



嵐天自動化股份有限公司
iMaku Automation System Co., Ltd

E-mail: sales@imaku.com.tw

伺服驅動器及馬達系統

TomCat EVO *Servosystems*

Simple Versatile Compact

HDT 伺服馬達選型流程



Written in June, 2019

By Jourdan

1st Revised in Jan. 2020





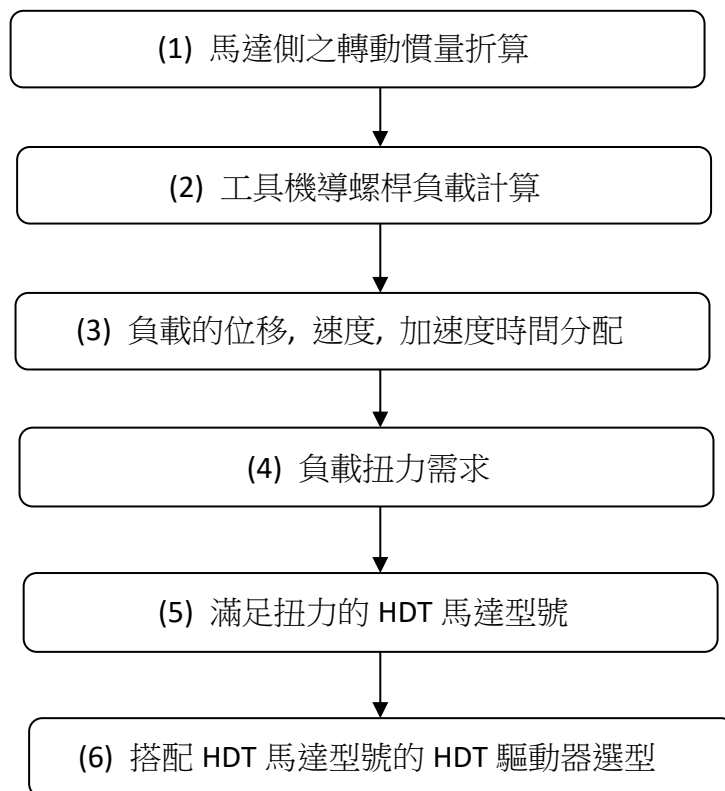
目錄

- (1) 馬達帶減速機之負載總轉動慣量計算
- (2) 工具機上傳動機構為導螺桿之負載的總轉動慣量計算
- (3) 負載的運動規劃，含位置，速度，加速度及時間分配
- (4) 滿足負載的運動規劃的扭力需求
- (5) 滿足負載扭力需求的 HDT 馬達選型



嵐天自動化股份有限公司
iMaku Automation System Co., Ltd
E-mail: sales@imaku.com.tw
伺服驅動器及馬達系統
TomCat EVO Servosystems
Simple Versatile Compact

HDT 馬達選型流程





嵐天自動化股份有限公司
iMaku Automation System Co., Ltd

E-mail: sales@imaku.com.tw

伺服驅動器及馬達系統

TomCat EVO Servosystems

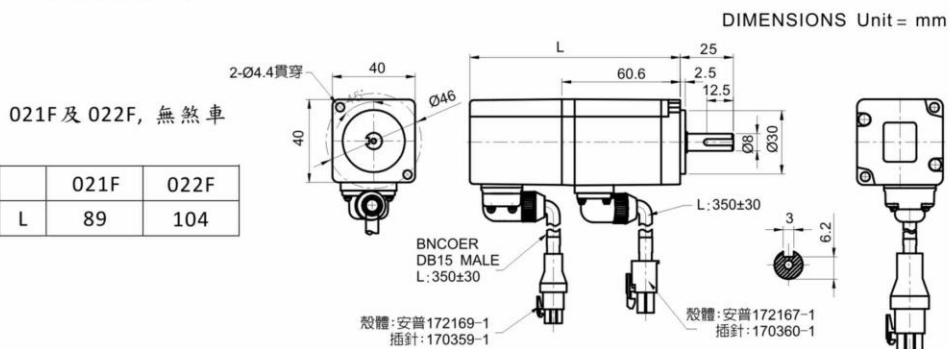
Simple Versatile Compact

Z系列馬達型號及規格內容

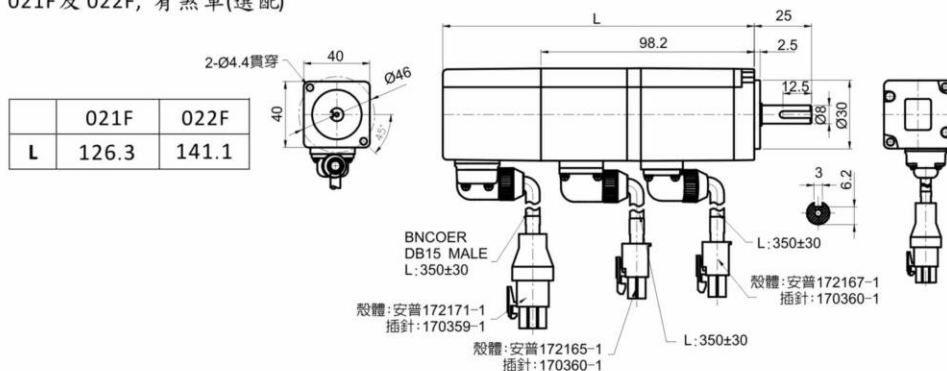
Z系列馬達型號及規格內容

馬達型號			021F	022F	031F	032F	033F	040F
規格內容								
額定轉速	n_N	rpm	3000	3000	3000	3000	3000	3000
額定功率	P_N	kW	0.05	0.1	0.2	0.4	0.6	0.75
馬達極數	P		8	8	8	8	8	8
額定轉矩(100K)	T_N	Nm	0.15	0.32	0.64	1.27	1.91	2.39
額定電流(100K)	I_N	A	0.51	0.8	1.1	2.3	3.8	4.2
額定電壓	U_N	V	220	220	220	220	220	220
轉子慣量	J	10^{-4}kgm^2	0.021	0.035	0.264	0.407	0.526	0.924
最大值								
最高轉速	n_{max}	RPM	5000	5000	5000	5000	5000	5000
最大扭矩	T_{max}	Nm	0.45	0.96	1.92	3.81	5.7	7.2
最大電流	I_{max}	A	1.55	2.4	3.31	6.9	11.4	12
物理常數								
扭矩常數	k_T	Nm/A	0.29	0.4	0.58	0.55	0.5	0.6
電壓常數	k_E	V/1000rpm	36.8	18.6	32	29.8	36	40.8

馬達安裝尺寸圖



021F及022F, 有煞車(選配)





嵐天自動化股份有限公司
iMaku Automation System Co., Ltd

E-mail: sales@imaku.com.tw

伺服驅動器及馬達系統

TomCat EVO Servosystems

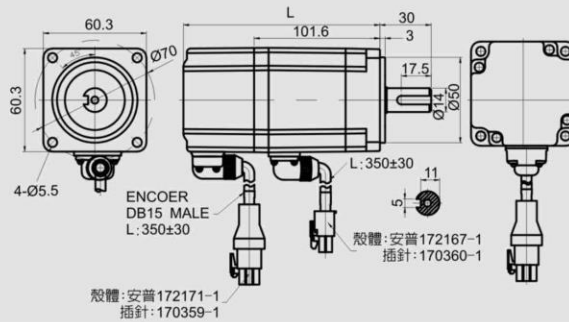
Simple Versatile Compact

馬達安裝尺寸圖

DIMENSIONS Unit = mm

031F, 032F, 033F 無煞車

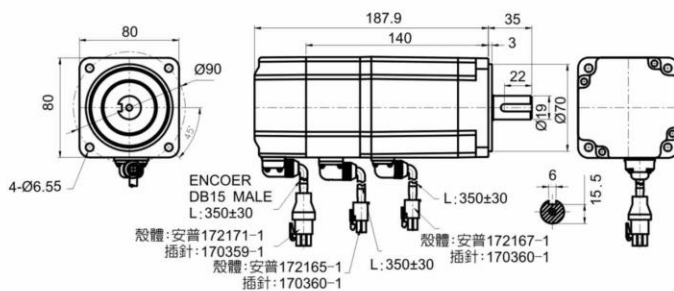
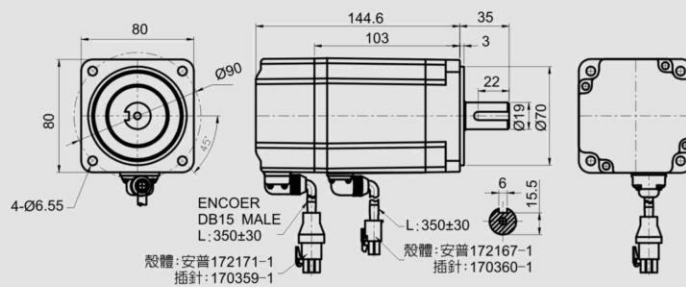
	031F	032F	033F
L	115	143	159



