

國立臺灣大學工學院機械工程學系



碩士論文

Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Taiwan University

Master Thesis

電動機車多路無段變速器之分析與系統評估

Analysis and Systems Evaluation on Multi-path  
Continuously Variable Transmissions for Electric Motorcycles

郭先予

Kuo, Hsien-Yu

指導教授：劉 霆 博士

Advisor: Liu, Tyng, Ph.D.

中華民國 102 年 7 月

July, 2013

國立臺灣大學碩士學位論文  
口試委員會審定書

電動機車多路無段變速器之分析與系統評估

Analysis and Systems Evaluation on Multi-path  
Continuously Variable Transmissions for Electric  
Motorcycles

本論文係郭先予君 (R00522602) 在國立臺灣大學機械工程學系  
完成之碩士學位論文，於民國 102 年 7 月 24 日承下列考試委員審查  
通過及口試及格，特此證明

口試委員：

劉 霆

(簽名)

(指導教授)

徐茂濱

徐茂濱

尤正吉

尤正吉

劉 霆

劉 霆

系主任

楊耀卅

(簽名)

## 誌謝



首先要感謝我的恩師 劉霆教授，在這兩年半以來，不斷地給予我指導與鼓勵，不僅使我的知識得到增長，在學習態度以及待人處世方面也獲益良多。在課業方面，也不厭其煩地與我討論研究的方向、以及論文的細節，使我能得心應手的處裡過程中所遭遇到的困難與問題，並如期完成本論文。

感謝巨獅創意科技股份有限公司的楊泰和先生提供此研究題材，並教導我許多有關車輛傳動、以及轉向系統的知識，使我獲得甚多創新的觀念，同時也對車輛底盤機構的研發與設計產生濃厚的興趣。感謝陳老師在大家住宿於工廠進行實做時細心照顧大家的生活。

感謝徐茂濱教授與尤正吉教授縱使事務繁多，卻仍耐心審閱我的碩士論文，並提供許多寶貴的建議與指導，使本研究的內容更臻完善。

感謝柏蒼、聰賢兩位學長時常分享工作心得以及車輛懸吊、操控的相關知識，使我對於未來的研究與就業的方向有新的認識。

感謝實驗室的夥伴們與我一起打拼，度過快樂又充實的兩年。感謝昇名、正平、振達、芳明、博仁學長對我的照顧與指導。感謝同屆的柏緯、牧民、嘉維、傳榮，互相砥礪、扶持，走過大大小小的考試以及報告。感謝學弟昱儒、彥翔、祭清、應向、以及學妹芳儀在大搬家後接手實驗室的各項事務，讓我們心無旁騖的衝刺論文。感謝烏龜兄妹、螯蝦兵團、還有曾經存在的小魚們，為這兩年的生活帶來活潑的生命力。有大家在，MMT 實驗室就永遠不無聊。

感謝溪湖工廠的交通車 Verita，在去年 11 月的埔鹽事故中保護了車內的四位實驗室成員，讓大家毫髮未傷的回到台北，繼續完成學業以及未來的人生。

感謝疾風與 C 大時常來找我拍車、討論車經、租車出遊、參訪秘密基地，緩解研究生活的壓力。感謝伍凌武時常分享巴士活動的最新情報。感謝汽車、公車與鐵道圈的各位同好們，能夠在學生生涯的最後幾年裡認識你們真好！

最後，感謝我的父母親、以及所有家人，在過程中給予我無怨無悔的支持與鼓勵，讓我在精神與物質上不虞匱乏，能夠無後顧之憂地全心全意投入研究工作，度過這最長的一年，順利且準時的完成學業。在此謹獻上本論文給所有在過程中曾經指導、幫助過我的師長及親人朋友們，希望與你們分享這份喜悅。

# 電動機車多路無段變速器之分析與系統評估



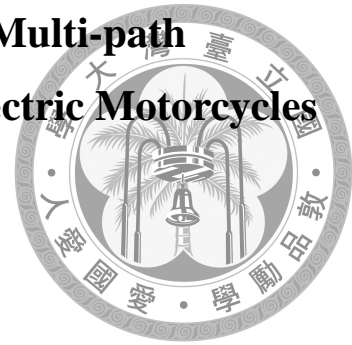
郭先予

## 摘要

一般相較於有段變速系統，廣為速克達機車(Scooter)所使用的 V 形皮帶無段變速器有傳動效率較差的缺點。但電動機車搭配無段變速器(CVT)，經過適當的配合，可能有助於提升其性能與效率。多路無段變速器的設計概念即為改善 CVT 之效率而生，此混合型傳動系統結合固定速比傳動裝置與無段變速裝置為一體。藉由離合器的切換，使動力在 CVT 效率不佳的操作環境下，由高傳動效率的固定速比傳動裝置傳輸，可以改善 CVT 的效率表現，並提升車輛的性能。本研究討論的多路無段變速器係由鍊條傳動裝置與 V 形皮帶 CVT 所組成，依鍊條傳動裝置的數量與離合器的配置方式可區分為三種系統。本研究首先以鍊條與皮帶 CVT 等子系統的效率與力學模型，搭配不同的切換邏輯，建立三種多路無段變速系統的數學模型。其次，配合行車阻力與馬達性能曲線建立完整的車輛運動模型，並利用 Matlab 撰寫數值分析程式。接著模擬搭載不同多路無段變速裝置的小型、中型電動機車、與輕型電動汽車等三種車輛，在不同行車模式下的效率與性能表現，以皮帶 CVT 做為對照，挑選出改善效果最佳的多路無段變速系統。最後，針對搭載該系統的兩種電動機車在不同參數設定下的行車特性進行討論，模擬結果可呈現設計參數對於車輛性能與系統效率的影響。

關鍵字：電動機車、無段變速、數值分析

# **Analysis and Systems Evaluation on Multi-path Continuously Variable Transmissions for Electric Motorcycles**



Kuo, Hsien-Yu

## **Abstract**

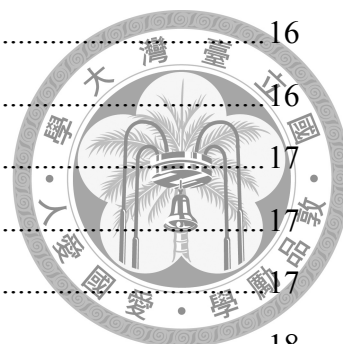
Comparing to normal transmission systems, the rubber V-belt continuously variable transmissions (CVT) popularly used in motor scooters have lower efficiency. The electric motor cooperated with CVT can enhance its performance in application for electric motorcycles. The purpose of multi-path continuously variable transmission is to improve the efficiency of CVT by combining a CVT with transmissions which have fixed reduction ratios and higher efficiency. When incorporating clutches are engaged, the scooter can be driven in different transmission mods. In the study, the multi-path CVTs are combined with a rubber V-belt CVT and one or two roller chain drive systems, and can be sorted into three types by the clutch arrangement and the number of chain drive systems. First, the model of multi-path CVTs have been established, with the model of vehicle resistance, and the performance curves of BLDC motors. Next, a Matlab program is developed to analyze the performance and efficiency of three types of electric vehicles under different traffic patterns. Compared to a traditional V-belt CVT, the system configuration with the best efficiency is then selected. Finally, by adjusting the parameters of the selected system, the characteristics of multi-path CVT are discussed. The result of simulation can represent the effect of design parameters on the performance and efficiency of the system.

Key words: CVT, continuously variable transmission, electric motorcycle

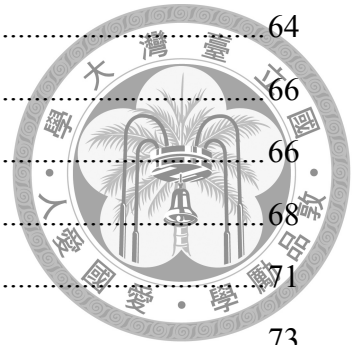
# 目錄



口試委員會審定書.....	I
誌謝.....	II
摘要.....	III
Abstract.....	IV
目錄.....	V
圖目錄.....	IX
表目錄.....	XIV
符號彙整.....	XV
第一章 緒論.....	1
1-1 前言.....	1
1-2 文獻回顧.....	2
1-2-1 皮帶式無段變速器.....	2
1-2-2 鍊條.....	3
1-2-3 多路無段變速器.....	3
1-3 研究動機與目的.....	4
1-4 研究架構與步驟.....	4
第二章 理論基礎.....	6
2-1 功能動力圖.....	6
2-1-1 系統組成元件.....	6
1. 動力元件.....	7
2. 傳動元件.....	8
3. 輸出元件.....	8
4. 線路元件.....	9
5. 離合器元件.....	9
2-1-2 功能動力圖之建立步驟與規則.....	13
2-2 多路無段變速器.....	15
2-2-1 系統架構.....	16



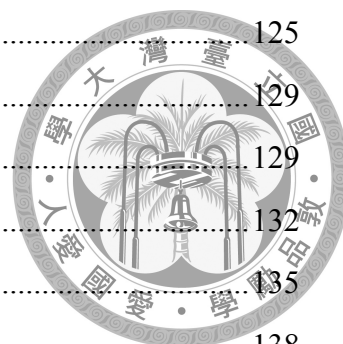
1.	D 形線路低檔系統.....	16
2.	T 形線路高低檔系統.....	16
3.	理想系統.....	17
2-2-2	系統數學模型.....	17
1.	D 形線路系統.....	17
2.	T 形線路系統.....	18
3.	理想系統.....	21
2-3	CVT 數學模型.....	23
2-3-1	主動皮帶滑輪.....	23
2-3-2	從動皮帶滑輪.....	25
2-3-3	傳動皮帶.....	28
2-3-4	效率分析.....	32
2-4	鍊條數學模型.....	36
2-4-1	鏈輪節圓半徑與活節角之幾何關係.....	37
2-4-2	受力與效率分析.....	38
2-5	車輛運動模型.....	41
2-6	小結.....	43
第三章	系統模擬與數值分析.....	43
3-1	子系統之模擬.....	43
3-1-1	滾子鍊條模型.....	44
3-1-2	V 形皮帶式 CVT 模型.....	45
3-1-3	車輛運動模型.....	48
3-2	傳動系統之模擬.....	51
3-3	行車模式.....	54
3-4	小結.....	58
第四章	不同行車模式之系統評估.....	59
4-1	起步加速.....	59
4-1-1	小型電動機車.....	59
4-1-2	中型電動機車.....	61



4-1-3	輕型電動汽車	64
4-2	斜坡起步	66
4-2-1	小型電動機車	66
4-2-2	中型電動機車	68
4-2-3	輕型電動汽車	71
4-3	行進中加速	73
4-3-1	小型電動機車	74
4-3-2	中型電動機車	76
4-3-3	輕型電動汽車	78
4-4	行進中爬坡	80
4-4-1	小型電動機車	81
4-4-2	中型電動機車	83
4-4-3	輕型電動汽車	86
4-5	討論與小結	88
第五章	設計參數之影響	90
5-1	系統變速範圍	90
1.	起步加速	90
2.	斜坡起步	91
3.	行進中加速	96
4.	行進中爬坡	99
5-2	普立珠質量	103
1.	起步加速	103
2.	斜坡起步	106
3.	行進中加速	109
4.	行進中爬坡	112
5-3	驅動彈簧剛性	116
1.	起步加速	116
2.	斜坡起步	119
3.	行進中加速	122



4.	行進中爬坡 .....	125
5-4	扭力凸輪導槽斜角 .....	129
1.	起步加速 .....	129
2.	斜坡起步 .....	132
3.	行進中加速 .....	135
4.	行進中爬坡 .....	138
5-5	鍊條節距 .....	142
5-6	鍊條節圓半徑 .....	143
5-7	小結 .....	144
第六章	結論 .....	145
6-1	結論 .....	145
6-2	未來展望與建議 .....	146
參考文獻	.....	147
附錄	.....	150
附錄一	改變鍊條節距對電動機車性能與效率之影響 .....	150
附錄二	改變鏈輪節圓半徑對電動機車性能與效率之影響 .....	152
附錄三	數值分析程式碼 .....	154



## 圖目錄

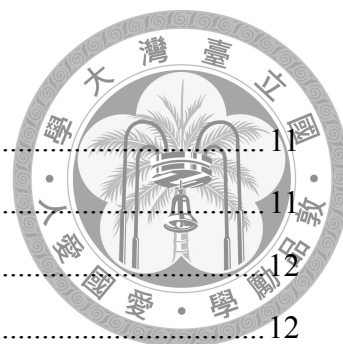


圖 2-1 離心離合器機構圖[28] .....	11
圖 2-2 單向離合器機構圖[31] .....	11
圖 2-3 摩擦式扭力限制離合器機構圖[32] .....	12
圖 2-4 電磁離合器機構圖[33] .....	12
圖 2-5 混合動力系統之功能動力圖標準配置圖形 .....	14
圖 2-6 混合型傳動系統之功能動力圖標準配置圖形 .....	14
圖 2-7(a)D 形線路結構；(b)T 形線路結構 .....	15
圖 2-8 D 形線路低檔系統配置圖 .....	16
圖 2-9 T 形線路高低檔系統配置圖 .....	17
圖 2-10 理想系統配置圖 .....	17
圖 2-11 D 形線路系統 LC 傳動模式下之功流型態 .....	18
圖 2-12 D 形線路系統 CVT 傳動模式下之功流型態 .....	18
圖 2-13 T 形線路系統 LC 傳動模式下之功流型態 .....	19
圖 2-14 T 形線路系統 CVT 傳動模式下之功流型態 .....	20
圖 2-15 T 形線路系統 HC 傳動模式下之功流型態 .....	20
圖 2-16 理想系統 LC 傳動模式下之功流形態 .....	21
圖 2-17 理想系統 CVT 傳動模式下之功流形態 .....	22
圖 2-18 理想系統 HC 傳動模式下之功流形態 .....	22
圖 2-19 V 形皮帶式無段變速器之構造[14] .....	23
圖 2-20 普立珠受力之自由體圖 .....	24
圖 2-21 普立珠運動示意圖 .....	25
圖 2-22 從動皮帶滑輪可動面盤受力之自由體圖 .....	26
圖 2-23 從動皮帶滑輪固定面盤所受扭力示意圖 .....	27
圖 2-24 從動皮帶滑輪可動面盤運動示意圖 .....	28
圖 2-25 傳動皮帶長度幾何關係圖 .....	29
圖 2-26 (a)皮帶側視圖、(b)皮帶剖面圖 .....	29
圖 2-27 (a)皮帶彎矩圖、(b)皮帶包覆角示意圖 .....	33

圖 2-28 皮帶於兩滑輪位移關係圖.....	34
圖 2-29 (a)滾子鏈條基本元件圖、(b)滾子鏈條組合圖.....	37
圖 2-30 (a)活節角示意圖、(b)鏈輪節圓直徑與鏈條幾何關係圖.....	38
圖 2-31 (a)鏈條與鏈輪組合圖、(b)鏈條幾何關係圖.....	39
圖 2-32 鏈輪自由體圖.....	40
圖 2-33 車輛自由體圖.....	42
圖 3-1 滾子鏈條模型模擬流程圖.....	44
圖 3-2 皮帶長度模型之模擬流程圖.....	45
圖 3-3 V 形皮帶式 CVT 模型之模擬流程圖.....	46
圖 3-4 車輛運動模型之模擬流程圖.....	49
圖 3-5 (a)800W 馬達與(b)3kW 馬達之性能與效率曲線圖.....	50
圖 3-6 馬達模型之模擬流程圖.....	50
圖 3-7 D 形線路系統模擬流程圖.....	51
圖 3-8 理想系統模擬流程圖.....	52
圖 3-9 T 形線路系統模擬流程圖.....	53
圖 3-10 ECE-40 行車型態[45].....	54
圖 3-11 坡度隨時間之變化關係圖.....	56
圖 3-12 輕型電動汽車車速隨時間變化關係圖(搭配單一傳動裝置).....	57
圖 3-13 輕型電動汽車總效率隨車速變化關係圖(搭配單一傳動裝置).....	58
圖 4-1 小型電動機車起步加速時減速比與車速關係圖.....	60
圖 4-2 小型電動機車起步加速時總效率隨車速變化關係圖.....	60
圖 4-3 小型電動機車起步加速時車速隨時間之變化關係圖.....	61
圖 4-4 中型電動機車起步加速時減速比與車速關係圖.....	62
圖 4-5 中型電動機車起步加速時總效率隨車速變化關係圖.....	62
圖 4-6 中型電動機車起步加速時車速隨時間之變化關係圖.....	63
圖 4-7 輕型電動汽車起步加速時減速比與車速關係圖.....	64
圖 4-8 輕型電動汽車起步加速時總效率隨車速變化關係圖.....	65
圖 4-9 輕型電動汽車起步加速時車速隨時間之變化關係圖.....	65
圖 4-10 小型電動機車斜坡起步時減速比與車速關係圖.....	67

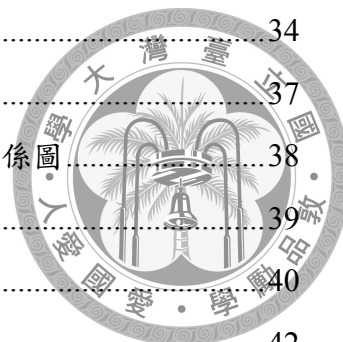


圖 4-11 小型電動機車斜坡起步時總效率隨車速變化關係圖 .....	67
圖 4-12 小型電動機車斜坡起步時車速隨時間之變化關係圖 .....	68
圖 4-13 中型電動機車斜坡起步時減速比與車速關係圖 .....	69
圖 4-14 中型電動機車斜坡起步時總效率隨車速變化關係圖 .....	69
圖 4-15 中型電動機車斜坡起步時車速隨時間之變化關係圖 .....	70
圖 4-16 輕型電動汽車斜坡起步時減速比與車速關係圖 .....	71
圖 4-17 輕型電動汽車斜坡起步時傳動效率隨車速變化關係圖 .....	72
圖 4-18 輕型電動汽車斜坡起步時總效率隨車速變化關係圖 .....	72
圖 4-19 輕型電動汽車斜坡起步時車速隨時間之變化關係圖 .....	73
圖 4-20 小型電動機車行進中加速時減速比與車速關係圖 .....	74
圖 4-21 小型電動機車行進中加速時總效率隨車速變化關係圖 .....	75
圖 4-22 小型電動機車行進中加速時車速隨時間之變化關係圖 .....	75
圖 4-23 中型電動機車行進中加速時減速比與車速關係圖 .....	76
圖 4-24 中型電動機車行進中加速時總效率隨車速變化關係圖 .....	77
圖 4-25 中型電動機車行進中加速時車速隨時間之變化關係圖 .....	77
圖 4-26 輕型電動汽車行進中加速時減速比與車速關係圖 .....	79
圖 4-27 輕型電動汽車行進中加速時總效率隨車速變化關係圖 .....	79
圖 4-28 輕型電動汽車行進中加速時車速隨時間之變化關係圖 .....	80
圖 4-29 小型電動機車行進中爬坡時車速隨時間之變化關係圖 .....	81
圖 4-30 小型電動機車行進中爬坡時減速比與車速關係圖 .....	82
圖 4-31 小型電動機車行進中爬坡時總效率隨車速變化關係圖 .....	82
圖 4-32 中型電動機車行進中爬坡時減速比與車速關係圖 .....	84
圖 4-33 中型電動機車行進中爬坡時總效率隨車速變化關係圖 .....	85
圖 4-34 中型電動機車行進中爬坡時車速隨時間之變化關係圖 .....	85
圖 4-35 輕型電動汽車在行進中爬坡時減速比與車速關係圖 .....	86
圖 4-36 輕型電動汽車在行進中爬坡時總效率隨車速變化關係圖 .....	87
圖 4-37 輕型電動汽車在行進中爬坡時車速隨時間之變化關係圖 .....	88
圖 5-1 小型電動機車平路起步加速(改變減速比範圍) .....	92
圖 5-2 中型電動機車平路起步加速(改變減速比範圍) .....	93

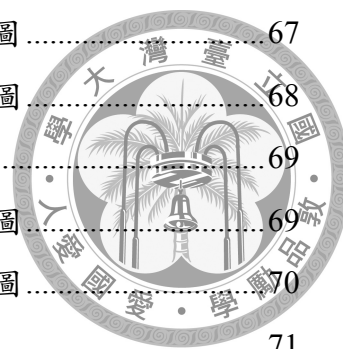


圖 5-3 小型電動機車 12%斜坡起步(改變減速比範圍).....	94
圖 5-4 中型電動機車 18%斜坡起步(改變減速比範圍).....	95
圖 5-5 小型電動機車 20km/hr 行進中加速(改變減速比範圍).....	97
圖 5-6 中型電動機車 40km/hr 行進中加速(改變減速比範圍).....	98
圖 5-7 小型電動機車 20km/hr 行進中爬坡(改變減速比範圍).....	100
圖 5-8 中型電動機車 40km/hr 行進中爬坡(改變減速比範圍).....	101
圖 5-9 小型電動機車平路起步加速(改變普立珠質量).....	104
圖 5-10 中型電動機車平路起步加速(改變普立珠質量).....	105
圖 5-11 小型電動機車 12%斜坡起步(改變普立珠質量).....	107
圖 5-12 中型電動機車 18%斜坡起步(改變普立珠質量).....	108
圖 5-13 小型電動機車 20km/hr 行進中加速(改變普立珠質量).....	110
圖 5-14 中型電動機車 40km/hr 行進中加速(改變普立珠質量).....	111
圖 5-15 小型電動機車 20km/hr 行進中爬坡(改變普立珠質量).....	113
圖 5-16 中型電動機車 40km/hr 行進中爬坡(改變普立珠質量).....	114
圖 5-17 小型電動機車平路起步加速(改變驅動彈簧剛性).....	117
圖 5-18 中型電動機車平路起步加速(改變驅動彈簧剛性).....	118
圖 5-19 小型電動機車平路 12%斜坡起步(改變驅動彈簧剛性).....	120
圖 5-20 中型電動機車 18%斜坡起步(改變驅動彈簧剛性).....	121
圖 5-21 小型電動機車 20km/hr 行進中加速(改變驅動彈簧剛性).....	123
圖 5-22 中型電動機車 40km/hr 行進中加速(改變驅動彈簧剛性).....	124
圖 5-23 小型電動機車 20km/hr 行進中爬坡(改變驅動彈簧剛性).....	126
圖 5-24 中型電動機車 40km/hr 行進中爬坡(改變驅動彈簧剛性).....	127
圖 5-25 小型電動機車平路起步加速(改變扭力凸輪導槽斜角).....	130
圖 5-26 中型電動機車平路起步加速(改變扭力凸輪導槽斜角).....	131
圖 5-27 小型電動機車 12%斜坡起步(改變扭力凸輪導槽斜角).....	133
圖 5-28 中型電動機車 18%斜坡起步(改變扭力凸輪導槽斜角).....	134
圖 5-29 小型電動機車 20km/hr 行進中加速(改變扭力凸輪導槽斜角).....	136
圖 5-30 中型電動機車 40km/hr 行進中加速(改變扭力凸輪導槽斜角).....	137
圖 5-31 小型電動機車 20km/hr 行進中爬坡(改變扭力凸輪導槽斜角).....	139

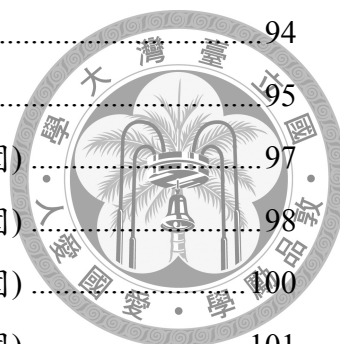
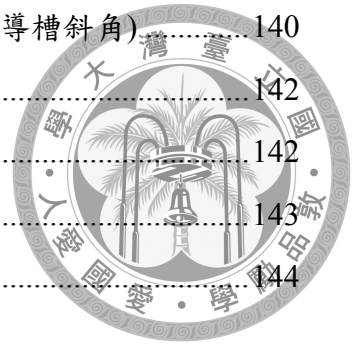


圖 5-32 中型電動機車 40km/hr 行進中爬坡(改變扭力凸輪導槽斜角).....	140
圖 5-33 小型電動機車平路起步加速(改變鍊條節距).....	142
圖 5-34 中型電動機車平路起步加速(改變鍊條節距).....	142
圖 5-35 小型電動機車平路起步加速(改變鍊條節圓半徑).....	143
圖 5-36 中型電動機車平路起步加速(改變鍊條節圓半徑).....	144



## 表目錄

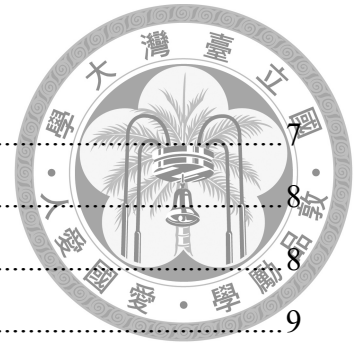


表 2-1 動力元件符號表.....	7
表 2-2 傳動元件符號表.....	8
表 2-3 輸出元件符號表.....	8
表 2-4 線路元件符號表.....	9
表 2-5 離合器元件符號表.....	10
表 2-6 速克達機車之功能動力圖建立步驟[34].....	13
表 2-7 離心離合器安裝方向與文字代號對照表.....	15
表 2-8 CVT 能量損失一覽表[10].....	32
表 3-1 滾子鍊條參數設定表.....	44
表 3-2 CVT 參數設定表.....	47
表 3-3 車輛參數設定表.....	48
表 3-4 電動機車性能補助標準及相關測試規範[46].....	54
表 3-5 行車參數設定表.....	56
表 5-1 調整減速比變化範圍對系統之影響.....	102
表 5-2 減輕普立珠質量對系統之影響.....	115
表 5-3 增加驅動彈簧剛性對系統之影響.....	128
表 5-4 增加扭力凸輪導槽斜角對系統之影響.....	141
表 5-5 鍊輪齒數設定表.....	143

## 符號彙整



$A_f$	車輛正面投影面積
$a$	車輛加速度
$a_0$	車輛初始加速度
$C_d$	主動皮帶滑輪與從動皮帶滑輪之輪軸距
$C_D$	空阻係數
$dT$	皮帶張力變化量
$d\theta$	皮帶單位長度對應之圓弧角
$EI$	皮帶之抗撓剛度
$F_a$	滑槽所提供的正向力
$F_b$	背推板所提供的正向力
$F_{driver}$	主動皮帶滑輪的軸向推力
$F_{driver\_belt}$	皮帶對主動皮帶滑輪的軸向推力
$F_{driven}$	從動皮帶滑輪的軸向推力
$F_{driven\_belt}$	皮帶對從動皮帶滑輪的軸向推力
$F_r$	普立珠所產生的離心力
$F_{spring}$	壓縮彈簧施加於可動面板的推力
$F_{spring,0}$	壓縮彈簧的預力
$F_t$	滾子鏈條緊邊張力
$F_s$	滾子鏈條鬆邊張力
$F_{cf}$	滾子鏈條受離心力影響之張力
$f_r$	滾動阻力係數
$g$	重力加速度
$I_{wf}$	前輪轉動慣量
$I_{wr}$	後輪轉動慣量
$I_{dr}$	CVT 主動皮帶滑輪轉動慣量
$I_{dn}$	CVT 從動皮帶滑輪轉動慣量



$I_m$	馬達轉子或引擎曲軸與飛輪之轉動慣量
$k_c$	壓縮彈簧的彈性係數
$L$	皮帶長度
$L_{est}$	以幾何條件計算出之皮帶長度
$M$	皮帶彎矩力
$M_{st}$	車重
$m_{ch}$	滾子鏈條單位長度之質量
$m_r$	普立珠質量
$N_c$	凸塊施加於導槽的正向力
$N_b$	作用於皮帶單位長度之正向力
$N_o$	從動鏈輪齒數
$n$	普立珠數量
$P_{cv,in}$	CVT 輸入功率
$P_{cv,out}$	CVT 輸出功率
$P_{ch,in}$	滾子鏈條輸入功率
$P_{ch,out}$	滾子鏈條輸出功率
$P_{in}$	系統輸入功率
$P_{out}$	系統輸出功率
$P_m$	馬達功率
$R_{cv}$	CVT 減速比
$R_{ch}$	滾子鏈條減速比
$R_{lc}$	低檔位鍊條傳動輪組齒比
$R_{hc}$	高檔位鍊條傳動輪組齒比
$R_{sys}$	多路無段變速系統減速比
$R_f$	最終傳動齒比
$R_a$	空氣阻力
$R_r$	滾動阻力
$R_g$	爬坡阻力
$r$	皮帶曲率半徑





$r_r$	普立珠質心旋轉半徑
$r_{r,min}$	普立珠旋轉半徑初始值
$r_1$	主動皮帶滑輪的皮帶作用節圓半徑
$r_{1,min}$	主動皮帶滑輪的皮帶初始作用節圓半徑
$r_{1,max}$	主動皮帶滑輪的皮帶最大作用節圓半徑
$r_2$	皮帶於從動輪之作用節圓半徑
$r_{2,min}$	從動皮帶滑輪的皮帶初始作用節圓半徑
$r_{2,max}$	從動皮帶滑輪的皮帶最大作用節圓半徑
$r_{cam}$	扭力凸輪的半徑
$r_b$	襯套之內徑
$r_s$ 、 $\omega_s$	同一鏈輪上的節圓半徑與轉速
$r_w$	車輪有效半徑
$t$	時間
$t_{final}$	模擬終止時間
$T_{cam}$	扭力凸輪所傳遞的扭力
$T$	皮帶張力
$T_t$	皮帶緊邊張力
$T_s$	皮帶鬆邊張力
$T_{in}$	系統輸入扭力
$T_{out}$	系統輸出扭力
$T_w$	車輪扭力
$v$	車速
$v_0$	車輛初始速度
$W_b$	皮帶彎矩作功
$W_{bi}$	主動皮帶滑輪彎矩作功
$W_{bo}$	從動皮帶滑輪彎矩作功
$W_{ch}$	滾子鏈條摩擦作功
$W_{pin}$	銷與襯套摩擦作功
$W_{chi}$	主動鏈輪摩擦作功



$W_{cho}$	從動鏈輪摩擦作功
$\alpha$	皮帶輪楔形角
$\alpha_m$	鏈輪之最大活節角
$\beta_c$	導槽角度
$\gamma$	皮帶與面盤間之摩擦角
$\Delta L$	壓縮彈簧的變形量
$\Delta T_{cv}$	CVT 損耗扭力
$\Delta T_{i,cv}$	CVT 主動皮帶滑輪損耗扭力
$\Delta T_{o,cv}$	CVT 從動皮帶滑輪損耗扭力
$\Delta T_{ch}$	滾子鏈條損耗扭力
$\Delta T_{i,ch}$	滾子鏈條主動鏈輪損耗扭力
$\Delta T_{o,ch}$	滾子鏈條從動鏈輪損耗扭力
$\Delta T_{i,lc}$	低檔位鏈條傳動輪組主動鏈輪損耗扭力
$\Delta T_{o,lc}$	低檔位鏈條傳動輪組從動鏈輪損耗扭力
$\Delta T_{i,hc}$	高檔位鏈條傳動輪組主動鏈輪損耗扭力
$\Delta T_{o,hc}$	高檔位鏈條傳動輪組主動鏈輪損耗扭力
$\Delta P_{bi}$	主動皮帶滑輪彎曲遲滯損耗功率
$\Delta P_{bo}$	從動皮帶滑輪彎曲遲滯損耗功率
$\Delta P_{cv}$	CVT 損耗功率
$\Delta P_{ch}$	滾子鏈條損耗功率
$\Delta P_{lc}$	低檔位鏈條傳動輪組損耗功率
$\Delta P_{hc}$	高檔位鏈條傳動輪組損耗功率
$\Delta P_{i,ch}$	主動鏈輪損耗功率
$\Delta P_{o,ch}$	從動鏈輪損耗功率
$\Delta M$	加速時動力系統迴轉部份之等效質量
$\sum \Delta T_{i,sys}$	多路無段變速系統主動端損耗扭力總合
$\sum \Delta T_{o,sys}$	多路無段變速系統從動端損耗扭力總合
$\sum \Delta P_{sys}$	多路無段變速系統損耗功率總合



$\delta_a$	滑槽角度
$\delta_b$	背推板角度
$\eta_{cv}$	CVT 傳動效率
$\eta_{ch}$	滾子鏈條傳動效率
$\eta_s$	系統機械效率
$\eta_m$	馬達或內燃機效率
$\eta_{total}$	總效率
$\theta_c$	皮帶與滑輪接觸角
$\theta_g$	爬坡角度
$\mu_c$	扭力凸輪與導槽之間的最大靜摩擦係數
$\mu_r$	普立珠與滑槽及背推板之間的最大靜摩擦係數
$\mu_b$	皮帶與面盤間之摩擦係數
$\mu_p$	銷與襯套之間的摩擦係數
$\rho$	空氣密度
$\omega_{i,cv}$	CVT 主動輪轉速
$\omega_{o,cv}$	CVT 從動輪轉速
$\omega_{i,ch}$	滾子鏈條主動輪轉速
$\omega_{o,ch}$	滾子鏈條從動輪轉速
$\omega_{in}$	系統輸入轉速
$\omega_{out}$	系統輸出轉速
$\omega_e$	離心離合器接合轉速

# 第一章 緒論

## 1-1 前言

由於台灣地狹人稠的環境特性，小巧靈活且價格低廉的機車一直是最普遍且最方便的交通工具，卻也成為空氣汙染的一大來源。近年來由於油價上漲環保意識抬頭，再加上政府政策的補助，電動機車逐漸取代以往的 50c.c. 速克達成為輕型機車市場的主力。由於機車工業係我國具有國際競爭潛力的重要產業之一，因此在機車技術的研發上有著刻不容緩的急迫性。

目前市售中型電動機車大多使用直流無刷馬達，透過固定齒比之減速機帶動車輪，小型電動機車則多使用直流無刷輪殼馬達直接驅動後輪，無減速機構。馬達能源轉換效率雖高，但受限於其轉速愈高時所能輸出的扭矩愈低的特性，中高速下輸出扭力的不足造成行進中加速與爬坡無力，成為電動機車發展的一大瓶頸。若能將馬達搭配一無段變速器(CVT)則可提升電動機車之性能，然而一般機車使用的 V 形皮帶式無段變速器雖有操作簡單與變速順暢的優點，但其傳動效率不佳，特別是在起步與低速行駛時更差，對於電動機車而言並非理想的傳動系統。

由巨獅創意科技股份有限公司所研發之多路無段變速器，係由一無段變速系統、與一或多個高效率之固定速比傳動系統結合而成。無段變速系統可為皮帶式、鋼帶式、鏈帶式、滾輪式，可採用機械、油壓、或電氣式控制減速比；固定速比傳動系統可為鍊條、時規皮帶、齒輪、或軸傳動等。並在無段變速系統與固定速比傳動系統間搭配不同種類的離合器，藉由離合器的切換改變動力的傳遞路徑。可在無段變速系統效率低落的區域使動力改經由高效率之固定速比傳動系統傳輸，以提高系統整體的傳動效率，同時保有變速平順的特性。

由於多路無段變速器中，無段變速系統與固定速比傳動系統有數種不同的搭配方式，各有不同的動態特性與效率表現。本研究針對中型及小型電動機車，選擇合適的多路無段變速器配置方式，同時探討各系統參數對車輛性能與效率的影響，以找出適合電動馬達特性的參數設定。



## 1-2 文獻回顧

多路無段變速器為一種混合型的傳動系統，可搭配各種形式的子系統。本論文著重於結合 V 形皮帶式無段變速器與鍊條而成的多路無段變速器。本節分為三部分：第一小節為 V 形皮帶式無段變速器之文獻回顧；第二小節為鍊條之文獻回顧；第三小節為多路無段變速器之文獻回顧。



### 1-2-1 皮帶式無段變速器

V 形皮帶式無段變速器在車輛上的應用始於 1886 年德國汽車先鋒 Benz 與 Daimler 的第一部汽油引擎汽車上。當時皮帶 CVT 並無數學模型可供參考，設計者只能憑藉自身經驗，再加上多次的實驗才能得到可行的結果。

直到 1955 年 W. S. Worley[1]首次利用實驗探討 V 形皮帶無段變速器中皮帶張力、作用節圓半徑、長度、與皮帶輪所需軸向推力間的關係，並整理出皮帶張力與皮帶輪之軸向推力間的關係式。1970 年代 B. G. Gerbert[2~9]發表多篇論文對皮帶滑移、變形、以及傳動效率進行分析，導出軸向推力與滑移間的關係式，並以實驗驗證其數學模型，V 形皮帶無段變速器的理論基礎於此更趨完整。1998 年 T. F. CHEN、D. W. LEE、C. K. SUNG[10]以自製的 V 形皮帶式 CVT 測試平台在不同轉速與負載條件下，測得其速比、滑差、扭力損失、與效率間的關係。

國內關於 V 形皮帶式無段變速器的文獻包含 1991 年工研院機械所對其運作原理所進行的研究。1994 年陳永聰[12]利用有限元素分析針對皮帶滑移現象進行分析。1996 李敦維[14]利用田口試驗分析了轉速、負載、減速比、皮帶尺寸等參數對皮帶式無段變速器效率的影響。1997 年曹以正[15]提出皮帶式無段變速器效率的半經驗公式，並以實驗驗證其準確性。同年 7 月鍾源勇[16]針對皮帶的能量損耗機制進行分析，並確定能量的損耗主要來自於皮帶彎曲變形時的遲滯損失。1999 年游恭豪[17]針對搭載不同傳動系統(行星齒輪組、鍊條、皮帶、皮帶式無度變速器)的電動機車進行了加速性能與續航力的數值分析。同年 7 月陳財富[18]對皮帶式無段變速器的效率提出系統化的改善方法，提出一改良式的設計範例，並以實驗證明可提升 15%以上的效率。

根據文獻回顧可知 V 形皮帶式無段變速器雖然早在 19 世紀末就有實務上的應用，但相關的學術研究直至 1955 年才開始。影響其傳動效率的最主要因素是皮帶，在低速運轉時其效率低落，因此相當多的文獻探討皆是針對其運作過程中皮帶的能量損耗機制。至此 V 形皮帶式無段變速器之力學及效率的理論基礎皆已十分完備，也有充足的實驗結果做為其準確性的佐證。



### 1-2-2 鍊條

車用鍊條可分為滾子鍊條(Roller Chain)與反齒型鍊條(Inverted Tooth Chain)兩種，反齒型鍊條由於解決了滾子鍊噪音大及不適用於高轉速的缺點，常應用於引擎正時鍊條等高轉速用途。但關於其學術研究遠較滾子鍊條少，加上滾子鍊條成本低廉且裝配容易等優點，在機械與車輛上的應用相當廣泛，短時間內還無法被反齒型鍊條淘汰，故本研究著重於滾子鍊條相關的文獻搜尋。

1982 年 M. R. Naji 與 K. M. Marshek[20]應用幾何學的觀念，推導出鍊條與鏈輪接觸的區間內每個滾子間的受力關係。1986 年 N. E. Hollingworth 及 D. A. Hills[21][22]同樣利用幾何關係對鍊條進行力學分析，並建立鏈片間產生相對旋轉時摩擦力導致的能量損耗模型，同時以實驗驗證其準確性。2002 年 C. J. Lodge 與 S. C. Burgness[24]彙整並結合了先前各學者所做的研究，提出了完整的滾子鍊條數學模型，並建立實驗平台加以驗證之。

至此滾子鍊條的理論基礎已臻穩固，在效率的表現上也有相當完整的實驗分析，當操作於低轉速、高扭力的條件下，其傳動效率可高達 98%至 99%。

### 1-2-3 多路無段變速器

1996 年許坤寶[36]提出由鍊條、行星齒輪組、V 形皮帶式無段變速器所組成的混合型傳動系統，為多路無段變速器的一種，利用不同的離合器與制動器控制動力傳輸路徑。進行效率與功流分析後，共得到四種可行的系統架構。

2002 年 Giacomo Mantriota[37-38]發表兩篇期刊論文。以自製之測試平台針對兩種由鍊條、行星齒輪組、與 V 形皮帶無段變速器所組成的多路無段變速器進行了效率分析，並與傳統 V 形皮帶無段變速器比較。

2009 年楊泰和[40~42]提出三種混合型傳動系統的設計概念，該系統由 V 形皮帶無段變速裝置與鍊條傳動裝置組成，捨棄行星齒輪組，並利用離合器控制動力傳遞路徑。2011 年施柏宇[39]對此三種設計概念進行了系統合成，共得到六種可行的離合器配置方式。利用程式模擬比較此六種系統在定速穩態及 ECE-40 行車模式下的效率表現，同時討論了鍊條齒比設定對系統之影響。

根據以上的文獻，關於混合型傳動系統的研究雖較少，但其子系統如 V 形皮帶無段變速器、鍊條、與行星齒輪組等的理論基礎已十分完備，對於系統整體的合成、功流、與效率分析也有了足夠的探討。

### 1-3 研究動機與目的

在混合型傳動系統的研究，其系統架構大多應用差速傳動機構的概念，即利用雙自由度之行星齒輪組做為差速機構，由無段變速器控制其中一自由度以調節系統速比，再搭配離合器與制動器切換，使系統保有變速平順與多段操作模式之特性。但行星齒輪組體積大、成本高，若再搭配離合器與制動器則控制機構太過複雜，不適合應用於機車等小型車輛。


此外針對混合型傳動系統的研究重點大多為系統合成、功流與穩態效率分析，對於整車性能與動態的分析較少。因此本論文希望針對僅搭載鍊條傳動機構、構造較簡單、體積較小之多路無段變速器，分析其對機車之動態性能與傳動效率之影響。

### 1-4 研究架構與步驟

本研究針對搭載鍊條傳動機構之多路無段變速器對於中型與小型電動機車之動態性能與效率表現做探討。首先利用功能動力圖說明多路無段變速器之架構，並建立多路無段變速器與車輛運動之數學模型。接著進行電動機車與多路無段變速器之系統評估，在各種不同行車模式下以數值分析方式模擬極速、加速性能與傳動效率，以挑選出適合使用於中型與小型電動機車之系統配置。最後調整各項參數並討論其對模擬結果的影響。



本研究各章重點分述如下：

- 
- 第一章、緒論：含前言、相關文獻、動機與目的、論文架構與研究步驟。
- 第二章、理論基礎：含多路無段變速器之架構、鍊條傳動機構、V形皮帶無段變速器之數學模型、以及車輛運動模型。
- 第三章、數值分析：介紹數值分析方法，說明V形皮帶無段變速器減速比的計算方式，皮帶與鍊條傳動效率的計算方式，傳動系統檔位的選擇邏輯，以及機車行駛動態的模擬方式。
- 第四章、系統比較：給定電動機車之各項參數，針對選定的多路無段變速器配置方式，以Matlab程式模擬各種系統配置與行車模式下機車的性能與傳動效率，並選定適合小型與中型電動機車的多路無段變速器配置方式。
- 第五章、參數討論：調整多路無段變速器各項參數，以數值分析方式模擬調整前後的結果，並討論對傳動效率與車輛性能之影響。
- 第六章、結論與未來展望：本研究之成果，與未來可進一步探討的方向。

## 第二章 理論基礎



本章首先說明本研究所採用之圖畫表示法：功能動力圖，包含圖形的組成元件、圖形繪製規則與建立步驟，接著介紹本研究所採用的多路無段變速器架構、其子系統 CVT 和鍊條之數學模型，以及車輛運動模型。

### 2-1 功能動力圖

本研究所採用之圖畫表示法為陳羿名[44]所提出之「功能動力圖」(function-power graph)，其理論是由江承舜的混合動力系統之理念設計方法[43]中的功能拓撲圖(function graph)發展而來。

功能動力圖利用能量線連接各系統元件，可清楚描述系統之組成構造及動力流動路徑，有利於判斷系統可達成之功能。功能動力圖相同之系統，應具備相同之功能。以下就功能動力圖的組成元件及建立步驟做說明。

#### 2-1-1 系統組成元件

江承舜[43]所建立的功能拓撲圖對於系統的能量流動與轉換做探討，系統能量的形式包含動能、石化能、電能三種，其圖形元件包含儲能元件(油箱、電池、飛輪)、能量轉換器(引擎、電動機)、能量控制器(動力分配裝置、耦合器、電能耦合器)、輸出元件四種。而功能動力圖主要針對系統的機械結構進行分析，探討動能於系統中的流動時所能達成的功能，圖形所包含的元件與功能拓撲圖有所差異。

與功能拓撲圖不同的是，功能動力圖中僅考慮動能的流動情形，圖形中將不表示儲能元件。能量轉換器，即引擎及電動機，主要功能在於提供系統運作時的動能，在功能動力圖中改命名為動力元件。功能動力圖並沒有動力分配裝置，即行星齒輪組等多自由度元件。為探討各種離合器於系統中的配置方式，功能動力圖在圖形中增加離合器元件。

功能動力圖主要用於對混合動力系統進行分析的一種圖論法，重點著重於動力的流動方向，即引擎與電動機之間的互動關係，因此作者對於 CVT、車輪差速器及齒輪組等造成轉速變化之變速機構，及萬向接頭等調整軸間角度之連接機

構，由於不影響動力之流動方向，於圖形中不以表示。

然而，本研究對象為一具有二個以上傳動系統之混合型傳動系統，傳動系統必須清楚地呈現出來，方能知曉動力經由何種傳動系統輸出，因此，勢必於組成元件中增加一項傳動系統的表示符號，在此稱為傳動元件。



綜合以上各點，功能動力圖之組成可分為五種元件：動力元件、傳動元件、輸出元件、線路元件及離合器元件。以下就各元件之符號及特性進行說明。

## 1. 動力元件

動力元件指提供系統動力來源之元件，包含引擎(Internal Combustion Engine，簡寫為 ICE)及電動機(Motor/Generator，簡寫為 M/G)，此兩元件在功能動力圖中須置於一連接線段末端，且僅與一條連接線段連接。其符號及各種操作狀態如表 2-1 動力元件符號表所示。元件特性說明於後。

表 2-1 動力元件符號表

名稱	圖示	操作狀態
引擎	ICE	ON / OFF
電動機	M/G	M <sub>f</sub> / M <sub>r</sub> / G / OFF

### a. 引擎

引擎泛指各種內燃機引擎，如汽油或柴油引擎。一般的引擎本身包含一具啟動馬達及一具發電機，此二裝置將視為引擎的一部分，在圖形中不另外表示。

引擎之狀態可分為運轉(ON)、關閉(OFF)兩種，運轉表示引擎將石化能轉為動能使曲軸轉動，關閉表示引擎不做石化能轉動能之能量轉換。

### b. 電動機

電動機泛指各種馬達及發電機。馬達及發電機兩者基本結構相同，通常一具電動機可切換為馬達或發電機使用。

電動機的狀態可分為馬達正轉 (Mf)、馬達反轉 (Mr)、發電機發電(G)、關閉(OFF)四種。馬達正轉代表電動機將電能轉為動能驅動車輛前進；馬達反轉代表電動機將電能轉為動能驅動車輛後退；發電機發電代表電動機將動能轉為電能；關閉代表電動機不將電能轉為動能或將動能轉電能。



## 2. 傳動元件

傳動元件表示系統動力路徑上所經之傳動系統，包含無段變速傳動元件與鏈條傳動元件，此兩元件僅能與二條連接線段連接。其符號及各種操作狀態如表 2-2 所示。

表 2-2 傳動元件符號表

名稱	圖示	操作狀態
無段變速傳動系統		ON / OFF
鏈條傳動系統		

本研究之無段變速傳動單元通常作為車輛之變速裝置，可為機車用之皮帶式 CVT 或汽車用之鋼帶 CVT 等，鏈條傳動系統則為固定減速比之減速裝置，可為滾子鏈條或反齒形鏈條等。

## 3. 輸出元件

輸出元件表示系統動力輸出的位置，通常即為車輛的車輪，亦可為傳動軸，此元件在功能動力圖中須置於連接線段末端。其符號及操作狀態如表 2-3 所示。

表 2-3 輸出元件符號表

名稱	圖示	操作狀態
輸出		D / F / B

輸出元件的狀態可分為被驅動(driven,簡寫為 D)、自由滾動(free-rolling,簡寫為 F)、煞車(braking,簡寫為 B)三種。被驅動代表系統動力元件之動能經由線路傳

至輸出元件，包含受引擎驅動、受馬達驅動、或同時受二者驅動三種狀態；自由滾動指車輪未接受到動力元件之動能，車輛呈現滑行狀態；煞車則代表車輪轉動方向與受力方向相反，發生於車輛減速或停車時。



#### 4. 線路元件

線路元件包含連接線段及耦合點，系統之動力元件、傳動元件及輸出元件由其兩者組成。連接線段及耦合點的符號如表 2-4 所示。元件特性說明於後。

表 2-4 線路元件符號表

名稱	圖示
連接線段	_____
耦合點	●

##### a. 連接線段

系統中的所有動力流動路徑皆可以連接線段表示。連接線段繪製有以下四項規則：

- (1) 連接線段不得有交叉之情形。
- (2) 連接線段的兩端點必須為動力元件、傳動元件、輸出元件或耦合點。
- (3) 一連接線段中可安裝或不安裝離合器元件。

若一連接線段的兩端皆為耦合點，且該連接線段中未安裝離合器，則該連接線段及兩耦合點可合併為一個耦合點。

##### b. 耦合點

當系統中有三條以上連接線端交匯時，需在交匯點加入一耦合點。耦合點可為實際之機構交匯點，如三個直接嚙合之齒輪；亦可能無一實際之機械位置。

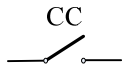

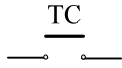
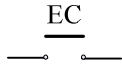
#### 5. 離合器元件

離合器元件指控制系統各線段接合與分離之元件，包含離心離合器 (centrifugal clutch, 簡寫為 CC)、單向離合器 (one way clutch, 簡寫為 OWC)、扭力

限制離合器(torque limiter, 簡稱為 TC) 、可控離合器(engagement-controllable clutch, 簡寫為 EC)四種。各種離合器之作用可類比於電路系統中的開關,其狀態可分為接合(ON)與分離(OFF),離合器接合時動力可通過離合器傳遞,分離時動力無法通過離合器傳遞。離合器元件的符號及各種操作狀態如表 2-5 所示。以下分別就離合器的特性做說明。



表 2-5 離合器元件符號表

名稱	圖示	操作狀態
離心離合器		ON / OFF
單向離合器		
扭力限制離合器		
可控離合器		

### a. 離心離合器

離心離合器是一種利用旋轉產生離心力而能自動接合與分離的離合器,其基本結構由三個元件組成:主動件、離心體、從動件,如圖 2-1 所示[28],離心體滑塊裝於主動件上,由原動機驅動主動件旋轉加速而將其徑向甩出,從動件是鼓形圓筒狀零件與主動件同心裝配,當主動件達到規定角速度時,甩出的離心體與從動件內壁壓緊,由摩擦力強制其進入運動狀態而傳遞扭矩[29]。

離心離合器於功能動力圖中的圖示以一類似電路學[30]中開刀開關之符號表示,圖示中開刀與連接線段接觸的一端為離合器主動件,未與連接線段接觸端為離合器從動件。

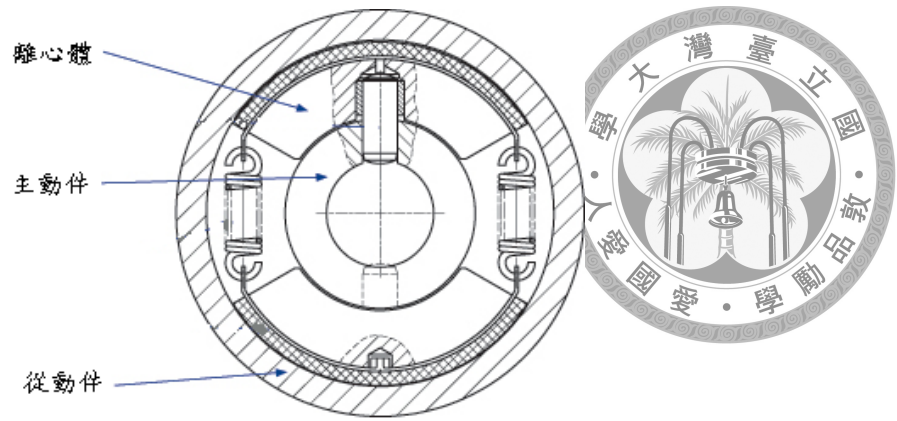


圖 2-1 離心離合器機構圖[28]

### b. 單向離合器

單向離合器又稱為超越離合器或單向軸承，是一種隨速度的變化或迴轉方向的變化而能自動接合與分離的離合器，其基本結構由三個元件組成：主動件、滾柱、從動件，如圖 2-2 所示[31]，當圖中主動件(圖中 Hub)以順時針方向相對於從動件(圖中 Ring)旋轉時離合器不接合，當主動件以逆時針方向相對於從動件旋轉時，滾柱(圖中 Roller)對主動件及從動件發生楔緊作用使離合器接合。

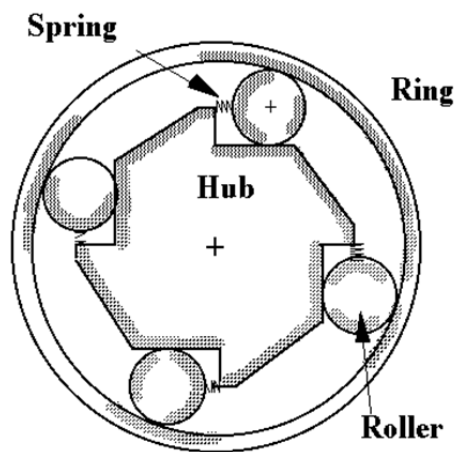


圖 2-2 單向離合器機構圖[31]

單向離合器於功能動力圖中的圖示以一類似電路學中閘刀開關之符號表示，並於閘刀頂端以箭頭表示離合器動力可傳動的方向，圖示中閘刀與連接線段接觸的一端為離合器主動件，未與連接線段接觸端為離合器從動件。

### c. 扭力限制離合器

扭力限制離合器的常用功能為保護機器，當傳遞扭力限制離合器的扭力大於其所設定限制的扭力時，TC 分離空轉；當傳遞扭力限制離合器的扭力未超過其所設定限制的扭力時，TC 則為接合，此時其作用相當於聯軸器。

扭力限制離合器的形式一般有摩擦式、嵌合式及元件破壞式等[32]。如圖 2-3 所示為一摩擦式扭力限制離合器之機構圖。

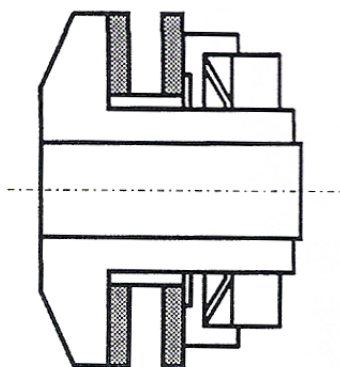


圖 2-3 摩擦式扭力限制離合器機構圖[32]

### d. 可控離合器

可控離合器泛指各種可由人為或電腦指令控制之離合器，如機械離合器、氣動離合器、液壓離合器、電磁離合器等。電磁離合器之機構圖如圖 2-4 所示[33]，其結構分為桿件 1 及桿件 2 兩部分，兩者平時為分離狀態，當離合器通電時，桿件 2 內部的線圈產生磁場吸引桿件 1，而使離合器達接合狀態。

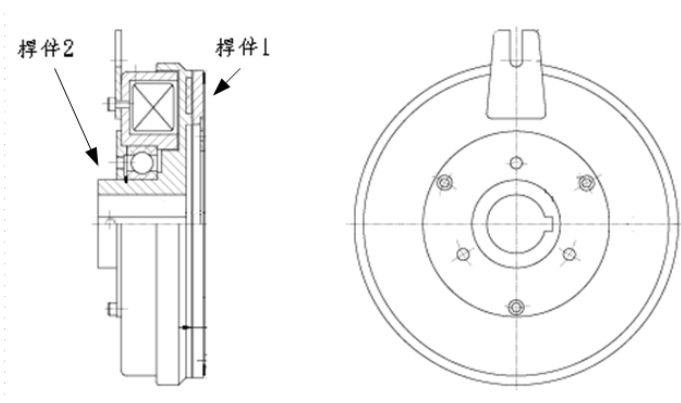


圖 2-4 電磁離合器機構圖[33]



可控離合器於功能動力圖中的圖示以一類似電路學中電磁繼電器之符號表示，該離合器安裝方向並無主動件與從動件之區別。



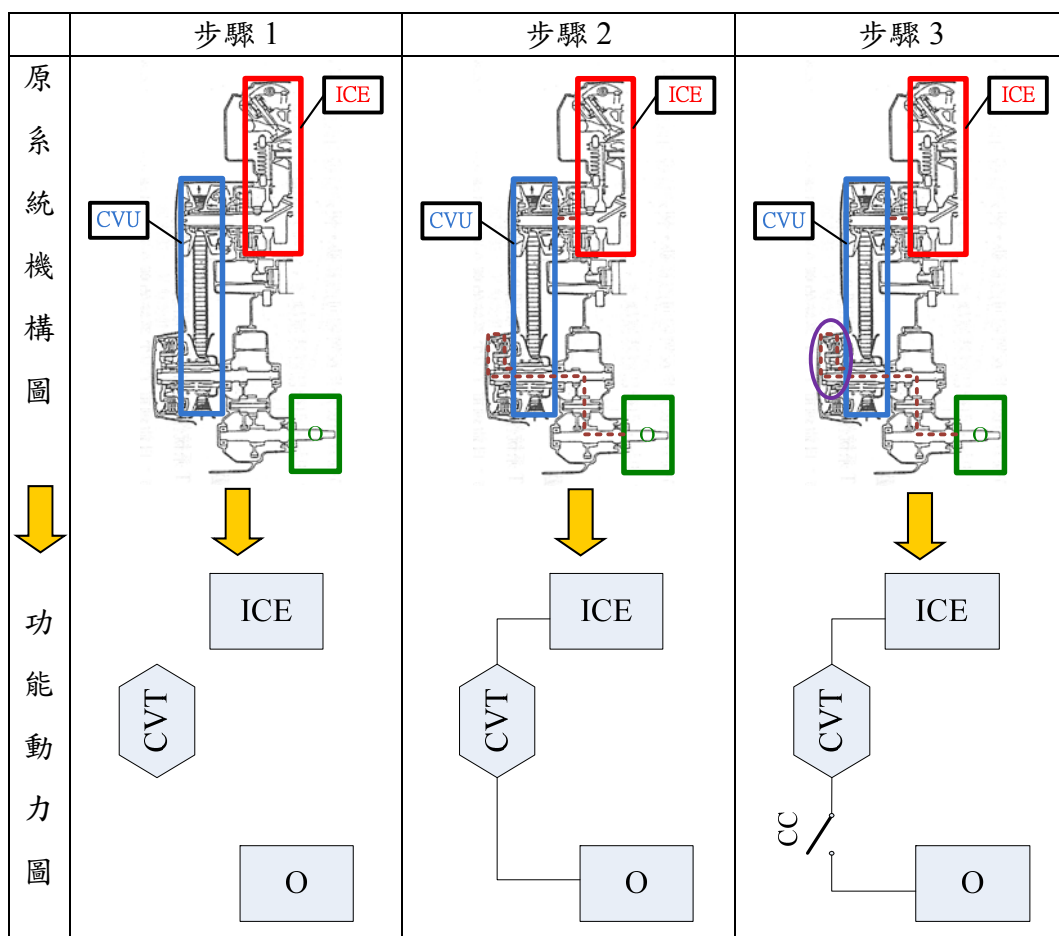
## 2-1-2 功能動力圖之建立步驟與規則

欲將論文或專利中的混合型傳動系統機械結構圖轉為功能動力圖時，可依據以下步驟進行：

1. 確認系統之動力元件、傳動元件及輸出元件，並繪製於圖紙上。
2. 設定所有離合器皆為接合狀態，將所有可能之動力流動路徑以連接線段及耦合點繪出。
3. 將離合器依安裝方向及種類繪於所在的連接線段上，即完成功能動力圖繪製。

在此以一般速可達機車[34]為例，示範將其傳動系統機械結構圖轉為功能動力圖之步驟如表 2-6 所示。

表 2-6 速克達機車之功能動力圖建立步驟[34]



至此，功能動力圖已可讓一個複雜的系統加以簡化，但是為了方便比較不同系統的差異性，有必要規定系統元件符號的放置位置。而元件符號放置位置大致上可分為兩類：1. 混合動力系統 2. 混合型傳動系統。



### 1. 混合動力系統：

當系統具備一具引擎、一具電動機及一個輸出時，將引擎置於圖形左側，電動機置於圖形右上方，輸出置於圖形右下方，虛線內為系統連接線路以及離合器，如圖 2-5 所示。



圖 2-5 混合動力系統之功能動力圖標準配置圖形

### 2. 混合型傳動系統：

當系統只具備一個動力源及一個輸出時，將動力源置於圖型左側，輸出置於圖形右側，虛線內為系統連接線路、傳動元件及離合器，如圖 2-6 所示。

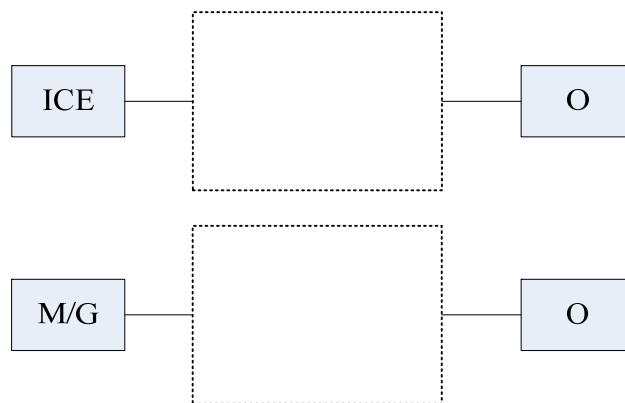


圖 2-6 混合型傳動系統之功能動力圖標準配置圖形

離心離合器及單向離合器有主動件與從動件的分別，需注意其安裝方向。作者規定：在標準配置圖形中，當啟動離合器之動力方向由圖形左方向右方流動，或由圖形下方向上方流動時，以離合器英文簡寫後方加入一正號表示，如 CC+、

OWC+；反之則在離合器英文簡寫後方加入一負號表示，如 CC-、OWC-。表 2-7 以離心離合器為例說明安裝方向與文字代號的對應關係。

表 2-7 離心離合器安裝方向與文字代號對照表

離合器於標準配置圖形中的安裝方向		
離合器的文字代號	CC+	CC-



各線段可以串聯的方式安裝兩個以上的離合器。如離心離合器與單向離合器串聯形成的離心單向離合器，以及離心離合器與可控離合器串聯形成的離心可控離合器兩種，各離合器代號依安裝順序及方向依序標示，如 OWC-CC-、CC+EC。

## 2-2 多路無段變速器

本研究探討之多路無段變速器採用專利[40][42]之設計概念，根據所搭載的鍊條傳動輪組數量多寡，可分為如圖 2-7(a)D 形線路結構(Double Parallel)、與(b)T 形線路結構(Triple Parallel)，其中 a~f 為可安裝離合器之位置。為區別鍊條傳動輪組之檔位，於功能動力圖中的鍊條傳動元件上方另加上標記，Low 代表低檔為傳動輪組(Low Chain)、High 代表高檔位傳動輪組(High Chain)。

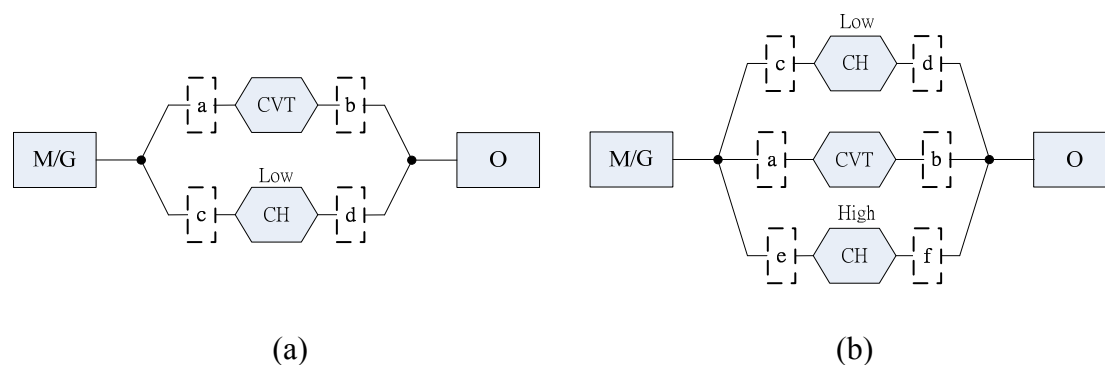


圖 2-7(a)D 形線路結構；(b)T 形線路結構

其共通特色為：

1. 起步或低速行駛時，動力經由 Low Chain 或與 CVT 同時傳送。
2. 中速行駛時僅能由 CVT 傳送動力，同時切斷其他通路之動力。
3. 高速行駛時由 CVT、High Chain、或由兩者同時傳送動力。

以下針對本研究所採用的多路無段變速系統之架構與其數學模型進行介紹：

## 2-2-1 系統架構

參考文獻[39]對 D 形與 T 形線路多路無段變速系統進行了合成，並針對不同的離合器配置方式進行定速穩態下的傳動效率分析。本研究挑選其中效率較高的三種系統做為動態分析的對象。



### 1. D 形線路低檔系統

圖 2-8 所示為具有低檔鍊條傳動輪組之 D 形線路系統，在低檔鍊輪與皮帶 CVT 之輸出端各裝有一單向離合器。

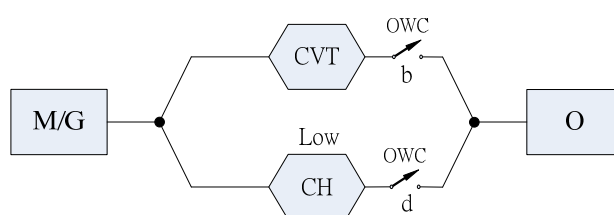


圖 2-8 D 形線路低檔系統配置圖

根據參考文獻[39]的分析，欲使動力在車輛起步與低速時能夠經由 Low Chain 或由 Low Chain 與 CVT 同時傳輸，並在中高速時隨 CVT 減速比的變化自動切換至 CVT 傳動，則 Low Chain 之齒比設定需介於 CVT 最大與最小減速比之間，即  $R_{cv,max} > R_{LC} > R_{cv,min}$ 。

### 2. T 形線路高低檔系統

圖 2-9 所示為具有高低檔鍊條傳動輪組之 T 形線路系統，低檔鍊輪與皮帶 CVT 之輸出端各裝有一單向離合器，與 D 形系統之差別在於多了高檔位鍊條傳動輪組。高檔鍊輪之輸入端裝有離心離合器，在參考文獻[39]中其主動件與動力元件相接，意即由動力元件之轉速控制該離合器接合與分離。在本研究中為確保系統在高速時才切換至高檔鏈條，將該離合器之主動件改為與高檔鍊條之輸入端相接，以避免動態分析時系統在中低速下過早切換至高檔位鍊條傳動。

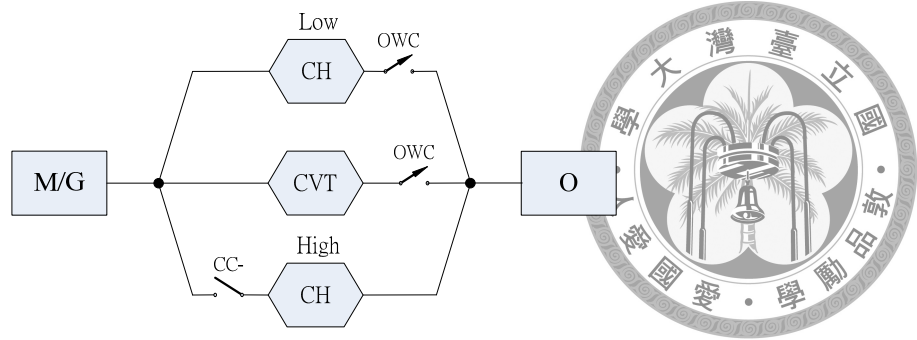


圖 2-9 T 形線路高低檔系統配置圖

### 3. 理想系統

理想系統為一具有高低檔鍊條傳動輪組之 T 形線路系統，在每條動力路徑上各有一電磁離合器與單向離合器，依需求控制電磁離合器之接合與分離，並以單向離合器防止其他子系統作動造成不必要的能量消耗，其架構如圖 2-10 所示。

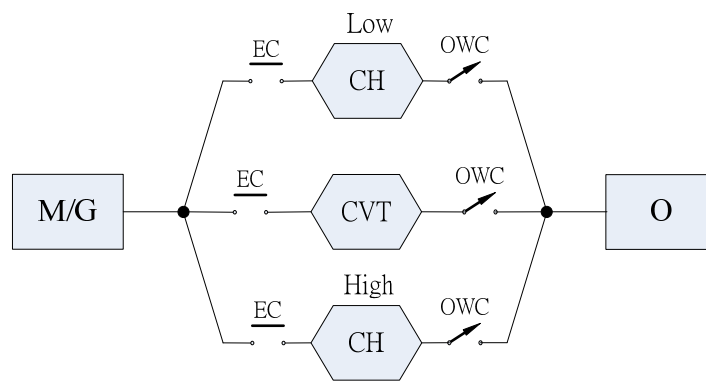


圖 2-10 理想系統配置圖

## 2-2-2 系統數學模型

以下針對三種多路無段變速系統之功流與效率模型進行介紹。

### 1. D 形線路系統

根據參考文獻[39]之分析，本系統之機械效率( $\eta_s$ )可表示為：

$$\eta_s = \frac{P_{out}}{P_{in}} = 1 - \frac{\Delta P}{P_{in}} = 1 - \frac{\Delta P_{cv} + \Delta P_{lc}}{T_{in} \cdot \omega_{in}} \quad (0.1)$$

其功流型態依動力傳動路徑可分為二：

(1) LC 傳動模式

此傳動模式下如圖 2-11 所示，位於 Low Chain 輸出端之單向離合器接合，CVT 輸出端之單向離合器分離，動力經由 Low Chain 輸出，CVT 隨動力源空轉。

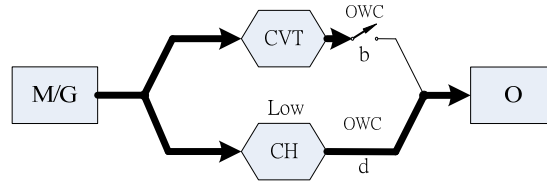


圖 2-11 D 形線路系統 LC 傳動模式下之功流型態

此時系統之輸入扭力除了需克服 Low Chain 輸入與輸出端所消耗的扭矩外，還需在系統左側耦合點克服空轉的 CVT 系統所消耗之扭矩：

$$T_{out} = (T_{in} - \Delta T_{i,lc} - \Delta T_{i,cv} - \frac{\Delta T_{o,cv}}{R_{cv}}) \cdot R_{lc} - \Delta T_{o,lc} \quad (0.2)$$

(2) CVT 傳動模式

此傳動模式下如圖 2-12 所示，位於 CVT 輸出端之單向離合器接合，Low Chain 輸出端之單向離合器分離，動力經由 CVT 輸出，Low Chain 隨動力元件空轉。

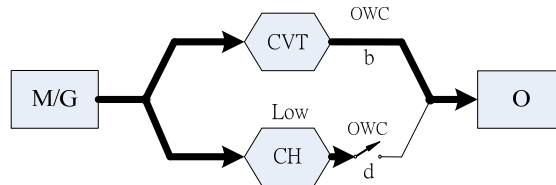


圖 2-12 D 形線路系統 CVT 傳動模式下之功流型態

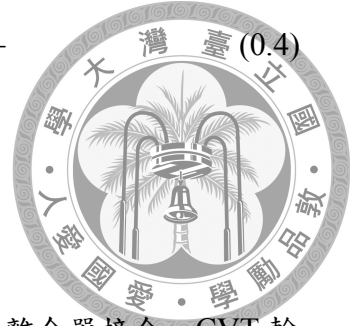
此時系統之效率表示方式與 LC 傳動模式下相同，系統輸出扭力則為輸入扭力扣除 CVT 與空轉的 Low Chain 所消耗者後之值。

$$T_{out} = (T_{in} - \Delta T_{i,cv} - \Delta T_{i,lc} - \frac{\Delta T_{o,lc}}{R_{lc}}) \cdot R_{cv} - \Delta T_{o,cv} \quad (0.3)$$

2. T 形線路系統

根據參考文獻[39]，系統效率可表示為：

$$\eta_s = \frac{P_{out}}{P_{in}} = 1 - \frac{\Delta P}{P_{in}} = 1 - \frac{\Delta P_{cv} + \Delta P_{lc} + \Delta P_{hc}}{T_{in} \cdot \omega_{in}} \quad (0.4)$$



其功流型態依動力傳動路徑可分為三：

### (1) LC 傳動模式

此傳動模式如圖 2-13 所示，Low Chain 輸出端之單向離合器接合，CVT 輸出端之單向離合器分離，High Chain 輸入端之離心離合器分離，動力經由 Low Chain 輸出。CVT 隨動力元件空轉，High Chain 則隨輸出元件空轉。

