

PDFカタログデータのダウンロードは

URL=<https://www.konan-em.com/>

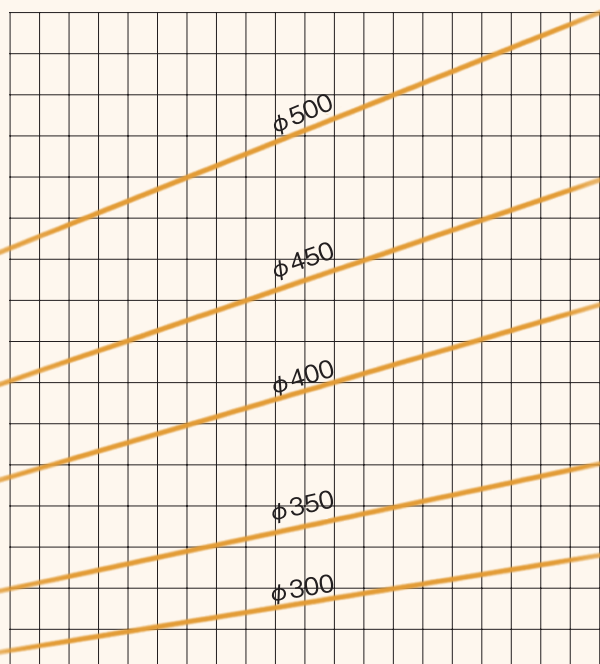
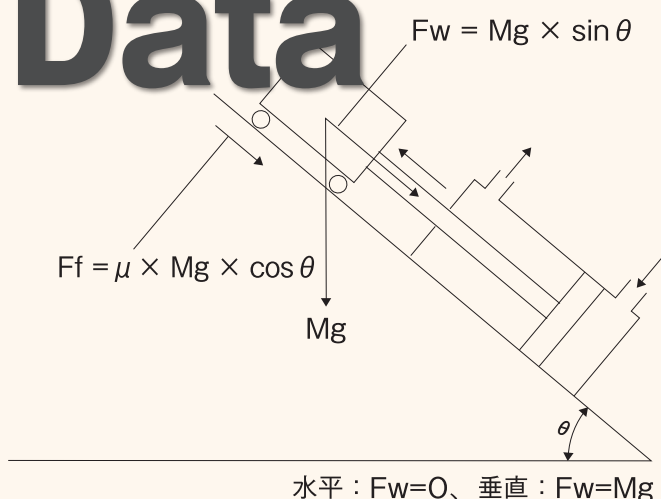
## エアシリンダ総合

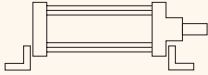
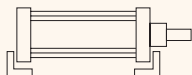
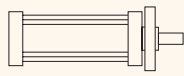
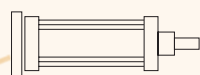
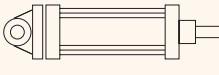
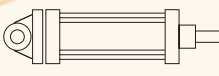
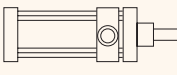
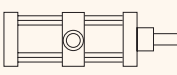
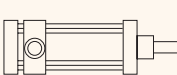
## 技術資料

## Pneumatic Cylinders

技術資料

# Technical Data



取付部配置	備考
	取付面がシリンダ軸と平行。
	衝撃がある場合、取付ボルトがせん断力を受ける。
	取付面がシリンダ軸と直角。
	取付ボルトがせん断力を受けず強度が大きい。
	負荷の運動方向に合わせて取付金具の運動方向を定める。また先端金具にも同じ方向に運動するように取り付ける。
	
	直線運動負荷の案内精度が期待できない場合にも用いる。
	重量の大きいシリンダは、中間トラニオン形を用いる。
	たわみ配管が必要。

## はじめに

空気圧シリンダ（以下シリンダ）には豊富な種類と形式が用意されています。これらシリンダは高圧の圧縮空気を動力源として、FA、省力化などに広く使用されていますが、シリンダの一般的な特長としては、

1. 軽量の割に大出力が得られる。
2. 速度が連続的に調節できる。
3. 過負荷がかかっても破損、焼損がない。
4. 集中空気源（圧縮機）から多くのシリンダに動力を配管で分割供給できる。
5. 作動油等を必要とせず、多少の漏れがあっても性能変化や外部汚染がない。

などがあり非常に“使い勝手”性に優れると言えます。しかしながら、これら特長の代償として、定速性、減速性等が油圧シリンダや電動機に比べて得にくいことなどがあり、シリンダの使用に際しての可否判定や最適な選定を行なうためには、使用目的や使用環境等により詳細に検討することが重要になります。

## シリンダ選定指針

シリンダを有効に利用するためには、その選定方法が重要なポイントとなります。この指針には下記の選定手順にしたがって決定すべき仕様決定要因について、それらの基本的な参考事項を要約し、記述してあります。

選定手順	仕様決定要因	記載ページ
使用シリンダ	1. シリンダの種類	P.2
	2. シリンダ支持形式（取付けの種類）	P.3
シリンダチューブ内径	3. シリンダ出力	P.4
ストロークおよび ピストンロッド	4. ロッドの座屈	P.9
	5. シリンダ速度	P.10
作動時間	6. 有効断面積	P.12
クッションまたは外部緩衝器	7. 吸収／運動エネルギー	P.15
作動頻度	8. 空気消費量	P.19
周囲状況	9. 潤滑方式	P.21
	10. パッキン材質の種類	P.21
	11. 防塵カバー	P.21
その他	12. 使用上の注意事項	P.21

# 1 シリンダの種類

表1にJIS図記号で表したシリンダの種類を示します。  
以下特に種類を表記しない場合、最も標準的な、片ロッド複動シリンダについて説明しています。

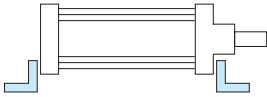
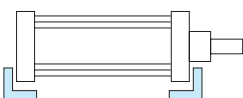
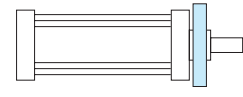
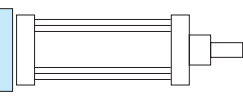
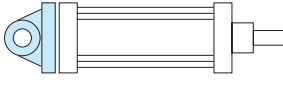
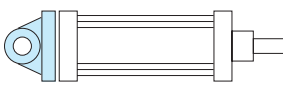
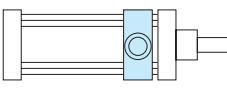
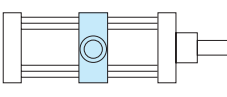
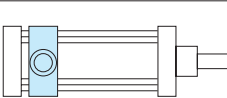
■表1：空気圧シリンダの種類（図記号は、JIS B0125-1:2007に従っています。）

名 称	図 記 号	当社形式	名 称	図 記 号	当社形式
単動シリンダ		※	ロッド回り止シリンダ		※
スプリング押し		※	ガイドロッド付シリンダ		※
スプリングリターン		※	ブレーキ付シリンダ		※
複動シリンダ		※	ラッチ付シリンダ		※
ゴム又は固定エアクッション		※	スイッチ付シリンダ		SP665 SP68
エアクッション		CP611 CP665 CP68 CP691	ロッドレスシリンダ		バンドシリンダ BC
両ロッド		CP611DR CP665DR	バンド形		ケーブルシリンダ CC
2段シリンダ		※	ケーブル形		
両ロッド		※	マグネット形		
片ロッド		※	電磁弁付シリンダ		MP665 MP68
タンデムシリンダ		※	ポジショナ付シリンダ		※
複動テレスコープシリンダ		※	リミッタ付シリンダ		CP611AD CP611AR
リミッタ付シリンダ		CP611AD	ヘッド側		CP611AR
ヘッド側		CP611AR	ロッド側		
ロッド側			ハイドロチェッカ付シリンダ		※
※印のシリンダは、特殊品として製作いたします。 ご要望の場合には、営業までお問い合わせください。					

## 2 支持(取付)形式

表2に主要な支持形式を示します。負荷の運動機構に合うものを使用します。

表2：シリンダの支持形式

運動方向		取付け方式		取付部配置	備 考
シリンダ固定	負荷直線運動	フット形	外向き		取付面がシリンダ軸と平行。
			内向き		衝撃がある場合、取付ボルトがせん断力を受ける。
		フランジ形	ロッド側		取付面がシリンダ軸と直角。
			ヘッド側		取付ボルトがせん断力を受けず強度が大きい。
シリンダ揺動	負荷曲線運動	クレビス形	一山相手に挟まれる		負荷の運動方向に合わせて取付金具の運動方向を定める。また先端金具にも同じ方向に運動するように取り付ける。
			二山相手に挟む		
		トラニオン形	ロッド側		直線運動負荷の案内精度が期待できない場合にも用いる。
			中間		重量の大きいシリンダは、中間トラニオン形を用いる。
			ヘッド側		たわみ配管が必要。

## 3 シリンダ出力

### 3-1 静的な出力を利用する場合

クランプ(締付)に用いる場合やシリンダの作動速度が非常に遅い場合のシリンダ出力： $F_s$  [N] はシリンダの理論出力： $F_a$  [N] から、シリンダの内部摩擦力： $f_c$  [N] を引いた値になります。

$$\begin{aligned} F_s &= F_a - f_c \\ &= P \times A_i - f_c \end{aligned} \quad (3-1)$$

