

滾珠螺桿技術資料

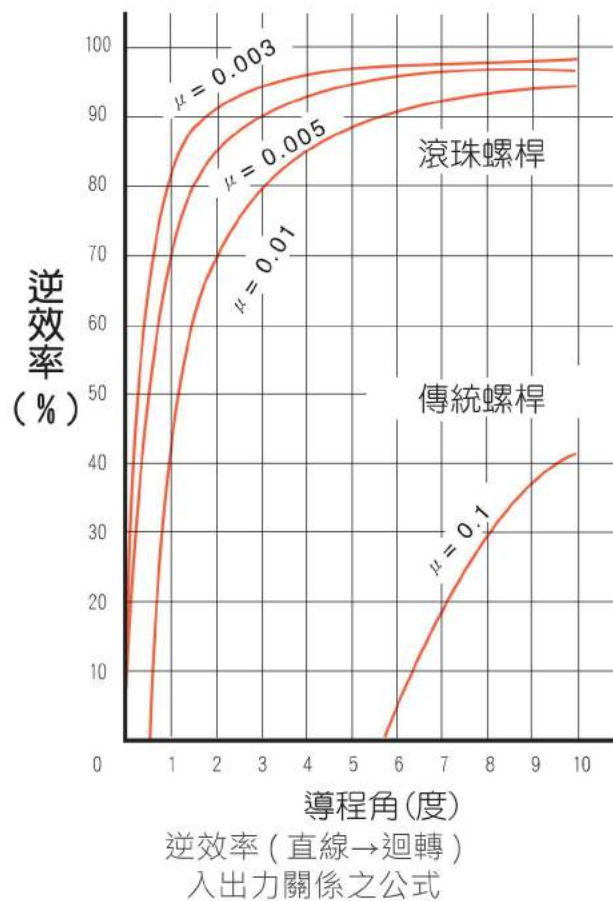
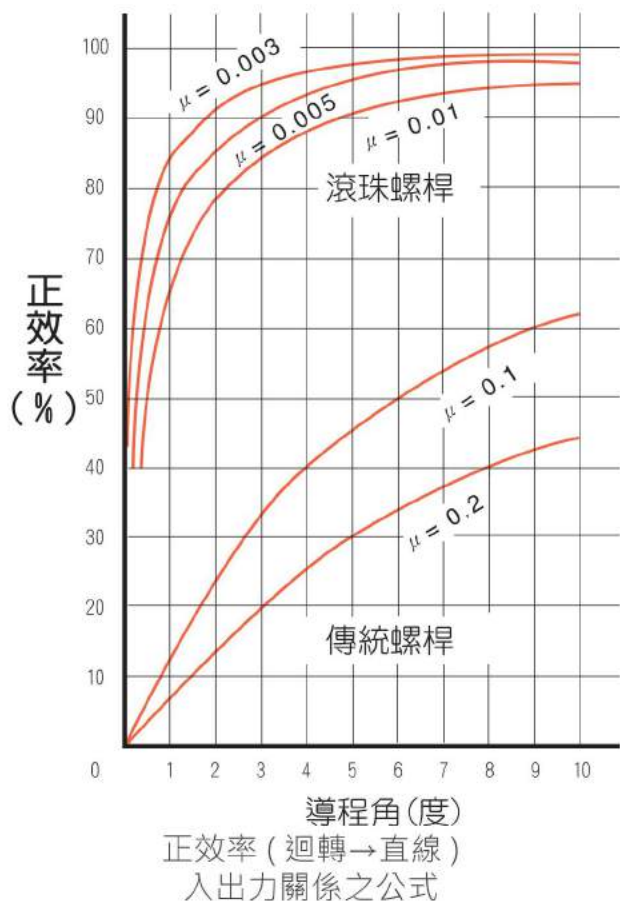
1-1 滾珠螺桿的特長

(1) 高信賴性

TBI MOTION 滾珠螺桿是以多年來所累積的製品技術為基礎，從材料、熱處理、製造、檢查至出貨，都是以嚴謹的品保制度來加以管理，因此具有高信賴性。

(2) 圓滑的動作性

滾珠螺桿如圖 1.1.1 所示，具有比傳統螺桿更高的效率，所需扭矩只有 30% 以下，可輕易將直線運動變換為迴轉運動。滾珠螺桿即使給予預壓，亦能維持圓滑的動作特性。



□ : 摩擦係數

$$P = \frac{2\pi\eta_1 \times T}{l}$$

T = 入力扭矩 kgf · cm
P = 出力推力 kgf
= 導程 cm
η₁ = 正效率

$$T = \frac{l \times \eta_2 \times P}{2\pi}$$

T = 入力扭矩 kgf · cm
P = 出力推力 kgf
= 導程 cm
η₂ = 逆效率

圖 1.1.1 滾珠螺桿之機械效率

(3) 無背隙與高剛性

TBI MOTION 滾珠螺桿如圖 1.1.2 所示，採哥德式 (Gothic arch) 溝槽形狀，軸方向間隙調整至極小亦能輕易轉動。又於 1 個或 2 個螺帽間做預壓調整，予以消除軸方向間隙，使其具有可符合使用條件的適當剛性。



圖 1.1.2 哥德式溝槽

(4) 循環方式

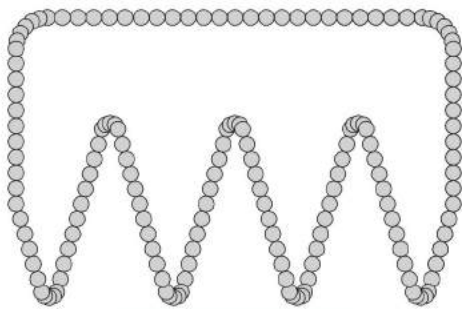


圖 1.1.3 外循環

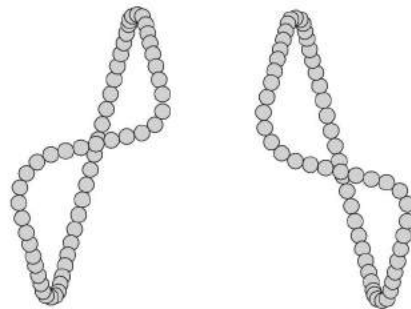


圖 1.1.4 內循環

(5) 優異的耐久性

以累積多年的滾珠螺桿之生產技術為基礎，採用嚴謹的材料藉高度熱處理及加工技術，可供給耐久性的製品。如表 1.1.1 及圖 1.1.5 所示。

表 1.1.1 材料與熱處理

品名	材料	硬度
螺桿	SCM450 S55C	HRC 58° ~62°
螺帽	SCM415H SCM420H	HRC 58° ~62°
鋼珠	SUJ2	HRC 60° UP

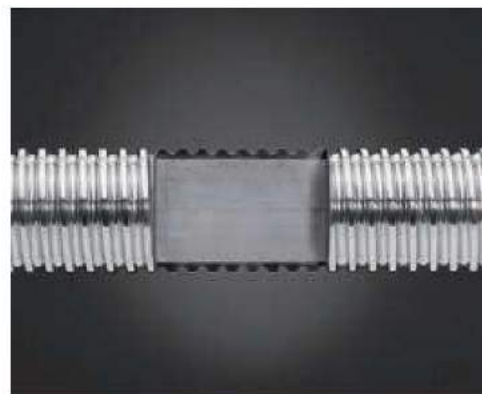
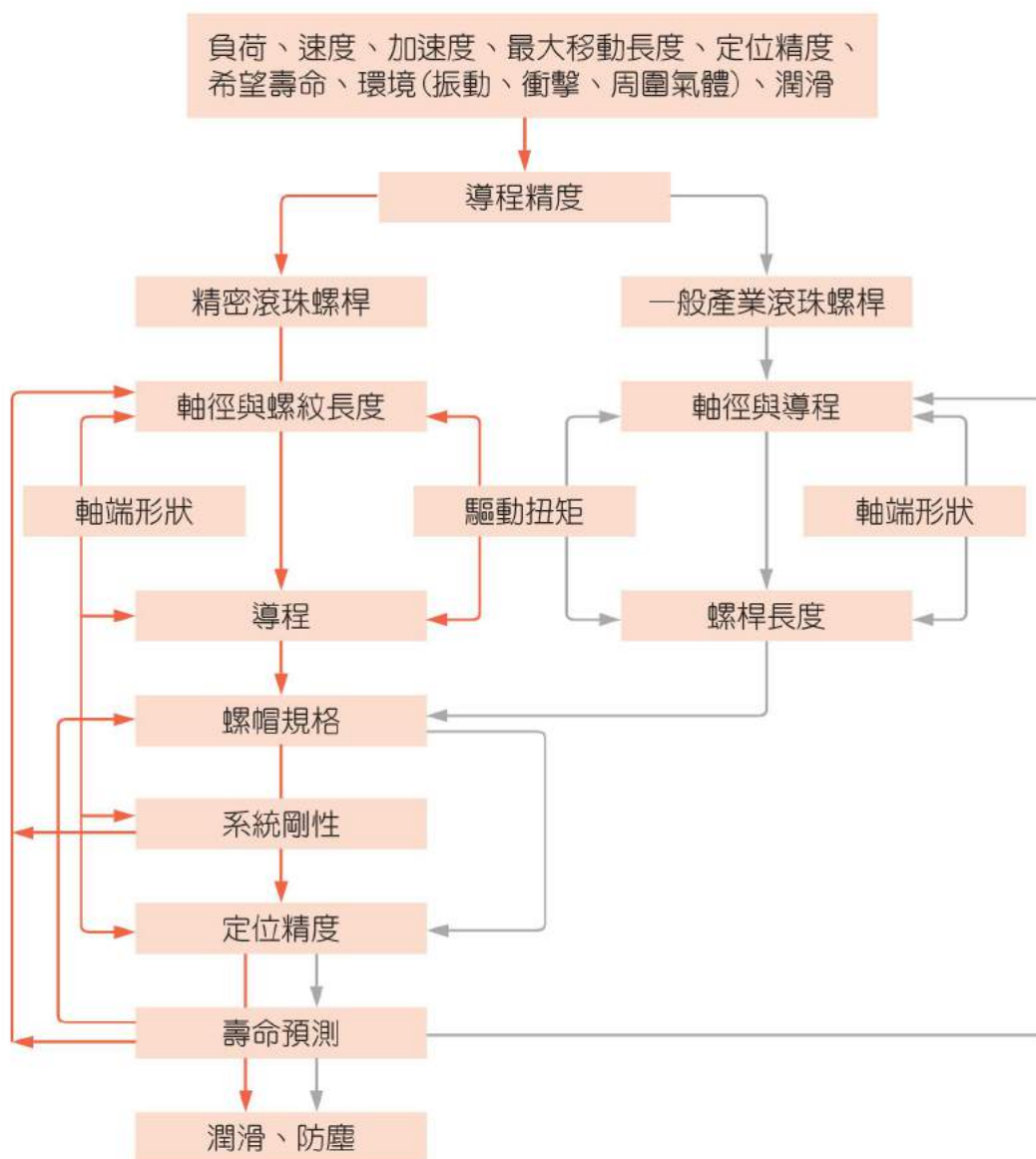


圖 1.1.5 熱處理圖

滾珠螺桿技術資料

1-2 滾珠螺桿的選定步驟



精度設計 (C05)
螺桿軸設計 (C11)
驅動扭矩 (C17)
螺帽設計 (C19)

剛性檢材 (C21)
定位精度 (C24)
壽命設計 (C26)
注意事項 (C32)

C

滾珠螺桿

1-3 精度設計

1-3-1 導程精度

精密滾珠螺桿 (C0 級 ~C5 級) 的導程精度，以 JIS 規格為基準，並由四個特性項目 ($E, e, e_{300}, e_{2\pi}$) 加以規定。各特性之定義與容許值如圖 1.3.1 及表 1.3.1~1.3.3 所示。一般用滾珠螺桿 C7, C10 之累積導程誤差，則僅以在有效螺紋長度範圍內任取 300mm 的最大幅寬的誤差容許值，和表 1.3.3 之 e_{300} 加以規定，各為 0.05mm 及 0.21mm。

