

第 7 章

液压基本回路

无论实际的液压系统多么复杂,它都不外乎是由一些基本回路所组成的。所谓基本回路,就是由相关液压元件组成,能实现某种特定功能的典型油路。它是在一般的实际液压系统中归纳、综合、提炼出来的,具有一定的代表性。熟悉和掌握基本回路的组成、工作原理、性能特点及其应用,是分析和使用液压系统的重要基础,有助于认识和分析一个完整的液压系统,即全局为局部之总和。

7.1 压力控制回路

压力控制回路是利用压力控制阀来控制整个液压系统或局部油路的工作压力,以满足执行元件对力或力矩的要求,保证系统安全的回路。这类回路包括调压、减压、增压、保压、卸荷和平衡等多种回路。

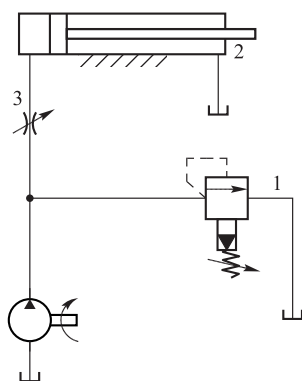


图 7-1 单级调压回路

1—溢流阀；2—液压缸；
3—节流阀

7.1.1 调压回路

调压回路的功能是控制系统的最高工作压力,使其保持恒定或不超过某一预先调定的数值(即压力阀的调整压力)。

1. 单级调压回路

图 7-1 所示为单级调压回路。溢流阀与液压泵并联,溢流阀限定了液压泵的最高工作压力,也就调定了系统的最高工作压力。当系统工作压力上升至溢流阀的调整压力时,溢流阀开启溢流,使系统压力基本维持在溢流阀的调定压力上;当系统工作压力低于溢流阀的调定压力时,溢流阀关闭,此时系统工作压力取决于负载的情况。

2. 多级调压回路

图 7-2 所示为三级调压回路。它是利用三位四通电磁换

向阀的切换与不同溢流阀接通来调定压力的。主溢流阀调定系统最高压力,远程调压阀2、3的调整压力小于主溢流阀的调定值。通过三位四通电磁换向阀的通、断电控制,获得二级三级调压。依照上述原理,又可派生出多级调压回路。

3. 远程调压回路

如图7-3所示为远程调压回路。在先导式溢流阀的控制口接一远程调压阀(小流量的直动式溢流阀),即可实现远距离调压,远程调压阀可以安装在操作方便的地方。由于远程调压阀是与主溢流阀中的先导阀并联的,故先导阀的调整压力须大于远程调压阀的调整压力,这样,远程调压阀才能起到调压作用。

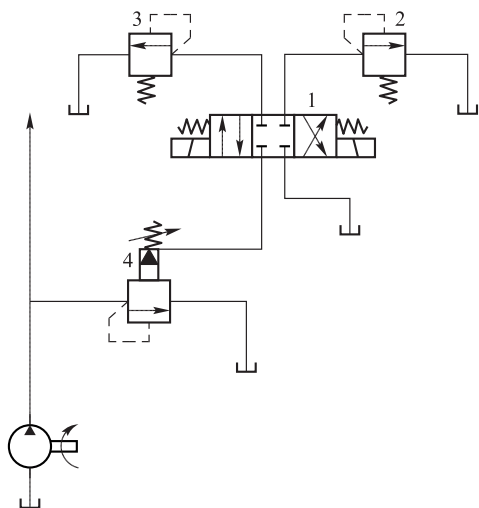


图 7-2 三级调压回路

1—三位四通电磁换向阀; 2、3—远程调压阀;
4—主溢流阀

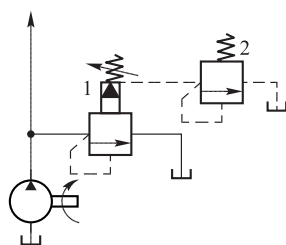


图 7-3 远程调压回路

1—主溢流阀; 2—远程调压阀

4. 比例调压回路

图7-4所示为比例调压回路。它利用电液比例溢流阀实现无级调压。根据执行元件在各个工作阶段的不同要求,调节比例溢流阀的输入电流,即可改变系统的调定压力。这种回路组成简单,压力变换平稳,冲击小,更易于进行远距离和连续控制。

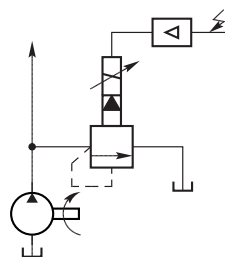


图 7-4 比例调压回路

7.1.2 减压回路

减压回路是由溢流阀、减压阀、单向阀等元件组成的。减压回路的功用是使液压系统的某一支路获得低于系统主油路工作压力的压力油。液压系统中的定位、夹紧、控制、润滑、制动及各种辅助油路一般都采用减压回路。但是,由于减压口处有功率损失,故大流量回路不宜采用减压回路,而应采用辅助泵低压供油。

1. 一级减压回路

图7-5所示为最常见的一级减压回路,它是在所需低压的油路上串接定值减压阀,减压回路的压力由定值减压阀的固定值决定,回路中的单向阀用于当主回路压力低于定值减压阀的固定值时,防止油液倒流起短时保压作用。

2. 二级减压回路

图 7-6 所示为二级减压回路。它由溢流阀、先导式减压阀、远程调压阀、二位二通电磁换向阀等组成。其工作原理是在先导式减压阀的控制口上串接二位二通电磁换向阀和远程调压阀,当换向阀左位接入系统时,减压回路的压力由先导式减压阀的调定值决定;当换向阀右位接入系统时,减压回路的压力由远程调压阀的调定值决定。必须指出,远程调压阀的调定值 p_2 一定要低于先导式减压阀的调定值 p_1 ,只有这样才能得到二级压力。液压泵的最大工作压力 p 由溢流阀调定,且满足 $p > p_1 > p_2$ 的关系。

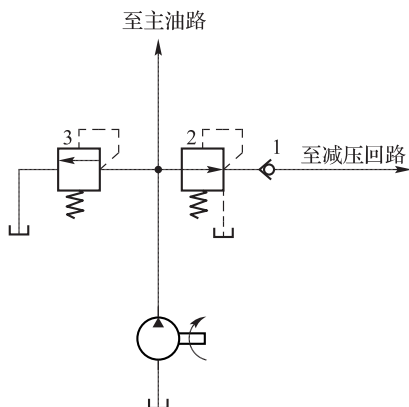


图 7-5 一级减压回路

1—单向阀; 2—定值减压阀; 3—溢流阀

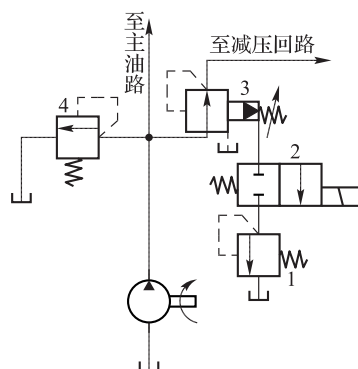


图 7-6 二级减压回路

1—远程调压阀; 2—二位二通电磁换向阀;
3—先导式减压阀; 4—溢流阀

7.1.3 增压回路

增压回路的功用是使系统的局部油路或某个执行机构获得比液压泵工作压力高若干倍的高压油。当液压系统中某一支路需要压力很高、流量很小的压力油时,如果采用高压泵不经济,或根本没有这样高压力的液压泵时,就要采用增压回路来提高压力。在制动器、离合器等具有负载大、行程小和作业时间短等工作特点的执行机构中均可采用增压回路。最简单的增压方法是采用增压缸。

图 7-7 所示为采用增压缸的增压回路。当二位四通电磁换向阀处于左位时,液压泵出口的油液进入增压缸大缸的左腔,大活塞通过活塞杆推动小活塞向右运动。由于在大活塞和小活塞两边的作用力相等,而活塞有效工作面积却不等,因而小液压缸便能输出高压油。增压缸增压倍数决定于增压缸大活塞和小活塞的面积比。液压泵出口处的最高压力由溢流阀调定。工作缸 1 和 2 靠弹簧复位,补油装置补足 b 腔油路的泄漏。

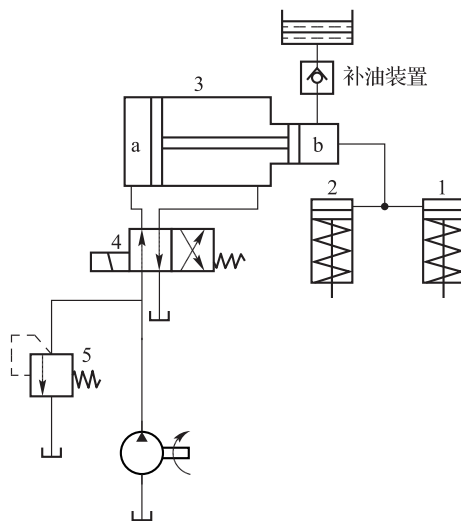


图 7-7 采用增压缸的增压回路

1、2—工作缸; 3—增压缸; 4—二位四通电磁换向阀;
5—溢流阀

此回路适用于液压缸需要很大的单向作用力,而负载行程却较短的场合。

7.1.4 保压回路

保压回路的功用是使液压系统中液压缸在不动的情况下维持稳定的压力。有的主机要求液压系统在工作过程中,当液压泵卸荷时系统仍须保持压力,对此常用蓄能器、自动补油保压回路来保持系统压力。

1. 蓄能器保压回路

图 7-8 所示为蓄能器保压回路。当三位四通电磁换向阀左侧通电时,泵向液压缸左腔和蓄能器同时供油,并推动活塞右移。当接触工件后,系统压力升高。当压力升至压力继电器调定值时,二位二通电磁换向阀通电,通过先导式溢流阀使泵卸荷,此时液压缸中油液压力由蓄能器保压。液压缸压力不足时,压力继电器复位,使泵重新工作。

保压时间的长短取决于蓄能器的容量。调节压力继电器的工作区间,即可调节缸中压力的最大值和最小值。这种回路适用于功率损失小的场合。

2. 自动补油保压回路

图 7-9 所示为自动补油保压回路。当三位四通电磁换向阀右位接入回路时,液压缸上腔成为压力腔,活塞下行终止,抵住工件,上腔压力上升,在压力上升到电接触式压力表上限触点调定压力时,电接触式压力表发出电信号,使三位四通电磁换向阀切换成中位,液压泵卸荷,液压缸由液控单向阀保压。当液压缸上腔压力下降到下限触点调定压力时,三位四通电磁换向阀右位接入回路,液压泵又向液压缸上腔补油,使其压力回升。三位四通电磁换向阀左位接入回路时,活塞向上退回。这种回路保压时间长,压力稳定性好,适用于保压性能要求高的高压系统。

