

液压元件的选择与专用件设计

4.1 液压泵的选择

1) 确定液压泵的最大工作压力 p_p

$$p_p \geq p_1 + \Sigma p \quad (21)$$

式中 p_1 ——液压缸或液压马达最大工作压力；

Σp ——从液压泵出口到液压缸或液压马达入口之间总的管路损失。 Σp 的准确计算要待元件选定并绘出管路图时才能进行,初算时可按经验数据选取:管路简单、流速不大的,取 $\Sigma p = (0.2 \sim 0.5) \text{ MPa}$; 管路复杂,进口有调阀的,取 $\Sigma p = (0.5 \sim 1.5) \text{ MPa}$ 。

2) 确定液压泵的流量 Q_p 多液压缸或液压马达同时工作时,液压泵的输出流量应为

$$Q_p \geq K (\Sigma Q_{\max}) \quad (22)$$

式中 K ——系统泄漏系数,一般取 $K=1.1 \sim 1.3$;

ΣQ_{\max} ——同时动作的液压缸或液压马达的最大总流量,可从 $(Q-t)$ 图上查得。对于在工作过程中用节流调速的系统,还须加上溢流阀的最小溢流量,一般取 $0.5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 。

系统使用蓄能器作辅助动力源时

$$Q_p \geq \sum_{i=1}^z \frac{V_i K}{T_i} \quad (23)$$

式中 K ——系统泄漏系数,一般取 $K=1.2$;

T_i ——液压设备工作周期 (s);

V_i ——每一个液压缸或液压马达在工作周期中的总耗油量 (m^3);

z ——液压缸或液压马达的个数。

3) 选择液压泵的规格 根据以上求得的 p_p 和 Q_p 值,按系统中拟定的液压泵的形式,从产品样本或本手册中选择相应的液压泵。为使液压泵有一定的压力储备,所选泵的额定压力一般要比最大工作压力大 25%~60%。

4) 确定液压泵的驱动功率 在工作循环中,如果液压泵的压力和流量比较恒定,即 $(p-t)$ $(Q-t)$ 图变化较平缓,则

$$P = \frac{p_p Q_p}{\eta_p} \quad (24)$$

式中 p_p ——液压泵的最大工作压力 (Pa);

Q_p ——液压泵的流量 (m^3/s);

η_p ——液压泵的总效率,参考表 9 选择。

表 9 液压泵的总效率

液压泵类型	齿轮泵	螺杆泵	叶片泵	柱塞泵
总效率	0.6~0.7	0.65~0.80	0.60~0.75	0.80~0.85

限压式变量叶片泵的驱动功率,可按流量特性曲线拐点处的流量、压力值计算。一般情况下,可取 $p_p=0.8p_{p\max}$, $Q_p=Q_n$, 则

$$P = \frac{0.8 p_{p\max} Q_n}{\eta_p} \quad (25)$$

式中 P_{max} —— 液压泵的最大工作压力 (Pa);

Q_p —— 液压泵的额定流量 (m^3/s);

在工作循环中, 如果液压泵的流量和压力变化较大, 即 (Q-t), (p-t) 曲线起伏变化较大, 则须分别计算出各个动作阶段内所需功率, 驱动功率取其平均功率

$$P_{PC} = \sqrt{\frac{P_1^2 t_1 + P_2^2 t_2 + \cdots + P_n^2 t_n}{t_1 + t_2 + \cdots + t_n}} \quad (26)$$

式中 t_1, t_2, \dots, t_n —— 一个循环中每一动作阶段内所需的时间 (s);

P_1, P_2, \dots, P_n —— 一个循环中每一动作阶段内所需的功率 (W)

按平均功率选出电动机功率后, 还要验算一下每一阶段内电动机超载量是否都在允许范围内。电动机允许的短时间超载量一般为 25%。

4.2 液压阀的选择

1) 阀的规格, 根据系统的工作压力和实际通过该阀的最大流量, 选择有定型产品的阀件。溢流阀按液压泵的最大流量选取; 选择节流阀和调速阀时, 要考虑最小稳定流量应满足执行机构最低稳定速度的要求。

控制阀的流量一般要选得比实际通过的流量大一些, 必要时也允许有 20% 以内的短时间过流量。

2) 阀的型式, 按安装和操作方式选择。

4.3 蓄能器的选择

根据蓄能器在液压系统中的功用, 确定其类型和主要参数。

1) 液压执行元件短时间快速运动, 由蓄能器来补充供油, 其有效工作容积为

$$\Delta V = \sum A_i l_i K - Q_p t \quad (27)$$

式中 A —— 液压缸有效作用面积 (m^2);

l —— 液压缸行程 (m);

