

十六烷數對直噴式渦輪增壓柴油引擎 燃燒性能之影響與分析

王中行

摘 要

本文主要的目的是應用燃燒理論與內燃機實驗技術，來探討不同十六烷數對直噴式渦輪增壓柴油引擎之燃燒性能影響。

文中採用高級柴油與輕循環油配合，成為四種不同十六烷數之混合燃料，在穩定運轉下，分別依不同之轉數與負荷測試燃氣壓力、黑煙濃度、HC及NO_x污染量，復以燃燒理論模式分析計算燃氣壓力上升率及熱釋放率，同時在相同狀況下，並比較渦輪增壓進氣與自然吸氣間之差異。在暫態負荷時，則量測引擎負荷、轉速、進氣量、燃氣壓力與渦輪機、壓縮機進出口壓力。

經由實驗結果與理論分析顯示：

- (1)制動燃料消耗比、黑煙濃度與HC排氣量均隨十六烷數降低而升高。
- (2)由燃料特性分析，高負荷運轉時，使用高十六烷數柴油較佳；低負荷時，則可使用低十六烷數柴油。
- (3)使用渦輪增壓要較自然吸氣，有較小之B.S.F.C，則較省油。在排氣污染方面，渦輪增壓進氣HC及黑煙較小，但NO_x增高。
- (4)在暫態負荷下，引擎之各項暫態反應顯示，低十六烷數之暫態反應時間較長。

一、緒 論

柴油引擎在隨著能源日益匱乏，空氣污染日趨嚴重的今日，其在動力機械方面已愈重要。如耕耘機、曳引機、灌溉用抽水機、發電機、船舶用引擎、戰車引擎，以至於卡車、市內巴士的柴油化均日趨顯著，其最主要之原因當然是由於柴油引擎的高循環熱效率、燃料之經濟性、低排氣污染與維護保養之經濟性，此些特性已足以彌補其在引擎過重與低轉速上的缺失，而有逐漸取代汽油引擎之趨勢，造成柴油的消耗量節節上升，因而探討柴油品質之差異，對柴油引擎所產生之影響，實為一重要課題。

柴油引擎所用燃料應具備之特性，依引擎種類、轉速及負荷變化等條件而定其規格，其性質約可分為著火性、粘度、揮發性、含硫量、閃點、燃點、殘碳量、腐蝕性等，有關燃料特性的要求，則因燃燒室形狀及燃料噴射裝置之構造不同而有差異。有關這方面的論文，1974年L.C. Broering (6) *論文中認為燃料的十六烷數是影響柴油引擎排氣污染、噪音及穩定性之關鍵，由其實驗結果顯示，引擎的設計與選擇適當的燃料是影響柴油引擎性能與排氣污染的要素。1977年F.J. Hills (7) 則表示燃料的改變並不影響引擎的輸出馬力及燃料經濟性。1982年R.B. Whyte，則認為不同十六烷數燃料對引擎運轉噪音及耐久性影響較大，對排氣污染的影響較小。1984年R.M. Olree (20)，以間接噴射式柴油引擎，對高級柴油與輕循環油的混合燃料作實驗，發現不同燃料對HC排氣污染量的影響較大，對BSFC的影響較小。本文則採用高級柴油與輕循環油為混合燃料，探討此類不同十六烷數之燃料對直噴式渦輪增壓引擎，在穩定運轉下燃燒特性與排氣污染的影響，並與引擎使用自然進氣方式作一比較，此為本文研究之第一主要目的。

而就柴油引擎之燃燒過程言，由於影響引擎循環因素的複雜性，見圖1(5)，而使得實際循環與理論循環有極大的差異，故在早期新引擎的發開，仍多依賴實際技術經驗與對原型機(Prototype)的不斷試驗。近年來，由於電子計算機的快速發展，使用電腦於引擎之摹擬(Engine Simulation)與比較分析，對於實際問題之解決，不但可行且相當準確；一般言，引擎摹擬之優點在於(1)：

- (1)了解設計變數對引擎性能之影響及趨向。
- (2)可將現有的引擎知識加以系統化，而做為進一步研究發展的方向。
- (3)可節省大量的引擎試驗費用與人力。
- (4)為尋求引擎最佳化(Optimization)設計之有利工具。