$F_s$  : シリンダ出力 [N]       $P$  : 供給圧力 [MPa,G]  
 $F_a$  : シリンダの理論出力 [N]       $A_i$  : 圧力供給側ピストン面積 [mm]  
 $f_c$  : シリンダの内部摩擦力 [N]

なおシリンダの内部摩擦力： $f_c$  はシリンダの大きさ、構造、シールの方式及び取付方向等によって異なります。検討時には次の式を用いてください。また、有効静出力： $F_s$  はシリンダロッドの有無により押し側と引き側で異なりますので間違えないようにしてください。

<停止時間 1h 以内の場合>

$$f_c = \{0.18 / \log(D) - 0.015\} \times A_i$$

注. log は常用対数 (3-2)

<停止時間が長い場合>

$$f_c = 0.2 \times P \times A_i$$

従って  $F_s = 0.8 \times P \times A_i$  (3-3)

D : チューブ内径 [mm]

### 3-2 動的な出力を利用する場合

負荷が大きくな・減速を伴って運動する場合には、負荷側の摩擦力、推力・質量及び慣性力のシリンダ軸方向成分をまず明確にしてからシリンダの大きさを決定しなければなりません。

#### 3-2-1 推力・質量のシリンダ軸方向成分

図1は負荷が質量： $M$  [kg] の場合のシリンダ軸方向成分： $F_w$  [N] を示します。

$$F_w = M \times g \times \sin \theta \quad (3-4)$$

(水平： $F_w=0$  垂直： $F_w=Mg$ )

$F_w$  : シリンダ軸方向成分 [N]       $M$  : 質量 [kg]  
 $g$  : 重力加速度 [9.8m/s<sup>2</sup>]

#### 3-2-2 負荷による摩擦力

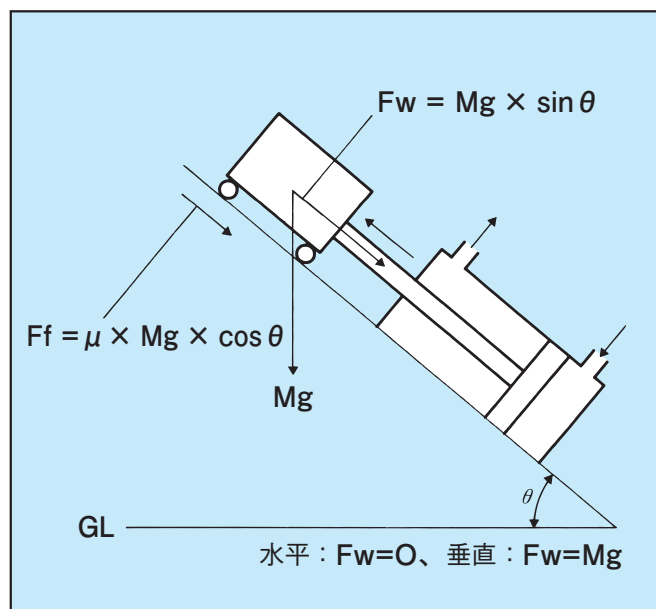
また、図1には負荷によってガイド部に生じる摩擦力： $F_f$  も示しています。 $\mu$  はガイド部の摩擦係数で軸受け等の資料を参照してください。

$$F_f = \mu \times M \times g \times \cos \theta \quad (3-5)$$

(負荷が重量物でない場合には、負荷の力の成分をそれぞれ  $F_w, F_f$  としてください。)

$F_f$  : 摩擦力 [N]       $M$  : 質量 [kg]  
 $\mu$  : 摩擦係数       $g$  : 重力加速度 [9.8m/s<sup>2</sup>]

■ 図1：空気圧シリンダの負荷



#### 3-2-3 慣性力

シリンダが運動中は加速度が変動しますので直接慣性力を求めることができません。したがって、仮の値として次の慣性力  $F_i$  を求めます。

$$F_i = 5 \times 10^{-3} \times M \times \left( \frac{L}{t^2} \right) \quad (3-6)$$

$F_i$  : 慣性力 [N]       $t$  : 計画作動時間 [s]  
 $M$  : 質量 [kg]  
 $L$  : ストローク [mm]

### 3-2-4 総合負荷

(3-4) (3-5) (3-6) 式により動的な総合負荷：Ft を次の式で求めます。

$$F_t = F_w + F_f + F_i$$

(3-7)

Ft : 動的な総合負荷 [N]

### 3-2-5 シリンダサイズの設定

シリンダの作動速度、時間を多少の負荷条件の変動があっても安定させるためには次の式で負荷率：α が図 2 の範囲になるようにシリンダの大きさを決めます。

$$\alpha = \frac{F_t}{F_s}$$

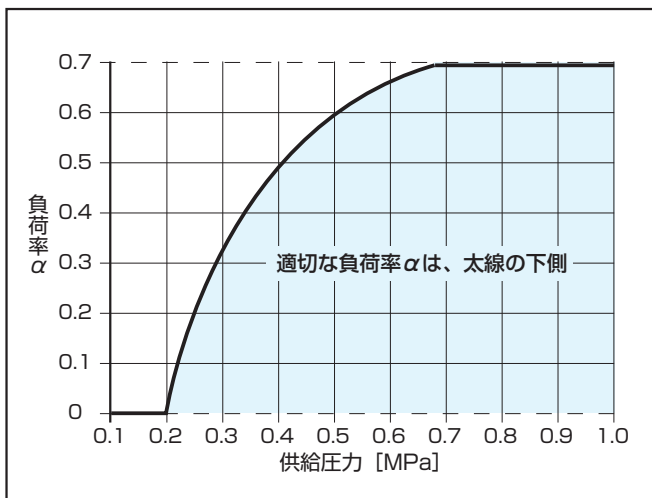
(3-8)

α : 負荷率                      Fs : シリンダ出力 [N]

Ft : 動的な総合負荷 [N]

なお α を図の範囲より大きくしても (α < 1) であれば作動可能ですが、作動時間が長くなったり、繰り返し時のバラツキが大きくなったりします。また、速度制御弁による速度の調節や後述のエアクッションも利き難くなりますのでご注意ください。

■ 図 2



### 3-2-6 標準シリンダ内径

シリンダチューブの内径 (以下シリンダ内径) は、一部を除き次の標準数と呼ばれる系列を採用しています。この中から必要な出力の得られるシリンダ内径を選択します。

■ 表3

標準シリンダ内径 [mm]															
6,	8,	10,	12,	16,	20,	25,	32,	40,	50,						
63,	80,	100,	125,	140,	160,	180,	200,	220,	250,	300,	350,	400,	450,	500,	

■ 表 4：ピストン受圧面積

<標準シリンダ>

D:チューブ内径 [mm] d:ピストンロッド径 [mm]

押し			引き			
D [mm]	A [mm <sup>2</sup> ]	形式	D [mm]	d [mm]	A [mm <sup>2</sup> ]	形式
40	1,260	全形式	40	16	1,060	その他
				20	942	CP69
50	1,960	全形式	50	20	1,650	その他
				25	1,470	CP69
63	3,120	全形式	63	20	2,800	その他
				30	2,410	CP69
80	5,020	全形式	80	25	4,530	CP5
				30	4,320	その他
				40	3,770	CP69
100	7,850	全形式	100	30	7,140	その他
				40	6,590	CP69
125	12,300	全形式	125	35	11,300	その他
				40	11,000	CP69
140	15,400	全形式	140	40	14,100	その他
				50	13,400	CP69
160	20,100	全形式	160	40	18,800	その他
				50	18,100	CP69
180	25,400	全形式	180	50	23,500	その他
				60	22,600	CP69
200	31,400	全形式	200	50	29,400	その他
				60	28,600	CP69
220	38,000	全形式	220	60	35,200	その他
				71	34,000	CP69
250	49,100	全形式	250	60	46,200	その他
				71	45,100	CP69
300	70,700	全形式	300	71	66,700	全形式
350	96,200	全形式	350	80	91,100	全形式
400	126,000	全形式	400	90	119,000	全形式
450	159,000	全形式	450	100	151,000	全形式
500	196,000	全形式	500	112	186,000	全形式

“押し”の受圧面積は全形式同じですが、“引き”ではピストンロッド径 (d) が異なるため、違う場合があります。同じチューブ内径 (D) 欄で“その他”は記載している形式以外では同じ値です。

■ 表 5：シリンダの理論出力 Fa

<押し：標準シリンダ>

D：チューブ内径 [mm]

