

ISSN 1817-2954



第二十四期

修平科技大學編印

中華民國一〇一年三月出版

修平學報

第二十四期

修平科技大學 編印

中華民國一〇一年三月出版

第二十四期學報中文目錄

1. 應用行動運算技術促成臨時人力的即時媒合 裘錦天、程裕繁 1
 2. 中國式領導行為模式應用在我國高科技產業之研究 陳怡君 13
 3. 離散時間延遲系統之穩定性與穩定化 陳堃峯 33
 4. 彩色 CCD 照相機應用於室內輪式機器人定位—增廣型卡爾曼濾波器研究
..... 林鴻興、林柏雄 43
 5. 新型低功率雙邊緣觸發正反器設計 余建政、陳冠廷 59
 6. 沿垂直方向移動之直立圓柱表面流下的牛頓流體薄膜流的非線性穩定性分析
..... 宋鴻明、李宗乙、徐仲亭 69
 7. 使用刀把接合塑膠薄板的設計於精密車削過程中減少振動之實驗研究
..... 周志忠、江可達、廖炎卿 85
-
-

Contents

1. Using Mobile Computing Technology to Facilitate Instant Job MatchingJonathan Jiin-Tian Chyou, Bill Yu-Fan Cheng	1
2. Chinese Leadership Model works in the high-tech business in TaiwanYi-Chun Chen	13
3. Discrete-Time Delay System with Stability and StabilizabilityKun-Feng Chen	33
4. Localization of an Indoor Wheeled Mobile Robot Using Color CCD Camera - An Extend Kalman Filtering ApproachHung-Hsing Lin, Po-Hsiung Lin	43
5. A Novel Low-Power Dual Edge-Triggered Flip-Flop DesignC. -C. Yu , K. -T. Chen	59
6. Nonlinear stability characterization of thin Newtonian liquid films flowing down a cylinder moving in a vertical directionHung Ming Sung, Zong-Yi Lee, Chung-Ting Hsu	69
7. Experimental investigation on the design of tool-bar combined the plastic layered laminates for vibration reduction in the precision turning process Chih-Chung Chou, Ko-Ta Chiang, Yan-Ching Liao	85

應用行動運算技術促成臨時人力的即時媒合

裘錦天、程裕繁

摘要

在網際網路臻至成熟的現在，人們經常透過人力資源網站來求職與徵才，而且對於非即時性的人力媒合而言，這些網站通常可以做的很好，然而對於「有急事的父母急徵臨時保母」之類的即時性人力媒合而言，這些網站就顯得力有未逮。如果提供手機程式讓臨時人力能夠定時回報目前的位置與可用性，並建立評價機制來相當程度保證臨時人力的服務品質，然後修改人才庫、人力特徵登錄網頁介面、人力檢索網頁介面這三方面的設計來符合臨時人力即時媒合的需求，將可以實現一種具備臨時人力即時媒合能力的人力資源網站，而且一旦參加網站的臨時人力達到相當數量之後，這種網站將巨增臨時人力提供者的工作機會，也幾乎能夠完全滿足臨時人力需求者的用人需求。本文探討這些構想，並提供此類型人力資源網站的開發指引，藉以幫助人力資源網路服務邁向臻至完善。

關鍵詞：人力資源、網路服務、臨時人力、即時媒合、行動運算。

Using Mobile Computing Technology to Facilitate Instant Job Matching

Jonathan Jiin-Tian Chyou, Bill Yu-Fan Cheng

Abstract

As web services become more diverse, it is often through job matching websites that people look for jobs or hire talents. For non-urgent employment demands, these websites can usually adequately provide matching services, but for those instances of matching urgent employment demand similar to "Urgent Temporary Babysitter Demand for Unexpected Situations," it is beyond the capability and reach of these websites. In this paper, we propose web services to satisfy the requirements of urgent manpower demand matching, including by providing a Smartphone application that can let temporary job seekers regularly report their current location and availability, establishing a rating mechanism which can ensure a certain level of temporary manpower service quality, and modifying the three core aspects of the website, being the talent database, manpower registration web interface and manpower search web interface. The proposed job matching website, with its urgent employment demand matching capability will generate massive job opportunity postings for hiring urgent manpower, and can satisfy the majority of temporary job seekers. This paper discusses these ideas, and is provided to job matching websites as a guideline for future development.

Keywords: Human Resource, Web Service, Temporary Manpower, Instant Matching, Mobile Computing.

Jonathan Jiin-Tian Chyou, Associate Professor, Department of Management Information Systems, National Chengchi University.

Bill Yu-Fan Cheng, Assistant Professor, Department of Information Management, Hsiuping University of Science and Technology.

Received 10 June 2011; accepted 18 August 2011

壹、前言

接續個人電腦與網際網路，無線通訊網路與智慧型手持行動裝置的結合將更進一步方便化人類的工作與生活，人們可以隨時隨地工作、投資、學習和購物。這種結合無線通訊網路與智慧型手持行動裝置的行動運算（Mobile Computing）技術已經逐漸受到企業的重視與應用，譬如物料的盤點、醫生的巡房、在外業務人員對公司資料的查詢等等都已經是企業內常見的行動運算技術應用。當然，行動運算技術於企業的應用可能性絕不僅止於此，許多企業問題的行動解決方案仍極待產官學界戮力提出。

本文針對現有人力資源網站無法即時媒合臨時人力這個問題提出行動解決方案，文中先討論人力資源網站的現況與缺點（第貳節），接著討論得以促成臨時人力即時媒合的關鍵資訊技術與工具（第參節），最後討論所提解決方案的詳細內容（第肆節）。

貳、人力資源網站現況與缺點

行政院勞委會職訓局對於「媒合」所下的定義：「所謂媒合（Matching）係指依求職者的意願，選擇適合就業的機會，推介其前往求才雇主處應徵的一種過程」[1]。而從現有人力資源網站所提供的服

務內容來看，媒合即是根據求才企業所提供的工作機會、職務內容等，與求職者所登錄的履歷資料，依相關關鍵欄位資料，進行比對篩選，幫雙方進行初步過濾，再透過電子郵件、網頁顯示、手機簡訊等方式，來提供對方的徵才訊息或履歷資料，來達成人求事、事求人的最終目的[2,3]。

人力資源網站從經營屬性來做區分，可以劃分成全區性服務、地區性服務、全方位服務、專業性服務、公共服務等五種類型。其中，全區性服務網站提供全國各地區工作機會，地區性服務網站針對某一區域（例如大台中地區）提供工作機會，全方位服務網站提供綜合性的工作機會，專業性服務網站針對特定行業提供求職求才服務，公共服務網站是政府機關設立的公共人力資源服務。整體而言，現有人力資源網站可謂百家爭鳴，但同質性高，大多數提供全方位與全區的求職求才服務，祇有極少部份採取集中策略，鎖定特定地區或專業領域來提供求職求才服務 [3]。

目前已有若干文獻提及了現有人力資源網站的缺失或挑戰，摘述重點如下：

（一）人力資源網站具備了快速、方便、成本低廉等優點，也提供了許多傳統求職方式所無法匹敵的功能，然而龐大的求職求才資料庫管理負擔帶來了挑戰，沒有妥善管理的資料庫將無法保證媒合結果的

品質[4]。(二)如何提升資訊系統的處理能力來因應網路流量的增加,以及如何在履歷日趨多樣化的情況下仍能保有高品質的媒合品質與服務水準,都是人力網站所面臨的重要問題[5]。(三)人力資源網站應該提供更完整的招募流程與知識管理解決方案,讓求職者與求才者能夠更有效率地尋找到工作機會或人才[6]。

(四)網際網路對於企業經營方式產生了革命性的影響。企業必需善於運用網際網路上豐沛的人力資訊,主動發掘與招募人才,才能確保並提升企業競爭優勢,然而如何讓眾多的網路求職者能為中小企業所用,仍需要有正確且高效率的策略與技術[7]。(五)儘管即時回應被認為相當重要,然而無論是研究亦或是實務上均未予以重視。Rynes等人[8,9]指出,在招募過程的各個階段之間,遲延回應是十分普遍的,並且應徵者經常會對遲延做下負面推論,主觀認為遲延係肇因於未錄取,此外遲延也會影響應徵者接受工作的意願,應徵者容易主觀認為企業內部可能存在某些問題才會延誤回應。

文獻探討結果顯示,現有人力資源網站所提供的服務有同質性過高的情形,也因而造成各網站之間的激烈競爭,其勝出之道首重差異化,從服務差異化、功能差異化、使用方便性,亦或是媒合準確度等構面來做區隔與定位。此外,求職者與求

才企業的最終目的,就是快速且有效地找到想要獲得的資訊,求才單位以其為企業舉才,求職者以其謀得工作來發揮所長。故而提升媒合結果的精確性、設計更準確的招募系統、提供即時媒合功能等三項,是目前人力資源網站所要突破的問題及需要持續努力的目標。本研究針對臨時人力即時媒合這個問題提出解決方案。

參、促成臨時人力即時媒合的關鍵資訊技術與工具

一、無線通訊網路

電腦網路將原本孤島式的電腦連接了起來,讓電腦之間可以相互傳送資料與分享資源,並因而進一步地改變了人類的工作、學習與生活。

無線通訊網路的出現再一次提升了人類的機動性與方便性,我們在建構電腦網路時不再需要繁雜的佈設網路線作業,因為線路所導致的網路故障問題也不復存在,我們也不用再擔心有沒有網路線可以使用,可以將電腦隨意擺設在任何的地方。

不同的無線通訊網路之間的區別,主要在於通信距離和數據傳輸速率。而從通訊距離的不同來看,無線通訊網路可以劃分成下列三種:

無線廣域網路(WWAN):主要的無線廣域網路有衛星網路(Satellite

Network) 與蜂巢網路 (Cellular Network) 兩種。而無線廣域網路目前的頻寬都還相當有限，GSM蜂巢電話系統約為9.6 K BPS，呼叫器約為1.2 K BPS到6.4 K BPS，蜂巢數位封包資料網路 (Cellular Digital Packet Data, CDPD) 則為19.2 K BPS。

無線區域網路 (WLAN)：無線區域網路涵蓋的範圍不大，大約是辦公室或是一般校園的大小。無線區域網路的使用者透過無線網路存取點 (Access Point) 進入無線區域網路。無線區域網路現在已經廣泛應用於企業、學校、機場等公共區域。無線區域網路最通用的標準是IEEE定義的802.11系列標準。

無線個人網路 (WPAN)：無線個人網路所涵蓋的區域比無線區域網路或是無線廣域網路都要來得小，而且通常所要求的資料傳輸速率或是耗用功率都不高。以藍芽 (Bluetooth) 技術建立的Bluetooth Piconet來說，大約可以涵蓋一般住家的範圍。

二、智慧型手機

除了上一小節所提及的無線通訊網路之外，智慧型手持行動裝置也是行動運算技術的重要元素之一。目前的智慧型手持行動裝置的發展相當蓬勃和多元，不過最主要的裝置是智慧型手機 (Smartphone)。

智慧型手機可以視其為個人數位助理 (Personal Digital Assistant, PDA) 與傳統手機的整合產物，是一台小巧卻功能完整的個人電腦。這幾年隨著智慧型手機的進展，智慧型手機不再祇是用來記事或是查詢行事曆，一般在個人電腦上所執行的收發電子郵件，瀏覽網頁和文書處理等作業也都可以輕鬆在智慧型手機上完成。更進一步地，透過智慧型手機程式的開發，智慧型手機可以進一步應用來解決關鍵的企業問題。

擁有龐大市場潛力的智慧型手機是兵家必爭之地，若干年的競爭之後，Android手機 (Linux-Based)、iPhone手機 (Mac-Based) 與 Windows 手機 (Windows-Based) 這三款手機已經成為企業行動應用的主流智慧型手機平台。

三、行動資料庫管理系統

前兩個小節所談的都是行動運算的硬體裝置，而接下來的三個小節所談的都是行動運算所不能或缺的軟體要素——行動資料庫管理系統、地理資料處理工具、手機程式開發工具。

在資料庫方面，由於無線廣域網路的使用費用很昂貴，加上目前無線廣域網路可以提供的網路頻寬還很小，而且在許多情況之下，資料並不是一定要立即進行更新的，所以產生了行動資料庫 (Mobile Database) 的需求，相關產品也因而相繼

出現。

行動資料庫管理系統提供了一套程式設計介面（例如ADO.NET），讓在智慧型手持行動裝置上執行的程式，能夠與行動資料庫或是企業資料庫進行連結，進而操作資料庫。而且，透過行動資料庫管理系統的支持，智慧型手持行動裝置得以從企業的資料庫伺服器中下載使用者需要帶著跑的資料到行動資料庫之中，然後使用者就可以在離線的情況下操作這些資料，待智慧型手持行動裝置再次與企業的資料庫連線之後，再透過行動資料庫管理系統的幫助，解決企業資料庫和行動資料庫之間的衝突與不一致（亦即所謂的資料同步化作業）。

四、地理資料處理工具

企業用途的手機程式通常涉及使用者的所在位置，因而經常需要處理地理資料，這主要涉及了使用者地理位置（經緯度）的擷取、經緯度與地址兩者之間的解譯與反解譯、儲存地理資料、計算兩位置之間的距離並以此做為查詢資料的條件等項目。地理位置必需由衛星定位系統（GPS）或手機定位系統來提供，手機程式則只是使用特定API（例如GPS Intermedia Driver）來簡單取得。經緯度與地址兩者之間的解譯與反解譯目前可以應用Google、Yahoo等網路服務業者提供的Web-Based Geocoding服務，手機程

式利用這些服務所提供的API，可以簡單進行經緯度與地址兩者之間的解譯與反解譯。另外，較新版的資料庫管理系統，例如SQL Server 2008，已經支援地理資料的儲存與處理機制，利用這些新一代的資料庫管理系統，可以較容易地解決地理資料的保存與計算問題，並能以地理資料做為查詢資料的條件。

五、手機程式開發工具

要將行動運算技術引入企業裡，手機程式的開發是必需的工作之一。目前的手機程式開發工具基本上可以區分成三種：

以Java語言為基礎的開發工具：隨著特別針對智慧型手持行動裝置而設計之Java技術—J2ME（Java 2 Platform Micro Edition）的推出，Java-Based手機程式有了一個良好的執行環境，故而出現了若干個Java語言開發工具的手機程式版本，例如JBuilder Mobile Edition即是此類開發工具。基於市場因素，Eclipse之類的自由軟體是目前的主流開發工具，Android手機程式便是使用外掛JDK（Java Development Kit）、ADT（Android Development Tools Plugin）以及Android SDK（Software Development Kit）的Eclipse來開發。

以.NET為基礎的開發工具：為了迎接Java的挑戰，並為即將到來的多元化硬體平台世紀的到來，微軟引進了新一代的

軟體開發模式 — .NET。 .NET採用Java的虛擬機器的作法,藉以讓同一支程式在完全不需要修改的情況之下,就可以在多種視窗作業平台上執行(包含Windows Phone OS)。 Visual Studio、Delphi是此類工具的翹楚。

專屬的開發工具:除了前述兩種較為開發人員所熟悉的一般性工具之外,某些手機作業平台的提供商會推出專屬的開發工具來支援自家手機平台的程式開發,例如Apple公司的Xcode就是一個專門用來開發iPhone程式的開發工具。

上述三類手機程式開發工具都提供了視覺化開發環境(請參考圖1),讓程式設計師能夠使用現成的軟體元件來組裝出手機程式。視覺化開發環境之下的手機程式撰寫過程大致如下:

1. 產生基礎視窗。
2. 在基礎視窗上放置元件。
3. 設定必要的屬性值。
4. 撰寫必要的事件處理程序。

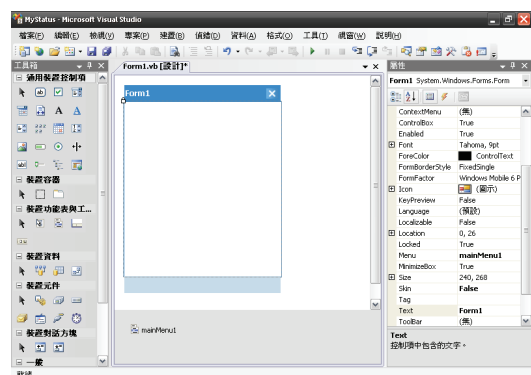


圖 1 Visual Studio 的手機程式開發環境

撰寫完成的手機程式在實際上傳到智慧型手機上執行之前,必需先行使用智慧型手機的模擬器(emulator)來做程式的測試,而等到程式全部撰寫完成,並且確定已經可以正常執行的時候才真正將程式上傳到智慧型手機上使用。這個撰寫程式→測試程式→上傳程式的過程如圖2所示。

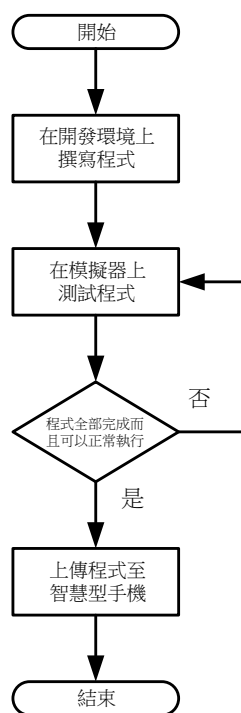


圖 2 手機程式的一般性開發過程

肆、具備臨時人力即時媒合能力之人力資源網站的開發

目前,企業所聘僱的人力以長期聘僱人力為主(正職員工),短期人力需求則以人力派遣方式取得(派遣員工),臨時

且一次性的人力需求(例如水電工)則通常透過電話簿、人際網路、網際網路來尋找與聘用。一般大眾則以臨時且一次性的人力需求為主(例如臨時保姆),特殊情況下亦有短期人力需求(例如看護)。

本文所要解決的是臨時且一次性的人力需求,這種需求是突發的、無法預期而予以事先規劃的、必需立即滿足的、供需雙方所在位置不能距離太遠的,表1是這種人力需求的幾個例子。

表 1 臨時人力需求示例

父母突有急事必需馬上外出,而且平常找的保姆剛好沒空(人力需求:臨時保姆)。

新購屋夫妻心血來潮,想馬上找一位專業的室內設計師(接受鐘點服務者)來提供裝潢的建議(人力需求:鐘點室內設計師)。

補習班的英文教師來上課的路上出了車禍無法到課,而且再過半個小時就該上課了(人力需求:合格教師)。

廚房的水管突然破裂,廚房到處都是水(人力需求:水電工)。

墾丁拍片現場兩位臨時演員無故缺席,電影無法開拍(人力需求:臨時演員)。

一、基本構想

具備臨時人力即時媒合能力的人力資源網站可以立即滿足人力需求者的需求,並大幅降低其用人成本,而且可以有效增加人力提供者的工作機會,豐厚其收入,當然網站經營者也可以藉由廣告收益、服務費用等項目獲得相當報酬。而實

現這種網站的最關鍵重點有三項:(一)精確掌握臨時人力的現況(所在位置與可用性)。(二)數量龐大的人力提供者參加網站。(三)可以讓人力需求者判斷出人力提供者之間的優劣差異。

在精確掌握臨時人力現況方面,網站需要提供手機程式給人力提供者使用,這支程式會定期透過GPS或手機定位系統來擷取人力提供者目前的所在位置,然後連同人力提供者所勾選的可用性實況一併回報給網站的人才庫保存。

在人力優劣評斷方面,則需要參考Yahoo、露天等拍賣網站的作法,對每一次的服務做下標動作,然後給予服務品質評價。

二、網站架構

如圖3所示,具備臨時人力即時媒合能力的人力資源網站主要由四個部份組成:臨時人力現況即時回報手機程式、人才庫、人力特徵登錄網頁介面、人力檢索網頁介面。

臨時人力現況即時回報手機程式由網站經營者開發後無償提供給臨時人力提供者使用。執行這支程式的智慧型手機應該具備連結網際網路的能力,也應該具備衛星定位或是手機定位的功能。這支程式設計成定期透過GPS或手機定位系統來擷取人力提供者目前的所在位置,然後連同人力提供者所勾選的可用性實況一

併回報給網站的人才庫保存。這支程式需要使用GPS API才能夠擷取GPS定位訊號，需要使用資料庫存取介面 (DB API) 才能夠與人才庫做通訊，此外資料庫存取介面則還需要透過作業系統 (OS)、智慧型手機 (Smartphone)、網路卡 (Net Card) 等軟硬體才能夠達成與人才庫通訊的目的，並且人才庫需要透過資料庫管理系統 (DBMS)、作業系統、個人電腦、網路卡等軟硬體才能夠與手機程式進行通訊，請參考圖4。

人才庫 (資料庫) 需要能儲存地理資料、計算兩位置之間的距離，並接受以地理資料做為查詢的條件。較新版本的資料庫管理系統支援地理資料的儲存、處理與查詢機制，利用這些新一代的資料庫管理系統，可以較容易地解決地理資料的保存、計算、查詢問題，應儘量予以採用。

人力特徵登錄網頁介面這個部份與傳統的人力資源網站類似，用來讓人力提供者做註冊，以及登錄其基本資料、學經歷、專長、收費方式等非經常性變動的資料。另外，因為希望利用手機程式來精確掌握臨時人力的所在位置以及目前的可用情況，這個部份需要建置同意授權使用個人資料的功能。

人力檢索網頁介面是一個臨時人力的查詢頁面，用來讓人力需求者以工作地點與需求描述兩項條件，來找到正位於工作地點附近、目前有空，而且符合用人需求的臨時人力，也用來讓人力需求者對人力提供者做下標與評價的動作，其外觀應該可以如同Google搜尋引擎般地簡單。

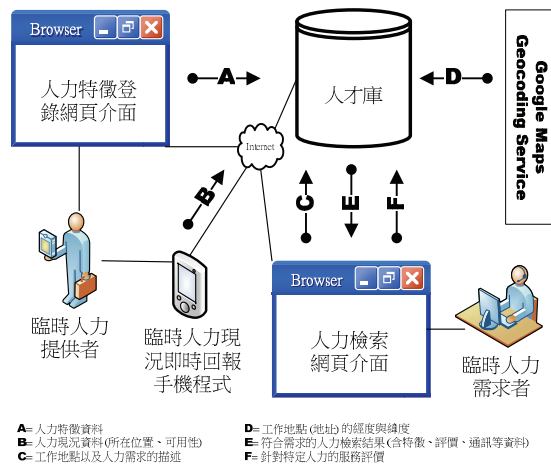


圖 3 具即時媒合能力之臨時人力資源網站的架構概念圖

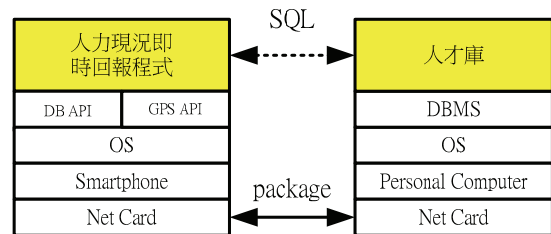


圖 4 臨時人力現況即時回報程式的架構概念圖

至於「是否正位於工作地點附近」這個問題，可以計算工作地點與人力所在位置這兩點的直線距離來判斷，其判斷過程需要借助Google、Yahoo等網路服務業者提供的Web-Based Geocoding服務，以及資料庫管理系統所提供的地理資料處理與查詢功能。此外，網路服務業者提供的

Web-Based Directions服務，可以估算兩地點之間的交通時間，亦能應用於這個問題的解決。「是否有空」這個問題，藉由手機程式每隔十至二十分鐘回報一次。「是否符合用人需求」這個問題，則比對事先透過人力特徵登錄網頁介面所登錄的資料來判斷。

此外，人力檢索網頁介面所找到的臨時人力幾乎全部都是陌生人，而陌生人是可以信任的嗎？答案應該是肯定的！Yahoo、露天等拍賣網站所採用的信用評價機制，已經成功讓年輕人願意向陌生人購買商品（正面評價已達一定分數，而且幾乎沒有任何負面評價者），甚至於通常是先付款後取貨的情況。從此來看，臨時人力即時媒合網站的評價機制一旦運作成功，將可以透過人力提供者的整體評價結果來綜合判斷其服務態度、專業能力、品德操守。

如能再比照拍賣網站的作法，增加「身份真實性認證」、「申訴暨檢舉制度」、「詐欺偵防資訊系統」等信用風險管理機制，將能進一步確保聘雇者與受雇者雙方的權益，並提升社會大眾對於臨時人力即時媒合網站的使用意願。

三、應注意事項

實作此類型網站之時，應該努力避免淪為罪犯的犯罪工具，也應該盡力保護人力提供者的隱私權。

應擬定有效策略來確保人力提供者們願意且能夠正確地使用現況回報手機程式。

智慧型手機在螢幕大小、輸入方式、處理速度、記憶體容量等方面都有相當大的限制，在開發手機程式時，這些限制要特別予以重視和解決，如此才能夠讓智慧型手機發揮其應該有的作用。

伍、結論

本文針對現有人力資源網站無法即時媒合臨時人力這個問題提出行動解決方案。這個解決方案可以減少人力需求者找不到可用人力的情況，並降低其用人成本，而且可以有效增加人力提供者的工作機會，豐厚其收入，當然網站經營者也可以藉由廣告收益、服務費用等項目獲得相當報酬。目前，行動運算技術於企業上的應用方興未艾，仍存在著許多的可能性與挑戰，本文作者將持續在這方面進行努力。

參考文獻

- [1] 職訓局（1998）。就業安全辭典，臺北市：職訓局。
- [2] Tong, J.P.C. et al. (2005). Evaluating the Industrial Ergonomics of Service Quality for Online Recruitment Websites. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 35, 697-711.

- [3] 張忠燕、張應中（2007）。網路人力銀行媒合機制模式探討，2007 臺灣網際網路研討會論文集，國立台灣大學。
 - [4] 陳柏翰（2005）。個人化線上求職推薦系統之研究，中國文化大學資訊管理研究所碩士論文。
 - [5] 劉仲矩、陳秀育（2005）。台灣與美國主要人力銀行網站功能差異之比較研究：數位資本的觀點，2005 全球化與經貿發展學術研討會，實踐大學。
 - [6] Stirland, S. (1998). A New Twist on Bulletin Boards. *Wall Street & Technology*, 16, 78-79.
 - [7] 柯宇謙、劉瑞瓏（1999）。網際網路虛擬人力資源開發與招募，第一屆永續發展管理：跨世紀海峽兩岸永續企業經營研討會論文集，國立屏東科技大學。
 - [8] Rynes, S.L., Bretz, R.D. and Gerhart, B. (1991). The Importance of Recruitment in Job Choice: A Different Way of Looking. *Personnel Psychology*, 44, 487-521.
 - [9] Rynes, S.L. and Cable, D. M. (2003). Recruitment Research in the Twenty- First Century. *Handbook of Psychology*, 55-76.
-

中國式領導行為模式應用在我國高科技產業 之研究

陳怡君

摘 要

本研究目的在探討中國式領導模式在我國高科技產業之應用情況，並瞭解員工實際所感受其主管之領導行為現況與期望之差異，以及領導行為與效能之相關，進而找出有效的領導行為；研究依據康自立（1997）所建構「中國式領導模式」，將領導行為分為：「作之親」、「作之師」、「作之君」三向度；接著分析高科技產業主管之領導行為和效能間的關係。研究以新竹科學工業園區員工為對象，共抽取 46 間公司，每家 50 份共 2300 份樣本，總共獲得有效樣本 1039 份。本研究歸納出以下結論：(1) 高科技產業員工對主管領導行為期望和實際感受的最大落差是在「作之親」此架構上，(2) 高科技產的主管愈能依序表現出「作之親」、「作之師」與「作之君」之領導行為，則其領導效能愈高，(3) 高科技員工的「領導行為感受」最能預測主管的領導效能，其佔絕大部份的預測力與解釋力，(4) 高科技產業主管領導行為表現低度作之君、作之師與高度作之親時，高科技產業員工對主管領導效能知覺最佳。

關鍵詞：中國式領導、領導效能、高科技產業。

Chinese Leadership Model works in the high-tech business in Taiwan.

Yi-Chun Chen

Abstract

The research is multi-purposed. First of all, it was to examine how efficiently the “Chinese Leadership Model” works in the high-tech business in Taiwan. Second, this research targets at understanding how differently it is between the managerial behaviors in reality and how the behaviors are ideally expected by the employees. On the basis of the above-mentioned analysis and information, this research, ultimately, expects to detect the most effective leadership behavior model. The theories that are applied onto this research are Kang, Tze-Li’s. The “Chinese Behaviors Module”, which built its concept on three important roles in terms of leadership – “The role of parent”, “The role of mentor”, and “the role of monarchy” is established by Kang, Tze-Li (1997)

The samples of questionnaire survey, which includes 2300 employees from 46 firms, were based on randomly stratified samplings, with 1039 available questionnaires to be used in this research. After the analysis on the statistics, the important conclusions have been drawn as follows: (a) The largest gap between how the leadership behaviors are expected and are truly felt and perceived falls on the variable of “the role of parent”, (b) The more frequently it is for the leadership behaviors model to be worked out according to the above-mentioned sequence, the higher the leadership efficiency it is,

(c) Employee’s perception of leadership behavior was the most crucial variable to predicting the leadership effectiveness, (d) While leaders in high-tech business perform low-degree of “the role of monarchy”, “the role of mentor”, but high-degree of “the role of parent”, the employees’ perception reacts best to the leadership module.

Keywords: Chinese leadership, leadership effectiveness, high technology firms and business (high-tech business) .

