

國立交通大學
機械工程學系
碩士論文

車輛行走之軌跡預測與軌跡誤差自動修正

Trajectory predictions and autonomous compensations for
vehicle steering



研究生：孔俊凱

指導教授：秦繼華 博士

中華民國九十五年六月

車輛行走之軌跡預測與軌跡誤差自動修正

Trajectory predictions and autonomous compensations for
vehicle steering

研究生：孔俊凱

Student：Chun -Kai Kung

指導教授：秦繼華

Advisor：Dr. Jih-Hua Chin



A Thesis

Submitted to Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Chiao Tung University

In Partial Fulfillment of the Requirements

for the Degree of

Master of Science

in

Mechanical Engineering

June 2006

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國 九十五年 六月

車輛行走之軌跡預測與軌跡誤差自動修正

研究生：孔俊凱

指導教授：秦繼華

國立交通大學機械工程學系



論文摘要

隨著汽車電子的興起，線傳控制 (Steer-by-wire control) 的發展，駕駛者對於車輛直接的控制得以被分離開來，透過電腦輔助駕駛者免去處於危險情況時多餘的駕駛行為，使得車輛在安全性上的追求大幅提昇至另一個層次。

本論文從工具機修正加工軌跡誤差的作法得到靈感，嘗試將其應用在車輛修正行車軌跡誤差上，首先提出『外插軌跡預測法』、『外插軌跡預測補償法』、『循圓軌跡預測法』三種車輛行走的軌跡預測法，演算正常行車軌跡，並與量測之行車資訊比較，當判斷車輛偏離正常軌跡時，展開自動修正，本論文提出『輪廓誤差補償模式』及『偏駛角誤差補償模式』兩種軌跡修正方法，透過這兩種方法的補償修正，使得車輛能回復到原本期望行駛的軌跡上。

Trajectory predictions and autonomous compensations for vehicle steering

Student: Chun-Kai Kung

Advisor: Dr. Jih-Hua Chin

Department of Mechanical Engineering

National Chiao-Tung University



Abstract

As the growth of vehicle electronic industry and the development of Steer-by-wire control systems, the direct control of vehicle is separated from the driver's steering angle. Driver assistant systems can help driver avoid the dangerous situation caused by the over steering behavior, and push the vehicle security to a higher level.

This study tried to apply the idea gotten from machine tool trajectory tracking systems in vehicle trajectory compensation. First, brought up three trajectory prediction methods : 『 Simple trajectory extrapolation 』 , 『 Error Compensated Trajectory Extrapolation 』 ,and 『 Circular Trajectory Extrapolation 』 . Use these methods to calculate the reasonable trajectory and to compare with the measured trajectory. If the computer judged vehicle is over control, the system starts to compensate automatically. This study brought up two trajectory compensation methods : 『 Contour Error Compensation Method 』 and 『 Yaw Angle Compensation Method 』 . The vehicle can be recovered from the over controlled situation through using these methods.

致謝

終於可以如期畢業了，回首這兩年的研究所生涯，充滿了歡笑、淚水、痛苦與掙扎，當初被分配到一個新領域的題目時，其實心中是千百個不願意，因為一來沒有學長經驗的傳承，二來沒有實驗設備，根據以往學長的經驗很可能因此延畢，研究過程中所遭遇的許多挫折，也曾多次讓我感到茫然和無助，害怕無法畢業的壓力總是一陣陣逼迫著我，如影隨形，感謝主，如今一切都過去了，在穿越巨大的痛苦之後，也終於海闊天空。

這一路上要感謝的人太多了，首先要感謝的是我的指導教授，秦繼華教授，謝謝他給我很大的揮灑空間，以及在論文上的殷殷指導，謝謝他每個禮拜抽出時間跟我們 meeting，督促著我們不敢鬆懈；再來我要感謝工研院機械所的機械小神童，曾國師學長，他是我 8051 的啟蒙恩師，謝謝他總是不厭其煩的回答我所問的問題，雖然他常虧我會延畢，但從他身上我學到了許多我不曾有過的積極態度，謝謝你，學長！我還要感謝工研院機械所的葉賜旭學長，沒有他慷慨的允許我使用他正在申請專利的全向輪量測模組設計，我就無法完成我的實驗；我也要感謝工研院機械所的杜茂楓學長，謝謝你在我打工期間對我的照顧。此外，我還要感謝帶我得救，在我軟弱時扶持我，在我心裡剛硬時不放棄我的蕭淵元弟兄，沒有你堅定不移的信心，我不會成為基督徒，也不會在艱困的環境中，經歷倚靠主時內心那股超越人所能理解的平安。感謝實驗室的學弟，俊傑，他在我要寫論文又要組實驗機台分身乏術的時候，幫我完成了一部份的機台組裝，也感謝英雄，小毛，萊西，老條，謝謝你們的陪伴，讓我的研究所生涯有了歡笑聲的點綴。最後，也最重要的，我要謝謝我的家人，你們的包容和鼓勵，是我最重要的支持，謝謝你們！

末了，我想引用一處經節來作為結束，腓立比書三章 13~14 節『我不是以為自己已經取得了，我只有一件事，就是忘記背後，努力面前的， 向著標竿竭力追求。』

目錄

圖目錄.....	I
表目錄.....	III
符號說明.....	IV
第一章 緒論.....	1
1.1 前言.....	1
1.2 文獻回顧.....	2
1.3 研究動機與本文架構.....	3
第二章 車輛動態數學模型.....	5
2.1 車體動態.....	5
2.2 輪胎模型.....	8
2.3 轉向模式.....	10
2.4 車輛整體動態.....	12
第三章 軌跡預測與軌跡補償.....	14
3.1 軌跡預測.....	14
3.1.1 外插軌跡預測法.....	14
3.1.2 外插軌跡預測誤差補償法.....	16
3.1.3 循圓軌跡預測法.....	17
3.1.4 軌跡預測模擬.....	21
3.2 輪廓誤差的計算.....	31
3.3 軌跡補償模式.....	33
3.3.1 輪廓誤差補償模式.....	34
3.3.1 偏駛角誤差補償模式.....	35
3.4 軌跡補償模擬.....	36
第四章 實驗及討論.....	44
4.1 實驗規劃.....	45
4.2 實驗車之建構.....	49
4.3 實驗.....	50
4.3.1 直線速度測試.....	50
4.3.2 差速轉向原理.....	54
4.3.3 利用差速轉向進行圓軌跡實驗及討論.....	55
第五章 結論.....	61
參考文獻.....	62

圖目錄

圖 2.1 車輛運動模型.....	6
圖 2.2 輪胎側滑示意圖.....	8
圖 2.3 車輛轉向幾何關係圖.....	11
圖 3.1 外插軌跡預測法.....	15
圖 3.2 外插軌跡預測誤差補償法流程圖.....	17
圖 3.3 循圓軌跡預測法.....	18
圖 3.4 動座標和絕對座標關係圖.....	20
圖 3.5 預測軌跡點和實際軌跡點示意圖.....	21
圖 3.6 軌跡 $x^2 + y^2 = 100$ 之預測表現.....	23
圖 3.7 軌跡 $x^2 + y^2 = 100$ 之 TRACKING ERROR RATIO.....	23
圖 3.8 軌跡 $x^2 + y^2 = 100$ 之 DISTANCE ERROR RATIO.....	24
圖 3.9 軌跡 $x^2 + y^2 = 100$ 之 YAW ANGLE ERROR RATIO.....	24
圖 3.10 軌跡 $y = x^2$ 之預測表現.....	25
圖 3.11 軌跡 $y = x^2$ 之 TRACKING ERROR RATIO.....	25
圖 3.12 軌跡 $y = x^2$ 之 DISTANCE ERROR RATIO.....	26
圖 3.13 軌跡 $y = x^2$ 之 YAW ANGLE ERROR RATIO.....	26
圖 3.14 軌跡 $y = \sin x$ 之預測表現.....	27
圖 3.15 軌跡 $y = \sin x$ 之 TRACKING ERROR RATIO.....	28
圖 3.16 軌跡 $y = \sin x$ 之 DISTANCE ERROR RATIO.....	28
圖 3.17 軌跡 $y = \sin x$ 之 YAW ANGLE ERROR RATIO.....	29
圖 3.18 在軌跡追蹤誤差百分比為(A)10%(B)15%(C)20%時，車輛速度和軌跡預測距離誤差在不同取樣時間時的關係圖.....	31
圖 3.19 輪廓誤差示意圖.....	32
圖 3.20 車輛失控時系統軌跡預測圖.....	33
圖 3.21 θ_c 示意圖.....	34
圖 3.22 輪廓誤差補償模式的系統流程圖.....	35
圖 3.23 偏駛角誤差補償模式的系統流程圖.....	36

圖 3.24 車輛軌跡預測及誤差自動補償系統之架構圖	37
圖 3.25 (A)車輛未受干擾時之行車軌跡及其預測軌跡 (B)預測軌跡之追蹤誤差.....	38
圖 3.26 (A)車輛受異常轉向角干擾時之行車軌跡及其預測軌跡 (B)預測軌跡之追蹤誤差	39
圖 3.27 車輛受干擾及未受干擾情形下之(A)轉向角變化(B)偏駛率變化(C)行走軌跡	40
圖 3.28 車輛未受干擾及受干擾有軌跡補償修正情形下之(A)轉向角變化(B)偏駛率變化(C)行走軌跡(D)軌跡補償修正時行走軌跡放大圖.....	42
圖 3.29 (A)在『輪廓誤差補償模式』下輪廓誤差隨時間變化曲線圖 (B) 在『偏駛角誤差補償模式』下偏駛角度誤差隨時間變化曲線圖	43
第四章 實驗及討論	45
圖 4.1 全向輪.....	46
圖 4.2 軸編碼器.....	46
圖 4.3 米輪計模組 CAD 圖	47
圖 4.4 直流伺服馬達	47
圖 4.5 自走車系統模組關係圖	48
圖 4.6 實驗車 CAD 圖	48
圖 4.7 實驗車實體圖	49
圖 4.8 去頭去尾取平均值之直線速度長條圖表示	53
圖 4.9 差速轉向原理	54
圖 4.10 理論上行走之圓軌跡及其預測軌跡	56
圖 4.11 理論上預測軌跡之(A)TRACKING ERROR RATIO(B)DISTANCE ERROR RATIO(C)YAW ANGLE ERROR RATIO	57
圖 4.12 實驗行走之圓軌跡及軌跡預測表現	58
圖 4.13 實驗預測軌跡之(A)TRACKING ERROR RATIO(B)DISTANCE ERROR RATIO(C)YAW ANGLE ERROR RATIO	59

表目錄

表 3.1 工具機加工路徑和車輛軌跡預測之相對關係	14
表 3.2 $x^2 + y^2 = 100$ 之追蹤軌跡誤差	29
表 3.3 $y = x^2$ 之追蹤軌跡誤差	30
表 3.4 $y = \sin x$ 之追蹤軌跡誤差	30
表 3.5 車輛系統模擬參數	38
表 3.6 軌跡補償修正相關參數設定	41
表 4.1 實驗車規格	49
表 4.2 不同脈波寬度之直線速度	50
表 4.3 去頭去尾取平均值後之直線速度	52
表 4.4 圓軌跡實驗數據	58
表 4.5 實驗軌跡之預測軌跡誤差比較表	60



符號說明

F_{xLF} 作用在左前輪之牽引力

F_{yLF} 作用在左前輪之側向力

F_{xRF} 作用在右前輪之牽引力

F_{yRF} 作用在右前輪之側向力

F_{xLR} 作用在左後輪之牽引力

F_{yLR} 作用在左後輪之側向力

F_{xRR} 作用在右後輪之牽引力

F_{yRR} 作用在右後輪之側向力

δ_L 左前輪轉向角

δ_R 右前輪轉向角

α_{LF} 左前輪側滑角

α_{RF} 右前輪側滑角

α_{LR} 左後輪側滑角

α_{RR} 右後輪側滑角

β 車輛質心側滑角

V_{LF} 左前輪速度

V_{RF} 右前輪速度

V_{LR} 左後輪速度



V_{RR}	右後輪速度
V	車輛質心速度
V_x	車輛縱向速度
V_y	車輛側向速度
l_f	車輛質心與前輪軸距離
l_r	車輛質心與後輪軸距離
m	車體重量
D	車輪輪距
γ	偏駛率
I_V	車輛質心轉動慣量
w_L	左前輪旋轉角速度
w_R	右前輪旋轉角速度
r	輪胎半徑



第一章 緒論

1.1 前言

汽車自從工業革命發明以來，因其便利性及實用性，已成為全世界最普及的交通工具之一，然而隨著時代的演進，人們對於車子性能上的需求也跟著增加，汽車不再只是純粹扮演好運輸者的角色就夠了，它還必須兼具舒適性及安全性，因此就有所謂的人性化、智慧化車輛的開發，而這些對汽車性能多樣化的要求，光憑傳統的機械方法已無法使汽車的性能進一步明顯的改善或提升，所以順應著近年來微電子技術的快速發展，將電子技術和傳統機械相結合，使得汽車在環保、節能、安全、舒適與便捷等問題上，均能得到良好的解決，並將汽車產業推入一個全新的時代。

車輛行駛控制與安全性的追求一直是智慧型車輛最重要的課題，由於控制技術與支援控制技術的電腦技術快速發展的進行下，各種新的底盤控制系統已經實用化。特別是對較困難的駕駛操縱狀態，如：輪胎打滑。或是多餘的操作與操作疏失，如：過度轉向（Oversteer）、不足轉向（Understeer）等。針對這些操作狀態，加以防備的補償系統，已經有快速的發展，因此許多主動式安全（Active Safety）及被動式安全（Passive Safety）裝置相繼問世，其中包含在緊急情況下防止駕駛者緊踩煞車，導致車輪鎖死造成方向盤無法操作的防鎖式煞車系統

（Anti-Lock Brake System，ABS）；驅動時防止車輛打滑旋轉，以提升車輛方向安定性的循跡控制系統（Traction Control System，TCS）；對於車輛側向運動所產生的不安定舉動，有效的利用制動力，以抑制車輛的偏駛迴轉急增的車輛穩定控制系統（Vehicle Stability Control，VSC）；為了提升車輛在高速行駛時的反應性與安定性，因此增加了後輪轉向自由度的四輪轉向系統（4 Wheel Steering System，4WS）以及主動式前輪轉向（Active Front Wheel Steering，AFS）及主動式後輪轉向（Active Rear Wheel Steering，ARS）；為了活用最大驅動力做極限控制，以提升高速道路的行車安全性、惡劣道路與山路等的越野性，及在低摩擦

係數路面的安定界限性能而產生的四輪驅動控制系統（4 Wheel Drive System，4WD）；適應不同運動狀態及路面顛頗情況的主動性懸吊系統（Active Suspension System）等。

近年來車輛控制系統在主動式輔助駕駛控制方面的研究，嘗試融合各種不同的感測器諸如：米輪計（Odometry）、加速度感測器（Accelerator）、陀螺儀（Gyro）、偏駛率感測器（Yaw-Rate Sensor）、全球定位系統（Global Positioning System，GPS）、差分定位系統（Differential GPS，DGPS）、慣性導航系統（Inertial Navigation System，INS）、廣域擴增系統（Wide Area Augmentation System，WAAS）、電子羅盤（Compass）等，來幫助駕駛者更瞭解車身的狀況，以期能在有危險徵兆的時候主動介入駕駛者的操作，免去因人為緊張、慌亂而做出的不當駕駛，而使車輛脫離或降低危險帶來的傷害。本研究將以此為主題，發展出一套因應於車輛安全輔助的駕駛控制系統，希望能為駕駛者提供一個行車安全保障的選擇。



1.2 文獻回顧

在主動式輔助駕駛控制研究上，日本工程師 Nakano [1][2]等提出了直接式偏駛力矩控制（Direct Yaw-Moment Control，DYC），為了增加車輛行駛時的穩定性，藉著線傳轉向控制系統（Steer-By-Wire Control System），分離方向盤和車輪轉向角間的機械式連結，取代以電子控制系統（Electronic Control Unit，ECU）集合駕駛者方向盤的輸入轉向角，及經由感應器偵測到的車身偏駛率（yaw rate），來修正車輪的轉向角。日本慶應大學 Hosaka [3]等也是提出類似的車輛偏駛率控制，透過線傳轉向控制系統應用在電動車輛（Electric Vehicle）上。美國 Stanford 大學 Rossetter [4][5]等提出利用 Potential Field Control algorithm，應用在車輛路線維持（Lanekeeping）上，車輛狀態的資訊由車內的感測裝置和車外的 GPS 定位獲得，再經由 Kalman Filter 的計算，可得到實際偏駛率和加速度相對於期望值間的誤差，在並加以修正。同樣利用 GPS 所獲得資訊來做車輛穩定性

控制的是美國 Auburn 大學 Daily [6]等，靠著 GPS 的資訊可以在不知道車輛數學模型 (Vehicle model) 的情況下，計算出輪胎的側滑角 (Sideslip angle)，且提出一個計算輪胎側向力的演算法，這使得那些利用施加不同煞車力 (Differential Braking) 在各輪來增加車輛穩定性的控制系統，可以在不需滿足特定輪胎特性的狀態下調整最佳的煞車力。法國 Gallet [7]等提出結合 GPS 和數位地圖 (digital maps)，可以提升預測行車環境狀況的能力，而這些預測的資訊對於 Advanced Driver Assistance Systems (ADAS) 和 Adaptive Cruise Control (ACC) 等控制系統是很重要的資料。

關於車輛偏駛率的非線性控制，美國 Tulane 大學 Drakunov [8]等提出以滑動模式控制 (Sliding Mode Control) 來搜尋最小的偏駛率的偏駛率控制演算法，可以幫助解決車輛動態模型內充滿非線性及不確定因素的問題。美國 MIT 的 Guvenc [9]等也提出了用來穩定車輛偏擺及過濾干擾偏駛力矩的強健性控制方法。

1.3 研究動機與本文架構

綜觀以上幾篇主動式駕駛輔助系統相關研究論文，大多是以控制輪胎的轉向角來修正車輛偏駛率 (Yaw Rate)，有鑒於許多主動式抑或被動式車輛安全輔助駕駛系統，其目的皆為穩定車輛行駛狀態，使其行駛軌跡在期望的路線上，而此一觀點恰與工具機加工軌跡希望在規劃的加工路徑上類似，故本研究便由此切入，希望將用於修正工具機加工軌跡誤差之方法，應用於補償車輛偏駛誤差上。

本研究提出車輛行駛軌跡預測的觀念，具體提出數種車輛行駛之軌跡預測方法，並參考應用於工具機加工上修正軌跡誤差的 CCPM[10]控制法則，提出車輛行駛之軌跡誤差自動補償法。在軌跡預測上，首先經由感測器得到過去的行車資訊 (行駛距離、角度)，預測出車子下一個取樣時間會到達之位置資訊，再比對實際行走的路徑跟預測值間的差異，若經判定車輛已經失控，則電腦介入車輛駕駛系統，控制輪胎轉向角，使其回復到穩定的狀態。故為完成前述之研究目的，

將本文分章逐項研究重點簡單整理如下：

第二章『車輛動態數學模型』：藉著車輛動力學導出描寫車輛在平面運動時，輪胎轉向角和所受之力相對於車輛速度、加速度及偏駛率間的數學關係。

第三章『軌跡預測與軌跡補償』：提出三種軌跡預測法則分別為『外插軌跡預測法』、『外插軌跡預測誤差補償法』及『循圓軌跡預測法』，和兩種軌跡補償模式，『CCPM 軌跡補償模式』及『偏駛角誤差補償模式』，並模擬分析之。

第四章『實驗與討論』：規劃實驗該準備的器材及方法，並驗證部分理論之可行性。

第五章『結論』：對本研究所做的貢獻做個總結。



第二章 車輛動態數學模型

描述一個車輛的動態，主要可將車體分為幾個系統來探討，如：底盤系統、懸吊系統、轉向系統、傳動及煞車系統等；駕駛者在操控車輛的行進時，給予的命令是兩個自由度，分別為轉向角和前進後退，但實際上車體本身會因為環境的因素，如：路面的顛簸，強風的擾動，輪胎的打滑及人為的不當操作，而產生的六個自由度的動態行為，分別為：前進(Forward)、側移(Lateral)、上下(Vertical)、翻滾(Roll)、顛簸(Pitch)及偏航(Yaw)。故真實的車輛動態行為是一種在三度空間具有非線性的動態多質量(Multi-Masses)系統。

本章推導的車輛動態模型，主要是探討車輛在平面上移動時的動態行為，故不考慮懸吊系統及空間中(Z方向)車體的動態，簡化原本繁複的汽車模型，光就底盤部分及四個輪胎間的關係加以推導。

2.1 車體動態

一個機動車輛是由分佈於其外殼內許多元件所組成的，然而在許多的分析中，所有的元件是一起運動的。因此可將其表示為一於質心位置，具有適當集中質量及慣量性質的模型，並同時考慮四個輪胎的運動行為，這裡我們所探討的汽車模型，是以前輪驅動及制動，後輪為從動的情輪，因此可將車輛運動時的速度及受力情形描繪如圖 2.1 所示。



