

國立成功大學

電機工程學系

碩士論文

伺服控制系統之摩擦力與干擾補償研究

**A Study on Friction and Disturbance Compensation  
of Servo Control Systems**

研究生：吳仁哲

指導教授：鄭銘揚

中華民國九十八年七月

國立成功大學  
碩士論文

伺服控制系統之摩擦力與干擾補償研究

A Study on Friction and Disturbance Compensation  
of Servo Control Systems

研 究 生：吳仁哲

本論文業經審查及口試合格特此證明

論文考試委員

鄭銘揚

莊智清

蔡明禮

指 導 教 授：鄭銘揚

系(所)主管：陳建富

中 華 民 國 九 十 八 年 七 月 十 三 日

**A Study on Friction and Disturbance Compensation  
of Servo Control Systems**

*by*

**Jen-Che Wu**

*A Thesis Submitted to the Graduate Division in Partial Fulfillment of  
the Requirement for the Degree of*

**MASTER OF SCIENCE IN ELECTRICAL ENGINEERING**

**NATIONAL CHENG KUNG UNIVERSITY**

**TAINAN, TAIWAN**

**REPUBLIC OF CHINA**

**JULY 13, 2009**

*Approved by*

Ming-Yang Chang   Jyh-Ching Lyg   Mi-Ching Tsai

*Advisor*

Ming-Yang Chang

*Chairman*

Tiann-Fuh Chen

# 伺服控制系統之摩擦力與干擾補償研究

## A Study on Friction and Disturbance Compensation of Servo Control Systems

吳仁哲\* 鄭銘揚\*\*

國立成功大學電機工程研究所

### 中文摘要

一般而言，摩擦力在精密的伺服運動控制中往往扮演著關鍵的角色，尤其當受控系統進行低速運動或是反轉運動時，常因受到摩擦力的影響而產生滯滑現象，影響運動精度。另一方面，負載轉矩以及系統模型之不確定性，亦為低速下影響控制性能的外在干擾源。因此若能夠補償摩擦力與外部干擾之影響，不但可提升運動控制系統的效能，更能降低控制迴路設計的難易度。有鑒於此，本論文之主要目的在於建立一摩擦力模型，運用前饋補償之方式解決所遭遇的摩擦力問題，並搭配本論文所提出之虛擬模型干擾補償器架構(VPDC)，以消除系統其餘之干擾源所造成之影響。最後透過實驗所得之數據，分析探討各種補償架構之間的性能差異，藉以驗證虛擬模型干擾補償器架構確實能夠提供最佳的控制效果。而有鑒於本論文所提方法須以受控體虛擬模型來設計干擾補償器，因此本論文也介紹了兩種不同的系統鑑別方法，並說明兩者均能有效地鑑別出系統參數。

關鍵字：摩擦力模型、摩擦力補償、干擾觀測器、干擾補償器、系統鑑別。

\* 作者

\*\* 指導教授

## ABSTRACT

Generally speaking, friction force plays an important role in most of precision motion control systems. In particular, when the system under control undergoes low speed or reversal motions, it will result in stick-slip phenomenon due to friction force. On the other hand, the load torque and modeling uncertainty are also the reasons that can lead to poor performance when system is in low speed. Consequently, the compensations of friction force and disturbance can not only improve the system performance, but also reduce the complexity of control-loop structure design. Hence, in order to deal with the problems due to friction force and external disturbances, the major objective of this thesis is to establish a friction model and employ a virtual plant disturbance compensator (VPDC). Several experiments have been performed to compare the performance of different compensation structure. Experimental results indicate that the proposed virtual plant disturbance compensator provides the best performance. In addition, this thesis also introduces two different identification methods, in which both can be applied to design disturbance compensators.

**Keywords :** Friction model, friction compensation, disturbance observer, disturbance compensator, system identification

## 誌謝

求學の旅程到此終點，是該畫上一個完美休止符的時候了；在這過程的背後，滿滿的感謝溢於言表，有各位作為我的幕後推手與依靠，碩士生涯的研究及論文的撰寫才得以順利完成。

首先我要對指導教授 鄭銘揚 老師致上萬分謝意，碩士研究生涯兩年中承蒙老師一路的提攜、指導與諄諄教誨，而在論文的研究與撰寫過程，更是不厭其煩的引領、導正學生研究方向，使學生得以順利完成，藉此再次致上最誠摯的謝意。同時也感謝 莊智清 教授以及 蔡明祺 教授最後在百忙之中撥冗指導學生論文，並給予建議與逐字斧正，使學生受益良多也致使本論文更臻完善。

回首過往兩年，原本艱澀、枯燥乏味的碩士生涯，因為有大家的陪伴反而成為了珍貴的回憶。感謝亦師亦友的實驗室學長姊科翰、峻明、兆芸、宏文、暉斌、益彰、叡明、銘凱、承君以及子瑜，不管是在學業或生活上都給予我最大的幫助，科翰學長更是在實驗以及論文上傾盡全力的指導；感謝同儕奕岑、明山、柏年、宇銓、蕙安以及天俊，一起共同走過無數的歡樂與難過的時光，讓生活中不再只有苦悶的書本以及實驗；也感謝學弟妹尚勳、長泰、俊賢、啟賢、楊鵬、嫻慈在這段日子的幫忙，並在生活上提供愉悅的心情。

最後，更要感謝父母親家人及女友在求學路上的支持與陪伴，使我得以無後顧之憂的學習，並在遭遇瓶頸時聆聽我的傾訴，給予我堅持的動力。

謹以本論文

獻給所有關心我的人

吳仁哲 謹誌

# 目錄

中文摘要	I
英文摘要	II
誌謝	III
目錄	IV
表目錄	VI
圖目錄	VII

第一章 緒論.....	1
1.1 簡介.....	1
1.2 研究動機與目的.....	1
1.3 文獻回顧.....	2
1.4 論文架構.....	3
第二章 系統鑑別.....	5
2.1 簡介.....	5
2.2 動態分析儀鑑別法.....	5
2.3 Lorenz 鑑別法.....	7
2.4 馬達系統參數鑑別實作.....	10
第三章 摩擦力模型.....	18
3.1 簡介.....	18
3.2 摩擦力介紹.....	18
3.3 常見摩擦力模型介紹.....	23
3.4 LuGre 摩擦力模型.....	27
3.4.1 數學模型介紹.....	27
3.4.2 參數鑑別之方法.....	29
3.5 摩擦力模型參數鑑別實作.....	31

第四章 干擾量補償架構.....	36
4.1 簡介.....	36
4.2 干擾量觀測器.....	36
4.2.1 閉迴路干擾量觀測器.....	36
4.3 結合 PICTO 之補償架構分析.....	37
4.4 變型干擾補償器架構分析.....	40
4.5 虛擬模型干擾補償器架構分析.....	42
4.6 干擾量估測模擬與實作結果.....	44
第五章 實驗設備及結果.....	58
5.1 實驗系統設備.....	58
5.1.1 軟體設備.....	59
5.1.2 硬體設備.....	60
5.2 實驗之控制架構.....	62
5.3 固定速度控制.....	63
5.3.1 中高轉速之定速控制實驗.....	63
5.3.2 中低轉速之定速控制實驗.....	66
5.3.3 低轉速之定速控制實驗.....	69
5.3.4 極低轉速之定速控制實驗.....	72
5.4 變速度控制.....	75
5.4.1 伺服馬達弦波速度控制實驗.....	75
5.4.2 X-Y 平台弦波速度控制實驗.....	78
第六章 結論與建議.....	84
參考文獻.....	85



## 表目錄

表 2-1	估測轉動慣量.....	12
表 2-2	估測黏滯係數.....	13
表 2-3	估測之動、靜摩擦力.....	14
表 2-4	動態分析儀鑑別加載馬達系統結果.....	15
表 2-5	X-Y 平台鑑別結果.....	17
表 3-1	馬達摩擦力參數鑑別結果(一).....	32
表 3-2	馬達摩擦力參數鑑別結果(二).....	33
表 3-3	馬達摩擦力參數鑑別結果(三).....	35
表 3-4	X-Y 平台摩擦力參數鑑別結果.....	35
表 5-1	速度誤差指標比較(一).....	65
表 5-2	速度誤差指標比較(二).....	68
表 5-3	速度誤差指標比較(三).....	71
表 5-4	速度誤差指標比較(四).....	74
表 5-5	速度誤差指標比較(五).....	78
表 5-6	速度誤差指標比較(六).....	80
表 5-7	速度誤差指標比較(七).....	83

## 圖目錄

圖 2-1	動態分析儀.....	5
圖 2-2	動態分析儀之工作原理.....	6
圖 2-3	受控體數學模型量測架構.....	6
圖 2-4	馬達系統與回授、前饋控制器方塊圖.....	7
圖 2-5	馬達系統與回授控制器方塊圖.....	8
圖 2-6	系統參數鑑別過程.....	9
圖 2-7	馬達系統與回授、轉動慣量前饋控制器方塊圖.....	9
圖 2-8	三角形加減速規劃之位置、速度與加速度曲線.....	10
圖 2-9	加載 AC 伺服馬達及驅動器.....	10
圖 2-10	加載馬達之三角型加減速命令.....	11
圖 2-11	無前饋補償之速度-扭力關係圖.....	11
圖 2-12	轉動慣量前饋補償之速度-扭力關係圖.....	13
圖 2-13	黏滯係數前饋補償之速度-扭力關係圖.....	14
圖 2-14	X-Y 平台.....	16
圖 2-15	X-Y 平台之三角形加減速命令.....	17
圖 3-1	滑塊運動示意圖.....	18
圖 3-2	系統模擬架構圖.....	19
圖 3-3	位移命令與滑塊位移關係圖.....	19
圖 3-4	施加外力與摩擦力關係圖.....	20
圖 3-5	滑塊實際速度圖.....	20
圖 3-6	摩擦力於極低速時之曲線變化圖.....	21
圖 3-7	物體接觸表面微觀圖.....	22
圖 3-8	接觸面之潤滑薄膜示意圖.....	23

圖 3-9	傳統摩擦力模型.....	24
圖 3-10	Karnopp 摩擦力模型.....	24
圖 3-11	Tustin 摩擦力模型.....	25
圖 3-12	Wit 摩擦力模型.....	26
圖 3-13	LuGre 摩擦力模型.....	26
圖 3-14	摩擦力與位移之遲滯關係圖.....	27
圖 3-15	輸入扭力命令.....	31
圖 3-16	馬達系統速度輸出.....	31
圖 3-17	遞增扭力命令.....	32
圖 3-18	馬達之輸出速度.....	33
圖 3-19	馬達輸入命令與輸出位移.....	34
圖 3-20	扭力命令與馬達位移關係圖.....	34
圖 4-1	PICTO 架構圖.....	37
圖 4-2	結合 PICTO 進行干擾補償之架構圖.....	38
圖 4-3	以 VDC 進行干擾補償之架構圖.....	40
圖 4-4	以 VPDC 進行干擾補償之架構圖.....	42
圖 4-5	估測固定干擾量之模擬結果.....	46
圖 4-6	估測變動干擾量之模擬結果.....	47
圖 4-7	量測誤差對虛擬輸出之影響.....	49
圖 4-8	量測誤差對實際輸出之影響.....	50
圖 4-9	PICTO 架構圖.....	51
圖 4-10	實際馬達承受之干擾量.....	52
圖 4-11	干擾量之估測結果.....	53
圖 4-12	伺服馬達加裝動力計實體圖.....	54
圖 4-13	干擾量估測結果.....	56

圖 5-1	實驗設備架構圖.....	58
圖 5-2	LabView 人機介面.....	59
圖 5-3	PMC32-6000 運動控制卡實體圖.....	61
圖 5-4	實驗架構圖.....	62
圖 5-5	速度 600 rpm 之控制結果.....	65
圖 5-6	速度 60 rpm 之控制結果.....	68
圖 5-7	速度 6 rpm 之控制結果.....	71
圖 5-8	速度 1 rpm 之控制結果.....	74
圖 5-9	速度 600 rpm 弦波輸入之控制結果.....	77
圖 5-10	速度 600 rpm 弦波之 X 軸控制結果.....	80
圖 5-11	速度 600 rpm 弦波之 Y 軸控制結果.....	82



# 第一章 緒論

## 1.1 簡介

在工業發展的過程中，馬達一直扮演著關鍵性角色，產業界更已將馬達的應用層面擴展到各種生產機具以提升生產效率與品質。其中，高性能數控工具機的發展更是受到重視，目前台灣更是全球工具機之重要出口國，且隨著半導體科技的進步，相關電子產品功能越趨強大，過去難以實現的一些高階伺服控制架構，如今都可藉由完善的中央處理器加以實現，因此高性能伺服控制系統的開發可說是台灣工具機產業更上一層樓之重要關鍵。

## 1.2 研究動機與目的

近幾年來，精密伺服控制的發展一直受到工業界所重視，在精密加工、半導體製程等追求高精密度的製造技術中更是具有舉足輕重的地位，尤其在現今的控制需求必須同時具備高精密度的加工品質以及高效率的加工時間，因此如何設計良好的伺服控制系統將是精密的運動控制最主要課題之一。以往一些非線性現象所造成的伺服控制誤差，如今隨著精密度的需求不斷提高，其所造成的問題越不容忽視，其中最常見的問題便是受控體機械結構中因接觸而產生的非線性摩擦現象以及系統所遭受之負載轉矩與外在干擾。而在面對摩擦力問題，傳統的控制方法主要是將摩擦力也視為一項外在的干擾源，利用調整 PID 控制器參數以及使用閉迴路等方式，盡可能地減低摩擦力所造成的影響；然而現今則多採用干擾量的補償架構或是建立一個精確之摩擦力模型的方式來進行補償。

因此本論文將針對摩擦力部份建立一個完整的摩擦力模型，同時

搭配提出之虛擬模型干擾量補償器架構以抑制其他干擾量所產生的影響，並分別以加載伺服馬達和滾珠螺桿之 X-Y 實驗平台進行實驗，驗證本論文所提出的補償控制架構能夠有效地達到更高之精密度。

### 1.3 文獻回顧

摩擦力的干擾是一種複雜的非線性物理現象，雖然可以簡易地透過添加潤滑劑來達成抑制的效果，但卻不是長久的改善策略，因此過去有許多學者針對摩擦力現象提出了不同的摩擦力數學模型，期望透過摩擦力補償達到更精密之控制。早在 1508 年，達文西 da Vinci[1]就針對摩擦力現象做了一系列的探討，並提出了最原始的「古典摩擦力模型」。然而隨著精密度的提昇，古典摩擦力模型沒有辦法描述更詳盡的摩擦力現象，因此開始有學者提出一些更能符合摩擦力現象的模型；如 1985 年 Karnopp[2]提出了藉由臨界速度的設定來描述滯滑現象(Stick-Slip)的摩擦力模型；1988 年 Armstrong [3]提出的摩擦力模型在極低速下具有指數遞減再上升的趨勢；1989 年及 1990 年 Canudas de Wit[4,5]以 Tustin 摩擦力模型為基礎提出另一種近似模型，主要針對摩擦力現象在極低速下有不同的描述；Haessig 與 Canudas de Wit 等學者[6,7]則以微觀的角度探討摩擦力特性，把兩物體接觸面視為刷毛之型態建立出一動態摩擦力模型；而在文獻[8~10]當中則對過去相關的摩擦力研究做了一系列詳盡的探討，包含解釋摩擦力現象、比較不同模型之間的差異或是以實際實驗數據求出不同模型之間的摩擦係數。

在摩擦力及干擾量補償方面，一般而言，可以分成 model-based 以及 non-model-based 補償兩種方式。針對摩擦力部分，大多運用 model-based 的補償，意指對受控體的摩擦力做一完整的鑑別以取得摩擦力精確的數學模型後，再進一步對受控體做出相對應之補償；如

1984 年 Walrath [11]將摩擦力模型在經過零速度區時以時間函數來描述，並以動摩擦力的觀點探討受控體之摩擦補償；1996 年 Lee 和 Tomizuka[12]利用靜態摩擦力模型搭配閉迴路控制實現摩擦力補償；文獻[13,14]藉由學習的方式使用類神經網路鑑別摩擦力後再加以補償；陳國禎[15]運用模糊演算法和基因演算法學習並識別摩擦力的大小後以進行補償；而在文獻[16~18]當中則使用了線上鑑別的方式，以適應性控制方法進行摩擦力的估測以及補償。

另一方面，在干擾量補償方面則多採用 non-model-based 補償，意即不使用任何模型，而是將摩擦力及所有非線性因素皆視為受控體的外在干擾源，以閉迴路設計或是觀測器等架構，對干擾源進行估測並補償；如工業界廣泛使用 PID 控制器，經由控制器參數的調整消除受控體所受之干擾[19]；在 1991 由 Umeno 及 Hori[20]提出的開迴路干擾量觀測器(Disturbance Observer)以及 Endo 等人[21]，都將摩擦力、負載擾動等系統不確定性視為干擾量，運用干擾觀測器進行干擾量的估測以及補償；而在文獻[22~24]中則提出了閉迴路干擾量觀測器取代一般開迴路干擾量觀測器，解決了開迴路干擾量觀測器需要設計低通濾波器頻寬的難題，更進一步提出比例積分型閉迴路干擾量觀測器，對於異常轉矩的消除以及抑制摩擦力對受控體的影響能夠有更好的結果。

## 1.4 論文架構

本論文共分為六個章節來敘述。

### <第一章> 緒論：

說明研究之動機與目的，並由文獻回顧中，概略性的了解摩擦力模型的演進以及干擾量補償方法的發展。

## ＜第二章＞ 系統鑑別：

介紹如何鑑別出系統參數，並比較兩種不同鑑別法之效果。

## ＜第三章＞ 摩擦力模型：

摩擦力的介紹，並簡述常見之摩擦力現象以及模型，最後說明如何建立出摩擦力模型參數。

## ＜第四章＞ 干擾量補償架構：

探討干擾量的抑制架構，並經由一連串的改良過程與比較，最後提出一虛擬模型干擾量補償器，再以模擬與實作比較不同補償架構對於干擾量補償之效果。

## ＜第五章＞ 實驗設備及結果：

簡介所運用之軟硬體設備，並以提出之虛擬模型干擾補償器進行實驗，最後將實驗結果做一分析與討論。

## ＜第六章＞ 結論與建議：

將所得實驗結果做一總結，並且提出一些建議可供改善或是應用。



## 第二章 系統鑑別

### 2.1 簡介

本章將以市面上販售的 Panasonic 泛用型 AC 伺服馬達為例，將其驅動器設定在「轉矩模式」下，對馬達系統做系統參數鑑別介紹，期望能夠精確鑑別出馬達系統參數，以便於在後續能設計出較好的控制架構。

一般而言，在所面對的控制問題上，我們可設計一個或多個控制器來達成想要的控制目的。然而控制器主要是依據受控體系統的數學模型而設計的，一個準確的系統模型能使得搭配控制器之整體系統獲得好的響應，因此如何獲得精確的馬達系統數學模型將是首要的目標。而當馬達驅動器切換在轉矩模式時，便可以將馬達簡化為一階系統，以下將介紹可求得馬達系統數學模型的兩種方法。

### 2.2 動態分析儀鑑別法

動態分析儀 Dynamic Signal Analyzer (DSA)，如圖 2-1：

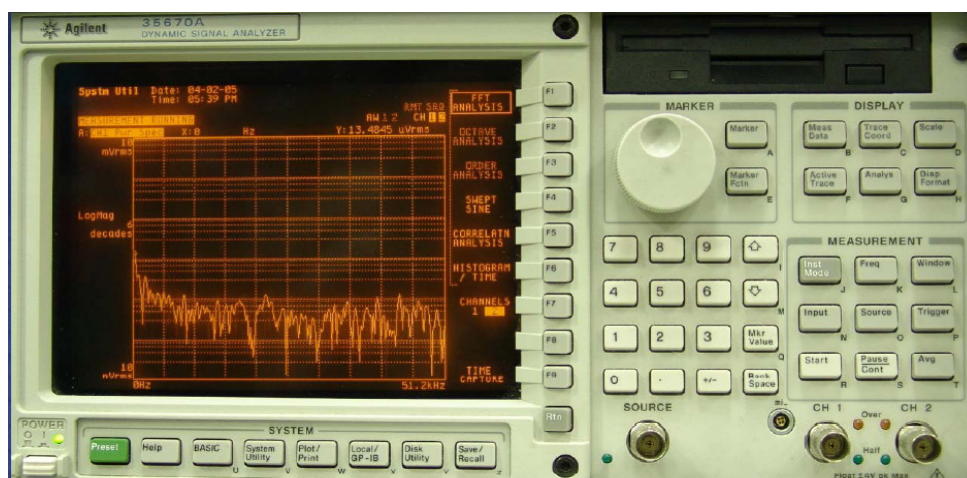


圖 2-1 動態分析儀

其工作原理如圖 2-2 所示：主要藉由分析系統的弦波輸入與輸出訊號之間的增益大小及相位關係，進而得到波德圖後，便可以求得系統的轉移函數。

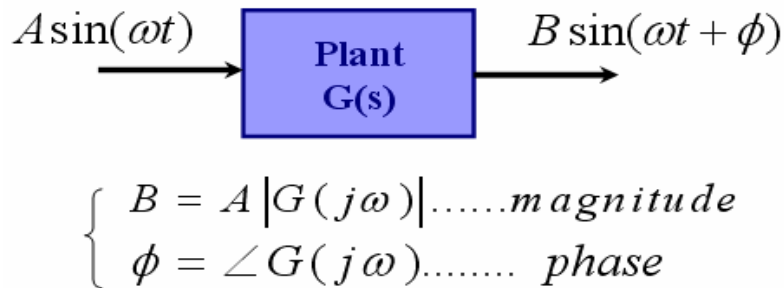


圖 2-2 動態分析儀之工作原理

底下將介紹詳細的鑑別過程。

經由 DSA 的 Source 端產生一個使用者設定之 Swept Sine 訊號，將之輸入待測系統以及傳回 Channel 1，而後將系統的速度輸出訊號，轉換為相對應的電壓訊號傳回 Channel 2，如圖 2-3 所示，此時動態分析儀將會根據輸入訊號 Channel 1 與輸出訊號 Channel 2，求得待測系統之頻率響應，最後再使用「加權最小平方擬合運算法則」(Weighted Least Square Fit)，即可求得待測系統之轉移函數，亦即受控體馬達系統之一階系統。

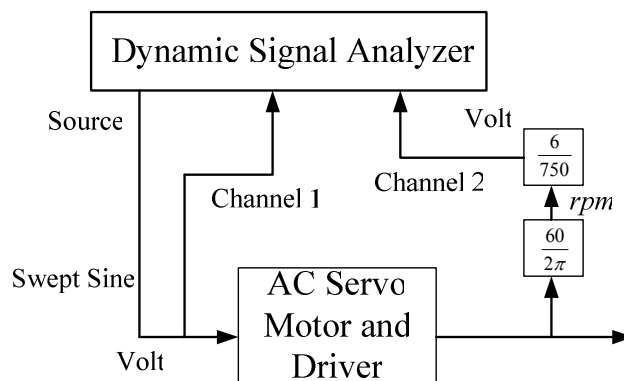


圖 2-3 受控體數學模型量測架構

## 2.3 Lorenz 鑑別法

在文獻[25]當中，Lorenz 提出了一個參數估測的方法，其架構如圖 2-4 所示：

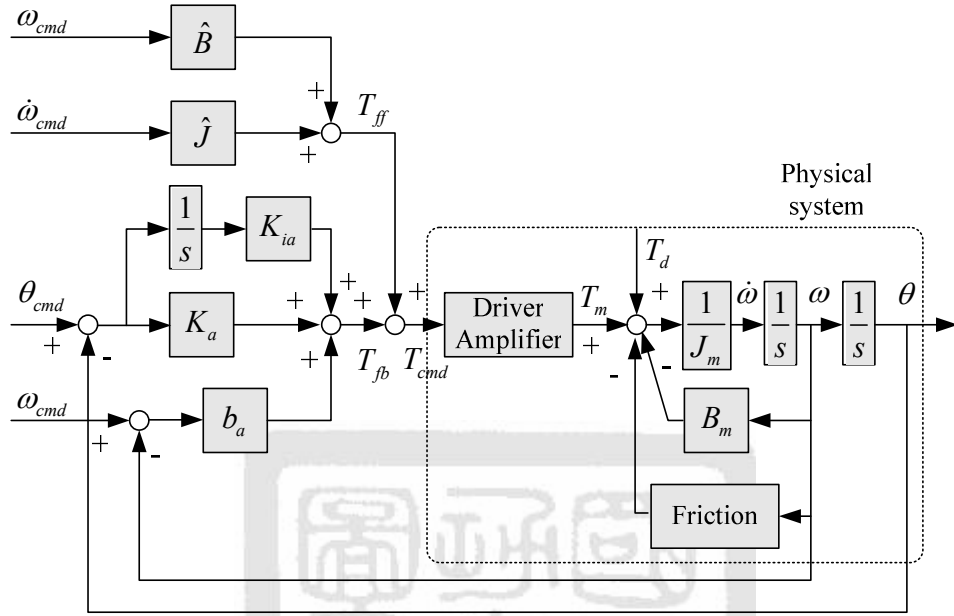


圖 2-4 馬達系統與回授、前饋控制器方塊圖

由圖2-4可以得知該法運用了前饋以及回授的控制量來對系統進行參數估測。一般而言，前饋控制器為系統提供了良好追蹤命令的性能 (Tracking Performance)，回授控制器則提供系統干擾抑制 (Disturbance Rejection) 的效果。從另一方面思考，回授控制器的輸出  $T_{fb}$  可視為反應了干擾量對於系統影響的大小。由於系統本身的非線性現象，如摩擦力 (Friction)、背隙 (Backlash) 等... 皆可視為系統之干擾量，換言之，藉由回授和命令前饋控制器的搭配運用，回授控制器的輸出  $T_{fb}$  即可用來估測系統非線性及未知動態。

由於前饋控制器主要負責系統追蹤響應，若追蹤響應佳即表示前饋控制器增益  $\hat{J}$  和  $\hat{B}$  與實際系統參數  $J_m$ 、 $B_m$  相近。而回授控制器主要負責非線性現象的抑制，因此靜摩擦力  $T_{fs}$  與動摩擦力  $T_{fc}$  將可以藉

由  $T_{fb}$  估測而得。於是Lorenz 等人利用這樣的觀念建立出  $T_{fb}$  與速度  $\omega$  的關係並進而估測馬達系統的各项參數，其步驟流程如下。

首先，不加入命令前饋控制器，僅以回授控制器控制系統，其架構如圖2-5所示：

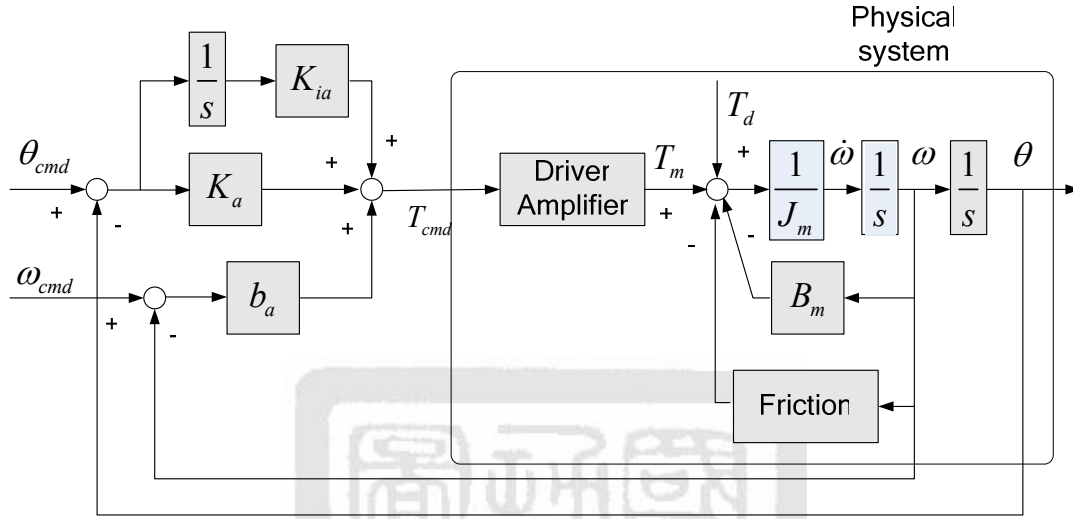


圖 2-5 馬達系統與回授控制器方塊圖

1. 適當地調整增益  $K_a$  及  $b_a$  可得到圖2-6 (a)的近似結果。
2. 由圖2-6(a)計算出  $\Delta T_{fb}$  並由(2-1)式得到估測之轉動慣量  $\hat{J}$ 。

$$\hat{J} = \frac{\Delta T_{fb}}{2} \times \frac{1}{\dot{\omega}_{cmd}} \quad (2-1)$$

