

國立雲林科技大學
機械工程系碩士班

碩士論文

汽油引擎進氣壓力及點火角度
對引擎性能影響之電腦模擬



研究生：陳建霖

指導教授：施國亮 博士

中華民國 九十二年 六月

汽油引擎進氣壓力及點火角度對引擎性能影響之電腦模擬

Simulation of the Effects of Intake manifold Pressure and Ignition Timing on the Gasoline Engine Performance

研究生：陳建霖

Postgraduate :Gen-Lin Chem

指導教授：施國亮 博士

Adviser : Dr. Kuo-Liang Shih



Institute of Mechanical Engineering
National Yunlin University of Science & Technology
in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of
Master of Science
in
Mechanical Engineering

June 2003
Douliu, Yunlin, Taiwan, Republic of China

中華民國九十二年六月

汽油引擎進氣壓力及點火角度 對引擎性能影響之電腦模擬

學生：陳建霖

指導教授：施國亮

國立雲林科技大學機械工程研究所碩士班

摘 要

關鍵詞：GESP、進氣脈衝效應、汽缸壓力、點火正時、空燃比

本研究乃以光陽機車 Apex 125cc單缸化油器引擎為對象，目的乃是探討引擎的進氣壓力變化及點火型態對汽油引擎之動力輸出與性能的影響。我們以引擎轉速、負載、進氣壓力及點火角度與空燃比為變數進行實驗，並利用汽油引擎模擬程式GESP (Gasoline Engine Simulation Program) 來模擬，當汽油引擎隨著轉速、負載、進氣壓力及點火角度的變化，對於汽油引擎汽缸內壓力變化的影響。

研究發現，進氣型態的改變對進氣容積效率有絕對的影響，如何使進氣容積的增加，直接有效的改變當然是對進氣壓力作增壓，如果沒辦法對進氣壓力作增壓，該如何應用進氣道的設計，以及排氣道的設計使排氣的回壓降低，增加進氣的脈衝效應，當是目前研究機車引擎設計上相當重要的問題。

容積效率是引擎單位排氣量之輸出馬力及扭力大小的重要指標，當引擎進行週期性的間歇進氣行為時，進氣歧管內部產生了壓力脈衝波，當壓力脈衝波與引擎的轉速或引擎台架的共振而調諧時，容積效率的峰值就此出現。影響進氣脈衝效應的主要因素，正是引擎的轉速及進氣歧管的設計，故往後將研究進氣脈衝效應對容積效應的影響。

Simulation of the Effects of Intake manifold Pressure and Ignition Timing on the Gasoline Engine Performance

Postgraduate : Gen-Lin Chem

Adviser : Dr. Kuo-Liang Shih

Institute of Mechanical Engineering
National Yunlin University of Science & Technology

ABSTRACT

This research uses the KYMCO's Apex 125 cc single cylinder gasoline engine to study the intake manifold pressure and the ignition pattern on the engine performance. The engine speed, engine load, intake manifold pressure, ignition timing, and the fuel/air ratio are varied and then the cylinder pressure is recorded. The experimental measurements of pressure are compared to the simulation results calculated by the GESP (Gasoline Engine Simulation Program).

The results indicate that the intake flow can affect the engine performance significantly. The pulse flow inside the manifold can increase the engine volumetric efficiency and thus increase the engine cylinder pressure.

致 謝

研究所生涯中，隨著論文的完成也即將告一段落，在研究所的過程中，首先感謝我的指導教授-施國亮老師，以及感謝所有在研究過程中曾經給於我幫助指導的所有先進及朋友，感謝同學蘇哲正、陳英鵬在研究上的幫助及指導，感謝畢業的學長李樹源、林耿介、李孟遷、林信豪及郭仰哲的細心指導，感謝吳炎東、林擁傑、楊基祥的幫忙，得以順利完成論文。

感謝陳英洋教授、葉俊郎副教授百忙中撥空給與學生論文口試，及專業領域上的指導使學生受益良多，再次感謝二位老師虛心的教誨，學生銘記二位老師的教導，希望以後在學術研究上能有更亮眼的成績，衷心的感激二位老師的協助。

感謝教育學程廖老師的鼓勵以及所有教育學程的同學們謝謝你們陪我度過求學階段的過程，我們一起做作業、一起討論報告、一起烤肉、一起討論未來，人生的過程中有這樣一段小小的插曲，因為有你們我感到幸福、快樂，因為有你們我學到很多很多寶貴的經驗，因為有你們改變了我的人生觀念，我相信因為有你們，我的未來充滿很多希望，我希望我可以幫助更多曾經跟我一樣遭遇的學子，謝謝因為有你們我學會感激也學會尊重，謝謝因為有你們。

最感激的莫過於我的家人，媽你最好啦默默的鼓勵我讀書，不畏懼家境的困難給我完成學業，衷心的感激老媽啦。

姐謝謝你二年來的生活援助，我們家雖然不是很有錢，我們家雖然不是很有地位，不過姐時時提醒我，我們家人的感情永遠最好，每當我心情不好總總都是受姐開導及鼓勵，姐在求學的路上有你挺我，在生活上有你罩我，我相信我的未來有老姐你的指導會更明亮，給我最愛的老姐。

能夠完成論文的實驗部分，不是我的功勞，是我那實務經驗厲害的嚇人的老哥，每當論文研究遇到瓶頸老哥永遠是站在第一線指導我的對象，老哥雖然沒有顯赫的學歷，只是專科畢業，不過老哥那時時學習以及時時動手研究的精神確實勝過紙上談兵，謝謝老哥在我研究所二年的求學過程中，不厭其煩跟我解釋目前市面引擎的設計及進排氣系統的設計。更由衷的感激老哥從高職開始對我的指導跟訓練，因此我僅獻上我實驗部分的成果給最疼愛我的老哥，阿咪老哥謝謝你。

以上僅僅感謝曾經協助我的先進及朋友。

目 錄

中文摘要	-----	i
英文摘要	-----	ii
致謝	-----	iii
目錄	-----	iv
表目錄	-----	vi
圖目錄	-----	vii
符號說明	-----	viii
第一章	序論-----	1
1-1	前言-----	1
1-2	研究內容及目標-----	2
第二章	文獻回顧-----	3
2-1	研究背景-----	3
2-2	進氣系統內之主要物理現象-----	5
2-2-1	進氣歧管的脈動效果-----	6
2-2-2	進氣歧管的慣性效果-----	6
2-2-3	逆流入進氣系統-----	6
2-2-4	赫爾姆霍茲共振器模型-----	7
第三章	研究方法與步驟-----	8
3-1	研究方法-----	8
3-1-1	GESP 模擬程式之基本假設-----	8
3-1-2	統御方程式-----	10
3-1-2-1	質量守恆-----	10
3-1-2-2	能量守恆-----	10
3-1-3	系統中氣體行為模式-----	11
3-1-3-1	氣體交換過程-----	11
3-1-3-2	燃燒現象-----	14
3-1-3-3	點火延遲-----	15
3-1-4	紊流模式-----	16
3-1-5	熱傳行為模式-----	17
3-1-5-1	熱傳導-----	18
3-1-5-2	熱對流-----	19
3-1-5-3	熱輻射-----	20
3-1-6	熱釋放計算模式-----	21
3-1-7	進氣平均有效壓力 (IMEP) 之計算模式-----	22
3-2	實驗部分-----	23
3-2-1	實驗設備及量測儀器-----	23
3-2-2	引擎進氣歧管壓力量測方法-----	25

3-2-3	實驗步驟-----	26
3-3	程式模擬部分說明-----	26
3-3-1	GESP 之輸入檔案-----	27
3-3-2	程式模擬步驟-----	29
第四章	結果與討論-----	32
4-1	進氣型態對氣缸壓力的影響-----	32
4-1-1	排氣回壓對進氣壓力型態的影響-----	32
4-1-2	脈動效應及慣性效應對進氣壓力型態的影響-----	33
4-2	轉速及負載對氣缸壓力之影響-----	35
4-3	熱釋放率之比較-----	36
4-4	總熱釋放之比較-----	37
第五章	結論與未來展望-----	44
5-1	結論-----	44
5-2	未來展望-----	45
參考文獻		46



表 目 錄

表一	光陽 APEX-125cc 汽油引擎規格-----	25
表二	各項實驗設備儀器名稱與說明-----	26
表三	個別轉速下點火角度輸入值-----	31
表四	每循環進氣壓力輸入值-----	32
表五	每循環燃油/空氣當量比輸入值-----	32



圖 目 錄

圖 1	單缸引擎赫姆赫茲共振器模型	7
圖 2	光陽 APEX-125cc 汽油引擎系統架構圖	9
圖 3	內燃機操作循環根據熱力學的模擬之邏輯結構	12
圖 4	液體流過孔口示意圖	14
圖 5	燃燒室建構模型	29
圖 6	2000RPM-進氣歧管壓力圖	39
圖 7	2000RPM- 570~720 度 進氣歧管壓力圖	39
圖 8	2000RPM- 200~720 度 進氣歧管壓力圖	39
圖 9	2500RPM- 200~720 度 進氣歧管壓力圖	39
圖 10	3500RPM-進氣歧管壓力圖	39
圖 11	3500RPM- 200~720 度 進氣歧管壓力圖	39
圖 12	4500RPM-進氣歧管壓力圖	40
圖 13	4500RPM- 200~720 度 進氣歧管壓力圖	40
圖 14	中轉速負載變化對實驗汽缸壓力之影響	40
圖 15	中轉速負載變化對模擬汽缸壓力之影響	40
圖 16	中負載轉速變化對實驗汽缸壓力之影響	40
圖 17	中負載轉速變化對模擬汽缸壓力之影響	40
圖 18	低轉速低負載下實驗與模擬之汽缸壓力比較圖	41
圖 19	中轉速中負載下實驗與模擬之汽缸壓力比較圖	41
圖 20	高轉速高負載下實驗與模擬之汽缸壓力比較圖	41
圖 21	中轉速負載變化對實驗熱釋放率之影響	41
圖 22	中轉速負載變化對模擬熱釋放率之影響	41
圖 23	中負載轉速變化對實驗熱釋放率之影響	41
圖 24	中負載轉速變化對模擬熱釋放率之影響	42
圖 25	低轉速低負載下實驗與模擬之熱釋放率比較圖	42
圖 26	中轉速中負載下實驗與模擬之熱釋放率比較圖	42
圖 27	高轉速高負載下實驗與模擬之熱釋放率比較圖	42
圖 28	中轉速負載變化對實驗總熱釋放之影響	42
圖 29	中轉速負載變化對模擬總熱釋放之影響	42
圖 30	中負載轉速變化對實驗總熱釋放之影響	43
圖 31	中負載轉速變化對模擬總熱釋放之影響	43
圖 32	低轉速低負載之實驗及模擬總熱釋放比較圖	43
圖 33	中轉速中負載之實驗及模擬總熱釋放比較圖	43
圖 34	高轉速高負載之實驗及模擬總熱釋放比較圖	43

符 號 說 明

C_D	流量係數	(Discharge Coefficient)
C_p	等壓比熱	
C_v	等容比熱	
$(F/A)_s$	計量燃油/空氣比	(Stoichiometric Fuel/Air Ratio)
f	燃油分率	
h	焓	
h_c	即是對流熱傳係數	
h_f	顯焓	(Apparent Enthalpy)
$IMEP_g$	指示平均有效壓力	(Gross Indicated Mean Effective Pressure)
$IMEP_n$	淨平均有效壓力	(Net Indicated Mean Effective Pressure)
K	平均動能或熱傳導係數	
K'	擾動動能	
L	幾何長度尺寸	(Geometric Length Scale)
l	特性長度	(Characteristic Length)
M	系統總質量	
\dot{M}_a	空氣質量流率	
M_f	系統燃油含量	
\dot{M}_f	燃油消耗率	
N	引擎轉速	
P	氣體壓力或功率	
\dot{Q}_w	總熱傳率	
R	氣體常數	
U	平均流速或內能	
U'	紊流強度	
V	體積或速度	
V_{ave}	平均流速	
V_d	汽缸排量體積	(Displacement Volume)
W_i	指示功	(Indicated Work)
$W_{i,g}$	總指示功	(Gross Indicated Work)
$W_{i,n}$	淨指示功	(Net Indicated Work)
W_p	泵唧功	(Pumping Work)
	比熱比	
μ	是動黏性係數	(Dynamic Viscosity)
ν	運動黏度	(Kinematic Viscosity)
	密度	
ρ_{air}	空氣密度	
ρ_{water}	水密度	
	燃油/空氣當量比	(Equivalence Ratio)





第一章 序 論

1-1 前言

從1970年代開始，由於對內燃機引擎的省油及低污染的要求日高，而隨著電腦的發達及數值方法的發展，內燃機引擎的電腦模擬，已被一些大型汽車廠，用來作為除了實驗以外，另一種研究發展引擎的工具。

引擎內部的燃燒現象非常複雜，包含了流體力學、熱傳學、紊流及化學反應動力機構等效應之外，彼此交互作用。隨著實驗儀器的發展，人們對此複雜的燃燒現象，有了更進一步的了解，而從事內燃機引擎燃燒模擬者，則可透過實驗觀察的結果，來進行模擬程式之各種模式的修改（如紊流、點火延遲、燃燒模式等等），使其模擬更能符合實驗的現象，並能做為設計引擎參考之用。

本文的目的主要是在於利用汽油引擎模擬程式 GESP(Gasoline Engine Simulation Program)來模擬實際汽油引擎的運轉情況，隨著引擎轉速與負載的改變，來探討對引擎汽缸內壓力及熱釋放率之影響，除此之外配合實驗所得之結果來與模擬程式所得之結果做比較。

除了電腦程式的模擬之外，研究過程中也意外發現，進氣壓力形態的改變對引擎動力輸出性能上的影響，當引擎在進排氣的過程中，由於氣體受到活塞的上下移動，燃燒室於吸氣行程產生負壓將新鮮空氣吸入汽缸中；於排氣行程時，燃燒室內的廢氣受活塞的擠壓推出燃燒室進入排氣歧管中，如此的循環造成進排氣時，於歧管中產生類似脈波的壓力波作用，如果能夠善加利用，則在吸氣行程時，可幫助新鮮混合氣進入汽缸中，提升吸氣行程的容積效率；相同的道理，如果應用在排氣行程時，來幫助廢氣排出燃燒室，如此一來，對引擎馬力的提升應該有很大的改善。

1-2 研究內容及目標

本研究內容主要是以 KIMCO APEX125 CC 單缸化油器水冷式引擎為研究對象，而以三種引擎轉速(2000 RPM、3500 RPM 及 5000 RPM)、三種引擎負載(2N、4N 及 6N)來做為汽油引擎的運轉操作變數，將這些變數分組搭配實驗，進行汽油引擎汽缸壓力量測、瞬時熱釋放率與總熱釋放量之比較與分析。

本研究之方法可分為兩部分：第一部分是使汽油引擎數值模擬程式 (Gasoline Engine Simulation Program, GESP)來模擬汽油引擎各種不同運轉操作情形，進而得到各種引擎汽缸壓力、瞬時熱釋放率及總熱釋放之變化。而再搭配實驗直接量測的方式，直接對汽油引擎進行汽缸壓力量測的工作，進而計算出瞬時熱釋放率及總熱釋放之變化情形，最後對模擬與實驗的結果進行比較分析。第二部分是直接對進氣歧管壓力做量測，分析進氣壓力的變化。

本研究目標則包含：

- (1) 以實驗所得之量測結果來與模擬程式所得之計算結果做比較，以論證程式模擬結果之正確性。
- (2) 藉由缸內壓力之模擬與量測、瞬時熱釋放率之計算，可更清楚汽油引擎燃燒之特性。
- (3) 深入瞭解汽缸內汽缸壓力、進氣壓力與排氣壓力之間的關係，以期尋找有效的方法來提升引擎性能、降低污染排放。
- (4) 深入瞭解進氣歧管與排氣歧管在進氣與排氣期間的變化，以期尋找有效的方法來提升引擎性能、降低污染排放。

