流量特性、泵的容积效率曲线、泵的总效率曲线等。检测一个液压泵的性能可用如图 3.3 所示系统。

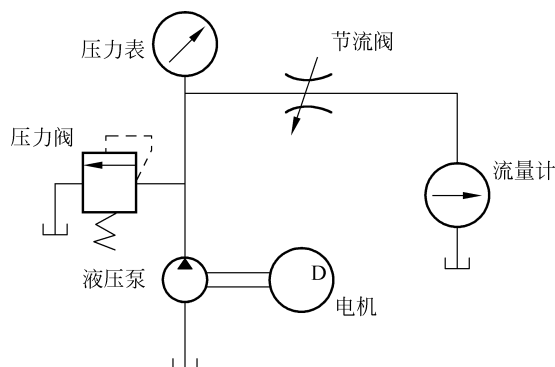


图 3.3 液压泵性能检测原理图

在检测泵的上述性能中, 首先将压力阀置于额定压力下, 再将节流阀全部打开, 使泵的负载为零(此时, 由于管路的压力损失, 压力表的显示并不是零), 在流量计上读出流量值来。一般情况下, 都是以此时的流量(即空载流量)作为理论流量 q_t 的。然后再逐渐升高压力值(通过调节节流阀阀口来实现), 读出每次调定压力(即工作压力)后的流量值 q 。根据上述操作得到的数据即可绘出被测泵的压力-流量曲线, 根据公式(3.3)即可算出各调定压力点

的容积效率 η_v 。如果在输入轴上测得转矩及转速,则可根据公式(3.1)计算出泵的输入功率 P_i ,再利用公式(3.2)算出泵的输出功率 P_o ,则可将液压泵的总效率 η 算出,根据上面的数据绘出如图 3.4 所示的泵的特性曲线来。

目前,随着传感技术及计算机技术的发展,在液压检测方面已广泛应用计算机辅助检测技术(CAT)。计算机辅助检测系统的使用大大提高了检测精度及效率,尤其是虚拟仪器技术的应用,更是简化了检测系统,实现了人工检测无法实现的检测项目,使液压元件性能的检测更加科学化。

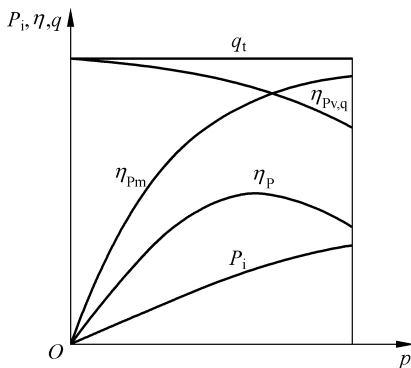


图 3.4 液压泵的性能曲线

3.2 齿轮泵

齿轮泵是液压泵中最常见的一种泵,可分为外啮合齿轮泵和内啮合齿轮泵两种,无论是哪一种,都属于定量泵。

3.2.1 外啮合齿轮泵的结构及工作原理

外啮合齿轮泵一般都是三片式,主要由一对相互啮合的齿轮、泵体及齿轮两端的两个端盖所组成,其工作原理如图 3.5 所示。

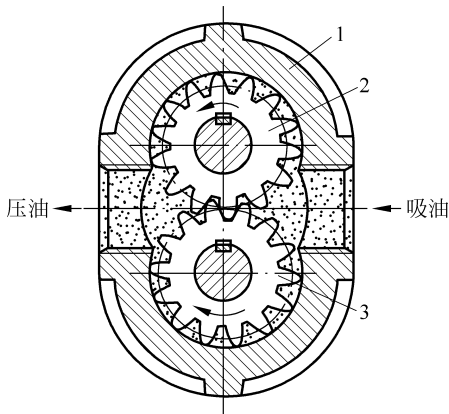


图 3.5 齿轮泵的工作原理

1—泵体; 2—主动齿轮; 3—从动齿轮

外啮合齿轮泵的工作腔是齿轮上每相邻两个齿的齿间槽、壳体与两端盖之间形成的密封空间。当齿轮按图示方向旋转时,其右侧吸油腔的相互啮合着的轮齿逐渐脱开,使得工作腔容积增大,形成部分真空,油箱中的油在大气压作用下被压入吸油腔内。随着齿轮的旋转,工作腔中的油液被带入左侧压油区,这时,由于齿轮的两个轮齿逐渐进行啮合,密封工作腔容积不断减小,压力增高,油便通过压油口被挤压出去。从图 3.5 中可见,吸油区和压油区是通过相互啮合的轮齿和泵体隔开的。