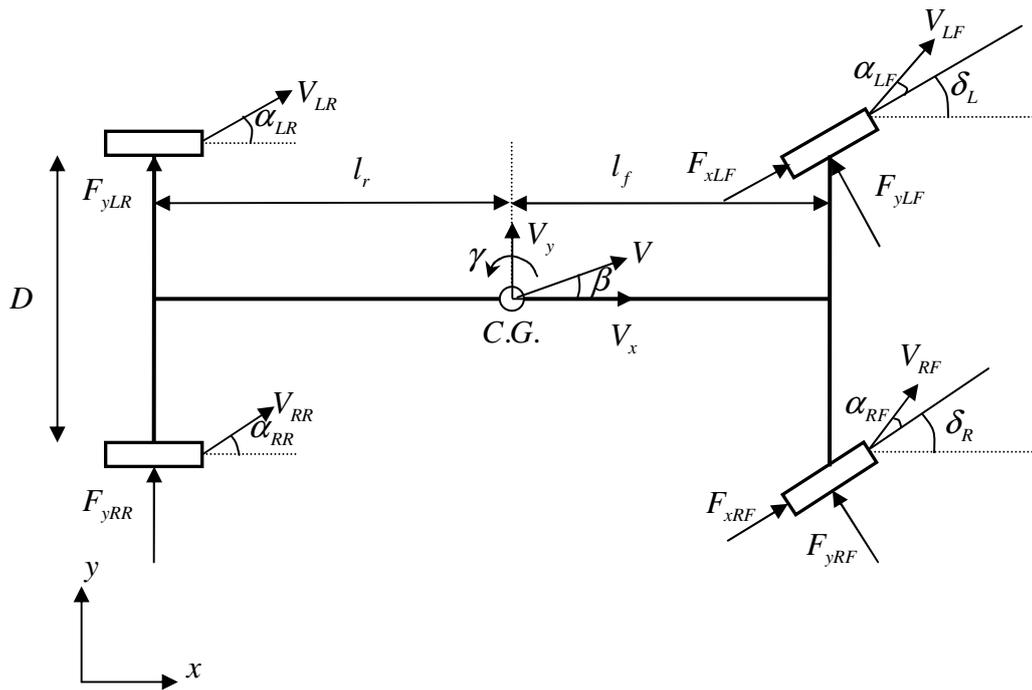


圖 2.1 車輛運動模型

由牛頓第二定律可以簡單的將車輛運動分成平移和旋轉系統 [11]。

平移系統—在一指定方向作用於一物體上之外力合等於其質量與這方向加速度之乘積。

$$m\vec{a} = \sum \vec{F}$$

$$\begin{aligned} \vec{a} &= \dot{\vec{V}} + \vec{\omega} \times \vec{V} \\ &= (\dot{V}_x \vec{i} - \dot{V}_y \vec{j}) + (-\gamma \vec{k}) \times (V_x \vec{i} - V_y \vec{j}) \\ &= (\dot{V}_x - \gamma V_y) \vec{i} - (\dot{V}_y + \gamma V_x) \vec{j} \end{aligned}$$

將 \vec{i} 和 \vec{j} 方向的力分開來討論，可得

\vec{i} 方向分量：

$$\begin{aligned} m(\dot{V}_x - \gamma V_y) &= F_{xLF} \cos \delta_L + F_{xRF} \cos \delta_R - F_{yLF} \sin \delta_L \\ &\quad - F_{yRF} \sin \delta_R \end{aligned} \quad (2.1)$$

\vec{j} 方向分量：

$$m(\dot{V}_y + \gamma \mathcal{W}_x) = F_{yLR} + F_{yRR} + F_{yLF} \cos \delta_L + F_{yRF} \cos \delta_R + F_{xLF} \sin \delta_L + F_{xRF} \sin \delta_R \quad (2.2)$$

(2.1) (2.2) 整理後可得

$$\dot{V}_x = (F_{xLF} \cos \delta_L + F_{xRF} \cos \delta_R - F_{yLF} \sin \delta_L - F_{yRF} \sin \delta_R) / m + \gamma \mathcal{W}_y \quad (2.3)$$

$$\dot{V}_y = (F_{yLR} + F_{yRR} + F_{yLF} \cos \delta_L + F_{yRF} \cos \delta_R + F_{xLF} \sin \delta_L + F_{xRF} \sin \delta_R) / m - \gamma \mathcal{W}_x \quad (2.4)$$

旋轉系統—相對一固定軸、作用於一物體上之扭矩合等於其慣性矩與相對於此軸轉動加速度之乘積。

$$I \bar{\alpha} = \bar{M} = \sum \bar{r} \times \bar{F}$$

$$\bar{r}_{LF} = l_f \bar{i} + \frac{D}{2} \bar{j}$$

$$\bar{r}_{RF} = l_f \bar{i} - \frac{D}{2} \bar{j}$$

$$\bar{r}_{LR} = -l_r \bar{i} + \frac{D}{2} \bar{j}$$

$$\bar{r}_{RR} = -l_r \bar{i} - \frac{D}{2} \bar{j}$$

$$\bar{F}_{LF} = (-F_{yLF} \sin \delta_L + F_{xLF} \cos \delta_L) \bar{i} + (F_{yLF} \cos \delta_L + F_{xLF} \sin \delta_L) \bar{j}$$

$$\bar{F}_{RF} = (-F_{yRF} \sin \delta_R + F_{xRF} \cos \delta_R) \bar{i} + (F_{yRF} \cos \delta_R + F_{xRF} \sin \delta_R) \bar{j}$$

$$\bar{F}_{LR} = F_{yLR} \bar{j}$$

$$\bar{F}_{RR} = F_{yRR} \bar{j}$$

$$I_V \dot{\gamma} = (F_{yLF} \cos \delta_L + F_{xLF} \sin \delta_L) l_f + (F_{yLF} \sin \delta_L - F_{xLF} \cos \delta_L) \frac{D}{2} + (F_{yRF} \cos \delta_R + F_{xRF} \sin \delta_R) l_f + (F_{xRF} \cos \delta_R - F_{yRF} \sin \delta_R) \frac{D}{2} - l_r F_{yLR} - l_r F_{yRR}$$



可整理成

$$\begin{aligned}
 \dot{\gamma} = & [(F_{yLF} \cos \delta_L + F_{xLF} \sin \delta_L) l_f \\
 & + (F_{yLF} \sin \delta_L - F_{xLF} \cos \delta_L) \frac{D}{2} \\
 & + (F_{yRF} \cos \delta_R + F_{xRF} \sin \delta_R) l_f \\
 & + (F_{xRF} \cos \delta_R - F_{yRF} \sin \delta_R) \frac{D}{2} \\
 & - l_r F_{yLR} - l_r F_{yRR}] / I_V
 \end{aligned} \tag{2.5}$$

2.2 輪胎模型

車輛直行前進行駛時，車輪的方向與車輪前進的方向一致，亦即車輪的前進方向在車輪的旋轉面內。然而，當車輛有側向運動或偏轉運動時，車輛相對於地面的前進方向未必在車輪的旋轉面內，此時輪胎就會有滑移角（Slip Angle, α ）及側向力（Lateral Force, F_y ）的產生，側滑角定義為輪胎旋轉面方向和觸地面前進方向間的夾角，側向力則為垂直於輪胎旋轉面方向的作用力，其間的關係如圖 2.2 所示。

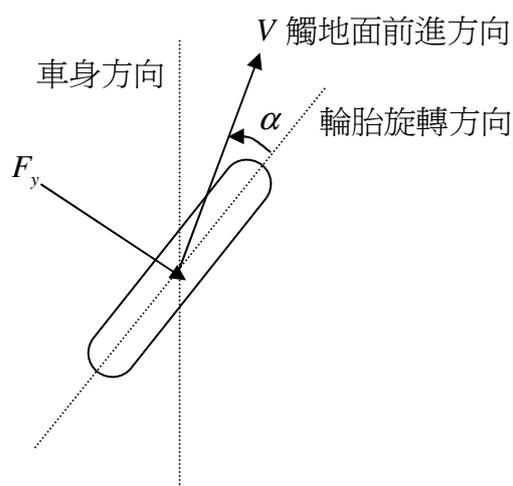


圖 2.2 輪胎側滑示意圖

求側滑角之前先要得到輪胎的速度分量，故先將四個輪胎的速度分解如下所

示

$$V_{xLF} = V_x - \frac{D}{2} \gamma \quad (2.6)$$

$$V_{yLF} = V_y + l_f \gamma \approx V_x \beta + l_f \gamma$$

$$V_{xRF} = V_x + \frac{D}{2} \gamma \quad (2.7)$$

$$V_{yRF} = V_y + l_f \gamma \approx V_x \beta + l_f \gamma$$

$$V_{xLR} = V_x - \frac{D}{2} \gamma \quad (2.8)$$

$$V_{yLR} = V_y - l_r \gamma \approx V_x \beta - l_r \gamma$$

$$V_{xRR} = V_x + \frac{D}{2} \gamma \quad (2.9)$$

$$V_{yRR} = V_y - l_r \gamma \approx V_x \beta - l_r \gamma$$

藉由 (2.6) ~ (2.9) 可以推導出四個輪子的側滑角如下所示[12]

$$\alpha_{LF} = \tan^{-1} \frac{V_{yLF}}{V_{xLF}} - \delta_L \approx \tan^{-1} \frac{V_x \beta + l_f \gamma}{V_x - \frac{D}{2} \gamma} - \delta_L \approx \beta + \frac{l_f \gamma}{V_x} - \delta_L \quad (2.10)$$

$$\alpha_{RF} = \tan^{-1} \frac{V_{yRF}}{V_{xRF}} - \delta_R \approx \tan^{-1} \frac{V_x \beta + l_f \gamma}{V_x + \frac{D}{2} \gamma} - \delta_R \approx \beta + \frac{l_f \gamma}{V_x} - \delta_R \quad (2.11)$$

$$\alpha_{LR} = \tan^{-1} \frac{V_{yLR}}{V_{xLR}} \approx \tan^{-1} \frac{V_x \beta - l_r \gamma}{V_x - \frac{D}{2} \gamma} \approx \beta - \frac{l_r \gamma}{V_x} \quad (2.12)$$

$$\alpha_{RR} = \tan^{-1} \frac{V_{yRR}}{V_{xRR}} \approx \tan^{-1} \frac{V_x \beta - l_r \gamma}{V_x + \frac{D}{2} \gamma} \approx \beta - \frac{l_r \gamma}{V_x} \quad (2.13)$$

車輛做轉向運動時，會受到側向力的作用。對依固定輪胎負載而言，轉向力係隨側滑角而增加。低側滑角時（5度或更小），此關係為線性故轉向力可以下式描述[11]

$$F_y = -C_\alpha \alpha \quad (2.14)$$

假設轉向角很小，且輪胎與地面無滾動阻力，即牽引力為零，則可整理方程

式如下

$$\begin{aligned}
 F_{yLR} &\approx -C_{\alpha R} \left(\beta - \frac{l_r \gamma}{V_x} \right) \\
 F_{yRR} &\approx -C_{\alpha R} \left(\beta - \frac{l_r \gamma}{V_x} \right) \\
 F_{yLF} &\approx -C_{\alpha F} \left(\beta + \frac{l_f \gamma}{V_x} - \delta_L \right) \\
 F_{yRF} &\approx -C_{\alpha F} \left(\beta + \frac{l_f \gamma}{V_x} - \delta_R \right) \\
 F_{xLF} &\approx 0 \\
 F_{xRF} &\approx 0
 \end{aligned} \tag{2.15}$$

其中比例常數 C_α 稱為“轉向剛度”（cornering stiffness）。轉向剛度與許多變數相關，如：輪胎尺寸及形式（輻射與斜紋結構）、胎層數、胎線角度及胎紋等均為重要變數，而速度並不會顯著地影響輪胎所產生的轉向力。

2.3 轉向模式

車輛在做轉向運動時，車體是繞著旋轉中心行駛，四個輪胎的瞬心落在同一點，因外側車輪和內側車輪所行走的距離不一樣，在轉向時左輪和右輪的轉向角不同，假設不考慮因為側向力及道路狀況而產生的側滑角影響，本研究採用阿克曼原理（Ackerman Principle）所構成的轉向幾何，來決定駕駛者輸入的轉向角，對應於左右輪轉向角度間的關係，其幾何關係如圖 2.3 所示[13]。

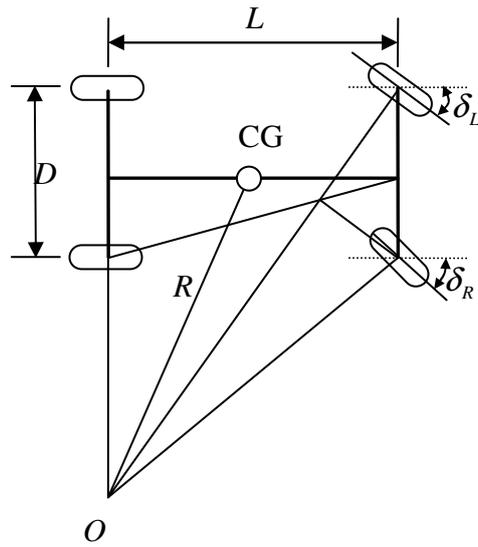


圖 2.3 車輛轉向幾何關係圖

圖 2.3 中符號所代表的意義分別為

δ_L : 左前輪轉向角

δ_R : 右前輪轉向角

L : 前後輪軸距

D : 車輪輪距

R : 車輛質心迴轉半徑

O : 車輛迴轉中心



數學式參考文獻[11]表示如下

右轉時：

$$\delta_L \cong \frac{L}{\left(R + \frac{D}{2}\right)}$$

$$\delta_R \cong \frac{L}{\left(R - \frac{D}{2}\right)}$$
(2.16)

左轉時：

$$\delta_L \cong \frac{L}{\left(R - \frac{D}{2}\right)}$$

$$\delta_R \cong \frac{L}{\left(R + \frac{D}{2}\right)}$$
(2.17)

前兩輪之平均角度定義為阿克曼角 (Ackerman angle)

$$\delta = \frac{L}{R}$$
(2.18)

2.4 車輛整體動態

為簡化模型，假設左輪轉向角等於右輪轉向角，且車輛之側滑角很小且車輛縱向速度保持定值，則結合 (2.15)，可將 (2.2) 精簡成[15]

$$mV_x(\dot{\beta} + \gamma) = F_{yLR} + F_{yRR} + F_{yLF} + F_{yRF}$$
(2.19)

整合 (2.5)、(2.15)、(2.19) 可得到 β 、 γ 的線性化狀態空間方程式如下 [15][16]：

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-2(C_{\alpha F} + C_{\alpha R})}{mV_x} & \frac{2(C_{\alpha R}l_r - C_{\alpha F}l_f)}{mV_x^2} - 1 \\ \frac{2(C_{\alpha R}l_r - C_{\alpha F}l_f)}{I_v} & \frac{-2(C_{\alpha R}l_r^2 + C_{\alpha F}l_f^2)}{I_v V_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2C_{\alpha F}}{mV_x} \\ \frac{2C_{\alpha F}l_f}{I_v} \end{bmatrix} \delta \quad (2.20)$$

用 $\beta = \frac{V_y}{V_x}$ 代入 (2.10) ~ (2.13) 可將前後輪的側滑角表示如下[16]：

$$\alpha_{LF} = \alpha_{RF} = \frac{V_y + l_f \gamma}{V_x} - \delta$$

$$\alpha_{LR} = \alpha_{RR} = \frac{V_y - l_r \gamma}{V_x}$$
(2.21)

結合 (2.4)、(2.14)、(2.21) 可以得到 \dot{V}_y 的關係式如下[16]：

$$\dot{V}_y = \left[\frac{-2(C_{\alpha R} + C_{\alpha F})}{mV_x} \quad \frac{2(C_{\alpha R}l_r - C_{\alpha F}l_f)}{mV_x} - V_x \right] \begin{bmatrix} V_y \\ \gamma \end{bmatrix} + \frac{2C_{\alpha F}\delta}{m} \quad (2.22)$$

所得之方程式 (2.20)、(2.22) 即為一般常用之腳踏車模型 (bicycle model)。



第三章 軌跡預測與軌跡補償

本研究提出之構想是將車輛行駛的軌跡誤差修正看成相對於工具機加工路徑的誤差修正，然而其中的不同點在於，工具機的加工路徑是已經事先規劃好之路徑，而車輛欲行駛之路徑則為駕駛者之自由意識所決定，於是本研究提出軌跡預測法則，來獲得車輛下幾秒可能會行走之軌跡，當車輛受外力干預駕駛，使得行車軌跡偏離其欲行走之路徑時，軌跡預測模式將會得知實際路徑與預測路徑之誤差，當誤差大於設定之容許值，系統將會判定車輛失控，此時電腦便會介入車輛駕駛，給予車輛補償轉向角之修正。其中車輛軌跡預測與工具機加工路徑之相對關係如表 3.1 所示。

表 3.1 工具機加工路徑和車輛軌跡預測之相對關係

工具機加工路徑	相對於	車輛軌跡預測
規劃之加工路徑	← EIS →	預測之軌跡路徑
實際上刀具之加工路徑	← →	實際行車路徑
實際路徑與規劃路徑之誤差	← →	實際路徑與預測路徑之誤差

3.1 軌跡預測

假設人在控制車輛的時候仍有某一定的連續性及規則性，故其行駛之路線也必為連續可微分路徑，為求得精確之預測軌跡，本研究藉由過去行車的資訊：點座標、偏駛角。提出三種預測軌跡的方法，並經由模擬不同的軌跡來比較預測之精準度。

3.1.1 外插軌跡預測法

假設車輛下一時間點的位置需由車輛目前及過去兩個時間點的位置和角度推得，其示意圖可以表示如下。

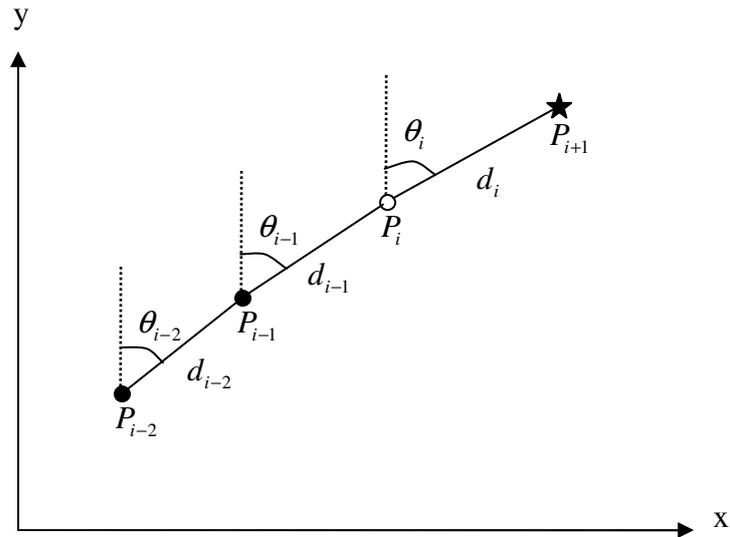


圖 3.1 外插軌跡預測法

圖 3.1 中符號所代表的意義分別為

P_{i+1} ：車輛下一時間點位置

P_i ：目前車輛位置

P_{i-1} ：車輛前一時間點位置

P_{i-2} ：車輛前二時間點位置

θ ：偏駛角

d ：位置間的距離

定義 P 、 d 、 θ 間的關係如下

$$d_{i-1} = P_i - P_{i-1} \quad (3.1)$$

$$d_{i-2} = P_{i-1} - P_{i-2}$$

$$V_{i-1} = \frac{d_{i-1}}{\Delta t} \quad (3.2)$$

$$V_{i-2} = \frac{d_{i-2}}{\Delta t} \quad (3.3)$$

$$a_i = \frac{V_{i-1} - V_{i-2}}{\Delta t} \quad (3.4)$$

$$w_{i-1} = \frac{\theta_{i-1}}{\Delta t} \quad (3.5)$$

$$w_{i-2} = \frac{\theta_{i-2}}{\Delta t} \quad (3.6)$$

$$\alpha_i = \frac{w_{i-1} - w_{i-2}}{\Delta t} \quad (3.7)$$

其中 V 為速度， a 為加速度， w 為角速度， α 為角加速度。假設距離和角度可分別獨立並遵循牛頓定理成一線性關係如下

$$S = Vt + \frac{1}{2}at^2 \quad (3.8)$$

則由數學式 (3.8) 可以定義 P_i 距離下一點 P_{i+1} 的距離 d_i 和偏駛角度 θ_i 分別為

$$d_i = V_{i-1}\Delta t + \frac{1}{2}a_i(\Delta t)^2 \quad (3.9)$$

$$\theta_i = w_{i-1}\Delta t + \frac{1}{2}\alpha_i(\Delta t)^2 \quad (3.10)$$

假設 P_i 、 P_{i+1} 的座標分別為 (x, y) 、 (x_p, y_p) 則

$$x_p = x + d_i \sin \theta_i \quad (3.11)$$

$$y_p = y + d_i \cos \theta_i \quad (3.12)$$

3.1.2 外插軌跡預測誤差補償法

此方法和前一小節所述的方法相似，唯一的不同點在於多加了前一點軌跡預測誤差項，其預測流程可以表示如下圖所示

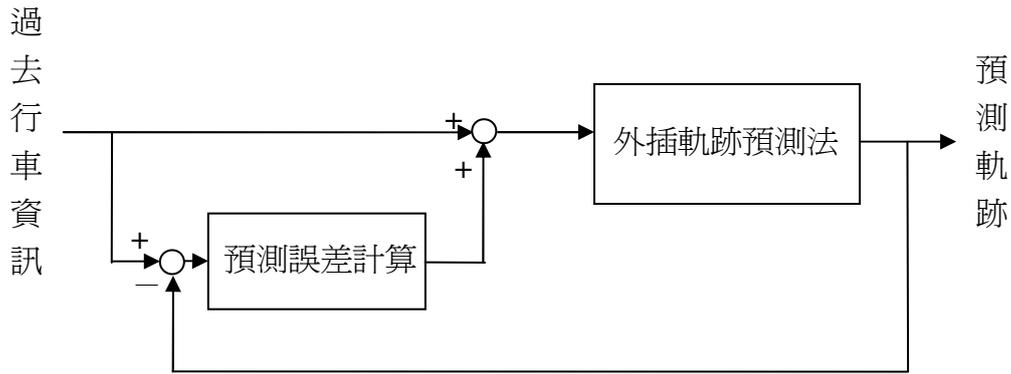


圖 3.2 外插軌跡預測誤差補償法流程圖

前一點預測誤差項數學式可以表示如下

$$E_d = d_{a,i-1} - d_{p,i-1} \quad (3.13)$$

$$E_s = \theta_{a,i-1} - \theta_{p,i-1} \quad (3.14)$$

其中 $d_{a,i-1}$ 為前一點實際軌跡距離， $d_{p,i-1}$ 為前一點預測軌跡距離， $\theta_{a,i-1}$ 為前一點實際軌跡角度， $\theta_{p,i-1}$ 為前一點預測軌跡角度， E_d 為距離預測誤差， E_s 為角度預測誤差，因此定義 P_i 距離下一點 P_{i+1} 的距離 d_i 和偏駛角度 θ_i 分別為

$$d_i = V_{i-1} \Delta t + \frac{1}{2} a_i (\Delta t)^2 + E_d \quad (3.15)$$

$$\theta_i = w_{i-1} \Delta t + \frac{1}{2} \alpha_i (\Delta t)^2 + E_s \quad (3.16)$$

