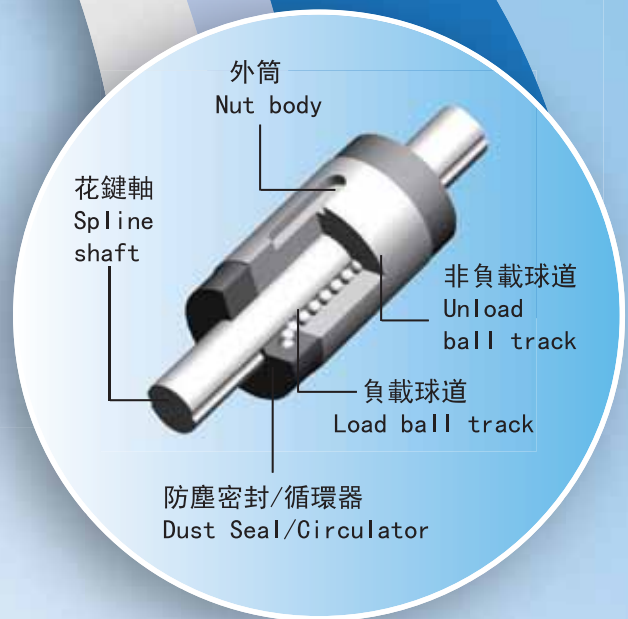




# TBI MOTION



## 滾珠花鍵



## 公司沿革

1986年

台灣滾珠工業股份有限公司( **TBI** ) 台北廠成立，成為台灣第一家精密轉造級滾珠螺桿廠，隔年成立研發中心，並著手開發精密研磨級滾珠螺桿。



1988年

台中廠成立，專業生產精密研磨級滾珠螺桿，並於同年推出直線軸承和螺桿支撐座，三種系列產品量產上市。

2002年

全球滾珠科技股份有限公司 **COMTOP** 成立  
**COMTOP** 為專業行銷體系，外銷全世界。

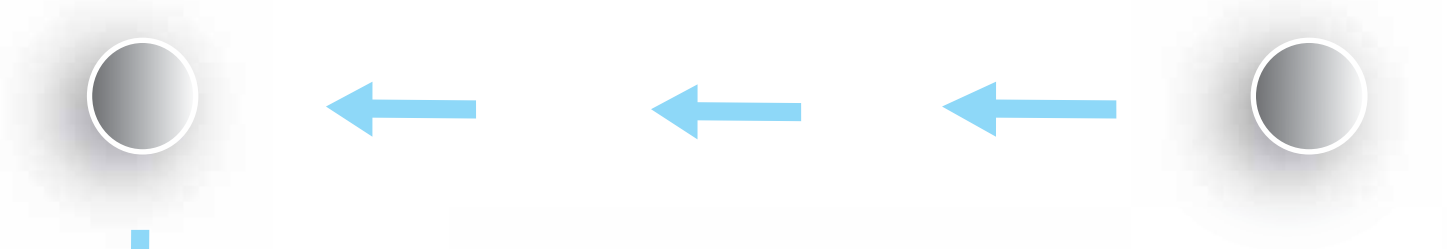
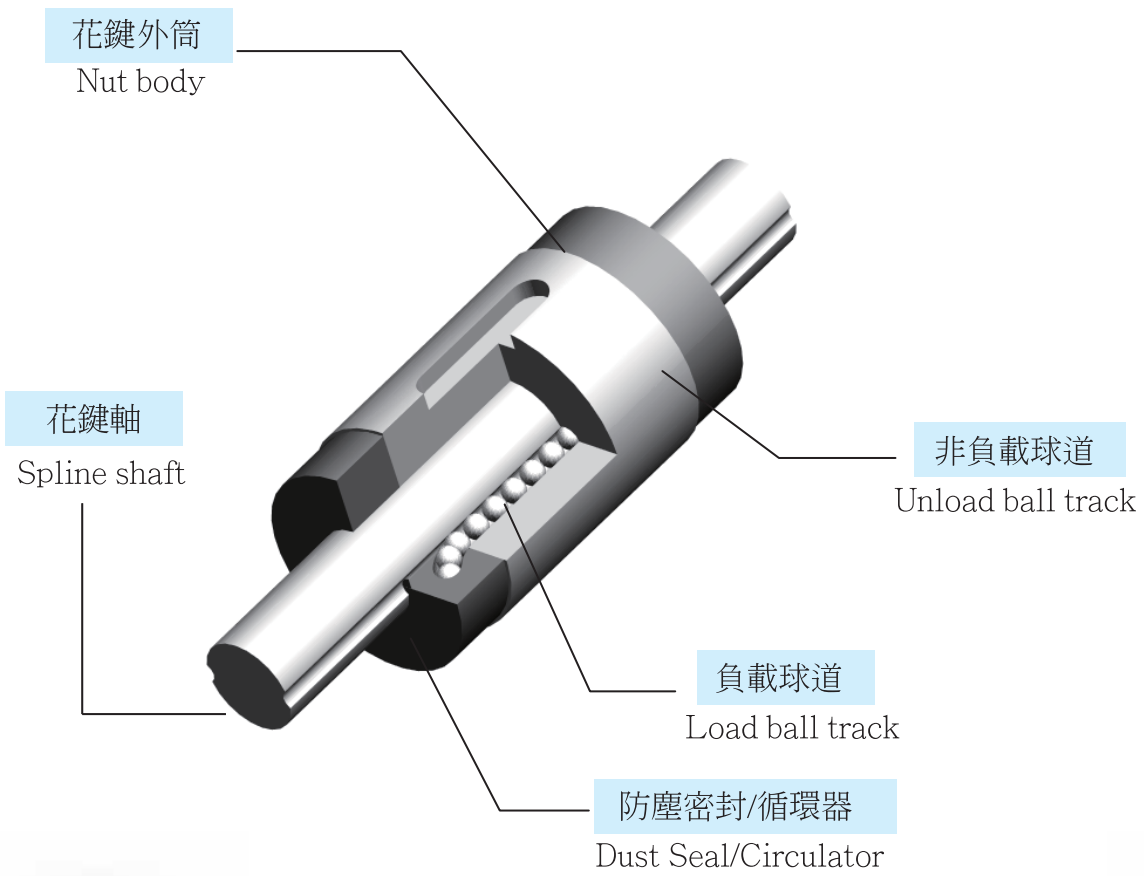


2010年

全球傳動科技股份有限公司 ( **TBI MOTION** ) 成立  
**TBI MOTION** 同時整合 **TBI** 的專業製造技術及 **COMTOP** 的行銷體系以嶄新的面貌引領市場。  
產品: 精密級滾珠螺桿、精密級線性滑軌、精密級滾珠花鍵、直線傳動平台、直線軸承、聯軸器、螺桿支撐座…等。



# 滾珠花鍵型



## 一、構造與特長

滾珠花鍵是利用裝在花鍵內的滾珠，在精密研磨的滾動溝槽中，同時進行平滑滾動，及傳遞力矩。採用 **TBI MOTION** 獨特之接觸點設計，具有更大之接觸角度(40°)，除了具有高度之靈敏性外更能大幅提升負載之能力，適用於振動衝擊負荷作用過大、定位精度要求高、以及需要高速運動性能的環境，在這類環境下也能發揮有效的作用。同時，即使代替直線滾珠襯套使用時，因在軸徑相同的情況下，滾珠花鍵所具有的額定負荷是線性襯套的十幾倍，所以能使設計變得十分小巧。即使在懸臂負荷、力矩等作用的情況下，也可安全使用，且具有高耐用性。

**TBI MOTION** 滾珠花鍵可分為有法蘭型式之SLF及無法蘭之SLT兩種型式，因軸徑之大小鋼珠之接觸路徑又可分為 2 排 (180°) (SLF6~20) 和 4 排 (70°) (SLF25~50)，此外亦提供空心軸供選擇使用。

### 特長：

#### 大負荷容量

滾珠的滾動溝槽採精密研磨成型，且採用哥德型 40° 角接觸，因接觸角度大，故在徑向和扭矩方向都具有很大的負荷容量。

#### 旋轉方向間隙為零

通過採用接觸角都為 40° 的相對 2~4 排滾珠列，將花鍵軸與花鍵承軸套結合，並可透過調整預壓方式，使旋轉方向間隙可為零。

#### 高度之靈敏性

由於鋼珠接觸點採特殊之設計，除高剛性外，更具靈敏性，並可降低能量之浪費。

#### 高剛性

由於接觸角大，故具有高剛性，並可視情況施加恰當的預壓，所以能獲得較高的扭矩剛性·力矩剛性。

#### 裝配簡單

由於採用特殊之設計，即使將花鍵軸承套從花鍵軸脫離，滾珠也不會脫落。故裝配、保養、檢查都很容易進行。

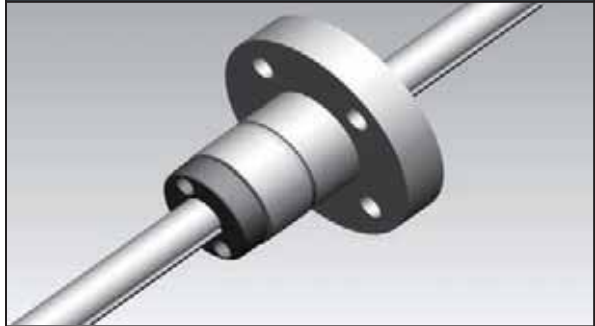
## 二、種類與特長

圓筒型滾珠花鍵 SLT 型



花鍵軸承套的外徑是直筒形，作傳遞扭矩時將鍵敲入後使用，是安裝空間最小的型式。

法蘭型滾珠花鍵 SLF 型



利用法蘭通過螺栓將外筒固定在支撐座上，故裝配簡單。最適合用在支撐座上加工鍵槽有變形的危險，或是支撐座的寬度比較狹小的場合。另外，因可往法蘭部敲入定位銷釘，能完全地防止配合部分產生的旋轉方向間隙。