031F, 032F, 033F 有煞車(選配)

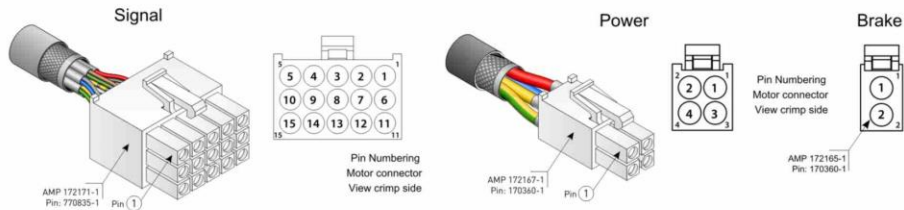
	031F	032F	033F
L	156	183.9	200

040F 無煞車



040F 有煞車, 選配

Z系列馬達電源及增量式編碼器插頭接角定義圖



使用環境	溫度-20°C~+50°C濕度<90%無結露															
馬達繞組插座	繞組引線	U	V	W			PE									
	插頭編號	1	2	3			4									
編碼器線側插座	信號公針定義	屏蔽	5V	0V	B+	Z-	U+	Z+	U-	A+	V+	W+	V-	A-	B-	W-
	信號排列編號	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15

BRAKE CONNECTIONS		
PIN#	COLOUR	FUNCTION
1	RED	+Vdc
2	BLACK	-Vdc



Motors & Digital Drives





伺服驅動器及馬達系統
TomCat EVO Servosystems
Simple Versatile Compact



(1) 馬達帶減速機之負載總轉動慣量計算

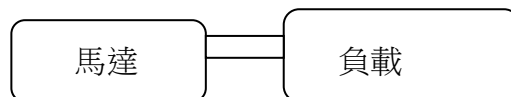
若機構的組成為:

Motor 馬達 + 負載軸

#P.29

1. 慣量和轉矩折算

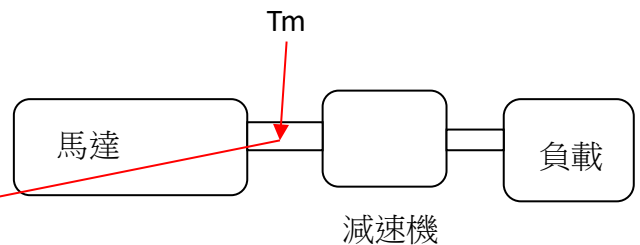
$$\sum T = J * \text{Alfa} \rightarrow F = Ma$$



若機構的組成為:

Motor 馬達 + Gear Box 減速機 + 負載軸

#P.31



$$T_m = J_{load} \left(\frac{r_m}{r_1} \right)^2 \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} = J_{load} \left(\frac{1}{N_{GB}^2} \right) \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} \dots (1-1)$$

PS: (3-10)

其中:

T_m : 馬達 m 軸上的輸出轉矩, Nt-M

J_{load} : 負載的轉動慣量, Kg - M²

N_{GB} : 齒輪箱減速比, 10, $N_{GB} = \text{馬達速度} / \text{負載速度} \dots (1-2)$

PS: (3-2)

$\frac{d^2 \theta_m}{dt^2}$: 馬達 m 軸上的輸出角加速度, rad/s² = 1/s²

(PS: 單位: rad 弧度, 物理上並沒有意義)

$$1 \text{ Nt} = 1 \text{ Kg} * \frac{\text{M}}{\text{s}^2}$$

一千克的物體在地表受到的重力約為 9.8 N

(或是 1.0 kgf, 依定義 1 kgf = 9.80665 N)

各項單位計算及確認:

$$\begin{aligned}
 T_m &= J_{load} \left(\frac{r_m}{r_1} \right) \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} = J_{load} \left(\frac{1}{N_{GB}^2} \right) \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} \\
 &= \text{Kg} - \text{M}^2 * \text{rad} / \text{s}^2 = \text{Kg} - \text{M}^2 * r1 / \text{s}^2 = \text{Kg} * \frac{\text{M}^2}{\text{s}^2} = \text{Kg} * \frac{\text{M}}{\text{s}^2} * \text{M} = \text{Nt} * \text{m}
 \end{aligned}$$

以上確認 OK

$$T_m = J_{load} \left(\frac{1}{N_{GB}^2} \right) \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} = J_{ref} \frac{d^2 \theta_m}{dt^2} \dots (1-3) \quad \text{PS: (3-10)}$$

其中: $J_{ref} = \frac{J_{load}}{N_{GB}^2} \dots (1-4) \quad \text{PS: (3-11)}$

可以依這種關係, 透過齒輪比, 將負載慣量 J_{load} 轉換到馬達輸出側 T_m

#P.33

慣量比 J_R 定義為:

$$J_R = \frac{J_{om} + J_{ref}}{J_m}$$

慣量比是馬達必須拖動的總負載慣量和馬達本身慣量之比例.

一般而言, 齒輪箱製造商提供了齒輪箱慣量作為齒輪箱折算到輸入軸(馬達軸)上的慣量. #P33

因此

$$J_R = \frac{J_{coupling} + J_{load \rightarrow m} + J_{GB \rightarrow m}}{J_m} \dots (1-5) \quad \text{PS: (3-19)}$$

其中 :

$J_{coupling}$: 連軸器的慣量

$J_{load \rightarrow m}$: 負載折算到輸入軸(馬達軸)上的慣量, 就是(1-4)式.

$J_{GB \rightarrow m}$: 齒輪箱慣量, 齒輪箱折算到輸入軸(馬達軸)上的慣量, 由廠商提供.

結論

(A) 若機構的組成為:

Motor 馬達 + Coupling 連軸器 + Gear Box 減速機 + 負載軸

則, 馬達軸的負載總轉動慣量 J 為

$$J = J_m + J_{coupling} + J_{GB \rightarrow m} + J_{load \rightarrow m} \dots (1-6)$$

其中 :

$J_{coupling}$: 連軸器的慣量

$J_{load \rightarrow m}$: 負載折算到輸入軸(馬達軸)上的慣量, 就是(1-4)式.

$$J_{load \rightarrow m} = J_{ref} = \frac{J_{load}}{N_{GB}^2} \dots (1-4) \quad \text{若考慮減速機的傳動效率 } \eta, \text{ 則(1-4)}$$

$$\text{需修正為: } J_{load \rightarrow m} = J_{ref} = \frac{J_{load}}{\eta N_{GB}^2} \dots (1-7)$$

$J_{GB \rightarrow m}$: 齒輪箱慣量, 齒輪箱折算到輸入軸(馬達軸)上的慣量, 由廠商提供.

J_m : 馬達轉子的轉動慣量

(B) 若機構的組成為:

Motor 馬達 + Gear Box 減速機 + (Coupling 連軸器 + 負載軸)

如 V1100 摩擦焊接機之 X 軸, 則馬達軸的負載總轉動慣量 J 為

$$J = J_m + J_{GB \rightarrow m} + J_{load \rightarrow m} \dots(1-8)$$

其中 :

$J_{load \rightarrow m}$: 負載(含連軸器的轉動慣量 $J_{coupling}$)折算到輸入軸(馬達軸)上的慣量, 就是(1-4)式改良.

$$J_{load \rightarrow m} = J_{ref*} = \frac{J_{load} + J_{coupling}}{N_{GB}^2} \dots(1-9) \text{ 若考慮減速機的傳動效率 } \eta,$$

則(1-9)需修正為: $J_{load \rightarrow m} = J_{ref*} = \frac{J_{load} + J_{coupling}}{\eta N_{GB}^2} \dots(1-10)$

$J_{GB \rightarrow m}$: 齒輪箱慣量, 齒輪箱折算到輸入軸(馬達軸)上的慣量, 由廠商提供.

