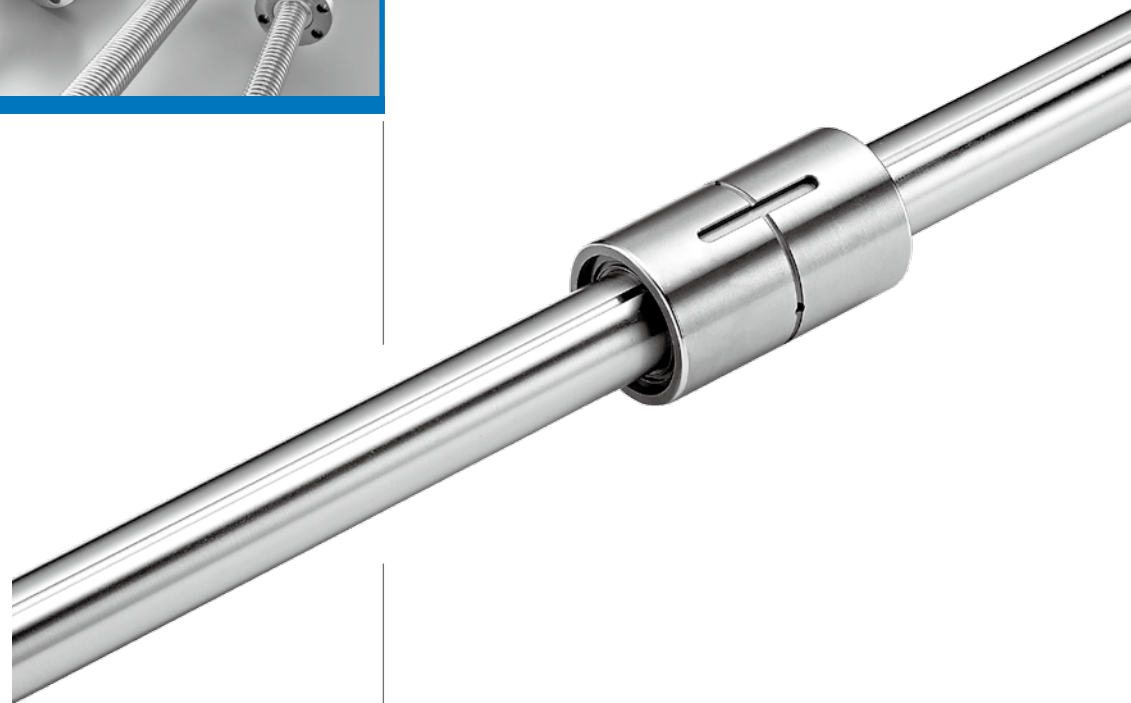


滾珠花鍵  
Ball Spline



## 設計原理

滾珠花鍵是在花鍵軸外徑上設有3列負荷鋼珠列，並採用哥德牙設計讓3列鋼珠可同時承受順、逆時針之扭矩，以增加使用壽命及剛性。各鋼珠列通過裝在花鍵帽內的特殊合成樹脂循環器，持續進行整列循環運動，所以，即使將花鍵軸從花鍵帽中抽出，鋼珠也不會脫落。

## 特性

### 大負荷容量

因鋼珠滾動溝槽採用特殊加工成型，溝槽採用哥德牙型30°接觸角，在徑向和扭矩方向都具有較大的負荷容量。

### 旋轉餘隙為「零」

通過施加預壓的角接觸構造，使旋轉方向間隙可為零，從而提高剛性。

### 高剛性

由於接觸角大，可視情況施加恰當的預壓，所以能獲得很高的扭矩剛性和力矩剛性。

### 鋼珠保持型

由於使用循環器，即使將花鍵軸從花鍵帽中抽出，鋼珠也不會脫落。

### 應用

產業機器人、搬運設備、自動捲線機、ATC自動換刀裝置…等。

## 類型與特徵

### 花鍵軸承套的類型

#### 圓筒型滾珠花鍵SLT型

花鍵軸承套外徑為圓筒型，在傳遞扭矩時，將鍵敲入後使用，是安裝空間最小使用型式。

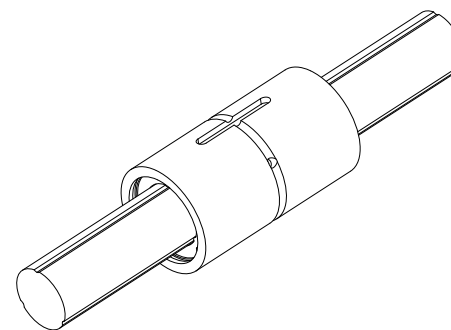


圖1. 圓筒型滾珠花鍵SLT型

#### 法蘭型滾珠花鍵SLF型

利用法蘭通過螺絲將軸承套固定在支撐座上，故裝配簡單。在加工鍵槽有變形危險或是支撐座的寬度比較狹小的場合，最適合使用SLF型式。

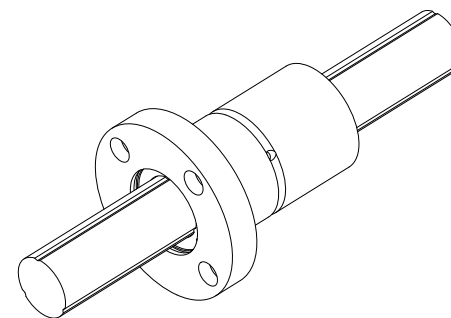


圖2. 法蘭型滾珠花鍵SLF型

## 花鍵軸的類型

### 精密實心花鍵軸

花鍵軸的滾動溝槽經過精密研磨後，與花鍵軸承套配合使用。

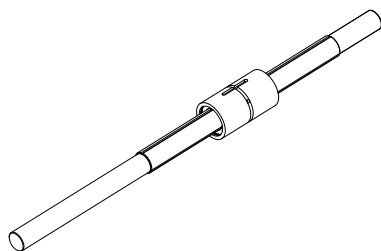


圖3. 精密實心花鍵軸

### 特殊花鍵軸

花鍵軸端或中間部分的直徑較大時，PMI將通過特殊加工製作花鍵部分。

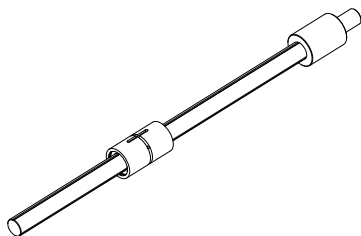


圖4. 特殊花鍵軸

### 中空花鍵軸

當需要滿足諸如管路佈置、接線、換氣孔或減輕重量等要求時，可使用中空花鍵軸。

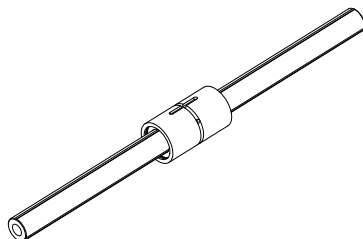


圖5. 中空花鍵軸

## 支撐座的內徑公差

花鍵軸承套和支撐座的配合，通常採用過度配合。如果對滾珠花鍵的精度要求不高的情況下，可採用間隙配合。

表1 導程精度對照

支撐座的內徑公差	綜合條件	H7
	需要小間隙時	J6

## 花鍵軸的斷面形狀

表2表示的是花鍵軸的斷面形狀。如果花鍵軸肩部為圓柱形，則在可能情況下不要超過溝槽谷徑( $\phi d$ )。

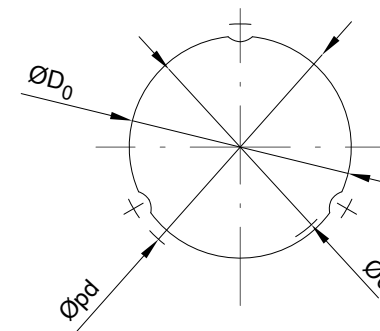


圖6. 花鍵軸的斷面形狀

表2 花鍵軸的斷面形狀

單位: mm

公稱軸徑	16	20	25
溝槽谷徑 $\phi d$	15	19	23.9
花鍵軸徑 $\phi D_0$	16	20	25
鋼珠中心直徑 $\phi pd$	17.8	22.2	27.9
質量 (kg/m)	1.56	2.44	3.82