3. 如圖 2-7，加入加速度命令前饋項，其增益為  $\hat{J}$ ，可得圖 2-6 (b)。
4. 計算圖 2-6 (b)斜線之斜率即為估測黏滯係數  $\hat{B}$ 。
5. 如圖 2-4，再加入速度命令前饋項，其增益為  $\hat{B}$ ，可得圖 2-6 (c)。
6. 找出圖形與縱軸的交點，即為動摩擦力  $T_{fc}$ ，而最高點處即為靜摩擦力  $T_{fs}$ 。

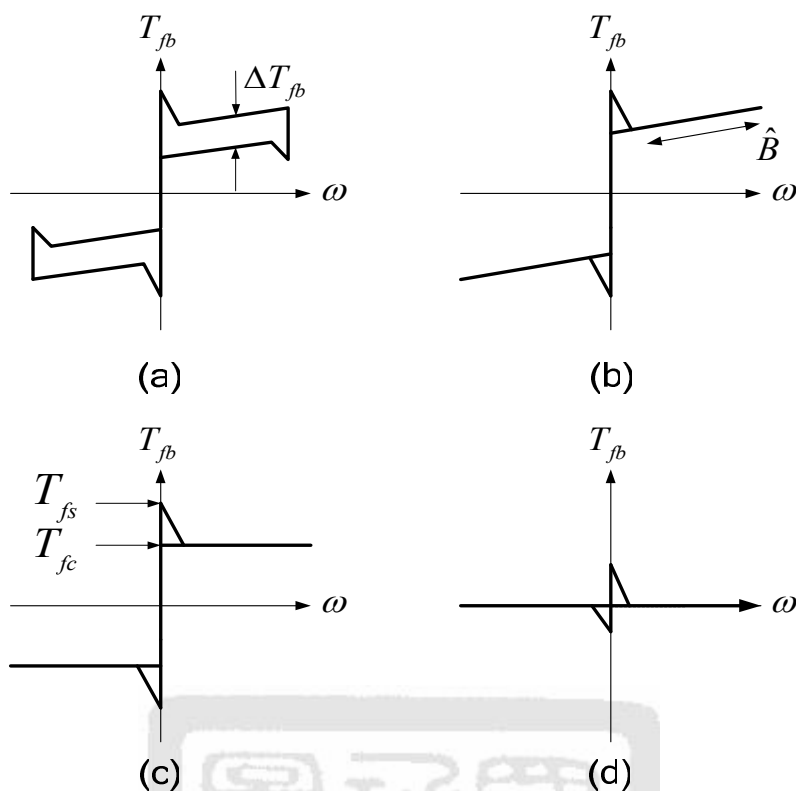


圖 2-6 系統參數鑑別過程(a)無前饋控制器；(b)補償轉動慣量；(c)補償黏滯係數；(d)補償動摩擦力與靜摩擦力

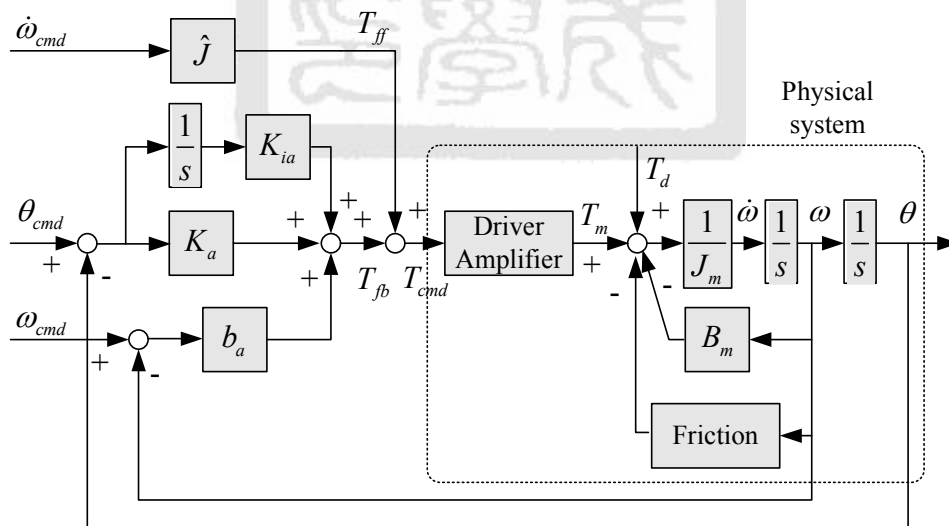


圖 2-7 馬達系統與回授、轉動慣量前饋控制器方塊圖

使用此方法時，輸入命令必須使用三角形加減速規劃曲線。主要原因是三角形速度曲線無梯形速度曲線之等速過程，因此運用突然的

加減速將造成「遲滯迴路(Hysteresis Loop)」之現象，如圖2-6(a)所示。此外，速度命令曲線中的零交越速度區代表伺服系統會產生速度反轉(Velocity Reversal)，因此此時便可估測摩擦力之現象。三角形加減速規劃曲線如圖2-8 所示：

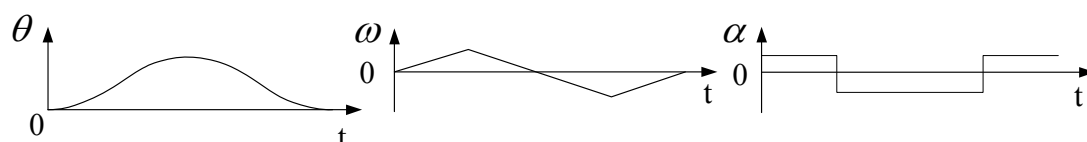


圖 2-8 三角形加減速規劃之位置、速度與加速度曲線

## 2.4 馬達系統參數鑑別實作

本節將對於實驗用的加載 Panasonic AC 伺服馬達以及搭載同型馬達之 X-Y 平台兩種系統，實際進行系統鑑別並對結果做一討論，首先加載 AC 伺服馬達實體圖如圖 2-9 所示：

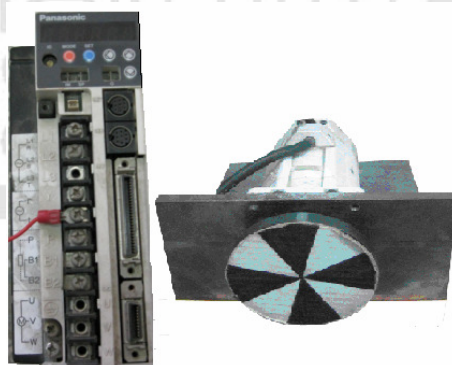


圖 2-9 加載 AC 伺服馬達及驅動器

先以 Lorenz 鑑別法對馬達進行系統鑑別，如 2.3 節所述，首先三角形加減速命令規劃為加速度  $50 \text{ mm/s}^2$ 、最大速度  $100 \text{ mm/s}$  以及最大位移量  $200 \text{ mm}$ ，如圖 2-10 所示：

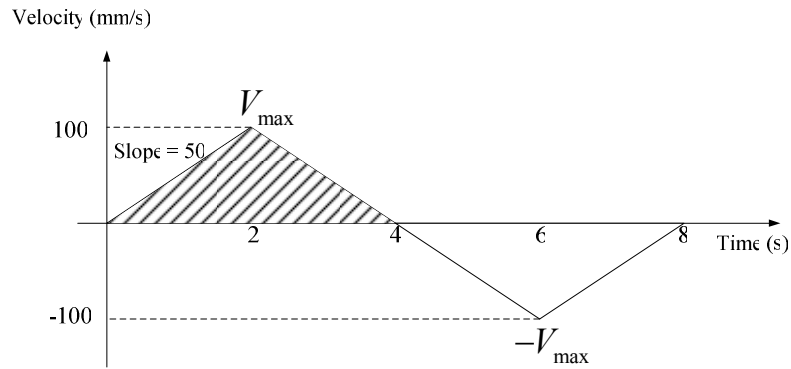


圖 2-10 加載馬達之三角型加減速命令

將馬達設定為「轉矩模式」，在不使用前饋項補償的情況下，適當地調整架構中的參數  $K_a$  以及  $b_a$ ，即可得到馬達速度與輸入扭力命令的關係圖，如圖 2-11 所示。

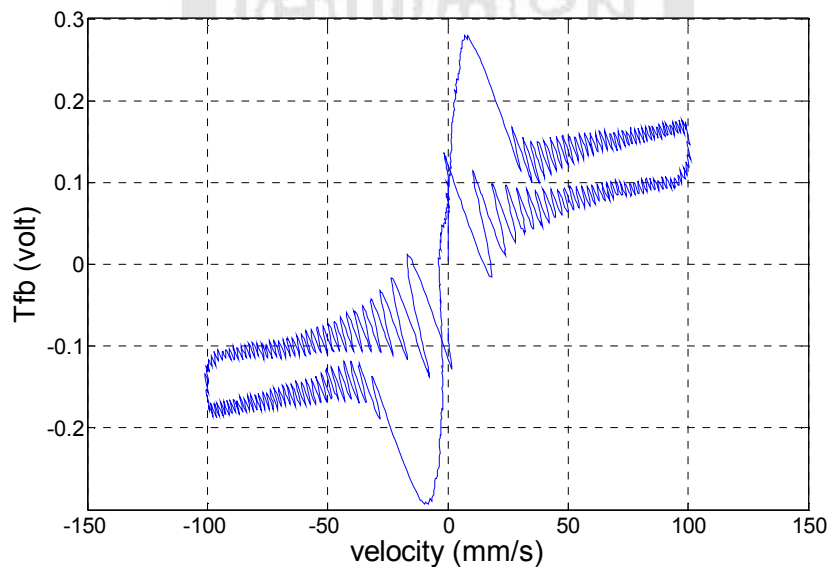


圖 2-11 無前饋補償之速度-扭力關係圖

由圖 2-11 可以得到  $\Delta T_{fb}$  的數值，將之代入(2-1)式即可求得轉動慣量  $\hat{J}$ ，取三組數據平均並做單位轉換的結果如表 2-1 所示。

表 2-1 估測轉動慣量

	$\Delta T_{fb}(\text{Volt})$	$\hat{J} \left( \frac{\text{Volt}}{\text{mm/s}^2} \right)$	$\hat{J} \left( \frac{\text{Nm}}{\text{rad/s}^2} \right)$
1	0.061715	0.00061715	0.00025538
2	0.061429	0.00061429	0.00025419
3	0.061095	0.00061095	0.00025281
Average	0.061413	0.00061413	<b><u>0.00025413</u></b>

表 2-1 中電壓與牛頓米之間的單位轉換為  $\frac{1.3 \text{ Nm}}{5 \text{ Volt}}$ ，而毫米與徑度之間的單位轉換為  $\frac{2\pi \text{ rad}}{10 \text{ mm}}$ 。

在 Lorenz 鑑別法中，轉動慣量的估測是整個方法中的第一步驟，接續的實驗，都須藉由補償估測出的轉動慣量後才可精確地鑑別出其他參數。為了判斷轉動慣量的估測精確與否，在此使用了驅動器內部的自動調整功能(Auto Tuning)，在設定系統剛性參數後，使馬達由慢而快的正反運轉，完成後驅動器顯示出加載質量塊與馬達本身轉動慣量之間的倍率約為 5.9 倍，而馬達自身轉動慣量為 0.000037，因此整體系統的轉動慣量將如(2-2)式所示：

$$\hat{J} = 0.000037 \times (1 + 5.9) = 0.0002553 \frac{\text{Nm}}{\text{rad/s}^2} \quad (2-2)$$

由(2-2)式的結果與表 2-1 中平均轉動慣量相比，兩者差距甚微，因此可知估測的結果具有其精確性。

在估測到轉動慣量  $\hat{J}$  後，便以估測的  $\hat{J}$  作為加速度前饋項的增益，如圖 2-7，實驗結果如圖 2-12。



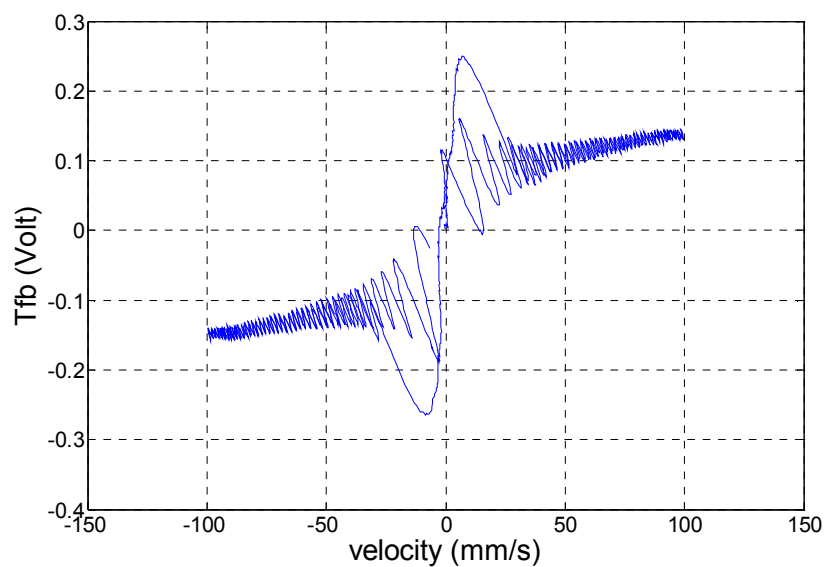


圖 2-12 轉動慣量前饋補償之速度-扭力關係圖

計算圖 2-12 直線部分的斜率即為黏滯係數的估測值  $\hat{B}$ ，取三組數據平均並做單位轉換的結果如表 2-2 所示。

表 2-2 估測黏滯係數

	$\hat{B} \left( \frac{\text{Volt}}{\text{mm/s}} \right)$	$\hat{B} \left( \frac{\text{Nm}}{\text{rad/s}} \right)$
1	0.0007405	0.0003064
2	0.0007287	0.0003015
3	0.0007556	0.0003126
Average	0.0007416	<b><u>0.0003068</u></b>

表 2-2 中單位轉換與前述表 2-1 相同。

接下來再以估測到的  $\hat{B}$  作為速度前饋項的增益，如圖 2-4，實驗結果如圖 2-13。

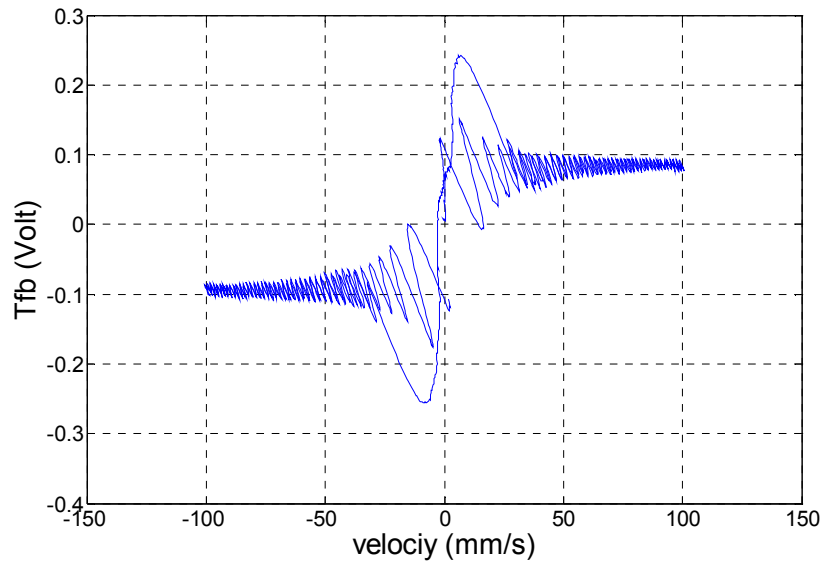


圖 2-13 黏滯係數前饋補償之速度-扭力關係圖

找出圖2-13中水平直線與縱軸的交叉點，即為動摩擦力值，而整體圖形中的最大值則為靜摩擦力值，同樣取三組數據平均並做單位轉換的結果如表2-3所示。

表 2-3 估測之動、靜摩擦力

	$T_{fc}$ (Volt)	$T_{fc}$ (Nm)	$T_{fs}$ (Volt)	$T_{fs}$ (Nm)
1	0.0821	0.02135	0.242	0.06292
2	0.0855	0.02223	0.25	0.065
3	0.0834	0.02168	0.238	0.06188
Average	0.08367	<b><u>0.02175</u></b>	0.2433	<b><u>0.06326</u></b>

到此Lorenz鑑別法已告一段落，接下來以動態分析儀對馬達系統進行系統鑑別。由於前述介紹動態分析儀是藉由觀看系統的頻率響應而決定其數學模型，因此可以由使用者決定頻率響應初始的掃頻頻率，在此設定為0.1Hz與1Hz兩種頻率，其鑑別結果以及相對應單位轉換的轉動慣量與黏滯係數如表2-4所示。

表 2-4 動態分析儀鑑別加載馬達系統結果

	轉移函數 ( $\frac{\text{mm/s}}{\text{volt}}$ )	$\hat{J}$ ( $\frac{\text{Nm}}{\text{rad/s}^2}$ )	$\hat{B}$ ( $\frac{\text{Nm}}{\text{rad/s}}$ )
0.1Hz	$\frac{1633.6}{S + 1.263}$	<b><u>0.0002533</u></b>	<b><u>0.0003199</u></b>
1Hz	$\frac{1544.78}{S + 2.494}$	0.0002679	0.0006681

表 2-4 中單位轉換與前述表 2-1 相同。

由表2-4中動態分析儀所得到的結果與表2-1、表2-2中的結果相比可以發現：從0.1Hz開始掃頻的鑑別方法能夠更為精確地鑑別出馬達系統參數，分析其主要的原因为於，由於馬達之驅動器設定於「轉矩模式」下，故其頻寬甚小。然而誠如前述所提及，動態分析儀是依靠波德圖求取轉移函數，因此在頻率響應中，對於一階系統來說，-3dB點是極為重要的一個指標。而若以1Hz作為初始掃頻的頻率，由於一開始掃頻就已經超過系統本身的頻寬，因此使得動態分析儀在判別-3dB點時有所困難，進而造成轉移函數上有所誤差而鑑別出錯誤的系統參數。因此若想以動態分析儀進行系統鑑別，則須以0.1Hz為初始掃頻頻率才能獲得較精確的結果。

另一方面，針對X-Y平台進行相同的系統鑑別實驗，X-Y平台實體圖如圖2-14所示：



圖 2-14 X-Y 平台

由於平台有行程上的限制，因此動態分析儀用 0.1Hz 的鑑別方式無法適用於平台上，然而由先前鑑別加載 AC 伺服馬達實驗中可得知兩種鑑別方法其實都可以相當精準的鑑別出系統參數，因此對於 X-Y 平台，將採用 Lorenz 鑑別法求取系統參數。

不同於先前加載馬達的實驗，因平台相對的轉動慣量較加載圓盤小，若依然使用之前實驗的三角形加減速命令，則無法令平台出現磁滯迴路的關係圖，如此便無法估測出轉動慣量，更無法鑑別出其他參數。因此在此實驗中對於其命令規劃，必須增大加速度值，規劃後的三角形加減速命令為加速度  $250 \text{ mm/s}^2$ 、最大速度  $250 \text{ mm/s}$  以及最大位移量  $250 \text{ mm}$  如圖 2-15 所示：

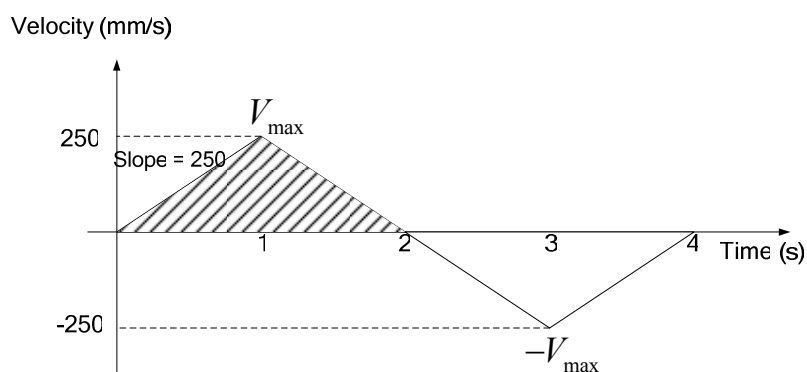


圖 2-15 X-Y 平台之三角形加減速命令

而 X-Y 平台鑑別的結果如表 2-5：

表 2-5 X-Y 平台鑑別結果

	$\hat{J} \left( \frac{\text{Nm}}{\text{rad/s}^2} \right)$	$\hat{B} \left( \frac{\text{Nm}}{\text{rad/s}} \right)$
X軸	<u>0.00015007</u>	<u>0.00062178</u>
Y軸	<u>0.000087859</u>	<u>0.00038708</u>

在後面章節的實驗中，將實際運用表2-1、表2-2以及表2-5所鑑別出來的系統參數進行系統控制，以期能有更佳的控制效果。

## 第三章 摩擦力模型

### 3.1 簡介

摩擦力在精密的運動控制中，往往扮演著重要並且關鍵性的角色，尤其是當受控系統處於低速運動或是運動過程中有跨越零速度區時，常常因為受到摩擦力之非線性特性的影響而產生滯滑(Stick-Slip)現象，嚴重地影響到運動控制的準確性以及控制系統的性能。而摩擦力的產生，若以微觀的角度來看，是由於物體的粗糙表面彼此有接觸並有相對運動所造成，因此根據接觸面材質的不同，或是相對速度的大小，都會對摩擦力產生不同的效應。

### 3.2 摩擦力介紹

對於摩擦力的描述，一般使用一個滑塊運動來簡單表示摩擦力對運動物體的影響，如圖 3-1 所示：

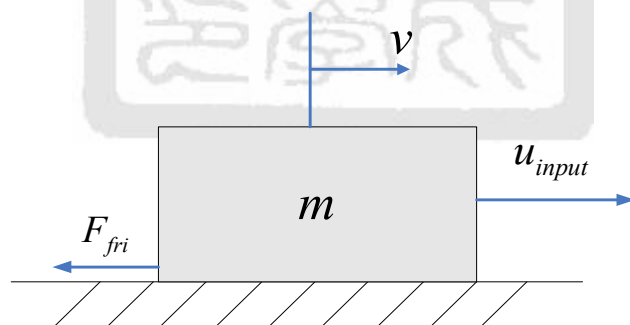


圖 3-1 滑塊運動示意圖

圖 3-1 中滑塊的運動行為可以由(3-1)式來表示：

$$m \frac{dv(t)}{dt} = u(t) - F_{fri}(t) \quad (3-1)$$

其中  $m$  為滑塊質量， $v$  為滑塊速度， $u$  為施加於滑塊之外力， $F_{fri}$  為摩擦力。

以一個簡單的古典摩擦力模型來進行摩擦力對於系統響應之影響的模擬實驗，設定  $m=1$ 、 $F_s=1.5$ 、 $F_c=1.0$ ，模擬架構如圖 3-2：

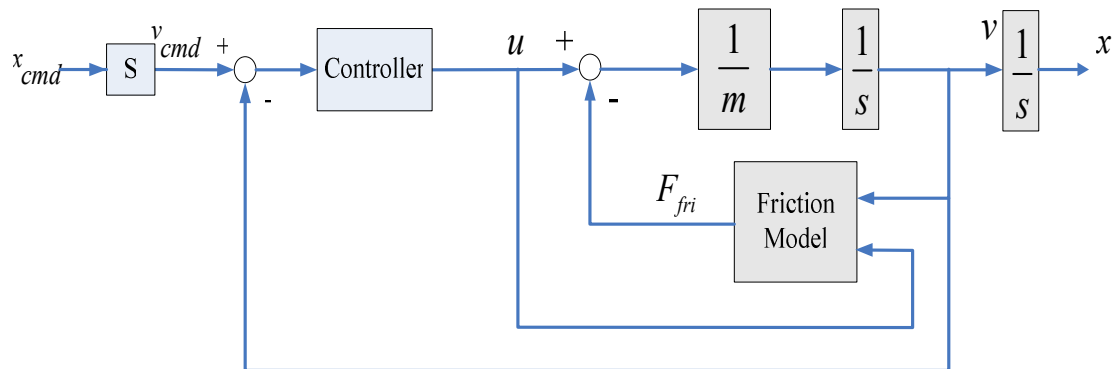


圖 3-2 系統模擬架構圖

其中， $x_{cmd}$  與  $x$  分別為位置輸入與滑塊實際輸出位置， $v_{cmd}$  與  $v$  則分別為速度輸入與滑塊實際輸出速度。

模擬結果如圖 3-3 至圖 3-5 所示：

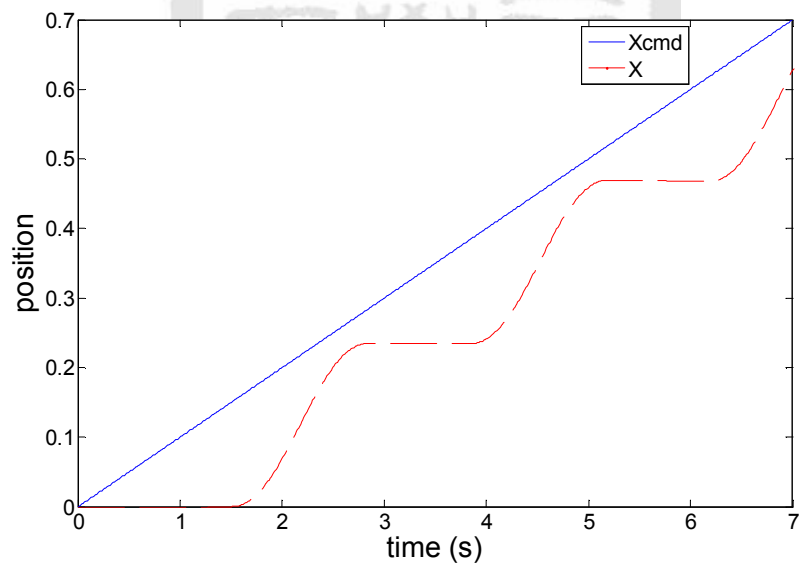


圖 3-3 位移命令與滑塊位移關係圖

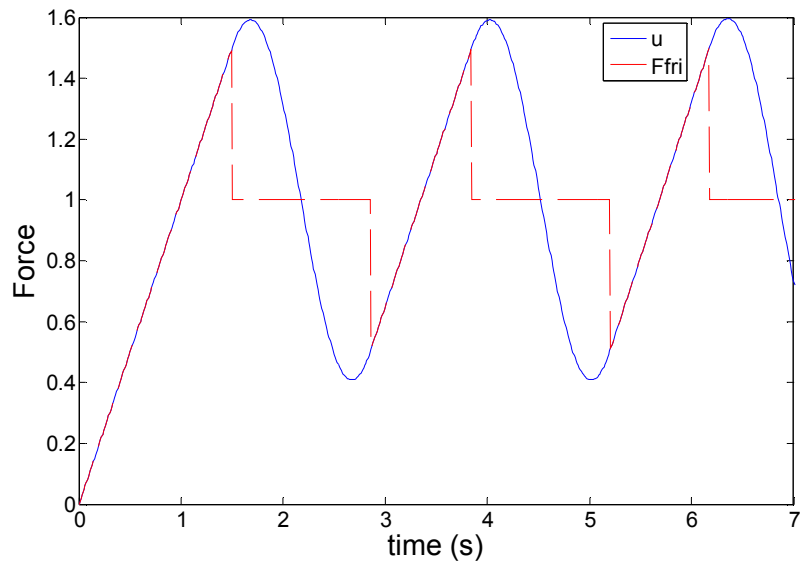


圖 3-4 施加外力與摩擦力關係圖

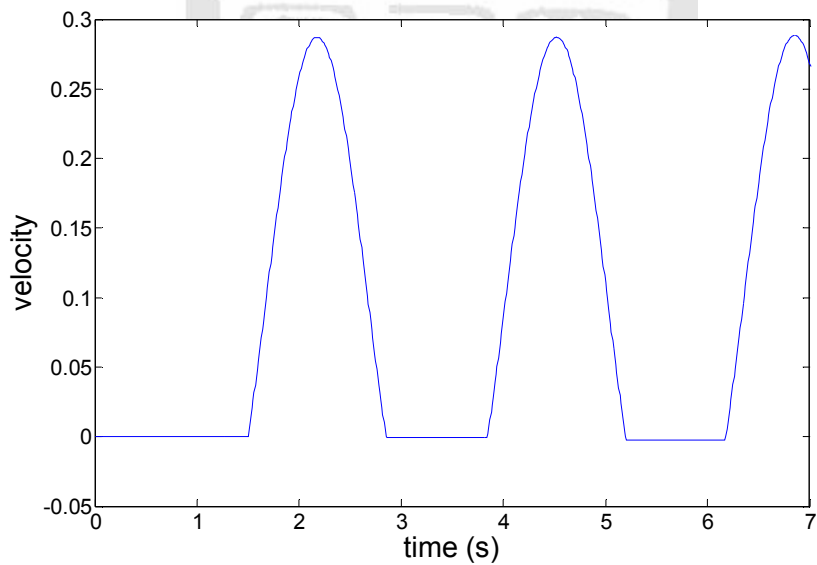


圖 3-5 滑塊實際速度圖

由上面模擬結果可以得知，一開始施加外力小於最大靜摩擦力  $F_s$  時，此時摩擦力等於外力，因此滑塊沒有產生速度以及位移量。當外力大於最大靜摩擦力時，此時滑塊開始產生移動，摩擦力也變為動摩擦力值  $F_c$ 。而後若外力比動摩擦力小時，則滑塊開始減速，達到靜止不動時，此刻的摩擦力又將等於外力，週而復始的運動結果就如同圖 3-3。滑塊的位移因為摩擦力的影響而產生了滯滑現象，因此