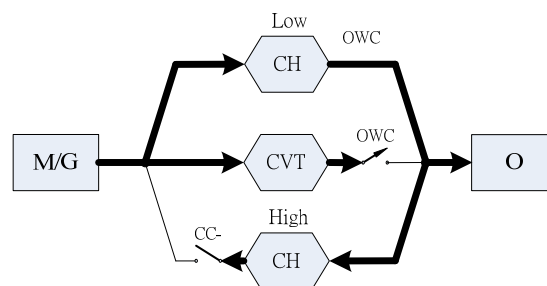


圖 2-13 T 形線路系統 LC 傳動模式下之功流型態

此驅動模式下輸入扭力在系統左側耦合點須先克服 Low Chain 輸入端與 CVT 造成之扭力損耗，經 Low Chain 減速比放大後，再於系統右側耦合點克服 Low Chain 輸出端與 High Chain 之扭力損耗，始得到系統之輸出扭力。其數學關係如下：

$$T_{out} = [T_{in} - \Delta T_{i,lc} - (\Delta T_{i,cv} + \frac{\Delta T_{o,cv}}{R_{cv}})] \cdot R_{lc} - \Delta T_{o,lc} - (\Delta T_{i,hc} \cdot R_{hc} + \Delta T_{o,hc}) \quad (0.5)$$

### (2) CVT 傳動模式

此傳動模式如圖 2-14 所示，CVT 輸出端之單向離合器接合，Low Chain 輸出端之單向離合器分離，High Chain 輸入端之離心離合器亦保持分離，動力經由 CVT 輸出。Low Chain 隨動力元件空轉，High Chain 則隨輸出元件空轉。

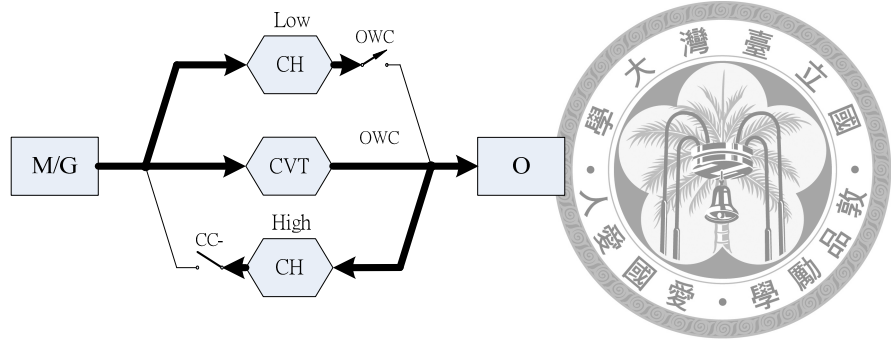


圖 2-14 T 形線路系統 CVT 傳動模式下之功流型態

此模式下輸入扭力在系統左側耦合點需克服 CVT 輸入端與 Low Chain 之扭力損耗，經 CVT 減速比放大後，再於系統右側耦合點克服 CVT 輸出端與 High Chain 之扭力損耗。其數學關係如下：

$$T_{out} = [T_{in} - \Delta T_{i,cv} - (\Delta T_{i,lc} + \frac{\Delta T_{o,lc}}{R_{lc}})] \cdot R_{cv} - \Delta T_{o,cv} - (\Delta T_{i,hc} \cdot R_{hc} + \Delta T_{o,hc}) \quad (0.6)$$

### (3) HC 傳動模式

此傳動模式如圖 2-15 所示，High Chain 輸入端之離心離合器接合，Low Chain 輸出端與 CVT 輸出端之兩單向離合器分離，動力經由 High Chain 輸出。CVT 與 Low Chain 隨動力元件空轉。

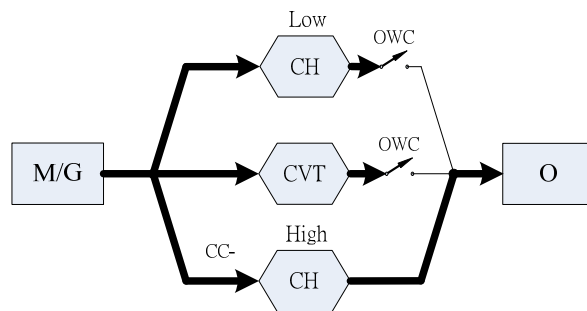


圖 2-15 T 形線路系統 HC 傳動模式下之功流型態

此模式下輸入扭力在系統左側耦合點克服 Low Chain、CVT 與 High Chain 輸入端之扭力損耗後，經 High Chain 齒比縮小後，再於系統右側耦合點克服 High Chain 輸出端之扭力損耗並流向輸出元件。其關係如下：

$$T_{out} = [T_{in} - \Delta T_{i,hc} - (\Delta T_{i,lc} + \frac{\Delta T_{o,lc}}{R_{lc}}) - (\Delta T_{i,cv} + \frac{\Delta T_{o,cv}}{R_{cv}})] \cdot R_{hc} - \Delta T_{o,hc} \quad (0.7)$$



### 3. 理想系統

此系統之機械效率與 T 形線路系統相同：

$$\eta_s = \frac{P_{out}}{P_{in}} = 1 - \frac{\Delta P}{P_{in}} = 1 - \frac{\Delta P_{cv} + \Delta P_{lc} + \Delta P_{hc}}{T_{in} \cdot \omega_{in}} \quad (0.8)$$



在不同的驅動模式下其功流型態如下：

#### (1) Low Chain 傳動模式

此模式如圖 2-16 所示，Low Chain 輸入端之電磁離合器接合，CVT 與 High Chain 輸入端之電磁離合器分離，動力經由 Low Chain 輸出，同時 CVT 與 High Chain 輸出端之單向離合器分離，確保兩系統不作動造成多餘的能量與扭力耗損，意即此時  $\Delta P_{cv} = \Delta P_{hc} = 0$ 、 $\Delta T_{i,cv} = \Delta T_{o,cv} = \Delta T_{i,hc} = \Delta T_{o,hc} = 0$ 。

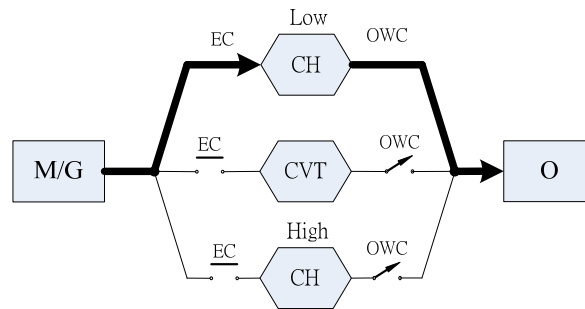


圖 2-16 理想系統 LC 傳動模式下之功流形態

此時輸入扭力僅需克服 Low Chain 本身的扭力損耗，即：

$$T_{out} = [T_{in} - \Delta T_{i,lc}] \cdot R_{lc} - \Delta T_{o,lc} \quad (0.9)$$

#### (2) CVT 傳動模式

此模式如圖 2-17 所示，CVT 輸入端之電磁離合器接合，Low Chain 與 High Chain 輸入端之電磁離合器分離，動力經由 CVT 輸出，同時 Low Chain 與 High Chain 輸出端之單向離合器分離，確保兩系統不作動造成多餘的能量與扭力耗損，意即此時  $\Delta P_{lc} = \Delta P_{hc} = 0$ 、 $\Delta T_{i,lc} = \Delta T_{o,lc} = \Delta T_{i,hc} = \Delta T_{o,hc} = 0$ 。

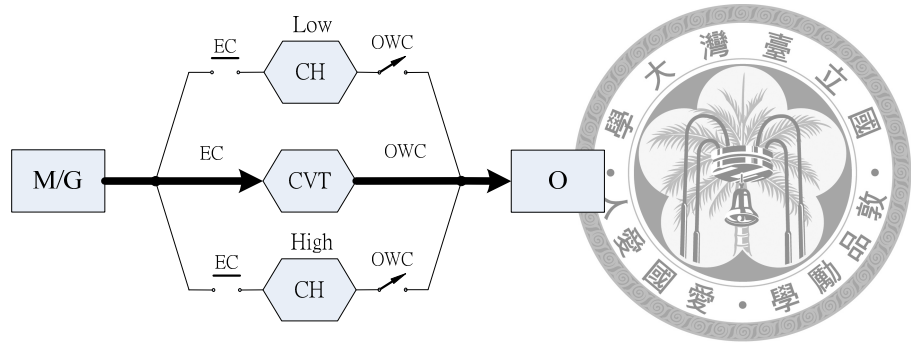


圖 2-17 理想系統 CVT 傳動模式下之功流形態

輸入扭力僅需克服 CVT 本身的扭力損耗，即：

$$T_{out} = [T_{in} - \Delta T_{i,cv}] \cdot R_{cv} - \Delta T_{o,cv} \quad (0.10)$$

### (3) High Chain 傳動模式

此模式如圖 2-18 所示，High Chain 輸入端之電磁離合器接合，Low Chain 與 CVT 輸入端之電磁離合器分離，動力經由 High Chain 輸出，同時 Low Chain 與 CVT 輸出端之單向離合器分離，確保兩系統不作動造成多餘的能量與扭力耗損，意即此時  $\Delta P_{lc} = \Delta P_{cv} = 0$ 、 $\Delta T_{i,lc} = \Delta T_{o,lc} = \Delta T_{i,cv} = \Delta T_{o,cv} = 0$ 。

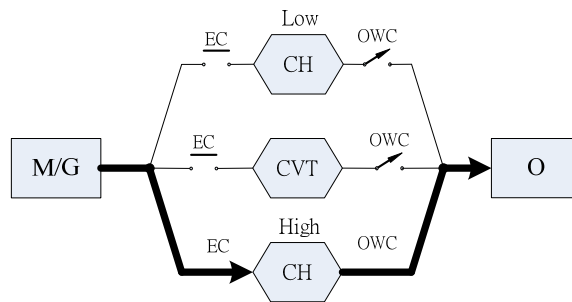


圖 2-18 理想系統 HC 傳動模式下之功流形態

輸入扭力僅需克服 High Chain 本身的扭力損耗，即：

$$T_{out} = [T_{in} - \Delta T_{i,hc}] \cdot R_{hc} - \Delta T_{o,hc} \quad (0.11)$$

## 2-3 CVT 數學模型

目前普遍應用於速克達(Scooter)機車上的 CVT，其整體構造如圖 2-19 所示。利用主動皮帶滑輪上的配重滾子(普立珠)做為速度的感測機構、從動皮帶滑輪上的驅動彈簧與扭力凸輪做為附載扭力的感測機構，搭配 V 形皮帶藉由摩擦力傳遞動力，並透過皮帶在滑輪上的徑向滑移，來改變皮帶之作用節圓半徑，以達成連續的減速比變化。

參考文獻[17]將 CVT 分為主動皮帶滑輪、從動皮帶滑輪、與傳動皮帶三部分來探討其受力與運動分析。參考文獻[15][16]則將 CVT 作動過程中的能量損耗分為扭力損失與轉數損失兩大部分，並列出其數學模型。以下分別說明本研究採用之 CVT 各部分的數學模型。

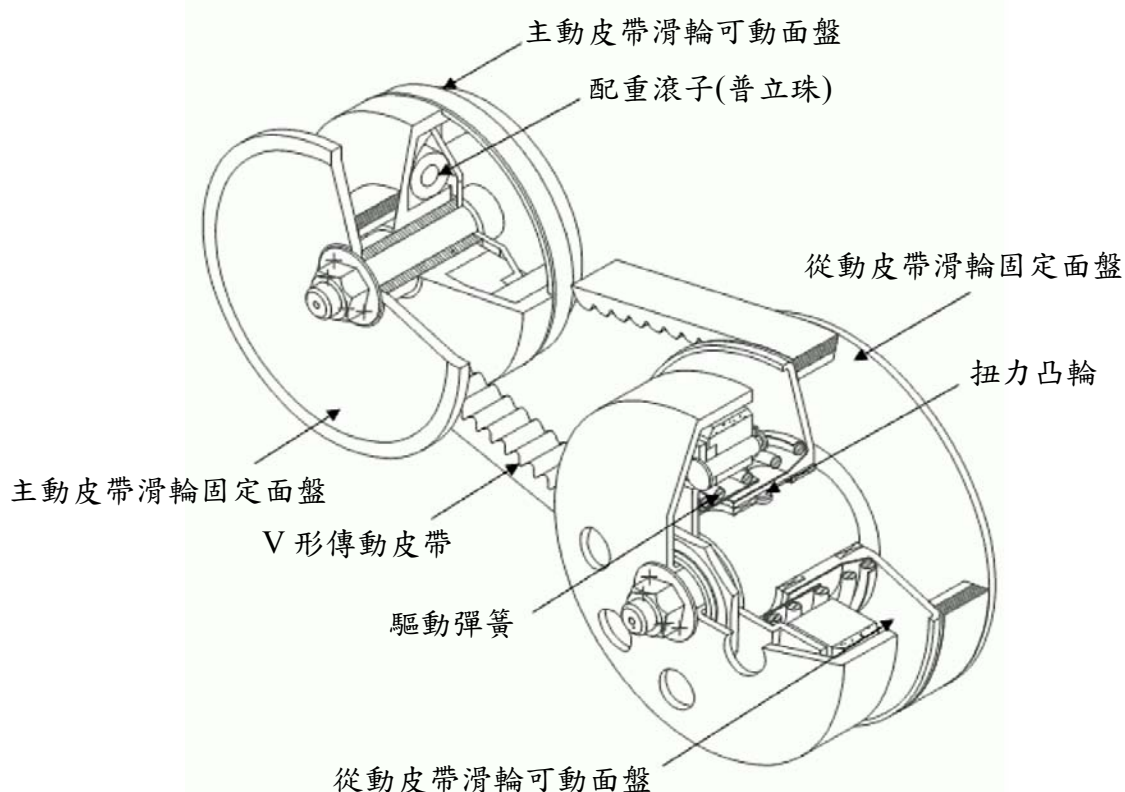


圖 2-19 V 形皮帶式無段變速器之構造[14]

### 2-3-1 主動皮帶滑輪

圖 2-20 所示為一普立珠受力的自由體圖，假設普立珠與可動面板背側之滑槽及背推板之間皆處於最大靜摩擦力之靜力平衡狀態，普立珠的重量忽略不計，

滑槽及背推板的角度為固定值。

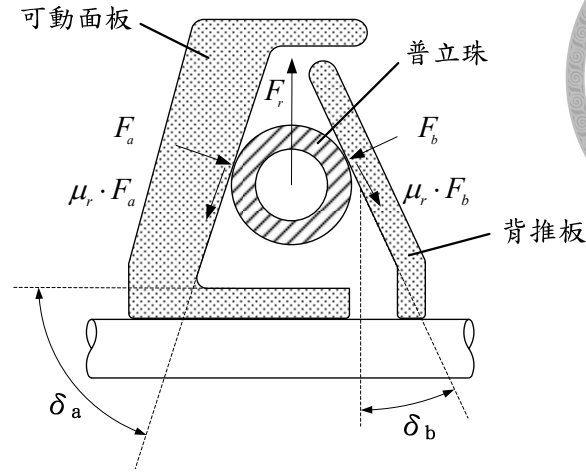


圖 2-20 普立珠受力之自由體圖

普立珠由於馬達的旋轉而產生離心力，離心力的大小為：

$$F_r = n \cdot m_r \cdot r_r \cdot \omega_1^2 \quad (0.12)$$

利用普立珠於 X 方向及 Y 方向的靜力平衡關係可得(0.13)式以及(0.14)。

$$F_b \cdot \cos \delta_b + F_a \cdot \mu_r \cdot \cos \delta_a = F_a \cdot \sin \delta_a + F_a \cdot \mu_r \cdot \sin \delta_b \quad (0.13)$$

$$F_r = F_a \cdot \cos \delta_a + F_b \cdot \sin \delta_b + F_a \cdot \mu_r \cdot \sin \delta_a + F_b \cdot \mu_r \cdot \cos \delta_b \quad (0.14)$$

將(0.12)式至(0.14)式合併可得普立珠提供可動面板的軸向推力為：

$$\begin{aligned} F_{driver} &= F_a \cdot \sin \delta_a - F_a \cdot \mu_r \cdot \cos \delta_a \\ &= \frac{n \cdot m_r \cdot r_r \cdot \omega_1^2}{\frac{\cos \delta_a + \mu_r \cdot \sin \delta_a}{\sin \delta_a - \mu_r \cdot \cos \delta_a} + \frac{\sin \delta_b + \mu_r \cdot \cos \delta_b}{\cos \delta_b - \mu_r \cdot \sin \delta_b}} \end{aligned} \quad (0.15)$$

其中  $F_r$ ：普立珠所產生的離心力(N)

$n$ ：普立珠數量

$m_r$ ：普立珠質量(kg)

$r_r$ ：普立珠質心旋轉半徑(m)

$F_b$ ：背推板所提供的正向力(N)

$F_a$ ：滑槽所提供的正向力(N)



$\delta_a$  : 滑槽角度

$\delta_b$  : 背推板角度

$\mu_r$  : 普立珠與滑槽及背推板之間的最大靜摩擦係數

$F_{driver}$  : 驅動皮帶輪的軸向推力(N)

圖 2-21 所示為普立珠與皮帶運動關係的示意圖，當普立珠受離心力影響從位置 A 移動至位置 A' 時，將可動面盤往皮帶方向推進，皮帶受到可動面盤的擠壓時從位置 B 移動至位置 B'，導致皮帶作用節圓半徑的改變。

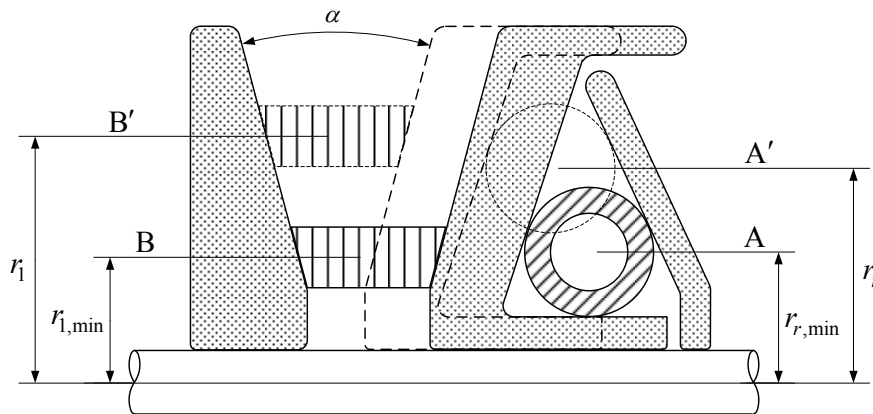


圖 2-21 普立珠運動示意圖

由普立珠與皮帶運動的幾何關係，可以推導得知普立珠旋轉半徑與皮帶作用節圓半徑的關係如(0.16)式所示：

$$r_r = r_{r,\min} + 2 \cdot (r_1 - r_{1,\min}) \cdot \tan \frac{\alpha}{2} \cdot \frac{\sin \delta_a \cdot \cos \delta_b}{\cos(\delta_a - \delta_b)} \quad (0.16)$$

其中  $r_{r,\min}$  : 普立珠旋轉半徑初始值(m)

$r_1$  : 驅動皮帶輪的皮帶作用節圓半徑(m)

$r_{1,\min}$  : 驅動皮帶輪的皮帶初始作用節圓半徑(m)

$\alpha$  : 皮帶輪楔形角

### 2-3-2 從動皮帶滑輪

圖 2-22 所示為從動皮帶輪可動面盤受力的自由體圖，假設扭力凸輪與導槽之間處於最大靜摩擦力之靜力平衡狀態，且導槽軌跡為一直線。

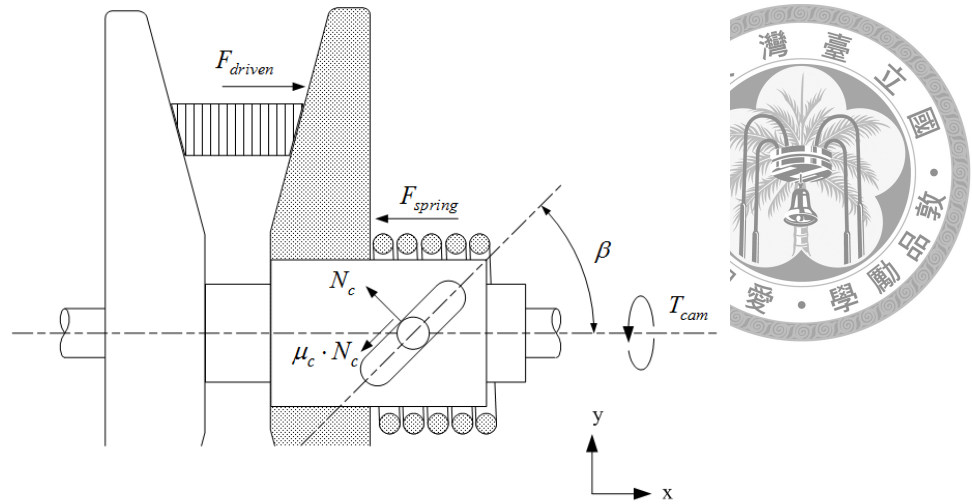


圖 2-22 從動皮帶滑輪可動面盤受力之自由體圖

利用可動面板於 X 方向及 Y 方向的靜力平衡關係可得(0.17)式及(0.18)式。

$$N_c \cdot \sin \beta_c + F_{spring} = \mu_c \cdot N_c \cdot \cos \beta_c + F_{driven} \quad (0.17)$$

$$N_c \cdot \cos \beta_c + \mu_{s,c} \cdot N_c \cdot \sin \beta_c = \frac{T_{cam}}{r_{cam}} \quad (0.18)$$

其中  $N_c$ ：扭力凸輪施加於導槽的正向力(N)

$\beta_c$ ：導槽角度

$\mu_c$ ：扭力凸輪與導槽之間的最大靜摩擦係數

$F_{driven}$ ：從動皮帶滑輪的軸向推力(N)

$F_{spring}$ ：壓縮彈簧施加於可動盤的推力(N)

$T_{cam}$ ：扭力凸輪所傳遞的扭力(Nm)

$r_{cam}$ ：扭力凸輪的半徑(m)

當馬達或內燃機輸出扭力經由傳動皮帶傳遞至被驅動皮帶輪時，由於皮帶輪是由兩面盤所組成，並利用摩擦力與傳動皮帶相接合。固定面盤經由二次減速齒輪與車輪相接，故扭力直接輸出至車輪。可動面盤則是經由扭力凸輪將扭力傳遞至固定面盤的轉軸，再傳遞到車輪，扭力凸輪在傳遞扭力的同時，利用導槽的角度提供可動面板的軸向推力，以夾緊皮帶。假設 CVT 在平衡時，傳動皮帶作用於從動皮帶輪之固定面盤與可動面盤之扭力相同，所以扭力凸輪傳遞之扭力為傳動皮帶的一半，如下式所示：

$$T_{cam} = \frac{T_{belt}}{2} \quad (0.19)$$



其中  $T_{belt}$ ：傳動皮帶所傳遞之扭力

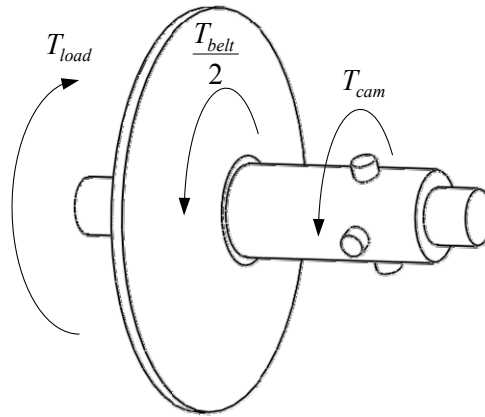


圖 2-23 從動皮帶滑輪固定面盤所受扭力示意圖

由圖 2-23 可知從動皮帶滑輪固定面盤與扭力凸輪及行車阻抗負載之關係，如下式所示：

$$T_{load} = \frac{T_{belt}}{2} + T_{cam} \quad (0.20)$$

驅動彈簧在安裝時，便施加一固定的預力，此預力將可動面板推至最靠近固定面盤的位置，亦將皮帶作用節圓半徑推至最大值。當可動面盤移動時，彈簧長度隨之縮短，故驅動彈簧施於可動面盤的推力為彈簧的預力加上壓縮變形所產生的彈力，如下式所示：

$$F_{spring} = F_{spring,0} + k_c \cdot \Delta L \quad (0.21)$$

其中  $F_{spring,0}$ ：壓縮彈簧的預力(N)

$k_c$ ：壓縮彈簧的彈性係數(N/m)

$\Delta L$ ：壓縮彈簧的變形量(m)

圖 2-24 所示為從動皮帶滑輪可動面盤與皮帶的運動示意圖，當皮帶從位置 C 移動至位置 C' 時，皮帶作用節圓半徑的變化造成可動面盤從位置 D 移動至位置 D'，可動面盤的位移量即為壓縮彈簧的壓縮量。

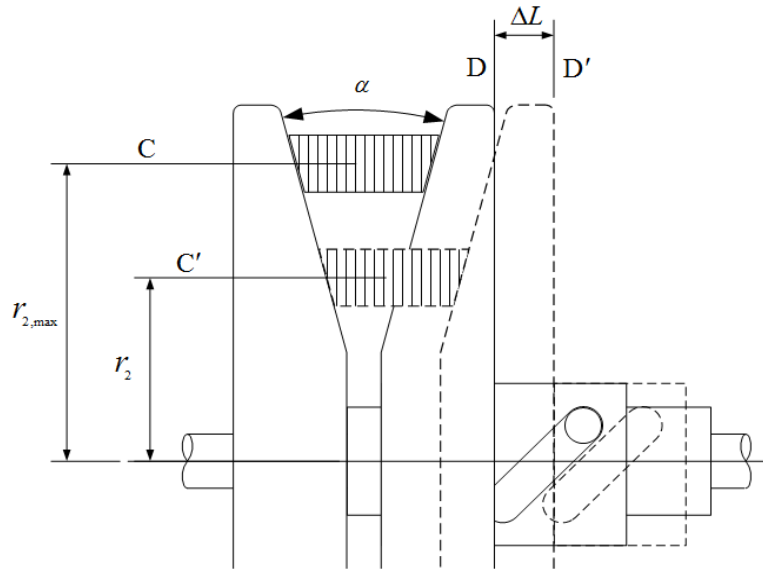


圖 2-24 從動皮帶滑輪可動面盤運動示意圖

由圖 2-24 中皮帶與可動面盤的幾何關係可以得到彈簧壓縮量與皮帶作用節圓半徑的關係為：

$$\Delta L = 2 \cdot (r_{2,\max} - r_2) \cdot \tan \frac{\alpha}{2} \quad (0.22)$$

整理(0.17)式至(0.22)式即可得到可動面盤的軸向推力為：

$$F_{driven} = \frac{T_{load}}{2 \cdot r_{cam}} \left( \frac{\sin \beta_c - \mu_c \cos \beta_c}{\cos \beta_c + \mu_c \sin \beta_c} \right) + F_{spring,0} + 2k_c (r_{2,\max} - r_2) \tan \frac{\alpha}{2} \quad (0.23)$$

### 2-3-3 傳動皮帶

在 CVT 系統裡，V 形皮帶在其運轉過程中，將主動皮帶滑輪的動力傳遞至從動皮帶滑輪，再經過二次減速比輸出至車輪。由於皮帶是撓性體，實際的作動情形與物理特性相當複雜，使力學分析亦較為困難，因此需要做一些假設以簡化其數學模型。



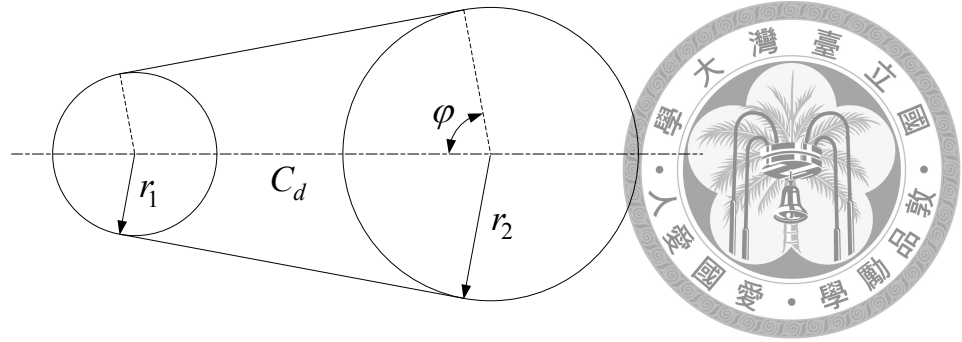


圖 2-25 傳動皮帶長度幾何關係圖

首先假設皮帶的長度為固定值，在傳遞動力的過程中不會因拉伸或壓縮而改變其總長度，因此由圖 2-25 中傳動皮帶的幾何關係可推得皮帶長度與滑輪中心距以及皮帶作用節圓半徑之關係如下式所示：

$$L = 2 \cdot r_1 \cdot \varphi + 2 \cdot r_2 \cdot (\pi - \varphi) + 2 \cdot C_d \cdot \sin(\varphi) \quad (0.24)$$

$$\varphi = \cos^{-1} \left( \frac{r_2 - r_1}{C_d} \right) \quad (0.25)$$

其中  $L$ ：皮帶長度(m)

$r_1$ ：皮帶於主動輪之作用節圓半徑(m)

$r_2$ ：皮帶於從動輪之作用節圓半徑(m)

$C_d$ ：主動輪與從動輪之輪距(m)

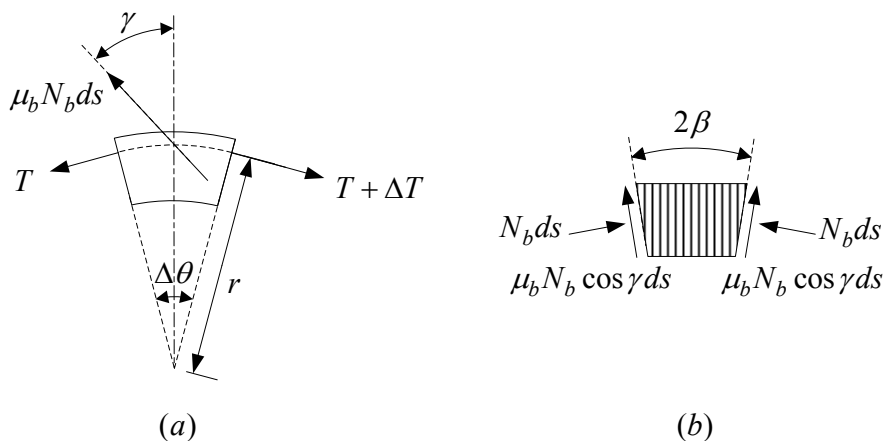


圖 2-26 (a)皮帶側視圖、(b)皮帶剖面圖

根據參考文獻[148]，假設皮帶為一剛體，傳動皮帶於從動皮帶滑輪上受力

的自由體圖如圖 2-26 所示，考慮一微小皮帶元素，由該圖(a)中之皮帶側視圖的自由體圖，可推得沿切線方向以及徑向方向的靜力平衡方程式：

$$(T + dT) \cos\left(\frac{d\theta}{2}\right) - T \cos\left(\frac{d\theta}{2}\right) - 2\mu_b N_b \sin \gamma ds = 0 \quad (0.26)$$

$$2N_b \sin \beta ds + 2\mu_b N_b \cos \gamma \cos \beta ds - (T + dT) \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) - T \sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) = 0 \quad (0.27)$$

其中  $T$ ：皮帶張力(N)

$dT$ ：皮帶張力變化量

$N_b$ ：作用於皮帶單位長度之正向力(N/m)

$d\theta$ ：皮帶單位長度對應之圓弧角

$\mu_b$ ：皮帶與面盤間之摩擦係數

$\gamma$ ：皮帶與面盤間之摩擦角

由於  $\frac{d\theta}{2}$  很小，所以  $\cos\left(\frac{d\theta}{2}\right) \approx 1$ ， $\sin\left(\frac{d\theta}{2}\right) \approx \frac{d\theta}{2}$ ，因此(0.26)式和(0.27)式可

化簡為：

$$dT = 2\mu_b N_b \sin \gamma ds \quad (0.28)$$

$$Td\theta = 2N_b (\sin \beta + \mu_b \cos \gamma \cos \beta) ds \quad (0.29)$$

將(0.28)式除以(0.29)式，可得：

$$\frac{dT}{T} = \frac{\mu_b \sin \gamma}{\sin \beta + \mu_b \cos \gamma \cos \beta} d\theta \quad (0.30)$$

對上式積分，即可得到皮帶緊邊與鬆邊張力比值與從動皮帶滑輪包覆角之關係：

$$\frac{T_t}{T_s} = \exp\left(\frac{\mu_b \theta_2 \sin \gamma}{\sin \beta + \mu_b \cos \gamma \cos \beta}\right) \quad (0.31)$$

其中  $T_t$  和  $T_s$  分別為皮帶緊邊與鬆邊張力， $\theta_2$  為皮帶在從動滑輪上的包覆角。

另外，由圖 2-26(b)可推得從動皮帶滑輪對皮帶所施加的單位長度軸向力為：

$$f_n = N_b (\cos \beta - \mu_b \cos \gamma \sin \beta) \quad (0.32)$$

將(0.29)式與(0.32)式合併即可得到：

$$f_n ds = \frac{dT}{2\mu_b \sin \gamma} (\cos \beta - \mu_b \cos \gamma \sin \beta) \quad (0.33)$$

上式做積分後即可得到皮帶施加在從動皮帶滑輪上的軸向推力為：

$$F_{driven\_belt} = (T_t - T_s) \left( \frac{\cos \beta - \mu_b \cos \gamma \sin \beta}{2\mu_b \sin \gamma} \right) \quad (0.34)$$

由以上的推導可以知道(0.31)式皮帶張力比值的關係以及(0.34)式從動皮帶滑輪之軸向推力與皮帶張力之關係，再依據 Worley[1]所提出的公式，皮帶對主動皮帶滑輪所造成之軸向推力可表示如下：

$$F_{driver\_belt} = \frac{T_t}{2} \left( \frac{1 - \mu \tan \beta}{\mu + \tan \beta} \right) \quad (0.35)$$

V形皮帶式 CVT 利用皮帶與皮帶滑輪間的軸向推力差來推動皮帶使其發生徑向位移，造成皮帶在主動與從動皮帶滑輪上的節圓半徑改變，進而造成系統減速比的改變。

由(0.15)式與(0.35)式，當 CVT 處於穩態時兩力應平衡，意即  $F_{driver} = F_{driver\_belt}$ ，可得：

$$\frac{\frac{n \cdot m_r \cdot r_r \cdot \omega_1^2}{\cos \delta_a + \mu_r \cdot \sin \delta_a} + \frac{\sin \delta_b + \mu_r \cdot \cos \delta_b}{\sin \delta_a - \mu_r \cdot \cos \delta_a}}{\cos \delta_b - \mu_r \cdot \sin \delta_b} = \frac{T_t}{2} \left( \frac{1 - \mu \tan \beta}{\mu + \tan \beta} \right) \quad (0.36)$$

從動皮帶滑輪的部分，當 CVT 處於穩態時  $F_{driven} = F_{driven\_belt}$ ，由(0.23)式與(0.34)式可得：

$$\begin{aligned} & (T_t - T_s) \left( \frac{\cos \beta - \mu_b \cos \gamma \sin \beta}{2\mu_b \sin \gamma} \right) \\ &= \frac{T_{load}}{2 \cdot r_{cam}} \left( \frac{\sin \beta_c - \mu_c \cos \beta_c}{\cos \beta_c + \mu_c \sin \beta_c} \right) + F_{spring,0} + 2k_c (r_{2,max} - r_2) \tan \frac{\alpha}{2} \end{aligned} \quad (0.37)$$

將以上兩式聯立求解，求得皮帶與兩皮帶滑輪間的軸向推力達成平衡時，皮帶在主動與從動皮帶滑輪上的節圓半徑  $r_1$  與  $r_2$ ，如此即可決定 CVT 的減速比



### 2-3-4 效率分析

CVT 的效率損失可分為兩大類如表 2-8 所示。扭力損失可分成幾個因素，其中主要原因在於當皮帶進入皮帶滑輪時彎曲變形所造成的遲滯損失。由於 CVT 在作動的過程中，皮帶與皮帶滑輪存在著接觸行為，換言之，皮帶必定有彎曲變形的情形發生。因此，皮帶變形所造成的扭力損失一直是 CVT 效率損失的最主要成因。

速度損失則是皮帶與皮帶滑輪接觸的切線方向，受到拉伸張力分佈不均勻所引起皮帶在該方向出現不同的彈性變形，造成皮帶與皮帶滑輪之間有相對的位移產生，即滑移(Slip)現象發生；當負載增大時，滑移量也隨之增大，在滑移量超過一定限度時，皮帶就會出現打滑的現象，即皮帶與皮帶滑輪間產生相對運動；不論是滑移或打滑現象發生，都會使得皮帶與皮帶滑輪切線速度有所差異，造成 CVT 實際轉速低於理想轉速。

表 2-8 CVT 能量損失一覽表[10]

Power loss	Loss mechanisms
Torque loss	1. Bending hysteresis
	2. Wedge-in & wedge-out
	3. Radial (sliding) motion
	4. Compression
Speed loss	1. Belt extension
	2. Rubber compliance
	3. Shear deflection
	4. Seating & unseating

為了簡化計算效率的數學模型，將做以下兩點假設：

1. 由參考文獻[10]得知實驗所測得 CVT 之轉速損失佔總體的效率損失不到 3%，於是本研究假設 CVT 在作動過程中，不會有轉速上的損失。
2. 造成扭力損失的最主要原因為皮帶彎曲變形所造成的遲滯損失(Hysteresis Loss)，因此本研究僅考慮皮帶彎曲變形所造成的扭力損失。

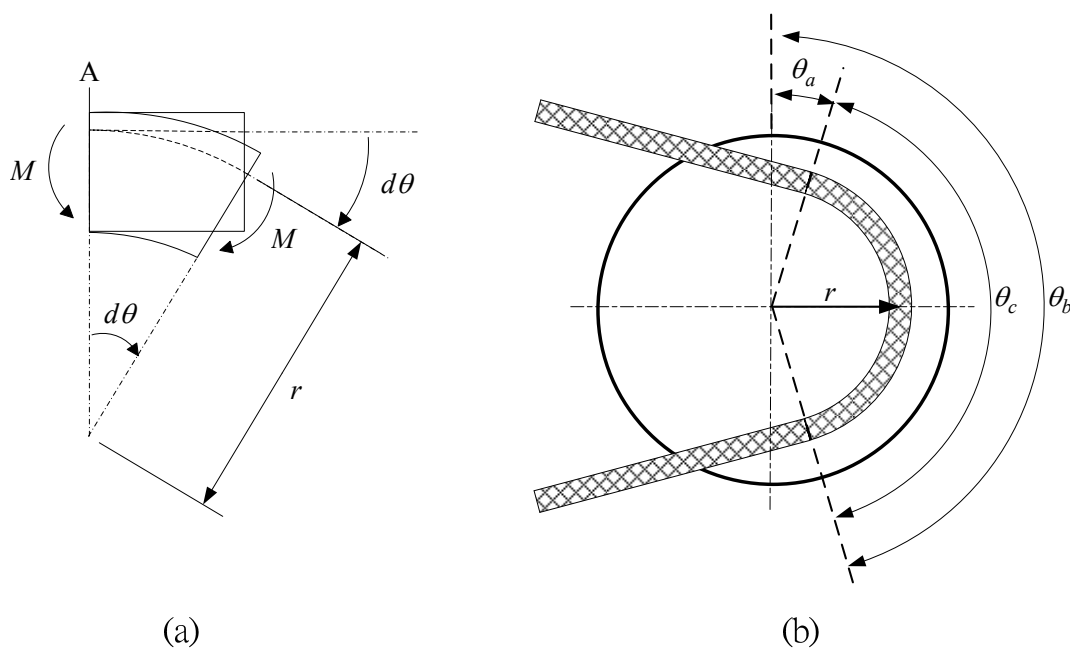


圖 2-27 (a)皮帶彎矩圖、(b)皮帶包覆角示意圖

如圖 2-27(a)所示為皮帶一微小元素，當皮帶進入皮帶滑輪之後，會產生一彎曲變形。根據古典彎曲理論，彎矩可表示如下式：

$$M = \frac{EI}{r} \quad (0.38)$$

其中  $EI$  為皮帶的抗撓剛度， $r$  為曲率半徑。

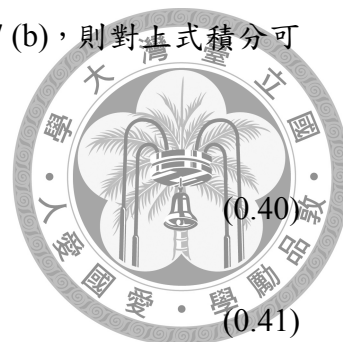
以圖 2-27(a)之 A 端為固定端，當皮帶受到一彎矩時，則彎矩作功可表示如下式：

$$dW_b = M \cdot d\theta \quad (0.39)$$

假設皮帶與皮帶滑輪存在一包覆角  $\theta_c$  (rad)，如圖 2-27 (b)，則對上式積分可得到皮帶之總作功量  $W_b$ ：

$$\int dW_b = \int_{\theta_a}^{\theta_b} M d\theta \quad (0.40)$$

$$W_b = M\theta_c \quad (0.41)$$



至此，已建立皮帶與皮帶滑輪之間包覆角的關係。但主動滑輪與從動滑輪之轉速並不相同，在相同的時間下，皮帶於主動滑輪所作之功並不相等於從動滑輪所作之功，理所當然的，所消耗之功率亦不相同。

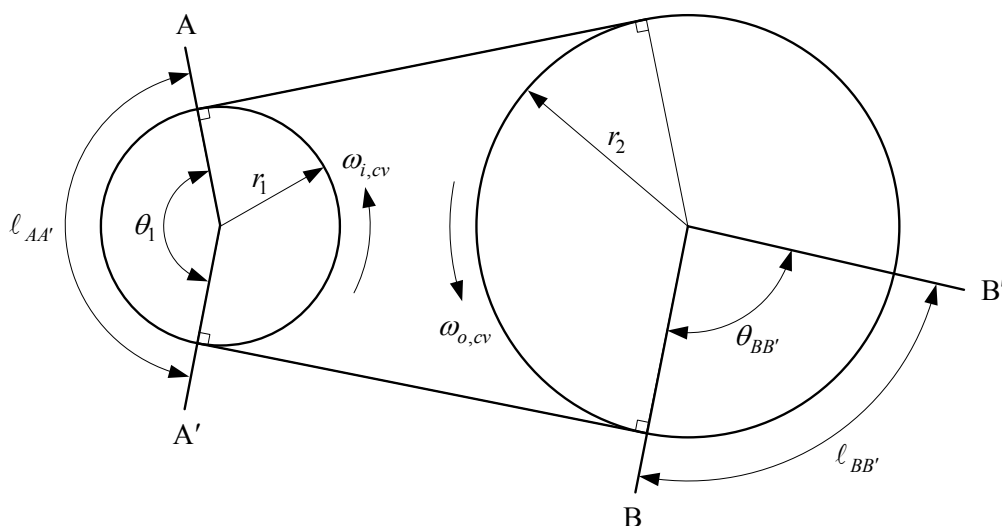


圖 2-28 皮帶於兩滑輪位移關係圖

如圖 2-28 所示，皮帶於主動皮帶滑輪由位置 A 移動至位置 A' ( $\ell_{AA'}$ ) 時，皮帶所經時間以及於主動皮帶滑輪所作之功分別表示如(0.42)式和(0.43)式：

$$t = \frac{\theta_1}{\omega_1} \quad (0.42)$$

$$W_{bi} = \frac{EI}{r_1} \theta_1 \quad (0.43)$$

由於在 2-3-3 小節中已假設皮帶長度為固定值，因此在相同的時間下，皮帶於從動皮帶滑輪所經距離必定要等於皮帶於主動皮帶滑輪所經之距離，即：

$$\ell_{AA'} = \ell_{BB'} \quad (0.44)$$

由上式可推導得到：

$$\theta_{BB'} = \frac{r_1 \theta_1}{r_2} \quad (0.45)$$

因此皮帶於從動皮帶滑輪所作之功可表示如下式：

$$W_{bo} = \frac{EI}{r_2} \cdot \frac{\theta_1}{R_{cv}} \quad (0.46)$$

其中  $R_{cv} = \frac{r_2}{r_1}$

而皮帶於 CVT 作動時所消耗之功率可表示為：

$$\Delta P_{cv} = \Delta P_{bi} + \Delta P_{bo} = \frac{W_{bi}}{t} + \frac{W_{bo}}{t} \quad (0.47)$$

將(0.42)式、(0.43)式以及(0.46)式代入上式即可得到：

$$\Delta P_{cv} = EI \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2 R_{cv}} \right) \omega_{i,cv} \quad (0.48)$$

$$\text{or } EI \left( \frac{R_{cv}}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \omega_{o,cv} \quad (0.49)$$

由於不考慮皮帶滑移造成之速度損失，在主動皮帶滑輪上因扭力損失而消耗的力矩為：

$$\Delta T_{i,cv} = \frac{\Delta P_{bi}}{\omega_{i,cv}} = \frac{W_{bi}}{\omega_{i,cv} \cdot t} \quad (0.50)$$



將(0.42)式與(0.43)代入(0.50)式，可得主動皮帶滑輪之扭力損失量為：

$$\Delta T_{i,cv} = \frac{EI}{r_1} \quad (0.51)$$

從動皮帶滑輪上因扭力損失而消耗之力矩為：

$$\Delta T_{o,cv} = \frac{\Delta P_{bo}}{\omega_{o,cv}} = \frac{W_{bo}}{\omega_{o,cv} \cdot t} \quad (0.52)$$

將(0.42)式與(0.46)式代入(0.52)式，經整理後可得從動皮帶滑輪之扭力損失量為：

$$\Delta T_{o,cv} = \frac{EI}{r_2} \quad (0.53)$$

根據效率定義，系統效率為輸出之功率除以輸入之功率如下式所示：

$$\eta_{cv} = \frac{P_{cv,out}}{P_{cv,in}} \quad (0.54)$$

又

$$P_{cv,out} = P_{cv,in} - \Delta P_{cv} \quad (0.55)$$

將(0.55)式代入(0.54)式，故系統效率可改寫為：

$$\eta_{cv} = 1 - \frac{\Delta P_{cv}}{T_{i,cv} \times \omega_{i,cv}} \quad (0.56)$$

## 2-4 鍊條數學模型

最常被用於傳遞機械動力的鍊條種類，分別是滾子鍊條(Roller Chain)和反齒形鍊條(Inverted Tooth Chain)。其中滾子鍊條具有高傳動效率，加上生產與製造成本較低廉、裝配容易等優點，因此常做為機車的最終減速傳動系統。





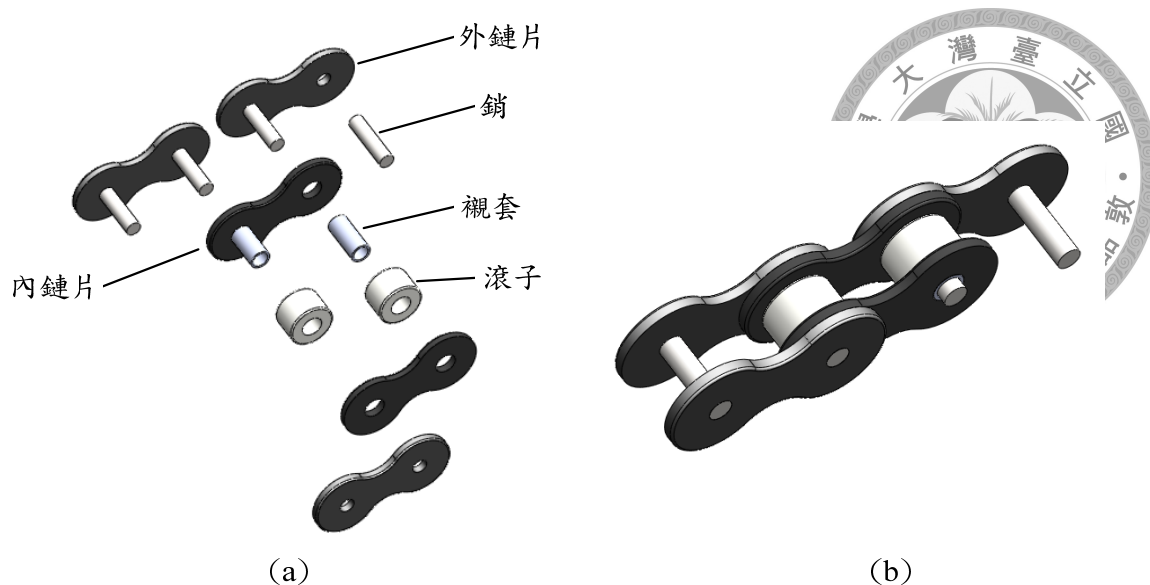


圖 2-29 (a)滾子鏈條基本元件圖、(b)滾子鏈條組合圖

滾子鏈條的組成大致可分為銷、襯套、滾子、內鏈片以及外鏈片，如圖 2-29 所示。鏈片的功用在於承受張力以達到傳遞動力的目的，銷及襯套為連接內、外鏈片的媒介，而滾子是鏈條裡一個重要的元件，當鏈條進入鏈輪時，鏈輪會與滾子先行接觸，並且在鏈輪旋轉的過程中，滾子相對於鏈輪會產生滾動，藉此可保護襯套以及鏈輪與滾子接觸之表面過度磨損，使鏈條壽命提高。

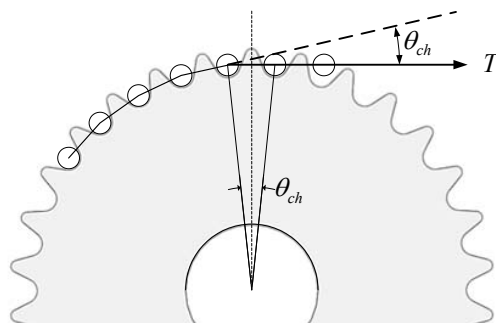
參考文獻[25][26]介紹了滾子鏈條之基本組成元件以及鏈輪節直徑與活節角的幾何關係。參考文獻[24]則提出滾子鏈條於作動過程之能量損失模型，以下分別說明各部份的數學模型。

### 2-4-1 鏈輪節圓半徑與活節角之幾何關係

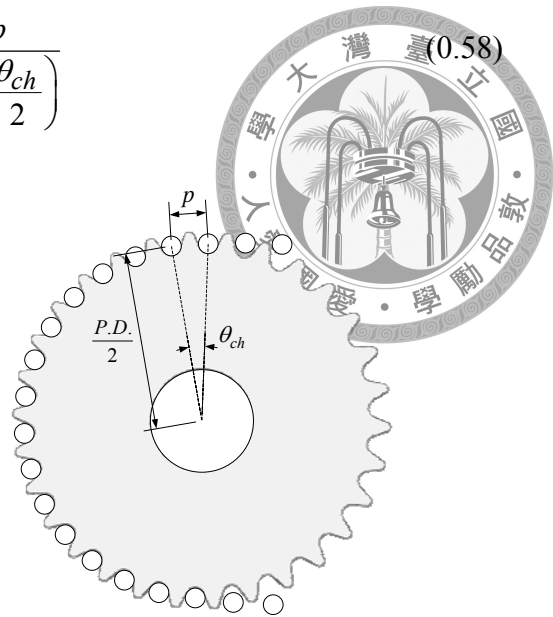
活節角為鏈條進入鏈輪時所夾之角，如圖 2-30(a)所示，由鏈條與鏈輪之幾何關係可得知活節角等同鏈輪齒與齒之間的夾角  $\theta_{ch}$ 。圖 2-30(b)所示為鏈輪與鏈條之幾何關係，當鏈條節距(Pitch)與鏈輪齒數(Teeth)決定時，即可決定鏈輪的節圓直徑(P.D.)。

$$\theta_{ch} = \frac{360^\circ}{N} \quad (0.57)$$

$$P.D. = \frac{p}{\sin\left(\frac{\theta_{ch}}{2}\right)}$$



(a)



(b)

圖 2-30 (a)活節角示意圖、(b)鏈輪節圓直徑與鏈條幾何關係圖

## 2-4-2 受力與效率分析

根據參考文獻[24]，鏈條效率計算公式可表示如下式：

$$\eta_{ch} = \frac{P_{ch,out}}{P_{ch,out} + \frac{N_o \omega_o}{2\pi} \sum \Delta W_{ch}} \quad (0.59)$$

其中  $P_{ch,out}$ ：鏈條系統輸出之功率(Nm/s)

$\frac{N_o \omega_o}{2\pi} \sum \Delta W_{ch}$ ：鏈條在傳輸動力過程中所損耗之功率

$N_o$ ：從動鏈輪之齒數

$\omega_o$ ：從動鏈輪之轉速(rad/s)

$\Delta W_{ch}$ ：摩擦消耗之功

摩擦發生於鏈條欲走入與走出鏈輪，鏈片間產生相對的旋轉運動之時，損耗點共計有四個，如圖 2-31(a)所示。假設鏈條的摩擦損失只發生於銷與襯套的接觸摩擦，因此摩擦作功可表示如(0.60)式：

$$\Delta W_{ch} = \Delta W_{pin} = \frac{F_t + F_{cf}}{\sqrt{1 + \mu_p^2}} \mu_p r_b \alpha_m \quad (0.60)$$

其中  $F_t$  為鏈條緊邊張力， $\mu_p$  為銷與襯套之間的摩擦係數， $r_b$  為襯套之內徑， $\alpha_m$  為鏈輪的最大活節角，如圖 2-31(b)所示。 $F_{cf}$  為受離心力影響之張力可表示為：

$$F_{cf} = m_{ch} \cdot r_s^2 \cdot \omega_s^2 \quad (0.61)$$

其中  $m_{ch}$  是鏈條單位長度的質量(kg/m)， $r_s$  與  $\omega_s$  分別是同一鏈輪上的節圓半徑(m)與轉速(rad/s)。

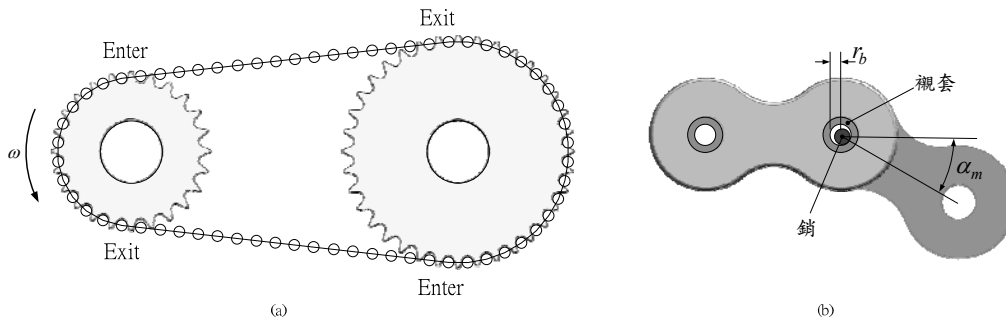


圖 2-31 (a)鏈條與鏈輪組合圖、(b)鏈條幾何關係圖

鏈條在傳遞動力過程中所損耗的總功率可表示如下式：

$$\Delta P_{ch} = \frac{N_o \omega_o, ch}{2\pi} (\Delta W_{i, ch} + \Delta W_{o, ch}) \quad (0.62)$$

其中  $\Delta W_{i, ch}$  與  $\Delta W_{o, ch}$  分別為驅動輪與從動輪之摩擦作功。將上式乘以被驅動鏈輪摩擦作功占全部摩擦作功之比值，可得知於從動鏈輪損耗之功率為：

$$\Delta P_{o, ch} = \frac{N_o \omega_o, ch}{2\pi} \Delta W_{o, ch} \quad (0.63)$$

從動鏈輪因摩擦而耗損之力矩為：

$$\Delta T_{o, ch} = \frac{\Delta P_{o, ch}}{\omega_o} = \frac{N_o}{2\pi} \Delta W_{o, ch} \quad (0.64)$$

而驅動鏈輪損耗之功率則為：

$$\Delta P_{i,ch} = \frac{N_o \omega_{o,ch}}{2\pi} \Delta W_{i,ch} = \frac{N_i \omega_{i,ch}}{2\pi} \Delta W_{i,ch} \quad (0.65)$$

驅動鏈輪因摩擦而耗損之力矩則為：

$$\Delta T_{i,ch} = \frac{\Delta P_{i,ch}}{\omega_i} = \frac{N_i}{2\pi} \Delta W_{i,ch} \quad (0.66)$$

圖 2-32 所示為鏈條扭力與張力之自由體圖，取從動鏈輪之自由體圖做力矩平衡，再於等號兩邊同乘以轉速以功率來表示式子，如下式所示：

$$(F_t - F_s) \cos \phi \cdot r_o \cdot \omega_{o,ch} = (T_{o,ch} + \Delta T_{o,ch}) \omega_{o,ch} \quad (0.67)$$

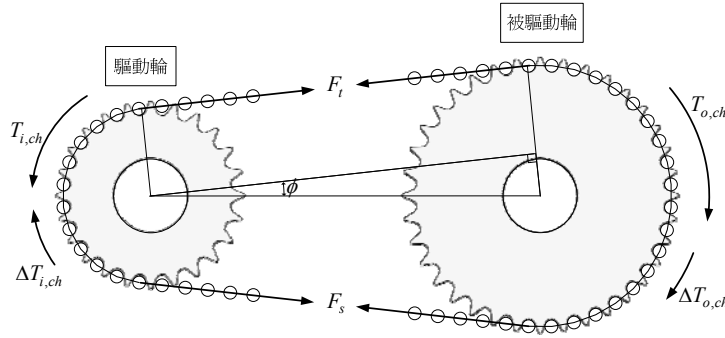


圖 2-32 鏈輪自由體圖

結合(0.60)式至(0.67)式即可推得鏈條緊邊張力之關係式：

$$F_t = \left( \frac{T_o}{r_o \cos \phi} + F_s + F_{cf,o} \cdot C_t \right) \frac{1}{1 - C_t} \quad (0.68)$$

$$C_t = \frac{\mu_p r_b \alpha_m}{\sqrt{1 + \mu_p^2}} \cdot \frac{N_o}{2\pi r_o \cos \phi} \quad (0.69)$$

又以系統之自由體圖來看，從動鏈輪所輸出之扭力為動力元件輸入系統之扭力減去驅動鏈輪所損失的扭力，經過減速比放大或縮小後，再減去從動鏈輪損失之扭力，如下式所示：

$$T_{o,ch} = (T_{i,ch} - \Delta T_{i,ch}) \cdot R_{ch} - \Delta T_{o,ch} \quad (0.70)$$

## 2-5 車輛運動模型

車輛的動力來自內燃機或馬達，動力系統輸出之扭力經變速系統與最終驅動系統放大後成為牽引力，克服行車阻力後，剩餘的牽引力才使車輛產生加速度。

行車阻力可分為空氣阻力  $R_a$ 、爬坡阻力  $R_g$ 、與車輪的滾動阻力  $R_r$  等三種[35]，以下說明其計算方式：

空氣阻力為車輛行駛時空氣對其造成之阻力，如下式所示：

$$R_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_D \cdot A_f \cdot v^2 \quad (0.71)$$

其中  $R_a$ ：空氣阻力(N)

$\rho$ ：空氣密度(kg/m<sup>3</sup>)

$C_D$ ：風阻係數

$A_f$ ：車輛正面投影面積(m<sup>2</sup>)

$v$ ：車速(m/s)

車輛爬坡時，重力對於車輛產生爬坡阻力  $R_g$  (Grade Resistance)，如下式所示：

$$R_g = M_{st} \cdot g \cdot \sin \theta_g \quad (0.72)$$

車輪滾動時，因橡膠輪胎與與地面的變形，使車輪與地面之間產生滾動阻力。其量值與路面和車輪間的正向力成正比。為簡化方程式，假設滾動阻力係數為一與車速無關之固定值，如下式所示：

$$R_r = f_r \cdot M_{st} \cdot g \cdot \cos \theta_g \quad (0.73)$$

其中  $R_r$ ：車輪滾動阻力(N)

$M_{st}$ ：車輛總重量(kg)

$g$ ：重力加速度(m/s<sup>2</sup>)

$\theta_g$ ：爬坡角度

$f_r$ ：滾動阻力係數

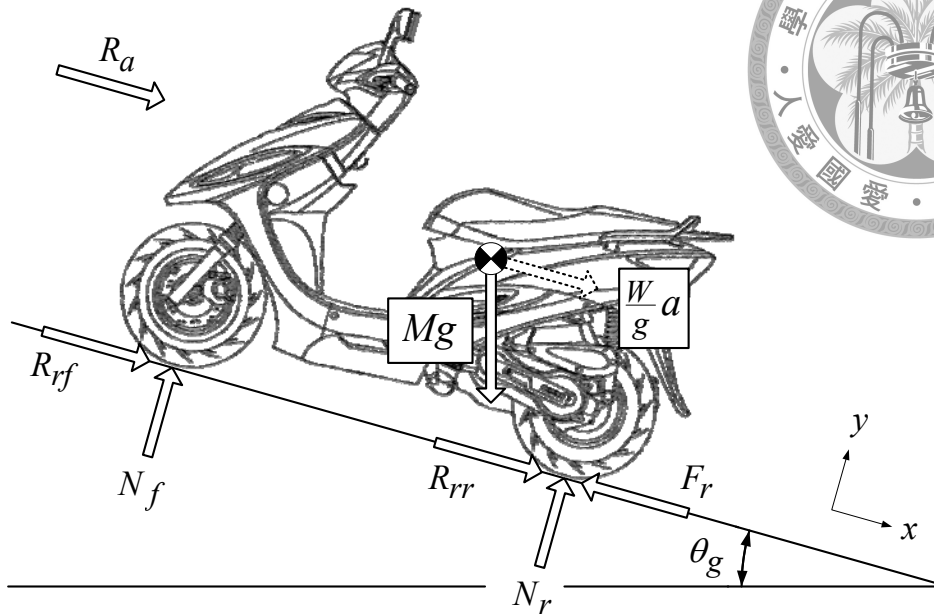


圖 2-33 車輛自由體圖

考慮如圖 2-33 所示之車輛自由體圖，根據牛頓第二運動定律，沿 x 軸的車輛運動方程可表示如下：

$$\frac{T_w/r_w - (R_r + R_a + R_g)}{(M_{st} + \Delta M)} = a \quad (0.74)$$

$T_w$ ：車輪扭力(Nm)

$r_w$ ：車輪有效半徑(m)

$M_{st}$ ：車身質量(kg)

$\Delta M$ ：迴轉部分的等效質量(kg)

$a$ ：車輛加速度( $m/s^2$ )

由於動力源所輸出的動力除了增加車輛的動能外，亦增加了車輛內部迴轉零件的旋轉動能，因此(0.74)式中 $\Delta M$ 即為車輛中迴轉元件之等效質量，如馬達之轉子、內燃機之曲軸與飛輪、前後車輪、CVT 之驅動與從動皮帶輪等。其定義如下式：

$$\Delta M = \frac{I_{wf}}{r_w^2} + \frac{I_{wr}}{r_w^2} + \frac{I_{dn} \cdot R_f^2}{r_w^2} + \frac{I_{dr} \cdot R_f^2 \cdot R_{cv}^2}{r_w^2} + \frac{I_m \cdot R_f^2 \cdot R_{cv}^2}{r_w^2} \quad (0.75)$$



其中  $\Delta M$ ：迴轉部分之等效質量(kg)

$r_w$ ：車輪之等效半徑(m)

$I_{wf}$ ：前輪之轉動慣量( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )

$I_{wr}$ ：後輪之轉動慣量( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )

$I_{dr}$ ：CVT 驅動皮帶輪之轉動慣量( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )

$I_{dn}$ ：CVT 從動皮帶輪之轉動慣量( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )

$I_m$ ：馬達轉子或引擎曲軸與飛輪之轉動慣量( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )

$R_f$ ：最終傳動系統減速比

$R_{cv}$ ：CVT 減速比

## 2-6 小結

本章首先介紹功能動力圖之功用、組成元件、與繪製方式。接著利用功能動力圖說明欲分析之多路無段變速系統架構，以及不同驅動模式下之效率與功流模型。最後說明 V 形皮帶式無段變速器與鍊條傳動裝置兩種子系統之力學與效率模型，搭配車輛運動模型，做為之後多路無段變速系統效率與動態性能分析之理論基礎。

## 第三章 系統模擬與數值分析

本研究使用 Matlab 撰寫模擬程式，以順向動力模擬的方式進行多路無段變速系統的行車動態分析。意即利用馬達之轉速，配合此時 CVT 從動皮帶滑輪之負載，以瞬時穩態平衡的觀念計算傳動系統之減速比，將馬達該轉速下所能提供的輸出扭力放大，克服皮帶與鍊條之扭力損耗及行車阻力後得到車輛之加速度。

本章將介紹數學模型之數值分析方法：首先介紹鍊條、V 形皮帶式 CVT、以及車輛運動模型等子系統以及其參數設定，接著說明三種多路無段變速器的模擬流程，最後說明四種行車模式之條件設定。

### 3-1 子系統之模擬

本節說明滾子鍊條、V 形皮帶式 CVT、與車輛運動模型等三種子系統之數

值分析方式，包含行車阻力、CVT 系統減速比的推算、以及鍊條與皮帶之消耗功率與損失力矩的計算方式。



### 3-1-1 滾子鍊條模型

由於滾子鍊條之減速比為固定，因此僅需考慮其摩擦阻力。根據第二章滾子鍊條數學模型，僅需輸入從動鏈輪轉速與其扭力負載，即可求得主動與從動鏈輪之扭力及功率損耗量。其模擬步驟如圖 3-1 所示，各項參數設定整理如表 3-1 所示。其中鍊條單位長度質量、鍊條節距、襯套內徑取自滾子鍊條型錄；輪距則以測量自 CVT 系統者為依據。

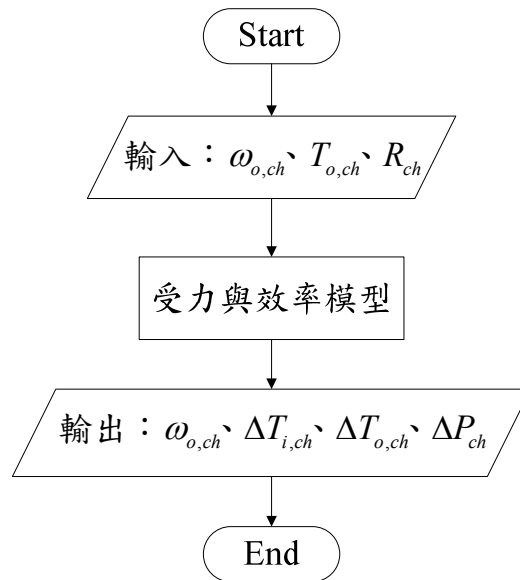


圖 3-1 滾子鍊條模型模擬流程圖

表 3-1 滾子鍊條參數設定表

參數	符號	值	單位
主鏈輪齒數	$N_1$	40(20)	-
從動鏈輪齒數	$N_2$	20(40)	-
主動輪與從動輪之輪距	$C_d$	0.35	m
鍊條單位長度質量	$m_{ch}$	0.14	kg/m
鍊條節距	$C_{ch}$	0.0127	m
襯套內徑	$r_{bi}$	0.00231	m
銷與襯套之間最大靜摩擦係數	$\mu_p$	0.11	-



### 3-1-2 V形皮帶式 CVT 模型

V形皮帶式 CVT 利用皮帶在皮帶滑輪上的徑向滑動改變減速比，其數學模型牽涉相當多的非線性函數，因此須利用全域搜尋的方式來求方程式的解。

在皮帶長度固定的假設下，藉由(0.24)式，根據皮帶在主動皮帶滑輪上的節圓半徑  $r_1$  與 CVT 減速比  $R_{cv}$ ，利用幾何條件求得皮帶長度  $L_{est}$ 。將此值與皮帶之實際長度  $L$  比較，利用全域搜尋的方式，尋找滿足  $L_{est} = L$  時  $r_1$  與  $r_2$  之值，如此即可取得不同減速比下皮帶在主動與從動皮帶滑輪上之節圓半徑。此數值分析步驟如圖 3-2 所示：

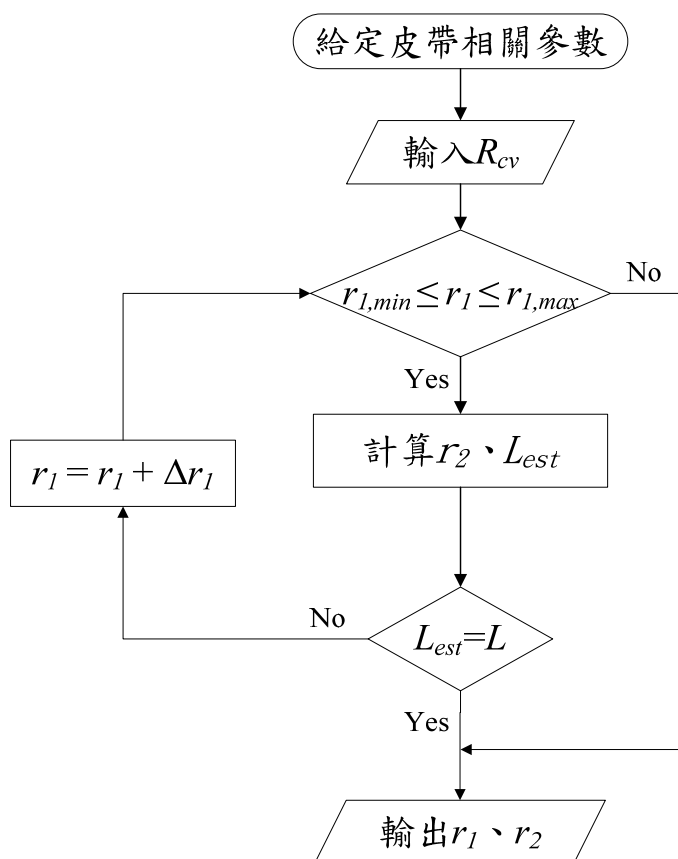


圖 3-2 皮帶長度模型之模擬流程圖

由於 CVT 之減速比會隨轉速與負荷而改變，其扭力與功率損耗的計算也較滾子鍊條複雜。在皮帶無速度損失的假設下，以從動端之轉速  $\omega_{o,cv}$  與負荷  $T_{o,cv}$  做為輸入，根據第二章(0.36)與(0.37)兩式，配合前述之皮帶長度模型，以全域搜尋的方式計算 CVT 達成穩態平衡時皮帶在主動與從動皮帶滑輪上的節圓半徑  $r_1$  與

$r_2$ ，以及扭力與功率的損耗量。數值分析流程如圖 3-3 所示，系統參數設定則整理如表 3-2 所示。其中皮帶抗撓剛度取自參考文獻[11]；普立珠與背推板及滑槽之摩擦係數、扭力凸輪與導槽之摩擦係數、皮帶與滑輪之摩擦係數參考自文獻[13]；彈簧之彈性係數則以參考文獻[15]為依據；皮帶長度、主動與從動輪之最小及最大節圓半徑係根據減速比變化範圍利用幾何條件估算而來；普立珠質量則參考文獻[39]之設定，再經由模擬結果調整至一適當值；其餘參數則量測自 125c.c. 速克達所使用之 CVT。

