

運動控制精度改善與視覺檢測之雛型機開發

The improvement on precision of motion stage and the development of vision inspection machine

計畫編號：NSC 91-2212-E-009-048

執行期限：90年8月 - 91年7月

主持人：李安謙 E-mail: aclee@cc.nctu.edu.tw

執行單位：交通大學機械系

一、中文摘要(關鍵詞：運動控制、摩擦力、摩擦力補償)

本年度計畫的主要研究目標包含：(1) 由實驗觀察之現象選擇直線運動平台之摩擦力模型並鑑定其參數。(2) 以求得的摩擦力模型進行控制與補償。所以求得摩擦力參數模型後，將以弦波之速度作為輸入命令，對啟動區、換向區之速度追蹤等問題模擬並比較實驗所得加以討論。這些研究結論將應用於未來之視覺檢測的運動控制系統中。

在本研究中，除了建立了動、靜摩擦力模型參數鑑定實驗標準步驟外，亦發現 LuGre model 需要修正。文中提出之修正方式能解釋為何換向區與起動區之暫態不同，而修正之結果能顯著地改善運動系統之速度追蹤誤差。

英文摘要 (Keyword: motion control, friction, friction compensation)

The main objectives of this year are : 1) to choose a suitable friction model through the observation of experimental results on a linear motor motion system, then identifying their parameters; 2) to apply the friction model for compensation on this motion system. After the friction model being obtained, a sinusoidal velocity will be applied as input to study the tracking problems on system's start-motion region and velocity-reversal regions. Simulations and experimental results will be

compared and discussed. Some conclusions will be applied on the motion system of a vision inspection machine on future.

In this study, besides establishing some standard procedures for identification of static and dynamic parameters of a friction model, we also find that the popular LuGre model requires some kind of modification. The modification proposed in this study are found to be reasonable in explanation of the different transition responses between the start-motion region and the velocity-reversal regions. The modified friction model are proved to improve the tracking error remarkably.

二、計劃緣由與目的

摩擦造成精度下降的現象很常見。摩擦力的問題上，其存在於伺服機構是無法避免，即使時常保持良好的潤滑，也僅能減少摩擦力的大小而已。摩擦力通常會造成能量消耗及控制器設計困難等問題。Craig【1】指出機器人系統中約有 25% 的動力消耗在摩擦上；Armstrong【2】亦指出碳刷式 DC 伺服馬達存在斷離摩擦力 (Break-away Friction)，其大小約為馬達全額扭力的 4%-6% 之間，會造成低速運轉時的不穩定現象，所以摩擦將使能量耗損，嚴重時，因持續修正位置的運轉產生高熱，進而危害伺服系統。此外，Karnopp【3】指出黏滑摩擦力常使得系統動態行為不穩定，因而造成控制器易發生抖動。Haessig 與 Friedland【4】指出摩擦力造成物體移動的不連續性；當運動方向改變時會造成較大

的追蹤誤差，而於目標點附近會造成極限循環。Gogoussis 與 Donath【5, 6】指出機器人伺服系統中，摩擦力具有以下不良影響：

1. 因傳動機構的順從性效應與採用迴授控制而導致極限循環之產生。
2. 於低速運轉下，時而出現跳動現象。
3. 摩擦力對能量之消耗，導致系統產生熱與變形。
4. 於多軸機器人系統中，非線性摩擦力增加各自由度之非線性耦合而導致系統追蹤功能的不彰。

綜合上述所言，摩擦力在伺服機構控制上通常會引起穩態誤差(Steady State Error)、黏著(Stick)、極限循環及躍動(Jerk)等問題，而影響精密機械之精度。摩擦力同時為位置、速度與作用力之函數，特性極為複雜。針對黏滑摩擦力(stick-slip friction)的非線性現象，有很多學者提出了不同的模型去模擬，如古典摩擦力模型(Classical Friction Model)、阿姆斯壯摩擦力模型(Armstrong Friction Model)【7】、卡諾普模型(Karnopp Friction Model)【3】、戴爾模型(Dahl Model)【8】、重置積分模型(Reset Integrator Model)與刺毛模型(Bristle Model)【4】、LuGre model【9】等，分別對摩擦力中不同的靜態、動態效應都有不錯的模擬結果。圖1即為一個常用的摩擦力非線性模型。

