

國立臺灣師範大學工業教育學系

碩士論文

指導教授:呂有豐 博士

電動車主動式煞車回充系統之
建模與性能評估

Model Establishment and Performance Assessment for Active
Regenerative Braking System of Electric Vehicles



研究生:張晉嘉 撰

中華民國 103 年 7 月

摘要

論文名稱：電動車創新煞車回充系統之建模與性能評估

頁數：56

校名：國立臺灣師範大學

系所名：工業教育學系碩士班 能源應用與車輛技術組

畢業時間：一百零二學年度第二學期

學位：碩士

研究生：張晉嘉

指導教授：呂有豐

本研究主要在以 MATLAB/Simulink 研發一可用於電動車的煞車回充系統，以期達到最佳能量回收之目標，本系統包含高功率馬達、機械煞車、鋰電池等部分。將各車輛負載資訊輸入至車輛動態分析模組後，計算出車輛動態資訊並將其送至各系統進行最佳煞車控制，而為進行最佳煞車控制，依現有高功率馬達系統建立主動與被動式煞車模型，並以規則庫控制將煞車回充能量最佳化，分析回充能量結果，最後將最佳煞車控制模型進行驗證及差異修正。主動式煞車定義為最佳化再生煞車後，以機械煞車補足不足之部分；被動式則主要以機械煞車進行煞車，剩餘之部分再根據不足的部分由再生煞車補足。為精確模擬實際行車時之煞車能量，將物理模型燒錄至底盤動力計進行煞車能量測試，實測之煞車能量為 13828 kJ，而模擬之煞車能量則為 13670 kJ，兩者差距只占實際煞車能量的 1.14%，因此模擬與實測結果十分接近，代表此物理模型可準確模擬實際煞車回充狀況。而本研究為能比較出煞車車速及煞車時間對回充能量的影響，訂出以 3 種不同車速(30 km/h、60 km/h、90 km/h)在三種不同煞車時間(10 秒、15 秒、20 秒)內進行煞車之行車型態。為模擬車輛在正常行駛狀態之回充能量，本研究選定兩種行車型態(FTP-75 與 ECE-40)做回充能量測試，模擬結果顯示，當煞車時間越短及以越高車速進行煞車時，能使煞車回充系統回收到較多的能量。由最佳能量回收效益可知，主動式煞車之能量回收為總能量消耗之 4.38%，被動式則為 0.24%，因此主動式煞車之能量回收效益約為被動式煞車之 18.25 倍左右。

關鍵詞：煞車回充、最佳化、電動車。

ABSTRACT

Title : Model Establishment and Performance Assessment Pages : 5
for Innovative Regenerative Brake System of Electric
Vehicle
School : National Taiwan Normal University
Department : Energy Applications and Vehicle Technology,
Department of Industrial Education.
Time : July, 2014 Degree : Master
Researcher : Chin-Chia Chang Advisor : Yeou-Feng Lue

This thesis mainly evaluates a brake regenerative system in electric vehicles (EVs) by using the Matlab/Simulink software package in order to recovering the optimal brake energy. The system consists of a high-power motor, a mechanical brake, lithium battery etc.. After the vehicle load information is sent to the vehicle dynamics model, the optimal brake control is conducted. We modeled the active and passive braking model based on the high-power motor dynamics. The rule-based control was used for the energy optimization. The regenerative energy was analyzed, and the optimal control model was verified and then modified. The active brake system activates the regenerative brake first, and then the mechanical brake compensates the rest of the energy. The passive energy uses the mechanical brake for the main brake power, while the regenerative brake compensates the rest. To accurately simulate the braking energy while driving, the real brake energy tested on the chassis dynamometer was compared to the model. The test brake energy was 13828 kJ, while the simulated one was 13670 kJ. The difference is only 1.14%, which indicates that the physical model can precisely emulated the vehicle brake operation. In order to comparing the effect of vehicle speed to the brake energy, three initial speeds (30 km/h, 60 km/h, and 90 km/h) and three

braking time (10 sec., 20 sec., and 30 sec.) are set to be the braking conditions. Meanwhile, to simulate the normal driving, two driving cycles: FTP-75 and ECE40 are selected for the evaluation of brake regeneration. Simulation results show that with shorter braking time and higher initial speed, the regenerative brake recovers more energy. From the optimal energy recovery, the active brake system can recover 4.38% of total consumed energy, while the passive brake system recovers 0.24%. The active brake system recovers 18.25 times energy than the passive brake system.

Key words: regenerative braking, optimization, electric vehicle

目錄

中文摘要.....	I
ABSTRACT.....	II
目錄.....	IV
表目錄.....	VI
圖目錄.....	VII
第一章 緒論	1
1.1 前言	1
1.2 研究動機.....	2
1.3 研究目的.....	3
1.4 文獻探討.....	3
1.5 研究問題.....	5
1.6 論文架構	5
第二章 相關理論與分析	7
2.1 整車動態建模.....	7
2.1.1 大功率電池.....	10
2.1.2 高功率馬達.....	11
2.1.3 傳動系統.....	13
2.1.4 機械煞車系統.....	13
2.1.5 輪胎動態.....	13
2.1.6 駕駛者模式與行車型態.....	15
2.2 主動式回充控制模擬演算法.....	15
2.3 行車型態煞車回充效益演算.....	18
第三章 即時模型建立	20
3.1 整車系統架構與操作機制.....	20
3.2 整車動態與再生煞車模型細部說明.....	21
3.2.1 驅動馬達及液壓煞車控制.....	22
3.2.2 馬達驅動及煞車回充效率.....	25
3.2.3 鋰電池系統.....	25
3.2.4 最佳能量回收效率模組.....	27
3.2.5 風阻與滾動阻抗之能量分析模組.....	29
3.2.6 車輛電池最大回充功率保護模組.....	30
3.2.7 最佳再生煞車與馬達驅動扭矩控制模組.....	31
3.2.8 整車動態控制模組.....	32

3.3 主動式煞車與被動式煞車之規則庫控制.....	32
第四章 實驗、模擬結果與討論	35
4.1 底盤動力計實測結果.....	35
4.2 底盤動力計實測總煞車能量比對.....	36
4.3 定斜率煞車.....	37
4.4 FTP-75 與 ECE-40 行車型態.....	43
4.5 最佳回充效益分析.....	45
第五章 結論與未來工作	47
5.1 結論.....	47
5.2 未來工作與建議.....	48
參考文獻.....	49
符號列表.....	52

表目錄

表 4-1. 整車參數表	35
表 4-2. 傳統煞車力比較表	36
表 4-3. UDDS 行車型態煞車能量比較表	37
表 4-4. 被動式煞車之能量回收關係	38
表 4-5. 定斜率煞車之總動能、風阻與滾動阻抗模擬結果	41
表 4-6. 主動式煞車之能量回收關係	42
表 4-7. FTP -75 與 ECE-40 行車型態之能量回收關係	44
表 4-8. 最佳回充效益 ERR 比較表	46

圖目錄

圖 2-1. 整車驅動流程方塊圖	7
圖 2-2. 機械煞車系統作動流程圖	8
圖 2-3. 一般傳統煞車作動方式示意圖	8
圖 2-4. 一般線傳煞車作動方式示意圖	9
圖 2-5. 本研究線傳煞車系統架構圖	10
圖 2-6. 本研究線傳煞車模擬程式架構圖	10
圖 2-7. 內電阻電路圖	11
圖 2-8. 馬達充放電效率等高線圖	12
圖 2-9. 車輛輪胎之自由體圖	14
圖 2-10. 馬達之轉速對最大扭矩與電流之關係	16
圖 2-11. 最佳回充扭矩命令 for 迴圈架構.....	18
圖 3-1. 煞車回充系統物理模型全貌	20
圖 3-2. 整車系統架構方塊圖	21
圖 3-3. 最佳煞車回充搜尋整車程式架構	22
圖 3-4. 馬達及煞車 PID 控制器模塊.....	23
圖 3-5. 主動式煞車之液壓煞車子系統	24
圖 3-6. 被動式煞車之液壓煞車子系統	24
圖 3-7. 馬達再生煞車子系統	24
圖 3-8. 馬達充放電效率子系統	25
圖 3-9. 鋰電池系統架構全貌	26
圖 3-10. 鋰電池系統參數查表子系統	26
圖 3-11. 鋰電池系統電流計算模組	27
圖 3-12. 鋰電池系統 SOC 變化計算模組	27
圖 3-13. 充電功率與能量計算模塊	28
圖 3-14. 放電功率與能量計算模塊	28
圖 3-15. 能量回收比 ERR 計算模組	29
圖 3-16. 風阻與滾動阻抗之能量分析模組	30
圖 3-17. 疊代流程示意圖	30
圖 3-18. 再生煞車扭矩與馬達驅動扭矩控制模組	32
圖 3-19. 整車動態控制模組	32
圖 3-20. 主動式煞車規則庫控制機制示意圖	34
圖 3-21. 被動式煞車規則庫控制機制示意圖	34
圖 4-1. 底盤動力計實測之煞車開度對煞車力變化曲線	36
圖 4-3. 底盤動力計實測行車型態和模擬比較之煞車能量累積變化	37
圖 4-4. 初速度 30 km/h、60 km/h、90 km/h 之定斜率煞車命令.....	37
圖 4-5. 被動式煞車以 30 km/h 進行定斜率煞車之回充能量	38

圖 4-6. 被動式煞車以 60 km/h 進行定斜率煞車之回充能量	39
圖 4-7. 被動式煞車以 90 km/h 進行定斜率煞車之回充能量	39
圖 4-8. 30 km/h 之定斜率煞車之各阻力能量模擬曲線	40
圖 4-9. 60 km/h 之定斜率煞車之各阻力能量模擬曲線	40
圖 4-10. 90 km/h 之定斜率煞車之各阻力能量模擬曲線	41
圖 4-11. 主動式煞車以 30 km/h 進行定斜率煞車之回充能量	42
圖 4-12. 主動式煞車以 60 km/h 進行定斜率煞車之回充能量	43
圖 4-13. 主動式煞車以 90 km/h 進行定斜率煞車之回充能量	43
圖 4-14. FTP-75 行車型態速度對時間變化曲線	44
圖 4-15. FTP-75 行車型態之煞車回充能量結果	44
圖 4-16. ECE-40 行車型態速度對時間變化曲線	45
圖 4-17. ECE-40 行車型態之煞車回充能量結果	45

第一章 緒論

1.1 前言

電動車發展至今已超過一個世紀，直到大約 1918 年代以來，電動車都有很良好的銷售量，然而電動車由於速度不夠快而且價格昂貴，因此其在運輸上的能力遠遠不及汽油車，到了 1933 年，電動車的使用數量幾乎減少到趨近於零的地步[1]。

然而，在當今人民生活水準提高的情況下，環保意識逐漸抬頭，人們開始重視汽油車排放廢氣所帶來的汙染，而電動車以電能為動力來源，不會對環境帶來汙染的特性，成了人們代步工具的新選擇。因此政府將電動車列為我國 2009 年國家發展重點計畫之一，除了於 2009 年納入綠色能源產業旭升方案，政府預計於西元 2012 年至 2016 年規劃用新台幣 96 億來推動四大智慧產業之智慧電動車發展策略與行動方案計畫[2]。然而台灣的電動車市場並不成熟，因此需要向國民宣導電動車相關知識，以增進人民對電動車的 understanding，目前國內諸多觀光地點均以提供電動機車或電動車來讓人民租用的方式去向大家宣導電動車，因此人民便能更了解電動車的優點[3]。

國內在電動車研發方面，至 2012 年 6 月止，必翔、裕隆及華德動能等自主開發電動車品牌之廠商陸續有通過交通部安全審核標準之電動車研發成功，證明臺灣具有開發電動車的能力[4]。儘管民間政府投入大量資源對電動車相關組件進行研發，電動車航程短的缺點還是依然存在，根據各國作法，增加電動車充電站數量似乎解決此問題的最佳辦法，這方面還需要民間、政府對此項建設投入資金做投資。然而目前以台灣的電動車環境來說，電動車充電站尚未普及，因此煞車回充便成為能增加電動車續航力的替代方案。煞車回充可以為電動車增加將近 20% 的續航力，對電動車來說是極為重要的系統元件之一，目前已將該技術使用在 Nissan Leaf 與 GM Volt 等電動車上[5]。因此本研究選定電動車中極為重要的再生煞車系統進行研究，期望能因應產業趨勢改善電動車續航力，對業界做出貢

獻。

1.2 研究動機

自從工業革命以來，石油與煤等石化燃料便開始成為人們用來驅動機械之主要燃料，然而過了三個世紀後，石化燃料都經歷了大量的耗用，使得地球上能使用的資源越來越稀少，並產生一些問題；其中，最廣為人知的莫過於是石油的枯竭。Richard 提到：石油開採在 2015 年達到高峯值，此後便會以不可逆的情勢迅速下滑，約在 2050 年消耗殆盡[6]。

在未來能源即將枯竭及油價不斷上漲的未來，人們開始尋找各種替代的方式來運用能源，再加上由於近年來環保意識抬頭以及政府大力宣導節能減碳政策，人們開始嘗試利用電能來取代傳統汽油作為車輛動力來源，電動車因而成為新興產業。詹傑民[7]提到：目前各大國際汽車製造廠商紛紛投入大量的資金和人力進行電動車的研究與開發，許多電動車頻頻湧現，發展混合動力電動車、純電池驅動電動車和燃料電池電動車成為汽車工業三大主流。

然而，電動車雖然不會對環境造成汙染，但作為動力來源的電能確實來自於目前最常使用的核能發電及火力發電，而且電動車在行駛路程上較短也為問題之一，因此在電動車的研發上，如何增加馬達及驅動器的效率去以最有效率的方式運用電能就成了當前最重要的事。但是無論是何種馬達，當騎士在煞車或是下坡路段時，馬達的高轉速都會產生出反電動勢，此時的馬達相當於一個發電機，而在一般驅動器設計中，均是以大功率的飛輪二極體去消耗這類的能量，並沒有對此類的能量作一回收，因此常常浪費了許多能量[8]。

然而，在車輛中之煞車回充系統能夠將馬達消耗的能量進行回收的動作讓電動車更有效地運用電瓶中的電能，進而提升續航力以彌補電動車行駛路程短及所需頻繁進入充電站進行充電的問題。

1.3 研究目的

電動車所使用煞車回充系統能夠提升車輛能源的使用效率，當電動車在煞車和在下坡路段行駛時，煞車回充能夠提供一負力矩給被馬達驅動的輪軸，使馬達以發電機模式運轉，並將動能轉換為電能回充給電池[9]。因此本研究將煞車回充系統應用於電動車上，當煞車時，則透過煞車回充對電瓶進行充電，以達到運輸節能之效果。

本研究依據現有電動車系統之動態特性建立煞車回充系統之物理模型，並將煞車安全性納入系統設計因素，同步提升車輛駕駛效能與煞車回充效益。本研究目的主要可分為以下兩大項：

1. 現有電動車系統之動態特性建立再生煞車系統之物理模型:為評估煞車回充效益，需建立電動車(Electric Vehicle, EV)之 Matlab/Simulink 動態物理模型。此動態物理模型包含有:大功率電池、高功率馬達、整車慣量、輪胎動態、動力總成系統以及機械煞車等部分。並且將各動態模型之各項參數相互聯結，以作煞車回充效率之計算。
2. 之後分析煞車回充能量與及回充效率，建立最佳化回充控制機制:透過 1 中之系統動態模型，模擬:不同煞車開度、不同馬達轉速、不同機械/馬達再生煞車配比下之能量回充及其效率，再以此為依據建立最佳煞車扭矩控制機制。同時將行車安全性作為限制條件，使達到最佳回充效率的同時並可兼顧安全性。之後導入典型之電動車測試行車型態數據，測試不同路況下煞車回充之效益。

1.4 文獻探討

目前世界上各學界與產業界，均對於再生煞車進行多項技術開發與專利申請。因此本研究針對各技術尚未研究之部分提出新技術。

Cikanek[10]使用再生煞車系統利用電動馬達，提供負轉矩給驅動輪，驅動輪

再將動能轉換為電能給電池充電；Dixon[11]採用 DC-DC 電源轉換器來連接超級電容器和主電池組，該設計藉由水冷式的功率轉換器和鋁的空芯線圈來優化重量和尺寸；Gao[12]以 SRM(switced reluctance motor，切換式磁阻馬達)控制策略之神經網路來求得電動車及混合動力電動車的再生煞車；Wicks[13]藉由模擬車輛動力對於空氣動力以及滾動阻抗的需求，計算車輛的燃料消耗，並定義市區公車的行車週期；Cao[14]以強健控制器為基礎制定了一控制策略來防止因回充電流過大導致電池故障；Bailey, Powell 與 Villec[15] 將防鎖死系統(ABS)及牽引力協助再生煞車系統(ATR, Anti-lock/Traction Control/Regenerative)應用於 HIL 中，改善感測器雜訊及軟硬體間的問題；Lee[16] 從車輪所回充的電力來推估輸入電池的能量，並比較兩輪驅動和全輪驅動在推進與再生煞車過程中其功率和能源對轉動慣量的影響；Zhang[17] 以 Saturn SL1 做為開發對象，研究了並聯式再生煞車的驅動循環，並制定安全的煞車控制策略，達到兼顧回收最多能量並兼顧使用者行車安全的目的；Bird[18] 研究了兩種關於轉差能量回收系統的再生煞車策略，第一種需要獨立的直流電源，第二種則採用連接到系統的 DC 所提供之電源；Peng [19] 使用邏輯門檻值的控制策略(LTCS, logic threshold control strategy)調整液壓煞車扭矩，也使用模糊邏輯控制策略(FCS, fuzzy logic control strategy) 調整再生煞車扭矩；Mikami [20]藉由改變傳輸的變速比，用以選擇不同程度的煞車命令給引擎做動力驅動，使引擎產生的煞車力能由對煞車驅動的命令來控制；Ito[21]使用液壓煞車和再生煞車進行制動，再生煞車由牽引馬達提供，機械煞車則由每個輪胎的分泵提供，並計算要提供給個車輪的煞車力，使各車輪之牽引馬達能回收到最多能量；Crombez[22] 將機械煞車及再生煞車機制相結合成一煞車系統，再以控制器防止鎖死事件的發生；Asanuma [23] 從感測實際減速度與理想減速度的差異，來得到最佳煞車扭矩；Ibaraki [24]以一個再生煞車的控制器，模擬引擎煞車扭矩來對再生煞車扭矩進行控制；Fox [25]以所使用的裝置監控直流發電機的電流，在再生煞車模式下，輸出給電子轉換器一個控制脈衝，以維持馬達電