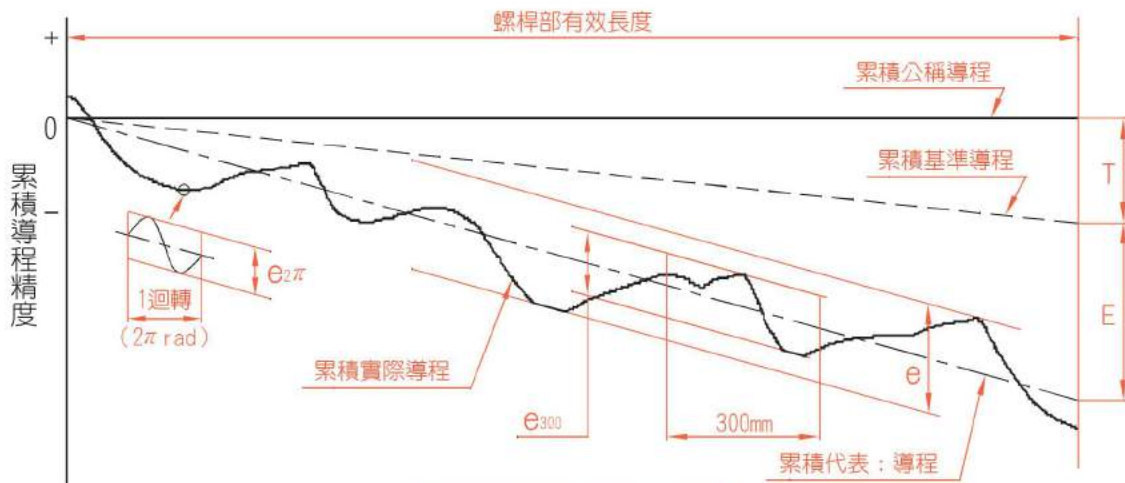


圖 1.3.1 導程精度之說明書

用語	記號	說明	容許值
累積導程之目標值	T	在有效螺紋範圍內，累積基準導程減累積公稱導程的差謂之，亦即考慮運轉時之熱膨脹、彈性變形等因素。而事先將累積公稱導程加以補正，並據此製作螺桿。其值依實驗或經驗而定。	
累積實際導程		實際測定之累積導程。	
累積代表導程		代表累積實際導程傾向的直線，由累積實際導程曲線藉最小二乘法或類似方法，所求得之直線。	
累積代表導程之誤差	E	累積代表導程減累積基準導程的值。	表 1.3.2
變動	e e_{300} $e_{2\pi}$	與累積代表導程平行劃出的 2 直線所夾之累積實際導程之最大幅寬由下列 3 項加以規定。在有效螺紋長度範圍內的最大幅寬。 在有效螺紋長度範圍內任取 300mm 的最大幅寬。螺桿軸轉動 1 圈的範圍內，螺帽對應於任意的迴轉角的軸方向移動量的實測值與基準值的差的最大幅寬。	表 1.3.2 表 1.3.3 表 1.3.3

滾珠螺桿技術資料

1-3 精度設計

表 1.3.2 累積代表導程誤差 ($\pm E$) 與變動 (e) 之容許值 (JISB1192)

單位: μm

精度等級		C0		C1		C2		C3		C5		C7		C10	
以上	以下	$\pm E$	e	$\pm E$	e	$\pm E$	e	$\pm E$	e	$\pm E$	e	e		e	
	100	3	3	3.5	5	5	7	8	8	18	18	$\pm 50/300\text{mm}$		$\pm 210/300\text{mm}$	
100	200	3.5	3	4.5	5	7	7	10	8	20	18				
200	315	4	3.5	6	5	8	7	12	8	23	18				
315	400	5	3.5	7	5	9	7	13	10	25	20				
400	500	6	4	8	5	10	7	15	10	27	20				
500	630	6	4	9	6	11	8	16	12	30	23				
630	800	7	5	10	7	13	9	18	13	35	25				
800	1000	8	6	11	8	15	10	21	15	40	27				
1000	1250	9	6	13	9	18	11	24	16	46	30				
1250	1600	11	7	15	10	21	13	29	18	54	35				
1600	2000			18	11	25	15	35	21	65	40				
2000	2500			22	13	30	18	41	24	77	46				
2500	3150			26	15	36	21	50	29	93	54				
3150	4000			30	18	44	25	60	35	115	65				
4000	5000					52	30	72	41	140	77				
5000	6300					65	36	90	50	170	93				
6300	8000							110	60	210	115				
8000	10000									260	140				
10000	12500									320	170				

表 1.3.3 對螺紋部長度 300mm 之變動 (e_{300}) 與搖擺 ($e_{2\pi}$) 之容許值 (JIS B 1192)

單位: μm

精度等級	C0	C1	C2	C3	C5	C7	C10
e_{300}	3.5	5	7	8	18	50	210
$e_{2\pi}$	2.5	4	5	6	8		

■ 1-3-2 軸方向間隙

TBI MOTION 精密滾珠螺桿之軸方向間隙預壓等級，如表 1.3.4 所示。

表 1.3.4 軸方向間隙預壓等級

精度等級	P0	P1	P2	P3	P4
間隙	有	無	無	無	無
預壓	無	無	輕	中	重

過大的預壓力將造成摩擦扭矩大增及溫升效應，而使得預期壽命減短；但太低的預壓力會使得滾珠螺桿剛性不足及增加失步 (LOST MOTION) 的可能性。建議您，於 CNC 工具機的使用上，以不超過 8% 動負荷為預壓力的最大值；於自動化 X-Y 平台機構上則以不超過 5% 的動負荷為預壓力之最大值。

表 1.3.5 預壓 (P2) 參考值

規格	單螺帽彈簧力 (Kg)	雙螺帽彈簧力 (Kg)
1605	0.1~0.3	0.3~0.6
2005	0.1~0.3	0.3~0.6
2505	0.2~0.5	0.3~0.6
3205	0.2~0.5	0.5~0.8
4005	0.2~0.5	0.5~0.8
2510	0.2~0.5	0.5~0.8
3210	0.3~0.6	0.5~0.8
4010	0.3~0.6	0.5~0.8
5010	0.3~0.6	0.8~1.2
6310	0.6~1.0	0.8~1.2
8010	0.6~1.0	0.8~1.2

表 1.3.6 轉造級及研磨級滾珠螺桿 (P0) 最大軸向間隙

單位 : mm

螺桿外徑尺寸	轉造級滾珠螺桿 最大軸向間隙	研磨級滾珠螺桿 最大軸向間隙
Ø04~Ø14 微型滾珠螺桿	0.05	0.015
Ø15~Ø40 中尺寸滾珠螺桿	0.08	0.025
Ø50~Ø100 大尺寸滾珠螺桿	0.12	0.05

■ 1-3-3 滾珠螺桿的安裝部位精度

滾珠螺桿的安裝部位之精度，其必要項目如下：

- (1) 相對於螺紋溝面的軸線 A，測定螺桿支持部位的半徑方向圓周偏擺值。
- (2) 相對於螺桿支持部位的軸線 F，測定零件安裝部位的同軸度。
- (3) 相對於螺桿軸支持部位的軸線 E，測定支持部位的端面的直角度。
- (4) 相對於螺桿軸線 G，測定螺帽的基準面或法蘭的安裝面的直角度。
- (5) 相對於螺桿軸線 A，測定螺帽外緣圓周（圓筒型）的同軸度。
- (6) 相對於螺桿軸線 C，測定螺帽外緣（平頭型安裝面）的平行度。
- (7) 螺桿軸線的半徑方向的總偏擺值。