第二章 文獻回顧

2-1 研究背景

通用火花點燃式引擎（直接缸內直噴者除外）產生動力的步驟，基本上皆是燃料與空氣在進氣系統中做預混合（Premixed）以後，再經由歧管被吸入燃燒室中而成為一均質之可燃氣體，經由活塞的壓縮使汽缸內氣體達到高溫與高壓之狀態，在壓縮衝程結束之前經由外界能量的激發（如火星塞之點火），使這些油氣混合物之化學能經由燃燒行為發展成一擾動火焰而轉換成產物之顯能（Sensible Energy），而這些顯能又將促使汽缸內之氣體壓力上升，並部分對外界做有效功（Useful Work）使得引擎得以維持運轉動作，其餘部分的顯能隨燃燒後的氣體排入大氣中，故燃燒過程為影響整個引擎運轉中最重要的動力來源，故如何以數值模擬的方法來分析引擎的操作，即是本文最主要的目的。

1983 年，Stephen G. Poulos and John B. Heywood【1】分析了燃燒室幾何形狀對火花點火引擎燃燒的影響發現，燃燒室的幾何形狀對燃燒有很大的影響。且火星塞的幾何位置直接影響燃燒室中火焰的傳播，進而直接影響燃燒的時間，如果火星塞位置由燃燒室的周圍移到燃燒室的中心位置，則燃燒速率會增加，而減少燃燒時間。

根據 Mattavi【2】的研究指出，在火花點火引擎中，提升燃燒室中火焰的燃燒速度，適合稀薄燃燒，因此在沒有爆震的情況下，適合提高引擎的壓縮比，來提高引擎的熱效率。而改善燃燒速度的方法，有增加紊流強度以增加火焰的傳撥速度。另一種方法是提升燃燒速率，而提升燃燒速率可以藉由改變火星塞的位置來達到目的，藉由這兩個方法可以減少燃燒室壁面的熱損失，來提升引擎性能。

根據吳凱聲【3】則以實驗來證明容積效率是引擎單位排氣量之輸出馬力及扭力大小的重要指標，而影響容積效率的主要因素為進、排氣系統元件的尺寸設計。引擎週期性的間歇進氣行為在進氣系統內部產生了壓力脈波，當這些因種種物理現象所產生的脈波與引擎轉速或因共振，或因正時而調諧時，容積效率的峰值就此出現。影響這些脈波的週期、振幅及波形的的主要因素，正是引擎的轉速及進氣系統元件的尺寸，故往後的脈波的週期、振幅及波形的的主要因素，正是引擎的轉速及進氣系統元件的尺寸。

而白國平【4】指出進氣效率是引擎最基本也是最重要的性能參數之一，理論

上引擎的進氣流量愈大，進氣效率也就愈佳，所得到的性能也愈好；如何提升引擎的進氣效率，一直是引擎研發人員努力的方向。一般來講，四行程引擎可藉由調諧進排氣閥門開關角度，來得到進氣流量最大化的效果。

1982年，A. Ohata 和 Y. Ishida【5】曾利用聲學模式來計算進氣系統的自然頻率，並利用歧管及汽缸內的壓力波求得容積效率。在他們的研究中發現，進氣壓力波的週期是由一長週期波與一短週期波所組合而成的。長週期波利於低轉速之容積效率，短週期波則利於高轉速。影響長週期波壓力變化主要是進氣系統的各元件尺寸，而影響短週期波的則是進氣歧管長度。

1986年，I. Matsumoto 和 A. Ohata【6】，以一維線性 Hydrodynamic 方程式為基礎來預測容積效率，此法考慮了進氣閥門重疊（Overlap）時的干涉效應（Interference Effect），用於可變進氣系統的初步設計。此外並將可變進氣系統依壓力波的形式（高或低頻）及可變的運作（Intake Length and Diameter）作分類，且實際研究發現均可提升引擎低中轉速的容積效率而不損失其最大馬力。

1989年，Winterbone, Worth, Nichols【7】，重新檢驗以前學者提出的基本進氣系統設計提案，發現簡易的線性法能正確的估計進氣歧管的自然頻率，但無法預測其有效值，並提出使用完全波動法（Full Wave Action Method）來預測其效果是必要的。

1990年，楊鏡堂，蔡國榮【8】，則以理論與實務分析進氣系統暫態性能及形狀尺寸對多缸引擎進氣容積效率的影響。研究發現，引擎處於高轉速時，只有進氣歧管的尺寸影響其性能表現，而在低轉速時則進氣歧管和穩壓箱的尺寸均對引擎性能有相當影響。

2002年，鄒源磊【9】，則提出動態模擬四行程引擎之進排氣壓力波，以數學模型使用特徵線法(Method of Characteristics)，來推算理論進排氣時的壓力波。利用 Matlab/Simulink 中的 S function 系統功能方塊建立快速且準確的引擎進氣模型(Intake Model)與排氣模型(Exhaust Model)。在進排氣壓力波的數值計算和實際量測的比較驗證中，得到相當吻合的結果。驗證中也發現壓力波波峰數和引擎轉速及進氣管長成反比現象，所以由此可看出引擎轉速以及管長對於壓力波有決定性之影響。在進排氣壓力波的比較中發現，在汽門重疊時期(Valve Overlap)，為減少廢氣逆流(backflow)，進氣壓力最好高於排氣壓力；以及在進氣下死點(BDC)至進氣門關閉時(I.V.C)之間，為增加新鮮混合氣進入汽缸中，進氣壓力高有利於增加容積效率，進而提高引擎扭力的輸出。

此外，綜合一些學者的研究發現，尚有許多以複雜的一維可壓縮流波動方程式，來改變進氣歧管的長度及共振頻率等之研究【10-15】，針對引擎在特定的轉速下可獲得最佳的進氣效果，來預測設計各種不同的進氣系統，對引擎性能的影響。

2-2 進氣系統內之主要物理現象

目前對於汽油引擎性能的提昇，何以非要有排氣系統才行呢？引擎的燃燒爆炸是效率提昇的方法之一，即是改善吸、排氣效率。當每一次引擎燃燒爆炸，汽缸內需要引進大量新的混合氣，產生燃燒爆炸之後，完全將廢氣排放乾淨，再吸入全新的混合氣，來供下一次燃燒所需。這種效率的改善，即是吸、排氣效率的提昇，只要吸排氣效率改善，即可在汽缸內吸入大量的燃料，因此燃燒爆炸的力量增加，動力自然獲得改善，而排氣系統對於引擎效率的提昇佔有很重要的因素。

當引擎運轉中由於活塞的上下作動，使汽缸內存在的氣體（混合氣、廢氣），因反覆受正壓與負壓之故，而使氣體產生脈動的效應，此脈動的原理正如人體因心臟的作用，血管承受血液流動的壓力而產生脈動的情形一樣，而進氣歧管與排氣歧管內，當引擎運轉時活塞的運動，亦會產生類似的狀態。

以排氣側而言，廢氣壓力在排氣管內產生共鳴，並以固有的行程出現反射現象，並以正壓（高壓、壓力上升）、負壓（低壓、壓力下降）的壓力波動，利用這種壓力波反覆於汽缸出入口彈跳，以提高吸、排氣效率的方式，稱之為「脈動效果」。當在排氣時，適當的控制正壓之壓力波的回流時間，即可在排氣孔附近形成壓力壁，可防止氣體的流失現象；相反的，若適當的控制負壓的壓力波，即可有效幫助廢氣排出的效果。

實驗室採用的引擎為光陽 Apex 125cc 四行程汽油引擎，對四行程引擎基本理論而言，係在排氣行程完成之後進行吸氣行程，實際上採取這種系統時，在排氣行程完成之後，汽缸燃燒室內尚有殘留廢氣，所以可以吸入的混合氣量減少，而無法產生強大的爆炸力。因此，實際的四行程引擎為消除此一現象，乃在排氣門關閉之前，打開進氣門，利用因活塞上下移動造成的慣性吸力，使新鮮混合氣進入燃燒室驅逐殘留燃燒室的廢氣。換言之，當引擎在汽門重疊之時，假設排汽門由於脈動效果的作用形成負壓的狀態，此時汽缸燃燒行程結束進行排氣動作，氣體由正壓的燃燒室流向負壓的排氣歧管產生對流的作用，如此一來可促進殘留廢氣良好的排出。同理，對進氣歧管而言，脈動效果在進氣側產生正壓，則可加速新鮮的混合氣進入汽缸，促進混合氣的填充效率。而利用這種脈動效果的系統取決於進、排氣管的長度及汽門作動的時間控制等等【16】。

2-2-1 進氣歧管的脈動效果 (Pulsation Effect)

由過去文獻【16】知道，當進氣閥門關閉後存在於管內的脈動波，如果其正壓波部分恰能與下一次的進氣期間同步，體積效率就會增加，反之負壓的同步就會使體積效率降低。這種進氣閥門關閉後，殘存於進氣歧管內的脈動波，有影響下一次進氣過程的效果就稱為「脈動效果」。

如果在活塞下吸進氣期間剛好有正壓波與負壓波兩脈動波的重疊，則脈動效果幾乎不存在。由於本實驗所用之引擎為汽油化油器引擎，因此在接管處、喉部及控制空氣流量的節流閥處的流動阻力很大，因此會衰減脈動波的振幅，影響脈動的效果。

2-2-2 進氣歧管的慣性效果 (Inertia Effect)

由於氣體本身具有質量及可壓縮的特性，所以當活塞下達下死點時，利用吸氣初期汽缸內產生的負壓（起因於進氣閥的節流阻力效應及進氣歧管管內氣體的質量慣性），使管內氣體加速流動，克服汽缸內的壓力繼續往缸內流動，而在吸氣後期增加進氣量的方法就稱為「慣性增壓」，也可稱為「衝擊效果」，所以進氣閥在 BC（下死點）之後大約 40 到 60°關閉，部分原因即在利用這種衝擊現象，而當引擎轉速增大時，這種效應越大【5】【17】。

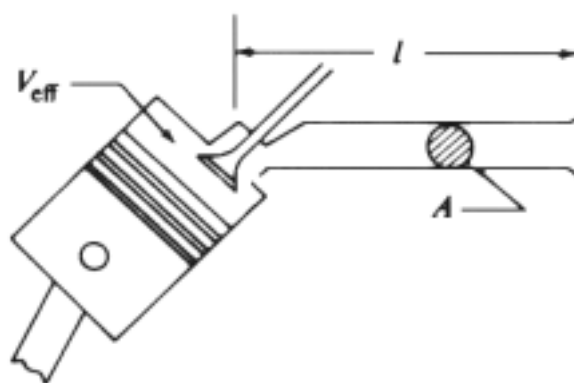
2-2-3 逆流入進氣系統

由過去文獻【9】【18】知道，進氣閥與排氣閥門升程的決定，通常的做法是將閥打開的階段超過進氣與排氣衝程，以改善汽缸的排空與灌氣，並使進氣與排氣系統中的氣體慣性得到最佳的利用。排氣過程通常在下死點之前 40 到 60 度開始，一直到下死點左右才因氣缸與排氣系統之間的壓力差而排出已燃氣缸氣體。而在下死點之後，氣缸因為活塞朝上死點移動而被驅氣。典型的排氣閥是在上死點以後 15 到 30 度關閉，進氣閥則在上死點之前 10 到 20 度打開，兩閥都打開的時期為「閥重疊期 (overlap period)」。當進氣壓力除以排氣壓力小於 1 時，通常會發生排出的氣體逆流進入汽缸，汽缸氣體則進入進氣歧管。

閥重疊的優點發生在引擎轉速高時，進氣衝程時比較長的進氣閥打開時間能改善體積效率。當活塞移動通過上死點，而汽缸壓力下降到進氣壓力以下時，氣體即由進氣系統進入汽缸。進氣閥一直打開到下死點之後 50 到 70 度，故新充氣可能在下死點之後繼續流入氣缸。

2-2-4 赫爾姆霍茲共振器模型 (Helmholtz resonator models)

赫爾姆霍茲共振器圖(一)其為一容器與空氣柱之組合，分析進氣衝程期間所發生的壓力變化情形，當活塞在進氣衝程向下移動時，進氣閥入口處產生相對進氣歧管開口端的壓力降，故產生一個稀疏波 (Rarefaction Wave) 沿著進氣歧管朝開口端移動，並以一個壓縮波反射回來，當壓縮波於進氣閥正在關閉時到達進氣閥，即造成正調諧效應【19】；相反的，若壓縮波在進氣閥關閉之前即到達，並以稀疏波反射朝向進氣歧管出口移動，而此時進氣閥才要關閉，則會造成負調諧效應，此時新鮮混合氣逆流回進氣歧管中。



圖(一) 單缸引擎赫姆赫茲共振器模型

第三章 研究方法與步驟

本文之內容主要在探討光陽 KIMCO APEX-125cc 單缸水冷式四行程機車引擎，研究方法可分為兩部分，第一部份是運用 GASP 程式來做汽油引擎的數值模擬。第二部份則是使用各種儀器設備來對汽油引擎進行汽缸壓力、進氣歧管壓力的量測。

一般來說，由於用實際的汽油引擎來從事各種相關的實驗研究，需要花費相當多的人力物力以及時間的等待，因而發展出利用電腦數值程式來模擬汽油引擎的分析研究。

本研究使用 GESP(Gasoline Engine Simulation Program)程式做數值模擬，並且將模擬與實驗的結果作分析與比較。本研究所使用之 GESP 程式是由 ZORAN S.與 DENNIS N. ASSANIS 等人在 1990 年時所發展之程式，GESP 程式可以模擬各種引擎設計參數（如連桿長度、燃燒室形狀、凸輪形狀、汽門面積大小等等）及操作條件(如轉速、進氣壓力、點火角度、空燃比、壓縮比、火星塞位置等等)對引擎燃燒特性與動力輸出的影響。

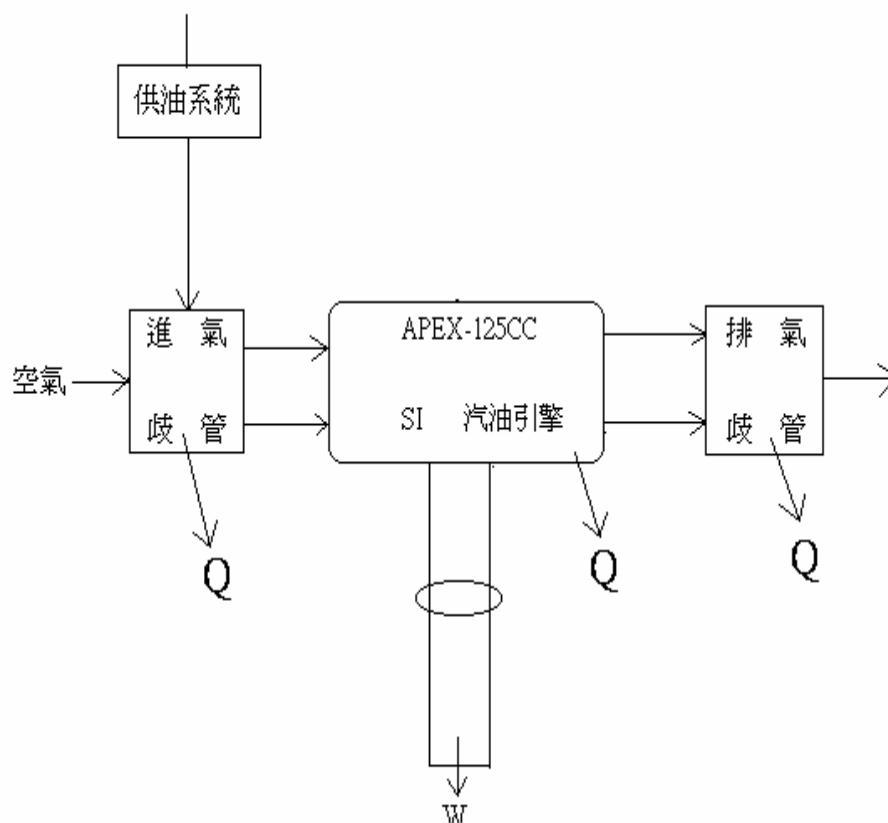
3-1 研究方法

3-1-1 GESP 模擬程式之基本模式

數值模擬一般分為零維模式(Zero-Dimensional)、類多維模式(Quasi-Dimensional)和多維模式(Multi-Dimensional)。所謂零維模式即是純粹利用熱力學能量守恆定律以及熱傳學之基本原理來模擬整個汽缸內之燃燒行為，然因其主要以能量守恆方程式以及質量守恆方程式為統御方程式組（Governing Equations）來解燃燒率對時間（或曲軸角度）之關係，而不帶入空間之自變數，所以整個模式中只有時間為唯一自變數，因此零維模式之計算過程將較為簡易。而類多維模式則是在能量守恆方程式以及質量守恆方程式中加入火焰傳播（Flame Propagation）之半經驗公式或者是有關燃燒參數與空間關聯之經驗公式，使得整個模式與空間維數產生關聯。至於多維模式是以計算流體力學（Fluid Dynamics）法來解能量守恆、質量守恆及動量守恆方程式組以求得整個汽缸中速度場以及溫度場之分佈，並且可將數值解法在二度空間或三度空間之格點上或有限體積中進行，因此多維模式是比較複雜、計算時間需要比較久的方法。以上三種模式皆可加入化學反應，進而求得各

