

液压缸的设计、加工要点

1. 液压缸缸筒设计

项目	计算公式	说明													
缸筒内径	<p>当液压缸的理论作用力F（包括推力F₁、拉力F₂）及供油压力P为已知时则无活塞杆侧的缸筒内径：$D = \sqrt{(4F_1/\pi P) \cdot 10^{-3}}$ (m)</p> <p>有活塞杆侧为：$D = \sqrt{[(4F_2/\pi P \cdot 10^6) + d^2]}$ (m)</p> <p>液压缸的理论作用力F按下式计算：$F = F_0/\psi\eta_t$ (N)</p> <p>当Q_v及v为已知时，则缸筒的内径D（未考虑容积效率η_v）按无活塞杆侧为：$D = \sqrt{(4Q/\pi v_1)}$ (m)</p> <p>按有活塞杆侧为：$D = \sqrt{[(4Q/\pi v_2) + d^2]}$ (m)</p> <p>最后将选择所求值的最大者，圆整到标准值。</p>	<p>d—活塞杆直径 (m)</p> <p>P—供油压力 (MPa)</p> <p>F₀—活塞杆上和实际作用力 (N)</p> <p>ψ—负载率一般取 ψ=0.5~0.7</p> <p>η_t—液压缸的总效率</p> <p>v₁ v₂—活塞杆伸出缩回速度 (m/min)</p> <p>Q—液压缸的体积供油量（假定两侧供油量相同则 Q_{v1}=Q_{v2}） (m³/s)</p>													
缸筒壁厚	<p>缸筒壁厚为：$\delta = \delta_0 + c_1 + c_2$</p> <p>关于δ₀的值，可按下列情况分别进行计算</p> <p>当δ/D的比值小于等于0.08时，可用薄壁缸筒的实用计算式： $\delta_0 \geq P \cdot D/2\sigma$ (m)</p> <p>当δ/D的比值等于0.08~0.3时，可用实用公式： $\delta_0 \geq P \cdot D/(2.3\sigma - 3P)$ (m)</p> <p>当δ/D的比值大于等于0.3时，可用实用公式： $\delta_0 \geq D/2 \cdot \sqrt{[(\sigma + 0.4P)/(\sigma - 3P)] - 1}$ (m)</p> <p>$\delta_0 \geq D/2 \cdot \sqrt{[\sigma/(\sigma - \sqrt{3P})] - 1}$ (m)</p>	<p>δ₀—为缸筒材料强度要求的最小值 (m)</p> <p>c₁—缸筒外径公差余量 (m)</p> <p>c₂—腐蚀余量 (m)</p> <p>P—缸筒内最高工作压力 (MPa)</p> <p>σ—缸筒材料的许用应力 (MPa)</p> <p>$\sigma = \sigma_s/n$</p> <p>σ—缸筒材料的抗拉强度 (MPa)</p> <p>n—安全系数通常取5;最好按下表选取:</p> <table border="1" style="width: 100%; text-align: center;"> <thead> <tr> <th rowspan="2">材料名称</th> <th rowspan="2">静载荷</th> <th colspan="2">交变载荷</th> <th rowspan="2">冲击载荷</th> </tr> <tr> <th>不对称</th> <th>对称</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>钢</td> <td rowspan="2">3</td> <td rowspan="2">5</td> <td rowspan="2">8</td> <td rowspan="2">12</td> </tr> <tr> <td>锻铁</td> </tr> </tbody> </table>	材料名称	静载荷	交变载荷		冲击载荷	不对称	对称	钢	3	5	8	12	锻铁
材料名称	静载荷	交变载荷			冲击载荷										
		不对称	对称												
钢	3	5	8	12											
锻铁															
缸筒壁厚验算	<p>对最终采用的缸筒壁厚应作四方面的验算：</p> <p>①额定工作压力P_n应低于一定极限值，以保证工作安全： $P_n \leq 0.35\sigma_s(D_1^2 - D^2)/D_1^2$ (MPa)</p> <p>②同时额定工作压力也应与完全塑性变形压力有一定的比例范围，以免发生塑性变形：$P_n \leq (0.35 \sim 0.42)P_{rL}$</p> <p>③验算缸筒径变形ΔD应处在允许范围内： $\Delta D = (DP/E) \cdot [(D_1^2 + D^2)/(D_1^2 - D^2) + \gamma]$ (m)</p> <p>④缸筒的爆裂压力：$P = 2.3\sigma_s/1g(D_1/D)$ (MPa)</p>	<p>P—缸筒发生完全塑性变形的压力 (MPa)</p> <p>$P \leq 2.3\sigma_s/1g(D_1/D)$</p> <p>σ—缸筒材料的屈服强度 (MPa)</p> <p>P—缸筒耐压试验压力 (MPa)</p> <p>P—缸筒内最高工作压力 (MPa)</p> <p>E—液筒材料的弹性模数 (MPa)</p> <p>γ—缸筒材料的泊松比，对钢材 γ= 0.3</p>													
缸底厚度	<p>缸筒底部为平面时，其厚度δ₁可按照四周嵌住的圆盘强度公式进行近似的计算： $\delta_1 = 0.433D_2 \sqrt{P/\sigma}$ (m)</p> <p>缸筒底部为拱形时[底部拱形圆大弧圆R≥0.8D，筒与底的圆角r≥(1/8)D]其厚度用下式计算：$\delta_1 = PD_0\beta/(4\sigma)$ (m)</p>	<p>δ₁—缸底厚 (m) D₀—缸底外径 (m)</p> <p>P—缸内最大工作压力 (MPa)</p> <p>σ—缸底材料许用应力 (MPa)</p> <p>D₂—计算厚度外径 (m)</p> <p>β—系数当拱形高与D₀之比为0.2~0.3时，取β=1.6~2.5</p>													

