

汽門間隙與引擎轉速在全負荷狀態下 對引擎性能之影響

王泗華¹，彭錦樵²

1. 國立中興大學農業機械工程學系碩士、
國立彰化師範大學附屬高級工業職業學校汽車科教師
2. 國立中興大學農業機械工程學系教授，本文通訊作者

摘 要

本研究針對四行程汽油引擎，探討全負荷狀態下，各種不同汽門間隙及引擎轉速，對引擎扭力、制動馬力及燃料消耗率的影響。

研究結果顯示，於全負荷狀態下：(1)在最大引擎扭力之轉速點 3100 rpm 以前，其引擎性能之整體表現與汽門間隙大小呈現正相關，即汽門間隙較大表現較佳。但在 3400 rpm 以後，則以汽門間隙於 0.35mm 之規格值時的表現較佳。(2)整體引擎扭力曲線呈現出圓滑對稱之現象，最大扭力出現在引擎轉速 3100 rpm 處。(3)引擎之最大制動馬力約出現在 4600 rpm~4900 rpm 處。(4)本研究採用雙管化油器，因此，各不同汽門間隙之最低燃料消耗率的出現點並不一致。(5)本研究之成果將可提供使用者、維修者及相關研究人員之參考依據。

關鍵詞：汽油引擎、汽門、引擎性能

THE EFFECTS OF VALVE CLEARANCE AND ENGINE SPEED ON THE PERFORMANCE OF A GASOLINE ENGINE IN FULL LOAD CONDITION

Ssu-Hua Wang¹, Jin-Chyau Peng²

1. Former Graduate Student, Department of Agricultural Machinery Engineering, National Chung Hsing University.
Instructor, Automobile Department Senior Industrial Vocational School National Changhua University of Education.
2. Professor, Department of Agricultural Machinery Engineering, National Chung Hsing University, Corresponding Author.

ABSTRACT

A four- stroke gasoline engine was used to study the effects of engine speed and valve clearance on the engine torque, brake horse power, and brake specific fuel consumption of this engine.

The full load experimental results showed that :

- (1) The overall results of engine performance for engine speeds lower than 3100 rpm had positive relationship with valve clearance. However, the 0.35mm valve clearance had the best engine performance for engine speeds higher than 3400 rpm.
- (2) The engine torque curve was symmetrical and the maximum torque was happened at 3100 rpm engine speed.
- (3) The maxim brake horsepower was happened at 4600 rpm~4900 rpm engine speed.
- (4) The minimum brake specific fuel consumption for different valve clearances were located at different engine speed owing to the double-tube carburetor of the experimental engine.
- (5) The experimental results could be provided to the users and repairmen of a four-stroke gasoline engine for reference.

Keywords : Gasoline engine, Valve, Engine performance

一、前 言

汽門機構的組成不外包括凸輪軸、汽門舉桿、汽門推桿、搖臂、汽門、汽門彈簧、汽門彈簧座圈、汽門座及汽門鎖扣等元件。其功用在於驅動及控制進、排汽門的運作，使燃料、空氣得以進入汽缸內，再藉著爆發產生動力，而在完成燃燒後排出引擎（李，1999）。簡言之，四行程引擎汽門系統的功能為控制引擎進出燃燒室的氣流（劉，1999）。而汽門為引擎的一個呼吸機件，對於四行程汽油引擎而言，均有兩組汽門，一為控制混合氣進入汽缸的進汽門；一為控制廢氣排出汽缸的排氣門。汽門之功用在引擎進汽行程時進汽門開啓，讓混合汽進入汽缸中；在壓縮及動力行程時，進、排汽門均關閉，使汽缸封閉，以利形成壓縮及爆發。引擎排氣行程時，排氣門開啓，使燃燒後的廢氣排出汽缸。

為防止汽門操作機構及汽門桿本身因受熱膨脹而伸長，使汽門無法閉合而造成漏氣現象，因此，在L型頭引擎（L-Head Engine）汽門腳與舉桿之間；I型頭引擎（I-Head Engine）搖臂與汽門腳之間；某些凸輪頂上式（Over Head Camshaft）引擎的斗式挺桿與凸輪間，留有一適當間隙，統稱為汽門間隙（valve clearance）（Crouse and Anglin, 1997）。

汽門間隙一般在引擎出廠時，即調定於規格值。會造成汽門間隙大於或小於規格值，其原因甚多，大致可歸納如下：

汽門機構是引擎進排氣循環的主要系統，其由汽門、汽門座、汽門彈簧、搖臂、汽門推桿、汽門舉桿及凸輪等機件組合而成，於引擎運轉中汽門操縱機構各機件間的摩擦與衝擊是無可避免的。各型式的四行程汽油引擎，其汽門操縱機構各機件之間的磨損，為造成汽門間隙變大的主因。以I型頭引擎（I-Head Engine）的汽門操縱機構而言，因其進、排汽門均裝於汽缸蓋上，又稱為O.H.V. (Over Head Valve)汽門操縱機構（汪，2000）。此型式的汽門操縱機構，其凸輪與舉桿之間、舉桿與推桿之間、推桿與搖臂之間以及搖臂與汽門腳之間的磨損，都是造成汽門間隙變大的原因。其中又以凸輪與舉桿之間及搖臂與汽門腳之間的磨耗影響較大。L型頭引擎（L-Head Engine）的汽門操縱機構中的凸輪與舉桿之間，以及舉桿與汽門腳之間的磨耗都將造成汽門間隙變大。凸輪頂上式引擎（Over Head Camshaft Engine）簡稱O.H.C.引擎（汪，2000）。此類的汽門操縱機構可分為兩種：其一是直接由凸輪來啓閉汽門。因此，其凸輪與汽門腳間的磨耗是造成汽門間隙變大的主因。另一是採帶搖臂的頂置凸輪軸，亦即凸輪作用搖臂再由搖臂去啓閉汽門，其凸輪與搖臂間及搖臂與汽門腳之間的磨耗也都將造成汽門