K —— 油液损失系数, 一般取 $K=1.2$;

Q_p —— 液压泵流量 (m^3/s);

t —— 动作时间 (s)

2) 作应急能源, 其有效工作容积为:

$$\Delta V = \sum A_i l_i K \quad (28)$$

式中 $\sum A_i l_i$ —— 要求应急动作液压缸总的工作容积 (m^3);

有效工作容积算出后, 根据第 8 章中有关蓄能器的相应计算公式, 求出蓄能器的容积, 再根据其他性能要求, 即可确定所需蓄能器。

4.4 管道尺寸的确定

(1) 管道内径计算

$$d = \sqrt[4]{\frac{4Q}{\pi v}} \quad (29)$$

式中 Q ——通过管道内的流量 (m^3/s);

v ——管内允许流速 (m/s), 见表 10。

计算出内径 d 后, 按标准系列选取相应的管子。

(2) 管道壁厚 δ 的计算

$$\delta = \frac{pd}{2[\sigma]} \quad (30)$$

表 10 允许流速推荐值

管道	推荐流速/ (m/s)
液压泵吸油管道	0.5~1.5, 一般常取 1 以下
液压系统压油管道	3~6, 压力高, 管道短, 粘度小取大值
液压系统回油管道	1.5~2.6

式中 p ——管道内最高工作压力 (Pa);

d ——管道内径 (m);

$[\sigma]$ ——管道材料的许用应力 $\frac{\sigma_b}{n}$;
力 (Pa), $[\sigma]=$

σ_b ——管道材料的抗拉强度 (Pa);

n ——安全系数, 对钢管来说, $p < 7\text{MPa}$ 时, 取 $n=8$; $p < 17.5\text{MPa}$ 时, 取 $n=6$; $p > 17.5\text{MPa}$ 时, 取 $n=4$ 。

4.5 油箱容量的确定

初始设计时, 先按经验公式 (31) 确定油箱的容量, 待系统确定后, 再按散热的要求进行校核。

油箱容量的经验公式为

$$V = \alpha Q_v \quad (31)$$

式中 Q_v ——液压泵每分钟排出压力油的容积 (m^3);

α ——经验系数, 见表 11。

表 11 经验系数 α

系统类型	行走机械	低压系统	中压系统	锻压机械	冶金机械
α	1~2	2~4	5~7	6~12	10

在确定油箱尺寸时, 一方面要满足系统供油的要求, 还要保证执行元件全部排油时, 油箱不能溢出, 以及系统中最大可能充满油时, 油箱的油位不低于最低限度。

液压系统性能验算

液压系统初步设计是在某些估计参数情况下进行的, 当各回路形式、液压元件及联接管路等完全确定后, 针对实际情况对所设计的系统进行各项性能分析。对一般液压传动系统来说, 主要是进一步确切地计算液压回路各段压力损失、容积损失及系统效率, 压力冲击和发热温升等。根据分析计算发现问题, 对某些不合理的设计要进行重新调整, 或采取其他必要的措

施。

5.1 液压系统压力损失

压力损失包括管路的沿程损失 p_1 ,管路的局部压力损失 p_2 和阀类元件的局部损失 p_3 ,总的压力损失为

$$p = p_1 + p_2 + p_3 \quad (32)$$

$$\Delta p_1 = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} v^2 \quad (33)$$

$$\Delta p_2 = \zeta \frac{\rho}{2} v^2 \quad (34)$$

式中 l ——管道的长度 (m);

d ——管道内径 (m);

v ——液流平均速度 (m/s);

ρ ——液压油密度 (kg/m^3);

λ ——沿程阻力系数;

ζ ——局部阻力系数。

λ 、 ζ 的具体值可参考第2章有关内容。

$$\Delta p_3 = \Delta p_n \left(\frac{Q}{Q_n} \right)^2 \quad (35)$$

式中 Q_n ——阀的额定流量 (m^3/s);