D [mm]	供給圧力 P [MPa]												
	0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.55	0.6	0.65	0.7	0.8	0.9	1.0
理論出力 Fa1 (N)													
40	314	377	440	502	565	628	691	754	816	879	1,000	1,130	1,250
50	491	589	687	785	883	981	1,080	1,170	1,270	1,370	1,570	1,760	1,960
63	779	935	1,090	1,240	1,400	1,550	1,710	1,860	2,020	2,180	2,490	2,800	3,110
80	1,250	1,500	1,750	2,000	2,260	2,510	2,760	3,010	3,260	3,510	4,010	4,520	5,020
100	1,960	2,350	2,740	3,140	3,530	3,920	4,310	4,710	5,100	5,490	6,280	7,060	7,850
理論出力 Fa1 (kN)													
125	3.07	3.68	4.29	4.91	5.52	6.13	6.75	7.36	7.97	8.59	9.81	11.0	12.3
140	3.85	4.62	5.39	6.15	6.92	7.69	8.46	9.23	10.0	10.8	12.3	13.8	15.4
160	5.02	6.03	7.03	8.04	9.04	10.0	11.1	12.1	13.1	14.1	16.1	18.1	20.1
180	6.36	7.63	8.90	10.2	11.4	12.7	14.0	15.3	16.5	17.8	20.3	22.9	25.4
200	7.85	9.42	11.0	12.6	14.1	15.7	17.3	18.8	20.4	22.0	25.1	28.3	31.4
220	9.50	11.4	13.3	15.2	17.1	19.0	20.9	22.8	24.7	26.6	30.4	34.2	38.0
250	12.3	14.7	17.2	19.6	22.1	24.5	27.0	29.4	31.9	34.3	39.3	44.2	49.1
300	17.7	21.2	24.7	28.3	31.8	35.3	38.9	42.4	45.9	49.5	56.5	63.6	70.7
350	24.0	28.8	33.7	38.5	43.3	48.1	52.9	57.7	62.5	67.3	76.9	86.5	96.2
400	31.4	37.7	44.0	50.2	56.5	62.8	69.1	75.4	81.6	87.9	100	113	126
450	39.7	47.7	55.6	63.6	71.5	79.5	87.4	95.4	103	111	127	143	159
500	49.1	58.9	68.7	78.5	88.3	98.1	108	118	128	137	157	177	196

シリンダの理論出力はチューブ内径および圧力の関係で表すことができます。

$$Fa_1 = P \times \frac{\pi}{4} D^2 \quad (3-9)$$

Fa1：押側のシリンダ出力 [N]

P：使用圧力 [MPa]

D：チューブ内径 [mm]

“押し”の理論出力は全形式同じです。

シリンダの実出力：Fs [N] はシリンダの理論出力：Fa [N] から、シリンダの内部摩擦力：fc [N] を引いた値になります。

(3-1) 式を参照ください。



<引き：標準シリンダ>

D：チューブ内径 [mm] d：ピストンロッド径 [mm]

D [mm]	d [mm]	形式	供給圧力 P [MPa]												
			0.25	0.3	0.35	0.4	0.45	0.5	0.55	0.6	0.65	0.7	0.8	0.9	1.0
			理論出力 Fa2 (N)												
40	16	その他	264	317	369	422	475	528	580	633	686	739	844	950	1,060
	20	CP691	236	283	330	377	424	471	518	565	612	659	754	848	942
50	20	その他	412	495	577	659	742	824	907	989	1,070	1,150	1,320	1,480	1,650
	25	CP69	368	442	515	589	662	736	810	883	957	1,030	1,180	1,320	1,470
63	20	その他	700	840	981	1,120	1,260	1,400	1,540	1,680	1,820	1,960	2,240	2,520	2,800
	30	CP691	602	723	843	964	1,080	1,200	1,330	1,450	1,570	1,690	1,930	2,170	2,410
80	30	その他	1,080	1,300	1,510	1,730	1,940	2,160	2,370	2,590	2,810	3,020	3,450	3,890	4,320
	40	CP691	942	1,130	1,320	1,510	1,700	1,880	2,070	2,260	2,450	2,640	3,010	3,390	3,770
100	30	その他	1,790	2,140	2,500	2,860	3,210	3,570	3,930	4,290	4,640	5,000	5,710	6,430	7,140
	40	CP691	1,650	1,980	2,310	2,640	2,970	3,300	3,630	3,960	4,290	4,620	5,280	5,930	6,590
			理論出力 Fa2 (kN)												
125	35	その他	2.83	3.39	3.96	4.52	5.09	5.65	6.22	6.78	7.35	7.91	9.04	10.2	11.3
	40	CP691	2.62	3.14	3.66	4.19	4.71	5.24	5.76	6.29	6.81	7.33	8.38	9.43	11.0
140	40	その他	3.53	4.24	4.95	5.65	6.36	7.07	7.77	8.48	9.18	9.89	11.3	12.7	14.1
	50	CP691	3.19	3.83	4.47	5.11	5.75	6.39	7.03	7.67	8.30	8.94	10.7	12.1	13.4
160	40	その他	4.71	5.65	6.59	7.54	8.48	9.42	10.4	11.3	12.2	13.2	15.1	17.0	18.8
	50	CP691	4.31	5.18	6.04	6.90	7.77	8.63	9.49	10.9	11.8	12.7	14.5	16.3	18.1
180	50	その他	5.87	7.04	8.22	9.39	10.6	11.7	12.9	14.1	15.3	16.4	18.8	21.1	23.5
	60	CP691	5.38	6.45	7.53	8.61	10.2	11.3	12.4	13.6	14.7	15.8	18.1	20.3	22.6
200	50	その他	7.36	8.83	10.3	11.8	13.2	14.7	16.2	17.7	19.1	20.6	23.6	26.5	29.4
	60	CP69	6.80	8.16	10.0	11.4	12.9	14.3	15.7	17.1	18.6	20.0	22.9	25.7	28.6
220	60	その他	8.79	10.6	12.3	14.1	15.8	17.6	19.3	21.1	22.9	24.6	28.1	31.7	35.2
	71	CP691	8.10	10.2	11.9	13.6	15.3	17.0	18.7	20.4	22.1	23.8	27.2	30.6	34.0
250	60	その他	11.6	13.9	16.2	18.5	20.8	23.1	25.4	27.7	30.1	32.4	37.0	41.6	46.2
	71	CP691	11.3	13.5	15.8	18.0	20.3	22.6	24.8	27.1	29.3	31.6	36.1	40.6	45.1
300	71	全形式	16.7	20.0	23.3	26.7	30.0	33.3	36.7	40.0	43.4	46.7	53.4	60.0	66.7
350	80	全形式	22.8	27.3	31.9	36.5	41.0	45.6	50.1	54.7	59.2	63.8	72.9	82.0	91.1
400	90	全形式	29.8	35.8	41.7	47.7	53.7	59.6	65.6	71.5	77.5	83.5	95.4	107	119
450	100	全形式	37.8	45.3	52.9	60.4	68.0	75.6	83.1	90.7	98.2	106	121	136	151
500	112	全形式	46.6	55.9	65.2	74.6	83.9	93.2	103	112	121	131	149	168	186

シリンダの理論出力はチューブ内径とピストンロッド径および圧力の関係で表すことができます。

$$Fa_2 = P \times \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

(3-10)

Fa2：引き側のシリンダ出力 [N]  
P：使用圧力 [MPa]

D：チューブ内径 [mm]  
d：ピストンロッド径 [mm]

“引き”の理論出力はチューブ内径 (D) が同じでも形式により異なる場合があります。  
同じチューブ内径 (D) 欄で“その他”は記載している形式以外では同じ値です。

シリンダの実出力：Fs [N] はシリンダの理論出力：Fa [N] から、  
シリンダの内部摩擦力：fc [N] を引いた値になります。  
(3-1) 式を参照ください。

# 4 ロッドの座屈

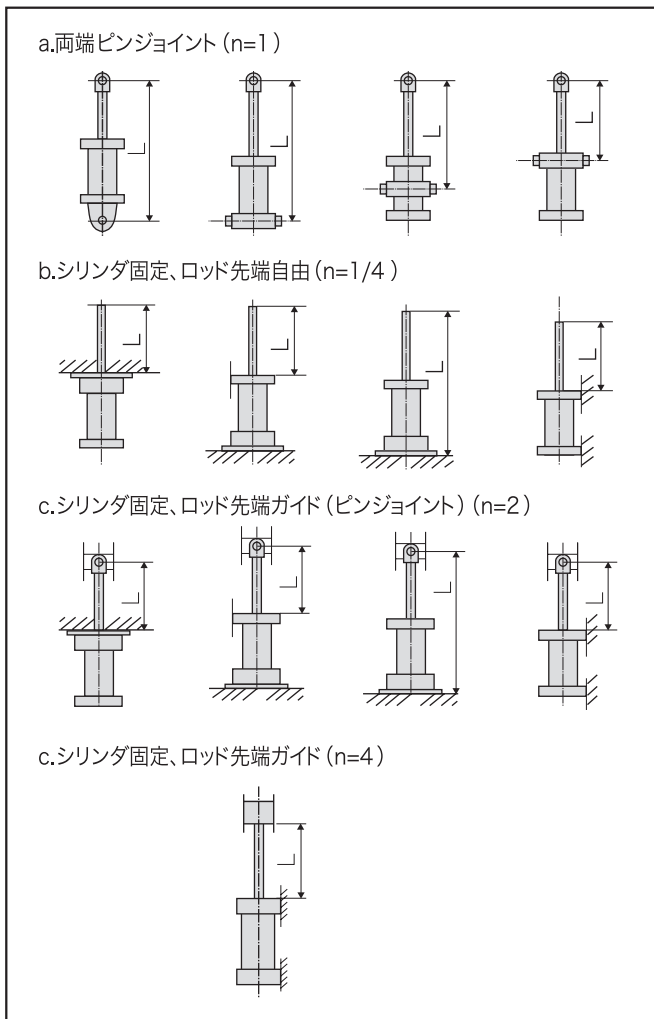
## 4-1 ピストンロッドの座屈荷重を求める式

ストロークの長いシリンダをロッド・押しで使用すると、ロッドが座屈する場合がありますので、次式により座屈が生じないことを確認してください。  
 なお、実際の押し荷重は安全率を考慮のうえ座屈荷重の1/4程度としてください。

$$W = \frac{n\pi^2 EI}{L^2} = 9.98 \times 10^4 \times \frac{nd^4}{L^2} \quad (4-1)$$

