

第一章

緒論

1-1 研究動機

臺灣地區近年來隨著經濟快速成長，交通發展迅速，國民所得提高，機動車輛因而顯著增加，而由車輛排放之污染物已嚴重造成空氣污染。因此如何有效管制及改善為政府之刻不容緩課題。自 1995 年起台灣地區平均每年增加 18 萬人，能源消耗成長率約 6%，製造業生產年增率達 8%，機動車輛每年增加約 7%，高速公路通行車輛數增加率約為 5%，各類污染源急速增加，使得我國空氣污染環境負荷亦逐年加重。有關我國與世界主要國家之空氣污染環境負荷比較(表 1)可以看出，我國與日本、德國、英國、美國等先進國家比較，我國各種環境負荷指標(包括人口密度、工廠密度、車輛密度、及能源消耗)均名列前茅，以與美國相比為例，其中人口密度約是美國的 22 倍、工廠密度約是美國的 106 倍、車輛密度約是美國的 20 倍、能源消耗密度約是美國的 9.3 倍，上述資料顯示我國空氣污染的情況均較其他先進國家嚴重，值得國人重視。

為了有效改善台灣地區的空气品質，除加強各項車輛排放標準外，還需推廣低污染替換燃料供車輛的使用。由於液化石油氣 (LPG) 的燃燒特性遠比汽油優良，燃料經費可節省將近一半(在日本)，除引擎不積炭、可延長引擎壽命外，其他部分零件壽命也可隨著延長，並且最重要的是其排放的廢氣幾乎無臭，有害人類健康的(CO)含量也甚少，可大大的降低大氣污染。因此先進國家，如日本、美國等均有使用專用的 LPG 汽車或汽油並用車，除此之外，最近 LPG 也已被世界許多國家推薦為比較可能被用來當做乾淨的替代燃料之一【1】。

1-2 液化石油氣 (Liquefied Petroleum Gas, LPG) 引擎發展史

1-2-1 我國 LPG 汽車之演進

液化石油氣在我國主要用途是以家庭用燃料及工業用燃料佔大部份，少部份則為工業原料。依據我國能源管理法施行細則第三條第八款規定，液化石油氣(LPG)是不准作為車輛燃料，但近年來環保意識提高，人們空氣污染感到恐慌，又基於能源多元化之原則，在經濟部、交通部及環保署之協同下，於79年6月中旬開放車輛可使用LPG為燃料。

以LPG 為燃料之汽車在鄰近的日本或歐洲早已通行，採用LPG為燃料的汽車可有兩種供給方式，其一為單以LPG 為主要燃料的汽車，此種汽車於製造時就已配備完整，另一為以LPG 和汽油互換使用之改造汽油/LPG 雙用車。在開放車輛可使用LPG為燃料之時，國內計程車業者絕大多數均採用由荷蘭方面進口元件改裝成的汽油/LPG 雙用汽車出現。

1-2-2 其他各國 LPG 汽車概況

內燃機以LPG為燃料應首推美國汽車，自1930年起即開始使用，至今已具有70年以上的歷史。基於提昇環境品質及經濟的理由，美國更集合天然氣公司及汽車零件供應商成立了『天然氣汽車聯盟』，大力推廣汽車使用LPG，並將焦點放在公共汽車及其他客貨運車上。

LPG 汽車在東方的韓國、泰國也漸漸普及，而在歐洲過去曾經被禁止使用，現在也已開放使用。例如英國、法國現在也已准許使用LPG

車。由於日本目前的LPG車使用之引擎是LPG專用引擎，可提高引擎的壓縮比而使馬力增加，目前開發成功的壓縮比是10：1，因此若以現行汽油車的引擎直接使用，則其運轉性能將會有所影響。由於汽油車的壓縮比較低，若為方便而改造成可將汽油和LPG 混合使用者，其點火性、空燃比和其他特性在使用時會有所改變，因此須做部份調整，故較為複雜。所以在歐洲汽油和LPG 混合使用的情況比較多，日本方面則使用專用的LPG 引擎。

在歐洲，如荷蘭、義大利等國的公共汽車是使用柴油和LPG混合，可減少1/2 以上黑煙排放。在我國方面，環保署站在空氣污染的觀點上贊同採用相同方法，但對於實際使用上的引擎及公害防治上並未做詳細的研究和評估。

1-3 液化石油氣 (Liquefied Petroleum Gas, LPG) 的燃料特性



液化石油氣是從油田噴出的天然氣及精製石油時，在石油製品製造過程中回收的副產品，經壓縮或冷卻很容易液化。液化石油氣為丙烷、丁烷、丙烯、丁烯等多種低碳系氣體的混合物，其通性如下【1】：

1. LPG在常溫常壓下為氣體，但加壓成液態存在，因此，可儲存於密閉鋼筒中；使運輸作業及使用上均極為方便。
2. LPG在氣態時之比重約為空氣的1.5倍，較空氣重，故洩漏時，會滯留在低下處，容易造成窒息、火災等傷害事故。
3. LPG欲完全燃燒，在理論上丙烷和空氣的混合比約為1:24，丁烷則達1:31，固其燃燒之空氣供給量需求大。

除上述的通性外，我們亦可由下列數據來了解LPG的特性(表二)：

1. 著火溫度

可燃性物質在空氣中徐徐加熱，達一溫度以上即使附近沒有火種

也會自然開始燃燒的最低溫度稱為著火溫度（或著火點）。

丙烷的著火溫度為 481°C ，丁烷是 441°C ，汽油的著火溫度為 $210\sim 300^{\circ}\text{C}$ ，故丙烷比汽油的安全性高。

2. 閃火點

將汽油及酒精之類容易揮發的物質加熱到一溫度以上時，若有火種接近其蒸氣時，即會引火開始燃燒之引火最低溫度稱為閃火點。

液化石油氣當其完全燃燒時，會生成二氧化碳(CO_2)和水蒸氣(H_2O)。如果空氣的供給量少時，液化石油氣就無法完全氧化，一部分產生不完全燃燒而生成一氧化碳(CO)、氫氣(H_2)、碳等物質。

3. 沸點

丙烷的沸點是 -42.07°C ，丁烷是 -50°C ，常溫下均為氣體。汽油沸點是 $25\sim 232^{\circ}\text{C}$ ，常溫下為液體。

4. 蒸發潛熱

LPG在氣化時需吸收周圍的大量熱氣，此稱為蒸發潛熱。丙烷的蒸發潛熱 101.8kcal/kg ，丁烷蒸發潛熱 92.09kcal/kg 。LPG 汽車雖然使用汽化器將LPG 汽化，但可能因蒸發潛熱而使汽化器冷卻凍結而破損，所以必須使用汽車水箱之溫水環繞汽化器內部以預防汽化器凍結。

5. 蒸氣壓

將LPG放進密閉的容器，部分會蒸發成氣體而產生壓力，當達一定壓力時蒸發會自然停止，容器內的壓力即安定下來，此時的壓力稱為蒸氣壓。

丙烷的蒸汽壓在 20°C 時是 8kPa/cm^2 ，丁烷為 2kPa/cm^2 。故LPG被稱為高壓瓦斯。不論容器內液狀瓦斯量為多少，蒸氣壓均為一定，兩種以上之LPG混合時，亦依其瓦斯之混合比例與溫度顯示出一定值。

6. 熱含量

平均每重量之熱含量，丙烷為 12034 kcal/kg ，丁烷為 11832

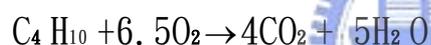
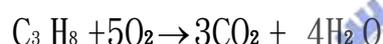
kcal/kg 較汽油的11200 kcal/kg高。平均每公升的熱含量，丙烷為6113 kcal/L，丁烷為6909 kcal/L，汽油是7390 kcal/L，LPG的熱含量僅為汽油的80~90%。

7. 燃燒範圍(空氣中重量百分比)

丙烷是2.37~9.50，丁烷是1.86~8.41，汽油是1.5~7.6。燃燒範圍越廣越容易燃燒，故LPG較汽油燃燒範圍大，一但洩漏出來即成爆炸性混合氣體，且會沿地面擴散開來，引火的危險性比汽油還大，所以在處理LPG時應特別注意煙火。

8. 完全燃燒所需的空氣量(空氣氧佔21%)

丙烷完全燃燒所需的空氣量為15.71 kg-air/kg-fuel，丁烷為15.94 kg-air/kg-fuel，汽油是14.7 kg-air/kg-fuel。其完全燃燒之方程式為：



丙烷1m³完全燒需要24m³的空氣，丁烷1m³完全燃燒需要31m³的空氣。故LPG可完全燃燒成CO₂水，對空氣不會造成污染。

9. 辛烷值

丙烷的辛烷值125，丁烷的辛烷值91；而汽油的辛烷值為87，所以液化石油氣可用於高壓縮比的引擎，點火時間也可較提前以獲得較好的燃燒，節省燃料消耗量。

1-4 汽油引擎和LPG引擎之比較

1-4-1 電子式汽油噴射系統(EFI: Electronics Fuel Injection)

汽油引擎的供油方式分為化油器和噴射兩種方式，就馬力輸出、

燃油效率、廢氣污染、可靠度等各方面，可說化油器時代已經過去，汽油噴射系統已經形成主流。

汽油噴射系統可以分為兩種形式：

1. 節氣閥體噴射式

節氣閥體噴射式(Throttle Body Injection)又稱為單點噴射(SPI: Single Point Injection)，只使用一或二支噴油嘴裝在節氣閥上方，以較低的壓力噴出汽油，汽油與流經節氣閥的空氣形成混合氣後，必須先通過進氣歧管再由汽門進入汽缸，但是油氣流經進氣歧管時，部分油氣會在歧管壁附著，並且會因進氣歧管的形狀、長度不同而造成各汽缸混合器分配不均。因為油氣從節氣閥到汽缸必然會有的時間延遲，因此引擎加速時的反應會較慢。

2. 進氣口噴射式

進氣口噴射式(Port Injection)又稱多點噴射(MPI: Multi-Point Injection)，每一缸的進汽門口之前各有一支噴油嘴，對準進汽門將汽油噴出，而與進氣歧管中的空氣一起進入汽缸，形成混合氣。如此一來進入各汽缸油氣的混合比較平均。主要可分為下列三項系統【2】：

(1) 空氣系統

空氣系統是指引擎運作時空氣量的量測以及控制引擎燃燒必要的空氣，如圖一，空氣濾清器過濾的空氣由空氣流量計測定，經節氣本體(Throttle Body)，以緩衝櫃(Surge tank)分配給各汽缸的進氣歧管。在進氣歧管內進行燃料噴射使汽油與空氣混合，之後被吸入各汽缸內。假若當冷卻水溫度過低時，為促進引擎暖機，引擎具有快速惰轉機構，亦即空氣閥(Air Control Valve)的控制，流經此空氣閥的空氣是從節流閥前的旁通管(By Pass)所引入。

(2) 燃料系統

燃料系統是提供汽缸內燃燒所必須的汽油量。如圖二所示，用燃

油泵從油箱將汽油吸上來，通過汽油濾清器、汽油壓力調節閥後，將油壓與進氣歧管的壓力保持在 265Kpa(依車種而定)。由汽油輸送管分配到各個噴油嘴進行噴射(Injection)。而噴油是從電子控制單元(Electronic Control Unit)所送出之噴油訊號，將適當的汽油量噴射到進氣歧管內。

(3)控制系統

控制系統針對引擎運轉狀態，車輛行駛狀態，決定最適當的汽油噴射量。供給引擎之噴油量是靠噴油嘴的噴射時間來控制，其噴射時間是由控制單元計算後決定。偵測引擎的感測器有水溫感測器、進氣溫度感測器、曲軸位置感測器、節氣閥感知器、含氧感知器等。

本研究使用中華汽車公司所生產排氣量1834c. c. 的DOHC16V水冷直列4汽缸多點燃油噴射引擎(表三)，上述第二種形式的噴射方式，多點燃油噴射系統由偵測引擎狀況的許多感應器所組成(表四)。引擎電腦盒(ECU: Electronic Control Unit)依據這些感知器的訊號，如水溫感知器、進氣溫度感知器、曲軸位置感知器、節流閥感知器、含氧感知器等，來控制此系統，而作動器(如汽油泵浦繼電器)的作用也是在ECU的控制下進行，ECU主要的控制功能如下【4】：

1. 燃油噴射控制

噴油嘴的噴射時間以及噴油正時是依據引擎運轉的條件來控制，使進入到汽缸內的混合汽能控制在最佳的混合比。當引擎在冷態時或是在高負載的情況下，為了確保引擎性能，ECU會提供較濃的混合比，此種模式稱為開迴路控制(Open Loop)。當引擎暖機後或是在正常的運轉的條件時、ECU利用含氧感知器的信號進行閉迴路控制(Closed Loop)，混合比控制在理論空燃比(A/F=14.7)。

2. 怠速空氣控制

在怠速時，ECU依據引擎負載變化的情形及怠速改變的情形來控制旁通閥空氣量的大小，使怠速可以保此在最適當的轉速。另外ECU依據引擎的水溫及冷氣負載的情況來驅動怠速控制器(ISC)馬達使引擎運轉在預先設定的目標值。

3. 點火正時

ECU依據引擎轉速、進氣量的大小、冷卻水溫度以及大氣壓力來決定點火正時，使點火正時控制在最佳時機。

4. 自我診斷

當偵測到與排放控制系統有關的感知器或作動器異常時(一個以上異常)，ECU會輸出異常之感知器或作動器的診斷故障碼(Diagnostic Trouble Code)，除此之外在特定的條件下，作動器也可以被強制驅動。

ECU電腦除了上述的控制功能外，還有其他如汽油泵浦、控制冷氣繼電器、控制風扇繼電器控制等，多點燃油噴射系統如圖三。



1-4-2 燃料系統的差異

現今使用LPG的車輛引擎可大致分為兩種系統：一是單燃料系統，另一是雙燃料系統。單燃料系統是以汽油或液化石油氣為單一燃料，而雙燃料系統則可同時以汽油或液化石油氣為燃料。兩種系統最大差異是在燃油系統上，LPG單燃料引擎系統如圖四、LPG雙燃料LPG引擎系統如圖五所示，圖五(a)為傳統化油器引擎，圖五(b)為燃油噴射引擎。

若以引擎性能為考量，由於液化石油氣單位體積的熱值較汽油低，而且改裝時需在化油器(節氣閥)之前加裝混合器，使得液化石油氣的流量減少，體積效率(Volumetric Efficiency)因而降低，於是造成液化石油氣在性能方面的表現不如汽油。因此以液化石油氣為

燃料時，汽車的結構必須做適當的調整，尤其是液化石油氣流量控制方面。又因為在原有汽油燃料系統上加裝汽化器、混合器等轉換裝置，所以引擎的燃料設定也要隨之調整，如點火正時。若車輛為雙燃料系統，為了遷就汽油的燃燒狀況，必然會犧牲一些液化石油氣的燃料特性。國內由於法令及環境的限制，再加上加氣站嚴重不足，使得國內的瓦斯車均採用雙燃料引擎系統，所以本實驗亦是以雙燃料系統為研究對象。雙燃料系統引擎除了原有的汽油引擎裝備外，還加裝一些液化石油氣燃料轉換的零件。其各項功能茲說明如下：

1. 汽化器，如圖六所示【5】，其原理是借用引擎循環水的高溫，將液態的瓦斯蒸發成氣態。氣化器為整個 LPG 套件的核心。最主要功能為將瓦斯鋼瓶內的高壓 LPG 減壓至適合引擎的壓力。氣化器可視引擎的負荷提供適量的 LPG，當緊急狀態或引擎熄火時，由於內部設有安全關斷閥，它會自動切斷液化石油氣的供給。
2. 混合器，如圖七所示【5】，利用文氏管原理，提供 LPG 和空氣最佳混合比，確保燃料完全燃燒，減少污染。其功能相當汽油引擎的化油器，藉由進氣歧管的真空吸引，將混合的燃料送進汽缸燃燒。一般安裝的位置與化油器或節氣閥相接，本實驗中所使用的混合器口徑是針對實驗引擎吸力而設計，任意改變混合器的口徑有可能造成引擎回火現象。
3. 空燃比控制電腦，如圖八所示【5】，主要功能為針對噴射引擎加裝觸媒轉化器之車子而設計。由於現今新車出廠皆裝有觸媒轉化器，若使用一般無空燃比控制電腦的瓦斯車，將無法對引擎的燃料供應做close loop 之控制，不但不會損壞觸媒轉化器且無法符合環保二期法規，而馬力損失亦不大。
4. LPG容器，如圖九所示【5】，採固定式安裝，符合在溫度48°C時之最高加氣壓力為18kg/cm²，其耐壓30kPa以上，控制箱內附有加氣孔、出氣孔、過濾器（過濾燃料內不純物質，以免造成下方電磁閥

故障，釀成危險)，並裝設手動安全防護開關。

5. 燃料切換鈕，對於雙燃料系統引擎而言，啟動時必須以汽油為燃料，待溫車後，才將燃料切換至液化石油氣，所以，在駕駛座儀表板上加裝燃料切換鈕，用以控制管路中的電磁閥開關，來決定以何者為燃料。

LPG雙燃料引擎的整體運作流程如圖十所示【5】。

1-4-3 LPG引擎的優缺點

跟據中油公司[液化石油氣作為汽車燃料的可行性研究報告]指出，一公升的汽油平均可使汽車跑9.09公里，而一公升的液化石油氣則約7公里，目前92無鉛汽油一公升23.20元，液化石油氣一公升12.6元，使用液化石油氣做汽車燃料，其優缺點如下【1】：

1. 優點：

a. 價格較低廉

目前國內LPG較汽油燃料價格低廉，對一般營業汽車而言可以降低成本。

b. 燃料性能佳

由於LPG在常溫常壓下為氣態，易和空氣完全燃燒，且熱值又高，對引擎本體火星塞及機油等較不會有凝結、侵蝕的影響。

c. 不污染潤滑油

液化石油氣在引擎內燃燒時，會大大降低引擎機油的污染，即使燃料中沒有加任何添加劑，也能使用普通機油而保持機油濾淨器及引擎各零件的清潔，延長使用壽命。另外，火星塞不會受燃料中鉛的傷害及機油的污損，所以使用壽命亦可延長。

d. 排氣污染少

使用LPG為燃料時，因燃燒較完全，故污染量明顯降低。

e. 行使性能佳

由於LPG的辛烷值號數(110~125)較汽油(92~98)高，抗爆震品質佳，適合壓縮比高的引擎，且LPG本身因採用高壓液態儲存具有壓力，所以不需要燃料泵浦，也不需要化油器，但須必要的蒸發器。

2. 缺點:

a. 車廂空間受限

因車輛後箱需裝設瓦斯鋼筒(約25 ~40kg)，使空間變得狹窄。

b. 車型受限制

由於瓦斯鋼筒置放於後車廂，不適合一般箱型車或斜被式汽車。

c. 加氣站不足

目前台灣地區各加油站並無添加LPG充氣設備，若LPG汽車上路，仍需中油公司大力配合，在各加油站添加LPG充氣設備才可。

d. 單位容積的熱量較少

因為單位容積的發熱量較少(燃燒熱值)，輸出馬力較小，故僅適用於轎車或小型貨車行駛於平坦道路，高負載之重車及行駛於山區道路者不適用。

e. 蒸發器(氣化器)

蒸發器的加溫裝置在日本規定應使用40°C 溫水，但對汽車而言頗為困難。目前部份LPG 產品不太純淨尚含有殘留油份，會影響蒸發性能。

第二章

文獻回顧

使用液化石油氣和汽油為燃料系統的引擎，由於液化石油氣和汽油具有不同的燃料特性，液化石油氣的辛烷值較高適合壓縮比高的引擎，且液化石油氣和汽油的組成成份不同，在引擎內燃燒後的排氣也有所不同。本章將對雙燃料引擎性能和排氣方面做一回顧。

2-1 引擎性能表現

影響引擎性能表現的原因很多，四行程引擎由於汽門重疊的設計，而促使廢氣的排除作用，但受到排氣背壓的影響，使的排氣後仍有廢氣殘留於汽缸內，因此造成體積效率的降低，由於實際的引擎必須裝置排氣管及消音器，使在引擎排氣門出口處的背壓增加，而造成馬力和扭力輸出降低，一般背壓增加 $0.1\text{kg}/\text{cm}^2$ 時，馬力就下降 3.5%，其中 2% 為殘留廢氣所造成，1.5% 則是排氣損失所致。如圖十一所顯示排氣管的動力效果，當排氣門開啟時排氣門出口處產生很大的正壓波，而在排氣管出口處受到反射作用轉換為負壓波，如此持續作用使排氣門出口處的壓力波正負交替。若使負壓波和汽門重疊時期同步，則可以產生動力效果，增加體積效率；反之若汽門重疊時，排氣門出口處剛好為正壓波，則會產生相反的效果。

引擎的性能輸出除了受到體積效率的影響外，還需要考慮到引擎的機械效率(Mechanical Efficiency η_m)，引擎運轉時所產生的機械摩擦及驅動附件等損耗，使其制動功量必小於指示功量，因此機械效率必小於 1。機械效率的計算如下所示：

$$\eta_m = \frac{BHP}{IHP}$$

其中，IHP 為指示馬力(Indicated Horsepower) 是由引擎實際循環中所獲得的馬力，BHP 為制動馬力(Brake Horsepower)是引擎曲軸實際向外輸出之馬力，兩者之差稱為摩擦馬力(FHP Friction Horsepower)為引擎機械的摩擦損失及引擎各種配件的驅動損失所消耗的馬力總和。

引擎的制動馬力在低速時會隨著引擎轉速增加而直線的增加，但在高速範圍時則漸趨平坦，當到達一最高值後，接著會隨著轉速增加而降低。此是因為摩擦馬力隨引擎轉速增加，機械效率隨引擎速率增加而降低，並且由於制動馬力=指示馬力×機械效率，因此，制動馬力在指示馬力繼續增加時，即已到達最高值，如圖十二所示。另外由於體積效率在高速時亦逐漸降低，也造成制動馬力降低。因為制動馬力和扭力成正比，所以扭力曲線亦隨著引擎轉速增加而增加至一最高點，然後隨著引擎轉速增加而降低。通常扭力曲線的變化反映出體積效率隨引擎速率的變化關係【6】。

2-2 引擎排氣污染

引擎在燃燒過程中，會產生污染氣體，分析引擎排放的廢氣可以幫助了解引擎內部的燃燒狀況。

2-2-1 CxHy 的生成

一般所謂 CxHy 即是碳氫化合物(HC)的總稱。排出廢氣中的 HC，是指在引擎的空燃比的情況下未燃燒之汽油部分，如圖十三所示的排出特性。HC 在任何工作條件裡均會被排出，HC 的生成可以用下面