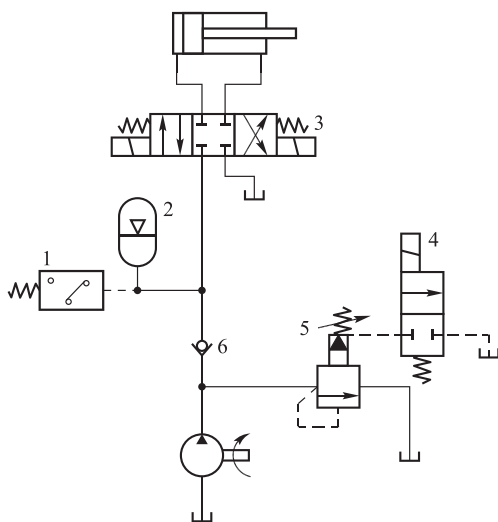


图 7-8 蓄能器保压回路

1—压力继电器；2—蓄能器；3—三位四通电磁换向阀；
4—二位二通电磁换向阀；5—先导式溢流阀；6—单向阀

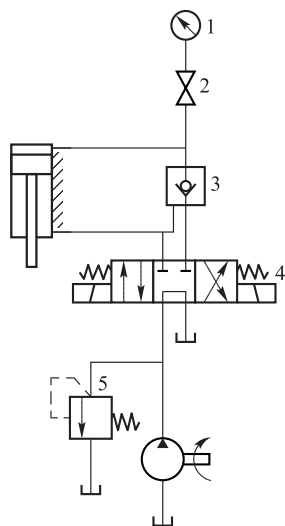


图 7-9 自动补油保压回路

1—电接触式压力表；2—截止阀；3—液控单向阀；
4—三位四通电磁换向阀；5—溢流阀

7.1.5 卸荷回路

卸荷回路的功用是在液压泵驱动电动机不频繁启闭的情况下,使液压泵在功率损耗接

近于零的情况下运转。所谓“卸荷”是指液压泵以很小的输出功率运转,即液压泵输出油液以很低的压力排回油箱,或液压泵输出很小流量的压力油。这样既减少了功率的消耗,降低了系统的温升,又延长了液压泵的使用寿命。

采用卸荷回路,可以避免原动机的频繁起动与停止;若在起动时先行卸荷,还可使原动机在空载下起动。

1. 采用换向阀中位机能的卸荷回路

图 7-10 所示为采用换向阀中位机能的卸荷回路。采用具有中位卸荷机能的三位换向阀,中位卸荷机能有 M、H、K 型,可以使液压泵卸荷。这种方法简单、可靠。

2. 采用先导式溢流阀的卸荷回路

图 7-11 所示为采用先导式溢流阀的卸荷回路。当二位二通电磁换向阀的电磁铁通电时,先导式溢流阀遥控口与油箱接通,先导式溢流阀全开,液压泵经先导式溢流阀排出的油以很低的压力流回油箱。

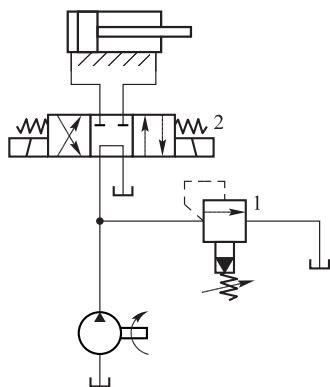


图 7-10 采用换向阀中位机能的卸荷回路

1—先导式溢流阀；2—三位四通电磁换向阀

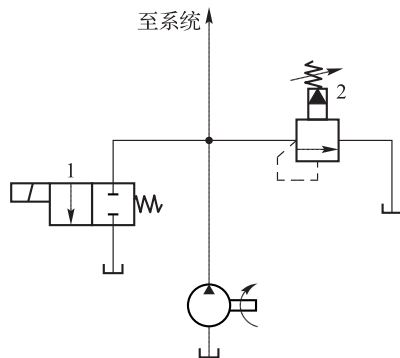


图 7-11 采用先导式溢流阀的卸荷回路

1—二位二通电磁换向阀；2—先导式溢流阀

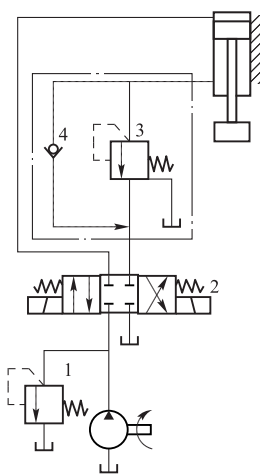


图 7-12 单向顺序阀组成的平衡回路

1—溢流阀；2—三位四通电磁换向阀；

3—直动型顺序阀；4—单向阀

7.1.6 平衡回路

平衡回路的功用是使液压缸保持一定的背压,以便平衡重力负荷,防止运动部件超速下滑。对平衡回路的要求是结构简单、闭锁性好、工作可靠。

图 7-12 所示为单向顺序阀组成的平衡回路。单向顺序阀的调定压力应稍大于由工作部件自重形成的压力,这样工作部件在静止时,顺序阀关闭才不会自行下滑;工作部件下行时,顺序阀开启使液压缸下腔产生的背压能平衡自重,才不会产生超速现象。这种回路因设置背压与超越负载相平衡,故称平衡回路;因其限制了运动部件的超速运动,故又称限速回路。

用单向顺序阀的平衡回路由于回油腔有背压,所以功率损失大。



7.2 速度控制回路

速度控制回路是调节和变换执行元件运动速度的基本回路,包括调速回路、快速运动回路和速度换接回路。

7.2.1 调速回路

调速是指调节执行元件的运动速度。调速回路对液压传动系统的性能好坏有决定性影响,故在液压系统中占有突出的地位,也是液压系统的核心部分。

在不考虑液压油的压缩性和泄漏的情况下,液压缸的运动速度为

$$v = \frac{q}{A} \quad (7-1)$$

液压马达的转速为

$$n = \frac{q}{V_m} \quad (7-2)$$

可见,改变进入执行元件的流量 q ,或者改变执行元件的几何尺寸(液压缸的工作面积 A 或液压马达的排量 V_m)都可以改变其运动速度。

改变进入执行元件的流量 q ,可以用定量泵与节流元件的配合来实现;也可以直接用变量泵来实现。

对于液压缸来讲,要改变其工作面积 A ,在结构上有困难,因此只能通过改变输入流量来实现调速;而对于液压马达来讲,既可以通过改变输入流量,又可以通过改变其排量(采用变量马达)来实现调速。

采用定量泵供油,利用节流元件来改变并联支路的油流分配,进而改变进入执行元件的油液流量来实现调速的方法称为节流调速;利用改变液压泵或液压马达的有效工作容积(排量)来实现调速的方法称为容积调速;将以上两种调速方法结合起来,用变量泵与节流元件相配合的调速方法,则称为容积节流调速。

1. 节流调速回路

根据节流元件在回路中的安放位置不同,节流调速回路有进口节流、出口节流和旁路节流三种基本形式。根据使用要求,节流元件或是节流阀或是调速阀。

(1)进口节流调速回路。将节流阀(或调速阀)装在液压缸的进口油路上,即串联在定量泵和液压缸之间,如图7-13(a)所示。液压泵输出的油液一部分经节流阀进入液压缸工作腔,推动活塞运动,液压泵多余的油液经溢流阀排回油箱,这是进口节流调速回路能够正常工作的必要条件。由于溢流阀有溢流,泵的出口压力 p_p 就是溢流阀的调整压力并基本保持恒定,因而又称为定压节流调速回路。调节节流阀的通流面积,即可调节通过节流阀的流量,从而调节液压缸活塞的运动速度。

依据以上工作原理分析进口节流调速回路的特性。液压缸活塞克服外负载力 F 做等速运动时,其受力平衡方程式为

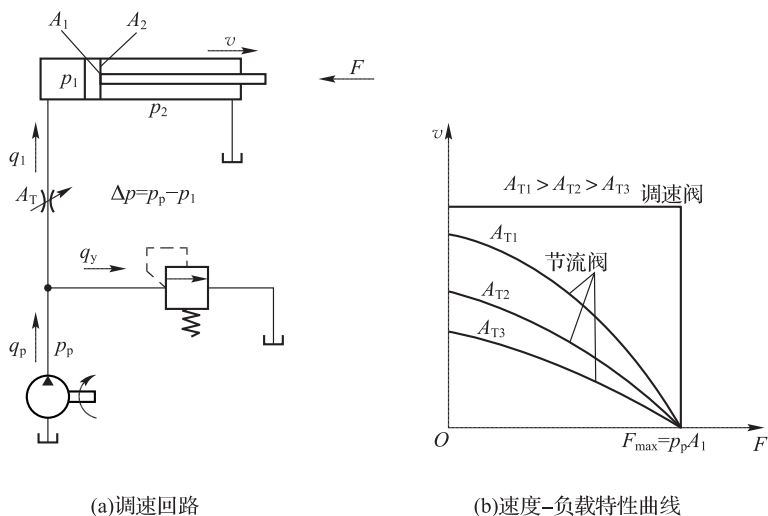


图 7-13 进口节流调速回路与速度-负载特性曲线

$$(p_1 A_1 - p_2 A_2) = F \quad (7-3)$$

式中, A_1 、 A_2 为液压缸无杆腔、有杆腔的有效工作面积; p_1 、 p_2 为液压缸进、回油腔的压力。

不计管路的压力损失, $p_2 = 0$, 则

$$p_1 = \frac{F}{A_1} \quad (7-4)$$

因为液压泵的供油压力 p_p 为定值, 所以节流阀两端压差为

$$\Delta p = p_p - p_1 = p_p - \frac{F}{A_1} \quad (7-5)$$

根据节流阀的流量特性方程, 通过节流阀的流量为

$$q_1 = K A_T (\Delta p)^m = K A_T \left(p_p - \frac{F}{A_1} \right)^m \quad (7-6)$$