流在一個預定的水平；Davis [26] 根據總泵和控制器推動前後輪的煞車力，並將實際煞車力回傳給系統判斷是否需再增加煞車力來提升駕駛性能；Tanaka [27] 透過空氣壓力控制閥控制空氣制動功率使煞車總泵發揮最大煞車能力；Tsuchiya [28]使用一個耦合到驅動系統的旋轉式電機和一個電容器，用以儲存再生模式下時從旋轉發電機產生的電能。

綜上述文獻所述，以上文獻主要都在研究如何使馬達發揮最大效能產生負轉矩分配煞車力給再生煞車與機械煞車，來讓煞車系統能回收到最多能量，因此目前業界一般之煞車回充技術為防止車輛煞車時以再生煞車煞車產生的不穩定問題導致行車上的危險，主要都以機械煞車進行煞車，不足的再由再生煞車補足，因此無法讓煞車回充能量有更飛躍式的提升。而本研究是以規則庫控制將煞車回充能量最佳化，並且以步進馬達將信號送至 RTT(rotation-to-transmission，轉動至直線運動) 直線運動機構，此 RTT 機構將轉動轉化成直線運動後，再由 RTT 直線運動推動機構煞車總泵，使煞車總泵能分配適當煞車力給輪胎，進而在兼顧最大回充能量的情況下使主觀適駕性提高，最後則定義一能量回收比 ERR(energy recovery ratio)來將能量回收效益予以量化。

1.5 研究問題

依據上述之研究目的，本研究具體討論的問題如下：

1. 探討在不同煞車時間下，主動式與被動式煞車所回收能量之差異。
2. 探討在不同煞車初速度下，主動式與被動式煞車所回收能量之差異。
3. 探討在不同行車形態下，主動式與被動式煞車所回收能量之差異。

1.6 論文架構

本論文之論文架構共分成五個章節，第一章為緒論，主要在說明研究動機、目的與問題以及進行文獻探討及名詞解釋的動作。第二章則是對整個再生煞車系

統之相關理論進行說明，包含了EV 整車動態、主動式回充控制模擬演算法與行車型態煞車回充效益演算等相關資訊。第三章則是針對我們為再生煞車所設計的即時模型進行說明的動作，此篇章為本論文之核心，在此篇章會介紹整車系統架構與操作機制，並會詳細說明再生煞車之相關模型，最後再介紹主動式煞車與被動式煞車之規則庫控制機制。第四章則是在討論所得研究結果，以研究結果來驗證理論的可行性。第五章則是結論與未來工作的部分。

第二章 相關理論與分析

本章將針對本煞車回充系統之各項元件如高功率馬達、電池、輪胎動態之物理特性及作動原理進行解說，並對各元件間彼此的作動關係作說明，最後說明回充效益之定義及最佳化之控制原理。

2.1 整車動態建模

為了使電動車能依照駕駛者命令作動，本研究將各車輛元件相互連結以便依照駕駛者命令計算出車輛動態使車輛以最適當方式運動。圖 2-1 為整車驅動流程方塊圖，在驅動流程方面，首先先將駕駛者命令送至煞車及馬達驅動系統，馬達驅動系統將所需功率計算出後將信號送至電池，電池再提供所需功率給馬達運作，而煞車系統在進行再生煞車時，會將經由馬達回充之能量轉化成電能提供給電池回收電力。將上述動作建立成物理模型進行分析，則完成整車動態建模。

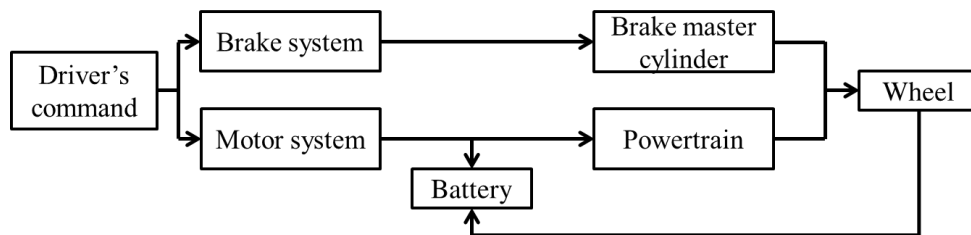


圖 2-1. 整車驅動流程方塊圖

為要能夠正確計算煞車回充之效率，須將各項車輛元件之動態與煞車回充系統做連結。圖 2-2. 為機械煞車系統作動流程圖，在機械煞車作動之部分，為了要能使輪胎在煞車時能發揮最大效能，便需要煞車總泵來分配適當煞車力給前後輪。以下為煞車系統作動流程圖：

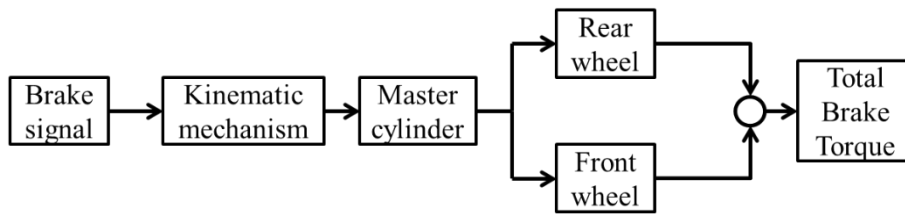


圖 2-2. 機械煞車系統作動流程圖

而在煞車系統種類方面，本研究採用的是線傳煞車(brake-by-wire)系統。圖 2-3 為一般傳統煞車作動方式示意圖，一般傳統煞車系統其煞車液壓建立來自於總泵踏板深度，經由真空倍力器放大後將訊號輸入至煞車總泵，總泵再根據煞車油壓調整施加在各輪分泵上的煞車力，而若車輛動態控制系統想控制輪胎之煞車力道時，油壓調節元件需在以建立完成之煞車油壓上做調整，或適度地將油壓釋放以進行增壓、降壓以及持壓的動作[29]。而圖 2-4 為一般線傳煞車作動方式示意圖，目前一般線傳煞車系統主要是藉由偵測駕駛者踩踏板的速率和行程，去判斷所應分配給各輪之煞車力大小，並搭配 ABS(Anti-lock Brake System)與 EPS(Electronic Power Steering)等控制系統，將各輪所需之煞車液壓經由計算求得，如此可調配各輪分泵所需之煞車油壓，且不會有煞車踏板震動的缺點[29]。

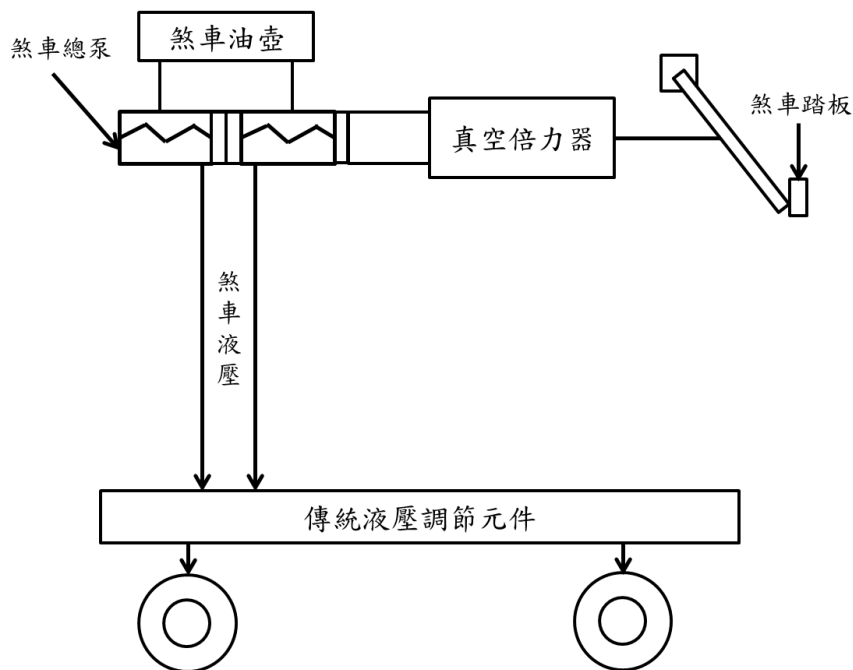


圖 2-3. 一般傳統煞車作動方式示意圖[29]

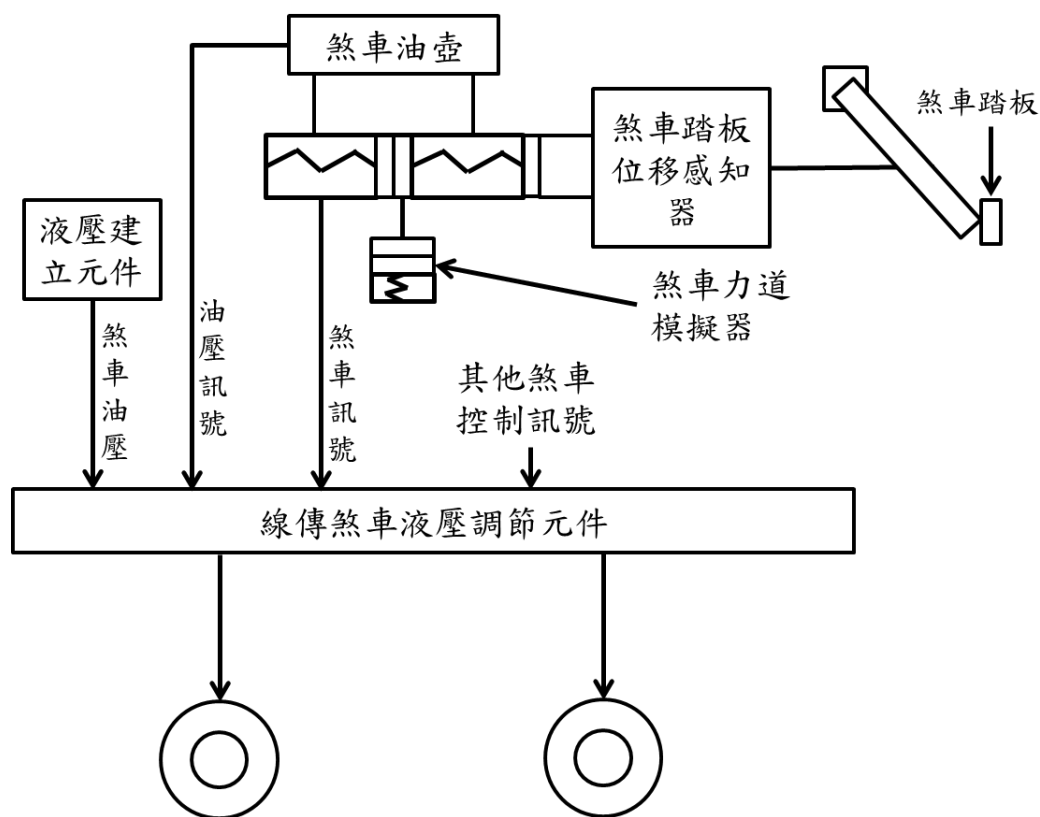


圖 2-4. 一般線傳煞車作動方式示意圖[29]

圖 2-5 為本研究線傳煞車系統架構圖，而圖 2-6 則為本研究線傳煞車模擬程式架構圖，本研究之線傳煞車系統在煞車部分分成機械煞車與再生煞車兩部分，首先在機械煞車方面，先將踏板深度訊號輸入至步進馬達後，再輸出機械煞車扭矩訊號給 RTT(Rotation to transmission, 轉動至直線運動)機構，將轉動轉化成直線運動後，再將步進量輸入至煞車總泵，得到總機械煞車力；而在再生煞車方面，將踏板深度訊號輸入至馬達控制單元(MCU, Motor Control Unit)後，得到馬達在進行再生煞車時之轉速，再來將此轉速輸入至馬達可得到再生煞車力。最後將總煞車力輸入至煞車控制器，煞車控制器再依各分泵液壓比例分配適當煞車力給輪胎，使其完成煞車並回收能量。

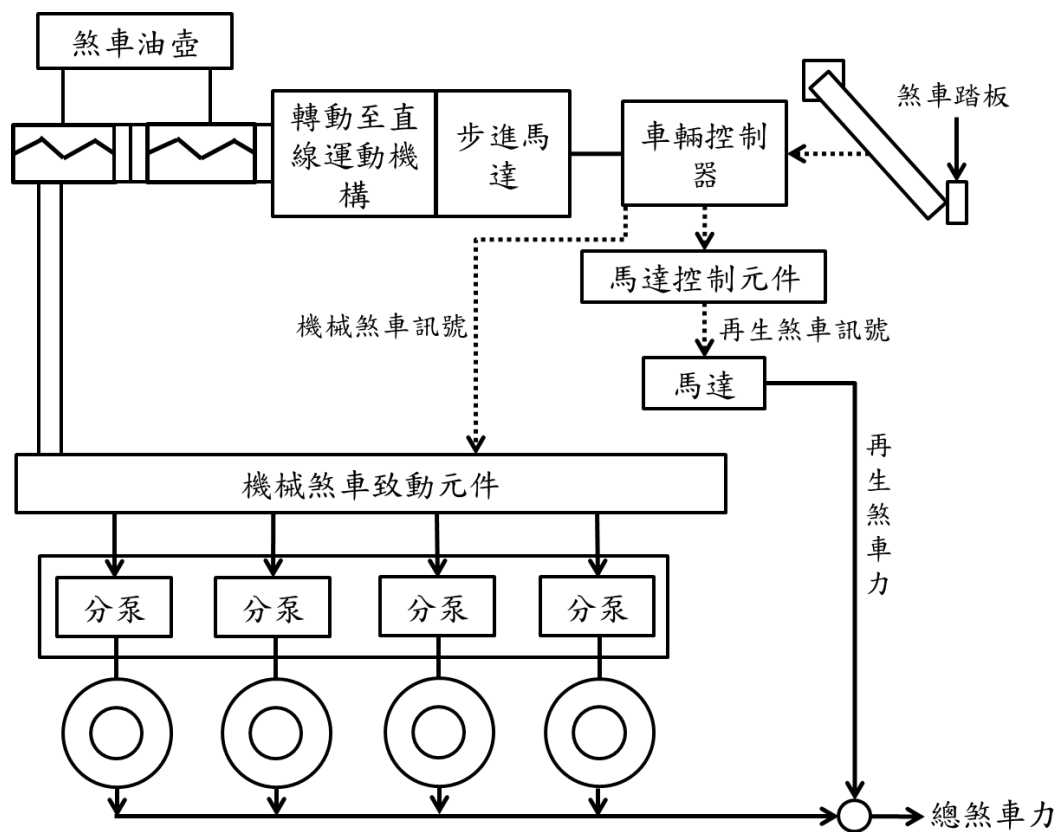


圖 2-5. 本研究線傳煞車系統架構圖

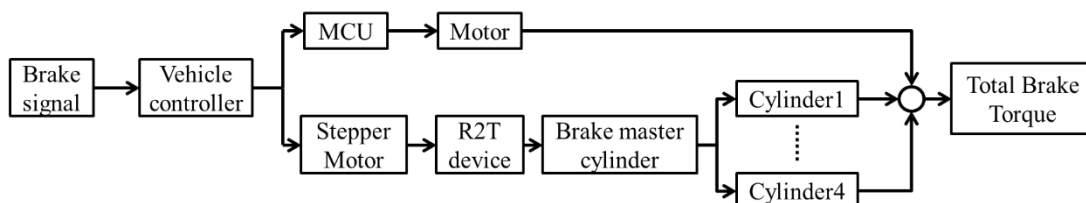


圖 2-6. 本研究線傳煞車模擬程式架構圖

本研究之各項電動車動態主要有以下六個項目，分別在以下部分說明：

2.1.1 大功率電池

圖 2-7 為內電阻電路圖，本研究電池部分使用內電阻法[30]，輸入放電功率及充電功率，來得到電池之電流及 SOC(State of Charge, 電荷狀態)變化，SOC 定義為電池剩餘電量佔額定電量之百分比。其中電池之輸出電壓 V_b 為開迴路電壓 V_{OC} 與電池內部壓降 $I_b R_b$ 相減後所得到的結果，得到電池之輸出電壓後，與電流 I_b 相乘後便可得到電池輸出功率 P_b ，即：

$$P_b = V_b I_b = (V_{OC} - I_b R_b) I_b = V_{OC} I_b - I_b^2 R_b \quad (2.1)$$

$$V_b = V_{OC} - I_b R_b = V_{OC}(SOC_b) - I_b R_b(SOC_b, I_b) \quad (2.2)$$

其中， I_b 為電池之充放電電流，開迴路電壓 V_{OC} 為 SOC 變化值 SOC_b 之函數，而內電阻 R_b 則為電池 SOC 及電流 I_b 之函數，由(2.1)式發現可將充放電電流 I_b 表示為：

$$I_b = \frac{V_{OC} - \sqrt{V_{OC}^2 - 4P_b R_b(SOC_b)}}{2R_b} \quad (2.3)$$

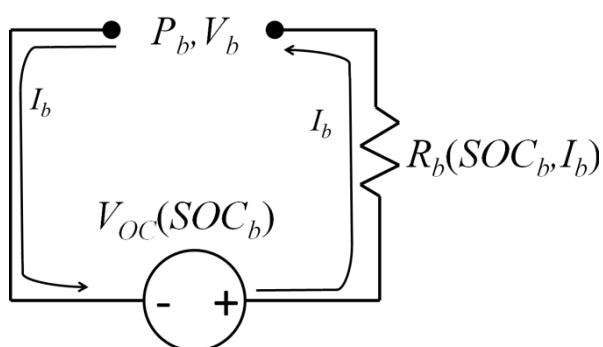


圖 2-7. 內電阻電路圖

$$SOC_b = SOC_{b0} + \frac{\int I_b \eta_b dt}{3600 \times Q_b} \quad (2.4)$$

以 (2.4) 式中， SOC_{b0} 為電池初始 SOC 值， η_b 為電池充放電效率， Q_b 為電池總電量，透過以上電池之動態方程式之計算，得到 SOC_b 。