Q ——通过阀的实际流量 (m^3/s);

p_n ——阀的额定压力损失 (Pa) (可从产品样本中查到)。

对于泵到执行元件间的压力损失,如果计算出的 p 比选泵时估计的管路损失大得多时,应该重新调整泵及其他有关元件的规格尺寸等参数。

系统的调整压力

$$p_T \geq p_1 + p \quad (36)$$

式中 p_T ——液压泵的工作压力或支路的调整压力。

5.2 液压系统的发热温升计算

5.2.1 计算液压系统的发热功率

液压系统工作时,除执行元件驱动外载荷输出有效功率外,其余功率损失全部转化为热量,使油温升高。液压系统的功率损失主要有以下几种形式:

(1) 液压泵的功率损失

$$P_{hl} = \frac{1}{T_t} \sum_{i=1}^z P_{ri} (1 - \eta_{Pi}) t_i \quad (37)$$

式中 T_t ——工作循环周期 (s);

z ——投入工作液压泵的台数;

P_{ri} ——液压泵的输入功率 (W);

η_{Pi} ——各台液压泵的总效率;

t_i ——第*i*台泵工作时间 (s)。

(2) 液压执行元件的功率损失

$$P_{h2} = \frac{1}{T_t} \sum_{j=1}^M P_{ij} (1 - \eta_j) t_j \quad (38)$$

式中 M——液压执行元件的数量；

P_{ij} ——液压执行元件的输入功率 (W)；

η_j ——液压执行元件的效率；

t_j ——第j个执行元件工作时间 (s)。

(3) 溢流阀的功率损失

$$P_{h3} = p_y Q_y \quad (39)$$

式中 p_y ——溢流阀的调整压力 (Pa)；

Q_y ——经溢流阀流回油箱的流量 (m^3/s)。

(4) 油液流经阀或管路的功率损失

$$P_{h4} = pQ \quad (40)$$

式中 p ——通过阀或管路的压力损失 (Pa)；

Q ——通过阀或管路的流量 (m^3/s)。

由以上各种损失构成了整个系统的功率损失，即液压系统的发热功率

$$P_{hr} = P_{h1} + P_{h2} + P_{h3} + P_{h4} \quad (41)$$

式(41)适用于回路比较简单的液压系统，对于复杂系统，由于功率损失的环节太多，一计算较麻烦，通常用下式计算液压系统的发热功率

$$P_{hr} = P_r - P_c \quad (42)$$

式中 P_r 是液压系统的总输入功率， P_c 是输出的有效功率。

$$P_r = \frac{1}{T_t} \sum_{i=1}^z \frac{p_i Q_i t_i}{\eta_{pi}} \quad (43)$$

$$P_c = \frac{1}{T_t} \left(\sum_{i=1}^n F_{wi} s_i + \sum_{j=1}^m T_{wj} \omega_j t_j \right) \quad (44)$$

其中 T_t ——工作周期 (s)；

z 、 n 、 m ——分别为液压泵、液压缸、液压马达的数量；

p_i 、 Q_i 、 η_{pi} ——第i台泵的实际输出压力、流量、效率；

t_i ——第i台泵工作时间 (s)；

T_{wj} 、 ω_j 、 t_j ——液压马达的外载转矩、转速、工作时间 (N·m、rad/s、s)；

F_{wi} 、 s_i ——液压缸外载荷及驱动此载荷的行程 (N·m)。

5.2.2 计算液压系统的散热功率

液压系统的散热渠道主要是油箱表面，但如果系统外接管路较长，而且用式(41)计算发热功率时，也应考虑管路表面散热。

$$P_{hc} = (K_1 A_1 + K_2 A_2) T \quad (45)$$

式中 K_1 ——油箱散热系数，见表 12；

K_2 ——管路散热系数，见表 13；

A_1 、 A_2 ——分别为油箱、管道的散热面积 (m^2)；

T ——油温与环境温度之差 ()。

表 12 油箱散热系数 K_1 ($W/(m^2 \cdot)$)

冷却条件	K_1
通风条件很差	8~9
通风条件良好	15~17
用风扇冷却	23
循环水强制冷却	110~170

表 13 管道散热系数 K_2 ($W/(m^2 \cdot)$)

风速/ $m \cdot s^{-1}$	管道外径/m		
	0.01	0.05	0.1
0	8	6	5
1	25	14	10
5	69	40	23

若系统达到热平衡，则 $P_{hr}=P_{hc}$ ，油温不再升高，此时，最大温差

$$\Delta T = \frac{P_{hr}}{K_1 A_1 + K_2 A_2} \quad (46)$$

环境温度为 T_0 ，则油温 $T=T_0+ T$ 。如果计算出的油温超过该液压设备允许的最高油温(各种机械允许油温见表 14)，就要设法增大散热面积，如果油箱的散热面积不能加大，或加大一些也无济于事时，需要装设冷却器。冷却器的散热面积

