

DOHC汽門機構之進汽門耦合應力分析

王栢村¹ 陳志成²

¹國立屏東科技大學機械工程學系教授

²國立屏東科技大學機械工程學系研究生

Email: wangbt@mail.npust.edu.tw

摘要

本文目的為應用有限元素法以預測引擎於動力行程時，DOHC型汽門機構之進汽門在承受一最大平均有效壓力及燃燒高溫之耦合狀態下所產生之結構熱傳及應力應變行為。首先個別進行結構應力、溫度場及熱應力場三種獨立負荷狀況之分析；最後則進行耦合場分析並且比較線性疊加與耦合場分析數據。結果顯示，(1)進汽門之應力應變皆由熱應力場所主導，亦即燃燒高溫之影響遠大於燃燒壓力；(2)主要應力集中出現在熱膨脹時汽門面與汽門座圈滑動接觸面末端部位，也代表著此處為可能發生疲勞破壞之位置；(3)在線性結構假設下，利用線性疊加與耦合場分析所得之結果驗證一致。期望本文研究分析之結果能提供業者針對汽門機構進行研發設計時之參考。

關鍵字：DOHC汽門機構，進汽門，有限元素分析

前言

汽門為引擎中重要機件之一，它在工作情況中承受了高溫度、大壓力及快速的啟閉動作。每個汽門雖只重150克，但必須控制大約30~40匹馬力和500kg的氣體壓力而不致發生漏氣。且汽門在接近800°C的高溫下，都已變成赤紅狀態，但仍要求能與氣門座保持良好接觸，且需維持原有強度以承受撞擊[1]。

現今引擎之設計相當重視引擎汽門機構及進、排氣的設計，重點在於增加進氣效率進而達到引擎性能的提升。工研院機研所於民國八十年執行之「汽車共用引擎計畫」發表了幾篇論文[2-4]介紹引擎設計的流程、引擎性能模擬分析、基本引擎分析等，其中也提到了汽門機構之分析方法、工作條件特性、計算流程及設計準則。此外論文中也闡明以工程計算分析手段，透過電腦模擬方式預測最佳系統設計的概念。其他方面，對於汽門機構的動態行為，蔡等人[5]以階次追蹤分析技術探討PGO四行程機車引擎之OHC汽門動態行為，藉以提供設計工程師判斷複雜系統下之振動與噪音發生時機與機制。陳[6]分析一四行程汽車引擎，頂上型雙凸輪(DOHC)汽門機構的動態行為，以作為評估或改善汽

門機構設計的重要依據。Iritani et al.[7]對一柴油引擎OHV汽門機構建立一分析模型來預測其動態特性，並且進行實驗量測以驗證分析模型預測結果的正確性，目的為透過電腦輔助工程分析(CAE)的幫助來發展新型引擎或汽門機構的動態行為的最佳化設計。

目前在汽車動力系統的開發，有限元素分析已被普遍地應用，它除提供產品在設計階段消極地驗證設計產品的強度外，更能事先指出產品設計不良處，並予以改善。黃[8]說明汽車動力系統發展的初期階段，甚多核心零件需要有限元素法分析的結果來預測其強度、變形、溫度分佈等行為，以用來支援汽車動力系統設計。全等人[9]對一具頂上雙凸輪軸十六汽閥(DOHC,16V)汽缸頭結構，利用分析軟體MSC/NASTRAN建立有限元素模型並進行各種應力應變暨熱分析工作，同時針對引擎不同之工作環境與負荷條件，提出有效之分析模擬模式，以為國內各汽車業界實際之參考。

由於新式汽油引擎為增加進汽效率以提高引擎性能，許多引擎皆採用DOHC多汽門化之汽門機構。因此，本文亦選擇DOHC型汽門機構內之單一進汽門，使用有限元素分析軟體ANSYS建立其分析模型，經由分析結果來預測此進氣門在承受耦合應力作用下，其位移變形、應力分佈及可能發生破壞的位置。

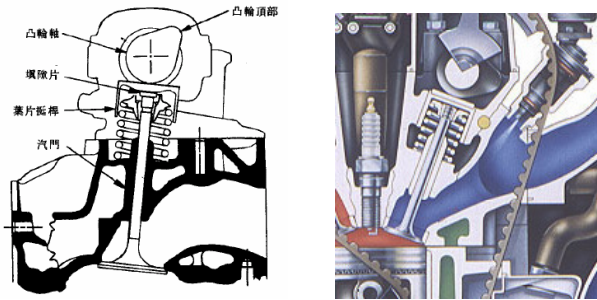
問題定義與分析目標

1.1 問題定義

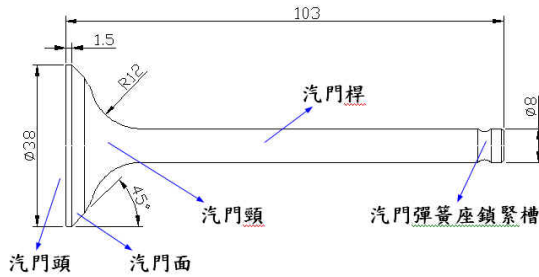
如圖一(a)、(b)所示，雙頂上凸輪直壓式(DOHC)汽門機構之進汽門在引擎進行動力行程時，承受一燃燒壓力 P 約為 49×10^5 (N/m²)，汽門頭在燃燒高溫下約為780°C，舉桿裝於舉桿導管內，將凸輪之旋轉運動變為直線運動，由於DOHC型汽門機構，乃直接由凸輪接觸舉桿傳動，所以沒有汽門腳間隙。汽門彈簧座扣用以固定汽門桿與彈簧，汽門彈簧座置於舉桿內，汽門導管內徑稍大於汽門桿直徑，間隙約0.06~0.08(mm)，並容納足夠之機油作為潤滑及冷卻。進汽門形狀及尺寸，如圖一(c)，與排汽門相比較，進汽門有較低的運轉溫度，乃因混合氣(溫度約40°C)充填至燃燒室的進氣過程中連帶的冷卻了進氣門。

