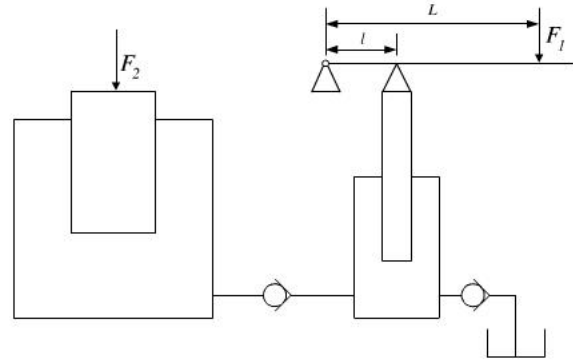


## 第 1 章 思考题和习题解

1-1 液压千斤顶如图 1-7 所示。小活塞直径 15 mm，行程 10 mm，大活塞直径 60 mm，重物产生的力  $F_2 = 48000$  N，手压杠杆比  $L:l = 750:25$ ，试求：（1）此时密封容积中的液体压力  $p$  是多少？（2）杠杆端施加力  $F_1$  为多少时，才能举起重物？（3）在不计泄漏的情况下，杠杆上下动作一次，重物的上升高度



题 1-7 图

$s_2$  是多少？（4）如果小活塞摩擦力 175N，大活塞摩擦力 2000N，并且杠杆上下一密封容积中液体外泄  $0.2\text{cm}^3$ ，重复上述计算。

解：（1）密封容积中的压力为  $F_2$  除以大活塞的直径：

$$p = \frac{F_2}{A} = \frac{48000}{\frac{\pi}{4}(60 \times 10^{-3})^2} \approx 17 \text{ MPa}$$

（2）杠杆施加的力要大于油压的阻力，即：

$$F_1 \times L \geq F_p \times l$$

$$F_p = pA_1 = 17 \times 10^6 \times \frac{\pi}{4} \times (15 \times 10^{-3})^2 = 3002 \text{ N}$$

$$F_1 = F_p \frac{l}{L} = F_p \times \frac{25}{750} = 100 \text{ N}$$

（3）由体积相等

$$S_2 = S_1 \frac{A_1}{A_2} = 10 \left( \frac{15}{60} \right)^2 = 0.625 \text{ mm}$$

答：密封容积中的液体压力  $p = 17 \text{ MPa}$ ，杠杆端施加力  $F_1 = 100 \text{ N}$ ，重物的上升高度  $S_2 = 0.625 \text{ mm}$ 。

（4）考虑摩擦和泄漏时：

解：（1）密封容积中的压力为  $F_2$  加摩擦力除以大活塞的直径：

$$p = \frac{F}{A} = \frac{48000 + 2000}{\frac{\pi}{4}(60 \times 10^{-3})^2} = 17.69 \text{ MPa}$$

(2) 杠杆施加的力要大于油压的阻力，考虑摩擦，即：

$$F_l \times L \geq (F_p + 175) \times l$$

油压阻力：

$$F_p = pA_1 = 17.69 \times 10^6 \times \frac{\pi}{4} \times (15 \times 10^{-3})^2 = 3125 \text{ N}$$

杠杆施加的力：

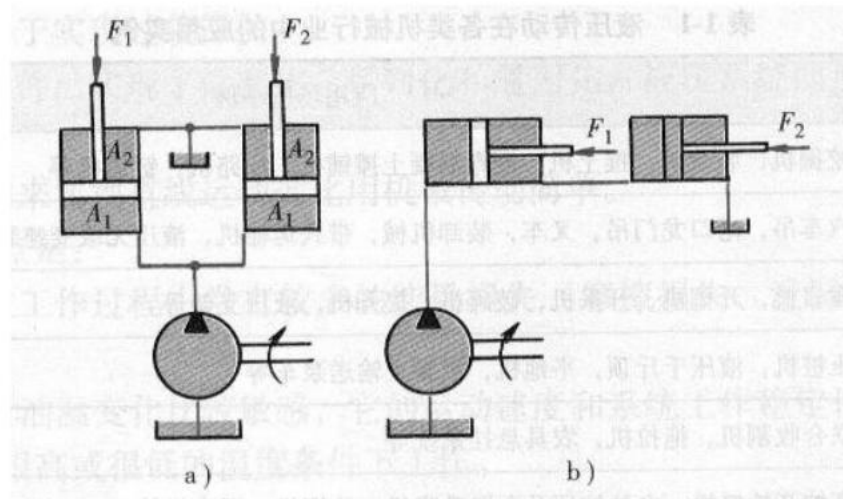
$$F_l = (F + 175) \frac{l}{L} = (3125 + 175) \times \frac{25}{750} = 110 \text{ N}$$

(3) 考虑密封容腔中外泄：

$$S_2 = \frac{S_1 A_1 - 0.2 \times 100}{A_2} = 0.554 \text{ mm}$$

答：密封容积中的液体压力  $p = 17.69 \text{ MPa}$ ，杠杆端施加力  $F_l = 110 \text{ N}$ ，重物的上升高度  $S_2 = 0.554 \text{ mm}$ 。

1-2 如下图所示，两液压缸的结构和尺寸均相同，无杆腔和有杆腔的面积各为  $A_1$  和  $A_2$ ， $A_1 = 2A_2$ ，两缸承受负载  $F_1$  和  $F_2$ ，且  $F_1 = 2F_2$ ，液压泵流量为  $q$ ，求并联和串联时，活塞移动速度和压力。



并联时：如图 a，

因受力  $F_1 = 2F_2$ ，两缸顺序动作，右缸（负载  $F_2$ ）先动到端点，系统压力升高，左

缸开始动，两缸速度相同， $v = \frac{q}{A}$ 。压力由负载决定，左缸压力  $p_1 = \frac{F_1}{A_1} = \frac{2F_2}{A_1}$ ，右缸压

力  $p_2 = \frac{F_2}{A_1}$

串联时：如图 b，

速度由泵的流量决定：左缸  $v_1 = \frac{q}{A_1}$ ，右缸  $v_2 = v_1 \times \frac{A_2}{A_1} = \frac{qA_2}{A_1^2}$

压力由负载决定：左缸  $p_1 = \frac{\frac{F_2}{A_1} \times A_2 + F_1}{A_1} = \frac{1.25F_1}{A_1} = \frac{2.5F_2}{A_1}$ ，右缸  $p_2 = \frac{F_2}{A_1}$

1-3 液压传动系统有液压泵，液压阀、液压缸、油箱、管路等元件和辅件，还要有电动机，而电气驱动系统只要一台电动机就行了，为什么说液压传动系统的体积小呐？

答：这里指的主要是液压动力元件（液压泵）与发电机，液压执行元件（液压马达）与电动机的比较，对系统而言应具体问题具体分析。

与电动机相比，在同等体积下，液压执行元件能产生出更大的动力，也就是说，在同等功率下，液压装置的体积小、重量轻、结构紧凑，即：它具有大的功率密度或力密度，力密度在这里指工作压力。随着液压技术的提高，液压系统可以使用高压，则功率密度越大，出力大，体积小。在同等功率下，液压马达的体积是电动机的 12% 左右。

1-4 液压传动系统中，要经过两次能量的转换，一次是电动机的机械能转化为液压泵输出的液体能，另一次是输入执行元件的液压能转换为执行元件输出的机械能，能量的转化是有损失的，为什么要使用液压传动系统呐？

答：液压传动的优点：

(1) 与电动机相比，在同等体积下，液压装置能产生出更大的动力，也就是说，在同等功率下，液压装置的体积小、重量轻、结构紧凑，即：它具有大的功率密度或力密度，力密度在这里指工作压力。

(2) 液压传动容易做到对速度的无级调节，而且调速范围大，并且对速度的调节还可以在工作过程中进行。

(3) 液压传动工作平稳，换向冲击小，便于实现频繁换向。

(4) 液压传动易于实现过载保护，能实现自润滑，使用寿命长。

(5) 液压传动易于实现自动化，可以很方便地对液体的流动方向、压力和流量进行调节和控制，并能很容易地和电气、电子控制或气压传动控制结合起来，实现复杂的运动和操作。

(6) 液压元件易于实现系列化、标准化和通用化，便于设计、制造和推广使用。

对于具体设备或装置是否选用液压传动要具体分析，要与其它传动相比较，要充分发挥液压传动的优点避开其缺点。

## 第 2 章 思考题和习题解

2-1 有密闭于液压缸中的一段直径  $d=150\text{ mm}$ 、长  $l=400\text{ mm}$  的液压油，体积膨胀系数  $\beta=6.5\times 10^{-4}\text{ K}^{-1}$ ，密闭容积的一端的活塞可移动。如果活塞的外负载力不变，油温从  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  上到  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，求活塞位移。

解：体积膨胀系数  $\beta = \frac{\Delta V}{\Delta T V_1}$

$$\Delta V = V_2 - V_1 = \beta \Delta T V_1$$

$$S = \frac{\Delta V}{\frac{\pi}{4} \times 150^2} = \frac{6.5 \times 10^{-4} \times 45 \times \frac{\pi}{4} \times 150^2 \times 400}{\frac{\pi}{4} \times 150^2} = 11.7\text{ mm}$$

答：活塞位移 11.7mm。

2-2 同 2-1，如果活塞不能动，液压缸是刚性的，试问由于温度变化，液压缸内的压力升高多少？

解：当压力不变时液体体积膨胀量：

$$\Delta V = \beta V_0 \Delta T = 6.5 \times 10^{-4} \times 45 \times \frac{\pi 150^2 \times 400}{4} \times 10^{-9} = 2.0665125 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

压力增大将膨胀后体积压缩为原体积，

$$\text{液体体积弹性模量 } K = -\frac{V_0}{\Delta V} \Delta P \quad \text{一般取 } K = 0.7 \times 10^3 \text{ MPa}$$

$$\Delta P = -\frac{K \times \Delta V}{V_0} = \frac{0.7 \times 10^3 \times \frac{\pi}{4} \times 150^2 \times 400 \times 45 \times 6.5 \times 10^{-4}}{\frac{\pi}{4} \times 150^2 \times 400} = 20.475 \text{ MPa}$$

答：压力升高 20.47 MPa。

2-3 某液压液在大气压下的体积是  $50 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ ，当压力升高后，其体积减少到  $49.9 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ ，取液压液的体积模量为  $K = 700.0 \text{ MPa}$ ，试求压力升高值。

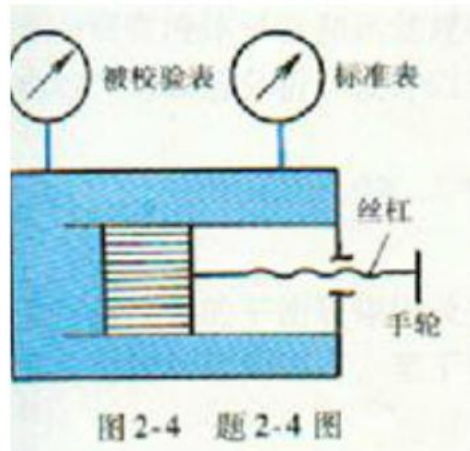
解：根据体积模量公式  $K = \frac{1}{k} = -\frac{V_0}{\Delta V} \Delta P$

$$\Delta P = -\frac{K \times \Delta V}{V_0} = \frac{700 \times (50 - 49.9) \times 10^{-3}}{50 \times 10^{-3}} = 1.4 \text{ MPa}$$

答：压力升高值 1.4MPa。

2-4 图 2-4 所示为标准压力表检验一般压力表的活塞式压力计。机内充满油液，其液体压缩率  $k = 4.75 \times 10^{-10} \text{ m}^2/\text{N}$ 。机内的压力由手轮丝杠和活塞产生。活塞直径

$d = 10 \text{ mm}$ ，丝杠螺距  $p = 2 \text{ mm}$ 。当压力为  $0.1 \text{ MPa}$  时，机内油液体积  $V = 200 \text{ ml}$ ，试求为在压力计内形成  $20 \text{ MPa}$  的压力。手轮要摇多少转？



解：先求  $\Delta V$ ，由液体压缩率  $k = -\frac{\Delta V}{\Delta P \times V_0}$

$$\Delta V = -k \times \Delta P \times V_0 = 4.75 \times 10^{-10} (20 - 0.1) \times 10^6 \times 200 \times 10^{-6} = 18905 \times 10^{-10} \text{ m}^3 = 1.89 \text{ ml}$$

转一圈产生的体积为：

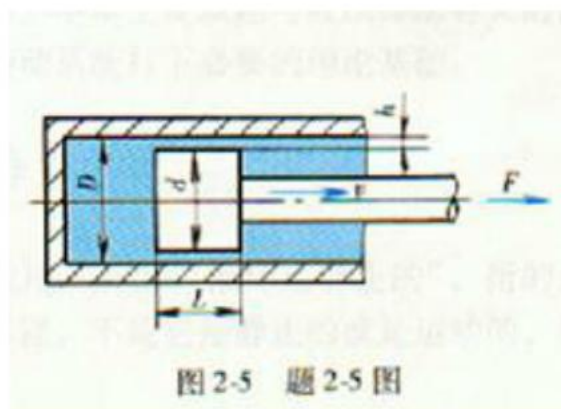
$$V = \frac{d^2 \pi}{4} \times 2 = 0.157 \text{ ml}$$

需要转数为：

$$n = \frac{\Delta V}{V} = 12$$

答：手轮要摇 12 转

2-5 如图 2-5 所示液压缸，其缸筒内径  $D = 120 \text{ mm}$ ，活塞直径  $d = 119.6 \text{ mm}$ ，活塞长度  $L = 140 \text{ mm}$ ，若油的动力粘度  $\mu = 0.065 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。活塞回程要求的稳定速度为  $v = 0.5 \text{ m/s}$ ，试求不计油液压力时拉回活塞所需的力  $F$ 。



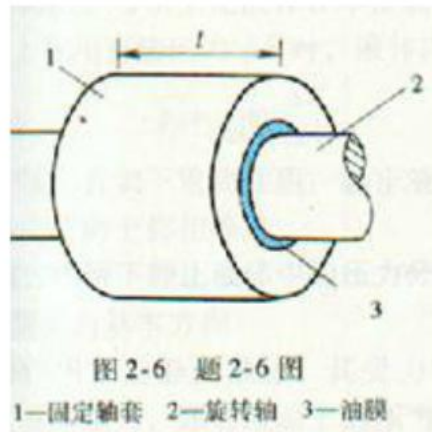
解：内摩擦力  $F = \mu A \frac{du}{dy}$

$$A = \pi dL$$

$$F = \mu A \frac{du}{dy} = 0.065 \times 140 \times 10^{-3} \times \pi \times 119.6 \times 10^{-3} \times \frac{0.5}{(140 - 119.6) \div 2} = 8.55 \text{ N}$$

答：需要的力为 8.55N。

2-6 滑动轴承由外径  $d=99.6\text{mm}$  的轴和内径  $D=100\text{mm}$ ，长度  $l=120\text{mm}$  的轴套所组成，如图 2-6 所示。在均匀的缝隙中充满了动力粘度  $\mu=0.051\text{Pa}\cdot\text{S}$  的润滑油（油膜厚度为  $0.2\text{mm}$ ）。试求使轴以转速  $n=480\text{r}/\text{min}$  旋转所需的转矩。



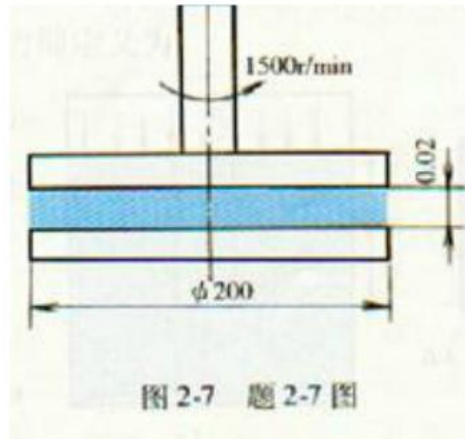
解：内摩擦力  $F = \mu A \frac{du}{dy}$

$$F = \mu A \frac{du}{dy} = 0.051 \times 0.1\pi \times 0.12 \times \frac{100\pi \times 480}{60 \times 0.2} = 24.14 \text{ N}$$

$$T = F \times \frac{D}{2} = 24.14 \times \frac{0.1}{2} = 1.2 \text{ Nm}$$

答：所需的转矩  $1.2\text{N}\cdot\text{m}$

2-7 图 2-7 所示，直径为  $200\text{mm}$  的圆盘，与固定圆盘端面间的间隙为  $0.02\text{mm}$ ，其间充满润滑油，油的运动粘度  $\nu=3 \times 10^{-5}\text{m}^2/\text{s}$ ，密度为  $900\text{kg}/\text{m}^3$ ，转盘以  $1500\text{r}/\text{min}$  转速旋转时，试求驱动转盘所需的转矩。



解：由内摩擦力公式： $F = \mu A \frac{du}{dy}$ ，

在半径  $r$  处微小环带  $dA = 2\pi r dr$  上的摩擦力为：

$$dF = \mu dA \frac{du}{dy} = \mu 2\pi r dr \frac{2\pi r n}{0.02} = 200\nu\rho\pi^2 nr^2 dr$$

其微小摩擦力矩为：

$$dT = dF \times r = 200\nu\rho\pi^2 nr^3 dr$$

总摩擦力矩为：

$$\begin{aligned} T &= \int dT = \int_0^{0.1} 200\nu\rho\pi^2 nr^3 dr \\ &= 200 \times 3 \times 10^{-5} \times 900 \times 3.14^2 \times (1500/60) \times 0.1^4 / 4 = 0.0333 \text{ Nm} \end{aligned}$$

答：驱动转盘需要扭矩 0.0333 Nm。

2-8 动力粘度  $\mu = 0.2 \text{ Pa}\cdot\text{s}$  的油液充满在厚度为  $h$  的缝隙中，如图 2-8 所示。若忽略作用在截锥体上下表面的流体压力。试求将截锥体以恒速  $n$  旋转所需的功率。已知： $\varphi = 45^\circ$ ， $a = 45 \text{ mm}$ ， $b = 60 \text{ mm}$ ， $h = 0.2 \text{ mm}$ ， $n = 90 \text{ r/min}$ 。

解：内摩擦力  $F = \mu A \frac{du}{dy}$

在半径  $r$  处微小环面积上的摩擦力为：

$$\begin{aligned} dF &= \mu A \frac{du}{dy} = 0.2 \times 2\pi r \frac{dr}{\sin \varphi} \times \frac{n 2\pi r}{0.2} = 4\pi^2 r^2 \frac{dr}{\sin \varphi} \times \frac{90}{60} = 6\pi^2 r^2 dr \frac{1}{\sin 45^\circ} \\ &= 6 \times \pi^2 \frac{1}{0.707} r^2 dr = 83.76 r^2 dr \end{aligned}$$

$$dT = dF \times r = 83.76 r^3 dr$$

$$T = \int_{r_1}^{r_2} 83.76 r^3 dr = 83.76 \frac{r^4}{4} \Big|_{0.045}^{0.105} = 21 \times (0.105^4 - 0.045^4) = 2.466 \times 10^{-3} \text{ Nm}$$

注：式中  $r_1 = a = 45 \text{ mm}$   
 $r_2 = a + b = 45 + 60 = 105 \text{ mm}$

$$P = T\omega = 2.466 \times 10^{-3} \times 2\pi \times 90 \div 60 = 0.023 \text{ W}$$

答：需要驱动功率 0.023W.

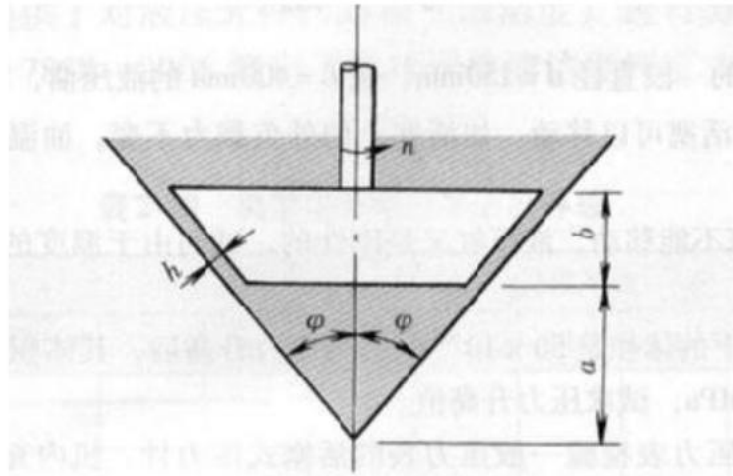
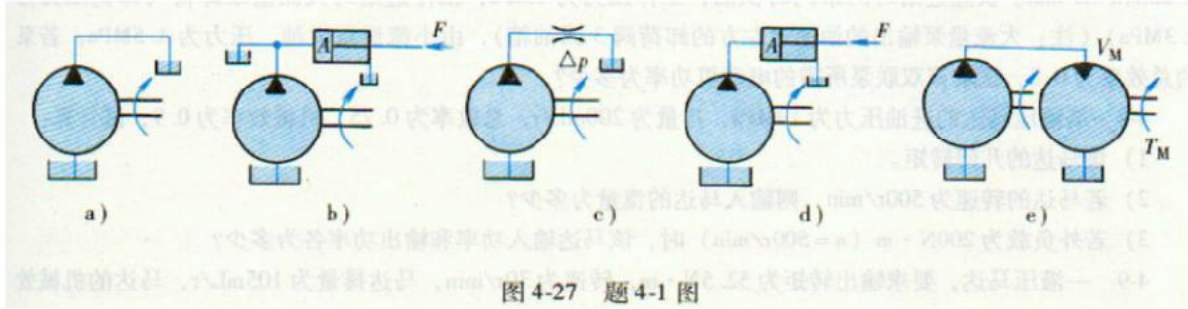


图 2-8 题 2-8 图



## 第 4 章 思考题和习题解

4-1 已知液压泵的额定压力和额定流量，若不计管道内压力损失，试说明图 4-27 所示各种工况下液压泵出口处的工作压力值。（不计管路压力损失及液压缸和马达机械损失）。



解：a)  $p_p = 0$ ； b)  $p_p = 0$ ； c)  $p_p = \Delta p$ ； d)  $p_p = \frac{F}{A}$ ； e)  $p_p = \frac{2\pi T}{V_m}$ 。

4-2 液压泵的额定流量为 100 L/min，液压泵的额定压力为 2.5 MPa，当转速为 1450 r/min 时，机械效率为  $\eta_m = 0.9$ 。由实验测得，当液压泵的出口压力为零时，流量为 106 L/min；压力为 2.5 MPa 时，流量为 100.7 L/min，试求：

(1) 液压泵的容积效率  $\eta_v$  是多少？

(2) 如果液压泵的转速下降到 500 r/min，在额定压力下工作时，计算液压泵的流量是多少？

(3) 计算在上述两种转速下液压泵的驱动功率是多少？

解：(1) 液压泵的容积效率  $\eta_v$ ：

$$\eta_v = \frac{q}{q_t} = \frac{100.7}{106} = 0.95$$

(2) 泵泄漏量  $\Delta q = 106 - 100.7 = 5.3 \text{ l/min}$

泵输出流量：

$$q_2 = Vn_2 - \Delta q = \frac{n_2}{n} q_t - \Delta q = \frac{500}{1450} \times 106 - 5.3 = 31.25 \text{ l/min}$$