燃燒產物之含量，此亦為環保法規中極為重視之污染物生成模擬。

GESP 模擬程式即是一個類多維模式，考慮燃燒室形狀、凸輪形狀等幾何變因的模擬程式。而就系統的假設而言，本實驗室之汽油引擎在 GESP 程式中的系統架構圖如圖二所示。



圖(二) 光陽 APEX-125CC 汽油引擎系統架構圖

進氣歧管、汽缸與排氣歧管是此架構中三個重要的工作元件，具有質量，焓及能量的進出與傳遞。引擎的操作循環以似穩態(Quasi-Steady State)的狀況模擬，而汽缸是被視為具有可變容積(Variable Volume Plenum)的開放系統(Open System)。在汽缸內，混合氣體被視為理想氣體，故其壓力與溫度均假定為均勻分布。

對 GESP 程式而言，汽油引擎的進氣、壓縮、燃燒擴張及排氣等工作行程可視為一個連續的熱力過程。在壓縮過程中，包含了火星塞點火延遲時間(Ignition Delay Period，火星塞點火開始後到燃油燃燒開始的時間間隔)的預測，點火延遲的長短將影響汽缸內氣體的平均溫度及壓力。

3-1-2 統御方程式

3-1-2-1 質量守恆

對於燃油的質量守恆，一般定義燃油分率 $f = M_f / M$ ； M_f 是代表開放系統中的燃料的質量。所以

$$\dot{M}_f = \frac{d}{dt}(M_f) = \sum_j \dot{M}_{f,j} = \sum_j \dot{M}_j f_j \quad (3-1)$$

其中 f_j 是進入或離開開放系統質量的燃油分率。將式(3-1)微分，則可得到燃油分率 f 之微分方程式，即

$$\dot{f} = \sum_i \left(\frac{\dot{M}_i}{M} \right) (f_i - f) \quad (3-2)$$

將燃油 - 空氣當量比 以燃油分率 f 表示，可得：

$$\phi = \frac{f}{(F/A)_s (1-f)} \quad (3-3)$$

其中 $(F/A)_s$ 代表計量的(Stoichiometric)燃油 - 空氣比。

3-1-2-2 能量守恆

開放系統的熱力學第一定律可以表示成下式：

$$\dot{E} = \dot{Q}_w - \dot{W} + \sum_j \dot{M}_j h_j \quad (3-4)$$

其中 \dot{Q}_w 是通過系統邊界的總熱傳率，也就是經過系統每一個邊界處熱傳量的總和； $\dot{W} = P\dot{V}$ 是系統的邊界(活塞)移動所輸出的功率； $\dot{M}_j h_j$ 之總和則是系統焓的淨通量。依熱力學之性質，式(3-4)亦可表示成

$$\dot{E} = \frac{d}{dt}(Mh) - \frac{d}{dt}(PV) \quad (3-5)$$

依理想氣體之特性與熱力平衡的假設，系統可以用 T 、 P 與 顯示特性，故空氣與燃燒產物混合物的焓 h 與密度 可以表示成：

$$h = h(T, P, \phi), \quad \rho = \rho(T, P, \phi) \quad (3-6)$$

而焓與密度對時間（或曲軸角度）的變化率可以寫為下列的形式：

$$\dot{h} = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_{P, \phi} \dot{T} + \left(\frac{\partial h}{\partial P} \right)_{T, \phi} \dot{P} + \left(\frac{\partial h}{\partial \phi} \right)_{T, P} \dot{\phi} \quad (3-7)$$

$$\dot{\rho} = \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{P, \phi} \dot{T} + \left(\frac{\partial \rho}{\partial P} \right)_{T, \phi} \dot{P} + \left(\frac{\partial \rho}{\partial \phi} \right)_{T, P} \dot{\phi} \quad (3-8)$$

而利用理想氣體的兩種形式 $P = \frac{RT}{V}$ 與 $PV = MRT$ 代入式 (3-8)，則可推導出 \dot{P} 的方程式：

$$\dot{P} = \frac{\rho}{\partial \rho / \partial P} \left(-\frac{\dot{V}}{V} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial T} \dot{T} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial \phi} \dot{\phi} + \frac{\dot{M}}{M} \right) \quad (3-9)$$

此時回到能量守恆方程式 (3-5)，以 h 表示出 E ，以 T 、 P 、 ϕ 的偏導數表示出 \dot{h} ，

並以式 (3-9) 取代 \dot{P} ，則可以得到 \dot{T} 方程式：

$$\dot{T} = \frac{B}{A} \left[\frac{\dot{M}}{M} \left(1 - \frac{h}{B} \right) - \frac{\dot{V}}{V} - \frac{C}{B} \dot{\phi} + \frac{1}{BM} \left(\sum_j M_j \dot{h}_j - \dot{Q}_w \right) \right] \quad (3-10)$$

其中

$$A = \frac{\partial h}{\partial T} + \frac{\partial \rho / \partial T}{\partial \rho / \partial P} \left(\frac{1}{\rho} - \frac{\partial h}{\partial P} \right) \quad (3-11)$$

$$B = \frac{1 - \rho(\partial h / \partial P)}{\partial h / \partial P} \quad (3-12)$$

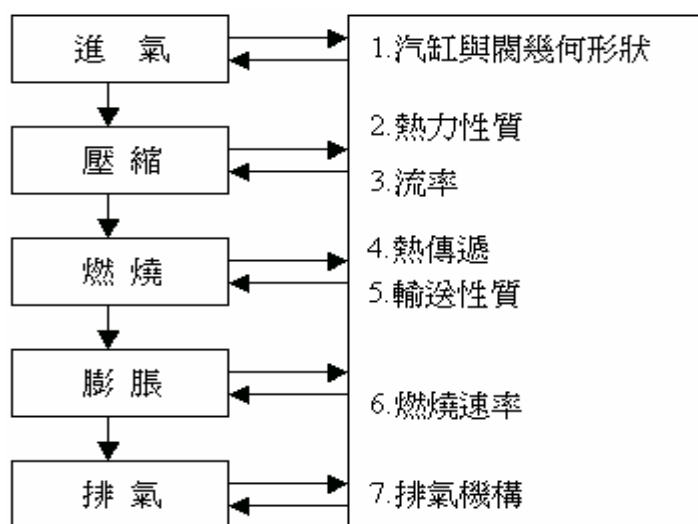
$$C = \frac{\partial h}{\partial \phi} + \frac{\partial \rho / \partial \phi}{\partial \rho / \partial P} \left(\frac{1}{\rho} - \frac{\partial h}{\partial P} \right) \quad (3-13)$$

3-1-3 系統中氣體行為模式

系統中的氣體行為包含氣體交換過程(即氣體進出系統邊界)、燃燒反應(以及點火延遲)與紊流流動。氣體行為模式分述如下：

3-1-3-1 氣體交換過程

氣體交換過程包含進氣與排氣，GASP模擬程式採用一維似穩態可壓縮流動模式來描述氣體在活塞與進氣歧管及排氣歧管之間的氣體交換作用。根據質量守恆及能量守恆的開放系統所發展出來的熱力學第一定律，應用到引擎循環的進氣、壓縮、燃燒、膨脹及排氣的過程，而形成引擎的操作循環，來說明引擎燃燒過程的熱力性質、通過系統邊界的質量與能量傳遞，圖（三）所示：



圖（三）內燃機操作循環根據熱力學的模擬之邏輯結構

在進氣與壓縮期間，汽缸空間是模擬成單一開敞系統，針對進氣然後壓縮的過程，應用的形式如式（3-2）式（3-10）的守恆方程式，即得到：

3-1-3-1-a 進氣：

$$\dot{M} = \dot{M}_i - \dot{M}_e \quad (3-14)$$

$$\dot{f} = \frac{\dot{M}_i}{M} (f_i - f) - \frac{\dot{M}_e}{M} (f_e - f) \quad (3-15)$$

$$\dot{T} = \frac{B}{A} \left[\frac{\dot{M}}{M} \left(1 - \frac{h}{B} \right) - \frac{\dot{V}}{V} - \frac{C}{B} \dot{\phi} + \frac{1}{BM} \left(\dot{M}_i h_i - \dot{M}_e h_e - \dot{Q}_w \right) \right] \quad (3-16)$$

其中 M 為汽缸內的氣體質量， \dot{M}_i 與 \dot{M}_e 分別為通過進氣閥與排氣閥的質量流率， f 則為燃油分率 \dot{M}_f / \dot{M} ，而下標 i 與 e 分別代表通過進氣閥與離開排氣閥的流動性質。

氣體交換過程包含進氣與排氣，一般現象模式模擬程式多採用似穩態流動模式來描述氣體經過具有限制(Restrictions)作用之元件(如 Valve 或 Port)時的流動行為。在進氣上游之壓力變化很小或已知的情況下，似穩態模式將能符合真實情況。GESp 程式為了獲得流體質量流率與具限制元件之上下游流場的關係，必須由理想狀況下的當量流(Equivalent Flow)流率來求得實際流體的流動情形。假設當量流是穩態、絕熱而且可逆，經由質量、動量、能量與熵的守恆方程式推導後可得到質量流率為

$$\dot{M}_{ideal} = \frac{A_T P_0}{\sqrt{RT_0}} \cdot \left(\frac{P_T}{P_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \cdot \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_T}{P_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3-17)$$

在此假設最小的面積是在具限制元件的出口處。上面的關係式中， R 是工作介質的氣體常數， γ 是比熱比， A_T 是限制處的最小流動面積， P_0 及 T_0 分別是上游的停滯壓力及停滯溫度，而 P_T 是最小面積處的靜壓。

由於不可逆性(Irreversibility)之故使得實際的質量流率低於理想值，故需引入一修正因數即流量係數(Discharge Coefficient) C_d ，它的基本定義即是實際質量流率與理想質量流率兩者的比值。根據依經驗數據預先給定的出口面積、流量係數以及壓力的比值，實際的質量流率即可依下式計算而得

$$\dot{M}_{real} = C_d \cdot \dot{M}_{ideal} \quad (3-18)$$

關於氣體流經進氣閥與排氣閥的有效面積之給定，因為缺乏有效之量測工具，故本研究沿用 Baker [23] 所使用的數據予以換算得大略之有效截面積；利用此數據運算所得的進氣效率均在 0.8 左右，與一般經驗相符，故視為可用。

3-1-3-1-b 壓縮：

本段過程是由進氣閥關閉到火星塞點火為止，由於此過程中沒有任何質量的進出，且基本假設成汽缸由 V_1 壓縮到 V_2 ，且無燃燒反應之生成，所以質量、燃料與能量守恆方程式可以表示成：

$$\dot{M} = 0 \quad (3-19)$$

$$\dot{f} = 0 \quad (3-20)$$

$$\dot{T} = \frac{B}{A} \left(-\frac{\dot{V}}{V} - \frac{\dot{Q}_w}{BM} \right) \quad (3-21)$$

然後可以由式 (3-9) 算壓力。

3-1-3-1-c 膨脹：

在膨脹的過程中，由於燃燒現象已經完全結束，因此沒有能量的產生，所以僅僅是單純之體積膨脹過程，此即是壓縮的逆反應，而其中之差異為壓縮過程中，汽缸內整個區域都是未燃區之冷流場。而膨脹過程中，汽缸內整個區域都是已燃區域，所以其應用公式大致相同。

3-1-3-1-d 排氣：

汽缸內含物的單區開敞系統模型之排氣過程之質量、燃料與能量守恆方程式為：

$$\dot{M} = -\dot{M}_e \quad (3-22)$$

$$\dot{f} = -\frac{\dot{M}_e}{M} (f_e - f) \quad (3-23)$$

$$\dot{T} = \frac{B}{A} \left[\frac{\dot{M}_e}{M} \left(1 - \frac{h}{B} \right) - \frac{\dot{V}}{V} - \frac{C}{B} \varphi + \frac{1}{BM} \left(-\dot{M}_e h_e - \dot{Q}_w \right) \right] \quad (3-24)$$

其中 h_e 為流動通過排氣閥的焓，也是流出汽缸的平均焓，若發生逆流則為排氣系統的氣體焓。

3-1-3-2 燃燒現象

GESP 程式中是以單區域(Single-Zone)模式來模擬汽油引擎內非穩態、非均勻的燃燒現象(但實際上是三維開放流場的化學反應過程)。此模式將引擎的汽缸內部劃為數個區域，進入這些區域的燃油與空氣是以一連串的代數或微分關係式加以描述。每個區域熱力性質的改變，是以零維的熱力模式加以預測。

單區域模式假設汽缸內的氣體是均勻的並且以平均狀態來計算氣體的性質，並以數個代數公式來表示熱釋放率。在程式中，依據Keck等人所發展的模式，根據火焰前進面與汽缸壓力數據的合併分析，導出下列燃燒定律：

$$\frac{dM_b}{dt} = \rho_u A_f S_L + \frac{\mu}{\tau_b} \quad (3-25)$$

$$\frac{d\mu}{dt} = \rho_\mu A_f u_T (1 - e^{-t/\tau_b}) - \frac{\mu}{\tau_b} \quad (3-26)$$

其中

$$\mu = M_e - M_b = \rho_u (V_f - V_b) = \rho_u l_T (A_L - A_f) \quad (3-27)$$

μ 為一參數質量(解釋成捲入火焰區內而尚未燃燒的質量)， u_T 為一特定速率， $\tau_b = l_T / S_L$ 則為一特定燃燒時間，而 l_T 為「特性常數」， A_L 為「成層燃燒面積」， V_f 為「著火體積」， A_f 為「火焰前進面面積」， V_b 為「已燃氣體半徑」。式(3-25)中的第一項代表擾動火焰近似球狀的前進面之成層向前傳播，第二項表示已經捲入此火焰前進面的混合物之燃燒。式(3-26)描述火焰區內未燃混合物質量 μ 的變化率，其中第一項則代表未燃混合物通過火焰球狀前進面的擾動對流，第二項則表示已經捲入但是尚未燃燒的混合物之質量燃燒速度。式(3-26)中的指數項考慮的是火焰幕最初球形層狀，它大約需要的時間 τ_b 發展成擾動火焰。

3-1-3-3 點火延遲

一般而言，火星塞放電的那一刻並無法即時產生燃燒反應，通常還需要一小段時間來達到活化能，然後才能進行燃燒能量之大量釋放，這即是「點火延遲(Ignition Delay)」，他也通常被視為是使火焰焰心自動往外擴展所需之時間，而其

時間長短則受多項因素之影響，如空燃比、點火系統、當時溫度、當時壓力等等，甚至同一引擎不同循環之間彼此點火延遲的時間亦有差異，因此要正確估算出點火延遲的時間並不容易，所以一般都以經驗公式求之，因此

$$\text{點火延遲} = \frac{360 \cdot RPS \cdot r_f}{u_f} \quad (3-28)$$

RPS - 引擎轉速 (rev/sec)

r_f - 當已燃區體積佔全部體積之一千分之一之火焰半徑

u_f - 火焰傳播速度

3-1-4 紊流模式

GESP 程式所應用的紊流模式是一個零維的能量串聯(Energy Cascade)。流體的平均動能 K 經由進氣閥進入汽缸後，因為紊流的消耗過程而轉換為擾動動能 K' ，而後擾動動能又因黏滯消耗(Viscous Dissipation)再轉換為內能 (Internal Energy)。當混合氣體流出汽缸時，平均及擾動動能亦一併離開汽缸。圖 (四) 說明如下：

