

# 油缸和伺服油缸的选择标准

## 1 概述

液压缸的选择取决于系统的工况。以下章节说明了如何选择合适的液压缸，以确保其最佳性能，并避免可能造成的机构损坏。通常由Atos的技术服务部来进行系统的全面校核和分析，特别在要求高加速度和短周期时。

## 2 符号图表和基本公式

**单活塞杆缸**

伸出截面积  
 $A_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot 100} \text{ [cm}^2\text{]}$

活塞杆伸出时的油缸速度  
 $V_1 = \frac{10 \cdot Q}{A_1 \cdot 60} \text{ [m/sec]}$

活塞杆伸出时的作用力  
 $F_p = (p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2) \cdot 10 \text{ [N]}$

**双活塞杆缸**

伸出和缩回时的截面积  
 $A_2 = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4 \cdot 100} \text{ [cm}^2\text{]}$

活塞杆伸出和缩回时的油缸速度  
 $V = \frac{10 \cdot Q}{A_2 \cdot 60} \text{ [m/sec]}$

活塞杆伸出和缩回时的作用力  
 $F_p = (p_2 - p_1) \cdot A_2 \cdot 10 \text{ [N]}$

力 $F_p$ 必须大于所有作用在油缸上的力的总和，以此确保性能需求：

$F_p = F_i + F_f + P$

$F_i$  = 惯性力  
 $F_f$  = 摩擦力  
 $P$  = 重力(仅对垂直负载)

上述公式可用于计算特殊应用场合下所需作用力的大小

参数	单位	符号
总力	N	F
压力	bar	p
截面积	cm <sup>2</sup>	A
活塞尺寸	mm	D
杆径	mm	d
油缸行程	mm	h
流量	l/min	Q
速度	m/s	V
加速度	m/s <sup>2</sup>	a
负载质量	kg	M

## 3 尺寸选择

下表列出了三种不同工况压力下的活塞杆伸出/缩回时的截面积和作用力。一旦活塞杆伸出/缩回时的受力已知，液压油缸的尺寸可从下表中进行选择。这些尺寸取决于第2节中所列的公式。

### 拉力[kN]

活塞 [mm]		25		32		40		50			63			80			100			
活塞杆 [mm]		12	18	14	22	18	22	28	22	28	36	28	36	45	36	45	56	45	56	70
缩回截面积 [cm <sup>2</sup> ]		3,8	2,4	6,5	4,2	10,0	8,8	6,4	15,8	13,5	9,5	25,0	21,0	15,3	40,1	34,4	25,6	62,6	53,9	40,1
拉力 [kN]	p=100 bar	3,8	2,4	6,5	4,2	10,0	8,8	6,4	15,8	13,5	9,5	25,0	21,0	15,3	40,1	34,4	25,6	62,6	53,9	40,1
	p=160 bar	6,0	3,8	10,4	6,8	16,0	14,0	10,3	25,3	21,6	15,1	40,0	33,6	24,4	64,1	55,0	41,0	100,2	86,3	64,1
	p=250 bar	NA	NA	NA	NA	NA	NA	NA	39,6	33,7	23,6	62,5	52,5	38,2	100,2	85,9	64,1	156,6	134,8	100,1

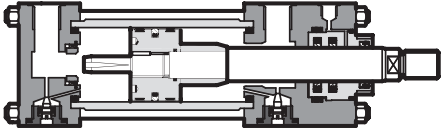
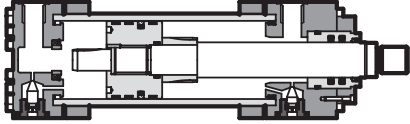
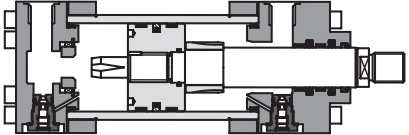
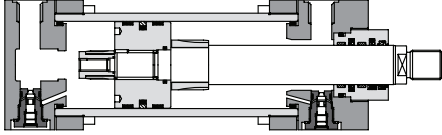
活塞 [mm]		125			140		160		180		200		250		320		400	
活塞杆 [mm]		56	70	90	90	70	90	110	110	90	110	140	140	180	180	220	220	280
缩回截面积 [cm <sup>2</sup> ]		98,1	84,2	59,1	90,3	162,6	137,4	106,0	159,4	250,5	219,1	160,2	336,9	236,4	549,8	424,1	876,5	640,9
拉力 [kN]	p=100 bar	98,1	84,2	59,1	90,3	162,6	137,4	106,0	159,4	250,5	219,1	160,2	336,9	236,4	549,8	424,1	876,5	640,9
	p=160 bar	156,9	134,8	94,6	144,5	260,1	219,9	169,6	255,1	400,9	350,6	256,4	539,1	378,2	879,6	678,6	1402,4	1025,4
	p=250 bar	245,2	210,6	147,8	225,8	406,4	343,6	265,1	398,6	626,4	547,8	400,6	842,3	591,0	1374,4	1060,3	NA	NA