間隙變大。另一個會造成汽門間隙大於規格值的原因，為引擎於定期保養時，汽門間隙調整不當，而造成汽門間隙過大。現今有些汽車採用液壓式汽門舉桿，在 O.H.V.引擎利用機油的壓力，保持汽門舉桿與凸輪及推桿時時接觸；在 O.H.C.引擎亦是利用機油壓力，促使液壓式挺桿 (hydraulic tappet) 與凸輪及汽門桿保持接觸，這些型式的液壓式汽門舉桿或挺桿，會自動調整汽門機構的正常間隙，不但可減低汽門機構的噪音與磨損，並可減少頻繁的汽門間隙調整 (Crouse and Anglin, 1995)。

汽門間隙會小於規格值的原因，大部分是由於汽門座和汽門面間的磨損而造成汽門間隙過小，亦即引擎的汽門機構中，汽門面與汽門座的磨損值大於汽門操縱機構各機件間的磨損值，這是造成汽門間隙會小於規格值的主要原因。此種汽門座與汽門面於引擎運轉時，因汽門開閉的碰撞所造成的磨損，與凸輪軸的凸輪之外型設計有密切的關係 (劉, 1989)。另外引擎於保養修護時，汽門間隙調整不當，也是造成汽門間隙小於規格值的原因。現在有些引擎為防止汽門座與汽門面的磨損，致使汽門間隙變小，在排氣門的汽門桿中裝有鈉，來協助熱量的傳遞，促使汽門面的溫度能儘速降低。再者，汽門座也採用鑄鋼或燒結材料製成，這類堅固的汽門座對於使用無鉛汽油引擎而言，在降低汽門座與汽門面的磨損方面益顯重要 (Denton, 1998)。汽門間隙太大將造成引擎運轉時汽門機構產生噪音；而且造成汽門開啓時間變短關閉時間變長，也就是使汽門產生晚開早關的現象，其結果將造成進汽不充分排氣不乾淨，引擎容積效率降低，以及動力減小等弊害 (Crouse and Anglin, 1997)。反之，汽門間隙太小，則汽門開啓時間長關閉時間短，也就是使汽門產生早開晚關的現象，致使新鮮的混合汽隨排氣而流失，不但增加燃料消耗率，也容易造成汽門燒毀的弊害 (汪, 2000)。

汽門間隙的大小對引擎性能的影響，一部引擎經由設計、製造到測試合格出廠，廠商對於出廠的引擎為便利於操作有使用說明書，為便利於保養維修提供部分的重要諸元，即一般所稱的規格值或標準值。汽門間隙的規格值也是廠商所提

供的重要諸元之一，汽門間隙在保養維修時必須依照規格值來調整之。汽門間隙若小於規格值，將使得汽門早開晚關，致使未燃混合汽流失，造成引擎的耗油率增大以及可用熱能的損失 (吳, 1985)。有時汽門間隙過小，汽門操縱機構因受熱而膨脹，致使汽門無法緊密關閉，因而造成漏氣、壓縮不良、引擎不穩，甚至汽門燒毀等毛病 (鍾等人, 1992)。反之，汽門間隙若大於規格值，則汽門將晚開早關，使汽門開啓時間縮短，導致進汽不充分排氣不乾淨，致使引擎性能降低 (陳等人, 1986)。且由於汽門間隙過大，將使汽門操作時噪音太大，將更加速汽門操作機構各機件間的磨耗，使汽門間隙過大的情形更加惡化 (李等人, 1994)。

李 (1999) 指出汽門機構的功用在於驅動及控制進、排汽門的運作，使燃料/空氣得以進入汽缸內，再藉著爆發產生動力，而在完成燃燒後被排出引擎，汽門機構的設計在於考慮最大的進汽時間面積以得到較佳的性能，要以適當的汽門開閉提供引擎進排氣的需要。陳 (1999) 報告指出決定引擎性能的三大效率：包括進汽效率、燃燒效率及機械效率。其中提到進、排汽門之正時與開啓度以及汽門機構的摩擦損失都將影響這三大效率，進而影響引擎性能。另外，凸輪匝道段 (Ramp) 的設定也甚為重要，因為凸輪匝道段的大小及角度關係著汽門開關的速度，將會影響到進排氣時間面積的大小，進而影響引擎性能，並且也會影響到汽門啓閉時汽門面與汽門座的噪音度。針對此點在林 (1999) 的研究中提及，若考慮其噪音之減低則凸輪匝道段的角度要大，且凸輪匝道段要短；若考慮引擎性能之提昇則反之。汽門升程曲線之相關名稱參閱圖 1。

再者，對於汽門升程的設計，劉 (1999) 指出汽門升程的設計，重點為找出符合性能要求之開啓角度及開啓時間面積，又能符合接觸面壓、飄離轉速及可合成凸輪等設計準則之汽門升程曲線。不同的汽門機構，有不同的汽門升程設計。

由上述的文獻可知除了不同的汽門間隙將影響引擎性能外，汽門機構本身的設計也是影響引擎性能的重要因素。汽門機構設計參考之參數相當多，且每個參數對於不同凸輪軸角度及引擎轉