### 標準中空花鍵軸的孔型

表3表示的是標準中空花鍵軸的孔形。當需要滿足諸如管路佈置、接線、換氣孔或減輕重量等要求時，可參考下表。

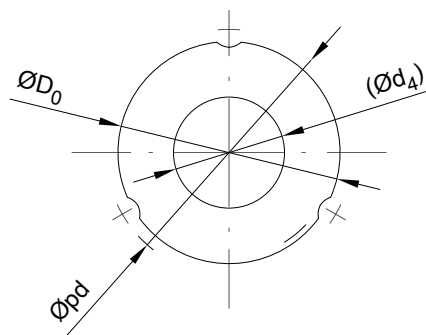


圖7. 中空花鍵軸的斷面形狀

表3 標準中空花鍵軸的孔形

單位: mm

公稱軸徑	16	20	25
花鍵軸徑 $\text{Ø}D_0$	16	20	25
鋼珠中心直徑 $\text{Ø}pd$	17.8	22.2	27.9
花鍵中空孔徑 ( $\text{Ø}d_4$ )	11	14	18
質量 (kg/m)	1.17	1.83	2.44

### 特殊花鍵軸不完全部分的長度

如果花鍵軸的中間部分或軸端比溝槽谷徑( $\text{Ø}d$ )大，則需要保留不完全花鍵部，以確保有凹槽可供研磨。表4表示不完全部分(S)的長度與 $\text{Ø}df$ 之間的關係。

註: 不適用於1500mm以上。詳細情況，請向 PMI 詢問。

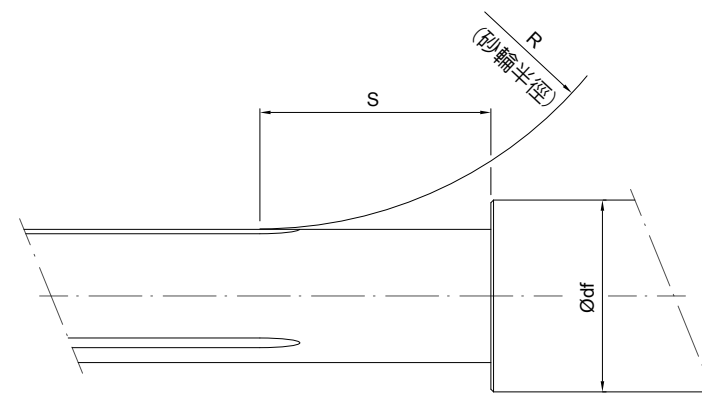


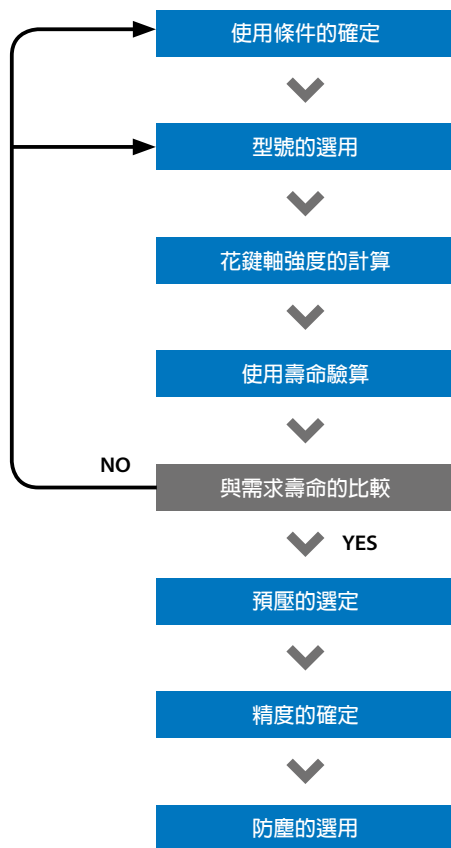
圖8. 花鍵軸不完全部分的長度

表4 不完全花鍵部的長度

單位: mm

公稱直徑 S	$\text{Ø}df$					
	16	20	25	30	40	50
16	41	50	59	67	-	-
20	-	41	52	61	75	-
25	-	-	41	52	68	81

## 滾珠花鍵選用流程



## 花鍵軸的強度設計

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

### 承受彎曲的花鍵軸

當彎矩作用在滾珠花鍵的花鍵軸時，先計算出花鍵軸承受的最大彎矩(M)，再根據下式可算出最適合的花鍵軸徑。如公式1所示：

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

- $M$  作用在花鍵軸上的最大彎矩 (N-mm)
- $\sigma$  花鍵軸的容許彎曲應力 (98N / mm<sup>2</sup>)
- $Z$  花鍵軸的斷面係數 (mm<sup>3</sup>)  
(參閱表6[B2-15])

註:  $Z = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$

- $Z$  斷面係數 (mm<sup>3</sup>)
- $d$  軸外徑 (mm)

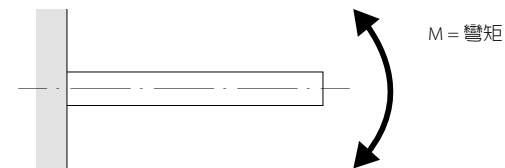


圖9

## 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( $T$ )，再根據下式可算出最適合的花鍵軸徑。如公式2所示：

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

- $T$  最大扭矩 ( $N\cdot mm$ )
- $\tau_a$  花鍵軸的容許扭轉應力 ( $49N / mm^2$ )
- $Z_p$  花鍵軸的極截面係數 ( $mm^3$ )  
(參閱表6[B2-15])

註:  $Z_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$

- $Z_p$  極截面係數 ( $mm^3$ )
- $d$  軸外徑 ( $mm$ )

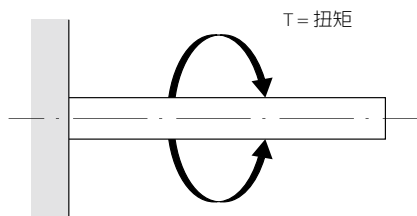


圖10

## 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，分別依公式3及公式4計算出花鍵軸徑：考慮等效彎矩( $M_e$ )和等效扭矩( $T_e$ )，依照上述公式計算選擇取適當的花鍵軸直徑並取其中軸徑較大的值。