(3) 在第一种情况下：

$$P_{i1} = \frac{P_{0r}}{\eta_m} = \frac{pq_t}{\eta_m} = \frac{2.5 \times 10^6 \times 106 \times 10^{-3}}{0.9 \times 60} = 4.9 \times 10^3 \text{ W}$$

在第二种情况下：

$$P_{i2} = \frac{pq_{t2}}{\eta_m} = \frac{2.5 \times 10^6 \times (500/1450) \times 106 \times 10^{-3}}{0.9 \times 60} = 1.69 \times 10^3 \text{ W}$$

答：液压泵的容积效率  $\eta_v$  为 0.95，在液压泵转速为 500r/min 时，估算其流量为 31.25l/min，液压泵在第一种情况下的驱动功率为  $4.9 \times 10^3 \text{ W}$ ，在第二种情况下的驱动功

率为  $1.69 \times 10^3 \text{W}$ 。

4-3 设液压泵转速为  $950 \text{r/min}$ ，排量  $V_p = 168 \text{ mL/r}$ ，在额定压力  $29.5 \text{ MPa}$  和同样转速下，测得的实际流量为  $150 \text{ L/min}$ ，额定工况下的总效率为  $0.87$ ，试求：

1) 泵的几何流量；2) 泵的容积效率；3) 泵的机械效率；4) 泵在额定工况下，所需电动机驱动功率；5) 驱动泵的转矩。

解：理论流量

$$q = Vn = 168 \times 950 / 60 = 2660 \text{ ml/s}$$

$$\text{容积效率 } \eta_v = \frac{150}{2660} = 0.94$$

$$\text{机械效率 } \eta_m = \frac{\eta}{\eta_v} = \frac{0.87}{0.94} = 0.926$$

泵在额定工况下的所需驱动功率：

$$P = \frac{pq}{\eta} = \frac{150 \times 10^{-3} \times 29.5 \times 10^6}{0.87 \times 60} = 84.8 \text{ KW}$$

$$\text{驱动泵的转矩： } T = \frac{P}{2\pi n} = \frac{84.8 \times 60}{2 \times 3.14 \times 950} = 0.85 \text{ KN}$$

答：理论流量  $2660 \text{ ml/s}$ ；容积效率  $0.94$ ；机械效率  $0.926$ ；

泵在额定工况下的所需驱动功率： $84.8 \text{ KW}$ ；

驱动泵的转矩： $0.85 \text{ KN}$

4-4 试分析双作用叶片液压泵配油盘的压油窗口端开三角形槽，为什么能降低压力脉动和噪声？

答：在配油盘压油窗口开三角形减振槽后，使工作容积逐渐与压油腔连通，压力变化率变小，就可以降低流量、压力脉动和噪声。

4-5 双作用叶片液压泵两叶片之间夹角为  $2\pi/z$ ，配油盘上封油区夹角为  $\varepsilon$ ，定子内表面曲线圆弧段的夹角为  $\beta$  (图 4-28)，它们之间应满足怎样的关系？为什么？

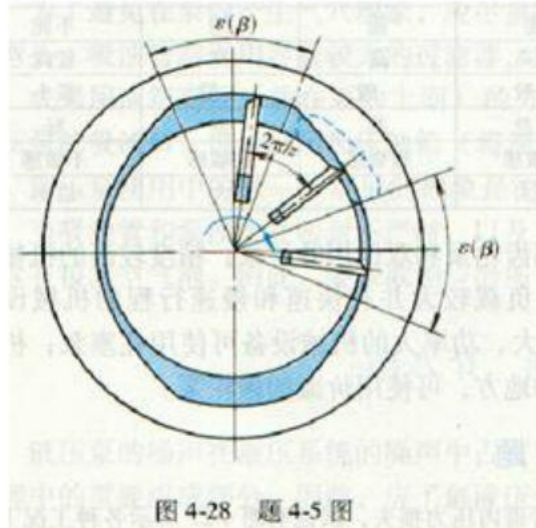


图 4-28 题 4-5 图

答:  $\beta \geq \varepsilon$  避免困油

$$\varepsilon \geq \frac{2\pi}{z} \quad \text{保证吸压油腔不连通}$$

4-6 某床液压系统采用限压式变量泵。泵的流量—压力特性曲线  $ABC$  如图 4-29 所示。泵的总效率为 0.7, 如机床在工作进给时泵的压力和流量分别为 4.5MPa 和 2.5 L/min 在快速移动时, 泵的压力和流量为 2.0MPa 和 20 L/min, 试问泵的特性曲线应调成何种形状? 泵所需的最大驱动功率为多少?

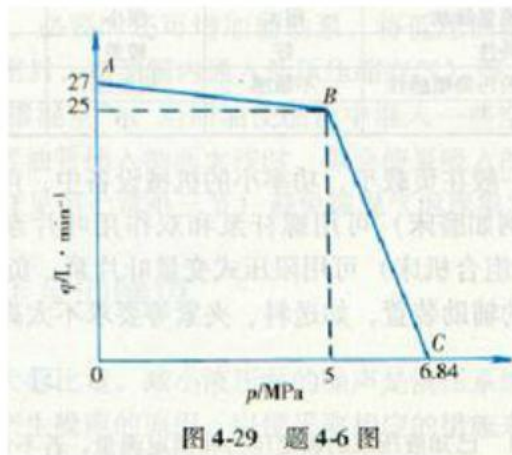


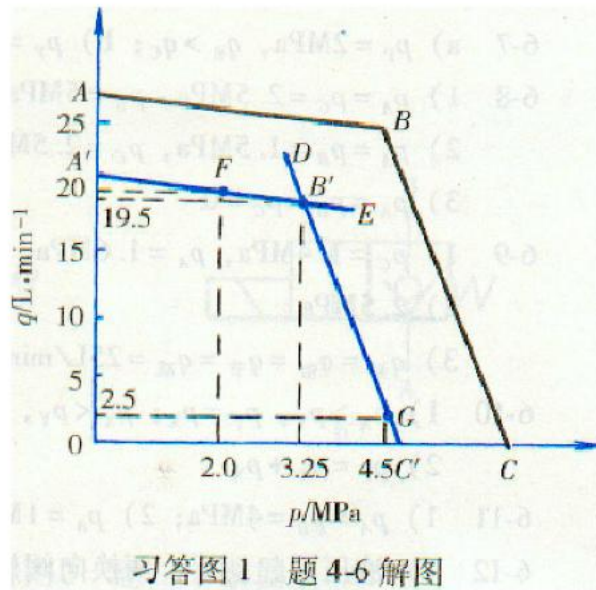
图 4-29 题 4-6 图

解: 工进功率  $p = \frac{pq}{\eta} = \frac{2.5 \times 10^{-3} \times 4.5 \times 10^6}{0.7 \times 60} = 0.27 \text{ KW}$

快进功率  $p = \frac{pq}{\eta} = \frac{20 \times 10^{-3} \times 2.0 \times 10^6}{0.7 \times 60} = 0.95 \text{ KW}$

最大功率  $p = \frac{pq}{\eta} = \frac{3.25 \times 10^{-3} \times 19.5 \times 10^6}{0.7 \times 60} = 1.5 \text{ KW}$

最大功率：1.5 kW



4-7 某组合机床动力滑台采用双联叶片泵作油源，如图 4-30 所示，大、小泵的额定流量分别为 40L/min 和 6L/min。快速进给时两泵同时供油，工作压力为 1 MPa。工作进给时大流量泵卸荷（卸荷压力为 0.3MPa）（注：大流量泵输出的油通过左方的卸荷阀 3 回油箱），由小流量泵供油，压力为 4.5 MPa 若泵的总效率为 0.8，试求该双联泵所需的电动机功率为多少？

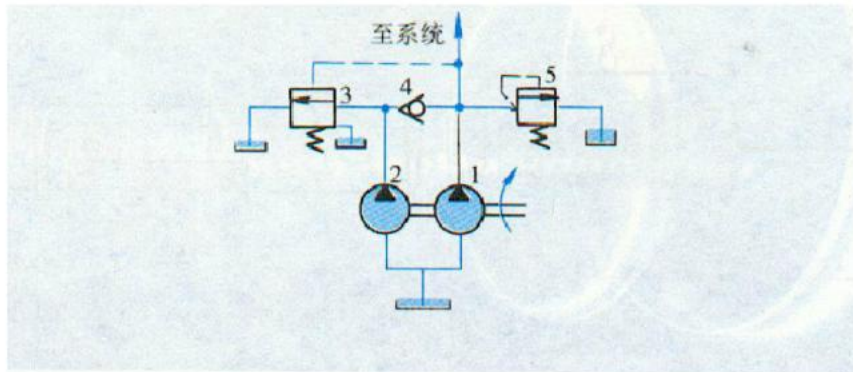


图 4-30 题 4-7 图

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

解：快进时：

$$p = \frac{pq}{\eta} = \frac{(40+6) \times 10^{-3} \times 1 \times 10^6}{0.8 \times 60} = 0.96 \text{ KW}$$

工进时

$$p = \frac{pq}{\eta} = \frac{40 \times 10^{-3} \times 0.3 \times 10^6 + 6 \times 10^{-3} \times 4.5 \times 10^6}{0.8 \times 60} = 0.81 \text{ KW}$$

4-8 某液压马达的进油压力为 10 MPa，排量 200 ml/r，总效率为 0.75，机械效率为 0.9，试计算：

1) 该马达的几何转矩。2) 若马达的转速为 500r/min，则输入马达的流量为多少?3) 若外负载为 200N·m ( $n=500\text{r/min}$ ) 时，该马达输入功率和输出功率各为多少?

解：几何转矩：

$$T = \frac{PV}{2\pi} = \frac{10 \times 10^6 \times 200 \times 10^{-6}}{2 \times 3.14} = 318.5 \text{ N m}$$

马达输入流量

$$q = \frac{Vn}{\eta_v} = \frac{200 \times 500 \times 10^{-3}}{0.75/0.9} = 2 \text{ L/S}$$

$$\text{输出功率： } p = 2\pi nT = 200 \times 2 \times 3.14 \times 500 \div 60 = 10.5 \text{ KW}$$

$$\text{输入功率 } p = \frac{pq}{\eta} = \frac{10.5}{0.75} = 14 \text{ KW}$$

答：马达的几何转矩 318.5 N m，马达的转速为 500r/min，则输入马达的流量为 2 L/s；外负载为 200N·m ( $n=500\text{r/min}$ ) 时，该马达输入功率 10.5 kW 输出功率为 14 kW。

4-9 液压马达，要求输出转矩为 52.5N·m，转速为 30r/min，马达排量为 105mL/r，马达的机械效率和容积效率均为 0.9，出口压力  $p_2=0.2\text{MPa}$ ，试求马达所需的流量和压力各为多少?

解：输入流量

$$q = \frac{Vn}{\eta_v} = \frac{30 \times 105 \times 10^{-3}}{0.9} = 3.5 \text{ L/min}$$

输入压力

$$T = \frac{\Delta PV}{2\pi} \eta_m = 52.5 \text{ N m}$$

$$\Delta p = \frac{52.5 \times 6.28}{105 \times 10^{-6} \times 0.9} = 3.49 \text{ MPa}$$

考虑出口背压 0.2MPa，所以输入 3.69MPa。

答：马达需要流量 3.5 L/min 压力 3.69MPa。

4-10 单叶片摆动液压马达，叶片底端和顶端的半径分别为  $R_1=50\text{mm}$  和  $R_2=120\text{mm}$ ，叶片宽度为  $b=40 \text{ mm}$ ，回油压力  $P_2=0.2\text{MPa}$ ，摆动马达的机械效率 0.9，若负载转矩为 1000Nm，试求摆动马达的输入油液压力  $p_1$  是多少?

解：单叶片摆动液压马达扭矩公式：

$$T = \frac{b}{2}(R_2^2 - R_1^2)(p_1 - p_2)\eta$$

带入数据:

$$1000 = \frac{0.04}{2}(0.12^2 - 0.05^2)(p_1 - 0.2 \times 10^6) \times 0.9$$

解得:  $p_1 = 4.87\text{MPa}$

答: 摆动马达的输入油液压力  $p_1 = 4.87\text{MPa}$ 。

4-11 双叶片摆动液压马达的输入压力  $P_1=4\text{MPa}$ ,  $q=25\text{L/min}$ , 回油压力  $P_2=0.2\text{MPa}$ , 叶片的底端半径  $R_1=60\text{mm}$ , 顶端半径  $R_2 = 110\text{mm}$ , 摆动马达的容积效率和机械效率均为 0.9, 若马达输出轴转速  $n=13.55\text{r/min}$ , 试求摆动马达叶片宽度  $b$  和输出转矩  $T$ 。

解: 对双叶片摆动马达, 角速度为:

$$\omega = \frac{q\eta_v}{b(R_2^2 - R_1^2)}$$

$$\frac{6.28 \times 13.55}{60} = \frac{25 \times 10^{-3} \times 0.9}{b(0.11^2 - 0.06^2) \times 60}$$

解得:  $b = 31.1\text{ mm}$

对双叶片摆动马达, 输出转矩为:

$$T = b(R_2^2 - R_1^2)(p_1 - p_2)\eta_m$$

$$T = 31.1 \times 10^{-3} (0.11^2 - 0.06^2) (4 - 0.2) \times 10^6 \times 0.9 = 904\text{Nm}$$

解得:  $T = 904\text{Nm}$

答: 马达叶片宽  $b = 31.1\text{ mm}$ , 输出转矩  $T = 904\text{Nm}$ 。

## 第 5 章 思考题和习题解

5-1 如图 5-23 所示三种结构形式的液压缸，活塞和活塞杆直径分别为  $D$ 、 $d$ ，如进入液压缸的流量为  $q$ ，压力为  $P$ ，试分析各缸产生的推力、速度大小以及运动方向。(提示：注意运动件及其运动方向)

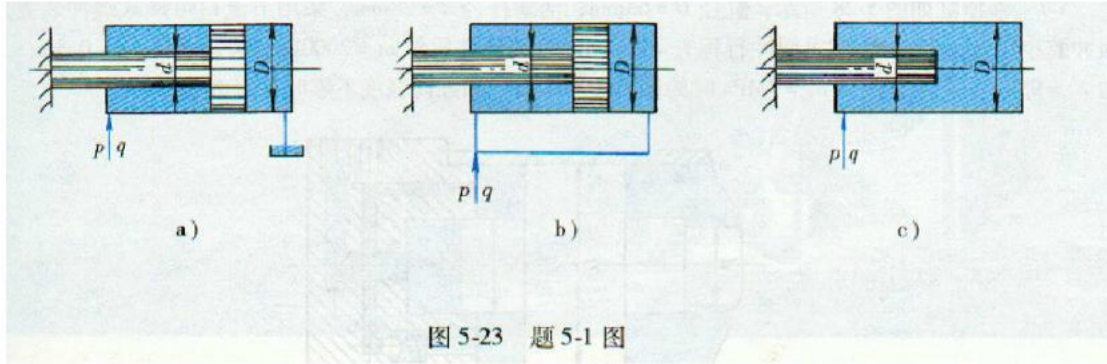


图 5-23 题 5-1 图

解：a) 缸体速度： $v = \frac{q}{A} = \frac{q}{\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}}$ ，缸体向左运动。

$$\text{缸体推力 } F = pA = p \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

b) 缸体速度： $v = \frac{q}{A} = \frac{q}{\frac{\pi d^2}{4}}$ ，缸体向右运动

$$\text{缸体推力 } F = pA = p \frac{\pi d^2}{4}$$

c) 缸体速度： $v = \frac{q}{A} = \frac{q}{\frac{\pi d^2}{4}}$

$$\text{缸体推力 } F = pA = p \frac{\pi d^2}{4} \quad \text{缸体向右运动}$$

5-2 如图 5-24 所示，与工作台相连的柱塞液压缸，工作台质量为 980kg，缸筒与柱塞间摩擦阻力  $F_f = 1960 \text{ N}$ ， $D=100\text{mm}$ ， $d=70\text{mm}$ ， $d_0=30\text{mm}$ ，试求：工作台在 0.2s 时间内从静止加速到最大稳定速度  $v=7\text{m/min}$  时，液压泵的供油压力和流量各为多少？

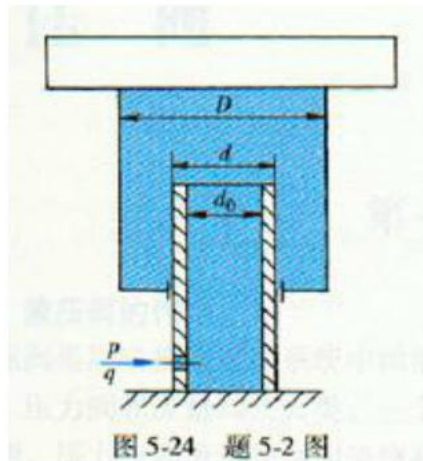


图 5-24 题 5-2 图

解：加速度  $a = \frac{v}{t} = \frac{7}{0.2 \times 60} = 0.584 \text{ m/s}^2$

对缸体受力分析：

$$p \times \frac{\pi d^2}{4} = F_f + 980 \times 9.8 + 980 \times a$$

$$p \times 0.00385 = 1960 + 980 \times 9.8 + 980 \times 0.584 = 12136.32$$

求得：  $P = 3.15 \text{ MPa}$

最大流量：  $q = vA = 7 \times 10^3 \times \frac{\pi d^2}{4} = 26.92 \text{ L/min}$

答：液压泵供油压力  $P = 3.15 \text{ MPa}$ ；流量  $26.92 \text{ L/min}$ 。

5-3 如图 5-25 所示两个单柱塞缸，缸内径为  $D$ ，柱塞直径为  $d_0$ ，其中一个柱塞

缸的缸固定，柱塞克服负载而移动；另一个柱塞固定，缸筒克服负载而运动。如果在两个柱塞缸中输入同样流量和压力的油液，试问它们产生的速度和推力是否相等？为什么？

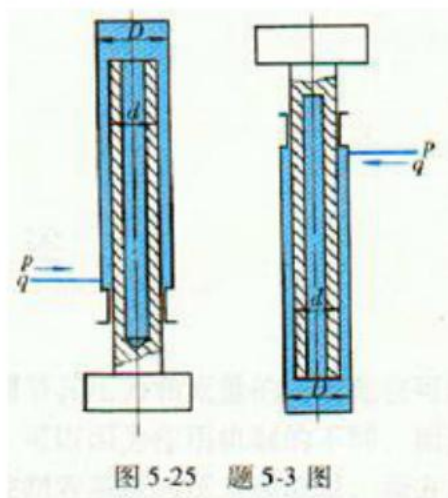


图 5-25 题 5-3 图

解：1：柱塞移动：



柱塞速度:  $v = \frac{q}{A} = \frac{q}{\frac{\pi d^2}{4}}$     输出力  $F = pA = p \frac{\pi d^2}{4}$

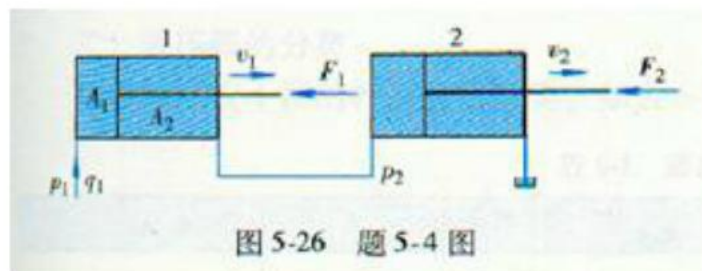
2: 缸体移动:

缸体速度:  $v = \frac{q}{A} = \frac{q}{\frac{\pi d^2}{4}}$     输出力  $F = pA = p \frac{\pi d^2}{4}$

答: 可以看出两中情况下, 速度相等, 出力相等。运动是相对的。

5-4 如图 5-26 所示两个结构和尺寸均相同相互串联的液压缸, 无杆腔面积  $A_1 = 1 \times 10^{-2} \text{m}^2$ , 有杆腔面积  $A_2 = 0.8 \times 10^{-2} \text{m}^2$ , 输入油压力  $p_1 = 0.9 \text{MPa}$ , 输入流量  $q_1 = 12 \text{L/min}$ 。不计损失和泄漏, 试求:

- 1) 两缸承受相同负载时( $F_1 = F_2$ ), 负载和速度各为多少?
- 2) 缸 1 不受负载时( $F_1 = 0$ ), 缸 2 能承受多少负载?
- 3) 缸 2 不受负载时( $F_2 = 0$ ), 缸 1 能承受多少负载?



解: 1) 由  $F_1 = F_2$ ,

$$F_1 = p_1 A_1 - p_2 A_2$$

$$F_2 = p_2 A_1$$

联立求得:  $p_2 = 0.5 \text{MPa}$

$$F_2 = p_2 A_1 = 0.5 \times 10^4 \text{N}$$

$$v_1 = \frac{q_1}{A_1} = \frac{12 \times 10^{-3}}{60 \times 1 \times 10^{-2}} = 0.02 \text{m/s}$$

$$v_2 = \frac{q_2}{A_1} = \frac{12 \times 10^{-3} \times 0.8}{60 \times 1 \times 10^{-2}} = 0.016 \text{m/s}$$

答: 负载 5000N, 速度 0.02m/s,  $v_2 = 0.016 \text{m/s}$

2) 由  $F_1 = 0$ ,

对 1 缸的活塞受力平衡:  $p_1 A_1 = p_2 A_2$  得  $p_2 = 1.125 \text{MPa}$

缸 2 输出力  $F_2 = p_2 A_1 = 1.125 \times 1 = 11250\text{N}$

答：缸 2 最大承受负载 11250N

3) 由  $F_2 = 0$ ，得  $p_2 = 0$ ，

输出力  $F_1 = p_1 A_1 = 0.9 \times 10^6 \times 1 \times 10^{-2} = 9000\text{N}$

答：缸 1 承受最大负载 9000N。

5-5 液压缸如图 5-27 所示，输入压力为  $P_1$ ，活塞直径为  $D$ ，柱塞直径为  $d$ ，试求输出压力  $P_2$  为多大？

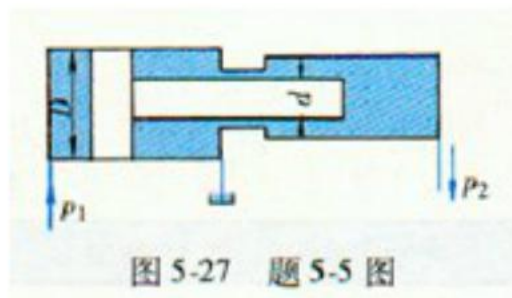


图 5-27 题 5-5 图

解：由活塞杆受力平衡：

$$p_1 \frac{\pi D^2}{4} = p_2 \frac{\pi d^2}{4}$$

$$\text{得： } p_2 = p_1 \frac{D^2}{d^2}$$

5-6 一单杆活塞缸快进时采用差动连接，快退时油液输入缸的有杆腔，设缸快进、快退的速度均为 0.1m/s，工进时杆受压，推力为 25000N。已知输入流量  $q=25\text{L/min}$ ，背压  $p_2=0.2\text{MPa}$ ，试求：

- 1) 缸和活塞杆直径  $D$ 、 $d$ 。
- 2) 缸筒壁厚，缸筒材料为 45 钢。
- 3) 如活塞杆铰接，缸筒固定，安装长度为 1.5m，校核活塞杆的纵向稳定性。

解：1，快进差动连接：

$$v = \frac{q}{A} = \frac{q}{\frac{\pi d^2}{4}} = 0.1 = \frac{25 \times 10^{-3} \times 4}{60 \times 3.14 \times d^2}$$

得  $d=73\text{mm}$

快退时油进入有杆腔：

$$v = \frac{q}{A} = \frac{q}{\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}} = 0.1 = \frac{4 \times 25 \times 10^{-3}}{60 \times \pi(D^2 - 75^2)}$$

$$D^2 - 75^2 = \frac{4 \times 25 \times 10^{-3}}{60 \times \pi} \times 10 = 0.0053$$

得  $D=105\text{mm}$

$$\text{工进时: } F = pA = p \frac{\pi D^2}{4} = 250000\text{N} = \Delta P \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3.14 \times 0.105^2}{4} \Delta p$$

$$P1 = 2.89 + 0.2\text{MPa}$$

2) 求缸筒的壁厚:

假设  $D/\delta \geq 10$ ,

$$\delta \geq \frac{P_y D}{2[\sigma]} = \frac{1.5 \times 3 \times 10^6 \times 0.105}{2 \times 600 \div 5 \times 10^6} = 1.9\text{mm}$$

验证, 实际满足

3) 活塞杆稳定性校核:

$$F \leq \frac{F_K}{n_K} = \frac{F_K}{3}$$

查表得  $\psi_1 = 85$ ,  $\psi_2 = 2$ ,  $\psi_1 \sqrt{\psi_2} = 120$

$$r_K = \sqrt{J/A} = \sqrt{\frac{3.14 D^4}{64 A}} = \frac{D}{4}$$

$$l/r_K = 1.5 \times 4/d = 6/0.07 = 82$$

所以

$$F_K = \frac{fA}{1 + \frac{\alpha}{\psi_2 \left(\frac{l}{r_K}\right)^2}} = \frac{490 \times \frac{\pi}{4} \times 0.075^2}{1 + \frac{1}{\psi_2 \left(\frac{l}{r_K}\right)^2}} = \frac{2.16365625}{1 + 1.43328618576143\text{E}-5} = 2.2 \times 10^6$$

$$F \leq \frac{F_K}{n_K} = \frac{F_K}{3} = \frac{2200000}{3} = 733333\text{N}$$

答, 稳定。

5-7 液压缸如图 5-28 所示, 缸径  $D = 63\text{mm}$ , 活塞杆径  $d = 28\text{mm}$ , 采用节流口可调式缓冲装置, 环形缓冲腔小径  $d_c = 35\text{mm}$ , 试求缓冲行程  $l_c = 25\text{mm}$ , 运动部件质量  $m = 2000\text{kg}$ , 运动速度  $v_0 = 0.3\text{m/s}$ , 摩擦力  $F_f = 950\text{N}$ , 工作腔压力  $p_p = 7\text{MPa}$  时的最大缓冲压力。如缸筒强度不够时该怎么办?