J_m : 馬達轉子的轉動慣量

(未完, 請待續... (2) 工具機上傳動機構為導螺桿之負載的
總轉動慣量計算)





(2) 工具機上傳動機構為導螺桿之負載的總轉動慣量計算

#P.37

(A) 導螺桿機構之**傳動比**定義:

傳動比的定義如(1-2)式,

$$N_{GB} = \text{馬達速度} / \text{負載速度} \dots(1-2)$$

$$\text{所以, 傳動比} = \frac{\text{馬達端的輸入軸轉速}}{\text{負載的平移速度}} = \frac{\frac{d\theta}{dt}}{\frac{dx}{dt}} = \frac{d\theta}{dx} \dots(2-1)$$

今定義:

螺距 p: 螺母每進行 1M, 導螺桿旋轉的圈數, rev/M, 是**導程 pitch** 的倒數

導程 $\frac{1}{p}$: 導程是螺距 p 的倒數, 導螺桿轉一圈, 螺母前進的距離, M/rev

由關係: 轉一圈的直線距離為 $\frac{1}{p}$, 轉一圈的角度為 2π , 可以得到下面關係:

$$\frac{\Delta\theta}{2\pi} = \frac{\Delta x}{\frac{1}{p}} \dots(2-2)$$

減化(2-2)式可得到:

$$\Delta\theta = 2\pi p \Delta x \dots(2-3) \quad \text{PS: (3-24)}$$

將(2-3)代入(2-1)中, 則得到導螺桿機構之傳動比 N_s :

$$N_s = 2\pi p \dots(2-4) \quad \text{PS: (3-25)}$$

並且, 從(2-1)式傳動比的定義, 我們得到:

$$\frac{dx}{dt} = \frac{d\theta}{N_s} = \frac{1}{N_s} * \frac{d\theta}{dt} = \left(\frac{1}{2\pi p}\right) * \frac{d\theta}{dt} \dots(2-5)$$

(B) 導螺桿機構之慣量折算

總質量為 m 的物體, 在直線運動中的動能為:

$$E_K = \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} m \left(\frac{dx}{dt}\right)^2 \dots(2-6)$$

將(2-5)式代入(2-6)式中, 可得:

$$E_k = \frac{1}{2} m \frac{1}{(2\pi p)^2} \left(\frac{d\theta}{dt}\right)^2 = \frac{1}{2} J_{\text{ref}} * \omega^2 \dots(2-7)$$

其中，導螺桿機構上總質量為 m 的物體，在直線運動中之慣量折算 J_{ref} ：

$$J_{ref} = m \frac{1}{(2\pi p)^2} = \frac{m}{N_s^2} \quad \dots(2-8)$$

若考慮導螺桿機構的傳動效率 η ，則(2-8)式修正如下：

$$J_{ref} = m \frac{1}{\eta(2\pi p)^2} = \frac{m}{\eta N_s^2} \quad \dots(2-9)$$

最後，導螺桿 $J_{ball\ screw}$ 及連軸器 $J_{coupling}$ 的轉動慣量也要考慮進去。

結論

(A) 若機構的組成為：

Motor 馬達 + **Coupling 連軸器** + 導螺桿機構 + 總負載(含工作台+夾治+工件等)

這個時候，折算到馬達輸入軸的慣量為：

$$J_{ref}^{trans} = J_{coupling} + J_{ball\ screw} + J_{ref} = J_{coupling} + J_{ball\ screw} + \frac{m}{\eta N_s^2} \quad \dots(2-10)$$

其中：

$J_{coupling}$ ：連軸器的轉動慣量

$J_{ball\ screw}$ ：導螺桿的轉動慣量

m ：總負載質量(含工作台+夾治+工件等)，Kg

N_s ：傳動比， $N_s = 2\pi p$ ，

螺距 p ：螺母每進行 1M，導螺桿旋轉的圈數，rev/M，是導程 **pitch** 的倒數。

其中： $\frac{m}{\eta N_s^2} = \frac{m}{\eta \left(2\pi \frac{1}{pitch}\right)^2} = \frac{m}{2\eta \pi \left(\frac{1}{pitch}\right)^2} = \frac{m \cdot pitch^2}{2\eta \pi}$ ，pitch 要用 m 公尺為單位

(B) 若機構增加減速機，如摩擦焊接機 V1100 在 X 軸的組成：

Motor 馬達 + **減速機** + **Coupling 連軸器** + **導螺桿機構** + 總負載(含工作台+夾治+工件等)

如 V1100 摩擦焊接機之 X 軸，這個時候，折算到馬達輸入軸的慣量為：

$$J = J_m + J_{GB \rightarrow m} + J_{load* \rightarrow m} \quad \dots(2-11)$$

其中：

$J_{load* \rightarrow m}$ ：負載(含連軸器的轉動慣量 $J_{coupling}$)折算到輸入軸(馬達軸)上的慣量，就是(1-4)式改良。

$$J_{load* \rightarrow m} = J_{ref*} = \frac{J_{ref}^{trans}}{N_{GB}^2} \quad \dots(2-12) \quad \text{若考慮減速機的傳動效率}\eta，則$$

(2-12) 需修正為: $J_{load* \rightarrow m} = J_{ref*} = \frac{J_{ref}^{trans}}{\eta N_{GB}^2}$ (2-13)

$J_{GB \rightarrow m}$: 齒輪箱慣量, 齒輪箱折算到輸入軸(馬達軸)上的慣量, 由廠商提供.

J_m : 馬達轉子的轉動慣量

(未完, 請待續…(3) 負載的運動規劃, 含位置, 速度, 加
速度及時間分配)



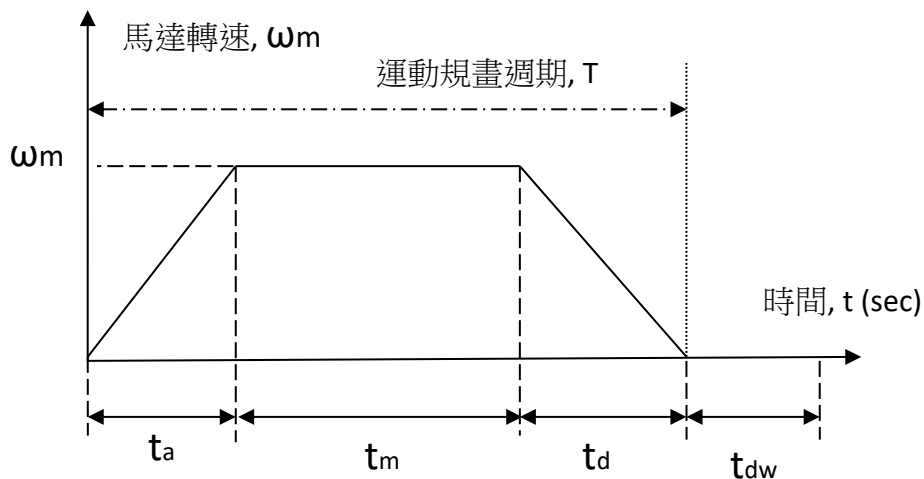


(3) 負載的運動規劃，含位置，速度，加速度及時間分配

在運動的過程中，對於扭矩的需求，會因為運動區間的不同而變化，所以要定義負載的運動規劃，含位置，速度，加速度及時間分配。通過求一個運動週期中需求的所有轉矩的均方根(RMS)值，可以計算出它的平均連續轉矩值。

在CNC 加工中心的應用中，因為各個加加應用的不同，運動規畫可能不一樣，一般而言，可以採用 G0 運行行程的一半距離，再暫停 3~4 秒的週期性運動的方式，來做負載的運動規劃，尤其是 Z 軸執行換刀時，在沒有配重的 Z 軸，馬達就必須提供扭矩來保持 Z 軸位置。

一個運動規畫的週期如下圖所示。



因此，CNC 加工中心在 G0 運行中，一個運動週期中需求的所有轉矩的均方根(RMS)值為：

$$T_{RMS} = \sqrt{\frac{T_{acc}^2 t_a + T_{run}^2 t_m + T_{dec}^2 t_d + T_{dw}^2 t_{dw}}{t_a + t_m + t_d + t_{dw}}} \quad \dots(3-1)$$

其中:

T_{acc} : 負載 G0 加速時, 所需的馬達扭矩

T_{run} : 負載 G0 穩定行走時, 所需的馬達扭矩

T_{dec} : 負載 G0 減速時, 所需的馬達扭矩

T_{dw} : 負載停止時, 所需的馬達扭矩. 它可以是 0, 也可以不是 0, 看機構的情況而定. 例如: 在 CNC 的 X 及 Y 軸, 就會是 0, 但是若在沒有配重的 Z 軸, 馬達就必須提供扭矩來保持 Z 軸位置, 所以就不是 0. 尤其是 Z 軸執行換刀時.

上面的各扭矩, 會在下一個章節(4)分別說明.

