

NSBシリーズ(標準、カバー)スライドシリンダ……検討手順

検討手順

まず次の表の項目の使用条件を求めてください。

荷 重	W	N
ストローク	S	mm
ストローク所要時間	T	sec
使用圧力	P	MPa
オーバーハング量	L	mm
外部推力	H	N

■計算例

NSB40-600で水平取付
 $W=50\text{N}$
 $S=600\text{mm}$
 $T=1.8\text{sec}$
 $P=0.5\text{MPa}$
 $L=100\text{mm}$
 $H=0$

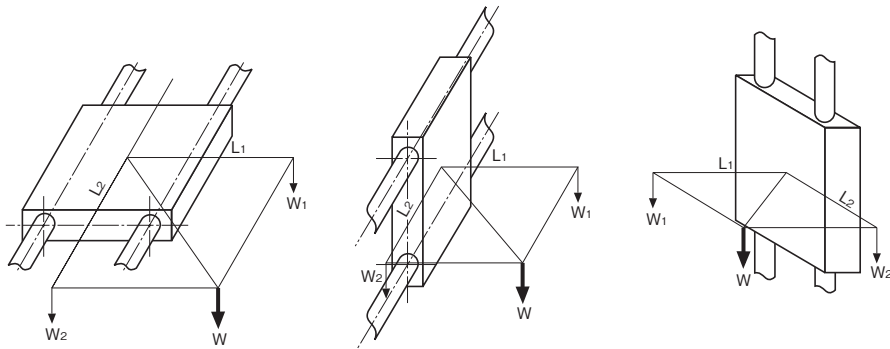
[1] 軸にかかる静荷重 f_o (N)

a. 軸にかかる静荷重 f_o (N) は、荷重 W (N) とオーバーハング量 L (mm) によって決まります。

下の図を参考に f_o を計算してください。

	図1-1	図1-2	図1-3	図1-4	図1-5
荷重の条件					
軸にかかる静荷重	$f_o = \frac{W+B+C \times S}{2} + \frac{L}{l_1} \times W$	$f_o = \frac{W+B+C \times S}{2} + \frac{L+l_0}{l_1} \times W$	$f_o = \frac{W+B+C \times S}{2} + \frac{L}{l_2} \times W$	$f_o = \frac{L+l_0}{l_2} \times W$	$f_o = \frac{L}{l_2} \times W$

b. 中間位置に荷重のかかる場合



スライドブロック中心から荷重の重心までの距離をX, Y, Z 各軸方向にわけて荷重を計算してください。

$$\begin{cases} W_1 = \frac{L_1}{L_1+L_2} \times W \\ W_2 = \frac{L_2}{L_1+L_2} \times W \end{cases}$$

(注) スライドブロックでエンドさせずに、オーバーハング端でエンドさせる場合、オーバーハング荷重Wは、スライドシリンダの推力Frと考えてください。

W	荷重	N
L	オーバーハング	mm
S	ストローク	mm

型 式	B	C	l_0	l_1	l_2
NSB30	4.6	0.65÷1000	14	46	74
NSB40	13.0	1.8÷1000	21	60	110
NSX40	31.7		96	60	
NSB60	28.1	3.3÷1000	28	80	130
NSX60	57.6		129	80	

■計算例 図1-1の場合

$$\begin{aligned} f_o &= \frac{W+B+C \times S}{2} + \frac{L}{l_1} \times W \\ &= \frac{50+13.0+1.8 \div 1000 \times 600}{2} + \frac{100}{60} \times 50 \\ &= 115.4\text{N} \quad \text{となります。} \end{aligned}$$

NSBシリーズ(標準、カバー)スライドシリンダ……検討手順

〔2〕スライド軸のたわみ δ (mm)

〔1〕で計算した f_0 を下の式に代入し、たわみ δ (mm)を求めてください。また $\max.\delta > \delta$ であることを確認してください。

$$\delta = \frac{(S+E)^3}{157500 \times D^2} \times \left(\frac{(S+E) \times A}{81530} + \frac{f_0}{\pi \times D^2} \right) - \text{①}$$

$$\max.\delta = \frac{\varepsilon \times (S+E)}{G}$$

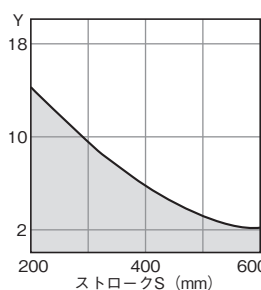
水平使用	A=1
垂直使用	A=0
円周率	$\pi=3.14$

型 式	D	E	G	ε
NSB30	12	126	74	0.111
NSB40, NSX40	20	152	110	0.127
NSB60, NSX60	30	174	130	0.131

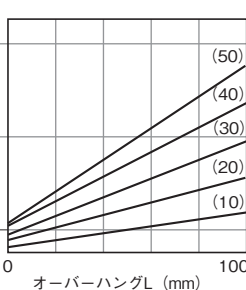
下のグラフは、図1-1をもとに $\max.\delta=\delta$ として書いたものです。
その他の場合は計算してください。

(注)グラフ中の()内の数字は、荷重W(N)を表しています。

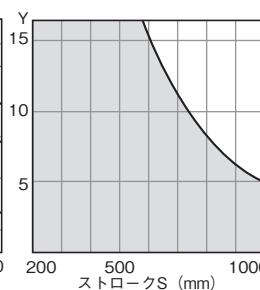
●グラフ2-1



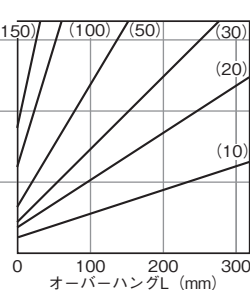
●グラフ2-2 (NSB30)



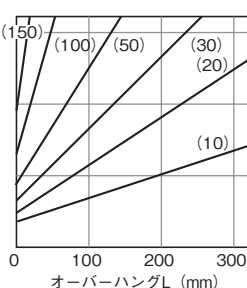
●グラフ2-3



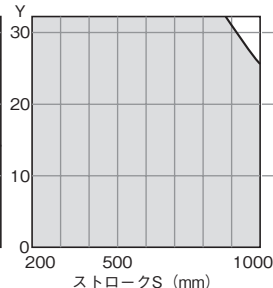
●グラフ2-4 (NSB40)



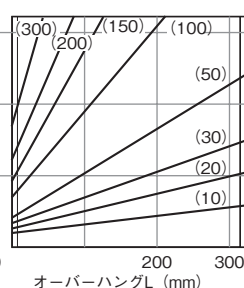
●グラフ2-5 (NSX40)



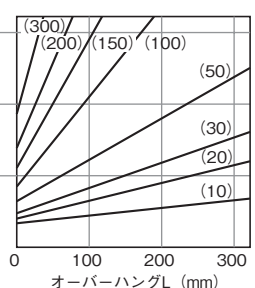
●グラフ2-6



●グラフ2-7 (NSB60)



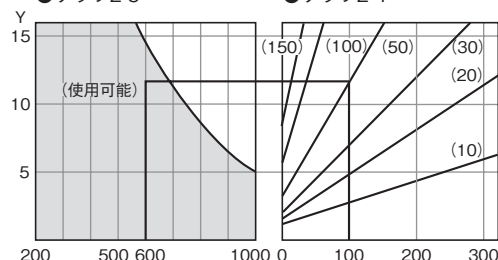
●グラフ2-8 (NSX60)



■グラフの見方

●グラフ2-3

●グラフ2-4



(例) NSB40-600
荷重 W=50N オーバーハングL=100mm
グラフ2-4でオーバーハングL=100と荷重50Nの
交点Yを読みとるとY=11.5となります。
グラフ2-3の600ストロークとYの交点を求め、
グラフ2-3の曲線より下にあることを確かめてください。

[3] 最大実効推力 $F_R(N)$

$$F_R = \alpha \times (P - P_m)$$

型 式	α	P_m
NSB30	250	0.15
NSB40, NSX40	470	0.12
NSB60, NSX60	1260	0.07

[4] 負荷荷重 $F_L(N)$ の計算

$$F_L = 2\mu f_o + (1 - A) \times (W + W_1) + H$$

水平取付	A=1
垂直取付	A=0

型 式	W_1	μ
NSB30	8.2+S×1.44÷100	0.30
NSB30-B		0.05
NSB40	15.7+S×2.23÷100	0.30
NSB40-B		0.05
NSX40	34.4+S×2.23÷100	0.30
NSX40-B		0.05
NSB60	32.7+S×3.9÷100	0.30
NSB60-B		0.05
NSX60	62.2+S×3.9÷100	0.30
NSX60-B		0.05