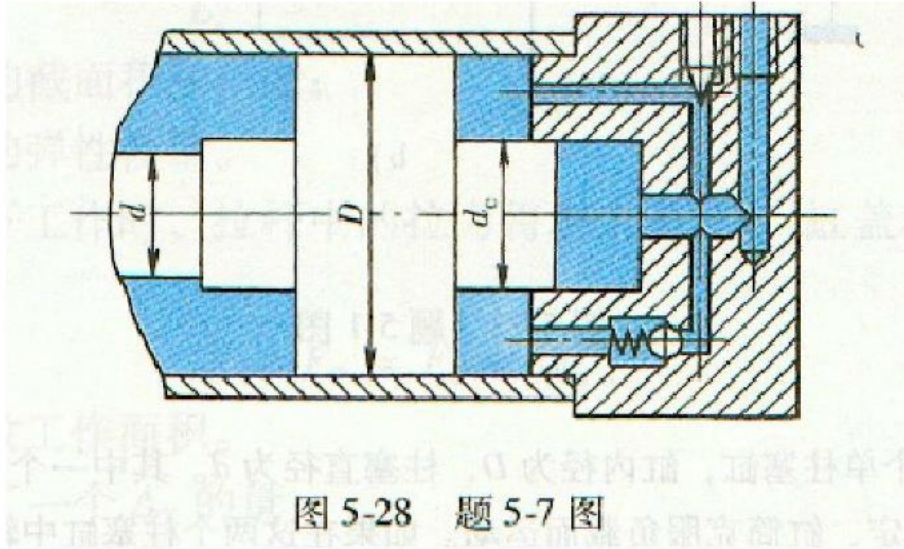


图 5-28 题 5-7 图

解：由节流口可调式冲击压力公式：

$$p_{\max} = p_c + \frac{mv^2}{2A_c l_c}$$

$$p_{\max} = \frac{p_p A_p l_c + \frac{1}{2}mv^2 - F_f l_c}{A_c l_c} + \frac{mv^2}{2A_c l_c}$$

式中：  $A_c = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_c^2) = 2.13 \times 10^{-3} m^2$

$$A_p = \frac{\pi}{4}(D^2 - d_c^2) = 2.5 \times 10^{-3} m^2$$

$$p_{\max} = \frac{7 \times 10^6 \times 2.5 \times 10^{-3} \times 25 \times 10^{-3} + 0.5 \times 2000 \times 0.3^2 - 950 \times 0.025}{2.13 \times 10^{-3} \times 0.025} + \frac{2000 \times 0.3^2}{2.13 \times 10^{-3} \times 0.025 \times 2}$$

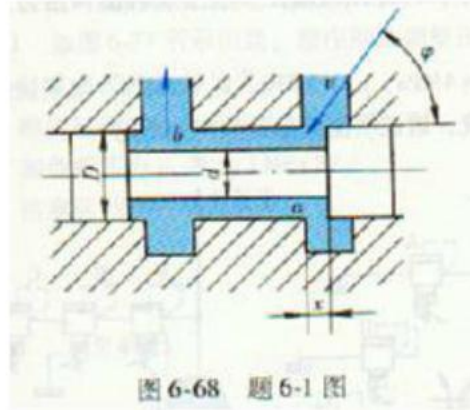
$$p_{\max} = 9.46 \text{ MPa}$$

答：  $p_{\max} = 11.3 \text{ MPa}$

如果缸筒强度不够，可适当开大节流口，增大行程。

## 第 6 章 思考题和习题解

6-1 如图 6-68 所示：圆柱形阀心， $D=20\text{mm}$ ， $d=10\text{mm}$ ，阀口开度  $x=2\text{mm}$ 。压力油在阀口处的压力降为  $\Delta p_1=0.3\text{ MPa}$ ；在阀腔  $a$  点到  $b$  点的压力降  $\Delta p_2=0.03\text{ MPa}$ ，油的密度  $\rho=9000\text{ kg/m}^3$ ，通过阀口时的角度  $\varphi=69^\circ$ ，流量系数  $C_d=0.65$ ，试求油液对阀心的作用力。



解：稳态液动力：

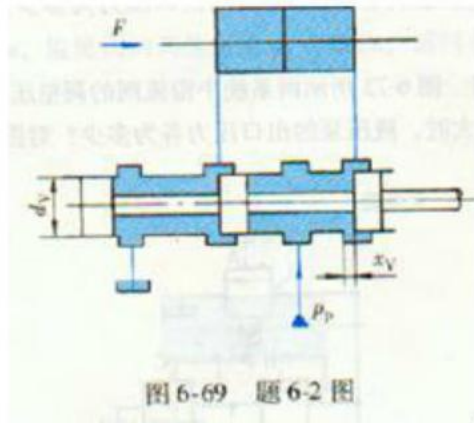
$$F_{bs} = 2C_d C_v w \sqrt{C_r^2 + x_v^2} \Delta P \cos \phi$$

$$F_{bs} = 2 \times 0.65 \times 1 \times \pi \times 0.02 \times 0.002 \times 0.03 \times 0.933 = 4.5\text{ N}$$

$$F_{bs} = 2 \times 0.65 \times 1 \times \pi \times 0.02 \times 0.002 \times (0.03 + 0.3) \times 0.933 = 50\text{ N}$$

答：油液对阀心的作用力 3.58N。

6-2 图 6-69 所示液压缸直径  $D=100\text{mm}$ ，杆径  $d=60\text{mm}$ ，负载  $F=2000\text{N}$ ，进油压力  $p_p=5\text{ MPa}$ ，滑阀阀心直径  $d_v=30\text{mm}$ ，阀口开度  $x_v=0.4\text{mm}$ ，射流角  $\varphi=69^\circ$ ，阀口速度系数  $C_v=0.98$ ，流量系数  $C_d=0.62$ 。不考虑沿程损失，求阀心受力的大小和方向，以及活塞运动的速度。



解：驱动负载需要的压力：

$$p = \frac{F}{A} = \frac{2000}{\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}} = \frac{8000}{3.14 \times (0.1^2 - 0.06^2)} = 0.39 \text{ MPa}$$

利用薄壁小孔流量公式：

$$q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = C_d \pi D x \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = 0.62 \times \pi \times 0.03 \times 0.0004 \times \sqrt{\frac{2 \times (5 - 0.39) \times 10^6}{900}} = 0.02359 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{活塞速度： } v = \frac{q}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} = \frac{778 \times 4}{3.14(100^2 - 60^2)} = 0.155 \text{ m/s}$$

$$\text{稳态液动力： } F_{bs} = 2C_d C_v w \sqrt{C_r^2 + x_v^2} \Delta P \cos \phi$$

$$F_{bs} = 2 \times 0.62 \times 0.98 \times 3.77 \times 10^{-5} \times 4.61 \times 0.933 = 197 \text{ N}$$

$$\text{通流截面： } A = \pi d_v x_v = 3.14 \times 0.03 \times 0.4 \times 10^{-3} = 3.77 \times 10^{-5}$$

力使阀口关闭。

6-3 如图 6-70 所示液压缸， $A_{11} = 30 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ ， $A_2 = 12 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ ， $F = 30000 \text{ N}$ ，液控单向阀用作闭锁以防止液压缸下滑，阀的控制活塞面积  $A_k$  是阀心承压面积  $A$  的三倍。若摩擦力、弹簧力均忽略不计，试计算需要多大的控制压力才能开启液控单向阀？开启前液压缸中最高压力为多少？

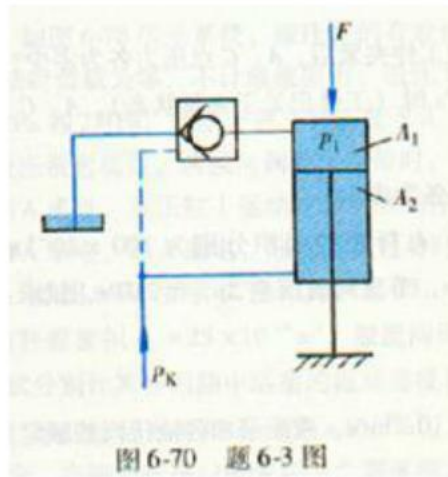


图 6-70 题 6-3 图

解：开启前对油缸筒受力分析，向下的力等于向上的力：

$$F + \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)p_k = p_1 \times \frac{\pi}{4}D^2$$

得控制活塞面积  $A_k$  是阀心承压面积  $A$  的三倍，即：

$$p_k = 3p_1$$

$$\text{联立： } 30000 + 12 \times 10^{-4} p_k = 30 \times 10^{-4} \times 3 \times p_k$$

$$\text{求得： } p_k = 3.85 \text{ MPa}$$

$$p_1 = 11.55 \text{ MPa}$$

答：需要 3.85MPa 打开阀，此时缸中最高压 11.55MPa。

6-4 如图 6-71 所示回路，内泄式液控单向阀的控制压力由电磁阀控制。试车时发现电磁铁断电时，液控单向阀无法迅速切断油路；此外，开启液控单向阀所需的控制压力  $p_k$  也较高。试分析原因并提出改进的方法。

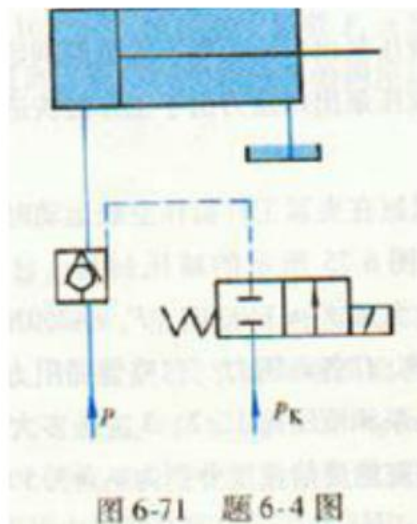


图 6-71 题 6-4 图

答：原因：电磁铁断电时，控制腔压力不能迅速卸掉；原因是内泄式，故开启时所需控制压力较高，改进方法：用二位三通电磁阀，断电时接通油箱，用外泄式液控单向阀。

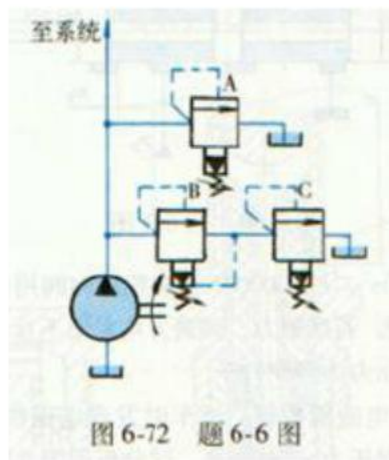
6-5 三位换向阀的哪些中位工作机能能满足表列特性，请在相应位置打“√”。

特性 \ 中位机能	O	P	M	Y	H
系统保压					
系统卸荷					
换向精度高					
起动平稳					
液压缸浮动					

答

	O	P	M	Y	H
	√	√		√	
			√		√
	√		√		
		√			
				√	√

6-6 图 6-72 所示系统中溢流阀的调整压力分别为  $p_A = 3\text{MPa}$ ， $p_B = 1.4\text{MPa}$ ， $p_C = 2\text{MPa}$ 。试求当系统外负载为无穷大时，液压泵的出口压力为多少？如将溢流阀 B 的遥控口堵住，液压泵的出口压力又为多少？

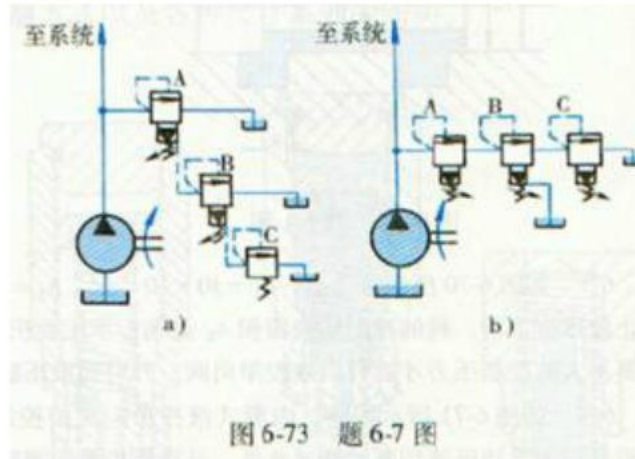


答：1，泵出口压力 2MPa，解释：此时 B 的遥控口接 C，B 不起作用，直接通过。



2, 3MPa 解释：此时 BC 实现串联，开启压力为  $1.4+23\text{MPa}$ ，所以打不开，由 A 决定压力。

6-7 图 6-73 所示两系统中溢流阀的调整压力分别为  $p_A = 4\text{MPa}$ ， $p_B = 3\text{MPa}$ ， $p_C = 2\text{MPa}$ 。当系统外负载为无穷大时。液压泵的出口压力各为多少？对图 6-73a 的系统。请说明溢流量是如何分配的？



答：a: 2MPa, 流量  $q_B > q_C$ 。

解释：AB 通过控制口流出，先导口不起作用，由压力由 C 决定压力，远程调压，主阀芯打开，通过控制口流向下一阀。

b: 6MPa

解释：B 卸荷，AC 串联，流量相等。

6-8 图 6-74 所示系统溢流阀的调定压力为 5MPa，减压阀的调定压力为 2.5MPa。试分析下列各工况，并说明减压阀阀口处于什么状态？

1) 当液压泵出口压力等于溢流阀调定压力时，夹紧缸使工件夹紧后，A，C 点压力各为多少？

2) 当液压泵出口压力由于工作缸快进，压力降到 1.5MPa 时（工件仍处于夹紧状态），A，C 点压力各为多少？

3) 夹紧缸在夹紧工件前作空载运动时，A、B、C 点压力各为多少？

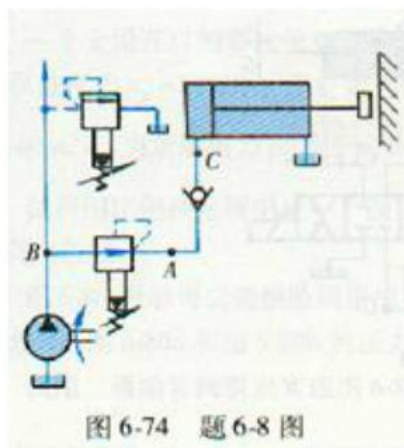


图 6-74 题 6-8 图

答：1) 工件夹紧时，夹紧缸压力即为减压调整压力， $p_A=p_C=2.5\text{MPa}$  减压阀开口很小，这时仍有一部分油通过减压阀阀芯的小开口（或三角槽），将先导阀打开而流出，减压阀阀口始终处于工作状态。

2) 泵的压力突然降到  $1.5\text{MPa}$  时，减压阀的进口压力小于调整压力，减压阀阀口全开而先导阀处于关闭状态，阀口不起减压作用， $p_A=p_B=1.5\text{MPa}$ 。单向阀后的 C 点压力，由于原来夹紧缸处于  $2.5\text{MPa}$ ，单向阀在短时间内有保压作用，故  $=2.5\text{MPa}$  以免夹紧的工件松动。

3) 夹紧缸作空载快速运动时， $p_C=0$ ，A 点的压力如不考虑油液流过单向阀造成的压力损失， $p_A=0$ ，因减压阀阀口全开，若压力损失不计，则  $p_B=0$  由此可见，夹紧缸空载快速运动时将影响到泵的工作压力。

6-9 如图 6-75 所示的减压回路，已知液压缸无杆腔、有杆腔的面积分别为  $100 \times 10^{-4} \text{m}^2$ ， $50 \times 10^{-4} \text{m}^2$ ，最大负载  $F_1=14000\text{N}$ 、 $F_2=4250\text{N}$ ，背压  $p=0.15\text{MPa}$ ，节流阀的压差  $p=0.2\text{MPa}$ ，试求：

1) A, B, C 各点压力（忽略管路阻力）。

2) 液压泵和液压阀 1、2、3 应选多大的额定压力？

3) 若两缸的进给速度分别为  $v_1 = 3.5 \times 10^{-2} \text{m/s}$ ， $v_2 = 4 \times 10^{-2} \text{m/s}$ 。液压泵和各液压

阀的额定流量应选多大？

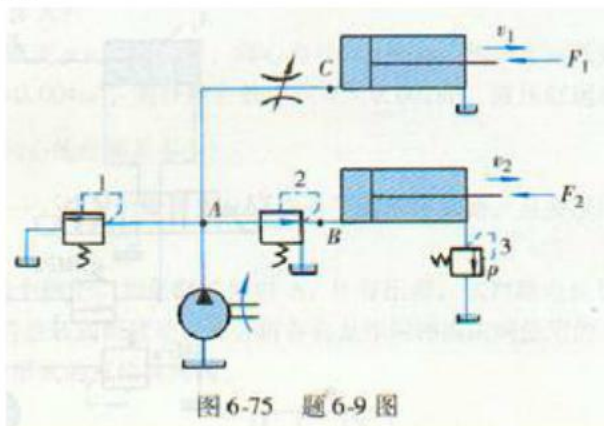


图 6-75 题 6-9 图

解：1) 负载产生的压力： $p_1 = \frac{F}{A} = \frac{14000}{100 \times 10^{-4}} = 1.4 \text{MPa}$

$$p_2 = \frac{F}{A} = \frac{4250}{100 \times 10^{-4}} = 0.425 \text{MPa}$$

背压在无杆腔产生压力 0.075MPa

B 点压力由负载决定： $0.425 + 0.075 = 0.5 \text{MPa}$ 。

$p_A = 1.6 \text{MPa}$ ;

$p_B = 0.5 \text{MPa}$ ;

$p_C = 1.4 \text{MPa}$ ; 负载决定。

2) 选额定压力 2.5MPa。

3) 缸 1 回油流量  $q = AV = 50 \times 10^{-4} \times 3.5 \times 10^{-2} \times 10^3 \times 60 = 10.5 \text{L/min}$

缸 2 回油流量  $q = AV = 50 \times 10^{-4} \times 4 \times 10^{-2} \times 10^3 \times 60 = 12 \text{L/min}$

总流量为  $q = AV = 100 \times 10^{-4} \times (3.5 + 4) \times 10^{-2} \times 10^3 \times 60 = 45 \text{L/min}$

额定流量 所有的  $q_p = 25 \text{L/min}$

背压阀  $q_b = 16 \text{L/min}$

6-10 如图 6-76 所示回路，顺序阀和溢流阀串联，调整压力分别为  $p_x$  和  $p_y$ ，当系统外负载为无穷大时，试问

1) 液压泵的出口压力为多少？

2) 若把两阀的位置互换，液压泵的出口压力又为多少？

答：1，顺序阀在前： $p_x > p_y$  时  $p_p = p_x$ ； $p_x < p_y$  时  $p_p = p_y$

2，溢流阀在前： $p_p = p_x + p_y$

解释：顺序阀常闭。压力达到才开启，类似溢流阀。

6-11 如图 6-77 所示回路，顺序阀的调整压力  $p_x = 3 \text{MPa}$ ，溢流阀的调整压力  $p_y = 5 \text{MPa}$ ，试问在下列情况下 A、B 点的压力各为多少？