等效彎矩

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

$$M_e = \sigma \cdot Z$$

等效扭矩

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

$$T_e = \tau_a \cdot Z_p$$

## 花鍵軸的剛性

花鍵軸的剛性是以長度1米花鍵軸的扭轉角來表示，它被限制在  $\frac{1^\circ}{4}$  左右。

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

$$\text{花鍵軸的剛性} = \frac{\text{扭轉角}}{\text{單位長度}} = \frac{\theta \cdot l}{L} < \frac{1^\circ}{4}$$

- $\theta$  扭轉角 ( $^\circ$ )
- $L$  花鍵軸長度 ( $mm$ )
- $G$  橫向彈性係數 ( $7.9 \times 10^4 N / mm^2$ )
- $l$  單位長度 ( $1000mm$ )
- $I_p$  極慣性矩 ( $mm^4$ )  
(參閱表6[B2-15])

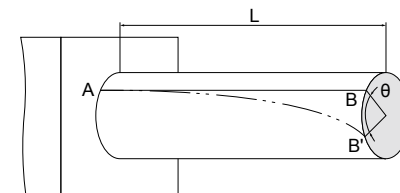
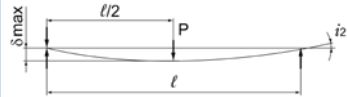
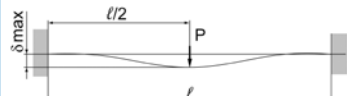
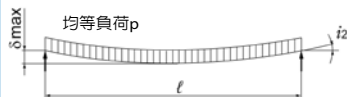
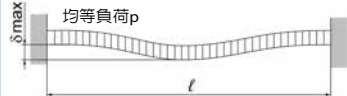


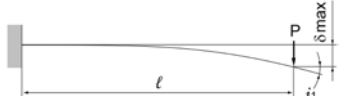
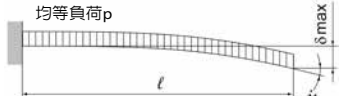
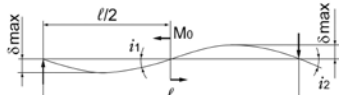
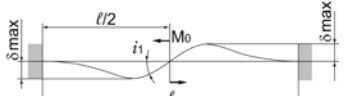
圖11

## 花鍵軸的撓曲和撓曲角

滾珠花鍵的花鍵軸撓曲及撓曲角要根據表5其受力條件相適應的計算公式來計算。在表6[B2-15]中表示了各種花鍵軸的斷面係數( $Z$ )及慣性幾何矩( $I$ )。利用表中的 $Z$ 、 $I$ ，可計算出滾珠花鍵各種型號的強度和變形量(撓曲量)。

表5 撓曲和撓曲角的計算式

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

支撐方式	使用條件	撓曲的計算式	撓曲角的計算式
一端固定		$\delta_{max} = \frac{Pl^3}{3EI}$	$i_1 = \frac{Pl^2}{2EI}$ $i_2 = 0$
一端固定		$\delta_{max} = \frac{Pl^4}{8EI}$	$i_1 = \frac{Pl^3}{6EI}$ $i_2 = 0$
兩端自由		$\delta_{max} = \frac{\sqrt{3}M_0l^2}{216EI}$	$i_1 = \frac{M_0l}{12EI}$ $i_2 = \frac{M_0l}{24EI}$
兩端固定		$\delta_{max} = \frac{M_0l^2}{216EI}$	$i_1 = \frac{M_0l}{16EI}$ $i_2 = 0$

$\delta_{max}$  最大撓曲 (mm)

$M_0$  力矩 (N-mm)

$l$  跨距 (mm)

$I$  幾何面矩 (mm<sup>4</sup>)

$i_1$  負荷作用點的撓曲角

$i_2$  支撐點的撓曲角扭轉角

$P$  集中負荷 (N)

$p$  均等負荷 (N/mm)

$E$  縱向彈性係數 (2.06×10<sup>5</sup>N/mm<sup>2</sup>)

## 花鍵軸的臨界轉速軸

使用傳遞動力讓滾珠花鍵軸旋轉時，當旋轉速度接近影響花鍵軸臨界轉速，將產生共振。因此，最高轉速必須限制在不產生共振的程度。超過或接近共振點使用時，則有必要再探討花鍵軸的直徑。可根據公式6進行計算。（為了安全起見請乘以安全係數0.8）

### 臨界轉速

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

- $N_c$  危險速度 ( $min^{-1}$ )
- $l_b$  安裝面之間的距離 ( $mm$ )
- $E$  縱向彈性係數 ( $2.06 \times 10^5 N / mm^2$ )
- $I$  軸的最小幾何面矩 ( $mm^4$ )
- $\gamma$  密度(比重) ( $7.85 \times 10^{-6} kg / mm^3$ )
- $A$  花鍵軸端面的面積 ( $mm^2$ )
- $\lambda$  由安裝方式而定之係數

- 圖12 固定 - 自由  $\lambda=1.875$
- 圖13 支持 - 支持  $\lambda=3.142$
- 圖14 固定 - 支持  $\lambda=3.927$
- 圖15 固定 - 固定  $\lambda=4.73$

註:  $I = \frac{\pi}{64} d^4$   $d$  小直徑 ( $mm$ )  
 (參閱表2[B2-5]、表3[B2-6])

註:  $A = \frac{\pi}{4} d^2$   $d$  小直徑 ( $mm$ )  
 (參閱表2[B2-5]、表3[B2-6])

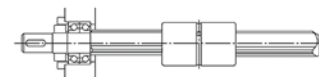


圖12. 固定-自由

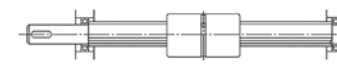


圖13. 支持-支持

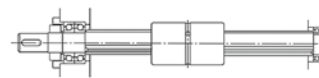


圖14. 固定-支持

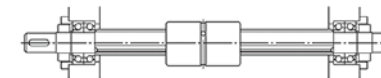


圖15. 固定-固定

## 花鍵軸的斷面特性

### 滾珠花鍵的花鍵軸斷面特性

表6 花鍵軸斷面特性

公稱直徑		$I$ 幾何面矩 ( $mm^4$ )	$Z$ 斷面係數 ( $mm^3$ )	$I_P$ 極慣性矩 ( $mm^4$ )	$Z_P$ 截面係數 ( $mm^3$ )
16	實心軸	$3.15 \times 10^3$	$4.02 \times 10^2$	$6.3 \times 10^3$	$8.04 \times 10^2$
	中空軸	$2.5 \times 10^3$	$3.12 \times 10^2$	$5.0 \times 10^2$	$6.24 \times 10^2$
20	實心軸	$7.74 \times 10^3$	$7.85 \times 10^2$	$1.55 \times 10^4$	$1.57 \times 10^3$
	中空軸	$5.97 \times 10^3$	$5.96 \times 10^3$	$1.19 \times 10^4$	$1.19 \times 10^3$
25	實心軸	$1.19 \times 10^4$	$1.53 \times 10^3$	$3.80 \times 10^4$	$3.06 \times 10^3$
	中空軸	$1.4 \times 10^4$	$1.12 \times 10^3$	$2.8 \times 10^4$	$2.24 \times 10^3$



## 預測壽命

### 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，其壽命也會有偏差。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。

