

『液壓混合動力車輛能量管理』技術報告
『Energy Management of Hydraulic Hybrid Vehicle』

技術報告
CB-02-0100

委託單位：經濟部能源局
執行單位：財團法人車輛研究測試中心
計畫主持人：王傳賢
撰寫人：高實祥
執行部門：環保能源部 環能研究課
執行期間：102.01.11~102.12.31

中華民國一百零二年九月三十日

102 年度 委辦 計畫技術文件成果摘要表

計畫名稱	車輛節能應用技術研究計畫(3/3)		
計畫編號	E021-EE02	委託單位	經濟部能源局
執行計畫單位	財團法人車輛研究測試中心	執行期間	102.01.11~102.12.31
計畫主持人	王傳賢	協同主持人	廖慶復
分項計畫主持人			
技術文件名稱	中文	液壓混合動力車輛能量管理	
	英文	Energy Management of Hydraulic Hybrid Vehicle	
技術文件編號	CB-02-0100		
撰寫人	高實祥	撰寫語言	<input checked="" type="checkbox"/> 中文 <input type="checkbox"/> 英文 <input type="checkbox"/> 其他
撰寫日期	102.09.30	頁數	28
報告性質	<input type="checkbox"/> 論文 <input checked="" type="checkbox"/> 技術報告 <input type="checkbox"/> 調查報告 <input type="checkbox"/> 訓練報告 <input type="checkbox"/> 其他_____		
論文發表說明	論文性質	<input type="checkbox"/> 期刊 <input type="checkbox"/> 研討會 <input type="checkbox"/> 其他	
	發表刊物名稱		
	發表國家		
	發表日期		
關鍵詞 (中英文)	液壓混合動力車輛(Hydraulic Hybrid Vehicle, HHV)		
	液壓蓄壓器(Hydraulic Accumulator)		
	煞車燃料消耗率(Brake Specific Fuel Consumption, BSFC)		
機密等級	<input type="checkbox"/> 一般級 <input type="checkbox"/> 限閱級 <input type="checkbox"/> 機密級(<input type="checkbox"/> 五年自動解密為限閱級 <input type="checkbox"/> 不解密)		
內容摘要 <p>液壓混合動力系統與原車輛主行車電腦協同進行能量管理，能量管理包括元件層級與系統層級。元件層級為適配操控與運算方法，系統層級為行車型態能量管理。良好的元件管理可以提高系統反應的精確度。</p> <p>由引擎煞車燃料消耗率(BSFC)，可設計『引擎油耗最佳控制方法』，並依照蓄壓器能量狀態與控制引擎起動操作，可將規則庫(rule-based)運用於開發液壓車輛控制器。</p> <p>以 Matlab Simulink 軟體進行能量管理的控制實驗，日本 10-15 模式行車型態在完全不回收煞車能量的情況下，採取液壓傳動油耗較原本傳動軸直接傳動油耗反而耗油 19.2%。若回收煞車能量，則液壓傳動油耗可省油 20.1~32.8%。</p>			

本文目錄

1. 液壓混合動力車輛介紹	1
2. 液壓混合動力車輛的能量管理	5
2.1 液壓混合動力車輛的節能相關元件	5
2.2 液壓混合動力車輛的能量探討	9
2.3 液壓混合動力車輛的能量管理策略	12
3. 液壓混合動力車輛能量管理的模擬實驗	17
4. 結論	28
參考文獻	29

圖目錄

圖 1-1 前置引擎、四輪驅動傳統車輛圖[1]	2
圖 1-2 前置引擎、四輪驅動液壓混合動力車輛圖[1]	2
圖 1-3 液壓混合動力車輛串聯系統架構圖[2]	3
圖 1-4 液壓混合動力車輛並聯系統架構圖[2]	3
圖 2-1 液壓蓄壓器內部構造圖[3]	5
圖 2-2 液壓軸向柱塞馬達泵浦示意圖[3]	7
圖 2-3 液壓混合動力車輛的控制關係示意圖	8
圖 2-4 描述引擎效率之煞車燃料消耗率等高線圖	11
圖 2-5 液壓傳動系統效率示意圖[4]	11
圖 2-6 各種儲能元件的能量密度與功率密度比較圖[5]	12
圖 2-7 液壓車輛能量管理控制邏輯圖[6]	14
圖 3-1 Japan 10-15 Mode Cycle 模擬之時間響應圖	18
圖 3-2 模擬過程之引擎輸出時間響應圖	19
圖 3-3 Hydrostatic control 圖	22
圖 3-4 Hydrostatic control 說明圖	23
圖 3-5 Thermostatic: Acceleration 說明圖	23
圖 3-6 Thermostatic: Acceleration and Idle 說明圖	24
圖 3-7 Thermostatic: Pure 說明圖	24

圖 3-8 Optimal-Thermostatic: Acceleration 圖	25
圖 3-9 Optimal-Thermostatic: Acceleration and Idle 圖	26
圖 3-10 Optimal-Thermostatic : Pure 圖	26
圖 3-11 三種控制策略之 SOC 比較	27

表目錄

表 1-1 國內外推出之液壓混合動力車輛.....	4
表 2-2 液壓混合動力系統功率平衡方程式表.....	10
表 3-1 控制模擬實驗的車輛與液壓系統參數表.....	17
表 3-2 不同蓄壓器 S.O.C 模擬 Japan 10-15 Mode Cycle 油耗表	19
表 3-3 不同控制策略 Japan 10-15 之油耗比較表.....	27

1. 液壓混合動力車輛介紹

液壓混合動力車輛(Hydraulic Hybrid Vehicle, HHV)是一種以液壓系統元件取代或輔助傳統車輛傳動系統元件的應用方式。不同型式的車輛其傳動系統元件的組合略有不同，例如常見的前置引擎、後輪驅動型式，傳動系統自飛輪，經離合器、變速箱、傳動軸、最終傳動裝置、差速器、輪軸，最後到達後輪。前置引擎、前輪驅動型式或後置引擎、後輪驅動型式，則無需傳動軸，動力僅以短的驅動軸傳到車輪上。前置引擎、四輪傳動型式的傳統車輛如圖 1-1[1]所示，對應這種形式的其中一種液壓混合動力車輛設計如圖 1-2[1]所示。明顯可看出，液壓混合動力車輛裝配有液壓泵浦馬達 (hydraulic pump-motor)、蓄壓器 (或稱為蓄能器，hydraulic accumulator)、控制閥組與油管等液壓元件。

液壓混合動力車輛能將車輛減速時的煞車能量回收，即是把輪胎傳動軸旋轉的能量切換到帶動液壓泵浦(hydraulic pump)工作，而產生具有能量的高壓液壓油，將此液壓油儲存在蓄壓器內，然後視車輛行進的需求與車輛能量管理策略，適時釋放出高壓液壓油，推動液壓馬達(hydraulic motor)，再帶動傳動軸使輪胎轉動。而釋放完能量的低壓液壓油，則回流到儲油槽(reservoir)，等待再次的加壓使用。在走走停停的車輛操作下，使用回收煞車能量可有效減少車輛的油耗。

液壓混合動力車輛也能夠設計直接以引擎帶動液壓泵浦產生高壓液壓油，同樣將此液壓油儲存在蓄壓器內，然後視車輛行進的需求與車輛設計的能量管理策略，適時釋放出使用。車輛因為行駛需求與道路條件，引擎的操作效率有高有低。此類液壓混合動力系統技術透過蓄壓器的緩衝，將瞬時車輛行駛需求的能量與瞬時引擎產生的能量(也包括煞車回收的能量)兩者區格開來，藉此讓引擎能夠持續操作在較佳效率的狀態下，也因此能夠得到省油的效果。

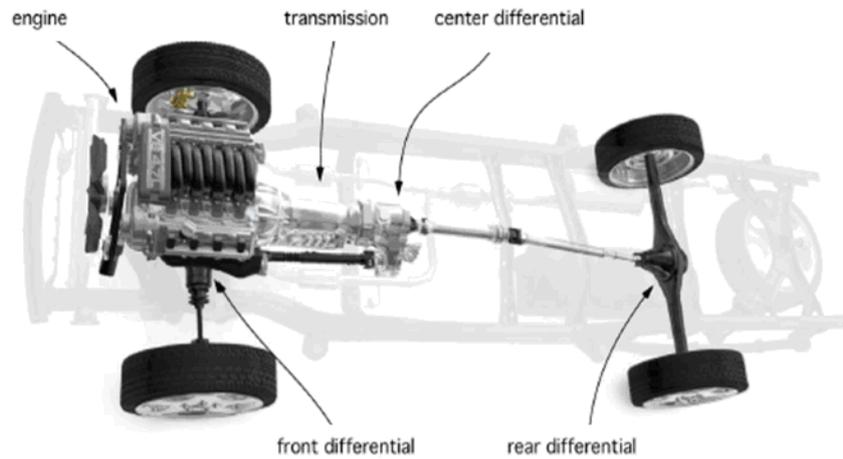


圖 1-1 前置引擎、四輪驅動傳統車輛圖[1]

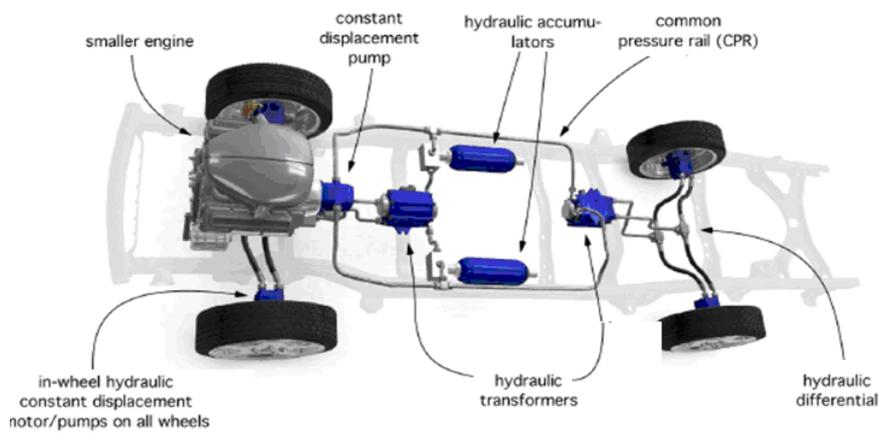


圖 1-2 前置引擎、四輪驅動液壓混合動力車輛圖[1]