1) 液压缸运动，负载压力  $p_L = 4 \text{MPa}$  时。

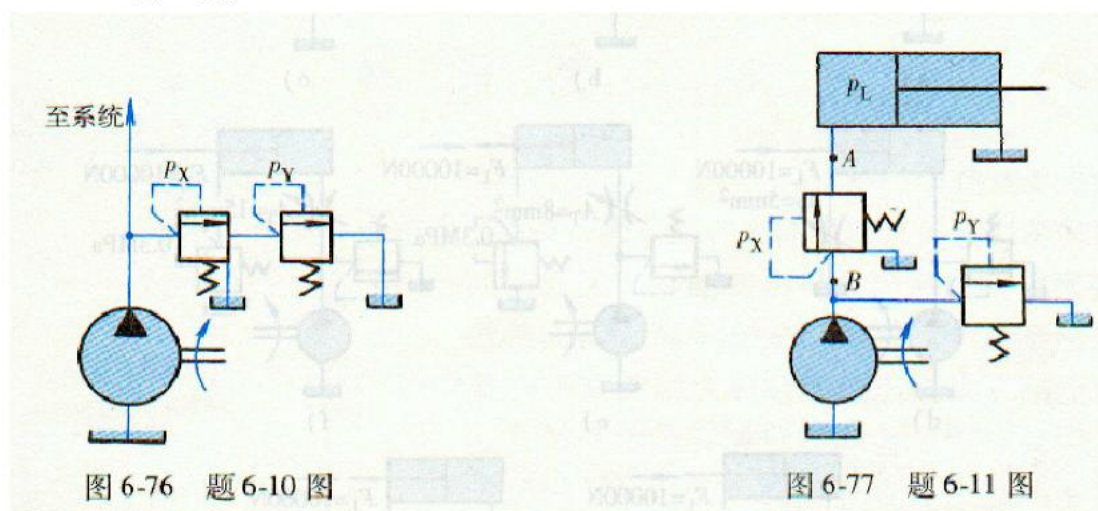
2) 如负载压力  $p_L$  变为  $1 \text{MPa}$  时。

3) 活塞运动到右端时。

答：1， $p_A = p_B = 4 \text{MPa}$  顺序阀打开，直接联通，压力损失不计了

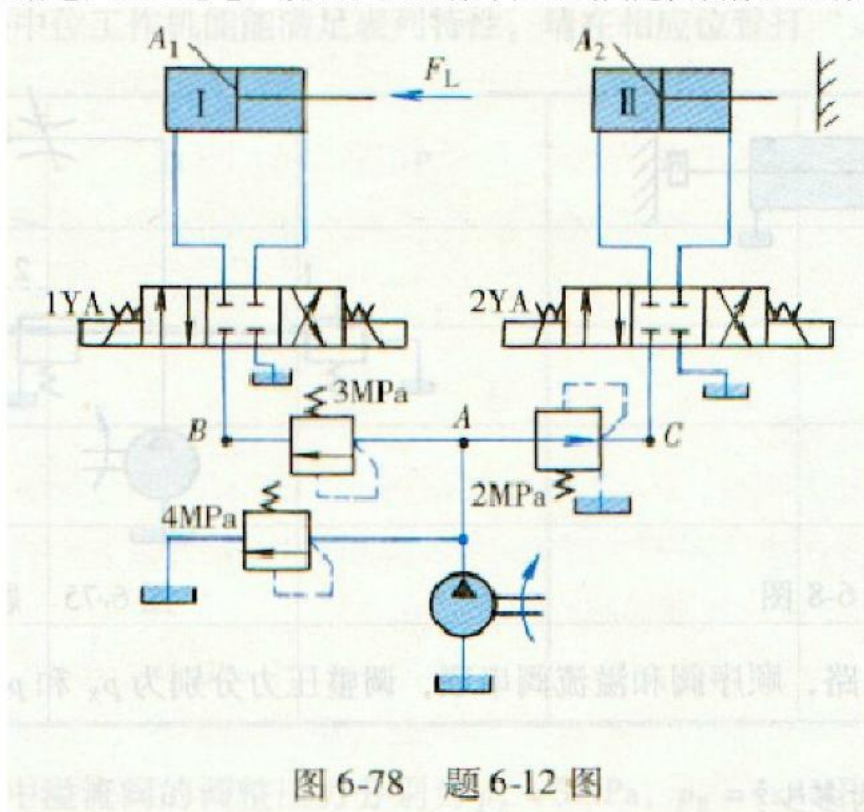
2， $p_A = 1 \text{MPa}$ ，负载决定， $p_B = 3 \text{MPa}$  顺序阀没全打开。

3,  $p_A = p_B = 5 \text{ MPa}$  顺序阀顺序动作, 溢流阀溢流。



6-12 如图 6-78 所示系统, 液压缸的有效面积  $A_1 = A_2 = 100 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ , 液压缸 I 负载  $F = 35000 \text{ N}$ , 液压缸 II 运动时负载为零, 不计摩擦阻力、惯性力和管路损失, 溢流阀、顺序阀和减压阀的调定压力分别为  $4 \text{ MPa}$ 、 $3 \text{ MPa}$ 、 $2 \text{ MPa}$ , 试求下列三种工况下 A、B 和 C 处的压力。

- 1) 液压泵启动后, 两换向阀处于中位时。
- 2) 1YA 通电, 液压缸 I 运动时和到终端停止时。
- 3) 1YA 断电, 2YA 通电, 液压缸 II 运动时和碰到固定挡块停止运动时。



解: 缸负载产生压力  $p = \frac{35000}{100 \times 10^{-4}} = 3.5 \text{ MPa}$

1,  $p_A = p_B = 4 \text{ MPa}$   $p_C = 2 \text{ MPa}$

2, 缸 1 运动时  $p_A = p_B = 3.5 \text{ MPa}$  顺序阀打开,  $p_C = 2 \text{ MPa}$

运动终止  $p_A = p_B = 4 \text{ MPa}$   $p_C = 2 \text{ MPa}$

3, 1YA 断电, 2YA 得电, 缸 2 动时

$p_A = p_B = p_C = 0 \text{ MPa}$

1YA 断电, 2YA 得电, 缸 2 到位时

$p_A = p_B = 4 \text{ MPa}$

$p_C = 2 \text{ MPa}$

6-13 如图 6-79 所示八种回路, 已知: 液压泵流量, 液压缸无杆腔面积  $A_1 = 50 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ , 有杆腔面积  $A_2 = 25 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ 。溢流阀调定压力  $p_Y = 2.4 \text{ MPa}$ , 负载  $F_L$  及节流阀通流面积  $A_T$  均已标在图上, 试分别计算各回路中活塞的运动速度和液泵的工作压力。(设  $C_d = 0.62$ ,  $\rho = 870 \text{ kg/m}^3$ )

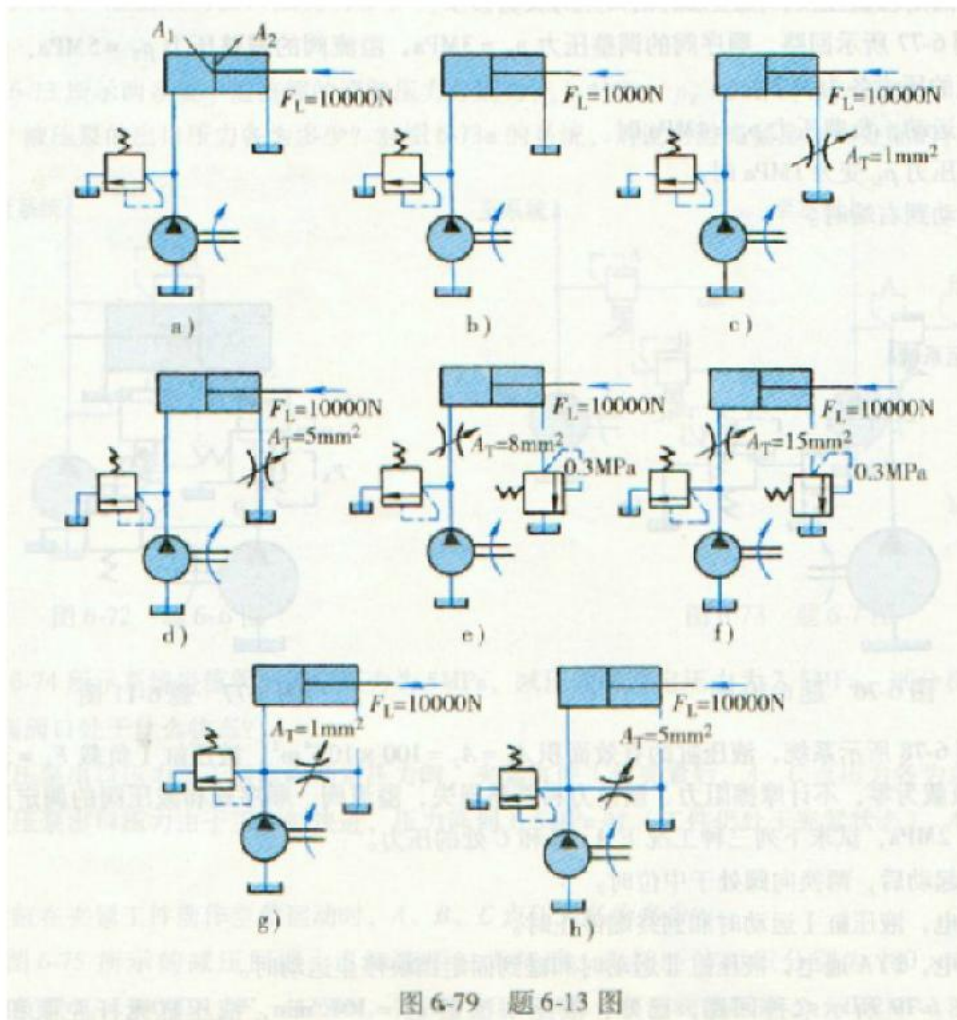


图 6-79 题 6-13 图

解: a:  $p_1 = \frac{F}{A} = \frac{10000}{50 \times 10^{-4}} = 2 \text{ MPa}$

小于溢流阀压力, 泵工作压力由负载决定的为 2 MPa。

速度  $v = \frac{q}{A} = \frac{10 \times 10^{-3}}{50 \times 10^{-4}} = 2 \text{ m/min}$

b:  $p_1 = \frac{F}{A} = \frac{1000}{50 \times 10^{-4}} = 0.2 \text{ MPa}$

小于溢流阀压力, 泵工作压力由负载决定的 0.2 MPa。

速度  $v = \frac{q}{A} = \frac{10 \times 10^{-3}}{50 \times 10^{-4}} = 2 \text{ m/min}$

c: 负载产生的压力

$p_1 = \frac{F}{A} = \frac{10000}{50 \times 10^{-4}} = 2 \text{ MPa}$

节流阀压差 0.8 MPa,

泵出口压力 2.4 MPa, 得节流阀的压差为 0.8 MPa

节流阀流量

$$q_1 = C_{A_T} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = 0.62 \times 0.01 \times 10^{-4} \sqrt{\frac{2 \times 0.8 \times 10^6}{870}} = 2.6 \times 10^{-5} = 0.0159 \text{ m}^3 / \text{min}$$

泵流量:  $q = 0.01 \text{ m}^3 / \text{min}$

缸速:  $v = \frac{q}{A} = \frac{1.59 \times 10^{-3}}{25 \times 10^{-4}} = 0.64 \text{ m/min}$

d: 负载产生压力:

$p_1 = \frac{F}{A} = \frac{10000}{50 \times 10^{-4}} = 2 \text{ MPa}$

节流阀流量

$$q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = 0.62 \times 5 \times 10^{-6} \sqrt{\frac{2 \times 0.8 \times 10^6}{870}} \times 60 = 7.9 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{min}$$

大于 5,

泵流量:  $q = 10 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{min}$

缸速:  $v = \frac{q}{A} = \frac{10 \times 10^{-3}}{50 \times 10^{-4}} = 2 \text{ m/min}$

泵压 2.4 MPa

$$10 \times 10^{-3} / 60 = 0.62 \times 5 \times 10^{-6} \sqrt{\frac{2\Delta P}{870}}$$

$\Delta p = 1.25 \text{ MPa}$

缸前压力为 0.625MPa

节流阀流量:  $q = C A_T \Delta P^\phi = 0.62 \times 5 \times 10^{-6} \times 1.6 = 5 \text{L} / \text{min}$

$$v = \frac{q}{A} = \frac{5 \times 10^{-3}}{25 \times 10^{-4}} = 2 \text{m} / \text{min}$$

e: 负载和被压产生压力:

$$p_1 = \frac{F}{A} + 0.3 \div 2 = \frac{10000}{50 \times 10^{-4}} + 0.15 = 2.15 \text{MPa}$$

节流阀流量

$$q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = 0.62 \times 8 \times 10^{-6} \sqrt{\frac{2 \times 0.25 \times 10^6}{870}} \times 60 = 7.1 \times 10^{-3} \text{m}^3 / \text{min}$$

$$\text{缸速: } v = \frac{q}{A} = \frac{7.1 \times 10^{-3}}{50 \times 10^{-4}} = 1.42 \text{m} / \text{min}$$

泵压 2.4 MPa

f: 负载和被压产生压力:

$$p_1 = \frac{F}{A} + 0.3 \div 2 = \frac{10000}{50 \times 10^{-4}} + 0.15 = 2.15 \text{MPa}$$

节流阀流量为泵流量,

$$q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = 0.62 \times 15 \times 10^{-6} \sqrt{\frac{2 \times \Delta p \times 10^6}{870}} \times 60 = 10 \times 10^{-3} \text{m}^3 / \text{min}$$

节流阀压差: 0.14MPa

泵压 2.29 MPa

$$\text{泵没泄荷, 缸速 } v = \frac{q}{A} = \frac{10 \times 10^{-3}}{50 \times 10^{-4}} = 2 \text{m} / \text{min}$$

$$v = \frac{q}{A} = \frac{7.1 \times 10^{-3}}{50 \times 10^{-4}} = 1.42 \text{m} / \text{min}$$

g: 泵压 2.0

节流阀流量

$$q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = 0.62 \times 1 \times 10^{-6} \sqrt{\frac{2 \times 2 \times 10^6}{870}} \times 60 = 2.52 \times 10^{-3} \text{m}^3 / \text{min}$$

$$\text{缸速: } v = \frac{q}{A} = \frac{(10 - 2.52) \times 10^{-3}}{50 \times 10^{-4}} = 1.50 \text{m} / \text{min}$$

h: 泵压 2.0 时

节流阀流量

$$q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = 0.62 \times 5 \times 10^{-6} \sqrt{\frac{2 \times 2 \times 10^6}{870}} \times 60 = 12.6 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{min}$$

所以缸速：0，

节流阀流量为泵流量，

$$q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = 0.62 \times 5 \times 10^{-6} \sqrt{\frac{2 \times \Delta p \times 10^6}{870}} \times 60 = 10 \times 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{min}$$

节流压差 1.26MPa

6-14 液压缸活塞面积  $A = 100 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ ，负载在 500~40000N 的范围内变化，为

使负载变化时活塞运动速度恒定，在液压缸进口处使用一个调速阀。如将液压泵的工作压力调到其额定压力 6.3MPa，试问这是否合适？

$$\text{解： } p = \frac{F}{A} = \frac{500}{100 \times 10^{-4}} = 0.05 \sim 4 \text{ MPa}$$

对节省泵的能耗不利。能使调速阀有良好的流量稳定性。

6-15 零开口四边伺服阀的额定流最为  $2.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$ ，供油压力  $p_p = 14 \text{ MPa}$ ，阀

的流量放大系数  $K_q = 1 \text{ m}^2 / \text{s}$ ，流量系数  $C_d = 0.62$ ，油液密度  $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ ，试求阀心

的直径和开口量。

解：流量

$$q = C_d A_1 \sqrt{\frac{2p_p - p_L}{\rho}} = 0.62 \times A \times \sqrt{\frac{2 \times 14 \times 10^6}{900}} = 2.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\text{得 } A = 0.0228 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

流量放大系数

$$K_q = C_d w \sqrt{\frac{p_p - p_L}{\rho}} = 0.62 \times 3.14 \times d \times \sqrt{\frac{14 \times 10^6}{900}} = 1 \text{ m}^2 / \text{s}$$

得  $d = 4 \text{ mm}$ 。

6-16 6mm 直径的阀心，全周界通油，阀心移动 1mm 时一个阀口上有 7MPa 的压降。试问：当系统具有供油压力为 14MPa，21MPa 时，该阀的流量增益有多大？

( $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$ ， $C_d = 0.62$ )

解：流量放大系数公式：



$$K_q = C_d w \sqrt{\frac{p_p - p_L}{\rho}} = 0.62 \times 3.14 \times 6 \times \sqrt{\frac{7 \times 10^6}{900}} = 1.03$$

当系统供油压力 14MPa 时

$$K_q = C_d w \sqrt{\frac{p_p - p_L}{\rho}} = 0.62 \times 3.14 \times 6 \times \sqrt{\frac{7 \times 10^6}{900}} = 1.03$$

当系统供油压力 21MPa 时

$$K_q = C_d w \sqrt{\frac{p_p - p_L}{\rho}} = 0.62 \times 3.14 \times 6 \times \sqrt{\frac{7 \times 10^6}{900}} = 1.03$$

6-17 一个全周开口的零遮盖双边伺服阀，油的密度  $\rho = 845 \text{kg/m}^3$ ，阀心直径  $d = 9 \text{mm}$ ，阀口流量系数为 0.62，供油压力  $p_p = 12 \text{MPa}$ 。无杆腔有效面积  $A_h = 0.004 \text{m}^2$ ，有杆腔有效面积  $A_r = 0.002 \text{m}^2$ ，液压缸运动速度  $v = 0.03 \text{m/s}$ ，当负载压力  $p_L = \frac{2}{3} p_p$  时，试计算阀心的位移是多少？

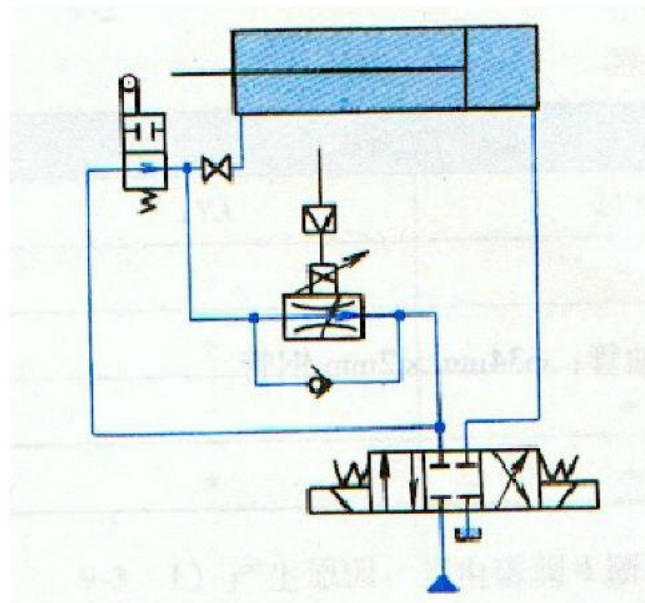
解：流量

$$q = C_d A_1 \sqrt{\frac{2p_p - p_L}{\rho}} = 0.62 \times A \times \sqrt{\frac{2 \times 4 \times 10^6}{845}} = 1.2 \times 10^{-4} \text{m}^3/\text{s}$$

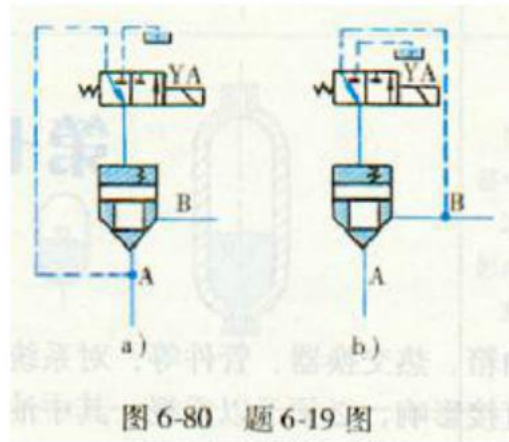
$$A = 0.02 \times 10^{-4} \text{m}^2 = x \times 3.14 \times 0.009$$

求得阀芯位移：0.07mm

6-18 试利用比例调速阀组成一个能实现“快进→工进(无级调速)→快退”的液压回路，且要求回路能承受负向负载。



6-19 图 6-80 所示为二通插装阀组成换向阀的两个例子。如果阀关闭时 A, B 有压差, 试判断电磁铁通电和断电时, 图 6-80a 和图 6-80b 的压力油能否开启插装阀而流动, 并分析各自是作何种换向阀使用的。



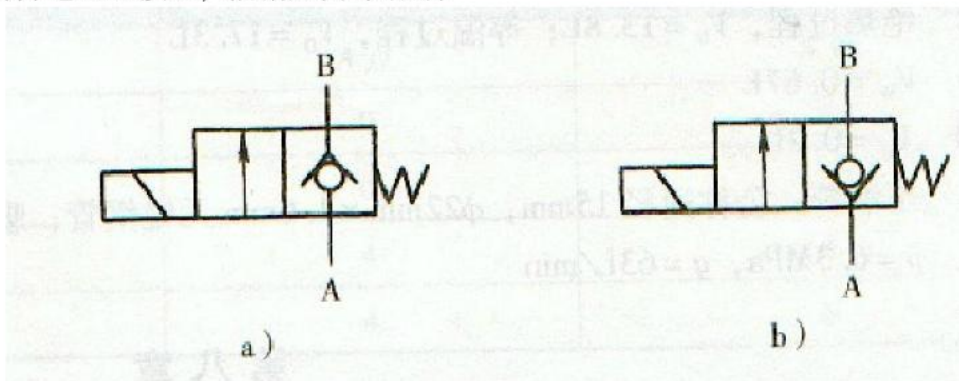
答: 电磁阀断电

对 a 图:  $p_A > p_B$ , 阀关闭;  $p_A < p_B$ ,  $B \rightarrow A$

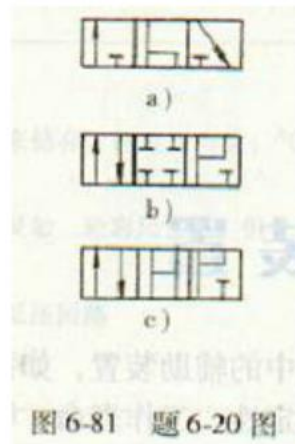
对 b 图:  $p_A > p_B$ ,  $A \rightarrow B$ ,  $p_A < p_B$ , 阀关闭

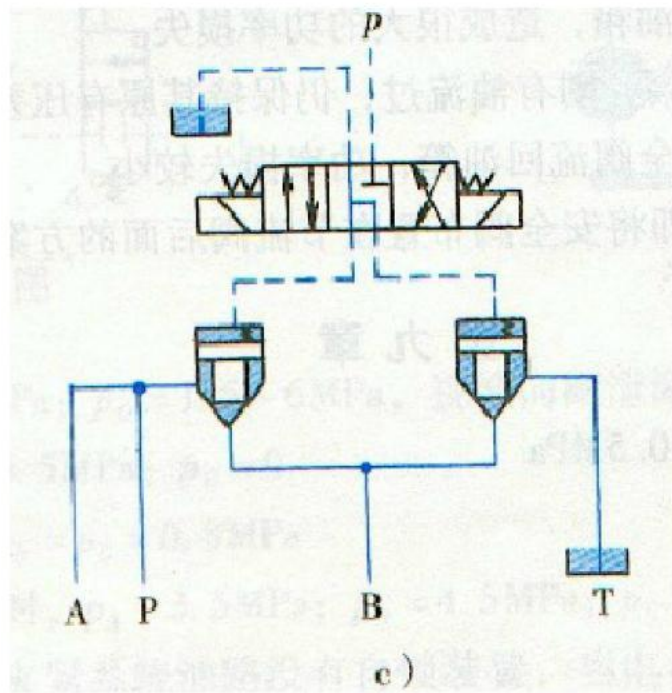
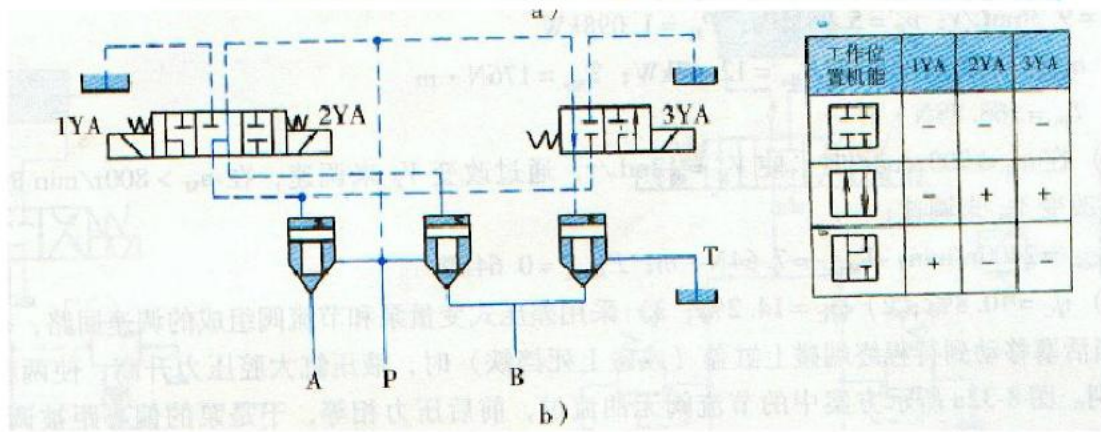
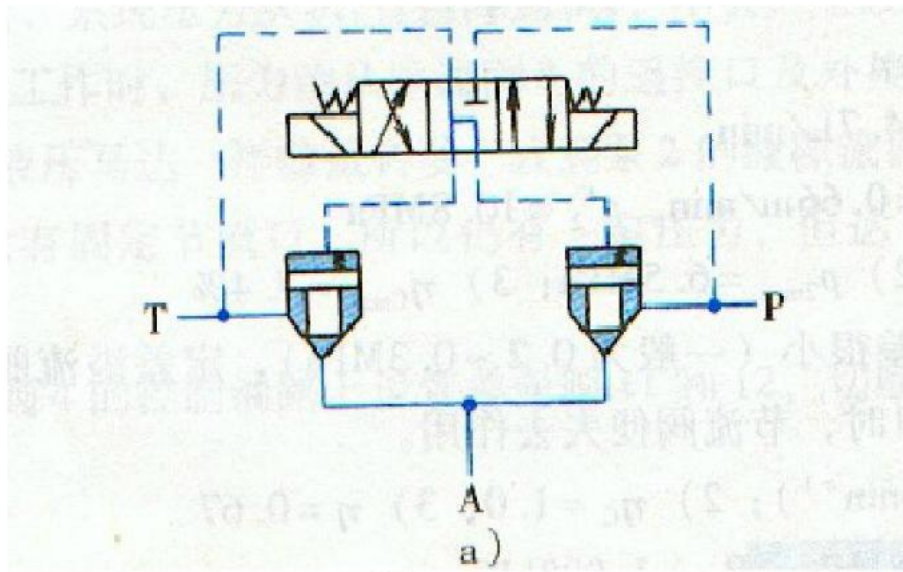
电磁阀得电