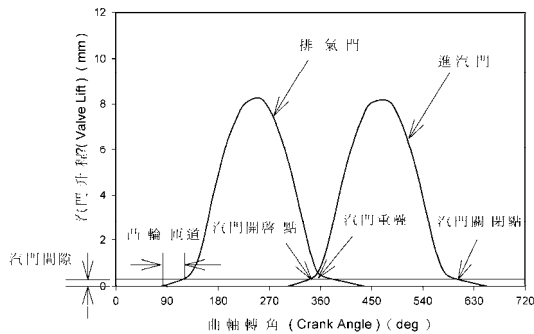


圖 1 汽門升程與曲軸轉角示意圖

Fig.1 The valve lift versus crank angle curve

速之數值皆不同，因此要藉助電腦強大的計算能力，並以圖形化方式輸出協助設計，目前工研院機械所分析軟體提供之輸出參數項目包括理論汽門升程、汽門速度、汽門加速度、彈簧力、慣性力及凸輪面壓等二十餘項可協助設計（劉，1999）。陳（1994）在四行程引擎凸輪式汽門機構之構造成研究中指出，汽門機構是四行程引擎重要的組成部份，一般傳統式凸輪汽門機構具有固定的汽門正時，然而爲了全面提昇引擎性能，可變汽門正時之汽門機構，其汽門正時可依據引擎運轉狀況的不同而改變之。隨著汽車工業的蓬勃發展，爲配合高性能、低油耗、低污染引擎的開發，近年來在汽門機構設計上較大的進展，爲採用了可變揚程及相位的機構，在美國相關的專利自 1975 年至今已超過 800 篇以上（劉，1999）。可變動式汽門機構（Variable Valve Train, VVT）的研發，不外乎使引擎在低轉速領域運轉時能有較低的燃料消耗率，在中、高轉速領域階段則能有較高的扭力輸出。最後再將這兩種控制機構結合在一起，使引擎同時具備。可變動式汽門機構依其作用約可分爲以下四種：汽門終止開啓方式、凸輪輪廓變換方式、凸輪相位變換方式及多模式變換方式（Higashi and Ueda, 1994）。Haugen（1995）在 Atkinson Cycle 的研究中指出要使引擎的燃燒產生完整的膨脹以提昇引擎性能，其中的方法之一，即在引擎的循環當中改變汽門正時，以增加進汽效能提昇引擎效率。其採用相位變換以延遲進汽門關閉（Phase Late In take Valve Closure, PLIVC）的方法，在實驗中採用相同特

定燃料及良好點火情形下進行比對，進汽門延遲關閉 12.5% 時，其效率提昇 8.3%，並且在保持高馬力輸出的同時，其引擎廢氣排放量也並沒有明顯增加。根據解與劉（2000）研究指出可變閥機構對引擎性能的增進，雖不如渦輪增壓般顯著，但平均而言相較於不變動式汽門機構，其馬力約增加 18%，扭力約增大 11%，這些增大的部份是由可變閥升程引擎提供，若僅改變凸輪軸相位者，其最大馬力及最大扭力的增進量，一般而言約在 5% 左右。另 1992 年 BMW VANOS 採用油壓與電磁共同控制的凸輪相位連續切換之可變式汽門機構，有效提高了引擎的容積效率，使得引擎於 3600 rpm~5800 rpm 時，其扭力皆能維持在 320 Nm 的高扭力狀態（Higashi and Ueda, 1994）。劉與沈（2001）利用計算流體力學（Computational Fluid Dynamics, CFD）已能準確的模擬出，引擎運轉過程中的氣流與燃燒現象，對於分析四行程引擎之三維穩態流場，如活塞、汽缸、火星塞及進、排氣閥等設計工作，提供了不可或缺的重要工具。由此可見，在國內外對於改善汽門機構，以提昇引擎性能之相關研究與論文不勝枚舉。

本研究之目的爲在引擎全負荷之狀態下，分別探討不同汽門間隙大小與引擎轉速高低對引擎扭力、制動馬力與燃料消耗率的影響。並將各個汽門開啓期間，曲軸所轉過度數的數據資料，利用 Sigma Plot 統計繪圖軟體，繪出曲線圖以進行比較分析，印證汽門間隙與引擎轉速對引擎性能之影響。研究結果除可作爲環保、交通與能源主管機關之參考，並可提供使用者與維修人員作爲應用，使其瞭解維修保養的重要性，期能發揮引擎效能，進而達到節省燃料的目的。

二、試驗材料、設備與方法

(一) 試驗材料

本實驗四缸四行程汽油引擎所使用之高級汽油爲中國石油公司所生產，且爲同一批號。

(二) 試驗測試設備

本試驗使用儀器設備含下列各項

1. 引擎：依國內的路況及國人用車習慣考量，對於汽車的選用條件，排汽量小於 1500C.C.的汽油引擎國民車，是相當不錯的選擇。因此，本研究選擇 Nissan A12 1, 200C.C.4 缸直列式 O.H.V引擎，點火順序 1-3-4-2，汽門間隙（熱時）進汽門 0.35mm、排氣門 0.35mm（A12 引擎修護手冊，1982）。
2. 引擎馬力試驗機：本實驗所使用馬力試驗機為渦電流式馬力試驗機，主要配備有 FE150-S 渦電流動力計、TEST MANAGER 電腦輔助引擎測試系統、FS-9200 燃料消耗計、FS-5200 節流閥位置控制器等設備。可測試的項目有引擎轉速、引擎扭力、制動馬力及燃料消耗率等。
3. FLUKE 52 K/J THERMOMETER：溫度測量範圍 -200°C~1370°C。實驗進行當中用以監控引擎機油溫度。
4. FLUKE 88 多功能量表：除具備三用電表的功能外，並可測量引擎轉速與火星塞跳火電壓。
5. FLUKE 98 引擎示波器：用於實驗之前引擎之調整工作與實驗中引擎運轉狀況之監控。
6. 厚薄規：日製 TONE 厚薄規，包括 0.15mm、0.25mm、0.35mm、0.45mm、0.55mm 及 0.65mm 等六種尺寸。
7. 千分表：日製 Mitutoyo 千分表，精密度 0.01 mm。