(未完, 請待續... (4) 滿足負載的運動規劃的扭力需求)



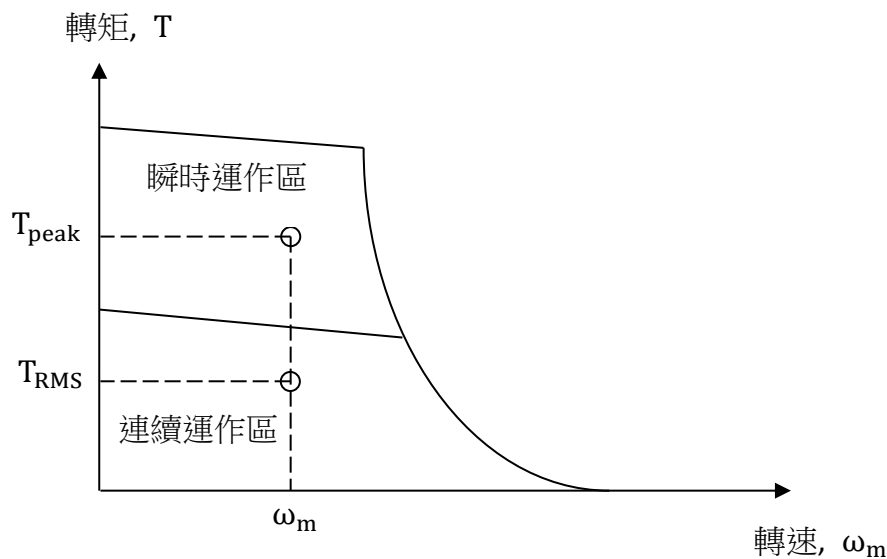


(4) 滿足負載的運動規劃的扭力需求

在上述(1), (2), (3) 章節中, 說明了系統轉動慣量的計算, 還有運動規畫的訂義, 這些物理量將決定馬達的速度, 加速度和需要的扭矩.

馬達選擇主要考慮下面 5 個因素:

- (A) 慣量比 J_R
- (B) 馬達額定速度 ω_m
- (C) 馬達額定速度 ω_m 對應的額定扭矩 T_{rate} 及峰值扭矩 T_{peak}
- (D) 馬達額定速度 ω_m 對應的有效平均轉矩值 T_{RMS}
- (E) 驅動器提供的額定電流 A_{rate} 及最高電流 A_{peak} 需滿足馬達需求



值得一提的是, 一般在 CNC 機台設計時, 我們都會有一個機構剛性的目標值, 以 G 為代表物理量的代表值.

例如台灣的一般 C 型機, 機台的剛性大約設計在 $0.2G \sim 0.3G$ 左右, 小龍門高速機大約在 $0.4G \sim 0.7G$ 左右. 這個機構的剛性設計目標值, 是表示機台在 $G0$ 快速位移時, 並且工作台有負荷的情況下, 機台的剛性夠強, 機台不會引起振動.

然而, 這個值也間接決定了馬達由 0 加速到達額定轉速的加速時間, 也就是馬達加速時間 T_a .

舉例 4-1 來說明, 如下.

範例 4-1:

LDW 的 V650 機台為例, $G0 = 36\text{m/min}$, 馬達額定轉速為 3000rpm , X 軸的螺桿的導程 $\text{pitch} = 12\text{mm}$, 機台設計剛性值為 $0.3G$. 因此,

$G0$ 速度 $V = 36\text{m/min} = 0.6\text{m/sec}$;

加速度 $a = 0.3G = 0.3 \times 9.81\text{m/s}^2 = 2.943\text{m/s}^2$

$V = at \rightarrow 0.6\text{m/sec} = 2.943\text{m/sec}^2 \cdot t \rightarrow t = 0.6/2.943\text{ s} \rightarrow t = 0.204\text{ s} = 204$

$\text{ms} \sim 200\text{ms}$, 所以, 馬達的加速度時間 T_a 就可以決定為 200ms . 這個值, 會輸入到驅動器的參數.

因馬達的速度為 3000rpm :

$3000\text{rpm} = 3000/60\text{ round/sec} = 50\text{ round/sec} = 50 \times 2 \times \pi\text{ rad/sec} = 314\text{rad/sec}$,

所以, 此時的馬達角加速度可以計算為:

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt} = \frac{314\frac{\text{rad}}{\text{s}}}{0.2\text{ sec}} = 1570\text{rad/sec}$$

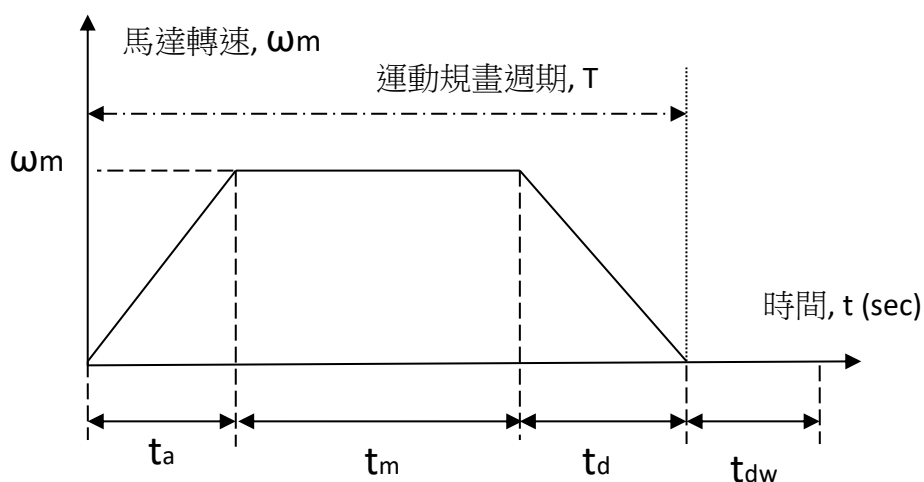
但是, 到達這個 36m/min 的速度, 所需要的最短運動距離 S

$S = 0.5 \cdot a \cdot t^2 = 0.5 \cdot 2.943\text{ m/sec}^2 \cdot (0.204)^2 = 0.061\text{ m} = 61\text{mm}$

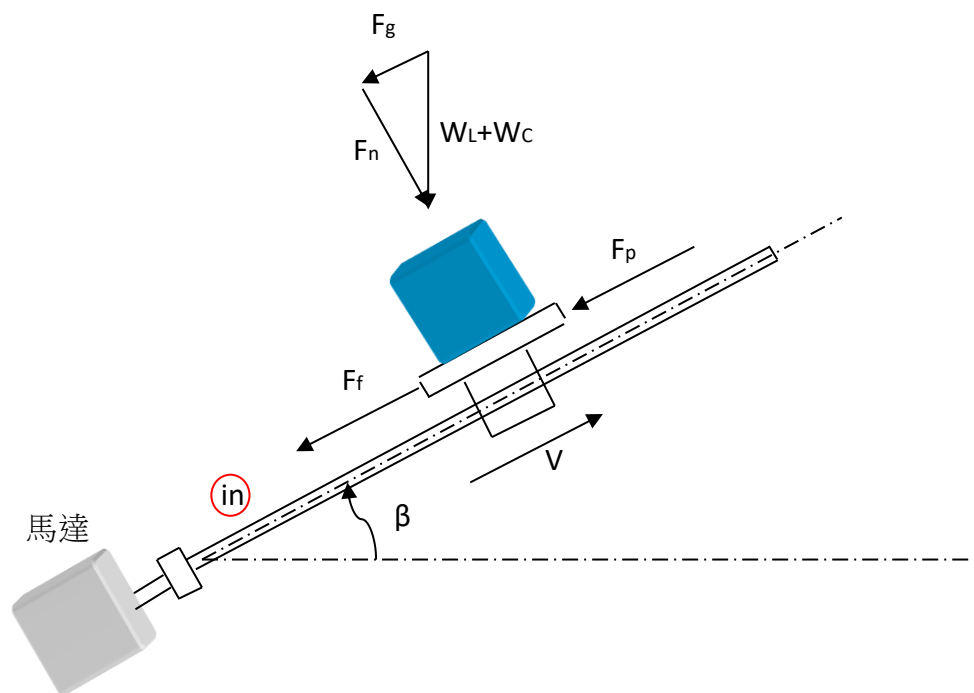
驗算二:

所需要的最短運動距離 S 就是下圖 t_a 時間內的三角形面積.

$0.204\text{ s} \cdot (36\text{m/min})/2 = 0.204\text{ s} \cdot (0.6\text{m/s})/2 = 0.061\text{m} = 61\text{ mm} \rightarrow$ 與上述計算相同, OK.



CNC 工具機的傳動機構的示意圖如下面所示:



其中,

V: 工作台及荷重移動的速度, m/s. 例如: V33i 是 30m/min, 就是 6m/sec

F_p: 加工外力, Nt. 例如: V33i 可以用 500Kg, 就是主軸持刀去預估; BT50 的機台
就用 1000kg 去預估. 摩擦焊接機 V1100 機型則是 3000Kg 或是 6000kg 去預估.

F_f: 摩擦力

B: 傾斜角.

