

〔技術計算〕 滾珠螺桿的選定方法 4

◎技術計算軟體http://download.misumi.jp/mol/fa_soft.html (日文網站) 可以將複雜的計算簡單化。

10. 驅動扭矩

本節將指導如何選擇滾珠螺桿的摩擦性及驅動馬達

10-1. 摩擦及效率

滾珠螺桿效率 η 藉由螺桿力學模式解析,可用下列之公式來表示,其中 μ 為摩擦係數,而 β 為螺桿導程之角度。

將旋轉力轉換成軸向力時(正向動作)

$$\eta = \frac{1 - \mu \tan \beta}{1 + \mu / \tan \beta}$$

將軸向力轉換成旋轉力時(反向動作)

$$\eta' = \frac{1 - \mu / \tan \beta}{1 + \mu \tan \beta}$$

10-2. 負荷扭矩

驅動源設計(馬達等)所需的負荷扭矩(定速驅動扭矩)計算如下。

①正向動作

當旋轉力轉成軸向力時之扭矩

$$T = \frac{PL}{2\pi\eta} (N \cdot cm)$$

說明如下

T : 負荷扭矩(N·cm)

P : 軸向外荷重(N)

L : 滾珠螺桿的導程(cm)

η : 滾珠螺桿的效率(0.9)

②反向動作

將軸向力轉換成旋轉力時之軸向外荷重

$$P = \frac{2\pi T}{\eta L} (N)$$

說明如下

P : 軸向外荷重(N)

T : 負荷扭矩(N·cm)

L : 滾珠螺桿的導程(cm)

η : 滾珠螺桿的效率(0.9)

③預壓引起之摩擦扭矩

此型式之扭矩乃由預壓所形成,當外部荷重增加時會釋放預壓螺帽預壓荷重,同時降低預壓造成的摩擦扭矩。

無荷重時

$$T_P = K \frac{P_L L}{2\pi} (N \cdot cm)$$

$$K = 0.05 (\tan \beta)^{-\frac{1}{2}}$$

說明如下

P_L : 預壓荷重(N)

L : 滾珠螺桿導程(cm)

K : 內部摩擦係數

β : 導程角度

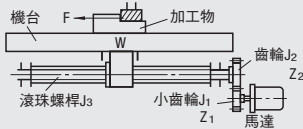
$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{L}{\pi D} \right)$$

D : 螺桿軸外徑

11. 驅動馬達之選擇

選擇驅動馬達時,務必符合以下之條件。

1. 確保能承受超過施加於馬達輸出軸的負荷扭矩。
2. 確保馬達輸出軸在承受慣性矩時仍能以所需的脈衝速度起動・停止。
3. 確保馬達輸出軸在承受慣性矩時仍能得到所需的加速、減速時間定數。



①施加在馬達輸出軸上的定速扭矩

對抗外部荷重下定速驅動之所需扭矩

$$T_1 = \left(\frac{PL}{2\pi\eta} + T_P \frac{(3PL-P)}{3PL} \right) \frac{Z_1}{Z_2} (N \cdot cm)$$

說明如下 $P \leq 3PL$

T_1 : 定速下之驅動扭矩(N·cm)

P : 軸向外荷重(N)

$$P = F + \mu Mg$$

F : 削切力下產生之反作用力(N)

M : 機台及工件之質量(kg)

μ : 滑動面之摩擦係數

g : 重力加速度(9.8m/s²)

L : 滾珠螺桿導程(cm)

η : 包含滾珠螺桿與齒輪之機械效率

T_P : 預壓產生之摩擦扭矩(N·cm) 參照公式10-2-③

P_L : 預壓荷重(N)

Z_1 : 小齒輪之齒數

Z_2 : 齒輪齒數

②施加在馬達輸出軸上的加速扭矩

對抗外部荷重下加速驅動之所需扭矩。

$$T_2 = J_M \omega = J_M \frac{2\pi N}{60t} \times 10^{-3} (N \cdot cm)$$

$$J_M = J_1 + J_4 + \left(\frac{Z_1}{Z_2} \right)^2 \{ J_2 + J_3 + J_5 + J_6 \} (kg \cdot cm^2)$$

說明如下

T_2 : 加速下之驅動扭矩(N·cm)

ω : 馬達軸角加速度(rad/s²)

N : 馬達軸旋轉數(min⁻¹)

t : 加速時間(s)

J_M : 施加在馬達上之慣性力矩(kg·cm²)