表 14 各种机械允许油温 ()

液压设备类型	正常工作温度	最高允许温度
数控机床	30~50	55~70
一般机床	30~55	55~70
机车车辆	40~60	70~80
船舶	30~60	80~90
冶金机械、液压机	40~70	60~90
工程机械、矿山机械	50~80	70~90

$$A = \frac{P_{hr} - P_{hc}}{K \Delta t_m} \quad (47)$$

式中 K ——冷却器的散热系数，见本篇第 8 章液压辅助元件有关散热器的散热系数；

t_m ——平均温升 ()，

$$\Delta t_m = \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2}$$

T_1 、 T_2 ——液压油入口和出口温度；

t_1 、 t_2 ——冷却水或风的入口和出口温度。

5.2.3 根据散热要求计算油箱容量

式 (46) 是在初步确定油箱容积的情况下，验算其散热面积是否满足要求。当系统的发热

量求出之后，可根据散热的要求确定油箱的容量。

由式(46)可得油箱的散热面积为

$$A_1 = \left(\frac{P_{kr}}{\Delta T} - K_2 A_2 \right) / K_1 \quad (48)$$

如不考虑管路的散热，式(48)可简化为

$$A_1 = \frac{P_{kr}}{\Delta T K_1} \quad (49)$$

油箱主要设计参数如图3所示。一般油面的高度为油箱高 h 的0.8倍，与油直接接触的表面算全散热面，与油不直接接触的表面算半散热面，图示油箱的有效容积和散热面积分别为

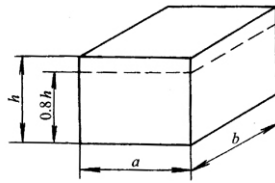


图3 油箱结构尺寸

$$V = 0.8abh \quad (50)$$

$$A_1 = 1.6h(\alpha + b) + 1.5ab \quad (51)$$

若 A_1 求出，再根据结构要求确定 α 、 b 、 h 的比例关系，即可确定油箱的主要结构尺寸。

如按散热要求求出的油箱容积过大，远超出用油量的需要，且又受空间尺寸的限制，则应适当缩小油箱尺寸，增设其他散热措施。

5.3 计算液压系统冲击压力

压力冲击是由于管道液流速度急剧改变而形成的。例如液压执行元件在高速运动中突然停止，换向阀的迅速开启和关闭，都会产生高于静态值的冲击压力。它不仅伴随产生振动和噪声，而且会因过高的冲击压力而使管路、液压元件遭到破坏。对系统影响较大的压力冲击常为以下两种形式：

1) 当迅速打开或关闭液流通道时，在系统中产生的冲击压力。

直接冲击（即 $t < \tau$ ）时，管道内压力增大值

$$\Delta p = a_c \Delta v \quad (52)$$

间接冲击（即 $t > \tau$ ）时，管道内压力增大值

$$\Delta p = a_c \rho \Delta v \frac{\tau}{t} \quad (53)$$

式中 ρ ——液体密度 (kg/m^3)；

v ——关闭或开启液流通道前后管道内流速之差 (m/s)；

t ——关闭或打开液流通道的时间 (s)；

$\tau = \frac{2l}{a_c}$ ——管道长度为 l 时，冲击波往返所需的时间 (s)；

a_c ——管道内液流中冲击波的传播速度 (m/s)。

若不考虑粘性和管径变化的影响，冲击波在管内的传播速度

$$a_c = \frac{\sqrt{\frac{E_0}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{E_0 d}{E \delta}}} \quad (54)$$

式中 E_0 ——液压油的体积弹性模量 (Pa)，其推荐值为 $E_0=700\text{MPa}$ ；

δ 、 d ——管道的壁厚和内径 (m)；

E ——管道材料的弹性模量 (Pa)，常用管道材料弹性模量：钢 $E=2.1 \times 10^{11}\text{Pa}$ ，紫铜 $E=1.18 \times 10^{11}\text{Pa}$ 。

2) 急剧改变液压缸运动速度时，由于液体及运动机构的惯性作用而引起的压力冲击，其压力的增大值为

$$\Delta p = \left(\sum l_i \rho \frac{A}{A_i} + \frac{M}{A} \right) \frac{\Delta v}{t} \quad (55)$$