(二) 試驗方法

1. 汽門間隙之調整

本實驗所採用的 Nissan 1200C.C.四缸四行程汽油引擎，其汽門型式為 I 型頭 O.H.V(Over Head Valve)引擎，其汽門的操縱機構的動力傳遞路徑，由引擎凸輪軸→汽門舉桿→汽門推桿→搖臂→汽門。各缸的汽門間隙調整時機，為各缸之活塞位於壓縮上死點的位置，而引擎凸輪軸上凸輪的基圓部份剛好與汽門舉桿相接觸，此時搖臂與汽門腳之間隙是為汽門間隙(valve clearance)。用梅花板手旋鬆汽門間隙調整螺絲之固定螺帽，將選定尺寸的厚薄規，置於搖臂與汽門腳之間，再用平口起子轉動汽門間隙調整螺絲以調定間隙，之後再用梅花板手將固定螺帽固緊，則汽門

間隙調整完成，以此方法調整引擎各缸之進、排汽門（陳等人，1986；李等人，1994）。

2. 汽門升程與曲軸轉角之量測

汽門升程(valve lift)又稱為汽門開啓度。考慮量測條件的一致性，減少因溫度造成的誤差，汽門升程與曲軸轉角之量測乃於常溫下進行。依據 A-12 引擎修護手冊，引擎達工作溫度之汽門間隙較常溫時大 0.10mm，亦即引擎溫熱時汽門間隙之規格值為 0.35mm，在常溫下則為 0.25mm。首先將汽門間隙調定欲測量之間隙，再將千分表架於引擎的汽缸蓋上，並將測試頂針垂直接觸於汽門彈簧座圈上，以手工具順著引擎之迴轉方向轉動引擎，除注意千分表表針的作動情形，以紀錄其數值外，並分別就進、排汽門開啓期間，各汽門之凸輪於升程與回程當中，曲軸所轉過的度數分別紀錄之(Vizard, 1986)。依此方法完成六種不同間隙之量測。此量測方法針對第一、二缸之進、排汽門各重複量測二次取其平均值。

3. 馬力試驗機之操作

本實驗馬力試驗機操作模式採 $N = K(\text{const})$ ，負荷選定為全負荷(full load)狀態，所謂全負荷測試即測試時節汽門開度為 100%開啓，於測試進行中加減動力計負載，以得到相對應的迴轉速度，並紀錄各指定轉速時的引擎扭力、引擎馬力、燃料消耗率等與引擎性能有關的數據。並在測試前將硬體通道、軟體通道、計算通道等諸元設定好，於汽門間隙調定後，發動引擎進行溫車。俟引擎工作溫度達 75°C 時開始進行測試，電腦輔助測試系統，將依上述設定的條件開始執行測試，始測點為 1000 rpm，每一點的測試時間為 20 秒，20 秒一到印表機同時列印引擎轉速(rpm)、引擎扭力(Nm)、制動馬力(kW)、燃料消耗率 BSFC (g/kWh)、排水溫度(°C)、進水溫度(°C)、機油壓力(bar)及燃油流量(kg/h)等相關數據，並將轉速提升 300 rpm，繼續進行下一點的測試，如此連續測試 15 個點，直到引擎轉速達 5200 rpm 時停止測試，引擎恢復怠速運轉（馬力試驗機操作手冊，1994）。每組不同汽門間隙重複測試六次。

三、結果與討論

(一) 汽門升程曲線

圖2為進、排汽門的升程曲線，所顯示的為汽門升程與曲軸轉角的關係，並包括進、排汽門的重疊度數。所謂汽門重疊(valve overlap)即進汽門與排氣門同時開啓時曲軸旋轉之角度(Heywood, 1988; Carley, 1995)。適當的汽門重疊有助於清除或驅出殘留在汽缸中的廢氣(Crouse and Anglin, 1997)。

圖2中X軸的讀數表示曲軸轉角，其中 0° 為引擎的其中一缸之動力行程的起始點，即活塞位於汽缸的上死點(Top Dead Center, TDC)； $0^\circ \sim 720^\circ$ 表示引擎之其中一缸完成一次循環，歷經進汽、壓縮、動力及排氣等四個行程，曲軸所旋轉之角度；Y軸的讀數則表示進、排汽門的開啓度或稱為汽門升程(valve lift)，其單位為mm。圖中左邊的一組曲線為排氣門的升程曲線，右邊的曲線為進汽門的升程曲線，在兩組曲線當中，曲線高度最高者為汽門間隙在0.15mm時，進、排汽門之升程曲線；接著依序為0.25mm、0.35mm、0.45mm及0.55mm，曲線高度最低者為0.65mm進、排汽門之升程曲線。