J_1 : 小齒輪之慣性力矩(kg·cm²)

J_2 : 齒輪之慣性力矩(kg·cm²)

J_3 : 滾珠螺桿之慣性力矩(kg·cm²)

J_4 : 馬達轉片之慣性力矩(kg·cm²)

J_5 : 移動體之慣性力矩(kg·cm²)

J_6 : 聯軸器之慣性力矩(kg·cm²)

M : 機台及工件之質量(kg)

L : 滾珠螺桿導程(cm)

滾珠螺桿、齒輪等圓筒體之慣性力矩

(計算 $J_1 \sim J_4, J_6$)

$$J = \frac{\pi Y}{32} D^4 \ell (kg \cdot cm^2)$$

說明如下

D : 圓筒體外徑(cm)

ℓ : 圓筒體長度(cm)

Y : 材料密度

$$Y = 7.8 \times 10^{-3} (kg/cm^3)$$

$$J_5 = M \left(\frac{L}{2\pi} \right)^2 (kg \cdot cm^2)$$

③施加在馬達輸出軸上的全部扭矩

全部扭矩可由公式①和公式②相加而得。

$$T_M = T_1 + T_2 = \left(\frac{PL}{2\pi\eta} + T_P \frac{(3PL-P)}{3PL} \right) \frac{Z_1}{Z_2} + J_M \frac{2\pi N}{60t} \times 10^{-3} (N \cdot cm)$$

說明如下

T_M : 施加在馬達輸出軸上的全部扭矩(N·cm)

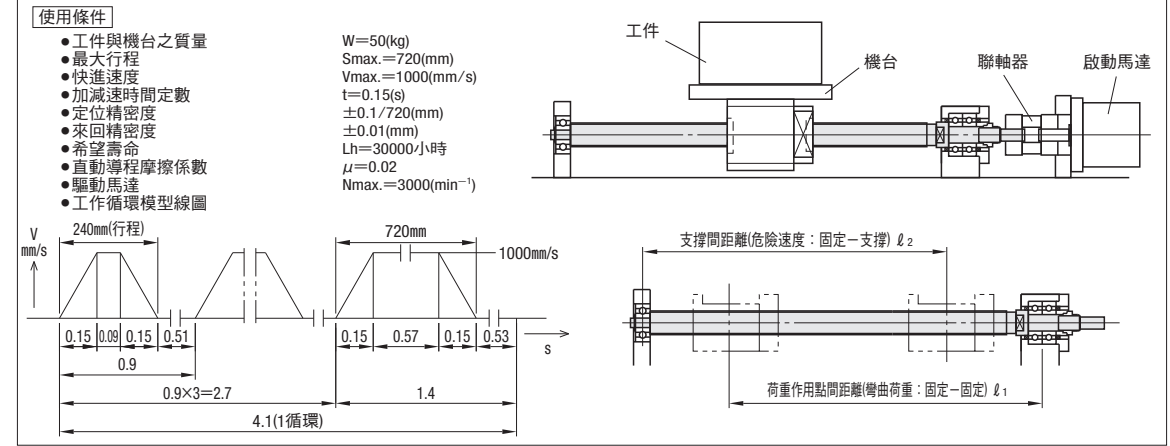
T_1 : 定速下之驅動扭矩(N·cm)

T_2 : 加速下之驅動扭矩(N·cm)

選定馬達後

1. 確認有效扭矩
2. 確認加速時間定數
3. 確認能承受超過預期的過負荷特性、反覆起動・停止的馬達過熱容許值。

12. 滾珠螺桿的選定範例 (X軸時)



1. 導程(L)的設定

依馬達的最大轉速及快進速度由以下公式計算。

$$L \geq \frac{V_{max} \times 60}{N_{max}} = \frac{1000 \times 60}{3000} = 20$$

此時導程必須為20mm以上。

2. 螺帽的選定

(1)計算軸向荷重

P2557的6-2.的軸向荷重計算式

各運轉模式下的軸向荷重如下所示。

- ・定速時
軸向荷重(P_b) = $\mu Wg = 0.02 \times 50 \times 9.8 = 10(N)$
- ・加速時
加速度(a) = $(V_{max}/t) \times 10^{-3} = (100/0.15) \times 10^{-3} = 6.67(m/s^2)$
軸向荷重(P_a) = $W a + \mu Wg = 50 \times 6.67 + 0.02 \times 50 \times 9.8 = 343(N)$
- ・減速時
軸向荷重(P_c) = $W a - \mu Wg = 50 \times 6.67 - 0.02 \times 50 \times 9.8 = 324(N)$

