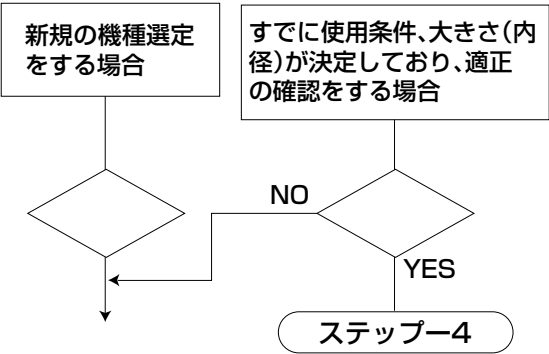


SRM3 シリーズ 機種選定ガイド

一般のエアシリンダとは選定条件が異なりますので
選定ガイドによって適正の可否を確認してください。

①ステップ1



②ステップ2 使用条件の確認

1. 使用圧力(P) (MPa)
2. 負荷質量(M) (kg)
3. 負荷荷重(F_L) (N)
4. 取付方向
5. ストローク(L) (mm)
6. 移動時間(t) (s)
7. 作動速度(V) (m/s)

シリンダの平均作動スピードVの計算式

$$V = \frac{L}{t} \times \frac{1}{1000} \text{ (m/s)}$$

〈負荷質量〉
(搬送物質量 + 治具質量) の値です。

〈取付方向〉
作動の方向 水平、垂直
取付方向 テーブル上向、テーブル下向

③ステップ3 概略のシリンダの大きさの選定

● シリンダの大きさ(内径)の計算式

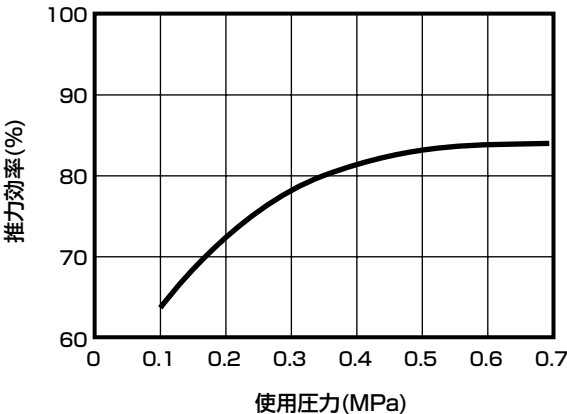
$$F = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times P \times \frac{a}{100} \text{ (N)}$$

$$\therefore D = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot P \cdot a}} \text{ (mm)}$$

D : シリンダの内径 (mm)
P : 使用圧力 (MPa)
a : 推力効率 (%) (図1参照)
F : シリンダの理論推力 (N)

D = ϕ

図1 SRM3の推力効率の傾向



● 表1の理論推力値から求める場合には
概略の必要推力 $\geq$ 負荷荷重 $\times 2$
(負荷荷重 $\times 2$ の $\times 2$ は安全係数として負荷率50%程度とした場合
です)

〈例〉 使用圧力 0.5MPa
負荷荷重 20N
※必要推力は $20 \times 2 = 40\text{N}$

表1より使用圧力0.5MPaにて理論推力が40N以上のチューブ内
径を選択すると $\phi 25$ となります。

D = $\phi 25$

〈シリンダの理論推力〉

表1 シリンダの理論推力値

単位 : N

チューブ内径 (mm)	受圧面積 (mm ²)	使用圧力MPa							
		0.1	0.15	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
φ25相当	542	—	81.4	108	163	217	271	325	380
φ32相当	814	—	121	163	244	326	407	488	570
φ40相当	1266	—	190	253	380	506	633	760	886
φ63相当	3137	314	470	627	941	1255	1568	1882	2196