額定壽命是指讓一批相同規格的直線運動系統以相同的條件下運動，其中的90%不產生剝離（金屬面上剝離片）所能達到的總行程。

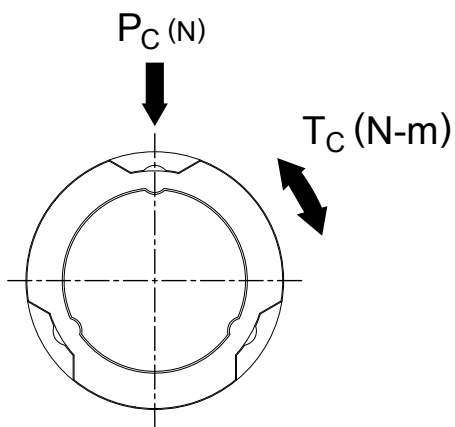


圖16. 滾珠花鍵受力圖

### 計算額定壽命

滾珠花鍵根據運行可承受的負荷可分為扭矩負荷、徑向負荷、力矩負荷等三種。各額定壽命可根據公式7至公式10求得。(各負荷方向的基本額定負荷均記載在各型號的尺寸表中)

#### 承受扭矩負荷時

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

#### 承受徑向負荷時

$$L = \left( \frac{f_T \cdot f_c}{f_w} \cdot \frac{C_a}{P_C} \right)^3 \times 50 \dots\dots\dots(8)$$

- $L$  額定壽命 (km)
- $C_T$  基本動額定扭矩 (N-m)
- $T_C$  外加扭矩計算值 (N-m)
- $C_a$  基本動額定負荷 (N)
- $P_C$  徑向負荷計算值 (N)
- $f_T$  溫度係數 (參閱圖17[B2-19])
- $f_c$  接觸係數 (參閱表7[B2-20])
- $f_w$  負荷係數 (參閱表8[B2-20])

#### 同時承受扭矩及徑向負荷時

同時承受扭矩和徑向負荷時，可根據下公式9算出等效徑向負荷後，再計算壽命。

$$P_E = P_C + \frac{4 \cdot T_C \times 10^3}{i \cdot p_d \cdot \cos \alpha} \dots\dots\dots(9)$$

- $P_E$  等效徑向負荷 (N)
- $\cos \alpha$  接觸角
- $i$  在負荷中的鋼珠列數
- $p_d$  鋼珠中心到中心直徑 (mm)  
(參閱表2[B2-5]、表3[B-6])

花鍵軸承套1個或2個靠緊使用承受力矩負荷時

可按下式10算出等效徑向負荷後，再計算壽命。

$$P_u = K \cdot M \dots\dots\dots(10)$$

$P_u$  等效徑向負荷 (N) (由力矩負荷產生)

$K$  等效係數 (參閱表9[B2-23])

$M$  負荷力矩 (N-mm)

註:  $M$  應小於容許靜力矩

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。

計算壽命時間

利用上述公式計算額定壽命後，依行程和每分鐘往返次數，根據下公式11可換算出壽命時間。

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

$L_h$  壽命時間 (hr)

$l_s$  行程長度 (m)

$n_l$  每分鐘往返次數 ( $min^{-1}$ )

$f_T$ : 溫度係數

滾珠花鍵使用在環境溫度高於100°C時，高溫效應會影響其使用壽命，故計算壽命時乘以圖17的相對溫度係數 $f_T$ 。同時，注意滾珠花鍵也有必要使用對應高溫的產品。

註: 環境溫度超過 80°C 時，密封墊片和保持器的材料必須相應變成高溫規格的材料。詳細情況請與 PMI 聯繫。

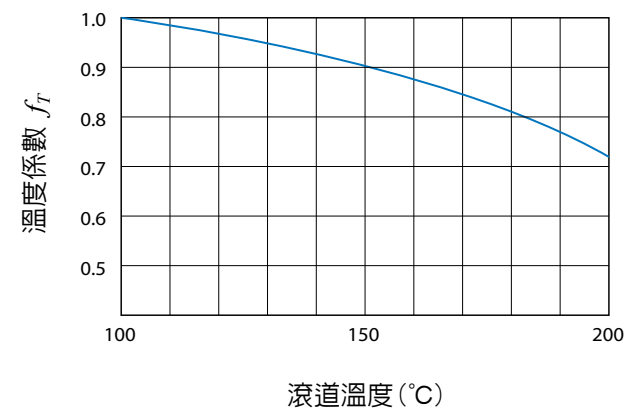


圖17. 溫度係數  $f_T$

$f_c$ ：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( $C_a$ )和( $C_b$ )上乘以表7中的相對接觸係數 $f_c$ 。

註：在大型裝置中，若預料負荷分佈不均等時，請考慮表7中的接觸係數。

表7 接觸係數  $f_c$

靠緊時的花鍵軸承套數	接觸係數 $f_c$
2	0.81
3	0.72
4	0.66
5	0.61
通常使用	1

$f_w$ ：負荷係數

作往返運動的機械所承受的負荷可藉由計算求得，但實際使用時大都伴隨著振動或衝擊負荷多會大於計算值。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( $C_a$ )和( $C_b$ )除以表8中，依經驗所得到的負荷係數 $f_w$ 。

表8 負荷係數  $f_w$

運轉條件	使用速度	$f_w$
平滑無衝擊	$V \leq 15\text{m/min}$	1~1.2
普通衝擊力及振動	$15 < V \leq 60\text{m/min}$	1.2~1.5
中等衝擊力及振動	$60 < V \leq 120\text{m/min}$	1.5~2
強烈衝擊力及振動	$V > 120\text{m/min}$	2~3.5

計算平均負荷

平均負荷( $P_m$ )是指，當作用在軸承套上的負荷伴隨著運行中各種的條件而變動時，與這個變動負荷條件下的壽命具有相同的一定負荷。基本計算式如下所示：

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{1}{L} \cdot \sum_{n=1}^n (P_n^3 \cdot L_n)} \dots\dots\dots(12)$$

- $P_m$  平均負荷 (N)
- $P_n$  變化負荷 (N)
- $L$  總運行距離 (mm)
- $L_n$   $P_n$  時運行的距離 (mm)

呈階段式曲線時，如圖18，平均負荷可用公式12求得：

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{1}{L} (P_1^3 \cdot L_1 + P_2^3 \cdot L_2 \dots\dots\dots + P_n^3 \cdot L_n)} \dots\dots(12)$$

- $P_m$  平均負荷 (N)
- $P_n$  變化負荷 (N)
- $L$  總運行距離 (mm)
- $L_n$   $P_n$  時運行的距離 (mm)

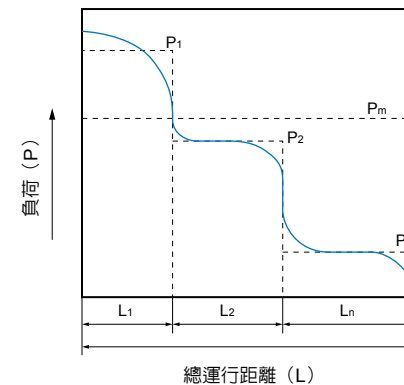


圖18. 階段變動負荷

呈近似曲線時，如圖19，平均負荷可用公式13求得：

$$P_m \doteq \frac{1}{3} (P_{min} + 2 \cdot P_{max}) \dots\dots\dots(13)$$

$P_{min}$  最小負荷 (N)