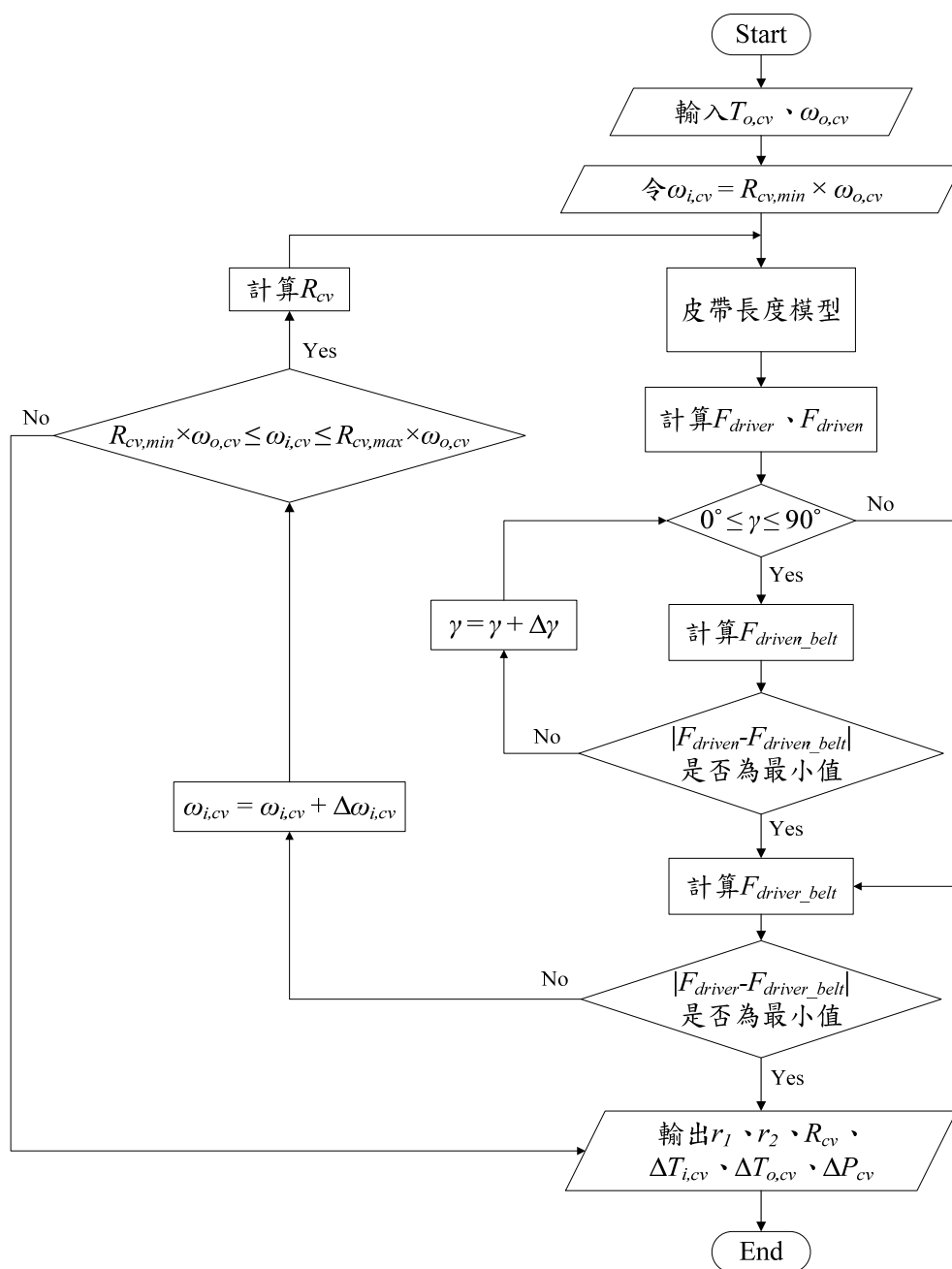


圖 3-3 V 形皮帶式 CVT 模型之模擬流程圖

表 3-2 CVT 參數設定表

參數		符號	值	單位
主動輪	最小皮帶作用節圓半徑	$r_{1,min}$	0.0303	m
	最大皮帶作用節圓半徑	$r_{1,max}$	0.0606	m
從動輪	最小皮帶作用節圓半徑	$r_{2,min}$	0.0303	m
	最大皮帶作用節圓半徑	$r_{2,max}$	0.0606	m
主動輪與從動輪之輪距		$C_d$	0.35	m
主動輪轉動慣量		$I_{dr}$	0.0064	kg·m <sup>2</sup>
從動輪轉動慣量		$I_{dn}$	0.0036	kg·m <sup>2</sup>
普立珠	數量	$n$	6	-
	質量	$m_r$	0.02	kg
	初始旋轉半徑	$r_{r,min}$	0.025	m
	滑槽角度	$\delta_a$	40°	-
	背推板角度	$\delta_b$	25°	-
	與滑槽之間最大靜摩擦係數	$\mu_r$	0.05	-
	與背推板之間最大靜摩擦係數	$\mu_r$	0.05	-
扭力凸輪	施力半徑	$r_{cam}$	0.025	m
	導槽角度	$\beta$	45°	-
	與導槽之間最大靜摩擦係數	$\mu_c$	0.2	-
彈簧	彈性係數	$k_c$	2418	N/m
	預壓力	$F_{spring,0}$	150	N
皮帶	長度	$L$	0.987	m
	抗撓剛度	$EI$	0.015	N·m <sup>2</sup>
	楔形角	$\alpha$	28°	-
	與滑輪之間最大靜摩擦係數	$\mu_b$	0.6	-

### 3-1-3 車輛運動模型

本研究以小型電動機車、中型電動機車、以及輕型電動汽車為模擬對象。小型與中型電動機車之乘員數量皆為一人，而輕型電動汽車之乘員為兩人，車輛的各項參數如表 3-3 所示。



表 3-3 車輛參數設定表

車輛參數	符號	參數值			單位
		小型 電動機車	中型 電動機車	輕型 電動汽車	
車重	$M_{st}$	73	101.8	440	kg
車輪有效半徑	$r_w$	0.2070	0.2334	0.2491	m
馬達額定功率	$P_m$	800	3000	3000	W
馬達功率/總重	-	5.4054	16.9683	5.8252	kW/kg
人重	$m_p$	75		75×2	kg
重力加速度	$g$	9.80665			m/s <sup>2</sup>
終傳比	$R_f$	40/12×38/13			-
前輪轉動慣量	$I_{wf}$	0.131			kg·m <sup>2</sup>
後輪轉動慣量	$I_{wr}$	0.098			kg·m <sup>2</sup>
馬達轉動慣量	$I_m$	0.0005			kg·m <sup>2</sup>
滾動阻力係數	$f_r$	0.02			-
空氣密度	$\rho$	1.167			kg/m <sup>3</sup>
空阻係數×投影面積	$C_d \cdot A_d$	0.6			m <sup>2</sup>

由於 CVT 系統之減速比受輸出端扭力負荷影響，無法直接使用動力源提供之扭力作為系統輸入參數，須將初始狀態下的行車阻力換算為傳動系統輸出端所負荷之扭力。此外基於皮帶無速度損失的假設，可利用輸出端轉速與系統減速比反推輸入端轉速，並與前述之輸出端扭力負荷一起代入數學模型中，以便計算系統的減速比、功率及扭力耗損量。再經由馬達模型計算此轉速下所能輸出的扭矩，克服傳動系統所消耗之扭力與行車阻力後，得到車輛的加速度，最後將所有數據儲存後繪圖輸出。其數值分析流程如圖 3-4 所示。

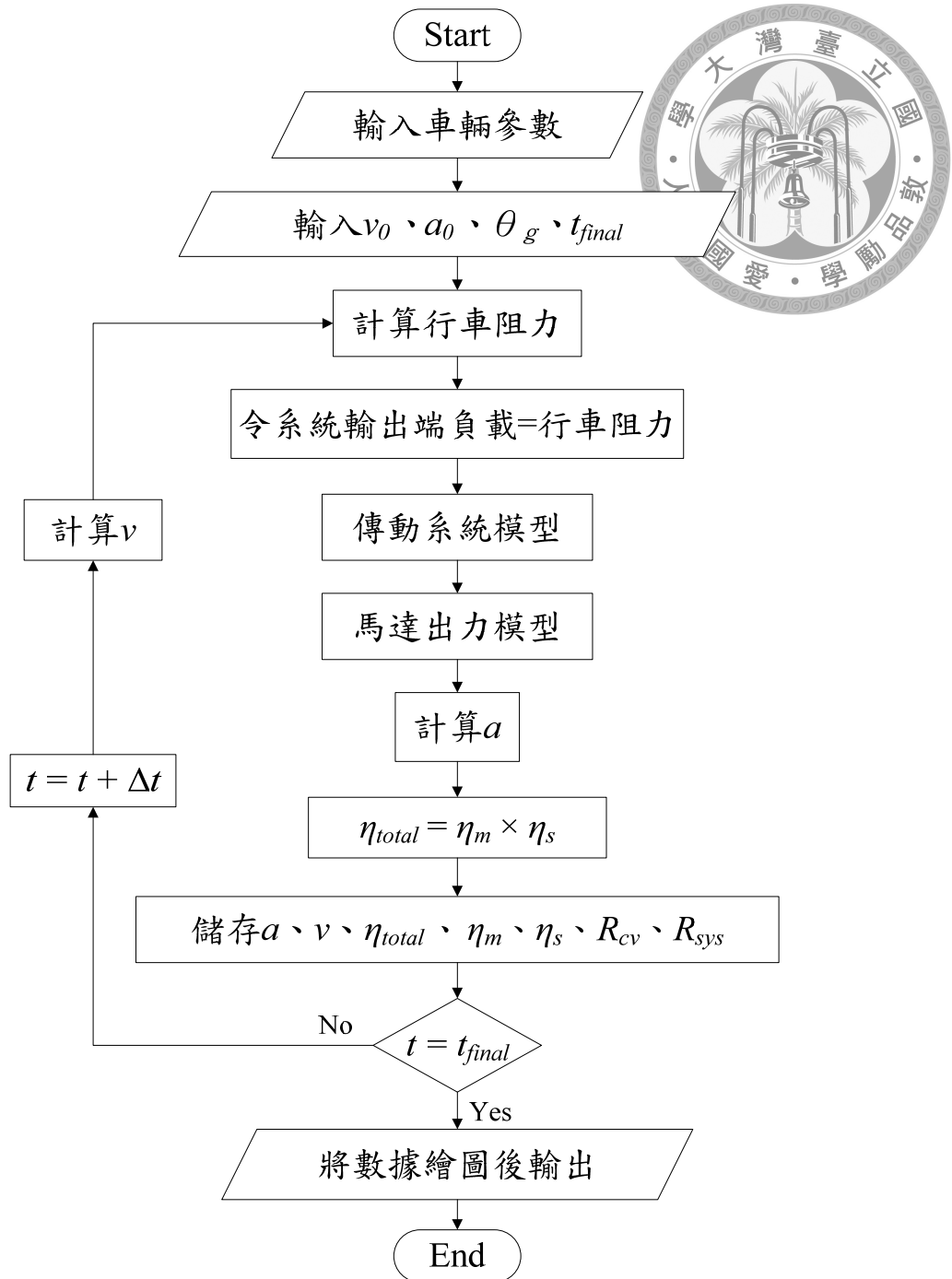


圖 3-4 車輛運動模型之模擬流程圖

本研究的模擬對象分別使用 800W 與 3kW 的永磁無刷直流馬達做為動力來源，其理想性能曲線與效率等高線圖(含馬達控制器之效率)如圖 3-5 所示。兩者在轉速 100rad/s 以下擁有其最大扭力，超過 100rad/s 以後其扭力—轉速表現與其等功率曲線相吻合。至於其效率表現，當馬達以最大扭矩輸出時轉速約在 250rad/s 至 600rad/s 之間時擁有最佳之能源效率。

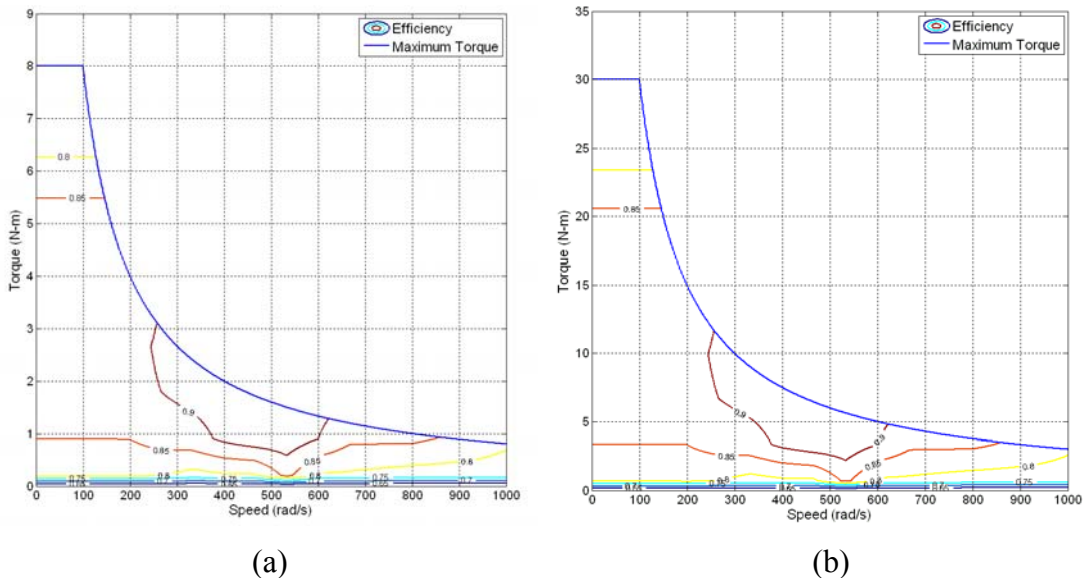


圖 3-5 (a)800W 馬達與(b)3kW 馬達之性能與效率曲線圖

馬達模型為車輛運動模型的一部份，利用傳動系統模型反推出馬達之轉速後，對照馬達之扭力—轉速曲線圖與效率等高線圖得到其所能提供之最大扭矩輸出以及此時之效率，接著將此二數值傳回車輛運動模型，以便計算車輛之加速度。其數值分析流程如圖 3-6 所示。

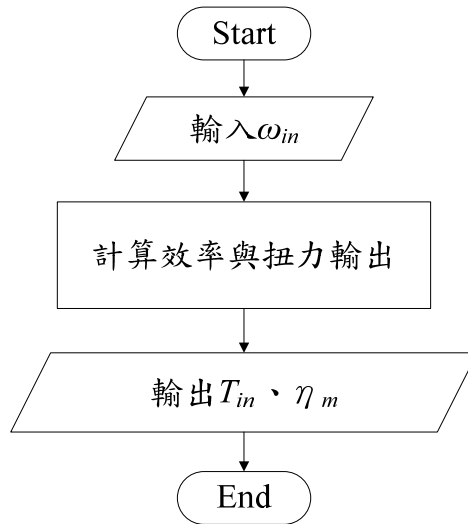


圖 3-6 馬達模型之模擬流程圖

### 3-2 傳動系統之模擬

本研究以三種多路無段變速器做為傳動系統，以車輛運動模型求得的輸出端轉速與扭力做為輸入值，以皮帶 CVT 與滾子鍊條兩子系統為主要模擬核心。系統的傳動模式根據不同的系統配置而有不同的判斷方式：在 D 形線路系統中以 CVT 系統之減速比做為判斷的依據；理想系統同樣以 CVT 減速比判斷傳動模式，但 CVT 與高檔位鍊條之間的切換條件，除了 CVT 減速比以外亦考慮馬達的轉速，以避免動力傳輸路徑反覆在 CVT 與高檔位鍊條之間跳動；而 T 形線路系統中低檔位鍊條與 CVT 間同樣以 CVT 減速比做為判斷，而 CVT 與高檔位鍊條間則以其主動鏈輪轉速是否到達離心離合器接合轉速做為判斷。三種系統的模擬流程分別如圖 3-7、圖 3-8、與圖 3-9 所示。

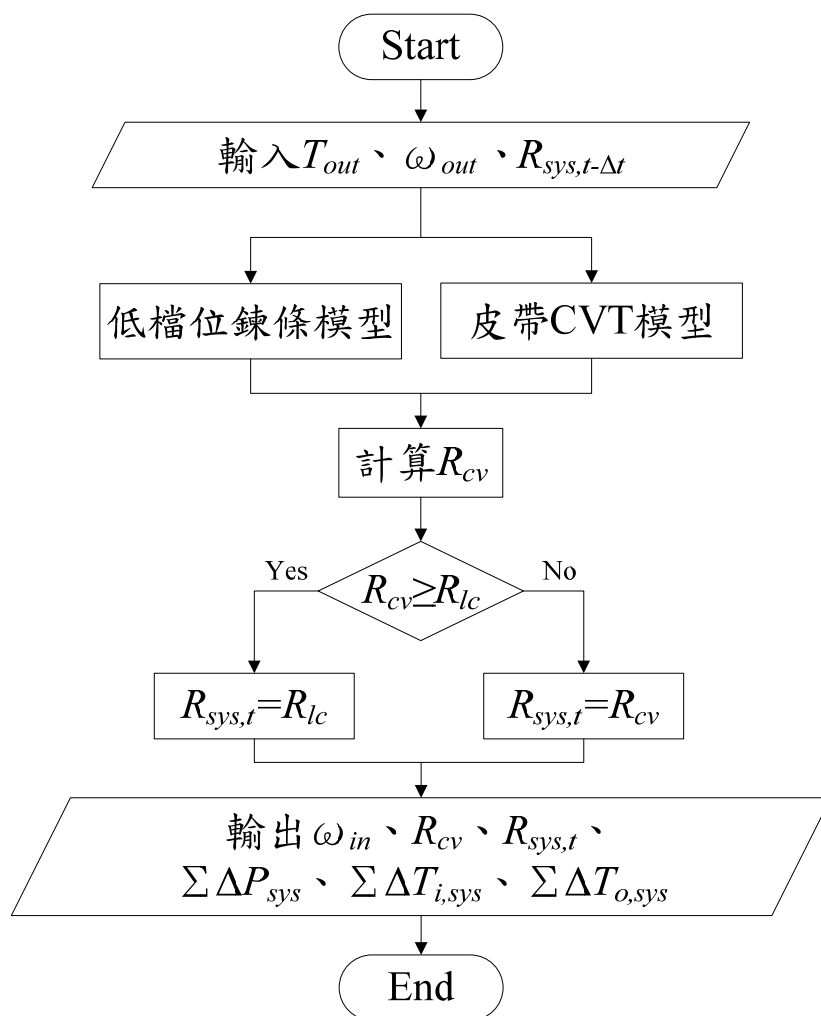


圖 3-7 D 形線路系統模擬流程圖

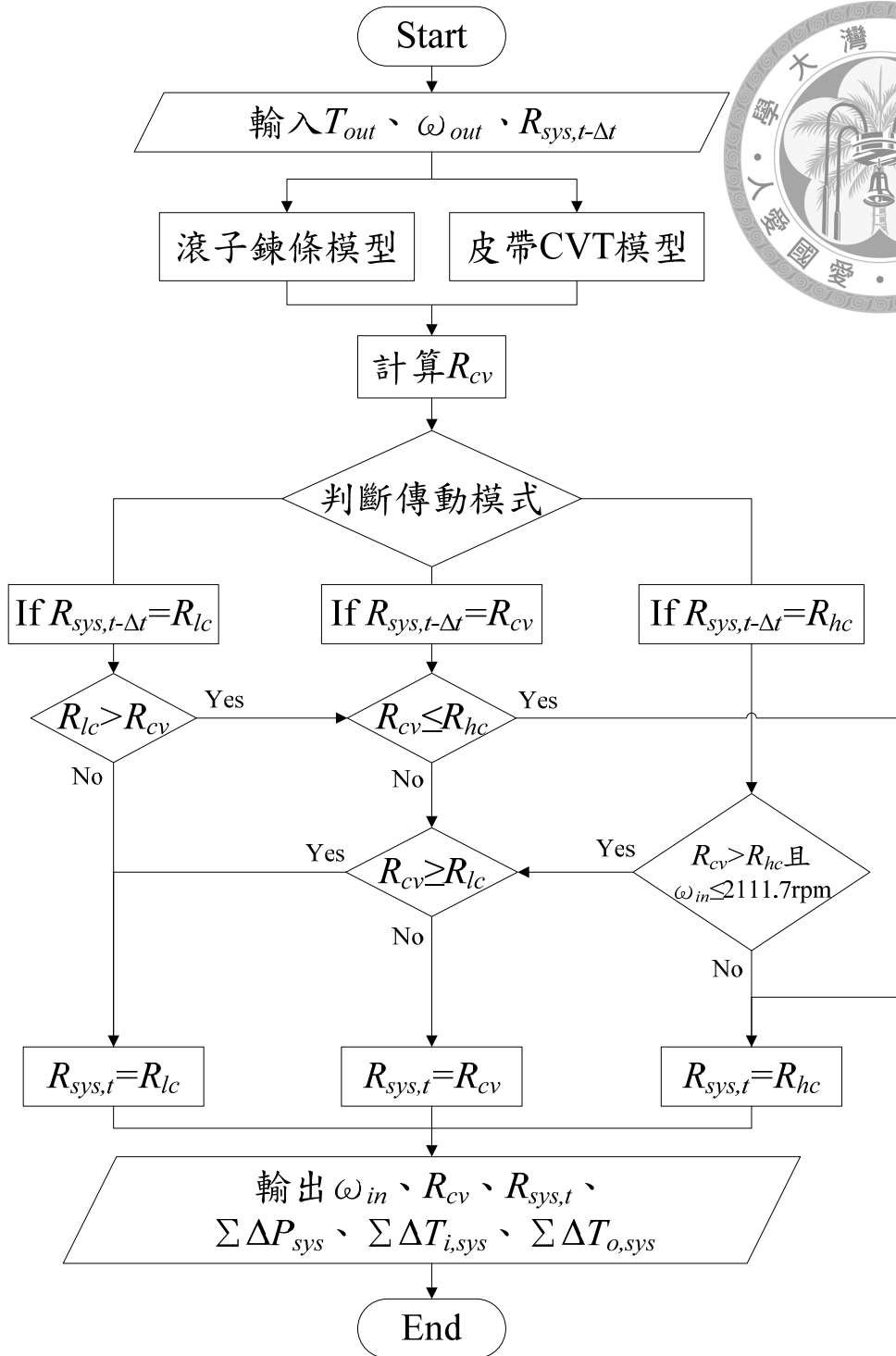


圖 3-8 理想系統模擬流程圖



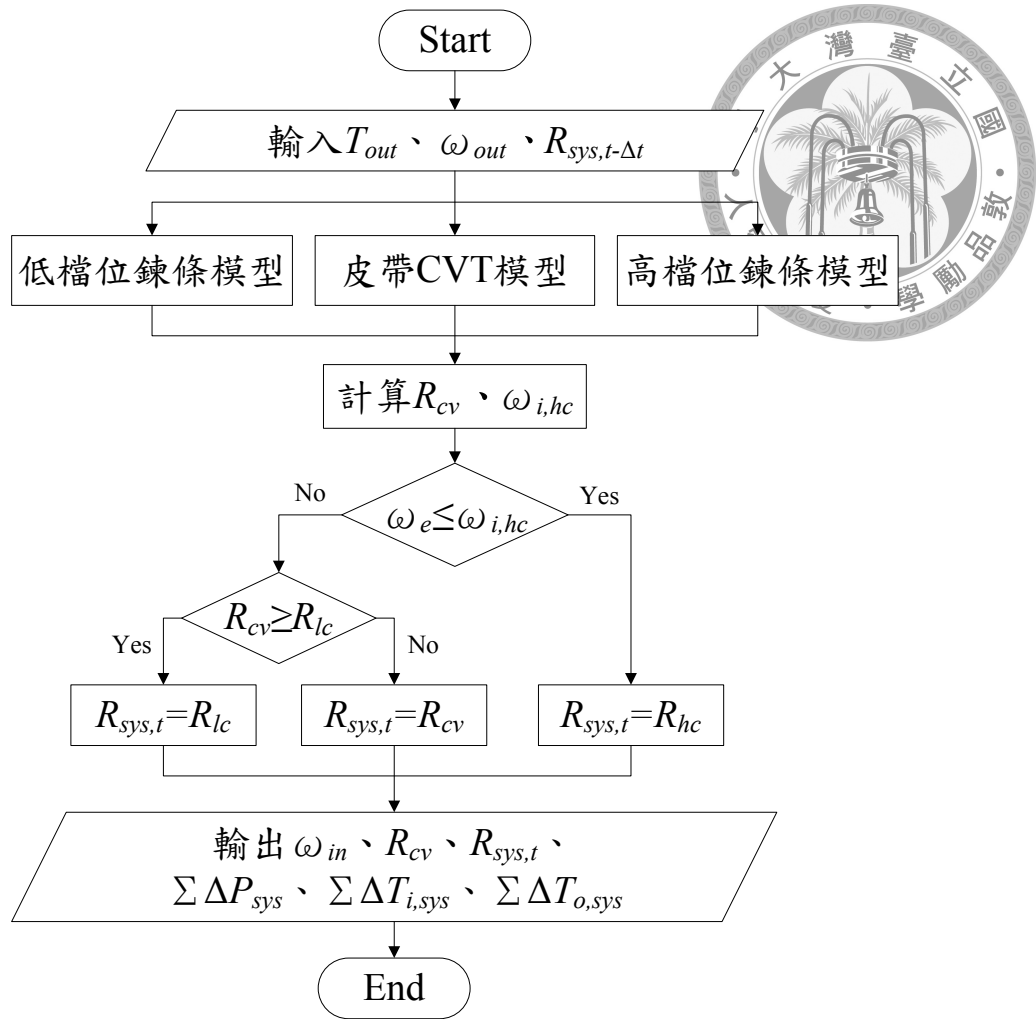


圖 3-9 T 形線路系統模擬流程圖

由於前述之多路無段變速系統使用數種不同的離合器進行傳動模式的切換，此外亦可能出現 CVT 減速比在變化過程中恰好與鍊條傳動輪組減速比相同之狀況，為降低系統模擬的複雜度，本研究採取以下幾點假設：

1. 忽略離合器之摩擦損失。當離合器處於分離狀態時，其空轉轉矩(Idle Torque)為零。
2. 離合器之切換條件，僅考慮使其接合或分離之因素，以下針對不同種類之離合器進行討論：
  - (1) 離心離合器：主動件之轉速到達設定條件，即行接合或分離。
  - (2) 單向離合器：以主、被動件間的轉速差決定接合或分離時機。
  - (3) 扭力限制離合器：所傳遞之扭矩到達設定條件即行分離。
  - (4) 可控離合器：可任意控制其接合或分離時機。

3. 忽略離合器接合或分離瞬間的暫態行為，此外亦不考慮傳遞扭矩過大造成離合器打滑之情形。
4. 由於本研究不考慮輸入與輸出軸之材料特性，當鍊條與CVT減速比相等時，系統形成靜不定，無法明確定義兩者間的扭力分配關係。為使求解方便，假設當 CVT 與鍊條減速比相同時，全部扭力經由鍊條輸出。



### 3-3 行車模式

利用前述之數值分析方法搭配不同的行車模式，對於搭載不同種類多路無段變速器的小型、中型電動機車、以及輕型電動汽車之性能與效率進行分析。本節介紹不同行車模式之設定方式。

一般在評估車輛的市區行車狀況時，常使用 ECE-40 模型進行模擬。行車週期為 195 秒，最高車速為 50km/hr，車速與時間關係如圖 3-10 所示。行車模式包括了加速、減速、定速行駛等項目。但加速行駛時，車輛皆從靜止狀態下出發，並沒有從定速行駛的狀態下開始加速的行駛模態，此外亦不含爬坡行駛的部分。

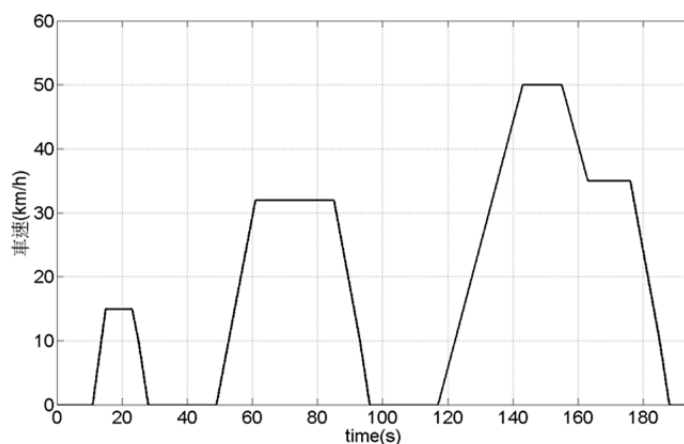


圖 3-10 ECE-40 行車型態[45]

表 3-4 電動機車性能補助標準及相關測試規範[46]

項目		輕型等級	小型輕型等級	適用規範及試驗方法
整車	爬坡性能	百分之十八斜坡每小時達十公里以上	百分之十二斜坡每小時達十公里以上	TES-0A-01-01 電動機車爬坡能力試驗方法
	最高車速	平坦路面每小時逾四十五公里	平坦路面每小時逾二十五公里	TES-0A-02-01 電動機車最高速率試驗方法

為了能更接近真實的模擬車輛的行駛狀態，本研究另外訂定了四種行車模式。參數的設定則參考自經濟部發展電動機車補助及獎勵實施要點[46]中，對於輕型(馬達功率 1kW 以上)與小型輕型(馬達功率 1kW 以下)電動機車的極速與爬坡性能之規範(節錄如表 3-4 所示)。各行車模式說明如下：



#### 1. 起步加速

車輛在無坡度的平坦路面上，由靜止狀態開始加速，類似 ECE-40 中的加速行駛項目。但模擬時令馬達輸出該轉速下所能提供的最大扭力，即駕駛將電門全開的狀況，以模擬車輛從靜止狀態開始全力加速時的狀態。依據參考文獻[46]，本研究所分析之小型電動機車屬於小型輕型等級，其最高車速須超過 25km/hr；中型電動機車屬於輕型等級，最高車速須超過 45km/hr；輕型電動汽車由於不屬於參考文獻[46]之規範對象，在本研究中其極速標準比照中型電動機車。

#### 2. 斜坡起步

車輛在坡度為固定的路面上，從靜止狀態開始加速。令馬達以最大扭力輸出，相當於駕駛將電門全開的狀況，以模擬車輛在陡坡上(如高架橋或地下道之斜坡引道)由靜止狀態開始全力加速的狀態。依據參考文獻[46]，小型電動機車之坡度設定為 12%，且極速需達 10km/hr；中型電動機車之坡度設定為 18%，極速亦需達 10km/hr；輕型電動汽車之坡度設定與極速標準則比照中型電動機車。

#### 3. 行進中加速

車輛在無坡度的路面上，從定速行駛的狀態開始加速。同時在模擬開始時令馬達以最大扭力輸出，即駕駛將電門全開之情況，以模擬車輛在行進中瞬間輸入扭力時的行駛狀況(如欲加速超車時)。參考文獻[46]對於車輛行進中加速的性能並無相關的規範與測試方式。因此本研究參考其對於最高車速的規範，將小型電動機車之初始速度設定為 20km/hr；中型電動機車與輕型電動汽車之初始速度則設為 40km/hr，各車之極速標準則比照起步加速模式。

#### 4. 行進中爬坡

車輛從定速行駛的狀態開始加速，進行週期為 100 秒之模擬。由於參考文獻[46]對於車輛行進中爬坡的性能亦無相關規範，因此本研究參考其坡度的設定，

令路面坡度則從第 10 秒( $t=10$  sec)時開始，由 0%呈線性遞增至 10%，如圖 3-11 所示。同樣令馬達在模擬開始( $t=0$  sec)時以最大扭力輸出，以模擬車輛在行進中駛入坡道(如地下道或高架橋之斜坡引道)時，駕駛將電門轉到最大的狀況。其中小型電動機車之初始速度設為 20km/hr；中型電動機車與輕型電動汽車之初始速度為 40km/hr。各車的極速標準則比照斜坡起步模式。

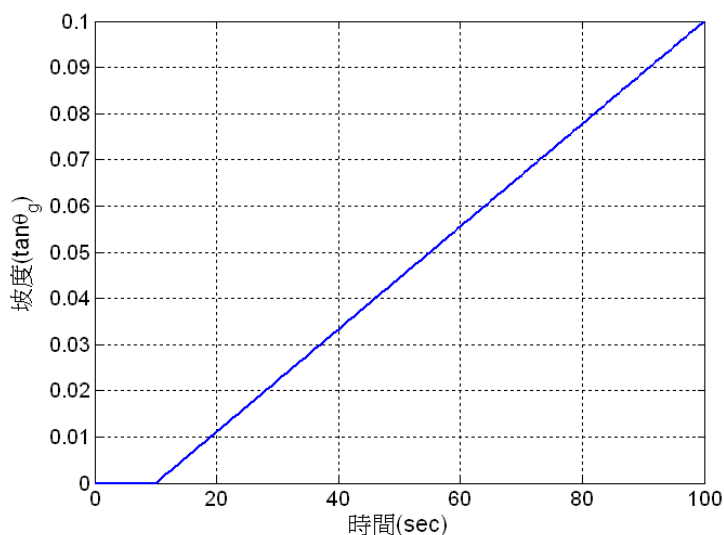


圖 3-11 坡度隨時間之變化關係圖

將四種行車模式的參數設定，整理如表 3-5 所示。透過前述的數值分析方法，利用 Matlab 撰寫數值分析程式。模擬並記錄搭載三種不同多路無段變速裝置的三種電動車輛在不同行車模式下，車速、減速比、馬達效率、傳動效率、以及系統總效率的變化。同時與純 CVT 系統進行比較，以評估不同的多路無度變速系統對於 CVT 之效率與車輛性能之改善程度。程式碼則載於附錄。

表 3-5 行車參數設定表

	小型電動機車			中型電動機車與輕型電動汽車		
	坡度(%)	初速(km/hr)	極速下限(km/hr)	坡度(%)	初速(km/hr)	極速下限(km/hr)
起步加速	0	0	25	0	0	45
行進中加速	0	20	25	0	40	45
斜坡起步	12	0	10	18	0	10
行進中爬坡	0~10	20	10	0~10	40	10

在這裡以起步加速模式為例，比較高檔位鍊條、低檔位鍊條、以及皮帶 CVT 單獨搭載於輕型電動汽車做為傳動裝置時，車速與傳動效率的變化，以比較各種子系統的特性。如圖 3-12、圖 3-13 所示，可以觀察到在中低速下低檔位鍊條擁有最高的系統總效率、與加速性能，但高速下的效率表現亦最差；高檔位鍊條在高速下的總效率與極速最高，但車輛加速最為緩慢，且中速下的效率表現不佳；而 CVT 的極速表現雖不及兩種鍊條傳動裝置，然而中低速下卻擁有比高檔位鍊條更佳的加速性能，且車速在 5 至 35km/hr 之間的效率表現優於高檔位鍊條，車速 35km/hr 以上的效率表現亦高於低檔位鍊條。因此應用多路無段變速系統的設計概念，在不同的條件下透過不同的子系統傳輸動力，便可以得到比搭配單一傳動裝置時更佳的效率以及性能表現。

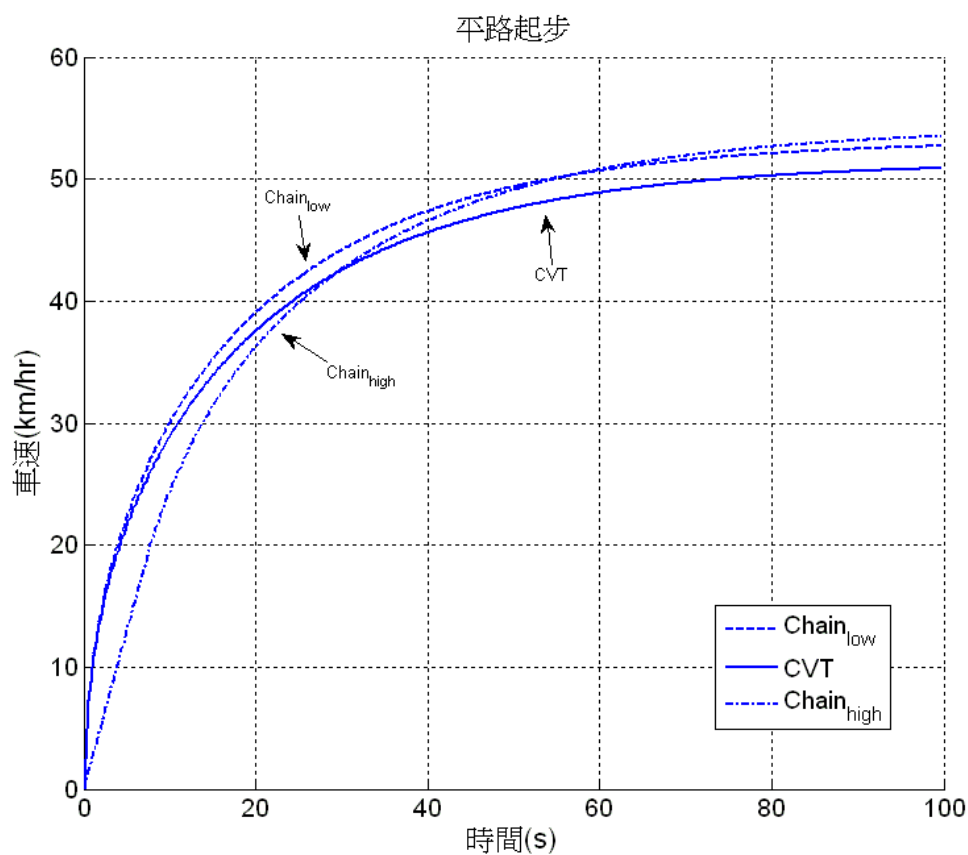


圖 3-12 輕型電動汽車車速隨時間變化關係圖(搭配單一傳動裝置)

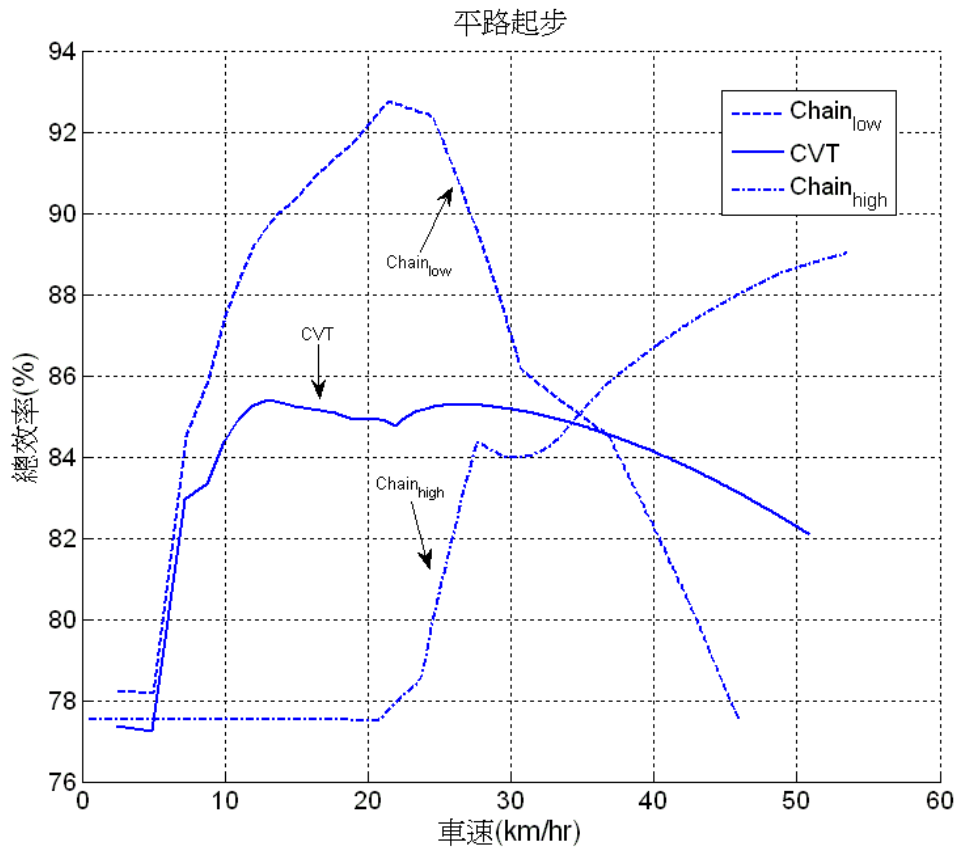


圖 3-13 輕型電動汽車總效率隨車速變化關係圖(搭配單一傳動裝置)

### 3-4 小結

本章參考第二章的理論模型，建立了使用多路無段變速系統的電動車輛之整車動態分析程式，以模擬車輛之速度、加速度、減速比、以及效率的變化。首先說明多路無段變速系統各個子系統如滾子鍊條與皮帶 CVT 之數值分析流程。接著介紹三種不同的多路無段變速系統在動態下的整車性能與效率模擬方式，以及不同模擬對象的車輛參數設定。最後參考經濟部發展電動機車補助及獎勵實施要點[46]建立四種行車模式，並利用 Matlab 撰寫程式，以進行數值分析與模擬。

## 第四章 不同行車模式之系統評估

利用第三章所介紹的數值模擬方式與參數設定，模擬不同種類之多路無段變速系統在起步加速、斜坡起步、行進中加速、與行進中爬坡等四種行車模式下，對於小型、中型電動機車、以及輕型電動汽車之性能與效率的影響，同時與 CVT 系統做對照。根據四種行車模式之分析結果，挑選出最能提升車輛效率與性能之系統配置方式，並在後章討論其系統參數設定造成的影響。

### 4-1 起步加速

本節模擬車輛在靜止且路面無坡度的情況下，令馬達以最大扭力輸出後的動態(意即全油門起步)。將四種系統的模擬結果，如車速隨時間、以及效率隨車速的變化，分別繪製為 X—Y 曲線圖，以探討不同系統對車輛性能與效率的影響。

#### 4-1-1 小型電動機車

根據模擬結果，雖然小型電動機車車身總重較輕，但馬達所能提供的扭力與功率亦較小，造成 CVT 主動皮帶滑輪無法產生足夠的轉速將普立珠甩開，因此四種系統皆未變化至其最小減速比 0.5。配備有高檔位鍊條傳動輪組的理想系統與 T 形線路系統皆僅使用到其低檔位鍊條傳動輪組與 CVT 傳遞動力。四種系統之減速比隨車速變化關係如圖 4-1 所示，其中理想系統由於低檔位鍊條傳動的效率較佳，在較高的車速下才切換為 CVT 傳動。

考慮馬達之效率後，四種系統之總效率隨車速變化之關係如圖 4-2 所示。僅有理想系統在低速時之效率較 CVT 系統高，中高速切換至 CVT 傳動模式後其效率表現與 CVT 系統相同。在第二章的假設下 CVT 之能量損耗與其扭力負荷無關，無論動力傳遞路徑是否經由 CVT，只要主動與被動皮帶滑輪開始轉動，皮帶彎曲所消耗的扭力遲滯損失即隨之發生。因此在 D 型與 T 形線路系統之低檔鍊條傳動模式下，未利用離合器完全切斷 CVT 的動力傳輸，皮帶的彎曲遲滯損失加上鍊條的摩擦損失，反而使系統損失更多能量，導致效率表現不如 CVT 系統。而切換至 CVT 傳動模式後，D 形與 T 形線路系統同樣因無法隔離鍊條傳動輪組之能量消耗，導致效率低於 CVT 系統。

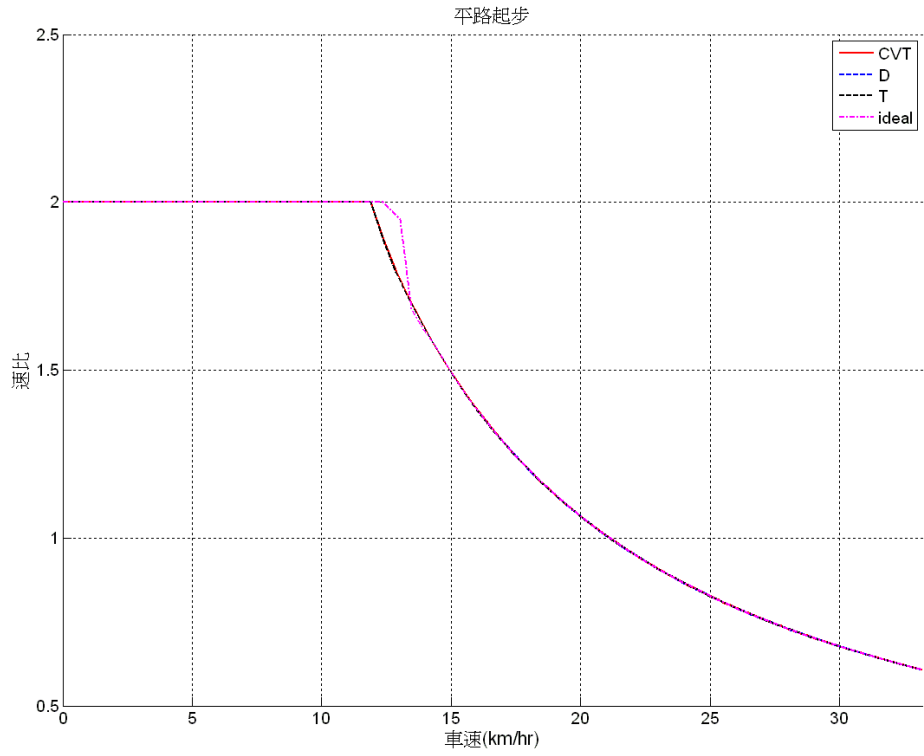


圖 4-1 小型電動機車起步加速時減速比與車速關係圖

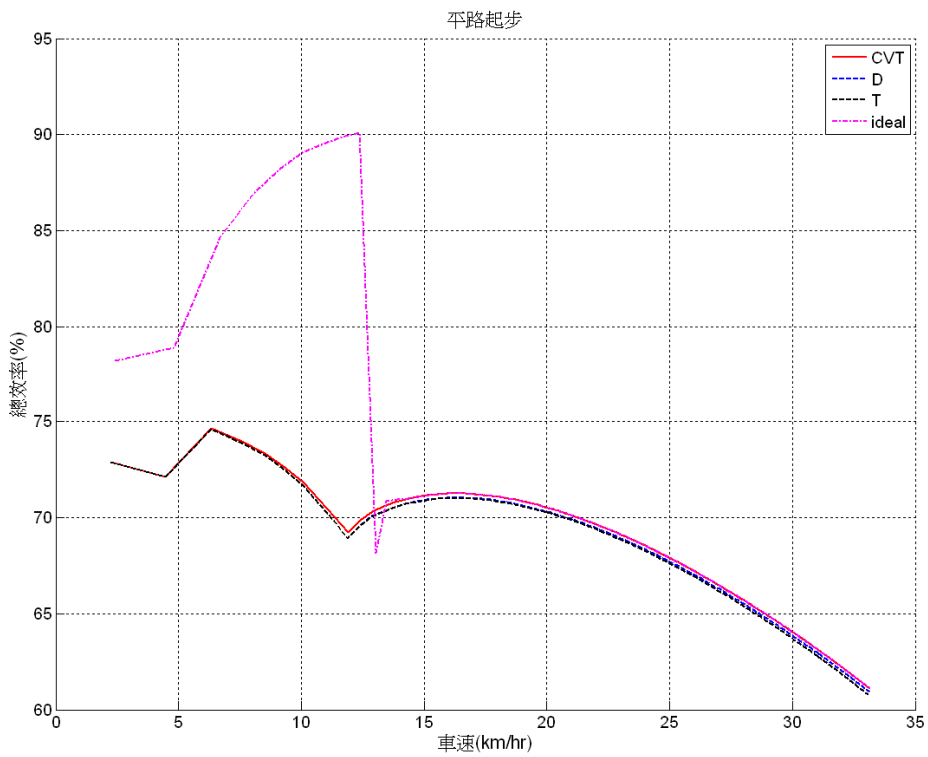


圖 4-2 小型電動機車起步加速時總效率隨車速變化關係圖



車速隨時間之變化如圖 4-3 所示，各系統極速皆超越 25km/hr，因此車輛性能皆可符合法規。在中低速下理想系統完全經由高效率之低檔位鍊條傳動輪組驅動，藉由離合器排除 CVT 與高檔位鍊條傳動輪組等未使用傳動路徑的能量損失，因此加速較其餘三種系統快。在中高速切換至 CVT 傳動後，使用理想系統之機車車速變化與使用傳統 CVT 系統者無異。D 形與 T 形線路系統因無法隔絕未使用的鍊條傳動輪組造成的能量消耗，導致其極速反較 CVT 系統略低。

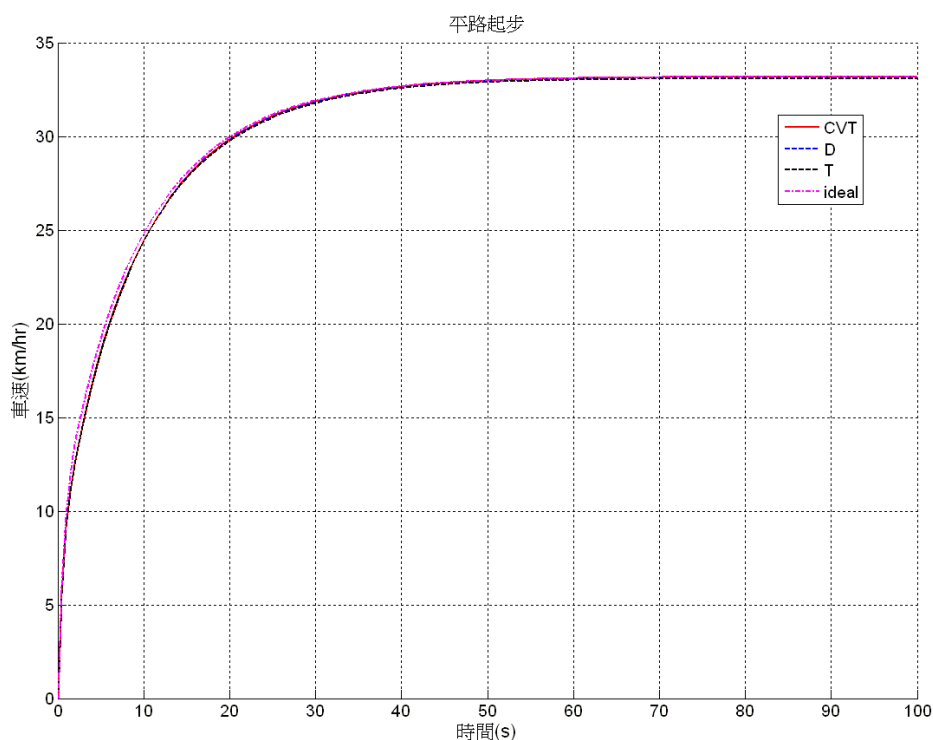


圖 4-3 小型電動機車起步加速時車速隨時間之變化關係圖

#### 4-1-2 中型電動機車

觀察模擬結果，可知雖然中型電動機車較小型者略重，但由於馬達功率與扭力輸出較高，使主動皮帶滑輪產生足夠的轉速將普立珠甩開，令系統變化至其最小減速比。其中 T 形線路系統由於 CVT 與高檔位鍊條傳動輪組間的切換完全由高檔位主動鏈輪之轉速控制，離心離合器過早接合，使減速比變化不連續而產生頓挫。車速與系統減速比間的關係如圖 4-4 所示。

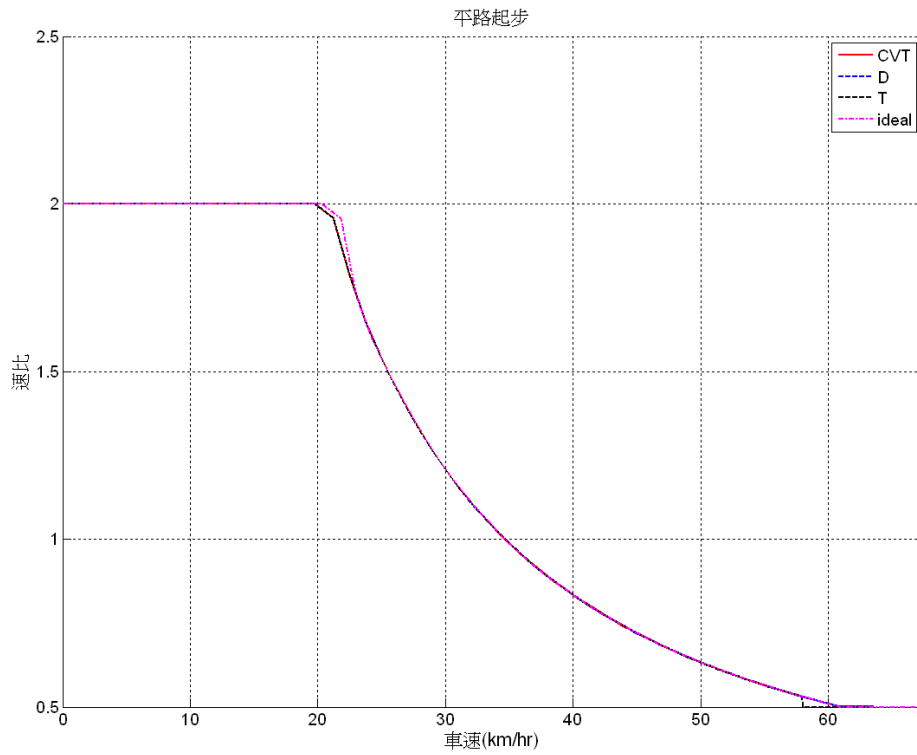


圖 4-4 中型電動機車起步加速時減速比與車速關係圖

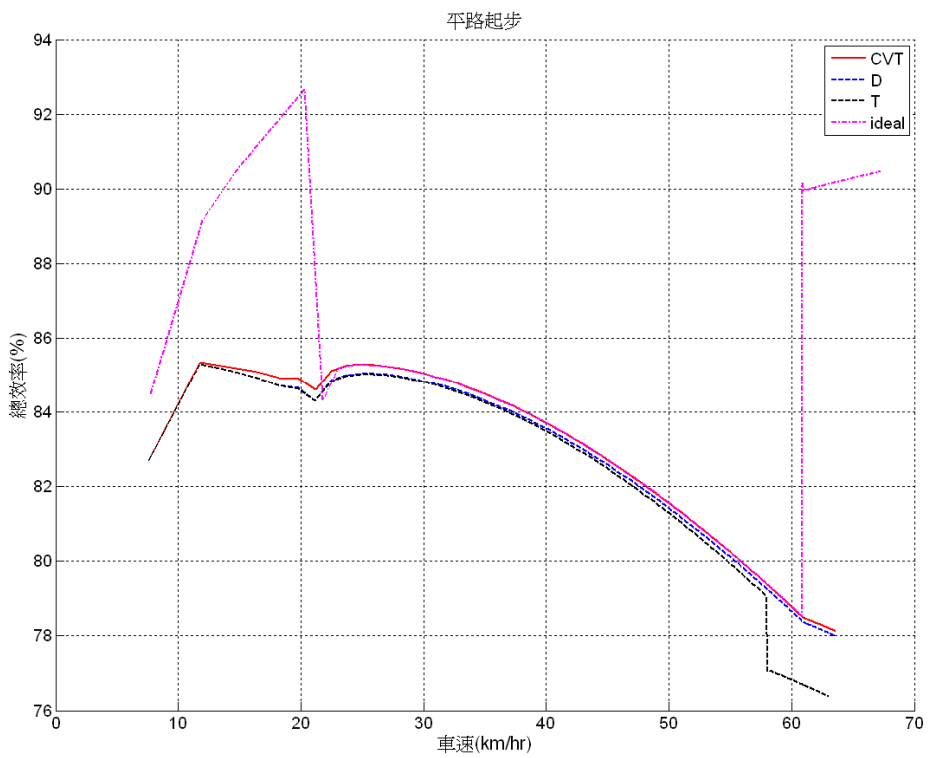


圖 4-5 中型電動機車起步加速時總效率隨車速變化關係圖

在第二章的假設條件下，CVT 之能量損失僅與其皮帶節圓半徑與轉速相關。在鍊條傳動模式下運作的 D 形與 T 形線路系統，由於無法切斷 CVT 的動力傳輸，造成額外的能量損失，使其效率表現不及純 CVT 系統。CVT 傳動模式下，亦受惰轉的鍊條傳動輪組摩擦損失影響，使兩者效率低於純 CVT 系統。此外 T 形線路系統在高檔位鍊條傳動模式下，除了 CVT 的皮帶遲滯損失外，更多了惰轉的低檔位鍊條傳動輪組造成的摩擦損失，造成高速下效率較 D 形線路系統更差。理想系統在低速下完全經由低檔位鍊條傳動，效率表現明顯高於其餘三者，中速時則與 CVT 系統相同。當車輛達到高速、系統變化至最小減速比 0.5 後，則切換為高檔位鍊條傳動模式，此時理想系統的效率表現亦遠高於其餘三者。四種系統的總效率隨車速變化如圖 4-5 所示。

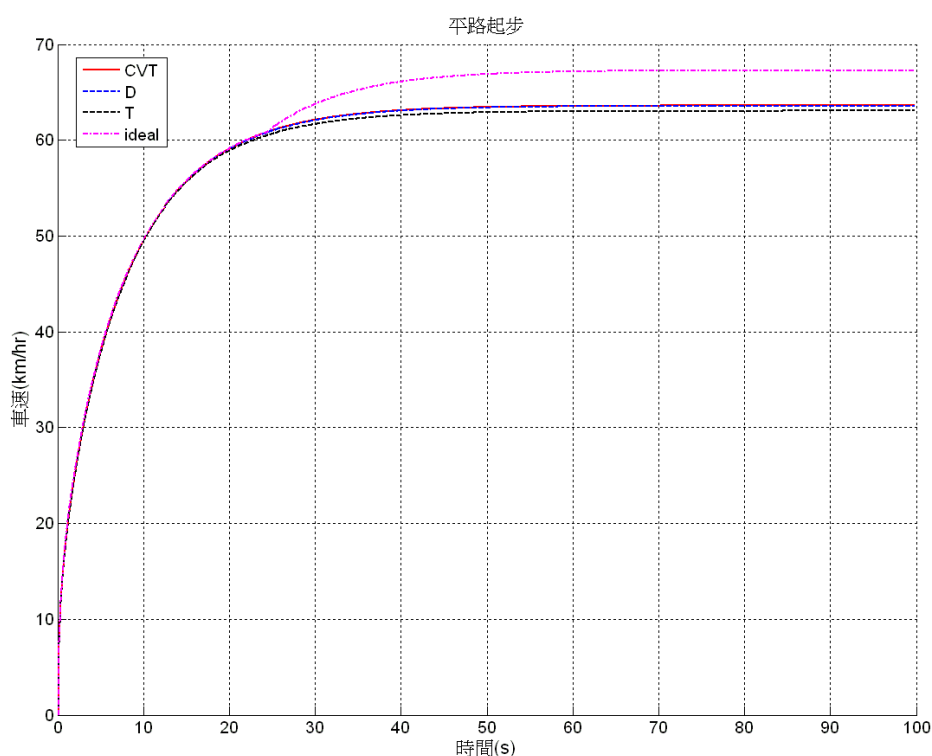


圖 4-6 中型電動機車起步加速時車速隨時間之變化關係圖

車速隨時間的變化如圖 4-6 所示，四系統皆可達到法規中極速 45km/hr 的性能規範。由於中型機車車身較重，四種系統在車速 60km/hr 以下的加速性能相差不多。理想系統在 60km/hr 以上切換為高效率的高檔位鍊條傳動，並以離合器防止未使用的傳動路徑消耗能量，因此極速比其餘三種系統更高。D 形線路系統在高速下由於低檔位鍊條的能量消耗，造成車速變化與 CVT 系統相差不多。T 形

線路系統在高速下雖切換至高效率之鍊條傳動，但因無法切斷 CVT 與低檔位鍊條之動力，兩者造成的能量消耗反而使其極速表現居四者之末。



### 4-1-3 輕型電動汽車

減速比與車速關係如圖 4-7 所示，由於本車馬達功率—總重比值與小型電動機車接近，故減速比變化趨勢與圖 4-1 相似。由於馬達的功率無法使 CVT 主動皮帶滑輪產生足夠的轉速將普立珠甩開，系統並未變化到其最小減速比 0.5。理想系統與 T 形線路系統僅使用到低檔位鍊條與 CVT 傳輸動力，其高檔位鍊條傳動輪組呈現空轉(T 形線路系統)或閒置(理想系統)狀態。

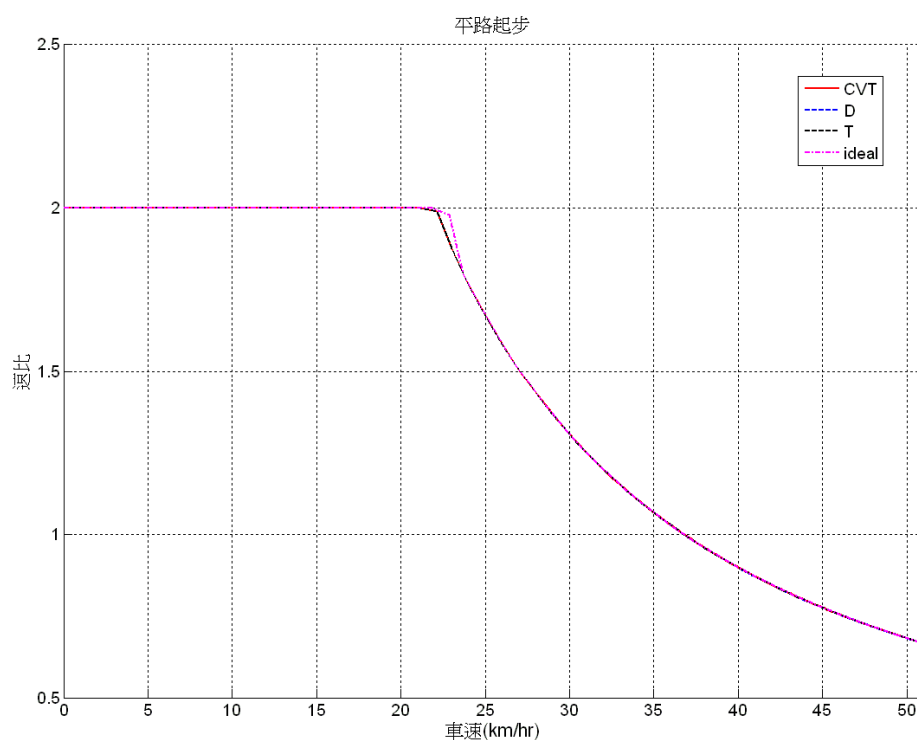


圖 4-7 輕型電動汽車起步加速時減速比與車速關係圖

根據第二章之假設，CVT 之功率損失量僅與皮帶節圓半徑及皮帶滑輪轉速有關。系統效率如圖 4-8 所示，其變化趨勢雖與圖 4-2 相似，但因馬達的輸出功率增加至 3kW，故四種系統的效率皆提升至 79% 以上。其中 D 形與 T 形線路系統在低速下由於無法切斷 CVT 的動力傳輸，導致低速效率與 CVT 系統相同，高速下更因空轉的鏈條傳動輪組導致整體效率不如 CVT 系統。僅有理想系統因可排除非使用中傳動路徑的能量消耗，而擁有高於 CVT 系統的低速效率。

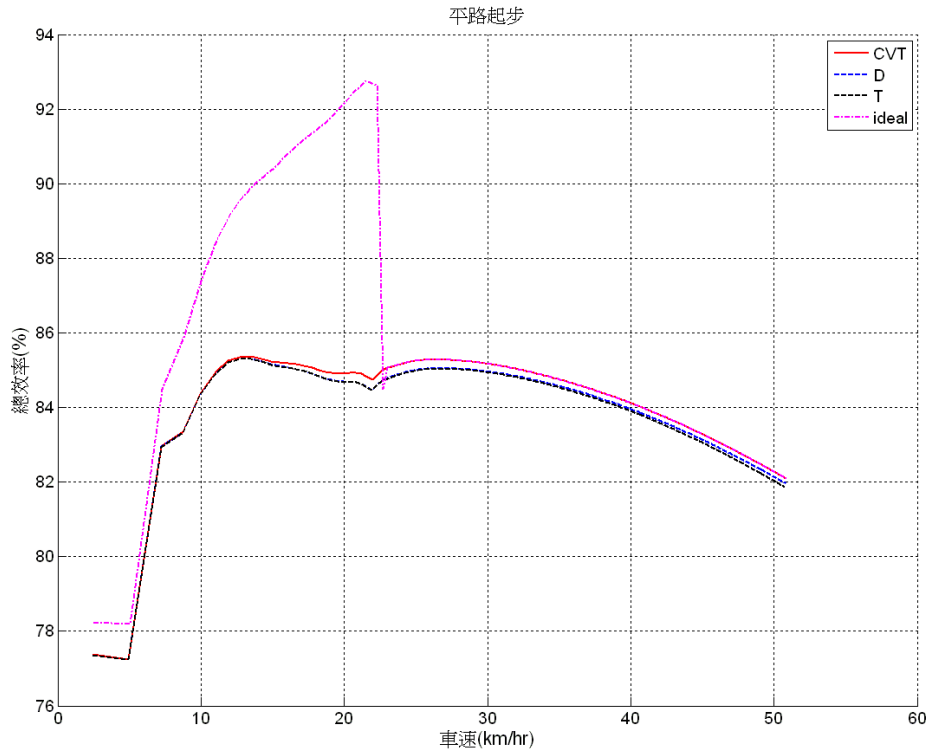


圖 4-8 輕型電動汽車起步加速時總效率隨車速變化關係圖

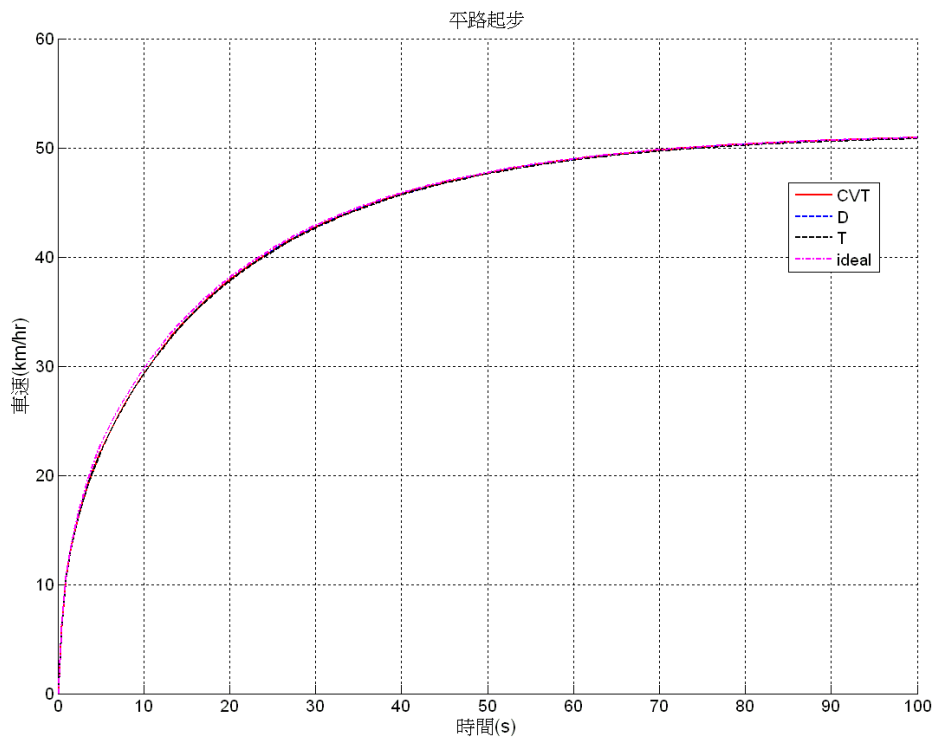
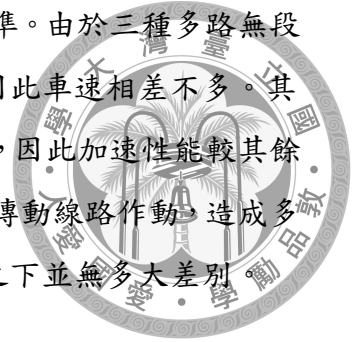


圖 4-9 輕型電動汽車起步加速時車速隨時間之變化關係圖

車速隨時間之變化如圖 4-9 所示，極速表現皆符合標準。由於三種多路無段變速系統最高只切換到 CVT 傳動模式，加上車身較重，因此車速相差不多。其中理想系統在 20km/hr 以下使用高效率之低檔位鍊條傳動，因此加速性能較其餘三者略佳。D 形與 T 形線路系統由於無法防止非使用中的傳動線路作動，造成多餘的能量消耗，使其加速與極速表現與純 CVT 系統相較之下並無多大差別。



## 4-2 斜坡起步

本節模擬車輛在陡坡上由靜止起步，令馬達以最大扭力輸出。模擬使用四種傳動無段變速系統的車輛之動態表現，將車速隨時間、效率隨車速之變化繪製為 X—Y 曲線圖，並比較不同系統對車輛性能與效率的影響。

### 4-2-1 小型電動機車

本研究欲模擬之小型電動機車馬達出力僅有 0.8kW，根據法規屬於小型輕型等級(馬達功率 1kW 以下)。經濟部發展電動機車補助及獎勵實施要點[46]對於其爬坡性能之規範為：12%斜坡每小時達 10 公里以上，因此本模擬參考此規範將路面坡度設定為 12%。

減速比隨車速之變化如圖 4-10 所示。由於行車阻力較大，CVT 系統、D 形與 T 形線路系統皆保持在 2.0 的最大減速比。理想系統車速超過 12km/hr 後切換至 CVT 系統，但因其傳動效率不如低檔位鍊條，車速反而開始下降，此時扭力凸輪作用使其減速比回升，最後減速比落在 1.2~1.3 左右。

系統總效率隨車速之變化如圖 4-11 所示。D 形與 T 形線路系統雖由高效率之低檔位鍊條傳動，但空轉的 CVT 與高檔位鍊條傳動輪組造成多餘的能量消耗，使其效率反略低於 CVT 系統。理想系統在低檔位鍊條傳動模式下的效率極高，切換至 CVT 傳動後系統效率驟降，連帶造成車速下降。由於傳動系統之功率損耗量隨車速上升而增加，在馬達輸出功率固定的條件下，車速愈高系統效率則愈低。理想系統在減速比回升後效率的增加，其主因是此時 CVT 兩皮帶滑輪轉速隨車速下降，功率損失因此而減少，由於馬達輸出功率為固定值，故系統總效率隨之上升。

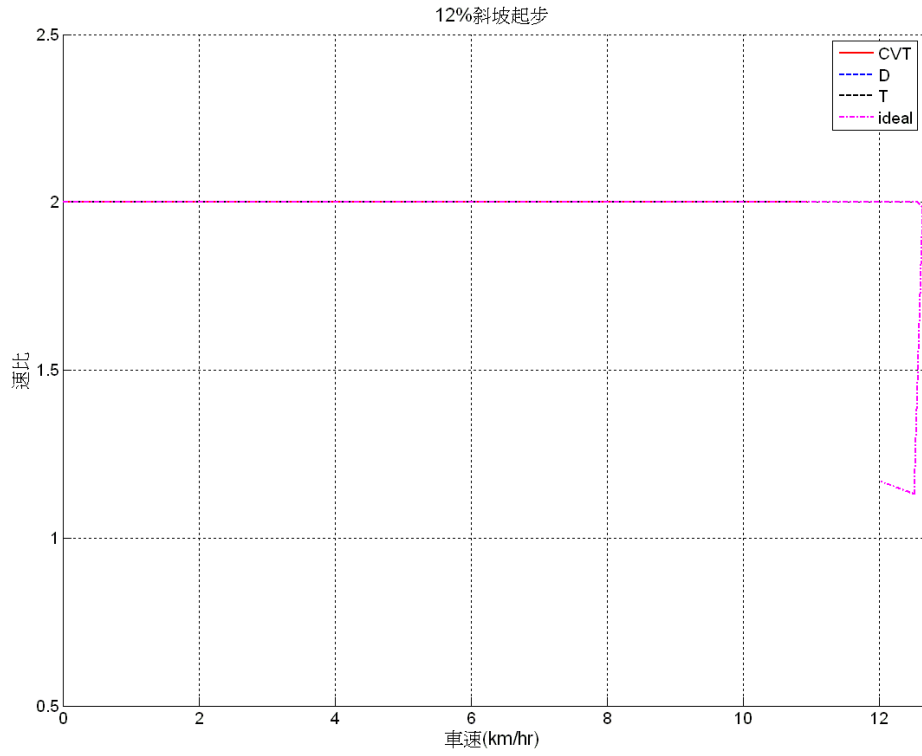


圖 4-10 小型電動機車斜坡起步時減速比與車速關係圖

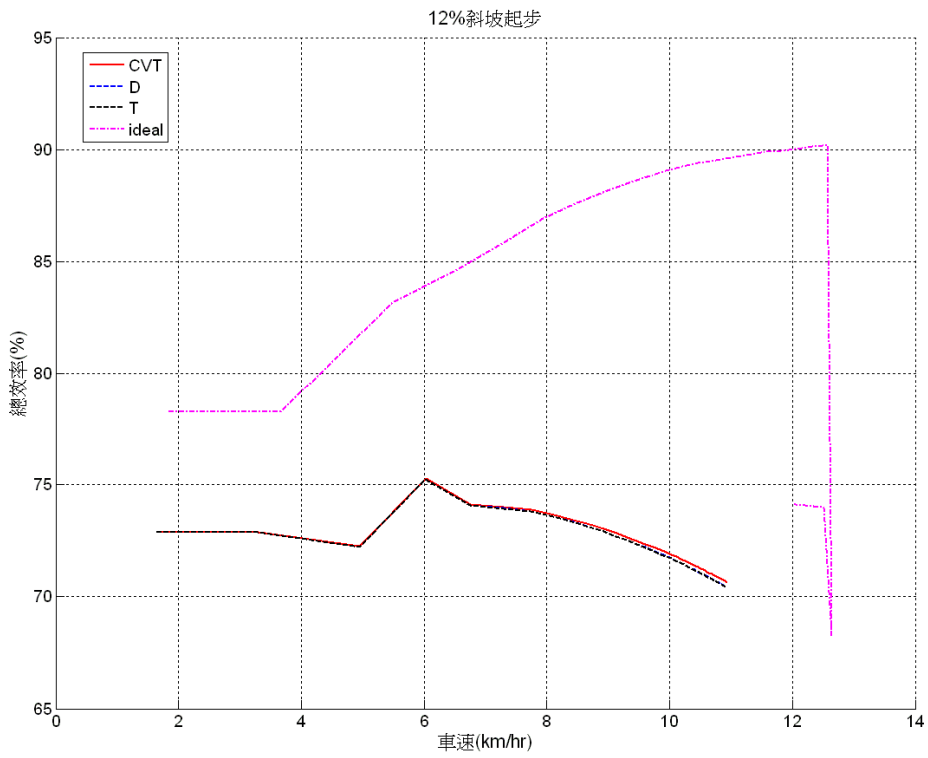


圖 4-11 小型電動機車斜坡起步時總效率隨車速變化關係圖

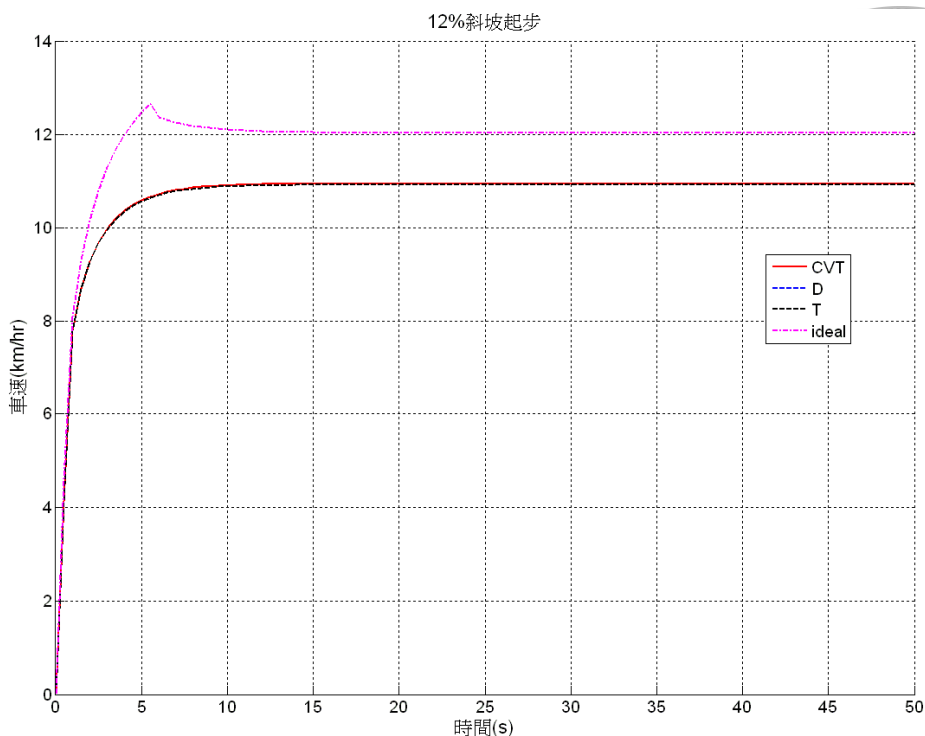


圖 4-12 小型電動機車斜坡起步時車速隨時間之變化關係圖

車速隨時間之變化如圖 4-12 所示，由於四種系統之極速皆超過 10km/hr，因此車輛性能皆符合法規。與起步加速的情形相同，由於 D 形與 T 形線路系統無法排除非使用中傳動線路的能量消耗，造成極速較 CVT 系統略低。理想系統在低速階段由高效率的低檔位鍊條驅動，加速較其餘三系統快。切換至 CVT 傳動後由於傳動系統的扭力損耗量大增，加上爬坡阻力的影響使馬達無法負荷，車速因而下降。直到扭力凸輪作用使 CVT 減速比增加，將馬達扭力進一步放大後，車速才穩定的保持在 12km/hr 左右，其極速依舊較其餘三系統高。

