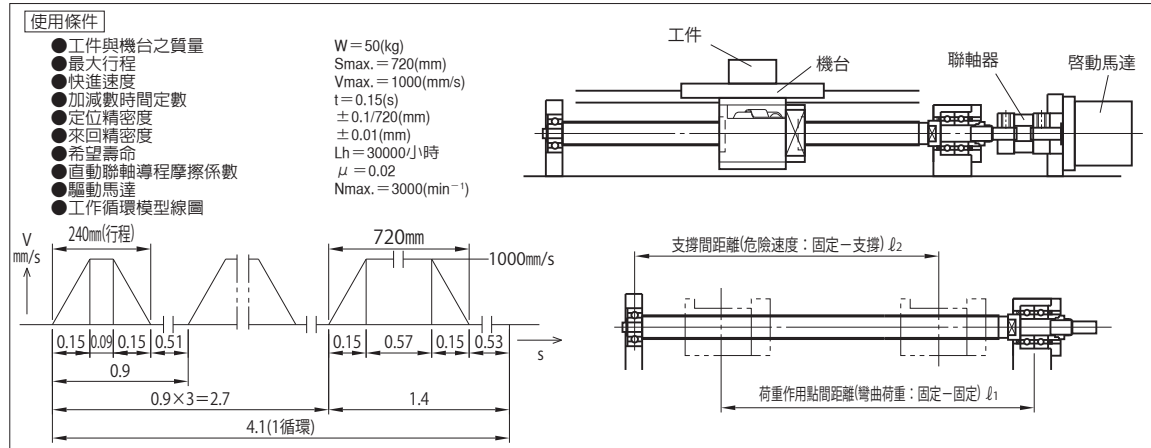


〔技術計算〕 滾珠螺桿的選定方法 1

● 技術計算軟體 <http://fa.misumi.jp/> (日文網站) 可以將複雜的計算簡單化。(免費)

● 滾珠螺桿的選定範例 (垂直形機械手臂X軸的情形)



1. 導程(L)的設定

導程的設定決定於馬達的最大旋轉數及快進速度。請運用以下之公式

$$L \geq \frac{V_{max} \times 60}{N_{max}} = 20(\text{mm})$$

2. 基本動額定荷重的計算

檢視所需基本動額定荷重及容許旋轉數(DmN值)並計算各個操作模式下的軸向荷重

A) 加速時
加速度 (a) $\frac{V_{max}}{t} \times 10^{-3} = 6.7(\text{m/s}^2)$
軸向荷重(Pa) = $W a + \mu W g \approx 343(\text{N})$
(g: 重力加速度 9.8m/s^2)

B) 定速時
軸向荷重(Pb) = $\mu W g \approx 10(\text{N})$

C) 減速時
軸向荷重(Pc) = $W a - \mu W g \approx 324(\text{N})$

各個操作模式每一循環所使用之時間(s)

操作模式	A	B	C	總共使用時間
使用時間	0.60	0.84	0.60	2.04

導程20的荷重條件

操作模式	A	B	C
軸向荷重	343N	10N	324N
旋轉數	1500min ⁻¹	3000min ⁻¹	1500min ⁻¹
使用時間比例	29.4%	41.2%	29.4%

根據荷重條件計算軸向平均荷重(Pm)和平均旋轉數(Nm)

$$P_m = 250(\text{N}) \quad N_m = 2118(\text{min}^{-1})$$

所需基本動額定荷重(C)之計算

實際運轉壽命時間(Lho)為希望壽命扣除停機時間

$$L_{ho} = 30000 \left(\frac{2.04}{4.1} \right) = 14927(\text{小時})$$

將運轉係數fw = 1.2帶進P.2800③的變形公式中而算出其結果

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

根據P.554 有關滾珠螺桿之資料, 最適合者將是

BSS1520。

接著, 檢視DmN值(P.2800④), 找尋容許旋轉數。容許值DmN ≤ 70000

以下時本例為DmN = 15.8 × 3000 = 47400, 因為在容許值內, 故使用

本尺寸繼續以下檢討。

3. 容許彎曲荷重和危險速度

檢視螺桿軸全長(L), 危險速度(Nc)及彎曲荷重(Pk)

$$L = \text{最大行程} + \text{螺帽長度} + \text{預留量} + \text{兩端未尺寸} = 720 + 62 + 60 + 78 = 920(\text{mm})$$

根據彎曲荷重檢視容許軸向荷重。假設荷重作用點間距離

$$l_1 \text{ 為 } 820, \text{ 從 P.2800 之公式 ⑥、⑦ 得到如下結果} \\ P_k = 7220(\text{N})$$

此結果可滿足使用條件。

計算危險速度時, 假設支撐間距 l2 = 790,

由 P.2800 ⑤ 之公式 (固定-支撐) 得以下之結果

$$N_c = 3024(\text{min}^{-1})$$

此結果也滿足使用條件。

4. 精密度設計

檢視軸向間隙及精密度等級

根據導程精密度容許值(P.535), 定位精密度 ± 0.1/720mm 的等級為 C5 (累積代表導程誤差 = 0.035 波動 = 0.025)。

軸向間隙必須基於來回定位精密度在 ± 0.01 的基礎下得其最大值不超過 0.005。

5. 滾珠螺桿和螺桿支撐座的選定結果

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

BSS1520-950

而最適合的螺桿支撐座的型錄編號則為

BSW12

● 參考計算公式

① 軸向平均荷重(Pm) ② 平均旋轉數(Nm) (t1 + t2 + t3 = 100%)

