

第一章：計畫背景

根據交通部交通月報的統計資料，國內柴油車輛的總數已高達 468,000 輛。柴油車在國內之使用型態大多屬於客、貨運輸等用途，由於造價昂貴，所以一般柴油車的使用年限都相當長，同時為了講求馬力輸出與營運績效，很多柴油車都長時間且超負荷運行，加上國內柴油車之修護技術瓶頸，致使柴油車輛之黑煙排放問題成為民眾所厭惡之環境污染源，因此環保署將柴油車之黑煙排放管制列為重點工作項目。目前環保署針對使用中柴油車之黑煙排放管制工作，除了法規逐年加嚴、補助客貨運業汰舊換新、加強路邊稽查外，更於全省各縣市設置柴油車動力計檢測站，大量抽測使用中柴油車之黑煙排放值，檢測不合格而未改善者，即依法告發。這些積極的管制措施確實喚醒了柴油車車主之警覺性，進而促使其定期保養且調修車輛，因而達到污染減量之目標。然而，另一問題卻也浮現出來。

目前國內大多數的柴油車修護技師多為學徒出身，而柴油車輛之噴射泵構造複雜且精密，同時現代之柴油噴射泵控制系統結合了電子及機械控制系統(稱為 electronic diesel control, EDC)，當此一系統故障導致不正常黑煙排放時，目前各客運公司保養場，民間保養場，甚至國內原廠代理商均仰賴噴射泵修理店代為處理。然而目前噴射泵修理店技師之背景亦多為修護傳統機械式噴射泵之學徒出身，對 EDC 依然束手無策。此一現象導致柴油車輛不正常排放黑煙時，車主花了許多冤枉錢以及浪費許多時間在修護廠，仍然無法解決黑煙排放問題，更甚者為了避免因檢測不合格而受罰，常常在檢測前違規調整噴射泵(也就是所謂的擅調)來規避受罰，等到檢測過後再調回原狀繼續排放大量的黑煙。因此環保署除了管制黑煙排放之外，同時更積極的希望能夠發展出黑煙排放之故障診斷技術以便協民間業者提昇技術，以收全面管制之效。同時，本計畫所發展之技術也可適用於在各縣市柴油車動力計檢測站內，簡單又快速地檢測受檢之柴油車噴射系統有無經過車主擅調，計畫的成果可以提供環保署解決車主擅調這項頭痛的技術，增加環保署的空污執行成效。

在發展柴油車故障診斷技術方面，如以上所述，整個整合型計畫主要在發展噴射系統之線上故障診斷技術。於引擎運轉時，量測柴油引擎燃料噴射泵系統之各種動態訊號：例如控制訊號、油壓訊號、及轉速訊號等，進行分析及演算，而診斷出導致不正常黑煙排放之故障元件處。舉例來說，對於一個柴油引擎線列式(in-line type)噴射泵含電子控制系統(EDC)之系統而言。該系統主要可區分為兩大子系統：

- (1) 機械系統：主要為產生高柴油壓力及噴油動作。柱塞在柱塞筒內由凸輪驅動來建立柴油油壓以便頂開出油閥來供應噴油嘴柴油，而通過出油閥之高壓柴油於特定之時間，頂開噴油嘴閥針將柴油噴入引擎燃燒室。其中，噴油量的控制是經由齒桿(rack)轉動柱塞筒來改變與柱塞之相對位置而達成。對於傳統之柴油引擎，齒桿

之位置由駕駛員所踩下之油門位置和調速器決定，而於 EDC 系統，齒桿位置則由控制電腦(ECU)利用油量控制電磁閥來控制。

(2) 電子控制系統：由 ECU 感測引擎轉速、油門踏板位置、引擎溫度、齒桿位置、噴油嘴位置等訊號，控制噴油量及噴油正時。

由於機械系統和電子控制系統之故障情形不同，診斷技術隨之不同，如果能發展一套線上診斷系統將機械式與電子式的診斷技術整合在一起，對柴油車業者來說將是一大福音，也可以減少異常的黑煙排放污染。因此，這個整合型計劃將分別針對機械系統及電子控制系統之診斷，分為三個子計劃，最後再將三個子計劃整合為完整的故障診斷系統。而這個子計劃主要研究上述之機械系統的診斷方法。其實在不分解柴油引擎零件的情形下，診斷那一個零件的故障導致柴油引擎不正常排放黑煙是非常困難的，因為噴射系統的故障形式非常多樣化，但是導致的引擎異常運轉方式卻非常相似。而現行的判斷方式都是將噴射系統拆解後進行依些靜態的測試。舉例來說：如果懷疑是噴油嘴堵塞或洩漏，那麼依照現行廠商的診斷方式就是將噴油嘴拆下，放到噴油嘴試驗機中作噴油嘴試驗。這樣的試驗方法非常不方便而且非常浪費時間，除此之外，這樣的測試方法屬於靜態的測試方法，有時候噴油嘴的故障情形必須由動態的測試才能診斷出來[1]。所以這個子計劃就是要發展動態的故障診斷技術，也就是所謂的線上診斷技術，指的是在引擎運轉時(也就是在引擎或噴射系統元件不分解的情況下)，量測柴油引擎燃料噴射泵各種訊號(包括控制訊號與油壓訊號)，進行分析及演算，而診斷出導致黑煙排放故障成因或故障元件的技術。診斷方法的構想係參考西醫心電圖或中醫把脈診斷病情的觀念：不同的病情應該有不同的脈象，所謂的脈象以科學的解釋就是血管內波動的振幅，頻率與波形的特徵。同理，如果噴射泵與噴油嘴之相關噴油元件有故障發生時，或噴油嘴的噴油量、噴油正時、以及噴油上升率不正常時，這些異常的柴油流量會引起高壓油管內壓力波的反射與傳播，所以壓力的波形特徵必定有所變化。因此，我們希望利用壓力感測器來量測噴油壓力波形，然後經由判讀該波形的各部分特徵來診斷噴油波形之故障處。

以物理現象來說，這種診斷方式是相當可行的，圖 1 為柴油高壓油路噴油嘴閥針行程 s 與柴油壓力 p 隨著凸輪角度 θ 變化的變化示意圖。圖中， p_r 、 p_o 、 p_b 與 p_{max} 均為高壓油管內的柴油壓力。其中： p_r 為殘餘壓力， p_o 為針閥開啟壓力， p_b 為針閥關閉壓力， p_{max} 為最大壓力。整個噴油過程曲線，依照噴油特性大約可劃分為三個階段：

(1) 於噴油延遲階段 I，若針閥開啟壓力(p_o)不正確、高壓油管洩漏、噴油嘴閥針零件密封不良造成殘餘壓力(p_r)下降、隨意增加高壓油管的長度或增加高壓油系統的總容積等，都會使這個階段延長。