缸头法兰厚度	$h = \sqrt{4Fb / [\pi(r - d_t)\sigma]} \times 10^{-3} \quad (\text{m})$ 如不考虑螺孔 (d_t)，则为： $h = \sqrt{4Fb / (\pi r \sigma)} \times 10^{-3} \quad (\text{m})$	F —法兰在缸筒最大内压下所承受的轴向压力 (N) r —法兰外圆半径 (m) b —螺孔中心到缸筒外径距离 (m) d_t —螺孔孔径 (m)
缸筒螺纹连接	缸筒与端部用螺纹连接时，缸筒螺纹的强度计算如下： 螺纹处的拉应力： $\sigma = 4KF10^{-6} / \pi(d_1^2 - D^2)$ (N/mm ²) 螺纹处的剪应力： $\tau = K_1KFd_010^{-6} / 0.2(d_1^3 - D^3)$ (N/mm ²) 合成应力： $\sigma_n = \sqrt{(\sigma^2 + \tau^2)} \leq \sigma$ 许用应力： $\sigma = \sigma / n_0$ (σ —缸筒材料的屈服极限 N/mm ²) (n_0 —安全系数，取 1.2~2.5)	F —缸筒端部承受的最大推力 (N) D —缸筒内径 (m) d_0 —螺纹外径 (m) d_1 —螺纹底径 (m) K —拧紧螺纹的系数，不变载荷取 1.25~1.5，变载荷取 2.5~4 K_1 —螺纹连接的摩擦因数， $K_1=0.07\sim 0.2$ 平均值取 $K_1=0.12$ Z —螺栓拉杆的数量
缸法兰螺栓	缸筒与端部用法兰或拉杆连接时，螺栓或拉杆的强度计算如下： 螺纹处的拉应力： $\sigma = 4KF10^{-6} / \pi d_1^2 Z$ (MPa) 螺纹处的剪应力： $\tau = K_1KFd_010^{-6} / 0.2d_1^3 Z$ (MPa) 合成应力： $\sigma = \sqrt{(\sigma^2 + \tau^2)} \approx 1.3\sigma \leq \sigma$	
缸筒与端部焊接	缸筒与端部用焊接连接时，其焊缝应力计算如下： $\sigma = 4F10^{-6} / \pi(D_1^2 - d_1^2) \eta \leq \sigma / n$ (MPa)	F —缸筒端部承受的最大推力 (N) D_1 —缸筒外径 (m) d_1 —螺焊缝底径 (m) η —焊接效率，取 $\eta=0.7$ σ —焊条材料的抗拉强度 (MPa) n —安全系数，参照缸筒壁的系数选取