(a)、(b)分成燃燒室內的混合汽為未正常燃燒時及正常燃燒時兩部分來討論【7】：

(a)不完全燃燒所排出的 HC

燃燒室內的混合汽(空氣、燃料及殘留廢汽)，難以燃燒的狀態，譬如在引擎簡速狀態中、殘留廢汽多時與稀薄的空燃比的情形等，會產生失火的現象(即使點火也無法燃燒)與部分燃燒等，造成 HC 大量排出。在圖十三中之稀薄空燃比時 HC 的排出濃度是增加的，這是由於失火現象所產生。

(b)正常燃燒時所排出的 HC

正常燃燒時，HC 會排出是因為 HC 存在於燃燒室壁面未燃的混合汽，活塞頂部間隙及上部活塞環周圍的空隙等處之未燃混合汽的一部分。此時在燃燒室的壁面會形成淬熄層(Quench Layer)，在汽缸壁面會殘留 0.1mm 左右之極薄未燃混合汽，如圖十四所示，動力排氣行程時未燃燒反應之一部份即被排出，因而造成污染。



2-2-2 CO 的生成

CO 是燃燒過程中的產物，實際的引擎之 CO 排出大部份是在空氣過剩率 λ (實際的空燃比和理論空燃比之比值) 小於 1 時所生成，如圖十三所示，圖中比理論空燃比濃的領域 ($\lambda < 1$) 因空氣不足，引擎排出的 CO 也增大。另一形成原因是在高溫燃燒狀態下，甚至在貧油的狀態下 ($\lambda > 1$)，以完成反應的二氧化碳，有一部份會解離成一氧化碳，然後在引擎膨脹過程中，由於溫度下降，一氧化碳的氧化反應趨於平緩、終至停頓，於是殘留的一氧化碳隨廢氣排出。此外 HC 會因排氣溫度上升，而在排氣行程中燃燒室內及排氣孔內發生氧化反應，生成一氧化碳【7】。

2-3 雙燃料引擎性能比較

1965年Adams和Boldt【8】曾以排氣量9000c. c. 壓縮比8.5 的 V-8 引擎在油門全開的狀況下進行實驗。實驗結果如圖十五(a)所示，在引擎性能的輸出上，汽油在各種轉速下皆優於液化石油氣。另外Adams和Boldt【8】使用排氣量7833c. c. 壓縮比7.3 的V-6引擎在同一燃料、進氣溫度和循環水溫下進行測試，測試結果如圖十五(b)所示，引擎轉速在2400rpm 以下時，液化石油氣燃燒所得的制動馬力 (BHP) 與制動平均有效壓力 (BMEP) 皆比汽油高，當引擎轉速高於2800rpm 時，汽油反而比較高。實驗報告指出，進氣歧管加熱的效應使得在低轉速時汽油功率較液化石油氣低。其原因是因為廢氣再循環系統將廢氣導入進氣歧管內，使得進氣歧管內的汽油被加熱，但是以液化石油氣為燃料時，廢氣循環系統沒有運作，所以沒有加熱的效應產生。在高轉速時，液化石油氣引擎比汽油引擎在功率上少3.5%~5.0%，原因乃液化石油氣是以氣態存在進氣歧管內，導致歧管內氣態燃料佔據空間，使得空氣流量減少，引擎功率於是降低。

Adams和Boldt【8】曾提出兩個改善液化石油氣引擎輸出功率的方法，一是利用液化石油氣的蒸發潛熱和進入汽缸前的空氣做熱交換，此方法可以降低進氣溫度，增加空氣密度，並增加體積效益，而使引擎的輸出功率變大。因為液化石油氣的蒸發潛熱比汽油高，所以應用此法可得較佳的效果；另一個方法是增加進氣歧管真空度，歧管的真空度高，可吸引更多的燃料流入增加功率輸出。因為液化石油氣燃料的供給是由一條連接到進氣歧管的真空管，並藉由歧管的真空度來控制流量。

1967年Baxter【9】曾就Ford Falcon 170 CID，壓縮比為8.7:1 的V-6 引擎進行實驗，比較以液化石油氣與汽油為燃料的引擎功率輸出，實驗結果如圖十六所示，引擎轉速在2000rpm 以下，以液化石油

氣為燃料時引擎功率輸出損失6%，當引擎轉速到達3600rpm時，引擎的輸出功率比使用汽油約低18%。為了減少使用液化石油氣功率輸出的損失Baxter【9】利用液化石油氣的蒸發潛熱，來冷卻進氣歧管，結果如圖十六下方曲線，可以看出此方法對於功率輸出損失有很大的改善，且隨著轉速增加，功率輸出損失有略微下降的趨勢，效率高時可達到僅1 %的功率輸出損失。

2-4 LPG單燃料、雙燃料和汽油引擎排氣比較

1973年Kramer、Bintz 及Tappenden【10】等曾以汽油引擎、LPG(單燃料)引擎及雙燃料之液化石油氣引擎三種實驗群組來進行實驗，實驗結果如圖十七(a)、(b)、(c)所示，由圖中可看出LPG(單燃料)引擎的廢氣(CO、HC、NO_x)排放量比汽油引擎少了許多。這是因為液化石油氣在進入引擎之前，已經在蒸發器中蒸發為氣態，再經由混合器中與空氣混合完全，使得燃燒溫度上升，燃燒更完全。另外LPG(單燃料)引擎及雙燃料引擎的排氣比較上，如圖十八(a)、(b)、(c)所示，在HC及NO_x排放量的比較上，雙燃料系統優於單燃料系統，但在CO排放量的比較上，單燃料引擎系統略優於雙燃料引擎系統，但其程度並不明顯，Kramer【10】等人指出這可能是因為雙燃料系統在怠速時，燃燒需要較濃的混合比，使得CO的排放量增加。表五是實驗群組行駛33000 miles後互相比較的結果，LPG單燃料引擎與汽油引擎在排氣比較方面，HC可減少27%、CO可減少63%、NO_x可減少31%的排放量。而在雙燃料引擎與汽油引擎的排氣比較，HC可減少39%、CO可減少54%、NO_x可減少36%的排放量。雙燃料和單燃料引擎的排氣比較上，HC可減少22%、CO增加28%、NO_x可減少11%的排放量。實驗結果可得幾個結論：

- (1) 在實際的道路行駛，液化石油氣是一種可加以利用的燃料。
- (2) 在相同的引擎運轉狀況下，分別使用液化石油氣及汽油做為燃

料時，液化石油氣在廢氣控制方面的確優於汽油燃料。

- (3) 在功率輸出與馬力方面，液化石油氣引擎反而低於汽油引擎，這結果與Adams【8】等人（1965）所做的實驗結果相同。

2-5 引擎負載與排氣污染物

1967年Baxter【9】的研究報告中指出，液化石油氣燃燒生成的CO 污染值低於汽油燃燒所產的CO 污染值，如圖十九。在怠速及低負載時，液化石油氣有較大的改善，其原因乃CO的生成和空燃比有密切的關係，所以可從圖二十空燃比的變化中得到解釋。由圖二十中指出，因為液化石油氣在混合器中與空氣混和完全，所以在怠速時液化石油氣的空燃比接近100%，混合程度極佳，且分配於各缸的比例較為平均，使得液化石油氣可在汽缸內獲得完全燃燒，所以CO 的污染值較低。而汽油在怠速、低速低負載運轉時，混合氣變濃，汽缸內的混合氣之壓力降低，混合氣燃燒速度變慢，產生不完全燃燒，因此CO 的排放量增加。當引擎在高負載時，化油器的真空狀態變弱，點火提前，燃燒速度變快，壓縮衝程時壓力高，混合氣溫度上升，燃燒效率提高，此時CO 排放量減少。圖二十一表示汽油燃燒所得HC 的排放污染。圖二十二則是液化石油氣的HC 排放污染，因為HC 污染濃度與排氣溫度有很大的關係，在不同的引擎轉速下，會造成排氣溫度的變化。CO 的污染濃度卻不因引擎轉速不同而有所改變，所以，要有不同的轉速來瞭解液化石油氣與汽油對於HC 污染物的濃度差異。無論液化石油氣或汽油，當轉速越高，則HC 污染濃度越低。兩者之比較如圖二十三，HC 的濃度會隨負載增加而減少，在低負載時液化石油氣有較大的改善，隨著負載增加改善效率越低。

第三章

實驗原理與設備

3-1 實驗原理

本實驗主要將引擎本體外加 LPG 燃料系統，其實驗平台架構如照片一、電路示意圖如圖二十四。透過燃料切換扭，可以選用汽油(92無鉛汽油)或 LPG 作為引擎作動的燃料，當開關開向汽油時，LPG 系統將不作動，引擎可如同正常情況下使用汽油推動，當要使用 LPG 為燃料時，必須先將燃料切換開關開到中間，讓汽油泵浦不作動，等待引擎將汽油管路中的燃油用盡後，即可將燃油開關切換到 LPG，LPG 燃料會藉由燃料控制閥的作動，從高壓儲存鋼瓶流向氣化器，此時 LPG 燃料還是高壓液態，經過氣化器和引擎內的熱水作熱交換後變成低壓氣體，透過引擎真空管的吸力將 LPG 從氣化器導出，藉由 LPG 的輸送管路將 LPG 送到引擎節氣閥前和空氣混合進入汽缸內燃燒，另外在氣化器上有混合比調節螺絲，分別為怠速細調節螺絲、高速粗調節螺絲。混合比的調整以 LPG 系統上的空燃比控制電腦(LCS)為準，LCS 會接收汽車含氧感知器的訊號，並以紅燈閃爍的方式，使我們可以容易的調整混合比，此外 LCS 也連結到 LPG 輸送管路上的一顆步進馬達，當 LCS 接收到汽車含氧感知器的訊號時，會自動調整步進馬達控制 LPG 的流量，可達到 Close Loop 的控制效果。

實驗中將引擎的動力直接輸出至一台渦電流磁鎖動力計(Eddy Current Dynamometer)上。動力計本身是由靜子(Stator)、感應電流環(Eddy Current Ring)、激磁線圈(Excitation Coil)、轉子(Rotor)以及負載計(Load Meter)所組成，如圖二十五所示。而引擎經由改裝後，使其制動馬力可以經由一傳動軸(Transmission Joint)

輸出連結到動力計的轉子上，轉子會受到引擎的扭力而旋轉。因為轉子是在一個磁場中旋轉所以在感應電流環上會產生一感應電動勢 (Electric Motive force)，並產生新的感應電流。這股新的感應電流再產生磁力阻抗轉子的轉動，而這個力將會顯示在負載計上。

3-2 實驗設備與組裝

本實驗主體是一部由中華汽車公司所生產的VIRAGE車型，所配備排氣量1834c. c. 的DOHC16V水冷直列4汽缸引擎，其規格如表三，實驗將使用五明國際股份有限公司所生產的LPG 汽車套件按標準方式改裝為瓦斯車並測試分析其引擎性能及廢氣污染物的濃度變化。主要的實驗配備如下：

1. 引擎本體(照片二) ，引擎規格如表三。
2. 汽化器(圖六) 。
3. 混合器(圖七) 。
4. 空燃比控制電腦(圖八) 。
5. LPG容器(圖九) 。



本實驗必須將引擎本體改裝成雙燃料系統，進而研究雙燃料引擎的輸出和排氣的檢測等。實驗測試中所用到的儀器有：

1. 渦電流動力計(圖二十五)

由義大利 API 公司所生產之渦電流動力計最大可量測馬力為186kw(250HP) ，可測得最大扭力為 800n-m(81.63kg) ，最高轉述速為 12000RPM，轉速精準度為±0.1%，馬力和扭力的精準度為±0.1%。其主控模組可提供冷卻水溫過高，水壓過低及電路錯誤等警報訊息。

2. 煙道氣體分析儀(照片三)

德國 RBR 公司所生產的煙道氣體分析儀 Ecom-SG+，此型氣體分

析儀適用於氧氣、一氧化碳、碳氫化合物、氮氧化合物、二氧化硫等濃度、溫度和壓力等連續監測，記憶容量最多可達 4,000 筆量測資料，量測氣體範圍如表六。

3. 數位電錶

電錶為 APPA-95 型數位電錶，電壓精度為 0.01V，吾人利用此電錶量測節氣閥開度感知器的變化。

在組裝實驗設備主體的過程中，實際上有遇到一些困難：

1. 本實驗所採用的引擎之變速箱為自動排檔變速箱，但是實驗組裝中並無使用到變速箱的需要，所以直接將傳動軸連接至引擎飛輪上，以完成引擎傳動軸與動力計間的連接組裝，並且在啟動馬達座上加鎖上一塊 L 型的鋼板，避免啟動馬達在啟動時，馬達座的鋼度不足而導致損壞。
2. 引擎的排氣管方向並未指向實驗室內的排氣管路，因此將排氣管前段和中段的中間焊上一條金屬軟管，且將排氣管中段和尾段連接處折彎 90° 後，才讓引擎排氣可經由排氣鼓風機送出室外。
3. 一般裝置於汽車上的引擎在提高轉速時，通常汽車行駛速度相對提升，因此在車行速度提高下，可以立即提供強大的風速供引擎散熱。實驗室中的引擎處於靜止狀態，所以本實驗加裝了水循環系統，經實驗操作確實可以達到冷卻引擎內的水溫，此水循環系統可以調整水量流入和流出引擎的大小，所以在實驗中可以控制引擎的工作水溫。
4. 由於傳動軸在實驗中一直處於高轉的作動狀態，所以除了使用動力計上所附加的傳動軸防護罩之外，本實驗還特別加裝了一個圓筒型的防護罩，加強原動力計上的防護罩強度。

3-3 實驗步驟

3-3-1 準備工作

- a. 檢查引擎冷卻水箱機油油位和傳動軸固定螺絲。
- b. 打開廢氣排氣機。
- c. 打開外部水循環，開關水壓維持在 20 kg/cm^2 。
- d. 打開渦電流磁鎖動力計的開關，並將轉速旋鈕開到最大。
- e. 開啟煙道氣體分析儀，自動 3 分鐘校正。
- f. 使用汽油燃料系統發動引擎，暖機達到工作溫度且怠速運轉穩定（約 850RPM）。

3-3-2 實驗數據量測

本實驗主要測試以汽油為燃料時原廠引擎、原廠引擎加裝混合器和以 LPG 為燃料的系統時，引擎性能和排氣分析。



A 使用汽油燃料系統：

1. 旋轉渦電流動力計控制面板的旋鈕將引擎轉速預設在 1000 RPM。
2. 節氣閥開度 25%，此時引擎轉速會受到渦電流動力計的負載而維持在預設轉速 1000 RPM。
3. 旋轉渦電流動力計控制面板的旋鈕，一次增加引擎轉速 250 RPM，並同時記錄引擎的馬力、扭力和排放廢氣。
4. 持續增加轉速到 5000 RPM 後將轉速慢慢減慢到 1000 RPM
5. 將節氣閥開度關閉使引擎回到怠速狀態。
6. 將節氣閥開度分別開啟到 50%、75%和 100%，重複步驟 1 到 5。
7. 在節氣閥前加裝混合器，重複步驟 1 到 6。

B 使用 LPG 燃料系統：

1. 使用汽油燃料暖機，待引擎到達工作溫度後，將燃料切換鈕切換到中間(此時汽油泵浦停止作動)，等引擎將汽油管路中的汽油用盡。
2. 將 LPG 儲存桶上的手動開關打開。
3. 將燃料切換鈕切至 LPG(此時 LPG 燃料控制閥開始作動)。
4. 發動引擎，待引擎運轉穩定。
5. 旋轉渦電流動力計控制面板的旋鈕將引擎轉速預設在 1000 RPM。
6. 節氣閥開度 25%，此時引擎轉速會受到渦電流動力計的負載而維持在預設轉速 1000 RPM。
7. 旋轉渦電流動力計控制面板的旋鈕，一次增加引擎轉速 250 RPM，並同時記錄引擎的馬力、扭力和排放的廢氣。
8. 持續增加轉速到 5000 RPM 後將轉速慢慢減慢到 1000 RPM。
9. 將節氣閥開度關閉使引擎回到怠速狀態。
10. 將節氣閥開度分別開起到 50%、75%和 100%，重複步驟 1 到 5。
11. 將燃料切換開關切至中間(此時 LPG 燃料控制閥不作動)，關閉 LPG 儲存桶上的手動開關，等到引擎將管路中的燃料燃盡後，將燃料切換開關切向汽油讓引擎保持怠速。

3-3-3 實驗關機步驟

1. 引擎怠速 5 分鐘後關閉引擎電門。
2. 關閉渦電流動力計、水循環系統和廢氣排放機。
3. 將氣體分析儀的量測管路從引擎排氣管抽出，並讓新鮮空氣吸入管路中，沖洗氣體感應器 10 分鐘後即可關機。

3-4 理論分析

影響引擎整體的表現很多，主要有【14】：

1. 壓縮比(r_c)
2. 制動平均有效壓力(Brake Mean Effective Pressure, $bmep$)
3. 燃料消耗率(Specific Fuel Combustion, sfc)
4. 燃料轉換效率(Fuel Conversion Efficient, η_f)
5. 空燃比(A/F)
6. 體積效率(Volumetric Efficiency, η_v)

其中壓縮比可表示為

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c} \quad (3.1)$$

V_d 為活塞位移量(Piston Displacement)，也就是活塞自下死點活動至上死點之間的汽缸體積容量。 V_c 為活塞位於上死點汽缸體積。而 $bmep$ 定義為一個循環的有效功率除以行程容積，可表示為

$$bmep = \frac{W n_R}{V_d N} \quad (3.2)$$

n_R 為每一個汽缸的完成動力行程曲軸所旋轉的圈數，四行程引擎 $n_R = 2$ ，二行程引擎 $n_R = 1$ ， N 為引擎轉速(rev/min)， V_d 為引擎排氣量。燃料消耗率之定義為每單位功率輸出所必須消耗的燃料流率

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{W} \quad (3.3)$$

\dot{m}_f 為燃料的質量流率。燃料轉換效率 η_f 其定義為

$$\eta_f = \frac{W_c}{\dot{m}_f Q_{HV}} = \frac{\left(\frac{W n_R}{N} \right)}{\left(\frac{\dot{m}_f n_R}{N} \right) Q_{HV}} = \frac{W}{\dot{m}_f Q_{HV}} \quad (3.4)$$

其中 Q_{HV} 代表燃料熱值， W_c 為一個循環所能輸出的功。將方程式 3.3 帶入 3.4 可得

$$\eta_f = \frac{1}{sfc Q_{HV}} \quad (3.5)$$

而空燃比表示為

$$A/F = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (3.6)$$

\dot{m}_a 空氣質量流率。體積效率定義為

$$\eta_v = \frac{\text{實際進入汽缸之空氣量}}{\text{理想進入汽缸之空氣量}} = \frac{m_a}{\rho_{a,i} V_d} \quad (3.7)$$

其中 $\rho_{a,i}$ 表示進入汽缸之前的空氣密度。並且馬力 W 定義為引擎轉速 N 於扭力 T 的乘積：

$$W = 2\pi NT \quad (3.8)$$

將上述參數之定義 3.2、3.4、3.6 及 3.8 加以推導即可得到

$$W = \frac{\eta_f m_a N Q_{HV}}{n_R (A/F)} \quad (3.9)$$

再將方程式 3.7 帶入方程式 3.9 中可得

$$W = \frac{\eta_f \eta_v N V_d Q_{HV} \rho_{a,i}}{2(A/F)} \quad (3.10)$$

$$T = \frac{\eta_f \eta_v V_d Q_{HV} \rho_{a,i}}{4\pi(A/F)} \quad (3.11)$$

從方程式 3.10 及 3.11 可以發現馬力(W)及扭力(T)與空氣密度、體積效率成正比。由理想氣體方程式可得知，送入汽缸中的空氣質量與壓力成正比與溫度成反比關係

$$\rho_{a,i} = \frac{m_a}{V_a} = \frac{1}{R} \frac{P_a}{T_a} \quad (3.12)$$

其中 m_a 代表空氣質量， V_a 代表空氣體積， P_a 與 T_a 分別為壓力與溫度， R 為萬用氣體常數(universal gas constant)

Adams 和 Boldt【8】曾提出利用液化石油氣的蒸發潛熱和進入汽缸前的空氣做熱交換，降低進氣溫度，增加空氣密度，並增加體積效率，由 3.12 式中可以看出，利用液化石油氣的蒸發潛熱和進入汽缸前的空氣做熱交換時， T_a 會下降而使得送入汽缸中的空氣密度和空氣質量也會變大，從 3.7 式中，可看出容積效率也會跟著變大，如此一來便可以達到增加引擎的效率。

3-5 不準度分析

為了瞭解在實驗量測過程中所得到數據之準確性不準度分析有其必要性本文利用 Kline(1985)【24】之不準度分析方法來分析實驗之結果。

若量測值 R 受參數 X_1 、 X_2 、 X_3 …… X_n 所影響則 R 可表示為

$$R = (X_1, X_2, X_3, \dots, X_n) \quad (3.13)$$

則絕對不準度 δR 表示如下

$$\delta R = \left\{ \left[\left(\frac{\partial R}{\partial X_1} \right) \delta X_1 \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial R}{\partial X_2} \right) \delta X_2 \right]^2 + \dots \left[\left(\frac{\partial R}{\partial X_n} \right) \delta X_n \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.14)$$

相對不準度表示如下

$$\frac{\delta R}{R} = \left\{ \left[\left(\frac{\partial \ln R}{\partial \ln X_1} \right) \delta X_1 \right]^2 + \left[\left(\frac{\partial \ln R}{\partial \ln X_2} \right) \delta X_2 \right]^2 + \dots \left[\left(\frac{\partial \ln R}{\partial \ln X_n} \right) \delta X_n \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.15)$$

若 $R = X_1^a X_2^b X_3^c \dots$ 則相對不準度可表示為

$$\frac{\delta R}{R} = \left\{ \left[a \left(\frac{\partial R}{\partial X_1} \right) \delta X_1 \right]^2 + \left[b \left(\frac{\partial R}{\partial X_2} \right) \delta X_2 \right]^2 + \left[c \left(\frac{\partial R}{\partial X_3} \right) \delta X_3 \right]^2 + \dots \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.16)$$

依照方程式 3.13 至 3.16 吾人可以用來分析實驗中所量測數據之不準度，實驗中各量測值的最大不準度如表七。

第四章

結果與討論

本章將比較汽油引擎和汽油引擎加裝 LPG 系統後的引擎性能和引擎的排氣分析，實驗分成汽油引擎、汽油引擎加裝混合器(以 92 無鉛汽油為燃料)和汽油引擎使用 LPG 系統(以 LPG 為燃料)三對照組，並在節氣閥開度為 25%、50%、75%、100%下，針對引擎的馬力、扭力輸出及廢氣排放的差異，做一詳細的分析。