电磁阀得电 AB 接通, 根据压力来流动



6.20 试用二通插装阀组成实现图 6-81 所示三种形式的三位换向阀。





## 第 8 章 思考题和习题解

8-1 图 8-22 所示的进口节流调速回路，已知液压泵的供油流量  $q_p = 6\text{L/min}$ ，溢流阀调定压力  $p_p = 3\text{MPa}$ ，液压缸无杆腔面积  $A_1 = 20 \times 10^{-4}\text{m}^2$ ，负载  $F = 4000\text{N}$ ，节流阀为薄壁孔，开口面积为  $A_T = 0.01 \times 10^{-4}\text{m}^2$ ， $C_d = 0.62$   $\rho = 9000\text{kg/m}^3$ ，试求：

- 1) 活塞的运动速度。
- 2) 溢流阀的溢流量和回路的效率。
- 3) 当节流阀开口面积增大到  $A_{T1} = 0.03 \times 10^{-4}\text{m}^2$  和  $A_{T2} = 0.05 \times 10^{-4}\text{m}^2$  时，分别计算液压缸的运动速度和溢流阀的溢流量。

解：1) 负载产生的压力  $P = \frac{F}{A_1} = 2\text{MPa}$

节流阀压差：  $\Delta p_T = 3 - 2 = 1\text{MPa}$

节流阀流量：  $A_T = 0.01 \times 10^{-4}\text{m}^2$  时

$$q = CA_T \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = 0.62 \times 0.01 \times 10^{-4} \sqrt{\frac{2 \times 1 \times 10^6}{900}} = 2.9 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

活塞速度：  $v = \frac{q}{A} = \frac{2.9 \times 10^{-5}}{2 \times 10^{-3}} = 1.46 \times 10^{-2} \text{ m/s}$

2) 溢流阀的溢流量：  $q = q_p - q = 6 \times 10^{-3} / 60 - 2.9 \times 10^{-5} = 7.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

回路效率：  $\eta = \frac{FV}{P_p q_p} = \frac{4000 \times 1.45 \times 10^{-2}}{3 \times 10^6 \times 1 \times 10^{-4}} = 19\%$

3)  $A_{T1} = 0.03 \times 10^{-4}\text{m}^2$  时节流阀流量

$$q_1 = CA_{T1} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = 0.62 \times 0.03 \times 10^{-4} \sqrt{\frac{2 \times 1 \times 10^6}{900}} = 8.7 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

溢流阀的溢流量：  $q = q_p - q_1 = 10 \times 10^{-5} - 8.7 \times 10^{-5} = 1.3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

$$\text{活塞速度: } v = \frac{q}{A} = \frac{2.9 \times 10^{-5} \times 3}{2 \times 10^{-3}} = 4.38 \times 10^{-2} \text{ m/s}$$

$A_{T2} = 0.05 \times 10^{-4} \text{ m}^2$  时节流阀流量

$$q_1 = CA_T \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = 0.62 \times 0.05 \times 10^{-4} \sqrt{\frac{2 \times 1 \times 10^6}{900}} = 14.5 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

大于泵排量，溢流阀不打开，

溢流阀的溢流量为 0。

$$\text{活塞速度: } v = \frac{q}{A} = \frac{10 \times 10^{-5}}{2 \times 10^{-3}} = 5 \times 10^{-2}$$

8-2 图 8-23 所示调速回路中的活塞在其往返运动中受到的限力  $F$  大小相等，方向与运动方向相反，试比较；

- 1) 活塞向左和向右的运动速度哪个大？
- 2) 活塞向左和向右运动时的速度刚性哪个大？

$$1, \text{ 向右运动时: } P_1 = \frac{F}{A_1}$$

$$q_1 = CA_T (p_p - p_1)^\varphi = CA_T (p_p - p_1)^\varphi$$

$$v = \frac{q_1}{A_1} = \frac{CA_T (p_p A_1 - F)^\varphi}{A_1^{1+\varphi}}$$

$$Kv = \frac{A_1^{1+\varphi}}{\varphi CA_T [P_p A_1 - F]^{\varphi-1}}$$

2, 向左运动时:

$$v = \frac{q_1}{A_1} = \frac{CA_T (p_p A_2 - F)^\varphi}{A_1^{1+\varphi}}$$

$$Kv = \frac{A_1^{1+\varphi}}{\varphi CA_T [P_p A_2 - F]^{\varphi-1}}$$

答:  $A_1 > A_2$ , 向右速度大, 刚性大。

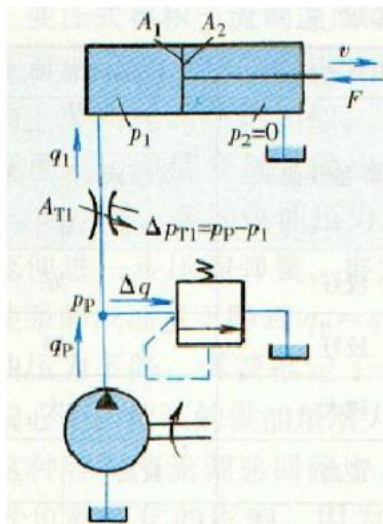


图 8-22 题 8-1 图

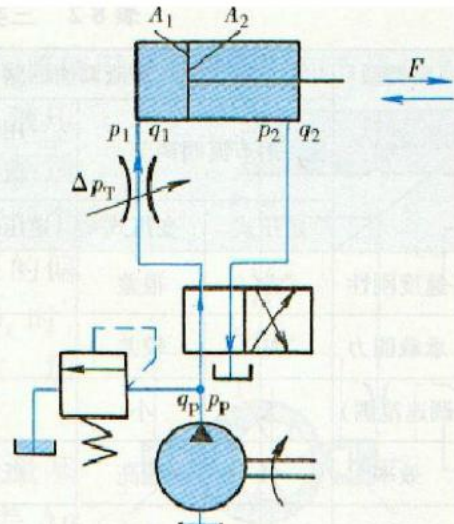


图 8-23 题 8-2 图

8-3 图 8-24 所示为液压马达进口节流调速回路，液压泵排量为 120ml/r，转速为 1000r/min，容积效率为 0.95，溢流阀使液压泵压力限定为 7MPa。节流阀的阀口最大通流面积为  $27 \times 10^{-6} \text{m}^2$ ，流量系数为 0.65，液压马达的排量为 160ml/r，容积效率为 0.95，机械效率为 0.8，负载转矩为  $61.2 \text{N} \cdot \text{m}$ ，试求马达的转速和从溢流阀流回油箱的流量。

解：马达需要的压力  $p = \frac{T2\pi}{V\eta_m} = \frac{6.28 \times 61.2}{0.8 \times 160 \times 10^{-6}} = 3 \text{MPa}$

节流阀流量：

$$q_1 = CA_T \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = 0.65 \times 27 \times 10^{-6} \sqrt{\frac{2 \times 4 \times 10^6}{900}} = 1.66 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s} = 99.6 \text{L}/\text{min}$$

马达转速：  $n = \frac{q}{v} = \frac{99.6 \times 0.95}{0.16} = 591 \text{r}/\text{min}$

泵流量：  $q_p = nV\eta_V = 120 \times 10^{-6} \times 1000 / 60 \times 0.95 = 1.9 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{s} = 114 \text{L}/\text{min}$

溢流： 14.4L/min。

答：马达转速 591r/min，溢流量 14.4L/min。

8-4 图 8-25 所示的出口节流调速回路，已知液压泵的供油流量  $q_p = 25 \text{L}/\text{min}$ ，负载  $F = 40000 \text{N}$ ，溢流阀调定压力  $p = 5.4 \text{MPa}$ ，液压缸无杆腔面积  $A_1 = 80 \times 10^{-4} \text{m}^2$ 。有杆腔面积  $A_2 = 40 \times 10^{-4} \text{m}^2$ ，液压缸工进速度  $0.18 \text{m}/\text{min}$ ，不考虑管路损失和液压缸的摩擦损失，试计算：

- 1) 液压缸工进时液压回路的效率。
- 2) 当负载  $F=0$  时，活塞的运动速度和回油的压力。

解：1,  $P_1 = \frac{F}{A_1} = \frac{40000}{80} = 5\text{MPa}$

$$q_1 = A_2 v = 80 \times 10^{-4} \times 0.18 \times 10^3 = 1.4 \text{ L/min}$$

$$q_2 = A_1 v = 40 \times 10^{-4} \times 0.18 \times 10^3 = 0.72 \text{ L/min}$$

$$q_2 = C A_T \sqrt{\frac{2\Delta P_T}{\rho}} = C A_T \sqrt{\frac{2 \times 0.8}{\rho}}$$

$$\text{回路效率 } \eta = \frac{FV}{Pq} = \frac{40000 \times 0.18}{5.4 \times 10^6 \times 25 \times 10^{-3}} = 5.3\%$$

2, 空载时，流量达到最大，节流阀压差为 10.8MPa,

$$q_2 = C A_T \sqrt{\frac{2 \times 10.8}{\rho}} = 3.67 \times 0.72 = 2.65 \text{ L/min}$$

$$\text{活塞速度 } v = \frac{q_1}{A_1} = \frac{2.65 \times 10^{-3}}{40 \times 10^{-4}} = 0.66 \text{ m/min}$$

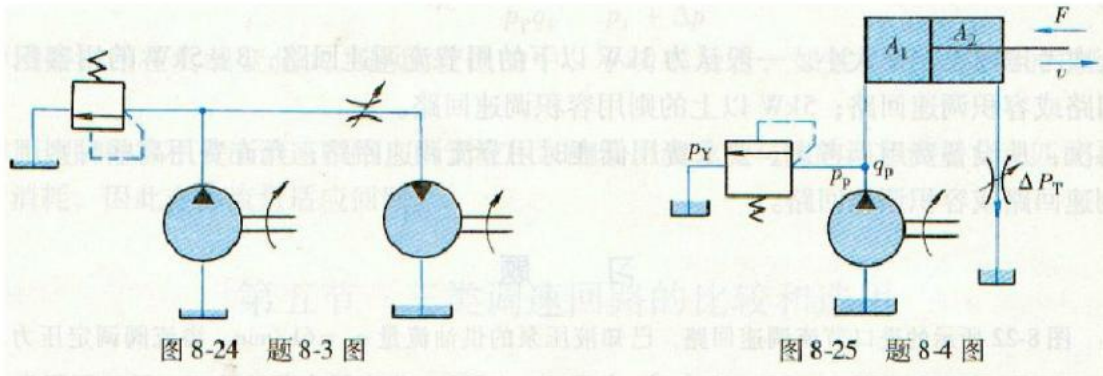


图 8-24 题 8-3 图

图 8-25 题 8-4 图

8-5 在图 8-26 所示的调速阀出口节流调速回路中，已知  $q_p = 25 \text{ L/min}$ ,  $A_1 = 100 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ ,  $A_2 = 50 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ 。  $F$  由零增至 30000N 时活塞向右移动速度基本无变化,  $v=0.2\text{m/min}$ , 若调速阀要求的最小压差为  $\Delta p = 0.5 \text{ MPa}$ , 试求:

- 1) 不计调压偏差时溢流阀调整压力  $P_Y$  是多少? 液压泵的工作压力是多少?
- 2) 液压缸可能达到的最高工作压力是多少?
- 3) 回路的最高效率为多少?

解：1) 负载压力最大为

$$P_1 = \frac{F}{A_1} = \frac{30000}{10} = 3\text{MPa}$$

调速阀产生的泵压为

$$0.5 \div 2 = 0.25 \text{ MPa}$$

所以溢流阀调整压力  $P_y$  最小为 3.25MPa,也是泵的工作压力

2) 缸可能达到的最高压力 6.5 MPa。即负载为零, 1腔 3.25, 2腔 6.5 MPa。

3) 最高效率:

$$\eta = \frac{FV}{Pq} = \frac{30000 \times 0.2}{3.25 \times 10^6 \times 25 \times 10^{-3}} = 7.4\%$$

8-6 图 8-27 所示的回路能否实现节流调速?为什么?

不能, 定差溢流阀需要软弹簧, 容易打开溢流阀, 失去作用。

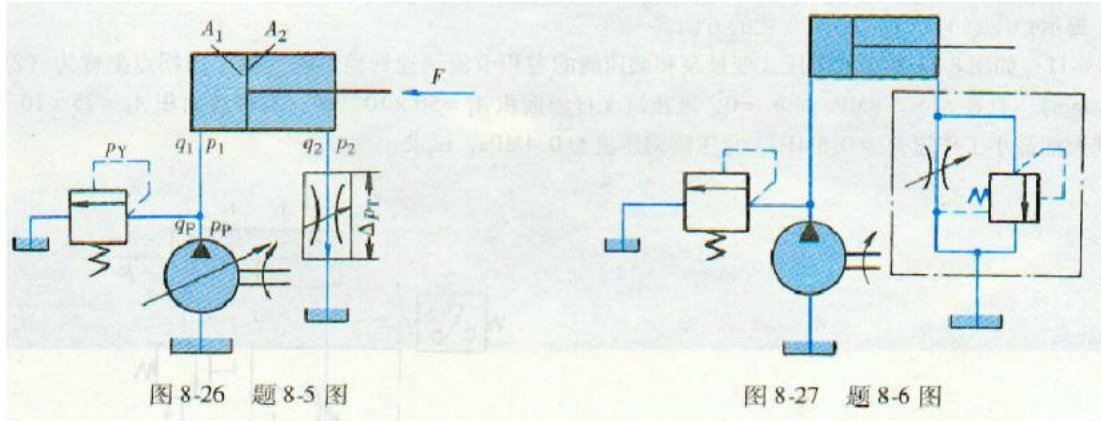


图 8-26 题 8-5 图

图 8-27 题 8-6 图

8-7 在图 8-28 所示的容积调速回路中, 如变量泵的转速  $n_p = 1000r/min$ , 排量  $V_p = 40ml/r$ , 泵的容积效率  $\eta_v = 0.8$ , 机械效率  $\eta_m = 0.8$ 。泵的工作压力  $p_p = 6MPa$ , 液压缸大腔面积  $A_1 = 100 \times 10^{-4} m^2$ , 小腔面积  $A_2 = 50 \times 10^{-4} m^2$ 。液压缸的容积效率  $\eta_v' = 0.98$ , 机械效率  $\eta_m' = 0.8$ , 管道损失忽略不计, 试求:

- 1) 回路速度刚性。
- 2) 回路效率。
- 3) 系统效率。

解: 1, 回路速度刚性

$$\eta_v = 1 - \frac{k_1 p}{V n}$$

$$k_1 = 1.33 \times 10^{-9}$$

$$k_v = \frac{A_1^2}{k_1} = \frac{(100 \times 10^{-4})^2}{1.33 \times 10^{-9}} = 937500$$

2, 回路效率: 理论上为 1; 管道损失不计。

3, 泵的效率  $\eta = \eta_m \times \eta_v = 0.9 \times 0.8 = 0.72$

缸的效率  $\eta = \eta_m \times \eta_v = 0.98 \times 0.95 = 0.93$



系统效率  $0.72 \times 0.93 = 0.67$

8-8 图 8-29 所示为变量泵一定量马达式调速回路，低压辅助液压泵输出压力  $p_v = 0.4 \text{ MPa}$ ，变量泵最大排量  $V_{p_{\max}} = 100 \text{ ml/r}$ ，转速  $n_p = 1000 \text{ r/r}$ ，容积效率  $\eta_{Vp} = 0.9$ ，机械效率  $\eta_{mp} = 0.85$ 。马达的相应参数为  $V_M = 50 \text{ ml/r}$ ， $\eta_{VM} = 0.95$ ， $\eta_{mM} = 0.9$ 。不计管道损失，试求当马达的输出转矩为  $T_M = 40 \text{ N} \cdot \text{m}$ ，转速为  $n_M = 160 \text{ r/min}$  时，变量泵的排量、工作压力和输入功率。

解：马达输入压力即泵的工作压力：
$$p_m = \frac{2\pi T}{V} = \frac{6.28 \times 40}{50 \times 0.9} = 5.58 \text{ MPa}$$

马达输入流量：
$$q_m = \frac{160 \times 50}{0.95} = 8.4 \text{ L/min}$$

泵排量：
$$V_p = \frac{q}{n \times \eta} = \frac{8.4}{1000 \times 0.9} = 9.3 \text{ mL/r}$$

泵输入功率：
$$P_p = \frac{5.98 \times 8.4}{0.85 \times 0.9 \times 60} = \frac{40 \times 2\pi \times 160}{60 \times 0.9 \times 0.95 \times 0.9 \times 0.85} = 1.09 \text{ kW}$$

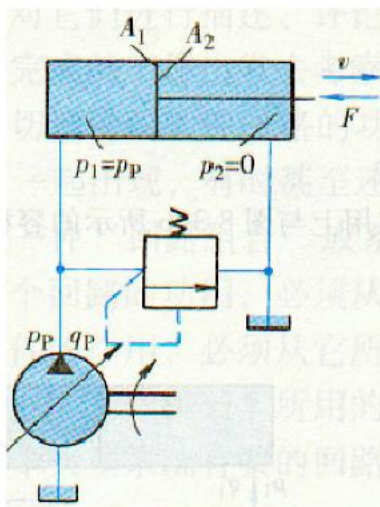


图 8-28 题 8-7 图

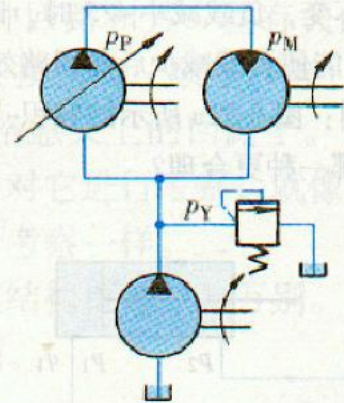


图 8-29 题 8-8 图

8-9 有一变量泵一定量马达式调速回路，液压泵和液压马达的参数如下：泵的最大排量  $V_{p_{\max}} = 115 \text{ ml/r}$ ，转速  $n_p = 1000 \text{ r/min}$ ，机械效率  $\eta_{mp} = 0.9$ ，总效率  $\eta_p = 0.84$ ；马达的排量  $V_M = 148 \text{ ml/r}$ ，机械效率  $\eta_{mM} = 0.9$ ，总效率  $\eta_M = 0.84$ ；回路最大允许压力  $p_r = 8.3 \text{ MPa}$ ，若不计管道损失，试求：

1) 液压马达最大转速及该转速下的输出功率和输出转矩。

2) 驱动液压泵所需的转矩。

解：1) 马达定量， $V_M = 148\text{ml/r}$

$$\text{泵最大流量 } q_p = 1000 \times 115 \times \frac{0.84}{0.9} = 107\text{L/min}$$

$$\text{马达最大转速 } n = \frac{107 \times 1000}{148} \times \frac{0.84}{0.9} = 675\text{r/min}$$

$$\text{输出转矩 } T = \frac{pV}{2\pi} = \frac{8.3 \times 148}{6.28} \times 0.9 = 176\text{N} \cdot \text{m}$$

$$\text{输出功率： } P = 675 \times 176 \times 6.28 \div 60 = 12.4\text{KW}$$

2) 驱动泵需要扭矩

$$T = \frac{pV}{2\pi} = \frac{8.3 \times 115}{6.28 \times 0.9} = 168.88\text{N} \cdot \text{m}$$

8-10 在图 8-30 所示的容积调速回路中，变量液压泵的转速为 1200r/min，排量在 0~8ml/r 可调，安全阀调整压力 4MPa；变量液压马达排量在 4~12ml/r 间可调。如在调速时要求液压马达输出尽可能大的功率和转矩，试分析(所有损失均不计)：

- 1) 如何调整液压泵和液压马达才能实现这个要求？
- 2) 液压马达的最高转速、最大输出转矩和最大输出功率可达多少？

提示：注意  $V_p$ ， $V_M$  使  $n_M$  变化的方向。

解：1) 因调速回路，有调速区间，当溢流阀打开时，失去容积调速功能。双变量元件，调速的变量都可以该变，求临界点：马达的排量为最大时，扭矩最大，速度最大为

要马达扭矩最大，则排量最大，

$$T = \frac{PV_m}{2\pi} = \frac{4 \times 12}{6.28} = 7.64\text{N} \cdot \text{m}$$

调速调泵的排量，泵的流量区间：[0, 9.6]

泵转速不变， $q_b = 1200 \times V_b$

所以，最大流量

$$\text{泵最大流量 } q_{\max} = 1200 \times 8 = 9.6\text{L/min}$$

再次调速调马达的排量

速度区间为 800~2400

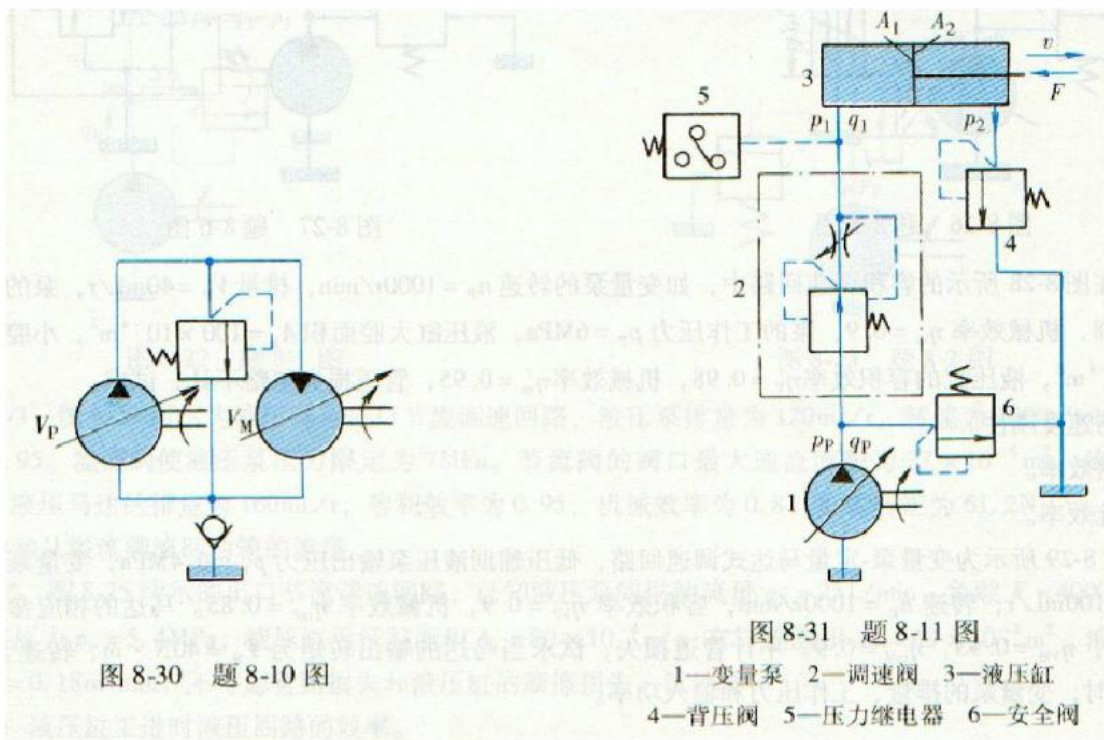
低于 800 转时的调速由泵变量，马达恒排量最大，  
速度区间 0~800

$$\text{最大转速: } n = \frac{q_B}{V_M} = \frac{1200 \times 8}{4} = 2400 \text{r/min}$$

马达最大功率取决于泵的最大功率:

$$P = 6.28 \times 4 \times 2400 = 0.64 \text{KW}$$

8-11 如图 8-31 所示的限压式变量泵和调速阀的容积节流调速回路, 若变量泵的拐点坐标为 (2MPa, 10L/min), 且在  $p_p = 2.8 \text{MPa}$  时  $q_p = 0$ , 液压缸无杆腔面积  $A_1 = 50 \times 10^{-4} \text{m}^2$ , 有杆腔面积  $A_2 = 25 \times 10^{-4} \text{m}^2$ , 调速阀的最小工作压差为 0.5MPa, 背压阀调压值为 0.4MPa。试求:



- 1) 在调速阀通过  $q_1 = 5 \text{L/min}$  的流量时, 回路的效率为多少?
- 2) 若  $q_1$  不变, 负载减小  $4/5$  时, 回路效率为多少?
- 3) 如何才能使负载减少后的回路效率得以提高? 能提高多少?