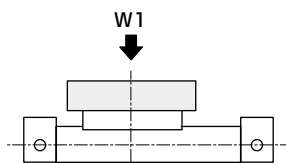
注 : 表1の値には、推力効率は含まれていません。

4 ステップ—4 荷重(W)、各モーメント値の算出

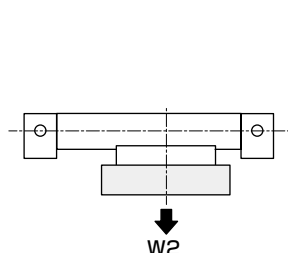
シリンダ取付方向、負荷の重心位置により垂直負荷および静的モーメントが作用します。

〈垂直負荷〉

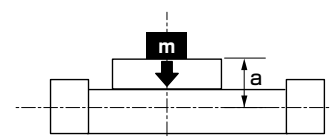
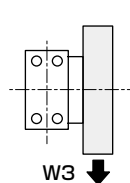
[W1(水平上向、垂直方向)]



[W2(水平下向)]



[W3(水平横向)]

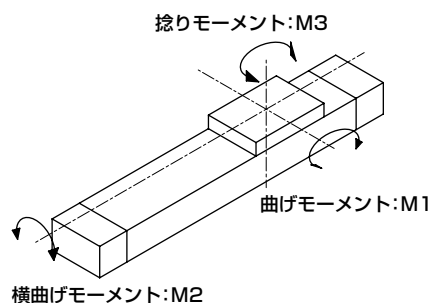


aの値

チューブ内径	a (m)
φ25相当	0.057
φ32相当	0.040
φ40相当	0.046
φ63相当	0.063

〈静的モーメント〉

● 負荷により発生するモーメントの種類



単位: N・m

取付方向	水平上向	水平下向	水平横向	垂直方向
垂直負荷 W	m×9.8			—
静的モーメント	M1	$W \times \ell_1$	$W \times \ell_1$	—
	M2	$W \times \ell_2$	$W \times (\ell_3 + a)$	—
	M3	—	$W \times \ell_1$	$W \times \ell_2$

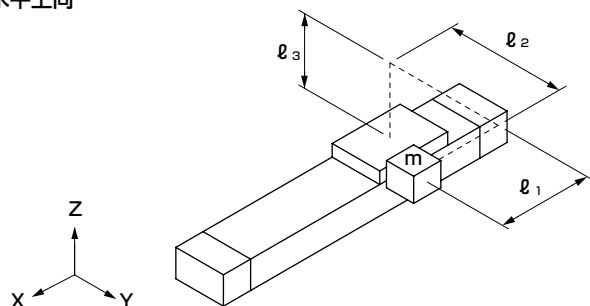
m : 負荷の質量[kg]

ℓ_1 : テーブル中心から負荷の重心までのストローク方向の距離[m]

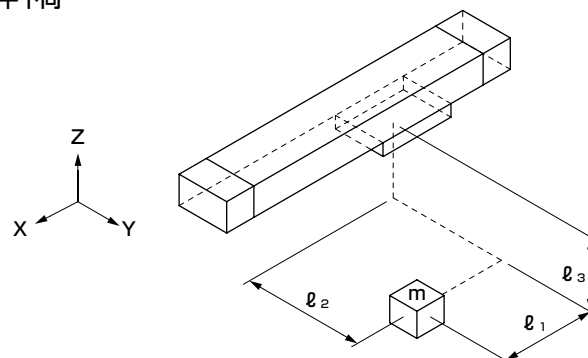
ℓ_2 : テーブル中心から負荷の重心までの幅方向の距離[m]

ℓ_3 : テーブル上面から負荷の重心までの高さ方向の距離[m]

