

单元三 液 压 元 件

【案例导入】

在各种液压传动系统中,液压元件都发挥了重要作用。无论液压传动系统简单还是复杂,都必须依靠液压元件来实现其动作。例如,如图 3-1 所示的液压升降梯,必须依靠各种液压元件来实现动力的转换,才能达到传递物料的最终目的。

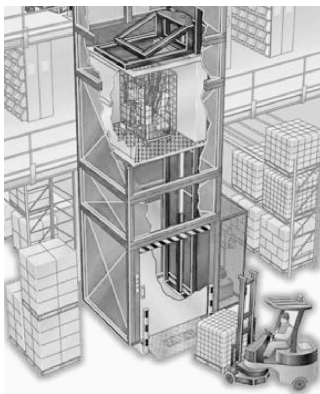


图 3-1 液压升降梯

学习情境一 液 压 泵

液压泵的类型很多,按主要运动构件的形状和运动方式可分为齿轮泵、叶片泵和柱塞泵三大类。

一、液压泵的工作原理

液压泵属于容积式液压机械,它是利用密封油腔容积的大小变化来工作的。

如图 3-2 所示为单柱塞容积式液压泵的工作原理,图中柱塞 2 装在缸体 3 中形成一个密封油腔 7,柱塞 2 在弹簧 4 的作用下始终压紧在偏心轮 1 上。当原动机驱动偏心轮 1 旋转时,柱塞 2 便在缸体 3 中做往复运动,使得密封油腔 7 的容积大小随之发生周期性变化。当柱塞 2 外伸时,密封油腔 7 的容积由小变大,形成局部真空,油箱中的油液在大气压的作用下,经吸油管顶开吸油单向阀 6 进入密封油腔 7 中,从而实现吸油,此时,压油单向阀 5 在管道油液压力作用下关闭;反之,当柱塞 2 被偏心轮 1 压进缸体 3 时,密封油腔 7 的容积由大

变小,密封油腔 7 中的油液将顶开压油单向阀 5 流入液压传动系统,从而实现压油,此时,吸油单向阀 6 关闭。压油单向阀 5 和吸油单向阀 6 组成配流机构(也称为配油阀),使吸油和排油过程相互隔开,从而使液压传动系统能随负载建立起相应的压力。由此可见,原动机驱动偏心轮 1 不断旋转,单柱塞容积式液压泵就不断地吸油和压油,它排出油液的压力取决于油液流动需要克服的阻力,排出油液的流量取决于密封油腔 7 容积变化的大小和速率。由此可见,单柱塞容积式液压泵靠密封油腔容积的变化实现吸油和压油,从而将原动机输入的机械功率转换成液压功率。

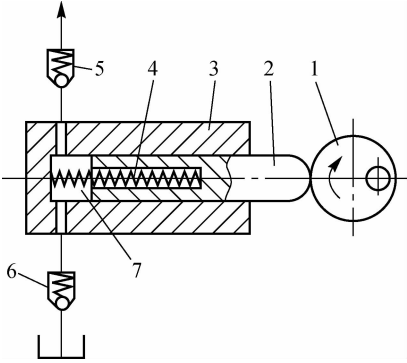


图 3-2 单柱塞容积式液压泵的工作原理

1—偏心轮; 2—柱塞; 3—缸体; 4—弹簧; 5—压油单向阀;
6—吸油单向阀; 7—密封油腔

液压泵的特点可归纳为以下几点:

- (1) 液压泵必须有一个或若干个周期变化的密封容积。
- (2) 液压泵必须有配流机构,将吸油和压油的过程分开。
- (3) 液压泵工作必要的外部条件是,给油箱液面通大气或给油箱充气。

二、液压泵的主要性能参数

液压泵的主要性能参数有压力、转速、排量、流量、功率、效率、特性曲线和噪声等。

1. 压力

1) 额定压力

额定压力 p_n 是指在正常工作条件下,按实验标准规定连续运转所允许的最高压力。额定压力与液压泵的结构形式及其零件的强度、工作寿命和容积效率有关。在液压传动系统中,安全阀的调定压力要小于液压泵的额定压力。铭牌标注的就是此压力。

2) 最高允许压力

最高允许压力 p_{max} 是指液压泵短时间内所允许超载使用的极限压力,它受液压泵本身密封性能和零件强度等因素的限制。

3) 工作压力

工作压力 p 是指液压泵在实际工作时的输出压力,即液压泵出口的压力。液压泵的輸出压力由负载决定,当负载增大时,输出压力增大;当负载减小时,输出压力减小。

4)吸入压力

吸入压力 p_0 是指液压泵的进口压力,吸入压力的大小与液压泵的结构形式有关。自吸式液压泵的吸入压力低于大气压力,吸入压力一般用吸入安装高度衡量。当液压泵的安装高度太高或吸油阻力过大时,液压泵的进口压力将因低于极限吸入压力而导致吸油不充分,而在吸油腔产生气穴或气蚀。

2. 转速

1)额定转速

额定转速 n_n 是指在额定压力下,根据试验结果保证液压泵能长时间连续运行并保持较高运行效率的转速。

2)最高转速

最高转速 $n_{\max}$ 是指在额定压力下,为保证液压泵使用寿命和性能所允许的短暂运行转速。它与液压泵的结构形式及自吸能力有关。

3)最低转速

最低转速 $n_{\min}$ 是指在额定压力下,为保证液压泵可靠工作所允许的转速。

3. 排量和流量

1)排量

排量 V 是指在没有泄漏的情况下,泵轴旋转一圈所排出的油液体积。

2)流量

在转速不变的条件下,液压泵的输出流量可以改变的称为变量泵,不可改变的称为定量泵。液压泵的流量可分为理论流量、实际流量和额定流量。

(1)理论流量 q_t 。理论流量是指在没有泄漏的情况下,液压泵单位时间内所输出的油液体积,工程上又称为空载流量。其大小与泵轴转速和排量有关,即

$$q_t = Vn \quad (3-1)$$

式中, q_t 为理论流量(m^3/s); V 为排量(m^3/r); n 为泵轴转速(r/s)。

由式(3-1)可知液压泵的理论流量与压力无关。当工作压力为零时,实际测得液压泵的流量可近似为其理论流量。

(2)实际流量 q_p 。实际流量是指单位时间内实际输出的油液体积。液压泵在运行时,其出口压力不等于零,因而存在部分油液泄漏,使其实际流量小于理论流量。理论流量与实际流量的差值称为液压泵的泄漏量。

(3)额定流量 q_n 。额定流量是指在额定转速 n_n 和额定压力 p_n 作用下,液压泵按照实验标准的规定必须保证的输出流量。

4. 功率、效率及其特性曲线

1)功率

功率是衡量液压泵的重要指标。它主要包括输入功率、输出功率和理论功率等。

(1)输入功率 P_i 。液压泵的输入功率为机械功率,用液压泵理论输入转矩 T_i 和角速度 ω 的乘积表示,即

$$P_i = T_i \omega = T_i 2\pi n \quad (3-2)$$

(2)输出功率 P_o 。液压泵的输出功率用其实际流量 q_p 与工作压力 p 的乘积表示,即

$$P_o = q_p p \quad (3-3)$$

(3)理论功率 P_i 。如果液压泵在能量转换过程中没有能量损失,则输入功率与输出功率相等,即为理论功率。

2)效率

实际上,液压泵在能量转换过程中是有损失的,因此,其输出功率小于输入功率,两者之差称为功率损失。液压泵的功率损失有机械损失和容积损失,因摩擦而产生的损失称为机械损失;因泄漏而产生的损失称为容积损失。功率损失是用效率来描述的,即机械效率、容积效率和总效率。