解: 1,  $\eta_c = \frac{p_1 - p_2 \frac{A_2}{A_1}}{P_p} = \frac{1.9 - 0.4 \frac{25}{50}}{2.4} = 0.708$ , 线性比例得出的,

2,  $\eta_c = \frac{p_1 - p_2 \frac{A_2}{A_1}}{P_p} = \frac{1.9 - 0.4 \frac{25}{50}}{2.4} \times \frac{1}{5} = 0.142$

- 3, 采用差压式变量泵和节流阀组成的调速回路。

$$\eta_c = \frac{p_1 q_1}{P_p q_p} = \frac{p_1}{P_1 + \Delta p} = \frac{2.1}{2.4} = 0.87$$

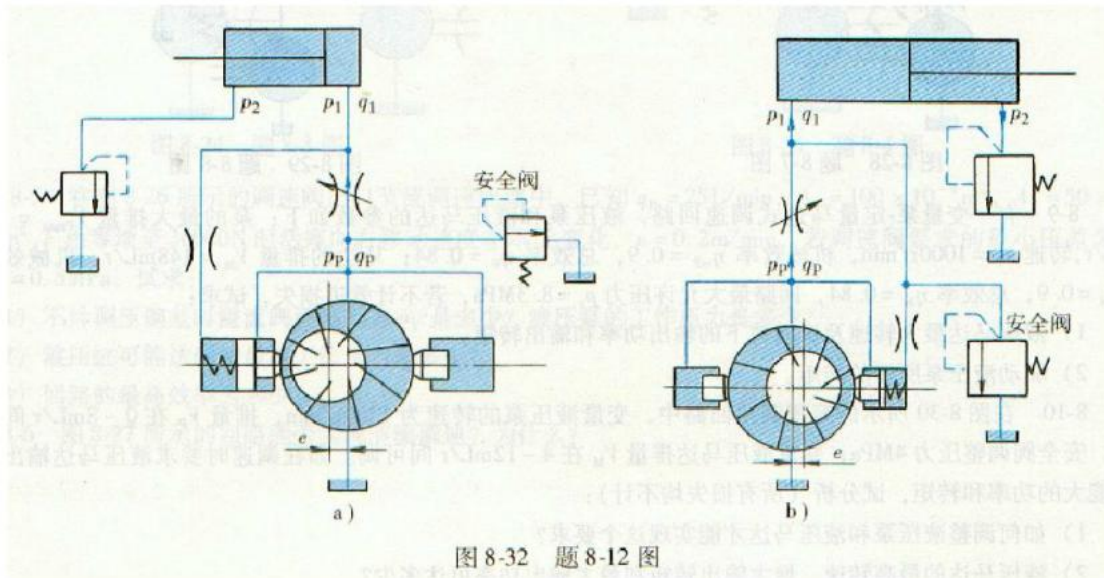
最高  $\eta_c = 0.864$

8-12 试问：图 8-32a 所示的容积—节流调速回路在结构上、作用上与图 8-32 b 所示的容积—节流调速回路有何不同？哪一种更合理？

解：在缸到位，停止时，看节流阀有没有油通过，

a, 没有油过节流阀，压力左右相等，保持大偏心，

b, 有油过节流阀，有压差，偏心保持不变，高压回油。较好。



## 第 9 章 思考题和习题解

9-1 试确定图 9-23 所示调压回路在下列情况下液压泵的出口压力:

- 1)全部电磁铁断电。
- 2)电磁铁 2YA 通电, IYA 断电。
- 3)电磁铁 2YA 断电, IY.A 通电。

解:

- 1, 液压泵的出口压力 5.5MPa
- 2, 液压泵的出口压力 3.5 MPa
- 3, 液压泵的出口压力 0.5 MPa

9-2 在图 9-24 所示调压回路中, 如  $p_{Y1} = 2\text{MPa}$ ,  $p_{Y2} = 4\text{MPa}$ , 泵卸荷时的各种压

力损失均可忽略不计, 试列表表示 A、B 两点处在电磁阀不同调度工况下的压力值。

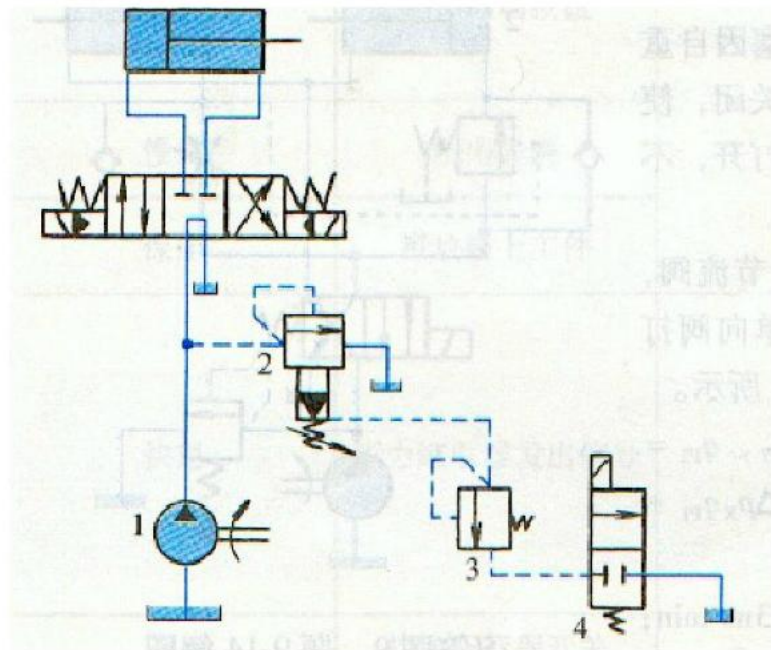
解

1	2	A	B
0	0	0	0
0	1	4	4
1	0	0	2
1	1	4	6

9-3 图 9-25 所示为二级调压回路, 在液压系统循环运动中当电磁阀 4 通电右位工作时, 液压系统突然产生较大的液压冲击。试分析其产生原因, 并提出改进措施。

解: 电磁阀 4 断电, 系统压力由溢流阀 2 决定,

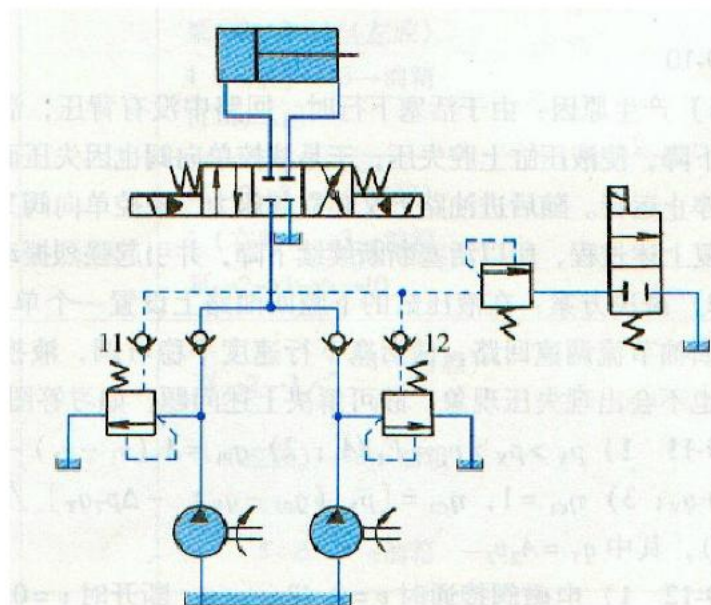
电磁阀得电, 系统压力由溢流阀 3 决定。换向时溢流阀 2 的控制口压力变化为从 0 起, 由于管路压力为 0, 产生变化较大。

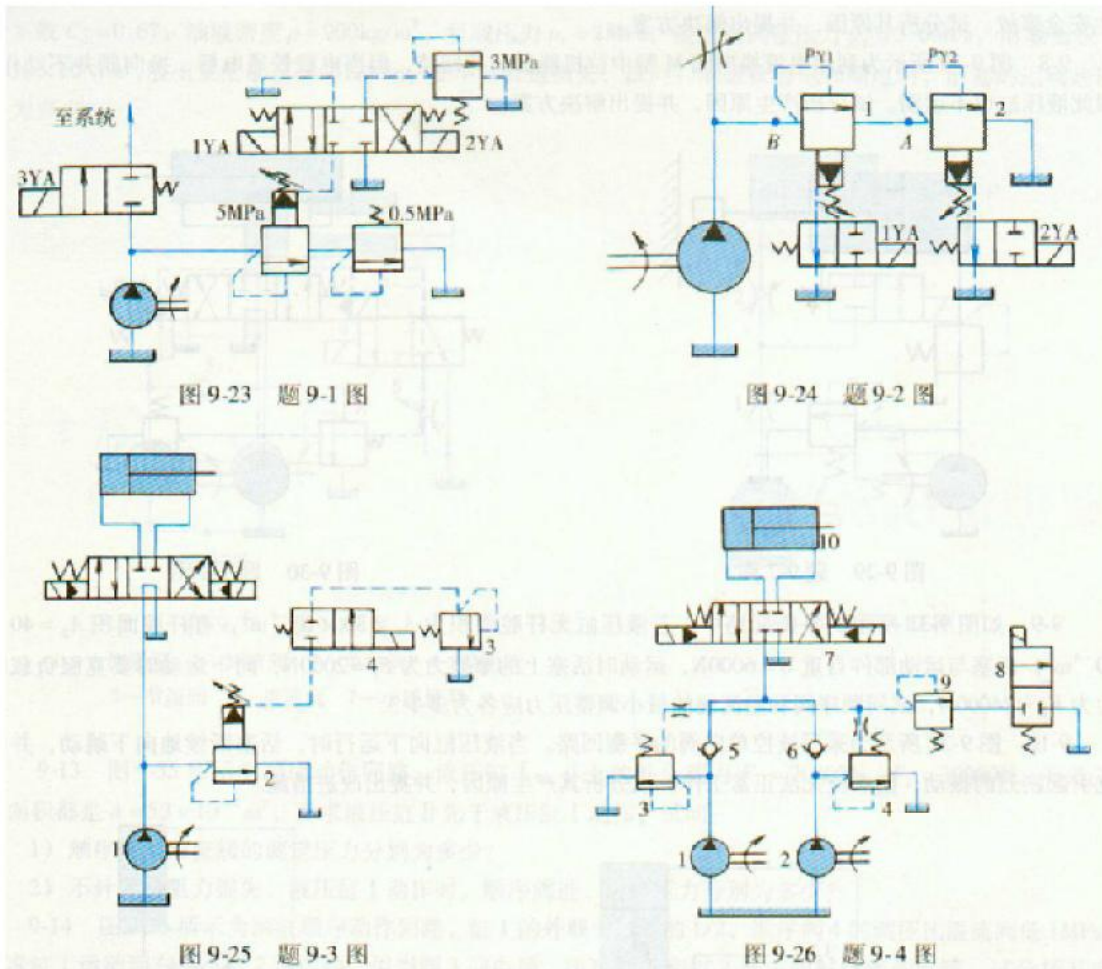


9-4 图 9-26 所示为两套供油回路供不允许停机修理的液压设备使用。两套回路的元件性能规格完全相同。一套使用，另一套维修。但开机后，发现泵的出口压力上不去，达不到设计要求。试分析其产生原因，并提出改进。

解：

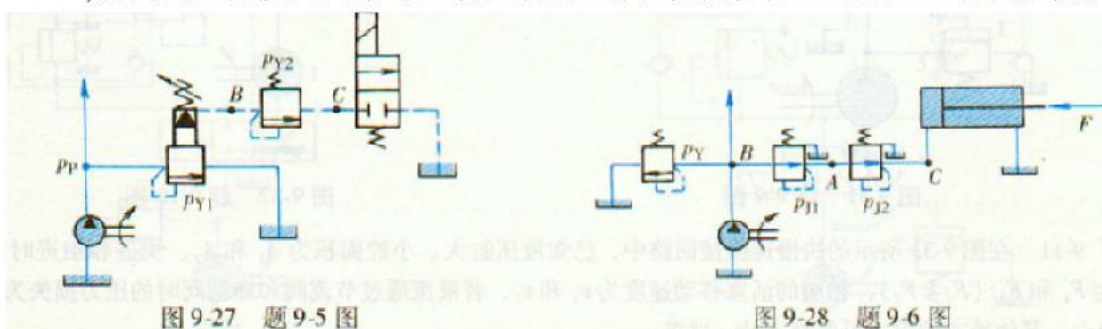
当泵 1 工作时，压力油会经过溢流阀 3 的遥控口，再进入溢流阀 4 的遥控口，流过泵 2，造成回流。解决是加单向阀。





9-5 在图 9-27 所示调压回路中,若溢流阀的调整压力分别为  $p_{Y1} = 6\text{MPa}$ 、 $p_{Y2} = 4.5\text{MPa}$ 。液压泵出口处的负载阻力为无限大。试问在不计管道损失和调压偏差时:

- 1)换向阀下位接入回路时, 液压泵的工作压力为多少?B 点和 C 点的压力各为多少?
- 2)换向阀上位接入回路时, 液压泵的工作压力为多少?B 点和 C 点的压力又是多少?



解: 压力分别,

1, 6MPa; 6MPa; 1.5~6MPa 视溢流阀的泄漏情况。

2, 4.5MPa; 4.5MPa; 0MPa

9-6 在图 9-28 所示减压回路中，已知活塞运动时的负载  $F=1200\text{N}$ ，活塞面积  $A=15\times 10^{-4}\text{m}^2$ ，溢流阀调整值为  $p_{Y2}=4.5\text{MPa}$ ，两个减压阀的调整值分别为  $p_{J1}=3.5\text{MPa}$  和  $p_{J2}=2\text{MPa}$ ，如油液流过减压阀及管路时的损失可略去不计，试确定活塞在运动时和停在终端位置时，A，B，C 三点压力值。

解：

负载产生压力  $0.8\text{MPa}$

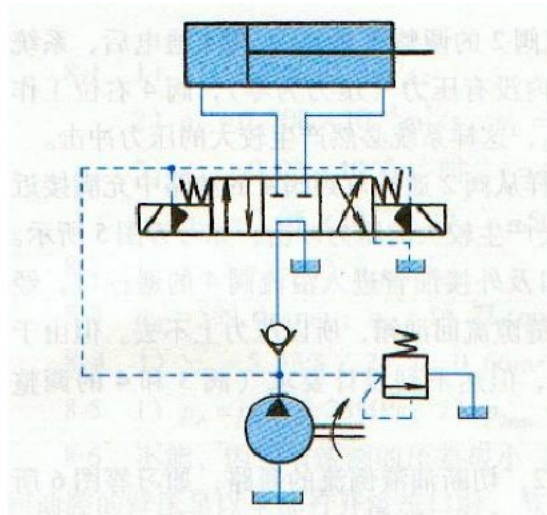
运动时  $0.8; 0.8; 0.8\text{MPa}$

停止时： $3.5, 4.5, 2\text{MPa}$

9-7 图 9-29 所示为车床液压夹紧回路原理图，当驱动液压泵的电动机突然断电时，夹不紧工件而产生安全事故。试分析其原因.并提出解决方案。

解：

没有自锁装置，加单向阀。



9-8 图 9-30 所示为利用电液换向阀 M 型中位机能的卸荷回路，但当电磁铁通电后，换向阀并不动作，因此液压缸也不运动。试分析产生原因，并提出解决方案。

解

因泵直接回油箱，出口压力为零，控制油路压力为零，电磁铁驱动不了阀芯，可在泵出口加单向阀，起被压作用，单向阀前接控制油。



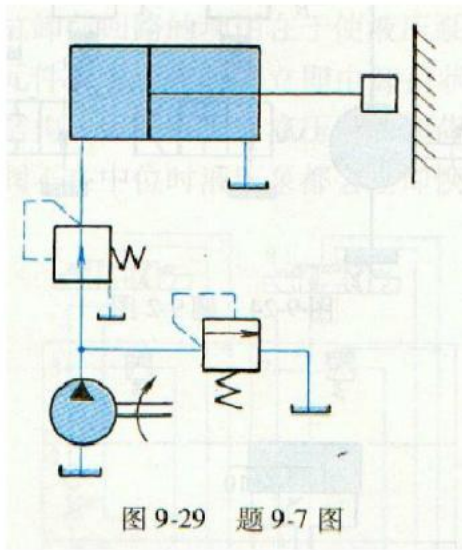


图 9-29 题 9-7 图

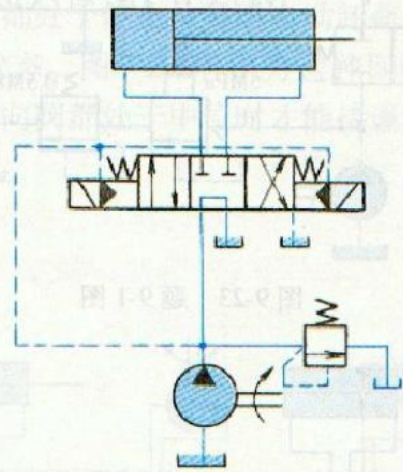


图 9-30 题 9-8 图

9-9 如图 9-31 所示的平衡回路中，若液压缸无杆腔面积为  $A_1 = 80 \times 10^{-4} \text{m}^2$  有杆腔面积  $A_2 = 40 \times 10^{-4} \text{m}^2$ ，活塞与运动部件自重  $G = 6000 \text{N}$ ，运动时活塞上的摩擦力为  $F_f = 2000 \text{N}$ ，向下运动时要克服负载阻力为  $F_L = 24000 \text{N}$ ，试问顺序阀和溢流阀的最小调整压力应各为多少？

解：

防止自由下落，需要背压力

$$p = \frac{F}{A} = \frac{6000}{4} = 1.5 \text{MPa}$$

驱动向下运动需要压力

$$p = \frac{F}{A} = \frac{2000 + 24000 - 6000}{8} + 1.5 \div 2 = 2.5 + 0.75 = 3.25 \text{MPa}$$

顺序阀大于 1.5MPa

溢流阀大于 3.25MPa

9-10 图 9-32 所示为采用液控单向阀的平衡回路。当液压缸向下运行时，活塞断续地向下跳动，并因此引起剧烈的振动，使系统无法正常工作。试分析其产生原因，并提出改进措施。

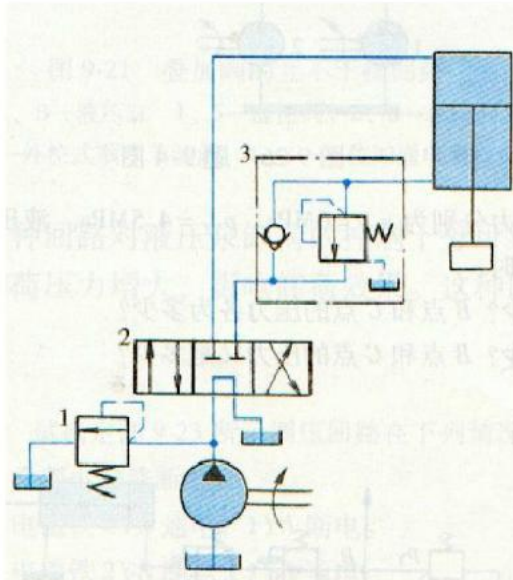


图 9-31 题 9-9 图

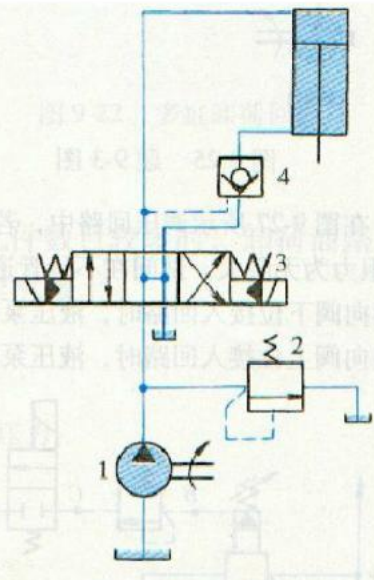
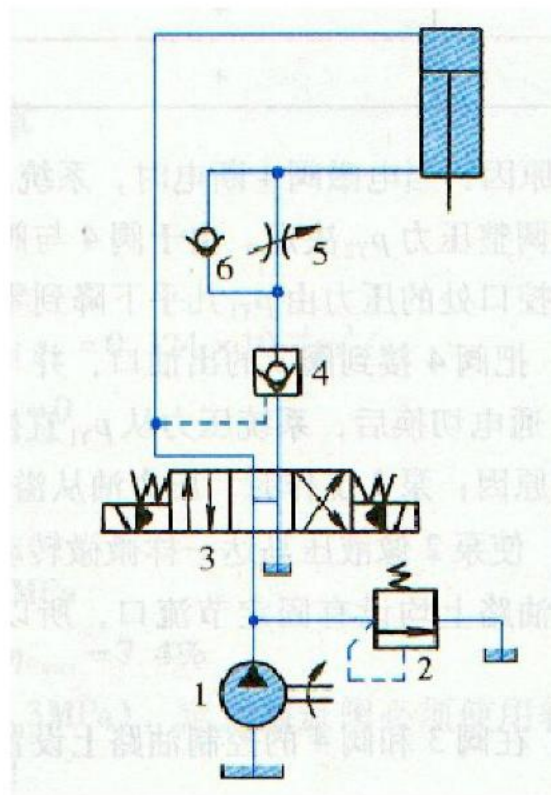


