

國立交通大學

電控工程研究所

碩士論文

應用四輪轉向控制於車輛側向穩定及防止翻覆

Application of Four-Wheel Steering Control to Vehicle Lateral
Stabilization and Rollover Prevention

研究生：姚仲謙

指導教授：蕭得聖 博士

中華民國一百零二年七月

應用四輪轉向控制於車輛側向穩定及防止翻覆

Application of Four-Wheel Steering Control to Vehicle Lateral Stabilization and Rollover Prevention

研究生：姚仲謙

Student : Chung-Chen Yao

指導教授：蕭得聖

Advisor : Te-Sheng Hsiao

國立交通大學

電控工程研究所

碩士論文

A Thesis

Submitted to Institute of Electrical Control Engineering

College of Electrical and Computer Engineering

National Chiao Tung University

in partial Fulfillment of the Requirements

for the Degree of

Master

in

Electrical Control Engineering

July 2013

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國一百零二年七月

應用四輪轉向控制於車輛側向穩定及防止翻覆

學生：姚仲謙

指導教授：蕭得聖 博士

國立交通大學電控工程研究所

摘要

在現今單一車輛車禍事件中，大部分原因來自於緊急情況行駛時車子發生打滑或翻覆，其中翻覆事故往往造成嚴重的傷亡。為了防止打滑或翻覆，同時提高車輛的操控性，本論文利用四輪轉向系統可縮小車輛轉彎半徑與穩定車身側向運動之優點，設計四輪轉向控制系統，使車輛於緊急駕駛情況仍能保持穩定地行駛，保障駕駛者生命安全。

為了探討四輪轉向車輛於側向、橫擺以及側傾方向運動控制，本論文建立三個自由度線性車輛模型，利用 LQG 控制理論設計控制器，使系統在模型不準確性與量測雜訊影響下，仍能抑制車身側滑角以防止車子打滑，橫擺角速度跟隨給定的參考訊號，維持車子的轉向能力，另外加入物理限制避免橫擺角速度參考訊號超過車輛運動的物理極限而造成車輛翻覆。

最後本研究以 CarSim 軟體中高質心休旅車模擬緊急駕駛情況，並通過 ISO3888-1 測試驗證系統效能。模擬結果顯示本論文所提出之四輪轉向控制系統的確能夠使車輛跟隨駕駛者的轉向命令，同時抑制車身側滑角與避免車輛翻覆。

Application of Four-Wheel Steering Control to Vehicle Lateral Stabilization and Rollover Prevention

Student : Chung-Chen Yao

Advisor : Dr. Te-Sheng Hsiao

Institute of Electrical Control Engineering

National Chiao Tung University

ABSTRACT

Four-wheel steering systems have advantages over their two-wheel counterparts in terms of smaller turning radii and better stability in vehicle lateral motion. According to the advantages, this paper presents a four-wheel-steering control system to improve vehicle lateral stability and prevent rollover in emergency driving situations.

This study designs an LQG servo controller based on a three degree-of-freedom vehicle model which consists of the lateral, yaw and roll dynamics. The controller commands front and rear steering angles to suppress the sideslip angle, and to track the reference yaw rate signal such that the desired vehicle handling characteristics are achieved. Moreover, vehicle rollover is prevented by limiting the maximum reference yaw rate signal based on a rollover index.

The results of emergency driving simulations and the ISO3888-1 test by CarSim HCGSUV model confirm that the vehicle sideslip angle could be suppressed and the vehicle rollover could be prevented without degrading the vehicle's handling performance.

誌謝

首先誠摯的感謝指導教授蕭得聖博士，在研究過程中老師細心的指導讓我了解如何有條理地去分析並解決問題，在碰到困難時老師總可以耐心的引導我，點出我缺乏思考的部分，老師在研究上的嚴謹態度更是我輩學習的典範。

本論文的完成亦得感謝我的口試委員徐保羅教授、陳宗麟教授以及李綱教授，有各位老師在口試中給的寶貴建議及方向，使得本論文更趨完整而嚴謹。

感謝實驗室的永洲、翊熏、兆平、志偉、昌謀、彥良、柏俊、俊傑學長不吝於給予研究及課業上的幫助，同時感謝同學維民、璟沅的互相砥礪，並在空閒之餘一起健身、打球，以及祐安、文宇、皓歲學弟平時的幫忙，有你們的陪伴讓我的碩士生涯過得多采多姿。

最後我要感謝不遺餘力支持我的家人與女朋友，有了他們的支持與鼓勵使我得以一路堅持下去順利完成學業，謹以此文獻給我最摯愛的雙親。



目錄

| | |
|--------------------|-----|
| 中文摘要 | i |
| 英文摘要 | ii |
| 誌謝 | iii |
| 目錄 | iv |
| 圖目錄 | vi |
| 表目錄 | ix |
| 符號表 | x |
| 第一章 緒論 | 1 |
| 1.1 研究背景與動機 | 1 |
| 1.2 研究目的 | 2 |
| 1.3 研究貢獻 | 3 |
| 1.4 論文架構 | 3 |
| 第二章 相關研究 | 5 |
| 2.1 車輛動態模型 | 5 |
| 2.1.1 腳踏車模型 | 5 |
| 2.1.2 側傾動態模型 | 7 |
| 2.2 車輛相關研究 | 8 |
| 2.2.1 一般四輪轉向控制相關研究 | 9 |
| 2.2.2 轉向控制側傾動態之研究 | 10 |
| 第三章 車輛系統模型 | 14 |
| 3.1 3DOF 車輛模型 | 14 |
| 3.2 3DOF 車輛模型穩態分析 | 17 |

| | | |
|-------|--------------|----|
| 第四章 | 控制系統設計 | 18 |
| 4.1 | 橫擺角速度參考模型 | 18 |
| 4.2 | 卡曼濾波器 | 19 |
| 4.3 | RI 物理限制 | 22 |
| 4.3.1 | 飽和輸出物理限制 | 22 |
| 4.3.2 | RI 物理限制 | 23 |
| 4.4 | LQG 控制器 | 27 |
| 4.5 | 系統穩定度 | 29 |
| 第五章 | 模擬與結果討論 | 30 |
| 5.1 | J-turn | 32 |
| 5.2 | 弦波轉向輸入 | 39 |
| 5.3 | ISO3888-1 測試 | 44 |
| 第六章 | 結論與未來展望 | 54 |
| 6.1 | 結論 | 54 |
| 6.2 | 未來展望 | 54 |
| 參考資料 | | 56 |

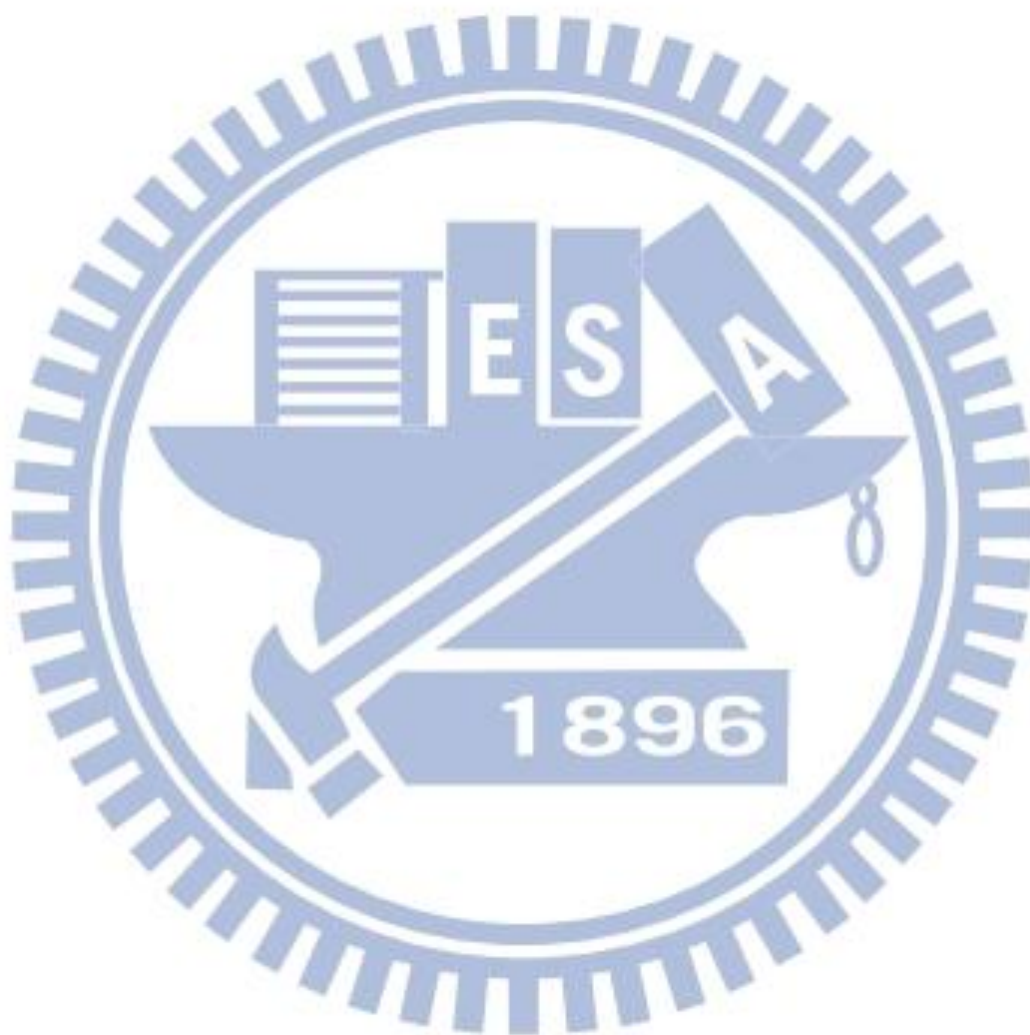
圖目錄

| | | |
|-------|-------------------------------------|----|
| 圖 2-1 | 腳踏車模型----- | 5 |
| 圖 2-2 | 側傾動態模型----- | 7 |
| 圖 2-3 | 適應性參考模型控制架構，擷取自[14]----- | 10 |
| 圖 2-4 | 直接側傾力矩控制架構圖，擷取自[16]----- | 11 |
| 圖 2-5 | Narrow Tilting Vehicle，擷取自[17]----- | 11 |
| 圖 2-6 | 主動轉向輔助系統，擷取自[18]----- | 12 |
| 圖 3-1 | 3DOF 車輛動態模型----- | 14 |
| 圖 4-1 | 系統架構圖----- | 18 |
| 圖 4-2 | 卡曼濾波器示意圖----- | 20 |
| 圖 4-3 | 卡曼濾波器模擬之駕駛者轉向命令----- | 21 |
| 圖 4-4 | 卡曼濾波器狀態估測結果----- | 21 |
| 圖 4-5 | 車輛轉向曲率限制區域，擷取自[6]----- | 26 |
| 圖 4-6 | LQG servo controller 之架構圖----- | 28 |
| 圖 4-7 | 系統簡化之架構圖----- | 29 |
| 圖 5-1 | MPC 系統架構圖----- | 32 |
| 圖 5-2 | J-turn 之駕駛者轉向命令----- | 32 |
| 圖 5-3 | 模擬一之側滑角比較圖----- | 34 |
| 圖 5-4 | 模擬一之橫擺角速度比較圖----- | 34 |
| 圖 5-5 | 模擬一之橫擺角速度誤差比較圖----- | 35 |
| 圖 5-6 | 模擬一之側傾角比較圖----- | 35 |
| 圖 5-7 | 模擬一之質心軌跡比較----- | 36 |
| 圖 5-8 | 模擬一之各控制器分配的前後輪轉向角----- | 36 |
| 圖 5-9 | 模擬一之未控制車輛各輪胎正向力----- | 37 |

| | | |
|--------|--------------------------------|----|
| 圖 5-10 | 模擬一之本文所提出控制系統的車輛各輪胎正向力----- | 37 |
| 圖 5-11 | 模擬一之本文所提出控制系統的車輛左後輪正向力放大圖----- | 38 |
| 圖 5-12 | 模擬一之本文所提出控制系統的 RI ----- | 38 |
| 圖 5-13 | 模擬一之 MPC 系統的車輛各輪胎正向力----- | 38 |
| 圖 5-14 | 弦波轉向輸入之駕駛者轉向命令----- | 39 |
| 圖 5-15 | 模擬二之側滑角比較圖----- | 40 |
| 圖 5-16 | 模擬二之橫擺角速度比較圖----- | 41 |
| 圖 5-17 | 模擬二之橫擺角速度誤差比較圖----- | 41 |
| 圖 5-18 | 模擬二之側傾角比較圖----- | 42 |
| 圖 5-19 | 模擬二之本文所提出控制器分配的車輛前後輪轉向角----- | 42 |
| 圖 5-20 | 模擬二之 MPC 控制器分配的車輛前後輪轉向角----- | 43 |
| 圖 5-21 | 模擬二之本文所提出控制系統的車輛各輪胎正向力----- | 43 |
| 圖 5-22 | 模擬二之 MPC 系統的車輛各輪胎正向力----- | 44 |
| 圖 5-23 | ISO3888-1 測試路徑圖----- | 45 |
| 圖 5-24 | ISO3888-1 之駕駛者模型輸入路徑----- | 45 |
| 圖 5-25 | 模擬三之駕駛者輸入轉向角比較圖----- | 47 |
| 圖 5-26 | 模擬三之側滑角比較圖----- | 47 |
| 圖 5-27 | 模擬三之橫擺角速度比較圖----- | 48 |
| 圖 5-28 | 模擬三之橫擺角速度誤差比較圖----- | 48 |
| 圖 5-29 | 模擬三之側傾角比較圖----- | 49 |
| 圖 5-30 | 模擬三之本文所提出之控制器分配的車輛前後輪轉向角----- | 49 |
| 圖 5-31 | 模擬三之 MPC 控制器分配的車輛前後輪轉向角----- | 50 |
| 圖 5-32 | 模擬三之未控制車輛各輪胎的正向力----- | 50 |
| 圖 5-33 | 模擬三之本文所提出控制系統的車輛各輪胎正向力----- | 51 |
| 圖 5-34 | 模擬三之 MPC 系統的車輛各輪胎正向力----- | 51 |
| 圖 5-35 | 模擬三之質心軌跡比較----- | 52 |

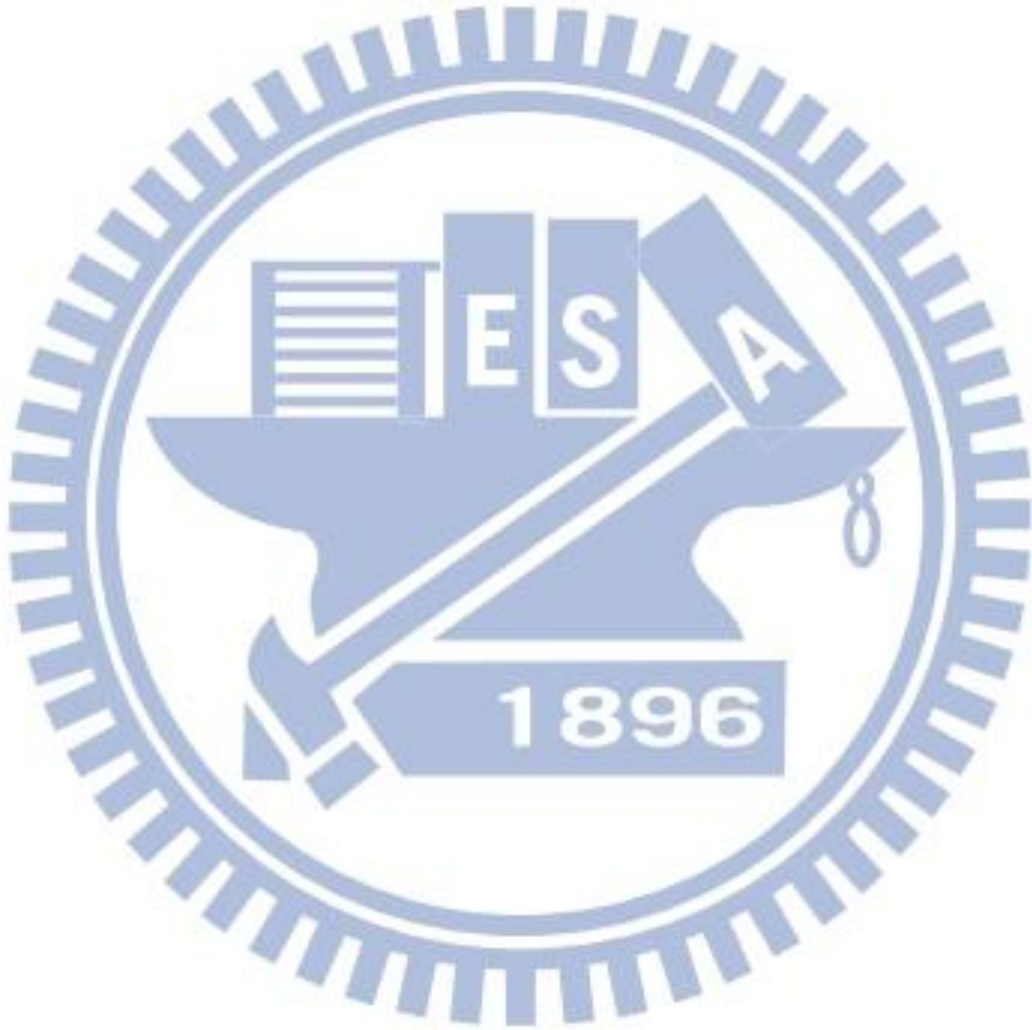
圖 5-36 模擬三之車輛縱向速度比較-----52

圖 5-37 模擬三之未控制車輛 CarSim 模擬動畫-----53



表目錄

| | | |
|-------|----------------------------|----|
| 表 5-1 | 車輛參數表----- | 30 |
| 表 5-2 | MPC 控制器穩定限制條件，擷取自[15]----- | 31 |
| 表 5-2 | ISO3888-1 路徑規格表----- | 45 |



符號表



| | |
|------------|---------------------|
| X | : 車體前進方向 |
| Z | : 垂直地面方向 |
| Y | : $Z \times X$ 之方向 |
| F_{yf} | : 前輪側向力 |
| F_{yr} | : 後輪側向力 |
| r | : 橫擺角速度 |
| r_d | : 橫擺角速度參考訊號 |
| r_{ref} | : 橫擺角速度參考訊號(經物理限制後) |
| β | : 非懸載質量質心側滑角 |
| β_f | : 前輪側滑角度 |
| β_r | : 後輪側滑角度 |
| v | : 車輛速度 |
| v_f | : 前輪軸速度 |
| v_r | : 後輪軸速度 |
| v_x | : 車輛質心縱向速度 |
| v_y | : 車輛質心橫向速度 |
| α_f | : v_f 與 x 軸夾角 |
| α_r | : v_r 與 x 軸夾角 |
| δ_f | : 前輪轉向角度 |
| δ_r | : 後輪轉向角度 |
| l_f | : 前輪軸至非懸載質量質心距離 |
| l_r | : 後輪軸至非懸載質量質心距離 |
| a_y | : 側向加速度 |
| M | : 車體質量 |

- m_s : 懸載質量
- I_z : 對 Z 軸的車輛轉動慣量
- I_x : 對 X 軸的車輛轉動慣量
- C_f : 前輪的轉向剛度
- C_r : 後輪的轉向剛度
- l : l_f+l_r
- h : 懸載質量質心到非懸載質量質心距離
- O_s : 懸載質量質心
- O_u : 非懸載質量質心
- ϕ : 懸載質量質心側傾角
- b_ϕ : 側傾阻尼
- k_ϕ : 側傾剛度
- g : 重力加速度
- t : 輪距

本論文中定義 δ_f 、 δ_r 轉向 x 軸左半面為正， v_x 朝 x 方向為正， a_y 、 v_y 朝 y 軸方向為正，z 軸面對地面逆時針方向旋轉 r 為正。

第一章 緒論

1.1 研究背景與動機

車用電子技術近年來不斷地發展，今日車輛透過各種不同的車用電子控制系統大幅提升車輛性能，常見的車輛控制系統如牽引力控制(Traction Control)、防鎖死剎車系統、主動式懸吊系統、線傳操控系統(steer-by-wire, SBW)[1]、以及四輪轉向(4-wheel-steer, 4WS)系統等等。

四輪轉向車輛除了傳統車輛的前輪轉向功能之外，後輪也具有轉向功能，當車子在低速轉彎時，後輪轉動方向與前輪為反相，減小轉彎半徑；當車子行駛於高速時，後輪的轉動方向與前輪為同相，以提高在高速時轉彎或變換車道時的穩定性，藉由後輪搭配前輪轉向使四輪轉向車輛相較於二輪轉向的傳統車輛，有著更優越的轉向操控性，本研究將著重於四輪轉向車輛的側向與側傾方向運動控制。

現今單一車輛車禍事故(single car accident)發生原因主要來自於行駛時車子發生打滑或翻覆，其中翻覆事故往往造成嚴重的人員傷亡，是汽車意外中最嚴重的一種之一，根據美國國家高速公路安全協會(National Highway Traffic Safety Administration, NHTSA)調查顯示，過去翻覆事故雖僅佔美國每年汽車意外事故的 3%，但所造成的死亡率卻高達 30%[2]，顯示車輛翻覆意外的高危險率，據美國「公路安全保險學會」(Insurance Institute for Highway Safety, IIHS)提供的數字，每年約有一萬人因為翻車事故而死亡[3]，而其中又以重心較高的車輛特別容易發生翻覆，然而近年來由於休閒風潮流行，擁有多元化用路環境、高人一等行車視野和拉高寬敞車室空間的運動型多功能休旅車(Sport Utility Vehicle, SUV)車型，在市場上佔有率逐年增加，中國大陸汽車工業協會公佈 2012 全年汽車產銷數據，SUV 車款全年出產銷售與前年相比分別增長 24.67%和 25.50%[4]，而其他車型均停留在個位數甚至下滑，基於此各大車廠紛紛開始將 SUV 作為主推車型，

未來道路上 SUV 車型將會越來越多，不過也因為高聳的車身，讓 SUV 因此衍生出車輛翻覆的安全問題。

為了保障車輛行駛時的安全，美國國家高速公路安全協會在 2007 年 4 月規定 2012 之後出廠所有乘用車，包含運動型多功能休旅車、箱型貨車、轎車等等，皆須加裝電子穩定控制(Electronic stability control, ESC)系統，以防止車子行駛時發生打滑以及翻覆 [5]，近年來有許多學者發表有關車輛電子穩定控制系統的研究，其中四輪轉向車輛控制研究中，大部分的控制架構主要只針對側向(lateral)動態做控制，防止車輛打滑以及維持車子轉向性能，並沒有考慮到側傾(roll)方向動態，但是側傾方向動態與車輛翻覆與否息息相關，且車輛翻覆對駕駛者生命安全有著極大的威脅，若能加入側傾方向動態的控制，防止車輛翻覆，將可以大幅提升駕駛者生命安全，因此本研究將探討控制器設計搭配參考模型以及物理限制，使四輪轉向車輛能發揮其更大效能，提升駕駛者的安全性與舒適度。

1.2 研究目的

本研究的目的是在於利用參考模型搭配四輪轉向特性設計控制器，基於安全考量使車輛在緊急情況行駛時，抑制其側滑角(Sideslip angle)以防止車子打滑，為了維持車子的轉向能力，令車輛橫擺角速度(yaw rate)能夠跟隨給定的參考訊號，另外加入物理限制避免橫擺角速度參考訊號超過車輛運動的物理極限造成車輛翻覆或打滑。

為了探討四輪轉向於側向及側傾方向運動控制，首先建立 3DOF(degree of freedom)線性車輛模型，且利用此模型設計控制器。由於一般駕駛者較熟悉線性的駕駛特性，因此橫擺角速度參考模型選用線性模型為基礎，主要以橫擺角速度的穩態值搭配適當的時間常數，形成一個低通濾波器。加入 RI(rollover index)物理限制模型[6]使車子在緊急情況行駛時，有較大的橫擺角速度而不會使車輛翻覆，有更好的緊急避障功用。

控制器設計部分採用 Linear-Quadratic-Gaussian (LQG)的方法，使車輛動態在模型不確定性(Model uncertainties)與量測雜訊(Measurement noise)的影響下，亦能夠跟隨給定參考訊號，最後利用車輛模擬軟體 CarSim 中高質心休旅車(HCGSUV)進行模擬，以及 ISO3888-1 雙車道變換(double lane change)測試驗證本論文提出的四輪轉向控制系統效能。