- W：座屈荷重 [N]
- E：ヤング率 (= 20.6 × 10<sup>4</sup>MPa、炭素鋼として)
- I：断面二次モーメント (丸棒として I = πd<sup>4</sup>/64mm<sup>4</sup>)
- L：取付け長さ [mm]
- d：ピストンロッド外径 [mm]
- n：取付けの末端条件による係数 (図3a ~ d 参照)

■ 図3：ピストンロッドの座屈



【例題】

ロッド径：25mm、L：1000mmのシリンダを図3 (b) の右から2番目の使用法の時の座屈荷重を求めよ。

図3 (b) では n = 1/4 であるから

$$W = 9.98 \times 10^4 \times \frac{\frac{1}{4} \times 25^4}{1000^2} = 9746 \text{ [N]} = 9.75 \text{ [kN]}$$

ゆえに、座屈荷重は 9.75 [kN] となる。

## 5 シリンダ速度

### 5-1 無負荷のシリンダ速度と内径の関係

シリンダで無負荷（可動部分の質量がない状態）の場合は実際にはありません。しかし、これらの値が無視できるほど小さいときは無負荷として取り扱うことができます。

可動部分の質量がない場合は少しの力でピストンは無限大の速度で移動するよう思われますが、実際にはシリンダ内空気の供給、排気量の限度により、ピストンは有限の速度となります。

$$U_n = \frac{200 \times S}{\frac{\pi}{4} D^2} \quad (5-1)$$

Un: 無負荷シリンダ速度 [m/s]

S: バルブ、配管等の総合有効断面積 [mm<sup>2</sup>]

O: チューブ内径 [mm]

ただし供給圧力が非常に低いとき（0.2MPa,G以下）にはこの式は適用できません。

また、バルブ、配管等の総合有効断面積は次式で求めます。

$$S = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{S_v^2} + \frac{1}{S_p^2}}} \quad (5-2)$$

$$S_p = \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{\sqrt{\lambda \frac{L_p}{d} + 1}} \quad (5-3)$$

Sv: バルブの有効断面積 [mm<sup>2</sup>]

Sp: 配管部の有効断面積 [mm<sup>2</sup>]

d: 配管内径 [mm]

λ: 配管内壁の摩擦係数  
(不明のときは0.02とする。)

Lp: 配管長さ [mm]

### 5-2 慣性力が小さい場合のシリンダ速度と内径の関係

慣性力: Fi (3-2-3項・参照) がシリンダ出力: Fs (3-1項・参照) に対して1/5以下であれば慣性力を無視することができます。

このような条件でのシリンダの動きは図5Aに示すようになります。シリンダの推力が負荷に打ち勝つまでのピストン室の圧力変化に要する時間が始動の時間遅れとなります。すなわち、負荷の大きさを Fe とするとシリンダは次の条件を満足したときに動きはじめます。図5B

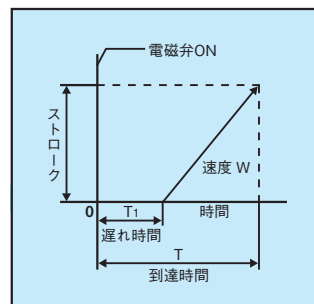
$$F_e < A (P_1 - P_2) \quad (5-4)$$

Fe: 負荷の大きさ [N]

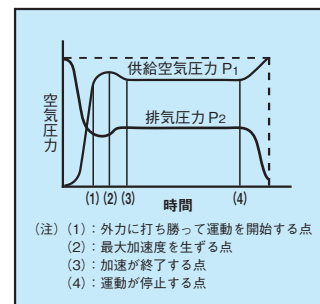
A: ピストンの受圧面積 [mm<sup>2</sup>]

P1,P2: ピストン室の空気圧力 [MPa,G]

■ 図5A: 負荷のある場合の空気圧シリンダの作動



■ 図5B: 空気圧シリンダの動きと空気圧力の関係



慣性力が小さく、また負荷を図2(5ページ)のαの範囲内とした場合は、ストローク間の平均シリンダ速度: Ut は次の式で求められます。

$$U_t = \frac{200 \times S}{\frac{\pi}{4} D^2 \times (1+2\alpha)} \quad (5-5)$$

Ut: 平均シリンダ速度 [m/s]

S: バルブ、配管等の総合有効断面積 [mm<sup>2</sup>]

D: チューブ内径 [mm]

α: 負荷率

$$\alpha = \frac{F}{P \times \frac{\pi}{4} D^2}$$

P: 供給圧力 [MPa,G]

F: シリンダに掛かる負荷 [N]

また (5-5) 式を変換してストローク時間： $t_L$  を求めます。

$$t_L = 5 \times 10^{-6} \times \frac{L}{S} \times \frac{\pi}{4} D^2 \times (1 + 2\alpha) \quad (5-6)$$

$t_L$  : ストローク時間 [s]  
 $L$  : シリンダストローク [mm]

**例題**

チューブ内径：80mm、ストローク：200mm、バルブ配管等の総合有効面積：2.5mm<sup>2</sup>のときの無負荷シリンダの速度を求めよ。

(5-1) 式より

$$U_n = \frac{200 \times 2.5}{\frac{\pi}{4} \times 80^2} = 0.1 \text{ [m/s]}$$

したがってこの場合のシリンダ速度は、0.1 m/sとなる。  
 さらにこのシリンダを0.5秒で全ストロークさせるための総合有効断面積を求めるには次式の様に展開します。

$$S = 5 \times 10^{-6} \times \frac{L}{t_1} \times \frac{\pi}{4} D^2$$

$$= 5 \times 10^{-6} \times \frac{200}{0.5} \times \frac{\pi}{4} \times 80^2 = 10 \text{ [mm}^2\text{]}$$

**例題**

チューブ内径：80mmのシリンダを負荷率0.5で使用する時の平均速度を求めよ。総合有効断面積は2.5mm<sup>2</sup>とする。

$$U_t = \frac{200 \times 2.5}{\frac{\pi}{4} \times 80^2 \times (1 + 2 \times 0.5)}$$

$$= 0.05 \text{ [m/s]}$$

●速度50mm/s以下の場合には、スティック・スリップ現象を発生することがあります。計画にあたっては綿密な打合わせを行ってください。上の例題で負荷率を0.3とすると速度は0.062 m/s、負荷率0.7では0.041 m/sとなります。

### 5-3 慣性力が大きい場合のシリンダ速度

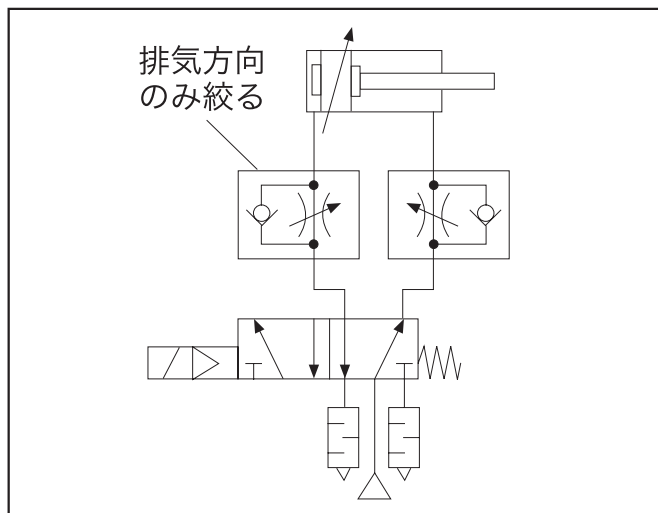
慣性が非常に大きい場合は、シリンダへの空気の給排時間が無視できませんので、シリンダ出力： $F_s$ から $F_w$ と $F_f$ （3-2項・4ページ）を引いた力による慣性負荷の等加速度運動として扱ってください。また仮慣性力： $F_i$ が $F_s/5 < F_i < F_s$ の範囲にある場合は、 $F_i$ を負荷： $F$ に加え、7-2項の式で $U_t$ および $t_L$ を算出してください。特にストロークの短いシリンダを高速で作動させる場合には、 $F_i$ が大きくなりますので注意が必要です。

