

國立交通大學

電機與控制工程學系

博士論文

一款菱形四輪可傾窄車之多體系統建模與使用
QFT/ H_∞ 方法之強健雙迴路PID傾斜動作控制器



**Multibody Modeling and Robust Double-loop PID Tilting
Motion Controller Design by Using QFT/ H_∞ Theorem for a
Diamond-shaped Narrow Tilting Vehicle**

研究生：陳志良

指導教授：邱俊誠 教授

中華民國九十七年十月

一款菱形四輪可傾窄車之多體系統建模與使用
QFT/ H_∞ 方法之強健雙迴路 PID 傾斜動作控制器設計

Multibody Modeling and Robust Double-loop PID Tilting
Motion Controller Design by Using QFT/ H_∞ Theorem for a
Diamond-shaped Narrow Tilting Vehicle

研究生：陳志良

Student : Chih-Liang Chen

指導教授：邱俊誠 教授

Advisor : Prof. Jin-Chern Chiou

國立交通大學 電機學院
電機與控制工程學系
博士論文



A Dissertation

Submitted to Department of Electrical and Control Engineering
College of Electrical and Computer Engineering
National Chiao Tung University
in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of
Doctor of Philosophy
in
Electrical and Control Engineering
October 2008

Hsinchu, Taiwan, R.O.C

中華民國九十七年十月

一款菱形四輪可傾窄車之多體系統建模與使用 QFT/ H_∞ 方法之強健雙迴路 PID 傾斜動作控制器設計

研究生：陳志良

指導教授：邱俊誠 教授

國立交通大學電機與控制工程學系

摘要

本論文介紹一款著眼於解決石油短缺、污染與交通壅塞的電動菱形四輪可傾窄車，稱為 IPM (Intelligent Personal Mobility)，此車具輕與窄的特性，車身具有傾斜功能。為分析一些冒險的行駛狀況，本文中利用平面多體系統方法對 IPM 建立模型；本論文中也推導出一可用於平面多體系統之輪胎力模型；而為了實驗地驗證此 IPM 多體模型，本文並提出一種可用於菱形四輪可傾窄車行進間的輪胎負載之算法(藉由利用兩個加速規與一個角度量測器)。此多體系統模型經由與實車曲行測試比較驗證，此一模型並可以分析車體各主要部件間連結作用力並可輔助控制器設計。

本文中利用結合 QFT/ H_∞ 方法設計一可對抗路面干擾之 IPM 傾斜動作控制器，並提出一系統方法將此控制器轉換為較易實現的強健雙迴路 PID 控制器 (robust double-loop PID controller)，而該雙迴路 PID 控制器被經由已驗證之多體系統模型驗證其特性，其具有對於來自路面干擾和不完全傾斜命令(完全傾斜命令可使得駕駛位置所受到重力回覆力矩與向心力翻覆力矩接近平衡)之負載干擾抵抗力，並具有對傾斜動作之高循跡強健性(high tracking robustness)。

Multibody Modeling and Robust Double-loop PID Tilting Motion Controller Design by Using QFT/ H_∞ Theorem for a Diamond-shaped Narrow Tilting Vehicle

Chen Chih-Liang (Department of Electrical and Control Engineering)

Dissertation directed by Professor Chiou, Jin-Chern

Abstract

In this dissertation, a personal electric narrow tilting vehicle (NTV) called “IPM (intelligent personal mobility)” is developed to solve problem of oil shortage, pollution and traffic jam. The vehicle has four wheels arranged in a diamond shape. It is capable of operating in vehicular tilts with less weight and width. In order to simulate hazardous driving conditions, IPM was built a model by using planar multibody system method. A planar multibody system tire model was proposed to represent ground-vehicle interaction. In order to verify the IPM multibody model experimentally, we also proposed a separate calculation method using two acceleration sensors and one angular position sensor for the purpose of obtaining ground forces. The multibody model was verified by comparing with the real IPM in designed slalom tests. It matched with the real vehicle effectively and accurately. This model can applied to analyze the joint reaction force of IPM to assist in controller design.

An IPM tilting motion controller designed by using Quantitative Feedback Theory (QFT) and H_∞ theory was proposed in this dissertation. For implement purpose, this controller was systematically translated into a double-loop PID controller (two loop PID control, one tilting position control loop enclosed one tilting rate control loop). The controller was verified by working with the verified IPM multibody model. After the verification, the designed controller was verified that it has high tracking

robustness. It also was verified it can resist the load disturbance from lumpy roads and inadequate tilting command (Focus on driver position, if the gravity antiroll torque can balance with the centripetal force rollover torque, it is called adequate tilting command.) by working with the verified model.



誌謝

這本論文能夠完成，首先要感謝指導教授邱俊誠老師在這幾年的指導，在研究上給予我相當多的啟示與協助，不僅是在課業上知識的獲得，更教導了我許多的學習及做人做事應有的態度及精神，使我收穫良多受益匪淺。謝謝您，老師！

感謝各位口試委員給予我論文上的指導與建議，才能讓我的論文更完整。

感謝工研院機械所智慧車輛組彭毓瑩經理、簡明溫經理、高天和先生、劉達全博士、簡金品先生、張智崇先生、李承和先生、鍾鵬文先生、林晃民先生、林安宏先生、林保成先生等先進，對於本人在研究上的幫助，讓我的研究更加順利。

感謝學長吳順德教授在論文寫作上的指導。

感謝幫助過我的所有學長姐、學弟妹、同學與朋友，感謝實驗室林永峻學長、振鈞、尚瑋、禮忠、冠州、志瑋、君穎，在求學過程中，有你們從旁協助，才使得實驗可以順利進行，生活可以多采多姿。

最後要感謝我的父母和家人，一直以來總是給予我最大的支持，讓我無後顧之憂的專心於研究，順利完成論文。

僅將此論文獻給大家，謝謝大家對我的各項幫助。

陳志良 謹識

中華民國九十七年十月

新竹 交大

目錄

中文摘要	I
英文摘要	II
誌謝	IV
目錄	V
表目錄	VII
圖目錄	VIII
第一章 序論	1
1.1 研究背景	1
1.2 多體學系統(Multibody System)	4
1.3 定量反饋理論(Quantitative Feedback Theory , QFT)	6
1.4 H_{∞} 控制理論	6
第二章 車體架構與建模	8
2.1 IPM雛型車設計與製造	8
2.2 抗翻覆能力	11
2.3 多體翻轉模型	12
2.4 輪胎力模型	14
2.5 模型之運動方程(Equations of Motion)	16
第三章 模型驗證	18
3.1 計算地面力(Ground Forces)	18
3.2 曲行測試(Slalom Test)	21
3.3 結果	23
3.4 模型應用	29
3.4.1 控制器設計	29
3.4.2 機械系統設計	30
第四章 傾斜運動控制器設計	32
4.1 傾斜運動之簡化與線性化	32
4.2 使用結合QFT/ H_{∞} 理論之控制器設計	36
4.2.1 時域規格	38
4.2.2 定義上下邊界	38
4.2.3 H_{∞} 傾斜速度控制器	39
4.2.4 確認控制器規格	41
4.3 強健雙迴路PID控制器設計	43
第五章 控制器驗證	48
5.1 路面干擾輸入	48

5.2	兩設計控制器之比較與驗證	49
5.2.1	強健雙迴路PID控制器與QFT/ H_{∞} 控制器之比較	50
5.2.2	強健雙迴路PID控制器之驗證	56
5.2.3	內部影響的考量	66
第六章	結論	71
6.1	總結	71
6.2	貢獻	71
6.2.1	平面多體系統輪胎力模型	71
6.2.2	IPM NTV之翻轉平面多體模型	71
6.2.3	施加於IPM NTV之地面力算法	72
6.2.4	IPM NTV傾斜動作模型之簡化與線性化	72
6.2.5	IPM NTV之強健雙迴路PID傾斜動作控制器	72
6.3	對未來研究之建議	73
附錄一	74
附錄二	76
附錄三	79
附錄四	86
附錄五	88
附錄六	89
附錄七	95
附錄八	98
參考文獻	109
學經歷	114
著作	115



表目錄

表 1	模型與實車之質心位置(靜平衡)	23
表 2	傾斜動作動態方程中，各變數的變化範圍	36
表 3	QFT/ H_∞ 控制系統與強健雙迴路控制系統之 G_m 、 W_g 、 P_m 與 W_p	47
表 4	接頭、接頭種類、約束方程數和其連接之體	77
表 5	圖 11 中，體(body)之質心初始位置、質量、轉動慣量	95
表 6	圖 11 中，懸吊系統之原長度、彈簧常數與阻尼係數	95
表 7	圖 11 中，輪胎之原截面高度、彈簧常數與阻尼係數	95
表 8	圖 11 中，懸吊系統對應其連接之體的初始相對位置	96
表 9	圖 11 中，輪胎對應其連接之輪框的初始相對位置	96



圖目錄

圖 1	NTV之概念.....	2
圖 2	多體系統之舉例.....	5
圖 3	具有系統不確定性之二自由度QFT迴饋控制系統.....	6
圖 4	標準 H_∞ 控制器之系統架構.....	7
圖 5	IPM幾何尺寸.....	9
圖 6	定點迴轉示意圖.....	9
圖 7	簡易IPM翻轉模型.....	10
圖 8	簡易IPM左轉翻轉模型.....	10
圖 9	組裝之IPM.....	11
圖 10	三維IPM多體模型.....	13
圖 11	IPM翻轉平面多體模型(前視圖).....	13
圖 12	點 P_i 之卡氏座標(Cartesian coordinates).....	14
圖 13	輪胎模型之截面視圖.....	15
圖 14	作用在輪框之輪胎力模型.....	15
圖 15	計算作用在輪框之輪胎力的流程圖.....	16
圖 16	IPM運動學運動.....	19
圖 17	質心在運動學運動後之近似位置.....	19
圖 18	計算IPM質心近似位置之流程圖.....	20
圖 19	計算地面力之流程圖.....	21
圖 20	規劃之曲行測試.....	22
圖 21	不具傾斜動作之曲行測試.....	23
圖 22	具傾斜動作之曲行測試.....	23
圖 23	實車與模型不具傾斜動作之 m_{b1} 翻滾角(roll angle).....	25
圖 24	實車與模型具傾斜動作之 m_{b1} 翻滾角(roll angle).....	26
圖 25	實車與模型不具傾斜動作之 m_{b2} 翻滾角(roll angle).....	27
圖 26	實車與模型具傾斜動作之 m_{b2} 翻滾角(roll angle).....	28
圖 27	模型不具傾斜動作時，約束 $J_{r,d}$ 作用在 m_{b1} 之扭力.....	29
圖 28	模型具傾斜動作時，約束 $J_{r,d}$ 作用在 m_{b1} 之扭力.....	30
圖 29	模型不具傾斜動作時，接頭 J_2 作用在 m_{b1} 的反作用力.....	31
圖 30	模型具傾斜動作時，接頭 J_2 作用在 m_{b1} 的反作用力.....	31
圖 31	簡化之傾斜機構.....	34
圖 32	IPM過彎示意圖.....	34
圖 33	IPM傾斜動作簡化模型.....	35
圖 34	片段的IPM傾斜動作.....	35

圖 35	全系統之控制器設計	37
圖 36	QFT/ H_∞ 控制器設計流程圖	37
圖 37	混合靈敏度之 H_∞ 最佳化問題	41
圖 38	IPM傾斜動作之QFT/ H_∞ 控制系統	41
圖 39	上下邊界函數與QFT/ H_∞ 控制系統之頻率響應	42
圖 40	上下邊界函數與QFT/ H_∞ 控制系統之步階響應(Step Response)	42
圖 41	強健雙迴路PID傾斜動作控制系統	44
圖 42	強健雙迴路PID控制器之設計流程圖	45
圖 43	上下邊界函數與無前置濾波器強健雙迴路PID控制系統之頻率響應	46
圖 44	上下邊界函數與具前置濾波器強健雙迴路PID控制系統之頻率響應	46
圖 45	QFT/ H_∞ 控制系統與強健雙迴路PID控制系統之頻率響應比較	47
圖 46	IPM遭受路面干擾	48
圖 47	簡化之路面干擾	49
圖 48	曲行測試之傾斜動作與其施加扭力(強健雙迴路PID與QFT/ H_∞ ，完全傾斜命令，不具路面干擾)	52
圖 49	曲行測試之傾斜動作與其施加扭力(強健雙迴路PID與QFT/ H_∞ ，不完全傾斜命令，不具路面干擾)	53
圖 50	直行經路面干擾($A=0.02m, L=0.4m$)之傾斜動作 (強健雙迴路PID與QFT/ H_∞)	54
圖 51	曲行測試經路面干擾($A=0.02m, L=0.2m$)之傾斜動作(強健雙迴路PID與QFT/ H_∞ ，完全傾斜命令)	54
圖 52	曲行測試經路面干擾($A=0.02m, L=0.4m$)之傾斜動作(強健雙迴路PID與QFT/ H_∞ ，完全傾斜命令)	55
圖 53	曲行測試之傾斜動作(一般雙迴路PID與QFT/ H_∞ ，完全傾斜命令，不具路面干擾)	55
圖 54	曲行測試經路面干擾($A=0.02m, L=0.4m$)之傾斜動作(一般雙迴路PID與QFT/ H_∞ ，完全傾斜命令)	56
圖 55	曲行測試經路面干擾($A=0.02m, L=0.2m$)之傾斜動作(強健雙迴路PID，完全傾斜命令，6.0m/s與 8.0m/s)	58
圖 56	曲行測試經路面干擾($A=0.02m, L=0.2m$)之傾斜動作(強健雙迴路PID，完全傾斜命令，10.0m/s與 12.0m/s)	59
圖 57	曲行測試經路面干擾($A=0.02m, L=0.4m$)之傾斜動作(強健雙迴路PID，完全傾斜命令，6.0m/s與 8.0m/s)	60
圖 58	曲行測試經路面干擾($A=0.02m, L=0.4m$)之傾斜動作(強健雙迴路PID，完全傾斜命令，10.0m/s與 12.0m/s)	61
圖 59	曲行測試經路面干擾($A=0.02m, L=0.2m$)之傾斜動作(強健雙迴路PID，不完全傾斜命令，6.0m/s與 8.0m/s)	62
圖 60	曲行測試經路面干擾($A=0.02m, L=0.2m$)之傾斜動作(強健雙迴路PID，不完全傾斜命令，10.0m/s與 12.0m/s)	63

圖 61	曲行測試經路面干擾($A=0.02m, L=0.4m$)之傾斜動作(強健雙迴路PID, 不完全傾斜命令, 6.0m/s與 8.0m/s)	64
圖 62	曲行測試經路面干擾($A=0.02m, L=0.4m$)之傾斜動作(強健雙迴路PID, 不完全傾斜命令, 10.0m/s與 12.0m/s)	65
圖 63	直行經路面干擾($A=0.02m, L=0.4m$)之傾斜動作(考慮內部影響)	67
圖 64	曲行測試無經路面干擾之傾斜動作(考慮內部影響, 完全與不完全傾斜命令) ..	68
圖 65	曲行測試經路面干擾($A=0.02m, L=0.2m$)之傾斜動作(考慮內部影響, 完全傾斜命令).....	69
圖 66	曲行測試經路面干擾($A=0.02m, L=0.4m$)之傾斜動作(考慮內部影響, 完全傾斜命令).....	69
圖 67	曲行測試經路面干擾($A=0.02m, L=0.2m$)之傾斜動作(考慮內部影響, 不完全傾斜命令).....	70
圖 68	曲行測試經路面干擾($A=0.02m, L=0.4m$)之傾斜動作(考慮內部影響, 不完全傾斜命令).....	70
圖 69	相對旋轉驅動約束示意圖	81
圖 70	旋轉接頭示意圖	82
圖 71	平移接頭示意圖	83
圖 72	旋轉-旋轉接頭示意圖	84
圖 73	旋轉-平移接頭示意圖	85
圖 74	地面施加於IPM之力	93
圖 75	輪胎 v -axis之定義	94
圖 76	地面力作用與運定學運動所造成之彈簧變形	94
圖 77	完全傾斜命令, 在不同波長之路面干擾下($A=0.02m$), 8.0m/s曲行測試之 傾斜動作(1)	98
圖 78	完全傾斜命令, 在不同波長之路面干擾下($A=0.02m$), 8.0m/s曲行測試之傾斜動作(2)	99
圖 79	完全傾斜命令, 在不同波長之路面干擾下($A=0.02m$), 8.0m/s曲行測試之傾斜動作(3)	100
圖 80	完全傾斜命令, 在不同波長之路面干擾下($A=0.02m$), 13.0m/s曲行測試之傾斜動作(1)	100
圖 81	完全傾斜命令, 在不同波長之路面干擾下($A=0.02m$), 13.0m/s曲行測試之傾斜動作(2)	101
圖 82	完全傾斜命令, 在不同波長之路面干擾下($A=0.02m$), 13.0m/s曲行測試之傾斜動作(3)	102
圖 83	完全傾斜命令, 在不同波長之路面干擾下($A=0.02m$), 13.0m/s曲行測試之傾斜動作(4)	103
圖 84	完全傾斜命令, 在不同振幅之路面干擾下($L=0.2m$), 8.0m/s曲行測試之傾斜動作(1)	104

圖 85	完全傾斜命令，在不同振幅之路面干擾下($L=0.2m$)，8.0m/s 曲行測試之傾斜動作 (2)	105
圖 86	完全傾斜命令，在不同振幅之路面干擾下($L=0.2m$)，8.0m/s 曲行測試之傾斜動作 (3)	106
圖 87	完全傾斜命令，在不同振幅之路面干擾下($L=0.2m$)，13.0m/s 曲行測試之傾斜動作 (1)	106
圖 88	完全傾斜命令，在不同振幅之路面干擾下($L=0.2m$)，13.0m/s 曲行測試之傾斜動作 (2)	107
圖 89	完全傾斜命令，在不同振幅之路面干擾下($L=0.2m$)，13.0m/s 曲行測試之傾斜動作 (3)	108



第一章 序論

1.1 研究背景

能源節約與減少污染排放成為今日主要經濟與環境問題，在今日城市生活中，如何製造高能源效率的車輛，是一個重要的議題，再者，在全球各大都市中交通阻塞是日益成長的問題，若要公路建造能與車輛成長相同速率並不容易達成，反言之，如何提高道路使用效率在解決此一問題扮演著重要的角色[1]-[3]，根據統計，在美國平均每輛車的搭載乘客數約為 1.58 人[4]，這代表著車輛並未完全發揮其功能，有過多的不必要重量運輸與能源消耗，單位乘客所造成的汙染仍然相當高。

一門新興的研究與發展著眼於如何建立車輛最多串列搭載兩人(一前一後)，兩側輪輪距(wheel track)約一米寬的車輛，能使得能量消耗可以大幅減少，並加倍單一道路的車容量(在今日的公路上，兩台車可在同一車道並列前進)，且可以增加停車容量(圖 1)，然而這種車輛比今日人們使用最窄的汽車都還要窄，因此被稱作可傾窄車(narrow tilting vehicles, NTVs)，如何讓該車輛能夠在較廣的速度範圍下維持其過彎穩定性的重要工程問題必須解決，然而 NTVs 必須夠高使得駕駛者能夠有較佳的公路行駛視野，因此這樣高窄車具有較高的重心高度對輪距比，對車輛行駛穩定性是一個重要的問題[5]，因此若要使 NTVs 能夠在其操作速率下，順利的過彎，它們需要具備有像一般兩輪車輛一樣的傾斜功能。

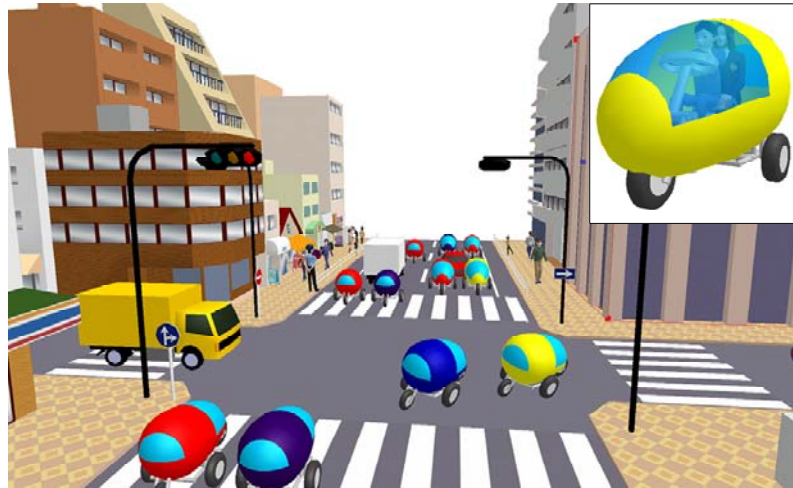


圖 1 NTV 之概念.

近五十年來，汽車業中發展出很多 NTV 雛型車，1961 年，福特最早的 NTV，Gyron，它使用了一個 180 磅的陀螺儀來達成過彎穩定性，與具特別為停車所設計的可收縮輪組，然而，它所使用的陀螺儀以今日的觀點來看太重了[6]；1970 年代，General Motors 發展了一款三輪的可傾車輛，Lean Machine，此車具有一不可傾的後引擎組連接置一個可傾的車體，加上一個由駕駛者操作的角踏板來控制傾斜穩定驅動器[6]；同樣在 1970 年代，BSA 基於 James Staley 和 William Hillman 的 Ariel tricycle 概念，發展了一種藉由駕駛者來控制傾斜動作之車輛[7]，Yamaha、Kawasaki 與 Honda 等車廠，也在接下來的十年間發展了相似的雛型車[8]-[10]。

有許多 NTV 概念車現在還在發展中，Mercedes-Benz F-300 Life-jet 利用油壓驅動器來控制傾斜，詳細的內容具有保密性，但報告顯示 F-300 據有相對寬的輪距(也許是為了適應其高扭力的驅動器)，這違背了 NTV 增加現今道路車容量的目的；Carver Europe 目前仍持續改進的 Carver One 也是使用油壓系統驅動，根據其網站(<http://www.carver-worldwide.com>)顯示，它的工程師們正試著在其速度與重量間尋求最佳解；Toyota 的工藝作品 i-Swing 具有可兩種模態的切換功能：低速下使用雙輪；高速下使用三輪；i-Swing 也具有人工智慧的功能，能夠學習不同駕駛者的習慣，而其踏板控制的傾斜機構使得操作過彎如同再操作滑雪板一般，

然而它的過小容積、薄殼、低功率(最高速 20 km/h)，並未考慮到日常生活的使用方便性；另有一些公司也正在發展其 NTV 雛型車，像是 Narrow Car Company 發展其 NARO，COVCO Ltd.發展其 Micro Max。有一些學術研究中心也對 NTV 貢獻其心力，其中最著名的就是歐洲的 Compact Low Emission Vehicle for uRban transport (CLEVER)計畫。

近十年來，為了控制 NTV 的傾斜動作，有一些傾斜控制策略被發展出來。在[11]-[12]中，明尼蘇達大學設計了一款 NTV，具兩並行無動力前輪與一驅動後輪，並使用一般 50c.c.小型機車之引擎，作為驅動動力來源，而傾斜動作由伺服馬達完成，此文中分析了兩種傾斜控制策略：直接傾斜控制(Direct Tilting Control, DTC)與轉向傾斜控制(Steering Tilting Control, STC)，DTC 是藉由量測的側向加速度直接求出傾角與傾斜動作中所需要的扭力；而 STC 則是將方向盤轉角訊號，將方向盤訊號轉換為估計的轉彎路徑，藉由此一估計的路徑，計算出傾角與傾斜動作中所需要的扭力。DTC 的優點在於計算方便，缺點在於側向加速度是被動訊號，在轉向產生後才形成，可能會有傾斜過慢的問題；而 STC 優點在於轉向訊號直接控制傾斜動作，反應較快，而缺點在於對於不同的駕駛者其轉彎路徑之估計會有誤差；其控制器將 DTC 與 STC 整合，利用 STC 計算瞬態的傾斜動作，DTC 控制穩態的傾斜動作，結合為一稱為 Receding Horizon Controller (RHC)之控制器。

在[13]中，為 CLEVER(Compact Low Emission Vehicle for URban)之設計，為具一無動力前輪與二驅動後輪之 NTV，利用油壓驅動傾斜機構，而其傾斜動作控制，為利用 Ackermann 原理計算出一開迴路之傾角控制，再利用側向加速度對傾角做迴饋控制，並用一偏航率(yaw rate)感應器作傾角的修正，此一控制方法基本上也是融入 STC 與 DTC 的概念，其優勢為油壓驅動器之大功率輸出，使得傾斜動作得以快速完成，並且多感應器使得傾角較為精確，然而，其使用過多感應器，有成本考量之問題，並且油壓設計使得車體重量難以減輕。

在[14]中，為 Carver One 之傾斜動作控制，其機構之設計與控制原則基本上與 CLEVER 相同，但較為不同的是在於 Carver One，在開迴路控制時，利用駕駛

者轉動方向盤的瞬間，讓前輪轉動與方向盤轉向相反之小角度，進而產生一與轉彎方向同向之離心力，提供為車輛傾斜之用，在車輛傾斜後，再快速將前輪轉回為與方向盤同向，順利進入轉彎方向，而其調適在高速時，前輪轉角較為小，車身傾角較大，在低速時，前輪轉角較為大，車身傾角較小。

這些已發展的傾斜動作控制器，都專注在如何使車身轉彎穩定性，也有一定的成效，然而，並無考慮到在不同的路面狀況或不完全傾斜命令(完全傾斜命令可使得駕駛位置所受到重力回覆力矩與向心力翻覆力矩接近平衡)下，所造成的負載干擾對於傾斜控制器功能運作的影響。

本論文中，一款菱形四輪可傾窄車被製作，名為 IPM (Intelligent Personal Mobility)，具有傾斜功能可增加車輛過彎穩定性，並可以進行定點迴轉。為了分析一些冒險的駕駛狀況，本論文中利用多體系統方法對 IPM 車輛進行建模，此一模型可求得系統中接頭反作用力以輔助控制器設計，並可延伸運用到其他機械系統，此一模型在本論文中被經由與實車曲行測試比較驗證，證實其準確性。

本論文的研究中，結合 STC 與 DTC 的傾斜動作命令已可使得車輛得以穩定地過彎，然而如何使傾斜動作控制器能夠穩健的實現此一命令是重要的問題，本論文將對 IPM NTV 之傾斜動作適當簡化與線性化以利控制器之設計，並利用 QFT/ H_{∞} 方法，設計一強健控制器以實現傾斜動作對於外界干擾的抵抗力，此一控制器為了其可實現性，被以系統化的方式轉換為可精準控制傾角位置的雙迴路 PID 控制器，由於其具有強健性，所稱之為強健雙迴路 PID 傾斜動作控制器，此雙 PID 控制器為一個傾斜速度 PID 控制迴路，與一個包覆此速率迴路之傾斜位置 PID 控制迴路，此一雙迴路 PID 控制器對於路面干擾與不完全傾斜命令的狀況下之穩定性，在本論文藉由已驗證之 IPM 多體系統模型所驗證。

1.2 多體學系統(Multibody System)

多體系統為一發展完全的方法，用來對相連之剛體與撓體間的動態行為建

模，而其中可能有旋轉或著平移運動如圖 2 所示，相連物體間的動態行為被系統化地推導為許多力學領域上的公式，而最簡單的多體系統物體或元件已經被 Newton (自由粒子)與 Euler(剛體)所處理，而 Euler 已經推導出物體間的作用力；此後一序列的公式被推導出，其中最重要的就是 Lagrange 所推導出的 Lagrange's formalisms，其最小化系統座標數與推導出引入系統約束的第二公式(a second formulation that introduces constraints)。

基本上，物體間的運動被其運動學特性所描述，然而其動力學結果由其施力與動量變化間的平衡所決定，今日多體系統已關係到許多工程領域的研究，尤其是機械人學與車輛動態，多體系統的一個重要功能，在於多體系統公式通常提供代數與電腦輔助的方法以利建模、分析、模擬與最佳化任意可能具有上千物體相連之系統(也許有時被稱為計算多體系統方法，*computational multibody system approach*)。

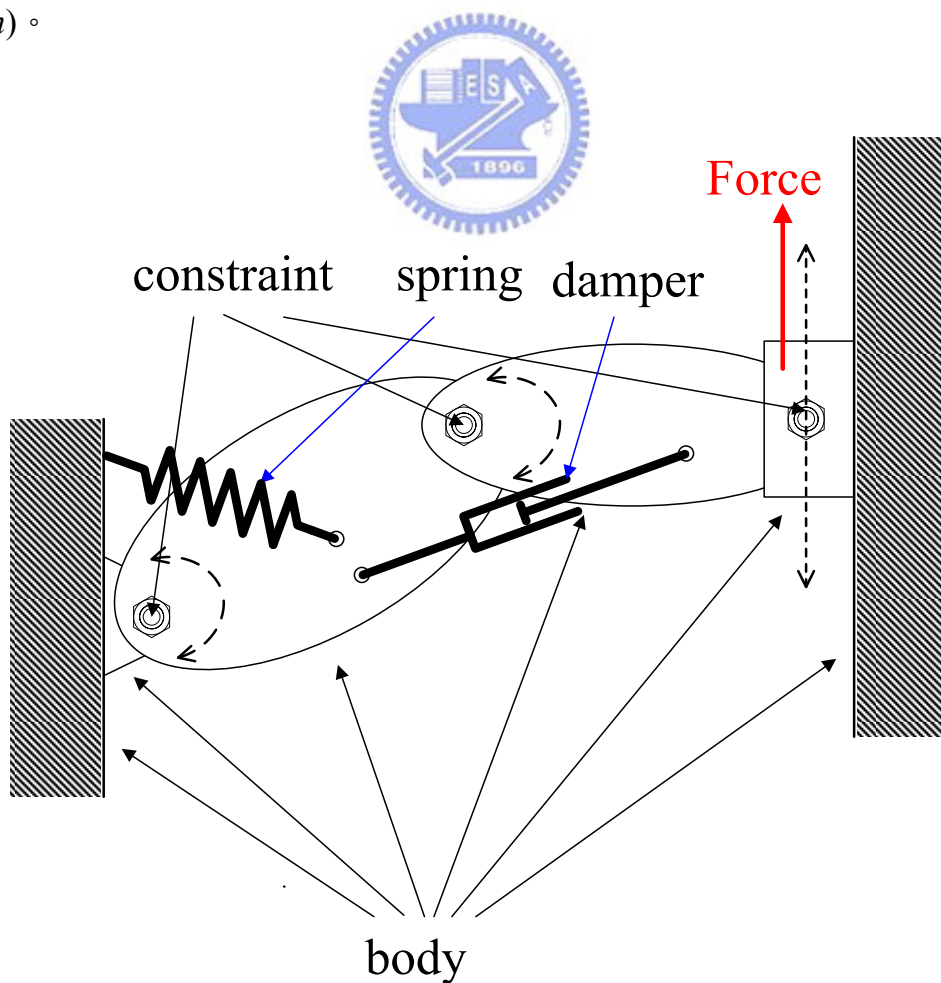


圖 2 多體系統之舉例

1.3 定量反饋理論(Quantitative Feedback Theory, QFT)

定量反饋理論其目前使用之形式是 Horowitz 和 Sidi 在 1972 年所提出，此設計方法是針對具有參數變動的受控體，將給定的時域響應規格轉換到頻域規格，然後在頻域裡利用波德圖(Bode plot)、奈奎斯特圖(Nyquist plot)或尼可士圖(Nichols Chart)設計迴路增益落在適當的位置上來設計控制器，使得系統輸出響應能夠符合規格要求。並且，QFT 的設計方法，引入具有二自由度控制器架構設計的概念，一自由度來自於對控制器頻域設計的本身，另一自由度來自於在控制器設計後，於命令輸入端再加入一前置濾波器以動態的補償系統性能[17]-[20]，如圖 3 所示， C_s 為設計的控制器， Fil 為前置濾波器， P_s 為系統 plant， d_1 與 d_2 為不確定之干擾， r 為命令， r_1 為通過前置濾波器後之命令， y 為輸出。

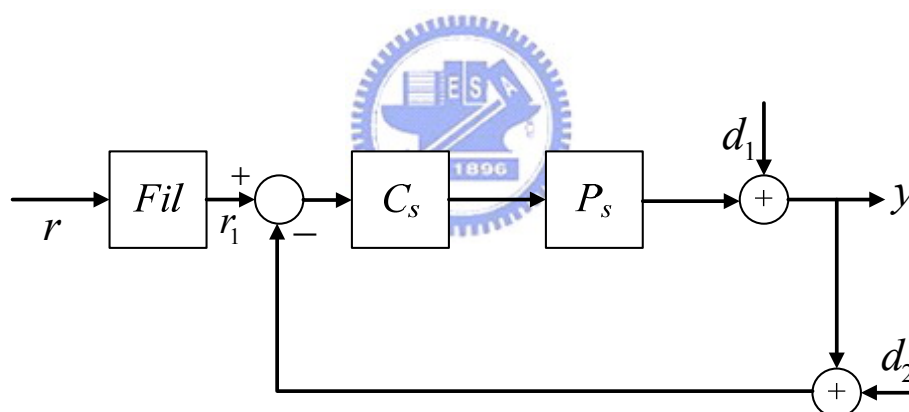


圖 3 具有系統不確定性之二自由度 QFT 迴饋控制系統

1.4 H_∞ 控制理論

H_∞ 控制理論自 20 世紀 80 年代發展至今，取得豐碩的成果。 H_∞ 控制理論是分析與設計不確定系統的一種強有力的工具，主要解決對象為建模中的誤差和在一定範圍內因模型不確定性而引起控制品質惡化的控制難題[53]。 H_∞ 最優化設計方法已成為反饋系統中一種有效的方法，其有效性之一，體現在外部擾動不再假設為固定的，只要要求能量有界既可；其有效性之二，體現在受控對象不再假設

為確定的，許多控制問題均可轉化為 H_∞ 最優控制問題，從而進一步顯示了 H_∞ 優化設計方法的適用性，它成為一種線性多變量控制系統的新設計方法，其發展之迅速是令人矚目的，有人甚至將他比喻為控制理論的一場寧靜的革命。雖然這些程序與欲求得性能被經由在頻域求得，但 H_∞ 設計方法技巧，基本上使用狀態函數求解迴饋最佳化問題。標準的 H_∞ 控制器設計，如圖 4 所示， y_h 為控制器的量測值， u 為控制器的輸出， w 表示外界干擾， z 代表誤差信號， P_s 為系統轉移函數矩陣(Plant)，包含了受控體與描述期望特性所加入的權重函數[21]， C_H 為根據 H_∞ 最佳控制設計之控制器，使得從 w 到 z 的閉迴路轉移函數 T_{wz} 的 H_∞ 範數達到最小，其中 T_{wz} 的 H_∞ 範數定義，如式(1.1)，為系統正弦響應其增益值的最小上限。

$$\| T_{wz}(s) \|_\infty := \sup_{0 \leq \omega \leq \infty} \bar{\sigma} \{ T_{wz}(j\omega) \} \quad (1.1)$$

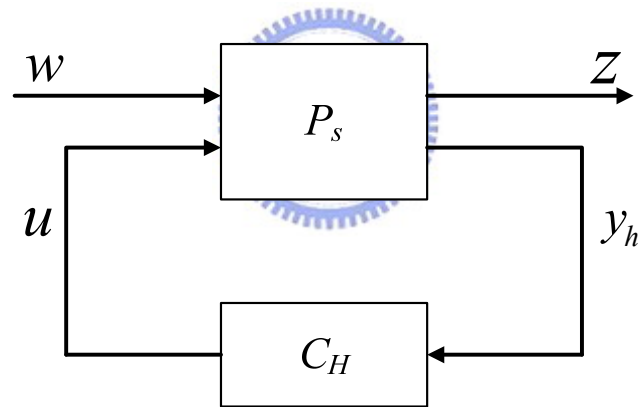


圖 4 標準 H_∞ 控制器之系統架構

第二章 車體架構與建模

2.1 IPM 雛型車設計與製造

IPM NTV，菱形四輪雛型可傾窄車，具有一轉向前輪(且具驅動力)、兩側輪與一腳輪式(caster)後輪，此四輪皆具有震盪吸收器，IPM 之重量約為 201kg。其幾何尺寸如圖 5 所示(本論文中所有單位皆 MKS 制)，IPM 目前之設計極速為 53km/h，而具有一旋轉阻尼器安裝於腳輪機構中，使得腳輪式尾輪只被允許在低速下轉動，防止其在高速行進之擺振(shimmy)。其目前設計使得 IPM 可以進行定點迴轉(on-spot cornering，圖 6)，此一功能使得在都會街道行駛與停車變得容易，而其平行四連桿之懸吊設計可以克服雙側輪在路面上之不規則外傾 (camber irregularities)，所造成的不穩定。如圖 7 與 8 所示，IPM 具有整車可對一旋轉中心旋轉之功能(符號請見附錄一)，而為了駕駛者之安全，系統中整合一傾斜極限器。

IPM 前輪動力來自於一市售電動車之輪轂馬達(in-wheel motor)。部分車體與底盤的零件是由特別設計或製造出，包括車架(用以組裝轉向系統、後懸吊與底盤)。其原創之底盤，用來組裝傾斜機構、電池、震盪吸收器、兩側輪、後輪輪架與其他車體部件。前叉、震盪吸收器與車輪都來自於市售汽機車與手推車，圖 9 中為組裝後之車輛。

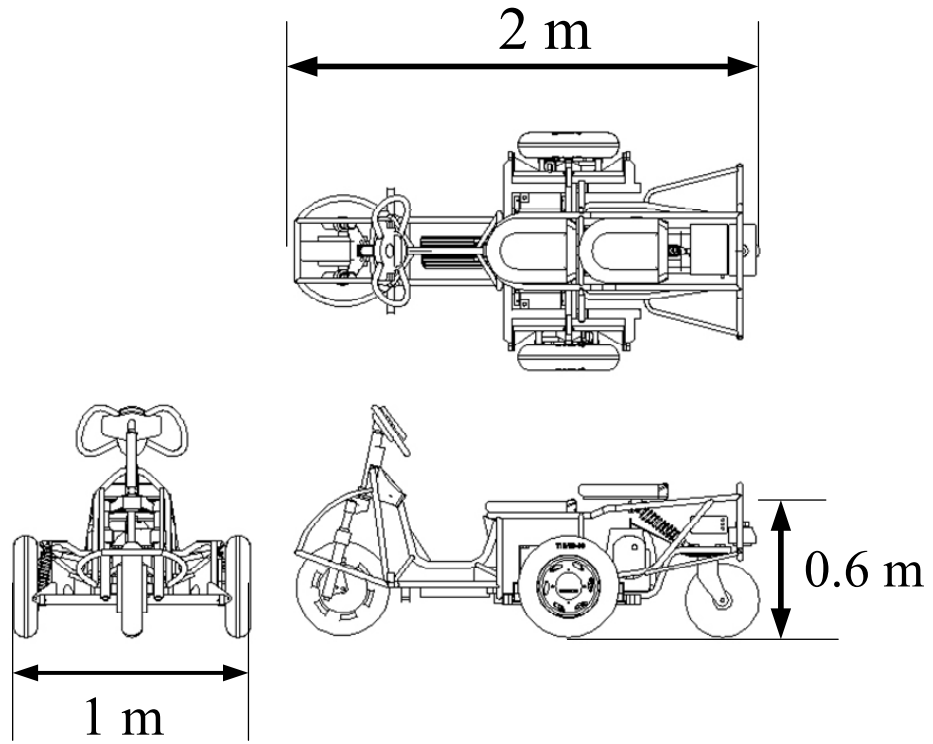


圖 5 IPM 幾何尺寸



圖 6 定點迴轉示意圖

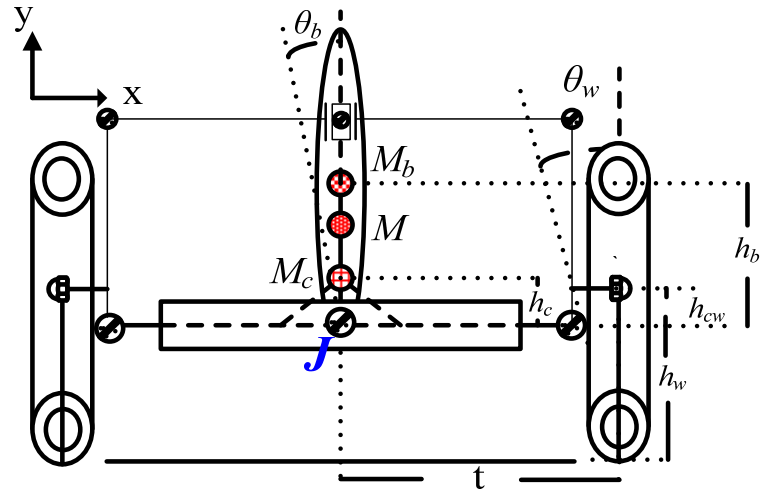


圖 7 簡易 IPM 翻轉模型

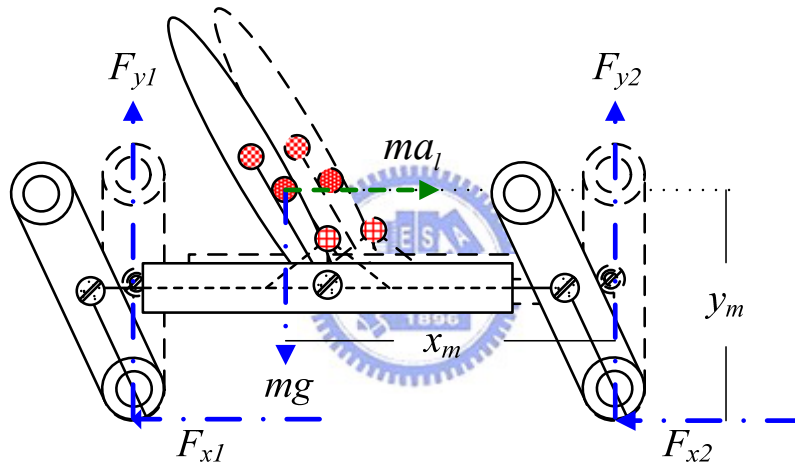


圖 8 簡易 IPM 左轉翻轉模型.