1.3 研究貢獻

一般緊急情況行駛時，駕駛者通常會在短時間內下達大角度轉向命令，此時車輛容易因轉向角度過大而造成車輛不穩定，如打滑甚至翻覆造成生命危險，而在過去四輪轉向研究中大部分只有控制側向與橫擺運動的穩定，未加入側傾方向運動的控制。

本研究將建立 3DOF 車輛模型，除了考慮側向、橫擺運動外，再加入側傾方向運動控制，設計四輪轉向車輛控制系統，包含參考模型、物理限制模型及控制器，以貼近實車之 CarSim 車輛模擬軟體為平台，模擬緊急情況行駛時，抑制車身側滑、保持車子轉向能力，以及避免車輛翻覆，保障駕駛者生命安全。

1.4 論文架構

論文各章節的編排如下：

第一章 緒論：描述研究背景、動機與目的。

第二章 相關研究：此章節首先介紹常用車輛動態模型，接著介紹各種不同控制策略以及探討四輪轉向車輛控制的相關研究。

第三章 車輛系統模型：介紹本研究所使用的 3DOF 四輪轉向車輛模型，考慮側向、橫擺以及側傾方向動態。

第四章 控制系統設計：介紹本研究所設計之控制系統，包含參考模型、卡曼濾波器、物理限制模型以及控制器設計。

第五章 模擬與結果討論：模擬不同緊急駕駛情況控制器控制結果，並與其他控制器做比較。

第六章 結論與未來工作：總結本研究並提出未來能更深入發展的方向。



第二章 相關研究

本章節首先在 2.1 節介紹車輛運動控制常用的車輛動態模型，包含腳踏車模型 (bicycle model)，描述車輛的側向運動與垂直於地面旋轉運動的兩個自由度線性模型，以及側傾動態模型(roll dynamic model)描寫車輛對前進方向旋轉運動。接著 2.2 節探討車輛運動各種控制策略的設計方法以及 4WS 車輛的相關研究。

2.1 車輛動態模型

2.1.1 腳踏車模型

腳踏車模型是基於輪胎側向力與輪胎側滑角有一線性比例關係存在，利用二輪模型描述車輛左(右)半面的動態，以下推導參考[7]，如圖 2-1，CG 是車輛的質心位置， v 、 r 以及 β 分別是質心位置的速度、橫擺角速度與側滑角； v_f 、 v_r 為前後輪前進速度； δ_f (δ_r)、 β_f (β_r)、 l_f (l_r) 以及 F_{yf} (F_{yr}) 則分別為前(後)輪轉向角度、前(後)輪側滑角度、前(後)輪軸至質心位置距離以及前(後)輪側向力。

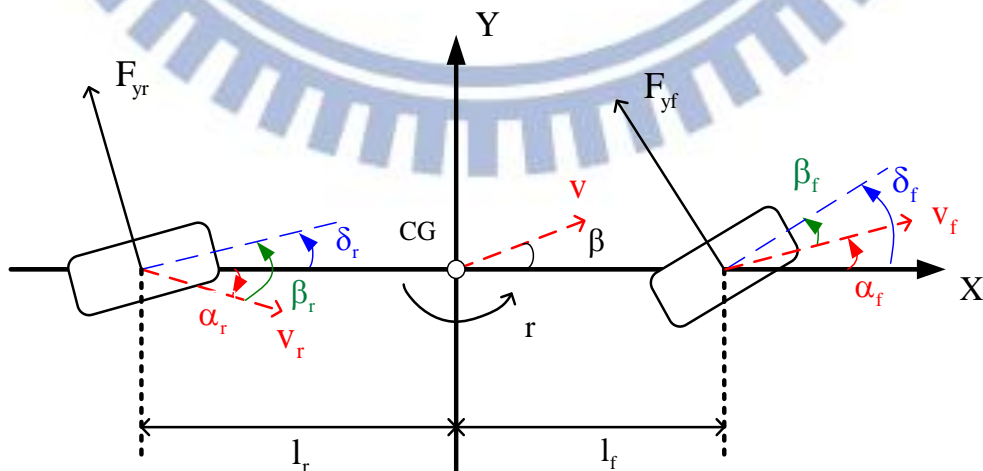


圖 2-1、腳踏車模型

忽略車輛滾動(roll)與俯仰(pitch)的動態，並假設前後輪轉向角(δ_f 、 δ_r)為小角度，Y

方向力平衡可由下式表示：

$$F_y = 2F_{yf} + 2F_{yr} \quad (2.1)$$

當側滑角度為小角度，前、後輪之側向力可由下面的線性關係式表示：

$$F_{yf} = C_f \times \beta_f \quad (2.2)$$

$$F_{yr} = C_r \times \beta_r \quad (2.3)$$

其中， C_f 與 C_r 為前後輪之轉向剛度(cornering stiffness)，參考圖 2-1 可得

$$\beta_f = \delta_f - \alpha_f = \delta_f - \frac{v_y + r \times l_f}{v_x} \quad (2.4)$$

$$\beta_r = \delta_r - \alpha_r = \delta_r - \frac{v_y - r \times l_r}{v_x} \quad (2.5)$$

將(2.2)、(2.3)、(2.4)、(2.5)代入(2.1)中，可以得到

$$\begin{aligned} F_y &= M \times a_y \\ &= M \times (\dot{v}_y + v_x r) \\ &= 2C_f \left(\delta_f - \frac{v_y + r \times l_f}{v_x} \right) + 2C_r \left(\delta_r - \frac{v_y - r \times l_r}{v_x} \right) \end{aligned}$$

整理可得

$$\dot{v}_y = \frac{-(2C_f + 2C_r)}{Mv_x} v_y + \left(\frac{(-2C_f l_f + 2C_r l_r)}{Mv_x} - v_x \right) r + \frac{2C_f}{M} \delta_f + \frac{2C_r}{M} \delta_r \quad (2.6)$$

考慮對 Z 軸的力矩平衡表示如下，

$$\tau_z = 2F_{yf} \times l_f - 2F_{yr} \times l_r$$

由於 $a_y = \dot{v}_y + v_x r$ ，將(2.2)、(2.3)式代入上式中，可以得到

$$I_z \dot{r} = 2C_f \left(\delta_f - \frac{v_y + r \times l_f}{v_x} \right) \times l_f - 2C_r \left(\delta_r - \frac{v_y - r \times l_r}{v_x} \right) \times l_r \quad (2.7)$$

亦即

$$\dot{r} = \frac{(-2C_{f1_f} + 2C_{r1_r})}{I_z v_x} v_y - \frac{2C_{f1_f}^2 + 2C_{r1_r}^2}{I_z v_x} r + \frac{2C_{f1_f}}{I_z} \delta_f - \frac{2C_{r1_r}}{I_z} \delta_r \quad (2.8)$$

整理(2.6)、(2.8)式，又在小角度的假設前提下 $\beta = \frac{v_y}{v_x}$ 代入可得

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-(2C_f + 2C_r)}{Mv_x} & \frac{(-2C_{f1_f} + 2C_{r1_r})}{Mv_x^2} - 1 \\ \frac{-2C_{f1_f} + 2C_{r1_r}}{I_z} & \frac{2C_{f1_f}^2 + 2C_{r1_r}^2}{I_z v_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{Mv_x} & \frac{2C_r}{Mv_x} \\ \frac{2C_{f1_f}}{I_z} & -\frac{2C_{r1_r}}{I_z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

2.1.2 側傾動態模型

如圖 2-2，為車輛前視圖， m_s 為懸載質量； ϕ 為側傾角(roll angle)； h 為懸載質量質心到非懸載質量質心距離； t 為輪距(track width)。

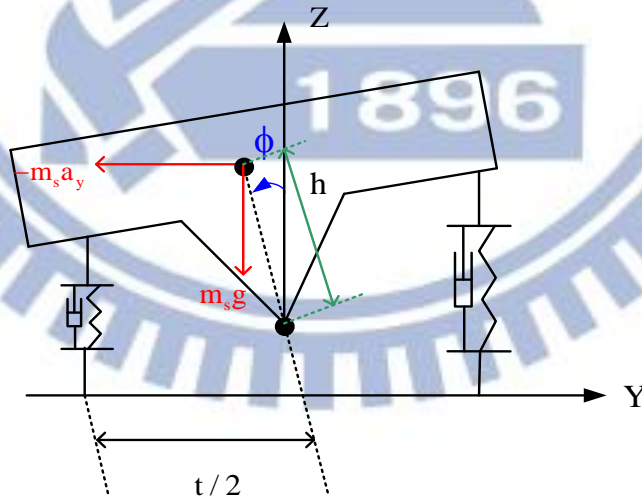


圖 2-2、側傾動態模型

忽略車輛橫擺(yaw)與俯仰(pitch)的動態，考慮對 X 軸力矩平衡表示如下：

$$I_x \ddot{\phi} + b_\phi \dot{\phi} + k_\phi \phi = m_s a_y h \cos \phi + m_s g h \sin \phi \quad (2.10)$$

其中， b_ϕ 為側傾阻尼(roll damping)、 k_ϕ 為側傾剛度(roll stiffness)，又 ϕ 為小角度假設前提下可得 $\sin\phi \approx \phi$ 、 $\cos\phi \approx 1$ ，線性化後可得

$$\ddot{\phi} = -\frac{b_\phi}{I_x} \dot{\phi} - \frac{k_\phi}{I_x} \phi + \frac{m_s(a_y + g)h}{I_x} \quad (2.11)$$

2.2 車輛相關研究

車輛運動的穩定性控制，近年來有很多學者提出不同的控制策略，像是最佳化輪胎摩擦力分配控制(Optimum tire force distribution)[8]、直接橫擺力矩控制(Direct yaw moment control)[9]、以及四輪轉向控制對於車輛穩定性都有不錯的提升。

最佳化輪胎摩擦力分配是先計算跟隨車輛動態所需之縱向、側向合力與橫擺力矩總和，接著最佳化分配平行與垂直胎面之輪胎與路面間摩擦力，再藉由控制輪胎扭矩與轉角產生所需的摩擦力，此方法輪胎必須可獨立驅動，所以只適用於裝有輪內馬達的車輛，且須考慮輪胎的非線性特性，在控制器的設計部分將會非常複雜。

直接橫擺力矩控制是靠車輛左右兩側輪胎與路面間產生的縱向力差，所造成的橫擺力矩控制車輛的動態，也由於是控制左右兩側輪胎縱向力的差，而不是直接控制輪胎側向力，所以對車輛運動的控制效能會有所降低，加上輪胎縱向力與側向力存在摩擦力圓限制，直接橫擺力矩控制很難分配每個輪胎的縱向力和側向力去控制車輛動態。

四輪轉向控制可以直接地改變車輪轉向角，影響輪胎側滑角及輪胎與路面間產生的側向力，控制車輛的側向運動，在控制器設計與車輛動態的描述上較為容易，底下將會針對四輪轉向控制相關文獻加以探討分析。

2.2.1 一般四輪轉向控制相關研究

Nissan[10]於 1989 年推出四輪轉向系統，稱 Super HICAS，使用相位反轉控制器作實車實驗，從實驗結果發現相位反轉控制器除了降低側滑角，對於車輛於轉彎時的響應也有大幅改善，四輪轉向車輛在橫擺角速度或側滑角的表現皆優於前輪轉向車輛，但受限於當時感測器的技術尚未發達 Super HICAS 為開迴路控制。

Nikzad[11]採用 Linear Quadratic Regulator(LQR)模擬九個自由度複雜車輛模型驗證了四輪轉向車輛相對於前輪轉向車輛而言，於低速轉彎時前後輪反相，有較小轉向半徑增加操控性；而在高速時前後輪同相，可以增加車身穩定性與乘客舒適度。

為了防止車輛行駛時車子發生打滑，多數四輪轉向系統皆以降低車身側滑角為目標，如 Whitehead[12]利用回授橫擺角速度，並搭配前輪轉向角得到後輪轉向角，

$$\delta_r = \left(\frac{C_f l_f}{C_r v_x} + \frac{M v_x}{C_r} - \frac{l_r}{v_x} \right) r - \frac{C_f}{C_r} \times \delta_f$$

以及 Shufeng Wang、Junyou Zhang[13]提出固定前後輪轉向角比例的控制器 K 都為了使車輛行駛時達到側滑角為零。

$$\delta_r = K \delta_f \quad , \quad K = \frac{-l_r - \frac{M l_f}{C_r l} v_x^2}{l_f - \frac{M l_r}{C_f l} v_x^2}$$

[14]文中以腳踏車模型為基礎設計穩態側滑角為零的參考模型，利用適應性法則調整參考模型參數，使車輛在緊急情況時能維持側向以及橫擺運動穩定，並以 H_∞ 穩健控制理論設計控制器，使系統在外在干擾以及車輛參數改變時，車輛動態仍能跟隨參考訊號，並利用自行建構的實驗平台驗證控制器與適應性參考模型的效能。

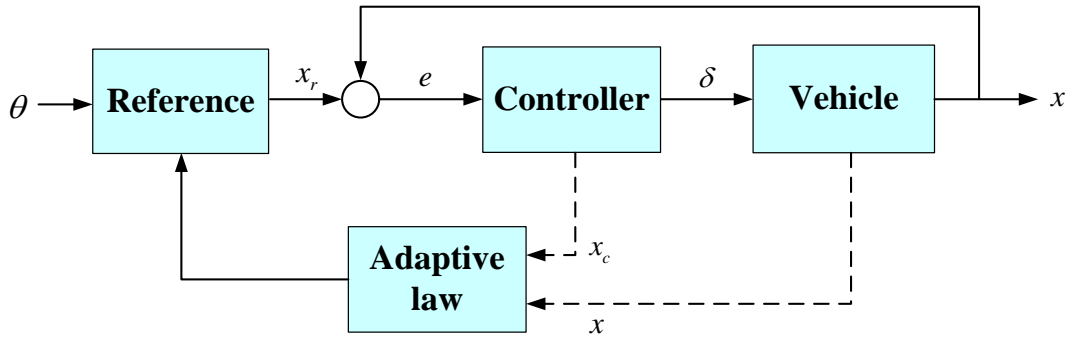


圖 2-3、適應性參考模型控制架構，擷取自[14]

2.2.2 轉向控制側傾動態之研究

Craig E. Beal、J. Christian Gerdes[15]考慮側向、橫擺及側傾方向動態，採用 3DOF 四輪轉向車輛模型設計模型預測控制器(model predictive controller, MPC)，以非線性橫擺-側傾(yaw-roll)模型作模擬。

K. Nam、S. Oh、H. Fujimoto、Y. Hori [16]提出直接側傾力矩控制(Direct Roll Moment control)，以配備四輪輪胎側向力感測器之四輪轉向車輛為平台，藉由量測橫擺角速度、加速度以及四輪側向力設計線性估測器估測側傾角，由駕駛者轉向命令以及車子前進速度得側傾角參考訊號，經直接側傾力矩控制器計算跟隨側傾角參考訊號所需之側傾力矩 M_x^* ，在側向輪胎力分配(lateral tire force distributor, LTFD)以及前後輪電動動力方向盤(Electric Power Steering, EPS)控制器中，由側向輪胎力分配計算側傾力矩所需之側向力 F_f^{y*} 、 F_r^{y*} ，再利用線性輪胎模型計算前後輪轉向角為控制輸入，使車輛動態跟隨側傾角參考訊號。

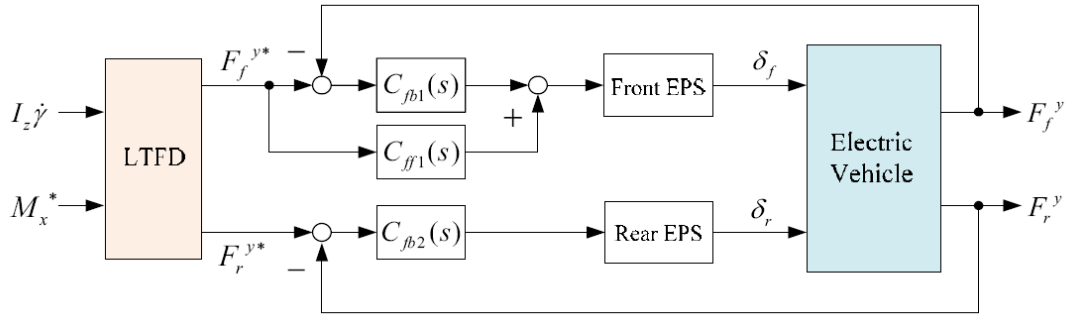


圖 2-4、直接側傾力矩控制架構圖，擷取自 [16]

S. Kidane 等人[17]建構一輛擁有兩個前輪轉向機構以及一個後輪驅動之 Narrow Tilting Vehicle(NTV)如圖 2-5，提出結合轉向傾斜角控制(Steering Tilt Control, STC)系統與直接傾斜角控制(Direct Tilt Control, DTC)系統，設計 PI 控制器控制轉向角以及傾斜角，煞車(Tilt Brake)系統控制車輛前進速度，使車輛傾斜角能跟隨參考訊號，並以 NTV 為實驗平台進行驗證。



圖 2-5、Narrow Tilting Vehicle，擷取自 [17]

Hocine Imine、Leonid M.Fridman、Tarek Madani[18]針對重型車輛(Heavy Vehicle,HV)翻覆問題，提出主動轉向輔助系統(Active steering assistance system)如圖 2-6，以順滑模態(Sliding Mode)理論設計估測器與控制器，由控制器所計算出之輔助轉向角 δ_a 補償駕

駛者轉向命令 δ_d ，使車輛側向速度 \dot{y}_l 和側向位移 y_l 可以跟隨參考訊號 \dot{y}_{ld} 和 y_{ld} ，為了避免車輛翻覆，由車輛 Load Transfer Ratio(LTR)(2.12)式作為翻覆指標，

$$LTR = \frac{F_{xr} - F_{xl}}{F_{xr} + F_{xl}} = \frac{2m_2}{mT} \left((h_R + h \cos \phi) \frac{a_{y2}}{g} + h \sin \phi \right) \quad (2.12)$$

F_{xl} 、 F_{xr} 為左右輪胎正向力； m_2 為右輪質量； T 為輪距； m 是懸載質量； h_R 是輪胎直徑； a_{y2} 是懸載質量側向加速度；當 LTR 為 0 時表示車輛保持穩定側傾動態，當 LTR 等於 ± 1 表示有輪胎被抬起，在文中將 LTR 設為 0.9，計算得懸載質量最大側向加速度(2.13)式，以限制車輛行駛時之側向加速度避免翻覆，

$$a_{y2lim} \approx \frac{0.9Tgm}{2m_2H}; H = h + h_R \quad (2.13)$$

研究最後以卡車進行不同駕駛情況之實驗驗證系統穩定性。

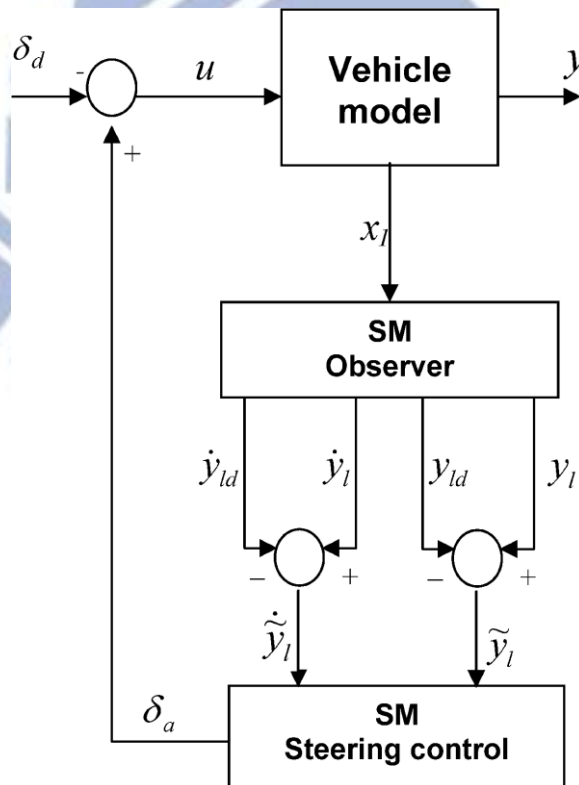


圖 2-6、主動轉向輔助系統，擷取自[18]

在一般四輪轉向控制研究所提出的控制架構，皆只針對車輛側向和橫擺運動做控制，使車輛的側向動態與橫擺動態可以追隨參考訊號，降低行車時的側滑角，維持車子轉向時的靈活度，卻沒有考慮到側傾方向的運動，在[15][16]文中，雖然加入了側傾動態的控制，但只有模擬小角度的駕駛情況，並沒有緊急情況時大角度轉向角的模擬，然而翻覆事故往往發生於駕駛者在短時間內下達大角度的轉向命令，使得側傾動態過大造成翻車，在[17][18]文中，驗證系統之車輛並非一般道路上常見車型，而翻車意外主要以重心較高的車輛為主，例如近年來市佔率越來越高的運動型多功能休旅車，本研究將考慮車子行駛時側向、橫擺和側傾方向運動，設計四輪轉向控制系統，包含橫擺角速度參考模型與控制器，使車子行駛時保持低側滑角和轉向能力之外，再加入物理限制模型避免車輛翻覆，最後以 CarSim 軟體中高質心休旅車模擬大角度緊急駕駛情況驗證系統穩定性與效能。



第三章 車輛系統模型

本章節將介紹本研究中使用的車輛系統模型，此模型的建立主要參考 2.1 節所提到之腳踏車模型、側傾動態模型以及[15]，為一個三個自由度線性車輛模型，考慮側向、橫擺及側傾方向動態。

3.1 3DOF 車輛模型

本論文所採用的車輛模型為一個三個自由度四輪轉向車輛模型，不考慮俯仰(pitch)運動動態，如圖 3-1， O_s 為懸載質量(sprung mass)質心、 O_u 為非懸載質量(unsprung mass)質心； ϕ 為側傾角； h 為懸載質量質心到非懸載質量質心距離； V 、 r 以及 β 分別是非懸載質量質心位置的速度、橫擺角速度與側滑角； v_f 、 v_r 為前後輪前進速度； δ_f (δ_r)、 β_f (β_r)、 l_f (l_r) 以及 F_{yf} (F_{yr}) 則分別為前(後)輪轉向角度、前(後)輪側滑角度、前(後)輪軸至質心位置距離以及前(後)輪側向力。

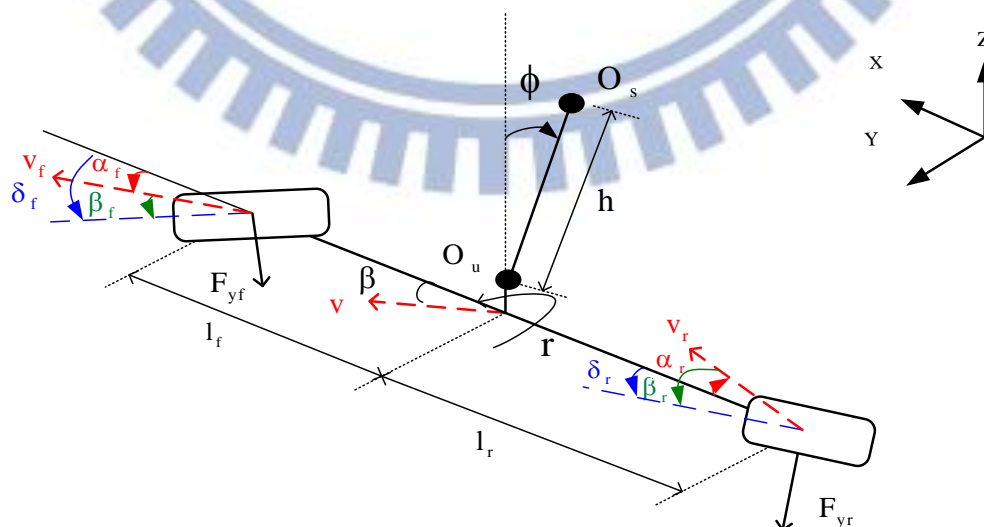


圖 3-1、3DOF 車輛動態模型

忽略車輛俯仰(pitch)的動態，並假設前後輪轉向角(δ_f 、 δ_r)為小角度，Y方向力平衡可由下式表示：

$$F_y = 2F_{yf} + 2F_{yr} \quad (2.1)$$

Z方向力矩平衡可由下式表示：

$$I_z \dot{r} = 2l_f F_{yf} - 2l_r F_{yr} \quad (3.1)$$

X方向力矩平衡可由下式表示：

$$I_x \ddot{\phi} + b_\phi \dot{\phi} + k_\phi \phi = m_s a_y h \cos \phi + m_s g h \sin \phi \quad (2.10)$$