式中 l_i ——液流第*i*段管道的长度 (m)；

A_i ——第*i*段管道的截面积 (m^2)；

A ——液压缸活塞面积 (m^2)；

M ——与活塞连动的运动部件质量 (kg)；

v ——液压缸的速度变化量 (m/s)；

t ——液压缸速度变化 v 所需时间 (s)。

计算出冲击压力后，此压力与管道的静态压力之和即为此时管道的实际压力。实际压力若比初始设计压力大得多时，要重新校核一下相应部件管道的强度及阀件的承压能力，如不满足，要重新调整。

设计液压装置，编制技术文件

6.1 液压装置总体布局

液压系统总体布局有集中式、分散式。

集中式结构是将整个设备液压系统的油源、控制阀部分独立设置于主机之外或安装在地下，组成液压站。如冷轧机、锻压机、电弧炉等有强烈热源和烟尘污染的冶金设备，一般都是采用集中供油方式。

分散式结构是把液压系统中液压泵、控制调节装置分别安装在设备上适当的地方。机床、工程机械等可移动式设备一般都采用这种结构。

6.2 液压阀的配置形式

1) 板式配置 板式配置是把板式液压元件用螺钉固定在平板上，板上钻有与阀口对应的孔，通过管接头联接油管而将各阀按系统图接通。这种配置可根据需要灵活改变回路形式。液压实验台等普遍采用这种配置。

2) 集成式配置 目前液压系统大多数都采用集成形式。它是将液压阀件安装在集成块上，集成块一方面起安装底板作用，另一方面起内部油路作用。这种配置结构紧凑、安装方便。

6.3 集成块设计

1) 块体结构 集成块的材料一般为铸铁或锻钢, 低压固定设备可用铸铁, 高压强振场合要用锻钢。块体加工成正方体或长方体。

对于较简单的液压系统, 其阀件较少, 可安装在同一个集成块上。如果液压系统复杂, 控制阀较多, 就要采取多个集成块叠积的形式。

相互叠积的集成块, 上下面一般为叠积接合面, 钻有公共压力油孔 P, 公用回油孔 T, 泄漏油孔 L 和 4 个用以叠积紧固的螺栓孔。

P 孔, 液压泵输出的压力油经调压后进入公用压力油孔 P, 作为供给各单元回路压力油的公用油源。

T 孔, 各单元回路的回油均通到公用回油孔 T, 流回到油箱。

L 孔, 各液压阀的泄漏油, 统一通过公用泄漏油孔流回油箱。

集成块的其余四个表面, 一般后面接通液压执行元件的油管, 另三个面用以安装液压阀。块体内部按系统图的要求, 钻有沟通各阀的孔道。

2) 集成块结构尺寸的确定 外形尺寸要求满足阀件的安装, 孔道布置及其他工艺要求。为减少工艺孔, 缩短孔道长度, 阀的安装位置要仔细考虑, 使相通油孔尽量在同一水平面或是同一竖直面。对于复杂的液压系统, 需要多个集成块叠积时, 一定要保证三个公用油孔的坐标相同, 使之叠积起来后形成三个主通道。

各通油孔的内径要满足允许流速的要求, 具体参照本章 4.4 节确定孔径。一般来说, 与阀直接相通的孔径应等于所装阀的油孔通径。

油孔之间的壁厚 δ 不能太小, 一方面防止使用过程中, 由于油的压力而击穿, 另一方面避免加工时, 因油孔的偏斜而误通。对于中低压系统, δ 不得小于 5mm, 高压系统应更大些。

6.4 绘制正式工作图, 编写技术文件

液压系统完全确定后, 要正规地绘出液压系统图。除用元件图形符号表示的原理图外, 还包括动作循环表和元件的规格型号表。图中各元件一般按系统停止位置表示, 如特殊需要, 也可以按某时刻运动状态画出, 但要加以说明。

装配图包括泵站装配图, 管路布置图, 操纵机构装配图, 电气系统图等。

技术文件包括设计任务书、设计说明书和设备的使用、维护说明书等。

进行工况分析、确定液压系统的主要参数

通过工况分析, 可以看出液压执行元件在工作过程中速度和载荷变化情况, 为确定系统及各执行元件的参数提供依据。

液压系统的主要参数是压力和流量, 它们是设计液压系统, 选择液压元件的主要依据。压力决定于外载荷。流量取决于液压执行元件的运动速度和结构尺寸。

2.1 载荷的组成和计算

2.1.1 液压缸的载荷组成与计算

图 1 表示一个以液压缸为执行元件的液压系统计算简图。各有关参数标注图上, 其中 F_w 是作用在活塞杆上的外部载荷, F_m 中活塞与缸壁以及活塞杆与导向套之间的密封阻力。