圖 9 組裝之 IPM



2.2 抗翻覆能力

當 IPM 傾斜時，一六連桿機制提供向心力與增加抗翻覆能力(圖 7)，翻覆的結果起因於許多在車輛上複雜的作用力之交互作用，這些作用力受到車輛行進與道路特性的影響，在此一議題上有許多已完成的研究，我們的研究使用準靜態翻覆分析方法(quasi-static rollover analysis[5]，忽略旋轉平面上轉動慣量與加速度)，分析 IPM 之抗翻能力。

在左轉過程中，由於底盤的角度變化很小，所以可以簡化車輛在翻滾平面上的模型為圖 8 顯示，假設路面斜率為零，因為當車輛滑動時所受到的翻滾力矩小於車輛未滑動時所受到的翻滾力矩，因此在車輛轉彎的瞬間，我們假設(a)車輪緊貼在車輛轉彎的路徑上(這代表地面摩擦力成為轉彎時所需要的向心力)，(b)並且向心力成為作用於質量中心的離心力，此一效應可以幫助我們量測翻覆臨界值

(rollover threshold)[5]，當翻覆發生的瞬間，左輪離開地面而沒有任何正向力作用在其上，此時我們可得到翻覆臨界值，附錄一中，式(A.11)顯示出全車傾斜時，翻覆臨界值大於其他典型的不可傾窄車，根據我們的實驗數據顯示 IPM NTV 之抗翻覆能力與今日主流市售車輛相同。

為了分析對駕駛者而言相當冒險的行駛狀況，本論文中對 IPM 進行建模，因為 IPM NTV 具備有菱型四輪排列與傾斜功能，所以其建模過程較其他標準三輪與四輪車輛複雜，而大多數的車輛建模方式只需考慮到其自由度的問題，但 IPM 車輛需要接頭反作用力資料來達成控制與設計目的，使得它必須被利用多體系統建模方式來進行系統分析，本文中 IPM 多體系統建模，先分辨系統的必要動部與不動部，選擇方式依據其對系統動態之影響，而多體系統也需要接頭來限制車體各部間之相對運動，其系統方程需要轉動慣量、質量、質心初始位置、物體之主慣性軸(principle axes)、接頭種類與接頭連接位置等，當這些資料被收集完成後，系統之微分代數方程(differential-algebraic equations, DAEs)可以被建立與求解 [15]。



2.3 多體翻轉模型

圖 10 所示為具有 18 接頭之 IPM 三維多體系統模型，大括號中的數字代表其物體之代號(見附錄二)，為了有效分析的目的，以及為了得到所要分析的傾斜與翻轉特性，且在沒有煞車力的作用下，俯仰運動對翻轉運動的影響可以忽略，IPM 翻轉平面多體模型被建立如圖 11 所示，詳細請見附錄二，而為了推導多體系統輪胎力模型，座標系統被定義如圖 12 所示(附錄三)，為了便於計算，系統的各向量被表示為矩陣形式[15]。

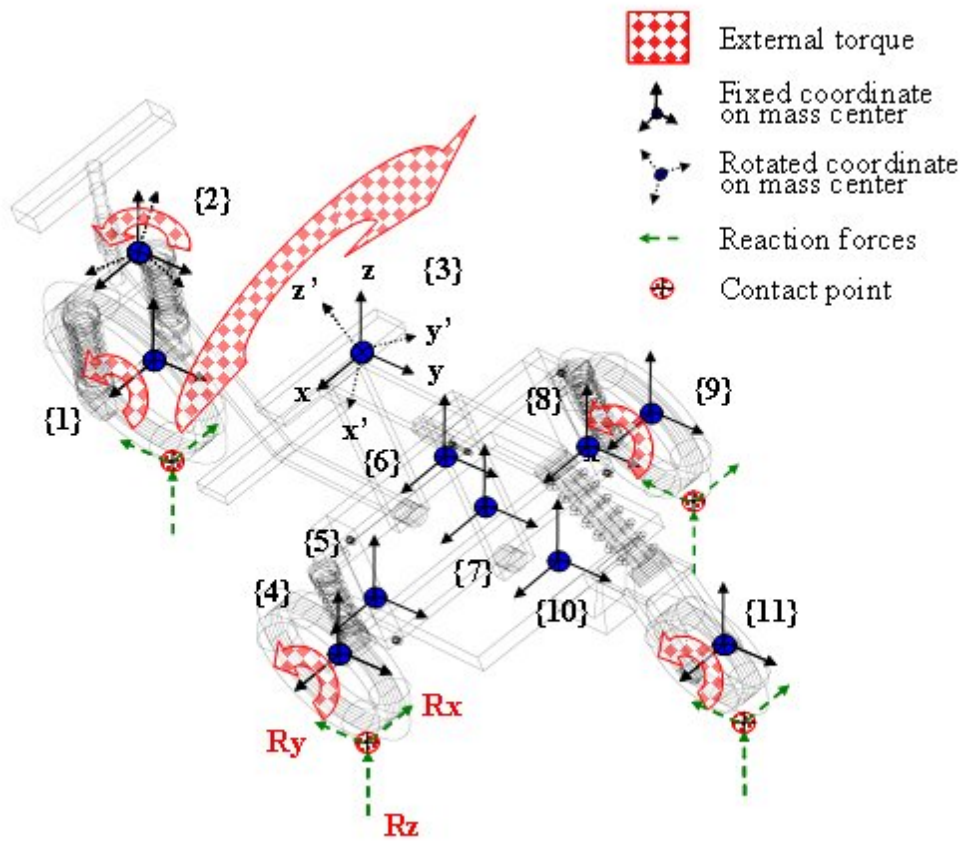


圖 10 三維 IPM 多體模型

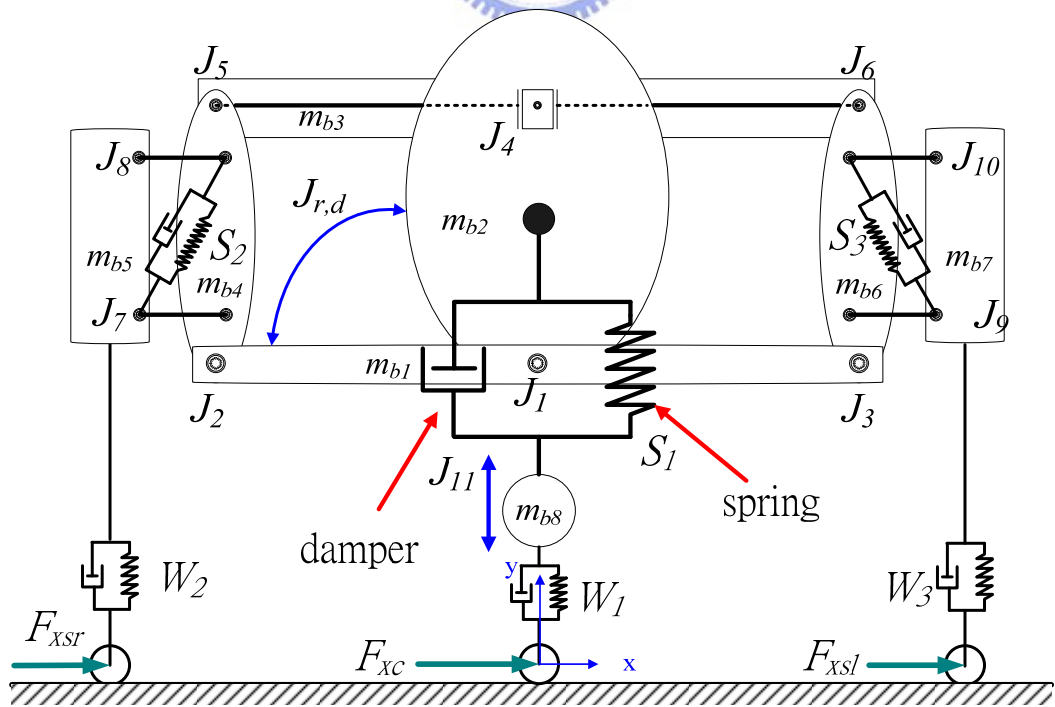


圖 11 IPM 翻轉平面多體模型(前視圖)

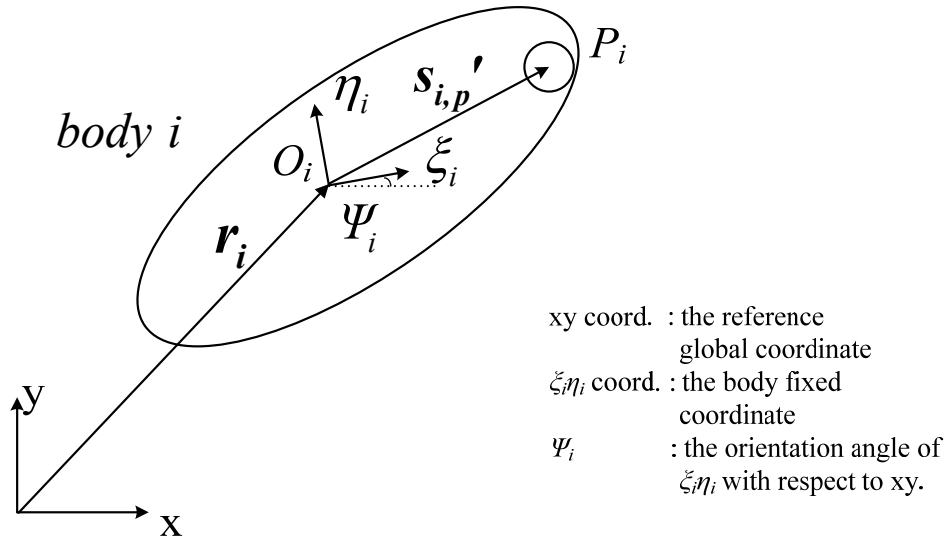


圖 12 點 P_i 之卡氏座標(Cartesian coordinates)

2.4 輪胎力模型

IPM之圓形輪胎(cycle tire)截面如圖13所示， P 點代表輪胎截面之中點，而 C 點代表輪胎與地面之接觸點，圓形輪胎之建模假設 C 點永遠為 P 點在地上之投影點，圖14中說明作用在輪框之力，輪框(Wheel rim)與輪胎之體編號(body index)為 j ，點 O_j ($\xi_j\eta_j$ 座標原點)固定在輪胎與輪框之質心；點 P_j 和 C_j 在此圖中為類似於圖13中之點 P 與 C 。 $F_{j,x}$ 和 $F_{j,y}$ 分別為作用在Body j 質心之x方向力與y方向力， N_j 作用body j 之力矩；而 $F_{c_j,x}$ 為地面作用在輪胎之x方向力。圖15為計算輪胎作用在輪框之力與力矩的流程圖，而此輪胎力模型如何被推導為適用於多體系統之過程，請見附錄四與式(D.1)-(D.7)。

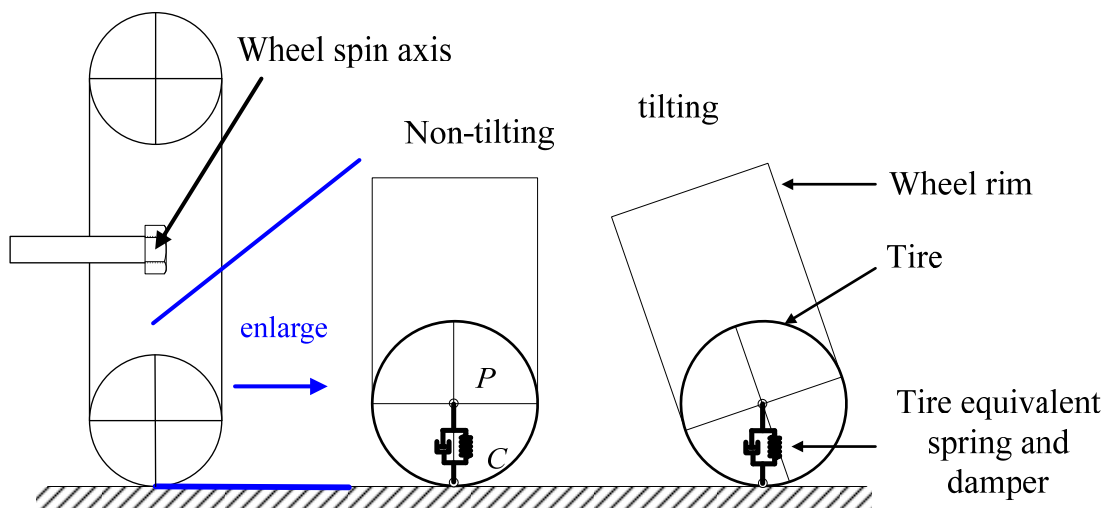


圖 13 輪胎模型之截面視圖

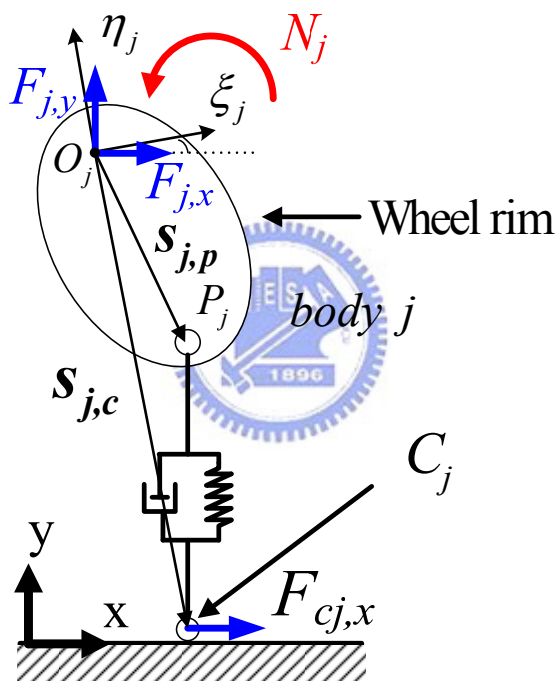


圖 14 作用在輪框之輪胎力模型

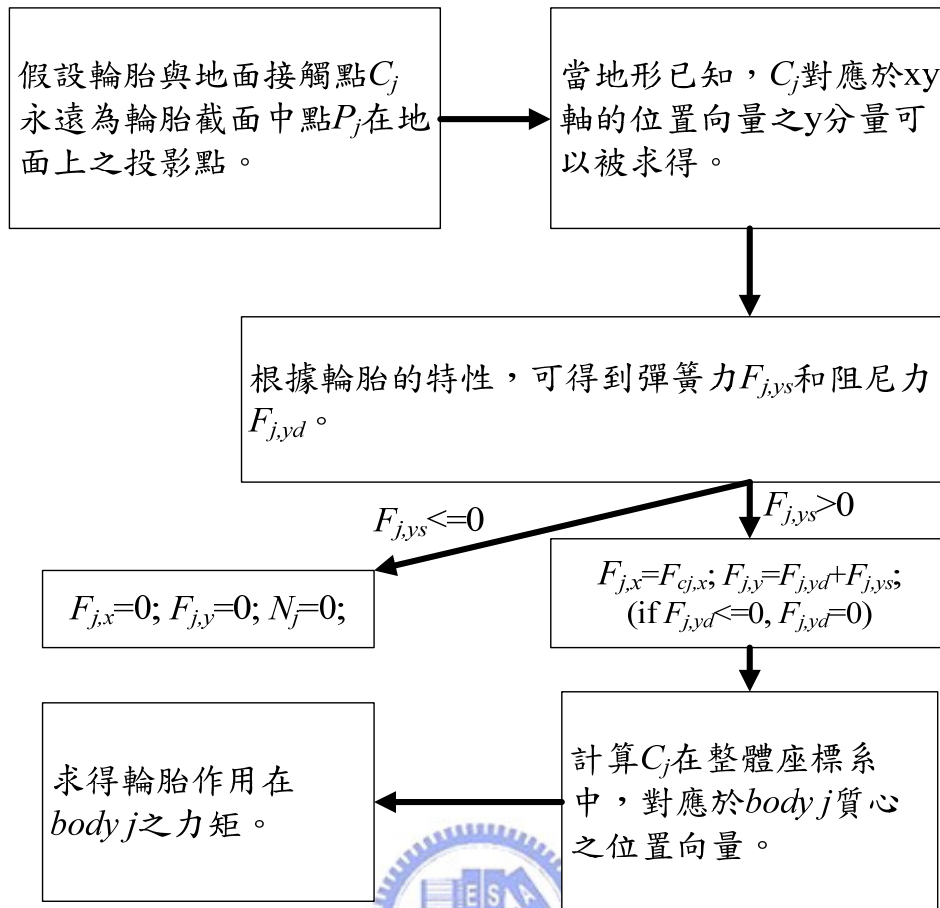


圖 15 計算作用在輪框之輪胎力的流程圖

2.5 模型之運動方程(Equations of Motion)

如式(2.1)所示， q_i 為body i 之位置與方向(orientation)，而如式(2.2)，對一個具有 n 個物體的多體系統，向量 q 代表 $q_1, q_2, q_3 \dots q_n$ 的組合，根據約束系統(constraint system)之動力學與運動學，系統方程可以被利用Lagrange乘子(Lagrange multiplier)而推導出[15]。藉由結合動力學方程與運動學約束方程為矩陣模式，使得其運動方程式(Equations of motion)可以被表示為DAEs的形式如式(2.3)所示，其中 I_m 為質量矩陣(mass matrix)， Φ 為運動學約束方程，而 Φ_q 為相對應之Jacobian matrix (將 Φ 對 q 作偏微分)， λ 為Lagrange乘子向量(Lagrange multiplier)， Q 為施加在系統各個物體上之外力(在本系統中，包括施加於質心的重力，以及彈簧力、懸吊力、輪胎力與相對應的力矩等)， γ 為運動學加速度方程之右項(the right side of kinematic acceleration equations)[15]。此運動方程使得IPM之動態與 λ 可以經由數值方法解

得，令 n_c 代表系統約束數，則 λ 為 $n_c \times 1$ 之向量， λ_k 代表 λ 中第 k 個元素(element)， λ_{km} 定義為與 λ 相同維度(dimension)的向量，將 λ_{km} 的第 k 個元素(element)用 λ_k 取代如式(2.4)所示，則在式(2.5)中， R_k (與 q 具有相同維度之行向量)代表經系統第 k 個約束作用在系統每一物體之約束反作用力(constraint reaction forces)，計算接頭(joint)約束反作用力對於控制器設計與機械系統設計相當有用。

$$\mathbf{q}_i = [x_i, y_i, \Psi_i]^T \quad (2.1)$$

$$\mathbf{q} = [\mathbf{q}_1^T \quad \mathbf{q}_2^T \quad \dots \quad \mathbf{q}_n^T]^T \quad (2.2)$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{I}_m & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q} \\ \gamma \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

$$\lambda_{km} = [0 \quad \dots \quad 0 \quad \lambda_k \quad 0 \quad \dots \quad 0]^T \quad (2.4)$$

$$\mathbf{R}_k = \Phi_q^T \lambda_{km} \quad (2.5)$$



第三章 模型驗證

3.1 計算地面力(Ground Forces)

為了實驗地驗證IPM多體模型，本論文中提出一計算來自地面之力量的方法。質心(M)對應於 J_1 的位置被用來求得這些力量與 M 的近似距離。我們的傾斜機構被簡化為一六連桿機構，如圖16所示，當車輛傾斜時， M 的近似位置如圖17所示，而求得此一近似位置之流程圖如圖18所示，圖16-18與式(3.1)-(3.8)之符號被註明於附錄五。因為此一六連桿機構只有一個自由度，所以只需要知道一個系統變數既可求得系統的運動學運動(kinematic motion)，在本文之推導中，選擇 θ_d 作為獨立變數，如式(3.1)-(3.4)，其他全部的變數皆為 θ_d 之函數，在此簡化機構中， M_b 對應於 J_1 的位置近似為 θ_b 的函數， M_c 對應於 J_1 的位置近似為 φ 函數，據此，利用式(3.5)和(3.6)可以得到 M 對應於 J_1 的位置，且 θ_m 可以利用式(3.7)算出，而如式(3.8)所示， l_{mo} 可以藉由計算 $L_{c_j,x}$ 和 $L_{c_j,y}$ 的平方和之平方根求出，本論文中，式(3.1)-(3.8)對於求出地面反作用力是必須的。

$$\theta_b = f_1(\theta_d) \quad (3.1)$$

$$\varphi = f_2(\theta_d) \quad (3.2)$$

$$\theta_{sl} = f_3(\theta_d) \quad (3.3)$$

$$\theta_{sr} = f_4(\theta_d) \quad (3.4)$$

$$L_{c_j,x} = [-M_b l_b \sin(\theta_b) + M_c l_{ch} \sin(\varphi)] / m \quad (3.5)$$

$$L_{c_j,y} = [M_b l_b \cos(\theta_b) + M_c l_{ch} \cos(\varphi)] / m \quad (3.6)$$

$$\theta_m = -\tan^{-1}(L_{c,x} / L_{c,y}) = f_5(\theta_d) \quad (3.7)$$

$$l_{mo} = \sqrt{L_{cJ,x}^2 + L_{cJ,y}^2} = f_6(\theta_d) \quad (3.8)$$

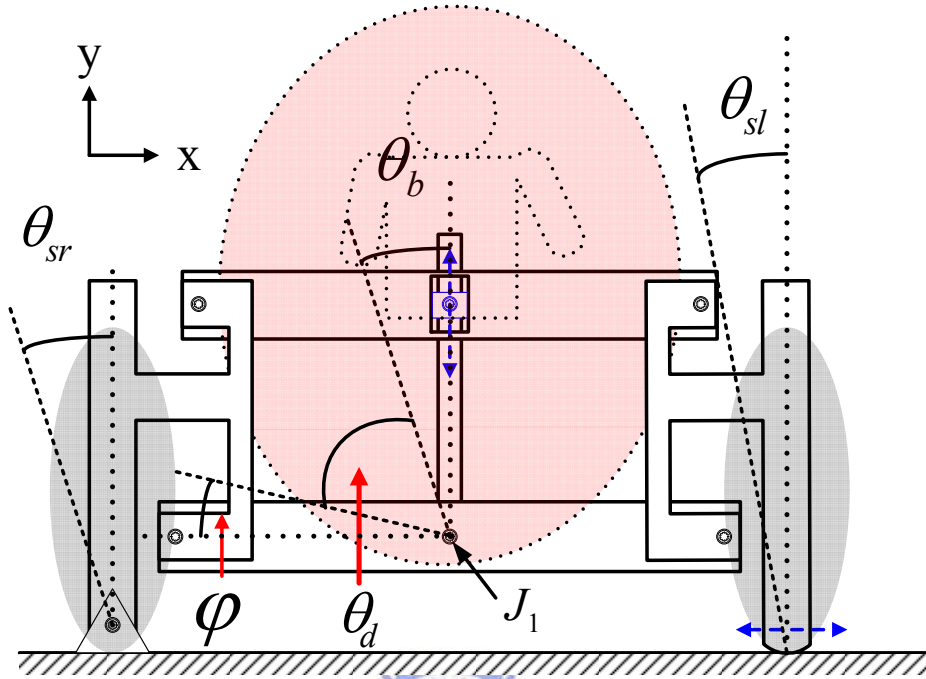


圖 16 IPM 運動學運動

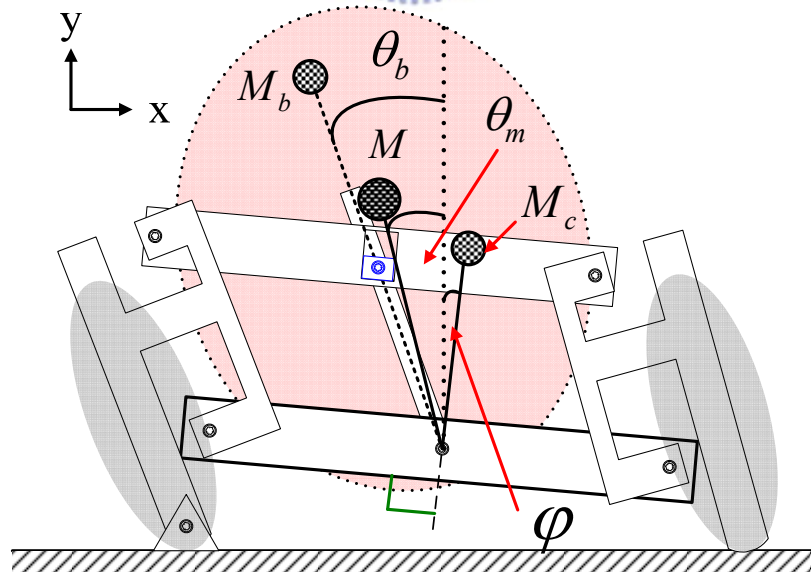


圖 17 質心在運動學運動後之近似位置

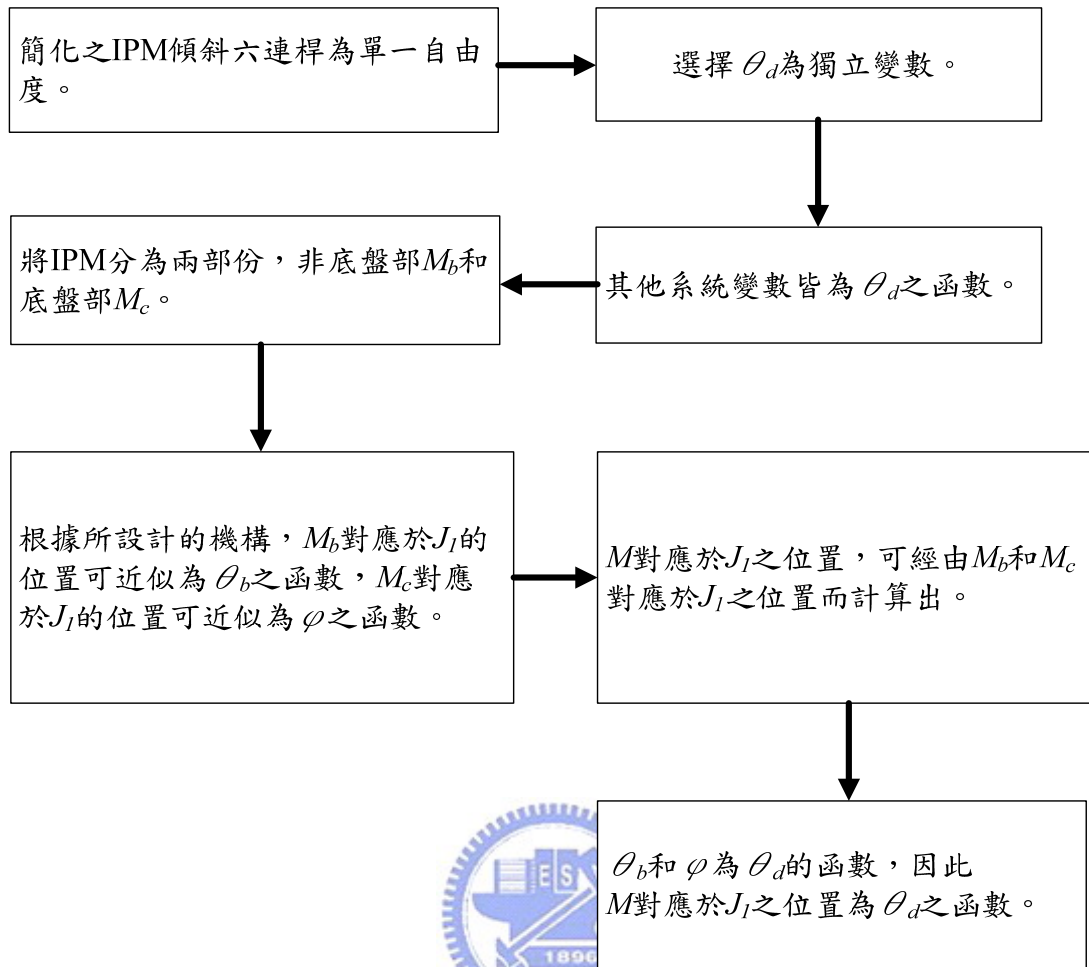


圖 18 計算 IPM 質心近似位置之流程圖

計算來自地面之力的流程圖如圖19所示，當質心加速度與 θ_m 已知時，這些力可以求得(如附錄六)，換句話說，當 θ_d 與質心三軸加速度給定時，利用結合式(3.1)-(3.8)與(F.1)-(F.19)可以算出來自地面所有的力，這些力可以被用來當作IPM翻轉平面多體模型之輸入，此時力 F_{xc} 為力 F_{xf} 和 F_{xr} 之和。

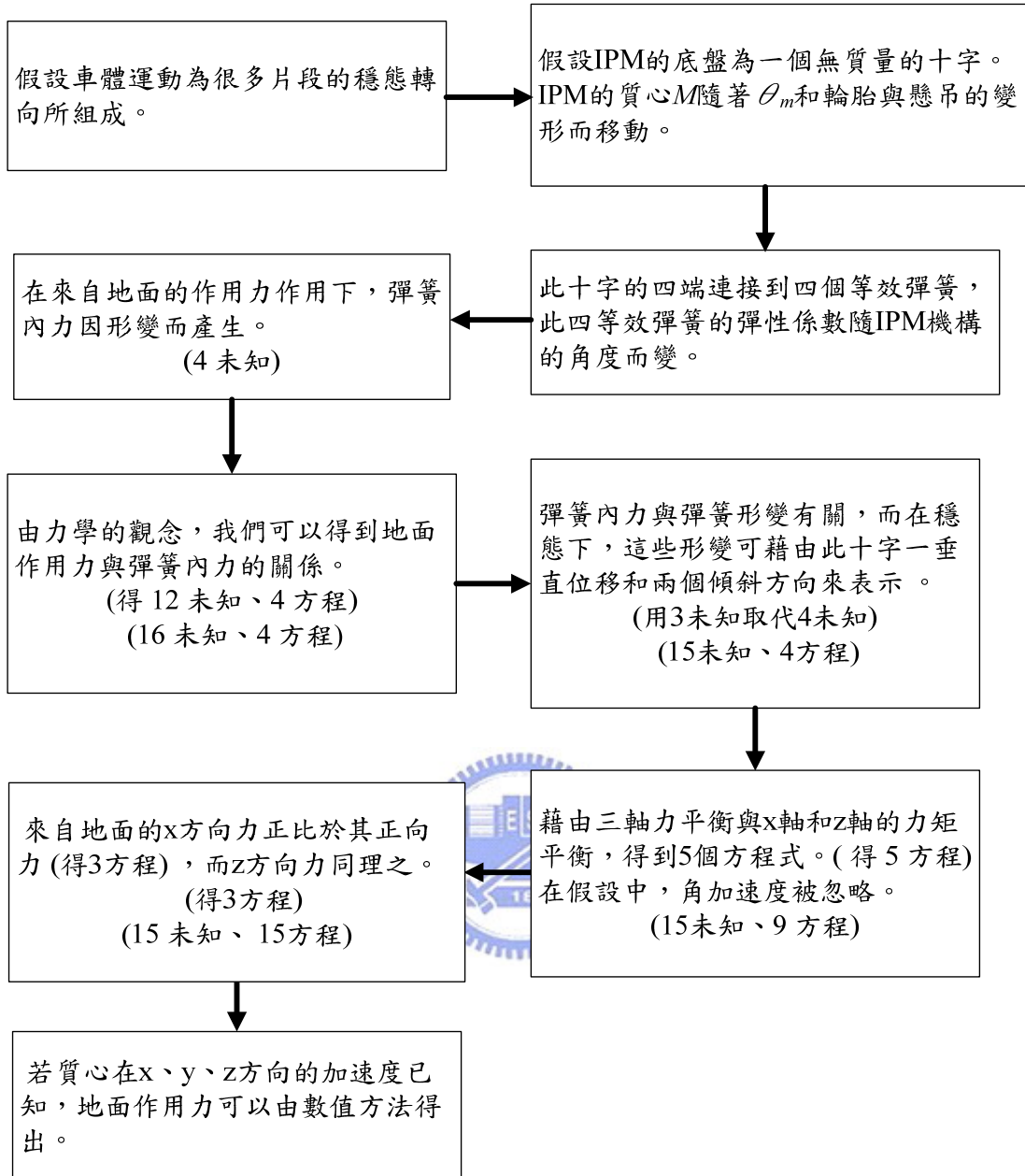


圖 19 計算地面力之流程圖

3.2 曲行測試(Slalom Test)

為了對系統在傾斜動作時的動態能夠作更完整的分析，因此規劃一具有固定半徑之曲行測試實驗來收集數據，如圖 20 所示，其為圓之片段所組成，其中 R 為半徑， d 為其寬度，令下方圓之圓心 H_1 為原點來設計曲線， H_2 為中間圓的圓心，位置為 (a,b) ； C_1 為由 H_1 與 H_2 畫出的兩個半徑為 R 之圓的相切點，其位置為

(x,y) ，因此若 R 與 d 已知， (a,b) 可藉由求解式(3.9)之聯立方程而求得，如式(3.10)與(3.11)所示，整個曲行測試之曲線，可以經由衍伸後求出，在我們的實際路測中， $R = 25\text{m}$ 而 $d = 4\text{m}$ ，實際路測狀況如圖 21(不具傾斜動作)與圖 22(具傾斜動作)所示。

$$\left\{ \begin{array}{l} 2R - a = d \\ x^2 + y^2 = R^2 \\ a^2 - 2by - 2ax + b^2 + x^2 + y^2 = R^2 \\ x = R - d/2 \\ y = b/2 \end{array} \right. \quad (3.9)$$

$$a = 2R - d \quad (3.10)$$

$$b = \sqrt{4R^2 - a^2} \quad (3.11)$$

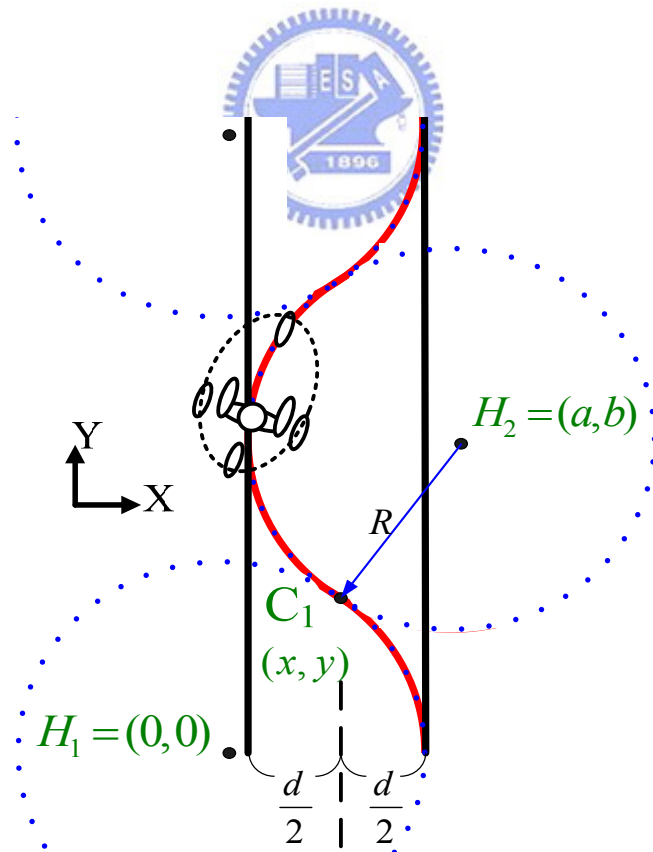


圖 20 規劃之曲行測試



圖 21 不具傾斜動作之曲行測試



圖 22 具傾斜動作之曲行測試

3.3 結果

表1顯示靜平衡狀態下，模型與實車之質心位置，其結果顯示模型之質心位置與實車相近。

表 1 模型與實車之質心位置(靜平衡)

	實車	模型
質心位置 [x, y] (m)	[0, 0.54]	[0, 0.5488]

為了動態分析，將 IPM NTV 進行實車曲行測試，速度為 4.7m/s、5.5m/s、6.9 與 8.0m/s，由於傾斜動作控制器仍然在發展中，所以此處之傾斜動作由駕駛者完成，除了驗證模型的目標外，也可幫助收集駕駛者傾斜動作行為，以利控制策略發展，我們在車輛上安裝了兩個慣量感測器(inertia sensor, Microstrain 3DM-GX1) 與一個自行設計的角度感測器(利用 potential meter 設計出)，用以量測所需的訊號，慣量感測器分別裝在 m_{b1} 的質心與除 m_{b1} 外其他部位的質心(圖 11)，實驗過程中，量測上述兩個質心的加速度，以及量測 m_{b1} 和 m_{b2} 的翻滾角，並利用角度感測器量測 θ_d 來模擬駕駛者之傾斜動作。

IPM 質心(M)加速度藉由上述兩個質心(m_{b1} 的質心與除 m_{b1} 外其他部位的質心) 的加速度計算而得，並與 θ_d 藉由式(3.1)-(3.8)與(F.1)-(F.19)算出地面力，輸入模型中，進行模擬，加速度與 θ_d 訊號經過二階 3Hz 低通濾波器濾除不利模型分析之車體振動。模型所有的參數請見表 4(附錄二)與表 5-9(附錄七)，各個體之體固定坐標(body fixed coordinates)對整體座標(global coordinates)之初始方向角(orientation angle)被定為零，圖 23-26 為實車與模型模擬之比較：圖 23 顯示在模型與 IPM 在曲行測試中不具傾斜動作下， m_{b1} 的翻滾角；圖 24 顯示在模型與 IPM 在曲行測試中具傾斜動作下， m_{b1} 的翻滾角；圖 25 顯示在模型與 IPM 在曲行測試中不具傾斜動作下， m_{b2} 的翻滾角；圖 26 顯示在模型與 IPM 在曲行測試中具傾斜動作下， m_{b2} 的翻滾角。

由這些結果顯示，本文中提出之模型模擬結果與實車測試非常接近，而其差異主要來自(a)模型中之接頭摩擦力被忽略，(b)路面的部分高度不平整處違背了式(F.5)-(F.19)建算之輸入力量的假設，且或(c)感測器訊號的不準確，而據此結果，證實了此一模型與實車之翻轉平面運動相當接近，我們因此建議可利用此一模型模擬一些危險的駕駛狀況。

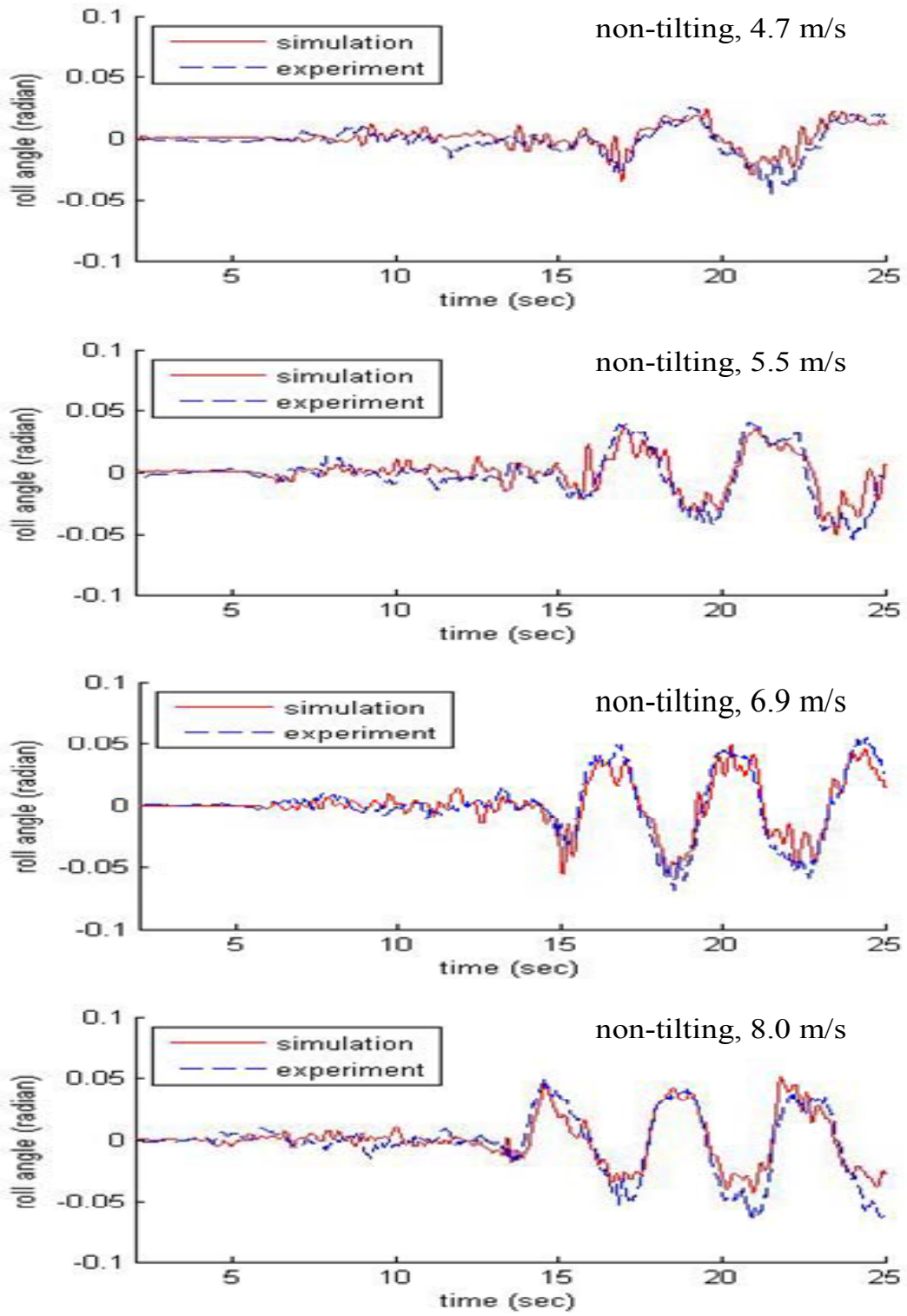


圖 23 實車與模型不具傾斜動作之 m_{bl} 翻滾角(roll angle)

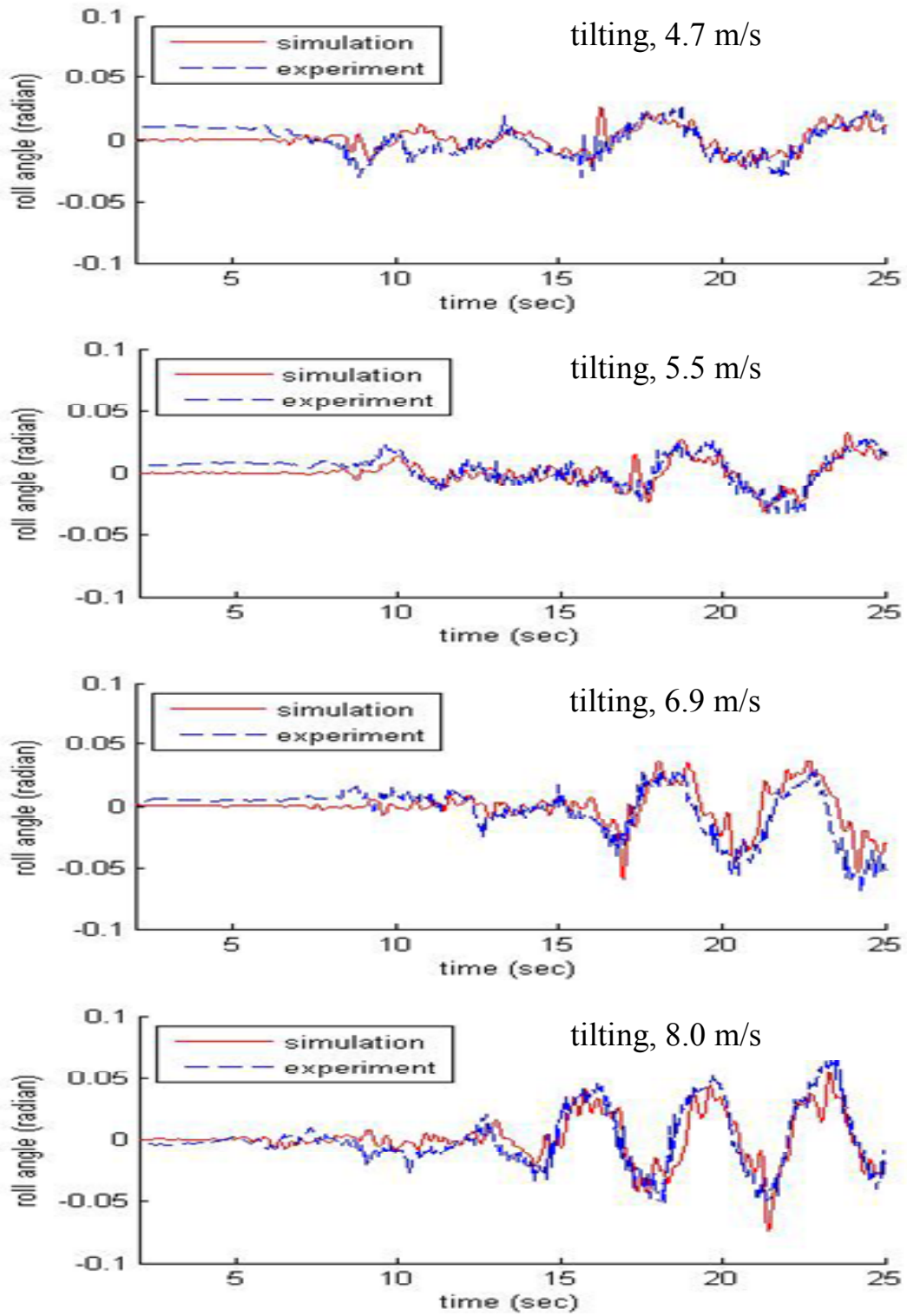


圖 24 實車與模型具傾斜動作之 m_{bl} 翻滾角(roll angle)

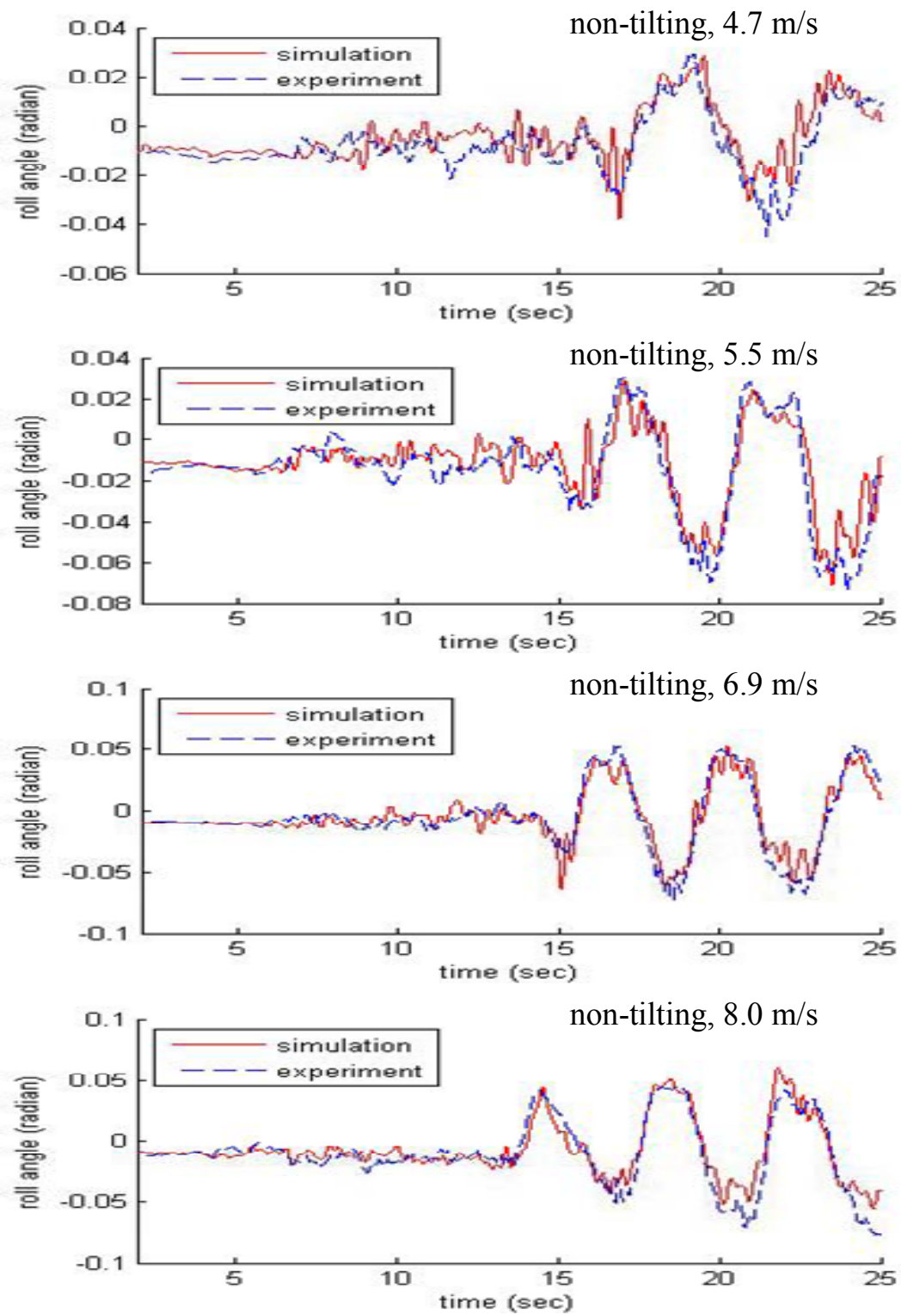


圖 25 實車與模型不具傾斜動作之 m_{b2} 翻滾角(roll angle)