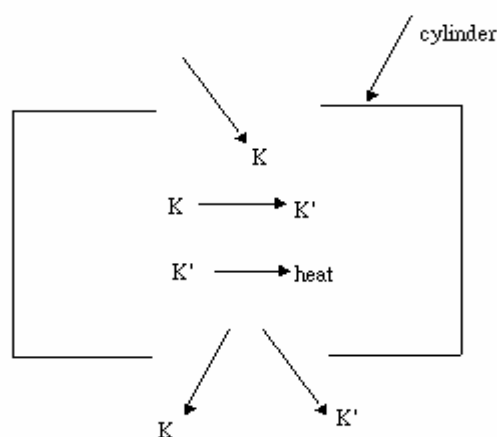


圖 (四) 紊流強度能量轉換示意圖

假設混合氣體的小尺寸擾動(Small Scale Turbulence)具有等向性，並且考慮三個正交方向的變動速度分量，則在引擎循環的任一曲軸角度時，平均流速 U 及紊流強度 U' 分別可由平均及擾動動能 K 與 K' 的關係式中得到。

$$K = \frac{1}{2} M \cdot U^2 \quad , \quad K' = \frac{3}{2} M \cdot U'^2 \quad (3-29)$$

將平均動能 K 對時間微分可得到：

$$\frac{dK}{dt} = \frac{1}{2} M_i V_i^2 - P_k - K \frac{M_e}{M} \quad (3-30)$$

同理，將擾動動能對時間微分可得到：

$$\frac{dK'}{dt} = P_k - M \cdot \varepsilon - K' \frac{M_e}{M} \quad (3-31)$$

然而

$$\varepsilon = \frac{U'^3}{l} = \frac{(2K'/3M)^{3/2}}{l} \quad (3-32)$$

其中 M 是汽缸內的氣體質量， M_i 是進入汽缸內的氣體質量流率， M_e 是流出汽缸的氣體質量流率； P_k 是擾動動能產生率， ε 是每單位質量的擾動動能消耗率，而 l 是大尺寸渦漩的特性尺寸。假設汽缸內擾動的產生與空氣流經平板邊界層上的擾動產生相似，則可將 P_k 寫成：

$$P_k = \mu_t \cdot C_\beta \cdot \left(\frac{U}{L}\right)^2 \quad (3-33)$$

其中 $\mu_t = C_\mu K'^2 / M\varepsilon$ 稱為擾動黏性， $C_\mu = 0.09$ 是通用的常數， C_β 則是可調整的常數，而 L 是幾何長度尺寸(Geometric Length Scale)。大尺寸渦漩的特性尺寸 l 與幾何長度尺寸 L 可以假設為相同，所以

$$l = L = \frac{V}{\pi \cdot B^2 / 4} \quad (3-34)$$

其中 V 是燃燒室的瞬間體積， B 是汽缸直徑，但 L 的限制是 $L \leq \frac{B}{2}$

3-1-5 熱傳行為模式

GESp程式中所應用的熱傳計算模式，穩態熱傳導(Thermal Conduction)、熱對流(Thermal Convection)簡述如下：

3-1-5-1 熱傳導

熱傳導（擴散熱傳遞）係由於物體內有溫度梯度存在而產生能量輸送，其物理機構即以混亂的原子或分子運動的方式在固體與靜止的液體內傳遞。利用熱流率方程式可以量化熱傳遞的過程，來計算每單位時間的熱傳量，對於熱傳導而言，熱流率方程式稱為傅立葉定律（Forrier ' s Law ），則具有一維溫度分佈的牆壁，其熱流率方程式可以表示成：

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} \quad (3-35)$$

假設汽缸壁內的溫度可由熱流方程式求得，且為穩定狀態，則熱流方程式可表示成：

$$\frac{d}{dx} \left(k \frac{dT}{dx} \right) = 0 \quad (3-36)$$

假設系統狀態為一維、穩態、無熱源的平面壁，且其熱流通量為一常數，且與 x 無關，則上式可積分兩次而得到一通解為：

$$T(x) = C_1 x + C_2 \quad (3-37)$$

欲求積分常數 C_1 、 C_2 則必須應用邊界條件，式（3-36）的邊界條件是

$$x = 0、x = L$$

則

$$T(0) = T_{s,1} \quad \text{and} \quad T(L) = T_{s,2}$$

代入式（3-36）可得

$$T_{s,1} = C_2$$

$$T_{s,2} = C_1 L + C_2 = C_1 L + T_{s,1}$$

所以

$$\frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{L} = C_1$$

代入式（3-36）通解，可得溫度分佈

$$T(x) = (T_{s,2} - T_{s,1}) \frac{x}{L} + T_{s,1} \quad (3-38)$$

顯然由式 (3-37) 知道，溫度的分佈與 x 呈現性變化。現在已經知道溫度的變化，利用傅立葉定律式 (3-35) 可來決定熱傳導率：

$$q_x = -kA \left(\frac{dT}{dx} \right) = \frac{kA}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \quad (3-39)$$

3-1-5-2 熱對流

引擎燃燒過程產生的熱傳遞中，熱量傳遞到燃燒室壁面 (\dot{Q}_w) 的熱傳行為中，強制熱對流所造成的熱傳行為，主要來自流體在汽缸中的紊流，所以熱通量 \dot{Q}_c 可以表示成：

$$\dot{Q}_c = h_c A (T_g - T_w) \quad (3-40)$$

h_c 是對流熱傳係數， A 是燃燒室元件（汽缸頭、活塞、汽缸套）的表面積。

而對流熱傳係數 h_c 是由在管中穩態紊流的 Nusselt-Reynolds 關係式獲得：

$$\left(\frac{h_c L}{k} \right) = \text{常數} \times \left(\frac{\rho V L}{\mu} \right)^d \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^e \quad (3-41)$$

其中， L 與 V 分別為特性長度與速度，由左到右各括號內之項分別為無因次的紐塞 (Nusselt) 數、雷諾數及普朗托 (Prandtl) 數。對氣體而言，普朗托數 ($C_p \mu / k$) 變化很小，且大約為 1.0。常數 d 大約為 0.8；常數 e 大約為 0.33； k 是熱傳導係數； μ 是動黏滯係數。

特徵長度 L 由式 (3-34) 決定，而特徵速度取平均速度、擾動速度及活塞運動速度三者的有效速度，也就是：

$$V = \sqrt{U^2 + U'^2 + (V_p/2)^2} \quad (3-42)$$

3-1-5-3 熱輻射

在汽油引擎中輻射熱能的主要來源為高溫的燃燒氣體，另一則是擴散火焰中所形成之高溫油煙粒子。GESP 程式裡有二種輻射熱傳的預測模式：Annand 模式，與 Flynn 等人依據實驗結果所建立的火焰輻射模式(Flame Radiation Model) [24]。

Annand 依據容積氣體的平均溫度所提出的熱輻射率表示式如下

$$\dot{Q}_r = k_r \cdot A \cdot (T_g^4 - T_w^4) \quad (3-43)$$

其中 K_r 是依經驗所得的輻射常數， A 是表面積， T_g 是平均的容積氣體溫度， T_w 則是燃燒室元件的內壁表面溫度。在引擎的進氣、壓縮及排氣三個行程中，因溫度較低(小於 1000 K)輻射熱通量都設為零。在燃燒行程中， K_r 為

$$K_r = C_r \cdot \sigma \quad (3-44)$$

其中 $\sigma = 56.7 \times 10^{-12} \text{ (kw/m}^2\text{k}^4)$ 為 Stephan-Boltzmann 常數； C_r 是可調整的常數，其值的範圍在 0.6 3.1 之間，依引擎的轉速及負載大小而定。因為溫度是取平均的容積氣體溫度而非火焰溫度，所以 C_r 並非放射率(Emissivity)。

程式中由 Flynn 等人所提出的預測輻射熱通量模式是

$$\dot{Q}_r = \varepsilon_a \cdot \sigma \cdot A \cdot (T_r^4 - T_w^4) \quad (3-45)$$

其中 ε_a 是灰體(Gray Body)的放射率， T_r 是輻射溫度。Flynn 等人發現，當碳氫化合物與空氣反應的燃燒產物中當量比為 1.1 時的區域溫度可以視為絕熱火焰溫度(Adiabatic Flame Temperature)，而絕熱火焰溫度與平均容積氣體溫度的平均值即為熱輻射溫度，即

$$T_r = \frac{T_g + T(\phi = 1.1)}{2} \quad (3-46)$$

區域溫度 $T(\phi = 1.1)$ 的計算隨空氣溫度範圍的改變而有所不同

$$T_{(\phi=1.1)} = [1 + 2.317 \times 10^{-4} (T_{air} - 950)] \times (2726.3 + 0.906P - 3.233 \times 10^{-2} P^2)$$

$$\text{當 } 800K < T_{air} < 1200K \quad (3-47)$$

$$T_{(\phi=1.1)} = [1 + 2.49 \times 10^{-4} (T_{air} - 650)] \times (2497.3 + 4.7521P - 0.11065P^2 + 8.98 \times 10^{-4} P^3)$$

$$\text{當 } 450K < T_{air} < 800K \quad (3-48)$$

P 是汽缸內氣體之平均壓力，瞬時的空氣溫度 T_{air} 則是取在燃燒行程開始時空氣經絕熱壓縮後的溫度。同時程式假設灰體放射率 ε_a 隨著引擎的擴張行程而呈線性的遞減，由最大值 0.9 變化到零。

3-1-6 熱釋放計算模式

此處所用之熱釋放率計算模式為單區域第一定律熱釋放模式(Single-Zone First Law Heat Release Model)，此模式是將引擎之汽缸視為一壓力與溫度都均勻分佈的似穩態開放系統，因此依熱力學第一定律，其表示式如下

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + \sum_i m_i h_i = \frac{dU}{dt} \quad (3-49)$$

其中， dQ/dt 為通過系統邊界進入系統之熱傳遞率， $p(dV/dt)$ 為系統由系統邊界移動所做之功傳遞率， m_i 為通過系統邊界 i 處進入系統的質量流率， h_i 為進入或離開系統的通量 i 之焓，而 U 為系統邊界內所含物質之能量。

若考慮進氣及排氣關閉的狀況時，上式會變成

$$\frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} + m_f h_f = \frac{dU}{dt} \quad (3-50)$$

若上式之 U 與 h_f 分別為汽缸內物質之顯內能(Apparent Internal Energy)與噴入燃料之顯焓(Apparent Enthalpy)，則上式變成

$$\frac{dQ_{hr}}{dt} = p \frac{dV}{dt} + \frac{dU_s}{dt} + \frac{dQ_w}{dt} \quad (3-51)$$

其中， dQ_{hr}/dt 為毛熱釋放率(Gross Heat Release Rate)， dU_s/dt 為顯內能變化率，而 dQ_w/dt 則為缸內氣體對燃燒室壁面的熱傳遞率。而若進一步假設汽缸內物質為理想氣體($dU_s = mC_v dT$)，則上式變成

$$\frac{dQ_{hr}}{dt} = p \frac{dV}{dt} + mC_v \frac{dT}{dt} + \frac{dQ_w}{dt} \quad (3-52)$$

由理想氣體定律， $pV = mRT$ ，則

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad (3-53)$$

式 (3-53) 可以用來消去式 (3-52) 中之 dT ，而得到

$$\frac{dQ_{hr}}{dt} = \left(1 + \frac{C_v}{R}\right) p \frac{dV}{dt} + \frac{C_v}{R} V \frac{dp}{dt} + \frac{dQ_w}{dt} \quad (3-54)$$

或者可表示為

$$\frac{dQ_{hr}}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma - 1} V \frac{dp}{dt} + \frac{dQ_w}{dt} \quad (3-55)$$

其中， γ 為比熱比 C_p/C_v 。而對式 (3-55) 積分即為總毛熱釋放 (Total Gross Heat Release)，即

$$Q_{hr} = \int_{t_{start}}^{t_{end}} \frac{dQ_{hr}}{dt} dt \quad (3-56)$$

3-1-7 進氣平均有效壓力 (IMEP) 之計算模式

扭矩為一特定引擎作功能力的有用量度，但是扭矩值會受引擎整體設計而有所影響。比較有用的相對引擎性能量度是將每一循環的功除以每一循環的汽缸排氣量，所得到參數的單位為力 / 單位面積 (即壓力)，而稱為平均有效壓力 (Mean Effective Pressure, MEP)。

引擎在整個操作循環中的汽缸壓力與所對應的汽缸體積，可以用來計算由氣體到活塞的功傳遞 (PdV Work)，其所得到的功稱為指示功 (Indicated Work) W_i 。若以 P 代表汽缸燃燒室之壓力值，而以 dV 代表汽缸容積的微量變化，則引擎在整個操作循環的指示功為

$$W_i = \oint P dV \quad (3-57)$$

上式中，由於考慮了整個四衝程循環內汽缸氣體與活塞間的作功情形，因此所得之指示功為每一循環的淨指示功 (Net Indicated Work) $W_{i,n}$ 。

在四衝程引擎的進氣與排氣衝程中，活塞與汽缸氣體間的功傳遞被稱為泵唧功(Pumping Work) W_p 。若為自然吸氣引擎，則進氣衝程期間的壓力將會低於排氣衝程期間的壓力，而使泵唧功 W_p 為負值，代表功傳遞是往汽缸氣體。

若只考慮引擎汽缸中的氣體在壓縮與膨脹衝程中與活塞間的功傳遞，而不考慮進氣與排氣衝程之泵唧功 W_p ，則所得之指示功為每一循環的總指示功(Gross Indicated Work) $W_{i,g}$ 。總指示功 $W_{i,g}$ 與淨指示功 $W_{i,n}$ 及泵唧功 W_p 間關係可用下式表示

$$W_{i,g} = W_{i,n} + W_p \quad (3-58)$$

依照平均有效壓力的定義，將每一循環的總指示功除以每一循環的汽缸排氣量(Displacement Volume) V_d ，則所得之結果為指示平均有效壓力(Gross Indicated Mean Effective Pressure, $IMEP_g$)，即

$$IMEP_g = \frac{W_{i,g}}{V_d} \quad (3-59)$$

同樣地，將每一循環的淨指示功除以每一循環的汽缸排氣量，所得結果則為淨平均有效壓力(Net Indicated Mean Effective Pressure, $IMEP_n$)，即

$$IMEP_n = \frac{W_{i,n}}{V_d} \quad (3-60)$$

同樣地，將每一循環的泵唧功 W_p 除以每一循環的進氣衝程汽缸排氣量 V_p ，所得結果則為進氣平均有效壓力(Mean Effective Pressure, $IMEP_p$)，即

$$IMEP_p = \frac{W_p}{V_p} \quad (3-61)$$

3-2 實驗部分

3-2-1 實驗設備及量測儀器

汽油引擎進氣壓力及汽缸壓力的實際量測部分，是在本校的燃燒與動力實驗

室內進行實驗，所使用之引擎為一具光陽 KIMCO APEX-125cc 單缸水冷式四行程機車引擎，其規格如表（一）所示。各項儀器設備之名稱與功用則詳見表（二）說明。

形式	4 行程，單缸水平式
燃燒室	半球型
缸徑×行程	52.4×57.8 mm
燃料種類	92無鉛汽油
排氣量	124 cc
壓縮比	9.2 : 1
氣閥型式	OHC
最高馬力	8.6 ps / 7500 rpm
最高扭力	0.95 kg / 4000 rpm
燃油霧化	CV型化油器
點火型式	CDI
點火提前角	BTDC 10°±1°
冷卻方式	水冷式

表(一) 光陽 APEX-125cc 汽油引擎規格

設備儀器名稱	說明
汽油引擎	光陽公司所生產外銷型之 APEX 125 cc單缸水冷式四行程機車引擎
渦電流動力計	控制引擎轉速與負載，並可監控引擎運轉與冷卻系統有無異狀產生
撓性聯軸器	連接引擎曲軸輸出端與渦電流動力計之輸入端
壓力感測器	量測引擎進氣歧管之瞬間壓力變化，並將壓力訊號以電流方式輸出
高絕緣度導線	避免壓力感測器微弱之電流訊號流失

電荷放大器	將來自汽缸壓力感測器的電流訊號轉換成電壓訊號
編碼器	依引擎曲軸轉角輸出脈衝訊號，用以顯示曲軸角度
A / D 介面卡	將壓力變化所輸出之類比訊號轉換成數位訊號，使電腦能讀取輸出值
數據收集軟體	美商普威公司所提供 LabView 程式，可存取單一循環或多次循環之引擎壓力數據
空氣流量計	Pitot 管及 U 形管，測定空氣流速

表（二）各項實驗設備儀器名稱與說明

3-2-2 引擎進氣歧管壓力量測方法

為了探討汽油引擎進氣歧管壓力變化情形，本研究室有一完整壓力量測裝置，包括編碼器、壓力感測器、訊號線、訊號產生器、訊號放大器、A/D 卡轉換盒、A/D 卡及 PC 電腦與應用程式，透過這些元件組含量取引擎進氣歧管每一度之壓力數值變化。