2.1.2 高功率馬達

圖 2-8 為馬達充放電效率等高線圖本部分是在計算當車輛處於煞車狀態時，馬達作為發電機所回收到的能量多寡，在此部分當馬達功率 P_m 大於零時，馬達此時則處於放電狀態；而若馬達功率 P_m 小於等於零時，馬達此時則處於煞車狀態作為發電機進行充電以回收能量，即：

$$\text{If } P_m > 0, \eta_m = \eta_{m,dis}(\tau_{mtr,drv}, \omega_{motor})$$

$$\text{Elseif } P_m \leq 0, \eta_m = \eta_{m,cha}(\tau_{brk,reg}, \omega_{motor})$$

由以上知： η_m 為馬達充放電效率，當馬達功率 $P_m > 0$ 時， η_m 等於放電效率 $\eta_{m,dis}$ ；而當馬達功率 $P_m \leq 0$ 時， η_m 等於充電效率 $\eta_{m,cha}$ ， $\eta_{m,dis}$ 為馬達驅動扭矩 $\tau_{mtr,drv}$ 及轉速 ω_{motor} 之函數，而 $\eta_{m,cha}$ 則為煞車扭矩 $\tau_{brk,reg}$ 及轉速 ω_{motor} 之函數。圖 2-8 為馬達充放電效率等高線圖，藉由將馬達轉速及扭矩輸入二維等高線圖，可得到所對應之馬達運轉效率。而馬達扭矩 τ_{motor} 可分為馬達驅動扭矩 $\tau_{mtr,drv}$ 與總煞車扭矩 $\tau_{brk,tot}$ 兩部分，總煞車扭矩 $\tau_{brk,tot}$ 為作用在四輪上煞車扭矩之總和，在此可將馬達扭矩定義為：

$$\text{If } \tau_{motor} > 0, \tau_{motor} = \tau_{mtr,drv}$$

$$\text{Else if } \tau_{motor} < 0, \tau_{motor} = \tau_{brk,tot}$$

當馬達扭矩大於零時，馬達扭矩即為馬達驅動扭矩，反之若馬達扭矩小於零時，馬達扭矩即為總煞車扭矩。

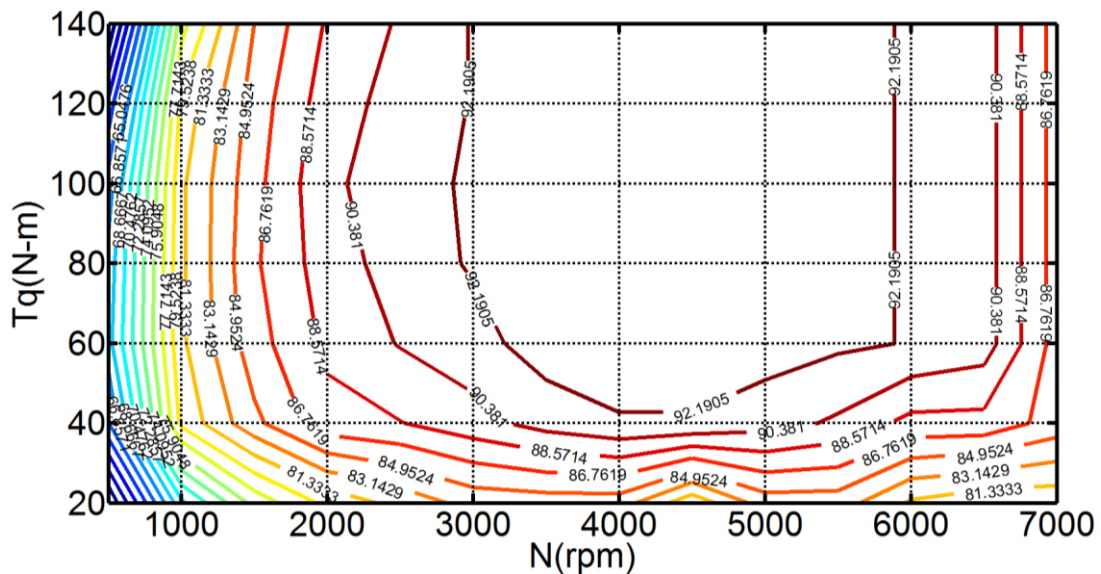


圖 2-8. 馬達充放電效率等高線圖

2.1.3 傳動系統

一般電動車的動力傳遞路徑是經由馬達傳遞動力訊號給傳動系統再經由傳動系統決定要輸出多少驅動力給每個輪胎，而決定輸出給輪胎的驅動扭矩 τ_{drv} 則是馬達驅動扭矩 $\tau_{mtr,drv}$ 乘上傳動效率 η_{trans} 與傳動系統減速比 n_{trans} 後求得：

$$\tau_{drv} = \tau_{mtr,drv} \times \eta_{trans} \times n_{trans} \quad (2.5)$$

在(2.5)式中，馬達驅動扭矩 $\tau_{mtr,drv}$ 為馬達輸出給傳動系統之總驅動扭矩，而此扭矩經由傳動系統後，轉換成適當之扭矩給輪胎，使輪胎轉動以驅動車輛前進。

2.1.4 機械煞車系統

機械煞車系統，其結構包含了煞車總泵、煞車分泵與煞車管路，總泵、分泵與管路由於可視為控制體積，因此可計算出其產生之壓力，即是計算由煞車踏板、推桿至油壓系統所產生之液壓大小。而各輪分泵之液壓大小則會影響總泵分配到各分泵之煞車力，煞車蹄片作用在輪胎上之機械煞車力可表示為：

$$F_{brk,mech} = F_{brk,tot} - F_{brk,reg} \quad (2.6)$$

其中， $F_{brk,mech}$ 為作用在整個輪胎上之機械煞車力， $F_{brk,reg}$ 則為作用在整個輪胎上之再生煞車力，而 $F_{brk,tot}$ 則為作用在整個輪胎上之煞車力，因此 $F_{brk,tot}$ 為 $F_{brk,mech}$ 與 $F_{brk,reg}$ 加總後所得結果。而本研究所設計之電動車，四輪所採行之輪胎規格均相同，四輪各分泵之油壓也都相同，因此每個輪胎將平均分配到總煞車力的四分之一作各輪胎之煞車力。

2.1.5 輪胎動態

在輪胎動態的部分，當馬達驅動扭矩 $\tau_{mtr,drv}$ 經由傳動系統傳輸至輪胎轉變成

輪胎的驅動扭矩 τ_{drv} 使輪胎轉動時，會與地面產生摩擦力 F_f ；同時在車輛前進時，會受到風阻的影響；而風阻 F_{wind} 會產生一與驅動扭矩 τ_{drv} 相反方向的扭矩 τ_{wind} ；而在車輛進行煞車時，煞車系統給予車輪一輪胎煞車扭矩 τ_{brk} 來讓輪胎得以停止轉動。

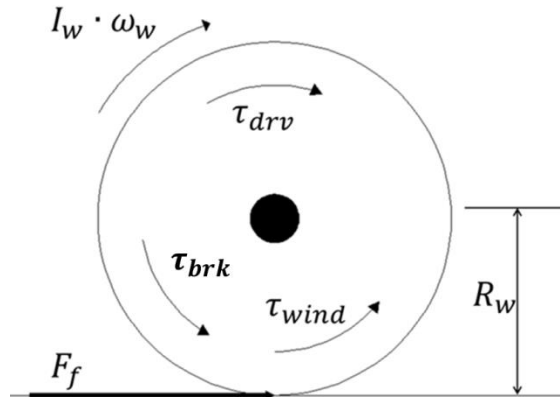


圖 2-9. 車輛輪胎之自由體圖[8]

其轉動動態方程式可表示如下：

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_w &= \frac{\tau_{drv} - \tau_{brk} - \tau_f - \tau_{wind}}{I_w} = \frac{(F_{drv} - F_{brk} - F_f - F_{wind})R_w}{(m_w + \frac{1}{4}m_v)R_w^2} \\ &= \frac{F_{drv} - F_{brk} - F_f - F_{wind}}{(m_w + \frac{1}{4}m_v)R_w} \end{aligned} \quad (2.7)$$

其中， F_{drv} 為輪胎驅動力， F_{brk} 為輪胎煞車力， F_f 為輪胎對地面之滾動阻抗， F_{wind} 為風阻， R_w 則為輪胎半徑， I_w 則為輪胎之轉動慣量， m_w 為輪胎質量，而 m_v 則為車體質量。

因此，輪胎轉速 ω_w 可表示為：

$$\omega_w = \int \frac{F_{dev} - F_b - F_f - F_{wind}}{(m_w + \frac{1}{4}m_v)R_w} dt \quad (2.8)$$

而求得輪胎之轉速後，可進而由輪胎轉速和輪胎半徑相乘求得車速 V ：

$$V = R_w \omega_w \quad (2.9)$$

而地面對輪胎摩擦力 F_f 之產生和輪胎與地面的摩擦係數有關，摩擦力可表示為滾動阻抗係數 μ 和輪胎對地面正向力 N 之乘積：

$$F_f = \mu N = \mu m_w g \quad (2.10)$$

由以上公式可知道，在輪胎質量 m_w 、車體質量 m_v 及重力加速度 g 保持不變的情況下輪胎之煞車能力取決於摩擦係數大小。

2.1.6 駕駛者模式與行車型態

為了能夠進行正向模擬，因此需要駕駛者車速跟隨模式，其為參考車速與實際車速誤差 ΔV 之 PI 控制：

$$CMD(\%) = k \cdot (\Delta V \times P + I \int \Delta V dt) \quad (2.11)$$

其中， CMD 為駕駛者命令， k 為油門命令或煞車命令之增益值，若：

If $\Delta V \times P + I \int \Delta V dt > 0$ ，則 $k = k_{drv}$

If $\Delta V \times P + I \int \Delta V dt < 0$ ，則 $k = k_{brk}$

行車型態部分則透過建立時間對速度之 $V = V(t)$ 方程式，提供系統每秒之參考車速。

2.2 主動式回充控制模擬演算法

此部分為本研究之重心，由圖 2-10 的馬達實測圖可發現，不同的馬達轉速會產生不同的馬達扭矩及電流，因此可將馬達扭矩及電流視為馬達轉速之函數，而由於電池本身之端電壓與回充電流相關，端電壓與鋰電池模組電壓壓差越大，回充電流值便越高，因此回充電流可表示為：

$$I_{reg} = f(SOC_b, \tau_{motor}, \omega_{motor}) \quad (2.12)$$

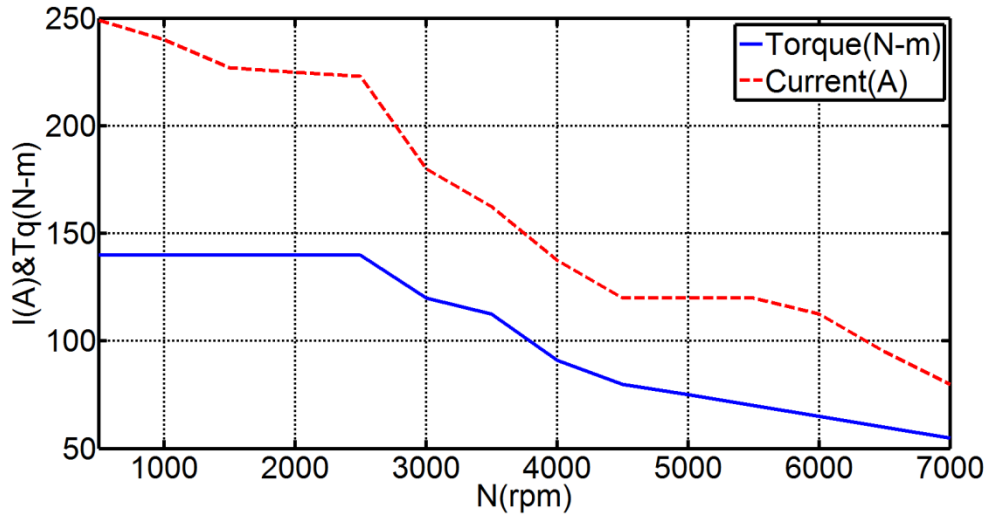


圖 2-10. 馬達之轉速對最大扭矩與電流之關係

由於要求得最佳化控制策略需要定義目標函數，因此在此定義一目標函數 J ，其定義為回充功率 P_{reg} 加上一懲罰值 α ，即：

$$J = P_{reg}(SOC_b, \tau_{motor}, \omega_{motor}) + \alpha = V_b \cdot I_{reg}(SOC_b, \tau_{motor}, \omega_{motor}) + \alpha \quad (2.13)$$

由於電池電壓可視為定值，因此回充功率與回充電流之關係為正比，而懲罰值 α 之定義為：當搜尋最佳發電控制值後發現其超出主觀適駕性之限制：

超出馬達工作區間 ($\tau_{motor, max} = \tau_{motor, max}(\omega_{motor})$)，在特定轉速下可能超出最大馬達扭矩限制，使行車產生危險。

則懲罰值可表示為：

如果以上條件成立，則 $\alpha = 0$ ；反之若如果以上條件不成立，則 $\alpha = -10^9$ ，由於加入一趨近於無限大之負值，最佳化便不會搜尋到此點，便可藉此避免超出主觀適駕性之限制的情況產生。

最佳化之步驟首先是要先對變數進行離散化之動作，即：

$$\tau_{motor, min} : \tau_{motor, inc} : \tau_{motor, max} \quad , \quad \omega_{motor, min} : \omega_{motor, inc} : \omega_{motor, max} \quad ,$$

$SOC_{b, min} : SOC_{b, inc} : SOC_{b, max}$ 。其中下標中 min 、 inc 、 max 分別代表最小值

(minimum)、步進值(increment)與最大值(maximum)。之後，由各指標 i 、 j 、 k ，可

得到得到相對應模擬之 τ_{motor} 、 ω_{motor} 、 SOC_b ，即：

$$\tau_{motor}(i) = \tau_{motor,min} + \tau_{motor,inc}(i-1) \quad (2.14)$$

$$\omega_{motor}(i) = \omega_{motor,min} + \omega_{motor,inc}(j-1) \quad (2.15)$$

$$SOC_b(i) = SOC_{b,min} + SOC_{b,inc}(k-1) \quad (2.16)$$

因此，回充之功率可表示為：

$$\begin{aligned} P_{reg} &= V_b I_{reg} \times \eta_b = V_b \frac{V_{reg} - V_{b,OC}}{R_{eq}} \times \eta_b \\ &= V_b \frac{V_{reg}(\tau_{motor}, \omega_{motor}) - V_{OC}(SOC_b)}{R_b(SOC_b) + R_{reg}} \times \eta_b \\ &= (V_{OC}(SOC_b) - I_{reg} R_b) \frac{V_{reg}(\tau_{motor}, \omega_{motor}) - V_{OC}(SOC_b)}{R_b(SOC_b) + R_{reg}} \times \eta_b \end{aligned} \quad (2.17)$$

其中，充電電池之功率 P_{reg} ，為電池電壓與充電電流相乘後，再與電池充電效率 η_b 相乘；而充電電壓 V_{reg} 與電池開迴路電壓 V_{OC} 之壓差除以充電線組及電池內電組可獲得回充電流。而充電電壓與發電機之扭矩與轉速相關，因此最後發現充電進電池之功率為充電扭矩、馬達轉速、電池 SOC 之函數。因此透過 for 迴圈，可搜尋出不同馬達轉速、電池 SOC 函數下，最佳之輸出功率。因此，最佳目標函數可表示為：

$$J^*(j, k) = \max_{\tau_{motor}(i^*)} (P_{reg} + \alpha) \quad (2.18)$$

透過搜尋在指標 (j, k) 下使輸出功率最佳時之指標 i ，即可求得馬達之發電最佳控制扭矩或電流：

$$\tau_{motor}^* = \tau_{motor,min} + (i^* - 1) \cdot \tau_{motor,inc} \quad (2.19)$$

由演算法預可推得一最佳馬達扭矩命令二維表。

最佳化程式架構由 for 迴圈所構成，最外圈之 for loop 為電池 SOC、中間之 for loop 為煞車信號或扭矩命令，最內圈之 for loop 為馬達轉速，透過不同指標

(i,j,k)下可求出三維目標函數 $J(i,j,k)$ 矩陣，再透過最佳化流程，得到最佳扭矩二維表，並將其輸入至驅動馬達驅控器中，以求得最大煞車回充功率，並兼具適駕性與行車安全。

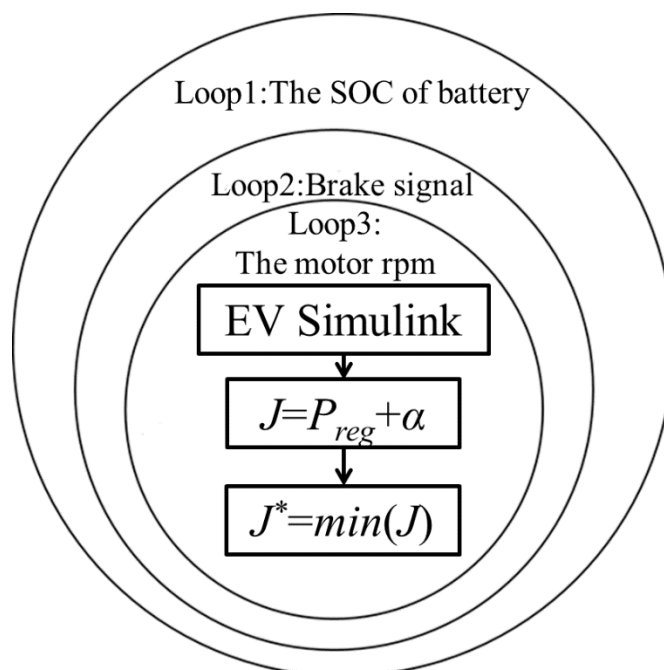


圖 2-11. 最佳回充扭矩命令 for 迴圈架構

2.3 行車型態煞車回充效益演算

當 2.2 之主動式回充控制模擬演算法完成後，將其導入實際電動車之底盤動力計以進行驗證。本部分將使用 ECE-40 與 FTP-75 這兩種目前較常用作於車輛測試之行車型態進行能量回充效率之測試。在此部分，首先是將充電與放電功率進行積分，得到充電與放電能量，即：

$$\begin{cases} E_{reg} = \int P_{reg} dt \\ E_{dis} = \int P_{dis} dt \end{cases} \quad (2.20)$$