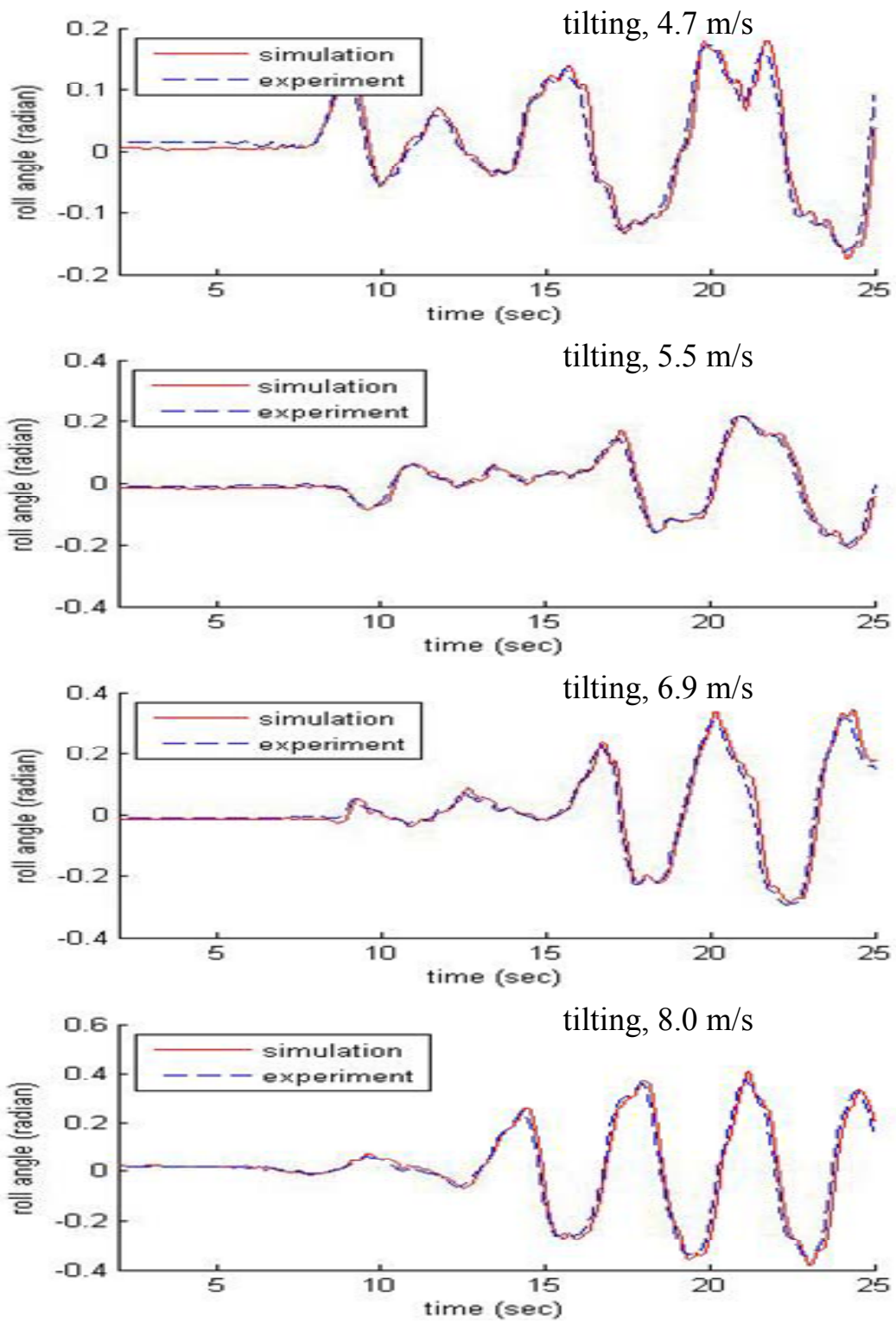


圖 26 實車與模型具傾斜動作之 m_{b2} 翻滾角(roll angle)

3.4 模型應用

3.4.1 控制器設計

圖27(不具傾斜動作)與圖28(具傾斜動作)，為模擬前述曲行測試在車速為8.0m/s時，模型的 m_{b2} 加速度與約束 $J_{r,d}$ 作用在 m_{b1} 之力矩，此結果指出當模型在具傾斜動作下，此扭力較小並且較穩定，換句話說，此結果顯示當車輛實行傾斜動作時，車體遭受較小的扭力，此一結果與Kidane等人所得的結果相同[1]，其計畫設計為了駕駛的舒適性一傾斜動作控制器使得上述扭力最小化。

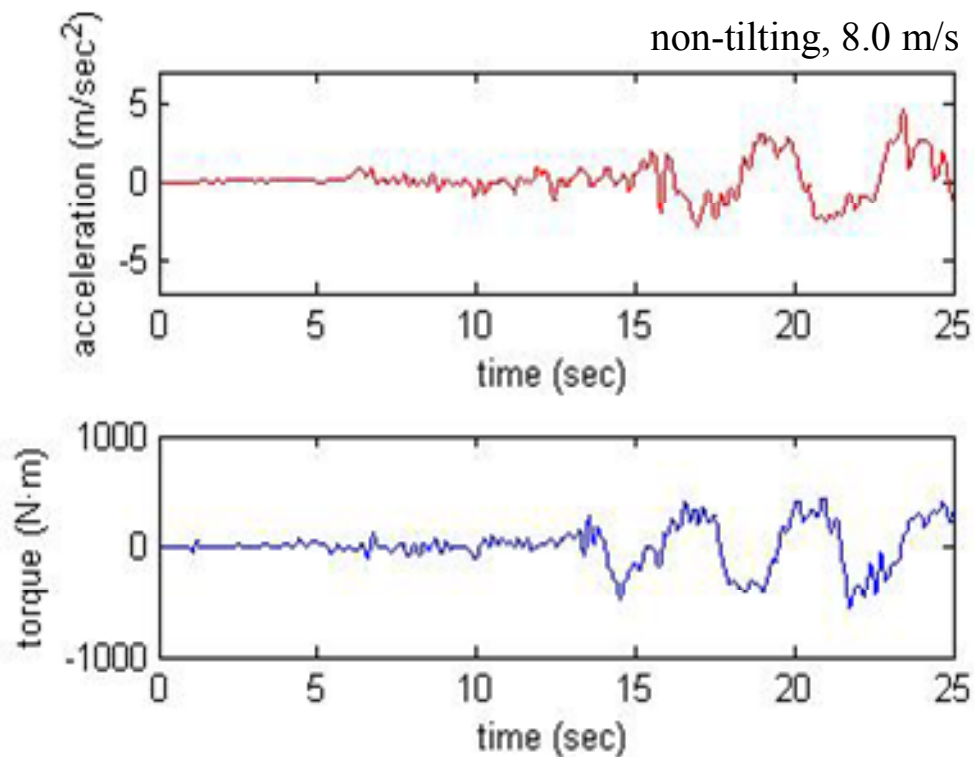


圖 27 模型不具傾斜動作時，約束 $J_{r,d}$ 作用在 m_{b1} 之扭力

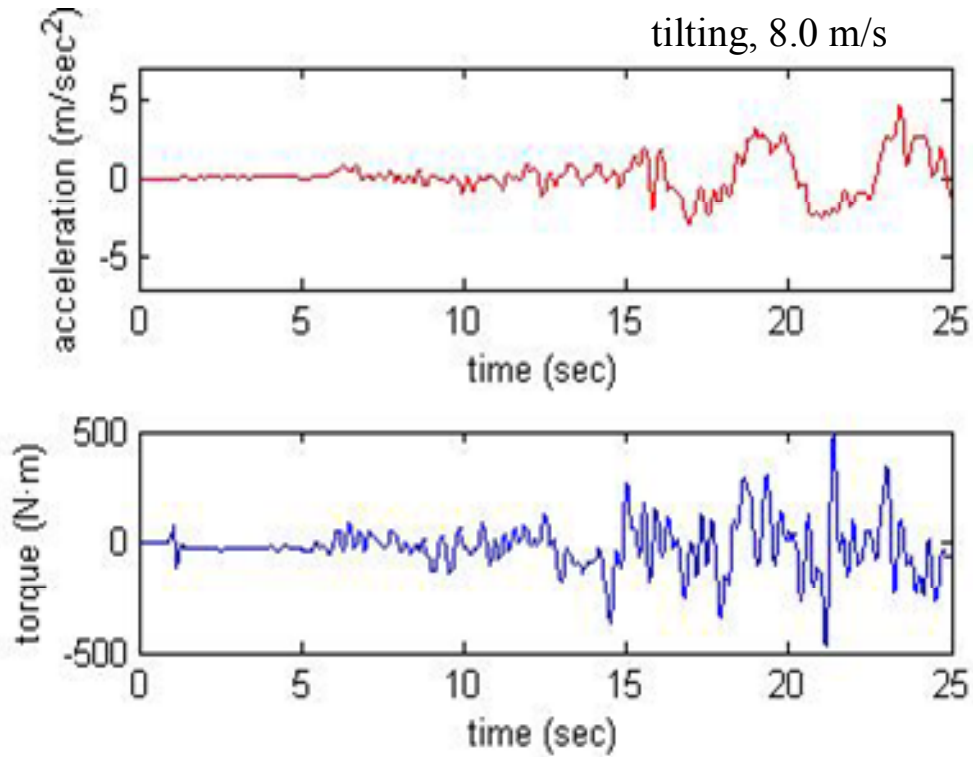


圖 28 模型具傾斜動作時，約束 $J_{r,d}$ 作用在 m_{b1} 之扭力



3.4.2 機械系統設計

圖29(不具傾斜動作)與圖30(具傾斜動作)，為模擬前述曲行測試在車速為8.0m/s時，模型的 m_{b2} 加速度與接頭 J_2 作用在 m_{b1} 之反作用力，其中“x-dir force”和“y-dir force”代表x方向與y方向反作用力，藉由比較這兩圖，可以知道模型在具傾斜動作時，上述反作用力較為穩定，而其他所有接頭在傾斜與不傾斜狀況之反作用力也可求得，據此我們相信我們的NTV模型對於車輛設計時，接頭強度的分析相當有用，並可將其衍伸至其他機械系統。

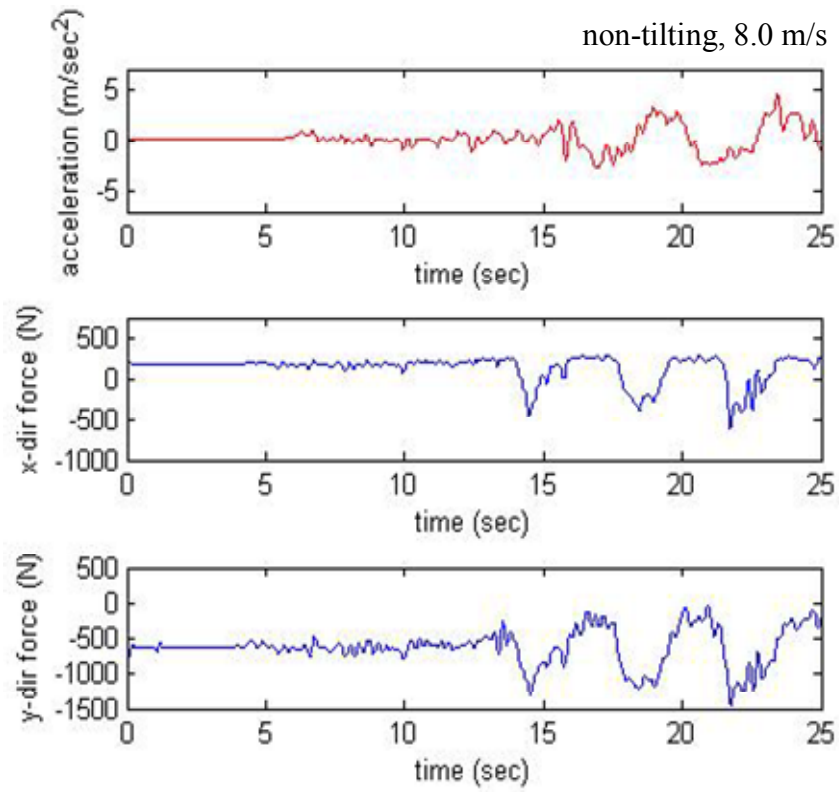


圖 29 模型不具傾斜動作時，接頭 J_2 作用在 m_{bl} 的反作用力

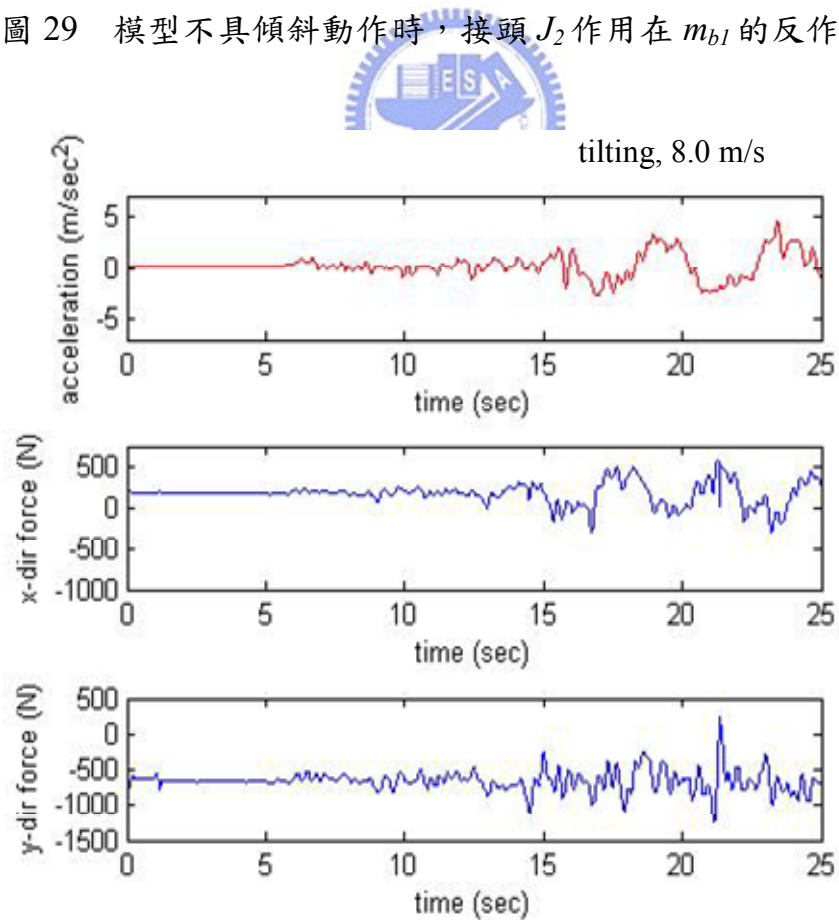


圖 30 模型具傾斜動作時，接頭 J_2 作用在 m_{bl} 的反作用力

第四章 傾斜運動控制器設計

4.1 傾斜運動之簡化與線性化

為了控制器設計過程能夠更有效率，必須適當的簡化車輛動態模型，圖 31 為簡化傾斜機構示意圖， M_b 為系統非底盤部(可傾部)之質心， θ_b 為非底盤部對鉛直方向之夾角， M_c 為底盤之質心 ϕ 為底盤之翻轉角(roll angle)，IPM 車輛過彎過程如圖 32 中所示，而 IPM 就是利用其傾斜機構實現在其過彎時，達成向心力翻覆力矩(黃色點虛線箭頭)與重力抗翻覆力矩(綠色虛線箭頭)平衡，增加車輛過彎之穩定性[2]。由圖 31 中可以看出，IPM 的傾斜動態之高度非線性，因此，我們將 IPM 之傾斜系統作簡化，由於 IPM 機構設計，其底盤之傾角，在正確的傾斜命令(維持過彎穩定性)執行下，相當的小，所以就傾斜動作而言，可將其視為一固定底座，而可傾部則視為一倒單擺，如圖 33 中所示，車輛機構連動對於可傾部動態之影響，來自於其對可傾部之施力，因此以被忽略交互作用力(ignored interaction force)代表(由於 H_∞ 控制器可以對於外力之不確定性與系統建模之不確定性，做適當之調適，所以此一簡化對之控制器設計影響不大)，而車輛在轉彎過程中所遭受到的地面力，可當成施加於單擺質心之外力，將交互作用力與外力整合為未知外力(external force)， F ，因此可以推導出式(4.1)， τ 代表施加在單擺上的扭力，然而，可以看出在經過這樣的簡化後，系統之非線性度依舊相當高，所以進一步將傾斜機構的動作分成相當多的片段，如圖 34 所示，對於每一個片段，每一個傾斜動作可視為一個此刻單擺所在片段之中心位置($\tilde{\theta}_b$)加上一微量動作 ϕ 如式(4.2)，然後可得式(4.3)，根據式(4.4)和(4.5)我們可以導出式(4.6)，可以看出傾斜動作對於每一片段中心而言可視為一線性動態方程，求其系統 Laplace 轉換函數得式(4.9)，將式(4.9)右項視為系統輸入 τ_{all} (基於輸入不確定性的補償能力)，如式(4.10)，非底盤部質量 m_b 約為 196kg(含駕駛者)，重力加速度為 g ，單擺長度

l 為 0.442m，單擺轉動慣量 I 為 31.02 kg·m²，在我們的設計考量下，各變數的變化範圍如表 2 所示，對其求系統動態方程式，可得式(4.11)，其中 C_{Δ} 即為系統建模與外力之不確定量，得到此一簡化之系統傾斜動作動態方程，此式也顯示出此系統若無控制會發散，我們將進一步利用 QFT/H_∞ 設計傾斜動作控制器。

$$(m_b l^2 + I) \ddot{\theta}_b - m_b g l \sin(\theta_b) - Fl \cos(\theta_b) = \tau \quad (4.1)$$

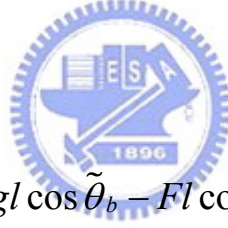
$$\theta_b = \tilde{\theta}_b + \phi \quad (4.2)$$

$$(m_b l^2 + I) \ddot{\tilde{\theta}}_b - m_b g l \sin(\tilde{\theta}_b + \phi) - Fl \cos(\tilde{\theta}_b + \phi) = \tau \quad (4.3)$$

$$\begin{aligned} \cos(\tilde{\theta}_b + \phi) &= \cos \tilde{\theta}_b \cos \phi - \sin \tilde{\theta}_b \sin \phi \\ &= \cos \tilde{\theta}_b - \phi \sin \tilde{\theta}_b \end{aligned} \quad (4.4)$$

$$\begin{aligned} \sin(\tilde{\theta}_b + \phi) &= \sin \tilde{\theta}_b \cos \phi + \cos \tilde{\theta}_b \sin \phi \\ &= \sin \tilde{\theta}_b + \phi \cos \tilde{\theta}_b \end{aligned} \quad (4.5)$$

And $\ddot{\tilde{\theta}}_b = \ddot{\phi}$



$$(m_b l^2 + I) \ddot{\phi} - m_b g l \sin \tilde{\theta}_b - \phi m_b g l \cos \tilde{\theta}_b - Fl \cos \tilde{\theta}_b + \phi Fl \sin \tilde{\theta}_b = \tau \quad (4.6)$$

$$(m_b l^2 + I) \ddot{\phi} - \phi m_b g l \cos \tilde{\theta}_b + \phi Fl \sin \tilde{\theta}_b = \tau + m_b g l \sin \tilde{\theta}_b + Fl \cos \tilde{\theta}_b \quad (4.7)$$

$$\begin{aligned} L\{\phi\} &= \Phi(s) \\ (m_b l^2 + I)[s^2 \Phi(s) - s\dot{\phi}(0) - \phi(0)] + (-m_b g l \cos \tilde{\theta}_b + Fl \sin \tilde{\theta}_b) \Phi(s) \\ &= \tau + m_b g l \sin \tilde{\theta}_b + Fl \cos \tilde{\theta}_b \end{aligned} \quad (4.8)$$

$$\begin{aligned} s^2 \Phi(s) + (-m_b g l \cos \tilde{\theta}_b + Fl \sin \tilde{\theta}_b) \Phi(s) / (m_b l^2 + I) \\ = s\dot{\phi}(0) + \phi(0) + (\tau + m_b g l \sin \tilde{\theta}_b + Fl \cos \tilde{\theta}_b) / (m_b l^2 + I) \end{aligned} \quad (4.9)$$

$$\tau_{all} = (s\dot{\phi}(0) + \phi(0))(m_b l^2 + I) + (\tau + m_b g l \sin \tilde{\theta}_b + Fl \cos \tilde{\theta}_b) \quad (4.10)$$

$$\Phi(s) = \frac{0.01442}{s^2 + C_{\Delta}} \tau_{all}, \quad C_{\Delta} \cong -5.1 \sim -16.13 \quad (4.11)$$

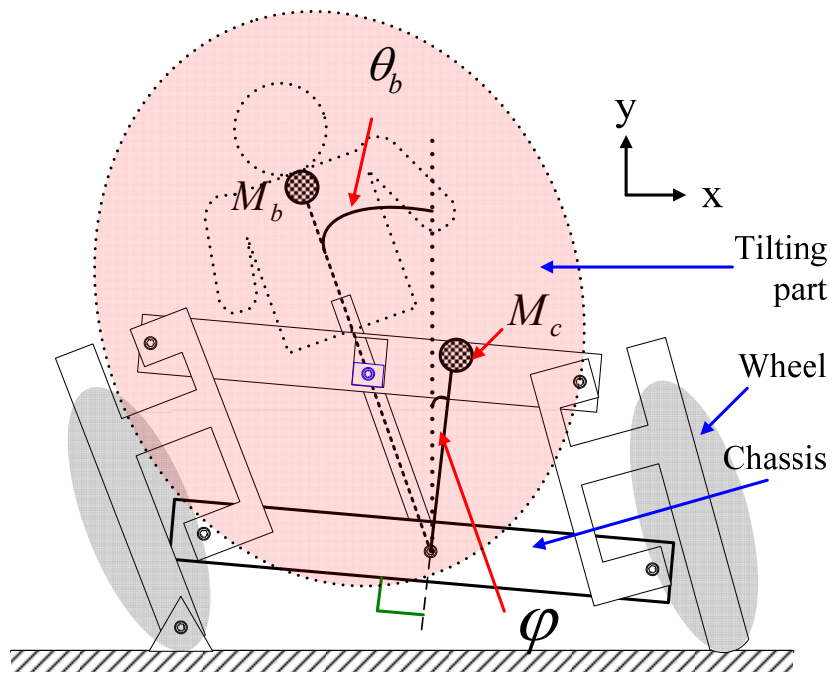


圖 31 簡化之傾斜機構

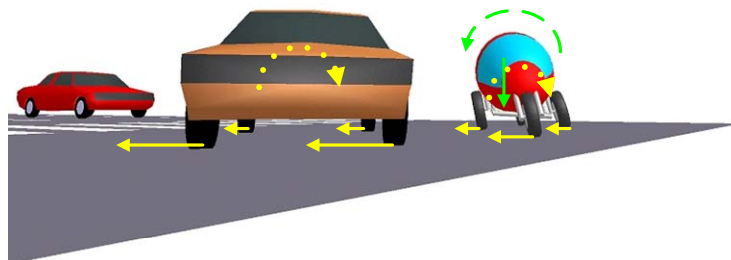
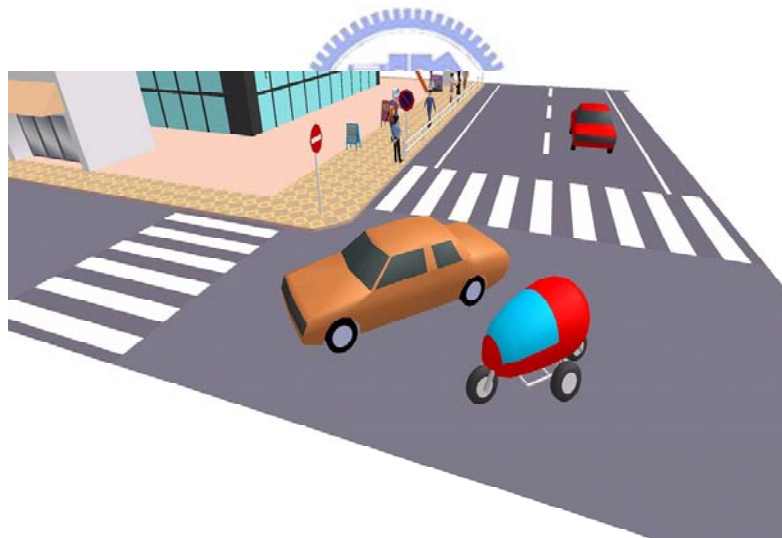


圖 32 IPM 過彎示意圖

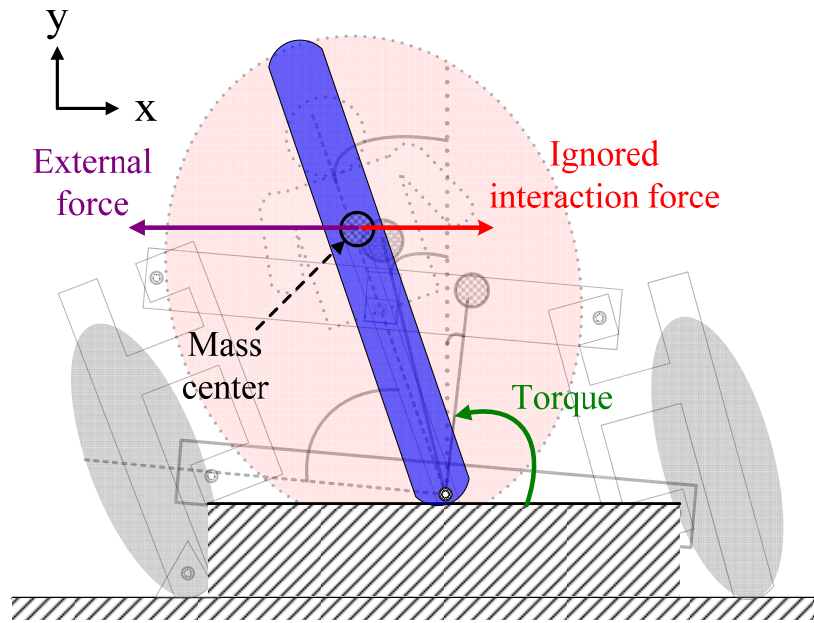


圖 33 IPM 傾斜動作簡化模型

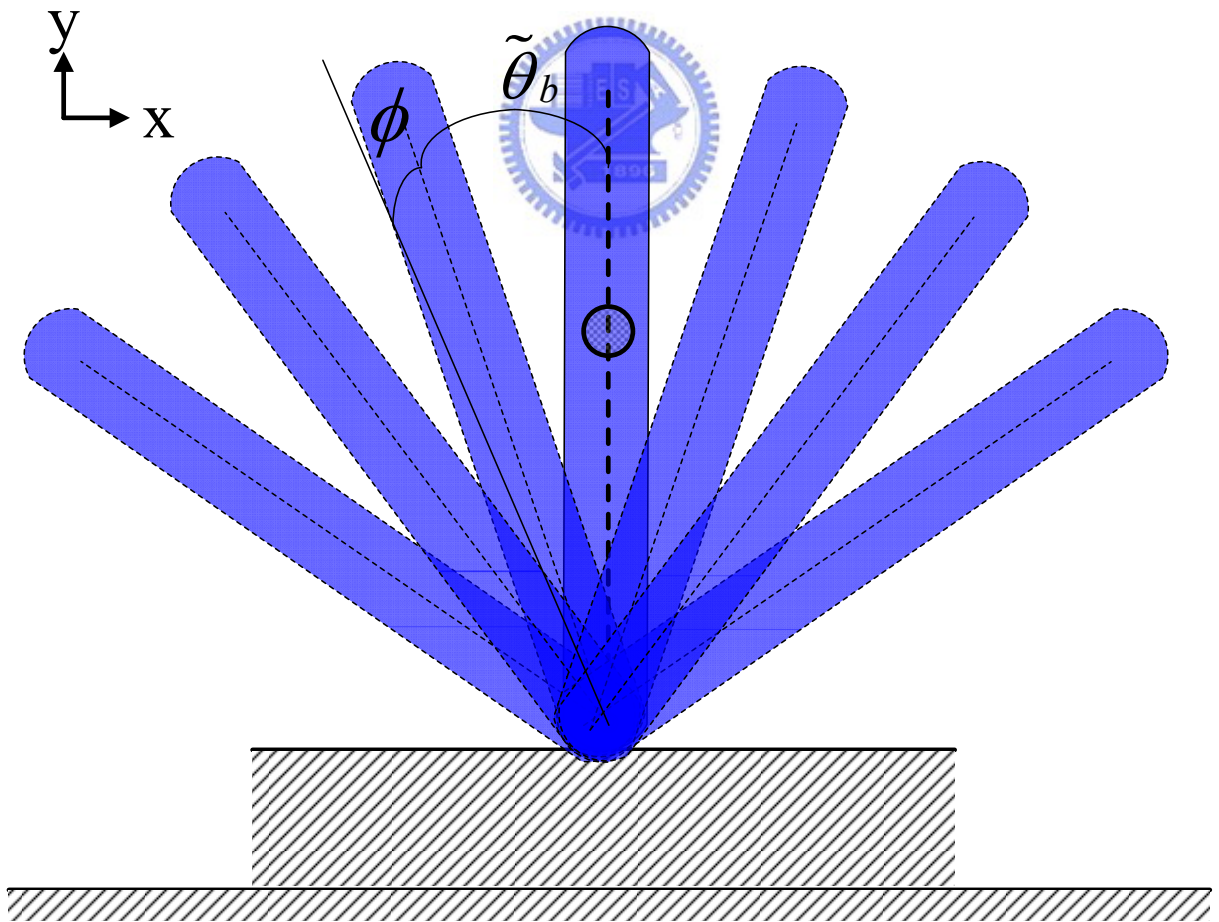


圖 34 片段的 IPM 傾斜動作

表 2 傾斜動作動態方程中，各變數的變化範圍

變數	值範圍
$\tilde{\theta}_b$	-30,-20,-10, 0, 10, 20, 30 (deg)
$\phi(0)$	-5~5 (deg)
$\dot{\phi}(0)$	-180~180 (deg/sec)
F	-0.9m _b g~0.9m _b g (N)

4.2 使用結合QFT/ H_∞理論之控制器設計

傳統 QFT 設計方法是在尼可士圖(Nichols Chart)做迴路調整來求得控制器，此作圖法對於設計者在設計時，因為種種限制而造成設計的不便。因此，為了避免不便，結合 QFT/H_∞的設計方法將不再採用尼可士圖求解控制器，而是直接利用 H_∞最佳控制的方法計算出控制器 C_H ，然後再加上前置濾波器 Fil ，使系統的輸出響應能夠符合性能要求，注意本論文中之控制器利用直接施加扭力控制 Plant (IPM 傾斜動作)。

重新考慮圖 3，具有受控體不確定性的二維自由度反饋系統，根據 IPM 傾斜動作，將其轉化為如圖 35 所示，設計流程如圖 36 所示，步驟如下：

1. 利用 QFT 方法將系統的時域規格要求，轉換為在頻域規格的上下邊界(upper and lower bounds)，此處定義允許區間(permitted range)為在頻域上介於規格上下邊界的區間。
2. 設計傾斜速度控制器 C_H ，先不考慮前置濾波器 Fil ，根據規格要求適當地選擇權重函數，再利用 H_∞理論求解控制器 C_H 。
3. 求出 C_H 後，設計包覆速度迴路的傾斜位置控制器， C_P ，並確認系統響應由其趨勢判斷是否可能落在步驟 1 之上下邊界範圍內。
4. 設計前置濾波器 Fil (如果需要。在控制器 C_H 與 C_P 設計完成之後，若全系統

頻率趨勢上可落入上下界範圍內，但還實際動態特性還是在該範圍外，則再加上前置濾波器 Fil 做適當修正系統的性能)，使其落在上下邊界範圍內。

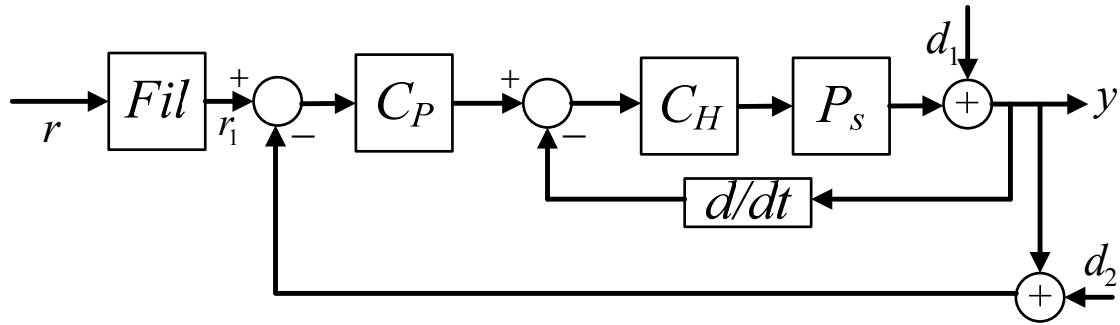


圖 35 全系統之控制器設計

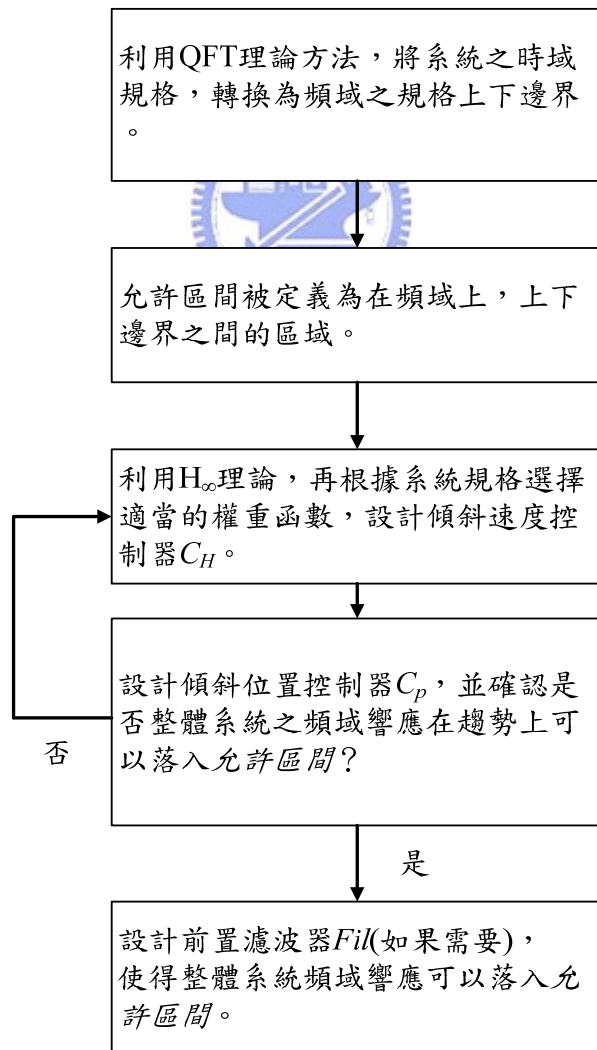


圖 36 QFT/ H_∞ 控制器設計流程圖

4.2.1 時域規格

根據我們的設計(考量穩定與舒適)，需要的控制系統時域規格如下所示：

安定時間(Settling time) t_s ：

$$t_s \leq 0.2 \text{ sec} \quad (4.12)$$

最大超越量(Maximum overshoot) M_p ：

$$M_p \leq 10\% \quad (4.13)$$

4.2.2 定義上下邊界

一個標準的二階系統之轉換函數如式(4.14)所示， ζ 為阻尼比(damping ration)， ω_n 為系統自然頻率(natural frequency)，在 QFT 理論中，上邊界函數為低阻尼(underdamped)系統，下邊界函數為過阻尼(overdamped)系統[17]，因此根據時域規格以及上下邊界函數的阻尼特性，我們可以量化上下邊界之頻域規格，上邊界函數如式(4.15)所示， ζ 和 ω_n 必須符合式(4.16)和(4.17)，並且對於低阻尼系統 ζ 必須小於 1，下邊界函數如式(4.18)所示， ζ 和 ω_n 必須符合式(4.16)和(4.17)，並且對於低阻尼系統 ζ 必須大於 1，根據我們的設計考量下，選擇下邊界函數之 ζ 為 1.1，進一步，根據式(4.12)與(4.13)的時域規格，我們得到上邊界函數 B_U 與下邊界函數 B_L 分別如式(4.19)和(4.20)所示，而為了放寬系統在高頻時設計限制，在不影響系統時域規格性能的情形之下，加入兩個極點($s + 100$)到下邊界函數中，得到一新的下邊界函數 B_{L2} 如式(4.21)所示。根據(4.19)與(4.21)，可以在波德圖(Bode plot)上得到上下邊界。

$$T(s) = \frac{Y(s)}{R(s)} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (4.14)$$

$$B_U(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n^2s + \omega_n^2} \quad (4.15)$$

$$M_p = \exp\left(\frac{-\xi\pi}{\sqrt{1-\xi^2}}\right) \quad (4.16)$$

$$t_s \approx \frac{4.6}{\xi\omega_n} \quad (4.17)$$

$$B_L(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\xi\omega_n^2s + \omega_n^2} \quad (4.18)$$

$$B_U(s) = \frac{1514}{s^2 + 46s + 1514} \quad (4.19)$$

$$B_L(s) = \frac{4.372}{s^2 + 46s + 4.372} \quad (4.20)$$

$$B_{L2}(s) = \frac{437.2}{0.0001s^4 + 0.0246s^3 + 1.964s^2 + 54.74s + 437.2} \quad (4.21)$$

4.2.3 H_∞ 傾斜速度控制器

為了精準地控制傾斜動作，必須先求得傾斜速度控制器，再對傾斜位置作迴饋控制器，為了設計 IPM 傾斜速度控制器使其能夠具有較高的對抗干擾能力，將問題視為考慮靈敏度與干擾的 H_∞ 最佳化問題[17]，因此，一個把系統靈敏度與抗干擾能力利用權重函數(weighting function)加以詮釋的方法被考慮，其系統架構如圖 37，由 w 到 z_1 、 z_2 和 z_3 分別為 $W_{f1}S$ 、 $W_{f2}R$ 和 $W_{f3}T$ 。 S 為靈敏度函數(sensitivity functions)， W_{f1} 為關係於 S 之權重函數， R 為控制靈敏度函數(control sensitivity function)， W_{f2} 為關係於 R 之權重函數， T 為互補靈敏度函數(complementary sensitivity function)， W_{f3} 為關係於 T 之權重函數，而一目標函數 D_w 被定義如式 (4.22)，我們的設計問題成為尋找 C_H 使得閉迴路系統穩定，並使得 $\|D_w\|_\infty$ 最小， $\|S\|_\infty$

是閉迴路系統對於干擾抑制能力的度量， $\|R\|_\infty$ 是對模型參數加性不確定性 (additive uncertainty) 的度量， $\|T\|_\infty$ 是對模型參數乘性不確定性 (multiplicative uncertainty) 的度量。而由於 H_∞ 最佳化問題，為一充分發展的課題，在此只需選定權重函數，再利用軟體 Matlab，即可計算出所要的控制器，而對於權重函數如何選定則可參考[17]-[19]與[21]，根據設計需求和已知的扭力至傾角位置轉移函數，如式(4.11)，將其不確定量 C_Δ 取平均值，即為 P_s ，對其作微分即為 P_{sd} ，選定 W_{f1} 、 W_{f2} 與 W_{f3} 如式(4.23)、(4.24)與(4.25)，而根據系統特性我們忽略 W_{f2} 的影響，因而得到傾斜動作速度控制器，如式(4.26)，基於設計單純化的考量，我們接著將使用一簡單的比例(proportional)迴饋控制的方式控制傾斜位置，並將傾斜位置控制器與傾斜速度控制器串聯，所設計之 QFT/ H_∞ 全系統架構如圖 38 所示。比例控制器的比例增益(proportional gain)， K_p ，我們將根據 QFT 方法選定，使其能落入 QFT 方法所界定的上下邊界規格限制範圍內(允許區間)。



$$D_w = \begin{bmatrix} W_{f1}S \\ W_{f2}R \\ W_{f3}T \end{bmatrix} \quad (4.22)$$

$$W_{f1} = \frac{(s+200)^2}{16(s+15.1)^2} \quad (4.23)$$

$$W_{f2} = 0 \quad (4.24)$$

$$W_{f3} = \frac{s^2 + 35s + 35}{10000} \quad (4.25)$$

$$C_H(s) = \frac{1081576.9062(s^3 + 60.06s^2 + 373.8s + 609.19)}{s^4 + 216.4s^3 + 5864.3s^2 + 42657.8s} \quad (4.26)$$

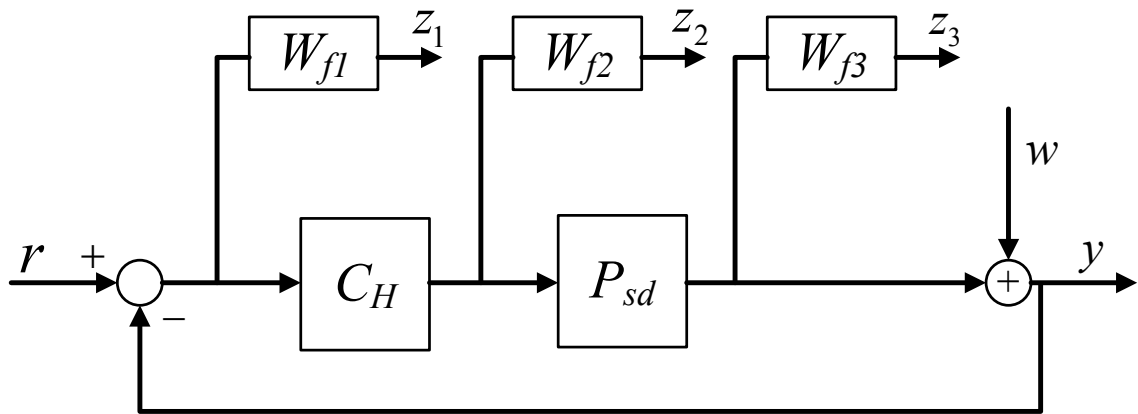


圖 37 混合靈敏度之 H_∞ 最佳化問題

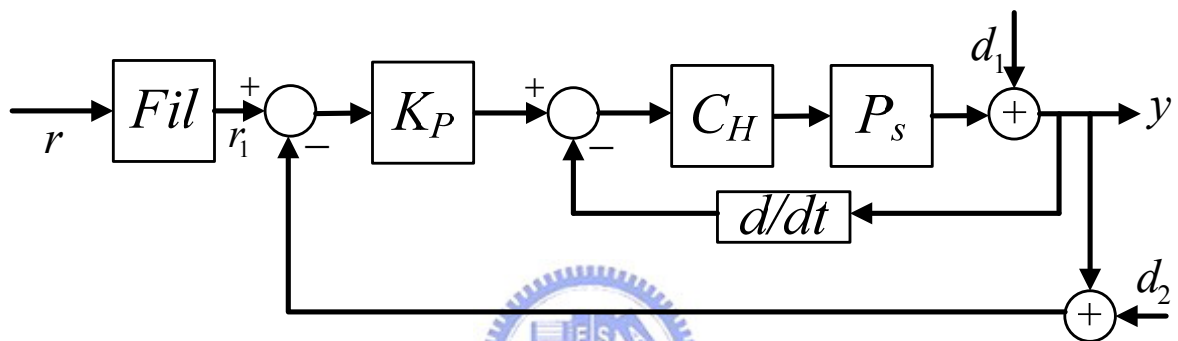


圖 38 IPM 傾斜動作之 QFT/ H_∞ 控制系統

4.2.4 確認控制器規格

根據 6.2 與 6.3 節，我們有了系統在頻域規格的上下邊界與系統之速度控制器，接著我們將確認系統是否能落入所要求之規格邊界內(允許區間)，並確定所需要之傾斜位置控制器之 K_P 值。當我們設定 K_P 值為 12，再根據推導出的 plant 之轉換函數，我們將整體閉迴路系統與上下邊界函數，作波德圖，如圖 39 所示，圖 39 中的頻率範圍為 10^{-2} 至 10^4 rad/s，是因為考量到傾斜運動頻率 0~1.5Hz，路面干擾頻率 0~100Hz，其中藍色線為上邊界函數之頻域響應，綠色線為下邊界函數之頻域響應，紅色線為整體閉迴路系統之頻域響應，圖中顯示系統可完全落入規格邊界中，因此確定，此一控制器可以符合所制定之規格；再對整體閉迴路系統做步階響應(Step Response)，如圖 40 所示，其時域響應也符合規格需求，落入上下邊界函數之間。