3.1.3 循圓軌跡預測法

此方法和先前兩種方法相同的地方在於，也是由車輛目前及過去兩個時間點的位置推得下一點軌跡位置，不同點在於，假設車輛是遵循著圓軌跡在行駛，因此由已知的三點資訊可推得循圓半徑並得到下一點的位置。

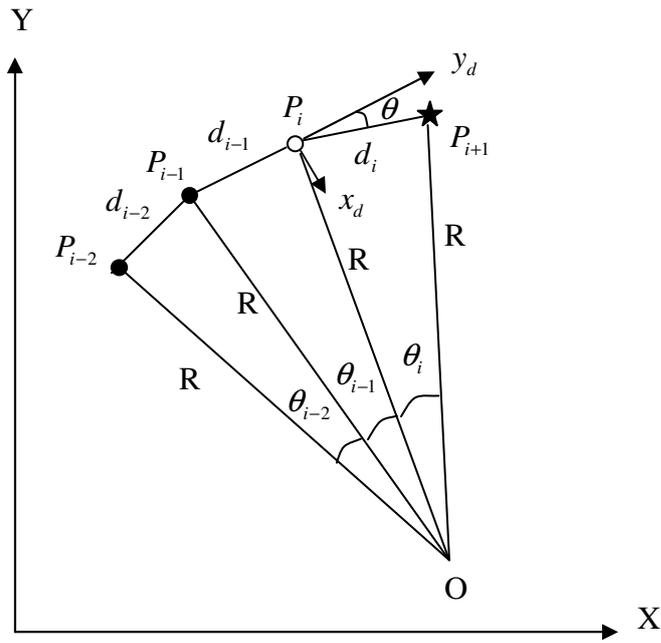


圖 3.3 循圓軌跡預測法

圖 3.3 中符號所代表的意義分別為

P_{i+1} ：車輛下一時間點位置

P_i ：目前車輛位置

P_{i-1} ：車輛前一時間點位置

P_{i-2} ：車輛前二時間點位置

R ：循圓半徑

O ：循圓圓心

θ ：循圓角度

d ：位置間的距離

假設 P_i 、 P_{i-1} 、 P_{i-2} 為已知分別為 (x_1, y_1) 、 (x_2, y_2) 、 (x_3, y_3) ，令圓心座標為 (x, y) ，藉著循圓半徑為定值的條件可得以下關係式

$$(x-x_1)^2 + (y-y_1)^2 = (x-x_2)^2 + (y-y_2)^2 \quad (3.17)$$

$$(x-x_2)^2 + (y-y_2)^2 = (x-x_3)^2 + (y-y_3)^2 \quad (3.18)$$

(3.17)、(3.18) 整理後可得

$$x = \frac{(x_1^2 + y_1^2) - (x_2^2 + y_2^2)}{2(x_1 - x_2)} - \frac{y(y_1 - y_2)}{x_1 - x_2} \quad (3.19)$$

$$y = \frac{\left[\frac{(x_2^2 + y_2^2) - (x_3^2 + y_3^2)}{2(x_2 - x_3)} - \frac{(x_1^2 + y_1^2) - (x_2^2 + y_2^2)}{2(x_1 - x_2)} \right]}{\left[\frac{y_2 - y_3}{x_2 - x_3} - \frac{y_1 - y_2}{x_1 - x_2} \right]} \quad (3.20)$$

由 (3.17)、(3.18) 可得循圓半徑為

$$R = \sqrt{(x - x_1)^2 + (y - y_1)^2} \quad (3.21)$$

角速度 w 和角加速度 α 的關係如下所示

$$w_{i-1} = \frac{\theta_{i-1}}{\Delta t} \quad (3.22)$$

$$w_{i-2} = \frac{\theta_{i-2}}{\Delta t} \quad (3.23)$$

$$\alpha_i = \frac{w_{i-1} - w_{i-2}}{\Delta t} \quad (3.24)$$

則 θ_i 可由牛頓定理推得

$$\theta_i = w_{i-1} \Delta t + \frac{1}{2} \alpha_i (\Delta t)^2 \quad (3.25)$$

d_i 則可由 θ_i 推得

$$d_i = 2R \sin^{-1} \left(\frac{\theta_i}{2} \right) \quad (3.26)$$

d_i 和動座標 (x_d, y_d) 上縱軸的夾角 θ 可由 θ_i 和 θ_{i-1} 推得

$$\theta = \pi - \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\theta_i}{2} \right) - \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\theta_{i-1}}{2} \right) \quad (3.27)$$

P_{i+1} 相對於動座標 (x_d, y_d) 的位置可以表示如下

$$\vec{P}_{i+1} = d_i \sin \theta \vec{x}_d + d_i \cos \theta \vec{y}_d \quad (3.28)$$

動座標 (x_d, y_d) 和絕對座標 (X, Y) 間的關係圖如下所示

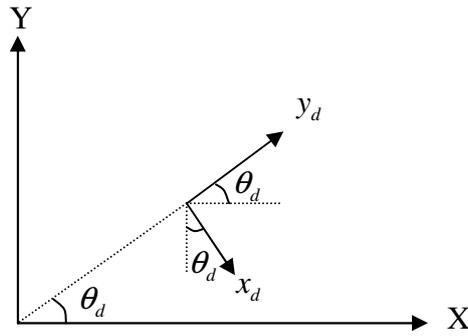


圖 3.4 動座標和絕對座標關係圖

假設 P_{i+1} 相對於絕對的座標的位置為 (x_p, y_p) ，則其關係式可推導如下

$$\theta_d = \tan^{-1} \left(\frac{y_1 - y_2}{x_1 - x_2} \right) \quad (3.29)$$

當車輛右轉時，可推得其絕對位置如下

$$\begin{aligned} x_p &= x_1 + d_i \sin \theta \sin \theta_d + d_i \cos \theta \cos \theta_d \\ &= x_1 + d_i \cos(\theta - \theta_d) \end{aligned} \quad (3.30)$$

$$\begin{aligned} y_p &= y_1 + d_i \cos \theta \sin \theta_d - d_i \sin \theta \cos \theta_d \\ &= y_1 - d_i \sin(\theta - \theta_d) \end{aligned} \quad (3.31)$$

當車輛左轉時，可推得其絕對位置如下

$$\begin{aligned} x_p &= x_1 - d_i \sin \theta \sin \theta_d + d_i \cos \theta \cos \theta_d \\ &= x_1 + d_i \cos(\theta + \theta_d) \end{aligned} \quad (3.32)$$

$$\begin{aligned}
 y_p &= y_1 + d_i \cos \theta \sin \theta_d + d_i \sin \theta \cos \theta_d \\
 &= y_1 + d_i \sin(\theta + \theta_d)
 \end{aligned}
 \tag{3.33}$$

3.1.4 軌跡預測模擬

為了驗證所定義的軌跡預測公式是否可行，並比較三種軌跡預測方法的精準度，以下將針對三種不同的路徑作模擬，假設車輛實際行走的軌跡為一規劃好之已知路徑，觀察預測的軌跡表現，當已知路徑和預測之軌跡路徑間的誤差越小，則可推得此預測方法運用在實際行車軌跡預測時會有較佳之表現。

本實驗模擬的三種不同行車路徑軌跡分別為： $x^2 + y^2 = 100$ 、 $y = x^2$ 、 $y = \sin x$ ，目的是為了能涵蓋大部分的正常行車路徑，其部分差異在於軌跡曲率的不同。

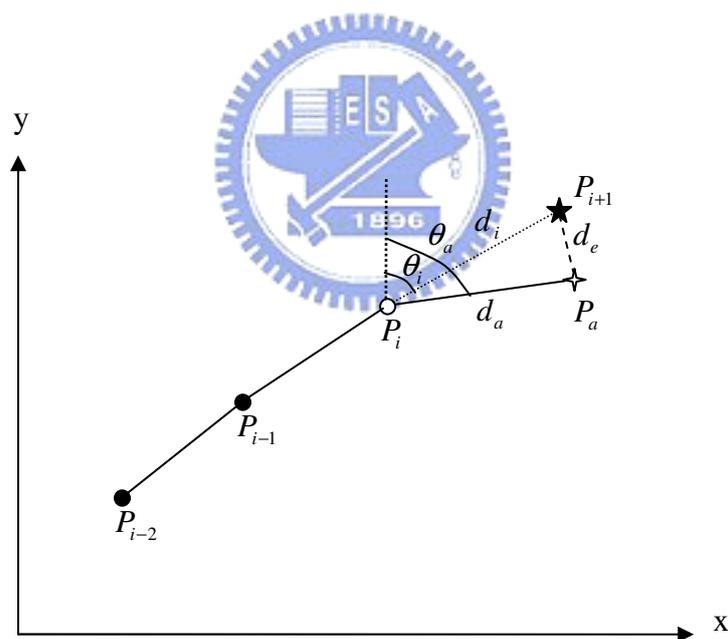


圖 3.5 預測軌跡點和實際軌跡點示意圖

圖 3.5 中符號所代表的意義分別為

P_{i+1} ：車輛下一時間點之預測位置

P_a ：車輛下一時間點之實際位置

P_i ：目前車輛位置

P_{i-1} : 車輛前一時間點位置

P_{i-2} : 車輛前二時間點位置

θ_i : 車輛下一時間點預測位置之偏駛角

θ_a : 車輛下一時間點實際位置之偏駛角

d_i : 車輛下一時間點之預測位置與車輛目前位置間的距離

d_a : 車輛下一時間點之實際位置與車輛目前位置間的距離

d_e : 車輛下一時間點之實際位置與車輛下一時間點之預測位置間的距離

參考圖 3.5 定義 tracking error ratio、distance error ratio、yaw angle error ratio

如下

$$\text{Tracking error ratio} : \frac{d_e}{d_a} \times 100\%$$

$$\text{Distance error ratio} : \frac{d_i - d_a}{d_a} \times 100\%$$

$$\text{Yaw angle error ratio} : \frac{\theta_i - \theta_a}{\theta_a} \times 100\%$$

【1】實際行走軌跡： $x^2 + y^2 = 100$

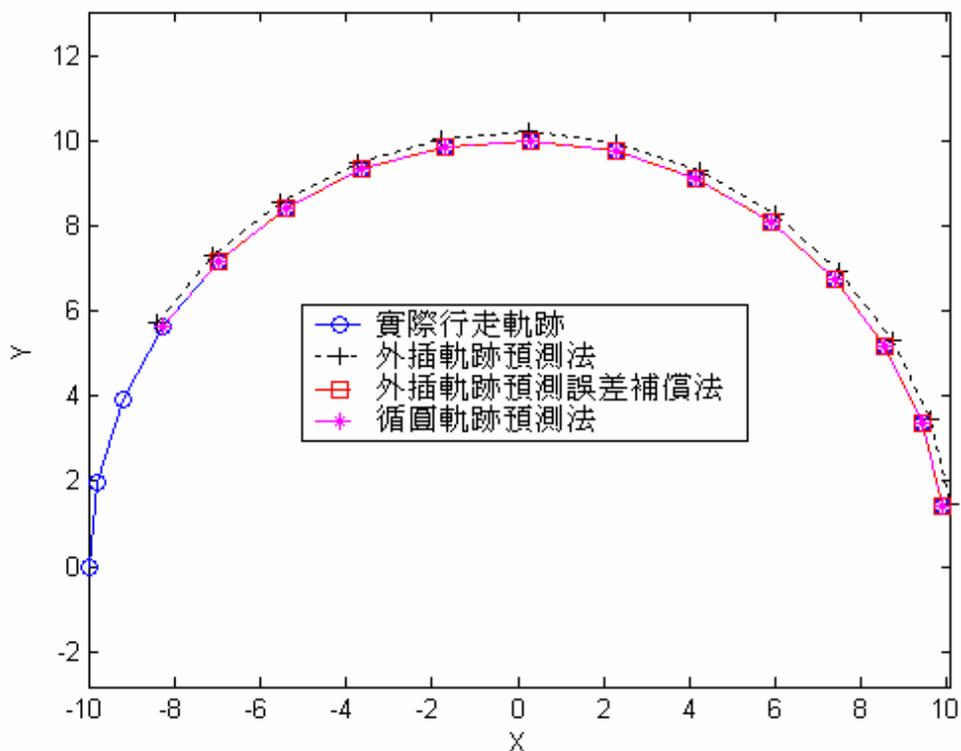


圖 3.6 軌跡 $x^2 + y^2 = 100$ 之預測表現

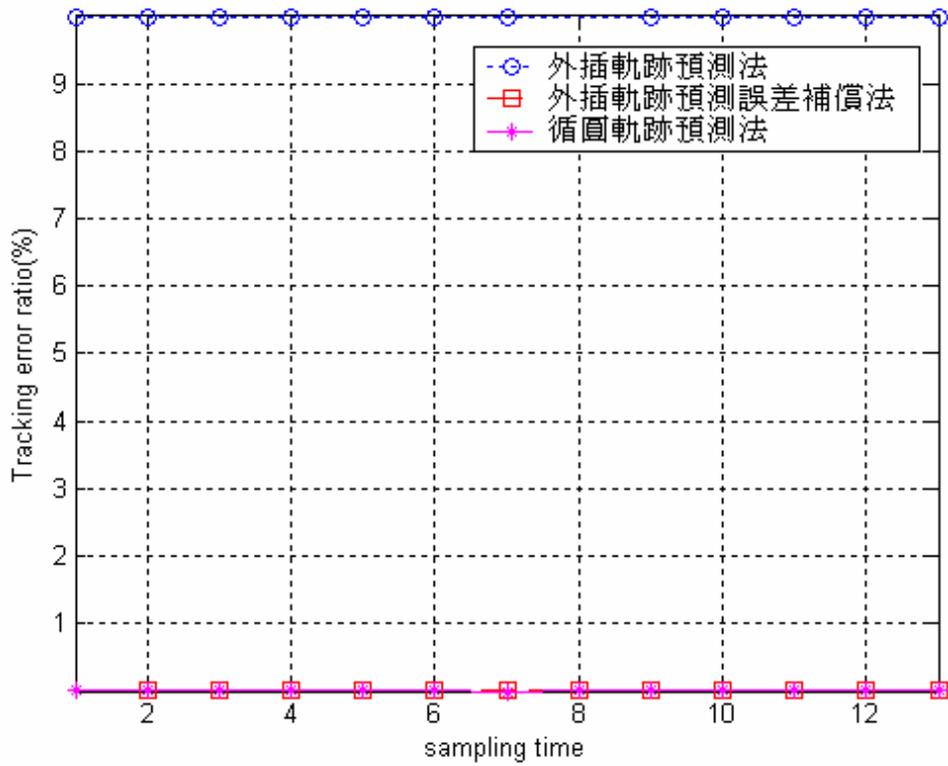


圖 3.7 軌跡 $x^2 + y^2 = 100$ 之 Tracking error ratio

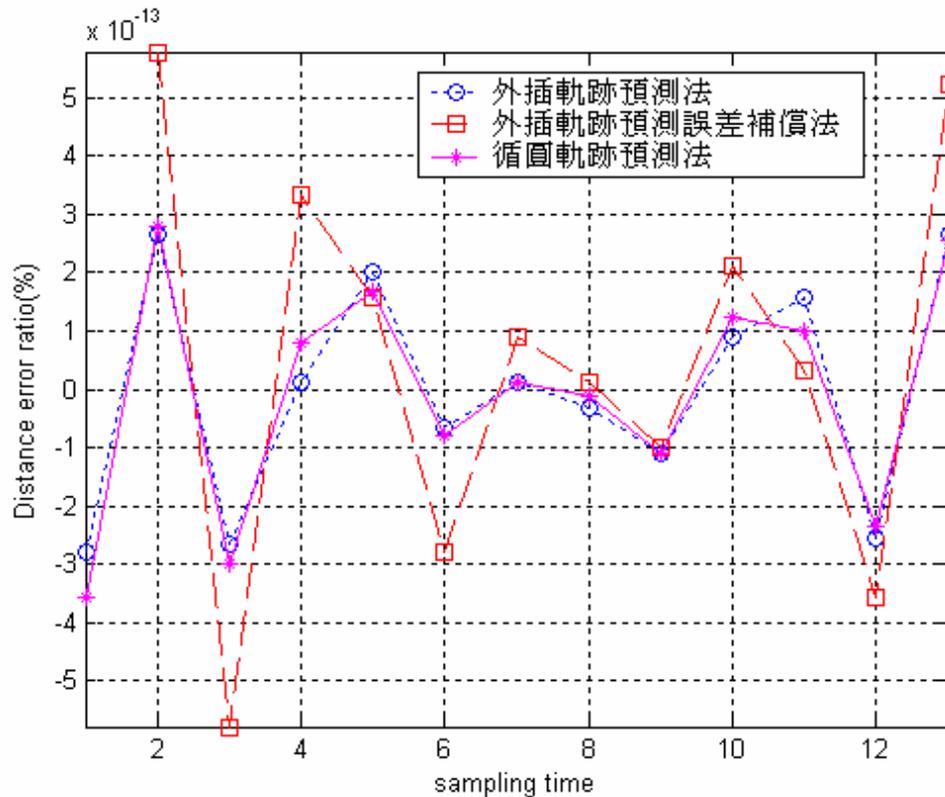


圖 3.8 軌跡 $x^2 + y^2 = 100$ 之 Distance error ratio

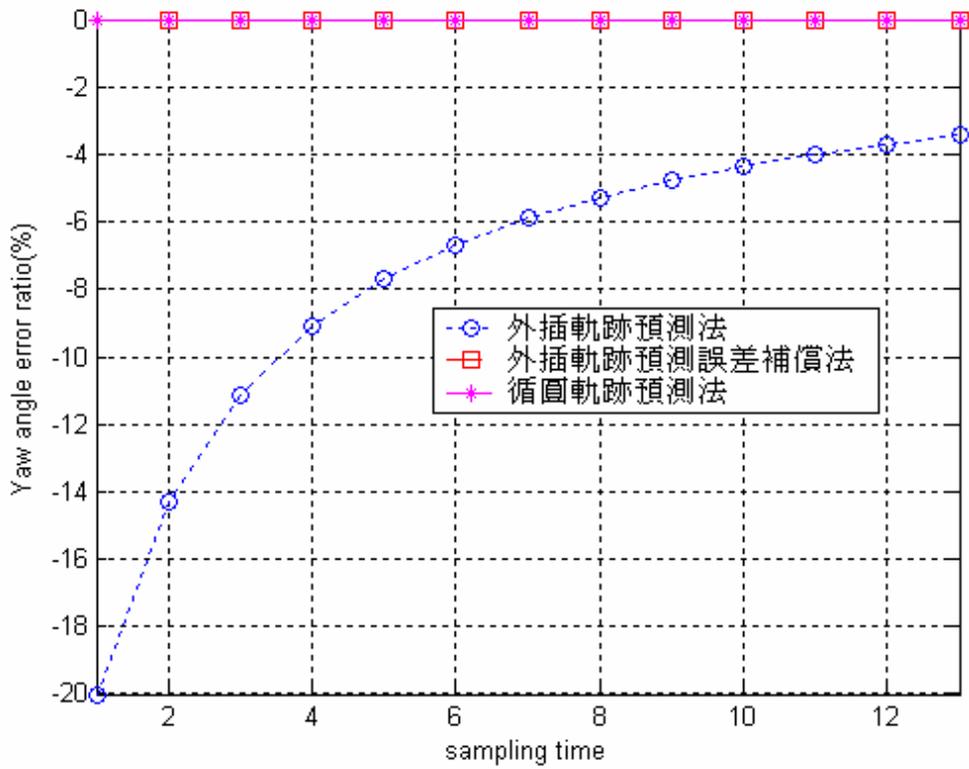


圖 3.9 軌跡 $x^2 + y^2 = 100$ 之 Yaw angle error ratio

由圖 3.7~3.9 可以看出，『外插軌跡預測補償法』及『循圓軌跡預測法』對於軌跡的預測，有非常良好之表現，另外，因為是圓軌跡，因此『外插軌跡預測法』的追蹤誤差也表現得非常平穩。