## 6 有効断面積（駆動用電磁弁および速度制御弁の選定）

### 6-1 速度調節の方法

標準的な複動シリンダの場合、速度調節は図6に示すようにシリンダの排気側の空気流量を速度制御弁で絞って調節します。（スピードコントローラによるメータアウト制御）

図6：メータアウト方式



### 6-2 必要有効断面積：S [mm<sup>2</sup>]

5-1、5-2項（10、11ページ）では、配管部の空気やロッド面積を無視して、有効断面積の関係を示しましたが、ここではこれらも含めた場合の必要有効断面積を算出します。図2の負荷率 $\alpha$ の範囲では必要有効断面積：S [mm<sup>2</sup>]は次の式で求めます。

$$S = 5 \times \frac{V}{t_L} \times (1 + 2 \times \alpha) \frac{A_e}{A_i} \quad (6-1)$$

S：必要有効断面積 [mm<sup>2</sup>]  $t_L$ ：ストローク時間 [s]

$\alpha$ ：負荷率

負荷率は図2（5ページ）を参照ください。

$$\alpha = \frac{F}{P \times \frac{\pi}{4} D^2}$$

$A_e$ ：排気側ピストン面積 [mm<sup>2</sup>] F：負荷 [N]

$A_i$ ：吸気側ピストン面積 [mm<sup>2</sup>] P：供給圧力 [MPa]

V：配管容積を含むシリンダの排気側の全容積 [L] D：シリンダ径 [mm]

$$V = 10^{-6} \times (A_e \times L + \frac{\pi}{4} d^2 \times L_p) \quad (6-2)$$

V：配管容積を含むシリンダの排気側の全容積 [L]

$A_e$ ：排気側ピストン面積 [mm<sup>2</sup>]

L：シリンダストローク [mm]

d：配管の内径 [mm]

$L_p$ ：切換弁とシリンダ間の配管の長さ [mm]

### 6-3 実有効断面積：Sr [mm<sup>2</sup>]

実有効断面積は、必要有効断面積：Sより2割程度大きくし、最終的な調整時に速度制御弁を絞って所定の速度に調整します。実有効断面積：Srは、使用する切換弁と速度制御弁（全開）の合成した有効断面積 [mm<sup>2</sup>] になり、次の式によって求めます。

$$S_r = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{S_v^2} + \frac{1}{S_s^2}}} > 1.2 \times S \quad (6-3)$$

Sr：実有効断面積 [mm<sup>2</sup>]

$S_v$ ：切換弁の有効断面積 [mm<sup>2</sup>]

$S_s$ ：速度制御弁の有効断面積 [mm<sup>2</sup>]

S：必要有効断面積 [mm<sup>2</sup>]

### 6-4 配管が長い場合の実有効断面積：Sr' [mm<sup>2</sup>]

切換弁とシリンダ間の配管が長くて細い場合には、この配管の抵抗を見込む必要がありますのでSrの代わりに、次の式で求めるSr'の値を（6-3）式に代入します。

$$S_r' = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{S_r^2} + 3.25 \times 10^{-2} \times \frac{L_p}{d^5}}} > 1.2 \times S \quad (6-4)$$

Sr'：実有効断面積 [mm<sup>2</sup>]

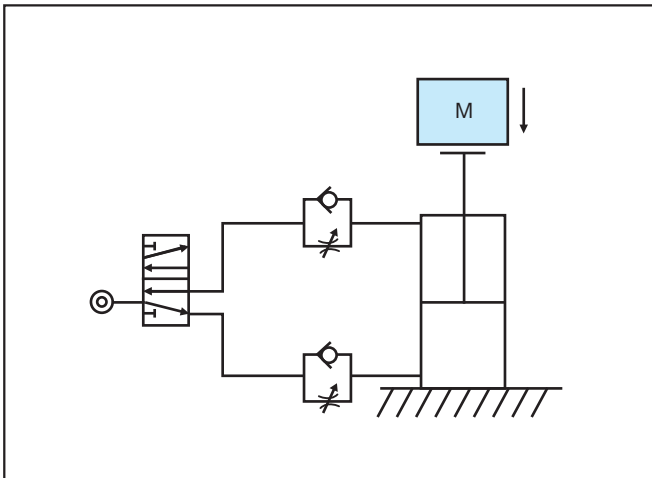
$L_p$ ：切換弁とシリンダ間の配管の長さ [mm]

d：配管の内径 [mm]

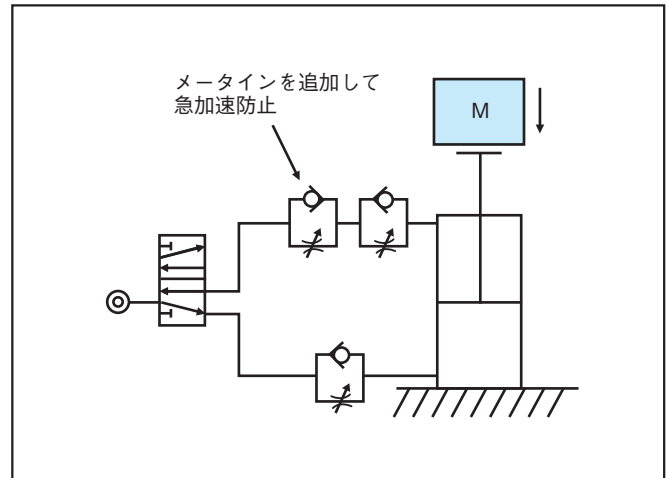
## 6-5 シリンダの往復の負荷が異なる場合

重量物をシリンダで持ち上げるような場合、図 7A の回路を用いるとシリンダは降下時に逆負荷を受け急速に降下し、ストロークの途中でバウンドします。このような現象を防ぐには図 7B のような単動シリンダで使用するか、図 7C のような降下時の圧力供給側にメータインの速度制御弁を追加し動き始めに急激に降下しないようにする必要があります。また、より滑らかに降下させるためには上昇と下降の負荷の差分に相当する圧力を下降時の供給圧力から減じる図 7D の回路を用います。これらの場合上昇側について通常の複動シリンダと同様の方法で必要有効断面積を求めておけば、下降側は上昇時より早く作動させることができます。