對於系統響應會有不良的影響，故補償摩擦力使得系統能夠更為平穩的運動將是重要的目標。

在以往，摩擦力常認定為當物體不動時為靜摩擦力  $F_s$ ，當物體移動時，摩擦力則為動摩擦力  $F_c$  並且正比於移動速度乘上黏滯係數  $B$  而呈現線性上升的趨勢，如(3-2)式：

$$\begin{cases} F_{friction} = F_s & , \text{ if } v = 0 \\ F_{friction} = F_c + B \times v, & \text{ if } v \neq 0 \end{cases} \quad (3-2)$$

隨著知識與技術的不斷進步，許多學者紛紛發現摩擦力處在極低速下時會有更複雜的現象[8]，若以微觀的角度來觀察，則摩擦力的變化曲線將如圖 3-6 所示：

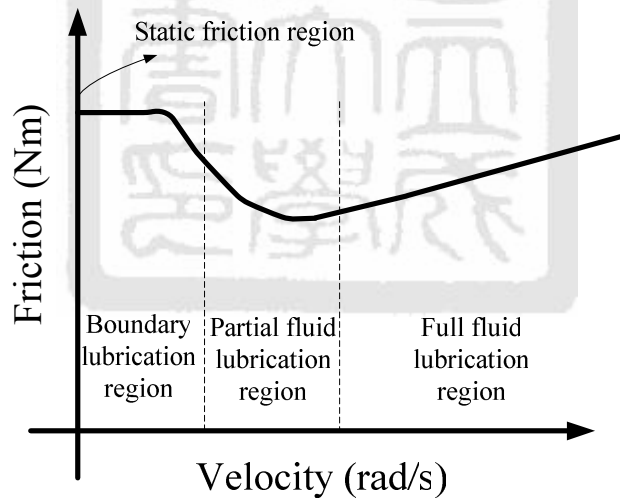


圖 3-6 摩擦力於極低速時之曲線變化圖

由圖 3-6 可以得知，當摩擦力脫離靜摩擦力區域時，會有一短暫的時刻隨著速度的增加而下降，然而當速度再增加時，摩擦力則會正比於速度而再度上升，其中摩擦力短暫下降的現象稱之為 Stribeck Effect。

依據圖 3-6 可以將摩擦力變化曲線劃分為四個區域：靜摩擦區、邊界潤滑區、部份流體潤滑區、完全流體潤滑區，以下將對摩擦力四個區域加以說明。

#### (1)靜摩擦區(Static friction region)：

在此區域中，物體還沒有相對速度的產生，而以微觀的角度觀察兩物體接觸表面，可以發現實際接觸的區域為表面粗糙的突起部份，如圖 3-7 所示：

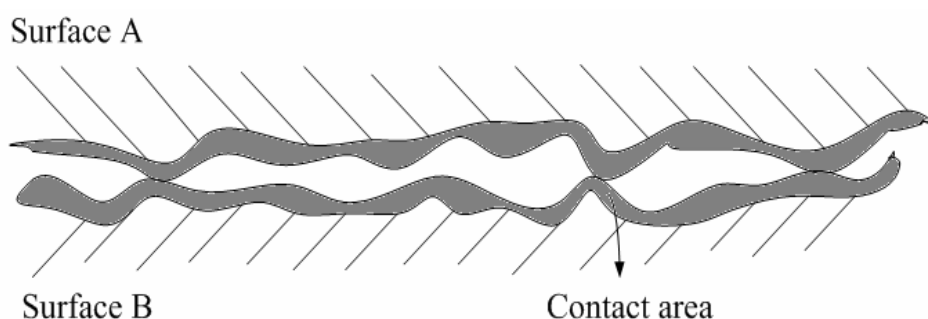


圖 3-7 物體接觸表面微觀圖

此時若施加外力於物體上，則會因為接觸的突起部分發生彈性形變而導致微小的相對位移產生，稱之為 Pre-sliding displacement。若持續增加外力到大於最大靜摩擦力時，物體將會脫離靜摩擦區而產生滑動，然而此最大靜摩擦力值，並非過去認定的一個定值，而是隨著外力的變化率而改變，當變化率越大，則最大靜摩擦力值會下降，稱之為 Varying breakaway force。

#### (2)邊界潤滑區(Boundary lubrication region)：

此時物體剛脫離靜摩擦區，並以微小的相對速度移動，因此在接觸表面無法有足夠的力量破壞接觸的材質而產生潤滑的液態薄膜，故兩接觸面還是以固態的接觸為主，且摩擦力的大小取決於接觸面邊界層材質的強度，由於物體在邊界材質的強度較低，因此摩擦力也隨之

下降。

### (3)部份流體潤滑區(Partial fluid lubrication region)：

隨著物體接觸表面的相對移動速度增加，此區域物體表面材質的破壞產生了液態薄膜，因此在移動的過程中造成了潤滑的效果，且隨著兩接觸面的相對速度持續上升，潤滑薄膜的厚度也隨之增加，固態之間的接觸因而相對應的減少，故摩擦力持續降低。

### (4)完全流體潤滑區(Full fluid lubrication region)：

當物體相對移動速度持續升高，此時固態之間的接觸已經完全消除，接觸面之間的空間完全由潤滑的液態薄膜所填充，如圖 3-8 所示，此時摩擦力的大小將隨著相對移動速度的上升而增加，也就是所謂的黏滯摩擦力。

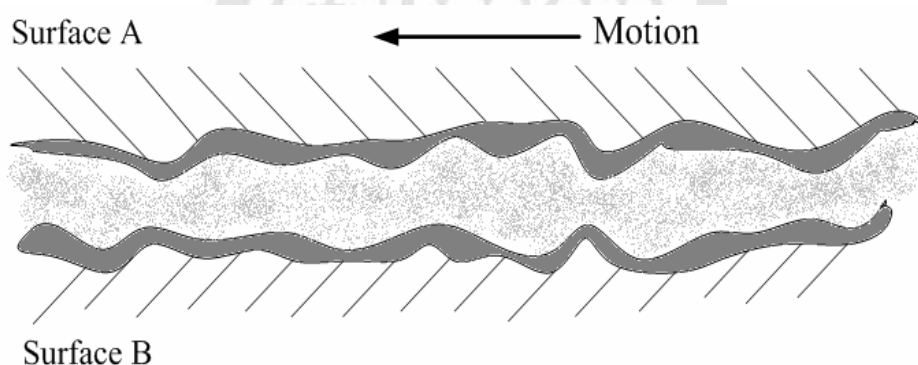


圖 3-8 接觸面之潤滑薄膜示意圖

## 3.3 常見摩擦力模型介紹

在上一節簡單介紹摩擦力所造成的現象，而許多的學者也針對這些現象分別提出一些摩擦力模型來描述摩擦力之行為，底下將介紹一些常見之摩擦力模型。

### (1) 傳統摩擦力模型：

當物體的相對移動速度為零時，此時摩擦力為一靜摩擦力值  $F_s$ ，其大小與施加外力大小相同，方向相反以保持作用物體之淨力為零，使物體保持不動。當有相對速度產生時，摩擦力則為動摩擦力值，大小與移動速度成正比，方向則與物體的移動方向相反，其模型如圖 3-9 所示，並可以用(3-3)式表示之：

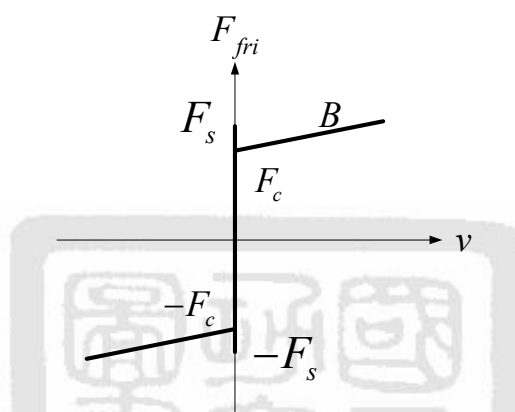


圖 3-9 傳統摩擦力模型

$$F_{fri}(v) = (F_c + B \times |v|) \operatorname{sgn}(v) \quad (3-3)$$

其中  $F_c$  為動摩擦力初始值，即庫倫摩擦力， $B$  為黏滯摩擦係數。

### (2) Karnopp 摩擦力模型[2]：

模型如圖 3-10 所示：

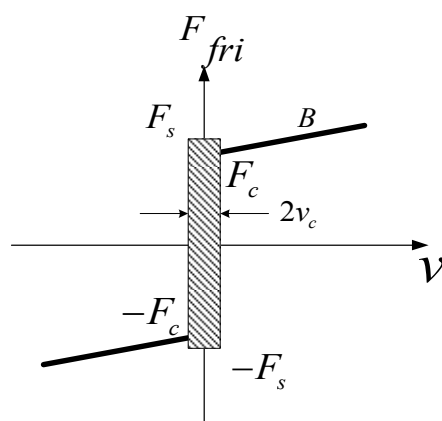


圖 3-10 Karnopp 摩擦力模型

此模型與傳統摩擦力模型之差異為，在速度為零的周圍設定了一臨界速度範圍( $[V_c, -V_c]$ )，在此範圍內的摩擦力最多只能到達最大靜摩擦力值  $F_s$ ，而當相對速度脫離此範圍後的摩擦力則又恢復為動摩擦力值，如同(3-3)式。

### (3) Tustin 摩擦力模型[3]：

此模型與傳統摩擦力模型之差異在於物體運動於低速時，增添了一項描述 Stribeck Effect 的指數型態之項目，以便解釋 Armstrong 等人在機器手臂實驗中所發現之摩擦力值於低速下會有先指數下降再上升的變化趨勢，模型如圖 3-11 所示，並以(3-4)式表示之：

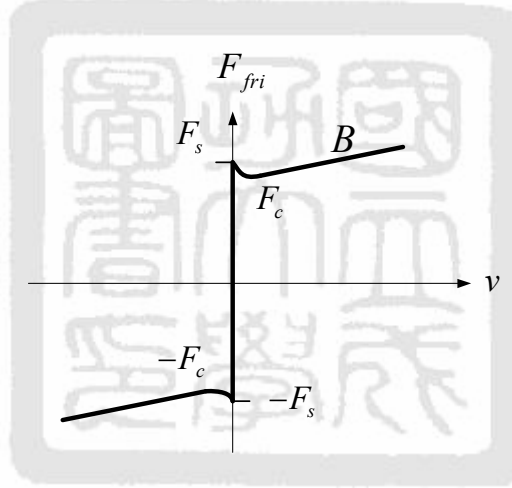


圖 3-11 Tustin 摩擦力模型

$$F_{fri}(v) = \left( F_c + (F_s - F_c)e^{-\tau|v|} + B|v| \right) \text{sgn}(v) \quad (3-4)$$

### (4) Wit 摩擦力模型[4,5]：

Wit 學者以 Tustin 摩擦力模型為基礎，針對在低速下時摩擦力變化情形的描述加以修改，並提出如同(3-5)式、(3-6)式兩種近似模型：

$$F_{fri}(v) = \left( F_c + (F_s - F_c)v^{1/2} + B|v| \right) \text{sgn}(v) \quad (3-5)$$

$$F_{fri}(v) = \begin{cases} a \times \text{sgn}(v) & \text{if } v \in [v_1, v_2] \cup [-v_1, -v_2] \\ b \times \text{sgn}(v) & \text{otherwise} \end{cases} \quad (3-6)$$

其中(3-6)式的模型如圖 3-12 所示：

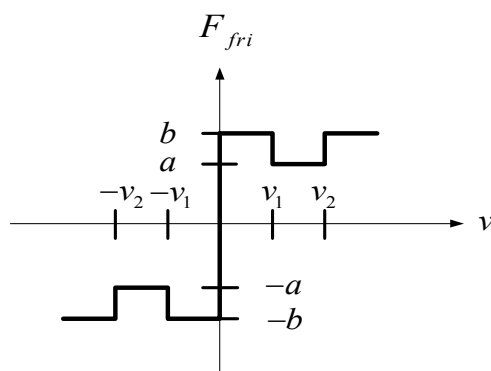


圖 3-12 Wit 摩擦力模型

(5) LuGre 摩擦力模型[6]：

Haessig 和 Friedland 學者[7]以微觀的角度將物體表面視為兩毛刷之間的摩擦接觸，而後 Canudas de Wit 等學者以此觀念提出了 LuGre 摩擦力模型，如圖 3-13 所示，並由(3-7)式描述摩擦力的大小。

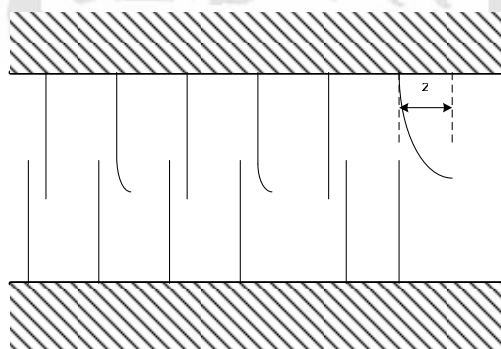


圖 3-13 LuGre 摩擦力模型

$$F_{fri}(v) = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v \quad (3-7)$$

其中  $\sigma_0$  為剛性係數， $\sigma_1$  為阻尼係數， $\sigma_2$  為黏滯摩擦係數， $z$  則是代表刷毛平均偏移量。

### 3.4 LuGre 摩擦力模型

摩擦力在極低速時的現象將更為複雜，傳統的一些摩擦力模型將不足以描述這些行為，因此在眾多的模型當中，本論文將運用 LuGre 摩擦力模型來做為摩擦力補償之架構。

#### 3.4.1 數學模型介紹

因摩擦力在極低速時會有 Pre-sliding displacement 現象，因此文獻[26]針對此一現象，提出(3-8)式來描述摩擦力與位移之間的關係：

$$\frac{dF}{dx} = \sigma \left[ 1 - \frac{F}{F_c} \operatorname{sgn}(v) \right]^\alpha \quad (3-8)$$

其中  $F$  為摩擦力， $F_c$  為庫倫摩擦力， $x$  為兩接觸面之間的相對位移量， $v$  為相對速度， $\sigma$  為摩擦力為零時的初始斜率， $\alpha$  為調整遲滯關係之參數，而遲滯關係如圖 3-14 所示：

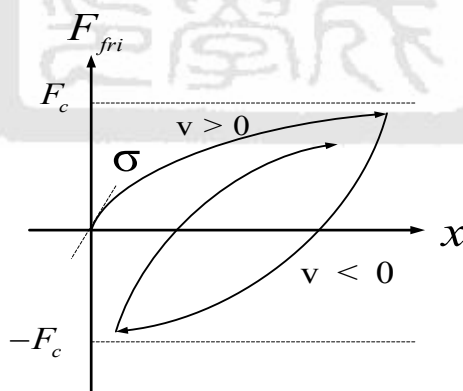


圖 3-14 摩擦力與位移之遲滯關係圖

將(3-8)式改寫為(3-9)式

$$\frac{dF}{dt} = \frac{dF}{dx} \frac{dx}{dt} = \frac{dF}{dx} v = \sigma \left[ 1 - \frac{F}{F_c} \operatorname{sgn}(v) \right]^\alpha v \quad (3-9)$$

若  $\alpha=1$  時且令  $F = \sigma z$ ，則 Dahl's model 可改寫如下：

$$\begin{cases} F = \sigma z \\ \frac{dz}{dt} = v - \sigma \frac{|v|}{F_c} z \end{cases} \quad (3-10)$$

然而 Dahl's model 中並沒有描述 Stribeck Effect 的現象，也因此 Canudas de Wit 等學者[6]經由修改 Dahl's model，進而提出了 LuGre 摩擦力模型，如(3-11)式所示：

$$\begin{cases} F = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v \\ \frac{dz}{dt} = v - \sigma_0 \frac{|v|}{g(v)} z \\ g(v) = F_c + (F_s - F_c) e^{-(v/v_s)^2} \end{cases} \quad (3-11)$$

其中  $\sigma_0$  為剛性係數， $\sigma_1$  為阻尼係數， $\sigma_2$  為黏滯摩擦係數， $z$  則是代表刷毛平均偏移量， $F_c$  為庫倫摩擦力， $F_s$  為最大靜摩擦力， $v_s$  為 Stribeck velocity。

比較(3-10)式與(3-11)式可以發現其兩者的差異主要在於，LuGre 摩擦力模型當中，摩擦力的部分增添了  $\sigma_1 \frac{dz}{dt}$ 、 $\sigma_2 v$ 、 $g(v)$  此三項。

$\sigma_1 \frac{dz}{dt}$  主要是用來增加靜摩擦力區間的阻尼現象， $\sigma_2 v$  用來表現正比於速度的黏滯摩擦力， $g(v)$  則是一個正定函數，用來描述 Stribeck Effect 的現象。

分析穩態時摩擦力大小，則由(3-11)式中可以求得當速度為定值時( $\frac{dz}{dt} = 0$ )，此時  $z$  的穩態值為：



$$\begin{aligned}
z_{ss} &= \frac{v \times g(v)}{\sigma_0 \times |v|} \\
&= \frac{g(v)}{\sigma_0} \operatorname{sgn}(v)
\end{aligned} \tag{3-12}$$

則穩態時摩擦力可以改寫如(3-13)式：

$$\begin{aligned}
F_{ss} &= \sigma_0 z_{ss} + \sigma_2 v \\
&= g(v) \times \operatorname{sgn}(v) + \sigma_2 v \\
&= F_c \times \operatorname{sgn}(v) + (F_s - F_c) e^{-(v/v_s)^2} \operatorname{sgn}(v) + \sigma_2 v
\end{aligned} \tag{3-13}$$

由(3-13)式可以發現，在穩態時，摩擦力不僅有傳統的庫倫摩擦力以及正比於速度的黏滯摩擦力，中間也增加了能夠描述 Stribeck Effect 的項目。

### 3.4.2 參數鑑別之方法

由上節中的介紹可知，LuGre 模型當中有許多的參數，因此底下將對於不同的參數，根據文獻[27]運用不同之實驗進行鑑別：

#### (1) 鑑別轉動慣量 $J$ 、庫倫摩擦係數 $F_c$ 、黏滯摩擦係數 $\sigma_2$

以較高的速度進行馬達運轉，則此時摩擦力可近似為動摩擦力，因此整個馬達系統運轉行為可以用牛頓第二定律描述，如(3-14)式表示：

$$J \frac{dv}{dt} = u - F_c \times \operatorname{sgn}(v) - \sigma_2 v \tag{3-14}$$

其中  $u$  為輸入扭力命令， $v$  為系統速度輸出。

若將(3-14)式改寫為(3-15)式：

$$\begin{bmatrix} \frac{dv}{dt} & \text{sgn}(v) & v \end{bmatrix} \begin{bmatrix} J \\ F_c \\ \sigma_2 \end{bmatrix} = u \quad (3-15)$$

接著利用最小平方誤差法即可鑑別出欲求之參數。

## (2) 鑑別靜摩擦係數 $F_s$

給予馬達一個固定斜率的遞增扭力命令，當系統發生明顯運動時，則此刻的扭力命令大小即為最大靜摩擦力值。

## (3) 鑑別剛性係數 $\sigma_0$ 、阻尼係數 $\sigma_1$

使馬達運轉在靜摩擦區時，此時摩擦力會等同於施加外力，且一般來說剛性係數  $\sigma_0$  遠比阻尼係數  $\sigma_1$  以及黏滯摩擦係數  $\sigma_2$  來的大，因此摩擦力可以近似成：

$$u \approx F_{fri} \approx \sigma_0 z \quad (3-16)$$

其中  $u$  為輸入扭力命令， $z$  為系統位移輸出。接著利用最小平方誤差法即可鑑別出欲求之參數  $\sigma_0$ 。

而阻尼係數  $\sigma_1$  是用來決定其阻尼行為，其阻尼比  $\zeta$  與  $\sigma_1$  之關係可用 (3-17) 式表示：

$$\sigma_1 = 2\zeta\sqrt{\sigma_0 J} - \sigma_2 \quad (3-17)$$

將  $\zeta$  選定為 1，並代入之前所求得之參數，即可決定  $\sigma_1$  值。

### 3.5 摩擦力模型參數鑑別實作

在本節中同樣針對加載馬達以及 X-Y 平台進行摩擦力模型的鑑別。以加載馬達為例，誠如 3.4.2 節所敘述，在第一步驟中，設定一輸入扭力命令如圖 3-15，則實際馬達速度輸出如圖 3-16 所示。

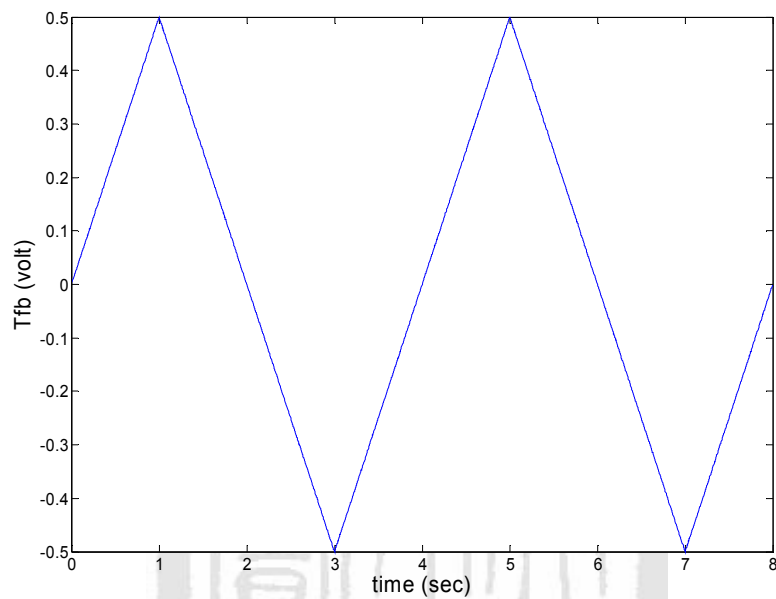


圖 3-15 輸入扭力命令

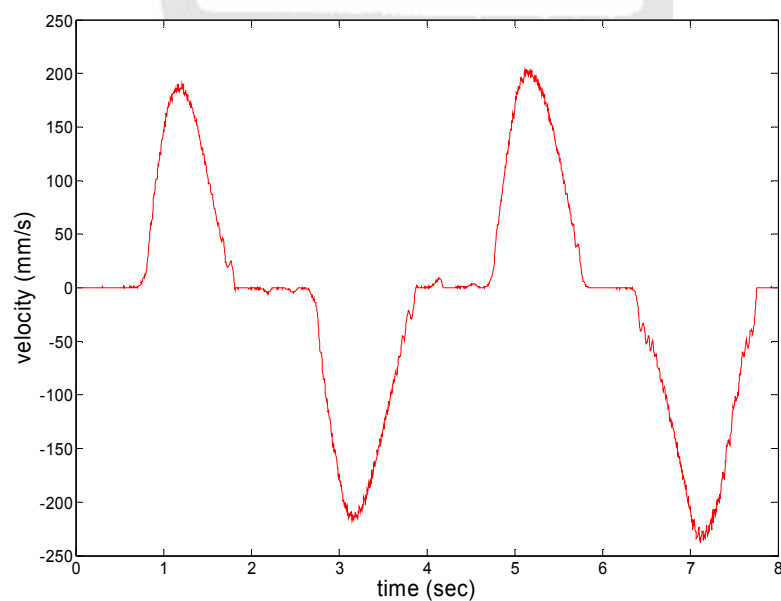


圖 3-16 馬達系統速度輸出

在圖 3-16 中可以發現因輸入命令在跨越零速度區時會受到摩擦力的影響，使得速度曲線圖中出現了死區(Dead zone)，此部份資料不能當作數據處理，且由於在第一步驟中，是假定以較高的速度進行馬達運轉，因此訂定了一速度下限的條件， $V_{min} = 50 \text{ mm/s}$ ，利用超過此速度下限的速度資訊進行最小平方誤差法的運算，便可以估測出一組欲求之參數，如下表 3-1 所示：

表 3-1 馬達摩擦力參數鑑別結果(一)

系統參數	鑑別結果
$J$	$0.0002554 \frac{\text{Nm}}{\text{rad/s}^2}$
$F_c$	$0.02189 \text{ Nm}$
$\sigma_2$	$0.0003101 \frac{\text{Nm}}{\text{rad/s}}$

第二步驟的鑑別中，輸入一固定斜率的遞增扭力命令，如圖 3-17：

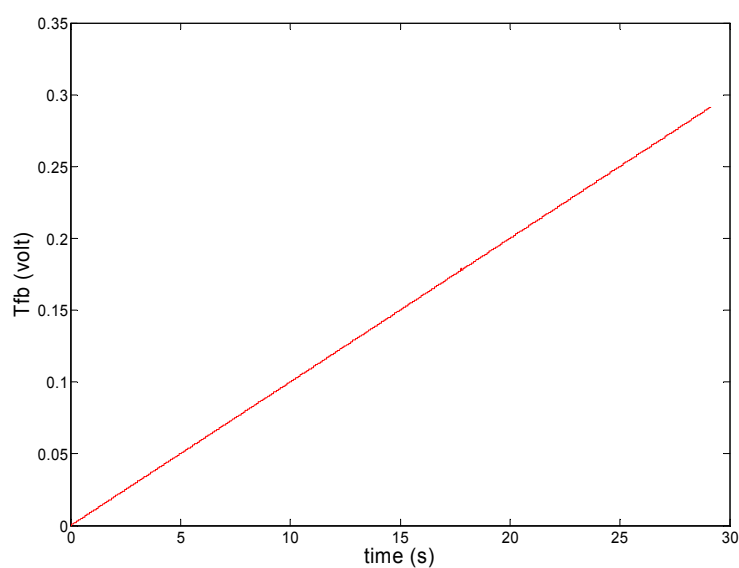


圖 3-17 遞增扭力命令

當馬達有明顯的速度產生時，如圖 3-18 所示，記錄此刻的時間點，以此時間對照圖 3-17 的扭力命令，即可得到一組靜摩擦力值，取多組數據平均後，鑑別結果如表 3-2 所示。