【2】實際行走軌跡： $y = x^2$

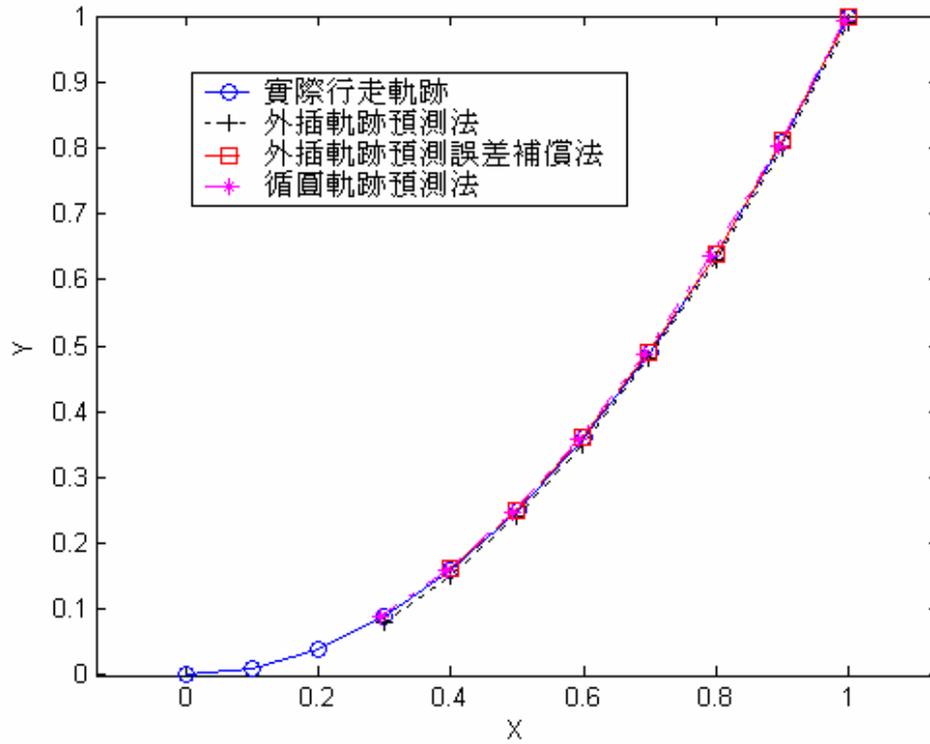


圖 3.10 軌跡 $y = x^2$ 之預測表現

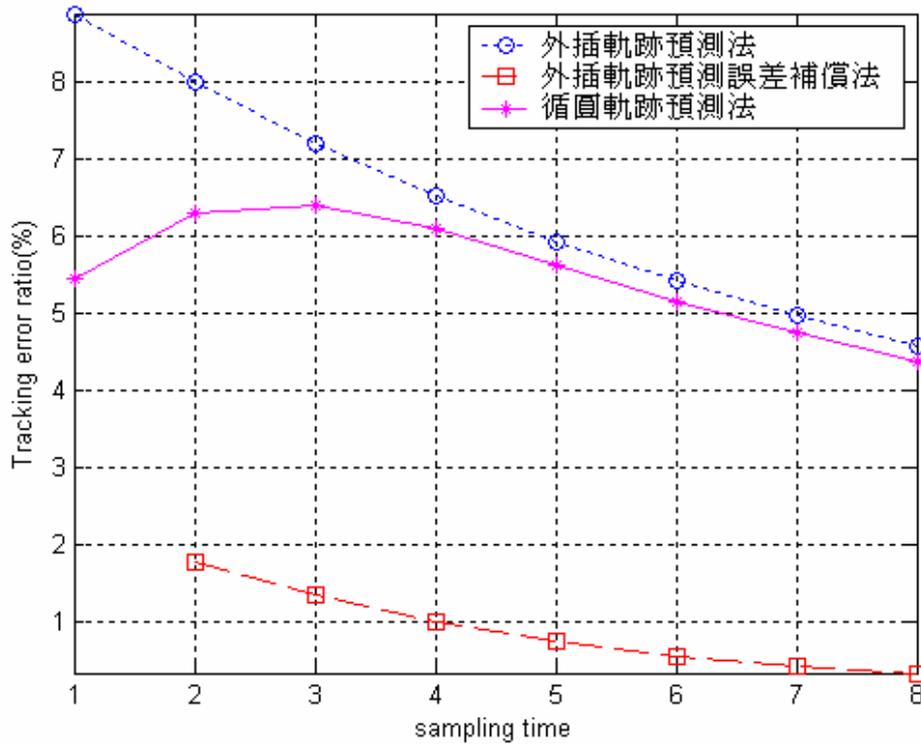


圖 3.11 軌跡 $y = x^2$ 之 Tracking error ratio

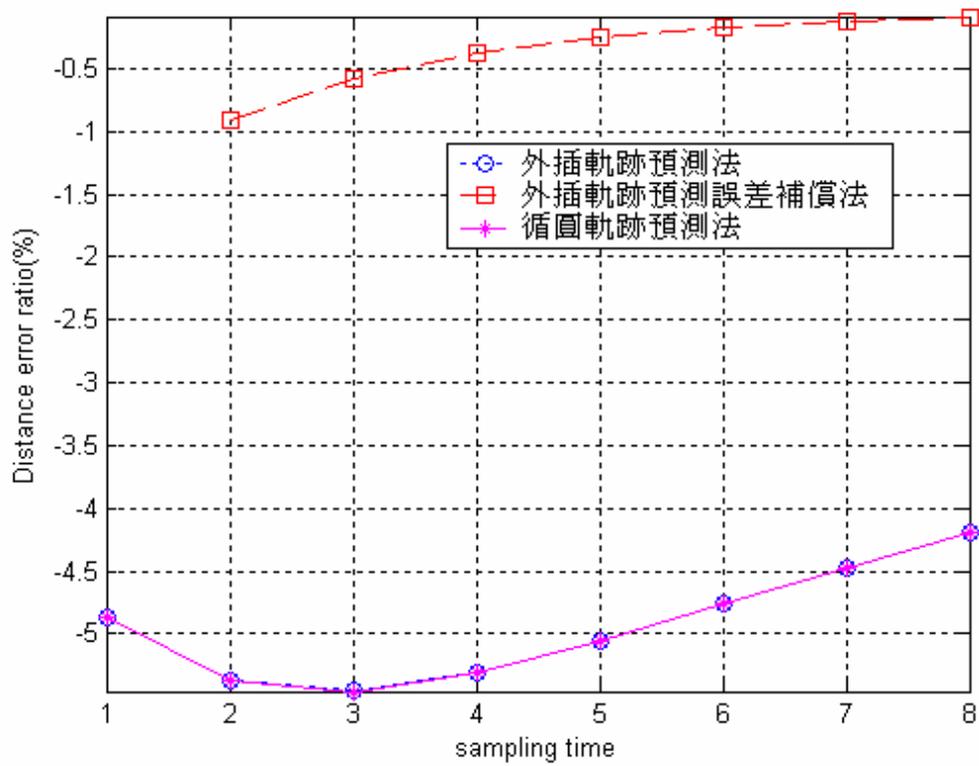


圖 3.12 軌跡 $y = x^2$ 之 Distance error ratio

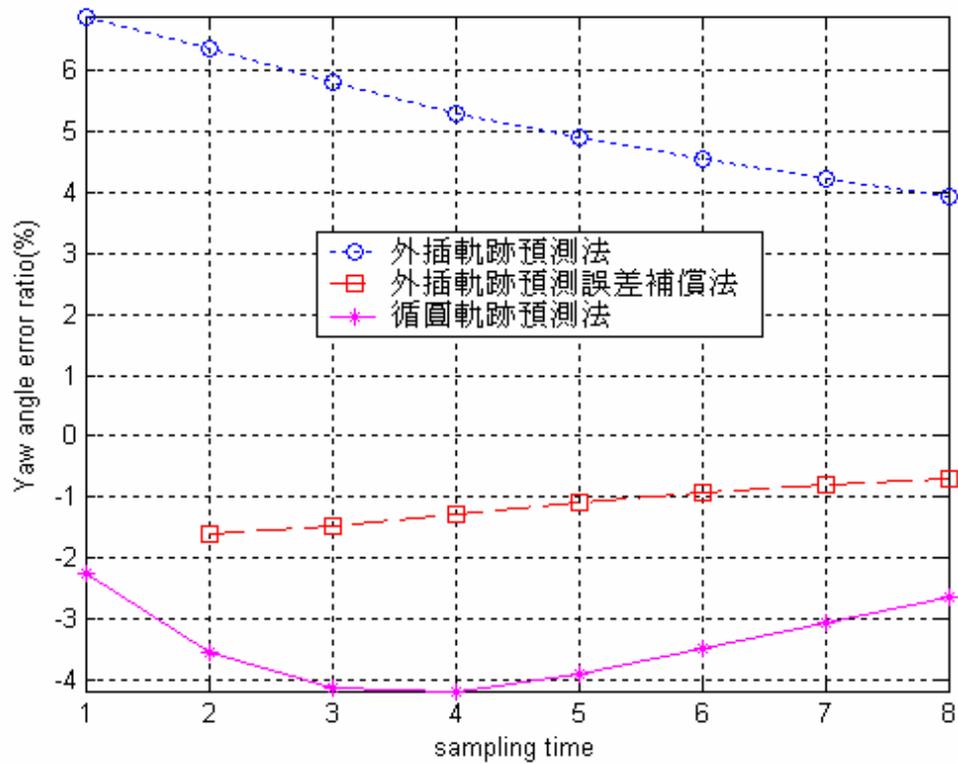


圖 3.13 軌跡 $y = x^2$ 之 Yaw angle error ratio

由圖 3.13 偏擺角度的變化，可以看出 $y = x^2$ 曲線的特性，因為偏擺角度由大變小，所以『外插軌跡預測法』及『外插軌跡預測補償法』對於偏擺角的預測誤差也由大變小；而由圖 3.11 的追蹤軌跡誤差來看，也可發現『外插軌跡預測補償法』有較佳之預測表現。

【3】實際行走軌跡： $y = \sin x$

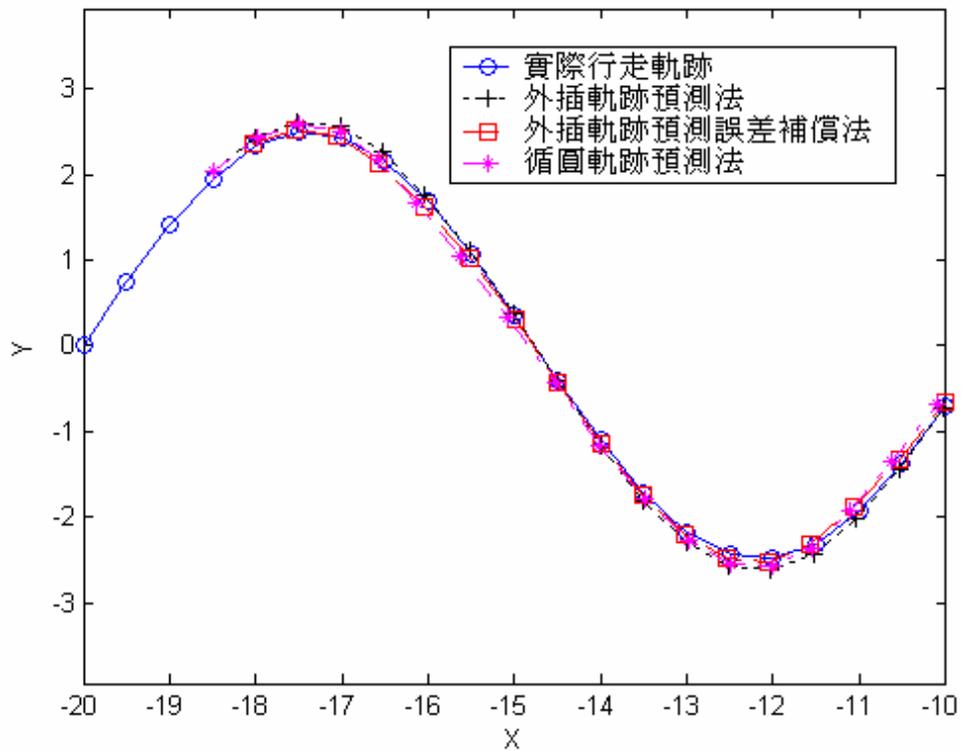


圖 3.14 軌跡 $y = \sin x$ 之預測表現

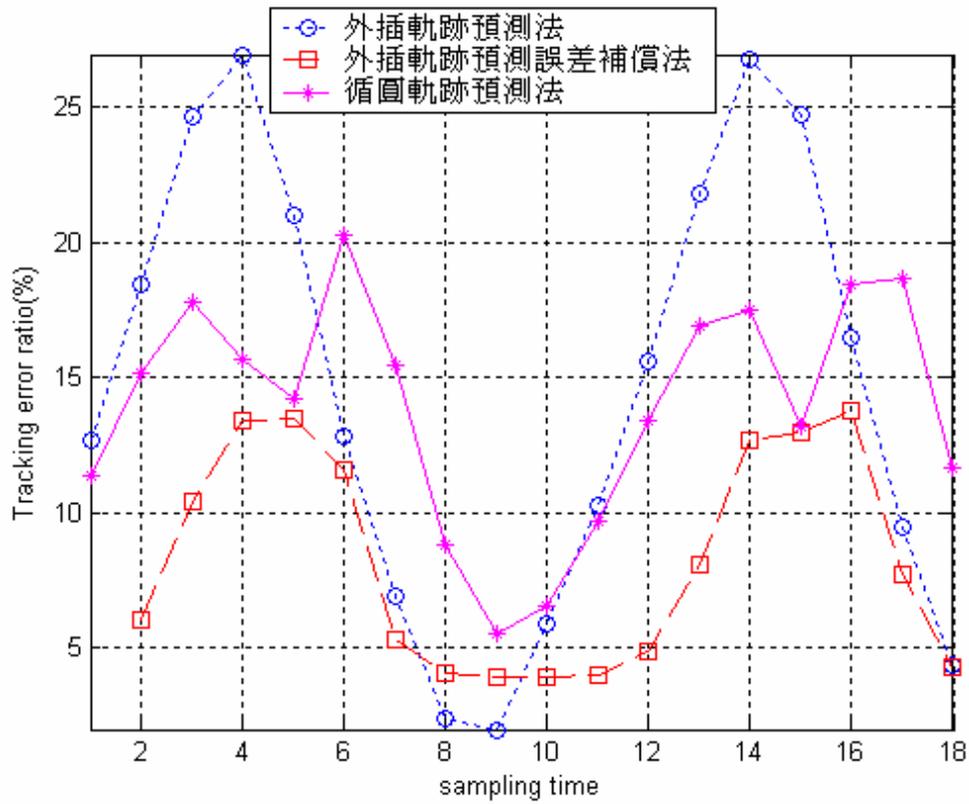


圖 3.15 軌跡 $y = \sin x$ 之 Tracking error ratio

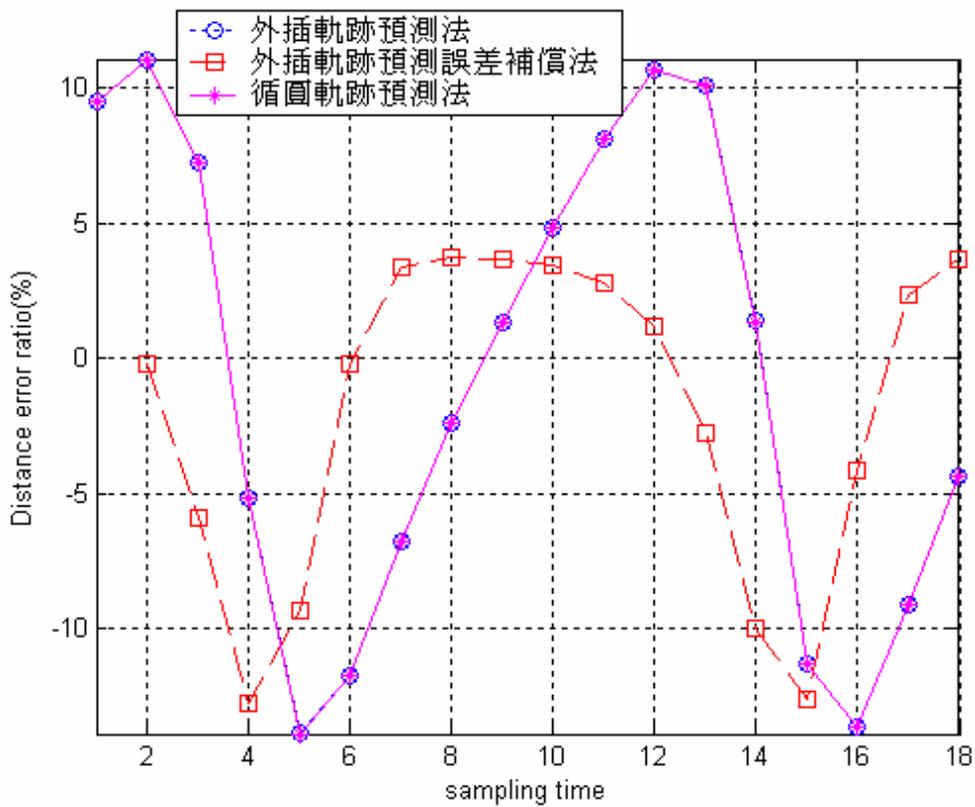


圖 3.16 軌跡 $y = \sin x$ 之 Distance error ratio

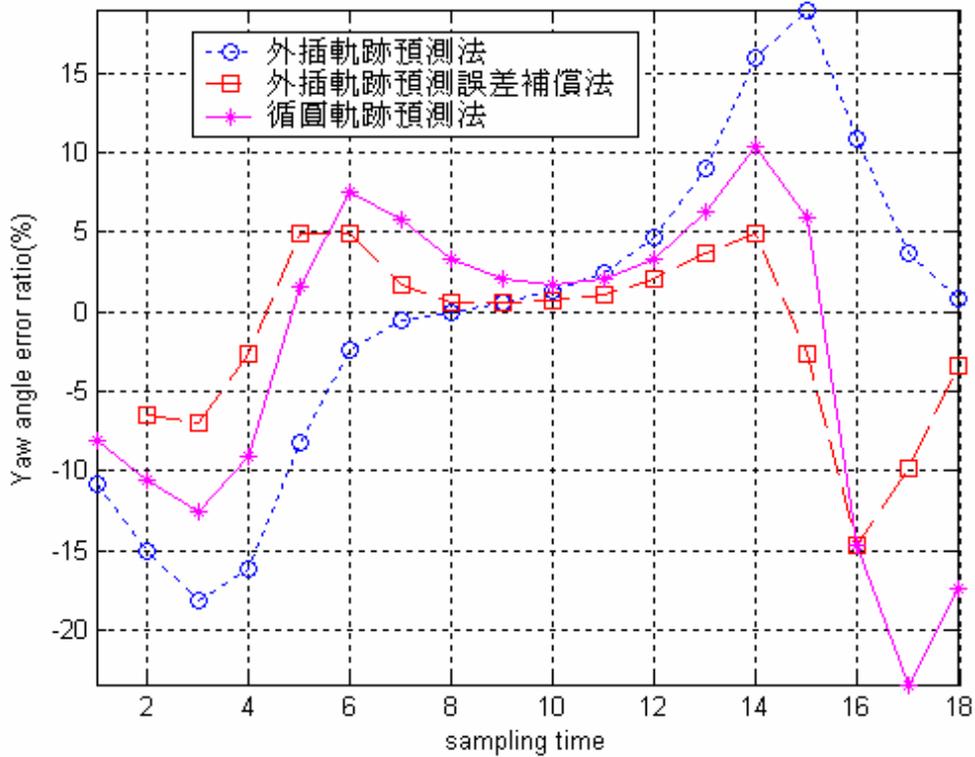


圖 3.17 軌跡 $y = \sin x$ 之 Yaw angle error ratio

$y = \sin x$ 曲線因為是非線性，所以從圖 3.14、3.15 可以看出在偏擺角度較大的曲線部分，其產生的追蹤軌跡誤差也因此較大，然而仍然可以發現『外插軌跡預測補償法』有較佳之預測表現。

整理以上之模擬結果如表 3.2~3.4 所示

表 3.2 $x^2 + y^2 = 100$ 之追蹤軌跡誤差

預測法	平均誤差 (%)	最大誤差 (%)	最小誤差 (%)
外插軌跡預測法	9.9958	9.9958	9.9958
外插軌跡預測誤差補償法	3.6345e-013	6.7315e-013	1.9003e-013
循圓軌跡預測法	2.4301e-013	4.5364e-013	8.8966e-014

表 3.3 $y = x^2$ 之追蹤軌跡誤差

預測法	平均誤差 (%)	最大誤差 (%)	最小誤差 (%)
外插軌跡預測法	6.4478	8.8935	4.5907
外插軌跡預測誤差補償法	0.89254	1.7766	0.34291
循圓軌跡預測法	5.5251	6.415	4.3766

表 3.4 $y = \sin x$ 之追蹤軌跡誤差

預測法	平均誤差 (%)	最大誤差 (%)	最小誤差 (%)
外插軌跡預測法	14.61	26.948	1.9725
外插軌跡預測誤差補償法	8.2536	13.8	3.9085
循圓軌跡預測法	13.897	20.286	5.5335