表1為不同汽門間隙下排氣門之升程與曲軸轉角比較表。由表中得知汽門間隙在0.15mm時

的汽門升程為8.27mm，汽門間隙在0.35mm的標準規格值之汽門升程為8.07mm，而汽門間隙在0.65mm時的汽門升程則只有7.75mm。表2為不同汽門間隙下進汽門之升程與曲軸轉角比較表。由表中得知汽門間隙在0.15mm時的汽門升程為8.18mm，汽門間隙在0.35mm的標準規格值之汽門升程則為7.99mm，而汽門間隙在0.65mm時的汽門升程則只有7.68mm。表3為不同汽門間隙之進、排汽門早開晚關及重疊度數表。由表中可得知汽門間隙在0.15mm時的汽門重疊度數達134.28度，汽門間隙在0.35mm的標準規格值之汽門重

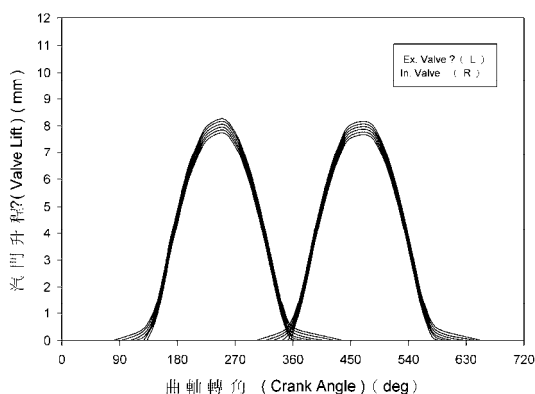


圖2 不同汽門間隙之汽門升程與曲軸轉角關係圖
Fig.2 The valve lift versus crank angle with different valve clearance

表1 排氣門間隙與曲軸轉角及汽門開啟度之關係

Table 1 The relationship between crank angle and exhaust valve opening with different valve clearance

Items Valve clearance	Initial position of exhaust stroke (degree)	Final position of exhaust stroke (degree)	Total degree of exhaust stroke (degree)	Valve lift (mm)
0.15mm	80.59	437.14	356.55	8.27
0.25mm	92.57	425.14	332.57	8.18
0.35mm	102.86	409.29	306.43	8.07
0.45mm	115.72	392.57	276.85	7.96
0.55mm	126.86	376.29	249.43	7.86
0.65mm	132.86	366.86	234.00	7.75

表 2 進汽門間隙與曲軸轉角及汽門開啟度之關係

Table 2 The relationship between crank angle and intake valve opening with different valve clearance

Items Valve clearance	Initial position of intake stroke (degree)	Final position of intake stroke (degree)	Total degree of intake stroke (degree)	Valve lift (mm)
0.15mm	302.86	652.57	349.71	8.18
0.25mm	317.17	644.60	327.43	8.08
0.35mm	329.17	629.17	300.00	7.99
0.45mm	342.46	615.03	272.57	7.89
0.55mm	352.31	600.03	247.72	7.78
0.65mm	356.60	591.46	234.86	7.68

表 3 不同汽門間隙之進排汽門早開晚關及重疊度數表

Table 3 The degree of opening, closing and overlap of intake and exhaust valve with different valve clearance

Items Valve clearance	exhaust valve		intake valve		Valve overlap (degree)
	Before B.D.C. (degree)	After T..D.C. (degree)	Before B.D.C. (degree)	After T..D.C. (degree)	
0.15mm	99.41	77.14	57.14	112.57	134.28
0.25mm	87.43	65.14	42.83	104.6	107.97
0.35mm	77.14	49.29	30.83	89.17	80.12
0.45mm	64.28	32.57	17.54	75.03	50.11
0.55mm	53.14	16.29	7.69	60.03	23.98
0.65mm	47.14	6.86	3.4	51.46	10.26

疊度數為 80.12 度，而汽門間隙在 0.65mm 時的汽門重疊度數則僅有 10.26 度。由表 1、表 2 及表 3 得知，汽門間隙愈小時，進、排汽門的汽門正時都呈現提早開啓而延後關閉的現象，亦即每支汽門開啓期間曲軸轉過的度數較多，形成汽門早開晚關的現象，同時進、排汽門之重疊度數也較大。當汽門間隙愈大時，進、排汽門則又呈現延後開啓提早關閉的現象，進、排汽門重疊度數則明顯減少，形成汽門晚開早關的現象。汽門重疊及汽門開啓時間與燃燒有直接的關係，因此，汽門重疊度數不能過大，必須適當（行政院環境保護署，1992）。

(二)全負荷(Full Load)測試

全負荷測試乃是將節汽門 100% 開啓，以加減動力計的負載，以得到相對應的迴轉速度，並記錄各指定轉速時的引擎扭力、引擎馬力及燃料消耗率等與引擎性能有關的數據。

1. 引擎轉速與扭力之關係

圖 3 所示為引擎全負荷時，不同之汽門間隙於各選定的引擎轉速下，其扭力曲線的比較圖，圖中整體的扭力曲線呈現近似左右對稱的半圓弧。但在中、低引擎轉速時，汽門間隙愈小其扭力減低的情形愈明顯，高引擎

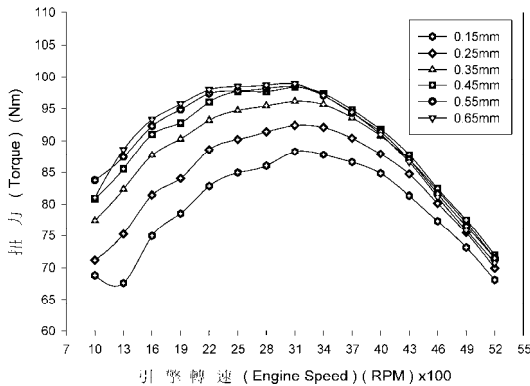


圖 3 不同汽門間隙全負荷狀態下之引擎扭力與轉速關係圖

Fig.3 The engine torque versus rpm with different valve Clearance (full load)