### 推力[kN]

活塞 [mm]		25	32	40	50	63	80	100	125	140	160	180	200	250	320	400
伸出截面积 [cm <sup>2</sup> ]		4,9	8,0	12,6	19,6	31,2	50,3	78,5	122,7	153,9	201,1	254,5	314,2	490,9	804,2	1256,6
推力 [kN]	p=100 bar	4,9	8,0	12,6	19,6	31,2	50,3	78,5	122,7	153,9	201,1	254,5	314,2	490,9	804,2	1256,6
	p=160 bar	7,9	12,9	20,1	31,4	49,9	80,4	125,7	196,3	246,3	321,7	407,2	502,7	785,4	1286,8	2010,6
	p=250 bar	NA	NA	NA	49,1	77,9	125,7	196,3	306,8	384,8	502,7	636,2	785,4	1227,2	2010,6	NA

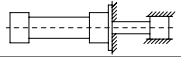
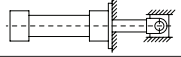
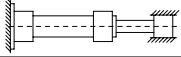
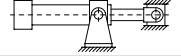
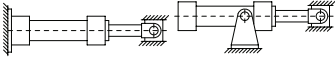
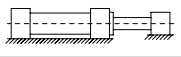
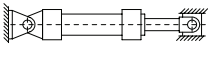
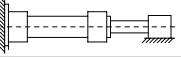
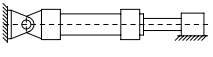
4 油缸系列选型

在选取了活塞/活塞杆的尺寸之后，可以从下表中选择油缸系列型号。

<p>CK/CH系列一样本B137-B140符合ISO6020-2标准</p>  <p>- 标准压力16MPa(160bar) - 最大压力25MPa(250bar) - 活塞尺寸25至200mm - 活塞杆直径从12至140mm</p>	<p>CH大尺寸缸径一样本B160符合ISO6020-3标准</p>  <p>- 标准压力16MPa(160bar) - 最大压力25MPa(250bar) - 活塞尺寸250至400mm - 活塞杆直径从140至220mm</p>
<p>CN系列一样本B180符合ISO6020-1标准</p>  <p>- 标准压力16MPa(160bar) - 最大压力25MPa(250bar) - 活塞尺寸50至200mm - 活塞杆直径从28至140mm</p>	<p>CC系列一样本B241符合ISO6022标准</p>  <p>- 标准压力25MPa(250bar) - 最大压力32MPa(320bar) - 活塞尺寸50至320mm - 活塞杆直径从36至220mm</p>