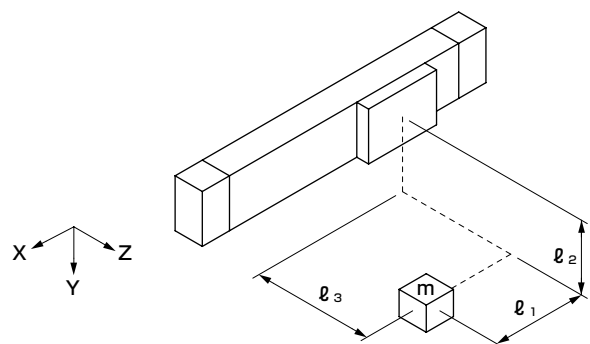
水平上向



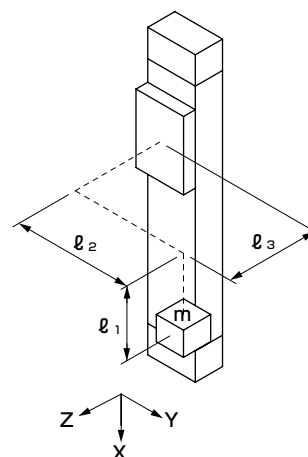
水平下向



水平横向



垂直方向



5 ステップ5 荷重、モーメントの合成値の確認

● 各負荷を図3～図8から読み取った許容値で割り、荷重、モーメント率を求め、合計値が1.0以下であることを確認します。

計算式

$$\frac{W}{W_{\max'}} + \frac{M1}{M1_{\max'}} + \frac{M2}{M2_{\max'}} + \frac{M3}{M3_{\max'}} \leq 1.0$$