在此所述之精度項目是以 JISB1191、1192 為基準。

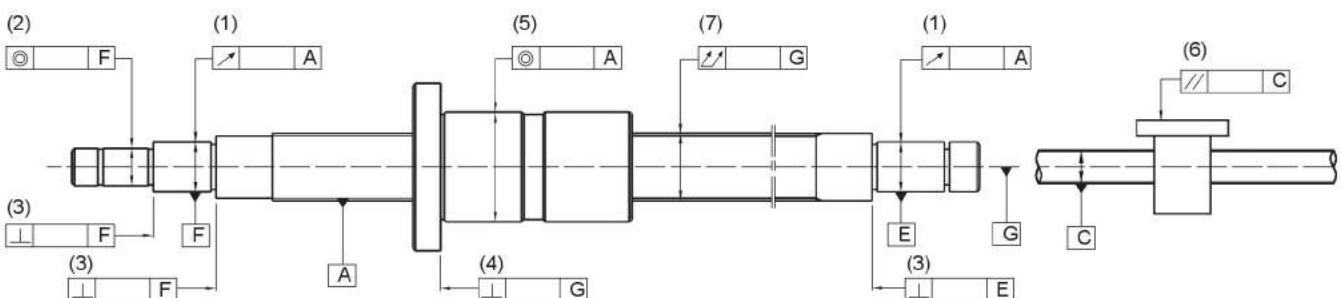


圖 1.3.2 滾珠螺桿安裝部位的精度

1-3 精度設計

■ 1-3-4 預壓扭矩

轉動有施予預壓之滾珠螺桿時，產生之預壓扭矩用語如圖 1.3.3 所示。而預壓扭矩變動率的容許範圍大致上是以 JIS 規格為基準，如表 1.3.8 所示。

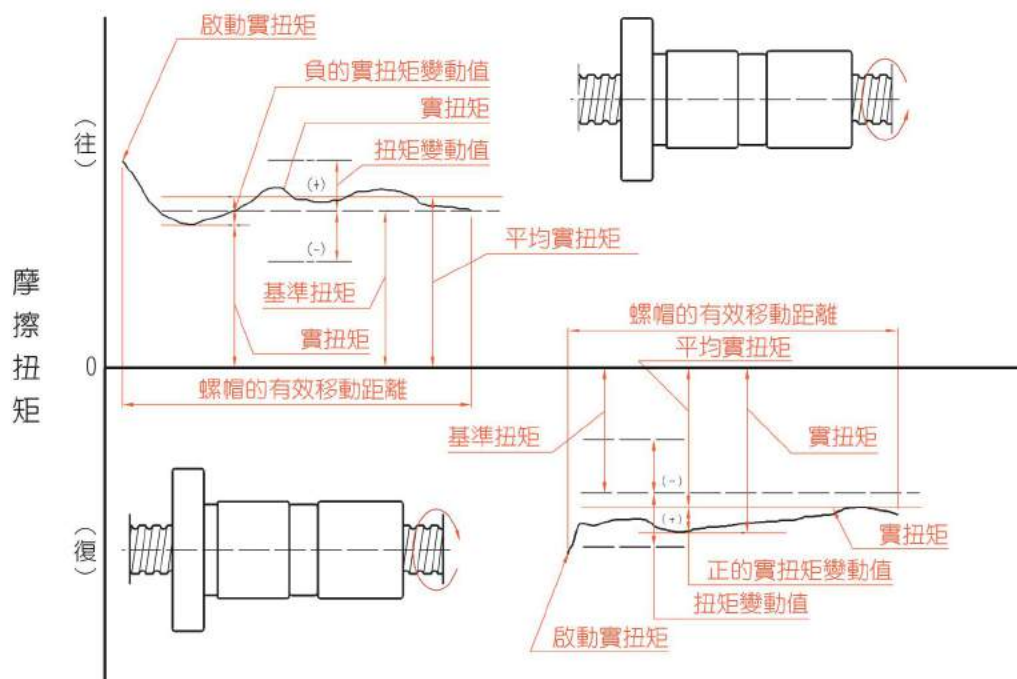


圖 1.3.3 預壓扭矩的說明

用語之意義

(1) 預壓

為求消除螺桿的間隙增大螺桿之剛性而將 1 組大 1 號的鋼珠（約 20）填入螺帽內，或者使用在螺桿軸方向互相施予移位的兩個螺帽而產生的螺桿內部的作用力。

(2) 預壓動扭矩

依所定之預壓加諸於滾珠螺桿後，在外部無負載的狀態下，連續轉動螺桿軸或螺帽所需之動扭矩謂之。

(3) 基準扭矩

做為目標所設定的預壓動扭矩圖 1.3.3 之 (1)。

(4) 扭矩變動值

做為目標所設定的預壓動扭矩的變動值。取相對於基準扭矩的正或負值。

(5) 扭矩變動率

相對於基準扭矩的變動值的比率。

(6) 實扭矩

滾珠螺桿的實測預壓動扭矩。

(7) 平均實扭矩

螺紋部有效長度內；使螺帽做往復運動所測得之實扭矩最大與最小值的算術平均數。

(8) 實扭矩變動值

螺紋部有效長度內；使螺帽做往復運動所測得之最大變動值，最小值取相對於實扭矩的正或負值。

(9) 實扭矩變動率

相對於平均實扭矩的變動值比率。

表 1.3.7 扭矩變動率的容許範圍

基準扭矩 kgf·cm		有效螺桿長度 mm										
		4000 以下								4000~10000 以下		
		細長比 1: 40 以下				細長比 :40~1:60				-		
		等級				等級				等級		
超過	以下	C0	C1	C2, C3	C5	C0	C1	C2, C3	C5	C1	C2, C3	C5
2	4	±35%	±40%	±45%	±55%	±45%	±45%	±55%	±65%	-	-	-
4	6	±25%	±30%	±35%	±45%	±38%	±38%	±45%	±50%	-	-	-
6	10	±20%	±25%	±30%	±35%	±30%	±30%	±35%	±40%	-	±40%	±45%
10	25	±15%	±20%	±25%	±30%	±25%	±25%	±30%	±35%	-	±35%	±40%
25	63	±10%	±15%	±20%	±25%	±20%	±20%	±25%	±30%	-	±30%	±35%
63	100	-	-	±15%	±20%	-	-	±20%	±25%	-	±25%	±30%

備註： 1. 細長比是以螺桿軸的螺紋部長度 (mm) 除螺桿軸外徑所得的值謂之。
2. 基準扭矩 2kgf × cm 以下，依 TBI MOTION 規格另行管理。

基準扭矩 T_P 的算出

預壓滾珠螺桿的基準扭矩 T_P (kgf × cm) 的計算式如下所示。

$$T_P = 0.05 (\tan\beta)^{-0.5} \cdot \frac{F_{a0} \cdot \ell}{2\pi}$$

在此， F_{a0} = 預壓負荷 (kgf)

β = 導程角

ℓ = 導程 (cm)

測定條件

預壓動扭矩 (T_P) 是以下述的測定條件如圖 1.3.4 所示之方法，轉動螺桿軸後，測定為使螺帽不跟著一起轉動所需之力 (F)，再將 (F) 的測定值乘以力臂長 (L)，所得之積即為 T_P 。

$$T_P = F \cdot L$$

測定條件

- (1) 測定時是以不附刮刷器的狀態下施行。
- (2) 測定回轉數為 100rpm。
- (3) 使用的潤滑油黏度依據 JSK2001(工業用潤滑油黏度分類) 的規定，以 ISOVG68 為基準。

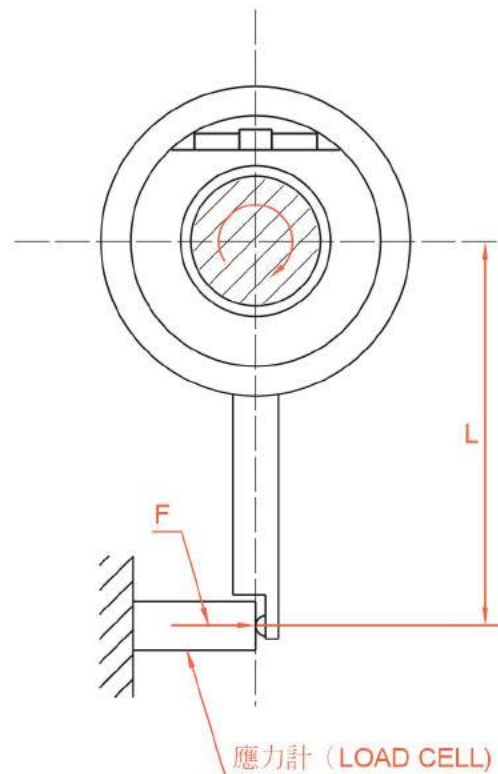


圖 1.3.4 預壓動扭矩測定法

1-4 螺桿軸設計

■ 1-4-1 安裝方式

安裝方法於選擇適當滾珠螺桿規格時為重要項目，圖 1.4.1~1.4.8 為安裝範例。當使用條件須以更嚴密的條件做判別或使用特殊安裝方法，以致判斷條件不明時，請連絡洽詢業務專員。

(螺桿軸、螺帽的安裝方法)

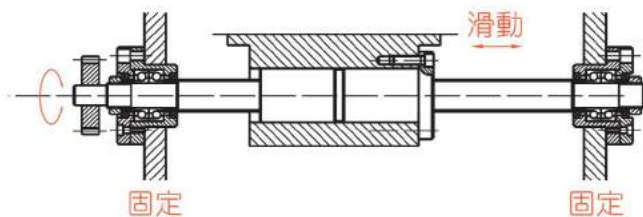


圖 1.4.1

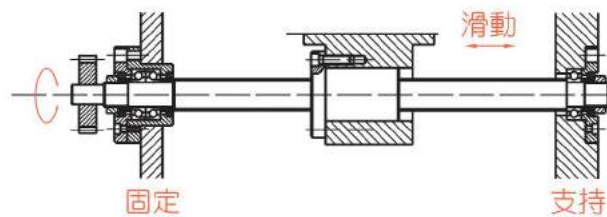


圖 1.4.5

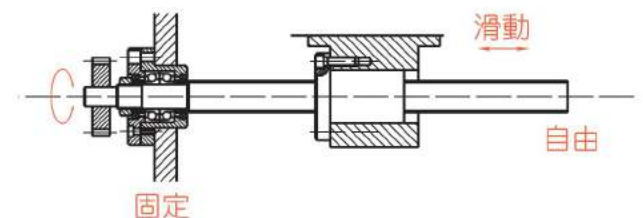


圖 1.4.2

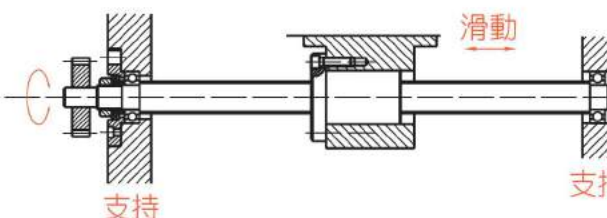


圖 1.4.6

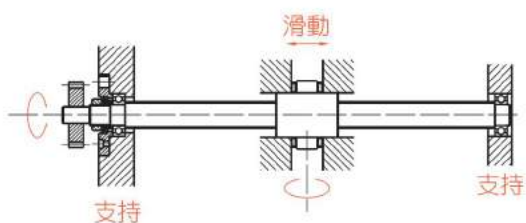


圖 1.4.3

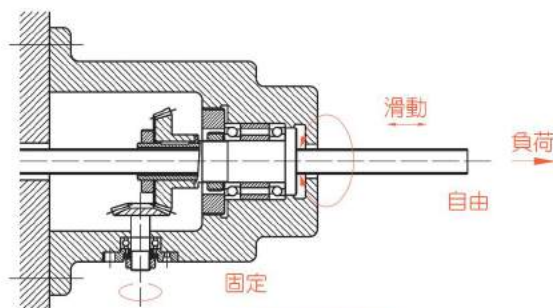


圖 1.4.7

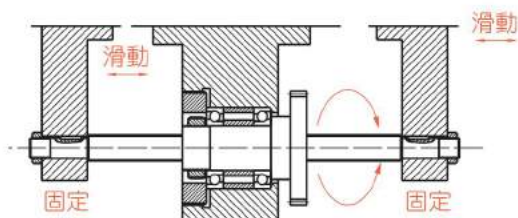


圖 1.4.4

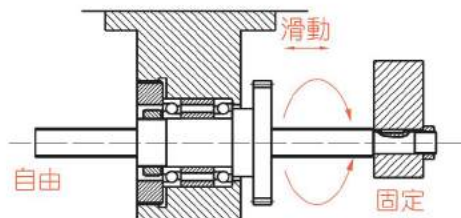


圖 1.4.8

(各種工作機械用螺桿軸的安裝方法)

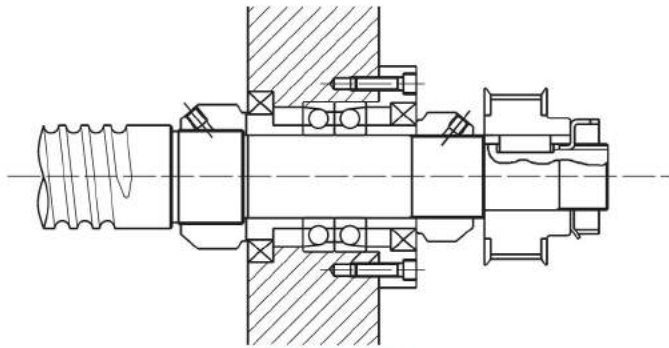


圖 1.4.9

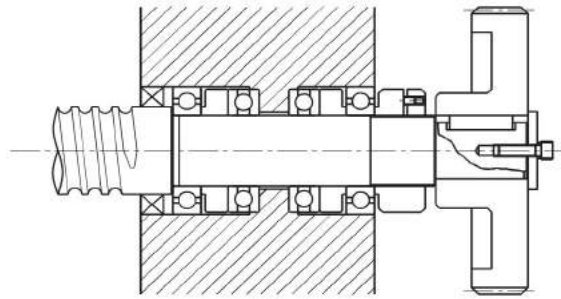


圖 1.4.11

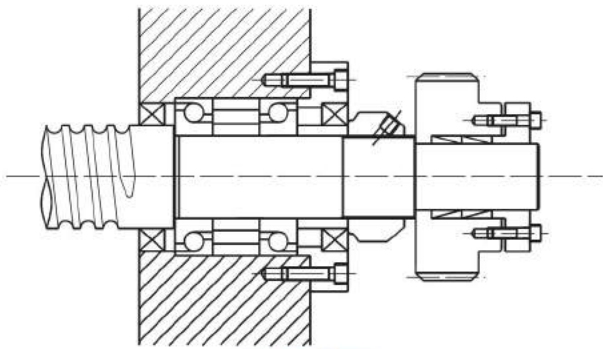


圖 1.4.10

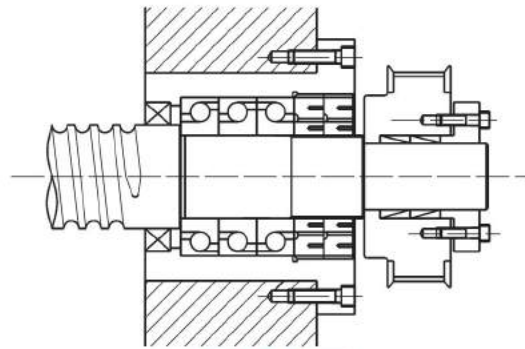


圖 1.4.12

(施予預拉時之軸承安裝方法)