摩擦力對於產業機械，如 CNC 工具機、放電加工機、工業機器人及次微米精密定位的半導體製程設備(含視覺檢測)之精度有直接的影響。本計畫乃針對工具機及產業機械之需求，研究摩擦力之模型鑑別與補償技術應用於高性能之運動控制。

三、研究方法及成果

實驗中的驅動器使用的是 Kollmorgen 公司的 SERVOSTAR CD Amplifier，使用扭力控制模式(Torque Mode)。線性馬達

平台亦為 Kollmorgen 公司所出品的 PLATINUM DDL MOTOR，為一永磁式線性無刷馬達直線導軌。在對平台的位移量測方面，使用的是 Renishaw 公司的 RLE10 Fibre optic laser encoder，這是一個高精確度、高解析度的雷射位移計，其解析度方面，本雷射位移計提供「Coarse」和「Fine」兩種不同解析度的訊號，其中 Coarse 訊號最高解析度經校正可達 $0.0791 \mu m$ ，而 Fine 訊號的解析度最高可達 $0.02 \mu m$ ，實驗中將根據不同的實驗需求使用不同的訊號，而對於摩擦力模型參數估測而言，雷射位移計提供了一個可靠又精確的量測。利用雷射干涉儀教準雷射位移計之架構如圖 2，系統硬體設備圖如圖 3。

本研究中，因位置感測器解析度極高，其所估測之速度也相當準確，所以決定採用動態摩擦力模型 LuGre Model，假設有相當數目的無質量刺毛亂數分佈在兩物體接觸面上，在低速的微小相對運動中，摩擦力可看成是所有刺毛的彈力總和。根據刺毛之平均變形量，刺毛行為的動態模型如下式【22、23】：

$$\frac{dz}{dt} = v - \frac{|v|}{g(v)} \sigma_0 z \quad (1)$$

其中

- z 為刺毛之平均變形量 (m)
- v 為兩接觸表面間之相對速度 (m/s)
- $g(v)$ 與速度相依的正函數

因此，兩物體接觸表面由變形刺毛而造成的摩擦力大小為：

$$T_f = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} \quad (2)$$

其中

- σ_0 為剛性 Stiffness (N/m)

σ_1 為阻尼系數 Damping Coefficient
(Ns/m)

若同時考慮黏滯摩擦力，則可推導出摩擦力模型為：

$$f = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + Bv \quad (3)$$

若將 Tustin 模型的中指數型態的快速衰減特性運用於 $g(v)$ ，即假設

$$g(v) = T_h - (T_h - T_d) \left(1 - e^{-\left| \frac{v}{v_s} \right|} \right) \quad (4)$$

其中

- T_h 為黏著摩擦力
- T_d 為庫倫摩擦力
- v_s 為速度常數，庫倫摩擦力的暫態特徵速度常數

剛開始 $v \neq 0$ 的 z 動態將能描述低速下的 Stribeck Effect。而當刺毛的形變到達穩態時，由 (1) 可得：

$$\begin{aligned} \frac{dz}{dt} &= 0 \text{ (Steady-state)} \Rightarrow \\ \sigma_0 z_{ss} &= \text{sgn}(v) \cdot g(v) \end{aligned} \quad (5)$$

因此刺毛形變量穩態時，摩擦力可得到：

$$\begin{aligned} f_{ss} &= \sigma_0 z_{ss} + Bv \\ &= \text{sgn}(v) \cdot g(v) + Bv \end{aligned} \quad (6)$$