精密實芯花鍵軸（標準型）



通過對花鍵軸的滾動溝槽，進行精密研磨，達到高精度，然後與外筒配合。

特殊花鍵軸



花鍵軸端或中間部分的直徑比較大時，通過特殊加工製作花鍵部分。

中空花鍵軸（H 型）



需要配管、配線、排氣或減輕重量的地方，可用中空花鍵軸。

### 三、選擇滾珠花鍵的步驟

步驟	內容
1. 確定使用條件	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 行程長度：Ls</li> <li>○ 速度：V</li> <li>○ 負荷大小：W</li> <li>○ 安裝空間</li> <li>○ 剛性</li> <li>○ 使用頻率(負荷周期)</li> <li>○ 希望壽命</li> </ul>
2. 選擇型式	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 參照種類與特長</li> </ul>
3. 花鍵軸的強度設計	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 假設花鍵軸的外徑</li> <li>○ 假設花鍵軸的長度</li> <li>○ 花鍵軸的固定方法</li> <li>○ 花鍵軸的容許負荷</li> <li>○ 花鍵軸的變位(撓度、扭轉)</li> </ul>
4. 預測壽命；假設型號	<pre> graph TD     A[假設] --&gt; B[花鍵外筒徑、花鍵軸徑 花鍵外筒數、花鍵軸數]     B --&gt; C{計算壽命}     C -- NO --&gt; A     </pre>
5. 確定精度	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 參照花鍵的精度等級</li> </ul>
6. 安全設計	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ 參照潤滑、防塵、使用上的注意事項</li> </ul>

## 四、花鍵軸的強度設計分析

滾珠花鍵的花鍵軸是能承受徑向負荷或扭矩的複合軸。在負荷或扭矩很大時，必須考慮花鍵軸的強度。

### 4.1 承受彎曲的花鍵軸

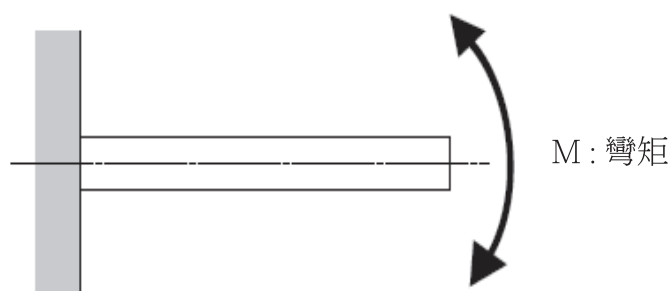
當彎矩作用在滾珠花鍵的花鍵軸上時，先按固定的方式、鍵軸長度、負載條件等，計算出鍵軸承受的最大彎矩(M)，再利用式(1)可算出最適合的花鍵軸徑。

$$M = \sigma \cdot Z \quad \text{以及} \quad Z = \frac{M}{\sigma} \quad \dots\dots (1)$$

作用在軸上的最大彎矩：M (N·mm)

軸的容許彎曲應力： $\sigma = 98 \text{ N/mm}^2$

軸的斷面係數：Z (mm<sup>3</sup>) → 參照表 3



### 4.2 承受扭轉的花鍵軸

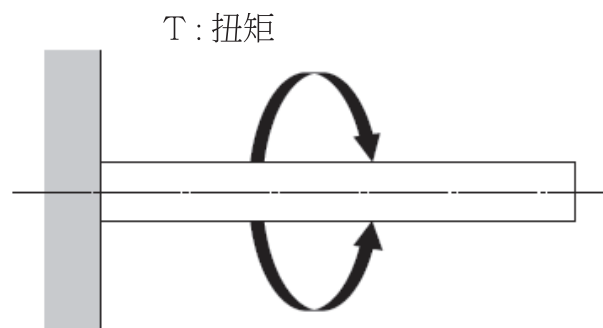
當扭轉作用在滾珠花鍵的花鍵軸上時，先計算出最大扭矩(T)，再根據下式(2)可算出最適合的花鍵軸徑。

$$T = \tau_a \cdot Z_p \quad \text{以及} \quad Z_p = \frac{T}{\tau_a} \quad \dots\dots (2)$$

最大扭矩：T (N·mm)

軸的容許扭轉應力： $= 49 \text{ N/mm}^2$

軸的極斷面係數：Z<sub>p</sub> (mm<sup>3</sup>) → 參照表 3



### 4.3 花鍵軸同時承受彎曲和扭轉作用時

當彎矩(M)和扭矩(T)同時作用在滾珠花鍵的花鍵軸上時，分別依式(3)及式(4)計算等效彎矩(M<sub>e</sub>)與等效扭矩(T<sub>e</sub>)，再按上述方法計算選擇適當的鍵軸直徑，並取其中花鍵軸徑較大的值。

等效彎矩

$$M_e = \frac{M + \sqrt{M^2 + T^2}}{2} = \frac{M}{2} \left\{ 1 + \sqrt{1 + \left(\frac{T}{M}\right)^2} \right\} \quad \dots\dots (3)$$

$$M_e = \sigma \cdot Z$$

等效扭矩

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} = M \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{T}{M}\right)^2} \quad \dots\dots (4)$$

$$T_e = \tau_a \cdot Z_p$$

#### 4.4 花鍵軸的剛性

花鍵軸的剛性是以單位長度鍵軸的扭轉角來表示的，它應控制在  $1^\circ/4$  以內。

$$\theta = 57.3 \times \frac{T \cdot L}{G \cdot I_p} \dots\dots\dots (5)$$

$$\text{軸的剛度} = \frac{\text{扭轉角}}{\text{單位長度}} = \frac{\theta}{l} < \frac{1^\circ}{4}$$

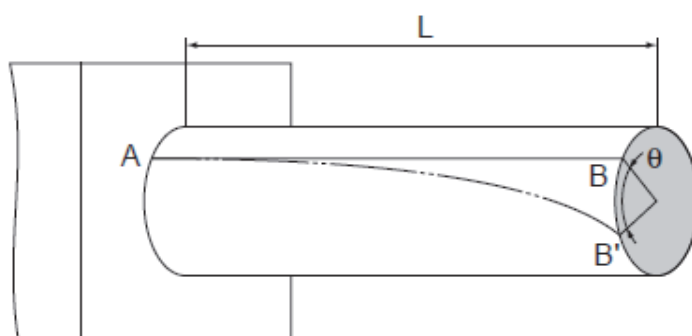
扭轉角： $\theta$  ( $^\circ$ )

軸的長度： $L$  (mm)

剪切彈性係數： $G = 7.9 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$

單位長度： $l$  (1000 mm)