液壓混合動力車輛的系統架構主要可分成串聯與並聯兩類，串聯架構如圖 1-3[2]所示、並聯架構如圖 1-4[2]所示，主要差別在於並聯架構保留原本車輛傳動系統元件，主要特徵為具有主傳動軸，而讓車輛多了一種液壓傳動的方式。串聯與並聯架構的液壓混合動力產品都有煞車能量回收的功能，而串聯架構的產品更強調能夠讓引擎操作在高效率區域的功能，獲得更好的省油效果。

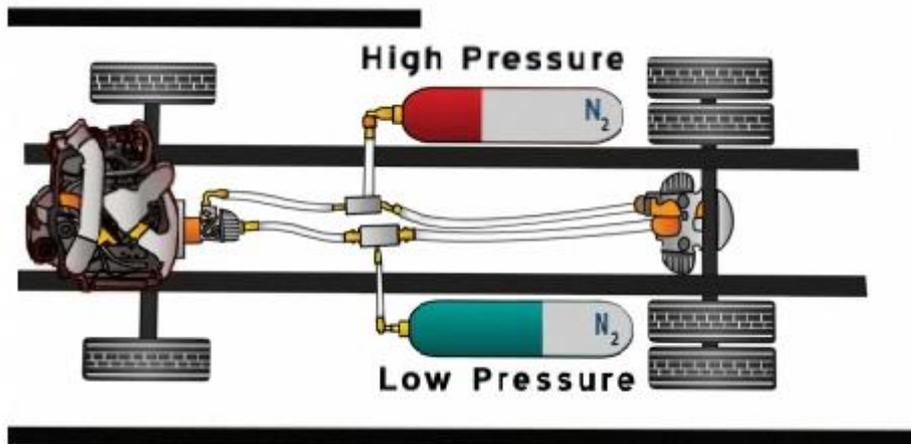


圖 1-3 液壓混合動力車輛串聯系統架構圖[2]

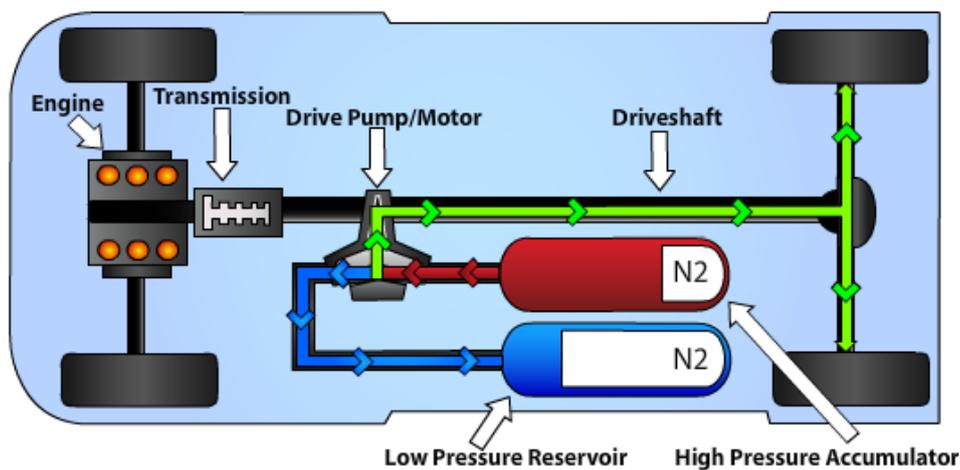


圖 1-4 液壓混合動力車輛並聯系統架構圖[2]

近年來液壓混合動力系統逐漸受到國內外車輛業者的重視，陸續有多項產品推出，如表 1-1 所示。其運用趨勢上逐漸由大貨車與公車，轉向於中小型貨車與小客車。除了由原車輛製造廠推出液壓混合動力車輛產品外，也開始有業者推出售後改裝的產品。本文將針對液壓混合動力車輛於車輛行駛中的能量管理技術進行探討。

表 1-1 國內外推出之液壓混合動力車輛

車輛廠商	車輛型式	液壓系統架構
Peterbilt Motors	Model 320 Hybrid HLA(大貨車)	Eaton 之 Hybrid Hydraulic Launch Assist(並聯)
CRANE CARRIER COMPANY	Hydraulic Hybrid Vehicle(大貨車)	
Autocar	Xpedito E3(大貨車)	Parker Hannifin 之 RunWise(串並聯)
Daimler / Freightliner Custom Chassis Corporation	MT-55 HHV CHASSIS FLYER(中型客貨車)	Parker Hannifin 之 Infinitely Variable Transmission (串並聯)
Lightning Hybrid (售後改裝)	GM、Ford、Freightliner 與 Isuzu 之 2008 車型年後的中重型車輛，採售後改裝。	Lightning Hybrid 之 HYDRAULIC DRIVE SYSTEM(串聯)
KersTech Vehicle Systems(售後改裝)	各式客貨車	KersTech Vehicle Systems 之 TorqPak Hybrid Drive(並聯)
台灣大東車體企業股份有限公司(售後改裝)	Mercedes-Benz 之 Atego 1524(大貨車)	Bosch Rexroth 之 Hydrostatic Regenerative Braking system (並聯)
中國第一汽車集團公司	CA6113D116-1N(公車)	北京嘉捷博大汽車節能技術有限公司之液壓混合動力驅動裝置(並聯)
北京市京華客車有限責任公司	BK6113K1(公車)	
廈門金龍汽車集團股份有限公司	XML6115J13(公車)	
上海申沃克車有限公司	SWB6106HG(公車)	
宇通客車股份有限公司	ZK6118HGA(公車)	
武漢東風揚子江客車有限公司	WG6120NHAE(天然氣液壓混合動力公車)	上海交大神州汽車設計開發有限公司之上海交大神州液壓混合動力系統(並聯)

本計畫工作整理(2013/6)

2. 液壓混合動力車輛的能量管理

2.1 液壓混合動力車輛的節能相關元件

液壓混合動力車輛的節能相關元件，包括：儲能元件、動力輸出元件、動能回收元件與控制元件四大類。液壓混合動力系統中的儲存能量元件為液壓蓄壓器，蓄壓器分成隔膜式、皮囊式與活塞式三種。蓄壓器內部區隔為氣體端與液壓油端兩部份，氣體端預先填充不可燃的氮氣，藉由氣體的壓縮來儲存液體能量，並藉由氣體的膨脹推出液壓油而提供系統使用，如圖 2-1[3]所示。蓄壓器中適合用於較高工作壓力的蓄壓器形式為皮囊式與活塞式兩種。其中皮囊式的安裝採直立方式較佳，如此可有較長的皮囊使用壽命；而活塞式的安裝方式則沒有限制，不過單價較高。新一代蓄壓器外殼為碳纖維纏繞工法所製，可有較輕的重量，更適合使用於行走機械上。

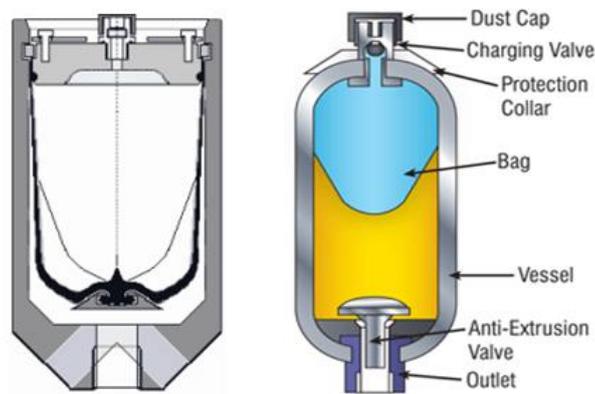


圖 2-1 液壓蓄壓器內部構造圖[3]

皮囊內氣體壓力與體積的壓縮或膨脹變化，可描述如式(2-1)所示。其中，下標 0 表示皮囊預壓狀態、1 為對應最小工作壓力狀態、2 為最大工作壓力， n 為氣體變化指數。

$$p_0 V_0^n = p_1 V_1^n = p_2 V_2^n = p V^n = \text{const.} \quad (2-1)$$

壓縮皮囊內氣體、流入的液壓油體積，可描述如式(2-2)所示。其中，預充壓力與工作壓力須符合式(2-3)與式(2-4)的經驗

式。

$$\Delta V = V_1 - V_2 = V_0 \left[\left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right] \quad (2-2)$$

$$p_2 : p_0 \leq 4 : 1 \quad (2-3)$$

$$p_0 \leq 0.9 p_1 \quad (2-4)$$

皮囊內氣體，由最小工作壓力壓縮到最大工作壓力，蓄壓器內儲存的能量，可描述如式(2-5)所示。此式可估算液壓混合動力車輛煞車能量回收，所需的蓄壓器尺寸。

$$E = - \int_{V_1}^{V_2} p dV = - \frac{p_0 V_0}{1-n} \left[\left(\frac{p_0}{p_2} \right)^{\frac{1-n}{n}} - \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1-n}{n}} \right] \quad (2-5)$$

軸向柱塞馬達泵浦為液壓混合動力系統中的液壓動力輸出與動能回收元件，軸向柱塞馬達泵浦是一種可切換為馬達功能或泵浦功能的裝置，由缸體、配油盤、柱塞和斜盤等零件組成。柱塞裝在柱塞泵浦缸體中，沿軸向排列、於圓周均勻分布。柱塞的中心線平行於缸體的軸線，因此稱它為軸向柱塞泵浦如圖 2-2[3]所示。柱塞端部以一球形端頭與斜盤接觸，由彈簧將其壓緊在斜盤上。缸體上有一閥板(配油盤)，閥板上有兩個腰形(新月形)配流窗口，一個與泵浦殼體的吸油端相連，稱進油口；另一個殼體的排油端相連，稱排油口。軸向液壓柱塞泵工作時，主傳動軸帶動缸體轉動，柱塞就在缸體的柱塞孔內作往復運動，完成液壓泵的吸油、加壓的過程。