F_g 和 F_n 分別是工作台及荷重 W_L+W_C的水平和垂直分力

所以, 螺桿工作時所需承受的外力

$$F_{\text{ext}} = F_f + F_g + F_p \quad \dots(4-1)$$

其中

$$F_f = \mu(W_L + W_C)\cos\beta \quad \dots(4-2)$$

$$F_g = (W_L + W_C)\sin\beta \quad \dots(4-3)$$

其中: μ 是螺桿的摩擦系數, 可以假設為 0.1

分別將(4-2)及(4-3)代入(4-1), 則:

$$F_{\text{ext}} = F_p + (W_L + W_C)(\sin\beta + \mu\cos\beta) \quad \dots(4-4)$$

當機構成水平, 如 X 軸及 Y 軸, 則 $\beta = 0$, 代入(4-4)式, 成為

$$F_{\text{ext}} = F_p + \mu(W_L + W_C) \quad \dots(4-5)$$

當機構成垂直，如 Z 軸，則 $\beta = \frac{\pi}{2}$ ，代入(4-4)式，成為

$$F_{\text{ext}} = F_p + (W_L + W_C) \quad \dots(4-6)$$

從馬達側觀看，負載轉矩可以從所做的功來計算：

$$W_{\text{work}} = F_{\text{ext}} * \Delta x \quad \dots(4-7)$$

其中： Δx 是負載行走的直線距離。

在第二章我們說過，這邊再提一次如下：

$$\Delta\theta = 2\pi p \Delta\chi \quad \dots(2-3)$$

這邊要強調一次：

螺距 p：螺母每進行 1M，導螺桿旋轉的圈數，rev/M，是導程 pitch 的倒數。

將(2-3)式代入(4-7)中，得到：

$$W_{\text{work}} = F_{\text{ext}} * \frac{\Delta\theta}{2\pi p} \quad \dots(4-8)$$

從馬達側觀看，負載轉矩也可以直接計算，如下：

$$W_{\text{Work}} = T_{\text{load}\rightarrow\text{in}} * \Delta\theta \quad \dots(4-9)$$

將(4-8)代入(4-9)，並整理可得：

$$T_{\text{load}\rightarrow\text{in}} = F_{\text{ext}} * \frac{1}{2\pi p} \quad \dots(4-10)$$

在第二章我們說過，這邊再提一次，導螺桿機構之傳動比 N_s ：

$$N_s = 2\pi p = \frac{2\pi}{\text{pitch}} \quad \dots(2-4)$$

螺距 p：螺母每進行 1M，導螺桿旋轉的圈數，rev/M，是導程 pitch 的倒數。

將(2-4)代入(4-10)，並整理可得：

$$T_{\text{load}\rightarrow\text{in}} = F_{\text{ext}} * \frac{1}{N_s} \quad \dots(4-10)$$

考慮螺桿的傳動效率 η ，則(4-10)修正為(4-11)，如下：

$$T_{\text{load}\rightarrow\text{in}} = F_{\text{ext}} * \frac{1}{\eta N_s} \quad \dots(4-11)$$

另外，螺桿的外型為圓柱體，轉動慣量可以用下公式計算

$$J_{\text{ball screw}} = \frac{\pi L \rho D^4}{32} \quad (\text{單位:Kg} * \text{m}^2) \quad \dots(4-12)$$

最後，根據牛頓第二定律，所有負載都折算到馬達軸後，得到：

$$\sum T = J_{\text{total}} * \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad \dots(4-13)$$

分別將馬達輸出扭力 T_m 及 負載轉矩 $T_{\text{load}\rightarrow\text{in}}$ 代入 (4-13) 可得：

$$T_m - T_{load \rightarrow in} = J_{total} * \frac{d^2\theta}{dt^2}$$

或者,

$$T_m = T_{load \rightarrow in} + J_{total} * \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad \dots(4-14)$$

其中,

$\frac{d^2\theta}{dt^2}$: 馬達的角加速度 α . 在 CNC 的應用, 可以如範例 4-1 的流程計算出後, 然後

輸入在控制器中. 要注意, 不同控制器輸入的物理量不同.

以 iMaku 控制器為例, 在 V42i 機台, pitch 16mm, G0 max = 30m/min, 參數 P31,P32,P33 前加速度 G0, mm/s², 例如 P31=700, 700mm/s² = 0.7m/s², 已經表示線性加速度值. P36 前加速度 G1 = 700mm/s². G1 max = 12m/min, 所以:

$$V = 30\text{m/min} = 30/60 = 0.5 \text{ m/sec}; a = 700 \text{ mm/s}^2 = 0.7 \text{ m/s}^2$$

$$V = a t \rightarrow t = V/a = 0.5(\text{m/s}) / 0.7(\text{m/s}^2) = 0.714 \text{ s};$$

所以, 可以計算出馬達的角加速度 $\alpha = 1875 * 2 * \pi / 60 / 0.714 = 274.885 \text{ rad/s}^2$

另外, 在參數 P78=P79=P80=150ms 後加速時間 G0, 因 X/Y 的螺桿 pitch 16mm, G0 max = 30m/min, 所以最高轉速為 30 (m/min)/16(mm) * 1000 = 1875rpm, 就可以用範例 4-1 的流程計算出馬達的角加速度 $\alpha =$

$$1875 * 2 * \pi / 60 / 0.15 = 1308.33 \text{ rad/s}^2$$

所以, 就要問清楚, 控制器內部, 到底是哪個參數, 是 P78? 還是 P31? 進行馬達加速度的實際做用.

T_m : 馬達輸出扭矩, Nt-m, 這是我們的答案

J_{total} : 是所有傳動元件的轉動慣量總和. 包括: 馬達轉子的轉動慣量, 連軸器的轉動慣量, 螺桿的轉動慣量, 工作台及工件折算到馬達心軸的轉動慣量

J_{ref} (如(2-9)式)...等. 這邊再說一次 J_{ref} , 如第二章所說, 導螺桿機構上總質量為 m 的物體, 在直線運動中之慣量折算 J_{ref} :

$$J_{ref} = m \frac{1}{(2\pi p)^2} = \frac{m}{N_s^2} \quad \dots(2-8)$$

若考慮導螺桿機構的傳動效率 η , 則(2-8)式修正如下:

$$J_{ref} = m \frac{1}{\eta(2\pi p)^2} = \frac{m}{\eta N_s^2} \quad \dots(2-9)$$

$T_{load \rightarrow in}$: 是所有外來負荷, 折算到馬達軸上, 對馬達轉矩的要求.

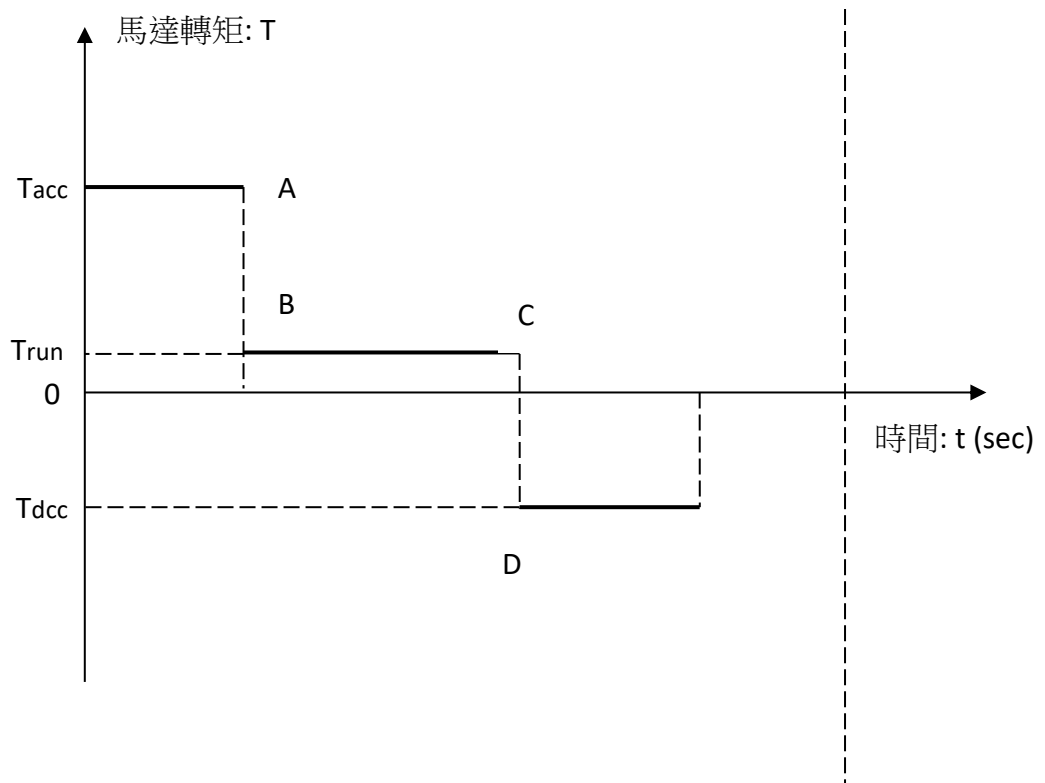
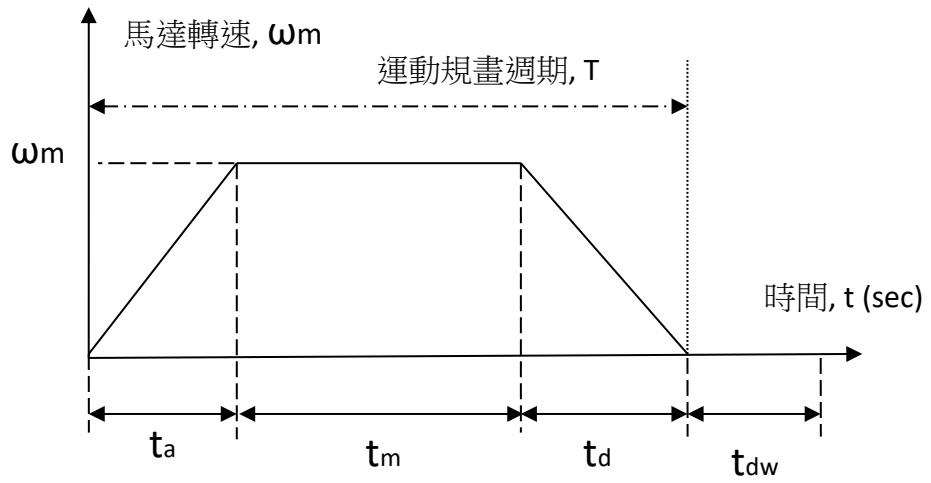
如(4-11), 在此再提出一次,