壹、前言

領導是一種程序，使組織成員同為團體目標的達成而努力。有領導者也有被領導者，更有彼此共處的情境，這三者構成的互動便是領導[11]。而領導是個人引導群體活動以達到共同目標的行為[15]，因此，任何一個組織想要達成組織目標，和發揮其工作績效，即需要有適當的領導者來引導，並影響組織成員，使其能夠團結一致，並奉獻心力以達成某一特定的目標，故領導是組織運作的開始。

儒家代表人物是孔子、孟子、荀子，孔子的中心思想為「仁」；儒家特別強調德治的領導方式，即領導者要能「以身作則」來帶領部屬，即儒家管理哲學的核心主張為修己以治人的德治主義[1]；因此中國文化充滿了人文精神，強調人的尊嚴與價值。《尚書·泰誓》說：「惟天地萬物父母，惟人萬物之靈」儒家闡述許多在上位的領導行為準則，首先即「正名」而後「身正」，即「以身作則」的領導理念，當仲弓為季氏宰，問為政的道理時，《論語·子路》中，子曰：「先有司，赦小過，舉賢才。」即孔子認為，領導者需凡事比百官先身體力行，要寬赦他們的小過失，並舉用賢能的人。《易經·象卦》中「君子以言有物，而行有恆。」一語，認為言有物便不虛妄，行有恆即無反覆，亦即管

理者必須修己，「以身作則」；管理之道，重在身教，只有管理者言之有物、行之以恆，才能使成員於潛移默化中，歸於正。如上所述，可瞭解「人」與天、地並立為三，進而證明「人」的地位之重要性。在以倫理為核心，強調人本文化的影響下，中國人對領導的認知，不僅是依靠物質面的激勵，更要掌握「帶人、帶心」的藝術。我們瞭解管理重視制度面，領導重視人性面，國人特別專注人與人之間關係的特質，認為領導者應有遠見，並能凝聚人心。

曾仕強、劉君政[12]分析研究儒家思想，認為中國式的管理，以「人」為主體。而使用正當原則與方法來獲得員工最大的向心力即為中國式管理的特質；由上述中國哲學家之主要領導概念及原則，大抵可歸納出領導者本身要有德性並以身作則，再加上關懷體恤善待員工，即能讓員工「心悅誠服」。廖春文[14]提及在管理典範漸擺脫工具理性的同時，現在我們已逐漸重視哲學思想的精神層面，亦即在中國文化上我們對人深層關注，此與「作之親」、「作之師」的要求相近。許世卿[6]指出，採典籍研究法，如何避免造成牽強附會，首要注意時空背景差異，且中國古典哲學大都談政治學議題，如何轉化為一般企業管理哲學，有賴研究人員審慎處理。

康自立[7]建構之「中國式領導模式」，由文化層面，建構適合國人使用之領導模式；此研究採文件分析法，探討述及領導的重要典籍，如：論語、孟子、大學、中庸、韓非子、孫子兵法及三國演義等，進行分析、歸納，再參酌本土化實證研究結果，以建構中國式領導模式。其研究結果顯示：國人的領導架構（frame）包括「法」、「理」、「情」三種取向，據此表現出「君」、「師」、「親」三種角色。領導者視領導情境，權衡應採用哪些架構，並就此三種領導型式的分量交互運用。

我國台灣高科技產業發展迅速，取得顯著成績，尤其是在電子資訊產業領域尤為突出，已成為台灣最重要的支柱產業，亦即高科技產業領域單一化，主要集中在電子資訊產業領域，進而在經濟中發揮出愈來愈重要的作用。從文獻探討中可以發現有許多學者針對康自立[7]的中國式領導行為模式，在製造業、服務業、技職與大專院校等方面做過實證研究，唯對高科技產業尚無實證之研究。此外，高科技公司產業的特性包含了高資金、高知識與高技術，因此知識與人才更是創造高科技公司生命力的泉源，故如何留住工程研發的優秀人才、降低離職率是高科技公司不斷在努力的課題。因此，本研究企圖運用康自立之中國式領導行為模式來瞭解高科

技公司產業主管領導行為，和其實際所扮演之角色會受中國傳統文化的影響，因而影響其領導效能關係的研究，來發掘變項間的影響關係，並檢驗主管背景、員工背景及組織背景對領導行為感受及領導效能知覺的影響。最後希冀能為高科技公司建言，致力於提供高科技公司主管領導的參考，進而使員工願意為公司奉獻心力。

貳、研究目的、假設、方法與步驟

一、研究目的

基於上述研究背景與動機，本研究主要目的為依據康自立[7][8]建構之「中國式領導行為模式」為基礎，修訂適合在高科技產業使用之「中國式領導行為量表」；此外，為進一步檢證模式與量表，針對高科技產業員工進行實地測試，以瞭解員工實際所感受其主管之領導行為現況，以及主管領導行為與效能之相關，進而找出有效的領導行為。最後再探討領導行為對領導效能的關係中，情境變項的影響程度，將領導行為與情境變項做一適當搭配，使高科技產業主管能發揮最大的領導效能。

綜合上述，本研究之具體目的有以下四項：

- (一) 探討高科技產業員工對主管領導行為感受與領導效能知覺的情

形。

- (二) 探討高科技產業員工對主管領導行為感受與感受與期望間之差異與領導效能知覺的情形。
- (三) 探討不同高科技產業背景變項對領導行為期望、領導行為感受，以及領導效能之差異。
- (四) 探討當主管領導行為分不同型態後其與領導效能知覺的關係。

二、研究假設

研究假設根據研究目的而來，故本研究擬考驗之虛無假設如下：

- 假設（一）：不同背景變項對主管之「領導行為期望」無顯著差異。
- 假設（二）：不同背景變項對主管之「領導行為感受」無顯著差異。
- 假設（三）：不同背景變項對各層面之「領導效能知覺」無顯著差異。
- 假設（四）：高科技產業員工對主管的「領導行為感受」的各構面與「領導效能知覺」各層面無顯著相關。
- 假設（五）：高科技產業員工對主管的「期望和感受間之差距」各構面與「領導效能知覺」各層面無顯著相關。
- 假設（六）：高科技產業員工對主管的領導行為感受，期望和感受

間之差距對「領導效能知覺」各層面無顯著的預測力。

假設（七）：主管領導行為分為八大型態後其與領導效能知覺的各層面無顯著相關。

三、方法與步驟

為達成本研究之目的，本研究採描述研究法進行研究，研究步驟除文獻探討外，並輔以問卷調查等方式來進行。各研究步驟如下：

（一）文獻探討

蒐集國內外與中國式領導、領導情境、及領導效能相關的文獻，以系統分析方法加以彙整，進而作為本研究之理論基礎。

（二）實證研究對象分析

針對本研究之實證研究對象—高科技產業員工，進行背景分析及現況瞭解，以作為量表發展之參考。

（三）題項發展

本研究根據康自立[7][8]所建構之中國式領導模式與相關文獻，發展並修訂高科技產業從業主管領導行為量表，並編製情境量表，及領導效能量表。

（四）問卷的修正與預試

編製完成之預試量表，就量表的用字

遣詞與語句修飾請高科技產業界主管及專家學者，給予適切性與完整性的修正以符合研究對象情境，並進行預試。

(五) 量表定稿

預試完成後，將所回收之量表進行項目分析，與信、效度分析，並完成量表修訂。

(六) 實地測試

本研究實地測試調查樣本之選取，係根據高科技產業分佈情形，採分層隨機抽樣方式來選取受測公司寄發量表，並跟催回收。

(七) 資料整理分析

將調查所得之資料進行整理，剔除無效問卷後，以SPSS for Windows採適當的統計方法加以分析。

(八) 撰寫研究報告

將資料分析結果進行現象之討論，綜合歸納以做成具體的結論與建議，並完成論文之撰寫。

參、研究設計與實施

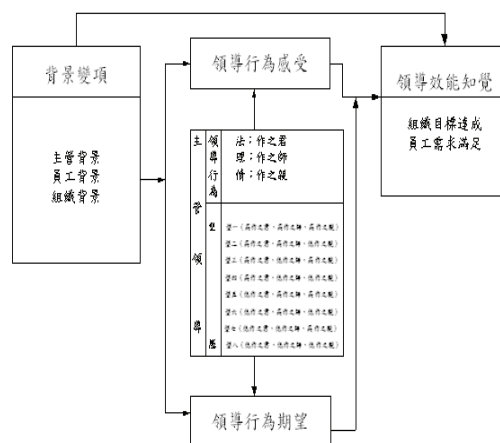
以下將就研究架構、研究樣本的選取與施測、以及資料的處理分別敘述如后：

一、研究架構

我國高科技產業主管所扮演角色和其領導行為會受傳統文化影響，進而影響

領導效能，而此效能亦受到領導者與員工的關係之影響。本研究之研究架構如圖1所示。

圖1 中國式領導模式實證研究架構



二、研究樣本的選取與施測

根據新竹科學工業園區介紹篇中[16]，截至民國 99 年底止，區內共有449家廠商，本研究以產業營業額區分，因積體電路佔園區營業額近七成，光電產業營業額近兩成，其次依序為電腦及周邊產品，通訊產業、精密機械和生物科技產業；故本研究將公司所屬行業分為兩大類，一為資訊電子產業，包含積體電路、通訊、電腦暨周邊產業、光電、精密機械，另一為生物科技產業。

因考量到問卷回收率問題，在高科技產業填答人員的選擇，透過關係介紹或筆者認識的高科技產業主管及員工，當面或以電話詢問配合意願，再以紙本郵寄及電子郵件的方式寄至所抽樣公司聯絡人

處，共計發出2300份問卷，問卷填答完成後，若是紙本由填答者交由該單位聯絡人寄回，若為電子郵件，則直接寄回筆者電子郵件信箱中。施測結果總計回收1290份，刪除無效問卷251份，有效問卷1039份，有效樣本回收率為45.2%。

三、資料處理

本研究在獲致調查資料後，將資料編碼存入記事本軟體中，以 SPSS for Window 14.0版統計套裝軟體在個人電腦上進行各項統計分析，並以下述統計方法進行資料處理：

- (一) 以次數分配分析回收樣本分佈情形。
- (二) 以次數分配、平均數、標準差分析高科技產業員工對主管領導行為之期望與感受，以及領導效能知覺的分佈情形。
- (三) 以多變項變異數分析中的 Wilks λ ，統計來分析不同背景變項在領導行為感受，領導行為之期望與感受間的差距，在領導效能各層面上的差異情形(考驗假設 1~3)。
- (四) 以 Pearson 積差相關，分析「領導行為感受」各層面與「領導效能知覺」各層面之相關情形，以及分析「領導行為期望與感受間的差距」各層面與「領導效能知覺」

各層面之相關情形(考驗假設 4、5)。

- (五) 以階層迴歸來分析高科技產業員工對其主管領導行為之感受、領導行為期望與感受間的差距，與其對主管領導效能知覺的影響與預測力(考驗假設 6)。
- (六) 以 Pearson 積差相關，分析主管領導行為分為八大型態後其與領導效能知覺各層面之相關情形(考驗假設 7)。
- (七) 本研究各項統計考驗水準為 $\alpha = .05$ 。

肆、資料分析與討論

依據問卷調查所得之有效資料，根據研究目的與假設，進行結果之分析與描述，以瞭解高科技產業員工實際所感受其主管之領導行為現況，與期望和感受間的差異，與主管領導行為與效能之相關，進而提供增進高科技產業主管發揮最大領導效能之參考。

一、不同背景變項在領導行為期望上之差異分析

不同背景變項，在領導行為期望上以多變項統計來進行分析，結果如下表1所示：

表 1 背景變項在領導行為期望上之差異綜合摘要表

	整體行為	作之師	作之君	作之親	總和
主管性別	-	-	-	-	-
婚姻狀況	S	-	未婚>已婚	未婚>已婚	未婚>已婚
主管學歷	-	-	-	-	-
與員工 年齡差距	-	-	-	-	-
與員工 共事期間	-	-	-	-	-
員工性別	S	男>女	男>女	-	男>女
婚姻狀況	S	已婚>未婚	已婚>未婚	已婚>未婚	已婚>未婚
員工學歷	S	高中(職)在作之師、君、親與總和上皆>專科 高中(職)在作之師、君、親與總和上皆>大學			
員工年資	S	2年以下在作之師、君、親與總和上皆>3-10年 2年以下在作之師、君、親與總和上皆>11-20年			
公司規模	S	中小型在作之師、君、親與總和上皆>大型企業			
行業別	S	生化科技在作之師、君、親與總和上皆>資訊電子			
控制幅度	S	10人以下在作之師、君、親與總和上皆>10人以上			
部門屬性	S	-	技術性>支援性	-	-

S：表示統計考驗有顯著差異
-：表示統計考驗無顯著差異

綜合上表所示，高科技產業員工對不同婚姻狀況的主管在各層面之「領導行為期望」經變異數考驗後，在「作之君」、「作之親」及「總和」向度中，員工對未婚主管的領導行為期望顯著高於已婚的主管；在不同性別的高科技產業員工對主管「領導行為期望」，經變異數考驗後，男性員工在對主管於「作之君」、「作之師」及「總和」上，顯著高於女性的員工；而不同工作部門屬性的高科技產業員工，經統計考驗後，技術性工作的員工，在「作之君」領導行為期望顯著高於支援性的員工。

二、不同背景變項在領導行為感受上之差異分析

所有背景變項在對主管領導行為感受之差異分析，如下表2所示：

表 2 背景變項在領導行為感受上之差異綜合摘要表

	整體行為	作之師	作之君	作之親	總和
主管性別	S	男>女	男>女	-	男>女
婚姻狀況	S	已婚>未婚	已婚>未婚	已婚>未婚	已婚>未婚
主管學歷	S	博士>大學	-	博士>碩士 博士>大學 博士>專科	博士>大學
與員工 年齡差距	-	-	-	-	-
與員工 共事期間	S	8-10年在作之師、君、親與總和上皆>2年以下 8-10年在作之師、君、親與總和上皆>2-4年 8-10年在作之師、君、親與總和上皆>4-6年 8-10年在作之師、君、親與總和上皆>6-8年			
員工性別	-	-	-	-	-
婚姻狀況	S	未婚>已婚	-	未婚>已婚	未婚>已婚
員工學歷	S	高中(職)在作之師、君、親與總和上皆>專科 高中(職)在作之師、君、親與總和上皆>大學			
員工年資	S	2年以下在作之師、君、親與總和上皆>11-20年 3-10年在作之師、君、親與總和上皆>11-20年			
公司規模	-	-	-	-	-
行業別	S	生化科技在作之師、君、親與總和上皆>資訊電子			
主管帶領 員工人數 (控制幅度)	S	10人以下在作之師、君、親與總和上皆>10人以上			
部門屬性	S	-	-	支援性工作> 技術性工作	-

S：表示統計考驗有顯著差異
-：表示統計考驗無顯著差異

綜合上表所示，不同服務年資的，高科技產業員工對主管之「領導行為感受」，在「作之君」、「作之師」及「總和」上皆達顯著差異，進一步經事後考驗得知，皆為服務未滿2年的員工顯著高於服務11-20年的員工，而服務3-10年又高於服務11-20年的員工。

高科技產業員工對不同學歷的主管在「領導行為感受」中「作之親」此層面達顯著差異，經變異數考驗後得知員工對「博士」學歷的主管領導行為感受顯著高

於碩士、大學與專科學歷的主管；在「作之師」與「總和」中，經變異數考驗後得知員工對「博士」學歷的主管領導行為感受顯著高於大學學歷者；不同工作部門屬性的高科技產業員工，經統計考驗後，只有「作之親」領導行為感受，支援性工作的員工顯著高於技術性工作的員工。

三、不同背景變項在領導效能知覺上之差異分析

所有背景變項在對主管領導效能知覺上之差異分析，綜合如下表3所示：

表3 背景變項在領導效能知覺上之差異綜合摘要表

	整體領導	員工需求之滿足	組織目標之達成
主管性別	-	-	-
婚姻狀況	S	已婚>未婚	-
主管學歷	S	博士>大學 博士>專科	博士>大學 博士>專科
與員工年齡差距	S	大10歲>大於或小於1-2歲或同年 大3-9歲>大於或小於1-2歲或同年	大10歲>大於或小於1-2歲或同年 大3-9歲>大於或小於1-2歲或同年
與員工共事時間	S	8-10年>2年以下 8-10年>2-4年 8-10年>4-6年 8-10年>6-8年	8-10年>2年以下 8-10年>2-4年 8-10年>4-6年 8-10年>6-8年
員工性別	-	-	-
婚姻狀況	S	未婚>已婚	未婚>已婚
員工學歷	S	高中(職)以下>專科 高中(職)以下>大學 以上	高中(職)以下>專科 高中(職)以下>大學 以上
員工年資	S	2年以下>11-20年 3-10年>11-20年	2年以下>11-20年 3-10年>11-20年
公司規模	-	-	-
行業別	S	生化科技>資訊電子	-
控制幅度	S	10人以下>10人以上	10人以下>10人以上
部門屬性	S	支援性>技術性工作	支援性>技術性工作

S：表示有顯著差異

-：表示統計考驗無顯著差異

綜合上表所示，不同服務年資的，高科技產業員工對主管之「領導效能知覺」，皆達顯著差異，進一步經事後考驗

得知，服務未滿2年的員工顯著高於服務11-20年的員工，而服務3-10年又高於服務11-20年的，依照Super的生計發展階段劃分，服務未滿2年的員工，其年紀相當於25至30歲的「探索階段」之「試驗期」，此時期發展重點是在尋求職業上的穩定；服務3-10年的員工，其年紀大約為31到44歲，此「建立階段」的「穩定期」，此時期的人具創意，除致力於職業的穩固外，更是力求上進；而服務年資11-20年的員工，其年紀落到了生計發展階段45歲以上此區間，即是「維持期」；因此生涯處於「試驗期」與「穩定期」的員工，對主管之「領導效能知覺」顯著高於「維持期」的員工。

四、高科技產業員工對主管領導行為感受與領導行為期望與感受間的差距，以及此兩者與主管領導效能知覺之關係

由下表4得知，高科技產業員工對主管各架構取向之領導行為感受與總和而言，其與「領導效能知覺」的兩個層面及整體領導效能知覺皆達顯著相關（ $p<.01$ ），且各層面間有高度的正相關（ $r=0.68\sim 0.81$ ）。亦即高科技產業員工對主管各架構取向之「領導行為感受」愈強，則領導效能知覺愈佳，故假設4未獲得支持。

表 4 高科技產業員工對主管各架構取向之「領導行為感受」與「領導效能知覺」之皮爾森積差相關

	作之君	作之師	作之親	領導行為感受總和
員工需求之滿足	.70**	.74**	.81**	.81**
組織目標之達成	.70**	.68**	.73**	.76**
整體領導效能知覺	.71**	.74**	.80**	.81**

**p<.01

至於高科技產業員工對主管各架構取向之「領導行為期望和感受間的差距」而言，其與「領導效能知覺」的關係，經皮爾森積差相關分析結果，如下表5所示。

表 5 高科技產業員工對主管各架構取向之「領導行為感受和期望之差距」與「領導效能知覺」之皮爾森積差相關

	作之君之差距	作之師之差距	作之親之差距	感受和期望之差距總和
員工需求之滿足	-.38**	-.63**	-.65**	-.64**
組織目標之達成	.40**	-.57**	-.60**	-.59**
整體領導效能知覺	.40**	-.63**	-.65**	-.64**

**p<.01

由表5得知，當高科技產業員工對主管領導行為期望遠遠超過所感受的強度，當差距越大時，高科技產業員工對主管領導效能知覺就愈差，故假設5未獲得支持。

五、高科技產業員工對主管的領導行為感受，期望與感受間的差距對「領導效能知覺」的影響

在員工領導行為感受方面，從下表6中M2可以看出，在控制基本資料變項的影響力之後，「作之君」向度對員工需求滿足度仍有影著的影響效果（ $\beta=.21$ ， $p<.001$ ）；又從表6中M2亦可以看出，在

控制基本資料變項的影響力之後，「作之親」向度對員工需求滿足度仍有影著的影響效果（ $\beta=.64$ ， $p<.001$ ），表示「作之君」與「作之親」此兩項領導行為感受對員工需求滿足度皆存在著顯著的正向影響。

表 6 員工對領導者實際感受與員工需求滿足度之迴歸分析

變項	員工需求滿足度	
	M1	M2
步驟一		
性別	-.01	.02
婚姻	.12***	-.02
學歷	-.06	.10***
年資	-.06	-.03
公司規模	-.25***	-.04
行業別	.25***	.00
步驟二		
1.作之君感受		.21***
2.作之師感受		.04
3.作之親感受		.64***
F 值	9.19	260.12
R ²	.05***	.69***
ΔR ²	.	.64***

註 1：***p<.001, **p<.01, *p<.05

註 2：N=1039

在員工領導行為感受方面，從下表7中M2可以看出，在控制基本資料變項的影響力之後，「作之君」向度對組織目標之達成仍有影著的影響效果（ $\beta=.21$ ， $p<.001$ ）；「作之親」向度對組織目標之達成亦有顯著的影響效果（ $\beta=.64$ ， $p<.001$ ），表示「作之君」與「作之親」此兩項領導行為感受對組織目標之達成皆存在著顯著的正向影響。

因此，假設4「高科技產業員工對主管的領導行為感受的各構面與領導效能知覺各層面無顯著相關」未獲得支持。

表 7 員工對領導者實際感受與組織目標達成度之迴歸分析

變項	組織目標達成	
	M1	M2
步驟一		
性別	-.01	.02
婚姻	.12***	-.02
學歷	-.06	.10***
年資	-.06	-.03
公司規模	-.25***	-.05*
行業別	.25***	.00
步驟二		
1.作之君感受		.21***
2.作之師感受		.04
3.作之親感受		.64***
F 值	9.19	260.12
R ²	.05***	.69***
ΔR ²		.64***

註 1：***p<.001, **p<0.01, *p<.05

註 2：N=1039

由上表6可得知，對「員工需求滿足度」領導效能知覺層面具有預測功能的變項有兩個，依次為：「作之君架構之領導行為感受」、與「作之親架構之領導行為感受」。上述兩個變項共可解釋「員工需求滿足度」領導效能總變異量達69%。其中「作之親架構之領導行為感受」之累積解釋變異量為64%；「作之君架構之領導行為感受」之解釋變異量為5%，兩者是「員工需求滿足度」的主要預測變項，其累積解釋變異量達69%。

由上表7可得知，對「組織目標達成度」領導效能知覺層面具有預測功能的變項有兩個，依次為：「作之親架構之領導行為感受」、與「作之君架構之領導行為感受」。上述兩個變項共可解釋「組織目標達成度」領導效能總變異量達69%。其中「作之親架構之領導行為感受」之累積解釋變異量為64%；「作之君架構之領導行為感受」之解釋變異量為5%，兩者是

「組織目標達成度」的主要預測變項，其累積解釋變異量達69%。

綜上所述，假設6「高科技產業員工對主管的領導行為感受，對領導效能知覺各層面無顯著的預測力」未獲得支持。

在員工領導行為感受與期望間差距方面，從表8中M2可以看出，在控制基本資料變項的影響力之後，領導行為感受與期望間差距的兩個向度，「作之師」與「作之親」，皆對員工需求滿足度有顯著負向影響，亦即在某些情況下，高科技產業員工對主管「作之君」領導行為感受，對領導效能中員工需求滿足度會產生負向影響。

表 8 員工對領導者感受與期望間的差距與員工需求滿足度之迴歸分析

變項	員工需求滿足度	
	M1	M2
步驟一		
性別	-.02	.05*
婚姻	.12***	-.09***
學歷	-.06	.01
年資	-.06	-.11***
公司規模	-.25***	-.04
行業別	.25***	.03
步驟二		
1.作之君感受與期望差距		.22***
2.作之師感受與期望差距		-.34***
3.作之親感受與期望差距		-.55***
F 值	9.19	110.79
R ²	.05***	.49***
ΔR ²		.44***

註 1：***p<.001, **p<0.01, *p<.05

註 2：N=1039

在員工領導行為感受與期望間差距方面，從表9中M2可以看出，在控制基本資料變項的影響力之後，領導行為感受與期望間差距的兩個向度，「作之師」與「作之親」，皆對組織目標之達成度有顯著的

負向影響（β係數分別為-.12，p<.05與-.59，p<.001）；而在「作之君」此領導行為感受與期望間差距上，對組織目標之達成度無顯著影響。

綜上所述，假設5「高科技產業員工對主管的期望和感受間之差距各構面與領導效能知覺各層面無顯著相關」未獲得支持。

表9 員工對領導者感受與期望間的差距與組織目標達成之迴歸分析

變項	組織目標達成度	
	M1	M2
步驟一		
性別	-.00	.05*
婚姻	.07*	-.14***
學歷	-.07*	.02
年資	-.06	-.12***
公司規模	-.19***	-.01
行業別	.18***	.00
步驟二		
1.作之君感受與期望差距		.06
2.作之師感受與期望差距		-.12*
3.作之親感受與期望差距		-.59***
F 值	5.26	76.26
R ²	.03***	.40***
ΔR ²		.37***

註1：***p<.001, **p<0.01, *p<.05

註2：N=1039

六、主管領導行為的型態與領導效能知覺的關係

瞭解高科技產業主管不同的領導型態（本研究分八大型態）與領導效能知覺間的關係，茲將八大型態定義如下表10所示。本節採皮爾森積差相關來分析，其結果如表11所示。

表10高科技產業主管八大領導型態的定義

八大型態	型 I	型 II	型 III	型 IV	型 V	型 VI	型 VII	型 VIII
作之君	高	高	高	高	低	低	低	低
作之師	高	高	低	低	高	高	低	低
作之親	高	低	高	低	高	低	高	低

表 11 高科技產業主管不同的領導型態與領導效能知覺的皮爾森積差相關

主管領導型態	型 I	型 II	型 III	型 IV	型 V	型 VI	型 VII	型 VIII
員工需求之滿足	.48**	-.98**	-.71**	.60**	.94**	.14	.99**	.66**
組織目標之達成	.44**	-.96**	-.58**	.43**	.94**	.95**	.98**	.52**
整體領導效能知覺	.49**	-.97**	-.71**	.56**	.94**	.69**	.98**	.64**

**p<.01

由上表10、表11得知，高科技產業主管不同的領導行為型態與領導效能知覺的兩個層面及整體領導效能知覺，只有在型VI下與領導效能知覺中員工需求之滿足未達顯著相關，其餘的八種領導型態與領導效能知覺的兩個層面及整體領導效能知覺達顯著相關（p<.01）；而在型II及型III下與領導效能知覺的兩個層面及整體領導效能知覺皆達顯著負相關（r=-0.58~-0.98），故假設7「主管領導行為分為八大型態後其與領導效能知覺各層面無顯著相關」，部份獲得支持；亦即高科技產業主管領導行為表現高度的作之君即主管隨時留意部屬是否有不該的行為給予督促防範的行為以及主管角色楷模、才智激發與分享參與的作之師加上低度的平日關懷體諒、尊重信任、以和

為貴的作之親時，高科技產業員工對主管領導效能的知覺越差；但在高科技產業主管領導行為表現低度的作之君、作之師與高度的作之親時，高科技產業員工對主管領導效能的知覺最佳。

伍、結論與建議

一、研究結論：

- (一) 不同背景變項之高科技產業員工，對主管領導行為的「期望」與「感受」皆有差異性存在

1. 不同背景變項對主管的領導行為期望與感受的差異情形之比較

根據資料分析結果在「主管背景變項」中，期望和感受有落差的變項為「主管的婚姻狀況」，在期望上員工期望未婚的主管在「作之君」與「作之親」的領導行為表現上要高於已婚的主管，明顯與實際感受相反。

在「員工背景變項」中，在期望上，是已婚的員工期望主管在所有的領導行為表現上高於未婚員工的期望，在「作之師」、「作之親」及向量總和上的實際感受上則是未婚的高於已婚的員工；在員工學歷上，發現學歷為高中（職）以下者，對主管領導行為不論在期望或感受上，均高於專科與大學學歷者，為何會有此情形？例如從事IBM全球企業諮詢服務事業群中已達十二年的資深主管認為：「高

科技產業員工結構多屬高學歷者，其自我中心取向較高，是屬於能為自己規劃工作進度的一群，他們能將時間掌控好，公司只需以責任制來考核其績效，相對的他們對主管的期望就比較低。」，加上學歷較低的員工比較認命，認為擔任主管職位不容易，因此較肯定主管的領導行為；而學歷較高的員工比較自命不凡，認為主管的學歷不會比自己高，卻擔任比自己高的職務，易生不平衡心態，故對主管的評價較低導致此結果。

在員工年資上，工作年資處於「建立期」、「維持期」的高科技產業員工，對主管的領導行為感受的「作之師」、「作之君」與「作之親」及其領導行為感受的向量總和，大於工作年資處於「升遷期」的員工；而工作年資處於「建立期」的員工對主管領導行為期望的「作之師」、「作之君」與「作之親」及其領導行為期望的向量總和，高於工作年資處於「維持期」與「升遷期」的員工。

在「組織特質變項」中，公司規模為中小型的企業對領導行為的期望高於大型企業者；但公司規模上，員工對領導行為的感受則無顯著差異；在部門屬性上，技術性的部門，對「作之君」的領導行為期望高於支援性的部門；而支援性部門，在「作之親」的領導行為感受上高於技術性的部門。

2. 不同背景變項對主管的領導效能知覺上的差異情況，與其在領導行為感受上的差異，有許多相似之處

根據資料分析結果，與員工共事期間在8-10年者的高科技產業員工，對主管的領導行為感受在「作之師」、「作之君」與「作之親」及其向量總和上，大於共事期間2年以下、2-4年、4-6年與6-8年者的員工；而與員工共事期間在8-10年者的高科技產業員工，也在「員工需求之滿足」、「組織目標之達成」的領導效能知覺上，高於共事期間2年以下、2-4年、4-6年與6-8年者的員工。在員工學歷上，學歷為高中（職）以下者對主管的領導行為感受在「作之師」、「作之君」與「作之親」及其向量總和，高於專科與大學以上學歷者；而員工學歷上，為高中（職）以下者，也在「員工需求之滿足」、「組織目標之達成」的領導效能知覺上，高於專科與大學以上學歷者。

工作年資處於「建立期」、「維持期」的高科技產業員工，對主管的「作之師」、「作之君」與「作之親」及其領導行為的向量總和的感受，大於工作年資處於「升遷期」的員工；而工作年資處於「建立期」、「維持期」的高科技產業員工，也在「員工需求之滿足」、「組織目標之達成」的領導效能知覺上，高於工作年資處於「升遷期」的員工。控制幅度在10人以

下者，員工對主管的領導行為感受在「作之師」、「作之君」與「作之親」及其向量總和，高於控制幅度在10人以上者；而控制幅度在10人以下者，員工也在「員工需求之滿足」、「組織目標之達成」的領導效能知覺上，高於控制幅度在10人以上者。

（二）高科技產業員工對主管領導行為的「期望」次序與「實際感受」的次序間存在落差；而高科技產業員工對主管領導行為期望和實際感受的最大落差是在「作之親」此架構上

根據資料分析結果，員工所感受到主管領導行為的強度次序為「作之師」、「作之君」，其次才是「作之親」；由此可知，目前員工對主管「期望」與「實際感受」的落差看來，員工最期望主管展現的是尊重信任、關懷體諒的「作之親」領導行為。

（三）高科技產業的主管愈能依序表現出「作之親」、「作之師」與「作之君」之領導行為，則其領導效能愈高

根據資料分析結果，當高科技產業員工對主管各架構取向之「領導行為感受」愈強，則領導效能知覺愈佳；而且當高科技產業員工對主管領導行為期望，遠超過所感受的強度，且差距愈大時，高科技產

業員工對主管領導效能的知覺就愈差，此結果如同陳模楷[10]的研究，高科技產業主管應縮小領導行為期望與感受之差距，以提升員工對主管之領導效能知覺。

(四) 高科技產業員工的「領導行為感受」最能預測主管的領導效能，其佔絕大部份的預測力與解釋力，其次才是「領導行為之期望和感受間差距」

根據資料分析結果，當高科技產業員工對主管「作之親」、「作之師」的領導行為感受愈高，對領導效能知覺中之「員工需求滿足度」的預測力愈高，解釋力可達67%；當高科技產業員工對主管「作之師」、「作之親」及「作之君」的領導行為感受愈高，對領導效能知覺中之「組織目標達成度」的預測力愈高，解釋力可達58%。

然而，在某些情況下發現，高科技產業員工對主管「作之君」的領導行為感受，卻對領導效能中「員工需求滿足度」產生負向的影響，此結果如同許世卿[6]的研究，製造業員工對主管「作之君」的領導行為感受，會對領導效能中「員工需求滿足度」產生負向的影響。

(五) 主管領導行為分為八大型態後，與領導效能知覺的相關
高科技產業主管領導行為分八大

態後與領導效能知覺，只有在型VI下與領導效能中員工需求滿足度，未達顯著相關；而在型II及型III下與領導效能知覺的兩個層面及整體領導效能知覺皆達顯著負相關（ $r=-0.58\sim-0.98$ ）。而資料顯示，高科技產業主管領導行為表現低度的作之君、作之師與高度的作之親時，高科技產業員工對主管領導效能的知覺最佳。

二、建議

根據本研究結論，提出下列建議供實務界參考。

(一) 針對高科技產業主管實務應用之建議

1. 加強高科技產業主管領導知能與創新思考的培訓，以提高其領導效能

根據本研究之結果可知，在高科技的產業中，年輕化是此一產業很大的特色，也由於國內高科技產業近10年內發展擴張快速，因此一個年輕工程師可以在5~10年內便擔任主管職務的角色，由於年輕的主管與員工之間年資差異不大，故在領導行為上是否能有效管理？林均燁、洪伯毅、楊文廣、劉素娟合譯[3]書中提及，日產設計國際公司的傑瑞·賀許伯闡述，令人驚訝的是有能力創新的公司多數都會很驕傲地描述他們很多好概念都是由喜歡「違背」系統和處理原則的「叛逆型團隊」創造出來的。亦即不會想將違背法