$P_{max}$  最大負荷 (N)

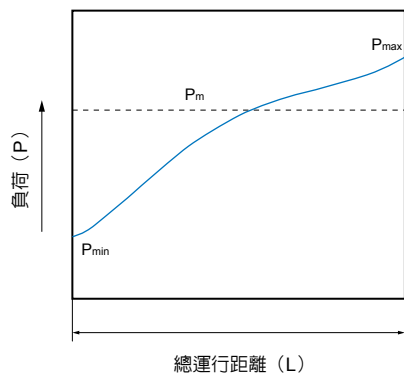


圖19. 近似直線變動負荷

呈正弦曲線時，有兩種情況：

• 當平均負荷的變動曲線如圖20，可用公式14求得：

$$P_m \doteq 0.65 (P_{max}) \dots\dots\dots(14)$$

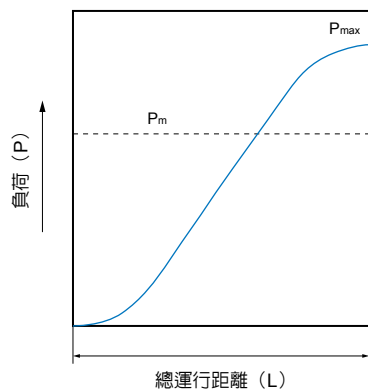


圖20. 呈正弦曲線變動的負荷(1)

• 當平均負荷的變動曲線如圖21，可用公式15求得：

$$P_m \doteq 0.55 (P_{max}) \dots\dots\dots(15)$$

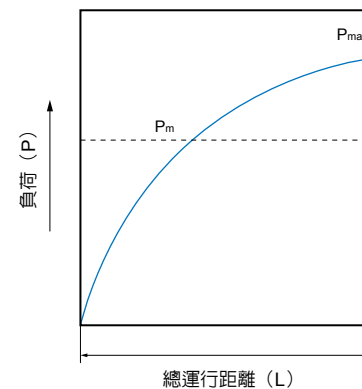


圖21. 呈正弦曲線變動的負荷(2)

### 等值係數

表9表示各型號滾珠花鍵在承受力矩時的等效徑向負荷係數。

表9 滾珠花鍵的等效係數表

公稱軸徑	等值係數 K	
	單一花鍵軸承套	兩個花鍵軸承套以上
16	0.21	0.035
20	0.17	0.028
25	0.15	0.023

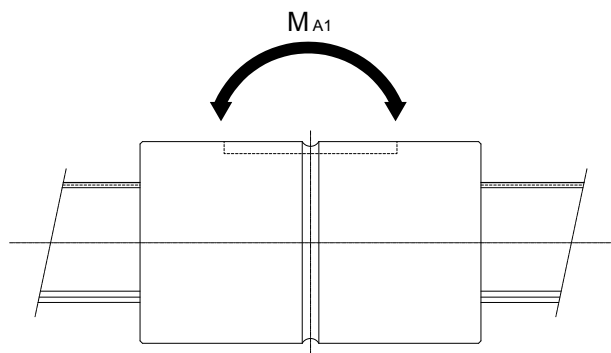


圖22. 單個花鍵軸承套示意圖

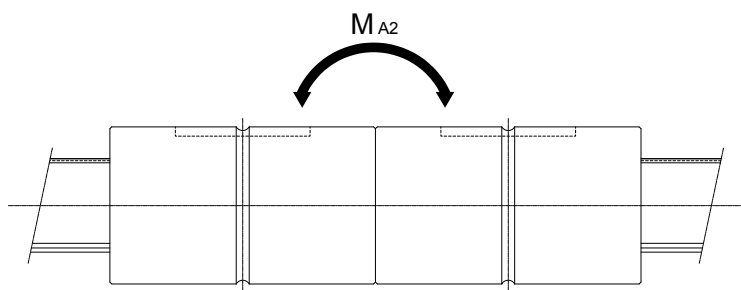


圖23. 兩個花鍵軸承套示意圖

## 選定預壓

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。

## 旋轉方向間隙

在滾珠花鍵中，將圓周方向間隙的總合做為旋轉方向間隙，並且進行規格化。

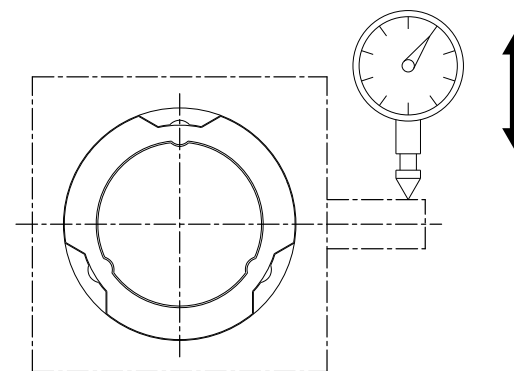


圖24. 旋轉方向間隙的測量

## 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旋轉方向間隙而增加剛性。圖25顯示了當施加旋轉扭矩時旋轉方向的位移。如圖25所示，預壓效果可保持外部負荷增大到預壓負荷的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。

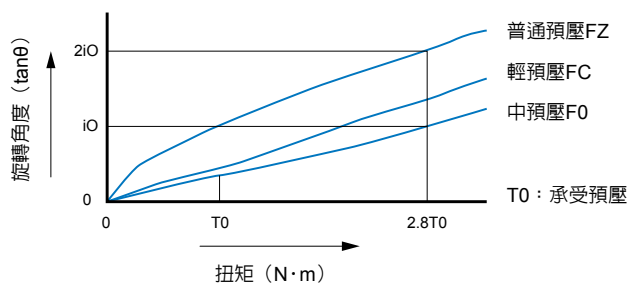


圖25. 預壓負荷與旋轉角度關係圖

## 選定預壓時得使用條件與基準

在表10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。在進行反覆旋轉運動或往返直線運動時，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10 滾珠花鍵旋轉方向間隙的選定基準

旋轉方向間隙	使用條件	選定要點
普通間隙 (FZ)	<ul style="list-style-type: none"> <li>使用小的力流暢地進行驅動的地方</li> <li>扭矩總是一定方向作用的地方</li> </ul>	各種計測器、自動繪圖機、形狀測定器、動力計、繞線機、自動焊接機、搪磨機主軸、自動包裝機
輕預壓 (FC)	<ul style="list-style-type: none"> <li>承受懸臂負荷或力矩作用的地方</li> <li>需要反覆精度高的地方</li> <li>有交變負荷作用的地方</li> </ul>	工業用機器人的搖臂、各種自動裝卸機器、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
中預壓 (F0)	<ul style="list-style-type: none"> <li>需要高剛性、易產生振動衝擊的地方</li> <li>用一個花鍵軸承套受力矩的地方</li> </ul>	建築車輛的轉向操縱軸、貼焊接機軸、自動盤工具台分度軸

表11 滾珠花鍵的旋轉方向間隙

公稱軸徑	預壓	普通間隙(FZ)	輕預壓(FC)	中預壓(F0)
16		0~1μm	0~0.02C	0.03~0.05C
20		0~1μm	0~0.02C	0.03~0.05C
25		0~2μm	0~0.02C	0.03~0.05C