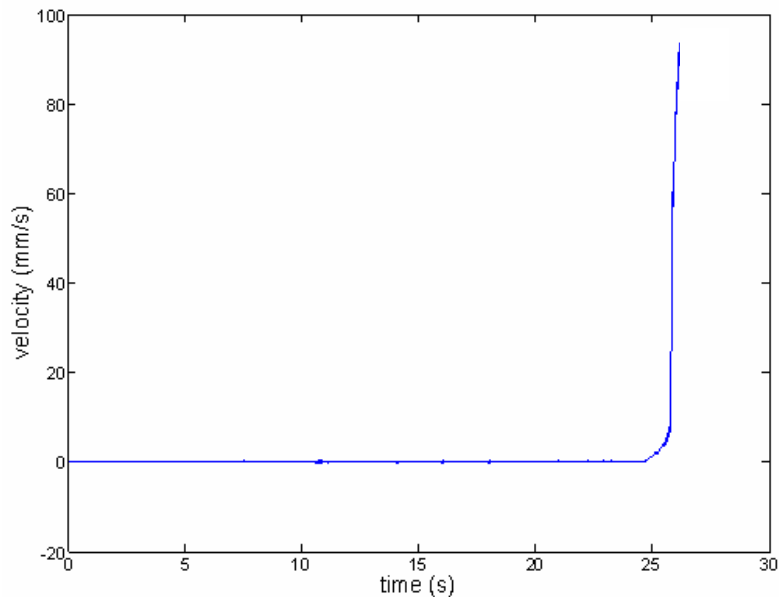


圖 3-18 馬達之輸出速度

表 3-2 馬達摩擦力參數鑑別結果(二)

系統參數	鑑別結果
$F_s$	0.06411 Nm

最後在第三步驟中，為了使馬達工作在靜摩擦區，因此輸入的扭力命令必須小於靜摩擦力值，在此選擇最大扭力命令為 0.17 Volt，單位轉換後為 0.0442 Nm，而輸入扭力命令與馬達實際位移如圖 3-19，且其扭力命令與位移之間的關係則如圖 3-20 所示。由圖 3-20 可以發現誠如先前圖 3-14 所顯示，兩者間會存在一遲滯關係。

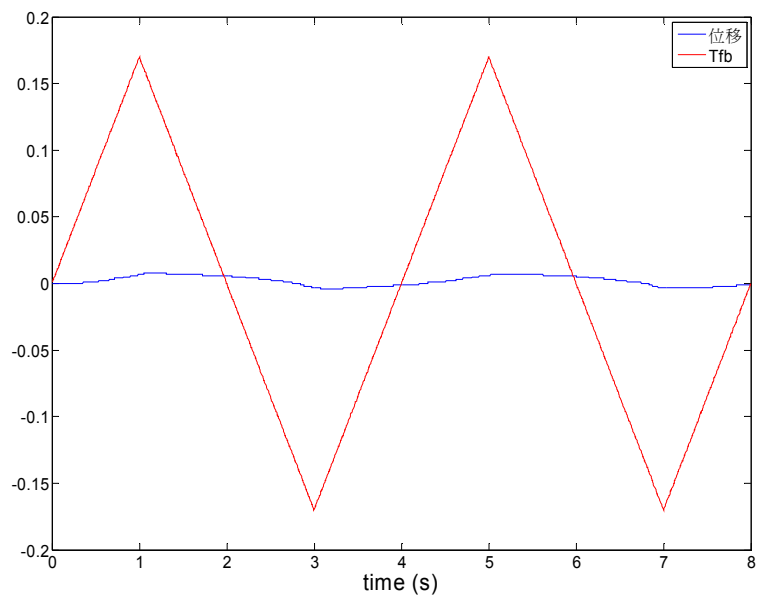


圖 3-19 馬達輸入命令與輸出位移

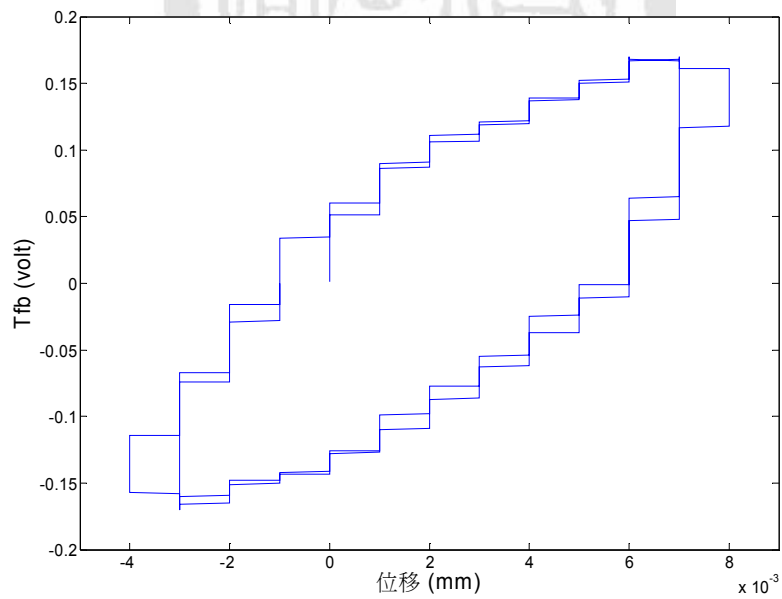


圖 3-20 扭力命令與馬達位移關係圖

根據以上所得的資訊便可以利用最小平方誤差法求取一組 $\sigma_0$ ，並代入(3-17)式將 $\sigma_1$ 一併求出，鑑別結果如表 3-3 所示。

表 3-3 馬達摩擦力參數鑑別結果(三)

系統參數	鑑別結果
$\sigma_0$	$1.7737 \frac{\text{Nm}}{\text{rad}}$
$\sigma_1$	$0.04225 \frac{\text{Nm}}{\text{rad/s}}$

由以上三步驟即可求得 LuGre 摩擦力模型中所有參數，而相同的鑑別實驗對於 X-Y 平台所鑑別出的結果則如表 3-4 所呈現。

表 3-4 X-Y 平台摩擦力參數鑑別結果

系統參數	鑑別結果 (X 軸)	鑑別結果 (Y 軸)
$J (\frac{\text{Nm}}{\text{rad/s}^2})$	0.00015007	0.000087859
$F_c (\text{Nm})$	0.06058	0.045178
$\sigma_2 (\frac{\text{Nm}}{\text{rad/s}})$	0.00062178	0.00038708
$F_s (\text{Nm})$	0.08294	0.07332
$\sigma_0 (\frac{\text{Nm}}{\text{rad}})$	5.9604	8.10792
$\sigma_1 (\frac{\text{Nm}}{\text{rad/s}})$	0.0592	0.052992

本論文將於後面實驗章節中運用此方法所鑑別出的 LuGre 摩擦力模型，實際進行摩擦力補償，以抑制摩擦力在低速或跨越零速度區時對系統所造成的不良響應。

## 第四章 干擾量補償架構

### 4.1 簡介

在第三章中，介紹了以 model-based 的方式，建立出一摩擦力模型來補償摩擦力於低速運轉之馬達系統。然而在極低速時，對系統造成影響的因素並不僅僅只有摩擦力而已，舉凡系統鑑別的誤差以及外部干擾等原因都應加以考慮，使系統能夠更為平順地運轉。因此本論文提出一基於虛擬模型干擾補償器 (Virtual Plant Disturbance Compensator) 來解決系統中其他因素所造成的干擾問題。本章首先對一般常用的干擾量觀測器原理做一簡介，說明如何估測出外在干擾量；其次指出若運用干擾量觀測器所估測之干擾值進行干擾補償時所發生之不良影響，並透過模擬以及實作驗證前述觀察；最後說明使用本論文提出之虛擬模型干擾補償器，可以解決前述之缺點，能夠較完整地補償干擾量於系統中。

### 4.2 干擾量觀測器

在系統鑑別的過程中，我們往往假設鑑別出來的結果是十分準確的，然而實際上，不論是運用了何種鑑別方式，虛擬數學模型與實際物理系統之間必然有些許的差距，亦即經鑑別所得的數學模型存在著不確定性。因此，本論文運用干擾量觀測器補償之目的在於降低因摩擦力模型與系統模型中參數不確定性而產生的干擾，期望透過抑制干擾量對系統的影響，達到更佳的控制效果；以下將對干擾量觀測器架構及其原理做一介紹與推導。

#### 4.2.1 閉迴路干擾量觀測器

目前許多干擾估測法大多是透過量測馬達電流來獲取負載或干



擾轉矩，但此方法卻擁有以下兩項缺點：無法量測真實的外在干擾轉矩；另一方面當馬達發生過載情況時，則估測值會有較大的誤差產生。為解決這些問題，圖 4-1 為文獻[22]所提出的 PI 型閉迴路干擾觀測器(PI-type Closed-loop Torque Observer 以下簡稱 PICTO)，其中  $J_m, B_m$  表示實際馬達參數， $\hat{J}, \hat{B}$  表示鑑別模型參數。

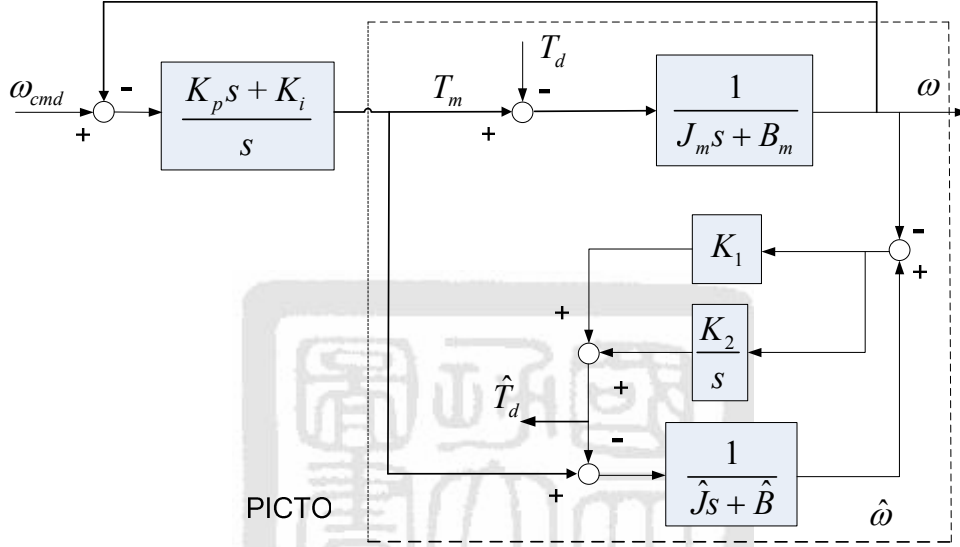


圖 4-1 PICTO 架構圖

由圖 4-1 可以得知，PICTO 的估測原理是藉由輸入相同的轉矩命令，而後將鑑別出的系統模型之速度輸出，與實際馬達的速度輸出做一比較。而在 PICTO 的架構中， $K_1$  及  $K_2$  便是決定響應的重要因素，經由適當的調整兩個參數，便能夠有效地估測出精準的干擾量，然而在文獻[22]中只說明能準確估測干擾量，並沒有實際將所估測之干擾量做進一步補償之動作。

### 4.3 結合 PICTO 之補償架構分析

如上節所述，若能把 PICTO 精準估測出的干擾量補償於系統中，則將使得系統不再受到干擾影響而能運轉得更為平順，因此本節將運用 PICTO 架構進行干擾量的補償，如圖 4-2 所示。而在實作上，實

際馬達的估測速度往往會有量測誤差的存在，加上先前均假設馬達系統為一個線性一階系統，難免與實際的馬達參數有所差距。因此以下將透過 Mason's Rule 的推導，藉以分析量測誤差與系統參數誤差，兩者分別對系統補償干擾量的影響。

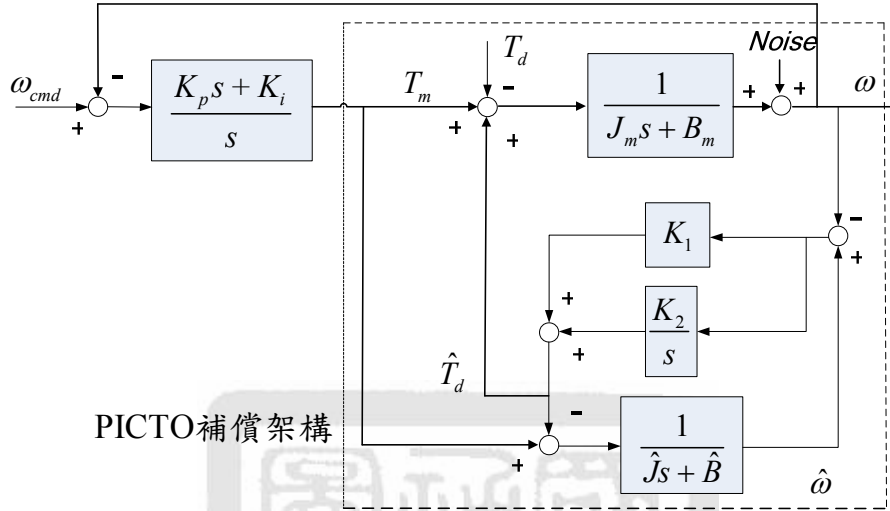


圖 4-2 結合 PICTO 進行干擾補償之架構圖

在量測誤差方面，根據圖 4-2 可以推導出如(4-1)式：

$$\frac{\hat{\omega}}{Noise} = \frac{-(K_p s + K_i)(J_m s + B_m)s + (K_1 s + K_2)(J_m s + B_m)s}{\Delta_1} \quad (4-1)$$

$$\begin{aligned} \text{其中 } \Delta_1 = & (\hat{J}s + \hat{B})(J_m s + B_m)s^2 + (K_p s + K_i + K_1 s + K_2)(\hat{J}s + \hat{B})s \\ & + (K_1 s + K_2)(J_m s + B_m)s + 2(K_p s + K_i)(K_1 s + K_2) \end{aligned}$$

由(4-1)式可以得知，使用 PICTO 在圖 4-2 之速度控制架構中，可以得到一個類似低通濾波器的效果，能夠抑制量測誤差雜訊的影響。不同於文獻[20]所運用的開迴路干擾量觀測器，PICTO 不需要特定設計一個低通濾波器為其優點。

另一方面，考慮系統參數對於此架構補償干擾量的影響，推導可得(4-2)及(4-3)式：

$$\frac{\hat{T}_d(s)}{T_m(s)} = \frac{-(K_1s + K_2)(\hat{J}s + \hat{B}) + (K_1s + K_2)(J_ms + B_m)}{(\hat{J}s + \hat{B})(J_ms + B_m)s + (K_1s + K_2)(\hat{J}s + \hat{B}) + (K_1s + K_2)(J_ms + B_m)} \quad (4-2)$$

$$\frac{\hat{T}_d(s)}{T_d(s)} = \frac{-(K_1s + K_2)(\hat{J}s + \hat{B})}{(\hat{J}s + \hat{B})(J_ms + B_m)s + (K_1s + K_2)(\hat{J}s + \hat{B}) + (K_1s + K_2)(J_ms + B_m)} \quad (4-3)$$

為了進一步分析，假設馬達轉矩與干擾轉矩均為常數，即為定值。亦即  $T_m(s) = C_m/s$ ， $T_d(s) = C_d/s$ ，其中  $C_m$ ， $C_d$  分別為馬達轉矩值與干擾轉矩值。穩態時，即  $s \rightarrow 0$ ，則(4-2)及(4-3)式可再簡化為(4-4)及(4-5)，並相加為(4-6)式。

$$\hat{T}_{dss} = \frac{-K_2\hat{B} + K_2B_m}{K_2\hat{B} + K_2B_m} \times C_m \quad (4-4)$$

$$\hat{T}_{dss} = \frac{-K_2\hat{B}}{K_2\hat{B} + K_2B_m} \times C_d \quad (4-5)$$

$$\hat{T}_{dss} = \frac{-K_2\hat{B} + K_2B_m}{K_2\hat{B} + K_2B_m} \times C_m + \frac{-K_2\hat{B}}{K_2\hat{B} + K_2B_m} \times C_d \quad (4-6)$$

從上述討論可得知，雖然 PICTO 確實可以估測出完整的干擾量，但若結合 PICTO 進行干擾補償，則因為在架構中多了一條路徑，使得推導之轉移函數分母變大。若假設鑑別出的系統數學模型相當近似於實際馬達模型時， $B_m \approx \hat{B}$ ， $J_m \approx \hat{J}$ ，則(4-6)式將可進一步寫為  $\hat{T}_{dss} \approx -C_d/2$ ，亦即估測的干擾量只有實際干擾量的一半。因此雖然在外迴路部分使用 PI 控制器做速度命令的追蹤，但由於干擾量的補償不足，因此速度控制的效果仍然不佳，速度誤差會有較大的情況產生。至於在文獻[24]當中所提出的比例積分型干擾量觀測器補償架構正是考慮了補償干擾量的不足，因此在估測出干擾量以後再透過一個比例積分控制器，達到提高干擾量的補償目的。然而此方法卻也因為

在比例積分增益的調整上是採用嘗試錯誤法，並沒有訂定一個明確的調整準則，因此對於使用者來說，需要花費大量的時間嘗試參數調整並反覆地驗證補償後的效果，使用上並不方便。

#### 4.4 變型干擾補償器架構分析

為了解決干擾量補償不足的問題，我們試著從整體的控制架構中進行更改，因此先嘗試把圖 4-2 的架構變更為圖 4-3 所示，並稱虛線部分為變型干擾補償器(Variant Disturbance Compensator 以下簡稱 VDC)，其中  $J_m, B_m$  表示實際馬達參數， $\hat{J}, \hat{B}$  表示鑑別模型參數。由圖 4-3 可以得知與圖 4-2 最大的不同在於：估測干擾量並沒有補償於所鑑別的馬達模型中。

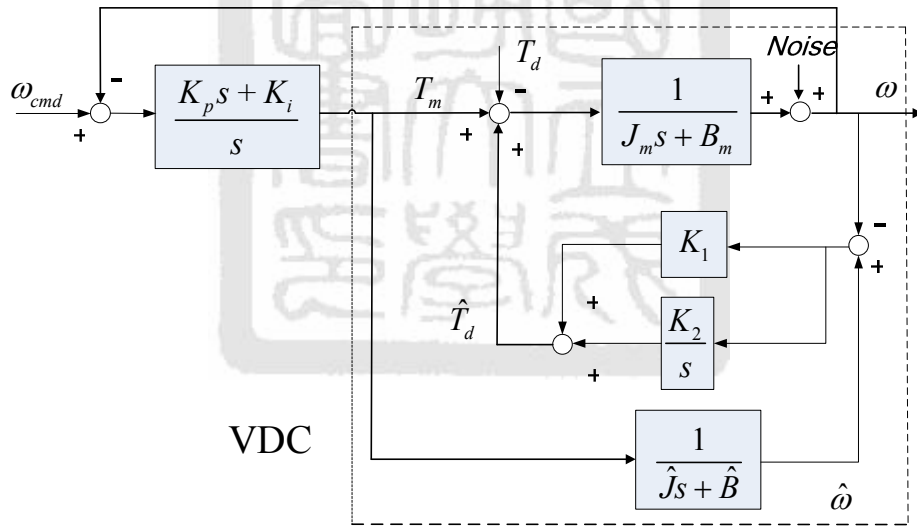


圖 4-3 以 VDC 進行干擾補償之架構圖

根據圖 4-3 可以得到(4-7)及(4-8)式：

$$\frac{\hat{T}_d(s)}{T_m(s)} = \frac{-(K_1 s + K_2)(\hat{J}s + \hat{B}) + (K_1 s + K_2)(J_m s + B_m)}{(\hat{J}s + \hat{B})(J_m s + B_m)s + (K_1 s + K_2)(\hat{J}s + \hat{B})} \quad (4-7)$$

$$\frac{\hat{T}_d(s)}{T_d(s)} = \frac{-(K_1 s + K_2)}{(J_m s + B_m)s + (K_1 s + K_2)} \quad (4-8)$$

同樣假設馬達轉矩與干擾轉矩均為常數，即為一定值。亦即  $T_m(s) = C_m/s$ ， $T_d(s) = C_d/s$ ，其中  $C_m$ ， $C_d$  分別為馬達轉矩值與干擾轉矩值。穩態時， $s \rightarrow 0$ ，則(4-7)及(4-8)式可再簡化為(4-9)及(4-10)，並相加為(4-11)式。

$$\hat{T}_{dss} = \frac{-K_2\hat{B} + K_2B_m}{K_2\hat{B}} \times C_m \quad (4-9)$$

$$\hat{T}_{dss} = \frac{-K_2}{K_2} \times C_d \quad (4-10)$$

$$\hat{T}_{dss} = \frac{-K_2\hat{B} + K_2B_m}{K_2\hat{B}} \times C_m + \frac{-K_2}{K_2} \times C_d \quad (4-11)$$

則從(4-11)式可以得知，當  $B_m \approx \hat{B}$ ， $J_m \approx \hat{J}$ ，則由(4-11)式所估測出的干擾量  $\hat{T}_{dss} \approx -C_d$ ，亦即估測干擾量等於實際的干擾量，可解決圖 4-2 架構中干擾量補償不足的問題。

然而，再考慮量測誤差在圖 4-3 架構中對干擾量估測的影響，可以得到(4-12)式：

$$\frac{\hat{\omega}}{Noise} = \frac{-(K_p s + K_i)(J_m s + B_m)s}{A_2} \quad (4-12)$$

$$\begin{aligned} \text{其中 } A_2 = & (\hat{J}s + \hat{B})(J_m s + B_m)s^2 + (K_p s + K_i + K_1 s + K_2)(\hat{J}s + \hat{B})s \\ & + (K_p s + K_i)(K_1 s + K_2) \end{aligned}$$

由以上推導得知，雖然此一架構可以完全補償干擾量，但比較(4-1)及(4-12)式，發現(4-1)式轉移函數中的分母較大，且分子較小，代表在原本的補償架構中，量測誤差雜訊對於系統的轉移函數較小，表示相較於變型干擾補償器架構，PCTO 補償架構能夠較抑制雜訊的影響。

響。此外在 VDC 補償架構中，所鑑別出之馬達模型部分變為開迴路結構，也不利於其輸出響應之穩定性。

綜合以上結果，可以得知雖然運用 VDC 補償架構對於干擾量的估測較為精確，但是整體上卻會有較差的控制效果。

#### 4.5 虛擬模型干擾補償器架構分析

誠如上一小節所述，先前兩種補償架構分別會有其優缺點，仔細探究其原因可知，若欲使干擾量估測結果較為精準，則在架構中所估測的干擾量不需補償於鑑別所得之馬達數學模型，如圖 4-3。然而此一舉動卻也使得鑑別之馬達模型部分變成一類似開迴路的結構，不利於系統的穩定，同時量測誤差雜訊的抑制效果也因此變差。因此，本論文綜合兩者的優點，在此提出了一虛擬模型干擾補償器(Virtual Plant Disturbance Compensator 以下簡稱 VPDC)，如圖 4-4 所示,其中  $J_m$ ,  $B_m$  表示實際馬達參數， $\hat{J}$ ,  $\hat{B}$  表示鑑別模型參數。

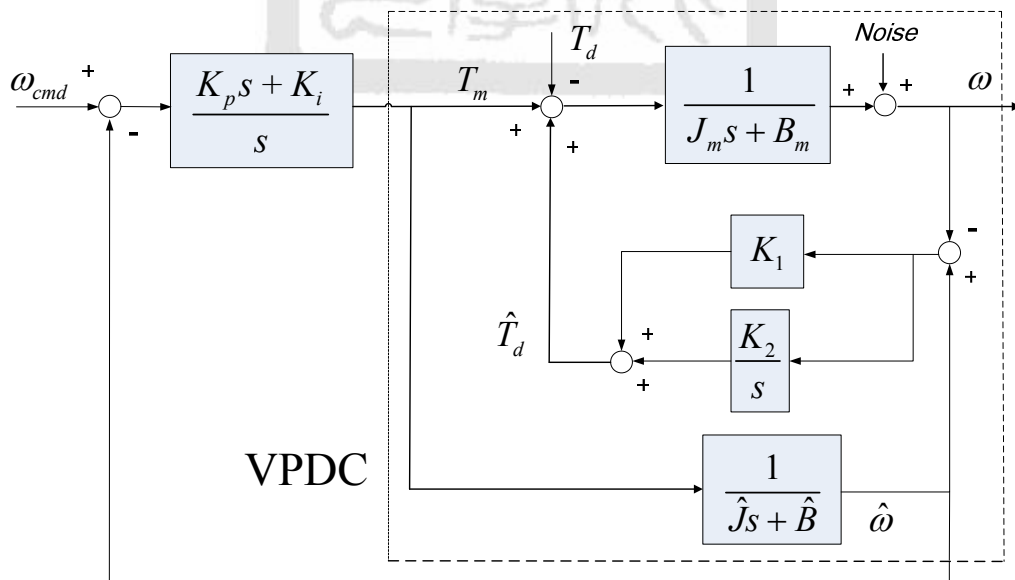


圖 4-4 以 VPDC 進行干擾補償之架構圖

由圖 4-4 可以發現，相較於圖 4-3，差別在於速度回授訊號更改為鑑別所得之馬達數學模型之輸出，此一結果依然保持著估測干擾量不需補償於馬達數學模型的效果，且在馬達數學模型方面，有著追蹤命令的負回授路徑存在，本身形成了一閉迴路，可解決之前在開迴路下所面臨的問題。以下將藉由數學公式的推導與分析，說明此架構可以同時滿足干擾量估測精準以及抑制量測誤差之優點：

在干擾量補償方面，同樣透過 Mason's Rule 的推導可以得到(4-13)以及(4-14)式：

$$\frac{\hat{T}_d(s)}{T_m(s)} = \frac{-(K_1s + K_2)(\hat{J}s + \hat{B}) + (K_1s + K_2)(J_ms + B_m)}{(\hat{J}s + \hat{B})(J_ms + B_m)s + (K_1s + K_2)(\hat{J}s + \hat{B})} \quad (4-13)$$

$$\frac{\hat{T}_d(s)}{T_d(s)} = \frac{-(K_1s + K_2)}{(J_ms + B_m)s + (K_1s + K_2)} \quad (4-14)$$

同先前之假設，即  $T_m(s) = C_m/s$ ， $T_d(s) = C_d/s$ ，其中  $C_m$ ， $C_d$  分別為馬達轉矩值與干擾轉矩值。穩態時， $s \rightarrow 0$ ，則(4-13)及(4-14)式可再簡化為(4-15)及(4-16)，並相加為(4-17)式。

$$\hat{T}_{dss} = \frac{-K_2\hat{B} + K_2B_m}{K_2\hat{B}} \times C_m \quad (4-15)$$

$$\hat{T}_{dss} = \frac{-K_2}{K_2} \times C_d \quad (4-16)$$

$$\hat{T}_{dss} = \frac{-K_2\hat{B} + K_2B_m}{K_2\hat{B}} \times C_m + \frac{-K_2}{K_2} \times C_d \quad (4-17)$$

當  $B_m \approx \hat{B}$ ， $J_m \approx \hat{J}$ ，(4-17)式可化簡為  $\hat{T}_{dss} \approx -C_d$ ，即為虛擬模型干擾補償器能夠完整地估測出實際的干擾量。