(2) 於主噴油階段 II，該階段之長短主要與柴油引擎的負荷有關，對於柱塞式噴射泵來

說，就是與柱塞的供油行程長短有關，當供油行程愈大，該階段就愈長。

(3)自由膨脹階段 III，假使高壓油管內柴油最大壓力(p_{max})不足，就會使該階段縮短，反之則使該階段延長。

對柴油引擎來說，第 I、II 階段為噴射泵的實際供油階段，第 II、III 階段為噴油嘴的實際噴油階段。在供油量一定的情況下，若階段 I 延長和階段 III 縮短，則噴油器閥針升程所佔凸輪軸轉角減少，使噴油量減少。反之，若 I 階段縮短和 III 階段延長，則使噴油量增大。因此，曲線上三個階段的長短，對柴油引擎運轉的好壞是有影響的。因此，我們可以利用這些特性來診斷柴油引擎噴射系統零件故障的情形。

在中國大陸[2]也有學者利用這個柴油壓力波形的觀念來作為柴油車供油系統的診斷，或是使用類似的機油壓力脈動觀念來診斷主軸承與曲軸之間的間隙大小。但是他們的診斷方式都侷限在於簡單的各缸高壓油管內柴油壓力波形的比較，以便於了解各缸噴油之均勻性，或是用來判定在正常運轉情況下，因為噴射系統設計時各元件之參數選擇不當所導致之不正常噴射現象，例如：二次噴射、滴漏或隔次噴射...等異常行為。至於噴射系統元件之故障情形則尚未始用壓力波形的方法來作為診斷。在實務應用上，由於柴油噴油壓力的脈動波形和噴射系統元件故障情形之間的關係非常複雜，而且噴射系統元件的故障情況也非常多樣化，所以當技師看到一個噴油壓力波形時，如何判定出該壓力波形是正確波形或是該波形所對應的故障處，卻是一個相當大的難題；同時，於噴射系統的管路中，應該量測哪一處之壓力，其所測得之壓力波形才能明顯地顯示出故障點，則又是另一個挑戰。舉例來說：噴油嘴閥針卡滯或噴射泵柱塞磨損時分別所導致高壓油管內柴油壓力的波形變化是如何？如果我們知道這個壓力波形的特徵那麼技師就可以利用這個方法來診斷噴油嘴閥針卡滯或噴射泵柱塞磨損的故障情形。可惜的是，至今柴油噴油壓力的脈動波形和噴射系統元件故障情形之間的關係還沒被系統化的研究出來。

所以這個子計劃最主要就是要針對這個問題作仔細的研究，當噴油壓力的脈動波形特徵與噴射系統元件故障情形的關係的被識別出來並建立資料庫。那麼就可以提供另一個子計劃來整合並發展線上診斷工具。另外，影響黑煙排放相當大的參數-噴油量與噴油上升率，我們也將建立數學模式以便於使用量測到的壓力波形就可以來推估，避免要拆下來作噴油量測試，這些都是可行性相當高，但是卻未被揭露的診斷技術。

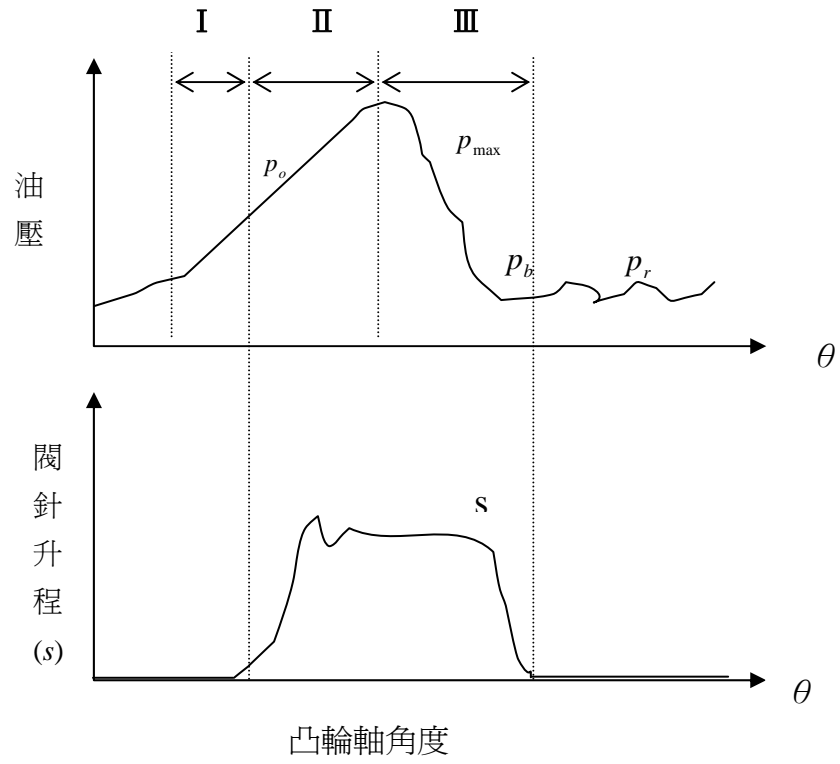


圖 1 高壓油管壓力波形與噴油嘴閥針升程波形示意圖

第二章：執行方法

要以數值方法來模擬噴射系統元件故障時所引起管路內流場之變化的情形，就必須先建立整個噴油系統內流場之數學統御方程式。整個高壓噴射系統內的流體動力行為是相當複雜的物理現象，所以要模擬它是相當不容易的，可是在以往學者的努力研究中已經有了進步[3,4,5,6,7]。從物理現象來說，整個高壓油管內複雜的流場現象包括了柴油的壓縮性、壓力波在複雜的三維管路中傳播、高壓管路中柴油遇到低於飽和蒸氣壓的低壓區之蒸發行爲(cavitation)與高壓油管或噴射系統元件受柴油高低壓震盪所引起的膨脹收縮行爲(compliance)[8]。所以要完全模擬這個系統必須採用三維的 Navier-Stokes 方程式，而且還必須包含柴油低壓區蒸發的二相流問題與油管與噴射元件變形的固力問題。早期的學者大多使用一維的假設，未模擬柴油低壓區蒸發的二相流問題，而且假設金屬元件的變形量可以忽略，這個簡略的電腦模擬方法應用在噴射系統元件參數之設計上卻也相當的成功[9]。這樣的成果令人感到欣慰，所以各汽車顧問公司或汽車廠也都自行設計屬於自己的一套電腦模擬程式用來設計噴射系統元件的參數，如 Ricardo 的 FINJECT[10]或是美國福特之 FuelNet[11]。這些研究中以 FINJECT 程式所使用的模式最為完善與齊全，雖然它也是使用準一維的假設，但是其中模擬了較多的物理現象，如柴油低壓區蒸發的二相流問題與油管、噴射元件變形的固力問題。雖然高壓柴油噴油系統管路的幾何形狀非常複雜的，幸運的是：如果只是想了解其中壓力波的傳遞行爲，那麼可以將它簡化成準一維(quasi-one dimension)的幾何形狀，並且得到相當不錯的準確度。因此，本計劃中也採用準一維可壓縮流體的方程式組來當作統御方程式，所建立的方程式與物理模式如下：