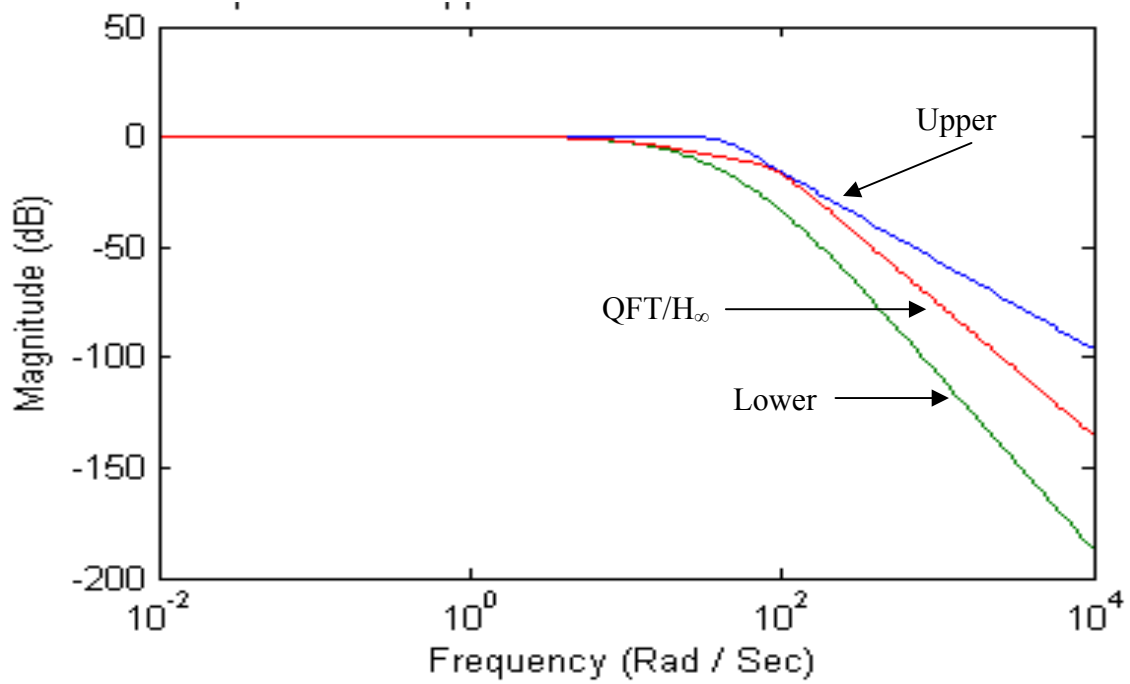


圖 39 上下邊界函數與 QFT/ H_∞ 控制系統之頻率響應

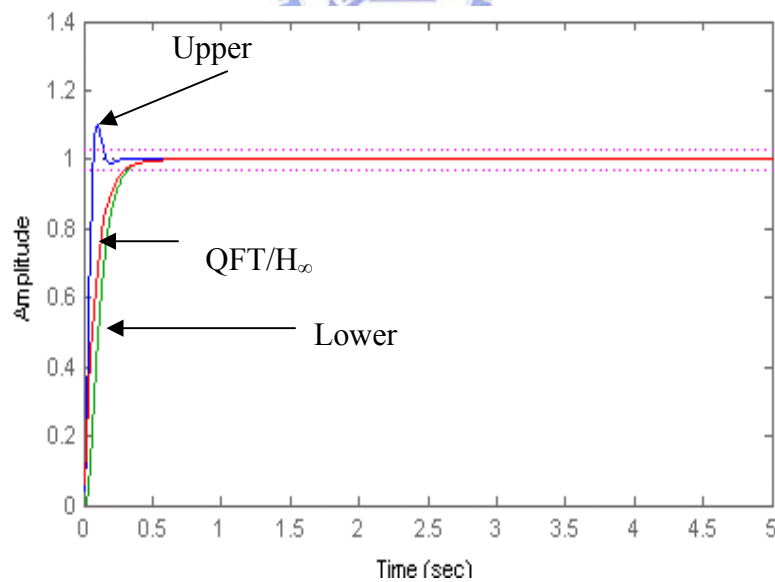


圖 40 上下邊界函數與 QFT/ H_∞ 控制系統之步階響應(Step Response)

4.3 強健雙迴路PID控制器設計

為了工業上設計的實現性，我們希望將控制器設計為 PID 型控制器，PID 控制器已廣泛為工業界所應用，這證實了其實現性，其輸出對輸入之轉換函數如式 (4.27) 所示，其中 K_P 為比例增益(proportional gain)， K_I 為積分增益(integral gain)， K_D 為微分增益(derivative gain)，而控制器架構是具速度控制迴路與位置控制迴路的雙迴路 PID 控制器，如圖 41， PID_r 為 PID 傾斜速度(tilting rate)控制器， PID_p 為 PID 傾斜位置控制器，所有的量測訊號都經過二階 3Hz 低通濾波器所過濾，濾除不要的系統振動訊號，這樣的架構較能精準的控制傾斜位置。

更進一步地，我們將利用設計出來的 QFT/ H_∞ 控制器，來求得應有的 PID 控制器參數值，使其對命令的跟從性更好且具較佳的干擾抵抗力也較強，因此稱之為強健雙迴路 PID 控制器，求得步驟流程圖如圖 42 所示，其中， G_m 為增益邊界 (gain margin)，而 W_g 為其相對應頻率； P_m 為相位邊界(gain margin)，而 W_p 為其相對應頻率。先任意給定 PID_r 的 K_P 和 K_D ，再藉由設計其 K_I 使得經由 PID_r 控制之系統的穩態誤差與 H_∞ 傾斜速度控制器所控制之系統相近，再設計其 K_P 和 K_D ，使得 PID_r 控制之系統的 G_m 、 W_g 、 P_m 和 W_p 與 H_∞ 速度控制器所控制之系統相近，然後設計 PID_p 之參數，使得整體閉迴路系統的 G_m 、 W_g 、 P_m 和 W_p 能夠與經由 QFT/ H_∞ 所控制之系統相近，兩系統的 G_m 、 W_g 、 P_m 和 W_p 如表 3 所示，最後確認全系統之頻域響應在趨勢上是否能進入上下邊界範圍內(允許區間)，如圖 43，其中藍色線為上邊界函數之頻域響應，綠色線為下邊界函數之頻域響應，藍色虛線為雙迴路 PID 控制器所控制之整體閉迴路系統頻域響應，圖中顯示全系統之頻域響應在趨勢上可進入上下邊界範圍內(允許區間)。

最後再設計一前置濾波器頗補償系統在高頻的性能，此處為了舒適性的考量設計一個一階低通濾波器(480Hz)濾除高頻率控制命令，其頻率響應與上下邊界關係如圖 44 所示，所得到之 PID 控制器參數值分別為式(4.28)與(4.29)。此一設計流程，使得 PID 參數可以被更系統化地求出並且不需要經過全系統的模擬，它只

需要確認系統之 G_m 、 W_g 、 P_m 和 W_p 與 QFT/ H_∞ 控制器所控制之系統是否相近，並確認全系統之頻域響應是否能落入允許區間內，完成後，其整體閉迴路系統與上下邊界函數的頻域響應之關係如圖 45 所示，其中紅色線為第 4 章中所設計 QFT/ H_∞ 控制器所控制之系統的頻率響應，發現強健雙迴路 PID 控制器所控制之系統頻域響應可合乎規格，並且與 QFT/ H_∞ 控制器之性能相近，差距之處主要在於 H_∞ 傾斜速度控制器為四階(4th order)控制器階次較 PID_r 高許多。

$$PID(s) = \frac{K_D s^2 + K_P s + K_I}{s} \quad (4.27)$$

$$PID_r(s) = \frac{370s^2 + 2305s + 15200}{s} \quad (4.28)$$

$$PID_p(s) = \frac{0.252s^2 + 11.5s + 0.25}{s} \quad (4.29)$$

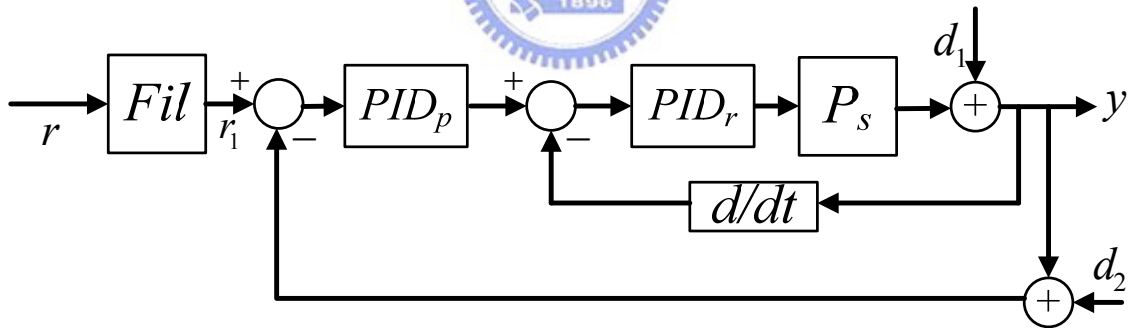


圖 41 強健雙迴路 PID 傾斜動作控制系統

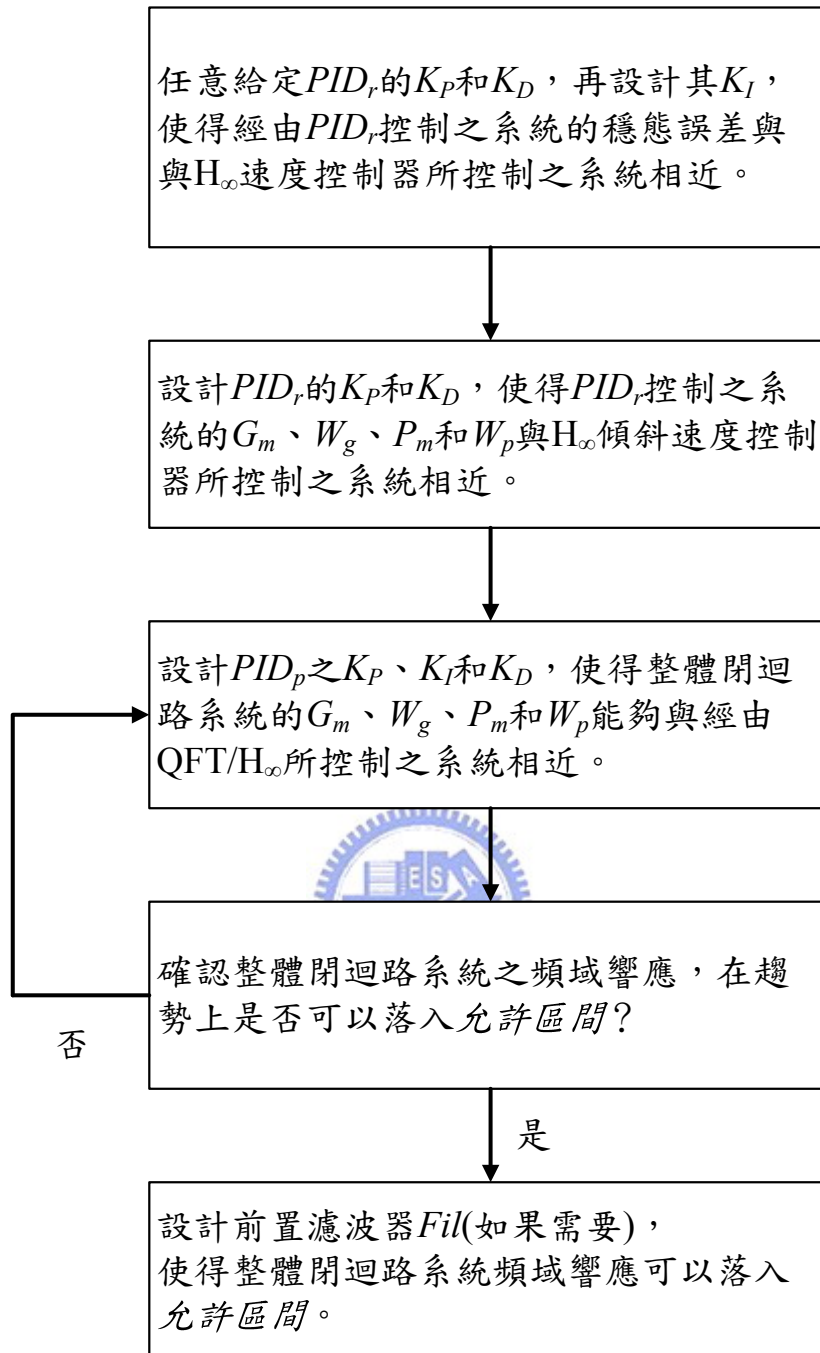


圖 42 強健雙迴路 PID 控制器之設計流程圖

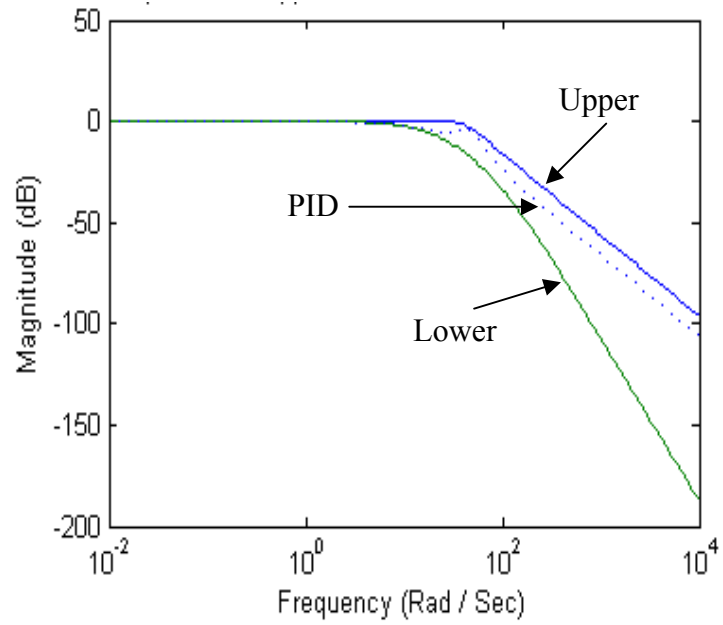


圖 43 上下邊界函數與無前置濾波器強健雙迴路 PID 控制系統之頻率響應

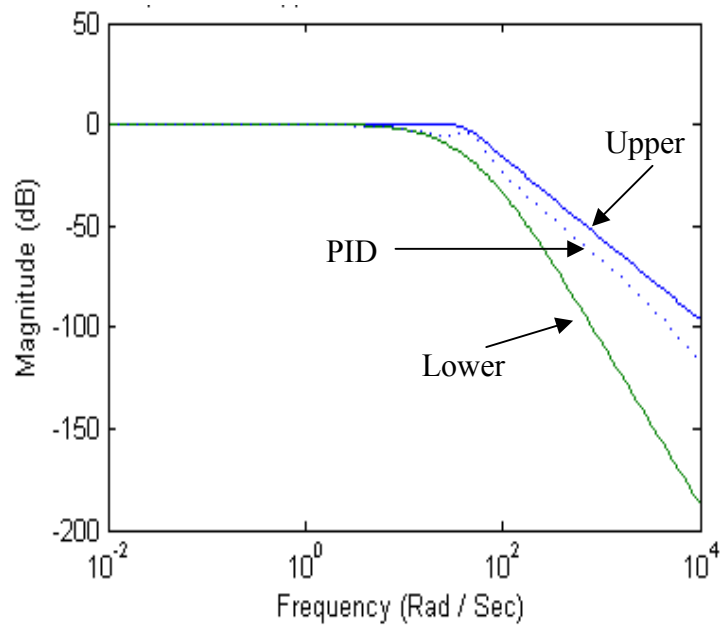


圖 44 上下邊界函數與具前置濾波器強健雙迴路 PID 控制系統之頻率響應

表 3 QFT/ H_∞ 控制系統與強健雙迴路控制系統之 G_m 、 W_g 、 P_m 與 W_p

規格	QFT/ H_∞ 控制器		強健雙迴路 PID 控制器	
G_m	9.4	(dB)	9.7	(dB)
W_g	111.3	(rad/s)	81.3	(rad/s)
P_m	85.3	(deg)	86.14	(deg)
W_p	12.1	(rad/s)	12.0	(rad/s)

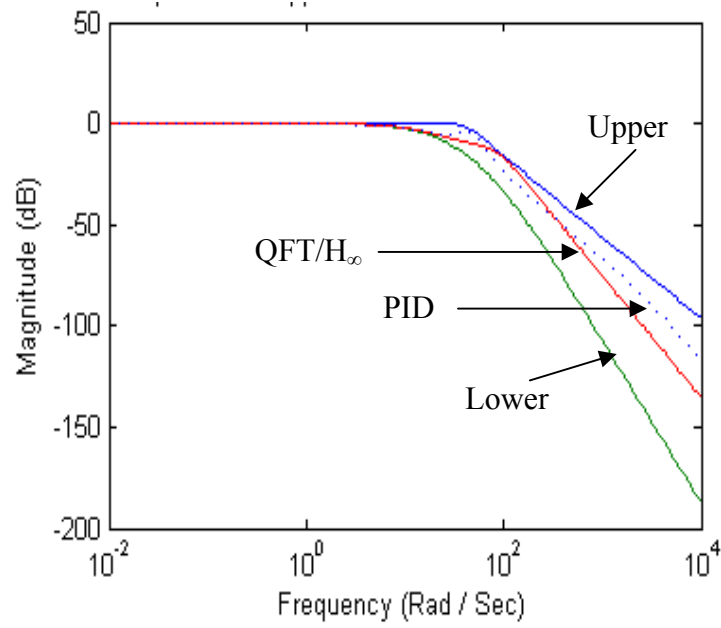


圖 45 QFT/ H_∞ 控制系統與強健雙迴路 PID 控制系統之頻率響應比較

第五章 控制器驗證

5.1 路面干擾輸入

通常來說，在車輛動態分析時，小幅度的路面不平整可以被忽略，然而當車輛行經凸起物時，車體會受到瞬間的衝擊力，如圖 46 所示，紅色虛線箭頭即為路面不平所造成的瞬間衝擊力(impact force)，藍色箭頭即為在其他輪上相對應於此衝擊力之正向力(normal force)，為使多體系統模型能分析車輛在行進間經過具起伏之路面干擾時，對其動態之影響，勢必要建立一些可分析的地面干擾狀況，由於我們專注於分析 IPM 之傾斜動作，此處我們分析垂直方向的路面干擾(由水平方向產生的路面干擾所造成的力矩，可視為由一種垂直干擾所產生)，為了有效分析，將干擾簡化為 sin 波起伏，所建立的地面干擾，如圖 47 所示， A 為其振幅， L 為其半波長， y 與 \dot{y} 分別為輪胎經過路面干擾時，路面的高度與高度變化率，其可經由車速與 sin 波之關係算出，有此路面干擾輸入與 IPM 多體模型，可以幫助分析路面干擾在不同情況下對車輛動態的影響，本論文將利用它來分析路面干擾對傾斜動作控制器的影響。

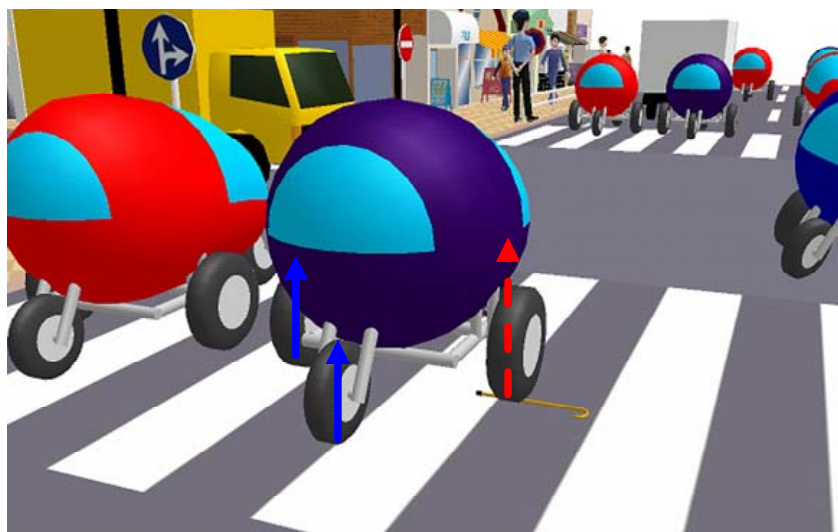


圖 46 IPM 遭受路面干擾

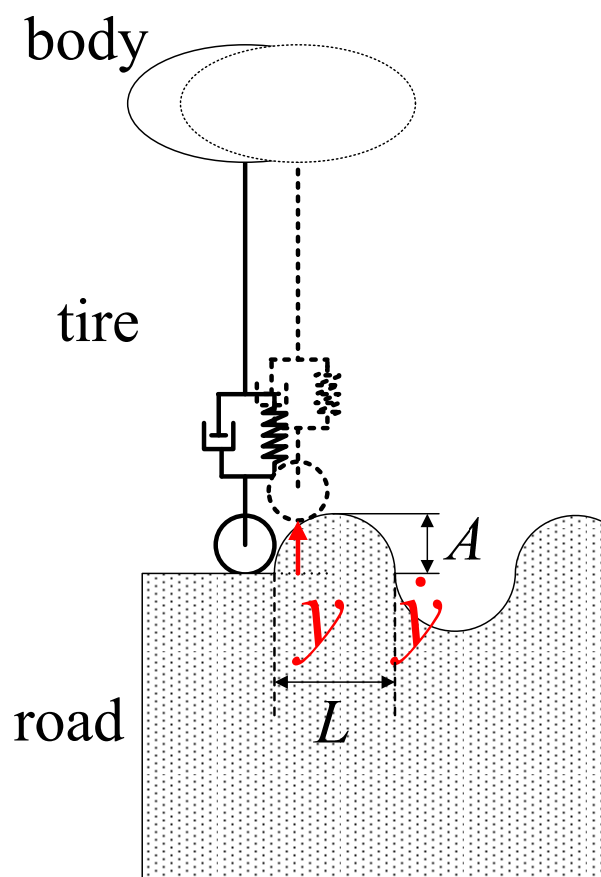


圖 47 簡化之路面干擾

5.2 兩設計控制器之比較與驗證

在取得路面干擾輸入與經驗證之多體模型後，本節中將利用一些冒險的駕駛狀況來驗證傾斜動作控制器，實行前述之曲行測試行經路面干擾並控制 IPM 多體模型傾斜動作。根據已簡化的傾斜動作模型，並且為了方便量測與控制的目的，令我們的傾斜角為 θ_d 。此處定義完全傾斜命令為傾斜命令可使得駕駛位置之重力抗翻覆力矩向心力翻覆力矩近似平衡，不完全傾斜命令為傾斜命令不可使得駕駛位置之重力抗翻覆力矩向心力翻覆力矩平衡，這是由於某些特殊設計考量，不完全傾斜命令只是能維持全車過彎穩定性，而不可使得駕駛位置之重力抗翻覆力矩向心力翻覆力矩平衡，此處之不完全傾斜命令為完全傾斜命令之 0.7 倍值，下面這些狀況用來比較 QFT/ H_∞ 控制器與強健雙迴路 PID 控制器，並分析在強健雙迴路 PID 控制器在遭受到不同駕駛狀況與路面干擾時之傾斜動作的狀況，此處若

$m_{bl}(\text{chassis})$ 的翻轉角大於 15 度，因為我們的傾斜策略的目的(防止翻覆)不能被達成，驗證模擬會被停止，考量傾斜動作，作用於兩側輪之垂直路面干擾對與傾斜動作的影響較作用於兩中央輪來的大，進一步，由曲行測試的對稱性，我們只施加路面干擾於單一側輪(此處我們施加在右側輪)。

5.2.1 強健雙迴路PID控制器與QFT/ H_∞ 控制器之比較

本節中驗證比較強健雙迴路 PID 控制系統與 QFT/ H_∞ 控制系統對傾斜命令之循跡強健性(tracking robustness)，圖 48 顯示在完全傾命令下，它們實行速度為 13m/s 之曲行測試的結果，紅色線代表來自我們設計的控制策略之傾斜命令，黑色線代表強健雙迴路 PID 控制器所控制之傾斜動作，綠色線代表 QFT/ H_∞ 控制器所控制之傾斜動作。圖 49 則顯示在不完全傾斜命令下，它們實行速度為 13m/s 之曲行測試之結果；圖 50 顯示它們執行直行經過路面干擾($A=0.02\text{m}$, $L=0.4\text{m}$)之結果；圖 51 顯示在完全傾斜命令下執行 13m/s 之曲行測試經過路面干擾($A=0.02\text{m}$, $L=0.2\text{m}$)之結果；圖 51 顯示在完全傾斜命令下執行 13m/s 之曲行測試經過路面干擾($A=0.02\text{m}$, $L=0.4\text{m}$)之結果。

這些圖顯示了強健雙迴路 PID 控制系統與 QFT/ H_∞ 控制系統對傾斜命令之循跡強健性，藉著比較在圖 48 與 49 中的扭力，其證實了完全傾斜命令相較於不完全傾斜命令可以使用較小的扭力維持傾斜角度，並證實再次具傾斜動作時，車輛維持傾角所需的扭力較小，這個結果與 Kidane 等人[1]之研究結果相同，也我們經由實驗所擷取的資料相符[2](或見 3.4.1 節)。

為了比較，一個一般的雙迴路 PID 控制器被設計出，其系統參數如式(5.1)與(5.2)所示，圖 53 顯示在完全傾斜命令下，無路面干擾，其執行速度 13m/s 之曲行測試，紅色線代表來自我們設計的控制策略之傾斜命令，黑線代表經由此一一般雙迴路 PID 控制器所控制之傾斜動作，此圖顯示此一雙迴路 PID 控制器能使系統成功地達成傾斜命令，然而，圖 54 顯示在完全傾斜命令下，具路面干擾($A=0.02\text{m}$,

$L=0.4\text{m}$)，其執行速度 13m/s 之曲行測試，此圖顯示此一雙迴路 PID 控制器不再能使系統成功地達成傾斜命令，藉由比較圖 52 與圖 54，其證實了我們設計的強健雙迴路 PID 控制器與 QFT/ H_∞ 控制器相對於一般控制器而言，能使系統對於傾斜命令，具有較佳的循跡強健性。

$$PID_r(s) = \frac{33.7s^2 + 521.9s + 112.2}{s} \quad (5.1)$$

$$PID_p(s) = \frac{0.3s^2 + 9.3s + 2}{s} \quad (5.2)$$



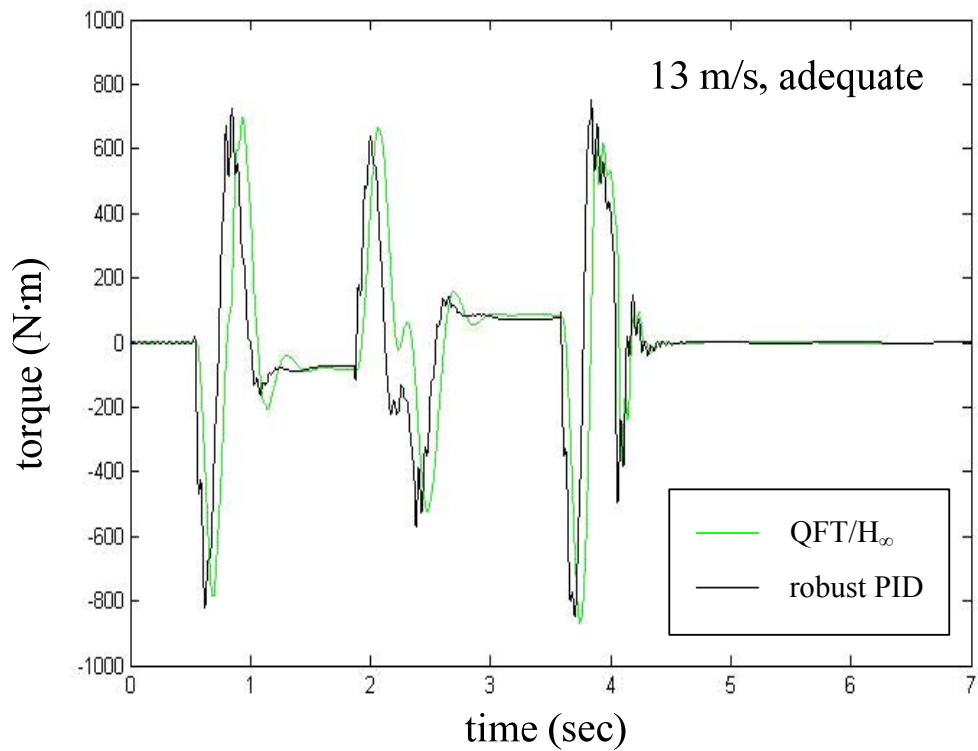
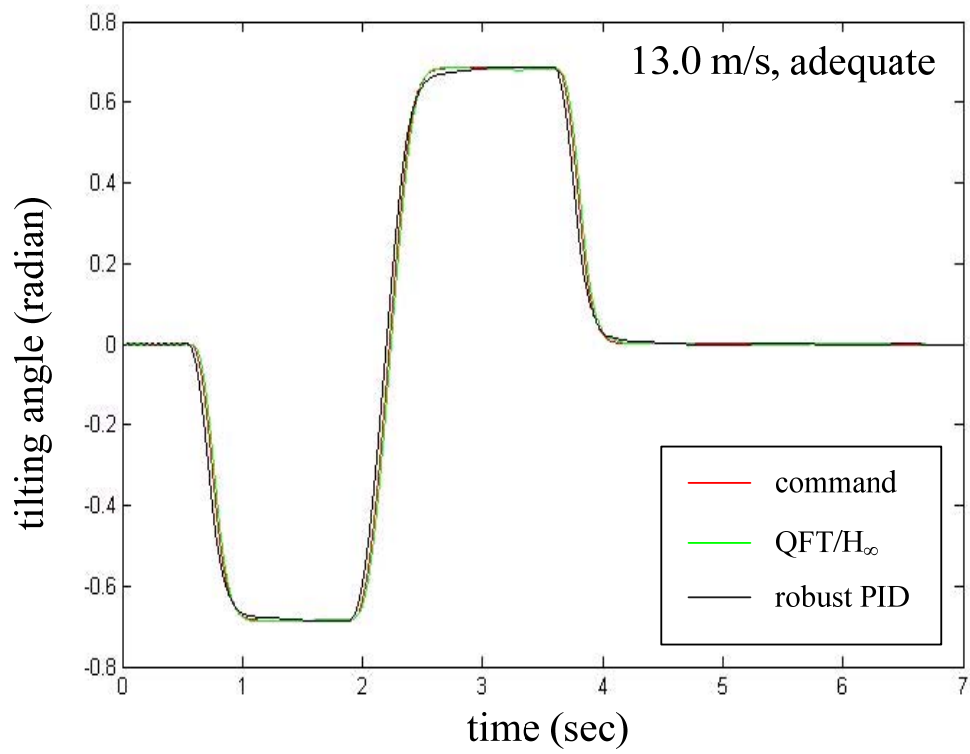


圖 48 曲行測試之傾斜動作與其施加扭力(強健雙迴路 PID 與 QFT/ H_{∞} , 完全傾斜命令, 不具路面干擾)

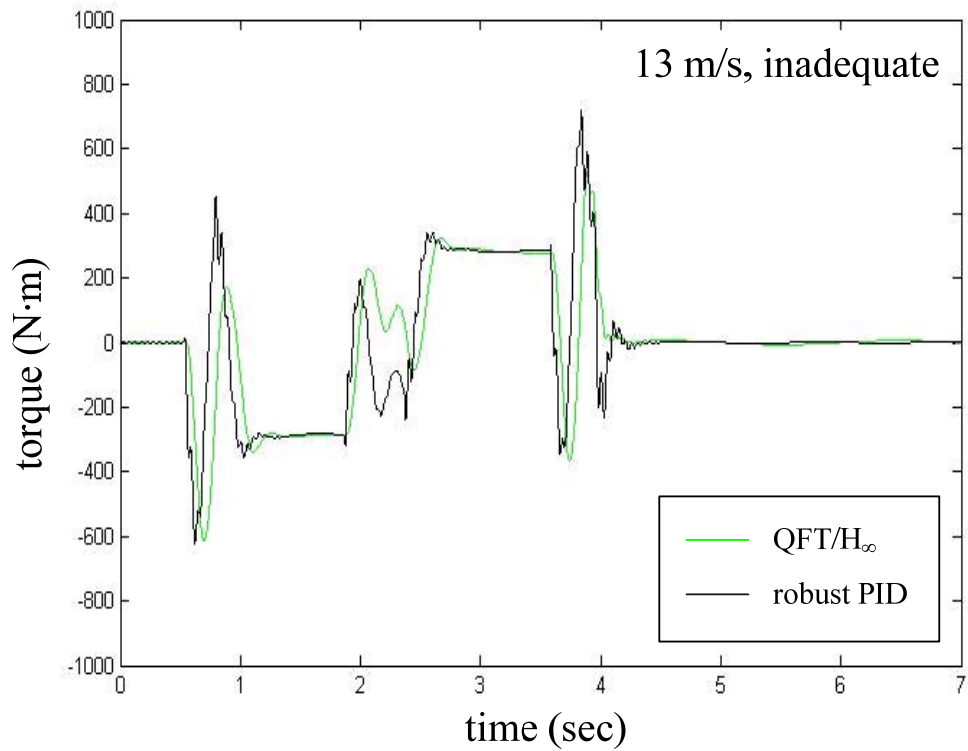
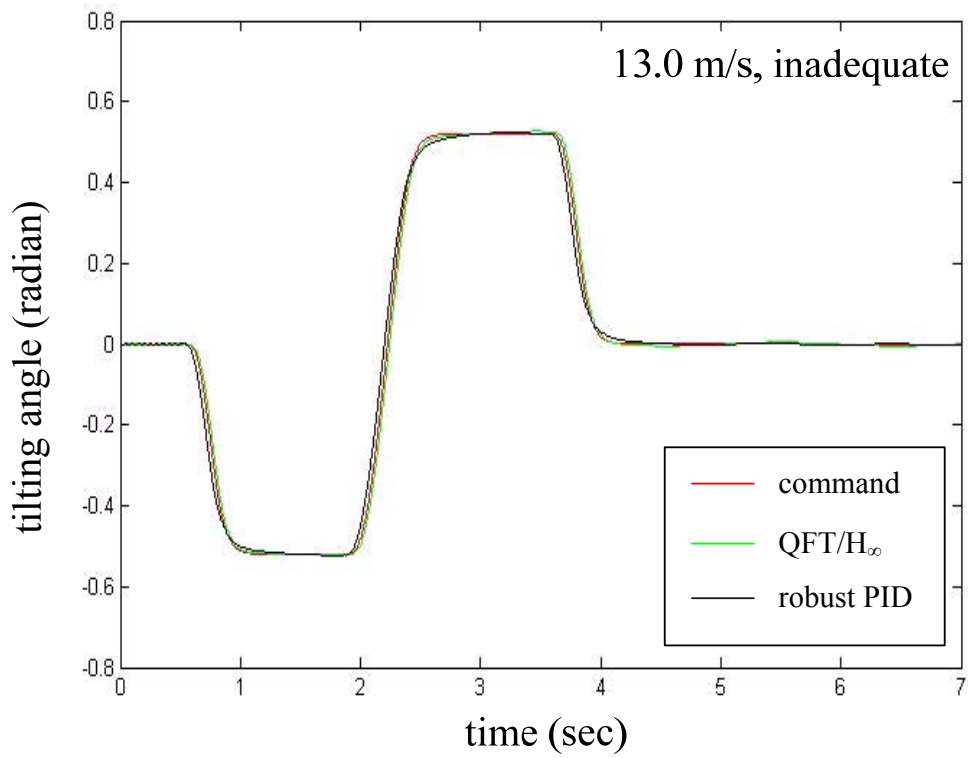


圖 49 曲行測試之傾斜動作與其施加扭力(強健雙迴路 PID 與 QFT/ H_∞ , 不完全傾斜命令, 不具路面干擾)

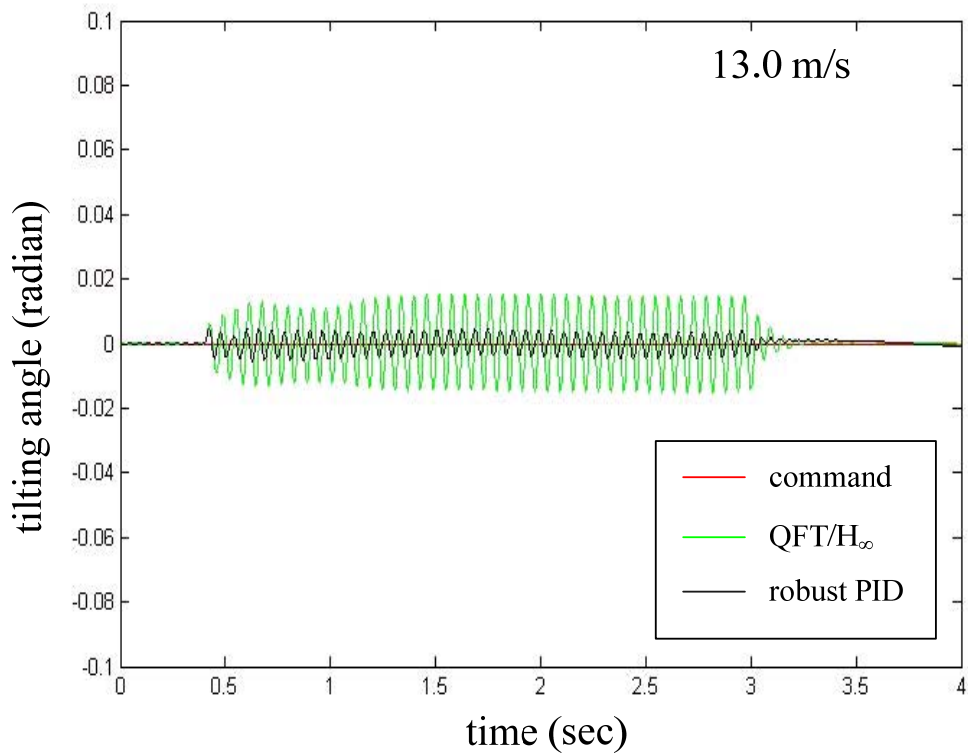


圖 50 直行經路面干擾($A=0.02\text{m}$, $L=0.4\text{m}$)之傾斜動作 (強健雙迴路 PID 與 QFT/ H_∞)

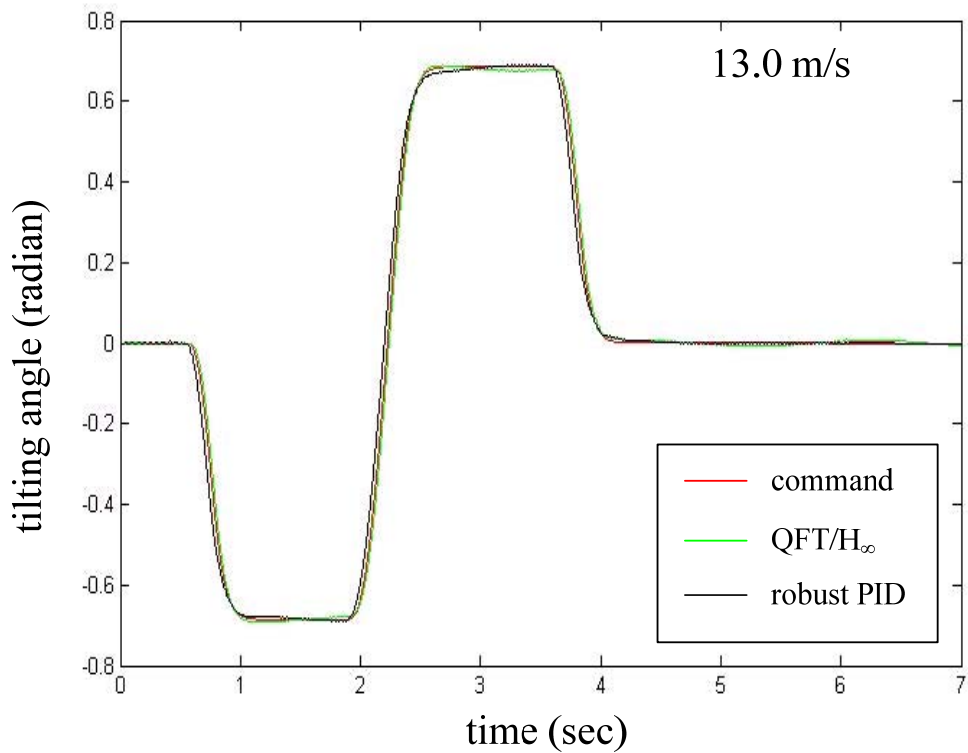


圖 51 曲行測試經路面干擾($A=0.02\text{m}$, $L=0.2\text{m}$)之傾斜動作(強健雙迴路 PID 與 QFT/ H_∞ , 完全傾斜命令)

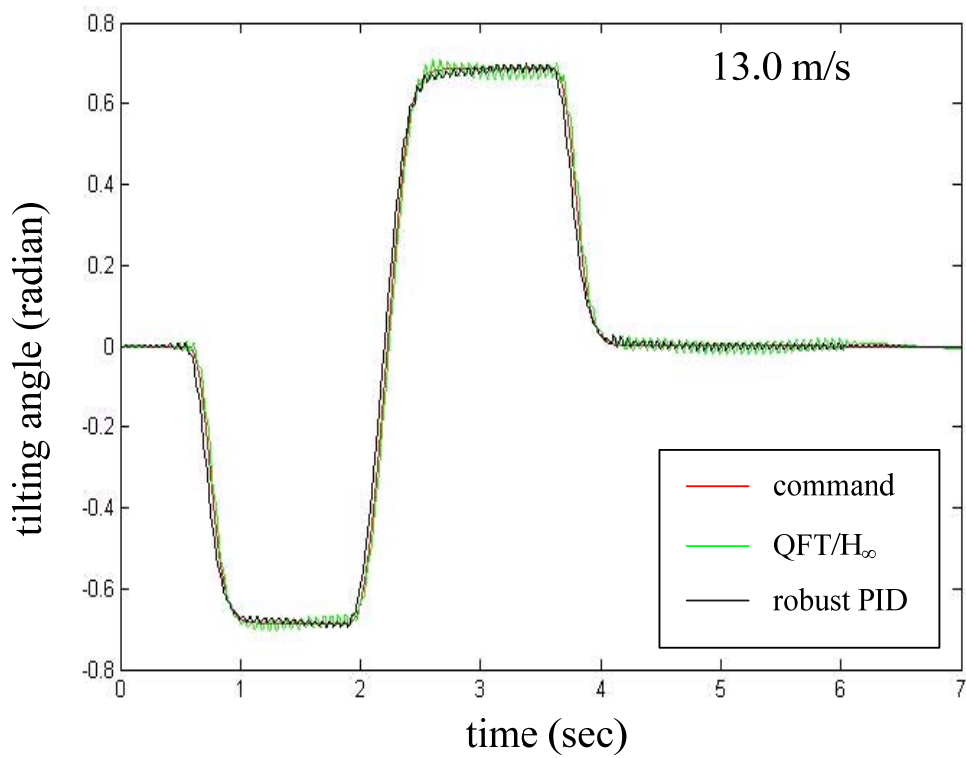


圖 52 曲行測試經路面干擾($A=0.02\text{m}$, $L=0.4\text{m}$)之傾斜動作(強健雙迴路 PID 與 QFT/ H_∞ , 完全傾斜命令)