(1)机械效率 η_m 。油液在液压泵内流动时,其黏性会引起转矩损失,液压泵内零件发生相对运动时,所产生的机械摩擦也会引起转矩损失。机械效率是指液压泵运转所需要的理论输入转矩 T_i 与实际输入转矩 T_i 之比,即

$$\eta_m = \frac{T_i}{T_i} \times 100\% \quad (3-4)$$

(2)容积效率 η_v 。容积效率是指在转速一定的条件下,液压泵的实际流量与理论流量之比,即

$$\eta_v = \frac{q_p}{q_i} \times 100\% \quad (3-5)$$

在液压泵结构形式、几何尺寸确定后,泄漏量的大小主要取决于液压泵的出口压力,而与液压泵的转速(对定量泵)或排量(对变量泵)无多大关系。因此,液压泵在低转速或小排量下工作时,其容积效率将会很低,以致无法正常工作。

(3)总效率 η 。总效率是指液压泵的输出功率与输入功率之比,即

$$\eta = \frac{P_o}{P_i} \times 100\% \quad (3-6)$$

3)特性曲线

液压泵的理论流量 q_i 、实际流量 q_p 、输入功率 P_i 、机械效率 η_m 、容积效率 η_v 、总效率 η 与工作压力 p 的关系曲线如图 3-3 所示。它是液压泵在特定的介质、转速和油温等条件下通过实验得出的。

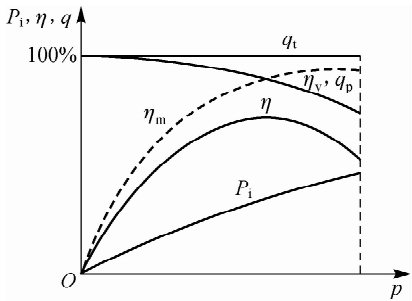


图 3-3 液压泵的特性曲线

由图 3-3 可知,由于液压泵的泄漏量随工作压力 p 升高而增大,所以其容积效率 η_v 及实际流量 q_p 随液压泵的工作压力 p 的升高而降低,当 $p=0$ 时,容积效率 $\eta_v=100\%$,这时的实际流量 q_p 可以视为理论流量 q_i 。总效率 η 开始随工作压力 p 的增大很快上升,接近液压泵

的额定压力时总效率 η 最大,达到最大值后,又逐步降低。由容积效率 η_v 和总效率 η 这两条曲线的变化,可以看出机械效率 η_m 的变化情况:工作压力 p 很小时,机械摩擦损失在总损失中所占的比重较大,即机械效率 η_m 很低;随着工作压力 p 的提高,机械效率 η_m 很快上升;在达到某一值后,机械效率 η_m 大致保持不变,从而表现出总效率 η 曲线几乎和容积效率 η_v 曲线平行下降的变化规律。

5. 噪声

液压泵的噪声通常用分贝衡量,液压泵产生噪声的原因主要包括流量脉动、液压冲击以及零件的振动和摩擦等。

三、齿轮泵

齿轮泵的主要特点是结构简单、体积小、质量轻、转速高且范围大、自吸性能好、对油液污染不敏感、工作可靠、维护方便和价格低廉等。它在一般液压传动系统,特别是采矿设备、冶金设备以及工程机械的液压传动系统中应用较为广泛。其主要缺点是流量脉动和压力脉动较大,泄漏损失大,容积效率较低,噪声较严重,容易发热,排量不可调节,只能作为定量泵使用,故适用范围受到一定限制。齿轮泵按齿轮啮合形式的不同分为外啮合齿轮泵和内啮合齿轮泵两种;按齿形曲线的不同分为渐开线齿形齿轮泵和非渐开线齿形齿轮泵两种。其中外啮合齿轮泵的应用最为广泛。

1. 齿轮泵的工作原理

如图 3-4 所示为外啮合齿轮泵的结构。它主要由一对几何参数完全相同的主动齿轮和从动齿轮、传动轴、泵体、前泵盖、后泵盖等零件组成。

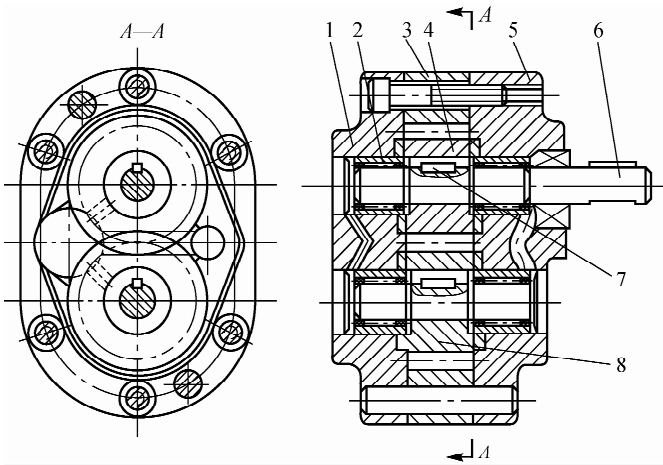


图 3-4 外啮合齿轮泵的结构

1—后泵盖; 2—滚针轴承; 3—泵体; 4—主动齿轮; 5—前泵盖;
6—传动轴; 7—键; 8—从动齿轮

如图 3-5 所示为外啮合齿轮泵的工作原理。由于齿轮两端面与泵盖的间隙以及齿轮的齿顶与泵体内表面的间隙都很小,因此,一对互相啮合的轮齿,将泵体、前、后泵盖和齿轮包围的密封容积分隔成左、右两个密封油腔。当原动机带动齿轮旋转时,右侧的轮齿不断退出

啮合,而左侧的轮齿不断进入啮合,因啮合点的啮合半径小于齿顶圆半径,右侧退出啮合的轮齿露出齿间,其密封油腔的容积逐渐增大,形成局部真空,油箱中的油液在大气压力的作用下经外啮合齿轮泵的吸油口进入这个密封油腔——吸油腔。随着齿轮的转动,吸入的油液被齿间转移到左侧密封油腔。左侧进入啮合的轮齿使密封油腔——压油腔的容积逐渐减小,把齿间油液挤出,从压油口输出,压入液压传动系统。这就是齿轮泵的吸油和压油过程。齿轮连续旋转,外啮合齿轮泵连续不断地吸油和压油。齿轮啮合点处的齿面接触线将吸油腔和压油腔分开,起到了配油(配流)作用,因此,不需要单独设置配油装置,这种配油方式称为直接配油。

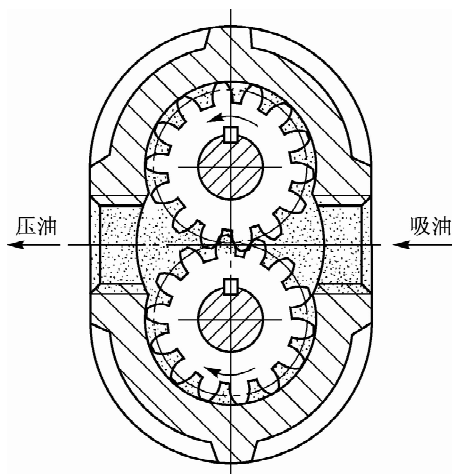


图 3-5 外啮合齿轮泵的工作原理

2. 齿轮泵的排量、流量及脉动率

外啮合齿轮泵的排量相当于一对齿轮齿间容积的和。近似计算时,可假设齿轮齿间的容积等于轮齿的体积,且不计齿轮啮合时的径向间隙。因此,齿轮泵的排量为

$$V = \pi D h b \quad (3-7)$$

式中, D 为齿轮分度圆直径(mm), $D = mz$, m 为齿轮模数(mm), z 为齿数; h 为齿轮有效齿高(mm); b 为齿轮齿宽(mm)。

齿轮泵的实际流量为

$$q_p = q_t \eta_v \quad (3-8)$$

由于齿轮在啮合过程中,啮合点是沿啮合线不断变化的,使得吸油腔和压油腔的容积变化率也不断地发生变化,因此,齿轮泵的瞬时流量是脉动的,其流量的脉动率为

$$\delta_q = \frac{q_{p\max} - q_{p\min}}{q_p} \quad (3-9)$$

式中, δ_q 为流量的脉动率; $q_{p\max}$ 为齿轮泵实际流量的最大值(m^3/s); $q_{p\min}$ 为齿轮泵实际流量的最小值(m^3/s)。