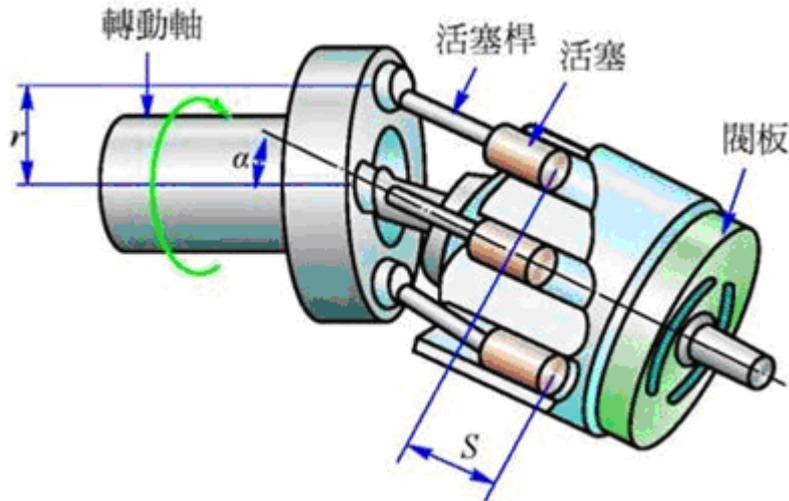


圖 2-2 液壓軸向柱塞馬達泵浦示意圖[3]

軸向柱塞馬達泵浦的流量與壓力決定液壓混合動力車輛液壓動力輸出大小與煞車力量大小，設計時須根據整車車輛動力決定液壓動力輸出大小，以及根據需要提供的液壓煞車扭矩來訂定規格，流量可由式(2-6)決定：

$$D_{P2} = - \frac{(M + M_r) \frac{dV}{dt} \frac{r_d}{i_{df}}}{\Delta p_L} \quad (2-6)$$

其中，下標 p2 指的是軸向柱塞馬達泵浦，M 為車輛質量、Mr 為車輛之等效轉動慣量、 r_d 為輪胎有效半徑、 i_{df} 為變速箱/差速器之減速比、 Δp_L 為軸向柱塞馬達泵浦入口與出口處之最小壓力差值(lowest difference pressure)。理想情況下，此值應等於高壓蓄壓器之最小工作壓力和低壓蓄壓器最大工作壓力的差值，如式(2-7)所示。

$$\Delta p_L = p_{L,A1} - p_{H,A2} \quad (2-7)$$

液壓混合動力車輛中的控制元件，包括：車輛介面、人機介面(或操作裝置)與液壓控制閥組(含控制電路)。其中，車輛介面用於與原車輛行車電腦溝通，人機介面用於與車輛駕駛人溝通並接受指令，控制閥組(含控制電路)則是將控制訊號轉為液壓指令，切換液壓控制油路與控制液壓元件動作幅度。

液壓控制與原車輛控制的關係如圖 2-3 所示，為車輛控制與液壓控制的協同工作，以不增加駕駛人操作複雜度為宜。

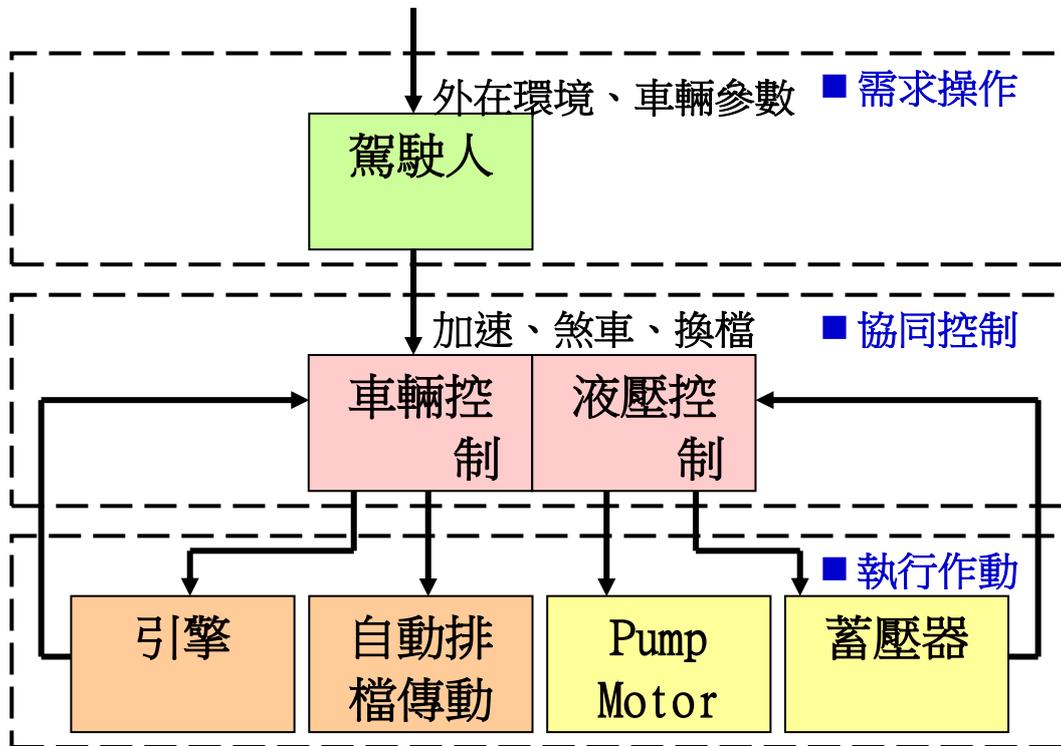


圖 2-3 液壓混合動力車輛的控制關係示意圖

2.2 液壓混合動力車輛的能量探討

為了了解液壓混合動力車輛各零組件特性對系統效益的影響，定義 (P_e) 為引擎輸出功率、 (η_m) 為引擎傳動系統效率；定義 (P) 為車輛需求功率、 (η_h) 為液壓傳動系統效率；定義 (P_{in}) 為液壓蓄壓器輸入功率、 (P_{out}) 為液壓蓄壓器輸出功率、 (η_t) 為液壓蓄壓器儲能效率； (P_b) 為車輛新增液壓煞車功率。則不同液壓混合動力車輛系統控制模式下的功率平衡方程式，可整理如表 2-2 所示，分別敘述如下。

(1) 引擎直接液壓傳動模式

在液壓蓄壓器尚未儲能到作動所需額定壓力時，需透過引擎帶動液壓系統，以提供車輛所需動能。此作動在無液壓協助下起步、加速、以及維持定速巡航的情形，如表 2-2 此模式之第一式所示。當引擎提供車輛動能，並同時提供液壓儲能的情況，如表 2-2 此模式之第二式所示。

(2) 單蓄壓器傳動模式

車輛起步時由液壓馬達單獨驅動車輛，液壓系統即切換到單蓄壓器傳動模式。此時車輛所需動能，如表 2-2 此模式之第一式所示。又此時亦得考量引擎是否啟動，可分為引擎無啟動、引擎怠速空轉、以及利用引擎怠速空轉動能對液壓進行儲能，如表 2-2 此模式之第二式所示。

(3) 引擎惰轉能量回收模式

車輛不移動時，需要利用引擎怠速空轉動能對液壓進行儲能時，切換至引擎惰轉能量回收模式，如表 2-2 此模式所示。

(4) 合併引擎與蓄壓器傳動模式

車輛起步後，控制器由加速踏版與檔位訊號得知需要加速時，切換至合併引擎與蓄壓器傳動模式，由液壓馬達與引擎同時驅動車輛，以提供車輛足夠動能，滿足駕駛操控需求，如表 2-2 此模式所示。

(5) 煞車能量回收模式

當車輛減速以回收能量時，可由液壓系統回收煞車能量，如表 2-2 此模式之第一式所示。在煞車能量回收同時，引擎亦有可能為被運轉狀態，此時亦有可將能量回充至蓄壓器中，如表 2-2 此模式之第二式所示。

表 2-2 液壓混合動力系統功率平衡方程式表

液壓混合動力車輛系統控制模式		功率平衡方程式	備註
(1)	引擎直接液壓傳動模式	$P=P_e\eta_m\eta_h$	能量僅供驅動車輛。
		$P_e=P/\eta_m\eta_h + P_{in}/\eta_t$	除驅動車輛外，同時蓄壓儲能。
(2)	單蓄壓器傳動模式	$P=P_{out}\eta_h$	引擎不執行蓄壓儲能。
		$P_{out}=P_{in}\eta_t$	引擎執行蓄壓儲能。
(3)	引擎惰轉能量回收模式	$P_{in}=P_e\eta_m$	
(4)	合併引擎與蓄壓器傳動模式	$P=P_e\eta_m\eta_h+P_{out}\eta_h$	
(5)	煞車能量回收模式	$P_{in}=P_b\eta_h$	引擎不執行蓄壓儲能。
		$P_{in}=P_b\eta_h+P_e\eta_m$	引擎執行蓄壓儲能。

以上液壓混合動力車能量探討中，引擎傳動系統效率(η_m)、與液壓傳動系統效率(η_h)都是隨操作條件變化的一組數值。引擎效率習慣以煞車燃料消耗率 (BSFC, brake specific fuel consumption)表示，指引擎輸出每單位 kW-h 的能量，所使用的 g(或 kg)燃油重量，其數值愈小表示愈省油，如圖 2-4 的等高線方式呈現。