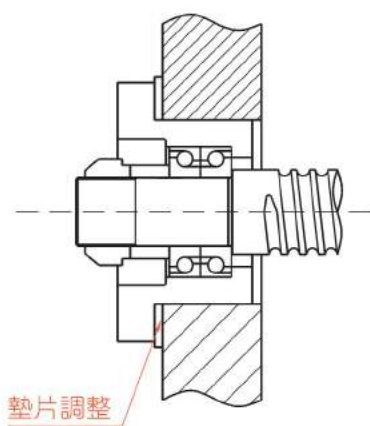


圖 1.4.13

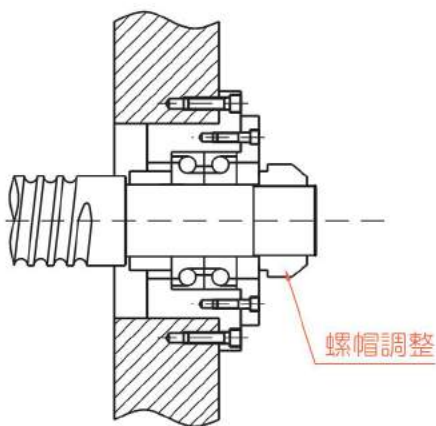


圖 1.4.14

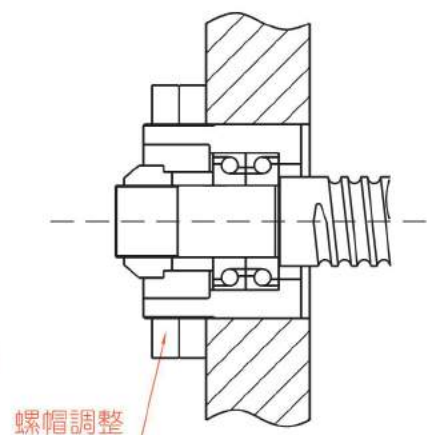


圖 1.4.15

1-4 螺桿軸設計

■ 1-4-2 容許軸方向負荷

(1) 挫屈負荷

因壓縮負荷的作用，必須驗算其對螺桿軸之挫屈的安全性。圖 1.4.16 乃是挫屈容許壓縮負荷依螺桿外徑別，而整理繪成之圖表。(螺桿軸外徑 125mm 以上時，請依下式計算。)

容許軸方向負荷之刻度，依滾珠螺桿的支持方法加以選定。

$$P = \alpha \cdot \frac{I \cdot N \cdot \pi^2 \cdot E}{L^2} = m \frac{dr^4}{L^2} \cdot 10^3$$

在此

α = 安全係數 ($\alpha = 0.5$)

E : 縱彈性係數 ($E = 2.1 \cdot 10^4 \text{kgf/mm}^2$)

I : 螺桿軸斷面之最小二次力矩

$$I = \frac{\pi}{64} dr^4 (\text{mm}^4)$$

dr : 螺桿軸牙底直徑 (mm)

L : 安裝間距離 (mm)

m · N : 依滾珠螺桿之安裝方法而定之係數

支持—支持 $m = 5.1$ ($N = 1$)

固定—支持 $m = 10.2$ ($N = 2$)

固定—固定 $m = 20.3$ ($N = 4$)

固定—自由 $m = 1.3$ ($N = 1/4$)

(2) 容許拉伸壓縮負荷

安裝的距離較短時，請針對與安裝方法無關的下列兩項進行驗算。

□ 相當於螺桿軸之降幅應力的容許拉伸壓縮負荷 (下式)。

□ 滾珠溝槽部之容許負荷。

$$P = \sigma A = 11.8 dr^2 (\text{kgf})$$

在此，

P : 挫屈負荷 (kgf)

σ : 容許拉伸壓縮應力 (kgf/mm^2)

A : 螺桿軸牙底直徑之斷面積 (mm^2)

dr : 螺桿軸牙底直徑 (mm)

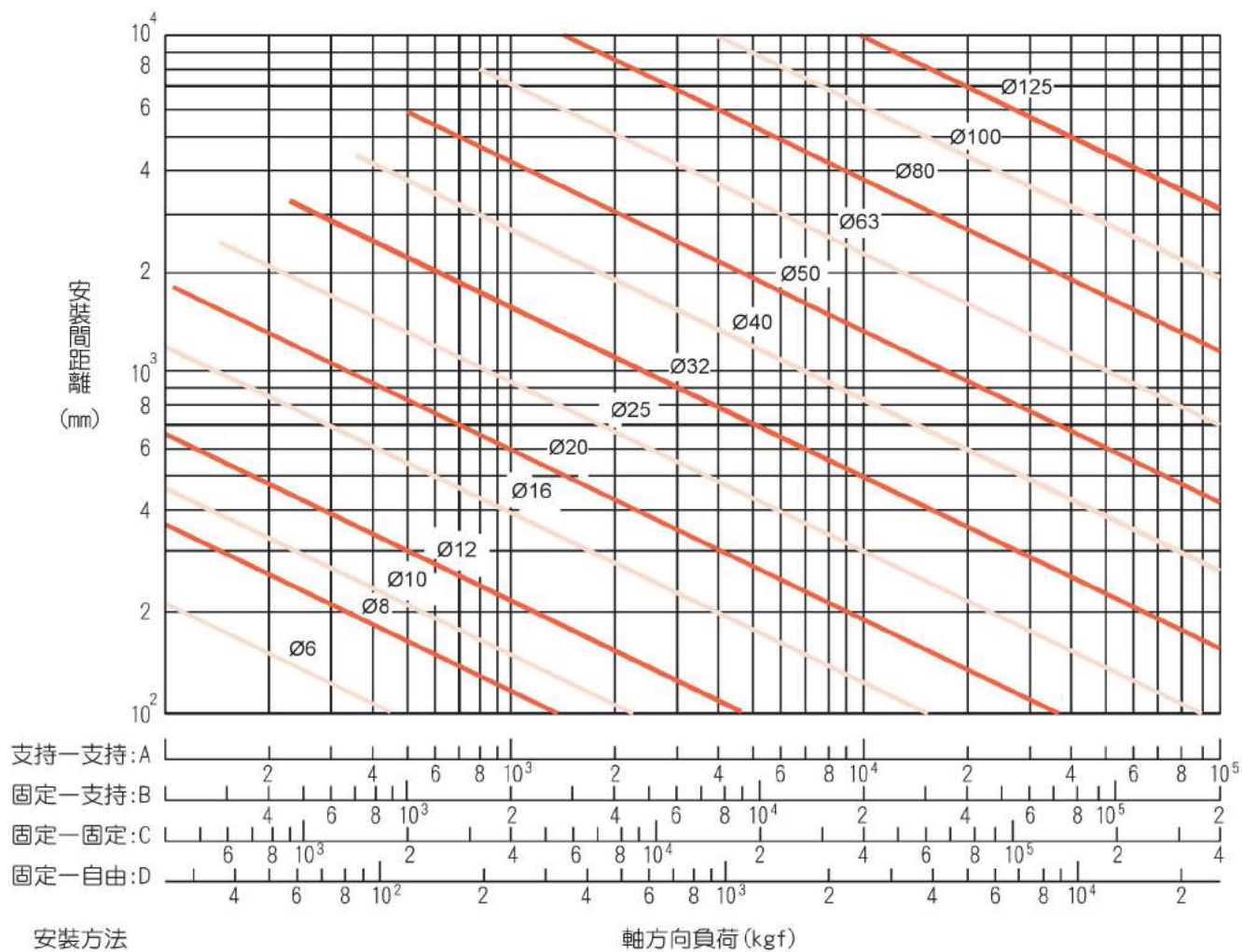


圖 1.4.16 挫屈之容許壓縮負荷

1-4 螺桿軸設計

C

滾珠螺桿

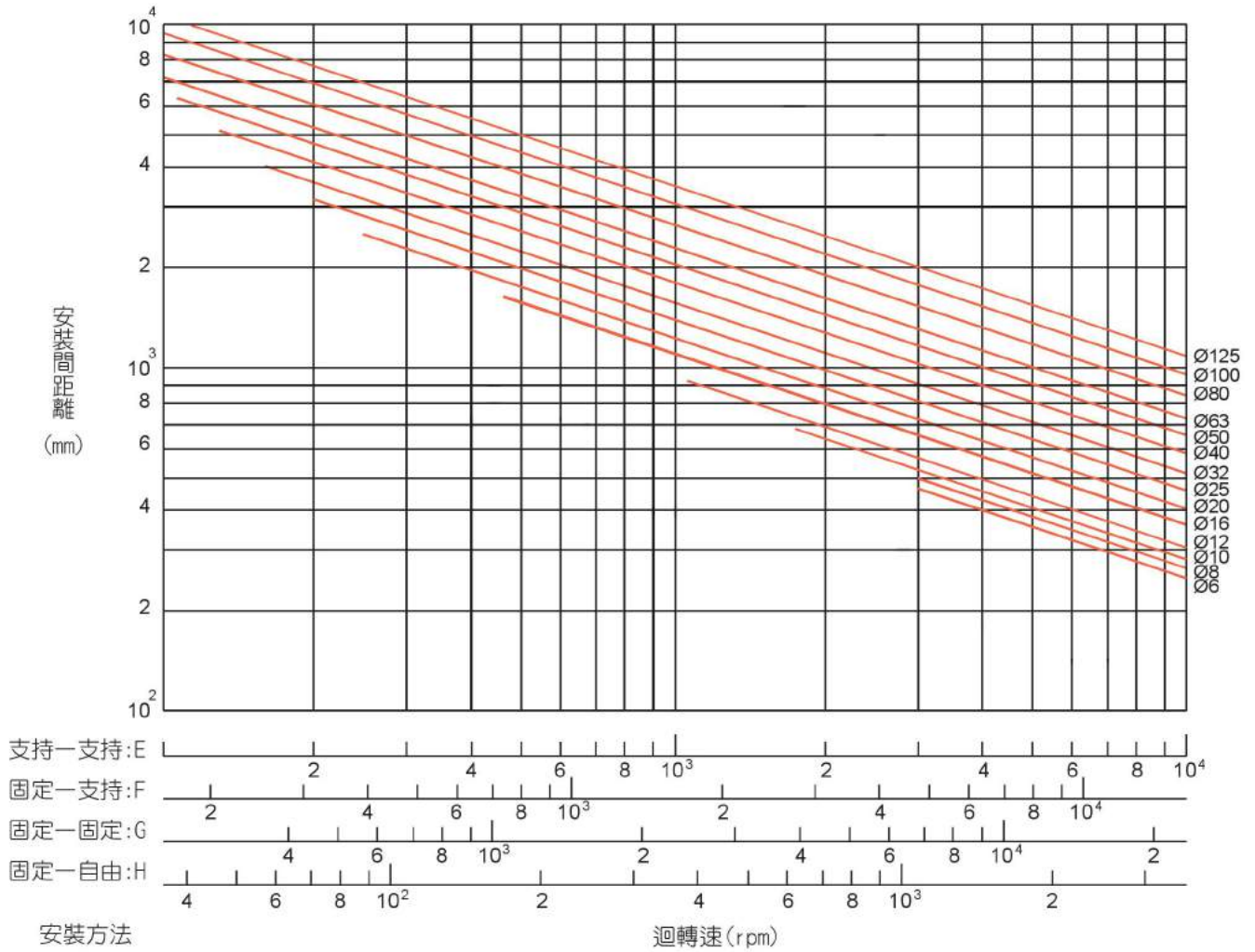


圖 1.4.17 軸對於危險速度之容許迴轉數

■ 1-4-3 容許迴轉數

(1) 危險速度

必須檢討滾珠螺桿之迴轉數使不致於螺桿的固有振動數發生共振 (發生共振時之速度，謂之危險速度) 以危險速度的 80% 以下為容許迴轉數。圖 1.4.17 是將相對於危險速度的容許迴轉數按螺桿外徑作成線圖。(螺桿軸外徑 125mm 以上時，請依下式算出)。容許迴轉數的刻度，請依滾珠螺桿的支持方法加以選定。使用迴轉數在危險速度上有問題時，請加裝中間支撐以提高螺桿之固有振動數，此方式亦為有效方法。

(2) $D_m \cdot n$ 值

容許迴轉數亦受表示周速的 $D_m \times N$ 值 (D_m ：鋼珠之中心圓徑 mm · N ：迴轉數 rpm) 之限制。

精密用 (精密等級 C7 以上)
 $D_m \times N \leq 70,000$

一般產業用 (C10)
 $D_m \times N \leq 50,000$

若需製造上述極限以上的滾珠螺桿，因需特殊對策，於選用前，請洽 TBI MOTION。

※ 螺桿長度 / 軸徑之比： $\varepsilon > 70$ 時，製造上須特別安排，請洽 TBI MOTION。

$$n = \alpha \cdot \frac{60\lambda^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{E I g}{\gamma A}} = f \frac{d_r}{L^2} \cdot 10^7 (\text{rpm})$$