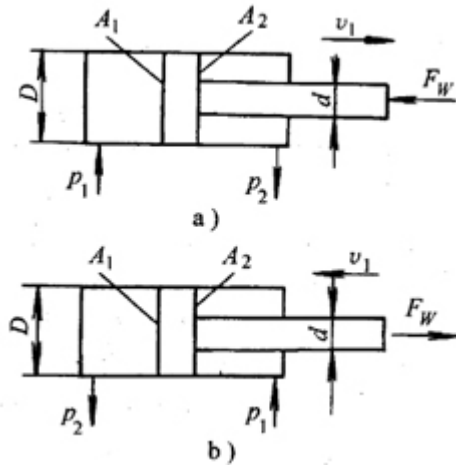


图 1 液压系统计算简图

作用在活塞杆上的外部载荷包括工作载荷 F_g ，导轨的摩擦力 F_f 和由于速度变化而产生的惯性力 F_a 。

(1) 工作载荷 F_g

常见的工作载荷有作用于活塞杆轴线上的重力、切削力、挤压力等。这些作用力的方向如与活塞运动方向相同为负，相反为正。

(2) 导轨摩擦载荷 F_f

对于平导轨

$$F_f = \mu(G + F_W) \quad (1)$$

对于 V 型导轨

$$F_f = \mu(G + F_W) / \sin \frac{\alpha}{2} \quad (2)$$

式中 G ——运动部件所受的重力 (N)；

F_N ——外载荷作用于导轨上的正压力 (N)；

μ ——摩擦系数，见表 1；

α ——V 型导轨的夹角，一般为 90° 。

(3) 惯性载荷 F_a

$$F_a = \frac{G \Delta v}{g \Delta t} \quad (3)$$

表 1 摩擦系数 μ

导轨类型	导轨材料	运动状态	摩擦系数
滑动导轨	铸铁对铸铁	起动时	0.15 ~ 0.20
		低速 ($v < 0.16\text{m/s}$)	0.1 ~ 0.12
		高速 ($v > 0.16\text{m/s}$)	0.05 ~ 0.08
滚动导轨	铸铁对滚柱 (珠)		0.005 ~ 0.02
	淬火钢导轨对滚柱		0.003 ~ 0.006
静压导轨	铸铁		0.005

式中 g ——重力加速度； $g=9.81\text{m/s}^2$ ；
 v ——速度变化量（m/s）；
 t ——起动或制动时间（s） 一般机械 $t=0.1 \sim 0.5\text{s}$ ，对轻载低速运动部件取小值，对重载高速部件取大值。行走机械一般取 $\frac{\Delta v}{v}=0.5 \sim 1.5$ m/s^2 。

