

23. 液 压 缸

23.1 概 述

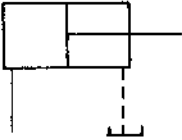
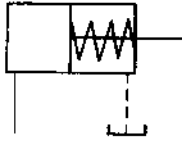
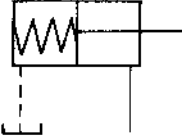
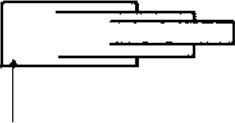

液压缸是液压装置中将液压能转换为机械能,实

现直线往复运动或摆动往复运动的执行元件。

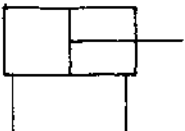
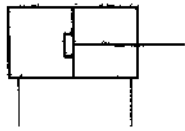
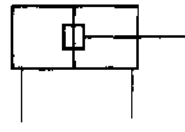
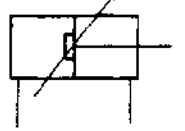
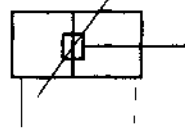
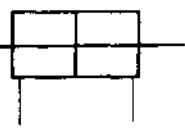
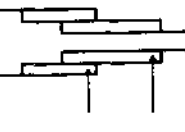
23.1.1 液压缸的分类

液压缸的分类见表 23.1-1。

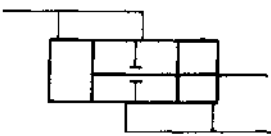
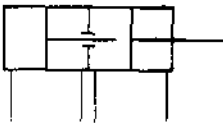
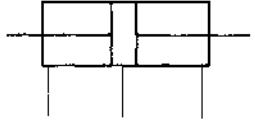
表 23.1-1 液压缸的分类

类别	名 称	图 形 符 号	说 明
单 作 用 液 压 缸	单作用活塞液压缸 (无弹簧)		活塞仅作单向外伸运动,其反向内缩运动由外力来完成
	单作用活塞液压缸 (弹簧回程)		活塞仅作单向运动,其反向运动由弹簧力来完成
			
	单作用伸缩液压缸 (单作用多级液压缸)		有多个单向依次外伸运动的活塞(柱塞),各活塞(柱塞)逐次运动时,其运动速度和推力均是变化的。其反向内缩运动由外力来完成
单作用柱塞液压缸		★ 柱塞仅作单向外伸运动,其反向内缩运动由外力来完成。其工作行程比单作用活塞液压缸长	

续表

类别	名 称	图 形 符 号	说 明
双 作 用 液 压 缸	双作用无缓冲式 液压缸		活塞作双向运动, 并产生推、拉力。活塞在行程终了时不减速
	不可调单向缓冲式 液压缸		活塞作双向运动, 并产生推、拉力。活塞在一侧行程终了时减速制动, 其减速值不可调。另一侧行程终了时不减速
	不可调双向缓冲式 液压缸		活塞作双向运动, 并产生推、拉力。活塞在双侧行程终了时均减速制动, 其减速值不可调
	可调单向缓冲式液 压缸		活塞作双向运动, 并产生推、拉力。活塞在一侧行程终了时减速制动, 其减速值可调节。另一侧行程终了时不减速
	可调双向缓冲式液 压缸		活塞作双向运动, 并产生推、拉力。活塞在双侧行程终了时均减速制动, 其减速值可调节
	双活塞杆液压缸		活塞两端杆径相同, 活塞作正、反向运动时, 其运动速度和推(拉)力均相等
	双作用伸缩液压缸 (双作用多级液压缸)		有多个双向依次运动的活塞, 各活塞逐次运动时, 其运动速度和推、拉力均是变化的

续表

类别	名 称	图 形 符 号	说 明
组 合 液 压 缸	串联式液压缸		★ 由二个以上的活塞串联在同一轴线上的组合缸 在活塞直径受到限制,而长度不受限制时,用以获得较大的推、拉力
	多工位式液压缸		★ 同一缸筒内有多个分隔,分别进排油 每个活塞有单独的活塞杆,能作多工位移动
	双向式液压缸		★ 两活塞同时向相反方向运动,其运动速度和力相等
<p>注:①带★单作用柱塞液压缸、串联式液压缸、多工位式液压缸和双向式液压缸其图形符号在 GB/T-786.1-93 中未做规定。 ②作旋转运动的液压缸其分类见第 25 章摆动液压缸。 ③以上列出的是常见液压缸分类,未包括一些结构或用途特殊的液压缸。</p>			

23.1.2 液压缸的主要性能参数

长期工作的压力。国家标准 GB7938-87(等效于 ISO3322-1975)规定了液压缸公称压力系列见表 23.1-2。

(1) 压力

A. 公称压力 p_n , 也称额定压力, 是液压缸能以

表 23.1-2 液压缸的公称压力 p_n (摘自 GB7938-87)

单位:MPa

0.63	1.0	1.6	2.5	4.0	6.3	10.0	16.0	25.0	31.5	40.0
------	-----	-----	-----	-----	-----	------	------	------	------	------

B. 最高允许压力 p_{max} , 也是动态试验压力, 是液压缸在瞬间所能承受的极限压力。

各国规范通常规定为

$$p_{max} \leq 1.5 p_n \text{ (MPa)} \quad (23.1-1)$$

C. 耐压试验压力 p_T , 是液压缸在检查质量时需承受的试验压力。在规定时间内, 液压缸在此压力 p_T 下, 全部零件不得有破坏或永久性变形等异常现象。

各国规范多数规定为:

当 额定压力 $p_n \leq 16\text{MPa}$ 时

$$p_T = 1.5 p_n \text{ (MPa)} \quad (23.1-2)$$

当 额定压力 $p_n > 16\text{MPa}$ 时

$$p_T = 1.25 p_n \text{ (MPa)} \quad (23.1-3)$$

军用产品规范则规定为

$$p_T = (2 \sim 2.5) p_n \text{ (MPa)} \quad (23.1-4)$$

D. 最低启动压力 p_0 , 是液压缸在空载工况下, 通入液压油逐渐升压, 活塞杆在刚启动时的压力值, 此压力值为液压缸的最低启动压力。

(2) 活塞行程

国家标准 GB2349-80(等效于 ISO4393-1978)

规定了液压缸活塞行程系列见表 23.1-3。

表 23.1-3(a) 液压缸活塞行程系列(摘自 GB2349-80)

单位: mm

25	50	80	100	125	160	200	250	320	400
500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3200	4000

表 23.1-3(b) 液压缸活塞行程系列(摘自 GB2349-80)

单位: mm

	40			63		90	110	140	180
220	280	360	450	550	700	900	1100	1400	1800
2200	2800	3600							

表 23.1-3(c) 液压缸活塞行程系列(摘自 GB2349-80)

单位: mm

240	260	300	340	380	420	480	530	600	650
750	850	950	1050	1200	1300	1500	1700	1900	2100
2400	2600	3000	3400	3800					

注: ① 液压缸活塞行程参数依优先次序按表(a)、(b)、(c)选用。

② 活塞行程大于 4000mm 时, 按 GB321-80《优先数和优先数系》中, R_{10} 数系选用, 如不能满足要求时, 允许按 R_{40} 数系选用。

(3) 液压缸活塞的理论推力和拉力

以双作用单活塞杆液压缸为例(其他类型液压缸依此类推)。

活塞受力如图 23.1-1 所示。

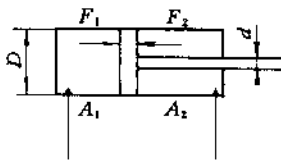


图 23.1-1 液压缸活塞受力示意图

当活塞杆伸出时的理论推力 F_1 :

$$F_1 = A_1 p \times 10^6 = \frac{\pi}{4} D^2 p \times 10^6 \quad (\text{N}) \quad (23.1-5)$$

当活塞杆缩回时的理论拉力 F_2 :

$$F_2 = A_2 p \times 10^6 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) p \times 10^6 \quad (\text{N}) \quad (23.1-6)$$

当活塞差动前进时(即活塞两侧同时进压力相同的液压油)的理论推力 F_3 :

$$F_3 = (A_1 - A_2) p \times 10^6 = \frac{\pi}{4} d^2 p \times 10^6 \quad (\text{N}) \quad (23.1-7)$$

以上三式中

 D ——活塞直径(缸筒内径)(m); d ——活塞杆直径(m); A_1 ——活塞无杆侧有效面积(m^2); A_2 ——活塞有杆侧有效面积(m^2); p ——工作压力(MPa)。(4) 液压缸负载率 ψ 液压缸负载率 ψ 为实际使用推力(拉力)与理论额定推力(拉力)的比值:

$$\psi = \frac{\text{实际使用推力(拉力)}}{\text{理论额定推力(拉力)}} \quad (23.1-8)$$

 ψ 值是用以衡量液压缸在工作时的负载, 通常采用 $\psi \approx 0.5 \sim 0.7$, 但对有些用途也可取 $\psi \approx 0.45 \sim 0.75$ 。

23.1.3 液压缸的主要结构尺寸参数

(1) 缸筒内径(缸径) D

国家标准 GB/T2348-93(等效于 ISO3320-1987)规定了液压缸缸筒内径(缸径)尺寸系列见表 23.1-4。

表 23.1-4 液压缸缸筒内径(缸径)尺寸系列(摘自 GB/T 2348-93)

单位: mm

8	10	12	16	20	25	32	40	50	63
80	(90)	100	(110)	125	(140)	160	(180)	200	(220)
250	(280)	320	(360)	400	(450)	500			

注: 圆括号内尺寸为非优先选用者。

(2) 活塞杆外径(杆径) d

国家标准 GB/T 2348 - 93(等效于 ISO3320 - 1987)规定了液压缸活塞杆外径(杆径)尺寸系列见表 23.1 - 5。

表 23.1-5 液压缸活塞杆外径(杆径)尺寸系列
(摘自 GB/T 2348 - 93) 单位: mm

4	16	36	80	180
5	18	40	90	200
6	20	45	100	220
8	22	50	110	250
10	25	56	125	280
12	28	63	140	320
14	32	70	160	360

23.1.4 液压缸参数计算

(1) 单活塞杆液压缸两腔面积比(速度比) φ

单活塞杆液压缸其面积比(速度比) φ 可由下列公式计算

$$\varphi = \frac{A_1}{A_2} = \frac{V_2}{V_1} = \frac{D^2}{(D^2 - d^2)} \quad (23.1 - 9)$$

- 式中 A_1 ——活塞无杆侧有效面积(m^2);
- A_2 ——活塞有杆侧有效面积(m^2);
- V_1 ——活塞杆伸出速度(m/s);
- V_2 ——活塞杆退回速度(m/s);
- D ——活塞直径(缸筒内径)(m);
- d ——活塞杆直径(m)。

单活塞杆液压缸两腔面积比(速度比) φ 值应符合国家标准 GB7933 - 87(等效于 ISO7181 - 1982)规定的面积比(速度比) φ 值系列见表 23.1 - 6。

(2) 活塞线速度 v

A. 活塞瞬间线速度 v

$$v = \frac{q}{A} \quad (m/s) \quad (23.1 - 10)$$

- 式中 q ——液压缸瞬时体积流量(m^3/s);
- A ——活塞的有效作用面积(活塞无杆侧为 A_1 ; 活塞有杆侧为 A_2)。

当 q 为常数时, v 为常数。但实际工况中, 活塞在行程两端各有一个加速阶段或一个减速阶段, 见图 23.1 - 2。

当供油流量 q 保持不变时, 活塞在行程的中间大部分保持恒速。

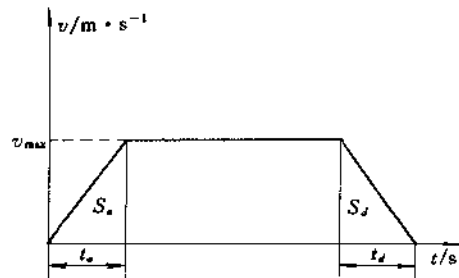


图 23.1-2 活塞线速度随时间的变化

B. 活塞最高线速度 v_{max}

在活塞杆外推时, 活塞的最高线速度 v_{max1} 为

$$v_{max1} = \frac{q_1}{A_1} \quad (m/s) \quad (23.1 - 11)$$

在活塞杆内拉时, 活塞的最高线速度 v_{max2} 为

$$v_{max2} = \frac{q_2}{A_2} \quad (m/s) \quad (23.1 - 12)$$

式中: q_1 、 q_2 分别为杆外推、内拉时体积流量(m^3/s)。

活塞的最高线速度, 受到活塞和活塞杆的密封件和行程末端缓冲装置所能承受的动能所限制。

过低的活塞最高线速度, 可能会出现爬行现象, 不利于液压缸正常工作和。故 v_{max} 应大于 $0.1 \sim 0.2 m/s$ 。

另外活塞的最高线速度, 根据活塞和活塞杆选用的密封件型式是有所不同, 应参照密封件制造厂所推荐的活塞的最高线速度。液压缸一般 $V < 0.5 m/s$, 伺服液压缸一般高于此值。

C. 活塞平均线速度 v_m

$$v_m = \frac{S}{T} \quad (m/s) \quad (23.1 - 13)$$

式中 S ——活塞行程(m);

T ——活塞在单一方向的全行程运动时间(s)。

D. 活塞线速度系数 K_v

活塞线速度系数为活塞的最高线速度与活塞的平均线速度的比值:

$$K_v = \frac{v_{max}}{v_m} \quad (23.1 - 14)$$

(3) 活塞加(减)速度 a

活塞加速度或减速度 a 为

$$a = \pm \frac{F_I}{m} \quad (m/s^2) \quad (23.1 - 15)$$

式中 m ——活塞及负载质量(kg);

F_I ——活塞及负载的惯性力(N)。

活塞加速度 a 的符号为“+”, 减速度为“-”。

表 23.1-6 单活塞杆液压缸缸筒内径比(速度比) φ (摘自 GB 7933-87)

φ	D	20	25	32	40	50	63	80	90	100	(110)	125	(140)	160	(180)	200	(220)	250	320	400	500
1.06	A_1	3.14	4.91	8.04	12.6	19.6	31.2	50.3	63.6	78.5	95.0	123	154	201	254	314	380	491	804	1257	1963
	d				10	12	16	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	80	100	125
	A_2				11.8	18.5	29.2	47.1	59.8	73.6	88.9	115	144	188	293	295	356	460	754	1178	1841
	φ				1.07	1.06	1.07	1.07	1.06	1.07	1.07	1.07	1.07	1.07	1.07	1.07	1.07	1.07	1.07	1.07	1.07
1.12	d				10	12	16	20	28	32	36	40	45	50	56	63	70	80	100	125	160
	A_2				7.25	11.4	17.6	28.0	45.4	57.5	70.5	84.9	108	138	181	230	283	342	441	726	1134
	φ				1.11	1.10	1.11	1.11	1.11	1.11	1.12	1.11	1.11	1.11	1.11	1.11	1.11	1.11	1.11	1.11	1.11
1.25	d				10	14	18	22	28	36	40	45	50	56	63	70	80	90	100	110	140
	A_2				6.50	10.0	15.8	25.0	40.1	51.1	62.6	75.4	98.1	123	163	204	251	302	396	650	1002
	φ				1.19	1.24	1.24	1.25	1.25	1.25	1.25	1.26	1.25	1.25	1.24	1.25	1.25	1.24	1.24	1.24	1.25
(1.32)	d				10	16	20	25	32	40	45	50	56	63	70	80	90	100	110	125	160
	A_2				3.37	6.03	9.42	14.7	23.1	37.7	47.7	58.9	70.4	91.5	115	151	191	235	285	368	603
	φ				1.33	1.46	1.33	1.34	1.34	1.33	1.33	1.34	1.34	1.34	1.33	1.33	1.33	1.33	1.33	1.33	1.33
1.4	d				12	18	22	28	36	45	50	56	63	70	80	90	100	110	125	140	180
	A_2				3.78	5.50	8.77	13.5	21	34.4	44.0	53.9	63.9	84.2	104	137	176	219	257	337	550
	φ				1.30	1.46	1.43	1.46	1.48	1.46	1.45	1.46	1.46	1.48	1.46	1.45	1.43	1.43	1.48	1.46	1.43
1.6	d				12	16	20	25	32	40	50	56	63	70	80	90	100	110	125	140	180
	A_2				2.90	4.90	7.66	11.6	18.6	30.6	39.0	47.4	56.5	72.5	90.3	123	159	191	226	290	490
	φ				1.56	1.69	1.64	1.69	1.68	1.64	1.63	1.66	1.68	1.69	1.70	1.64	1.60	1.64	1.68	1.64	1.64
2	d				14	18	22	28	36	45	56	63	70	80	90	100	110	125	140	160	200
	A_2				1.60	2.36	4.24	6.41	9.46	15.3	25.6	32.4	40.1	44.8	59.1	75.4	106	132	160	179	236
	φ				1.96	2.08	2.08	2.08	2.04	1.96	1.96	1.96	2.04	2.04	1.90	1.93	1.96	2.12	2.08	1.90	
2.5	d				20	25	32	40	50	63	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200	250
	A_2				1.77	3.13	4.52	7.07	11.5	19.1	25.1	28.3	31.4	44.2	58.9	78.3	101	113	126	177	313
	φ				2.78	2.57	2.78	2.78	2.70	2.63	2.53	2.78	3.02	2.61	2.57	2.53	2.78	3.02	2.78	2.57	
5	d				45	56	70	80	90	100	110	125	140	160	180	200	220	250	280	360	450
	A_2				3.73	6.54	11.8	13.4	14.9	16.5	16.5	27.7	31.2	47.1	53.4	60	66.0	111	188	239	373
	φ				5.26	4.76	4.27	4.76	5.26	5.76	5.76	4.43	4.93	4.27	4.76	5.26	5.76	4.43	4.27	5.26	

注:① 括号内数值为非优先选用者。
 ② D、d 为缸径、杆径(mm)。
 ③ A_1 、 A_2 为无杆侧、有杆侧有效面积(cm^2)

(4) 活塞加(减)速时间 $t_a(t_d)$

如以图 23.1-2 作为活塞简化运动规律,则活塞加速及减速时间分别为

$$t_a = \frac{v_{\max}}{a} \quad (\text{s}) \quad (23.1-16)$$

$$t_d = \frac{v_{\max}}{a} \quad (\text{s}) \quad (23.1-17)$$

(5) 活塞加(减)速行程 $S_a(S_d)$

如以图 23.1-2 作为活塞简化运动规律,则活塞的加速及减速行程分别为

$$S_a = \frac{a t_a^2}{2} \quad (\text{m}) \quad (23.1-18)$$

$$S_d = \frac{a t_d^2}{2} \quad (\text{m}) \quad (23.1-19)$$

对装有缓冲装置的液压缸其活塞加(减)速行程则与缓冲装置的节流程程有关。

(6) 活塞作用力 F

液压缸工作时,活塞作用力 F 计算如下:

$$F = F_a + F_b + F_c \pm F_d \quad (\text{N}) \quad (23.1-20)$$

式中 F_a ——外负载阻力(包括外摩擦阻力)(N);

F_b ——回油阻力(N);

当油流回油箱时,可以近似取 $F_b \approx 0$

如回流存在背压,则当杆外推时,可按式 23.1-6 计算回油阻力,当杆内拉时,可按式 23.1-5 计算回油阻力;

F_c ——密封圈摩擦阻力(N);

F_d ——活塞在起动、制动或换向时的惯性力(N)

加速时 取 $+F_d$

减速时 取 $-F_d$

恒速时 取 $F_d = 0$

密封圈摩擦阻力 F_c 为活塞密封和活塞杆密封摩擦阻力之和,即

$$F_c = f \Delta p \pi (D b_D k_D + d b_d k_d) \times 10^6 \quad (\text{N}) \quad (23.1-21)$$

式中 f ——密封圈摩擦系数,按不同润滑条件,可取

$f \approx 0.05 \sim 0.2$;

Δp ——密封圈两侧压力差(MPa);

b_D, b_d ——分别为活塞及活塞杆密封圈宽度(m);

k_D, k_d ——分别为活塞及活塞杆密封圈摩擦修正系数

O形密封圈: $k \approx 0.15$

压紧型密封圈: $k \approx 0.2$

唇型密封圈: $k \approx 0.25$

(7) 效率 η

(A) 机械效率 η_m ,由各运动件摩擦损失所造成,在额定压力下,通常可取 $\eta_m \approx 0.9$ 。

(B) 容积效率 η_v ,由各密封件泄漏所造成,通常容积效率 η_v ,为:

装弹性体密封圈时 $\eta_v \approx 1$

装活塞环时 $\eta_v \approx 0.98$

(C) 作用力效率 η_d ,由出油口背压所产生的反作用力而造成。

活塞外推时

$$\eta_d = \frac{p_1 A_1 - p_2 A_2}{p_1 A_1} \quad (23.1-22)$$

活塞内拉时

$$\eta_d = \frac{A_2 p_2 - A_1 p_1}{A_2 p_2} \quad (23.1-23)$$

当出油口直接连通油箱时

$$\eta_d \approx 1$$

式中 p_1 ——当活塞外推时,为进油压力;当活塞内拉时,为排油压力(MPa);

p_2 ——当活塞外推时,为排油压力;当活塞内拉时,为进油压力(MPa);

A_1, A_2 ——分别为活塞无杆侧及有杆侧有效面积(m^2)。

(D) 总效率 η

$$\eta = \eta_m \eta_v \eta_d \quad (23.1-24)$$

(8) 液压缸输入流量 q

当活塞杆外推时

$$q_1 = \frac{A_1 v_m}{\eta_v} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (23.1-25)$$

当活塞杆内拉时

$$q_2 = \frac{A_2 v_m}{\eta_v} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (23.1-26)$$

式中 A_1, A_2 ——分别为活塞无杆侧及有杆侧有效面积(m^2);

v_m ——活塞平均线速度(m/s)。

(9) 液压缸功率 P

当活塞杆外推时

$$P = F_1 v_m \quad (\text{W}) \quad (23.1-27)$$

当活塞杆内拉时

$$P = F_2 v_m \quad (\text{W}) \quad (23.1-28)$$

式中 F_1, F_2 ——分别为活塞的理论推力及拉力(N);

v_m ——活塞平均线速度(m/s)。

23.2 液压缸典型结构

23.2.1 通用型液压缸

通用型液压缸无特殊的使用要求,结构较简单,零、部件符合标准化、通用化的要求。因此,用途较广泛,适用于各种液压系统。

通用型液压缸有三种典型结构形式;