本實驗中的汽油引擎在怠速時節氣閥的電壓為 0.80V，節氣閥全開時電壓為 4.92V，節氣閥開度和電壓對應圖如圖二十八所示。

4-1 引擎性能分析



圖二十九為在節氣閥開度 100%所量測之結果與中華汽車(CHINA MOTOR)原廠所公佈之數據比較，其中(a)為馬力、(b)為扭力。在圖(a)中可以看出在任何轉速下，實驗所得的數據均比原廠公佈的數據低，隨著引擎轉速升高，實驗所得的馬力和原廠數據相差會愈大，當到達實驗轉速 5000RPM 時實驗所得的馬力會低於原廠數據 20.7%，而在圖(b)扭力部份，比較原廠公佈數據在 5000RPM 時可達引擎最大扭力 17(kg-m)，而在實驗中所得最大扭力是發生在 3000RPM，所量得數據為 14.4(kg-m)，低於原廠公佈數據 15.3%，由於實驗中為了配合實驗室的排氣管路的位置，所以將引擎的排氣管截彎修改，因此會降低排氣管的動力效果使引擎體積效率變小【6】，引擎性能輸出因而降低，除此之外引擎運轉時所產生的機械摩擦、驅動附件和引擎的使用燃料等，也是造成引擎輸出動力損失的原因，但比較圖中馬力扭力曲線的趨勢非常接近，所以量測結果應可以採信。

圖三十為節氣閥開度 25% 狀態下，汽油引擎、汽油引擎加裝混合器(以 92 無鉛汽油為燃料)和汽油引擎使用 LPG 系統(以 LPG 為燃料)，三對照組之馬力、扭力比較圖，其中(a)為馬力、(b)為扭力。由圖中可以看出，引擎在 1000RPM 到 3000RPM 之間，引擎加裝混合器後的馬力、扭力輸出會低於使用 LPG 為燃料的輸出，在引擎轉速 3000RPM 時馬力輸出最大相差 3.5%、扭力輸出最大相差 4.1%。而在引擎轉速 1000RPM 到 5000RPM 間，汽油引擎的馬力、扭力輸出高於引擎使用 LPG 為燃料的輸出，分別在 5000RPM 時馬力最大相差了 9.9%、扭力最大相差了 9.7%。在圖中可以很明顯的看出，汽油引擎在加裝混合器後，引擎的馬力、扭力輸出都會變小，在引擎轉速 5000RPM 時馬力最大損失了 7.9%，扭力則損失了 7.1%。

圖三十一為節氣閥開度 50% 狀態下，汽油引擎、汽油引擎加裝混合器和汽油引擎使用 LPG 系統(以 LPG 為燃料)，三對照組之馬力、扭力比較圖，其中(a)為馬力、(b)為扭力。由圖中可以看出，引擎在 1500RPM 到 3500RPM 之間，引擎加裝混合器的馬力、扭力輸出會高於使用 LPG 為燃料的輸出，在引擎轉速 2000RPM 時馬力輸出最大相差了 7.3%、扭力輸出最大相差了 3.5%，在引擎轉速 4000RPM 到 5000RPM 間，反而是引擎加裝混合器時的馬力、扭力輸出小於使用 LPG 為燃料的輸出，在轉速 4500RPM 時馬力輸出最大相差了 4.4%、扭力輸出最大相差 4.5%。而汽油引擎的馬力、扭力輸出在引擎轉速 1000RPM 到 5000RPM 間均高於引擎使用 LPG 為燃料的輸出，在引擎轉速 5000RPM 時馬力最大相差了 15.7%、扭力最大也相差了 15.7%。汽油引擎在加裝混合器後，引擎的馬力、扭力輸出在引擎轉速 5000RPM 時馬力最大損失了 15.3%、扭力最大損失了 15.7%。

圖三十二為節氣閥開度 75% 下，汽油引擎、汽油引擎加裝混合器和汽油引擎使用 LPG 系統(以 LPG 為燃料)，三對照組之馬力、扭力比較圖，其中(a)為馬力、(b)為扭力。由圖中可以看出，引擎在 1000RPM

到 5000RPM 之間，引擎加裝混合器的馬力、扭力輸出均高於使用 LPG 為燃料的輸出，分別在 3500RPM 時馬力輸出最大相差了 3.5%、扭力輸出相差了 3.7%。引擎轉速 1000RPM 到 5000RPM 間，汽油引擎的馬力、扭力輸出明顯大於使用 LPG 為燃料的引擎馬力、扭力輸出，在轉速 5000RPM 時汽油引擎的馬力輸出大於使用 LPG 為燃料的引擎馬力輸出 14.9%，扭力輸出相差了 15.3%。而汽油引擎在加裝混合器後，引擎的馬力、扭力輸出在引擎轉速 5000RPM 時馬力最大損失了 11.5%、扭力最大損失了 10.9%。

圖三十三為節氣閥開度 100%下，汽油引擎、汽油引擎加裝混合器和汽油引擎使用 LPG 系統(以 LPG 為燃料)，三對照組之馬力、扭力比較圖，其中(a)為馬力、(b)為扭力。由圖中可以看出，引擎在 1000RPM 到 3500RPM 之間，引擎加裝混合器的馬力、扭力輸出均高於使用 LPG 為燃料的輸出，分別在 1500RPM 時馬力輸出最大相差了 4.6%、扭力輸出相差了 4.7%。引擎轉速 4000RPM 到 5000RPM 間，引擎加裝混合器的馬力、扭力輸出反而低於使用 LPG 為燃料的輸出，在引擎轉速 4500RPM 時馬力最大相差了 1.6%，扭力相差了 0.9%。在節氣閥全開的情形下，汽油引擎的馬力、扭力輸出大於使用 LPG 為燃料的引擎馬力、扭力輸出的現象會隨著轉速升高而愈來愈明顯，在轉速 5000RPM 時汽油引擎的馬力輸出大於使用 LPG 為燃料的引擎馬力輸出 14.3%，扭力輸出也相差了 13.2%。而汽油引擎在加裝混合器後，引擎的馬力、扭力輸出的損失也明顯的提高，在引擎轉速 5000RPM 時馬力最大損失了 12.7%、扭力最大損失了 13.0%。

圖三十四、三十五、三十六為在各節氣閥開度下，汽油引擎、汽油引擎加裝混合器(以 92 無鉛汽油為燃料)和汽油引擎使用 LPG 系統(以 LPG 為燃料)之馬力、扭力輸出，其中(a)為馬力、(b)為扭力。由圖中可以很明顯的看出隨著節氣閥開度增加，引擎的馬力扭力也會跟著提升，當引擎轉速固定時，隨著節氣閥開度增大，單位時間加入

汽缸內的燃料及氣體的流量也會跟著增加，汽缸內燃燒的熱量增大，所以在固定引擎轉速下，節氣閥開度越大時，馬力和扭力的輸出值也會越大。因混合器造成引擎的體積效率減小，再加上噴射電腦(ECU)感測到進氣流量減少，所以將引擎噴油量減少，因此在圖三十五和圖三十六中可以很明顯的看出，加裝混合器後的引擎馬力和扭力輸出不如圖三十四(汽油引擎)的輸出。

綜觀上述圖形所反映出的現象，汽油引擎加裝 LPG 系統後，不論是使用汽油為燃料或是使用 LPG 為燃料，引擎馬力、扭力輸出均會降低。在引擎加裝混合器後，使用 LPG 和汽油為燃料時，馬力和扭力輸出並不會相差太大，在節氣閥開度 25%引擎轉速 1000RPM 到 3000RPM 時，引擎使用 LPG 為燃料的馬力、扭力輸出會明顯的大於引擎使用汽油為燃料的馬力、扭力輸出，其他在節氣閥開度 50%跟 100%時，則在 4000RPM 後才發生這種情形，會有上述的這種現象，最主要是因為 LPG 是以氣體的型態進入汽缸燃燒，在進入汽缸前已經和空氣混合完全，使得在汽缸內燃燒時間短且較完全，再因 LPG 的燃料熱值在較短的時間內大量釋放，所以會造成這種現象。

4-2 引擎排放之廢氣分析

4-2-1 碳氫化合物(CxHy)污染分析

圖三十七為節氣閥開度 25%，汽油引擎、汽油引擎加裝混合器(以 92 無鉛汽油為燃料)和汽油引擎使用 LPG 系統(以 LPG 為燃料)之 CxHy 排放曲線比較圖。從圖中可以明顯的看出，引擎在加裝混合器之後，使用汽油和 LPG 為燃料時 CxHy 排放的濃度都會變小，因引擎加裝了混合器後進氣流量減少，噴射電腦(ECU)會將引擎的噴油量減小，控制空燃比在理論值 14.7【4】，因此會造成汽缸內未燃燒的混合氣減

少，CxHy 排放的濃度也變小。引擎使用 LPG 為燃料時，因 LPG 以氣態和空氣混合，所以在引擎內比較容易完全燃燒，從圖中可以看出在引擎轉速 3000RPM 時，引擎使用 LPG 為燃料所排放 CxHy 的濃度和汽油引擎排放 CxHy 的濃度相差最大，此時使用 LPG 為燃料 CxHy 排放濃度僅有汽油引擎的 24.5%。

圖三十八為節氣閥開度 50%，汽油引擎、汽油引擎加裝混合器和汽油引擎使用 LPG 系統(以 LPG 為燃料)之 CxHy 排放曲線比較圖。圖中可以看出，當引擎轉速在 1000 RPM 時，引擎使用 LPG 為燃料所排放 CxHy 的濃度均高於其他對照組，這是因為 LPG 在進氣歧管時會以氣體的型態佔據空間，而使得空氣流量減少，混合比因而變濃，再加上引擎在低轉速時汽缸內的燃燒速度較慢且缸內溫度不高所至，當引擎轉速增加時，這種情形會隨著汽缸內溫度升高而減小，在引擎轉速 1500RPM 到 5000RPM 間，引擎使用 LPG 為燃料所排放 CxHy 的濃度，明顯小於汽油引擎，其排放濃度在轉速 2000RPM 時最小，僅有汽油引擎在同轉速下排放濃度的 63%。圖中也可以看出引擎加裝混合器後，使用汽油的 CxHy 排放濃度小於汽油引擎 CxHy 的排放濃度，但整體看來，兩者的 CxHy 排放濃度曲線趨勢大略相同，這是因為噴射引擎電腦(ECU)會依進氣的空氣流量，而控制燃料噴量使混合比固定在理論值 14.7 的緣故【4】。

圖三十九為節氣閥開度 75%，汽油引擎、汽油引擎加裝混合器和汽油引擎使用 LPG 系統(以 LPG 為燃料)之 CxHy 排放曲線比較圖。引擎使用 LPG 為燃料時，CxHy 的排放濃度仍然小於汽油引擎，在引擎轉速 2000RPM 時，使用 LPG 為燃料所排放 CxHy 濃度為圖中的最小值，其濃度為汽油引擎在同轉速下所排放濃度的 67.3%。在加裝混合器後的引擎，使用汽油為燃料下 CxHy 的排放濃度，其曲線趨勢和汽油引擎 CxHy 排放濃度曲線相當接近。

圖四十為節氣閥開度 100%，汽油引擎、汽油引擎加裝混合器和

汽油引擎使用 LPG 系統(以 LPG 為燃料)之 CxHy 排放曲線比較圖。在圖中可以看出，在引擎轉速 1000RPM 時，使用 LPG 為燃料的 CxHy 排放濃度曲線會高於圖中其他兩條曲線，原因是在進氣歧管內 LPG 會以氣態佔據空間使空氣流量減小，且 LPG 燃燒的空燃比較汽油大，燃燒時所需的空氣量多，當引擎在低轉速時汽缸內燃燒速度慢、缸內溫度不高也會造成這種結果。使用 LPG 為燃料的 CxHy 排放濃度曲線在 2500RPM 排放濃度最小，其濃度為汽油引擎在同轉速下的 24.2%。因噴射引擎電腦(ECU)控制燃料噴量使混合比固定的情況下，加裝混合器後的引擎，使用汽油為燃料下 CxHy 的排放濃度，曲線趨勢和汽油引擎 CxHy 排放濃度曲線相當接近。

圖四十一、四十二、四十三為各節氣閥開度下，汽油引擎、汽油引擎加裝混合器和汽油引擎使用 LPG 系統(以 LPG 為燃料)之 CxHy 排放曲線圖。從圖中可以看出，CxHy 排放曲線在引擎轉速 1000RPM 時都會有偏高的現象，這是因為引擎在低轉速時汽缸內的燃燒溫度低、燃燒速度慢、淬熄層(Quench Layer)較厚【7】且引擎的壓縮壓力低所造成的現象，引擎使用 LPG 為燃料時，LPG 會以氣態佔據進氣歧管內空氣的流量，這也是原因之一。當引擎轉速升高，汽缸內燃燒室的壁溫越高，淬熄層(Quench Layer)厚度會變薄【7】，引擎排出的 CxHy 濃度也會變小，這種現象在汽油引擎和汽油引擎加裝混合器，節氣閥開度 100%的情況下非常明顯(圖四十一、四十二)，但節氣閥開度 100%的情況下，噴射引擎電腦(ECU)會改變燃燒的空燃比設定於引擎扭力呈現峰值 12.5 附近，如圖二十六【3】，所以在圖四十一、四十二中可以發現，節氣門開度 100%之 CxHy 排放濃度在引擎轉速低轉時會較高。圖四十三為引擎使用 LPG 為燃料時的 CxHy 排放曲線，從圖中可以發現在引擎轉速 4000RPM 後曲線會略升高，這是因為引擎高轉速時 LPG 會佔據進氣歧管中的空間，使空氣流量減小，混合比變濃所造成的現象。

綜觀上述圖形所反映出的現象，當引擎轉速低(1000RPM)時，使用 LPG 為燃料，CxHy 排放會因 LPG 佔據進氣歧管空間、汽缸內燃燒室的溫度低和引擎壓縮壓力低等原因，造成濃度高於引擎使用汽油時的排放濃度，如圖三十八、四十。而在引擎轉速 1500RPM 到 5000RPM 之間，引擎使用 LPG 為燃料時 CxHy 的排放濃度在各節氣閥開度下均會低於汽油引擎，這是因為 LPG 在進入汽缸前，就已經汽化成氣體易與空氣混合完全，所以在汽缸內容易燃燒所致。當汽油引擎加裝混合器後，CxHy 排放濃度會變小，這是因為噴射電腦(ECU)會依進氣歧管中空氣流量變小，而改變噴油嘴的噴油量變小，以控制空燃比到理論值 14.7【4】所致(當節氣閥開度 100%時，空燃比控制在 12.5【3】)，而在汽油引擎加裝混合器後，CxHy 排放濃度曲線趨勢和汽油引擎 CxHy 排放濃度曲線相近(圖三十八、三十九、四十)。

4-2-2 一氧化碳(CO)污染分析



圖四十四為節氣閥開度 25%，汽油引擎、汽油引擎加裝混合器和汽油引擎使用 LPG 系統(以 LPG 為燃料)之 CO 排放濃度曲線比較圖。圖中可以看出，引擎使用 LPG 為燃料時，CO 排放濃度明顯低於汽油引擎 CO 排放濃度，當引擎轉速到 2500RPM 時，CO 排放濃度只有汽油引擎的 3.3%，主要是因 LPG 在進入汽缸前就已經和空氣混合完全，所以在汽缸內容易燃燒完全。引擎加裝混合器後 CO 排放濃度也比原廠引擎低，隨著引擎轉速升高，汽缸內燃燒速度變快，CO 排放濃度也會跟著變小。

圖四十五、四十六為節氣閥開度 50%、75%時，汽油引擎加裝混合器和汽油引擎使用 LPG 系統(以 LPG 為燃料)之 CO 排放濃度曲線比較圖。在節氣閥開度 50%時，引擎使用 LPG 為燃料的 CO 排放曲線明顯低於引擎加裝混合器後的 CO 排放曲線，在引擎轉速 5000 RPM 時相

差 49.6%。當節氣閥開度 75%時，引擎使用 LPG 為燃料的 CO 排放曲線，在引擎轉速 1000RPM 到 4000RPM 之間，高於引擎加裝混合器後的 CO 排放曲線，引擎轉速到達 4500 RPM 後則呈現相反的情況，在轉速 5000 RPM 時相差了 5.1%。

圖四十七為節氣閥開度 100%，汽油引擎、汽油引擎加裝混合器和汽油引擎使用 LPG 系統(以 LPG 為燃料)之 CO 排放濃度曲線比較圖。圖中顯示出引擎使用 LPG 為燃料的 CO 排放濃度曲線，和汽油引擎的 CO 排放濃度曲線相差不大，甚至在轉速 5000RPM 時，汽油引擎的 CO 排放濃度曲線低於引擎使用 LPG 為燃料的 CO 排放濃度 46.7%，引擎加裝混合器後，在引擎轉速 2500RPM 到 4000RPMCO 之間，CO 的排放濃度上，也會獲得改善。

圖四十八、四十九、五十為在各節氣閥開度下，汽油引擎、汽油引擎加裝混合器和汽油引擎使用 LPG 系統(以 LPG 為燃料)之 CO 排放濃度曲線圖。各圖中的曲線圖均呈現起伏狀態，當引擎使用汽油為燃料時，CO 污染值下降可能的原因是，引擎轉速升高時汽缸內的壓縮壓力變大、缸內溫度變高，使得吸入汽缸內的汽油揮發成氣態的量增加，於是更多的汽油燃料燃燒完全，所以 CO 的污染值減少，當引擎轉速持續上升時，引擎內的溫度和壓縮壓力也跟著增加，但是由於汽缸內的高溫效應會促使燃燒反應完成的 CO₂ 解離現象及 HC 氧化加劇，生成更多的 CO，但 CO₂ 解離現象會使汽缸內的溫度減低，因此 CO 的污染量也會到一上限。引擎使用 LPG 為燃料時，CO 的排放污染也會受到 CO₂ 解離及 HC 氧化的影響，濃度曲線成起伏狀，當節氣閥開度 25%、50%時，引擎使用 LPG 燃料的 CO 排放量會比使用汽油為燃料低，原因是 LPG 的燃燒熱值較低，所以在汽缸內的燃燒時間較短，燃料熱值在較短的時間大量釋放，於是造成燃燒室內瞬間高溫，然後因燃料大部分被燒完後，汽缸內的溫度快速下降，CO₂ 解離反應速率因而降低所至。圖四十九可以發現，當節氣閥開度 100%時，CO 排放濃度取現在 2000RPM

後會快速變低，這可能是因為噴射電腦(ECU)再由們全開的情形下會改變空燃比至 12.5【3】，汽缸內燃燒後CO₂的生成量會變少，如圖二十七【6】，所以CO₂解離成CO的量也會變小。

綜觀上述圖形所反映出的現象，當節氣閥開度小時，動力計的負載也小，引擎使用 LPG 為燃料所排出 CO 的污染量，比汽油引擎少。節氣閥開度大時，動力計的負載也越大，引擎使用 LPG 為燃料所排出 CO 的污染量，改善效果不大。



第五章

結論

本文以實驗方式探討多點燃油噴射引擎加裝液化石油氣(LPG)燃料系統，在使用不同的燃料下，引擎的性能輸出與排放廢氣。根據第四章的實驗結果可以獲得以下結論：

1. 引擎在加裝 LPG 燃料系統時，必須在節氣閥前加裝燃料系統中的混合器，而混合器的口徑是 28mm，原廠節氣閥的口徑是 50mm，造成引擎進氣的體積效率降低，再因 LPG 的燃燒熱值比汽油小，所以汽油引擎在使用 LPG 為燃料後的馬力、扭力輸出會明顯降低。
2. 引擎加裝 LPG 燃料系統中的混合器後，由於引擎進氣流量減少，引擎燃油噴射控制系統(ECU) 會減少引擎噴油量，以控制空燃比在理論值 14.7【4】，節氣閥全開時將空燃比控制在 12.5【3】，當汽缸內單位時間燃油及進氣流量減少時，引擎的性能輸出也會降低。
3. 當引擎轉速低(1000RPM)時，引擎使用 LPG 為燃料，CxHy 排放會因 LPG 佔據進氣歧管空間、汽缸內燃燒室的溫度低和引擎壓縮壓力低等原因，造成濃度高於引擎使用汽油時的排放濃度。當引擎轉速升高後(1500RPM 到 5000RPM 之間)汽缸內燃燒溫度增高，引擎使用 LPG 為燃料時 CxHy 的排放濃度在各節氣閥開度下均會低於汽油引擎。
4. 引擎使用液化石油氣為燃料後，一氧化碳(CO)的排放污染濃度，和汽油引擎比較下，當節氣閥開度小時，改善的程度較大，節氣閥開度大時，改善程度有限。

參考文獻

1. 李添財, 1995, “液化瓦斯汽車之構造與維修”, 全華科技圖書股份有限公司.
2. 吳金華編譯, 1992, “汽車噴射引擎原理”, 全華科技圖書股份有限公司.
3. 賴耿陽編譯, 1998, “燃油電子噴射系統”, 復漢出版有限公司.
4. 中華汽車, “LANCER/LANCER VIRAGE”, 全車電路工作手冊.
5. 五明國際有限公司, “LPG 系統工作手冊”.
6. 陳永昌編譯, 1993, “汽車引擎”, 高立圖書有限公司.
7. 尤新來、顏昭文編譯, 2001, “汽車學(汽車引擎篇)”, 全華科技圖書股份有限公司
8. Adams, W. E. and Boldt, K., 1965, “Propane versus Gasoline Effects on Engine Performance and Economy”.
9. Baxter, M. C., 1967, “LP-Gas – A Superior Motor Fuel”.
10. Kramer, M., Bintz, L.J. and Tappenden, T. A., 1973, “Light Duty Fleet Experience with LP-Gas”, LP-Gas Engine Fuel, p.92~111.
11. Kaleskas, E. W., 1971, “WPI Group Uses Propane and Catalytic Converter to Produce Clean-Burning Vehicle”.
12. Schery, E. , Wackertapp, H., Schiffgens, H. J. and Endres, H., 1993, “Concepts for The Adaptation of SI Gas Engines to Changing Ethane Number ,” ICE–Vol.20.,Alternate Fuel, Engine Performance and Emission , ASME.
13. Weaver, C. S., 1989, “Cost-Effectiveness of Alternative Fuel and Conventional Technologies for Reducing Transit Bus Emission in Santiago Chile”, SAE Transactions, Vol.98, n4, p.534~549.
14. Heywood, J.B.1988, “Internal Combustion Engine Fundamental”,

McGraw-Hill, New York, pp. 567-667.

15. 林志恆, 1997, “汽油與液化石油氣引擎排氣污染之研究”, 國立台灣大學機械工程研究所碩士論文.
16. 吳志鴻, 1998, “控制參數改變對液化石油氣雙燃料引擎的影響”, 國立台灣大學機械工程研究所碩士論文.
17. 秦志南, 1996, “液化石油氣與汽油雙燃料系統引擎之研究”, 國立台灣大學機械工程研究所碩士論文.
18. 許勝章, 1998, “改用液化石油氣對汽油引擎性能及排氣之影響”, 國立台灣大學機械工程研究所碩士論文.
19. 李光偉, 2002, “離心式機械增壓引擎測試”, 國立交通大學機械工程研究所碩士論文.
20. 王志凱, 2003, “機械增壓引擎供油系統之探討”, 國立交通大學機械工程研究所碩士論文.
21. 廣安博之, 1987, “基本內燃機學”, 復漢出版社有限公司.
22. API, 2000, “Eddy Current Brake Dynamometer FR-250 Handbook”, Italy, API.
23. Rbr-Ecom, 2001, “Instruction Manual Emission Analyzing system”, rbr.
24. Kline, S.J. 1985, “The Purpose of Uncertainty Analysis”, J. Fluids Engineering, v.107, pp.153-160.