另一方面，考慮量測誤差雜訊在此架構中對於干擾量估測的影響，可得(4-18)式：

$$\frac{\hat{\omega}}{Noise} = \frac{0}{A_3} \quad (4-18)$$

$$\begin{aligned} \text{其中 } A_3 = & (\hat{J}s + \hat{B})(J_ms + B_m)s^2 + (K_ps + K_i)(J_ms + B_m)s \\ & + (K_1s + K_2)(\hat{J}s + \hat{B})s + (K_ps + K_i)(K_1s + K_2) \end{aligned}$$

上式的結果顯示在虛擬模型干擾補償器架構中，量測誤差雜訊幾乎不會對系統產生影響，原因可由圖 4-4 中直接看出，實際馬達的量測誤差雜訊並沒有存在任何一條路徑可以影響數學模型輸出。

由(4-17)及(4-18)式的推導結果顯示，使用本論文提出之虛擬模型干擾補償器進行干擾量補償，確實可以同時兼顧干擾量估測精確以及抑制雜訊的優點。

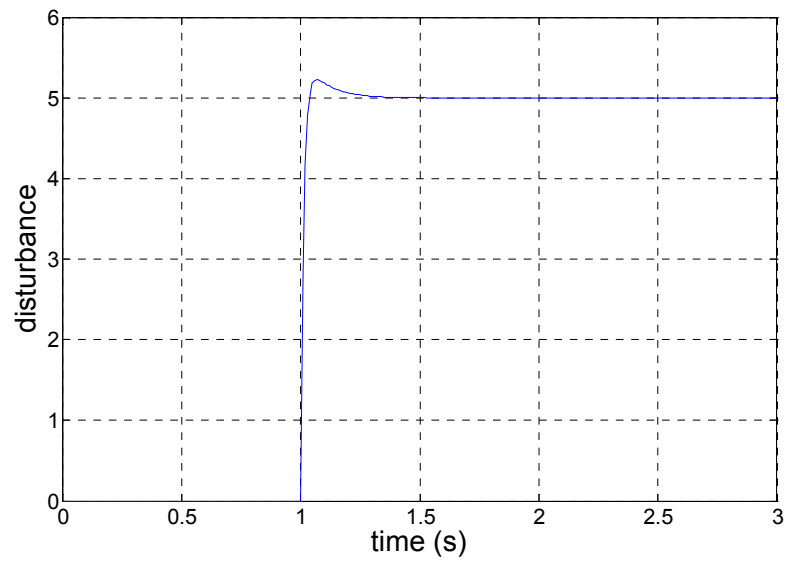
## 4.6 干擾量估測模擬與實作結果

**模擬部分：**進行兩個電腦模擬，驗證前述所討論之結果。

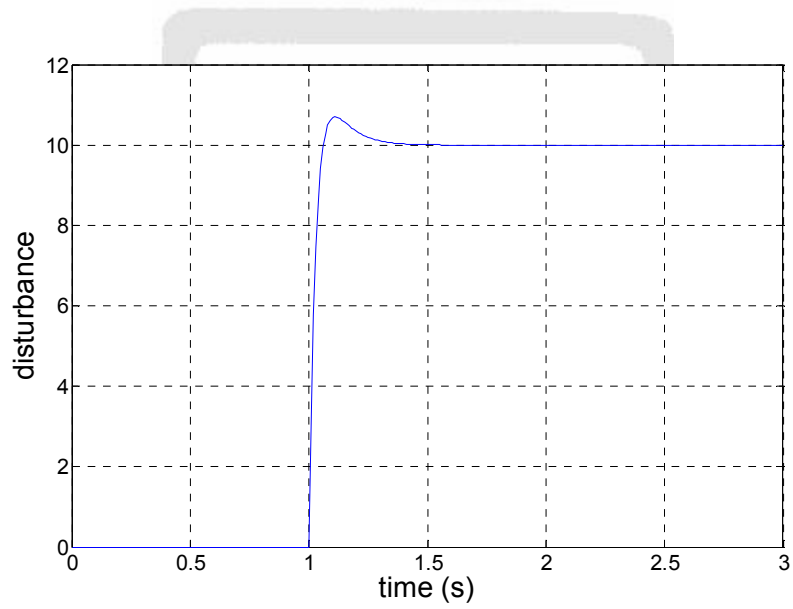
### (一) 干擾量估測

以 Matlab 中 Simulink 軟體模擬圖 4-2、圖 4-3、以及圖 4-4 三種干擾補償架構，給定干擾量分別為定值 10 與弦波振幅 10，模擬結果如下圖 4-5 以及圖 4-6 所示。

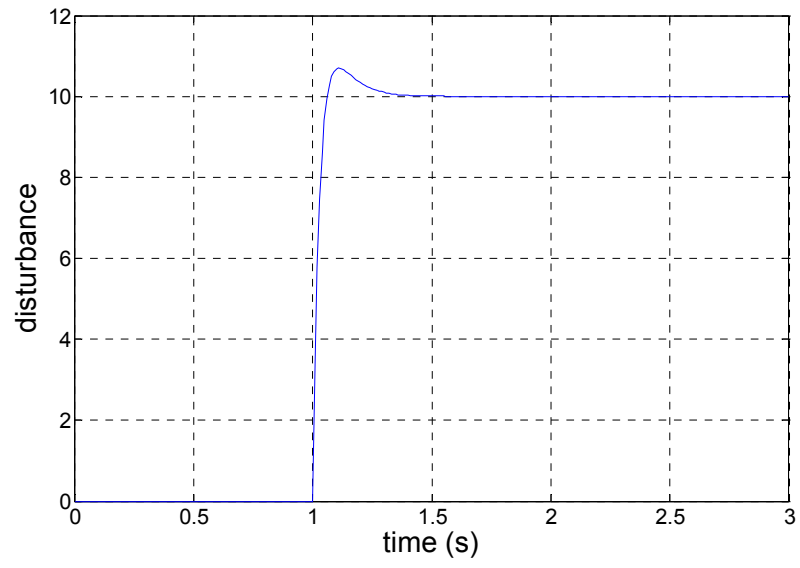




(a)

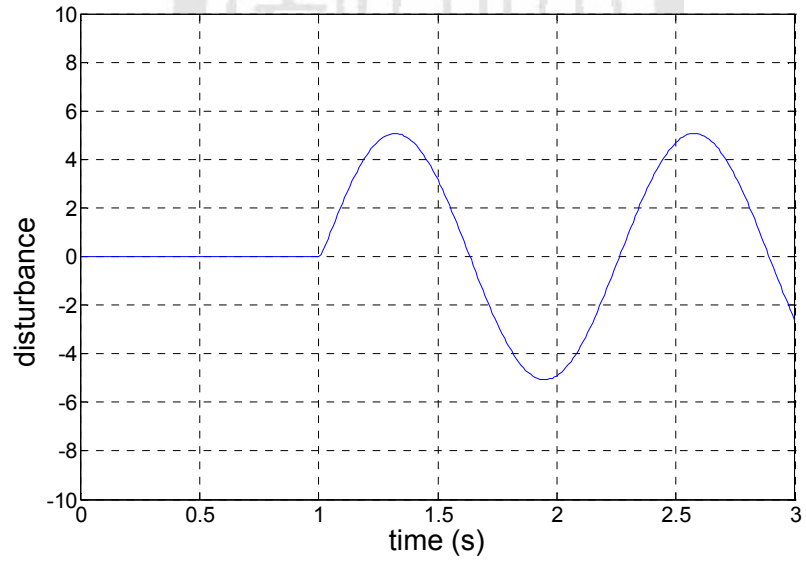


(b)

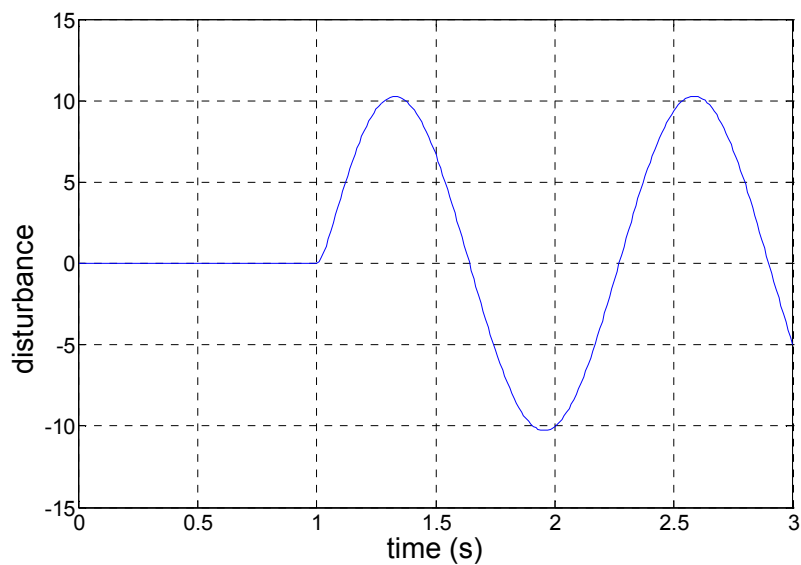


(c)

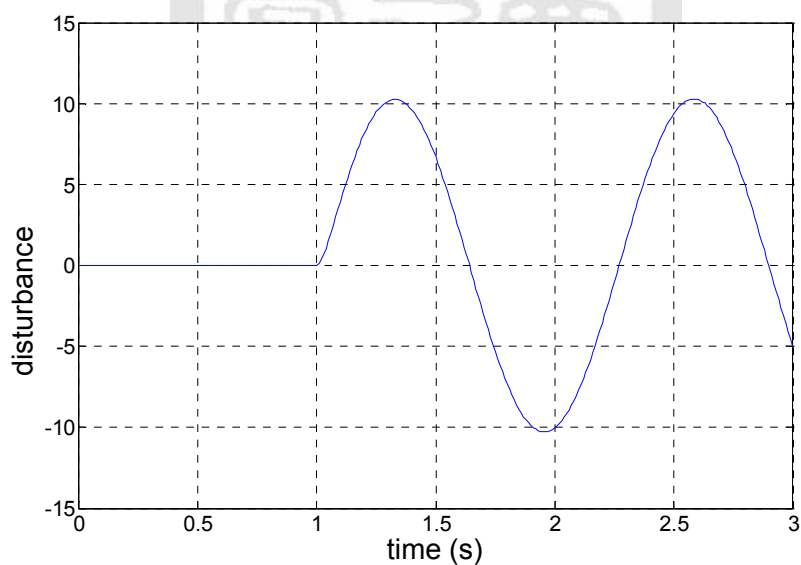
圖 4-5 估測固定干擾量之模擬結果(a)干擾量觀測器；(b)變型干擾補償器；(c)虛擬模型干擾補償器



(a)



(b)



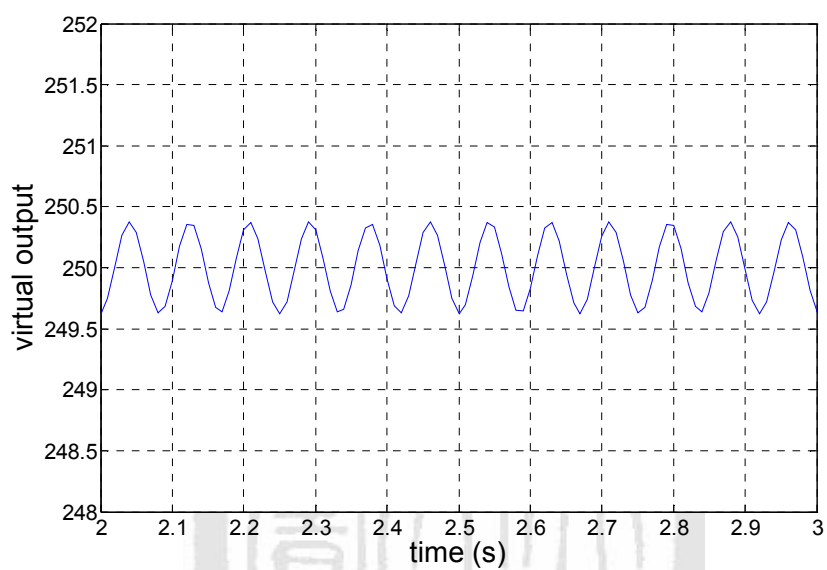
(c)

圖 4-6 估測變動干擾量之模擬結果(a)干擾量觀測器；(b)變型干擾補償器；(c)虛擬模型干擾補償器

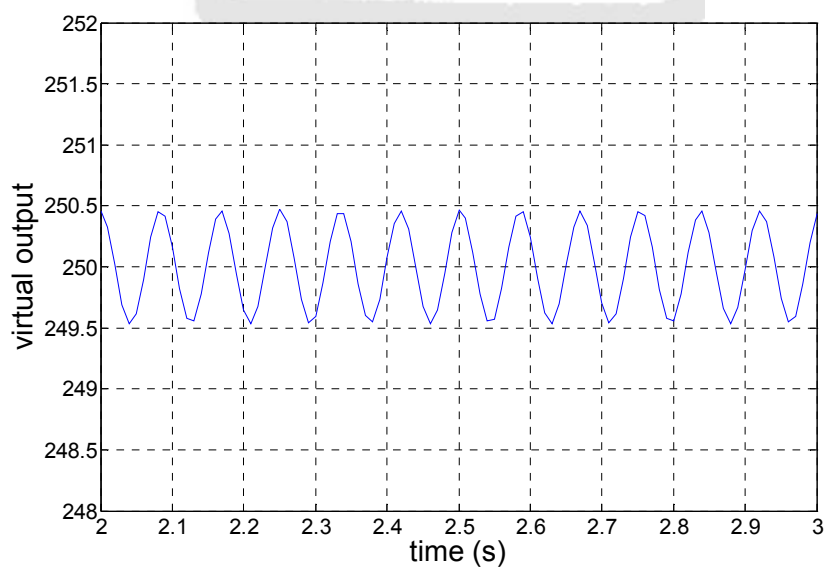
由圖 4-5 及圖 4-6 可知模擬結果與先前討論相同，不論是固定還是變動的干擾量，PICTO 架構都只能估測出實際干擾量大約一半的數值，然而採用其餘兩種架構則能較完整地估測出真實干擾量大小。

## (二) 量測誤差之影響

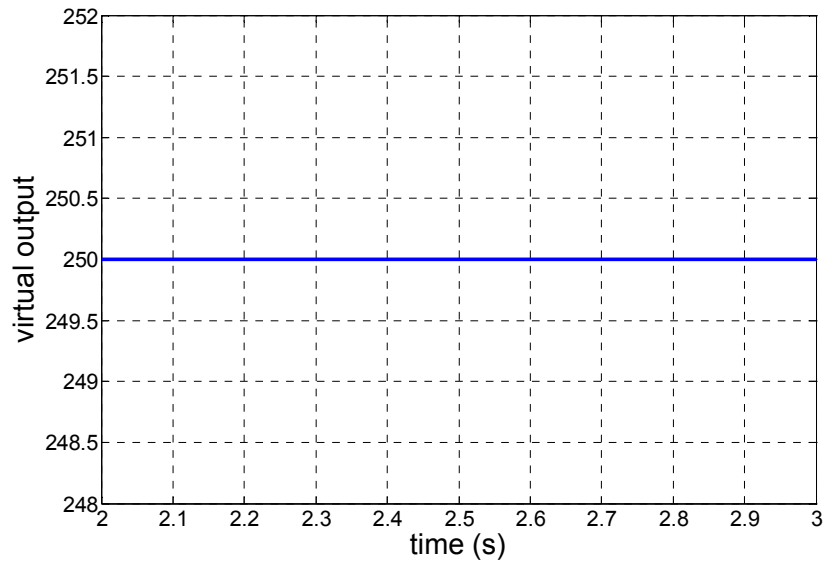
同樣模擬圖 4-2、圖 4-3、以及圖 4-4 的架構，速度命令給定一固定大小值 250，並在馬達速度輸出部分添加一微小訊號作為雜訊，觀察雜訊對虛擬模型與實際模型速度輸出的影響，模擬結果分別如圖 4-7 及圖 4-8 所示。



(a)

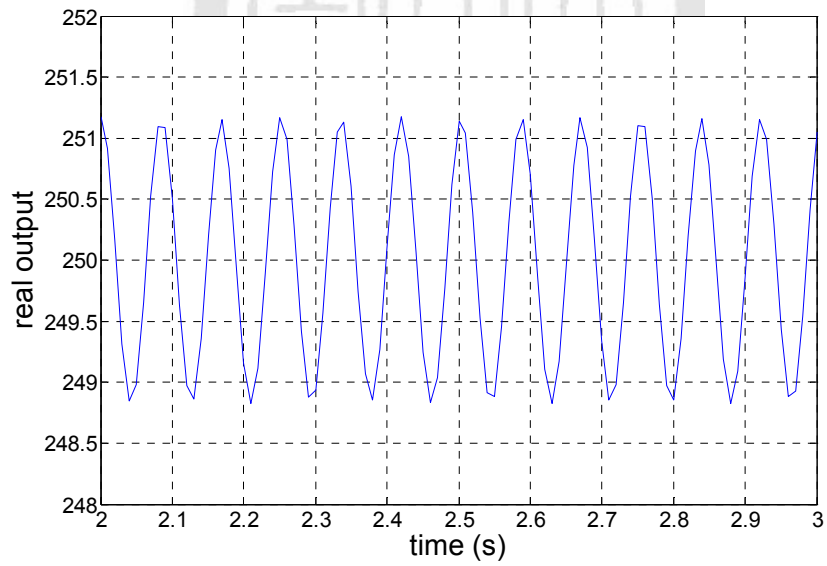


(b)

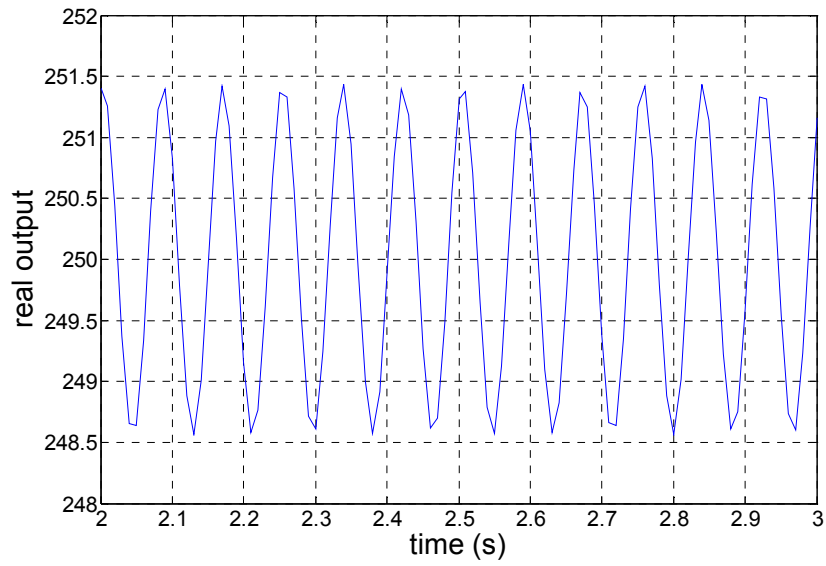


(c)

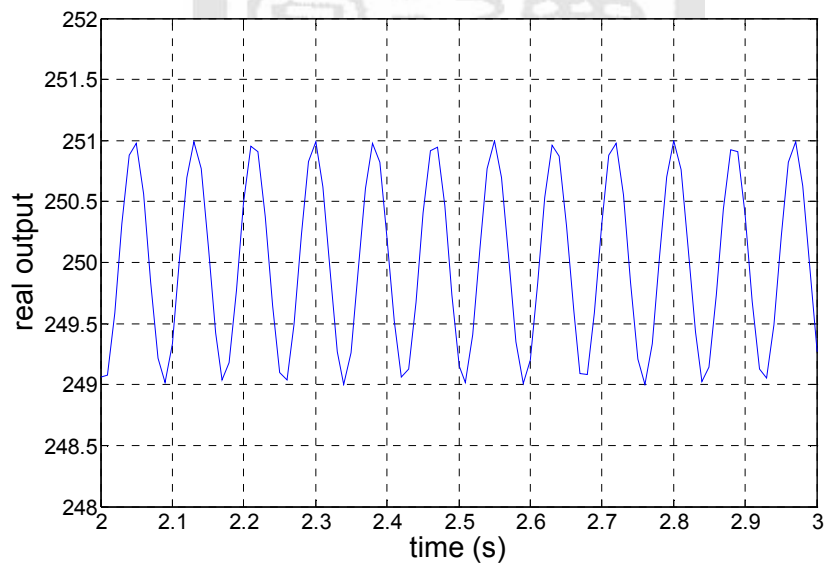
圖 4-7 量測誤差對虛擬輸出之影響(a)干擾量觀測器；(b)變型干擾補償器；(c)虛擬模型干擾補償器



(a)



(b)



(c)

圖 4-8 量測誤差對實際輸出之影響(a)干擾量觀測器；(b)變型干擾補償器；(c)虛擬模型干擾補償器

由圖 4-7 可以看出，如同數學推導之結果，虛擬模型干擾補償器對於雜訊的抑制效果為最佳，受雜訊影響產生之震盪較小，因此在干擾量補償方面能有較佳的結果，進而反應在實際馬達速度輸出上。如

圖 4-8 所示，採用本論文提出之架構補償後，速度誤差震盪為最小。

綜合以上模擬結果，可以得知本論文所提出之虛擬模型干擾補償器確實能兼顧干擾量估測準確以及抑制雜訊之兩項優點，而在速度控制上有較佳的效果。

**實作部份：**將進行兩個實驗來探討干擾量估測之結果。

### (一) 估測馬達實際之干擾量

如 4.2 節所述，在文獻[22]當中所運用的 PICTO 架構，如圖 4-9。

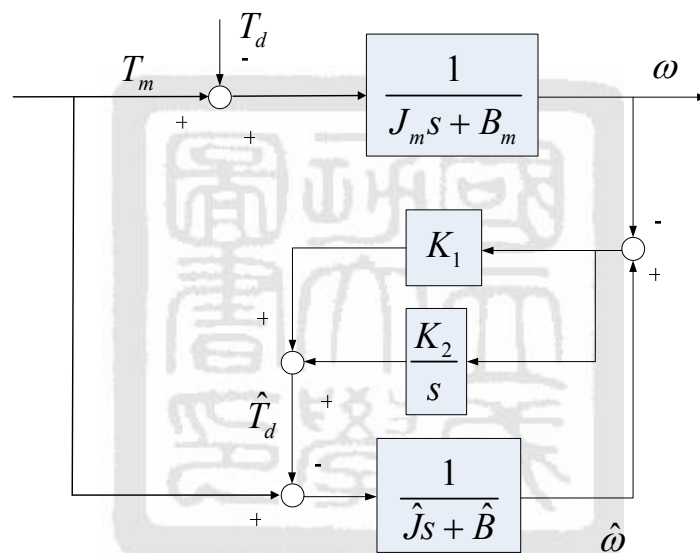


圖 4-9 PICTO 架構圖

工作原理為，輸入相同的轉矩命令時，實際與虛擬模型兩者若有近似的速度輸出，即可代表兩個模型所遭受到的干擾是相同的，亦即將兩者速度差距經由參數調整後所得之干擾量  $\hat{T}_d$  會近似於實際干擾量  $T_d$ 。

因此，若以此架構先行進行一干擾觀測實驗，並將所觀察到之干擾量假設等同實際馬達所承受之干擾量，如圖 4-10 所示，而後在不變動 PI 參數  $K_1$  及  $K_2$  前提下，進行搭配前述三種補償架構之估測實

驗，估測結果如圖 4-11 所示。

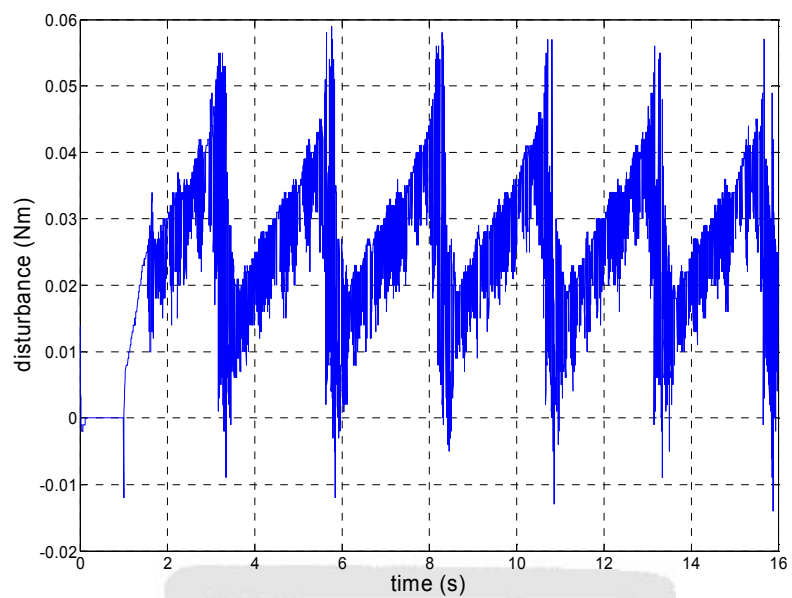
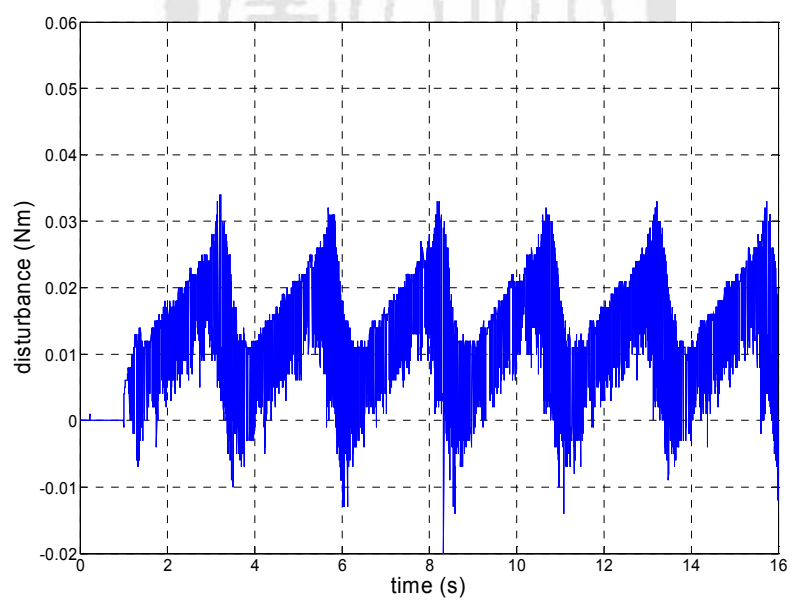
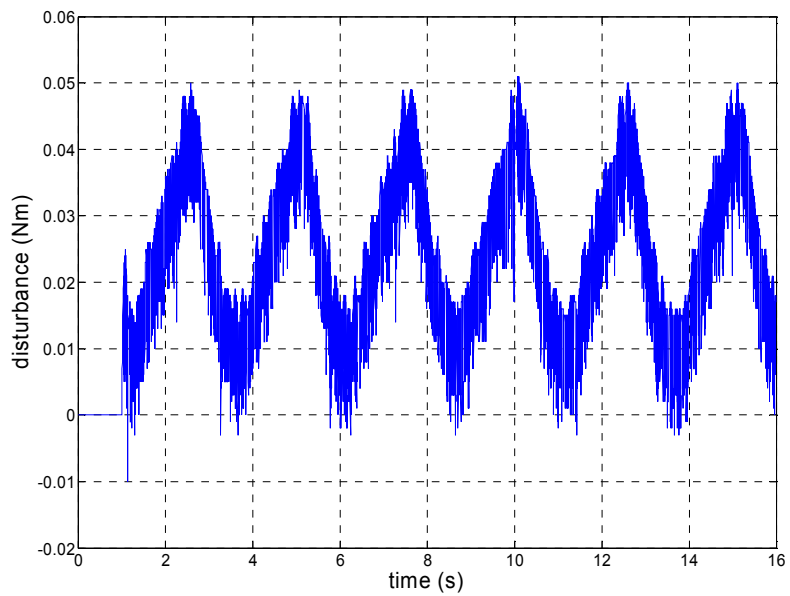