图 9-32 题 9-10 图

解:

原因是当开启单向阀，缸下行时，没有被压，单向阀关闭，然后再开启。再关闭。要想液控单向阀一支打开，需要再缸下行时，上腔压力不为零，即在缸下腔加被压。如图:



9-11 在图 9-33 所示的快慢速换接回路中，已知液压缸大小腔面积为  $A_1$  和  $A_2$ ，快进和工进时负载力为  $F_1$  和  $F_2$  ( $F_1 < F_2$ )，相应的活塞移动速度为  $v_1$  和  $v_2$ ，若液流通过节流阀和卸荷阀时的压力损失为  $\Delta p_T$  和  $\Delta p_x$ ，其他地方的阻力可忽略不计，试求::

- 1) 溢流阀和卸荷阀的压力调整值  $p_Y$  和  $p_X$ 。
- 2) 大、小流量泵的输出流量  $q_{p1}$  和  $q_{p2}$ 。
- 3) 快进和工进时的回路效率  $\eta_{c1}$  和  $\eta_{c2}$ 。

解:

$$1, \text{ 工进时压力 } p = \frac{F_2}{A_1} + \Delta p_T \frac{A_2}{A_1}$$

$$\text{快进压力 } p = \frac{F_1}{A_1}$$

$$p_Y > p_X > \frac{F_1}{A_1}$$

$$2, \text{ 快进, 流量 } q = A_1 v_1 = q_{p1} + q_{p2}$$

$$\text{工进流量 } q = A_2 v_2 = q_{p2} - q_Y$$

$$\text{得大流量泵 } q_{p1} = A_1(v_1 - v_2) - q_Y$$

$$\text{小流量泵 } q_{p2} = A_1 v_2 + q_Y$$

3,

快进效率 1

$$\text{工进效率 } \eta = \frac{F_2 \times v_2}{q_{p1} \times \Delta p_X + q_{p2} p_Y} = \frac{p_Y(q_{p2} - q_Y) - \Delta P_T q_T}{q_{p1} \times \Delta p_X + q_{p2} p_Y}$$

9-12 在图 9-34 所示的速度换接回路中, 已知两节流阀通流截面积分别为  $A_{T1} = 1\text{mm}^2$ ,  $A_{T2} = 2\text{mm}^2$ , 流量系数  $C_d = 0.67$ , 油液密度  $\rho = 9000\text{kg/m}^3$ , 负载压力  $p_1 = 2\text{MPa}$ , 溢流阀调整压力  $p_Y = 3.6\text{MPa}$ , 无杆腔活塞面积  $A = 50 \times 10^{-4}\text{m}^2$ , 液压泵流量  $q_p = 25\text{L/min}$ , 如不计管道损失, 试问: 电磁铁通电和断电时, 活塞的运动速度各为多少?

解:

通电时, 只有节流阀 1, 节流阀流量公式

$$q = CA\Delta P^\phi = CA\sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} = 0.67 \times 1 \times \sqrt{\frac{2 \times 1.6 \times 10^6}{900}} = 2.4\text{L/min}$$

$$\text{速度 } v = \frac{2.4}{5} = 0.48 \text{ m/min}$$

断电时，节流阀 1 和 2 都工作，节流阀流量公式

$$q_1 = CA\sqrt{\frac{2\Delta P_1}{\rho}} = CA\sqrt{\frac{2\Delta P_2}{\rho}} = 0.67 \times 1 \times \sqrt{\frac{2 \times 1.6 \times 10^6 \times 4/5}{900}} = 0.9 \times 2.4 \text{ L/min}$$

$$\Delta p_2 + \Delta p_1 = 1.6$$

$$\text{速度 } v = \frac{2.4 \times 0.9}{5} = 0.43 \text{ m/min}$$

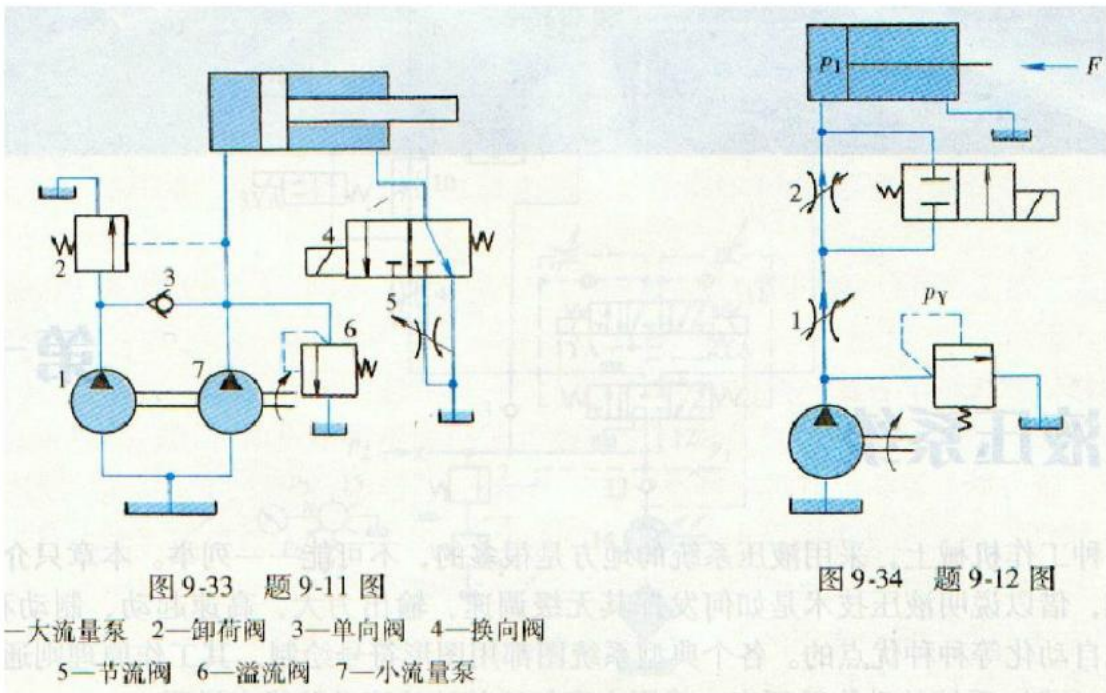


图 9-33 题 9-11 图

图 9-34 题 9-12 图

—大流量泵 2—卸荷阀 3—单向阀 4—换向阀  
5—节流阀 6—溢流阀 7—小流量泵

9-13 图 9-35 所示为顺序动作回路，液压缸 I、II 上的外负载力  $F_1 = 20000\text{N}$ ,  $F_2 = 30000\text{N}$ , 有效工作面积都是  $A = 50 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ , 要求液压缸 II 先于液压缸 I 动作，试问：

1) 顺序阀和溢流阀的调定压力分别为多少？

2) 不计管路阻力损失，液压缸 I 动作时，顺序阀进、出口压力分别为多少？

解：

$$p_1 = \frac{F_1}{A_1} = 4 \text{ MPa}$$

$$p_2 = \frac{F_2}{A_1} = 6 \text{ MPa}$$

1, 溢流阀的调整压力大于 7MPa, 顺序阀调整压力 6.8~7 MPa

2, 不计损失, 缸 1 动时, 顺序阀进口压力 6.8~7 出口压力 4。

9-14 图 9-36 所示为两缸顺序动作回路，缸 1 的外载为缸 2 的 1/2, 顺序阀 4 的调压比溢流阀低 1MPa, 要求缸 1 运动到右端。缸 2 再运动。但当阀 3 通电后，出现缸 1

和缸 2 基本同时动作的故障。试分析其产生原因，并提出改进措施。

解：

原因是缸 1 进口节流调速，溢流阀前压力达到调定值后是恒定的，缸 2 的内控顺序阀，在溢流阀溢流时，顺序阀打开了。

改进如下图所示。将顺序阀该为外控制式。

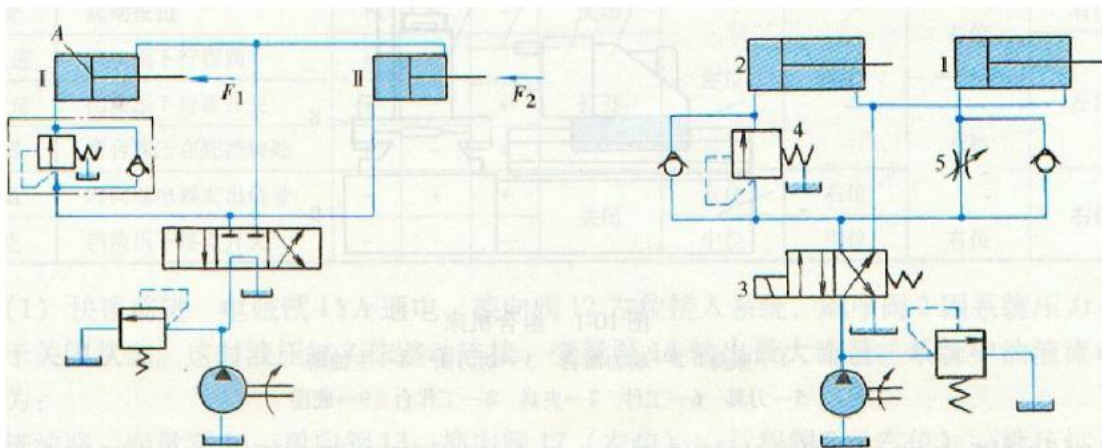
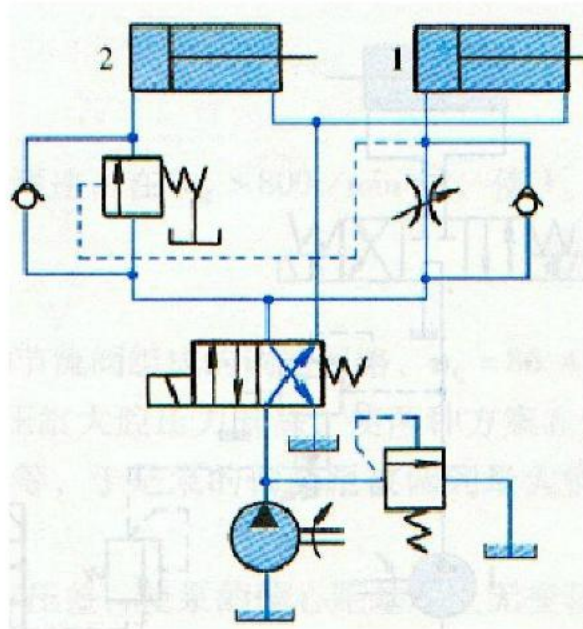


图 9-35 题 9-13 图

图 9-36 题 9-14 图

## 第十章 思考题和习题解

10-1 图 10-17 所示液压系统由哪些基本回路组成？简要说明工作原理并说明 ABC 三个阀的作用。

答：该系统由调速阀旁通节流调速回路，液压缸差动连接式快速运动回路，换向阀中位时液压泵低压卸荷回路组成。

单向阀 A 的作用是使液压缸小腔的回油通过被压阀 B，单向阀 C 的作用是使泵在低压下卸荷时保证控制油路的压力。

10-2 试写出图 10-18 所示液压系统的动作循环表，并评述这个液压系统的特点。

答：

特点：液控单向阀实现缸差动连接，回油节流调速，泵空转时低压卸荷。

习答案 2 系统动作循环

动作名称	信号来源		
	1YA	2YA	3YA
快进	+	-	+
工进	+	-	-
停留	+	-	-
快退	-	+	-
停止	-	-	-

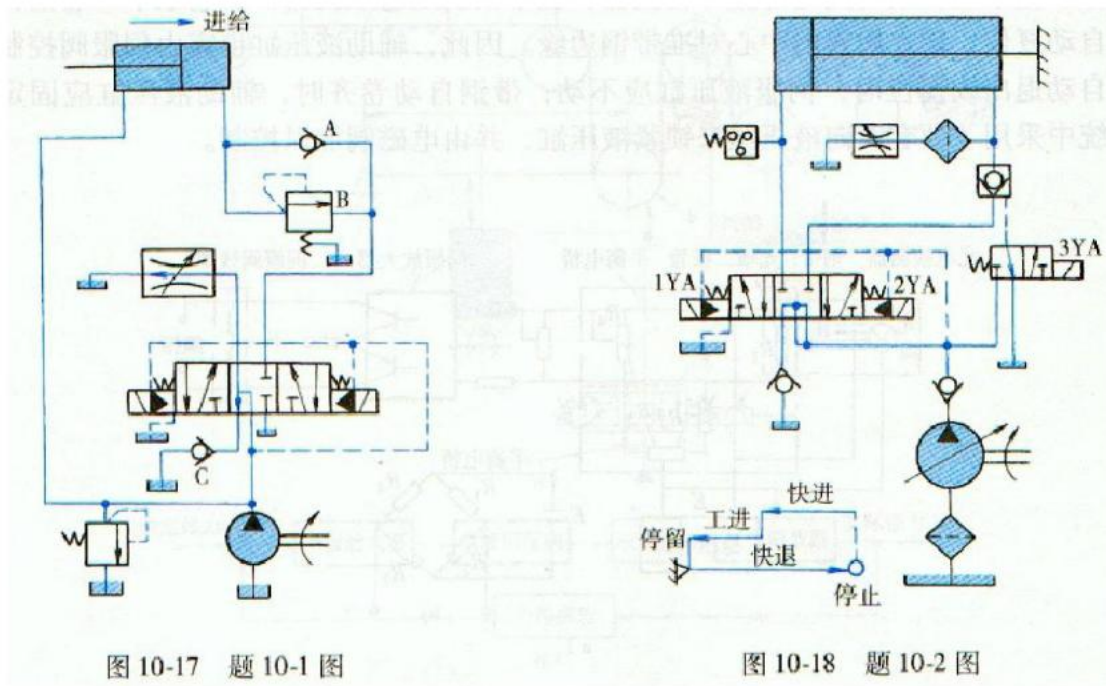


图 10-17 题 10-1 图

图 10-18 题 10-2 图

10-3 如图 10-19 所示的液压机液压系统能实现“快进→慢进→保压→快退→停止”的动作循环。试读懂此系统图，并写出：

- 1) 包括油液流动情况的动作循环表。
- 2) 标号元件的名称和功用。

答：

动作名称	信号来源	电磁铁状态		油液流动情况
		1YA	2YA	
快进	按下启动按钮	+	-	泵→2→3→4 (左腔) 4 (右腔) →3→油箱 11→9→10
慢进	压力升高			
保压	滑块碰上工件			
快退	压力继电器发出信号	-	+	泵→2→3→4 (右腔) 4 (左腔) →3→油箱 10→9→11 8→5→3→油箱
停止	挡块压行程开关	-	-	泵→2→3→油箱

标号	名称	功用
1	溢流阀	调定系统工作压力
2	单向阀	使系统卸荷时保持一定的控制油路压力
3	电液换向阀	使压力机滑块实现换向
4	辅助活塞缸	使压力机滑块实现快进、快退
5	节流阀	调节压力机滑块返回速度
6	顺序阀	实现快进和慢进的动作转换
7	压力继电器	发出保压阶段终止的信号
8	单向阀	规定通过节流阀油流的方向
9	液控单向阀	使柱塞缸中的油返回辅助油箱
10	主柱塞缸	使压力机滑块传递压力
11	辅助油箱	快进时向柱塞缸供油

10-4 如图 10-20 所示的双液压缸系统，如按所规定的顺序接受电气信号，试列表说明各液压阀和两液压缸的工作状态。

习答表 5 液压阀与液压缸工作状态

动作顺序	电磁铁状态		液压阀状态						液压缸状态	
	1YA	2YA	阀1	阀2	阀3	阀4	阀5	阀6	缸 I	缸 II
1	-	+	右	左	右	右	右	左	右行	右行
2	-	-	右	右	右	右	右	右	右行	左行
3	+	-	左	右	右	左	左	右	左行	左行
4	+	+	左	左	左	左	左	左	右行	左行
5	+	-	左	右	左	左	左	右	右行	右行
6	-	-	右	右	左	右	右	右	左行	右行

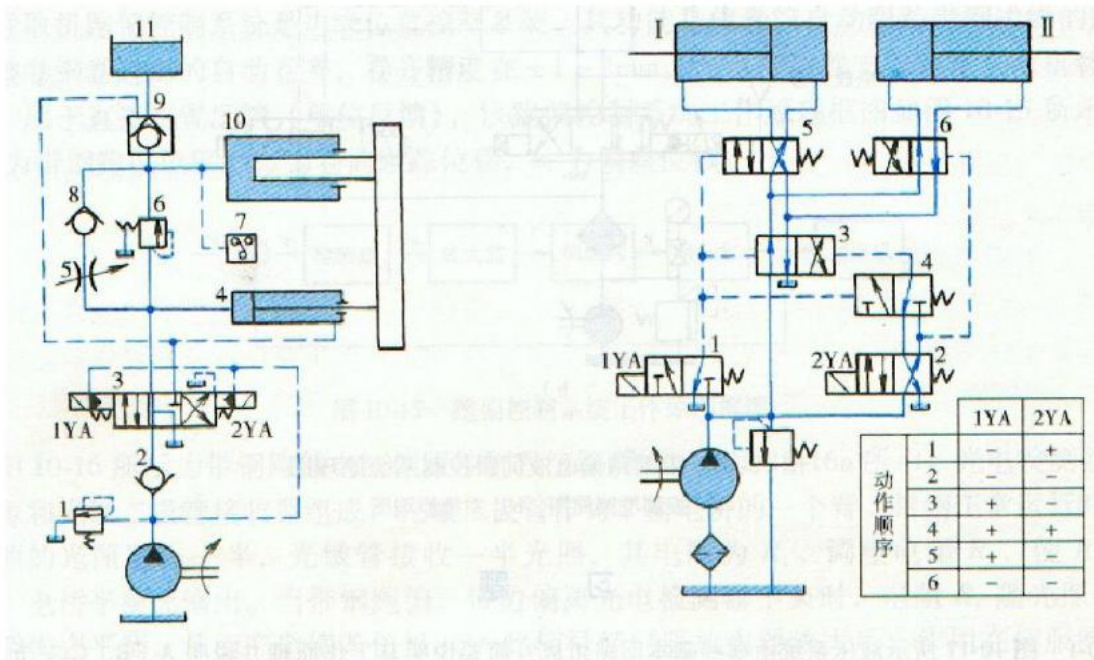


图 10-19 题 10-3 图

图 10-20 题 10-4 图

10-5 图 10-21 所示的液压系统是怎样工作的?按其动作循环表(表 10-6)中提示进行阅读,将该表填写完整,并作出系统的工作原理说明。

答:

系统工作原理: ①系统由双缸互不干扰油路和定位夹紧顺序动作油路组成。高压小流从泵负责定位、夹紧和工进, 低压大流量泵负责快进和快退②定位、夹紧油路中工作压力由减压阀调定, 由单向阀保压, 由节流阀控制速度, 压力继电器供显示“定位、夹紧状态已完成之用; 3, 缸 I 采用回油节流调速缸 II 采用进油节流调速, 快进时自缸都作差动连接; ④每个工作缸由两个换向阀实现四个动作, 调度设计上十分经济, 但油路迂回, 压降损失大。此外, 每个缸都有一条经流量阀的常通油路, 是使系统耗能发热的根源。系统动作循环完整表见表 6。



习答表 6 系统动作循环完整表

动作名称	电气元件							备注
	1YA	2YA	11YA	12YA	21YA	22YA	YJ	
定位、夹紧	-	-	-	-	-	-	-	1) I、II 两个回路各自进行独立循环动作, 互不约束 2) 12YA、22YA 中任一通电时, 1YA 便通电; 12YA、22YA 均断电时, 1YA 才断电
快进	+	-	+	+	+	+	+	
工进、卸荷(低)	-	-	+	-	+	-	+	
快退	+	-	-	+	-	+	+	
松开、拔销	-	+	-	-	-	-	-	
原位、卸荷(低)	-	+	-	-	-	-	-	

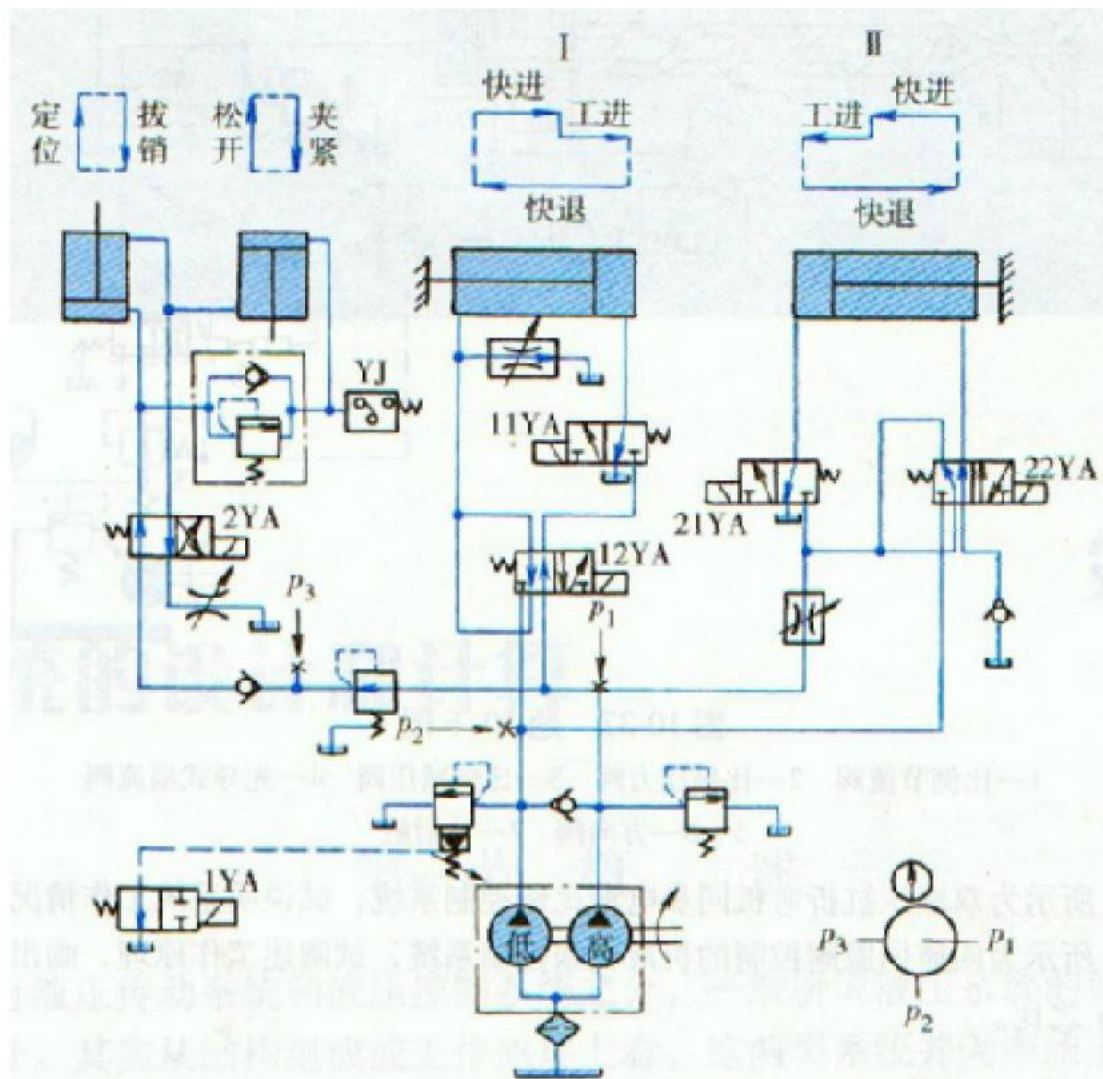


图 10-21 题 10-5 图

表 10-6 系统动作循环

动作名称	电气元件							备注
	1YA	2YA	11YA	12YA	21YA	22YA	YJ	
定位、夹紧								1) I、II 两个回路各自进行独立循环动作, 互不约束 2) 12YA、22YA 中任一个通电时, 1YA 便通电; 12YA、22YA 均断电时, 1YA 才断电
快进								
工进、卸荷(低)								
快退								
松开、拔销								
原位、卸荷(低)								