綜觀以上的模擬結果，發現『外插軌跡預測誤差補償法』有較佳的軌跡預測表現，而『循圓軌跡預測法』則是略優於『外插軌跡預測法』。以上的模擬均沒有給定單位，其誤差也是採用百分比的方式來顯示。圖 3.18 顯示在不同的軌跡追蹤誤差百分比下，車輛速度和軌跡預測距離誤差在不同取樣時間時的關係圖。由圖 3.18 可看出，例如，若採樣時間為 0.1 秒（即電腦運算週期為 0.1 秒），則車速 30m/s（時速 108 公里）時，15%的軌跡誤差約為 0.5 公尺，車輛仍未脫離車道範圍，這表示，只要電腦採樣時間為 0.1 秒，基本上就能即時發現車輛偏離軌跡，及早進行自動補償。

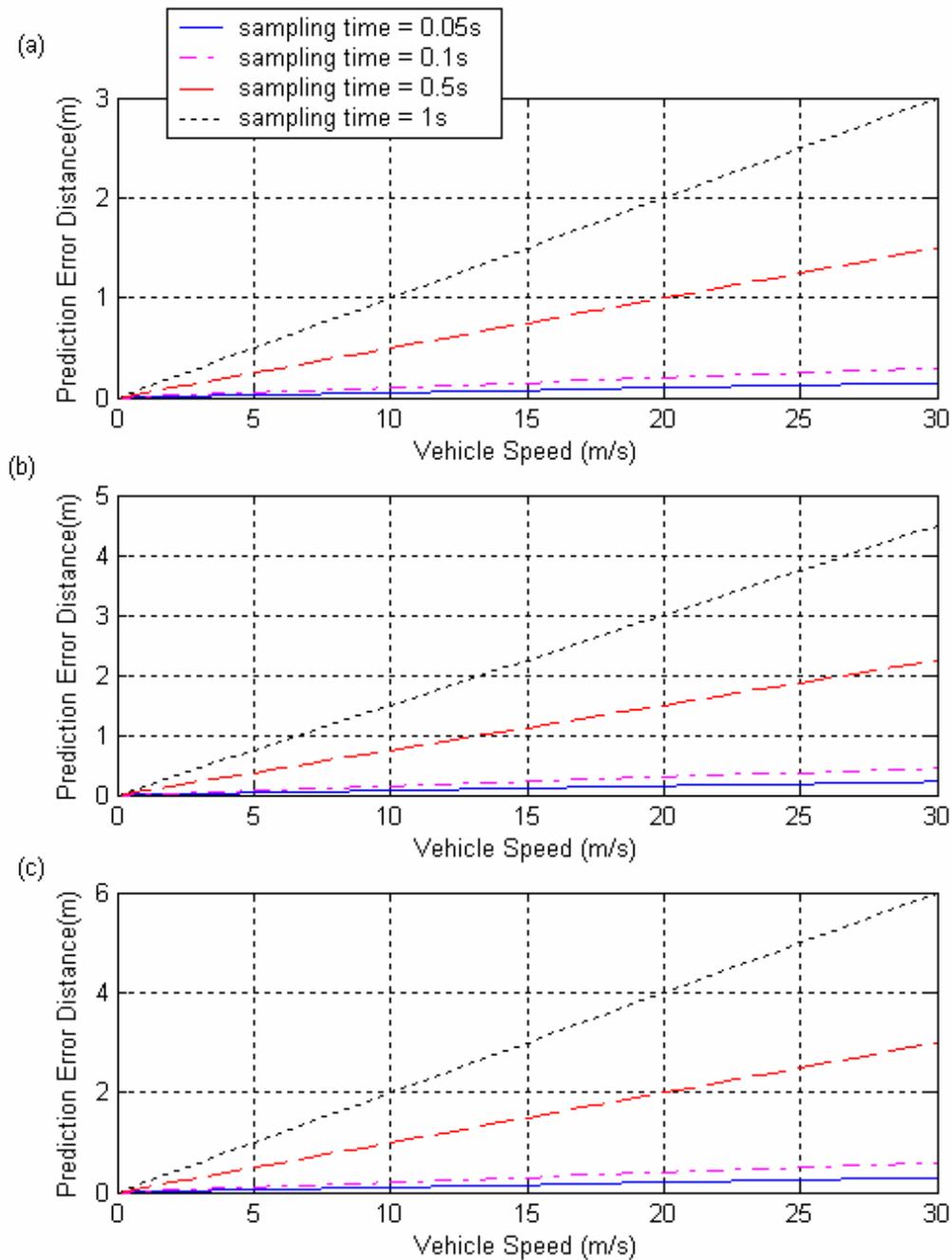


圖 3.18 在軌跡追蹤誤差百分比為(a)10%(b)15%(c)20%時，車輛速度和軌跡預測距離誤差在不同取樣時間時的關係圖

3.2 輪廓誤差的計算

由前一小節所求得之預測車輛下一個時間點位置，與實際上所到達位置間的距離，稱之為追蹤誤差 (Tracking error, E)，而實際位置跟預測軌跡間最短的

距離稱為輪廓誤差 (Contour error, E_r)，對於任意曲線來說，要分析輪廓誤差是相當困難且不能即時計算的。以下將推導對於不同曲線都可以使用的近似表示法。

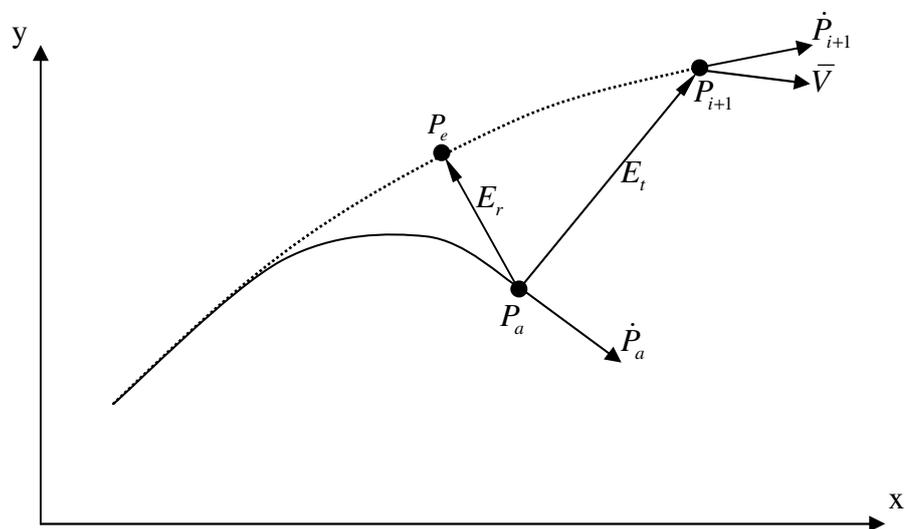


圖 3.19 輪廓誤差示意圖

圖 3.19 為平面上輪廓誤差的表示圖， P_{i+1} 為車輛下一個時間點的預測位置， P_a 為實際上所到達之位置， P_e 為預測軌跡上距離實際位置最近的點，由文獻[15]可得以下定義

$$\bar{E}_t = P_{i+1} - P_a \quad (3.34)$$

$$\bar{E}_r = P_e - P_a \quad (3.35)$$

$$\bar{V} = \frac{\dot{P}_{i+1} + \dot{P}_a}{2} \quad (3.36)$$

根據向量法則，由圖中即可以得到

$$\bar{E}_r \approx \bar{E}_t - (\bar{E}_t \cdot \bar{V}) \frac{\bar{V}}{|\bar{V}|^2} \quad (3.37)$$

在上式中 \cdot 表示向量內積。此即可作為輪廓誤差的近似計算式。

3.3 軌跡誤差補償

當車輛經由本研究所提出之預測軌跡系統偵測並判定車輛失控時，採用前一個時間點預測正確的數據，計算出車輛所欲行駛之路徑，其關係如圖 3.20 所示。

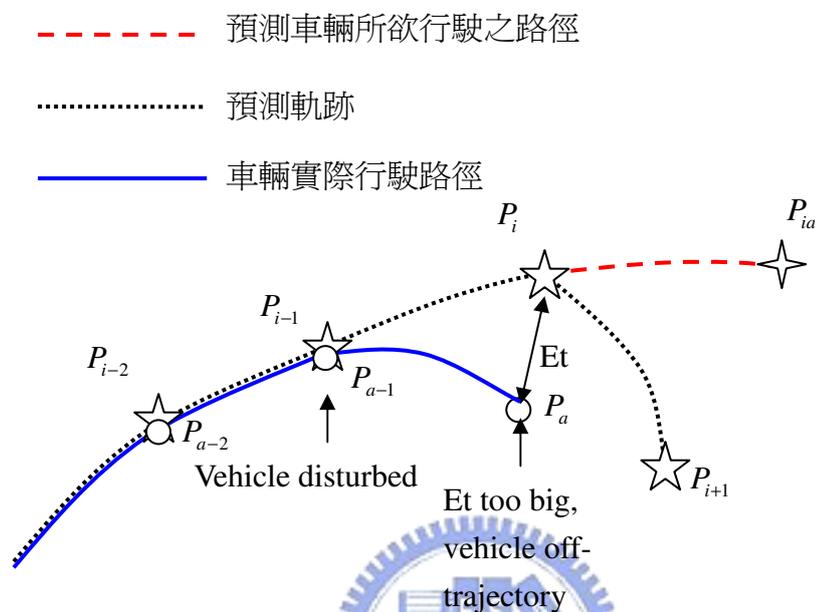


圖 3.20 車輛失控時系統軌跡預測圖

在圖 3.20 中，當車輛受到擾動，使其實際行車軌跡 P_a ，與預測之行車軌跡 P_i 間的追蹤軌跡誤差 Et 過大時，因納入車輛失控時位置資訊 (P_a) 而預測出之下一點行車軌跡 P_{i+1} ，將不能成為正確之軌跡預測，於是系統將採用前一點正確預測之資訊，推算出在車輛未受干擾之前，下兩個時間點所欲行駛之軌跡 P_{ia} ，其計算方式如下

$$x_{ia} = x_i + d_{a-1} \cos \theta_{a-1} \quad (3.38)$$

$$y_{ia} = y_i + d_{a-1} \sin \theta_{a-1} \quad (3.39)$$

其中 d_{a-1} 及 θ_{a-1} 分別為當車輛行駛到 P_{a-1} 位置時，軌跡預測系統所預測出下一個時間點車輛應該到達位置 P_a 之距離及角度資訊， x_{ia} 、 y_{ia} 及 x_i 、 y_i 分別為 P_{ia} 及 P_i 之 x 、 y 座標。

在計算出車輛失控之前所欲行駛之軌跡 P_{ia} 後，系統從車輛的 P_a 位置開始做軌跡修正，使其趨近於所預測出之 P_{ia} 位置，而軌跡修正區分為前後兩個時間區

段，在前面的時間區段，系統採取『CCPM 軌跡補償模式』(CCPM: cross-coupled pre-compensation method) 來修正行車軌跡；而在後面的時間區段，系統則採用『偏駛角誤差補償模式』來修正行車軌跡，以期使車輛能在這兩種軌跡修正模式的作用下，回復到正常行車之軌跡上，以下將個別針對這兩種不同的軌跡修正模式詳細介紹。

3.3.1 輪廓誤差補償模式

軌跡修正前半段採用的輪廓誤差補償模式，其目的是為了縮短期望軌跡與實際軌跡間的輪廓誤差，補償的方法是參考應用於 CNC 工具機上的交叉耦合預補償法[15]，並嘗試將其運用在補償車輛偏駛率上，使受到外在環境干擾而偏離其欲行駛軌跡之車輛，回到其預想的行車路線上。首先經由 3.2 節的輪廓誤差公式，由[15]可得知所需之修正速度 V_{fix} ，與其原本速度 V_a 、預補償量 V_{com} 間的關係如下

$$\vec{V}_{fix} = \vec{V}_a \vec{t} + \vec{V}_{com} \quad (3.40)$$

$$\vec{V}_{com} = K\vec{E}_r \quad (3.41)$$



其中 K 為速度的預補償增益，單位為 1/s； \vec{E}_r 為輪廓誤差，由式(3.37)計算。在本研究中，所需的數值為 \vec{V}_{com} 與絕對座標 x 軸所夾之角度 θ_c ，運算方式表示如公式 3.42 所示，圖 3.21 則為 θ_c 之示意圖，其中 \vec{V}_{xcom} 及 \vec{V}_{ycom} 分別代表補償速度項 \vec{V}_{com} 的 x 跟 y 方向上的分量。

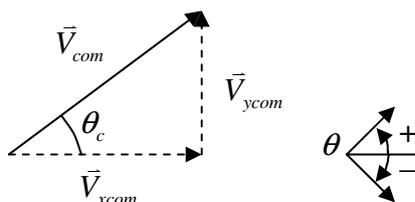


圖 3.21 θ_c 示意圖

$$\begin{cases} \theta_c = \sin^{-1} \left(\frac{\bar{V}_{ycom}}{\sqrt{\bar{V}_{xcom}^2 + \bar{V}_{ycom}^2}} \right) & (\bar{V}_{xcom} > 0) \\ \theta_c = \pi - \sin^{-1} \left(\frac{\bar{V}_{ycom}}{\sqrt{\bar{V}_{xcom}^2 + \bar{V}_{ycom}^2}} \right) & (\bar{V}_{xcom} < 0) \end{cases} \quad (3.42)$$

而所需補償的轉向角 δ_{com} 則可用下列的數學式表示

$$\delta_{com} = K_c (\theta_c - \theta_a) \quad (3.43)$$

其中 θ_a 代表車輛目前所在位置之角度， K_c 代表輪廓誤差補償模式之增益值。輪廓誤差補償模式的系統流程如圖 3.22 所示。

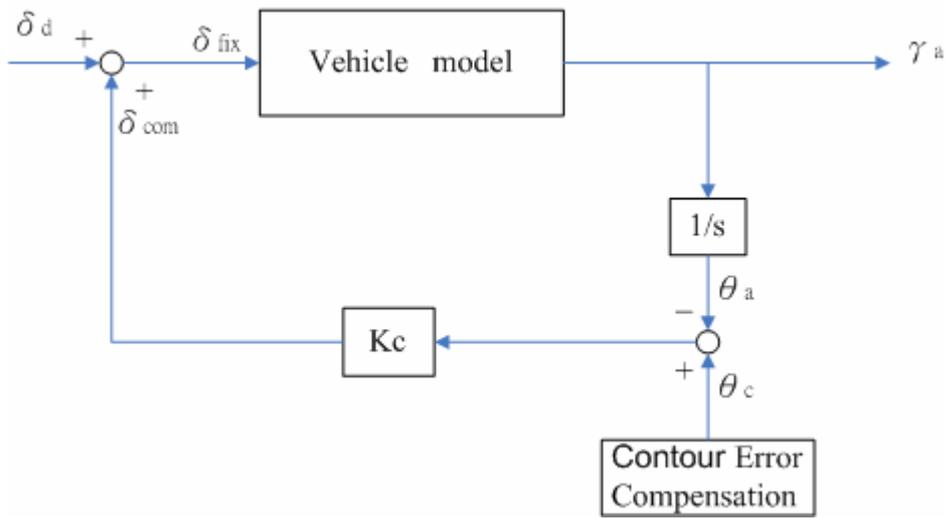


圖 3.22 輪廓誤差補償模式的系統流程圖

δ_d 代表駕駛者輸入之轉向角， δ_{fix} 則代表修正過後輸入車輛之轉向角。

3.3.2 偏駛角誤差 (yaw angle error) 補償模式

軌跡修正前段採用的輪廓誤差補償模式，是為了縮短期望軌跡與實際軌跡間的輪廓誤差，而軌跡修正後段採用的偏駛角誤差補償模式，則是為了使實際車輛行進的方向，趨近於預測軌跡行進的方向，因此所需補償的轉向角 δ_{com} 可用下列的數學式表示

$$\delta_{com} = K_p (\theta_p - \theta_a) \quad (3.44)$$

其中 θ_p 代表預測車輛在期望位置時的角度，即在圖 3.20 中 P_{ia} 位置之角度，

K_p 代表偏駛角誤差補償模式之增益值。偏駛角誤差補償模式的系統流程如圖

3.23 所示。

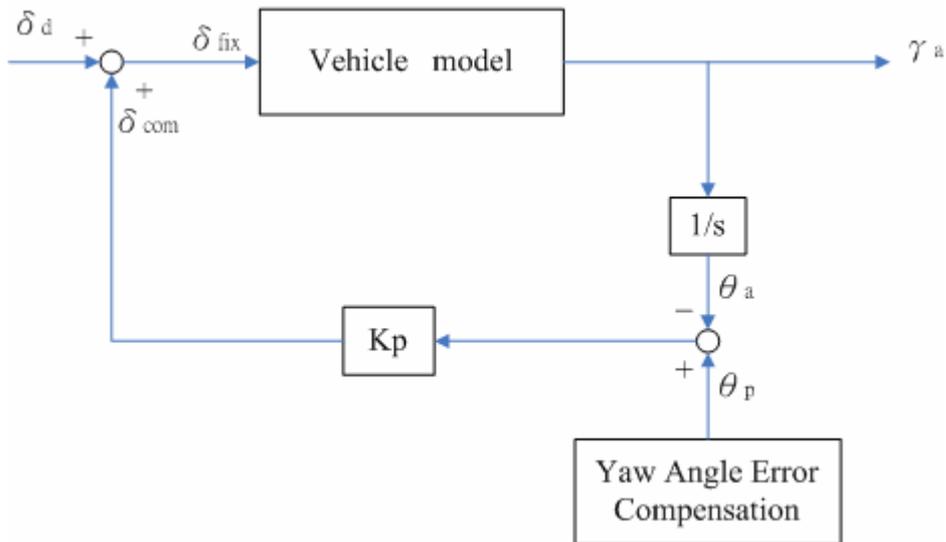


圖 3.23 偏駛角誤差補償模式的系統流程圖

3.4 軌跡補償模擬

將以上之兩種軌跡修正模式與軌跡預測系統做結合之後，可以整理出整體系統架構如圖 3.24 所示

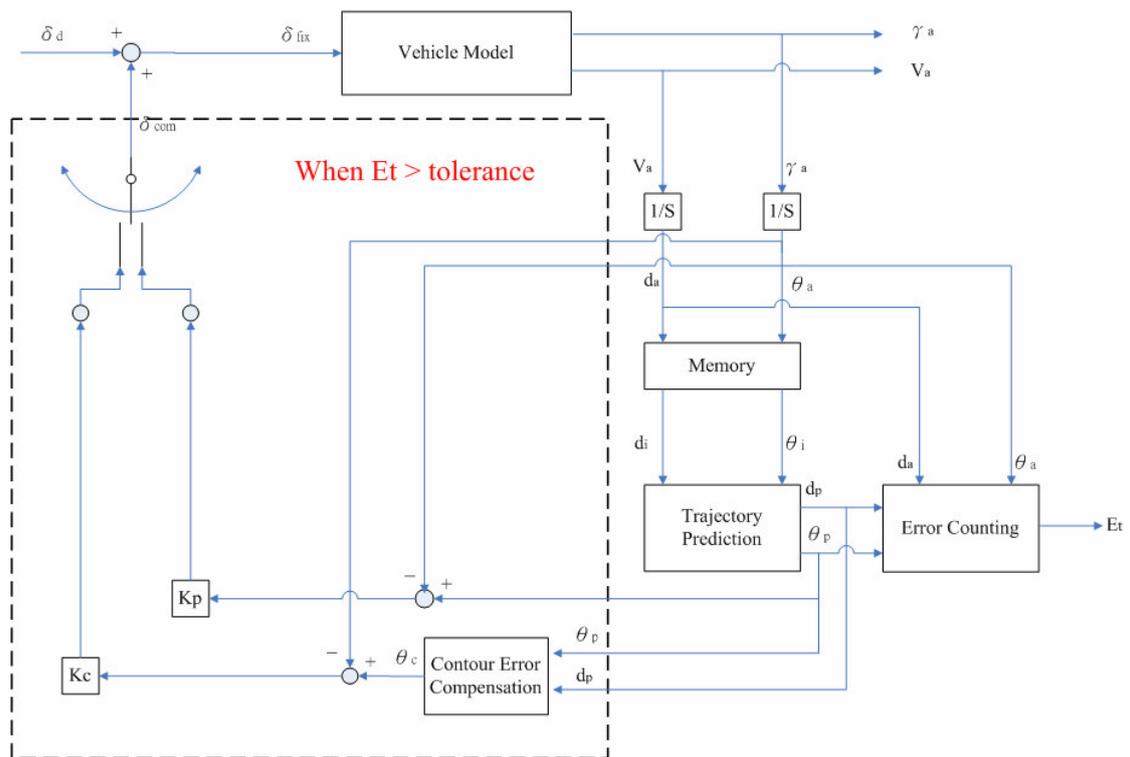


圖 3.24 車輛軌跡預測及誤差自動補償系統之架構圖

補償模式切換的時機，取決於『輪廓誤差補償模式』及『偏駛角誤差補償模式』所佔用總軌跡補償時間的比例，而軌跡補償模式的順序是：先啟動『輪廓誤差補償模式』，再切換成『偏駛角誤差補償模式』。兩種不同軌跡補償模式所佔用的總軌跡補償時間比例，可以用方程式 3.45 表示如下。

$$\frac{t_{f,c}}{t_c} + \frac{t_{r,p}}{t_c} = 1 \quad (3.45)$$

其中 $t_{f,c}$ 代表一開始補償軌跡的時間長度，也就是『輪廓誤差補償模式』所佔用的時間； $t_{r,p}$ 代表切換之後補償軌跡的時間長度，也就是『偏駛角誤差補償模式』所佔用的時間； t_c 代表總軌跡補償時間長度。