式中, K 为孔口的形状系数; A_T 为节流阀阀口的通流面积; F 为外负载力。

活塞的运动速度为

$$v = \frac{q_1}{A_1} = \frac{K A_T}{A_1} \left(p_p - \frac{F}{A_1} \right)^m \quad (7-7)$$

式(7-7)即为进口节流调速回路的速度-负载特性方程, 由该式可知, 液压缸的运动速度 v 和节流阀通流面积 A_T 成正比。调节 A_T 可实现无级调速, 当 A_T 调定后, 速度随负载的增大而减小。若以 v 为纵坐标, 以 F 为横坐标, 选用不同的 A_T 为参变量, 则可绘出图 7-13(b) 所示的一组速度-负载特性曲线。

速度随负载变化的程度, 表现在速度-负载特性曲线上就是其斜率不同, 特性曲线上某点处的斜率越小, 速度刚性就越大, 说明回路在该处速度受负载变动的影响就越小, 即该处的速度稳定性好。从速度-负载特性曲线可知:

①在负载一定的情况下, 活塞运动速度 v 与节流阀的通流面积 A_T 成正比, 通流面积调得越大, 活塞运动速度越高。

②在节流阀通流面积不变时, 随着负载的增大, 活塞运动速度将逐渐下降, 因此, 这种回路的速度-负载特性较软, 即速度刚性较差。

③在相同负载下工作,节流阀通流面积大时的速度刚性要比通流面积小时的速度刚性差,即高速时的速度刚性差。

④节流阀通流面积不变,负载较大时的速度刚性比负载较小时的速度刚性差,即负载大时的速度刚性较差。

由式(7-7)可知,无论节流阀通流面积 A_T 为何值,当 $F = p_p A_1$ 时,节流阀两端压差 Δp 为零,活塞运动也就停止,此时输出的油液全部经溢流阀流回油箱,所以该回路的最大承载值为 $F_{\max} = p_p A_1$ 。

由图 7-13(a)可以看出,液压泵输出的油液一部分经节流阀进入液压缸工作腔,一部分经溢流阀排回油箱,液压泵的输出功率为 $P_p = p_p q_p = \text{常量}$;而液压缸的输出功率为 $P_1 = Fv = F \frac{q_1}{A_1} = p_1 q_1$,所以该回路的功率损失为

$$\begin{aligned} \Delta P &= P_p - P_1 = p_p q_p - p_1 q_1 = p_p (q_1 + q_y) - (p_p - \Delta p) q_1 \\ &= p_p q_y + \Delta p q_1 \end{aligned} \quad (7-8)$$

式中, q_y 为通过溢流阀的溢流量, $q_y = q_p - q_1$ 。

由式(7-8)可知,这种进口节流调速回路总存在溢流功率损失 $\Delta P_y = p_p q_y$ 和节流功率损失 $\Delta P_v = \Delta p q_1$,故进口节流调速回路的效率较低。

进口节流调速回路适用于轻载、负载变化不大和对速度稳定性要求不高的小功率液压系统。

(2)出口节流调速回路。将节流阀装在液压缸的出口油路上,如图 7-14 所示,借助于节流阀控制液压缸的排油量 q_2 来实现速度调节。进入液压缸的流量 q_1 受到回油路上排出流量 q_2 的限制,因此用节流阀来调节液压缸的排油量 q_2 ,也就调节了进油量 q_1 ,定量泵多余的油液仍经溢流阀流回油箱,溢流阀调整压力(p_1)基本稳定(定压)。出口节流调速回路的调速原理与进口节流调速回路的调速原理相似。

液压缸活塞克服外负载力 F 做等速运动时,其受力平衡方程式为

$$(p_p A_1 - p_2 A_2) = F \quad (7-9)$$

节流阀两端压差为

$$\Delta p = p_2 = \frac{A_1}{A_2} \left(p_p - \frac{F}{A_1} \right) \quad (7-10)$$

通过节流阀的流量为

$$q_2 = K A_T (\Delta p)^m = K A_T \frac{A_1}{A_2} \left(p_p - \frac{F}{A_1} \right)^m \quad (7-11)$$

则活塞的运动速度为

$$v = \frac{q_2}{A_2} = \frac{K A_T A_1}{A_2^2} \left(p_p - \frac{F}{A_1} \right)^m \quad (7-12)$$

比较式(7-12)和式(7-7)可以发现,出口节流调速回路和进口节流调速回路的速度-负载特性及速度刚性基本相同,如果液压缸两腔有效面积相同(双出杆液压缸),那么两种节流调

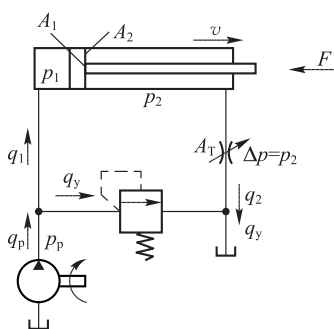


图 7-14 出口节流调速回路

速回路的速度-负载特性和速度刚度就完全一样。因此,对进口节流调速回路的一些分析对出口节流调速回路完全适用。但是,这两种回路由于节流阀位置的差异仍有一些不同之处。

①承受负值负载的能力不同。出口节流调速回路的节流阀使液压缸回油腔形成一定的背压,在负值负载时,背压能阻止工作部件的前冲,即能在负值负载下工作。而进口节流调速回路由于回油腔没有背压力,因而不能在负值负载下工作。

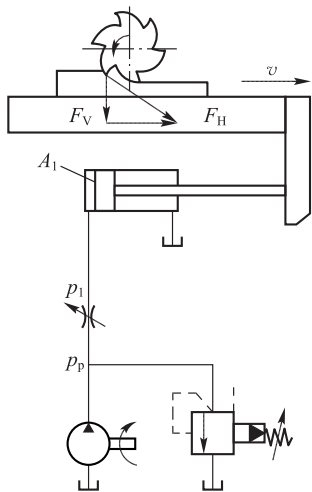


图 7-15 负值负载对运动平衡性的影响

例如,在顺铣过程中,如图 7-15 所示,切削力的水平分力 F_H 的方向与进给方向有时相同,有时相反,而且其大小又是变化的,这样工件连同工作台就可能发生窜动,产生振动,使进给运动不平稳。当 F_H 方向与进给运动方向相同时, F_H 即为液压缸的负值负载。液压缸的运动速度本来是由节流阀调定的,但由于有 F_H 又拉动工作台向右运动,这就有可能使其运动速度失控。在这种情况下,可以采用出口节流调速回路或在回油路上设置背压阀以平衡负值负载,从而改善进油调速速度不平稳的缺点。

②停车后的启动性能不同。长期停车后液压缸油腔内的油液会流回油箱,当液压泵重新向液压缸供油时,在出口节流调速回路中,由于进油路上没有节流阀控制流量,因而会使活塞前冲;而在进口节流调速回路中,因为进油路上有节流阀控制流量,故活塞前冲很小,甚至没有前冲。

③实现压力控制的方便性不同。在进口节流调速回路中,进油腔的压力将随负载而变化,当工作部件碰到止挡块而停止后,其压力将升到溢流阀的调定压力,利用这一压力变化来实现压力控制是很方便的;但在出口节流调速回路中,只有回油腔的压力才会随负载而变化,当工作部件碰到止挡块后,其压力将降至零,虽然也可以利用这一压力变化来实现压力控制,但其可靠性差,一般不采用。

④发热及泄漏的影响不同。在进口节流调速回路中,经过节流阀发热后的液压油将直接进入液压缸的进油腔;而在出口节流调速回路中,经过节流阀发热后的液压油将直接流回油箱冷却。因此,发热和泄漏对进口节流调速回路的影响均大于对出口节流调速回路的影响。

⑤运动平稳性不同。在出口节流调速回路中有背压力存在,它可以起到阻尼作用,同时空气也不易渗入,而在进口节流调速回路中则没有背压力存在,因此,可以认为出口节流调速回路的运动平稳性好一些;但是,从另一个方面讲,在使用单出杆液压缸的场合,无杆腔的进油量大于有杆腔的回油量,在缸径、缸速均相同的情况下,进口节流调速回路的节流阀通流面积较大,低速时不易堵塞,因此,进口节流调速回路能获得更低的稳定速度。

为了提高回路的综合性能,一般常采用进口节流调速,并在回油路上加背压阀的回路,使其兼具两者的优点。

⑥回油腔的压力不同。在出口节流调速回路中,回油腔的压力较高,特别是在轻载时,回油腔压力有可能比进油腔压力还要高,这对液压缸回油腔和回油管路的强度和密封性提出了更高的要求。

(3)旁路节流调速回路。如图 7-16(a)所示,节流阀装在与液压缸进口油路并联的支路上,溢流阀起安全阀作用,正常工作时溢流阀处于常闭状态,过载时打开。调节节流阀阀口的大

小,改变了通过节流阀的流量,即改变了进入液压缸的流量,从而实现活塞运动速度的调节。

活塞上的受力平衡方程式为

$$(p_1 A_1 - p_2 A_2) = F \quad (7-13)$$

不计管路的压力损失, $p_1 = p_p$, $p_2 = 0$, 则节流阀前后压差

$$\Delta p = p_p = \frac{F}{A_1} \quad (7-14)$$

通过节流阀的流量为

$$q_T = K A_T (\Delta p)^m = K A_T \left(\frac{F}{A_1} \right)^m \quad (7-15)$$

通过液压缸的流量为

$$\begin{aligned} q_1 &= q_p - q_T = q_t - \Delta q_p - K A_T (\Delta p)^m \\ &= q_t - k_p \frac{F}{A_1} - K A_T \left(\frac{F}{A_1} \right)^m \end{aligned} \quad (7-16)$$

式中, q_t 为泵的理论流量; Δq_p 为泵的泄漏量; k_p 为泵的泄漏系数; F 为外负载。

则活塞的运动速度为

$$v = \frac{q_1}{A_1} = \frac{q_t}{A_1} - \frac{k_p F}{A_1^2} - \frac{K A_T}{A_1} \left(\frac{F}{A_1} \right)^m \quad (7-17)$$

式(7-17)为旁路节流调速回路的速度-负载特性, 对应的速度-负载特性曲线如图 7-16(b)所示。

在以上推导过程中, 考虑了泵的泄漏量对速度的影响, 是因为泵的工作压力随负载 F 的变化而变化, 即泵的泄漏量随负载 F 而变化, 它是变量(前两回路中泵的泄漏量为常量)。