$$T_{load \rightarrow in} = F_{ext} * \frac{1}{\eta N_s} \quad \dots(4-11)$$

其中 N_s 導螺桿機構之傳動比:

$$N_s = 2\pi p = \frac{2\pi}{pitch} \quad \dots(2-4)$$

螺距 p : 螺母每進行 1M, 導螺桿旋轉的圈數, rev/M, 是導程 pitch 的倒數.



$AB = CD$, 注意物理意義

範例 4-2:

LDW V42i 機台的 X 軸馬達選型及扭力計算.

選定 LDW 的工廠內 V42i 機型, 並且分別在 2 台 V42i 機台, 機號是#140 及#138 量測其結果, 比較其差異.

量測方法:

G0 X400, 僅此單一指令, 工作台以 G0 方式 X 軸直線行走 400mm, 排除其他不必要的影響因素.

量測目的:

量測目的有二

- (1) 由 Austone 的 TMDC 軟體, 在執行 G0 X400 時, 在機台同步抓取(a)馬達位置, (b)馬達轉數, (c)驅動器電流值.
- (2) 由上述量測出來的位置,轉速及電流值, 驗證推導出來的公式及流程的正確性及需要修正的因素.

結論:

利用本文推導出來的公式及流程, 日後針對不同 CNC 機台或是摩擦焊接機台的不同進給機構設計, 可以利用本文之流程, 進行大工馬達及 Austone 驅動器的扭力 T 及電流 A 的需求, 來進行各個馬達及驅動器適用的選型.

工作內容說明:

在 LDW 的 V42i 機台中, 其中,

V42i, #140 機台安裝 iMaku PC BASED 控制器, Austone 驅動器及大工馬達;

V42i, #138 機台安裝工研院 M100 型控制器.

資料及結果如下:

(A) 機台機構資料:

V42i 機台 X 軸 機體相關參數	W _L	虎鉗重	=	35	kg
	W _c	機構重	=	340.5	kg
	m	總重量	=	375.5	kg
		G0 加工力	=	0	ton
機構重相關參數					
		數量	輸入值	計算值	
工作台	=	1	332	332	kg
X 軸螺帽座	=	1	8.5	8.5	kg

滾珠螺桿	S	導程	=	16	mm/rev
	R	螺桿外徑	=	40	mm
	L	總長	=	1560	mm
	β	螺桿角度	=	0	度; 弧度

	μ	摩擦力	=	0.1	
	η	螺桿效率	=	90	%
	ρ	材料密度(鋼)	=	7900	kg/m ³

聯軸器	H	長度	=	90	mm
	R _{m1}	馬達端內徑	=		mm
	R _{s1}	螺桿端內徑	=	20	mm
	R ₂	外徑	=	65	mm
	ρ	材料密度(鋁)	=	2800	kg/m ³

馬達 (KUT062F)	J _m	馬達慣量	=	0.0015	kg-m ²
	T _N	額定轉矩	=	9	N-m
	T _{max}	最大轉矩	=	50	N-m
	T ₀	保持轉矩	=	11	N-m
	I _N	額定電流	=	7	A
	I _{max}	最大電流	=	40	A
	n _N	額定轉速	=	3000	rpm
	n _{max}	最大轉速	=	3200	rpm
K _T	扭力常數	=	1.4	N-m/A	

X 軸驅動器: Austone S40R, 380V, 4Kw 驅動器相關資料: (PS: 40*1.4 = 56)
額定電流 8A, 最大電流 16A **16*1.4=22.4 Nt-m, Peak Torque**

(B) iMaku PC BASED 控制器輸入的相關參數資料:

G0 Max. = 30 m/min

G1 Max. = 12m/min

參數 P31,P32,P33: X/Y/Z 軸前加速度的梯型加速度 G0, = 700 mm/sec²

參數 P36: X 軸前加速度的梯型加速度 G1, 700 mm/sec²,

參數 P78,P79,P80: X/Y/Z 軸的梯型後加速度時間 G0, = 150ms

參數 P30: X 軸的梯型後加速度時間 G1, = 100ms

(C) 工研院 M100 型控制器輸入的相關參數資料

參數 P1288,P1289, P1290: X/Y/Z 軸 G0 max. = 30/30/**20** m/min

參數 P210: X/Y/Z 軸 **G1 max. = 4 m/min**

(PS: 加工 Benz 模時, 工研院修改降低此數值, acceleration 被降低, 避免小曲線段產生的機台振動)

參數 P1056, P1057, P1058: X/Y/Z 軸 pitch = 16/16/**10**

參數 P1202: 設定 G1 鐘形加減速的第一時間常數(三軸): 80ms
 參數 P1209: 設定 G1 鐘形加減速的第二時間常數(三軸): 20ms
 參數 P1272: 設定 X 軸 G0 鐘形加減速的第一時間常數: 180ms
 參數 P1273: 設定 Y 軸 G0 鐘形加減速的第一時間常數: 180ms
 參數 P1274: 設定 Z 軸 G0 鐘形加減速的第一時間常數: 180ms
 參數 P1352: 設定 X 軸 G0 鐘形加減速的第二時間常數: 0ms
 參數 P1353: 設定 Y 軸 G0 鐘形加減速的第二時間常數: 0ms
 參數 P1354: 設定 Z 軸 G0 鐘形加減速的第二時間常數: 0ms

(D) 馬達扭力估算結果

(a) 傳動比 N_s . 由(2-4)式計算出.

導螺桿機構之傳動比 N_s :

$$N_s = 2\pi p = \frac{2\pi}{\text{pitch}} \quad \dots(2-4)$$

$$N_s = \frac{2 * \pi}{0.016} = 392.7$$

(b) X 軸的負荷(含虎鉗), 折算到馬達軸的負荷慣量矩, 可以由(2-9)式算出
 螺桿機構的傳動效率 $\eta = 0.7275$ (*考慮 X 軸的螺桿預壓力 76Kgf, 鋼珠直徑 Dia. 6.35mm, 經由(k)修正後得到) 則:

$$J_{\text{load}} = \frac{m}{\eta N_s^2} = \frac{375.5}{0.7275 * (392.7)^2} = 0.003347 \text{ Kg} * \text{m}^2$$

(c) 螺桿慣量, 可以由(4-12)式算出

$$J_{\text{ball screw}} = \frac{\pi L \rho D^4}{32} = \frac{\pi * 1.56 * 7900 * 0.04^4}{32} = 0.003097 \text{ Kg} * \text{m}^2$$

(d) 聯軸器慣量, 可以由(4-12)式算出

$$J_{\text{ball coupling}} = \frac{\pi L \rho D^4}{32} = \frac{\pi * 0.09 * 2800 * 0.065^4}{32} = 0.00044 \text{ Kg} * \text{m}^2$$

(e) X 軸測式時的負荷總慣量(未含馬達慣量): J_{total}

$$J_{\text{total}} = J_{\text{load}} + J_{\text{ball screw}} + J_{\text{coupling}} = (a)+(b)+(c) = 0.003347+0.003097+0.00044 = 0.006884 \text{ Kg} * \text{m}^2$$

(f) X 軸測式時螺桿摩擦力, 可由(4-2)算出, 螺桿摩擦係數為 0.38 (摩擦力也考慮 X 軸的螺桿預壓力 76Kgf, 鋼珠直徑 Dia. 6.35mm, 經由(k)修正後得到)

$$F_f = \mu(W_L + W_C)\cos\beta = 0.38 * 375.5 * 9.81 = 1,399.79 \text{ Nt} = F_{\text{ext}}$$