3.2.2 外啮合齿轮泵的流量计算

外啮合齿轮泵的排量就是齿轮每转一转齿间工作腔从吸油区带入压油区的油液的容积的总和,其精确的计算要根据齿轮的啮合原理来进行,计算过程比较复杂。一般情况下用近

似计算来考虑,认为齿间槽的容积近似于齿轮轮齿的体积。因此,设齿轮齿数为 Z ,节圆直径为 D ,齿高为 h ,模数为 m ,齿宽为 b 时,泵的排量近似计算公式为

$$V = \pi Dh b = 2\pi Z m^2 b \quad (3.7)$$

但实际上,泵的齿间槽的容积要大于轮齿的体积,所以,将 2π 修正为 6.66 。齿轮泵的流量计算公式为

$$q = nV = 6.66 Z m^2 n b \quad (3.8)$$

上式只是齿轮泵的平均流量,实际上齿轮啮合过程中瞬时流量是脉动的(这是因为压油腔容积变化率是不均匀的)。设最大流量和最小流量为 q_{\max} 、 q_{\min} ,则流量脉动率为

$$\sigma = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q} \quad (3.9)$$

在齿轮泵中,外啮合齿轮泵的流量脉动率要高于内啮合齿轮泵,并且随着齿数的减少而增大,最高可达20%以上。液压泵的流量脉动对泵的正常使用寿命有较大影响,它会引起液压系统的压力脉动,从而使管道、阀等元件产生振动和噪声,同时,也影响工作部件的运动平稳性,特别是对精密机床的液压传动系统更为不利。因此,在使用时要特别注意。

3.2.3 齿轮泵结构中存在的问题及解决措施

1. 泄漏问题

前面讲过,液压泵在工作中其实际输出流量比理论流量要小,主要原因是泄漏。齿轮泵从高压腔到低压腔的油液泄漏主要通过三个渠道:一是通过齿轮两侧面与两面侧盖板之间的间隙;二是通过齿轮顶圆与泵体内孔之间的径向间隙;三是通过齿轮啮合处的间隙。其中,第一种间隙为主要泄漏渠道,占泵总泄漏量的75%~85%。正是由于这个原因,使得齿轮泵的输出压力上不去,影响了齿轮泵的使用范围。所以,解决齿轮泵输出压力低的问题,就要从解决端面泄漏入手。一些厂家采用在齿轮两侧面加浮动轴套或弹性挡板,将齿轮泵输出的压力油引到浮动轴套或弹性挡板外部,增加对齿轮侧面的压力,以减小齿侧间隙,达到减少泄漏的目的,目前不少厂家生产的高压齿轮泵都是采用这种措施。

2. 径向不平衡力的问题

在齿轮泵中,作用于齿轮外圆上的压力是不相等的,在吸油腔中压力最低,而在压油腔中,压力最高。在整个齿轮外圆与泵体内孔的间隙中,压力是不均匀的,存在着压力的逐渐升级,因此,对齿轮的轮轴及轴承产生了一个径向不平衡力。这个径向不平衡力不仅加速了轴承的磨损,影响了它的使用寿命,并且可能使齿轮轴变形,造成齿顶与泵体内孔的摩擦,损坏泵体,使得泵不能正常工作。解决的办法一种是可以开压力平衡槽,将高压油引到低压区,但这会造成泄漏增加,影响容积效率;另一种是采用缩小压油腔的办法,使作用于轮齿上的压力区域减小,从而减小径向不平衡力。

3. 困油问题

为了使齿轮泵能够平稳地运转及连续均匀地供油,在设计上就要保证齿轮啮合的重叠

系数大于1($\epsilon > 1$),也就是说,齿轮泵在工作时,在啮合区有两对齿轮同时啮合,形成封闭的容腔,如果此时既不与吸油腔相通,又不与压油腔相通,便使油液困在其中,如图3.6所示。齿轮泵在运转中,封闭腔的容积不断地变化,当封闭腔容积变小时,油液受很高压力,从各处缝隙挤压出去,造成油液发热,并使机件承受额外负载。而当封闭腔容积增大时,又会造成局部真空,使油液中溶解的气体分离出来,并使油液本身汽化,加剧流量不均匀,两者都会造成强烈的振动与噪声,降低泵的容积效率,影响泵的使用寿命,这就是齿轮泵的困油现象。