*文中()處，係引述參考資料。

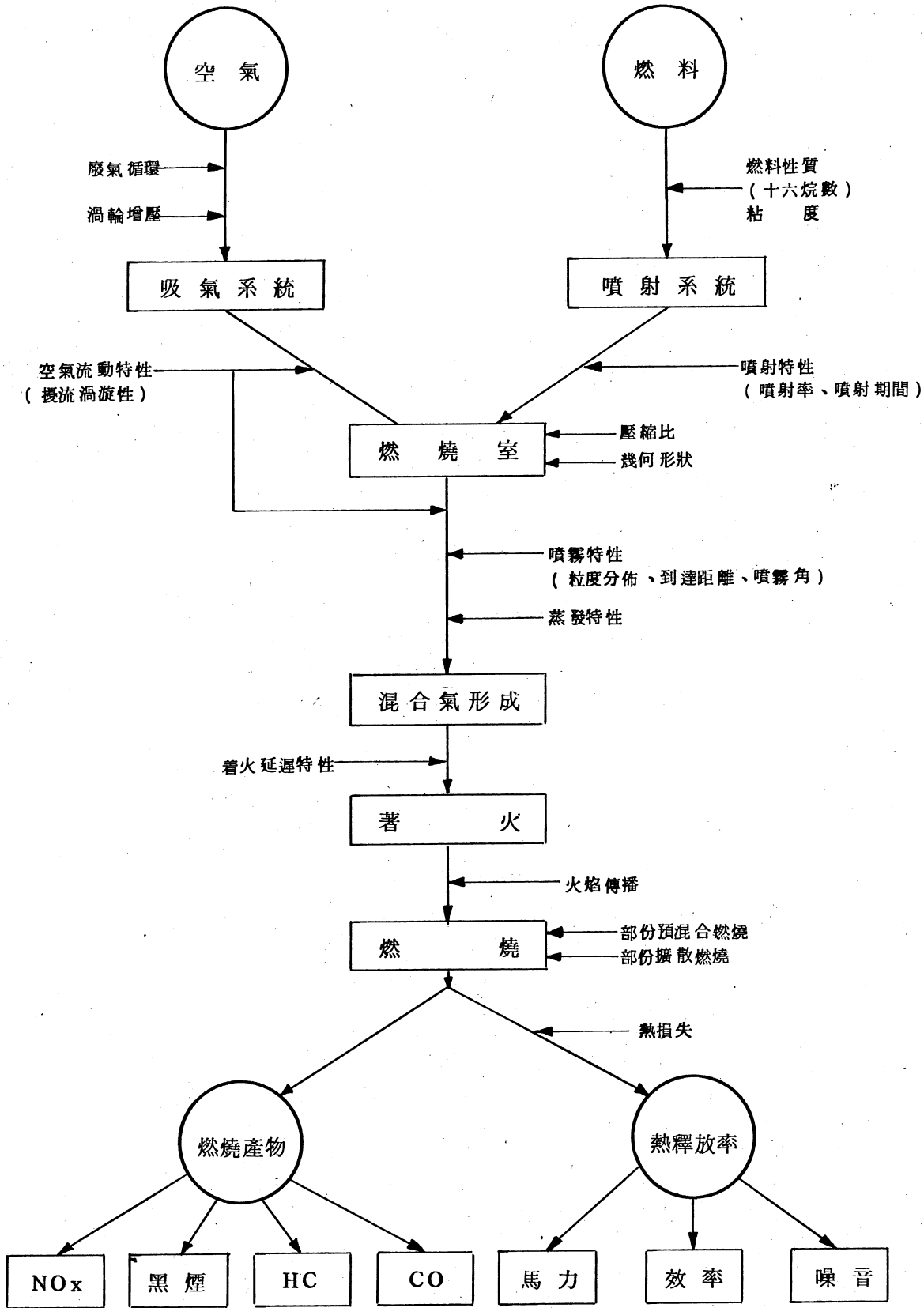


圖1 柴油引擎之燃燒過程

首先嗜試柴油引擎摹擬分析程式者為Wisconsin 大學的G.L.Borman於1964年(2)，其結果並與實驗進行比較，但並不包括渦輪增壓器部分；E.E.Streit則在1971年提出渦輪增壓二衝程柴油引擎之摹擬(3)；M.K.Babu在1984年發表四衝程中速柴油引擎之熱力摹擬模式(4)。但一般而言，引擎系統之摹擬分析程式公開者並不多，其最主要原因乃是將其視為工業秘密，而未予發表。在本文中為求節省計算機之計算時間，而採用燃燒模式中之熱力學單層燃燒模式為理論分析基礎，是為本文之第二主要目的。

一般柴油引擎的燃燒室主要分為兩類(13)：

(1)分室式(或稱預燃式 Prechamber)——係採間接噴射(Indirect Injection, 簡稱IDI)。

(2)開室式(Open Chamber)——係採直接噴射(Direct Injection, 簡稱DI)。

典型的間接噴射式，其燃燒過程是將燃油噴入預燃室中作初期的燃燒，然後燃燒產物及部分燃油再衝入主燃室中，作進一步的燃燒。而直接噴射式則沒有預燃室，燃料直接噴入活塞頂端的燃燒室內燃燒。

由DI與IDI的構造比較，可以看出IDI的喉部損失很大，且燃燒室表面積與體積比很大，熱損失比DI多30%左右。從燃燒過程比較，可以看出DI較接近理想燃燒，熱效率較高，每單位馬力的燃油消耗率也較少。DI引擎被冷卻水帶走的熱量較少，所以起動比較容易，且若DI與IDI都使用渦輪增壓進氣，則DI會更優於IDI。當然，伴隨著DI的燃燒壓力增加較快，所以噪音較大，且由於燃燒尖峰溫度較高，所以HC及NO_x的污染較大，又噴油系統與進氣渦旋無法同時適合高低轉速及輕重負荷，這些都是DI引擎發展所要努力克服的問題。表1即說明此兩類引擎之比較結果。

而就另一方面言，在不消耗過多的燃料與不增加引擎之重量前提下，欲求得輸出馬力的提高，渦輪增壓器的應用將可達到此一目的。渦輪增壓器在構造上包含旋轉渦輪和空氣加壓器，裝在廢氣排放口與進氣口之間，當廢氣通過渦輪葉片，使葉片旋轉，即帶動同軸之空氣加壓器，而將進氣空氣加壓後，再送入氣缸內，使得原來氣缸內空氣量增加，燃料燃燒率增快，而達到更完全之燃燒。一般而言，同一排氣量的增壓引擎其馬力數約比傳統引擎多出40—50%，這當然也是在強調省油，但不放棄大馬力、高扭力以及靈活性之條件下，渦輪增壓引擎值得研究發展的原因(12)(14)。

表 1 DI 與 IDI 綜合比較

	DI 優於 IDI	相 等	DI 劣於 IDI
耗 油 率			
熱 損 失			
冷 態 起 動			
使用渦輪增壓器			
HC, NO _x 污染性			
噪 音			
耐 久 性			
產 品 價 格			

由於渦輪增壓引擎的渦輪增壓機並未與引擎主軸機械直接相連，因此引擎在暫態 (Transient) 的情況下，燃料泵的反應快，燃料的供應可以迅速增加，而渦輪增壓機無法立即提供燃燒所需的空氣，因此會有大量的黑煙 (Smoke) 及污染，造成馬力損失，甚至失速等情形。引擎暫態反應之實驗，可採下列兩種之一，一種為等負荷下，改變燃料操縱桿位置，以加速引擎。另一種為燃料操縱桿固定，引擎負荷突然增加之方法。本文之第三項主要目的，即在探討直噴式渦輪增壓引擎，在暫態負荷時，不同十六烷數的燃料在引擎轉速、進氣量、燃氣壓力等之影響。

二、理論分析

2-1 引擎燃燒模式

為解決柴油引擎燃燒之複雜性，目前所發展出之燃燒循環摹擬模式，可概分為下列三種層次 (8) (17) (18)：

- (1)熱力學模式 (Thermodynamic Model)
- (2)現象論模式 (Phenomenological Model)
- (3)多次元模式 (Multidimensional Model)

熱力學模式乃是依據引擎運轉時，氣缸內氣體成份的熱力分析所建立之模式。諸如：氣缸中氣體的質量守恒、能量守恒、氣體的狀態方程式，以及氣體與壁面間的熱傳問題等，一併考慮分析，以便了解氣缸內氣體的變化、引擎做功、效率等性能。