(1) 拉杆型液压缸(见图 23.2-1)

前、后端盖与缸筒用四根(方型端盖)或六根(圆形端盖)拉杆来连接,前、后端盖为正方形、长方形或圆形。缸筒可选用钢管厂提供的高精度冷拔管,按行程

长度所相应的尺寸切割成形,一般内表面不需加工(或只需作精加工)即能达到使用要求。前、后端盖和活塞等主要零件均为通用件。因此,拉杆型液压缸结构简单、装拆简便、零件通用化程度较高、制造成本较低、适于批量生产。但是,受到行程长度、缸筒内径和额定压力的限制。如行程长度过长时,拉杆长度就相应偏长,组装时容易偏歪引起缸筒端部泄漏;如缸筒内径过大和额定压力偏高时,因拉杆材料强度的要求,选取大直径拉杆,但径向尺寸不允许拉杆直径过大。

拉杆型液压缸通常额定压力 $p_n \leq 21\text{MPa}$ 、缸筒内径 $D \leq 200\text{mm}$ (250mm)、允许最大行程 $S \leq 3\text{m}$ (2m)。

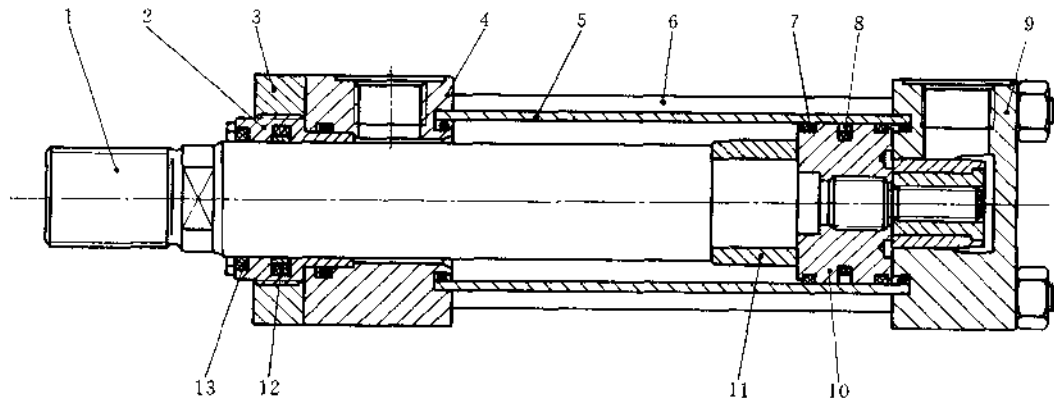


图 23.2-1 拉杆型液压缸

1—活塞杆;2—导向套;3—法兰;4—前端盖;5—缸筒;6—拉杆;7—导向环(支承环);
8—活塞密封件;9—后端盖;10—活塞;11—缓冲套筒;12—活塞杆密封件;13—防尘圈

(2) 焊接型液压缸(图 23.2-2)

缸筒与后端盖为焊接连接,缸筒与前端盖连接有内螺纹、内卡环、外螺纹、外卡环、法兰、钢丝挡圈等多种形式。

焊接型液压缸的特点是外形尺寸较小,能承受一定的冲击负载和严酷的外界工作条件。但由于受到前端盖与缸筒用螺纹、卡环或钢丝挡圈等连接强度的制约缸筒内径不能太大和额定压力不能太高。

焊接型液压缸通常额定压力 $p_n \leq 25\text{MPa}$ 、缸筒内径 $D \leq 320\text{mm}$,在活塞杆和缸筒的加工条件许可下,允许最大行程 $S \leq 10 \sim 15\text{m}$ 。

(3) 法兰型液压缸(图 23.2-3)

缸筒与前、后端盖均为法兰连接,而法兰与缸筒有整体、焊接、螺纹等连接方式(图 23.2-3 所示为螺纹连接)。

法兰型液压缸的特点是额定压力较高,缸筒内径大,外形尺寸大。适用于较严酷的冲击负载和外界工作条件,又称重载型液压缸。

法兰型液压缸通常额定压力 $p_n \leq 35\text{MPa}$ 、缸筒内径 $D \leq 320\text{mm}$,允许最大行程 $S \leq 8\text{m}$ 。

23.2.2 专用型液压缸

专用型液压缸指专门为某一用途而设计的液压缸,以满足该用途的特殊要求,为此在结构、材料、加工精度等方面不同于通用型液压缸。某些专用型液压缸,因使用较广泛形成系列产品并批量生产。

(1) 用于特殊工况的液压缸

在高温、露天、潮湿、多尘等恶劣环境中工作的液压缸,经受着侵蚀性极强的环境条件,使液压缸外露表面,尤其是活塞杆易导致磨损、擦伤和腐蚀,直接影响正常运行和缩短使用寿命。

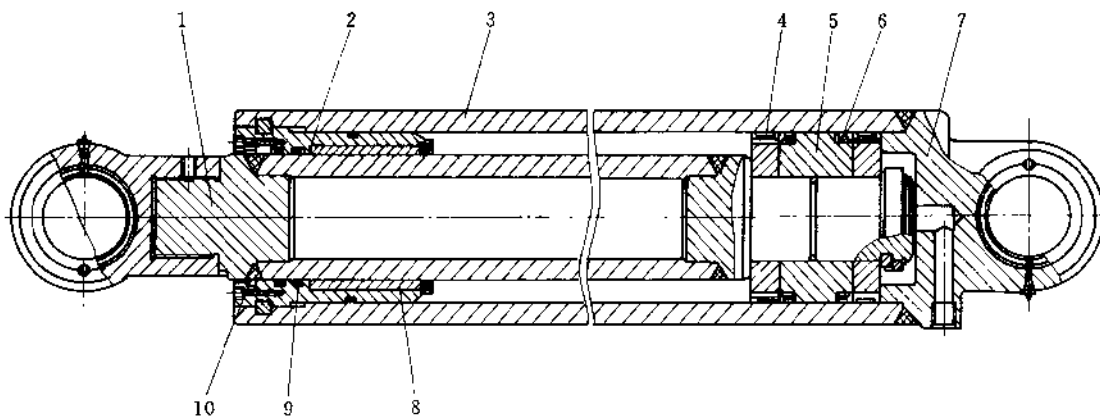


图 23.2-2 焊接型液压缸

1—活塞杆;2—前端盖;3—缸筒;4—支承环;5—活塞;6—活塞密封件;7—后端盖;8—导向套;9—活塞杆密封件;10—防尘圈

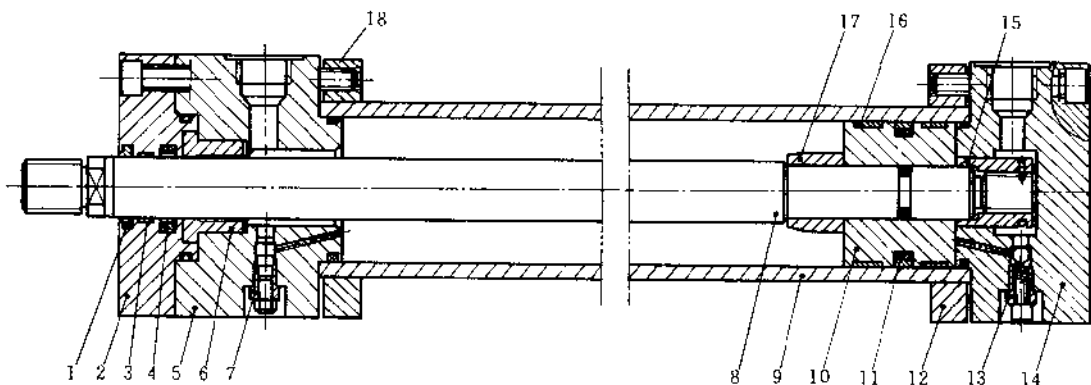


图 23.2-3 法兰液压缸

1—防尘圈;2—前盖;3—支承环;4—活塞杆密封件;5—前端盖;6—导向套;7—节流阀;8—活塞杆;9—缸筒;10—活塞;11—活塞密封件;12—法兰;13—单向阀;14—后端盖;15—缓冲套管;16—支承环;17—缓冲套管;18—法兰

Rexroth(力士乐)集团的荷兰分公司 Hydraudyne (海德劳达恩)公司开发了一种被称之为 Ceramax 陶瓷涂层的活塞杆。它是将一种名为 Ceramax-1000 的陶瓷,喷涂在活塞杆表面上,比镀硬铬的活塞杆在强度、抗腐蚀和抗磨损方面都有更好的特性。可在恶劣的、侵蚀性极强的工况下长期使用。

(2) 用于深水作业的液压缸

用于潜艇的升降舵、潜望镜、拉杆天线等设备中深水作业的液压缸,往往安装在耐压壳外部,又处在水深可达 300 到 600m 的深海区,作战时还要承受弹药爆炸时的水力冲击,而且经常浸在海水中,受到海水对外露零件的腐蚀。因此,液压缸在结构上主要考虑的是

如何采取有效而又耐久的抗腐蚀措施。如在外露零件表面涂耐腐蚀的涂料、镀硬铬和选用不锈钢制造等等。在密封件选用中不仅要防止工作油液泄漏到外部,还要防止外部的海水渗透到内部。活塞杆的密封件设有双层密封,在内层和外层密封件之间有一个低压腔,用回油管把低压腔与油箱联接,以防止油液向外渗漏。另外活塞杆的防尘圈具有双向密封唇口,以防止海水向内渗透。

(3) 多级液压缸

多级液压缸是用多个相套的不同直径的套筒作为活塞(或柱塞)组合的液压缸。它可用较小的安装长度得到较大的工作行程,其总行程为各级套筒(柱塞)行

程之和。根据不同的用途,各级可做成单作用式和双作用式的液压缸。它广泛应用于对安装尺寸要求较小,而工作行程要求较大的场合,如起重机的伸缩臂、汽车、挂车、清洁车等车厢的自卸装置和其它设备。

多级液压缸的设计和使用必须根据各种机具对负载和行程的变化关系,以确定是采用单作用式、双作用式或末级双作用式结构。

A. 车厢举升多级液压缸

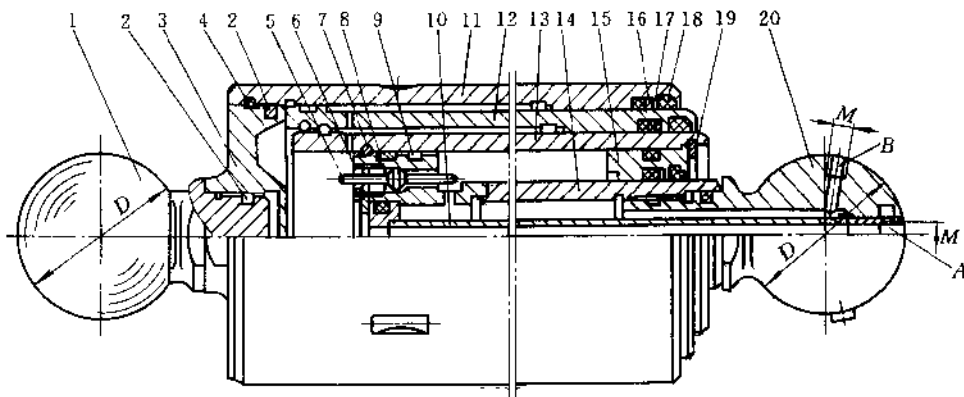


图 23.2-4 末级双作用式多级液压缸

1—上接头;2—锁紧钢丝;3—后端盖;4、16—O型密封圈;5—旁通阀杆;6—阀座;7—卡环;8—支承环;9—活塞环;10—内套管;11—缸筒;12—一级套管;13—二级套管;14—活塞杆;15—导向套;17—挡圈;18—防尘圈;19—孔用弹性挡圈;20—下接头

该多级液压缸通过下接头 20 的油口 A 进油,经活塞杆 14 的内套管 10 进入活塞上腔,首先使缸筒 11 伸出,然后第一、二级套管依次伸出。在活塞杆 14 的上端装有活塞,活塞上装有二个旁通阀。旁通阀包括阀杆 5 和阀座 6。当第二级套管 3 上升时导向套 15 也一同上升。当导向套移动碰到旁通阀阀杆时,旁通阀开启,活塞上下腔液压油连通,液压油经 B 口回油,举升缸停止运动。

需要套筒内缩时,压力油以 B 口进入活塞下腔,旁通阀阀杆向上移动并关闭通入活塞上腔的通路,使第二级套管缩回。然后第一级套管和缸筒靠车厢自重回程。

B. 起重机伸缩臂多级液压缸

这种液压缸要求在外伸和内缩时都能带动负载。此外,其行程特别长,故缸筒和套筒都应有足够的刚度,防止中间弯曲。

图 23.2-5 是起重机伸缩臂用的二级液压缸,其一级缸为双作用活塞式,二级为单作用柱塞式,行程每

这种液压缸工作时随着液压缸行程的增加,液压缸与车厢间的夹角逐渐变化,负载逐渐减小,故液压缸的设计和使用必须根据车厢负载和液压缸行程的变化关系确定各级套筒的直径和单级行程。各级套筒能靠车厢自重内缩时,可采用单作用式;如车厢倾斜角度较大,靠自重不能内缩或要求下降较快,可采用末级双作用(图 23.2-4)或双作用式多级液压缸(图 23.4-11)。

级可达 7~10m。工作压力 10MPa。油口 A 进油时,活塞杆外伸。油口 B 进油时,活塞杆内缩。

23.3 液压缸主要零部件设计

23.3.1 缸筒

(1) 缸筒的结构

缸筒的结构和端盖的连接形式、液压缸的用途、工作压力、使用环境以及安装要求等因素有关。

端盖分为前端盖和后端盖。前端盖将液压缸的活塞缸(柱塞)腔封闭,并起着为活塞杆导向,防尘和密封的作用。后端盖将缸筒内腔一端封闭,并常常起着将液压缸与其他机件连接的作用。双活塞杆的液压缸则前、后端盖其结构几乎是相同的(杆径相同的情况)。

常用的缸筒与端盖的连接形式有拉杆、法兰、焊接、外螺纹、外卡环、内螺纹、内卡环和挡圈等八种连接型式。其中焊接连接型式只用于缸筒与后端盖的连接。

表 23.3-1 列举各种连接型式的缸筒端部结构。

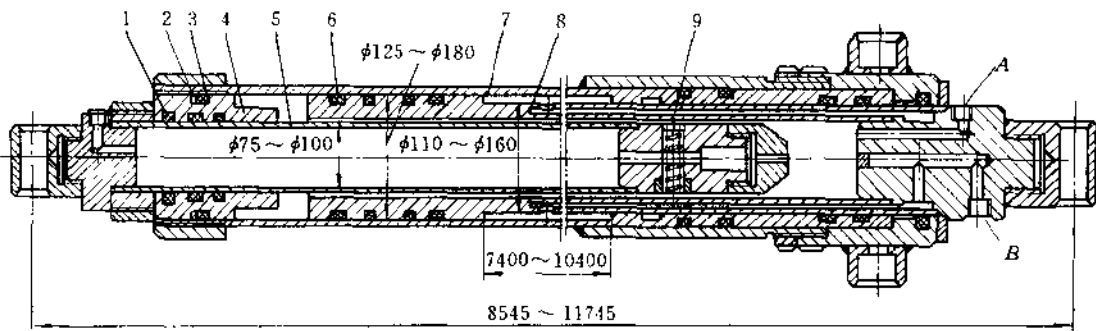


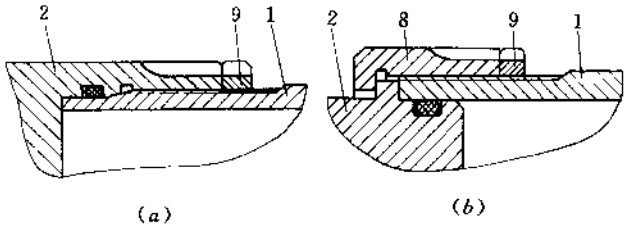
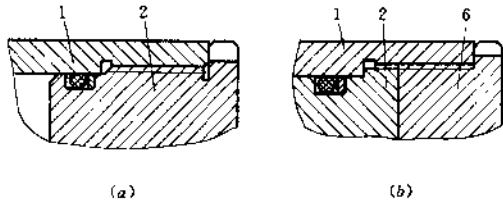
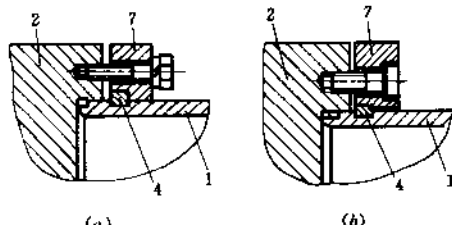
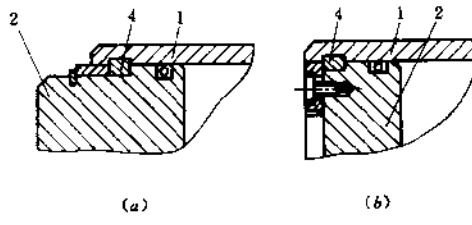
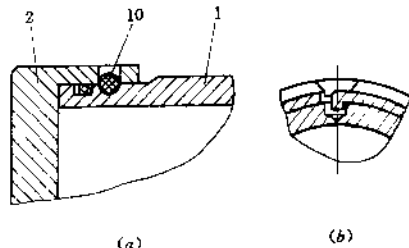
图 23.2-5 起重机伸缩筒多级液压缸

1—防尘圈;2—挡圈;3—O型密封圈;4—导向套;5—二级缸;6—Y型密封圈;7—缸筒;8—一级缸;9—行程限位阀

表 23.3-1 各种连接型式的缸筒端部结构

连接形式	结构简图	特 点
拉杆		零件通用性大; 缸筒加工简便; 装拆方便; 应用较广; 重量以及外形尺寸较大
法兰		法兰盘与缸筒有焊接 (c)和螺纹(b)连接或整 体的铸、锻件(a)(d)。 结构较简单;易加工、易 装拆。整体的铸、锻件其 重量及外形尺寸较大,且 加工复杂
焊接		结构简单,外形尺寸 小。焊后易变形;清洗、 装拆有一些困难

续表

连接形式	结构简图	特 点
外螺纹	 <p>(a) (b)</p>	<p>重量和外形尺寸,外螺纹结构较内螺纹大。装拆时需专用工具,缸径大时装拆比较费劲。</p> <p>为了防止装拆时扭伤密封件和改善同轴度,前端盖可设计成分体结构 (b)、(a)为整体结构</p>
内螺纹	 <p>(a) (b)</p>	<p>重量和外形尺寸,内螺纹结构较外螺纹小。装拆时需专用工具,缸径大时装拆比较费劲。</p> <p>为了防止装拆时扭伤密封件和改善同轴度,前端盖可设计成分体结构 (b)、(a)为整体结构</p>
外卡环	 <p>(a) (b)</p>	<p>外形尺寸较大;缸筒外表面需加工;卡环槽削弱了缸筒壁厚,相应的需加厚。装拆比较简单。(a)为普通螺钉,(b)为内六角螺钉</p>
内卡环	 <p>(a) (b)</p>	<p>结构紧凑,外形尺寸较小。卡环槽削弱了缸筒壁厚,相应的需加厚。装拆时,密封件易被擦伤。为了防止端盖移动,图(a)用隔套、挡圈;图(b)用螺钉连接,但增加了径向尺寸</p>
钢丝挡圈	 <p>(a) (b)</p>	<p>结构简单,外形尺寸小。工作压力和缸径都不能太大。</p> <p>一般用$\phi 3.5-6\text{mm}$弹簧钢丝,装卸钢丝挡圈时,需转动前端盖。</p>

注:简图中1—缸筒;2—端盖;3—拉杆;4—卡环;5—法兰;6—盖;7—套环;8—螺套;9—锁紧螺母;10—钢丝挡圈

(2) 缸筒计算

A. 单活塞杆液压缸缸筒内径(缸径)计算

据液压缸的供油压力和负载(推力或拉力), 缸筒内径 D 可按下列公式初步计算:

液压缸的负载为推力

$$D = \sqrt{\frac{4F_{01}}{\psi\pi\eta P}} \times 10^{-3} \quad (\text{m}) \quad (23.3-1)$$

液压缸的负载为拉力

$$D = \sqrt{\frac{4F_{02}}{\psi\pi\eta P} \times 10^{-6} + d^2} \quad (\text{m}) \quad (23.3-2)$$

注: 双活塞杆液压缸其缸筒内径 D 由式 23.3-2 计算。

式中 F_{01} 、 F_{02} ——液压缸实际使用推力, 拉力(N);

ψ ——液压缸的负载率[见式(23.1-8)]

一般取 $\psi = 0.5 \sim 0.7$;

η ——液压缸的总效率[见式(23.1-

24)]一般取 $\eta = 0.7 \sim 0.9$;

P ——液压缸的供油压力, 一般为系统压力。(MPa);

d ——活塞杆直径(m)。

由上式求得缸筒内径 D 值, 据已知活塞的速度来计算液压缸输入流量 q [式(23.1-25)或式(23.1-26)]。

如有速度比(面积比) φ 的要求, 则应根据表 23.1-6 进行调整 D 和 d 值。

最后, 确定的缸筒内径 D 值应根据表 23.1-4“液压缸缸筒内径尺寸系列”圆整为标准值。

B. 缸筒壁厚计算

缸筒壁厚 δ 值, 可按下列情况分别进行计算:

当 $\delta/D \leq 0.08$ 时(可用薄壁缸筒的实用计算式)

$$\delta \geq \frac{P_{\max} D}{2[\sigma]} \quad (\text{m}) \quad (23.3-3)$$

当 $\delta/D = 0.08 \sim 0.3$ 时

$$\sigma \geq \frac{p_{\max} D}{2.3[\sigma] - 3p_{\max}} \quad (\text{m}) \quad (23.3-4)$$

当 $\delta/D \geq 0.3$ 时

$$\delta \geq \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma] + 0.4p_{\max}}{[\sigma] - 1.3p_{\max}}} - 1 \right) \quad (\text{m}) \quad (23.3-5)$$

或

$$\delta \geq \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[\sigma]}{[\sigma] - \sqrt{3}p_{\max}}} - 1 \right) \quad (\text{m}) \quad (23.3-6)$$

式中 D ——缸筒内径(m);

p_{\max} ——最高允许压力(MPa)(见表 23.1.2 和式(23.1-1) - (1) - (B));

$[\sigma]$ ——缸筒材料的许用应力(MPa)