3. 影响齿轮泵正常工作的因素

齿轮泵因受其自身结构的影响,在工作过程中会受到泄漏、径向不平衡力和困油现象的干扰。

1) 泄漏

齿轮泵中构成密封工作容积的零件要做相对运动,因此,存在间隙。由于齿轮泵吸油腔和压油腔之间存在压力差,其间隙必然产生泄漏,泄漏影响了齿轮泵的性能。外啮合齿轮泵压油腔的压力油主要通过以下三条途径泄漏:

(1)泵体的内圆和齿顶径向间隙的泄漏。由于齿轮转动方向与泄漏方向相反,且压油腔到吸油腔通道较长,所以这种途径泄漏量相对较小,约占总泄漏量的15%~20%。

(2)齿面啮合处间隙的泄漏。由于齿形误差会造成沿齿宽方向接触不好而产生间隙,使压油腔与吸油腔之间造成泄漏,这种途径的泄漏量也很少,一般不予考虑。

(3)齿轮端面间隙的泄漏。齿轮端面与前、后泵盖之间的端面间隙较大,此端面间隙的封油长度又短,所以这种途径泄漏量最大,约占总泄漏量的75%~80%。

由此可知,齿轮泵由于泄漏量较大,其额定压力不高,要想提高齿轮泵的额定压力并保证较高的容积效率,就要从结构上采取措施,对端面间隙进行自动补偿。

通常采用的自动补偿端面间隙的装置有浮动轴套式装置和弹性侧板式装置两种,其原理都是引入压力油使轴套或侧板紧贴在齿轮端面上,压力越高,间隙越小,可自动补偿端面磨损和减小间隙。

2) 径向不平衡力

齿轮泵工作时,压油腔的油压高于吸油腔的油压,从压油腔起沿齿轮外缘至吸油腔的每一个齿间内的油压是不同的,且压力依次递减,其径向压力分布情况如图3-6所示。可见齿轮泵内齿轮所受的径向力是不平衡的。这个不平衡力把齿轮压向一侧,并作用到轴承上,影响轴承的使用寿命。低压齿轮泵中常采用缩小压油口的办法来减小径向不平衡力的影响。

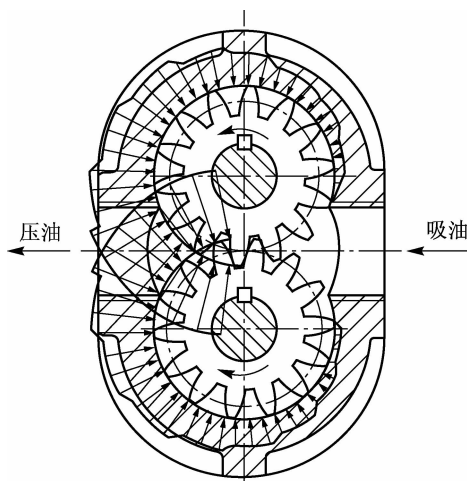


图 3-6 齿轮泵的径向压力分布情况

3) 困油现象

为了保证齿轮传动的平稳性,保证吸油腔和压油腔严格地隔离以及齿轮泵供油的连续性,根据齿轮啮合原理,要求齿轮的重叠系数 ϵ 大于1(一般取 $\epsilon=1.05\sim1.3$),这样在齿轮啮合中,在前一对轮齿退出啮合之前,后一对轮齿已经进入啮合。在两对轮齿同时啮合的时段内,就有一部分油液困在两对轮齿所形成的封闭油腔内,既不与吸油腔相通也不与压油腔相

通。这个封闭油腔的容积,开始时随齿轮的旋转逐渐减少,之后又逐渐增大,如图 3-7 所示,当封闭油腔容积减小(由图 3-7(a)过渡到图 3-7(b))时,困油区的油液受到挤压,产生很高的压力而从缝隙中挤出,油液发热,并使轴承等零件受到额外的负载;而当封闭油腔容积增大(由图 3-7(b)过渡到图 3-7(c))时,困油区形成局部真空,使溶于油液中的气体析出,形成气泡,产生气穴现象,使齿轮泵产生强烈的噪声。这种不良现象称为困油现象。

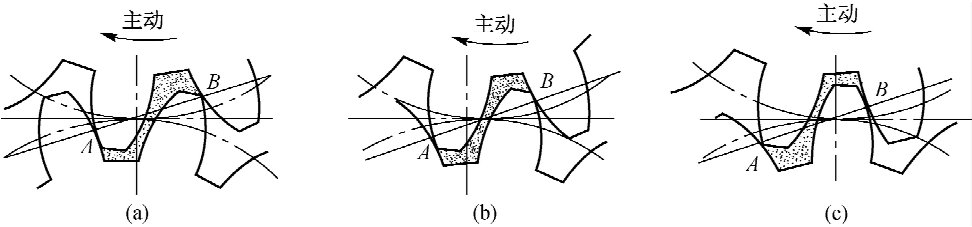


图 3-7 齿轮泵的困油现象

消除困油现象的措施是在齿轮端面两侧板上开卸荷槽。当封闭油腔容积增大时,通过卸荷槽与吸油腔相连;当封闭油腔容积减小时,通过卸荷槽与压油腔相连。

四、叶片泵

叶片泵输出流量均匀、脉动小、噪声小,但结构较复杂,对油液的污染比较敏感。它可分为单作用叶片泵和双作用叶片泵两种。单作用叶片泵转子旋转一周进行一次吸油、压油,并且流量可调节,故又称为变量泵。由于其主要零件在工作时要受径向不平衡力的作用,因而工作情况较差。双作用叶片泵转子旋转一周进行两次吸油、压油,并且流量不可调节,故又称为定量泵。由于其主要零部件在工作时受径向力平衡的作用,因而工作情况较好,应用较广。

1. 单作用叶片泵

1)单作用叶片泵的工作原理

如图 3-8 所示为单作用叶片泵的工作原理。它由转子、定子、叶片和配油盘等组成。定子 3 的工作表面是一个圆柱表面,定子 3 与转子 2 不同心安装,有一偏心距 e 。叶片 4 装在转子槽内可灵活滑动。转子回转时,叶片在离心力和叶片底部压力油的作用下,使其顶部贴紧在定子内表面上。在转子 2、定子 3、叶片 4 和两侧配油盘 1 之间就形成了若干个密封腔。当转子 2 按图 3-8 中的方向旋转时,右侧的叶片逐渐伸出,密封腔容积逐渐增大,产生局部真空,于是油箱中的油液在大气压力作用下,经配油盘的吸油口进入密封腔,这就是吸油过程。反之,左侧的叶片被定子内表面压入转子槽内,密封腔容积逐渐减小,其内部的油液受到压缩,经配油盘的压油口压出,这就是压油过程。在吸油腔和压油腔之间有一段封油区,将吸油腔和压油腔隔开,这就是过渡区。