#### 4-2-2 中型電動機車

本研究之中型電動機車馬達出力達 3.0kW，在法規中屬於輕型等級(馬達功率 1kW 以上)。根據經濟部發展電動機車補助及獎勵實施要點[46]，其爬坡性能規範為：18%斜坡每小時達 10 公里以上，故本模擬參考之將路面坡度設為 18%。

減速比的變化如圖 4-13 所示。由於行車阻力較大加上車速較慢，四系統並未變化到其最小減速比 0.5。T 形線路系統與理想系統亦未切換到其高檔位鍊條傳動輪組，而僅使用低檔位鍊條與 CVT 進行傳動。理想系統則在較高的車速下才切換為 CVT 傳動。



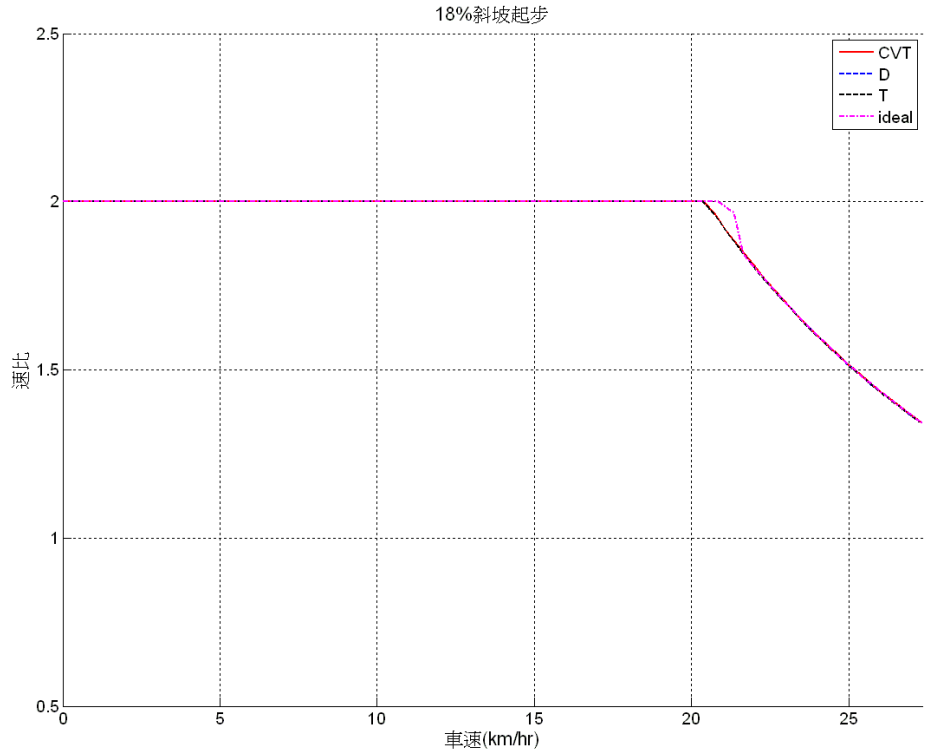


圖 4-13 中型電動機車斜坡起步時減速比與車速關係圖

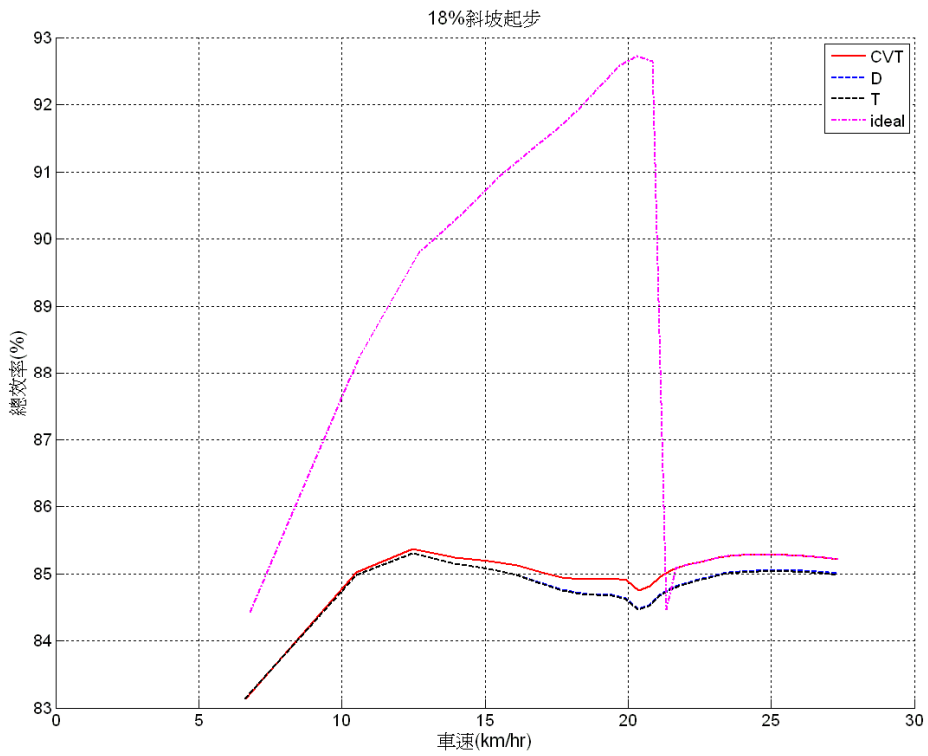


圖 4-14 中型電動機車斜坡起步時總效率隨車速變化關係圖

考慮馬達效率後的系統總效率隨車速變化如圖 4-14 所示。D 形與 T 形線路系統由於在低檔位鍊條傳動模式下無法切斷 CVT 的動力，皮帶在空轉的狀況下持續造成彎曲遲滯損失。切換至 CVT 傳動後，空轉的鍊條傳動輪組亦造成摩擦損失，使兩者的系統效率無論在哪種傳動模式下皆低於 CVT 系統。理想系統在低速時動力僅經過高效率之低檔鍊條，此時其系統總效率遠較其餘三者高。進入 CVT 傳動模式後其動力傳輸路徑與 CVT 系統相同，系統總效率亦下降至與 CVT 系統相同。

車速隨時間變化如圖 4-15 所示，四系統極速皆超越性能規範的 10km/hr 下限。由於 3kW 馬達在轉速 100rad/s 以下可輸出其最大扭矩 30Nm，因此四系統在起步後幾乎同時加速至 15km/hr 以上。其中理想系統由於在低速使用高效率之低檔位鍊條傳動，加速性能較其餘三者佳。切換至 CVT 傳動後，由於系統效率下降，因此其車速增加趨緩，極速亦與 CVT 系統相近。而 D 形與 T 形線路系統由於無法排除非使用中的傳動裝置子系統空轉時所造成的能量消耗，導致其加速性能與 CVT 系統相差不多，極速表現亦較 CVT 系統略低。

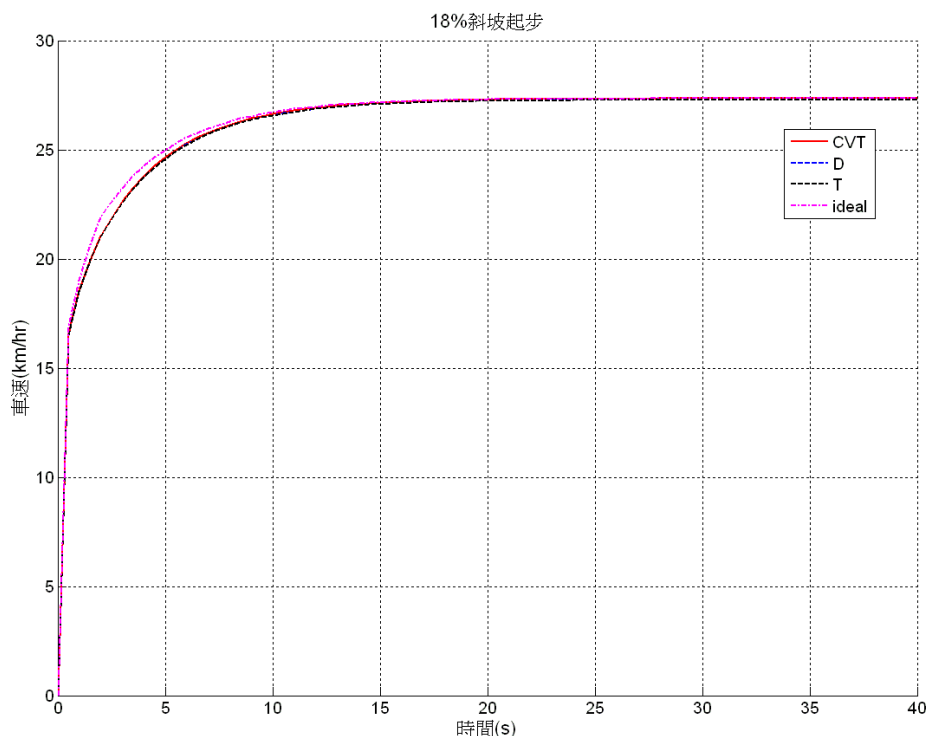


圖 4-15 中型電動機車斜坡起步時車速隨時間之變化關係圖

### 4-2-3 輕型電動汽車

輕型電動汽車使用與中型電動機車相同之 3kW 馬達。由於其車身較重，加上爬坡阻力的影響，車速較平路起步時更慢，主動皮帶滑輪的轉速不足以令普立珠推動其可動面盤，因此四種系統均保持 2.0 的最大減速比，如圖 4-16 所示。

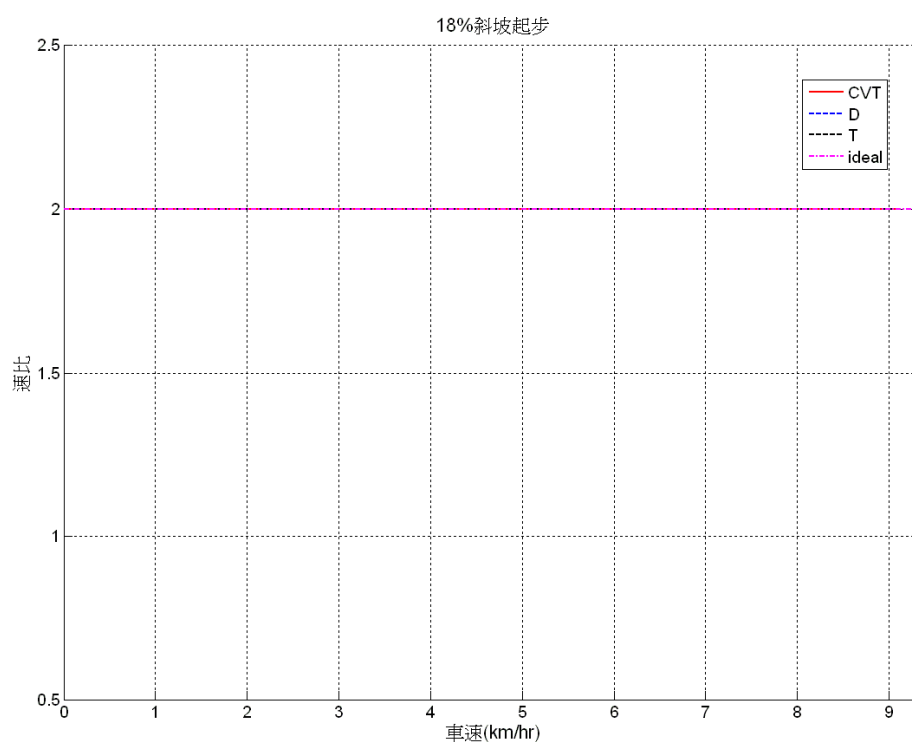


圖 4-16 輕型電動汽車斜坡起步時減速比與車速關係圖

由於車速不高，加上爬坡阻力與車身重量造成之高扭力負載，四種系統的傳動效率均在 95% 以上，且隨車速變化幅度不大，如圖 4-17 所示。其中完全經由低檔位鍊條傳動的理想系統傳動效率最高。D 形與 T 形線路系統則由於空轉的 CVT 與高檔位鍊條傳動輪組的能量消耗影響，造成傳動效率略低於 CVT 系統。

根據圖 3-5(b) 所示，馬達的效率隨著轉速增加而攀升，約在 400rad/s 時達到最大值。由於傳動效率隨車速的變化幅度相當小，因此本行車模式下系統之總效率變化趨勢主要受馬達效率影響，如圖 4-18 所示。其中理想系統由於透過高效率之低檔鍊條傳動，總效率較其餘三系統高。D 形與 T 形線路系統則由於子系統所造成的額外能量消耗，造成總效率表現低於 CVT 系統。

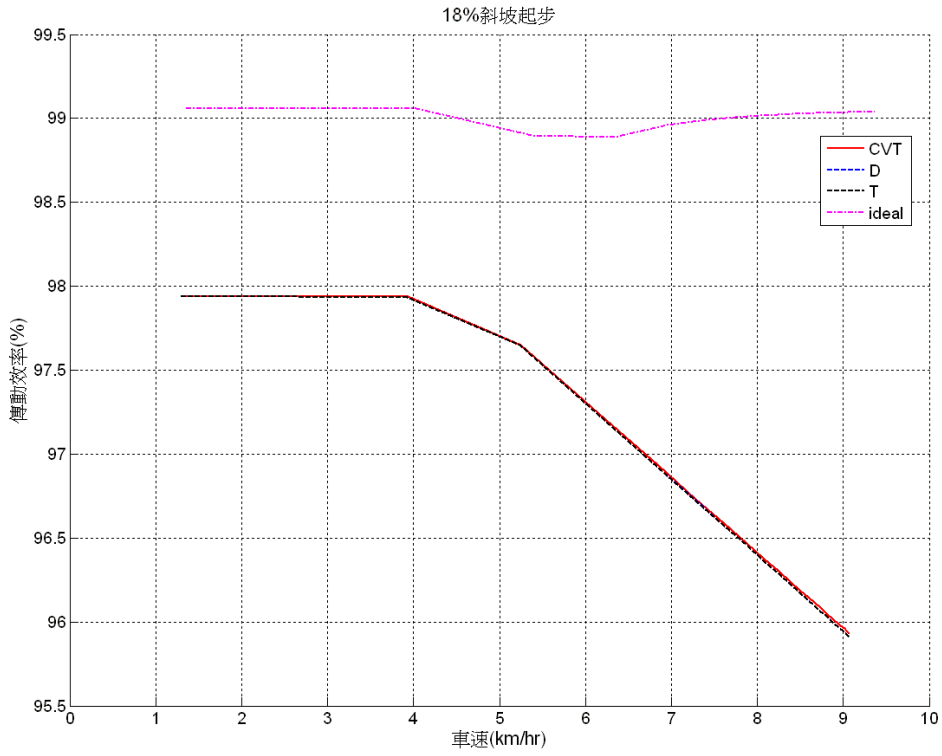


圖 4-17 輕型電動汽車斜坡起步時傳動效率隨車速變化關係圖

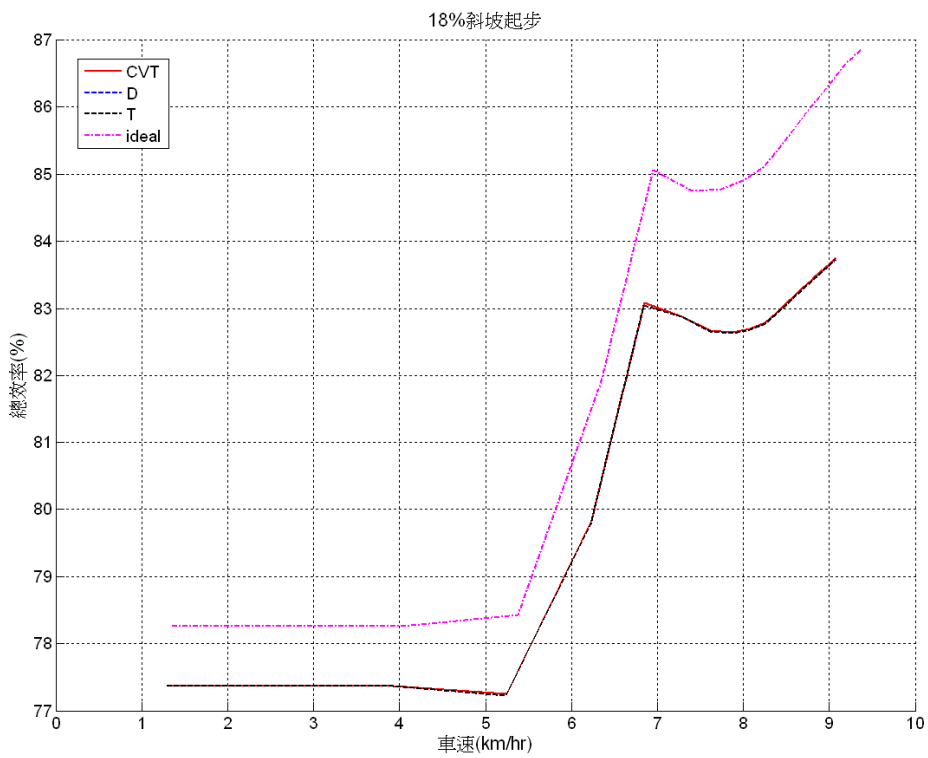


圖 4-18 輕型電動汽車斜坡起步時總效率隨車速變化關係圖

車速變化如圖 4-19 所示，由於輕型電動汽車車身過重，四系統之極速表現皆無法達到標準。理想系統由於全程經由高效率之低檔位鍊條傳動，極速表現較其餘三者佳。D 形與 T 形線路系統雖同為低檔位鍊條傳動，但由於無法完全防止動力輸入 CVT，導致皮帶在空轉時持續造成彎曲遲滯損耗，因此在極速表現上與 CVT 系統並無明顯差距。

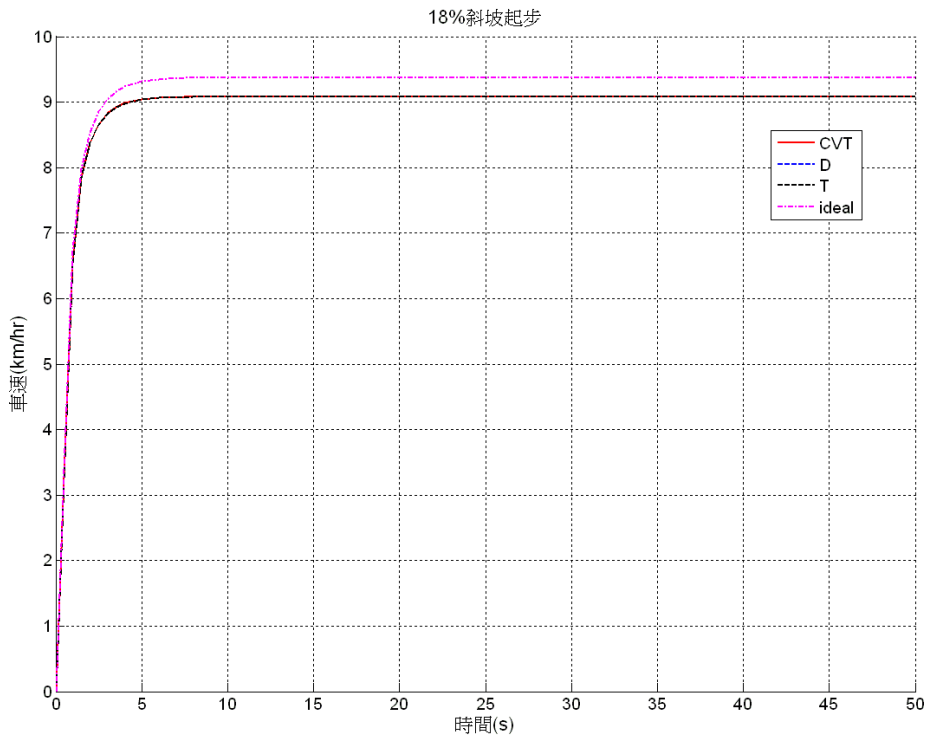


圖 4-19 輕型電動汽車斜坡起步時車速隨時間之變化關係圖

### 4-3 行進中加速

市售電動機車大多使用齒輪減速機做為傳動裝置，或採用輪轂馬達直接驅動。由於兩者的減速比皆為固定，無法透過改變減速比來放大馬達扭力，加上馬達高轉速下扭力輸出不足的特性，在行駛中需要加速時(如欲加速超越前方車輛時)常因無法得到足夠的扭力，造成行進中加速無力。

本節模擬使用不同多路無段變速系統的車輛在無坡度、定速行駛的狀態下，瞬間輸入馬達在該轉速下所能提供的最大扭力後的狀況，同時與 CVT 系統比較其對於車輛效率與性能之影響。

### 4-3-1 小型電動機車

車輛之減速比隨車速之變化如圖 4-20 所示。在馬達輸入最大扭力後由於 CVT 被動皮帶滑輪之扭力凸輪作用，減速比由定速行駛狀態下的 0.9 左右，上升至約 1.0。其後由於車速逐漸增加，普立珠受離心力影響推擠 CVT 主動皮帶滑輪之可動面盤，使系統減速比隨車速增加而下降。由於三種多路無段變速系統在此行車狀態下皆透過 CVT 傳輸動力，因此減速比變化趨勢皆與 CVT 系統相同。

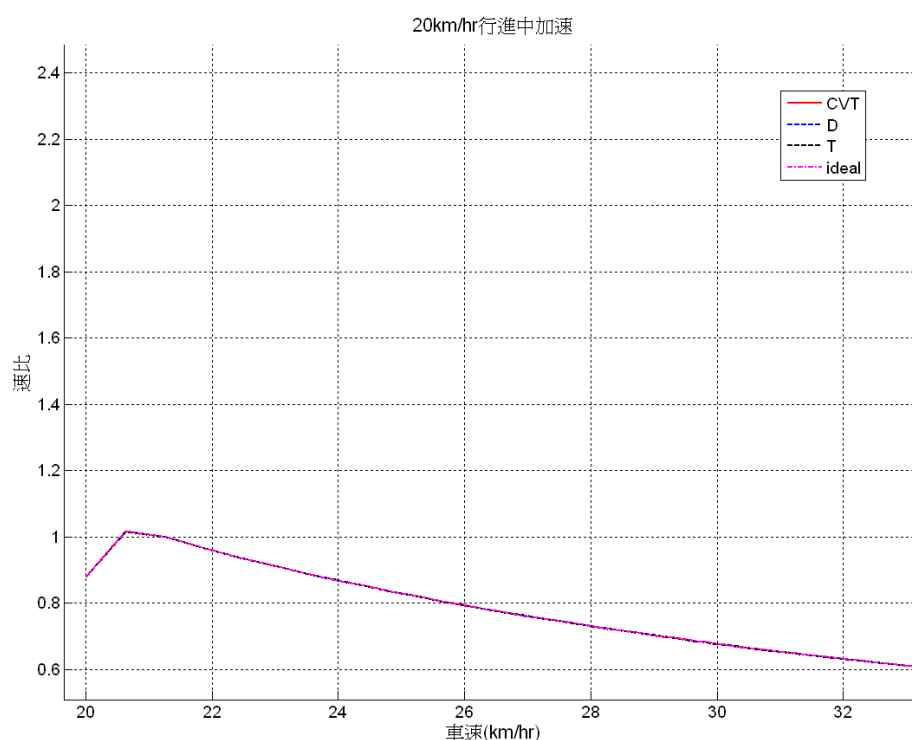


圖 4-20 小型電動機車行進中加速時減速比與車速關係圖

由於四種系統在此行車狀態中皆全程使用 CVT 傳動，影響效率高低的因素在於其離合器配置方式是否能隔離非使用中傳動路徑所造成的多餘能量消耗。理想系統之效率變化與 CVT 系統相同。D 形線路系統由於低檔位鍊條傳動輪組空轉造成的能量耗損使其效率低於 CVT 系統。T 形線路系統則因空轉的高檔位與低檔位兩套鍊條傳動輪組造成更多的能量消耗，使其效率為四者之末。不同系統之總效率隨車速變化關係如圖 4-21 所示。

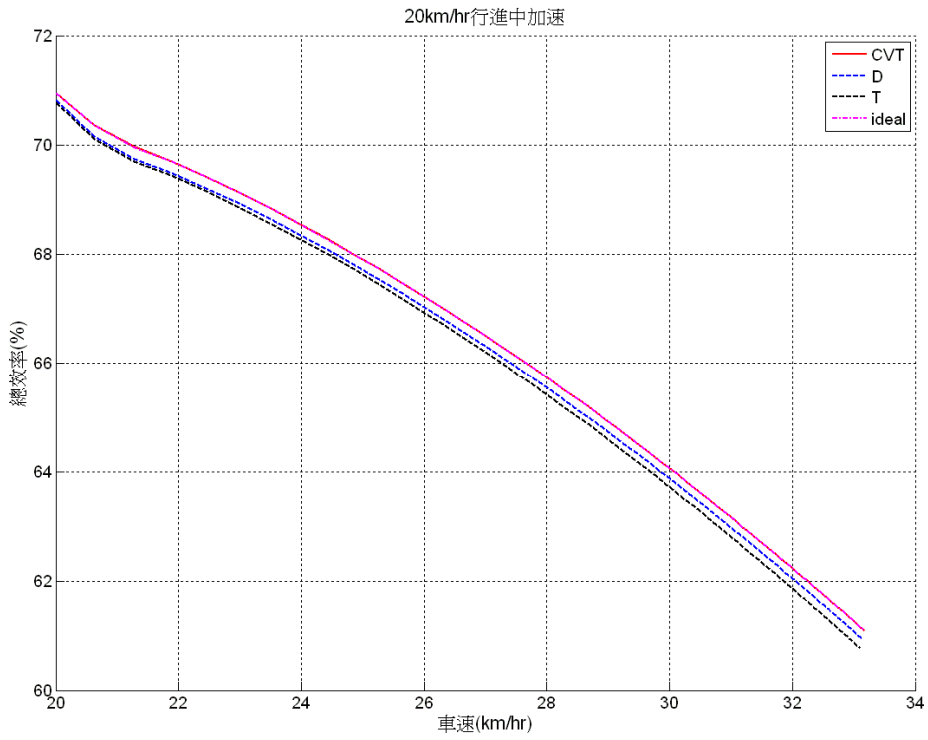


圖 4-21 小型電動機車行進中加速時總效率隨車速變化關係圖

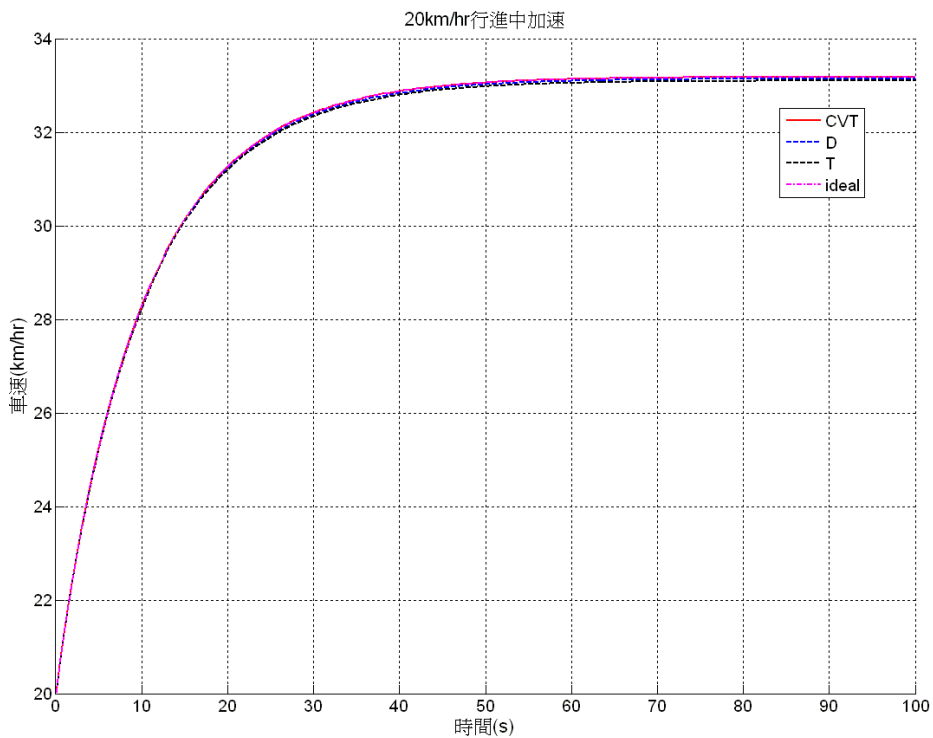


圖 4-22 小型電動機車行進中加速時車速隨時間之變化關係圖

車速隨時間之變化關係如圖 4-22 所示，四系統皆達到 25km/hr 之標準。理想系統由於全程由 CVT 傳動，車速變化趨勢與 CVT 系統相同。D 形線路系統由於低檔位鍊條傳動輪組持續空轉，能量消耗較大使極速較 CVT 系統略低。T 形線路系統較 D 形線路系統多了高檔位鍊條傳動輪組，但在行進中加速的過程中並未使用到，空轉的兩套鍊條傳動輪組反而造成更多能量損耗，導致極速最低。

### 4-3-2 中型電動機車

由於車身較重，扭力凸輪作用使系統減速比由初始值上升至 0.8 左右，隨車速增加後逐漸下降至最小減速比 0.5。T 形線路系統由於高檔位鍊條之切換完全由轉速控制，系統在 CVT 減速比變化至 0.5 前即切換至高檔位鍊條傳動，造成減速比變化不連續。D 形線路系統、與理想系統之減速比變化趨勢，則與 CVT 系統相同。減速比隨車速之變化如圖 4-23 所示。

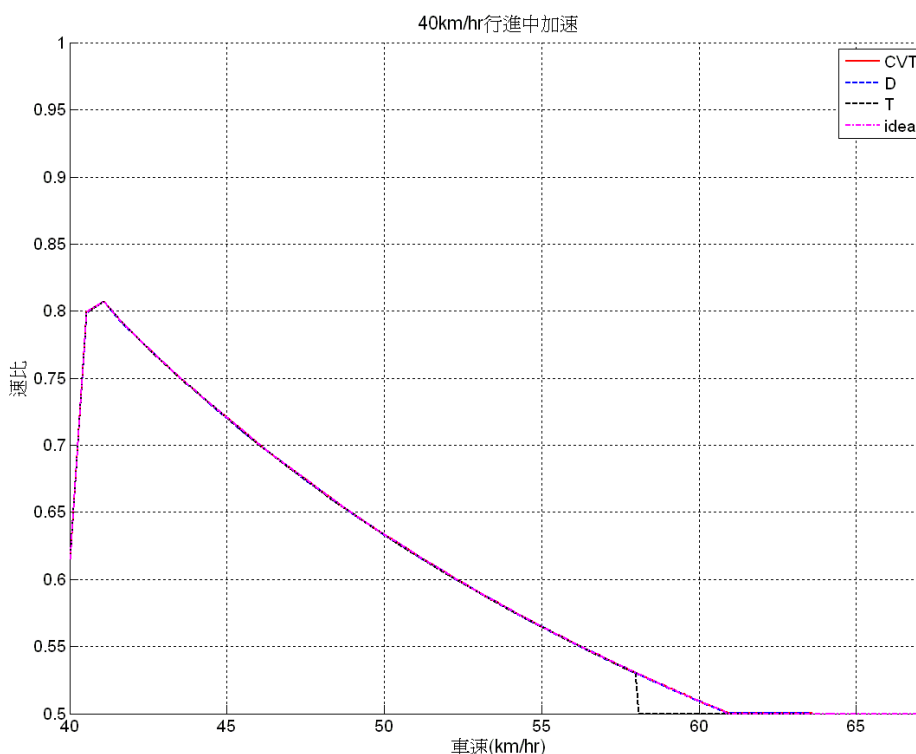


圖 4-23 中型電動機車行進中加速時減速比與車速關係圖



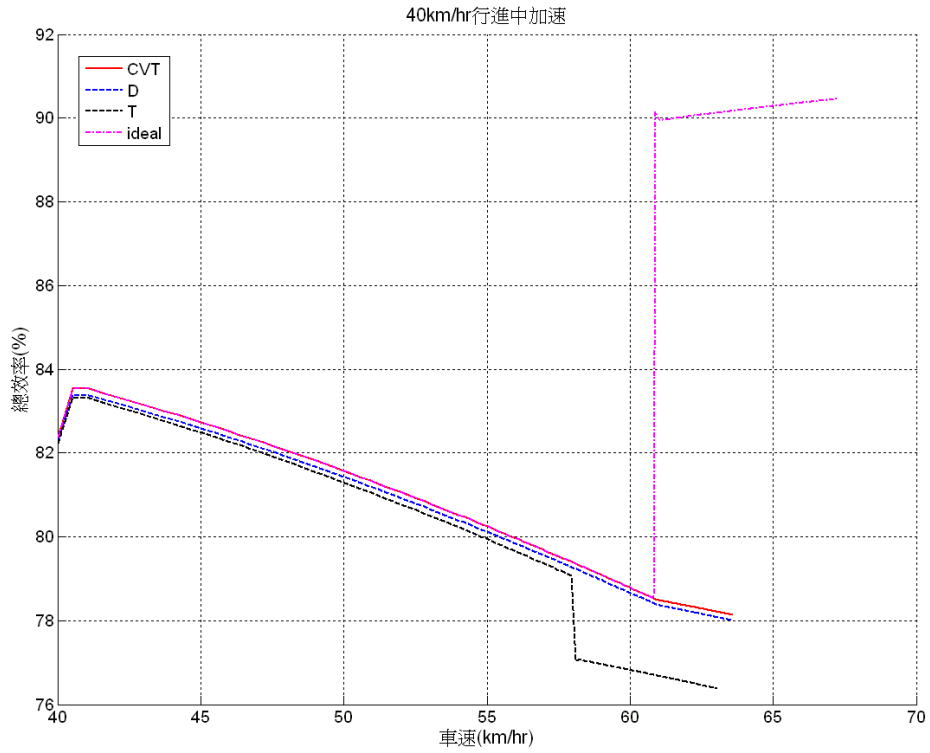


圖 4-24 中型電動機車行進中加速時總效率隨車速變化關係圖

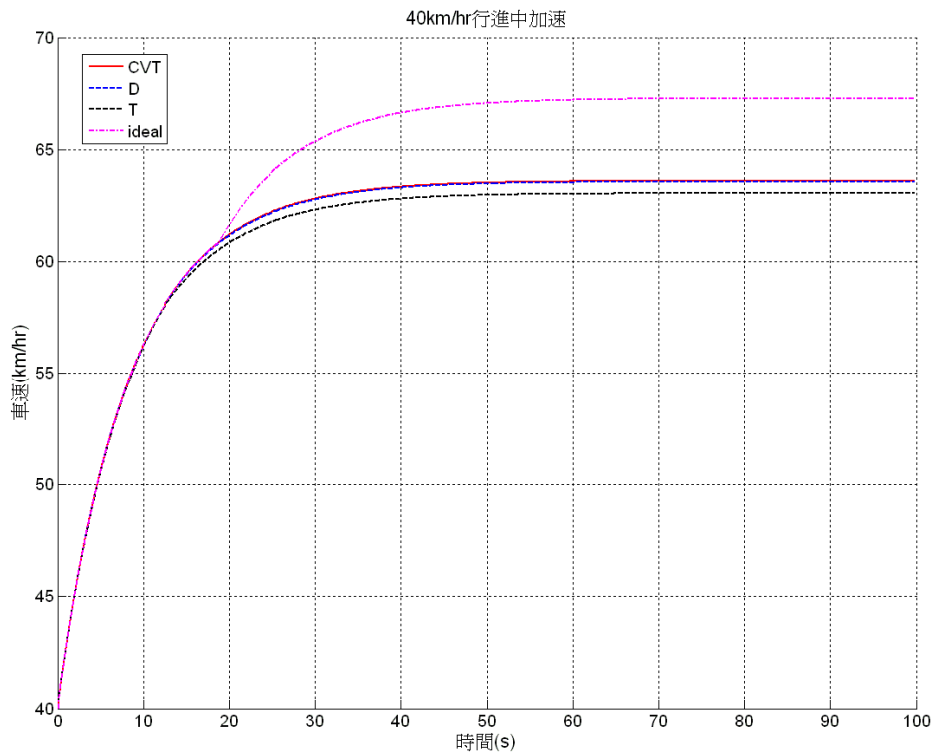


圖 4-25 中型電動機車行進中加速時車速隨時間之變化關係圖

系統總效率隨車速之變化如圖 4-24 所示。由於加速瞬間扭力負荷遽增，效率亦短暫上升，後隨車速漸增而下降。理想系統在 CVT 傳動模式下之效率變化與 CVT 系統相同，D 行與 T 形線路系統則因空轉的子系統造成的多餘能量消耗，使其效率不及純 CVT 系統。當車輛運行於高速時，理想系統切換至高檔位鍊條傳動，且其離合器配置方式可避免非使用中的傳動元件空轉造成多餘的能量消耗，因此其效率表現明顯高於其餘三種系統。

在車速變化方面，四系統之極速皆符合法規標準。D 形線路系統在高速下由於空轉的低檔位鍊條傳動輪組造成的能量消耗，使其極速略低於 CVT 系統。T 形線路系統切換至高檔位鍊條傳動後，由於 CVT 與低檔位鍊條傳動輪組持續空轉，消耗的能量使其極速為四種系統中最低者。理想系統在 CVT 傳動模式下之車速變化與 CVT 系統相同，切換至高檔位鍊條傳動後由於傳動效率更高，極速也較 CVT 系統高。四種系統之車速變化趨勢如圖 4-25 所示。

### 4-3-3 輕型電動汽車

減速比之變化如同 4-3-1 與 4-3-2 的結果，瞬間以最大扭力輸入後，減速比由於扭力凸輪作用而上升，使車輛得到較大的扭力。隨著車速上升，CVT 主動皮帶滑輪的普立珠因離心力推擠其可動面盤，使減速比再度下降。由於車身較重使扭力負荷增加，四種系統皆未變化至 0.5 的最小減速比，由於本車馬達功率—總重之比值接近小型電動機車，故減速比變化趨勢與圖 4-20 相同。在模擬過程中四種系統皆使用 CVT 傳動，故減速比隨車速之變化皆相同，如圖 4-26 所示。

系統總效率隨車速之變化如圖 4-27 所示，四種系統之效率變化趨勢如同 4-3-2 的模擬結果。在馬達輸入扭力後由於扭力負荷增加，系統效率短暫增加。在功率消耗量隨車速增加後，由於馬達同樣保持 3kW 之輸出功率，故系統效率隨之下降。三種多路無段變速起在模擬過程中皆透過 CVT 傳動，因此影響系統間效率差異的主因為未參與動力傳輸的鍊條傳動輪組是否在過程中作動。理想系統由於排除鍊條傳動輪組之能量消耗，效率與 CVT 系統相同。D 形與 T 形線路系統則因鍊條傳動輪組在過程中持續空轉，造成效率不及 CVT 系統。

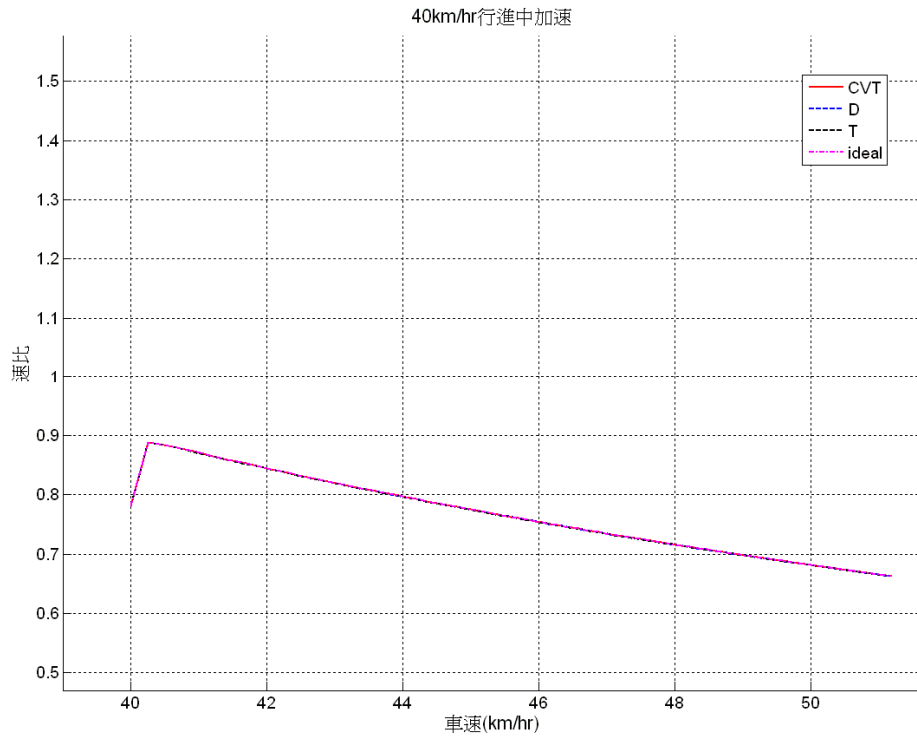


圖 4-26 輕型電動汽車行進中加速時減速比與車速關係圖

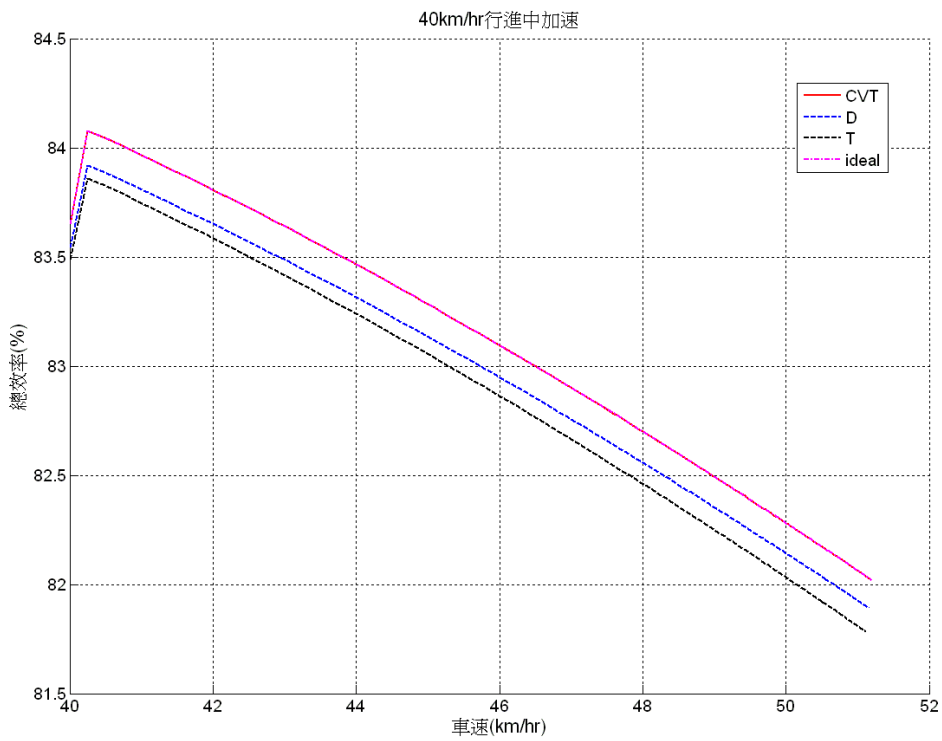


圖 4-27 輕型電動汽車行進中加速時總效率隨車速變化關係圖

車速隨時間之變化如圖 4-28 所示，四系統皆符合標準。影響車速差距的主因同樣為系統在 CVT 傳動模式下，其離合器配置方式是否能防止部分動力輸入並未參與傳動的鍊條傳動輪組進而造成多餘的能量消耗。理想系統在此時由於僅有 CVT 作動，因此其車速表現與純 CVT 系統相同。至於 D 形與 T 形線路系統則因鍊條傳動輪組空轉所造成的阻力，使其極速不如 CVT 系統

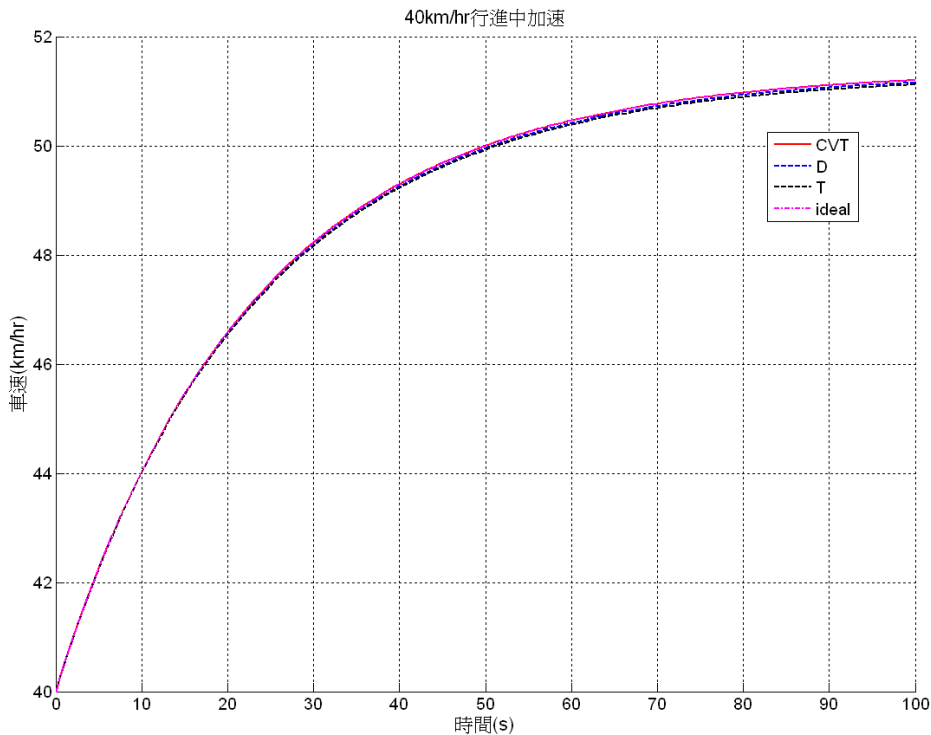
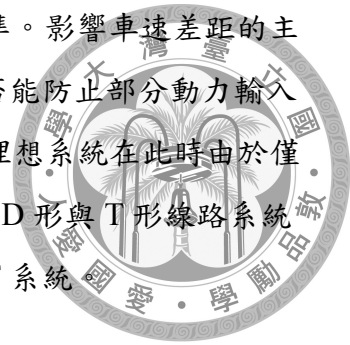


圖 4-28 輕型電動汽車行進中加速時車速隨時間之變化關係圖

#### 4-4 行進中爬坡

在 4-2 節的模擬中，車輛從靜止狀態出發，且坡度為固定值。本節模擬一原以定速行駛的車輛，駛入坡度在 10 至 100 秒間，由 0% 線性遞增至 10% 之路段後，其行駛狀態之變化。令馬達以該轉速下可提供的最大扭力輸出，記錄搭載多路無段變速系統的車輛之速比、車速、與效率，同時與 CVT 系統比較。

#### 4-4-1 小型電動機車

本模擬以 20km/hr 為車輛之初始速度，車速隨時間之變化如圖 4-29 所示：在 0~10 秒時由於坡度為 0，車速快速增加。10~20 秒間由於坡度漸增，車速增加趨緩，在約 20 秒時達到最高速率，其中 D 形與 T 形線路系統極速較 CVT 與理想系統略低。20 秒後因馬達扭力輸出無法負荷爬坡阻力，車速逐漸下降。

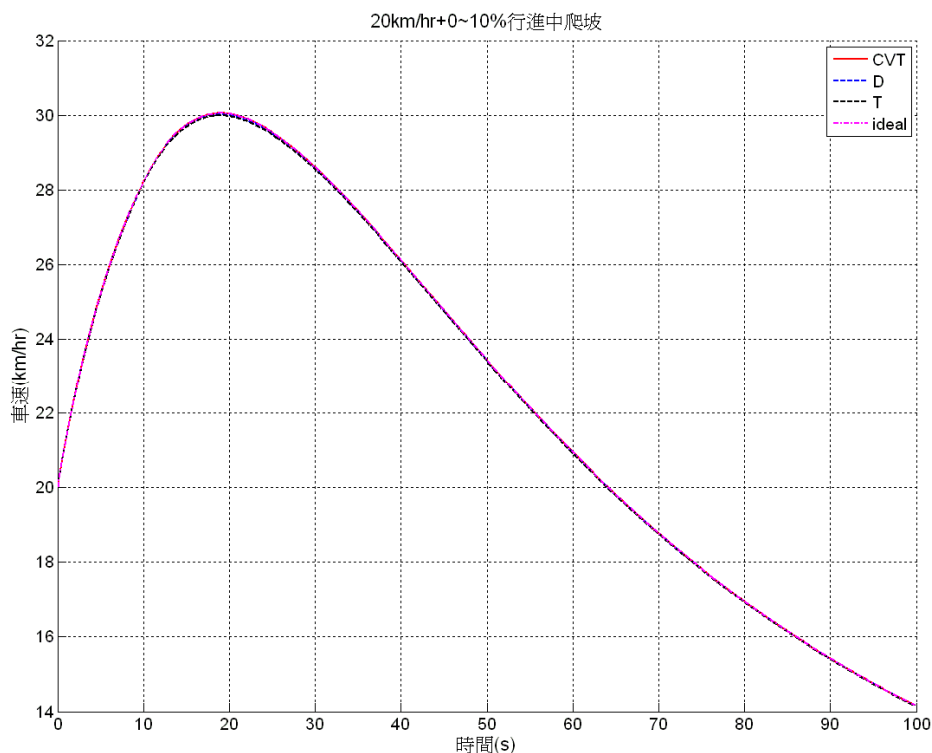


圖 4-29 小型電動機車行進中爬坡時車速隨時間之變化關係圖

減速比變化則如圖 4-30 所示：在模擬開始時由於馬達瞬間輸入扭力，扭力凸輪作用使減速比快速增加。在車速到達 30km/hr 前車輛處於加速狀態，普立珠的離心力使減速比隨車速增加而下降。其後由於車速下降加上坡度漸增，扭力凸輪再度作用使減速比上升。在模擬過程中由於所有系統皆未變化到 CVT 之最大及最小減速比，三種多路無段變速系統在模擬過程中皆為 CVT 傳動模式，也因此其減速比變化均與 CVT 系統相同。

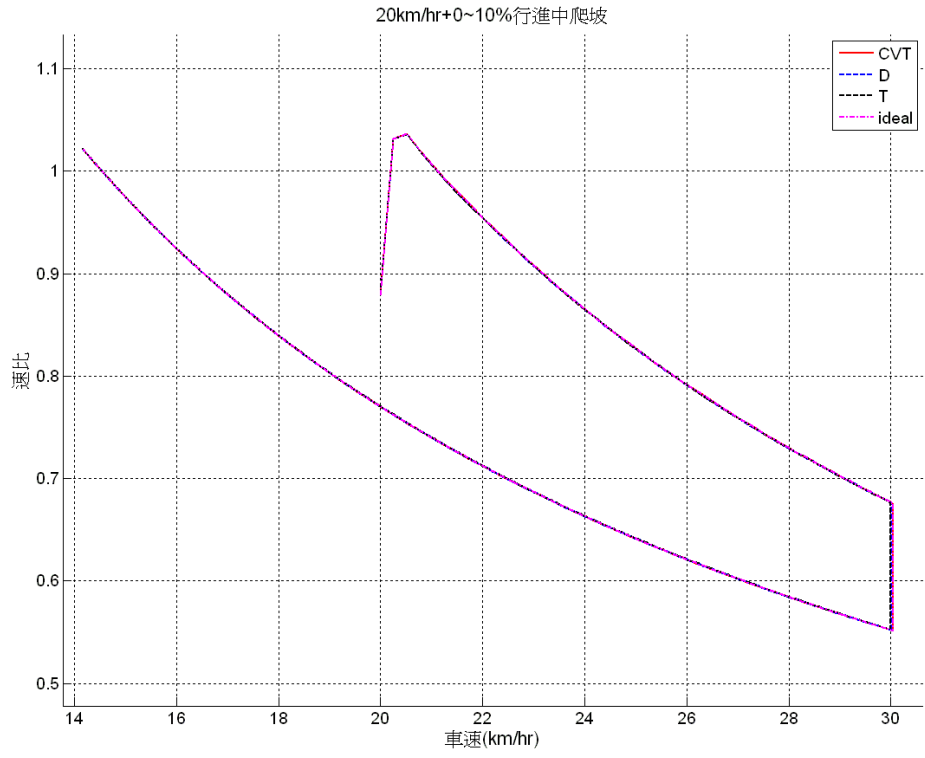


圖 4-30 小型電動機車行進中爬坡時減速比與車速關係圖

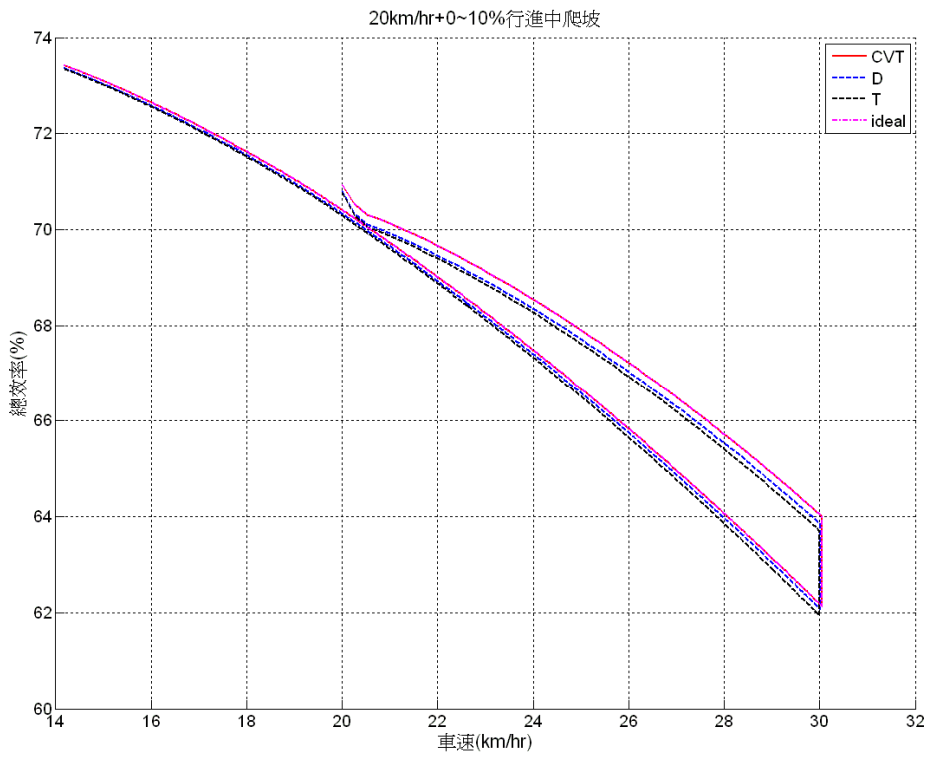


圖 4-31 小型電動機車行進中爬坡時總效率隨車速變化關係圖

系統總效率之變化如圖 4-31 所示：車速由 20km/hr 加速至 30km/hr 時由於馬達之輸出功率為固定值，傳動系統之能量損耗隨車速增加，因此總效率下降。車速因坡度增加而開始下降後傳動系統能量耗損下降，總效率再度上升。其中理想系統由於全程使用 CVT 傳動，且其離合器配置方式可避免非使用中的鍊條傳動輪組空轉造成多餘的能量消耗，因此其效率與 CVT 系統相同。D 形線路系統因低檔位鍊條傳動輪組持續空轉，造成的能量消耗使其效率不及 CVT 與理想系統。T 形線路系統則由於低檔位與高檔位兩套鍊條傳動輪組的空轉，造成更多的能量消耗，使其效率表現低於僅有低檔位鍊條傳動輪組的 D 形線路系統。

#### 4-4-2 中型電動機車

本模擬以 40km/hr 為車輛之初始速度，減速比隨車速之變化如圖 4-32 所示：在模擬開始時馬達以最大扭力輸出，系統扭力負荷大增下扭力凸輪作用使減速比增加。隨後由於車速持續上升，普立珠受離心力影響使系統減速比下降，直到 CVT 到達其最小減速比 0.5。由於中型電動機車馬達功率與車輛總重之比值較大，因此即使車速因坡度逐漸降低，系統減速比依然停留在 0.5。如同 4-1-2 的模擬結果，T 形線路系統由於離心離合器過早接合，系統提早切換至高檔位鍊條傳動模式，導致減速比變化不連續。D 形線路系統與理想系統之減速比變化趨勢，則與 CVT 系統相同。

系統效率隨時間之變化如圖 4-33 所示：車速從 40km/hr 加速至 60km/hr 間，效率隨系統功率損耗增加而下降。理想系統在切換至高檔位鍊條傳動後，其效率表現遠超過其餘三者。D 形線路系統的效率變化趨勢大致與 CVT 系統相同，但因低檔位鍊條傳動輪組持續空轉，造成的能量消耗使其效率略低於 CVT 系統。至於 T 形線路系統在切換至高檔位鍊條傳動前之效率變化趨勢同 CVT 系統，但因鍊條傳動輪組空轉造成之能量消耗，使其效率不及 CVT 系統。切換至高檔位鍊條傳動後，空轉的 CVT 與低檔位鍊條造成更多能量消耗，使其效率更差。當車速因坡度而下降後，由於滾子鍊條較適合操作於低轉速、高扭力之狀態，T 形線路系統之總效率回升，但仍低於 CVT 系統與 D 形線路系統。

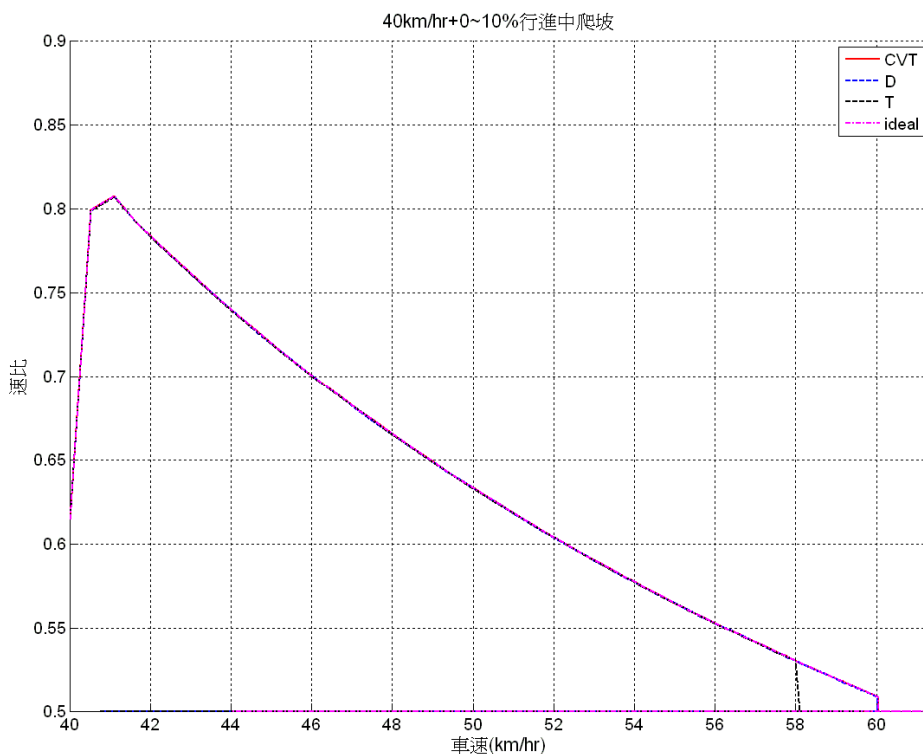


圖 4-32 中型電動機車行進中爬坡時減速比與車速關係圖

車速隨時間之變化如圖 4-34 所示：0 至 10 秒間四系統由於馬達輸入扭力而皆處於加速狀態，其車速變化相差不大；10 至 20 秒間因坡度逐漸增加，加速趨緩。其中理想系統在切換至高檔位鍊條傳動模式後，由於效率大幅增加，車速繼續上升至超過 60km/hr，直到約 26 秒時才因馬達無法負荷爬坡阻力而開始減速。D 形線路系統因全程透過 CVT 傳動，其車速與 CVT 系統大致相同。T 形線路系統在車速約 58km/hr 時切換至高檔位鍊條傳動後，由於其離合器配置無法防止 CVT 與低檔位鍊條傳動輪組空轉，造成的能量消耗使其車速低於 CVT 系統與 D 形線路系統。



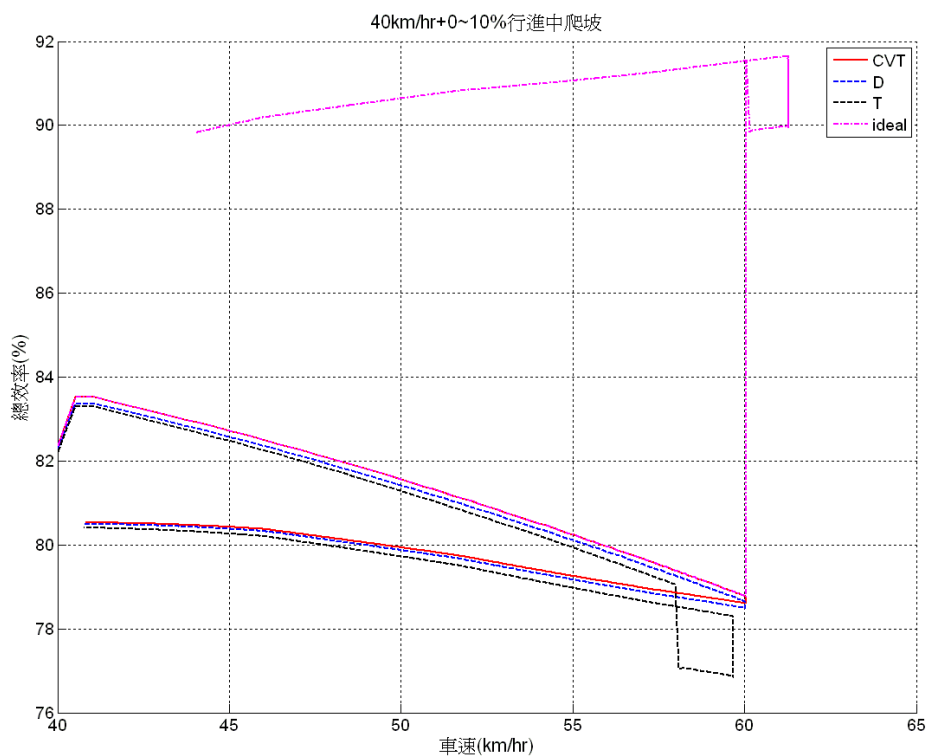


圖 4-33 中型電動機車行進中爬坡時總效率隨車速變化關係圖

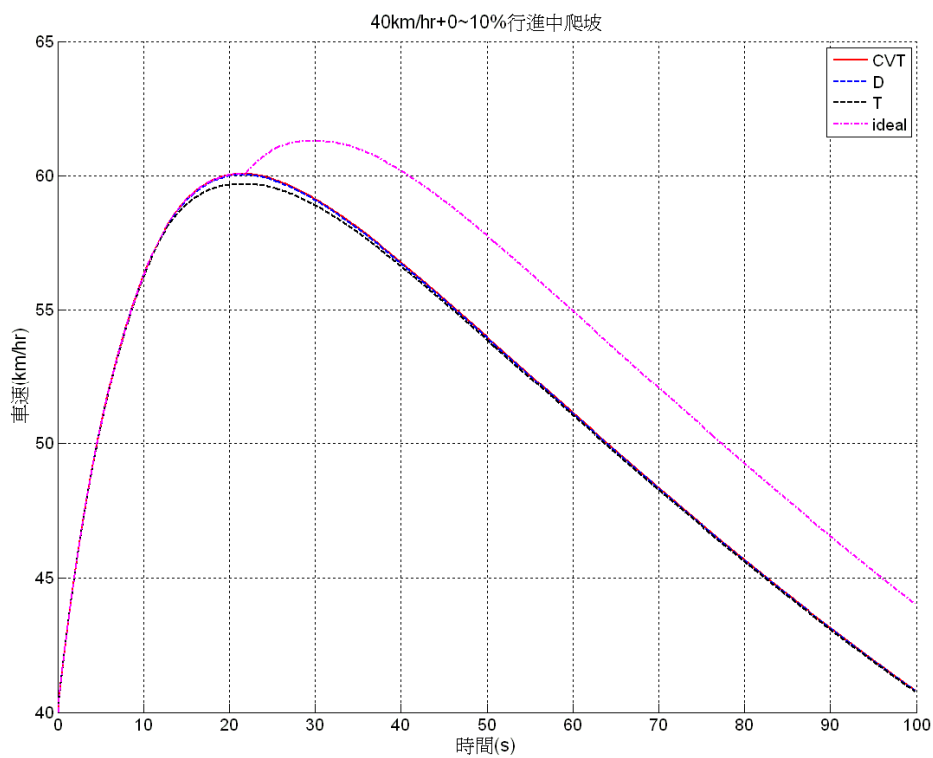


圖 4-34 中型電動機車行進中爬坡時車速隨時間之變化關係圖

### 4-4-3 輕型電動汽車

本模擬與中型電動機車相同，以 40km/hr 做為車輛之初始速度。減速比隨車速的變化如圖 4-35 所示：在模擬開始時由於馬達瞬間輸入扭力，扭力凸輪作用使減速比增加。其後普立珠受離心力作用，使減速比隨車速增加而降低。當車速因爬坡阻力而下降時，系統先保持在最小減速比 0.5，待車速下降至約 41km/hr 時，扭力凸輪作用，四系統之減速比皆增加。由於本車馬達出力—總重比例接近小型電動機車，故減速比之變化趨勢類似圖 4-30，四種系統的減速比變化趨勢大致相同。

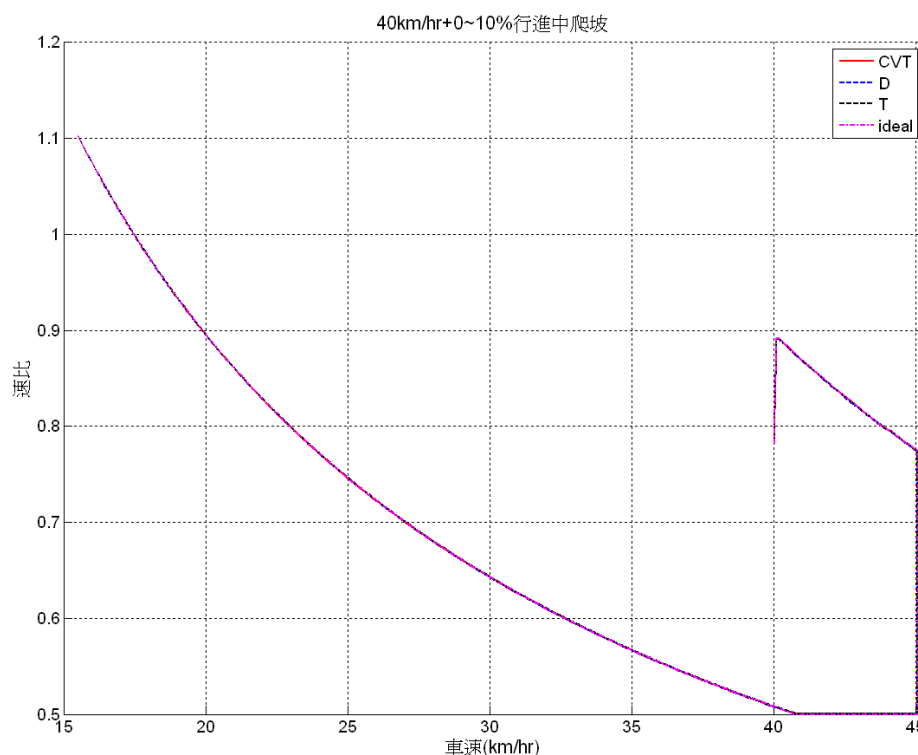


圖 4-35 輕型電動汽車在行進中爬坡時減速比與車速關係圖

系統總效率隨車速之變化如圖 4-36 所示：理想系統在高檔位鍊條傳動模式下之效率均在 88% 以上，在 CVT 傳動模式下的效率表現則與 CVT 系統相同。D 形線路系統之效率則因低檔位鍊條傳動輪組在模擬過程中持續空轉，造成的能量損耗造成其效率略低於 CVT 系統。T 形線路系統則因兩套鍊條傳動輪組造成之能量損耗，使其效率又低於 D 形線路系統。

另外根據圖 4-33，T 形線路系統由 CVT 切換至高檔位鍊條傳動後，其系統

效率與 CVT 系統相較，會出現大幅度的下降。而在圖 4-36 中，T 形線路系統之效率雖較 CVT 系統與 D 形線路系統低，但其變化趨勢與 CVT 系統大致相同。加上車輛極速較慢，因此可判斷 T 形線路系統在模擬過程中皆透過 CVT 驅動，並未因離心離合器到達接合轉速而切換至高檔位鍊條驅動。