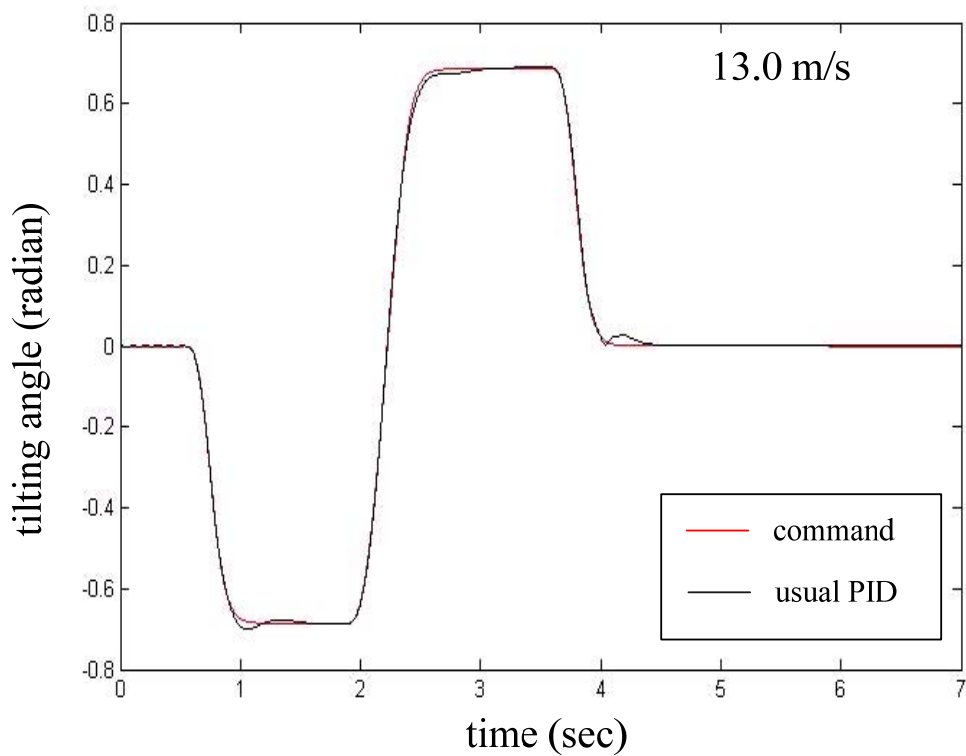


圖 53 曲行測試之傾斜動作(一般雙迴路 PID 與 QFT/ H_∞ , 完全傾斜命令, 不具路面干擾)

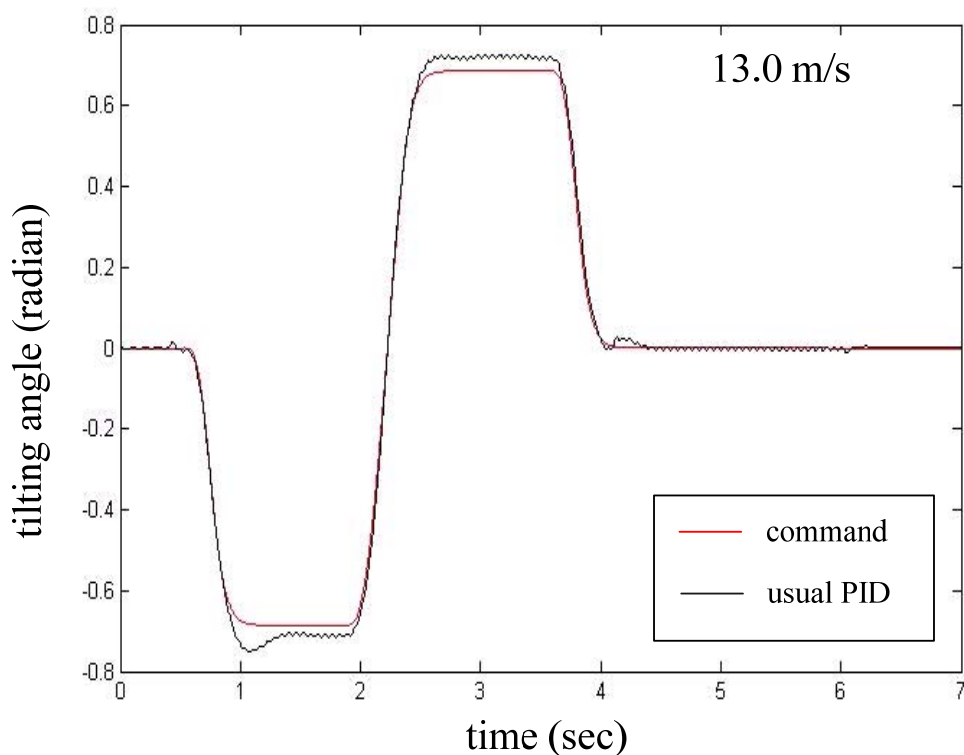


圖 54 曲行測試經路面干擾($A=0.02\text{m}$, $L=0.4\text{m}$)之傾斜動作(一般雙迴路 PID 與 QFT/ H_∞ , 完全傾斜命令)

5.2.2 強健雙迴路PID控制器之驗證

為更嚴格地驗證強健雙迴路 PID 傾斜動作控制器，再考量 IPM 多體模型被執行完全與不完全傾斜命令，時速為 6、8、10 和 12 m/s，且具有路面干擾的曲行測試，圖 55 和 56 顯示系統在完全傾斜命令下，且經 $A=0.02\text{mm}$ 與 $L=0.2\text{m}$ 之路面干擾的曲行測試，其中紅色線代表來自我們設計的控制策略之傾斜命令，黑色線則為系統經控制後之傾斜動作；圖 57 和 58 顯示系統在完全傾斜命令下，且經 $A=0.02\text{mm}$ 與 $L=0.4\text{m}$ 之路面干擾的曲行測試；圖 59 和 60 顯示系統在不完全傾斜命令下，且經 $A=0.02\text{mm}$ 與 $L=0.2\text{m}$ 之路面干擾的曲行測試；圖 61 和 62 顯示系統在不完全傾斜命令下，且經 $A=0.02\text{mm}$ 與 $L=0.4\text{m}$ 之路面干擾的曲行測試。

這些圖顯示強健雙迴路 PID 控制器可以使得系統能夠在具有路面干擾的狀況下，仍能跟從傾斜命令，其循跡誤差小於 0.03radian(約 1.72 度)，並且這些圖

也顯示出當車速為 6.0 與 8.0m/s 經過 $A=0.02\text{mm}$ 與 $L=0.2\text{m}$ 之路面干擾時，誤差明顯加大，同樣的狀況亦發生在當車速為 8.0、10.0 與 12.0m/s 經過 $A=0.02\text{mm}$ 與 $L=0.4\text{m}$ 之路面干擾時，這顯示系統傾斜動作在頻率為 10~20Hz 之間具有共振模態，然而，傾斜動作仍可被設計的控制器所控制。

附錄八中，為 IPM 多體模型，在完全傾斜命令下，執行速度 8.0 與 13.0m/s 之曲行測試，經過不同半波長(L)與振幅(A)之路面干擾的結果，其傾斜動作再度顯示控制器的高循跡強健性，並呼應前述論點。



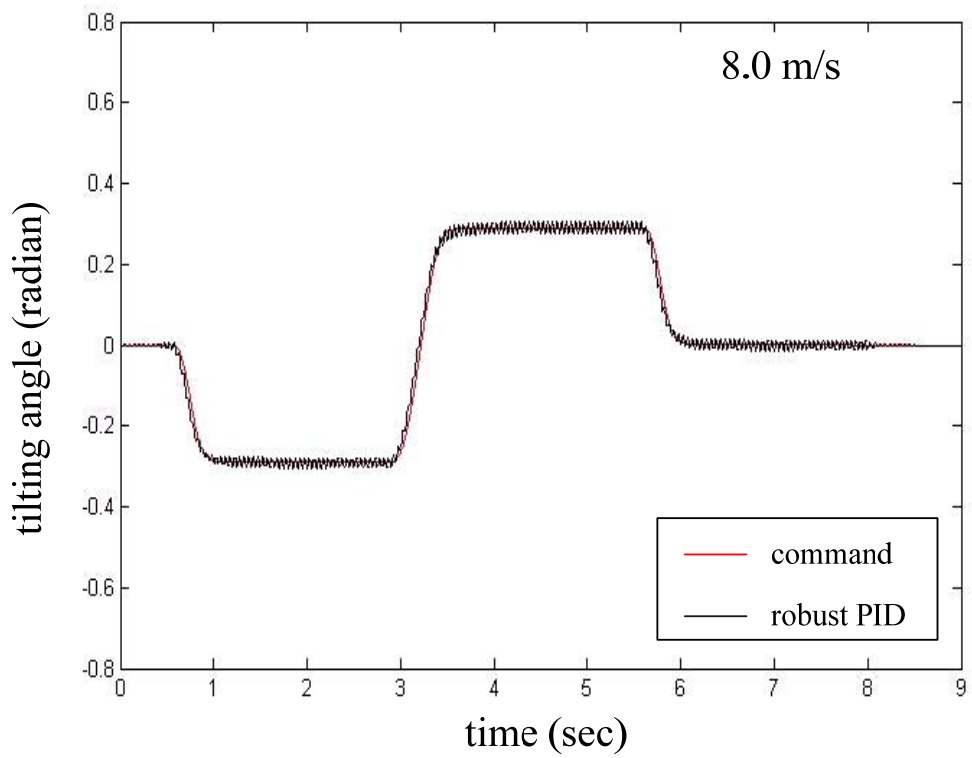
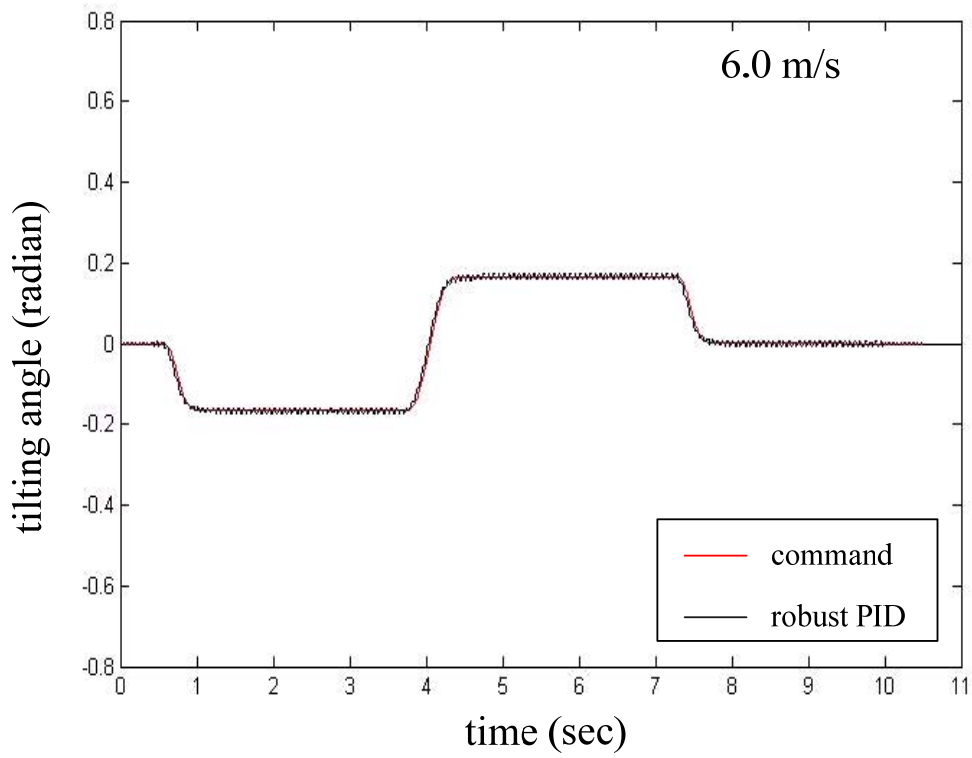


圖 55 曲行測試經路面干擾($A=0.02\text{m}$, $L=0.2\text{m}$)之傾斜動作(強健雙迴路 PID, 完全傾斜命令, 6.0m/s 與 8.0m/s)

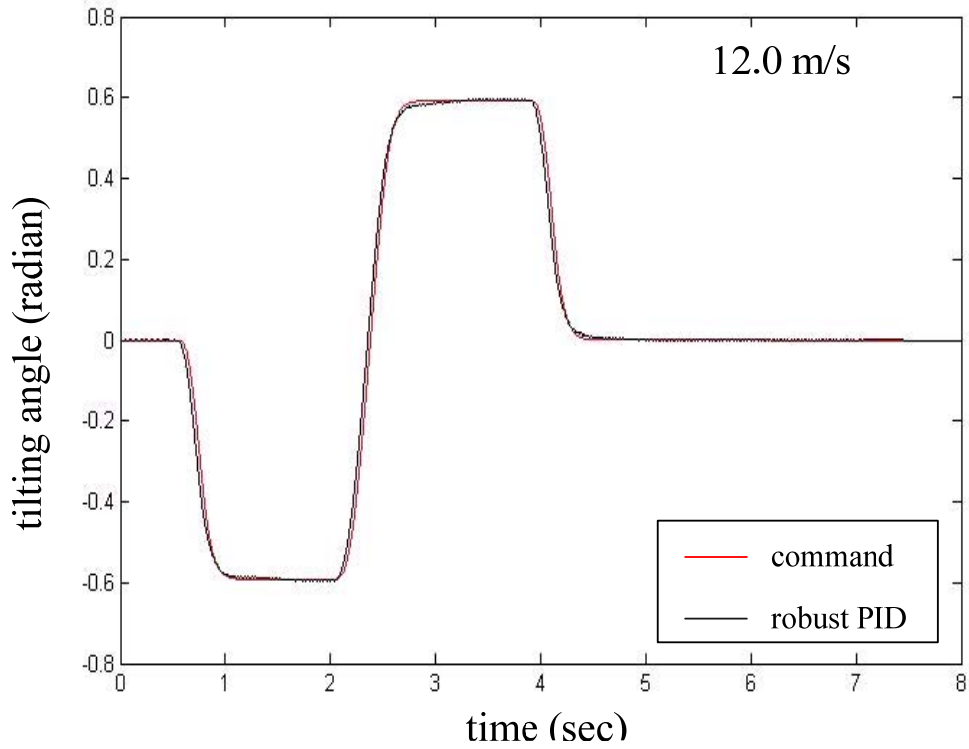
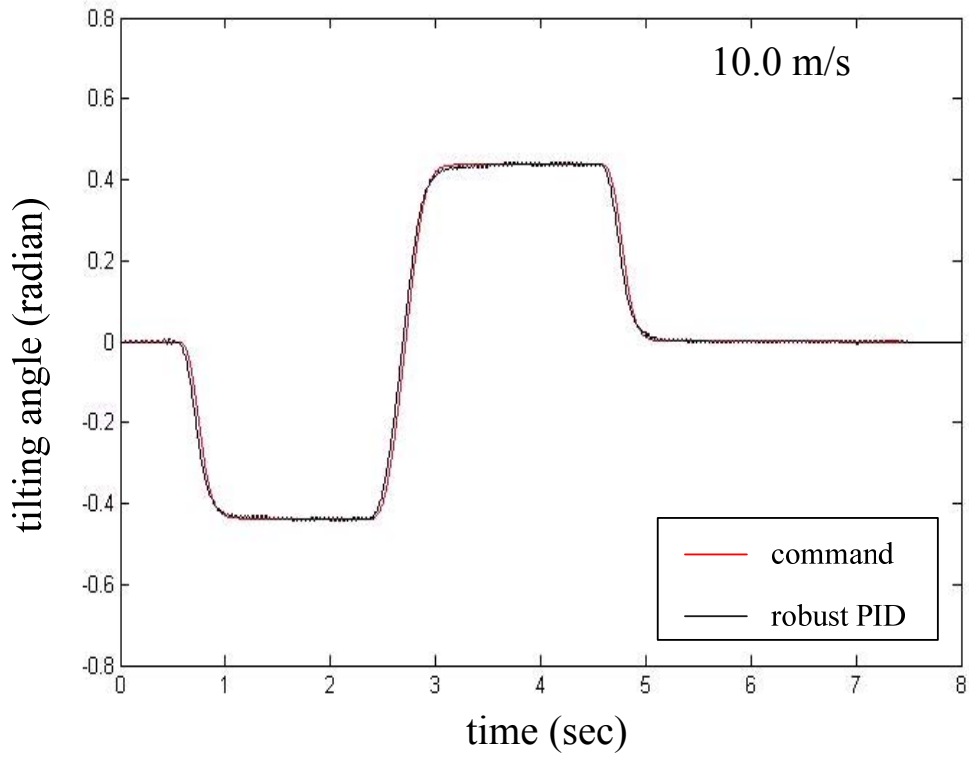


圖 56 曲行測試經路面干擾($A=0.02m, L=0.2m$)之傾斜動作(強健雙迴路 PID, 完全傾斜命令, 10.0m/s 與 12.0m/s)

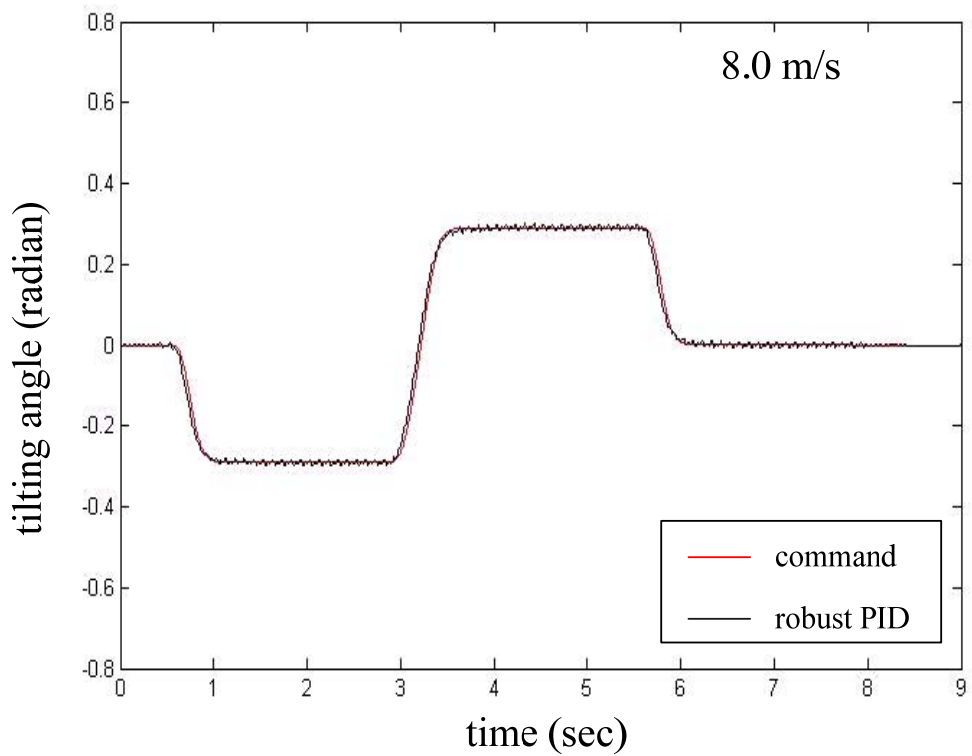
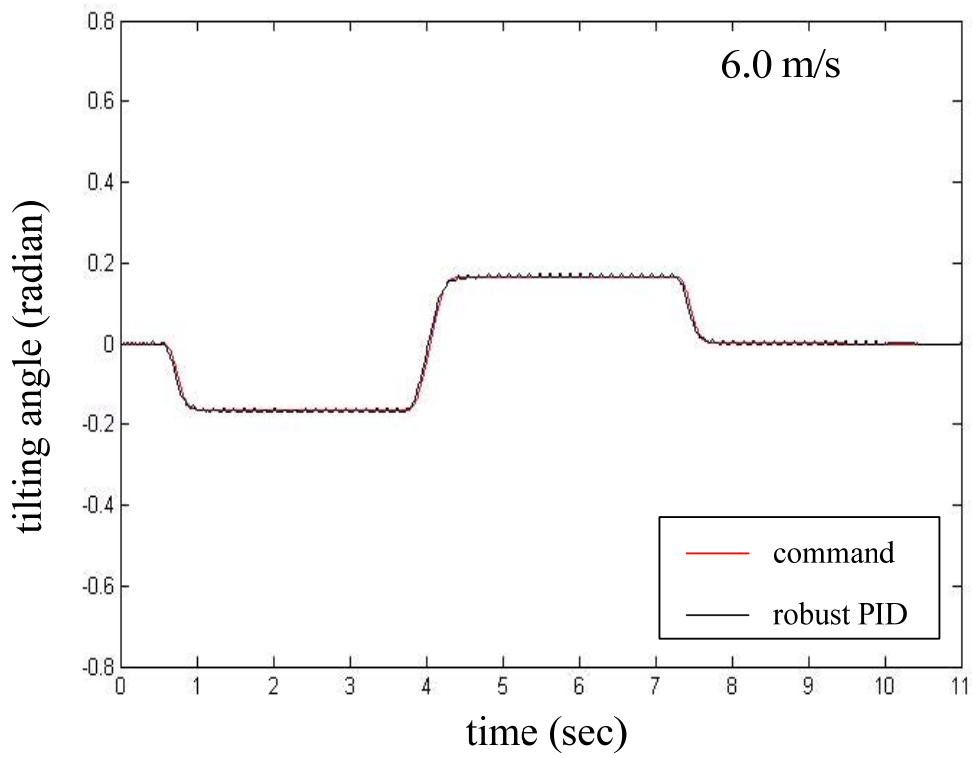


圖 57 曲行測試經路面干擾($A=0.02\text{m}$, $L=0.4\text{m}$)之傾斜動作(強健雙迴路 PID, 完全傾斜命令, 6.0m/s 與 8.0m/s)

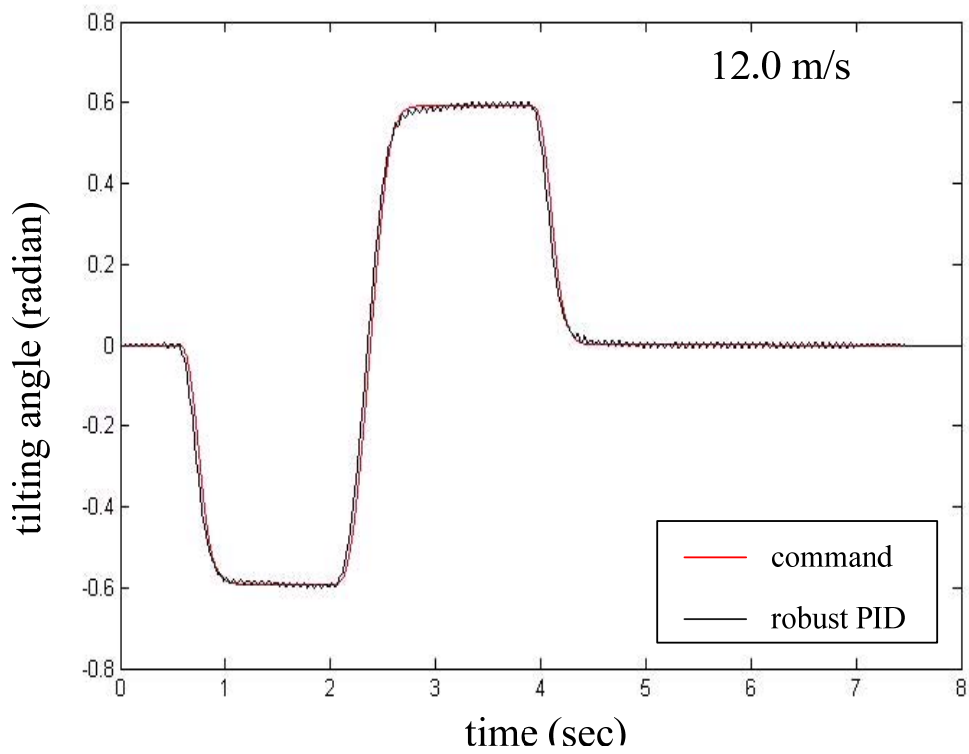
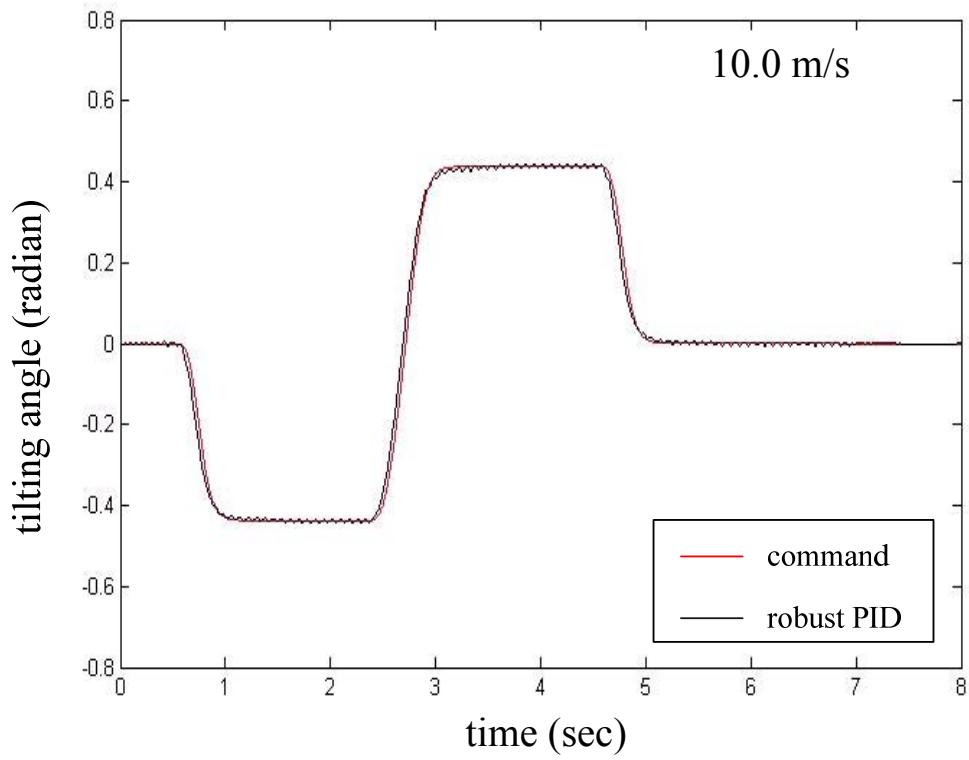


圖 58 曲行測試經路面干擾($A=0.02\text{m}$, $L=0.4\text{m}$)之傾斜動作(強健雙迴路 PID, 完全傾斜命令, 10.0m/s 與 12.0m/s)

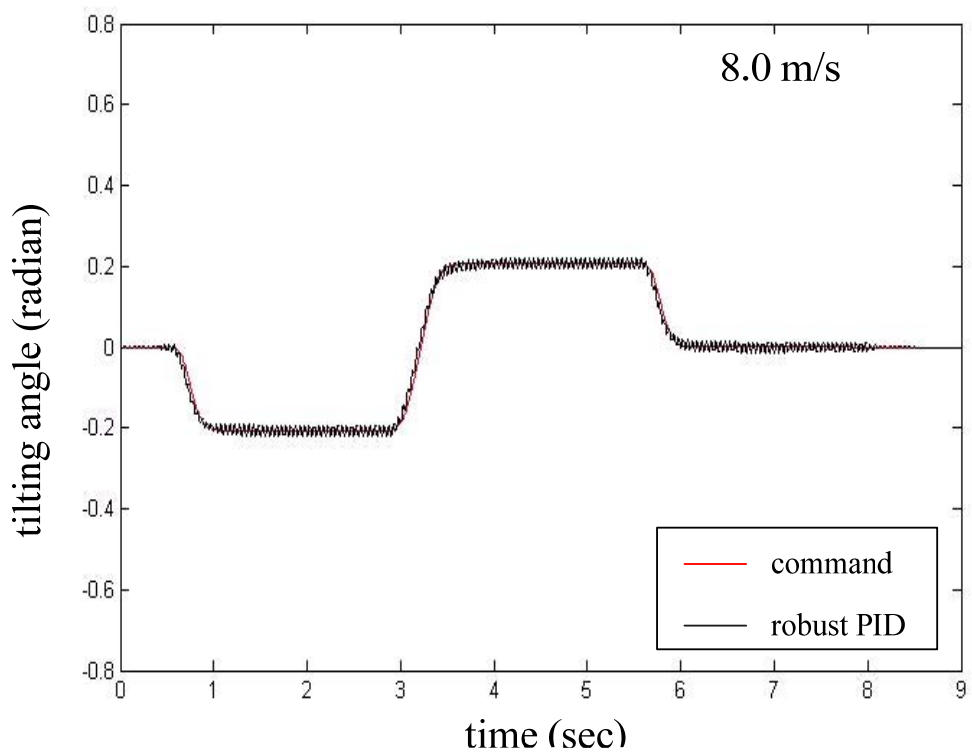
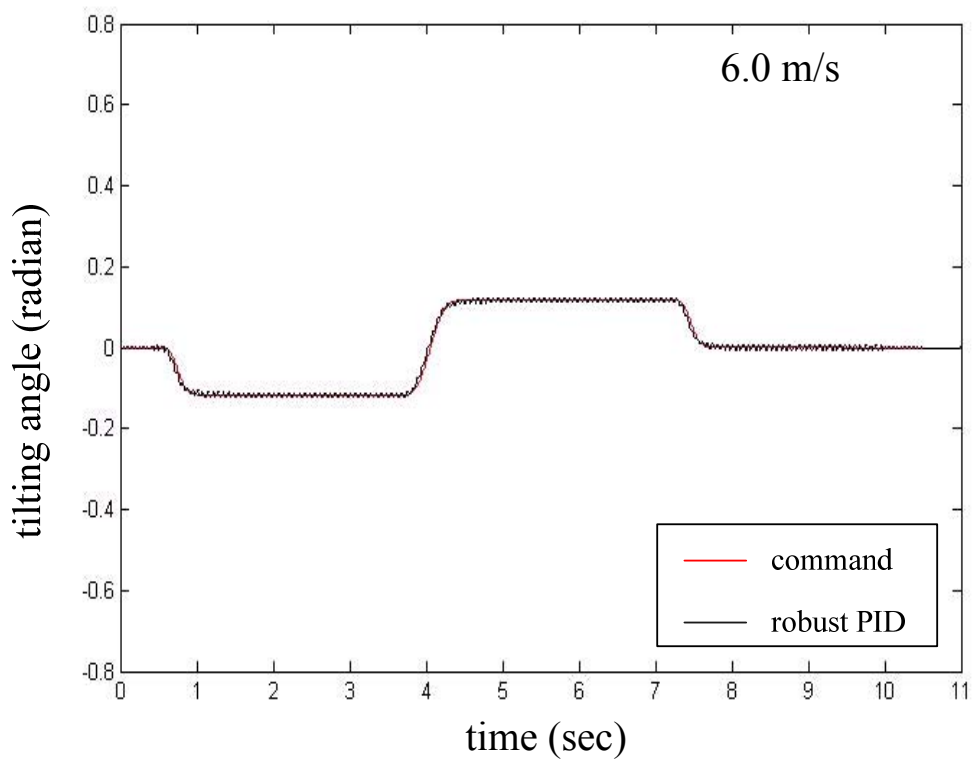


圖 59 曲行測試經路面干擾($A=0.02\text{m}$, $L=0.2\text{m}$)之傾斜動作(強健雙迴路 PID, 不完全傾斜命令, 6.0m/s 與 8.0m/s)

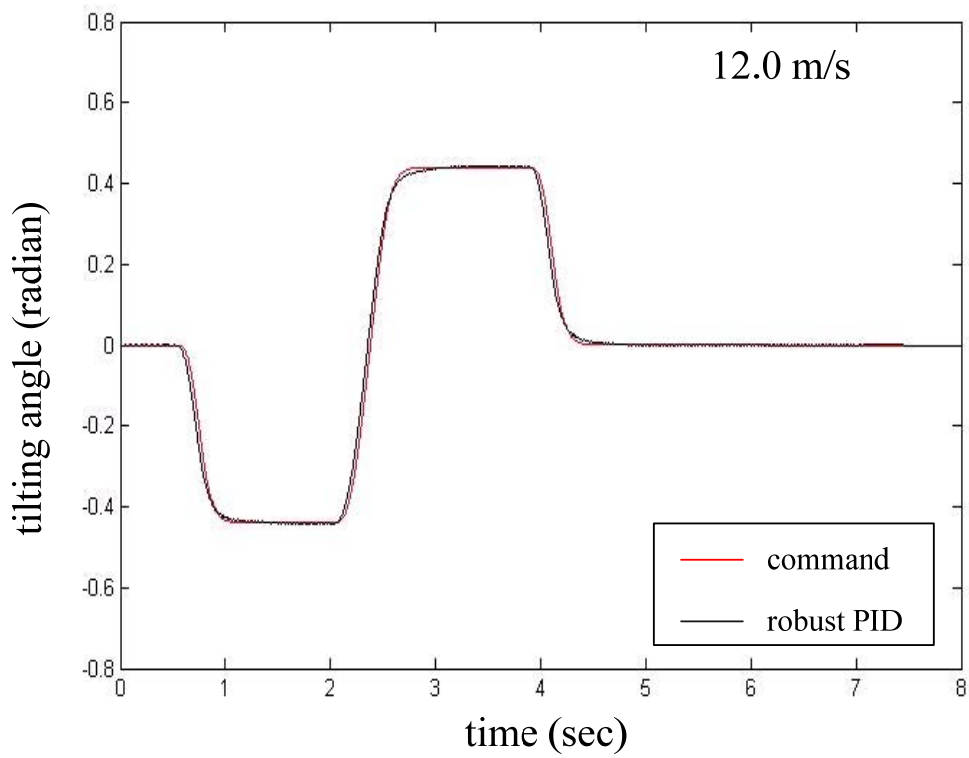
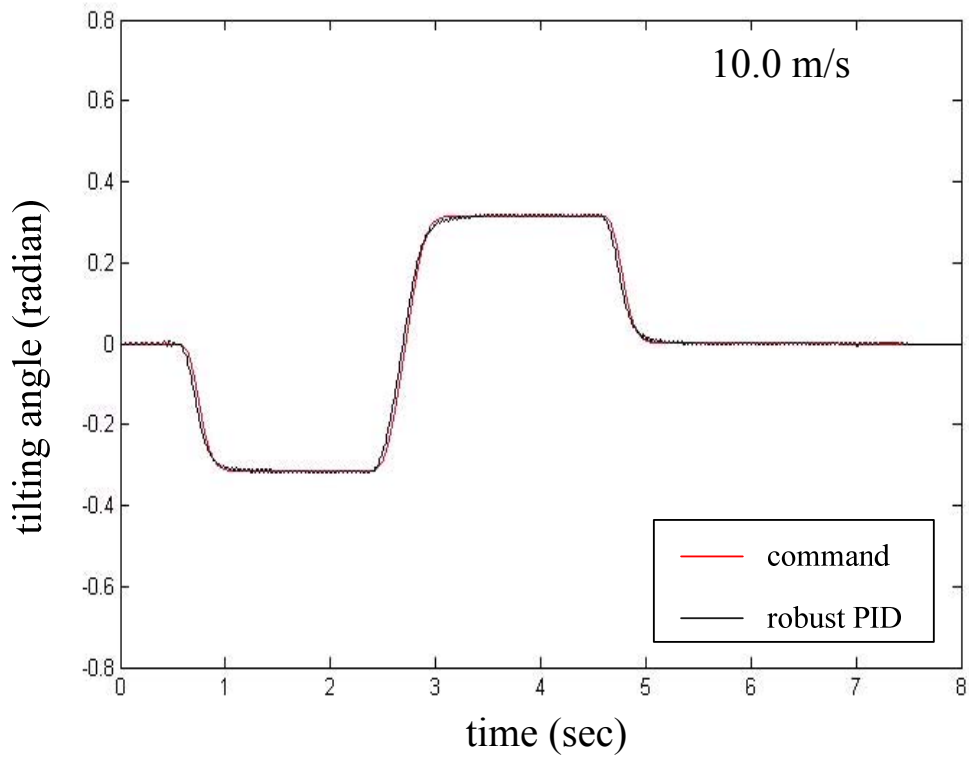


圖 60 曲行測試經路面干擾($A=0.02\text{m}$, $L=0.2\text{m}$)之傾斜動作(強健雙迴路 PID, 不完全傾斜命令, 10.0m/s 與 12.0m/s)

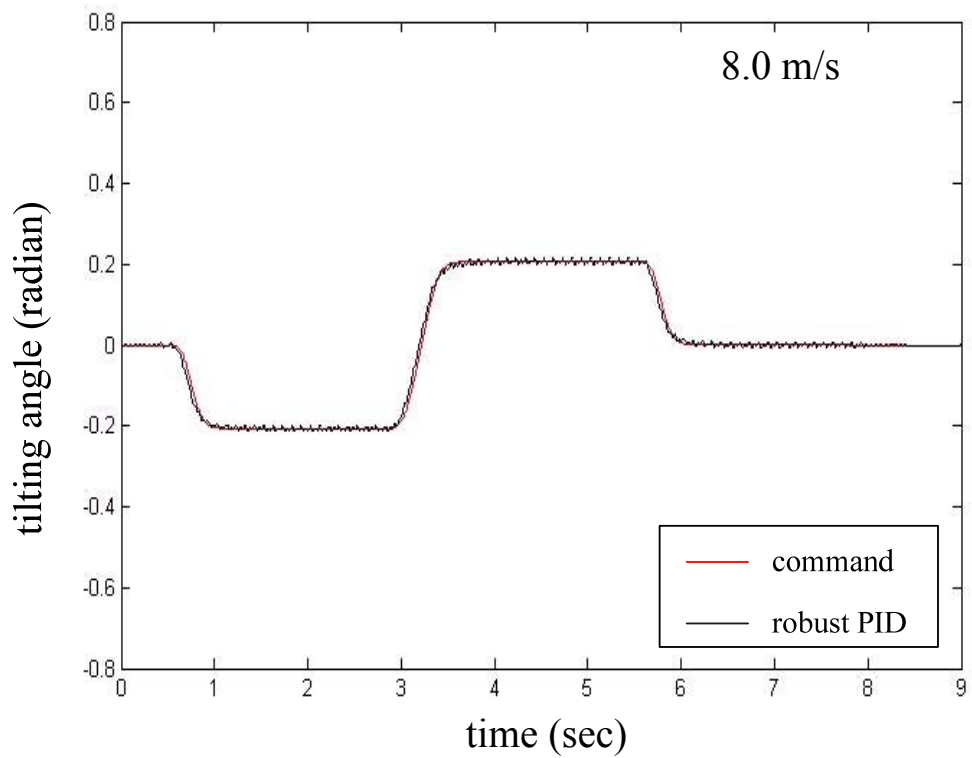
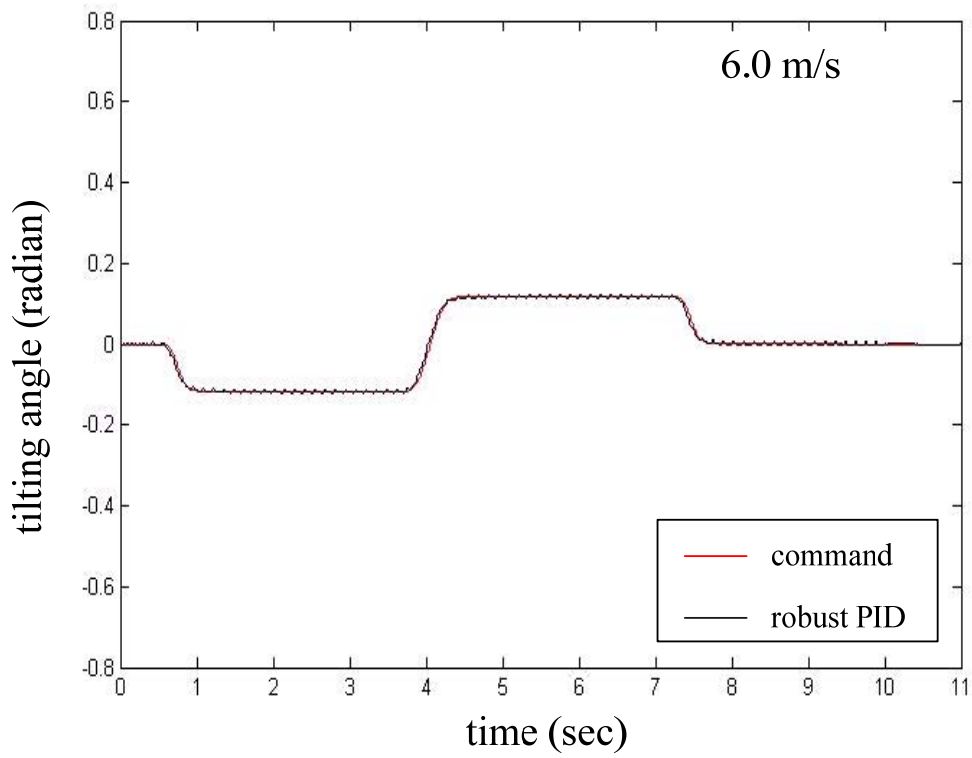


圖 61 曲行測試經路面干擾($A=0.02\text{m}$, $L=0.4\text{m}$)之傾斜動作(強健雙迴路 PID, 不完全傾斜命令, 6.0m/s 與 8.0m/s)

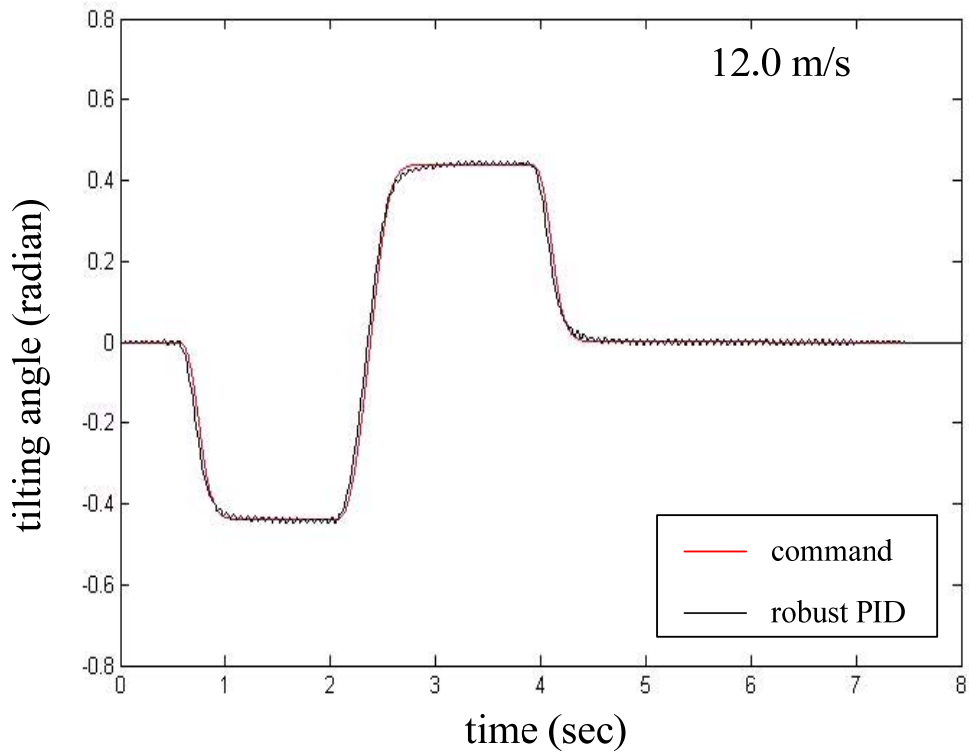
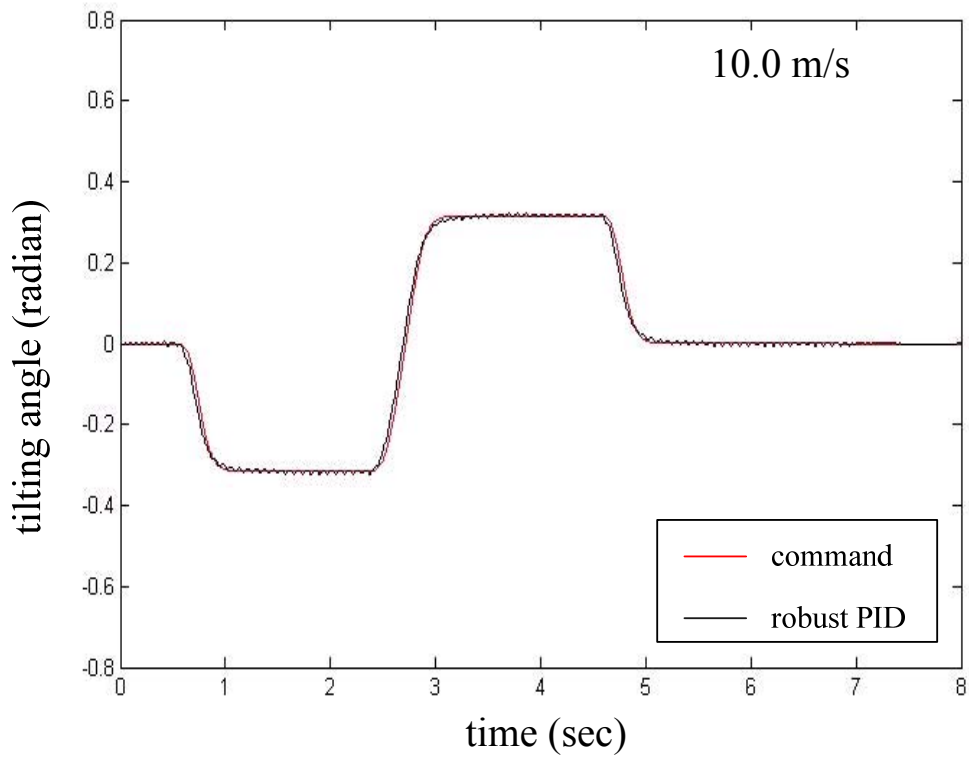