轉速時差距則較小。鄭（1995）指出在進行四行程引擎調諧(performance tuning)時，汽門的開關時機是一項重要的參數，將引擎的操作範圍概分為低、中及高轉速三部分，汽門正時對其中的低及高轉速影響較大。若將進汽門關閉正時(IVC)適度往後移，此種汽門正時在低轉速時，則會因為進汽慣量較小，反而會使得在燃燒室內的油氣逆流回進汽管，造成扭力下降。而進汽門早關，除了可減少低轉速時的進汽逆流量外，尚可增加引擎的有效壓縮行程，可提昇引擎低速扭力。此可說明引擎於低轉速時，汽門間隙太小(0.15 mm及0.25 mm) 扭力明顯減低，而汽門間隙較大(0.55 mm及0.65 mm) 時扭力表現較佳之原因。若將進汽門關閉正時(IVC)適度往後移，在高轉速時進汽歧管內之新鮮混合汽慣性(Inertia)較大，可利用此高速慣性克服進汽末期汽缸內之阻力，使更多的新鮮混合汽進入燃燒室，以得到較大之扭力。但於引擎高轉速時若進汽門太早關閉，將造成引擎的充填效果不佳，扭力亦將隨之下降。針對上述現象解(1993)在報告中亦提到，當進汽門關閉時間延後，由於慣性效果高轉速時的進汽效率可提高，但引擎於低轉速時，由於汽門開啓時間延長，造成逆流量增加，因此，進汽效率相較於汽門開啓時間短時為低。此可印證引擎於高轉

速時，汽門間隙太小(0.15 mm及0.25 mm) 扭力減低的情形較不顯著；汽門間隙太大(0.55 mm及0.65 mm) 時扭力表現欠佳之原因。

再者，從圖中可看出在最大扭力出現點3100 rpm之前的扭力曲線與汽門間隙幾乎呈現正相關的現象，即汽門間隙愈小其扭力曲線愈低；汽門間隙愈大扭力曲線愈高。此現象與Pulkrabek (1997) 的著作有相符之處，亦即在汽門重疊的短暫時間，要排出的廢氣將經由打開的進汽門進入進汽系統，影響進入汽缸的進汽量，致使容積效率減低，這種情形在引擎轉速低而且汽門重疊度數大時影響更大。

引擎轉速在4000 rpm以上時，汽門間隙0.35 mm及0.45 mm的扭列表最佳。由圖3可以看出汽門間隙在0.45 mm、0.55 mm及0.65 mm時，其汽門間隙大於規格值，致使汽門開啓時間短，應會造成進汽不充分排氣不乾淨的現象，但由於節汽門為全開使其反而能有較佳的燃燒效率，使得扭力表現較佳。由全負荷扭力曲線呈現出左右對稱且呈現圓滑的曲線，這是由於全負荷時節汽門全開，引擎有較高的容積效率，能繼續的產生高扭力，這與Crouse and Anglin (1997) 的著作內容有一致的趨勢。

圖3的整體扭力曲線於3400 rpm以後，就呈現往下的趨勢，這是當引擎轉速超過某定點後，由於活塞速度太高，以致於在進汽行程時，吸入汽缸的混合汽量不足，因而容積效率降低，扭力也跟著降低。汽缸吸入混合汽量最多時產生的扭力亦最高(方，1982)。陳(1996)指出引擎轉速的變化，主要會影響引擎的機械效率、熱傳損失以及進汽效率，隨著引擎轉速的增加，其摩擦損失也相對的增加，機械效率因而降低，此外，因每一循環的單位時間縮短，其熱傳損失將減少。而進汽效率則深受汽門面積、汽門正時、進排氣調諧及進汽深度所影響，所以在某個轉速範圍內，由於進排氣脈動的影響，配合進、排汽門關閉時機將可提高其進汽效率。進汽效率愈高，配合適當的空燃比和點火提前角度，將可產生較大的輸出扭力。因此，圖3整

體扭力曲線的最大值，幾乎一致出現在 3100 rpm 的轉速點。

2. 引擎轉速與制動馬力之關係

圖 4 所示為引擎全負荷時不同汽門間隙於選定之引擎轉速下，制動馬力曲線之比較圖。由圖中可看出不同的汽門間隙，其最大制動馬力值幾乎一致出現在 4900 rpm 之測試點，在 3700 rpm 之前，其制動馬力曲線幾乎與汽門間隙呈現正相關的現象，亦即汽門間隙愈小制動馬力愈低，汽門間隙愈大制動馬力愈高。唯在 4000 rpm 以後則以標準規格值 0.35 mm 以及汽門間隙稍高於標準規格之 0.45 mm 的表現最佳。再者，由圖 4 可看出引擎於 4000 rpm，汽門間隙在 0.55 mm 與 0.65 mm 時，其馬力曲線有較明顯的降低，此乃汽門間隙過大，汽門開度小，在高速運轉時進汽阻抗大，而造成制動馬力有較明顯減低之現象。在林 (1999) 報告中提到高速引擎，因氣體流速快、氣體慣性大、汽門座與汽門頭部形狀的配合為影響進汽阻抗的重要因素，這種影響在汽門中、低開度時更為明顯。

圖 4 中引擎於 5200 rpm 的測試點，整體之制動馬力曲線皆呈現出下降的趨勢，這是由於制動馬力曲線在低速轉速範圍內，隨著引擎迴轉速 RPM 的增加而直線的增加，在高範