由图 7-16(b)可知, 速度-负载特性曲线在横坐标上并不汇交, 其最大承载能力随节流阀通流面积 A_T 的增加而减小, 即旁路节流调速回路低速承载能力很差, 调速范围也小。

旁路节流调速回路只有节流损失而无溢流损失, 泵的输出压力随负载而变化, 即节流损失和输入功率随负载而变化, 因此比前两种调速回路效率高。

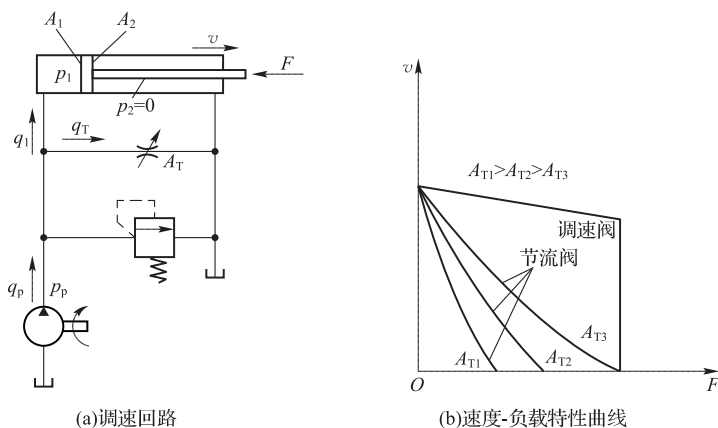


图 7-16 旁路节流调速回路与速度-负载特性曲线

这种旁路节流调速回路, 常用于高速、重载, 对速度平稳性要求不高的较大功率系统中, 如牛头刨床主运动系统、输送机械液压系统等。

(4) 用调速阀的节流调速回路。前面分析的采用节流阀的三种节流调速回路, 有一个共

同的缺点,就是执行元件的运动速度都随负载的增加而降低,即速度刚性差。这主要是由于负载变化引起了节流阀前后压差的变化,从而改变了通过节流阀的流量,造成了执行元件速度的变化。如果能设法保证节流阀的前后压差不变,就可以提高执行元件的速度稳定性。

调速阀的特点就是在其进口或出口压力变化的情况下,调速阀中的减压阀能自动调节其开口的大小,使调速阀中的节流阀的前后压差基本保持不变。即在负载变化的情况下,通过调速阀的流量基本不变。

用调速阀取代节流阀,就形成了采用调速阀的进口、出口和旁路节流调速回路。从速度-负载特性曲线分析,在调速阀正常工作范围内,回路速度刚性得到了极大的提高。而且旁路节流调速回路采用调速阀后,其最大承载能力也将不再受节流口变化的影响,为 $F_{\max} = p_r A_1$, 其中 p_r 为安全阀的调整压力。

从以上分析可见,采用调速阀后,回路的速度刚性大大地提高了,因此适用于变负载工况且对速度稳定性要求较高的场合。但回路的效率仍然是很低的,因为调速阀中包含了减压阀和节流阀的功率损失,所以其功率损失比采用节流阀的相应节流调速回路还要大些。

2. 容积调速回路

容积调速回路是通过改变泵和马达的排量来实现调速的。其大多采用闭式回路,没有节流损失和溢流损失,因而效率高,发热小,适用于高速、大功率的系统。但回路中变量泵或变量马达结构复杂,需辅助泵来补油和散热,成本较高。

根据液压泵和液压马达(或液压缸)的不同组合,容积调速回路有三种形式:变量泵-定量执行元件容积调速回路;定量泵-变量马达容积调速回路;变量泵-变量马达容积调速回路。

(1) 变量泵-定量执行元件容积调速回路。图 7-17(a)所示为变量泵-液压缸组成的开式容积调速回路。图 7-17(b)所示为变量泵-定量马达组成的闭式容积调速回路,工作时溢流阀关闭,作安全阀用,泵是补充泄漏用的辅助泵,其流量为变量泵最大输出流量的 10%~15%,压力由低压溢流阀调定,这样可使低压管路保持较低的压力,以防空气渗入和出现空穴现象,从而改善变量泵的吸油条件。两回路都是通过改变变量泵的排量来实现调速的。

下面以图 7-17(b)所示的变量泵与定量马达组成的容积调速回路为例,分析回路的主要特性。

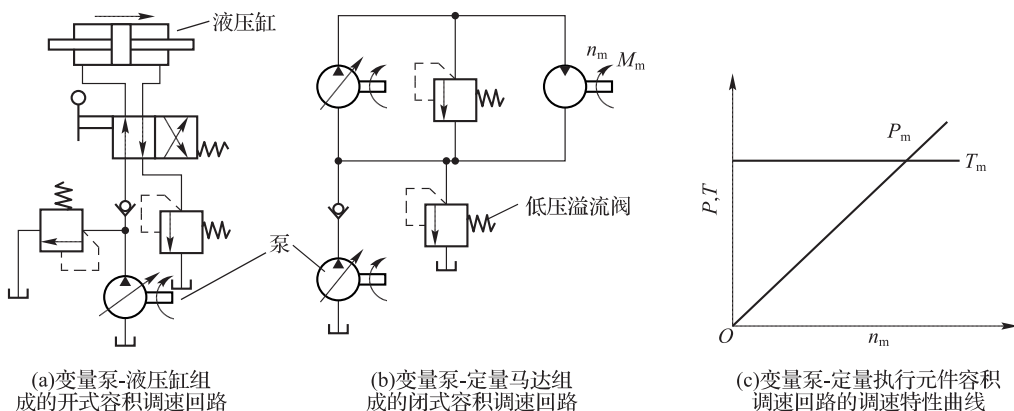


图 7-17 变量泵-定量执行元件容积调速回路及调速特性曲线

变量泵的输出流量进入定量马达,定量马达的输出转速为

$$n_m = \frac{q_m}{V_m} = \frac{q_p}{V_m} = \frac{V_p}{V_m} n_p \quad (7-18)$$

式中, q_m 为液压马达的输入流量; q_p 为液压泵的输流量; V_p 、 V_m 为液压泵、液压马达的排量; n_p 为液压泵的转速。

定量马达的输出转矩为

$$T_m = \frac{V_m}{2\pi} \Delta p \quad (7-19)$$

式中, Δp 为液压马达的进出口压差。

而定量马达的输出功率为

$$P_m = 2\pi n_m T_m = V_p n_p \Delta p \quad (7-20)$$

从以上三式可知,调节泵的输出流量 q_p ,即可对马达的转速 n_m 进行调节。若系统的负载转矩恒定,则回路的工作压力 p 恒定不变(即 Δp_m 不变),此时马达的输出转矩 T_m 恒定,输出功率与转速成正比。故该回路又称为恒转矩调速回路。

图 7-17(c)所示为定量泵-定量执行元件容积调速回路的调速特性曲线。

(2)定量泵-变量马达容积调速回路。图 7-18(a)所示为定量泵-变量马达容积调速回路,定量泵的输出流量基本不变,调节变量马达的排量,便可调节其转速。

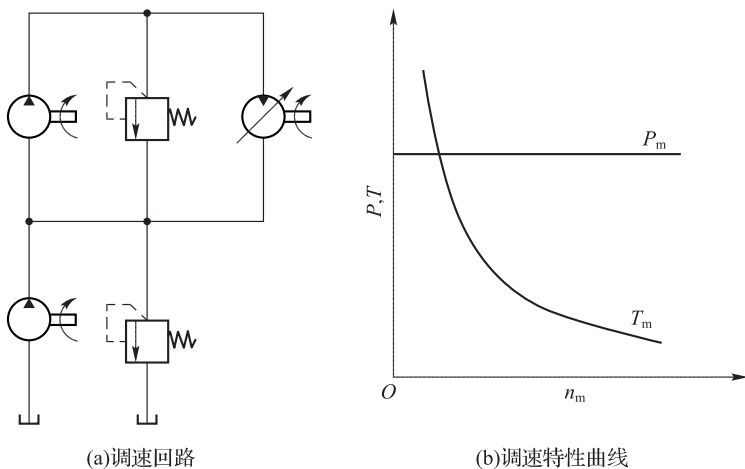


图 7-18 定量泵-变量马达容积调速回路及调速特性曲线

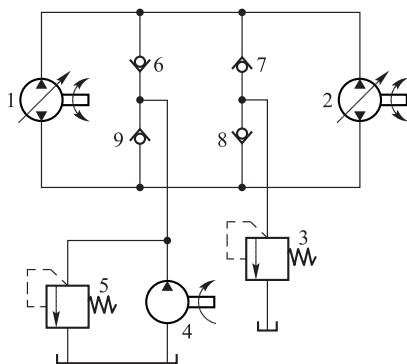
在回路中,液压泵输出流量为常值,当负载恒定时,回路的工作压力 p 和马达输出功率 P_m 都恒定不变,而马达的输出转矩 T_m 与马达的排量 V_m 成正比,马达的转速 n_m 与其排量 V_m 成正比。

定量泵-变量马达容积调速回路的调速特性曲线如图 7-18(b)所示。图中输出功率 P_m 不变,此回路又称恒功率调速回路。这种回路的调速范围较小,因此很少单独在液压系统中使用。

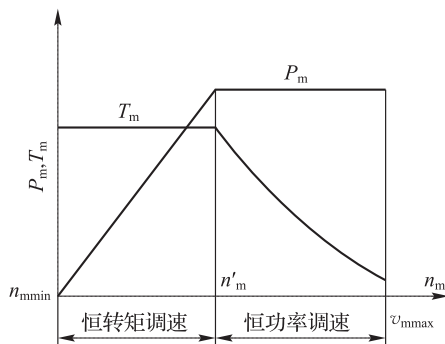
另外,这种回路从理论上讲,可以用双向变量马达来换向。但在换向时,要经过马达排量很小的区域,即马达转速要经历“高速—零速—反向高速”的过程,将产生很大的换向冲击。因此,实际工程中常采用换向阀来实现变量马达的换向。

(3)变量泵-变量马达容积调速回路。如图 7-19(a)所示,调节双向变量泵或变量马达的排量均可改变马达的转速。通过双向变量泵供油方向的改变来实现马达的换向。由于双向

交替供油,在回路中设了四个单向阀 6、7、8、9,使安全阀总是限定高压管路的最高压力,辅助泵总是向低压管路补油。当双向变量泵正向供油时,上侧管路是高压,压力油进入变量马达使其正向旋转,安全阀经单向阀 8 限定上侧高压管路的最高压力;辅助泵经单向阀 7 向下侧低压管路补油。