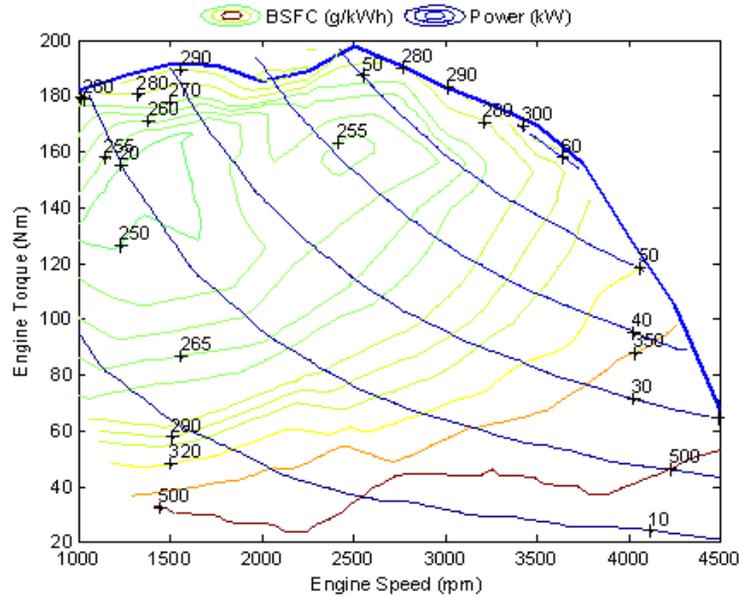


圖 2-4 描述引擎效率之煞車燃料消耗率等高線圖

液壓傳動系統效率(η_h) 可分成將旋轉動能轉成液壓能的泵浦效率，以及將液壓能轉成旋轉動能的馬達效率。液壓傳動效率一樣會隨著轉速(rpm)與吐出量(cc/rev)大小不同而變化，如圖 2-5[4]所示。在探討液壓混合動力車輛能量時，需要有這兩種操作範圍效率資料，才能較精確地執行分析。

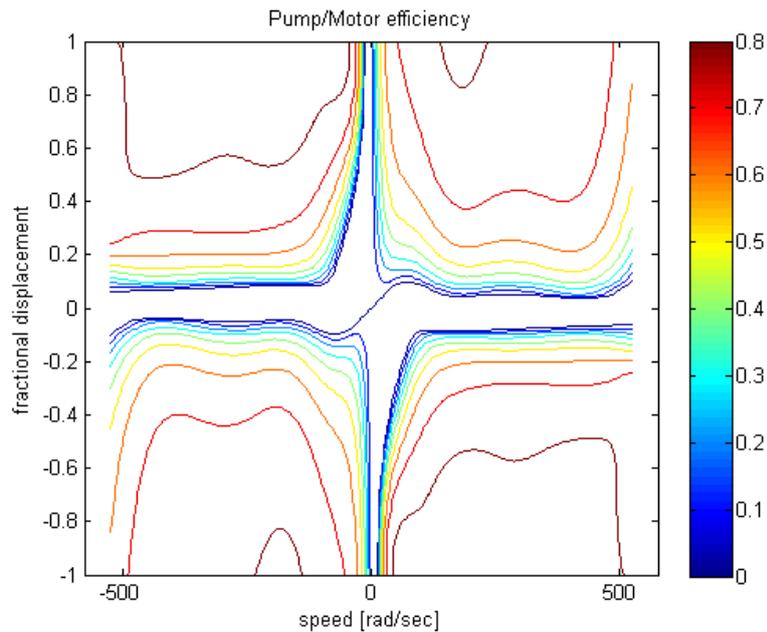


圖 2-5 液壓傳動系統效率示意圖[4]

2.3 液壓混合動力車輛的能量管理策略

液壓混合動力車輛係將液壓馬達，搭配蓄壓器使用，做為車輛的第二動力源。液壓蓄壓器這種儲能元件具有高功率密度的特性，如圖 2-6[5]所示，可在短時間內提供較大量的能源轉換，也就是能在短時間內回收較多的煞車能量，或驅動較重的車輛、提供較快的車輛加速能力。其缺點是其能量密度相對較低，如此一來便無法提供車輛長距離行使所需的能量。一般蓄壓器使用於自車輛靜止、到開始移動間的 10~20 秒內。這段時間之後，蓄壓器內的高壓液壓油便釋放完畢，蓄壓器內不再具有可驅動車輛的能量。因此液壓系統是搭配原車輛引擎，做為車輛的第二動力源。也因此液壓混合動力車輛需要有良好的能量管理策略，分配使用引擎動力與使用液壓動力。

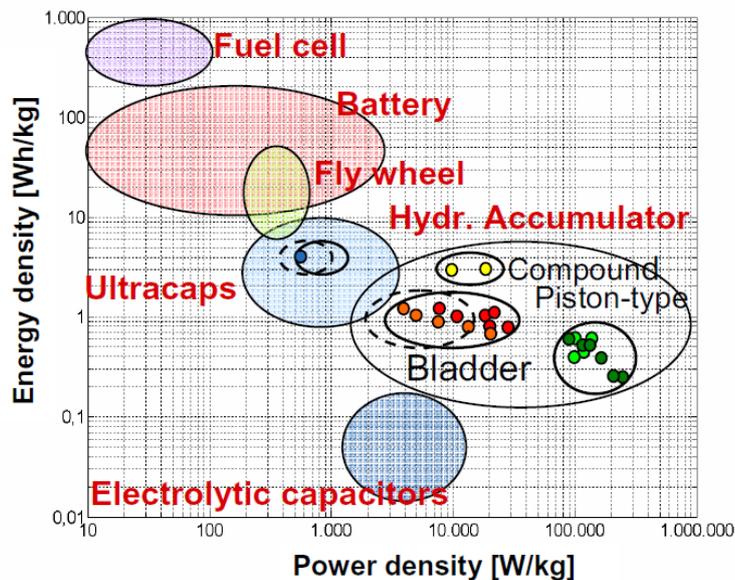


圖 2-6 各種儲能元件的能量密度與功率密度比較圖[5]

早期液壓混合動力車輛僅具有回收煞車能量功能，這種液壓混合動力車輛只在車輛停止後、起步時使用液壓能量，因此又稱作煞車能量回收系統，或稱作車輛啟動輔助系統。

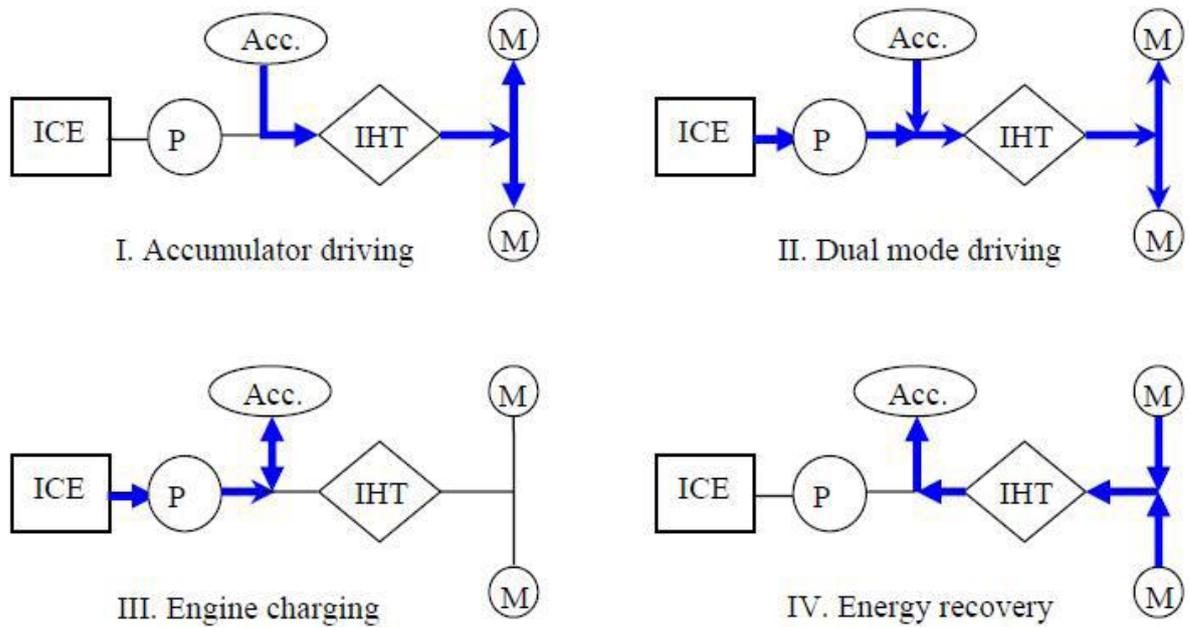
目前的液壓混合動力車輛主要以液壓蓄壓器的儲存能量狀

態與車輛的需求功率進行管理，如圖 2.7[6]所示。以下依照車輛行駛使用的狀態，包括：車輛起步與加速、定速、減速與停車，依序進行說明。

液壓混合動力車輛起步時，由油門踏板接收駕駛人的意圖，控制液壓馬達作動、驅動車輛前進。因為車輛起步時，引擎運轉的效率較低，此階段的節能控制，採優先使用蓄壓器內液壓的能量。當液壓馬達輸出功率不足以滿足車輛行進需求時，則控制引擎作動、補足驅動車輛前進所需的能量。

由於車輛起步時，蓄壓器內壓力是不斷地遞減的，因此技術上要能夠預判蓄壓器內液壓能量剩下多少，能否滿足當下車輛加速的馬力需求，並且控制讓車輛平穩地動作。就並聯液壓混合動力車輛而言，可藉由行星齒輪組、或由離合器與齒輪組等雙輸入機構協助，控制液壓與引擎兩個輸入扭力的總和能符合輸出扭力的需求，也就是要控制讓引擎與液壓馬達兩者的輸入扭矩能夠平穩地結合。而就串聯液壓混合動力車輛而言，則是控制適時啟動引擎端的液壓泵浦，平穩地補足流往液壓馬達的驅動能量。

液壓蓄壓器本身具有大功率輸出的特性，液壓混合動力車輛應用液壓蓄壓器滿足起步與一開始加速時所需的馬力。當車輛開始前進後，駕駛人踩踏油門踏板來提升車輛速度，此時需要控制液壓馬達減小吐出量(cc/rev)。而減小液壓馬達吐出量，也會減小液壓馬達輸出功率、降低車輛的加速度。當車輛行駛所需的馬力大於液壓馬達輸出功率，車輛會到達行駛速度的上限。