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n}$$

σ_s ——缸筒材料的屈服强度(MPa);

n ——安全系数。

通常取 $n = 1.5 \sim 2.5$ 根据液压缸的重要程度和工作压力大小等因素选取(工作压力大, n 可选取小一些)。

表 23.3-2 为典型的液压缸系列产品其缸筒的壁厚 δ 值, 供参考。

C. 缸筒壁厚验算

计算求得的缸筒壁厚 δ 值后, 应作以下四个方面的验算, 以保证液压缸安全的工作。

(A) 液压缸的额定压力 p_n 值应低于一定的极限值, 保证工作安全:

$$p_n \leq 0.35 \frac{\sigma_s(D_1^2 - D^2)}{D_1^2} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-7)$$

或

$$p_n \leq 0.5 \frac{\sigma_s(D_1^2 - D^2)}{\sqrt{3D_1^2 + D^4}} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-8)$$

(B) 为了避免缸筒在工作时发生塑性变形, 液压缸的额定压力 p_n 值应与塑性变形压力有一定的比例范围:

$$p_n \leq (0.35 \sim 0.42) p_{PL} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-9)$$

$$p_{PL} \leq 2.3\sigma_B \log \frac{D_1}{D} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-10)$$

(C) 缸筒径向变形 ΔD 值应在允许范围内, 而不应超过密封件允许范围:

$$\Delta D = \frac{DP_T}{E} \left(\frac{D_1^2 + D^2}{D_1^2 - D^2} + \nu \right) \quad (\text{m}) \quad (23.3-11)$$

(D) 为了确保液压缸安全的使用, 缸筒的爆裂压力 p_E 应大于耐压试验压力 p_T :

$$p_E = 2.3\sigma_B \log \frac{D_1}{D} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-12)$$

同样, 也可用费帕尔(Faupel)公式来计算缸筒的爆裂压力 p_E 值:

$$p_E = 2.65\sigma_B \left(2 - \frac{\sigma_B}{\sigma} \right) \log \frac{D_1}{D} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-13)$$

计算求得 p_E 值, 应远超过耐压试验压力 p_T 值时, 才可保证液压缸安全的使用。

表 23.3-2 缸筒壁厚 δ

单位: mm

缸筒内径 D/mm	缸筒壁厚 δ / mm																		
	40	50	63	70	80	(90)	100	(110)	125	(140)	(150)	160	(180)	200	(220)	250	(280)	320	(360)
A	16	10	10	10	11	12	13.5	15	13.5	14	15	17	19.5	22.5	30	31	32	30	
B	16	8.5	9	10	11	12	13.5	15	13.5	14	15	17	19.5	22.5	26.5	24.5		28.5	
C	16	7	6.75	6.5	7.5	9	10.5	11.5	13.5	14	15	17	19.5	22.5	26.5	24.5	22.5	28.5	
D	16	5	6.5	6.5	7.5		10.5		13.5			17		22.5	26.5	24.5	35.5	28.5	37.5
E	25	5	5	7.5	10		12.5		12.5	15		17.5	20	22.5	25	25	22	30.5	
	35	7.5	7.5	10	10		12.5		17.5	20		22.5	25	27.5	25	37	44	43	
F	16		5.5	7	8		8	8.5	9.5	11		12		14		18			
	25		6	7	9		11	12	13	15		17		21		26			
G	32		8	9.5	12		15	16	17.5	21		25		30		35			
	4													7.5					
	5										5								
	7		3		3		3		5										
	10.5	3	3																

注:①带括号 D 尺寸为 GB/T2348-93 规定并优先选用。

② p_n —液压缸的额定压力

③ 产品系列代号:

A—DG 型车辆用液压缸

C—Y·HG₁ 型冶金设备标准液压缸

E—力士乐公司 CD250; CD350 系列重载型液压缸

G—力士乐公司 CD70 系列拉杆型液压缸

B—HSG 型工程用液压缸

D—CDE 型双作用船用液压缸

F—洪格公司 THH 型液压缸

$$p_E \gg p_T$$

式中 D ——缸筒内径(m);
 D_1 ——缸筒外径(m);
 p_n ——液压缸的额定压力(MPa);
 p_{Fl} ——缸筒发生完全塑性变形的压力(MPa);
 p_T ——液压缸耐压试验压力(MPa);
 p_E ——缸筒发生爆裂时压力(MPa);
 σ_B ——缸筒材料的抗拉强度(MPa);
 σ_S ——缸筒材料的屈服强度(MPa);
 E ——缸筒材料的弹性模数(MPa);
 ν ——缸筒材料的泊桑系数

钢材: $\nu = 0.3$

D. 缸筒底部厚度计算

缸筒底部为平面时,其厚度 δ 可以按照四周嵌住的圆盘强度公式进行近似的计算(图 23.3-1):

$$\delta \geq 0.433 D_0 \sqrt{\frac{p_n}{[\sigma]}} \quad (\text{m}) \quad (23.3-14)$$

式中 δ ——缸筒底部厚度(m);
 D_0 ——计算厚度处的直径(m);
 p_n ——液压缸的额定压力(MPa);
 $[\sigma]$ ——缸筒底部材料的许用应力(MPa);
 $[\sigma]$ 其选用方法与缸筒壁厚计算相同。

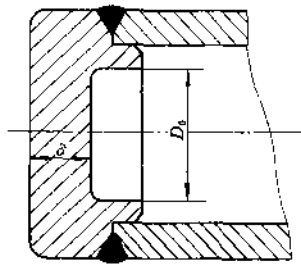


图 23.3-1 缸筒平面底部

缸筒底部为拱形时,如图 23.3-2 所示(图中 $R \geq 0.8D, r \geq \frac{1}{8}D$),其厚度 δ 可按式计算

$$\delta = \frac{p_n d_a}{4[\sigma]} \beta \quad (\text{m}) \quad (23.3-15)$$

式中 β ——系数
 当 $H/d_a = 0.2 \sim 0.3$ 时,取 $\beta = 1.6 \sim 2.5$;
 d_a ——缸底外径(m);
 $p_n, [\sigma]$ ——与式(23.3-14)相同。

E. 缸筒端部法兰厚度计算(图 23.3-3)

$$h = \sqrt{\frac{4Fb}{\pi(r_o - d_i)[\sigma]}} \times 10^{-3} \quad (\text{m}) \quad (23.3-16)$$

式中 F ——法兰在缸筒最大内压下,所承受的轴向力(N);
 r_o ——法兰外圆半径(m)。

其余符号代表的意义见图 23.3-3。

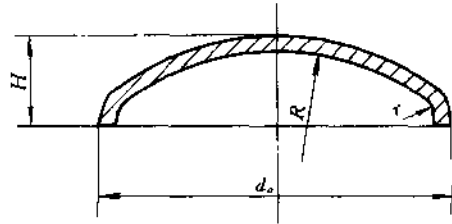


图 23.3-2 缸筒拱形底部

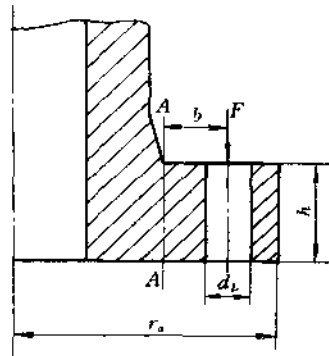


图 23.3-3 缸筒端部法兰厚度

F. 缸筒端部螺纹连接的强度计算

缸筒与前、后端盖用螺纹连接时,缸筒螺纹处的强度计算如下(见图 23.3-4):

螺纹处的拉应力

$$\sigma = \frac{KF}{\frac{\pi}{4}(d_1^2 - D^2)} \times 10^{-6} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-17)$$

螺纹处的剪应力

$$\tau = \frac{K_1 K F d_o}{0.2(d_1^3 - D^3)} \times 10^{-6} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-18)$$

合成应力

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-19)$$

式中 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 $K=1.25\sim 1.5$;

变载荷 取 $K=2.5\sim 4$

K_1 ——螺纹连接的摩擦系数 $K_1=0.12$;

$[\sigma]$ ——缸筒材料的许用应力(MPa)

$[\sigma]=\sigma_s/n$

σ_s ——缸筒材料的屈服强度(MPa);

n ——安全系数取 $n=1.5\sim 2.5$ 。

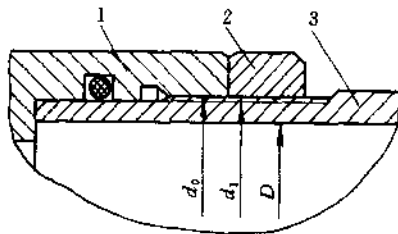


图 23.3-4 螺纹连接的缸筒

1—前端盖;2—锁紧螺母;3—缸筒

G. 缸筒端部法兰用螺钉或拉杆连接的强度计算

缸筒端部法兰用螺钉连接(图 23.3-5), 或拉杆连接时, 螺钉或拉杆的螺纹的强度计算如下:

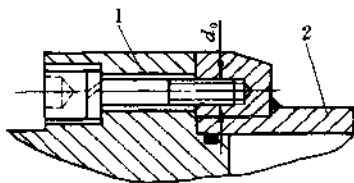


图 23.3-5 缸筒端部法兰用螺钉连接

1—前端盖;2—缸筒

螺纹处的拉应力

$$\sigma = \frac{KF}{\frac{\pi}{4}d_1^2Z} \times 10^{-6} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-20)$$

螺纹处的剪应力

$$\tau = \frac{K_1KFd_0}{0.2d_1^3Z} \times 10^{-6} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-21)$$

合成应力

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-22)$$

式中 Z ——螺钉或拉杆的数量。

其他符号的意义和系数值, 同式(23.3-17)~式(23.3-19)。

如选用长拉杆连接, 当液压缸的行程 S 超过缸筒内径 D 的 20 倍 ($S > 20D$) 时, 为防止拉杆偏移, 须加装中间支承或分段连接(如图 23.3-6)。

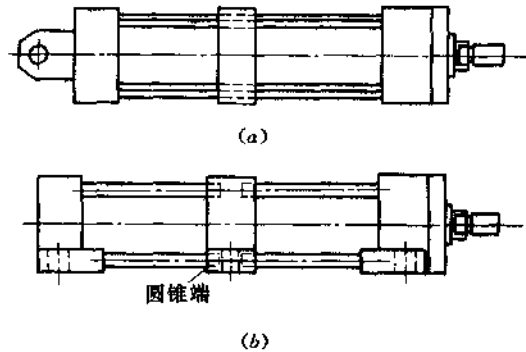


图 23.3-6 缸筒端部法兰用长拉杆连接

a—中间支承;b—分段连接

H. 缸筒端部用内、外卡环连接的强度计算

缸筒端部采用内、外卡环连接时, 如图 23.3-7 所示, 卡环的强度计算如下:

卡环的剪应力($a-a$ 断面处)

$$\tau = \frac{p_n \frac{\pi D_1^2}{4}}{\pi D_1 l} = \frac{p_n D_1}{4l} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-23)$$

卡环侧面的挤压应力(ab 侧面上)

$$\sigma_c = \frac{p_n \frac{\pi D_1^2}{4}}{\frac{\pi D_1^2}{4} - \frac{\pi (D_1 - 2h_2)^2}{4}} = \frac{p_n D_1^2}{h(2D_1 - h)} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-24)$$

卡环尺寸一般取:

$$h = \delta; l = h$$

$$h_1 = h_2 = \frac{h}{2} \quad (\text{m})$$

验算缸筒在 $A-A$ 断面上的拉应力

$$\sigma = \frac{p_n \frac{\pi D_1^2}{4}}{\pi [(D_1 - h)^2 - D^2]} = \frac{p_n D_1^2}{(D_1 - h)^2 - D^2} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-25)$$

式中 p_n ——液压缸的额定压力(MPa)其中代号见图 23.3-7。

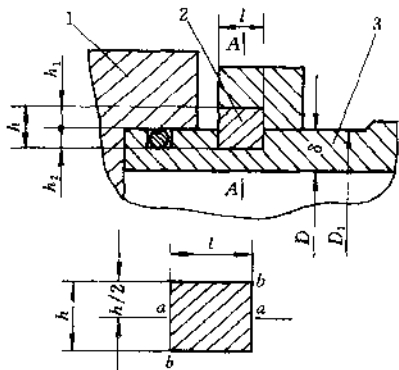


图 23.3-7 卡环连接的缸筒
1—前端盖;2—卡环;3—缸筒

1. 缸筒端部焊接连接的强度计算

缸筒与缸盖用焊接连接时,如图 23.3-8 所示,其焊缝应力计算如下:

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(D_1^2 - d_1^2)\eta} \times 10^{-6} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-26)$$

$$\sigma \leq \frac{\sigma_b}{n}$$

式中 F ——液压缸的最大推力(N);

D_1 ——缸筒外径(m);

d_1 ——焊缝底径(m);
 η ——焊缝效率 取 $\eta=0.7$;
 σ_b ——焊条材料的抗拉强度(MPa);
 n ——安全系数 取 $n=5$ 。

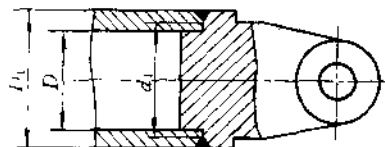


图 23.3-8 焊接连接的缸筒

(3) 缸筒材料

缸筒的材料,一般要求有足够的强度和冲击韧性,对焊接的缸筒,还要求有良好的焊接性能。

目前,普遍采用的缸筒材料是热轧或冷拔无缝钢管。近年来由专业厂提供内圆已经过珩磨和外圆精加工的高精度冷拔无缝钢管,按所需长度切割下料。再根据与端盖连接型式的要求在两端进行加工,就可清洗装配。

常州冷拔油缸厂、成都油缸厂、合肥钢铁公司钢铁研究所等单位,可供应用于液压缸的高精度冷拔无缝钢管,其产品规格及机械性能。见表 23.3-3~23.3-4。

表 23.3-3 高精度冷拔无缝钢管产品规格

单位:mm

内 径	壁 厚	内径精度	壁厚差	表面粗糙度	材 料	生 产 厂
φ30~50	<7.5	$H_7 \sim H_9$	±10%	0.4~0.2(μm)	20 45 27SiMn	常州冷拔油缸厂
φ50~80	<10	$H_7 \sim H_9$	±10%			
φ80~120	<15	$H_7 \sim H_9$	±10%			
φ120~180	<20	$H_7 \sim H_9$	±10%			
φ180~250	<25	$H_7 \sim H_9$	±10%			
φ40~50	<7.5	H_8	±5%	0.4~0.2(μm)	20 35 45 27SiMn	成都油缸厂
φ50~100	<13	H_8	±8%			
φ100~140	<15	H_8	±8%			
φ140~200	<20	H_8	±8%			
φ200~250	<25	H_8	±8%			
φ250~360	<40	H_8	±8%			
φ360~500	<60	H_8	±8%			

表 23.3-4 高精度冷拔无缝钢管机械性能

材 料	抗拉强度 σ_b /MPa	屈服强度 σ_s /MPa	伸长率/(%)	硬度(HV)
20	500	400~450	8	140~150
35	600	500~550	6	170~180
45	700	600~650	4	210~220
27SiMn	900	800		

根据液压缸的参数,用途和毛坯的来源等,还可选用以下各种材料。

普通低合金结构钢:15MnV

合金结构钢:30CrMo, 35CrMo, 38CrMoAlA 等

碳素钢:20、35、45 号等

不锈钢:Cr18Ni9

铝合金:ZL105、LF3、LF6 等

铸钢:ZG35、ZG45

对于壁厚较厚的缸筒毛坯可用铸件或锻件。

(4) 缸筒加工要求

• 缸筒内径可选用 H_8 、 H_9 或 H_{10} 配合。内径的表面粗糙度:当活塞选用橡胶密封件密封时,取 R_a 为

0.4~0.1 μ m;当活塞选用活塞环密封时,取 R_a 为 0.4~0.2 μ m。且均需珩磨。

• 缸筒内径的圆度和圆柱度可选取 8 级或 9 级精度。

• 缸筒端面 T(图 23.3-9)的垂直度可选取 7 级精度。

• 缸筒端部用螺纹连接时,螺纹应选用 6 级精度的细牙螺纹。

• 当液压缸的安装方式为耳环型或耳轴型时(图 23.3-9),后端盖的耳环孔径 D_1 或缸筒耳轴轴径 d_2 的中心几对缸筒内孔轴线的垂直度可选取 9 级精度。

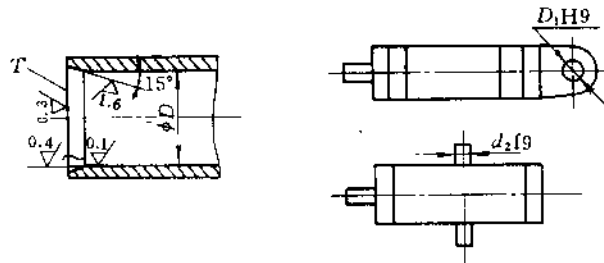


图 23.3-9 缸筒的加工要求

• 为了防止腐蚀以及其他使用的特殊要求,缸筒的内表面镀铬,镀层厚度为 30~40 μ m,镀后珩磨或抛光。

23.3.2 活塞

(1) 活塞的结构形式

活塞根据压力、速度、温度等工作条件来选用密封件的型式,而选定的密封件型式决定了活塞的结构型式。

常用的活塞的结构型式分为整体活塞和分体活塞两类见表 23.3-5。

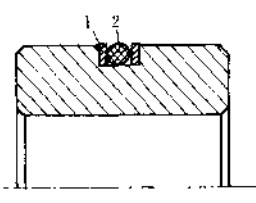
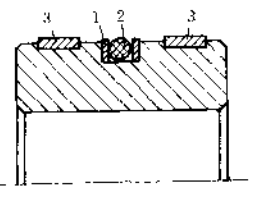
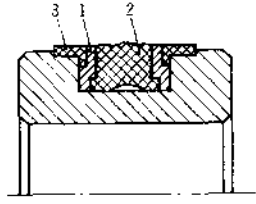
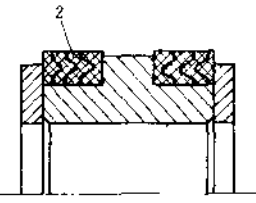
活塞的宽度一般由密封件、导向环(支承环)的安

装沟槽尺寸来决定。有时,对长行程的液压缸为了避免负载引起的侧向力,可以结合中隔圈来确定活塞的宽度。根据以上考虑得出的活塞宽度通常能满足强度的要求。

(2) 活塞的密封

活塞的密封选用准则取决于压力、速度、温度和工作介质等因素。以往活塞常用的密封有间隙密封、活塞环、O形密封圈、Y形密封圈、U形密封圈和V形密封圈等等橡胶密封件。近年来选用较多的是以O形密封圈或特殊的外形轮廓橡胶密封件作为副密封件和

表 23.3-5 常用的活塞结构型式

结构型式	结构简图	特 点
整体活塞		无导向环(支承环)
		密封件、导向环(支承环)分槽安装
		密封件、导向环(支承环)同槽安装
分体活塞		密封件安装的要求较高

注:1—挡圈;2—密封件;3—导向环(支承环)

聚四氟乙烯(PTFE)主密封件组合在一缸使用(见图 23.3-10)。这种组合式密封圈显著地提高了密封性能,降低了摩擦阻力,无爬行现象,具有良好的动态及静态密封性,耐磨损,使用寿命长、安装沟槽简单、装拆方便。而另一个特点是允许活塞外圆与缸筒内壁间有较大的间隙(例:缸径 $\phi 80\text{mm}$ 间隙为 $0.265 \sim 0.765\text{mm}$,由工作压力来决定间隙的大小)。因为组合式密封的密封圈能防止挤入间隙内,这就降低了活塞与缸筒的加工要求。有关组合式密封圈可参阅第 26 章密封件或本章(23.3.12 密封件防尘圈的选用)。

活塞的密封件、导向环安装沟槽尺寸以及公差应根据密封件、导向环对沟槽的加工要求来设计。

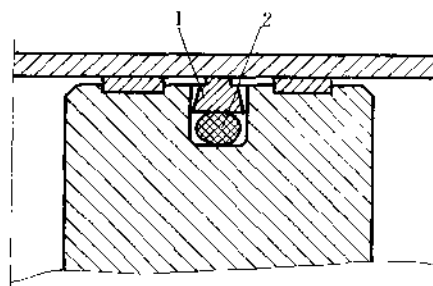


图 23.3-10 活塞的组合式密封圈(T形格来圈)

1—T形密封件(主密封件、PTFE);

2—O形密封圈(弹性体、副密封件)

(3) 活塞的材料

无导向环(支承环)的活塞选用高强度铸铁 HT200-300、球墨铸铁和青铜 QAl9-4 等材料。

有导向环(支承环)的活塞：选用碳素钢 20 号、35 号及 45 号。

(4) 活塞的加工要求(见图 23.3-11)