(a) 调速回路



(b) 调速特性曲线

图 7-19 变量泵-变量马达容积调速回路及调速特性曲线

1—双向变量泵；2—变量马达；3—安全阀；

4—辅助泵；5—溢流阀；6、7、8、9—单向阀

实际上,变量泵-变量马达容积调速回路就是前两种回路的组合,液压马达的转速可以通过改变变量泵的排量和变量马达的排量来实现。这拓宽了这种回路的调速范围,扩大了马达的输出转速和输出功率的可选择性。

变量泵-变量马达容积调速回路的调节方法,一般可以采用单独顺序调节:启动前首先将变量马达的排量固定到最大值,然后将变量泵的排量由最小值向最大值方向调节,以达到调速的目的,此时回路的调速特性相当于变量泵-定量马达回路的调速特性;当将变量泵的排量调到最大值之后,把它固定下来,再将变量马达的排量由最大值向变小方向调节,达到进一步调速的目的,此时,回路的调速特性相当于定量泵-变量马达回路的调速特性。图 7-19(b)所示为按这种调节方法表示的调速特性曲线。很明显,其在低速段具有恒转矩调速特性,在高速段具有恒功率调速特性;调速范围($\frac{n_{\max}}{n_{\min}}$)进一步扩大,一般可达 100。

这种回路的调速特性,比较适用于一般机械的负载特性,即在低速时要求有较大的转矩,而在高速时则要求有较小的转矩。

对于某种机械特定的负载特性而言,可以采用相关调节,即同时对变量泵和变量马达进行调节,使回路的调速特性与机械的负载特性相匹配。

3. 容积节流调速回路

容积节流调速回路是利用变量泵和调速阀组合而成的,其工作原理是采用压力补偿型变量泵供油,用流量控制阀调定进入液压缸或由液压缸流出的流量来调节液压缸的运动速度,并使变量泵的输油量自动地与液压缸所需的流量相适应。这种调速回路既保留了容积调速回路无溢流损失、效率高的长处,又具有采用调速阀的节流调速回路速度刚性大的特点,是综合性能较好的调速回路,适用于要求速度稳定、效率较高的液压系统。

下面介绍一种典型的容积节流调速回路:限压式变量泵和调速阀组成的调速回路。

如图 7-20(a)所示,调速阀装在进油路上,调节调速阀中节流口通流面积的大小,便可改变进入液压缸的油液流量,实现液压缸活塞运动速度的调节。而限压式变量泵的输出流量 q_p 总是和液压缸所需流量 q_1 (即通过调速阀节流口的流量)相适应。当泵的输出流量 q_p 大于 q_1 时,多余的油液迫使泵的供油压力上升,根据限压式变量泵的工作原理可知,压力升高后,泵的输出流量便自动减少;反之,当 q_p 小于 q_1 时,泵的供油压力下降,泵的输出流量自动增加,直到 q_p 与 q_1 相等为止。由于没有溢流损失,容积节流调速回路的效率比节流调速回路高。图 7-20(b)所示为这种容积节流调速回路的调速特性曲线。图中曲线 1 为限压式变量泵的压力-流量特性曲线,曲线 2 是调速阀在某一开口时的特性曲线。 a 为液压缸的工作点,对应通过调速阀进入液压缸的油液流量为 q_1 ,压力为 p_1 ;液压泵的工作点在 b 点,泵的输出油液流量 q_p 与 q_1 相等,泵的供油压力为 p_p 。

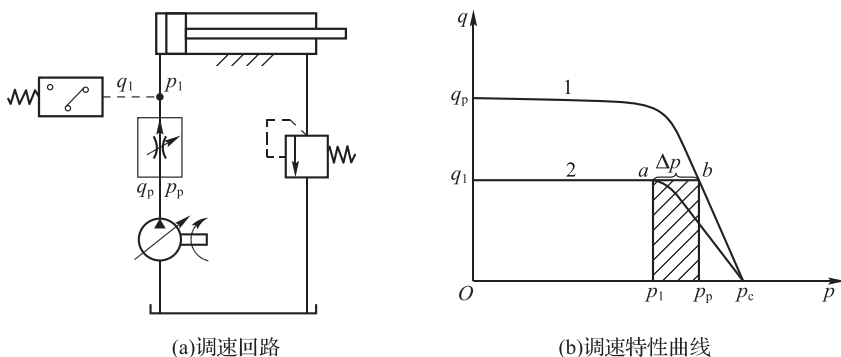


图 7-20 限压式变量泵和调速阀组成的容积节流调速回路及调速特性曲线

欲使调速阀正常工作,应保证其最小压差为 $\Delta p_{\min} = p_p - p_{1\max} = 0.5 \text{ MPa}$,这样才能使液压缸的工作点始终处在曲线 2 的水平段。因此,限压式变量泵的压力-流量调节应保证 $p_p = p_{1\max} + \Delta p_{\min}$ 。

当 $p_1 = p_{1\min}$ 时,回路的功率损失最小。若液压缸工作点 a 向左移动(即负载压力 p_1 下降),则功率损失增大。

另外,若用恒压式变量泵取代限压式变量泵也可获得上述特性,仅仅是泵的流量-压力特性曲线有所不同(变量段曲线近似为竖直线)。

7.2.2 快速运动回路

快速运动回路又称增速回路,是指在不增加液压泵流量的前提下,提高执行元件速度的回路。快速运动回路根据实现快速运动的方法不同有多种方案,下面介绍几种常用的快速运动回路。

1. 采用液压缸的快速运动回路

图 7-21 所示为采用单杆活塞缸差动连接实现快速运动的回路。当三位四通电磁换向阀和二位三通电磁换向阀在左位工作时,液压缸差动连接做快速运动;当二位三通电磁换向阀通电时,差动连接被切断,液压缸回油经过调速阀,实现工作进给。当三位四通电磁换向阀切至右位后,液压缸快速退回。

这种连接方式可在不增加泵流量的情况下,提高执行元件的运动速度,其回路简单,应用较多。值得注意的是:在差动回路中,阀和管路应按合成流量来选择,否则压力损失过大,严重时会使溢流阀在快进时也开启,达不到差动快进的目的。

2. 采用双泵供油的快速运动回路

图 7-22 所示为采用双泵供油的快速运动回路。图中 1 为高压小流量泵,用以实现工作进给。2 为低压大流量泵,用以实现快速运动;在快速运动时,低压大流量泵输出的油液经单向阀与高压小流量泵输出的油液共同向系统供油。工作进给时,系统压力升高,卸荷阀打开使低压大流量泵卸荷,由高压小流量泵单独向系统供油。这个系统的压力可由溢流阀调整。

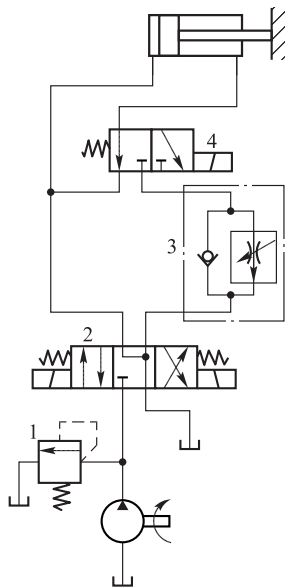


图 7-21 采用单杆活塞缸差动连接实现快速运动的回路

1—溢流阀；2—三位四通电磁换向阀；3—单向调速阀；
4—二位三通电磁换向阀

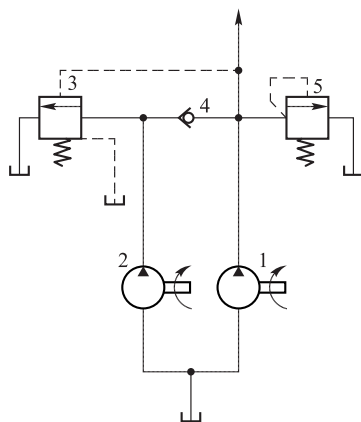


图 7-22 采用双泵供油的快速运动回路

1—高压小流量泵；2—低压大流量泵；3—卸荷阀；
4—单向阀；5—溢流阀

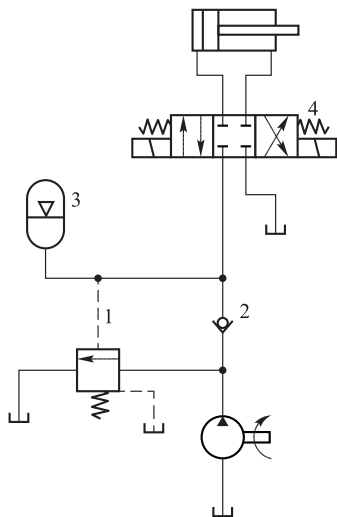


图 7-23 采用蓄能器的快速运动回路

1—液控顺序阀；2—单向阀；3—蓄能器；
4—三位四通电磁换向阀

这种快速运动回路的优点是功率利用合理,系统效率高;缺点是回路较复杂,成本高。常用在快、慢速差值较大的组合机床、注射机等设备的液压系统中。

3. 采用蓄能器的快速运动回路

图 7-23 所示为采用蓄能器的快速运动回路。采用蓄能器的目的是可以使系统采用流量较小的液压泵。当三位四通电磁换向阀的阀芯处于中间位置时,液压缸不工作,液压泵经单向阀向蓄能器充油。当蓄能器内的油液压力达到液控顺序阀的调定压力时,液控顺序阀被打开,使液压泵卸荷。当三位四通电磁换向阀的阀芯处于左或右位置时,液压缸工作,液压泵和蓄能器同时向液压缸供油,使其实现快速运动。这种快速运动回路可用于短时间内需要大流量的液压系统,其特点是可用较小流量的液压泵获得较高的运动速度,但蓄能器充油时液压缸不能工作。

7.2.3 速度换接回路

速度换接回路的功用是使液压执行元件在一个工作循环内从一种速度转换为另一种运动速度。速度换接不仅包括液压执行元件由快速到慢速的换接,还包括两个慢速之间的换接。实现这种作用的回路应该具有较高的速度换接平稳性。