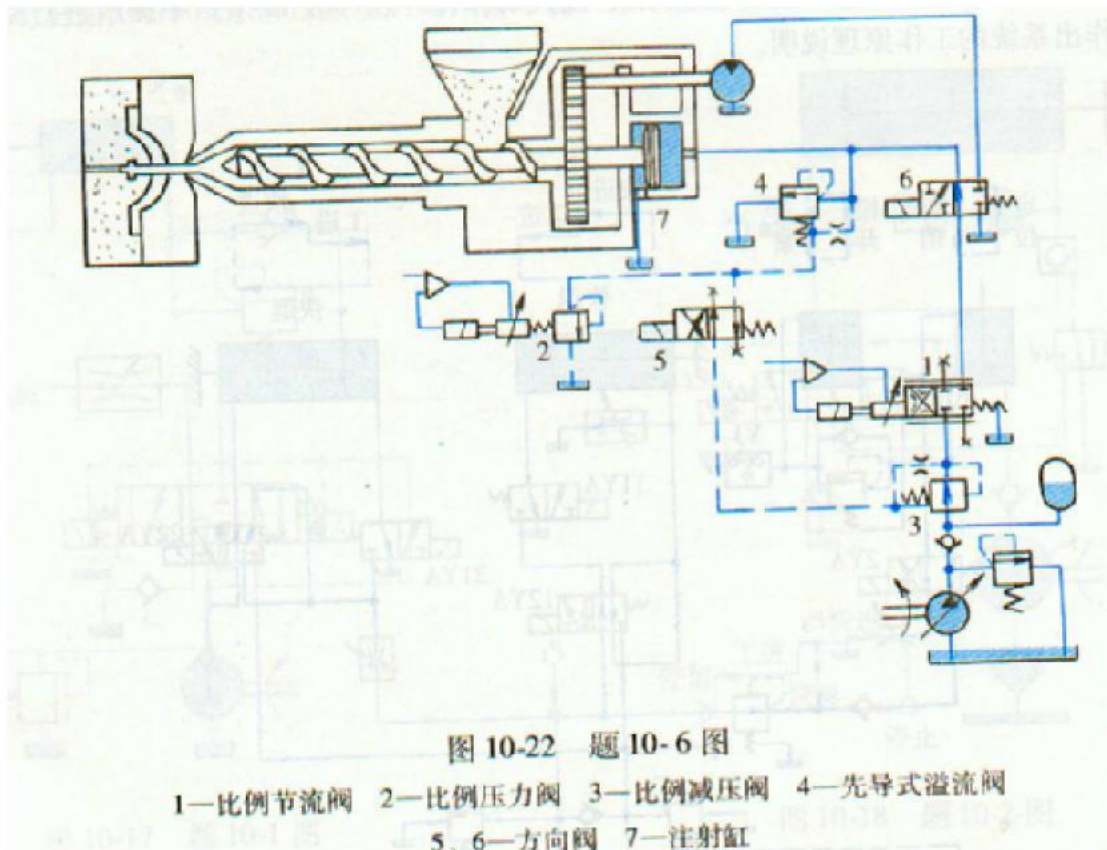
10-6 图 10-22 所示为用直动式比例压力阀的注塑机控制系统, 试参照书中同类系统叙述系统的工作过程。

解:

系统采用直动式比例压力阀与传统先导式溢流阀、减压阀等的遥控口相连接, 实现对溢流阀、减压阀等的比例控制。送料和螺杆旋转由比例压力阀和比例节流阀进行控制, 以保注射力和注射速度的精确可控。

注塑机的工作过程是: 塑料的粒料在旋转的螺杆区受热而塑化。方向阀 6 处于左位, 通过液压马达驱动螺杆转动。转速由比例节流阀 1 确定。螺杆向右移动。注射缸 7 经过由比例阀 2 和先导式溢流阀 4 组成的电液比例先导溢流阀排出压力油。支撑压力由先导阀 2 确定。此时方向阀 5 处于右位。

已塑化的原料由螺杆向前推进而射入模具。注射缸 7 的注射压力通过由阀 3 和阀 2 组成的电液比例先导减压阀确定, 此时方向阀 5 处于左位。注射速度由比例节流阀 1 来精细调节, 此时方向阀 6 处于右位。注射过程结束时, 比例阀 2 的压力在极短时间内提高到保压压力。



10-7 图 10-23 所示为双液压缸折弯机同步电液比例控制系统，试说明系统工作情况。

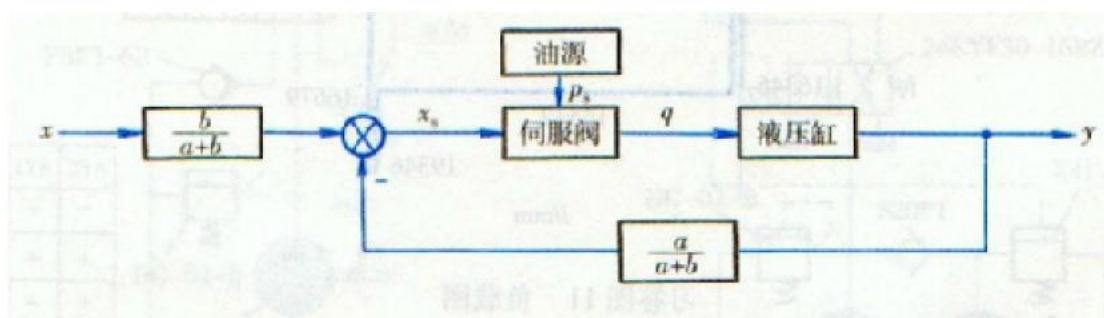
答：

图 10-23 中 1、2 为电液比例调速阀，3 为钢带系统，4 为差动变压器。差动变压器通过钢带系统检测滑块运动过程的同步情况。并转换为电信号反馈，实现闭环控制。

10-8 图 10-24 所示为四通伺服阀控制的机液伺服控制系统，试阐述工作原理，画出系统的框图，并求出其  $x$  输入输出  $y$  之比。

解

系统框图如习答图 10 所示。



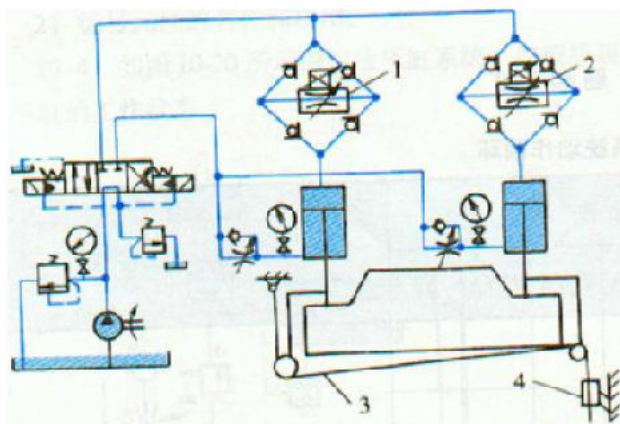


图 10-23 题 10-7 图

1、2—比例调速阀 3—钢带系统 4—位移传感器

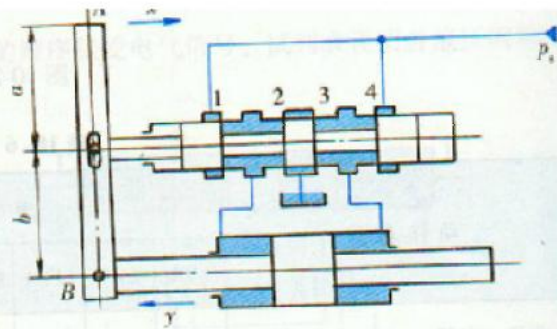
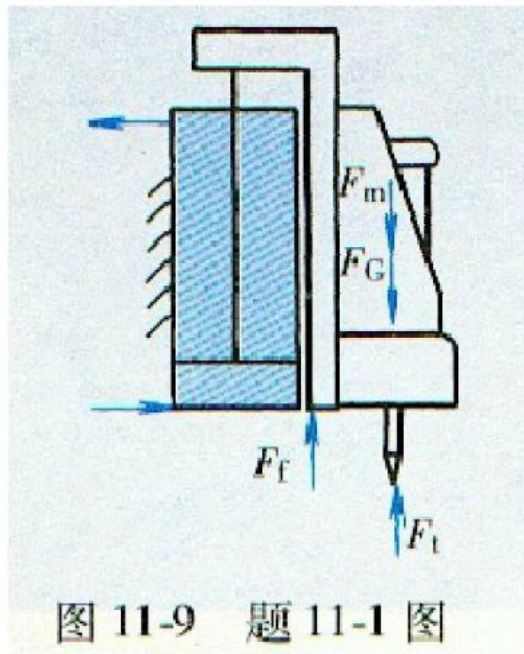


图 10-24 题 10-8 图

## 第十一章 思考题和习题解

11-1 如图 11-9 所示的某立式组合机床的动力滑台采用液压传动。已知切削负载为 28000N，滑台工进速度为 50mm/min，快进、快退速度为 6m/min，滑台(包括动力头)的质量为 1500kg，滑台对导轨的法向作用力约为 1500N，往复运动的加、减速时间为 0.05s，滑台采用平面导轨， $f_s = 0.2$ ， $f_d = 0.1$ ，快速行程为 100mm，工作行程为 50mm，取液压缸机械效率  $\eta_m = 0.9$ 。试对液压系统进行负载分析。

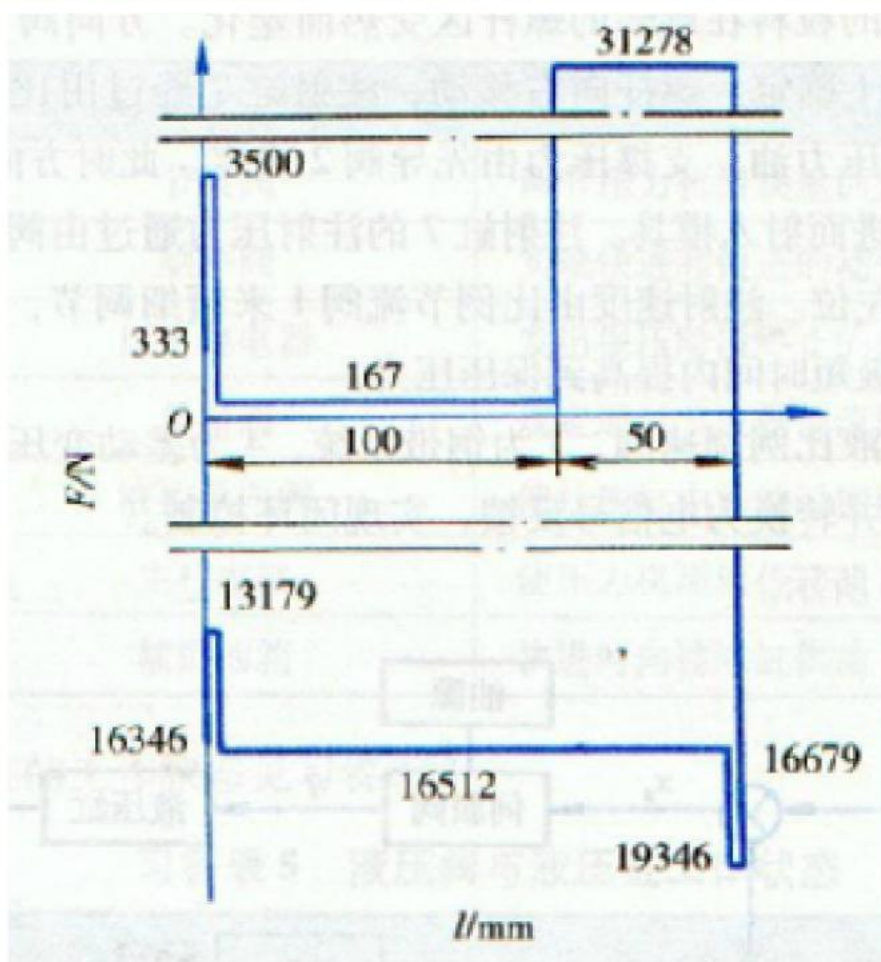
提示：滑台下降时，其自重负载由系统中的平衡回路承受，不需计入负载分析中。



解：

习答表 7 液压缸在各工作阶段的负载  $F$  ( $\eta_m = 0.9$ )

工 况	负载组成	负载值 $F/N$
起动	$F = F_0 f_s$	333
加速	$F = F_0 f_d + m \Delta v / \Delta t$	3500
快进	$F = F_0 f_d$	167
工进	$F = F_0 f_d + F_l$	31278
反向	$F = F_b + F_G$	16679
加速	$F = F_m + F_G - F_b$	19346
快退	$F = F_{bl} + F_G$	16512
制动	$F = F_{bl} + F_G - F_m$	13179
停止	$F = F_G$	16346

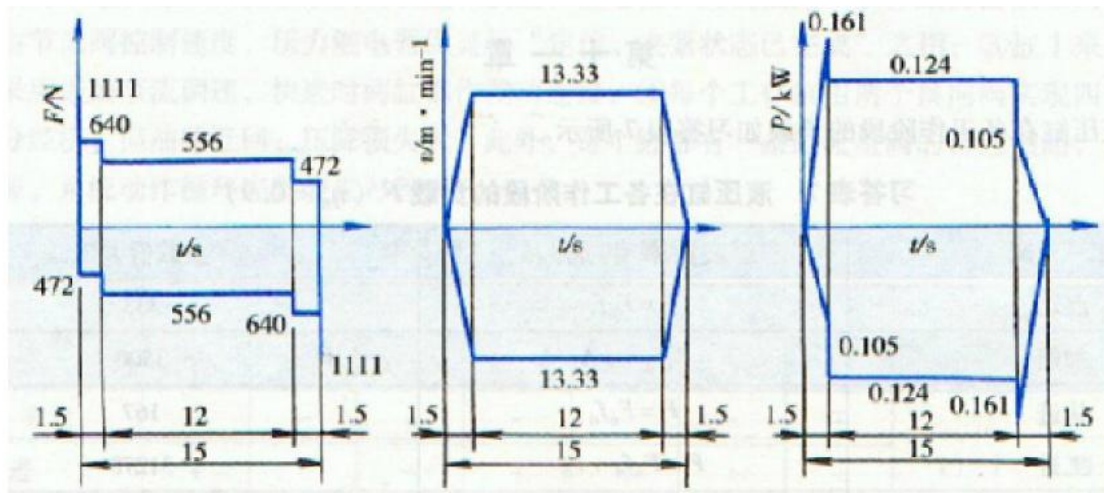


11-2 在图 11-10 所示的液压缸驱动装置中，已知传送距离为 3m，传送时间要求小于 15s，运动按图 11-10b 规律进行，其中加、减速时间各占总传送时间的 10%；假如移动部分的总质量为 510kg，移动件和导轨间的静、动摩擦因数各为 0.2 和 0.1，取液压缸机械效率  $\eta_m = 0.9$ ，试绘制此驱动装置的工况图。

解：

习答表 8 装置各运动阶段的负载  $F$  ( $\eta_m = 0.9$ )

运动阶段	负载组成	$F/N$
起动	$F = F_{td}$	1111
加速	$F = F_{td} + F_m$	640
匀速	$F = F_{td}$	556
减速	$F = F_{td} - F_m$	472



11-3 已知某专用卧式铣床的铣头驱动电动机功率为 7.5KW，铣刀直径为 120mm，转速为 350r/min。如工作台、工件和夹具总质量为 520kg，工作台总行程为 400mm，工进行程为 250mm，快进速度为 4.5m/min，工进速度为 60-100mm/min，往复运动的加、减速时间不希望大于 0.05s，工作台采用平导轨， $f_s = 0.2$ ， $f_d = 0.1$ 。试为该机床设计液压系统。

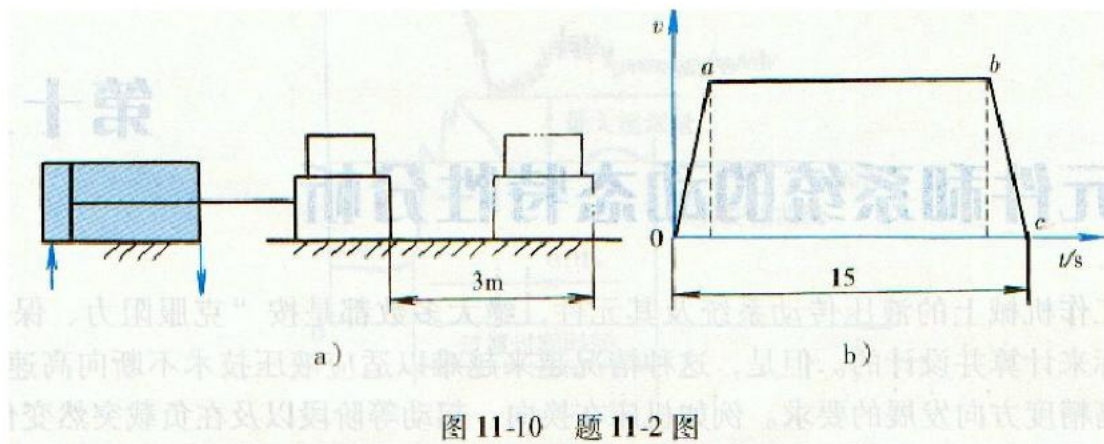


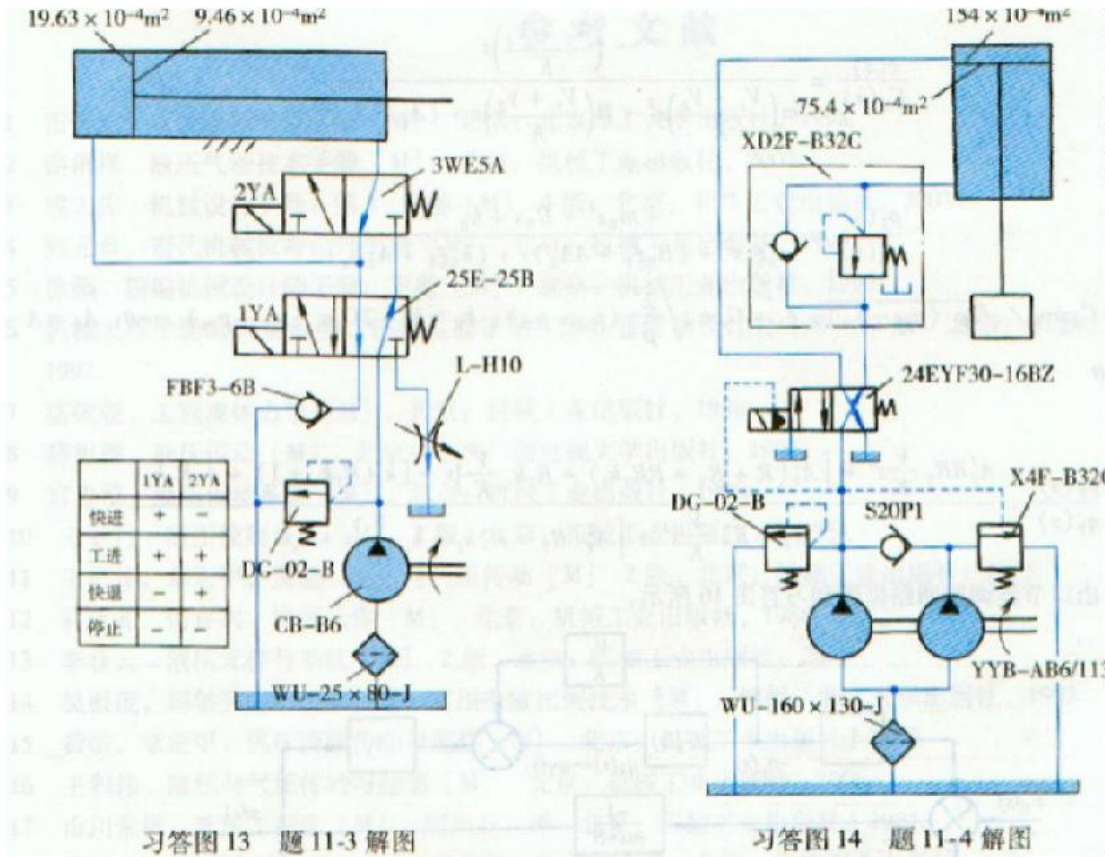
图 11-10 题 11-2 图

11-4 某立式液压机要求采用液压传动来实现表 11-9 所列的简单动作循环，如移动部件总质量为 510kg，摩擦力、惯性力均可忽略不计，试设计此液压系统。

表 11-9 液压机要实现的简单动作循环

动作名称	外负载/N	速度/m·min <sup>-1</sup>
快速下降	5000	6
慢速施压	50000	0.2
快速提升	10000	12
原位停止	—	—

解:



11-5 一台卧式单面多轴钻孔组合机床，动力滑台的工作循环是：快进→工进→快退→停止。液压系统的主要性能参数要求如下：轴向切削力  $F=24000\text{N}$ ；滑台移动部件总质量为  $510\text{kg}$ ；加、减速时间为  $0.2\text{s}$ ；采用平导轨，静摩擦因数  $f_s = 0.2$ ，动摩擦因数  $f_d = 0.1$ ；快进行程为  $200\text{mm}$ ，工进行程为  $100\text{mm}$ ；快进与快退速度相等，均为  $3.5\text{m/min}$ ，工进速度为  $30\sim 40\text{mm/min}$ 。工作时要求运动平稳，且可随时停止运动。试设计动力滑台的液压系统。

见书中十一章第三节例题。