參考 2.1 節，由牛頓第一運動定律 $F_y = Ma_y$ 以及 $a_y = \dot{v}_y + v_x r$ 代入(2.1)式可得

$$M(\dot{v}_y + v_x r) = 2F_{yf} + 2F_{yr} \quad (3.3)$$

參考 2.2 節，由 ϕ 為小角度近似 $\sin \phi \approx \phi$ 、 $\cos \phi \approx 1$ ，以及 $a_y = \dot{v}_y + v_x r$ 代入(3.3)式可得

$$I_x \ddot{\phi} + b_\phi \dot{\phi} + (k_\phi - m_s g h) \phi = m_s h (\dot{v}_y + r v_x) \quad (3.4)$$

又在小角度的假設前提下 $\beta = \frac{v_y}{v_x}$ ，代入整理(3.3)、(3.1)、(3.4)式如下：

$$M v_x (\beta + r) = 2F_{yf} + 2F_{yr}$$

$$I_z \dot{r} = 2l_f F_{yf} - 2l_r F_{yr}$$

$$I_x \ddot{\phi} + b_\phi \dot{\phi} + (k_\phi - m_s g h) \phi = m_s h v_x (\beta + r)$$

將 2.1 節之線性輪胎模型(2.2)、(2.3)、(2.4)、(2.5)式代入上述三式

$$M v_x (\beta + r) = 2C_f \left(\delta_f - \frac{v_y + r l_f}{v_x} \right) + 2C_r \left(\delta_r - \frac{v_y - r l_r}{v_x} \right)$$

$$I_z \dot{r} = 2l_f C_f \left(\delta_f - \frac{v_y + r l_f}{v_x} \right) - 2l_r C_r \left(\delta_r - \frac{v_y - r l_r}{v_x} \right)$$

$$I_x \ddot{\phi} + b_\phi \dot{\phi} + (k_\phi - m_s g h) \phi = m_s h v_x (\beta + r)$$

整理可得

$$\begin{aligned}\dot{\beta} &= \frac{(-2C_f - 2C_r)}{Mv_x} \beta + \left(\frac{-2C_f l_f + 2C_r l_r}{Mv_x^2} - 1 \right) r + \frac{2C_f}{Mv_x} \delta_f + \frac{2C_r}{Mv_x} \delta_r \\ \dot{r} &= \frac{-2C_f l_f + 2C_r l_r}{I_z} \beta - \frac{2C_f l_f^2 + 2C_r l_r^2}{I_z v_x} r + \frac{2C_f l_f}{I_z} \delta_f - \frac{2C_r l_r}{I_z} \delta_r \\ \frac{-m_s h v_x}{I_x} \dot{\beta} + \ddot{\phi} &= \frac{m_s h v_x}{I_x} r - \frac{b_\phi}{I_x} \dot{\phi} - \frac{k_\phi - m_s g h}{I_x} \phi\end{aligned}$$

矩陣形式如下：

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{-m_s h v_x}{I_x} & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \\ \dot{\phi} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-(2C_f + 2C_r)}{Mv_x} & \frac{-2C_f l_f + 2C_r l_r}{Mv_x^2} - 1 & 0 & 0 \\ \frac{-2C_f l_f + 2C_r l_r}{I_z} & \frac{2C_f l_f^2 + 2C_r l_r^2}{I_z v_x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \frac{m_s h v_x}{I_x} & \frac{k_\phi - m_s g h}{I_x} & \frac{b_\phi}{I_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \\ \phi \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{Mv_x} & \frac{2C_r}{Mv_x} \\ \frac{2C_f l_f}{I_z} & \frac{2C_r l_r}{I_z} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix}$$

整理可得狀態方程式為：

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \\ \dot{\phi} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-(2C_f + 2C_r)}{Mv_x} & \frac{-2C_f l_f + 2C_r l_r}{Mv_x^2} - 1 & 0 & 0 \\ \frac{-2C_f l_f + 2C_r l_r}{I_z} & \frac{2C_f l_f^2 + 2C_r l_r^2}{I_z v_x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{m_s h (2C_f + 2C_r)}{I_x M} & \frac{m_s h (2C_f l_f - 2C_r l_r)}{I_x M v_x} & \frac{k_\phi - m_s g h}{I_x} & \frac{b_\phi}{I_x} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \\ \phi \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2C_f}{Mv_x} & \frac{2C_r}{Mv_x} \\ \frac{2C_f l_f}{I_z} & \frac{2C_r l_r}{I_z} \\ 0 & 0 \\ \frac{2C_f h m_s}{I_x M} & \frac{2C_r h m_s}{I_x M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

3.2 3DOF 車輛模型穩態分析

本節討論四輪轉向車輛之側傾角與橫擺角速度穩態關係，由 3DOF 車輛模型計算側傾角對控制輸入與橫擺角速度對控制輸入之直流增益如下

$$\frac{\phi(s)}{u(s)} \Big|_{s=0} = \begin{bmatrix} \frac{2C_f C_r v_x^2 h m_s (l_f + l_r)}{(k_\phi - g h m_s) \Delta} & \frac{-2C_f C_r v_x^2 h m_s (l_f + l_r)}{(k_\phi - g h m_s) \Delta} \\ \frac{2C_f C_r v_x (l_f + l_r)}{\Delta} & \frac{-2C_f C_r v_x (l_f + l_r)}{\Delta} \end{bmatrix}$$

其中， $u = \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix}$

$$\begin{aligned} \Delta &= C_r M v_x^2 l_r - C_f M v_x^2 l_f + 2C_f C_r l_f^2 + 4C_f C_r l_f l_r + 2C_f C_r l_r^2 \\ &= M v_x^2 (C_r l_r - C_f l_f) + 2C_f C_r (l_f + l_r)^2 \end{aligned}$$

整理可得

$$\frac{\phi(s)}{u(s)} \Big|_{s=0} = \frac{r(s)}{u(s)} \Big|_{s=0} \cdot \frac{h v_x m_s}{K_\phi - g h m_s} \quad (3.6)$$

由(3.6)式可知穩態時橫擺角速度與側傾角對前後輪轉向角為一比例關係，無法以控制輸入去改變，亦即車子做持續轉向時，當橫擺角速度為一定值，四輪轉向車輛無法以控制器分配的前後輪轉向角降低側傾角來避免車輛翻覆。但相反的，我們可以利用限制橫擺角速度穩態最大值而達到限制側傾角最大值，此一作法可使車輛在持續轉向時不會因為側傾角過大而釀成翻覆事故。

第四章 控制系統設計

本章節將使用 3.1 節介紹的 3DOF 線性車輛模型來設計控制器，使車輛於定速行駛時其橫擺角速度可以追隨給定的參考訊號，並降低側滑角，另外加入 RI(rollover index) 物理限制模型，主要根據車輛運動時對其橫擺角速度響應做物理極值的限制，避免車輛運動超過其物理極限。系統架構圖如下，包含橫擺角速度參考模型、卡曼濾波器(Kalman filter)、物理限制模型與 LQG 控制器，於 4.1 節將介紹橫擺角速度參考模型;於 4.2 節將介紹卡曼濾波器為估測狀態;於 4.3 節將介紹一個常用的簡單物理限制，以及 Kyongsu Yi 等人所提出的物理限制[6]，於 4.4 節考慮車輛參數等變化造成的不確定性，以及感測器量測誤差，以 Linear-Quadratic-Gaussian(LQG)方法設計四輪轉向控制器。

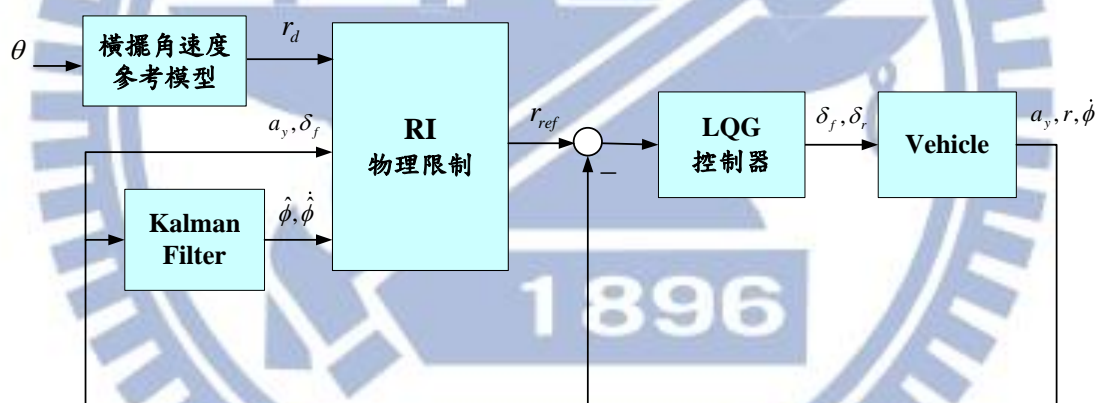


圖 4-1、系統架構圖

4.1 橫擺角速度參考模型

本研究所使用的橫擺角速度參考模型是基於 Ellis[19]所提出的線性車輛響應，車輛維持定速前進，由駕駛者輸入前輪轉向角，車身橫擺角速度(Yaw rate)對轉向角度 θ 的響應如(4.1)式。

$$\frac{r_d}{\theta}(s) = G_{\delta r}(0) \frac{1}{1+t_e s} \quad (4.1)$$

其中，

$$G_{\delta r}(0) = \frac{1}{1+Av_x^2} \frac{v_x}{l}$$

$$A = -\frac{M}{2l^2} \frac{l_f C_f - l_r C_r}{C_f C_r}$$

橫擺角速度的參考訊號主要利用穩態值 $G_{\delta r}(0)$ 搭配時間常數 t_e 去形成一個類似低通濾波器的形式，表示響應為中性轉向(Neutral steer)的特性。

4.2 卡曼濾波器

為了有效控制車輛運動動態，系統必須藉由車輛模型與車輛上所裝載的感測器資訊，對車身側向、橫擺與側傾方向動態進行即時之監控，例如可藉由側滑角、橫擺角速度、側向加速度、側傾角與側傾角速度等資訊判斷車子是否打滑或是有無翻覆危險並做出反應，而本研究所採用的 RI 物理限制需要回授車身側傾角與側傾角速度等資訊，但一般感測器無法直接量測車身側傾角，所以需要設計估測器(estimator)進行估測。

本研究為了使模擬貼近真實，考慮量測項為側向加速度、橫擺角速度、側傾角速度，以 DMU02 六軸感測器[20]之規格加入雜訊，設計卡曼濾波器估測車輛狀態，首先令側滑角、橫擺角速度、側傾角與側傾角速度為狀態變數

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \\ \dot{\phi} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \\ \phi \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \\ b_{31} & b_{32} \\ b_{41} & b_{42} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

透過 $a_y = \dot{v}_y + v_x r$ 關係式相互轉換，則可以得到輸出

$$y = \begin{bmatrix} a_y \\ r \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11}v_x & (a_{12}+1)v_x & a_{13} & a_{14} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \\ \phi \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

在得到 A、B、C、D 四個狀態矩陣之後，即可利用卡曼濾波器估測狀態變數，參考圖 4-2 為卡曼濾波器示意圖，其中 P 為估測誤差共變異數(Estimate error covariance)、Q 為運算處理過程之雜訊共變異數(Process noise covariance)、R 為量測值之雜訊共變異數(Measurement noise covariance)而 K 為卡曼增益(Kalman gain)。

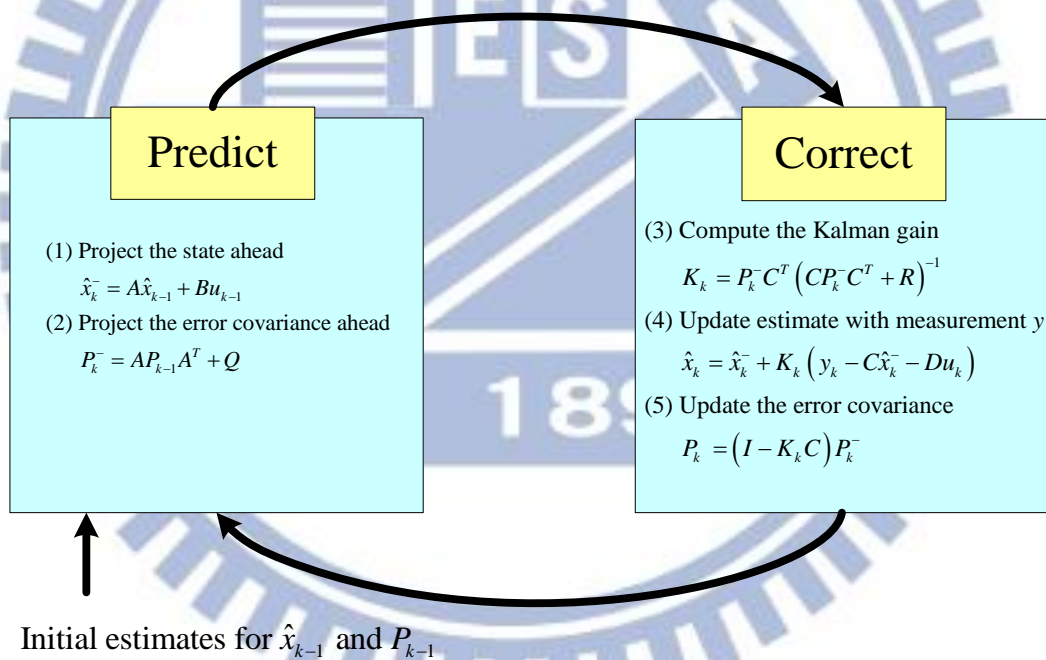


圖 4-2、卡曼濾波器示意圖

以 CarSim 軟體模擬時速 80km/hr 駕駛者於 4~6 秒下達振幅 6 度弦波轉向命令(圖 4-3)於設計之四輪轉向控制系統，卡曼濾波器狀態估測結果如圖 4-4，左上為側滑角、右上為橫擺角速度、左下為側傾角、右下為側傾角速度，藍色實線是 CarSim 車輛狀態，綠色虛線是卡曼濾波器估測之狀態，

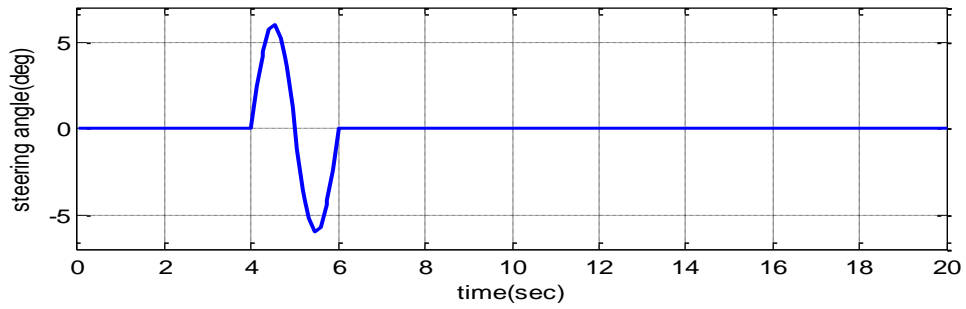


圖 4-3、卡曼濾波器模擬之駕駛者轉向命令

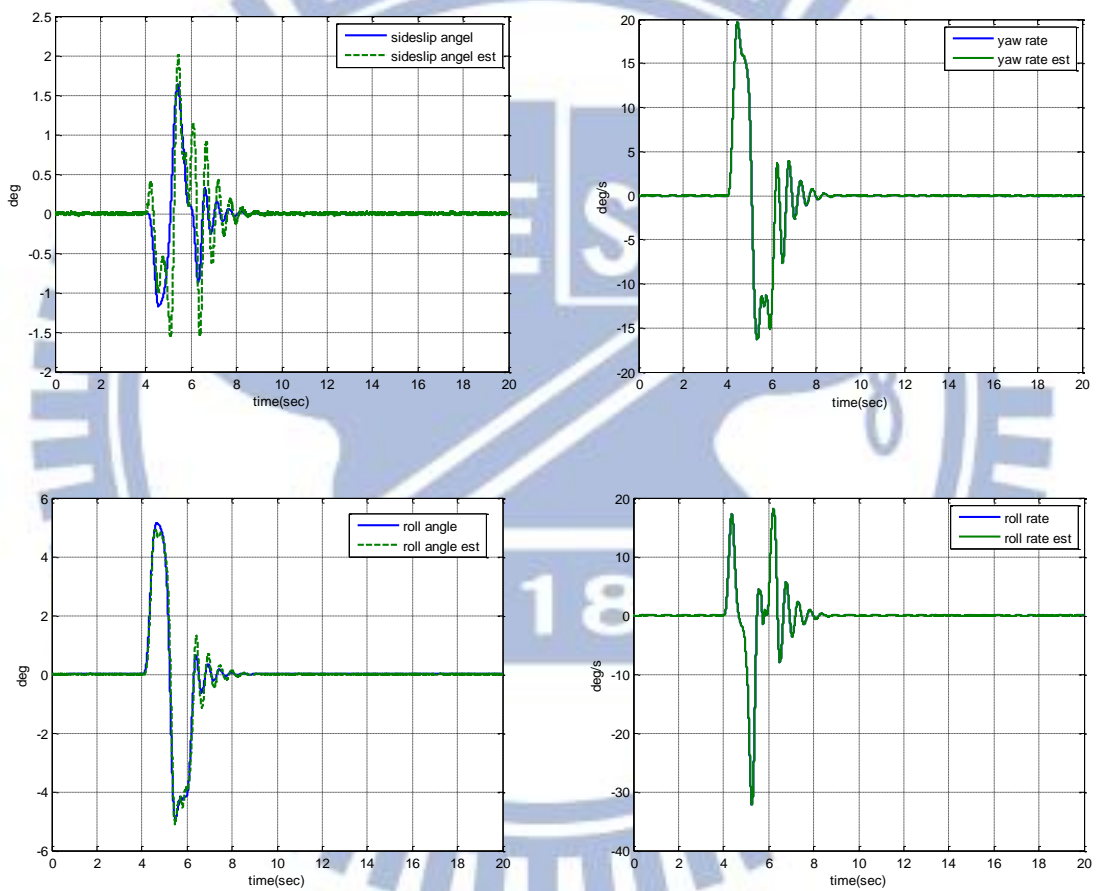


圖 4-4、卡曼濾波器狀態估測結果

由圖 4-4 可以看出側滑角估測誤差較大，主要來自於感測器雜訊影響之外，另外我們建立的 3DOF 車輛模型採用的是線性輪胎模型，與 CarSim 車輛輪胎模型之間轉向剛度有較大參數不確定性所致。

4.3 RI 物理限制

在緊急的駕駛情況下，駕駛者勢必會在短時間內輸入一個大角度的轉角，當輸入轉向角變大時，橫擺角速度參考訊號也會隨著變大，而 CarSim 車輛模型為非線性模型，當橫擺角速度參考訊號超越車輛運動的物理限制時，可能造成車輛動態無法準確地跟隨參考訊號之外，還會造成車輛不穩定，例如打滑甚至翻覆，這是相當不樂見的情況。

此外，由 3.2 節的車輛模型穩態分析可知，在定速下，車輛側傾角與橫擺角速度的穩態值有一固定比例。若要避免側傾角過大而導致車輛翻覆，就必須限制橫擺角速度；但橫擺角速度太小，又會降低車輛操控的靈活度。因此本節將討論如何合理地限制橫擺角速度的參考訊號，以避免造成過大的側傾角，又不至於妨礙車輛的操控性。

4.3.1 飽和輸出物理限制

為了解決參考訊號超越車輛運動極限的問題，最簡單的方法即直接在參考模型的輸出加上飽和限制，亦即限制參考訊號的最大值。車輛在轉向運動時輪胎能產生的最大側向加速度與路面摩擦力係數有關，理論上，車子做轉向運動最大可產生約 9.81 倍路面摩擦力係數大小的側向加速度，例如：路面摩擦力係數為 1 時，側向加速度極值可以為 9.81，當車身側滑角不為零時，最大側向加速度則調整為 8，因此最大側向加速度與摩擦力係數關係可表示如(4.4)式，

$$a_{y\max} = \mu_s \cdot 8m/s^2 \quad (4.4)$$

由 $a_y = \dot{v}_y + v_x r$ ， a_y 與 r 關係可以得知穩態時橫擺角速度的最大值為(4.5)式，

$$r_{\max} = \frac{a_{y\max}}{v_x} \quad (4.5)$$

因此橫擺角速度參考訊號加入此物理限制之後，參考值改為(4.6)式，

$$r_{ref} = \begin{cases} r_d & , |r_d| \leq r_{max} \\ \pm r_{max} & , otherwise \end{cases} \quad (4.6)$$

當車子做小角度轉向和較小的側向加速度運動下，橫擺角速度參考模型為線性車輛響應，而在車子做大角度轉向和較大的側向加速度下，橫擺角速度參考值將會受到物理限制於飽和值。

由於此物理限制只有考慮側向加速度與路面摩擦係數之間的關係，對橫擺角速度做一個飽和輸出的限制，而沒有考慮到車輛參數以及行車時車輛狀態的影響，導致車輛在定速行駛情況下，對於不同車輛或不同駕駛情況時橫擺角速度的極值皆相同，但車輛運動時，對於不同車輛或不同的駕駛情況下所能承受的最大橫擺角速度並不一定相同。

4.3.2 RI 物理限制

本研究將參考 Kyongsu Yi 等人所提出的物理限制[6]，由車輛參數與回授行車時車輛狀態，考慮轉向(steering)、側滑(sideslip)與翻覆(rollover)等物理限制，限制橫擺角速度參考訊號最大值，使車輛行駛時能保持車身穩定之外，車身橫擺角速度能有較大的極值，提升車輛轉向時的靈活度。

由車輛運動穩態時側向加速度與轉向曲率(steering curvature)關係式可得

$$a_y = \dot{v}_y + v_x \cdot r \approx v_x^2 \cdot K \quad (4.7)$$

其中， K 為車輛轉向曲率，由前輪轉向之腳踏車模型可得，

$$\begin{aligned} M \cdot a_y &= 2 (C_f \beta_f) \cos \delta_f + L_r (\beta_r \cdot r) \\ I_z \cdot \dot{r} &= 2 \cdot l_f (C_f \beta_f) \cos \delta_f - L_r C_r \beta_r \end{aligned} \quad (4.8)$$

由[21]所定義之前輪轉向角與前後輪側滑角關係式為

$$\begin{aligned}\delta_f &= \beta_f - \beta_r + (l_f + l_r) \cdot \frac{r}{v_x} \\ &= \beta_f - \beta_r + (l_f + l_r) \cdot \kappa\end{aligned}\quad (4.9)$$

由(4.8)式可得前後輪側滑角為

$$\begin{aligned}\beta_f &= \frac{M \cdot l_r}{2 \cdot C_f \cdot (l_f + l_r) \cdot \cos(\delta_f)} \cdot a_y \\ \beta_r &= \frac{M \cdot l_f}{2 \cdot C_r \cdot (l_f + l_r)} \cdot a_y\end{aligned}\quad (4.10)$$

將(4.10)式代入(4.9)式

$$\delta_f = A_{steer} \cdot a_y + (l_f + l_r) \cdot \kappa \quad (4.11)$$

其中，

$$A_{steer} = \frac{M \cdot l_r}{2 \cdot C_f \cdot (l_f + l_r) \cdot \cos(\delta_f)} - \frac{M \cdot l_f}{2 \cdot C_r \cdot (l_f + l_r)}$$

當前輪轉向角最大值为 δ_{max} ，由(4.11)式可得轉向限制(steering constraint)如下

$$|\kappa_{steer}| \leq \frac{\delta_{max}}{A_{steer}(\delta_f) \cdot v_x^2 + (l_f + l_r)} = f_1(\delta_{max}, \delta_f, v_x) \quad (4.12)$$