2. 活塞的设计

结构	根据活塞密封装置形式来选用活塞结构形式（密封装置则按工作条件选定）通常分为整体活塞和组合活塞两类，前者是在活塞圆周上开沟槽，结构简单，但安装密封圈时容易拉伤和扭伤。组合式大多数可以多次拆装，密封件寿命长，多数密封圈与导向环联合使用，降低了成本。活塞与活塞杆的密封中设置静密封(O型环)
材料	①无导向环活塞：用高强度铸铁 HT200~HT300 或球墨铸铁 QT400-10~QT400-15 等。 ②有导向环活塞：用优质碳素钢 20 号、35 号、45 号（抗磨带公差在 1mm）密封件处要加支承环有的在外径上套尼龙 (PA) 或聚四氟乙烯 PTEE+玻璃纤维和聚三氟氯乙烯材料制成的支承环。装配式活塞外环可用锡青铜。③还有用铝合金作为活塞材料。
加工要求	①活塞的宽度一般为活塞外径的 0.6~1.0 倍，但也要根据密封件的形式、数量和安装导向环的沟槽尺寸而定。有时，可以结合中隔圈的布置确定活塞宽度；另外当油缸行程较长时，活塞的宽度也要有相当的导向长度。②活塞外径的配合一般采用 f9，外径对内孔的同轴度公差不大于 0.02mm，端面与轴线的垂直度公差不大于 0.04mm/100mm，外表面圆度和圆柱度一般不大于外径公差之半，表面粗糙度视结构形式不同而各异，(0.8~1.6 μm)。

3. 活塞杆的设计

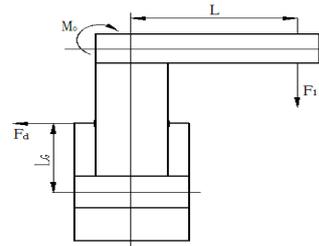
结构	杆体有实心式和空心式。实心式一般情况较多。空心多在以下情况下采用：缸筒运动的液压缸，用来导通油路，大型液压缸的活（柱）塞杆为了减轻重量，为了增加活塞杆的抗弯能力，d/D 比值较大或杆心需装有其它结构如位置传感器等机构的情况。											
材料选择	一般用中碳钢（45 号钢），调质处理，但对只承受推力的单作用活塞杆和柱塞杆，则不必进行调质处理。对活塞杆通常要求淬火，淬火深度一般为 0.5~1mm，或活塞杆直径每毫米淬深 0.03mm（镀铬）											
	材料	$\sigma \geq \text{MPa}$	$\sigma \geq \text{MPa}$	$\delta \geq \%$	热处理	表面 μm	材料	$\sigma \geq \text{MPa}$	$\sigma \geq \text{MPa}$	$\delta \geq \%$	热处理	表面 μm
	35	520	310	15	调质	镀铬	35CrMo	1000	850	12	调质	20~30
	45	600	340	13	调质	20~30	Cr18Ni9	520	205	45	淬火	
							Cr17Ni2	1080		10	调质	
加工要求	<p>①活塞杆要在缸口套中滑动一般采用 H8/h7 配合②太紧了摩擦力大，太松了容易引起卡滞现象和单边磨损。其圆度和圆柱度公差不大于直径公差之半③安装活塞的轴颈与外圆的同轴度公差不大于 0.01mm，为了保证活塞杆外圆的同轴度，以免活塞与缸筒、活塞杆与缸口套的卡滞现象④安装活塞的轴肩端面与活塞杆轴线的垂直度公差不大于 0.04mm/100mm，保证活塞安装不产生歪斜⑤活塞杆的外圆粗糙度一般为 0.1~0.3 μm，太光的形成不了油膜，反而不利于润滑，为了提高耐磨性和防锈性表面需进行镀铬处理 0.03~0.05mm，并进行抛光或磨削加工。对于工作条件恶劣、碰撞机会较多的情况，工作表面需先高频淬火后再镀铬。用于低载荷（低速、低压）和良好的环境条件下，可不作表面处理⑥杆上的密封槽、卡环槽、螺纹和缓冲柱塞也要保证与轴线的同心，特别是缓冲柱塞，最好与活塞杆做成一体，卡环槽取动配合公差螺纹取较紧的配合⑦密封件安装入口处必须倒角，以免划伤密封件。这便于装配，密封件装配处应倒 15°~30° 角。</p>											