則和叛逆的人物開除，才是使員工有創造力的第一步；因此高科技產業主管要有創新的思維，他們的領導效能才能提昇，企業可鼓勵主管參與教育訓練及領導創新知能研習，使主管能深入瞭解自己在領導方面的優缺點，進而自我修正並不斷成長，以提昇高科技產業主管之領導效能。

2. 高科技產業主管宜以身作則，再加上關懷體恤善待員工，進而維持良好互惠關係

在領導互動歷程中，期求人際和諧良好，則能取得員工的信賴，並創造產業最大的效益，進而達成共創雙贏的局面。張殿文[13]提及，郭台銘平時會給員工相當大的壓力，但他私底下是很關心員工的，他默默的關心員工的健康，並且為了回饋員工的辛勞，郭台銘在尾牙時，常常提供大量的股票當摸彩禮品，這也就是關懷體恤員工，如此一來不僅提高員工的向心力，員工更是對公司奉獻心力；又根據本研究調查的相關係數得知，高科技產業員工認為主管目前的領導行為最需要加強的「作之親」行為，亦即建議高科技產業主管能以關懷體諒、尊重信任、親近友善以和為貴的方式善待員工，員工自然而然會對組織投入貢獻與忠誠。

3. 現今是資訊知識的時代，一個變化的環境，強調授權與合作關係以及重視多元化的環境，因此高科技產業主管需權衡

「作之君」、「作之親」、「作之師」的領導行為次序，進而提高領導效能

根據本研究之結果可知，高科技產業的主管愈能表現出「作之親」、「作之師」、與「作之君」之領導行為，則其知覺之領導效能愈高；Paul & Kenneth[17]之論述，沒有任何單一個領導型式就可以適用每一種情境，故判斷力和順應性是帶領主管穿越多變化情境的關鍵。

因此，主管不能用一成不變的方法來領導員工或團隊，而是要隨情境的改變和員工的不同，採用不同的領導型態，如對一些員工，提供大量的具體指導；對希望獨立工作的員工，只要將「球」傳給他就行了，因為他自有辦法完成任務；對另外一些員工，不斷給予稱讚與鼓勵；在高科技產業想要留住人才，就應該瞭解員工的需求，現今人才看重的不只是優渥的待遇，並且還看重工作的環境是否愉快、和諧，亦即主管能權衡改變「作之君」、「作之師」與「作之親」的領導方式，讓高科技產業主管能更有效率的帶領員工。

4. 高科技產業在面對全球性的激烈競爭時，企業主管須體認到，在仰賴技術與專業知識的產業，必須更加瞭解並重視員工的需求，進而適時採用不同領導型態

根據本研究之結果可知，高科技產業員工對主管目前的領導行為感受，亦即最

需要加強的是關懷體諒、尊重信任、以和為貴的「作之親」行為，其次是主管的角色楷模、才智激發與分享參與的「作之師」行為，最後才是主管隨時留意部屬是否有不該的行為給予督促防範的「作之君」行為。張殿文[13]提及郭台銘的全球競爭策略中，說明郭台銘是善於激勵員工的CEO，而且他領導的哲學就是「帶人首重帶心」；另外台灣微軟鼓勵員工多方學習，以開拓視野和胸襟，因此對員工參加公司外的研習課程，只要是有助於增加工作效能或未來發展潛能的訓練，公司均抱以支持鼓勵的態度。因此，許多人莫不以身為台灣微軟一份子為榮，且多數員工都選擇將其一生貢獻給公司，其離職率之低、員工忠誠度之高可想而知[9]；因此台灣微軟公司總能招募、維持住優質科技人才，正因為其能先以關懷、尊重與珍惜的心對待員工，進而贏得人心。

又根據本研究之結果可知，高科技產業員工對主管領導行為感受及總和，其與「領導效能知覺」的兩個層面及整體領導效能知覺皆達顯著負相關。如同胡國強[5]自述，兩年多來，他對內花了很多時間與員工互動「告訴員工公司的方向是什麼，為何要走這個方向，我們應該要做什麼事，為什麼要這麼做」，也因為將事情講得清楚，故成就會更大，這也顯示出領導者在對待員工時，使員工心悅誠服是領

導的重要準則。

5.高科技產業主管要審慎使用「作之君」的領導行為來提昇領導效能

根據資料結果顯示，98%皆為高學歷者，高科技公司擁有較高比例的高學歷員工及專業人員，因為員工的教育程度較高，故比較能接受關懷體諒、尊重信任、以和為貴的「作之親」方式，若主管以專權、嚴峻方式隨時留意部屬是否有不該的行為給予督促防範的「作之君」方式對待員工，則員工會覺得主管藉「勢」、「法」、「術」的高壓專權手段管理，有不受尊重的感受，進而降低領導效能知覺；Google全球副總裁李開復[2]的提及，天才型的員工最大的滿足，是在他對工作的熱情與工作上的成就，如果我們把他全都框起來，每個星期來衡量他，就如同我不信任你了，這個前提之下，這位員工已逐漸離我們而去，這樣的管理模式並不適合在高科技公司；而且筆者在研究中亦發現，當「作之君」即給予督促防範的行為愈強，會造成「員工需求之滿足度」降低的情形，因此領導者在「作之君」行為表現上要審慎使用。

6.有效的領導風格不止一個，高科技產業主管需正確診斷問題情況，使公司能在多變環境中更上一層樓

根據本研究之結果可知，領導者與員工的關係、工作結構與職權等均可能影響

領導效能，故主管要能正確診斷問題，使公司能在多變環境中更上一層樓。吳思華[4]指出，在知識型組織中，由於工作特性使然，知識工作者獨自作業的成分居多，每一位工作者又都希望成為台上的明星，彼此常有緊張的競爭關係，如何提升組織的向心力，首先：要建立組織員工彼此熟悉、相互欣賞的平台；其次，要給予同仁更多的關懷支持，並創造獨特的記憶；第三則須形塑共同願景，並不斷地呈現大家引以為傲的案例，比如很多大型高科技公司的領導者都認知他自己最重要的任務，就是提出令組織員工興奮的理想目標；因此領導者要能融合不同的領導風格，並和員工擁有共同的願景，唯有如此才能增加員工向心力，使企業與員工一同成長。

（二）後續研究之建議

1. 本研究之調查對象係以高科技產業員工為主。故建議後續研究者將研究對象轉到不同的機構團體，（例如公務人員、醫護人員、軍隊等）以進行比較分析的研究。
2. 本研究主要係採用文獻探討與量表施測方式，進行瞭解高科技產業主管之領導現況。後續研究可兼採多元方式來進行，例如：觀察研究，深入訪談等，可從多個面向來獲得資料，並能相互檢驗讓結果更客觀，對於領導影響力有更進

一步的認識。

3. 領導型態和主管效能是多種面向的，加上影響領導的相關變數繁多、交互關係複雜，本研究僅依文獻探討來擇取較為重要的相關變數來探討，建議後續研究者可考慮增加主管或員工人格特質的量測，以使主管領導型態與主管效能在實務上能與理論更緊密結合。
4. 本研究係由員工的觀點來調查其所感受主管之領導行為，建議將本量表加入員工期望主管的領導行為，來做更完整的描述；若能再加以修改量表，使其適合主管填答，再將主管與員工的觀點加以比較分析，以瞭解兩者認知間差距，進而增進高科技產業主管之領導效能。

陸、參考文獻

- [1] 朱建民（1994）。儒家的管理哲學：理想國的領導者。台北：漢藝色研。
- [2] 李開復（2006）。4個Google的震撼。商業周刊，960，36-40。
- [3] 林均燁、洪伯毅、楊文廣、劉素娟合譯（2009）。持久創新。台北：財信。
- [4] 吳思華（2006）。如何提高知識型組織的向心力？天下雜誌，943，72-73。
- [5] 胡國強（2006）。執行力決定一切。東方企業家，39（3），12-16。
- [6] 許世卿（2000）。中國式領導行為模

- 式在我國製造業之應用研究。國立彰化師範大學工業教育學系博士論文。全國博碩士論文摘要，088NCUE0037035。
- [7] 康自立（1997）。中國式領導模式之建構及在技職教育之應用研究－中國式領導模式的理論建構。國科會專題計畫。
NSC-86-2516-S-018-002-TG。
- [8] 康自立（1999）。中國式領導模式之建構及在技職教育之應用研究－技職院校主管領導型式之研究。國科會專題計畫。
NSC-88-2516-S-018-001-TG。
- [9] 陳光榮（2002）。提振傳統產業競爭力之策略與政策建議。
<http://www.moea.gov.tw/~ecobook/season/sag3-a3.htm>
- [10] 陳模楷（2002）。我國高科技產業主管領導行為、員工組織承諾與主管領導效能關係之研究－以新竹科學園區廠商為例。朝陽科技大學工業工程與管理系碩士論文。全國博碩士論文摘要，090CYUT5031021。
- [11] 曾仕強、劉君政（1989）。圓通的領導。台北：駿馬。
- [12] 曾仕強、劉君政（1993）。中國的經權管理。台北：國家。
- [13] 張殿文（2005）。虎與狐郭台銘的全球競爭策略。台北：天下遠見。
- [14] 廖春文（1994）。廿一世紀教育行政領導理念。台北：師大。
- [15] 謝文全（1985）。教育行政－理論與實務。台北：文景。
- [16] 新竹科學工業園區管理局（2011）。
http://www.sipa.gov.tw/home.jsp?mserno=201001210037&serno=201001210038&menudata=ChineseMenu&contlink=content/introduction_1.jsp&level2=Y
- [17] Paul, H., & Kenneth, H. B. (2003). *Business Leadership*. (3rd ed.). New York: John Wiley & Sons Inc.

離散時間延遲系統之穩定性與穩定化

陳堃峯

摘要

在這篇報告中，我們針對離散時間延遲系統之輸出迴授控制器設計作廣泛的討論。特別是與延遲時間有關的控制器設計，是不容易使用線性矩陣不等式條件來求解輸出迴授控制器參數，而我們採用擴增矩陣的方法與選用一組簡單的 Lyapunov 方程式，則可以推導出一個以線性矩陣不等式條件表現的定理，利用此定理不但可以求解出輸出迴授控制器之相關參數，也可以使得閉迴路延遲系統在已知的延遲時間內為穩定。

關鍵詞：離散時間延遲系統、線性矩陣不等式、輸出迴授控制器設計。

Discrete-Time Delay System with Stability and Stabilizability

Kun-Feng Chen

Abstract

In the paper, we make an attempt to analyze the problems of output feedback controller design problem for discrete-time systems with delay in the state. We proposed new theory with LMI condition, can be easily found the gain parameters of controller using numerical software such that closed-loop time-delay system with output feedback controller is stable. It adopted expanding matrix method and chosen standard Lyapunov function.

Keywords: Discrete-time delay system, LMI, Output feedback control.

一、前言

時間延遲 (Time-Delay) 在許多工業系統[1]-[6]中是常常在發生的，例如：電力系統 (power system)、電路系統 (electrical system)、機械系統 (mechanical system)、冶金系統 (metallurgy system)、經濟系統 (economic system)、生物系統 (biological system) 及化學工程 (chemical engineer) 等。時間延遲不但會造成系統內部的不穩定 (instability)，也會影響系統的性能 (performance)，且在控制器的設計上也會帶來很多困難。由於在物理系統中延遲現象的普及，加上時延系統之控制器設計的困難，因此關於時間延遲系統的相關問題被廣泛的討論著。在絕大多數的延遲系統中，時間延遲是不能被忽略的，如何使閉迴路時延系統穩定或性能更好，所以控制器設計是非常重要的研究課題。

在文獻[7]中，說明了許多系統理論以線性矩陣不等式 (linear matrix inequality, LMI) 形式來表示的問題，加上近年方便好用的套裝軟體，如Matlab LMI Toolbox [8]相繼的發展，且計算功能越來越強大，可以解的數值問題也越來越複雜，所以很多關於穩定度或控制器設計的問題都透過線性矩陣不等式的形式來進行求解，因此使用線性矩陣不等式求解

是一種極為方便的求解方法。

在現今的文獻中，關於延遲系統利用線性矩陣不等式來分析系統穩定度的文獻[9]-[19]不勝枚舉，相對的利用線性矩陣不等式來設計控制器的文獻就顯得相當的少。一般在控制器設計的探討上可區分為兩種方法，第一種較為簡單，是與延遲時間無關 (delay-independent) 的控制器設計，另一種方法則較為複雜，是與延遲時間有關 (delay-dependent) 的控制器設計。在近年的文獻[20]-[25]中，大部分的控制設計皆與延遲時間無關，在作法上大都試著將控制器參數套用到既有的線性矩陣不等式之穩定條件上，使得閉迴路延遲系統為穩定系統。但對於與延遲時間有關的控制器設計，在相關文獻上就較少被討論。尤其是輸出迴授控制器的設計，由於在理論的推導過中，將相關參數轉化成線性不等式是不容易的，所以關於輸出迴授控制器設計的相關文獻也較少，只有少許的文獻[17]-[19]採用近似的方法來求解控制器參數。

就系統的分類而言，時間延遲系統可以區分為連續時間延遲系統 (continuous-time delay system) 與離散時間延遲系統 (discrete-time delay system)，在理論的探討或實際的應用上，無論是連續系統或離散系統關於控制器的設計都很重要，較特別的是在文獻

上，關於延遲系統之控制器設計的討論，離散時間延遲系統的討論就顯的較少，只有在文獻[21]提到，不過其線性矩陣不等式的條件也是與延遲時間無關，所以引起我們對與時間有關之離散時間延遲系統的控制器設計產生興趣。

在與延遲時間有關之離散時間延遲系統的控制器設計上，因為輸出迴授控制器的設計有其困難性，因此，我們採用擴增矩陣的方法，且在Lyapunov方程式選取上，使用一個標準的Lyapunov方程式，並將加入輸出迴授控制器後的閉迴路延遲系統之穩定條件推導成線性矩陣不等式，再利用數值運算軟體則可計算出輸出迴授控制器的相關參數，使得閉迴路延遲系統穩定。

二、研究方法

符號定義：

$\mathbb{X} > (\geq) 0$ 表示 \mathbb{X} 為(半)正定(positive (semi-) definite)的對稱(symmetric)矩陣。

$A > B$ 表示 $A - B > 0$ 為正定矩陣。

輔助定理1 [26][27]：假設存在 $Q \in \mathbb{R}^{n \times n}$ ， $M \in \mathbb{R}^{s \times n}$ 和 $N \in \mathbb{R}^{l \times n}$ ，且 Q 是對稱矩陣， WM 和 WN 分別為核空間 $\ker(M)$ 和 $\ker(N)$ 的任一組基底所構成的行向量矩陣。當存在一個矩陣 $K \in \mathbb{R}^{s \times l}$ 使得

$$Q + M^T K N + N^T K^T M < 0$$

若且唯若

$$W_M^T Q W_M < 0, W_N^T Q W_N < 0$$

考慮下列離散時間延遲系統：

$$\begin{aligned} x(k+1) &= Ax(k) + A_d x(k-h) + Bu(k) \\ y(k) &= Cx(k) \\ x(k) &= \phi(k), \quad -h \leq k \leq 0 \end{aligned} \quad (1)$$

其中 $x(k) \in \mathbb{R}^{n \times 1}$ 為系統的狀態， $A, A_d \in \mathbb{R}^{n \times n}$ 為系統的常數矩陣， $B \in \mathbb{R}^{n \times m}$ 、 $C \in \mathbb{R}^{m \times n}$ 為系統的常數矩陣， $u(k) \in \mathbb{R}^{m \times 1}$ 為系統的輸入， $y(k) \in \mathbb{R}^{m \times 1}$ 為系統的輸出， $\phi(\cdot)$ 為系統初始值， h 為延遲時間，且滿足

$$0 \leq h_1 \leq h \leq h_2 \quad (2)$$

其中 h_1 與 h_2 為常數，代表最小與最大的延遲時間。並考慮輸出迴授控制器

$$u(k) = Ky(k) \quad (3)$$

其中 K 為增益。

2.1 離散時間延遲系統之穩定性分析

當不考慮輸出迴授控制器的設計時，則離散時間延遲系統為

$$\begin{aligned} x(k+1) &= Ax(k) + A_d x(k-h) \\ x(k) &= \phi(k), \quad -h \leq k \leq 0 \end{aligned} \quad (4)$$

其穩定性討論必須滿足

$$|\lambda(A + A_d)| < 1 \quad (5)$$

亦即，離散時間延遲系統在 $h = 0$ 時必須為穩定。

為了分析離散時間延遲系統 (4) 中的穩定度，則令

$$z(k) = \begin{bmatrix} x(k) \\ x(k-1) \\ x(k-2) \\ \vdots \\ x(k-h) \end{bmatrix} \quad (6)$$

則 (4) 可改寫為擴增系統

$$z(k+1) = \bar{A}_\omega z(k) \quad (7)$$

其中，當延遲時間 $h=0$ 時，令 $\omega=0$ ，則

$$\bar{A}_0 = A + A_d \quad (8)$$

當延遲時間 $h \geq 1$ 時，令 $\omega=h$ ，則

$$\bar{A}_h = \begin{bmatrix} A & \overbrace{0 \cdots 0}^{(h-1)n} & A_d \\ I & 0 \cdots 0 & 0 \\ 0 & I \cdots 0 & 0 \\ \vdots & \vdots \ddots \vdots & \vdots \\ 0 & 0 \cdots I & 0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

根據 Lyapunov 定理，則可得推廣得到下列定理。

定理 1：若存在 $(h+1)n \times (h+1)n$ 的對稱矩

陣 $\mathbb{P} > 0$ ，使得

$$\bar{A}_\omega^T \mathbb{P} \bar{A}_\omega - \mathbb{P} < 0 \quad (10)$$

則離散時間延遲系統 (4) 為漸進穩定。

2.2 狀態輸出迴授控制之穩定性分析

根據 (1) (3)，則閉迴路延遲系統為

$$x(k+1) = (A + BKC)x(k) + A_d x(k-h) \quad (11)$$

可將 (11) 式改寫為擴增系統 (7) 之形式，且根據定理一，經由 Schur 分解 (Schur complement)，則閉迴路延遲系統 (11) 的穩定條件為

$$\begin{bmatrix} -\mathbb{P}^{-1} & \tilde{A}_\omega \\ \tilde{A}_\omega^T & -\mathbb{P} \end{bmatrix} < 0 \quad (12)$$

其中 $\tilde{A}_\omega = \hat{A}_\omega + \hat{B}_\omega^T K \hat{C}_\omega$ ，(12) 式亦可分解為

$$\begin{bmatrix} -\mathbb{P}^{-1} & \hat{A}_\omega \\ \hat{A}_\omega^T & -\mathbb{P} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \hat{B}_\omega^T \\ 0 \end{bmatrix} K \begin{bmatrix} 0 & \hat{C}_\omega \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \hat{C}_\omega^T \end{bmatrix} K^T \begin{bmatrix} \hat{B}_\omega & 0 \end{bmatrix} < 0 \quad (13)$$

$$\square \Phi_\omega + \Pi_\omega^T K \Theta_\omega + \Theta_\omega^T K^T \Pi_\omega < 0$$

當延遲時間 $h=0$ 時 ($\omega=0$)，則

$$\begin{aligned} \tilde{A}_0 &= \hat{A}_0 + \hat{B}_0^T K \hat{C}_0 \\ &= (A + A_d) + BKC \end{aligned}$$

$$\Phi_0 = \begin{bmatrix} -\mathbb{P}^{-1} & A + A_d \\ A^T + A_d^T & -\mathbb{P} \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$\Pi_0 = \begin{bmatrix} B^T & 0 \end{bmatrix},$$

$$\Theta_0 = \begin{bmatrix} 0 & C \end{bmatrix}$$

當延遲時間 $h \geq 1$ 時 ($\omega=h$)，則

$$\begin{aligned}
\tilde{A}_h &= \hat{A}_h + \hat{B}_h^T K \hat{C}_h \\
&= \begin{bmatrix} A & \overbrace{0 \cdots 0}^{(h-1)n} & A_d \\ I & 0 \cdots 0 & 0 \\ 0 & I \cdots 0 & 0 \\ \vdots & \vdots \ddots \vdots & \vdots \\ 0 & 0 \cdots I & 0 \end{bmatrix} \\
&\quad + \begin{bmatrix} B \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} K \begin{bmatrix} C & \underbrace{0 \cdots 0}_{(h-1)n} & 0 \end{bmatrix} \quad (15) \\
\Phi_h &= \begin{bmatrix} -\mathbb{P}^{-1} & \hat{A}_h \\ \hat{A}_h^T & -\mathbb{P} \end{bmatrix} \\
\Pi_h &= \begin{bmatrix} \hat{B}_h & 0 \end{bmatrix} , \\
\Theta_h &= \begin{bmatrix} 0 & \hat{C}_h \end{bmatrix}
\end{aligned}$$

根據輔助定理一，則可得下列若且唯若的條件

$$W_{\Pi_\omega}^T \Phi_\omega W_{\Pi_\omega} < 0 \quad (16)$$

$$W_{\Theta_\omega}^T \Phi_\omega W_{\Theta_\omega} < 0$$

其中

$$\begin{aligned}
W_{\Pi_\omega} &= \left[\begin{array}{c|c} W_{\hat{B}_\omega} & 0 \\ \hline 0 & I \end{array} \right] \\
W_{\Theta_\omega} &= \left[\begin{array}{c|c} I & 0 \\ \hline 0 & W_{\hat{C}_\omega} \end{array} \right] \quad (17)
\end{aligned}$$

分別代表為核空間 $\ker(\Pi_\omega)$ 和 $\ker(\Theta_\omega)$ 的任一組基底所構成的行向量矩陣。當延遲時間 $h=0$ 時 ($\omega=0$)，則

$$W_{\Pi_0} = \left[\begin{array}{c|c} W_{\hat{B}_0} & 0 \\ \hline 0 & I \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c|c} W_{B^T} & 0 \\ \hline 0 & I \end{array} \right] \quad (18)$$

$$W_{\Theta_0} = \left[\begin{array}{c|c} I & 0 \\ \hline 0 & W_{\hat{C}_0} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c|c} I & 0 \\ \hline 0 & W_C \end{array} \right]$$

當延遲時間 $h \geq 1$ 時 ($\omega=h$)，則

$$W_{\Pi_h} = \left[\begin{array}{c|c} W_{\hat{B}_h} & 0 \\ \hline 0 & I \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c|c|c} W_{B^T} & 0 & 0 \\ \hline 0 & I & 0 \\ \hline 0 & 0 & I \end{array} \right] \quad (19)$$

$$W_{\Theta_h} = \left[\begin{array}{c|c} I & 0 \\ \hline 0 & W_{\hat{C}_h} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c|c|c} I & 0 & 0 \\ \hline 0 & W_C & 0 \\ \hline 0 & 0 & I \end{array} \right]$$

令 $\mathbb{P}^{-1} = \mathbb{L}$ ，則 (16) 式可表示為

$$W_{\Pi_\omega}^T \begin{bmatrix} -\mathbb{L} & \hat{A}_\omega \\ \hat{A}_\omega^T & -\mathbb{P} \end{bmatrix} W_{\Pi_\omega} < 0 \quad (20)$$

$$W_{\Theta_\omega}^T \begin{bmatrix} -\mathbb{P}^{-1} & \hat{A}_\omega \\ \hat{A}_\omega^T & -\mathbb{P} \end{bmatrix} W_{\Theta_\omega} < 0$$

經由Schur分解，則 (20) 式可化簡為

$$W_{\hat{B}_\omega}^T \left[-\mathbb{L} + \hat{A}_\omega \mathbb{L} \hat{A}_\omega^T \right] W_{\hat{B}_\omega} < 0 \quad (21)$$

$$W_{\hat{C}_\omega}^T \left[-\mathbb{P} + \hat{A}_\omega^T \mathbb{P} \hat{A}_\omega \right] W_{\hat{C}_\omega} < 0$$

由於 \mathbb{P} 和 \mathbb{L} 為正定對稱矩陣，且 $\mathbb{P}^{-1} = \mathbb{L}$ ，根據文獻[26][27]的輔助定理可知，則必須滿足下列關係

$$\begin{aligned} & \min \text{trace} [\mathbb{P} - \mathbb{L}] \\ & \text{s.t.} \begin{bmatrix} \mathbb{P} & I \\ I & \mathbb{L} \end{bmatrix} \geq 0 \end{aligned} \quad (22)$$

根據上述的分析，針對輸出迴授控制器設計使得閉迴路延遲系統 (11) 穩定條件，可歸納出下列定理。

定理2：若離散時間延遲系統 (1)，存在一個輸出迴授控制器 (3)，且存在 $(h+1)n \times (h+1)n$ 維度的正定對稱矩陣 \mathbb{P} 和 \mathbb{L} ，使得

$$\begin{aligned} & \min \text{trace} [\mathbb{P} - \mathbb{L}] \\ & \text{s.t.} \\ & W_{\hat{B}_\omega}^T \left[-\mathbb{L} + \hat{A}_\omega \mathbb{L} \hat{A}_\omega^T \right] W_{\hat{B}_\omega} < 0 \\ & W_{\hat{C}_\omega}^T \left[-\mathbb{P} + \hat{A}_\omega^T \mathbb{P} \hat{A}_\omega \right] W_{\hat{C}_\omega} < 0 \\ & \begin{bmatrix} \mathbb{P} & I \\ I & \mathbb{L} \end{bmatrix} \geq 0 \end{aligned} \quad (23)$$

其中 $W_{\hat{B}_\omega}$ 和 $W_{\hat{C}_\omega}$ 分別代表為核空間 $\ker(\Pi_\omega)$ 和 $\ker(\Theta_\omega)$ 的任一組基底所構成的行向量矩陣。因此，輸出迴授控制器的參數 K 可經由下列方程式求得

$$\Phi_\omega + \Pi_\omega^T K \Theta_\omega + \Theta_\omega^T K^T \Pi_\omega < 0$$

且此控制器參數 K 使得閉迴路延遲系統 (11) 穩定。

三、結論

本論文針對離散時間延遲系統之輸出迴授控制設計作廣泛的討論，並利用擴增矩陣的方法與選取一個標準的 Lyapunov 方程式，推導出一個以線性矩陣不等式形式來表現的定理，透過此定理則可以在已知的延遲時間內求出控制器相關參數使得閉迴路延遲系統為穩定，不僅可以利用數值計算軟體方便計算控制器參數，而且所推導出的定理結果也比其他論文所推得的結果來的較不複雜。

四、參考文獻

- [1] M. Malek-Zararei and M. Jamshidi, *Time-Delay Systems Analysis, Optimization and Applications*, North-Holland, Amsterdam, 1987.
- [2] S. Magdi, *Robust Control and Filtering for Time-Delay Systems*, Marcel Dekker, Inc., 2000.
- [3] J. K. Mills and A. A. Goldenberg, "Force and position control of manipulators during constrained motion tasks," *IEEE Trans. Robot. and Automat.*, vol. 5, pp. 766-769, 1989.
- [4] B. Stott, Power system response dynamic calculations, *Proc. IEEE* 67 (1979) 139-141.
- [5] S. L. Campell and N. J. Rose, "A secondorder singular linear system

- arising in electric power analysis,” *Int. J. Sys. Sci.*, vol.13, pp. 101-108, 1982.
- [6] D. G. Luenberger and A. Arbel,”Singular dynamic Leontiff system, “*Econometrica*, vol. 45, pp. 991-995, 1977.
- [7] S. Boyd, L. E. Ghaoui, E. Feron, and V. Balakrishnan, *Linear Matrix Inequalities in Systems and Control Theory*, Society for Industrial and Applied Mathematics, Philadelphia, PA, 1994.
- [8] P. Gahinet, A. Nemirovski, A. J. Laub and M. Chilali, *LMI Control Toolbox For Use with Matlab*, The Math Works Inc., Natick, MA, 1995.
- [9] H. H. Choi and M. J. Chung, “An LMI approach to H_∞ controller design for linear time-delay systems,” *Automatica*, vol. 33, pp. 737- 739, 1997.
- [10] V. Kapila and W. M. Haddad, “Memoryless H_∞ controllers for discrete-time systems with time delay”. *Automatica*, vol. 34, pp. 1141-1144, 1998.
- [11] B. Lee and J. G. Lee, “Delay-dependent stability criteria discrete-time delay systems,” *Proc. American Control Conf.*, San Diego, CA, pp. 319-320, June 1999.
- [12] Y. S. Lee and W. H. Kwon, “Delay-dependent robust stabilization of uncertain discrete-time state-delayed systems,” *Preprints of the 15th IFAC World Congress*, Barcelona, Spain, July 2002.
- [13] W. H. Chen, Z. H. Guan, and X. Lu, “Delay-dependent guaranteed cost control for uncertain discrete-time systems with delay,” *IEE Proc.: Control Theory Appl.*, vol. 150, pp. 412-416, 2003.
- [14] C. H. Wang, Y. F. Wang, and H. J. Gao, “Compensation time-varying delays in networked control system via delay-dependent stabilization approach,” *Proc. 2004 IEEE International Conf. Control Applications*, Taipei, Taiwan, pp. 248-253, September 2004.
- [15] L. Zhang, Y. Chen, and P. Cui, “Delay-dependent guaranteed cost control for uncertain discrete-time state-delayed systems,” *Proc. The 6th World Congress on Intelligent Control and Automation*, Dalian, China, pp. 2244-2248, June 2006.
- [16] E. Fridman and U. Shaked, “Stability and Guaranteed Cost Control of Uncertain Discrete Delay Systems,” *Int. J. Control*, vol. 78, pp. 235-246, 2005.
- [17] H. Gao, J. Lam, C. Wang, and Y. Wang, “Delay-dependent output-feedback stabilization of

- discrete-time systems with time-varying state delay,” *IEE Proc.: Control Theory Appl.*, vol. 151, pp. 691-698, 2004.
- [18] X. G. Liu, R. R. Martin, M. Wu, and M. L. Tang, “Delay-dependent robust stabilization of discrete-time systems with time-varying delay. *IEE Proc. Control Theory Appl.*, vol. 153, pp. 689-702, 2006.
- [19] Q. X. Chen, L. Yu, and W. A. Zhang, “Delay-dependent output feedback guaranteed cost control for uncertain discrete-time systems with multiple time-varying delays. *IET Proc. Control Theory Appl.*, vol. 1, pp. 97-103, 2007.
- [20] E. T. Jeung, J. H. Kim, and H. B Park, “ H_∞ -output feedback controller design for linear systems with time-varying delayed state,” *IEEE Trans. Automat. Contr.*, vol. 43, pp. 971-974, 1998.
- [21] J. H. Park, “On dynamic output feedback guaranteed cost control of uncertain discrete-delay systems: LMI optimization approach,” *J. Optim. Theory Appl.*, vol. 121, pp. 147-162, 2004.
- [22] H. Li, S. I. Niculescu, L. Dugard, J.M. Dion, “Robust guaranteed cost control of uncertain linear time-delay systems using dynamic output feedback,” *Math. Computer. Simul.*, vol. 45, pp. 349-358, 1998.
- [23] H. Li, S. I. Niculescu, L. Dugard, J.M. Dion, “Robust guaranteed cost control of uncertain linear time-delay systems,” *Proc. 35th IEEE Conf. on Decision Control*, Kobe, Japan, Dec. 1996, pp. 3179-3184.
- [24] T. Iwasaki and R. E. Skelton, “All controllers for the general H_∞ control problem: LMI existence conditions and state space formulas,” *Automatica*, vol. 30, pp. 1307-1317, 1994.
- [25] P. Gahinet and P. Apkarian, “A linear matrix inequality approach to H_∞ control,” *Int. J. Robust and Nonlinear Control*, vol. 4, pp. 421-448, 1994.
- [26] P. Apkarian, and H. D. Tuan, “LMI-constrained concave programs in robust control,” *Proc. American Control Conf.*, San Diego, CA, pp. 1395-1399, June 1999.
- [27] P. Apkarian, and H. D. Tuan, “Concave programming in control theory,” *J. Glob. Optim.*, vol. 15, pp. 343-370, 1999.