實驗配置方式是用撓性聯軸器將機車引擎輸出軸與渦電流動力計串聯在一起，而在引擎的前端則用另一只聯軸器將編碼器一樣以串聯方式接在引擎曲軸上；而在引擎的火星塞上，我們裝置了壓力感測器，並於感測器後端接上高絕緣度的導線，以便將其訊號送至訊號放大器，最後再經由配線盤將訊號送到電腦內的 PCI-9118 HG A/D 介面卡，經由轉換後將數據傳給電腦；在編碼器方面則透過編碼器控制電路一樣將訊號送到配線盤，相同的再經由配線盤送到電腦內的 PCI-9118 HG A/D 介面卡。而汽缸壓力量測的方法與進氣歧管壓力量測大致一樣，唯一的差異在量測的位置不一樣，而步驟及實驗儀器的選用都一樣。

本實驗將引擎溫車後，調整實驗參數至所需的轉速與負載，利用 PC 電腦與 LabView 應用程式，透過壓力量測裝置連續抓取引擎五十個循環的進氣歧管壓力數據，再以程式將五十個循環壓力數值之各角度的壓力數據加總之後做平均，最後會得到到此一操作條件下的 1 720 度各角度的壓力數據，依序將所有操作條件改變，一一量測各點之壓力值，最後整理壓力數據便可找出引擎在不同轉速與負載下進氣歧管壓力數值的變化情形。

3-2-3 實驗步驟

本實驗的主要部分乃在於光陽 KIMCO APEX-125cc 單缸水冷式四行程機車引擎汽缸壓力及進氣歧管壓力之量測，在基於提高整體實驗準確性的前提下，實驗之前應該把會影響汽油引擎汽缸壓力及進氣歧管壓力量測的雜訊因子先加以排除或降低，如量測前將冷卻壓力量測感測器之冷卻空氣打開，以減少熱衝擊(Thermal Shock) 對壓力感測器之破壞，又可提高汽缸壓力及進氣歧管壓力量測之準確性，以避免壓力感測器內部之特殊壓電材料(Piezoelectric Crystal) 長時間處於高溫狀態下，而影響壓力擷取的準確性或損壞壓力感測器。

由於本實驗所採用的負載為燃油/空氣當量比及進氣壓力，因此在任一汽油引擎運轉狀態下，只要量測汽油引擎的燃油消耗率與吸入空氣流率，即可得知在此運轉狀況下之汽油引擎的燃油/空氣當量比。另外進氣壓力的取得必須透過進氣歧管壓力的量測先取得進氣壓力，再由進氣壓力配合進氣平均有效壓力(IMEP)之計算模式導出平均進氣有效壓力。

在汽油引擎的進氣壓力之量測上，先將渦電流動力計轉速固定於低轉速(2000 RPM)，隨即調整化油氣之節氣閥門施加予汽油引擎的扭矩，在此同時，必須注意汽油引擎轉速及渦電流動力計扭矩的變化。由於化油氣之節氣閥門的施加將會使得汽油引擎轉速改變，因此在節氣閥門施加的同時，應確保汽油引擎轉速維持在 2000RPM。當汽油引擎之轉速維持在 2000RPM，而變化施予汽油引擎的扭矩，汽油引擎的燃油消耗率會隨之改變，此時量測並記錄汽油引擎的燃油消耗率，並將此一數據配合所量測到的吸入空氣流率，便可計算出在此汽油引擎運轉狀況下之燃油 / 空氣混合當量比()，進而得到汽油引擎轉速在 2000RPM 下，負載在 2N、4N 及 6N 之各點燃油 / 空氣混合當量比()。

同樣地，汽油引擎在中轉速(3500 RPM)、高轉速(5000 RPM)運轉時，各種不同負載狀況下之燃油 / 空氣混合當量比()也是藉由固定汽油引擎轉速，調整化油氣之節氣閥門對汽油引擎施加不同的扭矩後，經量測而得。而在汽油引擎燃油 / 空氣混合當量比()量測的同時，汽油引擎於各種轉速、負載下之進氣壓力及汽缸壓力亦可經由壓力擷取系統取得。

3-3 程式模擬部分說明

本研究所使用之 GESP 程式可以模擬各種引擎設計參數(含燃燒室形狀等)及運

轉操作條件(如轉速、負載等)對引擎燃燒特性與動力輸出的影響，本節即對 GESP 程式在數值模擬時之步驟作一詳細之說明。

3-3-1 GESP 之輸入檔案

一般的引擎模擬程式，為了準確地模擬引擎在各種運轉操作情形下之現象與表現，所以需要一些關於引擎幾何、運算模式選擇與係數設定等的參數輸入檔案來初始化模擬程式中之引擎設定值。由於本研究所使用光陽 KIMCO APEX-125cc 單缸水冷式四行程機車引擎為自然進氣的汽油引擎，所以 GESP 程式針對自然進氣火花點火引擎模擬而言，對有關於渦輪增壓(Turbocharged)部分的輸入檔案即不需考慮。然而實際模擬的過程有兩階段，第一階段是燃燒室幾何形狀的模擬，再來第二階段才執行 GESP，下面就分別對檔案的設定及詳細說明：

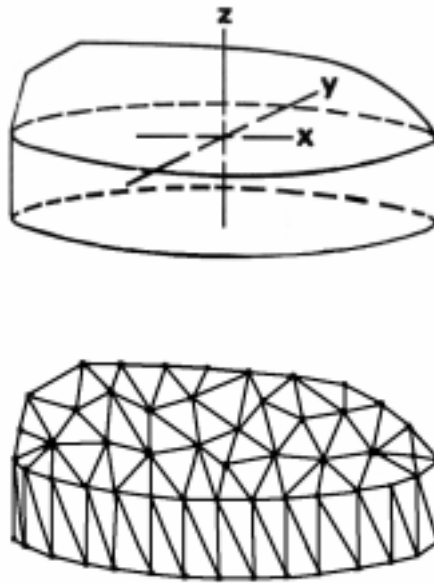
第一階段：燃燒室幾何形狀的模擬

程式包含以下的部分：1.主程式 (Chamber.f) 2.副程式 (Chsubs.f) 3.幾何形狀參數輸入檔 (INGEO.DAT)，燃燒室幾何形狀的模擬必須先單獨執行，執行完畢會產生 3 個輸出檔案，分別為：G1.OUT、G2.OUT、GEO.OUT 三個檔。

主程式 (Chamber.f) 在這程式中，主要在建構燃燒室的表面，當程式讀取幾何形狀輸入檔 (INGEO.DAT) 進來後，會將燃燒室表面建構成近似平坦三角形面，而三角形面建構出燃燒室的三個區域，分別為汽缸頭、活塞及汽缸壁表面，建構完幾何形狀後。

接著呼叫副程式 (Chsubs.f)，副程式的主要工作在決定火星塞的位置以及決定幾何形狀輸入檔案中幾何座標的相對位置關係。

幾何形狀參數輸入檔 (INGEO.DAT)，的主要功能在建構燃燒室表面、形狀，透過 INGEO.DAT 檔案，在檔案中建構點的座標，注意點的數量不可以超過 100 點，點構成的面數量不可以超過 200 個面，由於本研究是針對光陽 KIMCO APEX-125cc 單缸水冷式四行程機車引擎，其燃燒室為半球型，因此程式中只有針對半球型 (HEMI) 燃燒室建構，亦可搭配其他種引擎燃燒室來建構 (如下圖)，例如：盤型 (DISC) 活塞內杯型 (BOWL-IN-PISTON) 等等。另外本檔案亦可決定火星塞位置，來比較燃燒的效率。



圖(五) 燃燒室建構模型

最後程式執行完畢輸出 3 個檔案，其中檔案 GEO.OUT 為輸出模擬火焰半徑、面積的重要檔案。且 GEO.OUT 檔為第二階段自然進氣火花點火引擎模擬的重要參數輸入檔。

第二階段：自然進氣火花點火引擎的模擬

程式包含以下的部分：1.主程式 (MAIN.F) 2.副程式七個 SUBS1.F、SUBS2.F、SUBS3.F、SUBS4.F、ODERT.F、VLIFT.F、RESULT.F 3.參數的輸入檔有 2 個 IND.DAT、INLC.DAT，燃燒室幾合形狀的模擬必須先單獨執行，執行完畢產生的 GEO.OUT 檔案，亦為第二階段自然進氣火花點火引擎模擬的重要輸入參數檔。

主程式 (MAIN.F) 的主要功能在聯繫各個副程式以及檔案的讀入與輸出，以及初始參數設定。

副程式 (SUBS1.F) 的主要包含：進氣、壓縮、燃燒、排氣的模式，主要功能在計算每一角度壓力、溫度、空燃比、質量、熱傳遞、功傳遞、平均動能、擾動動能的改變。

副程式 (SUBS2.F) 的主要包含：摩擦、火焰模式，摩擦模式主要功能在計算引擎至動平均有效壓力，以及計算汽缸內、軸承之間的摩擦損失。而火焰模式的主要工作在計算火焰傳播表面熱傳面積。

副程式 (SUBS3.F) 的主要包含：熱力模式，主要功能在計算在燃燒過程的熱傳導，以及火焰燃燒的速度。

副程式 (SUBS4.F) 的主要功能，在計算歧管熱的傳遞以及壓力的衰減，閥門昇程、面積的計算。

副程式 (VLIFT.F) 的主要功能，在計算進氣閥門與排氣閥門的面積與卸載係數 (Discharge Coefficient)。

副程式 (RESULT.F) 的主要功能，在曲柄角度與角度之間計算結果的檔案輸出。

輸入檔 IND.DAT 的主要功能，在提供引擎設計以及操作參數的設定，在這檔案中所輸入之參數主要在設定初始參數，例如：FUELTP 燃料的形式 (異辛烷或丙烷) PHI 燃油/空氣當量比、ERPM 轉速、CMRTIO 壓縮比、TSPARK 點火提前角、PATM 大氣壓力、TATM 大氣溫度、PSTART 汽缸初始壓力、TSTART 汽缸初始溫度、Y0(3)進氣歧管壓力、Y0(6)排氣歧管溫度、TPSTON 活塞表面平均溫度、THEAD 汽缸頭表面平均溫度、TCW 汽缸壁表面平均溫度、BORE 汽缸直徑、STROKE 曲柄衝程、CONRL 連桿長度、TIVO 進氣閥門開啟角度、TIVC 進氣閥門關閉角度、TEVO 排氣閥門開啟角度 TEVC 排氣閥門關閉角度 HLIFT 最大閥昇程量 ANGINV 進氣閥門座角度、ANGEXV 排氣閥門座角度。

輸入檔 INLC.DAT 的主要功能，在提供燃燒模式的選擇以及邏輯變數的參數設定，例如：PLENUM 參數的功能，在決定模擬引擎的型式，設定為 FALSE 則程式設定成模擬渦輪增壓火花點火引擎，若設定為 TRUE 則程式設定成模擬自然進氣火花點火引擎。FIRE 參數的功能，在決定是否模擬燃燒的情況，設定為 FALSE 則程式沒有模擬燃燒的情況，若設定為 TRUE 則程式將模擬有燃燒的情況。SPBURN 參數的功能，在決定燃燒率，若設定為 FALSE 則燃燒率的決定由程式計算取得，若設定為 TRUE 則燃燒率的決定由參數指定。CAMTAB 參數的功能，在決定凸輪形狀，若設定為 FALSE 表示凸輪輪廓沒辦法取得，必須由程式依經驗公式計算得到閥門面積，若設定為 TRUE 表示凸輪輪廓有辦法取得，經由計算取得閥門面積。

3-3-2 程式模擬步驟

以下就 GESF 程式在模擬汽油引擎運轉操作時，所需進行之計算及步驟做一詳盡之介紹。

1. 每循環進氣壓力之計算

使用 GESP 程式來做數值模擬汽油引擎的操作運轉時，汽油引擎的轉速同樣分為低(2000RPM)、中(3500RPM)與高(5000RPM)三種轉速，而在負載方面，由於 GESP 程式之負載大小是以每循環的進氣壓力以及燃油/空氣當量比來決定，因此主要輸入檔案(IND.DAT)中的進氣壓力以及燃油/空氣當量比必須由實驗所得汽油引擎在各轉速、負載下的進氣壓力計算而得，其計算方法如下：

引擎在整個進氣衝程操作中的進氣壓力與所對應的汽缸體積，可以用來計算由氣體到活塞的功傳遞(PdV Work)，其所得到的功稱為泵唧功 W_p 。若以 P 代表進氣壓力之壓力值，而以 dV 代表汽缸容積的微量變化，則引擎在整個進氣衝程操作的指示功為

$$W_p = \int_{end}^{start} P dV \quad (3-68)$$

因此依照平均有效壓力的定義，將進氣衝程的泵唧功 W_p 除以進氣衝程汽缸排氣量 V_p ，所得結果則為進氣平均有效壓力(Mean Effective Pressure, IMEP_p)，即

$$IMEP_p = \frac{W_p}{V_p} \quad (3-69)$$

在本研究中，GESP 模擬程式之主要輸入檔案(IND.DAT)所使用的進氣平均有效壓力可經由計算而整理如下表。

2. 參數設定

個別轉速下點火角度

表(三) 個別轉速下點火角度輸入值

TSPARK	點火提前角 (Crank Angle)
2000RPM	350
3500RPM	334
5000RPM	333

單位：CA

每循環進氣壓力

進氣壓力的計算假設條件：

1. 忽略脈動效應及慣性效應的影響
2. 忽略閥門重疊排氣回壓造成廢氣進入進氣歧管的影響
3. 假設進氣行程期間，不受進氣逆流的影響

綜合以上假設，計算出以下結果：

表（四） 每循環進氣壓力輸入值

Y0(3)	負載 2N-M	負載 4N-M	負載 6N-M
2000RPM	0.66	0.79	0.88
3500RPM	0.61	0.70	0.82
5000RPM	0.68	0.79	0.87

單位：atm

每循環燃油/空氣當量比

表（五） 每循環燃油/空氣當量比輸入值

PHI	負載 2N-M	負載 4N-M	負載 6N-M
2000RPM	0.71	0.74	0.84
3500RPM	0.71	0.70	0.78
5000RPM	0.72	0.75	0.82

第四章 結果與討論

4-1 進氣形態對汽缸壓力的影響

引擎運轉時的容積效率，乃是決定引擎動力大小的基本因素之一，而引擎的容積效率乃是藉由引擎的進氣能力來衡量，所以引擎在進行吸氣行程時，會遭遇各種的進氣阻力，加上汽缸內的高溫作用，因此將吸入汽缸內的空氣體積換算成一大氣壓下的狀態時，一定小於汽缸的體積，也就是說自然吸氣引擎的容積效率一定小於 1。進氣阻力的降低、汽缸內壓力的提高、溫度降低、排氣回壓降低、進汽門面積加大都可提高引擎的容積效率，但是由於氣體的物理特性，造成引擎在高轉速運轉時，會產生容積效率降低的問題。

另外影響容積效率的重要因素，是氣體的「脈動效應」及「慣性效應」。脈動效應：這是由於進汽閥門的開、閉動作，使得進氣歧管內產生一股壓縮波（Compression Wave）以音速的大小前後波動。假如進汽歧管的設計正確，能讓壓縮波在適當的時間到達進氣閥門前，則油氣藉由本身的波動現象進入汽缸，來提高引擎的容積效率，反之則會導致容積效率下降，此現象稱為進氣歧管的脈動效應，又稱『共震效應』【16】。慣性效應：進氣行程的前段，進氣閥門打開，因活塞移動產生真空（負壓），使空氣流入汽缸內。而行程後段，由於慣性的作用，即使活塞已經到達下死點，空氣仍將繼續流入汽缸內，若在汽缸內壓力達到最大時，關閉進氣閥門的話，即可得最佳慣性效果【17】。

接下來實際針對排氣回壓、脈動效應及慣性效應來做分析。

4-1-1 排氣回壓對進氣壓力型態的影響

有許多人認為改裝排氣管只有美觀、排氣聲浪好聽的效果而已，實際效用不大，事實上，這是錯誤的觀念，改裝排氣管不僅有美觀、好聽的“副作用”，最主要是確實有提升動力性能的效果，不過這其中牽扯到許多技術上的問題，改得好對於性能有相當大的助益，改得不好反而讓愛車性能衰退，這可說是“水可載舟、亦可覆舟”。