2)单作用叶片泵的排量和流量计算

单作用叶片泵的排量应由油泵中密封腔数目和每个密封腔在压油时容积的变化量的乘积来决定。

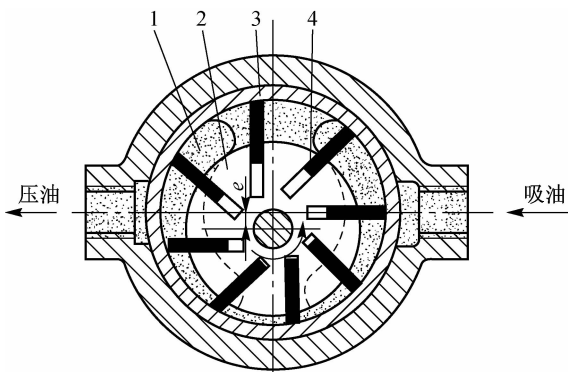


图 3-8 单作用叶片泵的工作原理

1—配油盘；2—转子；3—定子；4—叶片

如图 3-9 所示,设单作用叶片泵每个密封腔在转子旋转一圈中的容积变化量为 ΔV ,近似等于扇形体积 V_1 与 V_2 之差,即

$$\Delta V = V_1 - V_2 = \frac{1}{2} B \beta [(R+e)^2 - (R-e)^2] = \frac{4\pi}{z} R e B \quad (3-10)$$

式中, B 为定子的宽度(mm); β 为相邻两叶片间的夹角($^\circ$), $\beta = 2\pi/z$, z 为叶片数; R 为定子的内半径(mm)。

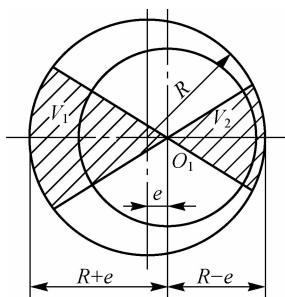


图 3-9 单作用叶片泵排量的计算简图

因此,单作用叶片泵的排量为

$$V = z \Delta V = 4\pi R e B \quad (3-11)$$

若单作用叶片泵的转速为 n , 容积效率为 η_v , 其理论流量和实际流量分别为

$$q_t = Vn = 4\pi R e B n \quad (3-12)$$

$$q_p = q_t \eta_v = 4\pi R e B n \eta_v \quad (3-13)$$

单作用叶片泵的转子上受单方向的径向不平衡力作用, 轴承负载较大, 所以又称为不平衡式液压泵。此外, 还可以通过改变偏心距 e 的偏移方向来变换单作用叶片泵的吸油口和压油口, 从而改变单作用叶片泵的输油方向。由于封油区定子内表面和转子外表面不是同心圆弧, 因而会产生流量的脉动。单作用叶片泵的叶片数越多, 流量的脉动率越小, 叶片数为奇数的单作用叶片泵的脉动率比叶片数为偶数的单作用叶片泵的脉动率小, 一般取 $z=13$ 或 $z=15$ 。

2. 双作用叶片泵

1) 双作用叶片泵的工作原理

如图 3-10 所示为双作用叶片泵的工作原理。它由转子、定子、叶片和配油盘等组成。转子 3 和定子 2 是同心的,定子 2 内表面由八段曲面拼合而成,即两段半径为 R 的大圆弧面、两段半径为 r 的小圆弧面以及连接圆弧面的四段过渡曲面。当转子 3 旋转时,叶片 1 在离心力和通往叶片底部压力油的作用下紧贴在定子的内表面上,在相邻叶片之间形成密封腔。显然,右上角和左下角的密封腔的容积逐渐变大,它们所在的区域是吸油腔;左上角和右下角的密封腔的容积逐渐变小,它们所在的区域是压油腔。在吸油腔和压油腔上,配油机构提供了相应的吸油口和压油口,并用封油区将吸油腔和压油腔隔开。

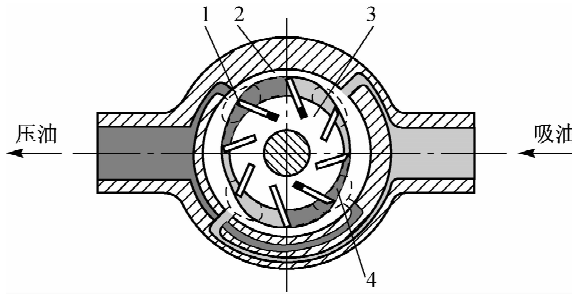


图 3-10 双作用叶片泵的工作原理

1—叶片；2—定子；3—转子；4—配油盘

2) 双作用叶片泵的排量和流量计算

如图 3-11 所示为双作用叶片泵排量的计算简图。

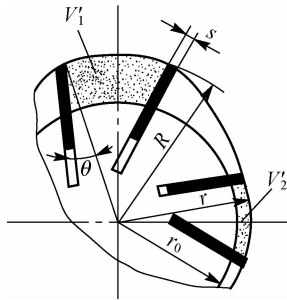


图 3-11 双作用叶片泵排量的计算简图

图 3-11 中 V'_1 为吸油后封油区内的油液体积, V'_2 为压油后封油区内的油液体积。双作用叶片泵的排量为

$$V = 2(V'_1 - V'_2)z = 2B\left[\pi(R^2 - r^2) - \frac{R-r}{\cos\theta}sz\right] \quad (3-14)$$

式中, R 为双作用叶片泵定子内表面大圆弧的半径(mm); r 为双作用叶片泵定子内表面小圆弧的半径(mm); θ 为叶片安放的倾角(°); s 为叶片厚度(mm)。

若双作用叶片泵的转速为 n , 容积效率为 η_v , 其理论流量和实际流量分别为

$$q_t = Vn = 2B\left[\pi(R^2 - r^2) - \frac{R-r}{\cos\theta}sz\right]n \quad (3-15)$$

$$q_p = q_t \eta_v = 2B \left[\pi(R^2 - r^2) - \frac{R-r}{\cos \theta} s z \right] n \eta_v \quad (3-16)$$

双作用叶片泵也存在流量的脉动,但比单作用叶片泵要小得多,其流量的脉动率为3%~5%,且在叶片数为4的倍数时最小,一般取 $z=12$ 或 $z=16$ 。

从双作用叶片泵的结构可以看出,两个吸油口和两个压油口对称分布,径向压力平衡,轴承上不受附加载荷作用,所以又称为卸荷式叶片泵,又因为其排量不可变,所以又称为定量叶片泵。

有的双作用叶片泵,叶片槽与该叶片所处的密封腔相通,叶片处在吸油腔时,叶片槽与吸油腔相通;叶片处在压油腔时,叶片槽与压油腔相通。叶片在槽中往复运动时,其根部槽也相应地吸油或压油,这一部分输出的油液,正好补偿了由于叶片厚度所造成的排量损失。

3) 定子曲线

双作用叶片泵的定子曲线直接影响其性能,如流量均匀性、噪声、磨损等。因此,双作用叶片泵的定子曲线应保证叶片贴紧在定子内表面上,叶片在转子槽中径向运动时速度和加速度的变化均匀,使叶片对定子内表面的冲击尽可能小。等加速—等减速曲线、高次曲线和余弦曲线等是目前得到较广泛应用的几种定子曲线。

五、柱塞泵

柱塞泵是通过柱塞在转子的柱塞缸中往复运动时造成密封工作容积的变化实现吸油和压油的。由于柱塞与转子的柱塞缸均为圆柱表面,滑动表面配合精度高,所以这类液压泵的特点是泄漏小,容积效率高,可以在高压下工作。根据柱塞的布置和运动方向与传动主轴相对位置的不同,柱塞泵可分为径向柱塞泵和轴向柱塞泵两大类。径向柱塞泵柱塞的轴线和传动轴的轴线垂直,轴向柱塞泵柱塞的轴线和传动轴的轴线平行。