斷面2次極矩： $I_p$  ( $\text{mm}^4$ ) → 參照4.7節表 3





## 4.5 花鍵軸的撓曲和撓曲角

滾珠花鍵的花鍵軸撓度和撓曲角要根據其受力條件相適應的計算公式來計算。在表 1、表 2 中，表示了在各種各樣支撐條件下的計算式。

在表 (3) 中表示了花鍵軸的斷面係數 (Z) 斷面 2 次距 (I)。利用表3中的 Z、I，可計算滾珠花鍵各種型號的強度和變形量(撓曲量)。

表1 撓度和撓曲角的計算式

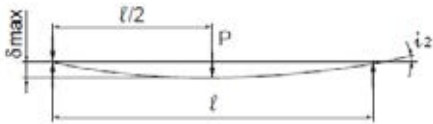
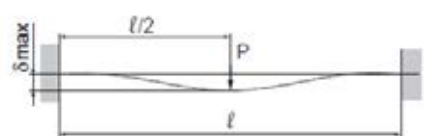
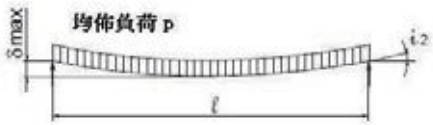
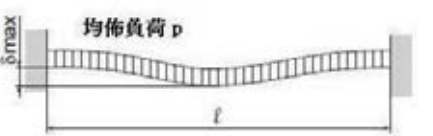
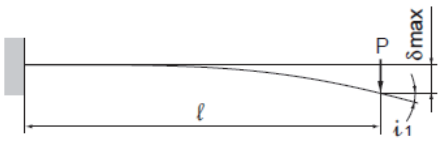
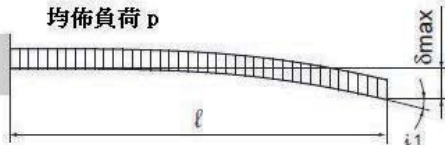
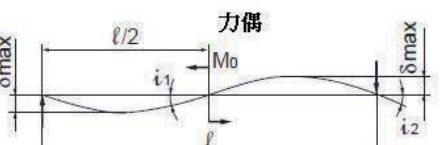
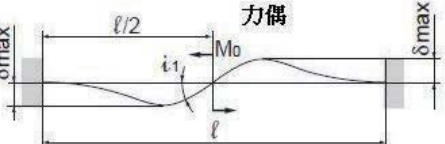
支撐方式	使用條件	撓度的計算式	撓曲角的計算式
兩端自由		$\delta_{\max} = \frac{P\ell^3}{48EI}$	$i_1 = 0$ $i_2 = \frac{P\ell^2}{16EI}$
兩端固定		$\delta_{\max} = \frac{P\ell^3}{192EI}$	$i_1 = 0$ $i_2 = 0$
兩端自由		$\delta_{\max} = \frac{5p\ell^4}{384EI}$	$i_2 = \frac{P\ell^3}{24EI}$
兩端固定		$\delta_{\max} = \frac{p\ell^4}{384EI}$	$i_2 = 0$

表2 撓度和撓度角的計算式

支撐方式	使用條件	撓度的計算式	撓度角的計算式
一端固定		$\delta_{\max} = \frac{P\ell^3}{3EI}$	$i_1 = \frac{P\ell^2}{2EI}$ $i_2 = 0$
一端固定		$\delta_{\max} = \frac{p\ell^4}{8EI}$	$i_1 = \frac{p\ell^3}{6EI}$ $i_2 = 0$
兩端自由		$\delta_{\max} = \frac{\sqrt{3}M_0\ell^2}{216EI}$	$i_1 = \frac{M_0\ell}{12EI}$ $i_2 = \frac{M_0\ell}{24EI}$
兩端固定		$\delta_{\max} = \frac{M_0\ell^2}{216EI}$	$i_1 = \frac{M_0\ell}{16EI}$ $i_2 = 0$

$\delta_{\max}$  : 最大撓度 (mm)

$M_0$  : 力偶矩 (N · mm)

$\ell$  : 跨距 (mm)

$i_1$  : 負荷作用點的撓度角

$P$  : 集中負荷 (N)

$I$  : 斷面2次矩 (mm<sup>4</sup>)

$i_2$  : 支撐點的撓度角

$p$  : 均佈負荷強度 (N/mm)

$E$  : 縱向彈性係數  $2.06 \times 10^5$   
(N/mm<sup>2</sup>)

## 4.6 花鍵軸的臨界速度

如使用中之滾珠花鍵軸為旋轉時，當轉速靠近影響花鍵臨界作動頻率將產生共振。因此，最高旋轉數必須限制在不產生共振的程度。可根據下式(6)進行臨界轉速之計算，為了安全起見臨界轉速含一0.8之安全係數。

### 臨界轉速 (Nc)

$$N_c = \frac{60\lambda^2}{2\pi \cdot \ell_b^2} \cdot \sqrt{\frac{E \times 10^3 \cdot I}{\gamma \cdot A}} \times 0.8 \dots\dots\dots (6)$$

Nc: 臨界速度 (min<sup>-1</sup>)  
 $\ell_b$ : 跨距 (mm)  
 E: 縱向彈性係數 (2.06x10<sup>5</sup> N/mm<sup>2</sup>)  
 I: 軸的最小斷面2次矩 (mm<sup>4</sup>)

$$I = \frac{\pi}{64} d_1^4 \quad d_1: \text{最小直徑 (mm)}$$

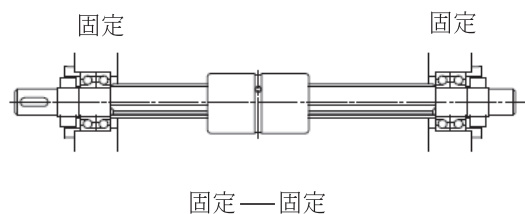
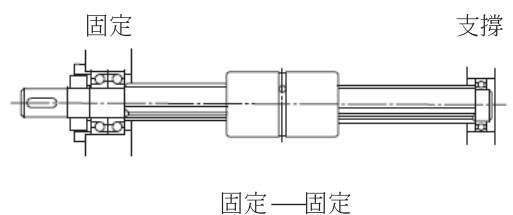
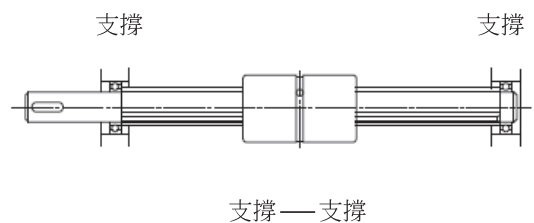
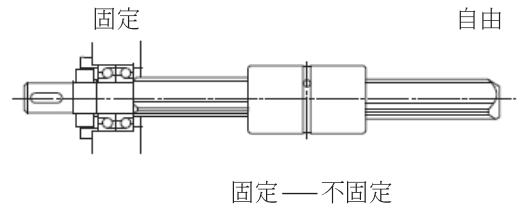
$$\gamma: \text{密度(比重)} \quad (7.85 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3)$$

$$A = \frac{\pi}{4} d_1^2 \quad d_1: \text{最小直徑 (mm)}$$

A: 花鍵軸斷面面積 (mm<sup>2</sup>)

$\lambda$ : 由安裝方法所決定的係數

- ① 固定-自由  $\lambda = 1.875$
- ② 支持-支持  $\lambda = 3.142$
- ③ 固定-支持  $\lambda = 3.927$
- ④ 固定-固定  $\lambda = 4.730$



## 4.7 花鍵軸的斷面特性

表3

公稱軸徑		I (mm <sup>4</sup> )	I <sub>p</sub> (mm <sup>4</sup> )	Z(mm <sup>3</sup> )	Z <sub>p</sub> (mm <sup>3</sup> )
SLF 6	實心軸	58.36	121.93	19.45	40.64
SLF 8	實心軸	191.57	392.58	47.89	98.15
SLF 10	實心軸	460.28	950.92	92.06	190.18
SLF 13	實心軸	1331.59	2733.15	204.68	420.49
SLF 16	實心軸	3125.93	6251.33	390.68	781.42
SLF 20	實心軸	7681.10	15361.41	768.03	1536.14
SLF 25	實心軸	18801.16	37600.75	1503.97	3008.06
SLF 30	實心軸	39173.80	78345.79	2611.47	5223.05
SLF 40	實心軸	122980.03	245947.88	6148.39	12297.39
SLF 50	實心軸	301648.34	603278.19	12065.19	24131.13

I : 斷面2次矩 (mm<sup>4</sup>)

I<sub>p</sub> : 極斷面2次矩 (mm<sup>4</sup>)

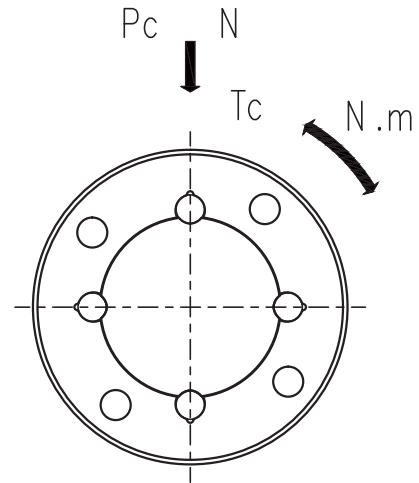
Z : 斷面係數 (mm<sup>3</sup>)

Z<sub>p</sub> : 極斷面係數 (mm<sup>3</sup>)

## 五、預測壽命

### 5.1 額定壽命

即使讓同一批製造出來的滾珠花鍵，在相同運動條件下使用，其壽命也有一定的離散度。因此，作為計算直線運動系統的壽命的基準，使用以下所定義的額定壽命。額定壽命就是，讓一批同樣的直線運動系統在同樣條件上分別運動時，其中的90%不產生剝離（金屬面上剝離片）所能到達的總運行距離。