以上三种载荷之和称为液压缸的外载荷 F_w 。

$$\text{起动加速时 } F_w = F_g + F_f + F_a \quad (4)$$

$$\text{稳态运动时 } F_w = F_g + F_f \quad (5)$$

$$\text{减速制动时 } F_w = F_g + F_f - F_a \quad (6)$$

工作载荷 F_g 并非每阶段都存在，如该阶段没有工作，则 $F_g=0$ 。

除外载荷 F_w 外，作用于活塞上的载荷 F 还包括液压缸密封处的摩擦阻力 F_m ，由于各种缸的密封材质和密封形成不同，密封阻力难以精确计算，一般估算为

$$F_m = (1 - \eta_m)F \quad (7)$$

式中 η_m ——液压缸的机械效率，一般取 $0.90 \sim 0.95$ 。

$$F = \frac{F_w}{\eta_m} \quad (8)$$

2.1.2 液压马达载荷力矩的组成与计算

(1) 工作载荷力矩 T_g

常见的载荷力矩有被驱动轮的阻力矩、液压卷筒的阻力矩等。

(2) 轴颈摩擦力矩 T_f

$$T_f = \mu Gr \quad (9)$$

式中 G ——旋转部件施加于轴颈上的径向力（N）；

μ ——摩擦系数，参考表 1 选用；

r ——旋转轴的半径（m）。

(3) 惯性力矩 T_a

$$T_a = J\varepsilon = J \frac{\Delta \omega}{\Delta t} \quad (10)$$

式中 ε ——角加速度（ rad/s^2 ）；

ω ——角速度变化量（ rad/s ）；

t ——起动或制动时间（s）；

J ——回转部件的转动惯量（ $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ）。

$$\text{起动加速时 } T_w = T_g + T_f + T_a \quad (11)$$

$$\text{稳定运行时 } T_w = T_g + T_f \quad (12)$$

$$\text{减速制动时 } T_w = T_g + T_f - T_a \quad (13)$$

计算液压马达载荷转矩 T 时还要考虑液压马达的机械效率 η_m （ $\eta_m=0.9 \sim 0.99$ ）。

$$T = \frac{T_w}{\eta_m} \quad (14)$$

根据液压缸或液压马达各阶段的载荷,绘制出执行元件的载荷循环图,以便进一步选择系统工作压力和确定其他有关参数。

2.2 初选系统工作压力

压力的选择要根据载荷大小和设备类型而定。还要考虑执行元件的装配空间、经济条件及元件供应情况等限制。在载荷一定的情况下,工作压力低,势必要加大执行元件的结构尺寸,对某些设备来说,尺寸要受到限制,从材料消耗角度看出不经济;反之,压力选得太高,对泵、缸、阀等元件的材质、密封、制造精度也要求很高,必然要提高设备成本。一般来说,对于固定的尺寸不太受限的设备,压力可以选低一些,行走机械重载设备压力要选得高一些。具体选择可参考表 2 和表 3。

2.3 计算液压缸的主要结构尺寸和液压马达的排量

(1) 计算液压缸的主要结构尺寸

液压缸有关设计参数见图 2。图 a 为液压缸活塞杆工作在受压状态,图 b 活塞杆工作在受拉状态。

活塞杆受压时

$$F = \frac{F_W}{\eta_p} = p_1 A_1 - p_2 A_2 \quad (15)$$

活塞杆受拉时

$$F = \frac{F_W}{\eta_p} = p_1 A_2 - p_2 A_1 \quad (16)$$

式中 $A_1 = \frac{\pi}{4} D^2$ ——无杆腔活塞有效作用面积 (m^2);

$A_2 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$ ——有杆腔活塞有效作用面积 (m^2);

p_1 ——液压缸工作腔压力 (Pa);

p_2 ——液压缸回油腔压力 (Pa),即背压力。其值根据回路的具体情况而定,初算时可参照表 4 取值。差动连接时要另行考虑;

D ——活塞直径 (m);

d ——活塞杆直径 (m)。

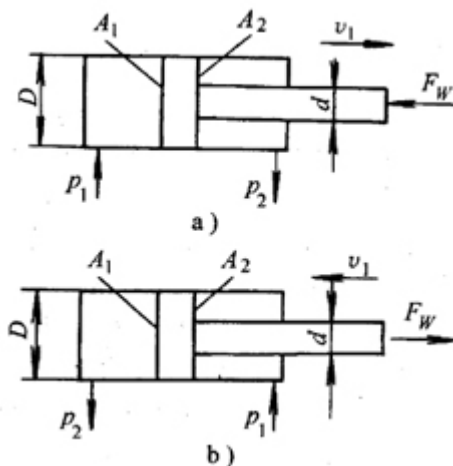


图 2 液压缸主要设计参数

表 2 按载荷选择工作压力

载荷/kN	< 5	5 ~ 10	10 ~ 20	20 ~ 30	30 ~ 50	> 50
工作压力/MPa	< 0.8 ~ 1	1.5 ~ 2	2.5 ~ 3	3 ~ 4	4 ~ 5	≥ 5

表 3 各种机械常用的系统工作压力

机械类型	机床				家业机械	液压机
	磨床	组合机床	龙门刨床	拉床	小型工程机械 建筑机械 液压凿岩机	大中型挖掘机 重型机械 起重运输机械
工作压力/MPa	0.8 ~ 2	3 ~ 5	2 ~ 8	8 ~ 10	10 ~ 18	20 ~ 32

表 4 执行元件背压力

系统类型	背压力/MPa
简单系统或轻载节流调速系统	0.2 ~ 0.5
回油路带调速阀的系统	0.4 ~ 0.6
回油路设置有背压阀的系统	0.5 ~ 1.5
用补油泵的闭式回路	0.8 ~ 1.5
回油路较复杂的工程机械	1.2 ~ 3
回油路较短, 且直接回油箱	可忽略不计