在此

α ：安全係數 ($\alpha = 0.8$)

E ：縱彈性係數 ($E = 2.1 \cdot 10^4 \text{kgf/mm}^2$)

I ：螺桿軸斷面之最小二次力矩

$$I = \frac{\pi}{64} d_r^4 (\text{mm}^4)$$

d_r ：螺桿軸牙底直徑 (mm)

g ：重力加速度 ($g = 9.8 \cdot 10^3 \text{mm/s}^2$)

γ ：材料之密度 ($\gamma = 7.8 \cdot 10^{-6} \text{kgf/mm}^3$)

A ：螺桿軸斷面積 ($A = \pi d_r^2 / 4 \text{mm}^2$)

L ：安裝間距離 (mm)

f, λ ：依滾珠螺桿之安裝方法而定的係數

支持—支持 $f = 9.7$ ($\lambda = \pi$)

固定—支持 $f = 15.1$ ($\lambda = 3.927$)

固定—固定 $f = 21.9$ ($\lambda = 4.730$)

固定—自由 $f = 3.4$ ($\lambda = 1.875$)

1-5 驅動扭矩

■ 1-5-1 傳動軸的驅動扭矩 T_S

$$T_S = T_P + T_D + T_F \text{ (定速時)}$$

$$T_S = T_G + T_P + T_D + T_F \text{ (加速時)}$$

T_G : 加速扭矩 (1) T_P : 負荷扭矩 (2)

T_D : 預壓扭矩 (3) T_F : 摩擦扭矩 (4)

(1) 加速扭矩 T_G

$$T_G = J\alpha \text{ (kgf} \cdot \text{cm)}$$

$$\alpha = \frac{2\pi n}{60\Delta t} \text{ (rad/s}^2\text{)}$$

J : 馬達軸換算的慣性扭矩 (kgf · cm · s²)

α : 角加速度 (rad/s²)

n : 回轉數 (min⁻¹)

Δt : 啟動時間 (sec)

(3) 預壓扭矩 T_D

$$T_D = \frac{K \cdot P_{PL} \cdot \ell}{\sqrt{\tan \alpha} \cdot 2\pi} \text{ (kgf} \cdot \text{cm)}$$

K : 內部係數

(通常使用為 0.05)

P_{PL} : 預壓量 (kgf)

ℓ : 導程 (cm)

α : 導程角

(4) 摩擦扭矩 T_F

$$T_F = T_B + T_O + T_J \text{ (kgf} \cdot \text{cm)}$$

T_B : 支持軸的摩擦扭矩

T_O : 自由軸的摩擦扭矩

T_J : 馬達軸的摩擦扭矩

(2) 負荷扭矩 T_P

$$T_P = \frac{P \cdot \ell}{2\pi\eta_1} \text{ (kgf} \cdot \text{cm)}$$

$$P = F + \mu Mg$$

P : 軸方向負荷 (kgf)

ℓ : 導程 (cm)

η_1 : 正效率

迴轉運動變換為直線運動時的效率

F : 切削力 (kgf)

μ : 摩擦係數

M : 移動物質量 (kg)

g : 重力加速度 (9.8 m/s²)

$$T_P = \frac{P \cdot \ell \cdot \eta_2}{2\pi} \text{ (kgf} \cdot \text{cm)}$$

η_2 : 逆效率

直線運動變換為迴轉運動時的效率

支撐軸摩擦力矩會受到潤滑油量的影響。或是油封過緊時也可能發生意料之外的過度摩擦力矩，或是造成溫度上升，這一點必須特別注意。

【參考】負荷慣性扭矩 (表 1.5.1)

$$J = J_{BS} + J_{CU} + J_W + J_M$$

J_{BS} : 滾珠螺桿軸慣性扭矩

J_{CU} : 聯結器慣性扭矩

J_W : 直線運動部慣性扭矩

J_M : 馬達軸滾軸部慣性扭矩

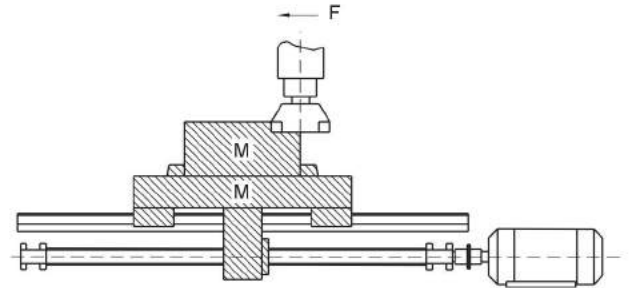


圖 1.5.1 負荷慣性扭矩

表 1.5.1 負荷慣性扭矩換算公式

馬達軸 換算慣性扭矩	公式	J
圓筒負荷		$\frac{\pi \rho L D^4}{32}$
直線運動物體		$\frac{M}{4} \left(\frac{V \ell}{\pi \cdot N_M} \right)^2 = \frac{M}{4} \left(\frac{P}{\pi} \right)^2$
單位		kg · m ²
減速時的慣性扭矩		$J_M = \left(\frac{J \ell}{N_M} \right)^2 J \ell$

ρ : 密度 (kg/m³) $\rho = 7.8 \cdot 10^3$

L: 圓筒長度 (m)

D: 圓筒直徑 r(m)

M: 直線運動部質量 (kg)

V: 直線運動物體的速度 (m/min)

N_M : 馬達軸回轉數 (min⁻¹)

P: 馬達每轉一圈的直線運動物體移動量 (m)

$N \ell$: 直線運動方向回轉數 (min⁻¹)

$J \ell$: 負荷方向慣性扭矩

J_M : 馬達方向慣性扭矩

1-6 螺帽設計

■ 1-6-1 螺帽的選定

(1) 系列

選定系列時應須考慮要求精度、所需交貨日期、尺寸(螺桿軸外徑、導程 / 螺桿軸外徑比)、預壓量等。

(2) 循環方式

選定循環方式：請由螺帽安裝部份之空間經濟性為考慮。循環方式之特長如表 1.6.1 所示。

(3) 迴路數

選定迴路數須考慮要求性能、壽命等。

(4) 凸緣形狀(法蘭)

請配合螺帽安裝部份之空間加以選定。

(5) 給油孔

精密滾珠螺桿設有給油孔，使用於機器裝配時及定期補給時。

表 1.6.1 螺帽循環的參考型式

循環方式	規格		特色
	單螺帽	雙螺帽	
內循環	SFM SFNI SFK SFNU BSH	DFM	●螺帽外徑精巧(不佔空間)。 ●適合於導程 / 螺桿軸外徑比較小者。
外循環	SFV XSV BSH	DFV	●經濟性。 ●可採用於導程 / 螺桿軸外徑比較大者。 ●適用於高荷重的用途(TBI MOTION 專利螺帽)。
端蓋式循環	SFY SFH	DFS	●適用於高速進給的用途。

■ 1-6-2 螺帽型式

U, I, M 型螺帽

此種型式是由鋼珠沿著循環器溝槽，橫越過螺桿牙峰再回到原點。一般為一卷鋼珠一次循環。(如下圖 1.6.1) 此種型式螺桿至少要有一端是完全通牙，適用螺桿外徑較小。

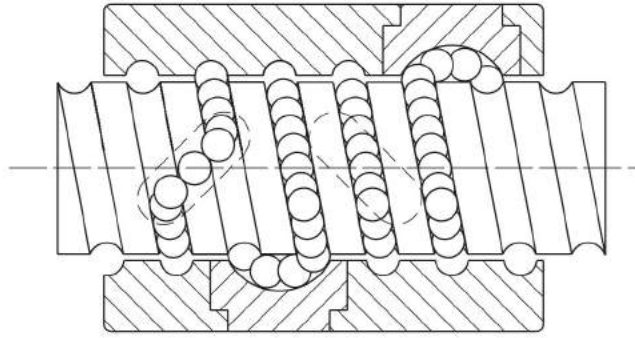


圖 1.6.1 U, I, M 型螺帽圖

K 型螺帽

循環原理與 I 型相同，但不同循環時循環位置皆位於相同角度之鍵槽上。(如下圖 1.6.2)

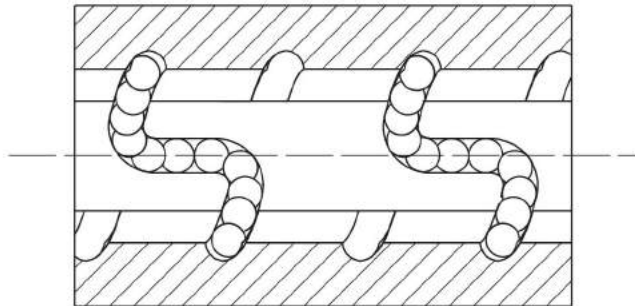


圖 1.6.2 K 型螺帽圖

1-6 螺帽設計

V 型螺帽

此型螺帽之循環方式為外循環。(如下 圖 1.6.3) 特殊循環器設計使鋼珠沿著螺紋的方向運行，可降低由鋼珠互相碰撞和增加循環的順暢度。特別適合高速及重負載之設計。

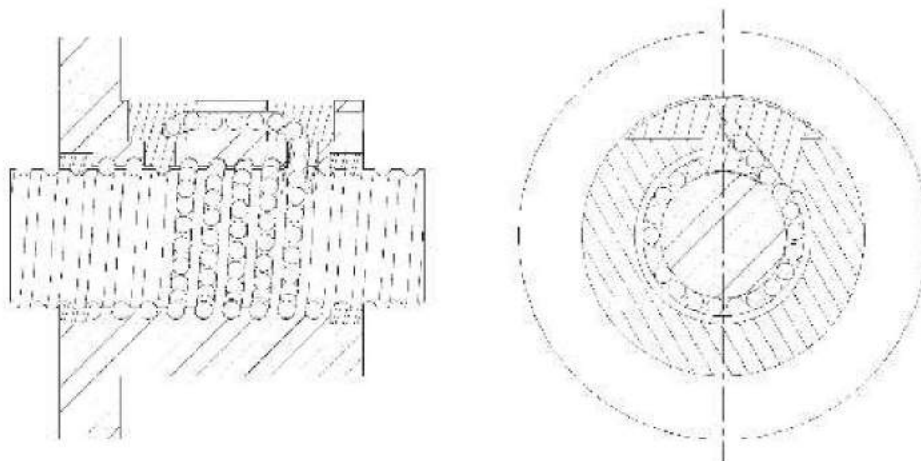


圖 1.6.3 V 型螺帽圖

Y, H 型螺帽

兩端防塵片採用薄而有彈性的材質，更加強化刮刷效果。循環迴流結構的強化增加了高剛性高速化功能。(如下 圖 1.6.4)

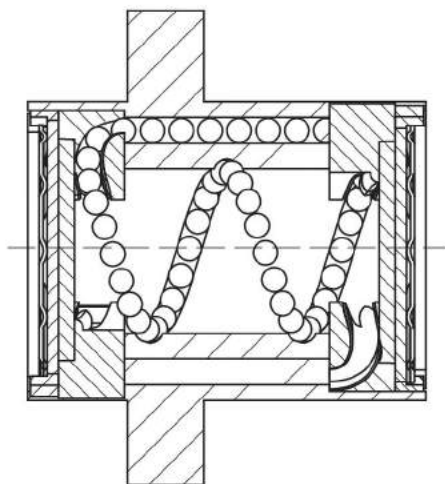


圖 1.6.4 Y, H 型螺帽圖 t

1-7 剛性檢討

螺桿的周邊結構剛性不足為造成失步 (LOST MOTION) 的主因之一。因此在 NC 工作機械等精密機械方面要獲得良好的定位精度，於設計時必須考慮傳動螺桿各部位之零件的軸方向剛性的平衡及其扭曲剛性。