(2)各個操作模式每一循環所使用之時間

參考工作循環模型線圖。

操作模式	加速	定速	減速	總共使用時間
使用時間	0.60	0.84	0.60	2.04

(3)各個操作模式的軸向荷重、轉速及運轉時間

操作模式	加速	定速	減速
軸向荷重	343N	10N	324N
轉速	1500min ⁻¹	3000min ⁻¹	1500min ⁻¹
使用時間比例	29.4%	41.2%	29.4%

(4)計算軸向平均荷重

由P2557的6-3.的公式計算。

$$\text{軸向平均荷重}(P_m) = \left(\frac{P_1^3 n_1 t_1 + P_2^3 n_2 t_2 + P_3^3 n_3 t_3}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + n_3 t_3} \right)^{\frac{1}{3}} = 250(N)$$

(5)計算平均轉速

$$\text{平均轉速}(Nm) = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + n_3 t_3}{t_1 + t_2 + t_3} = 2118(\text{min}^{-1})$$

(6)所需基本動態額定荷重之計算

①計算實際運轉壽命時數(L_{ho})

希望壽命時數扣除停機時間後的實際運轉壽命為

因為1循環為4.1s,運轉時間為2.04s,可由下列算式計算。

$$L_{ho} = \text{希望壽命時數}(L_h) \times \left(\frac{2.04}{4.1} \right) = 14927(\text{小時})$$

②所需基本動態額定荷重之計算

由P2557的6-1.公式計算,為確保實際運轉時數,

計算所需的滾珠螺桿基本動態額定荷重。

$$C = \left(\frac{60 L_{ho} N_m}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \times P_m \times f_w = \left(\frac{60 \times 14927 \times 2118}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} \times 250 \times 1.2 = 3700(N)$$

(7)暫時選定滾珠螺桿

滿足導程20,基本動態額定荷重為3700N的螺桿為BSS1520。

3. 精密度確認

(1)檢視軸向間隙及精密度等級

由P2553的2.的「滾珠螺桿的導程精密度」一覽表得知
滿足定位精密度 $\pm 0.1/720\text{mm}$,代表移動量誤差 $\pm ep.0.040/800 \sim 1000\text{mm}$,且精密度等級為C5,因此可使用BSS1520。

另外,由P2554的3.的「滾珠螺桿的軸向間隙」一覽表得知
BSS1520的軸向間隙為0.005以下,且滿足反覆定位精密度 $\pm 0.01\text{mm}$,因此可使用BSS1520。

4. 選擇螺桿軸

(1)選定螺桿軸全長

螺桿軸全長(L) = 最大行程+螺帽長+預留量+軸端尺寸(支撐側,固定側)

最大行程 : 720mm
螺帽長度 : 62mm
預留量 : 導程 $\times 1.5 = 60\text{mm}$
軸端尺寸 : 72

螺桿軸全長(L) = $720 + 62 + 60 + 72 = 914\text{mm}$

*預留量與超出量一般設定為導程的1.5 ~ 2倍左右。
導程 $20 \times 1.5 \times 2$ (兩端) = 60

(2)檢視容許軸向荷重

因為荷重作用點間距離 ℓ_1 為820mm,由P2555的「容許軸向荷重」計算式算出容許軸向荷重 P 為

$$P = m \frac{d^4}{\ell^2} \times 10^4 = 19.9 \times \frac{12.5^4}{820^2} \times 10^4 = 7225\text{N}$$

軸向最大荷重343N在容許荷重7225N以內,所以可以確定沒有問題。

(3)檢視容許轉速

支撐間距離為790mm,由P2556的「5-1.危險速度」計算式可算出容許轉速 N_c 為

$$N_c = g \frac{d}{\ell^2} \times 10^7 = 15.1 \times \frac{12.5}{790^2} \times 10^7 = 3024\text{min}^{-1}$$

最高轉速3000min⁻¹在容許轉速3024min⁻¹以內,所以可以確定沒有問題。

另外, $D_m N$ 值可由P2556的「5-2. $D_m N$ 值」公式算出

$$D_m N \text{值} = (\text{螺桿軸外徑} + A \text{值}) \times \text{最高轉速} = 15.8 \times 3000 = 47400 \leq 70000$$

可確認滿足所需條件。

5. 選定結果

從以上之運算所得,最適合的滾珠螺桿的型錄編號為BSS1520-914。