如果排氣不順暢，當轉速愈高，排氣回壓也就愈大，這就像是當水管的出水口受阻時，管徑內的壓力也就跟著升高，這時引擎就無法如願地將燃燒完成後的廢氣順利排除乾淨，進而影響進氣效率，造成二次混合（廢氣+混合油汽），而二次混合又造成燃燒所需的氧氣不足，所以引擎動力輸出就此受到影響。

以下就實際觀察機車引擎的排氣回壓，由實驗數據圖知道，進氣行程起始於上死點之前30度左右，此時進氣閥門還沒有做動，而當進氣閥門升降1mm時，閥門座附近的氣體開始進行交換，而由於進氣閥門早開晚關的設計，使得進氣壓力在上死點之前10度左右的變化普遍呈現先升後降的現象，而造成的原因，主要是由於燃燒室的壓力大於進氣壓力所造成，但進氣壓力在上死點之前10度（Crank Angle 710 deg）左右的變化並非都是如此的現象，主要還是受排氣脈衝的影響，以致改變燃燒室的汽缸壓力，隨著汽缸壓力的改變進氣行程前段的初始進氣壓力也隨之變化，因此如果能有效應用排氣脈動，使排氣脈衝波在排氣閥門座附近產生負壓的狀態，使燃燒室壓力於進氣行程期間維持在負壓的狀態下，則能有效避免混合氣逆流入進氣歧管造成二次混合（廢氣+混合油汽）以及能提高進氣效率。

汽缸於排氣過程由於氣體脈動式的流動，造成排氣系統內的壓力波以相對於移動中的排氣之局部音速傳播，並與管子接頭及排氣歧管交互作用，這些交互作用則造成壓力波朝引擎汽缸反射回去。這些壓力波可能對氣體交換過程有幫助，也可能造成妨礙。當它在排氣過程中使排氣口的壓力一直到排氣結束時都降低，則排氣系統稱為被調諧（tuned）【22】。因此由圖（6），2000RPM-進氣歧管壓力圖發現，由於排氣系統內的壓力波可能朝引擎汽缸反射回去，在排氣閥門座附近產生一道壓力壁，直到排氣行程結束，因此造成燃燒室壓力比較高。而因為燃燒室壓力比較高，因此當進氣行程開始的時候，由於壓力梯度的作用在上死點之前10度左右（Crank Angle 710 deg），部分的燃燒廢氣進入進氣歧管，造成進氣歧管內的壓力提高，因此若燃燒室回壓越大，將使進氣阻力增加，而降低引擎的容積效率。

因此由以上的分析來看，圖（7）2000RPM進氣歧管壓力曲線的變化，在曲柄角（Crank Angle）在705度附近（進氣閥門升降1mm時）開始受到氣體交換的作用，進氣歧管壓力也受燃燒室壓力的影響，呈現先升後降的現象。而由第二章有關氣體逆流的觀念知道，在705度附近壓力上升是由於進排氣閥門重疊，排氣壓力大於進氣壓力，排出的廢氣逆流入進氣歧管，造成進氣歧管壓力在705度附近的陡昇。

由以上的觀察發現，氣缸燃燒室壓力確實影響進氣歧管中的情況，進而說明一個觀念，我們不可以忽略燃燒室壓力的回壓對進氣有效容積的影響，如果進氣行程起始，由於燃燒室壓力相對於進氣歧管壓力很高，則表示會有部分廢氣會被再一次吸入汽缸中燃燒，因此相對來說，進入汽缸中的新鮮混合氣的量相對降低，會對燃燒的過程造成影響，燃燒產生的動力性能因此而下降。

4-1-2 脈動效應及慣性效應對進氣壓力型態的影響

進氣閥門打開，空氣流入汽缸內時，由於慣性的作用，即使活塞已經到達下死點，空氣仍將繼續流入汽缸內，若在汽缸內壓力達最大時，關閉進汽閥門的話，容積效率將成最大，此效應稱為慣性效應。若想得到最佳的容積效率必須同時考慮脈動效應及慣性效應，也就是說在汽缸壓力達到最大，關閉進氣閥門的同時，前方進氣歧管內的壓縮波（波峰）也必須同時達到最高的位置。

在之前第二章的介紹中，已經對進氣歧管「脈動效應」及「慣性效應」有了基本的了解，接下來實際來觀察引擎運轉下，每個轉速-負載進氣壓力的變化。首先來看一下圖（6）、圖（10）、圖（12）發現，在1N-m~6N-m負載的變化下，脈動效應及慣性效應受到節氣閥門很大的限制，故而在1N~5N負載下，幾乎沒有脈動效應及慣性效應，因為進氣歧管中的混合氣流過節氣閥門時，氣體的速度受到很大的衰減，相對的也衰減掉氣體的脈動現象，當氣體速度受到節氣閥門衰減後，流過節氣閥門的混合氣流量將相對降低，故而氣體依慣性繼續流入汽缸內的混合氣也將相對減少。而當節氣閥門在6N負載下也就是幾乎全開的狀態下，進氣歧管中的氣體流過節氣閥門的速度被衰減的量比較小，因此由進氣壓力圖可以發現，當曲柄角（Crank Angle）在200度~270度之間可以觀察到進氣壓力受脈動效應及慣性效應影響的變化。

由圖（8）中2000RPM-5N扭力及6N扭力的CASE下，進氣歧管壓力來以較，相同轉速下不同負載相對應不同節氣閥門開度大小，影響進氣壓力的峰值大小及位置也不同，由圖（8）5N扭力來說，進氣壓力的峰值大小0.18psi位置在曲柄角259度的地方。而圖（8）6N扭力來看，進氣壓力峰值大小0.7psi位置在曲柄角232度的地方。如果要觀察脈動效應及慣性效應對進氣壓力的影響，首先我們應該要明確知道進氣閥門座附近的氣體交換作用在曲柄角幾度停止，如此來推斷進氣行程的進氣壓力峰值才有意義，否則雖然說圖（8）6N扭力進氣壓力在曲柄角232度的地方已經達到峰值壓力，我們可以確定汽缸壓力在232度左右應該也達到最大進氣量，但我們不確定新鮮混合氣在232度以後是否會逆流入進氣系統，使混合氣由汽缸排出，進入進氣歧管，所以說，我們首先要知道進氣閥門座附近氣體交換停止的曲柄角度，由進氣閥門座附近氣體交換停止的曲柄角度來評定當時進氣壓力比較有意義。

那進氣閥門座附近氣體交換停止的曲柄角度該如何得知呢？由之前談燃燒室回壓對進氣壓力的影響，談及進氣閥門與凸輪接觸（Crank Angle 690度）開始到真正氣體開始交換（曲柄角705度）延遲的時間大約在15度的曲柄角左右；那反過來說氣體交換停止的曲柄角度也應該提前大約15度的曲柄角左右，也就是說進氣閥門關閉的時間為曲柄角270度，而進氣閥門座附近氣體交換停止的曲柄角度應該在255度，如果這個假設成立，則圖（8）5N扭力在曲柄角255度的地方進氣壓力為

0.17psi，雖然說壓力不大，不過壓力峰值出現的位置很恰當。而圖（8）6N扭力在曲柄角232度的地方進氣壓力為0.7psi，雖然說壓力峰值很大，不過出現的位置並不理想，而在曲柄角255度的地方進氣壓力卻為-0.1psi，由此可知圖（8）6N扭力進氣壓力的峰值出現過早，且意味著在曲柄角232度以後的進氣為逆流的現象。

接著觀察圖（9）中2500RPM-5N扭力及6N扭力進氣歧管壓力圖的CASE，在曲柄角247度的地方進氣壓力最大值為0.4psi，然而在曲柄角255度的地方進氣壓力卻為0.14psi，顯然進氣壓力峰值也是出現過早。而觀察6N扭力進氣歧管壓力曲線，在曲柄角234度的地方進氣壓力最大值為1.16psi，然而在曲柄角255度的地方進氣壓力卻為-0.32psi，顯然進氣壓力峰值也是出現過早。

觀察圖（11）3500RPM-5N扭力及6N扭力進氣歧管壓力圖的CASE，在曲柄角255度的地方進氣壓力為-0.75psi。觀察6N扭力進氣歧管壓力曲線，在曲柄角255度的地方進氣壓力為0.38psi。

觀察圖（13）4500RPM-5N扭力及6N扭力進氣歧管壓力圖的CASE，在曲柄角255度的地方進氣壓力為-0.17psi。觀察6N扭力進氣歧管壓力曲線，在曲柄角255度的地方進氣壓力為1.06psi。注意觀察圖（8）、圖（9）、圖（11）、圖（13）發現，轉速越高，節氣閥門開度越大，脈動波擺動的振幅越大，脈動越加明顯。

由以上觀察發現，進氣壓力在相同轉速不同負載下顯然受到節氣閥門很大的影響，以負載來相對應節氣閥門開度比較5N扭力節氣閥門開度較6N扭力節氣閥門開度來的小，一般觀念來說節氣閥門開度大小應該只有影響進氣壓力的峰值而不會影響進氣壓力峰值的位置，不過由以上觀察發現，節氣閥門開度會影響進氣壓力峰值的位置，主要原因是節氣閥門開度越大，混合氣流過節氣閥門的阻力越小，氣體反應的靈敏度越快，所以造就不一樣的峰值壓力及大小，不過峰值壓力的大小及位置主要還是由脈動效應及慣性效應來決定。

4-2 轉速及負載對汽缸壓力之影響

當汽油引擎轉速固定為中轉速（3500RPM）時，不論是實驗（圖14）或模擬（圖15）的汽缸壓力結果，汽缸壓力的變化都會隨著負載的增加而有升高的現象。此是由於在相同轉速下，負載加大意謂著節氣閥門的開度也加大，被汽缸吸入的油氣體積也相對增加，燃燒後將會使的汽缸壓力也隨之增加。

而圖（16）與圖（17），當汽油引擎負載固定為中負載（4N）時，隨著引擎轉速的增加，汽缸壓力曲線產生由小而大非線性的變化；此外汽缸壓力峰值所對應

之曲柄角度隨著引擎轉速的增加而有改變的情形，此是由於汽油引擎轉速由低轉速（2000RPM）提高至高轉速（5000RPM）時，轉速的提高將使的點火時間提前，而點火提前的角度與引擎轉速並非呈現線性的改變，而是藉由輔助接收電流來改變激發點以取得所需的時間差，以因應在高轉速時，汽缸內油氣來不及燃燒的問題。

而輔助電流的產生乃是由飛輪式發電機而來，飛輪式發電機組包含發電機、接收線圈及激發磁石。當轉速改變時，由飛輪式發電機組感應出來的電壓大小也會改變，當轉速由低轉速升高轉速時，電壓的變化也由低電壓上升（不過感應出來的電壓，相對於點火電壓相當的低），感應出來的電壓被送進電容器放電點火元件（CDI）來改變點火線圈的跳火激發點。

在圖（18）實驗與模擬的比較上，明顯可以發現模擬的氣缸壓力燒不起來，經由分析發現，可能造成的原因有：1.進氣有效平均壓力的初值設定。2.燃油/空氣當量比的初值設定。3.進氣質量流率的影響。首先針對進氣有效平均壓力的初值設定來探討，由實驗與模擬曲線的比較發現，模擬汽缸壓力的過程中進氣平均有效壓力的初值設定過高，以至於在壓縮衝程期間的壓力曲線提早出現，但此不至於造成汽缸壓力燒不起來，反而有助於燃燒。再來探討燃油/空氣當量比的初值設定，此值如果設的太小會直接造成燃燒的問題，因此模擬的氣缸壓力燒不起來有可能是此值設定有問題，然而燃油/空氣當量比的取得是經由實驗組實驗取得的數據。最後探討進氣質量流率的影響，在之前的第二章知道，進氣歧管氣體流入氣缸的過程中，受閥門重疊、脈動效應及慣性效應的影響，因此實際流入氣缸的進氣質量流率實在很難估算。因此，在低轉速低負載下氣缸壓力的模擬可能因為上述的原因，造成電腦模擬的誤差。

圖（19）實驗與模擬的比較上，觀察得之進氣有效平均壓力的初值設定已經比較高，因此在壓縮衝程的期間壓力上升的速度比實驗氣缸壓力來的快，不過由於燃油/空氣當量比的初值設定過低，造成模擬汽缸壓力的結果峰值比實驗氣缸壓力來的低，改善的方法為重新量測中轉速中負載下實驗的燃油/空氣當量比，以使模擬更趨近實際量測的結果。

圖（20）實驗與模擬的比較上，觀察得之進氣有效平均壓力的初值設定比較高，以至於模擬的結果氣缸壓力峰值高過實驗的結果。改善的方法，尋求更精密的壓力感測儀器，來改善目前壓力感測器精度的問題，使量測到的進氣壓力值更精確。

4-3 熱釋放率之比較

當汽油引擎轉速固定為中轉速(3500RPM)時，不論是實驗(圖21)或模擬(圖22)的熱釋放率結果，熱釋放率的變化隨著負載的增加而有升高的現象。此是由於在相同轉速下，負載加大意謂著節氣閥門的開度也加大，被汽缸吸入的油氣體積也相對增加，燃燒後將會使得熱釋放率也隨之上升。

汽油引擎當轉速固定時點火時間也固定，並不會有很大幅度的改變，不過由圖(21) 圖(22)發現另一個現象，隨著負載的改變熱釋放率的峰值明顯提前，這個現象說明，當負載大小相對應於節氣閥門開度的大小時，負載愈大節氣閥門開度越大，進氣量及汽缸內的紊流強度越強，且燃燒室之熱傳不易，而使得氣缸內之溫度上升，縮短了點火延遲時間，進而提高了燃燒的反應速度，故而由熱釋放率的圖形發現，熱釋放率的峰值對應於曲柄角隨負載加大而明顯提前。

再由圖(23) 圖(24)來看，熱釋放率峰值的改變呈現較規律的倍數改變，不似圖(16) 圖(17)汽缸壓力的變化，因此壓力的變化並沒有辦法完整的呈現汽缸燃燒後能量的釋放。然而透過熱釋放率來分析比較，則較能清楚看出汽缸內混合氣燃燒後產生的能量變化，以及能量在所對應之曲柄角度上的變化。

在圖(25)低轉速低負載下實驗與模擬的熱釋放比較圖發現，在曲柄角360度附近熱釋放率的值開始急速上升，說明了燃燒在曲柄角360度以後劇烈進行，而當接近燃燒結束時，熱傳到燃燒室變得比從燃燒過程而來的熱釋放大，因此熱釋放率變成負的，且此可用於估計燃燒的結束。

圖(26)中轉速中負載下實驗與模擬的熱釋放比較圖發現，隨著轉速的提升，點火角度的提前，意味著燃燒室中的機制也跟著改變，在這個CASE的中，點火提前相對的燃燒也提前在曲柄角350度附近開始，直到曲柄角410度附近燃燒才結束。圖(27)也有類似的情況。

因此透過以上熱釋放的分析，不管對實驗或模擬都可以清楚知道，引擎燃燒開始到結束的熱釋放狀態。

4-4 總熱釋放之比較

總熱釋放是由熱釋放率對時間積分的結果，因此總熱釋放隨轉速、負載之變化情形大致上會與熱釋放率的變化情形相同。

當汽油引擎轉速固定為中轉速(3500RPM)時，不論是實驗(圖28)或模擬(圖29)的總熱釋放率結果，總熱釋放率的變化隨著負載的增加而有升高的現象。此

是由於在相同轉速下，負載加大意謂著節氣閥門的開度也加大，被汽缸吸入的油氣體積也相對增加，燃燒後將會使得總熱釋放率也隨之上升。

由圖（30）中負載轉速變化對實驗總熱釋放之影響來看，理論上來說 $W = F \times S$ 相同的負載、移動相等的位移，所做的功應該差不多，也就是說總熱釋放曲線下的面積應該相等，不過由於轉速改變亦更改燃燒特性及峰值壓力，因此總熱釋放值亦有不同（熱傳亦不同）。

由圖（31）中負載轉速變化對模擬總熱釋放之影響來看，理論上來說 $W = F \times S$ 相同的負載、移動相等的位移，所做的功也應該一樣，也就是說總熱釋放曲線下的面積也應該相等，不過對模擬來說，模擬的起初需要建很多的參數，而參數的來源主要從引擎的手冊上取得，不過還是有部分的參數，需要透過實際的實驗過程而得到，然而在實驗的過程中必然免不了有實驗誤差。有哪些參數需要由實驗過程得到呢？例如：在不同的轉速下，點火角度、空燃比、進氣壓力、汽缸溫度等等，所以透過實驗的誤差及模擬程式中經驗公式的誤差，造成最後總熱釋放的差異。