### 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振擺來表示的。它分為普通級(N)、高級(H)、精密級(P)。測試項目如圖26所示：

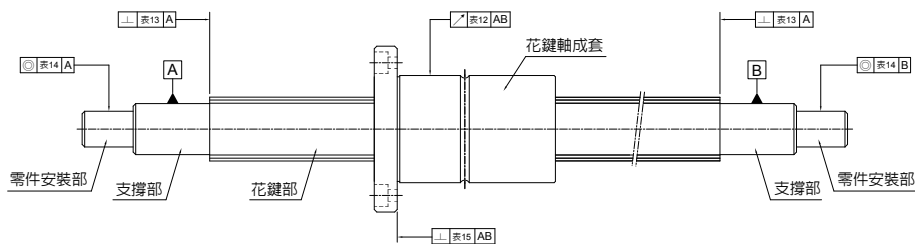


圖26. 滾珠花鍵精度測試項目

### 精度規格

滾珠花鍵的各測試項目如表12~表15所示：

表12 花鍵軸承套外徑對花鍵軸支撐部的最大偏擺

單位:  $\mu\text{m}$

精度		偏擺					
公稱軸徑		16、20			25		
花鍵軸長度		普通(N)	高(H)	精密(P)	普通(N)	高(H)	精密(P)
超過	以下						
-	200	56	34	18	53	32	18
200	315	71	45	25	58	39	21
315	400	83	53	31	70	44	25
400	500	95	62	38	78	50	29
500	630	112	-	-	88	57	34
630	800	-	-	-	103	68	42

表13 花鍵部軸端面對花鍵軸支撐部的最大垂直度

單位:  $\mu\text{m}$

精度	垂直度		
	普通級(N)	高級(H)	精密級(P)
公稱軸徑			
16	27	11	8
20			
25	33	13	9

表14 零件安裝部對花鍵軸支撐部的最大同心度

單位:  $\mu\text{m}$

精度	同心度		
	普通級(N)	高級(H)	精密級(P)
公稱軸徑			
16	46	19	12
20			
25	53	22	13

表15 花鍵軸承套法蘭安裝面對花鍵軸支撐部的最大垂直度

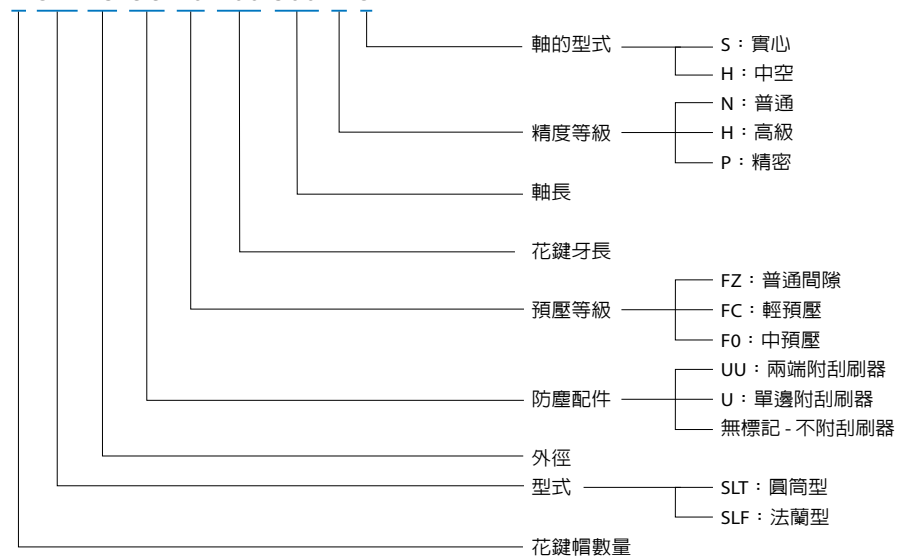
單位:  $\mu\text{m}$

精度	垂直度		
	普通級(N)	高級(H)	精密級(P)
公稱軸徑			
16	39	16	11
20			
25			

## 滾珠花鍵產品說明

### 規格定義

2-SLT-25-UU-F0-400-500-N-S



### 標準鍵

滾珠花鍵SLT型配備一套表16所示的標準鍵。

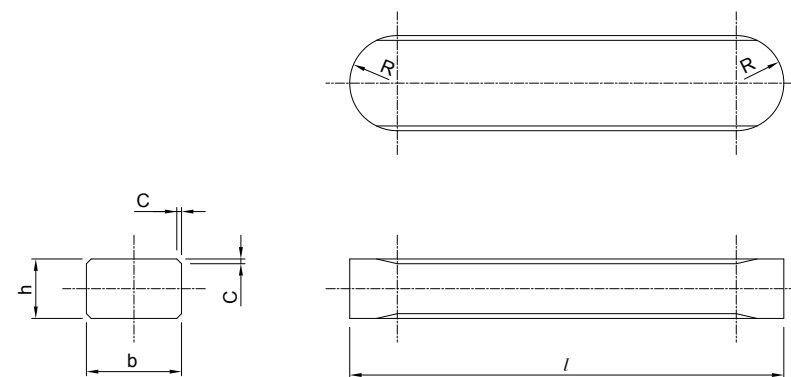


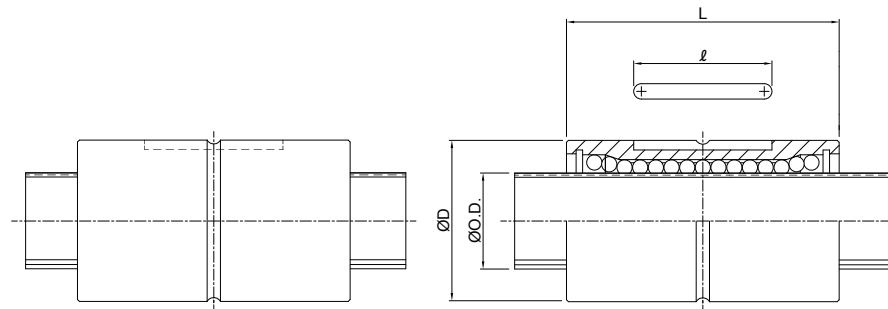
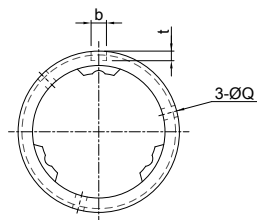
圖27. 花鍵軸承套之鍵槽

表16 SLT型用標準鍵

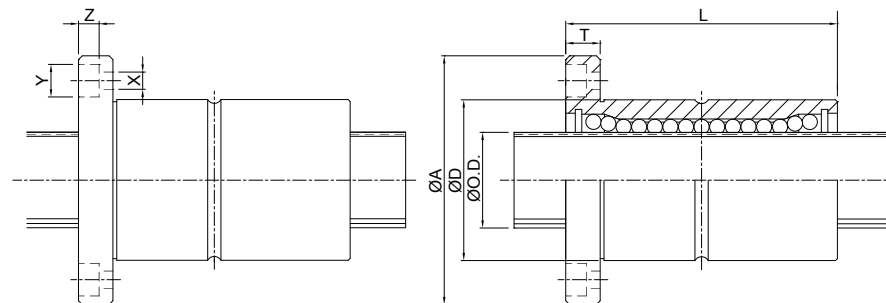
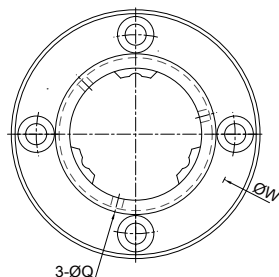
單位: mm