彩色 CCD 照相機應用於室內輪式機器人定位 —增廣型卡爾曼濾波器研究

林鴻興、林柏雄

摘 要

本文開發一個室內輪式機器人，使用彩色 CCD 照相機和里程計方位推算法，以彩色地標為基礎的全域性定位技術。在任何平坦的環境裡，利用三角測量方法和彩色 CCD 照相機與三個特定不同顏色的地標物，在已知環境中使用增廣卡爾曼濾波器（Extend Kalman Filtering: EKF）融合影像和方位推算量測演算法，可估測出室內輪式機器人定位的姿態，並透過實驗數據足以證明所提定位技術的可行性與有效性。

關鍵詞：增廣卡爾曼濾波器、三角測量法、影像、定位、感測器。

Localization of an Indoor Wheeled Mobile Robot Using Color CCD Camera - An Extend Kalman Filtering Approach

Hung-Hsing Lin, Po-Hsiung Lin

Abstract

This paper develops a color landmark-based global localization method for an indoor wheeled mobile robot using color CCD camera and dead-reckoning measurements. Based on the triangulation approach, the initial and global pose of the robot in any flat environment is uniquely determined using a color CCD camera along with at least three given colorful landmarks. An Extend Kalman Filtering (EKF) algorithm is employed to merge both visual and odometric measurements for improving the pose tracking accuracy of the robot while traveling over its working space. Experimental results are provided to verify the feasibility and effectiveness of the proposed localization methods.

Keywords : Extended Kalman Filter, Triangulation method, Vision, Localization, Sensor.

1. 前言

如何探求在已知環境裡輪式機器人 (Wheeled Mobile Robot: WMR) 當前的位置和方位的自我定位, 為了有效地導航和達到任務或使命; 其中概括可包括星球探險、材料運輸、軍事任務, 工廠製造業, 危害環境等服務工作。根據一般常用的方位推算方法, 從驅動輪上編碼器或里程計信息顯示, 當在一個長距離行走姿態, 所提出的估測位置總是會發生一些不可避免的累積誤差, 其中所造成的原因不外乎有滑動、表面粗糙或光滑, 甚至是車體本身的機械結構或摩擦等原因所造成。

一般定位都需要依賴一些額外的輔助感測技術, 例如從無線電信標和人為地標的三角測量法, 曾被提過與使用卡爾曼 (Kalman) 濾波器週期性地更新機器人姿態的方位推算。使用外部感測器 (例如: 里程計、攝影機、紅外線、微波雷達、陀螺儀、雷射掃描器和超音波感測器等等) 和配合所設計的定位演算法是可以量測到有關的定位問題。研究定位的領域很寬廣, 但在定位方面的文獻中, 相關研究曾被提出在[1-5]。雖然機器人定位問題已經研究多年, 但是現有的各種方法都仍然存在種種不足的缺點, 在解決定位中都會遇到不確定性的問題上, 各種方法都有其優缺點; 對於主動式訊號的研究中, 作者[1]

曾提出有關機器人定位使用較低成本的超音波定位系統 (利用兩個發射器和三個接收器)。在文獻[2]所提出的定位方法被應用於機器人中; 但是頗為複雜和耗費時間方可獲得机器人的最初姿態, 而且超音波定位系統在[1]中也被應用處理初值的姿態問題時, 準確度方面卻是有需要再改進的缺點。還有其他相關研究中, 例如使用自然標誌物的特徵和相配的環境地圖的方法等等。但是以上這些方法在處理辨認和匹配地圖過程中卻經常要花費相當多的時間。

最近十年內, 視覺技術應用在移動机器人的導航定位變得更加重要。Desouza 和Kak [3]在最近20年有關移動机器人的導航研究視覺領域中, 已發展一份頗為廣泛的文獻調查; 尤其特別注意到對正規環境的構造和非正規環境構造的室內外導航學。机器人以視覺為基礎的導航, 其中探討自我定位問題是一項極重要的研究題目。一般來說, 以視覺為基礎的定位大致可分有局部 (Local) 和全域性 (Global) 二種類型。局部定位方法主要是針對里程計誤差來做補償, 但是要求使用者能夠提供初值、机器人的正確位置和方位。本研究利用增廣卡爾曼濾波器 (EKF) 演算法, 机器人作初值化和移動中的姿態定位時, 不僅僅在車體起動時有能力作全域性定位, 而且車體在姿態不準確時, 會作適

度的即時補償。包含全域性和局部以視覺為基礎的自我定位，可以使用視覺地標和一或多台CCD照相機或者一台全方位照相機，就可以廣泛地達成。

對於定位技術，作者[4]提出一輪型機器人的影像來分析距離估測演算法。Adam[5]等提出應用里程計融合視覺系統設計一輛自動導航車（AGV）的位置和方位角的問題。Rupp [6]等人提出了人為地標物的最佳化安排，然後結合人為和自然地標物建構準確的一種解法和可靠的定位系統。Olson [7]根據機率最大可能性估測的原理，提出機器人自我定位技術，實驗時用的Rocky 7流浪者機器人，是利用一組分散的已知地標在環境中進行頗為成功的定位。以視覺為基礎的全域性定位技術曾有以下幾位研究員文獻調查提供參考，其中Se [8]等提出開發移動機器人系統，使用視覺地標定位並且同時建立三維地圖的方法。Jang [9]等使用不同顏色的視覺地標和一台彩色CCD照相機並尋求室內機器人全域性姿態。Yuen和MacDonald [10]曾提出自然地標匹配、三角測量、重建和比較（LTRC）全域性定位演算法，演算法是合理適度地免於含糊不清的地標，使其相配與一個全景視覺系統。

卡曼濾波器（Kalman Filter: KF）是應用於線性感測、高效率的遞歸濾波器，並以最小均方差估計為基礎（Minimum

mean-square error: MMSE）的估計。對非線性的系統來說，增廣卡曼濾波器（Extended Kalman Filter: EKF）已經用在近似MMSE 模式和解決非線性的最佳化估計，透過增廣卡門濾波器（EKF）方法已廣泛使用在機器人相關的姿態定位。本研究主要是研發室內輪式機器人使用至少三個彩色人為地標物和一台彩色的CCD照相機，機器人能辨認在一個圖像框架中至少三個視覺地標的全域性定位方法；其次是機器人使用增廣型卡爾曼濾波技術融合視覺和里程計以低速度移動，提出探討姿態行走自我定位的問題。以上所開發的技術是適合機器人在室內和平坦的環境，利用三角測量從發射（無線電）信號到地標物的方位角演算法，是一個有效的導航定位技術。

2. 以視覺為基礎的三角測量法

輪式機器人透過以彩色CCD的視覺系統為基礎，如何獲得位置與方位角是本研究的重點。對輪式機器人限于局部，CCD照像機被安裝在輪式機器人上部，為了能夠連續拍攝在已知環境牆上所安裝的彩色標誌物，而且拍攝的圖像是透過一張無線圖像捕獲卡片被傳回到主機。輪式機器人的定位技術是根據所使用在里程計或編碼器的推算方法。提出的推算估測

位置法則，總是會發生不可避免的累積誤差，其中造成的產生原因諸如有滑動、表面粗糙或光滑，甚至是車體本身的機械摩擦結構所造成。要克服這些缺點，必須配合使用外部的感測器，例如：里程計、攝影機、紅外線、微波雷達、陀螺儀、雷射掃描器、視覺影像和超音波感測器等等，機器人透過結合彩色CCD照相機和里程計讀數的演算法，提出在已知環境裡尋求機器人的移動，和配合所設計定位演算法可以量測到相關的定位問題，探討其位置和方位角的變化。

以三個不同視覺彩色的地標物 (LM1, LM2, LM3) 被設置成圖像處理為基礎。圖1表示為測量在CCD照相機和一個彩色地標物之間的角度示意圖。從CCD照相機的焦距是設為固定，用像素為測量焦距的單位。首先移動CCD照相機攝影到地標物是

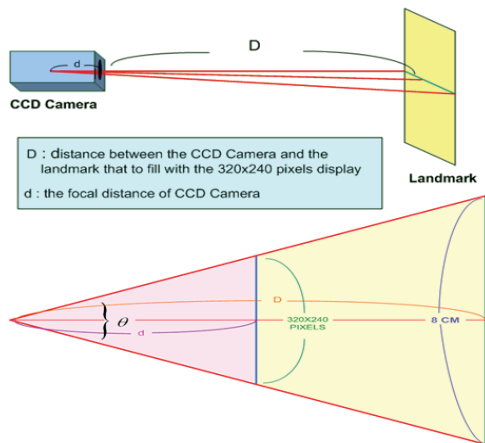


圖1. CCD照相機和一個彩色地標物間的角度示意圖

在一幅320x240像素的圖像內，使用地標物的大小是8x6（厘米）。其次，使用的圖像處理演算法，是利用平均法處理圖像所攝影到地標物中心（160,120），再透過（1-6）式分別計算出CCD照像機和彩色地標物之間的角度。

$$\theta_x(LM1) = \tan^{-1}\left(\frac{160 - X_center(LM1)}{d}\right) \quad (1)$$

$$\theta_y(LM1) = \tan^{-1}\left(\frac{120 - Y_center(LM1)}{d}\right) \quad (2)$$

$$\theta_x(LM2) = \tan^{-1}\left(\frac{160 - X_center(LM2)}{d}\right) \quad (3)$$

$$\theta_y(LM2) = \tan^{-1}\left(\frac{120 - Y_center(LM2)}{d}\right) \quad (4)$$

$$\theta_x(LM3) = \tan^{-1}\left(\frac{160 - X_center(LM3)}{d}\right) \quad (5)$$

$$\theta_y(LM3) = \tan^{-1}\left(\frac{120 - Y_center(LM3)}{d}\right) \quad (6)$$

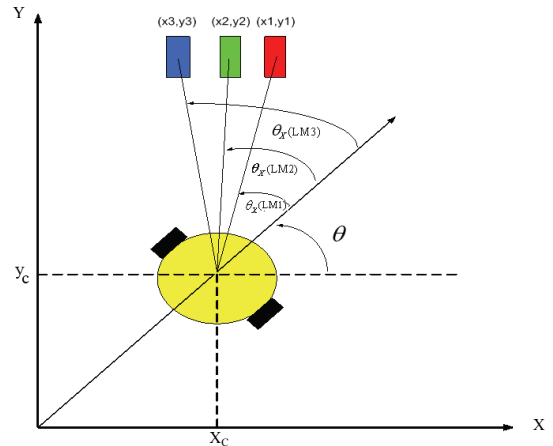


圖2. 機器人三角測量系統圖

其中 $\theta_x(LM1)$ 、 $\theta_x(LM2)$ 和 $\theta_x(LM3)$ 分別代表CCD照像機和三個彩色地標物之間的角度，而 d 代表CCD照像機固定的焦距， $X_center(LM1)$ 、 $X_center(LM2)$ 和

$X_center(LM3)$ 分別代表彩色地標物的中心，地標物的中心分別由 (7-12) 式導出。

$$X_center(LM1) = \frac{\Sigma LM1_pixel(x)}{LM1_pixel_Num} \quad (7)$$

$$Y_center(LM1) = \frac{\Sigma LM1_pixel(y)}{LM1_pixel_Num} \quad (8)$$

$$X_center(LM2) = \frac{\Sigma LM2_pixel(x)}{LM2_pixel_Num} \quad (9)$$

$$Y_center(LM2) = \frac{\Sigma LM2_pixel(y)}{LM2_pixel_Num} \quad (10)$$

$$X_center(LM3) = \frac{\Sigma LM3_pixel(x)}{LM3_pixel_Num} \quad (11)$$

$$Y_center(LM3) = \frac{\Sigma LM3_pixel(y)}{LM3_pixel_Num} \quad (12)$$

將圓柱形地標物擺置在機器人周圍的已知環境中，作成人為地標物，並要求三種不同顏色的地標物是為了確定WMR的絕對位置和方位角。使用的三角測量方法系統如圖2所示，經計算後可以獲得WMR的位置和方位角，分別表示為 (x_c, y_c) 和 θ 。已知三個彩色地標物的位置分別為 (x_1, y_1) ， (x_2, y_2) 和 (x_3, y_3) ，從WMR對於彩色地標物測量的方位角分別為 $\theta_x(LM1)$ ， $\theta_x(LM2)$ 和 $\theta_x(LM3)$ ，有

關三點三角測量方程式說明如下：

$$\tan(\theta + \theta_x(LM1)) = \frac{y_1 - y_c}{x_1 - x_c} \quad (13)$$

$$\tan(\theta + \theta_x(LM2)) = \frac{y_2 - y_c}{x_2 - x_c} \quad (14)$$

$$\tan(\theta + \theta_x(LM3)) = \frac{y_3 - y_c}{x_3 - x_c} \quad (15)$$

其中 $m_1 = \tan \theta_x(LM1)$ ， $m_2 = \tan \theta_x(LM2)$ 和 $m_3 = \tan \theta_x(LM3)$ ，代入 (13-15) 式中，並展開整理解出下式：

$$x_c = [1/(m_2 - m_1)(1 + m^2)] \{ (m_2 m - 1) [(m_1 + m)x_1 + (m_1 m - 1)y_1] - (m_1 m - 1)[(m_2 + m)x_2 + (m_2 m - 1)y_2] \} \quad (16)$$

$$y_c = [1/(m_2 - m_1)(1 + m^2)] \{ (m_1 + m) [(m_2 + m)x_2 + (m_2 m - 1)y_2] - (m_2 + m)[(m_1 + m)x_1 + (m_1 m - 1)y_1] \} \quad (17)$$

將 x_c 和 y_c 代入 (13) 式中，解出WMR方位角 θ ，利用two-argument函數時，則機器人的方位角 θ 描述如下：

$$\theta = \tan^{-1} 2 \left(\frac{y_1 - y_c}{x_1 - x_c} \right) - \theta_1 \quad (18)$$

式中 $\tan^{-1} 2 \left(\frac{y_1 - y_c}{x_1 - x_c} \right)$ 是兩弧反正切函數

(two-argument arc tangent) 被定義如下：

$$\tan^{-1} 2\left(\frac{y_1 - y_c}{x_1 - x_c}\right) = \begin{cases} 0 & , x_1 - x_c > 0, y_1 - y_c = 0 \\ \pi/2 & , x_1 - x_c = 0, y_1 - y_c > 0 \\ 3\pi/2 & , x_1 - x_c = 0, y_1 - y_c < 0 \\ \pi & , x_1 - x_c < 0, y_1 - y_c = 0 \\ \tan^{-1} \frac{y_1 - y_c}{x_1 - x_c} & , x_1 - x_c > 0, y_1 - y_c > 0 \\ \tan^{-1} \frac{y_1 - y_c}{x_1 - x_c} + \pi & , x_1 - x_c < 0, y_1 - y_c > 0 \\ \tan^{-1} \frac{y_1 - y_c}{x_1 - x_c} + \pi & , x_1 - x_c < 0, y_1 - y_c < 0 \\ \tan^{-1} \frac{y_1 - y_c}{x_1 - x_c} + 2 & , x_1 - x_c > 0, y_1 - y_c < 0 \end{cases}$$

and $\tan^{-1}(\cdot) \in (-\pi/2, +\pi/2)$ (19)

3. 全域性姿態估測演算法

輪式機器人是利用所提的三點三角測量方法為基礎，應用增廣型卡爾曼濾波技術演算法取得更準確的全域性姿態估測。目前在導航及動態定位的領域中，增廣型卡爾曼濾波器被認為使用在開發整合系統過程中為最佳的演算法選擇。但是整合式導航系統之誤差模型與觀測模型均為非線性，對模型進行線性化的增廣型卡爾曼濾波器無可避免地會引入線性化過程中忽略高次項的誤差。當線性化假設不成立時，採用所提的演算法會導致濾波器性能下降甚至造成發散的可能。卡爾曼

濾波器是基於最小均方誤差法準則的最佳的狀態估測器，並且已經在很多領域廣泛的被應用，例如：航空飛行導航，信號處理，機器人控制等等。本研究姿態定位步驟描述分別如下。

3.1 初值姿態估測

機器人的初值姿態估測可分成兩步驟；首先選擇三個地標物，並且為了獲得n組數據，則在執行WMR當時量測定向有關的三個方位角度分別為 $\theta_x(LM1i)$ 、 $\theta_x(LM2i)$ 和 $\theta_x(LM3i)$, $i = 1, 2, 3, \dots, n$ ，並經由 (20) 式使用一般統計平均值方法計算可以獲得 $\theta_x(LM1)$, $\theta_x(LM2)$ 和 $\theta_x(LM3)$ 的測定值。

$$\begin{cases} \bar{\theta}_x(LM1) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \theta_x(LM1i) \\ \bar{\theta}_x(LM2) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \theta_x(LM2i) \\ \bar{\theta}_x(LM3) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \theta_x(LM3i) \end{cases} \quad (20)$$

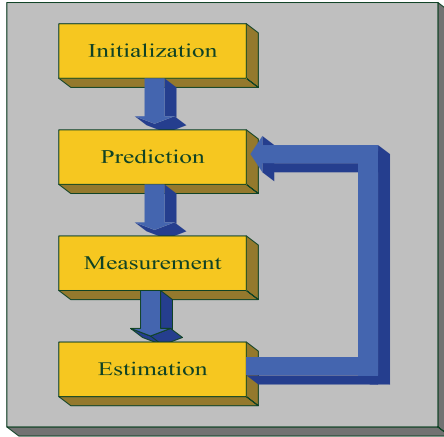


圖3. 增廣卡爾曼濾波器演算法 (EKF) 流程圖

使用之前所介紹的三點三角測量計算機器人姿態的方法，並令 $m_1 = \tan \bar{\theta}_x(LM1)$ 、 $m_2 = \tan \bar{\theta}_x(LM2)$ 和 $m_3 = \tan \bar{\theta}_x(LM3)$ ，以及由 (16、17) 和 (18) 式計算後，分別解到機器人初值姿態估測值 \bar{x}_c 、 \bar{y}_c 和 $\bar{\theta}$ 。

3.2 增廣卡爾曼濾波器 (EKF) 演算法

利用增廣卡爾曼濾波器 (EKF) 演算法過程中，以降低初值姿態估測誤差，描述WMR的靜止的姿態狀態方程式如下：

$$X(k+1) = X(k) \quad (21)$$

$X(k) = [x_c(k) \quad y_c(k) \quad \theta_c(k)]^T$ ，三個彩色地標物的方位角度測量方程式表示如下：

$$Z(k) = h(X(k)) + V(k) \quad (22)$$

式中

$$Z(k) = \begin{bmatrix} \theta_1(k) \\ \theta_2(k) \\ \theta_3(k) \end{bmatrix},$$

$$h(X(k)) = \begin{bmatrix} \tan^{-1} 2 \left[\frac{y_1 - y_c(k)}{x_1 - x_c(k)} \right] - \theta(k) \\ \tan^{-1} 2 \left[\frac{y_2 - y_c(k)}{x_2 - x_c(k)} \right] - \theta(k) \\ \tan^{-1} 2 \left[\frac{y_3 - y_c(k)}{x_3 - x_c(k)} \right] - \theta(k) \end{bmatrix},$$

$$V(k) = \begin{bmatrix} v_1(k) \\ v_2(k) \\ v_3(k) \end{bmatrix},$$

其中函數 $\tan^{-1} 2(\cdot)$ 定義在 (19) 式。相互獨立的測量噪音過程分別為 $v_1(k)$ 、 $v_2(k)$ 和 $v_3(k)$ ，於每次計算 $K(k+1)$ 時，將零平均白色高斯 (zero-mean white Gaussian) 量測誤差共變異矩陣 R (Measurement Error Covariance Matrix) 用 $R(k) = \text{diag}\{\sigma_{v_1}^2, \sigma_{v_2}^2, \sigma_{v_3}^2\}$ 來決定。使用離散時間的增廣型卡爾曼濾波器 (EKF) 演算法，並融合三個彩色地標物方位角的測量，估測輪式機器人的姿態，增廣型卡爾曼濾波器演算法流程如圖3所示，並說明如下：

步驟1：當時間 $k = 0$ 時，位置之初始估測值為 $\hat{X}(0/0)$ ，誤差變異差矩陣

(Error covariance matrix)的初值為 $\tilde{P}(0/0)$ 。

其中

$$E\{X(0/0)\} = \hat{X}(0/0) = [\bar{x}_c \quad \bar{y}_c \quad \bar{\theta}]^T,$$

$$E\left\{X(0) - \hat{X}(0) \mid X(0) - \hat{X}(0)\right\}^T = \tilde{P}(0/0).$$

步驟2：時間為 k 時，位置 $X(k)$ 的估測值為 $\hat{X}(k/k)$ ，其誤差變異差矩陣為 $\tilde{P}(k/k)$ ，由式 (23、24) 之計算可得最佳預測值為 $\hat{X}(k+1/k)$ ，其誤差變異矩陣為 $\tilde{P}(k+1/k)$ 。

$$\hat{X}(k+1/k) = f(\hat{X}(k/k)) \quad (23)$$

$$\tilde{P}(k+1/k) = F(\hat{X}(k/k)) \cdot \tilde{P}(k/k) \cdot F(\hat{X}(k/k))^T + Q(k) \quad (24)$$

式中

$$F(\hat{X}(k/k)) = \frac{\partial f(X(k))}{\partial X(k)} \Big|_{\hat{X}(k/k)} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

步驟3：在時間為 $k+1$ 時，系統收到 CCD 照相機所拍攝到的量測資料 $Z(k+1)$ ，利用 (25-26) 式計算得到更新的估測值 $\hat{X}(k+1/k+1)$ ，其誤差變異差矩陣為 $\tilde{P}(k+1/k+1)$ 。

$$\hat{X}(k+1/k+1) = \hat{X}(k+1/k) + \quad (25)$$

$$K(k+1) \cdot \left[Z(k+1) - h(\hat{X}(k+1/k), M) \right]$$

$$\tilde{P}(k+1/k+1) = \quad (26)$$

$$[I - K(k+1)_i \cdot H_i] \cdot \tilde{P}(k+1/k)$$

其中卡爾曼濾波器增益 $K(k+1)$ 為：

$$K(k+1) = \tilde{P}(k+1/k) \cdot$$

$$H_i^T [H_i \cdot \tilde{P}(k+1/k) \cdot H_i^T + R(k+1)]^{-1}$$

式中

$$H_i = \frac{\partial h}{\partial X} \Big|_{X=\hat{X}(k+1/k)} =$$

$$\begin{bmatrix} \frac{y_1 - y_c}{(x_1 - x_c)^2 + (y_1 - y_c)^2} & \frac{x_c - x_1}{(x_1 - x_c)^2 + (y_1 - y_c)^2} & -1 \\ \frac{y_2 - y_c}{(x_2 - x_c)^2 + (y_2 - y_c)^2} & \frac{x_c - x_2}{(x_1 - x_c)^2 + (y_1 - y_c)^2} & -1 \\ \frac{y_3 - y_c}{(x_3 - x_c)^2 + (y_3 - y_c)^2} & \frac{x_c - x_3}{(x_3 - x_c)^2 + (y_3 - y_c)^2} & -1 \end{bmatrix}$$

步驟4：重複步驟2到步驟3。

4. 姿態移動定位演算法

當已知機器人最初始值姿態時，使用車上的編碼器和 CCD 感測視覺系統探求 WMR 的連續移動姿態。應用 CCD 感測視覺系統結合增廣卡爾曼濾波器方法即時校正車體位置的估測誤差，車體的運動狀態方程式描述如下：

$$X(k+1) = f(X(k)) + W(k) \quad (27)$$

或

$$\begin{bmatrix} x_c(k+1) \\ y_c(k+1) \\ \theta(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_c(k) + \Delta d \cos \theta(k) \\ y_c(k) + \Delta d \sin \theta(k) \\ \theta(k) + \Delta \theta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} w_x(k) \\ w_y(k) \\ w_\theta(k) \end{bmatrix}$$

其中

$$f(X(k)) = \begin{bmatrix} x(k) + \Delta d \cos \theta(k) \\ y(k) + \Delta d \sin \theta(k) \\ \theta(k) + \Delta \theta \end{bmatrix},$$

$$W(k) = \begin{bmatrix} w_x(k) \\ w_y(k) \\ w_\theta(k) \end{bmatrix},$$

$$\Delta \theta = \Delta T \cdot w_c, \quad \Delta d = \Delta T \cdot v_c,$$

式中 $w_x(k)$ 和 $w_y(k)$ 表示位置方位推算器的位置誤差； $w_\theta(k)$ 表示地面不平的隨機干擾量； $v_c(t)$ 是機器人的線性速度和 $w_c(t)$ 是機器人的角速度， ΔT 是取樣時間；於每次計算 $K(k+1)$ 時，將零平均白色高斯 (zero-mean white Gaussian) 模式誤差共變異距陣 Q (Model Error Covariance Matrix) 用 $Q(k) = \text{diag}\{\sigma_{w_x}^2, \sigma_{w_y}^2, \sigma_{w_\theta}^2\}$ 來決定。經由 EKF 遞迴公式計算後，可以得到機器人的下一個瞬時位置與方位角的估計值。使用離散時間的增廣卡爾曼濾波器流程，估測機器人的姿態步驟說明如下：

步驟1：當時間 $k = 0$ 時，位置之初始估測值為 $\hat{X}(0/0)$ ，誤差變異差矩陣 (Error covariance matrix) 的初值為 $\tilde{P}(0/0)$ 。

步驟2：預估。時間為 k 時之位置估測值為 $\hat{X}(k/k)$ ，其誤差變異差矩陣為 $\tilde{P}(k/k)$ ，由式 (28-30) 式計算可得最佳預測值為 $\hat{X}(k+1/k)$ ，其誤差變異矩陣為 $\tilde{P}(k+1/k)$ 。

$$\hat{X}(k+1/k) = f(\hat{X}(k/k)) \quad (28)$$

$$\tilde{P}(k+1/k) = F(\hat{X}(k/k)) \cdot \tilde{P}(k/k) \cdot F(\hat{X}(k/k))^T + Q(k) \quad (29)$$

式中

$$F(\hat{X}(k|k)) = \left. \frac{\partial f(X(k))}{\partial X(k)} \right|_{\hat{X}(k|k)}$$

$$= \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\Delta d \sin \theta \\ 0 & 1 & \Delta d \cos \theta \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (30)$$

步驟3：在時間為 $k+1$ 時，系統收到 CCD 照相機所拍攝到的量測資料 $Z(k+1)$ ，利用 (31-32) 式計算得到更新的估測值 $\hat{X}(k+1/k+1)$ ，其誤差變異差矩陣為 $\tilde{P}(k+1/k+1)$ 。

$$\hat{X}(k+1/k+1) = \hat{X}(k+1/k) + K(k+1) \cdot \quad (31)$$

$$\left[Z(k+1) - h(\hat{X}(k+1/k), M) \right] \tilde{P}(k+1/k+1) = [I - K(k+1)_i \cdot H_i] \cdot \tilde{P}(k+1/k) \quad (32)$$

其中卡爾曼濾波器增益 $K(k+1)$ 為：

$$K(k+1) = \tilde{P}(k+1/k) \cdot$$

$$H_i^T [H_i \cdot \tilde{P}(k+1/k) \cdot H_i^T + R(k+1)]^{-1}$$

步驟4：重複步驟2到步驟3。

5. 模擬、實驗結果與討論

本研究實驗用的輪式機器人是結合 CCD 感測視覺系統所構成，檢測所提議的靜止姿態和移動姿態定位估測方法的有效性。實驗環境工作區大小是 200 cm x 150 cm，為了得到最高的精度定位，將三個特定彩色地標物擺置在不同的已知位置上。使用 Visual C++ 編譯程式技術來實現所設計的實驗結果，並探求所提議機器人在靜止和移動時估測其定位性能。

5.1 實驗機構說明

圖4是實驗時所使用的輪式機器人照片。機器人機構是由 CCD 感測視覺系統、一台無線 RS232 數據機、一台 CCD 照像機無線錄影發射傳輸模組、嵌入式數位信號程式 (DSP) 系統和一台工業用 PC

(Personal Computer) 主機所組成。主機週期性地透過無線 RS232 數據機追蹤參考路徑所提供的定位與方位訊息。同時機器人包含裝在驅動車輪上兩台編碼器組成的方位推算裝置，提供姿態和感測視覺系統中拍攝數據融合訊息。圖5是輪式機器人視覺系統示意圖，其中描述 CCD 感測視覺系統，拍攝物為無線 CCD 照像機圖像所組成。擺置在已知位置的彩色地標物如圖6

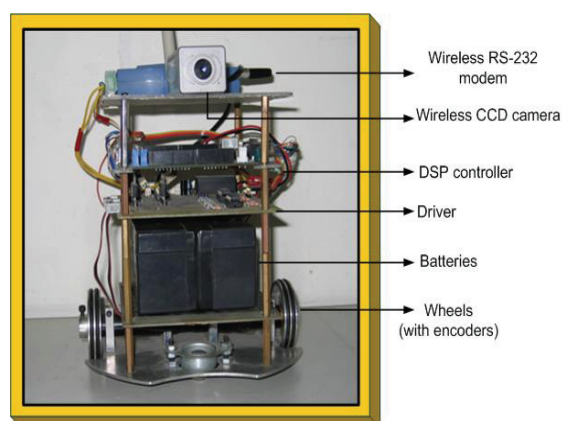


圖4. 輪式機器人照片

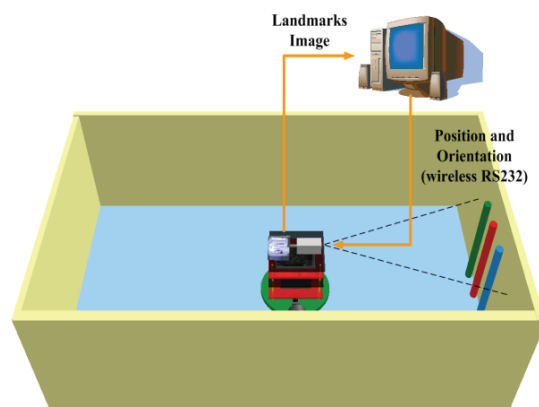


圖5. 輪式機器人視覺系統示意圖

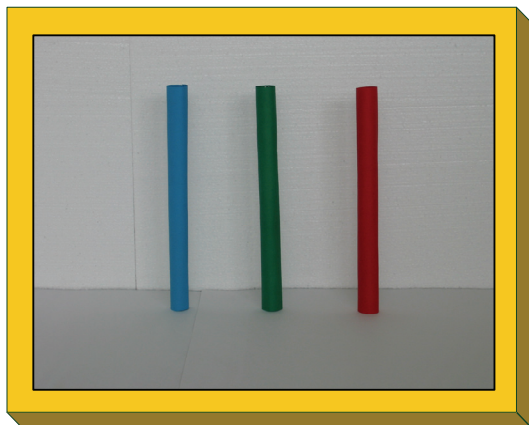


圖6. 彩色地標物的照片

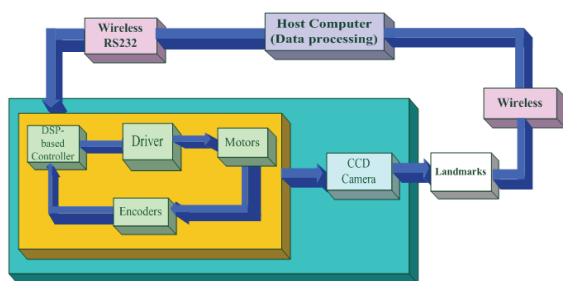


圖7. 輪式機器人系統方塊圖

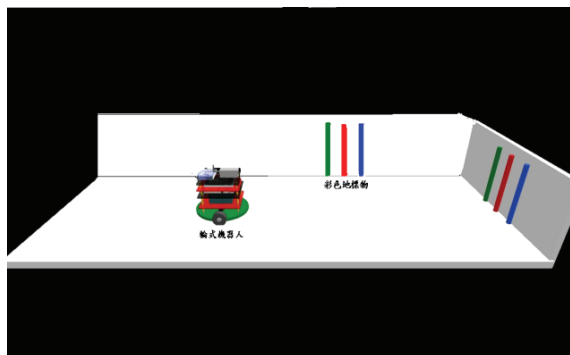


圖8. 輪式機器人靜態初值實驗示意圖

所示，透過影像視頻擷取卡傳送到主機。圖7是輪式機器人系統方塊圖，在處理這些圖像分析訊息之後，主機配合所設計的識別軟體，使用三點三角測量方法確定機

器人的姿態，透過無線RS232數據機，可以得到機器人的定位與方位角數據，從方位推算可探求機器人真實的姿態數據和相關的融合訊息。地標物已經被廣泛地應用在導航時所使用，尤其地標物通常用在姿態估測和移動機器人的行走時參考標的。理論上機器人在世界座標上尋找地標物時，那些地標物是被確認在一張地圖上，則機器人即是利用所使用的地標物來作自我定位。