國家別	人口密度 (人/平方公里)	工廠密度 (工廠數/平方公里)	車輛密度 (車輛數/平方公里)	能源消耗密度 (噸油當量/平方公里)
台灣	599	4.22	425	2,047
日本	334	1.14	219	1,340
德國	230	0.12	126	953
英國	238	0.06	102	230
美國	27	0.04	21	219
台灣/各國	1.8~22 倍	3.7~106 倍	2~20 倍	1.5~9.3 倍
台灣地區之 世界排名	2	1	1	1

表一 世界主要國家空氣污染環境負荷比較資料

來源：行政院環保署空保處(2000)

燃料 項目	液化石油氣		汽油
	丙烷	丁烷	
分子式	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₈ H ₁₈
液體比重 水=1(15 ° C)	0.508	0.584	0.66~0.75
氣體比重 空氣=1(15 ° C)	1.548	2.071	3~4
沸點(° C)	-42.07	-0.5	25~232
蒸發潛熱 (kJ/kg-mole)	15060	21060	41460
蒸氣壓 (kg/cm ² 20 ° C)	8.0	2	0.05
著火溫度(° C)	481	441	210~300
熱含量 (kcal/L)	6113	6909	7390
燃燒範圍(空氣中容積%)	2.37~9.5	1.86~8.41	1.5~7.6
最高火焰速度(m/sec1 吋管)	0.81	0.825	0.83
完全燃燒所需空氣量(kg/kg)	15.71	15.49	14.7
辛烷值	125	91	87

表二 液化石油氣與汽油燃料特性比較

引擎批號	4G93	
引擎形式	直列四汽缸 DOHC 雙凸輪軸 16 汽門	
排氣量	cc	1834
缸徑 X 衝程	mm	81X89
最大馬力	ps/rpm	140/6500
最大扭力	kg-m/rpm	17.0/5000
燃油系統	智慧型程序式多點燃油噴射系統(四孔噴油嘴)	
控制系統	ECU 微電腦引擎控制系統	

表三 本實驗中使用引擎之原廠規格

項目		規格
節氣門本體	節氣門口徑 (mm)	50
	節氣閥開度感知器	可變電阻式
	怠速控制伺服	步進馬達式 (步進馬達式旁通空氣 控制系統附空氣限制器)
	怠速位置開關	旋轉接觸式，置於節氣閥 開度感知器內
引擎控制單元 (ECU)	識別號碼	E 2 T 6 5 6 7 8
感知器	空氣流量感知器	卡魯曼渦流式
	大氣壓力感知器	半導體式
	進氣溫度感知器	熱敏電阻式
	水溫感知器	熱敏電阻式
	加熱式含氧感知器	二氧化鋯式
	車速感知器	電磁阻抗元素式
	A/T 檔位開關	接觸開關式
	凸輪軸位置感知器	霍爾元素式
	曲軸角度感知器	霍爾元素式
	爆震感知器	壓電式
	動力轉向油壓開關	接觸開關式
作動器	控制繼電器形式	接觸開關式
	汽油泵浦繼電器	接觸開關式
	噴油嘴形式及數量	電磁式，4支
	噴油嘴識別記號	CDH 2 1 0
	EGR 控制電磁閥	週期循環式電磁閥
	清除控制電磁閥	ON/OFF 式電磁閥
油壓調整器	調解壓力 kPa	3 2 9

表四 多點燃油噴射系統組成元件

Emissions	LP-GAS/Gasoline	LP-GAS Dual Fuel/Gasoline	LP-GAS Dual Fuel/ LP-GAS
HC	-27%	-39%	-22%
CO	-63%	-54%	+28%
NO _x	-31%	-36%	-11%

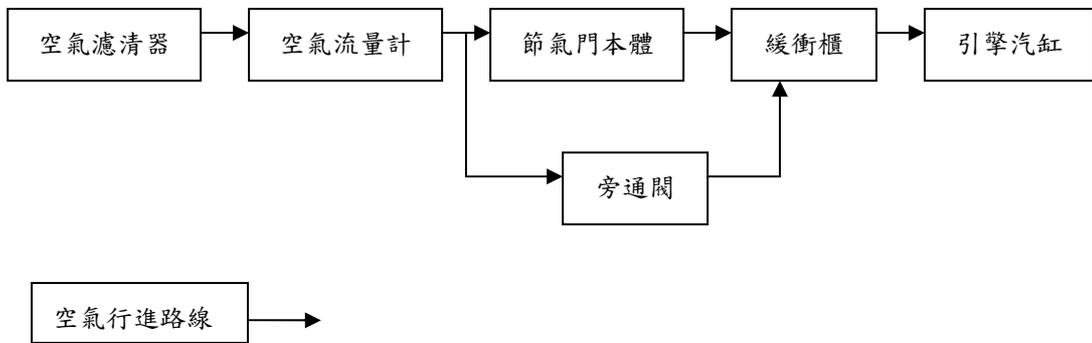
表五 不同燃料系統引擎運轉 33000 哩後污染物
排放量之比較【10】

氣體名稱	量測範圍	氣體名稱	量測範圍
CO	6.3%	O ₂	21%
CxHy	3.0%	SO ₂	2000ppm
NO	2.0%	NO ₂	200ppm

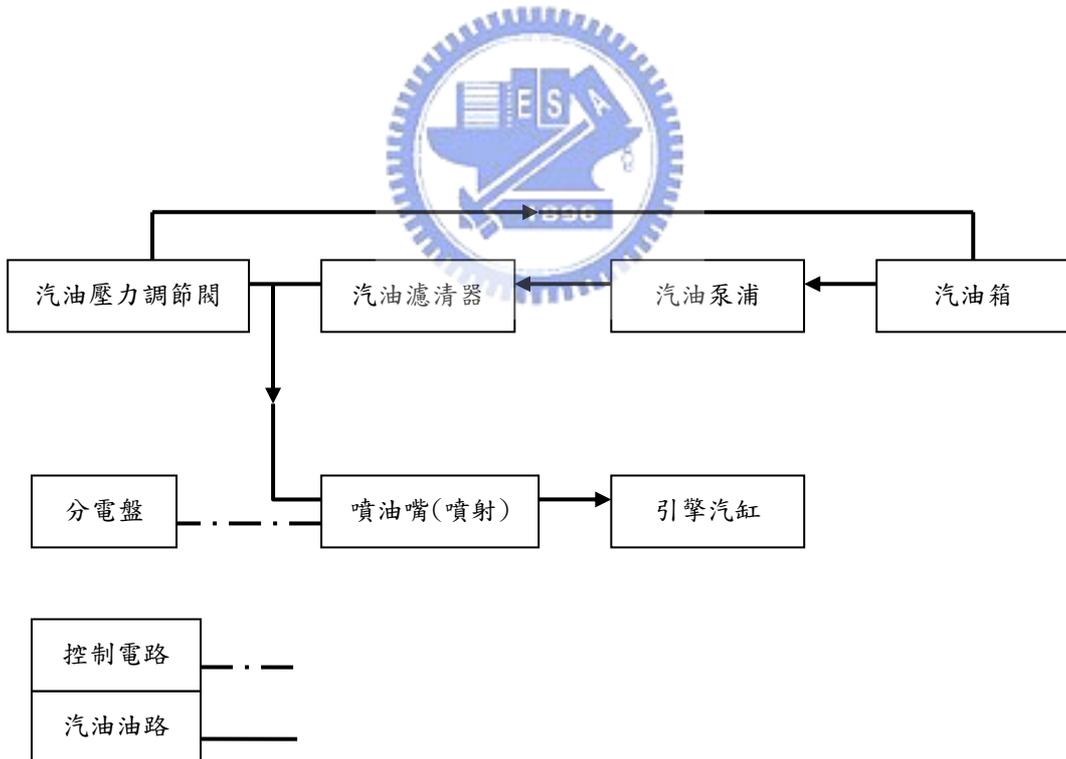
表六 氣體量測範圍

參數	最大不準度
扭力(kg-m)	1.85%
馬力(kw)	0.97%
CO(ppm)	1.69%
CxHy(%)	8.0%
電壓(V)	1.25%

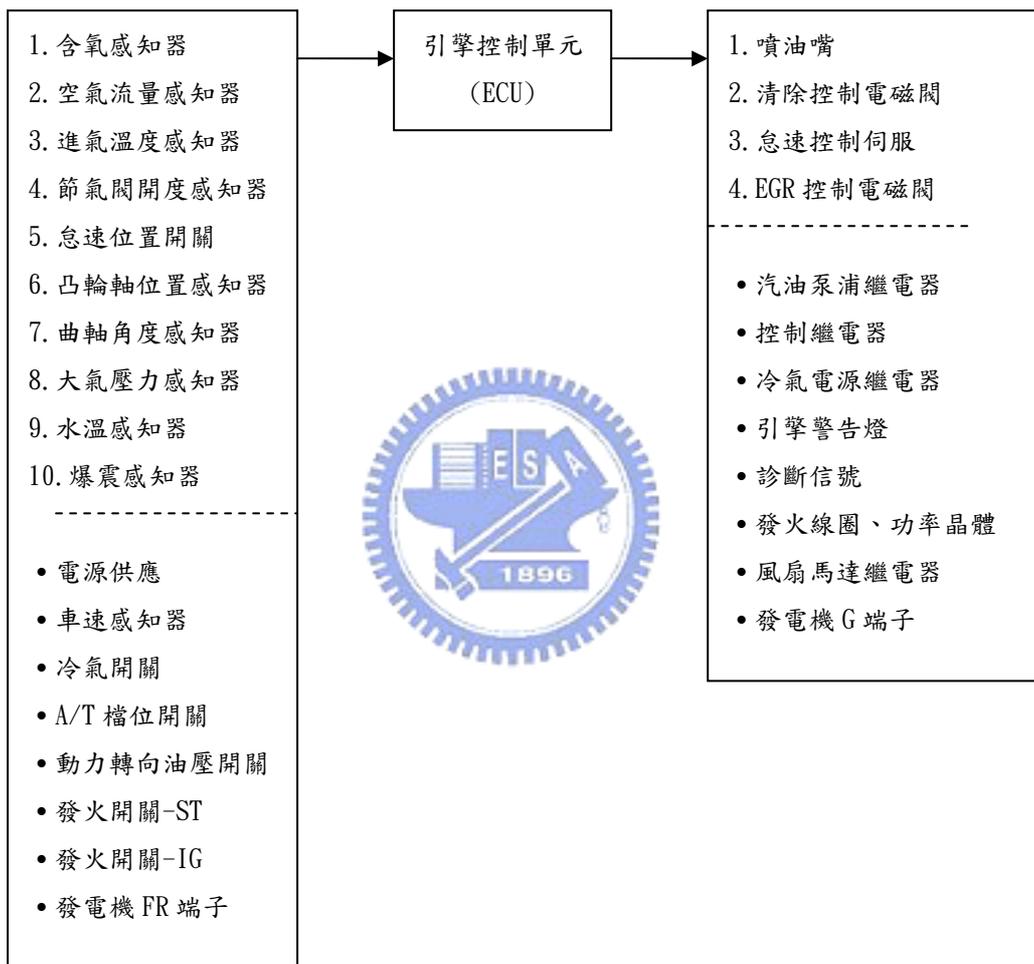
表七 實驗參數之最大不準度



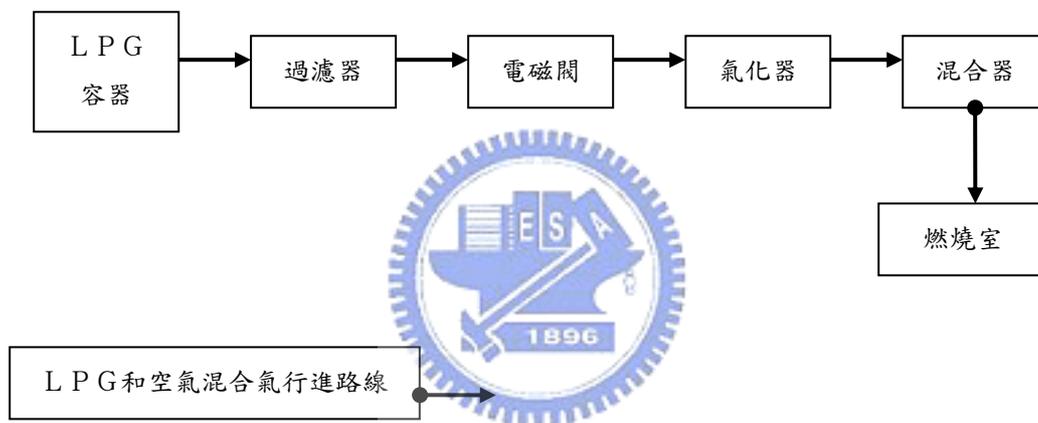
圖一 空氣系統原理



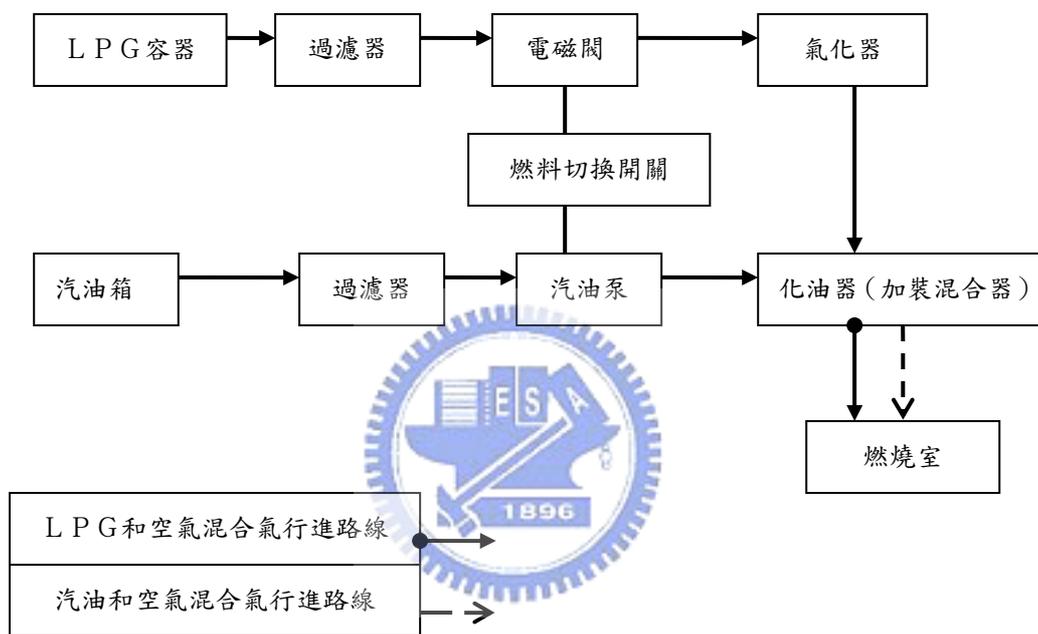
圖二 燃料系統原理



圖三 多點燃油噴射系統控制示意圖

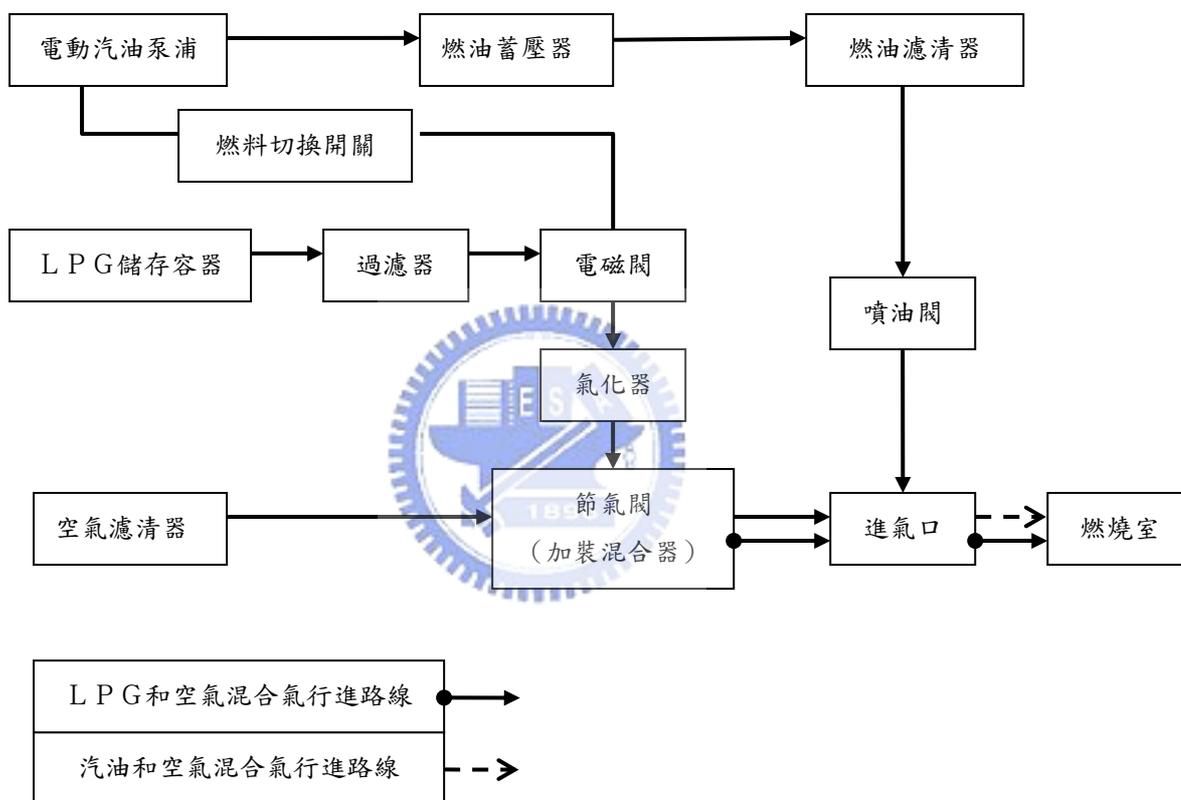


圖四 LPG 單燃料引擎系統圖



(a)化油器引擎

圖五 雙燃料引擎系統圖



續 (b) 噴射引擎



圖六 氣化器【5】



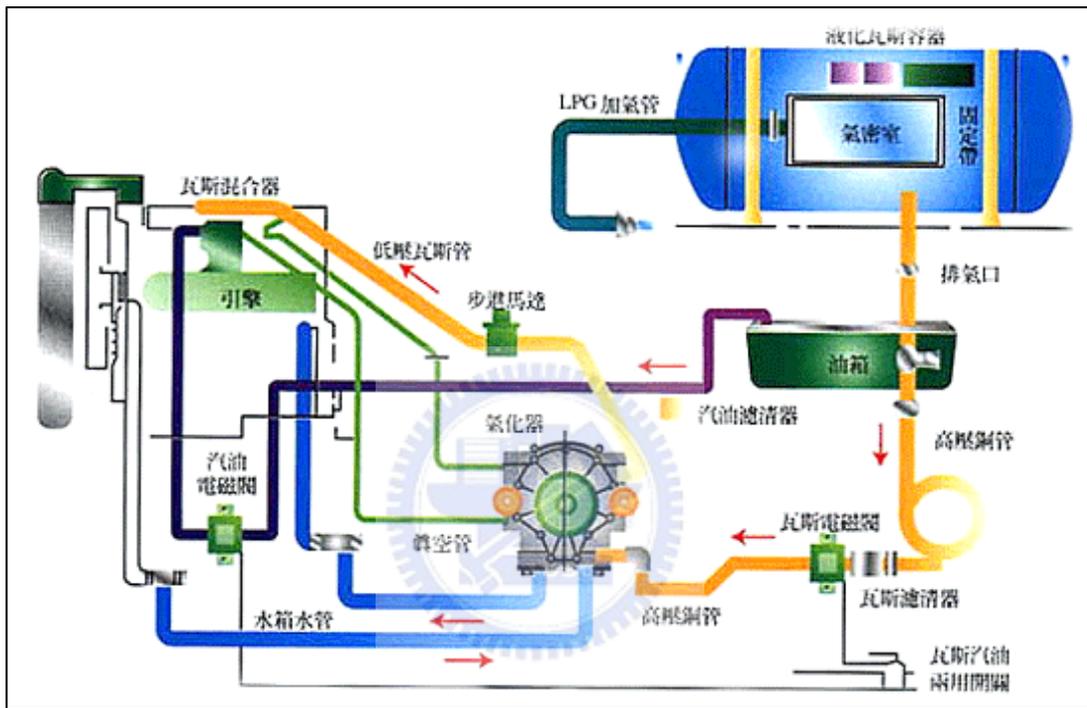
圖七 混合器【5】



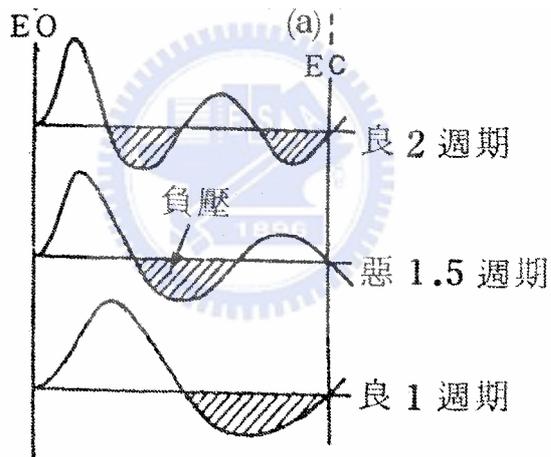
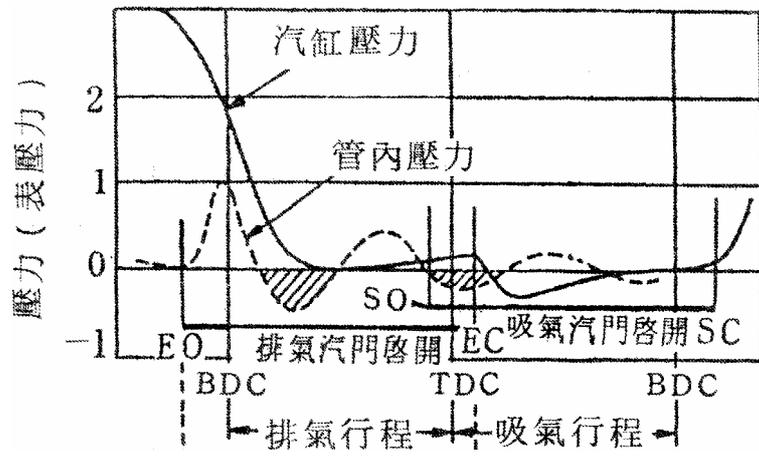
圖八 空燃比控制電腦【5】