(a) 柱塞筒(plunger chamber)，輸油室(delivery valve chamber)與噴油嘴室(injector chamber)之壓力模式

本計畫將柱塞筒，輸油室與噴油嘴室內每一處的壓力視為相等(參見圖 2)，在這種假設之下，這些壓力的變化只與淨流出的量與體積的變化有關。假設 K_f 是柴油壓縮模數(bulk modulus of compressibility)，則

$$K_f = -\frac{dP_j}{dV_j} V_j$$

其中， P 為壓力， V 為體積，下標 $j=1$ 是柱塞筒， 2 是輸油室， 3 是高壓油管， 4 是噴油嘴室。而各室間的流量傳遞可以表示成與兩室間壓差的關係。

$$\mathcal{Q}_j = A_j c_{dj} \left(\frac{2\Delta P_j}{\rho_j} \right)^{0.5}$$

其中 c_{dj} 是各室間的流量係數(discharge coefficient)。所以，室內壓力的變化為：

$$\frac{dP_j}{dt} = \frac{-K_f}{V_j} \left(\frac{dV_j}{dt} - \mathcal{Q}_{ij} \right)$$

其中， $\mathcal{Q}_{ij} = \sum \mathcal{Q}_j$ 為進入此室內的流量。另外，輸油室與噴油嘴室的閥，可以下列簡單的單向閥(check valve)來模擬[12,13,14]。

$$\mathcal{Q}_{valv} = \mathcal{Q}_{flow} \quad \text{如果} \quad \mathcal{Q}_{flow} > 0$$

$$\mathcal{Q}_{valv} = 0 \quad \text{如果} \quad \mathcal{Q}_{flow} < 0$$

$$\mathcal{Q}_{inj} = 0 \quad \text{如果} \quad P_{inj} < P_{open}$$

(b) 高壓油管內非穩定性傳播之壓力波模式

一般來說，高壓油管很長並且會因油壓而變形，所以內部的壓力不能如上一節所述視為各處都等壓，而並須考慮壓力與位置的關係。若考慮高壓油管變形的影響，則高壓油管內壓力與管內截面積的關係可以表示如下：

$$\frac{1}{A} \left(\frac{\partial A}{\partial t} \right) = \frac{D}{2\varepsilon E} \frac{\partial P}{\partial t}$$

其中， x 是油管軸向的座標， A 是高壓管內的截面積， u 為速度， t 為時間， D 是高壓管內的直徑， ε 是高壓油管的管壁厚度， E 是油管材質的楊氏係數(Youngs modulus)。管內連續方程式：

$$\frac{\partial(\rho A dx)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho A u)}{\partial x} dx = 0,$$

其中 ρ 為密度，若假設下式成立：

$$\frac{\partial(\rho A)}{\partial x} = 0$$

連續方程式則簡化成：

$$\frac{1}{A} \frac{\partial A}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} = 0$$

管內柴油之動量方程式可寫成(忽略對流的加速項，因為速度遠小於聲速)：

$$\frac{\partial u}{\partial t} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + f \frac{u|u|}{2D} = 0$$

其中， f 是流體摩擦係數(Darcy-Weisbach friction factor)，可以下列式子來表示：

$$f = 64 / Re_e$$

此處， Re 為高壓油管內的雷諾數(Reynolds number)。另外，若將油管的變形考慮進去則可以得到連續方程式：

$$\frac{1}{K_f} \frac{\partial P}{\partial t} \left(1 + \frac{K_f D}{2E \varepsilon} \right) + \frac{\partial u}{\partial x} = 0$$

若定義柴油在高壓油管內的聲速 α 為：

$$\alpha = \left[\frac{K_f}{\rho \left(1 + \frac{K_f D}{2E \varepsilon} \right)} \right]^{0.5}$$

其中，E 為高壓油管材料之楊氏模數，D 為那高壓油管之外管徑， ε 為高壓油管之內外管徑的差，那麼連續方程式就可以改寫成：

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \rho \alpha^2 \frac{\partial u}{\partial x} = 0$$

(c) 數值方法

以上所採用的數學模型若分析動量方程式與連續方程式發現他本身是一個波動方程式(wave equation)，所以方程式屬於雙曲線型(hyperbolic type)。所以本計畫所採用的數值方法是特徵值數值方法(characteristic method)，將其差分後可得以下的差分方程式(請參考圖 3)

$$P_c^+ = P_a - \frac{\rho \alpha}{A} (\mathcal{Q}_c - \mathcal{Q}_a) - \Delta x \frac{f \mathcal{Q}_a^2 \rho}{2DA^2}$$

$$\Delta x = x_c - x_a = \alpha_a \Delta t$$

$$P_c^- = P_b + \frac{\rho \alpha}{A} (\mathcal{Q}_c - \mathcal{Q}_b) + \Delta x \frac{f \mathcal{Q}_b^2 \rho}{2DA^2}$$