現象論模式與熱力學模式有相同之處，基本上仍以熱力分析模式為主幹，再加入一些次模式 (Sub-model)，以使計算結果更為準確 (16)。譬如此類次模式包括空氣進入的空氣渦旋 (Air Swirl)；燃料噴射之撞擊效應 (Fuel Impingement)；燃燒時加入擾流引入模式 (Turbulent Entrainment Model)；考慮熱傳時，則加入邊界層 (Boundary Layer) 的概念；而於排氣污染方面，則考慮了壁面熄火 (Wall Quenching) 等問題。在加入這些次模式之計算後，最主要之貢獻為對排氣濃度之計算更為準確，唯因這些次模式的資料必須從實驗得到，因此在計算上變得較複雜且費時。

第三種模式為多次元模式，其與前兩種模式所採用的方法不大相同。在這種模式裡配合著擾流過程、化學反應步驟、邊界層過程等次模式及適宜的邊界條件，再以數值分析方法解偏微分之守恒方程式 (包括質量、動量、能量、個別化學成份的質量守恒……等)。由這種方法將可得到燃氣速度場、溫度場的空間分佈，以及燃燒過程中在燃燒室內各種燃氣成份的含量，見圖 2 (10)。當然這種分析法的複雜性最高，計算時間也最長。

上述這三種模式，由於係基於不同的考慮方法所發展出的循環摹擬方式，以致有不同的計算時間，因此使用時，則要視所需要的摹擬程度和計算時間做一衡量選擇，本文係以熱力學模式為理論基礎，探討柴油十六烷數對直噴式渦輪增壓引擎燃燒性能之影響，並與實驗結果分析比較。

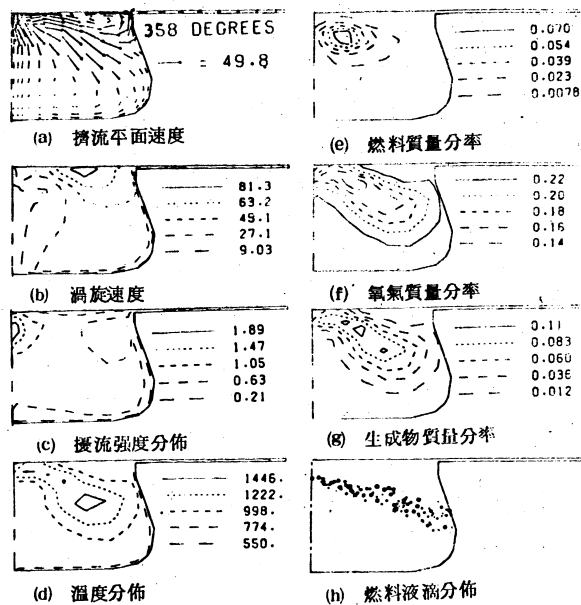


圖 2 多次元模式所繪出在任意瞬時氣缸內各種流場情況。

2-2 熱力循環模式分析

在熱力學燃燒分析模式中，可計算出引擎效率，氣缸內燃氣溫度及其熱傳……等，摹擬系統係分為進氣口、排氣口及氣缸三部分，系統中之氣體為混合氣，於進、排氣、壓縮、燃燒及膨脹等過程中，分別可包括空氣、殘餘廢氣、燃料等成份。

對於整個模式建立上，係基於以下數項基本假設(25)：

- (1)系統內氣體隨時處於平衡狀態；即氣體壓力、溫度各處均勻一致。
- (2)系統內之氣體壓力、溫度為時間(曲柄角)的函數。
- (3)所有氣體皆視為理想氣體。
- (4)已燃氣體在溫度超過1444 °K時，將考慮其高溫分解，其分解組成爲H、O、N、H₂、OH、CO、NO、O₂、H₂O、CO₂、N₂和Ar。
- (5)燃燒期間每次噴入的燃料立即燒完，即在燃燒前及燃燒期間，不考慮有未燃的燃料蒸汽存在。
- (6)氣缸與進、排氣系統之質量交換過程，不考慮熱傳效應。
- (7)氮氧化物生成採用Zel'dovich運動機構計算，並視N的濃度與H、O、O₂、OH等維持穩態平衡。

有關係統應用之基本方程式，敘述如下：

- (1)理想氣體方程式

$$P V = M R T \quad (2-1)$$

$$\frac{\dot{P}}{P} + \frac{\dot{V}}{V} = \frac{\dot{M}}{M} + \frac{\dot{R}}{R} + \frac{\dot{T}}{T} \quad (2-2)$$

- (2)汽缸內氣體容積與容積變化率的計算：

根據機動學原理，將瞬時汽缸容積表示為曲柄角之函數。

$$V = V_c + \frac{\pi D^2}{4} \left[l + \frac{S}{2} \left(1 - \cos \phi - \sqrt{l^2 - \frac{S^2}{4} \sin^2 \phi} \right) \right] \quad (2-3)$$

微分上式，可得瞬時氣缸容積變化率

$$\frac{dV}{d\theta} = \left(\frac{\pi}{360} \right) \cdot \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \cdot S \cdot \left[\sin \phi + \frac{S \cdot \sin 2\phi}{4 l \sqrt{1 - \frac{S^2}{4 l^2} \sin^2 \phi}} \right] \quad (2-4)$$

V_c : 氣缸的餘隙容積 (cm³)

D : 氣缸內徑 (cm)

ϕ : 曲柄角之經度量 (rad)

l : 連桿長度 (cm)

S : 衝程 (cm)

(3) 質量守恒式

$$\dot{M} = \dot{M}_{in} - \dot{M}_{out} \quad (2-5)$$

\dot{M}_{in} : 進入系統的質量

\dot{M}_{out} : 離開系統的質量

(4) 熱力學第一定律

由假設任何期間系統都是處於熱力平衡，故由熱力學第一定律可得：

$$\frac{d(MU)}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{M}_{in} \cdot H_{in} - \dot{M}_{out} \cdot H_{out} \quad (2-6)$$

式中， $\dot{W} = P \dot{V}$

U : 內能

H = U + R T, 焓

(5) 熱傳遞方程式

$$\dot{Q}_m = \frac{T_g - T_c}{\frac{1}{h_g A_g} + \frac{X_w}{k_w A_w} + \frac{1}{A_c h_c}} \quad (2-7)$$

A : 熱傳面積 (cm^2)