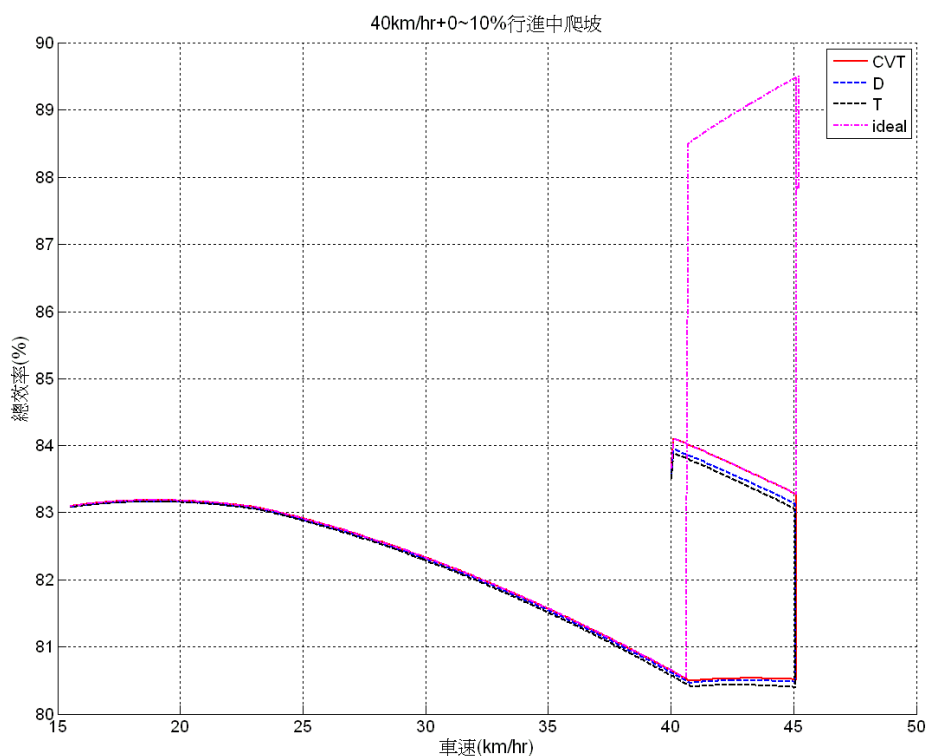


圖 4-36 輕型電動汽車在行進中爬坡時總效率隨車速變化關係圖

車速隨時間之變化則如圖 4-37 所示：當車輛由初始速度 40km/hr 加速至其 45km/hr 時，四種系統由於皆透過 CVT 傳動，車速變化並無明顯差距。當坡度增加，車速因馬達扭力無法負荷爬坡阻力而下降時，D 形及 T 形線路系統由於同樣處於 CVT 傳動模式，其車速變化仍與 CVT 系統相同。理想系統在車速約 45km/hr 時切換為高檔位鍊條傳動，由於其傳動效率較 CVT 更高，因此車速隨坡度增加而下降的幅度較小。當車速下降至約 41km/hr 時，系統切換回效率較差的 CVT 傳動模式，車速的下降幅度因傳動效率的下降而增加，使其車速曲線逐漸往其餘三系統靠攏。在 70 秒後，理想系統之車速已與其餘三系統相同。

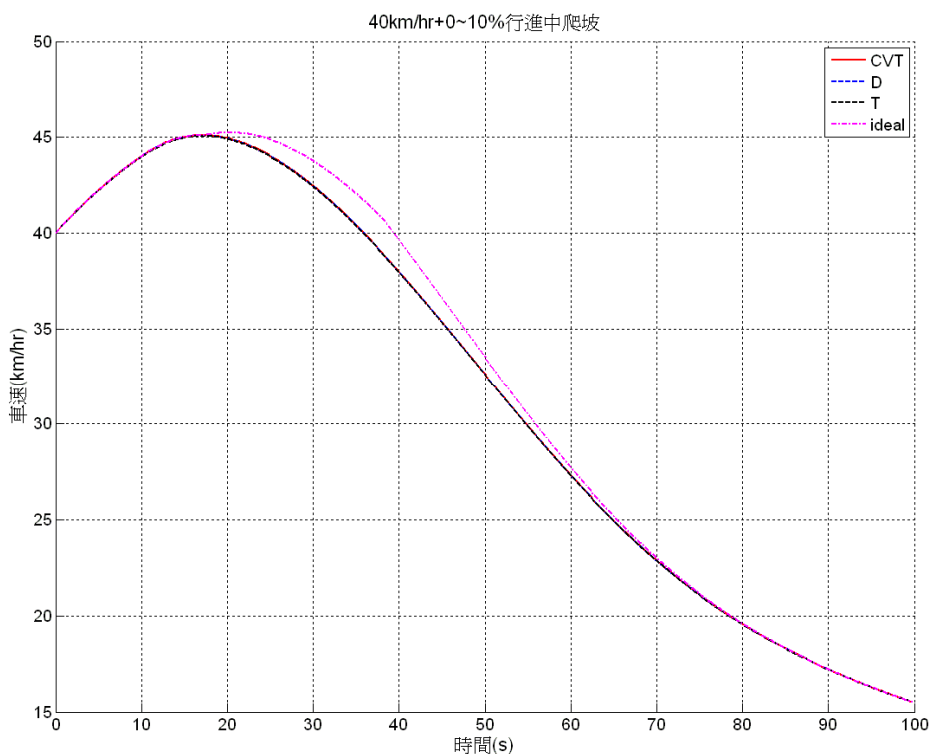


圖 4-37 輕型電動汽車在行進中爬坡時車速隨時間之變化關係圖

## 4-5 討論與小結

本章利用第三章、所建立的數值分析方法與系統參數設定，使用 Matlab 程式進行三種多路無段變速系統在四種行車模式下之電腦模擬分析。

本章所探討的四種行車模式，其共通的設定為於模擬開始時馬達以最大扭力輸出，使車輛加速。在加速過程中，不同的多路無段變速系統由於車輛、馬達、與傳動系統之參數設定皆相同，因此大多數時間下四種系統的馬達運轉區間並無明顯差異，減速比變化趨勢的差異僅發生於系統傳動模式切換的瞬間。另外由於小型電動機車與輕型電動汽車的馬達功率—總重比值十分接近，因此兩者的速比變化趨勢十分類似。

T 形線路系統在高速下容易過早切換至高檔位鍊條傳動，使減速比變化不連續而造成頓挫感；而理想系統由於低檔位鍊條傳動之效率較高，傾向在較其他系統略高的車速下才切換為 CVT 模式；而 CVT 與高檔位鍊條之間的切換，係依據 CVT 的減速比，因此在切換過程中可確保系統的減速比為連續變化，保有 CVT 平順變速的特性。

在 CVT 皮帶不發生打滑的假設下，車輛搭載多路無段變速系統時的總效率主要受系統離合器配置方式影響。系統的離合器配置方式必須能防止非使用中的傳動裝置作動，否則其效率反而較 CVT 系統差。D 形與 T 形線路系統在低檔位鍊條傳動模式時由於動力持續輸入 CVT，其空轉所造成的能量損耗使低速效率表現無法優於純 CVT 系統。中速下以 CVT 傳動時，由於離合器配置無法防止低檔位鍊條傳動輪組空轉，其能量消耗使兩者效率較 CVT 系統更低。而 T 形線路系統在高速下由高檔位鍊條傳動時，同樣因 CVT 與低檔位鍊條傳動輪組持續空轉消耗部分能量，而使其效率更不及 D 形線路系統。因此僅有理想系統的設計，能夠在低速與高速下改善 CVT 之效率表現。

小型電動機車與輕型電動汽車由於其馬達功率—總重比值較小，中低速的加速性能受系統傳動效率的影響較大。在四種行車模式中，理想系統若處於低檔位鍊條傳動模式，其加速較其餘三系統快；而馬達功率—總重比值較大的中型電動機車，在低速下四種系統造成的加速性能差異則較小。受系統效率影響最大的則是車輛之極速，在各行車模式中，若理想系統有切換到高檔位鍊條傳動模式，則其極速表現會較其餘三系統高。D 形線路系統在高速下由於低檔位鍊條傳動輪組空轉所造成的能量消耗，使其極速表現較純 CVT 系統略低。至於 T 形線路系統由於其效率表現較 D 形線路系統更差，在四種系統中其車輛極速也最低。

根據本章的模擬結果，僅有理想系統對於 V 形皮帶式 CVT 動態下之效率能夠帶來明顯的改善，此外亦僅有理想系統在車輛加速與極速性能上能夠優於純 CVT 系統。因此在下一章裡將針對理想系統參數之設定，模擬並討論其對於效率與車輛性能之改善。

## 第五章 設計參數之影響

本章以效率與性能表現最佳的理想系統做為分析對象，調整系統之參數設定並進行模擬分析，以了解效率與車輛性能之變化情況。

根據第四章的分析結果，馬達功率—車輛總重比值相當接近的小型電動機車與輕型電動汽車的減速比隨車速變化趨勢相當接近。為簡化分析程序，本章僅以小型電動機車與中型電動機車做為模擬分析的對象。



### 5-1 系統變速範圍

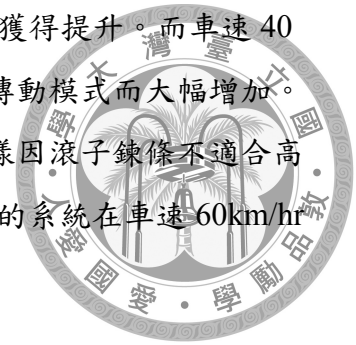
本節修改 CVT 主動與從動皮帶滑輪之最大與最小節圓半徑、及高低檔位鍊條齒比，將其變速範圍由 0.5 至 2.0 調整為 0.8 至 2.4。以下模擬理想系統在調整前後，於不同行車模式下之效率與車速變化：

#### 1. 起步加速

比照 4-1-1 與 4-1-2 的設定，進行兩車的平路起步模擬。其結果說明如下：

- (1) 根據圖 5-1(a)，馬達功率與總重比值較小的小型電動機車，在調整減速比後其極速由原本的 33 至 34km/hr 提升至接近 40km/hr。
- (2) 馬達功率與總重比值較大的中型電動機車如圖 5-2(a)所示，減速比的調整對其極速影響不大，但調整減速比後車輛在中高速下(車速 50km/hr 以上)的加速性能獲得提升。
- (3) 在圖 5-1(b)中，減速比調整後，小型電動機車在高速下可切換至調整前未用到的高檔位鍊條傳動模式。
- (4) 在圖 5-2(b)中，中型電動機車在調整減速比範圍後，系統在較低的車速下即可由 CVT 傳動切換至高檔鍊條傳動。
- (5) 觀察圖 5-1(c)(d)(e)可發現，調整減速比變化範圍可使小型電動機車的馬達在低速下(10km/hr 以下)運轉於效率較高的區間，進而提升系統此時的總效率。而車速 30km/hr 以上時的總效率亦較調整前高。
- (6) 根據圖 5-2(c)(d)(e)，中型電動機車在調整減速比範圍後，車速 20km/hr 以下

因馬達運轉於效率較佳的區間，故此時的系統總效率獲得提升。而車速 40 至 60km/hr 間，總效率又因系統提早進入高檔位鍊條傳動模式而大幅增加。然而車速超過 60km/hr 時馬達效率下降，傳動效率同樣因滾子鍊條不適合高轉速的操作環境而降低，兩效應結合使調整減速比後的系統在車速 60km/hr 以上的效率表現不及原本的系統。

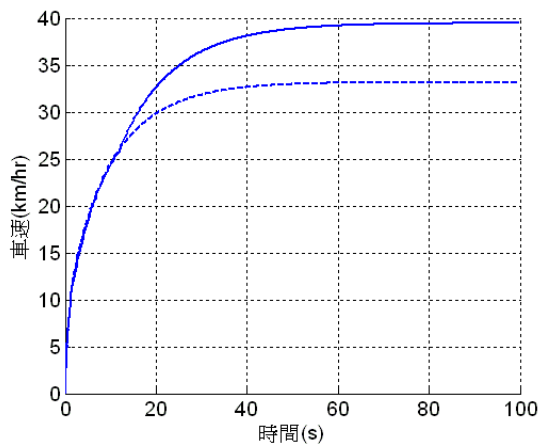


## 2. 斜坡起步

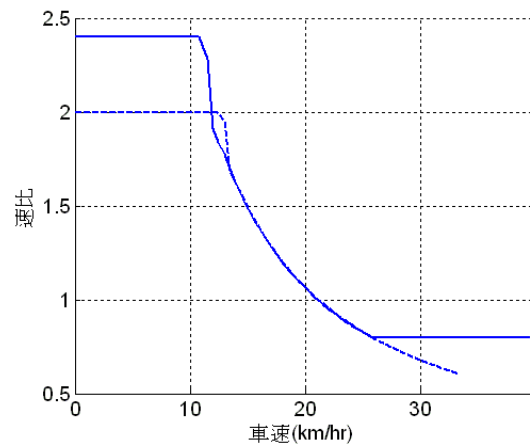
比照 4-2-1 與 4-2-2 的設定，進行兩車的斜坡起步模擬。其結果說明如下：

- (1) 根據圖 5-3 (a)，小型電動機車在調整減速比範圍後，在爬坡時的極速由約 12km/hr 降低至約 11km/hr。
- (2) 在圖 5-3(b)中，調整過減速比範圍的小型電動機車，當其車速到達約 11km/hr 時即提早切換至 CVT 傳動，減速比反覆在 2.25 至 1.25 間跳動，取其平均值約為 1.75。
- (3) 觀察圖 5-3(c)(d)(e)，可發現調整減速比範圍後，小型電動機車的馬達在車速 11km/hr 以下可運轉於效率較高的區間。但由於較早切換至效率較差的 CVT 傳動模式，使其車速 11km/hr 以上的總效率不及調整前的系統。
- (4) 從圖 5-4(a)中，調整減速比範圍後的中型電動機車，在車速 2km/hr 至 10km/hr 間的加速性能較調整前略差，而極速與調整前相差不多。
- (5) 減速比範圍調整後，中型電動機車在爬坡時減速比隨車速變化如圖 5-4(b) 所示。在車速約 17 至 18km/hr 時系統即切換為 CVT 傳動，且當車輛到達極速時其減速比較原系統略低。
- (6) 觀察圖 5-4(c)(d)(e)可發現，中型電動機車的馬達在調整減速比變化範圍後可運轉於效率較高的區間，在切換至 CVT 傳動前其總效率皆較原系統高。但切換至 CVT 傳動後由於傳動效率下降，加上車速 20km/hr 以上時馬達效率低於原系統，導致中高速下其總效率不及原系統。

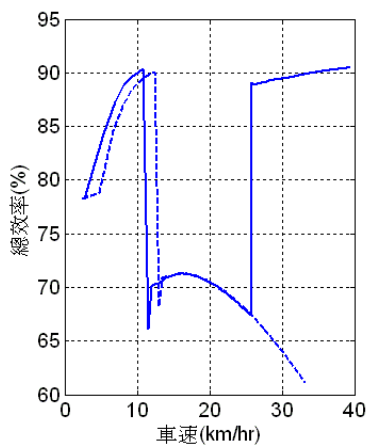
--- 減速比變化範圍 0.5~2.0  
 — 減速比變化範圍 0.8~2.4



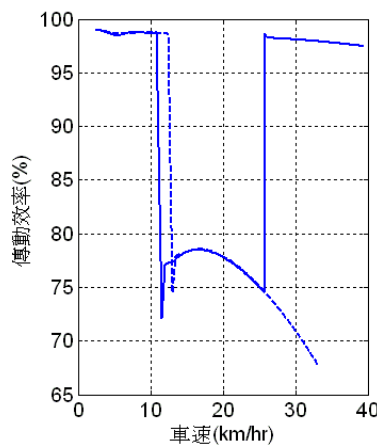
(a) 車速與時間關係圖



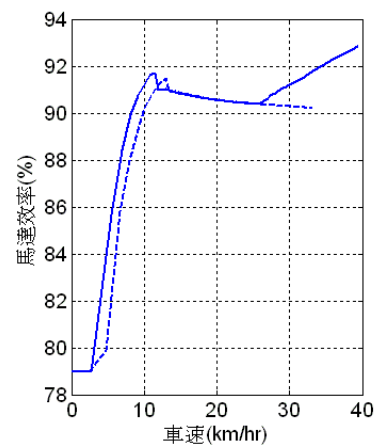
(b) 減速比與車速關係圖



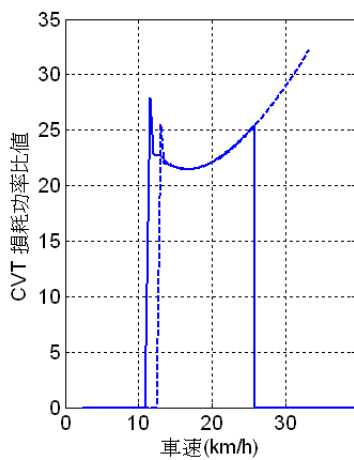
(c) 系統總效率



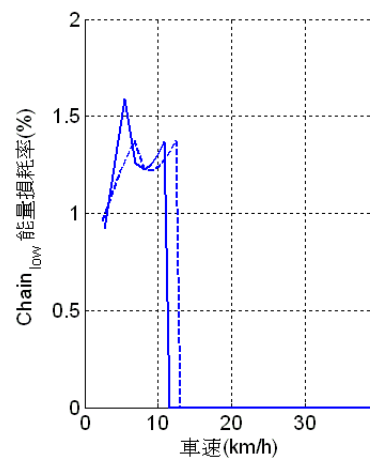
(d) 傳動效率



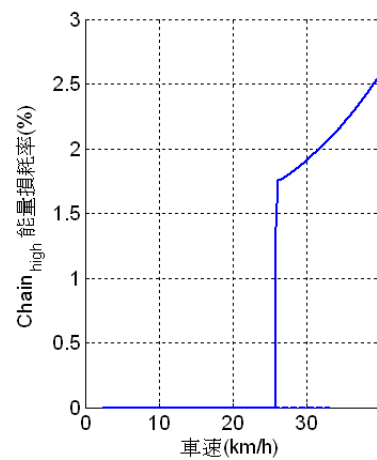
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



(g) 低檔鍊條能量損耗率

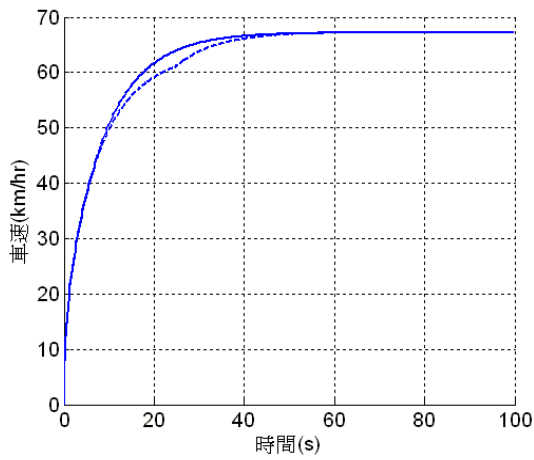


(h) 高檔鍊條能量損耗率

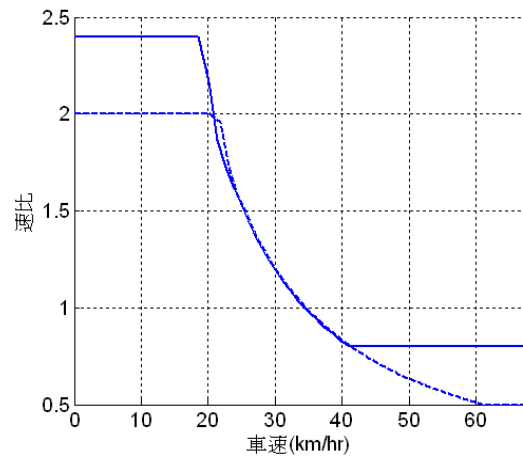
圖 5-1 小型電動機車平路起步加速(改變減速比範圍)



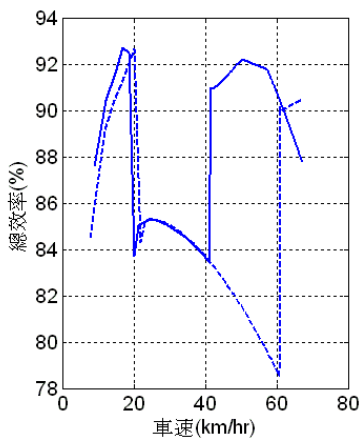
--- 減速比變化範圍 0.5~2.0  
 — 減速比變化範圍 0.8~2.4



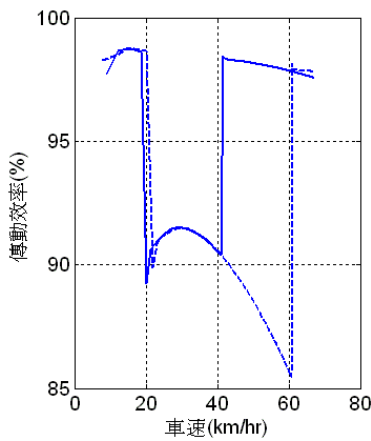
(a) 車速與時間關係圖



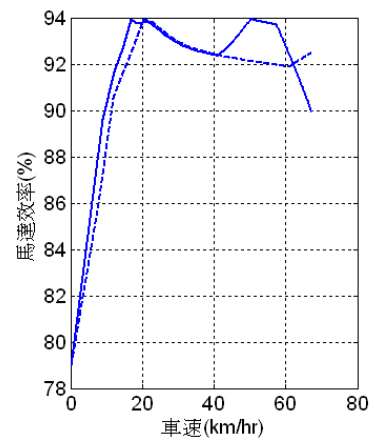
(b) 減速比與車速關係圖



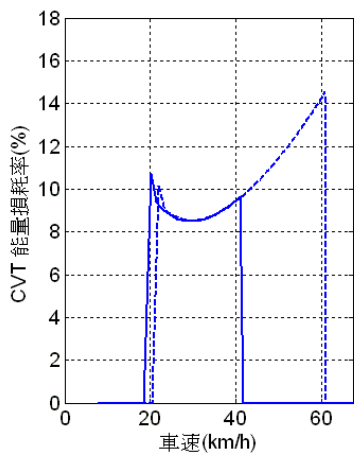
(c) 系統總效率



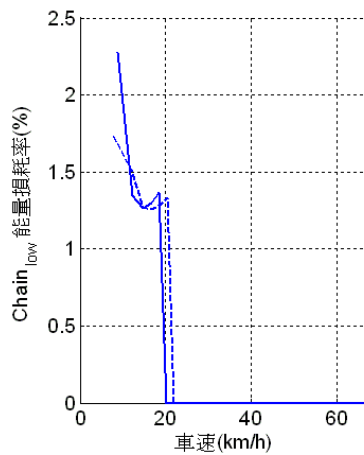
(d) 傳動效率



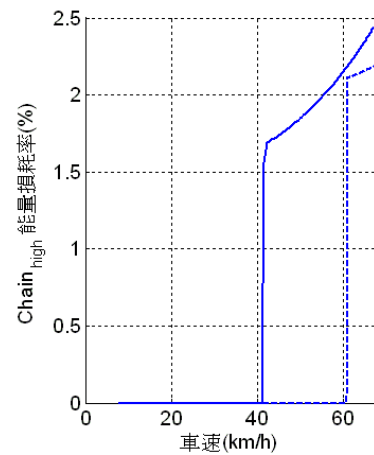
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



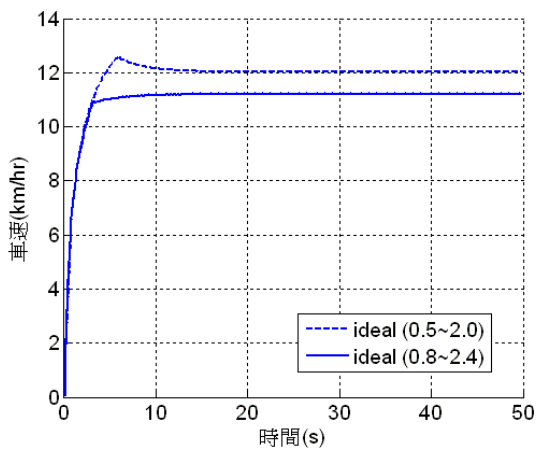
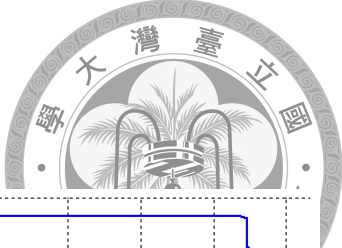
(g) 低檔鍊條能量損耗率



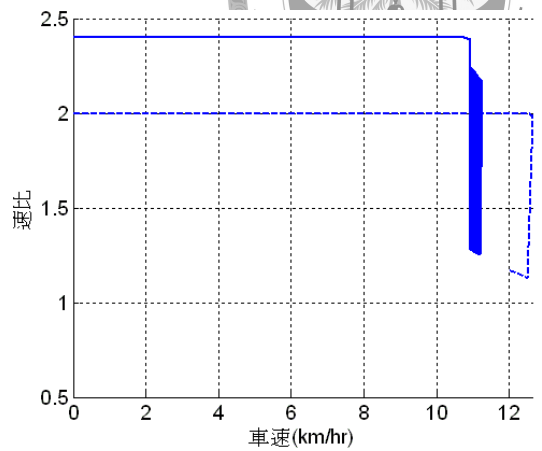
(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-2 中型電動機車平路起步加速(改變減速比範圍)

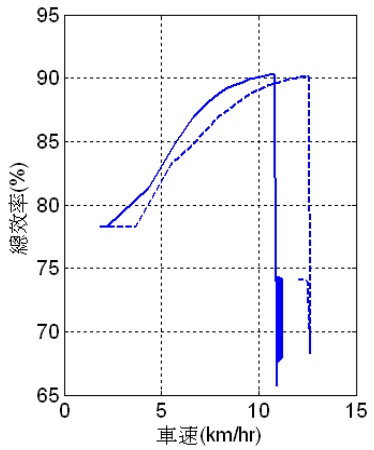
--- 減速比變化範圍 0.5~2.0  
 — 減速比變化範圍 0.8~2.4



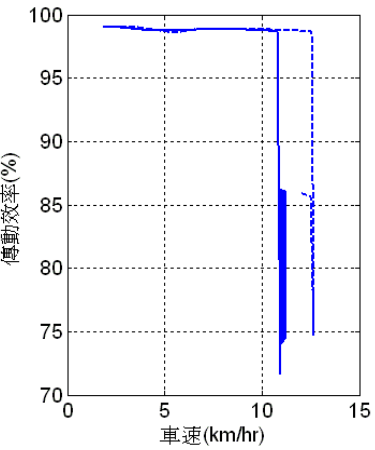
(a) 車速與時間關係圖



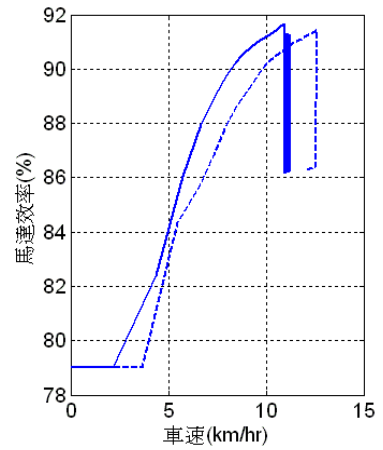
(b) 減速比與車速關係圖



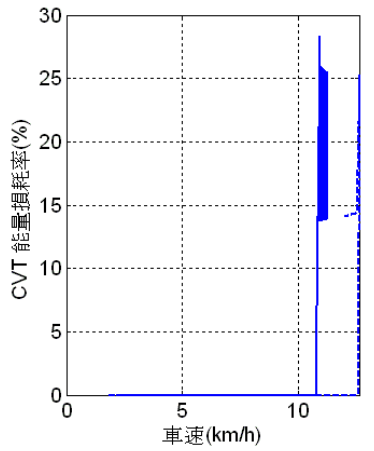
(c) 系統總效率



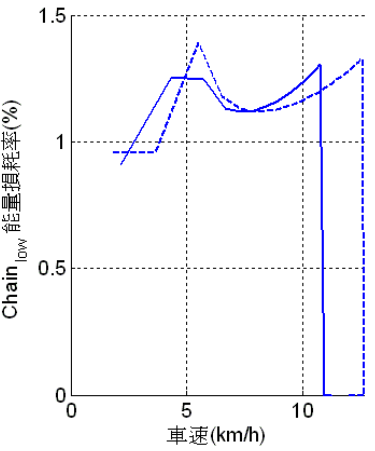
(d) 傳動效率



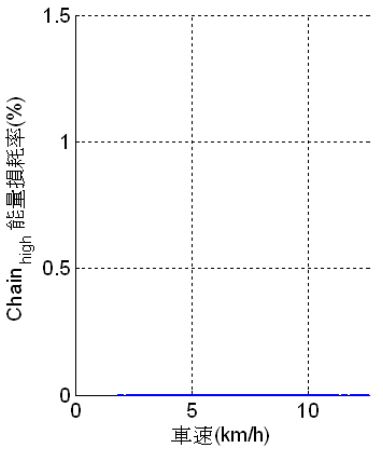
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



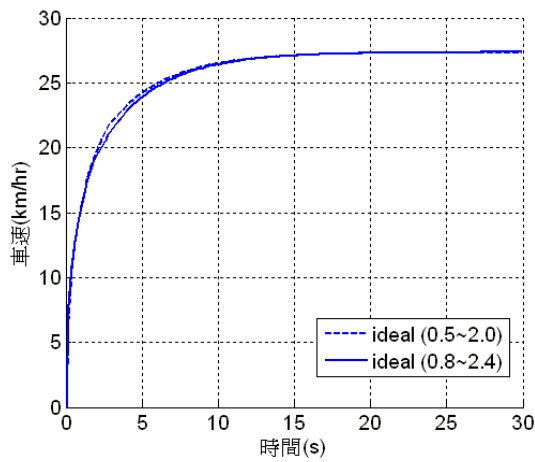
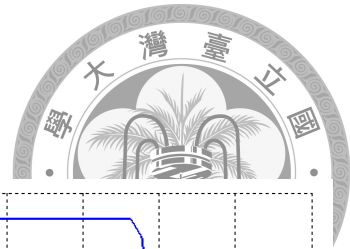
(g) 低檔鍊條能量損耗率



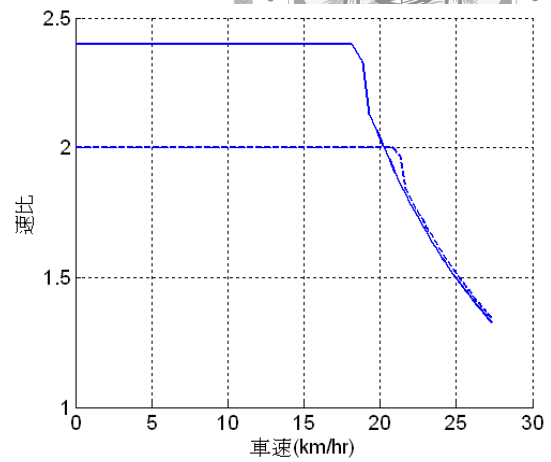
(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-3 小型電動機車 12%斜坡起步(改變減速比範圍)

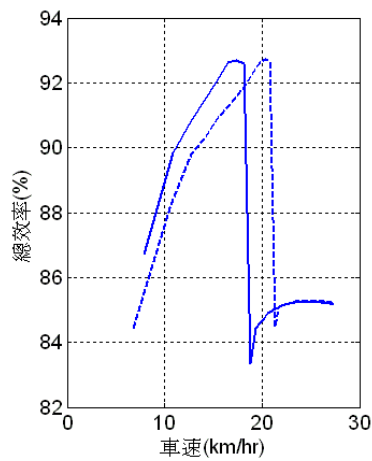
--- 減速比變化範圍 0.5~2.0  
 — 減速比變化範圍 0.8~2.4



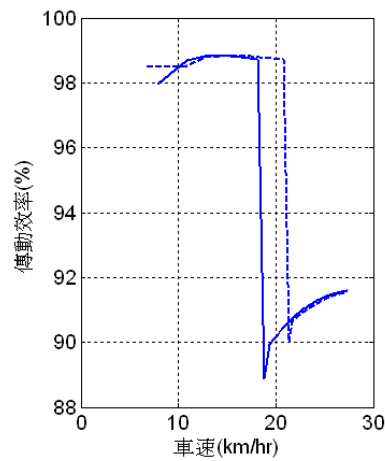
(a) 車速與時間關係圖



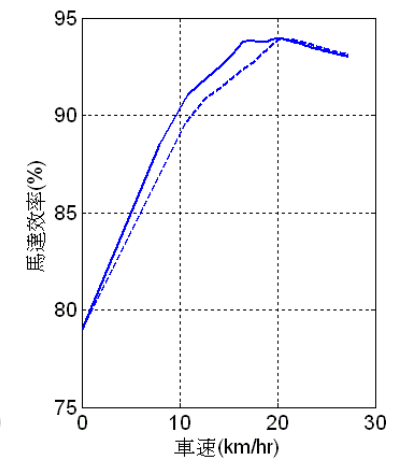
(b) 減速比與車速關係圖



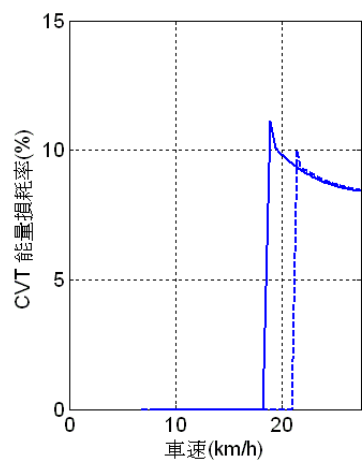
(c) 系統總效率



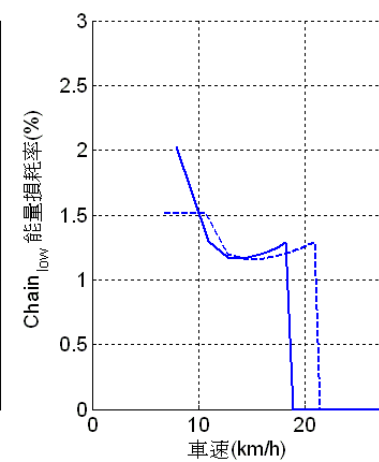
(d) 傳動效率



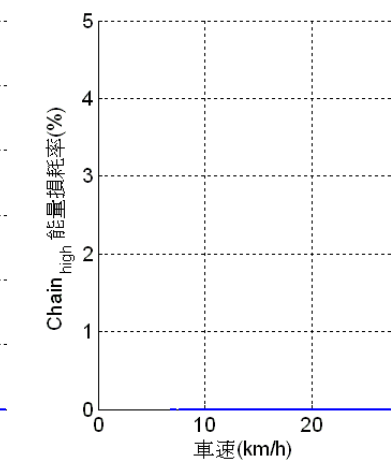
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



(g) 低檔鍊條能量損耗率



(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-4 中型電動機車 18%斜坡起步(改變減速比範圍)

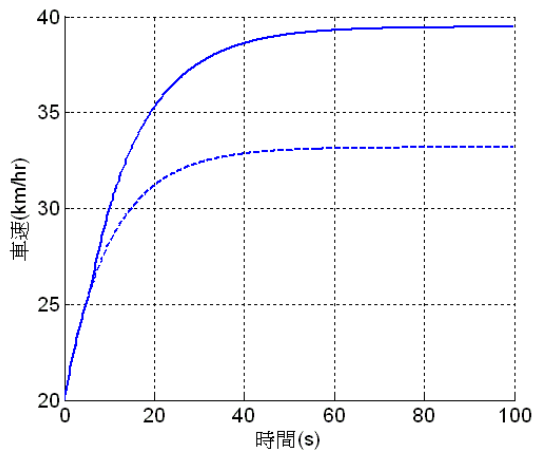
### 3. 行進中加速

沿用 4-3-1 與 4-3-2 的初始速度設定，模擬兩車在無坡度的路面上由等速行進狀態開始全力加速。其結果說明如下：

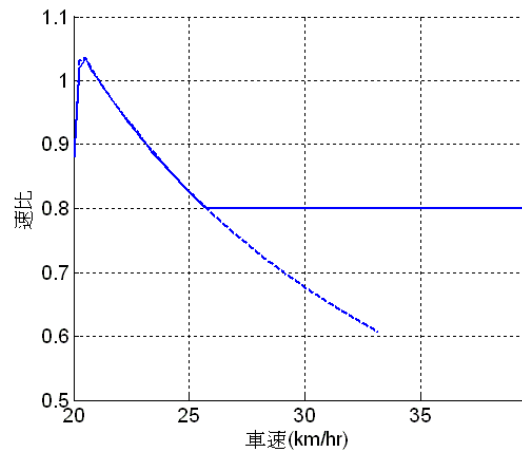


- (1) 在圖 5-5(a)中，可發現減速比調整後的小型電動機車極速上升至接近 40km/hr，如同 1.所討論過的狀況。
- (2) 減速比隨車速之變化如圖 5-5(b)所示，除了在馬達扭力輸入瞬間系統減速比短暫上升外，其餘變化趨勢皆與平路起步加速時高速下的趨勢相同，調整後的系統在高速時變化至 0.8 的最小減速比，並切換至高檔位鍊條傳動模式。
- (3) 觀察圖 5-5(c)(d)(e)可發現，調整後的系統由於可切換至高檔鍊條傳動模式，加上最小減速比設定可使馬達運轉於效率較原系統高的區間，故車速 26km/hr 以上時系統的效率表現較原系統佳。
- (4) 在圖 5-6(a)中可看出，中型電動機車在調整減速比範圍後其加速能力較佳，但車輛極速較原系統略低。
- (5) 根據圖 5-6(b)，調整後的系統在模擬過程中皆保持在 0.8 的最小減速比，意即系統全程處於高檔位鍊條傳動模式。
- (6) 觀察圖 5-6(c)(d)(e)，可發現馬達在車速約 62km/hr 以下時皆運轉於效率高於原系統的區間。滾子鍊條由於不適合高轉速之運轉環境，在 CVT 傳動模式下雖然調整減速比範圍後的系統效率較高，但其傳動效率隨車速上升而逐漸下降，並低於已切換至高檔位鍊條傳動的原系統。兩者作用下，調整減速比後系統在高速下的總效率反而降低，造成其行進中加速性能佳但極速表現反而不如調整前的原系統。

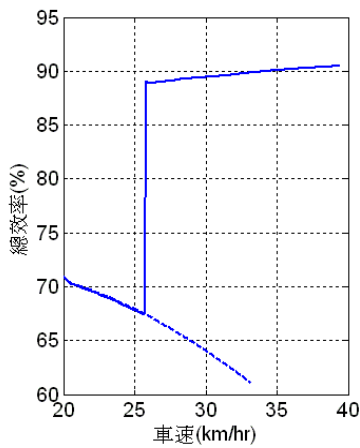
--- 減速比變化範圍 0.5~2.0  
 — 減速比變化範圍 0.8~2.4



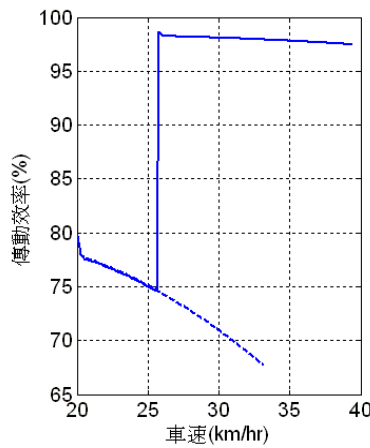
(a) 車速與時間關係圖



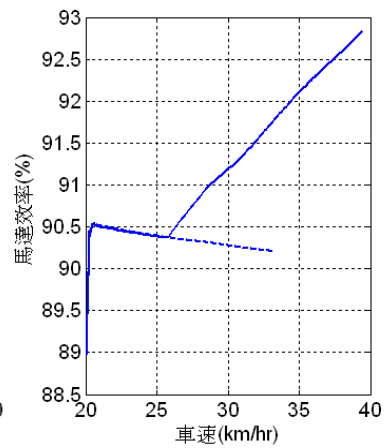
(b) 減速比與車速關係圖



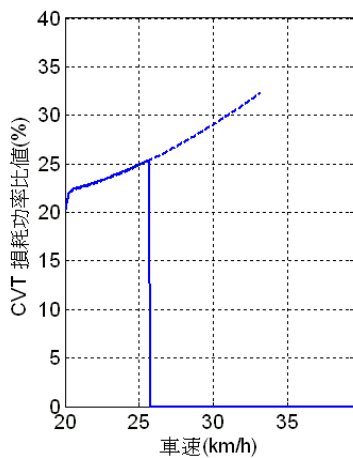
(c) 系統總效率



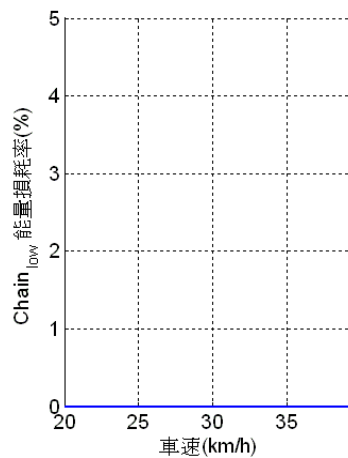
(d) 傳動效率



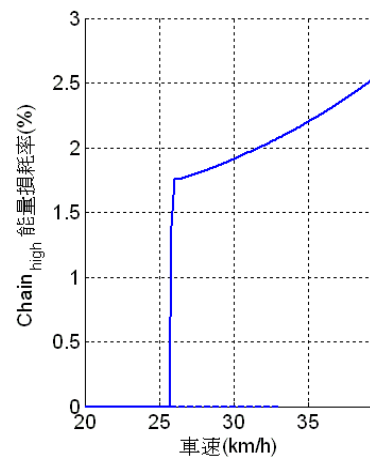
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



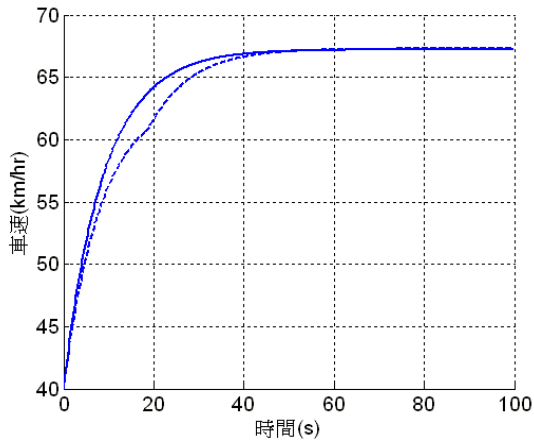
(g) 低檔鍊條能量損耗率



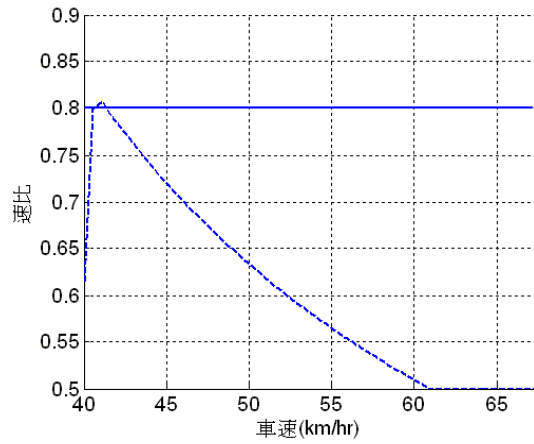
(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-5 小型電動機車 20km/hr 行進中加速(改變減速比範圍)

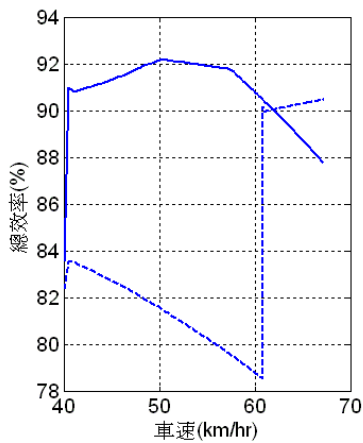
--- 減速比變化範圍 0.5~2.0  
 — 減速比變化範圍 0.8~2.4



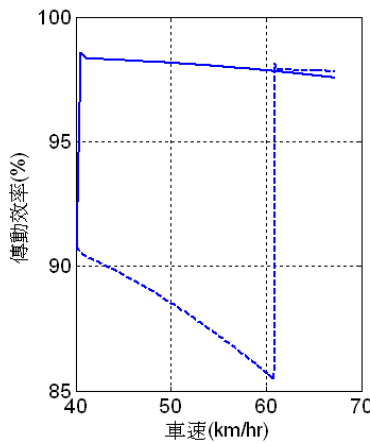
(a) 車速與時間關係圖



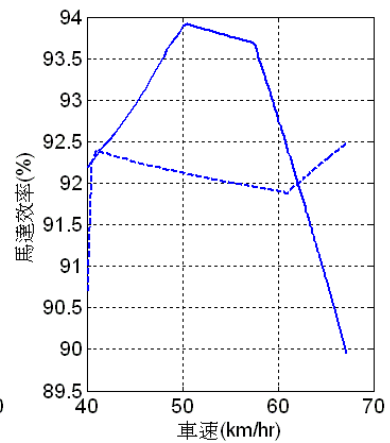
(b) 減速比與車速關係圖



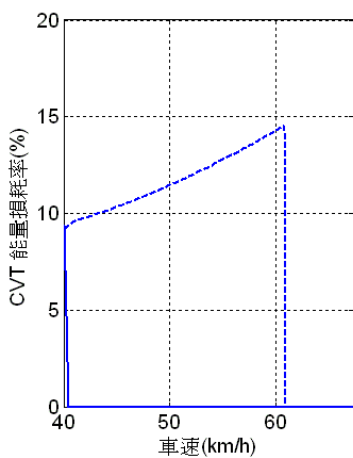
(c) 系統總效率



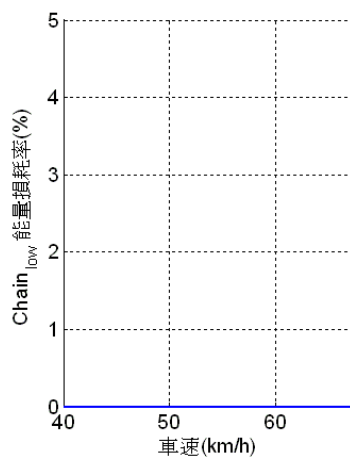
(d) 傳動效率



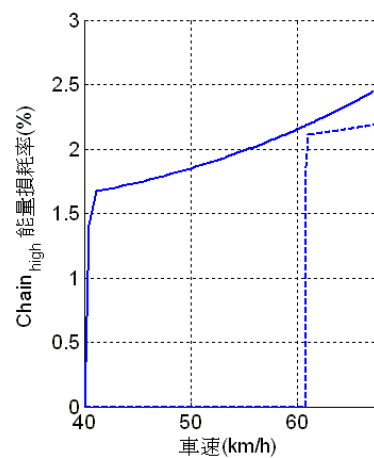
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



(g) 低檔鍊條能量損耗率



(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-6 中型電動機車 40km/hr 行進中加速(改變減速比範圍)

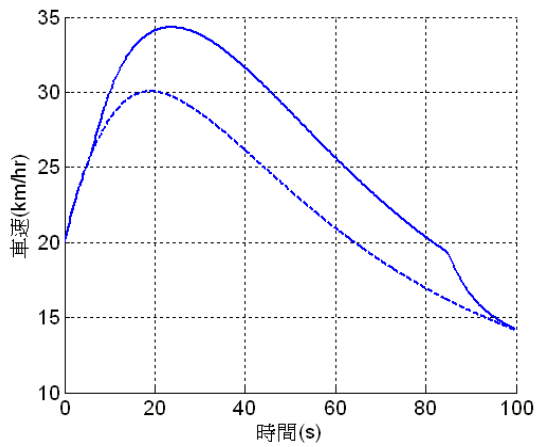
#### 4. 行進中爬坡

比照 4-4-1 與 4-4-2 的初始速度與坡度變化設定，其結果說明如下：

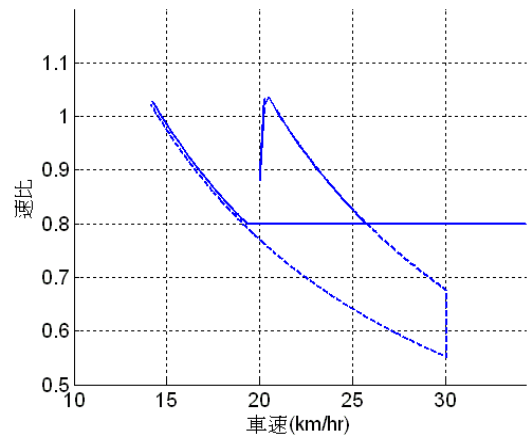
- (1) 觀察圖 5-7(a)可發現，小型電動機車在調整減速比後，車輛的最高速度提升至接近 35km/hr，當車速下降至低於 20km/hr 後其速度遞減幅度更大，100 秒時的車速則與原系統相同。
- (2) 如圖 5-7(b)所示，系統在車速達到約 26km/hr 時便切換至原系統未使用到的高檔位鍊條傳動模式，並在車速隨坡度增加而下降至低於 19km/hr 時切換回 CVT 傳動，同時保持較原系統略大的減速比。
- (3) 根據圖 5-7(c)(d)(e)，調整減速比後可使馬達運作於效率比原設定高的區間。此外由於調整後的系統可切換至傳動效率極高之高檔位鍊條傳動模式，故其總效率表現均較原系統佳。
- (4) 在圖 5-8(a)中，減速比調整後的系統最高速度由 60 至 61km/hr，提升至約 63km/hr，100 秒時之末速則與原系統無明顯差距。
- (5) 調整後的系統減速比變化如圖 5-8(b)所示。調整後的系統在模擬過程中皆停留在 0.8 的最小減速比，意即系統全程經由高檔位鍊條傳輸動力。
- (6) 觀察圖 5-8(c)(d)(e)可發現，雖然原始系統在切換至高檔位鍊條傳動模式後，傳動效率略高於調整後的系統，但在模擬前期處於效率較低的 CVT 傳動模式，導致車輛在加速時的效率表現不佳。加上減速比變化範圍調整後，可提升馬達的運轉效率。因此調整系統減速比變化範圍後，可使總效率的表現優於原有的系統。



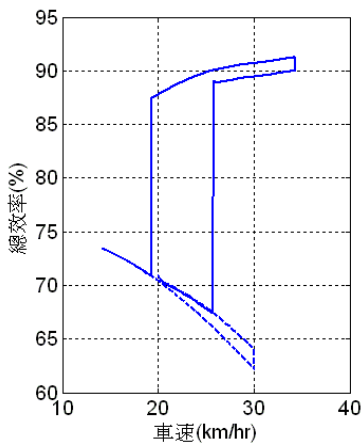
--- 減速比變化範圍 0.5~2.0  
 — 減速比變化範圍 0.8~2.4



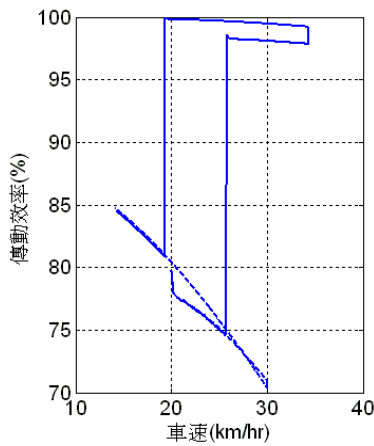
(a) 車速與時間關係圖



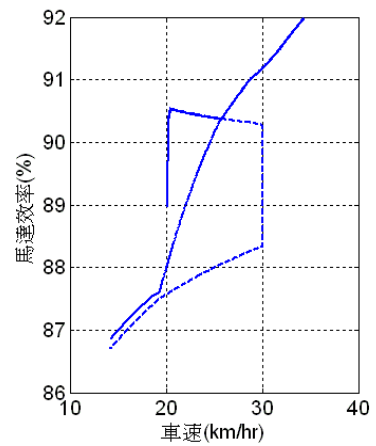
(b) 減速比與車速關係圖



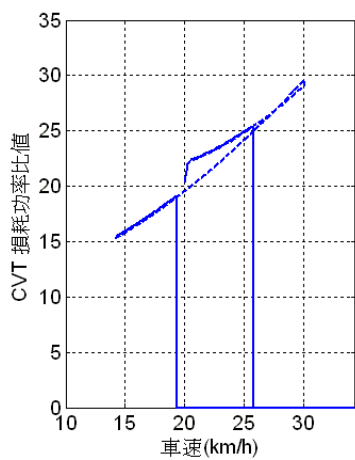
(c) 系統總效率



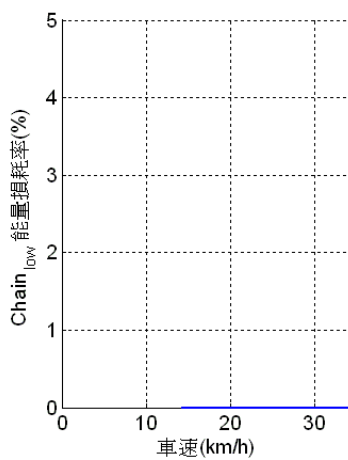
(d) 傳動效率



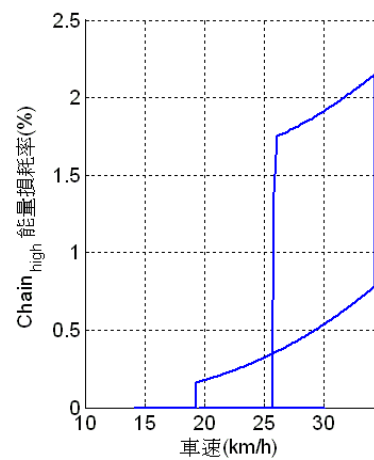
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



(g) 低檔鍊條能量損耗率

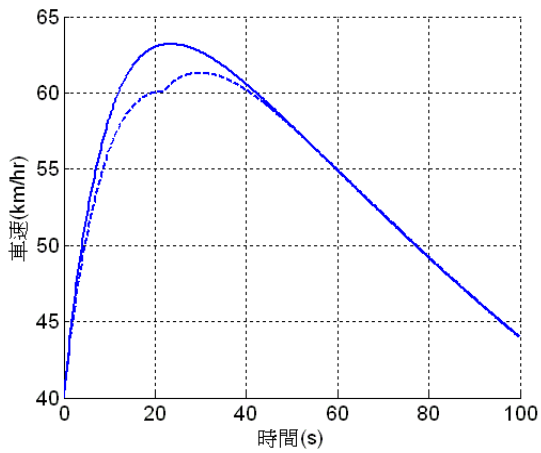


(h) 高檔鍊條能量損耗率

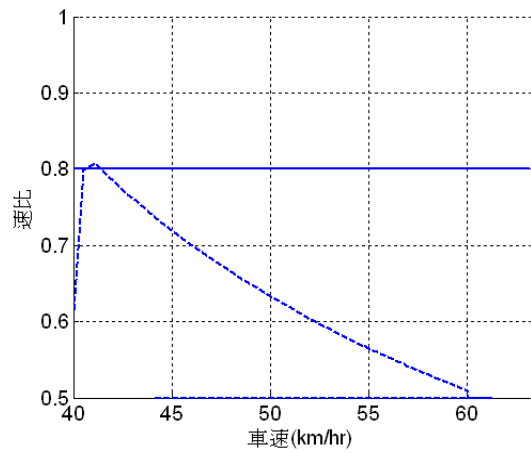
圖 5-7 小型電動機車 20km/hr 行進中爬坡(改變減速比範圍)



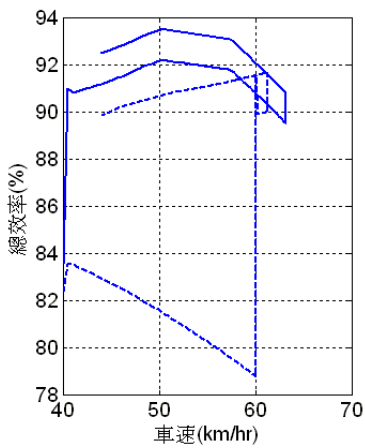
--- 減速比變化範圍 0.5~2.0  
 — 減速比變化範圍 0.8~2.4



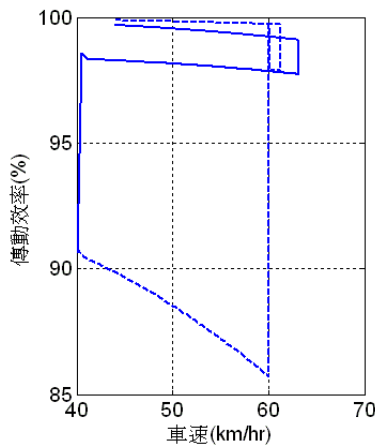
(a) 車速與時間關係圖



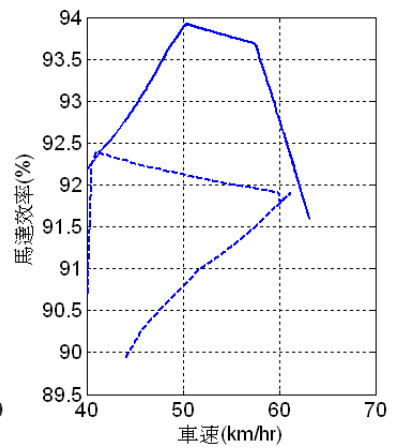
(b) 減速比與車速關係圖



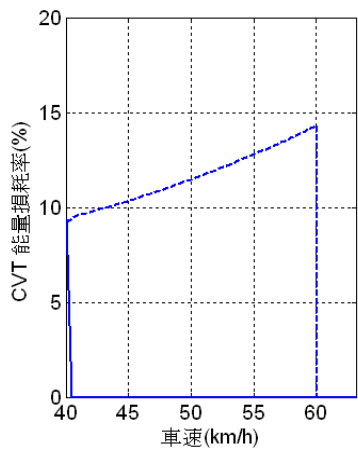
(c) 系統總效率



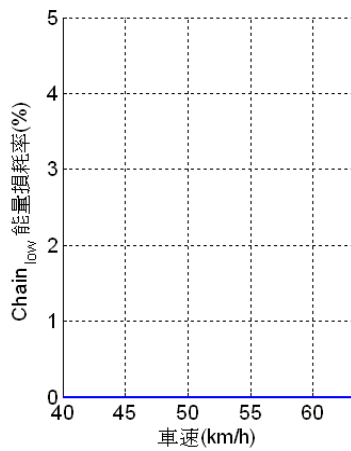
(d) 傳動效率



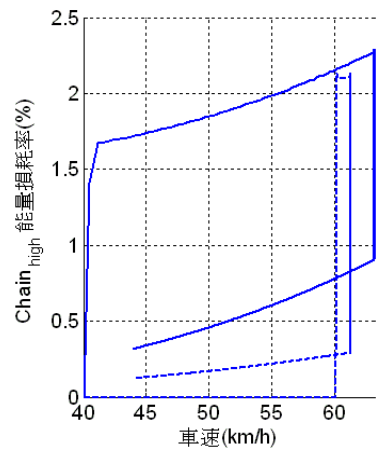
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



(g) 低檔鍊條能量損耗率



(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-8 中型電動機車 40km/hr 行進中爬坡(改變減速比範圍)

將系統減速比變化範圍調整後，對於兩種車型在四種行車模式下的性能與表現之影響整理如表 5-1 所示。

根據以上的模擬結果，可知將系統減速比調整為 0.8 至 2.4 後，高檔位與低檔位鍊條傳動模式下的系統總效率獲得提升，此外亦改善車輛在平路上的加速性能與極速。但當路面有坡度時其性能表現則與系統之傳動模式有密切相關，調整減速比變化範圍後，在低速下容易使系統提早切換至效率較差的 CVT 傳動模式，反而使車輛之極速與加速性能下降；然而在行進中爬坡時系統將提早進入高效率的高檔位鍊條傳動模式，對於車輛的性能有利。

表 5-1 調整減速比變化範圍對系統之影響

車種	行車模式	傳動模式	車輛性能變化	總效率變化
小型電動機車	起步加速	LC CVT HC	中高速下(25km/hr 以上)加速性能較佳，極速增加	僅提升 LC 與 HC 之總效率
	斜坡起步	LC CVT	加速性能相差不多，極速下降	僅提升 LC 之總效率
	行進中加速	CVT HC	中高速下(25km/hr 以上)加速性能較佳，極速增加	僅提升 HC 之總效率
	行進中爬坡	CVT HC	車速下降較慢，最高車速增加	增加
中型電動機車	起步加速	LC CVT HC	中高速下(50km/hr 以上)加速性能較佳，極速增加	僅提升 LC 與 HC 之總效率，60km/hr 以上之總效率較原系統低
	斜坡起步	LC CVT	中速下(20km/hr 以上)加速性能下降，極速相差不多	僅提升 LC 之總效率
	行進中加速	CVT HC	中高速下(50km/hr 以上)加速性能較佳，極速稍低	車速 62km/hr 以下之效率提升，超過 62km/hr 後效率較原系統低
	行進中爬坡	CVT HC	最高車速增加，50 秒後車速下降趨勢與原系統相同	增加

※註：LC：低檔位鍊條傳動模式；HC：高檔位鍊條傳動模式

## 5-2 普立珠質量



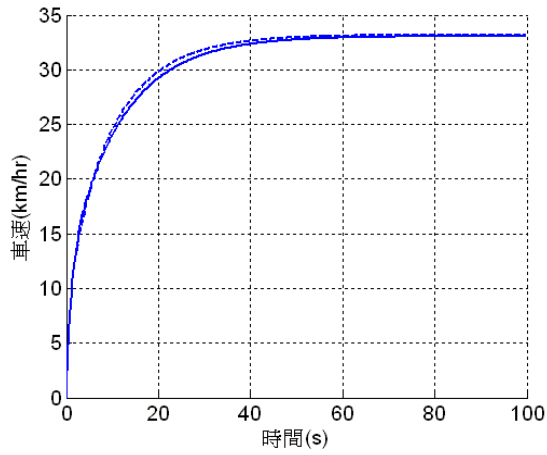
將理想系統之 CVT 主動皮帶滑輪中的六顆普立珠質量由 0.02g 減輕為 0.01g，使系統在較高的車速下才切換至不同的傳動模式。以下模擬小型與中型電動機車在四種行車模式下車速、減速比、與效率之變化：

### 1. 起步加速

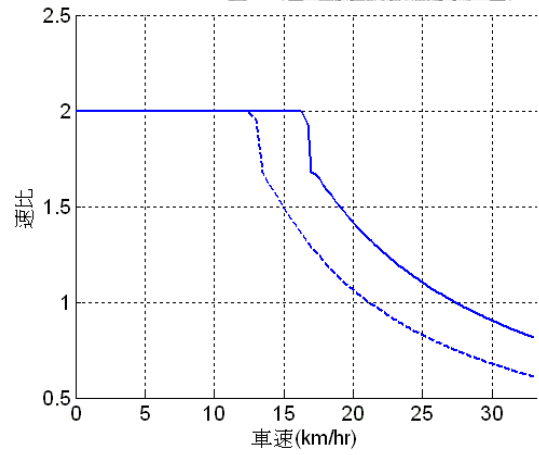
比照 4-1-1 與 4-1-2 的設定，模擬小型與中型電動機車普立珠質量調整前後的平路起步狀態，其結果說明如下：

- (1) 小型電動機車調整普立珠質量前後之車速變化如圖 5-9(a)所示，普立珠質量減輕後車輛之加速能力與極速均下降。
- (2) 減速比之變化如圖 5-9(b)所示，普立珠質量較輕的系統在較高的車速才切換至 CVT 傳動模式，高檔位鍊條傳動輪組則皆未使用到。
- (3) 觀察圖 5-9(c)(d)(e)可發現，減輕普立珠可使馬達在車速約 13km/hr 以上時運轉於效率較佳的區間。然而傳動效率在切換至 CVT 傳動模式後反而較原系統低，因此在普立珠重量調整後系統僅在車速約 12 至 17km/hr 時擁有較原系統高的總效率。
- (4) 中型電動機車減輕普立珠前後之車速變化如圖 5-10(a)所示，普立珠質量減輕後車輛之加速能力與極速均下降。
- (5) 圖 5-10(b)為減速比之變化，普立珠減輕後系統在較高的車速才切換至 CVT 傳動，此外並未使用到高檔位鍊條傳動。
- (6) 觀察圖 5-10(c)(d)(e)可發現，減輕普立珠後馬達僅在車速約 30km/hr 以上才運轉於較原系統高的區間。因系統並未切換至高檔位鍊條傳動，僅在車速約 20 至 28km/hr 以及 55 至 60km/hr 時擁有高於原系統的傳動效率，使得普立珠減輕後系統在中高速下的總效率表現並未獲得改善。

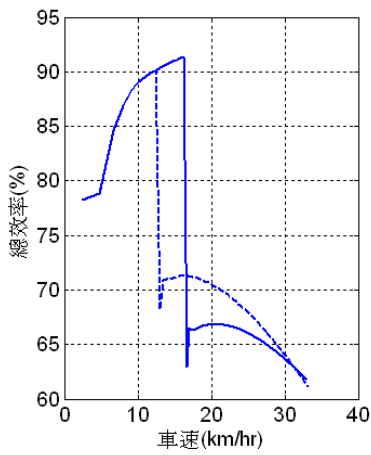
--- 普立珠質量 0.02g/顆  
 — 普立珠質量 0.01g/顆



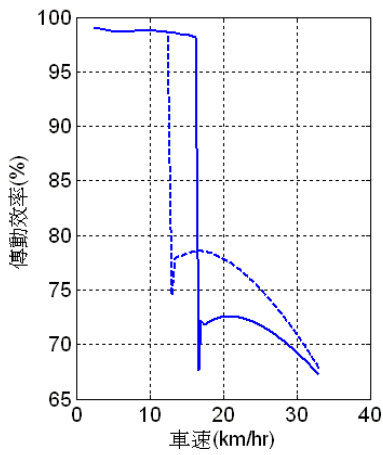
(a) 車速與時間關係圖



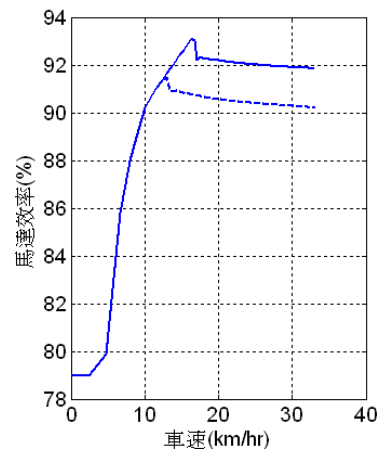
(b) 減速比與車速關係圖



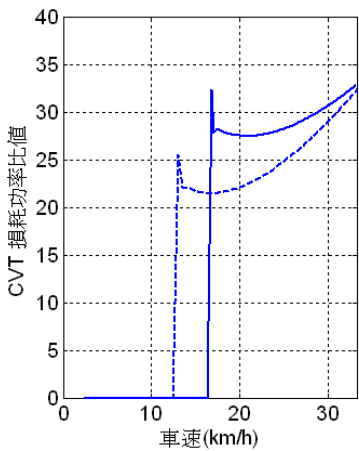
(c) 系統總效率



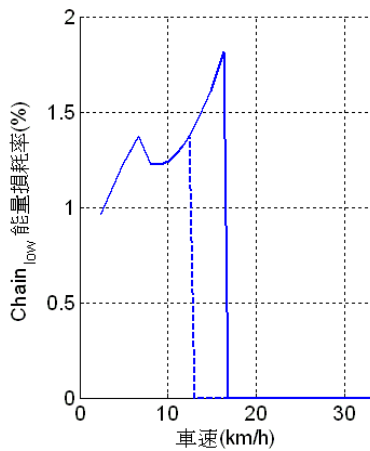
(d) 傳動效率



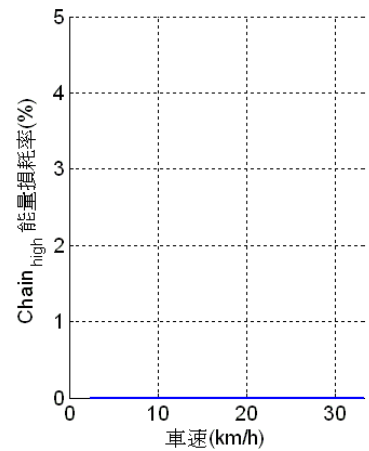
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



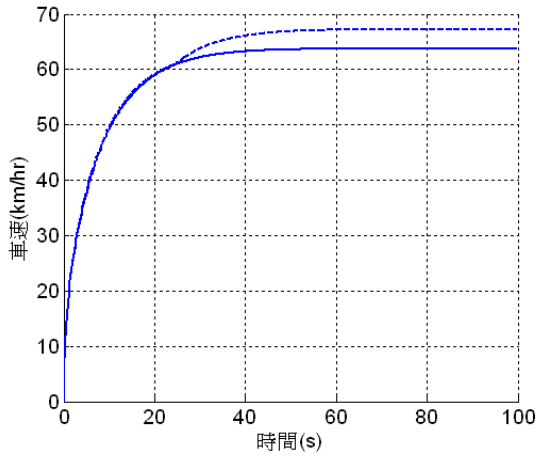
(g) 低檔鍊條能量損耗率



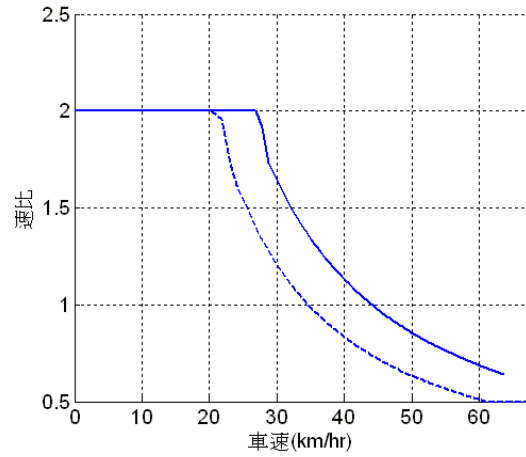
(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-9 小型電動機車平路起步加速(改變普立珠質量)

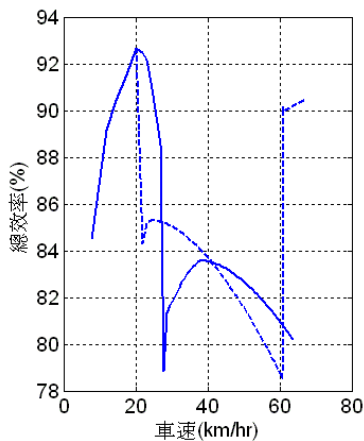
--- 普立珠質量 0.02g/顆  
 — 普立珠質量 0.01g/顆



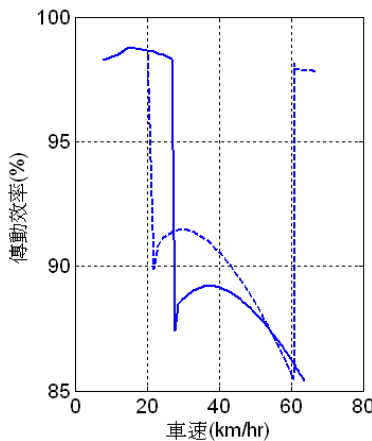
(a) 車速與時間關係圖



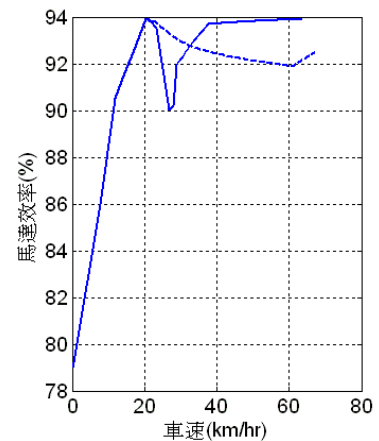
(b) 減速比與車速關係圖



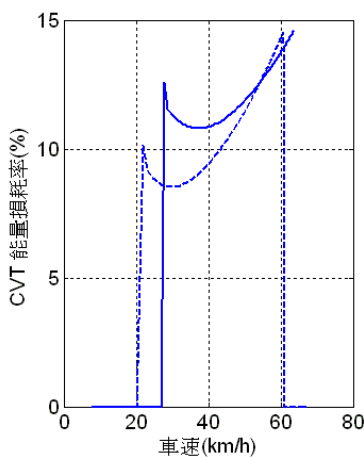
(c) 系統總效率



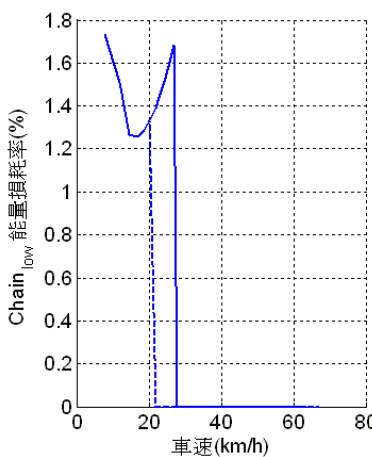
(d) 傳動效率



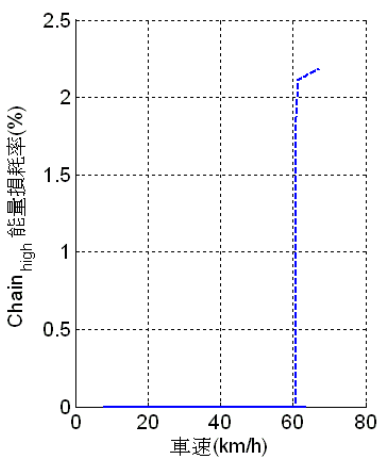
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