最後為求回充效率，在此定義一量化指標，此量化指標為能量回收比 ERR(energy recovery ratio (%))，代表意義為當電池輸出功率 P_{dis} 經累積為輸出能量 E_{dis} 後，其可回收之再生煞車能量 E_{reg} 佔總輸出能量之百分比，即：

$$ERR(\%) = \frac{E_{reg}}{E_{dis}} = \frac{\int P_{reg} dt}{\int P_{dis} dt} \quad (2.21)$$

第三章 即時模型建立

為了以最精確的方式模擬整車之煞車制動力，首先以 MATLAB/Simulink 將整車相關動態建立成物理模型，並將各動態使用連接線予以連接，進行各項動態模擬，最後將建立完成之物理模型燒錄至實際電動車上進行參數驗證，以下說明本研究之煞車回充物理模型之架構與其操作機制：

3.1 整車系統架構與操作機制

圖 3-1 為煞車回充系統物理模型全貌，系統主要包含鋰電池模型、驅動馬達模型、煞車控制器、液壓煞車模型、馬達充放電模型、馬達充放電效率模型與和整車動態分析模型。各動態模型間使用連接線將模擬出之動態相互連接，並使用 FromWorkspace 之元件，將模型所需之基本參數從 Workspace 載入，以完成整車煞車回充效率之模擬。

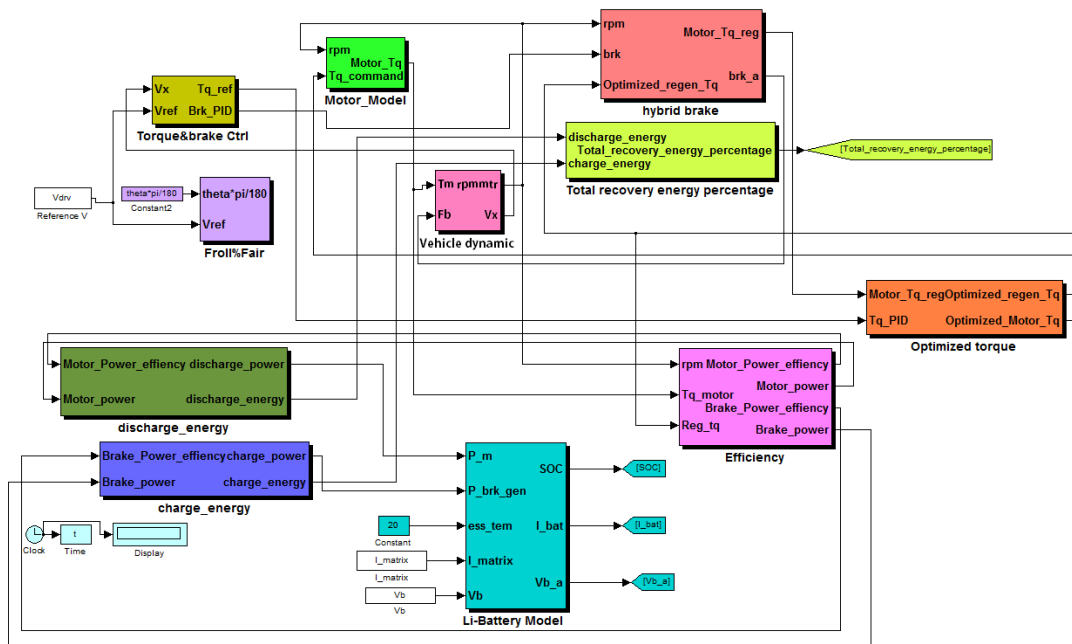


圖 3-1. 煞車回充系統物理模型全貌

圖 3-2 為架構方塊圖，首先本系統先將參考車速與實車速度輸入至 PID 控制器，以得到當前的油門命令，之後便會根據油門命令決定是否該煞車以及馬達運

轉之扭矩大小，之後將經由煞車系統所得之煞車力，及經馬達控制器所得之馬達驅動扭矩，輸入至整車動態分析模組中，得到分析回充功率所需之車輛動態資訊，之後再藉此推得回充能量及效率，最後則依據模擬所得數據進行鋰電池動態之分析。

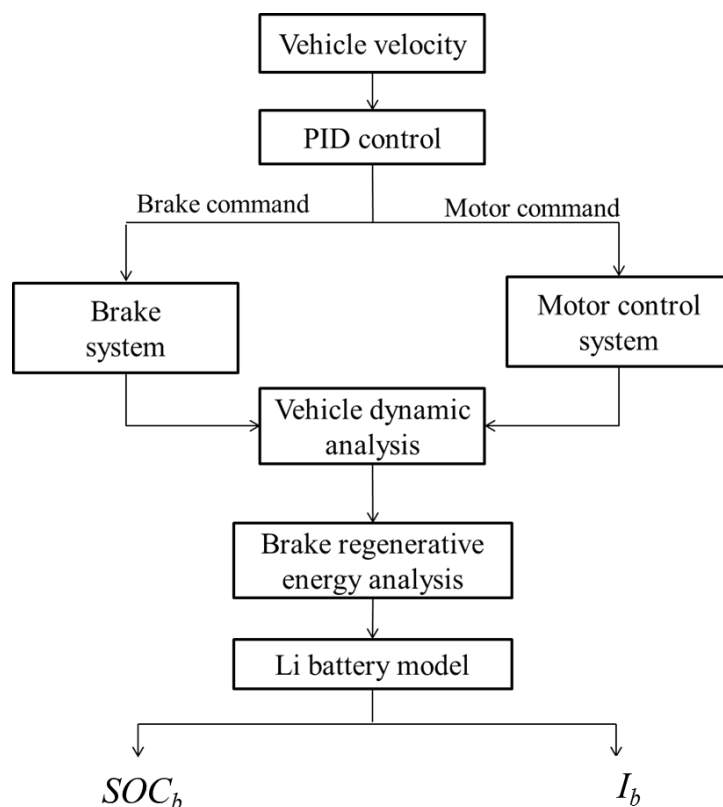


圖 3-2. 整車系統架構方塊圖

3.2 整車動態與再生煞車模型細部說明

煞車回充系統主要分成 11 個區塊，各區塊中分別對馬達驅動扭矩、煞車力控制、整車動態與煞車回充效率等電動車動態參數輸入至 MATLAB 之 m 檔中，並使用 MATLAB/Simulink 將各項車輛系統之物理模型建置完成。

整體程式架構如圖 3-3 所示，主要由一 Script 程式進行最佳再生煞車參數搜尋，並呼叫其他程式。首先將 MATLAB 之 m 檔中馬達效率、扭矩限制、鋰電池與行車型態等參數呼叫至 Workspace 中，之後執行 Simulink 之煞車回充物理模

型，便可模擬電動車之整車動態分析，Simulink 整車程式包含電動車組件與整車動態分析模塊，而電動車動態參數已建置於整車動態模塊中，因此整車動態與經由煞車回充所回收之能量均可計算出，並透過後端之繪圖程式將成果繪出並分析數據。

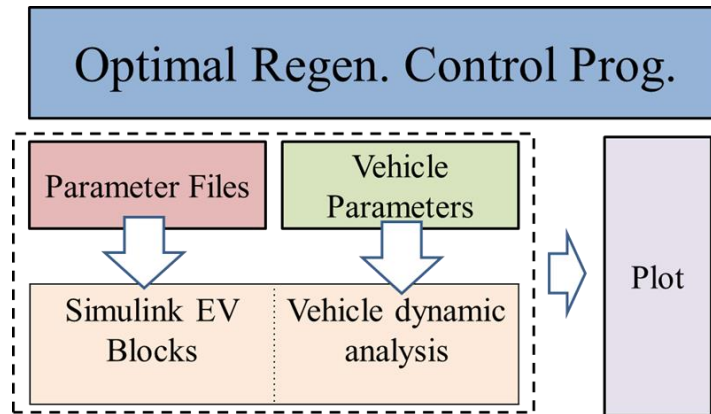


圖 3-3. 最佳煞車回充搜尋整車程式架構

以下分共成八個章節來介紹各煞車回充系統的各大元件：

3.2.1 驅動馬達及液壓煞車控制

為了要進行馬達及煞車訊號之控制，需要進行 PID 控制器的設計，以下圖 3-4 為馬達及煞車 PID 控制器之模塊，在此模塊中以實際車速與參考車速做輸入，得到車速誤差 ΔV ，之後通過 PID 控制器後，對輸出值進行限制，所得結果即為馬達驅動扭矩命令及煞車命令，決定煞車命令 $\tau_{brk,cmd}$ 及馬達驅動扭矩命令 $\tau_{mtr,cmd}$

之公式如下所示：

$$\begin{cases} \tau_{brk,cmd} = G_{brk} \alpha_{brk} \\ \alpha_{brk} (\%) = K_{p,b} \Delta V + K_{I,b} \int_0^t \Delta V dt \\ \Delta V = V_x - V_{ref} \end{cases} \quad (3.1)$$

$$\begin{cases} \tau_{mtr,cmd} = G_{mtr} \alpha_{mtr} \\ \alpha_{mtr} (\%) = K_{p,m} \Delta V + K_{I,m} \int_0^t \Delta V dt \\ \Delta V = V_{ref} - V_x \end{cases} \quad (3.2)$$

其中， G_{brk} 、 G_{mtr} 為增益值， $K_{p,b}$ 、 $K_{p,m}$ 為比例增益控制值， $K_{i,b}$ 、 $K_{i,m}$ 為積分增益控制值， α_{brk} 、 α_{mtr} 則分別為煞車踏板開度及油門開度，當求得扭力命令值後，需透過 Saturation 模塊限制輸出值在限制範圍內。

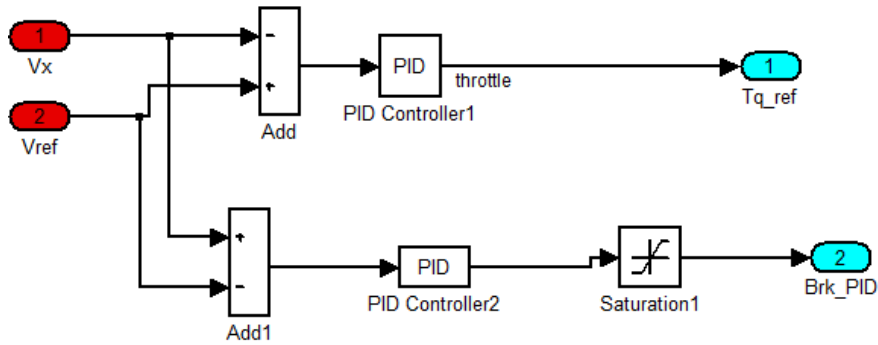


圖 3-4. 馬達及煞車 PID 控制器模塊

接下來將所得到之煞車命令及馬達驅動扭矩命令送入煞車控制器及馬達驅動器裡使車輛得以驅動，首先在煞車控制器的部分，先定義煞車功率比 BPR (brake power ratio)，其公式如下所示：

$$BPR \equiv \frac{\tau_{reg,cmd}}{\tau_{brk,cmd}} \quad (3.3)$$

當 BPR 為 1 時，表示總煞車命令值等於再生煞車命令值，即是代表所有之煞車能量均由再生煞車負責；而當 BPR 為 0 時，表示再生煞車命令值等於零，即是代表則所有煞車能量均由機械煞車負責。

將煞車扭矩以煞車功率比進行適當的分配後，將再生煞車扭矩命令及馬達轉速送進再生煞車模組中，再來先將轉速送至 1-D 表之馬達轉速對最大馬達扭矩曲線 ($\tau_{reg,cmd} = \tau_{reg,max} = \tau_{motor,max}(rpm)$) 裡面查詢馬達轉速所對應到之最大馬達扭矩，查出之最大扭矩後與命令值相比較後，取出最小值即為馬達之實際發電扭矩，即： $\tau_{brk,reg} = \min(\tau_{reg,cmd}, \tau_{reg,max}(rpm))$ 。之後機械煞車扭矩便由煞車命令減去再生煞車扭矩後得到，即是：

$$\tau_{brk,mech} = \tau_{brk,cmd} - \tau_{brk,reg} \quad (3.4)$$

接下來將所求得之機械煞車扭矩以 Saturation 模塊進行物理限制，最後再將限制後之機械煞車扭矩加上再生煞車即為實際之總煞車扭矩。

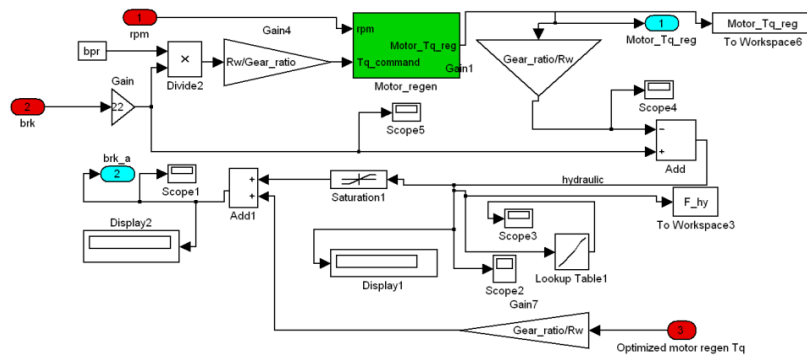


圖 3-5. 主動式煞車之液壓煞車子系統

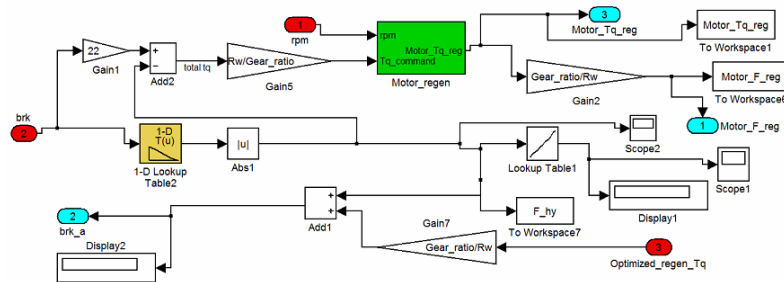


圖 3-6. 被動式煞車之液壓煞車子系統

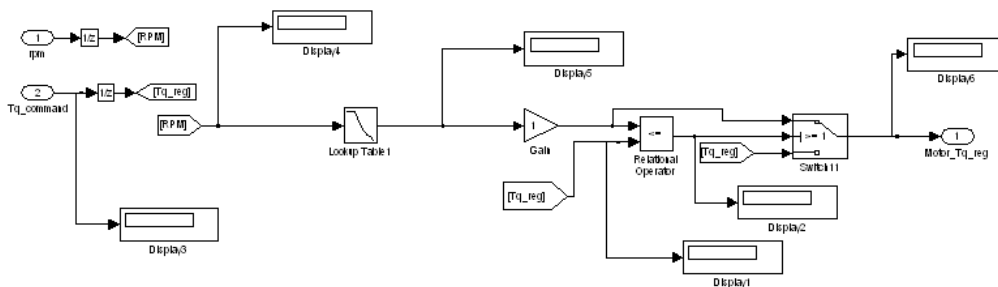


圖 3-7. 馬達再生煞車子系統

再來在驅動馬達控制器的部分，驅動馬達控制器之機制與再生煞車模組相似，同樣將轉速送進最大扭矩曲線 ($\tau_{mtr,cmd} = \tau_{mtr,max} = \tau_{motor,max}(rpm)$) 後經由比對後再取最小值得到馬達之實際發電扭矩，即： $\tau_{motor} = \min(\tau_{mtr,cmd}, \tau_{mtr,max}(rpm))$ 。

3.2.2 馬達驅動及煞車回充效率

本模塊以轉速、馬達驅動扭矩與煞車扭矩為輸入，以對照 T-N 效率圖的方式，得到馬達放電效率及煞車回充效率，即：

$$\begin{cases} \eta_{m,dis} = \eta_{m,dis}(\tau_{mtr,drv}, \omega_{motor}) \\ \eta_{m,cha} = \eta_{m,cha}(\tau_{brk,reg}, \omega_{motor}) \end{cases} \quad (3.5)$$

而轉速乘以馬達驅動扭矩和煞車扭矩可得到馬達驅動功率及煞車回充功率。

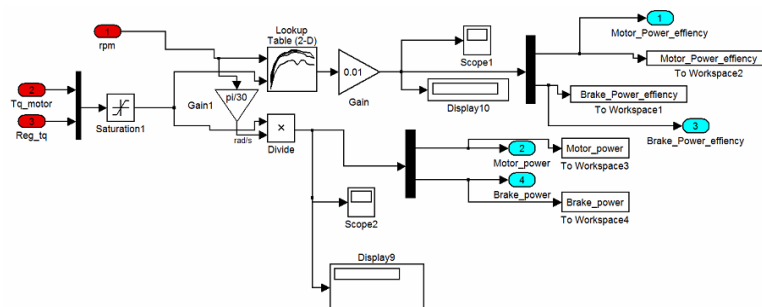


圖 3-8. 馬達充放電效率子系統

3.2.3 鋰電池系統

本研究之鋰電池模組參考 ADVISOR 車輛模擬軟體之電池模組[30]，其為一階 SOC 動態之內電阻模型。本模型將馬達驅動功率、煞車回充功率以及環境下之定溫做為系統輸入，經系統運算後，得到電池 SOC 與電池充放電電流輸出。圖 3-9 為系統架構全貌，其中“1”為參數查表模組，以功率之正負值，判斷所選用之放電電阻值與充電電阻，其參數查表模組內部結構如圖 3-10 所示，其內部參數如下所示：

$$\begin{cases} R_{cha} = R_{cha}(SOC_b, T_b), & P_b < 0 \\ R_{dis} = R_{dis}(SOC_b, T_b), & P_b \geq 0 \\ V_{OC} = V_{OC}(SOC_b, T_b) \end{cases} \quad (3.6)$$

其中， P_b 為鋰電池之充放電功率，當 $P_b < 0$ 時，表示電池正在充電；而當 $P_b \geq 0$ 時，表示電池正在放電， T_b 為電池溫度， SOC_b 為電池之 SOC 變化， R_{cha} 為充電