X : 熱傳路徑長度 (cm)

k : 導熱度

h_c : 為冷卻液與壁面間的熱傳係數，在程式計算中採用 Dittus 與 Boelter (19) 的方程式。

$$Nu = 0.023 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.4}$$

$$h_c = 0.023 \frac{k}{d} (Re)^{0.8} (Pr)^{0.4} \quad (2-8)$$

h_g : 為燃氣與壁面間之熱傳係數，在本文中採用 Annand 實驗所提，經 Borman 修正過的熱傳關係式 (19)。

$$h_g = \frac{a k_0^{1-b}}{D} \cdot \left(\frac{\rho C_p V_p D}{Pr} \right)^b \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^{0.2} + \sigma \cdot \alpha \cdot (1 - e^{-\lambda L})$$

$$\frac{(TW^4 - T^4)}{(TW - T)} \quad (2-9)$$

其中式子內第一項為熱對流項，第二項表示為熱輻射項。

$$a = 2.6 \times 10^4 \quad b = 0.75$$

$$T_0 = 366.7 \text{ (} ^\circ\text{K) } \quad k_0 = 0.0259 \text{ (kcal / mhr } ^\circ\text{K) }$$

- $P_r = 0.7$ $D = \text{氣缸內徑 (cm)}$
 $T = \text{瞬間氣體溫度}$ $\rho = \text{氣體密度 (g/cm}^3\text{)}$
 $V_p = \text{平均活塞速度} = r \cdot p \cdot m \times S \times 1.2 \text{ (m/hr)}$
 $\sigma = \text{Stefen - Boltzmann 常數} = 4.8743 \times 10^{-8} \text{ (kcal/hrm}^2 \cdot \text{K}^4\text{)}$
 $\alpha = \text{吸收率 (活塞與氣缸頭取 0.9, 襯套取 0.25)}$
 $\lambda = \text{每單位輻射路徑的輻射碳粒子數目} = 2.815 \rho \frac{f}{1+f}$, f 為燃料/空氣比
 $L = \text{輻射之有效路徑長 (cm)}$
 = 襯套取氣缸直徑計算, 氣缸蓋及活塞則取氣缸蓋到活塞之瞬間距離來計算

(6) 相當比的計算

忽略活塞及進、排氣閥漏氣時, 在任意瞬間的相當比 F , 為以系統中所有燃料除以所有空氣來求得。

$$\text{起始空氣含量} = \frac{M_0}{1 + f_0}$$

$$\text{起始燃料含量} = \frac{M_0 f_0}{1 + f_0}$$

f_0 為起始的實際燃料—空氣比。

(7) 進排氣過程的質量流率

於進排氣過程經過閥的質量流率考慮為等熵流動。

$$\dot{M}_v = A P_1 \sqrt{\frac{g_c}{R_1 T_1} \cdot \frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (2-10)$$

三、實驗設備與步驟

3-1 有關實驗設備如圖 3 所示

- | | |
|--------------|------------------------|
| 1. 引擎本體 | 2. 動力計 |
| 3. 控制盤 | 4. 電阻式散熱器 |
| 5. 空氣穩定桶 | 6. 空氣流量計 |
| 7. 空氣流量顯示儀 | 8. 噴油泵 |
| 9. 量筒 | 10. 油箱 |
| 11. 壓力轉換器 | 12. 角度轉換器 |
| 13. 角度覺察器 | |
| 14. 壓電式電荷擴大器 | |
| 15. TEAC 記錄儀 | 16. 燃燒分析儀 |
| 17. 廢氣穩定桶 | 18. NO _x 分析 |
| 19. HC 分析 | 20. Smoke 分析 |
| 21. 示波儀 | |

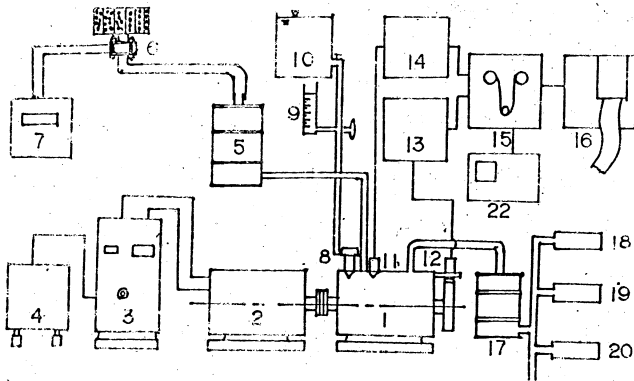


圖 3 實驗裝置略圖

3-1.1 空氣流量之量測

空氣流量之測定，係採用日本 Sokken 株式會社所出品之層流式空氣流量計 (Laminar Flow Meter)，型式 L F E—75 B，因空氣流經噴嘴時會有壓力差變化，將此壓差變化透過壓差轉換器 (Model P 7 D)，而顯示在數字顯示儀 (Model DPB—1 A) 上，此數值再與預先校正過之曲線對照，即可換算求出實際之空氣流量。

3-1.2 燃料消耗率之量測

使用有刻劃之量筒量取耗油量，同時以馬錶量測定量燃料消耗所需的時間，如此即可計算出耗油率；當然再由所測得之空氣流量即可算出燃料—空氣比。

3-1.3 制動馬力的量測

以渦電流測功儀 (Eddy Current Dynamometer)，型式為 W—130，其計算式為 $P.S. = \frac{T (Kg-m) \times N (r.p.m)}{716.2}$ ，加一負荷於引擎，並使引擎維持一定的轉速，則可在控制儀板 (Control Panel) 上讀出轉速及扭矩，代入上式，即可求得制動馬力。

3-1.4 壓力—曲柄角的量測

(a) 曲柄角的量測

在引擎主軸上裝一感應圓盤，再在引擎體上固定角度感覺器，而將所產生之感應訊號，經由角度放大器 (Degree Marker Shaper)，將此訊號放大，並且顯示於示波儀 (Oscilloscope，型號 Nicolet 201) 上，另再將此放大後之訊號接到 TEAC 記錄器之一頻道上記錄下來。

(b) 壓力的量測

將壓力轉換器 (Pressure Transducer，型式為 KISTLER 601 A 水冷式) 裝置於氣缸蓋上，氣缸內之壓力變化經此轉換器，將訊號送至電荷放大器 (Charge Amplifier，型式為 KISTLER 5007)，予以放大，再顯示於示波儀上，同時亦再以記錄器記錄之。

壓力記錄妥當後，再以燃燒分析程式計算之。

3-1.5 NO_x 之分析

NO_x 濃度之分析，係利用美國 T E (Thermo Electron) 公司出品之 NO—NO_x 分析儀 (Model 44)，其方法係將廢氣由真空泵浦吸入臭氧產生器管道中，使 NO 轉變成具有放射性的 NO₂*，然後再通過光電管。因 NO₂* 會放出光能，故由光能的多寡即可測知 NO_x 含量。