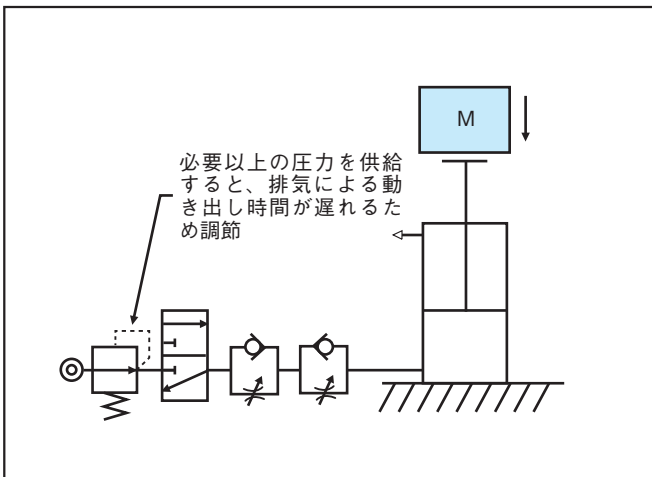
■ 図 7A：メータアウト回路



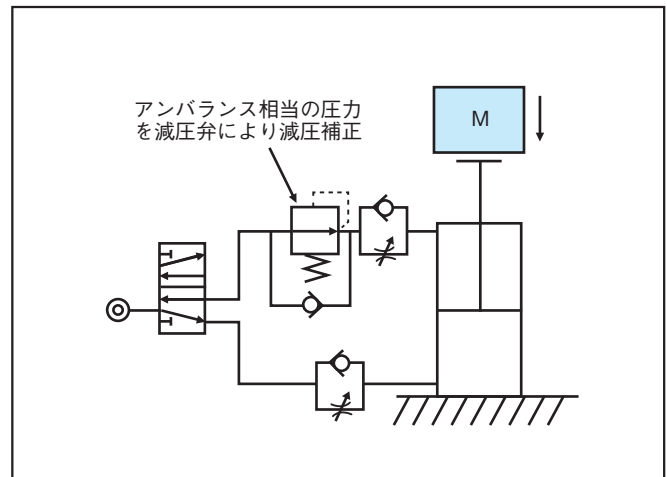
■ 図 7C：急加速防止回路



■ 図 7B：単動シリンダ・駆動回路

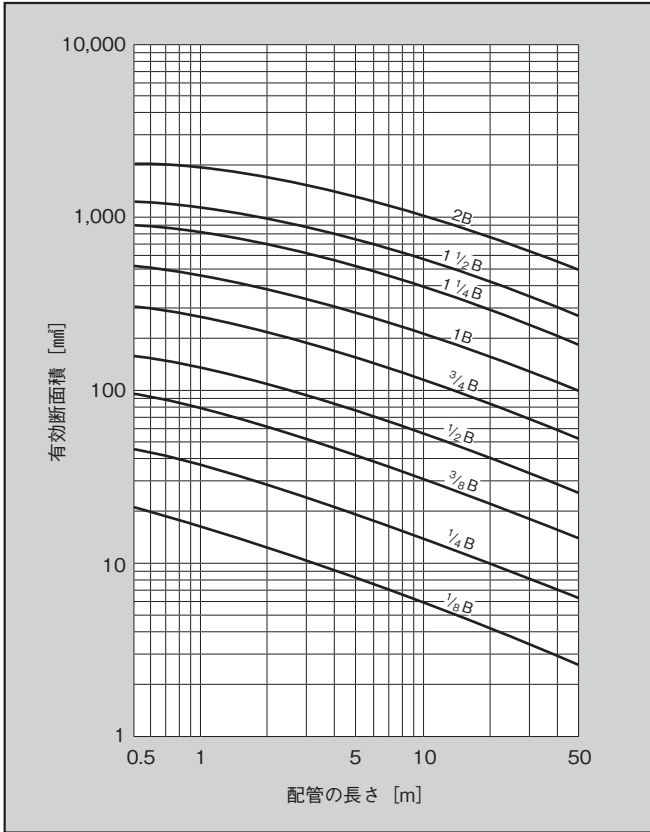


■ 図 7D：バランス回路

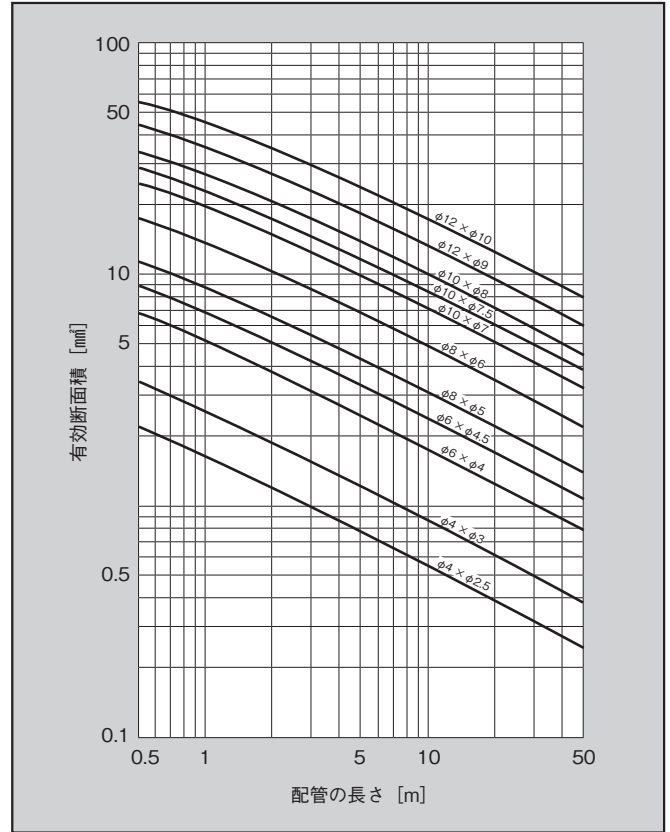


## 6-6 配管材の有効断面積 参考

■ 図 8A：ガス管の有効断面積



■ 図 8B：チューブの有効断面積



## 7 吸収／運動エネルギー

### 7-1 シリンダの減速と停止

ストローク終端での負荷の運動エネルギーが一定以下であればシリンダ内蔵のエア・クッションや、ゴムクッションで停止させることができます。ただし、この範囲を越える場合には、負荷側になんらかの緩衝装置を設け、シリンダの保護と緩衝を行なう必要があります。

### 7-2 ストローク終端速度および運動エネルギー

負荷率  $\alpha$  を図2 (5 ページ) 範囲内の値にした場合、ストローク終端速度は、次式の平衡速度： $U$  [m/s] の値に対し 80～120% の範囲内にあります。

$$U = \frac{200 \times S}{Ae} \quad (7-1)$$

$U$ ：平衡速度 [m/s]

$S$ ：必要有効面積 [mm<sup>2</sup>]

$Ae$ ：排気側ピストン面積 [mm<sup>2</sup>]

●したがって、ストローク終端で吸収しなければならない最大運動エネルギー： $E_k$  [J] は次の値になります。

$$E_k = \frac{W}{2 \times 9.8} \times (1.2 \times U)^2 \\ = 7.35 \times 10^{-2} \times W \times U^2 \quad (7-2)$$

$E_k$ ：最大運動エネルギー [J]

$W$ ：負荷荷重 [N]

$U$ ：平衡速度 [m/s]— $U$  は 5-1 項 (10 ページ) の  $U_n$  とほぼ等しくなります。

### 7-3 シリンダで停止させる場合

#### 7-3-1 エア・クッションによる停止

負荷率  $\alpha$  を図2 (5 ページ) 範囲内の値にした場合、エア・クッションの吸収エネルギー： $E$  [J] は次式の値となります。

$$E = 10^{-3} \times (1 - \alpha) \times (P + 0.1) \times Ae \times \frac{Lc}{Z} \quad (7-3)$$

$E$ ：吸収エネルギー [J]

$\alpha$ ：負荷率

$P$ ：供給圧力 [MPa]

$Ae$ ：排気側ピストン面積 [mm<sup>2</sup>]

$Lc$ ：クッションストローク [mm]

$Z$ ：停止の要件によって次の値を取ります。

- 滑らかな減速を必要とする場合 —————  $Z > 6$
  - シリンダ内圧の増加が安全な範囲で減速する場合 —————  $Z > 2$
- したがって、 $E_k < E$  であればエア・クッションで緩衝、停止が可能です。また、エア・クッションの停止に要する時間： $t_c$  [s] は、大略次の値になります

$$t_c = (3 \sim 5) \times 10^{-3} \times \frac{Lc}{U} \quad (7-4)$$

$t_c$ ：エア・クッションの停止に要する時間 [s]

$Lc$ ：クッションストローク [mm]

$U$ ：平衡速度 [m/s]

#### ■ 表7：クッションストローク 一覧表

CP611・665

チューブ内径	クッションストローク (mm)	チューブ内径	クッションストローク (mm)
φ 40	15	φ 200	21
φ 50	15	φ 220	24
φ 63	15	φ 250	24
φ 80	16	φ 300	24
φ 100	16	φ 350	24
φ 125	18	φ 400	28
φ 140	21	φ 450	28
φ 160	21	φ 500	28
φ 180	21		

CP68

チューブ内径	ヘッド側 (mm)	ロッド側 (mm)
φ 40	15	15
φ 50	14	14
φ 63	14	14
φ 80	16	16
φ 100	16	16

CP691

チューブ内径	ヘッド側 (mm)	ロッド側 (mm)
φ 40	15	16
φ 50	15	14
φ 63	15	13
φ 80	16	15
φ 100	16	23
φ 125	18	23
φ 140	21	23
φ 160	21	23
φ 180	21	28
φ 200	21	28
φ 220	24	22
φ 250	24	22

#### 7-3-2 クッションなしシリンダの場合

●7-5 項の「クッションを効かさない場合」をご参照ください。



## 7-4 シリンダ以外の外部ストッパやクッションを用いる場合

シリンダ終端で衝撃吸収が困難な場合は、外部にストッパやクッションを設けなければなりません。これら外部装置は、シリンダ軸上に取付位置が来るとは限りませんので、偏心によるシリンダのロッドに曲げが発生しないよう取付には特に注意してください。

### 7-4-1 緩衝ゴムによる停止

この場合の吸収エネルギーの目安は、次のような値になりますが、ピストンがシリンダヘッドに当たらない位置に取付けてください。吸収エネルギーの目安は次のとおりです。

$$0.1 \sim 0.2 \text{ J} \\ (\text{ゴム体積 } 1 \text{ cm}^3)$$

### 7-4-2 油圧ショックアブソーバによる停止

ここまでで説明したクッションで停止できない場合、油圧ショックアブソーバの使用を検討します。このアブソーバには次のような利点があり、一般的に広く用いられています。

- ①等加速度に近い平滑な減速ができる。
  - ②高油圧を発生させるため小形、軽量である。
  - ③減速度の調節が容易。
  - ④ばねのような跳ね返りがない。
- アブソーバは次の条件を満足するか否かを検討し、選定を行います。

#### A. 緩衝エネルギー： $E_s$ [J]

エア・クッションの場合には、負荷の運動エネルギー： $E_k$ のみを考慮していますが、このアブソーバの場合、その作動中にシリンダ内に空気が一部供給されるため、この分のエネルギーもアブソーバが吸収しなければなりません。

$$E_s = E_k + (P \times A_i + F_w) \times \frac{L_s}{2000} \quad (7-5)$$

$E_s$ ：緩衝エネルギー [J]  
 $E_k$ ：運動エネルギー [J]  
 $P$ ：供給圧力 [MPa]  
 $A_i$ ：吸気側ピストン面積 [mm<sup>2</sup>]  
 $F_w$ ：負荷のシリンダ軸方向成分 [N]  
 $L_s$ ：アブソーバのストローク [mm]