圍則漸趨平坦而到達最高出力（制動馬力曲線的頂點），超過此迴轉速度制動馬力反而降低，這是因為在高轉速時，摩擦平均壓力漸漸加大，以及容積效率降低的影響（蔡，1987）。在林 (1999) 報告中亦提到機械摩擦損失馬力會隨引擎轉速成二次曲線增加，這使得引擎之制動馬力在達到最大制動馬力點之後，雖引擎轉速再提昇，但由於摩擦馬力的急遽上升，使得制動馬力漸次降低。此理論與本實驗之結果相符合。

3. 引擎轉速與燃料消耗率之關係

圖 5 所示為不同汽門間隙於各測試轉速下燃料消耗率的曲線。從曲線圖當中可看出當引擎轉速在 1000 rpm~1900 rpm 的轉速範圍內，其燃料消耗率呈現出波動狀態與一般引擎性能曲線中燃料消耗率之曲線呈現出下凹現象有所不同。這是由於本實驗所採用的化油器為雙管化油器，雙管二段式化油器即一管為主管，各油路均具備，另一管為副管僅有高速油路，而與主管共用一浮筒室，副管節汽門必須待主管打開到約 45° 的開度時，副管節汽門才開始打開，引擎於全負荷時，主副管節汽門均達全開位置，而副管另裝置一輔助節汽門，在輔助節汽門軸上裝有配重，依進汽氣流之強度決定其開度 (Crouse and Anglin

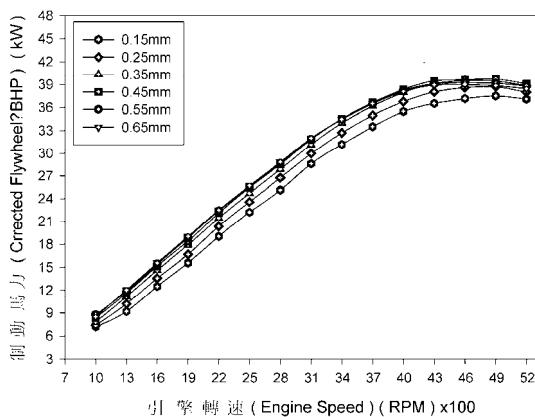


圖 4 不同汽門間隙全負荷狀態下之引擎制動馬力與轉速關係圖

Fig.4 The engine brake horse power versus rpm with different valve clearance (full load)

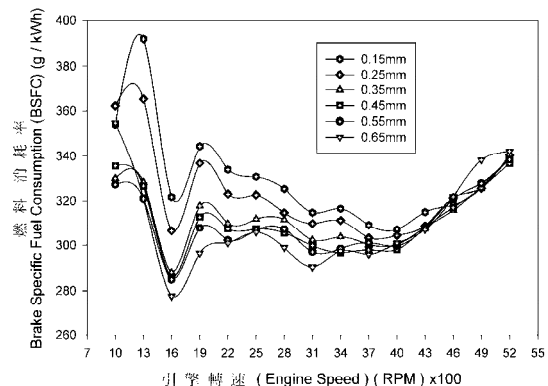


圖 5 不同汽門間隙全負荷狀態下之燃料消耗率與引擎轉速關係圖

Fig.5 The brake specific fuel consumption versus rpm with different valve clearance (full load)

,1997)。本實驗在進行全負荷試驗，於引擎轉速 1000 rpm 時，輔助節汽門呈現開閉開閉之跳動現象，1300 rpm 時輔助節汽門約打開三分之一並呈現些微擺動的現象，引擎轉速達 1600 rpm 時，輔助節汽門約打開到四分之三的位置，且呈現較穩定狀態，俟轉速再升到 1900 rpm 時，輔助節汽門已接近全開穩定狀態，當轉速再提昇到 2200 rpm 直到 5200 rpm 的轉速期間，輔助節汽門都在全開固定的狀態。因此，燃料消耗率在引擎轉速 1000 rpm 至 1900 rpm 時呈現波動狀態，而當引擎轉速提升到 2200 rpm 直至 5200 rpm 時，由於輔助節汽門皆位於全開的穩定狀態，因此，這期間的燃料消耗率，則呈現出典型的下凹曲線。引擎轉速在 1000 rpm 及 1300 rpm，由於引擎轉速較低為保持引擎穩定運轉必須供應較濃的混合汽（行政院環境保護署，1992）。再者，引擎於低速運轉時每一循環的時間較長，汽缸失熱時間也較長，因而燃料消耗率增加(Pulkbarek, 1997)。引擎於中轉速時，燃料消耗率曲線的變化較小，隨著引擎轉速的增加摩擦損失與邦啣損失(pumping loss)隨之增高，燃料消耗率因而增大(Ferguson, 1986)。上述之文獻可印證引擎轉速在 2200 rpm~5200 rpm 時的燃料消耗率，呈現出較典型的下凹曲線之原因。

燃料消耗率最小的引擎轉速，稱為經濟轉速，一般均落在引擎最大扭力及最大制動馬力的轉速之間，由圖 5 可看出引擎轉速在 3400 rpm 以前，燃料消耗率的曲線與汽門間隙成負相關，即汽門間隙愈小，燃料消耗率愈大；汽門間隙愈大則燃料消耗率愈小。在 3700 rpm 以上至 5200 rpm 整體上仍以汽門間隙在規格值之 0.35 mm 以及汽門間隙稍高於標準規格之 0.45 mm 的表現最佳。本實驗之燃料消耗率曲線，當引擎轉速在 1000 rpm~1900 rpm 間，由於化油器的輔助節汽門為配合引擎轉速與輸出馬力的提昇，處於補償主節汽門進汽量不足的階段。亦即在這期間化油器之補助節汽門為配合引擎動力之提昇，維持引擎轉速之穩定而進行進汽補償，使得燃料消耗率曲線呈現波動狀態，此乃實驗用引擎使用雙喉