3-1.6 黑煙濃度之分析

排氣中之黑煙濃度，係以 Hartridge Smokemeter 量測之，該儀器內有一兩端皆為開口的煙道管，其一端有一石英氟氣燈，另一端置一光電池，當廢氣進入煙管道時，石英氟氣燈產生極高的亮度，光線通過煙管，在另一端的光電池，則視光線被吸收的程度而產生感應電流，再經放大器的放大，即可顯示出黑煙的濃度。

3-2 實驗步驟方法

本實驗所使用之引擎為日本 Komatsu 公司出品編號 S 4 D 105 — 5 直噴式渦輪增壓柴油引擎，其主要規格參見表 2。

表 2 Komatsu S 4 D 105 — 5 渦輪增壓柴油引擎規格

形 式	四缸直列式
燃 燒 室	直接噴射式
內 徑	105 mm
衝 程	125 mm
連 桿 長 度	256.7 mm
壓 縮 比	16
額 定 轉 速	2500 rpm
排 氣 量	4.33 ℓ
額 定 馬 力	105 Hp
噴 射 正 時	19° BTDC
冷 却 方 式	水 冷
進 氣 閥 開 啓	18° BTDC
進 氣 閥 關 閉	20° ABDC
排 氣 閥 開 啓	40° BBDC
排 氣 閥 關 閉	12° ATDC

實驗時，所選用之燃料如下表。

柴 油 樣 品	A 高級柴油	B	C	D 輕循環油
API 比重, 60 °F	45.2	39.8	33.8	31.2
比重, 60 / 60 °F	0.8008	0.8260	0.8560	0.8697
苯胺點 °C	71.6	60.1	48.2	42.2
黏度, cst, 100 °F	1.46	1.61	1.75	1.85
閃火點 °C	61	60	59	58
殘碳量%	0.012	0.022	0.042	0.038
腐蝕性 212 °F, 3小時	No.1a	No.1a	No.1a	No.1a
含硫量; 重量百分比%	0.27	0.26	0.25	0.26
蒸餾, I.B.P., °F	324	312	290	278
5 %	368	363	362	356
10 %	378	377	383	383
20 %	390	393	402	407
30 %	400	405	414	422
40 %	408	414	430	437
50 %	414	427	446	450
60 %	421	438	467	472
70 %	430	450	488	498
80 %	444	476	514	528
90 %	476	520	558	567
95 %	518	558	583	580
E.P.	546	562	586	588
低熱值, 卡/克	11020.47	10885.6	10582.31	10423.35
十六烷數	49	42	36	32
H/C 重量百分比, %	16.43	15.07	13.81	13.33

實驗中以下列因素做為變數：

穩定運轉：（分為渦輪增壓進氣與自然吸氣兩部分）

(1)引擎轉速：1300，1500，1700，1900 r.p.m.

(2)負荷：15，25 kg

暫態負荷：

(1)引擎轉速：1300，1700，1900 r.p.m.

(2)終止負荷：25 kg

四、結果與討論

4-1 制動燃燒消耗比(B.S.F.C)與十六烷數(C.N)關係

渦輪增壓引擎的 B.S.F.C 隨 C.N 之增加而降低，如圖 4，此乃因燃料之熱值隨 C.N 的增加而增加，另在同一負荷下，轉速愈高，B.S.F.C 愈大。又比較渦輪增壓與自然吸氣，以 1700 r.p.m 為依據，引擎使用渦輪增壓進氣比自然進氣其 B.S.F.C 約少 3% 左右。

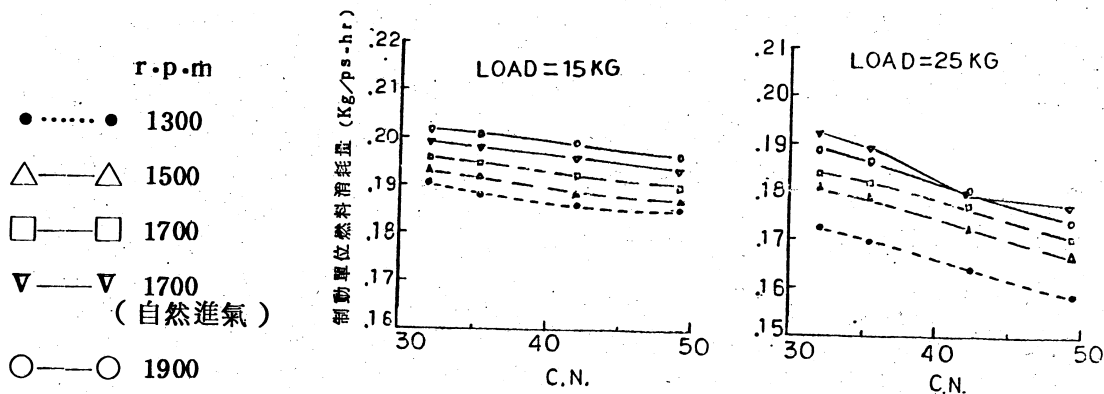
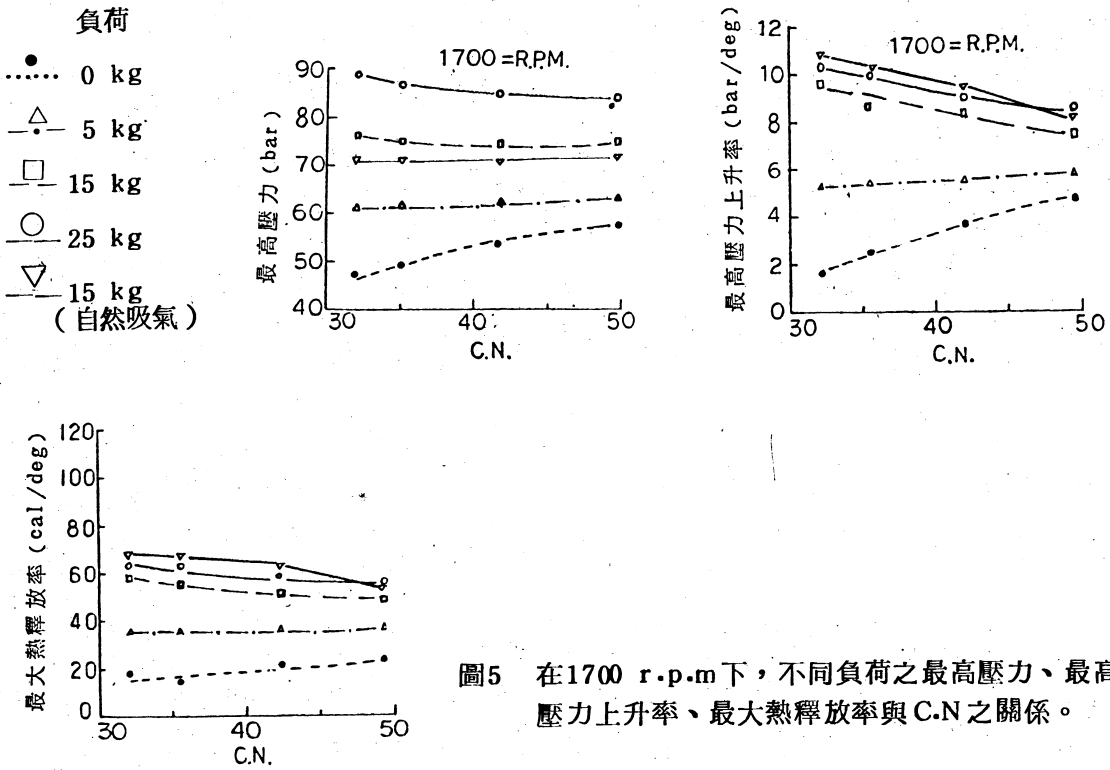