此時 $g(v) \approx T_d$ ，也就是庫倫摩擦力，再加上正比於速度的黏滯摩擦力 Bv 項，完整地描述了動摩擦現象。

LuGre Model 中的靜態模型參數包含 T_h 、 T_d 、 B 、 v_s 等，可以利用等速度方式對靜態模型參數進行鑑別。在一般的線性

馬達平台系統中，將可以簡化受控體為一階的系統，若施以簡單的比例控制，整個運動系統的速度迴路如圖 4 所示。只要以不同的速度命令下達於速度迴路，並在實驗中量測其穩態速度響應，就可以得到不同速度下的摩擦力 T_f 值，建立摩擦力對應速度圖。當下達一常數的速度命令後，平台的速度將會趨近一個穩態值，然而在真實系統實驗中，可能會因為雜訊的干擾以及力矩漣波 (Torque Ripple) 的影響，造成速度響應會有週期性的區間震盪，如圖 5 所示。因此為了要求得一個穩態速度值，我們盡量求得在整數倍的週期區間內的速度響應來平均，如圖 5 中，取 1.8 秒到 4.6 秒間的速度響應來平均。

得到穩態速度後，利用公式計算出對應的摩擦力，然後將每一次的摩擦力與速度關係繪於 F-V 圖上，如圖 6。經 curve-fitting 程序後得到 T_d 、 v_s 與 B 之值。再利用開迴路推力測試實驗 (由零出力逐漸增加施力) 求得 T_h ，如圖 7。

LuGre Model 為一個動態摩擦力模型，以刺毛理論描述機台在極低速下的摩擦力，因此又加上了刺毛的剛性 (Stiffness, σ_0) 及阻尼系數 (Damping Coefficient, σ_1) 等兩個參數來對這極小位移與速度的區域來進行描述。

考慮一慣量為 m 之單質點系統，令其位移量為 x 。當此系統的位移極小時，可以將摩擦力現象線性化，此時 $z \approx x$ 且

$\frac{dz}{dt} \approx \dot{x}$ 。系統的運動方程式如下所示：

$$u - f = m\ddot{x} \quad (7)$$

其中

- u 為外界施力
- f 為摩擦力

將 LuGre Model 摩擦力方程式 (3) 式代入 (7) 式可得：

$$u - \sigma_0 z - \sigma_1 \frac{dz}{dt} - B\dot{x} = m\ddot{x}$$

$$\Rightarrow u = m\ddot{x} + (\sigma_1 + B)\dot{x} + \sigma_0 x \quad (8)$$

由上式系統行為類似一個二階系統。使用步階輸入得到如圖 8 之響應。再以 Least-Square 的方法 σ_0 與 σ_1 。所有鑑別之參數與其它系統參數如表 1 所示。

然而在實驗時發現起動與換向區域的運動是不相同的，換向區域連續的，平台並沒有停下來。另在換向之後的低速區域可以發現 Stribeck Effect 並不明顯，因此假設刺毛在換向區的整個低速區域中，LuGre model 動態模型的正函數 $g(v)$ 為：

$$g(v) = T_d \quad (9)$$

比較一個起動區與換向區的實驗及模擬響應圖形，如圖 9，(a) 圖描述起動區，(b) 圖描述換向區，圖中之 A 為命令，B 為實驗之響應，C 為換向區使用 $g(v) = T_d$ 之模擬響應，D 為換向區與起動區採相同之 $g(v)$ 之模擬響應。由模擬與實驗響應比較圖得知新的假設是相當合理的，如此假設才能描述了換向區間的速度響應在降低為零的過程中沒有黏著現象的情況，而且可說明換向區之 break-away force 小於起動區之現象。