$$\Delta x = x_c - x_b = \alpha_b \Delta t$$

$$N = l / \Delta x \quad \text{with} \quad \Delta x = \alpha \Delta t$$

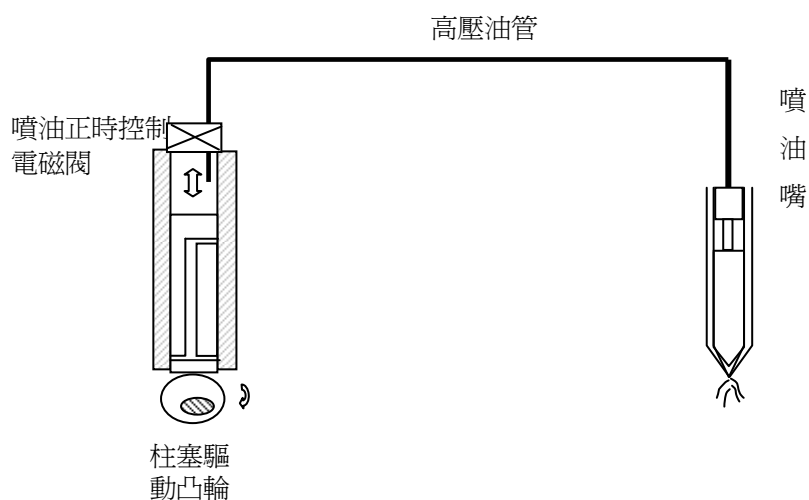


圖 2 簡化的噴射系統示意圖

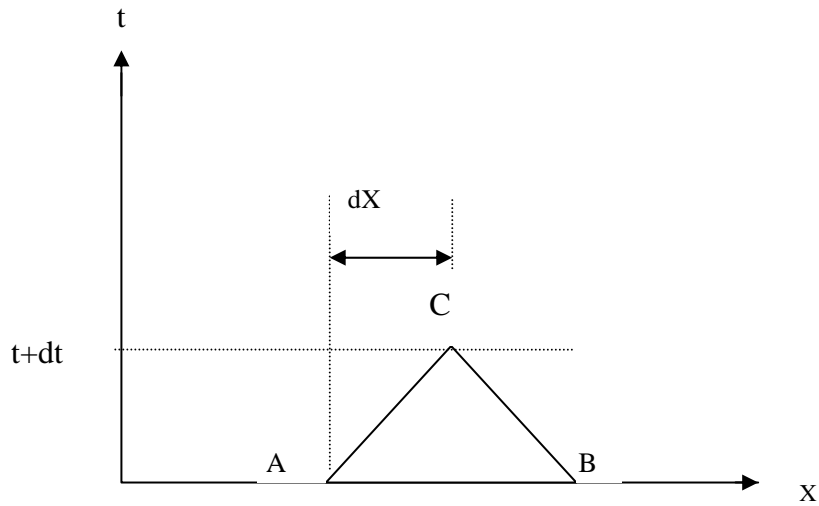


圖 3 特徵值方法所使用的座標

另外，計劃中所欲建立之數學模式以便能由量測之油管内壓力推估柴油噴射量與噴油規律，則擬採用靜力供油的計算法 [14,15]。一般來說當參數 $k = L_{TP} / (a\tau_b) < 0.1$ 時可使用此方法(其中 L_{TP} 為油管長度， a 為油管内柴油音速， τ_b 為噴油之延續時間)，準確度與應用的診斷方式則尚待此計劃與另一子計劃深入探討與研究。

第三章：成果報告

以此程式可以用來模擬很多種噴射系統參數對高壓油管壓力與噴油率(每一曲軸角度所噴出的油量)之關係。以下分成幾部分來討論：

(一) 程式正確性驗證

圖 4 為引擎 2000 轉時，高壓油管内壓力(距離噴油嘴端 5 公分處)的計算與理論值之比較圖。其中所使用的數據參考表 1 和表 2。圖中顯示所計算出的油管内壓力之特徵與實驗值之特徵相似。模擬出油管内之最大值與實驗值相同，油管内之殘餘壓力與實驗值之絕對值雖有差距，但是所模擬的頻率與實驗值相同。基本上，計畫中所使用的模式尚能捕捉高壓油管内之壓力特徵。

(二) 參數探討

計畫中選擇幾種參數來模擬，這些參數分別是(a)轉速大小(b)高壓油管長度(c)引擎負荷大小。

(a) 轉速大小的影響

圖 5 與圖 6 分別為引擎 2000rpm 與 3000rpm 時所計算之高壓油管(x=0.45)壓力，噴油嘴壓力，柱塞室壓力與噴射率隨曲軸角的關係圖。圖中說明了：隨著引擎轉速的增加，噴油率從狹長變為矮胖型，噴油率之最大值也下降了。這是因為隨著轉速的增加，燃油在運動中受到的阻力增加，壓縮性與慣性作用也隨之變大，所以噴油率之峰值下降，並且有延遲噴油的效應。

(b) 高壓油管長度

圖 7 為不同高壓油管長度(50 公分長與 80 公分長)對噴油率與高壓油管壓力影響的關係圖。結果顯示：當高壓油管較長時，由於高壓油管的體積增加，且柴油流動時的流動阻力增加，所以噴油開始點會延後發生。

(c) 引擎負荷大小

這裡所模擬的情形，其實就是所謂的擅調問題，業者經常在進入排煙動力站檢測黑煙值前將噴射系統之有效噴油行程縮小。經模擬的結果如圖 8 所示。圖中顯示了負荷較大時(有效行程較大)，噴油率的最大值會變大，而且噴油持續時間長，所以當有效行程小時，較不容易產生黑煙。另外從模擬的結果也顯示：噴油起始時間沒有多大的改變，圖中也表明了高壓油管中二者壓力值的差異情形，結果也交由子計畫三作參考，以便其發展診斷擅調技術。

這小節所模擬結果與文獻的趨勢相當吻合，更加確認此計畫所建立的模擬程式之正確性。

(三) 噴射系統故障模擬

計畫中委託民間柴油噴射系統之專業公司-松濱企業調查國內使用中柴油車的故障情形與原因。松濱企業有限公司為國內唯一兩個取得德國 BOSCH 公司 DIESEL SERVICE CENTER 資格的修護中心之一，亦為美國 STANADYNE 柴油泵公司台灣總代理。調查結果如表 3 所示，分析結果顯示：

- (A) 柴油引擎造成故障的成因大部分來自於使用者使用船油(溶劑油)直接造成影響有 47 件損壞，大部分為損壞噴射系統零組件。
- (B) 故障原因來自於噴射系統故障的成因有：噴油嘴阻塞或開啟壓力下降，柱塞磨損，EDC 電磁閥或齒桿磨損與柴油過濾器阻塞。
- (C) 因為引擎運轉不穩定所造成的間接影響各控制器及感應器損壞更難以判定。

計畫以所調查出之最常見的故障情形(a)噴射嘴開啟壓力(b)柱塞磨損與(c)噴嘴阻塞來模擬其對噴油率與高壓油管壓力影響，以便於了解高壓油管内之壓力特徵。

(a) 噴射嘴開啟壓力

圖 9 為不同噴油嘴開啟壓力下(250MPa 與 150MPa),所計算之高壓油管($x=0.45$)壓力與噴射率隨曲軸角的關係圖。模擬結果顯示:噴油嘴開啟壓力越小，噴油率的最大值越小，噴油持續時間也較長，噴油起始時間則提前噴油。這樣的結果可以說明噴油嘴開啟壓力較小時，後段噴油量的增加會造成黑煙排放的增加趨勢，而且噴油壓力的減少也會造成霧化不良，進一步增加黑煙的排放。

(b) 柱塞磨損

柱塞筒磨損下，所計算之高壓油管($x=0.45$)壓力與噴射率隨曲軸角的關係圖，2000rpm，經模擬的結果如圖 10 所示。圖中顯示了柱塞磨損時，由於柴油的洩漏問題所以柱塞筒內油壓建立不易，導致噴油率的最大值變小，噴油持續時間較正常柱塞時短，噴油起始時間也較為延後，應較不容易產生黑煙。必須說明的是:此處無法模擬因為油管内壓力變小時，所導致之噴油霧化不良現象。圖中也表明了高壓油管中內壓力值的差異。

(c) 噴嘴阻塞

圖 11 為噴油嘴阻塞 20%面積後對噴油率與高壓油管壓力影響的關係圖。模擬結果顯示:噴油嘴阻塞後，噴油率的最大值越小，噴油持續時間也較長，噴油起始時間約相同。這樣的結果可以模擬噴油嘴孔積碳的情形，但是必須說明的是無法模擬積碳後的柴油霧化情形。