1. 快、慢速换接回路

图 7-24 所示为采用行程阀切换的速度换接回路。在图示状态下,液压缸快进,当活塞上的挡块压下调速行程阀时,调速行程阀关闭,液压缸右腔的油液经调速阀回油箱,液压缸则由快速转换为慢速。当二位四通电磁换向阀左位接入油路时,压力油经单向阀进入液压缸右腔,活塞快速向左运动。

在这种回路中,行程阀的阀口是逐渐关闭的,速度换接比较平稳,比采用电气元件可靠。其缺点是行程阀必须安装在运动部件附近,有时管路接得很长,压力损失大。这种回路多用于大批量生产的专机液压系统中。

2. 两种慢速的换接回路

图 7-25 所示为采用两个调速阀串联组成的慢速换接回路。当二位二通电磁换向阀断电时,压力油经调速阀 3 和二位二通电磁换向阀左位进入液压缸左腔,液压缸右腔回油,运动元件得到由调速阀 3 调节的第一种慢速运动。当二位二通电磁换向阀通电时,压力油须经调速阀 3 和调速阀 2 进入液压缸的左腔,液压缸右腔回油。由于调速阀 2 的开口比调速阀 3 的开口小,因而运动元件得到由调速阀 2 调节的第二种更慢的速度,实现了两种慢速的转换。该种回路用于组合机床中实现二次进给的油路中。

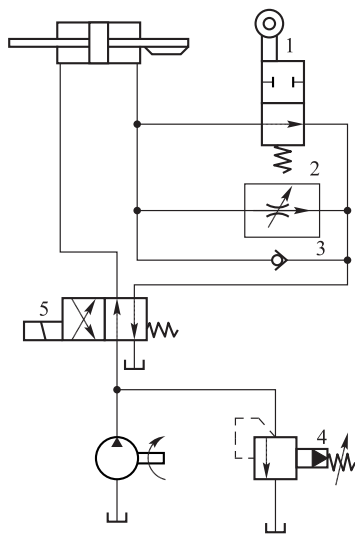


图 7-24 采用行程阀切换的速度换接回路

1—调速行程阀；2—调速阀；3—单向阀；
4—溢流阀；5—二位四通电磁换向阀

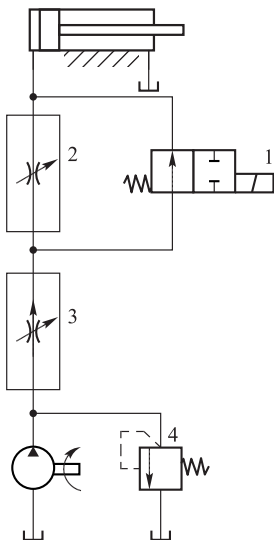


图 7-25 采用两个调速阀串联组成的
慢速换接回路

1—二位二通电磁换向阀；2、3—调速阀；4—溢流阀

图 7-26 所示为采用两个调速阀并联的慢速换接回路。图中调速阀 2 和调速阀 3 并联。当二位三通电磁换向阀断电时,压力油经调速阀 2 进入液压缸左腔,液压缸右腔回油,工作

元件得到由调速阀 2 调节的第一种慢速,这时调速阀 3 不起作用。当二位三通电磁换向阀通电时,压力油经调速阀 3 进入液压缸左腔,液压缸右腔回油,工作元件得到由调速阀 3 调节的第二种慢速,这时调速阀 2 不起作用。这种回路当一个调速阀工作时,另一个调速阀油路被封死,其调速阀中的减压阀阀口全开。当电磁换向阀换位、其出油口与油路接通的瞬时,压力突然减小,调速阀中的减压阀阀口来不及关小,瞬时流量增加,使工作元件出现前冲现象。

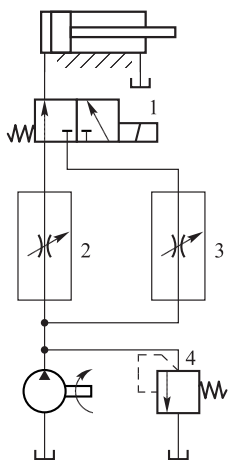


图 7-26 采用两个调速阀并联的慢速换接回路

1—二位三通电磁换向阀；2、3—调速阀；4—溢流阀

7.3 方向控制回路

方向控制回路的作用是控制液压系统中液流的通、断及流动方向,进而达到控制执行元件启动、停止(包括锁紧)及改变运动方向的目的。

7.3.1 换向回路

对换向回路的基本要求是:换向可靠,灵敏平稳,换向精度合适。

二位阀可以使执行元件向正反两个方向运动,但不能在任意位置停止。三位阀有中位,可以使执行元件在其行程中的任意位置停止,利用中位不同的滑阀机能又可使系统获得不同的性能(如 M 型中位滑阀机能可使执行元件停止和液压泵卸荷)。五通阀有两个回油口,执行元件向正、反向运动时,在两回油路上设置不同的背压,可获得不同的速度。

若执行元件是单作用液压缸或差动缸,则可用二位三通电磁换向阀来换向,图 7-27 所示为用二位三通电磁换向阀使单作用液压缸换向的回路。

换向阀的换向操作方式可根据工作需要来选择,如手动、机动、电磁或电液动等。

7.3.2 锁紧回路

锁紧回路的作用是使执行元件能在任意位置停留,且停留后即使有外力作用也不会改

变位置。对锁紧回路的要求是可靠、迅速、平衡、持久。

锁紧的原理就是将执行元件的进、回油路封闭。利用三位四通电磁换向阀的中位机能(O型或M型)可以使活塞在行程范围内的任意位置上停止运动,但由于换向阀(滑阀结构)的泄漏,锁紧效果差。要获得很好的锁紧效果,应采用液控单向阀(因液控单向阀为锥面密封,泄漏极小)。图7-28所示为双向锁紧回路。在液压缸两侧油路上串接液控单向阀(亦称液压锁),当三位四通电磁换向阀处于中位时,液控单向阀关闭液压缸两侧油路,活塞被双向锁紧,左右都不能窜动。这种回路被广泛用于工程机械、起重运输机械等有锁紧要求的场合。

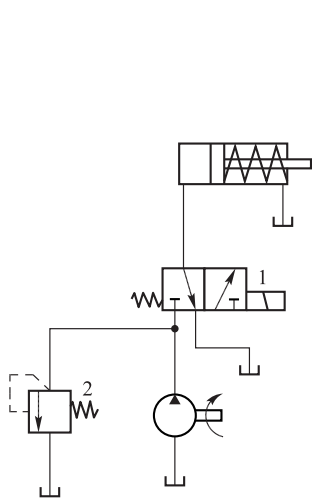


图 7-27 用二位三通电磁换向阀使单

作用液压缸换向的回路

1—二位三通电磁换向阀；2—溢流阀

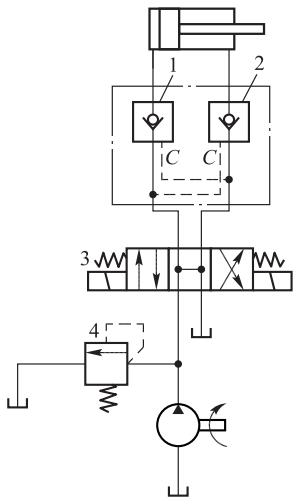


图 7-28 双向锁紧回路

1、2—液控单向阀；3—三位四通电磁换向阀；

4—溢流阀

采用液控单向阀的锁紧回路中,换向阀中位应采用Y型或H型滑阀机能,这样,换向阀处于中位时,液控单向阀的控制油路可立即失压,保证液控单向阀迅速关闭,锁紧油路。



7.4 多缸动作控制回路

用一个液压泵驱动两个或两个以上的液压缸(或液压马达)工作的回路,称为多缸动作控制回路。多缸动作控制回路可以分为顺序动作回路、同步回路、互不干扰回路等。

7.4.1 顺序动作回路

顺序动作回路的功用是使多缸液压系统中的各液压缸按规定的顺序动作。其按控制方式不同分为行程控制和压力控制两种。

1. 行程控制的顺序动作回路

(1)用行程阀控制的顺序动作回路。图7-29所示为用行程阀控制的顺序动作回路,用

行程换向阀及二位四通电磁换向阀控制 A、B 两液压缸实现①②③④的工作顺序。当二位四通电磁换向阀左位通电时,压力油进入 A 缸左腔,A 缸右腔回油,其活塞右移实现动作①;当 A 缸工作元件上的挡块压下行程换向阀后,压力油进入 B 缸左腔,B 缸右腔回油,其活塞右移,实现动作②;当二位四通电磁换向阀断电时,压力油进入 A 缸右腔,A 缸左腔回油,其活塞左移,实现动作③;当 A 缸运动部件上的挡块离开行程换向阀使其恢复下位工作时,压力油经行程换向阀进入 B 缸右腔,B 缸左腔回油,其活塞左移,实现动作④。

这种回路工作可靠,动作顺序的换接平稳,但改变工作顺序困难,且管路长,压力损失大,不易安装,主要用于专用机械的液压系统。

(2)用行程开关控制的顺序动作回路。图 7-30 所示为用行程开关控制的顺序动作回路,通过行程开关控制二位四通电磁换向阀 2、3 的通电顺序来实现 A、B 两液压缸按①②③④顺序动作。当二位四通电磁换向阀 3 通电时,压力油进入 A 缸的左腔,其右腔回油,活塞右移,实现动作①;当 A 缸工作部件上的挡块碰到行程开关 1S 时,1S 发信号使二位四通电磁换向阀 2 通电换为左位工作,这时压力油进入 B 缸左腔,B 缸右腔回油,活塞右移,实现动作②;当 A 缸工作部件的挡块碰到行程开关 2S 时,2S 发信号使二位四通电磁换向阀 3 断电换为右位工作,这时压力油进入 A 缸右腔,其左腔回油,活塞左移,实现动作③;当 B 缸工作部件上的挡块碰到行程开关 4S 时,4S 发信号使二位四通电磁换向阀 2 断电换为右位工作,这时压力油进入 B 缸右腔,其左腔回油,活塞左移,实现动作④。当 B 缸工作部件上的挡块碰到行程开关 3S 时,3S 发信号使二位四通电磁换向阀 3 通电,开始下一个工作循环。