1. 径向柱塞泵

1) 径向柱塞泵的工作原理

如图3-12所示为径向柱塞泵的工作原理。它由定子、转子(又称为缸体)、配油轴、衬套和柱塞等组成。沿转子的半径方向均匀分布有若干个柱塞缸,柱塞可在其中灵活滑动。衬套4与转子2的柱塞缸是紧配合,随转子2一起转动。配油轴3固定不动,其结构见图3-12(b)。当转子2转动时,由于定子1内圆中心和转子2中心之间有偏心距 e ,因而柱塞在定子1内表面的作用下,在转子2的柱塞缸中做往复运动,实现密封容积变化。在配油轴3与衬套4接触处加工出上、下两个缺口,形成吸油口a和压油口b,留下的部分形成封油区。转子每转一转,每个柱塞往复运动一次,完成一次吸油和压油。若沿水平方向移动定子,改变偏心距 e 的大小,便可改变柱塞移动的行程长度,从而改变密封容积变化的大小,达到改变径向柱塞泵输出流量的目的。若改变偏心距 e 的偏移方向,则径向柱塞泵的输油方向也随之改变,即成为双向的变量径向柱塞泵。

径向柱塞泵径向尺寸大,转动惯量大,自吸能力差,且由于其配油轴受到径向不平衡力的作用,因而易磨损,这些都限制了其转速与压力的提高,故其应用范围较小,常用于拉床、压力机或船舶等大功率系统。

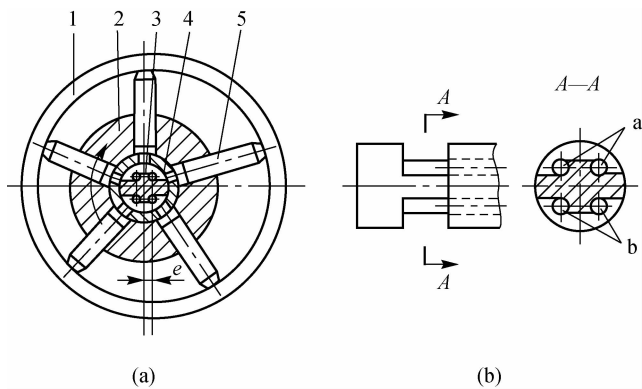


图 3-12 径向柱塞泵的工作原理

1—定子；2—转子；3—配油轴；4—衬套；5—柱塞
a—吸油口；b—压油口

2) 径向柱塞泵的排量 and 流量计算

当径向柱塞泵的偏心距为 e 时, 柱塞在转子孔内的运动行程为 $2e$ 。若柱塞数为 z , 柱塞直径为 d , 则径向柱塞泵的排量为

$$V = \frac{\pi d^2}{2} e z \tag{3-17}$$

若径向柱塞泵的转速为 n , 容积效率为 η_v , 则其理论流量和实际流量分别为

$$q_t = Vn = \frac{\pi d^2}{2} e z n \tag{3-18}$$

$$q_p = q_t \eta_v = \frac{\pi d^2}{2} e z n \eta_v \tag{3-19}$$

由于柱塞在转子的柱塞缸中移动的速度是变化的, 因而径向柱塞泵的瞬时流量是脉动的。柱塞数为奇数时径向柱塞泵的脉动率要比柱塞数为偶数时径向柱塞泵的脉动率小得多。因此, 径向柱塞泵的柱塞数一般采用奇数。

2. 轴向柱塞泵

轴向柱塞泵的柱塞缸是轴向排列的, 因此, 它除了具有密封性良好和容积效率较高等优点外, 还有结构紧凑、尺寸小、惯性小等优点, 因此, 在机床上应用较多。

1) 轴向柱塞泵的工作原理

如图 3-13 所示为轴向柱塞泵的工作原理。它由斜盘、柱塞、缸体、配油盘和传动轴等组成。缸体 3 上沿圆周均匀分布若干轴向排列的柱塞缸, 柱塞可在其中灵活滑动。斜盘 1 和配油盘 4 固定不动, 传动轴 5 带动缸体 3 和柱塞 2 一起旋转, 柱塞 2 在由辅助泵供给的低压油(或靠机械连接装置)的作用下被压在斜盘 1 上。缸体 3 旋转一周, 每个柱塞往复运动一次, 完成一次吸油、压油。改变斜盘 1 倾斜角度 γ 的大小, 可以改变柱塞往复运动的行程长度, 从而改变轴向柱塞泵的排量。缸体和配油盘之间、柱塞和缸体之间都存在间隙, 这会使油液泄漏, 从而影响轴向柱塞泵的容积效率。

2) 轴向柱塞泵的排量 and 流量计算

图 3-13 中轴向柱塞泵柱塞的直径为 d , 柱塞在缸体上的分布圆直径为 D , 斜盘倾斜角度

为 γ 。当柱塞数为 z 时,轴向柱塞泵的排量为

$$V = \frac{\pi d^2}{4} D z \tan \gamma \quad (3-20)$$

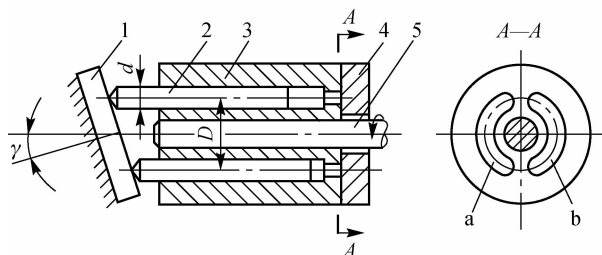


图 3-13 轴向柱塞泵的工作原理

1—斜盘；2—柱塞；3—缸体；4—配油盘；5—传动轴
a—压油口；b—吸油口

若轴向柱塞泵的转速为 n , 容积效率为 η_v , 则其理论流量和实际流量分别为

$$q_t = Vn = \frac{\pi d^2}{4} D z n \tan \gamma \quad (3-21)$$

$$q_p = q_t \eta_v = \frac{\pi d^2}{4} D z n \eta_v \tan \gamma \quad (3-22)$$

实际上, 柱塞轴向移动速度是随缸体转动角度的变化而变化的。因此, 轴向柱塞泵某一瞬时输出流量也随缸体转动角度的变化而变化, 即其输出流量是脉动的。轴向柱塞泵的柱塞数一般为奇数, 从结构和工艺性考虑, 常取 $z=7$ 或 $z=9$ 。

3. 柱塞泵的特点及使用

1) 柱塞泵的优点

柱塞泵有以下优点:

(1) 工作压力、容积效率及总效率均最高。由于柱塞与柱塞缸容易加工, 即其尺寸精度及表面质量可以达到很高要求, 因而配合精度高, 油液泄漏小, 能达到的工作压力一般为 20~40 MPa, 最高可达 100 MPa。

(2) 可传输的功率最大。

(3) 转速范围较宽。

(4) 使用寿命较长。柱塞泵主要零件均受压, 使其材料强度得以充分利用, 因此, 使用寿命较长。

(5) 良好的双向变量能力。改变柱塞的行程就能改变流量, 容易制成各种变量泵。

2) 柱塞泵的缺点

柱塞泵有以下缺点:

(1) 对介质洁净度要求较苛刻。

(2) 流量脉动较大, 噪声大。

(3) 结构较复杂, 造价高, 维修困难。

3) 柱塞泵的使用

柱塞泵已在高压、大流量、大功率的液压传动系统中和流量需要调节的场合中得到了广

泛应用。但由于柱塞泵的结构复杂,材料及加工精度要求较高,加工量大,价格昂贵,因而在现代液压工程技术中,各种柱塞泵主要在中高压(轻系列和中系列柱塞泵最高压力为 20~35 MPa)、高压(重系列柱塞泵最高压力为 40~56 MPa)和超高压(特种柱塞泵最高压力大于 56 MPa)液压传动系统中作为功率传输元件使用。