軸向荷重	旋轉數	使用時間比例
P1N(最大)	N1 min ⁻¹	t1%
P2N(常用)	N2 min ⁻¹	t2%
P3N(最小)	N3 min ⁻¹	t3%

$$P_m = \left(\frac{P_1^3 N_1 t_1 + P_2^3 N_2 t_2 + P_3^3 N_3 t_3}{N_1 t_1 + N_2 t_2 + N_3 t_3} \right)^{\frac{1}{3}} (\text{N}) \dots\dots\dots ①$$

$$N_m = \frac{N_1 t_1 + N_2 t_2 + N_3 t_3}{t_1 + t_2 + t_3} (\text{min}^{-1}) \dots\dots\dots ②$$

遇到最大軸向荷重(P1)和最小軸向荷重(P3) 只有些微差距時, 或荷重幾近呈直線變化時, 可以用下列公式求其近似值。

$$P_m \approx \frac{2P_1 + P_3}{3} (\text{N})$$

③ 壽命時間

$$L_h = \frac{10^6}{60 N_m} \left(\frac{C}{P_m f_w} \right)^3 (\text{小時}) \dots\dots\dots ③$$

說明如下
Lh: 壽命時間(小時)
C: 基本動額定荷重(N)
Pm: 軸向平均荷重(N)
Nm: 平均旋轉數(min⁻¹)
fw: 運轉係數

無衝擊運轉	fw = 1.0 ~ 1.2
正常運轉	fw = 1.2 ~ 1.5
有衝擊運轉	fw = 1.5 ~ 2.0

滿足所設定壽命時間的基本動額定荷重之計算公式如下。

$$C = \left(\frac{60 L_h N_m}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} P_m f_w (\text{N})$$

將壽命時間設定的比實際需要之壽命大時, 不僅需要較大之滾珠螺桿, 價格花費也變得較大。一般而言, 以下為壽命時間的標準。
工作機械: 20000小時 自動控制配件: 15000小時
產業機械: 10000小時 測量裝置: 15000小時

④ 容許旋轉數(DmN)

DmN ≤ 70000 (精密滾珠螺桿) ④

DmN ≤ 50000 (轉造滾珠螺桿)	球徑	A值
說明如下	1.5875	0.3
Dm: 螺桿軸外徑(mm) + A值	2.3812	0.6
N: 最高旋轉數(min ⁻¹)	3.175	0.8
	4.7625	1.0
	6.35	1.8

⑤ 危險速度(Nc)

$$N_c = f_a \frac{60}{2\pi} \frac{\lambda^2}{\ell^2} \sqrt{\frac{EI}{\gamma A}} \times 10^3 (\text{min}^{-1}) \dots\dots\dots ⑤$$

說明如下
ℓ: 支撐間距離(mm)
fa: 安全係數(0.8)
E: 楊氏模量(2.06 × 10⁹N/mm²)
I: 螺桿軸谷徑斷面的最小二次矩(mm⁴)
 $I = \frac{\pi}{64} d^4$
d: 螺桿軸谷徑(mm)
γ: 比重(7.8 × 10⁻⁶kg/mm³)
A: 螺桿軸谷徑斷面積(mm²)
 $A = \frac{\pi}{4} d^2$
λ: 依滾珠螺桿之支撐方法決定的係數
支撐-支撐 λ = π
固定-支撐 λ = 3.927
固定-固定 λ = 4.730
固定-自由 λ = 1.875

⑥ 歐拉運動方程式所導出之彎曲荷重(Pk)

$$P_k = \frac{n \pi^2 EI}{\ell^2} (N) \dots\dots\dots ⑥$$

說明如下
Pk: 彎曲瞬間荷重(N)
ℓ: 荷重作用點間距離(mm)
E: 楊氏模量(2.06 × 10⁹N/mm²)
I: 螺桿軸谷徑斷面的最小二次矩(mm⁴)
 $I = \frac{\pi}{64} d^4$

d: 螺桿軸谷徑(mm)
n: 依滾珠螺桿之支撐方法決定的係數

支撐-支撐	n = 1
固定-支撐	n = 2
固定-固定	n = 4
固定-自由	n = 0.25

⑦ 對彎曲之容許軸向荷重(P)

$$P = \alpha P_k (N) \dots\dots\dots ⑦$$

說明如下
Pk: 彎曲荷重(N)
α: 安全係數(α = 0.5)
視所需之安全程度設定一個更高的安全率。

驅動轉矩

本節將指導如何作滾珠螺桿的摩擦性及驅動馬達之選擇

● 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。

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

● 當軸向力轉成旋轉力時(反向動作)

$$\eta = \frac{1 - \mu / \tan \beta}{1 + \mu \tan \beta} \dots\dots\dots ②$$

● 負荷轉矩

驅動源設計(馬達等)所需的負荷轉矩(定速驅動轉矩)計算如下。

● 正向動作

當旋轉力轉成軸向力時所需之轉矩

$$T = \frac{PL}{2\pi \eta} (N \cdot \text{cm}) \dots\dots\dots ③$$

說明如下
T: 負荷轉矩(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)

● 反向動作

當軸向力轉成旋轉力時所需之軸向外荷重

$$P = \frac{2\pi T}{\eta L} (N) \dots\dots\dots ④$$

說明如下
P: 軸向外荷重(N)
T: 負荷轉矩(N·cm)
L: 滾珠螺桿的導程(cm)
η: 滾珠螺桿的效率(0.9)

● 預壓引起之摩擦轉矩

此型式之轉矩乃由預壓所形成, 預壓螺帽當外部荷重增加時會釋放其預壓荷重, 使得預壓造成的摩擦轉矩同時降低。