[5] 負荷率 η

$$\eta = \frac{F_L}{F_R}$$

通常負荷率 $\eta < 0.5$ で使用してください。

最大負荷率 $\max. \eta \leq 0.8$ まで使用可能です。

(注) $\max. \eta > 0.8$ だとメータアウト排気絞りが充分な効果を発揮できません。

[6] 速度 V (mm/sec)の計算

$$V = \frac{S}{T - t}$$

t: 速度補正係数(sec)

次頁のグラフを参考に求めてください。

仕様範囲

NSB30

エア : 300 < V < 1000

NSB40

エア : 200 < V < 1000

NSB60

エア : 160 < V < 500

(注) 1. 負荷荷重 F_L が大きくなれば t は大きくなります。

2. ストロークが長くなければ、 t は大きくなります。

3. $V > 1000$ の場合、パッキンその他が異常磨耗を起し寿命が短くなります。

■計算例

最大実効推力 $F_R(N)$	型 式	使用圧力P(MPa)				
		0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
	NSB30	38	63	88	113	138
	NSB40	85	132	179	226	273
	NSX40					
	NSB60	290	416	542	668	794
	NSX60					

例

使用圧力 $P = 0.5 \text{ MPa}$

$$F_R = \alpha \times (P - P_m)$$

$$= 470 \times (0.5 - 0.12)$$

$$= 178.6$$

例

$f_o = 115.4 \text{ N}$ 水平使用 $A = 1$

$H = 0$

より

$$F_L = 2\mu f_o + (1 - A) \times (W + W_1) + H$$

$$= 2 \times 0.30 \times 115.4 + (1 - 1) \times$$

$$(50 + 15.7 + 600 \times 2.23 \div 100) + 0$$

$$= 69.2$$

$$\eta = \frac{F_L}{F_R} = \frac{69.2}{178.6} = 0.39$$

$\eta < 0.5$ なのでOK

■計算例

グラフ6-7より

$t = 0.6$ とすると

$$V = \frac{600}{1.8 - 0.6} = 500 \text{ mm/sec}$$

となり

$200 < V < 1000 \text{ mm/sec}$

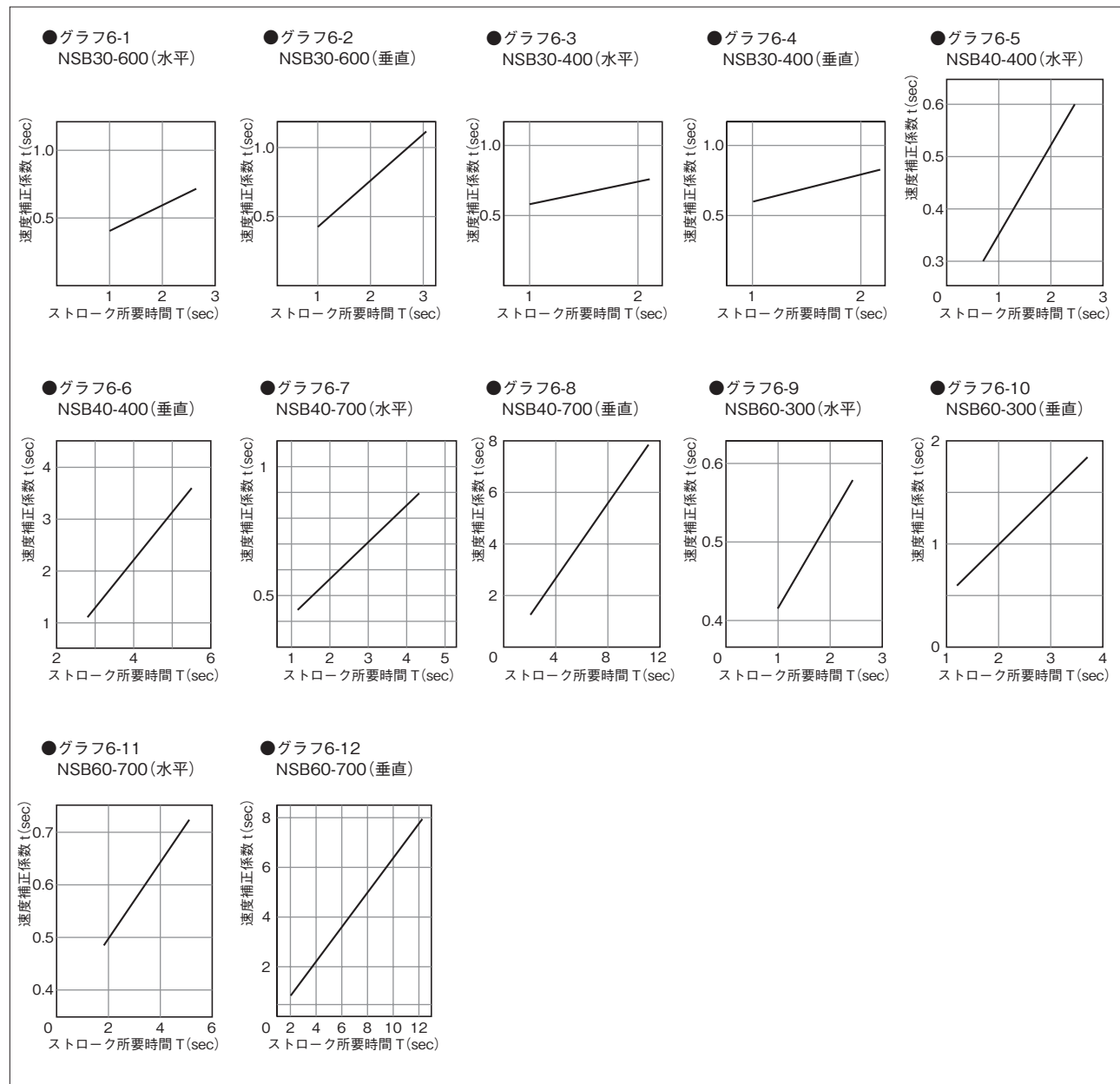
の範囲内なのでOK

NSBシリーズ(標準、カバー)スライドシリンダ……検討手順

下のグラフは、各条件下で速度係数を実測および計算したものです。

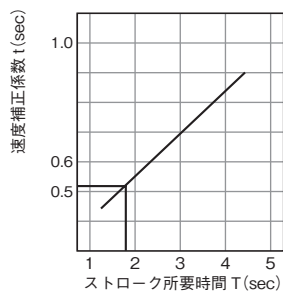
W=ON

(無負荷)



■グラフの見方

●グラフ6-7 NSB40-700(水平)



(例)NSB40-600(水平)を、ストローク所要時間 $T=1.8\text{sec}$ で使用する場合、
グラフ6-7を参考にします。
 $T=1.8\text{sec}$ のとき、 $t=0.53\text{sec}$ ですが、余裕をもって $t=0.6\text{sec}$ とします。

[7] クッション

7-1 内部クッションエネルギーE(J)

$$E = \frac{V^2}{1.96 \times 10^7} \times (W + R + K \times S)$$

max. E = M × Cs

E < max. E

Cs: クッションストローク (mm)

max. 20 (ただし、シリンダ本体の
クッションストローク10mm)

型 式	R	K	M
NSB30	8.2	0.14 ÷ 1000	0.034
NSB40	13.5	5.58 ÷ 1000	0.091
NSX40	32.2		
NSB60	29.1	9.75 ÷ 1000	0.097
NSX60	58.6		

7-2 油圧クッションエネルギー E(J)

$$E = \frac{V^2}{1.96 \times 10^7} \times (W + R + K \times S) + Q \times P \times C_D$$

C_D: 油圧クッションストローク (mm)

P: 使用圧力 (MPa)

E < max. E

型 式	max. E	Q	max. C _D
NSB30	6.5	0.25	13
NSB40, NSX40	37.8	0.47	23
NSB60, NSX60	37.8	1.26	23

■計算例

$$E = \frac{500^2}{1.96 \times 10^7} \times (50 + 13.5 + 5.58 \div 1000 \times 600) = 0.853J$$