1- Accumulator mode ($P_d > 0$)	2- Dual driving mode ($P_d > 0$)
IF $SOC_{min} < SOC(t) < SOC_{max}$ IF $P_M < P_{A,d}$ THEN $P_{ICE} = 0$ & $P_{A,d} = P_M$ ELSE IF $P_M > P_{A,d}$ Switch to dual mode	IF $SOC_{min} < SOC(t) < SOC_{max}$ IF $P_M \gg P_{A,d}$ THEN Engine is on where $P_{E,min} < P_E < P_{E,max}$ and $P_{A,d} + P_{ICE} = P_M$
3- Engine charging mode ($P_d > P_{A,d,max}$)	4- Braking mode ($P_d < 0$)
IF $SOC(t) \leq SOC_{min}$ THEN Engine is on where $P_{ICE,min} < P_{ICE} < P_{ICE,max}$ $P_E = P_{A,c}$ or $P_{ICE} = P_d$	IF $SOC_{min} < SOC(t) < SOC_{max}$ THEN $P_{ICE} = 0$ & $P_M = P_{A,c}$ ELSE IF $SOC \geq SOC_{max}$ & ($P_d \geq P_{A,c}$) Release Energy

圖 2-7 液壓車輛能量管理控制邏輯圖[6]

液壓蓄壓器管路若沒有設置壓力流量調節閥件，直接連接液壓馬達，當蓄壓器壓力愈大、車輛起步的加速度就愈大，蓄壓器壓力愈小、車輛起步的加速度就愈小。要讓駕駛人有操作傳統車輛的感覺，也就是車輛起步的加速度僅只與油門踏板踩踏

深度(及車輛載重)有關係，可以設置壓力流量調節閥件，改變液壓蓄壓器提供的壓力。也可以使用線控油門踏板的技術，讓油門踏板輸出訊號在傳到液壓馬達之前，先經由一個考量蓄壓器壓力的加權大小計算，維持車輛恆定的加速特性，方便車輛駕駛人直覺地操作車輛。

串聯液壓混合動力車輛啟動引擎端的液壓泵浦提供液壓馬達能量這個工作，一開始的主要作用是讓引擎提升轉速，到達引擎高效率運轉區域，此階段須配合液壓泵浦吐出量的變化逐漸提升引擎轉速，否則會造成引擎瞬間負載過大而熄火。當到達引擎高效率運轉區域後，因為引擎端泵浦產生的液壓油是系統中有最大壓力的地方，液壓油會流往液壓馬達或(和)流往蓄壓器，也就是蓄壓器壓力會有先下降而後上升的現象。因此接下來，要控制截斷流往蓄壓器的管路，讓引擎端液壓泵浦所產生的液壓油僅提供給液壓馬達使用。但是仍然也需要保留部分蓄壓器容量作為回收車輛減速能量、儲存高壓液壓油使用。在操作切換管路時，液壓馬達上游端壓力會突然上升，而使得液壓馬達輸出的功率突然增大，車輛會產生突然加速。因此可在液壓馬達上游端另外設置一個小蓄壓器，這小蓄壓器主要作用為吸收瞬間增加壓力。防止管路切換的車輛突然加速，另外也可以在液壓馬達上游端另外設置一個溢流閥，溢流閥的目的為洩壓保護，排出液壓油將造成額外的能量損失。

當車輛加速到滿足駕駛人意圖後，車輛可能採取維持定速或減速的操作。並聯液壓混合動力車輛維持定速的情況，是由引擎負責提供能量，而串聯液壓混合動力車輛則要控制引擎端液壓泵浦產出的液壓油量等同於驅動的液壓馬達液壓油使用量，此時控制重點是仍然讓引擎操作在高效率區間，而且這時候引擎產出功率與變排量液壓泵浦使用的功率能相互匹配，由這組合功率狀態的引擎轉速與液壓泵浦吐出量決定產油量。當產油量小於用油量時，液壓馬達上游端管路壓力會下降、減小提供

的功率，使車輛速度下降。當產油量大於用油量時，液壓馬達上游端管路壓力會上升、增大提供的功率，使車輛速度上升。因此控制上須結合前述的液壓蓄壓器，吸納過多的產油量或補充不足的產油量。

車輛採取減速操作動作是由差速器端的液壓泵浦將車輛動能轉換為液壓能，產生高壓液壓油而對液壓蓄壓器充油。此時，對車輛而言是在原本車輛的煞車系統之外，增加另外一個煞車力量。調整液壓泵浦開度大小[cc/rev]，即調整產生不同大小的煞車力量。節能操作是優先使用動能回收的液壓煞車，直到蓄壓器到達充油上限。在開始使用動能回收的液壓煞車時，需控制一開始力量不可以太大，否則駕駛人會有不舒適的感覺。當蓄壓器充達上限，要回復到原本的煞車系統時，需要控制兩者能夠平緩地銜接。若使用同一煞車踏板控煞車能回收的液壓煞車與車輛原本的煞車系統，將可簡化駕駛人操作，也就是需要使用線控煞車的控制技術。

由前述討論可知，在設定液壓車輛的能量管理策略時，明顯地需要一併考慮駕駛人的操作性與舒適性，此部分的調校工作將會是液壓車輛產品化與被消費者接受的重要關鍵。

3. 液壓混合動力車輛能量管理的模擬實驗

以煞車燃料消耗率等高線圖引擎描述工作範圍熱效率，如圖 2-4[81]所示，依此引擎實驗量測直覺上可以採用『引擎油耗最佳控制』控制策略進行控制模擬實驗。

本控制模擬實驗為委託大葉大學進行的結果，其工作乃利用 Matlab Simulink 程式，以日本 10-15 模式行車型態進行模擬分析。所使用的車輛與液壓系統參數如表 3-1 所示，液壓系統模擬結果如圖 3-1 所示。結果圖中將泵浦馬達的動作合併，並以無因次化(nomalized displacement)表示，可對照車輛行進的減速與加速、蓄壓器壓力變化進行判斷。又時間與車速誤差(speed error)圖顯示，測試點誤差多在 5%以內，但有部份測試點的車速追蹤誤差超過 4 km/hr、超過該點車 10%以上，表示系統元件的操控方式與運算方法仍有提升空間。

表 3-1 控制模擬實驗的車輛與液壓系統參數表

	規格項目	規格內容
車輛部份	引擎型式	中華 4M40-0A
	排氣量	2977 c.c.
	引擎最大馬力	69.1 kW @ 4000 rpm
	引擎最大扭力	191 N-m @ 20000 rpm
	差速器最終傳動齒比	4.875
	輪胎規格	195/75R16 (圓週 2196 mm)
液壓系統部分	混合動力系統型式	串聯架構
	引擎端可變量軸向柱塞泵浦	71 c.c/rev
	差速器端可變量軸向柱塞泵浦馬達	92 c.c./rev + 95 c.c./rev
	高壓蓄壓器容量	2 顆 20 L(公稱)
	低壓液壓油儲油箱容量蓄壓器	300 L
	工作壓力	130~300 bar(保護之溢流閥壓力可設定為 55~315 bar)

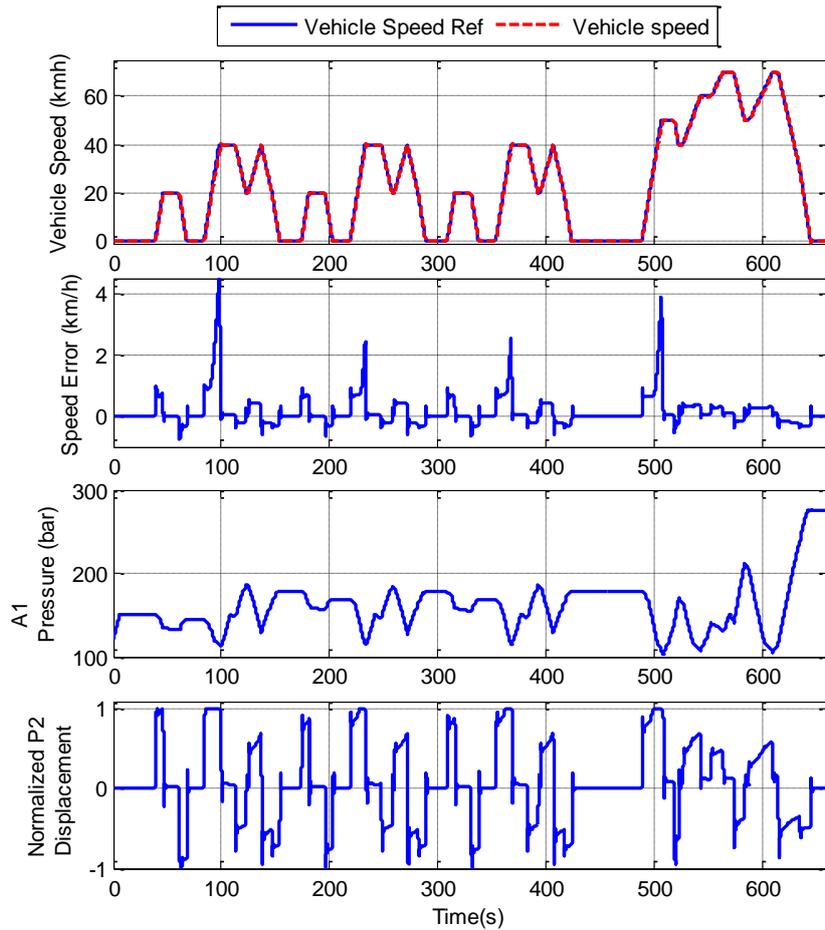


圖 3-1 Japan 10-15 Mode Cycle 模擬之時間響應圖

日本 10-15 模式行車型態全部行駛距離為 4.16 km、行駛時間 660 秒，平均車速為 22.7 km/h。整體車輛系統的模擬結果如表 3-2 所示，液壓蓄壓器的儲能狀態為 SOC，SOC=0 對應蓄壓器壓力 $p=120$ bar、SOC=100 對應蓄壓器壓力 $p=330$ bar。傳統車輛原況油耗以 10 km/L 為參考計算的基準，當液壓混合動力車輛油耗為 11.789 km/L 時，油耗改善百分比為 17.89%。每次行駛日本 10-15 模式行車型態後，蓄壓器內儲存能量的變化約增加 3%，與該行車型態最後階段(600 秒之後)有一自 70 km/h 煞停(回收能量)的操作有關。

