

液压平衡回路应用探讨

李兴奎 吴志勇 林奕辰 甘秋萍

(柳州欧维姆机械股份有限公司 柳州 545005)

摘要: 本文对传统平衡回路进行详细分析, 指出传统平衡回路应用的局限性, 同时引入一种新型平衡回路, 有效解决了液压系统中液压缸在负载下行过程中产生冲击振动、能量消耗大而引起发热等问题。

关键词: 平衡回路 平衡阀 节流阀 冲击

1. 前言

为了防止或者调整立式液压缸及其联动的垂直或倾斜运动的工作部件因自重而自由下落, 往往在液压系统中设置能产生一定背压的液压元件, 以调整工作部件的下落速度, 并能够保证它们在任意位置上被锁定的液压回路, 称为平衡回路。平衡回路广泛应用于工程机械、起重机械以及一些具有垂直运动部件的场合。但是, 常常因平衡回路的应用不当而导致液压系统不能自锁或者产生较大冲击振动, 发热大, 甚至出现超压现象, 使工作机构不能正常运行。本文就一些常用平衡回路加以分析, 指出它们的适用场合。

2. 应用节流的平衡回路

要使液压缸承载时平稳下放, 就要在与运动相反方向设置相应的背压, 产生背压典型的平衡回路就是采用单向节流阀与液控单向阀组合的平衡回路, 如图1所示。负载下行过程中, 要保证活塞在负载重力作用下平稳下降, 必须满足两方面的平衡, 一方面是力的平衡, 另一方面是流量平衡。见式(1)和式(2)。

$$P_2 A_2 = W + A_1 P_1 \quad (1)$$

$$\frac{Q_1}{A_1} = \frac{Q_2}{A_2} \quad (2)$$

其中, 节流阀节流流量:

$$Q_2 = C_q A_r \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (3)$$

式中: C_q — 流量系数

A_r — 阀口的过流截面积

ΔP — 节流阀B口与A口的压差, 对于图1,

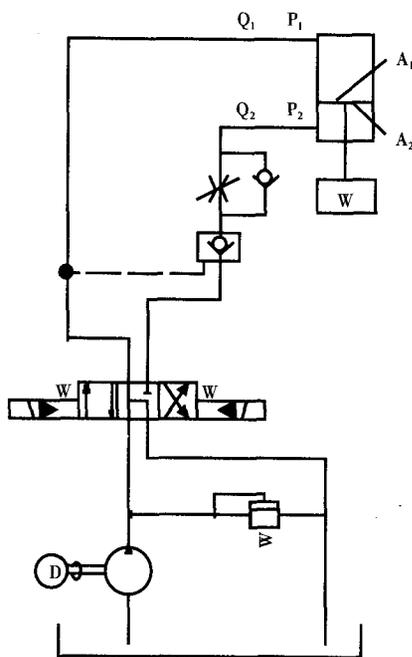


图1 单向节流阀与液控单向阀组合的平衡回路

$$\Delta P = P_2$$

ρ — 工作液体密度

由(1)、(2)、(3)式可导出:

$$Q_1 = \frac{A_1}{A_2} C_q A_r \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{W}{A_1} + \frac{A_2 P_1}{A_1} \right)} \quad (4)$$

对于图1平衡回路, Q_1 为油泵的流量, 一旦液压缸确定, A_1 、 A_2 为常数, 也就是要保证系统流量平衡, 则 Q_2 需要恒定, 此时节流阀的过流面积 A_r 与A、B口压差 ΔP 保持对应的关系。由(3)式可知, 负载增大, P_2 增大, A_r 应减小; 为了确保额定负载 $W_{额}$ 平稳下放同时消耗能量小, 因此负载下行过程中, P_1 应尽量小; 对于高压油路, 液压缸带载伸缩缸自如, 假设系统

额定油压 $P_{\text{额}}=W_{\text{额}}/A_1=25\text{MPa}$, $P_1=0$ (系统正常运行的最小输出压力一般取 $0.5\sim 1\text{MPa}$), 根据(4)式可计算出节流阀的过流面积 A_r 。如系统输出油压 P_1 大于0, 此时由于 P_2 增大, 要保持流量匹配关系, 节流阀的开口还应调小。