#### B. 最大吸収エネルギー： $E_{max}$ [J]

アブソーバの定格吸収エネルギーは、負荷条件や調整のバラツキを考慮し、次の範囲となるように選定してください。

$$E_{max} > 1.2 \times E_s$$

#### C. 適用質量範囲： $W_{min}, W_{max}$ [N]

アブソーバは、構造上の制約から緩衝負荷の重量に適用範囲があります。次式の範囲内となるようご選定ください。

$$W_{min} < W < W_{max}$$

#### D. 適用速度範囲： $U_{min}, U_{max}$ [m/s]

アブソーバは、構造上の制約から緩衝負荷との衝突速度に適用範囲があります。次式の範囲内となるようご選定ください。

$$U_{min} < U < U_{max}$$

#### E. 最大使用頻度： $N$ [min<sup>-1</sup>]

アブソーバの吸収したエネルギーは油温の上昇に変換されますが、これは最終的に外部に放熱されます。したがって、油温の上限と放熱量の関係から使用頻度に制限があり、カタログには定格頻度： $N_o$  [min<sup>-1</sup>] が示されていますが、大きめのアブソーバを使う場合および雰囲気温度が常温でない場合には、次の式で最大使用頻度を求めます。

$$N = N_o \times \left( \frac{E_{max}}{E_s} \right) \times \frac{50}{(70 - T)} \quad (7-6)$$

$N$ ：最大使用頻度 [min<sup>-1</sup>]  
 $N_o$ ：定格の頻度 [min<sup>-1</sup>]  
 $E_{max}$ ：最大吸収エネルギー [J]  
 $E_s$ ：緩衝エネルギー [J]  
 $T$ ：雰囲気温度 [°C]

### F. 減速力：Fs [N]

アブソーバが作動している間の負荷に対する減速力は次の式の値になります。

$$F_s = 1.5 \times 50 \times W \times \frac{U^2}{L_s} \quad (7-7)$$

Fs：シリンダ出力 [N]

W：負荷荷重 [N]

U：平衡速度 [m/s]

Ls：アブソーバのストローク [mm]

### G. 減速時間：ts [s]

アブソーバが作動している時間は次の式の値になります。

$$t_s = 2 \times 10^{-3} \times \frac{L_s}{U} \quad (7-8)$$

### H. アブソーバの調整

アブソーバには負荷質量（重量）に合わせ抗力を調整するハンドル及び目盛りがついていますが、最初の調整値  $W_s$  [N] は次の式によって求めた値とし、その後停止状態を見て微調整を行って下さい。

**ご注意** アブソーバの目盛りは実際の負荷質量が表示されていない場合もありますのでご注意ください。

$$W_s = 0.2 \times \frac{E_s}{U^2} \quad (7-9)$$

● なお、調整固定のままでも負荷の重量が変動する場合、その変動幅は定格調整値の 50～100% の間で使用してください。この範囲を越えると滑らかに停止できないばかりではなく、アブソーバを破損する恐れがあります。

## 7-5 作動速度と限界負荷荷重の関係

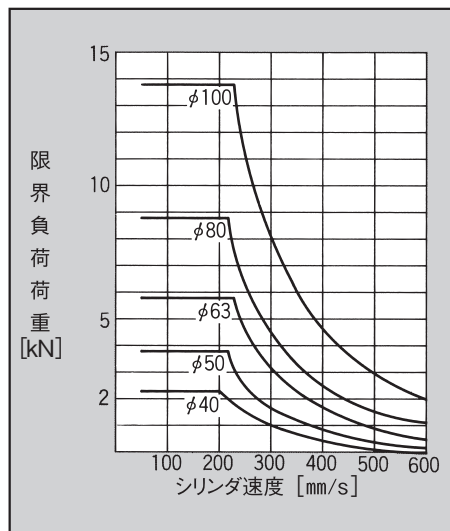
●このグラフの限界荷重はシリンダ出力ではありません。ピストンロッド先端に接続できる負荷の荷重を表しているものです。  
●シリンダ速度はシリンダストローク端またはクッション部に入る時点の速度を示していますが、シリンダ作動開始後の平均速度と考えてさしつかえありません。しかし配管口を変更したり、垂直方向の大きな負荷でご使用の場合はご注意ください。

●クッションを効かした場合は限界負荷特性は下記の条件での値です。

- 取付方向: 水平 (垂直の場合は条件が異なります。)
- 使用圧力: 0.5 MPa
- シリンダ負荷 < シリンダ理論出力の70%

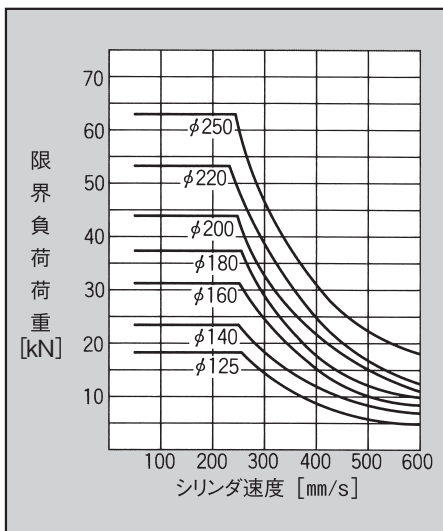
■ 図 9A : クッションを効かした場合

チューブ内径 :  $\phi 40 \sim \phi 100$



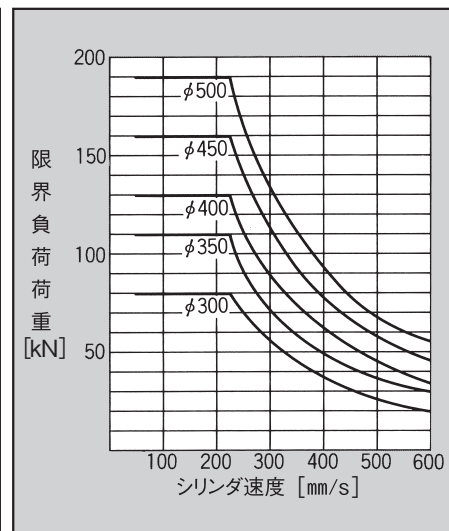
■ 図 9B : クッションを効かした場合

チューブ内径 :  $\phi 125 \sim \phi 250$



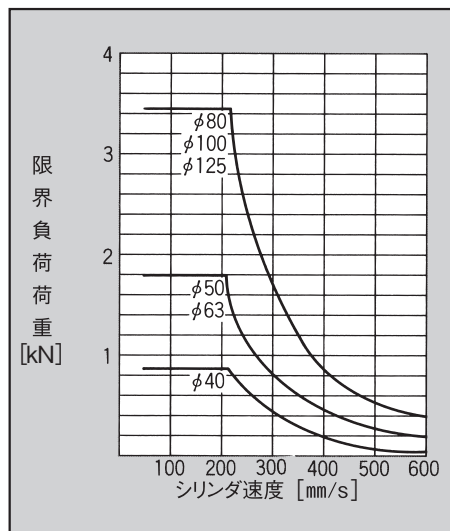
■ 図 9C : クッションを効かした場合

チューブ内径 :  $\phi 300 \sim \phi 500$



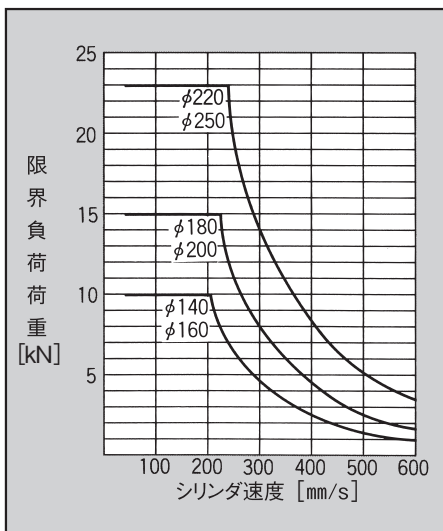
■ 図 9D : クッションを効かさない場合

チューブ内径 :  $\phi 40 \sim \phi 125$



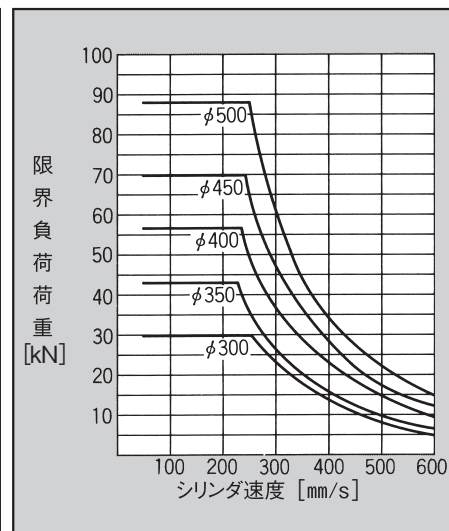
■ 図 9E : クッションを効かさない場合

チューブ内径 :  $\phi 125 \sim \phi 250$



■ 図 9F : クッションを効かさない場合

チューブ内径 :  $\phi 300 \sim \phi 500$



## 8 空気消費量

### 8-1 シリンダストローク当たりの空気消費量

次の式は一動作当たりの空気消費量を求めるものであり、シリンダ速度には関与されない空気容量を求める式です。

●シリンダの押し時

$$V_1 = \frac{\pi}{4} D^2 \times L \times 10^{-6} \times \left( \frac{P+0.1013}{0.1013} \right) \quad (8-1)$$