一般, 液压缸在受压状态下工作, 其活塞面积为

$$A_1 = \frac{F + p_2 A_2}{p_1} \quad (17)$$

运用式 (17) 须事先确定 A_1 与 A_2 的关系, 或是活塞杆径 d 与活塞直径 D 的关系, 令杆径比 $\varphi = d/D$, 其比值可按表 5 和表 6 选取。

$$D = \sqrt{\frac{4F}{4p_1 - p_2(1 - \varphi^2)}} \quad (18)$$

采用差动连接时, $v_1/v_2 = (D^2 - d^2)/d^2$ 。如果求往返速度相同时, 应取 $d = 0.71D$ 。

对行程与活塞杆直径比 $l/d > 10$ 的受压柱塞或活塞杆, 还要做压杆稳定性验算。

当工作速度很低时, 还须按最低速度要求验算液压缸尺寸

$$A \geq \frac{Q_{\min}}{v_{\min}}$$

式中 A ——液压缸有效工作面积 (m^2);

Q_{\min} ——系统最小稳定流量 (m^3/s), 在节流调速中取决于回路中所设调速阀或节流阀的最小稳定流量。容积调速中决定于变量泵的最小稳定流量。

v_{\min} ——运动机构要求的最小工作速度 (m/s)

如果液压缸的有效工作面积 A 不能满足最低稳定速度的要求, 则应按最低稳定速度确定液压缸的结构尺寸。

另外, 如果执行元件安装尺寸受到限制, 液压缸的缸径及活塞杆的直径须事先确定时, 可按载荷的要求和液压缸的结构尺寸来确定系统的工作压力。

液压缸直径 D 和活塞杆直径 d 的计算值要按国标规定的液压缸的有关标准进行圆整。如与标准液压缸参数相近,最好选用国产标准液压缸,免于自行设计加工。常用液压缸内径及活塞杆直径见表 7 和表 8。

表 5 按工作压力选取 d/D

工作压力/MPa	≤5.0	5.0~7.0	≥7.0
d/D	0.5~0.55	0.62~0.70	0.7

表 6 按速比要求确定 d/D

v_2/v_1	1.15	1.25	1.33	1.46	1.61	2
d/D	0.3	0.4	0.5	0.55	0.62	0.71

注： v_1 —无杆腔进油时活塞运动速度；

v_2 —有杆腔进油时活塞运动速度。

表 7 常用液压缸内径 D (mm)

40	50	63	80	90	100	110
125	140	160	180	200	220	250

表 8 活塞杆直径 d (mm)

速比	缸径						
	40	50	63	80	90	100	110
1.46	22	28	35	45	50	55	63
3			45	50	60	70	80
速比	缸径						
	125	140	160	180	200	220	250
1.46	70	80	90	100	110	125	140
2	90	100	110	125	140		

(2) 计算液压马达的排量

液压马达的排量为

$$q = \frac{2\pi T}{\Delta p}$$

式中 T——液压马达的载荷转矩 (N·m)；

$p=p_1-p_2$ ——液压马达的进出口压差 (Pa)。

液压马达的排量也应满足最低转速要求

$$q \geq \frac{Q_{\min}}{n_{\min}}$$

式中 Q_{\min} ——通过液压马达的最小流量；

n_{\min} ——液压马达工作时的最低转速。

2.4 计算液压缸或液压马达所需流量

(1) 液压缸工作时所需流量

$$Q = Av \quad (19)$$

式中 A——液压缸有效作用面积 (m^2)；

v ——活塞与缸体的相对速度 (m/s)。

(2) 液压马达的流量

$$Q=qn_m \quad (20)$$

式中 q ——液压马达排量 (m^3/r)；

n_m ——液压马达的转速 (r/s)。

2.5 绘制液压系统工况图

工况图包括压力循环图、流量循环图和功率循环图。它们是调整系统参数、选择液压泵、阀等元件的依据。

1) 压力循环图——($p-t$) 图 通过最后确定的液压执行元件的结构尺寸，再根据实际载荷的大小，倒求出液压执行元件在其动作循环各阶段的工作压力，然后把它们绘制成 ($p-t$) 图。

2) 流量循环图——($Q-t$) 图 根据已确定的液压缸有效工作面积或液压马达的排量，结合其运动速度算出它在工作循环中每一阶段的实际流量，把它绘制成 ($Q-t$) 图。若系统中有多个液压执行元件同时工作，要把各自的流量图叠加起来绘出总的流量循环图。

3) 功率循环图——($P-t$) 图 绘出压力循环图和总流量循环图后，根据 $P=pQ$ ，即可绘出系统的功率循环图。