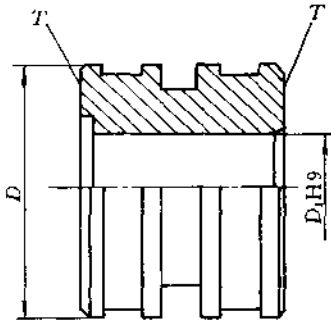


图 23.3-11 活塞的加工要求

- 活塞外径 D 对内孔 D_1 的径向跳动公差值按 7

级或 8 级精度选取。

- 端面 T 对内孔 D_1 轴线的垂直度公差值按 7 级精度选取。

- 活塞 D 的圆柱度公差值按 9 级、10 级或 11 级精度选取。

- 如活塞有导向环(支承环)时,则活塞外径 D 的公差、表面粗糙度等加工要求则较低。

23.3.3 活塞杆

(1) 活塞杆的结构

A. 活塞杆的杆体

活塞杆的杆体分为实心杆和空心杆两种。实心杆加工简单,采用较多。空心杆多用于 d/D 比值较大或杆体内有位置传感器等场合。

活塞杆的杆体结构见图 23.3-12。

B. 活塞杆的外端结构

活塞杆的外端是液压缸用以与负载连接的部位,可根据液压缸的安装连接方式有多种结构型式。

常用的活塞杆的外端结构型式见图 23.3-13。

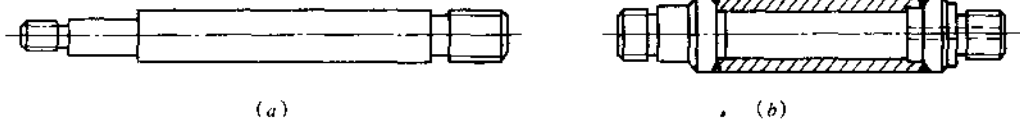


图 23.3-12 活塞杆

(a) 实心活塞杆; (b) 空心活塞杆

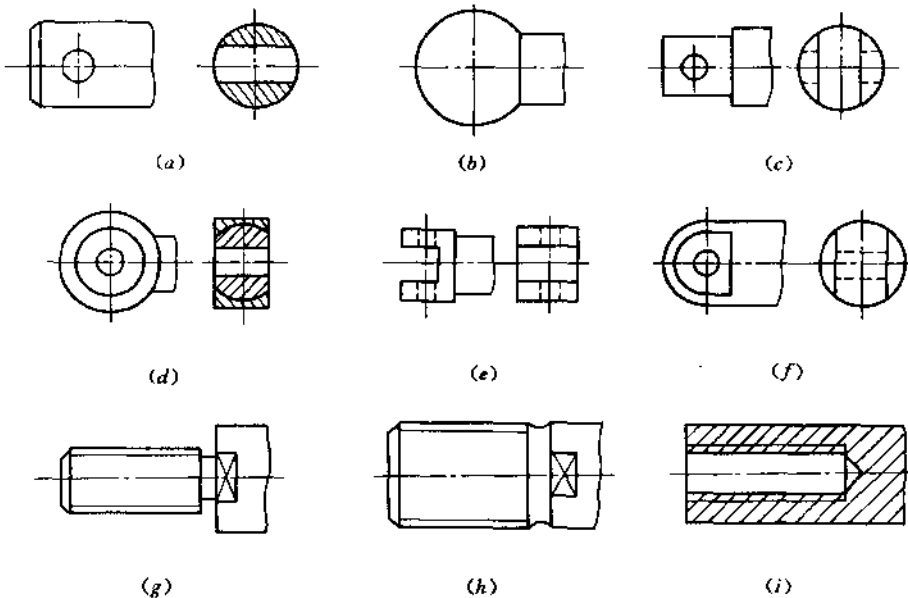


图 23.3-13 活塞杆的外端结构型式

(a) 光杆(带销孔); (b) 球头; (c) 圆形双耳环; (d) 单耳环(带球铰); (e) 方形双耳环; (f) 单耳环; (g) 外螺纹(带肩); (h) 外螺纹(无肩); (i) 内螺纹

(A) 活塞杆的外端螺纹型式和尺寸系列应符合国家标准 GB2350-80 的规定。

- 活塞杆外端螺纹型式：
内螺纹(图 23.3-14)；
外螺纹(带肩)(见图 23.3-15)；
外螺纹(无肩)(见图 23.3-16)。

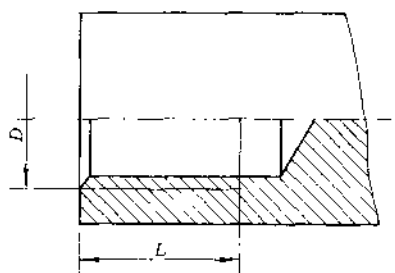


图 23.3-14 内螺纹

- 活塞杆外端螺纹尺寸系列见表 23.3-6。

(B) 活塞杆的外端带关节轴承耳环和柱销式耳环其结构型式和安装尺寸可参阅国家标准 GB/T14036-93(表 23.3-22)和 GB/T14042-93(表 23.3-20)。

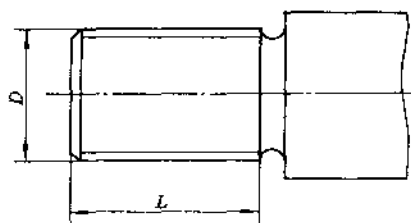


图 23.3-15 外螺纹(带肩)

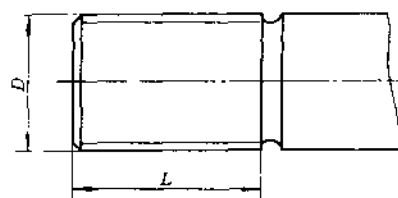


图 23.3-16 外螺纹(无肩)

表 23.3-6 液压缸活塞杆螺纹尺寸系列(摘自 GB2350-80)

单位: mm

螺纹直径与螺距 (D×L)	螺纹长度(L)		螺纹直径与螺距 (D×L)	螺纹长度(L)		螺纹直径与螺距 (D×L)	螺纹长度(L)	
	短型	长型		短型	长型		短型	长型
M3×0.35	6	9	M22×1.5	30	44	M80×3	95	140
M4×0.5	8	12	M24×2	32	48	M90×3	106	140
M5×0.5	10	15	M27×2	36	54	M100×3	112	-
M6×0.75	12	16	M30×2	40	60	M110×3	112	-
M8×1	12	20	M33×2	45	66	M125×4	125	-
M10×1.25	14	22	M36×2	50	72	M140×4	140	-
M12×1.25	16	24	M42×2	56	84	M160×4	160	-
M14×1.5	18	28	M48×2	63	96	M180×4	180	-
M16×1.5	22	32	M56×2	75	112	M200×4	200	-
M18×1.5	25	36	M64×3	85	128	M220×4	220	-
M20×1.5	28	40	M72×3	85	128	M250×6	250	-
						M280×6	280	-

注:①螺纹长度(L)对内螺纹是指最小尺寸,对外螺纹是指最大尺寸。
②当需要用锁紧螺母时,采用长型螺纹长度。

(C) 活塞杆的内端结构(活塞杆和活塞的连接)

活塞杆的内端是用来与活塞连接的部位,常用的活塞与活塞杆连接结构型式见图 23.3-17。所有的连接结构型式均须有锁紧措施,以防止活塞作往复运动时松动。另外如选用螺纹连接结构型式,则如图

23.3-17 所示,须有一个轴肩定位,以防止螺纹的间隙引起活塞的径向松动。

上述各种连接结构型式还须考虑活塞与活塞杆之间的静密封。

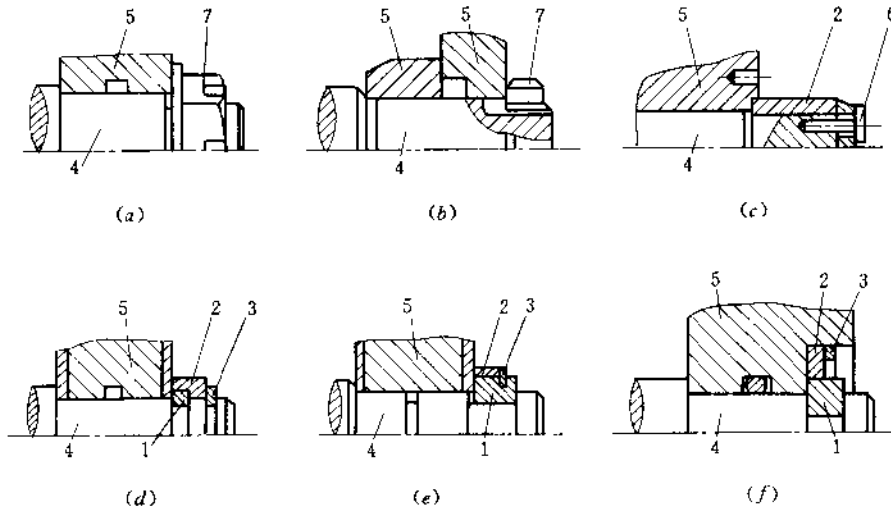


图 23.3-17 活塞与活塞杆连接结构型式

1—卡环;2—轴套;3—弹簧圈;4—活塞杆;5—活塞;6—螺钉;7—锁紧螺母

(2) 活塞杆直径(杆径)计算

A. 初步确定活塞杆直径 d

对于双作用单活塞杆的液压缸,其活塞杆直径 d ,可根据往复运动速度比 φ (即面积比)的要求,初步按下式计算活塞杆直径 d 。

$$d = D \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}} \quad (\text{m}) \quad (23.3-27)$$

式中 D ——缸筒内径(缸径)(m);

φ ——速度比(面积比)(见表 23.1-6)。

如无速度比的要求,可根据液压缸的工作压力和拉力要求,按式 23.1-6 计算活塞杆直径 d 值。最后, d 值应根据表 23.1-5“液压缸活塞杆外径尺寸系列”圆整为标准值。

B. 活塞杆的强度计算

在活塞杆的强度计算中,通常以液压缸的活塞杆端部和缸筒后端盖均为耳环铰接式安装方式作为基本情况来考虑。并令活塞杆全部伸出时,活塞杆端部与负载连接点与液压缸支承点间的距离假定为 L_B 。

当 $L_B \leq 10d$ 时,液缸缸为短行程型,主要须验算活塞杆压缩或拉伸强度:

$$d \geq 2 \sqrt{\frac{F n_s}{\pi \sigma_s \times 10^6}} \quad (\text{m}) \quad (23.3-28)$$

式中 F ——液压缸的最大推力(或拉力)(N);

σ_s ——材料的屈服强度(MPa);

n_s ——安全系数一般 $n_s = 2 \sim 4$;

d ——活塞杆直径(m)。

应尽量避免活塞杆承受力矩,如果在工作时,活塞杆所承受的弯曲力矩不可忽略时(例如偏心载荷等),则可按下式计算活塞杆的应力

$$\sigma = \left(\frac{F}{A_d} + \frac{M}{W} \right) \times 10^{-6} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-29)$$

$$\sigma \leq \frac{\sigma_s}{n_s}$$

式中 A_d ——活塞杆断面积(m^2);

W ——活塞杆断面模数(m^3);

M ——活塞杆所承受的弯曲力矩($\text{N} \cdot \text{m}$)。

如果仅承受轴向偏心载荷 F 时:

$$M = F Y_{\max} \quad (\text{N} \cdot \text{m})$$

式中 Y_{\max} 为 F 作用线至活塞杆轴线最大挠度处的垂直距离(m)。

σ_s 、 n_s 、 F 各值意义和单位同式(23.3-28)。

C. 活塞杆弯曲稳定性验算

当 $L_B \geq (10 \sim 15)d$ 时, 须考虑活塞杆的弯曲稳定性验算。

活塞杆通常是细长杆体, 因此活塞杆的弯曲计算一般可按“欧拉公式”进行。

活塞杆弯曲失稳临界负荷 F_K , 可按式计算

$$F_K = \frac{\pi^2 EJ \times 10^9}{K^2 L_B^2} \quad (\text{N}) \quad (23.3-30)$$

在弯曲失稳临界负荷 F_K 时, 活塞杆将纵向弯曲。

因此, 活塞杆最大工作负荷 F 应按式验证

$$F \leq \frac{F_K}{n_K} \quad (23.3-31)$$

式中 E ——活塞杆材料的弹性模数(MPa),

钢材: $E = 210 \times 10^3$ (MPa);

J ——活塞杆横截面惯性矩(m^4)

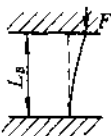
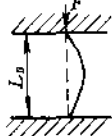
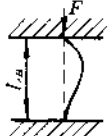
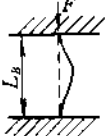
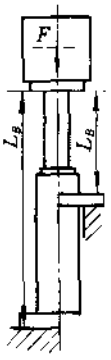
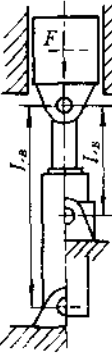
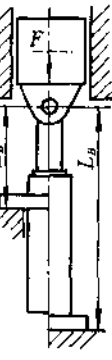
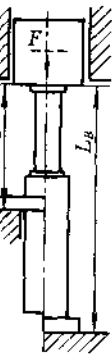
圆截面: $J = \frac{\pi d^4}{64} = 0.049d^4$ (m^4)

K ——安装及导向系数(见表 23.3-7),

n_K ——安全系数, 一般取 $n_K = 3.5$,

L_B ——安装距(见表 23.3-7)(m)。

表 23.3-7 液压缸安装及导向系数 K

	情况 1	情况 2	情况 3	情况 4
欧拉负载	一端自由, 一端刚性固定 	两端铰接, 刚性导向 	一端铰接, 刚性导向。一端刚性固定 	两端刚性固定和导向 
安装情况				
安装及导向系数 K	$K = 2$	$K = 1$	$K \approx 0.707$	$K = 0.5$

(3) 活塞杆的材料

活塞杆常用的材料及机械性能见表 23.3-8, 另

外, 由专业厂生产的高精度冷拔活塞杆, 可直接用于液压缸。

表 23.3-8 活塞杆常用的材料及机械性能

材料牌号	机械性能			热处理	表面处理
	σ_b /MPa	σ_s /MPa	δ /(%)		
35号碳素钢	≥ 520	≥ 310	15	调质	镀铬
45号碳素钢	≥ 600	≥ 340	13	调质	镀铬
502号碳素钢	≥ 640	≥ 380	14	调质	镀铬
35CrMo 铬钼钢	≥ 1000	≥ 850	12	调质	镀铬
Cr18Ni9 不锈钢	≥ 500	≥ 200	45	淬火	

常州冷拔油缸厂、成都油缸厂可提供高精度冷拔活塞杆,其规格及性能参数见表 23.3-9。

表 23.3-9 高精度冷拔活塞杆产品规格

规格范围	$\phi 40 \sim \phi 250$ /(mm)
精度	f_8
表面粗糙度	$R_a 0.2 \sim 0.1 \mu\text{m}$
交货长度	$< 14\text{m}$ (成都油缸厂) $< 10\text{m}$ (常州冷拔油缸厂)
材 质	35号碳素钢,45号碳素钢 27SiMn

(4) 活塞杆的加工要求

• 活塞杆表面须镀硬铬,镀层厚度 $15 \sim 25 \mu\text{m}$,也有的要求镀层厚度 $30 \sim 50 \mu\text{m}$ 。防腐要求特别高的则要求先镀一层软铬或镍,镀后再镀硬铬抛光。

• 在恶劣的、腐蚀性极强的工作环境中,活塞杆喷涂一种名为 Ceramax-1000 陶瓷涂层,具有比镀硬铬的活塞杆在强度、抗腐蚀和抗磨损方面有更好的特性。

• 活塞杆外径公差 $f_7 \sim f_9$;直线度 $\leq 0.02\text{mm}/100\text{mm}$;表面粗糙度 $R_a \leq 0.3 \sim 0.4 \mu\text{m}$,精度要求高时 $R_a \leq 0.1 \sim 0.2 \mu\text{m}$ 。

• 活塞杆外径 d 的圆柱度公差值,应按 8 级精度选取。

23.3.4 活塞的导向环(支承环)

安装在活塞外圈的导向环(支承环),具有精确的导向作用,并可吸收活塞运动时随时产生的侧向力。

(1) 导向环(支承环)主要优点

• 带导向环(支承环)的活塞,在缸筒内运动是非金属接触。因此,摩擦系数小,启动时无爬行。

• 活塞安装了导向环(支承环)后,能改善活塞与缸筒的同轴度,使间隙均匀,故减少了泄漏。

• 导向环(支承环)采用耐磨材料,使用寿命长,磨损后易于更换。

• 能刮掉杂质,防止杂质嵌入密封圈。

• 导向环(支承环)用填充聚四氟乙烯或纤维复合材料制成,具有良好的承载能力。

(2) 活塞的导向环(支承环)型式

活塞的导向环(支承环)有嵌入型、浮动型和组合型等三种型式。

嵌入型导向环(支承环) 在活塞外圆加工燕尾型沟槽,用青铜 QAl9-4 或紫铜制的铜带,表面加工成略带拱形,用木槌铆入沟槽内,最后加工导向环(支承环)外圆。(如图 23.3-18)

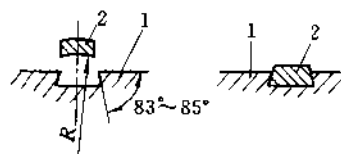


图 23.3-18 嵌入型导向环(支承环)

1—活塞;2—导向环(支承环)

浮动型导向环(支承环) 用高强度塑料如聚四氟乙烯等制的导向环(支承环)带状坯料,装在活塞外圆的矩形截面沟槽内,侧向保持有间隙,导向环(支承环)可在沟槽内移动(如图 23.3-19)。

组合型导向环 由密封圈、挡圈和导向环组成的组合型活塞的密封圈,安装在同一沟槽内,具有密封、导向双重作用(如图 23.3-20)。

目前采用较多的是浮动型和组合型导向环。因活塞沟槽加工简单,而导向环可由专业厂供应,易于更换。

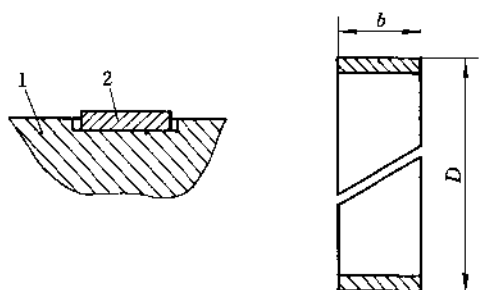


图 23.3-19 浮动型导向环(支承环)
1—活塞;2—导向环(支承环)

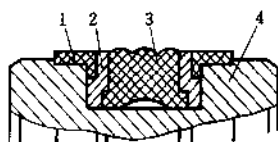


图 23.3-20 组合型导向环
1—导向环;2—挡圈;3—密封件;4—活塞

(3) 浮动型导向环(支承环)尺寸计算

活塞用导向环(支承环)的数量及尺寸取决于活塞承受的径向力大小及导向环(支承环)材料所允许的表面承压能力。

活塞用导向环(支承环)的宽度可用下式初步计算:

$$b = \frac{F_d K}{D p_r} \times 10^{-6} (\text{m}) \quad (23.3-32)$$

式中 F_d ——活塞承受的最大径向力(N);
 K ——安全系数一般取 $1 < K \leq 2$;
 D ——活塞外圆直径(m);
 p_r ——材料所允许的表面支承压(MPa)

填充聚四氟乙烯:

在 60°C 时, $p_r = 15\text{MPa}$, 最高工作温度不超过 150°C ;

纤维复合材料:

在 60°C 时, $p_r = 90\text{MPa}$, 最高工作温度不超过 100°C 。

上述材料必须考虑随着温度升高而表面支承压下降。

活塞用导向环(支承环)的下料长度 L (图 23.3-21);

$$L = A(D - T) \quad (\text{m}) \quad (23.3-33)$$

式中 A ——下料系数

填充聚四氟乙烯: $A = 3.100$

纤维复合材料: $A = 3.092$

D ——活塞外圆直径(m);

T ——导向环(支承环)厚度(m)。

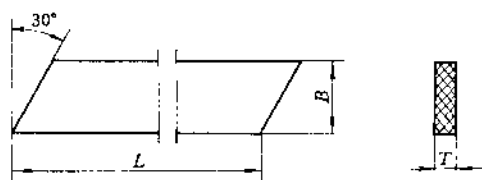


图 23.3-21 导向环(支承环)的下料长度

活塞用浮动型导向环(支承环)是采用专业厂提供的带状半成品制成,厚度和宽度以及安装的沟槽结构要素参阅产品样本。

23.3.5 活塞杆的导向、密封和防尘

在液压缸的前端盖内,有对活塞杆导向的内孔;有对缸筒有杆侧腔密封的密封件;有活塞杆内缩时刮除附着在表层的杂质、灰尘和水份的防尘圈。图 23.3-22 所示为活塞杆的导向、密封和防尘的典型结构。

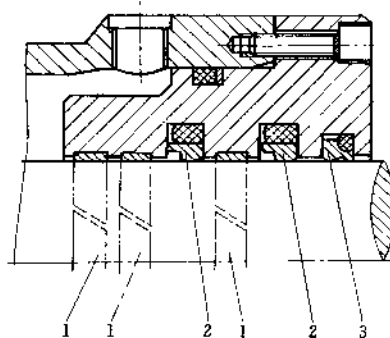


图 23.3-22 活塞杆的导向、密封和防尘
1—导向环;2—组合式密封圈;3—双层防尘圈

(1) 活塞杆的导向

活塞杆的导向有无导向套(环)、金属导向套和非金属导向环等三种结构型式。

无导向套(环) 前端盖用青铜 QAl9-4, 球墨铸铁和高强度铸铁等耐磨材料制成,用其内孔对活塞杆导向(图 23.3-23)。

特点:耐磨金属材料用料较多,成本高。当内孔磨损后,无法修补。

金属导向套 前端盖用碳素钢制成,其内孔压入

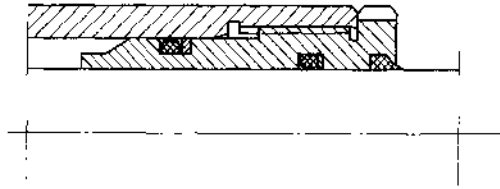


图 23.3-23 无导向套(环)的前端盖

如青铜 QAl9-4 等耐磨金属材料制的导向套,对活塞杆导向(图 23.3-24)。

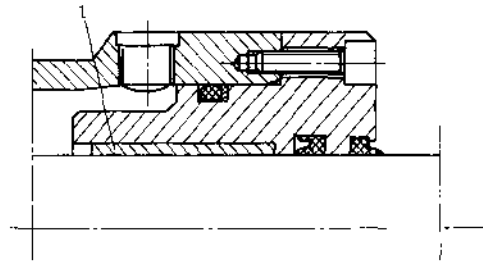


图 23.3-24 带金属导向套的前端盖

1—金属导向套

特点:用耐磨金属材料制导向套,材料是节约了,但加工复杂。内孔磨损后,维修较困难。

非金属导向环 前端盖用碳素钢制成,其内孔安装有高强度塑料或纤维复合材料等非金属材料的导向环,对活塞杆导向(图 23.3-25)。

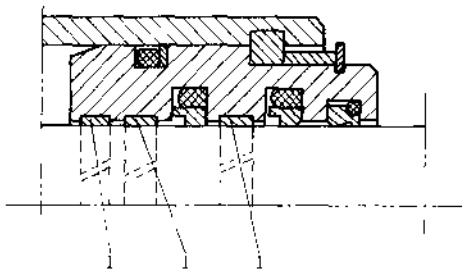


图 23.3-25 带非金属导向环的前端盖

1—非金属导向环

特点:用高强度塑料或纤维复合材料制造导向环。活塞杆与前端盖为非金属接触,摩擦阻力低,耐磨、使用寿命长,装导向环沟槽加工简单。当磨损后,导向环更换方便。

(2) 活塞杆的密封和防尘

以往活塞杆的密封多用 O 形密封圈、窄断面 Y 形密封圈及 V 形密封圈。这些密封型式由于活塞杆与密封件之间是干摩擦,摩擦阻力大,往往导致密封唇过早磨损。因此,近年来较多选用组合式密封圈,如 K 型斯特封,它由二个不同元件组成:一个是用聚四氟乙烯加入青铜填料制造的阶梯形密封圈(主密封件),另一个是 O 形密封圈(弹性元件和副密封作用)(见图 23.3-26)。组合式密封圈(K 型斯特封)具有低摩擦阻力、启动时无爬行、极低的泄漏量和抗磨损等特点。