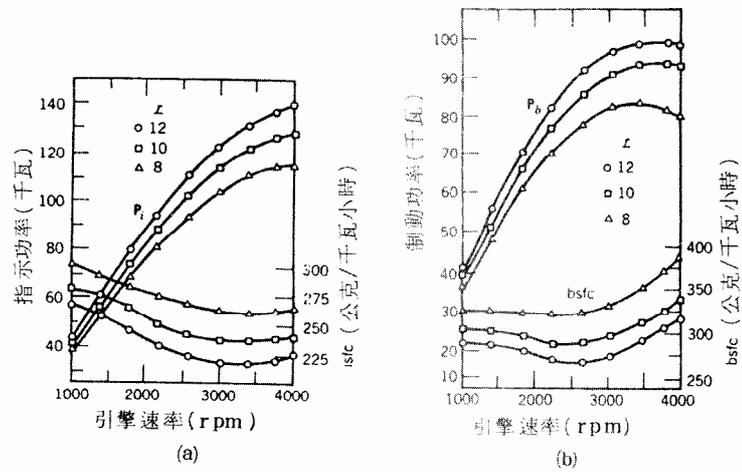
圖九 瓦斯鋼瓶【5】



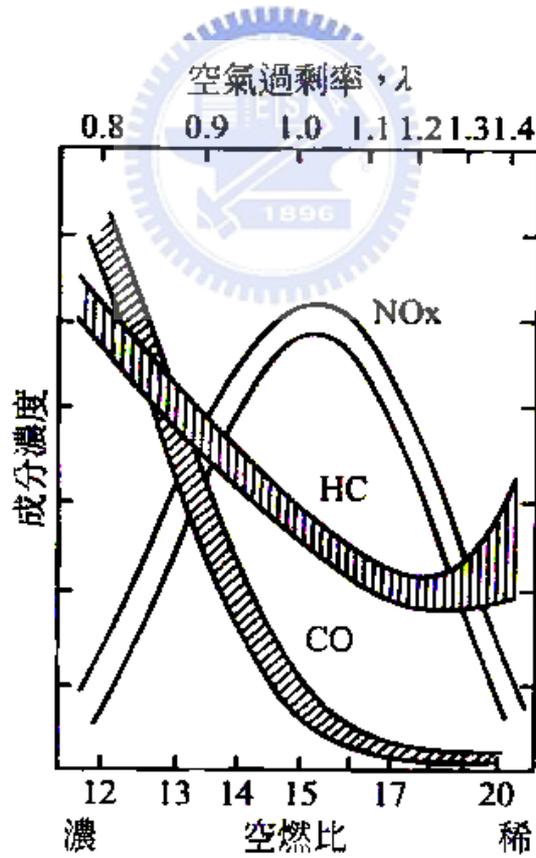
圖十 雙燃料引擎系統作動示意圖【5】



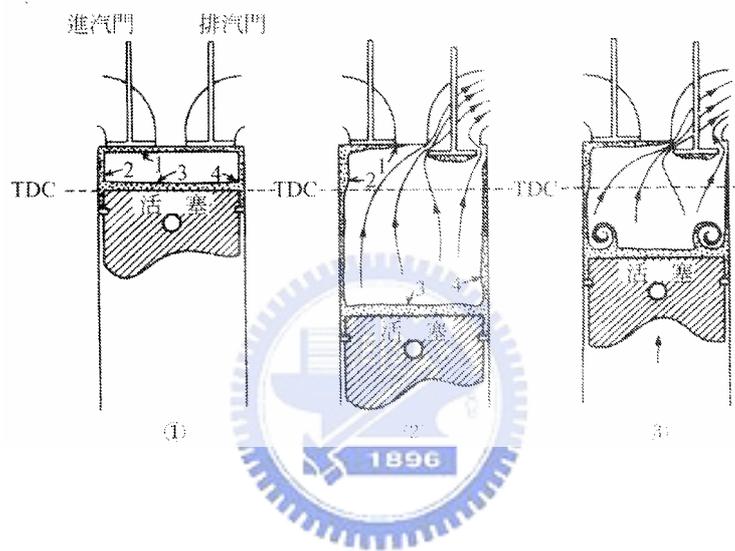
圖十一 排氣管動力效果【6】



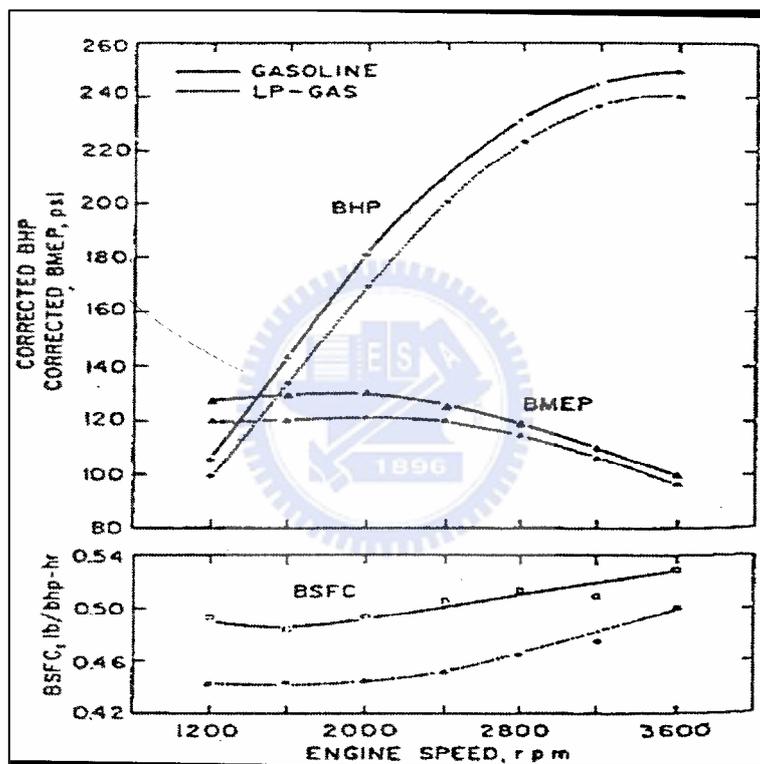
圖十二 指示功率和制動功率關係圖【6】



圖十三 廢氣和空燃比關係圖【7】



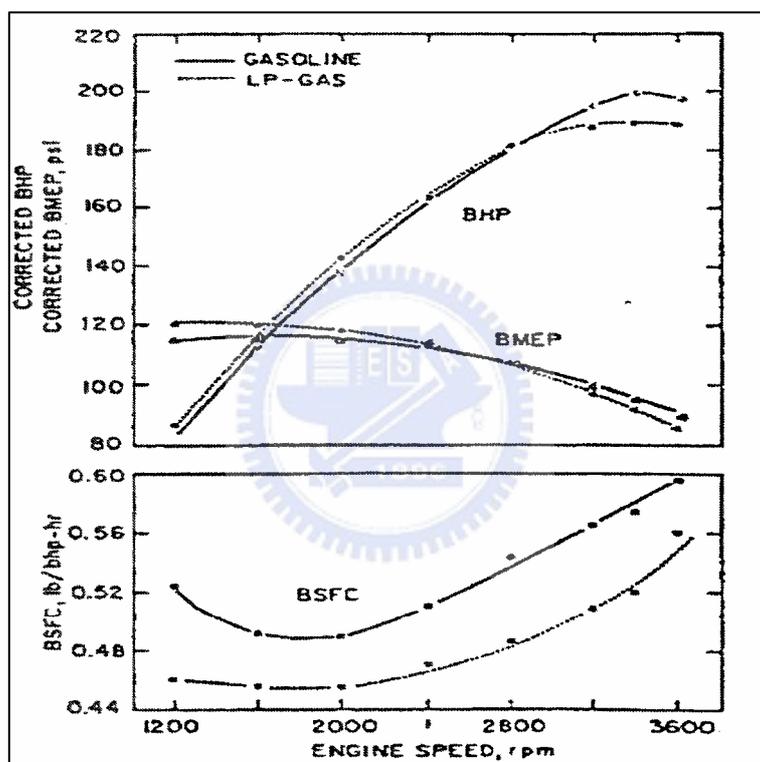
圖十四 燃燒室內淬熄層示意圖【7】



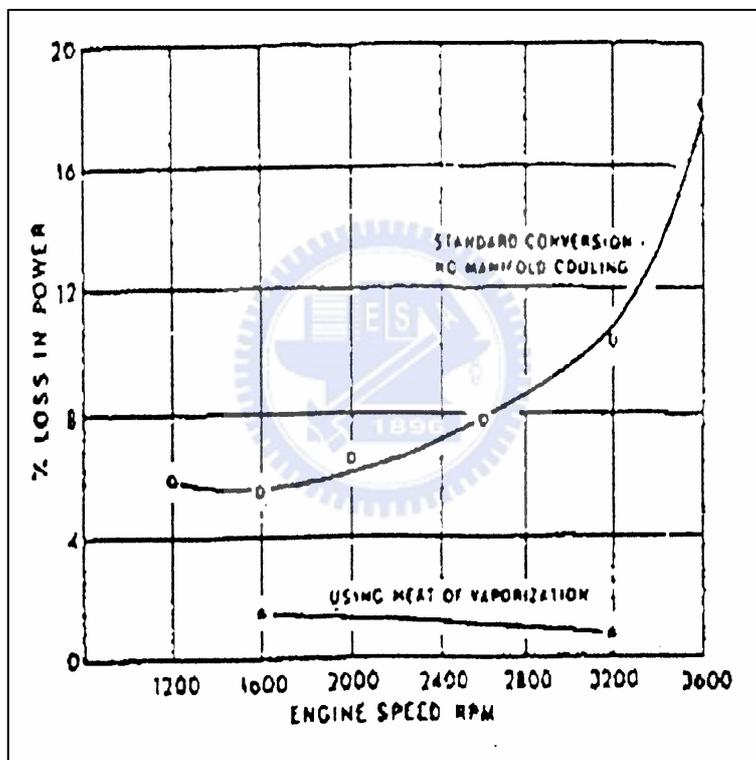
(a)

圖十五 引擎性能和油耗量之比較圖【8】

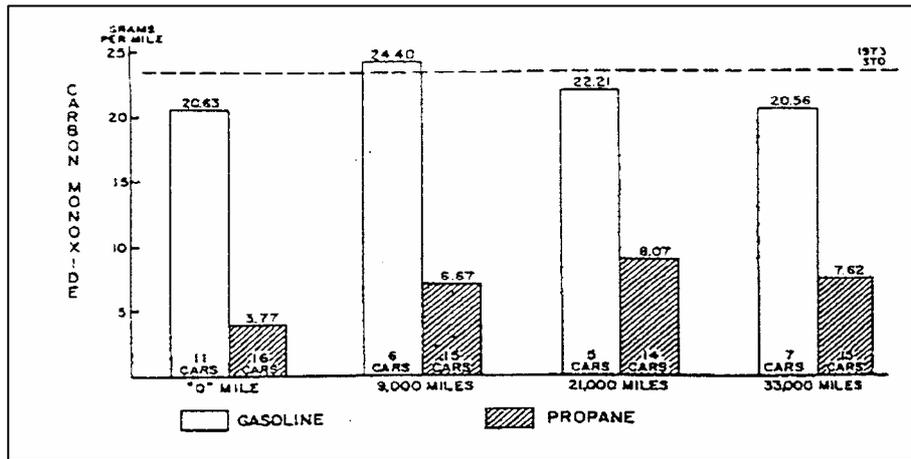
(a) V-8引擎 (b) V-6引擎



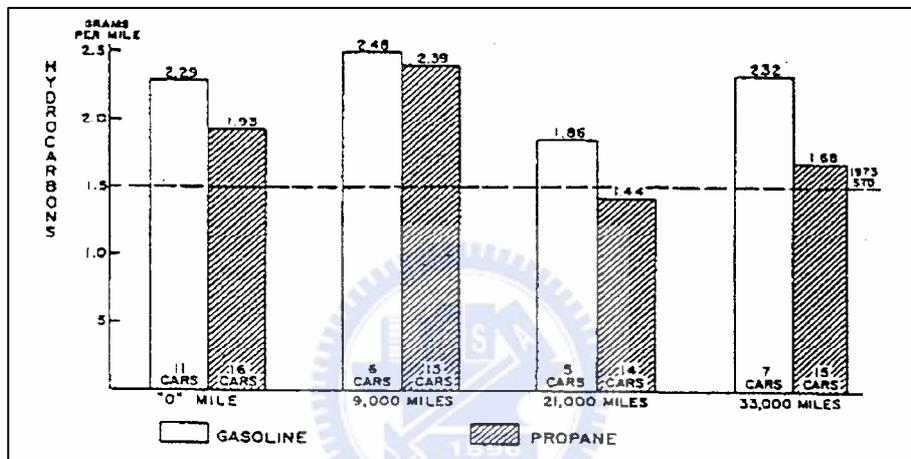
續(b)