(四) 診斷參數研究

圖 12 為高壓油管内，不同量測點($x=0.05m, x=0.25m$ 與 $x=0.45m$ 三處量測點， $x=0$ 為輸油閥端， $x=0.5$ 為噴油嘴端)壓力與曲軸角之間的關係圖。圖中顯示不同的量測點有不同的壓力表徵，而非單只是時間延遲的問題而已，這是因為統馭油壓的方程式是一個高非線性的偏微分方程式。因此，要找出能診斷故障成因的壓力波形應以靠近噴油嘴端較為佳，因為此處與噴油端較近時間延遲的效應較小，較能看出噴油率的關係。以 $x=0.45m$ 與 $x=0.5m$ 處的壓力為例，圖 13 為其對時間一次微分與噴油率與曲軸角度之關係圖，圖中顯示在噴油階段， $x=0.45m$ 與 $x=0.5m$ 處的壓力微分後的局部最大(噴油嘴開啟時)或局部之最小值(噴油嘴關閉時)存在，而這個特徵可能是用來診斷噴油率之持續時間的重要參數與特徵。另外，依據上述之模擬研究可以整理出一些故障的特徵來

	油壓最大 值	噴油嘴開 啟時間	噴油嘴關 閉時間	噴油寬 度	噴油率 最大值	噴射系統故障原因
1	變小	延後	延後	不明顯	變小	油管太長
2	變小	不明顯	提前	變小	不明顯	擅調全負荷螺絲
3	不明顯	提前	延後	變大	變小	噴油嘴開啓壓力低
4	變小	提前	提前	變小	不明顯	柱塞筒磨損
5	變大	不明顯	延後	變大	變小	噴油嘴阻塞

柱塞直徑	7 mm	柴油密度	850 kg/m ³
柱塞行程	13 mm	柴油動力黏度	5 mm ² /sec
油管內徑	1.5 mm	柴油壓縮模數 K_f	1.2 G Pa
油管外徑	6 mm	油管楊氏模數 E	2.2 GPa
油管長	0.5 m	噴油孔流量係數	0.9
噴油嘴開啟壓力	250 bar	回油孔流量係數	0.9
噴油嘴噴孔數目	3	輸油閥流量係數	0.7
噴油嘴噴孔直徑	0.235 mm	回油孔直徑	2 mm
出油閥直徑	2 mm		

表 1 所模擬的噴射系統參數值

+.00, .00, .00, .01, .01, .02, .03, .04, .05, .07,
 +.08, .10, .12, .14, .17, .19, .22, .24, .27, .31,
 +.34, .37, .41, .45, .49, .53, .58, .63, .67, .72,
 +.78, .83, .89, .94, 1.01, 1.07, 1.13, 1.20, 1.27, 1.34,
 +1.41, 1.49, 1.57, 1.65, 1.73, 1.81, 1.90, 1.99, 2.08, 2.18,
 +2.27, 2.37, 2.48, 2.58, 2.69, 2.80, 2.92, 3.03, 3.15, 3.28,
 +3.40, 3.53, 3.67, 3.80, 3.94, 4.09, 4.23, 4.38, 4.54, 4.69,
 +4.86, 5.02, 5.19, 5.37, 5.55, 5.73, 5.92, 6.11, 6.31, 6.51,
 +6.72, 6.93, 7.14, 7.34, 7.54, 7.74, 7.93, 8.12, 8.30, 8.48,
 +8.66, 8.83, 9.00, 9.17, 9.33, 9.49, 9.64, 9.80, 9.94, 10.09,
 +10.23, 10.37, 10.50, 10.63, 10.76, 10.88, 11.00, 11.12, 11.23, 11.34,
 +11.44, 11.55, 11.64, 11.74, 11.83, 11.92, 12.00, 12.09, 12.16, 12.24,
 +12.31, 12.38, 12.44, 12.50, 12.56, 12.61, 12.66, 12.71, 12.75, 12.79,
 +12.83, 12.86, 12.89, 12.92, 12.94, 12.96, 12.97, 12.98, 12.99, 13.00,
 +13.00, 13.00, 13.00, 13.00, 13.00, 13.00, 13.00, 13.00, 13.00, 13.00,
 +13.00, 13.00, 13.00, 13.00, 13.00, 13.00, 13.00, 13.00, 13.00, 13.00,
 +13.00, 13.00, 13.00, 13.00, 13.00, 13.00, 13.00, 13.00, 13.00, 13.00,
 +13.00, 13.00, 12.99, 12.98, 12.97, 12.96, 12.94, 12.92, 12.89, 12.86,
 +12.83, 12.79, 12.75, 12.71, 12.66, 12.61, 12.56, 12.50, 12.44, 12.38,
 +12.31, 12.24, 12.16, 12.09, 12.00, 11.92, 11.83, 11.74, 11.64, 11.55,
 +11.44, 11.34, 11.23, 11.12, 11.00, 10.88, 10.76, 10.63, 10.50, 10.37,
 +10.23, 10.09, 9.94, 9.80, 9.64, 9.49, 9.33, 9.17, 9.00, 8.83,
 +8.66, 8.48, 8.30, 8.12, 7.93, 7.74, 7.54, 7.34, 7.14, 6.93,
 +6.72, 6.51, 6.31, 6.11, 5.92, 5.73, 5.55, 5.37, 5.19, 5.02,
 +4.86, 4.69, 4.54, 4.38, 4.23, 4.09, 3.94, 3.80, 3.67, 3.53,
 +3.40, 3.28, 3.15, 3.03, 2.92, 2.80, 2.69, 2.58, 2.48, 2.37,
 +2.27, 2.18, 2.08, 1.99, 1.90, 1.81, 1.73, 1.65, 1.57, 1.49,
 +1.41, 1.34, 1.27, 1.20, 1.13, 1.07, 1.01, .94, .89, .83
 +.78, .72, .67, .63, .58, .53, .49, .45, .41, .37,
 +.34, .31, .27, .24, .22, .19, .17, .14, .12, .10,
 +.08, .07, .05, .04, .03, .02, .01, .01, .00, .00,
 +.00, .00, .00, .00, .00, .00, .00, .00, .00, .00,
 +.00, .00, .00, .00, .00, .00, .00, .00, .00, .00,
 +.00, .00, .00, .00, .00, .00, .00, .00, .00, .00,
 +.00, .00, .00, .00, .00, .00, .00, .00, .00, .00,

表 2 柱塞驅動凸輪的頂高距離(lift)