ストロークは、フルに使用する
のでクッションストローク
20mmとすると

$$\text{max. E} = 0.091 \times 20 = 1.82J$$

max. E > E

なのでOK

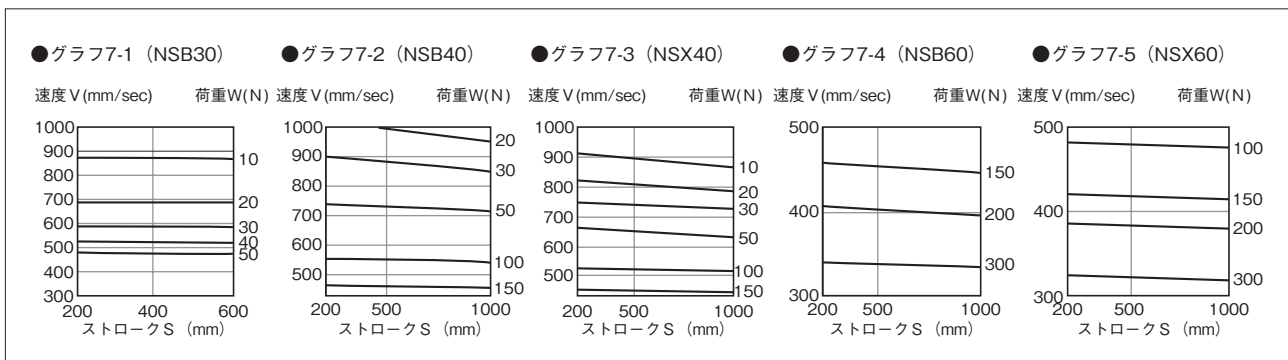
(注) ストロークを片側で制限して使用する場合、制限したストローク分だけクッションストロークは短くなります。

(例) NSB40-600で片側のみ5mm制限して使用する場合

$$Cs = 20 - 5 = 15$$

となります。

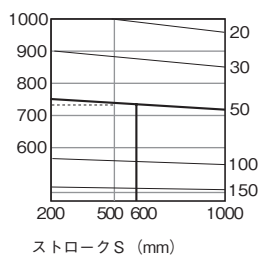
■内部クッション吸収エネルギーを max. Eとした場合の荷重と速度の関係のグラフ



■荷重と速度のグラフの見方

●グラフ7-2 (NSB40)

速度 V (mm/sec) 荷重 W (N) グラフ7-2より



ストローク600mmと荷重50Nの交点を求めます。
その交点より左へ垂線(点線)をおろした所を読みとると、およそ730mm/secとなり、
前項で求めた速度500mm/secより大きいので適合します。

[8] スライドブロックに働く最大力 $f\alpha$ (N)

$$f\alpha = \frac{W \times V^2 \times L}{39200 \times C_s \times \ell_2} + \frac{A}{2} \times (W + B + C \times S) + \frac{L}{\ell_2} \times W \times (1 - A)$$

B, C, ℓ_2 は[1]の静荷重の表を参考にしてください。

$$f\alpha < f\alpha_{\text{Max}}$$

型 式	max. $f\alpha$
NSB30	180
NSB30-B	290
NSB40, NSX40	630
NSB40-B, NSX40-B	830
NSB60, NSX60	1260
NSB60-B, NSX60-B	1870

[9] 寿 命

9-1 スライドブッシュの寿命 Y_1 (回)

①面圧 U (N/cm²)

$$U = J_1 \times f\alpha \quad U < 700$$

②PV(N/cm²・m/min)値

$$PV = 0.06 \times U \times V \quad PV < 5200$$

③スライドブッシュの寿命 Y_1 (回)

$$Y_1 = \frac{1.08}{S} \times \left(\frac{86700}{U} - V \right) \times 10^6$$

	J_1
NSB30	4.0
NSB40, NSX40	1.11
NSB60, NSX60	0.56

9-2 ベアリングの寿命 Y_2 (回)

$$Y_2 = \frac{0.39}{S} \times \left(\frac{K_1}{f\alpha} \right)^3 \times 10^6$$

	K_1
NSB30-B	280
NSB40-B, NSX40-B	880
NSB60-B, NSX60-B	1600

9-3 パッキンの寿命 Y_3 (回)

$$Y_3 = \frac{2 \times 10^9}{S}$$

9-4 クッションパッキンの寿命 Y_4 (回)

$$Y_4 = 2 \times 10^6$$

■計算例

$$f\alpha = \frac{50 \times 500^2 \times 100}{39200 \times 20 \times 110} + \frac{1}{2} \times (50 + 13.0 + 0.1.8 \div 1000 \times 600) = 46.5 \quad \text{max. } f\alpha > f\alpha \text{ なのでOK}$$

スライドブッシュの寿命

$$U = 1.11 \times 46.5$$

$$= 51.6 \quad 700 > U \text{ なのでOK}$$

$$PV = 0.06 \times 51.6 \times 500$$

$$= 1550$$

$$5200 > PV \text{ なのでOK}$$

$$Y_1 = \frac{1.08}{600} \times \left(\frac{86700}{51.6} - 500 \right) \times 10^6$$

$$= 2120000$$

ベアリングの寿命

$$Y_2 = \frac{0.39}{600} \times \left(\frac{880}{46.5} \right)^3 \times 10^6$$

$$= 4405000$$

パッキンの寿命

$$Y_3 = \frac{2 \times 10^9}{600} = 3335000$$

クッションパッキンの寿命

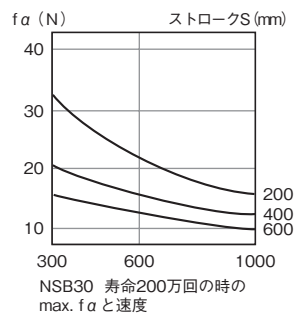
$$Y_4 = 2 \times 10^6$$

$$= 2000000$$

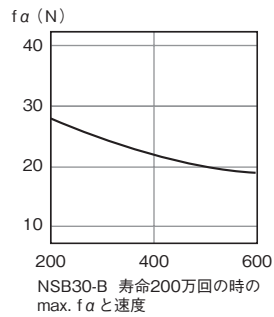
以上より

Y_4 が最小となるので寿命は200万回となります。

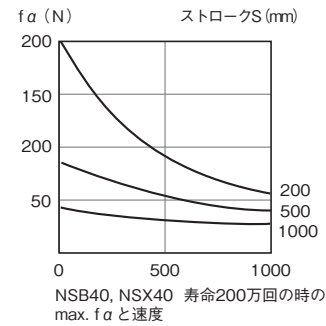
●グラフ9-1



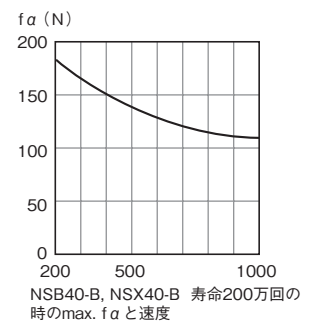
●グラフ9-2



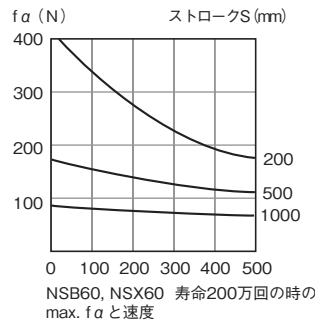
●グラフ9-3



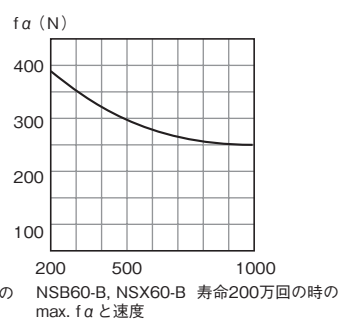
●グラフ9-4



●グラフ9-5

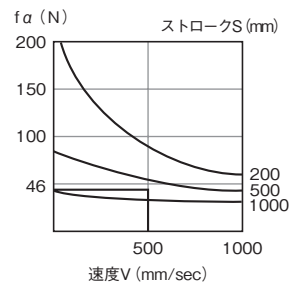


●グラフ9-6



■寿命200万回の時のmax. $f a$ と
速度のグラフの見方

●グラフ9-3



グラフ9-3より

$f a=46\text{N}$ と速度500mm/secの交点を求めます。その交点に対応するストロークを読みとるとおおよそ640mmとなり、ストローク600より大きいので200万回の寿命になります。