解决这一问题的方法是在两侧端盖各铣两个卸荷槽,如图3.6中的双点划线所示。两个卸荷槽间的距离应保证困油空间在达到最小位置以前与压力油腔连通,通过最小位置后与吸油腔连通,同时又要保证任何时候吸油腔与压油腔之间不能连通,以避免泄漏,降低容积效率。

3.2.4 内啮合齿轮泵

内啮合齿轮泵一般又分为摆线齿轮泵(转子泵)和渐开线齿轮泵两种,如图3.7所示,它们的工作原理和主要特点完全与外啮合齿轮泵相同。

在渐开线内啮合齿轮泵中,小齿轮是主动轮,它带动内齿轮旋转。在小齿轮与内齿轮之间要加一块月牙形的隔离板3,以便将吸油腔与压油腔分开。在上半部,工作腔容积发生变化,进行吸油和压油。在下半部,工作腔容积并不发生变化,只起过渡作用。

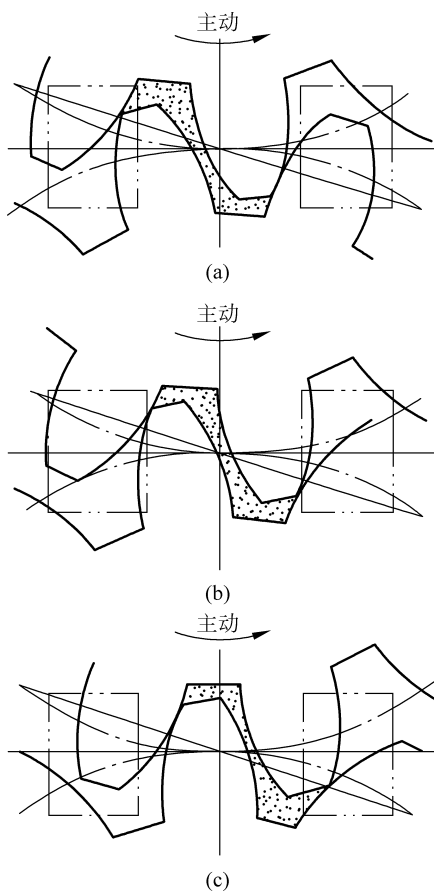


图3.6 齿轮泵的困油现象原理

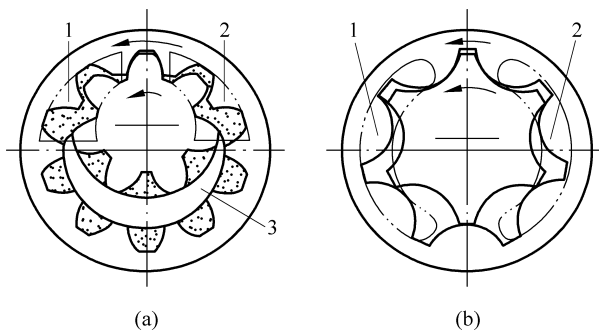


图3.7 内啮合齿轮泵的工作原理

(a) 渐开线内啮合齿轮泵; (b) 摆线内啮合齿轮泵

1—吸油窗口; 2—压油窗口; 3—隔离板

在摆线内啮合齿轮泵中,小齿轮比内齿轮少一个齿,小齿轮与内齿轮的齿廓由一对共轭曲线所组成,常用的是共轭摆线,它能保证小齿轮的齿顶在工作时不脱离内齿轮的齿廓,以保证形成封闭的工作腔。如图 3.7 所示,这种泵在工作时,工作腔在左半区(与吸油窗口 1 接触)容积增大,为吸油区;而在右半区(与压油窗口 2 接触)工作腔容积减小,为压油区。

3.2.5 齿轮泵的优缺点

外啮合齿轮泵的优点是结构简单、重量轻、尺寸小、制造容易、成本低、工作可靠、维护方便、自吸能力强、对油液的污染不敏感,可广泛用于压力要求不高的场合,如磨床、珩磨机 etc 中;它的缺点是漏油较多,轴承上承受不平衡力,磨损严重,压力脉动和噪声较大。