圖 62 曲行測試經路面干擾($A=0.02\text{m}$, $L=0.4\text{m}$)之傾斜動作(強健雙迴路 PID, 不完全傾斜命令, 10.0m/s 與 12.0m/s)

5.2.3 內部影響的考量

本節中，我們將考慮一些系統內部的影響，根據我們的設計，這些影響可能來自於某些系統中不可測得的機械性相互作用或扭力施加之暫態響應，進一步，我們假設此一內部影響可被量化為介於系統與控制器間的一內部二階系統(2nd order system)，我們假設其安定時間(settling time)為 2ms，最大超越量小於 3%，且其為標準二階系統，見式(4.14)，接著再使系統在不完全與完全傾斜命令下，速度為 13 m/s，進行具有路面干擾之曲行測試，圖 63 顯示直行經過 $A=0.02\text{mm}$ 與 $L=0.4\text{m}$ 之路面干擾的狀況，其中紅色線代表來自我們設計的控制策略之傾斜命令，黑色線則為系統經控制後之傾斜動作；圖 64 顯示在完全與不完全傾斜命令下，未經過路面干擾之曲行測試；圖 65 顯示在完全傾斜命令下，經過 $A=0.02\text{mm}$ 與 $L=0.2\text{m}$ 路面干擾之曲行測試；圖 66 顯示在完全傾斜命令下，經過 $A=0.02\text{mm}$ 與 $L=0.4\text{m}$ 路面干擾之曲行測試；圖 67 顯示在不完全傾斜命令下，經過 $A=0.02\text{mm}$ 與 $L=0.2\text{m}$ 路面干擾之曲行測試；圖 68 顯示在不完全傾斜命令下，經過 $A=0.02\text{mm}$ 與 $L=0.4\text{m}$ 路面干擾之曲行測試。

這些圖顯示即使考慮了內部影響後，以及上述的干擾下，經強健雙迴路 PID 傾斜動作控制器控制的系統仍具有很好循跡強健性，而其傾斜動作之超越量主要來自於二階系統之暫態響應。

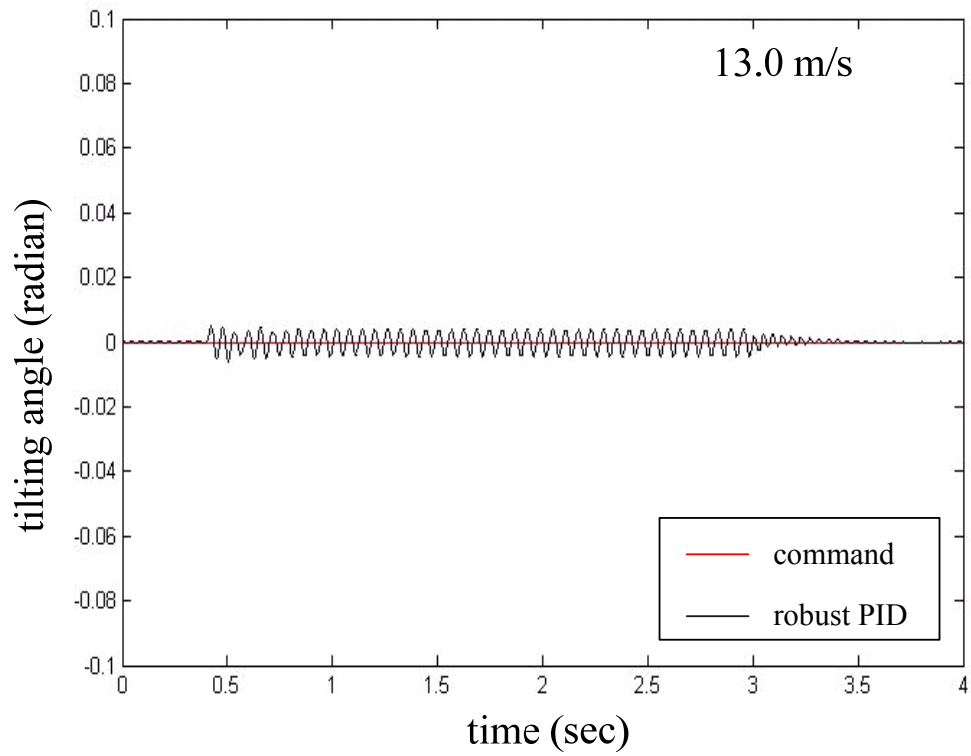
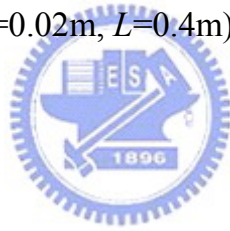


圖 63 直行經路面干擾($A=0.02\text{m}$, $L=0.4\text{m}$)之傾斜動作(考慮內部影響)



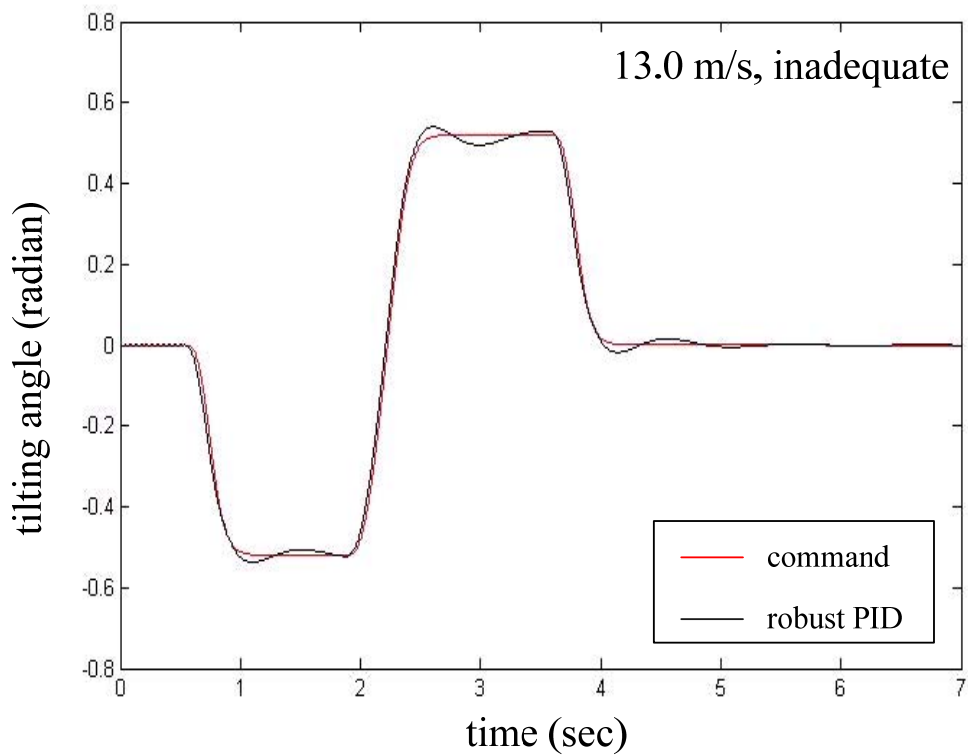
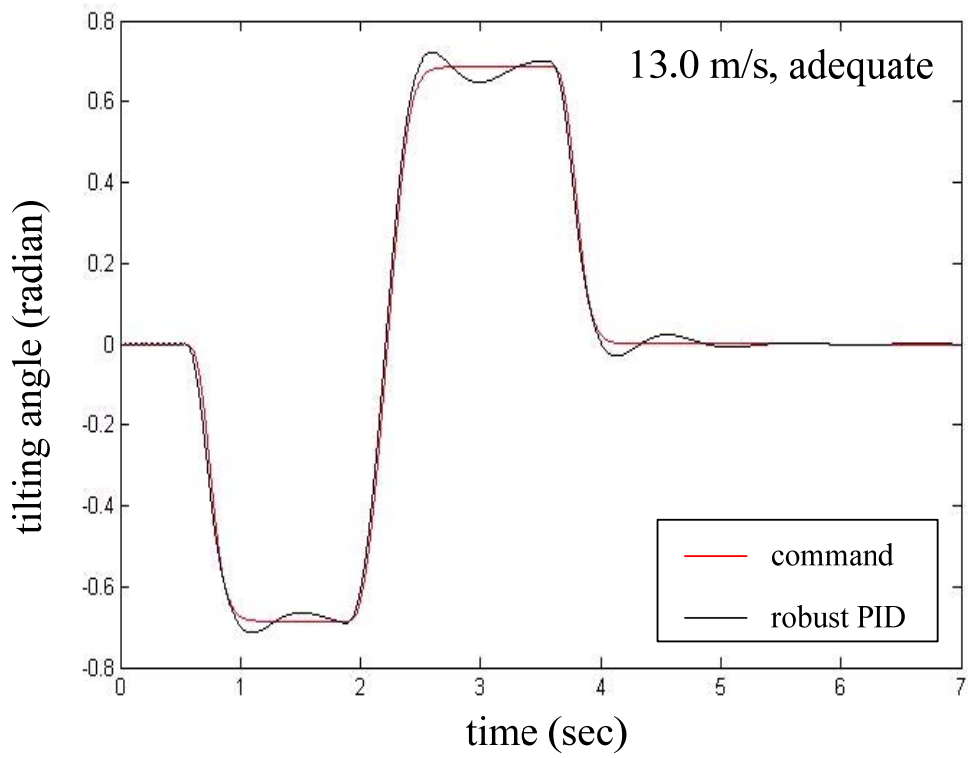


圖 64 曲行測試無經路面干擾之傾斜動作(考慮內部影響，完全與不完全傾斜命令)

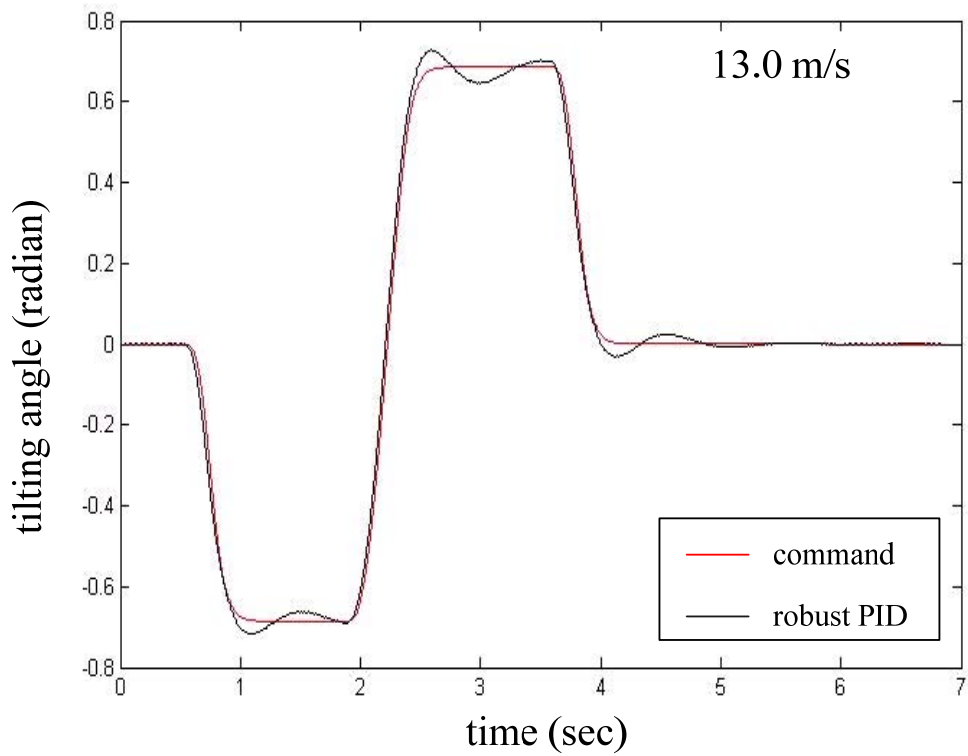


圖 65 曲行測試經路面干擾($A=0.02\text{m}$, $L=0.2\text{m}$)之傾斜動作(考慮內部影響, 完全傾斜命令)

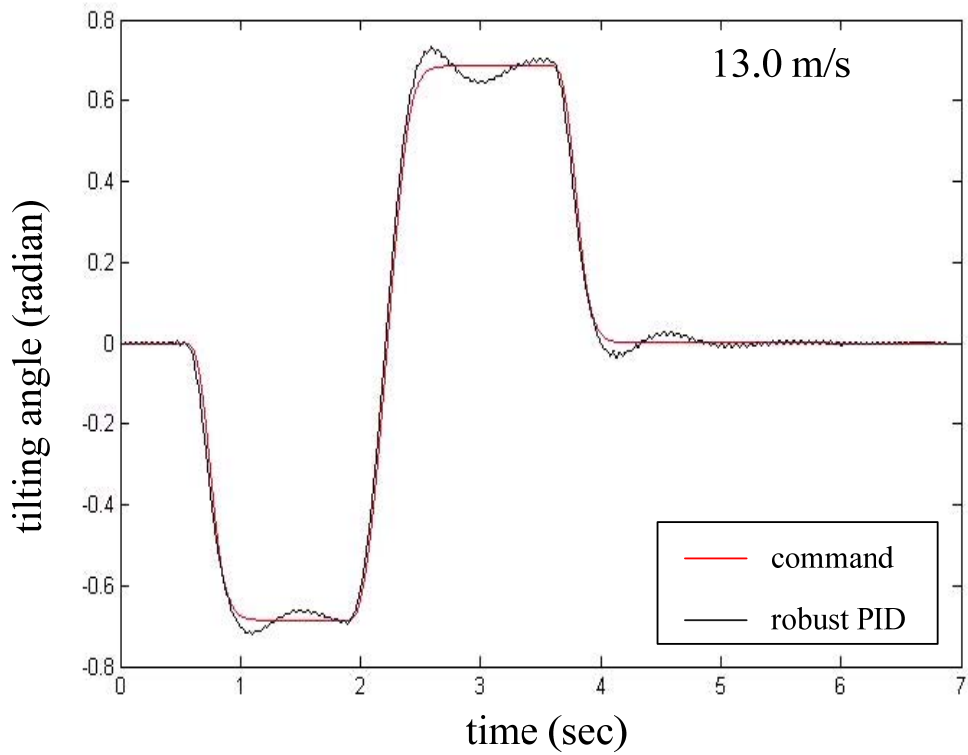


圖 66 曲行測試經路面干擾($A=0.02\text{m}$, $L=0.4\text{m}$)之傾斜動作(考慮內部影響, 完全傾斜命令)

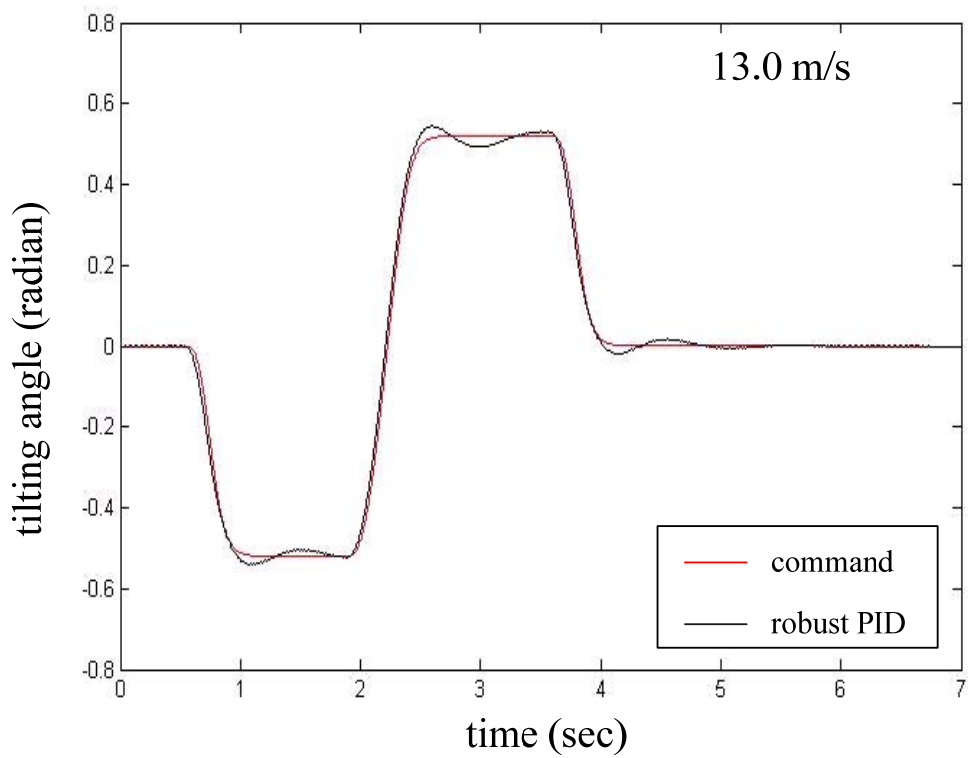


圖 67 曲行測試經路面干擾($A=0.02\text{m}$, $L=0.2\text{m}$)之傾斜動作(考慮內部影響, 不完全傾斜命令)

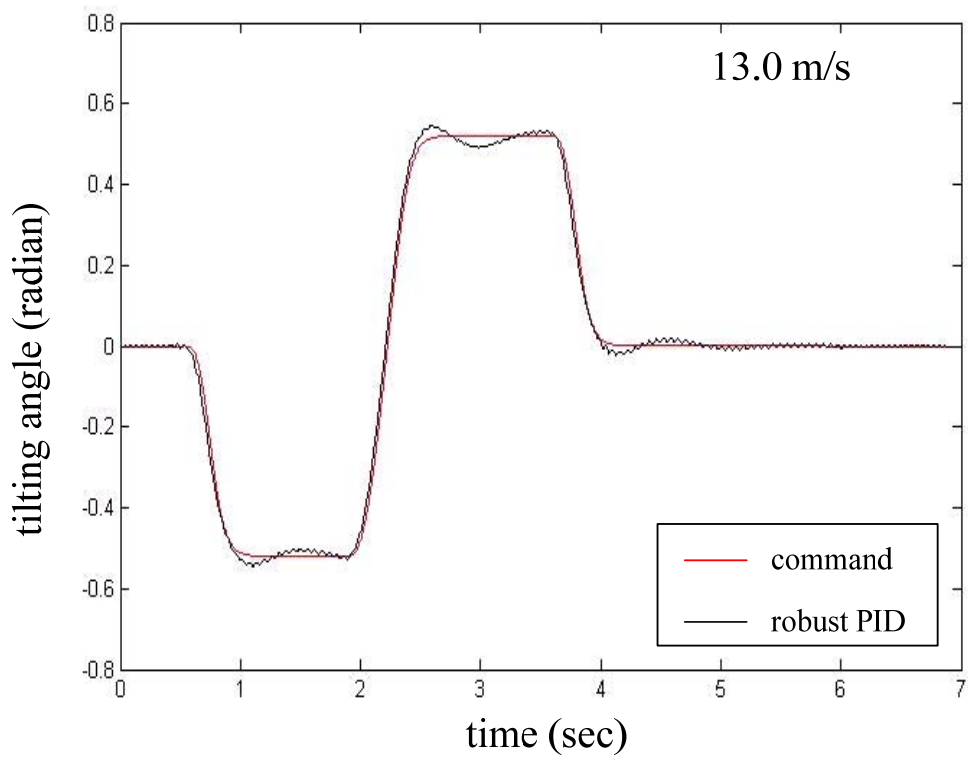


圖 68 曲行測試經路面干擾($A=0.02\text{m}$, $L=0.4\text{m}$)之傾斜動作(考慮內部影響, 不完全傾斜命令)

第六章 結論

6.1 總結

本論文中，經由使用 QFT/ H_∞ 理論，設計一款菱形四輪可傾窄車(IPM)之強健雙迴路 PID 傾斜動作控制器，此一控制器經由一已驗證之 IPM 平面多體系統模型驗證其性能。此一模型是利用多體系統方法所建立，可分析車輛在冒險的駕駛狀況下之動態，在此模型中，一適用於多體系統之輪胎模型被推導出，而為了實驗地驗證此一模型，一計算施加在 IPM 類型車輛之地面力計算方法，被推導出來，進一步地，此一模型被經由與實車曲行測試比較驗證，證實其準確性，此一模型可被運用在控制器設計並可延伸至其他機械系統設計。本論文之強健雙迴路 PID 控制器被證實其具有高循跡強健性，並能抵抗負載干擾。



6.2 貢獻

6.2.1 平面多體系統輪胎力模型

本論文中，一適用於平面多體系統之輪胎力模型被推導出，此一模型使得輪胎作用在輪框的力與力矩，可以被系統地與計算機輔助地(矩陣形式)算出，其被用來對 IPM 可傾窄車(NTV)之輪胎進行多體系統建模，並得到驗證。

6.2.2 IPM NTV之翻轉平面多體模型

本論文中，IPM 可傾窄車經由適當的簡化後，利用多體系統方法，建立其翻轉平面(roll plane)模型，此一模型可以用來幫助分析一些對駕駛者而言危險的行駛狀況，此一模型並可用來求得接頭反作用力或約束反作用力(在實車上相當難量測)，進而可幫助進階控制器設計或著延伸至其他機械系統，從此模型之驗證測試

結果(經由與實車曲行測試比較後)顯示其具有高度準確性。

6.2.3 施加於IPM NTV之地面力算法

一可求得作用在菱型四輪可傾窄車的地面力之算法，在本論文中被提出，此一計算方法利用兩個加速度感測器與一個角度感測器之訊號，即可近似地算出菱形四輪車所受到來自地面的力量，此計算方式所計算出的輪胎負載，可以用來輔助分析此一車輛行進間動態(將其輸入至車輛模型中)，並可以幫助我們實驗地驗證模型，進一步，其更可用來初步分析車輪是否離地(當其中一輪正向力為零)。

6.2.4 IPM NTV傾斜動作模型之簡化與線性化

本論文中，根據 IPM 菱形四輪可傾窄車機構特性，將 IPM 傾斜動作模型簡化為一倒單擺，進一步，傾斜動作被利用將其分成許多片段的傾斜動作而線性化，這樣的線性化與簡化，使得控制器設計簡單化，在本論文中，其被證實可適應於 QFT/ H_{∞} 傾斜動作控制器與強健雙迴路 PID 傾斜動作控制器之設計(因 H_{∞} 理論，可補償系統模型不確定之特性)。

6.2.5 IPM NTV之強健雙迴路PID傾斜動作控制器

本論文中，我們提出一利用 QFT/ H_{∞} 理論設計之強健雙迴路 PID 傾斜動作控制器，此一控制器被證實其具有高循跡強健性，且可以抵抗來自地面干擾與不完全傾斜命令(見 5.2 節)之負載干擾，其也可減少一些來自不可測的機械交互作用或扭力施加之暫態響應對於控制器的干擾(見 5.2.3 節)。

6.3 對未來研究之建議

本論文中，利用 QFT/ H_{∞} 理論，設計一可避免 IPM 傾斜動作受到負載干擾(來自地面干擾或不完全傾斜命令)所影響之控制器，此控制器被經由一已驗證之 IPM 多體系統模型所驗證，而此 IPM 多體模型被藉由與實車曲行測試比較，驗證其具有高度準確性，此一模型可以幫助傾斜動作控制器之設計。對於未來研究有以下建議：

- (1) 利用此多體系統模型分析更多 IPM 的共振模態。
- (2) 在 IPM 實車中，實現此本論文中所提出之強健雙迴路 PID 控制器。
- (3) 利用不同的控制理論設計 IPM 傾斜動作控制器，以適應不同的駕駛習慣或提高控制傾斜動作之性能。
- (4) 考慮本文已設計的控制器之特性，改善傾斜動作控制策略，使其更能提高 IPM 之過彎穩定性。



附錄一

圖7和8之符號：

θ_b	車體垂直軸與地面鉛直方向之夾角。
θ_w	車輪外傾角(camber angle)。
M_c	底盤質心。
M	車輛質心。
M_b	非底盤質心。
m_b	底盤質量。
m	車輛質量。
m_b	非底盤質量。
t	二分之一輪距(wheel track)。
h_b	M_b 至旋轉接頭(revolute joint) J 之距離。
h_c	M_c 至旋轉接頭 J 之距離。
h_w	靜平衡下輪心(wheel center)至地面之高度。
h_{cw}	靜平衡下輪心至接頭 J 之高度。
x_m	M 至右輪底部之 x 方向距離。
y_m	M 至右輪底部之 y 方向距離。
a_l	根據 2.2 節假設之虛擬離心加速度。
g	重力加速度。
F_{y1}, F_{y2}	作用在兩側輪之正向力。
F_{x1}, F_{x2}	作用在兩側輪之側向力。

式(A.1)-(A.11)可經由力學理論求得：

$$m = m_b + m_c \quad (\text{A.1})$$

$$m_b : m_c = e : f, \quad e + f = 1, \quad e > 0, \quad f > 0 \quad (\text{A.2})$$

$$x_m = [e(h_w \sin \theta_w + t + h_b \sin \theta_b) + f(h_w \sin \theta_w + t)] / (e + f) \quad (\text{A.3})$$

$$y_m = [e((h_w - h_{cw}) \cos \theta_w + h_b \cos \theta_b) + f((h_w - h_{cw}) \cos \theta_w + h_c)] / (e + f) \quad (\text{A.4})$$

$$\sum F_x = 0, \quad F_{x1} + F_{x2} = ma_l \quad (\text{A.5})$$

$$\sum F_y = 0, \quad F_{y1} + F_{y2} = mg \quad (\text{A.6})$$

$$\sum M = 0, \quad (\text{A.7})$$

$$ma_l y_m + 2F_{y1} t = mg x_m, \quad a_l = (mg x_m - 2F_{y1} t) / m y_m$$

If rollover just happened, $F_{y1} = 0$, then

$$(a_l / g)_{\text{whole-car-tilt}} = x_m / y_m = [e(h_w \sin \theta_w + t + h_b \sin \theta_b) + f(h_w \sin \theta_w + t)] \quad (\text{A.8})$$

$$/ [e((h_w - h_{cw}) \cos \theta_w + h_b \cos \theta_b) + f((h_w - h_{cw}) \cos \theta_w + h_c)]$$

$$(a_l / g)_{\text{half-car-tilt}, \theta_w=0} = [e(t + h_b \sin \theta_b) + ft] \quad (\text{A.9})$$

$$/ [e(h_w - h_{cw} + h_b \cos \theta_b) + f(h_w - h_{cw} + h_c)]$$

$$(a_l / g)_{\text{non-tilting}, \theta_w=0, \theta_b=0} = t / [e(h_w - h_{cw} + h_b) + f(h_w - h_{cw} + h_c)] \quad (\text{A.10})$$

If tilts to the left side, $0 < \theta_w < 1/2\pi$ and $0 < \theta_b < 1/2\pi$. Then,

$$(a_l / g)_{\text{whole-car-tilt}} > (a_l / g)_{\text{half-car-tilt}, \theta_w=0} > (a_l / g)_{\text{non-tilting}, \theta_w=0, \theta_b=0} \quad (\text{A.11})$$

附錄二

在圖10中，大括號中的數字為下列物體之體編號(body index)

- 1 前輪
- 2 前叉(front fork)
- 3 駕駛與車架
- 4 左輪與其組裝器
- 5 六連桿之左連桿
- 6 六連桿之上連桿
- 7 底盤
- 8 六連桿之右連桿
- 9 右輪與其組裝器
- 10 後輪與底盤之連接器
- 11 後輪



圖11之符號：

m_{b1} 圖 10 中體 7(Body 7) 。

m_{b2} 圖 10 中體 2、3 和 10 之總成。

體之總成代表其質量為這些物體質量之總和，新的質心位置與對應於新質心位置之轉動慣量都需要被重新測得或計算，而總成之座標也需要被重定義。

m_{b3} 圖 10 中體 6 。

m_{b4} 圖 10 中體 8 。

m_{b5} 圖 10 中體 9 。

m_{b6}	圖 10 中體 5。
m_{b7}	圖 10 中體 4。
m_{b8}	圖 10 中體 1 和 2 之總成。
S_1	前後輪懸吊系統，包括彈簧與阻尼。
S_2	右側輪懸吊系統。
S_3	左側輪懸吊系統。
W_1	前後輪輪胎力模型，包括彈簧與阻尼。
W_2	右側輪輪胎力模型。
W_3	左側輪輪胎力模型。
F_{xc}	地面作用於 W_1 之 x 方向力。
F_{xsr}	地面作用於 W_2 之 x 方向力。
F_{xsl}	地面作用於 W_3 之 x 方向力。
$J_{r,d}$	m_{b1} 與 m_{b2} 之間的相對旋轉驅動約束(Relative revolute driving constraint)，用於模擬駕駛者傾斜動作。

備註：

1. J_1 、 J_2 、 J_3 、 J_4 、 J_5 、 J_6 、 J_7 、 J_8 、 J_9 、 J_{10} 和 J_{11} 皆為接頭(joint)。接頭種類(Joint type)、約束方程數(number of constraint equations)和其連接之體(connecting bodies)如表4所示。

表 4 接頭、接頭種類、約束方程數和其連接之體

接頭	接頭種類	約束方程數	其連接之體 [body-i, body-j]
J_1	r	2	$[m_{b1}, m_{b2}]$
J_2	r	2	$[m_{b1}, m_{b4}]$
J_3	r	2	$[m_{b1}, m_{b6}]$
J_4	r-t	1	$[m_{b2}, m_{b3}]$

J_5	r	2	$[m_{b3}, m_{b4}]$
J_6	r	2	$[m_{b3}, m_{b6}]$
J_7	r-r	1	$[m_{b4}, m_{b5}]$
J_8	r-r	1	$[m_{b4}, m_{b5}]$
J_9	r-r	1	$[m_{b6}, m_{b7}]$
J_{10}	r-r	1	$[m_{b6}, m_{b7}]$
J_{11}	t	2	$[m_{b2}, m_{b8}]$

備註： r, revolute joints; t, transitional joints; r-r, revolute-revolute composite joints; r-t, revolute-translational composite joints (各接頭之描述請見附錄三與[15])



附錄三

圖12中說明多體系統之座標定義如下：

- xy coord. 固定在參考點的整體座標(global coordinate)。
- $\zeta_i\eta_i$ coord. 在 $body\ i$ 上的體固定座標(Body-fixed coordinate)，其 $\zeta_i\eta_i$ 座標軸 ($\zeta_i\eta_i$ axes)原點為 O_i 。
- Ψ_i $\zeta_i\eta_i$ 座標對應於整體座標之方向角(Orientation angle)。
- vector r_i 點 O_i 對應於 xy 座標系(coordinate system)之位置向量，如式(C.1)， r_i 的分量為 x_i 與 y_i 。
- P_i 在 $body\ i$ 上的任意點，在 xy 座標系上對應於點 O_i 的向量為 $s_{i,p}$ ， P_i 對應於 $\zeta_i\eta_i$ 座標系上的分量為 $\zeta_{i,p}$ 和 $\eta_{i,p}$ 。
- $s_{i,p}'$ $s_{i,p}$ 在體固定座標系的分量，如式(C.2)，因為 P_i 在 $body\ i$ 上為一固定點， $s_{i,p}'$ 的分量為定值，所以 $s_{i,p}'$ 為一固定向量， P_i 也可以利用整體座標定義其位置如式(C.6)所示。
- $r_{i,p}$ P_i 的整體座標位置，其分量為 $x_{i,p}$ 和 $y_{i,p}$ ，可分別用式(C.3)和(C.4)求得。

備註：

1. 此定義座標系統可以求得一轉換矩陣 (transformation matrix) A_i 如式(C.5)所示。
2. P_i 的體固定座標與整體座標之關係如式(C.6)所示，而其中 $s_{i,p}$ 可利用式(C.7)算出。
3. $s_{i,px}$ 和 $s_{i,py}$ 為 $s_{i,p}$ 的分量。
4. P_i 的速度可由對式(C.6)微分而求得，如(C.8)所示。

$$\mathbf{r}_i = \begin{bmatrix} x_i & y_i \end{bmatrix}^T \quad (\text{C.1})$$

$$\mathbf{s}_{i,p}' = \begin{bmatrix} \xi_{i,p} & \eta_{i,p} \end{bmatrix}^T \quad (\text{C.2})$$

$$x_{i,p} = x_i + \xi_{i,p} \cos \Psi_i - \eta_{i,p} \sin \Psi_i \quad (\text{C.3})$$

$$y_{i,p} = y_i + \xi_{i,p} \sin \Psi_i + \eta_{i,p} \cos \Psi_i \quad (\text{C.4})$$

$$\mathbf{A}_i = \begin{bmatrix} \cos \Psi_i & -\sin \Psi_i \\ \sin \Psi_i & \cos \Psi_i \end{bmatrix} \quad (\text{C.5})$$

$$\mathbf{r}_{i,p} = \begin{bmatrix} x_{i,p} & y_{i,p} \end{bmatrix}^T = \mathbf{r}_i + \mathbf{A}_i \mathbf{s}_{i,p}' \quad (\text{C.6})$$

$$\mathbf{s}_{i,p} = \mathbf{A}_i \mathbf{s}_{i,p}' = \begin{bmatrix} s_{i,px} & s_{i,py} \end{bmatrix}^T \quad (\text{C.7})$$

$$\dot{\mathbf{r}}_{i,p} = \begin{bmatrix} \dot{x}_{i,p} & \dot{y}_{i,p} \end{bmatrix}^T = \dot{\mathbf{r}}_i + \dot{\mathbf{s}}_{i,p} = \dot{\mathbf{r}}_i + \dot{\Psi}_i \mathbf{B}_i \mathbf{s}_{i,p}' \quad (\text{C.8})$$

$$\mathbf{B}_i = \begin{bmatrix} -\sin \Psi_i & -\cos \Psi_i \\ \cos \Psi_i & -\sin \Psi_i \end{bmatrix} \quad (\text{C.9})$$



有了上述座標定義，接下來對於本文中所使用之接頭作精要敘述：

相對旋轉驅動約束(*relative revolute driving constraint*)

相對旋轉驅動約束是旋轉接頭限制的兩個剛體，在有驅動動器的作用下限制其相對角度運動，如圖 69 所示，其為約束角度 $(\Psi_i - \Psi_j)$ 隨某一個時間函數 c_t 的變化，其約束方程如式(C.10)，在經由推導出(C.12)，得其運動學加速度方程右項 (γ) 為 \ddot{c}_t ，而其約束方程之 Jocabian matrix 可經由對其兩連接體之整體座標位置向量做偏微分後推導出，詳細請見[15]。本文中因為駕駛者的行動的不可預估性，利用量測 θ_d 來模擬駕駛者的傾斜運動，由於其為量測訊號，由於感測器的誤差，又因其具有驅動性質，所以其約束違約(*constraint violation*)評估上較為困難。

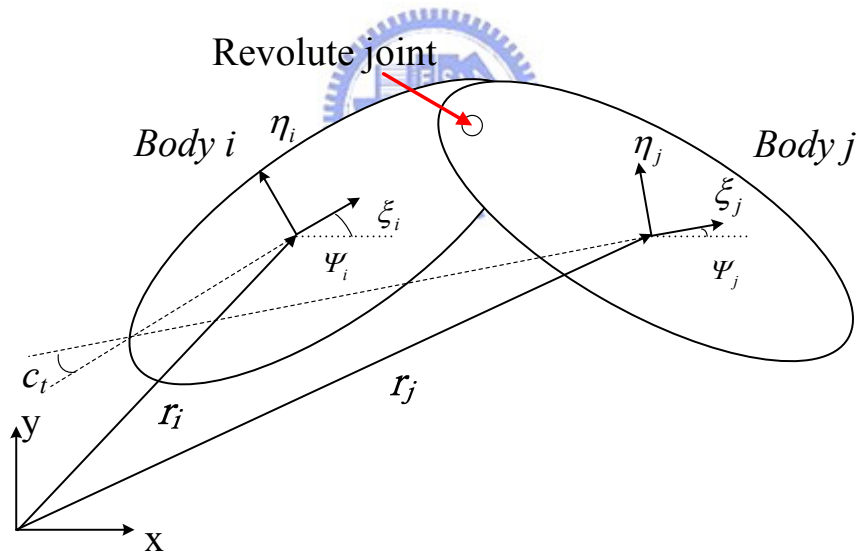


圖 69 相對旋轉驅動約束示意圖

$$\Phi = \Psi_i - \Psi_j - c_t = 0 \quad (C.10)$$

$$\dot{\Phi} = \dot{\Psi}_i - \dot{\Psi}_j - \dot{c}_t = 0 \quad (C.11)$$

$$\ddot{\Phi} = \ddot{\Psi}_i - \ddot{\Psi}_j - \ddot{c}_t = 0 \quad (C.12)$$

r (revolute) joint 旋轉接頭

如圖 70 所示， $body\ i$ 與 $body\ j$ 可上分別找出點 P_i 與 P_j ，此兩點與圖中 P 點重疊，因此 P 點經由 $body\ i$ 體固定座標系與 $body\ j$ 體固定座標系所描述出在整體座標系的位置是相同的，可推導出式(C.13)，其約束方程之 Jocabian matrix 與運動學加速度方程右項(γ)同相對旋轉驅動約束之推導方式推導出，詳細請見[15]。

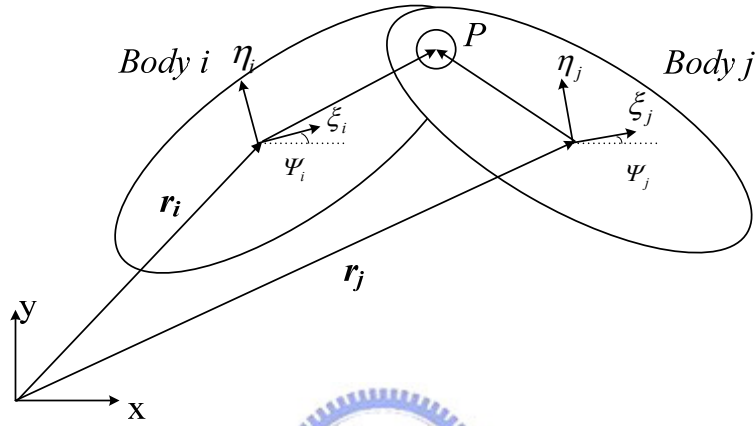


圖 70 旋轉接頭示意圖

$$\Phi = \begin{bmatrix} x_i + \xi_{i,p} \cos \Psi_i - \eta_{i,p} \sin \Psi_i - x_j - \xi_{j,p} \cos \Psi_j + \eta_{j,p} \sin \Psi_j \\ y_i + \xi_{i,p} \sin \Psi_i + \eta_{i,p} \cos \Psi_i - y_j - \xi_{j,p} \sin \Psi_j - \eta_{j,p} \cos \Psi_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (C.13)$$

t (revolute) joint 平移接頭

平移接頭，如圖 71 所示，可以在 $body\ i$ 與 $body\ j$ 上分別找出兩個點 P_i 與 P_j 而這兩點間的位移向量 d ，可在 $body\ i$ 上找出一點 R_i 與 P_i 得一方向向量 n_i ，永遠與其垂直，而得式(C.14)，並且兩物體之相對角度永遠不變，得式(C.16)， Ψ_{i0} 為 $body\ i$ 之初始方向角， Ψ_{j0} 為 $body\ j$ 初始方向角，為了方便求解在 $body\ i$ 上找出另一點 Q_i 與 P_i 得一方向向量 s_i ， s_i 與 n_i 垂直(即與 d 平行)，其大小與 n_i 相等進得得到式(C.17)，最終進而得到其約束方程如式(C.18)，其約束方程之 Jocabian matrix 與運動學加速度方程右項(γ)同相對旋轉驅動約束之推導方式推導出，詳細請見 [15]。

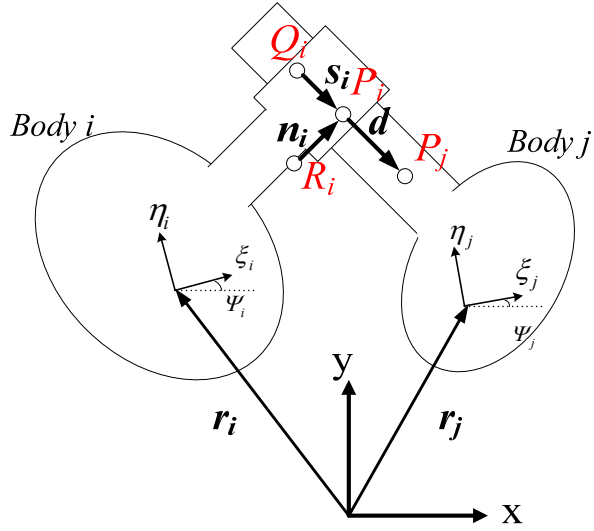


圖 71 平移接頭示意圖

$$\mathbf{n}_i^T \mathbf{d} = 0 \quad (\text{C.14})$$

$$\mathbf{n}_i = \begin{bmatrix} x_{i,p} - x_{i,r} \\ y_{i,p} - y_{i,r} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{d} = \begin{bmatrix} x_{j,p} - x_{i,p} \\ y_{j,p} - y_{i,p} \end{bmatrix} \quad (\text{C.15})$$

$$(\Psi_i - \Psi_j) - (\Psi_{i0} - \Psi_{j0}) = 0 \quad (\text{C.16})$$

$$\mathbf{s}_i = \begin{bmatrix} x_{i,p} - x_{i,q} \\ y_{i,p} - y_{i,q} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{n}_i = \begin{bmatrix} x_{i,p} - x_{i,r} \\ y_{i,p} - y_{i,r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(y_{i,p} - y_{i,q}) \\ x_{i,p} - x_{i,q} \end{bmatrix} \quad (\text{C.17})$$

$$\Phi = \begin{bmatrix} (x_{i,p} - x_{i,q})(y_{j,p} - y_{i,p}) - (y_{i,p} - y_{i,q})(x_{j,p} - x_{i,p}) \\ (\Psi_i - \Psi_j) - (\Psi_{i0} - \Psi_{j0}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{C.18})$$

r-r (revolute-revolute) joint 旋轉-旋轉接頭

如圖 72 所示，旋轉-旋轉接頭之約束為在 *body i* 上 P_i 點與在 *body j* 上 P_j 點之距離永遠為 l ，因此可得式(C.19)，其約束方程之 Jacobian matrix 與運動學加速度方程右項(\mathbf{y})同相對旋轉驅動約束之推導方式推導出，詳細請見[15]。

$$\Phi = (x_{i,p} - x_{j,p})^2 + (y_{i,p} - y_{j,p})^2 - l^2 = 0 \quad (\text{C.19})$$

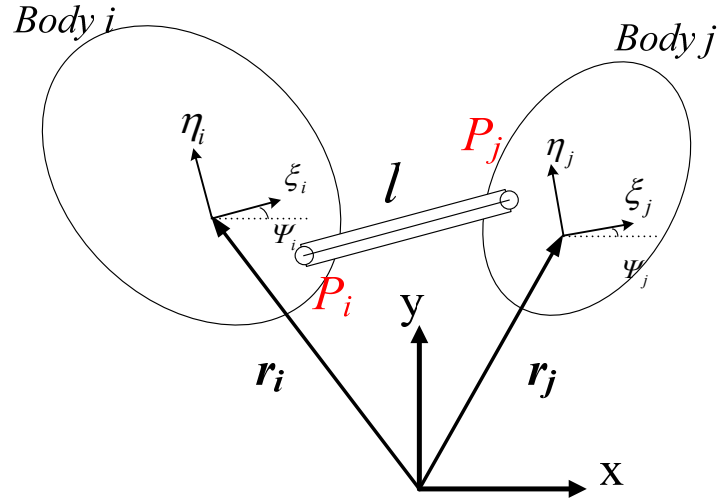


圖 72 旋轉-旋轉接頭示意圖

r-t (revolute-translational) joint 旋轉-平移接頭

如圖 73 所示，旋轉-平移接頭之約束為在平移接頭上移除其對兩物體間的相對角度之約束，因此可得式(C.23)，其約束方程之 Jacobian matrix 與運動學加速度方程右項(γ)同相對旋轉驅動約束之推導方式推導出，詳細請見[15]。



$$\mathbf{n}_j^T \mathbf{d} = 0, \mathbf{s}_j^T \mathbf{n}_j = 0 \quad (\text{C.20})$$

$$\mathbf{n}_j = \begin{bmatrix} x_{j,p} - x_{j,r} \\ y_{j,p} - y_{j,r} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{d} = \begin{bmatrix} x_{i,p} - x_{j,p} \\ y_{i,p} - y_{j,p} \end{bmatrix} \quad (\text{C.21})$$

$$\mathbf{s}_j = \begin{bmatrix} x_{j,p} - x_{j,q} \\ y_{j,p} - y_{j,q} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{n}_j = \begin{bmatrix} x_{j,p} - x_{j,r} \\ y_{j,p} - y_{j,r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(y_{j,p} - y_{j,q}) \\ x_{j,p} - x_{j,q} \end{bmatrix} \quad (\text{C.22})$$

$$\Phi = (x_{j,p} - x_{j,q})(y_{i,p} - y_{j,p}) - (y_{j,p} - y_{j,q})(x_{i,p} - x_{j,p}) = 0 \quad (\text{C.23})$$