SY型 スライドシリンダ……検討手順

検討手順

まず次の表の項目の使用条件を求めてください。

荷 重	W	N
ストローク	S	mm
ストローク所要時間	T	sec
使用圧力	P	MPa
オーバーハング量	L	mm
外部推力	H	N

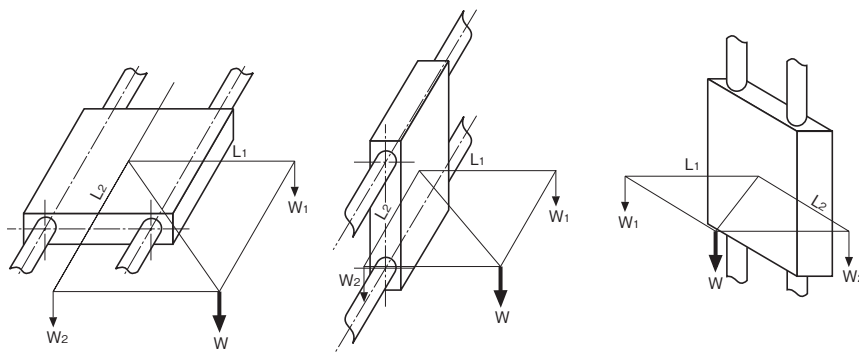
[1] 軸にかかる静荷重 f_o (N)

a. 軸にかかる静荷重 f_o (N) は、荷重 W (N) とオーバーハング量 L (mm) によって決まります。

下の図を参考に f_o を計算してください。

	図1-1	図1-2	図1-3	図1-4	図1-5
荷重の条件					
軸にかかる荷重	$f_o = \frac{W+B+C \times S}{2} + \frac{L}{l_1} \times W$	$f_o = \frac{W+B+C \times S}{2} + \frac{L+l_0}{l_1} \times W$	$f_o = \frac{W+B+C \times S}{2} + \frac{L}{l_2} \times W$	$f_o = \frac{L+l_0}{l_2} \times W$	$f_o = \frac{L}{l_2} \times W$

b. 中間位置に荷重のかかる場合



(注) スライドブロックでエンドさせずに、オーバーハング端でエンドさせる場合、オーバーハング荷重 W は、スライドシリンダの推力 F_R と考えてください。

スライドブロック中心から荷重の重心までの距離を X , Y , Z 各軸方向に分けて荷重を計算してください。

型 式	B	C	l_0	l_1	l_2
SY30	13.4	$0.65 \div 1000$	34	108	82
SY40	25.2	$1.8 \div 1000$	40	136	112
SY60	60.3	$3.3 \div 1000$	50	184	132

$$\begin{cases} W_1 = \frac{L_1}{L_1 + L_2} \times W \\ W_2 = \frac{L_2}{L_1 + L_2} \times W \end{cases}$$

[2] スライド軸のたわみ δ (mm)

[1]で計算した f_o を下の式に代入し、たわみ δ (mm)を求めてください。また $\max.\delta > \delta$ であることを確認してください。

$$\delta = \frac{(S+E)^3}{157500 \times D^2} \times \left(\frac{(S+E) \times A}{81530} + \frac{f_o}{\pi \times D^2} \right)$$

$$\max. \delta = \frac{\varepsilon \times (S+E)}{G}$$

水平使用	A=1
垂直使用	A=0
円周率	$\pi=3.14$

型 式	D	E	G	ε
SY30	16	130	82	0.111
SY40	20	152	112	0.127
SY60	30	174	132	0.131

[3] 最大実効推力 F_R (N)

$$F_R = a \times (P - P_m)$$

型 式	a	Pm
SY30	210	0.21
SY40	370	0.17
SY60	1000	0.1

[4] 負荷荷重 F_L (N) の計算

$$F_L = 2\mu f_o + (1-A) \times (W + W_1) + H$$

水平取付	A=1
垂直取付	A=0

型 式	W_1	μ
SY30	$17 + S \times 1.44 \div 100$	0.30
SY30-B		0.05
SY40	$27.8 + S \times 2.23 \div 100$	0.30
SY40-B		0.05
SY60	$64.9 + S \times 3.9 \div 100$	0.30
SY60-B		0.05

[5] 負荷率 η

$$\eta = \frac{F_L}{F_R}$$

通常負荷率 $\eta < 0.5$ で使用してください。

最大負荷率 $\max. \eta \leq 0.8$ まで使用可能です。

(注) $\max. \eta > 0.8$ だとメータアウト回路が十分な効果を発揮できません。

[6] 速度 V (mm/sec) の計算

$$V = \frac{S}{T-t} \quad t: \text{速度補正係数(sec)}$$

下のグラフを参考に求めてください。

仕様範囲

SY30 : $200 < V < 1000$

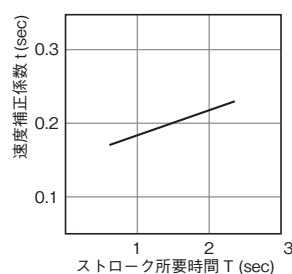
SY40 : $150 < V < 500$

SY60 : $160 < V < 500$

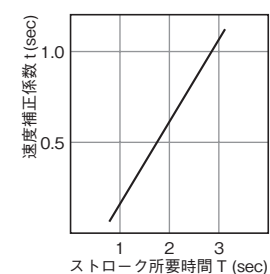
- (注) 1. 負荷荷重 F_L が大きくなれば t は大きくなります。
 2. ストロークが長くなれば t は大きくなります。
 3. V が上の値を超えるとパッキンその他が異常磨耗を起こし寿命が短くなります。

下のグラフは、各条件で速度係数を実測および計算したものです。
 $W=0N$ (無負荷)

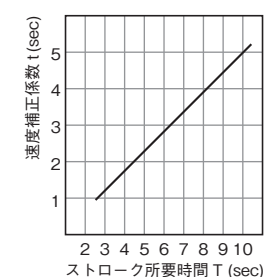
●グラフ6-1 SY30-400(水平)



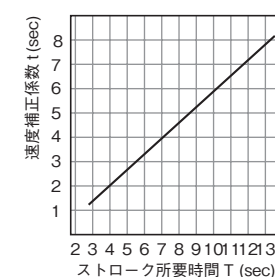
●グラフ6-2 SY30-400(垂直)



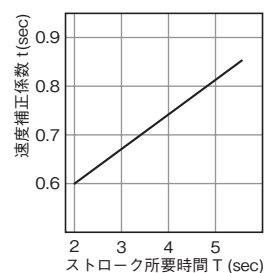
●グラフ6-3 SY40-800(水平)



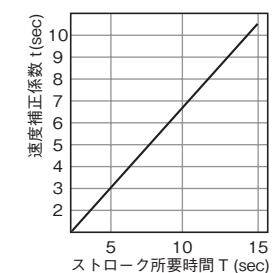
●グラフ6-4 SY40-800(垂直)



●グラフ6-5 SY60-600(水平)



●グラフ6-6 SY60-600(垂直)



SY型 スライドシリンダ……検討手順

【7】クッション

7-1 内部クッションエネルギー E(J)

$$E = \frac{V^2}{1.96 \times 10^7} \times (W + R + K \times S)$$

max. E = M × Cs

E < max. E

Cs: クッションストローク(mm)

max. 20 (ただし、シリンダ本体の

クッションストローク10mm)

型 式	R	K	M
SY30	14.2	3.6 ÷ 1000	0.034
SY40	25.7	5.58 ÷ 1000	0.091
SY60	61.2	9.75 ÷ 1000	0.097

7-2 油圧クッションエネルギー E(J)

$$E = \frac{V^2}{1.96 \times 10^7} \times (W + R + K \times S) + Q \times P \times C_d$$

C_d: 油圧クッションストロークmm

P: 使用圧力 MPa

E < max. E

型 式	max. E	Q	max. C _d
SY30	6.5	0.25	13
SY40	37.8	0.47	23
SY60	37.8	1.26	23

【8】スライドブロックに働く最大力 f_a (N)

$$f_a = \frac{W \times V^2 \times L}{39200 \times C_s \times \ell_2} + \frac{A}{2} \times (W + B + C \times S) + \frac{L}{\ell_2} \times W \times (1 - A)$$

B, C, ℓ₂は【1】の静荷重の表を

参考にしてください。

f_a < f_a Max.