5.2 靜態初值實驗

本實驗將進行機器人的靜止姿態初始化實驗，將機器人車體 (x_c, y_c) 置於已知的環境，分別在6個不同的位置座標上 $(105\text{cm}, 70\text{cm})$, $(90\text{cm}, 25\text{cm})$, $(80\text{cm}, 35\text{cm})$, $(135\text{cm}, 57\text{cm})$, $(150\text{cm}, 77\text{cm})$ 和 $(135\text{cm}, 80\text{cm})$ 。車頭角度 θ 分別為 0° , 30° , 45° , 90° , 135° 和 270° ，在世界座標的環境中，彩色地標物分別擺置在如下已知的三組位置： $\{(x_1, y_1), (x_2, y_2), (x_3, y_3)\} = \{(200\text{cm}, 65\text{cm}), (200\text{cm}, 75\text{cm}), (200\text{cm}, 85\text{cm})\}$ ， $\{(x_4, y_4), (x_5, y_5), (x_6, y_6)\} = \{(140\text{cm}, 150\text{cm}), (130\text{cm}, 150\text{cm}), (120\text{cm}, 150\text{cm})\}$ 和 $\{(x_7, y_7), (x_8, y_8), (x_9, y_9)\} = \{(140\text{cm}, 0\text{cm}), (130\text{cm}, 0\text{cm}), (120\text{cm}, 0\text{cm})\}$ ，以視覺為基礎的三角測量法進行靜態姿態估測，圖8是輪式機器人實驗情形示意

圖，明顯標示不同的位置。從表1的實驗結果能證明，位置的準確度至少在2.3 cm內和車頭角度的準確度至少在 2.4° 以內。

表1. 機器人在不同車頭角度靜態姿態估測實驗結果

(a) 車頭角度在 0° , 30° 和 45° 姿態

True Positions (x_e, y_e) cm	(105,70)	(90,25)	(80,35)
True Orientations θ (degree)	0°	30°	45°
Estimated Positions (\hat{x}_e, \hat{y}_e) cm	(106.83,68.32) ^o	(88.21,26.77) ^o	(81.62,33.76) ^o
Estimated Orientations $\hat{\theta}$ (degree)	1.82°	32.25°	46.96°
x-axis errors $ \hat{x}_e - x_e $	1.83 cm	1.79 cm ^o	1.62 cm
y-axis errors $ \hat{y}_e - y_e $	1.68 cm	1.77 cm ^o	1.24 cm
Orientation errors $ \hat{\theta} - \theta $	1.82°	2.25°	1.96°

(a)

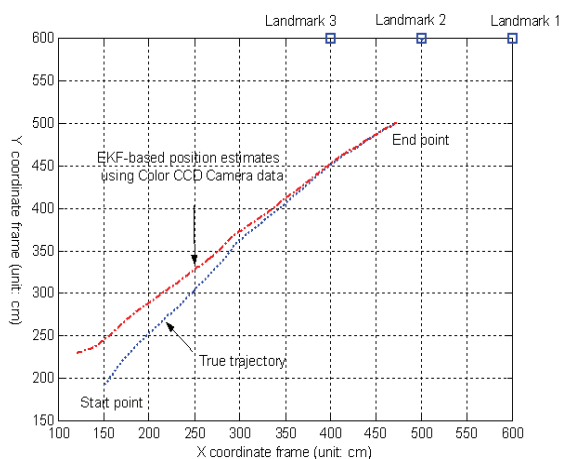
(b) 車頭角度在 90° , 135° ,和 270° 姿態

True Positions (x_e, y_e) cm	(135,57)	(150,77)	(135,80)
True Orientations θ (degree)	90°	135°	270°
Estimated Positions (\hat{x}_e, \hat{y}_e) cm	(133.27,58.52) ^o	(151.76,78.71) ^o	(137.22,78.25) ^o
Estimated Orientations $\hat{\theta}$ (degree)	88.06°	137.12°	272.33°
x-axis errors $ \hat{x}_e - x_e $	1.73 cm	1.76 cm	2.22 cm
y-axis errors $ \hat{y}_e - y_e $	1.52 cm	1.71 cm	1.75 cm
Orientation errors $ \hat{\theta} - \theta $	1.94°	2.12°	2.33°

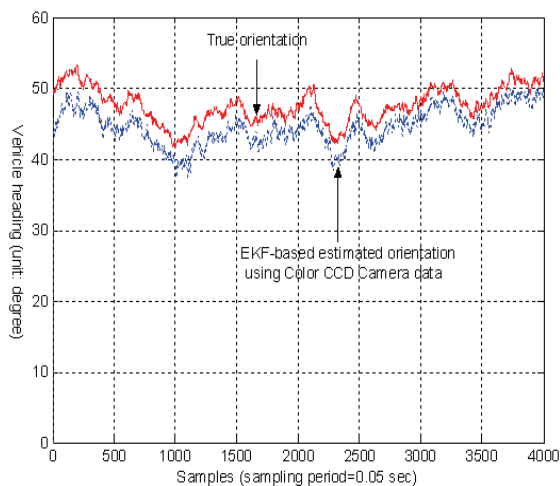
(b)

5.3 動態行走模擬

輪式機器人使用一台彩色CCD照相機，在已知位置設放三個彩色地標物，利用增廣卡曼濾波器（EKF）演算法為基礎，作移動中的姿態模擬定位。首先使用MATLAB軟體，在世界座標的矩形環境大約是 $600\text{cm} \times 600\text{cm}$ 中，三組彩色地標物分別設置在 Landmark1(x_1, y_1)= $(600\text{cm}, 600\text{cm})$, Landmark2(x_2, y_2)= $(500\text{cm}, 600\text{cm})$ 和 Landmark3(x_3, y_3)= $(400\text{cm}, 600\text{cm})$ ，以視覺三角測量法進行動態量測模擬分



(a)



(b)

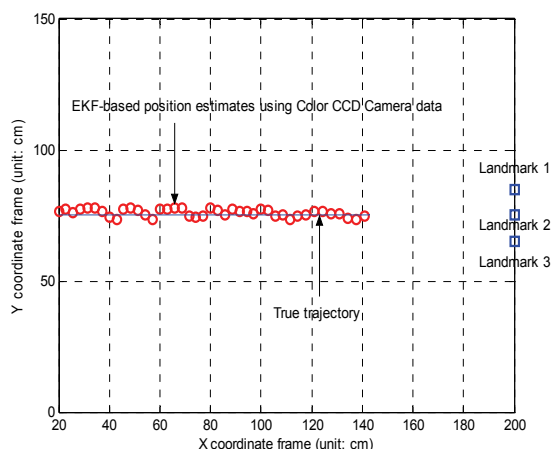
圖 9. 輪式機器人 (a) x-y 軸姿態估測軌跡 (b) 車頭角度估測軌跡

析並考慮初始化誤差協方差矩陣，其中有關實驗參數有 $R = \text{diag}\{0.0025, 0.0025, 0.0025\}$ 和 $Q = \text{diag}\{0.0001, 0.0001, 0.00001\}$ ，取樣時間是 $\Delta T = 0.05$ 秒以及 $\Delta\theta = 0$ 。假設最初的姿態估計值是 $\hat{X}(0/0) = [60, 100, 60^\circ]^T$ ，機器人在已知環境從起點位置 (120cm, 230cm)，和車頭角度 50 度以固定線性速度為 $v_c = 5$ cm/sec，作直線行走走到終點位置 (470cm, 500cm)，總共移動的距離 440 cm。圖 9 (a) 為輪式機器人 x-y 軸姿態估測軌跡，圖 9 (b) 是車頭角度估測軌跡。從圖 9 觀察出動態姿態追蹤的穩定誤差是 (0.87cm, 1.26cm, 1.69°)。

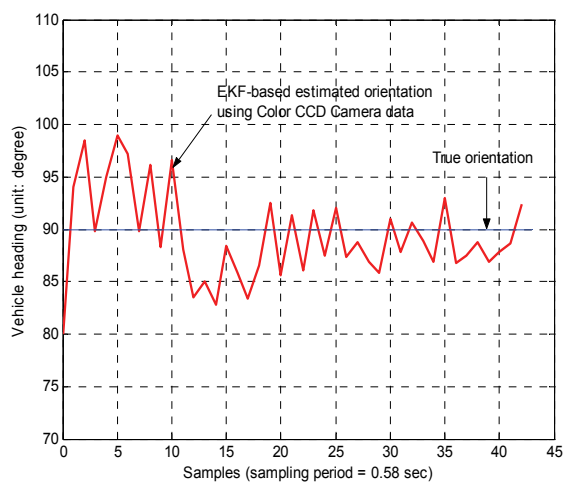
5.4 動態行走實驗

動態定位實驗，輪式機器人在已知環境模型內作 90° 直線移動，固定線性速度為 $v_c = 5$ cm/sec，在世界座標矩形的環境大約是 200cm × 150cm。假設最初的估計值是 $\hat{X}(0/0) = [30, 50, 30^\circ]^T$ ，車體從起點位置 (20cm, 75cm)，移動行走走到終點位置 (142cm, 75cm)，總共移動行走的距離是 122 cm，實驗的取樣周期是 0.58 秒。車體圖 10 (a) 為 x-y 軸姿態估測軌跡，圖 10 (b) 是車頭角度估測軌跡。從圖 10 觀察出動態行走姿態的穩定誤差分別是 (1.05cm, 0.20cm, 2.38°)。

從靜態、動態模擬和實驗結果了解，輪式機器人在已知環境裡所提出的靜態姿態初始化、動態定位演算法，都證明有良好的定位能力。



(a)



(b)

圖 10. 車體 (a) x-y 軸姿態估測軌跡

(b) 車頭角度估測軌跡

6. 結論

本研究提出了使用增廣卡爾曼濾波器 (EKF) 為基礎的室內輪式機器人靜止姿態初值化和行走姿態的演算法, 以及利用視覺感測的自我定位技術。經過實驗的結果, 增廣卡爾曼濾波器為基礎的姿態初值化顯示有估測準確性的能力; 並證實所提增廣卡爾曼濾波器演算法對機器人行走姿態估測性能頗佳。但是, 倘若環境一旦變為複雜時, 則估測的結果可能會變得較差。這也許是未來另外一個非常很有趣的研究題目。

參考文獻

- [1] H. H. Lin, C. C. Tsai, and J. C. Hsu, "Ultrasonic localization and pose tracking of an autonomous mobile robot via fuzzy adaptive extended information filtering," *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, vol. 57, no. 9, pp. 2024-2034, 2008.
- [2] P. S. Maybeck, *Stochastic Models, Estimation, and Control*, vol.1, New York, Academic Press, 1979.
- [3] G. N. Desouza and A. C. Kak, "Vision for mobile robot navigation" *IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence*, vol. 24, no. 2, pp. 237-267, 2002.
- [4] 陳瑞屏, "以即時影像辨識為基礎之輪型機器人間之距離估測之研究", 大同大學電機工程所碩士論文, 2010年9月。
- [5] A. Adam, E. Rivlin, H. Rotstein, "Fusion of fixation and odometry for vehicle navigation," *IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics, Part A*, vol. 29, no. 6, pp. 593-603, 1999.
- [6] T. Rupp, P. Levi, "Optimized landmark arrangement for absolute

- localization. – A practical approach,” *Proceedings of IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and System*, pp. 448-453, 2000.
- [7] C. F. Olson, “Probabilistic self-localization for mobile robots,” *IEEE Trans. Robotics and Automation*, vol. 16, no. 1, pp. 55-66, 2000.
- [8] S. Se, D. G. Lowe, and J. J. Little, “Vision-based global localization and mapping for mobile robots,” *IEEE Transactions Robotics and Automation*, vol. 21, no.3, pp.364-375, 2005.
- [9] G. Jang, S. Kim, W. Lee, and I. Kweon, “Color landmark based self-localization for Indoor Mobile Robots,” *Proceedings of 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp. 1037-1042, 2002.
- [10] David C. K. Yuen, Bruce A. MacDonald, “Vision-Based localization algorithm based on landmark matching, triangulation, reconstruction, and comparison,” *IEEE Transactions on robotics*, vol. 21, no.2-3, pp.217-221, 2005.
-

新型低功率雙邊緣觸發正反器設計

余建政、陳冠廷

摘要

在相同的時脈頻率下，雙邊緣觸發正反器能夠提供兩倍於單邊緣觸發正反器的資料傳輸率。在低功率 VLSI 電路設計中，雙邊緣觸發正反器的使用已廣泛的受到重視。本文提出一種新型低功率雙邊緣觸發正反器電路設計，並與四篇先前之雙邊緣觸發正反器電路，在不同工作電壓和不同工作頻率下，針對功率損耗和功率延遲乘積 (Power-Delay Product; PDP) 加以分析比較。

本論文係使用 TSMC 180nm 的製程技術模擬。根據模擬結果顯示，本論文所提出之雙邊緣觸發正反器能有效減少功率損耗達 53.8%，並能改善功率延遲乘積達 70%。

關鍵詞：低功率、雙邊緣觸發正反器、資料傳輸率。

A Novel Low-Power Dual Edge-Triggered Flip-Flop Design

C. -C. Yu , K. -T. Chen

Abstract

The dual edge-triggered flip-flops (DETFFs) use both clock edges and can provide a data rate that is twice that of single edge-triggered flip-flops for the same clock frequency. In the research of low-power VLSI circuits design, the use of DETFF has gained more attention. In this paper, we present a novel low-power DETFF design and compare four previously published DETFFs with our proposed design for their power dissipation and power-delay product (PDP), at different voltage and frequency.

HSPICE simulation results employing TSMC 180nm CMOS technology indicate the proposed flip-flop can reduce effectively power dissipation up to 53.8% as compared to other DETFFs. Moreover, the improvement in power-delay product is enhanced up to 70%.

Keywords: low-power, dual edge-triggered flip-flop, data rate.

壹、前言

微電子領域的發展趨勢顯示，超大型積體電路（Very Large Scale Integrated Circuit; VLSI）的功率損耗每三年增加四倍，這一事實引起人們對功率損耗問題的關注。隨著消費者的需求以及可攜式產品的蓬勃發展，為了延長這些可攜式產品的使用及待機時間，功率損耗（power dissipation）的問題越來越受到重視。在一個數位系統設計中，儲存元件（storage element）在電路系統中扮演著非常重要的角色，它將會直接影響到整個電路系統的操作速度及功率損耗[1]。而正反器（flip-flop; FF）則是時脈系統中常用的儲存元件。實現降低功率損耗的方法包括降低工作電壓、操作速度以及減少時脈電路...等，雖然很多方法都可以達到降低功率損耗的目的，但是降低功率損耗也造成了降低性能的副作用，因此我們需要一個可以同時達到降低功率損耗卻不降低性能的設計方式。

單邊緣觸發正反器（Single Edge-Triggered Flip-Flop; SETFF）每個週期內只使用了兩個邊緣中的一個，第二個邊緣則被浪費了。亦即，在單邊緣觸發正反器中，時脈的一個邊緣通常是多餘的。為了減少不必要的功率損耗，近年來雙邊緣觸發正反器（Dual Edge-Triggered

Flip-Flop; DETFF）的設計一直受到關注。雙邊緣觸發正反器使用了時脈信號的上升和下降邊緣。在相同的時脈頻率下，雙邊緣觸發正反器能夠提供兩倍於單邊緣觸發正反器的資料傳輸率（data rate）。也就是說，雙邊緣觸發正反器只需要單邊緣觸發正反器一半的工作頻率，就可以達到相同的資料傳輸率。因此，雙邊緣觸發正反器可以有效的降低功率損耗。

S. H. Unger在1981年提出了第一種雙邊緣觸發正反器[2]。到目前為止，大多數的雙邊緣觸發正反器大都是由兩個平行排列的單邊緣觸發部分以及用以選擇輸出信號的一些組合邏輯組成的。值得一提的是，雙邊緣觸發正反器所需的面積幾乎是單邊緣觸發正反器的兩倍。近年來，有很多學者對於低功率雙邊緣觸發正反器的設計與改良投入研究。這一事實表示，IC設計者在小的矽面積和低功率之間已經傾向於優先考慮低功率了[3]。為了有效降低功率損耗，有些學者提出的正反器電路中之開關電晶體，是利用傳導電晶體（pass transistor）來取代傳統電路所使用的傳輸閘（Transmission Gate; TG），以減少電晶體個數（transistor count）以及降低功率損耗[4]-[6]。然而，傳導電晶體邏輯（pass transistor logic; PTL）的主要缺點是在輸出端缺少全擺幅（full swing），任何由信號驅動的電路，如果不能實現全

擺幅，都會出現靜態功率損耗（static power dissipation）。隨著臨界電壓（threshold voltage）的降低，這個問題還會更加嚴重。本文將改進上述缺點，提出一具低功率損耗之雙邊緣觸發正反器，並與四篇先前之雙邊緣觸發正反器電路，針對功率損耗和功率延遲乘積（Power-Delay Product; PDP）做分析與比較。

本文共分成六節。第二節介紹低功率 CMOS 電路設計概念。第三節則是介紹四篇先前其他學者所提出之雙邊緣觸發正反器的電路架構。第四節介紹本文所提出之雙邊緣觸發正反器的電路架構以及工作原理。第五節針對我們所提出的電路與第三節中所討論的各正反器電路做一完整的模擬分析與比較。第六節是本文之結論。

貳、低功率 CMOS 電路設計

低功率數位積體電路是目前非常熱門的研究領域。隨著電晶體尺寸的縮小，矽晶片上的電晶體密度大幅增加，功率損耗的降低也就益形重要。本節將討論有關低功率 CMOS 電路的設計技術。

功率損耗中的主要因素包括各節點的切換率（switching activity; α ）、電源電壓（supply voltage; V_{DD} ）、各節點上的電壓擺幅（voltage swing; V_s ）、各節

點處的電容（ C_L ）和時脈頻率（clock frequency; f_{ck} ）。對於一個 CMOS 電路而言，整體平均功率損耗主要由動態功率損耗（dynamic power dissipation; P_{dy} ）、短路功率損耗（short-circuit power dissipation; P_{sc} ）、漏電流功率損耗（leakage-current power dissipation; P_{lc} ）以及靜態功率損耗（static power dissipation; P_{st} ）等四個部分所組成，亦即，

$$P_{avg} = P_{dy} + P_{sc} + P_{lc} + P_{st} \quad (1)$$

其中，動態功率損耗為：

$$P_{dy} = \alpha C_L V_{DD}^2 f_{ck} \quad (2)$$

短路功率損耗為：

$$P_{sc} = I_{sc} V_{DD} \quad (3)$$

漏電流功率損耗為：

$$P_{lc} = I_{leakage} V_{DD} \quad (4)$$

靜態功率損耗為：

$$P_{st} = I_{static} V_{DD} \quad (5)$$

CMOS 的一個主要的優點是它具有特別低的靜態功率損耗。然而，只要輸出節點產生切換（switching）動作，CMOS 電路中總會有功率損耗。一般而言，在 CMOS 電路中，動態功率損耗佔整體功率損耗可達 90% [7]。從公式 (2) 中不難發

現，透過減少公式中的一個參數就可以使動態功率損耗得到某種程度的降低。我們可以透過降低工作頻率來降低功率損耗，但是數位系統中對提高資料傳輸率的需求在不斷增加，因此這不是個理想的做法。另一個降低動態功率損耗的方法是減少負載電容。負載電容越大，動態功率損耗也就越大。大的負載電容還會降低工作速度。這可以透過電晶體的尺寸調整，比如縮小寬度（ w ）、通道長度（ l ）和氧化層電容（ C_{ox} ），以有效降低負載電容值。另外，由公式（2）可以很明顯地看出，減少電源電壓可以降低功率損耗。然而，儘管減少電壓可以降低動態功率損耗，但是其代價是傳輸延遲的增加。

一個好的設計技術是需要在本節討論的各種參數之間進行仔細的權衡。在對速度、面積和功率損耗等作出權衡時，功率延遲乘積可能是個很好的衡量參數。它可以在確保對性能影響最小的條件下，獲得最大的節能效果。

參、先前雙邊緣觸發正反器電路

本節介紹四篇較經典的雙邊緣觸發正反器之電路架構。由R. P. Llopis等人所提出的DET_{llopis}電路是由四個傳輸閘（TG1、TG2、TG3、TG4）、三個反相器（I1、I4、I5）以及兩組具鐘控反相器

（clocked inverter）之栓鎖器所組成，如圖1所示[8]。其中，四個傳輸閘係做為開關電晶體之用。

而由M. Pedram等人所提出之電路DET_{pedram}是由四個傳輸閘（TG1、TG2、TG3、TG4）以及兩組特殊的栓鎖器所組成，如圖2所示[9]。此種特殊栓鎖器的優點是當輸入信號D的下一狀態有所改變時，能夠更快速的傳送至節點N1及N3。但是，由於不斷的充放電，會造成較大的功率損耗。

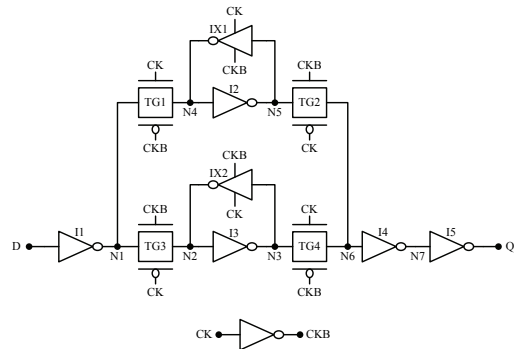


圖 1 正反器 DET_{llopis} 電路圖

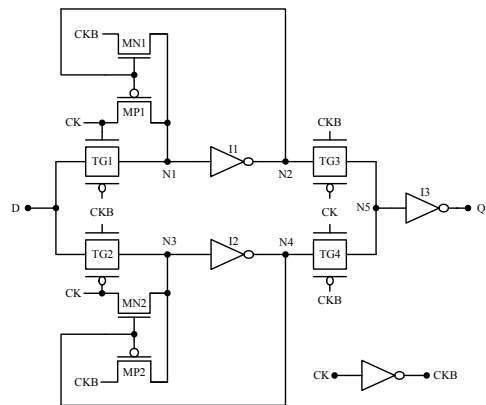


圖 2 正反器 DET_{pedram} 電路圖

DET_{stollo} 電路是由Stollo等人所提出的雙邊緣觸發正反器，如圖3所示[10]。此雙邊緣觸發正反器是由四個開關電晶體（MN1、MN2、MN3、MN4）以及栓鎖器所組成，並使用一時脈樹產生脈衝信號來控制輸入信號D，而使用虛擬NMOS電晶體（pseudo-NMOS）串接一PMOS電晶體做為回授控制電晶體。

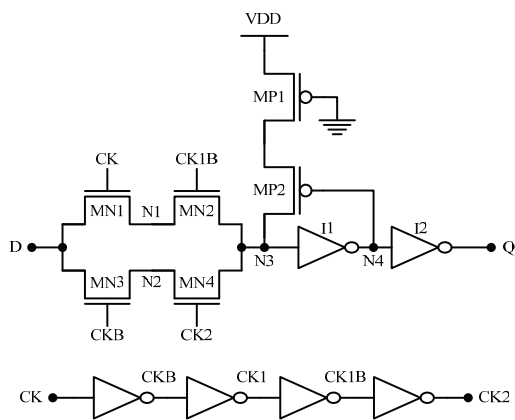


圖 3 雙邊緣觸發正反器 DET_{stollo} 電路圖

此外，DET_{chung} 電路是由Chung等人所提出的雙邊緣觸發正反器，如圖4所示[11]。此雙邊緣正反器是由六個開關電晶體（MN1、MN2、MN3、MN4、MN5、MN6）、兩組栓鎖器以及兩個鐘控反相器所組成。該電路採用互補的輸入信號（D、DB）以及互補的時脈信號（CK、CKB）來控制開關電晶體。由於開關電晶體全部採用傳導電晶體，因此可以有效避免PMOS電晶體的堆疊。

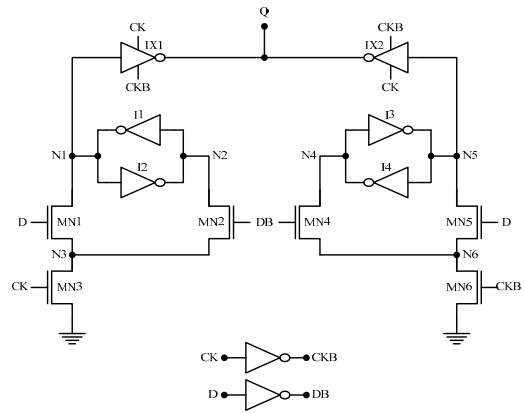


圖 4 雙邊緣觸發正反器 DET_{chung} 電路圖
肆、本文所提出之雙邊緣觸發正反器

圖5所示為本文所提出的雙邊緣觸發正反器DET_{proposed}之電路結構圖。該雙邊緣觸發正反器是由六個開關電晶體（MN1、MN2、MN3、MN4、MN5、MN6）和兩組栓鎖器以及一輸出回授電路所組成。其中，栓鎖器係分別由反相器I1、I2及反相器I3、I4所形成；而輸出回授電路係由反相器I5及回授電晶體MP1所形成。

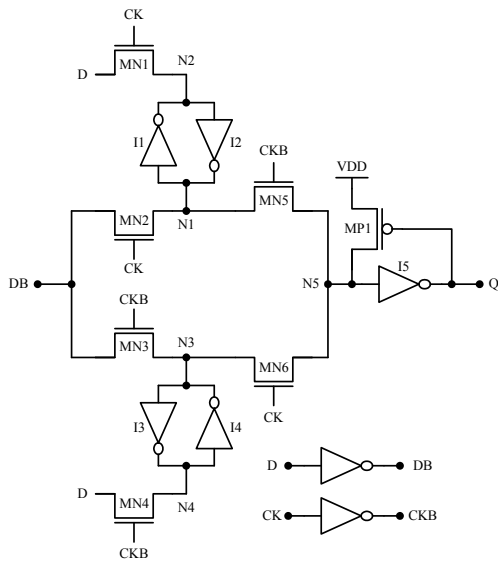


圖 5 本論文所提出的正反器 $DET_{proposed}$

此雙邊緣觸發正反器電路之特點為：使用NMOS電晶體做為開關電晶體，以達到較快的傳輸速度，但是因為NMOS傳送的邏輯1電位衰減到接近 $V_{DD} - V_m$ 的問題，於是我們以兩個栓鎖器以及兩組輸入開關電晶體來解決NMOS缺少全擺幅（full swing）的問題。每一個栓鎖器的兩個輸入開關電晶體各由一組相同的時脈控制信號CK（或反相時脈控制信號CKB）來控制，而每一組輸入開關電晶體的輸入端係使用互補的輸入信號（D，DB）。縱使其中的一個NMOS所傳輸的信號為接近 $V_{DD} - V_m$ 的電位信號，而另一個傳輸互補信號的NMOS所傳輸的肯定會是低電位信號，再藉由栓鎖器來將原本儲存 $V_{DD} - V_m$ 電位之節點補償至 V_{DD} 電位。此

一架構如同6T的SRAM架構，能夠快速且穩定的將資料做寫入的動作，並將寫入後的電位補償至資料輸出應具有的電位；而輸出端的兩個NMOS開關電晶體亦可由MP1來做回授補償，將MN5或MN6所傳輸的 $V_{DD} - V_m$ 電位充電至 V_{DD} 電位。

現在考慮時脈控制信號CK由高電位轉態為低電位時，雙邊緣觸發正反器的操作情形：當時脈控制信號CK是低電位（此時反相時脈控制信號CKB是高電位）時，電晶體MN3、MN4和MN5導通，而MN1、MN2和MN6截止。由於MN3和MN4導通、MN6截止，使得輸入信號D透過MN4和反相器I4，將輸入信號D的反相信號與反相輸入信號DB暫存於節點N3，並由反相器I3及I4所組成之栓鎖器將節點N3上之資料鎖存住。與此同時，由於MN5導通，節點N1上之資料信號透過MN5經反相器I5輸出至輸出節點Q。如果輸出節點Q為低電位，則回授電晶體MP1導通，並將節點N5拉升至VDD。

再考慮時脈控制信號CK由低電位轉態為高電位時，雙邊緣觸發正反器的操作情形：當時脈控制信號CK是高電位（此時反相時脈控制信號CKB是低電位）時，電晶體MN1、MN2和MN6導通，而MN3、MN4和MN5截止。由於MN1和MN2導通、MN5截止，使得輸入信號D透過MN1和反相器I2，將輸入信號D的反相信號與反相

輸入信號DB暫存於節點N1，並由反相器I1及I2所組成之栓鎖器將節點N1上之資料鎖存住。與此同時，由於MN6導通，節點N3上之資料信號透過MN6經反相器I5輸出至輸出節點Q。如果輸出節點Q為低電位，則回授電晶體MP1導通，並將節點N5拉升至VDD。如此，雙邊緣觸發正反器的功能便實現。

所以，本文所提出之雙邊緣觸發正反器，不但擁有利用單一NMOS傳輸的速度優勢，又可以解決NMOS缺少全擺幅之問題。此外，因為本文所提出之雙邊緣觸發正反器所設計之補償電路，容許輸入信號D或反相輸入信號DB其中一邊缺少全擺幅的特性，如同6T之SRAM特性般，可藉由另一低電位輸入端來做補償。

伍、模擬結果與分析

在本節中，我們將針對上述先前雙邊緣觸發正反器電路和本文所提出的雙邊緣觸發正反器，以TSMC 180nm製程並使用BSIM 3 Level 49的MOSFET模型，工作時脈頻率為500MHz，波形為工作週期（duty cycle）50%的方波，上升時間、下降時間各為100ps，於室溫25°C的環境下針對功率損耗以及功率延遲乘積加以模擬分析與比較。

圖6所示為本文所提出之雙邊緣觸發正反器DET_{proposed}的HSPICE暫態模擬結

果。由該模擬結果可証實，本文所提出之雙邊緣觸發正反器電路的功能正確無誤。

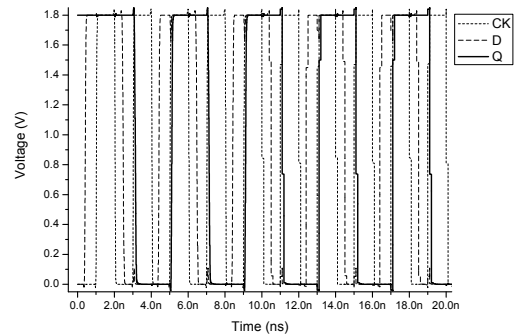


圖 6 本文所提出電路之暫態分析時序圖

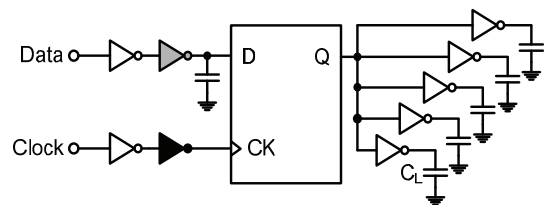


圖 7 雙邊緣觸發正反器的模擬測試環境

由於雙邊緣觸發正反器功率損耗可以分為資料功率損耗（data power dissipation; P_{Data} ）、時脈功率損耗（clock power dissipation; P_{Clock} ）和內部功率損耗（internal power dissipation; $P_{Internal}$ ）三個部分。我們以圖7做為正反器的模擬測試環境。資料功率損耗定義為圖中灰色反相器的功率損耗；時脈功率損耗定義為黑色反相器的功率損耗；而內部功率損耗定義為正反器電路本身內部的功率損耗。圖中每個負載電容（CL）大小為25fF。