$W_{\max'}$ 、 $M1_{\max'}$ 、 $M2_{\max'}$ 、 $M3_{\max'}$ は図2～図7の読値

● 合計値が1.0より大きい場合は

1. 負荷の再検討
2. シリンダ内径をより大きいものにするなどの見直しを実施します。

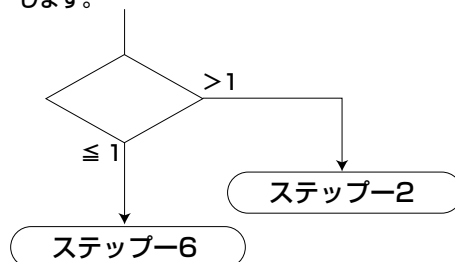


図2 SRM3-25,32のW1,W2,W3許容荷重

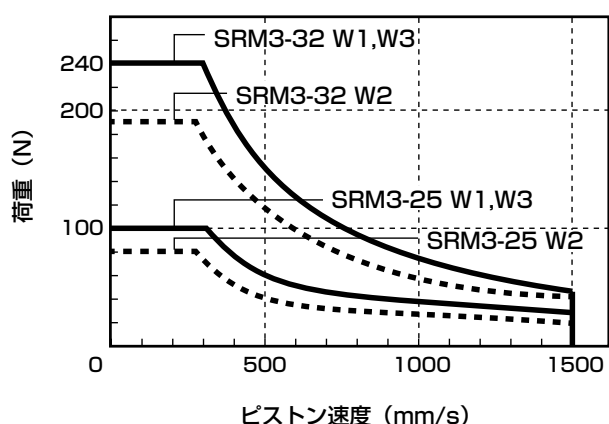


図3 SRM3-40,63のW1,W2,W3許容荷重

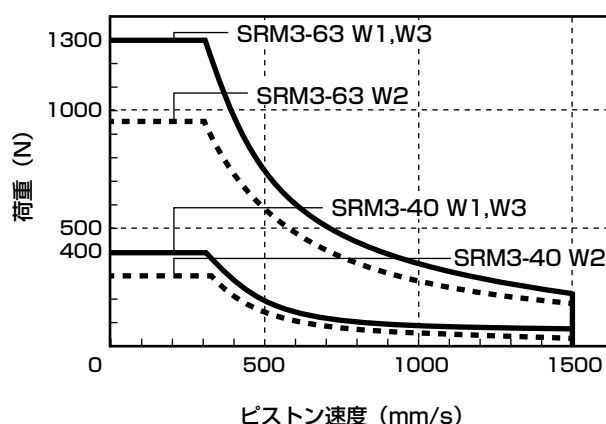


図4 SRM3-25,32のM1,M3許容モーメント

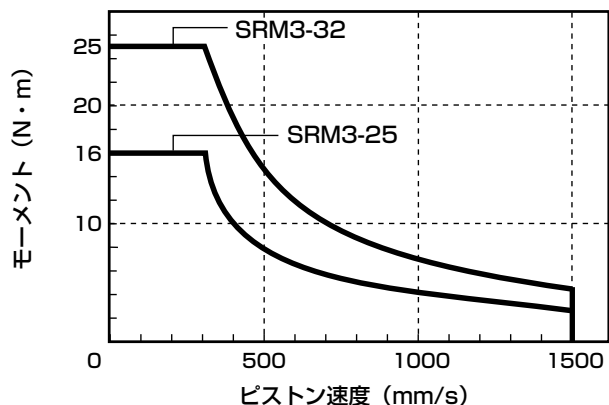


図5 SRM3-40,63のM1,M3許容モーメント

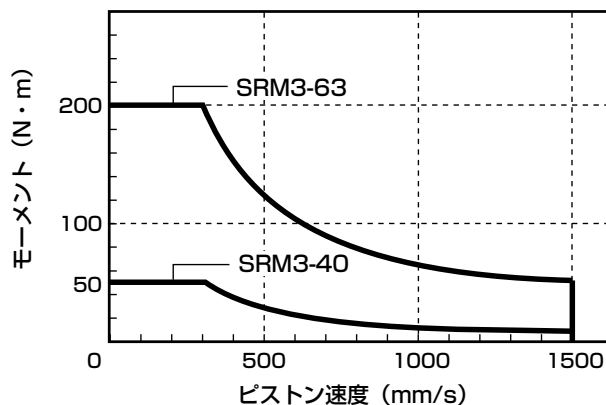


図6 SRM3-25,32のM2許容モーメント

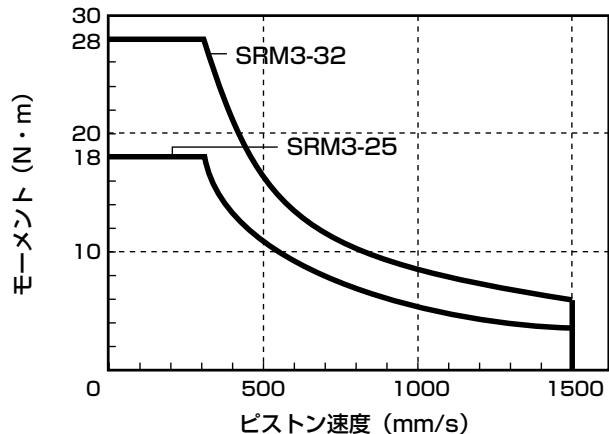
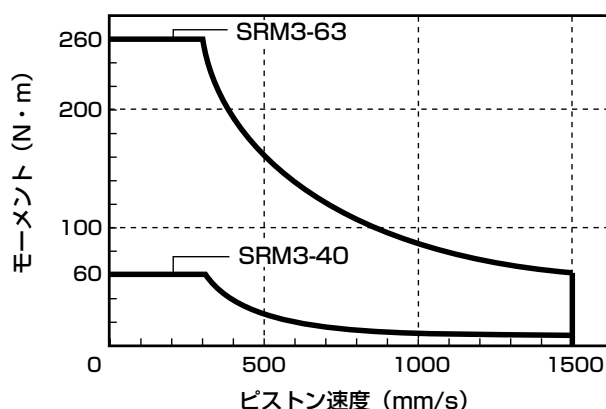


図7 SRM3-40,63のM2許容モーメント



⑥ ステップー6 必要推力の算出

シリンダの必要推力 (F_N) を計算します。

1. 水平作動時
F_N = W × 0.2 (N)
2. 垂直作動時
F_N = W (N)