本模擬乃套用第二章推導之車輛模型，及前面所證明表現較佳之『外插軌跡預測補償法』，並參考[14]所用之模擬汽車系統參數列於表 3.5。圖 3.25 為結合汽車系統模型及預測軌跡模型，在未受外力干擾的情形下所跑出來的軌跡及其預測表現，由圖中可看出，在 8 個取樣時間之後，軌跡誤差穩定在 2%。圖 3.26 則為

車輛在第八個取樣時間，突然受到一個大變化的轉向角輸入干擾情形下，所跑出來的軌跡及其預測表現，由圖可以看出，圖 3.27 則比較車輛受到干擾及未受干擾情形下之轉向角變化、偏駛率變化，及行走軌跡之差別。

表 3.5 車輛系統模擬參數

參數	大小	單位
車輛縱向速度， V_x	16.67	m/s
車輪輪距， D	1.5	m
車輛質心與前輪軸距離， L_f	1	m
車輛質心與後輪軸距離， L_r	1.5	m
車體重量， m	1540	kg
車輛質心轉動慣量， I_y	2100	$kg \cdot m^2$
前輪轉向剛度， $C_{\alpha F}$	123190	N/rad
後輪轉向剛度， $C_{\alpha R}$	110000	N/rad

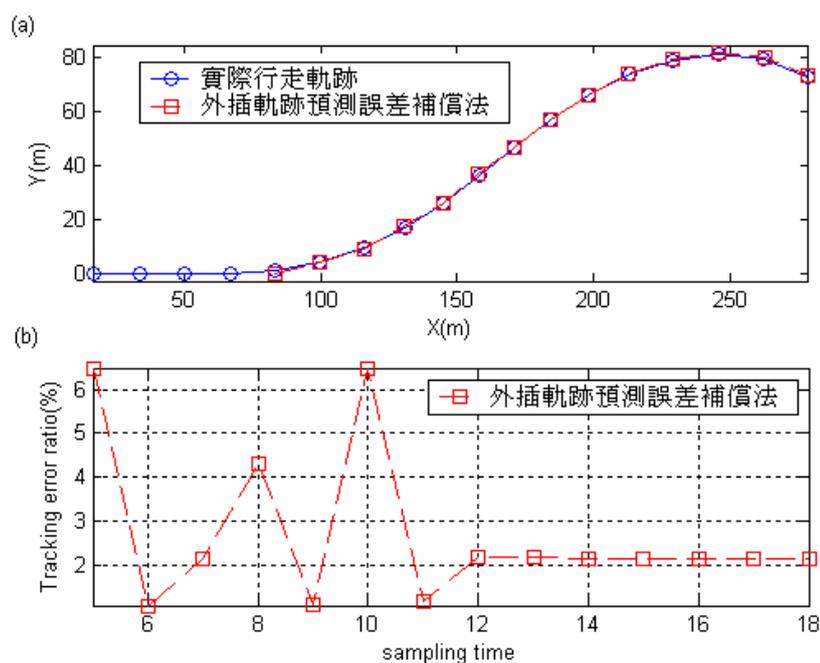


圖 3.25 (a)車輛未受干擾時之行車軌跡及其預測軌跡 (b)預測軌跡之追蹤誤差

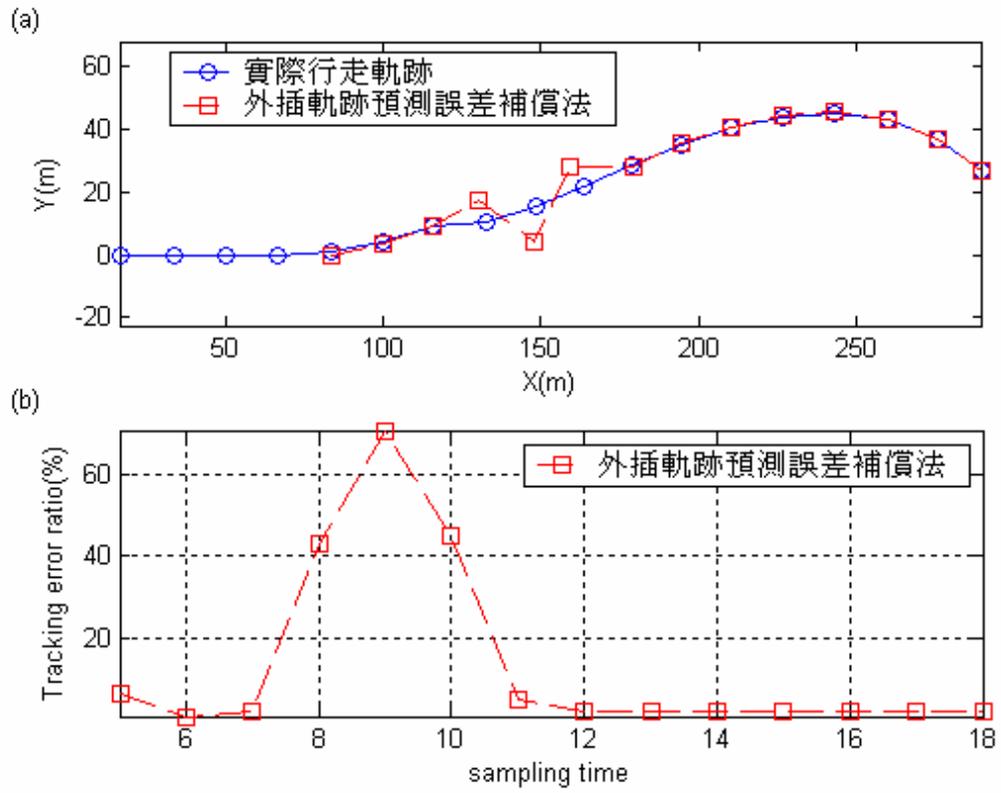


圖 3.26 (a)車輛受異常轉向角干擾時之行車軌跡及其預測軌跡 (b)預測軌跡之追蹤誤差



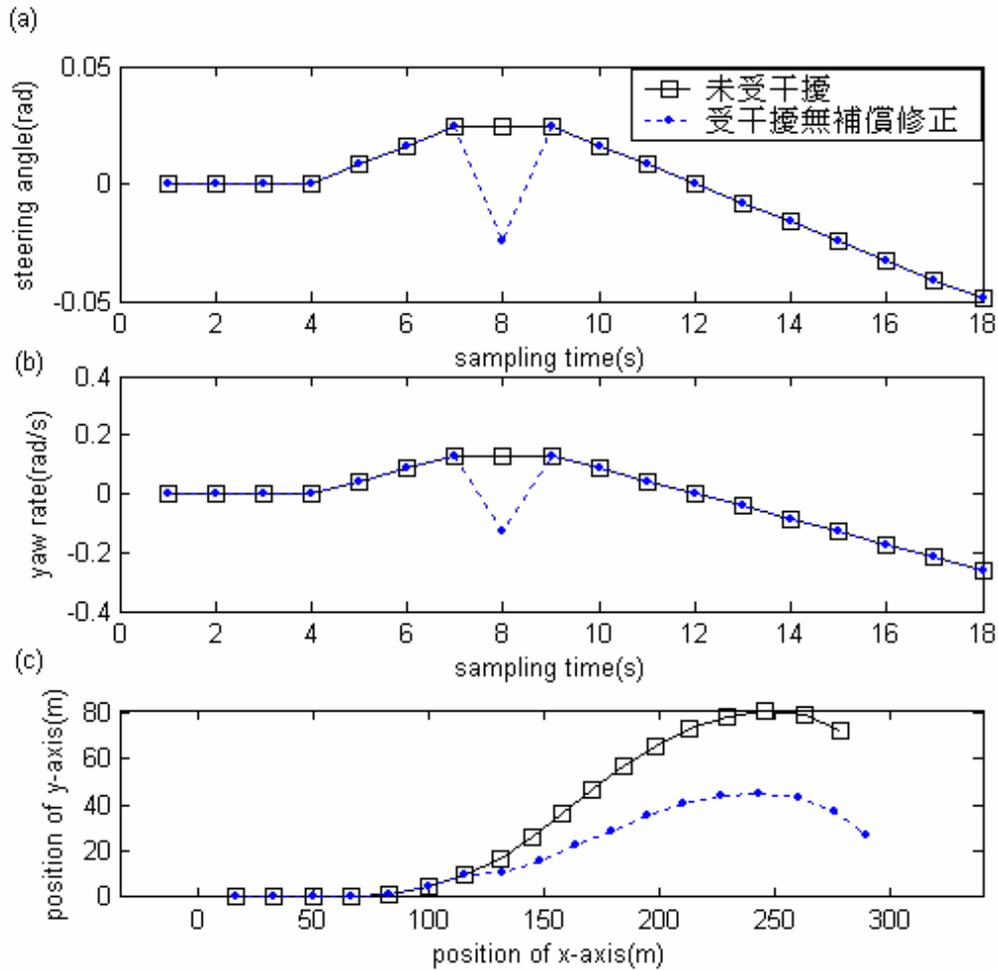


圖 3.27 車輛受干擾及未受干擾情形下之(a)轉向角變化(b)偏駛率變化(c)行走軌跡

由圖 3.25(b)可以發現車輛在未受轉向角輸入干擾的情況下，軌跡預測誤差大約維持在 10%以下，而圖 3.26 及圖 3.27 可以看出當車輛受到大變化的轉向角輸入干擾時，預測軌跡系統的追蹤誤差會突然的激增，因為軌跡預測是利用過去行車軌跡資訊來預測下一點的行車軌跡，因此在受到干擾之後產生巨大的預測誤差，也會併入下一點軌跡預測的參考資訊，而使得其後的軌跡預測同樣產生巨大的預測誤差，因此當軌跡預測誤差超過容許值，判定車輛為失控狀態時，應立即停止軌跡預測，並採用圖 3.20 所述方法預測車輛期望行駛之軌跡，再經由軌跡補償模式來修正車輛行駛軌跡。從圖 3.27 (c) 中也可看出受到車輛干擾後所行駛的軌跡路線與未受干擾時車輛的行駛路徑有很大的不同。

接下來的模擬是將軌跡補償修正系統導入原模擬系統中，目的是為了使受到干擾之車輛行駛軌跡，經過軌跡補償模式修正過後，回復到期望行駛之軌跡上，關於補償軌跡系統模擬相關設定之選用列於表 3.6，圖 3.28 則比較出車輛未受到干擾，及受干擾有軌跡補償修正情形下之轉向角變化、偏駛率變化，及行走軌跡之差別；圖 3.29 則顯示輪廓誤差和車頭偏擺角度，分別在『輪廓誤差補償模式』及『偏駛角誤差補償模式』的修正下，其值隨時間變化的曲線圖；圖 3.30 顯示出結合汽車模型、軌跡預測及軌跡補償修正系統，在車輛未受到干擾，及受到干擾有軌跡補償修正時，所模擬出來之行駛軌跡及預測軌跡。

表 3.6 軌跡補償修正相關參數設定

最大容許追蹤誤差， E_t	20%
輪廓誤差補償模式增益值， K_c	0.09
偏駛角誤差補償模式增益值， K_p	0.25
軌跡預測取樣時間	1sec
軌跡補償取樣時間	0.1sec
輪廓誤差補償模式佔用總補償時間比例， $\frac{t_{f,c}}{t_c}$	0.5
偏駛角誤差補償模式佔用總補償時間比例， $\frac{t_{r,p}}{t_c}$	0.5

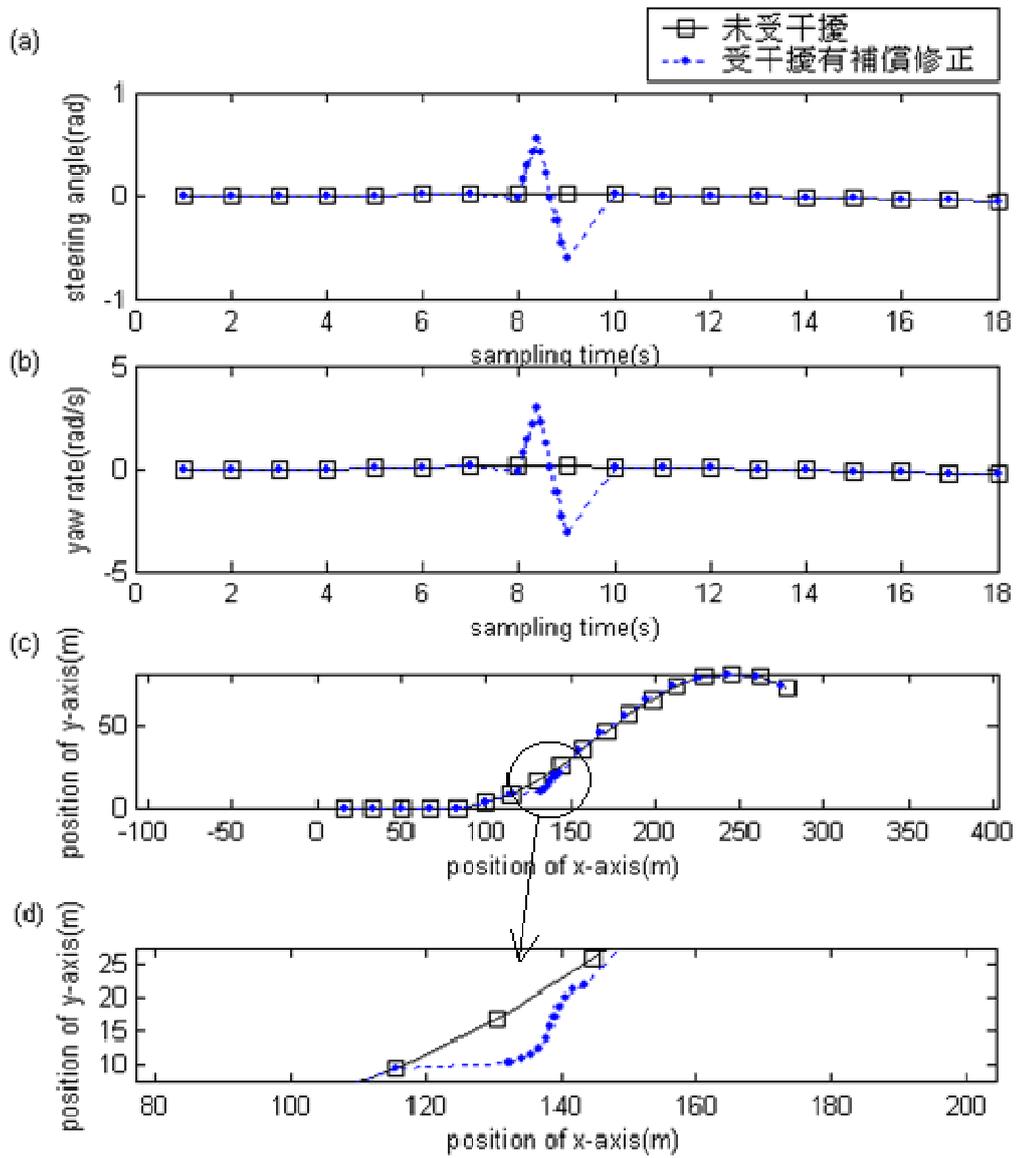


圖 3.28 車輛未受干擾及受干擾有軌跡補償修正情形下之(a)轉向角變化(b)偏
駛率變化(c)行走軌跡(d)軌跡補償修正時行走軌跡放大圖

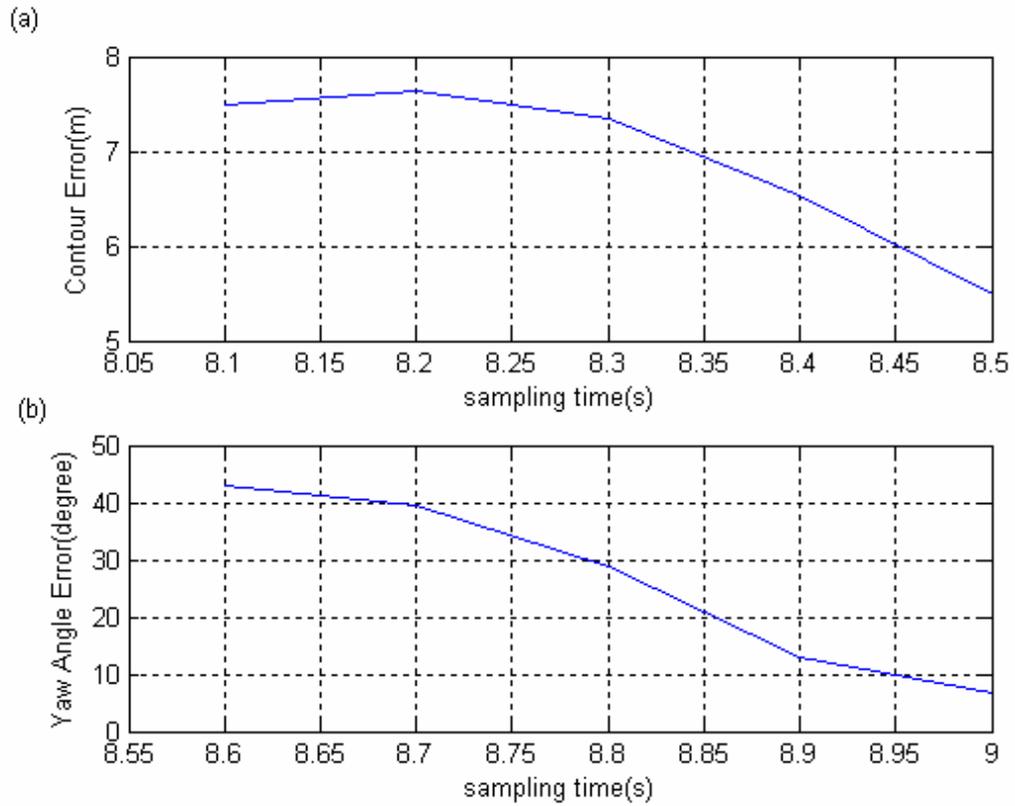


圖 3.29 (a)在『輪廓误差補償模式』下輪廓误差随時間變化曲線圖 (b) 在『偏駛角误差補償模式』下偏駛角度误差随時間變化曲線圖

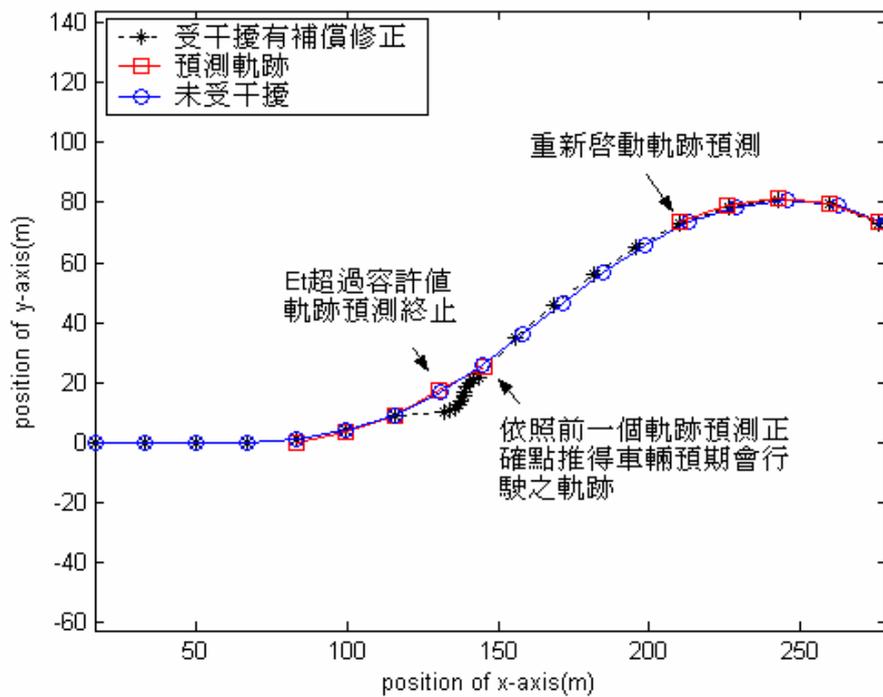


圖 3.30 車輛受到干擾有補償修正時之行走軌跡與預測軌跡

由圖 3.28 可以看出，系統在取樣時間 8 的時候判斷出車輛已經失控，於是便透過軌跡補償模式介入修正駕駛輸入之轉向角，表 3.6 顯示軌跡補償模式的取樣時間為軌跡預測取樣時間的十分之一，軌跡補償模式將在取樣時間 8 到 9 之間，輸入十個修正過後的轉向角，在取樣時間 8 到 8.5 時，採用『輪廓誤差補償模式』來修正車輛行走軌跡與期望軌跡間的輪廓誤差，由圖 3.29 (a) 可以看出輪廓誤差經過修正後呈現出遞減的表現；而在取樣時間 8.6 到 9 時，採用『偏駛角度誤差補償模式』來修正車輛行走時車頭行進方向與期望軌跡行進方向間的偏駛角度誤差，由圖 3.29 (b) 可以看出偏駛角度誤差經過修正後呈現出遞減的現象。由圖 3.30 可以清楚的看出車輛在行駛過程中受到干擾時，軌跡預測模式和軌跡補償模式的運作情形，當行駛軌跡和預測軌跡差異過大經判定車輛已經失控，軌跡修正系統便介入干預駕駛，將行駛軌跡修正趨近於預期行駛之軌跡上，同時停止軌跡預測模式，等到修正軌跡模式終止後，經過預測軌跡資訊的重新計算之後，再次啟動軌跡預測模式。