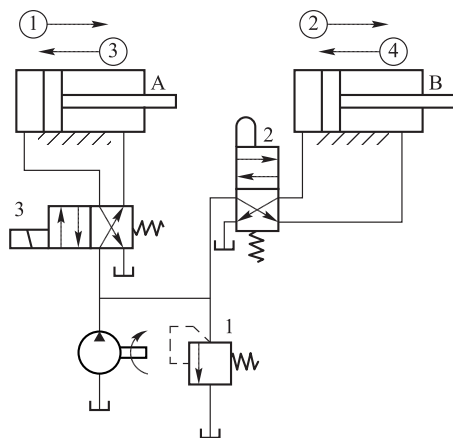


图 7-29 用行程阀控制的顺序动作回路

1—溢流阀; 2—行程换向阀;
3—二位四通电磁换向阀

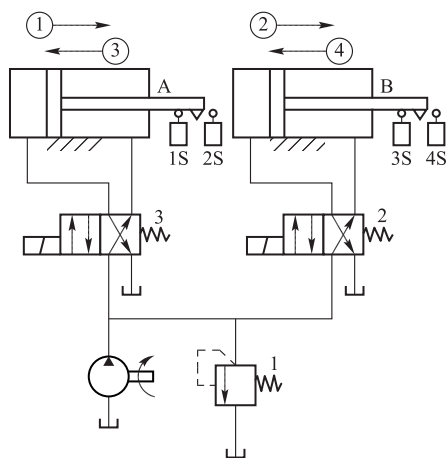


图 7-30 用行程开关控制的顺序动作回路

1—溢流阀; 2、3—二位四通电磁换向阀

这种回路的优点是控制灵活方便,其动作顺序更换容易,液压系统简单,易于实现自动控制。但顺序转换时有冲击声,位置精度不高。

2. 压力控制的顺序动作回路

压力控制的顺序动作可由顺序阀或压力继电器来实现。

图 7-31 所示为使用顺序阀的顺序动作回路。当二位四通电磁换向阀左位接回路时,压力

油进入液压缸 6 的左腔,使活塞向右运动,完成动作①;当这项动作完成后,液压系统中的压力升高到单向顺序阀 3 的调定压力,单向顺序阀开启,压力油进入液压缸 5 的左腔,使活塞向右运动,完成动作②;当二位四通电磁换向阀右位接入回路时,压力油进入液压缸 5 的右腔,完成动作③;之后,液压系统中压力升高,压力油打开单向顺序阀 4 进入液压缸 6 的右腔,完成动作④。

图 7-32 所示为使用压力继电器的顺序动作回路。当三位四通电磁换向阀 6 左位通电时,液压缸 4 的活塞实现动作①;动作完成后,油路压力升高,压力继电器 5 动作,使三位四通电磁换向阀 1 左位通电,液压缸 3 的活塞实现动作②;按返回按钮,三位四通电磁换向阀 1 左位断电,三位四通电磁换向阀 6 右位通电,液压缸 3 的活塞实现动作③;这项动作完成后,油路压力升高,压力继电器 2 动作,使三位四通电磁换向阀 6 右位断电,三位四通电磁换向阀 1 右位通电,液压缸 4 的活塞运动实现动作④。

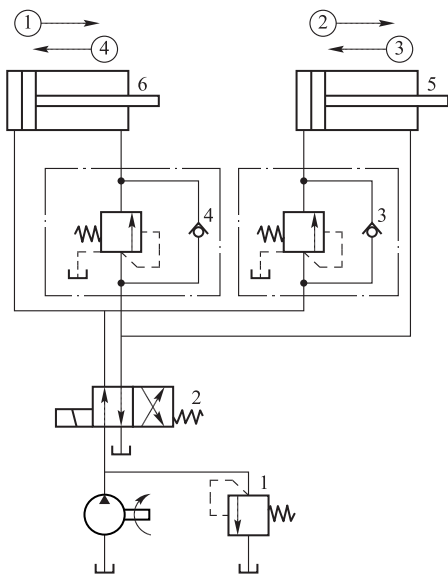


图 7-31 使用顺序阀的顺序动作回路

1—溢流阀；2—二位四通电磁换向阀；
3、4—单向顺序阀；5、6—液压缸

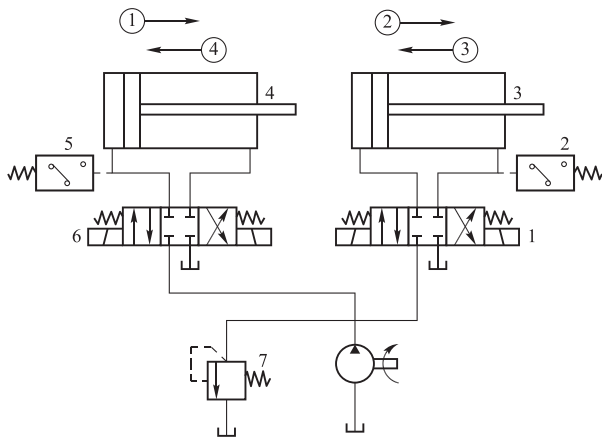


图 7-32 使用压力继电器的顺序动作回路

1、6—三位四通电磁换向阀；2、5—压力继电器
3、4—液压缸；7—溢流阀

在压力控制的顺序回路中,顺序阀或压力继电器的调定压力必须大于前一动作执行元件的最高工作压力的 10%~15%,否则在液压系统压力波动时会造成误动作,引起事故。这种回路只适用于液压系统中液压缸数目不多、负载变化不大的场合。

7.4.2 同步回路

同步回路的功用是保证系统中两个或两个以上液压缸在运动中位移量相同或以相同的速度运动。在多液压缸液压系统中,影响多液压缸同步精度的因素较多,如液压缸的外负载、磨擦阻力、泄漏、制造质量、结构弹性变形及油液中的含气量等。要减少或克服这些因素

的影响,就要采用同步运动回路。同步运动回路分为位置同步回路和速度同步回路。

1. 位置同步回路

位置同步是指液压系统中各执行元件在运动中或停止时都保持相同的位移量。

图 7-33 所示为带补偿装置的串联液压缸位置同步回路。图中两个液压缸 5 和 6 的有效工作面积是相等的。从理论上讲,两个有效工作面积相等的液压缸,当输入流量相同时,能够做同步运动。但由于泄漏的影响,会使两个活塞产生同步位置误差,且经多次行程后,将累积为两液压缸显著的位置差别。为此,回路中应设置位置补偿装置,用来消除累积误差。补偿装置的工作原理如下:当两液压缸活塞同时下行时,若液压缸 6 活塞先到达行程终点,则挡块压下行程开关 1S,三位四通电磁换向阀 3 左位通电接入回路,压力油经三位四通电磁换向阀 3 和液控单向阀进入液压缸 5 的上腔,进行补油,使其活塞继续下行到达行程终点。反之,若液压缸 5 的活塞先到达行程终点,则挡块压下行程开关 2S,三位四通电磁换向阀 3 右位通电接入回路,压力油经三位四通电磁换向阀进入液控单向阀的控制腔,打开液控单向阀,使液压缸 6 下腔与油箱接通,其活塞继续下行到行程终点。

这种回路只适应于负载较小、同步精度要求不高的液压系统。当液压系统的同步精度要求较高时,必须采用由比例调速阀或伺服阀组成的同步回路。

2. 速度同步回路

速度同步是指液压系统中各执行元件的运动速度相等。

图 7-34 所示为采用调速阀的速度同步回路。图中两个调速阀可分别调节进入两个并联液压缸下腔的油液流量,使两缸活塞向上伸出的速度相等。这种回路结构简单,使用方便,且可以调速。其缺点是受油温变化和调速阀性能差异影响,不易保证位置同步,速度同步的精度也较低。

7.4.3 互不干扰回路

互不干扰回路的功用是使液压系统中几个执行元件在完成各自工作循环时彼此互不影响。

在一泵多缸的液压系统中,往往会出现一个液压缸转为快速运动的瞬时,吸入相当大流量的油液而造成系统压力下降,影响其他液压缸工作的平稳性的现象。因此,在速度平稳性要求较高的多缸系统中,常采用互不干扰回路。

图 7-35 所示为采用双泵分别供油的互不干扰回路。液压缸 A、B 均需完成“快进—工进—快退”自动工作循环,且要求工进速度平稳。该油路的特点是:两缸的快进和快退均由低压大流量泵供油,两缸的工进均由高压小流量泵供油。快速和慢速的供油渠道不同,因而避免了相互干扰。图示位置电磁换向阀 7、8、11、12 均不通电,液压缸 A、B 活塞均处于左端位置。当阀 11、阀 12 通电在左位工作时,泵 2 供油,压力油经电磁换向阀 7 右位和电磁换向阀 11 左位与 A 缸两腔连通,使 A 缸活塞差动快进;同时,泵 2 压力油经电磁换向阀 8 右位和电磁换向阀 12 左位与 B 缸两腔连通,使 B 缸活塞差动快进。当阀 7、阀 8 通电在左位工作,阀 11、阀 12 断电换为右位时,泵 2 的油路被封闭不能进入液压缸 A 和 B。泵 1 供油,压力油经调速阀 5、电磁换向阀 7 左位、单向阀 9、电磁换向阀 11 右位进入 A 缸左腔,A 缸右腔经电磁换向阀 11 右位、电磁换向阀 7 左位回油,A 缸活塞实现工进。同时,泵 1 压力油经调速阀 6、电磁换向阀 8 左位、单向阀 10、电磁换向阀 12 右位进入 B 缸左腔,B 缸右腔经电磁换向阀 12 右位、电磁换向阀 8 左位回油,B 缸活塞实现工进。这时,若 A 缸工进完毕,使电磁换向阀 7 断电、电磁换向阀 11 通电换为左位,则 A 缸换为泵 2 供油快退。其油路为:泵 2 的

压力油经电磁换向阀 11 左位进入 A 缸右腔, A 缸左腔经电磁换向阀 11 左位、电磁换向阀 7 右位回油。这时, 由于 A 缸不由泵 1 供油, 因而不会影响 B 缸工进速度的平稳性。当 B 缸工进结束时, 电磁换向阀 8 断电, 电磁换向阀 12 通电换为左位, 也由泵 2 供油实现快退。由于快退时空载, 对速度的平稳性要求不高, 故 B 缸转为快退时对 A 缸快退无太大影响。