	柴油車故障特徵	比例 %	原因為噴射系統故障
1	無法啟動或啟動困難	5	
2	引擎熄火後無法再啟動	10	√
3	引擎間歇性突然熄火		
4	油門踩到底,引擎才可以啟動		
5	引擎只在怠速運轉,無法加速	2	
6	引擎只有高怠速運轉,無法加速		
7	額定負載速度,馬力明顯縮減	5	
8	在所有的負載速度範圍,馬力明顯縮減	40	√
9	負載運轉後無法控制,輸出扭力間斷	2	√
10	怠速運轉不穩定,引擎擺震	30	√
11	引擎大量排放黑煙	2	√
12	異常燃燒爆震	2	√
13	引擎負載運轉極不穩定	2	√
14	定速控制沒有作用		
15	中段轉速控制行程沒有作用		
16	限速制控制沒有作用		
17	自動加速		
18	引擎馬力驟升,引擎溫度過高		
19	引擎轉速過高		
20	電子扭力輸出控制或變速箱控制沒有作用		
<p>分析結果：</p> <p>(1) 柴油引擎造成故障的成因大部分來自於使用者使用船油(溶劑油)直接造成影響有 47 件損壞，大部分為損壞噴射系統零組件。</p> <p>(2) 故障原因來自於噴射系統故障的成因有：噴油嘴阻塞或開啟壓力下降，柱塞磨損，EDC 電磁閥或齒桿磨損與柴油過濾器阻塞。</p> <p>(3) 因為引擎運轉不穩定所造成的間接影響各控制器及感應器損壞更難以判定。</p>			

表 3 使用中柴油車輛故障情形與原因

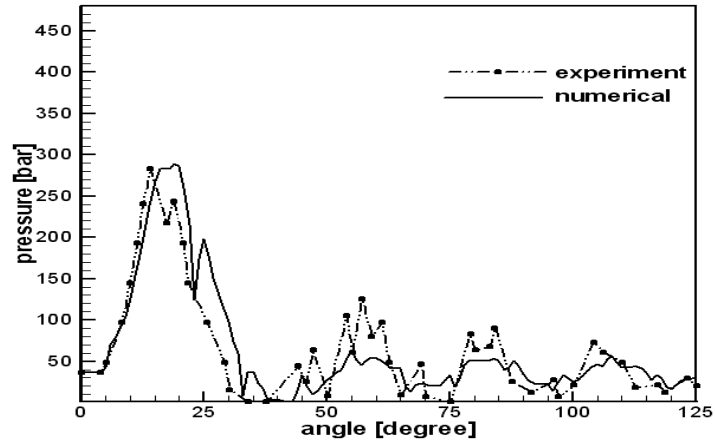


圖 4 實驗與計算之高壓油管(x=0.4)壓力隨曲軸角的關係圖,2000rpm

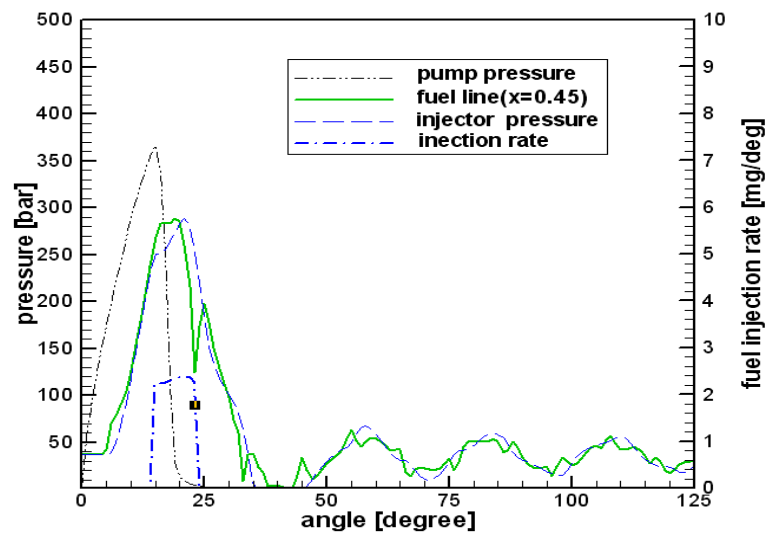


圖 5 計算之高壓油管(x=0.45)壓力,噴油嘴壓力, 柱塞室壓力與噴射率隨曲軸角的關係圖,2000rpm

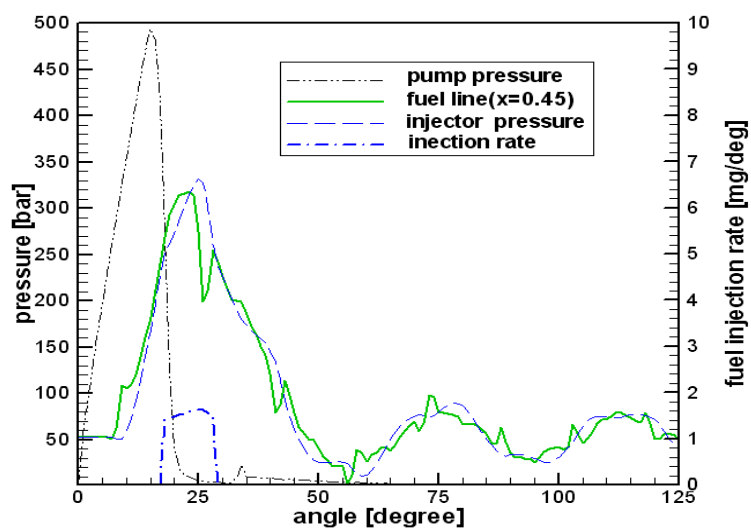


圖 6 計算之高壓油管(x=0.45)壓力,噴油嘴壓力,柱塞室壓力與噴射率隨曲軸角之關係圖,3000rpm

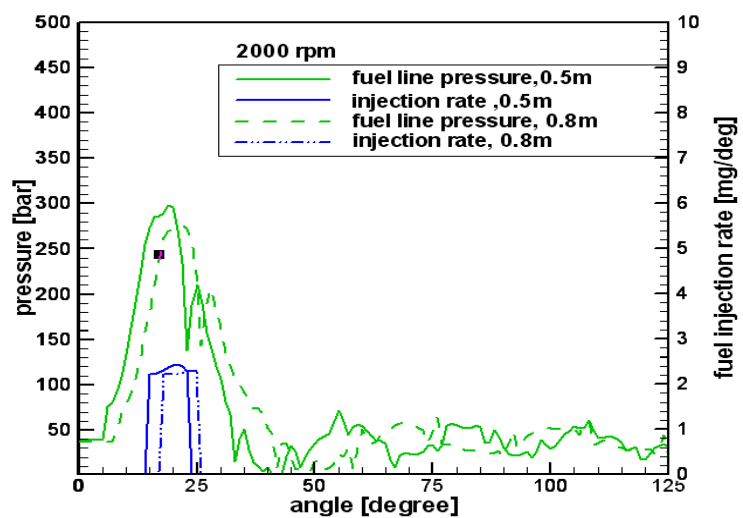


圖 7 不同油管長度下, 計算之高壓油管壓力(距離噴油嘴 0.5cm)與噴射率隨曲軸角之關係圖,2000rpm (其中實線為油管長度 0.5m, 虛線為油管長度 0.8m)