第四章 實驗及討論

4.1 實驗規劃

本研究將建構一台自走車模型來進行實驗，組成元件包含一個主控晶片一個米輪計模組與馬達驅動模組，個別詳述如下。

用來量測行走距離資訊的米輪計模組 (Odometry Module)：其參考工業技術研究院 (Industrial Technology Research Institute, ITRI) 機械所，正在申請專利的米輪計模組，為兩個相互垂直的米輪計所組成，而米輪計是由全向輪

(Omni-Directional Wheel) (圖 4.1) 和軸編碼器 (Encoder) (圖 4.2) 所構成，因全向輪可以擁有縱向和軸向兩種自由度的運動空間，故搭載在其上的軸編碼器可以分別量測到兩個相互垂直輪軸的旋轉圈數，藉由輪胎外徑可得車身縱向和軸向的行駛距離，再經過微分運算可得車輛縱向加速度及側向加速度，本研究使用的軸編碼器為 Sumtak 公司出產的 IRH320，每旋轉一圈可送出 2500 個脈波訊號，故解析度可達萬分之三百六十度。圖 4.3 為米輪計模組 CAD 圖。

馬達驅動模組包含：驅動左右輪轉速且個別獨立的直流馬達，控制直流馬達轉速的方法主要可分為串聯電阻控制、端電壓調變控制、電流調變控制和脈波寬度調變控制 (pulse width modulation, PWM) 等四種方式，每種方法各有其不同的優缺點和應用條件。使用 PWM 控制馬達，優點是省電；PWM 是利用功率電晶體的高速切換特性，來使馬達能夠正常運轉，所以本研究是採用脈波寬度調變 (PWM) 來驅動 RC Servo motor，而所選用的馬達為 Parallax 公司用於小型機器人的伺服馬達，如圖 4.4 所示。

主控晶片則是整合感測器模組資訊並下達指令控制轉速的溝通橋樑，本研究採用的主晶片是 Silicon 公司出產的 C8051F005 混和信號微處理器，整合了類比、高速多層導管 CPU、ISP Flash 記憶形態，每個元件整合了 ISP Flash 記憶體，內建 JTAG 除錯器 (on-chip JTAG debug)、振盪器 (OSC 2%)、溫度感測器 (Temp Sensor)，提供完整可模組化，高效率類比功能，及 100 MIPS 8051 核心。其和

各模組彼此間的關係如圖 4.5 所示，實驗車外型以 Solidwork 軟體繪製如圖 4.6 所示。



圖 4.1 全向輪



圖 4.2 軸編碼器

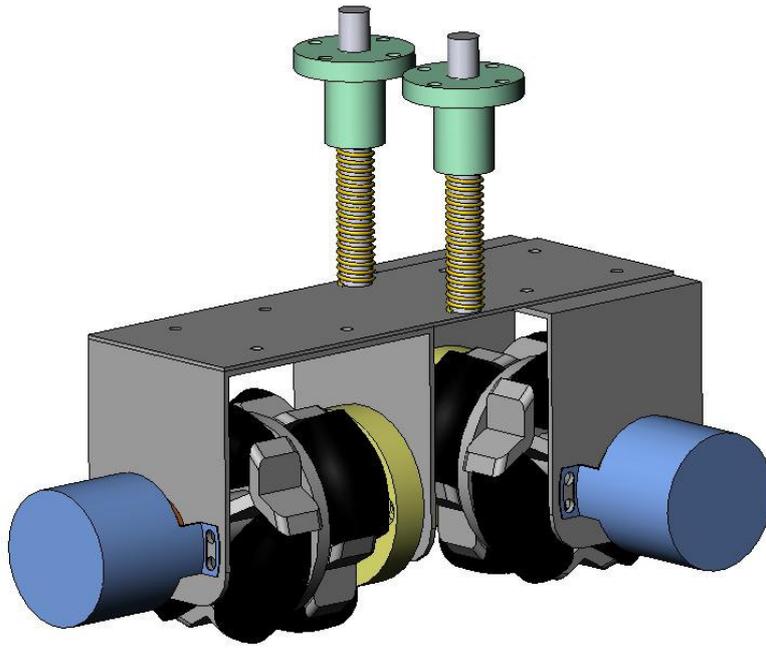


圖 4.3 米輪計模組 CAD 圖



圖 4.4 直流伺服馬達

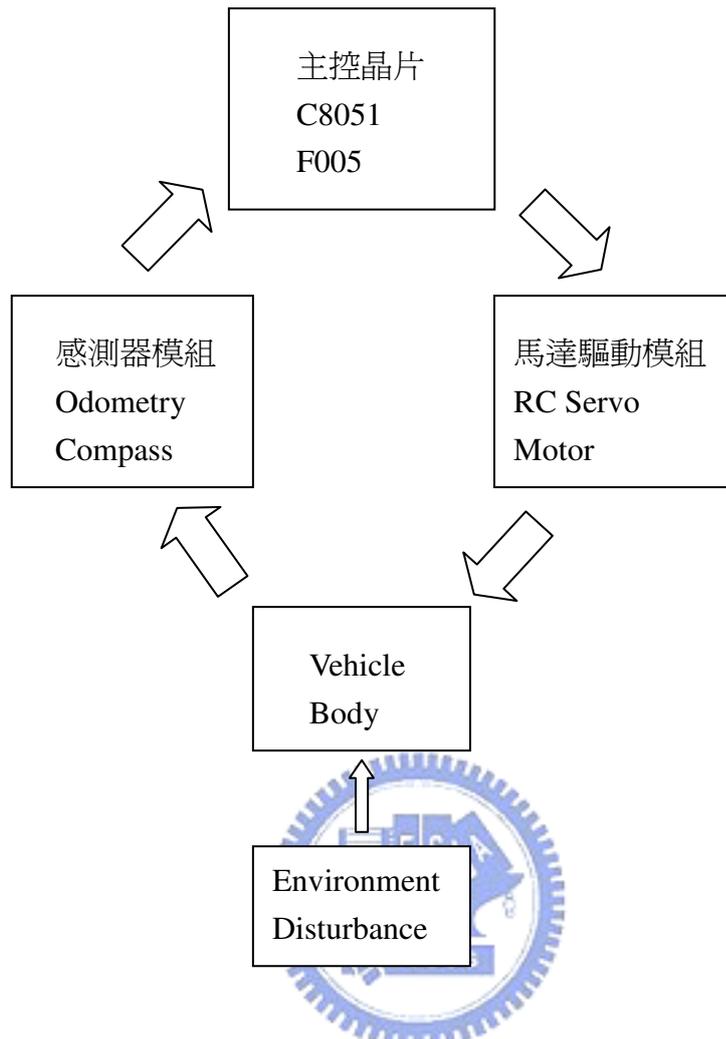


圖 4.5 自走車系統模組關係圖

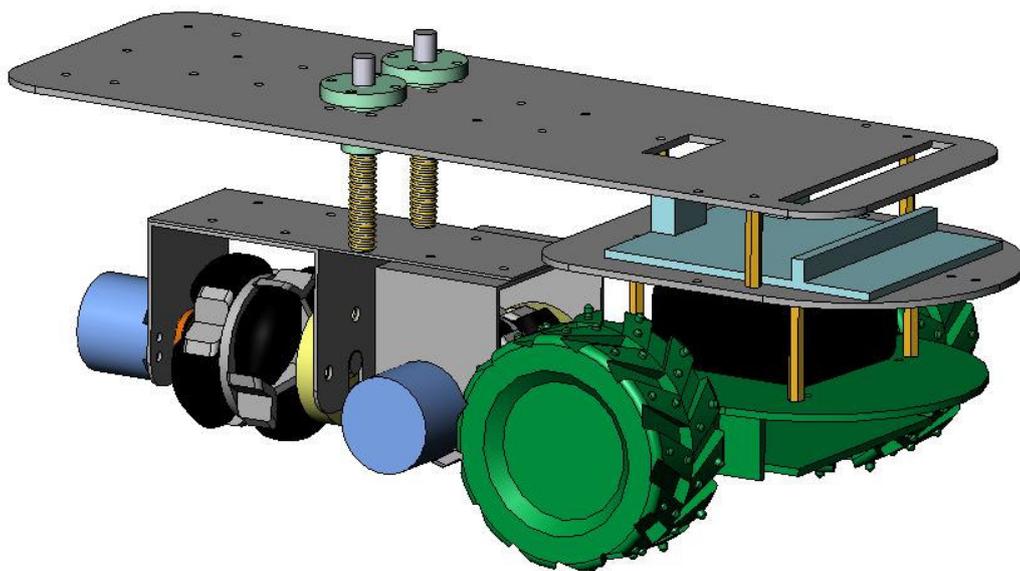


圖 4.6 實驗車 CAD 圖

4.2 實驗車之建構

圖 4.6 所繪出之實驗車 CAD 圖，已將可現成購買之零組件，和需個別加工獲得之板金件，用不同顏色區隔開來，其中需加工的板金件裡，米輪計模組 (Odometry Module) 是採用金屬材料，而其他則採用壓克力材料，實際完成品如圖 4.7 所示，其規格如表 4.1 所示。

表 4.1 實驗車規格

總長	38 cm
總寬	21.5 cm
總重 (含電池)	2.092 kg
輪胎半徑	4.5cm
兩輪輪距	19 cm
驅動輪軸距 y 軸編碼器距離	19cm

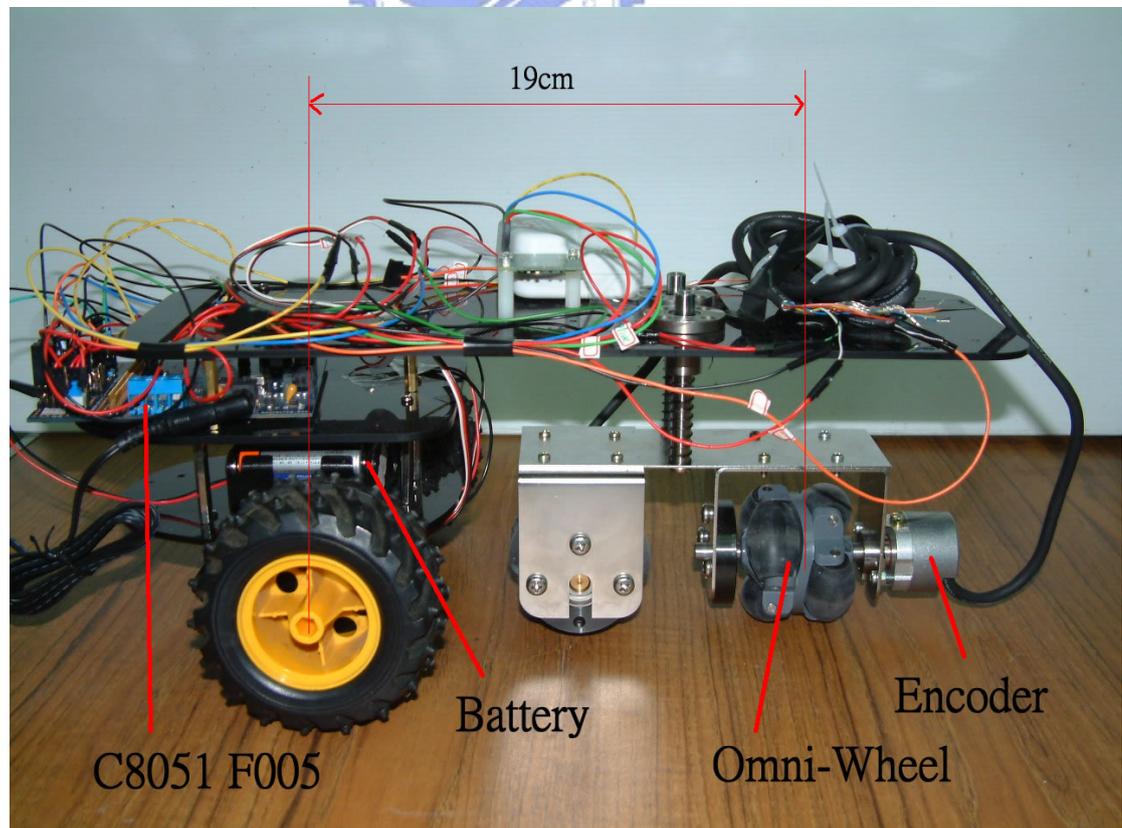


圖 4.7 實驗車實體圖

4.3 實驗

4.3.1 直線速度測試

本研究使用的 RC Servo Motor，根據其 Datasheet 顯示，當脈波寬度調變控制 (PWM) 的正脈波寬度為 1.2ms 時，馬達提供最大正轉速度；寬度為 1.5ms 時，馬達停止運轉；寬度為 1.8ms 時，馬達反轉最大。利用程式控制輸出之脈波寬度，將最大正轉反轉脈波寬度跟停止旋轉脈波寬度間，再細分 30 個脈波寬度區段，並做五次實驗，用示波器量測不同區段之脈波寬度，並用軸編碼器紀錄其行走之直線距離，除以時間推得其直線速度，其數據結果如表 4.2 所示。

表 4.2 不同脈波寬度之直線速度

轉速分段	右輪正脈波寬度 (ms)	左輪正脈波寬度 (ms)	速度實驗一 (cm/s)	速度實驗二 (cm/s)	速度實驗三 (cm/s)	速度實驗四 (cm/s)	速度實驗五 (cm/s)
0	1.496	1.496	0	0	0	0	0
1	1.486	1.504	0.586599	1.130975	1.580348	1.547173	1.710034
2	1.478	1.514	4.777237	4.719934	4.439452	4.682235	4.207225
3	1.466	1.524	6.095199	7.444829	7.298556	7.648404	7.862535
4	1.458	1.534	8.43707	10.13353	9.261928	9.839479	9.4459
5	1.45	1.542	12.41207	12.11802	11.33086	11.89936	9.49717
6	1.438	1.552	13.16756	14.01956	13.78432	14.34076	14.52021
7	1.43	1.56	13.29574	14.87458	13.21129	13.46463	14.44632
8	1.42	1.57	17.10938	17.56177	16.60572	17.44868	17.36574
9	1.41	1.58	18.2479	16.46247	14.91529	17.02343	17.46979

10	1.402	1.59	14.98315	14.78712	17.37931	18.33988	18.05639
11	1.392	1.598	15.44157	18.29766	18.29314	17.48788	18.5887
12	1.382	1.606	19.84295	18.37607	19.64503	17.21343	18.7214
13	1.374	1.618	19.98998	17.41098	19.87876	18.12274	15.96634
14	1.364	1.626	19.72231	17.45018	20.24633	20.58562	15.97539
15	1.354	1.636	20.76469	15.62253	19.18321	19.9994	18.92686
16	1.346	1.646	16.50167	16.59969	20.47441	20.07668	19.81467
17	1.336	1.654	17.2451	17.11692	20.61767	18.00813	20.29157
18	1.326	1.664	16.24079	20.35754	20.77035	18.53893	20.46875
19	1.318	1.672	16.78517	17.93876	21.19258	18.37607	20.68552
20	1.306	1.682	19.59413	17.7382	20.84386	19.14174	20.60636
21	1.298	1.69	19.95416	19.05881	20.89475	20.55923	20.66291
22	1.29	1.702	20.78543	19.04561	20.97958	20.55923	20.79862
23	1.28	1.71	17.63265	20.87402	21.30191	21.22839	21.05121
24	1.27	1.718	17.2647	17.57685	21.33395	21.26798	16.60572
25	1.262	1.73	19.59413	20.85517	21.0644	21.17373	18.76965
26	1.252	1.738	20.51022	17.1878	20.01448	21.31699	18.33385
27	1.242	1.748	16.94803	21.33772	20.26706	20.03521	17.81511
28	1.234	1.756	16.99779	17.19685	18.00059	21.25101	20.52342
29	1.224	1.766	17.49693	21.10022	21.10776	21.16053	20.09742
30	1.214	1.776	17.85281	21.26232	17.33709	18.09861	21.05498

由實驗數據看來，有些速度區段所量測出來之直線速度表現很不穩定，且各區段表現的速度並非如當初預期與其脈波寬度成線性相關，於是將五次實驗數據採用去頭去尾，將其中的三次數據取平均值，其結果如表 4.3、圖 4.8 所示。

表 4.3 去頭去尾取平均值後之直線速度

轉速分段	右輪正脈波寬度 (ms)	左輪正脈波寬度 (ms)	平均速度 (cm/s)	平均角速度 (rad/s)
0	1.496	1.496	0	0
1	1.486	1.504	1.4195	0.31544
2	1.478	1.514	4.6139	1.0253
3	1.466	1.524	7.4639	1.6586
4	1.458	1.534	9.5158	2.1146
5	1.45	1.542	11.783	2.6184
6	1.438	1.552	14.048	3.1218
7	1.43	1.56	13.736	3.0524
8	1.42	1.57	17.308	3.8462
9	1.41	1.58	16.985	3.7744
10	1.402	1.59	16.806	3.7347
11	1.392	1.598	18.026	4.0058
12	1.382	1.606	18.914	4.2031
13	1.374	1.618	18.471	4.1047
14	1.364	1.626	19.14	4.2533
15	1.354	1.636	19.37	4.3044
16	1.346	1.646	18.83	4.1844
17	1.336	1.654	18.515	4.1144

18	1.326	1.664	19.788	4.3973
19	1.318	1.672	19	4.2222
20	1.306	1.682	19.781	4.3958
21	1.298	1.69	20.392	4.5316
22	1.29	1.702	20.714	4.6031
23	1.28	1.71	21.051	4.678
24	1.27	1.718	18.703	4.1562
25	1.262	1.73	20.505	4.5567
26	1.252	1.738	19.62	4.36
27	1.242	1.748	19.372	4.3049
28	1.234	1.756	18.574	4.1276
29	1.224	1.766	20.768	4.6151
30	1.214	1.776	19.002	4.2227

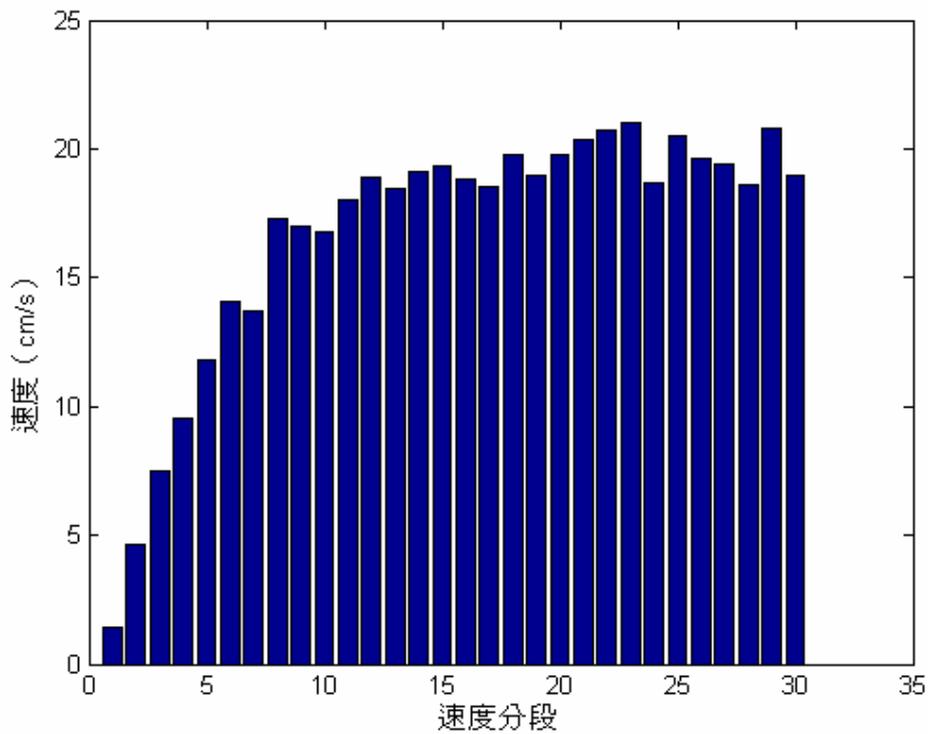


圖 4.8 去頭去尾取平均值之直線速度長條圖表示

4.3.2 差速轉向原理

差速轉向是利用兩個輪子轉速差的不同，來造成內側車輪跟外側車輪行走的距離不同，而造成轉向的效果，其示意圖如圖 4.9 所示。

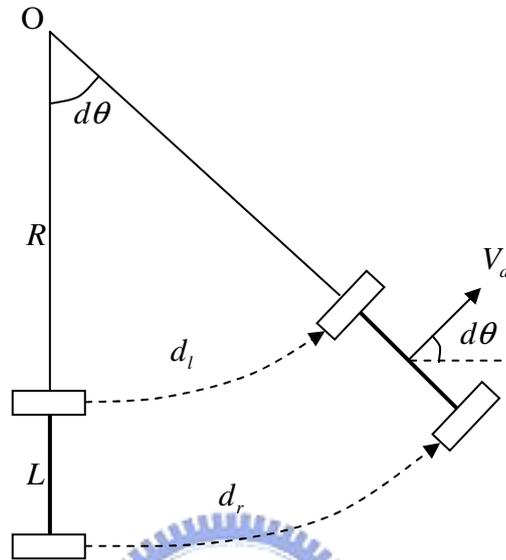


圖 4.9 差速轉向原理

圖 4.9 中符號所代表的意義分別為

O：車輛迴轉中心

R：左輪迴轉半徑

L：兩輪輪距

d_l ：左輪行走距離

d_r ：右輪行走距離

$d\theta$ ：車輛轉向角

V_d ：車輛縱向速度

假設在車輪沒有打滑的情況下，左輪所行走的距離和右輪所行走的距離一樣，則可以得到下面的方程式

$$\begin{cases} d_l = Rd\theta \\ d_r = (R+L)d\theta \end{cases} \quad \text{兩式相減可得} \quad d_r - d_l = Ld\theta$$