5 弯曲综合应力的校核

5.1 理想长度的计算方法

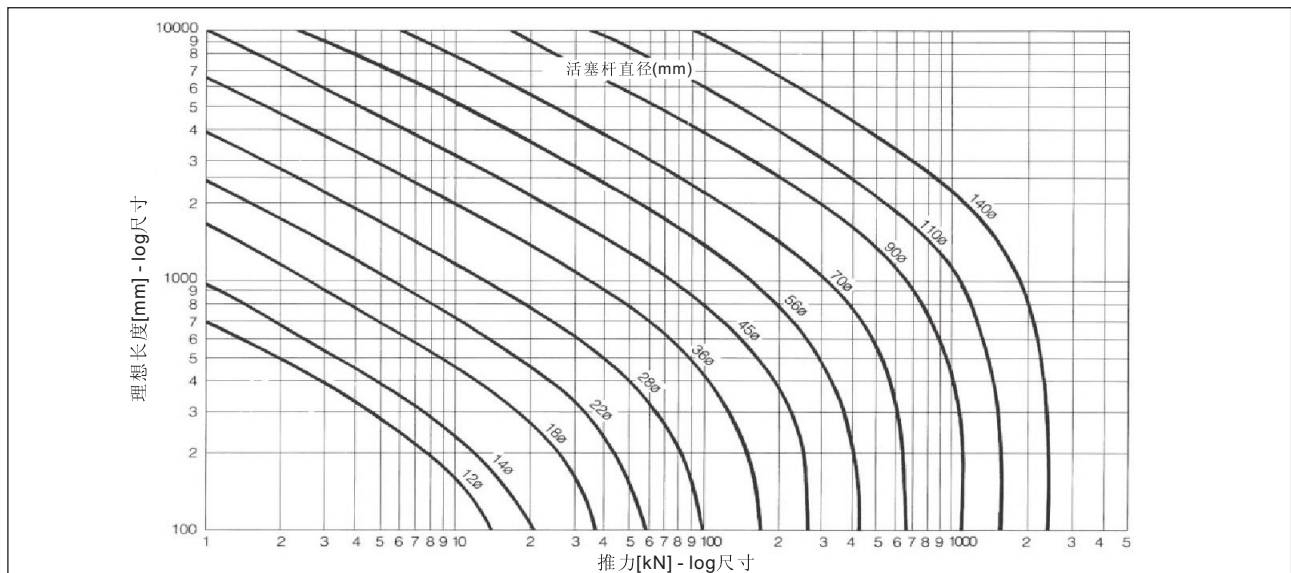
型号	轴端连接方式	安装类型	Fc
A, E, K, N, T, W, Y, Z	两端刚性固定和导向		0.5
A, E, K, N, T, W, Y, Z	一端铰接, 刚性导向一端刚性固定		0.7
B, P, V	两端刚性固定和导向		1.0
G	两端铰接, 刚性导向		1.0
B, P, V, L	一端铰接, 刚性导向一端刚性固定		1.5
A, E, K, N, T, W, Y, Z	支撑但非刚性导向		2.0
C, D, H, S	两端铰接, 刚性导向		2.0
B, P, V	支撑但非刚性导向		4.0
C, D, H, S	支撑但非刚性导向		4.0

对于油缸在工作时受到推力负载，在选择活塞杆尺寸前要考虑它的弯曲应力。校核时，假设充分伸开的油缸为一与活塞杆直径相同的杆（符合安全标准）。

请见下列说明：

1. 根据油缸的安装类型和轴端连接方式，从表中选取行程系数“Fc”。
2. 根据公式计算理想长度：  
理想长度 = Fc × 行程  
如果使用了导向环，导向环的长度要加到行程里。
3. 推力负载的计算值在第3节中显示，计算公式在第2节中显示。
4. 在图5.2里找到理想长度与油缸最大压力的交点。
5. 满足校核的活塞杆尺寸所对应的曲线应高于上述的这个交点，若不符合请另外选择。

5.2 杆径选择图



6 液压缓冲的校核

6.1 概述

液压缓冲器是一种“阻尼器”，用来消除活塞杆冲向油缸行程终端时所产生的与质量相关的能量，让活塞杆到达机械接触之前减低活塞杆的速度。这就解释了在不使用任何外部缓冲系统下，为什么缓冲器建议用在活塞满行程的速度大于0.05m/s的情况。行程终端大大降低了机械冲击，增加了油缸和整套系统的平均寿命。  
根据油缸缸径的大小，通过一可变长度隔离内部容腔实现缓冲功能，亦被称作缓冲腔。  
通过标准化缓冲槽的方式引起油缸腔外流油量的变化来实现油缸/质量体系的能量消耗。

6.2 功能特点

如右图所示，缓冲腔内的压力接近于理想状态，由此证明了缓冲过程是有效的。  
右图把理想压力值和Atos典型的真实压力值进行了比较，实现了节流口的优化设计。  
即使在油液的粘滞性会由于温度或油液品种不同而发生变化的情况下也能通过消散能量来获得很好的重复精度，达到高性能的缓冲效果。另一个要考虑到的重要数据是由缓冲所产生的最大减速值（对于消散能量相同时）：这样会产生过度的惯性力，会损坏油缸。  
Atos缓冲装置的外形设计是为了开发最好的整个缓冲行程并实行一个平稳的缓冲过程（见右图），整个过程中限制了最大减速速度并全程保持一个常数。平稳的缓冲减少了有可能破坏油缸内部或外部零件如活塞杆、活塞、附件等的机械冲击。  
油缸腔体内的最大压力对应于油缸最大减速速度，并且直接取决于油缸初始缓冲阶段的速度。这种压力不可能克服表6.5中显示的最大值。