### 5.2 計算額定壽命

滾珠花鍵的額定壽命根據運行中所承受的負荷的種類而有所不同：扭矩負荷、徑向負荷和力矩負荷。根據下式(7)至(10)進行計算，可求得各額定壽命值。（各負荷方向的基本動額定負荷均記載在各型號的尺寸表中。）

#### 承受扭矩負荷時

$$L = \left( \frac{f_T \cdot f_C \cdot C_T}{f_w \cdot T_c} \right)^3 \times 50 \quad \dots\dots\dots (7)$$

#### 承受徑向負荷時

$$L = \left( \frac{f_T \cdot f_C \cdot C}{f_w \cdot P_c} \right)^3 \times 50 \quad \dots\dots\dots (8)$$

- L : 額定壽命 (km)
- $C_T$  : 基本額定動扭矩 (N · m)
- $T_c$  : 扭矩負荷扭矩 (N · m)
- C : 基本額定動負荷 (N)
- $P_c$  : 徑向負荷 (N)
- $f_T$  : 溫度係數 (參照圖2)
- $f_C$  : 接觸係數 (參照表4)
- $f_w$  : 負荷係數 (參照表5)

#### 同時承受扭矩負荷和徑向負荷時

同時承受扭矩和徑向負荷時，可根據下式(9)算出等效徑向負荷後，再計算壽命。

$$P_E = P_c + \frac{4 \cdot T_c \times 10^3}{i \cdot d_p \cdot \cos \alpha} \quad \dots\dots\dots (9)$$

- $P_E$  : 等效徑向負荷 (N)
- $\cos \alpha$  : 接觸角
- $i$  : 負荷列數
- $d_p$  : 滾珠中心直徑 (mm)

#### 外筒1個或2個靠緊使用承受力矩負荷時

可按下式(10)求出等效徑向負荷後，再計算壽命。

$$P_U = K \cdot M \quad \dots\dots\dots (10)$$

- $P_U$  : 等效徑向負荷 (N)  
(由力矩負荷產生)
- K : 等效係數 (根據表7~表8)
- M : 負荷力矩 (N · mm)

另須確認，M 應小於容許靜力矩。

## 計算壽命時間

用上述公式計算額定壽命(L)後，可接行程與每分鐘往返次數，換算成壽命時間：

$$L_h = \frac{L \times 10^3}{2 \times l_s \times n_1 \times 60} \dots\dots\dots (11)$$

$L_h$ ：壽命時間 (h)  $l_s$ ：行程長度 (m)

$n_1$ ：每分鐘往返次數 (opm)

## 溫度係數

當使用滾珠花鍵的環境超過100°C的高溫時，考慮到高溫所引起的不良影響，故計算壽命時乘以圖2的溫度係數。同時，注意滾珠花鍵也有必要使用對應高溫的產品。

(注) 空氣溫度超過80°C時，密封墊片和保持器的材料必須相應改成高溫規格的材料。

## 接觸係數

將直線運動導向的花鍵軸承套靠緊使用時，由於力矩或安裝精度的影響很難得到均勻的負荷分佈，故將幾個軸承套靠緊使用時，請在基本額定負荷(C)、(C<sub>0</sub>)上乘以表4中的相應接觸係數。

(注) 在大型裝置中，若預料負荷分佈不均等時，請考慮表4中的接觸係數。

## 負荷係數

一般來說，作往返運動的機械，在運轉中大都伴有振動和衝擊，特別是高速運轉時產生的振動，及經常反復啟動、停止時所引起的衝擊等，全部正確的算出是很困難的。因此，在不能得到實際作用於直線運動系統上的負荷時，或者速度和振動的影響很大時，請將基本額定負荷(C)、(C<sub>0</sub>)除以表5中由經驗所得到的負荷係數。

## 同時承受力矩和徑向負荷時

根據徑向負荷與等效徑向負荷的總和計算壽命。

圖 溫度係數( $f_T$ )

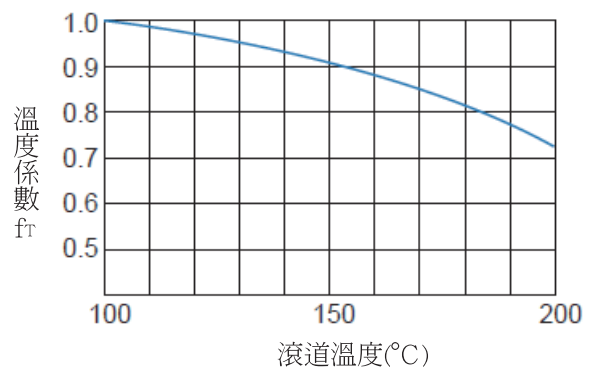


表 4 接觸係數( $f_c$ )

靠緊時的花鍵軸承套數	$f_c$
2	0.81
3	0.72
4	0.66
5	0.61
通常使用	1.0

表5 負荷係數( $f_w$ )

振動·衝擊	速度(V)	$f_w$
微小	微速時 $V \leq 0.25$ m/s	1-1.2
小	低速時 $0.25 < V \leq 1.0$ m/s	1.2-1.5
中	中速時 $1.0 < V \leq 2.0$ m/s	1.5-2.0
大	微速時 $V > 2.0$ m/s	2.0-3.5

### 5.3 計算平均負荷

花鍵使用時，行程中其負荷可能會有所變動，例如像工業用機器人的搖臂，前進時抓住工件運動，後退時只有搖臂的自重，或是像機械那樣，作用在軸承套上的負荷根據各種各樣的條件而變動時，必須考慮負荷的變動條件來進行壽命計算。

平均負荷（ $P_m$ ）是指，當作用在外筒上的負荷伴隨著運行中各式各樣的條件而變動時，與這個變動負荷條件下的壽命具有相同壽命的一定負荷。

基本式如下所示：

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{1}{L} \cdot \sum_{n=1}^n (P_n^3 \cdot L_n)}$$

$P_m$ ：平均負荷 (N)

$P_n$ ：變動負荷 (N)

$L$ ：運行總距離 (mm)

$L_n$ ： $P_n$  負荷作用下的運行距離 (mm)

#### 階段性變化的情況

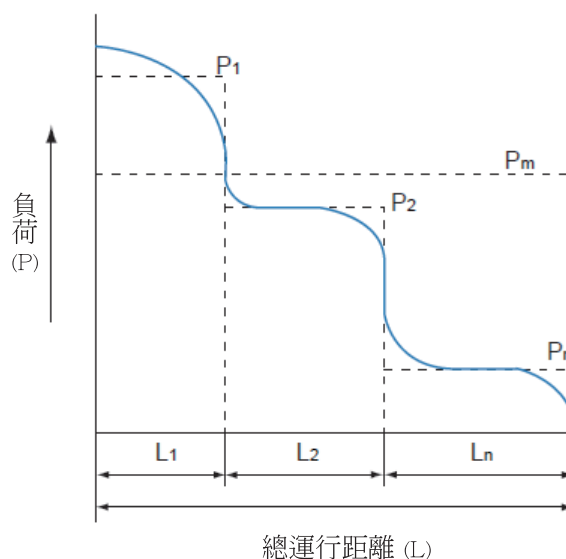
$$P_m = \sqrt[3]{\frac{1}{L} (P_1^3 \cdot L_1 + P_2^3 \cdot L_2 + \dots + P_n^3 \cdot L_n)}$$

$P_m$ ：平均負荷 (N)

$P_n$ ：變動負荷 (N)

$L$ ：運行總距離 (m)

$L_n$ ： $P_n$  負荷作用下的運行距離 (m)

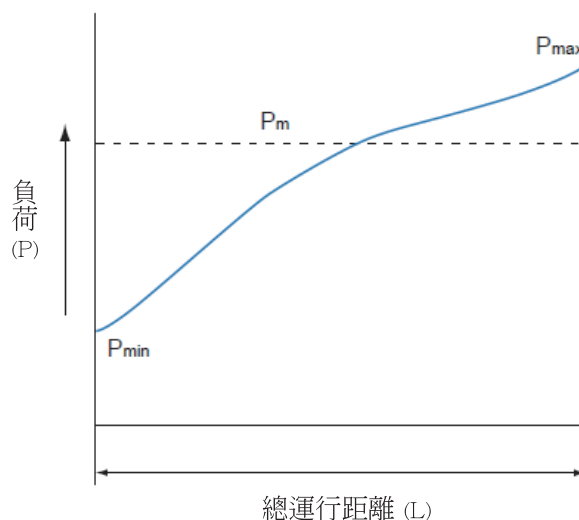


#### 單調變化的情況

$$P_m = \frac{1}{3} (P_{\min} + 2 \cdot P_{\max})$$

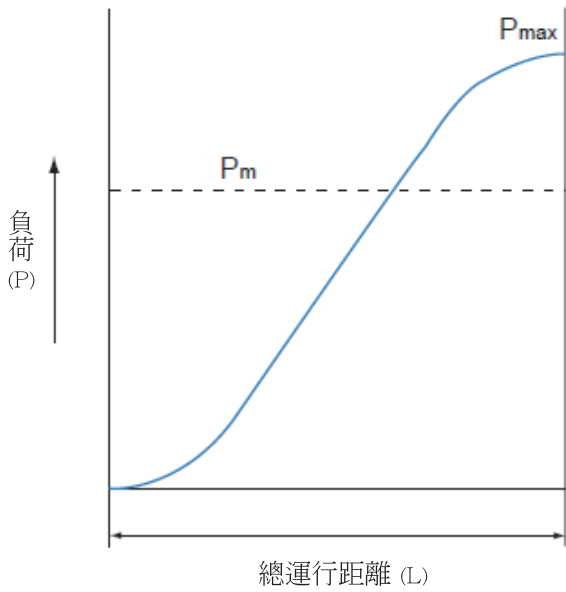
$P_{\min}$ ：最小負荷 (N)