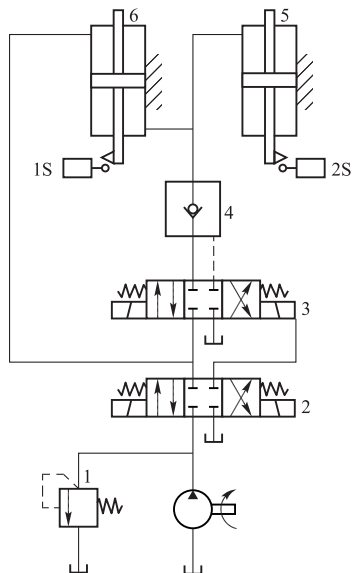


图 7-33 带补偿装置的串联液压缸位置同步回路

1—溢流阀；2、3—三位四通电磁换向阀；
4—液控单向阀；5、6—液压缸

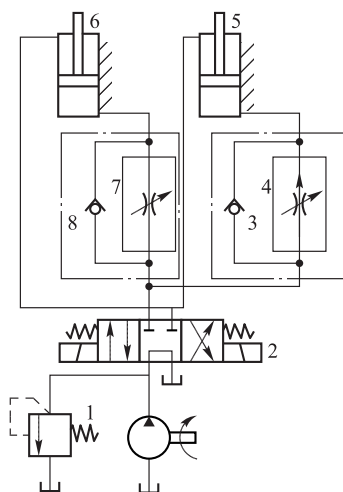


图 7-34 采用调速阀的速度同步回路

1—溢流阀；2—三位四通电磁换向阀；3、4—单向阀；
4、7—调速阀；5、6—液压缸

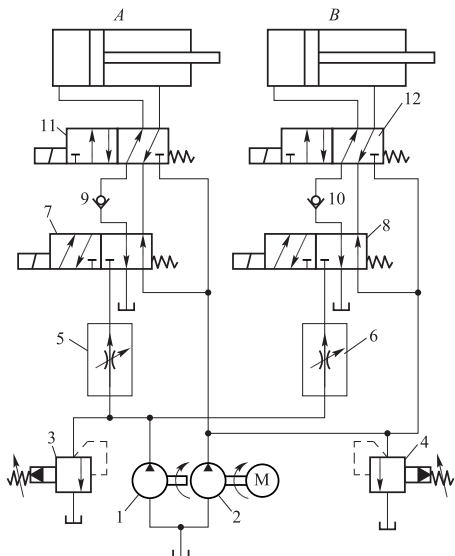


图 7-35 采用双泵分别供油的互不干扰回路

1—低压大流量泵；2—高压小流量泵；3、4—溢流阀；5、6—调速阀；7、8、11、12—电磁换向阀；9、10—单向阀

两缸工进时的工作压力由泵 1 出口处的溢流阀 3 调定, 压力较高; 两缸快速运动时的工作压力由泵 2 出口处的溢流阀 4 限定, 压力较低。



思考与练习

7-1 什么是液压基本回路？其按功用可分为哪几类基本回路？为什么要调整液压系统的压力？如何调整？

7-2 在哪些调速回路中溢流阀作稳压阀用？在哪些调速回路中溢流阀作安全阀用？

7-3 如何调节液压执行元件的运动速度？常用的调速方式有哪些？分别叙述它们的调速原理。

7-4 按流量控制阀的安装位置不同，节流调速回路分为哪几种？比较它们的速度负载特性，并说明它们的应用场合。

7-5 在图 7-36 所示的调压回路中，已知先导式溢流阀 1 的调整压力为 8 MPa，远程调压阀 2、3 的调整压力分别为 4 MPa、2 MPa，试确定两回路在不同的电磁阀通、断电状态下的控制压力。

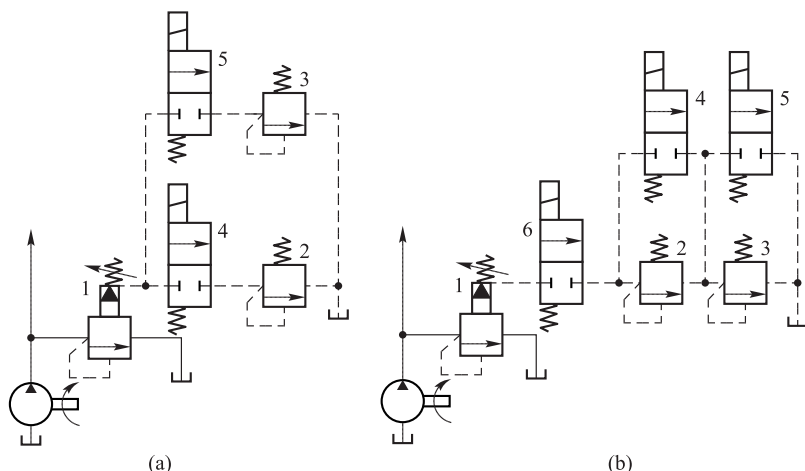


图 7-36 题 7-5 图

7-6 如图 7-37 所示的回路，已知 $\frac{F_1}{A_1} = 15 \times 10^5 \text{ Pa}$ ， $\frac{F_2}{A_2} = 10 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，阀 1 调定压力为 $50 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，阀 2 调定压力为 $30 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，阀 3 调定压力为 $40 \times 10^5 \text{ Pa}$ ，初始状态液压缸活塞均处于左端死点，负载在活塞运动中出现。试回答：

(1) 两液压缸是同时动作，还是先后动作？

(2) 液压缸运动时及到达右端死点时 p_p 、 p_1 及 p_2 各为多少？

7-7 分析图 7-38 所示的某专用机床定位夹紧回路，简述其工作过程，并确定：

(1) 阀 1、阀 2、阀 3 调整压力之间的关系。

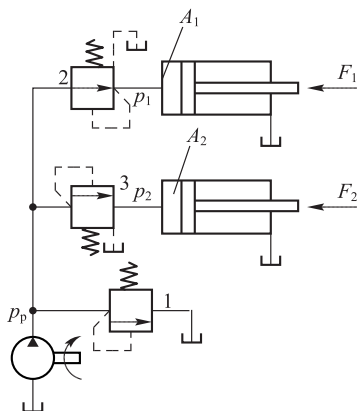


图 7-37 题 7-6 图

(2)在定位缸活塞运动过程中(无负载)A、B、C三点的压力关系;定位缸到位,夹紧缸开始动作和夹紧工件后,A、B、C三点的压力关系。

(3)为了使定位夹紧回路不受主油路工作的影响,应在该回路上增添什么元件?

7-8 如图 7-39 所示的进口节流调速回路,已知液压泵 1 的输出流量 $q_p = 25 \text{ L/min}$,负载 $F = 9\,000 \text{ N}$,液压缸 5 的无杆腔面积 $A_1 = 50 \times 10^{-4} \text{ m}^2$,有杆腔面积 $A_2 = 20 \times 10^{-4} \text{ m}^2$,节流阀 4 的阀口为薄壁孔口,通流面积 $A_v = 0.02 \times 10^{-4} \text{ m}^2$,其前后压差 $\Delta p = 0.4 \text{ MPa}$,背压阀 6 的调整压力 $p_b = 0.5 \text{ MPa}$ 。当活塞向右运动时,不计管路压力损失和换向阀 3 的压力损失,试求活塞杆外伸时:

- (1)液压缸进油腔的工作压力。
- (2)溢流阀 2 的调整压力。
- (3)液压缸活塞的运动速度。
- (4)溢流阀 2 的溢流量和液压缸的回油量。

7-9 图 7-40 所示为限压式变量泵-调速阀-背压阀调速回路,已知调速阀正常工作所需的最小压差为 0.5 MPa ,背压阀的调定压力为 0.4 MPa ,液压缸大、小工作腔面积 $A_1 = 2A_2 = 50 \times 10^{-4} \text{ m}^2$,活塞运动速度 $v = 1 \text{ m/min}$,限压式变量泵的特性曲线如图 7-40(b)所示,不计元件及管道的损失。试求:

- (1)液压缸能推动的最大负载。
- (2)如需推动 16 kN 的负载,其他条件不变,应如何调整泵的特性曲线? 绘出特性曲线。

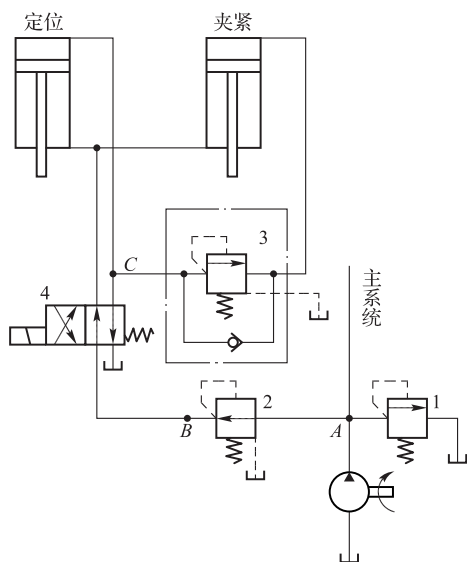


图 7-38 题 7-7 图

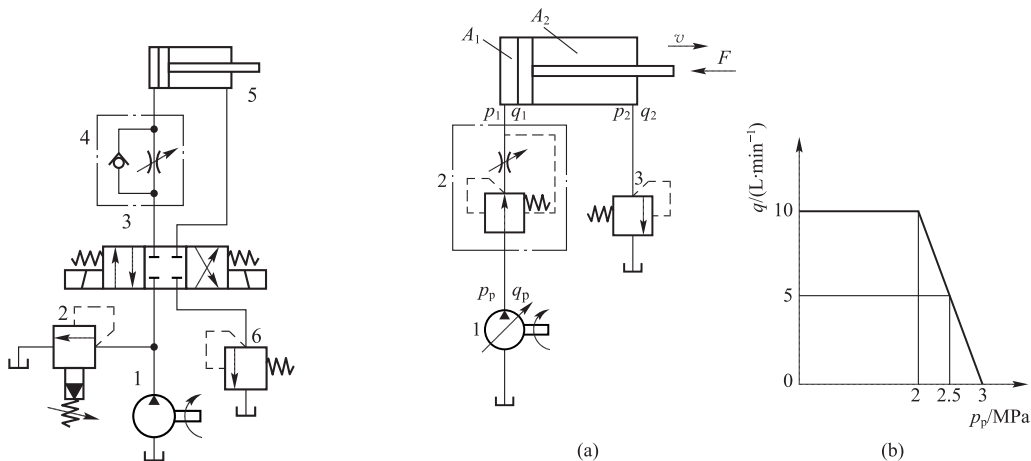


图 7-39 题 7-8 图

图 7-40 题 7-9 图