靜剛性 K

傳動螺桿系統的軸方向彈性變形及剛性可由下式求出。

$$K = \frac{P}{e} \text{ (kgf/mm)}$$

P：傳動螺桿系統承載之軸方向負荷 (kgf)

e：傳動螺桿系統軸方向彈性變位量 (mm)

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_S} + \frac{1}{K_N} + \frac{1}{K_B} + \frac{1}{K_H} \text{ (mm/kgf)}$$

K_S ：螺桿軸之方向剛性 (1) K_B ：支撐軸方向剛性 (3)

K_N ：螺帽之軸方向剛性 (2) K_H ：螺帽及軸承安裝部之軸方向剛性 (4)

(1) 螺桿軸之方向剛性 K_S 及變位量 δ_S

$$K_S = \frac{P}{\delta_S} \text{ (kgf/mm)}$$

P：軸方向負荷 (kgf)

固定 — 固定安裝的場合

$$\delta_{SF} = \frac{PL}{4AE} \text{ (mm)}$$

固定 — 固定安裝以外的場合

$$\delta_{SS} = \frac{PL_0}{AE} \text{ (mm)}$$

$$\delta_{SS} = 4\delta_{SF}$$

δ_{SF} ：固定 — 固定安裝的場合的方向變位量

δ_{SS} ：固定 — 固定安裝以外的場合的方向變位量

A：螺桿軸牙底直徑斷面積 (mm^2)

E：縱彈性係數 ($2.1 \cdot 10^4 \text{kgf/mm}^2$)

L：安裝間距離 (mm)

L_0 ：負荷作用點間距離 (mm)

1-7 剛性檢討

(2) 螺帽之軸方向剛性 K_N 及變位置 δ_N

$$K_N = \frac{P}{\delta_s} \text{ (kgf/mm)}$$

(a) 單螺帽時

$$\delta_{NS} = \frac{K}{\sin\beta} \left[\frac{Q^2}{d} \right]^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{1}{\zeta} \text{ (mm)}$$

$$Q = \frac{P}{n \cdot \sin\beta} \text{ (kgf)}$$

$$n = \frac{D_0 \pi m}{d} \text{ (個)}$$

Q: 一個鋼珠之負荷 (kgf)

n: 鋼珠數

k: 依材料、形狀、尺寸、所決定之常數 $k \approx 5.7 \cdot 10^{-4}$

β : 接觸角 (45°)

P: 軸方向負荷 (kgf)

d: 鋼珠徑 (mm)

ζ : 精度、內部構造係數

m: 有效個數

D_0 : 鋼珠中心直徑 (mm)

$$D_0 = \frac{l}{\tan\alpha \cdot \pi} \text{ (kgf/mm)}$$

l: 導程 (mm)

α : 導程角

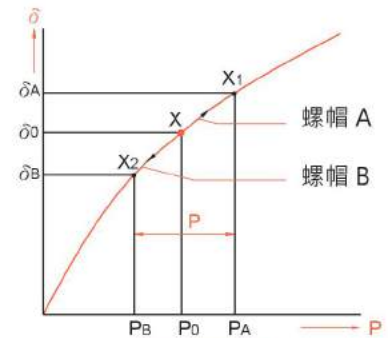


圖 1.7.1

(b) 雙螺帽時

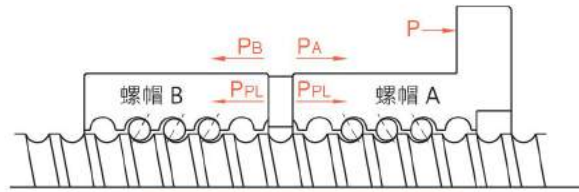


圖 1.7.2 雙螺帽預壓負荷

預壓負荷重量 P_{PL} 約三倍之軸方向負荷重量 P 作用時，為了消除螺帽 B 的預壓 P_{PL} ，預壓負荷重量 P_{PL} 請設定在最大軸方向負荷重量的 1/3 以內。

最大預壓負荷重量以 $0.25C_a$ 為標準。變位置在預壓量三倍之軸方向負荷重量時，為單一螺帽時的 1/2 變位置。

$$K_N = \frac{P}{\delta_{NW}} = \frac{3P_{PL}}{\delta_{NS/2}} = \frac{6P_{PL}}{\delta_{NS}} \text{ (kgf/mm)}$$

δ_{NS} : 單一螺帽的變位置 (mm)

δ_{NW} : 雙螺帽的變位置 (mm)

(雙螺帽的剛性解說)

如圖 1.7.1 及 1.7.2，在兩個螺帽 A、B 上加上 P_{PL} 的預壓，螺帽 A、B 都會產生到達 X 點的彈性變形。如果在這裡加上外力 P 的作用，螺帽 A 從 X 點移動到 X_1 點、螺帽 B 會從 X 點移動到 X_2 點。接著，依據單螺帽變位置 δ_{NS} 的計算公式可得：

$$\delta_0 = aP_{PL}^{\frac{2}{3}}$$

螺帽圖 A、B 的變位置是 $\delta_A = aP_{PL}^{\frac{2}{3}}$

從外力 P 來的螺帽 A、B 的變位置相等，所以 $\delta_A - \delta_0 = \delta_0 - \delta_B$ 。

或是加在螺帽 A、B 上的外力只有 P ，所以 P_A 增加的話 $P_A - P_B = P$ ， $\delta_B = 0$

$$P_A - P_B = P$$

$$\delta_B = 0$$

為防止加在螺帽 B 上的外力可以被螺帽 A 吸收變小。因此， $\delta_B = 0$ 時

$$aP_A^{\frac{2}{3}} - aP_{PL}^{\frac{2}{3}} = aP_{PL}^{\frac{2}{3}}$$

$$P_A^{\frac{2}{3}} = 2P_{PL}^{\frac{2}{3}}$$

$$P_A = \sqrt[3]{8} P_{PL} \approx 3P_{PL}$$

因此，從圖 1.7.3 也可以判斷，預壓量三倍之軸方向負荷重量時，單一螺帽為 1/2 的變位置，剛性為 2 倍。

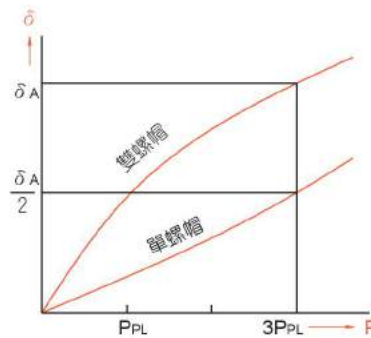


圖 1.7.3

(3) 支撐軸之軸方向剛性 K_B 及變位置 δ_B

$$K_B = \frac{P}{\delta_B} \text{ (kgf/mm)}$$

以作為滾珠螺桿的支撐軸承並廣泛應用於精密機器方面的組合，斜角滾珠軸承的剛性以下式求出：

$$\delta_B = \frac{2}{\sin\beta} \left[\frac{Q^2}{d} \right]^{\frac{1}{3}} \text{ (mm)} \quad Q = \frac{P}{n \cdot \sin\beta} \text{ (kgf)}$$

Q：一個鋼珠之負荷 (kgf)

n：鋼珠數

β ：接觸角 (45°)

P：軸方向負荷 (kgf)

d：鋼珠徑 (mm)

a：滾動的有效長度

(4) 螺帽及軸承安裝部之軸方向剛性 K_H 與變位置 δ_H 於機器開發之初，請特別注意安裝部要有高剛性。

$$K_H = \frac{P}{\delta_H} \text{ (kgf/mm)}$$

滾珠螺桿技術資料

1-8 定位精度

進給精度誤差的因素中，導程精度、進給系統的剛性是檢討要點，其溫升所產生的熱變形以及導引面的組裝精度等因素也需加以考慮。

■ 1-8-1 導程精度的選定

表 1.8.1 為滾珠螺桿精度等級依照不同用途時所建議的使用範圍。

表 1.8.1 滾珠螺桿依用途別的精度等級範例

用途			用途						
			C0	C1	C2	C3	C5	C7	C10
NC 工作機械	車床	X	○	○	○	○	○	○	
		Y				○	○	○	
	銑床 / 搪床	XY		○	○	○	○	○	
		Z			○	○	○	○	
	加工中心機	XY		○	○	○	○		
		Z			○	○	○		
	治具搪床	Y	○	○					
		Z	○	○					
	鑽床	XY				○	○	○	
		Z					○	○	
	磨床	X	○	○	○	○	○	○	
		Z		○	○	○	○	○	
	放電加工機	XY		○	○	○	○	○	
		(Z)			○	○	○	○	
	線切割機 / 放電加工機	Y		○	○	○			
		UV		○	○	○	○	○	
高速沖床	XY				○	○	○		
雷射加工機	XY				○	○			
	Z				○	○			
木工機					○	○	○	○	
泛用機・專用機				○	○	○	○	○	
半導體 相關裝置	曝光裝置		○	○					
	化學處理裝置					○	○	○	
	焊線機			○	○	○			
	探針檢測機		○	○	○	○			
	電子零件插入機				○	○	○	○	
	印刷電路板鑽孔機			○	○	○	○	○	
產業 機械人	直交座標型	組立		○	○	○	○	○	
		其他					○	○	○
	垂直多關節型	組立			○	○	○		
		其他				○	○	○	
圓筒座標型				○	○	○	○		
鋼鐵設備機械						○	○	○	
射出成形機						○	○	○	
三次元測定機			○	○	○				
事務機器						○	○	○	
影像處理裝置			○	○					
核能發電	控制棒					○	○	○	
	吸震裝置						○	○	
航空器						○	○		

■ 1-8-2 熱變位對策

螺桿軸因熱而伸長變位，會導致定位精度惡化。熱變化可由下式計算求得。

$$\Delta l = \alpha \cdot \Delta t \cdot L$$

Δl ：螺桿軸方向的伸長量

α ：熱膨脹係數

Δt ：螺桿溫度變化量 (deg)

L：螺紋有效長度

亦即每溫升 1°C 則在 1 公尺長螺桿軸上會有 120 μ m 的伸長量發生。因此即使滾珠螺桿的導程經過高精度加工，也會因溫升所產生的變位而無法滿足高精度的定位要求。當滾珠螺桿的使用條件要求高速時，則相對地發熱量也增大，溫升的影響也會變大。

滾珠螺桿的溫升對策如下所示：

(1) 控制發熱量

- 滾珠發熱量、支撐軸承的預壓量要正確適量。
- 潤滑劑的正確選擇及適當的供給。
- 加大滾珠螺桿的導程、降低迴轉數。

(2) 施予強制冷卻

- 螺桿軸挖成中空，通以冷卻液。
- 螺桿軸外緣以潤滑油或空氣來冷卻。

(3) 避免溫升的影響

以高速先將機台溫車 (WARMING UP) 到溫度：

- 安定的狀態再使用。
- 螺桿軸於安裝時施予預拉力。
- 累積導程的目標值預先取負值。
- 使用閉迴路方式定位。

1-9 壽命設計

■ 1-9-1 滾珠螺桿的壽命

滾珠螺桿即使在合理狀態下使用，在經過一段時間後也會因而無法再使用。而劣化到無法使用為止的時間即為滾珠螺桿的壽命，一般區分為發生剝離現象時之疲勞壽命以及因磨損所導致的精度劣化壽命等。

■ 1-9-2 基本靜額定負荷 C_{0a}

所謂基本靜額定負荷是指，當承受最大應力的螺桿軸及螺帽內的滾珠溝槽接觸部與鋼珠的永久變形量的和，達到鋼珠直徑的 0.01% 時的軸方向負荷謂之。

■ 1-9-3 基本動額定負荷 C_a

所謂動額定負荷是指一批相同的滾珠螺桿以相同的條件回轉 10^6 次，其中以 90% 的螺桿不因滾動疲勞而產生剝落現象，此時所承受的軸方向負荷即指動額定負荷

負荷與壽命的關係 $L_a = \left(\frac{1}{P}\right)^3$ L: 壽命 P: 荷重

■ 1-9-4 疲勞壽命

平均負荷 P_e

(1) 當軸方向負荷不時在變動時，請計算求出各變動負荷條件下的等價疲勞時的平均負荷。(如表 1.9.1)

$$\left(P_e = \frac{P_1^3 n_1 t_1 + P_2^3 n_2 t_2 + \dots + P_n^3 n_n t_n}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}\right)^{\frac{1}{3}} \text{ (kgf)}$$