$P_{\max}$ ：最大負荷 (N)

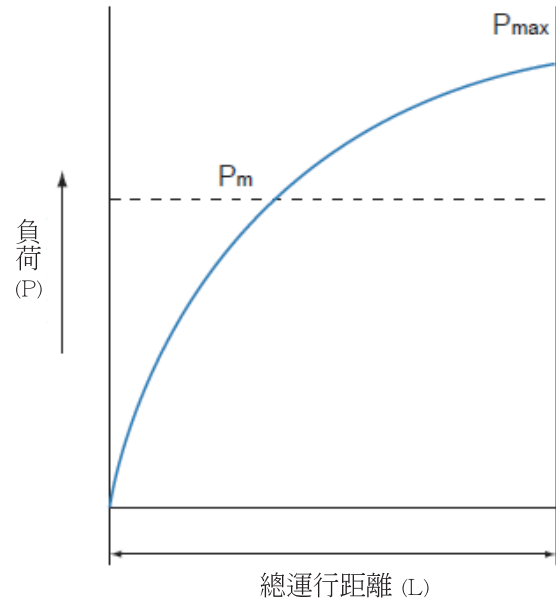


## 正弦曲線式變化的情況

(a)  $P_m \doteq 0.65P_{max}$



(b)  $P_m \doteq 0.75P_{max}$



## 5.4 等效係數表

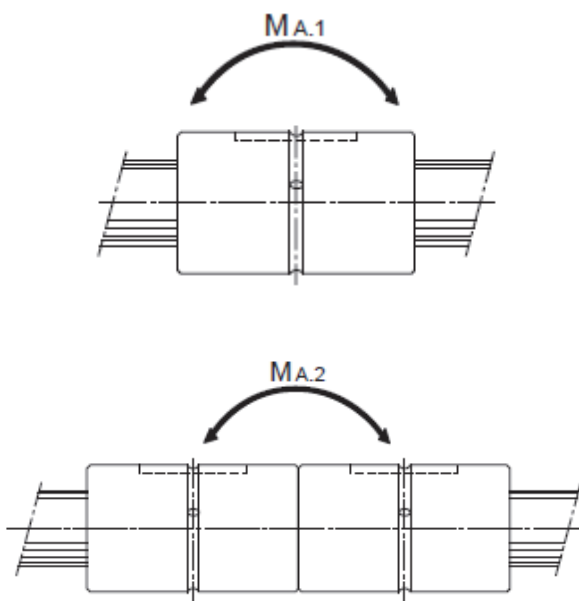


表7

公稱型號	1個外筒	2個外筒靠緊
SLF 06	0.434	0.055
SLF 08	0.434	0.055
SLF 10	0.375	0.047
SLF 12	0.326	0.043
SLF 13	0.211	0.032
SLF 20	0.181	0.028
SLF 25	0.142	0.022
SLF 30	0.118	0.020
SLF 40	0.104	0.016
SLF 50	0.079	0.013



## 六、選擇預壓

滾珠花鍵的預壓對精度、耐負荷性能及剛性都有很大的影響，因此需要根據使用用途選定恰當的間隙（預壓）。各型號的間隙值已被規格化，因此可根據使用條件進行恰當的選定。

### 6.1 旋轉方向間隙

在滾珠花鍵中，將圓周方向間隙的總和作為旋轉方向間隙，並且進行規格化。

旋轉方向間隙 BCD

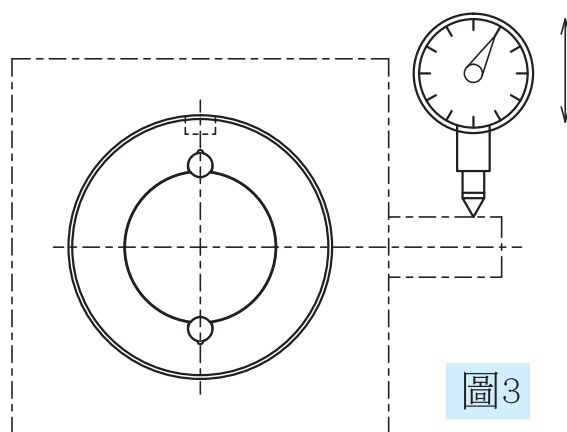


圖3

### 6.2 預壓與剛性

預壓（Preload）是以消除旋轉方向間隙，提高剛性為目的，事前給滾珠施加的負荷。當施加預壓時，滾珠花鍵能根據預壓的強度消除角回程而增加剛性。圖4顯示了當施加旋轉扭矩時旋轉方向的位移。如圖所示，預壓的效果一直保持到預壓負荷的2.8倍時為止。與無預壓時相比，相同扭矩時的變位量成為二分之一，剛性在2倍以上。

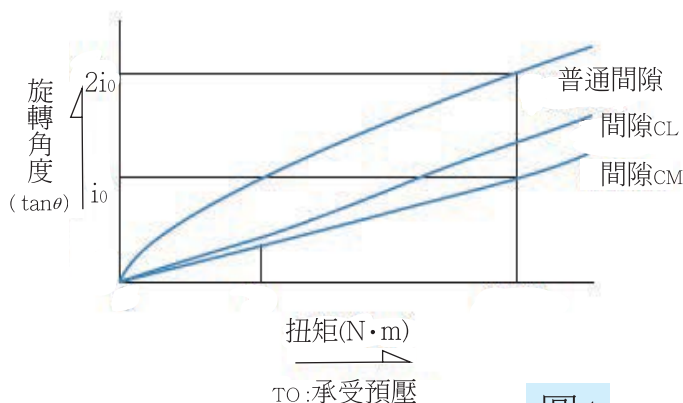


圖4

### 6.3 使用條件與預壓的選擇

在表(8)中，表示了根據滾珠花鍵的使用條件，選定旋轉方向間隙的基準。  
 滾珠花鍵的旋轉方向間隙對花鍵軸承套的精度或剛性有很大的影響。因此，根據用途選定適當的間隙是很重要的。一般來說，都使用有預壓的產品。在進行反復旋轉運動或往復直線運動時，由於會有很大的振動衝擊，所以施加預壓，會顯著的提高壽命和精度。

表8 滾珠花鍵旋轉方向間隙的選定基準

	預壓	使用條件	適用例
旋轉方向間隙	中預壓 P2	需要高剛性、易產生振動衝擊的地方 用1個花鍵軸承套受力矩的地方。	建設車輛的轉向操縱軸 貼焊接機軸 自動盤工具台分度軸
	輕預壓 P1	承受懸臂負荷或力矩作用的地方 需要反復精度高的地方 有交變負荷作用的地方	工業用機器人的搖臂 各種自動裝卸機械 自動塗裝導向軸 電火花加工機主軸 衝壓式沖模導向軸 鑽床主軸
	無預壓 P0	想用小的力流暢地進行驅動的地方 扭矩總是一定方向作用的地方	各種計測器 自動繪圖機 形狀測定器 動力計 自動焊接機 鏤磨機主軸 自動包裝機 繞線機

表9 SLT和SLF的旋轉方向間隙

單位：μm

公稱軸徑 \ 預壓				無預壓	輕預壓	中預壓
				P0	P1	P2
6	8	10	13	-2 ~ + 1	-6 ~ -2	-
16		20		-2 ~ + 1	-6 ~ -2	-9 ~ -5
25		30		-3 ~ + 2	-10 ~ -4	-14 ~ -8
40		50		-4 ~ + 2	-16 ~ -8	-22 ~ -14