電阻， R_{dis} 為放電電阻， V_{OC} 則為開迴路電壓。

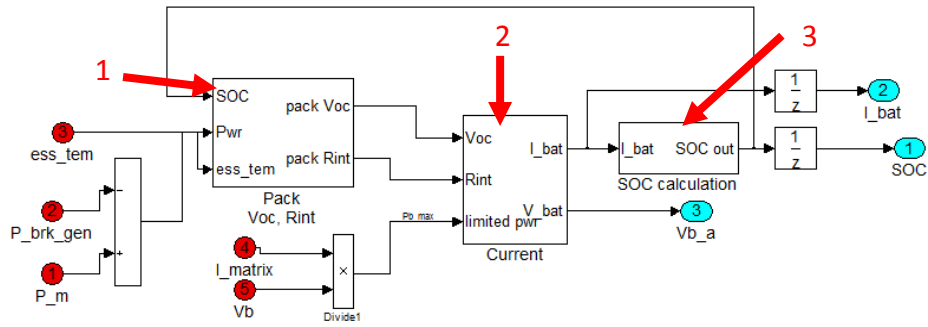


圖 3-9. 鋰電池系統架構全貌

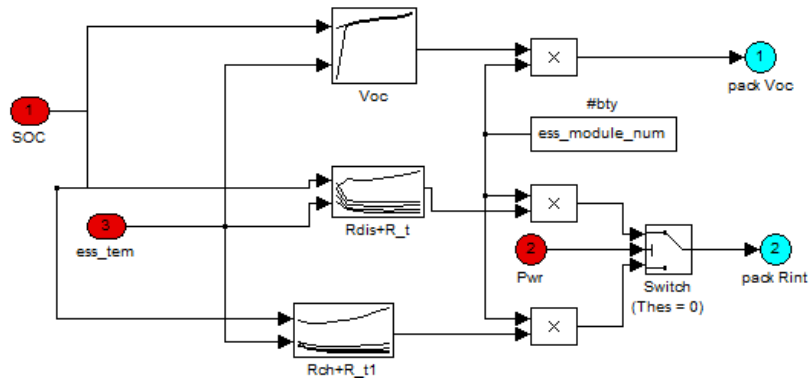


圖 3-10. 鋰電池系統參數查表子系統

圖 3-10 中“2”為鋰電池充放電電流計算模組，其模型如圖 3-11 所示，其相關動態方程式為：

$$I_b = \frac{V_{oc} - \sqrt{V_{oc}^2 - 2R_b P_b}}{2R_b} \quad (3.7)$$

其中， I_b 為電池充放電電流， R_b 為電池電阻，而電池端電壓可表示為：

$$V_b = V_{OC} - I_b R_b \quad (3.8)$$

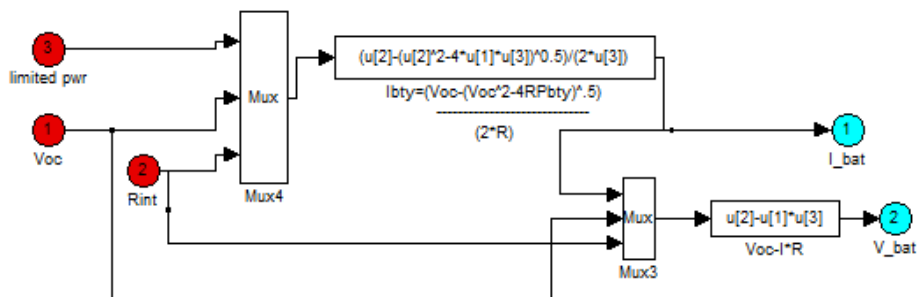


圖 3-11. 鋰電池系統電流計算模組

圖 3-9 中“3”為鋰電池 SOC 變化之計算模組，其模型如圖 3-12 所示，相對應之動態方程式為透過電荷積分法求出瞬時 SOC:

$$SOC_b(k) = SOC_{b,i} + \frac{\int_{t=t_0}^t I_b(t)dt}{Q_b} \quad (3.9)$$

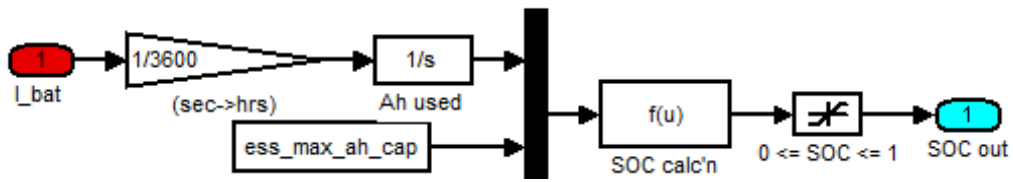


圖 3-12. 鋰電池系統 SOC 變化計算模組

將以上模塊互相做連結，得到不同狀況時之最佳煞車配比，同時求得最佳之回充電流與 SOC 變化值。

3.2.4 最佳能量回收效率模組

為了求得最佳能量回收效率，先需計算電池之充放電能量，而要得到電池之充放電能量，就需先求得電池之充放電功率。以下圖 3-13 與圖 3-14 為電池充放電功率與能量計算模塊:

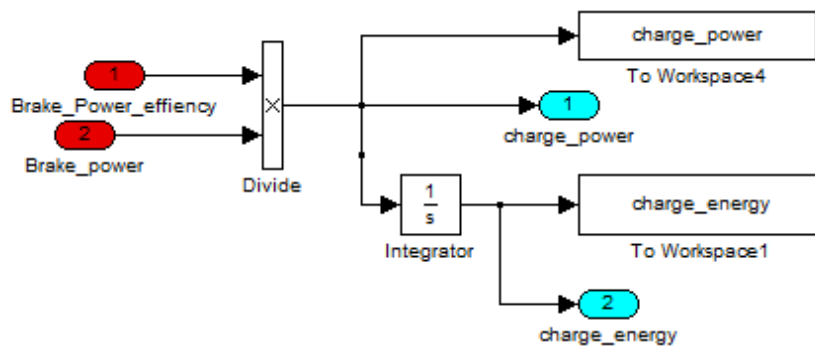


圖 3-13. 充電功率與能量計算模塊

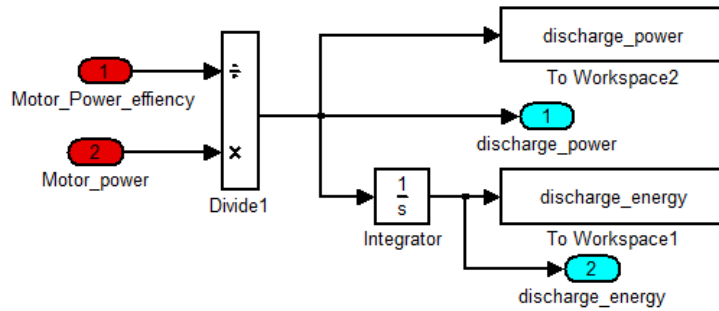


圖 3-14. 放電功率與能量計算模塊

而電池充電功率 P_{reg} 之計算方式為馬達煞車回充功率 $P_{m,cha}$ 乘以馬達煞車回充效率 $\eta_{m,cha}$ ，其方程式如下所示：

$$P_{reg} = P_{m,cha} \times \eta_{m,cha}(\tau_{brk,reg}, \omega_{motor}) \quad (3.10)$$

以驅動而言，其放電功率 P_{dis} 為馬達驅動功率 $P_{m,dis}$ 除以馬達放電效率 $\eta_{m,dis}$ ，即：

$$P_{dis} = P_{m,dis} / \eta_{m,dis}(\tau_{mtr,drv}, \omega_{motor}) \quad (3.11)$$

再來分別對 P_{reg} 及 P_{dis} 進行積分得到充電能量與放電能量，最後再將充電能量 E_{reg} 除以放電能量 E_{dis} 得到能量回收比 ERR(energy recovery ratio (%))，以下圖 3-15 為能量回收效率計算模組：

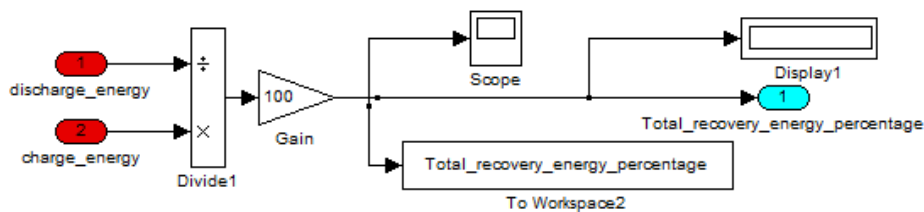


圖 3-15. 能量回收比 ERR 計算模組

3.2.5 風阻與滾動阻抗之能量分析模組

為了分析滾動阻抗與風阻對回收效率產生的影響，就需要建立一分析滾動阻抗與風阻的模組，圖 3-16 為風阻與滾動阻抗之能量分析模組全貌，在此模組中，

滾動阻抗 F_f 與風阻 F_{wind} 之定義如下所示:

$$F_f = \mu \cdot m_w \cdot g \quad (3.12)$$

$$F_{wind} = \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot A_f \cdot D_{air} \cdot V^2 \quad (3.13)$$

其中: C_d 為風阻係數, A_f 為迎風面面積, D_{air} 為空氣密度。

而總阻力 F_{drag} 為滾動阻抗與風阻加總後所得結果, 即是:

$$F_{drag} = F_{roll} + F_{wind} \quad (3.14)$$

而根據機械能守恆定律, 總阻力乘上行車速度可得到因總阻力產生之功率

P_{drag} , 最後再將所得結果積分後便得到因總阻力產生之能量 E_{drag} , 即是:

$$E_{drag} = \int P_{drag} dt = \int F_{drag} \cdot V dt \quad (3.15)$$

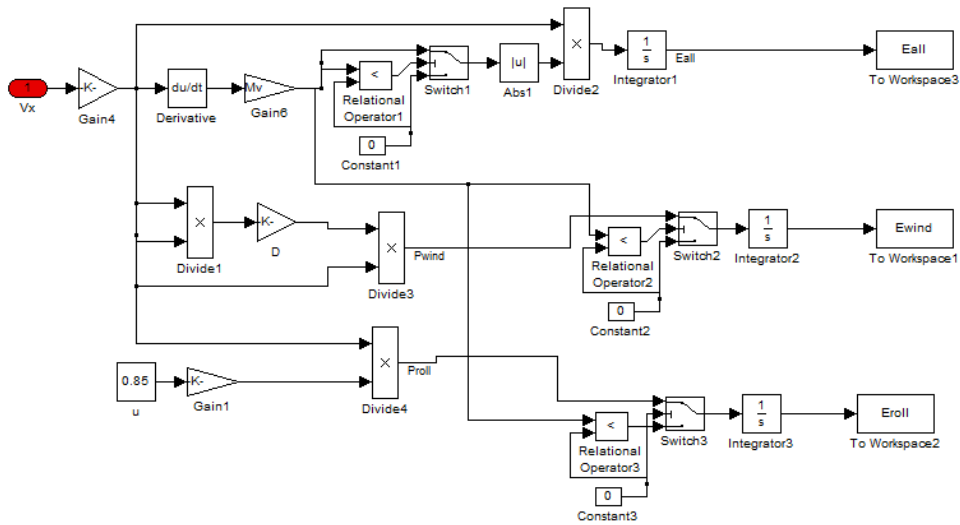


圖 3-16. 風阻與滾動阻抗之能量分析模組

3.2.6 車輛電池最大回充功率保護模組

鋰電池模組使用內電阻法求得電池電流與 SOC 變化。為了避免回充電流過大傷害電池, 所以本研究電池最大回充功率保護模組防止回充電流過大傷害電池使電池壽命減少。鋰電池之電流透過 for 迴圈進行疊代, 求得在某特定馬達轉速

下之最大再生煞車扭矩，電池最大電流限制 $I_{b,max}$ 之動態方程式可寫為：

$$\begin{aligned} I_{b,max} &= P_{b,max} / V_b = P_{m,max} / V_b / \eta_m(\tau_{motor,max}, \omega_{motor}) \\ &= \tau_{motor,max} \times \omega_{motor} / (V_b \times \eta_m) \end{aligned} \quad (3.15)$$

由以上可知，最大再生扭矩可表示為：

$$\tau_{motor,max} = I_{b,max} / \omega_{motor} / (V_b \times \eta_m(\tau_{motor,max}, \omega_{motor})) \quad (3.16)$$

此處之馬達效率同時包含驅動馬達之效率，需進行疊代以求出最大馬達驅動扭矩，疊代之流程如下圖 3-15 所示：

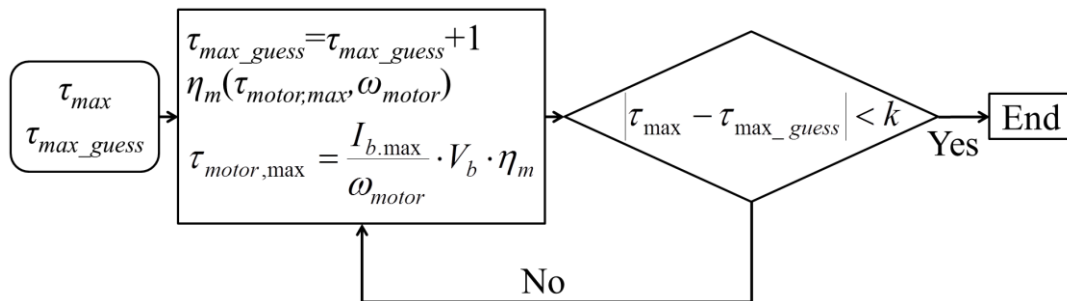


圖 3-17. 疊代流程示意圖

要進行疊代前，首先應先猜測一最大之扭矩，並將此參數連同實際之最大扭矩一同輸入至疊代迴圈裡，所猜測之扭矩與馬達轉速可透過二維內插求得馬達效率，之後以馬達扭矩公式計算求得馬達扭矩值，而若此扭矩值與所猜測之扭矩值相減後取絕對值後所得結果小於設定值，則結束疊代，否則再令馬達猜測扭矩加 1N，持續向上猜測。透過此流程，便可求得不同轉速下之馬達最大輸出扭矩。

3.2.7 最佳再生煞車與馬達驅動扭矩控制模組

要進行最佳再生煞車與馬達驅動扭矩控制，以再生煞車扭矩來說，首先定義此時之取樣時間 k ，則上一時刻之再生煞車扭矩為 $\tau_{brk,reg}(k-1)$ 。而為了要取得 $\tau_{brk,reg}(k-1)$ ，便需要在再生煞車的輸出端上放一個 zero-order hold 的模塊，此時

zero-order hold 便會將上一時刻之再生煞車扭矩輸出，在此取樣時間設定為 0.2 秒，每 0.2 秒送入一再生煞車扭矩命令給馬達控制器以進行控制。最後則將此時刻之再生煞車扭矩 $\tau_{brk,reg}(k-1)$ 與上一時刻進行比對，而最佳馬達驅動扭矩之控制方式與再生煞車相同，圖 3-18 為再生煞車扭矩與馬達驅動扭矩控制模組，以下為其控制機制：

$$\text{If } |\tau_{brk,reg}(k-1) - \tau_{brk,reg}(k)| < \Delta\tau_{lim}$$

$$\tau_{reg}(k) = \tau_{brk,reg}(k)$$

$$\text{Else } \tau_{brk,reg}(k) = \tau_{brk,reg}(k-1) + \Delta\tau_{lim}$$

End

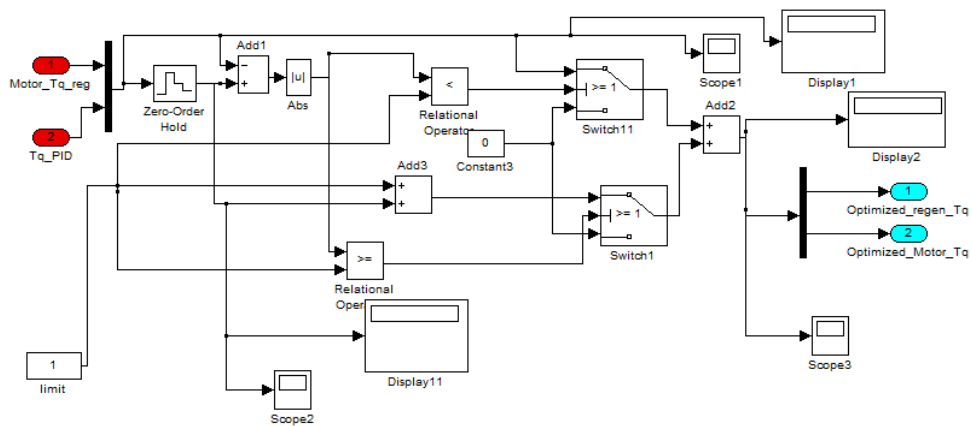


圖 3-18. 再生煞車扭矩與馬達驅動扭矩控制模組

3.2.8 整車動態控制模組

本研究之整車動態控制系統，以馬達驅動扭矩及總煞車力為輸入，經系統運算後得到實車速度與馬達轉速，本整車動態假設車輛處在未打滑的情況下進行煞車，即是車輛在行進時，輪胎處於純滾動狀態，以下圖 3-19 為整車動態控制模塊全貌：

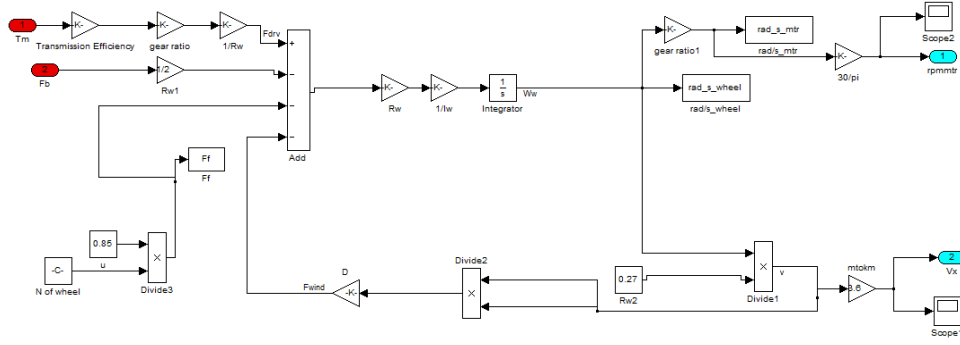


圖 3-19. 整車動態控制模組

3.3 主動式煞車與被動式煞車之規則庫控制

為了比較被動式煞車(目前機械所使用之模式)與主動式煞車(本研究所開發之模式)兩種煞車模式之能量回收效益，因此以定斜率煞車之能量回收效益作比較。首先，被動式煞車在機械煞車部分，為藉由將煞車命令輸入至油門開度對機械煞車力之曲線圖求得，其餘之煞車力由再生式煞車產生。因此其控制策略可寫為：

$$\tau_{brk,mech} = \tau_{brk,mech}(\alpha_{brk}), \quad \tau_{reg,cmd} = \tau_{brk,cmd}(\alpha_{brk}, \omega_{motor})$$

$$\text{If } \tau_{reg,cmd} > \tau_{reg,max}(\omega_{motor}), \tau_{reg} = \tau_{reg,max}(\omega_{motor}), \quad \tau_{brk,a} = \tau_{reg} + \tau_{brk,mech}$$

$$\text{ElseIf } \tau_{reg,cmd} \leq \tau_{reg,max}(\omega_{motor}), \tau_{reg} = \tau_{reg,cmd}, \quad \tau_{brk,a} = \tau_{reg} + \tau_{brk,mech}$$