学习情境二 液压马达和液压缸

一、液压马达

液压马达是把液压能转换为机械能的一种能量转换装置。从能量互相转换的观点看,液压泵和液压马达是统一体的两个方面,它们可以依一定条件变化。当电动机带动设备转动时即为液压泵,此时,输出的是压力油(流量和压力);当向设备通入压力油时,即为液压马达,此时,输出的是机械能(转矩和转速)。从工作原理上讲,液压泵和液压马达是可逆的,但由于用途不同,故它们在结构上各有特点。因此,在实际工作中大部分液压泵和液压马达是不可逆的。

1. 液压马达的分类

液压马达可分为轴向柱塞式液压马达和叶片式液压马达。

1) 轴向柱塞式液压马达

如图 3-14 所示为轴向柱塞式液压马达的工作原理。图中斜盘 1 和配油盘 4 固定不动,柱塞 2 轴向安置在缸体 3 中,缸体 3 和轴向柱塞式液压马达轴相连一起旋转,斜盘 1 的倾斜角度为 γ 。当液压泵输出的压力油进入轴向柱塞式液压马达的压油腔后,滑履在液压力的作用下压向斜盘,其反作用力为 F 。 F 分解成两个分力,轴向分力 F_x 沿柱塞轴线向右,与柱塞所受液压力平衡;径向分力 F_y 与柱塞轴线垂直,使得压油腔的柱塞都对转子中心产生一个转矩,驱动轴向柱塞式液压马达逆时针旋转。

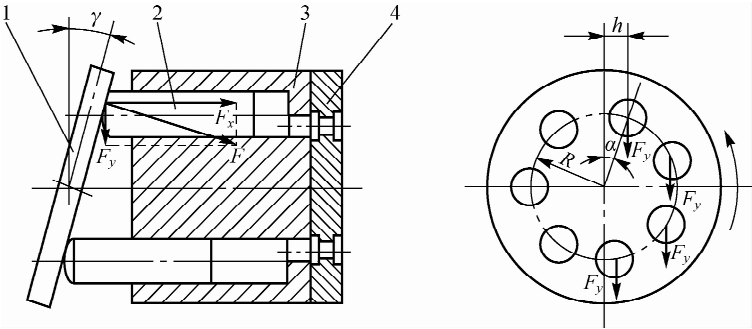


图 3-14 轴向柱塞式液压马达的工作原理

1—斜盘; 2—柱塞; 3—缸体; 4—配油盘

轴向柱塞式液压马达是用来驱动外负载的,当外负载转矩存在时,液压泵进入轴向柱塞式液压马达的压力油才能建立起压力,才能使轴向柱塞式液压马达产生相应的转矩。

2) 叶片式液压马达

如图 3-15 所示为叶片式液压马达的工作原理。当压力油进入压油腔后,在叶片 1 和叶

片 3(或叶片 5 和叶片 7)之间时,一侧作用高压油,另一侧作用低压油。由于叶片 3(或叶片 7)伸出的面积大于叶片 1(或叶片 5)伸出的面积,因此,作用于叶片 3(或叶片 7)上的总压力大于作用于叶片 1(或叶片 5)上的总压力,其压差使叶片带动转子产生逆时针转矩。在供油量一定的情况下,叶片式液压马达将以确定的转速旋转。位于压油腔的叶片 2 和叶片 6 两面同时受压力油作用,因受力平衡对转子不产生转矩。

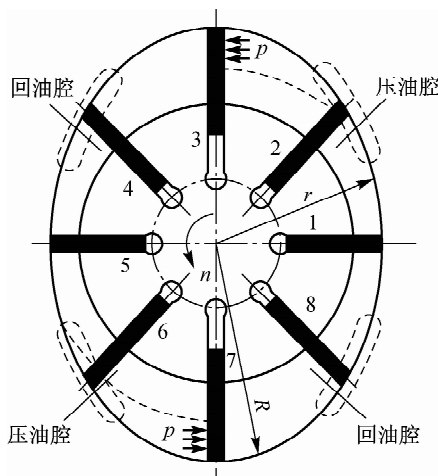


图 3-15 叶片式液压马达的工作原理

叶片式液压马达与叶片泵相比较,在结构上有如下特点:

(1)叶片式液压马达转子的两侧面开有环形槽,槽内放有燕式弹簧,使叶片始终压向定子内表面,以保证启动时叶片与定子内表面密封,并有足够的启动力矩。

(2)叶片式液压马达需要正、反转,因此,叶片沿转子径向放置,且叶片的倾斜角度为零。

(3)叶片式液压马达正、反转时都有压力油通入叶片底部,只要在其叶片底部通过两个并联的单向阀,分别回油腔和压油腔相通,就能实现回油腔和压油腔的互换。

2. 液压马达的选用

高速液压马达大多有较大的噪声,且低速性能不佳,它与对应的液压泵具有相同原理和结构。轴向柱塞式液压马达应用广泛,容积效率较高,调整范围较大,稳定转速较低,但耐冲击振动性较差,油液要求过滤清洁,价格也较高。叶片式液压马达惯性小,动作灵敏,但容积效率不够高,机械特性软,适用于转速较高、转矩不大而要求启动换向频繁的场合。

二、液压缸

液压缸是液压传动系统的执行元件,它可将液体的压力能转换成工作机构的机械能,用来实现直线往复运动或小于 360° 的摆动。液压缸结构简单、配制灵活、设计和制造比较容易、使用维护方便,所以得到了广泛的应用。

1. 液压缸的结构

单杆式液压缸为液压缸的典型结构。如图 3-16 所示为单杆式液压缸的结构。图中缸体 5 和前端盖 1、后端盖 8 分开,便于加工缸体 5 的内孔。活塞 3、活塞杆 4 和导向套 11 上都装有密封圈,使单杆式液压缸被分隔为两个互不相通的油腔。当活塞腔吸油而活塞杆腔压

油时,可实现工作行程;当从相反方向吸油和压油时,则实现回程。此外,在单杆式液压缸的两端还装有缓冲装置,当活塞3高速运动时,能保证在行程终点上准确定位并防止冲击;当活塞3退回左端时,活塞头的缓冲柱塞插入前端盖1的孔内,活塞腔的油液必须经过节流阀13才能排出,所以在活塞腔形成了回油阻力,使活塞得到缓冲。调整节流阀13的开口,可以得到合适的回油阻力。当活塞3运动到左端时,单向阀14可使油液不受节流阀13的影响;当活塞3运动到右端时,活塞杆4上加粗的部分插入后端盖8的孔中,使油液从节流阀13中排出。导向套11对活塞杆4起导向和支承的作用,为了便于磨损后进行更换,应设计为可拆卸式结构。

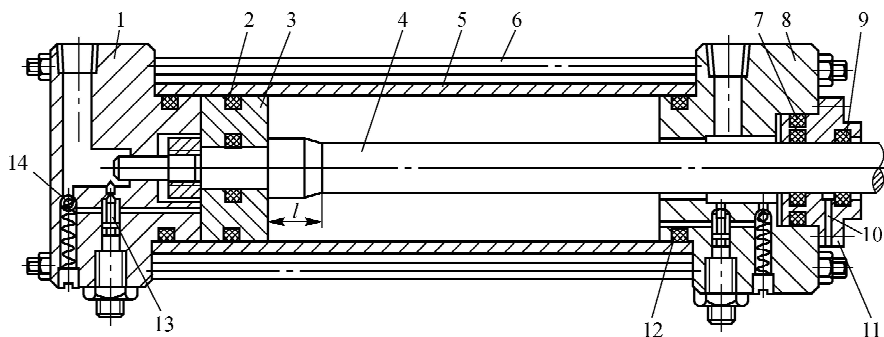


图 3-16 单杆式液压缸的结构

1—前端盖；2—活塞密封圈；3—活塞；4—活塞杆；5—缸体；6—拉杆；7—活塞杆密封圈；8—后端盖；
9—防尘圈；10—泄油口；11—导向套；12—固定密封圈；13—节流阀；14—单向阀