軸方向荷重 (kgf)	迴數轉 (min^{-1})	時間 (%)
P_1	n_1	t_1
P_2	n_2	t_2
·	·	·
·	·	·
·	·	·
P_n	n_n	t_n

但是 $t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n = 100$

表 1.9.1 各種用途壽命時間

用途	壽命時間 (h)
工作機械	20000
一般產業機械	10000
自動控制機械	15000
量測裝置	15000

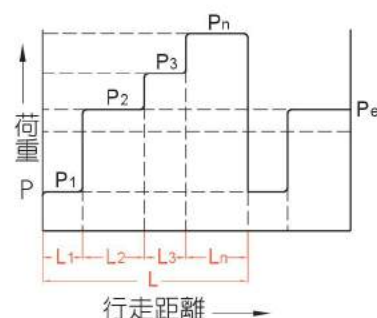


圖 1.9.1

$$P_e = \frac{2P_{\max} + P_{\min}}{3} \text{ (kgf)}$$

P_{\max} : 最大軸方向荷重 (kgf)

P_{\min} : 最小軸方向荷重 (kgf)

(2) 負荷依正弦曲線變化時 (如右圖 1.9.2)

$P_e \cong 0.65 P_{\max}$ (圖一)

$P_e \cong 0.75 P_{\max}$ (圖二)

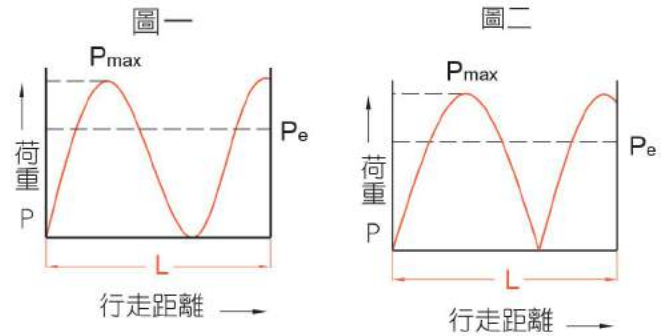


圖 1.9.2

■ 1-9-5 壽命計算

疲勞壽命一般雖以總迴轉數來表示，但是也有以總迴轉數時間、總行走距離表示。以下算式可求得：

$$L = \left[\frac{C_a}{P_a \cdot f_w} \right]^3 \cdot 10^6$$

$$L_t = \frac{L}{60n}$$

$$L_s = \frac{L \cdot \ell}{10^6}$$

在此：

L : 額定疲勞壽命 (rev)

f_w : 負荷係數 (運轉條件係數)

n : 迴轉數 (rpm)

L_s : 行走距離壽命 (km)

L_t : 壽命時間 (h)

ℓ : 導程 (mm)

P_a : 軸方向負荷 (kgf)

C_a : 基本動額定負荷 (kgf)

表 1.9.2 負荷係數 (f_w)

反復運動時的振動/衝擊	速度 (V)	f_w
微小	微速時 $V \leq 0.25 \text{ m/s}$	1~1.2
小	低速時 $0.25 < V \leq 1 \text{ m/s}$	1.2~1.5
中速時	中速時 $1 < V \leq 2 \text{ m/s}$	1.5~2
大	高速時 $V > 2 \text{ m/s}$	2~3.5

表 1.9.3 安全係數 (f_s)

使用機械	荷重條件	f_s
工作機械	普通運轉時	1.0 ~ 1.3
	有衝擊、振動時	2.0 ~ 3.0
一般產業機械	普通運轉時	1.0 ~ 1.5
	有衝擊、振動時	2.5 ~ 7.0

所要動額定負荷 C_a

$$C_a = P_e \cdot f_s$$

所要靜額定負荷 C_{oa}

$$C_{oa} = P_{\max} \cdot f_s$$

1-9 壽命設計

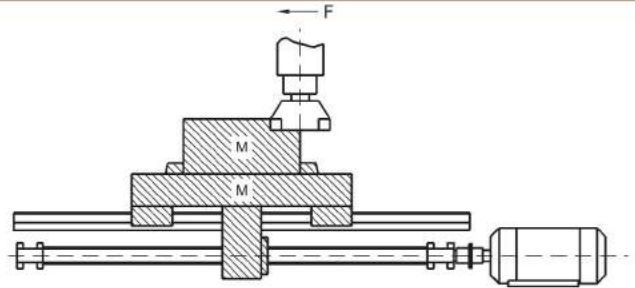
C

滾珠螺桿

滾珠螺桿的選定要領

選擇滾珠螺桿時，首先要儘量地調查清楚運轉條件再決定設計，這是最基本的原則。而且選擇的要素有負荷重量、衝程、力矩、定位精度、重複定位精度、剛性、導程、螺帽孔徑等，各個要素之間都有關連，其中一項要素改變就會引起其他要素的改變，必須注意各要素之間的均衡。

滾珠螺桿的選定計算



設計條件

1. 工作檯重量 300 Kg
2. 工作物重量 400 Kg
3. 最大衝程 700 mm
4. 進給速度 10 m/min
5. 最小分解能 10 μ m/stroke
6. 驅動馬達 DC 馬達 (MAX 1000 min)
7. 導引面摩擦係數 ($\mu = 0.05 \sim 0.1$)
8. 轉動率 60 %
9. 精度檢討事項
10. 加減速時之慣性力因所佔時間比例少，可以不考慮。

1. 運轉條件的設定

(a) 機械壽命時間 H(hr) 的推定

$$H = \frac{\text{轉動時間 / 日}}{\text{轉動日 / 年}} \cdot \frac{\text{壽命年數}}{\text{轉動率}}$$

(b) 機械條件

運轉區別	計算諸元 速度 / 回轉數	切削 阻力	滑動 阻力	使用 時間
快送	m/min/min ⁻¹	kgf	kgf	%
輕切削	/			
中切削	/			
重切削	/			

(c) 定位精度

進給精度誤差的因素中，導程精度、進給系統的剛性是檢討要點，其溫升所產生的熱變形以及導引面的組裝精度等因素也需加以考慮。

1. 運轉條件的設定

(a) 機械壽命 H(hr) 的推定

$$H = 12 \text{ hr} \times 250 \text{ 日} \times 10 \text{ 年} \times 0.6 \text{ 轉動率} = 18000 \text{ hr}$$

(b) 機械條件

運轉區別	計算諸元 速度 / 回轉數	切削 阻力	滑動 阻力	使用 時間
快送	10m/ min/1000min ⁻¹	0 kgf	70 kgf	10 %
輕切削	6/600	100	70	50
中切削	2/200	200	70	30
重切削	1/100	300	70	10

$$\text{滑動阻力} = (300 + 400) \cdot 0.1 = 70 \text{ kgf}$$

選定要領	選定計算
2. 滾珠螺桿導程 f (mm) $f = \frac{\text{進給速度 (m/min)} \cdot 1000}{\text{馬達最高回轉速 (min}^{-1}\text{)}} \text{ (mm)}$	2. 滾珠螺桿導程 f (mm) $f = \frac{10000}{1000} = 10 \text{ (mm)}$ $\text{最小分解能} = \frac{10 \text{ mm}}{1000 \text{ 行程}}$ $= 0.01 \text{ mm/行程}$
3. 平均荷重 P_e (kgf) 的計算 $P_e = \left[\frac{P_1^3 n_1 t_1 + P_2^3 n_2 t_2 + \dots + P_n^3 n_n t_n}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n} \right]^{\frac{1}{3}}$ $P_e = \frac{2P_{\max} + P_{\min}}{3}$ $P_e \approx 0.65 P_{\max}$ $P_e \approx 0.75 P_{\max}$	3. 平均荷重 P_e (kgf) 的計算 $P_e = \left[\frac{70^3 \cdot 1000 \cdot 10 + 170^3 \cdot 600 \cdot 50 + 270^3 \cdot 200 \cdot 30 + 370^3 \cdot 100 \cdot 10}{1000 \cdot 10 + 600 \cdot 50 + 200 \cdot 30 + 100 \cdot 10} \right]^{\frac{1}{3}}$ $= \left[\frac{31.7 \cdot 10^{10}}{4.7 \cdot 10^4} \right]^{\frac{1}{3}}$ $\approx 189 \text{ kgf}$
4. 平均迴轉數 n_m $n_m = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_n t_n}{100}$	4. 平均迴轉數 n_m $n_m = \frac{1000 \cdot 10 + 600 \cdot 50 + 200 \cdot 30 + 100 \cdot 10}{100}$ $= \frac{4.7 \cdot 10^4}{100} = 470 \text{ min}^{-1}$
5. 所要動額定負荷 C_a (kgf) 的計算 $C_a = P_e \cdot f_s$	5. 所要動額定負荷 C_a (kgf) 的計算 $C_a = 189 \cdot 5 = 945 \text{ (kgf)}$
6. 所要靜額定負荷 C_{oa} (kgf) 的計算 $C_{oa} = P_{\max} \cdot f_s$	6. 所要靜額定負荷 C_{oa} (kgf) 的計算 $C_{oa} = 369 \cdot 5 = 1845 \text{ (kgf)}$
7. 螺帽型式的選定 $C_a > 945$ $C_{oa} > 1845$ 選擇基本動額定負荷及基本靜額定負荷超過上式計算之值的螺帽型式。	7. 螺帽型式的選定 依據型錄表中選擇 SFNI2510 $C_a = 2954 \text{ (kgf)}$ $C_{oa} = 7295 \text{ (kgf)}$

1-9 壽命設計

選定要領	選定計算
8. 壽命時間 Lt (h) 的計算 $L_t = \frac{L}{60n} = \left(\frac{C_a}{P_e \cdot f_w} \right)^3 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{60n}$	8. 壽命時間 Lt (h) 的計算 $L_t = \left(\frac{2954}{189 \cdot 2} \right)^3 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{60 \cdot 470} = 42544(\text{h})$
9. 支撐軸承間距離的決定	9. 支撐軸承間距離的決定 
10. 螺桿長度的決定 最短螺桿長度 = 最大行程 + 螺帽的長度 + 兩軸端預留量	10. 螺桿長度的決定 螺桿長度 = 700 + 85 + 76 + 76 = 937 mm 937 mm < 1200 mm
11. 容許軸方向荷重的檢討	11. 容許軸方向荷重的檢討 因是固定一固定、支撐方式，故省略。
12. 容許迴轉數 N 及 DN 值的檢討 $N = \alpha \cdot \frac{60\lambda^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{Eg}{rA}} = f \frac{dr}{L^2} \cdot 10^7(\text{rpm})$ DN = 軸外徑 x 最高迴轉數	12. 容許迴轉數 N 及 DN 值的檢討 $N = \frac{21.9 \cdot 21.86 \cdot 10^7}{1200^2} = 3324 \text{ min}^{-1} < n_{\max}$ DN = 25 · 1000 = 25000 < 50000
13. 熱變位對策 $\Delta l = \alpha \cdot \Delta t \cdot L$ Δl: 螺桿軸方向的伸長量 α: 熱膨脹係數 Δt: 螺桿溫度變化量 (deg) L: 螺紋有效長度	13. 熱變位對策 熱對位對策 一般機械上預估滾珠螺桿約有 2~5°C 的溫度上升，以 上升 2°C 求取滾珠螺桿的伸展量。 $\Delta l = \alpha \cdot \Delta t \cdot L = 11.7 \cdot 10 \cdot 2 \cdot 700\text{mm}$ $\approx 0.016\text{mm}$ $F_p = \frac{EA\Delta l}{L}$ $= \frac{2.06 \cdot 10^4 \cdot \pi \cdot 21.86^2 \cdot 0.016}{4 \cdot 700}$ $\approx 177(\text{kgf})$