其中： $\tau_{brk,mech}$ 為機械煞車扭矩， $\tau_{brk,cmd}$ 為煞車扭矩命令， $\tau_{brk,a}$ 為實際煞車扭矩， $\tau_{reg,max}$ 為最大再生煞車扭矩， α_{brk} 為煞車開度。

而主動式煞車為煞車之制動能量全由馬達進行回收，若某轉速下之最大發電扭矩小於煞車命令扭矩，則其餘之動力則由機械式煞車負責消耗。因此其控制策略可寫為：

$$\text{If } \tau_{brk,cmd} \leq \tau_{reg,max}(\omega_{motor}), \tau_{reg} = \tau_{brk,cmd}, \quad \tau_{brk,mech} = 0, \tau_{brk,a} = \tau_{reg}$$

$$\text{Elseif } \tau_{brk,cmd} > \tau_{reg,max}(\omega_{motor}), \tau_{reg} = \tau_{reg,max}(\omega_{motor}), \tau_{brk,mech} = \tau_{brk,cmd} - \tau_{reg,max}(\omega_{motor}),$$

$$\tau_{brk,a} = \tau_{reg} + \tau_{brk,mech}$$

以下圖 3-20 及圖 3-21 分別為主動式及被動式煞車示意圖，由圖 3-20 中可以發現主動式煞車控制策略為：當駕駛者踩踏板時，會得到一煞車踏板的煞車開度，此煞車開度即為煞車命令，再將煞車命令送進再生煞車控制模組裡，便可得到再生煞車扭矩，而和總煞車扭矩相比下，若有不足的部分便由再生煞車補足；而由圖 3-21 中可以發現被動式煞車控制策略為：將駕駛者踏板之煞車命令送進機械煞車控制模組裡後，得到相對應之機械煞車後，和總煞車扭矩相比下，不足的部分再由再生煞車補足，進而完成煞車動作。

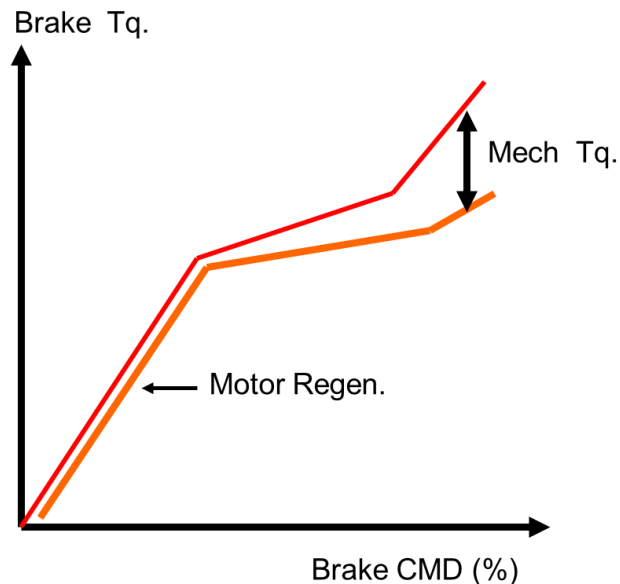


圖 3-20. 主動式煞車規則庫控制機制示意圖

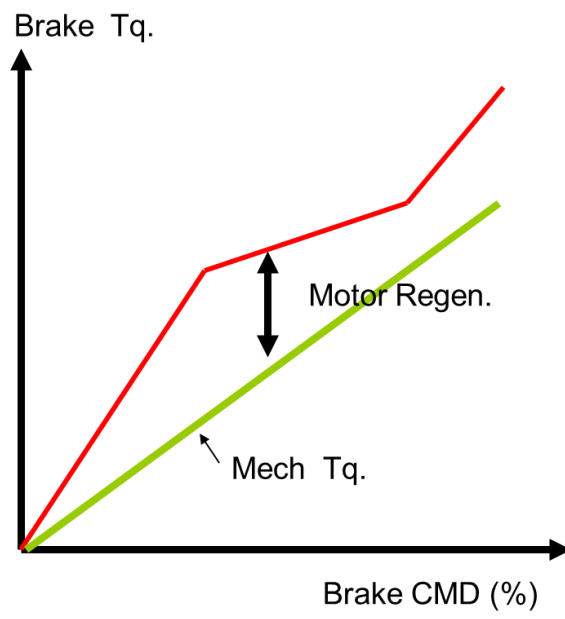


圖 3-21. 被動式煞車規則庫控制機制示意圖

第四章 實驗、模擬結果與討論

第四章將再生煞車系統與整台電動車各組件之模組連結完成並使用 MATLAB/Simulink 建立物理模型，本章則將使用此物理模型模擬回充能量及效率，並討論其結果。

4.1 底盤動力計實測結果

為了能精確的模擬車輛在煞車時，透過本研究之煞車回充系統回收能量效益，因此，可將 HIL (Hardware-In-the-Loop)系統與底盤動力計結合後，進行各項各項負載模擬，圖 4-1 為底盤動力計所實測得之各煞車開度對煞車力之變化曲線圖，曲線中煞車力隨著煞車開度增加而上升藉由此曲線，在煞車開度 100 %時，可達到平均 2011.7 N 的煞車力，透過此曲線可讓系統藉由煞車開度來讓煞車系統輸出適當機械煞車力給輪胎，剩餘不足的部分由再生煞車補足，藉此來達到煞車控制最佳化的目的。

而本研究為能測得實車煞車力數據，須將整車參數輸入至底盤動力計以進行測試，以下表 4-1 為各項整車參數表：

表 4-1. 整車參數表

參數名稱	參數數值
車重	1400 kg
輪胎重量	9.525 kg
迎風面積	3 m ²
輪胎半徑	0.27 m
滾動阻抗係數	0.085
風阻係數	0.4

表 4-2. 傳統煞車力比較表

煞車開度 煞車 初速度	25 %	50 %	75 %	100 %
30 km/h	-683.9 N	-1515 N	-1925 N	-2441 N
60 km/h	-571 N	-1094 N	-1623 N	-2168 N
90 km/h	-365.6 N	-703.6 N	-1084 N	-1426 N
平均	-540.17 N	-1104.2 N	-1544 N	-2011.7 N

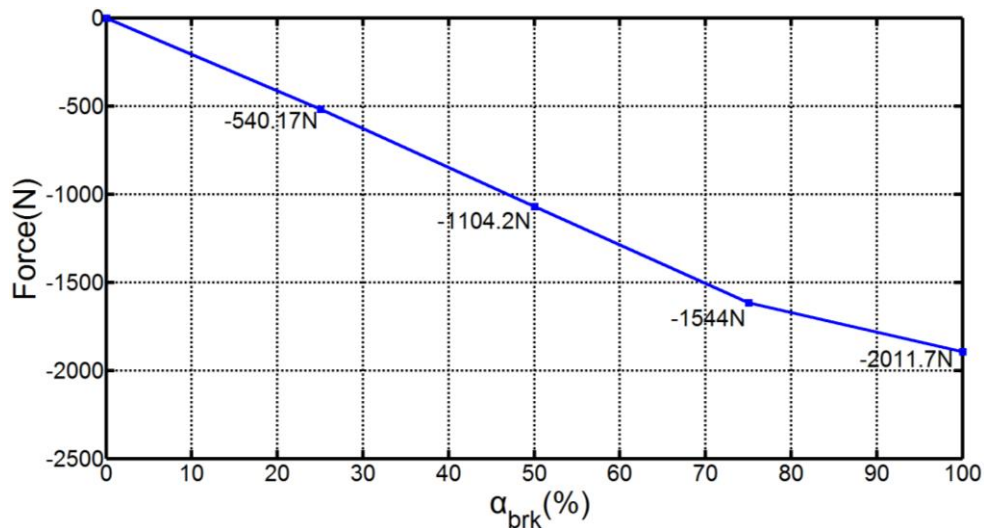


圖 4-1. 底盤動力計實測之煞車開度對煞車力變化曲線

4.2 底盤動力計實測總煞車能量比對

以下為將工研院機械所底盤動力計之機械煞車數據建入煞車回充物理模型後，進行實際煞車能量與模擬結果之比對，透過動力計運行 UDDS 行車型態之煞車能量實測結果，可發現動力計實際煞車能量與經由模擬所計算出之煞車能量極為相近，實測之煞車能量有 13828 kJ，而模擬所得之被動式煞車能量有 13670 kJ，兩者只相差 158 kJ，因此模擬器可用以評估整車煞車效益，代表本煞車回充物理模型已可精確地模擬動力計實測之煞車能量。

表 4-3. UDDS 行車型態煞車能量比較表

實測煞車能量	模擬被動式煞車能量
13828(kJ)	13670 (J)

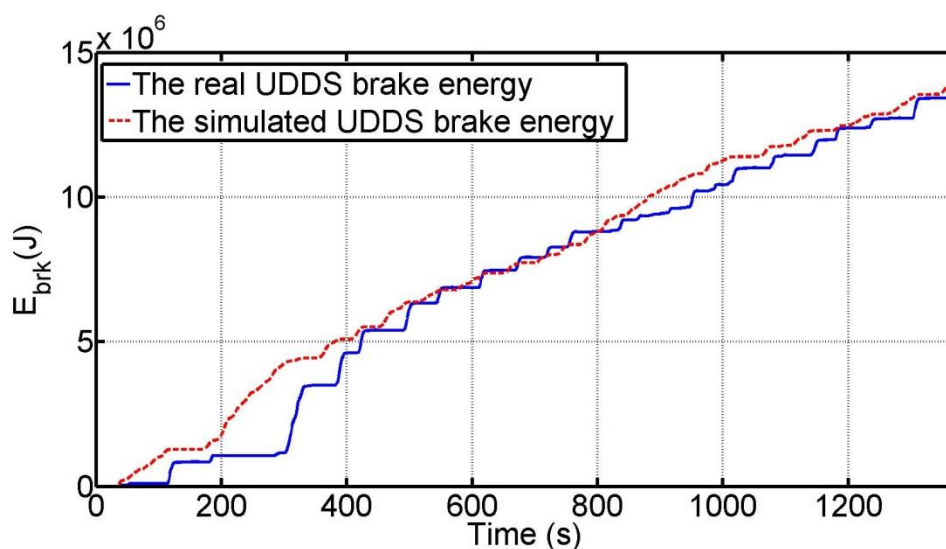


圖 4-3. 底盤動力計實測行車型態和模擬比較之煞車能量累積變化

4.3 定斜率煞車

本研究在定斜率煞車方面使用了 30 km/h、60 km/h 與 90 km/h 三種不同初速度分別在 10 秒、15 秒與 20 秒內進行煞車使車速降低至零，以下為在各定速之下，以各不同斜率進行煞車之煞車命令：

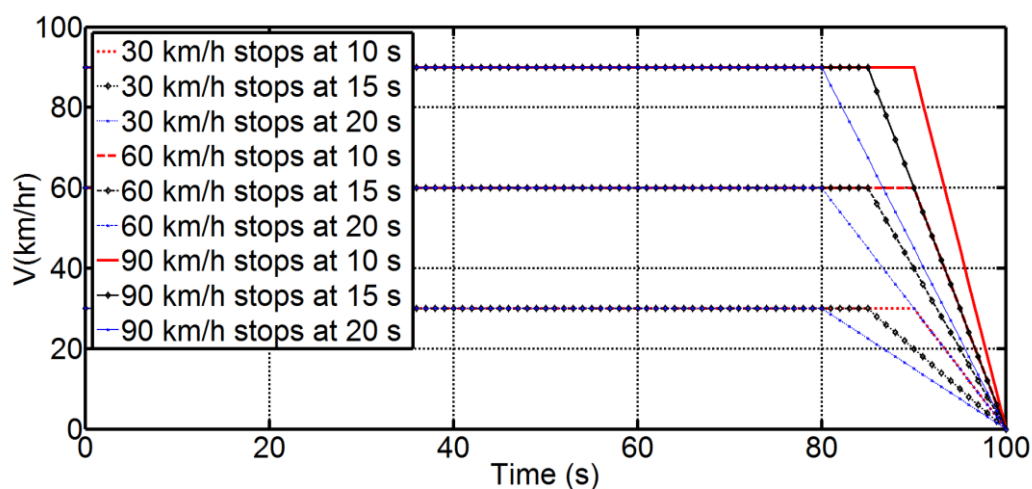


圖 4-4. 初速度 30 km/h、60 km/h、90 km/h 之定斜率煞車命令

以下表 4-4 為在模擬時間 100 秒內定斜率煞車之被動式煞車回充能量模擬結果，橫軸是行車型態之初速度，縱軸是車速由初速度下滑至零的時間。由模擬結果可發現:同樣是從第 90 秒開始煞車之情況下，初速度為 30 km/h 所回充到之能量為 134.1 J，初速度 60 km/h 所回充到之能量為 755.8 J，初速度 90 km/h 所回充到之能量為 1902 J，由此可知，在同樣煞車作動時間下，車速越高，所回充到之能量越高，這是由於因高車速，在進行煞車時便可回收到較多因車體慣量累積之機械能的緣故。

表 4-4. 被動式煞車之能量回收關係

初速度 開始 煞車時間	初速度 30km/h	初速度 60km/h	初速度 90km/h
90 s	134.1(J)	755.8(J)	1902(J)
85 s	98.83(J)	693.9(J)	1852(J)
80 s	64.46(J)	621.9(J)	1782(J)

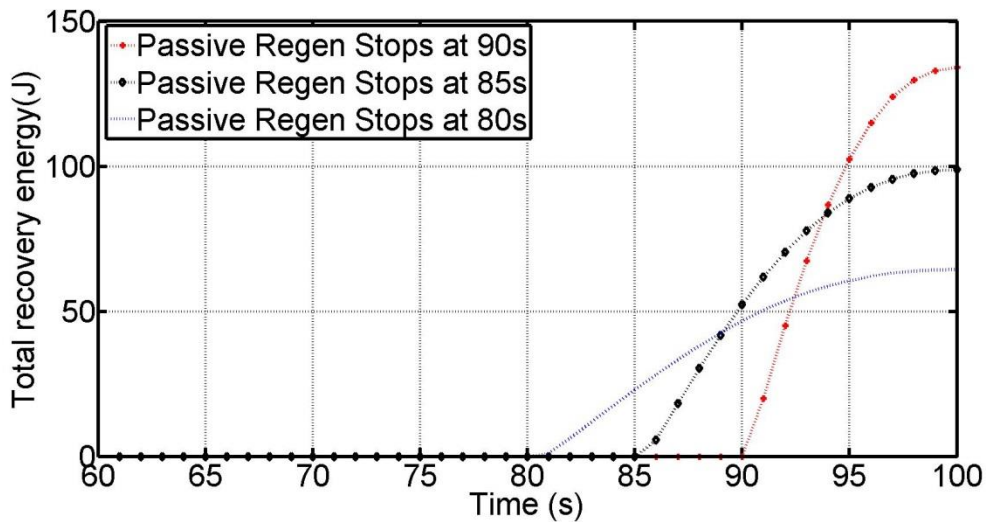


圖 4-5. 被動式煞車以 30 km/h 進行定斜率煞車之回充能量

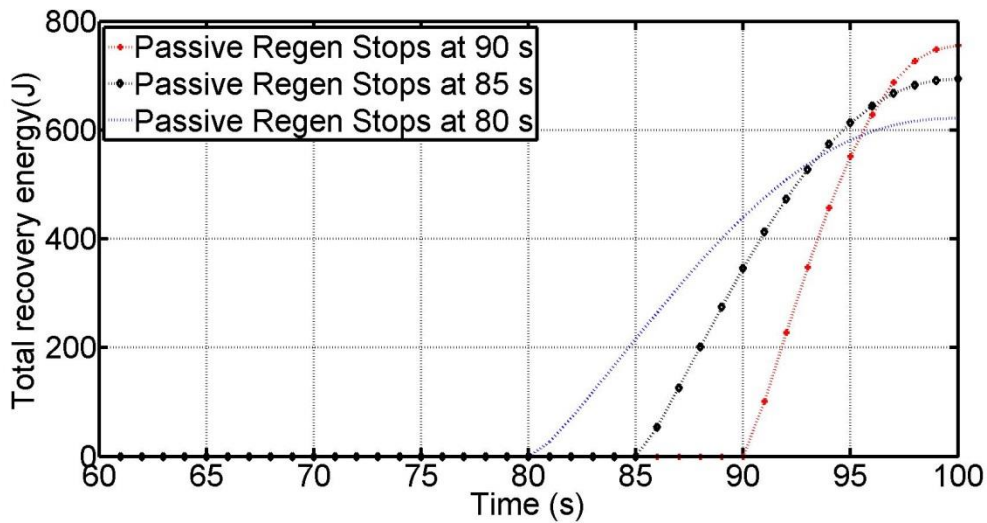


圖 4-6. 被動式煞車以 60 km/h 進行定斜率煞車之回充能量

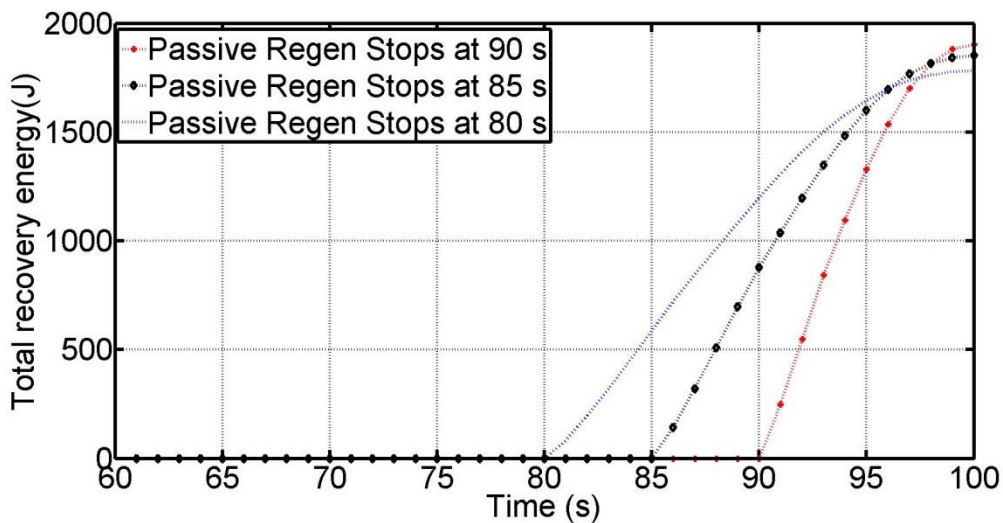


圖 4-7. 被動式煞車以 90 km/h 進行定斜率煞車之回充能量

此外，由以下總動能及各阻力之模擬結果可發現，於車速為 90 km/h 在 10 秒內煞車完畢時，總共累積了 434.2 kJ 的總動能，而風阻則產生了 23.65 kJ 能量，滾動阻抗則有 39.94 kJ；而於車速為 90 km/h 在 20 秒內煞車完畢時，總共累積了 433.1 kJ 的總動能，而風阻則產生了 47.42 kJ 能量，滾動阻抗則有 80.02 kJ。因此可發現煞車時間越長，所累積到之能量也越少，造成此現象的原因是由於在煞車時間較長，造成風阻與滾動阻抗累積較多，進而造成對總動能的消耗較大，使回收之能量較少。而於車速為 30 km/h 在 20 秒內煞車完畢時，產生