项目	计算公式	说明
直径计算	<p>活塞杆是液压缸传递力的重要零件，它承受拉力、压力、弯曲力和振动冲击等多种作用力，必须有足够的强度和刚度对于双作用单边活塞杆液压缸，其活塞杆直径 d 可根据往复运动速比 φ（即面积比）来确定：$d=D\sqrt{[(\varphi-1)/\varphi]}$ (m)</p> <p>如果对液压缸无速比要求，可根据液压缸的推力和拉力确定，下式初步选取：$d=(1/3\sim 1/5)D$ (m)</p> <p>如果活塞杆长度小于或等于 10 倍的缸径 D，不能确定速比时，可按下列式计算：实心杆 $d=\sqrt{[4F_1/\pi\sigma]}\times 10^3$ (m)</p> <p>空心杆 $d=\sqrt{[4\times 10^{-6}F_1/\pi\sigma+d_1]}$ (m)</p>	<p>D—缸筒内径 (m)</p> <p>F_1—液压缸推力 (N)</p> <p>σ—材料许用应力 (MPa)</p> <p>d_1—活塞杆空心直径 (m)</p>
	<p>活塞杆在稳定工况下，如果只受轴向推力或拉力，可以近似地用直杆承受载荷的简单强度计算公式进行计算：</p> $\sigma=4F10^{-6}/\pi d^2\leq\sigma$ (MPa) <p>如果液压缸工作时，活塞杆所承受的弯曲力矩不可忽略时（偏心载荷）可按下列式计算活塞杆的受力：</p> $\sigma=[(F/A)+(M/W)]\times 10^{-6}\leq\sigma$ (MPa) <p>对于活塞杆上有卡环槽的断面，除计算拉应力外，还要计算校核卡环对槽壁的挤压应力：</p> $\sigma=4F_210^{-6}/\pi [d_1^2-(d_2+2C)^2]\leq\sigma$ <p>活塞杆一般都没有螺纹、退刀槽等结构，这些部位往往是杆上和危险截面，也要进行计算危险截面处的合成应力应满足：</p> $\sigma\approx 1.8F_2/d_2^2\leq\sigma$ (MPa) d_2 —活塞杆危险截面的直径 (m) <p>σ—材料许用应力 (MPa) 对中碳钢（调质）：$\sigma=400\text{MPa}$</p>	<p>F—活塞杆的作用力 (N)</p> <p>d—活塞杆直径 (m)</p> <p>σ—材料许用应力 (MPa) 无缝钢管：$\sigma=100\sim 110\text{MPa}$</p> <p>W、$A_1$—活塞杆断面模数、面积 ($\text{m}^3$、$\text{m}^2$)</p> <p>M—活塞所承受弯曲力矩 (N·m) 如果活塞杆仅受轴向偏心载荷 F 时，则 $M=FY_{\text{max}}$，Y_{max} 为 F 作用线至活塞杆轴线最大挠度处的垂直距离 (m)</p> <p>F_2—活塞杆的拉力 (N)</p> <p>d_1—卡环槽处外圆直径 (m)</p>