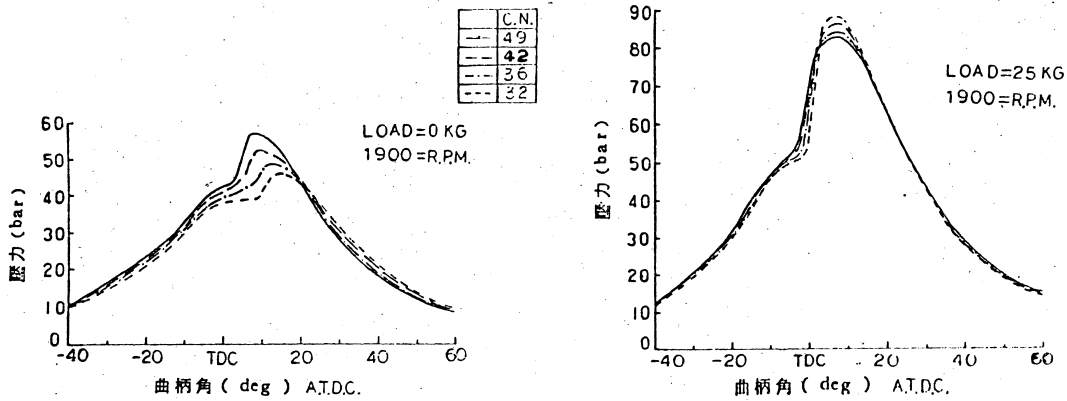
圖 4 穩定運轉下，B.S.F.C 與 C.N 之關係

4-2 燃燒特性分析

由圖 5 可發現，最高壓力 $(P)_{max}$ 、最高壓力上升率 $(dP/d\theta)_{max}$ 與最大熱釋放率 $(dQ/d\theta)_{max}$ ，在低負荷運轉時，會隨 C.N 之降低而降低，因為低負荷運轉時，每個循環燃料噴射量較少，而低十六烷數之柴油點火遲延過長，使得 P_{max} 、 $(dP/d\theta)_{max}$ 與 $(dQ/d\theta)_{max}$ 均隨 C.N 之降低而降低。在高負荷運轉時，由於燃料噴射量較多，低十六烷數之柴油在點火遲延期間，因大量燃料同時燃燒，而反有較高的 P_{max} 、 $(dP/d\theta)_{max}$ 和 $(dQ/d\theta)_{max}$ 。對於自然吸氣與渦輪增壓之比較，可看出自然吸氣的 P_{max} 較渦輪增壓者低，而最高壓力上升率與最大熱釋放率反較高。



在由圖6 平均壓力與曲柄角關係，可得出在低負荷時，低十六烷數之柴油於氣缸中燃燒會較高十六烷柴油平穩。而高負荷時，高十六烷數之柴油較平穩。因而，引擎在高負荷運轉時，使用高十六烷數的柴油較佳；低負荷時，由於燃氣壓力低，故對十六烷數要求不太顯著。



4-3 排氣污染量分析

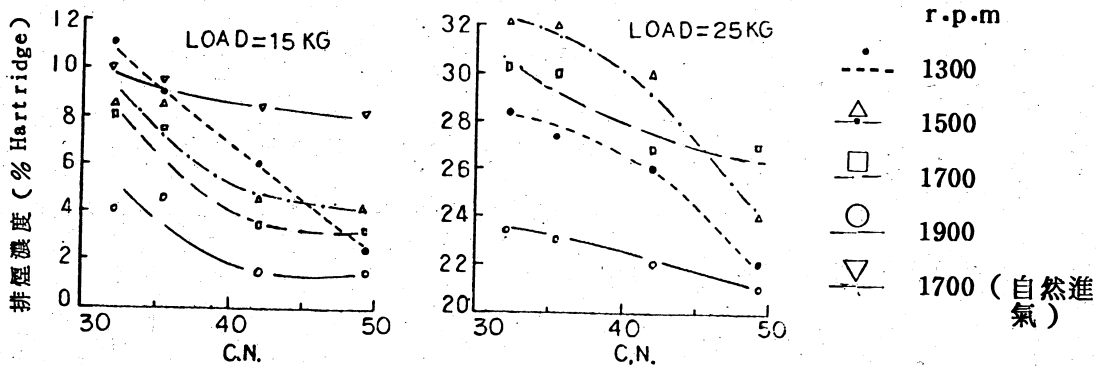


圖7 黑煙濃度與 C.N 之關係

(1) 黑煙濃度

圖7 代表排煙濃度與柴油十六烷數之關係，圖中排煙濃度會隨十六烷數降低而增加，因為 C.N. 較低的柴油其氫碳比也較低，即碳的含量將較高，如此碳不易燃燒完全，而將產生較多的黑煙。同樣在比較渦輪增壓與自然進氣之引擎，亦有同樣趨勢，又自然進氣引擎較渦輪增壓有較高之排煙濃度，在高負荷狀態下又較低負荷有更高的黑煙濃度。