在实际应用中, 如果负载为恒载, 通过调节节流阀开口大小, 总可实现负载的平稳下行, 而且能量消耗也小。这种回路是一种既经济, 又实用的平衡回路。

对于变负载, 如起重设备的平衡回路, 其负载为 $0\sim W_{\text{额}}$, 而在操作过程中, 我们又不方便在负载改变的情况下通过人为的实时调节节流阀的开口大小来适应于负载, 假设节流阀开口 A_r 设定为满足于额定负载下, $P_1=0$, 平稳下行, 这时系统能耗最低, 也相对安全, 如果节流阀开口 A_r 加大, 在额定负载下行过程中就会出冲击、振动; 如果节流阀开口 A_r 变小, A_2 腔就会出超压现象。因此就以节流阀开口最大 A_r 的情况下进行分析, 如果是空载活塞下行, 为了让节流阀通过的流量 Q_2 达到 A_1Q_1/A_2 , 则 $P_2=W_{\text{额}}/A_2$, 通过计算

$$P_1 = \frac{A_2 P_2}{A_1}$$

其一, 如果 A_1 为无杆腔, A_2 为有杆腔, 则 $A_2/A_1 < 1$,

$$P_1 < P_{\text{额}}$$

系统在空载活塞下行时, 能耗虽然大, 容易发热, 但系统安全。

其二, 如果 A_1 为有杆腔, A_2 为无杆腔, 假设有杆腔活塞面积: 无杆腔活塞面积=1:1.4, 则 $P_1=1.4P_{\text{额}}$ 才能使油泵输出的流量全部进入 A_1 腔, 事实上, 由于系统设有溢流阀, 一般溢流阀设置为额定为1.1倍 $P_{\text{额}}$, 即在 A_1 腔建立的油压达不到 $1.4P_{\text{额}}$, A_2 腔油压 P_2 就不可能达到 $P_{\text{额}}$, 由(3)式可知, 经节流阀的流量小于 A_1Q_1/A_2 。而油泵为定量泵, 油泵流量一部分进入 A_1 腔, 另一部分只能经溢流阀回油箱, 系统能耗损失大。长时运行, 系统发热量大。

由上面分析可知, 采用单向节流阀与液控单向阀组合的平衡回路, 适合于恒定负载, 或者负载变化小的场合, 不太适用于变负载场合。

随着机电一体化技术的发展, 将单向节流阀改为带桥式的电液比例阀油路, 如图2。负载上升行程为进口节流, 可调节负载上行的速度, 下降行程为回油节流, 可以通过计算机对电液比例阀的开口大小进行调节, 或者通过以一定算法的程序根据不同的负载自动控制调速阀开口大小, 以使负载平稳下行, 使能量消耗达到最低。但此回路必须与计算机控制组合运用, 成本相对较高。

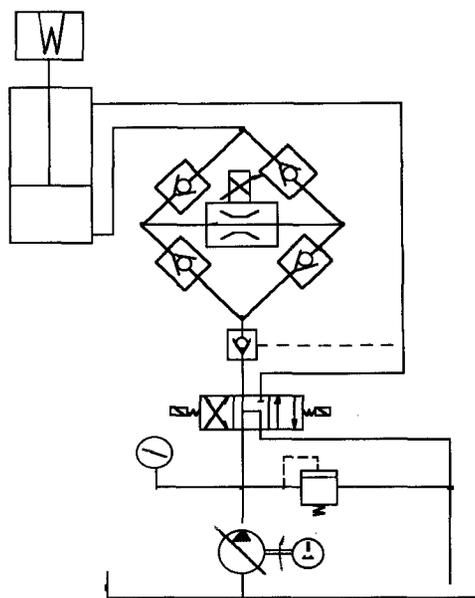


图2 电液比例阀调节回路

3. 应用平衡阀的平衡回路

由顺序阀与单向阀组合起来用于平衡重物下行的阀称为平衡阀, 由于顺序阀有内控与外控两种, 因此一些教材或手册分为图3a和图3b两种液压平衡回路。

图3a称为自(内)控式平衡阀平衡回路, 其平衡回路效果与单向节流阀平衡回路类似, 在负载下行运动时, 能建立稳定的背压, 故负载下降平稳, 但功率损耗大, 系统发热快, 如运用不当还可能出超压现象, 这里就不再重复分析。

图3b称为远(外)控式平衡阀平衡回路,其回路虽然远控平衡阀的开启压力可以很小,但由于液压缸回路建立不起压力,活塞就会在负载重力作用下加速下滑,当下腔油液不足以补充时,上腔压力就会低于平衡阀的开启压力,平衡阀关闭,活塞就会停止下行,如此反复,使得液压缸忽降忽停,产生较大的冲击振动与噪声。