公稱軸徑	寬度		高度		長度		R	C
	b	公差(p7)	h	公差(h9)	l	公差(h12)		
16	3.5		3.5		17.5	0 -0.180	1.75	0.5
20	4	+0.024 +0.012	4	0 -0.030	29	0 -0.210	2	
25	4		4		36	0 -0.250	2	





規格	尺寸										基本額定扭矩		基本額定負荷		靜態容許力矩		質量	
	直徑		長度		鍵槽尺寸			潤滑孔	軸徑	列數	C <sub>T</sub> (N·m)	C <sub>OT</sub> (N·m)	C <sub>a</sub> (kN)	C <sub>o</sub> (kN)	M <sub>A1</sub> (N·m)	M <sub>A2</sub> (N·m)	帽 (g)	桿 (kg/m)
	D	公差	L	公差	b	t	l	Q	O.D.									
16	31	0 -0.013	50	0 -0.2	3.5	2	17.5	3	16	3	31.4	34.3	6.9	12.4	60	360	145	1.56
20	35	0 -0.016	63		4	2.5	29	3	20	3	56.8	55.8	10.1	17.8	120	720	200	2.44
25	42		71	0 -0.3	4	2.5	36	3	25	3	105	103	15.2	25.3	180	1140	276	3.82



規格	尺寸														基本額定扭矩		基本額定負荷		靜態容許力矩		質量	
	直徑		長度		法蘭尺寸			柱坑孔尺寸				潤滑孔	軸徑	列數	C <sub>T</sub> (N·m)	C <sub>OT</sub> (N·m)	C <sub>a</sub> (kN)	C <sub>o</sub> (kN)	M <sub>A1</sub> (N·m)	M <sub>A2</sub> (N·m)	帽 (g)	桿 (kg/m)
	D	公差	L	公差	T	A	公差	W	X	Y	Z	Q	O.D.									
16	31	0 -0.013	50	0	7	51	0 -0.2	40	4.5	8	4.5	3	16	3	31.4	34.3	6.9	12.4	60	360	207	1.56
20	35	0	63	-0.2	9	58		45	5.5	9.5	5.4	3	20	3	56.8	55.8	10.1	17.8	120	720	303	2.44
25	42	-0.016	71	0 -0.3	9	65		52	5.5	9.5	5.4	3	25	3	105	103	15.2	25.3	180	1140	397	3.82

## SLT型的推薦軸端形狀

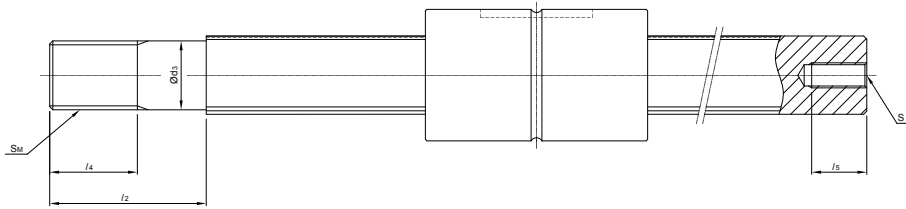


圖28. 軸端形狀

表17 SLT型的推薦軸端形狀

單位: mm

公稱型號	$d_3$	公差	$l_2$	$S_M$	$l_4$	$S \times l_5$
SLT 16	14	0 -0.018	30	M14×1.5	18	M6×10
SLT 20	16		38	M16×1.5	22	M8×15
SLT 25	22	0 -0.021	50	M22×1.5	28	M10×18