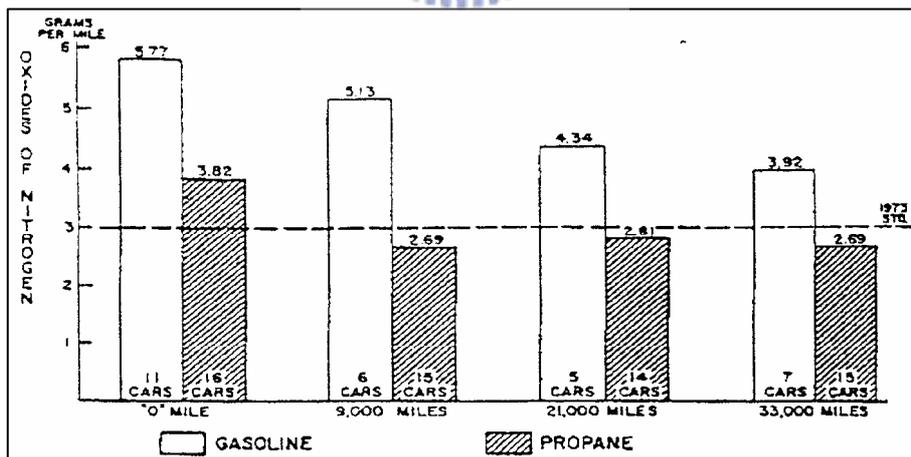
圖十六 液化石油氣引擎性能改善效率圖【9】



(a)CO



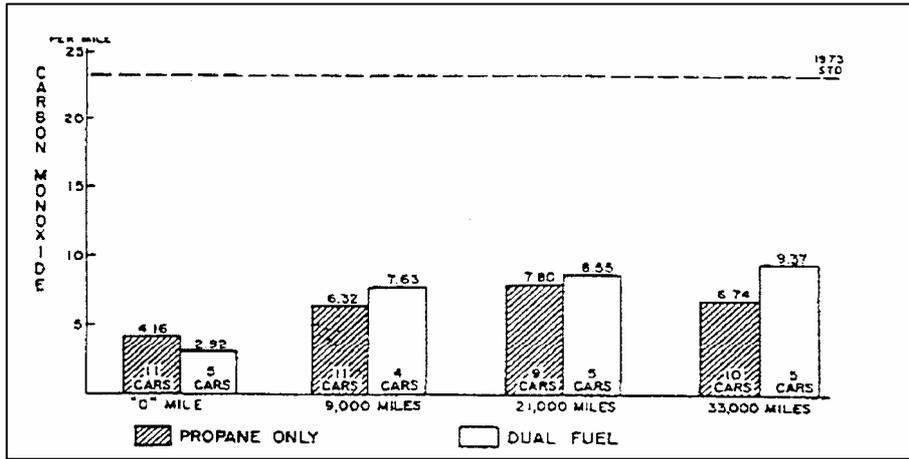
(b)HC



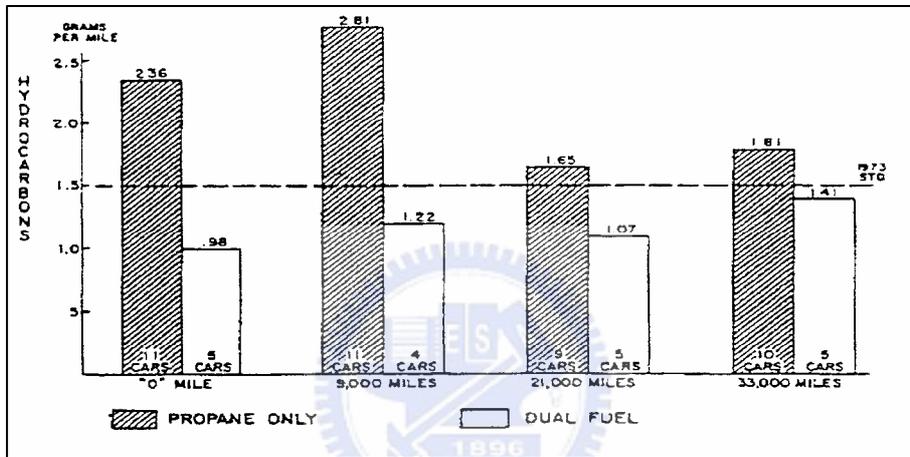
(c)NOx

圖十七 汽油和液化石油氣燃料引擎排放廢氣比較圖【10】

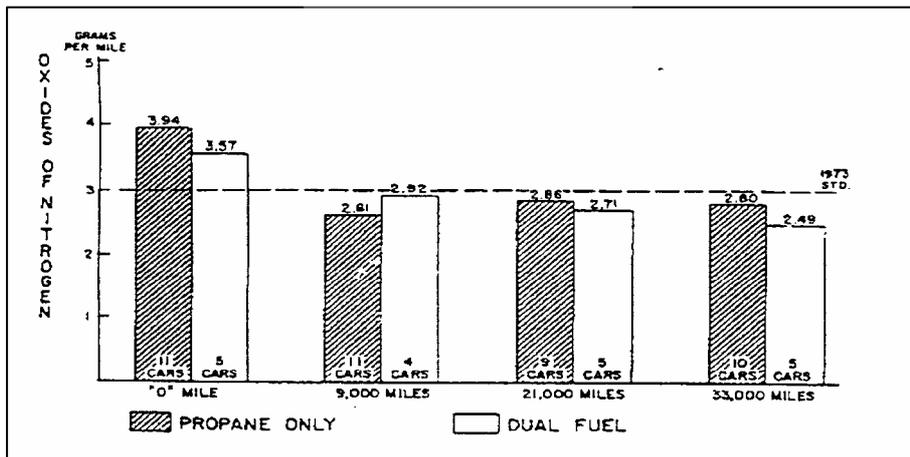
(a) CO (b) HC (c) NOx



(a)CO



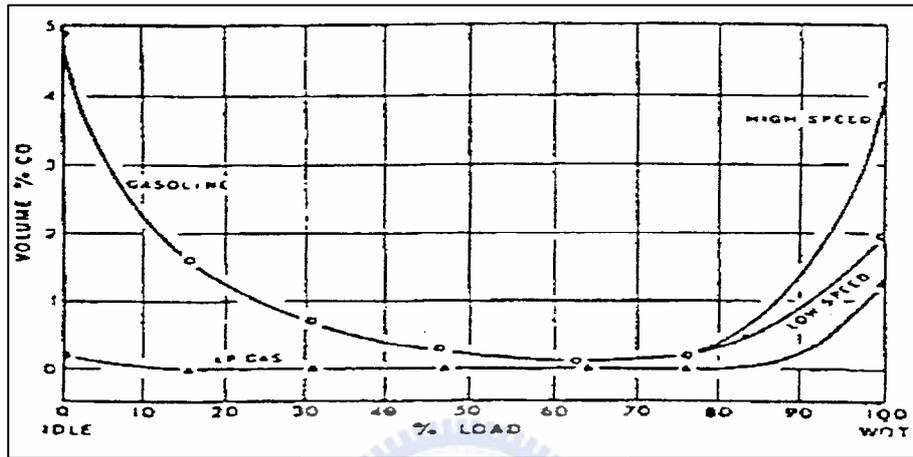
(b)HC



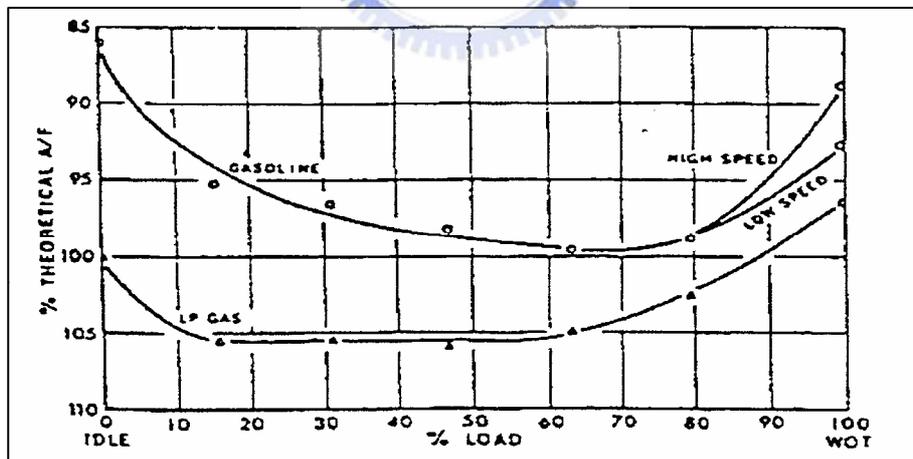
(c)NOx

圖十八 LPG 單、雙燃料引擎排放廢氣比較圖【10】

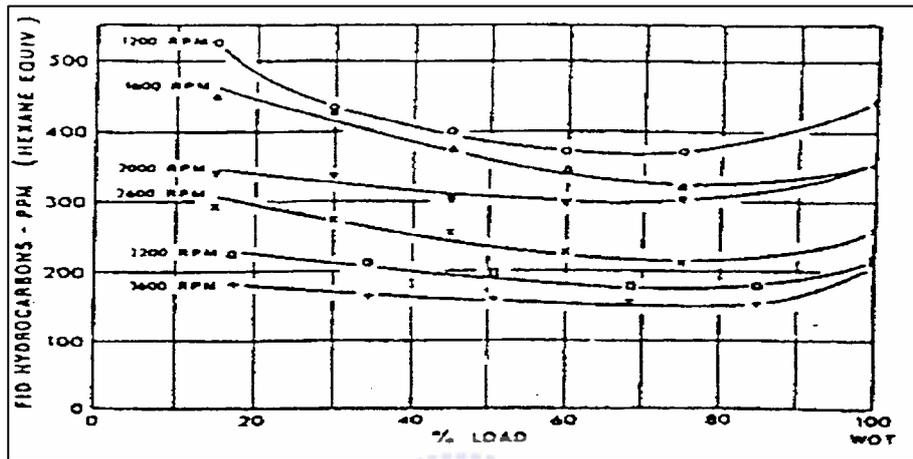
(a) CO (b) HC (c) NOx



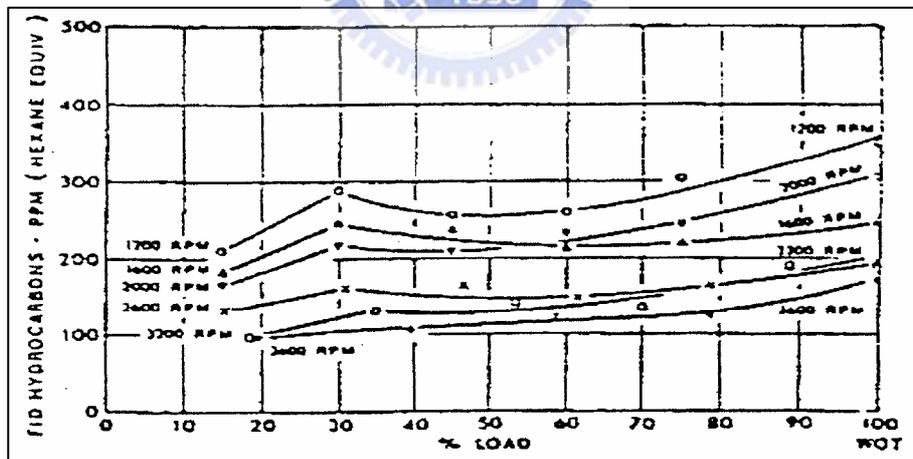
圖十九 引擎負載和CO排放量之關係圖【9】



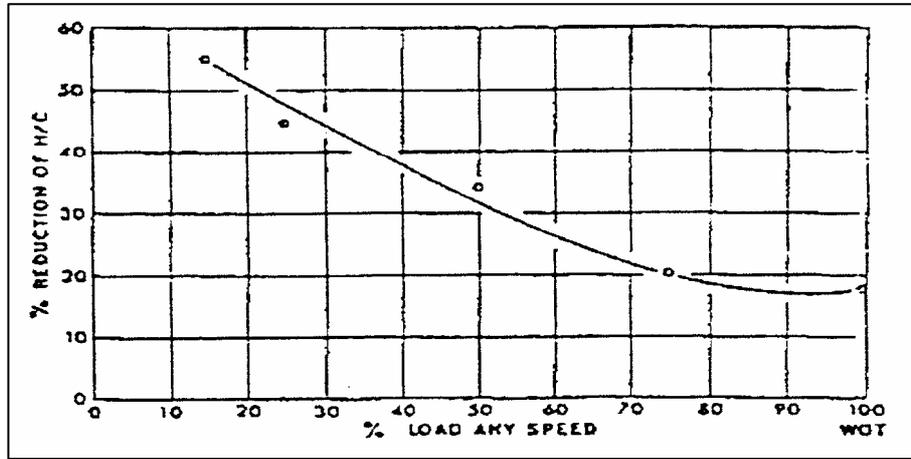
圖二十 LPG單燃料引擎混合比和CO變化之關係圖【9】



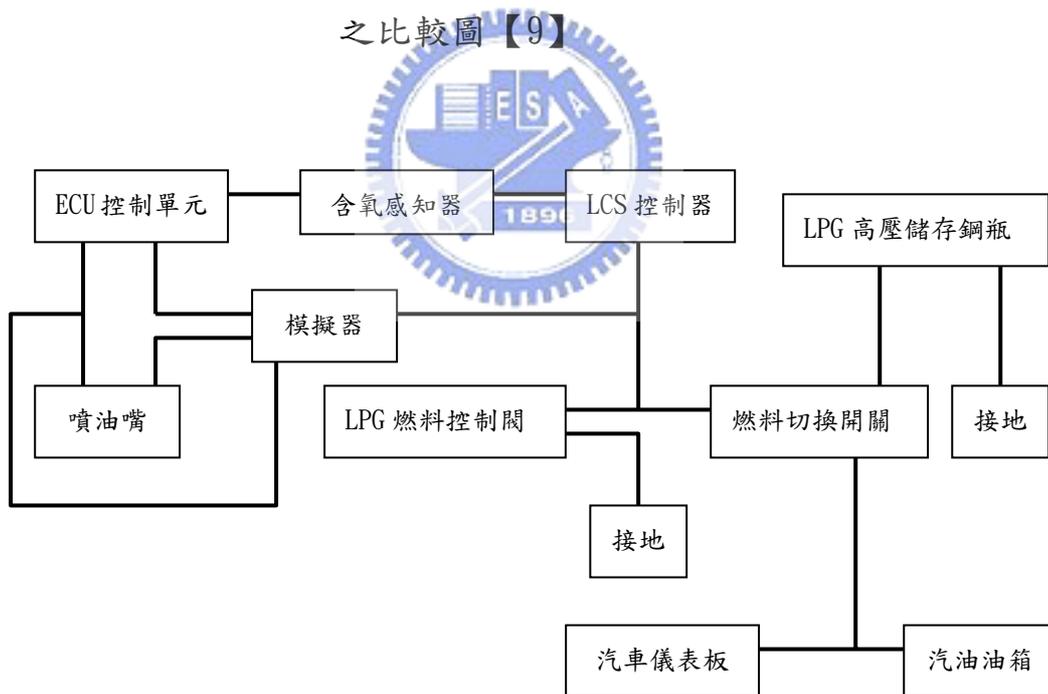
圖二十一 汽油引擎負載、轉速和 HC 排放量之關係圖【9】



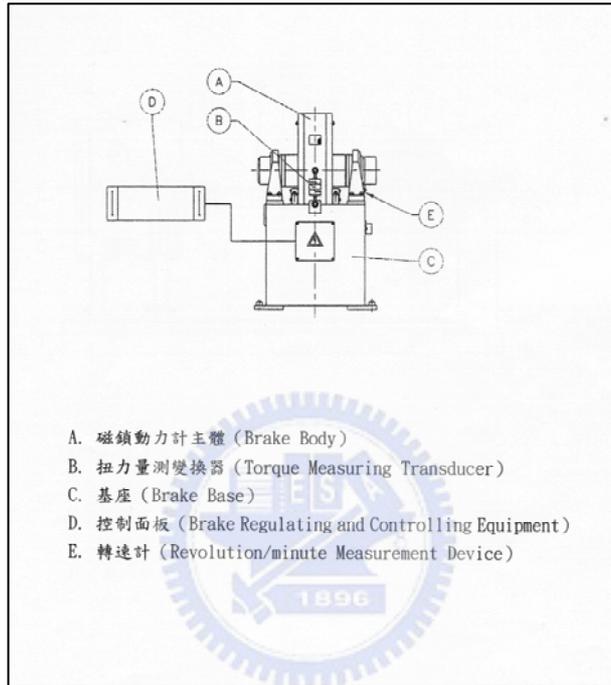
圖二十二 LPG 單燃料引擎負載、轉速和 HC 排放量之關係圖【9】



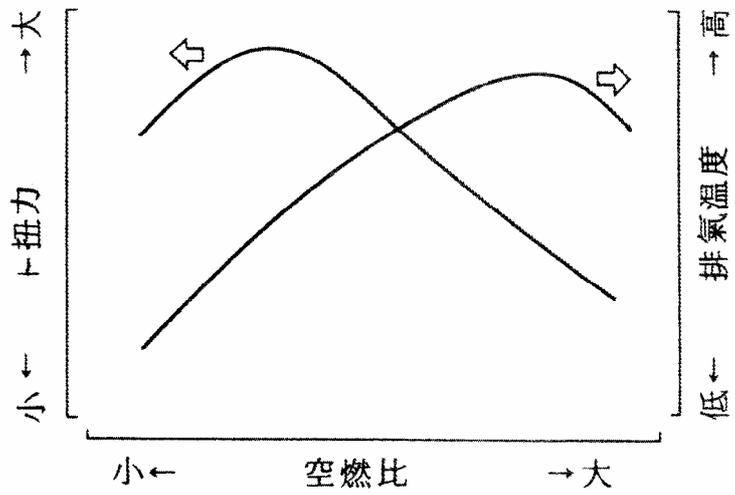
圖二十三 雙燃料引擎系統在不同負載 HC 排放量之比較圖【9】



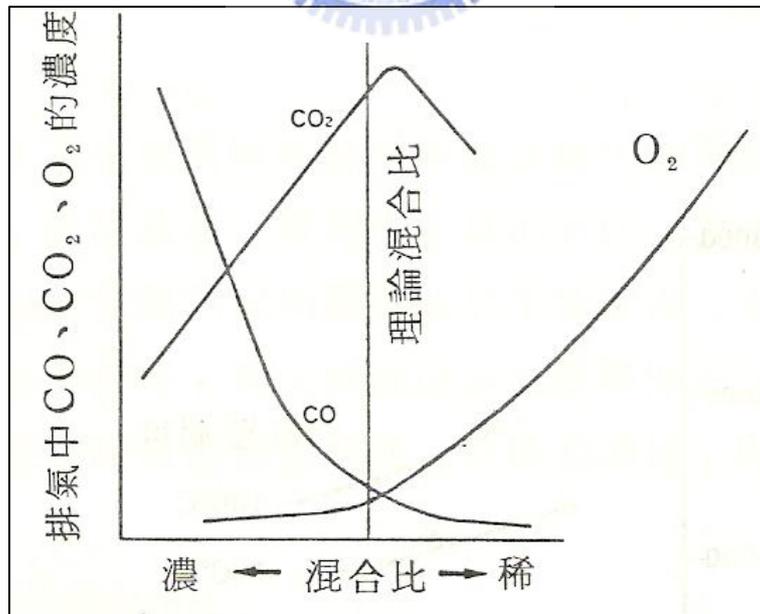
圖二十四 LPG 系統電路示意圖



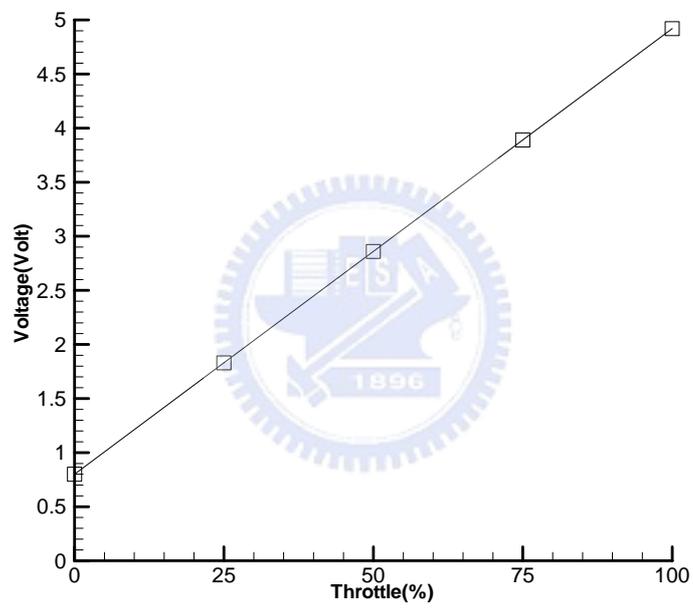
圖二十五 渦電流磁鎖動力計(Eddy Current Dynamometer)



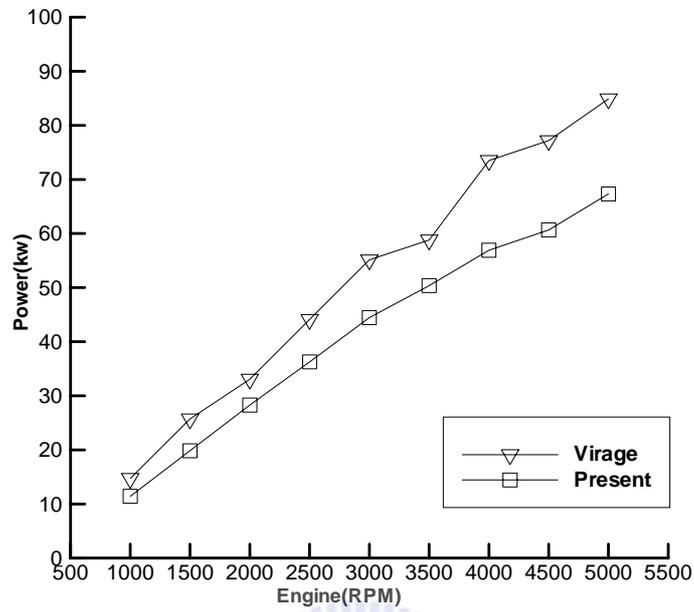
圖二十六 空燃比與扭力排氣、溫度關係圖【3】



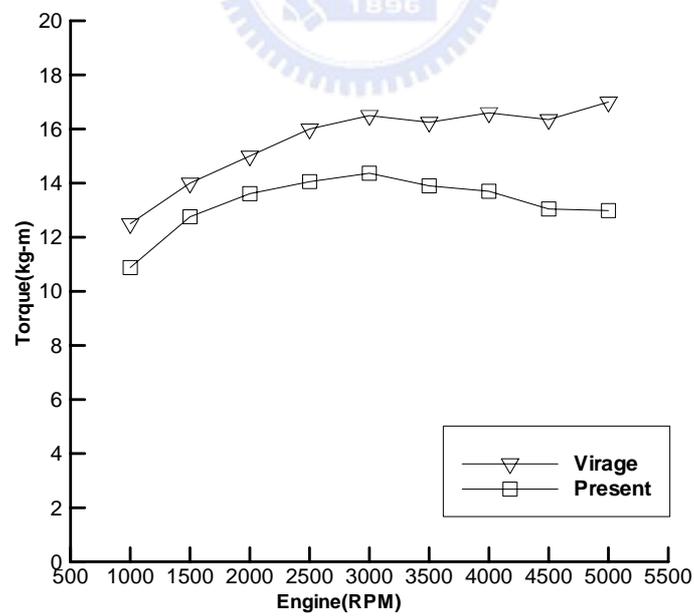
圖二十七 CO₂的生成量與混合比關係圖【6】



圖二十八 節氣閥開度與電壓對應圖

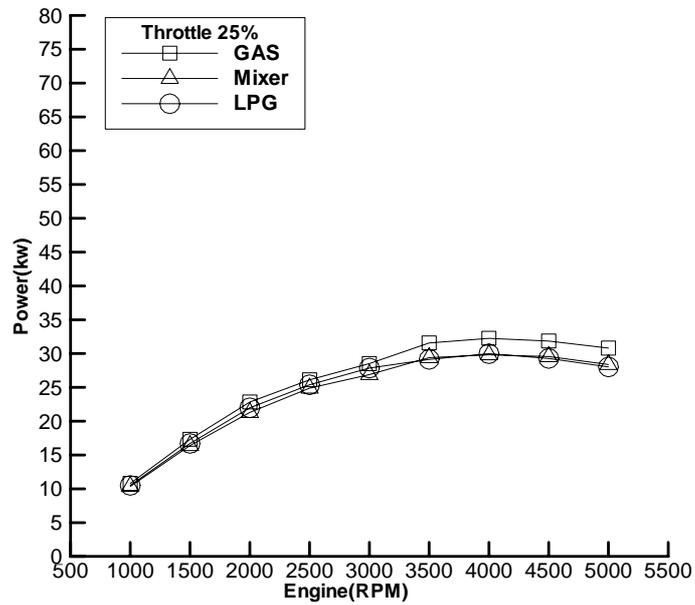


(a)

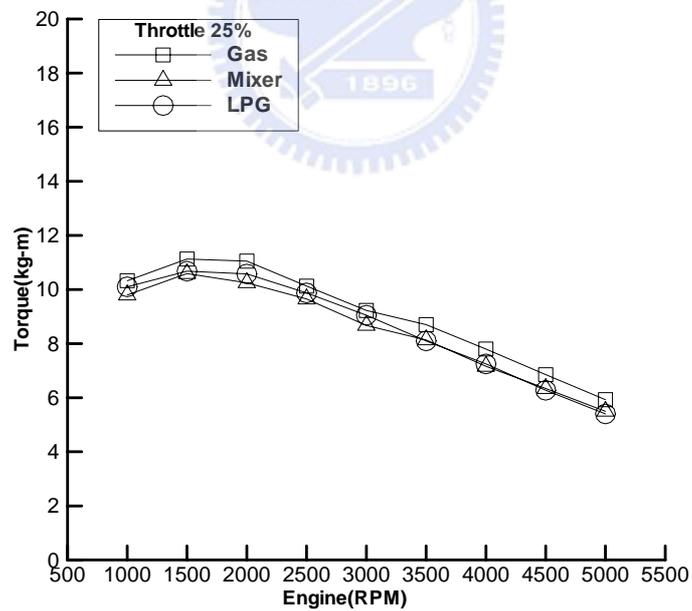


(b)

圖二十九 實驗所得汽油引擎(a)馬力(b)扭力輸出
和廠方數據比較圖



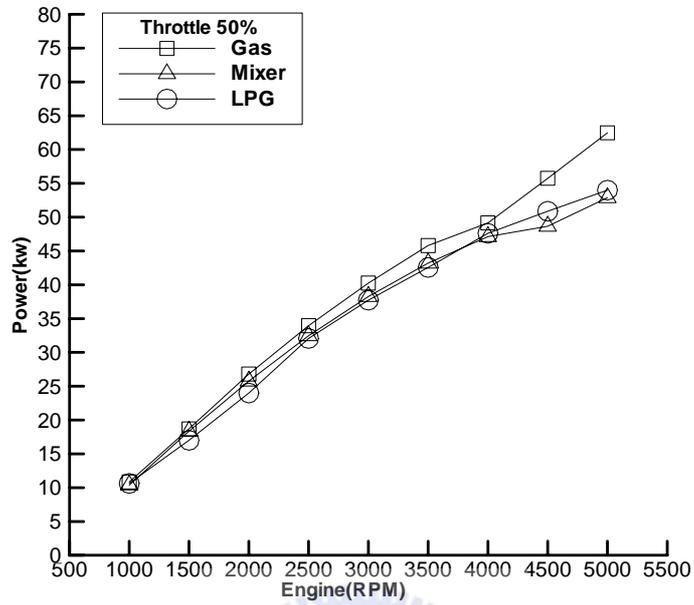
(a)



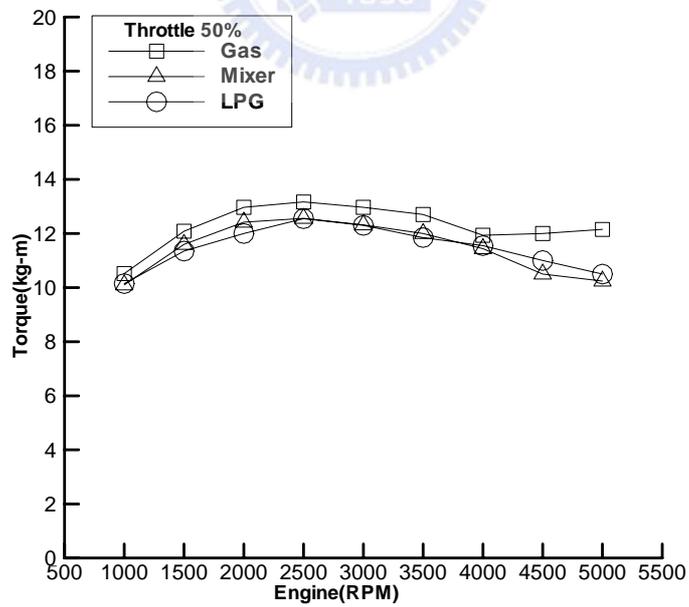
(b)

圖三十 節氣閥開度 25% 馬力、扭力比較圖

(a)馬力(b)扭力



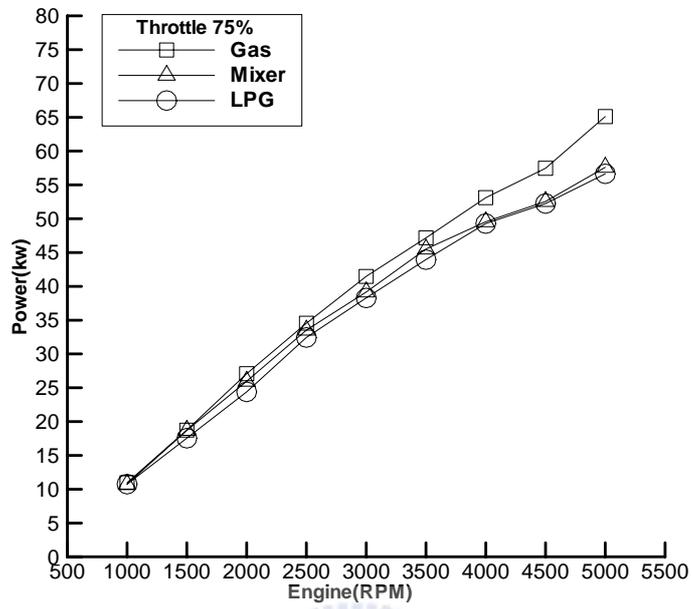
(a)



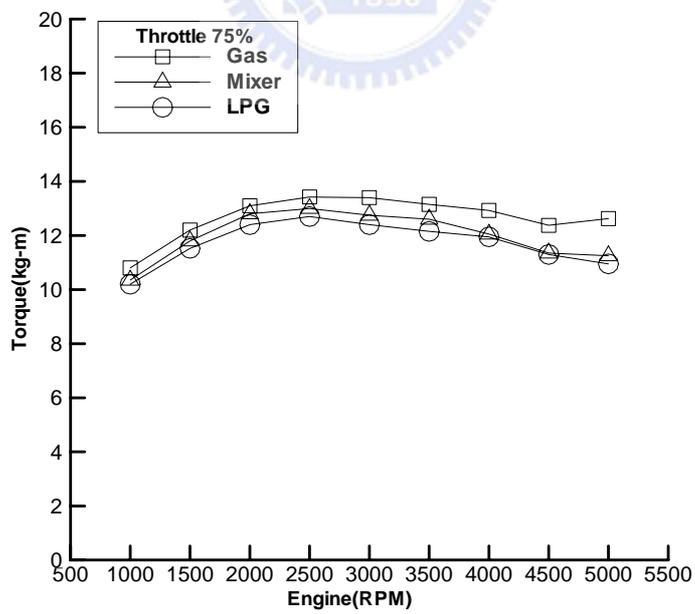
(b)