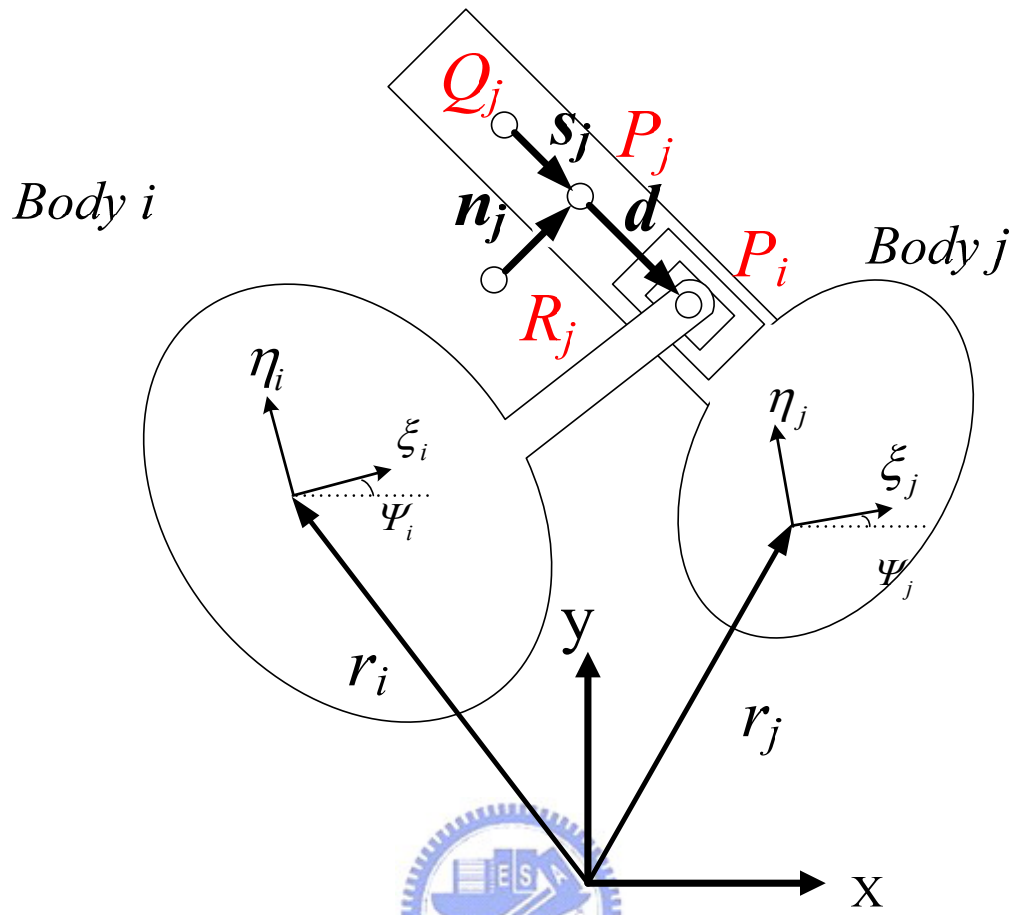


圖 73 旋轉-平移接頭示意圖

附錄四

$F_{j,ys}$	由彈簧作用在 $body j$ 的力。
$F_{j,yd}$	由阻尼作用在 $body j$ 的力。
$y_{j,c}$	點 C_j 對 y 軸的分量。
C_t	阻尼係數(Damping coefficient)。
K_t	彈簧常數(Spring constant)。
l_o	P_j 與 C_j 的原始距離。
r_{cj}	點 C_j 對應於整體座標(global coordinate)之位置向量，可以利用式(D.4)求得。
$s_{j,c}$	C_j 對應於 O_j 在整體座標之向量，可利用式(D.5)求得。



備註：

1. 如圖14，若給定地形，點 C_j 對應於 xy 軸位置向量之 y 分量可以被計算出，等效的彈簧與阻尼力可以經由式(D.1)與(D.2)算出。
2. 如式(D.3)， $F_{j,x}$ 等於 $F_{cj,x}$ ，而 $F_{j,y}$ 為 $F_{j,ys}$ 和 $F_{j,yd}$ 之和，然而根據輪胎之特性若 $F_{j,ys} \leq 0$ ，則 $F_{j,x}$ 和 $F_{j,y}$ 也都為0，且若 $F_{j,yd} \leq 0$ ，則 $F_{j,yd} = 0$ 。
3. 為了獲得由輪胎施加於輪框($body j$)之扭力，點 C_j 對點 O_j 之向量必須被求得。
4. 如式(D.6)，一個運算子tilde(\sim)被定義，用來以矩陣形式計算輪胎施加在 $body j$ 之扭力，扭力 N_j 因此被推導出，如式(D.7)。

$$F_{j,ys} = -K_t(y_{j,p} - y_{j,c} - l_o) \quad (D.1)$$

$$F_{j,yd} = -C_t(\dot{y}_{j,p} - \dot{y}_{j,c}) \quad (D.2)$$

If $F_{j,ys} \leq 0$, $F_{j,y}$, $F_{j,x}$ and N_j are zero,
else

$$F_{j,y} = F_{j,ys} + F_{j,yd}; \quad (\text{if } F_{j,yd} < 0, F_{j,yd} = 0) \quad (\text{D.3})$$

$$F_{j,x} = F_{cj,x};$$

$$\mathbf{r}_{cj} = \begin{bmatrix} x_{j,p} & y_{cj} \end{bmatrix}^T \quad (\text{D.4})$$

$$\mathbf{s}_{j,c} = \mathbf{r}_{cj} - \mathbf{r}_j = \begin{bmatrix} s_{j,px} & (y_{cj} - y_j) \end{bmatrix}^T \quad (\text{D.5})$$

$$\text{If } \mathbf{a} = \begin{bmatrix} a_x & a_y \end{bmatrix}^T, \text{ then } \tilde{\mathbf{a}} = \begin{bmatrix} -a_y & a_x \end{bmatrix} \quad (\text{D.6})$$

$$N_j = \tilde{\mathbf{s}}_{j,c} \begin{bmatrix} F_{j,x} & F_{j,y} \end{bmatrix}^T \quad (\text{D.7})$$



附錄五

圖16-18與式(3.1)-(3.8)之符號：

θ_{sl}	左側輪之外傾角(Camber angle)。
θ_{sr}	右側輪之外傾角。
φ	底盤翻滾角(roll angle)
θ_d	m_{b2} 垂直軸與 m_{b1} 水平軸之夾角。
θ_m	由 M 至接頭 J_1 (圖 11)之線與地面鉛直方向夾角。
$L_{cj,x}$	M 對於接頭 J_1 之向量在 x 方向上之分量。
$L_{cj,y}$	M 對於接頭 J_1 之向量在 y 方向上之分量。
l_b	M_b 與接頭 J_1 之距離。
l_{ch}	M_c 與接頭 J_1 之距離。
l_{mo}	M 與接頭 J_1 之距離。



附錄六

圖74-76與式(F.1)-(F.19)之符號：

O	初始狀態下，質心 M 投影在十字之位置(在 x-z 平面)。
v -axis	輪胎之正中冠狀切面(median coronal plane)與輪面(wheel plane)之相交軸(圖 75)。
h_{j1}	接頭 J_1 之高度(圖 11).
P_A	十字之前端點(即十字與輪胎 v -axis 之交點)。
P_C	十字之後端點，類似 P_A 端點。
P_D	十字之左端點，類似 P_A 端點。
P_E	十字之右端點類似 P_A 端點。
P_B	十字之交點。
l_a	點 P_A 和 O 的距離。
l_{ob}	點 O 和 P_B 的距離。
l_c	點 P_B 和 P_C 的距離。
w	點 P_D 和 P_E 的距離。
O_2	點 O 在地面上之投影點。
Δz	O 之垂值位移。
ψ	彈簧形變所造成十字之俯仰角(pitch angle)。
$\Delta\phi$	彈簧形變所造成十字之翻轉角(roll angle)。
ψ_f and ψ_r	分別為前後懸吊對應於 x 軸旋轉之組裝角。
a_x, a_y and a_z	分別為量測到的 x 、 y 與 z 方向加速度。
F_{xf}	前輪所受 x 方向地面力。
F_{xr}	後輪所受 x 方向地面力。
F_{xsl}	左側輪所受 x 方向地面力。



F_{xsr}	右側輪所受 x 方向地面力。
F_{yf}	前輪所受 y 方向地面力。
F_{yr}	後輪所受 y 方向地面力。
F_{ysl}	左側輪所受 y 方向地面力。
F_{ysr}	右側輪所受 y 方向地面力。
F_{zf}	前輪所受 z 方向地面力。
F_{zr}	後輪所受 z 方向地面力。
F_{zsl}	左側輪所受 z 方向地面力。
F_{zsr}	右側輪所受 z 方向地面力。
F_1	前輪等效彈簧之內力。
F_2	後輪等效彈簧之內力。
F_3	左側輪等效彈簧之內力。
F_4	右側輪等效彈簧之內力。
$k_{f,v}$	前等效彈簧之鉛直彈簧常數(vertical spring constant)。
$k_{r,v}$	後等效彈簧之鉛直彈簧常數。
$k_{sl,v}$	左側等效彈簧之鉛直彈簧常數。
$k_{sr,v}$	右側等效彈簧之鉛直彈簧常數。
k_f	前懸吊系統之彈簧常數。
k_r	後懸吊系統之彈簧常數。
k_{sl}	左側懸吊系統之彈簧常數。
k_{sr}	右側懸吊系統之彈簧常數。
k_{tf}	前輪之鉛直彈簧常數。
k_{tr}	後輪之鉛直彈簧常數。
k_{tsl}	左側輪之鉛直彈簧常數。
k_{tsr}	右側輪之鉛直彈簧常數。

圖74說明了假設在一平坦路面上穩態轉向時，作用在IPM(此時彈簧未變形)上之實際外力，此時，角加速度(值很小)與輪胎之旋轉運動可被忽略。而進一步地，全部的穩態行進可當成是穩態轉向之特例。

假設實際的運動可以當成是很多穩態轉向的片段，此時可以利用數值方法來計算每一個片段之地面力；當懸吊與輪胎變形時，由於輪胎與地面之接觸點的變化移動很小，所以可以被當成一固定點。

為了求解的效率，車體之底盤被簡化為一個無質量無轉動慣量之剛體十字，此十字之四端點連接到四個等效彈簧，這些等效彈簧之彈簧常數等於其對應的懸吊與輪胎之總成彈簧常數，而此四等效彈簧之彈簧常數被推導得，如式(F.1)-(F.4)，這些式子中可以看出這些等效彈簧之彈簧常數隨著IPM的機構角度而變，此十字在圖11中平行於x-z平面且高度與接頭 J_1 相同。IPM質心 M 隨著 θ_m 與彈簧懸吊變形而移動。

圖76中，為在轉彎過程中等效彈簧形變下之等效十字，根據機構設計，點 O 可以假設為經由四等效彈簧形變的俯仰(pitch)與翻轉(roll)運動之旋轉中心，在穩態下，它們的形變可以被 Δz 、 ψ 、和 $\Delta\phi$ 所表示，進一步， F_1 、 F_2 、 F_3 和 F_4 代表所有來自地面的力量作用於個別彈簧方向上，造成彈簧形變所產生之彈簧內力，因此可以得到式(F.5)-(F.8)。再者，利用力平衡與力矩平衡可以求得式(F.9)-(F.11)，而根據輪胎特性，所求得之正向力不能小於零，如果正向力小於或等於零，其值被設為零。假設在正常行駛狀況下，來自地面之摩擦力將正比於其對應之正向力，因此求得式(F.12)-(F.19)。圖19中，藉由量得之加速度(a_x 、 a_y 和 a_z ，其中重力加速度被考慮在 a_y 中)與已知之 θ_m ，計算出地面作用在IPM上之力的方法被提出。

$$k_{f,v} = k_f k_{tf} / (k_{tf} + k_f \cos \theta_b) \quad (F.1)$$

$$k_{r,v} = k_r k_{tr} / (k_{tr} + k_r \cos \theta_b) \quad (F.2)$$

$$k_{sl,v} = k_{sl} k_{tsl} / (k_{tsl} + k_{sl} \cos \theta_{sl}) \quad (F.3)$$

$$k_{sr,v} = k_{sr} k_{tsr} / (k_{tsr} + k_{sr} \cos \theta_{sr}) \quad (\text{F.4})$$

$$\begin{aligned} F_1 &= F_{zf} \sin \psi_f - F_{xf} \cos \psi_f \sin \theta_b + F_{yf} \cos \psi_f \cos \theta_b \\ &= k_{f,v} (\Delta z + l_a \psi) / (\cos \psi_f \cos \theta_b) \end{aligned} \quad (\text{F.5})$$

$$\begin{aligned} F_2 &= F_{zr} \sin \psi_r - F_{xr} \cos \psi_r \sin \theta_b + F_{yr} \cos \psi_r \cos \theta_b \\ &= k_{r,v} [\Delta z - (l_{ob} + l_c) \psi] / (\cos \psi_r \cos \theta_b) \end{aligned} \quad (\text{F.6})$$

$$\begin{aligned} F_3 &= -F_{xsl} \sin \theta_{sl} + F_{ysl} \cos \theta_{sl} \\ &= k_{sl,v} (\Delta z - l_c \psi - w \Delta \varphi / 2) / \cos \theta_{sl} \end{aligned} \quad (\text{F.7})$$

$$\begin{aligned} F_4 &= -F_{xsr} \sin \theta_{sr} + F_{ysr} \cos \theta_{sr} \\ &= k_{sr,v} (\Delta z - l_c \psi + w \Delta \varphi / 2) / \cos \theta_{sr} \end{aligned} \quad (\text{F.8})$$

$$\begin{aligned} \sum F_y &= ma_y \\ F_{yf} + F_{yr} + F_{ysl} + F_{ysr} - ma_y &= 0 \end{aligned} \quad (\text{F.9})$$

$$\begin{aligned} \sum M_{z,o2} &= 0, \text{ then} \\ [- (F_{yf} + F_{yr} + F_{ysl} + F_{ysr}) \tan \theta_b - ma_x] \Delta z \\ &+ [-ma_x l_{mo} \sin \theta_m + ma_y l_{mo} \cos \theta_m] \Delta \varphi \\ &+ [(F_{yf} + F_{yr} + F_{ysl} + F_{ysr}) h_o \sin \theta_b \\ &+ (F_{ysl} - F_{ysr}) w / 2] + ma_x h_o \cos \theta_b \\ &+ ma_x l_{mo} \cos \theta_m + ma_y l_{mo} \sin \theta_m = 0 \end{aligned} \quad (\text{F.10})$$

$$\begin{aligned} \sum M_{x,o2} &= 0 \\ ma_z \Delta z + ma_y l_{mo} \psi + (ma_z l_{mo} \sin \theta_m) \Delta \varphi \\ &+ [-l_a F_{yf} + (l_{ob} + l_c) F_{yr} + l_c (F_{ysl} + F_{ysr})] \\ &+ [-ma_z h_o \cos \theta_b - ma_z l_{mo} \cos \theta_m] = 0 \end{aligned} \quad (\text{F.11})$$

$$F_{zf} = F_{yf} ma_z / (ma_y) = F_{yf} a_z / a_y \quad (\text{F.12})$$

$$F_{zr} = F_{yr} a_z / a_y \quad (\text{F.13})$$

$$F_{zsl} = F_{ysl} a_z / a_y \quad (\text{F.14})$$

$$F_{zsr} = F_{ysr} a_z / a_y \quad (\text{F.15})$$

$$F_{xf} = F_{yf} ma_x / (ma_y) = F_{yf} a_x / a_y \quad (\text{F.16})$$

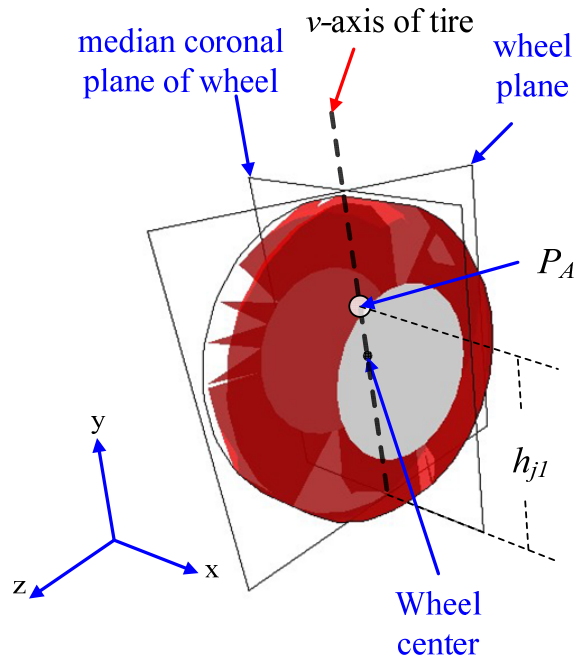


圖 75 輪胎 v-axis 之定義

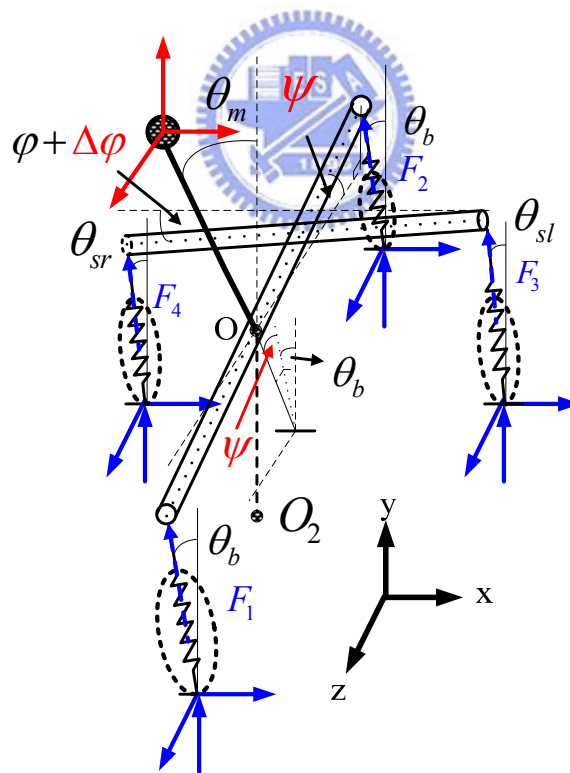


圖 76 地面力作用與運定學運動所造成之彈簧變形

附錄七

表 5 圖 11 中，體(body)之質心初始位置、質量、轉動慣量

Body	質心初始位置 [x, y] (m)	質量 (kg)	轉動慣量 (kg·m ²)
m_{b1}	[0, 0.3799]	73.7	8.4096
m_{b2}	[0, 0.7908]	141.3	9.3075
m_{b3}	[0, 0.3808]	2.55	0.1356
m_{b4}	[-0.3478, 0.2009]	6.34	0.0400
m_{b5}	[-0.4385, 0.2205]	8.64	0.1052
m_{b6}	[0.3478, 0.2009]	6.34	0.0400
m_{b7}	[0.4385, 0.2205]	8.64	0.1052
m_{b8}	[0, 0.1990]	22.2	0.1498

表 6 圖 11 中，懸吊系統之原長度、彈簧常數與阻尼係數

Body	原長度 (m)	彈簧常數 (N/m)	阻尼係數 (N·sec/m)
S_1	0.606	3.5012×10^4	2.694×10^3
S_2	0.254	3.7300×10^4	4.499×10^3
S_3	0.254	3.7300×10^4	4.499×10^3

表 7 圖 11 中，輪胎之原截面高度、彈簧常數與阻尼係數

Body	原截面高度 (m)	彈簧常數 (N/m)	阻尼係數(N·sec/m)
W_1	0.079	1.76560×10^5	9.78×10^2
W_2	0.102	1.11730×10^5	6.30×10^2
W_3	0.102	1.11730×10^5	6.30×10^2

表 8 圖 11 中，懸吊系統對應其連接之體的初始相對位置

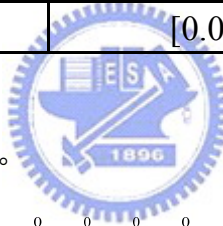
Body	連接之體 [body-i, body-j]	在 body-i 上的位置 [x, y] (m)	在 body-j 的位置 [x, y] (m)
S_1	$[m_{b2}, m_{b8}]$	[0, 0]	[0, 0]
S_2	$[m_{b4}, m_{b5}]$	[-0.0074, 0.1837]	[0.0414, -0.0728]
S_3	$[m_{b6}, m_{b7}]$	[0.0074, 0.1837]	[-0.0414, -0.0728]

表 9 圖 11 中，輪胎對應其連接之輪框的初始相對位置

Body	輪框	在輪框上的位置 [x, y] (m)
W_1	m_{b8}	[0, -0.1313]
W_2	m_{b5}	[-0.0365, -0.1285]
W_3	m_{b7}	[0.0365, -0.1285]

I_m 矩陣

為 24×24 的矩陣，如下所示。



73.689	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	73.689	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	8.4096	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	141.258	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	141.258	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	9.3075	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	2.547	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	2.547	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0.1356	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	6.342	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6.342	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.04	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8.638	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8.638	0	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.1052	0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6.342	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	6.342	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.04	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8.638	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	8.638	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.1052	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	22.177	0
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	22.177
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.1498

Φ_q 矩陣

根據[15]與附錄二，依 J_1 、 J_2 、 J_3 、 J_4 、 J_5 、 J_6 、 J_7 、 J_8 、 J_9 、 J_{10} 、 J_{11} 、 J_{rd} (J_{rd} 僅在驗證時有用到，在傾斜動作控制器作用下，其移除)的順序，與其相對應的物體，將其Jacobian matrix，擺入18×24(在傾斜動作控制器作用下，因 J_{rd} 移除，為17×24)

矩陣中，其將依系統狀態而改變。

Q 矩陣

其為 24×1 之矩陣，會依系統狀態而變，此矩陣中包括作用各個物體質量中心的重力、連接至彈簧的物體之彈簧力與其造成之力矩、連接至阻尼器的物體之阻尼力與其造成之力矩、連接至輪胎的物體之輪胎力與其造成之力矩，置於其相對應物體之位置。

γ 矩陣

依 J_1 、 J_2 、 J_3 、 J_4 、 J_5 、 J_6 、 J_7 、 J_8 、 J_9 、 J_{10} 、 J_{11} 、 J_{rd} (J_{rd} 僅在驗證時有用到，在傾斜動作控制器作用下，其移除)的順序，擺入 18×1 (在傾斜動作控制器作用下為 17×17)矩陣中，其將依系統狀態而改變。



附錄八

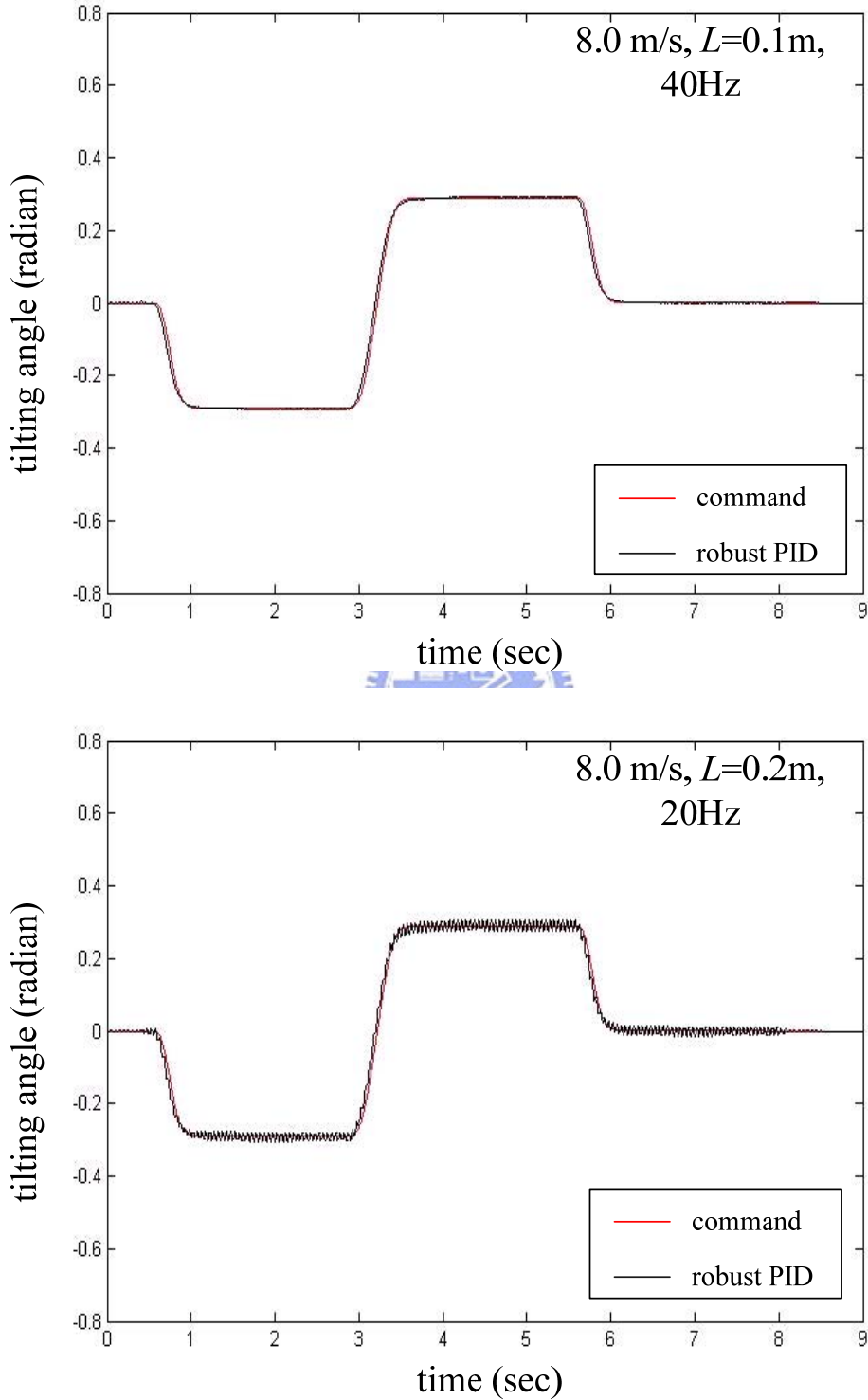


圖 77 完全傾斜命令，在不同波長之路面干擾下($A=0.02\text{m}$)，8.0m/s 曲行測試之傾斜動作(1)

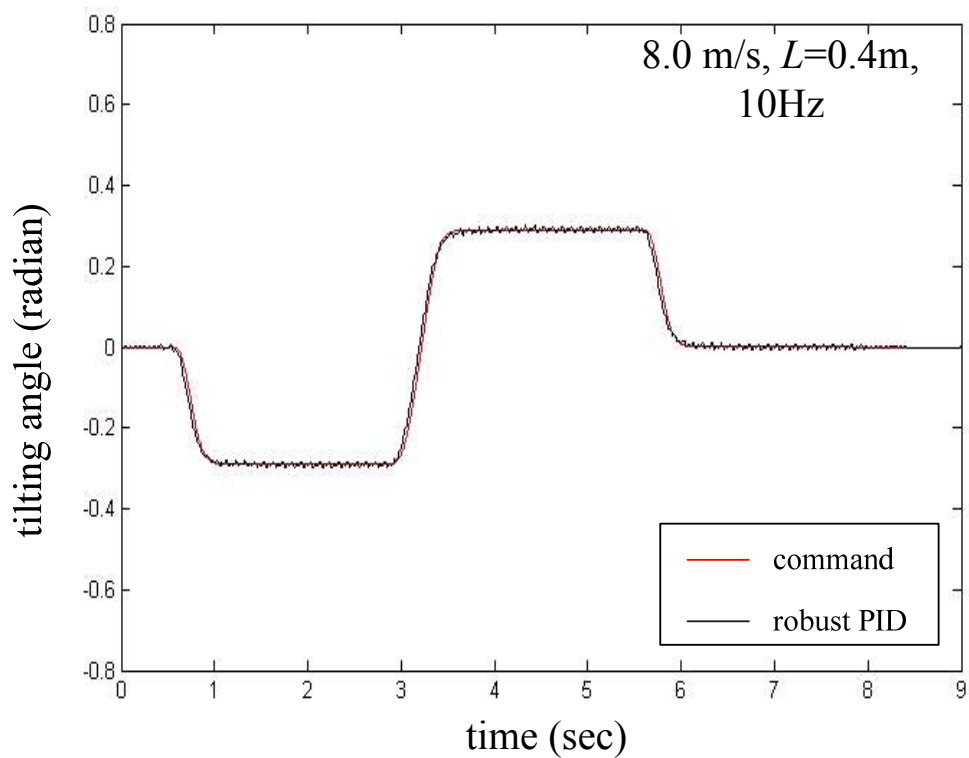
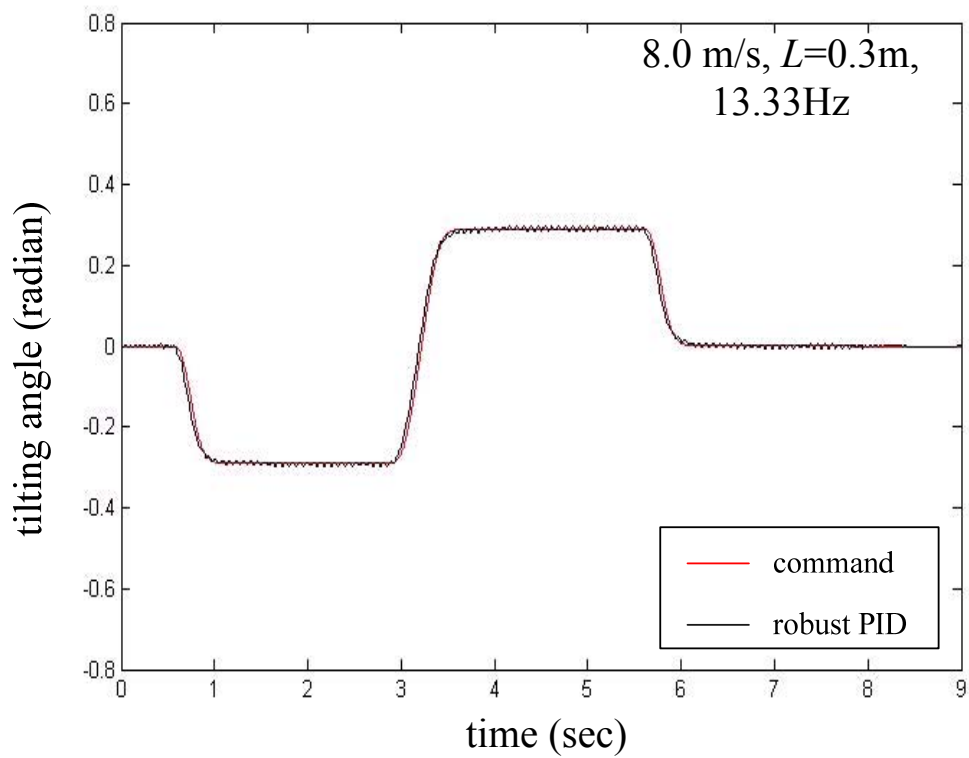


圖 78 完全傾斜命令，在不同波長之路面干擾下($A=0.02\text{m}$)，8.0m/s 曲行測試之傾斜動作(2)

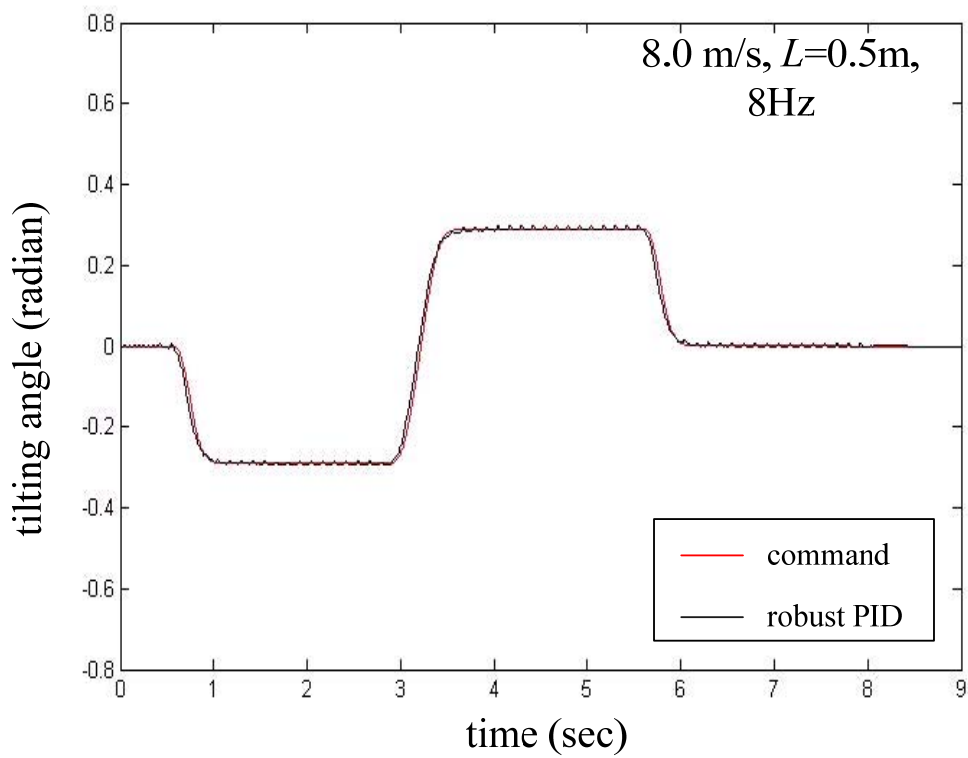


圖 79 完全傾斜命令，在不同波長之路面干擾下($A=0.02\text{m}$)，8.0m/s 曲行測試之傾斜動作(3)

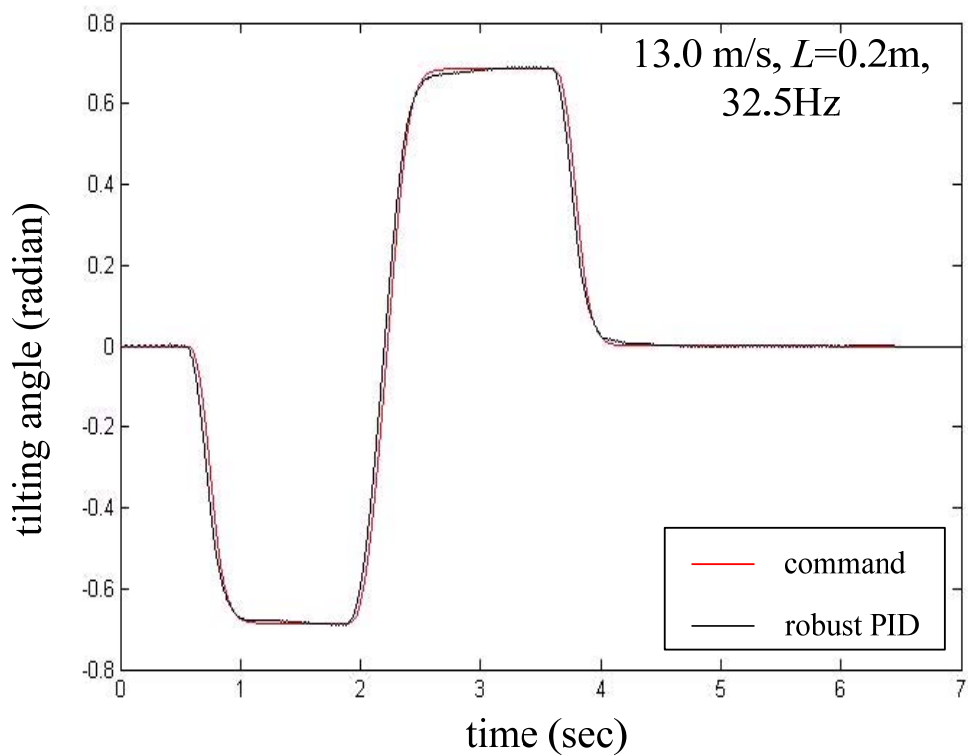


圖 80 完全傾斜命令，在不同波長之路面干擾下($A=0.02\text{m}$)，13.0m/s 曲行測試之傾斜動作(1)

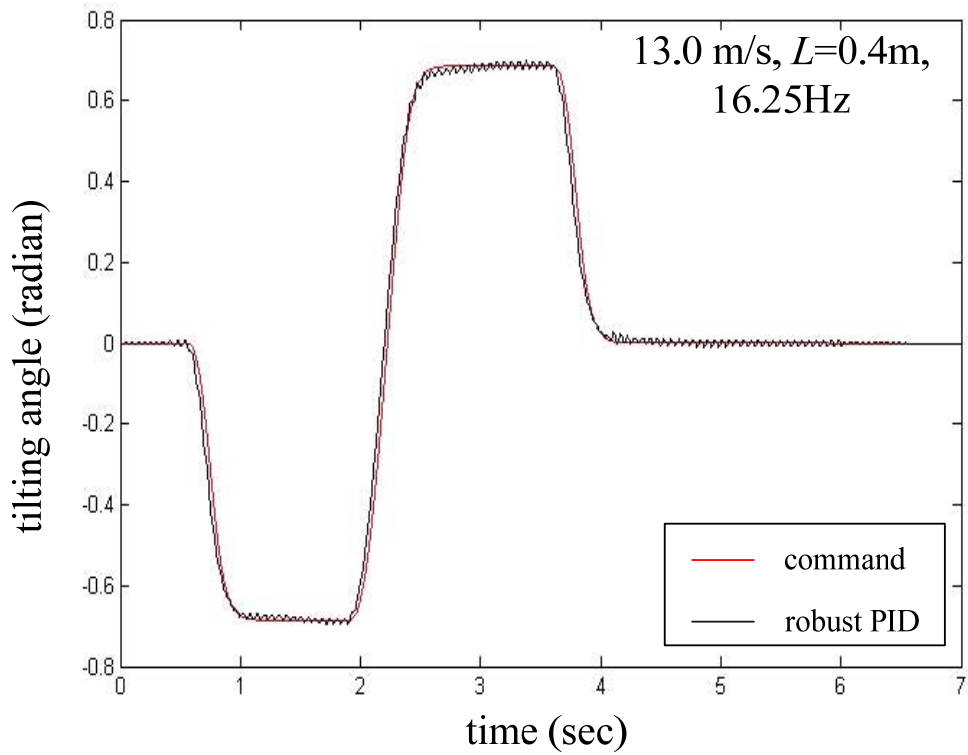
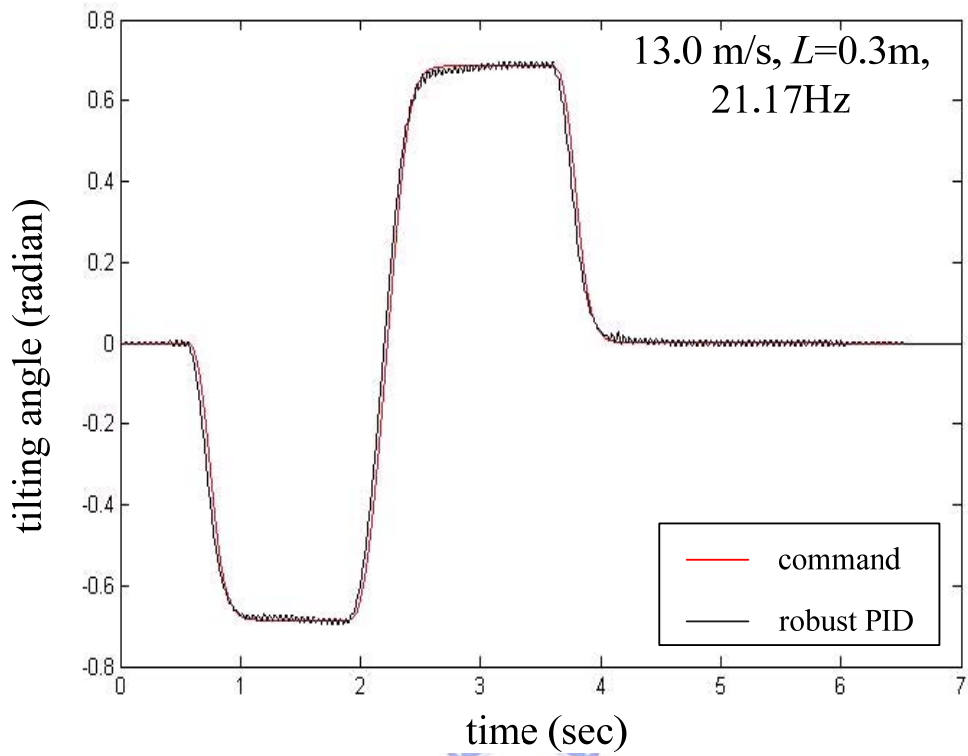


圖 81 完全傾斜命令，在不同波長之路面干擾下($A=0.02\text{m}$)， 13.0m/s 曲行測試之傾斜動作(2)

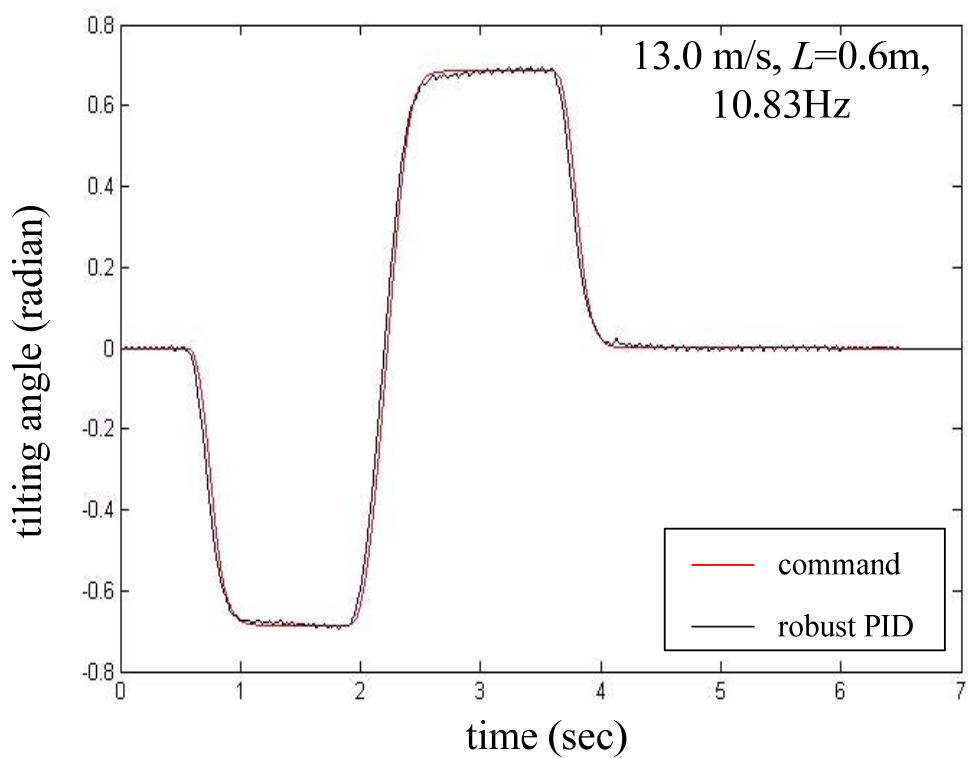
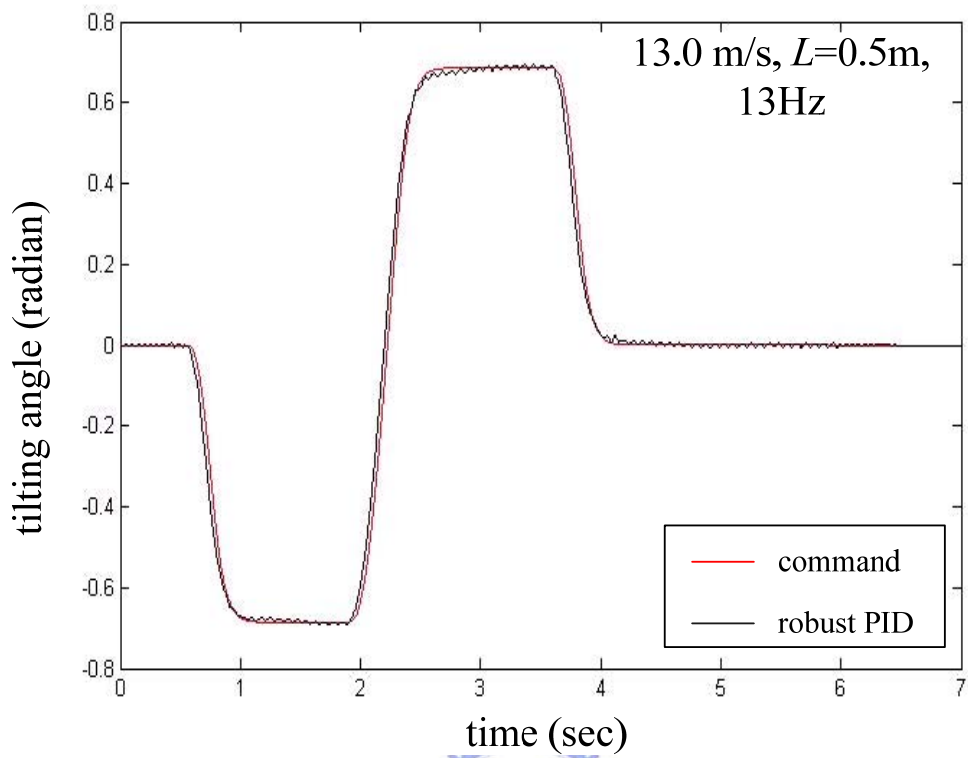