選定要領	選定計算
<p>14. 剛性的檢討</p> <p>(1) 螺桿軸之方向剛性 K_s 及變位量 δ_s</p> $K_s = \frac{P}{\delta_s} \text{ (kgf/mm)}$ <p>P: 軸方向負荷 (kgf)</p> $\delta_{SF} = \frac{PL}{4AE} \text{ (mm)} \dots\dots \text{(參考 C21)}$ <p>(2) 軸方向負荷 δ_s</p> $\delta_{NS} = \frac{K}{\sin\beta} \left[\frac{Q^2}{d} \right]^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{1}{\xi} \text{ (mm)}$ $Q = \frac{P}{n \cdot \sin\beta} \text{ (kgf)}$ $n = \frac{D_0 \pi m}{d} \text{ (個)} \dots\dots \text{(參考 C22)}$ <p>(3) 支撐軸之軸方向剛性 K_B 及變位量 δ_B</p> $K_B = \frac{P}{\delta_B} \text{ (kgf/mm)} \dots\dots \text{(參考 C23)}$	<p>14. 剛性的檢討</p> <p>預估伸展量 0.016mm 之溫度上升時，加上 177kgf 的預拉力，即可修正偏差度。</p> <p>(1) 方向剛性</p> $\delta_{SF} = \frac{PL}{4AE} = \frac{27 \cdot 1200}{4 \cdot \frac{\pi \cdot 21.86^2}{4} \cdot 2.06 \cdot 10^4}$ $= 0.00105 \text{ (mm)}$ $K_s = \frac{370}{0.00105} = 3.5 \cdot 10^5 \text{ kgf/mm}$ <p>(2) 鋼珠與螺帽溝剛性</p> $n = \frac{26.62 \cdot \pi \cdot 4}{4.762} = 70$ $Q = \frac{370}{70 \sin 45^\circ} = 10$ $\delta_{NS} = \frac{0.00057}{\sin 45^\circ} \left(\frac{10^2}{4.762} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{1}{0.7}$ $= 3.2 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$ $K_N = \frac{370}{3.2 \cdot 10^{-3}} = 1.27 \cdot 10^5 \text{ kgf/mm}$ <p>(3) 支持軸承的剛性</p> <p>以螺帽剛性 50 kgf/μm 來計算</p> $\delta_B = \frac{370}{51 \cdot 2} = 3.6 \mu\text{m}$ $K_B = \frac{370}{0.0036} = 1 \cdot 10^5 \text{ kgf/mm}$ <p>● $\delta_{TOTAL} = 1.05 + 3.2 + 3.6 = 7.85 \mu\text{m}$</p>
<p>15. 滾珠螺桿壽命的確認</p>	<p>15. 滾珠螺桿壽命的確認</p> $L = 42544 \text{ (h)} > 18000 \text{ (h)}$

1-10 滾珠螺桿使用之注意事項

滾珠螺桿為精密零組件，請特別注意不可使尖銳物或刀具撞擊到牙型表面，以及組裝滾珠螺桿時也需避免敲打或碰撞擦傷，同時需注意不可將螺帽與螺桿分離或過行程，螺帽行程若是脫離了螺桿就會造成鋼珠脫落，若不小心造成脫落請勿強行裝回，此舉容易造成滾珠螺桿卡死的情況，請與業務專員聯絡。(如圖 1.10.1 所示)

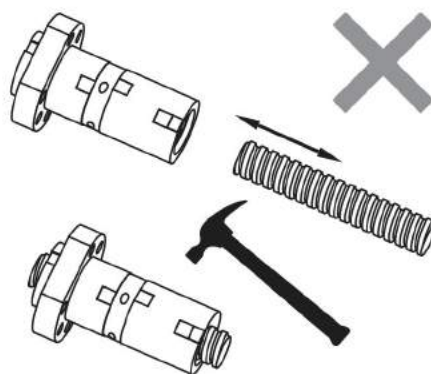


圖 1.10.1 錯誤使用方式

若您有需要將螺帽卸下再裝回時，必須使用一個外徑小於螺桿底徑的管子，請將螺帽轉到轉換管中，以確認保持鋼珠不會掉落。(參考 C34)

■ 1-10-1 潤滑

使用滾珠螺桿時，必須要注意具備足夠的潤滑，如果潤滑不夠會發生與金屬接觸，導致摩擦與磨耗的增加，造成故障產生或是壽命縮短等情況。

滾珠螺桿所使用的潤滑劑可分為潤滑油與潤滑脂兩種。一般於保養上，潤滑脂可以隨著回轉速度的增加使動摩擦力矩直線的增加，超過 3-5m / 分時，則以油潤滑方式較佳。但是也不要忘記利用潤滑脂亦出現過達到 10m / 分的實例；就設備而言，也有適用於成本較低廉的潤滑脂者。一般來說，為了充份發揮滾珠螺桿的機能，5m / 分左右的潤滑油是最適當的選擇。

表 1.10.1 表示潤滑劑的檢查與補給間隔之一般指標。補給時要擦掉附著於螺桿軸的舊潤滑膏後再加以補給。

表 1.10.1 潤滑劑之檢視與補給間隔

潤滑方法	檢查時間間隔	檢查項目	補給或更換間隔
自動間隔給油	每一星期	油量髒汙等	每次檢查時補給，但需視油槽容量做適當補充。
潤滑脂	工作初期 2~3 個月	髒污屑粉混入等	通常為期每一年進行補給，但需依檢查結果適當補充。
油浴	每日開工前	油面管理	視消耗狀況適當的規定化。

■ 1-10-2 防塵 / 防護

滾珠螺桿與滾動軸承一樣，當有異物混入或水分等情況時磨損會增加，有時會導致損壞。例如工作機械由於作業環境的關係，可能會混入切屑或切削油。因此當有異物從外部混入的可能時，應如圖 1.10.2 所示，以折布 (蛇腹型) 或套筒伸縮管等，完全罩住螺桿軸。

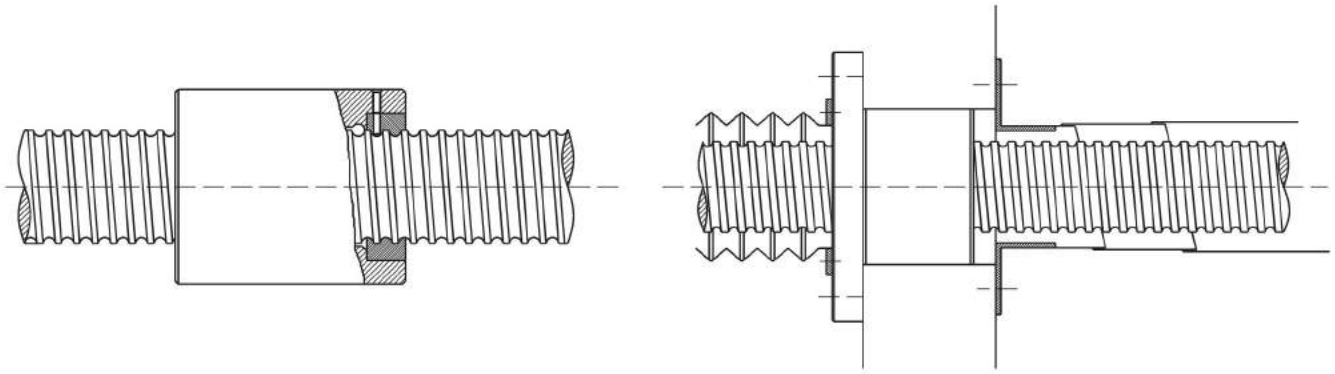


圖 1.10.2 防塵機構

■ 1-10-3 偏荷重

當偏荷重現象發生時，將直接影響螺桿的壽命及噪音，且多伴隨著運轉不順的手感，若螺桿空載時與組裝後的順暢度不同，除了注意螺桿本身的精度外，大多是組合精度不良所產生偏荷重現象，如圖 1.10.3 所示。

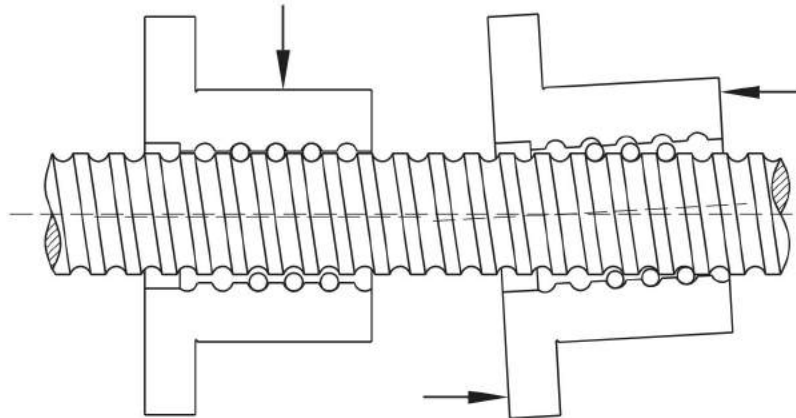


圖 1.10.3 偏荷重

1-10 滾珠螺桿使用之注意事項

■ 1-10-4 單出螺帽裝配說明

若您訂購之產品為轉造級單出螺帽，請依下列步驟進行裝配：

表 1.10.2 螺帽裝配操作步驟



■ 1-10-5 加工規範

(1) 若您選用內循環或端蓋式循環的滾珠螺桿，則其螺桿的一端螺紋必須出牙且肩部最大尺寸必須小於底徑，若要求肩部尺寸大於底徑亦可，但需有螺紋線留於肩部上便於螺帽裝入。如下圖 1.10.4 所示。

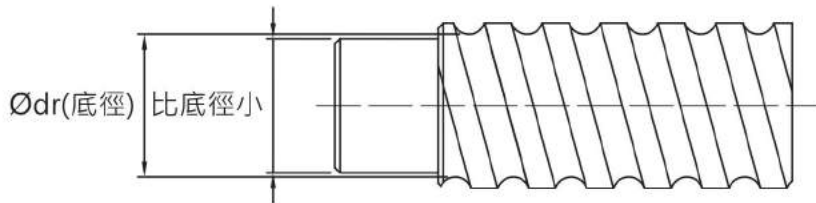


圖 1.10.4 出牙—內循環軸端必要條件

(2) 螺桿熱處理時於靠近肩部加工的螺紋牙部份有 10 ~ 20mm 長度必須保持軟料，以便於肩部加工。此區域會標示記號於圖面上，如圖 1.10.5 所示。如您有特殊之要求，請於訂購時與業務專員詢問。

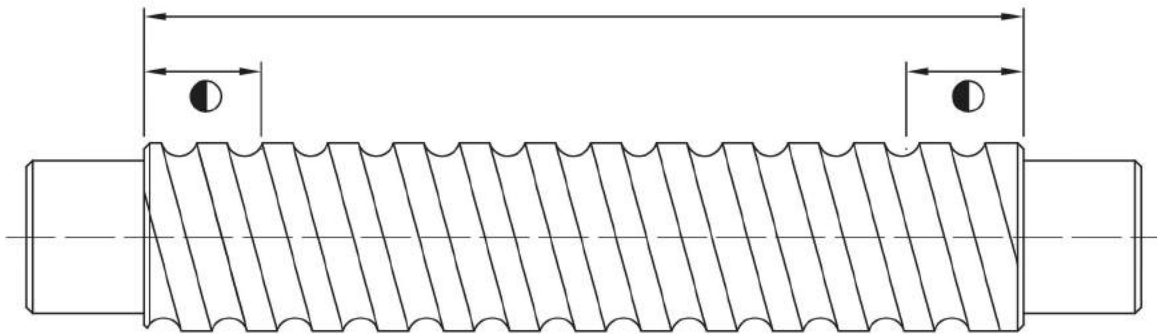


圖 1.10.5 螺桿有效熱處理範圍