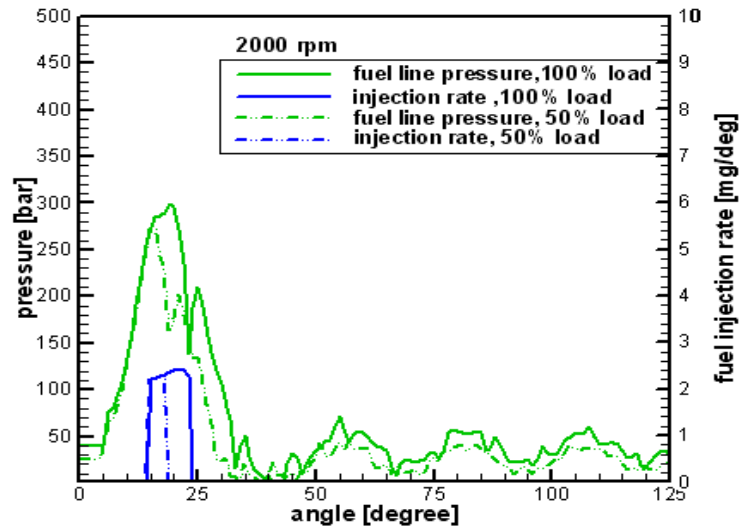


圖 8 計算之高壓油管($x=0.45$)壓力與噴射率隨曲軸角的關係圖,2000rpm (其中實線為全負荷, 虛線為 50%的負荷)

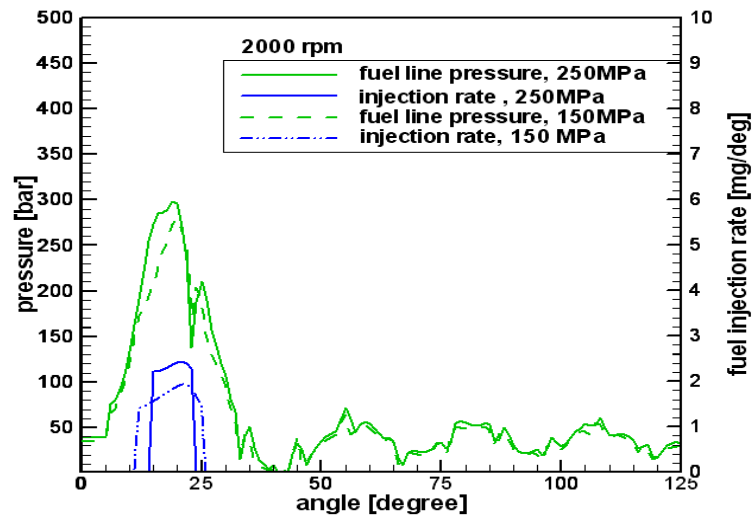


圖 9 不同噴油嘴開啟壓力下, 所計算之高壓油管($x=0.45$)壓力與噴射率隨曲軸角的關係圖,2000rpm (其中實線為噴油嘴開啟壓力 250MPa, 虛線為噴油嘴開啟壓力 150MPa)

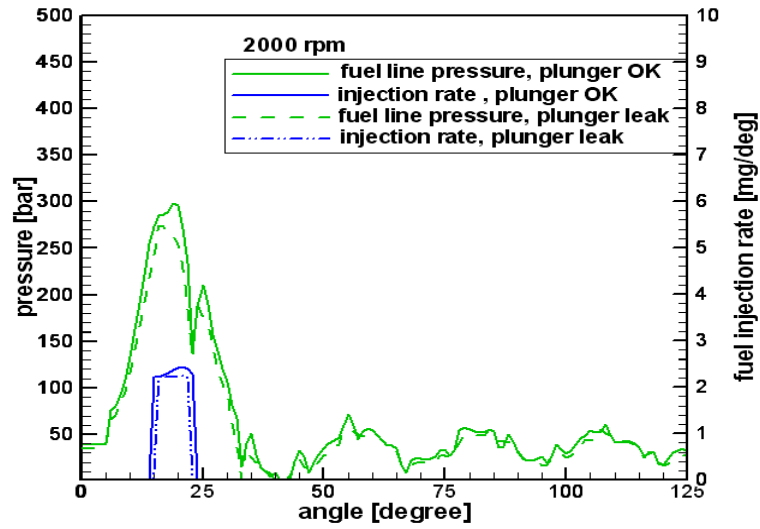


圖 10 不同柱塞筒磨損程度, 所計算之高壓油管(x=0.45)壓力與噴射率隨曲軸角的關係圖, 2000rpm (其中實線為正常柱塞筒, 虛線為柱塞筒磨損面積 0.1%)

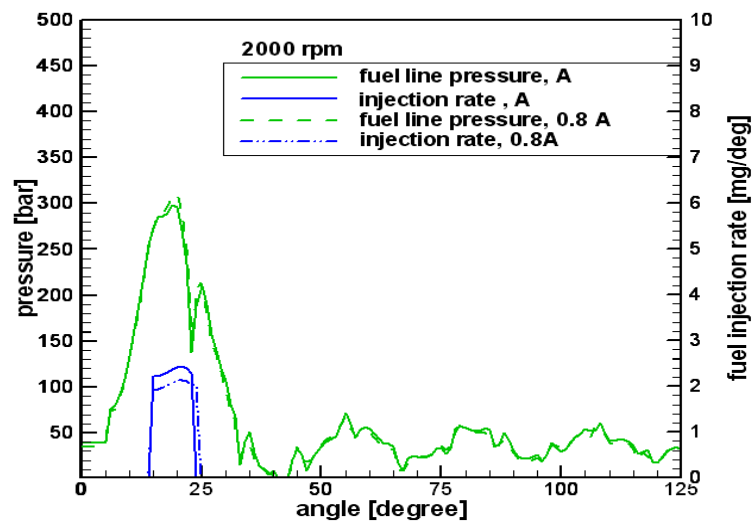


圖 11 不同噴油嘴阻塞程度下, 所計算之高壓油管(x=0.45)壓力與噴射率隨曲軸角的關係圖, 2000rpm (其中實線為正常噴油嘴, 虛線為阻塞面積 20%的噴油嘴)