表 3-2 不同蓄壓器 S.O.C 模擬 Japan 10-15 Mode Cycle 油耗表

蓄壓器壓力	120	150	180	210	240	270	300	330
SOC	0.00	0.14	0.29	0.43	0.57	0.71	0.86	1.00
油耗(km/L)	11.79	12.32	12.75	13.17	13.62	14.00	14.22	14.42
油耗改善 (%)	17.89	23.21	27.5	31.67	36.18	39.6	42.18	44.21

重複 Cycle 行駛 (自 SOC =0 開始)	1	2	3	4	5
油耗(km/L)	11.79	12.89	13.30	13.52	13.65
油耗改善 FEI (%)	17.89	28.91	33.03	35.20	36.5

圖 3-2 為引擎輸出時間響應圖，可觀察到符合「引擎油耗最佳控制」的控制想法，在引擎需要輸出時將引擎轉速控制於較佳油耗之轉速，其餘時間則維持惰轉。但是此部分仍需要注意急加速的動態操作，是否會造成額外油耗。

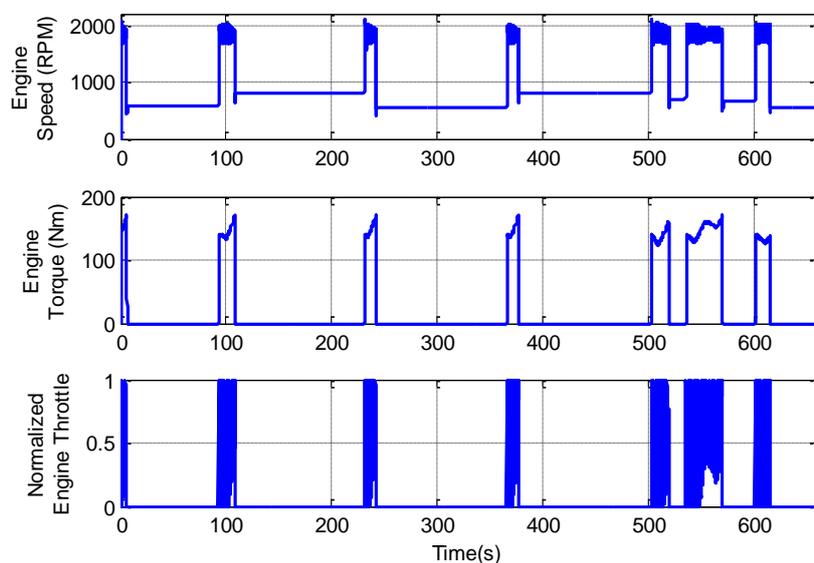


圖 3-2 模擬過程之引擎輸出時間響應圖

延續『引擎油耗最佳控制』方法，進一步設計三種不同的蓄壓器能量管理與引擎起動控制方式，以下將一一詳述三種不同控制策略的內容。

■ Hydrostatic control

一般可翻譯為靜液壓控制，被廣泛的應用在傳統液壓傳動系統上，其控制方式為讓引擎穩定輸出(如穩定控制轉速在最佳油耗區域)，因此 P1 之輸出將十分穩定，由於液壓系統輸出穩定液壓壓力，可以緩和系統衝擊(在某些研究中也會將管內液壓壓力進行定液壓控制)，蓄壓器僅作為調節引擎輸出使用，煞車時則不進行泵浦回收動能的動作，以保持油路管線內液壓力穩定。

■ Thermostatic SOC control

此控制方式主要是以蓄壓器的 SOC(State of Charge)作為控制變數，這種控制方式目的可使引擎盡可能維持穩定的負載需求(steady state load demand)，因此當車輛加速需求較小的時候，可將引擎部分輸出能量以轉存到蓄壓器的方式來維持引擎持續同樣的負載，此種控制方式主要基於蓄壓器儲存能量的情況來進行引擎控制，其判斷依據主要是設定蓄壓器壓力的上下限值。

■ Optimal-Thermostatic SOC control

基本上與 Thermostatic 類似，但其控制目標為將 SOC 盡可能控制在一平均範圍內，而非單純以上下限值作為引擎啟動的時機，最明顯的例子是在惰轉蓄壓時，只將壓力蓄至適中的一個參考值，而非上限值。

上述為三種不同引擎控制策略的說明，其中 Thermostatic SOC control 及 Optimal-Thermostatic SOC control 其引擎啟動時機又可再細分三種小的控制方式：

● Acceleration Phase

只在車輛加速的過程中進行引擎控制，舉例來說在剛發動引擎尚未踩踏油門時，蓄壓器壓力不足未超過下限，也不會進行蓄壓。

- **Acceleration and Idle Phase**

在車輛加速的過程及惰轉時會進行引擎控制，舉例來說在剛發動引擎尚未踩踏油門時，蓄壓器壓力不足未超過下限，此時便會先進行蓄壓。

- **Pure**

單純只以蓄壓器的 SOC 狀態來決定引擎是否啟動，如 SOC 未達下限值，即使車輛正在進行煞車，引擎也會啟動來進行蓄壓。

以上為引擎控制策略的說明，其三者間並沒有所謂一定的優劣，實際上在不同的駕駛情況下最省油的控制策略也可能會不盡相同。分別以前述日本 10-15 模式行車型態針對不同控制策略進行模擬。

圖 3-3 為 Hydrostatic control 之 Japan 10-15 模擬結果，為方便比較，我們將速度命令加以正規化為對應到 0~1 之間的數值，圖中實線(藍線)為正規化之速度命令；長虛線(紅線)為引擎啟動命令，如引擎啟動則其值為 1，關閉則其值為 0；短虛線(綠線)為蓄壓器之 SOC 狀態，一樣以 0~1 對應 0%到 100%，0%表示蓄壓器內完全無液壓油，反之 100%則表示充滿液壓油。透過 Japan10-15 駕駛循環，我們可清楚發現，在前三個低速路況時，控制器會讓引擎維持固定輸出，因此車輛加速之功率需求不高，引擎的部分能量是轉儲到蓄壓器儲放，因此低速路段蓄壓器不斷充能，壓力不斷上升，到了尾段的高速路段，需要較高的扭力，此時蓄壓器的壓力釋放以補足引擎不夠的輸出，在此才會釋放掉蓄壓器較多的能量。由此圖可看到蓄壓器是作為調節系統驅動力的元件，讓引擎能夠持續維持一定的轉速和油門開度進行輸出。

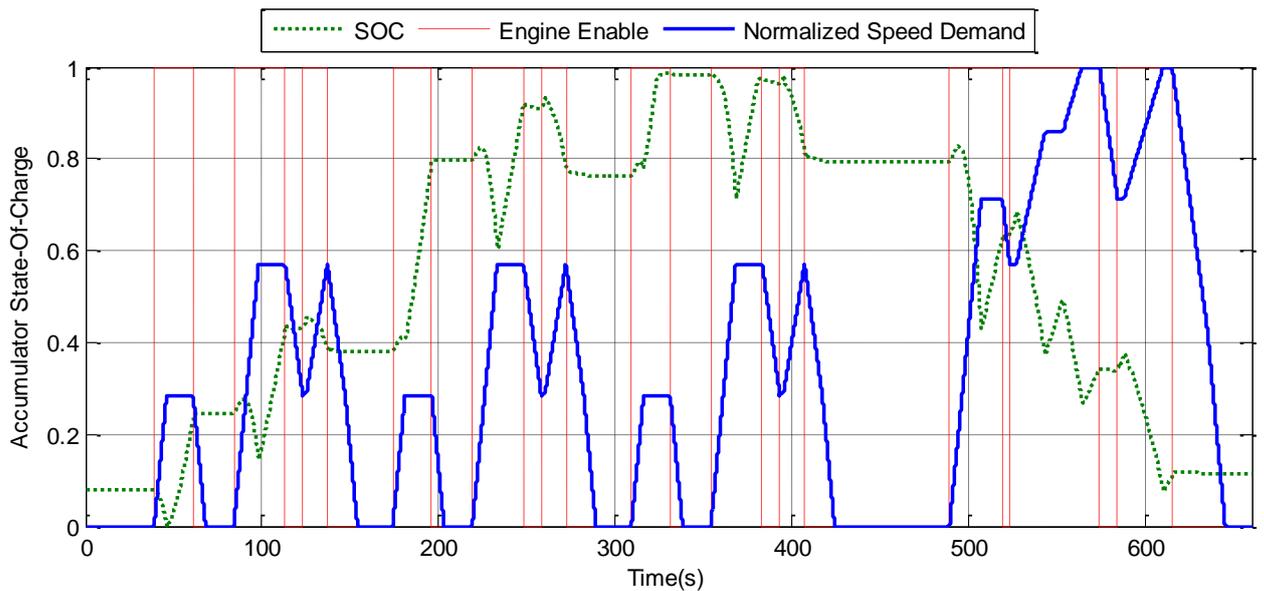


圖 3-3 Hydrostatic control 圖

將圖 3-3 中部分區域放大進行觀察，更可仔細觀察上述說明之情形，如圖 3-4 所示。在 40 秒處，除了使用引擎之外，同時也有使用蓄壓器能量驅動車輛，約在 45 秒時車輛進行等速行駛時，此時蓄壓器 SOC 降為 0，也無法繼續進行輸出，需要引擎啟動進行驅動，等速行駛為低加速度需求，但引擎仍維持同樣輸出功率，因此部分儲至蓄壓器；在 60 秒處煞車時並無動能回收，此靜液壓傳動控制的特點；在 80 到 100 秒左右的加速路段時，剛開始仍是引擎部分輸出轉儲至蓄壓器，但約到 90 秒處時，因高加速度需求，便開始釋放蓄壓器能量，讓引擎維持同樣輸出，維持穩定的液壓壓力。