側滑限制(sideslip constraint)主要描述車輛最大轉向曲率與側向穩定性的關係，如

4.3.1 節提到車子做轉向運動時最大側向加速度與路面摩擦係數之關係可得

$$M \cdot |a_y| \leq \mu_s \cdot M \cdot g \quad (4.13)$$

將(4.7)式代入(4.13)式可得

$$|\kappa_{slip}| \leq \frac{\mu_s \cdot g}{v_x^2} = f_2(\mu_s, v_x) \quad (4.14)$$

翻覆限制(sideslip constraint)是由[22]所提出的 rollover index(RI)如下

$$\begin{cases} RI = C_1 \left(\frac{|\hat{\phi}| \cdot \dot{\phi}_{th} + |\hat{\dot{\phi}}| \cdot \phi_{th}}{\phi_{th} \cdot \dot{\phi}_{th}} \right) + C_2 \left(\frac{|a_y|}{a_{y,c}} \right) + C_3 \left(\frac{|\hat{\phi}|}{\sqrt{\hat{\phi}^2 + \hat{\dot{\phi}}^2}} \right), \hat{\phi} \cdot (\hat{\dot{\phi}} - k_1 \hat{\phi}) > 0 \\ RI = 0, \hat{\phi} \cdot (\hat{\dot{\phi}} - k_1 \hat{\phi}) \leq 0 \end{cases} \quad (4.15)$$

其中 $\hat{\phi}$ 、 $\hat{\dot{\phi}}$ 為估測之側傾角與側傾角速度， ϕ_{th} 、 $\dot{\phi}_{th}$ 與 $a_{y,c}$ 為穩態時輪胎未抬起之最大側傾角、側傾角速度與側向加速度， C_1 、 C_2 、 C_3 與 k_1 為正數，且 $C_1 + C_2 + C_3 = 1$ ，當 $RI \geq 1$ 表示車輛翻覆，利用 RI 最大值 (RI_{\max}) 為 1 整理(4.15)式，可得翻覆限制的最大側向加速度如下

$$\begin{aligned} |a_y| &\leq a_{y,\max}(\hat{\phi}, \hat{\dot{\phi}}) \\ &= \frac{1}{C_2} \left\{ RI_{\max} - C_1 \left(\frac{|\hat{\phi}| \cdot \dot{\phi}_{th} + |\hat{\dot{\phi}}| \cdot \phi_{th}}{\phi_{th} \cdot \dot{\phi}_{th}} \right) - C_3 \left(\frac{|\hat{\phi}|}{\sqrt{\hat{\phi}^2 + \hat{\dot{\phi}}^2}} \right) \right\} \cdot a_{y,c} \end{aligned} \quad (4.16)$$

將(4.7)式代入(4.16)式可得

$$|\kappa_{roll}| \leq \frac{a_{y,\max}}{v_x^2} = f_3(v_x, \hat{\phi}, \hat{\dot{\phi}}) \quad (4.17)$$

因此車輛行駛時其轉向曲率必須滿足轉向、側滑與翻覆等限制條件如下，

$$\begin{aligned} |\kappa_{steer}| &\leq S_1 \cdot f_1(\delta_{\max}, v_x) = S_1 \cdot \frac{\delta_{\max}}{A_{steer} \cdot v_x^2 + (l_f + l_r)} \\ |\kappa_{slip}| &\leq S_2 \cdot f_2(\mu_s, v_x) = S_2 \cdot \frac{\mu_s \cdot g}{v_x^2} \\ |\kappa_{roll}| &\leq S_3 \cdot f_3(v_x, \hat{\phi}, \hat{\dot{\phi}}) = S_3 \cdot \frac{a_{y,\max}}{v_x^2} \end{aligned} \quad (4.18)$$

其中 S_1 、 S_2 、 S_3 為安全係數，轉向曲率滿足限制區域如圖 4-5 黃色區域，亦即

$$\kappa_{steer} \cap \kappa_{slip} \cap \kappa_{roll},$$

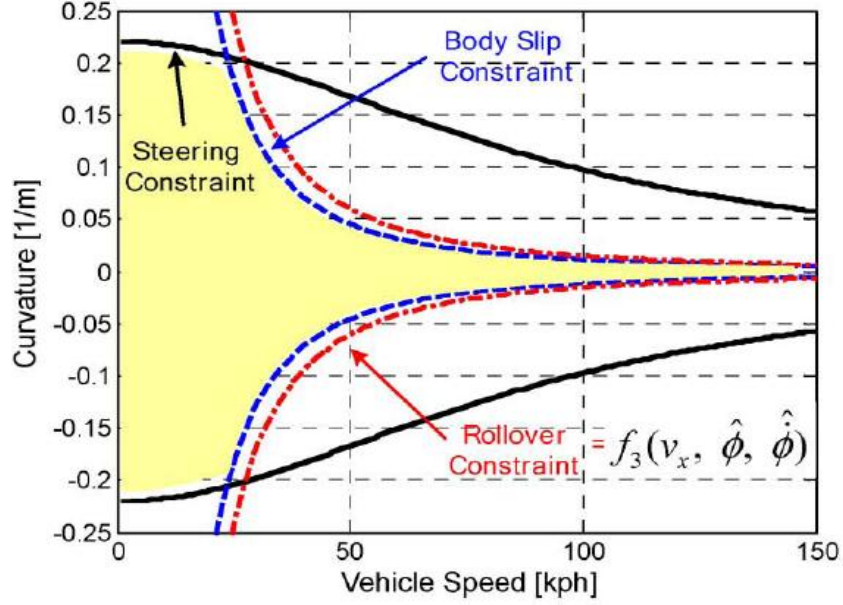


圖 4-5、車輛轉向曲率限制區域，擷取自[6]

在不同車速下最大轉向曲率便可由(4.19)式計算得到

$$\begin{aligned} \kappa_{\max} &= f(v_x) \\ &= \begin{cases} \max(|\kappa_{\text{steer}}|), & \text{if } (v_x \leq v_{eq}) \\ \min\{\max(|\kappa_{\text{slip}}|), \max(|\kappa_{\text{roll}}|)\}, & \text{if } (v_x > v_{eq}) \end{cases} \\ &= \begin{cases} S_1 \cdot \frac{\delta_{\max}}{A_{\text{steer}} \cdot v_x^2 + (l_f + l_r)}, & \text{if } (v_x \leq v_{eq}) \\ \frac{\min(S_2 \cdot \mu_s \cdot g, S_3 \cdot a_{y,\max})}{v_x^2}, & \text{if } (v_x > v_{eq}) \end{cases} \end{aligned} \quad (4.19)$$

其中 v_{eq} 為(4.20)式之解

$$S_1 \cdot \frac{\delta_{\max}}{A_{\text{steer}} \cdot v_{eq}^2 + (l_f + l_r)} = \frac{\min(S_2 \cdot \hat{\mu}_s \cdot g, S_3 \cdot a_{y,\max})}{v_{eq}^2} \quad (4.20)$$

因此最大橫擺角速度為

$$r_{\max} = \kappa_{\max} \cdot v_x \quad (4.21)$$

橫擺角速度參考訊號加入此物理限制之後，參考值改為(4.22)式，

$$r_{\text{ref}} = \begin{cases} r_d & , |r_d| \leq r_{\max} \\ \pm r_{\max} & , \text{otherwise} \end{cases} \quad (4.22)$$

4.4 LQG 控制器

在古典控制的 PID 或 Lead-Lag 控制器以及現代控制的狀態回授控制，均為設計極點的位置使系統達到控制目標，然而，若系統受到外在干擾、雜訊，或者是系統參數因為某些狀況發生而改變時，將會容易使極點偏離原本的位置，使系統響應結果偏離預計之結果，甚至會使其產生不穩定的現象。

而線性二次型(Linear-Quadratic, LQ)最佳控制設計方法是一種最常用來解決控制系統中最佳化控制問題的設計方法，主要是將受控場以狀態空間形式之線性系統表示，而成本函數為狀態和控制輸入的二次函數，藉由調整權重選擇控制輸入使得成本函數最小，達到控制目標。本研究將考慮參數不確定性與外在雜訊的影響，使用 Linear-quadratic-Gaussian (LQG)的方法設計控制器，使車輛行駛時橫擺角速度能跟隨給定參考訊號，降低側滑角及側傾角，並以最小前後輪轉角達成。

將線性車輛模型(3.5)式表示如下

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + w \\ y &= Cx + Du + v \end{aligned} \quad (4.23)$$

其中 $x = [\beta \quad r \quad \phi \quad \dot{\phi}]^T$ ， $y = [a_y \quad r \quad \dot{\phi}]^T$ ， $u = [\delta_f \quad \delta_r]^T$ ， w 為程序雜訊(process noise)， v 為量測雜訊(measurement noise)。

當參考訊號為常數時，為了使穩態誤差為零，需在控制器內加入積分器。加入積分器的 LQG 控制器之架構圖如圖 4-6，其中輸入 e 為參考訊號與量測輸出之誤差， x_i 為 e 之積分。

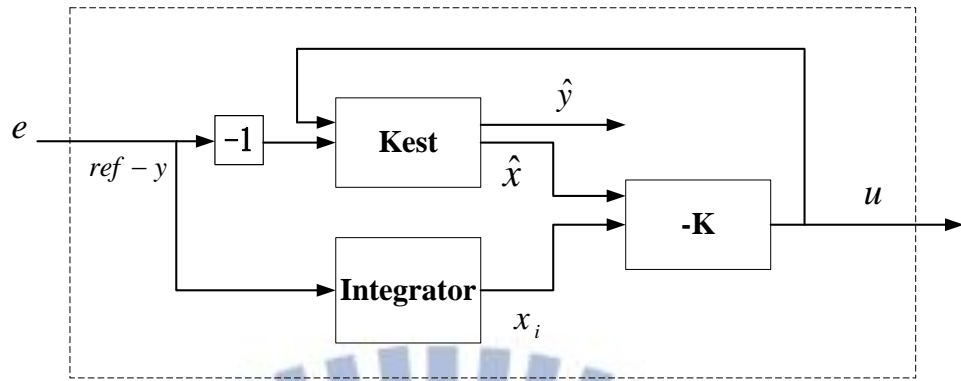


圖 4-6、LQG servo controller 之架構圖

在圖 4-6 的架構下，尋找使成本函數(4.24)為最小之控制輸入。

$$J = E \left\{ \lim_{T_1 \rightarrow \infty} \frac{1}{T_1} \int_0^{T_1} ([x, u]^T W_{xu} \begin{bmatrix} x \\ u \end{bmatrix} + x_i^T W_i x_i) dt \right\} \quad (4.24)$$

其中 $W_{xu} = \begin{bmatrix} W_x & 0 \\ 0 & W_u \end{bmatrix}$ 、 W_i 為正定權重矩陣。

由 LQG 控制理論可得控制器(4.25)：

$$\begin{bmatrix} \dot{\hat{x}} \\ \dot{x}_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A - BK_x - LC + LDK_x & -BK_i + LDK_i \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x} \\ x_i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -L \\ I \end{bmatrix} e \quad (4.25)$$

$$u = \begin{bmatrix} -K_x & -K_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x} \\ x_i \end{bmatrix}$$

其中 \hat{x} 為卡曼濾波器(圖 4-6 之 Kest)估測之狀態， L 為觀測器增益(observer gain)，

$K = [K_x \quad K_i]$ 為控制器最佳增益。 L 可表示為：

$$L = PC^T R^{-1}$$

其中， $R = E(vv^T)$ ，為量測雜訊的共變異矩陣， P 為代數型 Riccati 方程式(4.26)式之解，

$$AP + PA^T - PC^T R^{-1} CP + Q = 0 \quad (4.26)$$

$Q = E(ww^T)$ 為程序雜訊的共變異矩陣。

K 為代數型 Riccati 方程式(4.27)之解，

$$A_i^T K + K A_i - (K B_i) W_u^{-1} (B_i^T K) + W_{xi} = 0 \quad (4.27)$$

其中， A_i 、 B_i 為車輛系統加入積分器之狀態矩陣， $W_{xi} = \begin{bmatrix} W_x & 0 \\ 0 & W_i \end{bmatrix}$

4.5 系統穩定度

本研究所設計的四輪轉向控制系統中，車輛狀態會回授至物理限制模型，形成一閉迴路，如圖 4-7，故分析閉迴路系統之穩定性如下。

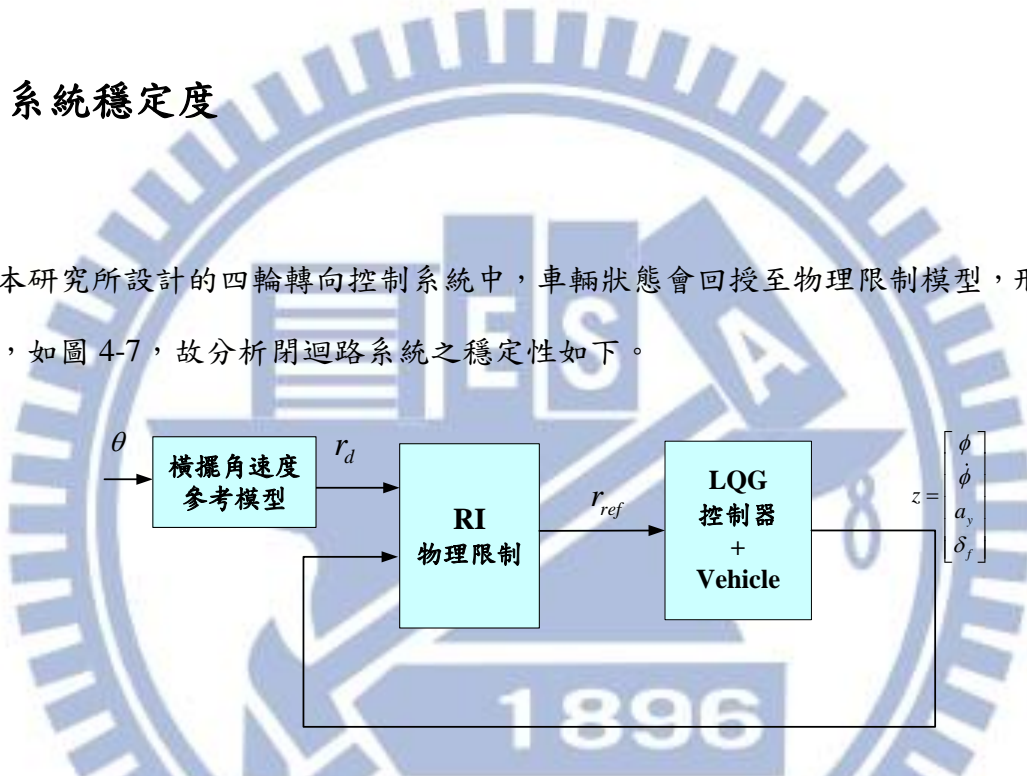


圖 4-7、系統簡化之架構圖

由 4.3.2 節可知，不論回授訊號 z 為何， r_{ref} 之絕對值永遠小於或等於 r_d 之絕對值，亦即 $|r_{ref}| \leq |r_d|$ 。又因為橫擺角速度參考模型為一穩定系統，故對於有界(bounded)之駕駛者轉向角 θ ， r_d 與 r_{ref} 均為有界。而 LQG 控制器使車輛控制系統也是穩定的，故車輛狀態 z 對任意有界之 r_{ref} 亦為有界。換言之，任何有界之輸入 θ ，均可得到有界之輸出 z ，故整體閉迴路系統為穩定的。

第五章 模擬與結果分析

在此將利用 CarSim 軟體模擬本研究中控制器所控制的車輛，會模擬駕駛者於短時間內下達大角度轉向角之緊急駕駛情況，如轉向(J-turn)以及駕駛者下達弦波之轉向命令，最後將於系統加入駕駛者模型(driver model)並以 ISO3888-1 緊急的車道變換測試本研究所提出之四輪轉向控制系統效能。模擬所使用的車輛為 CarSim 軟體裡之 E-Class,SUV(High CG)，其參數如表 5-1。

表 5-1、車輛參數表

| 參數 | 符號 | 數值 | 單位 |
|---------------|----------|-------|----------|
| 車體質量 | M | 2132 | kg |
| 車體懸載質量 | m_s | 1592 | kg |
| 懸載質量到非懸載質量距離 | h | 0.615 | m |
| 對 Z 軸轉動慣量 | I_z | 2488 | $kg-m^2$ |
| 對 X 軸轉動慣量 | I_x | 614 | $kg-m^2$ |
| 非懸載質量質心到前輪軸距離 | l_f | 1.18 | m |
| 非懸載質量質心到後輪軸距離 | l_r | 1.77 | m |
| 前輪轉向剛度 | C_f | 55461 | N/rad |
| 後輪轉向剛度 | C_r | 60330 | N/rad |
| 側傾剛度 | k_ϕ | 85900 | Nm/rad |
| 側傾阻尼 | b_ϕ | 6266 | Nms/rad |

在本章節將比較本研究所提出之控制系統與未控制車輛之模擬結果，觀察藉由本研究所設計的控制系統是否可防止車輛於行駛時發生打滑或者翻覆，其中本研究所提出之控制系統架構圖如圖 4-1；而未控制車輛之模擬則以駕駛者轉向角命令 θ 直接輸入至 CarSim 車輛模型作為前輪轉向角，後輪不轉向；另外在相關研究中 Craig E. Beal、J. Christian Gerdes[15]同樣考慮四輪轉向車輛側向、橫擺以及側傾方向運動，並以 model predictive control (MPC)方法設計控制器，在此將以[15]文中所提供之參數設計 MPC 控制器，MPC 控制方法是一種使用模型去預測系統未來的響應，先決定預測區間(prediction time horizon) N 的大小，計算最佳化控制輸入以最小化二次型式(quadratic form)成本函數如(5.1)式，其中 Q_M 、 R_M 為權重矩陣， x_{ref} 為參考狀態變數。

$$J_M = \sum_{k=1}^N (x^k - x_{ref}^k)^T Q_M (x^k - x_{ref}^k) + \sum_{k=1}^{N-1} u^T R_M u \quad (5.1)$$

(5.1)式可透過 matlab MPC toolbox 求解，得到 MPC 控制器，其中 MPC 控制器穩定限制條件(stability constraints)如表 5-2，

表 5-2、MPC 控制器穩定限制條件，擷取自[15]

| Parameter | Symbol | Value | Units |
|-------------------|------------------|------------|-------|
| roll angle limit | $x_{lim}[1]$ | ± 6 | deg |
| roll rate limit | $x_{lim}[2]$ | ± 0.18 | rad/s |
| front steer limit | $u_{lim}[1]$ | ± 20 | deg |
| rear steer limit | $u_{lim}[2]$ | ± 10 | deg |
| steer slew limit | $u_{slew}[1, 2]$ | ± 140 | deg/s |
| slack penalty | η | 10^6 | - |
| time horizon | N | 15 | - |

此外，為了驗證 RI 物理限制能合理地限制橫擺角速度參考值以防止車輛翻覆，同時避免降低車輛之操控性，在此物理限制將採用 4.3.1 節所提到的飽和輸出物理限制做為比較，MPC 控制器加上飽和輸出物理限制之控制系統架構如圖 5-1，在模擬中將以本研究所提出控制系統與其比較穩態和暫態響應。

一般 MPC 控制方法是以開迴路的方式去預測系統響應，這必須建立於精確的模型之下才能有好的控制效能，Alberto Bemporad、Manfred Morari 於[23]提到一般 MPC 控

制器最需克服的是對抗模型不準確性以及雜訊的影響，近年來也有許多學者針對此問題設計 Robust Model Predictive Control(RMPC)[24]，但在[15]文中並未針對 MPC 控制器作穩健性(robustness)改良，故本論文仍依據[15]採用 5.1 式為控制器設計之成本函數。反之，LQG 控制器則有較好之穩健性。由於 MPC 控制器與本文所採用之 LQG 控制器皆是採用 3.1 節所建立的線性車輛模型，而此車輛模型是由假設車輛轉向角為小角度之線性輪胎模型推導而來，因此在駕駛者下達大角度轉向命令時，可以預期 LQG 控制器較 MPC 控制器能保持系統的穩定性，以下將以模擬驗證上述之觀察。

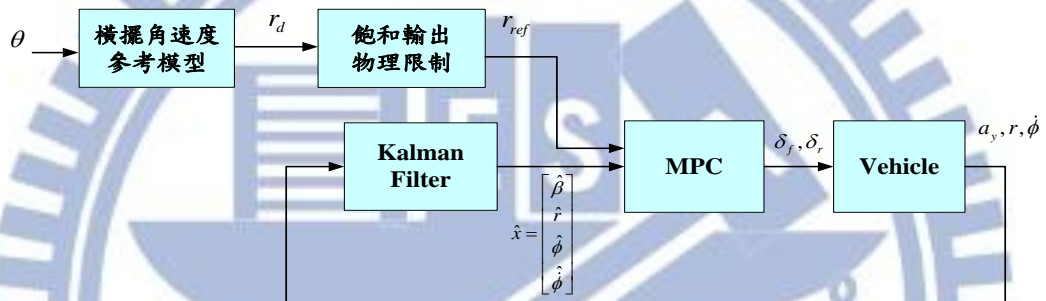


圖 5-1、MPC 系統架構圖

5.1 J-turn

首先讓車輛直線行駛，然後在短時間內將方向盤轉到固定的角度，讓車輛繞著一同心圓行進，呈現系統的穩態響應。在轉向模擬的部分，將以車速 $v_x=80\text{km/hr}$ 直線前進，駕駛者於 3~4 秒內下達 6 度轉向命令，如圖 5-2。

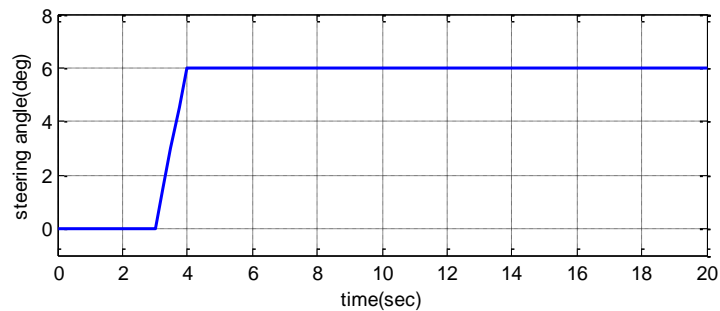


圖 5-2、J-turn 之駕駛者轉向命令

模擬一：J-turn

圖 5-3、5-4、5-6 表示車輛側滑角、橫擺角速度、側傾角比較圖，可以觀察到未加控制器之車輛的側滑角與側傾角已經發散，模擬至 6.9 秒便中止，而本文所提出之控制系統與 MPC 系統的車輛狀態模擬結果，可以看出車輛皆可以穩定的行駛，並且保持穩態時車身側滑角約 0.5 度，圖 5-5 表示橫擺角速度誤差比較圖，可看出在 3~4 秒開始轉向時，MPC 系統的誤差較小，而當穩態時本文所提出之控制系統與 MPC 系統的橫擺角速度，皆跟隨參考模型所分配之參考訊號，但由圖 5-4 橫擺角速度比較圖與圖 5-7 質心軌跡比較圖，可以發現本文所提出之控制系統採用的 RI 物理限制與 MPC 系統採用的飽和物理限制相比較，橫擺角速度有較大的極值，使車輛轉向時有較小的轉彎半徑，但圖 5-8 表示本論文所提之控制器所分配的前後輪轉向角皆較 MPC 控制器為小，顯示本論文所提之控制器能更有效率地利用前後輪側向力達成轉向。圖 5-9 表示未控制車輛四個輪胎的正向力，可以發現在約 4.6 秒時，左前輪與左後輪正向力為零，表示輪胎抬離地面，到 6.8 秒時四個輪胎正向力皆為零，車輛已翻覆，圖 5-10 為本文所提出之控制系統的車輛各輪胎正向力，由圖 5-11 左後輪正向力放大圖可以確定穩態時四個輪胎正向力皆大於零，輪胎未抬起，圖 5-12 表示 RI 未超過 1，車輛無翻覆，圖 5-13 表示 MPC 系統的車輛四個輪胎正向力，可觀察到穩態時輪胎皆無抬離地面。

由 J-turn 模擬可以得知本文所提出控制系統與 MPC 系統並無太大差別，皆可使車輛幾乎保持零側滑角並防止翻覆穩定地行駛，而本文所提出之控制系統藉由 RI 物理限制可以讓車子於轉向時能有較小的轉向半徑，增加車子轉向操控性。