了 47.46 kJ 的總動能，而風阻能量有 1.761 kJ，滾動阻抗能量則有 26.67 kJ，和於車速為 90 km/h 在 20 秒內煞車完畢之各項能量相比，車速 30 km/h 之各項能量均較低，造成此現象之原因是由於車速較低，產生之動能因而較小，風阻與滾動阻抗也因車速低而較低。

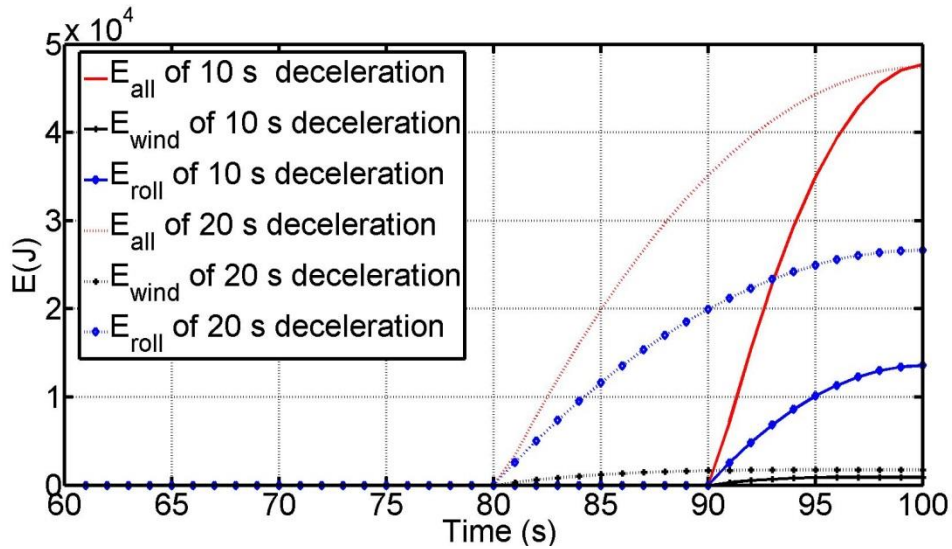


圖 4-8. 30km/h 之定斜率煞車之各阻力能量模擬曲線

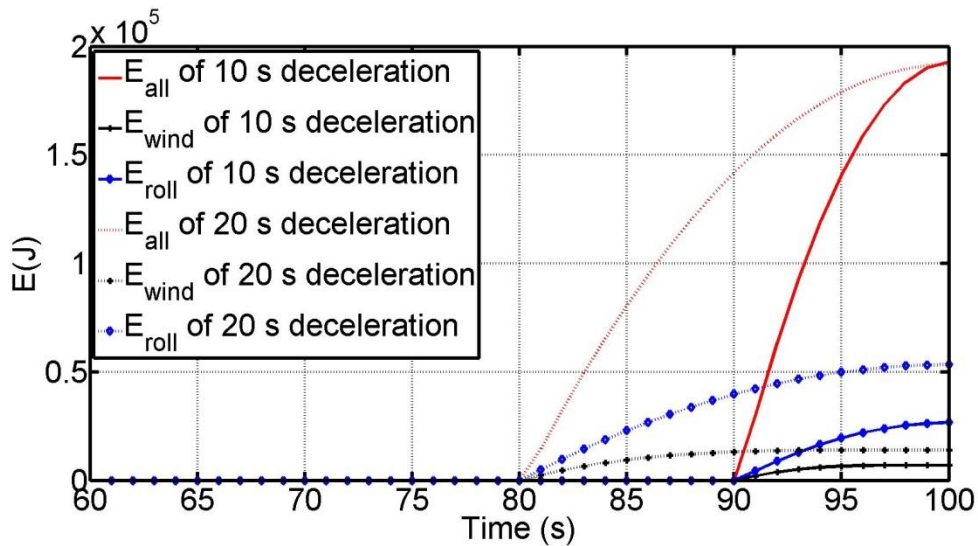


圖 4-9. 60km/h 之定斜率煞車之各阻力能量模擬曲線

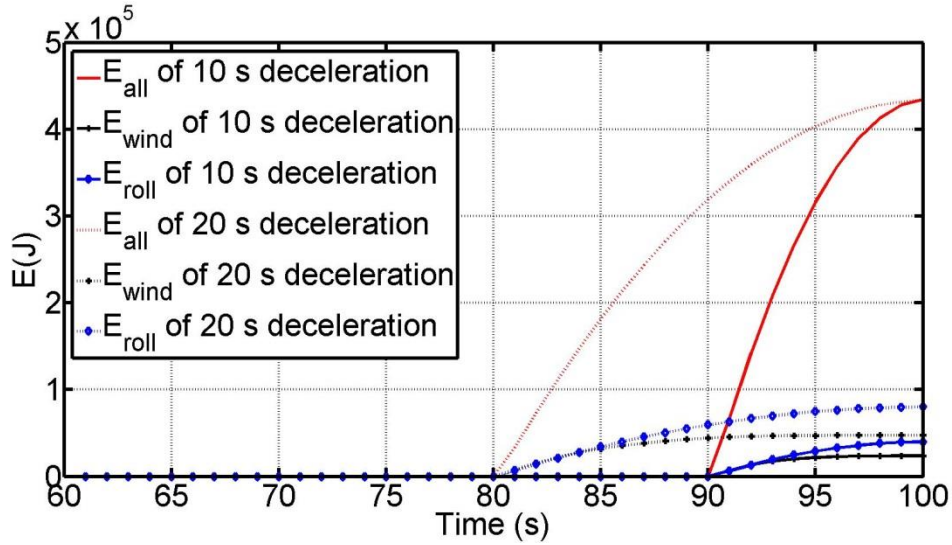


圖 4-10. 90 km/h 之定斜率煞車之各阻力能量模擬曲線

表 4-5. 定斜率煞車之總動能、風阻與滾動阻抗模擬結果

	總動能 $E_{all}(kJ)$	風阻能量 $E_{wind}(kJ)$	滾動阻抗能 量 $E_{roll}(kJ)$	可回收之 總能量 $E_{regall}(kJ)$
以初速度 30 km/h 在 10 秒內煞車完畢	47.79	0.8933	13.43	33.4667
以初速度 30 km/h 在 20 秒內煞車完畢	47.460	1.761	26.67	19.029
以初速度 60 km/h 在 10 秒內煞車完畢	192.8	7.027	26.64	159.133
以初速度 60 km/h 在 20 秒內煞車完畢	192	14.11	53.42	124.470
以初速度 90 km/h 在 10 秒內煞車完畢	434.2	23.65	39.94	370.61
以初速度 90 km/h 在 20 秒內煞車完畢	433.1	47.42	80.02	305.66

以下表 4-6 為在模擬時間 100 秒內定斜率煞車之主動式煞車回充能量模擬結果，由模擬結果可發現:主動式煞車與被動式相同，初速度越高，所回充到之能量就越高，不同煞車時間所回充到之能量差異也越大；而在同初速度之行車狀態下，煞車時間越長，回充到之能量也越少。而比較主動式和被動式能量回充

之差異可發現，主動式煞車所回充到之能量遠比被動式要多，造成此現象之原因是主動式煞車之規則庫控制是在進行煞車時，主要以再生煞車進行煞車，其餘不足的部分再由機械煞車補足，而被動式則是相反，主要以機械煞車進行煞車，其餘不足的部分再由再生煞車補足。

表 4-6. 主動式煞車之能量回收關係

開始 煞車時間 \ 初速度	初速度 30 km/h	初速度 60 km/h	初速度 90 km/h
90 s	2379(J)	13640(J)	35080(J)
85 s	1767(J)	12380(J)	33590(J)
80 s	1148(J)	11030(J)	32050(J)

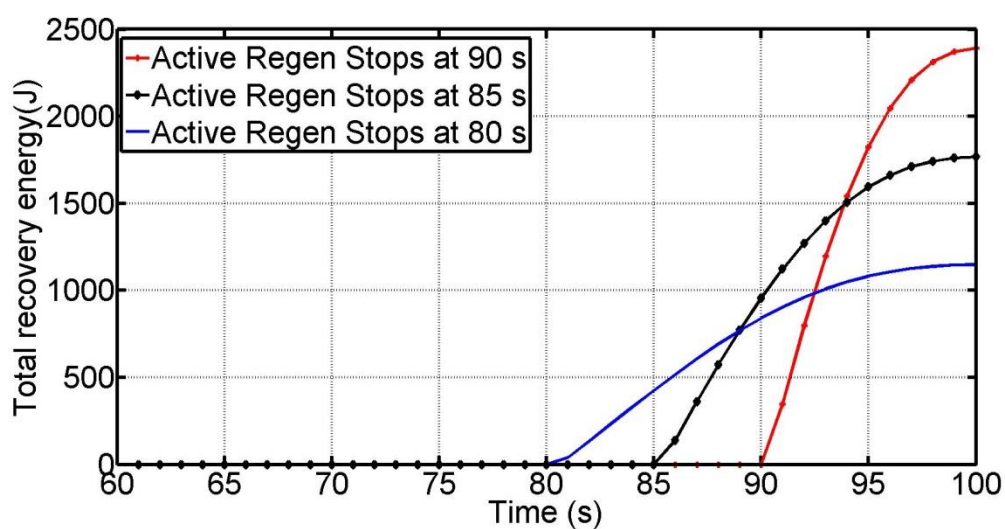


圖 4-11. 主動式煞車以 30 km/h 進行定斜率煞車之回充能量

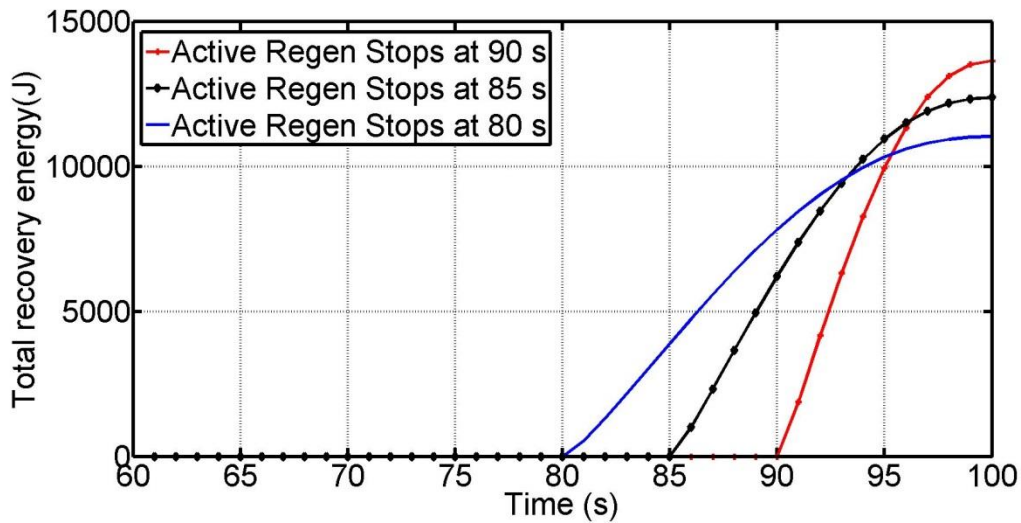


圖 4-12. 主動式煞車以 60 km/h 進行定斜率煞車之回充能量

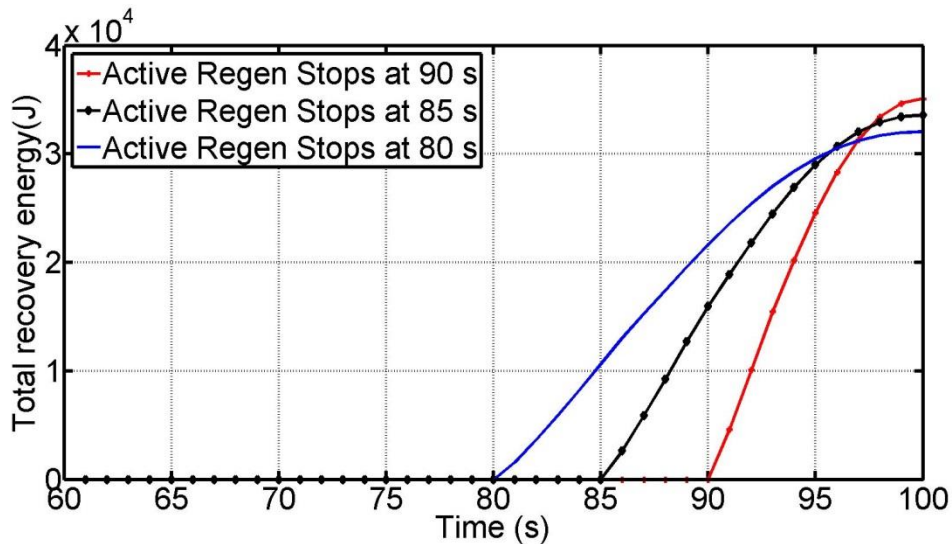


圖 4-13. 主動式煞車以 90 km/h 進行定斜率煞車之回充能量

4.4 FTP 與 ECE 行車型態

而為了要測試本煞車回充系統在車輛於一般狀況行駛時之煞車回充效率，本研究選定美國 FTP-75 之市區行車型態，與歐洲 ECE-40 之市區行車型態兩種行車型態做為測試對象，並比對主動式與被動式煞車所回收能量及其回充效率。以下為 FTP-75 與 ECE-40 行車型態之煞車回充能量模擬結果，由模擬結果可發現：在 FTP-75 行車形態下，被動式煞車回收到的能量為 16830 J，主動式煞車所回收

到的能量則為 311000J;在 ECE-40 行車形態下,被動式煞車回收到的能量為 459.3 J,主動式煞車所回收到的能量則為 8219 J。由模擬結果之曲線可看出,在車速為零或車輛處於加速、定速狀態時,系統並不會進行煞車來回充能量,而若當車輛處於減速狀態時,系統便開始進行煞車來回充能量。

表 4-7. FTP -75 與 ECE-40 行車型態之能量回收關係

行車型態 \ 機械煞車類型	主動式煞車	被動式煞車
FTP-75	311000(J)	16830(J)
ECE-40	8219(J)	459.3(J)