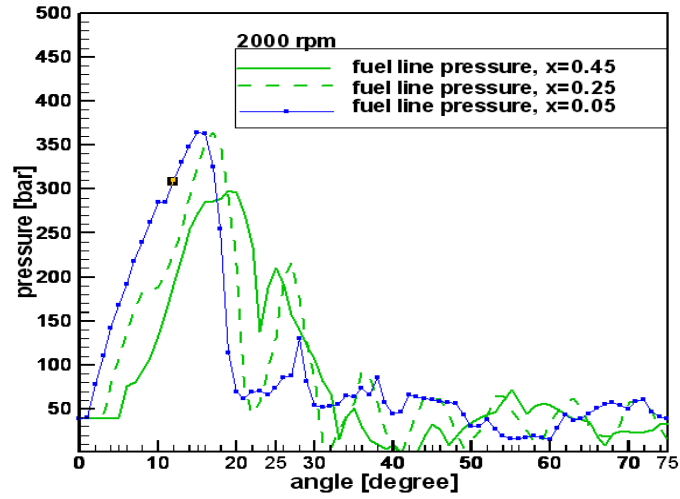


圖 12 不同位置下之高壓油管壓力隨曲軸角的關係圖,2000rpm



圖 13 高壓油管(x=0.45)壓力上升率,噴油嘴壓力上升率與噴射率隨曲軸角的關係圖,2000rpm

第四章：結論與建議

計畫中採用數值模擬的方法來探討各種噴射系統元件故障時流場中壓力波形的特徵。數學模式所使用的統御方程式為準一維可壓縮的流體方程式配合能量方程式，模式中並考慮噴射系統中高壓油管或噴射系統元件受柴油高低壓震盪所引起的膨脹收縮行為。計算結果顯示：

- (4) 所建立的模式所模擬出的高壓油管内壓力傳播的一些特徵與實驗值之比較，相當吻合。應可用來模擬柴油車噴射系統之故障情形，並找出其所導致的壓力波形特徵。以便於將結果提供群計畫中之子計畫二使用。
- (5) 計畫中選擇一些參數來模擬，這些參數分別是(a)轉速大小(b)高壓油管長度(c)引擎負荷大小。模擬結果與文獻的趨勢相當吻合，更加確認此程式的正確性。其中引擎負荷大小之參數研究用來提供子計畫二診斷擅調技術的參考根據
- (6) 計畫以所委託調查出之最常見的故障情形(a)噴射嘴開啟壓力(b)柱塞磨損與(c)噴嘴阻塞來模擬其對噴油率與高壓油管壓力影響，以便於了解這些故障對高壓油管内之壓力特徵的影響。
- (7) 欲使用高壓油管内之壓力來診斷柴油噴射系統時，建議以較靠近噴油嘴端來量測較佳，此處壓力微分後的局部最大值(噴油嘴開啟時)或局部之最小值(噴油嘴關閉時)，可用來診斷噴油率之持續時間的重要參數與特徵

參考文獻

- (1) Kinoshita, M., Saito, A. and Otsubo, K., "Study of Fuel Flow Rate Change in Injector for Methanol Fueled S. I. Engine," SAE 950071, (1995)
- (2) 戚揚與韓北山, "汽車故障診斷," pp.542~544, 第二版, 人民交通出版社, 北京, (1995)
- (3) Gibson, D. H., "A Flexible Fuel Injection Simulation," SAE 861567, (1986)
- (4) Goyal, M., "Modular Approach to Fuel Injection Simulation," SAE 780162, (1978)
- (5) Marcic, M., "Computer Simulation of the Diesel Fuel Injection Nozzle," SAE 930925, (1993)
- (6) Scullen, R. S. and Hames, R. J., "Computer Simulation of the GM Unit Injector," SAE 780161, (1978)
- (7) Wannewetsch, P. and Egler, W., "A User-Friendly Program System for Digital Simulation of Hydraulic Equipment," SAE 850532, (1985)
- (8) Wylie, E. B., Streeter, V. L., and Suo, L., "Fluid Transients in Systems," Prentice – Hall, Englewood Cliffs, NJ, (1993)。
- (9) Wylie, E. B., Bolt, J. A. and El-Erian, M. F., "Diesel Fuel Injection System Simulation and Experimental Correlation," SAE 710569, (1971)
- (10) Fairbrother, R., "Simulation of a Pump-Line-Nozzle Diesel Fuel Injection System with the FINJECT code," Proceedings of the Second Ricardo Software International User Conference, (1997)
- (11) Yang, W. C. and Chen, J. L., "FuelNet-A Generic code for Transient Processes in Fuel Delivery Systems," SAE 980815, (1998)
- (12) Rakopoulos, C.D. and Hountalas, D.T., "A Simulation Analysis of a DI Diesel Engine Fuel Injection System Fitted with a Constant Pressure Valve," Energy Convers. Mgmt Vol.37, No.2, pp-135-150, (1996)
- (13) Hountalas, D.T. and Kouremenos, A.D., "Development of a Fast and Simple Simulation Model for the Fuel Injection System of Diesel Engines," Advances in Engineering Software, Vol. 29, No.1, pp.13-28, (1998)
- (14) 奧爾林, 客魯格洛夫, "活塞式和複合式內燃機各系統," pp.155-158, [蘇俄文], 于連臣譯, 機械工程出版社, 北京, (1988)
- (15) Hong, H., Krepec, T. and Kekedjian, H., "Shaping of Fuel Delivery Characteristics for Solenoid Operated Diesel Engine Gaseous Injectors," SAE 960869, (1996)

附錄一：期中審查意見

一、與子計畫二之連結應加強。

答覆：謝謝委員指教，將遵照委員指示辦理。模擬的結果中有關噴射嘴開啟壓力變小、柱塞磨損、噴嘴阻塞與擅調等故障情形對噴油率與高壓油管壓力傳播之影響與特徵已經交由子計畫二研究中。

二、許多故障成因不同，但訊號現象相同，如何抽取，可檢討之（困難度高）。

答覆：謝謝委員指教，將遵照委員指示辦理，結果請參見報告書內：成果報告最後一段。

三、在數學模式中需說明更清楚，如 empirical formula, empirical coefficient 等值來計算結果可與外國現成軟體結果作比較。

答覆：謝謝委員指教，將遵照委員指示辦理。結果請參見報告書內：表 1 與圖 4

四、請先行將全系統以 Bench Test 方式量取重要 Data 與數學分析結果比對並進行 Sensitivity study，訂定 Key Factor 對污染生成之關係。

答覆：謝謝委員指教，將遵照委員指示：由於，此計畫中並未觸及污染之模擬，所以未能有相關的結果，未來將往委員之建議方向往污染形成機制的研究與模擬來作發展，以擴大應用的範圍。

附錄二：期末審查意見

1. 本年度子計畫一/二名稱頗為相似，兩者異同性請再說明。
2. 結論在精簡明確。
3. 計畫成果達成原目標，唯使成果更彰顯請補充如下：
 - 1) 維修總能力調查整理一總表說明現況與國際 Bench Marking。
 - 2) 診斷系統成果表現以 Cause-Effect Diagram 說明成因並註明嚴重性與污染關連。
 - 3) 成果 Demonstration 以實體配合模擬。

施政建議，宜整理 Key points 成為完整之 Summary。

答覆：謝謝委員指教，將遵照委員指示中有關第三子計畫內容的撰寫再修改，以便於符合委員的指示