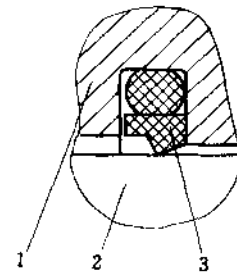


图 23.3-26 组合式密封圈(K 型斯特封)

1—前端盖;2—活塞杆;3—组合式密封圈(K 型斯特封)

活塞杆的防尘,以往多选用以无骨架防尘圈。目前多采用,既可以防尘又可以密封双唇形防尘圈,见图 23.3-27。

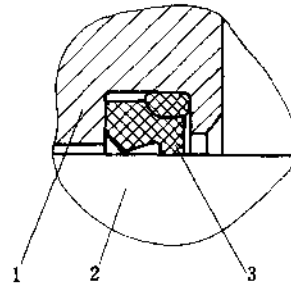


图 23.3-27 双唇形防尘圈

1—前端盖;2—活塞杆;3—双唇形防尘圈

外唇起防尘作用,保持活塞杆表面干净,内唇相当于密封唇口。当活塞杆外伸时,通过主密封圈粘在活塞杆表层的油膜,即被双唇形防尘圈的内唇(密封唇口)刮下,这样就在主密封圈与防尘圈之间保留一层油膜,起润滑作用,提高了密封圈的使用寿命。

(3) 活塞杆的导向套(环)尺寸计算

活塞杆的导向套(环)的主要尺寸是导向宽度,通常按活塞杆直径、导向套(环)的型式、导向套(环)材料

的承载能力,以及可能遇到的最大侧向负载等因素来考虑。

导向套(环)的受力情况,应根据液压缸的安装方式、导向套(环)结构型式、外部负载、有无导向装置等因素作具体分析。

A. 导向套承受的载荷 F_G

(A) 液压缸垂直安装,外部负载无导向装置,活塞杆受偏心轴向负载 F_1 时(见图 23.3-28)

$$M_0 = F_1 L \quad (\text{N}\cdot\text{m}) \quad (23.3-34)$$

$$F_G = \frac{M_0}{L_G} \quad (\text{N}) \quad (23.3-35)$$

式中 M_0 ——外力作用于活塞杆的力矩($\text{N}\cdot\text{m}$);

F_1 ——作用于活塞杆的偏心载荷(N);

L ——偏心载荷的偏心距(m);

F_G ——活塞杆的导向套(环)承受的载荷(N);

L_G ——活塞至导向套(环)间距(m)

当活塞杆外伸达到行程终端最不利位置时,取

$$L_G \approx D + \frac{d}{2} \quad (\text{m})$$

式中 D, d ——分别为活塞及活塞杆外径(m)。

(B) 对于其他受力情况(例如非垂直安装的液压缸,则在 M_0 内还要考虑液压缸的重量作用),只要求出必须由导向套(环)所承受的力矩 M_0 后,即可从式 23.3-35 中求出 F_G 。

B. 导向套(环)承受的支承压力 p_r

$$p_r = \frac{F_G K}{db} \times 10^{-6} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-36)$$

式中 b ——导向套(环)的宽度(m);

K ——安全系数,通常取 $1 < K \leq 2$;

F_G, d ——意义同前。

据式 23.3-36 求得的支承压力 p_r ,应在导向套(环)材料允许范围内。通常取:

青铜: $p_r < 8\text{MPa}$

填充聚四氟乙烯: $p_r \leq 15\text{MPa}$

导向套(环)的宽度 b

$$b = \frac{F_G K}{d[p_r]} \times 10^{-6} \quad (\text{m}) \quad (23.3-37)$$

式中 $[p_r]$ ——导向套(环)材料允许的支承压力(MPa);其他符号含义同前。

导向环由专业厂供应带坯,因此允许用二个或二个以上的标准带坯宽度之和来达到总宽度的要求。

导向环安装的沟槽尺寸、公差和表面粗糙度等均按导向环带材供应厂的要求加工。

活塞杆用导向环的下料长度 L (参见图 23.3-21)按下式计算

$$L = A(d + T) \quad (\text{m}) \quad (23.3-38)$$

式中 d ——活塞杆外径(m);

L, A, T ——符号含义同式(23.3-33)。

如选用无导向套(环)的前端盖,用内孔进行活塞杆导向时,则内孔直径公差选用 $H_7 - H_9$ 。

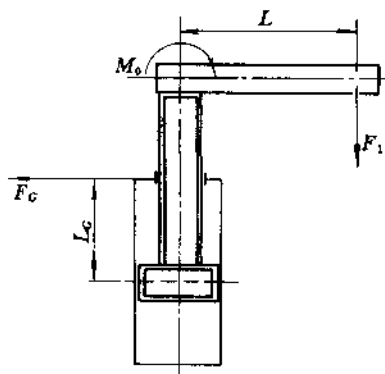


图 23.3-28 活塞杆的导向套(环)受力示意图

23.3.6 中隔圈(限位圈)

在长行程液压缸中,由于安装方式及负载的导向条件,可能使活塞杆的导向套(环)受到过大的侧向力而导致严重磨损,因此在长行程液压缸内须在活塞与有杆侧端盖之间安装一个中隔圈,使活塞杆在全部外伸时仍能有足够的支承长度。

活塞杆在缸内支承长度 L_G (图 23.3-28)的最小值应满足下式:

$$L_G \geq D + \frac{d}{2} \quad (\text{m})$$

(1) 中隔圈(限位圈)的结构型式(图 23.3-29)

- 图 23.3-29(a)用于无缓冲液压缸;
- 图 23.3-29(b)用于有缓冲液压缸;
- 图 23.3-29(c)用于特长行程液压缸,增加一个活塞,把中隔圈放在两活塞之间,因此中隔圈的当量长度为中隔圈实际宽度加第二活塞的宽度。

(2) 中隔圈长度 L_T 的确定方法

各生产厂按各自生产的液压缸结构、间隙等因素和试验结果来确定中隔圈长度 L_T 。

下列两例,可作为参考:

- 当行程长度 S 超过缸筒内径 D 的 8 倍(即 $S > 8D$)时,可装一个 $L_T = 100\text{mm}$ 的中隔圈;超过部分每增加 700mm,中隔圈的长度 L_T 即增加 100mm,依此类推。

• 当 $1000\text{mm} < S < 2500\text{mm}$ 时, 需要装中隔圈的长度如下:

$$S = 1001 \sim 1500\text{mm} \quad L_T = 50\text{mm}$$

$$S = 1501 \sim 2000\text{mm} \quad L_T = 100\text{mm}$$

$$S = 2001 \sim 2500\text{mm} \quad L_T = 150\text{mm}$$

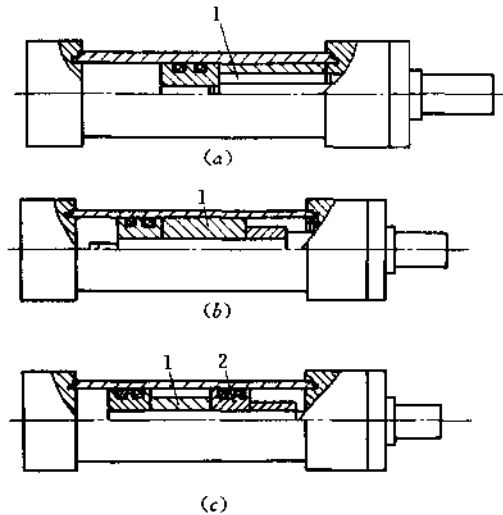


图 23.3-29 中隔圈(限位圈)的结构型式

1—中隔圈(限位圈); 2—第二活塞

23.3.7 缓冲装置

液压缸的行程终端缓冲装置可使带着负载的活塞在到达行程终端时减速到零, 目的是消除因活塞的惯性力和液压力所造成的活塞与端盖之间的机械撞击, 同时也为了降低活塞在改变运动方向时液体发出的噪声。

缓冲装置的工作原理, 是当活塞在到达行程终端之前的一定距离内, 设法把排油腔内之油液的一部分或全部封闭起来, 使其通过节流小孔(或缝隙)排出, 从而使被封闭的油液, 产生适当的缓冲压力作用在活塞的排油侧上, 与活塞的惯性力相对抗, 以达到减速制动的目的。

缓冲装置的结构型式, 可根据节流小孔(或缝隙)的流通面积, 在缓冲过程中能否自动改变来分类, 通常可分为恒节流型和变节流型。

(1) 恒节流型缓冲装置

恒节流型缓冲装置其缓冲柱塞通常为圆柱形, 当缓冲柱塞进入后端盖时, 缓冲腔连通排油口的流通面积渐渐变小, 最后变零。缓冲腔内油液被封闭, 而只能通过缓冲柱塞与后端盖的环形缝隙(见图 23.3-30)

或通过油道 3 和节流阀 4 流入后端盖的排油口(见图 23.3-31)。在缓冲腔被封闭的油液受活塞的挤压使缓冲压力上升到高于活塞另一侧的压力, 使活塞减速制动, 以达到活塞缓冲的目的。

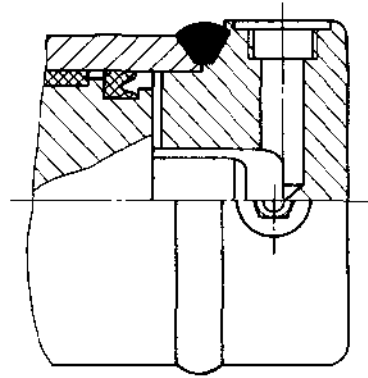


图 23.3-30 恒节流型缝隙式缓冲装置

恒节流型缓冲装置, 在缓冲过程中, 由于其节流面积不变, 故在缓冲开始时, 产生的缓冲制动力很大, 但很快就降低下来(见图 23.3-33)的圆柱形缓冲柱塞缓冲压力曲线), 最后不起作用, 其缓冲效果并不理想。但是在一般通用型的系列产品中, 为了使结构简单, 降低成本仍多采用此种缓冲装置。图 23.3-31 是此类液压缸缓冲装置的典型结构。节流阀 4 可根据液压缸

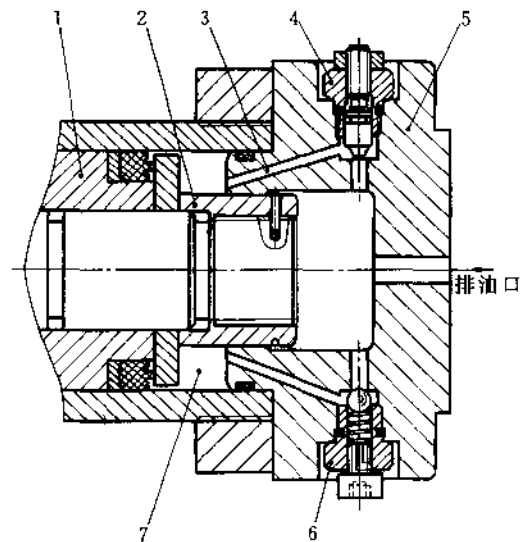


图 23.3-31 恒节流型节流阀式缓冲装置

1—活塞; 2—缓冲柱塞; 3—油道; 4—节流阀; 5—后端盖; 6—单向阀; 7—缓冲腔

负载情况调节节流孔的大小,即可控制缓冲腔内缓冲压力的大小。当活塞作反向运动时,高压油从单向阀6进入液压缸内,活塞不会因推力不足而产生起动缓慢或困难的现象。

(2) 变节流型缓冲装置

变节流型缓冲装置其缓冲柱塞在缓冲过程中,节流面积随行程而变化,使缓冲压力保持均匀或呈一定的规律变化,而取得理想的缓冲效果。

图 23.3-32 为缓冲柱塞的几种结构形状。

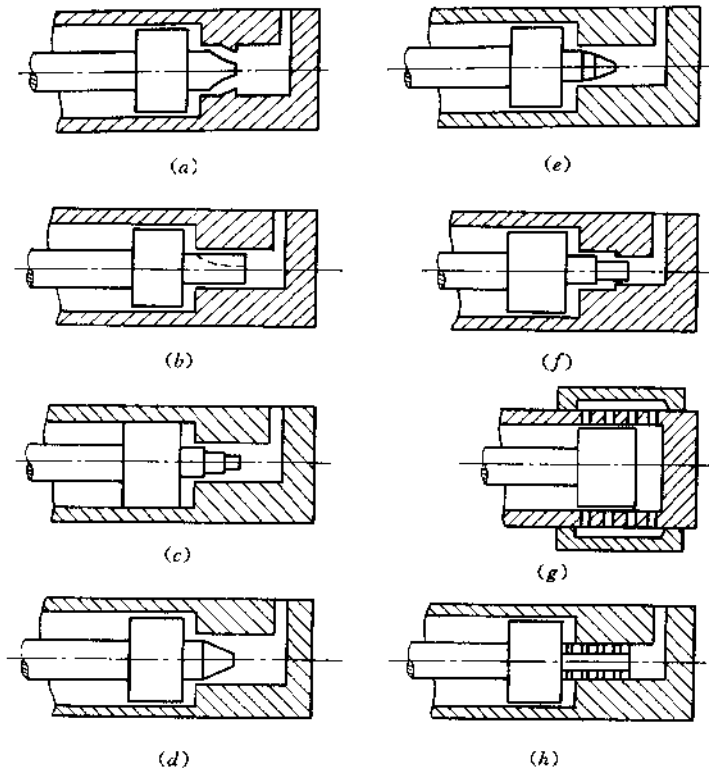


图 23.3-32 缓冲柱塞的几种结构形状

(a)抛物线;(b)铣槽;(c)梯阶形;(d)圆锥形;(e)双圆锥形;(f)两级缓冲;(g)多孔缸筒;(h)多孔缓冲柱塞

缓冲柱塞为凹抛物线形图 23.3-32a,可达到恒减速度,有理想的缓冲效果如图 23.3-33 所示的缓冲压力 p_c 较低而平坦(理想抛物线),但加工成本偏高。

缓冲柱塞为铣槽图 23.3-32b、梯阶形图 23.3-32c、圆锥形图 23.3-32d、双圆锥形图 23.3-32e、两级缓冲图 23.3-32f 等形状,它们都是从加工简便出发,尽量接近于凹抛物线,降低缓冲压力 p_c 的峰值,但仍有轻微的脉冲(参见图 23.3-33)。这对有高精度机床的进给液压缸,仍不理想。

多孔缓冲缸筒[图 23.3-32(g)]或多孔柱塞[图 23.3-32(h)],可适当布置每排节流小孔的数量和各排节流小孔的间距,使节流面积更接近于理想抛物线,从而使缓冲压力 p_c 基本上接近理想曲线。

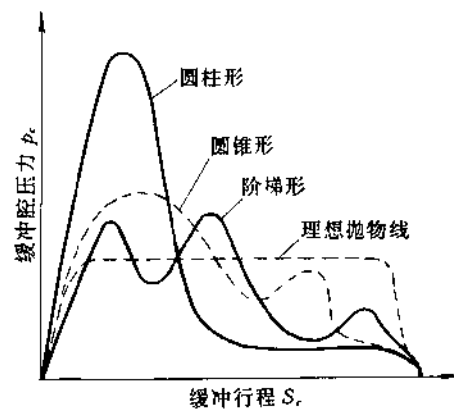


图 23.3-33 缓冲柱塞形状对 p_c 的影响

(3) 缓冲装置计算

A 假设

- 油液是不可压缩的;
- 节流系数 c_d 是恒定的;
- 流动状态是紊流;
- 缓冲过程中, 进口压力不变;
- 密封件摩擦阻力相对于惯性力很小, 可略去不计。

B. 缓冲压力一般计算公式

在缓冲制动情况下, 液压缸活塞的运动方程式(见图 23.3-34~23.3-35)为

$$A_1 p_1 \times 10^6 - A_2 p_2 \times 10^6 \pm R - A p_c \times 10^6 = \frac{G}{g} \frac{dv}{dt} = -\frac{G}{g} a$$

在一般情况下, 出口压力 $p_2 \approx 0$, 由此可得缓冲压力 p_c

$$p_c = \frac{A_1 p_1 + \left(\frac{G}{g} a \pm R\right) \times 10^{-6}}{A} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-39)$$

- 式中 p_c ——缓冲腔内的缓冲压力(MPa);
 A ——缓冲腔内的有效作用面积(m^2);
 p_1 ——进口压力(MPa);
 A_1 ——工作腔活塞的有效作用面积(m^2);
 R ——折算到活塞上的一切外部载荷, 包括重量及液压缸内外摩擦阻力在内(N), 其作用方向与活塞的运动方向一致者取“+”号, 反之则取“-”号(因此摩擦阻力取“-”号);
 G ——折算到活塞上的一切运动部分的重量(N);
 g ——重力加速度 $g = 9.81 \text{m/s}^2$;
 a ——活塞的减速度(m/s^2)。

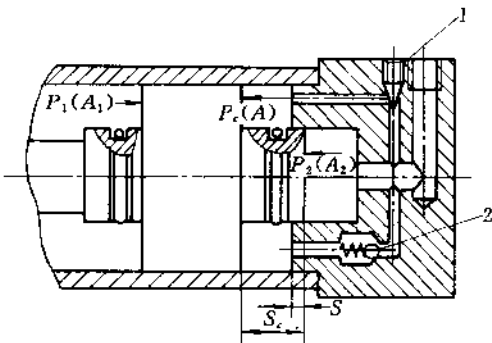


图 23.3-34 节流阀节流的缓冲装置
1—节流阀; 2—单向阀

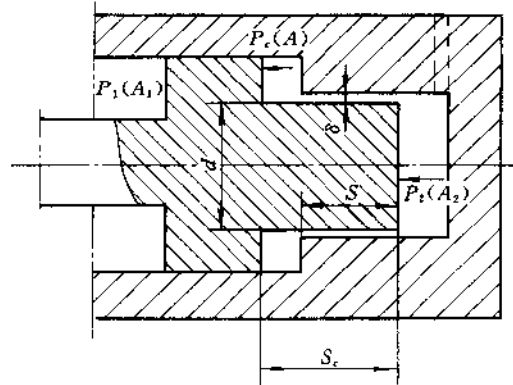


图 23.3-35 用环形缝隙节流的缓冲装置

C. 恒节流型缓冲装置计算

(A) 采用节流阀进行节流的缓冲装置(见图 23.3-34), 其平均缓冲压力 p_{cm} 计算。

在式(23.3-39)中代入平均减速度 $a_m = \frac{v_0^2}{2S_c}$, 即得平均缓冲压力 p_{cm}

$$p_{cm} = \frac{A_1 p_1 S_c + \left(\frac{1}{2} \frac{G}{g} v_0^2 \pm R S_c\right) \times 10^{-6}}{A S_c} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-40)$$

最高缓冲压力发生在活塞刚进入缓冲区一瞬时内, 假定此时的减速度(最大减速度): $a_0 = 2a_m = \frac{v_0^2}{S_c}$, 将其代入式(23.3-39)中, 即得最高缓冲压力 p_{cmax} :

$$p_{cmax} = \frac{A_1 p_1 S_c + \left(\frac{G}{g} v_0^2 \pm R S_c\right) \times 10^{-6}}{A S_c} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-41)$$

式中 S_c ——活塞的缓冲行程(m);

v_0 ——活塞在缓冲开始时的速度(m/s)。

其他符号代表的意义和单位与式(23.3-39)同。

式(23.3-41)为 p_{cmax} 的近似计算公式, p_{cmax} 的大小, 可通过调节节流阀的节流面积大小来调定, 其值不应超过液压缸的最大允许压力 p_{max} (见式 23.1-1)。

(B) 采用环形缝隙节流的缓冲装置(见图 23.3-35), 其环形缝隙 δ 计算。

环形缝隙 δ 可按下列近似公式计算

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{12 q_m \mu S_c}{p_{cm} d_m \pi}} \times 10^{-2} \quad (\text{m}) \quad (23.3-42)$$

式中 q_m ——从环形缝隙中流过的平均体积流量(m^3/s);

μ ——液压油的动力粘度(Pa·s);

S_c ——活塞的缓冲行程(m);

p_{cm} ——平均缓冲压力(MPa),按式(23.3-40)计算;

d_m ——环形缝隙的平均直径(中径)(m),可取 $d_m \approx d$ (m);

d ——缓冲柱塞直径(m)。

因为,活塞的平均减速度 $a_m = \frac{v_0^2}{2S_c}$ (m/s²)

所以,缓冲时间 $t_c = v_0/a_m = \frac{2S_c}{v_0}$ (s)

平均体积流量 $q_m = \frac{\Delta S_c}{t_c} = \frac{Av_0}{2}$ (m³/s)

式中 v_0 、 A 、 S_c 符号代表的意义同前。

将 q_m 及 $d_m \approx d$ 代入式 23.3-42 后,则环形缝隙 δ 可用下式计算

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{6Av_0\mu S_c}{\rho_m d^3}} \times 10^{-2} \quad (\text{m}) \quad (23.3-43)$$

在实际设计中环形缝隙 δ 不能过小,通常取 $\delta \geq 0.10 \sim 0.12\text{mm}$ 。

缓冲行程 S_c 不可过长,以免外形尺寸过大。

D. 变节流型缓冲装置计算

(A) 恒减速缓冲装置计算

理想的缓冲装置,在缓冲过程中,最好保持缓冲压力不变,活塞的减速度为常数,即

$$a = a_m = \frac{v_0^2}{2S_c} \quad (\text{m/s}^2) \quad (23.3-44)$$

缓冲压力按式(23.3-40)计算,即

$$p_c = p_{cm} = \frac{\Lambda_1 p_1 S_c + \left(\frac{1}{2} \frac{G}{g} v_0^2 \pm RS_c \right) \times 10^6}{AS_c} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-45)$$

缓冲时间: $t_c = \frac{2S_c}{v_0}$ (s) (23.3-46)