由表1可以看出 DET_{pedram} 電路的整體功率損耗 (P_{Total}) 最大，而本文所提出之 $DET_{proposed}$ 電路的整體功率損耗最低，能有效減少功率損耗最高可達53.8%。

表 1 功率損耗比較 (@500MHz, $\alpha=0.5$)

	P_{Clock} [uW]	P_{Data} [uW]	$P_{Internal}$ [uW]	P_{Total} [uW]
DET_{llopis}	4.94	0.65	33.55	39.14
DET_{pedram}	6.26	4.74	50.96	61.96
$DET_{strollo}$	2.02	1.10	31.39	34.51
DET_{chung}	3.59	1.30	33.25	38.14
$DET_{proposed}$	3.05	1.89	23.68	28.62

因為正反器會隨著切換率 α 的不同而產生不同的功率損耗，為了更進一步顯示本文所提出電路之低功率特性，我們在不同的切換率 α 下，比較各電路的整體功率損耗，如表2所示。從表2中可知，在不同的切換率下， $DET_{proposed}$ 的整體功率損耗都是最低的。

表 2 不同切換率的功率損耗比較 (@500MHz)

	$\alpha=0$ [uW]	$\alpha=0.5$ [uW]	$\alpha=1$ [uW]
DET_{llopis}	10.63	39.14	65.32
DET_{pedram}	21.14	61.96	85.41
$DET_{strollo}$	18.78	34.51	74.69
DET_{chung}	8.46	38.14	65.45
$DET_{proposed}$	3.25	28.62	54.15

接著我們在不同的切換率 α 下，再針對功率延遲乘積 (PDP_{dq}) 加以比較，其中， PDP_{dq} 係功率損耗與延遲時間(t_{dq})的乘積，延遲時間(t_{dq})為從資料變化起至輸出訊號跟著完成變化為止之延遲時

間。結果如表3所示：

表 3 不同切換率的 PDP_{dq} 比較 (@500MHz)

	$\alpha=0.5$	$\alpha=1$
DET_{llopis}	13.6	22.7
DET_{pedram}	18.0	24.8
$DET_{strollo}$	16.1	19.6
DET_{chung}	12.1	20.7
$DET_{proposed}$	7.5	14.2

如表3所示，在不同切換率下， $DET_{proposed}$ 的 PDP_{dq} 值也都是最小的。可見在不同切換率下， $DET_{proposed}$ 電路之功率損耗以及功率延遲乘積都優於先前正反器電路。

陸、結論

所有的雙邊緣觸發正反器在經過一連串的模擬測試後，我們可以觀察到本文所提出之雙邊緣觸發正反器不但在功率損耗上有最佳的表現，而且在延遲時間 (t_{dq})、 PDP_{dq} 及 EDP_{dq} 方面也有不錯的表現。

參考文獻

- [1] J. Tschanz, S. Narendra, Z. Chen, S. Borkar, and M. Sachdev, "Comparative Delay and Energy of Single Edge-Triggered & Dual Edge-Triggered Pulsed Flip-Flops for High-Performance Microprocessors," in *Symp. VLSI Circuits Dig. Tech. Papers*, 2001, pp. 217-218.
- [2] S. H. Unger, "Double Edge-Triggered

- Flip-Flops,” *IEEE Trans. Comput.*, vol. C-30, no. 6, pp. 1652-1655, June 1981.
- [3] A. Gago, R. Escano, and J. A. Hidalgo, “Reduced Implementation of D-type DET Flip-Flops,” *IEEE J. Solid-State Circuits*, vol. 28, pp. 400-442, Mar. 1993.
- [4] R. Hossain, L. D. Wronski, and A. Albicki, “Low Power Design Using Double Edge Triggered Flip-Flops,” *IEEE Trans. VLSI Syst.*, vol.2, no. 2, pp.261-265, June 1994.
- [5] R. P. Llopis and M. Sachdev, “Low Power, Testable Dual Edge Triggered Flip-Flops,” in *1996 Int. Symp. Low Power Electronics and Design*, 1996, pp. 341-345.
- [6] S. Y. Kuo et al., “Double Edge Triggered Flip-Flop,” U. S. Patent, 5 751 174, May 1998.
- [7] M. Pedram, Q. Wu, and X. Wu, “A New Design of Double Edge Triggered Flip-Flops,” in *Proc. ASP-DAC '98 Asian and South Pacific Design Automation Conf. 1998*, 1998, pp. 417-421.
- [8] A. G. M. Strollo, E. Napoli, and C. Cimino, “Low Power Double Edge-Triggered Flip-Flop Using One Latch,” *Electron. Lett.*, vol. 35, no. 3, pp. 187-188, 1999.
- [9] W. M. Chung, T. Lo, and M. Sachdev, “A Comparative Analysis of Low-Power Low-Voltage Dual-Edge-Triggered Flip-Flops,” *IEEE J. VLSI Syst.*, vol. 10, no. 6, pp. 913-919, Dec. 2002.
- [10] W. M. Chung, “The Usage of Dual Edge Triggered Flip-Flops in Low Power, Low Voltage Applications,” Master Thesis, University of Waterloo, 2003.
- [11] N. H. Weste and D. Harris, *CMOS VLSI Design: A Circuits and Systems Perspective*, 3rd ed., Addison Wesley, 2004.
- [12] K. S. Yeo, S. S. Rofail, and W. L. Goh, *CMOS/BiCMOS ULSI: Low Voltage, Low Power*, Prentice Hall, 2001.
-

Nonlinear stability characterization of thin Newtonian liquid films flowing down a cylinder moving in a vertical direction

Hung Ming Sung, Zong-Yi Lee, Chung-Ting Hsu

Abstract

This study presents a nonlinear stability analysis of thin Newtonian liquid films flowing down a cylinder moving in a vertical direction. The long-wave perturbation method is employed to derive the generalized kinematic equations for a free film interface. The current thin liquid film stability analysis provides a valuable input to investigations into the influence of the style of motion of the vertical cylinder on the stability behavior of the thin film flow. The modeling results indicate that both subcritical instability and supercritical stability conditions are possibly to occur in the film flow system. The movement of vertical cylinder significantly affects the stability behaviors of thin film flow. These behaviors can be quantitatively characterized in details by using the proposed approach.

Keywords: Newtonian liquid, thin film flow, long-wave perturbation.

沿垂直方向移動之直立圓柱表面流下的牛頓流體薄膜流的非線性穩定性分析

宋鴻明、李宗乙、徐仲亭

摘要

本文針對牛頓流體薄膜流，探討沿垂直方向移動的直立圓柱表面流下的薄膜流之非線性液動穩定性問題。首先使用長波微擾法推導薄膜的自由面方程式，在探討薄膜流場的穩定性問題上，主要分析圓柱的移動效應對系統穩定性的影響。研究結果顯示，在非線性液動穩定性分析中指出亞臨界穩定及超臨界穩定現象的存在；圓柱在垂直方向不同的移動條件，為影響薄膜流穩定性之重要因素。

關鍵詞：牛頓流體、薄膜流、長波微擾法。

1. Introduction

The nonlinear stability characterization of film flows traveling down along a vertical cylinder is of great importance to the quality control of many industrial products. Thus, the research effort made toward improvement on this matter has been emerged as a subject of great interest to numerous worldwide researchers in past decades. Typical application examples can be found across different industrial sectors including mechanical, chemical and nuclear engineering. It is well known that the stability controls are generally required in precision finishing processes of coating, laser cutting, and casting. Since macroscopic instability can cause disastrous conditions to film flows and thus very detrimental to the needed quality of final products, it is highly desirable to develop suitable working conditions for homogeneous film growth to adapt to various flow configurations and associated time-dependent properties.

Detailed reviews on linear stability theories for various film flows has formally presented by Lin [1] and Chandrasekhar [2]. The Landau equation was re-derived in 1956 by Stuart [3] using the disturbed energy balance equation and Reynolds stresses. Benjamin [4] and Yih [5]

formulated the perturbed wave equation for free surface flows. The stability behaviors of flows having long disturbed wave were fully studied in this paper and some significant observations on film flows over an inclined plane are obtained. These observations include (1) the flow that is disturbed by a longer wave is less stable than that of the flow disturbed by a shorter wave; (2) the film flow becomes less stable as the inclined angle increases; (3) the film flow traveling down along a vertical plate becomes unstable as the critical Reynolds number becomes nearly zero; (4) the film flow becomes somehow stabilized as the surface tension of the film increases; (5) velocity of the unstable long disturbed wave is approximately twice of the wave velocity on the free surface. The effect of surface tension was found by many researchers [6-8] as one of the necessary conditions that lead to the solution of supercritical stability in analyzing this type of problems. The effect of surface tension on flow stability was considered significant by Lin [6], Nakaya [7], and Krishna et al. [8]. Renardy et al. [9] and Tsai et al. [10] presented the work of both linear and nonlinear stability analysis for a film flow traveling down along an inclined or a vertical plate. Detailed flow analysis was found of great importance in

the development of stability theory for characterizing the behaviors of various film flows. Lai et al. [11] study both of the linear and nonlinear stability theories for the characterization of thin Newtonian film flows traveling down on a vertical moving plate. The modeling results indicate that the movement of vertical plates significantly affects the stability behaviors of thin film flows.

After careful literature review on the papers, it was found that the stability of thin Newtonian film flows moving along vertical cylinder appeared to be very important in various coating, painting, surface drawing and lubrication processes. This type of stability problems has not yet been fully explored so far in the literature. The types of stability problems are indeed of great importance for many industrial applications. In this paper, the finite-amplitude nonlinear stability of a thin Newtonian film flow traveling down along a vertical quiescent, up-moving, and down-moving cylinder is thoroughly investigated. The influence of the cylinder moving styles on the equilibrium finite amplitude is studied and characterized. Several numerical examples are presented to verify the computational results and also to illustrate the effectiveness of the proposed modeling approach.

2. Generalized Kinematic Equation

Fig.1 shows the configuration of a thin Newtonian film flow traveling down along a vertically moving cylinder. The governing equations can be expressed in terms of cylindrical coordinates (r^*, z^*) as

$$\frac{1}{r^*} \frac{\partial(r^* u^*)}{\partial r^*} + \frac{\partial w^*}{\partial z^*} = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial u^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial u^*}{\partial r^*} + w^* \frac{\partial u^*}{\partial z^*} \right) \\ &= \frac{1}{r^*} \frac{\partial(r^* \tau_{r^* r^*}^*)}{\partial r^*} + \frac{\partial \tau_{z^* z^*}^*}{\partial z^*} - \frac{1}{r^*} \tau_{\theta^* \theta^*}^* \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & \rho \left(\frac{\partial w^*}{\partial t^*} + u^* \frac{\partial w^*}{\partial r^*} + w^* \frac{\partial w^*}{\partial z^*} \right) \\ &= \frac{1}{r^*} \frac{\partial(r^* \tau_{r^* z^*}^*)}{\partial r^*} + \frac{\partial \tau_{z^* z^*}^*}{\partial z^*} + \rho g \end{aligned} \quad (3)$$

Individual stress components can be expressed in terms of velocity gradient and flow pressure as

$$\tau_{r^* r^*}^* = -p^* + 2\mu_0 \frac{\partial u^*}{\partial r^*} \quad (4)$$

$$\tau_{z^* z^*}^* = -p^* + 2\mu_0 \frac{\partial w^*}{\partial z^*} \quad (5)$$

$$\tau_{r^* z^*}^* = \tau_{z^* r^*}^* = \mu_0 \left(\frac{\partial u^*}{\partial z^*} + \frac{\partial w^*}{\partial r^*} \right) \quad (6)$$

$$\tau_{\theta^* \theta^*}^* = -p^* + 2\mu_0 \frac{u^*}{r^*} \quad (7)$$

where u^* and w^* are velocity components in r^* and z^* directions, respectively. p is the flow pressure, ρ

is the film density, and μ_0 is the dynamic viscosity. The boundary conditions for the film flow system at the cylinder surface of $r^* = R^*$ can be expressed as

$$u^* = 0 \quad (8)$$

$$w^* = V_w^* \quad (9)$$

where V_w^* is the moving velocity of the vertical cylinder. The boundary conditions for the film flow at free surface of $r^* = R^* + h^*$ are derived based on the results given by Edwards et al. [12]. The shear stress for film flow at free surface is given as

$$\begin{aligned} & \frac{\partial h^*}{\partial z^*} [1 + (\frac{\partial h^*}{\partial z^*})^2]^{-1} (\tau_{r^*z^*} - \tau_{z^*z^*}) \\ & + [1 - (\frac{\partial h^*}{\partial z^*})^2] [1 + (\frac{\partial h^*}{\partial z^*})^2]^{-1} \tau_{r^*z^*} = 0. \end{aligned} \quad (10)$$

The normal stress for film flow at free surface is given as

$$\begin{aligned} & [1 + (\frac{\partial h^*}{\partial z^*})^2]^{-1} [2\tau_{r^*z^*} \frac{\partial h^*}{\partial z^*} - \tau_{r^*r^*} \\ & - \tau_{z^*z^*} (\frac{\partial h^*}{\partial z^*})^2] + S^* \{ \frac{\partial^2 h^*}{\partial z^{*2}} [1 \\ & + (\frac{\partial h^*}{\partial z^*})^2]^{-3/2} - \frac{1}{r^*} [1 + (\frac{\partial h^*}{\partial z^*})^2]^{-1/2} \} \\ & = Pa^*. \end{aligned} \quad (11)$$

The kinematic condition that the flow velocity normal to a free surface is naught can be given as

$$\frac{\partial h^*}{\partial t^*} + \frac{\partial h^*}{\partial z^*} w^* - u^* = 0 \quad (12)$$

where p_a^* is the ambient pressure, S^* is the surface tension, h^* is the local film

thickness. The variable associated with a superscript “*“ stands for a dimensional quantity. By introducing the stream function φ^* , the dimensional velocity components can now be expressed as

$$u^* = \frac{1}{r^*} \frac{\partial \varphi^*}{\partial z^*}, \quad w^* = -\frac{1}{r^*} \frac{\partial \varphi^*}{\partial r^*} \quad (13)$$

In order to minimize the flow variables and to simplify the analysis procedure, it is customary to define dimensionless variables as

$$\begin{aligned} z &= \frac{\alpha z^*}{h_0^*}, \quad r = \frac{r^*}{h_0^*}, \quad t = \frac{\alpha u_0^* t^*}{h_0^*}, \\ h &= \frac{h^*}{h_0^*}, \quad \varphi = \frac{\varphi^*}{u_0^* h_0^{*2}}, \quad p = \frac{p^* - p_a^*}{\rho u_0^{*2}} \\ \text{Re} &= \frac{u_0^* h_0^*}{\nu_0}, \quad S = \left(\frac{S^{*3}}{2^4 \rho^3 \nu_0^4 g} \right)^{1/3}, \\ \alpha &= \frac{2\pi h_0^*}{\lambda}, \quad R = \frac{R^*}{h_0^*}, \end{aligned} \quad (14)$$

The moving velocity of the vertical cylinder can then be expressed as

$$V_w^* = N u_0^* \quad (15)$$

where N is a specific constant ratio of the cylinder velocity to the free stream velocity. The reference velocity can then be expressed as

$$u_0^* = (1 + N) \frac{g h_0^{*2}}{4\nu_0 \Gamma} \quad (16)$$

and

$$\Gamma = [2(1 + R)^2 \ln\left(\frac{1 + R}{R}\right) - (1 + 2R)]^{-1} \quad (17)$$

Since the modes of long-wavelength that gives the smallest wave number are most likely to induce flow instability for the film flow [4,5], the dimensionless wave number of the long-wavelength mode, α , is then chosen as the perturbation parameter for variable expansion. By so doing the stream function and flow pressure can be perturbed and represented as

$$p = p_0 + \alpha p_1 + O(\alpha^2) \quad (18)$$

$$p = p_0 + \alpha p_1 + O(\alpha^2) \quad (19)$$

In practice, the non-dimensional surface tension S is a large value. The term $\alpha^2 S$ can be treated as a quantity of zero-th order [10]. The generalized nonlinear kinematic equation can be obtained as

$$h_t + A(h)h_z + B(h)h_{zz} + C(h)h_{zzz} + D(h)h_z^2 + E(h)h_z h_{zz} = 0 \quad (20)$$

where

$$A(h) = \frac{1}{1+N} [2\Gamma(R^2 - q^2 + 2q^2 \ln Q) + N] \quad (21)$$

$$B(h) = \frac{1}{8} \alpha S \text{Re}^{-2/3} (2\Gamma)^{1/3} (1+N)^{-1/3} (4q \ln Q - 3q + \frac{4R^2}{q} - \frac{R^4}{q^3}) + \frac{\alpha \text{Re} \Gamma^2}{(1+N)^2} \{ \frac{13}{48} R^6 + \frac{1}{16} R^4 q^2 (-9 + 28 \ln Q) + \frac{1}{48} q^6 [59 - 120(\ln Q)^2 + 96(\ln Q)^3] + \frac{1}{16} R^2 q^4 [-15 - 68 \ln Q + 40(\ln Q)^2] \} \quad (22)$$

$$C(h) = \frac{1}{8} \alpha^3 S \text{Re}^{-2/3} (2\Gamma)^{1/3} (1+N)^{-1/3} (4R^2 q + 4q^3 \ln Q - 3q^3 - \frac{R^4}{q}) \quad (23)$$

$$D(h) = \frac{1}{4} \alpha S \text{Re}^{-2/3} (2\Gamma)^{1/3} (1+N)^{-1/3} (4 \ln Q + \frac{R^4}{q^4} - 1) + \frac{\alpha \text{Re} \Gamma^2}{(1+N)^2} \{ \frac{13}{48} \frac{R^6}{q} + q^5 [\frac{413}{48} - 5 \ln Q - \frac{23}{2} (\ln Q)^2 + 14(\ln Q)^3] + R^4 q (\frac{1}{16} + \frac{21}{4} \ln Q) + R^2 q^3 [-\frac{143}{16} - \frac{65}{4} \ln Q + \frac{25}{2} (\ln Q)^2] \} \quad (24)$$

$$E(h) = \alpha^3 S \text{Re}^{-2/3} (2\Gamma)^{1/3} (1+N)^{-1/3} (R^2 - q^2 + 2q^2 \ln Q) \quad (25)$$

In order to characterize more precisely the effect of vertical cylinder motion on the stability behaviors of a down-traveling thin

film flow, a detailed numerical investigation on flow stability is carried out. Three different kinds of cylinder-moving styles, i.e. stationary, up-moving, and down-moving movements, for various speeds are used to characterize the behaviors of stable thin film flows traveling down along the moving cylinder. The flow rate of the film flow is assumed to be constant.

3. Stability Analysis

The dimensionless film thickness when expressed in perturbed state can be given as

$$h(x, t) = 1 + \eta(x, t) \quad (26)$$

where η is a perturbed quantity of stationary film thickness. By inserting equation (26) into equation (20) and collecting all terms up to the order of η^3 , the evolution equation of η becomes

$$\begin{aligned} & \eta_t + A\eta_x + B\eta_{xx} + C\eta_{xxx} + D\eta_x^2 + E\eta_x\eta_{xx} \\ & = -[(A'\eta + \frac{A''}{2}\eta^2)\eta_x + (B'\eta + \frac{B''}{2}\eta^2)\eta_{xx} \\ & + (C'\eta + \frac{C''}{2}\eta^2)\eta_{xxx} + (D + D'\eta)\eta_x^2 \\ & + (E + E'\eta)\eta_x\eta_{xx}] + O(\eta^4) \end{aligned} \quad (27)$$

where all the values of A, B, C, D, E and their derivatives are evaluated at the dimensionless film height of the film $h=1$.

3.1. Linear stability analysis

To characterize the linear behaviors of the film flow, the nonlinear terms in equation (27) are assumed insignificant and can be neglected to obtain the linearized equation

$$\eta_t + A\eta_x + B\eta_{xx} + C\eta_{xxx} = 0 \quad (28)$$

The normal mode analysis [13] can be performed by assuming that

$$\eta = a \exp[i(x - dt)] + c.c. \quad (29)$$

where a is the perturbed wave amplitude, and c.c. is the associated complex conjugate counterpart. The complex wave celerity, d , can be expressed as

$$d = d_r + id_i = A + i(B - C) \quad (30)$$

where d_r is the linear wave speed, and d_i is the linear growth rate of the wave amplitudes. The flow is linearly unstable supercritical if $d_i > 0$, and is linearly stable sub-critical if $d_i < 0$.

3.2. Nonlinear stability analysis

In order to characterize the nonlinear behaviors of thin film flows, the method of multiple scales is employed here and the resulting Ginzburg-Landau equation [15] can be derived as

$$\frac{\partial a}{\partial t_2} + D_1 \frac{\partial^2 a}{\partial x_1^2} - \varepsilon^{-2} d_r a + (E_1 + iF_1) a^2 \bar{a} = 0 \quad (31)$$

where

$$e = e_r + ie_i = \frac{B' - C' + D - E}{16C - 4B} + i \frac{-A}{16C - 4B} \quad (32)$$

$$D_1 = B - 6C \quad (33)$$

$$E_1 = (-5B' + 17C' + 4D - 10E)e_r - A'e_i - \frac{3}{2}B'' + \frac{3}{2}C'' + D' - E' \quad (34)$$

$$F_1 = (-5B' + 17C' + 4D - 10E)e_i + A'e_r + \frac{1}{2}A'' \quad (35)$$

In the above expressions, the overhead bar denotes the complex conjugate counterpart of the underlying variables. Eq. (31) can be used to characterize the weak nonlinear behaviors of the traveling film flow. The solution of the exponential form is assumed and given as

$$a = a_0 \exp[-ib(t_2)t_2] \quad (36)$$

By substituting the above expression into Eq. (31), one can obtain

$$\frac{\partial a_0}{\partial t_2} = (\varepsilon^{-2}d_i - E_1a_0^2)a_0 \quad (37)$$

$$\frac{\partial [b(t_2)t_2]}{\partial t_2} = F_1a_0^2 \quad (38)$$

The condition for a supercritical stable region to exist in the linearly unstable region ($d_i > 0$) is $E_1 > 0$. Thus, the associated wave amplitude εa_0 becomes

$$\varepsilon a_0 = \sqrt{\frac{d_i}{E_1}} \quad (39)$$

The nonlinear wave speed is now derived and given as

$$Nc_r = \varepsilon^2 b = d_r + d_i \left(\frac{F_1}{E_1} \right) \quad (40)$$

On the other hand, the condition for the flow behavior of sub-critical instability in the linearly stable region ($d_i < 0$) is $E_1 < 0$. The threshold amplitude of the wave is denoted as εa_0 . The sub-critical stable region can only be found for the condition of $E_1 > 0$. The neutral stability curve can be derived and plotted for the condition of $E_1 = 0$. Based on the above discussion, it is obvious that the Ginzburg-Landau equation can be used to characterize various flow states. The results are summarized and presented in Table 1.

4. Numerical Illustrations and Discussions

A numerical example is presented here to illustrate the effectiveness of the proposed modeling approach for characterizing the thin Newtonian film flow traveling down along a vertically moving cylinder. In order to reliably verify the results of theoretic derivation, a finite amplitude perturbation apparatus is used to numerically generate the needed perturbation parameters for linear stability analyses. It is obvious from the nonlinear kinematic equation that the stability of a thin-film flow is closely related and can be characterized by several flow variables including Reynolds number, Re , velocity ratio of the cylinder to free stream, N , and

dimensionless perturbation wave number, α . Some important features appeared in modeling results are carefully extracted and used to compare with some conclusive results given in the literature.

Fig. 1 shows the schematic diagram of a thin Newtonian film flow traveling down along a vertically-moving upright cylinder. Physical parameters that are selected for study include (1) Reynolds numbers ranging from 0 to 15, (2) the dimensionless perturbation wave numbers ranging from 0 to 0.12, (3) the dimensionless radius of the cylinder is given as 20, and (4) the velocity ratios N for use in this study include $-0.28, -0.166, 0, 0.246, 0.615$. A constant dimensionless surface tension value S is selected as 6173.5 [12]. This value is selected here for study mainly for comparing the final result with data given in the literature. It is found that the results obtained by using the proposed method for the thin Newtonian film flow traveling down along a stationary vertical cylinder (i.e. $N = 0$) agree well with those data given by Cheng et al. [13].

As the perturbed wave grows to finite amplitude, the linear stability theory is no longer valid for accurate prediction of flow behaviors. The nonlinear stability analysis will have to be used to study the effect of

finite amplitude disturbances on the stability behaviors of the flow in the linearly stable region. In other words, the nonlinear, instead of linear, flow stability theory will have to be used to characterize the behavior of sub-critical instability in the linearly stable region. By using the nonlinear flow stability theory, one can characterize two different possible flow behaviors including (1) subsequent nonlinear evolution of disturbances in the linearly unstable region may be redeveloped to become a new equilibrium state of finite amplitudes (i.e. supercritical stability), or (2) the flow may become unstable eventually. The flow instability in the linearly stable region, as named sub-critical instability, can be easily realized by setting the variable E_1 in Eq. (37) to a negative value. In other words, if E_1 in Eq. (37) is a negative value, the amplitude of disturbed waves in the linearly stable region is possibly to develop into a unstable state. This is completely different from that of the prediction obtained by the linear stability analysis that gives the result of strict stability. The flow stability in the linearly unstable region, as named supercritical stability, can be easily realized by setting the variable E_1 in Eq. (37) to a positive value. In other words, if E_1 in Eq. (37)

is a positive value, the amplitude of disturbed wave in the linearly unstable region may be redeveloped to a new equilibrium state of finite amplitudes. The nonlinear neutral stability curves can be obtained by simultaneously setting $d_i = 0$ in Eq. (30) and $E_1 = 0$ in Eq. (37).

Figure 2 (a) shows the nonlinear neutral stability curves of the film flow traveling down along a stationary (i.e. $N=0$) vertical cylinder. The nonlinear neutral stability curves of the film flow traveling down on a down-moving cylinder with velocity ratio of $N = 0.615$ is computed and presented in Fig. 2 (b). The results indicate that when the down-moving cylinder velocity increases, the region of sub-critical stability ($d_i < 0, E_1 > 0$) gradually increases and the region of supercritical stability ($d_i > 0, E_1 > 0$) presents no obvious change. It also deserves noting that when the down-moving cylinder velocity increases, the hatched region of explosive supercritical instability ($d_i > 0, E_1 < 0$) decreases gradually, and the region of sub-critical instability ($d_i < 0, E_1 < 0$) increases gradually. The nonlinear neutral stability curves of the film flow traveling down along a up-moving cylinder with velocity ratio of $N = -0.28$ is computed and

presented in Fig. 2 (c). The results indicate that when the up-moving cylinder velocity increases, both the sub-critical stability region ($d_i < 0, E_1 > 0$) and the sub-critical instability region ($d_i < 0, E_1 < 0$) are obviously decreased. It is also found that the region of explosive supercritical instability ($d_i > 0, E_1 < 0$) increases gradually, however, the region of supercritical stability ($d_i > 0, E_1 > 0$) presents no obvious change as the up-moving cylinder velocity increases.

Figure 3 shows the nonlinear threshold amplitude curves of the perturbed wave in the sub-critical unstable region for various perturbed wave numbers at different vertical-moving cylinder velocity ratios and $\overline{Re} = 5$. It is found that the threshold values of the wave amplitude curves in the sub-critical unstable region increase as the down-moving cylinder velocity increases. In other words, the film flow system becomes more stable as the down-moving cylinder velocity becomes larger. It is also found from Fig. 3 that the threshold values of the wave amplitude curves in the sub-critical unstable region decrease as the up-moving cylinder velocity increases. In other words, the film flow system becomes more unstable as the up-moving cylinder velocity

increases. Figure 4 shows the nonlinear threshold amplitude of the perturbed wave in the supercritical stable region for various perturbed wave numbers at different vertical-moving cylinder velocity ratios and $\overline{Re} = 5$. It is found that the values of the threshold wave amplitude in the supercritical stable region decreases as the down-moving cylinder velocity increases. In other words, when the down-moving cylinder velocity increases, the flow becomes more stable. It is also found from Fig. 4 that the values of the threshold wave amplitude in the supercritical stable region increases as the up-moving cylinder velocity increases. In other words, as the up-moving cylinder velocity increases, the flow becomes relatively more unstable.

Fig. 5 shows the nonlinear wave speeds in the supercritical stable region under various perturbed wave numbers at different vertical-moving cylinder velocity ratios and $\overline{Re} = 5$. It is found that the nonlinear wave speed in the supercritical stability region decreases as the down-moving cylinder velocity increases. In other words, the film flow system becomes more stable as the down-moving cylinder velocity increases. It is also found from Fig. 5 that the nonlinear wave speed in the supercritical stability region increases as the up-moving cylinder increases. In other words, the film flow

system becomes more unstable as the up-moving cylinder velocity increases.

5. Conclusion

The stability of a thin Newtonian film flow traveling down along a vertical cylinder under three different cylinder moving conditions is investigated by using the method of long-wave perturbation. The generalized nonlinear kinematic equations of the film flow at the interface of free surface is derived and numerically estimated to characterize the behaviors of flow stability. Based on the results of numerical modeling, the conclusions can be drawn as follows:

In nonlinear stability analysis, the existence of the supercritical stability in a linearly unstable region is clearly detected. In this particular region, an infinitesimal disturbance can re-develop into a new equilibrium of finite amplitude. Similarly, one can also detect the existence of a sub-critical instability region in the linearly stable domain. In that particular domain, an infinitesimal disturbance can grow to be infinite as time goes. The results of nonlinear modeling analyses indicate that when the down-moving cylinder velocity increases, the areas for both regions of the sub-critical stability and the sub-critical instability increase gradually, the area for the region of the explosive supercritical

instability decreases gradually, and the area for the region of the supercritical stability presents no obvious change. It is found that the threshold amplitude of the perturbed wave in the sub-critical unstable region increases as the down-moving cylinder velocity increases. Both of the values of the threshold wave amplitude and nonlinear wave speed of the flow in the supercritical stable region decrease when the down-moving cylinder velocity increases. All indications show that the film flow becomes relatively stable as the down-moving cylinder velocity increases. On the other hand, one can also observe that when the up-moving cylinder velocity increases, the areas for both regions of the sub-critical stability and the sub-critical instability all decrease gradually, the area for the region of explosive supercritical instability increases gradually, and the area for the region of supercritical stability gives no distinct change. It is found that the threshold amplitude of the perturbed wave in the sub-critical unstable region decreases and both of the values of the threshold wave amplitude and nonlinear wave speed of the flow in the supercritical stable region all increase as the up-moving cylinder velocity increases. All indications show that the film flow becomes relatively unstable as the up-moving cylinder velocity increases.