(2) NO_x 排氣量

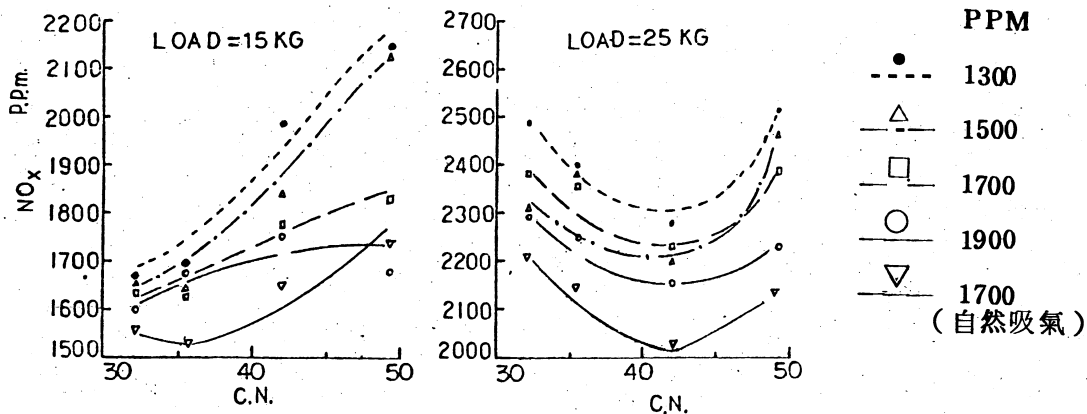


圖8 不同轉速與負荷下，NO_x 排氣量與 C.N 之關係

由圖8 知，NO_x 排氣量與引擎轉速及負荷有關，引擎轉速愈高及負荷愈小時，NO_x 排氣量愈少，若不管轉速如何，引擎負荷在 15 kg 及 15 kg 以下時，NO_x 排氣量隨十六烷數降低而降低，這可能因為在此情況下，C.N. 降低， P_{max} 、 $(dP/d\theta)_{max}$ 也降

低，意即最高燃氣溫度降低，使得 NO_x 隨十六烷數降低而降低。在負荷為 25 kg 時，因 P_{\max} 與 $(dP/d\theta)_{\max}$ 隨十六烷數降低而增加，而燃燒期却隨十六烷數降低而減短，故 NO_x 排氣量隨十六烷數減少會有降低再升高的趨勢。在比較渦輪增壓與自然進氣之 NO_x 部分，兩者趨勢均相同，唯使用渦輪增壓時， NO_x 排氣量會較高。

(3) HC 排氣量

圖 9 說明 HC 排氣量與十六烷數的關係，HC 的生成是由於燃料燃燒不完全或空氣供應缺乏而產生，HC 的排氣量隨十六烷數降低而增加，自然吸氣引擎 HC 排氣量比渦輪增壓更大，且隨十六烷數降低而增加的趨勢更明顯。

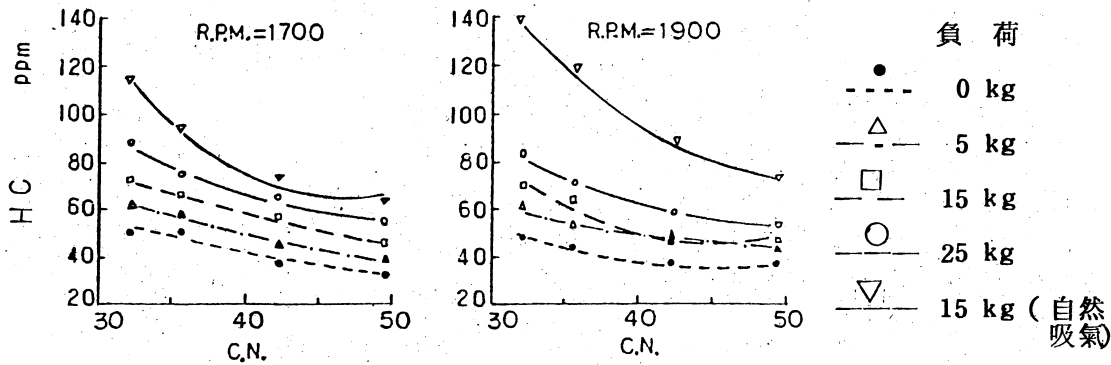


圖 9 HC 與十六烷數關係

4-4 暫態反應分析

有關渦輪增壓引擎暫態反應分析部分，係探討不同十六烷數對負荷突然變化時，對引擎轉速、進氣量、燃氣壓力、渦輪機進口壓力、壓縮機出口壓力等暫態反應之影響。

參照圖 10 可發現，暫態引擎負荷值會先高於設定值，經過 700 ms 左右始達到穩定。暫態引擎轉速會因負荷而降低，等到燃氣壓力建立後才會升高，而低十六烷數的柴油，由於燃氣壓力建立較慢，而使得引擎轉速趨於穩定時間約要增多 300 ms 左右。在暫態時，進氣量會因引擎轉速的降低而降低，等排氣能量提高，渦輪增壓機轉速提高後始再增加。同樣在渦輪機進口壓力與空氣壓縮機出口壓力亦有約 500 ms 的暫態反應時間。對於燃氣最高壓力，低十六烷數起始壓力要低，待燃料積聚燃燒而使得最高燃氣壓力要比高十六烷數柴油高。