瞬时节流面积:

$$\begin{aligned} A_j &= \frac{\Lambda \sqrt{\gamma}}{c_d \sqrt{2g\Delta p} \times 10^6} v \\ &= \frac{\Lambda v_0 \sqrt{\gamma}}{c_d \sqrt{2g\Delta p} \times 10^6} \frac{\sqrt{S_c - S}}{\sqrt{S_c}} \quad (\text{m}^2) \end{aligned}$$

或 $A_j = K \sqrt{S_c - S}$ (m²) (23.3-47)

其中 $K = \frac{\Lambda v_0 \sqrt{\gamma}}{c_d \sqrt{2gS_c \Delta p}} \times 10^{-3}$

式中 S ——活塞在缓冲过程中的瞬时缓冲位移(m);

A_j ——相应于 S 时应有的节流面积(m²);

C_d ——流量系数;一般取 $c_d = 0.7 \sim 0.8$

Δp ——节流孔前后的压力差(MPa)

$$\Delta p = p_{c1} - p_2$$

一般情况 $p_2 \approx 0$, 则 $\Delta p \approx p_{c1}$

γ ——油的重度(N/m³);

其他符号 A 、 v_0 、 g 、 ρ_m 和 S_c 代表的意义和单位同前。

根据式(23.3-47)即可设计随 S 而变的变节流面积。

(B) 按规律减速的缓冲装置计算

有时为了特殊目的,要求按照一定的减速规律进行缓冲,下面推荐一种近似计算方法:

- 根据活塞在缓冲时所要求的减速规律,即速度——时间(或速度——行程)变化曲线图,将缓冲时间坐标分成若干小间隔,计算出每一间隔内的平均减速度 a 及速度 v 和相应的缓冲行程距离 S 。

- 求出相应于 S 的缓冲压力 p_c 及 Δp :

$$p_c = \frac{\Lambda_1 p_1 + \left(\frac{G}{g} a \pm R \right) \times 10^6}{\Lambda} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-48)$$

$$\Delta p = p_c - p_2 \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-49)$$

由此便可找出最大缓冲压力的数值。

- 求出相应于 S 的节流面积:

$$A_j = \frac{\Lambda \sqrt{\gamma}}{c_d \sqrt{2g\Delta p} \times 10^6} v \quad (\text{m}^2) \quad (23.3-50)$$

由此便可以设计出按照所需要的减速规律,随 S 而变的变节流面积。

式(23.3-48)、(23.3-49)、(23.3-50)中符号所代表的意义和单位同前。

23.3.8 排气阀

排气阀用于排除液压缸内的空气,使其工作稳定。

一般把排气阀安装在液压缸两端的端盖最高位置,与压力腔相通,以便安装后调试前排除液压缸内空气。

双作用液压缸应安装两个排气阀。

排气阀有整体型和针阀型两种结构型式。

(1) 整体型排气阀(图 23.3-36)

整体型排气阀的阀体与针阀合为一体,材料为不锈钢 3Cr13,锥面热处理硬度 HRC38~44。

(2) 针阀型排气阀(图 23.3-37)

针阀型排气阀由圆柱销、阀体和针阀等三个零件组成,阀体材料为 25 号碳素钢,针阀材料为 3Cr13 不锈钢,锥部热处理硬度 HRC38~44。

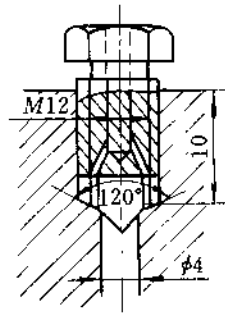


图 23.3-36 整体型排气阀

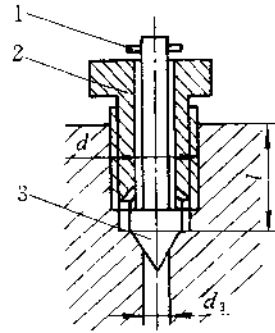


图 23.3-37 针阀型排气阀

1—圆柱销;2—阀体;3—针阀

23.3.9 单向阀

带缓冲装置的液压缸须装有单向阀与缓冲装置成组使用。活塞作正向运动,在启动时,进入液压缸的压力油流经单向阀推动活塞运动,解决了活塞不会因推力不足而产生启动缓慢或困难的现象。反之,活塞作

反向运动,当活塞进入缓冲区时,单向阀封闭,缓冲腔内油液经缓冲调节阀(节流阀或环形缝隙)使缓冲压力上升活塞减速制动,达到缓冲的要求。

图 23.3-38 为单向阀的结构。

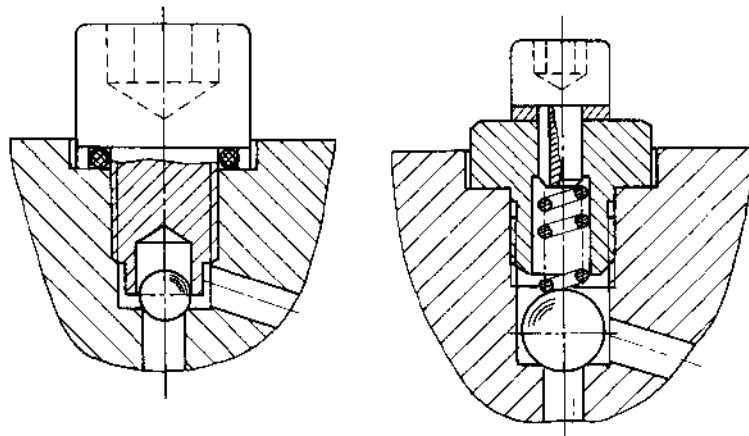


图 23.3-38 单向阀

23.3.10 进、出油口尺寸

液压缸的进、出油口,可布置在缸筒或前、后端盖上,其连接型式有螺纹、方形法兰和矩形法兰等(图 23.3-39)。

(1) 进、出油口螺纹连接

国家标准 GB/T2878-93(等效于 ISO6149-1980)规定了液压缸进、出油口螺纹连接的油口尺寸系列见表 23.3-10。

另外,16MPa 小型系列单杆液压缸、16MPa 中型

系列单杆液压缸和 25MPa 系列单杆液压缸均有国际标准规定其油口安装尺寸,分别见表 23.3-11、表 23.3-12 及表 23.3-13(表中尺寸代号见图 23.3-39)。

(2) 进、出油口法兰连接

液压缸的进、出油口为方形法兰或矩形法兰时,其油口安装尺寸设计时,可参考(表 23.3-12),16MPa 中型系列单杆液压缸油口安装尺寸(ISO8136-1986)和表 23.3-13,25MPa 系列单杆液压缸油口安装尺寸(ISO8137-1986)国际标准。

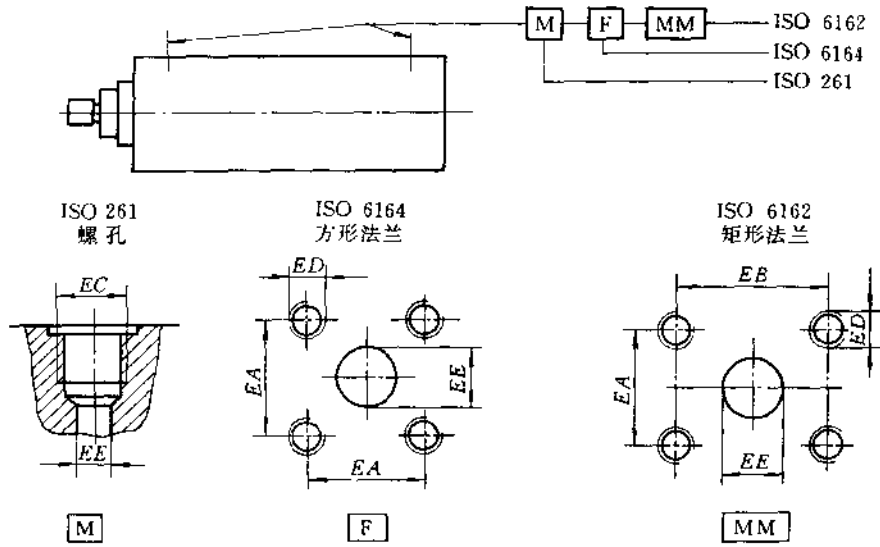


图 23.3-39 液压缸进、出油口尺寸代号

表 23.3-10 液压缸螺纹连接的油口尺寸系列
(摘自 GB/T2878-93) 单位:mm

M5×0.8	M8×1	M10×1	M12×1.5	M14×1.5
M16×1.5	M18×1.5	M20×1.5	M22×1.5	M27×2
M33×2	M42×2	M50×2	M60×2	

注: 螺纹精度为 6H

表 23.3-11 16MPa 小型系列单杆液压缸油口
安装尺寸(ISO8138-1986) 单位:mm

缸筒内径 D	进、出油口 EC	缸筒内径 D	进、出油口 EC
25	M14×1.5	80	M27×2
32	M14×1.5	100	M27×2
40	M18×1.5	125	M27×2
50	M22×1.5	160	M33×2
63	M22×1.5	200	M42×2

注: 进、出油口 EC 尺寸参阅图 23.3-39

表 23.3-12 16MPa 中型系列单杆液压缸油口安装尺寸(ISO8136-1986) 单位:mm

缸径 D	EC	EE min	方形法兰 名义规格 DN	EE		ED	矩形法兰 名义规格 DN	EA			ED
				0-1.5	±0.25			0-1.5	±0.25	±0.25	
25	M14×1.5	6									
32	M18×1.5	10									
40, 50	M22×1.5	12									
63, 80	M27×2	16	15	15	29.7	M8×1.25	13	13	17.5	38.1	M8×1.25
100, 125	M33×2	20	20	20	35.3	M8×1.25	19	19	22.2	47.6	M10×1.5
160, 200	M42×2	25	25	25	43.8	M10×1.5	25	25	26.2	52.4	M10×1.5
250, 320	M50×2	32	32	32	51.6	M12×1.75	32	32	30.2	58.7	M12×1.75
400, 500	M60×2	38	38	38	60	M14×2	38	38	35.7	69.9	M14×2

注: 进、出油口尺寸参阅图 23.3-39

表 23.3-13 25MPa 系列单杆液压缸油口安装尺寸(ISO8137 1986) 单位:mm

缸径 D	EC	EE mm	方形法兰 名义规格 DN	EE $0-1.5$	EA ± 0.25	ED	矩形法兰 名义规格 DN	EE $0-1.5$	EA $+0.25$	EB ± 0.25	ED
50	M22×1.5	12									
63, 80	M27×2	16	15	15	29.7	M8×1.25	19	19	22.2	47.6	M10×1.5
100, 125	M33×2	20	20	20	35.3	M8×1.25	19	19	22.2	47.6	M10×1.5
160, 200	M42×2	25	25	25	43.8	M10×1.5	25	25	26.2	52.4	M10×1.5
250, 320	M50×2	32	32	32	51.6	M12×1.75	32	32	30.2	58.7	M12×1.75
400, 500	M60×2	38	38	38	60	M14×2	38	38	36.5	79.4	M16×2

注:进出油口尺寸参阅图 23.3-39

23.3.11 安装连接元件

1985 规定了液压缸的 53 种安装型式。在实际使用中较广泛采用的安装连接方式见表 23.3-14。

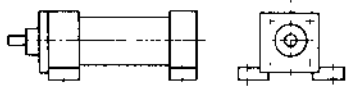
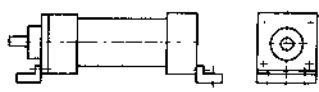
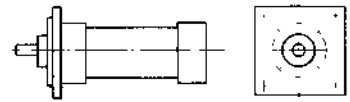
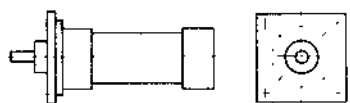
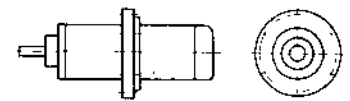
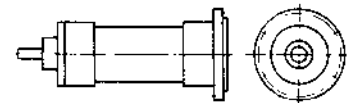
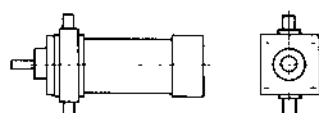
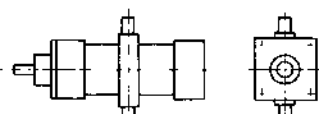
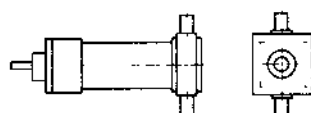
(1) 安装连接方式

按国家标准 GB9094-88 和国际标准 ISO6099-

表 23.3-14 液压缸常用的安装连接方式

安 装 连 接 方 式		简 图
带柱销孔的活塞杆		
耳 环 型	杆用单耳环(外螺纹)	
	杆用单耳环(内螺纹)	
	杆用双耳环(外螺纹)	
	整体式单耳环	
缸筒用耳环	后端单耳环	
	后端双耳环	

续表

安 装 连 接 方 式		简 图	
脚 架 型	切向脚架		
	轴向脚架		
法 兰 型	前端法兰(外止口)		
	前端法兰(内止口)		
	中间法兰		
	后端法兰		
耳 轴 型	前端耳轴		
	中间耳轴		
	后端耳轴		

注：①表中所示的单耳环安装方式其连接销孔可分为不带轴套、带轴套、带球铰轴套和带关节轴承等四种结构型式。
②表中所示的法兰安装方式又可分为圆形、矩形和方形的法兰等二种结构型式。

(2) 耳环

根据使用的部位不同,耳环可分为杆用耳环和缸筒用耳环两种。杆用耳环安装在活塞杆的外端部,通常用螺纹连接。缸筒用耳环一般与缸筒的后端盖为一体,也可焊在后端盖上,但耳环的销孔应在焊后加工。

A. 杆用耳环的结构型式(图 23.3-40)

• 单耳环式(不带轴套,如图 23.3-40a);耳环的销孔一般用 $H_8 \sim H_9$ 配合。

• 单耳环式(带轴套,如图 23.3-40b);轴套为圆柱体,材料为青铜、镀青铜双金属钢带或高强度塑料。

耳环的销孔一般用 H_{11} 配合。

• 单耳环式(带球铰轴套,如图 23.3-40c);球铰轴套由套座和轴套组成,轴套外圆是球面,一般能作 $\pm 3^\circ \sim 10^\circ$ 的摆动,球面用 $m6$ 配合,球面淬硬到 HRC50。耳环的销孔一般用 $H_5 \sim H_7$ 配合。

• 单耳环式(带关节轴承,如图 23.3-40d);关节轴承为标准件,一般能作 $\pm 4^\circ \sim 8^\circ$ 的摆动,耳环的销孔一般用 H_7 配合。

• 双耳环式(如图 23.3-40e);耳环的销孔一般用 $H_7 \sim H_9$ 配合。

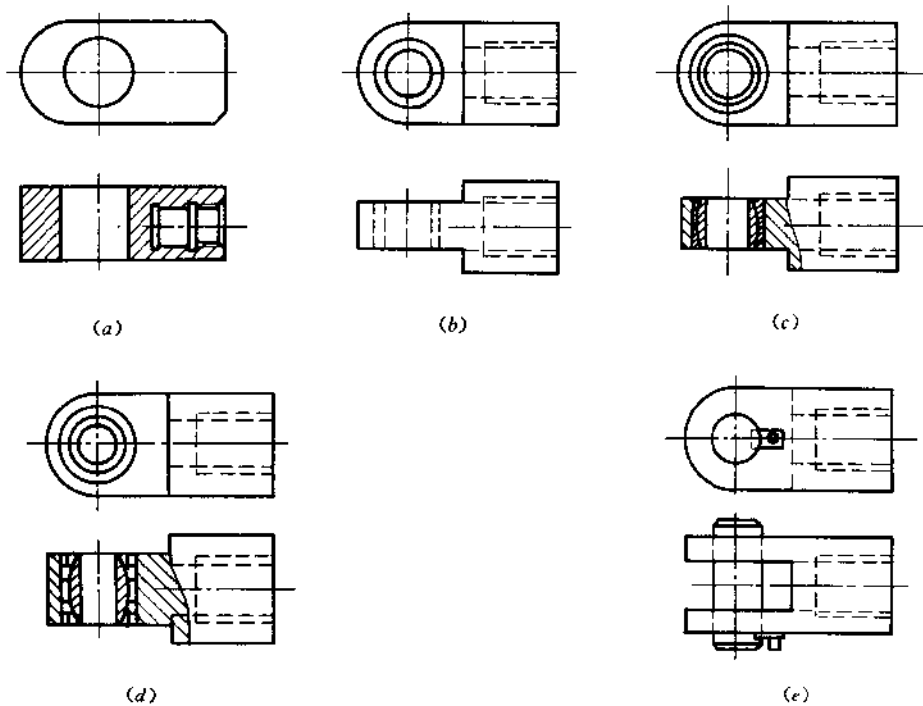


图 23.3-40 杆用耳环结构型式

(a)单耳环式(不带轴套);(b)单耳环式(带轴套);(c)单耳环式(带球铰轴套);(d)单耳环式(带关节轴承);(e)双耳环式

B. 耳环的尺寸计算

耳环的结构尺寸如图 23.3-41 所示(图为缸筒用耳环尺寸示意图,杆用耳环借用此图)。

耳环的销孔支承压力的计算

$$p_D = \frac{F}{bd} \times 10^6 \leq p_{b0} \quad (\text{MPa}) \quad (23.3-51)$$

式中 F ——耳环承受的最大推力或拉力(N);

d ——耳环的销孔内径(m);

b ——耳环宽度(m);

p_{b0} ——材料的许用压应力(MPa)。一般取 $p_{b0} = (0.2 \sim 0.25)\sigma_0$ (MPa) 其中 σ_0 为材料的抗拉强度(MPa)。

耳环的有关尺寸,根据不同的情况,可按下式选取。

耳环的宽度 b :

当压力为 6.3~16MPa $b = 1.2d$

当压力为 16~32MPa $b = 1.4d$

耳环的尺寸 R :

当耳环不带轴套时 $R = d$

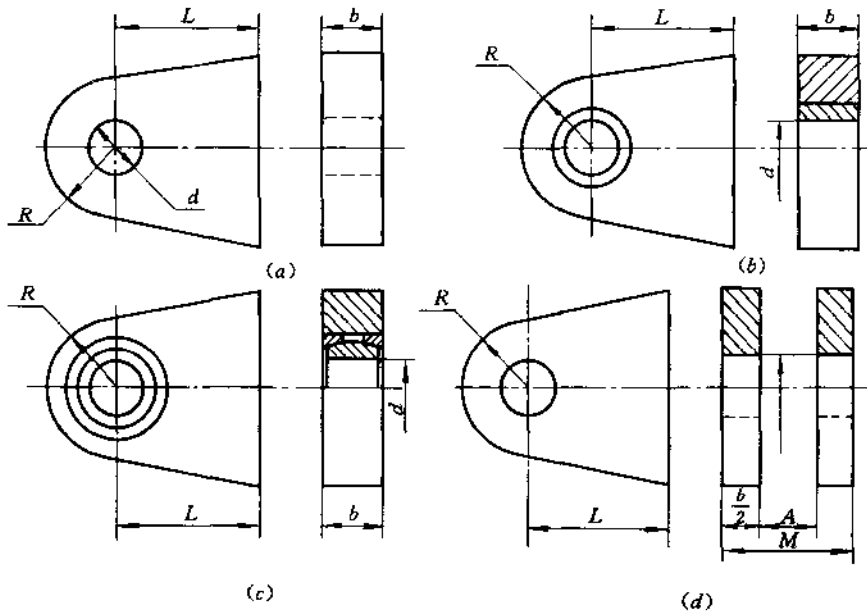


图 23.3-41 耳环尺寸示意图

(a)单耳环(不带轴套);(b)单耳环(带轴套);(c)单耳环(带球铰轴套);(d)双耳环

当耳环带轴套时 $R = 1.2d$

当耳环带球铰轴套或关节轴承时 $R = 1.4d$

耳环的尺寸 L :

一般取 $L = 1.2d$

耳环应选择最小屈服点 σ_0 至少为 250MPa; 断裂伸长率 δ 至少为 12% 的材料制成。

C. 耳环的轴套

通常用青铜套以过渡配合压入耳环轴孔内。轴套内圆也有在精加工前压成多个梭形凹穴, 错开排列, 以保存润滑剂(图 23.3-42)。

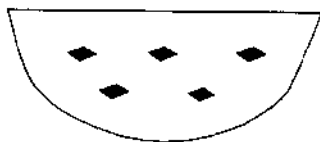


图 23.3-42 轴套内圆梭形凹穴

高负载轴套可用薄轴瓦, 即用镀青铜双金属钢带, 有渐开形开口, 装入耳环轴孔后用薄楔片嵌入开口处使钢带外圆紧贴轴孔(图 23.3-43)。

低负载轴套可用塑料制造, 其优点是: 能补偿销轴与轴套对中不良的缺点, 能无油工作, 摩擦系数较低:

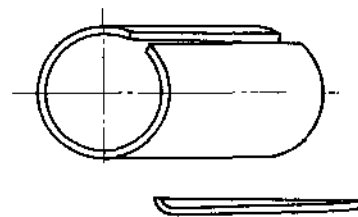


图 23.3-43 开口双金属薄轴瓦

$f \approx 0.1$ (有润滑), $f = 0.15 \sim 0.2$ (无润滑)。尼龙 66 的许用压应力 $p_{b0} = 5\text{MPa}$, 用玻璃纤维增强的尼龙 11 的许用压应力 $p_{b0} = 12.5\text{MPa}$ 。轴套与销轴的工作间隙一般为 $(0.005 \sim 0.007)d$ 。受潮后, 尼龙制的轴套会膨胀以致间隙减小。

(3) 耳环用柱销

耳环用的柱销的型式和尺寸代号见图 23.3-44、表 23.3-15 单耳环用柱销尺寸系列 (ISO/DIS8133)、表 23.3-16 单耳环(带球铰轴套)用柱销尺寸系列 (ISO/DIS8134) 和表 23.3-17 双耳环用柱销尺寸系列 (ISO8132)。

柱销尺寸按以下材料性能计算: 最低屈服强度 $\sigma_s = 250\text{MPa}$, 断裂时延伸率 12%。

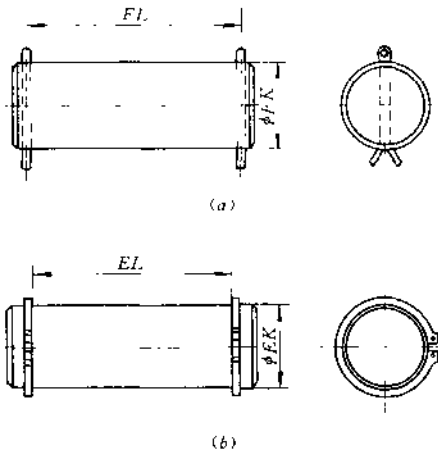


图 23.3-44 耳环用销型式及尺寸代号
(a)柱销(用开口销);(b)柱销(用弹簧圈)