## 設計原理

旋轉式滾珠花鍵是在花鍵軸外徑上設有3列負荷鋼珠列，並採用哥德牙設計讓3列鋼珠可同時承受順、逆時針之扭矩，以增加使用壽命及剛性。

花鍵帽外徑上有直接裝設的特殊軸承，且藉由花鍵帽的旋轉或停止，讓花鍵帽能同時具備2種模式的運動：旋轉與直線。

各鋼珠列通過裝在花鍵帽內的特殊合成樹脂循環器，持續進行整列循環運動，所以，即使將花鍵軸從花鍵帽中抽出，鋼珠也不會脫落。

## 特性

### 定位精度高

花鍵牙型為哥德牙，在施加預壓後旋轉方向沒有間隙，能有效提高其精度。

### 小型的設計

將花鍵軸承套與支撐軸承設計為一體化結構，且花鍵重量輕，能實現小型及輕量的設計。

### 安裝簡便

花鍵軸承套與支撐軸承一體成形，組裝時只需將螺絲與軸承套固定在支撐座上即可，十分簡便。

### 支撐軸承剛性佳

作動時精密花鍵側支撐軸承設計45°接觸角，承受具相同軸向與徑向力。

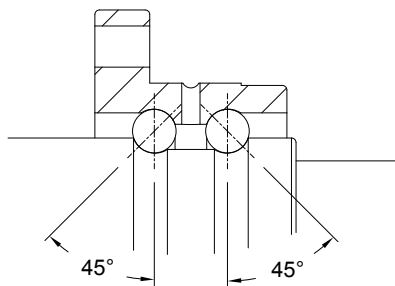


圖1. STRA型接觸角

## 類型與特徵

### 花鍵軸承套的類型

#### 滾珠花鍵STRA型

花鍵軸承套與支撐軸承一體成形。

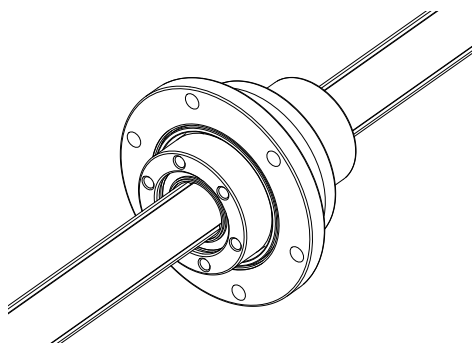


圖2. 滾珠花鍵STRA型

### 花鍵軸的類型

#### 精密實心花鍵軸

花鍵軸的滾動溝槽經過精密研磨後，與花鍵軸承套配合使用。

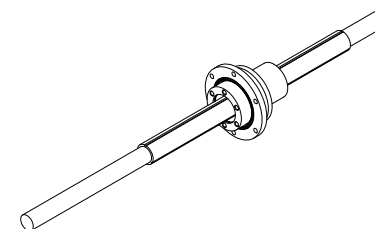


圖3. 精密實心花鍵軸

#### 特殊花鍵軸

花鍵軸端或中間部分的直徑較大時，PMI將通過特殊加工製作花鍵部分。

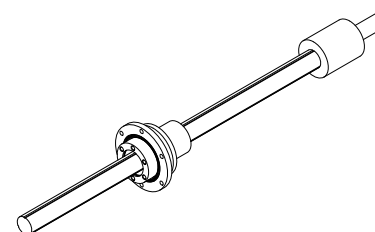


圖4. 特殊花鍵軸

#### 中空花鍵軸

當需要滿足諸如管路佈置、接線、換氣孔或減輕重量等要求時，可使用中空花鍵軸。

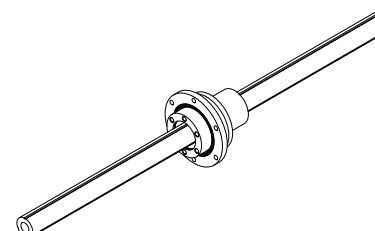
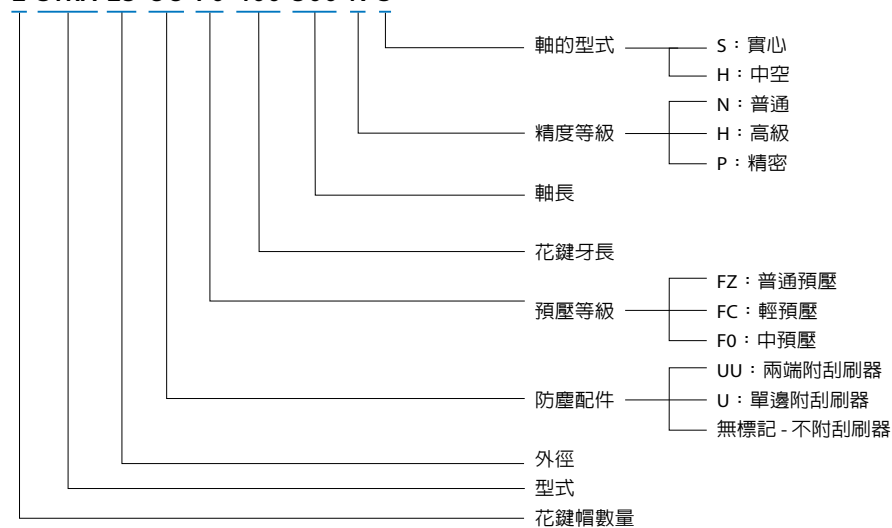


圖5. 中空花鍵軸

## 旋轉式滾珠花鍵產品說明

### 規格定義

2-STRA-25-UU-F0-400-500-N-S



### 精度定義

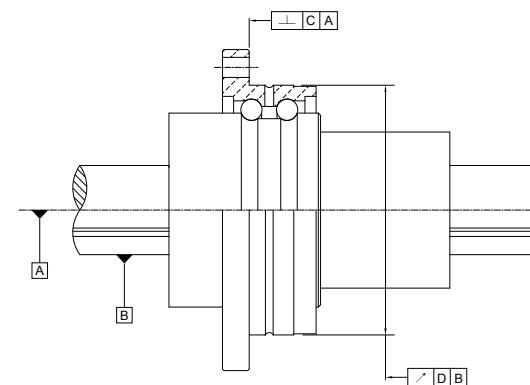


圖6. 精度定義

表1 精度

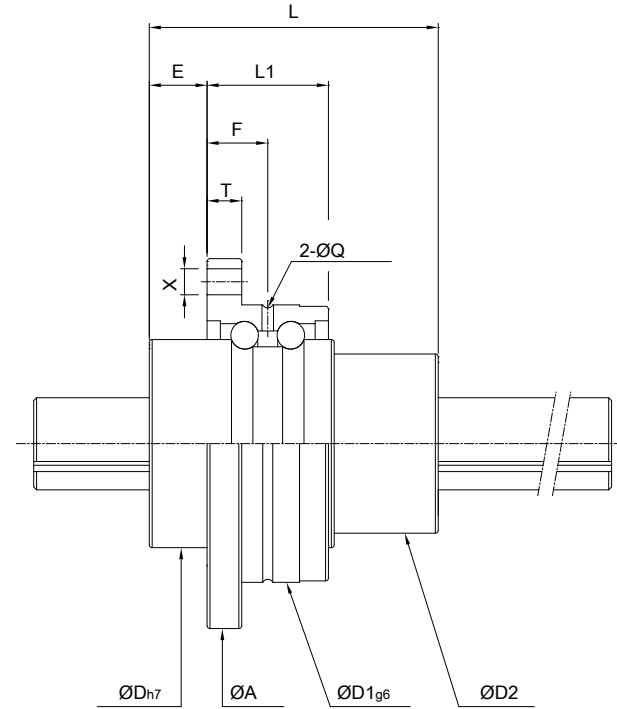
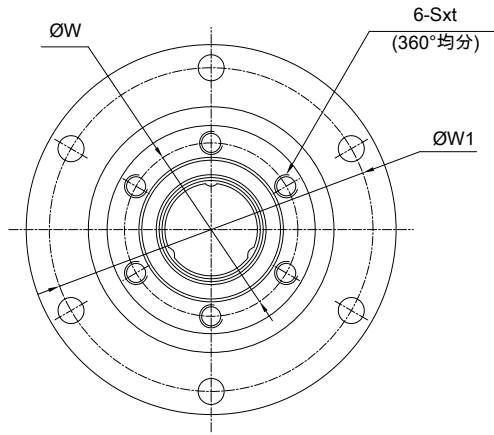
單位: mm

精度等級	普通(N)		高級(H)		精密(P)	
	C	D	C	D	C	D
規格						
STRA-1616	0.023	0.035	0.016	0.020	0.013	0.017
STRA-2020	0.023	0.035	0.016	0.020	0.013	0.017
STRA-2525	0.023	0.035	0.018	0.024	0.015	0.020

### 旋轉式滾珠花鍵的容許轉速

表2 STRA型的容許轉速

型號	容許轉速		
	滾珠花鍵部 根據軸長計算	支撐軸承部	
		油脂潤滑	油潤滑
STRA 16	請參閱 花鍵軸的臨界轉速	4000	5400
STRA 20		3600	4900
STRA 25		3200	4300



規格	尺寸														尺寸		基本額定扭矩		基本額定負荷		靜態容許力矩 M <sub>A</sub> (N·m)	支撐軸承基本額定負荷		質量		
	直徑		外徑			長度		法蘭尺寸			螺絲孔		油孔位置		油孔孔徑		軸徑	列數	C <sub>T</sub> (N·m)	C <sub>OT</sub> (N·m)		Ca (kN)	Co (kN)	Ca (kN)	Co (kN)	帽 (kg)
	D1 <sub>g6</sub>	D <sub>h7</sub>	W	Sxt	D2	L	A	T	W <sub>1</sub>	X	F	Q	E	L1												
16	48	36	30	M4×0.7P×6	31	50	64	6	56	4.5	10.5	2	10	21	16	3	31.4	34.3	6.9	12.4	60	6.74	6.36	0.33	1.56	
20	56	43.5	36	M5×0.8P×8	35	63	72	6	64	4.5	10.5	2	12	21	20	3	56.8	55.8	10.1	17.8	120	7.49	8.16	0.48	2.44	
25	66	52	44	M5×0.8P×8	42	71	86	7	75	5.5	12.5	2	13	25	25	3	105	103	15.2	25.3	180	9.45	10.65	0.75	3.82	

## 根據精度確定最大製造長度

表3顯示根據精度確定的滾珠花鍵軸最大製造長度。

表3 根據精度確定最大製造長度

單位: *mm*

公稱軸徑	精度		
	普通級(N)	高級(H)	精密級(P)
16	630	500	500
20	630	500	500
25	800	800	800

註: 表中長度代表花鍵軸長度。

註: 對於標準中空花鍵軸，最大製造長度應取決表中精密級所述之長度。