型 式	max. f _a
SY30	500
SY30-B	560
SY40	630
SY40-B	830
SY60	1260
SY60-B	1870

【9】寿 命

9-1 スライドブッシュの寿命 Y₁ (回)

①面圧 U (N/cm²)

$$U = J_1 \times f_a \quad U < 700$$

②PV(N/cm²・m/min)値

$$PV = 0.06 \times U \times V \quad PV < 5200$$

③スライドブッシュの寿命 Y₁ (回)

$$Y_1 = \frac{1.08}{S} \times \left(\frac{86700}{U} - V \right) \times 10^6$$

型 式	J ₁
SY30	1.39
SY40	1.11
SY60	0.56

9-2 ベアリングの寿命 Y₂ (回)

$$Y_2 = \frac{0.39}{S} \times \left(\frac{K_1}{f_a} \right)^3 \times 10^6$$

型 式	K ₁
SY30-B	790
SY40-B	880
SY60-B	1600

9-3 パッキンの寿命 Y₃ (回)

$$Y_3 = \frac{2 \times 10^9}{S}$$

9-4 クッションパッキンの寿命 Y₄ (回)

$$Y_4 = 2 \times 10^6$$

SUシリーズ スライドシリンダ……検討手順

検討手順

まず次の表の項目の使用条件を求めてください。

荷 重	W	N
ストローク	S	mm
ストローク所要時間	T	sec
使用圧力	P	MPa
オーバーハング量	L	mm
外部推力	H	N

■計算例

SU30-1000で水平取付
 $W=50\text{N}$
 $S=1000\text{mm}$
 $T=7\text{sec}$
 $P=0.5\text{MPa}$
 $L=40\text{mm}$
 $H=0$

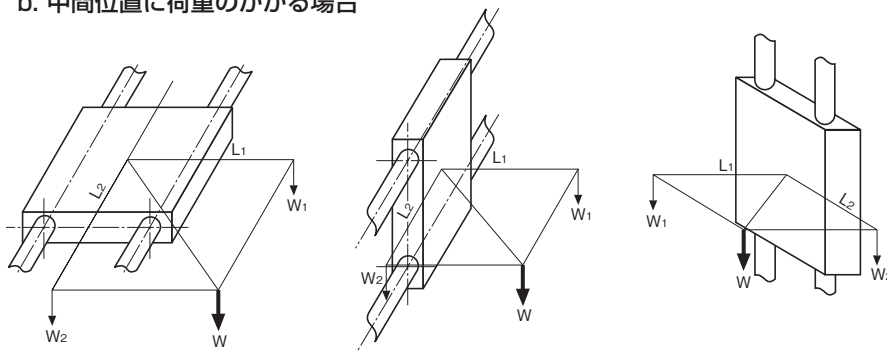
[1] 軸にかかる静荷重 f_o (N)

a. 軸にかかる静荷重 f_o (N) は、荷重 W (N) とオーバーハング量 L (mm) によって決まります。

下の図を参考に f_o を計算してください。

	図1-1	図1-2	図1-3	図1-4	図1-5
荷重の条件					
か軸 1本に 重	$f_o = \frac{W+B+C \times S}{2} + \frac{L}{l_1} \times W$	$f_o = \frac{W+B+C \times S}{2} + \frac{L+l_0}{l_1} \times W$	$f_o = \frac{W+B+C \times S}{2} + \frac{L}{l_2} \times W$	$f_o = \frac{L+l_0}{l_2} \times W$	$f_o = \frac{L}{l_2} \times W$

b. 中間位置に荷重のかかる場合



スライドブロック中心から荷重の重心までの距離をX, Y, Z 各軸方向に分けて荷重を計算してください。

(注) スライドブロックでエンドさせずに、オーバーハング端でエンドさせる場合、オーバーハング荷重Wは、スライドシリンダの推力 F_R と考えてください。

$$\begin{cases} W_1 = \frac{L_1}{L_1+L_2} \times W \\ W_2 = \frac{L_2}{L_1+L_2} \times W \end{cases}$$

型 式	B	C	l_0	l_1	l_2
SU30	14.7	0.8÷1000	16	44	120
SU30-L			23		
SU40	26.0	1.8÷1000	20	50	150
SU40-L			26		
SU63	46.4	3.3÷1000	26	70	200
SU63-L			30		

■計算例 SU30でストローク1000mm、荷重 $W=50\text{N}$ 、オーバーハング $L=40\text{mm}$ の場合 図1-1より

$$\begin{aligned} f_o &= \frac{W+B+C \times S}{2} + \frac{L}{l_1} \times W \\ &= \frac{50+14.7+0.8 \div 1000 \times 1000}{2} + \frac{40}{44} \times 50 \\ &= 78.2\text{N} \quad \text{となります。} \end{aligned}$$

SUシリーズ スライドシリンダ……検討手順

[2] スライド軸のたわみ δ (mm)

[1] で計算した f_0 を下の式に代入し、たわみ δ (mm) を求めてください。また $\max. \delta > \delta$ および $2 > \delta$ であることを確認してください。

$$\delta = \frac{(S+E)^3}{352200 \times D^2} \times \left(\frac{(S+E) \times A}{87590} + \frac{f_0}{\pi \times D^2} \right) - \textcircled{1}$$

$$\max. \delta = \frac{\varepsilon \times (S+E)}{G} - \textcircled{3}$$

水平使用	A=1
垂直使用	A=0
円周率	$\pi=3.14$

型 式	D	E	G	ε
SU30	20	235	120	0.127
SU40	25	275	150	0.127
SU63	30	340	200	0.131

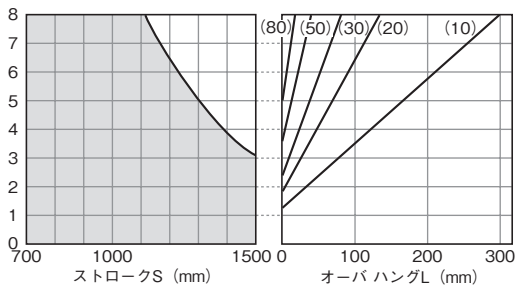
■計算例 $f_0=78.2$ 水平使用 A=1

$$\delta = \frac{(1000+235)^3}{352200 \times 20^2} \times \left(\frac{(1000+235) \times 1}{87590} + \frac{78.2}{3.14 \times 20^2} \right) = 1.02(\text{mm}) \quad 2 > \delta \quad \max. \delta = \frac{0.127 \times (1000+235)}{120} = 1.31(\text{mm})$$

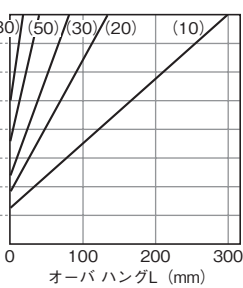
$\max. \delta > \delta$ なのでOK

下のグラフは、図1-1をもとに $\max. \delta = \delta$ として書いたものです。その他の場合は計算してください。

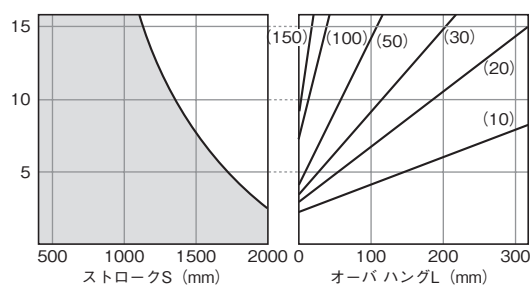
●グラフ2-1



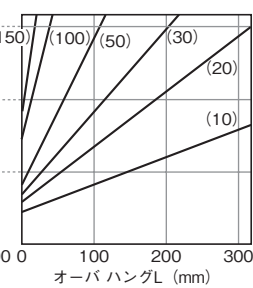
●グラフ2-2(SU30)



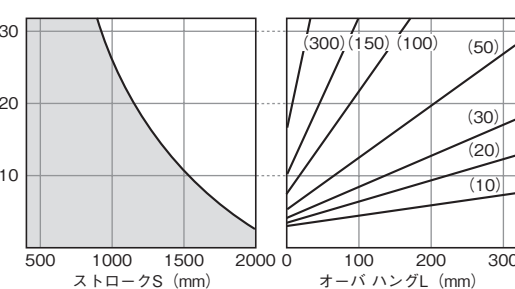
●グラフ2-4



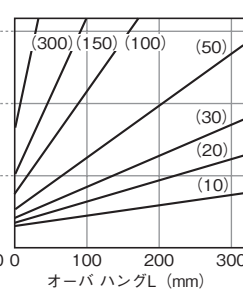
●グラフ2-5(SU40)



●グラフ2-7



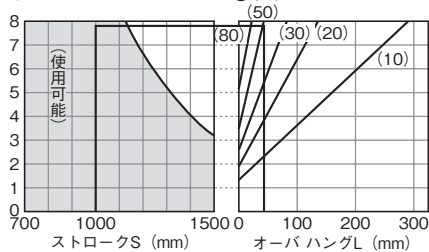
●グラフ2-8(SU63)



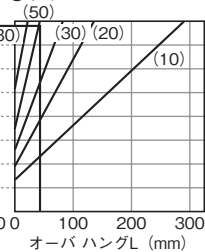
(注) グラフ中の () 内の数字は、荷重W(N)を表しています。

■グラフの見方

●グラフ2-1



●グラフ2-2



(例) SU30-1000 W=50N L=40mm
グラフ2-2でL=40mmとW=50Nの交点Yを読みとるとY=7.8となります。グラフ2-1の1000ストロークとYの交点を求め、グラフ2-1の曲線より下にあることを確かめてください。