表 23.3-15 单耳环用柱销尺寸系列
(ISO/DIS8133)

型 号	缸筒内径	额定作用力 /N	EL (min) /mm	EK (f ₈) /mm
10	25	8000	29	10
12	32	12500	37	12
16	40	20000	45	14
20	50	32000	66	20
25	63	50000	66	20
30	80	80000	87	28
40	100	125000	107	36
50	125	200000	129	45
60	160	320000	149	56
80	200	500000	169	70

注:表中尺寸代号参阅图 23.3-44

(4) 耳轴

耳轴直径 d 按截面所受剪切力计算(图 23.3-45):

$$d \geq \sqrt{\frac{0.46F}{[\tau]}} \times 10^3 \quad (\text{m}) \quad (23.3-52)$$

式中 $[\tau]$ ——材料许用剪切应力(MPa)

45号钢调质后: $[\tau] \approx 70\text{MPa}$;

F ——液压缸的最大推力或拉力(N)。

耳轴长度 l 按选用的摩擦副材料的许用支承压力 p_{60} 计算,一般取 $l = d$ 。

(5) 耳环、杆端圆形法兰和连接耳环、耳轴的支

表 23.3-16 单耳环(带球铰轴套)用柱销尺寸系列(ISO/DIS8134)

型 号	公称力 /N	动态作用力 /N	EL (min) /mm	EK (f ₆) /mm
10	8000	8000	28	10
12	12500	10800	33	12
16	20000	20000	41	16
20	32000	30000	54	20
25	50000	48000	58	25
30	80000	62000	71	30
40	125000	100000	87	40
50	200000	156000	107	50
60	320000	245000	126	60
80	500000	400000	147	80

注:表中尺寸代号参阅图 23.3-44

表 23.3-17 双耳环用柱销尺寸系列(ISO8132)

型 号	公称力 /N	EK ^① (f ₈) /mm	EL (H16) /mm
12	8000	12	29
16	12500	16	37
20	20000	20	46
25	32000	25	57
32	50000	32	72
40	80000	40	92
50	125000	50	112
63	200000	63	142
80	320000	80	172

注:①用于球铰时,公差为 $m6$ 。
②表中尺寸代号参阅图 23.3-44。

座。

它们的有关标准以及安装尺寸见表 23.3-18。

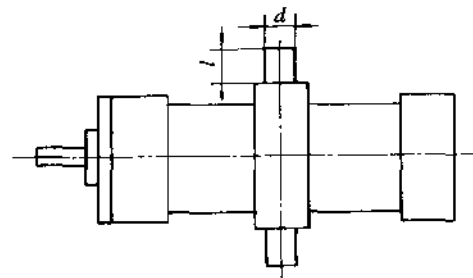


图 23.3-45 耳轴

表 23.3-18 液 压 缸 的 安 装 连 接 元 件

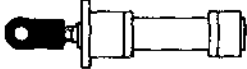
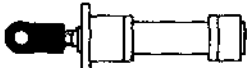
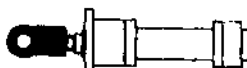

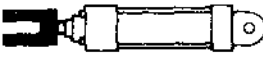
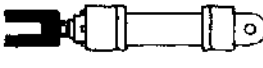
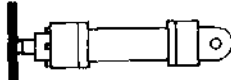
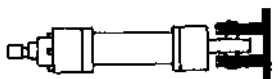
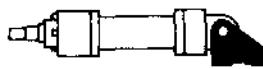
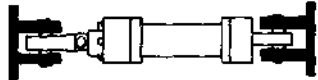
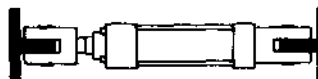

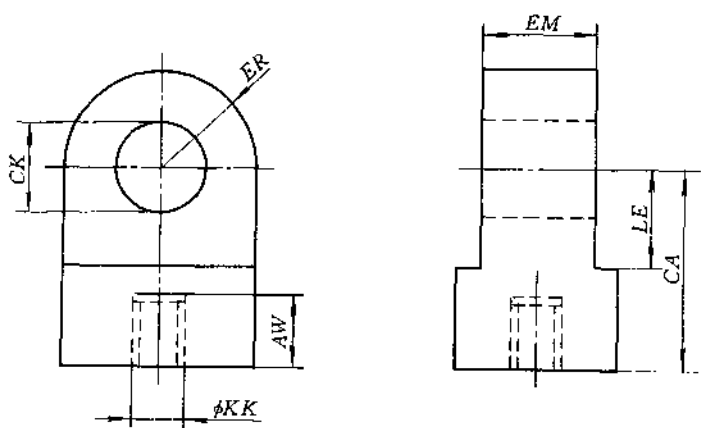
名 称	工 作 压 力 /MPa	简 图	标 准 号	安 装 尺 寸 表
杆用单耳环 (不带轴套)	≤ 16		ISO/DIS8133	表 23.3-19
杆用单耳环 (不带轴套)	≤ 25		ISO6981-1982 GB/T14042-93	表 23.3-20
杆用单耳环 (带球铰轴套)	≤ 16		ISO/DIS8134	表 23.3-21
杆用单耳环 (带关节轴承)	≤ 25		ISO6982-1982 DIN24338 GB/T14036-93	表 23.3-22
杆用双耳环	≤ 16		ISO/DIS8133	表 23.3-23
杆用双耳环	≤ 25		ISO8132	表 23.3-24
杆端用圆形法兰	≤ 25		ISO8132	表 23.3-25
A型单耳环支座	≤ 25		ISO8132	表 23.3-26
B型单耳环支座	≤ 25		ISO8132	表 23.3-27
单耳环(带球铰轴套)支座	≤ 25		ISO/DIS8133	表 23.3-28
双耳环支座	≤ 25		ISO/DIS8133	表 23.3-29
耳轴支座	≤ 25		ISO8132	表 23.3-30

表 23.3-19 杆用单耳环安装尺寸(ISO/DIS8133)

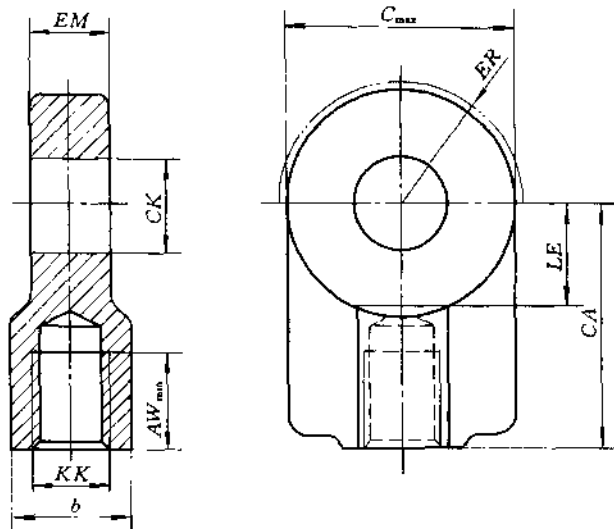
单位: mm



型 号	活塞杆 直 径	缸筒 内 径	公称力 /N	KK	CK(H9)	EM(H13)	ER(max)	CA(js13)	AW(min)	LE(min)
10	12	25	8 000	M10×1.25	10	12	12	32	14	13
12	14	32	12 500	M12×1.25	12	16	17	36	16	19
16	18	40	20 000	M14×1.5	14	20	17	38	18	19
20	22	50	32 000	M16×1.5	20	30	29	54	22	32
25	28	63	50 000	M20×1.5	20	30	29	60	28	32
30	36	80	80 000	M27×2	28	40	34	75	36	39
40	45	100	125 000	M33×2	36	50	50	99	45	54
50	56	125	200 000	M42×2	45	60	53	113	56	57
60	70	160	320 000	M48×2	56	70	59	126	63	63
80	90	200	500 000	M64×3	70	80	78	168	85	83

表 23.3-20 杆用单耳环安装尺寸(ISO6981-1982、GB/T14042-93)

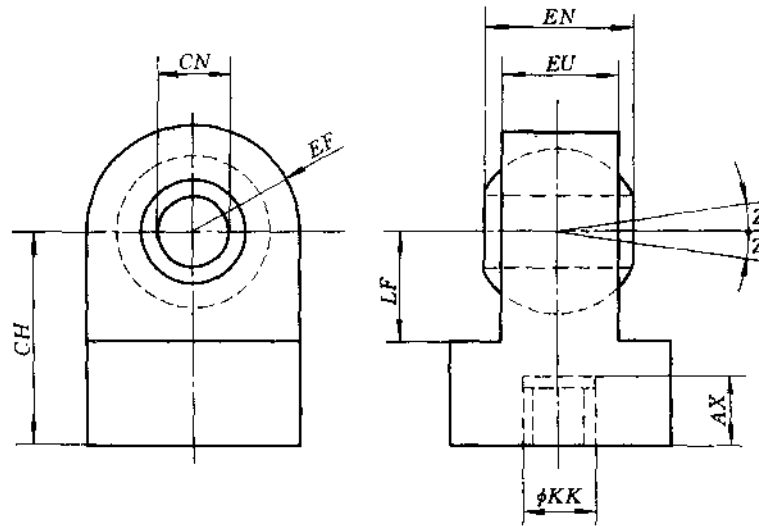
单位: mm



型 号	公称力/N	CK (H9)	EM (h12)	KK 螺纹精度 6H	AW (min)	CA	LE	c (max)	ER	b
12	8000	12	12	M12×1.25	17	38	14	32	16	21
16	12500	16	16	M14×1.5	19	44	18	40	20	25
20	20000	20	20	M16×1.5	23	52	22	50	25	30
25	32000	25	25	M20×1.5	29	65	27	62	32	38
32	50000	32	32	M27×2	37	80	32	76	40	47
40	80000	40	40	M33×2	46	97	41	97	50	58
50	125000	50	50	M42×2	57	120	50	118	63	70
63	200000	63	63	M48×2	64	140	62	142	71	90
80	320000	80	80	M64×3	86	180	78	180	90	110
100	500000	100	100	M80×3	96	210	98	224	112	135
125	800000	125	125	M100×3	113	260	120	290	160	165
160	1250000	160	160	M125×4	126	310	150	346	200	215
200	2000000	200	200	M160×4	161	390	195	460	250	300
250	3200000	250	250	M200×4	205	530	265	640	320	360
320	5000000	320	320	M250×6	260	640	325	750	375	

表 23.3-21 杆用单耳环(带球铰轴套)安装尺寸(ISO/DIS8134)

单位: mm



型号	公称力 /N	动态作用力 /N ^①	KK /mm	CN		EN		EF max /mm	CH js13 /mm	AX min. /mm	LF min. /mm	EU h13 /mm	最大摆角 Z
				/mm	/μm	/mm	/μm						
10	8 000	8 000	M10×1.25	10		9		20	37	14	13	6	4°
12	12 500	10 800	M12×1.25	12	⁰ -8	10		23	45	16	19	7	
16	20 000	20 000	M14×1.5	16		14		29	50	18	22	10	
20	32 000	30 000	M16×1.5	20		16		32	67	22	31	12	
25	50 000	48 000	M20×1.5	25	⁰ -10	20	⁰ -120	45	77	28	35	16	
30	80 000	62 000	M27×2	30		22		48	92	36	40	18	
40	125 000	100 000	M33×2	40		28		74	120	45	57	22	
50	200 000	156 000	M42×2	50	⁰ -12	35		86	135	56	61	28	
60	320 000	245 000	M48×2	60		44		94	145	63	62	36	
80	500 000	400 000	M64×3	80	⁰ -15	55	⁰ -150	120	190	85	82	45	

注:①为球铰最佳使用寿命而定的动态最大推荐负载。

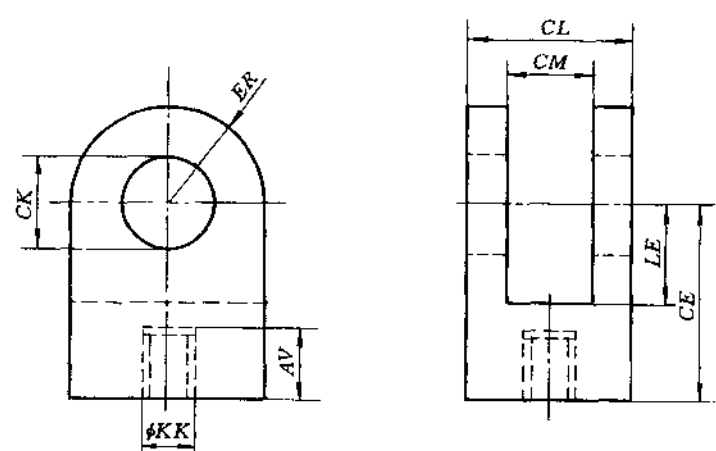
表 23.3-22 杆用单耳环(带关节轴承)安装尺寸(ISO6982-1982、GB/T14036-93) 单位: mm

型号	公称力 /N	CN ^① (H7 ^②)	EN ^③ (h12 ^②)	KK	AX (min)	CH	LF	c (max)	EF	b	最大摆角 Z ^③
12	8000	12	12	M12×1.25	17	38	14	32	16	16	4°
16	12500	16	16	M14×1.5	19	44	18	40	20	21	
20	20000	20	20	M16×1.5	23	52	22	50	25	25	
25	32000	25	25	M20×1.5	29	65	27	62	32	30	
32	50000	32	32	M27×2	37	80	32	76	40	38	
40	80000	40	40	M33×2	46	97	41	97	50	47	
50	125000	50	50	M42×2	57	120	50	118	63	58	
63	200000	63	63	M48×2	64	140	62	142	71	70	
80	320000	80	80	M64×3	86	180	78	180	90	90	
100	500000	100	100	M80×3	96	210	98	224	112	110	
125	800000	125	125	M100×3	113	260	120	290	160	135	
160	1250000	160	160	M125×4	126	310	150	346	200	165	
200	2000000	200	200	M160×4	191	390	195	460	250	215	
250	3200000	250	250	M200×4	205	530	265	640	320	300	
320	5000000	320	320	M250×6	260	640	325	750	375	360	

注:①在 ISQ124/2 中,用符号 *d* 代替 CN, *B* 代替 EN, *a* 代替 Z。
 ②见 ISO/R236。
 ③轴承尺寸及最大摆角 Z 按 ISO6124/2。

表 23.3-23 杆用双耳环安装尺寸(ISO/DIS8133)

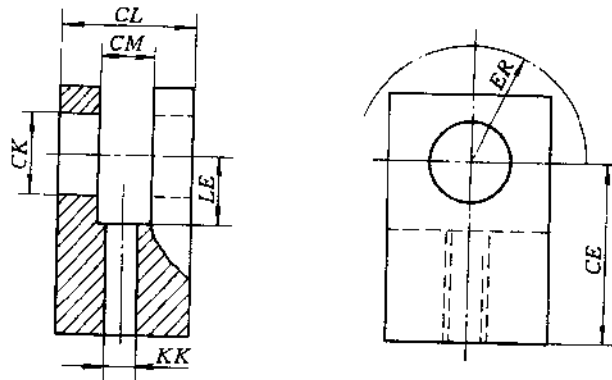
单位: mm



型号	活塞杆直径	缸筒内径	公称力 /N	KK	CK (H9)	CM (A16)	ER (max)	CE (js13)	AV (min)	LE (min)	CL (max)
10	12	25	8 000	M10×1.25	10	12	12	32	14	13	26
12	14	32	12 500	M12×1.25	12	16	17	36	16	19	34
16	18	40	20 000	M14×1.5	14	20	17	38	18	19	42
20	22	50	32 000	M16×1.5	20	30	29	54	22	32	62
25	28	63	50 000	M20×1.5	20	30	29	60	28	32	62
30	36	80	80 000	M27×2	28	40	34	75	36	39	83
40	45	100	125 000	M33×2	36	50	50	99	45	54	103
50	56	125	200 000	M42×2	45	60	53	113	56	57	123
60	70	160	320 000	M48×2	56	70	59	126	63	63	143
70	90	200	500 000	M64×3	70	80	78	168	85	83	163

表 23.3-24 杆用双耳环安装尺寸(ISO8132)

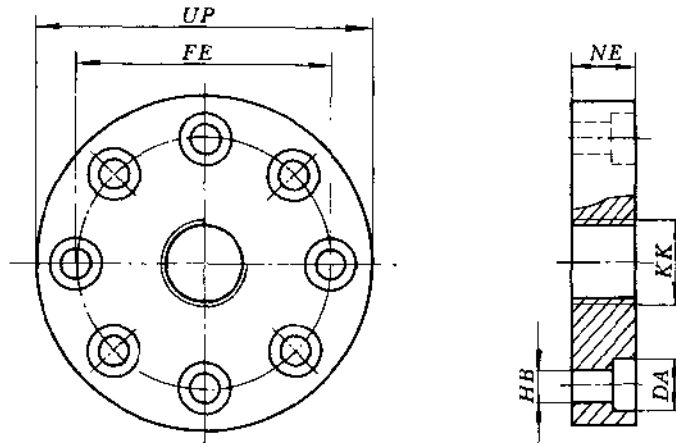
单位: mm



型 号	公 称 力 /N	CK(H9)	CL(h16)	CM(A12)	CE(js12)	KK	LE(min)	ER(max)
12	8000	12	28	12	38	M12×1.25	18	16
16	12500	16	36	16	44	M14×1.5	22	20
20	20000	20	45	20	52	M16×1.5	27	25
25	23000	25	56	25	65	M20×1.5	34	32
32	50000	32	70	32	80	M27×2	42	40
40	80000	40	90	40	97	M33×2	52	50
50	125000	50	110	50	120	M42×2	64	63
63	200000	63	140	63	140	M48×2	75	71
80	320000	80	170	80	180	M64×3	94	90

表 23.3-25 杆端用圆形法兰安装尺寸

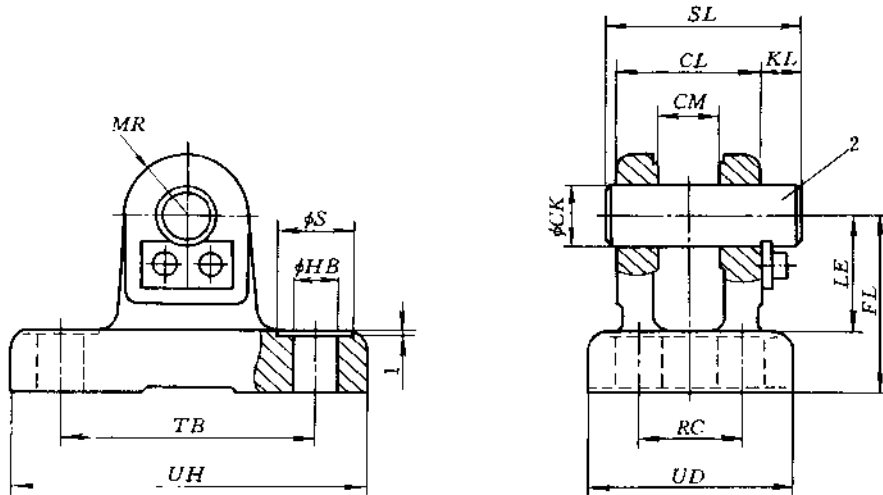
单位: mm



型 号	公 称 力 /N	KK	FE(js13)	螺 孔 数	HB(H13)	NE(h13)	UP(max)	DA(H13)
12	8000	M12×1.25	40	4	6.6	17	56	11
16	12500	M14×1.5	45	4	9	19	63	14.5
20	20000	M16×1.5	54	6	9	23	72	14.5
25	32000	M20×1.5	63	6	9	29	82	14.5
32	50000	M27×2	78	9	11	37	100	17.5
40	80000	M33×2	95	8	13.5	46	120	20
50	125000	M42×2	120	8	17.5	57	150	26
63	200000	M48×2	150	8	22	64	190	33
80	320000	M64×3	180	8	26	86	230	39

表 23.3-26 A 型单耳环支座(ISO8132)

单位:mm



2—柱销

型号	公称力 /N	CK (H9)	CL (h16)	CM (A12)	FL (js12)	phi HB (H13)	phi S	SL	KL	LE (min)	MR (max)	RC (js14)	TB (js14)	UD (max)	UH (max)
12	8000	12	28	12	34	9	1.5	38	8	22	12	20	50	40	70
16	125000	16	36	16	40	11	18	46	8	27	16	26	65	50	90
20	20000	20	45	20	45	11	18	57	10	30	20	32	75	58	98
25	32000	25	56	25	55	13.5	20	68	10	37	25	40	85	70	113
32	50000	32	70	32	65	17.5	26	86	13	43	32	50	110	85	143
40	80000	40	90	40	76	22	33	109	16	52	40	65	130	108	170
50	125000	50	110	50	95	26	40	132	19	65	50	80	170	130	220
63	200000	63	140	63	112	33	48	165	20	75	63	100	210	160	270
80	320000	80	170	80	140	39	57	200	26	95	80	125	250	210	320

表 23.3-27 B型单耳环支座(ISO8132)