圖（32）、圖（33）、圖（34）是以模擬和實驗來做比較，造成390度以後的誤差，主要還是因為實驗的誤差及模擬程式中經驗公式的誤差，造成最後總熱釋放的差異。

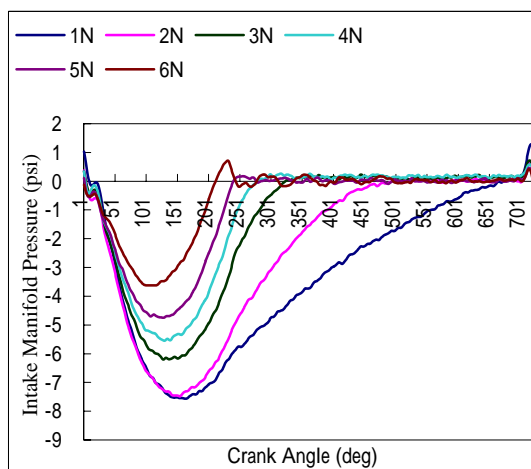


圖 6 2000RPM-進氣歧管壓力圖

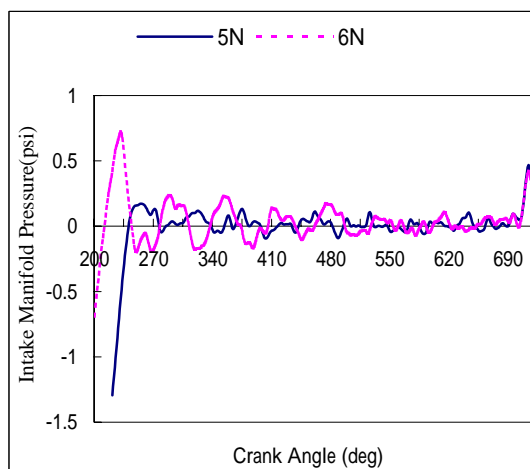


圖 9 2500RPM 進氣歧管壓力圖

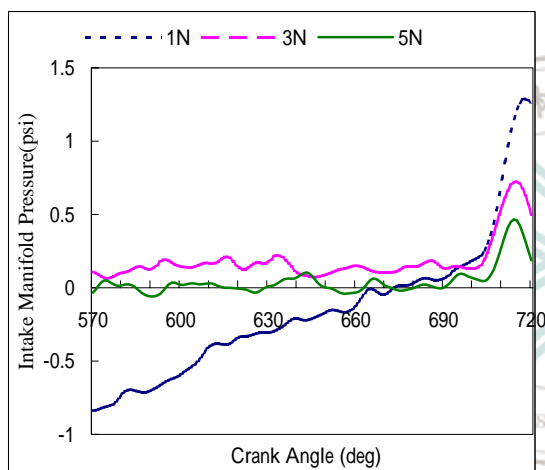


圖 7 2000RPM 進氣歧管壓力圖

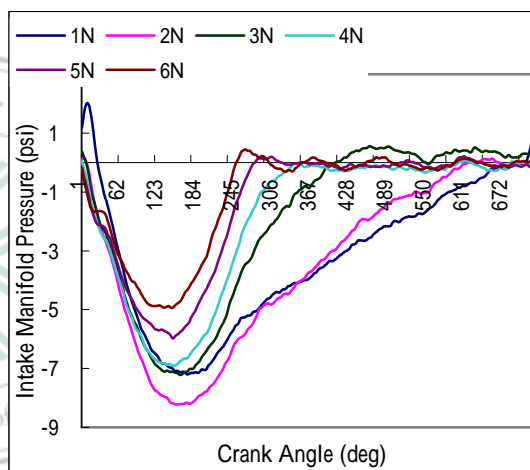


圖 10 3500RPM-進氣歧管壓力圖

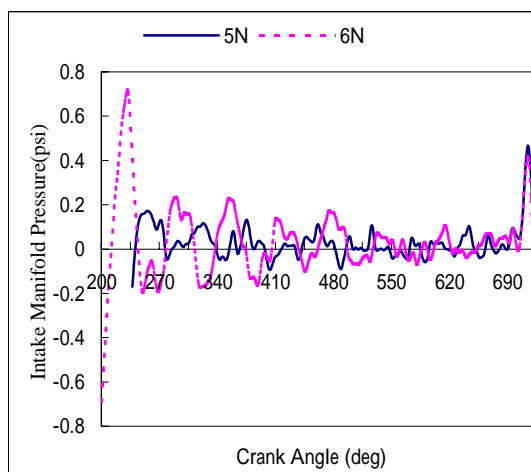


圖 8 2000RPM 進氣歧管壓力圖

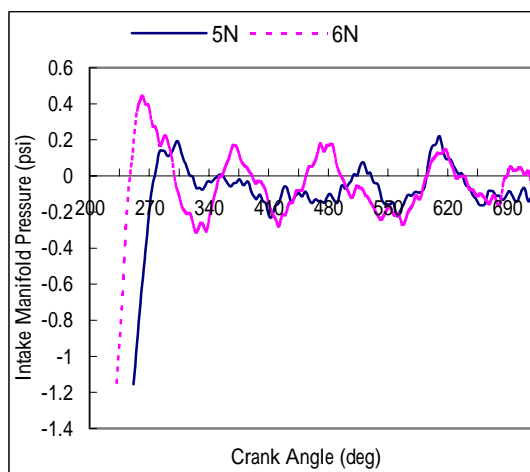


圖 11 3500RPM 進氣歧管壓力圖

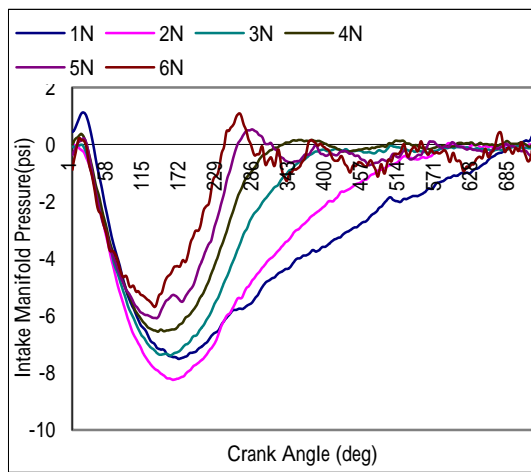


圖 12 4500RPM-進氣歧管壓力圖

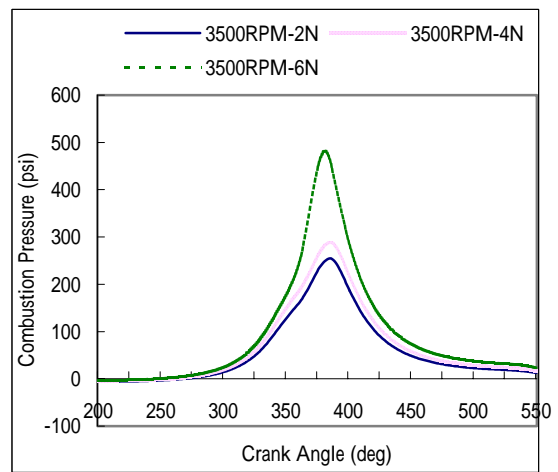


圖 15 中轉速負載變化對模擬汽缸壓力之影響

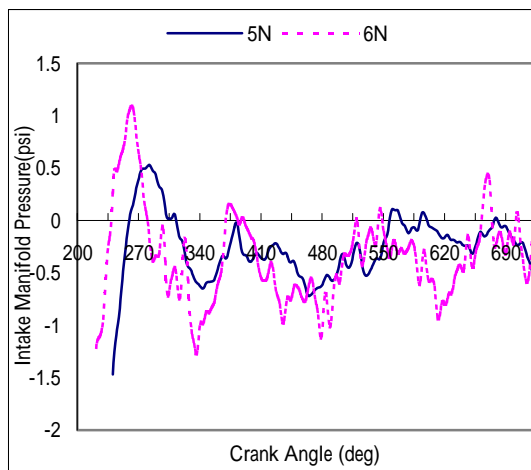


圖 13 4500RPM-進氣歧管壓力圖

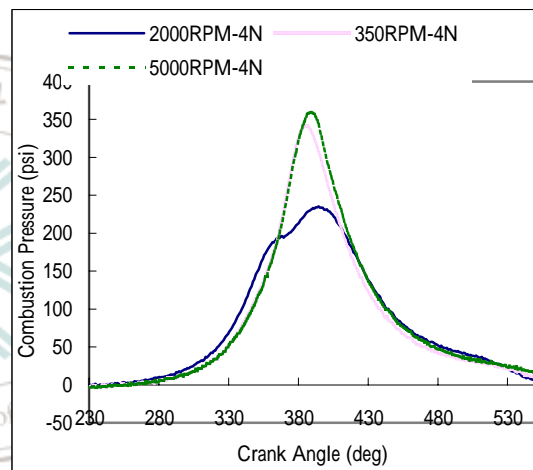


圖 16 中負載轉速變化對實驗汽缸壓力之影響

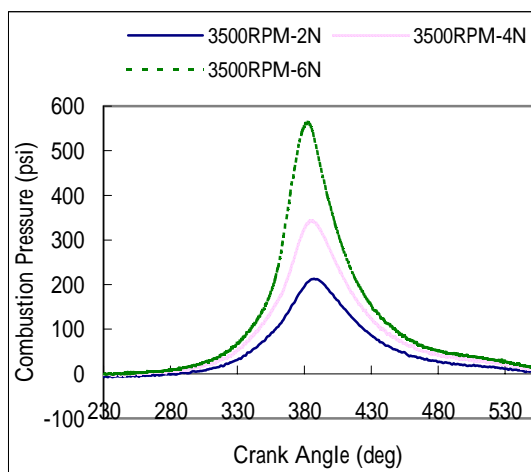


圖 14 中轉速負載變化對實驗汽缸壓力之影響

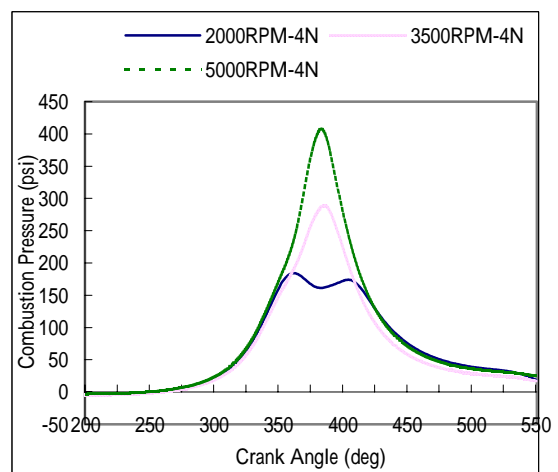


圖 17 中負載轉速變化對模擬汽缸壓力之影響

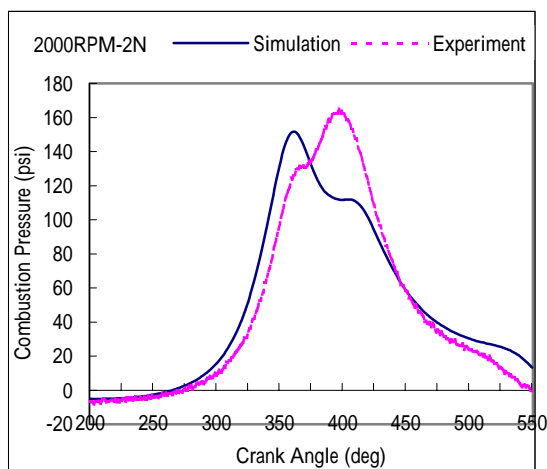


圖 18 低轉速低負載下實驗與模擬之汽缸壓力比較圖

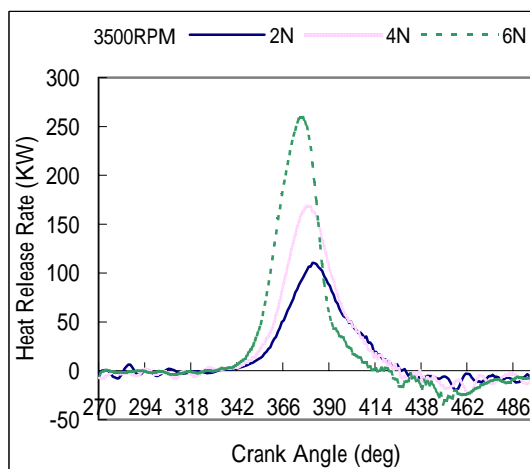


圖 21 中轉速負載變化對實驗熱釋放率之影響

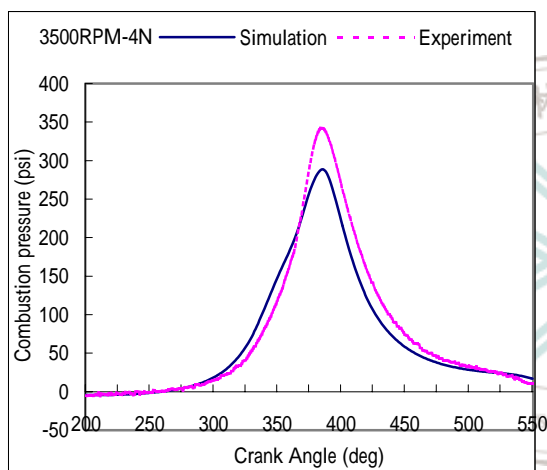


圖 19 中轉速中負載下實驗與模擬之汽缸壓力比較圖

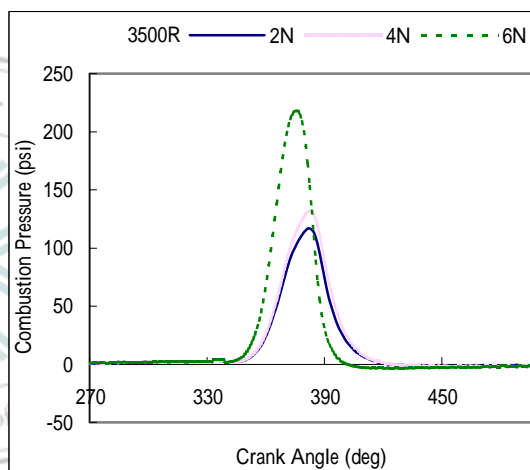


圖 22 中轉速負載變化對模擬熱釋放率之影響

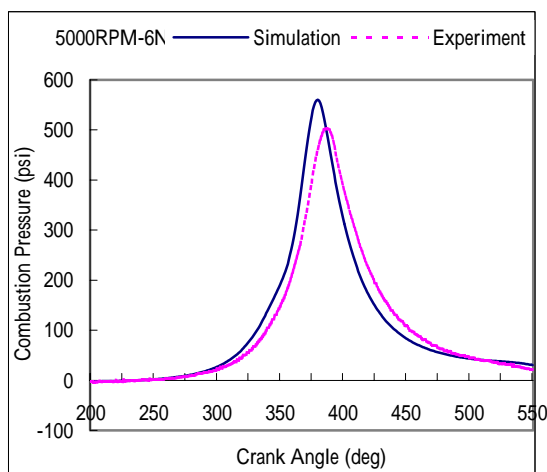


圖 20 高轉速高負載下實驗與模擬之汽缸壓力比較圖

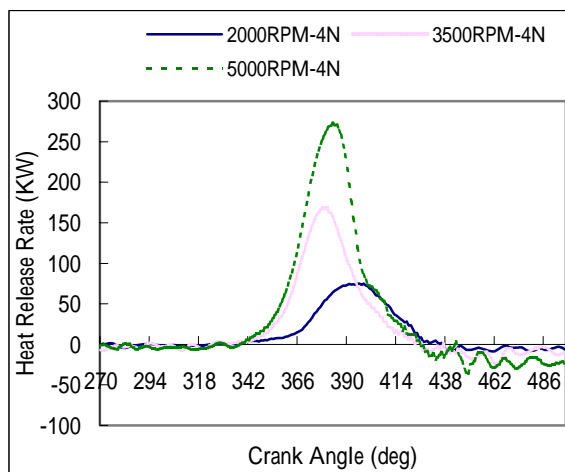


圖 23 中負載轉速變化對實驗熱釋放率之影響

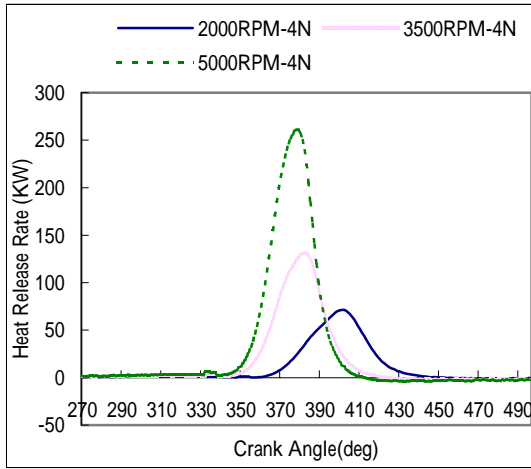


圖 24 中負載轉速變化對模擬熱釋放率之影響

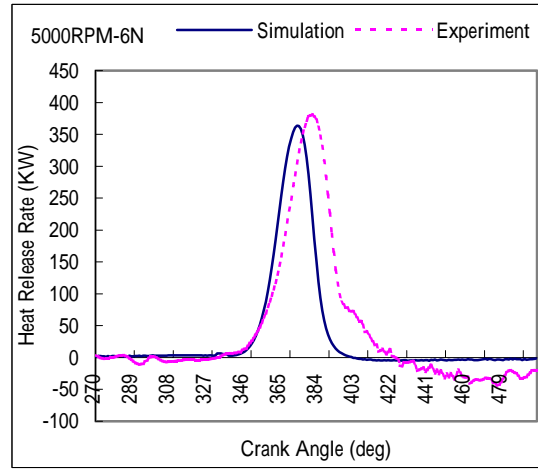


圖 27 高轉速高負載下實驗與模擬之熱釋放率比較圖

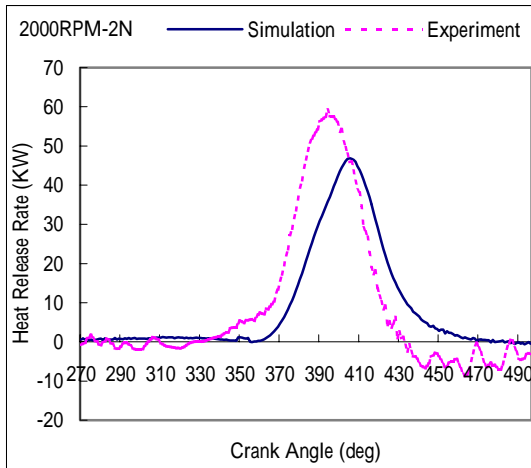


圖 25 低轉速低負載下實驗與模擬之熱釋放率比較圖

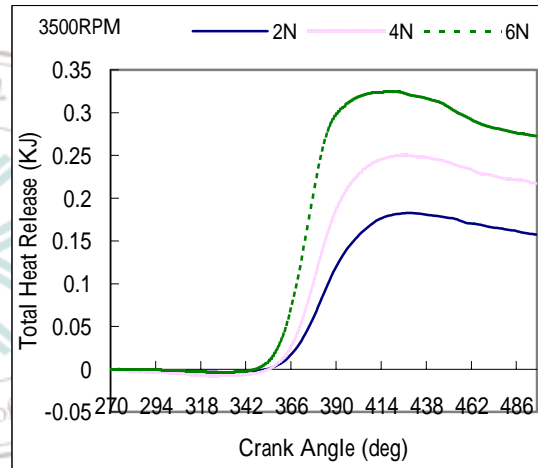


圖 28 中轉速負載變化對實驗總熱釋放之影響

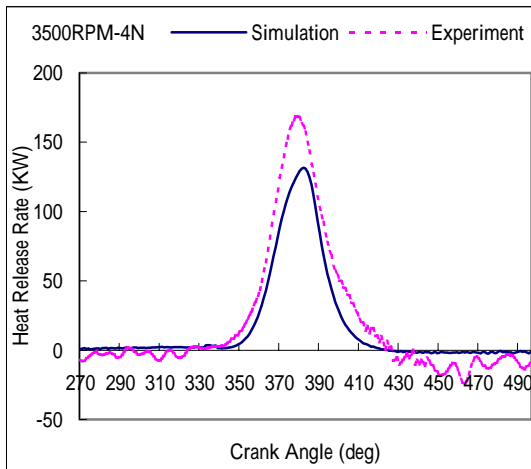


圖 26 中轉速中負載下實驗與模擬之熱釋放率比較圖

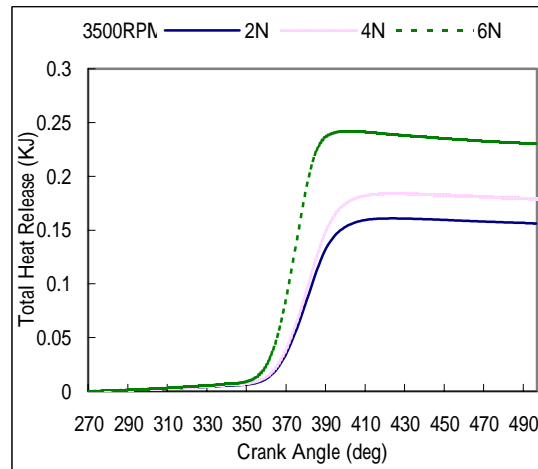


圖 29 中轉速負載變化對模擬總熱釋放之影響

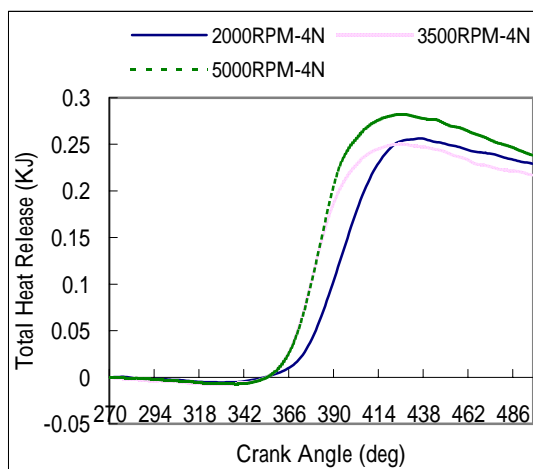


圖 30 中負載轉速變化對實驗總熱釋放之影響

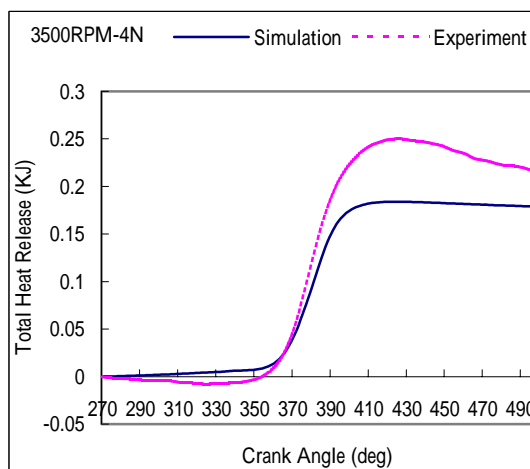


圖 33 中轉速中負載之實驗及模擬總熱釋放比較圖

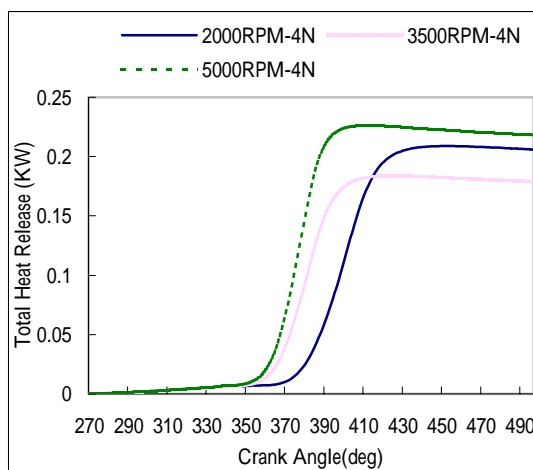


圖 31 中負載轉速變化對模擬總熱釋放之影響

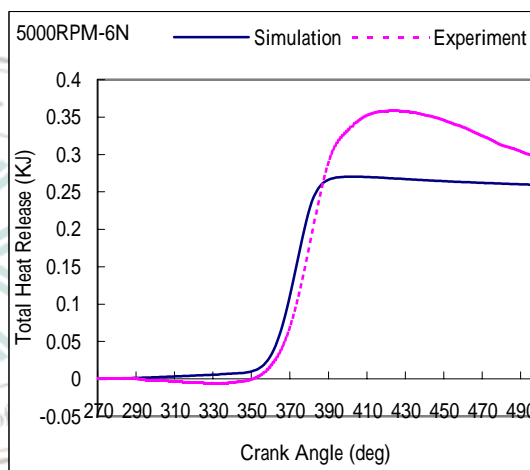


圖 34 高轉速高負載之實驗及模擬總熱釋放比較圖

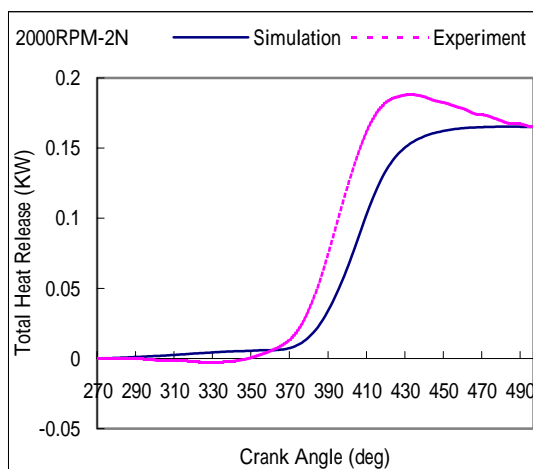


圖 32 低轉速低負載之實驗及模擬總熱釋放比較圖

第五章 結論與未來展望

本研究主要目的是以 GESP 程式來模擬汽油引擎燃燒現象，進而探討汽油引擎的汽缸壓力、熱釋放率、總熱釋放的變化，並利用實驗之結果來驗證 GESP 程式之正確性。本研究的另一目標，即在探討進氣歧管的現象，目的在分析進氣歧管內壓力的變化，對汽缸壓力的影響及尋求改善的方法，以提升引擎動力性能輸出。以下即對本研究所得之結果做一綜合之討論。

5-1 結論

經由前面幾章的研究及探討，吾人對汽油引擎之燃燒現象及進氣壓力之影響做下列幾點結論：

1. 由排氣回壓對進氣壓力型態的影響發現，降低排氣回壓間接也降低汽缸壓力及減少廢氣逆流入進氣系統的可能，進而最終可減少進氣阻力，增加進氣有效容積量。
2. 由脈動效應及慣性效應對進氣壓力型態的影響發現，節氣閥門開度大小會阻礙進氣歧管中氣體的脈動現象及阻礙氣體的流動，進而影響進氣有效容積量。
3. 藉由汽缸壓力、熱釋放率的比較，可以了解燃料燃燒熱量釋放的情況，來分析燃料在汽缸內燃燒的狀況，以判斷當時引擎運轉的情況，亦可將熱釋放率視為是種良好燃料能量轉換的近似。

5-2 未來展望

由於 GESP 程式是屬於似多維之模擬程式，因此對於汽油引擎複雜的燃燒現象無法掌握的很精確，因此建議以多維之模擬程式（如 KIVA）來與 GESP 程式配合，以更精準模擬出汽油引擎汽缸內的熱流現象。

由本研究發現點火方式及點火時間延遲對引擎燃燒有很大的影響，因此往後研究應朝點火時間延遲的改變、跳火火花的改變、跳火電壓的變化等方面去研究，以期發現更多影響火星塞點火的變因，以改善點火機制。

由本研究之結果明顯看出，進氣壓力對汽缸內燃燒有直接的影響，因此日後應朝向進氣壓力的變化對汽缸壓力的影響來研發，並搭配熱釋放率的分析來研究，以期找出更理想的進、排氣方式及克服進、排氣阻力的影響。

由本研究之熱釋放率之結果發現，燃燒熱值對汽缸壓力有很大的影響，進而改變燃料的組成份，或許可以發現更加有經濟價值的燃燒方式，因此日後研究應該朝燃料的組成分方面多加研究，以期發現燃燒效率更高更經濟的燃料。



參考文獻

- 【1】 Stephen G. Poulos and John B. Heywood, “ The Effect of Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine Combustion ” SAE Paper 830334.