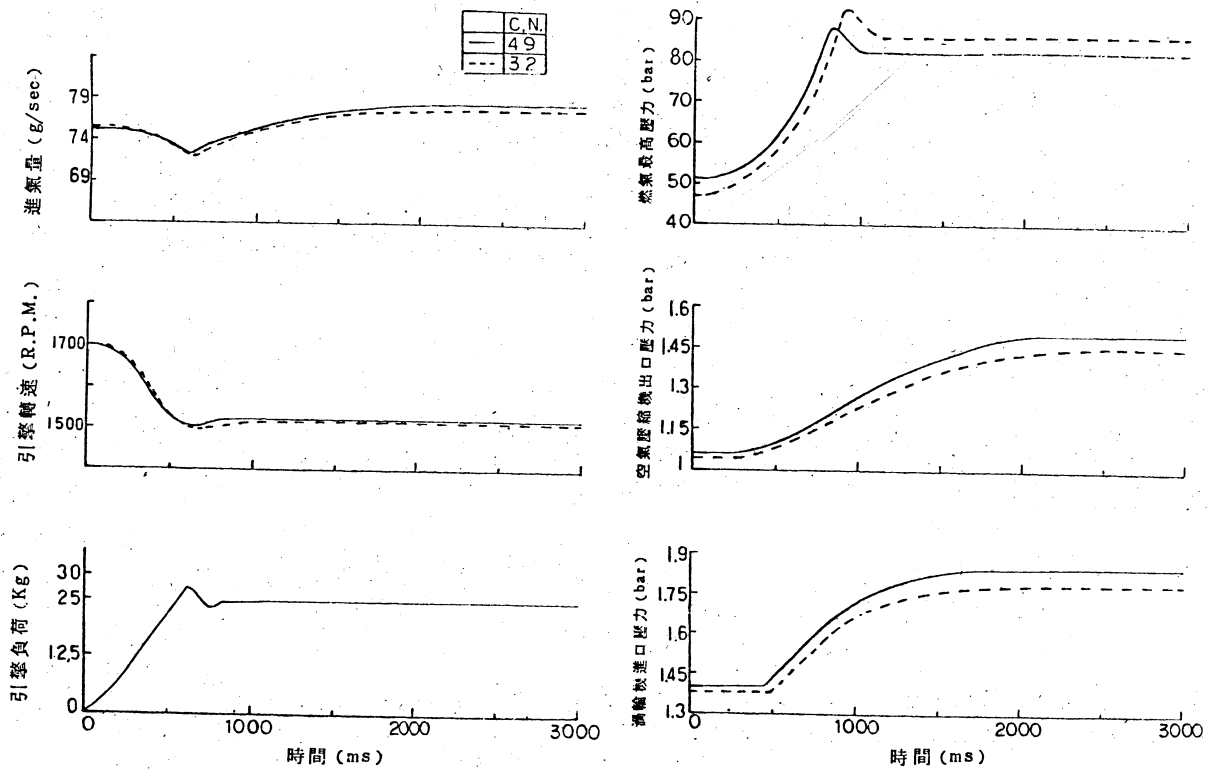


圖 10 渦輪增壓引擎在 1700 r.p.m，暫態負荷由 0 kg 到負荷 25 kg 所發生之暫態反應曲線

五、結 論

(1) 定轉速下，制動燃料消耗比 (B.S.F.C)，黑煙濃度與 H C 排氣量均隨十六烷數降低而升高。

(2) 由引擎燃燒特性分析計算可知，在低負荷運轉時， P_{max} 、 $(dP/d\theta)_{max}$ 與 $(dQ/d\theta)_{max}$ ，隨十六烷數降低而降低，在高負荷時則相反，故在高負荷運轉時，使用高十六烷數之柴油較佳。

(3) 引擎使用渦輪增壓進氣，其 B.S.F.C 較自然進氣少，在排氣污染方面，增壓進氣之 H C 及黑煙較小，但 NO_x 較高。

(4) 暫態負荷之引擎各項特性反應時間，在低十六烷數狀況下，時間略有增加。

參考資料

1. M.K. Gajendra Babu & B.S. Murthy, "Simulation and Evaluation of a 4-Stroke Single Cylinder Spark Ignition Engine", SAE 750687.
2. G.L. Borman, "Mathematical Simulation of Internal Combustion Engine Processes and Performance Including Comparisons with Experiments", Ph. D. Thesis, U. of Wisconsin, Madison, 1964.
3. E.E. Streit, "Mathematical Simulation of a Large Turbocharged Two-Stroke Diesel Engine", SAE 710176.
4. K. Kumar & M.K. Babu, "A Thermodynamic Simulation Model for a Four Stroke Medium Speed Diesel Engine" SAE 840516.
5. H. Hiroyasu, "Combustion Engine Simulation and Instrumentation", 內燃機研討會，國立成功大學機械工程研究所，74.7.
6. L.C. Broering & L.W. Holtman, "Effect of Diesel Fuel Properties on Emissions and Performance", SAE 740692.
7. F.J. Hills & C.G. Schleyerbach, "Diesel Fuel Properties and Engine Performance", SAE 770316.
8. J.C. Dent & P.S. Mehta, "Phenomenologic Combustion Model for a Quiescent Chamber Diesel Engine", SAE 811235.
9. 神本武征，"Combustion in Direct Injection Diesel Engines and Its Measurements", 第五屆中日工程技術研討會講稿，73.11.20.
10. A.D. Gosman & P.S. Harvey, "Computer Analysis of Fuel-Air Mixing and Combustion in an Axisymmetric D.I. Diesel", SAE 820036.
11. R.S. Benson, "Comparison of Experimental and Simulated Transient Response of a Turbocharged Diesel Engine", SAE 730666.
12. Brandstetter, "The 4- and 5- Cylinder Turbocharged Diesel Engines for Volkswagen and Audi", SAE 820441.
13. C.F. Taylor; The Internal Combustion Engine in Theory and Practice; M.I.T. Press., 1970.
14. J.D. Ledger, "Computer Simulation of a Turbocharged Diesel Engine Operating Under Transient Load Conditions", SAE 710177.

15. M.K. Martin & J.B. Heywood, "Approximate Relationship for the Thermodynamic Properties of Hydrocarbon-Air Combustion Products", Combustion Science and Technology, Vol. 15, 1977.
16. J.N. Mattavi & C.A. Amann; Combustion Modeling in Reciprocating Engines; 1980, Plenum Press.
17. S.H. Mansouri & J.B. Heywood, "Divided Chamber Diesel Engine, Part I: A Cylinder Simulation Which Predicts Performance and Emissions", SAE 820273.
18. R.S. Kort & J.B. Heywood, "Divided Chamber Diesel Engine, Part II: Experimental Validation of a Predictive Cycle Simulation and Heat Release Analysis", SAE 820274.
19. J.P. Holman; Heat Transfer; 5th Ed, McGraw-Hill Book Co., 1981.
20. R.M. Olree & D.L. Lenane, "Diesel Combustion Cetane Number Effects", SAE 840108.
21. M.T. Overington, "Vehicle Fuel Economy - High Compression Ratio and Supercharging Compared", SAE 840242.
22. 馬承九；內燃機；正中書局，二版，63年3月。
23. 邱澄彬，吳鴻文，王勝國，“柴油—酒精為混合燃料之柴油引擎燃燒循環變異與振動分析”，中國機械工程學會第一屆學術研討會，73.8.18.
24. A.D. Gosman & J.R. Johns, "Computer Analysis of Fuel-Air Mixing in Direct Injection Engines", SAE 800091.
25. H. Hiraki & J.M. Rife, "Performance and NO_x Model of a Direct Injection Stratified Charged Engine", SAE 800050.
26. E.F. Obert; Internal Combustion Engines; 3rd Ed. 1968, 虹橋.
27. N. Watson, "A Transient Diesel Test Bed with Direct Digital Control", SAE 840347.
28. W.R. Wade, "Direct Injection Diesel Capabilities for Passenger Cars", SAE 850552.
29. O.A. Uyehara, "Sooting, Burning Rate as Influenced by Fuel Structure and Burning Conditions", SAE 850112.
30. S. Henningsen, "Hydro-carbon Emissions from the Ignition Delay Period in a D.I. Diesel Engine", SAE 841381.