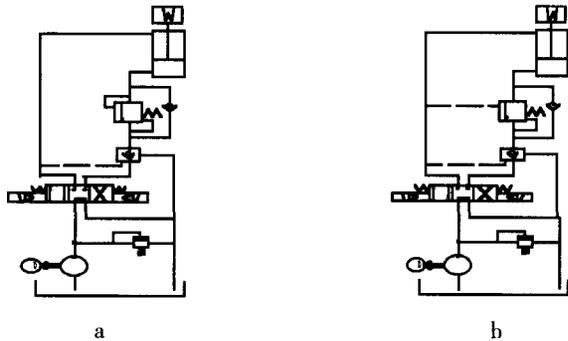


图3 平衡阀回路

图4a为一种新的平衡阀平衡回路,其平衡阀中的顺序阀为内、外同时控制,其结构简图4b。该平衡回路负载上行时,液压油经单向阀直接进入液压缸的下腔,系统处于稳定工作状态,这里不作论述,下面仅对承载静止和负载下行过程加以分析。

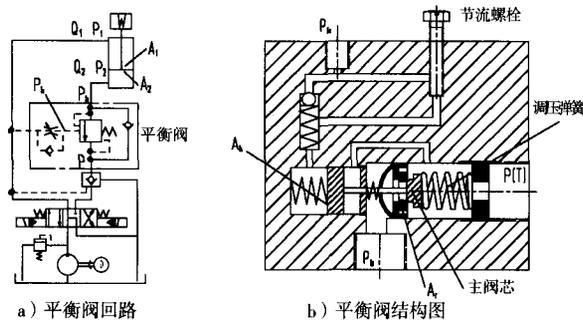


图4 新型平衡阀结构示意图

针对平衡阀,在负载下行过程中,主阀芯受力平衡方程式为:

$$P_b A_r + A_k P_k = K_1 (X + X_0) \quad (5)$$

- P_b — 液压缸下腔油压
- A_r — 主阀芯阀口面积
- A_k — 控制活塞的面积
- P_k — 控制压力

- K_1 — 调压弹簧的弹簧刚度
- X_0 — 调压弹簧的预缩量
- X — 平衡阀在某一稳定工况时开口量

对于此类平衡阀应先进行调整调压弹簧,设置开启压力,即打开主阀芯的压力 P_s 。在 $P_k=0$ 的情况下,加大平衡阀的 P_b 压力,调整调压弹簧,使平衡阀的主阀芯正常开启,此时 $P_s=P_b$,此项工作可在实验室进行标定。

为了防止无控制压力情况下,平衡阀能自锁,因此 P_s 应大于系统工作压力,假设高压系统额定工作压力为25MPa,则平衡阀的设定压力取35MPa,在此压力基础上,对该平衡回路负载下行进行分析。

工况一, 额定负载下行。

$$P_b = 25 \text{MPa} + P_k A_1 / A_2, \quad P_s = K_1 (X + X_0) / A_r = 35 \text{MPa}$$

由式(5)可得

$$\begin{aligned} P_k &= [K_1 (X + X_0) - P_b A_r] / A_k \\ &= K_1 (X + X_0) / A_k - P_b A_r / A_k \\ &= (K_1 (X + X_0) / A_r - P_b) A_r / A_k \\ &= (P_s - P_b) A_r / A_k \\ &= (35 - 25 - P_k A_1 / A_2) A_r / A_k \quad (6) \end{aligned}$$

如果平衡阀 $A_r / A_k = 1:4$, 设 $A_1 / A_2 = m$, 由式(6)得

$$P_k = 10 / (4 + m) < 2.5$$

假设液压缸按照通常设计,有杆腔与无杆腔活塞面积比为0.7, 则

$$P_k = 2.1 \text{MPa}$$

工况二, 空载活塞下行情况,

$$W=0, \quad P_k = P_1$$

$$\text{由式(1)得知: } P_2 = P_1 A_1 / A_2 = P_k A_1 / A_2$$

$$\text{对图4平衡回路, } P_b = P_2 = P_k A_1 / A_2$$

由式(5)得

$$\begin{aligned} P_k &= (P_s - P_b) A_r / A_k \\ &= (35 - P_k A_1 / A_2) / 4 \\ &= (35 - P_k A_1 / A_2) A_r / A_k \end{aligned}$$