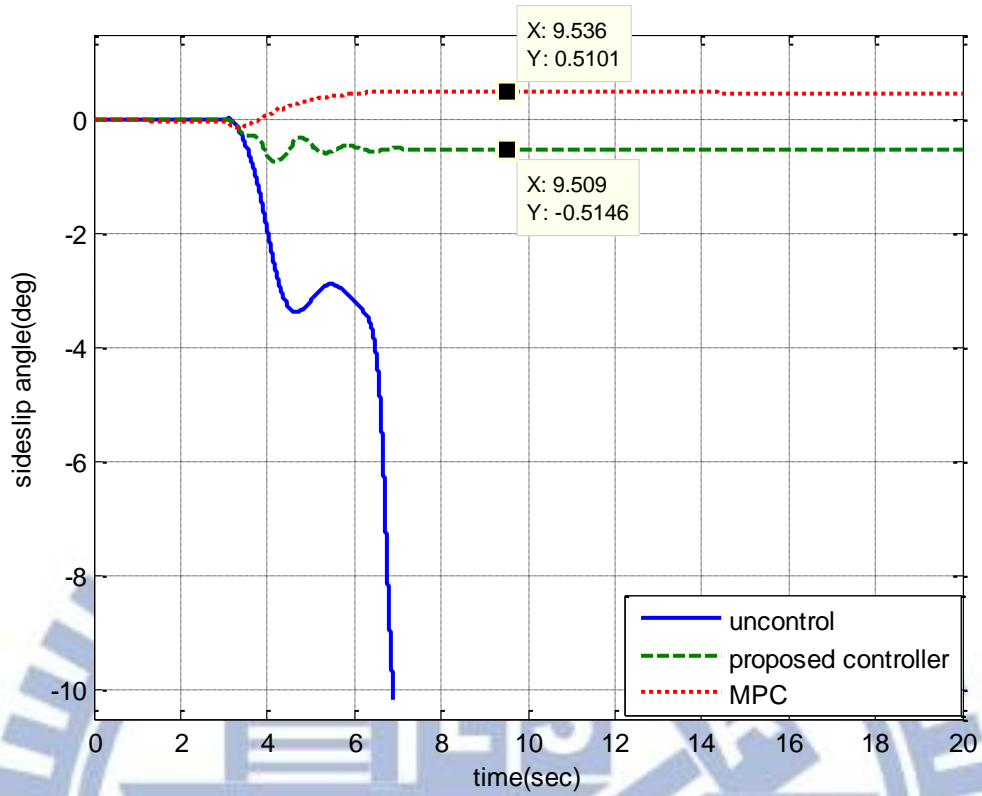


圖 5-3、模擬一之側滑角比較圖

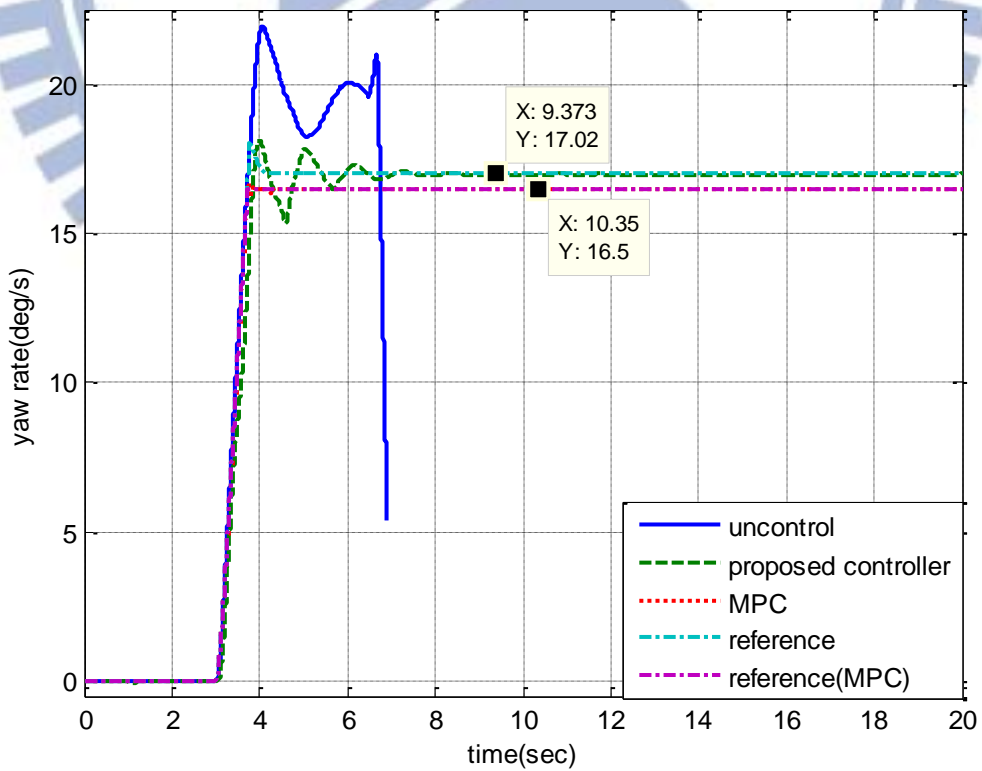


圖 5-4、模擬一之橫擺角速度比較圖

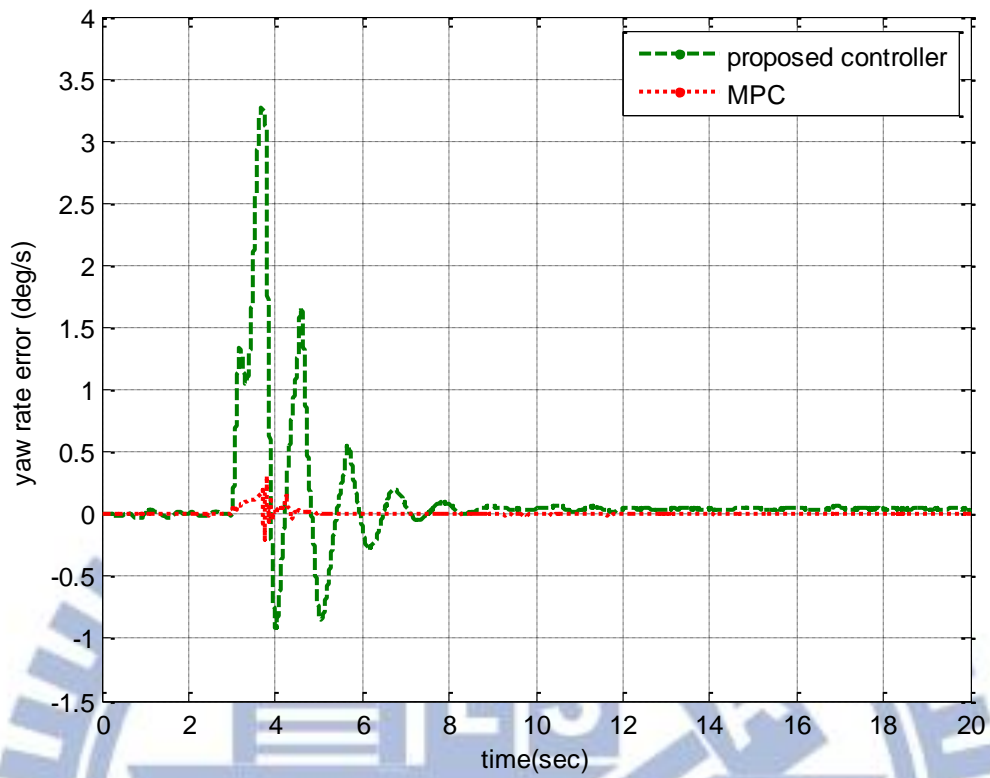


圖 5-5、模擬一之橫擺角速度誤差比較圖

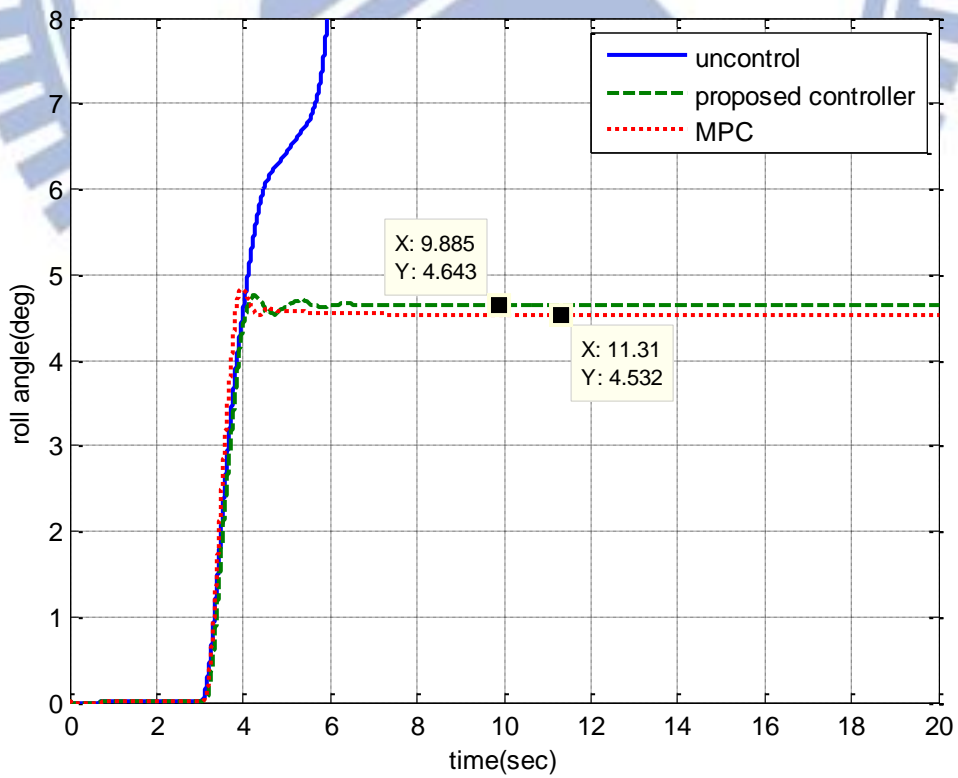


圖 5-6、模擬一之側傾角比較圖

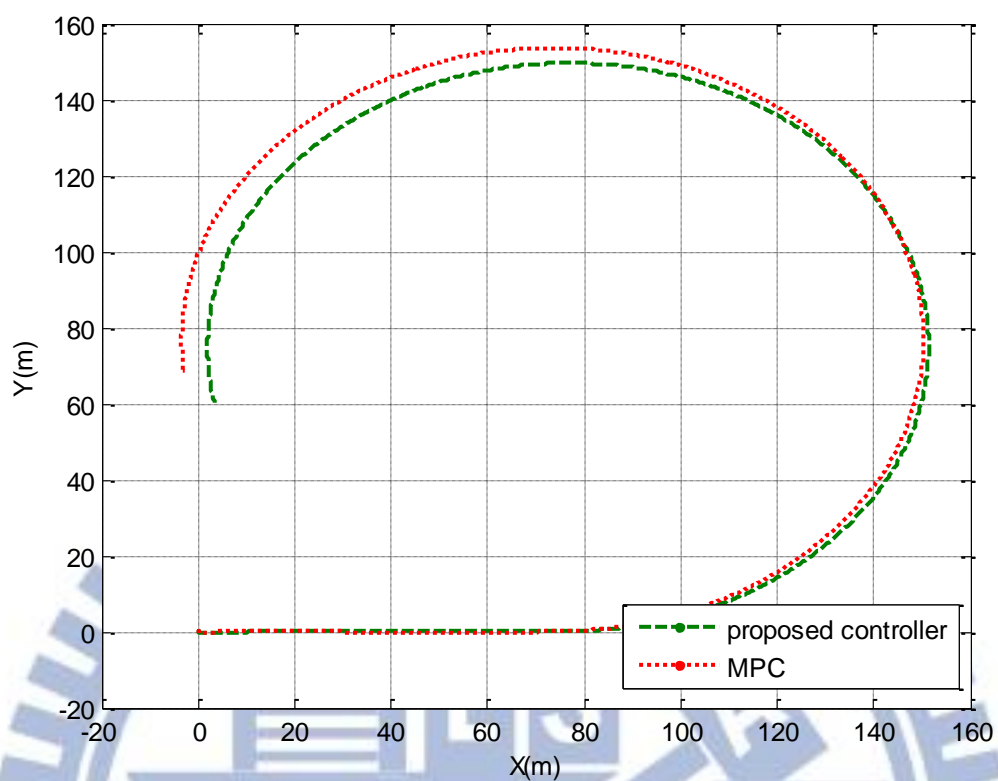


圖 5-7、模擬一之質心軌跡比較

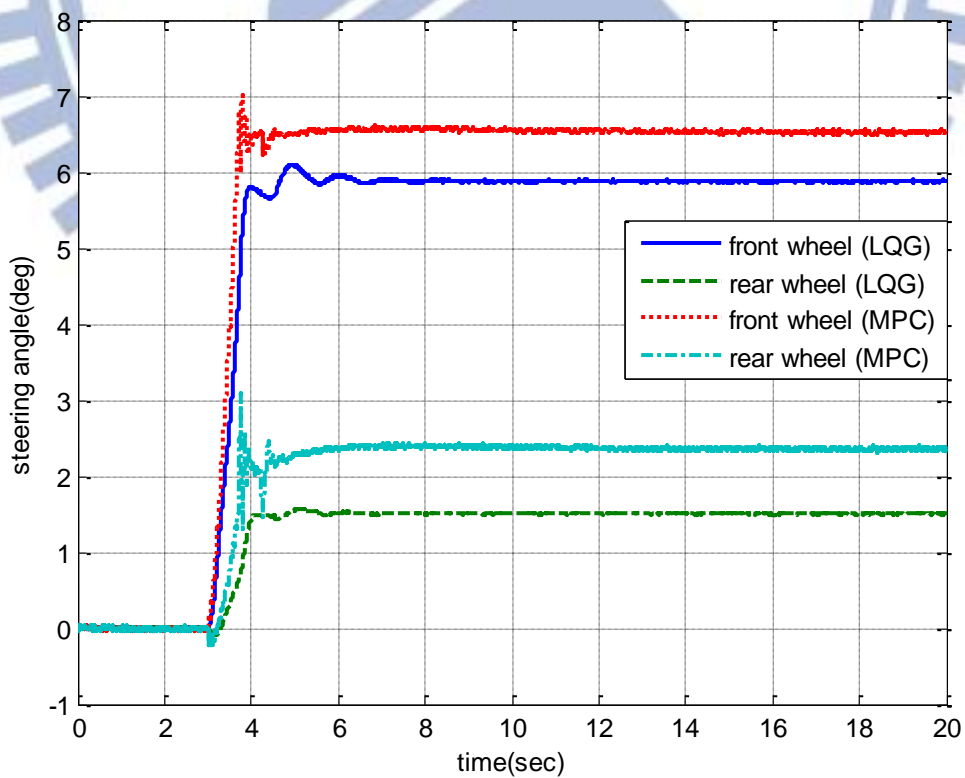


圖 5-8、模擬一之各控制器分配的前後輪轉向角

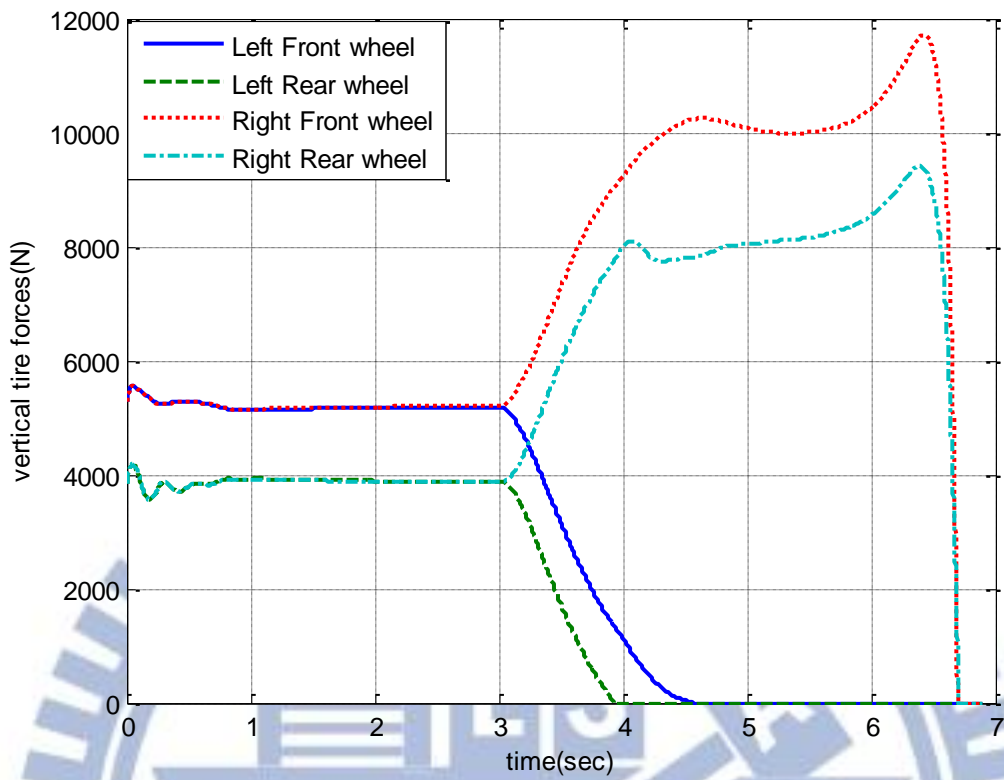


圖 5-9、模擬一之未控制車輛各輪胎正向力

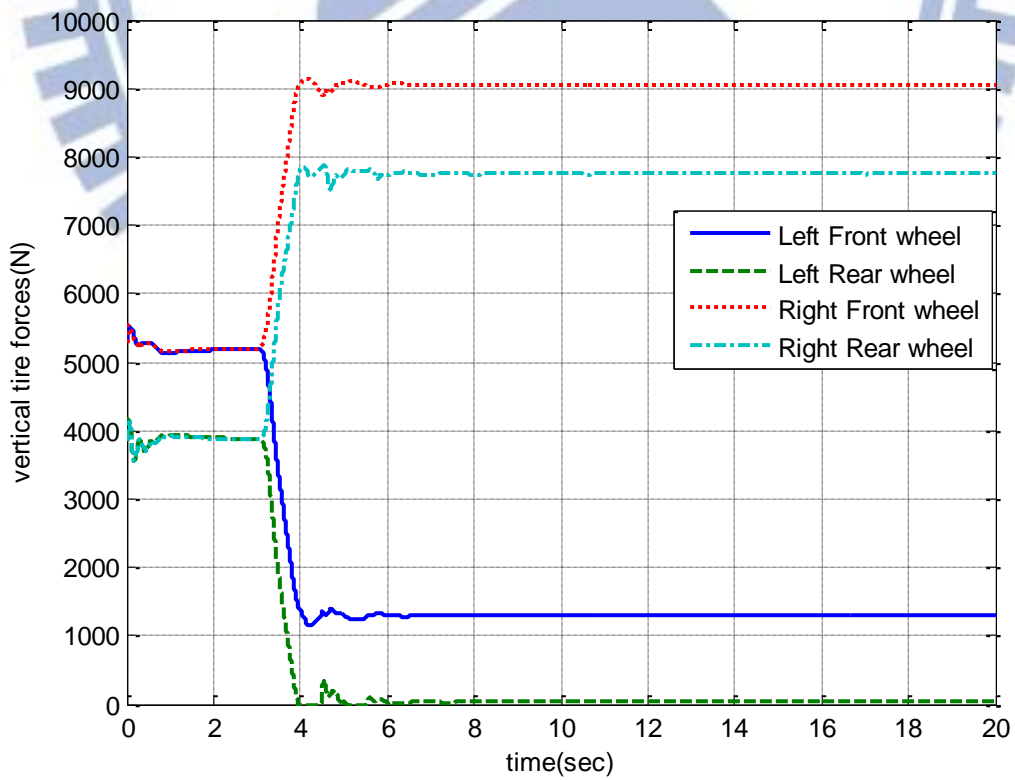


圖 5-10、模擬一之本文所提出控制系統的車輛各輪胎正向力

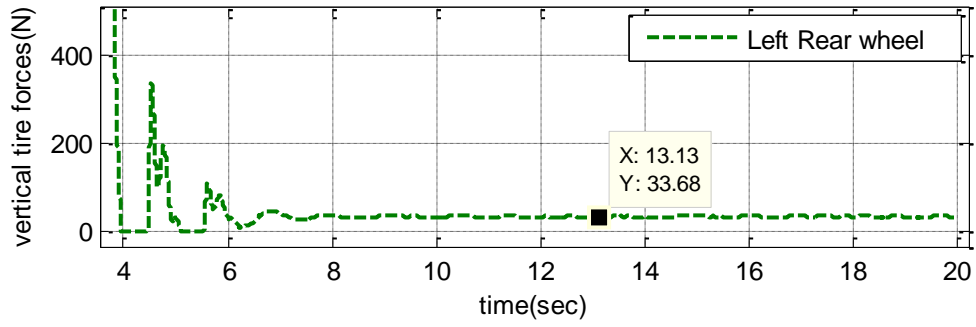


圖 5-11、模擬一之本文所提出控制系統的車輛左後輪正向力放大圖

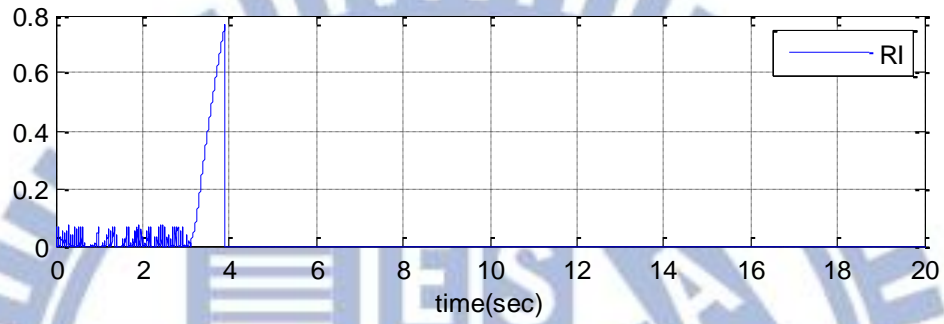


圖 5-12、模擬一之本文所提出控制系統的 RI

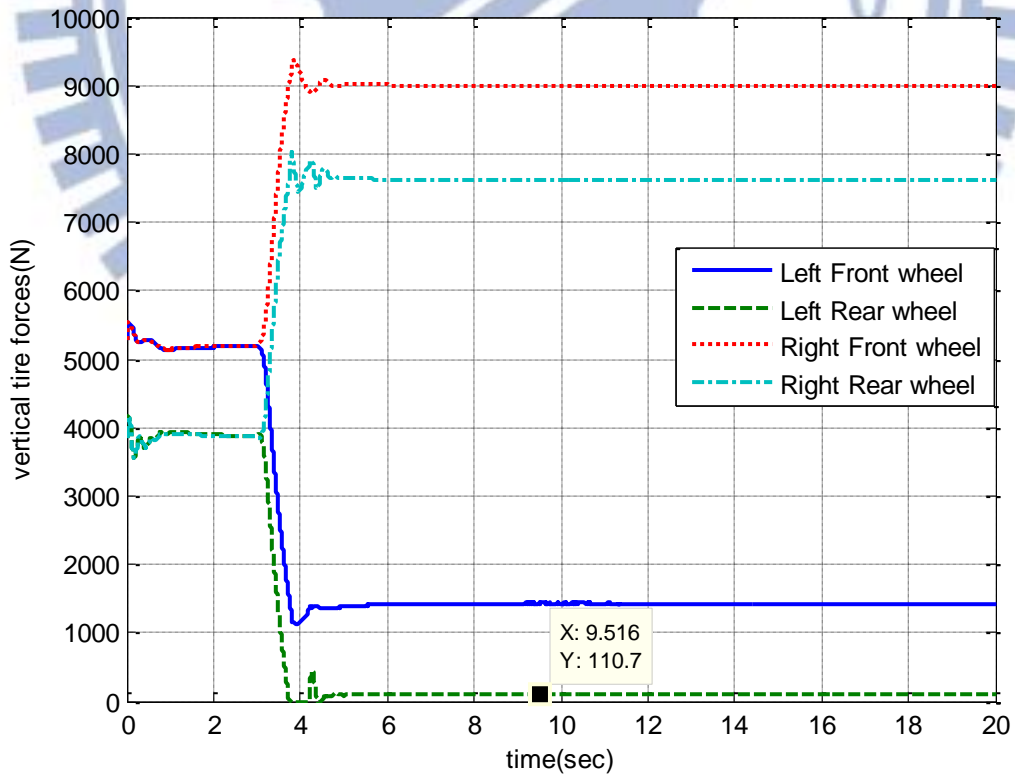


圖 5-13、模擬一之 MPC 系統的車輛各輪胎正向力

5.2 弦波轉向輸入

在弦波轉向輸入模擬的部分將以車速 $v_x=80\text{km/hr}$ ，駕駛者輸入 0.5Hz 振幅 8 度之弦波轉向角命令，如圖 5-14，呈現系統的暫態響應。