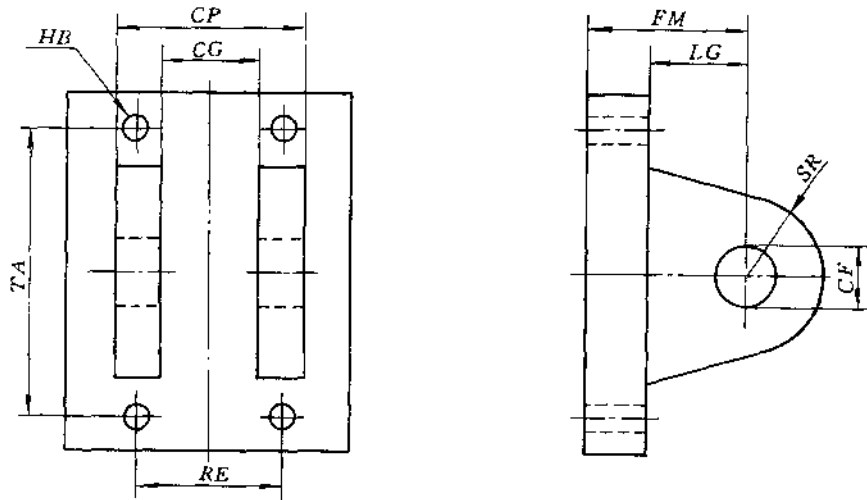
单位:mm

2—柱销

型号	公称力 /N	CK (H9)	CL (h16)	SL	KL	CM (A12)	FL (js12)	HB (H13)	S	CO (N9)	LE (min)	MR (max)	RG (js14)	RF (js14)	UX (max)	UK (max)	FG (js14)	KC $\begin{pmatrix} +0.3 \\ 0 \end{pmatrix}$	FO (js14)
12	8000	12	28	38	8	12	34	9	15	10	22	12	45	52	65	72	2	3.3	10
16	12500	16	36	46	8	16	40	11	18	16	27	16	55	65	80	90	3.5	4.3	10
20	20000	20	45	57	10	20	45	11	18	16	30	20	70	75	95	100	7.5	4.3	10
25	32000	25	56	68	10	25	55	13.5	20	25	37	25	85	90	115	120	10	5.4	10
32	50000	32	70	86	13	32	65	17.5	26	25	43	32	110	110	145	145	14.5	5.4	6
40	80000	40	90	109	16	40	76	22	33	36	52	40	125	140	170	185	17.5	8.4	6
50	125000	50	110	132	19	50	95	26	40	36	65	50	150	165	200	215	25	8.4	—
63	200000	63	140	165	20	63	112	33	48	50	75	63	170	210	230	270	33	11.4	—
80	320000	80	170	200	26	80	140	39	57	50	95	80	210	250	280	320	45	11.4	—

表 23.3-28 单耳环(带球纹轴套)支座(ISO8133)

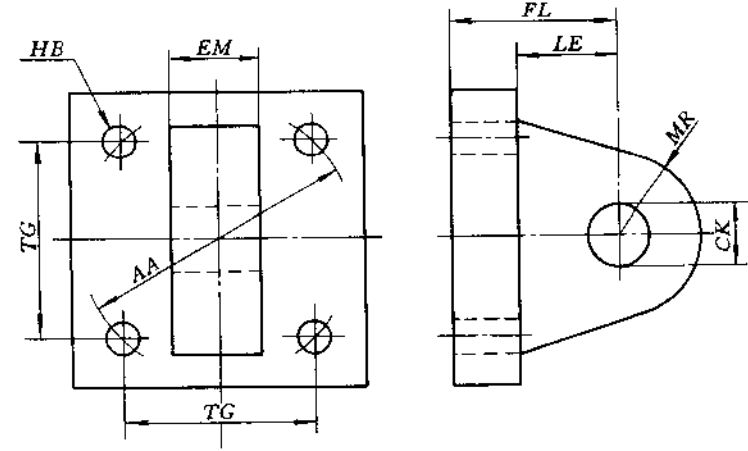
单位: mm



型 号	缸筒内直径	公 称 力 /N	CF (H9)	CG (Δ16)	FM (js14)	SR (max)	HB (H13)	LG (min)	RE (js14)	TA (js14)	CP (max)
10	25	8000	10	11	33	11	5.5	23	17	59	25
12	32	12500	12	12	36	17	6.6	26	20	65	30
16	40	20000	16	16	42	20	9	32	25	84	38
20	50	32000	20	18	51	29	13.5	35	33	106	50
25	63	50000	25	22	64	33	13.5	48	37	130	54
30	80	80000	30	24	72	36	17.5	52	44	137	67
40	100	125000	40	30	104	54	17.5	79	55	191	83
50	125	200000	50	38	123	58	24	93	68	234	101
60	160	320000	60	47	144	59	30	104	82	288	120
80	200	500000	80	58	182	78	33	132	98	366	141

表 23.3-29 双耳环支座尺寸(ISO/DIS8133)

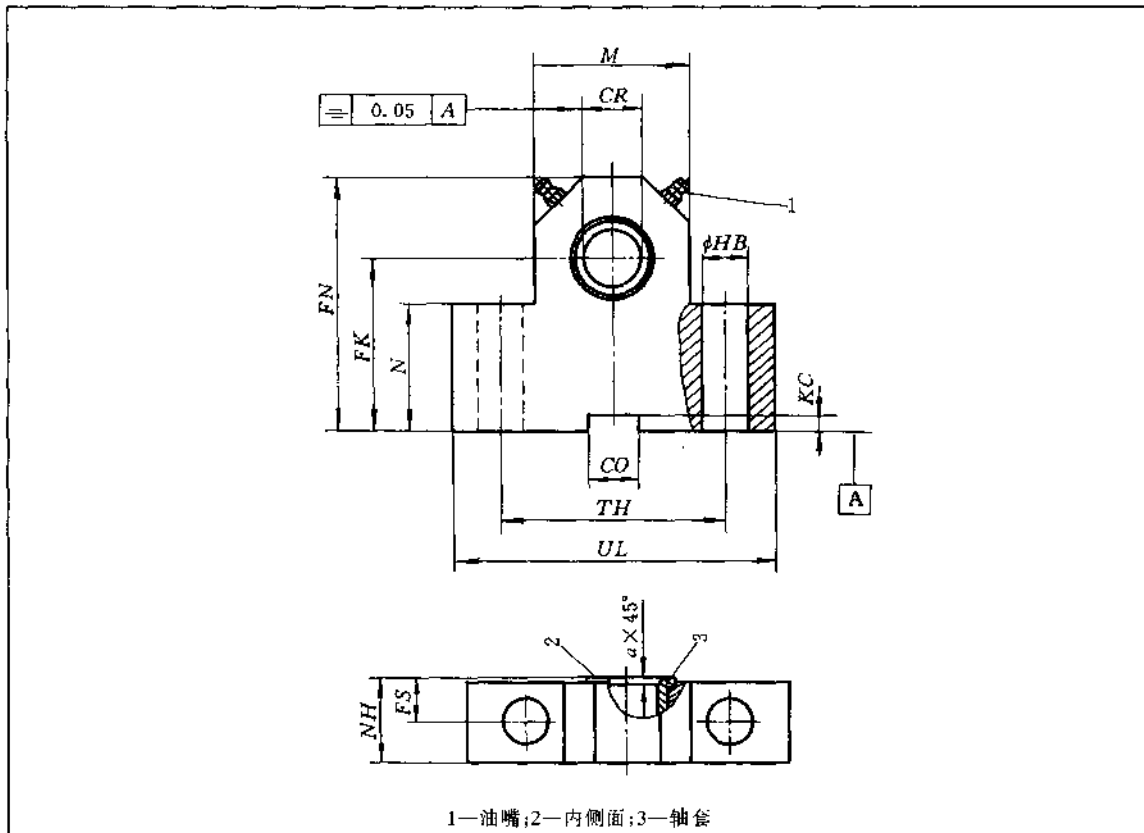
单位: mm



型 号	缸筒内径	公称力 /N	CK(H9)	EM(h13)	FL(js14)	MR(max)	LE(mm)	AA (参考值)	HB(H13)	TG(js14)
10	25	8000	10	12	23	12	13	40	5.5	28.3
12	32	12500	12	16	29	17	19	47	6.6	33.2
16	40	20000	14	20	29	17	19	59	9	41.7
20	50	32000	20	30	48	29	32	74	13.5	52.3
25	63	50000	20	30	48	29	32	91	13.5	64.3
30	80	80000	28	40	59	34	39	117	17.5	82.7
40	100	125000	36	50	79	50	54	137	17.5	96.9
50	125	200000	45	60	87	53	57	178	24	125.9
60	160	320000	56	70	103	59	63	219	30	154.9
80	200	500000	70	80	132	78	82	269	33	190.2

表 23.3-30 耳轴支座安装尺寸(ISO8132)

单位:mm



1—油嘴;2—内侧面;3—轴套

型号	公称力 /N	GR (H7)	FK (js12)	FN (max)	HB (H13)	NH (max)	TH (js14)	UL (max)	CO (N9)	KC ($\begin{smallmatrix} +0.3 \\ 0 \end{smallmatrix}$)	FS (js14)	M	N	a
12	8000	12	34	50	9	17	40	63	10	3.3	8	25	25	1
16	12500	16	40	60	11	21	50	80	16	4.3	10	30	30	1
20	20000	20	45	70	11	21	60	90	16	4.3	10	40	38	1.5
25	32000	25	55	80	13.5	26	80	110	25	5.4	12	56	45	1.5
32	50000	32	65	100	17.5	33	110	150	25	5.4	15	70	52	2
40	80000	40	76	120	22	41	125	170	36	8.4	16	88	60	2.5
50	125000	50	95	140	26	51	160	210	36	8.4	20	100	75	2.5
63	200000	63	112	180	33	61	200	265	50	11.4	25	130	85	3
80	320000	80	140	220	39	81	250	325	50	11.4	31	160	112	3.5

23.3.12 密封件、防尘圈的选用

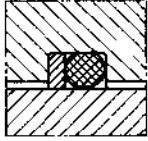
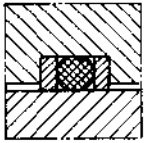
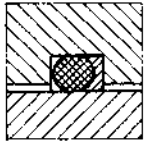
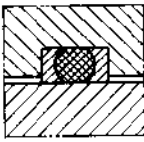
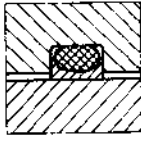
液压缸工作中要达到零泄漏、摩擦小和耐磨损的要求。在设计时,正确的选择密封件、导向套(支承环)和防尘圈的结构型式和材料是很重要的。从现代的密封技术来分析,液压缸的活塞和活塞杆及其它们的密封、导向和防尘等应作为一个综合的密封系统来考虑,

只有具有可靠的密封系统,才能使液压缸有良好的工作状态和理想的使用寿命。

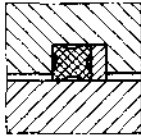
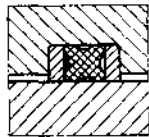
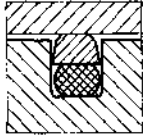
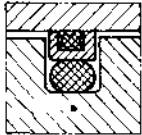
近年来,液压缸较多的选用一种名为“格来圈”和“斯特封”的密封件,使用效果较好。

(1) 宝色霞板(Busak-Shamban)公司的密封件、防尘圈(见表 23.3-31 和表 23.3-32)。

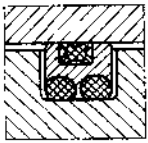
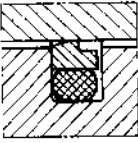
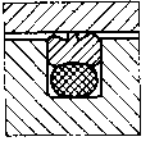
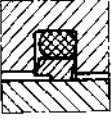
表 23.3-31 活塞和活塞杆的密封件

名 称	密封部位		截面形状	密封作用	直径范围 /mm ^φ	工 作 范 围			特 点
	活 塞	活 塞 杆				压力 /MPa	温度 /℃	速度 /(m/s)	
O 形 密封圈 加挡圈	✓	✓		单		≤40	-30~+110	≤0.5	O 形圈加挡圈,以防 O 形圈被挤入间隙中
				双					
O 形 密封圈 加弧形 挡圈	✓	✓		单		≤250	-60~+200	≤0.5	挡圈的一 侧加工成弧 形,以更好地 和 O 形圈相 适应,且在很 高的脉动压 力作用下保 持其形状不 变
				双					
特康 双三角 密封圈	✓	✓		双	4~2500	≤35	-54~+200	≤15	安装沟槽 与 O 形圈相 同,有良好的 摩擦特性,无 爬行启动和 优异的干运 行性能

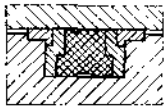
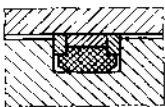
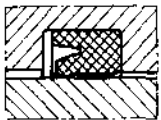
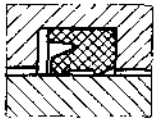
续表

名 称	密封部位		截面形状	密封作用	直径范围 /mm	工 作 范 围			特 点
	活 塞	活 塞 杆				压力 /MPa	温度 /℃	速度 /(m/s)	
星形密封圈 加挡圈	✓	✓		单		≤80	-60~+200	≤0.5	星形密封圈有四个唇口,在往复运动时,不会扭曲,比O形密封圈具有更有效的密封性以及更低的摩擦
				双					
T型 特康格 来圈	✓	✓		双	8~2500	≤80	-54~+200	≤15	格来圈截面形状改善了泄漏控制且具有更好的抗挤出性。摩擦力小,无爬行,启动力小以及耐磨性好
特康 AQ封	✓	×		双	16~700	≤40	-54~+200	≤2	由O形圈和星形圈,另加一个特康滑块组成。以O形圈为弹性元件,用以两种介质间,例如液/气分隔的双作用密封

续表

名 称	密封部位		截面形状	密封作用	直径范围 /mm	工 作 范 围			特 点
	活塞	活塞杆				压力 /MPa	温度 /℃	速度 /(m/s)	
S 型 特 康 AQ 封	✓	×		双	40~700	≤60	-54~+200	≤3	与特康 AQ 封不同处,用两个 O 形圈作弹性元件,改善了密封性能
K 型 特 康 斯 特 封	✓	✓		单	8~2500	≤80	-54~+200	≤15	以 O 形密封圈为弹性元件,另加特康斯特封组成单作用密封,摩擦力小,无爬行,启动力小且耐磨性好
佐 康 威 士 密 封 圈	✓	×		双	16~250	≤25	35~80	≤0.8	以 O 形圈为弹性元件,另加佐康威士圈组成双作用密封。密封效果好,抗扯裂及耐磨性好
佐 康 雷 姆 封	×	✓		单	8~1500	≤25	30~+100	≤5	它的截面形状使它具有和 K 型特康斯特封极为相似的压力特性因而有良好的密封效果。它主要与 K 型特康斯特封串联使用

续表

名 称	密封部位		截面形状	密封作用	直径范围 /mm	工 作 范 围			特 点
	活 塞	活 塞 杆				压力 /MPa	温度 /℃	速度 /(m/s)	
D-A-S 组合 密封圈	✓	×		双	20~250	≤35	-30~+110	≤0.5	由一个弹性齿状密封圈、二个挡圈和二个导向环组成。安装在一个沟槽内
CST 特 康密封 圈	✓	×		双	50~320	≤50	-54~+120	≤1.5	由 T 型弹性元件,特康密封圈和两个挡圈组成。安装在一个沟槽内,它的几何形状使其具有全面的稳定性,高密封性能,低摩擦力和使用寿命长
U 型 密封圈	×	✓		单	6~185	≤40	-30~+100	≤0.5	有单层和双唇两种截面形状,材料为聚氨酯。双唇间形成的油膜,降低摩擦力及提高耐磨性
				单					

续表

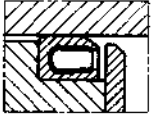
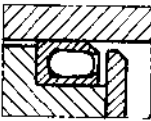
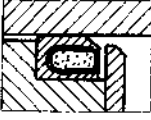
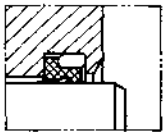
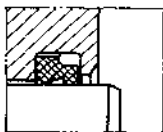
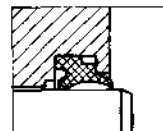
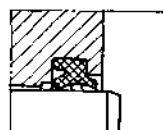
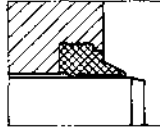
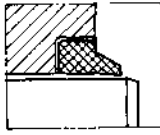
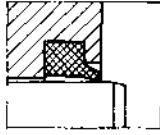
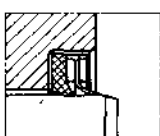
名 称	密封部位		截面形状	密封作用	直径范围 /mm	工 作 范 围			特 点
	活塞	活塞杆				压力 /MPa	温度 /℃	速度 /(m/s)	
M ₂ 型特康泛塞密封	✓	✓		单	6~2500	≤45	-70~+260	≤15	U形的特康密封圈内装不锈钢簧片为单作用密封元件。在低压和零压时,由金属弹簧提供初始密封力,当系统压力升高时,主要密封力由系统压力形成,从而保证由零压到高压时都使可靠密封
W型特康泛塞密封	✓	✓		单	6~2500	≤20	-70~+230	≤15	U形的特康密封圈内装螺旋形弹簧,为单作用密封元件。用在摩擦力必须保持在很窄的公差范围内。例如压力开关的场合
洁净型特康泛塞密封	✓	×		单	6~2500	≤45	-70~+260	≤15	U形的特康密封圈内装不锈钢簧片,在U形簧片的空腔用硅充填,以消除细菌的生长,且便于清洗。主要用在食品、医药工业

表 23.3-32 活 塞 杆 的 防 尘 圈

名 称	截 面 形 状	作 用		直 径 范 围 /mm	工 作 范 围		特 点
		密 封	防 尘		温 度/℃	速 度 /(m/s)	
2 型特康 防尘圈 (埃落特)		✓	✓	6~1000	-54~+200	≤15	以 O 形圈为弹性元件和特康的双唇防尘圈组成。O 形圈使防尘唇紧贴在滑动表面起到极好的刮尘作用。如与 K 型特康斯特封和佐康雷姆封串联使用, 双唇防尘圈的密封唇起到了辅助密封效果
5 型特康 防尘圈 (埃落特)		✓	✓	20~2500	-54~+200	≤15	截面形状与 2 型特康防尘圈, 稍有所不同。其密封和防尘作用与 2 型相同。2 型用于机床或轻型液压缸, 而 5 型主要用于行走机械或中型液压缸
DA17 型 防尘圈		✓	✓	10~440	-30~+110	≤1	材料为丁腈橡胶。有密封唇和防尘唇的双作用防尘圈, 如与 K 型特康斯特封和佐康雷姆封串联使用, 除防尘作用, 又起到了辅助密封效果
DA22 型 防尘圈		✓	✓	5~180	-35~+100	≤1	材料为聚氨酯与 DA17 型防尘圈一样具有密封和防尘的双作用防尘圈

续表

名 称	截面形状	作 用		直径范围 /mm	工 作 范 围		特 点
		密封	防尘		温度/℃	速度 /(m/s)	
ASW 型 防尘圈		×	✓	8~125	-35~+100	≤1	材料为聚氨酯,有一个防尘唇和一个改善在沟槽中定位的支承边。有良好的耐磨性和抗扯裂性
SA 型 防尘圈		×	✓	6~270	-30~+110	≤1	材料为丁腈橡胶,带金属骨架的防尘圈
A 型 防尘圈		×	✓	6~390	-30~+110	≤1	材料为丁腈橡胶在外表面上具有梳子形截面的密封表面,保证了它在沟槽中可靠的定位
金属 防尘圈		×	✓	12~220	-40~+120	≤1	包在钢壳里的单作用防尘圈。由一片极薄的黄铜防尘唇和丁腈橡胶的擦净唇组成。可从杆上除去干燥的或结冰的泥浆、沥青、冰和其他污染物

(2) 车氏密封件

车氏密封件的发明人是徐州同宝特种橡塑密封制品厂的车恒德。

该产品在格来圈、斯特封的基础上改进了材质和

密封件的结构,因而抗磨性、耐热性、线速度和摩擦力等参数均优于目前的产品。

车氏活塞杆(轴)用密封件见表 23.3-33。

车氏活塞(孔)用密封件见表 23.3-34。

表 23.3-33 车氏活塞杆(轴)用密封件

型号说明	结构示意图	轴颈直径 /mm	压力 /MPa	温度 /℃	速度 /(m/s)	介 质	配套 O 形圈标准
<p>TB32 - I 例: TB32 - I 63 × 8 ① ②③④ ①脚形滑环式组合密封 ②轴用密封 ③轴颈直径 d ④O形圈截面直径 d_0</p>		10~420	0~100	55~250	6	空气、氢、氧、氮、水、矿物油、水—乙二醇、酸、碱	JB标
<p>TB33 - I A 例: TB33 - I A 60 × 5.3 ① ②③④⑤ ①齿形滑环式组合密封 ②轴用密封 ③O形圈类型 ④轴颈直径 ⑤O形圈截面直径 d_0</p>		8~670	0~60	55~250	6	空气、水、矿物油、水—乙二醇、酸、碱	GB3452.1-82

续表

型号说明	结构示意图	轴颈直径 /mm	压力 /MPa	温度 /℃	速度 /(m/s)	介质	配套 O 形圈标称
<p>TB4 - I A</p> <p>例: TB4 - I A 70 × 5.3</p> <p>① ② ③ ④ ⑤</p> <p>① C 形滑环式 组合密封</p> <p>② 轴用密封</p> <p>③ O 形圈类型</p> <p>④ 轴颈直径</p> <p>⑤ O 形圈截面直径 d_0</p>		<p>8~670</p>	<p>0~60</p>	<p>55~250</p>	<p>6</p>	<p>空气、水、矿物油、 水—乙醇、酸、碱、 碱、氟里昂</p>	<p>GB3452.1-82</p>

表 23.3-34 车氏活塞(孔)用密封件

型号说明	结构示意图	孔径 /mm	压力 /MPa	温度 /℃	速度 /(m/s)	介质	配套 O 形圈标准
<p>TB2-II 例: TB2-II 100×8 ① ② ③ ④ ①角形滑环式 组合密封 ②孔用密封 ③孔径 D ④O形圈截面直径 d_0</p>		<p>20~500</p>	<p>0~100</p>	<p>55~250</p>	<p>6</p>	<p>空气、氧、氮、水、矿物油、水-乙醇、酸、碱</p>	<p>非标</p>
<p>TB3-II A 例: TB3-II A 80×5.3 ① ② ③ ④ ⑤ ①角形滑环式 组合密封 ②孔用密封 ③O形圈类型 ④孔径 D ⑤O形圈截面直径 d_2</p>		<p>32~500</p>	<p>0~36</p>	<p>-55~250</p>	<p>6</p>	<p>空气、水、矿物油、水-乙醇、酸、碱</p>	<p>GB3452.1-82</p>

续表

型号说明	结构示意图	孔径/mm	压力/MPa	温度/℃	速度/(m/s)	介质	配套图形标准
<p>TB4 - II A</p> <p>例: TB4 - II A 80 × 5.3</p> <p>① ② ③ ④ ⑤</p> <p>① C形滑环式组合密封</p> <p>② 孔用密封</p> <p>③ O形圈类型</p> <p>④ 孔径 D</p> <p>⑤ O形圈截面直径 d_2</p>	<p>(a)</p> <p>(b)</p>	<p>25 ~ 690</p>	<p>0 ~ 60</p>	<p>-55 ~ 250</p>	<p>6</p>	<p>空气、水、矿物油、水-乙醇、酸、碱、氟里昂</p>	<p>GB33452.1-82</p>