為了證明此一摩擦力機制符合真實的摩擦力現象，將鑑定出來之摩擦力模型參數，配合本節所討論的摩擦力機制，以 $u_v = 70 \sin(2t) \text{ mm/s}$ 的弦波曲線速度命令進行模擬，其模擬結果與十筆實驗數據及速度命令繪於圖 10，在約兩個弦波週期的時間內，重現性相當高。由於此實驗只使用 P 控制作為控制律，加上庫輪摩擦力的影響，使得速度響應與命令之間會有穩態誤差的存在。

接著利用摩擦力模型做為估測器，以估測之速度作為輸入，線上估測對應之摩擦力做補償。速度迴路控制器採用 PI 控制器，比較速度補償前後之差異。如圖 11 所

示，A 為未補償之誤差，B 為補償後之誤差，兩者相差明顯。圖 12 顯示起動區與三個換向區之詳圖，更可看出摩擦力模型之適用性。

四、結論與討論

由上面的模擬及實驗可以看出，(1) 摩擦力補償是必須的，它能降低追蹤誤差。(2) 即使是廣受使用的摩擦力模型也不能保證可以使用於任何系統上，必須修正。本研究中，因位置感測器解析度極高，其所估測之速度比較準確，因此可以從模擬與實驗之響應比較中找出修正之方向。未來將找出最佳 $g(v)$ 切換時機。

視覺檢測機器需要高度之追蹤與定位精度，本年度之計畫成果有助於下年度之計畫進行。

五、參考文獻

- 1 Craig, J., 1986, Introduction to Robots, 東南。
- 2 Armstrong, B., 1988, "Friction: Experimental Determination, Modeling and Compensation," Proceedings of the 1988 IEEE International Conference on Robotics and Automation, vol. 3, pp. 1422-1427.
- 3 Karnopp, D., 1985, "Computer Simulation of Stick-slip Friction in Mechanical Dynamic System," Transactions of the ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. Vol. 107, pp. 100-103.
- 4 Hassig, D.A., and Friedland, B., 1991, "On the Modeling and Simulation of Friction," Transactions of the ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. Vol. 113, pp. 354-362.
- 5 Gogoussis, A., and Donath, M. 1988, "Coulomb Friction Effects on the Dynamics of Bearings and Transmissions in Precision Robot Mechanisms," IEEE

- conf. On Robotics and Automation, pp.1440-1446.
- 6 Gogoussis, A., and Donath, M. 1987, "Coulomb Friction Joints and Drive Effects in Robot Mechanisms," IEEE conf. On Robotics and Automation, pp.828-836.
- 7 Armstrong, B., Control of Machines with Friction, Kluwer Academic Publishers, 1991.
- 8 Dahl, P.R., "A Solid Friction Model," AFO 4695-67-C-0158, Aerospace Corporation, El Segundo, CA, 1968.
- 9 Canudas de Wit, C., Olsson, H., Astrom, K.J., and Lischinsky, P., "A New Model for Control of Systems with Friction," *IEEE Trans. on Automatic Control*, vol. 40 (3), pp. 419-425, 1995.