(g) 低檔鍊條能量損耗率



(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-10 中型電動機車平路起步加速(改變普立珠質量)

## 2. 斜坡起步

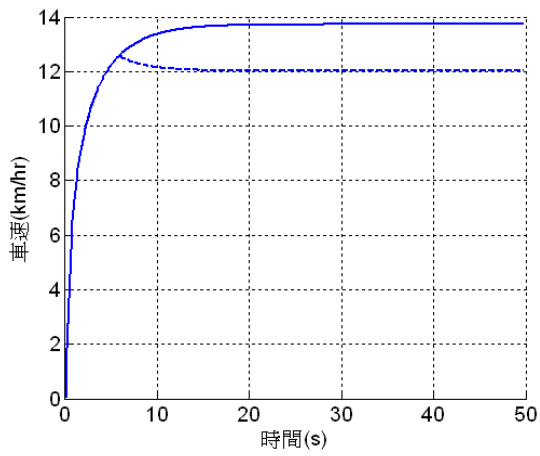
比照 4-2-1 與 4-2-2 的坡度設定，模擬小型與中型電動機車普立珠質量調整前後的平路起步狀態，其結果說明如下：

- (1) 小型電動機車之車速變化如圖 5-11(a)所示，在普立珠減輕後車輛的極速由 12km/hr 增加至接近 14km/hr，並未發生車速在超過某數值後反而開始下降的現象。
- (2) 系統減速比變化如圖 5-11(b)所示，調整普立珠重量後系統全程皆保持在 2.0 的最大減速比由低檔位鍊條驅動，並未切換至 CVT 傳動模式。
- (3) 觀察圖 5-11(c)(d)(e)可發現，在減輕普立珠後系統全程保持在低檔位鍊條傳動模式，馬達與傳動效率並未因切換至 CVT 傳動模式而降低，故總效率表現優於調整前的系統。
- (4) 圖 5-12(a)所示為中型電動機車之車速變化，在普立珠減輕後車輛之加速性能提升，但極速降低。
- (5) 系統減速比變化如圖 5-12(b)所示，調整後的系統在車速約 26km/hr 以下均維持在低檔位鍊條傳動模式，切換至 CVT 傳動後因車輛達到終端速度而使減速比在 0.9 至 1.9 間震盪，其中間值約在 1.4 至 1.5 左右。
- (6) 觀察圖 5-12(c)(d)(e)可發現，減輕普立珠使馬達在車速 20km/hr 以上運作與效率較差的區間。而系統之傳動效率在車速到達 26km/hr 切換至 CVT 傳動前高於未經調整的系統，但切換至 CVT 傳動後其平均值約在 91%左右，較原系統略低。故系統在減輕普立珠後，車速 26km/hr 以上的總效率表現不如調整前的系統。

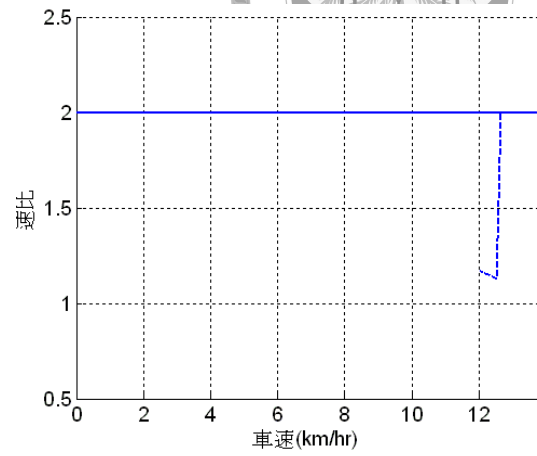




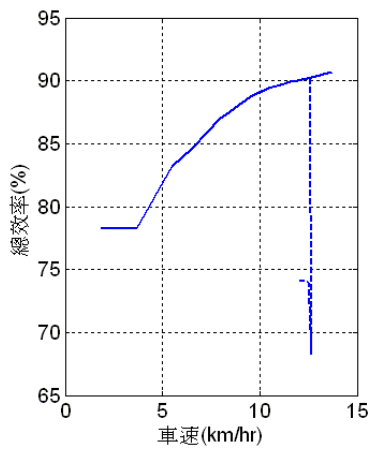
--- 普立珠質量 0.02g/顆  
 — 普立珠質量 0.01g/顆



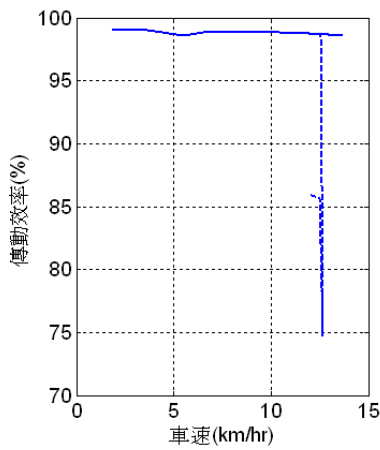
(a) 車速與時間關係圖



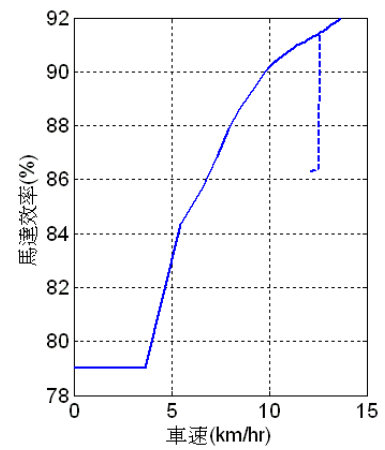
(b) 減速比與車速關係圖



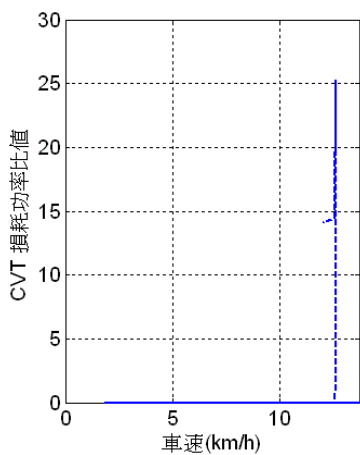
(c) 系統總效率



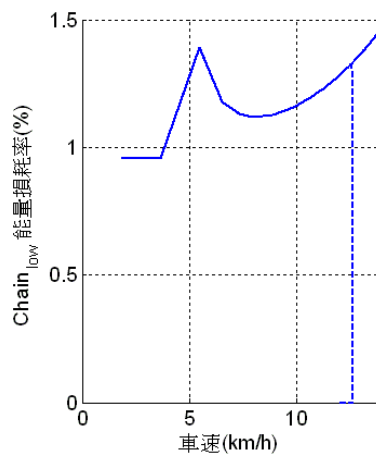
(d) 傳動效率



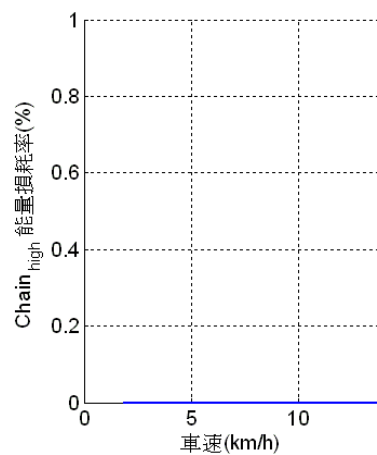
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率

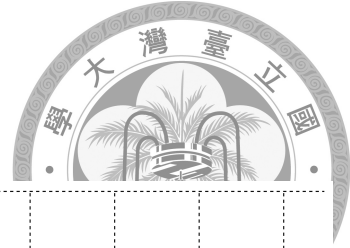


(g) 低檔鍊條能量損耗率

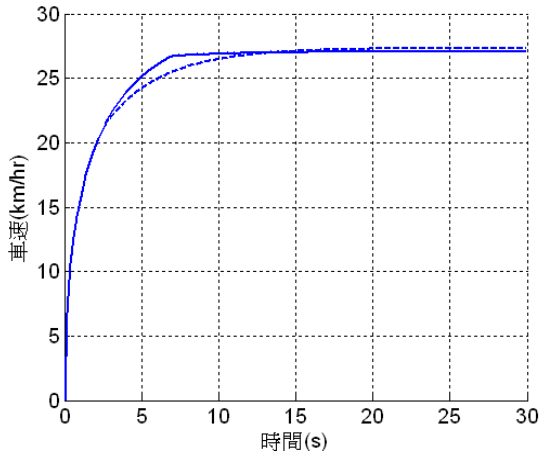


(h) 高檔鍊條能量損耗率

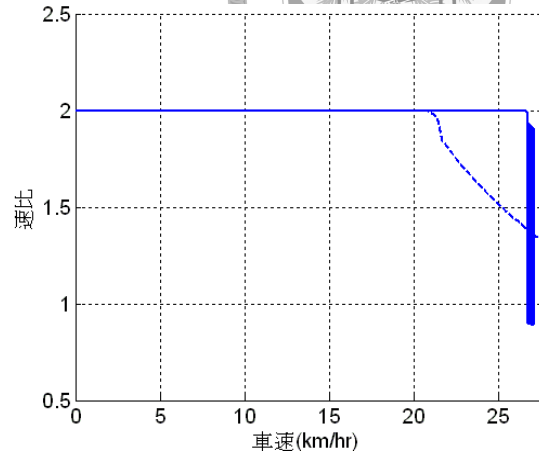
圖 5-11 小型電動機車 12% 斜坡起步 (改變普立珠質量)



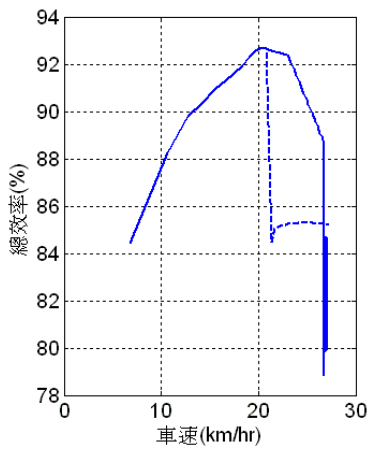
--- 普立珠質量 0.02g/顆  
 — 普立珠質量 0.01g/顆



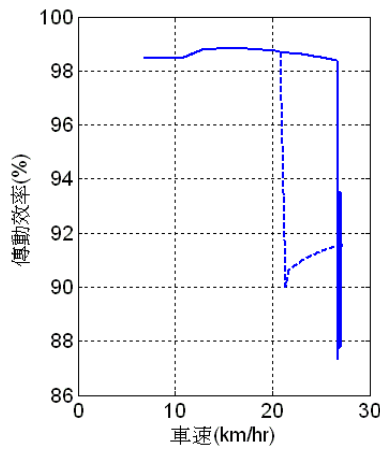
(a) 車速與時間關係圖



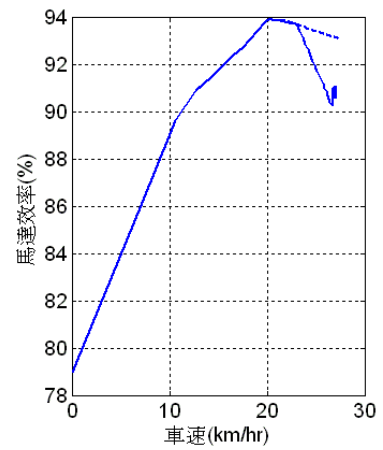
(b) 減速比與車速關係圖



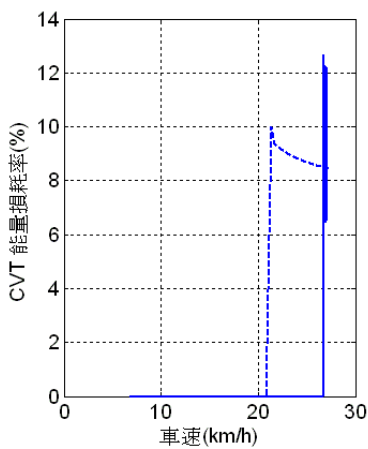
(c) 系統總效率



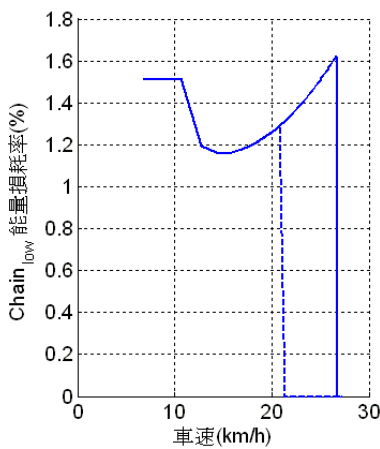
(d) 傳動效率



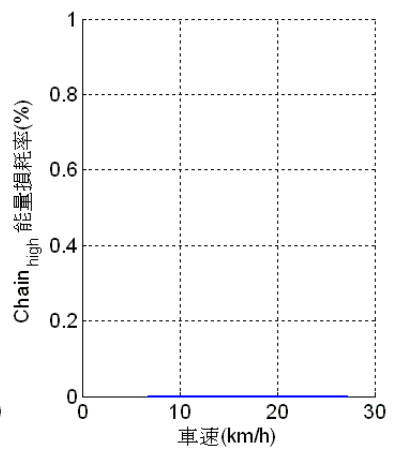
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



(g) 低檔鍊條能量損耗率



(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-12 中型電動機車 18%斜坡起步(改變普立珠質量)



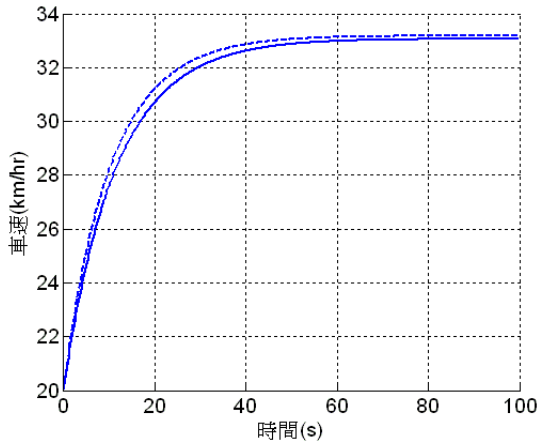
### 3. 行進中加速

比照第四章 4-3-1 與第四章 4-3-2 的初始速度設定，模擬小型與中型電動機車普立珠質量調整前後的行進中加速狀態，其結果說明如下：

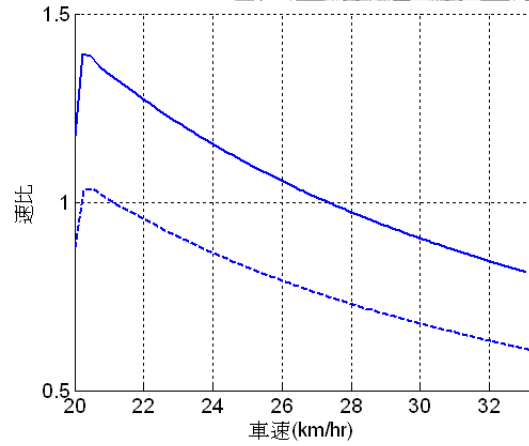
- (1) 小型電動機車車速的變化如圖 5-13(a)所示，減輕普立珠後加速性能與極速皆下降。
- (2) 系統減速比之變化如圖 5-13(b)所示，普立珠減輕後由於無法產生夠大的離心力推動主動皮帶滑輪之可動面板，故減速比較原系統大。
- (3) 觀察圖 5-13(c)(d)(e)可發現，雖然減輕普立珠質量可使馬達運轉於效率更高的區間，但由於傳動效率較調整前的系統低，故系統總效率不增反減，僅在車速約 31km/hr 時略高於原系統。
- (4) 圖 5-14(a)所示為中型電動機車調整普立珠質量前後的車速變化，在減少普立珠重量後車輛的極速下降，60km/hr 以下的加速度則無明顯差距。
- (5) 普立珠質量調整前後系統的減速比變化如圖 5-14(b)所示，普立珠減輕後系統保持在較大的減速比，且並未切換到高檔位鍊條傳動。
- (6) 觀察圖 5-14(c)(d)(e)發現，減少普立珠質量後馬達效率提高，而傳動效率僅在車速約 54 至 60km/hr 時高於原系統，但由於馬達效率提升的幅度較大，因此調整後的系統在車速約 60km 以下時擁有較原系統更高的總效率。



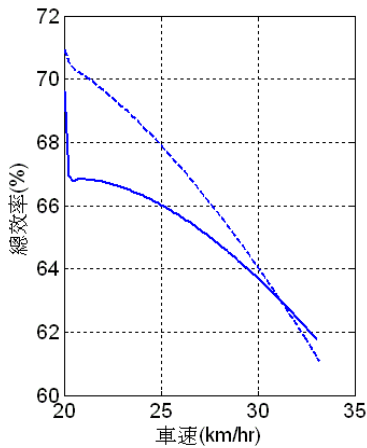
--- 普立珠質量 0.02g/顆  
 — 普立珠質量 0.01g/顆



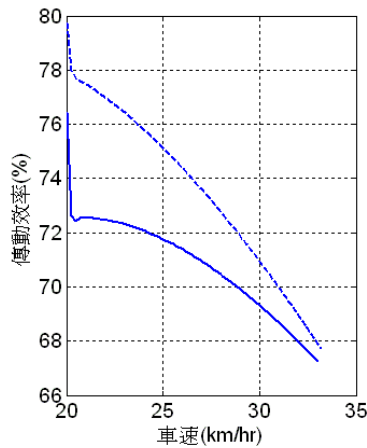
(a) 車速與時間關係圖



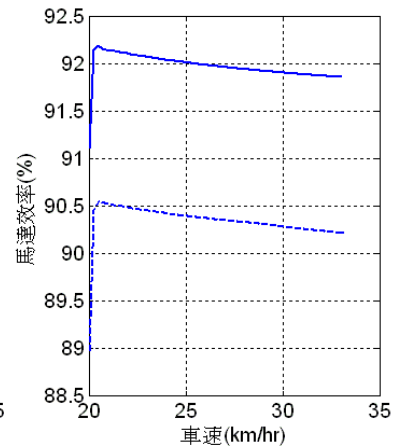
(b) 減速比與車速關係圖



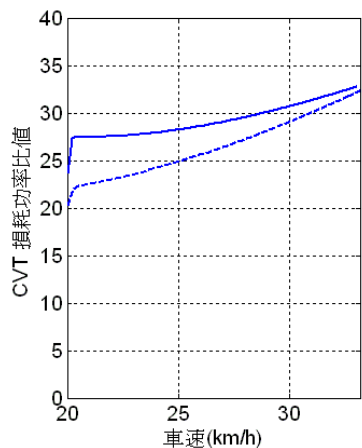
(c) 系統總效率



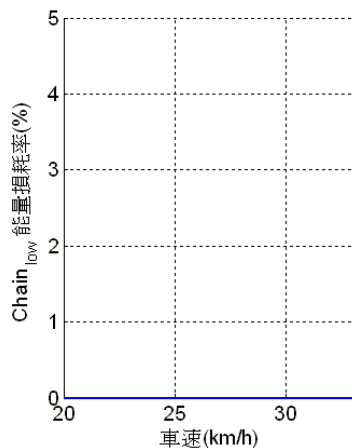
(d) 傳動效率



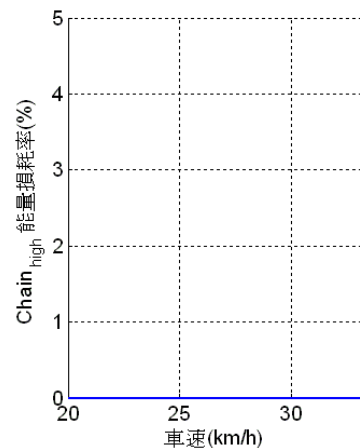
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



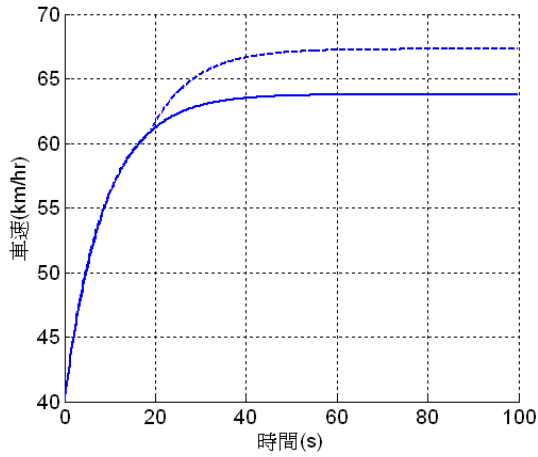
(g) 低檔鍊條能量損耗率



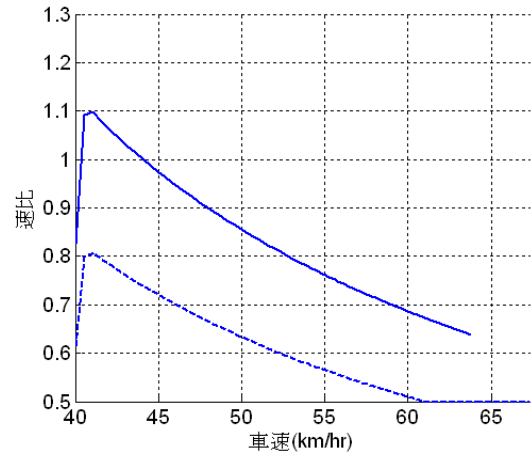
(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-13 小型電動機車 20km/hr 行進中加速(改變普立珠質量)

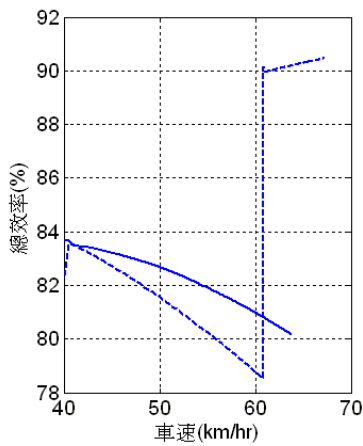
--- 普立珠質量 0.02g/顆  
 — 普立珠質量 0.01g/顆



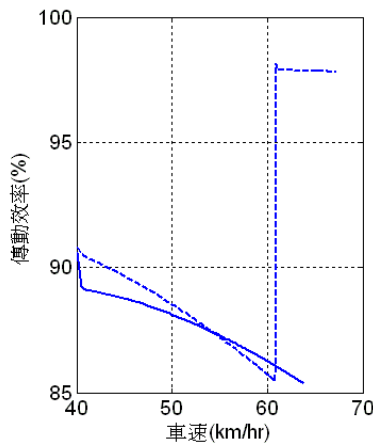
(a) 車速與時間關係圖



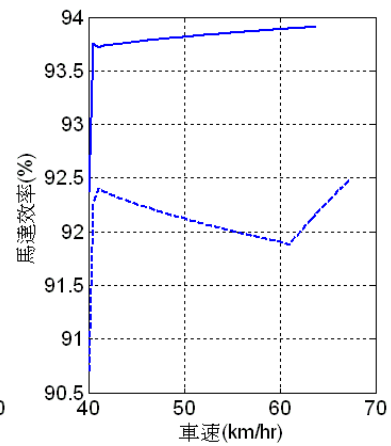
(b) 減速比與車速關係圖



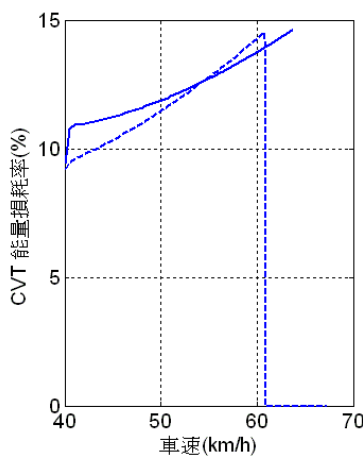
(c) 系統總效率



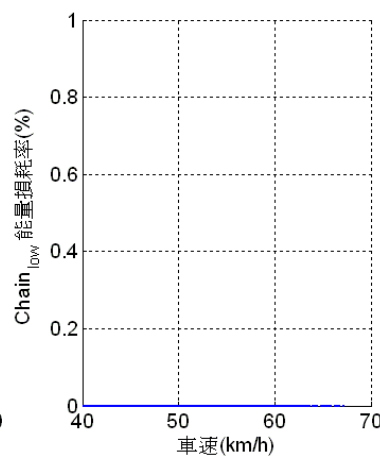
(d) 傳動效率



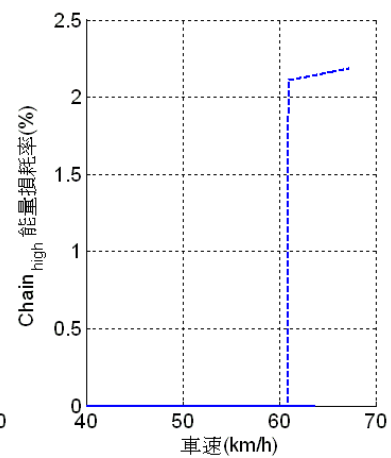
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



(g) 低檔鍊條能量損耗率



(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-14 中型電動機車 40km/hr 行進中加速(改變普立珠質量)

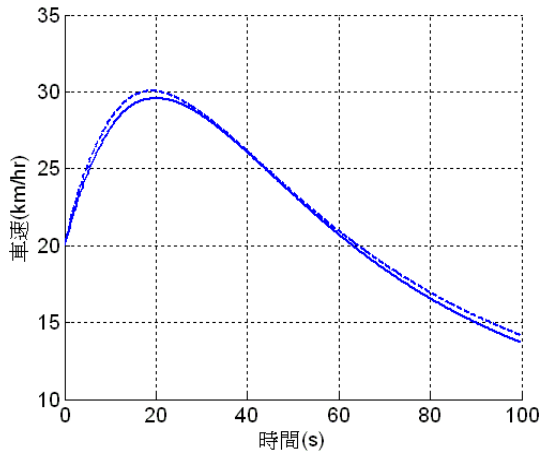
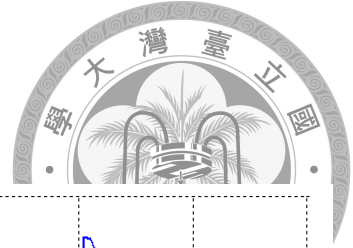
#### 4. 行進中爬坡

比照 4-4-1 與 4-4-2 的初始速度與坡度變化設定，兩車的模擬結果說明如下：

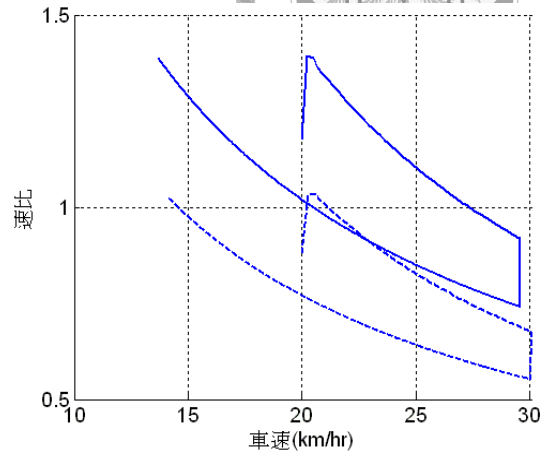
- (1) 小型電動機車調整普立珠質量前後的車速變化如圖 5-15(a)所示，圖中顯示普立珠減輕後車輛的最高速度與加速能力皆下降。
- (2) 減速比變化如圖 5-15(b)所示，普立珠減輕後系統保持在較高的減速比，使馬達保持在較高的轉速，不利於扭力輸出。
- (3) 觀察圖 5-15(c)(d)(e)可發現，調降普立珠質量雖使傳動效率下降，但馬達的效率也隨之提高。調整後的系統總效率在模擬初期車輛加速時低於原系統，但在車輛因坡度逐漸減速時高於原系統，直到車速低於 17km/hr 時原系統得總效率表現才超越調整普立珠質量後的系統。
- (4) 圖 5-16(a)所示為中型電動機車在行進中爬坡時的車速變化，系統在調整前後的車速變化相差不大。
- (5) 減速比變化如圖 5-16(b)所示，普立珠減輕後系統保持在較高的減速比。在車速開始下降時兩系統皆變化至最小減速比 0.5，並切換至高檔位鍊條傳動模式。當車速隨坡度增加而減慢時，兩者仍繼續保持高檔位鍊條傳動模式。
- (6) 觀察圖 5-16(c)(d)(e)可發現，普立珠減輕後可使 CVT 模式下的馬達運轉於效率較高的區間，因此可使系統在 CVT 模式時的總效率提高。但切換為高檔位鍊條傳動模式後，由於調整前後的系統鍊條齒比相同，因此總效率的表現並無明顯的差異。



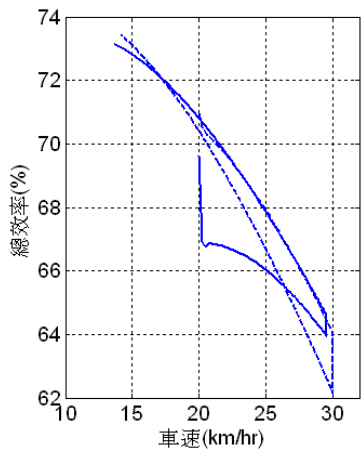
--- 普立珠質量 0.02g/顆  
 — 普立珠質量 0.01g/顆



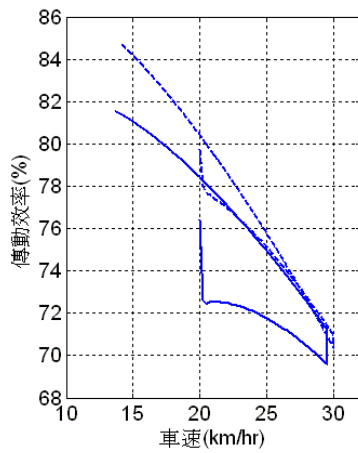
(a) 車速與時間關係圖



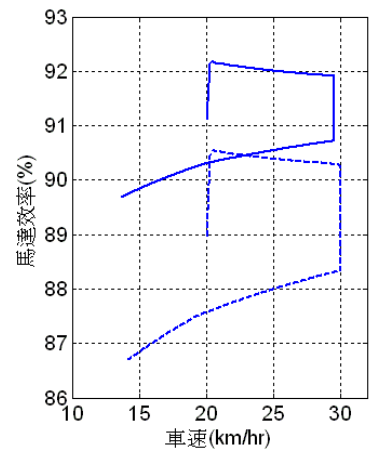
(b) 減速比與車速關係圖



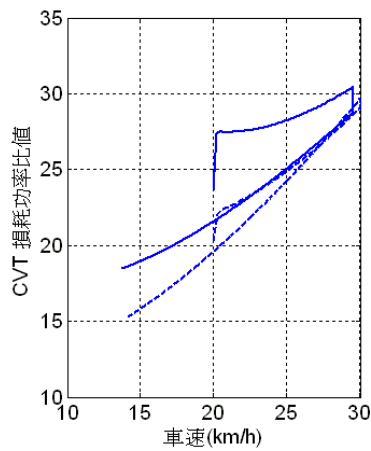
(c) 系統總效率



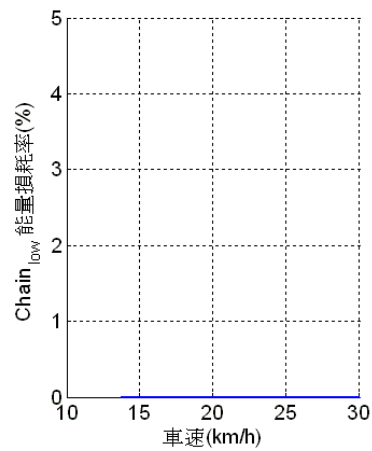
(d) 傳動效率



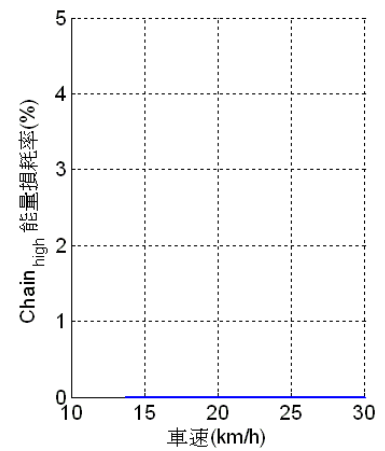
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



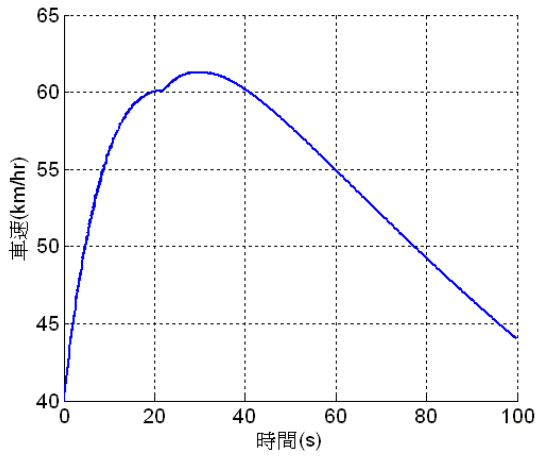
(g) 低檔鍊條能量損耗率



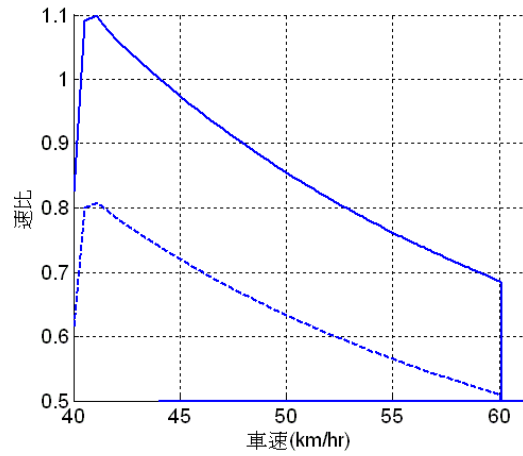
(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-15 小型電動機車 20km/hr 行進中爬坡(改變普立珠質量)

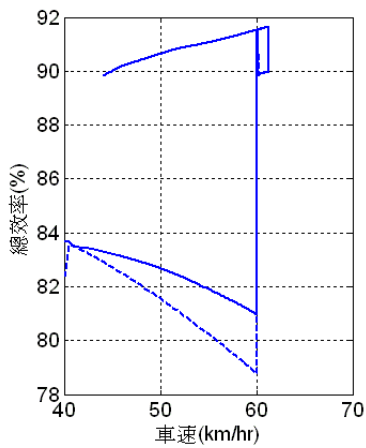
--- 普立珠質量 0.02g/顆  
 — 普立珠質量 0.01g/顆



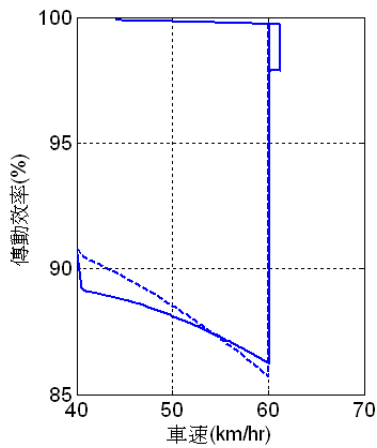
(a) 車速與時間關係圖



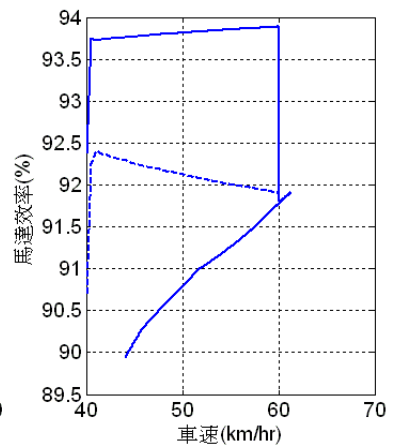
(b) 減速比與車速關係圖



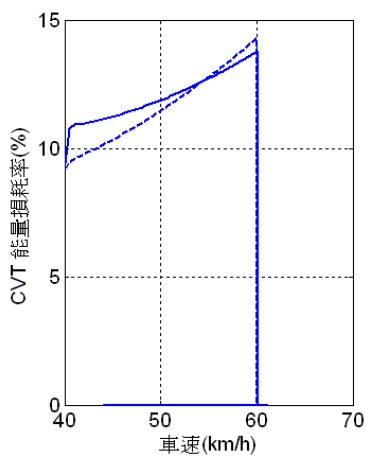
(c) 系統總效率



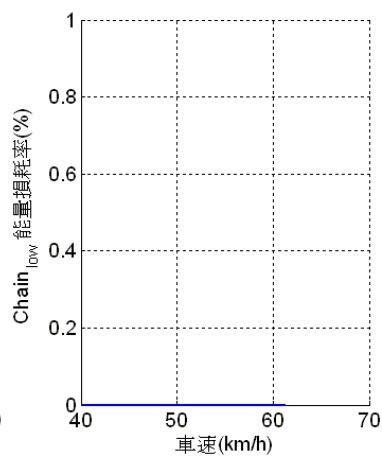
(d) 傳動效率



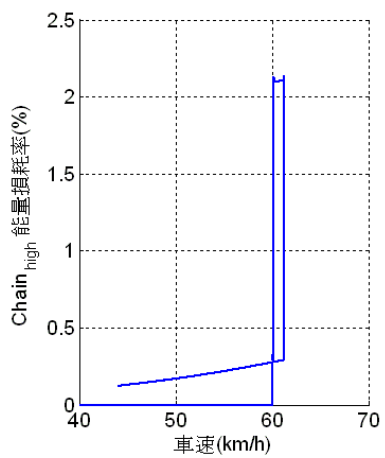
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



(g) 低檔鍊條能量損耗率



(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-16 中型電動機車 40km/hr 行進中爬坡(改變普立珠質量)

綜合以上四種行車模式之模擬結果，將減輕普立珠質量至 0.01g 對系統效率及車輛性能之影響整理為表 5-2 所示。

減輕普立珠可使系統在較高的車速下依舊停留在高效率之低檔位鍊條傳動模式，可提升車輛在低速重負載之操作環境下的效率與性能表現。但在中高速下由於無法切換至高效率的高檔位鍊條傳動，反而使此時的系統效率及車輛性能表現降低。

表 5-2 減輕普立珠質量對系統之影響

車種	行車模式	傳動模式	車輛性能變化	總效率變化
小型電動機車	起步加速	LC CVT	中高速(20km/hr 以上)之加速性能下降，極速略降低	僅提升 LC 之效率，CVT 之效率反而降低
	斜坡起步	LC	極速增加	12km/hr 以上之總效率提升
	行進中加速	CVT	車輛極速與加速性能皆下降	31km/hr 以下之總效率降低，31km/hr 以上者略增加
	行進中爬坡	CVT	最高速度下降，車速下降幅度增加	僅提升車速因坡度下降時之總效率，其餘反而降低
中型電動機車	起步加速	LC CVT	極速降低	僅改善特定車速範圍下的效率，高速下的效率大幅降低
	斜坡起步	LC CVT	22 至 27km/hr 之加速性能提升，極速降低	僅提升 21 至 28km/hr 下之總效率，車速 28km/hr 以上之效率下降
	行進中加速	CVT	車輛極速與加速性能皆下降	僅提升 60km/hr 以下之效率
	行進中爬坡	CVT HC	無明顯影響	僅提升 CVT 模式時的系統總效率

※註：LC：低檔位鍊條傳動模式；HC：高檔位鍊條傳動模式

### 5-3 驅動彈簧剛性

將位於理想系統之 CVT 被動皮帶滑輪上的驅動彈簧剛性由 2418N/m 增加至 10000N/m，使 CVT 的減速比在較高的轉速下才開始變化，其效果與減輕普立珠質量相同。以下分別模擬各行車模式下系統的效率與性能表現。



#### 1. 起步加速

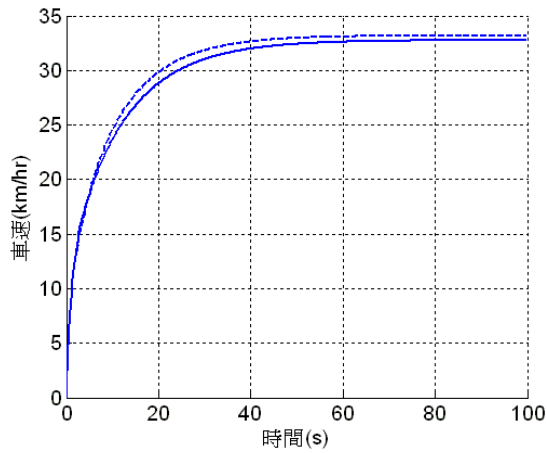
比照 4-1-1 與 4-1-2 的參數設定，模擬中型與小型電動機車在無坡度的路面上由靜止狀態開始加速的效率與車速變化。其模擬結果說明如下：

- (1) 小型電動機車起步加速時的車速變化如圖 5-17(a)所示。驅動彈簧剛性增加後車輛的加速性能與極速皆下降。
- (2) 減速比變化如圖 5-17(b)所示。驅動彈簧剛性調整後系統在較高的車速才由低檔鍊條傳動模式切換進入 CVT 傳動模式。
- (3) 觀察圖 5-17(c)(d)(e)可發現，驅動彈簧剛性增加後由於變速時機延後，車速達到約 13km/hr 以上時馬達可運轉於效率較高的區間。傳動效率以及總效率僅在車速為 12 至 15km/hr 間時較調整前的系統高，切換至 CVT 傳動後效率立即低於原系統。
- (4) 中型電動機車之車速變化如圖 5-18(a)所示，調高驅動彈簧剛性後車輛的極速下降，20km/hr 以下的加速性能則無明顯差距。
- (5) 圖 5-18(b)所示減速比隨車速之變化，驅動彈簧剛性增加後系統同樣在較高的車速下才切換至 CVT 傳動模式，且並未進入高檔位鍊條傳動模式。
- (6) 觀察圖 5-18(c)(d)(e)可發現，驅動彈簧剛性調整後，馬達在車速約 22km/hr 以上時可保持在較高的運轉效率。然而在傳動效率方面卻在大多數時間下低於彈簧剛性調整前的系統，導致系統僅在車速 20 至 22km/hr、以及 37 至 60km/hr 此二區間擁有較原系統高的總效率。

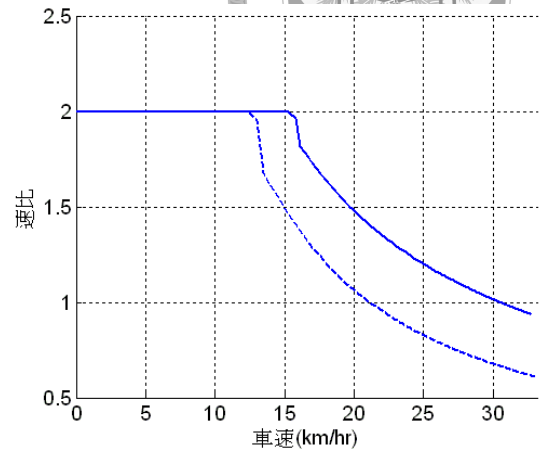




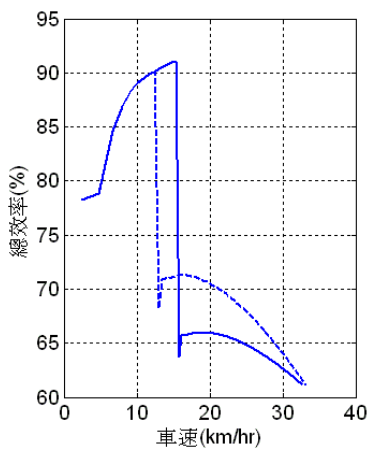
--- 驅動彈簧剛性 2418N/m  
 — 驅動彈簧剛性 10000N/m



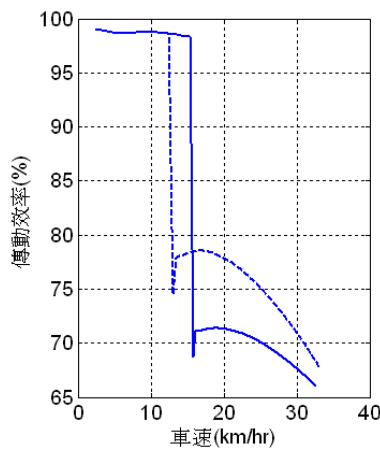
(a) 車速與時間關係圖



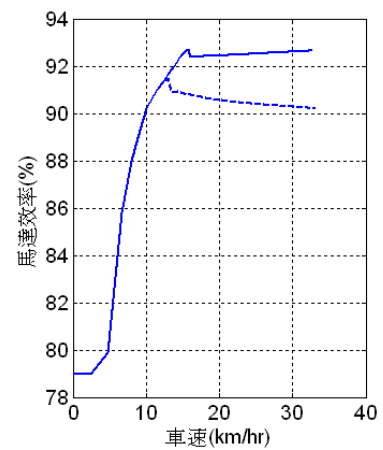
(b) 減速比與車速關係圖



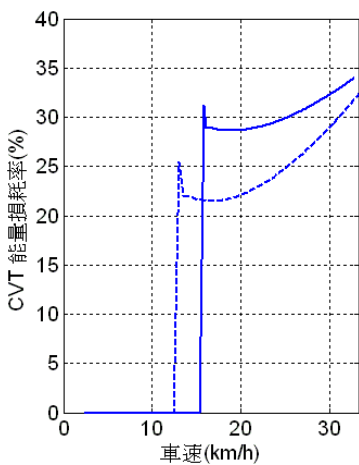
(c) 系統總效率



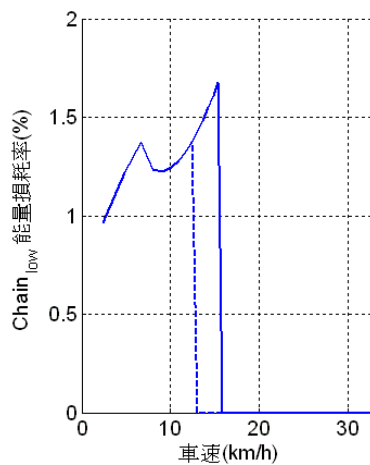
(d) 傳動效率



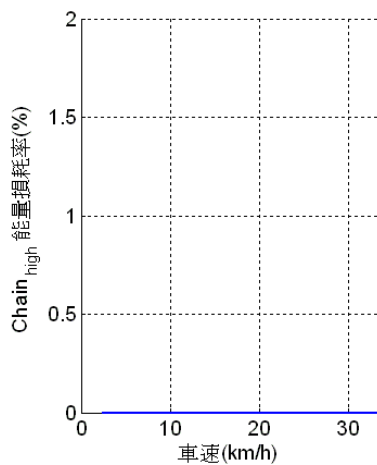
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



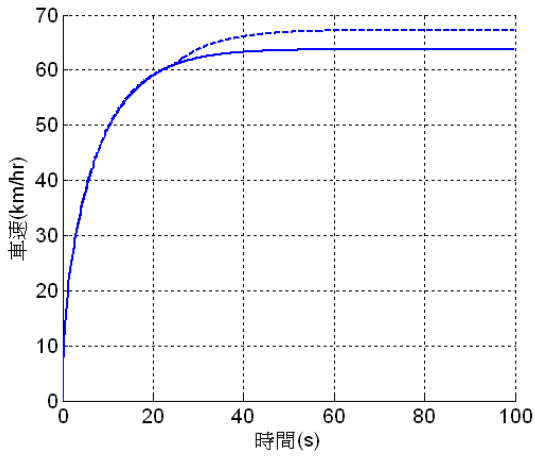
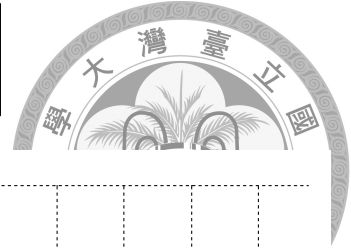
(g) 低檔鍊條能量損耗率



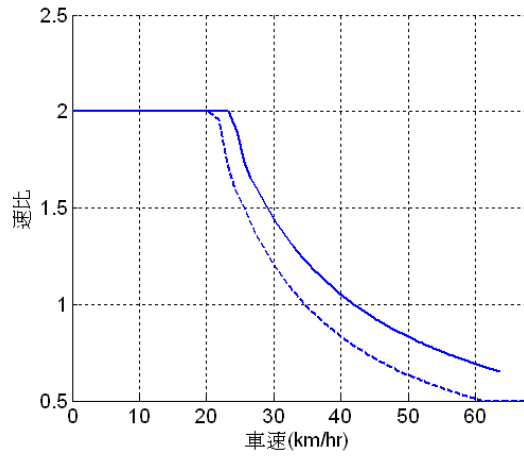
(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-17 小型電動機車平路起步加速(改變驅動彈簧剛性)

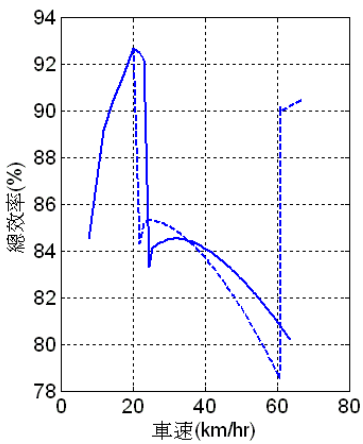
--- 驅動彈簧剛性 2418N/m  
 — 驅動彈簧剛性 10000N/m



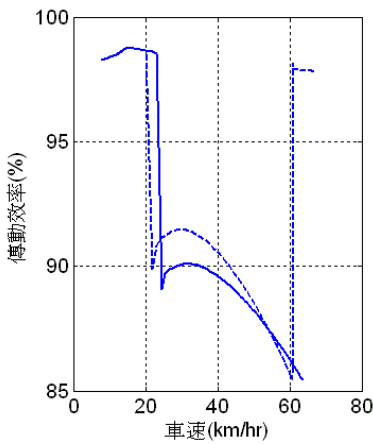
(a) 車速與時間關係圖



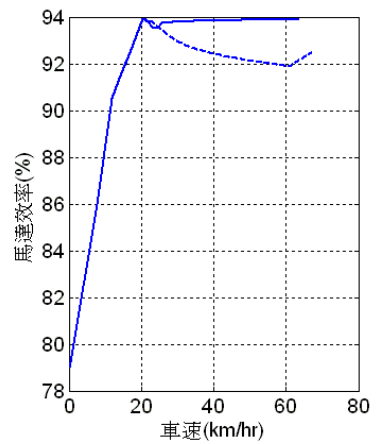
(b) 減速比與車速關係圖



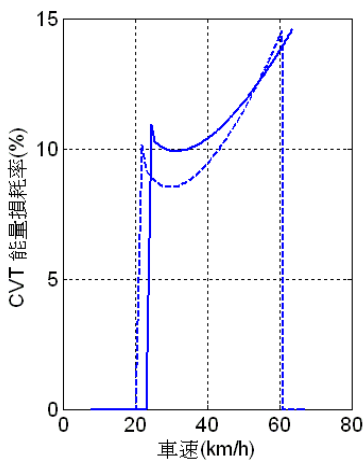
(c) 系統總效率



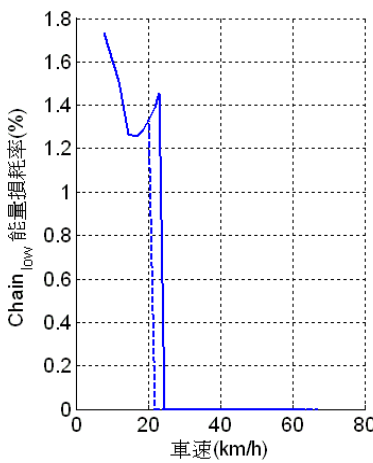
(d) 傳動效率



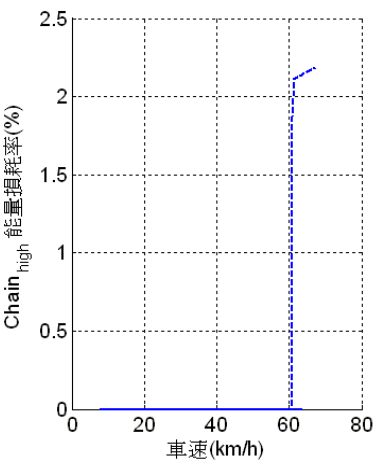
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



(g) 低檔鍊條能量損耗率



(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-18 中型電動機車平路起步加速(改變驅動彈簧剛性)

## 2. 斜坡起步

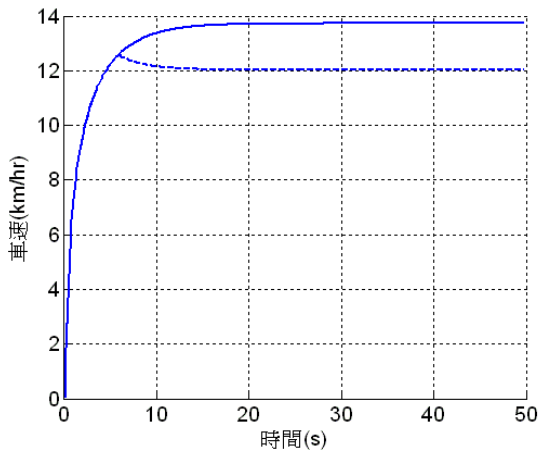
比照 4-2-1 與 4-2-2 的坡度設定，模擬中型與小型電動機車在斜坡上由靜止狀態起步時車速與系統效率的變化，其結果說明如下：

- (1) 圖 5-19(a)所示為小型電動機車在調整驅動彈簧剛性前後之車速變化。增加驅動彈簧剛性後系統之極速獲得提升，且並未出現車速下降的現象。
- (2) 圖 5-19(b)所示為減速比之變化。驅動彈簧剛性增加後系統全程停留在低檔位鍊條傳動模式，並未切換至 CVT 傳動。
- (3) 觀察圖 5-19(c)(d)(e)可發現，較高的驅動彈簧剛性可使馬達與傳動效率不至於因減速比變化而降低。原始系統進入 CVT 傳動模式後總效率隨即下降，造成車速降低，改用高剛性的驅動彈簧可迫使系統停留在效率較高的低檔鍊條傳動模式，進而提升爬坡時車輛之性能與效率表現。
- (4) 圖 5-20(a)所示為中型電動機車車速之變化。驅動彈簧剛性增加後，車速在超過 60km/hr 後增加幅度趨緩，極速亦低於調整前的系統。車速 60km/hr 以下的速度變化趨勢則無明顯差距。
- (5) 系統減速比如圖 5-20(b)所示。在調高驅動彈簧剛性後系統在較高的車速才切換至 CVT 傳動，並保持較高的減速比，且並未切換至高檔位鍊條傳動。
- (6) 觀察圖 5-20(c)(d)(e)可發現，由於減輕普立珠質量與增加驅動彈簧剛性皆有延遲 CVT 變速時機的作用，各項效率數據的變化趨勢與圖 5-10(c)(d)(e)相當接近。由於系統減速比隨車速下降幅度較慢，故馬達可運轉於效率較高之中高速區間。但切換至 CVT 傳動後由於在高速下無法切換至高檔位鍊條傳動，其傳動效率表現反而低於調整前的系統。因此提高驅動彈簧剛性後的系統總效率僅在車速 20 至約 25km/hr、以及 35 至 60km/hr 此二區間中高於原系統，造成高速下之加速性能與極速不佳。

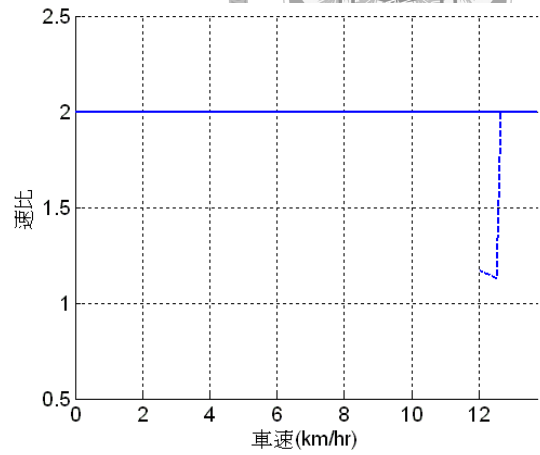




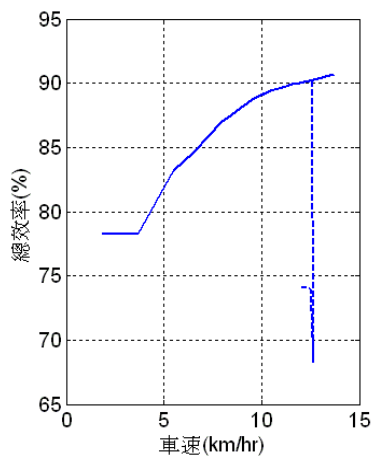
--- 驅動彈簧剛性 2418N/m  
 — 驅動彈簧剛性 10000N/m



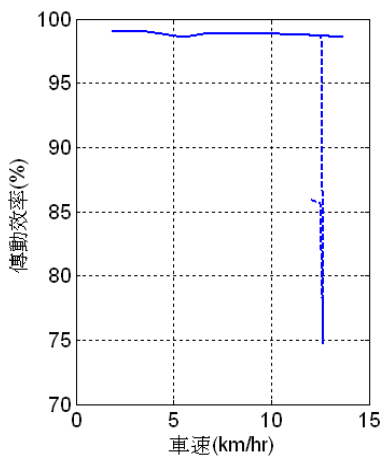
(a) 車速與時間關係圖



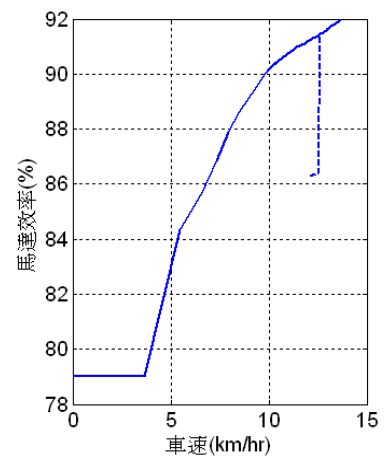
(b) 減速比與車速關係圖



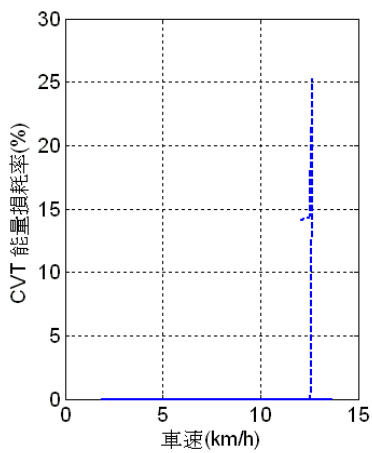
(c) 系統總效率



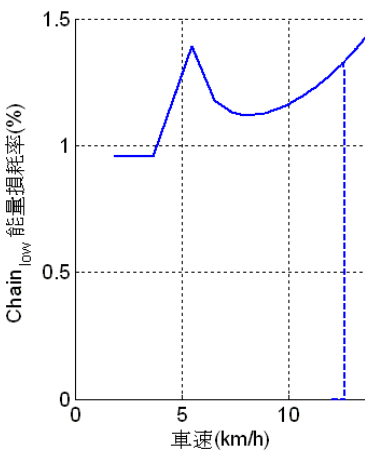
(d) 傳動效率



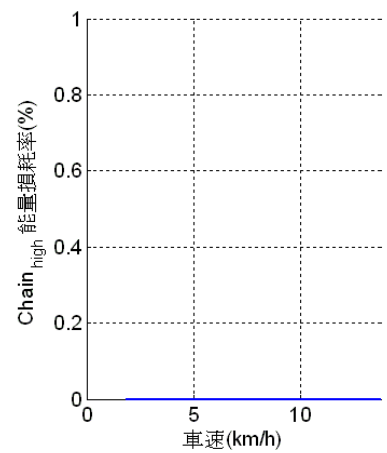
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率

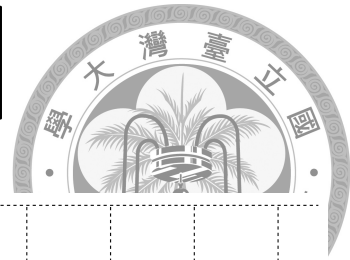


(g) 低檔鍊條能量損耗率

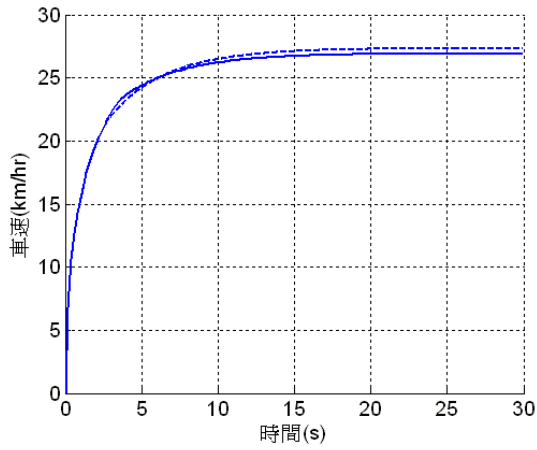


(h) 高檔鍊條能量損耗率

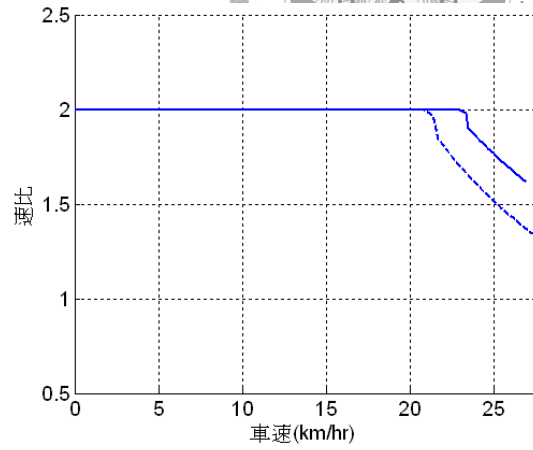
圖 5-19 小型電動機車平路 12% 斜坡起步(改變驅動彈簧剛性)



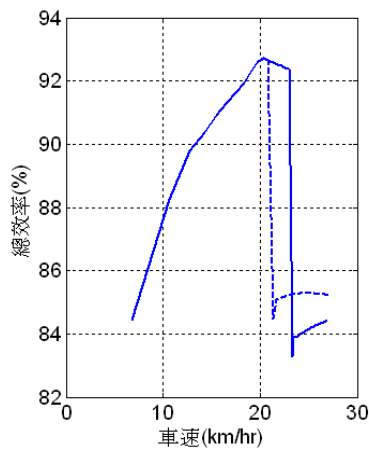
--- 驅動彈簧剛性 2418N/m  
 — 驅動彈簧剛性 10000N/m



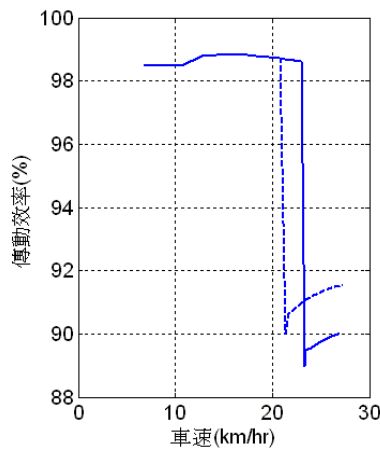
(a) 車速與時間關係圖



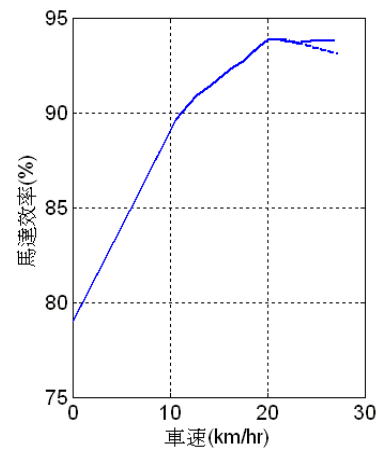
(b) 減速比與車速關係圖



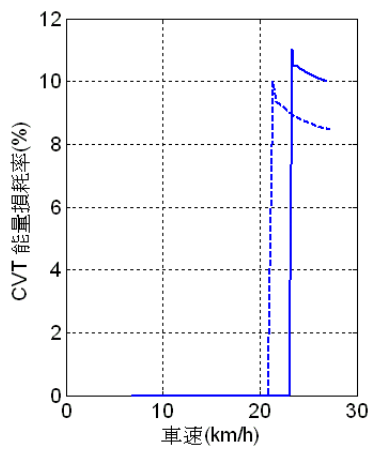
(c) 系統總效率



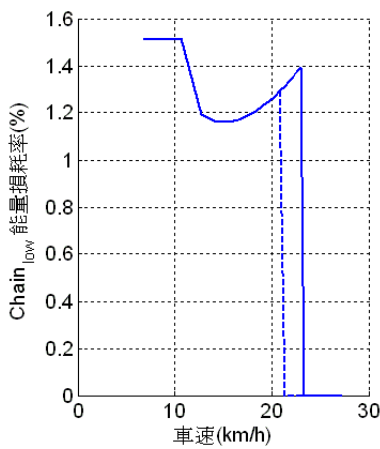
(d) 傳動效率



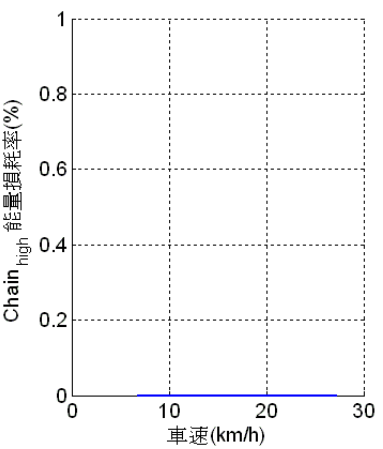
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



(g) 低檔鍊條能量損耗率



(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-20 中型電動機車 18%斜坡起步(改變驅動彈簧剛性)

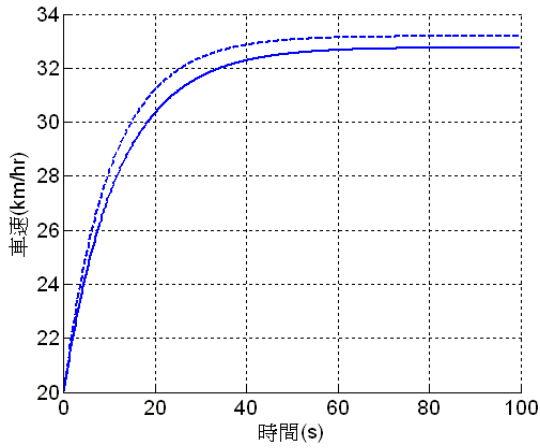
### 3. 行進中加速

比照 4-3-1 與 4-3-2 的初始車速設定，模擬小型與中型的動機車在行進間加速時的車速與效率變化，其結果說明如下：

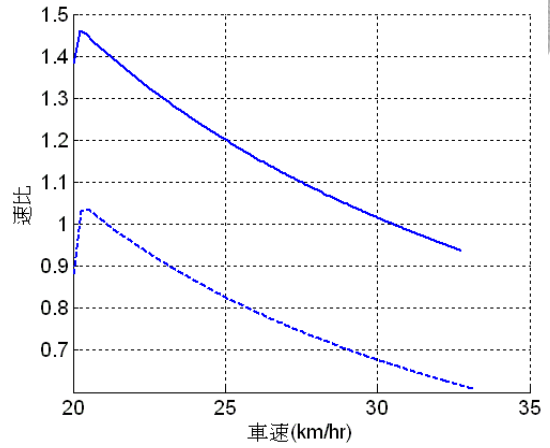


- (1) 圖 5-21(a)所示為小型電動機車於行進中加速時車速的變化關係圖。驅動彈簧剛性增加後車輛之極速與加速性能皆下降。
- (2) 系統減速比變化如圖 5-21(b)所示。由於調高驅動彈簧剛性後主動皮帶滑輪內普立珠之離心力不易使系統減速比隨車速增加而下降，因此系統保持在較高的減速比，兩者皆未使用高檔位鍊條傳動。
- (3) 觀察圖 5-21(c)(d)(e)可發現，增加驅動彈簧剛性雖有助於馬達效率的提升，但同時系統傳動效率亦下降。由於馬達效率的增加幅度不足以抵銷傳動效率降低的影響，因此系統總效率的表現不及調整前的系統。
- (4) 中型電動機車在行進加速間的车速變化如圖 5-22(a)所示。增加驅動彈簧之剛性後，在超過 62km/hr 後車速增加趨勢趨緩，車輛極速由約 67km/hr 下降至 64km/hr。
- (5) 減速比隨車速之變化如圖 5-22(b)所示。驅動彈簧剛性增加後由於普立珠所產生的離心力較不易推動主動皮帶滑輪之可動面盤始系統減速比下降，故減速比較原系統高，且高速下並未切換至高檔位鍊條傳動。
- (6) 觀察圖 5-22(c)(d)(e)，可發現驅動彈簧剛性增加可使馬達運轉於效率較高的區間。但傳動效率僅在車速約 54 至 61km/hr 時高於調整前的系統，導致系統僅在車速 61km/hr 以下擁有較高的總效率。

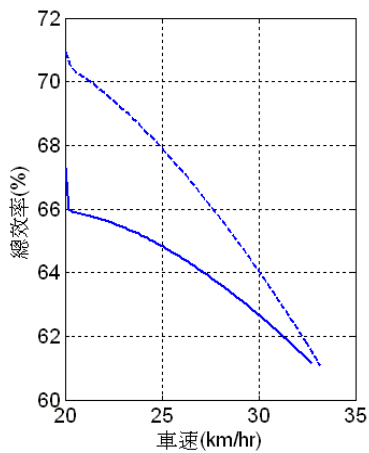
--- 驅動彈簧剛性 2418N/m  
 — 驅動彈簧剛性 10000N/m



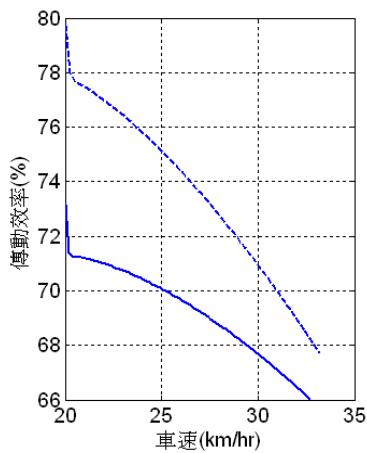
(a) 車速與時間關係圖



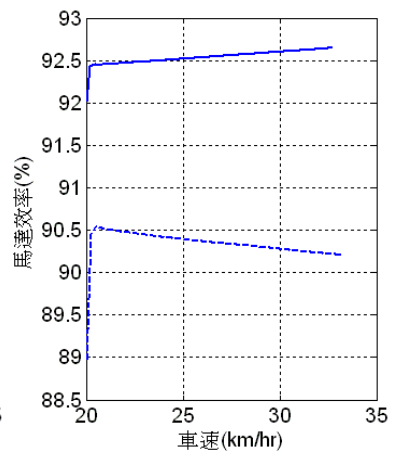
(b) 減速比與車速關係圖



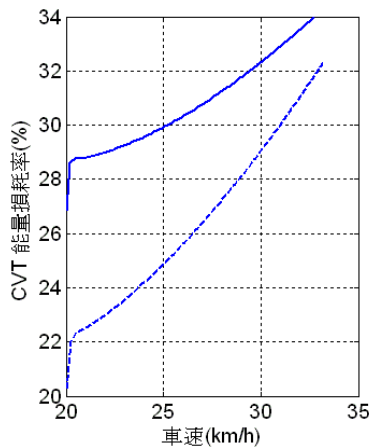
(c) 系統總效率



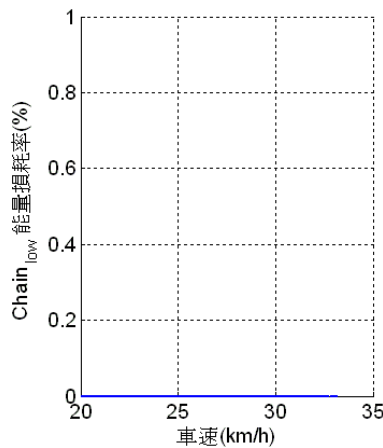
(d) 傳動效率



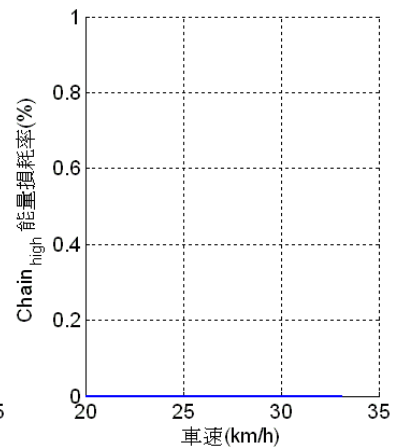
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