圖三十一 節氣閥開度 50% 馬力、扭力比較圖

(a)馬力(b)扭力



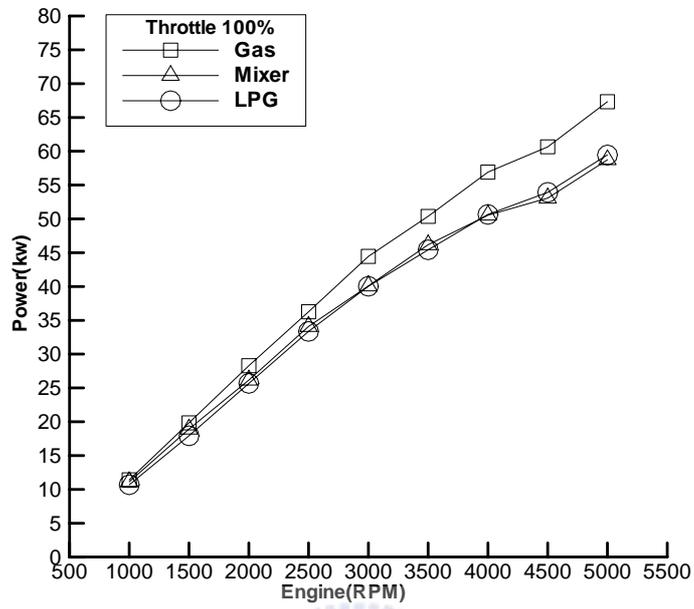
(a)



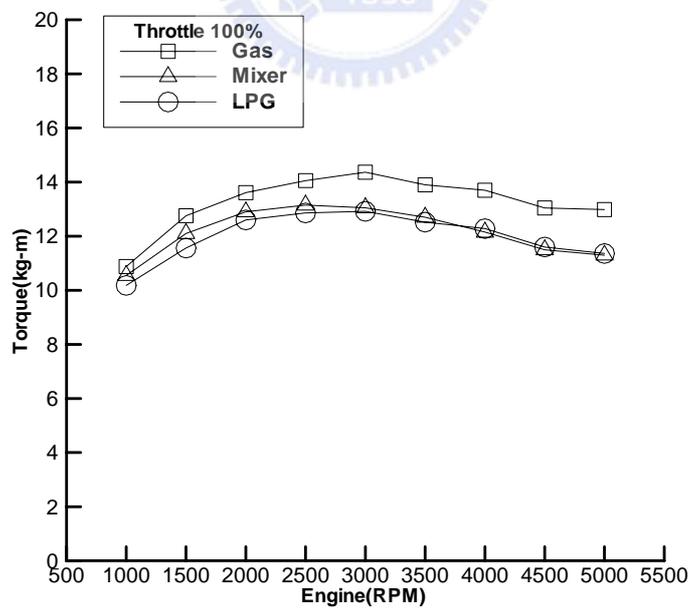
(b)

圖三十二 節氣閥開度 75% 馬力、扭力比較圖

(a)馬力(b)扭力



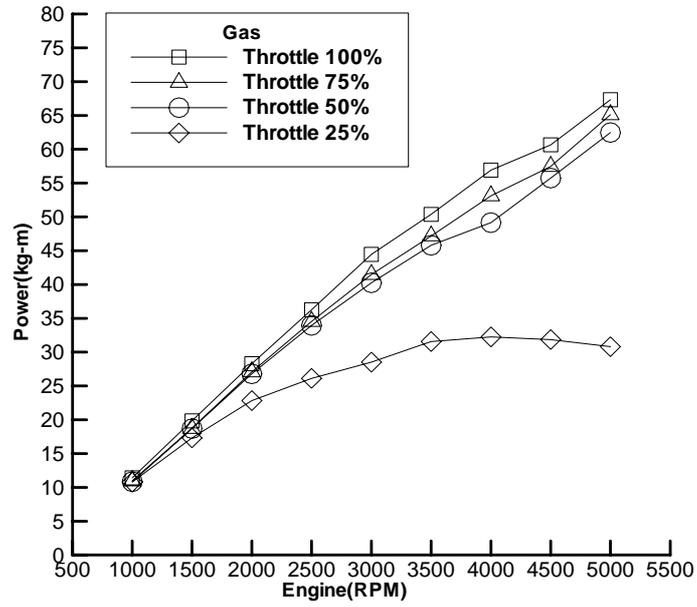
(a)



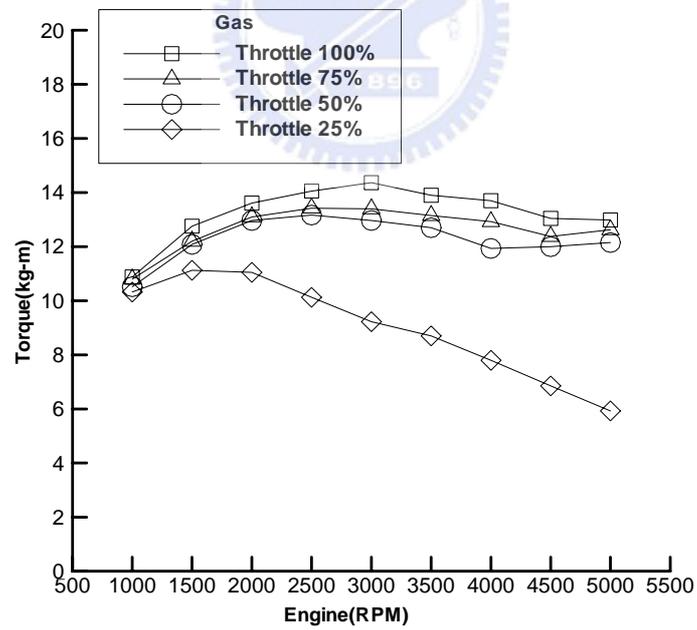
(b)

圖三十三 節氣閥開度 100% 馬力、扭力比較圖

(a)馬力(b)扭力



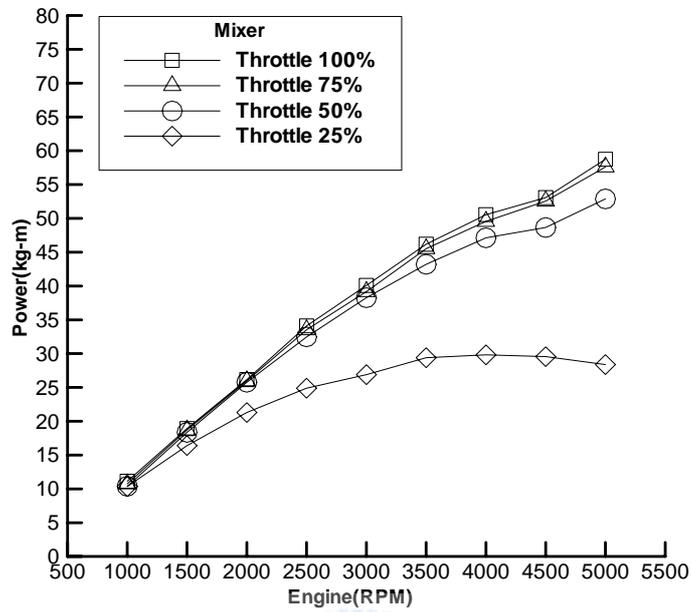
(a)



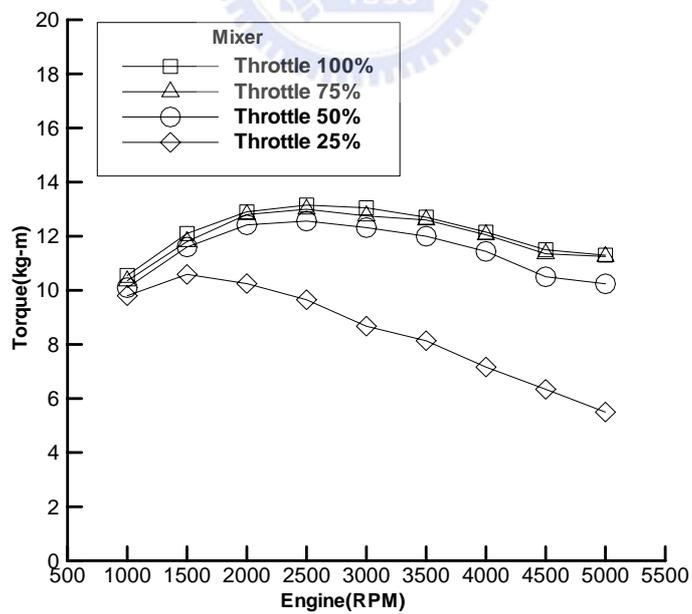
(b)

圖三十四 各節氣閥開度下汽油引擎馬力、扭力輸出

(a)馬力(b)扭力

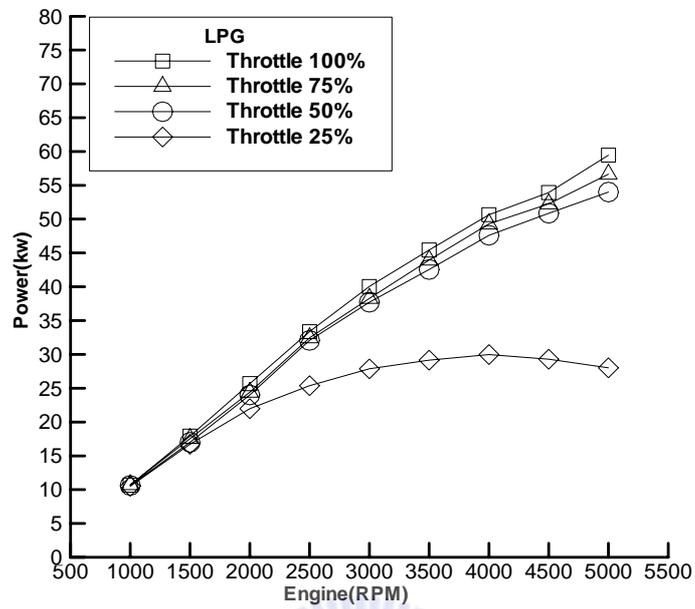


(a)

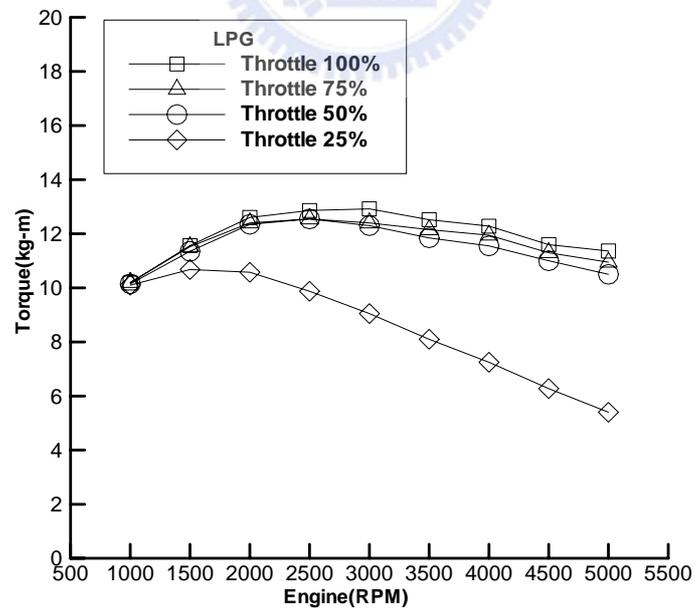


(b)

圖三十五 各節氣閥開度下汽油引擎加裝混合器之馬力、扭力輸出(a)馬力(b)扭力

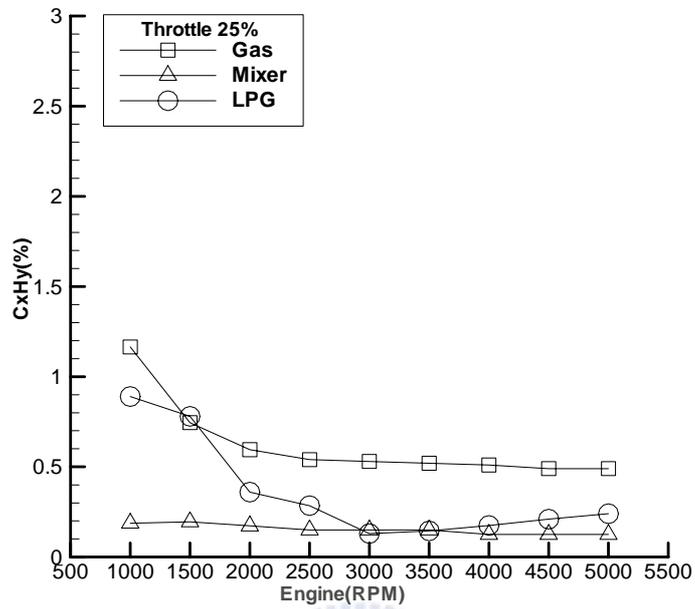


(a)

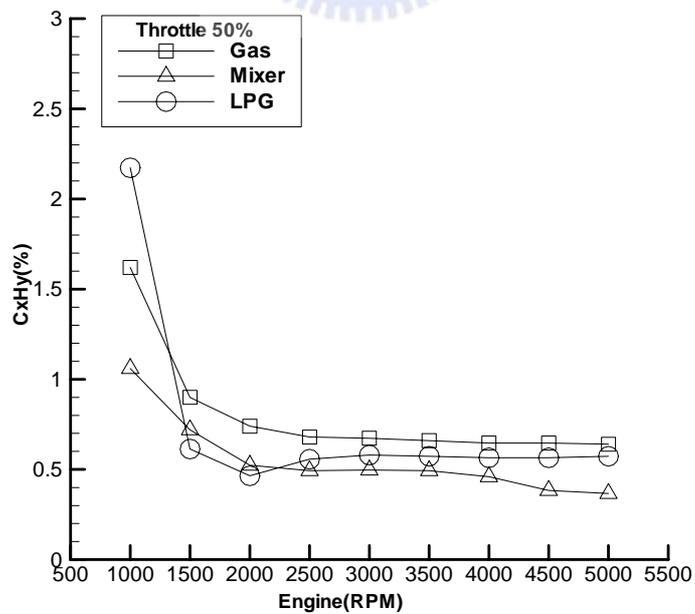


(b)

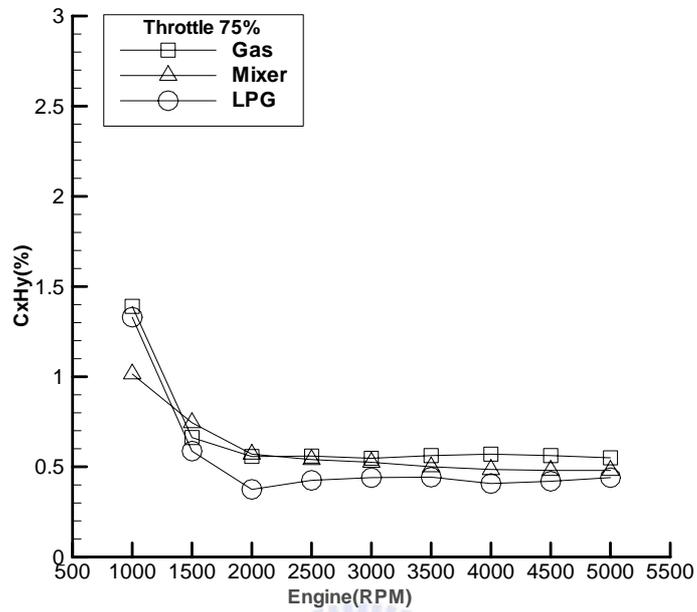
圖三十六 各節氣閥開度下汽油引擎使用 LPG 之馬力、扭力輸出(a)馬力(b)扭力