[3] 最大実効推力 $F_R(N)$

$$F_R = \alpha \times (P - P_m)$$

型 式	α	P_m
SU30	530	0.2
SU40	940	0.18
SU63	2120	0.15

[4] 負荷荷重 $F_L(N)$ の計算

$$F_L = 2\mu f_o + (1 - A) \times (W + W_1) + H$$

水平取付	$A=1$
垂直取付	$A=0$

型 式	W_1	μ
SU30	14.5	0.30
SU30-L		0.05
SU40	25.5	0.30
SU40-L		0.05
SU63	45.2	0.30
SU63-L		0.05

[5] 負荷率 η

$$\eta = \frac{F_L}{F_R}$$

通常は $\eta < 0.5$ で使用しますが $\eta > 0.7$ の時はメータアウト排気絞りが充分な効果を発揮できません。

[6] 速度 $V (mm/sec)$ の計算

$$V = \frac{S}{T - t} \quad t: \text{速度補正係数(sec)} \quad \text{次頁のグラフを参考に求めてください。}$$

仕様範囲

SU30

エア: $200 < V < 700$ ハイドロ: $20 < V < 75$

SU40

エア: $200 < V < 500$ ハイドロ: $25 < V < 60$

SU63

エア: $200 < V < 500$ ハイドロ: $10 < V < 25$

- (注) 1. 負荷荷重 F_L が大きくなれば t は大きくなります。
 2. ストロークが長くなければ、 t は大きくなります。
 3. V が上記の値以上の場合、パッキンその他が異常磨耗を起こし寿命が短くなります。

■計算例

最大実効推力 $F_R(N)$	型 式	使用圧力 $P(MPa)$				
		0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
	SU30	53	106	159	212	265
	SU40	113	207	301	395	489
	SU63	318	530	742	954	1166

例

使用圧力 $P=0.5MPa$

$$F_R = 530 \times (0.5 - 0.2) = 159$$

例

$W=50N$, $f_o=78.2N$, $H=0N$, $A=1$

$$F_L = 2 \times 0.30 \times 78.2 + (1 - 1) \times (50 + 14.5) + 0 = 47$$

$$\eta = \frac{47}{159} = 0.3$$

$\eta < 0.5$ なのでOK

■計算例

$T=7sec$, $S=1000mm$

次頁のグラフ6-3を参考に

$t=2.6sec$ とする

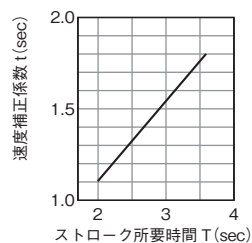
$$V = \frac{1000}{7 - 2.6} = 227mm/sec$$

となります。

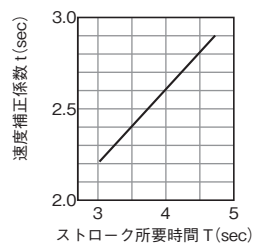
SUシリーズ スライドシリンダ……検討手順

下のグラフは、各条件下で速度係数を実測および計算したものです。
W=0N(無負荷)

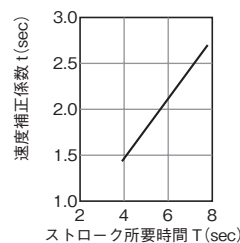
●グラフ6-1 SU30-360(水平)



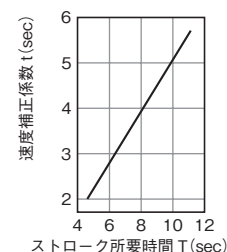
●グラフ6-2 SU30-360(垂直)



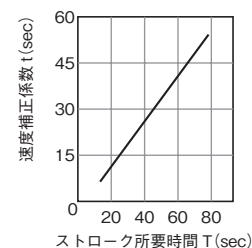
●グラフ6-3 SU30-1000 (水平)



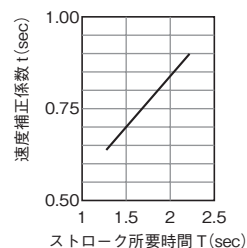
●グラフ6-4 SU30-1000 (垂直)



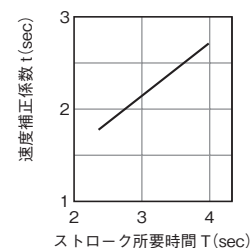
●グラフ6-5 SU30H-500(水平)



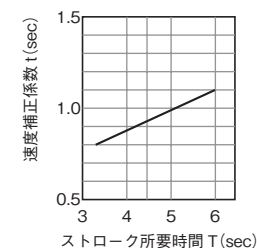
●グラフ6-6 SU40-260(水平)



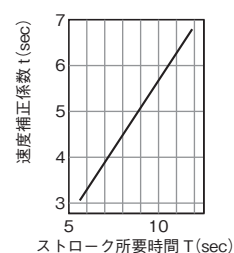
●グラフ6-7 SU40-260(垂直)



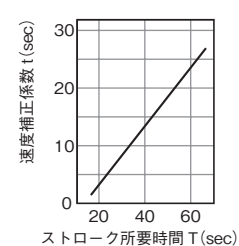
●グラフ6-8 SU40-1000 (水平)



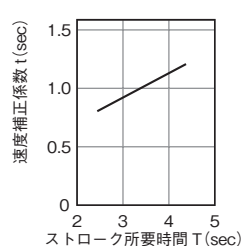
●グラフ6-9 SU40-1000(垂直)



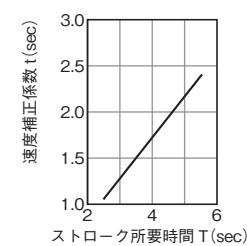
●グラフ6-10 SU40H-1000 (水平)



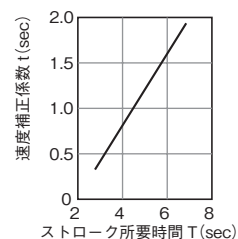
●グラフ6-11 SU63-630 (水平)



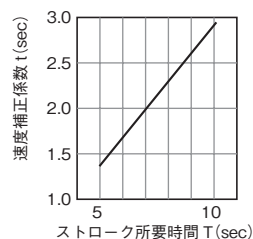
●グラフ6-12 SU63-630 (垂直)



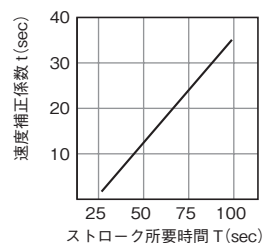
●グラフ6-13 SU63-1450 (水平)



●グラフ6-14 SU63-1450 (垂直)

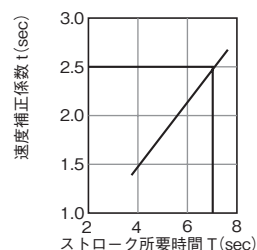


●グラフ6-15 SU63H-630 (水平)



■グラフの見方

●グラフ6-3 SU30-1000 (水平)



例 SU30-1000(水平)を、ストローク所要時間 $T=7\text{sec}$ で使用する場合、
グラフ6-3を参考にします。
 $T=7\text{sec}$ のとき、 $t=2.5\text{sec}$ ですが、余裕を見て $t=2.6\text{sec}$ とします。

[7] クッション

7-1 内部クッションエネルギー E(J)

$$E = \frac{V^2}{1.96 \times 10^7} \times (W + R + K \times S)$$

$$\max. E = M \times Cs$$

$$E < \max. E$$

Cs : クッションストロークmm

型 式	R	K	M	max. Cs
SU30	19.7	0.64÷100	0.040	12
SU40	37.1	1.44÷100	0.088	15
SU63	76.9	2.64÷100	0.146	18

7-2 油圧クッションエネルギー E(J)

$$E = \frac{V^2}{1.96 \times 10^7} \times (W + R + K \times S) + Q \times P \times Cd$$

Cd : 油圧クッションストロークmm

P : 使用圧力 MPa

$$E < \max. E$$

型 式	max. E	Q	max. Cd
SU30	6.5	0.53	13
SU40	37.8	0.94	23
SU63	37.8	2.12	23

■計算例

V=227mm/sec, W=50N, S=1000mm

$$E = \frac{227^2}{1.96 \times 10^7} \times (50 + 19.7 + 0.64 \div 100 \times 1000) = 0.2J$$