⑦ ステップー7 負荷率の確認

● 負荷率はシリンダの作動速度の安定性・余裕・寿命などの利用状況を配慮して決定します。

● 負荷率 (α) の計算式

$$\alpha = \frac{\text{必要推力 (F}_N\text{)}}{\text{シリンダの推力 (F)}} \times 100 \%$$

$$F = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times P \times \frac{\mu}{100} \quad (\text{N})$$

D : シリンダの内径 (mm)

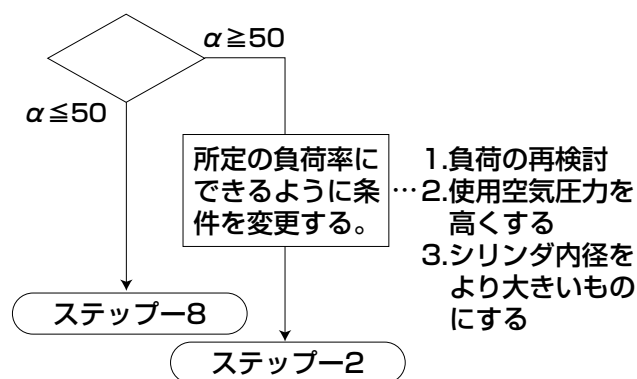
$$\frac{\pi}{4} \times D^2 = \text{受圧面積} \quad (\text{mm}^2)$$

● $\frac{\pi}{4} \times D^2 \times P$ の値として表4のシリンダの理論推力値

を使用してもよい。

P : 使用圧力 MPa

μ : 推力効率 図1の値を使用する。



<負荷率の適正範囲>

● ピストンの速度は負荷率によって異なりますが一般的な使用では次の表2の範囲がのぞましい。

表2 (負荷率の適正範囲—参考値)

使用圧力 MPa	負荷率%
0.2~0.3	α ≤ 40
0.3~0.6	α ≤ 50
0.6~0.7	α ≤ 60

<例> 使用するシリンダサイズ : φ25相当

必要推力 4N

使用圧力 0.5MPaの場合

$$\alpha = \frac{4}{542 \times 0.5 \times \frac{83}{100}} \times 100$$

=2%

α ≤ 50%なのでOK。

SCP※3
CMK2
CMA2
SCM
SCG
SCA2
SCS2
CKV2
CAV2・COVP/N2
SSD2
SSG
SSD
CAT
MDC2
MVC
SMG
MSD・MSDG
FC※
STK
SRL3
SRG3
SRM3
SRT3
MRL2
MRG2
SM-25
ジョックキア
FJ
FK
スピードコントローラ
巻末