●シリンダ引き込み時

$$V_2 = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \times L \times 10^{-6} \times \left( \frac{P+0.1013}{0.1013} \right) \quad (8-2)$$

V1 : 押し時の空気消費量 [L (ANR)]

V2 : 引き時の空気消費量 [L (ANR)]

D : チューブ内径 [mm]

d : ピストンロッド外径 [mm]

L : シリンダストローク [mm]

P : 使用圧力 [MPa,G]

#### 例題 1

チューブ内径：80mm、ロッド外径：25mm、ストローク：200mm、使用圧力：0.5MPa,G の時の空気消費量を求めよ。

$$V_1 = \frac{\pi}{4} \times 80^2 \times 200 \times 10^{-6} \times \left( \frac{0.5+0.1013}{0.1013} \right) = 6 \text{ [L (ANR)]}$$

$$V_2 = \frac{\pi}{4} (80^2 - 25^2) \times 200 \times 10^{-6} \times \left( \frac{0.5+0.1013}{0.1013} \right) = 5.4 \text{ [L (ANR)]}$$

●したがって押し出し時：6L (ANR)、引き込み時 5.4L (ANR) を消費する。一往復では 11.4L (ANR) となりますが、より実際的には切換弁からシリンダの各々のポートまでの配管容積で消費される空気量も多く、これは配管内径、配管長さで各々求める事ができます。

#### 例題 2

例題 1) のシリンダと切換弁が、SGP (配管用炭素鋼鋼管) 直管で距離 2m に接続されている時の配管での空気消費量を求めよ。

$$V_1 = \frac{\pi}{4} \times 16.1^2 \times 2000 \times 10^{-6} \times \left( \frac{0.5+0.1013}{0.1013} \right) = 2.4 \text{ [L (ANR)]}$$

●チューブ内径：80mmの標準シリンダは接続ポートが Rc1/2 であり、SGP1/2 を使用します。SGP1/2 は外径：21.7mm、肉厚：2.8mm であることから内径：16.1mm が算出されます。したがって、往復で  $6 + 5.4 + 2 \times 2.4 = 16.2$  [L (ANR)] の空気を消費する事になります。

## 8-2 シリンダの時間当たりの空気流量

シリンダの容積により消費される空気量は前項のとおりですが、作動中の必要供給空気流量はシリンダの速度により変化し、速度が速くなるほど増大します。

$$Q = \frac{\pi}{4} D^2 \times L \times 10^{-6} \times \left( \frac{P+0.1013}{0.1013} \right) \times \frac{60}{t} \quad (8-3)$$

Q : 空気消費量 (必要供給空気量) [L/min (ANR)]

D : チューブ内径 [mm]

L : シリンダストローク [mm]

P : 使用圧力 [MPa,G]

t : ストロークに要する時間 [s]

なお、空気流量は  $V_1$ 、 $V_2$  から次式で求めることもできます。

●シリンダの押し時

$$Q_1 = V_1 \frac{60}{t} \quad (8-4)$$

●シリンダの引き時

$$Q_2 = V_2 \frac{60}{t} \quad (8-5)$$

●配管も同様に表わすと、次式のようになります。

$$Q_P = V_P \frac{60}{t} \quad (8-6)$$

すなわち、シリンダ押し時には  $Q_1 + Q_P$ 、引き込み時には  $Q_2 + Q_P$  の供給流量が必要となります。

【例題】

チューブ内径：80mm、ロッド外径：25mm、ストローク：200mm、使用圧力：0.5MPa,Gのシリンダを2秒でストロークさせるときの空気消費量を求めよ。

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} \times 80^2 \times 200 \times 10^{-6} \times \left( \frac{0.5+0.1013}{0.1013} \right) \times \frac{60}{2} = 180 \text{ [L/min (ANR)]}$$

●必要空気量は8-1項で示す様に6Lと小さい値ですが、供給流量としては大きな値となります。さらに配管部の消費を加えると、(8-6)式から  $Q_P = 2.4 \times 30 = 72 \text{ L/min (ANR)}$  と計算されます。したがってシリンダを押し出す際の供給流量は  $252 \text{ L/min (ANR)}$  となり、引き込み時も同様に計算すると、配管も含めた供給流量は  $234 \text{ L/min (ANR)}$  となります。

## 9 潤滑方式

シリンダの軸受け及びパッキンの摺動面には潤滑が必要です。次の表8の無給油式、又は給油式のどちらかを選択して下さい。

表8：潤滑方式

無給油式 CP611LU CP665 CP68	一般的な寿命要求の場合	<グリース潤滑> シリンダに塗布したグリースが、長期間保持されるようにする。
	給油メンテナンスが困難な場合	
	ごく低頻度の場合 ※	
	高い場所にシリンダを設置する場合 ※	
給油式 CP611 CP691	配管が長い場合 ※	<噴霧給油> 空気圧ブリケータを使用して給油。
	高寿命を要求される場合	
	油膜が汚染される粉塵環境の場合	
	高頻度の場合	

※印：噴霧給油の不足及びオイルミストがシリンダに到達しないため。

## 10 パッキン材質の種類

コーナン標準のシリンダに使用しているパッキン材質は、ニトリルゴム（NBR）を使用しています。

次表の条件以外でシリンダを使用する場合は、パッキン材質を変更する必要があります。この場合は使用状態を別途、ご相談ください。

使用条件によるパッキン材質の選択

### 1. 使用温度範囲（℃）

表9

ニトリルゴム (NBR)	使用温度	- 5 +60 使用温度範囲
ふっ素ゴム (FKM)	使用温度	5 +120 使用温度範囲

### 2 使用最大速度

表10

形状	パッキン材質	最大速度 (mm/s)
Oリング (P)	ニトリルゴム (NBR)	500
	ふっ素ゴム (FKM)	300
Uパッキン	ニトリルゴム (NBR)	1000
	ふっ素ゴム (FKM)	500

## 11 防塵カバー

シリンダが土砂・塵埃など悪条件下にさらされる場合は、特にピストンロッドを保護する必要があります。

防塵カバーは、ジャバラが最も広く使用されていますが、ジャバラの材質についても使用する周囲温度により決定する必要があります。

表11：防塵カバーの材質選定のめやす

名称 Name	材質 Material	耐熱温度 Heat resistance
注1 ネオプレン Neoprene	ナイロンクロスにネオプレンをコーティングしたもの	Max.120℃
注2 コーネックス® CONEX®	全芳香族ポリアミド繊維	Max.200℃
注3 ジェンテックス GENTEX®	ガラスクロスにアルミを蒸着したもの	Max.600℃

注1) 100℃を超える雰囲気での使用の場合には、年一回の交換を推奨します。

注2) コーネックス®・CONEX®は帝人株式会社登録商標です。

注3) GENTEX®は米国ジェンテックス社の登録商標です。

## 12 使用上の注意事項

### 12-1

本カタログに示すシリンダについては、シリーズ毎の末尾にあるそれぞれの取扱い注意事項をご参照ください。

### 12-2

その他の使用上の注意については、JPAS 005「空気圧シリンダの使用およびその選定指針」を別途、ご参照ください。

### 12-3

本カタログはすべてSI単位を用いておりますので従来単位への換算が必要な場合は、下表を参照ください。

表12：単位換算表

量の名称	SI単位実用記号	従来記号	換算式 (SI単位から従来単位へ)
圧力	MPa	kgf/cm <sup>2</sup>	[kgf/cm <sup>2</sup> ] = 1.01971 × 10 × χ [MPa]
荷重	N	kgf	[kgf] = 1.01971 × 10 <sup>-1</sup> × χ [N]
応力	N/mm <sup>2</sup>	kgf/mm <sup>2</sup>	[kgf/mm <sup>2</sup> ] = 1.01971 × 10 <sup>-1</sup> × χ [N/mm <sup>2</sup> ]
質量	kg	kg	—



# 甲南電機株式会社<sup>®</sup>

東京支店 〒108-0014 ☎03-3454-1711  
東京都港区芝4-7-8 芝サンエスワカマツビル  
大阪支店 〒530-0012 ☎06-6373-6701  
大阪市北区芝田1-1-4 阪急ターミナルビル  
西部支店 〒732-0052 ☎082-568-0071  
広島市東区光町1-12-20 もみじ広島光町ビル  
国際部 〒663-8133 ☎0798-48-5931  
西宮市上田東町4-97

URL=<https://www.konan-em.com/>



東北営業所 ☎022-215-1195  
千葉営業所 ☎043-305-1401  
北海道出張所 ☎011-792-7451  
名古屋営業所 ☎052-581-6541  
金沢営業所 ☎076-233-1411  
高松営業所 ☎087-835-0411  
広島営業所 ☎082-568-0071  
北九州営業所 ☎093-541-0281

代理店

2017.04  
このカタログは予告なしに改訂することがありますのでご了承ください。  
2020.09-1版(D6)-J