圖 4-10 實際馬達承受之干擾量

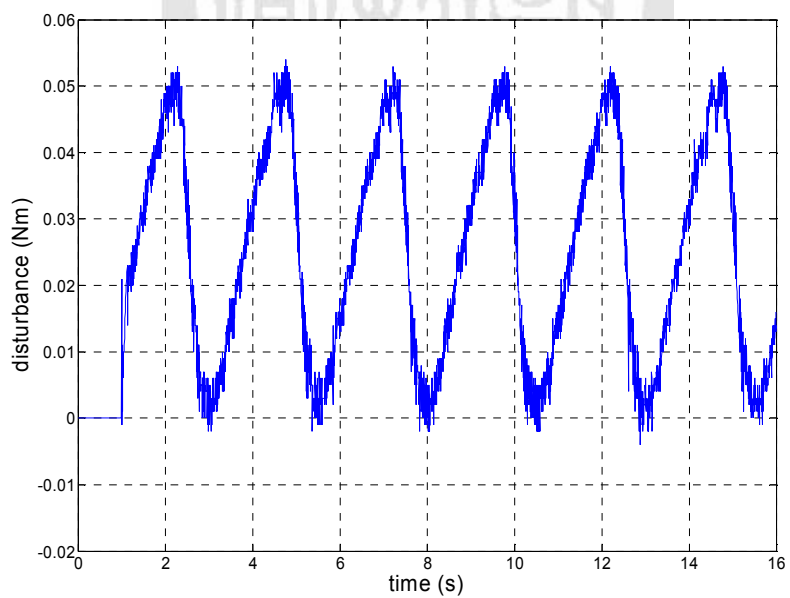


(a)





(b)



(c)

圖 4-11 干擾量之估測結果 (a)干擾量觀測器；(b)變型干擾補償器；  
(c)虛擬模型干擾補償器

由上圖 4-10 與圖 4-11 比較可以得知搭配 PICTO 之補償架構進行干擾估測時，確實估測較不精準，與實際值相差較大，圖中可以顯示

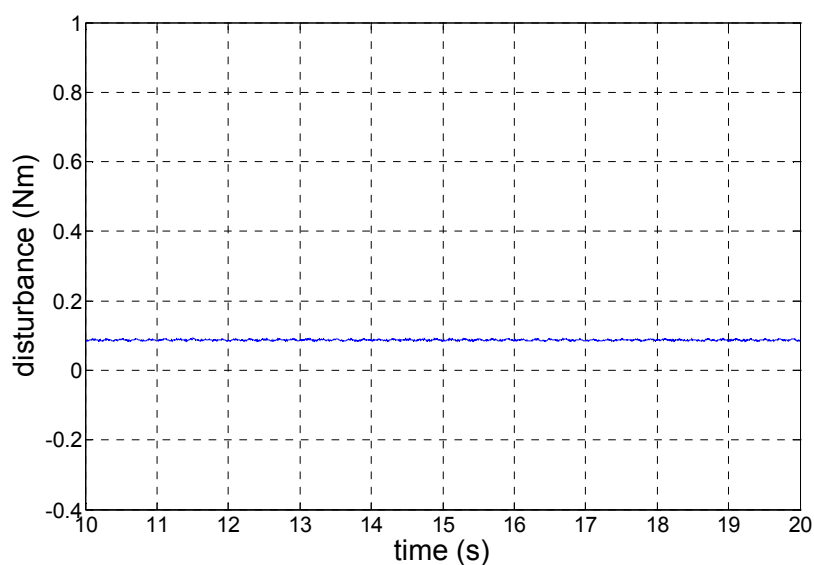
圖 4-11(a)大約只有圖 4-10 的一半大小而已，但其他兩種架構，則能較精確地估測出實際干擾量之大小，如圖 4-11(b)、(c)。

## (二) 估測動力計提供之外在干擾量

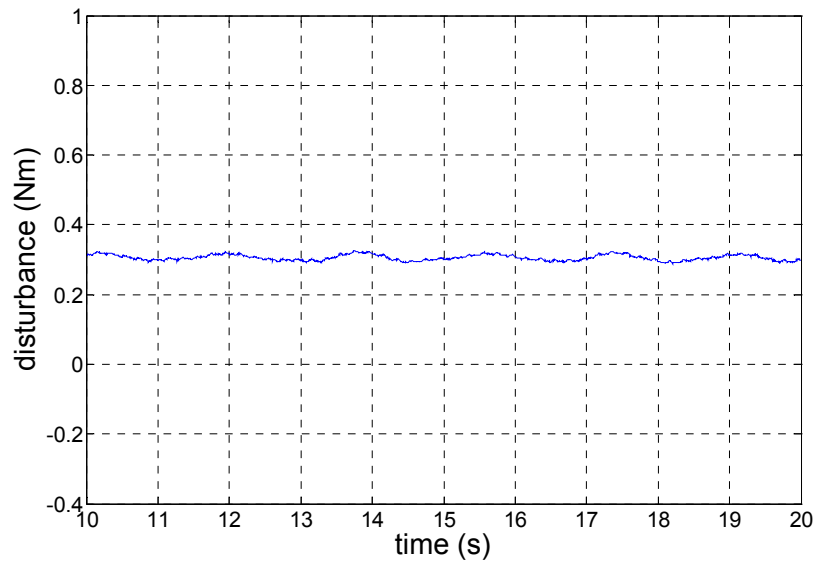
圖 4-12 所示為伺服馬達加裝動力計之實體圖，速度命令給定 300 rpm。由圖 4-12 可知，經由動力計的控制面板可設定輸出一轉矩反向作用於伺服馬達，此實驗中設定為 0.2 Nm，先由圖 4-9 之架構估測動力計提供之轉矩值，確保其準確估測後，再分別由三種干擾觀測器的補償架構估測干擾量，比較估測結果如圖 4-13 所示。



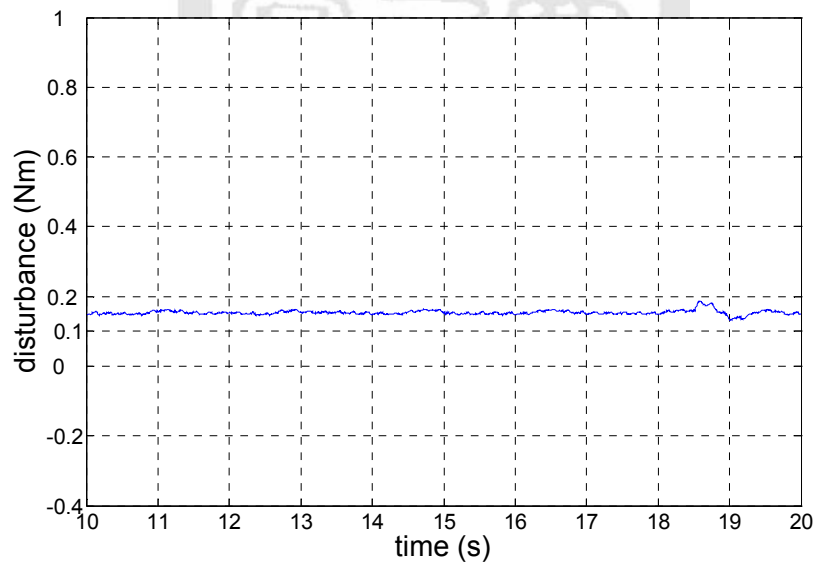
圖 4-12 伺服馬達加裝動力計實體圖



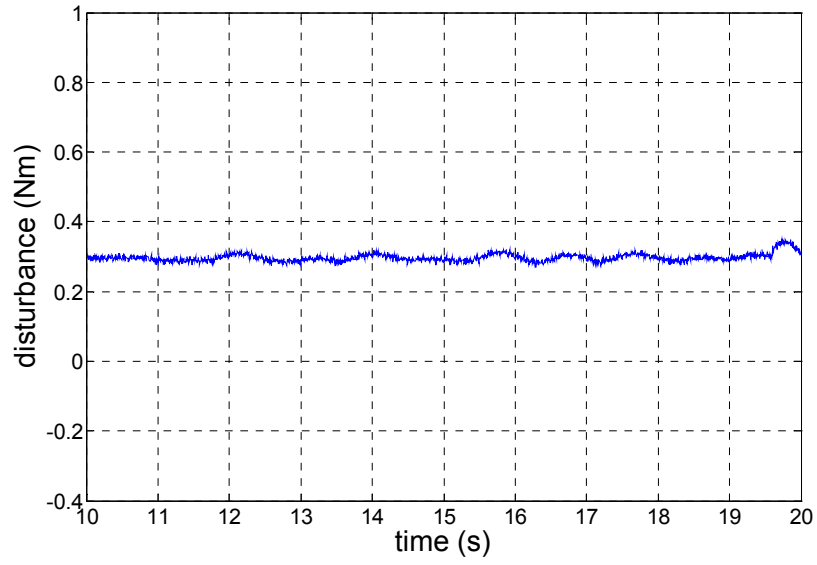
(a)



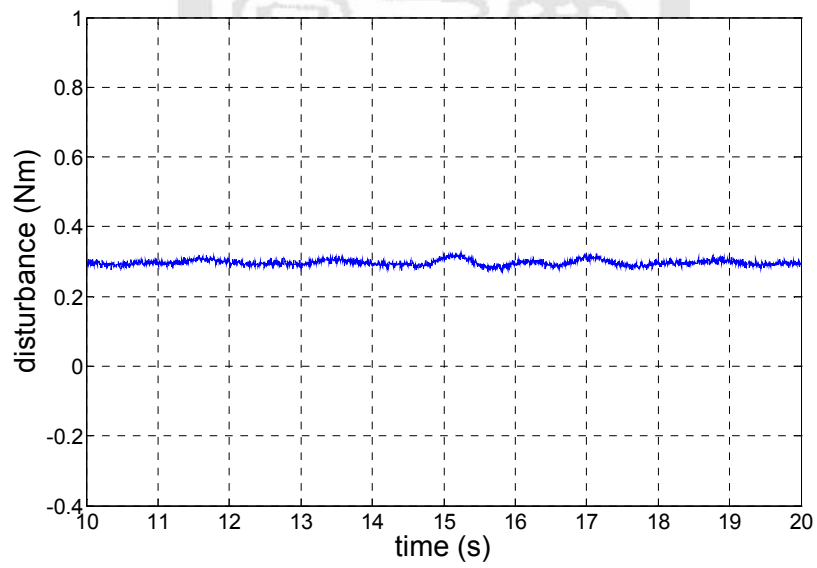
(b)



(c)



(d)



(e)

圖 4-13 干擾量估測結果(a)原始馬達干擾量；(b)引入動力計輸出轉矩；(c)干擾量觀測器；(d)變型干擾補償器；  
(e)虛擬模型干擾補償器

由圖 4-13 可知，原始干擾量大約為  $0.1\text{Nm}$ ，動力計開始提供反向轉矩後，則全部干擾量應為  $0.3\text{Nm}$ 。圖 4-13(b)顯示出此時由圖 4-9 之架構可以估測到全部干擾量大小為  $0.3\text{Nm}$ ，接著分別以搭配三種補償架構進行估測，可以發現 PICTO 之補償架構只能估測到  $0.15\text{Nm}$ ，為全部干擾值的一半，然而搭配其餘兩種架構則能夠估測到大約  $0.3\text{Nm}$ 。

以上所有模擬與實作之實驗皆顯示出本論文所提出之虛擬模型干擾補償器架構 (VPDC) 有較佳的補償效果，因此在第五章中，將實際運用此一架構於伺服馬達系統之速度控制問題。



## 第五章 實驗設備及結果

### 5.1 實驗系統設備

本節將對於實驗中所使用之設備，區分為硬體以及軟體兩部份分別闡述。在硬體設備上主要有個人電腦、DSP-based 運動控制卡、轉接板、加載 AC 伺服馬達及其搭配之驅動器、裝載同型 AC 伺服馬達之 X-Y 平台。而在軟體設備方面則使用 Code Composer 撰寫 C 語言來進行系統控制，並輔以 LabView 即時監控系統狀況並紀錄實驗數據。最後以 MATLAB 進行數據的分析以及其他資料後續處理，整體實驗設備如圖 5-1 所示。以下將詳細介紹各個軟硬體在運動控制實驗中的用途以及規格。

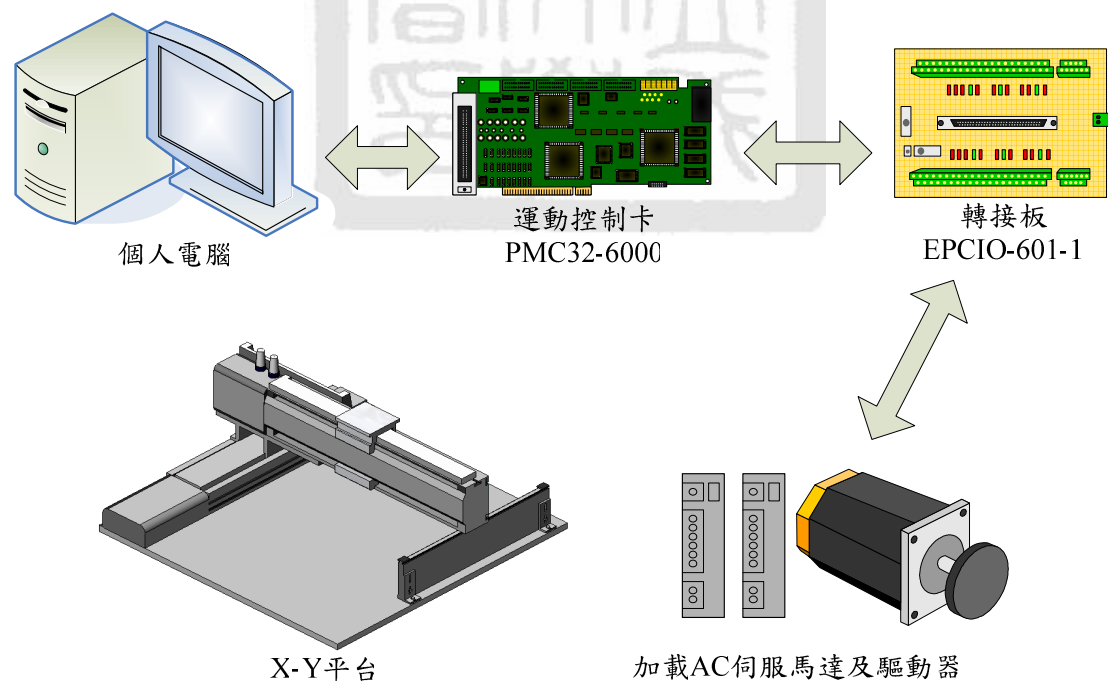


圖 5-1 實驗設備架構圖

### 5.1.1 軟體設備

- (1). Code Composer [28~30]: 此軟體為 Spectrum Digital 公司為德州儀器公司所設計之專為 DSP 晶片提供程式設計編譯環境之軟體，可以在視窗介面下提供 C 語言的撰寫、偵錯以及下載程式至 DSP 晶片執行系統控制。
- (2). LabView [31,32]: 此軟體利用圖形化程式語言做為一圖控式人機介面，透過運動控制卡中的 Dual Port Ram 與 DSP 晶片連結，在實驗中達到即時控制、監看系統的運作狀況，並可以儲存系統運作時的各項數據。圖 5-2 為 LabView 人機介面。

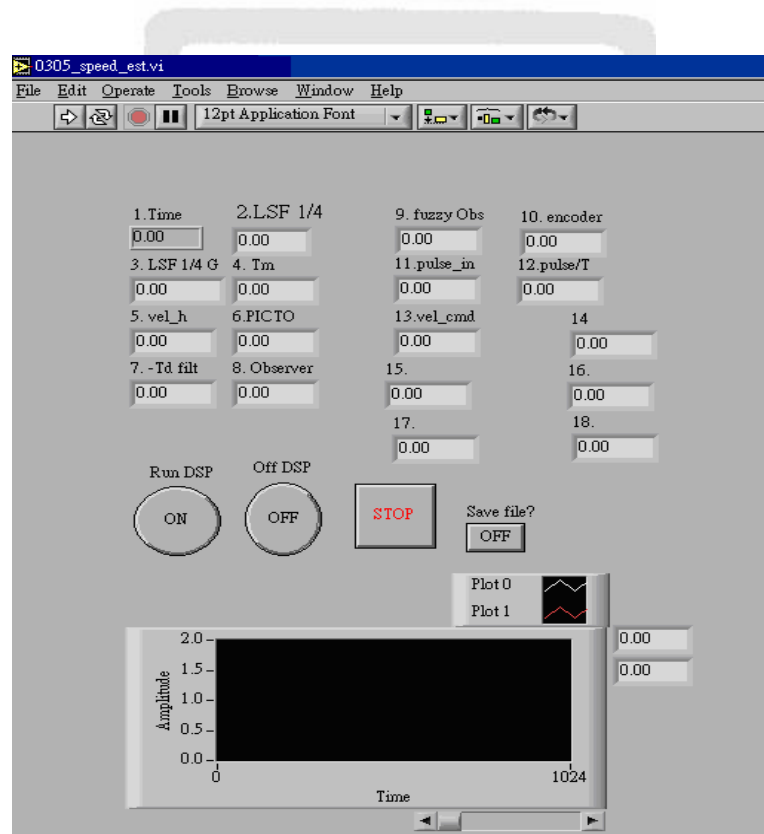


圖 5-2 LabView 人機介面

- (3). MATLAB [33]: 主要是將 LabView 所儲存之實驗數據做一處理，可計算各項誤差指標值，並將之以圖表的方式呈現，以便說明及探討分析。

### 5.1.2 硬體設備

- (1). 個人電腦：主要是做為軟體設備與硬體設備之間溝通的管道，將 Code Composer 所寫好的 C 語言程式，編譯後藉由 Printer Port 將程式由電腦下載至 ICE，轉譯成機械碼後與運動控制卡溝通並對系統進行控制。而系統的資訊經由馬達 Encoder 擷取後可以回傳於電腦中，藉由 LabView 圖控式人機介面與 MATLAB 程式，進行即時監控及數據記錄與分析。
- (2). DSP-based 運動控制卡[34]：此為工業技術研究院機械所開發的 PMC32-6000 六軸運動控制卡，其運算核心是德州儀器公司(Texas Instruments)所生產的 32 位元之浮點運算數位訊號處理器 TMS320C32，並搭配運動控制卡上 EPCIO、ASIC 等周邊電路模組以實現系統即時控制。PMC32-6000 運動控制卡的實體如圖 5-3 所示，並將主要功能簡述如下：
  - I. PCI BUS 介面，資源自動設定。
  - II. 7 組編碼器訊號輸入。
  - III. 6 通道 16 位元數位類比轉換(DAC)輸出。
  - IV. 8 通道 12 位元類比數位轉換(ADC)輸入。
  - V. 128 IN/128 OUT 遠端串列傳輸。
  - VI. 每軸皆有 Home、Limit+、Limit-以及 Servo Ready 四點輸入。
  - VII. 6 軸差動式脈波命令輸出。
  - VIII. 32 位元 DSP 浮點運算器。



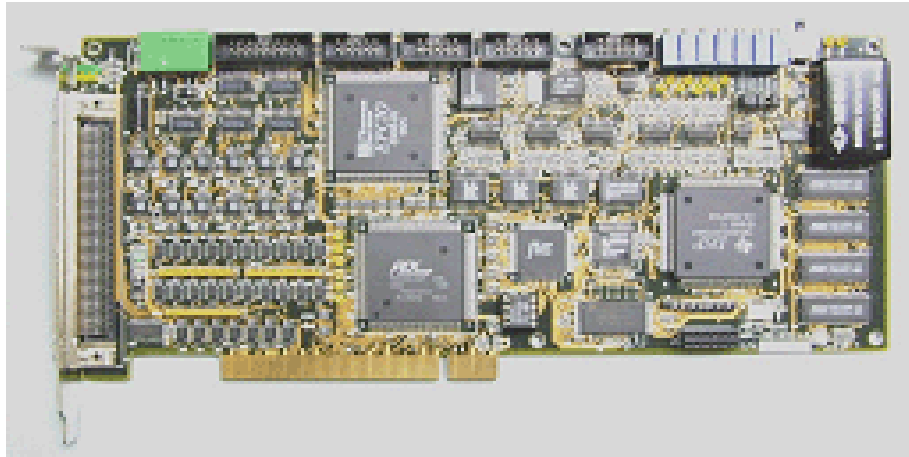
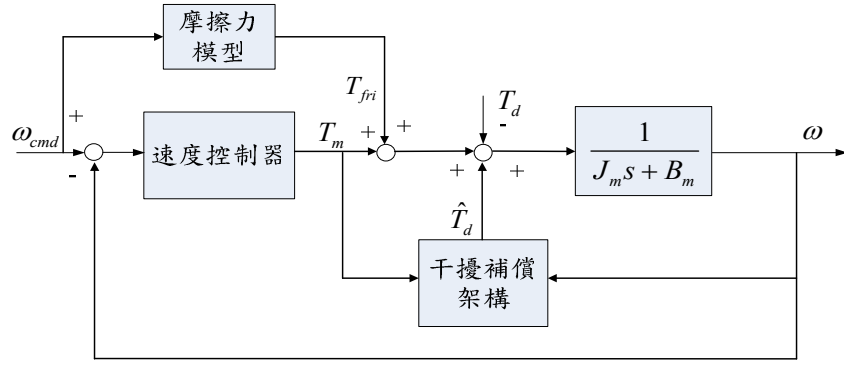


圖 5-3 PMC32-6000 運動控制卡實體圖

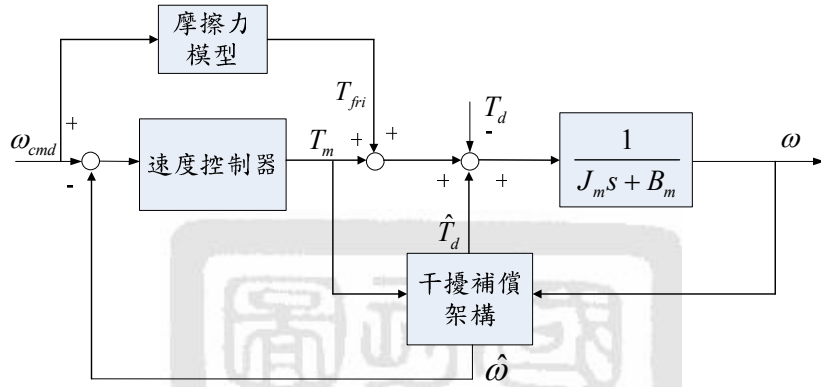
- (3). 轉接板[35]：轉接板 EPCIO-601-1 為搭配 PMC32-6000 六軸運動控制卡之專用轉接板，可以做為馬達 Encoder 與運動控制卡之間資訊傳遞的橋樑。
- (4). 交流伺服馬達及驅動器[36]：實作系統的馬達為 Panasonic 公司生產之 MSM041A1E 型 AC 伺服馬達並搭配 MSD041A1A 型驅動器，可以根據使用者的需求分別設定成「位置模式」、「速度模式」以及「轉矩模式」來進行驅動器內部控制器參數的調整或是自行設計外部控制迴路之架構。實作中馬達的位置資訊則經由 Encoder 獲取後回傳到電腦進行運算，其解析度為每轉 2500 個脈波，並且可再透過運動控制卡做四倍頻處理而達到最高解析度每轉 10000 個脈波。
- (5). X-Y 平台：以兩組上述之 AC 伺服馬達搭配其驅動器作為驅動來源，雙軸平台導程為 500mm，螺距(pitch)為 10mm/rev。

## 5.2 實驗之控制架構

綜合第三章摩擦力補償架構以及第四章干擾量補償架構，整體的實驗架構將如圖 5-4 所示。



(a)



(b)

圖 5-4 實驗架構圖(a)PICTO、VDC 補償架構；(b)VPDC 補償架構

在速度控制器設計部份，由於受控系統為一階轉移函數，因此加入了速度迴路 PI 控制器後，使得閉迴路系統的轉移函數成為一個二階形式。觀察其特徵方程式，並依據暫態響應規格中的最大超越量  $MO$  (Maximum Overshoot) 以及上升時間  $t_r$  (Rise Time) 公式，如(5-1)及(5-2)式，可設計出一組滿足規格之控制參數。

$$MO = e^{\frac{-\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}} \quad (5-1)$$

$$t_r = \frac{0.8 + 2.5\zeta}{\omega_n} \quad (5-2)$$

在摩擦力模型部份，將使用 3.5 節中所鑑別出的摩擦力模型參數，採用前饋補償的方式，補償摩擦力以抑制摩擦力之影響。最後在干擾補

償架構部份，將分別運用第四章中所提及之 PICTO、VDC、VPDC 三種不同干擾補償架構，進行實驗比較。

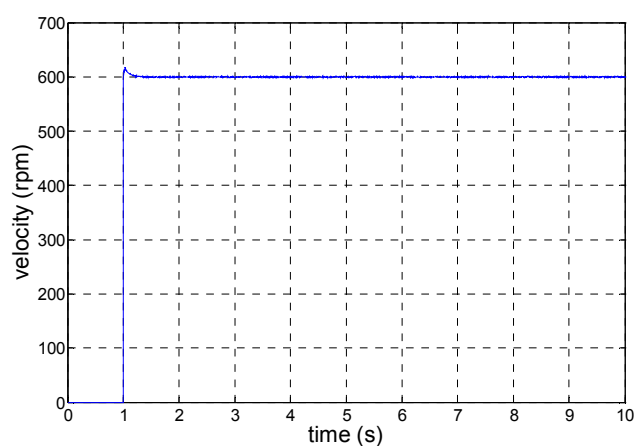
### 5.3 固定速度控制

此節中將以 AC 伺服馬達為實驗系統，比較在各種不同定速控制下各補償架構間的性能差異。

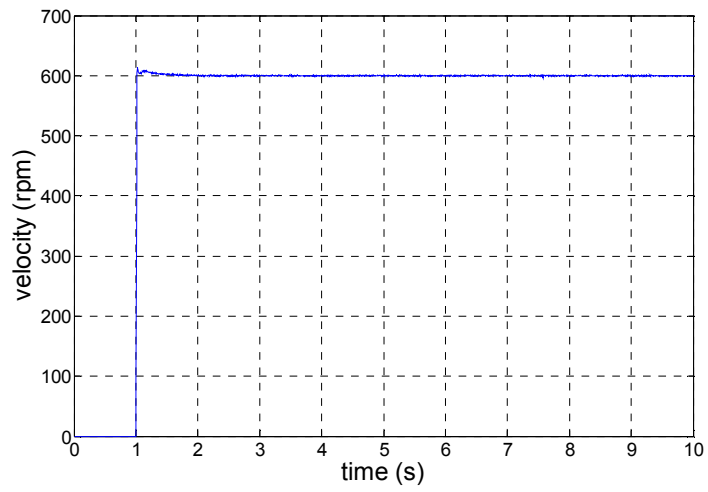
#### 5.3.1 中高轉速之定速控制實驗

將馬達運轉之速度命令設定為 600 rpm，並以 5.2 節中所敘述之各種補償架構進行定速控制實驗，實驗結果如圖 5-5 所示，而各項速度誤差指標如表 5-1 所示。