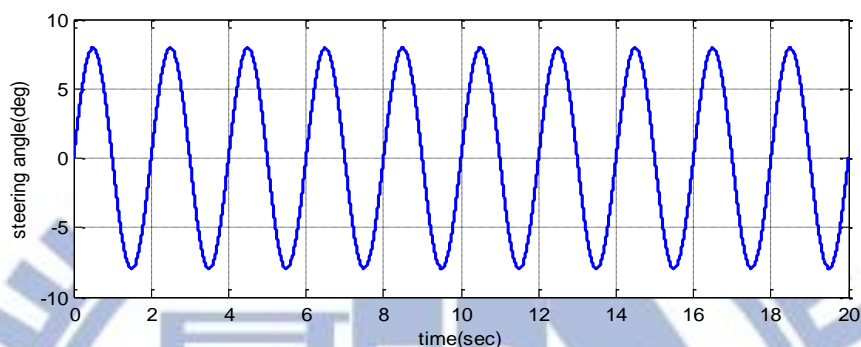


圖 5-14、弦波轉向輸入之駕駛者轉向命令

模擬二：弦波轉向輸入

從圖 5-15、5-16、5-18 車輛狀態比較圖，可以發現未控制車輛狀態隨著時間越趨不穩定，在 6 秒時車子已失控並終止模擬，而本文所提出之控制系統的車輛狀態模擬結果，可以看到車輛繼續以弦波轉向行駛，並且保持車身最大側滑角約 2 度，另外 MPC 系統車輛狀態模擬結果，會發現雖然車輛仍繼續行駛，但是車身側滑角已高達 8 度，車子呈現打滑的情形十分嚴重，從圖 5-17 橫擺角速度誤差比較來看，MPC 誤差也較大一些，圖 5-19 為本文所提出之控制器分配的前後輪轉向角，最大前輪轉向角約 5 度，最大後輪轉向角約 1.9 度，圖 5-20 為 MPC 控制器所分配的前後輪轉向角，可以看到 MPC 前後輪轉向角已達上限，前輪轉向角 20 度與後輪轉向角 10 度，並處於高頻率的轉向，由圖 5-16 橫擺角速度比較圖可看出 MPC 控制器對系統橫擺角速度造成高頻的擾動，圖 5-21 與圖 5-22 分別為本文所提出控制系統與 MPC 系統之車輛四個輪胎正向力，觀察可發現車輛於左右轉時，分別只有左右後輪抬離地面，並沒有翻覆。

由弦波轉向輸入之模擬來看不論是本文所提出之控制系統或是 MPC 系統皆有效防

止車輛翻覆，但是觀察側滑角與控制器分配的前後輪轉向角可以得知，MPC 於大角度暫態響應較差，並產生高頻振動，而本文所提出的控制系統仍保持系統的穩定性，並且避免前後輪轉向角達到飽和。

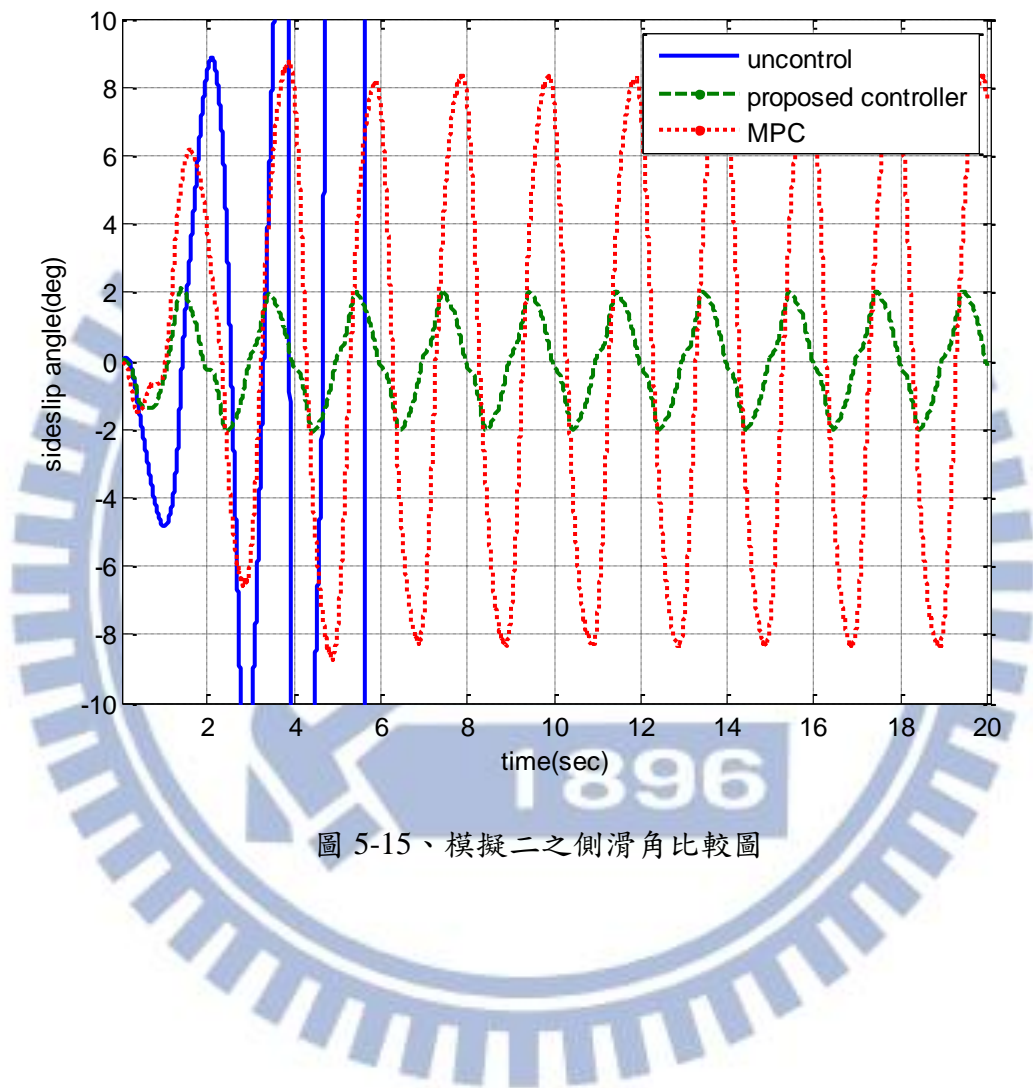


圖 5-15、模擬二之側滑角比較圖

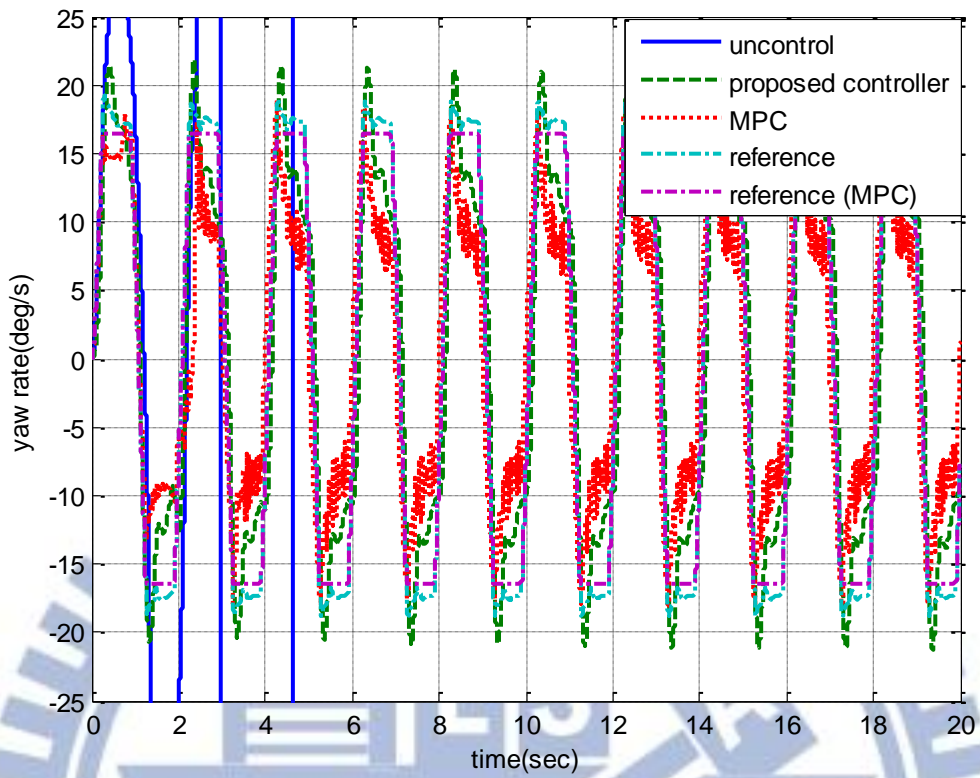


圖 5-16、模擬二之橫擺角速度比較圖

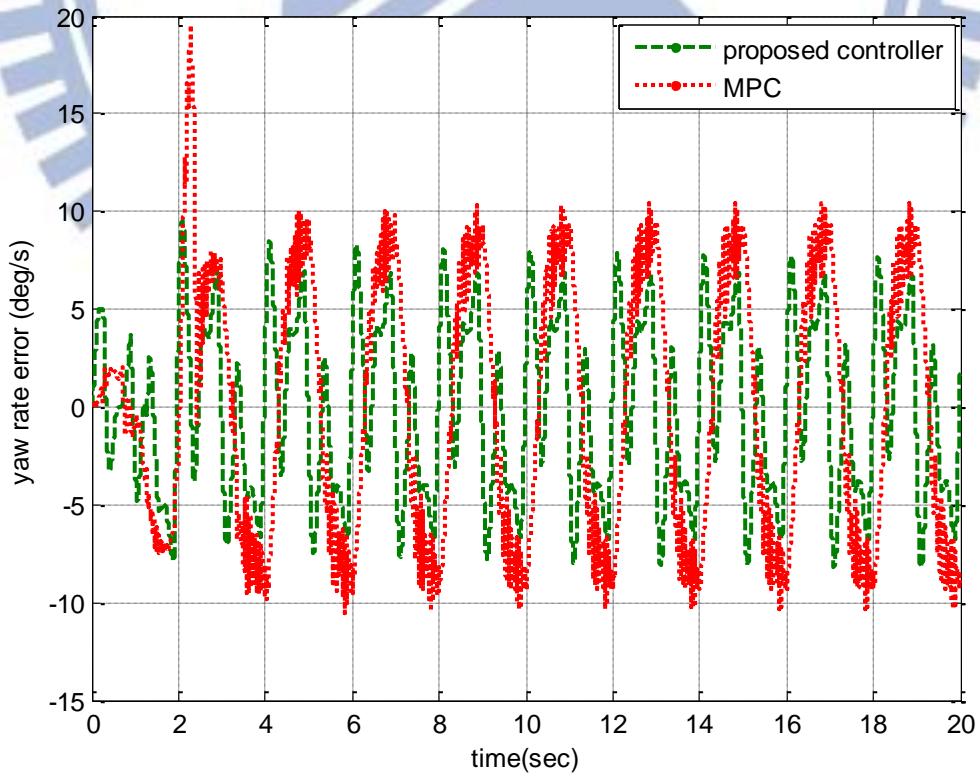


圖 5-17、模擬二之橫擺角速度誤差比較圖

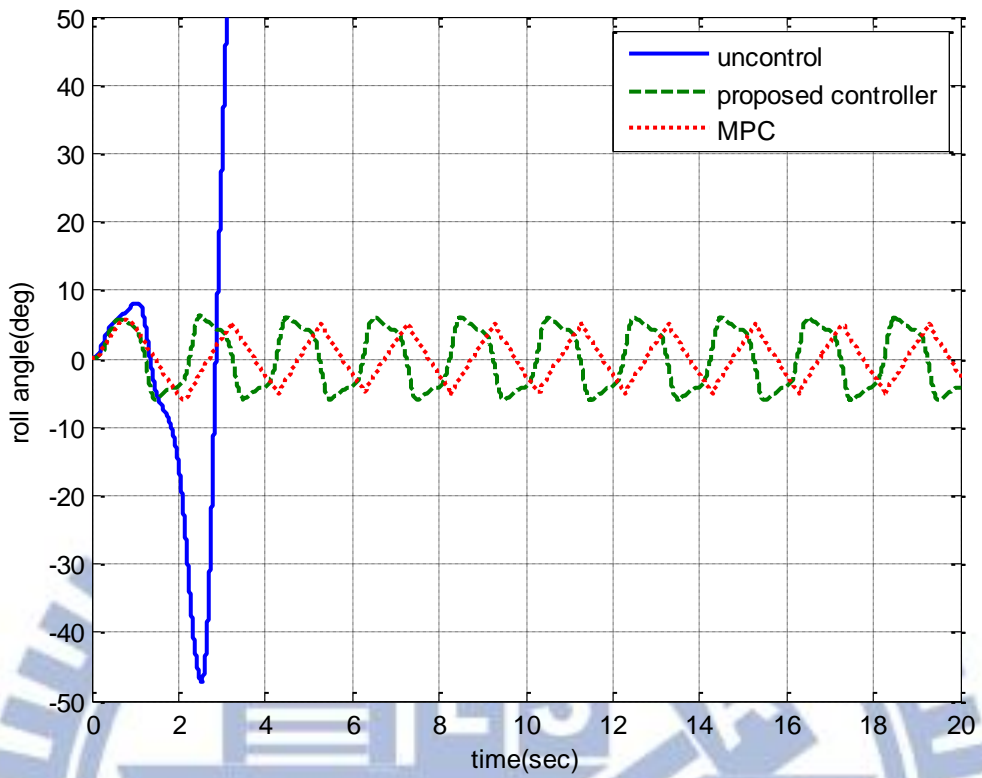


圖 5-18、模擬二之側傾角比較圖

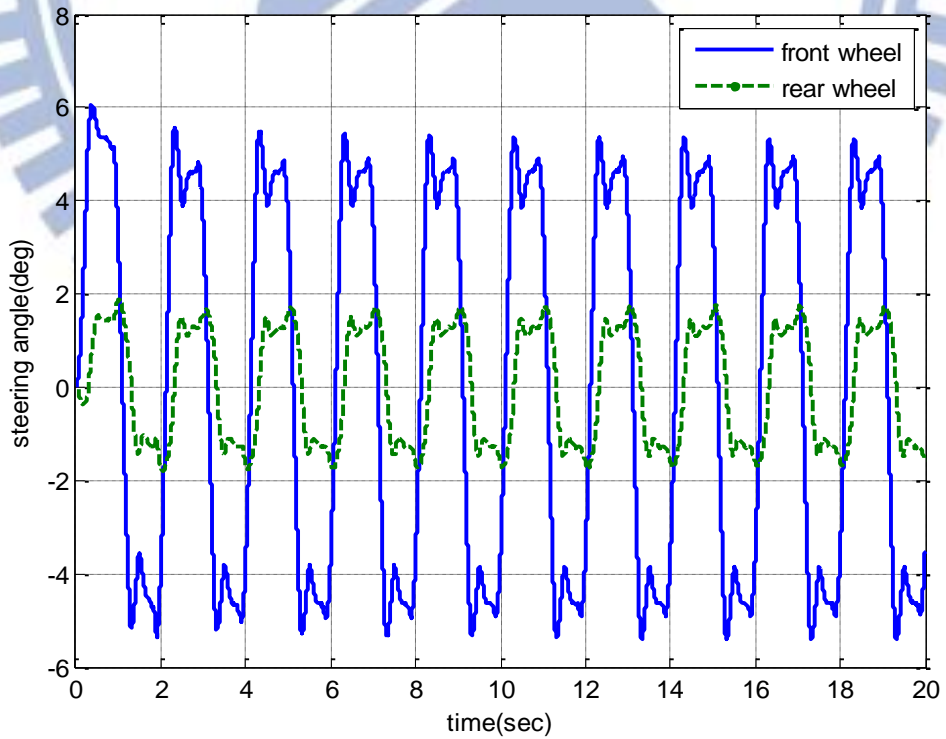


圖 5-19、模擬二之本文所提出控制器分配的車輛前後輪轉向角

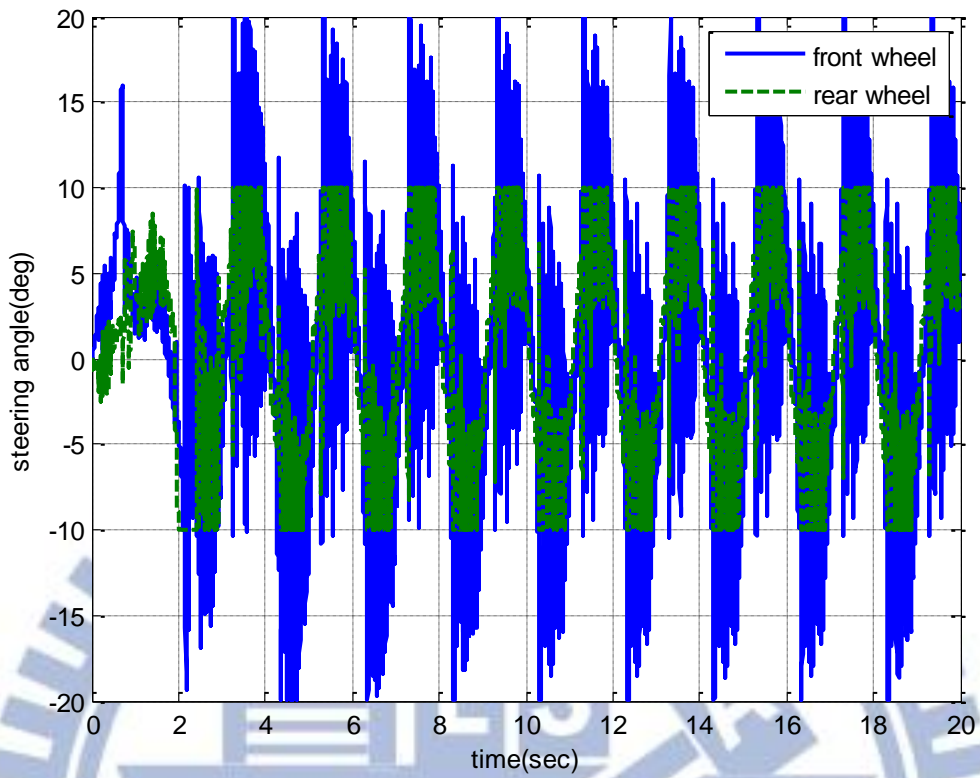


圖 5-20、模擬二之 MPC 控制器分配的車輛前後輪轉向角

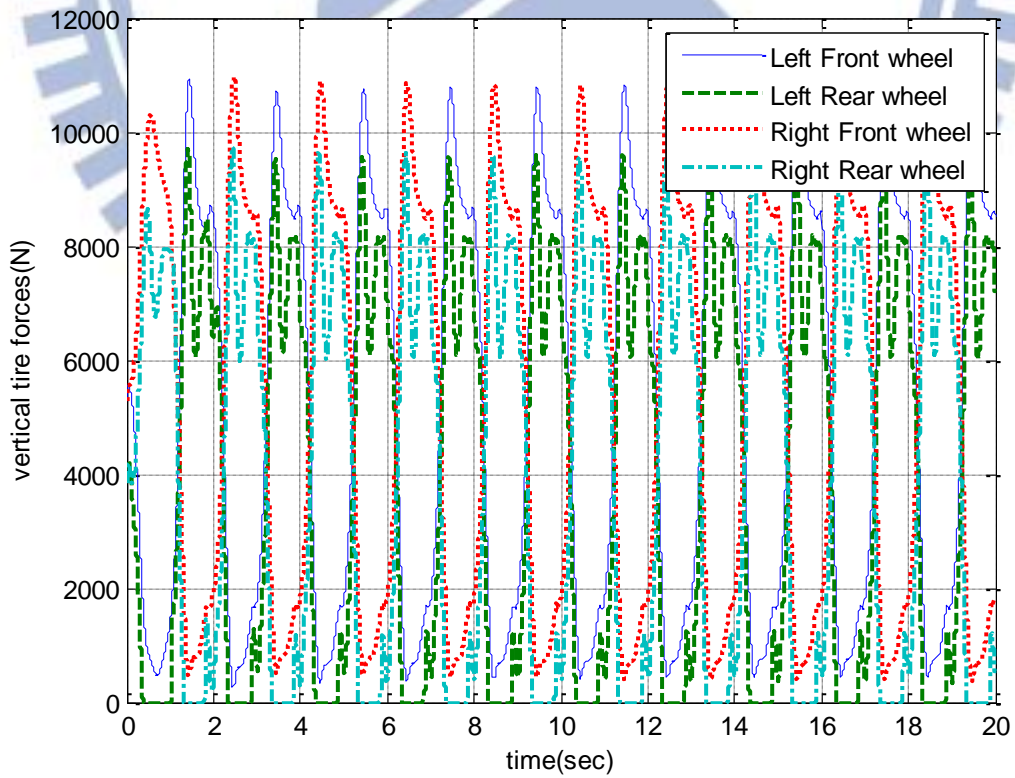


圖 5-21、模擬二之本文所提出控制系統的車輛各輪胎正向力

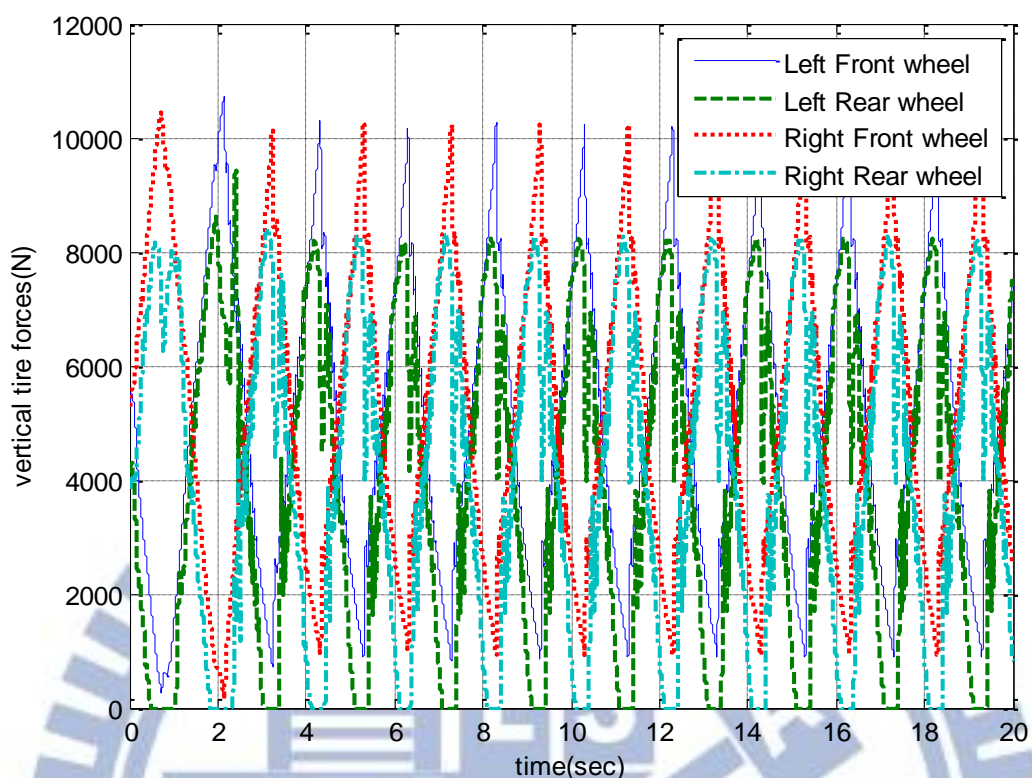
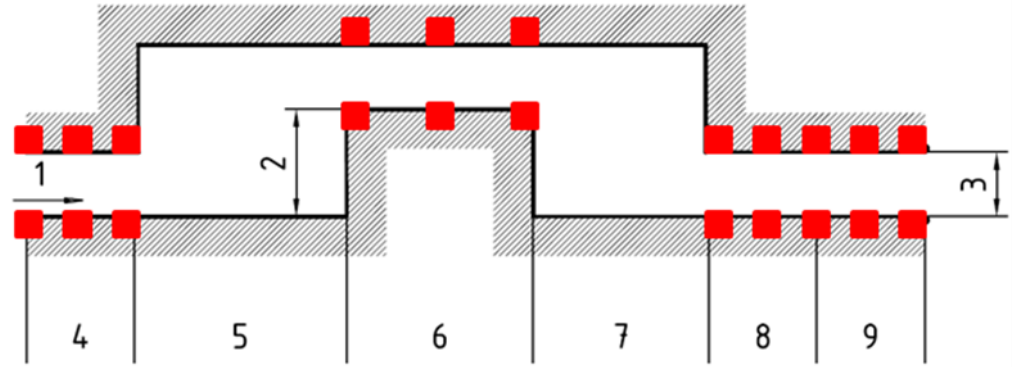