内啮合齿轮泵的优点是:结构紧凑、尺寸小、重量轻;由于内外齿轮转向相同,相对滑动速度小,因而磨损小、寿命长;其流量脉动和噪声都比外啮合齿轮泵要小得多。

内啮合齿轮泵的缺点是:齿形复杂、加工精度要求高,因而造价高。

3.3 叶片泵

叶片泵也是一种常见的液压泵。根据结构来分,叶片泵有单作用式和双作用式两种。单作用式叶片泵又称非平衡式泵,一般为变量泵;双作用式叶片泵也称平衡式泵,一般是定量泵。

3.3.1 双作用式叶片泵

1. 工作原理

图 3.8 所示双作用式叶片泵是由定子 6、转子 3、叶片 4、配流盘和泵体 1 组成,转子与定子同心安装,定子的内曲线是由 2 段长半径圆弧、2 段短半径圆弧及 4 段过渡曲线所组成,共有 8 段曲线。如图 3.8 所示,转子做顺时针旋转,叶片在离心力作用下,径向伸出,其顶部在定子内曲线上滑动。此时,由两叶片、转子外圆、定子内曲线及两侧配油盘所组成的封闭的工作腔的容积在不断地变化,在经过右上角及左下角的配油窗口处时,叶片回缩,工作腔容积变小,油液通过压油窗口输出;在经过右下角及左上角的配油窗口处时,叶片伸出,工作腔容积增加,油液通过吸油窗口吸入。在每个吸油口与压油口之间,有一段封油区,对应于定子内曲线的 4 段圆弧处。

双作用式叶片泵每转一转,每个工作腔完成吸油两次和压油两次,所以称其为双作用式叶片泵,又因泵的两个吸油窗口与两个压油窗口是径向对称的,作用于转子上的液压力是平衡的,所以又称为平衡式叶片泵。

定子曲线是影响双作用式叶片泵性能的一个关键因素,它将影响叶片泵的流量均匀性、噪声、磨损等问题,过渡曲线的选择主要考虑叶片在径向移动时的速度和加速度应当均匀变

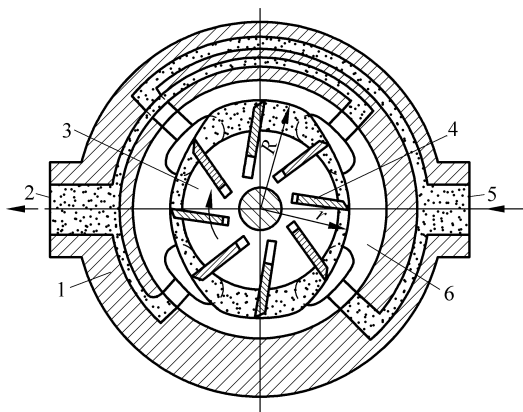


图 3.8 双作用式叶片泵的工作用力

1—泵体；2—压油口；3—转子；4—叶片；5—吸油口；6—定子

化,避免径向速度有突变,使得加速度无限大,引起刚性冲击;同时又要保证叶片在作径向运动时,叶片顶部与定子内曲线表面不应产生脱空现象。目前,常用的定子曲线有等加速-等减速曲线、高次曲线和余弦曲线等。

叶片泵在叶片数 z 确定后,由每两个叶片所夹的工作腔所占的工作空间角度随之确定 ($360^\circ/z$),该角度所占区域应在配流盘上吸油口与压油口之间(封油区内),否则会造成吸油口与压油口相通;而定子曲线中 4 段圆弧所占的工作角度应大于封油区所对应的角度,否则会产生困油现象。

2. 流量计算

双作用式叶片泵的排量计算是将工作腔最大时(相对应长半径圆弧处)的容积减去工作腔最小时(相对应短半径圆弧处)的容积,再乘以工作腔数的 2 倍。考虑到叶片在工作时所占的厚度,实际上双作用式叶片泵的流量可用下式计算:

$$q = 2B \left[\pi(R^2 - r^2) - \frac{(R-r)bz}{\cos \theta} \right] n \eta_v \quad (3.10)$$

式中, R 为定子曲线圆弧的长半径; r 为定子曲线圆弧的短半径; n 为叶片泵的转速; θ 为叶片的倾角(考虑到减小叶片顶部与定子曲线接触点的压力角,叶片朝旋转方向倾斜一个角度,一般 $\theta=10^\circ \sim 14^\circ$); z 为叶片数; B 为叶片的宽度; b 为叶片的厚度。