(g) 計算 X 軸的負載轉矩 $T_{\text{load} \rightarrow \text{in}}$, 可由(4-11)算出, 螺桿的傳動效率 $\eta=0.7275$, (*考慮 X 軸的螺桿預壓力 76Kgf, 鋼珠直徑 Dia. 6.35mm, 經由

(k)修正後得到), 則:

$$T_{\text{load} \rightarrow \text{in}} = F_{\text{ext}} * \frac{1}{\eta N_s} = 1399.79 * \frac{1}{0.7275 * 392.7} = 4.900 \text{ Nt-m}$$

(h) 計算馬達的角加速度 α . 可由範例 4-1 的流程算出

在 V42i#140 機台中, iMaku PC BASED 控制器輸入的相關參數資料:

G0 Max. = 30 m/min Pitch = 16mm

馬達轉速 = 30/0.016 = 1875 rpm = 31.25 round/sec = 196.3494 rad/sec

參數 P78: X 軸的梯型後加速度時間 G0, = 150ms = 0.15s

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt} = \frac{196.3494}{0.15} = 1,308.996 \text{ rad/s}^2$$

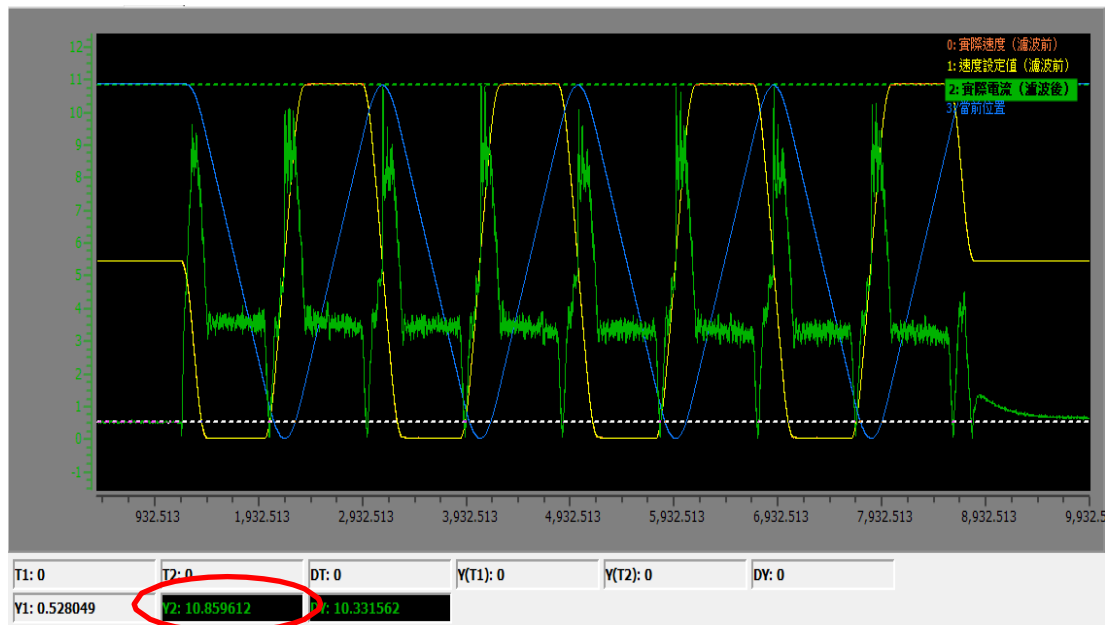
(i) 計算馬達的角加速度 α 情況下的馬達加/減速扭力, 由 (J_{total} + 馬達慣量) * $\frac{d^2\theta}{dt^2}$ 計算出.

$$(0.006884 + 0.0015) * 1,308.996 = 10.9746 \text{ Nt-m}$$

(j) 計算馬達加速時的總輸出扭力 T_{acc} , 可由(4-14)算出.

$$T_{\text{acc}} = T_{\text{load} \rightarrow \text{in}} + J_{\text{total} + \text{motor}} * \frac{d^2\theta}{dt^2} = 4.9 + 10.9746 = 15.8746 \text{ Nt-m}$$

在加速時, 由 TMDC 實際抓電流數值約 10.8A, 大工提供的 062 的馬達常數 1.4Nt/A, 如下圖, 所以:



加速時馬達扭力由 TMDC 軟體顯示約為 10.8*1.4 = 15.12Nt-m
計算出的加速所需扭力為:

$$T_{\text{acc}} = T_{\text{load} \rightarrow \text{in}} + J_{\text{total} + \text{motor}} * \frac{d^2\theta}{dt^2} = 4.9 + 10.9746 = 15.8746 \text{ Nt-m}$$

計算值和 TMDC 顯示值相差~~1NT-m, 誤差約為:

$$(15.8746-15.12)/15.12 = 4.99\%$$

另外, X 軸驅動器為 Austone S40R, 380V, 4Kw 驅動器相關資料: **額定電流 8A, 最大電流 16A**, 所以大工 062 的 peak torque 為: **16*1.4=22.4 Nt-m**.

由以上所示, 可以得到 X 軸大工 062F 馬達及 AustoneS40R 驅動器在 LDW 的 V42i 機型應用, 其**加速扭力結論**如下:

(1) 加速扭力需求值, 實驗條件所需之計算值及 TMDC 量測值, 分別如下:

(A) 實驗條件所需扭力之計算值為: **15.87Nt-m**,

(B) 實驗條件由 TMDC 軟體量測, 顯示約為 $10.8*1.4 = 15.12\text{Nt-m}$

所以大工 062 馬達及 AustoneS40R 滿足測試實驗條件. OK

(2) 除此之外, V42i 機台僅考慮 X 軸, 經由上述計算, **允許最大負荷重(含工件及夾制具)為 300Kg**, 此時的加速扭力經計算預估為 **22.416Nt-m**, 此時已經到達 AustoneS40R 驅動器的**最大電流 16A 所產生的 22.4 Nt-m 臨界條件**.

(K) 計算馬達在 $G0=30\text{m/min}$ 勻速的輸出扭力 T_{run} , 可由**(4-11)**算出.

T_{run} 就是 X 軸的負載轉矩 $T_{\text{load}\rightarrow\text{in}}$, 可由**(4-11)**算出, 螺桿的傳動效率 $\eta=0.7275$, (*考慮 X 軸的螺桿預壓力 76Kgf, 鋼珠直徑 Dia. 6.35mm, 經由 (k)修正後得到), 則:

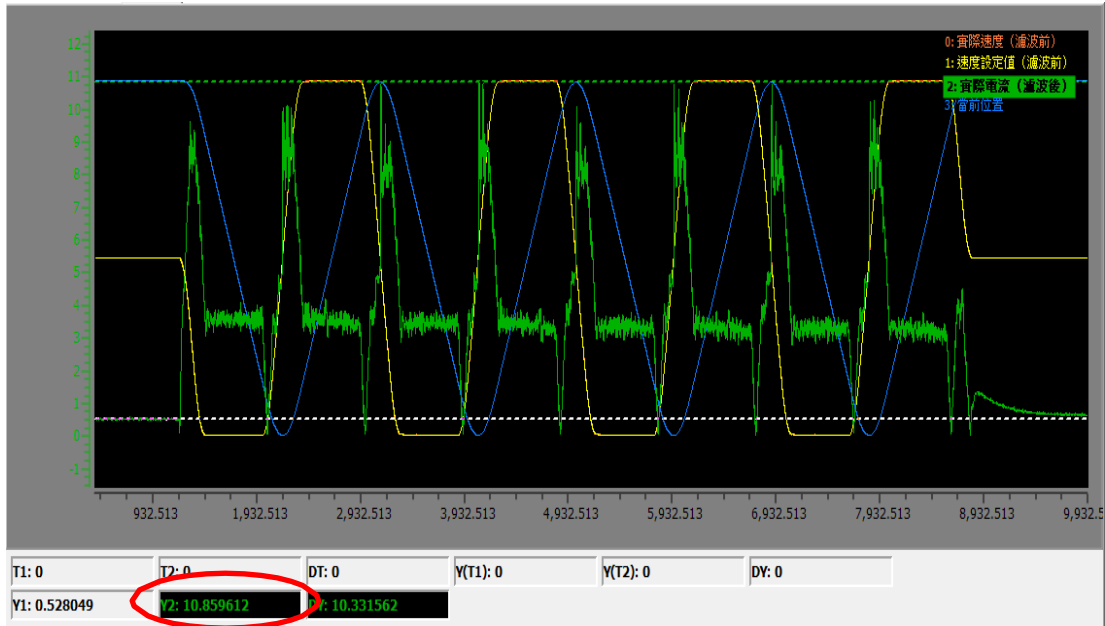
$$T_{\text{load}\rightarrow\text{in}} = F_{\text{ext}} * \frac{1}{\eta N_s} = 1399.79 * \frac{1}{0.7275*392.7} = 4.900 \text{ Nt-m}$$