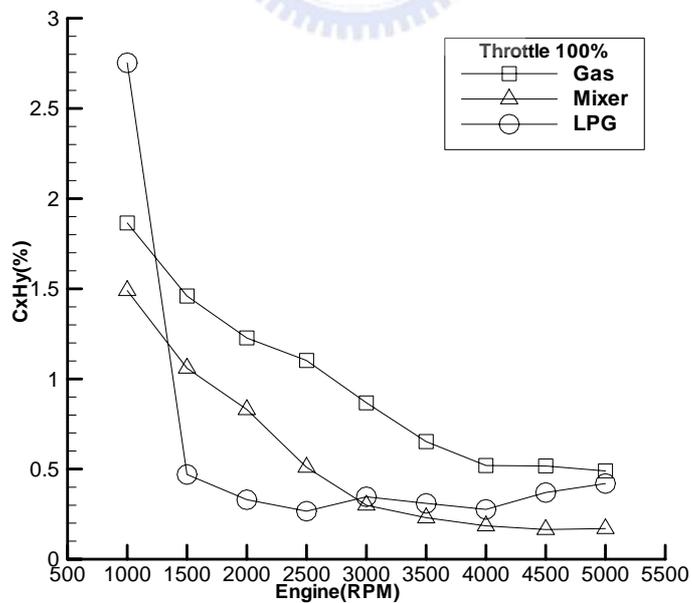
圖三十七 節氣閥開度 25% CxHy
排放濃度比較圖



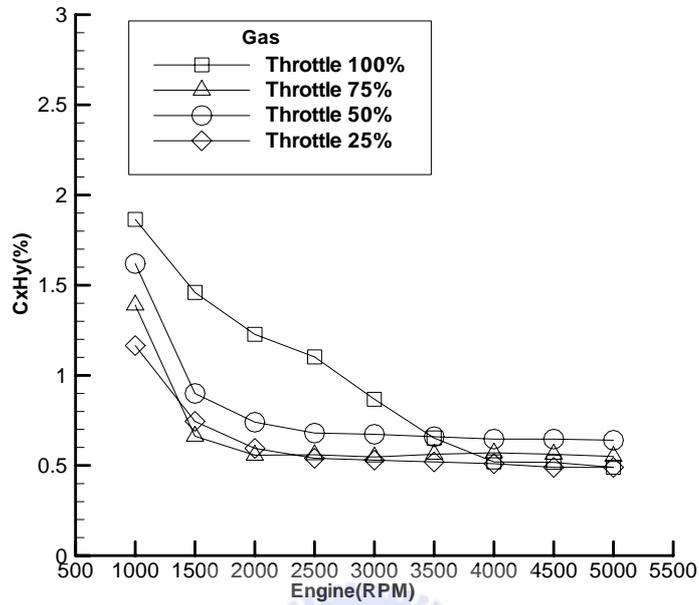
圖三十八 節氣閥開度 50% CxHy
排放濃度比較圖



圖三十九 節氣閥開度 75% CxHy
排放濃度比較圖

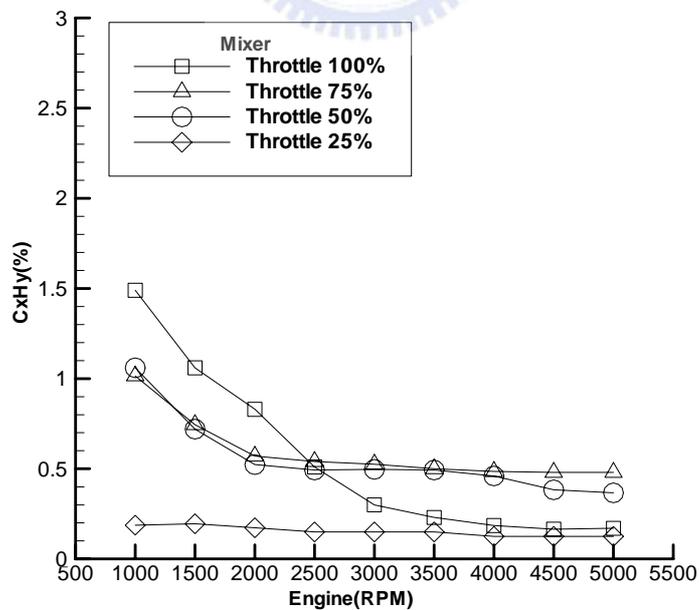


圖四十 節氣閥開度 100% CxHy
排放濃度比較圖



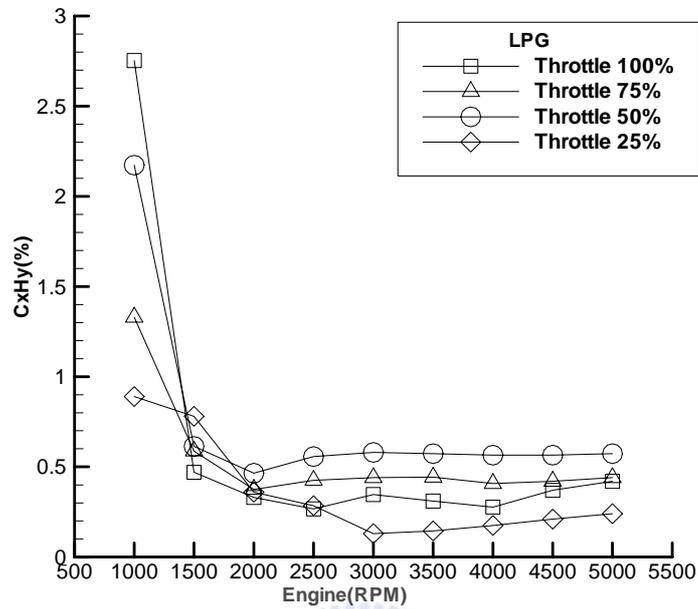
圖四十一 各節氣開度下汽油引擎

CxHy 排放濃度比較圖

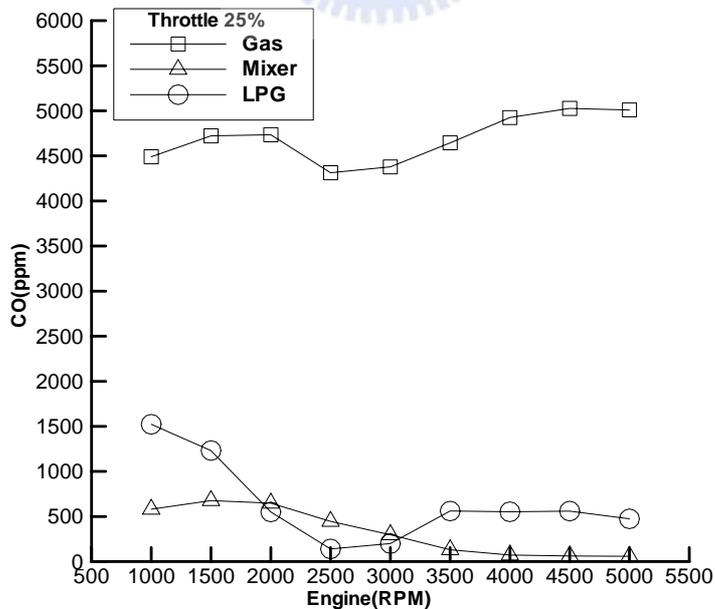


圖四十二 各節氣開度下汽油引擎加裝混合器

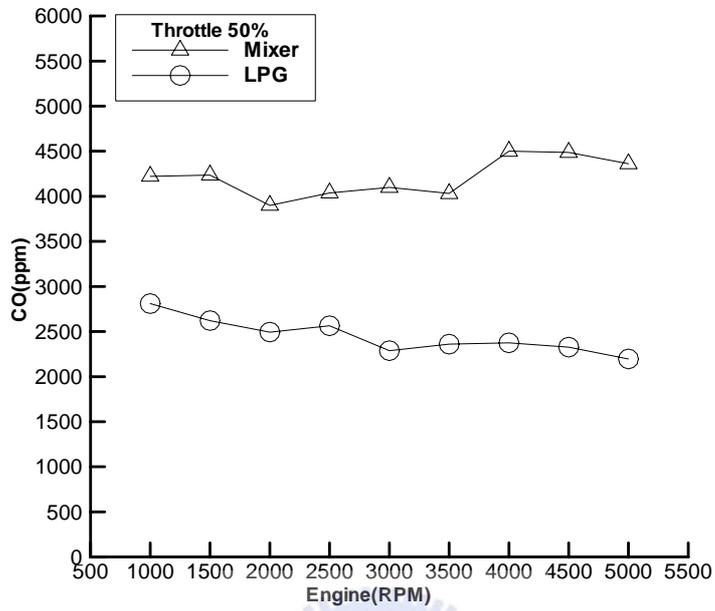
之 CxHy 排放濃度比較圖



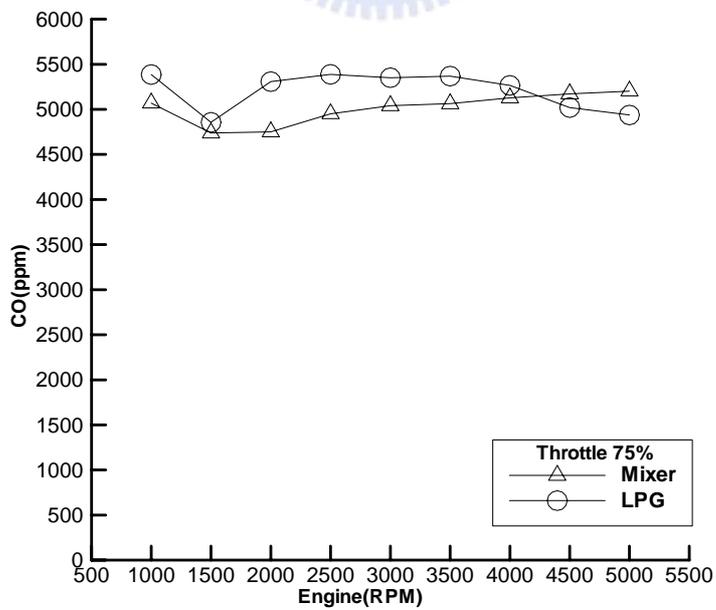
圖四十三 各節氣開度下汽油引擎使用 LPG 之 CxHy 排放濃度比較圖



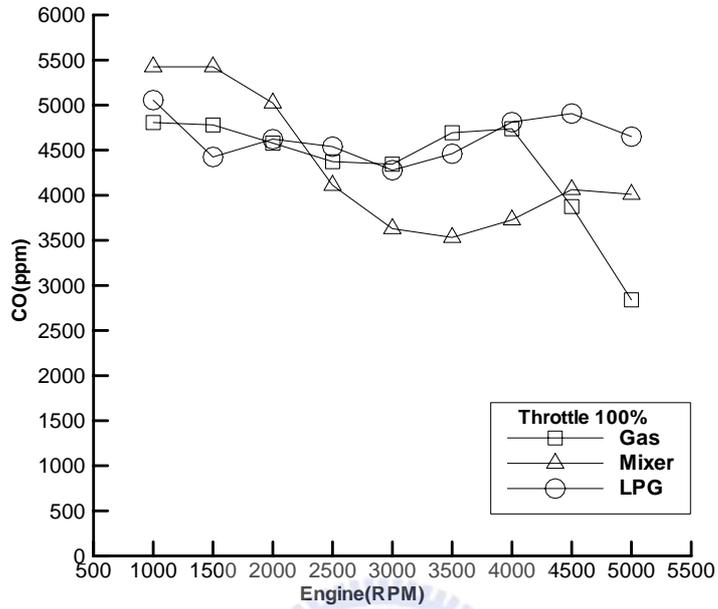
圖四十四 節氣閥開度 25% CO 排放濃度比較圖



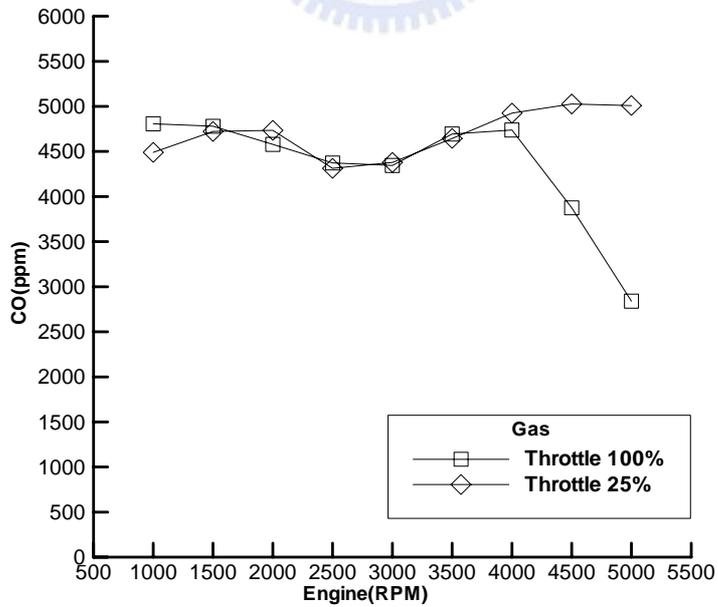
圖四十五 節氣閥開度 50% CO
排放濃度比較圖



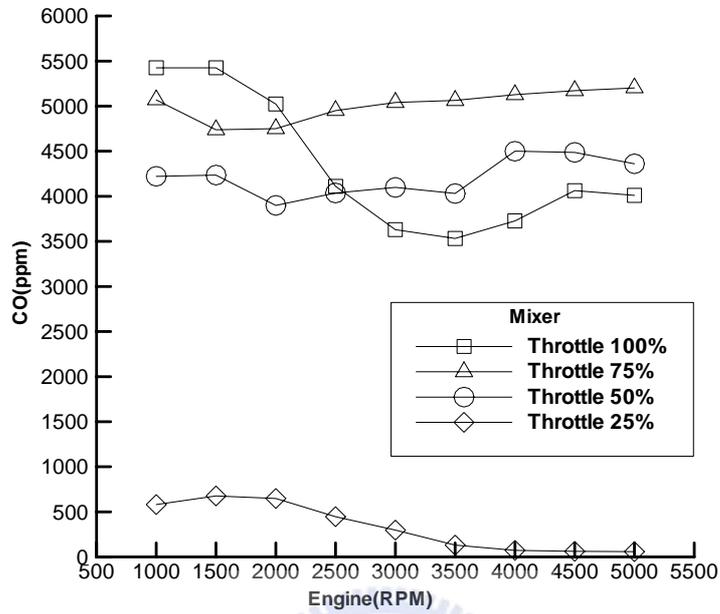
圖四十六 節氣閥開度 75% CO
排放濃度比較圖



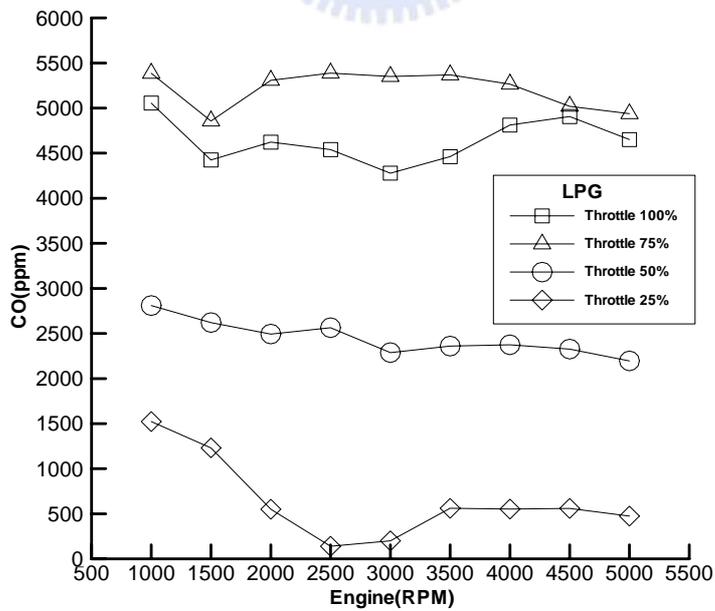
圖四十七 節氣閥開度100% CO
排放濃度比較圖



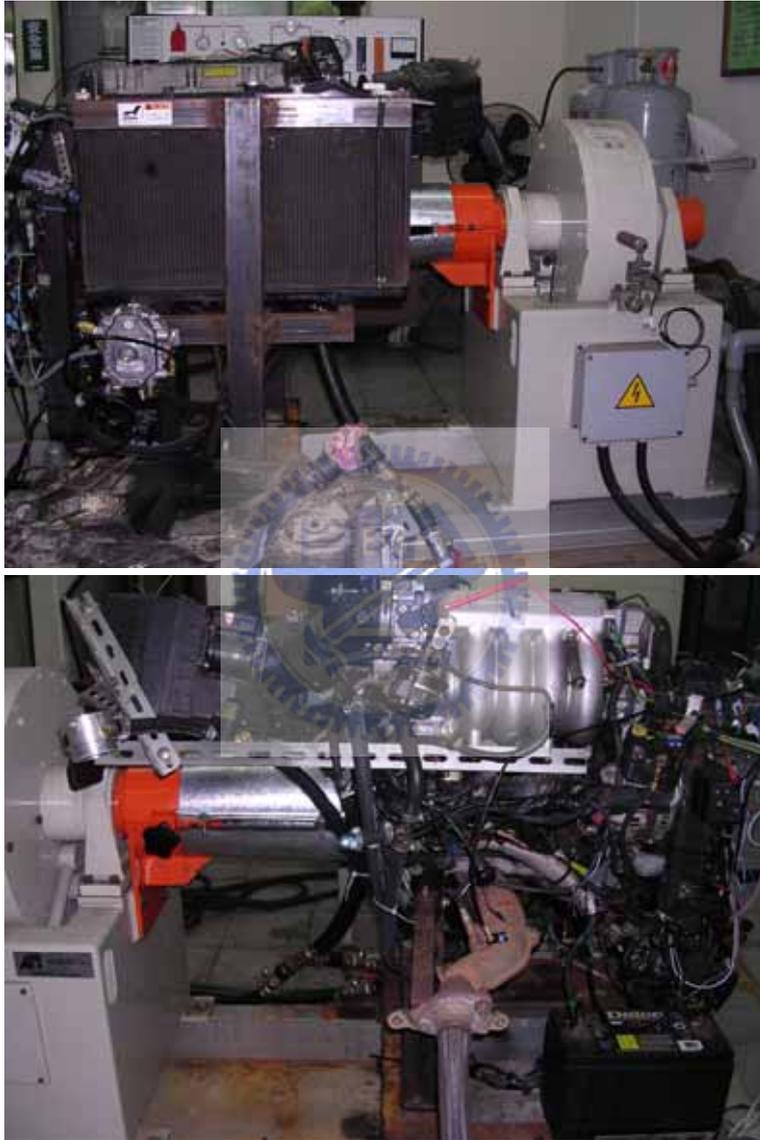
圖四十八 各節氣閥開度下汽油引擎
CO 排放濃度比較圖



圖四十九 各節氣閥開度下汽油引擎加裝混合器之 CO 排放濃度比較圖



圖五十 各節氣閥開度下汽油引擎使用 LPG 之 CO 排放濃度比較圖



照片一 實驗平台配置

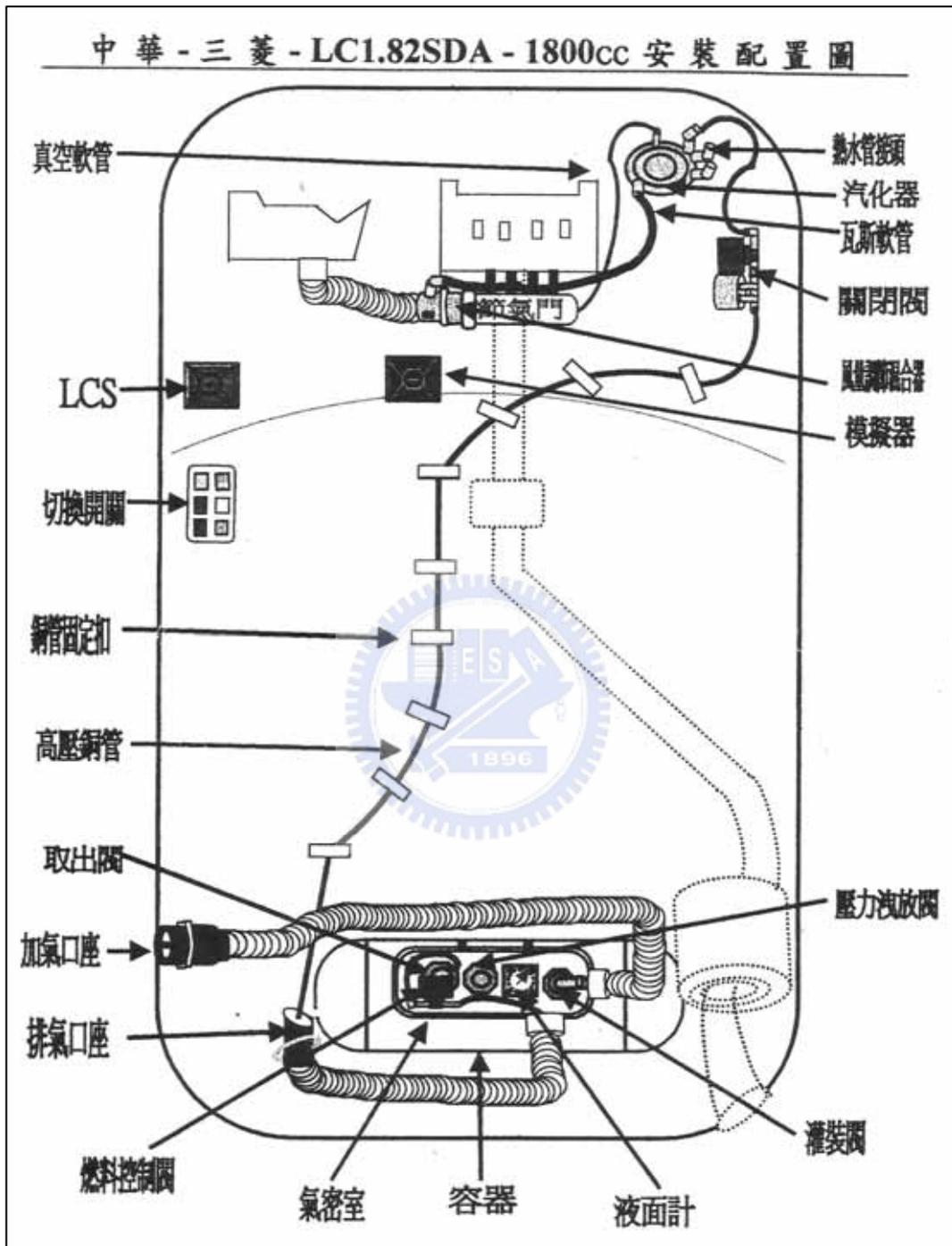


照片二 引擎本體



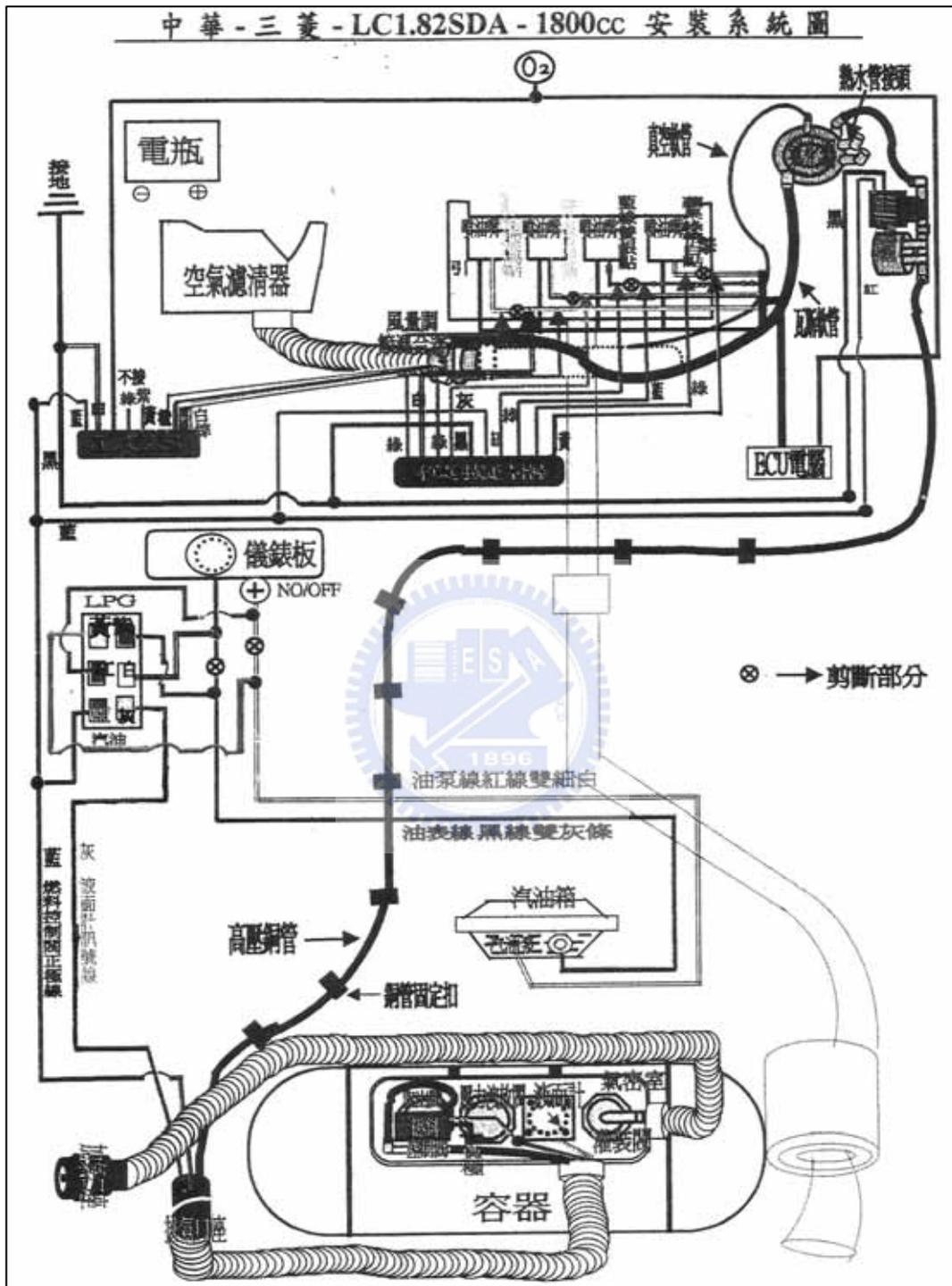
照片三 煙道氣體分析儀

中華 - 三菱 - LC1.82SDA - 1800cc 安裝配置圖

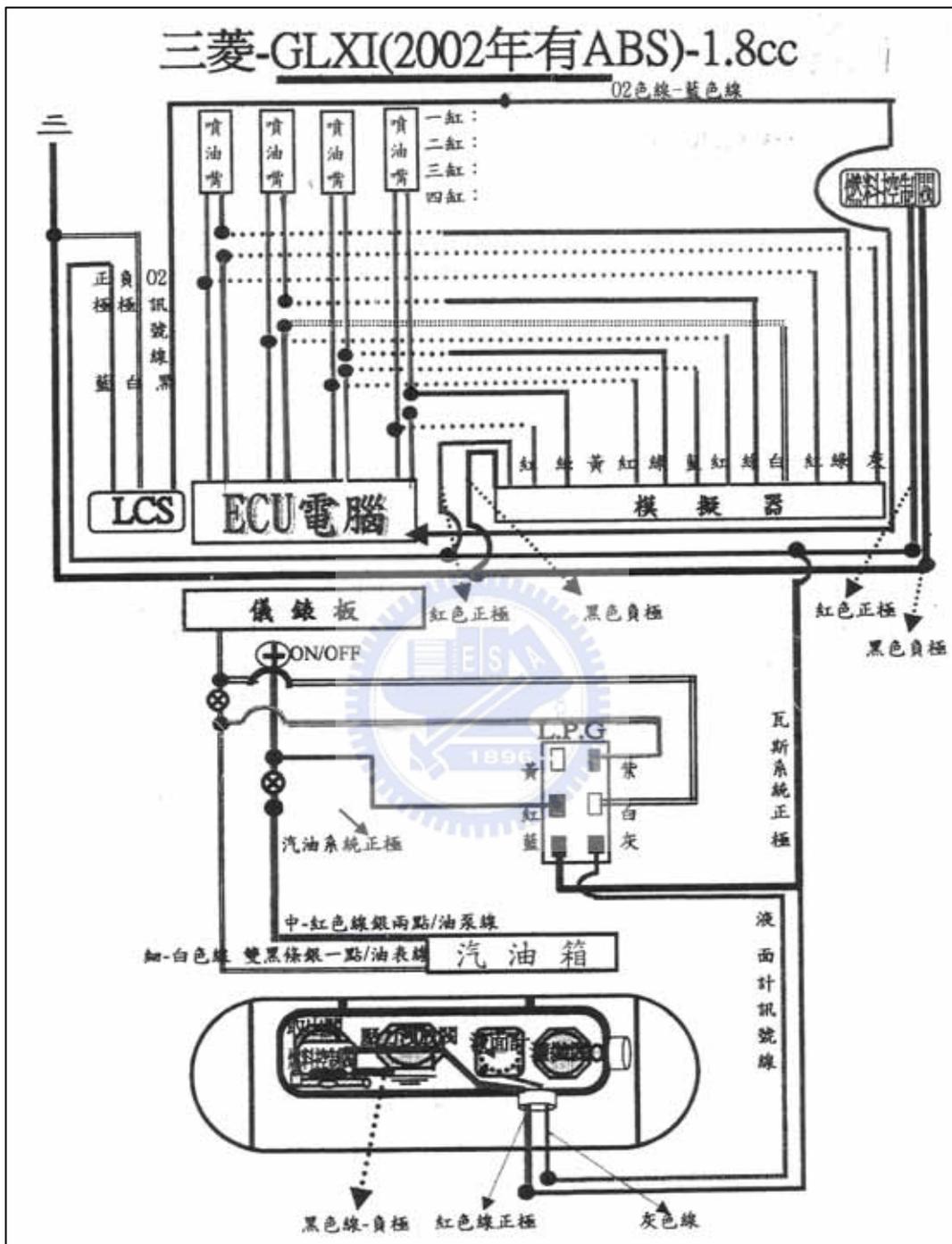


附錄一 LPG 系統實車安裝配置圖【5】

中華-三菱-LC1.82SDA-1800cc 安裝系統圖



附錄二 LPG 系統實車安裝系統圖【5】



附錄三 LPG 系統實車安裝電路圖【5】