综上所述,液压缸系统主要由缸体组件、活塞组件、密封装置、缓冲装置和排气装置五个主要部分组成。

1) 缸体组件

缸体组件与活塞组件构成的密封腔需承受一定的油压。因此,缸体组件要有足够的强度、较高的表面精度和可靠的密封性。缸体组件包括缸筒和缸盖,其使用材料、连接方式与工作压力有关。当 $p < 10 \text{ MPa}$ 时,使用铸铁缸筒;当 $10 \text{ MPa} \leq p < 20 \text{ MPa}$ 时,使用无缝钢管;当 $p \geq 20 \text{ MPa}$ 时,使用铸钢或锻钢。常用的缸筒和缸盖的连接方式如下:

(1) 法兰连接。法兰连接具有结构简单、加工方便、连接可靠的优点,但要求缸筒端部有足够的壁厚,用以安装螺栓或旋入螺钉。采用这种连接方式时缸筒端部一般用铸造、锻粗或焊接等方式制成粗大的外径,如图 3-17(a) 所示。

(2) 半环连接。半环连接具有工艺性好、连接可靠、结构紧凑的优点,但削弱了缸筒强度。这种连接方式常用于无缝钢管缸筒与缸盖的连接,如图 3-17(b) 所示。

(3) 螺纹连接。螺纹连接具有体积小、质量轻、结构紧凑的优点,但缸筒端部结构复杂。这种连接方式常用在无缝钢管或铸钢的缸筒上,如图 3-17(c) 所示。

(4) 拉杆连接。拉杆连接具有结构简单、工艺性好、通用性强的优点,但缸盖的体积和质量较大,拉杆受力后会变形,影响密封效果,适用于长度较小的中低压缸。

(5) 焊接连接。焊接连接具有强度高、制造简单的优点,但焊接时易引起缸筒变形,且无法拆卸。

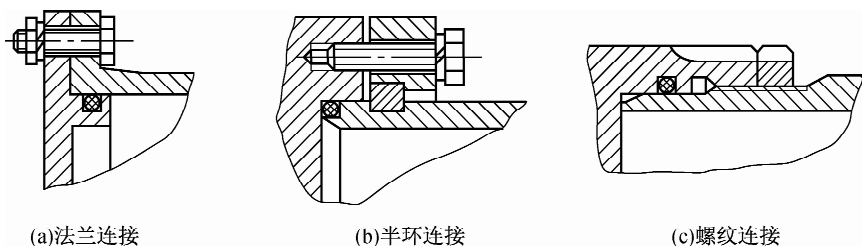


图 3-17 缸筒和缸盖的连接方式

2) 活塞组件

活塞组件由活塞、活塞杆和连接件等组成。活塞一般用耐磨铸铁制成,活塞杆不论空心或实心,大多用钢料制成。活塞和活塞杆的连接方式如下:

(1)整体连接和焊接连接。整体连接和焊接连接具有结构简单、轴向尺寸紧凑的优点,但损坏后需整体更换。

(2)锥销连接。锥销连接具有加工容易、装配简单的优点,但承载能力小,需要有必要的防脱落措施。

(3)螺纹连接。螺纹连接具有结构简单、装拆方便的优点,但需备有螺母防松装置,如图3-18(a)所示。

(4)半环连接。半环连接具有强度高的优点,但其结构复杂,装拆不便,如图3-18(b)所示。

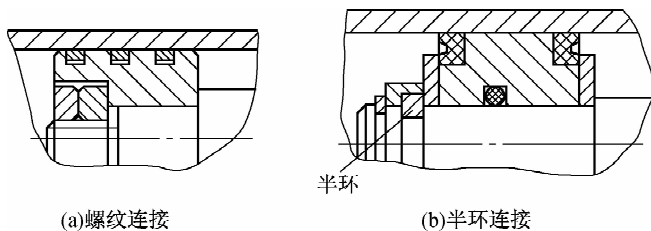


图 3-18 活塞和活塞杆的连接方式

活塞和活塞杆的连接方式很多,但无论采用哪种连接方式,都必须保证连接可靠。

3) 密封装置

密封装置是用来防止工作介质的泄漏,防止外界空气、灰尘、污垢与异物的侵入。起密封作用的元件称为密封件。通常在液压传动系统或液压元件中,存在工作介质的内泄漏和外泄漏。内泄漏会降低液压传动系统的容积效率,恶化设备的性能指标,甚至使液压传动系统无法正常工作;外泄漏会导致流量减少,不仅污染环境,还有可能引起火灾,严重时可能引起设备故障和人身事故。液压传动系统中若侵入空气,就会降低工作介质的弹性模量,产生气穴,有可能引起振动和噪声。灰尘和异物既会堵塞小孔和缝隙,又会增加液压缸中相互运动元件之间的磨损,降低它们的使用寿命,并且加速内泄漏和外泄漏。因此,为了保证液压设备的可靠性及工作寿命,密封装置不容忽视。液压缸的密封装置主要包括活塞、活塞杆处的动密封和缸盖等处的静密封。常用的密封方法有间隙密封和密封圈密封等。

4) 缓冲装置

当液压传动系统中运动元件的质量较大,运动速度较高($v > 0.2 \text{ m/s}$)时,由于其惯性力较大,因而具有很大的动量。在这种情况下,活塞运动到缸筒的终端时,会与缸盖发生机械碰撞,产生很大的冲击和噪声,严重影响运动精度,甚至会引起事故,所以在大型、高速或高精度的液压设备中,常设有缓冲装置。

缓冲装置的工作原理是当活塞向行程终端运动时,强迫在活塞和缸盖之间封住的一部分油液,从小孔或间隙中挤出,以产生很大的阻力,使活塞受到制动逐渐减慢运动速度,从而避免它与缸盖的相互撞击。

如图 3-19(a)所示为间隙式缓冲装置。当活塞运动到行程终端时,活塞上的凸台进入缸盖的凹腔,将封闭在回油腔中的油液从凸台和凹腔之间的环状间隙 δ 中挤压出去,从而造成背压,迫使运动活塞降速制动,实现缓冲。这种缓冲装置具有结构简单,缓冲效果好的优点,但冲击压力较大。

如图 3-19(b)所示为可变节流缓冲装置。在活塞上开有横截面为三角形的轴向斜槽,当活塞移近缸盖时,活塞与缸盖间的油液需经三角槽流出,从而在回油腔中形成背压,达到缓冲的目的。这种缓冲装置具有在缓冲过程中,节流口面积随着缓冲行程的增大而逐渐减小,缓冲腔中的压力几乎保持不变的优点。

如图 3-19(c)所示为可调节流缓冲装置。在缸盖中装有针形节流阀 1 和单向阀 2。当活塞移近缸盖时,活塞上的凸台进入缸盖的凹腔,因为它们之间间隙较小,所以回油腔中的油液只能经针形节流阀 1 流出,从而在回油腔中形成背压,达到缓冲的目的。采用这种缓冲装置时只要调节针形节流阀 1 的开口大小,就能调节制动速度。