⑧ ステップー8 クッション能力の確認

シリンダ自体の持つクッション能力により、実使用の負荷の運動による運動エネルギーを吸収できるかどうかを確認します。

〈シリンダの許容吸収エネルギー〉

● シリンダのクッション機構による運動エネルギー吸収能力の値はシリンダの内径によって異なります。SRM3は表3の値と比較します。

表3 SRM3の許容吸収エネルギー（E1）

チューブ内径 (mm)	許容吸収エネルギー（J）
φ25相当	1.40
φ32相当	2.57
φ40相当	4.27
φ63相当	17.4

〈ピストン運動エネルギー〉

● ピストン運動エネルギー（E2）の計算式

$$E_2 = \frac{1}{2} \times M \times V_a^2 \quad (\text{J})$$

M：負荷荷重の質量（kg）

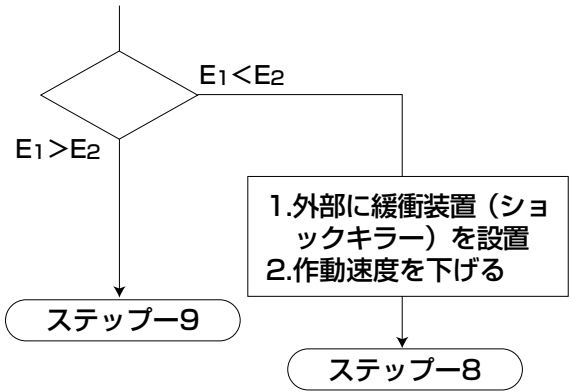
Va：ピストンのクッション突入速度（m/s）

$$V_a = \frac{L}{t} \times \left(1 + 1.5 \times \frac{\alpha}{100}\right)$$

L：ストローク（m）

t：作動時間（S）

α：負荷率（%）



⑨ ステップー9 慣性負荷の確認

● ピストンの作動によって負荷から作用する慣性力がシリンダの持つ能力範囲内であるかどうかを確認します。

(1) クッション部への突入速度 (Va) と図8のSRM3の慣性力係数の傾向より、G係数を求めます。

クッション部への突入速度 (Va) はステップー8 で計算した値です。

Va : ピストンのクッション突入速度 (m/s)

$$Va = \frac{L}{t} \times (1 + 1.5 \times \frac{\alpha}{100})$$

L : ストローク (m)

t : 作動時間 (S)

α : 負荷率 (%)

(2) 慣性力による曲げモーメント (M1i) と振りモーメント (M3i) を求めます。

単位: N・m

取付方向	水平上向	水平下向	垂直方向	水平横向
動的モーメント	M1i	$W \times (\ell_3 + a) \times G$		
	M2i	動的モーメントM2iは発生しません		
	M3i	$W \times \ell_2 \times G$		

慣性力によるモーメントは取付方向にかかわらず上記計算になります。

(3) 静負荷によるモーメント (M1とM3) と慣性力によるモーメント (M1iとM3i) を加えて合成値が表4の最大許容値以下であることを確認します。

$$M1 + M1i \leq M1max$$

$$M3 + M3i \leq M3max$$

M1max、M3maxは表4の値

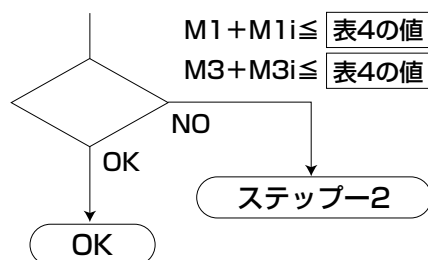


図8 SRM3の慣性力係数の傾向

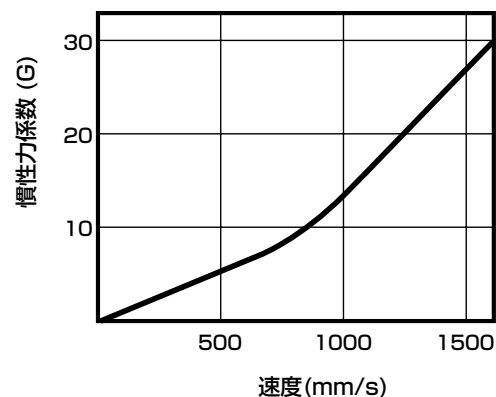


表4 負荷荷重・モーメントの最大許容値

項目	垂直荷重 W1max(N)	垂直荷重 W2max(N)	垂直荷重 W3max(N)
チューブ内径(mm)			
φ25相当	100	80	100
φ32相当	240	190	240
φ40相当	400	320	400
φ63相当	1300	1000	1300

項目	曲げモーメント M1max(N・m)	横曲げモーメント M2max(N・m)	ねじりモーメント M3max(N・m)
チューブ内径(mm)			
φ25相当	16	18	16
φ32相当	25	28	25
φ40相当	50	60	50
φ63相当	200	260	200

表4は最大許容値を示します。使用速度条件によって許容値は図2～図7の通りとなります。

(図2～図7の特性曲線の左下側の範囲が使用可となります。)

SCP※3
CMK2
CMA2
SCM
SCG
SCA2
SCS2
CKV2
CAV2・COVP/N2
SSD2
SSG
SSD
CAT
MDC2
MVC
SMG
MSD・MSDG
FC※
STK
SRL3
SRG3
SRM3
SRT3
MRL2
MRG2
SM-25
ショックキラ
FJ
FK
スピードコントローラ
巻末