經過轉換之後可得

$$\dot{\theta} = \frac{r}{L}(w_r - w_l) \quad (4.1)$$

其中 w_l 和 w_r 分別代表左右輪的旋轉角速度， r 代表車輪的半徑，因此車輛的縱向速度可以從下面的方程式得到

$$V_d = \frac{(w_l + w_r)r}{2} \quad (4.2)$$

整理方程式 (4.1) (4.2)，可以得到兩輪旋轉角速度和車輪縱向速度及偏轉角速度的關係如下

$$\begin{bmatrix} V_d \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{r}{2} & \frac{r}{2} \\ \frac{r}{L} & -\frac{r}{L} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w_r \\ w_l \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

4.3.3 利用差速轉向進行圓軌跡實驗及討論

從圖 4.8 可以得知前面的速度分段有較大之速度改變量，因此採用前面的速度分段來作為實驗兩輪之差速，於是給予左輪 8 級的速度分段，右輪 6 級的速度分段，由表 4.3 可以得知左輪之角速度為 3.8462(rad/s)，右輪之角速度為 3.1218(rad/s)，由表 4.1 及公式 4.3 可以得知車輛縱向速度 V_d 為 15.678 (cm/s)，車輛偏擺角速度 $\dot{\theta}$ 為 -0.17158 (rad/s)，因此理論上車輛行走之絕對座標可由下列的方程式得到，其中 Δt 為取樣時間， X 為絕對座標 x 軸之距離， Y 為絕對座標 y 軸之距離。

$$\begin{cases} X = V_d \cdot \cos(\dot{\theta} \cdot \Delta t) \cdot \Delta t \\ Y = V_d \cdot \sin(\dot{\theta} \cdot \Delta t) \cdot \Delta t \end{cases} \quad (4.4)$$

其軌跡預測表現則如圖 4.10、4.11 所示，因為跑的是圓曲線，因此理論上『循環軌跡預測法』和『外插軌跡預測補償法』的表現最為突出。

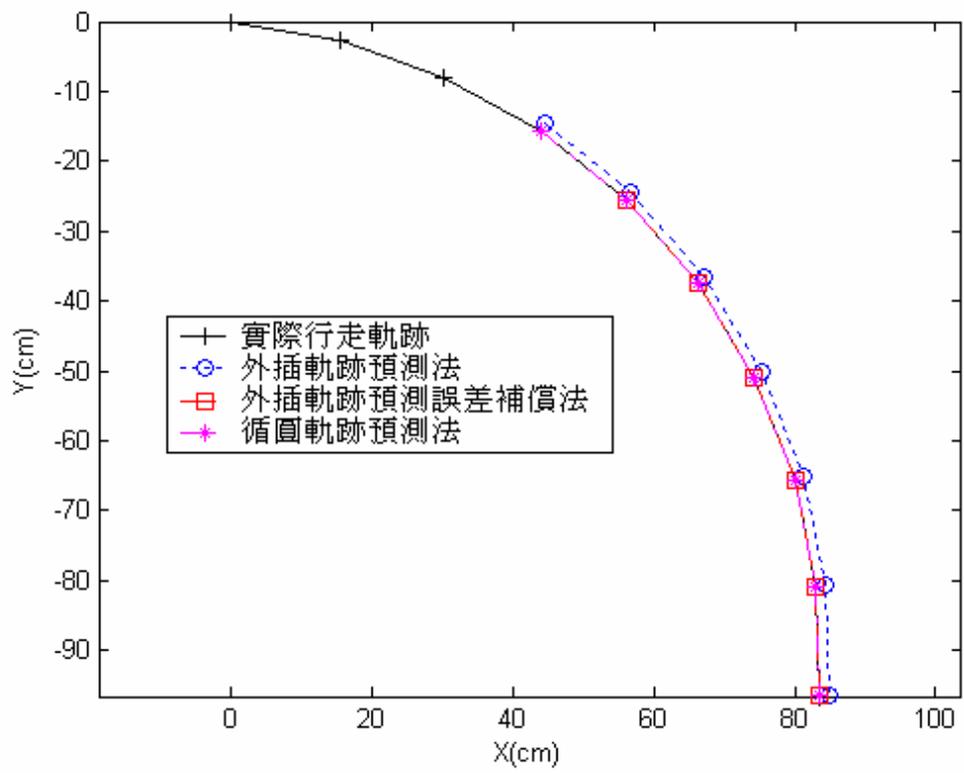


圖 4.10 理論上行走之圓軌跡及其預測軌跡



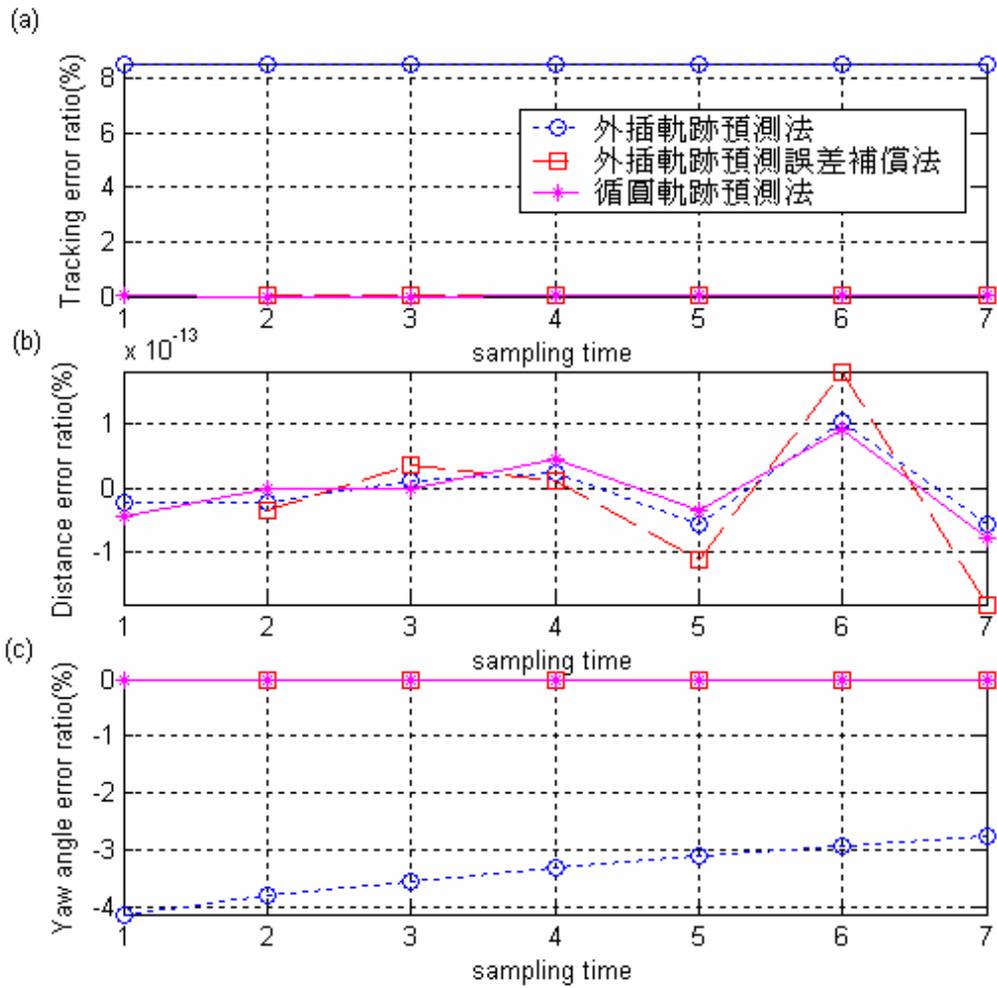


圖 4.11 理論上預測軌跡之(a)Tracking error ratio(b)Distance error ratio(c)Yaw angle error ratio

在實驗上，從感測器模組得到的車輛行走資料，為車輛縱向及側向行走之距離，可由方程式 (4.5) 求得車輛在絕對座標上之位置，其中 x 代表車輛縱向方向行走的距離， y 代表車輛側向方向行走的距離， d 代表驅動輪軸距 y 軸編碼器距離，表 4.4 為實驗數據，圖 4.12、4.13 為實驗結果表現，表 4.5 為實驗結果之預測軌跡追蹤誤差比較表。

$$\begin{cases} X = x \cdot \cos\left(\frac{y}{d}\right) \\ Y = x \cdot \sin\left(\frac{y}{d}\right) \end{cases} \quad (4.5)$$

表 4.4 圓軌跡實驗數據

Time (sec)	Measured x-distance (longitudinal) (cm)	Measured y-distance (lateral) (cm)
0	-0.002	0.0084
1	0.6468	-0.0404
2	1.4528	-0.0488
3	2.2416	-0.132
4	3.014	-0.2008
5	3.8056	-0.2992
6	4.6096	-0.3764
7	5.414	-0.4576
8	6.2124	-0.5612
9	6.99	-0.6752

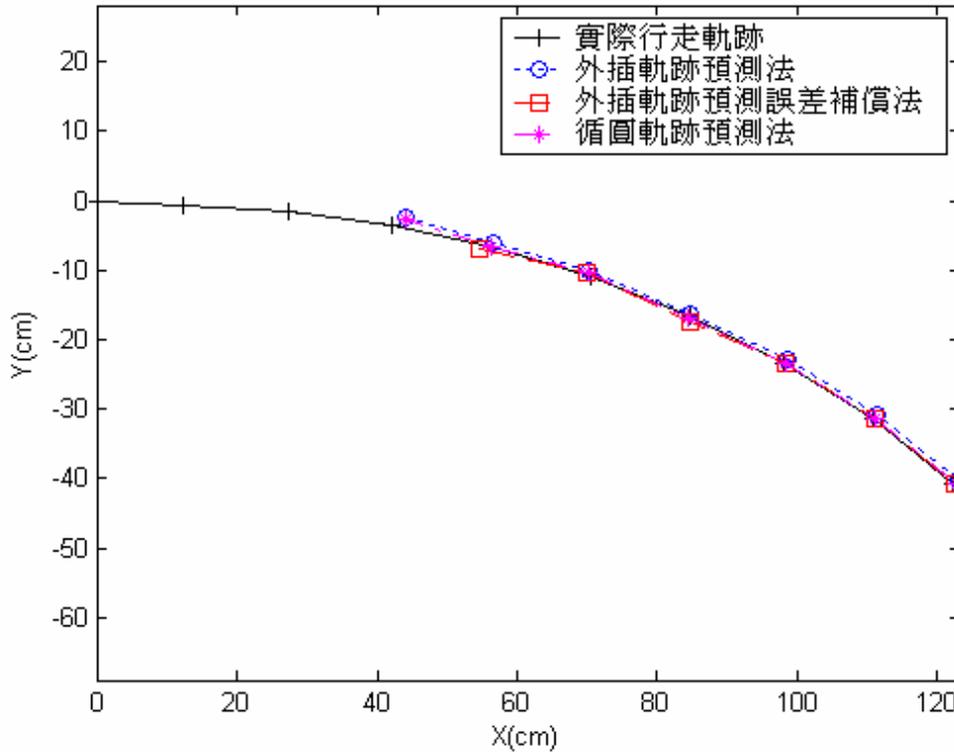


圖 4.12 實驗行走之圓軌跡及軌跡預測表現

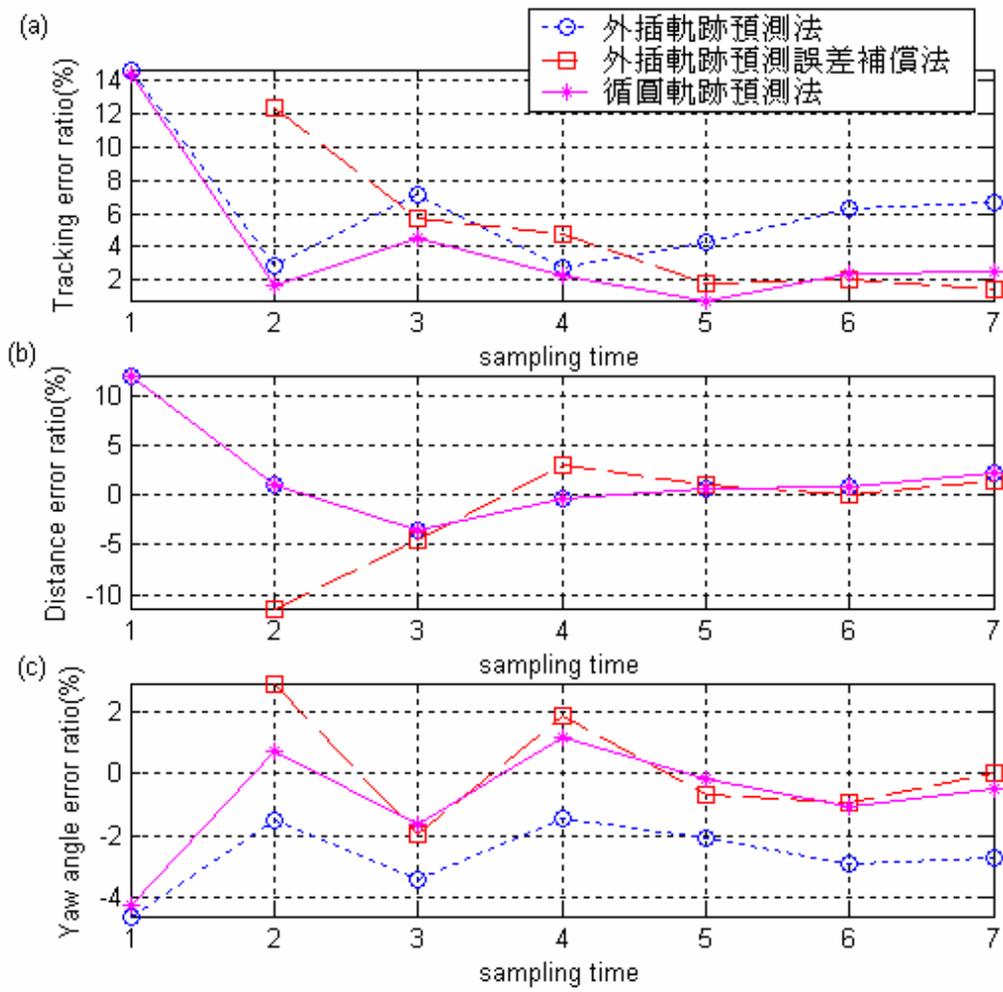


圖 4.13 實驗預測軌跡之(a)Tracking error ratio(b)Distance error ratio(c)Yaw angle error ratio

表 4.5 實驗軌跡之預測軌跡誤差比較表

預測法	平均誤差 (%)	最大誤差 (%)	最小誤差 (%)
外插軌跡預測法	6.4001	14.7089	2.7947
外插軌跡預測誤差補償法	4.6914	12.3773	1.4939
循圓軌跡預測法	4.0856	14.3876	0.7843

比較圖 4.10 和圖 4.12 之差異，可以發現行走之曲線明顯不同，其中可能有幾個原因：(1) 絕對座標運算的方式：因行走的軌跡為曲線，然而在計算的時候假設其為直線，因此當取樣時間越短的時候，行走的曲線就會趨近於直線，則運算的結果會越趨近於真實的情形。(2) 量測誤差：因行走之距離很短，故每一個取樣時間內車輛縱向距離的變化過小，且會因為路面不平而造成量測距離之米輪計模組運轉不順，進而影響到所量測之角度變化。(3) 伺服馬達馬力輸出誤差：由表 4.2 可以明顯知道本實驗選用的馬達其速度定位不夠精準，因此軌跡實驗的誤差也有可能是因為車輛在轉彎的時候，除了縱向方向的受力，還要承受側向方向的受力，使得此顆馬達在施力不同的情況下，所表現出來的直線速度也不一樣，因為理想的軌跡圖形是利用表 4.3 中統計出來的直線速度平均值下去計算所獲得的軌跡，故會和實驗時跑出來的軌跡有所不同。

上述的可能原因，同樣也使得圖 4.11 中理論上的軌跡預測誤差表現，和圖 4.13 中實驗所得之預測誤差表現，有所不同，然而整體而言，從圓軌跡實驗中看來，其軌跡預測結果大致上符合當初所預期，『循圓軌跡預測法』有最佳之軌跡預測表現，其次則為『外插軌跡預測補償法』，表現最差則為『外插軌跡預測法』。

第五章 結論

近年來在車輛循跡控制上的研究不斷的被提出來，本研究從工具機修正加工軌跡誤差的作法得到靈感，提出車輛軌跡誤差自動修正的觀念，首先提出三種車輛行走的軌跡預測法，演算正常行車軌跡，並與量測之行車資訊比較，當判斷車輛偏離正常軌跡時，展開自動修正。本文提出的創新車輛軌跡修正法，包括兩種機制，一種是採用類似工具機軌跡修正的輪廓誤差補償法，使車輛回到正常行車軌跡，另一種則是做車頭調整，使車頭與正常行車軌跡保持一致。本研究提出的軌跡預測方法中，補償外插法適用性最好，且預測準確，不僅可用於預測慢速車輛之行車軌跡，也能用於預測公路上的快速車輛之行車軌跡。本文所提出的行駛誤差修正法，係透過補償轉向角，來修正車輛偏離航道所產生的輪廓誤差，修正功能非常強大，且修正後，車頭保持正確的行進方向。本研究中的實驗，基本證實了所提方法的效能。

本研究所提之方法，除了可提高行車安全外，並具備降低甚至防護車輛偏出軌跡後，遭受二次損害的機率。當車輛遭受外力撞擊後，偏離正常行進軌跡，經由本研究提出之軌跡預測法，計算出軌跡誤差大於容許值，而判定車輛失控，此時軌跡補償系統便會介入駕駛者的轉向角操控，修正車輛行駛軌跡誤差，使其回復到期望行駛之軌跡上，此理論是能減少交通意外的產生，將車輛安全性的追求，推向另一塊全新的發展方向。

參考文獻

- [1] Hayama R., Nishizaki K., Nakano S., Katou K., “The vehicle stability control responsibility improvement using steer-by-wire,” *Proc. IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, MI, USA, Oct. 2000.
- [2] Segawa M., Nakano S., Nishihara O., Kumamoto H., “Vehicle stability control strategy for steer by wire system,” *JSAE Review*, Vol.22, Jul. 2001, pp 383 – 388.
- [3] Hosaka M., Murakami T., “Yaw rate control of electric vehicle using steer-by-wire system,” *The 8th IEEE Int. Workshop on Advanced Motion Control*, Mar. 2004, pp31 – 34.
- [4] Rossetter E. J., Gerdes J. C., “The role of handling characteristics in driver assistance systems with environment interaction,” *Proc. AACC American Control Conf.*, Chicago, USA, Jun. 2000.
- [5] Rossetter E.J., Switkes J.P., Gerdes, J.C., “A gentle nudge towards safety: experimental validation of the potential field driver assistance system,” *Proc. IEEE American Control Conf.*, Vol. 5, Jun. 2003, pp 3744 – 3749
- [6] Daily R., Bevly D.M., “The use of GPS for vehicle stability control systems,” *IEEE Trans. on Industrial Electronics*, Vol.51, Apr. 2004, pp 270 – 277.
- [7] Gallet A., Spigai M., Hamidi M., “Use of vehicle navigation in driver assistance systems,” *Proc. IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, Oct. 2000, pp 492 – 497.
- [8] Drakunov S. V., Ashrafi B., Rosiglionni A., “Yaw control algorithm via sliding mode control,” *Proc. AACC American Control Conf.*, Chicago, USA, Jun. 2000.
- [9] Guvenc B.A., Guvenc L., “Robust steer-by-wire control based on the model regulator,” *IEEE Int. Conf. on Control Applications*, Vol. 1, Sep. 2002, pp 435 – 440.
- [10] Chin J. H., Tsai H. C., “A Path Algorithm for Robotics Machining,” *Robotics &*

Computer-Integrated Manufacturing, Vol. 10, 1993, pp. 185-198.

- [11] Thomas D. Gillespie, “Fundamentals of Vehicle Dynamics,” Society of Automatic Engineers, 1992.
- [12] 賴耿陽, “車輛驅動及控制,” 復漢出版社, 1993.
- [13] Wong, J. Y., “Theory of Ground Vehicle,” John Wiley & Son, Third edition, 1993.
- [14] 周安正, “汽車操控動態模擬與控制,”大業大學碩士論文, 2002.
- [15] Hernandez J. I., Kuo C. Y., “Steering Control of Automated Vehicle Using Absolute Position GPS and Magnetic Markers,” *IEEE Trans. on Vehicular Technology*, Vol. 52, No. 1, Jan. 2003, pp 150-161.
- [16] Yih P., Gerdes J. C., “Modification of Vehicle Handling Characteristics via Steer-by-wire,” *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, Vol. 13, No. 6, Nov. 2005, pp 965-976.
- [17] Chih-Wei Lue, Cheng, Yuan-Ming and Chin, Jih-Hua, “System Structure and Contour Tracking for a Hybrid Motion Platform”, the International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol.26, pp.1388-1396, 2005.