Cs=12mm

$$\max. E = 0.040 \times 12$$

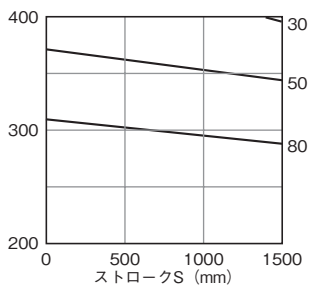
$$= 0.48J$$

max. E > E なのでOK

■内部クッション吸収エネルギーを max. E とした場合の荷重と速度の関係のグラフ

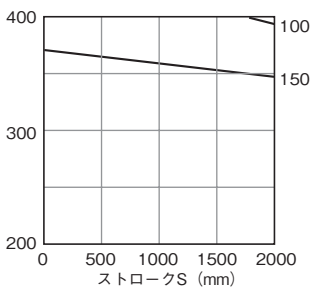
●グラフ7-1 (SU30,SU30-L)

速度V (mm/sec) 荷重W (N)



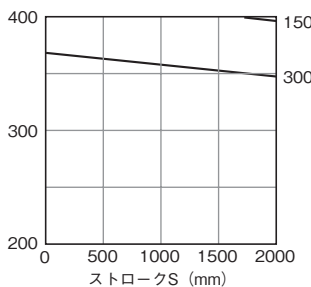
●グラフ7-2 (SU40,SU40-L)

速度V (mm/sec) 荷重W (N)



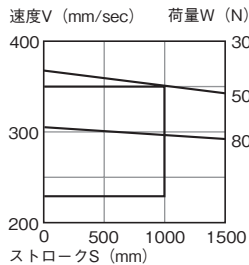
●グラフ7-3 (SU63,SU63-L)

速度V (mm/sec) 荷重W (N)



■グラフの見方

●グラフ7-1 (SU30,SU30-L)



グラフ7-1より

S=1000mmとW=50Nの交点を読みとるとV=350mm/secとなります。

[6]で求めた速度 V=227mm/secより大きいので、使用可能となります。

また逆に[6]で求めた速度とストロークの交点が荷重曲線より下にある場合は、使用可能となります。

SUシリーズ スライドシリンダ……検討手順

[8] スライドブロックに働く最大力 f_a (N)

$$f_a = \frac{W \times V^2 \times L}{39200 \times C_s \times \ell_2} + \frac{A}{2} \times (W + B + C \times S) + \frac{L}{\ell_2} \times W \times (1 - A)$$

B, C, ℓ_2 は [1] の静荷重の表を
参考にしてください。

$f_a < \max. f_a$

型 式	max. f_a
SU30	630
SU30-L	830
SU40, SU40-L	830
SU63, SU63-L	1520

[9] 寿 命

9-1 スライドブッシュの寿命 Y_1 (回)

①面圧 U (N/cm²)

$$U = J_1 \times f_a \quad U < 700$$

②PV(N/cm²・m/min)値

$$PV = 0.06 \times U \times V \quad PV < 5200$$

③スライドブッシュの寿命 Y_1 (回)

$$Y_1 = \frac{1.08}{S} \times \left(\frac{86700}{U} - V \right) \times 10^6$$

型 式	J_1
SU30	1.11
SU40	0.67
SU63	0.44

9-2 ベアリングの寿命 Y_2 (回)

$$Y_2 = \frac{0.39}{S} \times \left(\frac{K_1}{f_a} \right)^3 \times 10^6$$

型 式	K_1
SU30-L	880
SU40-L	1000
SU63-L	1600

9-3 パッキンの寿命 Y_3 (回)

$$Y_3 = \frac{10^9}{S}$$

9-4 クッションパッキンの寿命 Y_4 (回)

$$Y_4 = 2 \times 10^6$$

■計算例

$W = 50\text{N}$, $V = 227\text{mm/sec}$, $L = 40\text{mm}$

$C_s = 12\text{mm}$, $A = 1$, $S = 1000\text{mm}$

$$f_a = \frac{50 \times 227^2 \times 40}{39200 \times 12 \times 120} + \frac{1}{2} \times (50 + 14.7 + 0.8 \div 1000 \times$$

$$1000 \times \frac{40}{120} \times 50 \times (1 - 1)$$

$$= 34.6 \quad \max. f_a > f_a \text{ なのでOK}$$

$$U = 1.11 \times 34.6$$

$$= 38.4 \quad 700 > U \text{ なのでOK}$$

$$PV = 0.06 \times 38.4 \times 227$$

$$= 523 \quad 5200 > PV \text{ なのでOK}$$

$$Y_1 = \frac{1.08}{1000} \times \left(\frac{86700}{38.4} - 227 \right) \times 10^6$$

$$= 220\text{万回}$$

$$Y_3 = \frac{10^9}{1000}$$

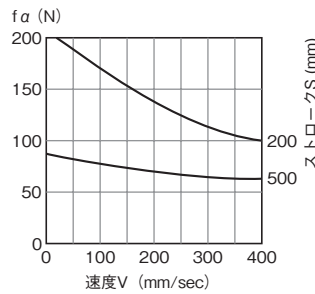
$$= 100\text{万回}$$

$$Y_4 = 200\text{万回}$$

により寿命は100万回となります。

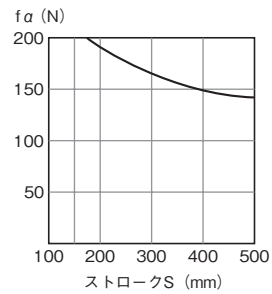
■最大力 fa と寿命

●グラフ9-1



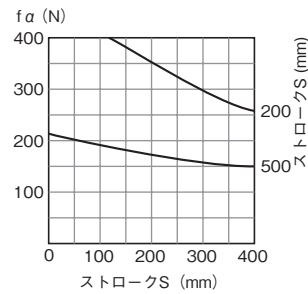
SU30寿命200万回の時の速度と fa 。500ストローク以上を選択する場合、 fa は上図の500ストロークと同じで寿命は2000kmとなります。

●グラフ9-2



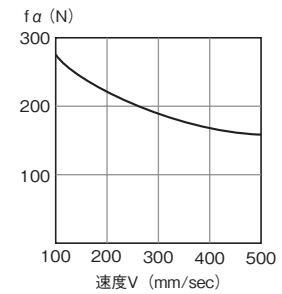
SU30-L寿命200万回の時の fa とストローク。500ストローク以上の場合、 $fa=139$ 以下で寿命は2000kmとなります。

●グラフ9-3



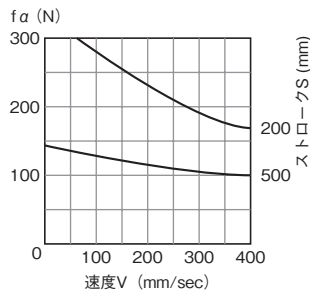
SU40寿命200万回の時の速度と fa 。500ストローク以上を選択する場合、 fa は上図の500ストロークの fa と同じで寿命は2000kmとなります。

●グラフ9-4



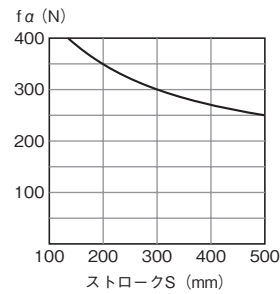
SU40-L寿命200万回の時の fa とストローク。500ストローク以上の場合、 $fa=157$ 以下で寿命は2000kmとなります。

●グラフ9-5



SU63寿命200万回の時の速度と fa 。500ストローク以上を選択する場合、 fa は上図の500ストロークと同じで寿命は2000kmとなります。

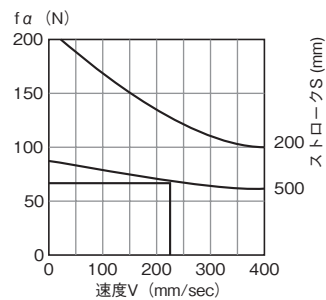
●グラフ9-6



SU63-L寿命200万回の時の fa とストローク。500ストローク以上を選択する場合、 $fa=252$ 以下で寿命は2000kmとなります。

■グラフの見方

●グラフ9-1



グラフ9-1より

例題のように、ストロークが500mmを超える場合は、500mmの曲線と、速度227mm/secの交点より fa を読むと $fa=70$ Nとなります、計算で求めた $fa=34.6$ Nより大きいので寿命は2000kmとなり寿命回数は、

$$Y_3 = \frac{10^9}{1000} = 100 \text{ 万回 となります。}$$

スライドシリンダ参考資料

■速度について

ストロークを所要時間で割ると見かけの平均速度は得られますが、現実には慣性負荷と抵抗負荷の組み合わせなので図1のようにタイムラグ、オーバーシュート、振動などが発生し複雑なものになります。計算を簡略化するために、現実にあったモデル化をして解析を行います。