		d_2 —卡环槽处内圆直径(m) C —卡环挤压面倒角(m) σ —材料的许用挤压应力(MPa)
弯曲稳定性计算	<p>当液压缸支承长度(即杆伸出时杆头连接处至油缸底固定处的距离)$L_B \geq (10 \sim 15)d$时, 需要验算活塞杆弯曲稳定性:</p> <p>①受力 F_1 完全在轴线上, 主要按下式验证: $F_1 \leq F_k / n_k$ $F_k = \pi^2 E_1 I 10^6 / K^2 L_B^2$ (N) 式中: $E_1 = E / [(1+a)(1+b)] = 1.8 \times 10^5$ (MPa) 圆截面: $I = \pi d^4 / 64 = 0.049d^4$</p> <p>②受力 F_1 偏心时, 当推力与支承的反作用力不完全处在轴线上: $F_k = \sigma A 10^6 / [1 + (8/d)e \cdot \sec \beta]$ (N) $\beta = a \sqrt{(F_k L_B^2 / EI 10^6)}$ 一端固定, 另一端自由: $a=1$; 两端球铰: $a=0.5$ 两端固定: $a=0.25$; 一端固定, 另一端球铰: $a=0.35$</p> <p>③实用验算法: 活塞杆弯曲长度计算: $L_f = KS$ (m)</p>	F_k —活塞杆弯曲失稳临界压缩力(N) n_k —安全系数, 一般取: $n_k=3.5 \sim 6$ K —液压缸安装及导向系数: (0.5~4) E_1 —实际弹性模数 a —材料组织缺陷系数, 钢材取 $a \approx 1/12$ b —活塞杆截面不均匀系数取 $b \approx 1/13$ E —材料的弹性模数: 钢材 2.1×10^5 I —活塞杆横截面惯性矩(m^4) A —活塞杆截面面积(m^2) σ —杆材料的屈服极限(MPa) S —行程(m)

4. 活塞杆的导向套(缸口套)、密封和防尘

结构	<p>导向套装在液压缸的有杆侧端盖内, 用以对杆进行导向, 装有密封装置保证缸筒有杆腔的密封, 外侧装有防尘圈, 防止杆退回时杂质、灰尘、水分带到密封装置对其损坏。导向套采用非耐磨材料时应设导向环作为杆的导向。一般有轴套式和端盖式两种。</p>
材料选择	<p>金属导向套一般采用摩擦系数小、耐磨性好的青铜材料制作, 非金属可以用塑料(PA)、聚四氟乙烯(PTEE+玻璃纤维)或聚三氟氯乙烯材料制成。端盖式直接导向型的导向套材料用灰铸铁、球墨铸铁、氧化铸铁等(HT200~HT250、QT400)还有用钢件的(35号、45号)钢件形式一定要加导向环(抗磨带)密封环处要加支承环。</p>
加工要求	<p>①导向套外圆与缸头内孔一般采用 H8/h7 配合, 导向套内孔与活塞杆外圆的配合多为 H9/h9。 ②外圆与内孔的同轴度公差不得大于 0.03mm, 圆度和圆柱度公差不得大于直径公差之半。 ③内孔中的环形油槽要浅而宽, 以保证良好的润滑。内孔加工有密封圈槽(槽宽比密封件大 1mm 槽底负公差 0.08~0.15) 外圆上有 O 型环密封件, 宽度取整, 槽底正公差 0.08~0.10) 在缸头处还有防尘环槽, 所槽按标准选择后定尺寸。</p>

项目	计算公式	说明
导向宽度	导向套的主要尺寸是支承长度，通常按活塞杆直径、导向套的形式、导向套材料的承压能力、可能遇到的最大侧向负载等因素来考虑。通常可采用两段导向段，每段宽度一般约为 $d/3$ ，两段中线间距取 $2d/3$	 <p> F —导向套承受的载荷 (N) D、d—活塞、活塞杆外径 (m) M_0—外力作用于活塞上的力矩 (N·m) F_1—作用于活塞杆上的偏心载荷 (N) L—载荷作用偏心矩 (m) b—导向套宽度 (m) L—活塞至导向套间距 (m) 当活塞向上推，行程末端为最不利位置时，取 $L \approx D+d/2$ K_1—安全系数，通常取 $1 < K_1 \leq 2$ P—支承压应力，通常取青铜 $P < 8 \text{ MPa}$ 纤维增强聚四氟乙烯 $P < 3 \text{ MPa}$ H—从活塞支承面中点到导向套滑动面中点距离 (m) D—油缸内径 (m) S—最大工作行程 (m) d—活塞杆直径 (m) B—活塞宽度 (m) 为了保证 H 最小导向长度，过多的增加导向长度 b 和活塞宽度 B 是不合适的，较好的办法是在导向套和活塞之间装一中隔圈，中隔圈长度 L 由所需的最小导向长度决定，采用扣隔圈不仅能保证 H，还可以提高导向套和活塞的通用性。 </p>
受力分析	导向套的受力情况，应根据液压缸的安装方式、结构、有无负载导向装置以及负载的作用情况等不同作具体分析：如图右所示的最简单情况，垂直安装的液压缸、无负载导向装置、受偏心轴向载荷 F_1 时： $M = F L \quad (\text{N} \cdot \text{m}) \quad F = K M / L \quad (\text{N})$ 对于其他受力情况（如非垂直安装的液压缸，则在 M 内还要考虑液压缸的重量作用），只要求出必须由导向套所承受的力矩 M 后，即可利用下式求出 P 导向套受到的支承压应力为： $P = F / (b \cdot L) \quad (\text{MPa})$ $b = 2/3 \times d \quad (\text{m})$ 支承压应力应在导向材料允许范围内导向套总长度不应过大，特别是高速缸，以避免摩擦力过大。	
最小导向长度	导向长度过短，将使缸因配合间隙引起的初始挠度增大，影响液压缸的工作性能和稳定性，因此，设计必须保证缸有一定的最小导向长度，一般缸的最小导向长度应满足： $H \geq S/20 + D/2 \quad (\text{m})$ 导向套滑动面的长度 A ，当缸径小于 80mm 时，取 $A = (0.6 \sim 1.0)D$ ；当缸径大于 80mm 时，取 $A = (0.6 \sim 1.0)d$ ；活塞宽度 $B = (0.6 \sim 1.0)D$	