- 【2】 Mattavi, J.N., ”The Attributes of Fast Burning Rates in Engines, “ SAE Paper 800920.
- 【3】 吳凱聲，88年2月， “ 四行程火花點火引擎進氣系統調諧與容積效率關係之研究 ”，大葉大學機械工程研究所，碩士論文
- 【4】 白國平，2003， ” 四行程引擎進排氣閥門開關角度之決定 ”，大葉大學工業工程研究所碩士論文。
- 【5】 A. Ohata, and Y. Ishida ，1982 ， “ Dynamic Inlet Pressure and Volumetric Efficiency of Four Cycle Four Cylinder Engine ” ， SAE Paper No.820407
- 【6】 Isao Matsumoto, and Akira Ohata, ” Variable Induction System to Improve Volumetric Efficiency at Low and/or Medium Engine Speeds ” ， Sae Paper 860100, 1986.
- 【7】 D. E. Winterbone, D. Worth, and J. R. Nichols, ” A Comparison of Synthesis and Analysis Models for Wave Action Manifolds ” ， Proc. Inst. Mech. Engrs, int. Conf., The Small Internal Combustion Engine, C372/037, 1989.
- 【8】 Jing-Tang Yang and Go-long Tsai, 1990 ， “ The Simulation of Gas exchange Process of the Multi-Cylinder Internal Combustion Engines ” ， Journal of the Chinese Society of mechanical engineers, Vol.11 ， No.5
- 【9】 鄒源磊，2002， ” 使用 Simulink/Matlab 進行引擎進氣 “ ，台北科技大學車輛工程研究所碩士論文。
- 【10】 P.A.Lakshminarayanan ， P.A.Janakiraman ， M.K.Gajendra Babu ， and B.S Munhy (1979) ， “ Prediction of Gas Exchange Processes in a single Cylinder Internal Combustion Engine ” ， SAE Paper 790359
- 【11】 T.Bulaty ， and H.Niessner (1985) “ Calculation of 1-D Unsteady Flows in Pipe Systems of I.C.Engines ” ， ASME Journal of Fluids Engineering ， Vol.108/409
- 【12】 R.J.Pearson and D.E. Winterbone (1990) “ A Rapid Wave Action Simulation Technique for Intake Manifold Design ” ， SAE Paper900676
- 【13】 J.Benajes (1998) ， “ Pre-design Criteria for Exhaust Manifold in I.C. Automotive Engines ” ， SAP Paper 980783
- 【14】 J.Benajes (1997) ， “ Pre-design Model for Intake Manifolds in Internal Combustion Engine ” ， SAE Paper 97005
- 【15】 N.W.Sung and Jae W.Song (1996) ， “ Flow Modeling for the Branched Intake Manifold Engine ” ， SAE Paper 960079

- 【16】 蔡欣正, 76年九月, 內燃機的理论與實際, 聯經出版事業公司, p175~p182
- 【17】 Jphn B. Heywood, 蘇金佳 譯, 內燃機 第二版, 美商麥格羅·希爾國際股份有限公司(台灣), p235~p241
- 【18】 Jphn B. Heywood, 蘇金佳 譯, 內燃機 第二版, 美商麥格羅·希爾國際股份有限公司(台灣), p228~p231
- 【19】 Tabaczynski, R. J. : “Effects of Inlet and Exhaust System Design On Engine Performance,” SAE Paper 821577, 1982
- 【20】 Heywood, J. B., 1989, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Co., New York.
- 【21】 Kastner, L. J., Williams, T. J., and White, J. B., 1963, “Poppet Inlet Valve Characteristics and Their Influence on the Induction Process”, Proc. Instn Mech Engrs, vol. 178, pt. 1, no. 36, pp.955-978.
- 【22】 Benson, R. S., and Whitehouse, N. D., “Internal Combustion Engines”, vol. 2, Pergamon Press, 1979.
- 【23】 Baker, D. M., 1991, Development of Multi-Dimensional Transient Heat Transfer Models for Use in Engine Simulation Studies, University of Illionis at UC., Master Thesis.
- 【24】 Flynn, P., et al., “Experimental Determination of Instantaneous Potential Heat Transfer within an Operating Diesel Engine”, SAE Paper No.720022