圖 5-22、模擬二之 MPC 系統的車輛各輪胎正向力

5.3 ISO3888-1 測試

本節將以 ISO3888-1 雙車道變換(double lane change)測試驗證本論文提出的四輪轉向控制系統效能，測試路徑與規格如圖 5-23 與表 5-3，測試軌道長度為 125 公尺，寬度為車輛輪距之函數，車輛以 80 ± 3 km/hr 通過此路徑，圖 5-23 紅色方塊為錐形路標(cone)置放位置。



Key

- | | | |
|---------------------|-------------|-------------|
| 1 Driving direction | 4 Section 1 | 7 Section 4 |
| 2 Lane offset | 5 Section 2 | 8 Section 5 |
| 3 Width | 6 Section 3 | 9 Section 6 |

圖 5-23、ISO3888-1 測試路徑圖

表 5-3、ISO3888-1 路徑規格表(單位:m)

| Section | Length | Lane offset | Width |
|---------|--------|-------------|--|
| 1 | 15 | — | $1,1 \times \text{vehicle width} + 0,25$ |
| 2 | 30 | — | — |
| 3 | 25 | 3,5 | $1,2 \times \text{vehicle width} + 0,25$ |
| 4 | 25 | — | — |
| 5 | 15 | — | $1,3 \times \text{vehicle width} + 0,25$ |
| 6 | 15 | — | $1,3 \times \text{vehicle width} + 0,25$ |

為了進行此測試於系統加入駕駛者模型(Driver model)，駕駛者模型為參考[25][26]所建立，駕駛者反應延遲時間為 0.2 秒，駕駛者向前預覽路況時間為 1.3 秒，輸入路徑如圖 5-24。

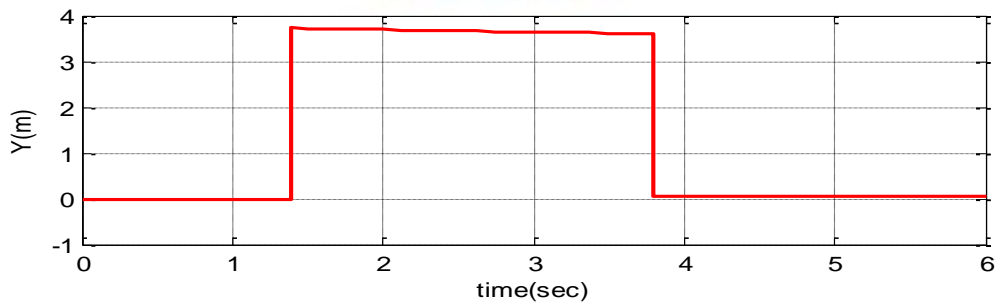


圖 5-24、ISO3888-1 之駕駛者模型輸入路徑

模擬三: ISO3888-1 測試

在 ISO3888-1 測試的部分，圖 5-25 表示駕駛者輸入轉向角比較圖，可看出未控制車輛、本文所提出控制系統與 MPC 系統並無太大差別，圖 5-26 表示側滑角比較圖，可以看出本文所提出的控制系統可使車輛保持最小側滑角通過此測試，圖 5-27 為橫擺角速度比較圖，從圖 5-28 表示橫擺角速度誤差比較圖，可以發現 MPC 於小角度暫態響應中橫擺角速度的跟隨表現較佳，但由圖 5-31 MPC 控制器所分配的前後輪轉向角來看，會發現前後輪轉向角有高頻率的震盪，而圖 5-30 可看出本文所提出之控制器所分配的前後輪轉向角皆較 MPC 控制器為小，且圖 5-29 側傾角比較圖中可看出本文所提出之控制系統的側傾角亦小於 MPC 系統，由圖 5-32、5-33、5-34 車輛各輪胎的正向力，可以觀察到未控制、本研究所提出的控制系統與 MPC 系統都沒有翻覆，圖 5-35 為質心軌跡比較圖，可以發現質心軌跡皆很接近，但是從圖 5-37 CarSim 軟體模擬動畫中可以發現未控制車輛已壓到圖 5-23 所標示之錐形路標，並未通過 ISO3888-1 測試，而本研究控制系統與 MPC 系統則是成功通過 ISO3888-1 的測試標準，從圖 5-36 縱向速度比較圖可以看出縱向速度變化皆在 $80 \pm 3 \text{ km/hr}$ 符合測試標準，其中本文所提出的控制系統縱向速度變化較 MPC 系統為小，即駕駛者的感受會較為舒適。