如果平衡阀 $A_r / A_k = 1:4$, 设 $A_1 / A_2 = m$ 则

(下转第31页)

整体张拉工艺：整体张拉在塔内完成。安装时利用塔吊将撑脚、千斤顶、张拉杆、连接套吊至塔内平台上，随塔内平台移动到相应索号张拉端位置，借助手拉葫芦将连接套、张拉杆、千斤顶及撑脚、张拉螺母依次安装固定。见图7。

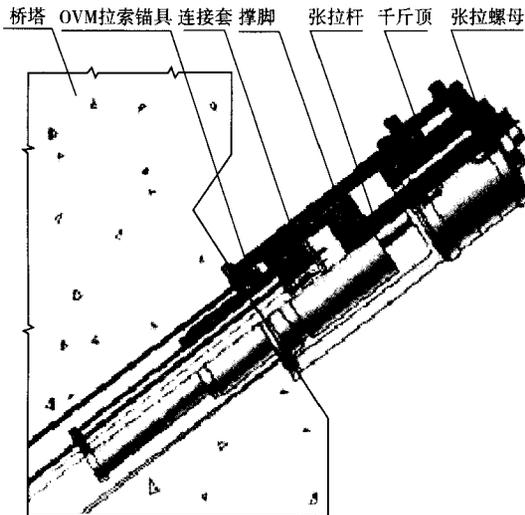


图7 整体张拉示意图

根据整索设计吨位进行张拉控制，分级、同步、对称张拉到设计吨位。整体张拉到控制应力后，旋紧锚具螺母及时锚固完成张拉。

2.3 小结

本桥在斜拉索护套管安装时，采用了在护套管内增设辅助钢绞线、分两级牵引的方法，改变了以往一味加长单根成品钢绞线工作长度的方法，不仅提高了护套管安装时的操作安全性、又能在充分利用现有设备的前提下提高工作效率，而且辅助钢绞线又能在全桥多次使用，降低了挂索成本。

在斜拉索钢绞线单根张拉时，根据现场实际情况，改变传感器安装部位，采用预张拉钢绞线的方法，这样有效避免了非线性影响，提高了索力控制的均匀性、准确性。

参考文献

- [1] 孙长军等, 安庆长江公路大桥斜拉索安装施工组织设计, 柳州欧维姆工程有限公司, 2003年。
- [2] 林元培, 斜拉桥, 北京, 人民交通出版社, 1997

(上接第25页)

$$P_k = 35 / (4 + m) < 8.75$$

假设液压缸按照通常设计，有杆腔与无杆腔活塞面积比为0.7，则

$$P_k = 7.5 \text{ MPa}$$

通过上面分析可知，系统不管是空载或是额定负载活塞下行，油泵供给的压力都相对较小，即负载下行时能耗小，油路上也不会出现超压现象。而且这种平衡阀在控制油路上增加了可调阻尼和单向阀。使平衡阀在打开操纵执行元件时迅速打开主阀芯，在 P_1 降低瞬时，由于有可调阻尼的作用，阀芯的开启是逐渐转换到负载相关的节流位置，使执行元件启动时的跳动及与之相关移动部件的颤动，均在一开始就受到抑止或很快消除，从而使负载下行平稳。

根据上述理论分析，结合实际工程情况，笔者在设计某大型液压提升系统时采用了图4a的液压平衡回路，系统中液压缸额定负载为

200t，额定油压为25MPa，实践证明负载下行平稳，系统发热小，并且能长时间稳定作业。

4. 结语

通过对应用于节流的平衡回路和应用平衡阀的平衡回路进行详细分析，指出了传统平衡回路的局限性，给出了一种新平衡回路原理，该种新的平衡回路适用于恒负载和变负载下行的场合。随着社会的发展，应用平衡回路的场合越来越多，采用何种方式的平衡回路应进行深入分析，设计可产生稳定背压，能自锁，而且能耗小的平衡回路。

参考文献

- [1] 赵春红. 起重机液压平衡回路的改进[J]. 工程机械与维修, 2000(4).
- [2] 姚平喜. 液压平衡回路辨析. 液压与气动, 2005(1)
- [3] 王文深. 平衡回路中液控单向阀反向开启控制压力的计算及分析. 组合机床与自动化加工技术, 2003(8)