6.3 应用特点

以下标准适用于CK和CH系列油缸；对于大缸径的CN,CC和CH系列油缸请联系我们技术部。  
为了使缓冲能在各种应用场合使用，我们研发出了三种不同的缓冲方式：

- 慢速，提供速度调节  $V \leq 0,5 \cdot V_{max}$ ;
- 快速，不提供速度调节  $V > 0,5 \cdot V_{max}$ ;
- 快速，提供速度调节  $V > 0,5 \cdot V_{max}$ ;

允许的最大速度 $V_{max}$ 在表6.5中显示。  
当选择快速或慢速调节后，油缸会提供一个如右侧图中所示的针阀来优化缓冲性能。  
刚开始调节螺栓时缓冲时间减少，但在达到行程终端前，油缸剩下的行程过程中速度会增加，从而减小了缓冲效果。可调节的型号可以根据具体应用要求来准确的调整缓冲效果和相应的缓冲时间，因此推荐用于高速和低惯性载荷的油缸上。

6.4 计算过程

当根据油缸速度选择缓冲后，必须检查其是否符合特定的应用场合，尤其要检查消耗的总能量。因此计算根据下面三个因素所获得的总能量  $E_{tot}$  的消耗是必需的。

$$E_{tot} = E_c + E_i + E_p$$

- 动能 $E_c$ ，取决于质量和速度

$$E_c = 1/2 \cdot M \cdot V^2 \quad [Joule]$$

- 液压能 $E_i$ ，取决于提供给油缸的压力

对于后缓冲

$$E_i = K \cdot L_f \cdot p \cdot A_1 \quad [Joule]$$

对于前缓冲

$$E_i = K \cdot L_f \cdot p \cdot A_2 \quad [Joule]$$

- 势能 $E_p$ ，取决于重力和油缸的倾斜度

对于如右图所示带有倾斜角度的前缓冲或后缓冲：

$$E_p = + K \cdot L_f \cdot \frac{M \cdot g \cdot \sin \alpha}{10} \quad [Joule]$$

对于如右图所示带有相反倾斜角度的前缓冲或后缓冲：

$$E_p = - K \cdot L_f \cdot \frac{M \cdot g \cdot \sin \alpha}{10} \quad [Joule]$$

式中：

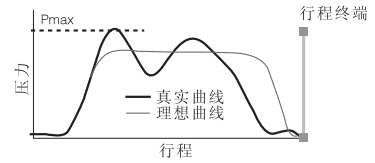
- $M$  = 质量[kg]
- $V$  = 活塞杆速度[m/s]
- $K$  = 校正系数（见表6.5）
- $L_f$  = 缓冲长度[mm]（见表6.5）
- $P$  = 工作压力[bar]
- $A_1$  = 缩回截面积[cm<sup>2</sup>]
- $A_2$  = 伸出截面积[cm<sup>2</sup>]
- $g$  = 重力加速度（9.81m/s<sup>2</sup>）
- $\alpha$  = 倾斜角度（度）

$E_{tot}$ 和表6.5中的 $E_{max}$ 相比要根据下面的公式进行验证：

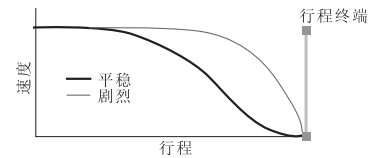
$$E_{tot} \leq E_{max}$$

备注：如果在慢速情况下选择了快速缓冲，那么上面提到的校核公式中表6.5里的 $E_{max}$ 值要减少30%（例如：在型号CK-50/28上进行后缓冲， $E_{max}=0.7 \times 400=280J$ ）。  
对于前缓冲，如果所提供的压力 $P$ 高于表6.5中所显示的 $P_{max}$ ，则需要进一步的分析其应用场合，详细信息请与我们联系。