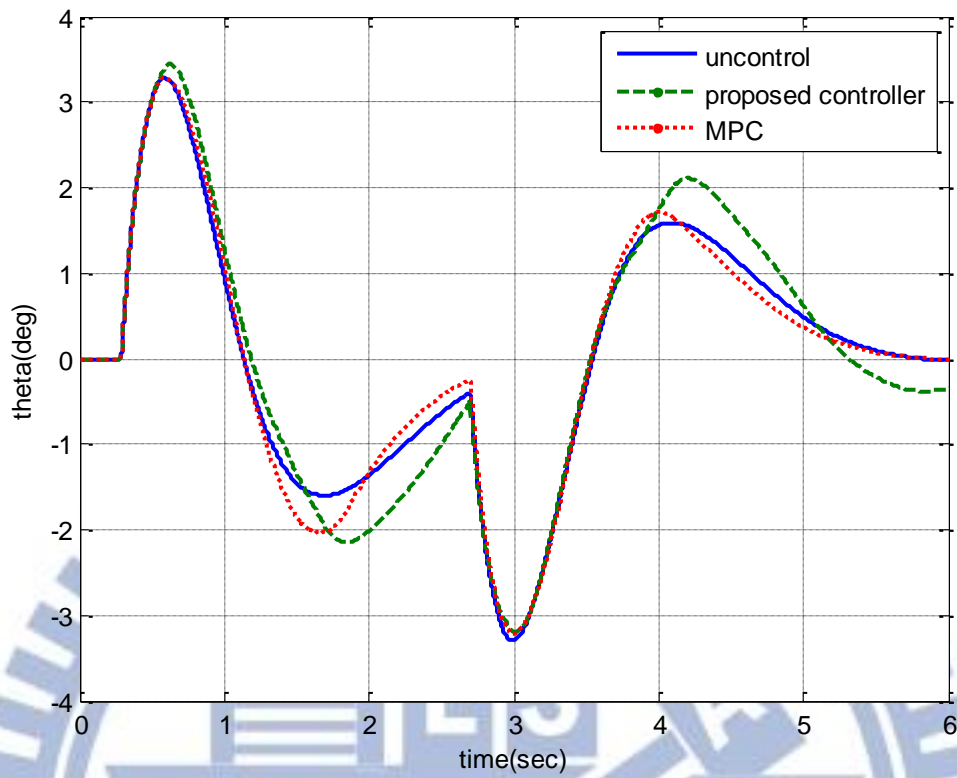


圖 5-25、模擬三之駕駛者輸入轉向角比較圖

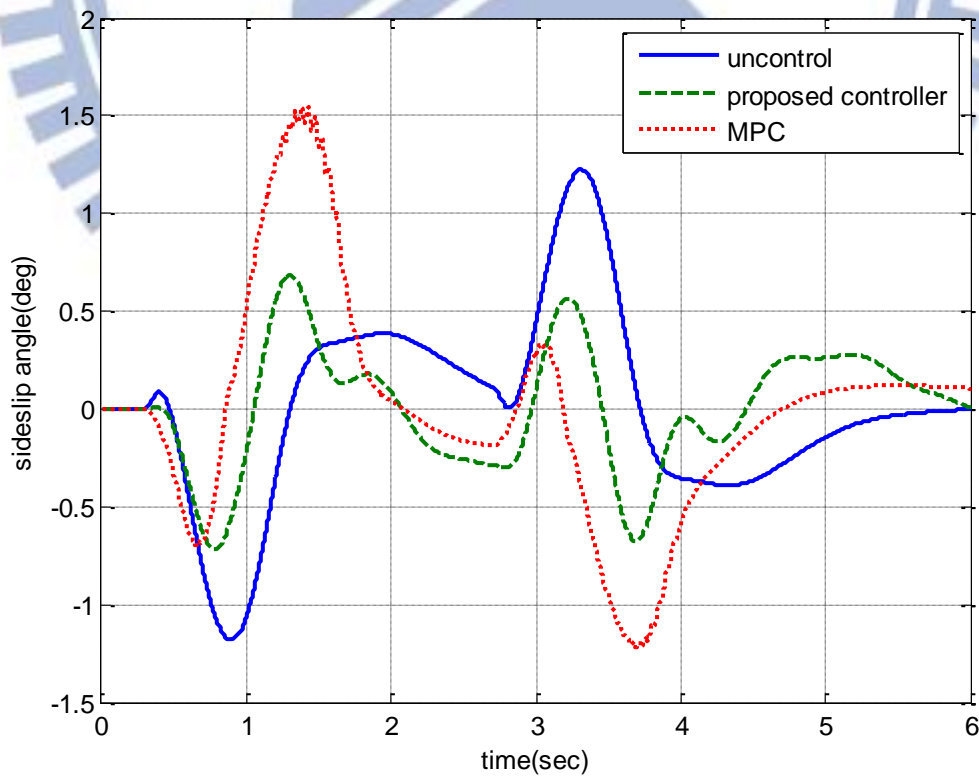


圖 5-26、模擬三之側滑角比較圖

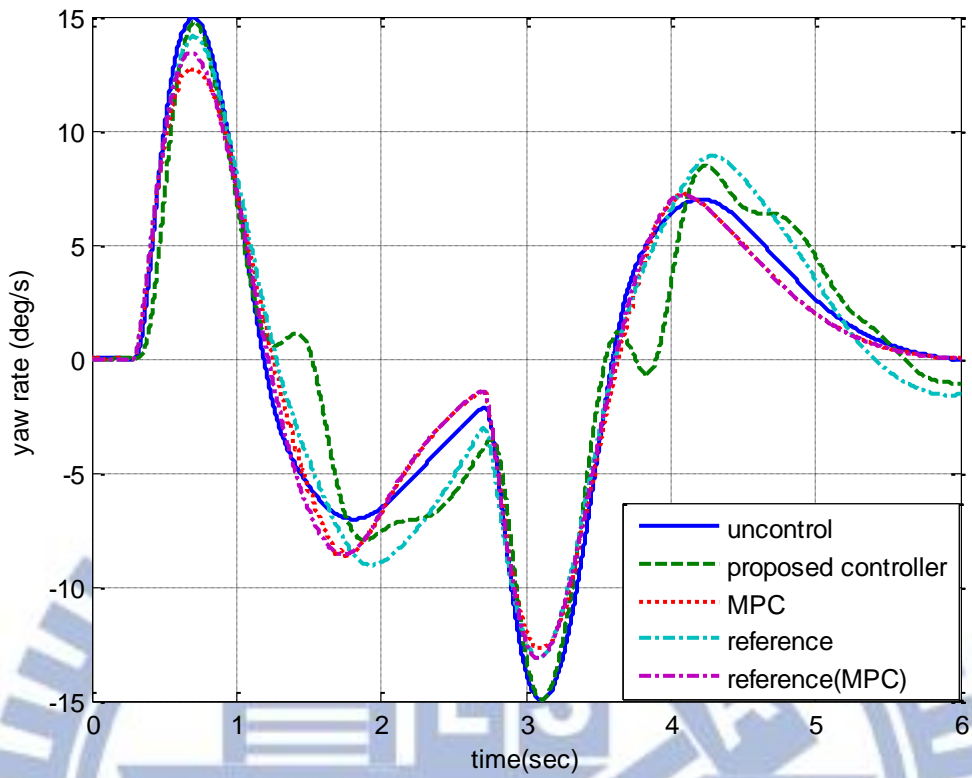


圖 5-27、模擬三之橫擺角速度比較圖

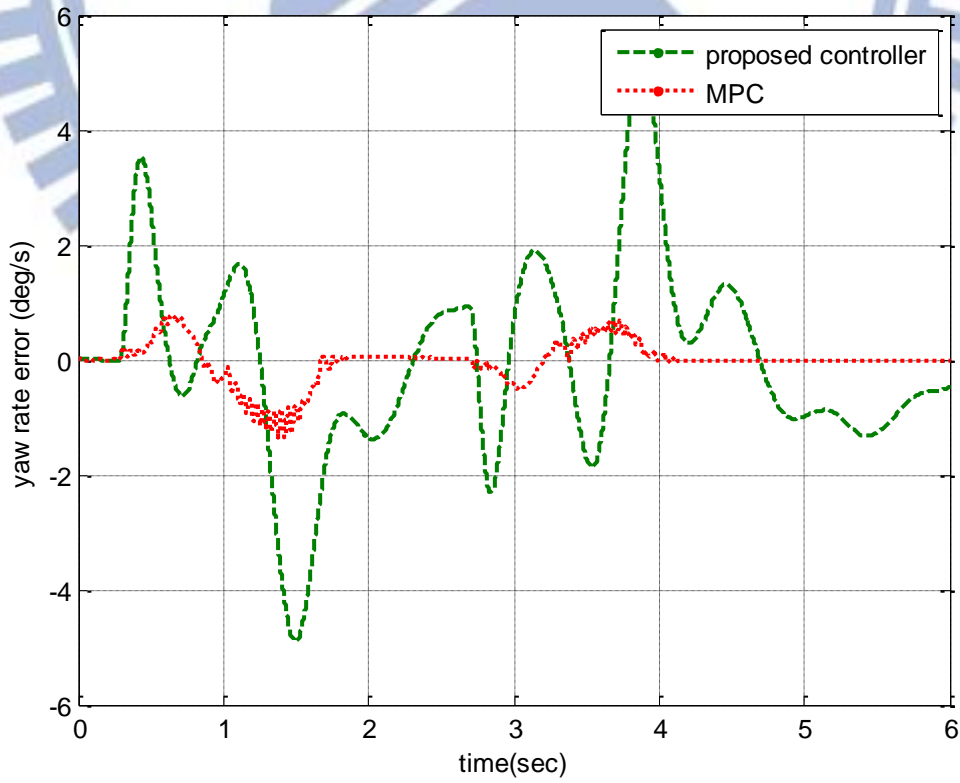


圖 5-28、模擬三之橫擺角速度誤差比較圖

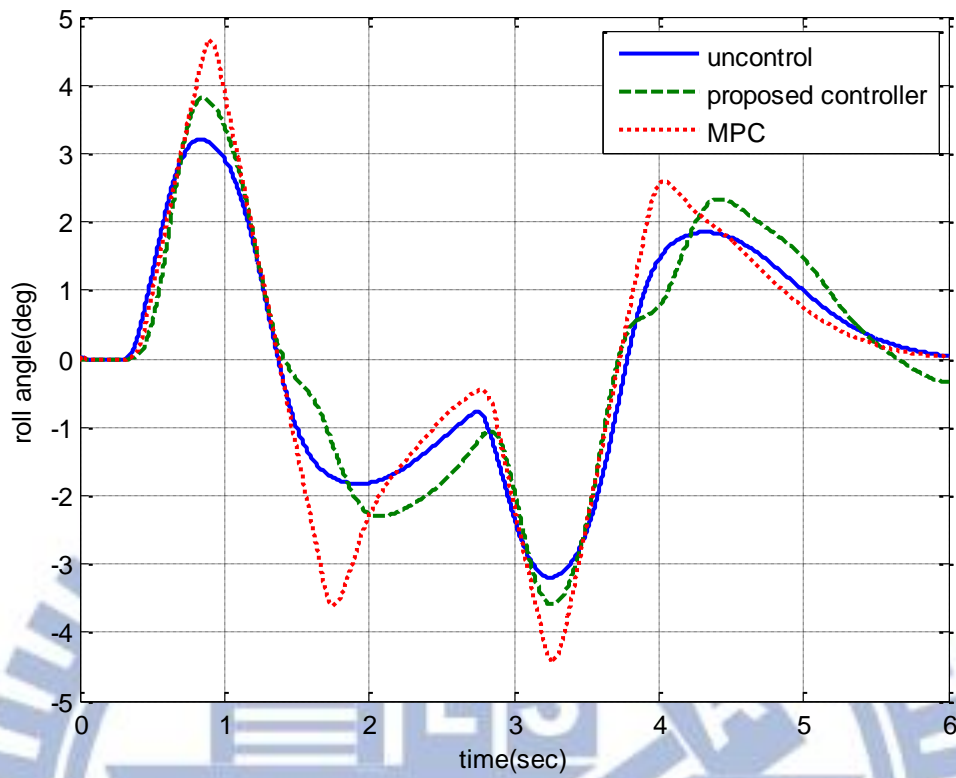


圖 5-29、模擬三之側傾角比較圖

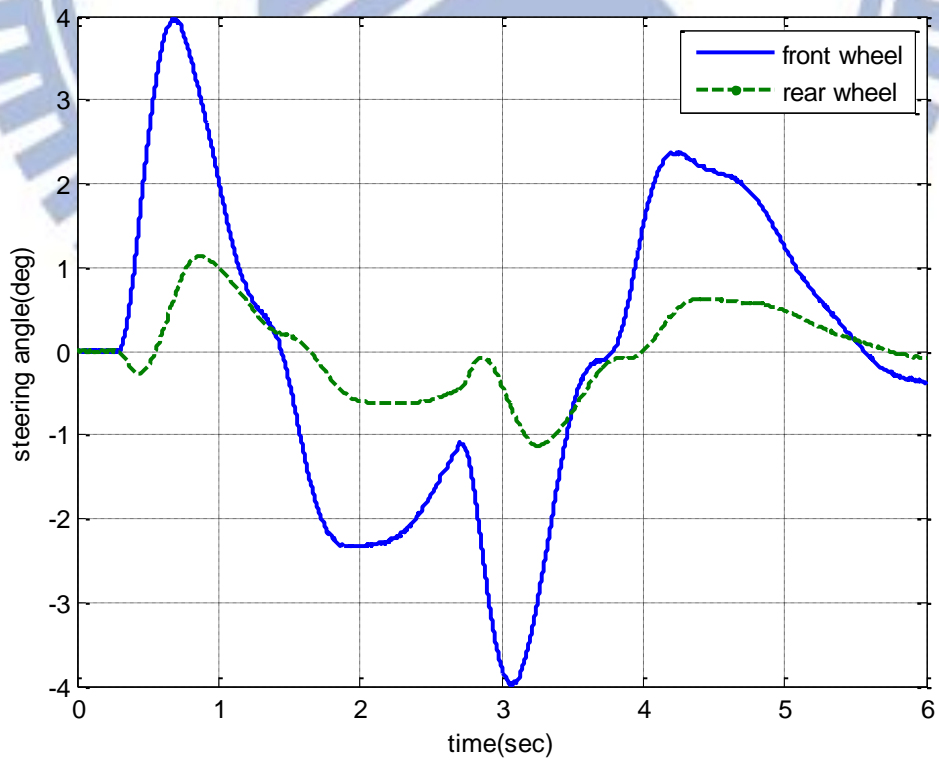


圖 5-30、模擬三之本文所提出之控制器分配的車輛前後輪轉向角

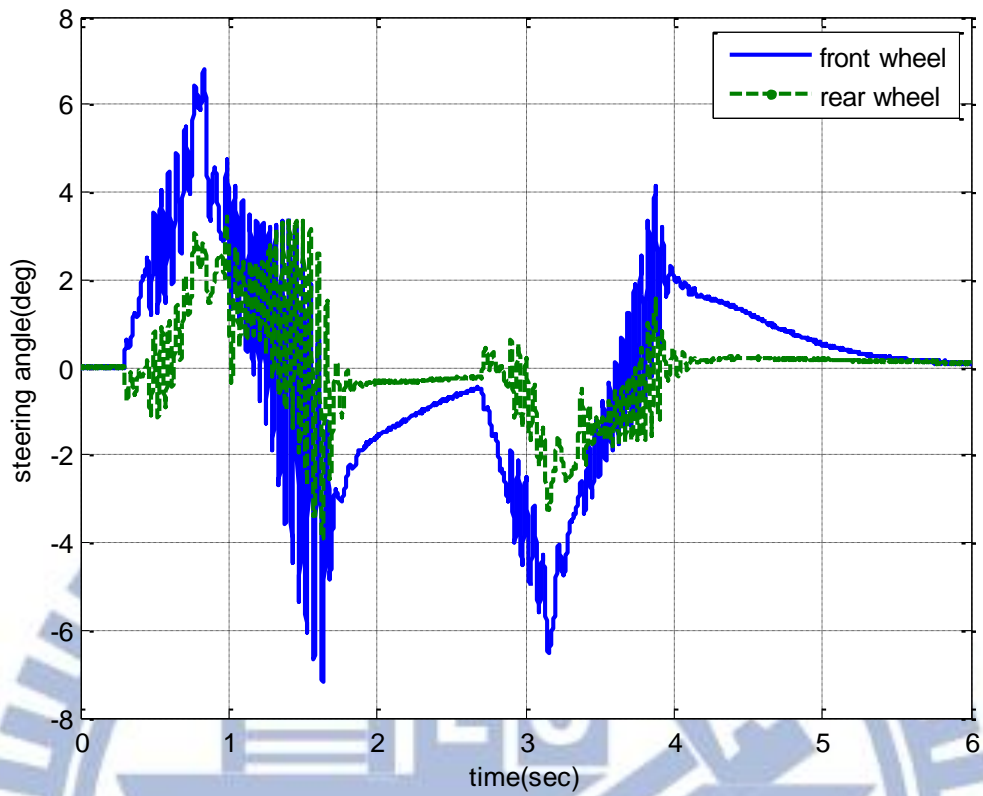


圖 5-31、模擬三之 MPC 控制器分配的車輛前後輪轉向角

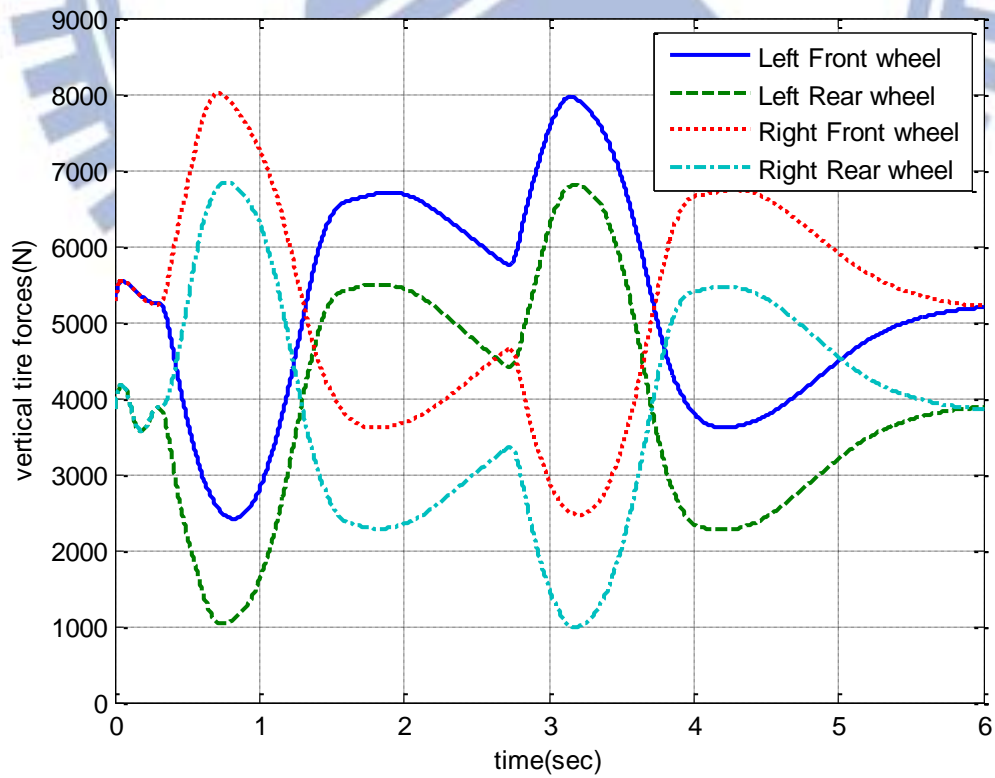


圖 5-32、模擬三之未控制車輛各輪胎的正向力

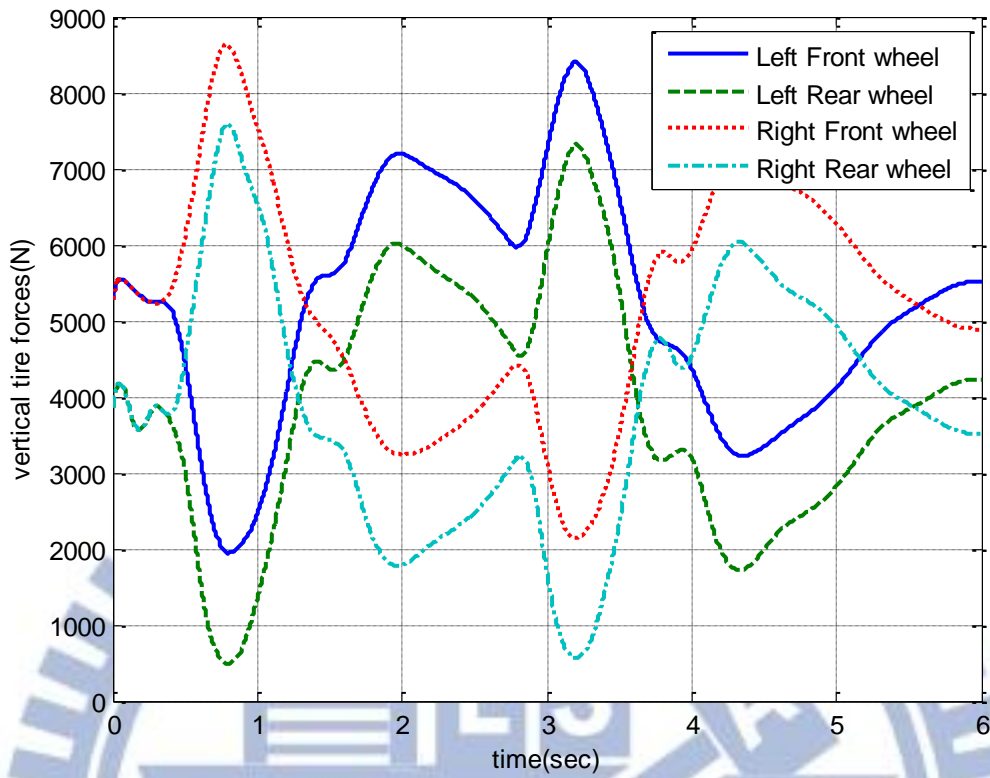


圖 5-33、模擬三之本文所提出控制系統的車輛各輪胎正向力

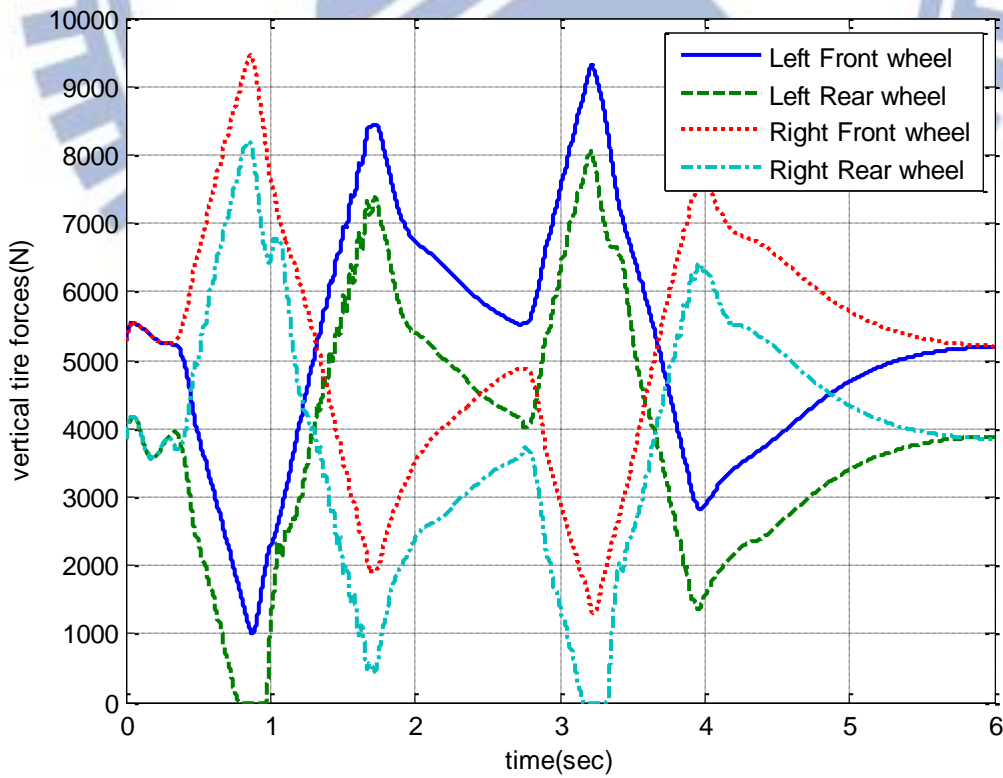


圖 5-34、模擬三之 MPC 系統的車輛各輪胎正向力

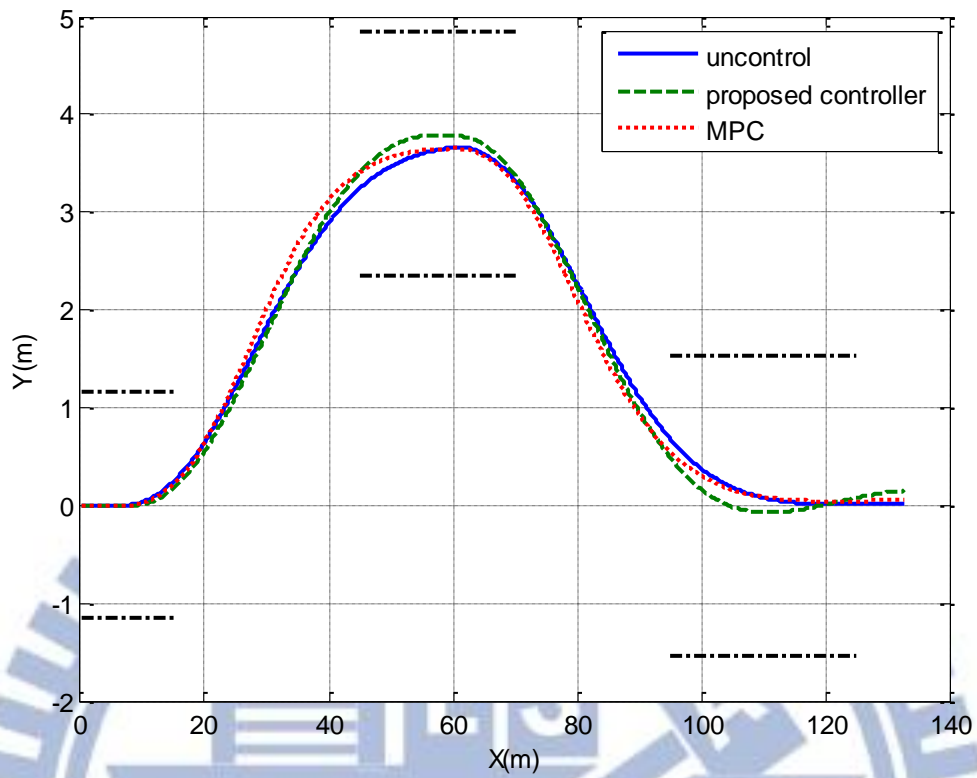


圖 5-35、模擬三之質心軌跡比較

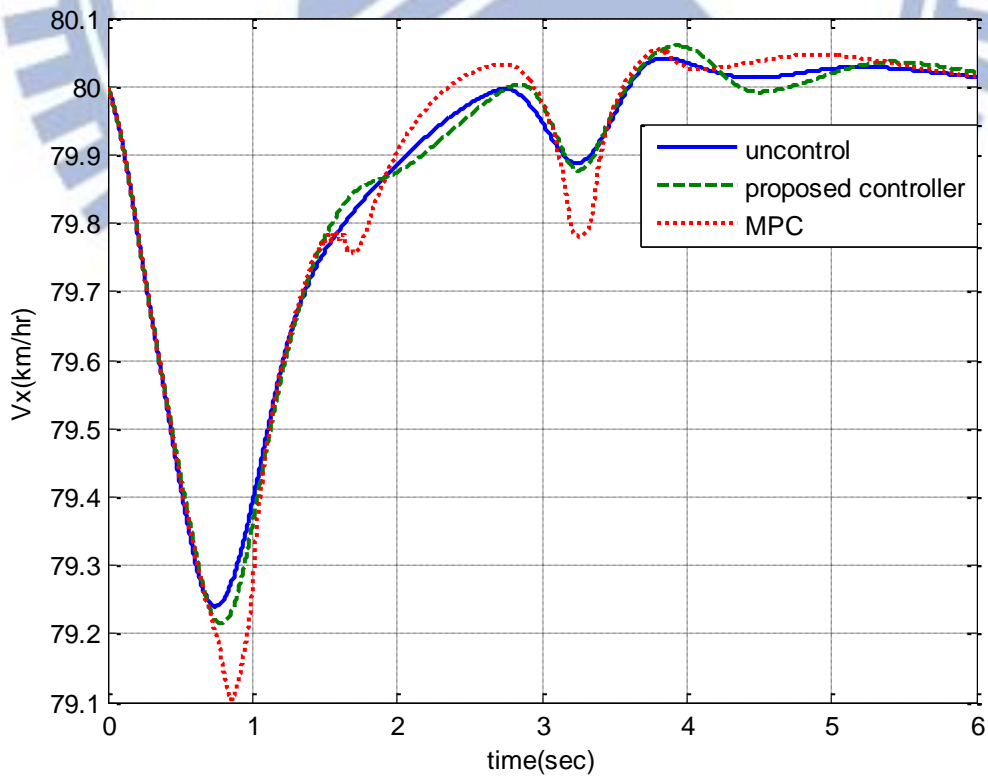


圖 5-36、模擬三之車輛縱向速度比較

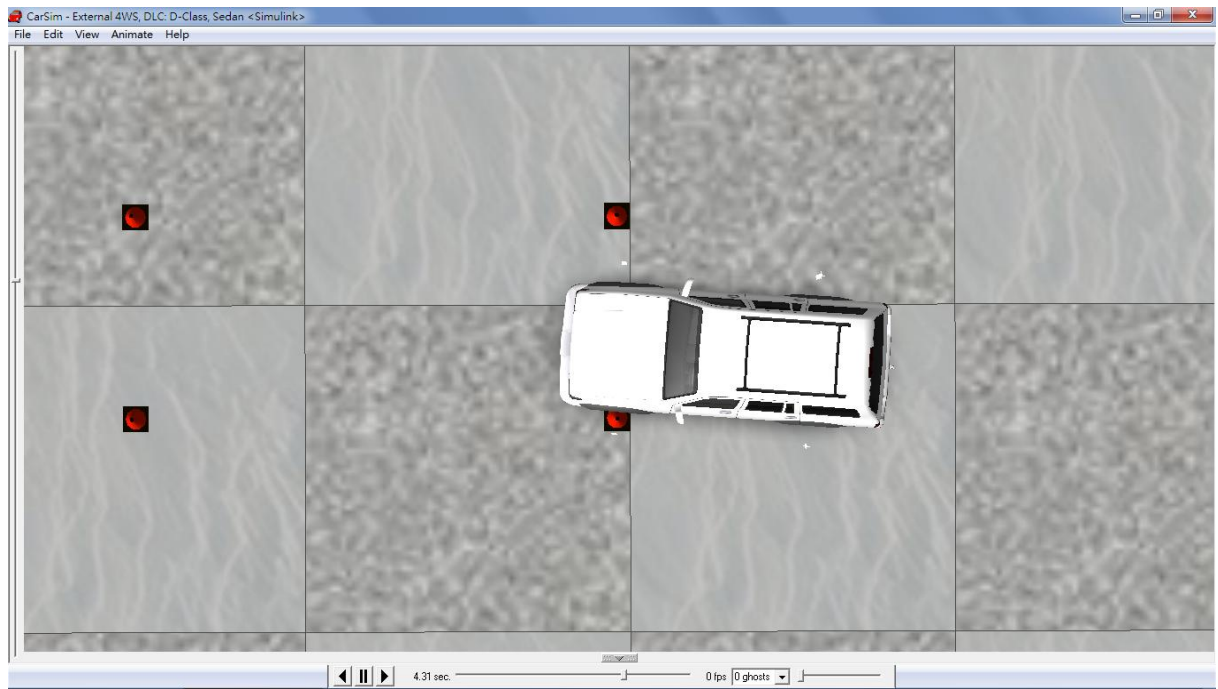


圖 5-37、模擬三之未控制車輛 CarSim 模擬動畫



第六章 結論與未來展望

6.1 結論

本研究考慮側向、橫擺與側傾方向動態設計四輪轉向控制系統，使車輛在緊急駕駛情況行駛時，保持低側滑角避免車子打滑，加入橫擺角速度參考模型，使車輛橫擺角速度跟隨給定的參考軌跡，保持車子轉向能力，在物理限制部分本研究採用 RI 物理限制，考慮到車輛參數以及行車時車輛狀態的影響，合理地限制橫擺角速度參考值以防止車輛翻覆，同時避免降低車輛之操控性，

在第五章中利用了 CarSim 軟體來進行模擬，並以市場上佔有率越來越高的 SUV 車型作為模擬平台，由 5.1 節與 5.2 節緊急駕駛情況的模擬中，可以發現本研究所提之控制器皆可以有效率地利用前後輪側向力達成轉向，並使車輛保持穩定地行駛，對駕駛者行車安全有顯著的提升，最後由 5.3 節的模擬，以通過 ISO3888-1 測試驗證本研究所提出之四輪轉向控制系統的效能。

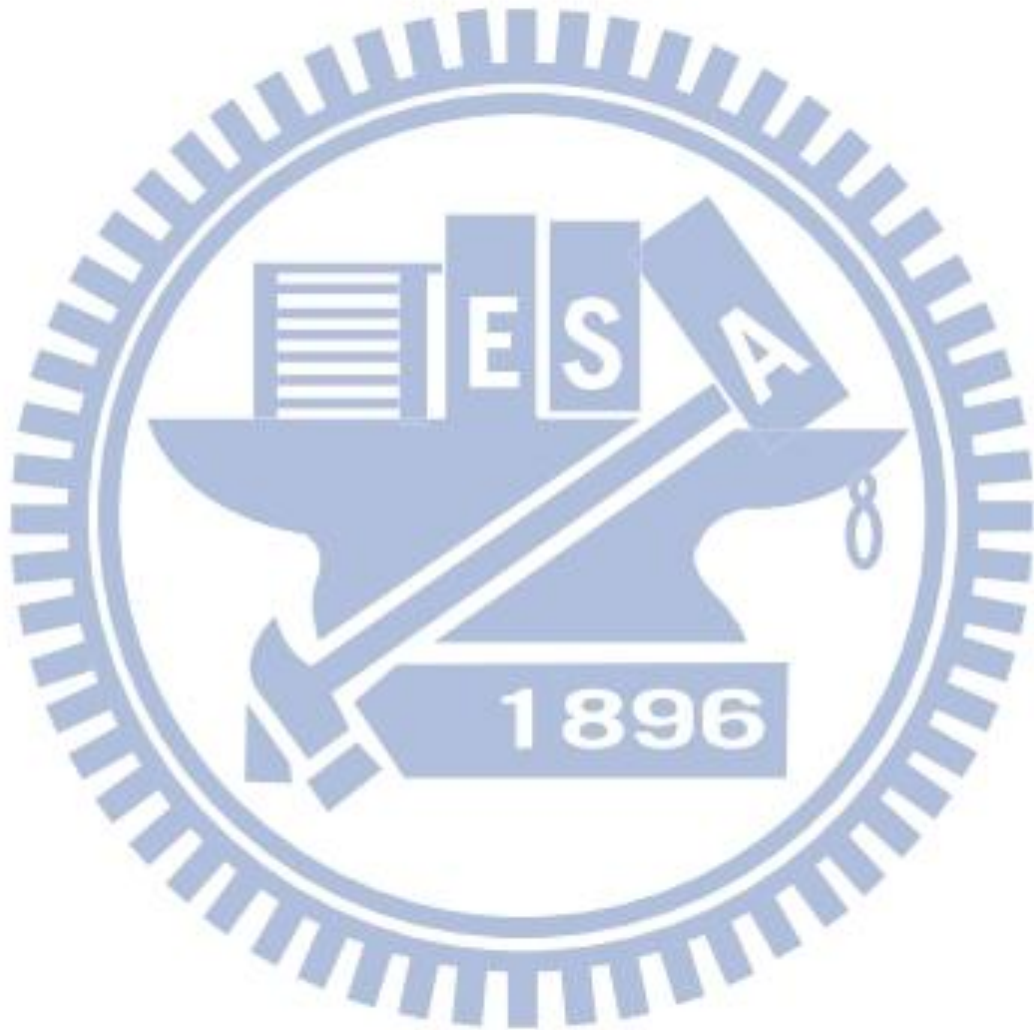
6.2 未來展望

本研究所設計的四輪轉向控制系統於 CarSim 模擬平台上可以得到不錯的效果，但仍有許多地方需要改進。

本研究是以線性輪胎模型建立 3DOF 車輛模型，利用此線性車輛模型為基礎設計控制器，其假設縱向速度為固定且角度為小角度的情況，未來可考慮縱向速度為時變，以及加入輪胎參數為非線性關係之輪胎模型去進行車輛性質分析與設計控制器，可以降低模型不準確性的影響，提升控制效能。

在參考模型的部分，本研究是採用一般線性參考模型，未來可藉由探討不同的駕駛

情境，例如行駛在一般市區、高速公路或是緊急避障的情況，設計適應性參考模型，藉由回授車輛動態設計適應法則，調整參考模型參數使車輛能在不同的行車情形展現不同的操控特性，使四輪轉向車輛發揮更大的效能提高駕駛者安全性與舒適度。



參考資料

- [1] J. Seok-Hwan, P. Yong-Jin, H. Chang-Soo, "A Control of Vehicle Using Steer-By-Wire System with Hardware-In-The-Loop-Simulation System", Proceeding of the IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, pp. 389-394, South Korea, July 2003.
- [2] http://mobile.autonet.com.tw/cgi-bin/file_view.cgi?a7081338070903
- [3] <http://www.mingpaofun.com/autonet/article.cfm?aid=378&cid=3&loc=tor>
- [4] <http://www.trademag.org.tw/News.asp?id=602291>
- [5] "New NHTSA Report Shows Federal ESC Requirement Saving Lives", NHTSA 33-12, Friday, November 30, 2012.
- [6] J. Kang, J. Yoo, K. Yi, "Driving Control Algorithm for Maneuverability, Lateral Stability, and Rollover Prevention of 4WD Electric Vehicles With Independently Driven Front and Rear Wheels", IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 60, no 7, pp. 2987-3001, September 2011.
- [7] R. Marino, F. Cinili, "Input-Output Decoupling Control by Measurement Feedback in Four-Wheel-Active-Steering Vehicles", Proceedings of the 45th IEEE Conference on Decision and Control, pp.1717-1720, San Diego, CA, USA, December. 2006.
- [8] J. Ahmadi, A. Khaki-Sedigh, M. Kabganian, "Adaptive Vehicle Lateral-Plane Motion Control Using Optimal Tire Friction Forces with Saturation Limits Considerations", IEEE Transaction on Vehicle Technology, vol. 58, no. 8, pp. 4098-4107, October. 2009.
- [9] Y. Shibahata, K. Shimada, T. Tomari, "Improvement of Vehicle Maneuverability by Direct Yaw Moment Control", Vehicle System Dynamics, vol. 22, pp. 456-481, 1993.
- [10] T. Eguchi et al., "Development of 'Super Hicas', "A New Rear Wheel Steering System With Phase reversal Control", SAE paper 891978, pp. 1495-1504, 1989.

- [11] V. Nikzad, S. M. Naraghi, "Optimizing Vehicle Response in A Combined Ride and Handling Full Car Model By Optimal Control Strategies", SAE 2001-01-1581, 2001.
- [12] J.C. Whitehead, "Four Wheel Steering: Maneuverability and High Speed Stabilization", SAE Paper 880642, pp. 688-679, 1988.
- [13] S. Wang, J. Zhang, "Performance Analysis of 4WS Vehicle Based on Different Control Strategy", Control and Decision Conference, pp. 5401-5404, NJ, USA, 2009.
- [14] 施偉仁, "應用適應性參考模型於四輪轉向車輛側向控制", 國立交通大學, 碩士論文, 2011。
- [15] C.E. Beal, J.C. Gerdes, "Predictive Control of Vehicle Roll Dynamics with Rear Wheel Steering", American Control Conference, pp. 1489-1494, Baltimore, MD, USA, June 30-July 02, 2010.
- [16] K. Nam, S. Oh, H. Fujimoto, Y. Hori, "Direct Roll Moment Control for Electric Vehicles Based on Roll Angle Observer and Lateral Tire Force Control", 8th International Conference on Power Electronics – ECCE Asia, pp. 2681-2686, Korea, May 30-June 3, 2011.
- [17] S. Kidane, R. Rajamani, L. Alexander, P. Starr, M. Donath, "Experimental Investigation of a Narrow Leaning Vehicle Tilt Stability Control System", 2007 American Control Conference, pp. 1612-1617, New York City, USA, July 11-13, 2007.
- [18] H. Imine, LM. Fridman, T. Madani, "Steering Control for Rollover Avoidance of Heavy Vehicles", IEEE Transaction on Vehicle Technology, vol. 61, no. 8, pp. 3499 – 3509, October 2012.
- [19] J.R. Ellis, Vehicle dynamics, London, United Kingdom: London Business Book Limited, 1969.
- [20] <http://www.systemaccess.com.tw/front/bin/ptdetail.phtml?Part=Z27&Category=100087>
- [21] R. Rajamani, Vehicle Dynamics and Control, New York: Springer-Verlag, pp 15-47, 2006.

- [22] J. Yoon, D. Kim, K. Yi, "Design of a rollover index-based vehicle stability control scheme", *Vehicle Syst. Dyn.*, vol. 45, no. 5, pp. 459-475, May 2007.
- [23] A. Bemporad, M. Morari, "Robust model predictive control: A survey", in *Robustness in Identification and Control*, New York: Springer-Verlag, pp.207-226, 1999.
- [24] A.A. Jalali, V. Nadimi, "A Survey on Robust Model Predictive Control from 1999-2006", in *Proceedings of the International Conference on CIMCA-IAWTIC*, pp. 207-212, November 2006.
- [25] C.C. MacAdam, "Application of an Optimal Preview Control for Simulation of Closed-Loop Automobile Driving", *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics*, vol. 11, no. 6, pp. 393-399, June 1981.
- [26] C.C. MacAdam, "An Optimal Preview Control for Linear Systems", *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, ASME, vol. 102, no. 3, pp.188-190, September 1980.