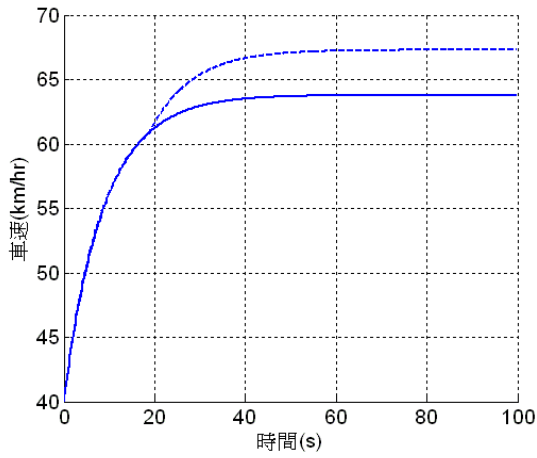
(g) 低檔鍊條能量損耗率



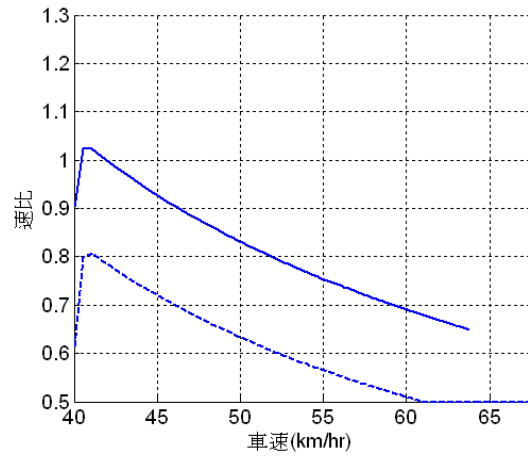
(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-21 小型電動機車 20km/hr 行進中加速(改變驅動彈簧剛性)

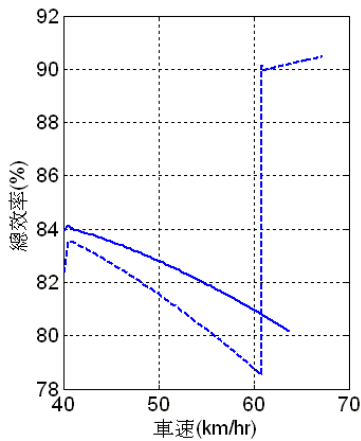
--- 驅動彈簧剛性 2418N/m  
 — 驅動彈簧剛性 10000N/m



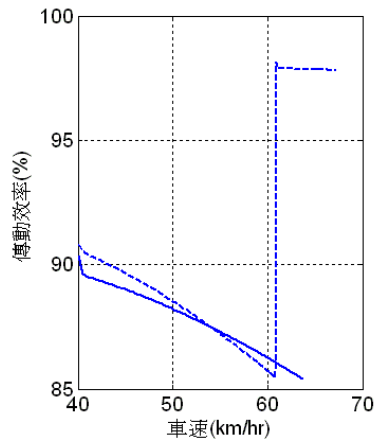
(a) 車速與時間關係圖



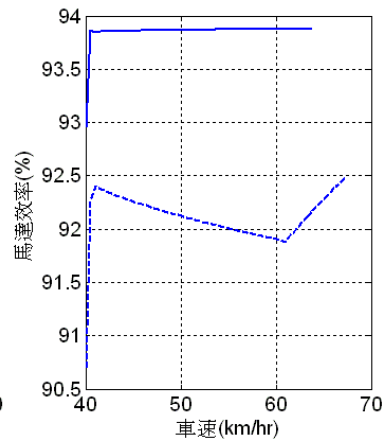
(b) 減速比與車速關係圖



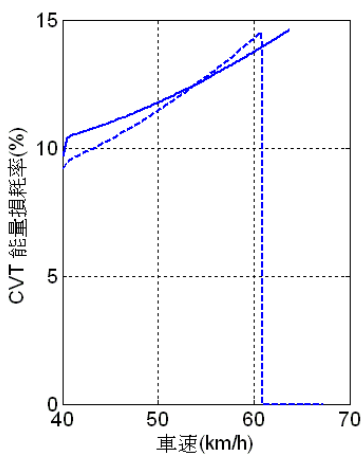
(c) 系統總效率



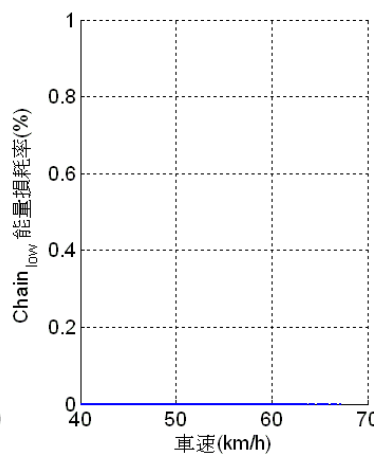
(d) 傳動效率



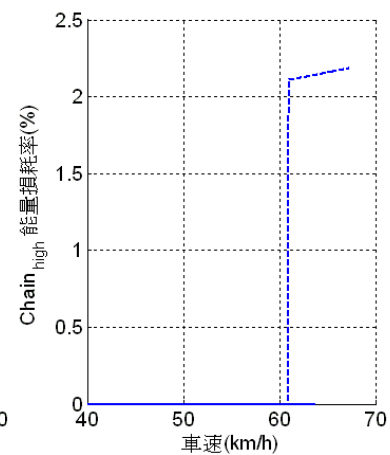
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



(g) 低檔鍊條能量損耗率



(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-22 中型電動機車 40km/hr 行進中加速(改變驅動彈簧剛性)



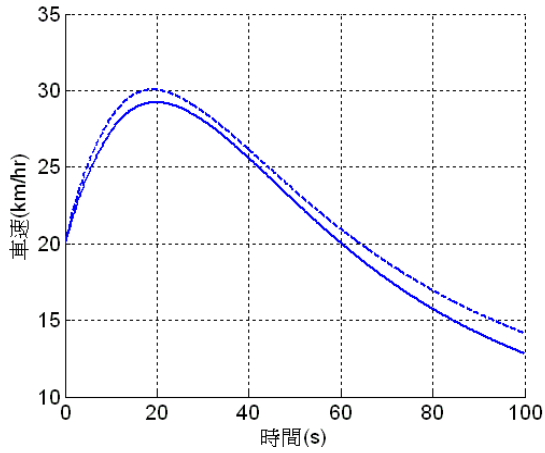
#### 4. 行進中爬坡

比照 4-4-1 與 4-4-2 的初始車速與坡度變化設定，模擬小型與中型電動機車於行進中爬坡時車速與效率的變化。其結果說明如下：

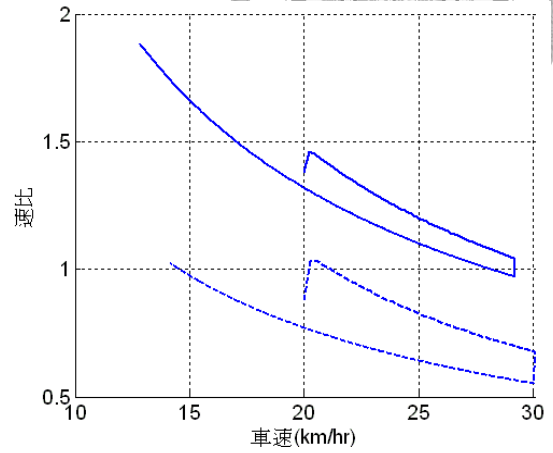


- (1) 圖 5-23(a)所示為小型電動機車在驅動彈簧剛性調整前後的事速變化。在彈簧剛性增加後，車輛之加速行能與最高車速均下降。
- (2) 減速比變化如圖 5-23(b)所示。驅動彈簧剛性提高後普立珠的離心力不易推動 CVT 主動皮帶滑輪之可動面盤，系統保持在較高的減速比。
- (3) 觀察圖 5-23(c)(d)(e)可發現，提高驅動彈簧剛性雖可提高馬達的效率，但由於傳動效率下降幅度較大，導致驅動彈簧剛性較高的系統總效率在大多數時間下低於未調整的系統。
- (4) 中型電動機車在行進中爬坡時的車速變化如圖 5-24(a)所示。20 秒前兩者的車速差距不大，但驅動彈簧剛性較高者，車速在到達 60km/hr 之最大值後隨即下降。而未調整的系統之最高車速較高，且爬坡時亦維持較高的車速。
- (5) 減速比的變化如圖 5-24(b)所示。調高驅動彈簧剛性後系統全程保持較高的減速比，且未切換至高檔位鍊條傳動。
- (6) 觀察圖 5-24(c)(d)(e)可發現，提高驅動彈簧剛性後，馬達的運轉效率略為增加。但由於系統全程停留在傳動效率較低的 CVT 驅動模式，因此驅動彈簧剛性較高的系統僅在模擬初期的加速階段擁有較高的總效率。當車速開始隨坡度增加而下降，其總效率反而低於此時已切換至高檔位鍊條傳動模式的原始系統。

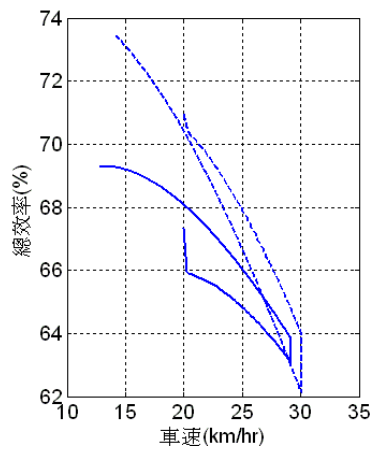
--- 驅動彈簧剛性 2418N/m  
 — 驅動彈簧剛性 10000N/m



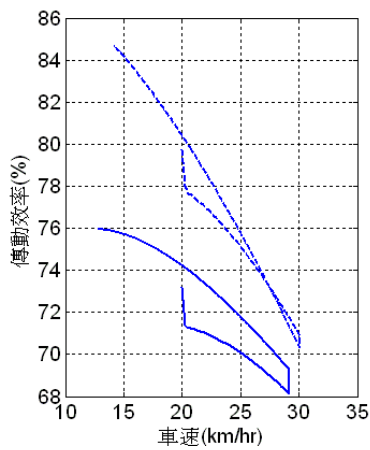
(a) 車速與時間關係圖



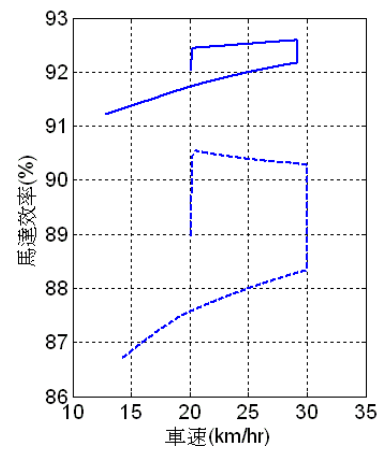
(b) 減速比與車速關係圖



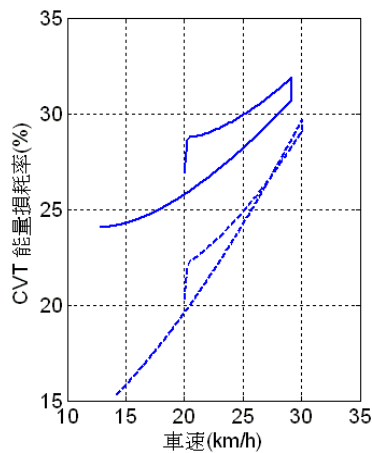
(c) 系統總效率



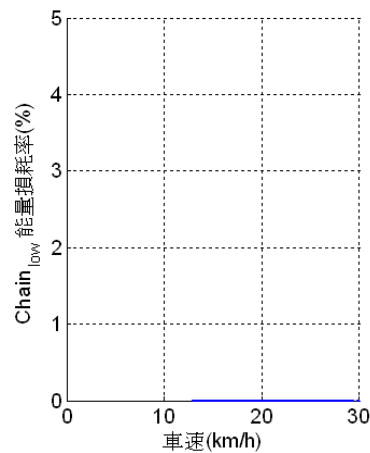
(d) 傳動效率



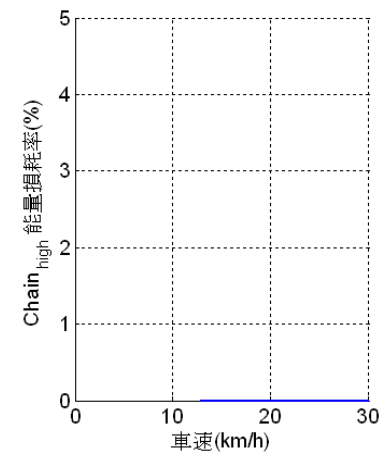
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



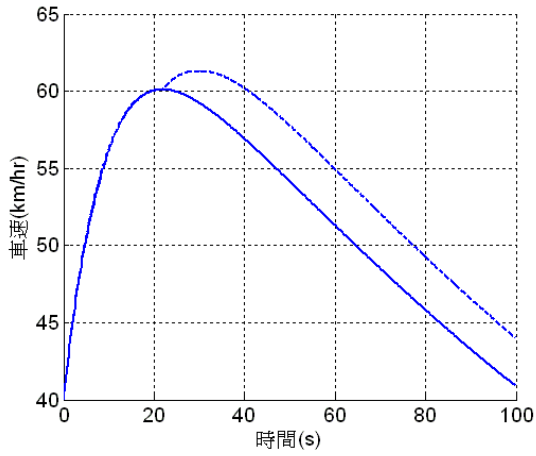
(g) 低檔鍊條能量損耗率



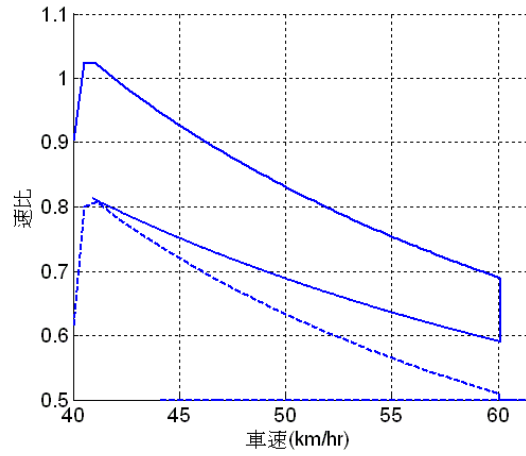
(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-23 小型電動機車 20km/hr 行進中爬坡(改變驅動彈簧剛性)

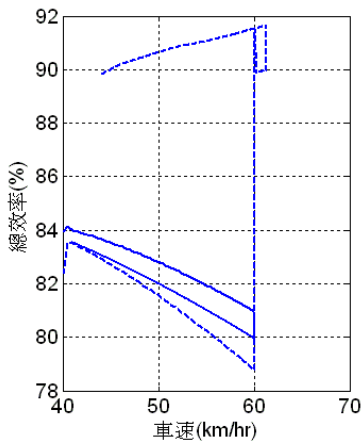
--- 驅動彈簧剛性 2418N/m  
 — 驅動彈簧剛性 10000N/m



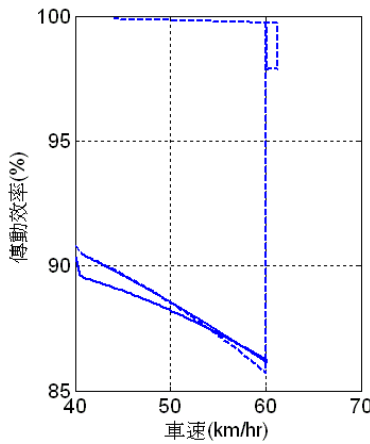
(a) 車速與時間關係圖



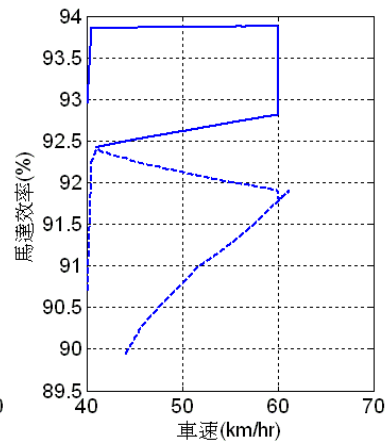
(b) 減速比與車速關係圖



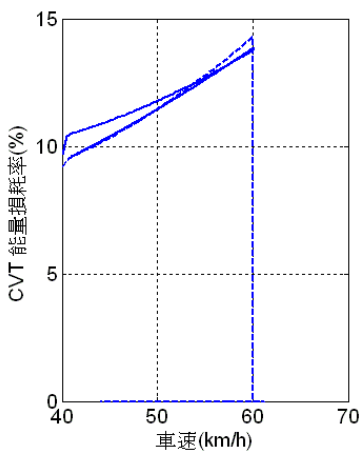
(c) 系統總效率



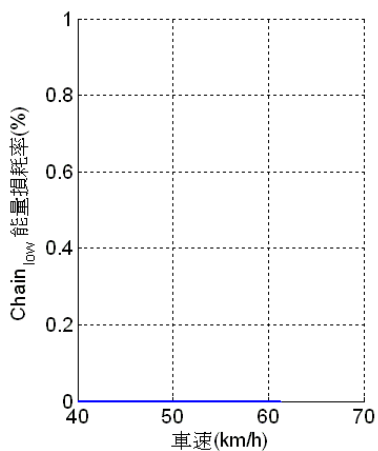
(d) 傳動效率



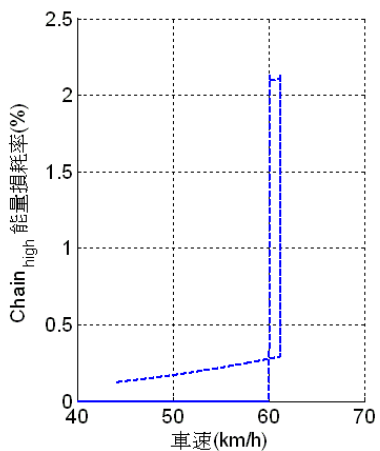
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



(g) 低檔鍊條能量損耗率



(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-24 中型電動機車 40km/hr 行進中爬坡(改變驅動彈簧剛性)

綜合以上各行車模式的模擬結果，將驅動彈簧剛性增加至 10000N/m 後車輛的性能與總效率變化整理如表 5-3 所示。

增加驅動彈簧剛性所造成的效果與減輕普立珠質量相同，皆使系統在較高的車速下才開始改變減速比。延緩變速時機可使系統在低速、重負載時維持在效率較高的低檔位鍊條傳動模式，以提升極速等性能表現。然而 CVT 的傳動效率亦隨之下降，加上高速下無法切換至高檔位鍊條傳動，因此對於車輛高速下的性能與效率表現不利，特別是馬達功率—總重比值較低的小型電動機車。

表 5-3 增加驅動彈簧剛性對系統之影響

車種	行車模式	傳動模式	車輛性能變化	總效率變化
小型電動機車	起步加速	LC CVT	極速與加速性能下降	僅改善 12 至 15km/hr 間總效率，15km/hr 以上效率降低
	斜坡起步	LC	極速提高	12km/hr 以上之效率增加
	行進中加速	CVT	極速與加速性能下降	降低
	行進中爬坡	CVT	最高速度下降，且車速隨坡度下降較快	降低
中型電動機車	起步加速	LC CVT	極速下降，對 60km/hr 前的加速性能影響不大	僅改善 20 至 25km/hr 與 35 至 60km/hr 間的效率
	斜坡起步	LC CVT	改善 25km/hr 前之加速性能，極速下降	僅改善 21 至 24km/hr 間總效率，24km/hr 以上效率降低
	行進中加速	CVT	極速下降，對 62km/hr 前加速性能影響不大	僅改善 40 至 60km/hr 間的效率，60km/hr 以上者降低
	行進中爬坡	CVT	最高速度下降，且車速隨坡度下降較快	僅改善車輛加速階段之效率，車速因坡度下降時效率亦大幅下降

※註：LC：低檔位鍊條傳動模式；HC：高檔位鍊條傳動模式

## 5-4 扭力凸輪導槽斜角

扭力凸輪為 CVT 用以感測扭力的機制。當負載增加使被動皮帶滑輪之固定與可動面盤間產生相對滑動時，扭力凸輪與導槽可將此旋轉運動轉變為兩面盤間的軸向運動，迫使皮帶節圓半徑增加，使系統減速比上升以放大輸出扭力。

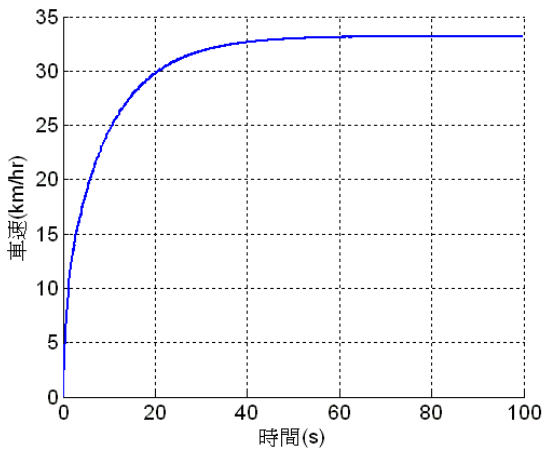
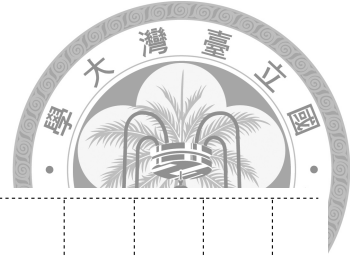
藉由調整扭力凸輪導槽與水平線之夾角，可調節 CVT 減速比對扭力負荷變化的敏感度。本節將導槽之斜角由  $45^\circ$  調整為  $60^\circ$ ，在其餘參數設定不變的情況下，模擬小型與中型電動機車在不同行車模式下性能與效率表現的變化。

### 1. 起步加速

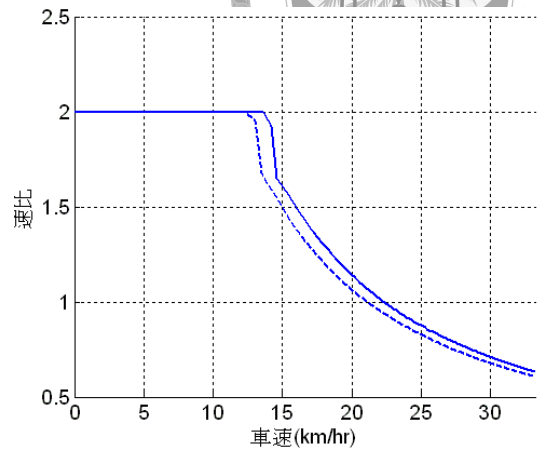
依 4-1-1 與 4-1-2 的參數設定，模擬扭力凸輪導槽斜角調整前後，兩車在無坡度路面上從靜止狀態起步加速時車速與效率的變化，其結果說明如下：

- (1) 小型電動機車之車速變化如圖 5-25(a)所示，在導槽斜角調整前後極速與加速性能並無明顯差距。
- (2) 減速比之變化如圖 5-25(b)所示，系統在較高的車速下才開始變速。此外隨著車速增加，兩系統的減速比愈接近。
- (3) 觀察圖 5-25(c)(d)(e)可發現，增加導槽斜角可提高馬達在高速時之運轉效率。中低速下 CVT 傳動模式的效率雖不及原始系統，但兩者的差距隨著車速增加逐漸縮小。當車速 30km/hr 以上時，調整前後的系統總效率相差不大。
- (4) 中型電動機車之車速變化如圖 5-26(a)所示，增加導槽斜角後車輛極速下降，60km/hr 以下的加速性能則無明顯差異。
- (5) 減速比變化如圖 5-26(b)所示，導槽角度增加後系統延遲變速，且並未切換到高檔位鍊條傳動。
- (6) 觀察圖 5-26(c)(d)(e)可發現，增加扭力凸輪導槽斜角後，馬達於高速時之效率提升。但由於調整後的系統無法切換至高檔位鍊條傳動，即使中低速下在 CVT 傳動模式時的系統總效率較高，在高速時依舊低於透過高檔位鍊條傳動的原始系統。

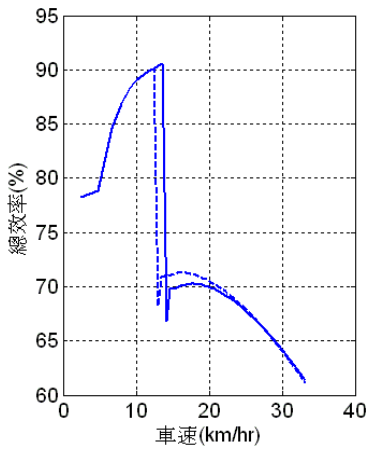
--- 扭力凸輪導槽斜角  $45^\circ$   
 — 扭力凸輪導槽斜角  $60^\circ$



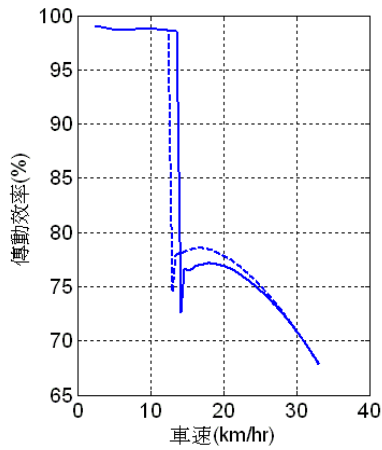
(a) 車速與時間關係圖



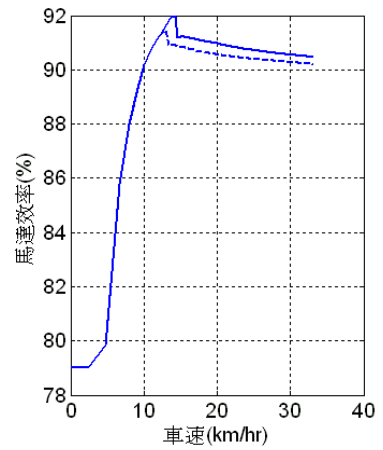
(b) 減速比與車速關係圖



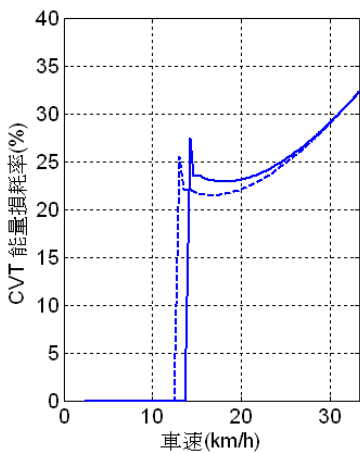
(c) 系統總效率



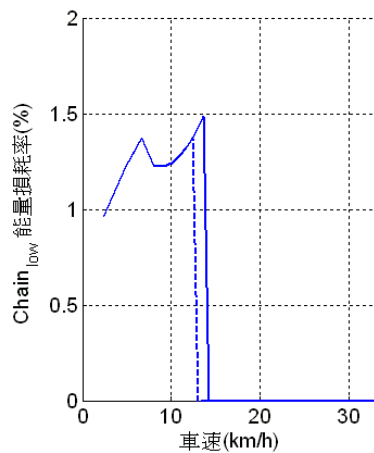
(d) 傳動效率



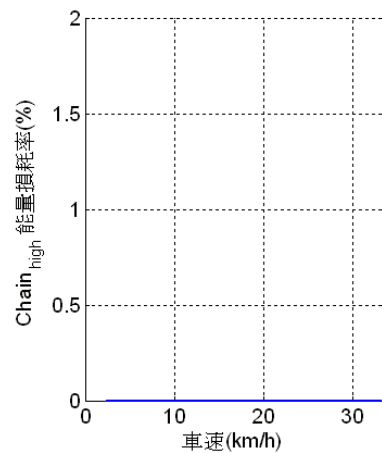
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



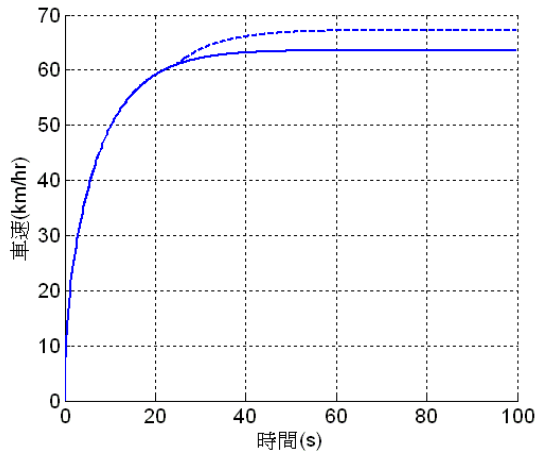
(g) 低檔鍊條能量損耗率



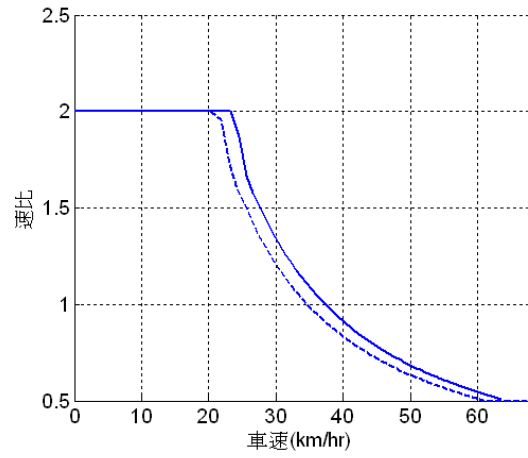
(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-25 小型電動機車平路起步加速(改變扭力凸輪導槽斜角)

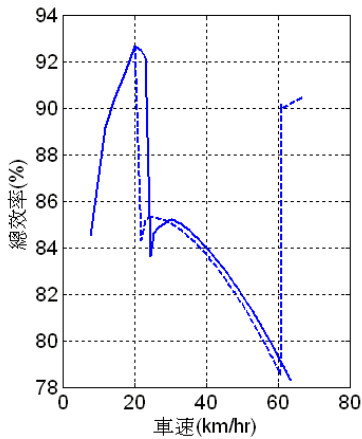
--- 扭力凸輪導槽斜角  $45^\circ$   
 — 扭力凸輪導槽斜角  $60^\circ$



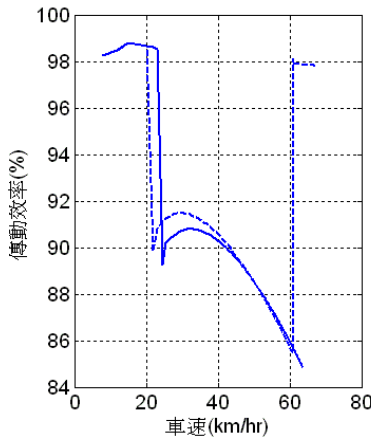
(a) 車速與時間關係圖



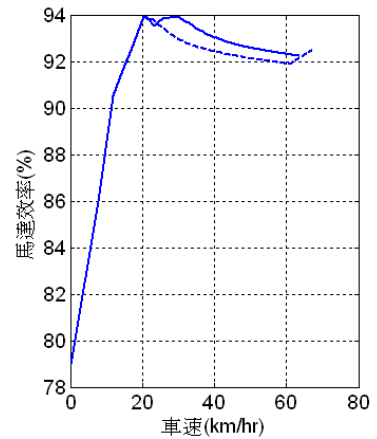
(b) 減速比與車速關係圖



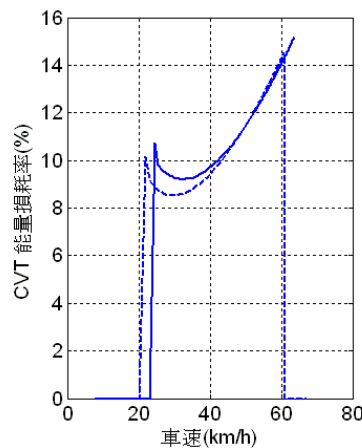
(c) 系統總效率



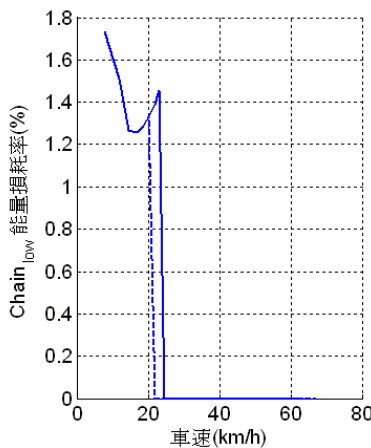
(d) 傳動效率



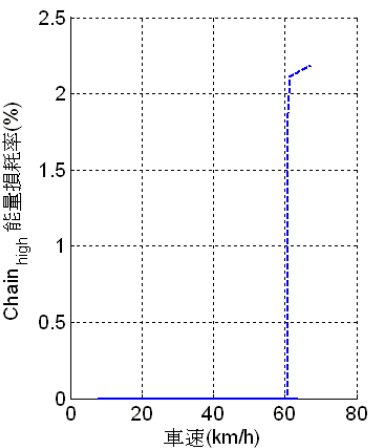
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



(g) 低檔鍊條能量損耗率



(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-26 中型電動機車平路起步加速(改變扭力凸輪導槽斜角)

## 2. 斜坡起步

比照 4-2-1 與 4-2-2 的坡度設定，模擬兩車在調整扭力凸輪導槽斜角前後由靜止狀態開始爬坡時車速與效率的變化。其結果說明如下：

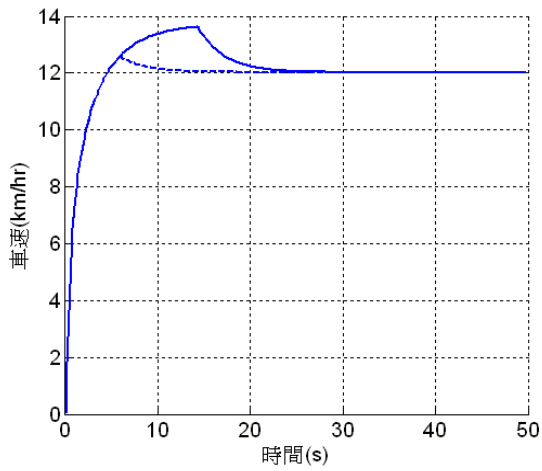
- (1) 圖 5-27(a)所示為小型電動機車斜坡起步時車速之變化。調整前後系統的推然同樣都發生車速下降的現象、其極速也相同，但扭力凸輪導槽斜角較大的系統之最高車速較高。
- (2) 減速比變化如圖 5-27(b)所示。扭力凸輪導槽斜角較大的系統到了較高的車速時才切換至 CVT 傳動。
- (3) 觀察圖 5-27(c)(d)(e)可發現，系統在由低檔位鍊條傳動切換至 CVT 傳動時其馬達與傳動效率皆下降。至於在低檔位鍊條傳動模式時，兩系統的總效率變化趨勢並無明顯差距。
- (4) 中型電動機車斜坡起步時之車速變化如圖 5-28(a)所示。扭力凸輪導槽斜角較大的系統在車速 20 至 25km/hr 時加速稍快，但極速較低。
- (5) 圖 5-28(b)所示為中型電動機車斜坡起步時之減速比變化。扭力凸輪導槽斜角較大之系統減速比於較高的車速時才開始下降，由低檔位鍊條傳動模式進入 CVT 傳動模式。
- (6) 觀察圖 5-28(c)(d)(e)可發現，增加扭力凸輪導槽斜角後，車速在 20km/hr 以下時兩系統之馬達與傳動效率並無明顯差距，導槽斜角較大者在 20km/hr 以上時，其馬達效率才超越原系統。由於增加導槽斜角有延遲變速時機的作用，調整後的系統在車速 21 至 24km/hr 時仍利用低檔位鍊條傳動，因此傳動效率較高，但當切換至 CVT 模式時其傳動效率反而低於原始系統。因此增加導槽斜角僅提升了車速 21 至 24km/hr 時的系統總效率，車速超過 24km/hr 後其總效率表現反而不及調整前的原系統。



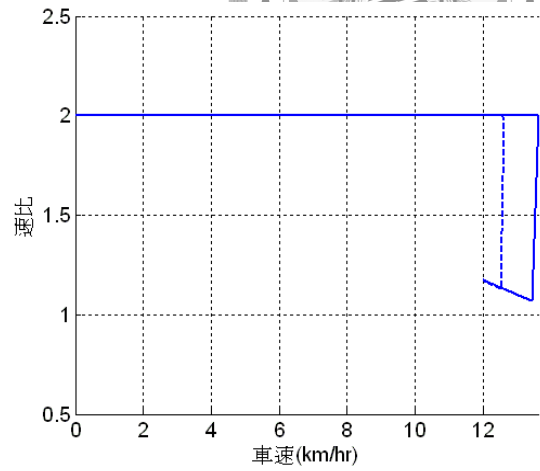




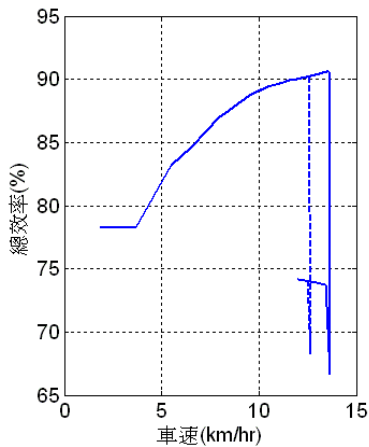
--- 扭力凸輪導槽斜角  $45^\circ$   
 — 扭力凸輪導槽斜角  $60^\circ$



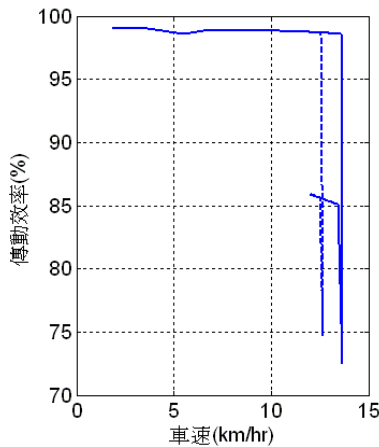
(a) 車速與時間關係圖



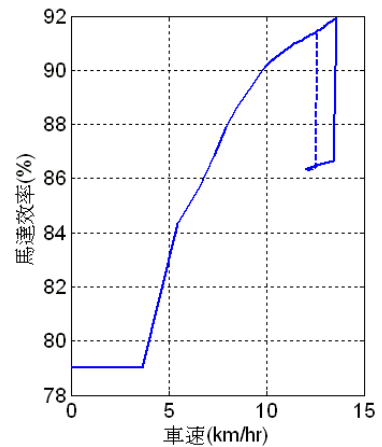
(b) 減速比與車速關係圖



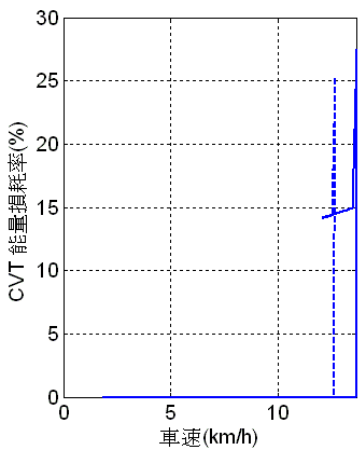
(c) 系統總效率



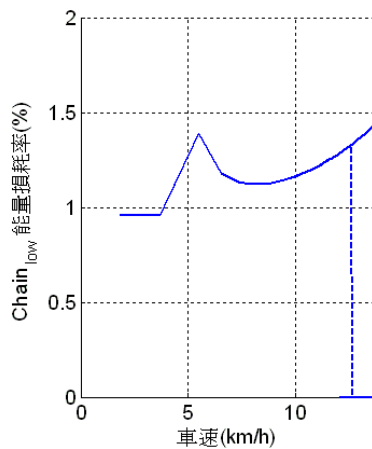
(d) 傳動效率



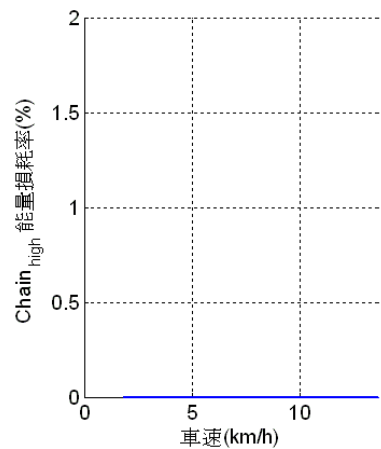
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



(g) 低檔鍊條能量損耗率

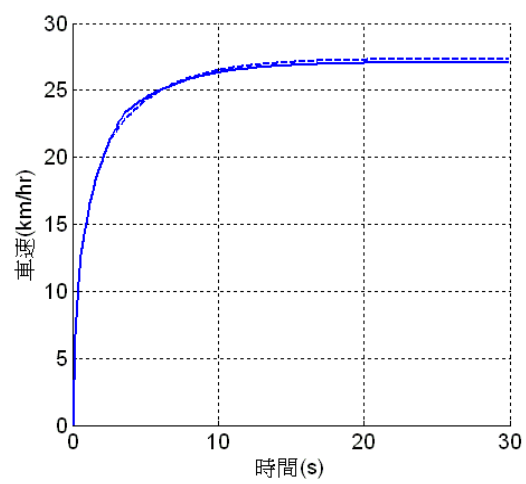


(h) 高檔鍊條能量損耗率

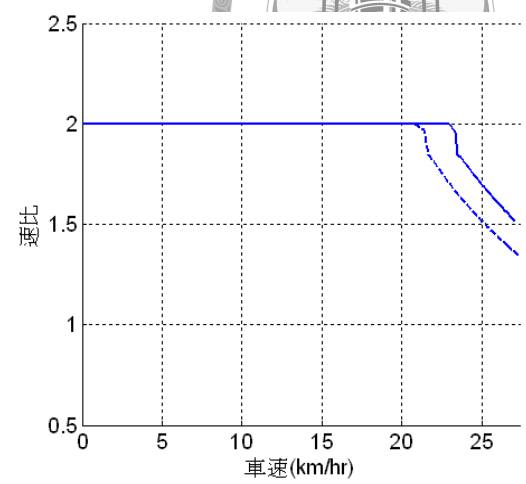
圖 5-27 小型電動機車 12% 斜坡起步(改變扭力凸輪導槽斜角)



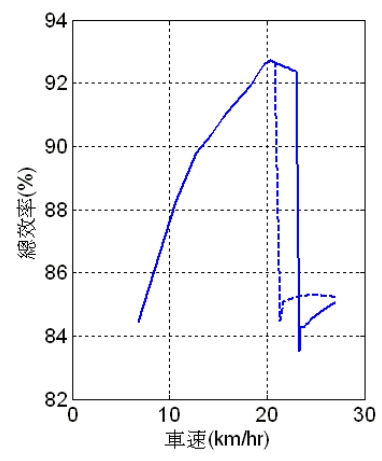
--- 扭力凸輪導槽斜角  $45^\circ$   
 — 扭力凸輪導槽斜角  $60^\circ$



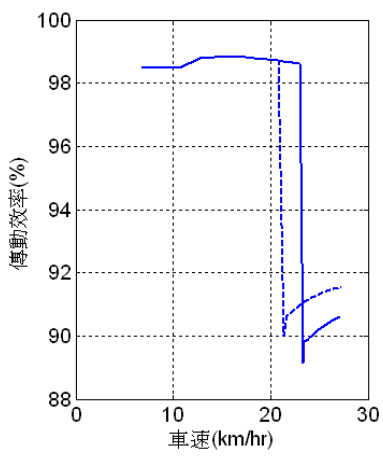
(a) 車速與時間關係圖



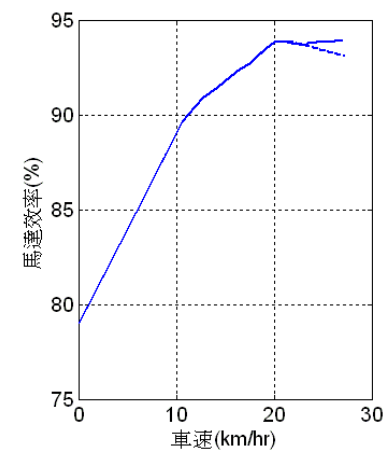
(b) 減速比與車速關係圖



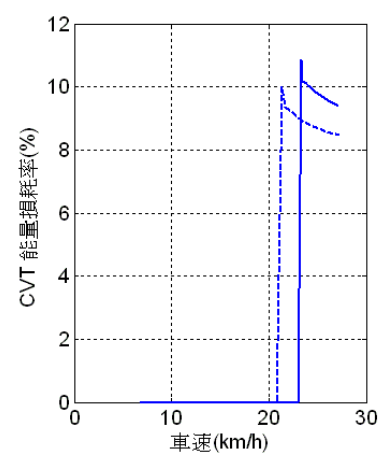
(c) 系統總效率



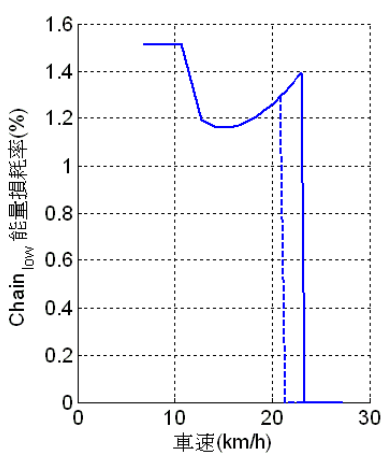
(d) 傳動效率



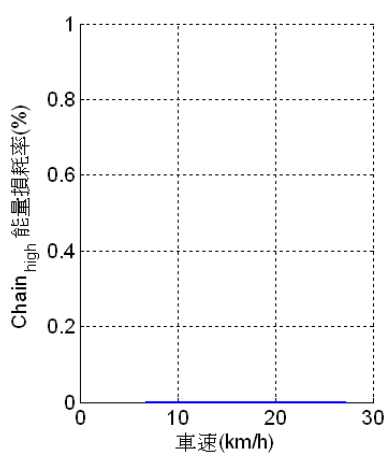
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



(g) 低檔鍊條能量損耗率



(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-28 中型電動機車 18%斜坡起步(改變扭力凸輪導槽斜角)

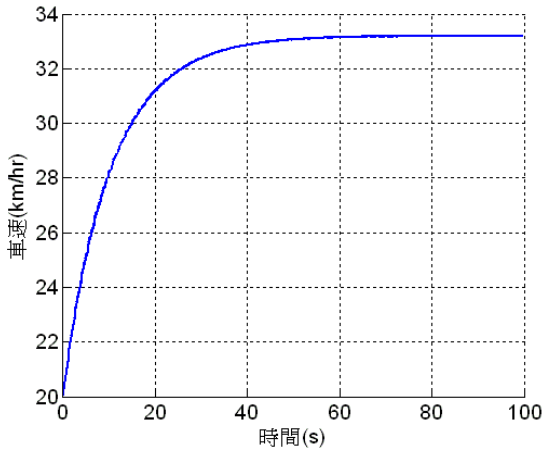
### 3. 行進中加速

比照 4-3-1 與 4-3-2 的初始車速設定，模擬扭力凸輪導槽斜角調整前後中型與小型電動機車在行進中加速時車速與效率的變化。其結果說明如下：

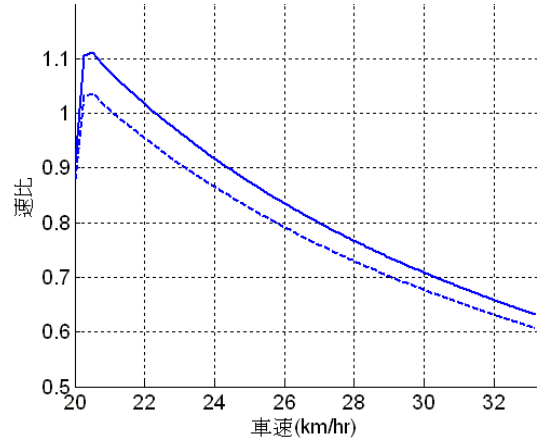
- (1) 圖 5-29(a)所示為小型電動機車在行進中加速時的車速變化。扭力凸輪導槽斜角的大小在模擬過程中對於加速性能與極速並無明顯影響。
- (2) 系統減速比變化如圖 5-29(b)所示。在增加扭力凸輪導槽斜角後，系統在馬達輸入扭力時上升至更高的減速比，此外兩系統間減速比的差距隨車速增加而逐漸減少。
- (3) 觀察圖 5-29(c)(d)(e)可發現，提高扭力凸輪導槽斜角後可使馬達運轉於效率較高的區間。此外導槽斜角較大者在 CVT 傳動模式下之傳動效率雖較低，但兩者間的差距隨車速增加而逐漸減少。加上馬達效率的增加，導槽斜角較大者在高速時擁有較原系統高的總效率。
- (4) 圖 5-30(a)所示為中型電動機車行進中加速時之車速變化。扭力凸輪導槽斜角較大者極速較低，20 秒前的加速性能則無明顯差距。
- (5) 系統減速比如圖 5-30(b)所示。扭力凸輪導槽斜角較大者，在馬達輸入扭力後系統增加至更大的減速比，但在高速下並未切換至高檔位鍊條傳動模式。
- (6) 觀察圖 5-30(c)(d)(e)可發現，增加扭力凸輪導槽斜角可使系統運作於 CVT 模式時增加馬達的運轉效率，此外其傳動效率在車速 50 至 60km/hr 時亦高於原始系統。但當原始系統進入高檔位鍊條傳動模式後，其傳動效率又遠高於調整導槽斜角後的系統。因此增加導槽斜角雖然可提高系統在 CVT 傳動模式下的總效率表現，但由於其延遲變速時機的效果，當車速超過 60km/hr 時系統無法切換至傳動效率更高的高檔位鍊條傳動模式，其總效率自然落後於使用高檔位鍊條傳動的原始系統，造成車輛極速表現不佳。



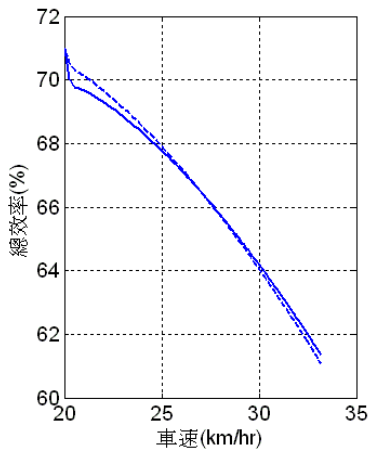
--- 扭力凸輪導槽斜角  $45^\circ$   
 — 扭力凸輪導槽斜角  $60^\circ$



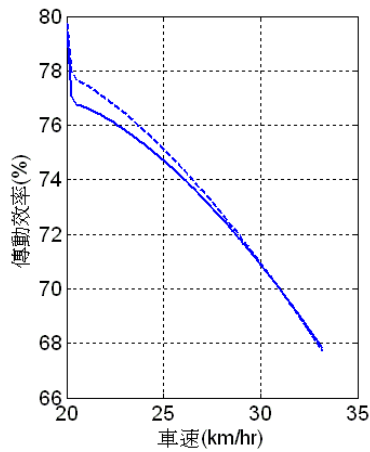
(a) 車速與時間關係圖



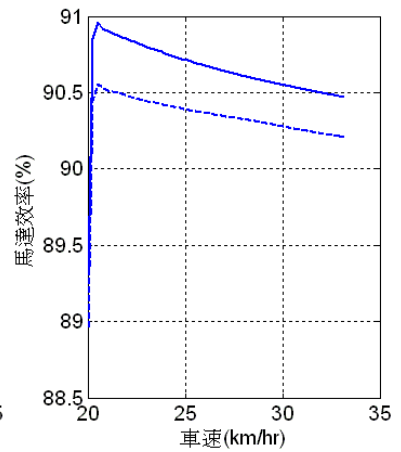
(b) 減速比與車速關係圖



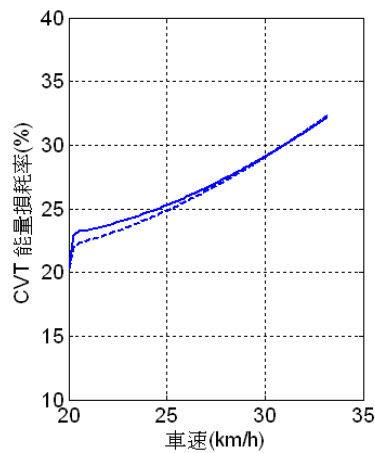
(c) 系統總效率



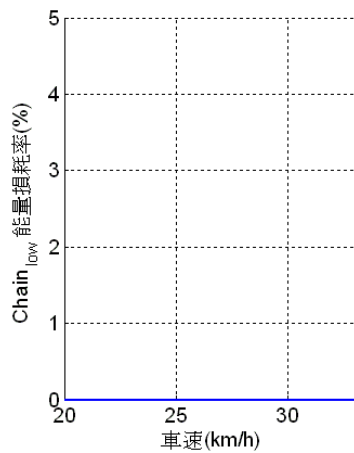
(d) 傳動效率



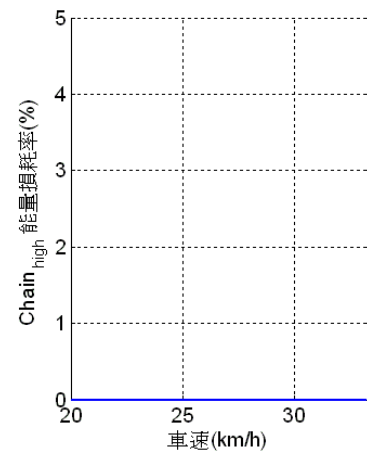
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



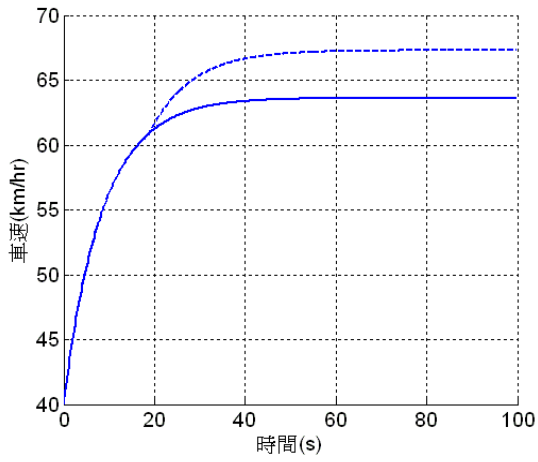
(g) 低檔鍊條能量損耗率



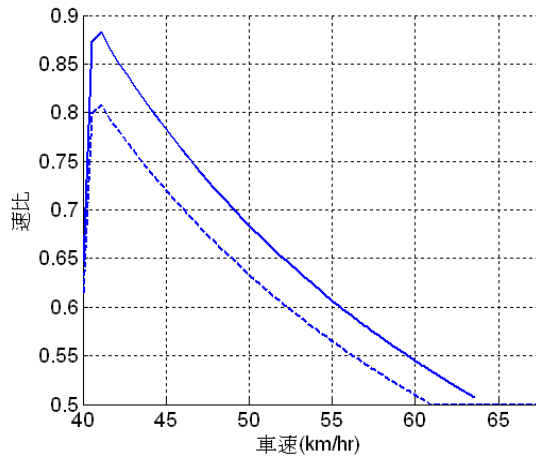
(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-29 小型電動機車 20km/hr 行進中加速(改變扭力凸輪導槽斜角)

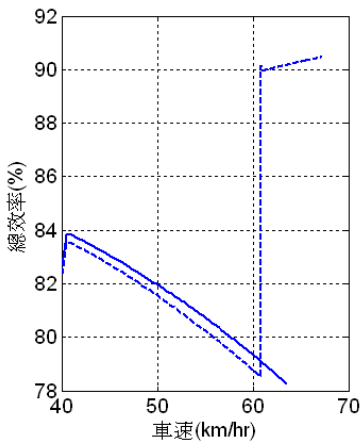
--- 扭力凸輪導槽斜角  $45^\circ$   
 — 扭力凸輪導槽斜角  $60^\circ$



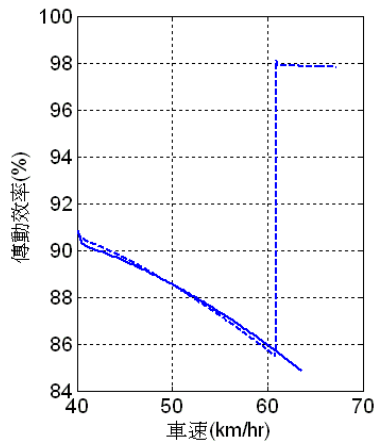
(a) 車速與時間關係圖



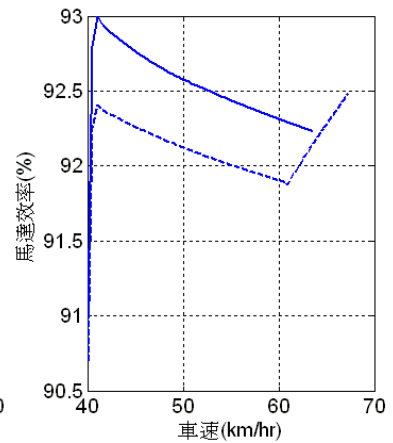
(b) 減速比與車速關係圖



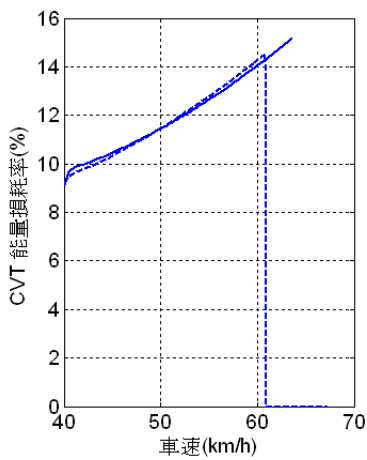
(c) 系統總效率



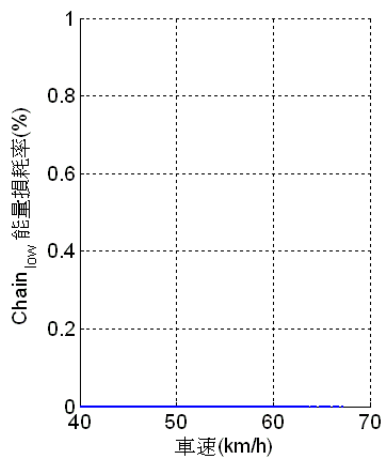
(d) 傳動效率



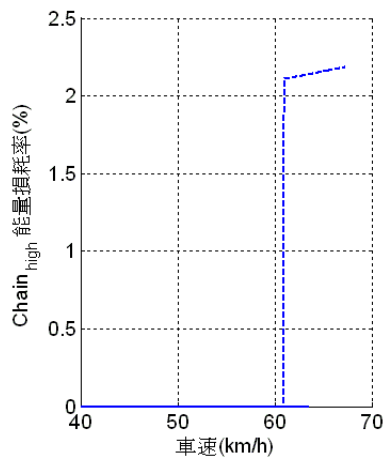
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



(g) 低檔鍊條能量損耗率



(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-30 中型電動機車 40km/hr 行進中加速(改變扭力凸輪導槽斜角)

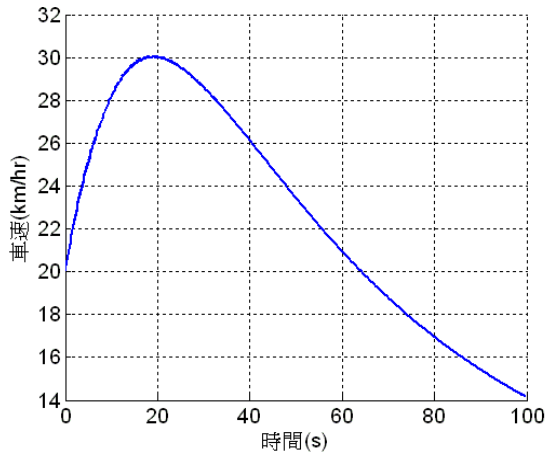
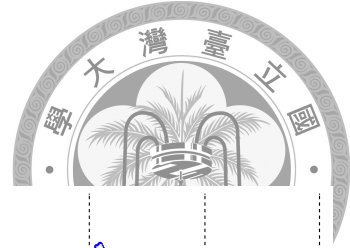
#### 4. 行進中爬坡

比照 4-4-1 與 4-4-2 的初始車速與坡度變化設定，比較中型與小型電動機車在兩種不同的扭力凸輪導槽斜角下車速與效率的變化。其結果說明如下：

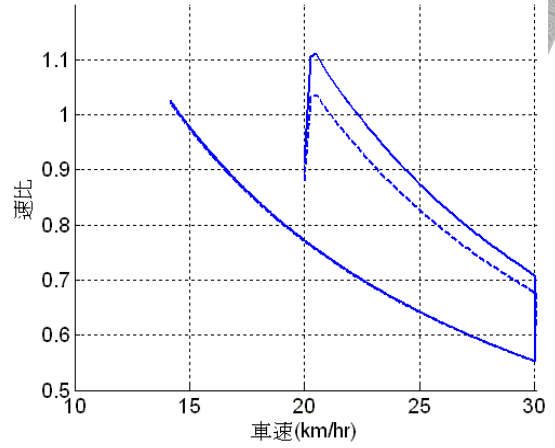


- (1) 圖 5-31(a)所示為小型電動機車行進中爬坡時車速之變化。扭力凸輪導槽斜角的改變對其加速性能與極速並無明顯影響。
- (2) 減速比變化如圖 5-31(b)所示。扭力凸輪導槽斜角較大的系統在馬達輸入扭力時減速比上升幅度較大，並在車輛加速階段保持較大的減速比。但在車速因坡度而逐漸減少時兩者的減速比增加趨勢並無明顯差距。
- (3) 觀察圖 5-31(c)(d)(e)可發現，較大的導槽斜角可使馬達運轉於效率較佳的區間，在車速隨坡度下降時導槽斜角較大者之馬達效率依舊略高於原系統。而在 CVT 模式下，雖然導槽斜角較大者在車輛加速階段之傳動效率略低於原系統，但當車速開始下降時兩者則無明顯差距。因此增加導槽斜角僅使系統在模擬初期時擁有略低的總效率。
- (4) 中型電動機車的車速變化如圖 5-32(a)所示。兩者的最高車速與變化趨勢並無明顯差距。
- (5) 圖 5-32(b)所示為減速比變化。導槽斜角較大這在馬達輸入時變換至更大的減速比，在車速接近 60km/hr 時兩者皆切換至高檔位鍊條傳動模式。在車輛開始因坡度增加而減速時，由於中型電動機車的馬達功率—總重比值較高，兩系統仍保持在 0.5 的最小減速比。
- (6) 觀察圖 5-32(c)(d)(e)可發現，較大的導槽斜角可使馬達在車輛加速時保持在較高效率，車輛因坡度而減速時兩者則無明顯差距。傳動效率方面，導槽斜角較大者在模擬初期的傳動效率略低。隨著車速增加，其效率在 50 至 60km/hr 時略高於未調整的原系統，當兩者皆切換至高檔位鍊條傳動時其效率並無明顯差距。綜合馬達效率與傳動效率之影響，增加扭力凸輪導槽斜角可使系統在模擬初期車輛加速時用有較高的總效率，對於車輛因坡度而逐漸減速時的總效率表現則無明顯影響。

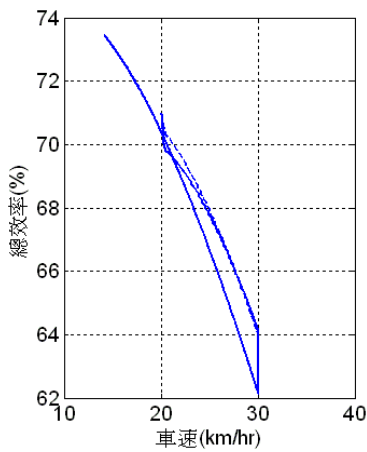
--- 扭力凸輪導槽斜角  $45^\circ$   
 — 扭力凸輪導槽斜角  $60^\circ$



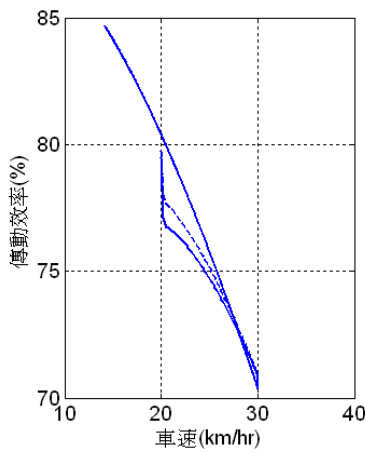
(a) 車速與時間關係圖



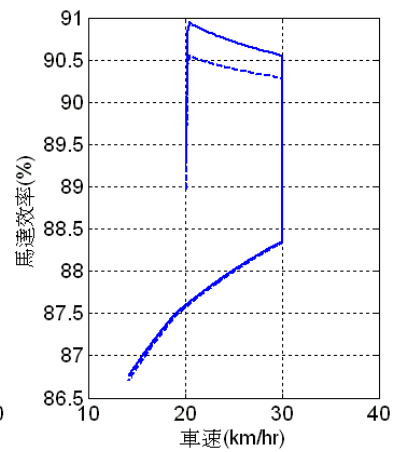
(b) 減速比與車速關係圖



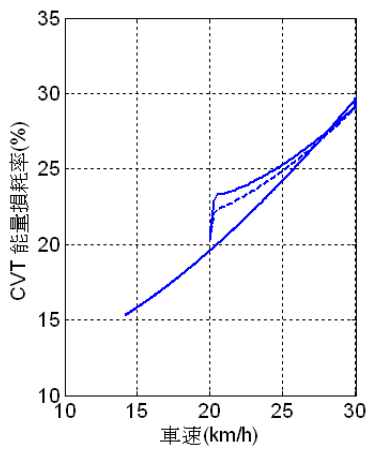
(c) 系統總效率



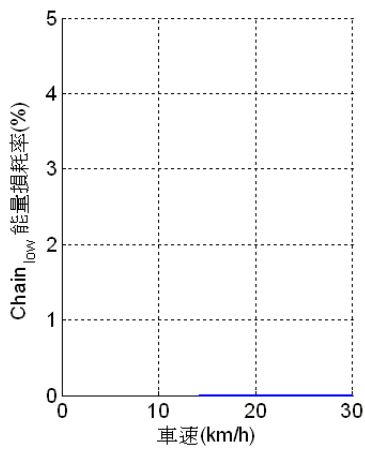
(d) 傳動效率



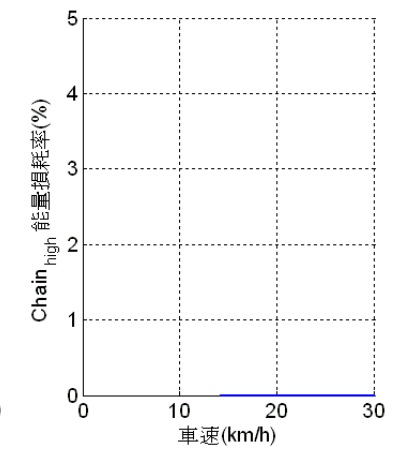
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



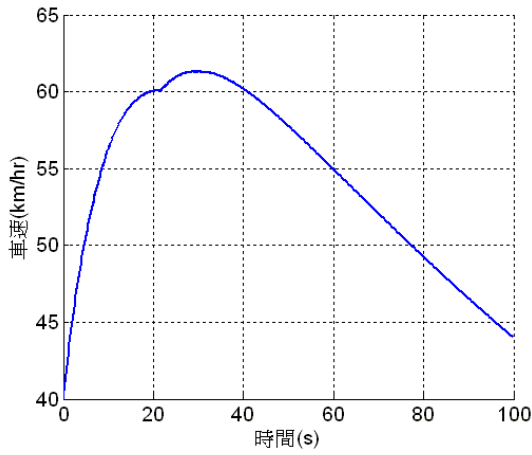
(g) 低檔鍊條能量損耗率



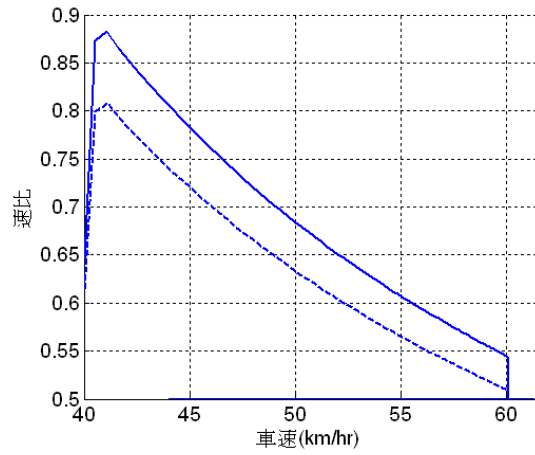
(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-31 小型電動機車 20km/hr 行進中爬坡(改變扭力凸輪導槽斜角)

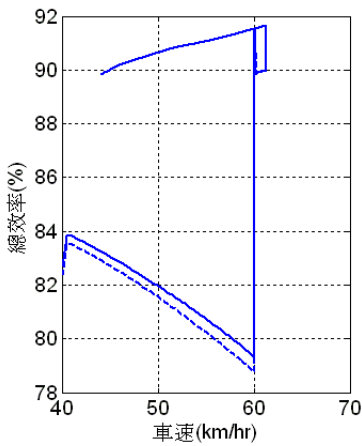
--- 扭力凸輪導槽斜角  $45^\circ$   
 — 扭力凸輪導槽斜角  $60^\circ$



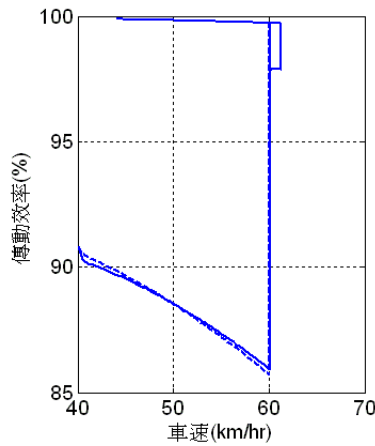
(a) 車速與時間關係圖



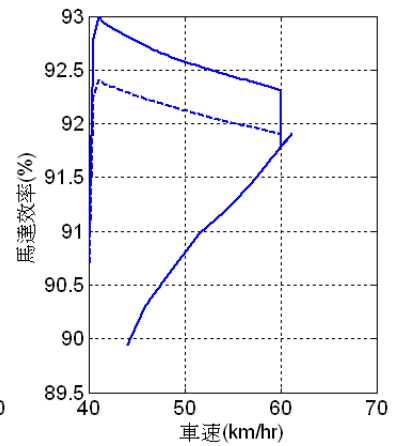
(b) 減速比與車速關係圖



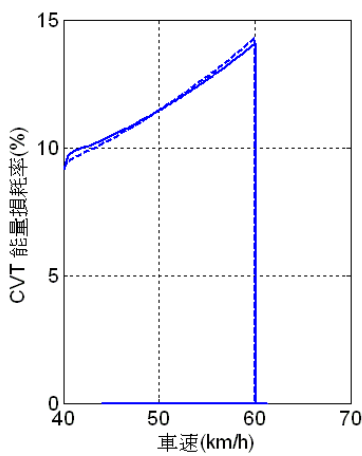
(c) 系統總效率



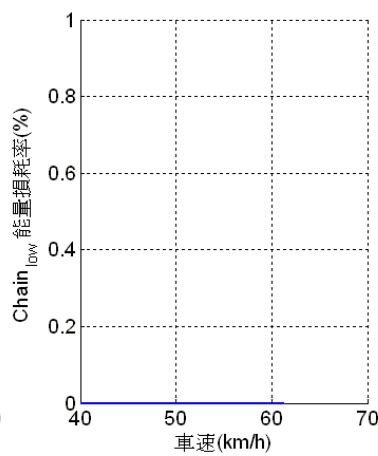
(d) 傳動效率



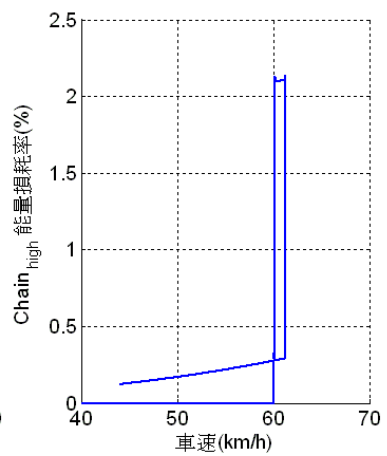
(e) 馬達效率



(f) CVT 能量損耗率



(g) 低檔鍊條能量損耗率



(h) 高檔鍊條能量損耗率

圖 5-32 中型電動機車 40km/hr 行進中爬坡(改變扭力凸輪導槽斜角)



綜合以上的模擬結果，將增加扭力凸輪導槽斜角對於兩車在不同行車模式下車輛性能與總效率的影響整理如表 5-4 所示。

增加扭力凸輪導槽斜角後，扭力凸輪施加在導槽上的正向力增加，皮帶需要較大的軸向推力才能克服導槽與扭力凸輪間的摩擦力，因此可延遲系統變速、使馬達運轉於效率較高的中高速。當車速逐漸增加時，導槽斜角不同的系統其減速比間的差距亦減小。因此當兩系統同樣以 CVT 傳動時，調整導槽斜角可提升馬達之運轉效率，亦不至於使系統傳動效率下降過多。