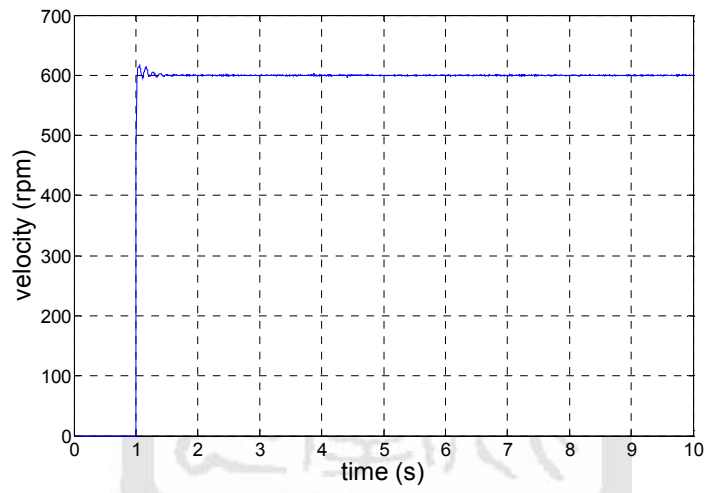
從圖 5-5 可看出，600 rpm 對於加載伺服馬達來說屬於中高速運轉，因此雖然摩擦力是正比於速度而增加，但在中高速的情況下，摩擦力與外在干擾量對於系統的影響程度相對較小。故圖 5-5 顯示出即使沒有添加摩擦力前饋補償以及干擾補償架構時，外迴路 PI 控制器已有足夠能力應付，如圖 5-5(a)，也因此後續引入其他補償架構時，補償摩擦力與外在干擾量的效果並不顯著。但從表 5-1 中仍然可以看出使用虛擬模型干擾補償器架構(VPDC)的定速控制效果為最佳。



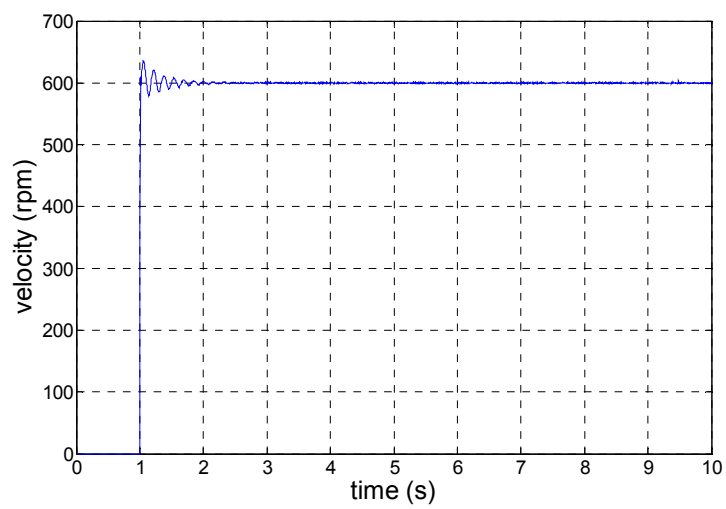
(a)



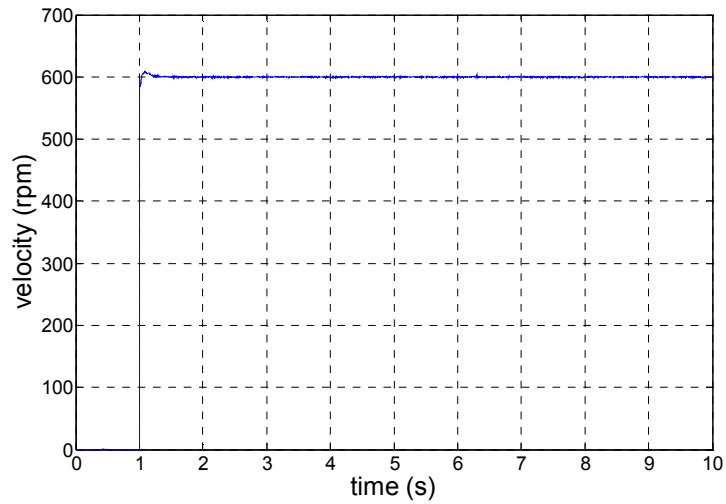
(b)



(c)



(d)



(e)

圖 5-5 速度 600 rpm 之控制結果 (a)無補償架構；(b)純摩擦力補償架構；(c)PCTO 補償架構；(d)VDC 補償架構；  
(e)VPDC 補償架構

表 5-1 速度誤差指標比較(一)：

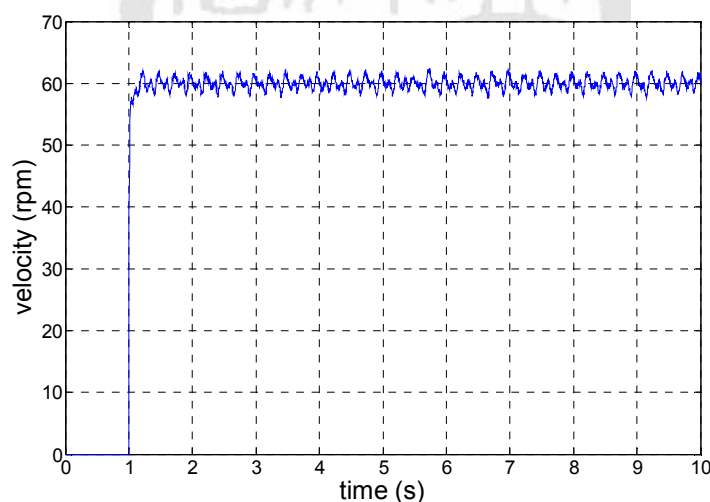
平均積分絕對誤差(AIAE)；方均根誤差(RMS)；最大絕對誤差(MAE)

	Command (rpm)	AIAE (rpm)	RMS (rpm)	MAE (rpm)
無補償架構	600	0.5395	0.6853	1.585
純摩擦力補償架構	600	0.4323	0.5752	1.476
PCTO 補償架構	600	0.3819	0.5345	1.327
VDC 補償架構	600	0.4075	0.5818	1.324
VPDC 補償架構	600	0.3415	0.5091	1.184

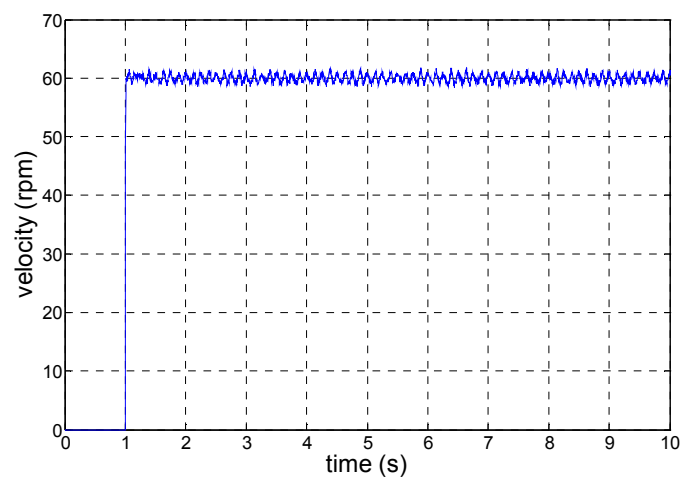
### 5.3.2 中低轉速之定速控制實驗

將馬達運轉之速度命令設定為 60 rpm，同樣以 5.2 節中所敘述之各種補償架構進行定速控制實驗，其個別結果如圖 5-6 所示，而各項速度誤差指標如表 5-2 所示。

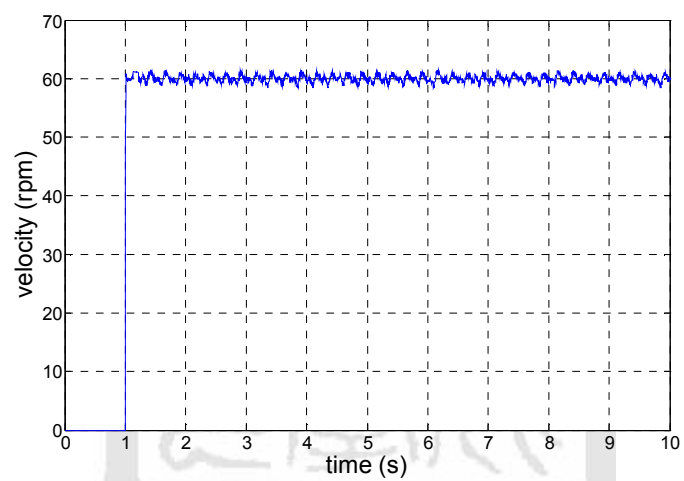
由於 60 rpm 對於加載伺服馬達來說屬於中低轉速區域，從圖 5-6(a)中可以看出，在沒有引入摩擦力前饋補償以及干擾補償架構時，外迴路之 PI 控制器的性能已經力有未逮，因此系統開始漸漸受到摩擦力的影響而出現類似漣波的現象，速度誤差也相較於中高速運轉時明顯增加。然而在後續添加了其他各種補償架構後，可以由圖 5-6 以及表 5-2 中發現，由於針對摩擦力與干擾量進行補償，使得系統的漣波震盪情形明顯變小許多，其中又以本論文所提出之虛擬模型干擾補償器架構(VPDC)的成效為最佳，幾乎沒有震盪的情況產生。



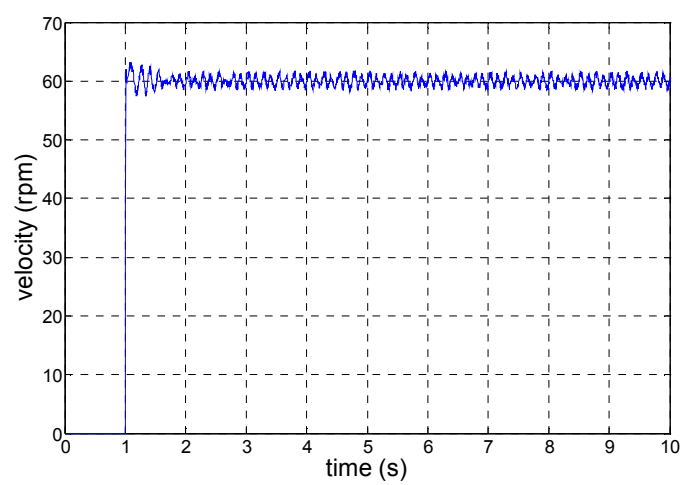
(a)



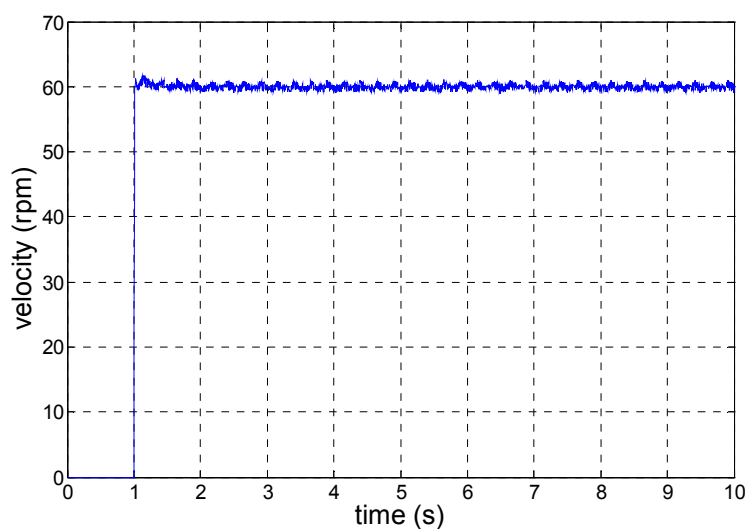
(b)



(c)



(d)



(e)

圖 5-6 速度 60 rpm 之控制結果 (a)無補償架構；(b)純摩擦力補償架構；(c)PICTO 補償架構；(d)VDC 補償架構；  
(e)VPDC 補償架構

表 5-2 速度誤差指標比較(二)：

平均積分絕對誤差(AIAE)；方均根誤差(RMS)；最大絕對誤差(MAE)

	Command (rpm)	AIAE (rpm)	RMS (rpm)	MAE (rpm)
無補償架構	60	0.7818	0.9575	2.458
純摩擦力補償架構	60	0.6359	0.7424	1.827
PICTO 補償架構	60	0.4585	0.5641	1.559
VDC 補償架構	60	0.6508	0.784	1.761
VPDC 補償架構	60	0.3378	0.4181	1.111

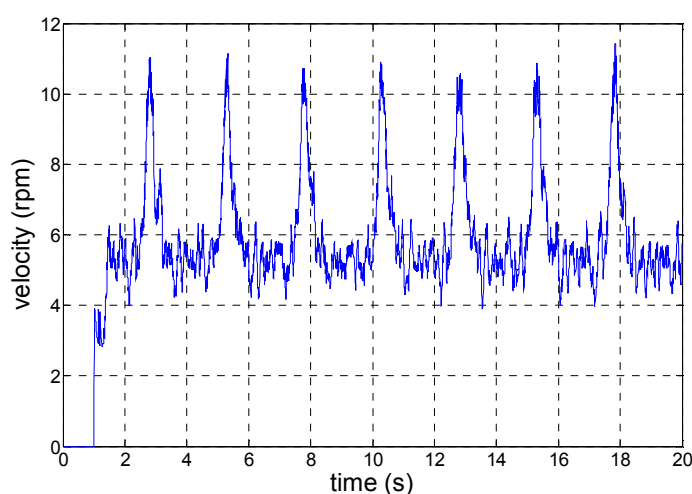


### 5.3.3 低轉速之定速控制實驗

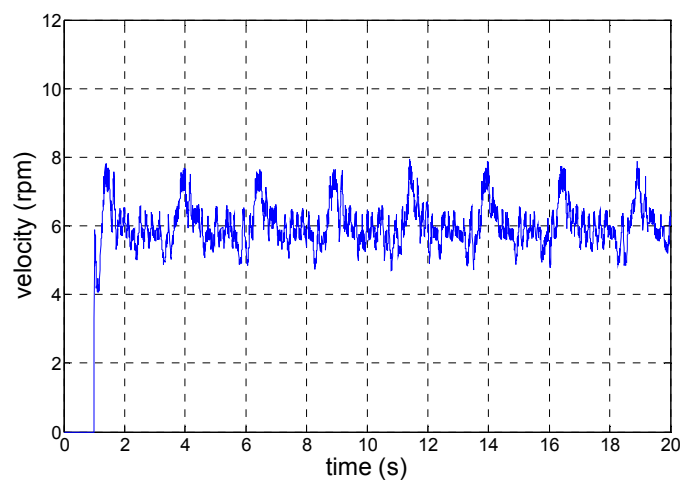
將馬達運轉之速度命令設定為 6 rpm，各種補償架構結果如圖 5-7 所示，而各項速度誤差指標如表 5-3 所示。

由於 6 rpm 對於加載伺服馬達來說已經進入低轉速區域，從圖 5-7(a)中可看出，馬達運轉時受到了更嚴重的摩擦力影響，進而出現馬達頓轉的情況，此一現象將是低速控制上所不樂見的。而後續加入其他各種補償架構後，可由圖 5-7 及表 5-3 中發現，頓轉的情況可獲得明顯改善，其中又以本論文所提出之虛擬模型干擾補償器架構 (VPDC) 的成效為最佳，在各項速度誤差指標上都有明顯的降低。

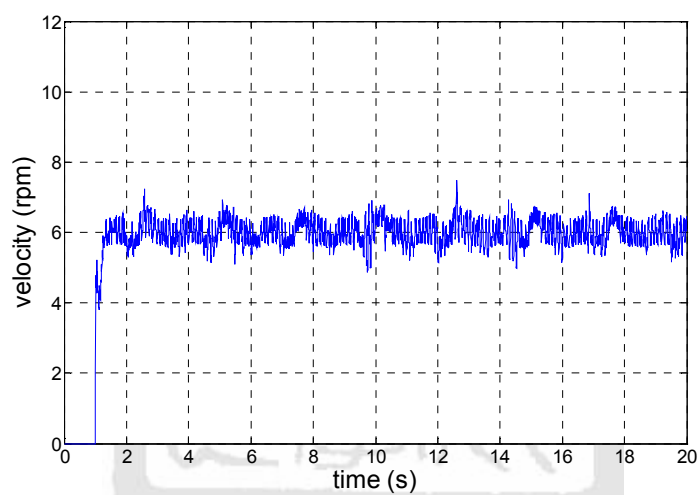
然而在此一實驗當中值得注意的是 VDC 補償架構的效果，誠如先前所述，由於其抑制雜訊的效果差，加上開迴路的結構使得系統難以穩定。因此當馬達進入低速區域時，量測誤差將會更加嚴重地影響鑑別出的馬達模型輸出響應，使得干擾量補償不佳，進而導致實際馬達速度輸出失控震盪，如圖 5-7(d)。此一現象在中低轉速時已經略見端倪，而在低速下越趨明顯。



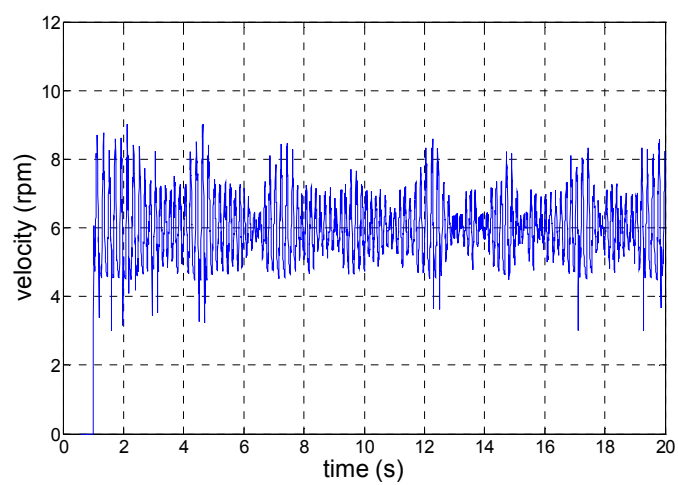
(a)



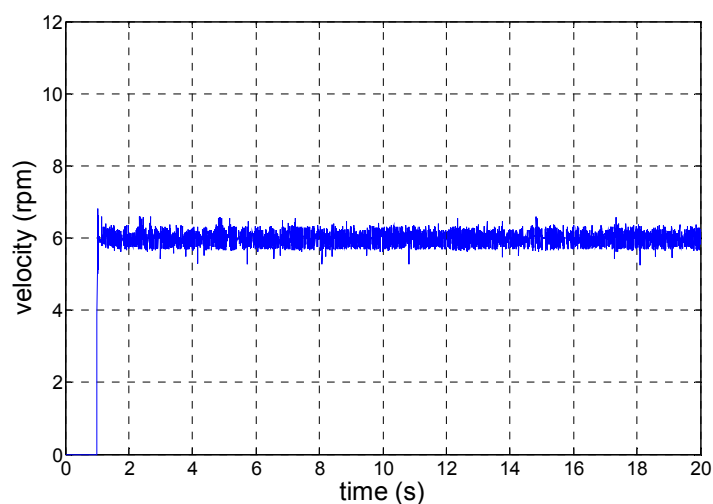
(b)



(c)



(d)



(e)

圖 5-7 速度 6 rpm 之控制結果 (a)無補償架構；(b)純摩擦力補償架構；(c)PICO 補償架構；(d)VDC 補償架構；  
(e)VPDC 補償架構

表 5-3 速度誤差指標比較(三)：

平均積分絕對誤差(AIAE)；方均根誤差(RMS)；最大絕對誤差(MAE)

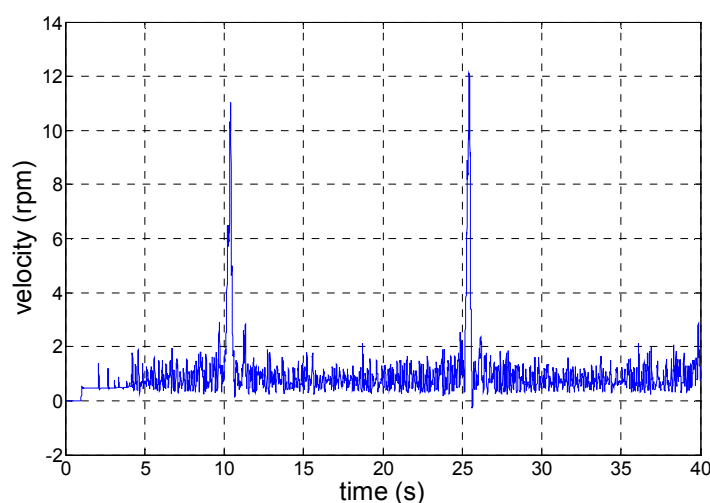
	Command (rpm)	AIAE (rpm)	RMS (rpm)	MAE (rpm)
無補償架構	6	1.0653	1.4535	5.404
純摩擦力補償架構	6	0.4253	0.564	2.029
PICO 補償架構	6	0.2536	0.3315	1.371
VDC 補償架構	6	0.6914	0.8533	2.968
VPDC 補償架構	6	0.1273	0.1758	0.729

### 5.3.4 極低轉速之定速控制實驗

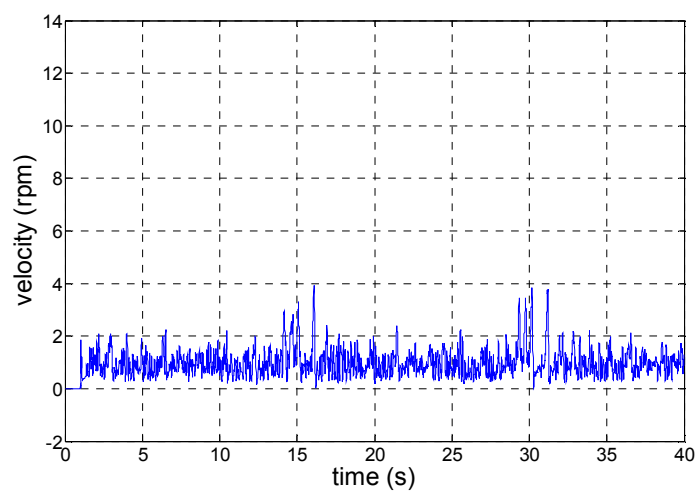
將馬達運轉之速度命令設定為 1 rpm，以前述之各種補償架構進行定速控制實驗，實驗結果如圖 5-8 所示，而各項速度誤差指標如表 5-4 所示。

由於 1 rpm 對於加載伺服馬達來說已經屬於極低轉速之區域，從圖 5-8(a)中可以看出，在沒有加入任何補償架構的情況下，此時馬達受到摩擦力影響而產生頓轉的情況。而在後續加入其他各種補償架構後，可以由圖 5-8 以及表 5-4 中發現，馬達頓轉的情形可獲得明顯改善，其中以本論文所提出之虛擬模型干擾補償器架構(VPDC)的控制成效仍為最佳，在各項速度誤差指標上也同樣具有明顯的改善。值得注意的是，系統在越低速時，所遭受之干擾越嚴重，因此由圖 5-8 可發現，VPDC 的補償結果比起 6rpm 時更為明顯，效果更佳。

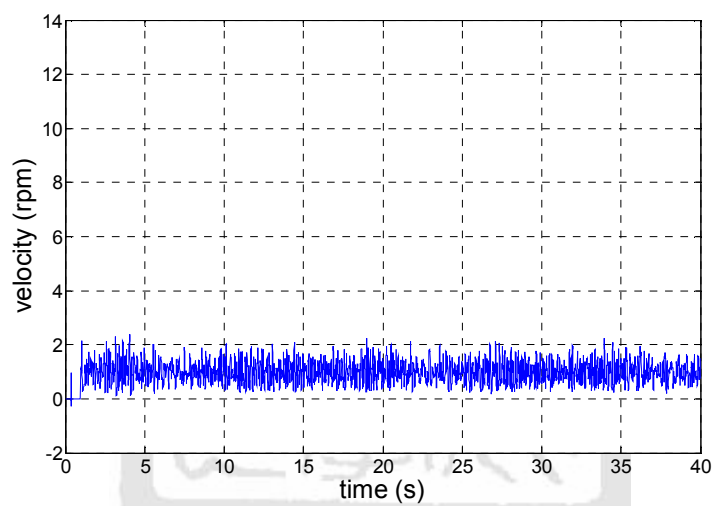
而在此一實驗中 VDC 的效果如 5.3.3 節所述，在越低速的情況下，其控制效果將越差，如圖 5-8(d)，可發現其系統失控震盪的情況更為明顯。



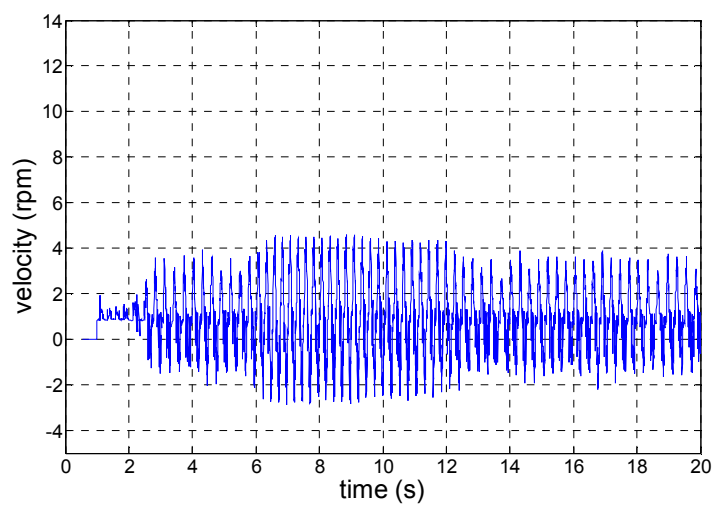
(a)



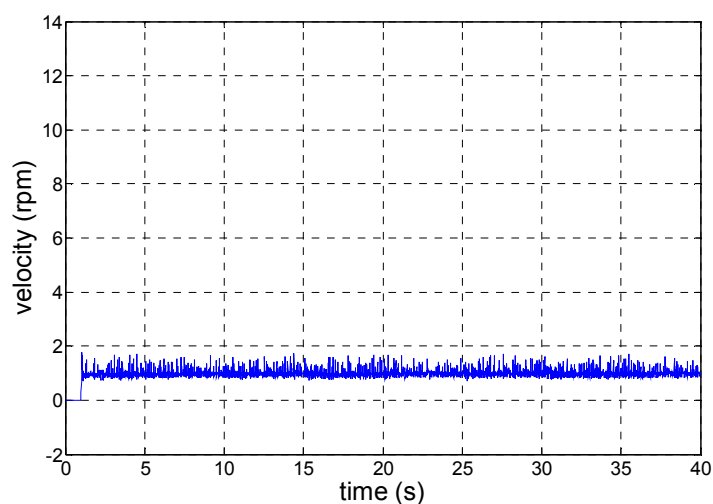
(b)



(c)



(d)



(e)

圖 5-8 速度 1 rpm 之控制結果 (a)無補償架構；(b)純摩擦力補償架構；(c)PCTO 補償架構；(d)VDC 補償架構；  
(e)VPDC 補償架構

表 5-4 速度誤差指標比較(四)：

平均積分絕對誤差(AIAE)；方均根誤差(RMS)；最大絕對誤差(MAE)

	Command (rpm)	AIAE (rpm)	RMS (rpm)	MAE (rpm)
無補償架構	1	0.4744	0.9995	11.587
純摩擦力補償架構	1	0.3783	0.5111	2.983
PCTO 補償架構	1	0.318	0.3889	1.395
VDC 補償架構	1	1.16	1.508	3.91
VPDC 補償架構	1	0.1257	0.1695	0.794