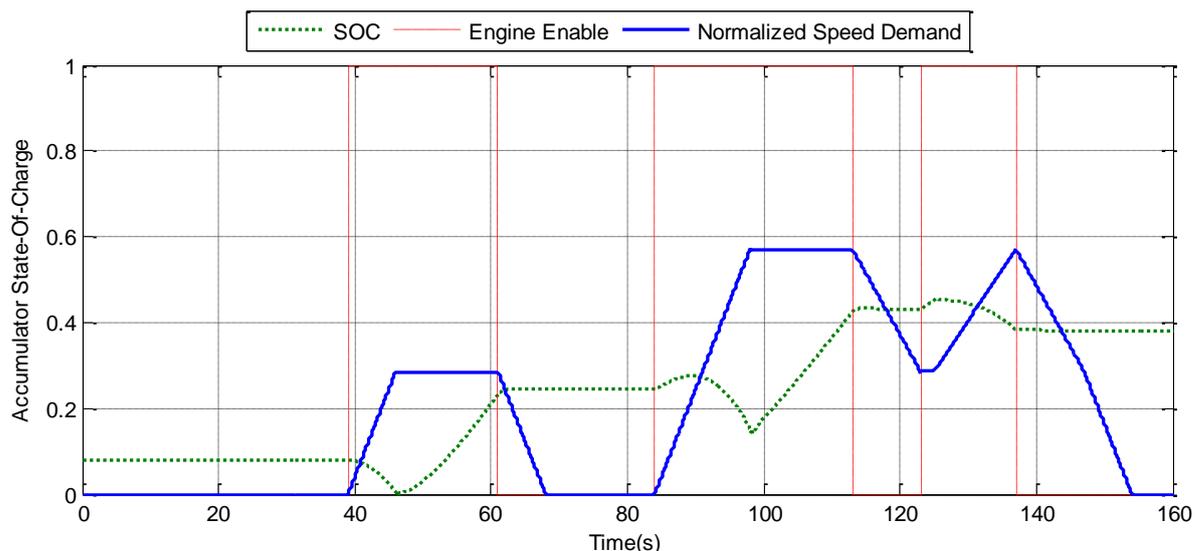


圖 3-4 Hydrostatic control 說明圖

Thermostatic SOC control 控制策略可細分為 Acceleration Phase、Acceleration and Idle Phase 及 Pure 等三種引擎啟動時機，我們以 Japan 10-15 中的前 160 秒低速路段分別進行說明，如圖 3-5、圖 3-6、圖 3-7 所示。圖 3-5 只在加速時進行控制，其結果和 Hydrostatic control 之結果有點類似，但煞車時有進行動能回收，在 Acceleration Phase 方式下低速路段蓄壓器的壓力並不高，會發現引擎啟動的機會較多，故較為不利。

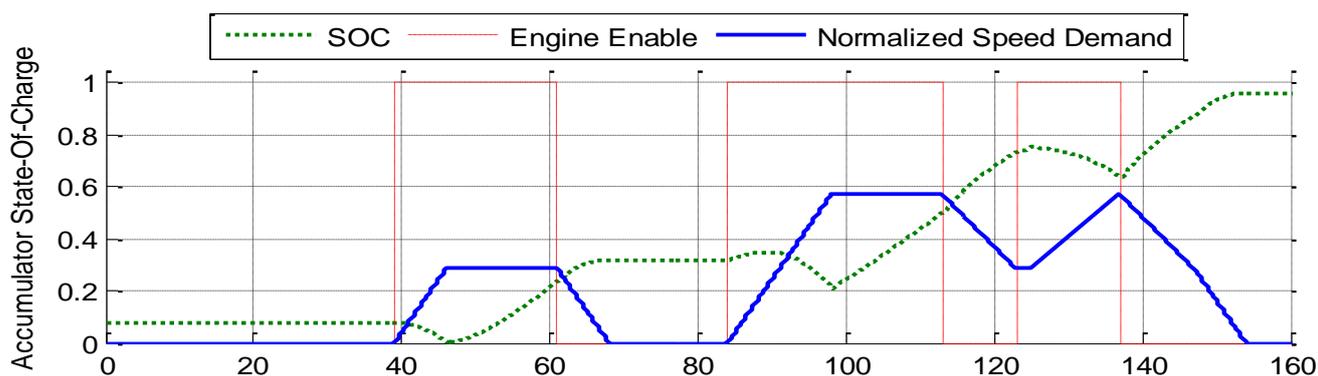


圖 3-5 Thermostatic: Acceleration 說明圖

圖 3-6 為 Acceleration and Idle Phase 方式，有加速和惰轉時皆會進行引擎啟動的判斷，故在此模擬情況下，惰轉時引擎先對蓄壓器充一定能量，在後面開始加速時蓄壓器能量充足，會盡量使用蓄壓器能量，減少引擎啟動。

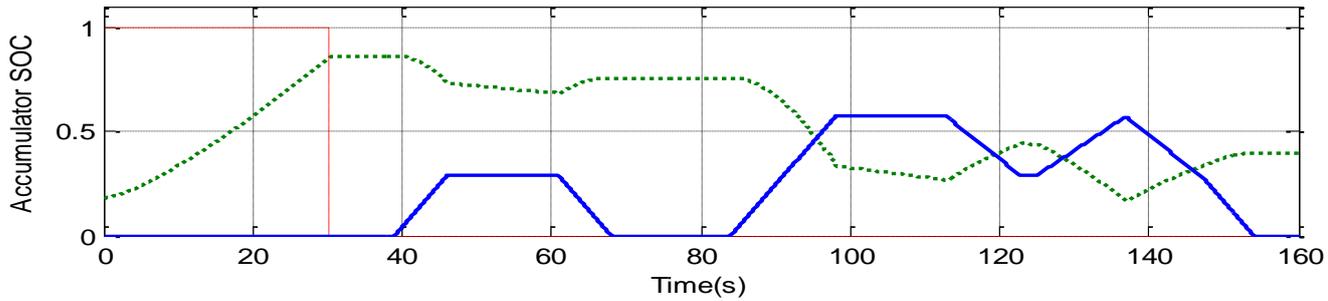


圖 3-6 Thermostatic: Acceleration and Idle 說明圖

圖 3-7 為 Pure 方式，系統完全由蓄壓器 SOC 狀態來控制引擎是否啟動，除了前段惰轉時如方式一般先對蓄壓器充一定的能量，在最後的地方由於 SOC 掉到下限以下，引擎即再啟動進行補充，如此一來在結束時便會有許多能量是沒有被用掉的。

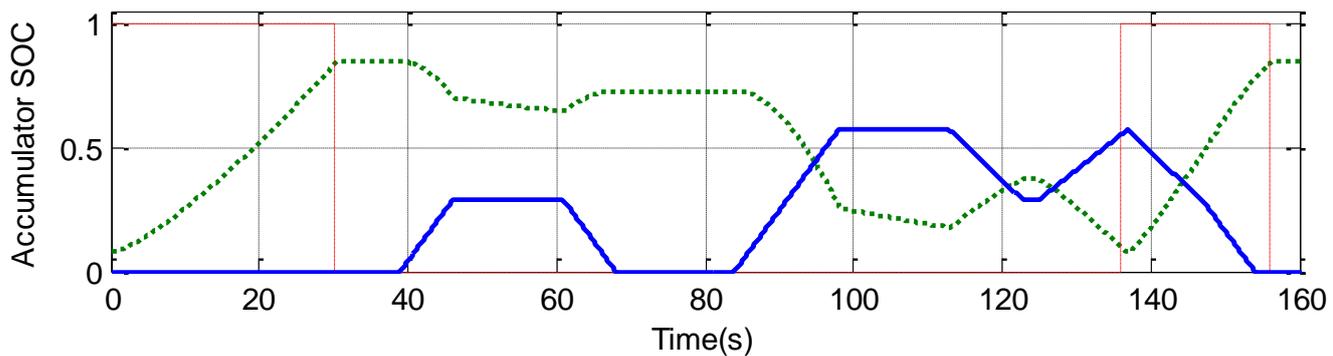


圖 3-7 Thermostatic: Pure 說明圖

Optimal-Thermostatic SOC control 控制策略同樣可細分 Acceleration Phase、Acceleration and Idle Phase 及 Pure 等三種引擎啟動時機，如圖 3-8、圖 3-9、圖 3-10 所示。

首先在圖 3-8 中，其引擎啟動方式與圖 3-5 之 Thermostatic SOC control: Acceleration Phase 一樣，僅在加速時進行引擎對蓄壓器充能，有進行煞車回收。在圖 3-9、圖 3-10 中則可發現與 Thermostatic SOC control 稍有不同，在惰轉時充能只到我們設定的 SOC 參考值 0.35 即停止，而非持續充到上限值，由這樣的調整後可發現，過程中 SOC 值分布的比較居中、平均。