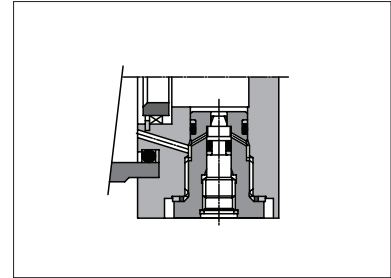
缓冲腔内的压力



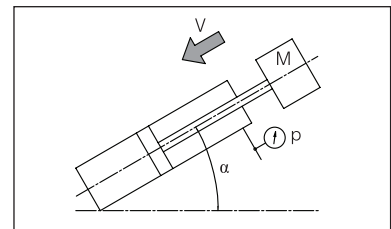
缓冲期中的速度



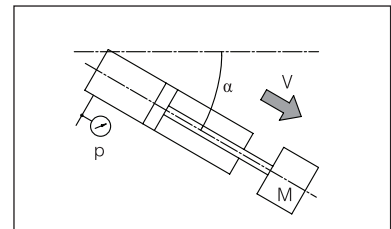
螺栓调节



后缓冲



前缓冲



6.5 参数计算

φ 活塞 [mm]	Vmax [m/s]	φ 活塞杆 [mm]	A1 缩回截面积 [cm²]	A2 伸出截面积 [cm²]	pmax * [bar]	前缓冲				后缓冲			
						K	Lf [mm]	E <sub>max</sub> [Joule]	截面积 [cm²]	K	Lf [mm]	E <sub>max</sub> [Joule]	截面积 [cm²]
25	1	12	3,8	4,9	180	0,0045	21	80	3,6	0,0035	12,5	80	4,5
		18	2,4		107	0,0057	17	60	2,1				
32	1	14	6,5	8,0	187	0,0033	23	140	6,0	0,0049	14,5	140	7,4
		22	4,2		122	0,0045	17	100	3,9				
40	1	18	10	12,6	173	0,0036	26	250	8,7	0,0027	27	300	11,9
		22	8,8		110	0,0044	25	150	5,5				
		28	6,4										
50	1	22	15,8	19,6	150	0,0035	28	350	13,5	0,0017	28	400	18,5
		28	13,5		106	0,0048	27	250	8,3				
		36	9,6										
63	0,8	28	25	31,2	160	0,0016	28	500	22,1	0,0016	27	600	29,1
		36	21		110	0,0040	27	350	13,8				
		45	15,3										
80	0,8	36	40,1	50,3	181	**	27	**	36,4	**	29	**	46,4
		45	34,4		118		29		23,8				
		56	25,6										
100	0,6	45	62,6	78,5	169	**	35	**	53	**	29	**	73,2
		56	53,9		120		27		37,8				
		70	40,1										
125	0,6	56	98,1	122,7	167	**	28	**	82	**	29,9	**	114
		70	84,2		105		25		51,8				
		90	59,1										
160	0,5	70	162,6	201,1	167	**	34	**	134,6	**	29,5	**	189
		90	137,4		127		31		102,5				
		110	106										
200	0,5	90	250,5	314,2	191	**	46	**	240,3	**	29,5	**	294
		110	219,2		168		33		215,6		30		
		140	160,2										

备注:

(\*) pmax = 油缸最大工作压力

(\*\*)当承受最大动能并且活塞直径大于200mm时, 请联系我们的技术服务部。

7 液态缸应用的动态极限

计算油缸-质量系统的固有频率, 是为了在不改变系统的稳定性的条件下, 计算出最小加/减速时间、最大速度和最小加/减速距离。

7.1 系统固有频率 ω<sub>0</sub>

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{40 \cdot E \cdot A_1}{c \cdot M}} \cdot \frac{1 + \sqrt{\alpha}}{2} \quad \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

式中:

- E = 油液的弹性模量 (1.4·10<sup>7</sup> kg/cm·s<sup>2</sup>)
- c = 行程 [mm]
- M = 质量 [kg]
- A<sub>1</sub> = 活塞面积 [cm<sup>2</sup>]
- α = A<sub>2</sub>/A<sub>1</sub> 环形活塞横截面积之比

7.2 最小加速时间

$$t_{\min} = \frac{35}{\omega_0} \quad [\text{s}]$$

7.3 最大速度

$$V_{\max} = \frac{S_{\text{tot}}}{t_{\text{tot}} - t_{\min}} \quad [\text{mm/s}]$$

式中: S<sub>tot</sub> = 总的运行距离[mm]  
t<sub>tot</sub> = 总的控制时间[s]

上述公式假定在 t<sub>min</sub> 内加速度为常数

根据选择的密封件校核最小速度, 详见油缸系列选型表格

7.4 最小加/减速距离

$$S_{\min} = \frac{V_{\max} \cdot t_{\min}}{2} \quad [\text{mm}]$$

上述 ω<sub>0</sub>, t<sub>min</sub>, V<sub>max</sub> 和 S<sub>min</sub> 值均为保守计算值。

校核通过上述公式计算出的 S<sub>min</sub> 值不大于从表 6.5 中对应油缸活塞直径所选出的理想长度 L<sub>f</sub>。

位置循环图