## 5.4 變速度控制

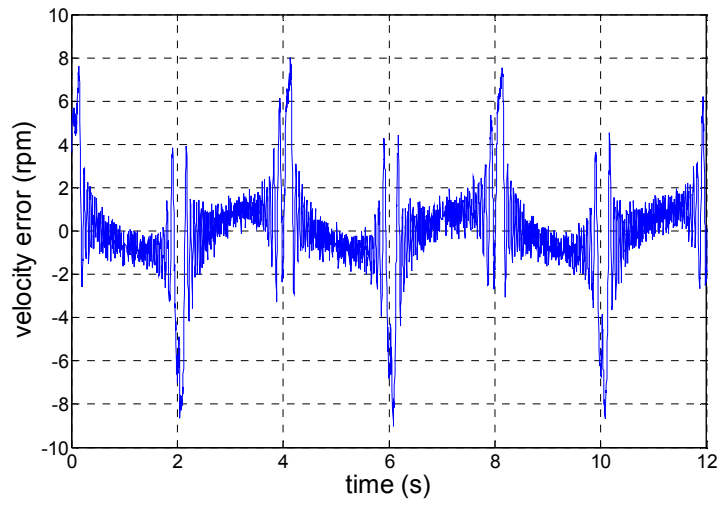
在此節中，將改以輸入更複雜的弦波速度命令進行實驗，說明虛擬模型干擾補償器架構依然有最佳的追蹤命令響應。另一方面，因 X-Y 平台大多從事循跡運動控制，相對應的速度命令大多為變動速度命令，因此本節將 VPDC 應用於 AC 伺服馬達以及 X-Y 平台上。由實驗結果得知即使在具有更大的非線性因素影響之 X-Y 平台，各軸仍然能有較佳的控制效能，也間接說明此架構足以應付不同伺服控制系統。

### 5.4.1 伺服馬達弦波速度控制實驗

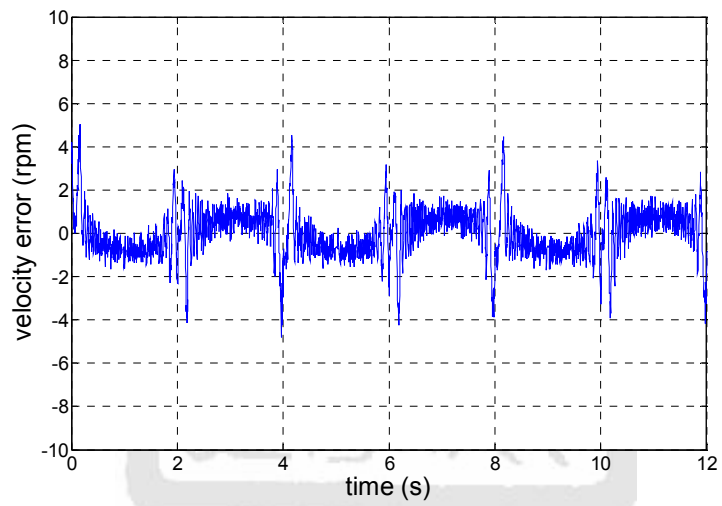
實驗中，給定馬達弦波速度命令為最大振幅 600 rpm、週期 4 秒之正弦波命令。藉由此實驗不僅可以觀看各種補償架構在面臨變速度命令時的追蹤效能，也能觀察系統在橫跨極低轉速區域至中高轉速區域，各種速度下所展現出的控制性能。實驗結果如圖 5-9 所示，而各項速度誤差指標如表 5-5 所示。

由於週期為四秒，對正弦波訊號而言，表示每間隔兩秒即會通過零速度區，亦即循跡運動中所稱之換相點，在此區域附近由於運轉在極低轉速下，馬達受到嚴重的摩擦力與其他非線性因素干擾影響。因此從圖 5-9(a)中可以看出，每隔兩秒速度誤差會有明顯的增大。而在後續加入其他各種補償架構後，由圖 5-9 以及表 5-5 中可知，誤差明顯變小，其中以本論文所提出之虛擬模型干擾補償器架構(VPDC)的控制效果最好。

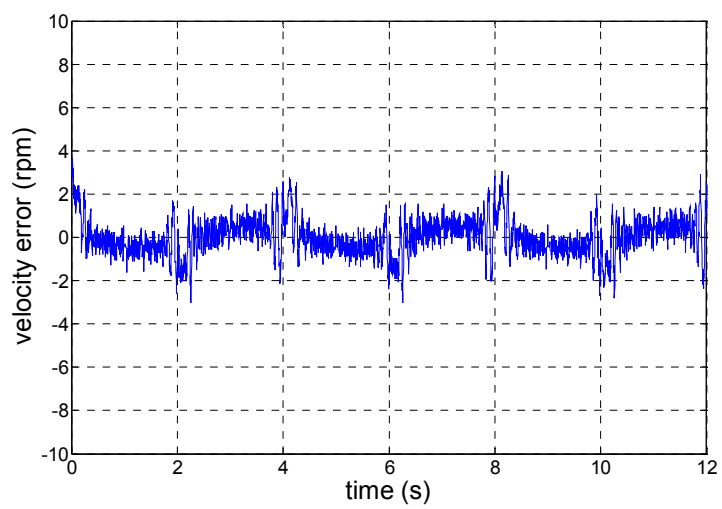
而實驗中 VDC 的效果如同之前定速實驗所討論，低速下因為失控而震盪，但較高速之情況則仍有補償之效果，如圖 5-9(d)所示。



(a)

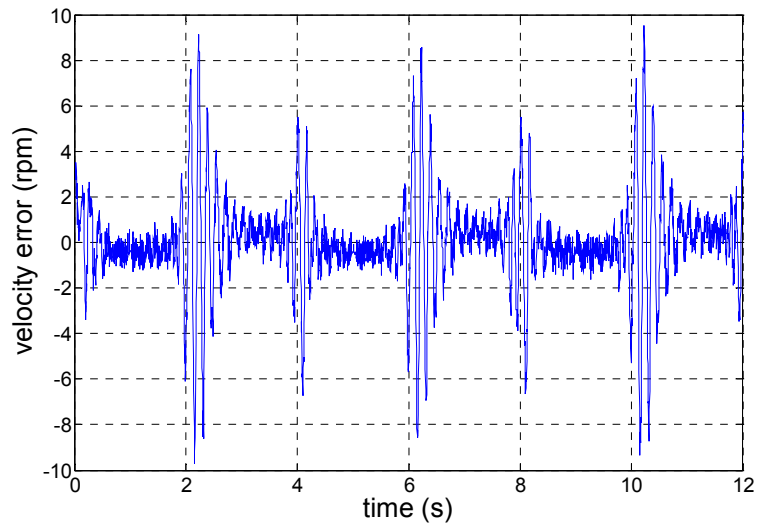


(b)

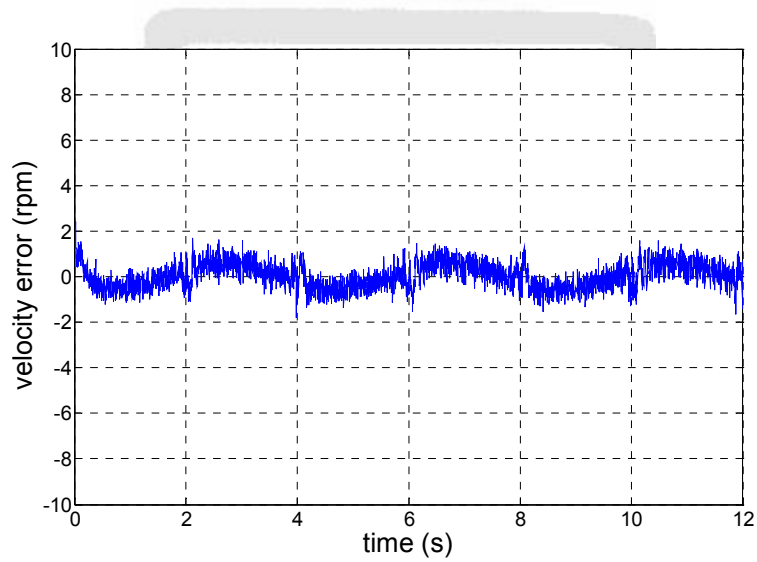


(c)





(d)



(e)

圖 5-9 速度 600 rpm 弦波輸入之控制結果 (a)無補償架構；(b)純摩擦力補償架構；(c)PCTO 補償架構；(d)VDC 補償架構；  
(e)VPDC 補償架構

表 5-5 速度誤差指標比較(五)：

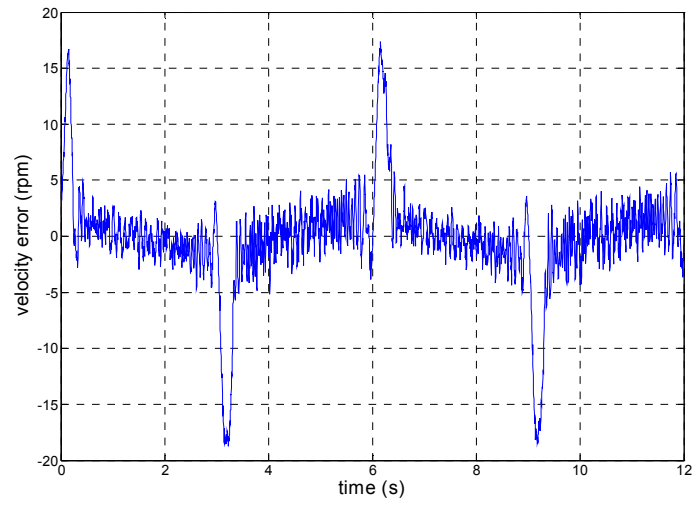
平均積分絕對誤差(AIAE)；方均根誤差(RMS)；最大絕對誤差(MAE)

	Command (rpm)	AIAE (rpm)	RMS (rpm)	MAE (rpm)
無補償架構	600 sinusoid	1.424	2.1852	9.027
純摩擦力補償架構	600 sinusoid	0.8597	1.109	4.809
PICTO 補償架構	600 sinusoid	0.6636	0.8574	3.153
VDC 補償架構	600 sinusoid	1.3619	2.1775	9.709
VPDC 補償架構	600 sinusoid	0.4787	0.5824	1.827

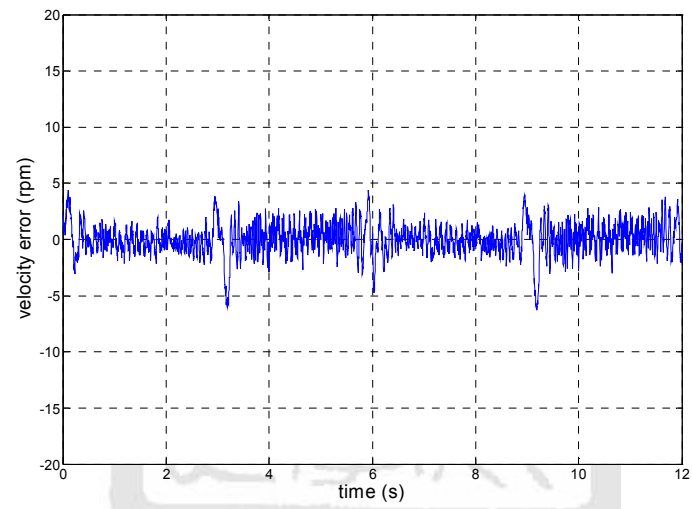
#### 5.4.2 X-Y 平台弦波速度控制實驗

同樣給定 X-Y 平台速度命令為最大振幅 600 rpm、週期 6 秒之正弦波命令，X 軸與 Y 軸之實驗結果將分別如圖 5-10、5-11 所示，而各項速度誤差指標如表 5-6、5-7 所示。

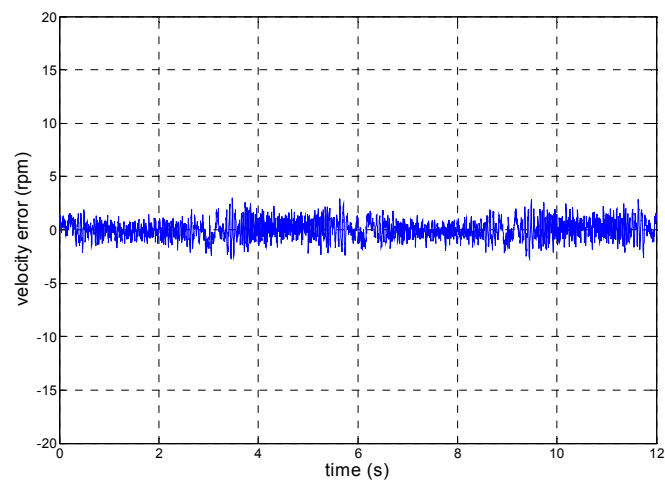
從實驗數據以及圖表可看出不論在 X 軸或是 Y 軸中，本論文所提出之虛擬模型干擾補償器架構(VPDC)的控制效果為最佳。注意的是實驗中 VDC 的效果在 X 軸中，由於震盪無法收斂而導致平台爆衝，因此無法有效得到數據以及圖表。而在 Y 軸中則無此問題，但從圖 5-11(d)中仍可看出有震盪失控的情況產生。



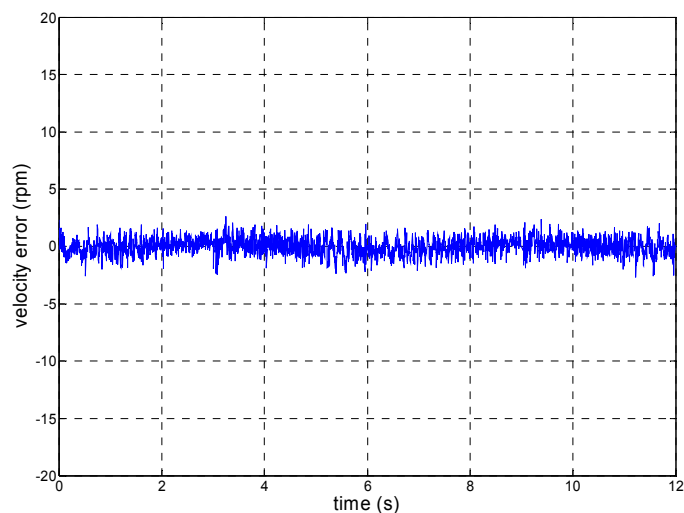
(a)



(b)



(c)



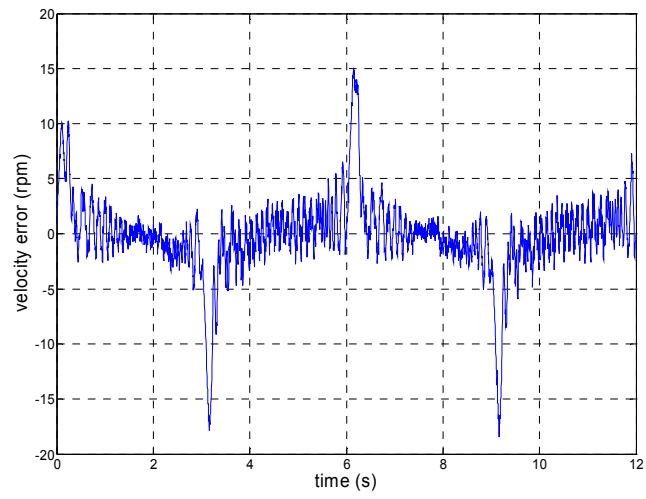
(d)

圖 5-10 速度 600 rpm 弦波之 X 軸控制結果 (a)無補償架構；(b)純摩擦力補償架構；(c)PICTO 補償架構；(d) VPDC 補償架構

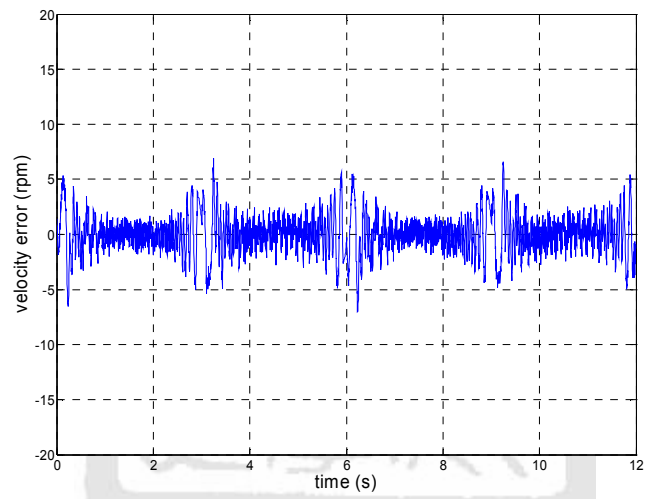
表 5-6 速度誤差指標比較(六)：

平均積分絕對誤差(AIAE)；方均根誤差(RMS)；最大絕對誤差(MAE)

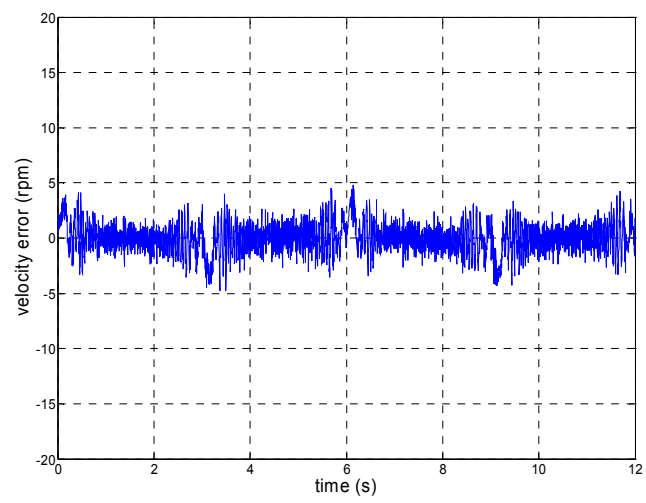
	Command (rpm)	AIAE (rpm)	RMS (rpm)	MAE (rpm)
無補償架構	600 sinusoid	2.4242	4.281	18.762
純摩擦力補償架構	600 sinusoid	1.0445	1.4035	6.294
PICTO 補償架構	600 sinusoid	0.7166	0.8932	2.999
VDC 補償架構	600 sinusoid	X	X	X
VPDC 補償架構	600 sinusoid	0.5866	0.7447	2.642



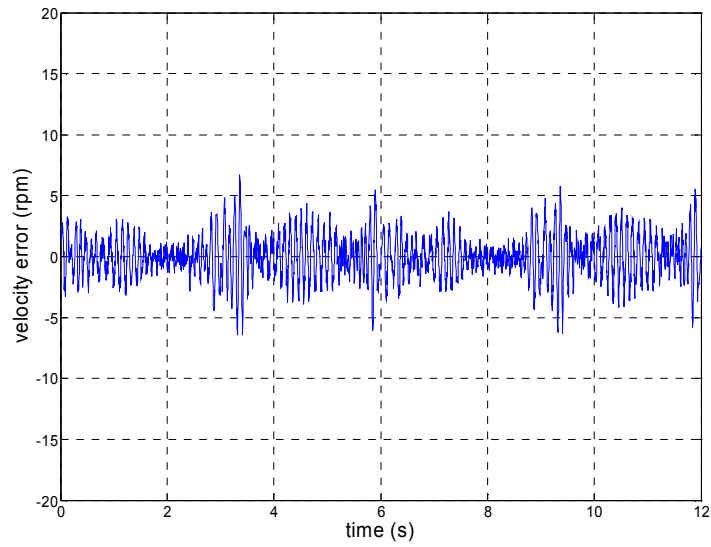
(a)



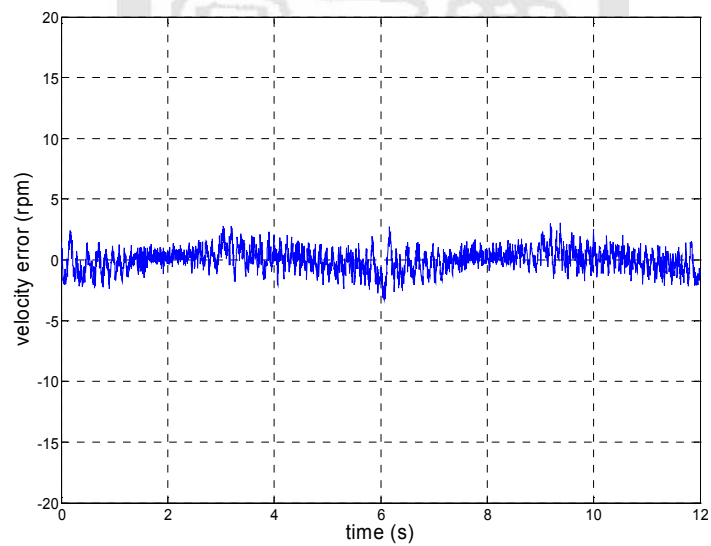
(b)



(c)



(d)



(e)

圖 5-11 速度 600 rpm 弦波之 Y 軸控制結果 (a)無補償架構；(b)純摩擦  
力補償架構；(c)PCTO 補償架構；(d) VDC 補償架構；  
(e) VPDC 補償架構；

表 5-7 速度誤差指標比較(七)：

平均積分絕對誤差(AIAE)；方均根誤差(RMS)；最大絕對誤差(MAE)

	Command (rpm)	AIAE (rpm)	RMS (rpm)	MAE (rpm)
無補償架構	600 sinusoid	2.0972	3.5534	18.419
純摩擦力補償架構	600 sinusoid	1.3561	1.7967	7.006
PICTO 補償架構	600 sinusoid	1.0872	1.3949	4.82
VDC 補償架構	600 sinusoid	1.3815	1.7911	6.7
VPDC 補償架構	600 sinusoid	0.7384	0.9312	3.283

## 第六章 結論與建議

### 結論：

在對伺服馬達系統進行精準的速度控制時，除了需要針對摩擦力在低速下對系統造成的影響進行抑制外，也需要考慮負載轉矩以及外在干擾源之影響。因此，本論文建立一摩擦力模型，並搭配使用以干擾量觀測器為基礎所發展出的虛擬模型干擾補償器，結合 model-based 以及 non-model-based 兩種架構之補償，確實達到抑制摩擦力與外在干擾之目的。根據實驗結果的數據及圖表，顯示出在摩擦力模型搭配三種干擾補償架構中，以虛擬模型干擾補償器的補償結果為最佳。此外，實驗結果也顯示此補償器架構具備廣泛性，不僅在各種速度命令情況下，即使應用於不同的伺服馬達系統上也都有良好的控制效果。

### 未來展望與建議：

1. 論文中鑑別摩擦力模型之方法皆採用實現上較為簡單的方式。然而一般來說，使用 model-based 的補償方式首要目標在於能建立起更為精準的數學模型。因此，未來可經由其它文獻中尋求更為精確的動態摩擦力模型鑑別法，使得能進一步提昇系統的性能。
2. 論文實驗架構是建立在速度迴路下，因此未來從事位置迴路控制時，能夠在內迴路部份採用此干擾補償器架構，藉由其補償性能達到更佳的位置控制效果。



## 參考文獻

- [1] 郭奕玲,沈慧君, *物理學演義*, 凡異出版社, 1996.
- [2] D. Karnopp, "Computer simulation of slip-stick friction in mechanical dynamic systems," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 107, pp. 100-103, 1985.
- [3] B. Armstrong, "Friction: Experimental, Modeling and Compensation," in *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 1988, pp.1422-1427.
- [4] C. Canudas de Wit and V. Seront, "Robust Adaptive Friction Compensation," in *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation*, vol.2, 1990, pp. 1383-1388.
- [5] C. Canudas de Wit, P. Moel, A. Aubin, B. Broglato and P. Drevet, " Adaptive Friction Compensation in Robot Manipulators: Low-velocities," in *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 1989, pp. 1352-1357.
- [6] C. Canudas de Wit, H. Olsson, K. J. Åström and P. Lischinsky, " A new Model for Control of Systems with Friction," *IEEE Transactions on Automatic Control*, vol.40, no. 3, pp. 419-425, 1995.
- [7] D. Haessig and B. Friedland, "On the Modeling and Simulation of Friction," *ASME Journal of Dynamic System, Measurement, and Control*, pp. 113, 1991.
- [8] Armstrong-Helouvry, B.,P. Dupont and C. Canudas de Wit "A Survey of Models, Analysis Tools and Compensation Methods for the Control of Machines with Friction," *Automatica*, vol. 30, no. 7, pp. 1083-1138, 1994.
- [9] M. Gafvert, "Comparisons of Two Dynamic Friction Models," in

- Proceedings of the IEEE International Conference on Control Applications*, 1997, pp. 386-391.
- [10] R. Kelly and J. Lias, "Determination of Viscous and Coulomb Friction by Using Velocity Responses to Torque Ramp Inputs," in *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 1999, pp. 1740-1745.
- [11] C. D. Walrath, "Adaptive Bearing Friction Compensation based on Recent Knowledge of Dynamic Friction," *Automatica*, vol. 20, no. 6, pp. 717-727, 1984.
- [12] H. S. Lee and M. Tomizuka, "Robust motion controller design for high-accuracy positioning systems," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 43, pp. 48-55, 1996.
- [13] Du, H. and S. S. Nair "Modeling and Compensation of Low-Velocity Friction with Bounds," *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 7, no. 1, pp. 110-121, 1999.
- [14] 蔣明潔、徐保羅, "自調式摩擦力補償器設計," 自動控制研討會會議論文, pp. 516-521, 2000.
- [15] 陳國禎, "精密線性馬達定位台之導軌摩擦力補償," 碩士論文, 國立中正大學機械工程系, 八十九學年度.
- [16] Tomei, Patrizio "Robust Adaptive Friction Compensation for Tracking Control of Robots," in *Proceedings of the IEEE International Conference on Control Applications*, 1999, pp.875-880.
- [17] Y. Tan, J. Chang, and H. Tan, "Adaptive nonlinear friction compensation with parametric uncertainties," in *Proceedings of the Amer. Control Conference*, Chicago, 2000, pp. 2511-2515.
- [18] Chin-I Huang; Li-Chen Fu "Adaptive Approach to Motion Controller of Linear Induction Motor with Friction

- Compensation,” *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol.12, no.4, pp. 480 – 490, Aug. 2007.
- [19] Y. S. Tarn and H. E. Cheng, “An Investigation of Stick-Slip Friction on the Contouring Accuracy of CNC Machine Tools,” *Int. J. Mach. Tools. Manuf.*, vol. 35, no. 4, pp. 565-576, 1995.
- [20] T. Umeno and Y. Hori, "Robust speed control of DC servomotors using modern two degrees-of-freedom controller design," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 38, pp. 363-368, 1991.
- [21] S. Endo, H. Kobayashi, C. J. Kempf, S. Kobayashi, M. Tomizuka, and Y. Hori, "Robust digital tracking controller design for high-speed positioning systems," *Control Engineering Practice*, vol. 4, pp. 527-536, 1996.
- [22] E. C. Tseng, M. Y. Cheng, and M. C. Tsai, "Design of a PI-type torque observer for detecting abnormal load," in *Proceedings of the 1998 International Conference on Mechatronics Technology* , 1998, pp. 147-152.
- [23] M. C. Tsai, E. C. Tseng, and M. Y. Cheng, "Design of a torque observer for detecting abnormal load," *Control Engineering Practice*, vol. 8, pp. 259-269, 2000.
- [24] 劉叡明, “伺服馬達低轉速控制改善之研究,” 碩士論文, 國立成功大學電機工程學系, 九十七學年度.
- [25] C. T. Johnson and R. D. Lorenz, "Experimental identification of friction and its compensation in precise, position controlled mechanisms," *IEEE Transactions on Industry Applications*, vol. 28, pp. 1392-1398, 1992.
- [26] P.Dahl. "A Solid Friction Model." *Technical Report, The Aerospace Corporation, El Segundo, CA*, 1968.

- [27] 林銘湧, “精密伺服控制系統之摩擦力分析及補償研究,” 碩士論文, 逢甲大學自動控制工程學系, 九十一學年度.
- [28] T. Instruments, *TMS320 Float-Point DSP Optimizing C Compiler*, 1991.
- [29] T. Instruments, *TMS320C3x C Source Debugger User's Guide*, 1991.
- [30] T. Instruments, *TMS320C3x User's Guide*, 1992.
- [31] 惠汝生, *自動量測系統-LabView*, 全華科技圖書, 2002.
- [32] 謝勝治, *圖控式程式語言-LabView*, 全華科技圖書, 2002.
- [33] 張智星, *MATLAB 程式設計與應用*, 2002.
- [34] 工研院, *PMC32 韌體開發技術手冊 Ver2.0*, 2002.
- [35] 工研院, *EPCIO-601-1 使用手冊*, 2002.
- [36] Panasonic, *AC 伺服馬達驅動器 MINAS-A 系列操作說明書*.