References

1. Lin, C. C. The theory of hydrodynamic stability, (Cambridge : Cambridge University Press, 1955) .
2. Chandrasekhar, S. Hydrodynamic and hydromagnetic stability, (Oxford : Oxford University Press, 1961) .
3. Stuart, J. T. "On the role of Reynolds stresses in stability theory," *J. Aero. Sci.*, 23 (1956) , pp.86-88.
4. Benjamin T. B. "Wave formation in laminar flow down an inclined plane," *J. Fluid Mech.* 2 (1957) , pp.554-574.
5. Yih C. S. "Stability of liquid flow down an inclined plane," *Phys. Fluids* 6 (1963) , pp.321-334.
6. Lin S. P. "Finite amplitude side-band stability of a viscous film," *J. Fluid Mech.* 63 (1974) , pp.417-429.
7. Nakaya C. "Equilibrium state of periodic waves on the fluid film down a vertical wall," *J. Phys. Soc. Japan* 36 (1974) , pp.921-926.
8. Krishna M. V. G. and Lin S. P. "Nonlinear stability of a viscous film with respect to three-dimensional side-band disturbance," *Physics of Fluids* 20 (1977) , pp.1039-1044.
9. Renardy Y. and Sun S. M. "Stability

of a layer of viscous magnetic fluid flow down an inclined plane,” *Phys. Fluids* 6 (1994), pp.3235-3246.

10. Tsai J. S., Hung C. I. and Chen C. K. “Nonlinear hydromagnetic stability analysis of condensation film flow down a vertical plate,” *Acta Mechanica* 118 (1996), pp.197-212.
11. Hsin-Yi Lai, Hung-Ming Sung and Chao-Kuang Chen, “Nonlinear stability characterization of thin Newtonian film flows traveling down on a vertical moving plate”, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, Vol. 10 (6) 2005, pp. 665-680
12. Edwards D. A., Brenner H. and Wasan D. T., *Interfacial transport processes and rheology*. Butterworth-Heinemann (Boston, 1991) .
13. Cheng P. J., Lai H. Y., Chen C. K. “Stability analysis of thin viscoelastic liquid film flowing down on a vertical wall,” *J. Phys. D: Appl. Phys.*, Vol. 33, No. 14 (2000) , pp.1674-1682.
14. Drazin, P. G., and Reid, W. H., *Hydrodynamic Stability*, Cambridge University Press, Cambridge (1984) .
15. V.L. Ginzburg and L.D. Landau, *Theory of superconductivity*, *J. Exptl.*

Theoret.Phys. (USSR) 20 (1950), pp. 1064-1082.

NOMENCLATURE

d	complex wave celerity = $d_r + id_i$
g	gravitational acceleration
h	film thickness
h_0^*	local base flow film thickness
N	constant ratio of the cylinder velocity to the free stream velocity
p	fluid pressure
p_a^*	pressure of the atmosphere
R^*	radius of cylinder
Re	Reynolds number for flow traveling down on a moving vertical cylinder
\overline{Re}	Reynolds number for flow traveling down on a static vertical cylinder
r, z	coordinates transverse and along to the cylinder surface
S	surface tension of the fluid
t	time
u_0^*	free-surface flow velocity for the vertically moving cylinder in equilibrium state
$\overline{u_0^*}$	free-surface flow velocity for the static cylinder in equilibrium state
$\overline{V_w^*}$	moving velocity of the cylinder in vertical direction
u, w	velocities along r- and z-directions, respectively
Greek Symbols	
α	dimensionless wave number accounted

for the case of the moving cylinder
 α dimensionless wave number accounted for the case of the static cylinder
 ε infinitesimal parameter
 η dimensionless perturbed film thickness
 λ perturbed wave length
 μ_0 limiting dynamic viscosity at small rates of shear
 ν_0 limiting kinematic viscosity at small rates of shear
 ρ density of the fluid
 φ stream function of the fluid
 * dimensional quantities
 ' differentiation with respect to h
 Subscripts
 t, r, z partial differentiation with respect to the subscript
 0,1,2,... expansion order of the long wave

Table 1 Various states of the Landau equation

linearly stable (sub-critical region) $d_i < 0$	Sub-critical instability $E_1 < 0$	$\varepsilon a_0 < (\frac{d_i}{E_1})^{\frac{1}{2}}$	$a_0 \rightarrow 0$	conditional stability
		$\varepsilon a_0 > (\frac{d_i}{E_1})^{\frac{1}{2}}$	$a_0 \uparrow$	Sub-critical explosive state
	Sub-critical (absolute) stability $E_1 > 0$	$a_0 \rightarrow 0$		
linearly unstable (supercritical region) $d_i > 0$	supercritical explosive state $E_1 < 0$	$a_0 \uparrow$		
	supercritical stability $E_1 > 0$	$\varepsilon a_0 \rightarrow (\frac{d_i}{E_1})^{\frac{1}{2}}$ $Nc_r \rightarrow d_r + d_i \frac{F_1}{E_1}$		

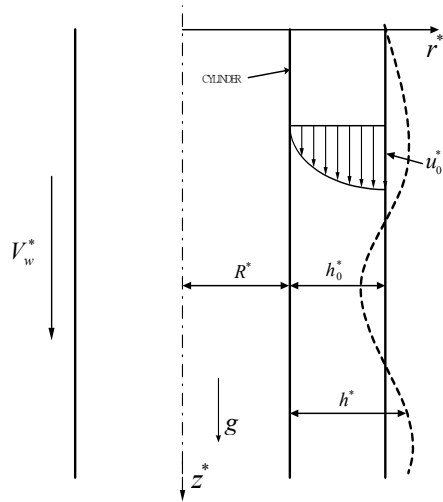


Fig. 1 Schematic diagram of a thin Newtonian film flow traveling down along a vertically moving upright cylinder

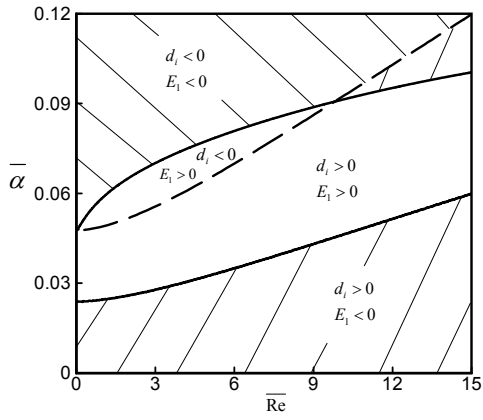


Fig. 2(a) Nonlinear neutral stability curves of the Newtonian film flow at various $\bar{\alpha}$'s, \bar{Re} 's, and $N=0$

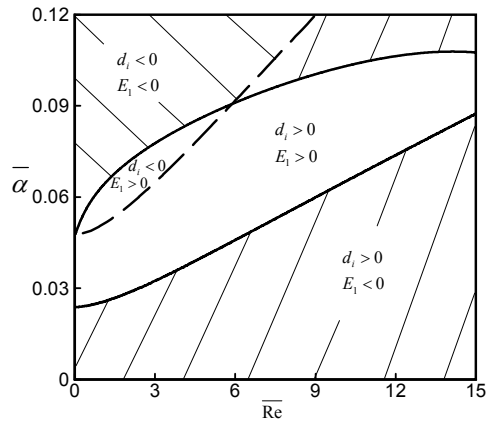


Fig. 2(c) Nonlinear neutral stability curves of the Newtonian film flow at various $\bar{\alpha}$'s, \bar{Re} 's, and $N=-0.28$

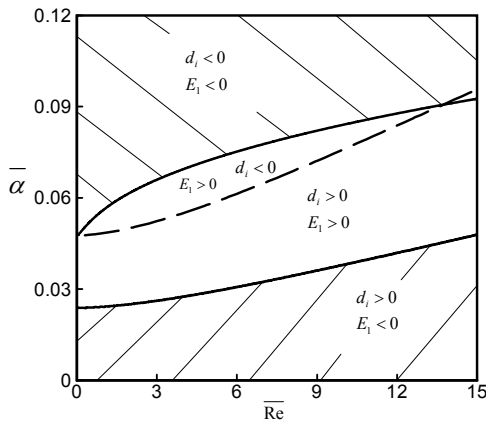


Fig.2(b) Nonlinear neutral stability curves of the Newtonian film flow at various $\bar{\alpha}$'s, \bar{Re} 's, and $N=0.615$

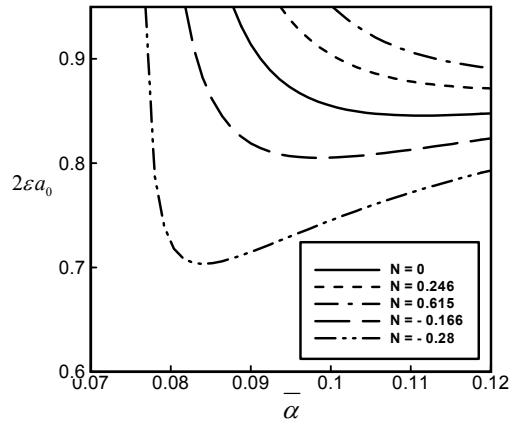


Fig. 3 Nonlinear threshold finite wave amplitude in the sub-critical unstable region for various vertical-moving cylinder velocities N and various $\bar{\alpha}$ at $\bar{Re} = 5$

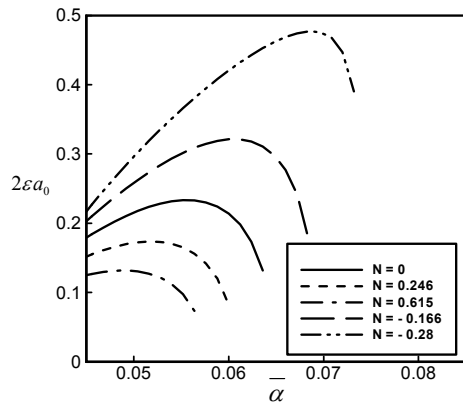


Fig. 4 Nonlinear threshold finite wave amplitude in the supercritical stable region for various vertical-moving cylinder velocities N and various $\bar{\alpha}$ at $\bar{Re} = 5$

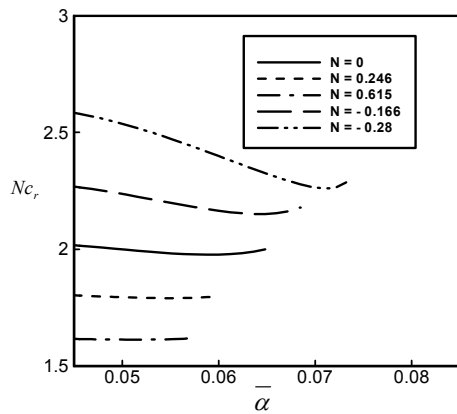


Fig. 5 Nonlinear wave speeds of the film flow in the supercritical stable region for various vertical-moving cylinder velocity ratios N 's, $\bar{\alpha}$'s, and $\bar{Re} = 5$

Experimental investigation on the design of tool-bar combined the plastic layered laminates for vibration reduction in the precision turning process

Chih-Chung Chou, Ko-Ta Chiang, Yan-Ching Liao

Abstract

The objective of this paper is to present the mathematical models to model and analyze the design of turning tool-bar combined the plastic layered laminates for minimizing the vibration amplitude of tool-tip in the precision turning process. The selected plastic materials are polyethylene (PE) and polyurethane (PU). Machining parameters including the spindle speed, feed rate and cutting depth were chosen as numerical factor, and the status of plastic layered laminates was regarded as the categorical factor. The status of plastic layered laminates set up three categories including the solid tool (without plastic layered laminates), tool with PE plastic layered laminates and tool with PU plastic layered laminates. An experimental plan of a four-factor's (three numerical plus one categorical) D-optimal design based on the response surface methodology (RSM) was employed to carry out the experimental study. Results show that the design of turning tool-bar combined the plastic layered laminates is proven to minimize the vibration amplitude of tool-tip, which leads to the results of the best machined surface. Using the tool with PE and the tool with PU in the same cutting conditions, the overall values of surface roughness represent the reduction of 4.32 and 14.34%, respectively, compared to the status of solid tool. According the experimental results, the design of turning tool-bar combined the PU plastic layered laminates have great improvement of the vibration-reduction.

Keywords: Vibration, Plastic, Roughness, Turning, Response surface methodology.

Chih-Chung Chou, Instructor, Department of Mechanical Engineering, HUST.

Ko-Ta Chiang, Professor, Department of Mechanical Engineering, HUST.

Yan-Ching Liao, Graduate Student of the Department of Mechanical Engineering, HUST.

Received 16 August 2011; accepted 9 December 2011

使用刀把接合塑膠薄板的設計於精密車削過程中減少振動之實驗研究

周志忠、江可達、廖炎卿

摘要

本文目的是提出數學模式來建模與分析其使用刀把接合塑膠薄板的設計於精密車削過程中減少車刀振動的振幅。所選用的塑膠薄板是聚乙烯 (PE) 和聚氨酯 (PU)。並對其加工參數如主軸轉速、進給率與切削深度等作為數值因素，塑膠薄板則作為類別因素。塑膠薄板的類別有三種類別，分別為實體刀把（沒有接合塑膠薄板）、刀把接合 PE 塑膠薄板與刀把接合 PU 塑膠薄板等。反應曲面法的 D-最佳設計法為本文實驗設計所採用。其結果顯示為其使用刀把接合塑膠薄板的設計於精密車削過程中被證實可減少車刀振動的振幅，並有益於最好加工表面的結果。使用其刀把接合 PE 塑膠薄板與刀把接合 PU 塑膠薄板在相同加工條件狀況下，其表面粗糙度值分別降低 4.32 與 14.34%。並根據實驗結果，證實其刀把接合 PE 塑膠薄板的設計非常有益於減少車刀振動的振幅。

關鍵詞：振動、塑膠、粗糙度、車削、反應曲面法。

周志忠：修平科技大學機械工程系講師

江可達：修平科技大學機械工程系教授

廖炎卿：修平科技大學精密機械與製造科技所研究生

投稿日期：100 年 8 月 16 日 接受刊登日期：100 年 12 月 9 日

1. Introduction

In the metal cutting operations, the vibration conditions, occurring among the instrument, cutting tool, chuck and workpiece, play an important role in the machining performance characteristics of machined parts. Especially, the vibrations of cutting tool cause poor machined surface roughness, poor dimensional accuracy of the workpiece and abnormal tool wear or tool breakage, which lowers down the productivity and increases the cost of production. The appearance of vibrations of cutting tool is mainly subjected to the cutting dynamics process under various cutting conditions. The dynamic phenomena of cutting tool induced by the interaction of elastic system in the cutting process cause the relative displacement between tool and workpiece, which generates the vibration of cutting tool [1, 2]. Moreover, the major detrimental effect of vibration for the workpiece further worsens the quality of machined surface. Surface roughness is widely used in the index of a machined surface quality since a reasonably good surface finish is good for improving the tribological properties, fatigue strength, corrosion resistance and aesthetic appeal of the machined product [3, 4]. Excessive vibration can also interfere with the feed rate, cutting speed, and

cutting depth.

In the past efforts, most researches reported in the literature focused on using virtual vibration signals to analyze the effects of cutting tool vibrations on the machined surface, and proposed the predicted vibrations model which are determined by the cutting process dynamics [5-10]. The amplitude and natural frequency of cutting tool vibrations under the resonance during cutting process are related to the dynamic cutting force and the chip-thickness variation acting on the cutting tool. The variation of cutting tool vibrations in the finish cutting process is observed through the monitor of surface roughness growth on the machined surface. Mer and Diniz [5] carried out the experiments for correlating the variation of the tool vibration, tool wear, tool life and surface roughness in the finish turning with the coated carbide tools. Thomas et al. [6] investigated the effect of cutting tool vibrations on surface roughness during lathe dry turning of mild carbon steel under different cutting parameters including the cutting speed, feed rate, cutting depth, tool nose radius, tool overhang and workpiece length. Jang et al. [7] proposed a measuring technique of online real-time roughness, which is a monitoring algorithm dealing with the relative cutting vibrations between tool and workpiece, so as to study the

correlation between surface roughness and cutting vibration in hard turning process. Abouelatta and Madl [8] proposed the mathematical prediction model of surface roughness based on cutting parameters and tool vibrations in turning operations. Dimla [9] described a tool-wear monitoring procedure in a metal turning operation using vibration features. The monitoring procedure revealed that the vibration signals' features are related to the wear qualification of cutting tool-wear. Risbood et al. [10] utilized the fitted network for predicting the surface finish and dimensional deviation by measuring cutting forces and vibrations in the turning process. Consequently, the cutting tool vibrations had been reported to be much more significant than other monitoring signals [5–10] in predicting surface roughness.

Regarding with the control method of cutting tool vibrations, reported in the literature, basically involve either proper setup of cutting parameters [11] or stabilization of the relative displacement between tool and workpiece [12]. Tewani et al. [13] utilized the help of an active dynamic absorber to improve the cutting process stability of a boring bar for achieving the vibration control. Lee et al. [14] proposed the design of a dynamic vibration absorber to suppress vibrations in turning operations. Choudhury and Mathew

[15] improved the location of inserts to promote the cutting process stability in the case of a milling operation.

In this study, an attempt had been made to minimize vibration amplitude of tool-tip using the plastic layered laminates, which provided in between the tool holder and turning tool-bar. The construction of turning tool-bar is designed to combine the plastic layered laminates for testing the effect of damping on the vibration-reduction. The selected plastic materials are polyethylene (PE) and polyurethane (PU). A micro-cutting test with the diamond cutting tool is conducted to visualize the effect of tool-tip vibration on the performance of surface roughness. Diamond cutting tool is well known as a preferred tool for precision machining. The features of tool-tip vibration are extracted from the singular spectrum analysis (SSA)-processed vibration signals [16]. In this study, the spindle speed, feed rate and cutting depth were chosen as the numerical factor, and the selected plastic material was regarded as the categorical factor. A four-factor (three numerical plus one categorical) D-optimal design based on the response surface methodology (RSM) is employed to determine the experimental runs for the operating conditions of cutting process [17, 18]. The evaluation of

machinability performances adopts the surface roughness to identify the quantitative estimation of tool-tip vibrations under the status of plastic layered laminates. In this paper, a mathematical model based on the RSM was proposed for modeling and analyzing the damping characteristics of plastic layered laminates on the surface roughness in the precision turning process using a diamond cutting tool.

2. Experimental design and procedure

2.1 Cutting tool, workpiece material and equipment

In this study, a series of micro-turning experiments using the diamond cutting tool were proposed to visualize the effect of tool-tip vibration on the performance of surface roughness. TNMN160408 polycrystalline diamond (PCD) tool inserts made by Diku Inc. were employed in the experiments. The cutting tool inserts was clamped onto a tool holder, type MTJNRL-2020K16; its major geometry is the working rake angle of 5° , the working side cutting edge angle of 60° , the tool flank angle of 6° , and the edge radius of 0.05 mm. The PCD tool inserts possess the characteristics of high thermal conductivity

(700 W/mK), high hardness (6,500~8,000 HV), lower thermal expansion ($1.45 \times 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$), and lower friction coefficient (0.1~0.3).

Although the diamond cutting tools reveal severe wear in the machining process of ferrous metals, the diamond cutting tools are widely used for the machining of various hardened non-ferrous materials in the manufacturing industry. Here, the workpiece material used in this study is the A6061-T6 aluminum alloy (ASTM B211 grade) with the following chemical compositions in mass%: 0.40 to 0.8 Si, 0.7 Fe max, 0.15 to 0.40Cu, 0.15 Mn max, 0.8 to 1.2 Mg, 0.04 to 0.35Cr, 0.25 Zn max, 0.15 Ti max and bal. Al. T6 temper 6061 aluminum alloy has an ultimate tensile strength of at least 290 MPa and yield strength of at least 241 MPa. Before cutting, the workpiece material was made into cylindrical bars with 40mm diameter and 100mm length. The metal cutting process was designed and machined by using Solidworks CAD/CAM software. The completion and positioning of cutting process were machined and controlled by using CNC software.

All the micro-turning experiments were conducted without any coolant in a Vcenter-55/70 CNC ultra-precision lathe, which have a maximum spindle speed of

4500 rpm, maximum turning diameter 260mm and a maximum power of 35 kW.

2.2 Plastic layered laminates

For the purpose of comparison and identification of damping effect induced by the plastic layered laminates, the polyethylene (PE) and polyurethane (PU) are selected as the material of plastic layered laminates. These materials usually used in the applications of vibration absorption such as the cushion of shock absorption in the structure. The samples of plastic layered laminates used in the experiments were cut sheets of the following dimensions: 50mm x 20mm x 1mm. The construction of turning tool-bar is designed to combine the plastic layered laminates, as shown in Fig. 1.

2.3 Experimental design

Figure 2 is a schematic diagram of the experimental setup. The monitoring system of cutting condition is composed of data acquisition system. The data acquisition system consists of two signal measurement sensors (accelerometer) and a singular spectrum analysis (SSA) device. In order to detect the vibration condition in the turning process, the vibration signals were measured using two 353B16 ICP accelerometers that was placed close to the tool and sensed the vibration in the

transverse (x-axis) and longitudinal (z-axis) direction, respectively. The vibration signals along the cutting speed direction (transverse direction) was found to be highly sensitive to the performance of roughness on the machined surface. The sensitivity of the accelerometer was 10 mV/g ($\pm 15\%$), and its measurement range was 0.7~20 kHz. These sensed vibration signals collected in the time domain were then sent to the SSA device for the calculation of root mean square (RMS) value of vibration signal for each experiment. The RMS value of vibration signal represents the square root of the average of the squared value of the vibration amplitude. Therefore, the vibration signals acquired through the accelerometer were processed by the SSA device for the analysis of frequency domain. SAA is a non-parametric technique of time series analysis based on principles of multivariate statistics. The procedure of SSA decomposes a given time series into a set of independent additive time series [16]. The main function of singular spectrum analyzer is to represent the spectrum characteristics of a given time series signal in the frequency domain. When the cutting operation is in process, the sensors dynamically collect the raw vibration signals. These vibration signals obtained in

time domain are transformed to frequency domain by the Fast Fourier Transform (FFT). The power spectrum density (PSD) analysis is performed according to the output of FFT. The vibration signals called spectrum in the frequency domain were analyzed for different cutting processes. In the experimental setup, the singular spectrum analyzer is a real-time spectrum analyzer (4 channel real time analyzer, G-Tech Instrument Inc.) which displays the singular amplitude of frequency domain immediately. The measured signal bandwidth was set within 3k Hz.

In the cutting process, the cutting length and diameter was kept the same so that no further vibrations are induced by the deflection of workpiece. The cutting length and diameter were fixed at 80 and 40 mm in the experimental design, respectively. In order to visualize the effect of tool-tip vibrations on the surface roughness, a micro-cutting test is conducted as follows. The spindle speed was varied from 2000 to 3000 rpm, the feed rates were changed between 0.02 and 0.10 mm/revolution, and the cutting depth was set from 0.04 to 0.12 mm. Table 1 shows the setting of experimental parameters and instrument under cutting A6061-T6 aluminum alloy in the precision turning process. According to the previous

analysis in the real cutting process, the spindle speed (X_1), the feed rate (X_2) and the depth of cut (X_3) were actually chosen as the three numerical factors for investigation. The status of rubber layered laminates (X_4) set up three categories including the solid tool (without rubber layered laminates), tool with PE plastic layered laminate and tool with PU plastic layered laminate during the cutting process. The status of plastic layered laminates was regard as the categorical factor. Table 2 shows the controllable parameters and their levels in the coded and actual values.

In the present study, the frequency and amplitude of vibration signals were considered as the criterion and would affect the machinability evaluation in the precision turning process. The value of surface roughness here was adopted as the machinability evaluation of A6061-T6 machined in the precision turning process. The measurements of the surface roughness for the machined surface were performed by using a Mitutoyo SurfTest-402 with a cut-off length of 80mm and sampling length of 60mm. The maximum surface roughness (R_{max}) was used to evaluate the surface roughness of the machined surface. The frequency and amplitude in the power spectrum density plots of the vibration signals were recorded to identify

the quantitative estimation of cutting tool vibrations under various cutting conditions. The amplitude of vibration signals is conducted through collecting the “overall” vibration and plotting the vibration data in the time domain. The “overall” value can be quantified to record the total energy content of all vibration sources at all frequencies. In the precision turning process, the lower both amplitude of vibration signals and surface roughness (Rmax) are, the better the indication of the response characteristics. Those desired responses are regard as the smaller-the-better characteristics and influence each other relatively.

3. D-optimal design of the response surface methodology

A response surface-based D-optimal design was used to determine the experimental run for the operating conditions of cutting process. The procedures of D-optimal design consist of the defining level, selection of the fitting model and the chosen design points. The design points chosen from the set of candidate points depend on the selected model [17, 18]. As presented in Table 2, three numerical factors are varied over five levels, while one categorical factor is at three categories. In this study, the

quantitative form of relationship between the desired response and independent input variables can be represented in the following:

$$Y = F(X_1, X_2, X_3, X_4) \quad (1)$$

where Y is the desired response and F is the response function (or response surface). In this particular case, the approximation of Y was proposed by using the fitted second order polynomial regression model which is called the quadratic model. The quadratic model was exactly suitable for studying carefully the interactive effects of combinative factors on the performance evaluations. The quadratic model of Y can be written as follows:

$$Y = a_0 + \sum_{i=1}^4 a_i X_i + \sum_{i=1}^4 a_{ii} X_i^2 + \sum_{i < j}^4 a_{ij} X_i X_j \quad (2)$$

where a_0 is constant, a_i , a_{ii} and a_{ij} represent the coefficients of linear, quadratic and cross product terms, respectively. This model using the quadratic model of F in this study not only aims to investigate the response over the entire factor space, but also to locate the region of desired target where the response approaches to its optimum or near optimal value. In general, the quadratic model of desired response (Y) can be expressed as follows by matrix from as:

$$\mathbf{Y} = \mathbf{X} \boldsymbol{\alpha} + \boldsymbol{\varepsilon} \quad (3)$$

where \mathbf{X} is a matrix of model terms evaluated at the data points, $\boldsymbol{\varepsilon}$ is an error vector. The unbiased estimator $\boldsymbol{\alpha}$ of the regression coefficient vector $\boldsymbol{\alpha}$ is estimated by using the least-squares error method as follows.

$$\boldsymbol{\alpha} = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{Y} \quad (4)$$

where is \mathbf{X}^T the transpose of the matrix \mathbf{X} .

The algorithm of D-optimal design for choosing design points is to select the set of design points by the selected quadratic model, which results in 18 minimum model points, and 5 points of them are used to estimate the lack-of-fit and replicates as well. The 28 experimental runs based on D-optimal design were performed to provide the suitable framework for this cutting experimentation, as shown in Table 3. It also displays the run numbers and the observed responses. Each cutting experiment was carried out two times at different time under the same conditions to ensure that the experimental data were repeatable.

4. Results and discussion

4.1 Identification of cutting tool vibration

In order to identify the machine-

fixture-tool-work (MFTW) system dynamic parameters such as system damping and stiffness in stand still under various cutting conditions, the power spectrum plots and the vibration amplitudes in the longitudinal and transverse direction of the cutting tool under the no cutting condition were collected. These sensed vibration signals collected in the time and frequency domain were regarded as the basic reference to compare the quantitative estimation of cutting tool vibrations under various cutting conditions. Time domain signal analysis is essential to understand the overall vibration level generated in cutting process.

Figure 3 reveals the vibration amplitudes in the longitudinal and transverse direction of the cutting tool under the no cutting and dry cutting conditions. The dry cutting condition employs the cutting parameter setup of spindle speed of 2000 rpm, feed rate of 0.10 mm/rev and cutting depth of 0.12 mm. The vibration raw signals of longitudinal and transverse direction on the cutting tool were recorded within 150 ms. It shows that the amplitude of vibration signals under the cutting process is generally larger than under no cutting process. When the material of workpiece was cut, large amplitude vibrations induced by cutting force were generated on the cutting tool,

especially in the transverse direction. The power spectrum plots of other vibration signals in the frequency domain under the no cutting and dry cutting conditions are presented in Fig. 4. The frequency bandwidth of vibration raw signals sets within 4 kHz. It is observed that the characteristics of the peaks appear at the frequency bandwidth within 0~1 kHz under the no cutting and dry cutting conditions. It was caused by the interaction between the tool-tip and the elastic recovery induced by the feed force of cutting tool. The vibration amplitudes of these peaks are found to be reinforced under the cutting conditions. These peaks present the status of the relative movement between cutting tool and workpiece, and are regarded as dominant factors affecting the surface roughness. But, the vibration amplitudes of the characteristic peaks at the high frequency bandwidth are found to be not very sensitive to the various cutting conditions.

4.2 The damping effects of plastic layered laminates

In order to understand the main features of the vibration raw signals using the cutting tool without/with the plastic layered laminates under the dry cutting conditions, the vibration amplitudes of longitudinal and transverse direction as

described in Fig. 5 (a) and 5 (b), respectively, are display in the time-domain. The status of plastic layered laminates combined the turning tool-bar in this study set up three categories including the solid tool (without plastic layered laminate), tool with PE plastic layered laminate and tool with PU plastic layered laminate.

From Fig. 5 (a), it shows that the amplitude of vibration signals in the longitudinal direction using the tool with plastic layered laminates is generally smaller than with the solid tool. But in Fig. 5 (b), the value of transverse vibration amplitude is shown to greatly decrease using the tool with plastic layered laminates. This result has been attributed to the damping position of plastic layered laminates at the tip of cutting tool, which presents more and larger damping effects in the transverse direction. From the visualized time domain vibration data, the amplitude of vibration signals using the tool with PE and the tool with PU represent the reduction of 21.68 and 36.49%, respectively, compared to the solid tool in the transverse direction.

Figure 6 (a) and 6 (b) show the power spectrum plots of vibration signals using the cutting tool without/with the plastic layered laminates in the frequency domain. From Fig. 6(a), it is observed that

the vibration amplitude of the characteristic peaks appeared at the frequency within 0~2 kHz has not distinct variation in the longitudinal direction. The vibration amplitude of the characteristic peaks at the high frequency band is found to be not very sensitive to the status of plastic layered laminates. In addition, the difference of damping effect between the tool with PE and the tool with PU is not obvious in the longitudinal direction of cutting tool. From Fig. 6 (b), it shows that the vibration amplitude of the characteristic peaks appeared at the frequency within 0~1 kHz under the status of plastic layered laminates is smaller than under the status of solid tool. It also can be apparently seen that the vibration amplitude of the characteristic peaks are obviously minimized using the tool with plastic layered laminates. Consequently, the cutting tool with the plastic layered laminates can improve the damping forces of the turning tool-bar, and benefits to minimize the vibration amplitude, especially in the transverse direction.

4.3 Mathematical model of the surface roughness

The mathematical model of the surface roughness based on the RSM was proposed for analyzing the damping characteristics of plastic layered laminates

in the precision turning process with the diamond cutting tool. In order to ensure the goodness of fit of the mathematical model obtained in this study, the test for significance of the regression model, the test for significance on individual model coefficients and the test for lack-of-fit need to be performed [17, 18] as shown Table 4. These tests are performed as analysis of variance (ANOVA) procedure by calculating the “F-value”, the “Prob. > F”, the determination coefficients (R²), adjusted R-squared (R² Adjusted) and the adequate precision (AP). From the results of ANOVA, the values obtained were as follows: R²=0.9761, R² Adjusted = 0.9354 and AP = 13.6122 for the surface roughness (Y_1). Consequently, the obtained quadratic mathematical models for the surface roughness (Y_1) can be regarded as significant effect for fitting and predicting the experimental results and meantime the test of lack-of-fit also displays to be insignificant. Since each combination of categorical levels has a mathematical equation that predicts the response, three quadratic mathematical equations are presented for each status of plastic layered laminates. Using the results obtained in Table 4, it presents the final quadratic mathematical model of response equation in terms of actual factors as

follows:

For the solid tool (without plastic layered laminate)

$$\begin{aligned} R_{\max} = & -0.5049 + 0.0006 N \\ & +3.0345 f -4.6684 \alpha_P \\ & -1.5 \times 10^{-7} N^2 +16.2711 f^2 \\ & +12.8810 \alpha_P^2 -0.00071 N f \\ & +0.0011 N \alpha_P -9.2314 f \alpha_P \end{aligned} \quad (5)$$

For the tool with PE plastic layered laminate

$$\begin{aligned} R_{\max} = & -0.7254 + 0.00076 N \\ & +2.8169 f -4.2338 \alpha_P \\ & -1.5 \times 10^{-7} N^2 +16.2711 f^2 \\ & +12.8810 \alpha_P^2 -0.00071 N f \\ & +0.0011 N \alpha_P -9.2314 f \alpha_P \end{aligned} \quad (6)$$

For the tool with PU plastic layered laminate

$$\begin{aligned} R_{\max} = & -0.5898 + 0.00068 N \\ & +3.3190 f -4.2891 \alpha_P \\ & -1.5 \times 10^{-7} N^2 +16.2711 f^2 \\ & +12.8810 \alpha_P^2 -0.00071 N f \\ & +0.0011 N \alpha_P -9.2314 f \alpha_P \end{aligned} \quad (7)$$

Figure 7 displays the normal probability plot of the residuals for the values of surface roughness ($R_{\max}, \mu m$).