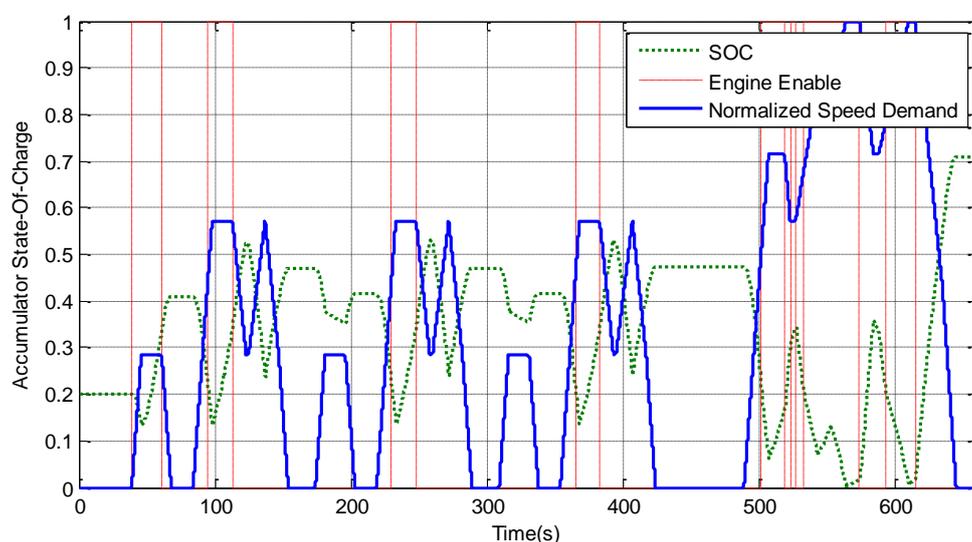


圖 3-8 Optimal-Thermostatic: Acceleration 圖

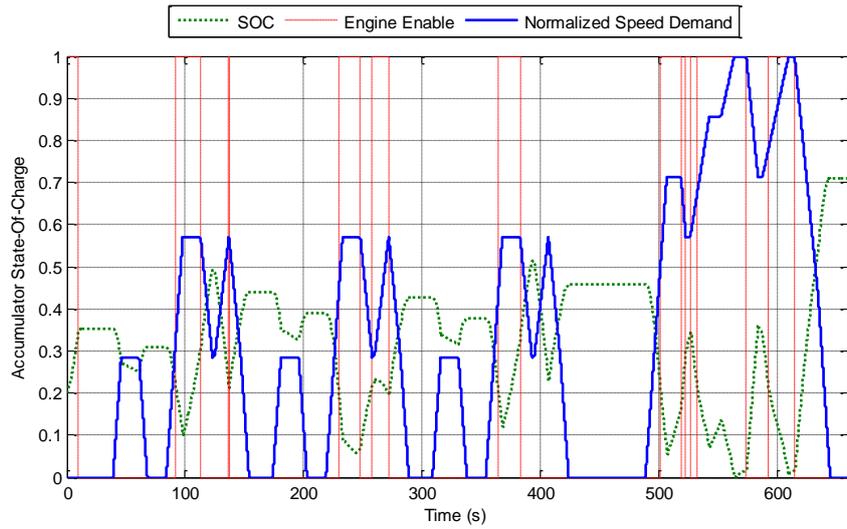


圖 3-9 Optimal-Thermostatic: Acceleration and Idle 圖

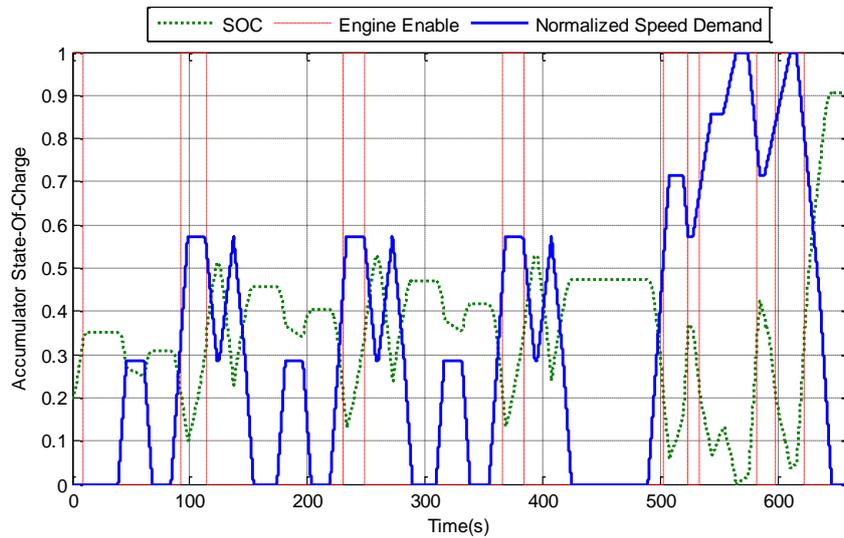


圖 3-10 Optimal-Thermostatic : Pure 圖

我們再將三種控制策略的 SOC 狀態進行比較，如圖 3-11，低速路段 Hydrostatic 蓄壓器之壓力不斷上升，只有最後高速路段才進行消耗，而 Thermostatic 及 Optimal-Thermostatic 在蓄壓器 SOC 達到一定值後便進行釋能，如此一來可減少引擎的輸出。

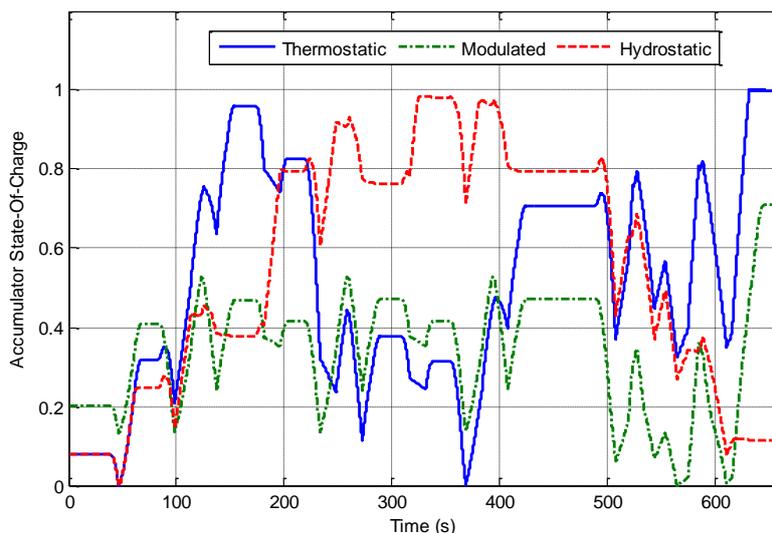


圖 3-11 三種控制策略之 SOC 比較

由此來說後兩種控制策略大致上在 Japan 10-15 路段是較 Hydrostatic 好的，我們再將後兩種控制策略的 SOC 起始條件設為一樣，進行模擬比較，Thermostatic 在定速時的充能上限十分高，引擎啟動的機會也會變多，且在最後的高速煞車將充至全滿，使得能量無法完全回收，而 Optimal-Thermostatic 方法的 SOC 狀態則較居中且平均，能量利用率有較佳的表現。詳細結果列表如表 3-3 所示。其中，Thermostatic 可用於開發 rule-based 控制器，較容易實際運用於車輛上。

表 3-3 不同控制策略 Japan 10-15 之油耗比較表

.	控制策略名稱	油耗 (km/L)
1	Hydrostatic	8.08
2	Thermostatic SOC	
2-1	Acceleration Phase	12.01
2-2	Pure	12.71
2-3	Acceleration and Idle Phases	13.28
3	Optimal-Thermostatic SOC	
3-1	Acceleration Phase	17.79
3-2	Pure	16.36
3-3	Acceleration and Idle Phases	18.13

4. 結論

液壓混合動力車輛使用液壓蓄壓器、液壓馬達與液壓泵浦、液壓控制閥組與控制器等節能元件，可以回收與運用車輛煞車時的能量、控制引擎操作於高效率區域，因此可有省油的效果。針對液壓混合動力車輛能量管理，提出以下結論：

- (1) 液壓混合動力控制系統與原車輛主行車電腦協同進行能量管理，有引擎直接液壓傳動、單蓄壓器傳動、引擎惰轉能量回收(停車熄火)、合併引擎與蓄壓器傳動、煞車(減速)能量回收等不同傳動模式，經由量測引擎與液壓傳動系統操作範圍的效率資料，可探討車輛能量運用的方式。
- (2) 液壓混合動力車輛能量管理策略包括元件層級的適配操控與運算方法與系統層級的行車型態能量管理，良好的元件管理可以提高系統反應的精確度。
- (3) 由引擎煞車燃料消耗率曲線圖資料，可設計『引擎油耗最佳控制』方法，並可依照蓄壓器能量狀態與控制引擎起動操作，採取不同控制策略，例如：Hydrostatic control、Thermostatic SOC control、Optimal-Thermostatic SOC control 等。Thermostatic 可開發 rule-based 控制器運用於車輛上。
- (4) 能量管理的控制實驗以 Matlab Simulink 軟體模擬日本 10-15 模式行車型態。在完全不回收煞車能量的情況下，採取液壓傳動油耗較原本傳動軸直接傳動油耗反而耗油 19.2%。若回收煞車能量，則液壓傳動油耗可省油 20.1~32.8%。

參考文獻

- [1] 『Innas 公司網站之產品訊息』，2013 年 9 月取自
<http://www.innas.com/HyDrid.html>
- [2] 『美國環保署網站之液壓混合動力車輛技術介紹』，2013 年 9 月
取自 <http://www.epa.gov/otaq/technology/research/research-hhvs.htm>
- [3] 『南榮技術學院氣液壓電子教材』，2013 年 9 月取自
<http://www.njtc.edu.tw/plclab/page10.htm>
- [4] Felicita Mensing, Perry Y. Li, “Sizing and Optimal Operation of a
Power Split Hydraulic Hybrid Drive Train”, 『2011 IFPE 國際流體傳
動展覽會論文』，2013 年 9 月取自
http://www.me.umn.edu/~lixxx099/papers/IFPE2011_Mensing_Li.pdf
- [5] S. Baseley, C. Ehrct, E. Greif and M. G. Kliffken, “Hydraulic Hybrid
System for Commercial Vehicles”, SAE Paper 2007-01-4150, October
30-November 1, 2007.
- [6] Mohamed Saber(RWTH Aachen University 碩士論文), 『Investigation
of Hydraulic Transmissions for Passenger Cars』, 2011/2/1

CB-02-0100

液壓混合動力車輛能量管理技術報告

技術報告

中華民國一百零二年九月三十日