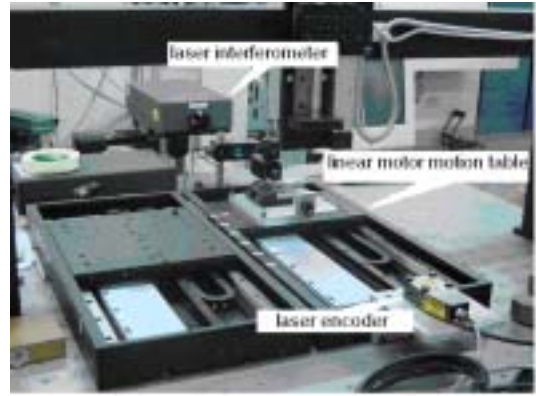


圖 3 直線馬達與雷射感測實驗設備示意圖

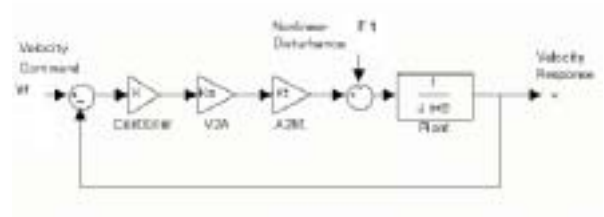


圖4 定速控制實驗採用之架構

六、圖表

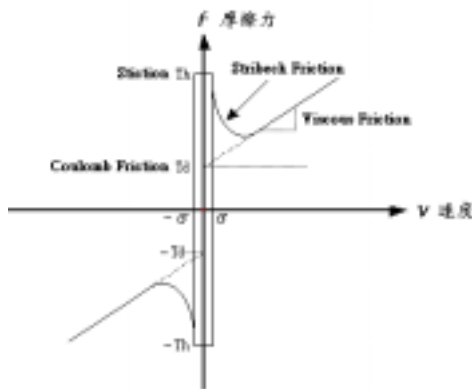


圖 1 一個常用的摩擦力非線性模型

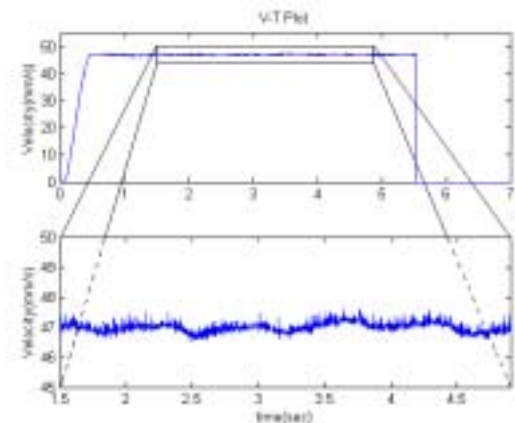


圖5 典型定速控制的響應圖

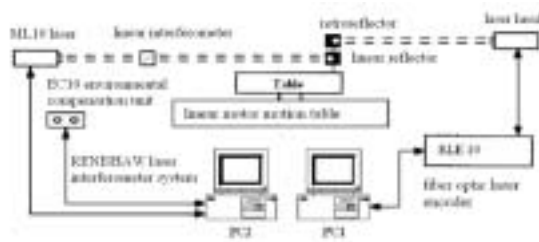


圖 2 利用雷射干涉儀基準雷射位移計之架構圖

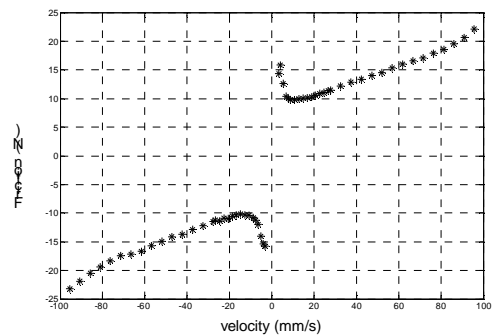


圖6 定速控制找出的摩擦力對速度圖

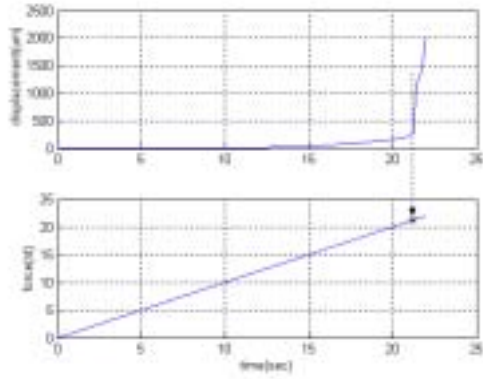


圖7 開迴路推力測試實驗求近似最大靜摩擦力

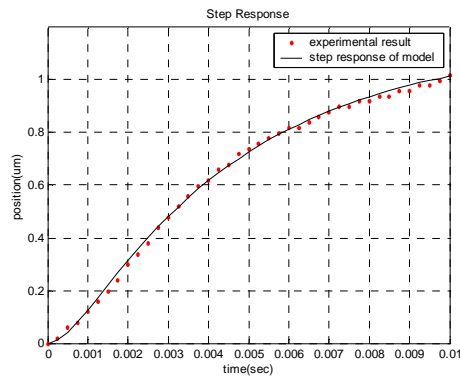


圖8 小施力之步階響應與模擬之曲線比較

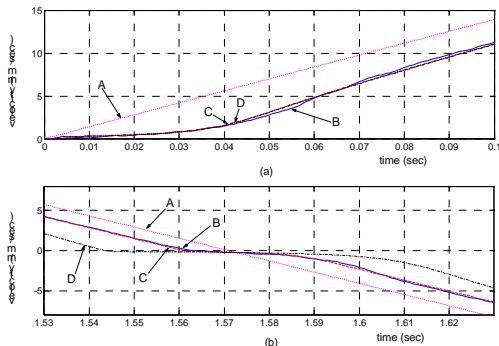


圖 9 實驗與兩種摩擦力模型模擬於起動區與換向區之比較

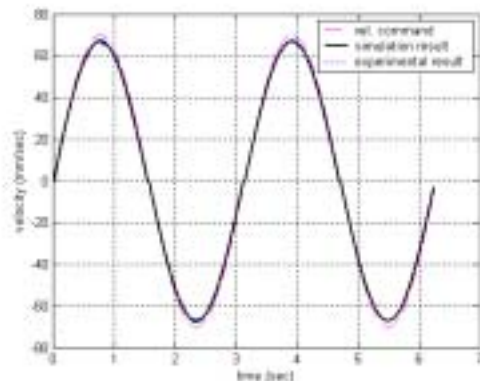