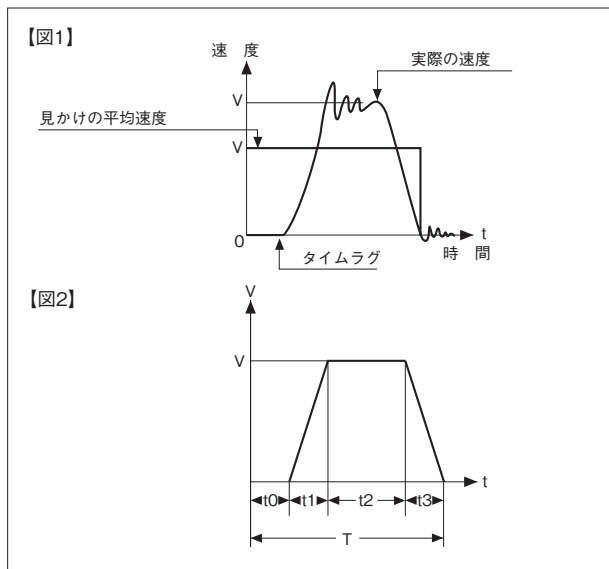


図2のように等加速度で加減速を行い、中間は等速運動を行うものとすると、この台形の面積が走行ストロークSを表します。

$$S = \int V dt = S_1 + S_2 + S_3$$

ストローク所要時間 $T = t_0 + t_1 + t_2 + t_3$ となります。

【記号の説明】

S：ストローク
S₁：加速ストローク
S₂：等速走行ストローク
S₃：減速ストローク
(クッションストローク)

T：ストローク所要時間

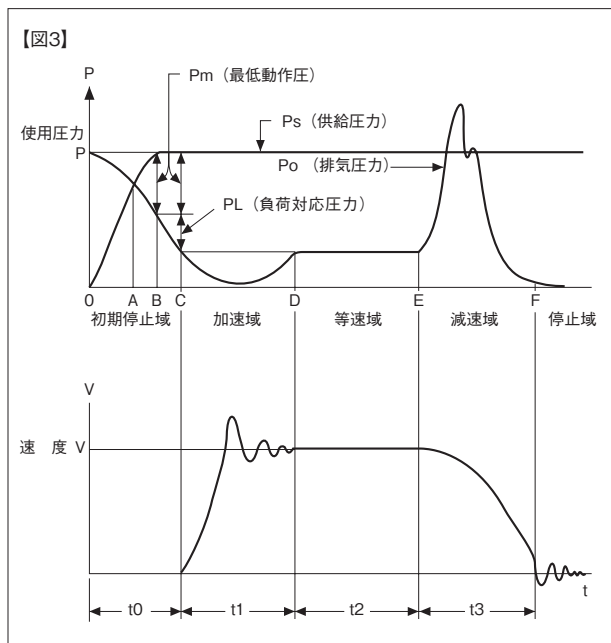
t₀：タイムラグ

t₁：加速時間

t₂：等速走行時間

t₃：減速時間

一般的にシリンダをメータアウト方式(ピストン差圧バランス調整方式)で速度コントロールする場合、供給側圧力の影響は少なく、排圧側圧力によってシリンダの動きは左右されます。



■初期停止域

供給圧力Psの立上り勾配は、配管容積、電磁弁のオリフィス、その他の流量抵抗によって決まります。

排気圧力Poの立下り勾配は、シリンダ容積(排気量)とスピードコントローラの開度によって決まります。

無負荷で効率100%(最低動作圧=0)の場合A点でシリンダは動き始めますが、実際には $P_m > 0$ なので無負荷の場合でもB点で動き始めます。

さらに負荷が掛かる場合は、負荷対応圧力PLが加算されるのでC点で動き始めます。

すなわち、タイムラグ t_0 は、次の値によって決まります。

- 負荷率(η)
- スピードコントローラの開度(排気圧力Po)
- 配管容積、電磁弁オリフィスなどの流量抵抗
- シリンダ容積
- 供給圧

■加速域

排気圧力が下がることにより推力が負荷より大きくなりシリンダは加速されて動きます。

■等速域

ピストンが加速されて動くことにより、排気側容積が急激に減少し、メータアウト回路で絞られているため、排気側は圧縮されて排気圧 P_o は上昇し、推力と負荷力の力のバランスがとれたD点から等速運動となります。

■減速域

E点でクッションに入るため、排気圧力は圧縮されて上昇して減速を行い停止します。

以上の圧力と動作の関係は次のようになります。

推力 $=P_s$

負荷力 $=P_m+P_L+P_o$ であり供給圧 P_s は、立上りが早いのでほぼ一定と考え、 P_m 、 P_L も条件によって定まった値なので P_o の変化によって運動状態は決まります。

$P_o > P_s - P_m - P_L$: 初期停止域

$P_o = P_s - P_m - P_L$: 動作開始

$P_o < P_s - P_m - P_L$: 加速域

$P_o = P_s - P_m - P_L$: 等速域

$P_o > P_s - P_m - P_L$: 減速域

$P_o = 0$: 停止域

【記号の説明】

P_o : 排気圧力

P_s : 供給圧力

P_m : 最低動作圧力

P_L : 負荷対応圧力

F_o : 排気推力

F_s : 理論推力

F_m : 摩擦損失推力

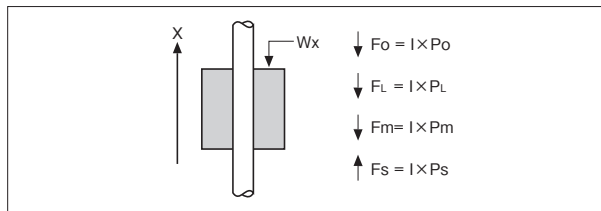
F_L : 負荷推力

W_x : 負荷（スライドシリンダの場合、スライドブロックなどの本体負荷 W_1 と使用者の加える負荷 W および外部推力 H_o の合計）

l : 受圧面積

η : 負荷率

各推力と圧力には次のような関係があります。



上図の運動方程式は

$$F_s - F_m - F_L - F_o = \frac{W_x}{g} \times \frac{d^2x}{dt^2} \text{ となります。}$$

加速度域においては、

$F_L \gg F_o$ なので

$$F_L + F_o \div F_L = \eta \times (F_s - F_m) = \eta \times F_R$$

$$\therefore (1 - \eta) \times F_R = \frac{W_x}{g} \times \frac{d^2x}{dt^2}$$

$$\frac{dx}{dt} = (1 - \eta) \times F_R \times \frac{g}{W_x} \times t = V$$

加速度域では $t=t_1$ なので

$$t_1 = \frac{W_x \times V}{g \times (1 - \eta) \times F_R} \quad \dots\dots \text{①} \text{ となります。}$$

$$t_1 = \frac{2 \times S_1}{V} \quad \dots\dots \text{②}$$

②を①に代入すると

$$S_1 = \frac{W_x \times V^2}{2 \times g \times (1 - \eta) \times F_R} \quad \dots \text{③} \text{ となります。}$$

ストローク所要時間

$$T = t_0 + t_1 + t_2 + t_3 \quad t_2 = \frac{S_2}{V} \quad t_3 = \frac{2 \times S_3}{V}$$

以上より

$$T = t_0 + \frac{2 \times S_1}{V} + \frac{S_2}{V} + \frac{2 \times S_3}{V}$$

また $S_2 = S - S_1 - S_3$ なので

$$T = t_0 + \frac{1}{V} \times (S + S_1 + S_3) \quad \dots\dots \text{④}$$

③および④より

$$\frac{W_x}{2 \times g \times (1 - \eta) \times F_R} \times V^2 - (T - t_0) \times V + (S + S_3) = 0$$

この2次方程式の正数解の小さい方が求める速度 V になります。

この計算を行うのは煩雑になるので本文の検討手順の速度の項は、

$$T = t_0 + t_1 + t_2 + t_3, \quad S = S_1 + S_2 + S_3$$

$$t_1 = \frac{2 \times S_1}{V}, \quad t_2 = \frac{S_2}{V}, \quad t_3 = \frac{S_3}{V}$$

を解いて求めた次式

$$V = \frac{S}{T - t_0 - \frac{t_1}{2} - \frac{t_3}{2}}$$

$$\text{より } t_0 + \frac{t_1}{2} + \frac{t_3}{2} = t \text{ とし、}$$

$$V = \frac{S}{T - t} \text{ として}$$

t を実測および計算し求めたものです。