表 5-4 增加扭力凸輪導槽斜角對系統之影響

車種	行車模式	傳動模式	車輛性能變化	總效率變化
小型電動機車	起步加速	LC CVT	無明顯影響	增加 13 至 14km/hr 時之總效率，切換至 CVT 傳動後效率下降
	斜坡起步	LC CVT	車輛最高速度增加，極速相同	提升約 12 至 13km/hr 時之總效率
	行進中加速	CVT	無明顯影響	提升高速下之總效率，但 20 至 27km/hr 時效率較差
	行進中爬坡	CVT	無明顯影響	僅車輛加速階段時總效率較差，其餘時間內無明顯差距
中型電動機車	起步加速	LC CVT	極速降低，62km/hr 以下之加速性能無明顯差距	提高 20 至 24km/hr、以及 30 至 60km/hr 下之總效率
	斜坡起步	LC CVT	提升 20 至 25km/hr 間之加速性能，極速下降	提升 21 至 23km/hr 間之總效率，車速 23km/hr 以上時效率較差
	行進中加速	CVT	極速與 60km/hr 以上之加速性能下降	提升 40 至 60km/hr 間之總效率，60km/hr 以上效率較差
	行進中爬坡	CVT HC	無明顯影響	提升車速 40 至 60km/hr 間之總效率，60km/hr 以上則無明顯差距

※註：LC：低檔位鍊條傳動模式；HC：高檔位鍊條傳動模式

## 5-5 鍊條節距

根據 2-4-2，鍊條在動力傳輸過程中所損耗的功率來自於鍊片間相互旋轉時的接觸摩擦，而此值與鏈輪的最大活節角成正比。縮短鍊條的節距(pitch)可使活節角減少，理論上應可使系統在高檔位與低檔位鍊條傳動模式下的效率提升。

將鍊條節距由 0.0127m(RS40)縮短至 0.00635m(RS25)，並增加鏈輪齒數至原來的兩倍以保持節圓半徑不變。但在模擬結果中，兩種電動機車在不同行車模式下的車速變化與效率表現並無明顯差距。縮短鍊條節距雖降低了活節角，但單位時間內通過鏈輪之功率損耗點的鍊片數量亦增加。兩者造成的作用互相抵消，使車速與效率並未獲得改善。兩車在不同鍊條節距設定下起步加速時的車速與效率變化分別如圖 5-33 與圖 5-34 所示，其餘的圖形則置於附錄。

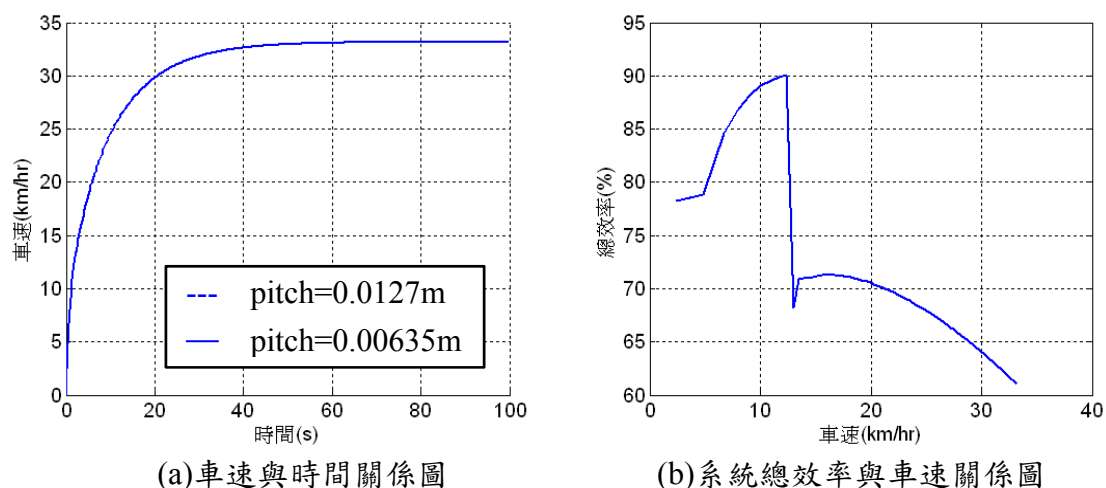


圖 5-33 小型電動機車平路起步加速(改變鍊條節距)

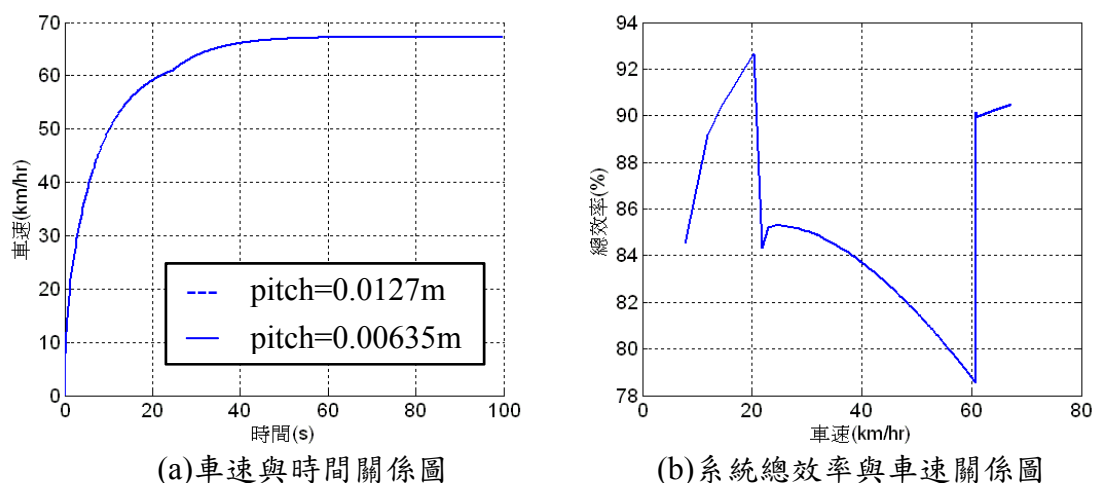


圖 5-34 中型電動機車平路起步加速(改變鍊條節距)

## 5-6 鍊條節圓半徑

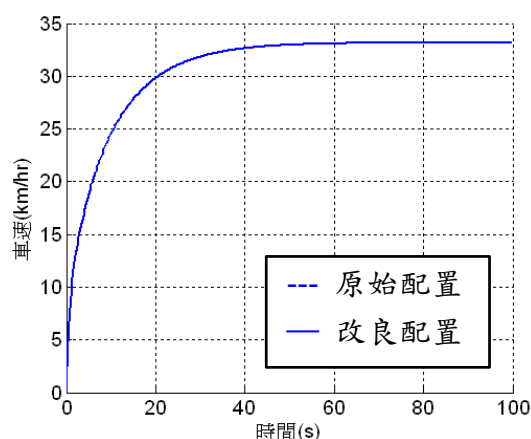
欲減少鍊條的最大活節角以改善鍊條傳動時的效率，除了增加鍊條節距外的另一做法是在維持同樣節距的情況下增加鍊輪的節圓半徑，意即增加其齒數。

將主動與從動鍊輪的齒數增加至原來的兩倍，如表 5-5 所示。調整齒數後鍊輪的節圓半徑亦增加為原本的兩倍，最大活節角則減少為原本的一半。同時模擬兩種配置方式對於中型與小型電動機車在四種行車狀態下的性能與效率表現。

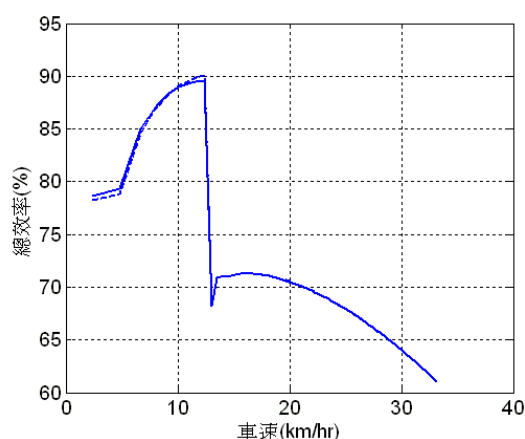
表 5-5 鍊輪齒數設定表

	原始配置	改良配置
低檔位主動鍊輪齒數	20	40
低檔位從動鍊輪齒數	40	80
高檔位主動鍊輪齒數	20	40
高檔位從動鍊輪齒數	10	20

但在模擬結果中，兩車在不同行車模式下的車速變化並無明顯差距，在鍊條傳動模式下的系統總效率則僅有微小的變化：低速時之效率略微提升，高速下者略為下降。增加鍊輪節圓半徑雖可降低鍊條的活節角，有助於提升低速時的效率，但鍊條受離心力影響之張力  $F_c$  亦增加了。根據(0.61)式，其值與鍊條節圓半徑之平方呈正比，代表在高速下愈大的節圓半徑反而增加鍊條的功率損失。然而相對於鍊條的高傳動效率，改變節圓半徑所造成的能量損失增減幅度相當小，因此並沒有對於車輛的性能帶來明顯的改變。兩車在不同鍊輪節圓半徑設定下起步加速時的車速與效率變化分別如圖 5-35 與圖 5-36 所示，其餘的圖形則置於附錄。

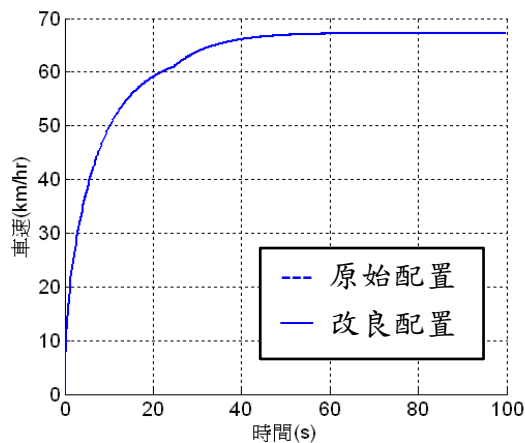


(a) 車速與時間關係圖

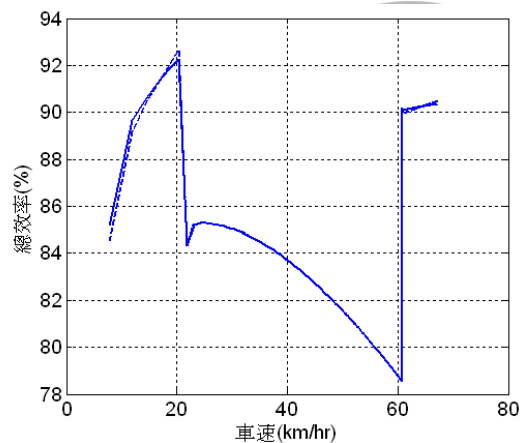


(b) 系統總效率與車速關係圖

圖 5-35 小型電動機車平路起步加速(改變鍊條節圓半徑)



(a) 車速與時間關係圖



(b) 系統總效率與車速關係圖

圖 5-36 中型電動機車平路起步加速(改變鍊條節圓半徑)

## 5-7 小結

本章針對搭載理想系統的小型與中型電動機車，在不同的參數設定下車輛性能與效率的變化進行模擬與討論，其結果整理如下：

1. 將系統減速比變化範圍改變為 0.8 至 2.4，可使車輛更容易切換至高效率之高檔位鍊條傳動，進而提升車輛中高速下的加速性能與極速。但在低速、重負載的操作環境下，車輛會提早切換至效率較差的 CVT 傳動模式，反而造成極速與加速能力下降。
2. 增加普立珠質量與驅動彈簧剛性皆使系統變速時機延後。在低速、重負載的環境下可令系統保持在高效率之低檔位鍊條傳動，提高車輛加速性能及馬達效率。但中高速下無法切換至高檔位鍊條傳動，造成極速與加速能力下降。
3. 增加扭力凸輪導槽斜角可延後變速時機、並提高減速比對負荷的敏感度。雖可提高馬達的運轉效率，但對於車輛的加速與爬坡性能無明顯影響。中高速下同樣導致系統無法切換至高檔位鍊條傳動，使極速表現與加速性能下降。
4. 由於鍊條本身傳動效率極高，調整其節距與鏈輪節圓半徑等參數，並無法對於系統效率與車輛性能帶來明顯的影響。

## 第六章 結論



### 6-1 結論

本論文之目的，在於探討多路無段變速裝置對於電動機車在不同的行車模式下之動態性能與效率的影響。

本研究首先從參考文獻[39]中選出三種穩態效率表現較佳的多路無段變速系統，並利用其數學模型以 Matlab 撰寫模擬車輛動態之數值分析程式，加入馬達之扭力—轉速特性以及其效率模型。同時建立了起步加速、斜坡起步、行進中加速、行進中爬坡等四種行車模式之模擬方法。接著針對所挑選的多路無段變速系統，以不同行車模式下的車速變化、馬達與傳動效率、以及系統總效率做為探討的目標，進行系統評估。最後再從三種多路無段變速系統中，選出對於車輛之性能與效率表現改善程度最佳者，針對系統設計參數的設定值對於模擬結果的影響進行討論。

本研究之分析結果條列如下：

1. 多路無段變速裝置之離合器配置，必須能完全隔絕動力流入非使用中的傳動線路，才可提昇 CVT 系統在動態下之性能與效率。
2. 由於系統在 CVT 傳動模式下的效率不佳，因此當藉由調整系統參數的方式來提升其效率表現時，應以 CVT 之設計參數為優先。
3. 延後系統變速時機雖可使馬達保持在效率較佳的轉速，但會使 CVT 之傳動效率降低。此外在中高速時系統可能過晚或無法切換至效率較高的高檔位鍊條傳動模式，造成車輛性能下降。
4. 調整系統減速比變化範圍，雖可使系統在中高速下較容易變換至高效率之高檔位鍊條傳動，但對於低速、重負載條件下的性能表現不利。
5. 提高系統減速比對於負荷之敏感度雖可使馬達的運轉效率增加，但由於馬達的扭力輸出特性，車輛的極速表現與加速性能並無法獲得改善。

## 6-2 未來展望與建議

本研究著重於探討多路無段變速器以及其系統參數設定，對於車輛在動態下的性能與效率之影響，並利用數值方式對於車輛在不同行車模式下的車速與效率變化進行模擬與分析。未來還可再深入研究的部分為：



1. 多路無段變速器可在低速重負載、或高速之操作條件下切換至效率較高的鍊條傳動，可分析其對於 CVT 皮帶壽命與可靠度的改善效果。
2. 本研究之理想多路無段變速系統僅具有一或兩組鍊條傳動裝置，根據 CVT 的減速比變化進行切換。未來可繼續探討 CVT 搭配更多段固定速比傳動裝置時，對於車輛效率以及性能的提升效果。其中固定速比傳動裝置可為鍊條、齒輪組、時規皮帶、或軸傳動裝置，而 CVT 亦可為橡膠皮帶、鋼帶、鍊帶、或滾子式等。
3. 在數值分析的部分，本研究的 CVT 數學模型採用穩態平衡的方式計算不同轉速及負載條件下的減速比變化。能量損失的機制僅考慮皮帶的彎曲遲滯損失，且並未考慮負荷過大時皮帶打滑的情況。未來可針對 CVT 之變速以及能量損失機制提出更精確的數學模型，以提升數值分析的準確性與可信度。
4. 對於多路無段變速器的減速比變化與效率表現，未來可利用動力計進行實驗，以驗證其數學模型的準確性。

## 參考文獻



1. W. S. Worley, "Designing Adjustable-Speed V-Belt Drives for Farm Implements," *SAE Transactions*, Vol. 63, pp. 321-333, 1955.
2. B. G. GERBERT, "Power Loss and Optimum Tensioning of V-Belt Drives," *ASME Transactions, Journal of Engineering for Industry*, Vol. 96, pp. 877-885, 1974a.
3. B. G. GERBERT, "Adjustable Speed V-Belt Drives-Mechanical Properties and Design," *SAE Paper 740747*, 1974b.
4. B. G. GERBERT, "Pressure Distribution and Belt Deformation in V-belt Drives," *ASME Transactions, Journal of Engineering for Industry*, Vol. 97, pp. 976-982, 1975a.
5. B. G. GERBERT, "Tensile Stress Distribution in the Cord of V-Belts," *ASME Transactions, Journal of Engineering for Industry*, pp. 14-22, 1975b.
6. B. G. GERBERT, "A Note on Slip in V-Belt Drives," *ASME Transactions, Journal of Engineering for Industry*, pp. 1366-1368, 1976.
7. B. G. GERBERT. "Some Notes on V-Belt Drives," *ASME Transactions, Journal of Mechanical Design*, Vol. 103, pp. 8-18, 1981.
8. B. G. GERBERT. "Belt Slip - A Unified Approach," *ASME Paper*, Vol. 43-1, pp. 335-342, 1992.
9. B. G. GERBERT, J. D. Mare, "Tension Distribution in Multiple V-Belt Drive," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 30, No. 8, pp. 1279-1294, 1995.
10. T. F. CHEN, D. W. LEE, C. K. SUNG, "An Experimental Study on Transmission Efficiency of a Rubber V-belt CVT," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 33, pp. 351-363, MAY 1998.
11. T. H. C. Childs, D. Cowburn, "Power transmission losses in V-belt drives Part 1: mismatched belt and pulley groove wedge angle effects," *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 201, No. D1, pp. 33-40, 1987.
12. 陳永聰, "無段變速器皮帶之滑移現象研究", 國立清華大學動力機械工程學系碩士論文, 民國 82 年。
13. 林信吾, "無段變速機車性能模擬與測試分析", 國立清華大學動力機械工程學系碩士論文, 民國 85 年。
14. 李敦維, "皮帶式無段變速器之效率分析與改善設計", 國立清華大學動力機

械工程學系碩士論文，民國 85 年。

15. 曹以正，“皮帶式無段變速器效率分析”，國立清華大學動力機械工程學系碩士論文，民國 86 年。
16. 鐘源勇，“皮帶式無段變速系統之動態特性分析”，國立清華大學動力機械工程學系博士論文，民國 86 年。
17. 游恭豪，“電動機車動力系統之電腦模擬與參數設計”，國立台灣大學工學院機械工程學系碩士論文，民國 88 年。
18. 陳財富，“高效率皮帶式無段變速器之改良設計”，國立清華大學動力機械工程學系博士論文，民國 88 年。
19. 曾柏蒼，“機車皮帶式無段變速器之失效模式分析與設計改良”，國立台灣大學工學院機械工程學系碩士論文，民國 90 年。
20. M. R. NAJI, K. M. MARSHEK, “Analysis of Sprocket Load Distribution,” *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 18, No. 5, pp. 349-356, 1983.
21. N. E. Hollingworth, D. A. Hills, “Forces in a heavy-duty drive chain during articulation,” *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 200, 1986.
22. N. E. Hollingworth, D. A. Hills, “Theoretical efficiency of a cranked link chain drive,” *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 200, 1986.
23. M. D. Kidd, N. E. Loch, R. L. Reuben, “Experimental Examination of Bicycle Chain Forces,” *Experimental Mechanics*, Vol. 39, pp. 278-283, 1999.
24. C. J. Lodge, S. C. Burgess, “A model of the tension and transmission efficiency of a bush roller chain,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 216, pp. 385-394, 2002.
25. 陳彥羽，“反齒形鏈條傳動模擬分析研究”，國立中興大學機械工程研究所碩士論文，民國 92 年。
26. 吳耿彰，“圓柱銷靜音鏈條的受力分布與應力分析”，國立成功大學機械工程研究所碩士論文，民國 94 年。
27. Stuart Burgess, Chris Lodge, “Optimizations of the chain drive system on sports motorcycles,” *Sports Engineering*, pp. 65-73, 2004.
28. <http://www.ferret.com.au/c/Norman-G-Clark/Norman-G-Clark-offer-W-Type-pi-n-guided-centrifugal-clutches-n815660>
29. 離合器結構圖冊，國防工業。

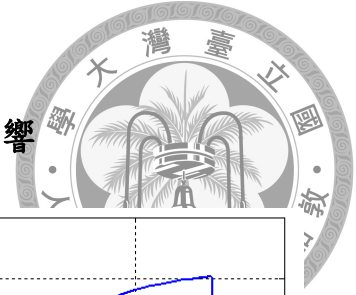




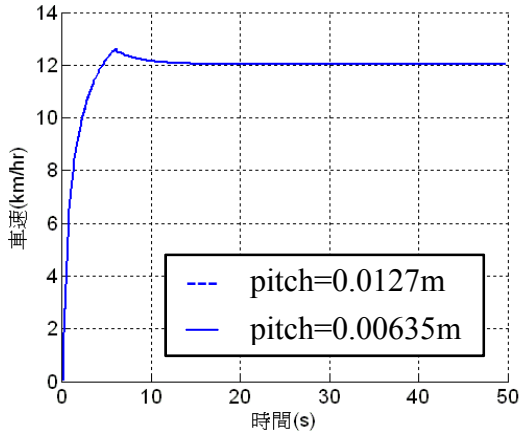
30. 鄭振東編譯，*實用圖解自動控制基礎篇*，建興出版社，民國 81 年。
31. [http://adcats.et.byu.edu/ADCATS/Example\\_Problems/ProE\\_Analyzer/5Clutch/5Clutch.html](http://adcats.et.byu.edu/ADCATS/Example_Problems/ProE_Analyzer/5Clutch/5Clutch.html)
32. 徐灝主編，*機械設計手冊*，機械工業出版社，北京，1991。
33. [http://www.yanclutch.com.tw/CHINESE/c\\_esc.htm](http://www.yanclutch.com.tw/CHINESE/c_esc.htm)
34. 蕭瑞聖編著，*科學圖書大庫，機車原理與機構*，徐氏文教基金會，民國 94 年。
35. J. Y. Wong, *Theory of Ground Vehicle*.
36. 許坤寶，“機車新型傳動系統之設計”，國立成功大學機械工程研究所博士論文，民國 85 年。
37. Giacomo Mantriota, “Performances of a series infinitely variable transmission with type I power flow”, *Mechanism and Machine Theory*, Volume 37, Issue 6, pp. 579–597, 2002.
38. Giacomo Mantriota, “Performances of a parallel infinitely variable transmissions with a type II power flow”, *Mechanism and Machine Theory*, Volume 37, Issue 6, pp. 555–578, 2002.
39. 施柏宇，“高效率多路無段變速器之設計與分析”，國立台灣大學工學院機械工程學系碩士論文，民國 100 年。
40. 楊泰和，“具低檔傳動輪組織無段變速傳動裝置”，200934970，2009。
41. 楊泰和，“具高檔傳動輪組織無段變速傳動裝置”，200934971，2009。
42. 楊泰和，“具高低檔傳動輪組織無段變速傳動裝置”，200934972，2009。
43. 江承舜，“混合動力系統之理念設計方法”，國立台灣大學工學院機械工程學系碩士論文，民國 97 年。
44. 陳羿名，“離合器元件組成之機車油電混合動力系統”，國立台灣大學工學院機械工程學系碩士論文，民國 98 年。
45. 彭柏鈞，“都會區機車行車型態與空氣汙染物特性之調查”，國立成功大學環境工程學系碩士論文，民國 92 年。
46. <http://mobile.epa.gov.tw/lowpoll/EMotorcycle/經濟部發展電動機車補助及獎勵實施要點.pdf>



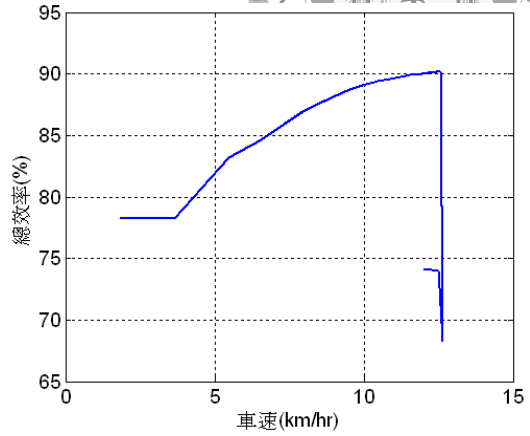
# 附錄



## 附錄一 改變鍊條節距對電動機車性能與效率之影響

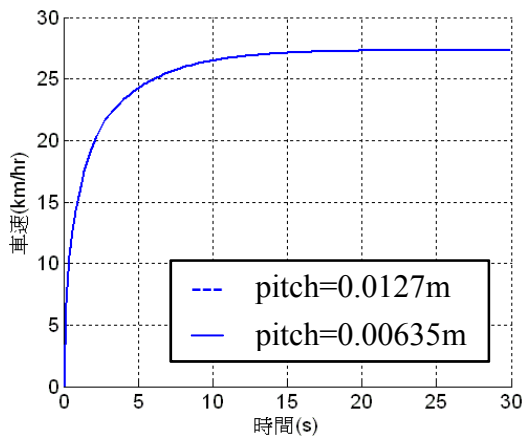


(a) 車速與時間關係圖

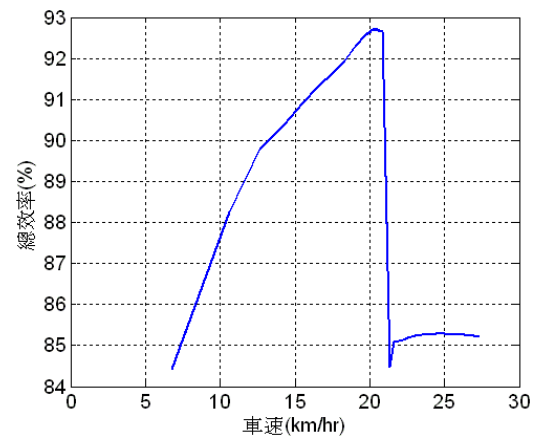


(b) 系統總效率與車速關係圖

小型電動機車 12%斜坡起步(改變鍊條節距)

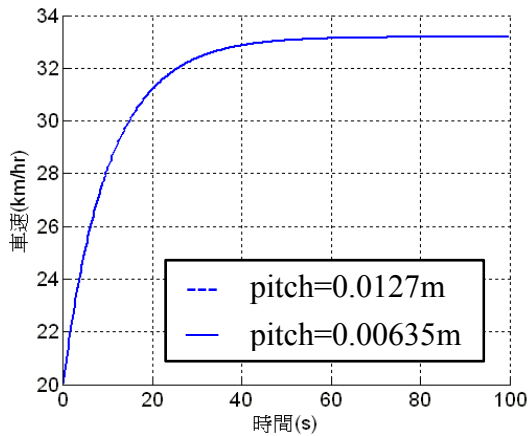


(a) 車速與時間關係圖

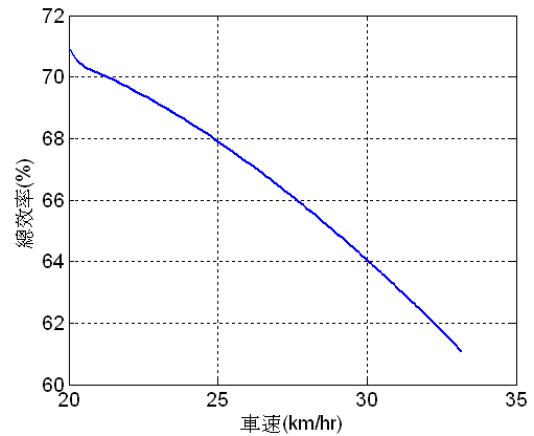


(b) 系統總效率與車速關係圖

中型電動機車 18%斜坡起步(改變鍊條節距)

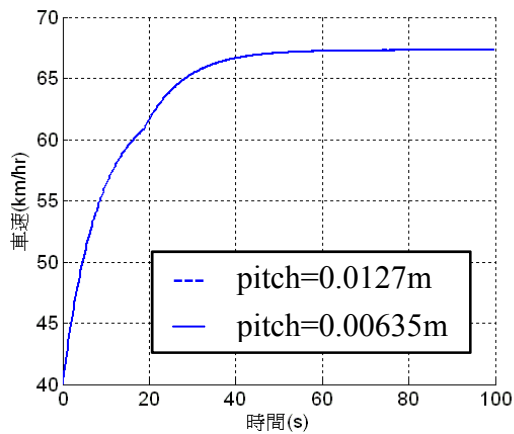


(a) 車速與時間關係圖

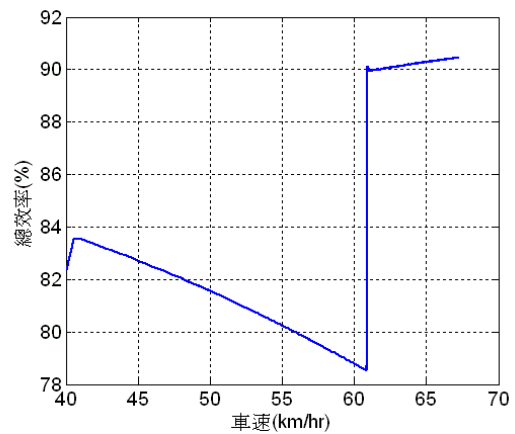


(b) 系統總效率與車速關係圖

小型電動機車 20km/hr 行進中加速(改變鍊條節距)

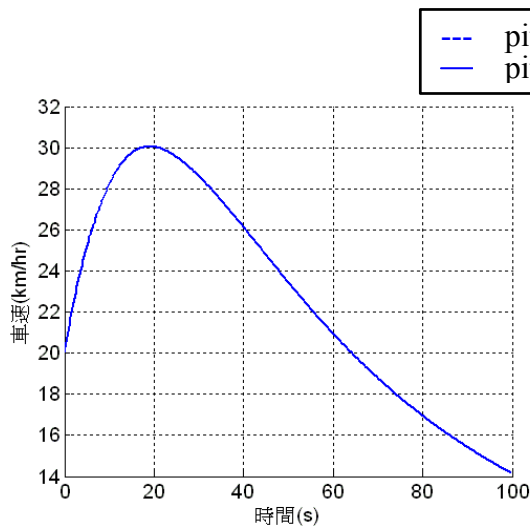


(a) 車速與時間關係圖

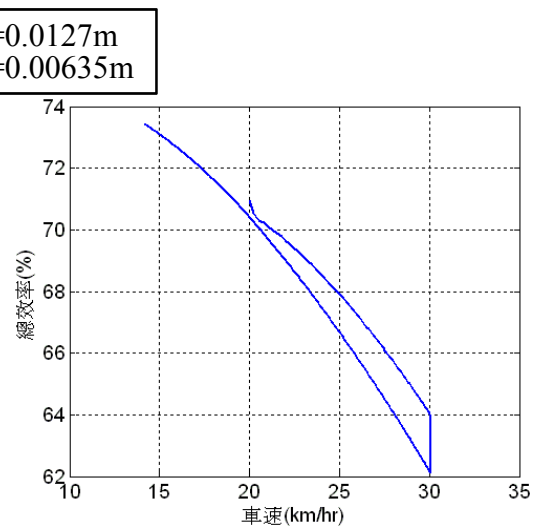


(b) 系統總效率與車速關係圖

中型電動機車 40km/hr 行進中加速(改變鍊條節距)

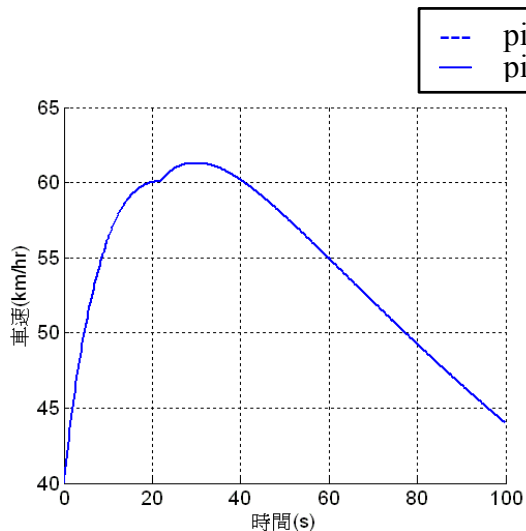


(a) 車速與時間關係圖

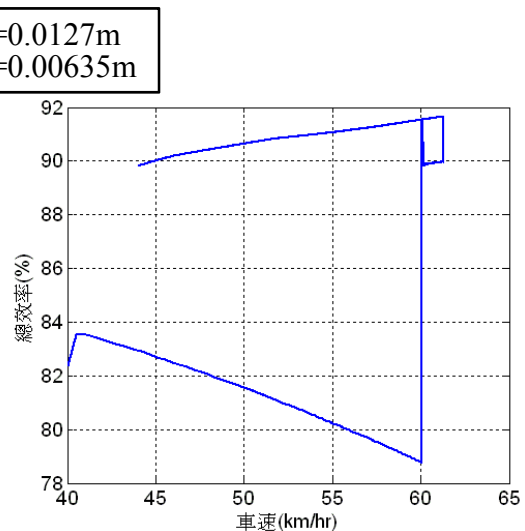


(b) 系統總效率與車速關係圖

小型電動機車 20km/hr 行進中爬坡(改變鍊條節距)



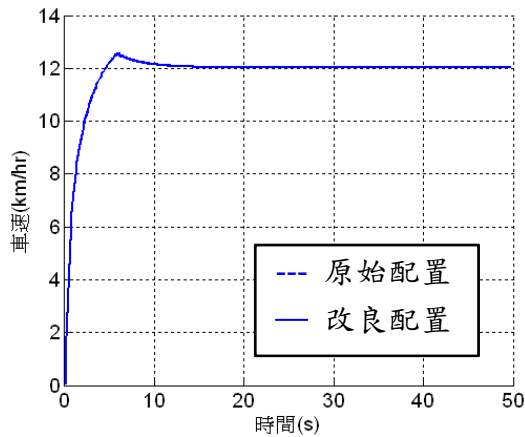
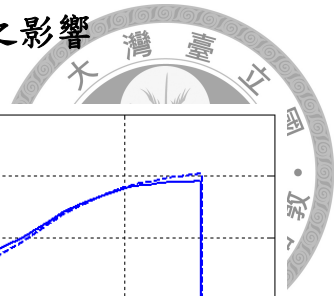
(a) 車速與時間關係圖



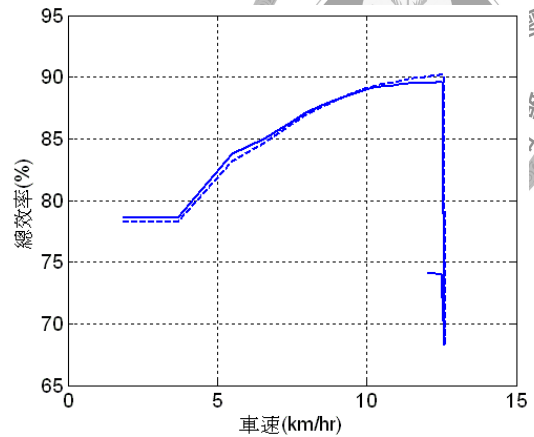
(b) 系統總效率與車速關係圖

中型電動機車 40km/hr 行進中爬坡(改變鍊條節距)

附錄二 改變鏈輪節圓半徑對電動機車性能與效率之影響

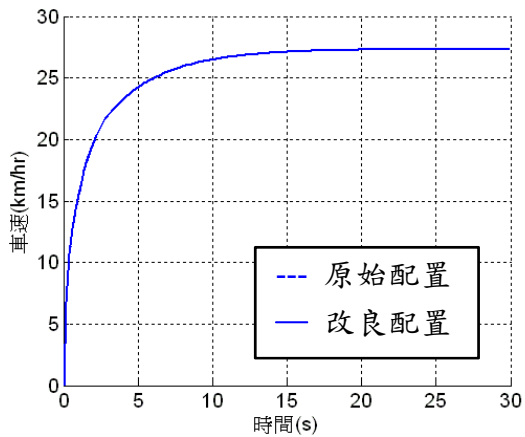


(a) 車速與時間關係圖

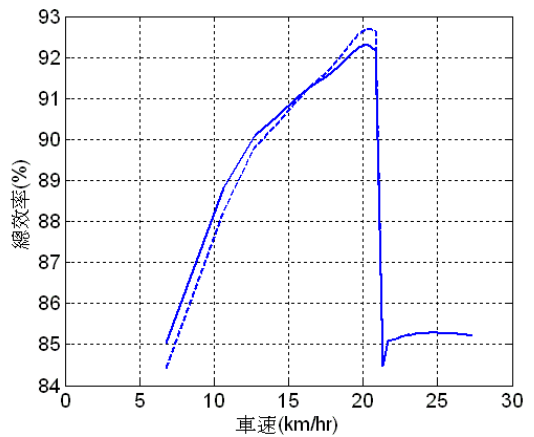


(b) 系統總效率與車速關係圖

小型電動機車 12% 斜坡起步(改變鏈輪節圓半徑)

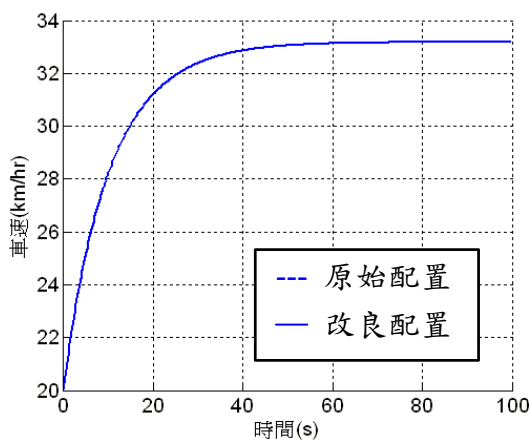


(a) 車速與時間關係圖

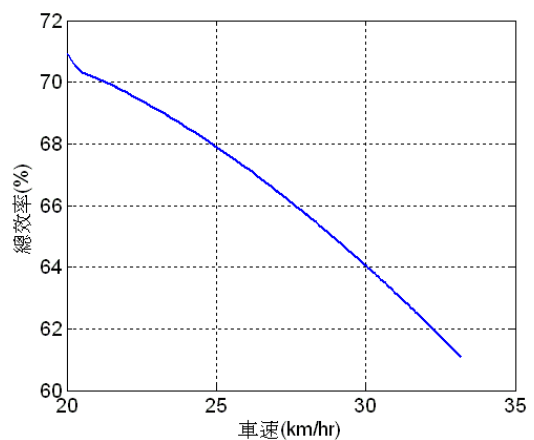


(b) 系統總效率與車速關係圖

中型電動機車 18% 斜坡起步(改變鏈輪節圓半徑)

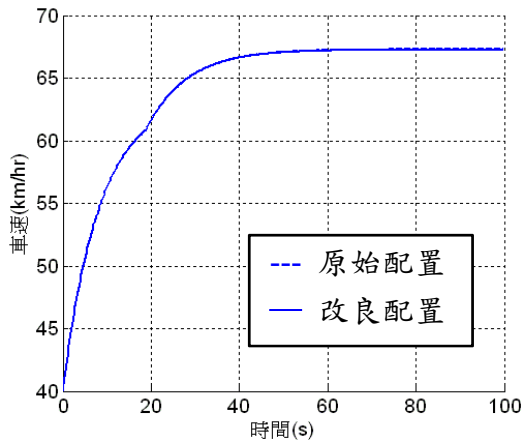


(a) 車速與時間關係圖

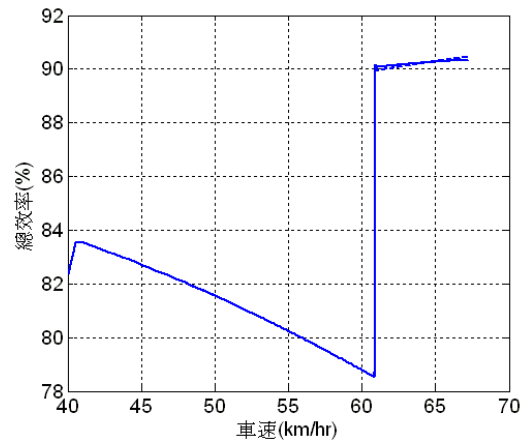


(b) 系統總效率與車速關係圖

小型電動機車 20km/hr 行進中加速(改變鏈輪節圓半徑)

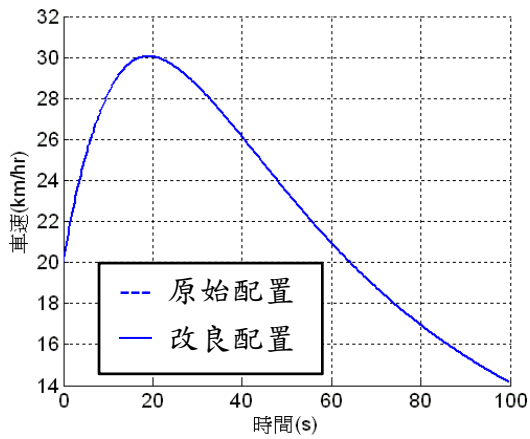


(a)車速與時間關係圖

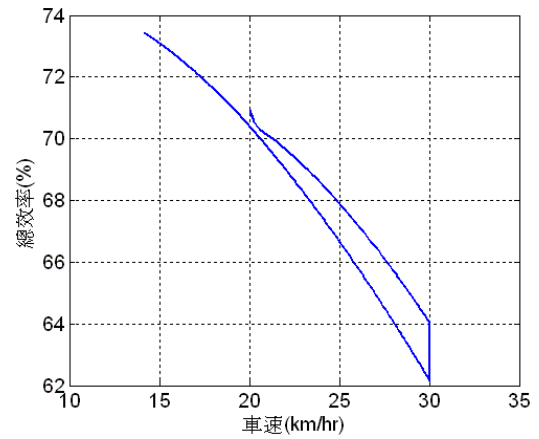


(b)系統總效率與車速關係圖

中型電動機車 40km/hr 行進中加速(改變鏈輪節圓半徑)

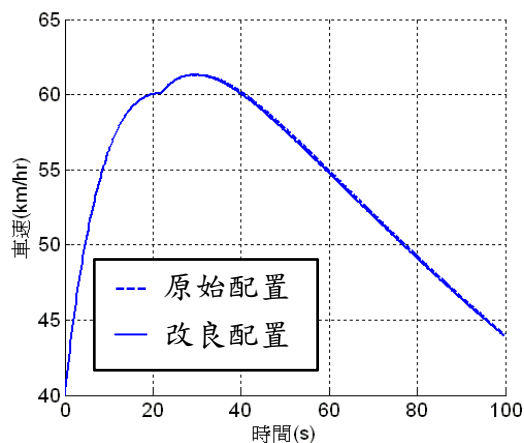


(a)車速與時間關係圖

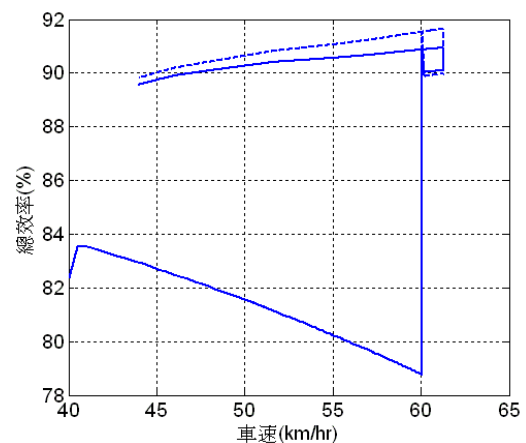


(b)系統總效率與車速關係圖

小型電動機車 20km/hr 行進中爬坡(改變鏈輪節圓半徑)



(a)車速與時間關係圖



(b)系統總效率與車速關係圖

中型電動機車 40km/hr 行進中爬坡(改變鏈輪節圓半徑)

### 附錄三 數值分析程式碼

#### 1. 滾子鍊條程式碼

% 鏈條 模擬程式

function

[W1\_chain,T1\_chain,efficiency\_chain,d\_Pt\_chain,d\_T1,d\_T2]=Chain\_mode(W2\_chain,T2\_chain,N\_chain1,N\_chain2)

Nin=N\_chain1;

No=N\_chain2;

R=No/Nin;

Wo=W2\_chain;

Win=Wo\*R; %===== 驅動端轉速 (rad/s) =====

To=T2\_chain;

Po=Wo\*To; %===== 輸出功率(Nm/s) =====

%=====鏈條參數=====

M\_chain=0.14; % 單位長度之質量 (kg/m)

p=0.5\*0.0254; % chain pitch (m) RS40

% p=0.00635; % chain pitch (m) RS25

mu\_p=0.11; % pin-bush 摩擦係數

% mu\_r=0.1; % roller-bush 摩擦係數

rbi=0.00231; % the inner radius of the bush (m)

% rbo=0.236/2\*0.0254; % the outter radius of the bush (m)

%===== 輪軸距 =====

Cch=0.35;

%===== maximum articulation angle (radian) =====

alfa\_max\_in=360/Nin\*pi/180;

alfa\_max\_o=360/No\*pi/180;

%===== pitch centre radius (meter) =====

Rin=p/2/sin(alfa\_max\_in/2);

Ro=p/2/sin(alfa\_max\_o/2);

%===== 張力與水平之夾角 =====

phi\_chain1=acos((Ro-Rin)/Cch);

phi\_chain2=pi/2-phi\_chain1;

Fcf\_in=M\_chain\*Rin^2\*Win^2;

Fcf\_o=M\_chain\*Ro^2\*Wo^2;

Ts=0;

Ct=mu\_p\*rbi\*alfa\_max\_o\*No/(sqrt(1+mu\_p^2)\*2\*pi\*Ro\*cos(phi\_chain2));

Tt=(Fcf\_o\*Ct+Ts+To/Ro/cos(phi\_chain2))/(1-Ct);

Fc=Tt;

%===== 輸出端扭力損失 =====

Wpin\_o=(Fc+Fcf\_o)\*mu\_p\*rbi\*alfa\_max\_o/sqrt(1+mu\_p^2);

d\_T2=No\*Wpin\_o/(2\*pi);

%===== 輸入端扭力損失 =====





```
Wpin_in=(Fc+Fcf_in)*mu_p*rbi*alfa_max_in/sqrt(1+mu_p^2);  
d_T1=Nin*Wpin_in/(2*pi);  
%===== 效率 =====  
d_Pt=No*Wo/2/pi*(Wpin_in+Wpin_o); % 損失功率  
d_Pt_chain=d_Pt;  
efficiency=Po/(Po+d_Pt);  
%===== 輸出 =====  
W1_chain=Win;  
T1_chain=T2_chain/efficiency/R;  
efficiency_chain=efficiency; % 效率;  
if W2_chain == 0  
    d_Pt_chain=0;  
    efficiency_chain=0;  
end
```

## 2. CVT 程式碼

```
% CVT_mode.m  
function  
[W1_cvt,R_cvt,T1_cvt,efficiency_cvt,d_Pt_cvt,M1,M2]=CVT_mode_load(W2_cvt,T  
2_cvt)  
  
B_cvt_parameters; % CVT 參數設定  
  
opts=optimset('TolX',0.01); % 容忍度  
[omega1]=fminbnd(@(W1_cvt)  
B2_cvt_function(W1_cvt,W2_cvt,T2_cvt),W2_cvt*r2_min/r1_max,W2_cvt*r2_max/  
r1_min,opts);  
load('B_record') % 讀取計算資料  
  
% ===== Bending Hysteresis Loss =====  
M1=CbEI/r1;  
M2=CbEI/r2;  
d_Wbr=M1*phi2*R;  
d_Wbn=M2*phi2;  
% ===== Efficiency =====  
d_W1=d_Wbr;  
d_W2=d_Wbn;  
d_Pt=(d_W1+d_W2)*W2_cvt/phi2;  
efficiency_cvt=1-d_Pt/(T2_cvt*W2_cvt+d_Pt);  
%===== 輸出 =====  
d_Pt_cvt=d_Pt;  
W1_cvt=omega1; % CVT 馬達轉速(RPM)  
T1_cvt=(T2_cvt*W2_cvt+d_Pt)/W1_cvt;  
R_cvt=R; % CVT 速比  
if W2_cvt==0  
    d_Pt_cvt=0;  
    efficiency_cvt=0;  
end
```

### 3. 多路無段變速器程式碼

```
% CVT_with_chain.m (雙動 CVT)
% 單向離合器安裝於"驅動軸"
clc;
clear all

% ===== 機車規格 =====
M_scooter=101.8+75;% 車輛總重+人重 (kg)
g=9.80665;% 重力加速度(m/s^2)
fr=0.02; % 滾阻係數
grade=atan(0/100);% 坡度(rad)
rho=1.167;% 空氣密度
Cd_Af=0.6;% Cd*Af(空阻係數 X 投影面積)
r_wheel=12*0.0254/2+0.090*0.90;% 車後輪有效半徑 (m)
n1=38/13;% 一次減速比
n2=40/12;% 一次減速比
R_gear=n1*n2;% 最終減速比
% =====轉動慣量設定=====
Iwr = 0.131; % 後輪轉動慣量(kg*m^2)
Iwf = 0.098; % 前輪轉動慣量
Idn = 0.0064; % 後驅動盤轉動慣量
Idr = 0.0036; % 前驅動盤轉動慣量
I_motor = 0.0005; % 馬達轉動慣量
%=====
r1_min = 0.0303; % 驅動輪皮帶初始節圓半徑
r2_max = 0.0606; % 被驅動輪皮帶初始節圓半徑
R_cvt=r2_max/r1_min;
%===== 低速檔鏈輪齒數 =====
N_chain1_low=20;
N_chain2_low=40;%原 46 RS40
% N_chain1_low=40;
% N_chain2_low=80;%RS40 改 pitch 或改 RS25
R_chain_low=N_chain2_low/N_chain1_low;
%===== 高速檔鏈輪齒數 =====
N_chain1_high=20;
N_chain2_high=10;%原 16 RS40
% N_chain1_high=40;
% N_chain2_high=20;%RS40 改 pitch 或改 RS25
R_chain_high=N_chain2_high/N_chain1_high;
%===== 引擎轉速區間設定 =====
WE_high=9000;% (rpm)
%=====動力源種類=====
% 1:電動馬達 2:汽油引擎
power=1;
% 出力比例: 0~1
```







```
P_ratio=1;
%===== 行車型態 =====
% mode 1:Steady-state 2:ECE-40 3:加速
mode=3;
%===== 行車狀態 =====
% condi=1:起步加速 2:斜坡起步 3:行進中加速 4:行進中爬坡
condi=1;

V=0;% 初始車速
dV=1;
W1_cvt=0;% 馬達最初轉速
t=0;% 初始時間
t_final=100;% 結束時間
dt=0.2;

if mode == 3
    if condi == 1
        V=0;
        grade=atan(0/100);
        t_final=100;
        fig_title='平路起步';
    elseif condi == 2
        V=0;
        grade=atan(18/100);
        t_final=30;
        fig_title='18%斜坡起步';
    elseif condi== 3
        V=40;
        grade=atan(0/100);
        t_final=100;
        fig_title='40km/hr 行進中加速';
    else
        V=40;
        grade=atan(0/100);
        t_final=100;
        fig_title='40km/hr+0~10%行進中爬坡';
    end
end

if mode==1
    Time_or_Omega_1=W1_cvt;
    Time_or_Omega_2=WE_high*2*pi/60;
    acceleration=0;% 車輛加速度 (m/s^2)
elseif mode==2
    t_final=195;% 結束時間
    time=[0 11 15 23 25 28 49 61 85 93 96 117 143 155 163 176 185 188 195];
    velocity=[0 0 15 15 10 0 0 32 32 10 0 0 50 50 35 35 10 0 0];
    Time_or_Omega_1=t;
```

```

    Time_or_Omega_2=t_final;
    acceleration=0;% 車輛加速度 (m/s^2)
elseif mode==3
    Time_or_Omega_1=t;%改 t_final=100;% 結束時間
    Time_or_Omega_2=t_final;%改
    acceleration=0;% 車輛加速度 (m/s^2)
end
%===== 負載模式 =====
% T_load_mode 1:固定負載 2:變動負載
T_load_mode=2;
Tload=2;% 設定固定負載值
%===== 繪圖設定 =====
CL='b';% 顏色
SYM='--';% 繪圖符號
Val=1.5;% 線條粗細

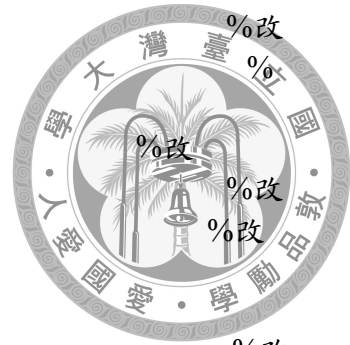
i=1;
j=1;%判斷傳動模式用
l=1;

tic
while Time_or_Omega_1 <= Time_or_Omega_2
% for V=k1:k3:k2 % (km/hr)
    clc
    if mode==1
    elseif mode==2
        t=Time_or_Omega_1;
        fprintf(' time(s)= %f\n',t)
        %Vi=V;
        %V=interp1(time,velocity,t,'linear');
        %Vf=V;
        %acceleration=(Vf-Vi)*1000/3600/dt;
        %===以下改===
        Vtarget=interp1(time,velocity,t,'linear');% 目標速度(km/hr) %改
        Vi=V;
        V=(V*1000/3600+acceleration*dt)*3600/1000;% km/hr→m/s→km/hr

        if V>= Vtarget %扭力足夠
            V=Vtarget;%強制減少扭力輸出使 V 等於速限
            %Vi=interp1(time,velocity,t-dt);
            Vf=V;
            acceleration=(Vf-Vi)*1000/3600/dt;
        else %扭力上不去
            % V 保持原值
            acceleration=Acceleration(i-1,1);%取上一個加速度
        end
    end
    %====以上改====

```





```

elseif mode==3
    t=Time_or_Omega_1;
改
    fprintf(' time(s)= %f\n',t)
    if t==0
        acceleration=0;
        %V=0;
%改
        R_cvt=r2_max/r1_min;
    else
        acceleration=Acceleration(i-1,1); % m/s^2
        V=(Vel(i-1,1)*1000/3600+acceleration*dt)*3600/1000; %改
        % km/hr→m/s→km/hr
改
        if condi==4 && t >=10
            grade_angle=10*(t-10)/90;
            grade=atan(grade_angle/100);
        end
    end
end

fprintf('車速(km/hr)= %f\n',V)
Velocity_scooter=V*1000/3600;
W2_system=Velocity_scooter/r_wheel*R_gear;

if T_load_mode==1
    T_load=Tload; % 雙動 CVT 被驅動輪負載扭力
elseif T_load_mode==2
    Ra=0.5*rho*Cd_Af*Velocity_scooter^2; % 空氣阻力 Ra=0.5*空氣密度*
風阻係數*車輛正面投影面積*車速^2
    Rr=M_scooter*g*fr*cos(grade); % 車輪滾動阻力
    Rg=M_scooter*g*sin(grade); % 爬坡阻力

del_M=Iwf/r_wheel^2+Idn*(R_gear/r_wheel)^2+Idn*(R_gear/r_wheel)^2+Idr*(R_cv
t*R_gear/r_wheel)^2+I_motor*(R_cvt*R_gear/r_wheel)^2;
%
Iwr/r_wheel^2+Idn*(R_gear/r_wheel)^2+Idr*(R*R_gear/r_wheel)^2+I_motor*(R*R
_gear/r_wheel)^2
    if acceleration >= 0 % 車子怠速,等速或加速
        F_drive=Ra+Rr+Rg+(M_scooter+del_M)*acceleration; % 驅動力
        T_load=(F_drive*r_wheel+Iwr/r_wheel*acceleration)/R_gear; % CVT
扭力凸輪滑輪負載扭力
    elseif acceleration < 0 % 車子減速(鬆油門,即馬達不輸入動力)
        acc_Resistance=(Ra+Rr+Rg)/(M_scooter+del_M+Iwr/r_wheel^2); %
先計算行車阻力能達到之最大減速度 (簡稱:車阻減速度)
        if acc_Resistance < abs(acceleration) % 判斷行車阻力造成之減速
度是否足夠預計之減速度

```

% 不夠的話,需要加入煞車

T\_brake=((M\_scooter+del\_M)\*abs(acceleration)-(Ra+Rr+Rg))\*r\_wheel+Iwr/r\_wheel  
\*abs(acceleration); % 計算煞車需提供之扭力

T\_load=T\_brake/R\_gear; % 計算煞車扭力經過減速齒輪給予

CVT 之負載

else

% 如果車阻減速度足夠或者大於預計減速度的話...

acceleration=acc\_Resistance; % 讓車子減速度等於車阻減速度

T\_load=Iwr/r\_wheel\*abs(acceleration)/R\_gear; % 計算 CVT 負

載

fprintf('車阻減速度足夠預計之減速度')

%break

end

end

end

%===== CVT mode =====

W2\_cvt=W2\_system;

T2\_cvt=T\_load;

[W1\_cvt,R\_cvt,T1\_cvt,efficiency\_cvt,d\_Pt\_cvt,d\_T1\_cvt,d\_T2\_cvt]=CVT\_mode\_load(W2\_cvt,T2\_cvt);

if W2\_system==0 && mode==1 || W2\_system==0 && mode==2 % 轉速 0 時  
令 CVT 減速比最大

R\_cvt=r2\_max/r1\_min;

end

error\_R=(r2\_max/r1\_min-R\_cvt)/(r2\_max/r1\_min);

if error\_R < 0.001

R\_cvt=r2\_max/r1\_min;

elseif fix(R\_cvt\*1000)==R\_chain\_high\*1000

R\_cvt=R\_chain\_high;

end

%切換傳動模式

if j==1 % LC 傳動

if R\_cvt < R\_chain\_low

j=2; %切換到 CVT 傳動

end

elseif j==2 % CVT 傳動

if R\_cvt >= R\_chain\_low

j=1; %切換回 LC 傳動

elseif R\_cvt <= R\_chain\_high

j=3; %切換到 HC 傳動

end

elseif j==3 % HC 傳動



```
if R_cvt > R_chain_high && W1_system*60/2/pi <= 2.1117*(10^3)
    j=2; %切換回 CVT 傳動
end
end

if j==2 % 動力從 CVT 輸出
    W1_system=W1_cvt;
    T1_system=T1_cvt;
    R_system=R_cvt;
    efficiency_system=efficiency_cvt;
    d_Pt_chain_low=0;
    d_Pt_chain_high=0;
    d_T1_sum=d_T1_cvt;
    d_T2_sum=d_T2_cvt;
    gear=2;
else
    if j==1 % 動力從 Low Chain 輸出
        N_chain1=N_chain1_low;
        N_chain2=N_chain2_low;
        R_chain=R_chain_low;
        gear=1;
    elseif j==3 % 動力從 High Chain 輸出
        fprintf('高速檔鏈條')
        %
        pause
        N_chain1=N_chain1_high;
        N_chain2=N_chain2_high;
        R_chain=R_chain_high;
        gear=3;
    end
    %===== CHAIN mode =====
    W2_chain=W2_system;
    T2_chain=T_load;

[W1_chain,T1_chain,efficiency_chain,d_Pt_chain,d_T1,d_T2]=Chain_mode(W2_cha
in,T2_chain,N_chain1,N_chain2);

    W1_system=W1_chain;
    T1_system=T1_chain;
    R_system=R_chain;
    efficiency_system=efficiency_chain;
    d_Pt_cvt=0;

    if j==1 % 動力從 Low Chain 輸出
        d_Pt_chain_low=d_Pt_chain;
        d_Pt_chain_high=0;
        d_T1_sum=d_T1;
        d_T2_sum=d_T2;
    elseif j==3 % 動力從 High Chain 輸出
        d_Pt_chain_low=0;
```



```
        d_Pt_chain_high=d_Pt_chain;
        d_T1_sum=d_T1;
        d_T2_sum=d_T2;
    end
end

Pin_system=T1_system*W1_system;
dPtcvt_Pin=d_Pt_cvt/Pin_system;
dPtchain_low_Pin=d_Pt_chain_low/Pin_system;
dPtchain_high_Pin=d_Pt_chain_high/Pin_system;

if acceleration < 0
    T1_system=0;
    efficiency_system=0;
    Pin_system=0;
    dPtcvt_Pin=0;
    dPtchain_low_Pin=0;
    dPtchain_high_Pin=0;
end

if power==1 %取得動力源所能提供之最大扭力
    [T1_power,power_efficiency]=A_motor(W1_system,P_ratio);
else
    [T1_power,power_efficiency]=A_engine(W1_system,P_ratio);
end

if W1_system > WE_high*2*pi/60 % 判斷轉速是否大於預設之馬達最高轉速
    % 如果是,停止程式
    fprintf(' 達馬達最高轉速 9000 rpm\n')
    break
elseif ( T1_system > T1_power) && mode==1 %等速測試時判斷輸入扭力是
否大於動力源所能提供者
    fprintf(' 已達最高車速\n')
    break
end

if W2_system==0 && mode==1 || W2_system==0 && mode==2 % 判斷是否
有車速(不考慮架中柱 CVT 空轉)
    % 如果沒有,讓減速比為最大值
    R_cvt=r2_max/r1_min;
    dPtcvt_Pin=0;
    dPtchain_low_Pin=0;
    dPtchain_high_Pin=0;
    R_system=R_chain;
    efficiency_system=0;
    if mode==1
        efficiency_system=0/0;
    end
end
end
```



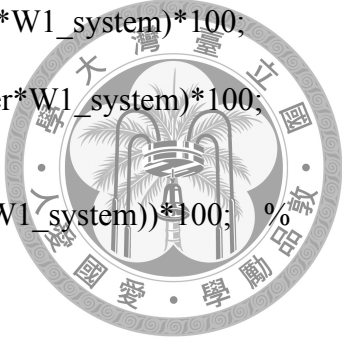
```
W_motor(i,1)=W1_system*60/2/pi; % 輸出動力源轉速用(原本沒有)
gear_selected(i,1)=gear; %紀錄選擇檔位
Angle_grade(i,1)=tan(grade); %坡度

Vel(i,1)=V; % (km/hr)
if mode == 2
    Vel_ece(i,1)=Vtarget;
end
Omega1(i,1)=W1_system*60/2/pi;
Omega2(i,1)=W2_system*60/2/pi;
Torque1(i,1)=T1_system;
Torque2(i,1)=T_load;
Ratio(i,1)=R_system;
Efficiency(i,1)=efficiency_system*100;

D_Pt_cvt(i,1)=d_Pt_cvt;
D_Pt_chain_low(i,1)=d_Pt_chain_low;
D_Pt_chain_high(i,1)=d_Pt_chain_high;

DPtcvt_Pin(i,1)=dPtcvt_Pin*100;
DPtchain_low_Pin(i,1)=dPtchain_low_Pin*100;
DPtchain_high_Pin(i,1)=dPtchain_high_Pin*100;

if mode==1
    V=V+dV;
    Time_or_Omega_1=W1_cvt;
elseif mode==2
    Time(i,1)=t;
    Acceleration(i,1)=acceleration;
    t=t+dt;
    Time_or_Omega_1=t;
    T2_driving=(T1_power-d_T1_cvt)*R_system-d_T2_cvt; %改
    acceleration=(T2_driving*R_gear/r_wheel-Ra-Rr-Rg)/(M_scooter+del_M);
%改
elseif mode==3
    Time(i,1)=t;
%    if power==1
%        [T1_power,power_efficiency]=A_motor(W1_system);
%    else
%        [T1_power,power_efficiency]=A_engine(W1_system);
%    end
    T2_driving=(T1_power-d_T1_sum)*R_system-d_T2_sum;
    acceleration=(T2_driving*R_gear/r_wheel-Ra-Rr-Rg)/(M_scooter+del_M);
%改
    Acceleration(i,1)=acceleration;
    DPtcvt_Pin(i,1)= d_Pt_cvt/(T1_power*W1_system)*100; %以順向法推
CVT 能量消耗率(%)
```



```

    DPtchain_low_Pin(i,1)= d_Pt_chain_low/(T1_power*W1_system)*100;
%以順向法推 LC 能量消耗率(%)
    DPtchain_high_Pin(i,1)= d_Pt_chain_high/(T1_power*W1_system)*100;
%以順向法推 HC 能量消耗率(%)
    Efficiency(i,1)=
(1-(d_Pt_cvt+d_Pt_chain_low+d_Pt_chain_high)/(T1_power*W1_system))*100; %
以順向法推效率(%)
    Efficiency_motor(i,1)=power_efficiency*100;
    Efficiency_total(i,1)=
(1-(d_Pt_cvt+d_Pt_chain_low+d_Pt_chain_high)/(T1_power*W1_system))*power_e
fficiency*100; %總效率(%)
    t=t+dt;
    Time_or_Omega_1=t;
end
i=i+1;
end
toc

if mode==1

    figure(1)
    subplot(1,2,1)
    xlabel('車速(km/h)')
    ylabel('速比')
    axis([0,inf,0.5,2.5])
    grid on
    hold on
    plot(Vel,Ratio,SYM,'Color',CL,'LineWidth',Val,'MarkerSize',5)
    % if L==1
    %     subplot(2,2,1)
    %     hold on
    %     plot(W11,Ratio_chain,'gs','LineWidth',1,'MarkerSize',5)
    % end

    subplot(1,2,2)
    axis([0,inf,30,100])
    grid on
    hold on
    plot(Vel,Efficiency,SYM,'Color',CL,'LineWidth',Val,'MarkerSize',5)
    xlabel('車速(km/h)')
    ylabel('效率(%)')

    figure(2)
    subplot(1,3,1)
    axis([0,inf,0,100])
    grid on
    hold on
    plot(Vel,DPtcvt_Pin,SYM,'Color',CL,'LineWidth',Val,'MarkerSize',5)
    xlabel('車速(km/h)')

```



```
ylabel('CVT 能量損耗率(%)
```



```
subplot(1,3,2)  
axis([0,inf,0,10])  
grid on  
hold on  
plot(Vel,DPtchain_low_Pin,SYM,'Color',CL,'LineWidth',Val,'MarkerSize',5)  
xlabel('車速(km/h)')  
ylabel('Low Chain 能量損耗率(%)
```

```
subplot(1,3,3)  
axis([0,inf,0,10])  
grid on  
hold on  
plot(Vel,DPtchain_high_Pin,SYM,'Color',CL,'LineWidth',Val,'MarkerSize',5)  
xlabel('車速(km/h)')  
ylabel('High Chain 能量損耗率(%)
```

```
figure(3)
```

```
subplot(1,3,1)  
axis([0,inf,0,inf])  
xlabel('車速(km/h)')  
ylabel('CVT 損耗功率(Nm/s)')  
grid on  
hold on  
plot(Vel,D_Pt_cvt,SYM,'Color',CL,'LineWidth',Val,'MarkerSize',4)
```

```
subplot(1,3,2)  
axis([0,inf,0,inf])  
xlabel('車速(km/h)')  
ylabel('Low Chain 損耗功率(Nm/s)')  
grid on  
hold on  
plot(Vel,D_Pt_chain_low,SYM,'Color',CL,'LineWidth',Val,'MarkerSize',4)
```

```
subplot(1,3,3)  
axis([0,inf,0,inf])  
xlabel('車速(km/h)')  
ylabel('High Chain 損耗功率(Nm/s)')  
grid on  
hold on  
plot(Vel,D_Pt_chain_high,SYM,'Color',CL,'LineWidth',Val,'MarkerSize',4)
```

```
figure(4) % 輸出動力源轉速(原本沒有)  
grid on  
hold on  
plot(Vel,W_motor,SYM,'Color',CL,'LineWidth',Val,'MarkerSize',4)
```

```
xlabel('車速(km/h)')
ylabel('動力源轉速(rpm)')
```

```
elseif mode==2
```

```
figure(1)
hold on
grid on
axis([0 195 0 inf])
plot(Time, Vel_ece, SYM, 'Color', 'y', 'linewidth', Val)
plot(Time, Vel, SYM, 'Color', CL, 'linewidth', Val)
xlabel('時間(s)', 'FontSize', 14)
ylabel('車速(km/hr)', 'FontSize', 14)
```

```
figure(2)
subplot(1,2,1)
hold on
box on
grid on
plot(Time, Ratio, SYM, 'Color', CL, 'linewidth', Val)
axis([0 195 0.5 2.5])
xlabel('時間(s)', 'FontSize', 14)
ylabel('速比', 'FontSize', 14)
```

```
subplot(1,2,2)
hold on
box on
grid on
plot(Time, Efficiency, SYM, 'Color', CL, 'linewidth', Val)
axis([0 195 0 100])
xlabel('時間(s)', 'FontSize', 14)
ylabel('效率(%)', 'FontSize', 14)
```

```
figure(3)
subplot(1,3,1)
hold on
box on
grid on
plot(Time, DPtcvt_Pin, SYM, 'Color', CL, 'linewidth', Val)
axis([0 195 0 100])
xlabel('時間(s)', 'FontSize', 14)
ylabel('CVT 損耗功率比值', 'FontSize', 14)
```

```
subplot(1,3,2)
axis([0, inf, 0, 5])
grid on
hold on
plot(Time, DPtchain_low_Pin, SYM, 'Color', CL, 'LineWidth', Val, 'MarkerSize', 4)
xlabel('車速(km/h)', 'FontSize', 14)
```



```
ylabel('Chain_1_o_w 能量損耗率(%)',FontSize,14)
```

```
subplot(1,3,3)  
axis([0,inf,0,5])  
grid on  
hold on  
plot(Time,DPtchain_high_Pin,SYM,'Color',CL,'LineWidth',Val,'MarkerSize',4)  
xlabel('車速(km/h)',FontSize,14)  
ylabel('Chain_h_i_g_h 能量損耗率(%)',FontSize,14)
```



```
elseif mode==3  
    %系統匹配分析用  
    % figure(1)  
    % hold on  
    % grid on  
    % fig1=plot(Time,Vel,SYM,'Color',CL,'linewidth',Val);  
    % set(get(fig1,'Parent'),'FontSize',14)  
    % xlabel('時間(s)',FontSize,16)  
    % ylabel('車速(km/hr)',FontSize,16)  
    % title(fig_title,FontSize,16)  
    %  
    % figure(2)  
    % hold on  
    % grid on  
    % fig2=plot(Vel,Efficiency,SYM,'Color',CL,'linewidth',Val);  
    % set(get(fig2,'Parent'),'FontSize',14)  
    % xlabel('車速(km/hr)',FontSize,16)  
    % ylabel('傳動效率(%)',FontSize,16)  
    % title(fig_title,FontSize,16)  
    %  
    % figure(3)  
    % hold on  
    % grid on  
    % fig3=plot(Vel,Efficiency_total,SYM,'Color',CL,'linewidth',Val);  
    % set(get(fig3,'Parent'),'FontSize',14)  
    % xlabel('車速(km/hr)',FontSize,16)  
    % ylabel('總效率(%)',FontSize,16)  
    % title(fig_title,FontSize,16)  
    %  
    % figure(4)  
    % hold on  
    % grid on  
    % fig4=plot(Vel,Ratio,SYM,'Color',CL,'linewidth',Val);  
    % set(get(fig4,'Parent'),'FontSize',14)  
    % axis([0 inf 0.5 2.5])  
    % xlabel('車速(km/hr)',FontSize,16)  
    % ylabel('速比',FontSize,16)  
    % title(fig_title,FontSize,16)
```

```

%參數討論用
figure(1)
subplot(1,2,1)
hold on
grid on
fig1=plot(Time, Vel, SYM, 'Color', CL, 'linewidth', Val);
set(get(fig1, 'Parent'), 'FontSize', 14)
xlabel('時間(s)', 'FontSize', 14)
ylabel('車速(km/hr)', 'FontSize', 14)

subplot(1,2,2)
hold on
grid on
fig2=plot(Vel, Ratio, SYM, 'Color', CL, 'linewidth', Val);
set(get(fig2, 'Parent'), 'FontSize', 14)
axis([0 inf 0.5 2.5])
xlabel('車速(km/hr)', 'FontSize', 14)
ylabel('速比', 'FontSize', 14)

figure(2)
subplot(1,3,1)
hold on
box on
grid on
fig3=plot(Vel, Efficiency_total, SYM, 'Color', CL, 'linewidth', Val);
set(get(fig3, 'Parent'), 'FontSize', 14)
xlabel('車速(km/hr)', 'FontSize', 14)
ylabel('總效率(%)', 'FontSize', 14)

subplot(1,3,2)
hold on
box on
grid on
fig4=plot(Vel, Efficiency, SYM, 'Color', CL, 'linewidth', Val);
set(get(fig4, 'Parent'), 'FontSize', 14)
xlabel('車速(km/hr)', 'FontSize', 14)
ylabel('傳動效率(%)', 'FontSize', 14)

subplot(1,3,3)
hold on
box on
grid on
fig5=plot(Vel, Efficiency_motor, SYM, 'Color', CL, 'linewidth', Val);
set(get(fig5, 'Parent'), 'FontSize', 14)
xlabel('車速(km/hr)', 'FontSize', 14)
ylabel('馬達效率(%)', 'FontSize', 14)

figure(3)
subplot(1,3,1)

```



```

hold on
box on
grid on
fig6=plot(Vel,DPtcvt_Pin,SYM,'Color',CL,'linewidth',Val);
set(get(fig6,'Parent'),'FontSize',14)
%axis([0 inf 0 100])
xlabel('車速(km/h)','FontSize',14)
ylabel('CVT 能量損耗率(%)','FontSize',14)

subplot(1,3,2)
%axis([0,inf,0,5])
grid on
hold on

fig7=plot(Vel,DPtchain_low_Pin,SYM,'Color',CL,'LineWidth',Val,'MarkerSize',4);
set(get(fig7,'Parent'),'FontSize',14)
xlabel('車速(km/h)','FontSize',14)
ylabel('Chain_l_o_w 能量損耗率(%)','FontSize',14)

subplot(1,3,3)
%axis([0,inf,0,5])
grid on
hold on

fig8=plot(Vel,DPtchain_high_Pin,SYM,'Color',CL,'LineWidth',Val,'MarkerSize',4);
set(get(fig8,'Parent'),'FontSize',14)
xlabel('車速(km/h)','FontSize',14)
ylabel('Chain_h_i_g_h 能量損耗率(%)','FontSize',14)

end

```