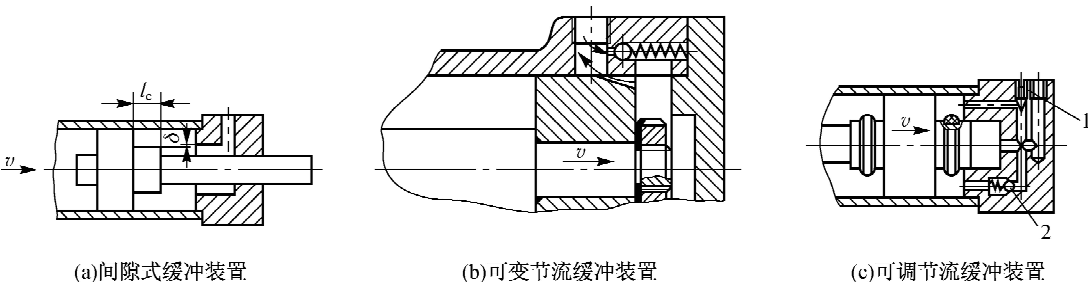


图 3-19 液压缸的缓冲装置

1—针形节流阀; 2—单向阀

5) 排气装置

当液压传动系统长时间停止工作,系统中的油液由于本身重量的作用而流出,此时容易使空气进入系统。空气积聚使得液压缸运动不平稳,由于气体有很大的可压缩性,会使执行元件产生爬行,压力增大时还会产生绝热压缩,造成局部高温,从而导致密封件烧坏。因此,在设计液压缸时,要保证及时排除积留在其中的气体。

一般利用空气比重较油轻的特点,在液压缸内腔的最高部位设置排气孔或专门的排气装置。如图 3-20(a)所示为排气塞排气装置,如图 3-20(b)所示为排气阀排气装置。当松开排气塞或排气阀时带着油液的空气便通过锥面间隙经小孔溢出。待液压传动系统内气体排完后,拧紧螺钉将锥面密封。

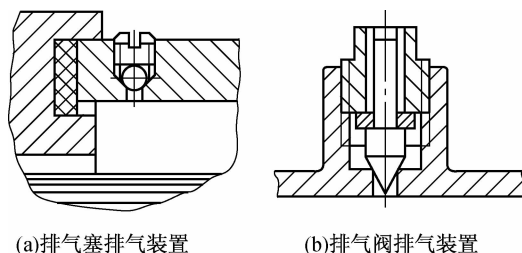


图 3-20 排气装置

2. 液压缸的设计步骤

液压缸的设计步骤包括以下几点：

- (1)掌握原始资料和设计依据,通常包括主机的用途和工作条件,工作机构的结构特点、负载状况,以及有关的国家标准和技术规范等。
- (2)根据主机的动作要求选择液压缸的类型和结构。
- (3)根据液压缸所承受的外部载荷作用力,如重力、外部机构运动摩擦力、惯性力和工作载荷,确定液压缸在行程各阶段上负载的变化规律以及必须提供的动力数值。
- (4)根据液压缸的工作负载和选定的油液工作压力,确定活塞和活塞杆的直径。
- (5)根据液压缸的运动速度、活塞和活塞杆的直径,确定液压缸的流量。
- (6)选择缸盖材料,计算缸盖的外径。
- (7)选择缸盖的结构形式,计算缸盖与缸筒的连接强度。
- (8)根据工作行程要求,确定液压缸的最大工作长度。由于活塞杆细长,应进行纵向弯曲强度校核和液压缸的稳定性计算。
- (9)必要时设计密封、缓冲和排气等装置。绘制液压缸的装配图和零件图。
- (10)整理设计计算书,审定图样及其他技术文件。

学习情境三 液压控制阀

液压控制阀简称为液压阀,是直接影响液压传动系统工作过程和工作特性的重要控制元件,用来控制液压传动系统中液体的压力、流量及流动方向,以满足液压缸、液压马达等执行元件不同的动作要求。如控制通、断和流向的称为方向控制阀,控制压力的称为压力控制阀,控制流量的称为流量控制阀。

一、方向控制阀

方向控制阀简称为方向阀,主要用来通、断油路或切换油路的方向,以满足对执行元件的启、停和运动方向的要求。方向控制阀按其用途可分为单向阀和换向阀两大类。

1. 单向阀

1) 普通单向阀

普通单向阀简称为单向阀,又称为止回阀。它只允许液体沿一个方向通过,而反向液体

被截止。对普通单向阀的主要性能要求是当其有正向液体通过时,其开启压力要小,压力损失要小;当其反向截止时,密封性要好。按进油口和出油口流道的布置形式,单向阀可分为直通式单向阀和直角式单向阀两种。直通式单向阀进油口和出油口的流道在同一轴线上,直角式单向阀进油口和出油口的流道呈直角布置。

(1)直通式单向阀。如图 3-21(a)和图 3-21(b)所示分别为钢球直通式单向阀和锥阀直通式单向阀。在这两个单向阀中,压力油从进油口 P_1 流入,克服弹簧力而将阀芯顶开,再从出油口 P_2 流出。当压力油反向流入时,由于阀芯被压紧在阀座的密封面上,所以液体被截止。如图3-21(c)所示为直通式单向阀的图形符号。钢球直通式单向阀具有结构简单的优点,但密封性不如锥阀直通式单向阀,并且由于钢球直通式单向阀没有导向部分,因而其在工作时容易产生振动,一般将其用在流量较小的场合。锥阀直通式单向阀应用最多,虽然其结构比钢球直通式单向阀复杂一些,但其导向性好,密封可靠。

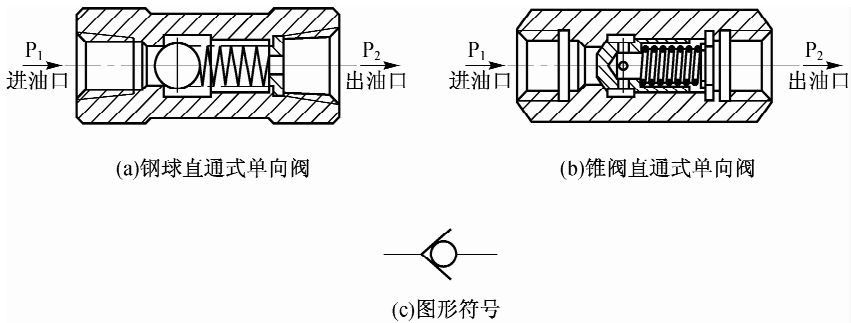


图 3-21 直通式单向阀

(2)直角式单向阀。如图 3-22 所示为直角式单向阀。在该单向阀中,压力油从进油口 P_1 流入,顶开阀芯后,直接经阀体的铸造流道从出油口 P_2 流出。直角式单向阀压力损失小,且只要打开端部螺塞即可对内部进行维修,十分方便。

普通单向阀中的弹簧主要用来克服摩擦力、阀芯的重力和惯性力,使阀芯在反向流动时能迅速关闭,因此,这种单向阀中的弹簧较软。普通单向阀的开启压力一般为 $0.03 \sim 0.05 \text{ MPa}$,可根据需要更换弹簧。若将普通单向阀中的软弹簧更换成合适的硬弹簧,则变为背压阀。背压阀通常安装在液压传动系统的回油路上,用以产生 $0.3 \sim 0.5 \text{ MPa}$ 的背压。所谓背压是在液压基本回路的回油侧或与压力作用面相反的方向所作用的压力。

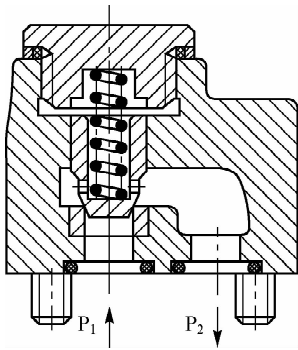


图 3-22 直角式单向阀

普通单向阀常被安装在液压泵的出口,一方面防止液压传动系统的压力冲击影响液压泵的工作,另一方面在液压泵不工作时防止液压传动系统的油液倒流回油箱。普通单向阀还可用来分隔油路以防止干扰,并与其他阀并联组成复合阀,如单向顺序阀、单向节流阀等。

2)液控单向阀

液控单向阀是指可用来实现逆向流动的单向阀。液控单向阀包括不带卸荷阀芯的简式液控单向阀和带卸荷阀芯的卸载式液控单向阀两种。