## 七、精度設計

### 7.1 精度等級

滾珠花鍵的精度是用花鍵軸承套外徑對花鍵軸支撐部的擺動來表示的。它分為普通級(N)、高級(H)、精密級(P)。

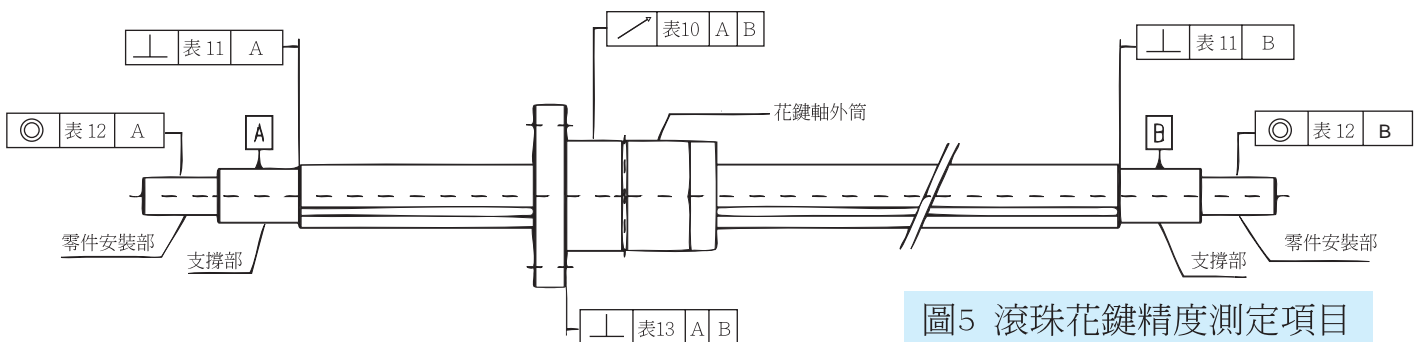


圖5 滾珠花鍵精度測定項目

### 7.2 精度規格

滾珠花鍵的各測試項目如表10~表13所示：

單位： $\mu\text{m}$

表 10 花鍵軸承套外徑對花軸支撐部的擺動最大

公稱軸徑 花鍵軸長度		6, 8			10			13, 16, 20			25, 30			40, 50		
		以上	以下	普通	高	精密	普通	高	精密	普通	高	精密	普通	高	精密	
-	200	72	46	26	59	36	20	56	34	18	53	32	18	53	32	16
200	315	133	89	57	83	54	32	71	45	25	58	39	21	58	36	19
315	400	185	126	82	103	68	41	83	53	31	70	44	25	63	39	21
400	500	236	163	108	123	82	51	95	62	38	78	50	29	68	43	24
500	630	-	-	-	151	102	65	112	-	-	88	57	34	74	47	27
630	800	-	-	-	190	130	85	-	-	-	103	68	42	84	54	32

表11 花鍵部軸端面對花鍵軸支撐部的直角度(最大精度)

單位：μm

公稱軸徑 \ 精度			普通級 (N)	高級 (H)	精密級 (P)
6	8	10	22	9	6
13	16	20	27	11	8
25		30	33	13	9
40		50	39	16	11

表12 零件安裝部對花鍵軸支撐的同心度(最大精度)

單位：μm

公稱軸徑 \ 精度			普通級 (N)	高級 (H)	精密級 (P)
6	8		33	14	8
10			41	17	10
13	16	20	46	19	12
25		30	53	22	13
40		50	62	25	15

表13 花鍵軸承套法蘭安裝面對花鍵軸支撐部的平直度(最大精度)

單位：μm

公稱軸徑 \ 精度				普通級 (N)	高級 (H)	精密級 (P)
6		8		17	11	8
10		13		33	13	9
16	20	25	30	30	16	11
40		50		46	19	13