圖 82 完全傾斜命令，在不同波長之路面干擾下($A=0.02\text{m}$)，13.0m/s 曲行測試之傾斜動作(3)

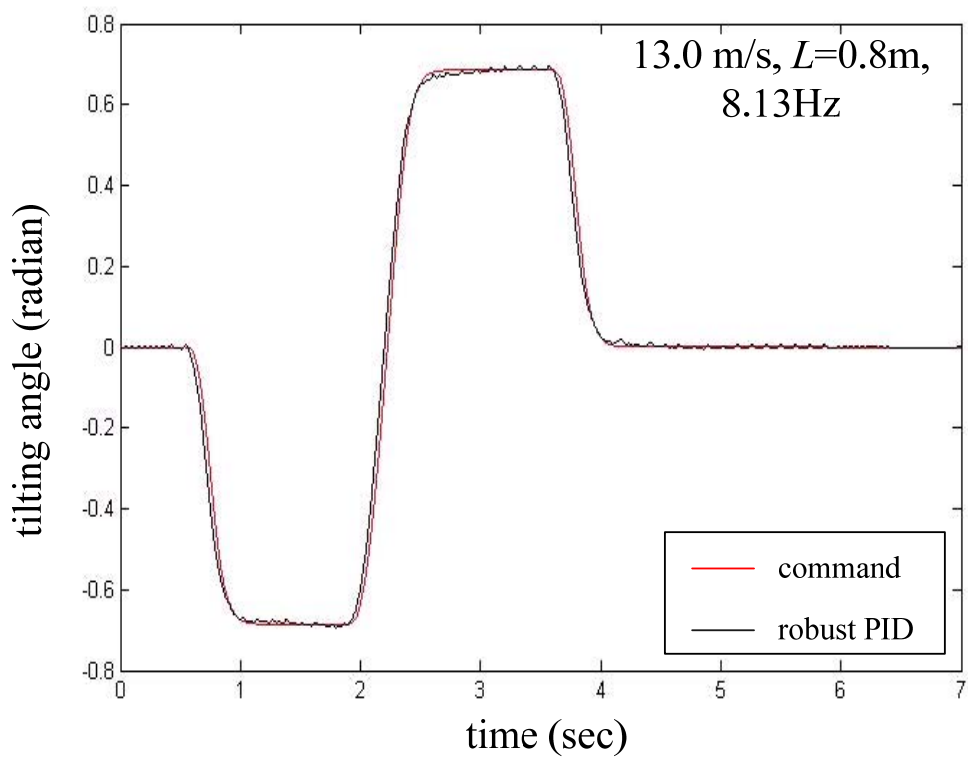
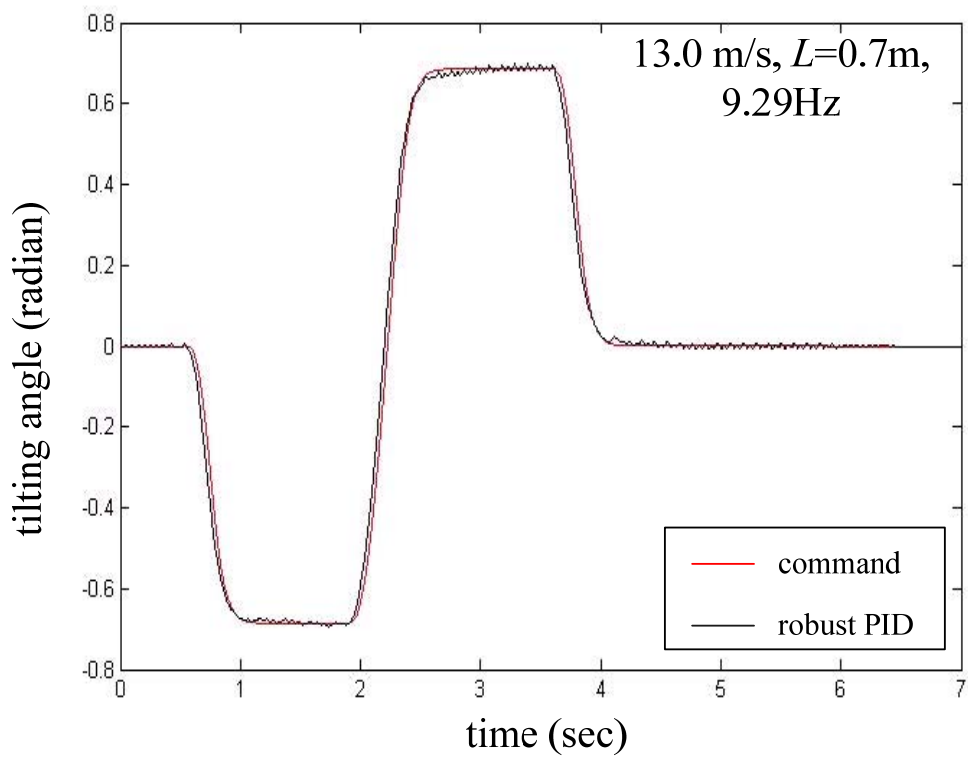


圖 83 完全傾斜命令，在不同波長之路面干擾下($A=0.02\text{m}$)，13.0m/s 曲行測試之傾斜動作(4)

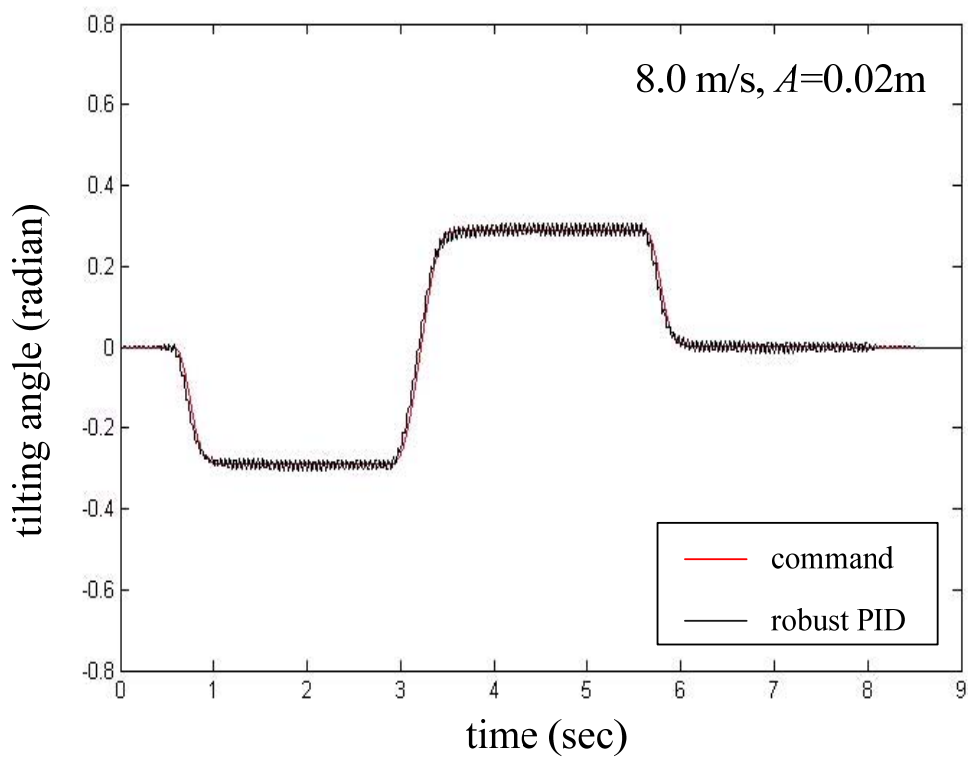
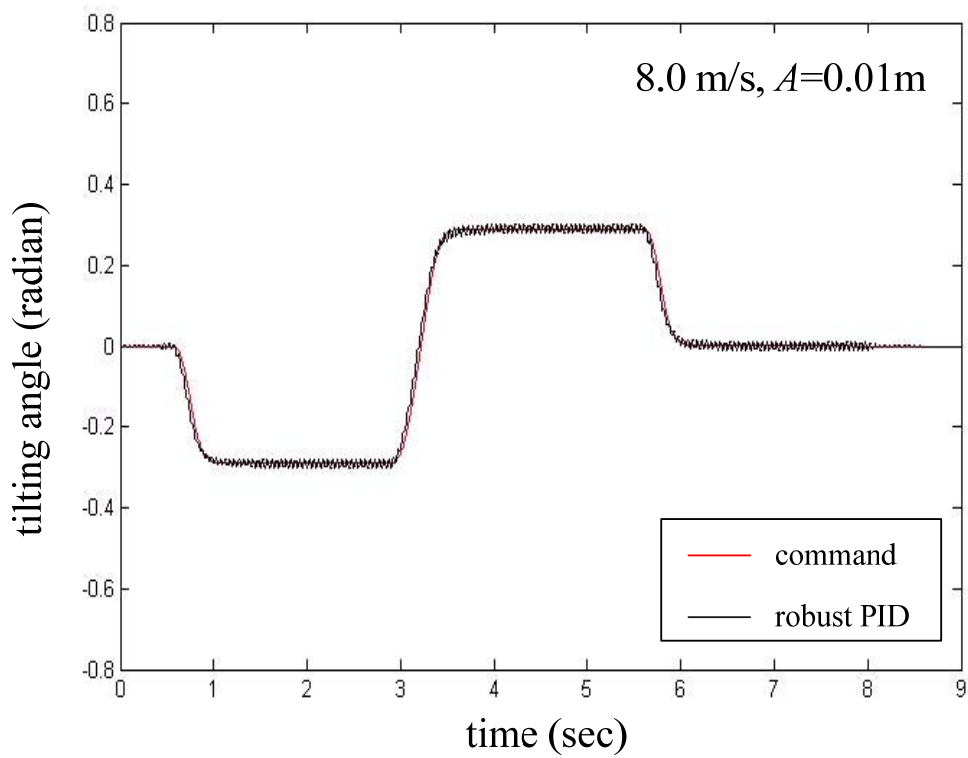


圖 84 完全傾斜命令，在不同振幅之路面干擾下($L=0.2\text{m}$)， 8.0m/s 曲行測試之傾斜動作(1)

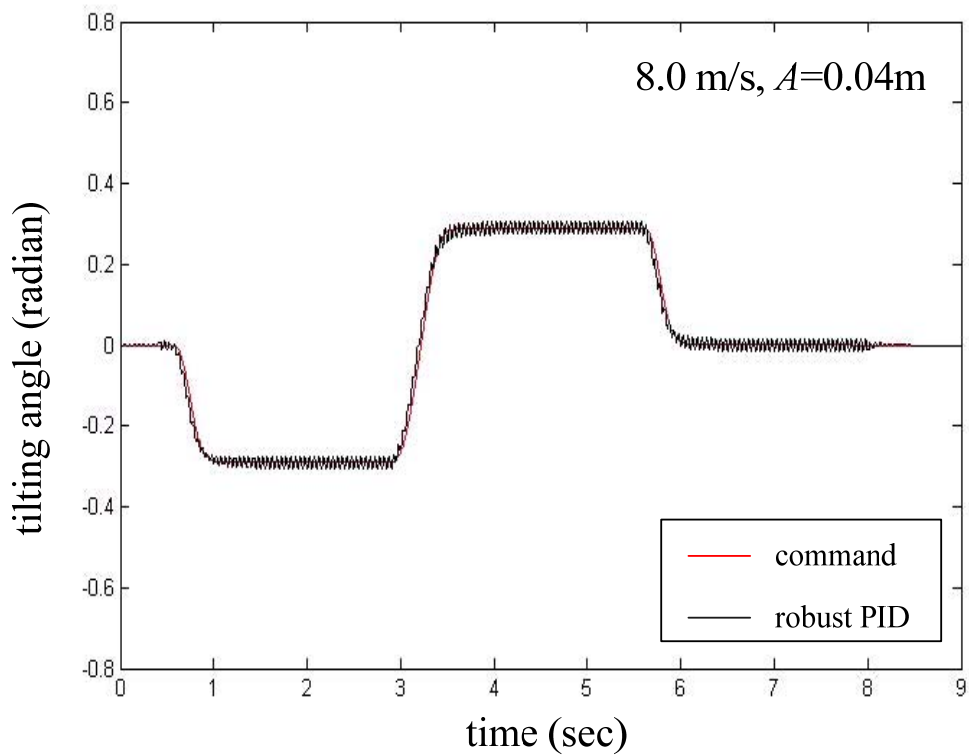
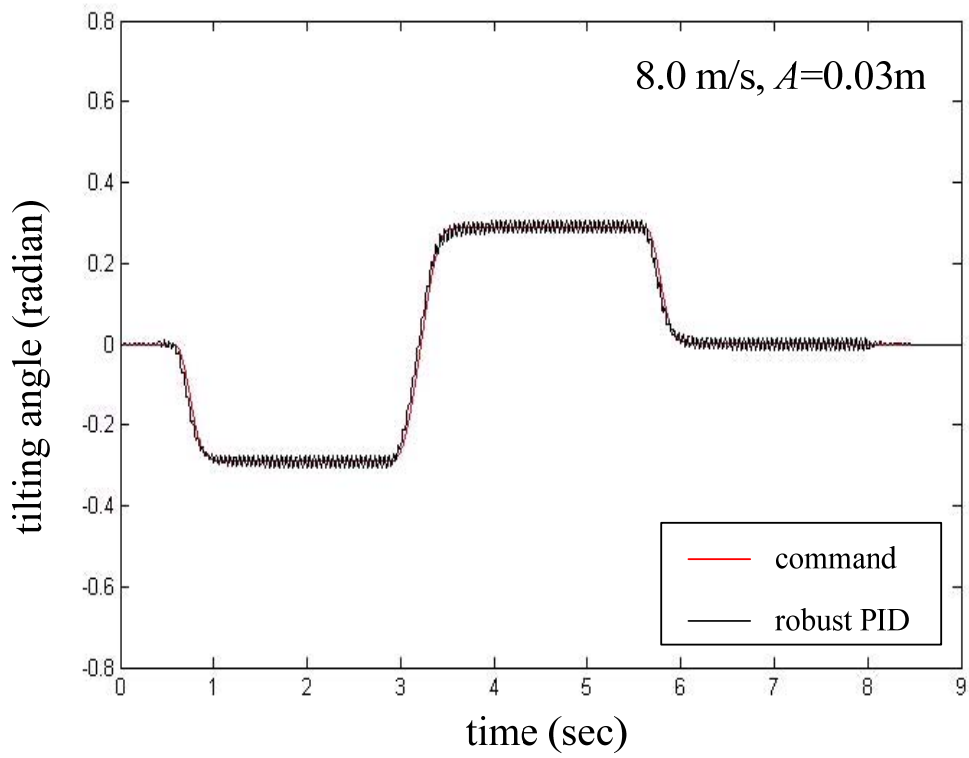


圖 85 完全傾斜命令，在不同振幅之路面干擾下($L=0.2\text{m}$)， 8.0m/s 曲行測試之傾斜動作(2)

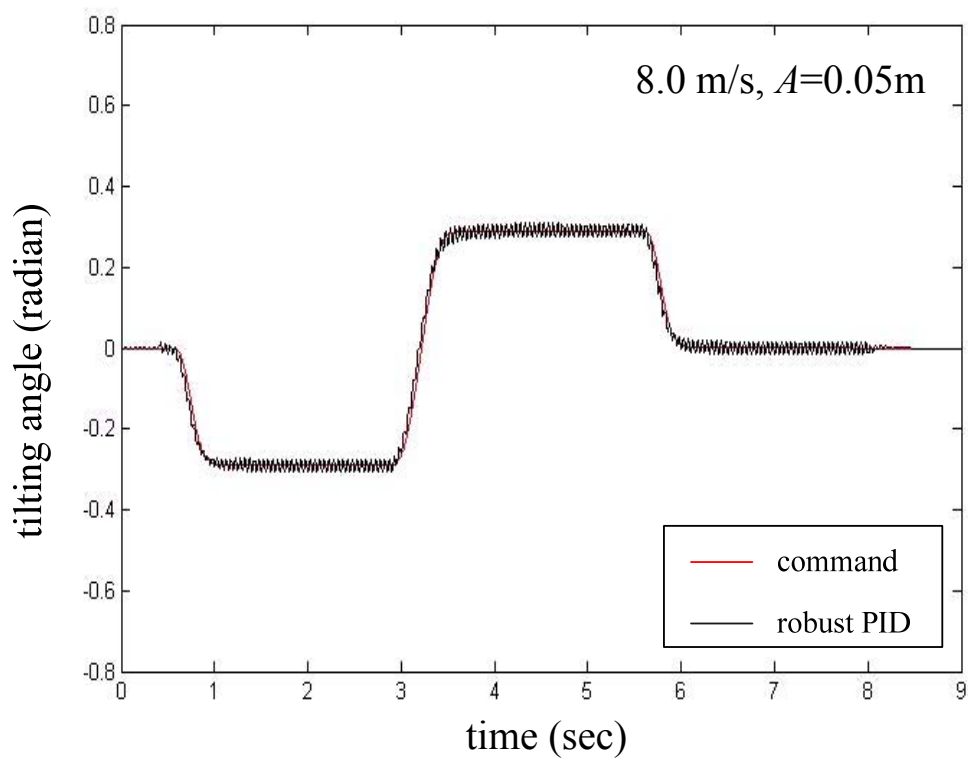


圖 86 完全傾斜命令，在不同振幅之路面干擾下($L=0.2\text{m}$)，8.0m/s 曲行測試之傾斜動作(3)

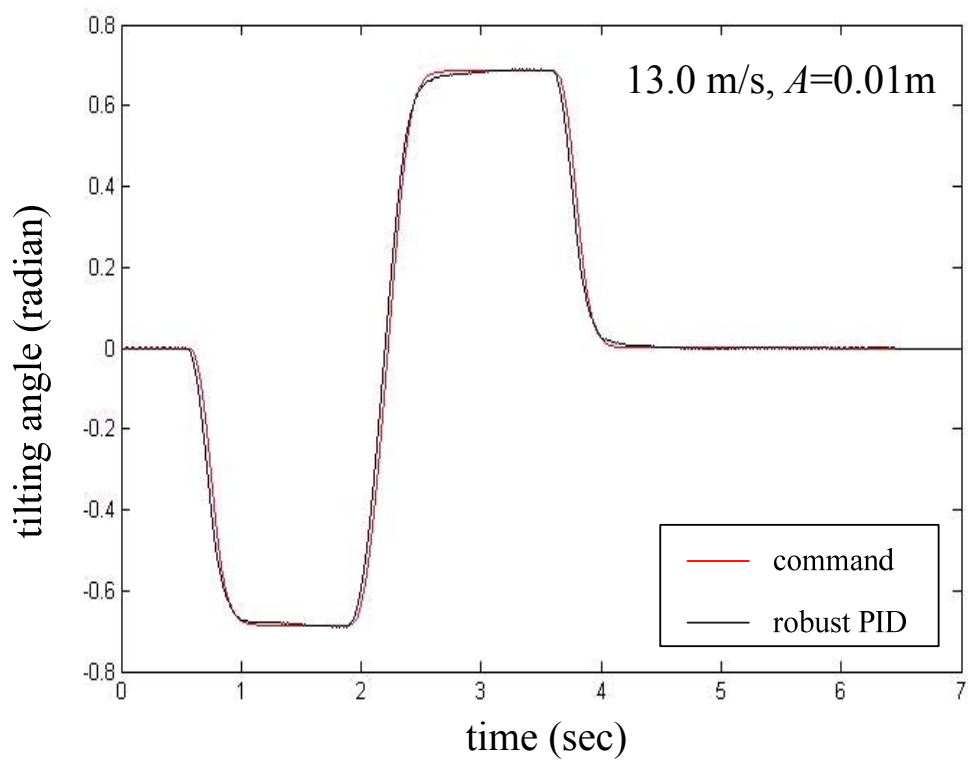


圖 87 完全傾斜命令，在不同振幅之路面干擾下($L=0.2\text{m}$)，13.0m/s 曲行測試之傾斜動作(1)

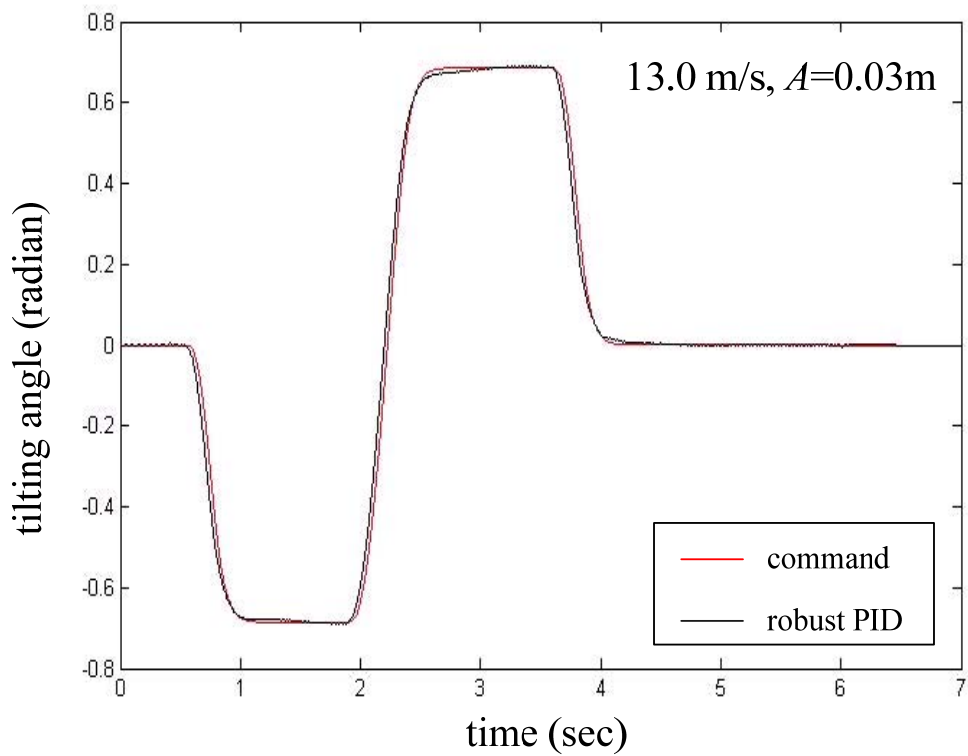
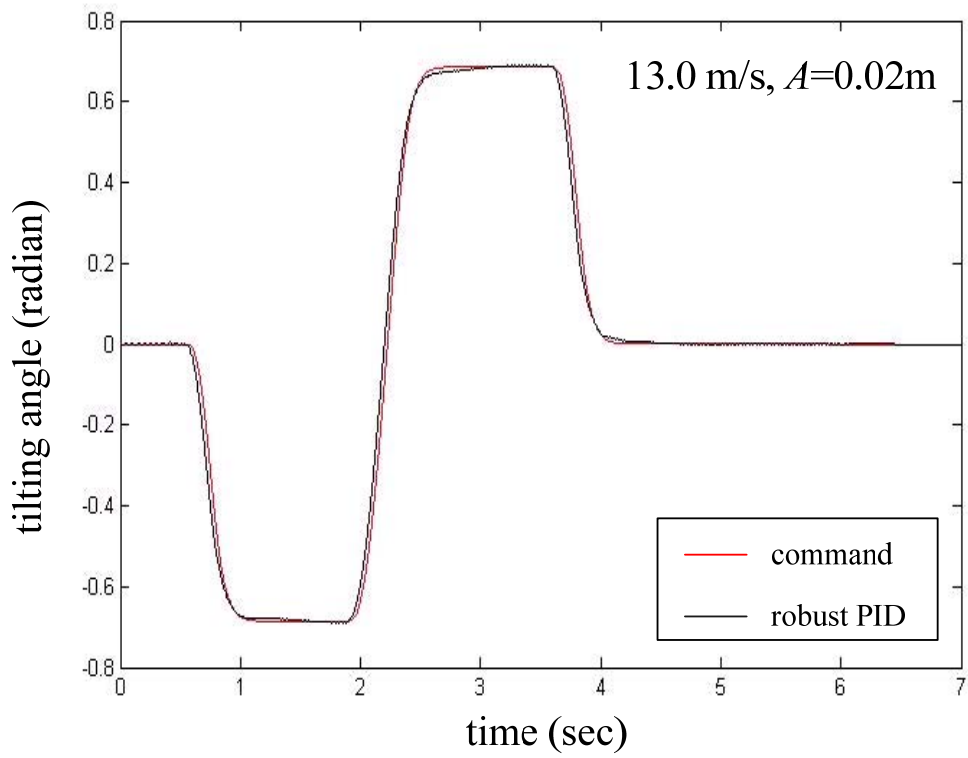


圖 88 完全傾斜命令，在不同振幅之路面干擾下($L=0.2\text{m}$)， 13.0m/s 曲行測試之傾斜動作(2)

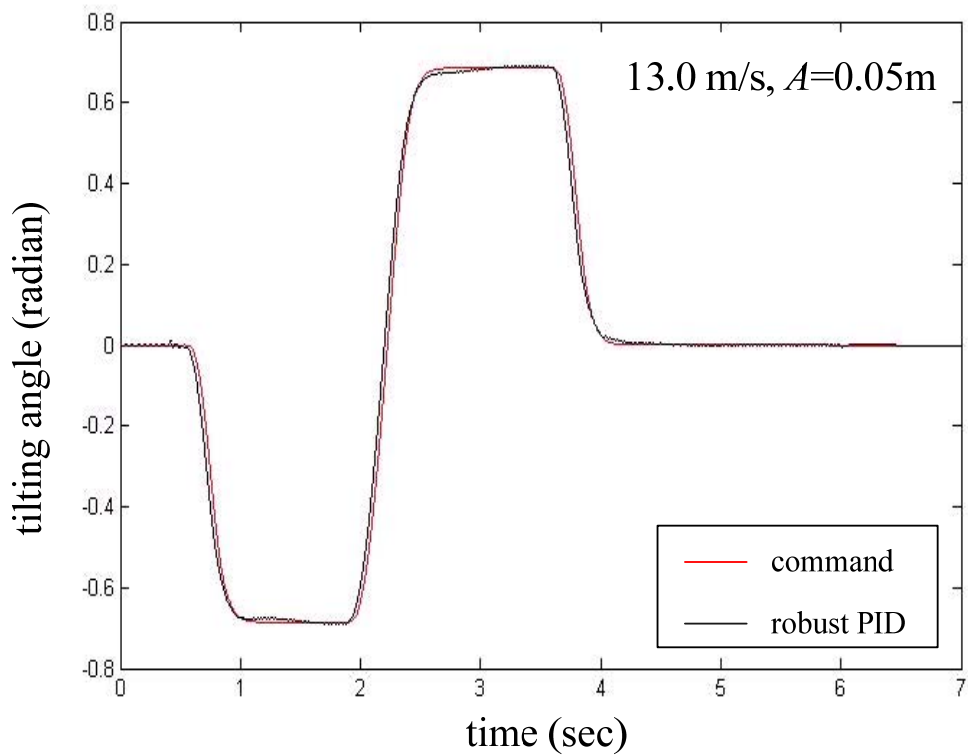
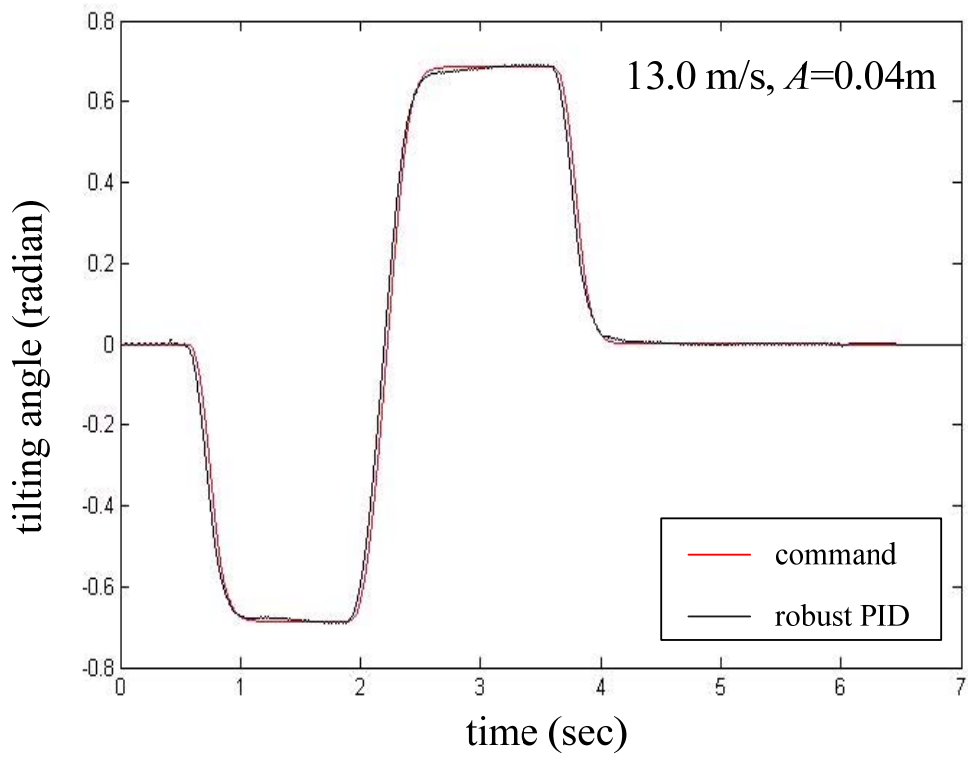


圖 89 完全傾斜命令，在不同振幅之路面干擾下($L=0.2\text{m}$)， 13.0m/s 曲行測試之傾斜動作(3)

參考文獻

- [1] S. Kidane, L. Alexander, R. Rajamani, P. Starr, and M. Donath, "Control system design for full range operation of a narrow commuter vehicle," ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Orlando, FL, Nov. 2005, pp.123-142.
- [2] Jin-Chern Chiou and Chih-Liang Chen, "Modeling and verification of a diamond shape narrow tilting vehicle," IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. (Accepted for publication)
- [3] R. Rajamani, J. Gohl, L. Alexander, and P. Starr, "Dynamics of narrow tilting vehicles," Mathematical and Computer Modeling of Dynamical Systems, vol. 9, no. 2, pp. 209-231, 2003.
- [4] K. M. Kockelman and Y. Zhao, "Behavioral Distinctions: The Use of Light-Duty Trucks and Passenger Cars," Journal of Transportation and Statistics, vol. 3, no. 3, pp. 47-60, 2000.
- [5] T. D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.
- [6] R. Hibbard and D. Karnopp, "Twenty-first century transportation system solutions: A new type of small, relatively tall and narrow active tilting commuter vehicle," Vehicle System Dynamics, vol. 25, pp. 321-347, 1996.
- [7] R. S. Sharp, "The stability and control of pivot-framed tricycles," Proceedings of the Eighth IASVD Symposium, Suppl. to Vehicle System Dynamics, pp. 564-577, 1983.
- [8] T. Sato and N. Kanno, "Tricycle with two fore wheels," US. Patent 4360224, Nov. 23, 1982.
- [9] K. Kawasaki, "Articulated tricycle," US. Patent 4541501, Sept. 17, 1985.
- [10] H. Fujita, K. Honma, and M. Ogawa, "Body banking suspension apparatus for a vehicle," US. Patent 4632413, Dec. 30, 1986.
- [11] S. Kidane, R. Rajamani, L. Alexander, P. Starr and M. Donath, "Experimental Investigation of a Narrow Leaning Vehicle Tilt Stability Control System," Proceedings of the 2007 American Control Conference, 9-13 July 2007, pp. 1612-1617.

- [12] D. Piyabongkarn, T. Keviczky and R. Rajamani, "Active Direct Tilt Control for Stability Enhancement of A Narrow Commuter Vehicle," *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 5, No. 2, pp. 77–88, 2004.
- [13] B. Drew, K. A. Edge, M. Barker, D. Darling, G.W. Owen and H. Johansen, "System development for hydraulic tilt actuation of a tilting narrow vehicle," *Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'05*, Linköping, Sweden, 1-3 June 2005.
- [14] J. P. Wilkinson, "Self-stabilising, Directionally Controllable Vehicle with At Least Three Wheels," *European Patent EP0796193B1*, Nov 18, 1998.
- [15] P. E. Nikravesh, *Computer-Aided Analysis of Mechanical Systems*. Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall International, 1988.
- [16] R. S. Sharp and D. J. N. Limebeer, "A motorcycle model for stability and control analysis," *Multibody System Dynamics*, vol. 6, no. 2, pp. 123–142, 2001.
- [17] Marcel, J. Sidi, "A Combined QFT/ H_∞ Design Technique for TDOF Uncertain Feedback Systems", *Int. J. control*, vol. 7, pp.475-489, 2002.
- [18] Changwei Yang and Jinwen An, "QFT/ H_∞ robust mixed sensitivity control of command tracking system for space vehicle," *Second International Conference on Space Information Technology, Proceedings of the SPIE*, Vol. 6795, 2007, pp. 67956T.
- [19] S. S. Nudehi and U. Farooq, "Hybrid QFT/H for control of nonlinear systems: An example of position control of a Pendulum," *2007 American Control Conference*, 2007, pp. 2793-2798.
- [20] C. H. Houpis, and S. J. Rasmussen, *Quantitative Feedback Theory Fundamentals and Applications*, Marcel Dekker, Inc., New York, 1999.
- [21] K. Zhou, J. C. Doyle, and K. Glover, *Robust and Optimal Control*, Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 1998.
- [22] F. R. Salmasi, "Control Strategies for Hybrid Electric Vehicles: Evolution, Classification, Comparison, and Future Trends," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 56, no. 5, pp. 2393-2404, 2007.
- [23] J. E. Naranjo, C. González, and R. García, and T. de Pedro "Cooperative Throttle and Brake Fuzzy Control for ACC+Stop&Go Maneuvers," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 56, no. 4, pp. 1623-1630, 2007.

- [24] L. Nehaoua, H. Mohellebi, A. Amouri, H. Arioui, and S. Espie, A. Kheddar, "Design and Control of a Small-Clearance Driving Simulator," IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 57, no. 2, pp. 736-746, 2008.
- [25] S. Leva, A.P. Morando, and P. Colombaroni, "Dynamic Analysis of a High-Speed Train," IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 57, no. 1, pp. 107-119, 2008.
- [26] A. Froberg, L. Nielsen, "Efficient Drive Cycle Simulation," IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 57, no. 3, pp. 1442-1453, 2008.
- [27] W. Lhomme, R. Trigui, P. Delarue, B. Jeanneret, A. Bouscayrol, and F. Badin, "Switched Causal Modeling of Transmission With Clutch in Hybrid Electric Vehicles," IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 57, no. 4, pp. 2081-2088, 2008.
- [28] Donghyun Kim, Sungho Hwang, and Hyunsoo Kim, "Vehicle Stability Enhancement of Four-Wheel-Drive Hybrid Electric Vehicle Using Rear Motor Control," IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 57, no. 2, pp. 727-735, 2008.
- [29] N. Mutoh, M. Kanasaki, "A Suitable Method for Ecovehicles to Control Surge Voltage Occurring at Motor Terminals Connected to PWM Inverters and to Control Induced EMI Noise," IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 57, no. 4, pp. 2089-2098, 2008.
- [30] K. Natarajan, S. Yu, and F. Karray, "Modeling and control design for a flexible-link manipulator," IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 12, no. 2, pp. 109-125, 2007.
- [31] M. Tai, P. Hingwe, and M. Tomizuka, "Modeling and control of steering system of heavy vehicles for automated highway systems," IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 9, no. 4, pp. 609-618, 2004.
- [32] R. Verma, D. Del Vecchio, and H. K. Fathy, "Development of a scaled vehicle with longitudinal dynamics of an HMMWV for an ITS test bed," IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 13, no. 1, pp. 1-12, 2008.
- [33] J. Yi, "A Piezo-sensor-based 'smart tire' system for mobile robots and vehicles," IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 13, no. 1, pp. 95-103, 2008.
- [34] C. Hsieh and G.-L. Lin, "Modeling and micro-radian precision pointing of a flexible manipulator with the existence of static friction," IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 13, no. 1, pp. 148-157, 2008.

- [35] Willie Tsui, Mohamed Slim Masmoudi, Fakhreddine Karray, Insop Song, and Mohamed Masmoudi, "Soft-Computing-Based Embedded Design of an Intelligent Wall/Lane-Following Vehicle," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 13, no. 1, pp. 125-135, 2008.
- [36] Shiang-Lung Koo and Han-Shue Tan, "Tire Dynamic Deflection and Its Impact on Vehicle Longitudinal Dynamics and Control," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 12, no. 6, pp. 623-631, 2007.
- [37] J. L. Adcock, "Curve Fitter for Pole-Zero Analysis," *Hewlett-Packard Journal*, pp.33-36, Jan. 1987.
- [38] G. J. Balas, J. C. Doyle, K. Glover, A. Packard, and R. Smith, *μ -Analysis and Synthesis Toolbox For Use with MATLAB*, Terasoft, Inc., 2001.
- [39] C. Borghesani, Y. Chait, and O. Yaniv, *The QFT Frequency Domain Control Design Toolbox For Use with MATLAB*, Terasoft, Inc., 2001.
- [40] J. C. Doyle, K. Glover, P. P. Khargonekar, and B. A. Francis, "State-space solutions to standard H_2 and H_∞ control problems," *IEEE Trans. Automatic Control*, Vol. AC-34, No.8, pp. 831-847, 1989. Also see 1988 American Control Conference, Atlanta, June 1988.
- [41] P. Gahinet, and P. Apkarian, "A Linear Matrix Inequality Approach to H_∞ Control," *Int. J. Robust and Nonlinear Control*, Vol. 4, pp. 421-448, 1994.
- [42] P. Gahinet, A. Nemirovski, A. J. Laub, and M. Chilali, *LMI Control Toolbox For Use with MATLAB*, Terasoft, Inc., 1995.
- [43] I. M. Horowitz, *Synthesis of Feedback Systems*, Academic Press, New York, 1963.
- [44] I. M. Horowitz, and M. Sidi, "Synthesis of Feedback Systems with Large Plant Ignorance for Prescribed Time-Domain," *Int. J. of Control*, Vol. 16, No.2, pp.287-309, 1972.
- [45] I. M. Horowitz, *Quantitative Feedback Design Theory (QFT)*, QFT Publishers, Colorado, 1992.
- [46] B. C. Kuo, *Automatic Control Systems*, 7th Edition, Prentice Hall, New Jersey, 1995.
- [47] T. C. Lin, C. H. Wang, C. C. Teng, and T. T. Lee, "Design of Sampled-Data Systems with Large Plant Uncertainty Using Quantitative Feedback Theory," *Int. J. of Systems Science*, Vol. 32, No. 3, pp. 273-285, 2001.

- [48] J. M. Maciejowski, *Multivariable Feedback Design*, Addison-Wesley Publishing Company, Massachusetts, 1989.
- [49] K. A. Morris, *Introduction to Feedback Control*, Harcourt/Academic Press, Massachusetts, 2001.
- [50] B. C. Wang, *Synthesis of Multiple Loops Control System*, Hsin Jyh Book Company, Taipei, 1994.
- [51] O. Yaniv, *Quantitative Feedback Design of Linear and Nonlinear Control Systems*, Kluwer Academic Publishers, Massachusetts, 1999.
- [52] Y. Zhao and S. Jayasuriya, "An H_∞ Formulation of Quantitative Feedback Theory," *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 120, pp.305-313, 1998.
- [53] K. Zhou, and J. C. Doyle, *Essentials of Robust Control*, Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 1998.
- [54] ABIA, L. and Sanz-Serna, J. M., "Partitioned Runge-Kutta methods for Separable Hamiltonian Problem," *Mathematics of Computation*, Vol. 60, No. 202, pp. 617634, 1993.
- [55] Jay, L., "Symplectic Partitioned Runge-Kutta Methods for Constrained Hamiltonian Systems," *SIAM J. Numerical Analysis*, Vol. 33, No.1, pp. 368-397, 1996.
- [56] Okunbor, D. I., "Energy Conserving, Liouville and Symplectic Integrators," *J. of Computational Physics*, Vol. 120, pp. 375-378, 1995.
- [57] Senz-Serna, J. M. and Portillo, A., "Classical numerical Integrator for WavePacket Dynamics," *J. of Chemical Physics*, Vol. 104, No.6, pp. 2349-2355, 1996.
- [58] H. Yoshida, "Construction of Higher Order Symplectic Integrators," *Physics Letters A*, Vol. 150, No. 5,6,7, pp. 262-268, 1990.
- [59] K. C. Park and J. C. Chiou, "A Discrete Momentum-Conserving Explicit Algorithm for Rigid Body Dynamics Analysis," *Int. J. for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 36, pp. 1071-1073, 1993.
- [60] Laurene V. Fausett, *Applied numerical analysis using MATLAB*, 2nd Edition, Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 2008.

學經歷

學歷：

- 2003.8~2008.10 研究所：交大電控所博士班(逕讀)
2002.9~2003.7 研究所：交大電控所碩士班(甄試入)
1999.9~2002.6 大學：國立清華大學動機系(轉學入)
1998.9~1999.6 大學：大同工學院生物工程系
1995.9~1998.6 高中：松山高中
1992.9~1995.6 國中：蘆洲國中
1986.9~1992.6 國小：蘆洲國小

經歷：

2005.10~2008.10 工研院機械所車輛組約聘研究員

2001.7~2001.9 實驗室助理，林口長庚醫院



榮譽：

- 2008.1 工研院機械所 96 年度傑出創新獎，“個人車高機動平台技術研究”
2007.5 工研院機械所品質管理優良案例獎，產業科技研發計畫類第二名，“智慧化個人行動車-高機動智慧移動平台研發”
2007.2 三級日本語檢定(JLPT)通過
2002.6 清華大學動機系全班第二名畢業(2/49)
2001.10 世華銀行獎學金
2001.10 清華大學動機系書卷獎
2001.2 呂鳳章先生紀念獎學金

著作

國外期刊：

1. J. C. Chiou, and **C. L. Chen**, “Modeling and Verification of a Diamond Shape Narrow Tilting Vehicle,” IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. (Accepted)
2. Y. C. Lin, J. C. Chiou, and **C. L. Chen**, “A Digital/Analog Actuating Mechanism for Optical Applications”, International Journal of Computational Engineering Science, Vol. 4, No. 3, pp. 435-438, Sep. 2003.

國際研討會：

1. Y. C. Lin, J. C. Chiou, and **C. L. Chen**, “A Digital/Analog Actuating Mechanism for Optical Applications” , *International Conference on Materials for Advanced Technologies - Symposium G: Microelectromechanical Systems*, Singapore, Dec.8 - Dec. 12, 2003.
2. J. C. Chiou, and **C. L. Chen**, “The system modeling, simulation and verification of a novel narrow tilting vehicle,” Proceedings of 2006 CACS Automatic Control Conference, Tamsui, Taiwan, Nov, 2006



國內研討會：

1. **陳志良**，簡金品，邱俊誠，鍾鵬文，林安宏，“一款菱形四輪可傾窄車之輪胎負載算法與驗證”，中華民國力學學會第三十一屆全國力學會議，高雄，中華民國，2007年12月。
2. **陳志良**，簡金品，邱俊誠，鍾鵬文，“菱形四輪可傾窄車之建模、模擬與分析”，中國機械工程學會第二十三屆全國學術研討會，台南，中華民國，2006年11月。