在等速時, 由 TMDC 實際抓電流數值約 3.4A, 大工提供的 062 的馬達常數 1.4Nt/A, 如下圖, 所以:

所以, 在等速時, 馬達扭力由 TMDC 軟體顯示約為 $3.4*1.4 = 4.76\text{Nt-m}$

計算值和 TMDC 顯示值相差~~0.14NT-m, 誤差約為:

$$(4.9-4.76)/4.9 = 2.86\%$$



由以上所示，可以得到 X 軸大工 062F 馬達及 AustoneS40R 驅動器在 LDW 的 V42i 機型應用，其等速額定扭力結論如下：

(1) 等速額定扭力需求值，實驗條件所需之計算值及 TMDC 量測值，分別如下：

(A) 實驗條件所需等速額定扭力之計算值為：4.9Nt-m，

(B) 實驗條件由 TMDC 軟體量測，顯示約為 $3.4 * 1.4 = \underline{4.76Nt-m}$

大工 062 馬達額定扭力為 9Nt-m。

所以大工 062 馬達及 AustoneS40R 滿足測試實驗條件. OK

(L) 計算馬達減速時的總輸出扭力 T_{dec} ，可由(4-14)算出，但是角加速度

$\frac{d^2\theta}{dt^2}$ 為負值。

$$T_{acc} = T_{load \rightarrow in} - ABS(J_{total+motor} * \frac{d^2\theta}{dt^2}) = 4.9 - 10.9746 = -6.0746 \text{ Nt-m 減速時}$$

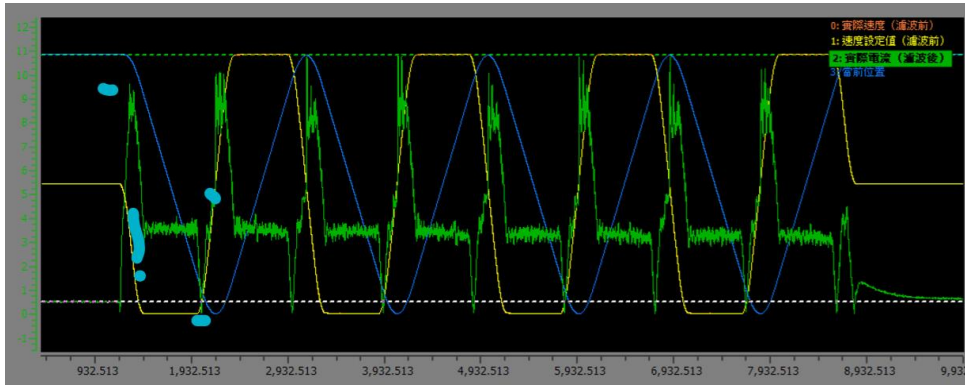
速時

在減速時，由 TMDC 實際抓電流數值約 4.5A，大工提供的 062 的馬達常數 1.4Nt/A，如下圖，所以：

所以，在減速時，馬達扭力由 TMDC 軟體顯示約為 $4.5 * 1.4 = \underline{6.3Nt-m}$

計算值和 TMDC 顯示值相差 $\sim 0.0446Nt-m$ ，誤差約為：

$$(6.3 - 6.0746) / 6.0746 = 3.7\%$$



由以上所示，可以得到 X 軸大工 062F 馬達及 AustoneS40R 驅動器在 LDW 的 V42i 機型應用，其減速額定扭力結論如下：

(1) 減速額定扭力需求值，實驗條件所需之計算值及 TMDC 量測值，分別如下：

(A) 實驗條件所需減速額定扭力之計算值為：-6.0746Nt-m，

(B) 實驗條件由 TMDC 軟體量測，顯示約為 $4.5 * 1.4 = \underline{6.3Nt-m}$

大工 062 馬達額定扭力為 9Nt-m。

所以大工 062 馬達及 AustoneS40R 滿足測試實驗條件. OK

檢討：可能誤差產生原因：

1. Kt
2. 螺桿的預壓力產生的摩擦系數, μ
3. 螺桿的的預壓力所降低的傳動效率 η
4. 直流整流電流值後的讀取辨視誤差.

經過 T_{min} 的討論, 取 $(\mu, \eta) = (0.38, 0.727454)$

修正 μ , 及 η ,

利用 L2 田口法 Taguchi method 及模型分析法 Model analysis, 修正如下：

模型推導, $4.9 = 375.5 * 9.81 * u * (1/nda/392.7)$

$Nda * 392.7 * 4.9 = 375.5 * 9.81 * u \rightarrow 1924.23Nda = 3683.655u \rightarrow Nda \sim 1.914353u$

$(u, Nda) = (0.4, 0.7657412); (0.35, 0.670); (0.38, 0.727454)$

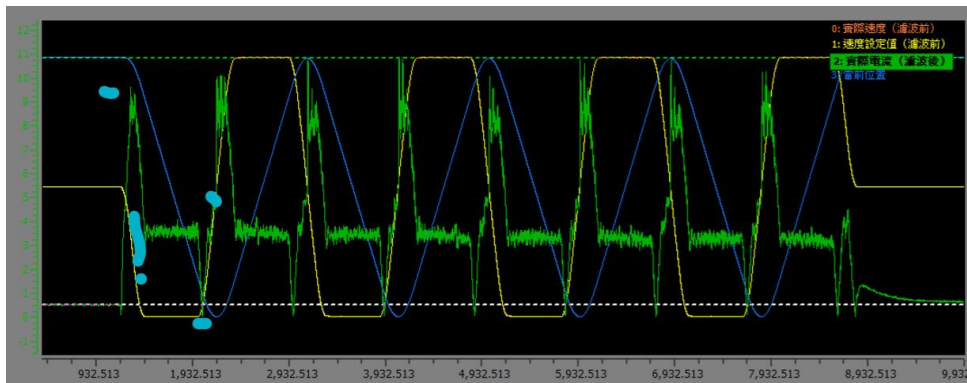
$(Tacc, Trun) = (15.649, 4.9); (16.244, 4.9); (15.867, 4.9)$

取 $(u, Nda) = (0.38, 0.727454)$

	公式計算值 Nt-m	TMDC 量測值 Nt-m	計算值和量 測值之誤差	Austone 驅 動器電流值	核定結果
加速段	15.8746	15.12	4.99%	10.8A	選型 OK
等速段	4.9	4.76	2.86%	3.4A	選型 OK
減速段	-6.0746	-6.3	3.7%	4.5A	選型 OK

備註：

1. 大工 062F 馬達額定扭力為 9Nt-m，額定電流 7A，馬達常數 $K_t=1.4\text{Nt-m/A}$
2. LDW 的 X 軸驅動器為 Austone S40R，380V，4Kw 驅動器相關資料：額定電流 8A，最大電流 16A，所以大工 062 的 peak torque 為： $16*1.4=22.4\text{ Nt-m}$.
3. 除此之外，V42i 機台僅考慮 X 軸，經由上述計算，允許最大負荷重(含工件及夾制具)為 300Kg，此時的加速扭力經計算預估為 22.416Nt-m，此時已經到達 AustoneS40R 驅動器的最大電流 16A 所產生的 22.4 Nt-m 臨界條件.
4. 造成量測及計算的誤差原因如下：
 - (A) K_t
 - (B) 螺桿的預壓力產生的摩擦係數， μ
 - (C) 螺桿的預壓力所降低的傳動效率 η
 - (D) 直流整流電流值後的讀取辨視誤差.
5. TMDC 量測 Austone 驅動器資料如下所示：



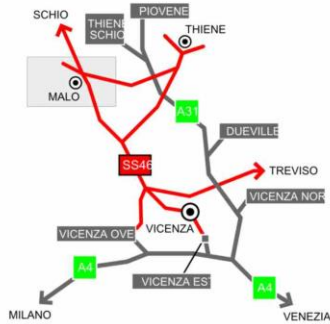
以下空白。

謝謝您的選用





Motors & Digital Drives



請注意：本型錄資料僅供參考，
嵐天公司保有自行更改的權力，
無需另外告知。



嵐天自動化股份有限公司
iMaku Automation System Co., Ltd

聯絡人 范揚昇
Contact person: Mr. Jourdan Fan
www.imaku.com.tw

地址: 台中市南屯區寶山里工業區18路31-1號1樓
連絡電話: 0937583280
Address: 1st Floor, No. 31-1, 18th Road, Industrial Zone,
Nanxun District, Taichung City, Taiwan
Mobile: +886937583280
E-mail: sales@imaku.com.tw
Line ID: jourdanfan
WeChat ID: JourdanFan



H.D.T. srl Via Sile, 8 - 36030 Monte di Malo (VI) Italy
Tel: +39.0445.602744 - Fax: +39.0445.602668 - EMail: info@hdtlovato.com - www.hdtlovato.com

Printed on Dec. 2019