表14 花鍵軸有效長度精度等級

單位：μm

精密等級	普通級 (N)	高級 (H)	精密級 (P)
允許值	33	13	6

註：應用於任何100mm花鍵軸有效部位

## 八、安裝

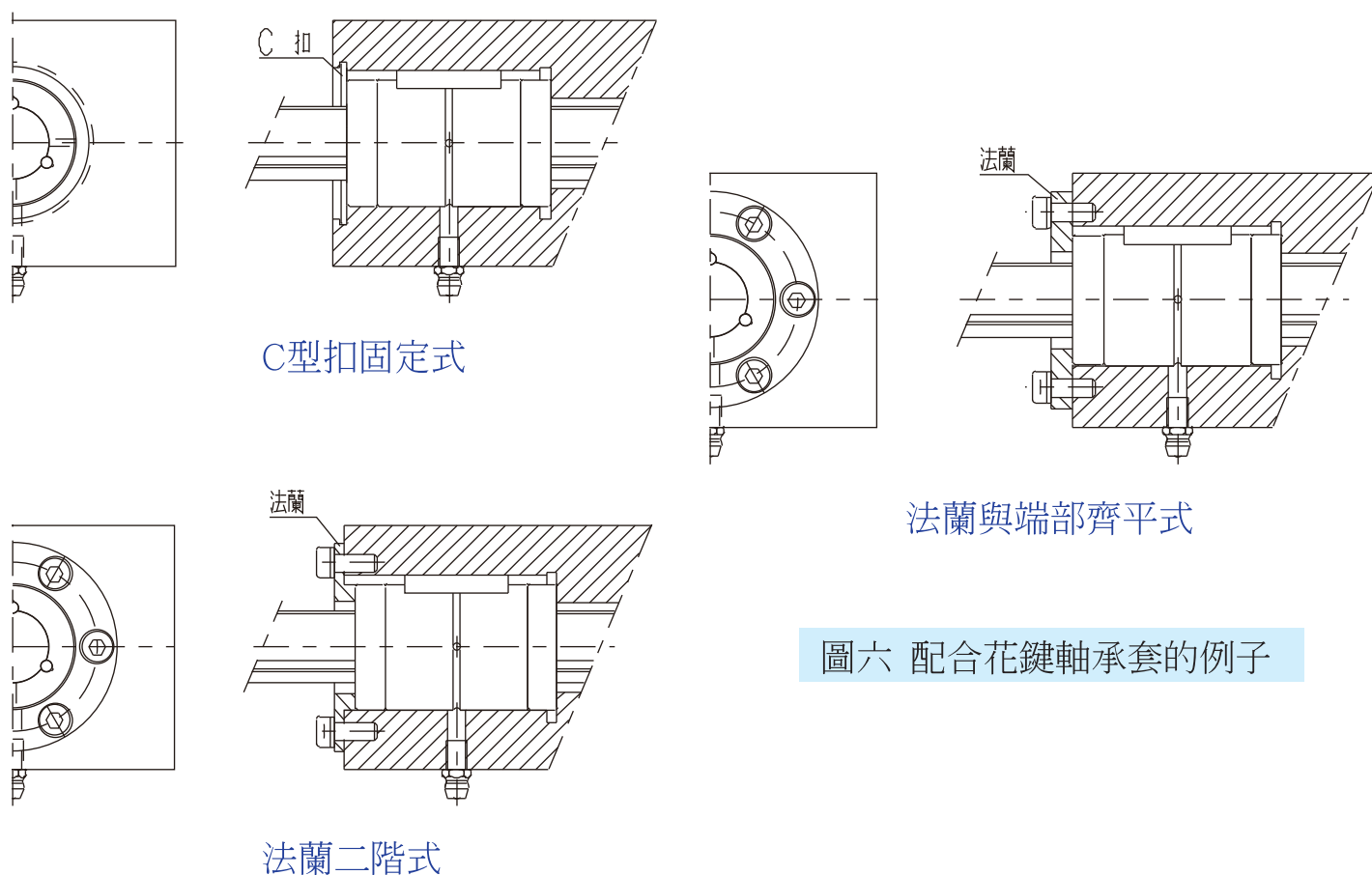
### 8.1 支撐座的內徑公差

花鍵外筒與支撐座的配合，通常用過度配合。對滾珠花鍵的精度要求不高的情況下，可用間隙配合。

適用部位	支撐座內徑公差
普通的使用條件	H7
想控制間隙的地方	J6

### 8.2 花鍵的安裝

花鍵軸承套的安裝例子如圖6和圖7所示。儘管花鍵軸方向的固定強度並不要求很高，但應避免只將其敲入不予固定的現象。



圖六 配合花鍵軸承套的例子

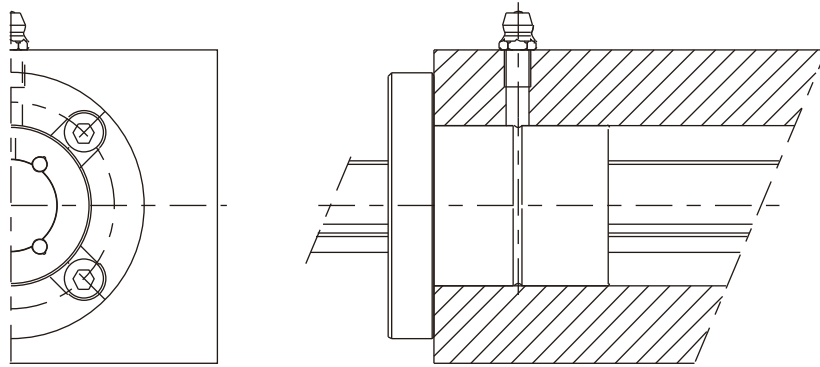
# TBI MOTION

全球傳動科技

## 滾珠花鍵 *Ball Spline*



圖七 配合花鍵軸承套的例子



法蘭一體式

### 8.3 花鍵軸承套的裝入

將花鍵軸承套裝入軸向時，請使用治具(圖八)慢慢地插入，而不要敲打側板或密封墊片。

圖八

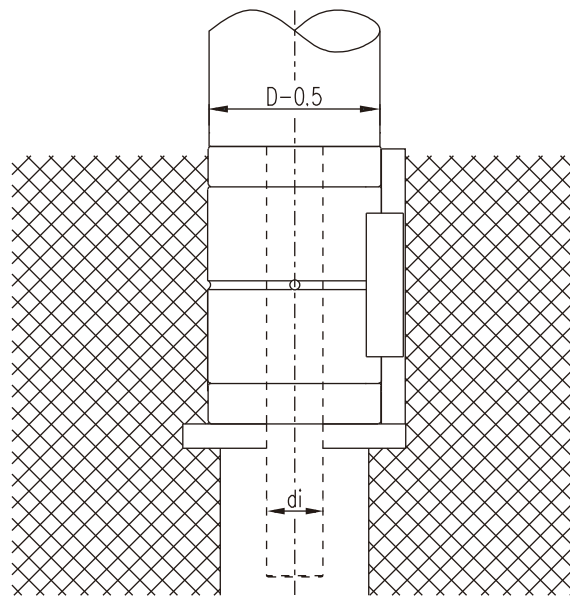
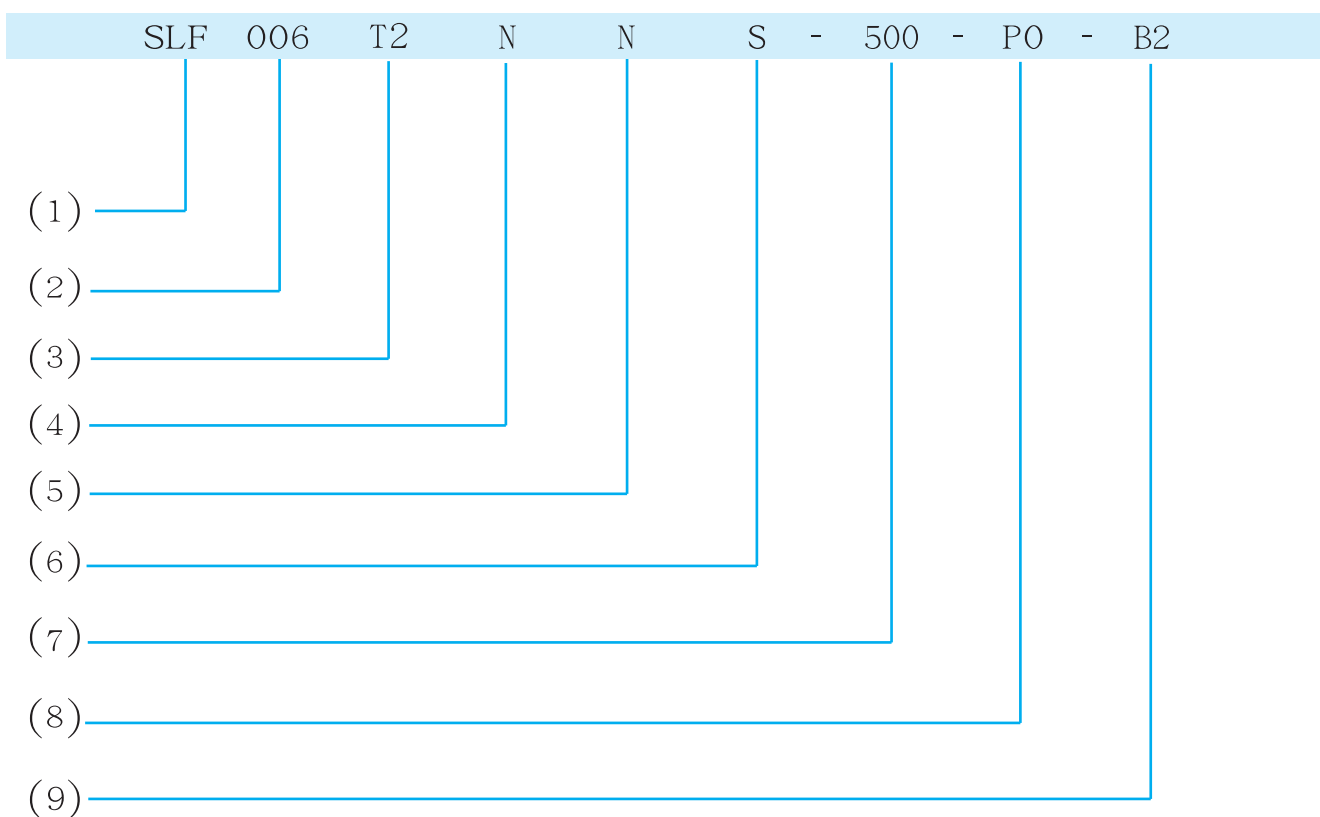


表16 SLT型夾具尺寸

單位：μm

公稱直徑	6	8	10	13	16	20	25	30	40	50
di	5.0	7.0	8.5	11.5	14.5	18.5	23	28	37.5	46.5

## 8.4 公稱型號的組成



(1)	花 鍵 軸 承 套	SLF：法蘭型	SLT：圓筒型
(2)	公 稱 軸 徑	單位：mm	
(3)	珠 排 數	T2：二排	T4：四排
(4)	法 蘭 型 式	N：法蘭全圓	無法蘭則省略
(5)	花 鍵 軸 精 度	N：普通級	H：高級 P：精密級
(6)	花 鍵 軸 型 式	S：實心花鍵軸	H：空心花鍵軸
(7)	花 鍵 軸 長 度	單位：mm	
(8)	預 壓 型 式	P0：無預壓	P1：輕預壓 P2：中預壓
(9)	花 鍵 軸 承 套	(若為1個時省略) 例：一軸兩軸承套：B2	



## 九、花鍵軸

### 9.1 花鍵軸的斷面形狀

表(17)表示的是花鍵軸的斷面形狀。如果花鍵軸軸端為圓柱形，則在可能情況下不要超過溝槽谷徑( $\phi d$ )。

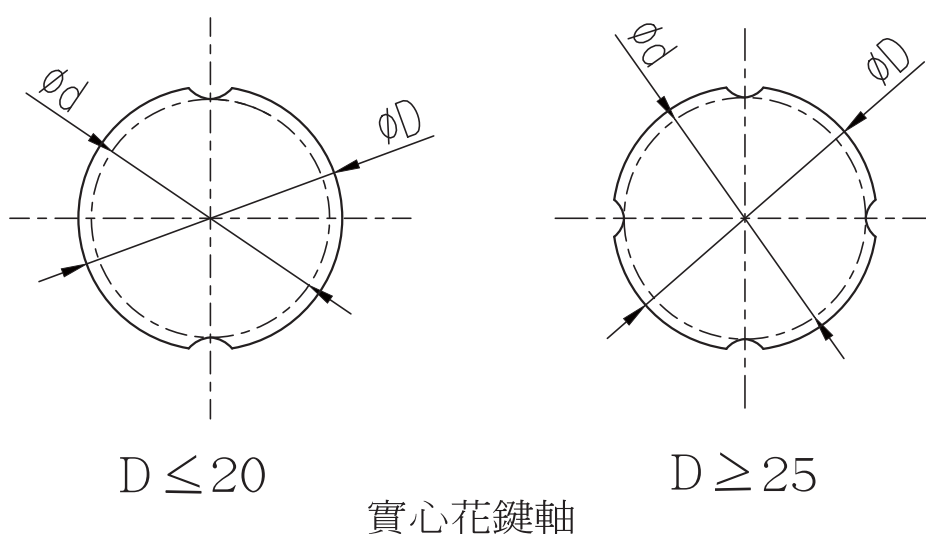
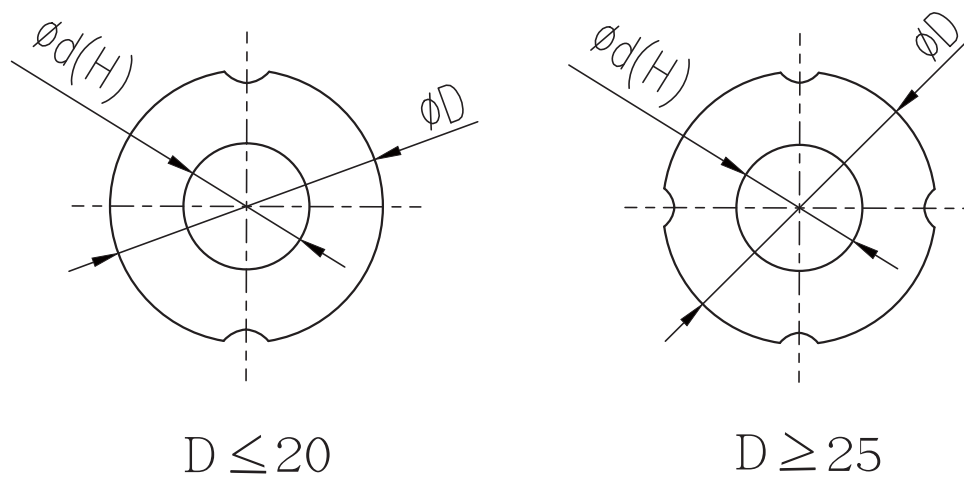