圖 10 採修正模型之模擬與十次實驗之比較圖

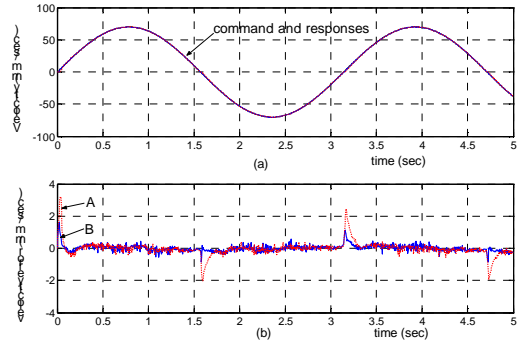


圖 11 弦波速度下未補償摩擦力與補償後之實驗比較

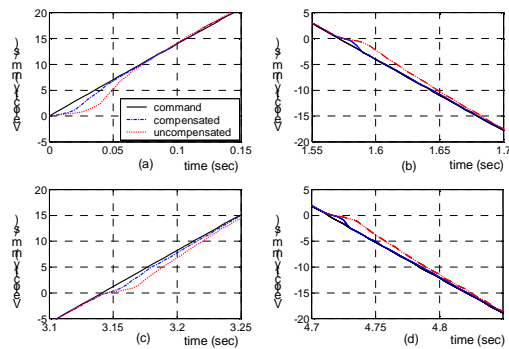


圖 12 將起動區與連續三個換向區實驗之速度響應放大圖

表 1. 系統參數表

Symbol	Value	Unit
J , inertia	5.5050	kg
B , viscous friction coefficient	110.7098	kg/se c
F_S , static friction force	21.4856	N
F_C , Coulomb friction force	7.1624	N
v_s , Stribeck velocity	5.01	mm/se c
σ_0 , bristle stiffness	2.6087×10^6	N/m
σ_1 , bristle damping	1.2835×10^4	kg/se c
K_t , force constant of motor	28.5	N/A
K_a , gain of current driver	0.349	Volt/ A

current driver		
T_s , sampling time	0.0005	sec