Notice that the residuals generally fall on a straight line implying that the errors are normally distributed. Furthermore, this supports adequacy of the least squares fit. It proves that the predicted values of surface roughness ($R_{\max}, \mu m$) are close to those readings recorded in the experiment with a 95% confidence interval.

4.4 The effect of the plastic layered laminates on the surface roughness

In the cutting process, the more stability of overall vibration in the tip of cutting tool leads to the results of the best machined surface and the continuous chip. According to the above developed mathematical model, the effect of plastic layered laminates on the surface roughness in the precision turning process had been analyzed. Figure 8 (a), 8 (b) and 8 (c) show the response surface and contour plot for the surface roughness R_{\max} in relation to the spindle speed (X_1) and feed rate (X_2) with the cutting depth (X_3) maintained at the middle levels under the status of plastic layered laminates. The values of surface roughness R_{\max} keep within 0.15~0.40, 0.14~0.39 and 0.10~0.37 μm , respectively, under the status of the solid tool, tool with PE plastic layered laminate, and tool with PU plastic layered

laminate. The results of the analysis displayed in Fig. 8 clearly show that the value of surface roughness is shown decrease using the tool with plastic layered laminates. The overall values of surface roughness using the tool with PE and the tool with PU represent the reduction of 4.32 and 14.34%, respectively, compared to the status of solid tool in the same cutting conditions. This result has been attributed to the damping effects of plastic layered laminates at the tip of cutting tool, which presents the result of best machined surface.

The damping effect of plastic layered laminates on the surface roughness and vibration amplitude under the cutting conditions of level 1, level 3, and level 5, respectively, are displayed in Fig. 9 (a) - (c). As can be seen from these figures, the values of surface roughness are shown to decrease using the tool with plastic layered laminates. The damping effect of plastic layered laminates on the values of surface roughness presented in Fig. 9 (a) - (c) shows that the change of surface roughness is identical to the results of Fig. 8. It also shows that this damping effect is able to reduce all the values of vibration amplitude in the longitudinal and transverse direction of the cutting tool. This event has been attributed to weaken the overall vibration, which causes the more

stability of cutting process, and exhibits the result of best machined surface. The overall values of vibration amplitude in the longitudinal direction using the tool with PE and the tool with PU approximately display the reduction of 2.17 and 3.15%, respectively, compared to the status of solid tool in the same cutting conditions. For the overall values of transverse vibration amplitude using the tool with PE and the tool with PE, the reduction presents 5.10 and 10.56%, respectively. Consequently, the design of turning tool-bar combined the plastic layered laminates is beneficial to minimize the vibration amplitude in the longitudinal and transverse direction of the cutting tool. Therefore, the best surface roughness is achieved using the tool with plastic layered laminates as expected. The design of turning tool-bar combined the PU plastic layered laminates proved to have great improvement of the vibration-reduction.

5. Conclusions

This paper developed and analyzed the design of tool-bar combined the plastic layered laminates for vibration reduction in the precision turning process. D-optimal design based on the RSM was employed to carry out the experimental study. According to the developed mathematical model, the damping characteristics of

plastic layered laminates on the surface roughness in the precision turning process has been analyzed and draws the following conclusions:

- (1) The results of ANOVA and comparisons of experimental data represent that the mathematical model of the value of surface roughness proposed in this study is fairly well fitted with the experimental values with a 95% confidence interval.
- (2) Using the tool with PE and the tool with PU in the same cutting conditions, the overall values of surface roughness represent the reduction of 4.32 and 14.34%, respectively, compared to the status of solid tool.
- (3) The design of turning tool-bar combined the plastic layered laminates is proven to minimize the vibration amplitude of tool-tip. For the overall values of transverse vibration amplitude using the tool with PE and the tool with PU, the reduction presents 5.10 and 10.56%, respectively.
- (4) Compare the PE and the PU on the vibration-reduction, and the design of turning tool-bar combined the PU plastic layered laminates proved to have great improvement of the

vibration-reduction.

References

- [1] Cowley A (1970) Structural analysis. Machine tool structures. Pergamon, Oxford.
- [2] Marinescu I, Ispas C, Boboc D (2002) Handbook of machine tool analysis. Deckker M, New York
- [3] Dimla Sr DE (2004) The impact of cutting conditions on cutting forces and vibration signals in turning with plane face geometry inserts. *J Mat Proc Tech* 155–156:1708–1715
- [4] Rashid A, Nicolescu CM (2006) Active vibration control in palletised work holding system for milling. *Int J Mach Tools Manuf* 46 (12–13) :1626–1636
- [5] Mer A, Diniz AE (1994) Correlating tool wear, tool life, surface roughness and tool vibration in finish turning with coated carbide tools. *Wear* 173:137–144
- [6] Thomas M, Beauchamp Y, Youssef AY, Masounave J, (1996) Effect of tool vibration on surface roughness during lathe dry turning process. *Comput Ind Eng* 31 (3-4) :637–644
- [7] Jang DY, Choi YG, Kim HG, Hsiao A (1996) Study of the correlation

- between surface roughness and cutting vibration to develop an online roughness measuring technique in hard turning. *Int J Mach Tools Manuf* 36 (4) : 453–464
- [8] Abouelatta OB, Madl J (2001) Surface Roughness prediction based on cutting parameters and tool vibrations in turning operations. *J Mater Process Technol* 118 : 269–277
- [9] Dimla DE (2002) The correlation of vibration signal features to cutting tool wear in a metal turning operation. *Int J Adv Manuf Technol* 19:705–713
- [10] Risbood KA, Dixit US, Sahasrabudhe AD (2003) Prediction of surface roughness and dimensional deviation by measuring cutting forces and vibrations in turning. *J Mater Process Technol* 132 (1–3) :203–214
- [11] Lin, SC, Hu, MR (1992) Low vibration control system in turning. *Int J Mach Tools Manuf* 32: 629
- [12] Choudhury, SK, Sharath, MS (1995) On-line control of machine tool vibration during turning. *J Mater Process Technol* 47: 251
- [13] Tewani, SG., Rouch, KE, Walcott, BL (1995) A study of cutting process stability of a boring bar with active dynamic absorber. *Int J Mach Tools Manuf* 35: 91.
- [14] Lee, EC, Nian, CY, Tarng, YS (2001) Design of a dynamic vibration absorber against vibrations in turning operations, *J Mater Process Technol* 108: 278-285
- [15] Choudhury, SK, Mathew, J (1995) Investigations of the effect of non-uniform insert pitch on vibration during face milling. *Int J Mach Tools Manuf* 35 (10) : 1435–1444
- [16] Golyandina N, Nekrutkin V, Zhigljavsky A (2001) *Analysis of Time Series Structure—SSA and Related Techniques*, Chapman & Hall/CRC, Boca Raton, Florida, 2001, pp. 13–78
- [17] Myers RH, Montgomery DC (1995) *Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments*. John Wiley and Sons, New York
- [18] Khuri AI, Cornell JA (1996) *Response surfaces, designs and analyses*. Marcel Dekker, New York
-

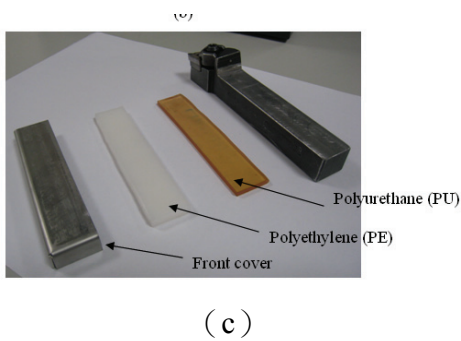
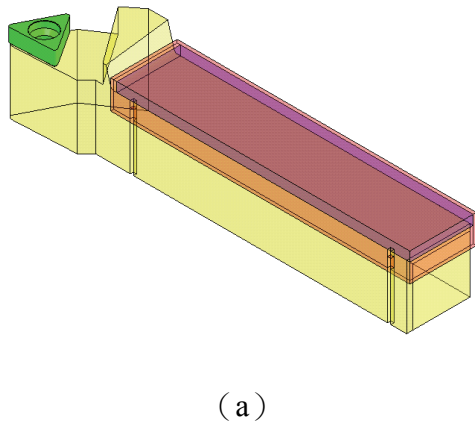


Fig. 1 The design of turning tool-bar: (a) the CAD's sketch, (b) the tool with plastic layered laminates, and (c) the components.

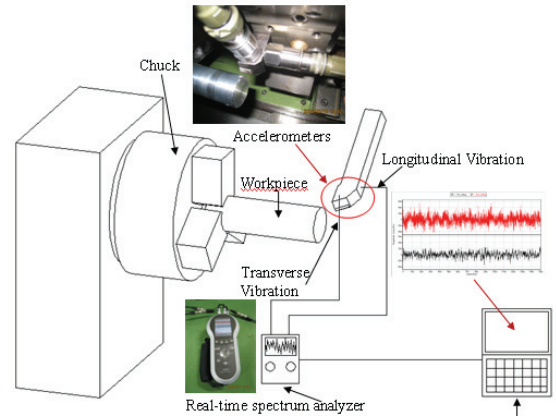


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental setup.

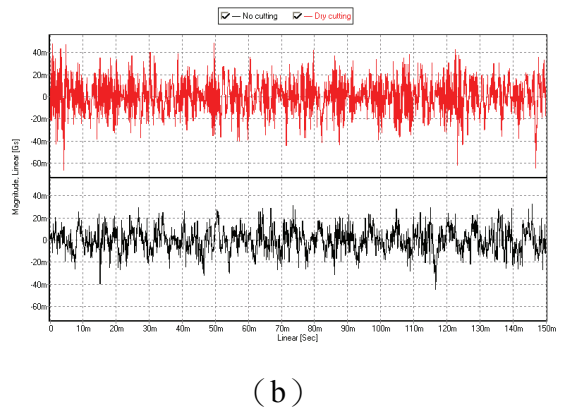
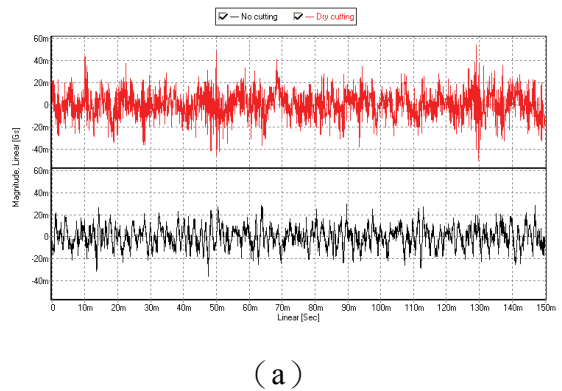
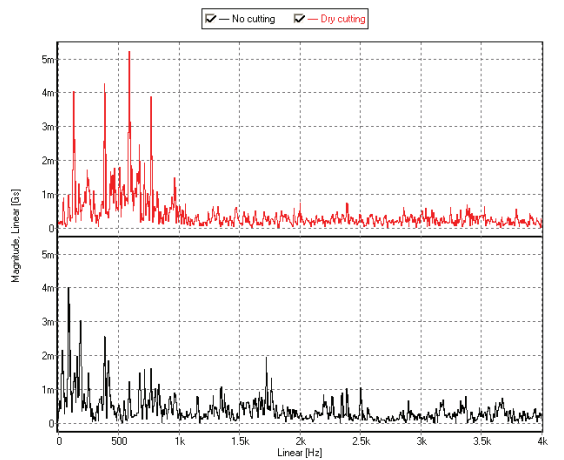
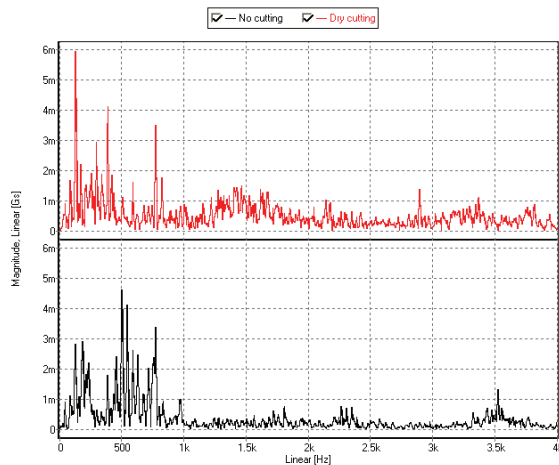


Fig. 3 The vibration amplitude of (a) longitudinal and (b) transverse direction on the cutting tool under the no cutting and dry cutting conditions (Red : No cutting, Black : Dry cutting) .

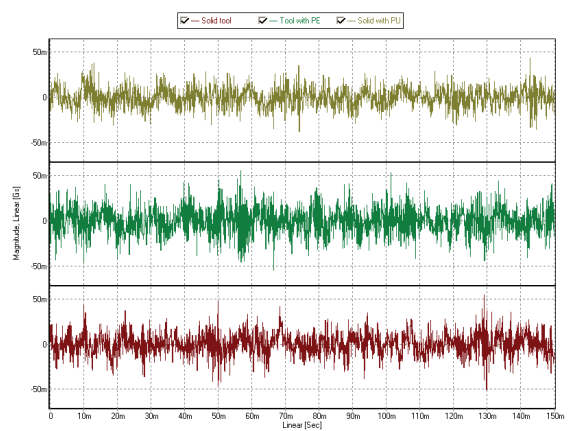


(a)

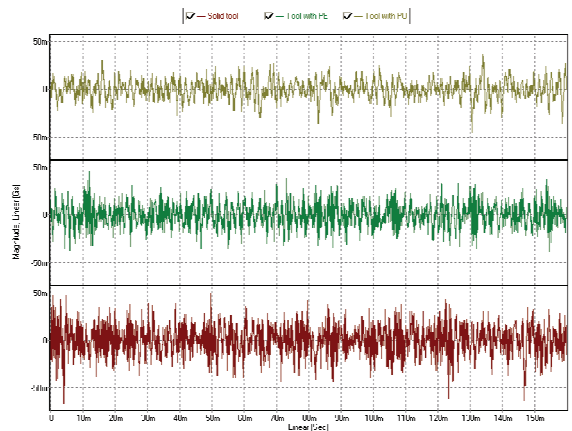


(b)

Fig. 4 The power spectrum of (a) longitudinal and (b) transverse direction on the cutting tool under the no cutting and dry cutting conditions. (Red : No cutting, Black : Dry cutting)

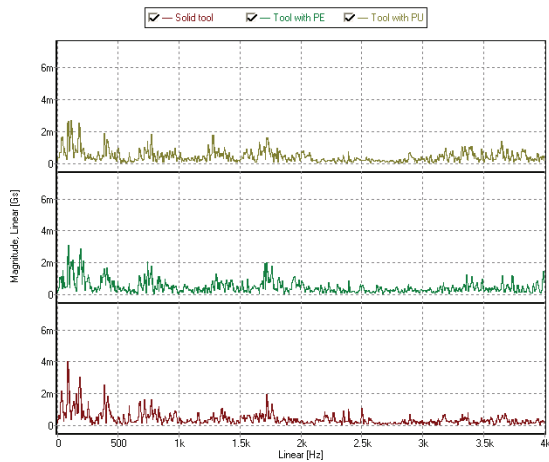


(a)

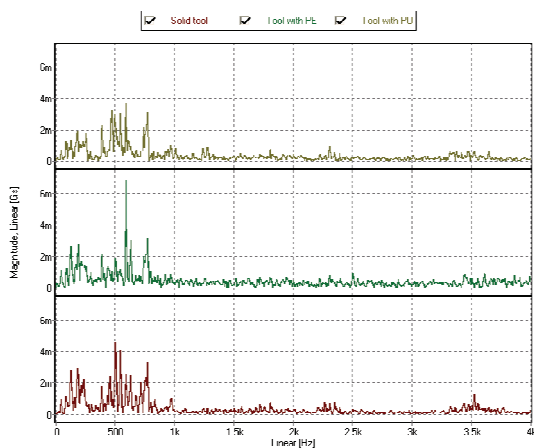


(b)

Fig.5 The vibration amplitude of (a) longitudinal direction and (b) transverse direction on the cutting tool without/with the rubber layered laminates under the dry cutting conditions. (Yellow : Solid tool, Green : Tool with PE, Brown : Tool with PU)

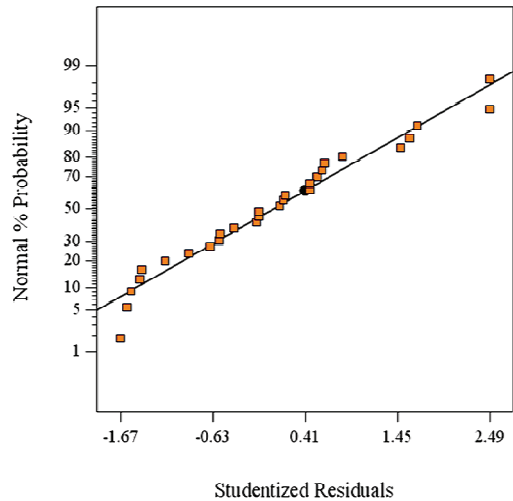


(a)



(b)

Fig.6 The power spectrum of (a) longitudinal direction and (b) longitudinal direction on the cutting tool without/with the plastic layered laminates under the dry cutting conditions. (Yellow : Solid tool, Green : Tool with PE, Brown : Tool with PU)



Studentized Residuals

Fig. 7 The Normal probability plot of residuals for the surface roughness ($R_{max}, \mu m$).

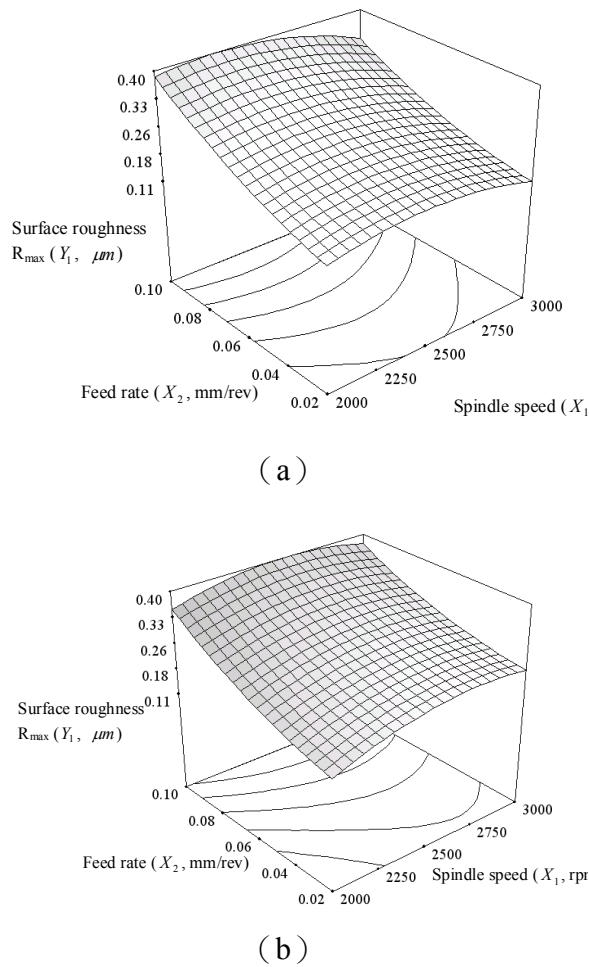
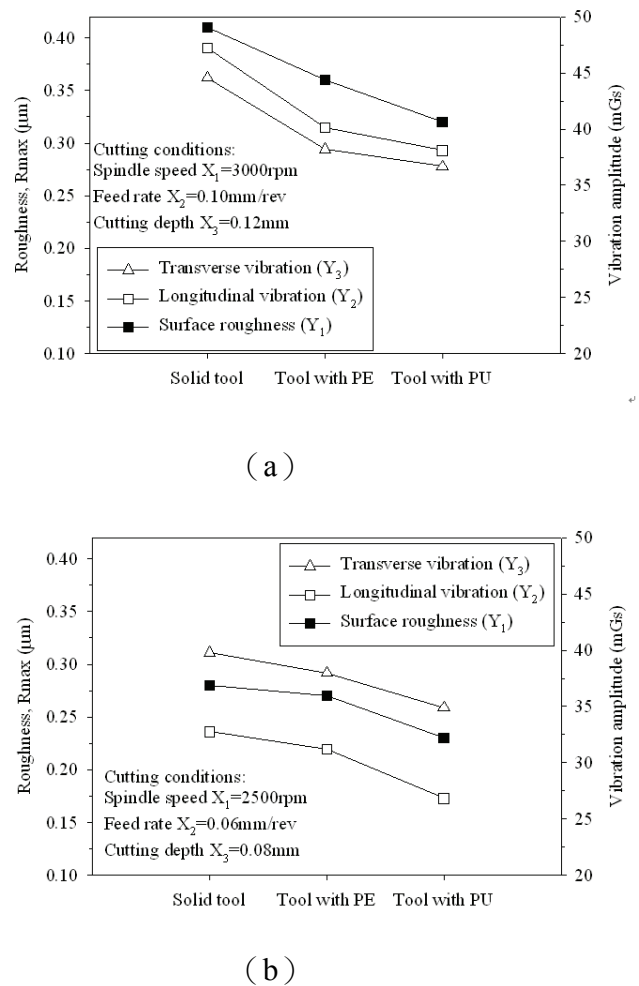
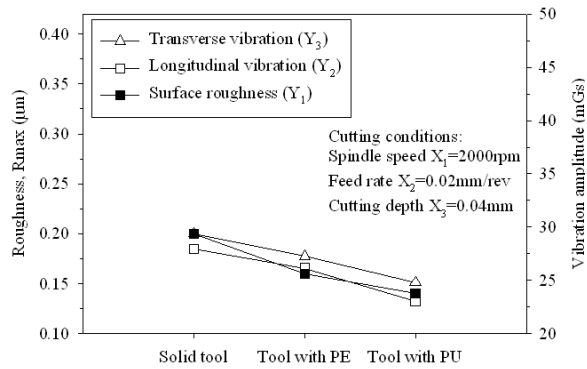


Fig. 8 The response surface and contour plot for the surface roughness R_{max} under the status of (a) the solid tool, (b) tool with PE plastic layered laminate, and (b) tool with PU plastic layered laminate.





(c)

Fig. 9 The effect of the rubber layered laminates on the surface roughness and vibration amplitude under the cutting conditions of (a) level 1, (b) level 3, and (c) level 5.

Table 1 Experimental parameters and instrument

Working conditions	Unit	Description
Lathe		Vcenter-55/70 CNC
Workpiece		A6061-T6
Holder type		MTJNRL-01
Insert type		TNMN160408 polycrystalline diamond (PCD)
Cutting length	mm	80
Cutting diameter	mm	40
Spindle speed	rpm	2000 – 3000
Feed rates	mm/rev	0.02 – 0.10
Cutting depth	mm	0.04 – 0.12
Rubber layered laminates		Polyethylene (PE) , Polyurethane (PU)
Accelerometers		353B16 ICP
Data acquisition		Real-time spectrum analyzer

Table 2 Design schema of machining parameters and their levels

Parameters	Code		Levels				
			1	2	3	4	5
			Numerical		Categorical		
Spindle speed (rpm)	X_1		2000	2250	2500	2750	3000
Feed rate (mm/rev)	X_2		0.02	0.04	0.06	0.08	0.10
Cutting depth (mm)	X_3		0.04	0.06	0.08	0.10	0.12
Plastic layered laminates	X_4	Solid tool	Tool with PE	Tool with PU			

Table 3 Design layout and experimental results

Run	Numerical factor			Categorical factor	Responses		
	Spindle speed (rpm)	Feed rate (mm/re v)	Cutting depth (mm)	Plastic layered laminates	Roughness	Vibration amplitude	
	X_1	X_2	X_3	X_4	R_{max} (Y_1 , μm)	Longitudinal (Y_2 , mGs)	Transverse (Y_3 , mGs)
1	2000	0.1	0.12	PE	0.32	40.79	41.47
2	2500	0.02	0.12	PU	0.18	18.54	37.23
3	3000	0.1	0.12	Solid tool	0.34	37.99	37.60
4	2000	0.02	0.12	Solid tool	0.16	18.56	21.67
5	2000	0.1	0.12	PE	0.35	41.61	43.39
6	3000	0.02	0.08	Solid tool	0.14	15.55	22.63
7	2000	0.1	0.08	Solid tool	0.38	42.55	43.06
8	2500	0.06	0.08	PE	0.26	30.94	38.63
9	2000	0.02	0.08	PE	0.14	18.50	20.42
10	3000	0.02	0.04	PE	0.17	24.61	23.95
11	2000	0.1	0.08	Solid tool	0.39	45.82	51.31
12	2500	0.04	0.06	Solid tool	0.26	26.57	34.63
13	2750	0.04	0.08	PU	0.18	25.76	34.50
14	2000	0.02	0.08	PE	0.15	23.04	25.03
15	2000	0.02	0.04	Solid tool	0.19	28.12	32.50
16	3000	0.02	0.04	PE	0.21	21.66	27.75
17	3000	0.1	0.08	PE	0.38	40.98	45.35
18	3000	0.06	0.12	PU	0.2	26.68	22.86
19	3000	0.1	0.04	Solid tool	0.34	43.23	43.52
20	3000	0.1	0.08	PE	0.37	40.47	42.97
21	3000	0.06	0.04	PU	0.19	19.88	21.18
22	2500	0.1	0.12	PU	0.4	40.90	51.27
23	2000	0.06	0.12	PU	0.22	22.74	37.10
24	2000	0.02	0.04	PU	0.14	22.68	22.10
25	2000	0.1	0.04	PE	0.42	53.04	59.42

26	2500	0.1	0.04	PU	0.38	51.88	58.07
27	3000	0.02	0.12	PE	0.3	38.04	38.58
28	2250	0.06	0.06	PU	0.23	30.93	33.93

Table 4 Results of the ANOVA

Source	Sum of Squares	Degrees of freedom	Mean Square	F-Value	Prob. > F	
Model	0.2889	17	0.0142	24.0284	< 0.0001	significant
Residual	0.0059	10	5.9182E-4			
Lack of Fit	0.0045	5	9.0364E-4	3.2272	0.1122	not significant
Pure Error	0.0014	5	0.00028			
Cor. Total	0.2476	27				

Standard. Deviation= 0.0243	R ² = 0.9761
Mean= 0.2639	R ² Adjusted=0.9354
Coefficient of variation= 9.2174	Predicted R ² = 0.3647
Predicted residual error of sum of squares (PRESS) = 0.1573	Adequate precision (AP) =13.6122

修平科技大學《修平學報》徵稿要點

- 一、本刊為純學術性之刊物，專供本校同仁及校外人士發表研究成果及論著之用。
 - 二、論述及研究報告文字（含圖表），以 20 頁為度，來稿須以 Word 格式排版，以電子郵件寄至圖書館校史組（論文格式及版面規格，請至圖書館網頁下載）。
 - 三、無論中文或英文稿件皆須附上中英文題目、摘要，並註明作者姓名及系（所）職稱。他國文字稿件須附中文題目摘要，其字數以 500 字為度；並應列舉中、英文或他國文字之關鍵詞（keywords）。
 - 四、文稿之審查依據「修平科技大學學報評審辦法」。
 - 五、稿件格式按各專業學門標準格式或參考「修平學報論文格式」。
 - 六、作者投稿後，若在作業程序中因故取消投稿者，則其後兩期不再接受其投稿。
 - 七、所投稿件經編審委員審查同意刊登，稿件經刊印後，不得在他處刊印發表。如果已在其他刊物正式公開發表後，轉投本刊物，本委員會不負查核之責，相關著作權問題，由當事人自行負責。稿件若涉及一稿兩投或抄襲者，本學報得拒絕作者稿件 5 年。
 - 八、經審查採用之文章，排版後送請作者校稿，作者僅能修正排版印刷之錯誤，且不得擅自於校稿過程中增減內容。
 - 九、本刊每期以刊登 20 篇論文為原則，經審查後決議可刊登者，如超過篇數，則按最後定稿時間先後排序，安排至下一期刊登。
 - 十、本刊文之作者應對論文之內容及同意發表權之取得，負全部之責任。並請於投稿時即將「修平學報投稿授權聲明書」（附件）填妥後一併寄交。
-
-

十、本刊文之作者應對論文之內容及同意發表權之取得，負全部之責任。若著作人投稿於本刊經收錄後，同意授權本刊得再授權國家圖書館或其他資料庫業者，進行重製、透過網路提供服務、授權用戶下載、列印、瀏覽等行為。並請於接受刊登時即將「著作授權同意書」（附件）填妥後一併寄交。

十一、來稿經採用者，送當期學報光碟 1 份。

十二、本要點經學報編審委員會議通過，陳請校長核定後公布實施，修正時亦同。

修平科技大學學報評審辦法

第一條 來稿之評審係由學報編審委員會遴聘校外相關領域之專家學者擔任。

第二條 由執行編輯收稿、登錄及分類後，交由學術副校長挑選二名校外專業人士或學者進行評審。

第三條 每篇稿件原則上由兩位評審，每位評審除於評審意見表上陳述意見外，並需對稿件作出下述三項之一建議：

- 一、接受刊登。
- 二、修正後再審。
- 三、不予刊登。

第四條 依據前述審查意見，處理方式如下表：

處理方式		第 二 位 評 審 意 見		
		接受刊登	修正後再審	不予刊登
第 一 位 評 審 意 見	接受刊登	刊登	寄回修改	* 第三位評審
	修正後再審	寄回修改	寄回修改	* 第三位評審
	不予刊登	* 第三位評審	* 第三位評審	退稿

*1. 若第三位評審意見為「接受刊登」或「修正後再審」時，則請作者對不予接受之審查意見進行答覆外，將採兩正方評審意見予以刊登。

*2. 若第三位評審意見為「不予刊登」時，將採兩負方評審意見予以退稿。

第五條 本刊將針對審查意見及結果函送投稿人，並說明處理方式。

第六條 評審作業相關人員，對評審委員身份應予以保密，以避免紛爭。

第七條 投稿人不得有打聽及干涉評審委員之言行。

第八條 本辦法經學報編審委員會議通過，陳請校長核定後公布實施，修正時亦同。

修平學報

中華民國一〇一年三月出版

發行人 鍾瑞國

出版者 修平科技大學圖書館校史組

地 址 41280 臺中市大里區工業路十一號

電 話 04-24961100

傳 真 04-24961187

編輯者 修平學報編審委員會

召 集 人—陳培中

編審委員—方世榮 江可達 林婉芳 張志凌

郭武彰 鄧作樑 盧志偉

(依姓氏筆劃排序)

執行編輯—郭武彰

印刷者 天空數位圖書有限公司

地 址 40255 台中市南區忠明南路 787 號 30 樓

電 話 04-22623893

傳 真 04-22623863

版權所有 請勿翻印

HSIUPING JOURNAL

VOL. 24
MARCH 2012



PUBLISHED BY

HSIUPING UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

TAICHUNG, TAIWAN, R. O. C.

ISSN 1817-2954



9 771817 295002