表16 花鍵軸的斷面形狀

單位：mm

公稱軸徑 數據	6	8	10	13	16	20	25	30	40	50
小直徑 $\phi d$	5.25	7.27	8.97	11.82	14.72	18.63	23.43	28.53	37.3	47.05
外徑 $\phi D h7$	6	8	10	13	16	20	25	30	40	50
質量 (kg/m)	0.22	0.39	0.6	1.03	1.56	2.44	3.8	5.49	9.69	15.19

## 9.2 標準空心花鍵的孔形



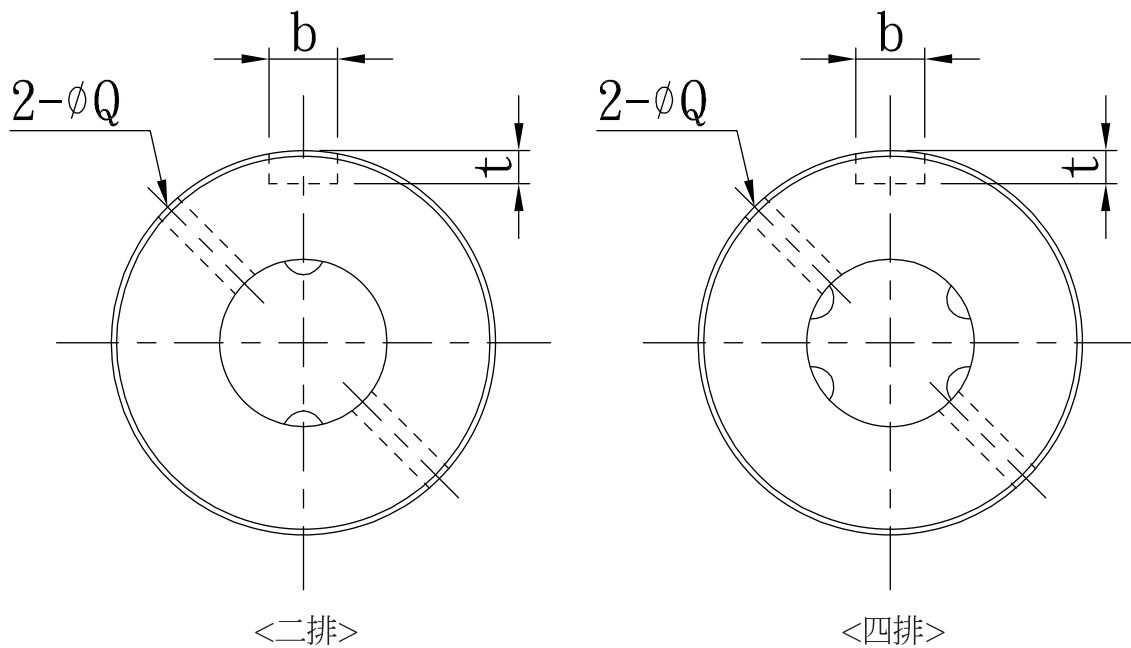
空心花鍵軸

表17 標準空心花鍵軸的斷面形狀

單位：mm

公稱軸徑 數據	6	8	10	13	16	20	25	30	40	50
小直徑 $\phi d$	2	3	4	7	8	10	15	16	20	26
外徑 $\phi D h7$	6	8	10	13	16	20	25	30	40	50
質量 (kg/m)	0.177	0.33	0.506	0.872	1.25	1.82	2.92	3.93	6.75	11.4

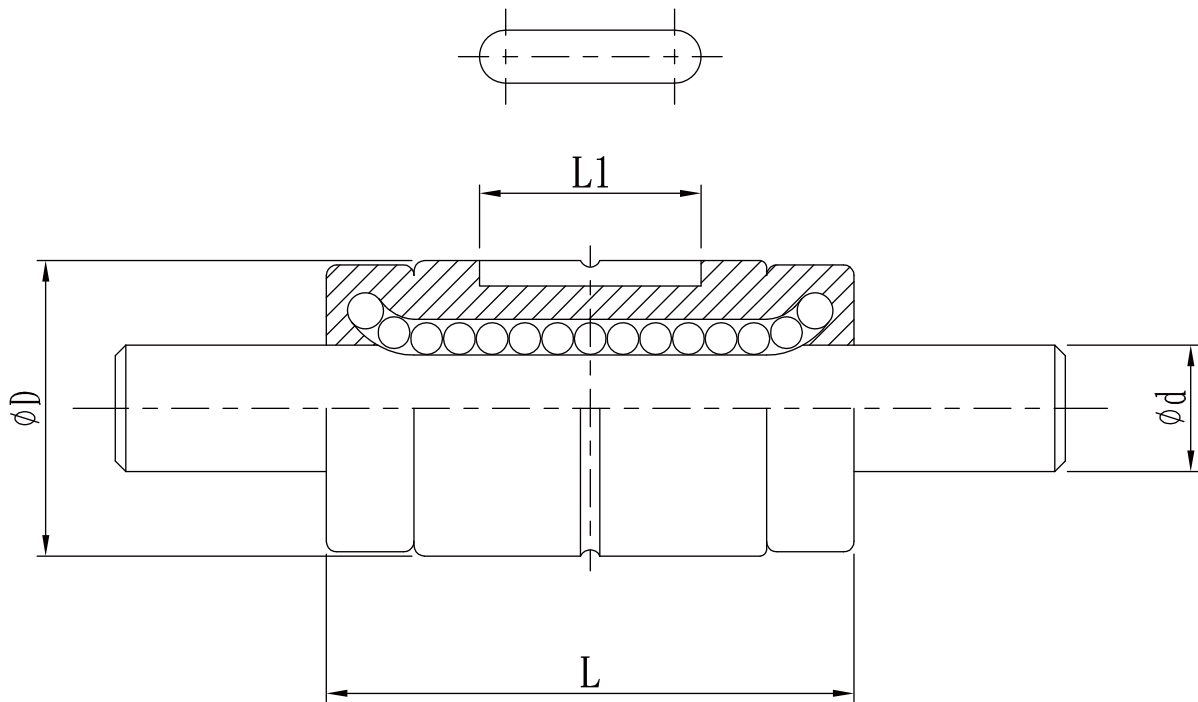
## SLT系列規格尺寸表



軸徑  $d \leq 20$

軸徑  $d \geq 25$

公稱型號	花鍵軸承套尺寸				鍵槽尺寸		軸徑		基本額定負荷	
	D	L	L1	油孔	b	t	d	滾珠列	C	C <sub>0</sub>
				Q					H8	$\begin{matrix} +0.05 \\ 0 \end{matrix}$
SLT 6	14	25	10.5	1	2.5	1.2	6	2	137	225
SLT 8	16	27	10.5	1.5	2.5	1.2	8	2	137	225
SLT 10	21	33	13	1.5	3	1.5	10	2	285	397
SLT 13	24	36	15	1.5	3	1.5	13	2	396	540
SLT 16	31	50	17.5	2	3.5	2	16	2	545	849
SLT 20	35	56	29	2	4	2.5	20	2	724	1109
SLT 25	42	71	36	3	4	2.5	25	4	1003	1593
SLT 30	47	80	42	3	4	2.5	30	4	1160	1960
SLT 40	64	100	52	4	6	3.5	40	4	2972	4033
SLT 50	80	125	58	4	8	4	50	4	4086	5615



基本額定扭矩		容許靜力矩		質量	
$C_T$	$C_{0T}$	$M_{A1}$	$M_{A2}$	花鍵外筒	花鍵軸
kgf · m	kgf · m	kgf · m	kgf · m	g	kg/m
0.46	0.76	0.39	3.48	14	0.22
0.60	0.99	0.39	3.82	16	0.39
1.62	2.25	0.95	8.53	37	0.6
2.89	3.94	1.50	12.46	52	1.03
4.77	7.43	3.71	26.09	130	1.56
7.90	12.09	5.53	38.00	188	2.44
21.99	43.01	10.35	68.59	285	3.80
30.26	62.93	15.68	93.27	395	5.49
105.37	176.05	36.59	264.34	843	9.69
179.89	304.35	51.58	428.72	1758	15.19