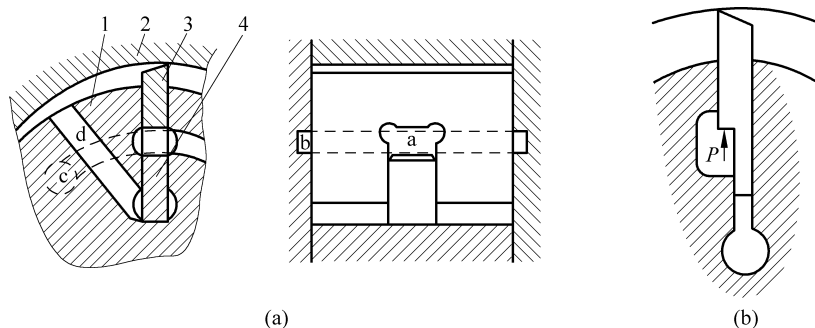
在双作用式叶片泵中,由于叶片有厚度,其瞬时流量是不均匀的,再考虑工作腔进入压油区时产生的压力冲击使油液被压缩(这个问题可以通过在压油窗口开设一个三角沟槽来缓解),因此,双作用式叶片泵的流量出现微小的脉动,实验证明,在叶片数为 4 的倍数时,流量脉动最小,所以,双作用式叶片泵的叶片数一般为 12 片或 16 片。

3. 双作用式叶片泵提高压力的措施

在双作用式叶片泵中,为了保证叶片和定子内表面紧密接触,一般都采取将叶片根部通入压力油的方法来增加压力。但这也带来另外一个问题,就是压力使得叶片受力增加,加速了叶片泵定子内表面的磨损,影响了叶片泵的使用寿命,特别是对于高压叶片泵更加严重。如何

减少作用于叶片上的液压力,常用以下措施:

(1) 减小作用于叶片根部的油液压力。可以将泵的压油腔到叶片根部之间加一个阻尼孔或安装一个减压阀,以降低进入叶片根部的油液压力。



(a)

(b)

图 3.9 特殊叶片结构

(a) 复合叶片; (b) 阶梯叶片

1—转子; 2—定子; 3—大叶片; 4—小叶片

(2) 减小叶片根部的受压面积。可以像如图 3.9(a)所示的复合叶片,大叶片(母叶片)套在小叶片(子叶片)上可沿径向自由伸缩,两叶片中间的油室 a 通过油道 b、c 始终与压油腔相通,而小叶片根部通过油道 d 时与工作腔相通,母叶片只是受油室 a 中的油液压力而压向定子表面,由于减小了叶片的承压宽度,从而减小了叶片上的受力;还可以像如图 3.9(b)所示的阶梯叶片,同复合叶片一样,这种叶片中部的孔与压油腔始终相通,而叶片根部时时与工作腔相通,由于结构上是阶梯形的,因此减小了叶片的承压厚度,从而减小了叶片上所受的力。

(3) 采用双叶片结构,如图 3.10 所示。这种叶片的特点是,在转子的每一个槽中安装有一对叶片,它们之间可以相对自由滑动,但在与定子接触的位置每个叶片只是外部一点接触,形成了一个封闭的 V 形储油空间,压力油通过两叶片中间的通孔进入叶片顶部,保证了在泵工作时,使叶片上下的压力相等,从而减小了叶片所受的力的大小。

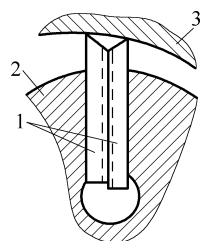


图 3.10 双叶片结构

1—叶片; 2—转子; 3—定子

3.3.2 单作用式叶片泵

1. 工作原理

单作用式叶片泵的工作原理如图 3.11 所示。泵的组成也是由转子 1、定子 2、叶片 3、配流盘和泵体组成。但是,单作用式叶片泵与双作用式叶片泵的最大不同在于,它的定子内曲线是一个圆形的,定子与转子的安装是偏心的。正是由于存在着偏心,使得由叶片、转子、定子和配油盘形成的封闭工作腔在转子旋转工作时,才会出现容积的变化。如图 3.11 所示转子逆时针旋转时,当工作腔从最下端向上通过右边区域时,容积由小变大,产生真空,通过配流窗口将油吸入工作腔。而当工作腔从最上端向下通过左边区域时,容积由大变小,油液