管化油器所造成的特殊狀態，因此，汽門間隙在 0.35mm、0.45mm、0.55mm 及 0.65mm 於 1600 rpm 所建立之最小燃料消耗率之轉速點，並不是一般所稱的經濟轉速。

四、結 論

本研究針對四缸四行程汽油引擎，探討不同汽門間隙對汽門正時與汽門重疊的影響，以及汽門升程與曲軸轉角之關係。並分析全負荷狀態下，各種不同汽門間隙與引擎轉速對引擎扭力、制動馬力及燃料消耗率的影響。

綜合實驗結果，可得如下結論：

1. 汽門間隙愈小時，汽門呈現早開晚關之現象，同時進、排汽門之重疊度數大。當汽門間隙愈大時，汽門則呈現晚開早關之現象，且進、排汽門重疊度數明顯減少。
2. 汽門間隙小於規格值時，汽門早開晚關，凸輪匝道較長，汽門啓閉時噪音雖小，但其對引擎性能的影響卻相當大，引擎扭力與制動馬力的減低，以及燃料消耗率的增加非常明顯。
3. 汽門間隙大於規格值時，汽門晚開早關，凸輪匝道變短，引擎運轉時汽門機構之噪音大，但其引擎性能在全負荷中、低轉速時較標準規格值佳。
4. 汽門間隙於標準規格值，在全負荷時的引擎性能於引擎高轉速時才有較佳之表現。

五、參考文獻

1. 方忠明。1982。汽車工程基礎。台北：全華科技圖書股份有限公司。
2. 李少愉。1999。小型四行程泛用引擎設計。機械工業雜誌 第 200 期：97~108。
2. 李炮塗、黃清煙、陳季華。1994。汽車實習—引擎。台南：復文書局。
3. 汪國禎。2000。汽車學—汽油引擎篇。台南：復文書局。
4. 吳橋林。1985。最新汽車學。台北：徐氏基金會。

5. 林宇洲。1999。高速機車引擎設計技術。機械工業雜誌 第 200 期：109~121。
6. 陳人儀、黃鐵忠、翁茂琳。1986。汽車修護實習。台北：文遠出版社。
7. 陳明志。1999。四行程機車引擎測試發展概述。機械工業雜誌 第 200 期：132~143。
8. 陳哲暉。1996。汽車引擎控制技術介紹。機械工業雜誌 第 164 期：109~121。
9. 陳柏熹。1994。四行程引擎凸輪式汽門機構之構造合成。碩士論文。台北：國立台灣大學機械工程研究所。
10. 楊志強。1997。四行程汽油引擎性能之提昇。機械工業雜誌 第 176 期：126~134。
11. 解潘詳。1993。引擎性能模擬分析。機械工業雜誌 第 128 期：208~218。
12. 解潘詳、劉達全。2000。汽車引擎設計參數研究。機械工業雜誌 第 212 期：143~151。
13. 鄭明宏。1995。四行程汽油引擎性能發展。機械工業雜誌 第 156 期：143~156。
14. 蔡欣正。1987。內燃機的理論與實際。台北：聯經出版事業公司。
15. 劉季宇。1989。考慮凸輪外形之汽門機構分析與設計。碩士論文。台北：國立台灣大學機械工程研究所。
16. 劉昭忠、沈澄宇。2001。商用計算流體力學軟體在引擎模擬的應用。機械工業雜誌 第 224 期：130~141。
17. 劉達全。1999。引擎閥系統的機構設計分析。機械工業雜誌 第 200 期：122~131。
18. 鍾南峰、黃榮得、黃進添。1992。汽車實習 - 引擎。台北：全華科技圖書股份有限公司。
19. 行政院環境保護署。1992。汽車排放空氣污染物儀器檢驗人員訓練教材、汽機車惰轉狀態及無負載檢驗訓練教材（第五期）。
20. 馬力試驗機操作手冊。1994。台北：萬象科技公司。
21. A12 引擎修護手冊。1982。台北：裕隆汽車製造股份有限公司。
22. Carley, L. W. 1995. A Technician's Guide To Automotive Emission System. Delmar Publishers. New York, USA.
23. Crouse, W. H. and D. L. Anglin. 1995. Automotive Engines. Eighth Edition. New York, USA. : Macmillan / Mc Graw-Hill Co.
24. Crouse, W. H. and D. L. Anglin. 1997. Automotive mechanics. 10th edi. New York, USA. : Macmillan / Mc Graw-Hill Co.
25. Denton, T. 1998. Motor Vehicle Engineering. Level 3. New York, USA. : Macmillan / Mc Graw-Hill Co.
26. Ferguson, C. R. 1986. Internal Combustion Engines. -Applied Thermosciences. New York, USA. : John Wiley & Sons, Inc.
27. Haugen, D. J. 1995. Performance and combustion effects of phased late intake valve closure on a two intake valve engine (atkinson cycle). Ph. D. Dissertation. University of Minnesota.
28. Heywood, J. B. 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals. New York, USA. : Macmillan / Mc Graw-Hill Co.
29. Higashi, H. and K. Ueda. 1994. Technical Trends and an Outlook in Future of Variable Valve Train. Journal of Society Automotive Engineers of Japan Vol. 48-10 : 6~12.
30. Pulkrabek, W. W. 1997. Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine. New Jersey, USA. : Prentice-Hall, Inc.
31. Vizard, D. 1986. Tuning BI's A - Series Engine. New York, USA. : Haynes Co.