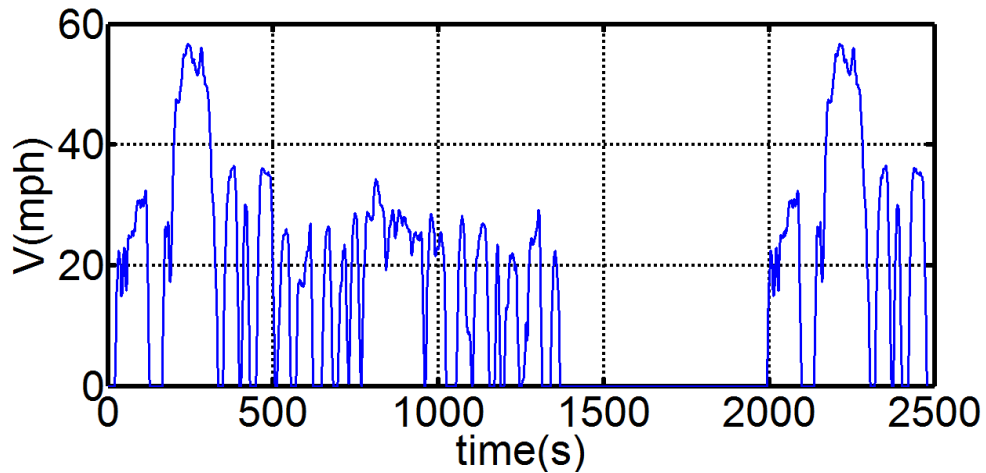


圖 4-14. FTP-75 行車型態速度對時間變化曲線

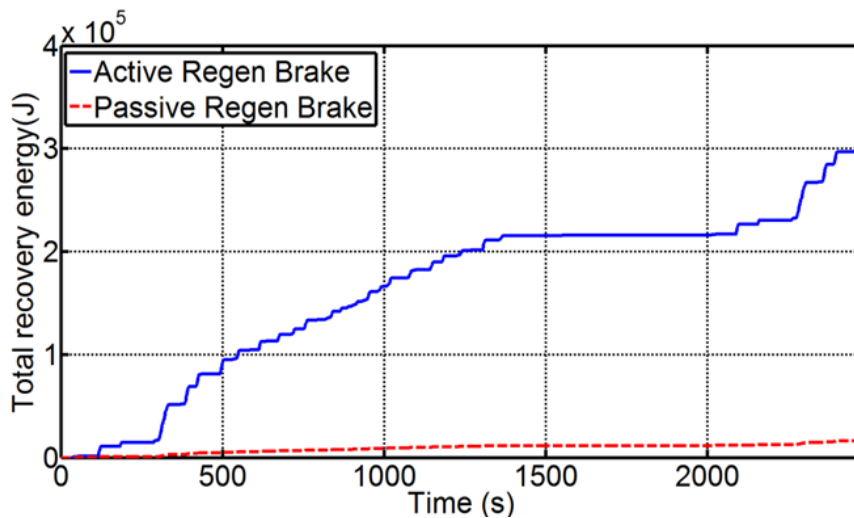


圖 4-15. FTP-75 行車型態之煞車回充能量結果

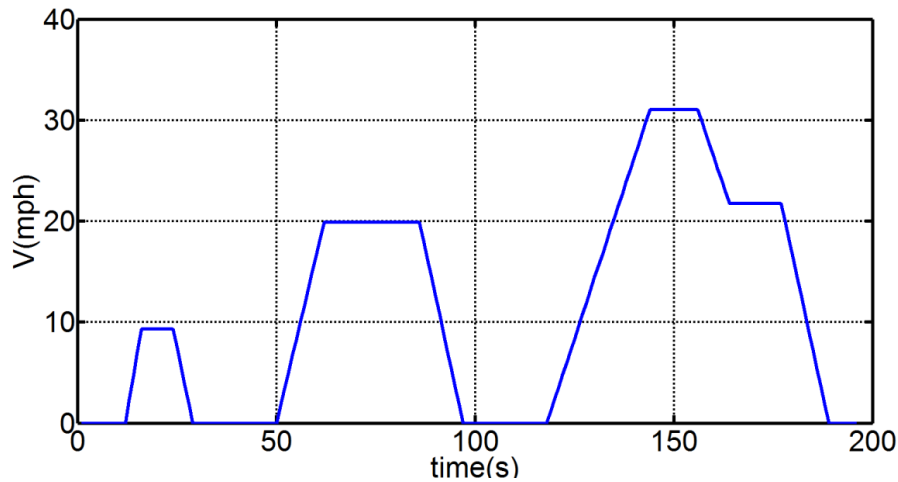


圖 4-16. ECE-40 行車型態速度對時間變化曲線

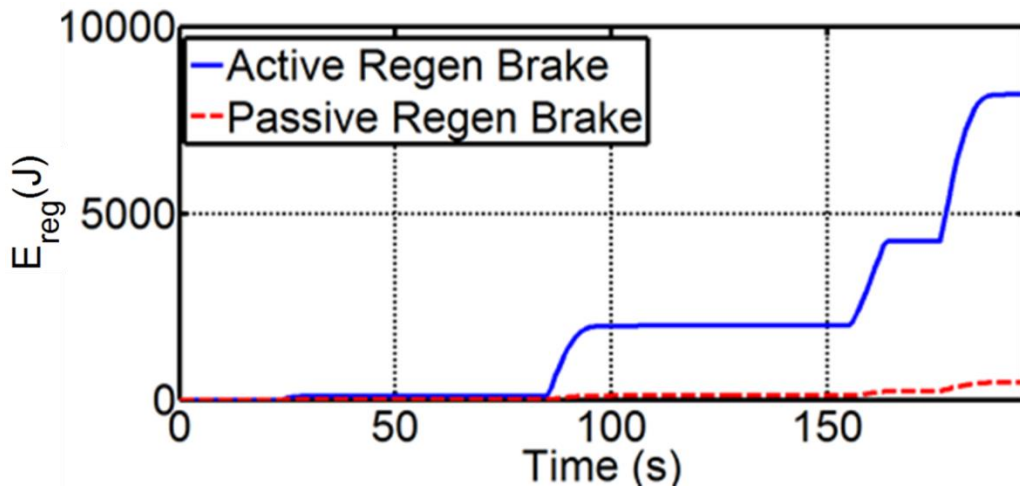


圖 4-17. ECE-40 行車型態之煞車回充能量結果

4.5 最佳回充效益分析

以下表 4-8 為主動式煞車與被動式煞車之最佳回充效益比較表，由模擬結果可發現，主動式煞車之能量回充效益較被動式煞車為佳，在定斜率煞車的行車形態裡，主動式煞車的平均能量回充效益為 4.38%，被動式煞車則為 0.24%，因此主動式煞車的能量回充效益為被動式煞車的 18.25 倍；從 FTP-75 行車型態的模擬結果可發現，主動式煞車在 FTP-75 行車形態下的煞車能量回充效益為 10.64%，被動式煞車則為 0.576%，因此在 FTP-75 行車型態下主動式煞車的能量回充效益為被動式煞車的 18.47 倍；從 ECE-40 行車型態的模擬結果可發現，主動式煞車

在 ECE-40 行車形態下的煞車能量回充效益為 6.36%，被動式煞車則為 0.3554%，因此在 ECE-40 行車型態下主動式煞車的能量回充效益為被動式煞車的 17.9 倍；而造成以上結果的原因是因被動式煞車在煞車時無法對機械煞車進行控制，因此會使得機械煞車在進行煞車時使總煞車力產生較高能量損失，進而使所回充到之能量較低。

表 4-8. 最佳回充效益 ERR 比較表

行車型態 \ 機械煞車類型	主動式煞車	被動式煞車
FTP-75	10.64 %	0.576 %
ECE-40	6.36 %	0.3554 %
30 km/h stops at 90s	2.517 %	0.1418 %
30 km/h stops at 85s	1.922 %	0.1075 %
30 km/h stops at 80s	1.286 %	0.0722 %
60 km/h stops at 90s	5.136 %	0.2846 %
60 km/h stops at 85s	4.828 %	0.2707 %
60 km/h stops at 80s	4.457 %	0.2513 %
90 km/h stops at 90s	6.466 %	0.3505 %
90 km/h stops at 85s	6.445 %	0.3553 %
90 km/h stops at 80s	6.377 %	0.3546 %
The average ERR of 30km/h ~90km/h	4.38 %	0.24 %

第五章 結論與未來工作

本章節將對本研究之研究結果進行總結並對各項未來工作項目進行說明:

5.1 結論

本研究之主動式煞車系統，重點在透過以最佳煞車命令來使回充能量最佳化，而為了要最佳化回充能量，便需要設計最佳煞車控制器，本研究由各項車輛元件動態建立物理模型，同時將各項物理模型計算之參數予以連結成電動車整車煞車回充控制模組，最後將計算出之主動式煞車回充效益與被動式煞車回充效益進行比較，計算其能量回收效益之增長率。

由前面章節所討論之模擬結果來看，主動式煞車由於是主要以再生煞車進行煞車，因此在能量回收效益方面較被動式煞車優異，同時也發現，行車時之風阻與滾動阻抗對煞車回充所得能量有顯著影響，由於風阻與滾動阻抗會使車輛在行進時之動能有所損耗，因此當煞車時間越長，使得風阻與滾動阻抗累積量越大時，能回收到之能量便越小。

本研究之具體結論可分為以下三點:

1. 煞車回充物理模型建立:本研究藉由建立整車之煞車回充效益分析模型，將各項車輛動態如實車速度、馬達轉速等建於物理模型中與其他車輛動態參數運算來得到最佳回充效益。
2. 最佳化方法:本研究為了防止在回充時電流過大使電池壽命減少，以 for 迴圈進行疊代建立保護程式，將發電扭矩最佳化，得到最大馬達發電扭矩。
3. 實車比對:本研究將底盤動力計測得之機械煞車數據建入物理模型後，將實際煞車能量與模擬結果進行比對，發現兩者差距極小，代表本物理模型可用以評估實車之煞車效益。
4. 能量回收效益:主動式煞車由於有對機械煞車之煞車力進行控制，而被動式煞車是以查詢一維表方式得到機械煞車力，因此無法控制機械煞車力的大小，進而對再生煞車力造成影響，使其被動式煞車能量回收效益只有

0.24%，主動式煞車則為 4.38%，主動式煞車能量回收效益比被動式多了 17.25 倍。

5.2 未來工作與建議

根據本研究之系統設計及研究結果，未來可針對以下部分更深入探討：

- (1) 增加滑差估測器於車輛動態控制器中：本研究之車輛運動模式是假設車輛處於輪胎與地面未有打滑狀況發生的理想情況，因此本研究在計算車輛動態時，是假設滑差為零，輪胎以純滾動方式在地面上前進，但在實際車輛之運動狀態上，車輛會因不同路面狀況而產生不同的滑差影響行車狀況，使煞車扭矩回充效率產生變化，因此需要將滑差估測器應用於車輛分析模塊中，藉此提升駕駛性能。
- (2) 將此煞車回充物理模型燒錄於電動車實車上進行行車測試：本研究之煞車回充模組目前是將其燒錄至底盤動力計中進行驗證，並未將其燒錄至實際車輛中探討其行車狀況，而為了要使駕駛者能有最佳之行車體驗，可將此物理模型與實際電動車之行車控制系統結合，在實際之車道測試車輛之行車型態並針對行車狀況修正系統參數。

參考文獻

- [1] Chan, C. C. 1993. An Overview of Electric Vehicle Technology. *Proceedings of the IEEE*. 81(9):1202-1213.
- [2] 宋德淦、黃永慧。2010。電動車發展趨勢下機電整合與關鍵零組件商機與產業佈局策略。161。新竹縣。工研院產業經濟與趨勢研究中心。
- [3] 楊佳怡。2010。電動車電池快速交易系統之可行性研究—射頻識別系統在電動車電池交換上之應用。碩士論文。彰化:建國科技大學自動化工程系暨機電光系統研究所。
- [4] 洪德生。2012。電動車產業現況與挑戰。經濟部能源局。台北市。
- [5] 黃樑傑。2011。智慧車電領航-電動車跑得更遠。取自：
http://www.artc.org.tw/chinese/03_service/03_02detail.aspx?pid=1830
- [6] R. C.Duncan. 2000. *The Peak of World Oil Production and the Road to the Olduvai Gorge*. Available: <http://jayhanson.us/>.
- [7] 詹傑民。2012。含電動車負載之配電系統運轉規劃。碩士論文。高雄:國立中山大學電機工程學系。
- [8] 陳鉉仁。2006。再生煞車之設計與分析。碩士論文。台北:國立台北科技大學車輛工程學系。
- [9] 劉力榮。2009。具剎車回充與電壓控制之雙向直流/直流轉換器於電動車之研製。碩士論文。雲林:國立虎尾科技大學航空與電子科技研究所。
- [10] Cikanek, S.R., and Bailey, K. E. 2002. Regenerative Braking System For A Hybrid Electric Vehicle. *Proceedings of American Control Conference*. 4: 3129 – 3134.
- [11] Dixon, J.W., and Ortuzar, M.E. 2002. Ultracapacitors + DC-DC converters in regenerative braking system. *IEEE Aerospace and Electronic Systems Magazine*. 17: 16–21.
- [12] Gao H., Gao Y., and Ehsani, M. 2001. A neural network based SRM drive control

- strategy for regenerative braking in EV and HEV. *IEEE Int. Electric Machines and Drives Conference*: 571 – 575
- [13] Wicks, F., and Donnelly, K. 1997. Modeling regenerative braking and storage for vehicles. *Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*. 3: 2030-2035.
- [14] Cao, B., Bai, Z., and Zhang, W. 2005. Research on control for regenerative braking of electric Vehicle. *Proceedings of IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety*: 14-16.
- [15] Bailey, K.E. 1998. ABS/Traction Assist regenerative Braking Application of Hardware-in-the-Loop. *Proceedings of the 1998 American Control Conference*. 1: 503–507.
- [16] Lee, J., and Nelson, D.J. 2005. Rotating Inertia Impact on Propulsion and Regenerative Braking for Electric Motor Driven Vehicles. *2005 IEEE Conference, Vehicle Power and Propulsion*.
- [17] Zhang, J., Song, B., and Niu, X. 2008. Optimization of parallel regenerative braking control strategy. *IEEE. Vehicle Power and Propulsion Conference*:1-4.
- [18] Bird, B.M., and Mehta, P. 1972. Regenerative braking in slip-power-recovery systems. *Proceedings of the Institution of Electrical Engineers*. 119: 1343–1344.
- [19] Peng, D., Zhang, Y., Yin, C. L., and Zhang, J. W. 2008. Combined control of a regenerative braking and antilock braking system for hybrid electric vehicles. *International Journal of Automotive Technology*. 9(6): 749-757.
- [20] Mikami, T., and Taga, Y. 1998. Apparatus for controlling electric generator of hybrid drive vehicle to control regenerative brake depending upon selected degree of drive source brake application. U.S. Patent No. US5839533A.
- [21] Ito, M., Kawahata, F., Nakamura, K., Ohkubo, M., Otomo, A., and Sakai, A. 1999. Brake apparatus for an electric vehicle to maximize regenerative energy. U.S. Patent No. US5895100A

- [22] Crombez., D.S., and Napier, S.L. 2004. Combined regenerative and friction braking system for a vehicle. U.S. Patent No. US006687593B1.
- [23] Asanuma, N., Ohno, A, and Toyota, H. 1994. Electric vehicle regenerative and friction braking control system. U.S. Patent No. US005322352A.
- [24] Ibaraki, R., and Taga, Y. 1999. Regenerative brake controller for controlling value of regenerative braking torque simulating engine braking torque. U.S. Patent No. US5915801A.
- [25] Fox, A. M., and Morton, J. 1989. Regenerative braking systems. European Patent No. EP0280478A3.
- [26] Davis, R.I. 1994 . Adaptive controller for regenerative and friction braking system. European Patent No. EP0361708B1.
- [27] Tanaka, K., Shima, T. 1994. Regenerative braking system for car. European Patent No. EP0366088B1.
- [28] Tsuchiya, Y., and Kurabayashi, K. 1995. Energy recovery system for motor vehicle. European Patent No. EP0418995B1.
- [29] 陳志鏗、謝森雄、羅民芳。2007。線傳煞車系統之車輛動態穩定控制系統之研究與實驗。中國機械工程學會第二十四屆全國學術研討會論文集。B1:15。
- [30] Sato, S., and Kawamura, A. 2002. A new estimation method of state of charge using terminal voltage and internal resistance for lead acid battery. Proceedings of the Power Conversion Conference. 2: 565 – 570.
- [31] Seki, H., Ishihara, K. and Tadakuma, S. 2009. Novel Regenerative Braking Control of Electric Power-Assisted Wheelchair for Safety Downhill Road Driving. *Industrial Electronics*. 56:1393 - 1400.

符號列表

符號	物理意義
A_f	迎風面面積
BPR	煞車功率比
C_d	風阻係數
CMD	駕駛者命令
D_{air}	空氣密度
E_{dis}	電池放電能量
E_{drag}	總阻力產生之能量
E_{reg}	電池充電能量
ERR	能量回收比
F_{brk}	輪胎煞車力
$F_{brk,mech}$	作用在整個輪胎上之機械煞車力
$F_{brk,reg}$	作用在整個輪胎上之再生煞車力
$F_{brk,tot}$	作用在整個輪胎上之煞車力
F_{drag}	總阻力
F_{drv}	輪胎驅動力
F_f	滾動抵抗力
F_{wind}	風阻力
g	重力加速度
G_{brk}	煞車命令增益值
G_{mtr}	馬達驅動扭矩命令增益值

I	PI控制器之I值
I_b	電池充放電電流
$I_{b,max}$	電池最大電流限制
I_{reg}	回充電流
I_w	輪胎轉動慣量
J	目標函數
J^*	最佳目標函數
k_{brk}	煞車命令增益值
k_{drv}	油門命令增益值
$K_{I,b}$	煞車命令積分增益控制值
$K_{I,m}$	馬達驅動扭矩命令積分增益控制值
$K_{p,b}$	煞車命令比例增益控制值
$K_{p,m}$	馬達驅動扭矩命令比例增益控制值
m_w	輪胎質量
m_v	車體質量
N	輪胎對地面正向力
n_{trans}	傳動系統減速比
P	PI控制器之P值
P_b	電池輸出功率
$P_{b,max}$	電池最大功率限制
P_{dis}	電池放電功率
P_{drag}	總阻力產生功率

P_m	馬達功率
$P_{m,cha}$	馬達煞車回充功率
$P_{m,dis}$	馬達驅動功率
$P_{m,max}$	馬達最大功率限制
P_{reg}	馬達回充功率
Q_b	電池總電量
R_b	電池內電阻
R_{cha}	電池充電電阻
R_{dis}	電池放電電阻
R_w	輪胎半徑
SOC_b	SOC變化值
SOC_{b0}	電池初始SOC值
$SOC_{b,inc}$	SOC步進值
$SOC_{b,max}$	最大SOC值
$SOC_{b,min}$	最小SOC值
T_b	電池溫度
V	車速
V_b	電池輸出電壓
V_{OC}	電池開迴路電壓
α	懲罰值
α_{brk}	煞車開度
α_{mtr}	油門開度
η_b	電池充放電效率

η_m	馬達充放電效率
$\eta_{m,cha}$	馬達煞車回充效率
$\eta_{m,dis}$	馬達放電效率
η_{trans}	傳動效率
μ	地面摩擦係數
τ_{brk}	輪胎煞車扭矩
$\tau_{brk,a}$	實際總煞車扭矩
$\tau_{brk,reg}$	再生煞車扭矩
$\tau_{brk,mech}$	機械煞車扭矩
$\tau_{brk,tot}$	總煞車扭矩
τ_{drv}	輸出給輪胎的驅動扭矩
τ_f	滾動阻抗扭矩
τ_{reg}	最佳再生煞車扭矩
$\tau_{reg,cmd}$	再生煞車命令
$\tau_{reg,max}$	最大再生煞車扭矩
τ_{motor}	馬達扭矩
$\tau_{motor,inc}$	馬達扭矩步進值
$\tau_{motor,max}$	最大馬達扭矩
$\tau_{motor,min}$	最小馬達扭矩
$\tau_{mtr,drv}$	馬達驅動扭矩

τ_{wind}	風阻扭矩
ω_{motor}	馬達轉速
$\omega_{motor,inc}$	馬達轉速步進值
$\omega_{motor,max}$	最大馬達轉速
$\omega_{motor,min}$	最小馬達轉速
ω_w	輪胎轉速