5. 活塞杆的中隔

在长行程液压缸内，由于安装方式及负载的导向条件，可能使活塞杆导向套受到过大的侧向力而倒致严重磨损，因此在长行程液压缸内需在活塞与活塞杆有杆侧端盖之间安装一个中隔圈（也叫限位圈、支撑环），使活塞杆在全部外伸时能有足够的支承长度，活塞杆在缸内支承长度 L 的最小值应满足下式：

$$L \geq D + d/2 \quad (\text{m})$$

中隔圈长度 L_T 的确定：（参考）当行程长度 S 超过缸筒内径 D 的 8 倍时，可装一个 $L = 100\text{mm}$ 的中隔圈；超过部分每增加 700mm，中隔圈的长度 L 即增加 100mm，依此类推。当 $1000 < S \leq 2500\text{mm}$ 时，需安装中隔圈的长度如下： $S = 1001 \sim 1500\text{mm}$ ， $L = 50\text{mm}$ ； $S = 1501 \sim 2000\text{mm}$ ， $L = 100\text{mm}$ ； $S = 2001 \sim 2500\text{mm}$ ， $L = 150\text{mm}$ 。

6. 排气阀

如果排气阀设置不当或者没有设置，压力油进入液压缸后，缸内仍会存在有空气。由于空气具有压缩性的滞后扩张性，会造成液压缸和整个液压系统在工作中的颤振和爬行，影响液压缸的正常工作。这了避免这各现象的发生，除了防止空气进入液压系统外，必须在液压缸上安设排气阀，因为液压缸是液压系统的最后执行元件，会直接反映出残留空气的危害。排气阀的位置要合理，水平安装的液压缸，其位置应设在缸体两腔端部的上方，垂直安装的液压缸，应设在端盖的上方，均应与压力腔相通，以便安装后调试前排除液压缸内之空气。由于空气比油轻，总是向上浮动，不会让空气有积存的残留死角。

7. 油口

油口包括油口孔和油口连接螺纹。液压缸的进、出油口可布置在端盖或缸筒上。

油口孔大多属于薄壁孔（指孔的长度与直径之比 $L/d \geq 0.5$ 的孔）。通过薄壁孔的流量按下式计算：

$$Q=CA\sqrt{(2/\rho)(P_1-P_2)}=CA\sqrt{(2/\rho)\Delta P} \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

C—流量系数，接头处大孔与小孔之比大于7时， $C=0.6\sim 0.62$ ；小于7时， $C=0.7\sim 0.8$ 。

A—油孔的截面积 (m^2)

ρ —液压油的密度 (kg/m^3)。

P_1 —油孔前腔压力 (Pa)

P_2 —油孔后腔压力 (Pa)

ΔP —油孔前后腔压力差 (Pa)

C、 ρ 是常量，对流量影响最大的因素是油孔的面积 A。根据上式可求出孔的直径，以满足流量的需要，从而保证液压缸正常工作的运动速度。