表一 進汽門材料性質及分析條件設定

楊氏係數 E	200e9 (N/m ²)
浦松比 ν	0.3
熱傳導係數 k	12 (W/m ² -°k)
熱膨脹係數 α	3.1e-6 (1/°k)
平均有效壓力 P	49e5 (N/m ²)
汽門頭熱源溫度 T_i	780 (°C)
汽門導管內機油熱對流係數 h_{f1}	1000 (W/m ² -°k)
混合氣熱對流係數 h_{f2}	500 (W/m ² -°k)
汽門導管內機油流體溫度 $T_{\infty 1}$	50 (°C)
混合氣流體溫度 $T_{\infty 2}$	40 (°C)



(a) DOHC 直壓式汽門機構[1] (b) 進汽系統圖[10]



(c) 進汽門零件圖

圖一 汽門、汽門機構

進汽門材料為鎳鉻鋼，材料性質、幾何物理性質及分析條件，如表一。

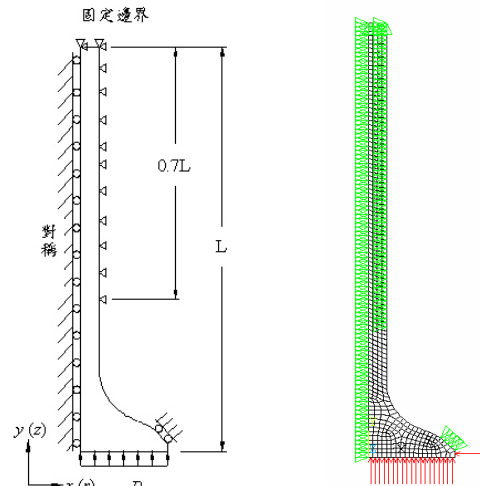
1.2 分析目標

由於整個汽門機構相當複雜，且不同工作環境中所遭遇到的負荷條件不同、而所對應的邊界條件也不盡相同，若使用傳統理論解析幾乎無法求解。所以本研究除簡化結構及其邊界外並採用有限元素分析軟體進行理論分析。分析項目如下：

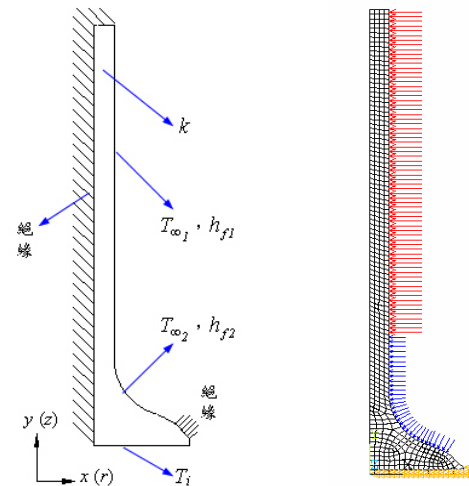
- (1) 進汽門結構之位移變形及應力分析。
- (2) 進汽門結構之溫度分佈及熱流率分析。
- (3) 進汽門結構之熱變形及熱應力分析。
- (4) 進汽門結構之耦合場應力應變分析。
- (5) 比較以線性疊加分析與耦合場分析結果之驗證。

1.3 分析假設

本文之目的，乃只探討當引擎進行動力行程而產生最大燃燒壓力時，進汽門在外力負荷與熱傳耦



(a) 結構應力場



(b) 溫度場

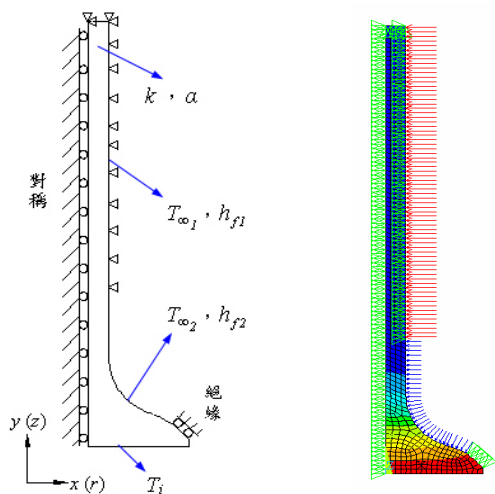
圖二 數學模型及其有限元素模型

合應力作用下其變形及應力應變情況。故考慮系統具有穩定之熱負荷，為穩態(Steady state)響應分析問題。對於受熱負荷隨時間變化之溫度場或熱應力場之暫態響應分析，則不列入考慮。有限元素模型簡化的假設條件說明如下：

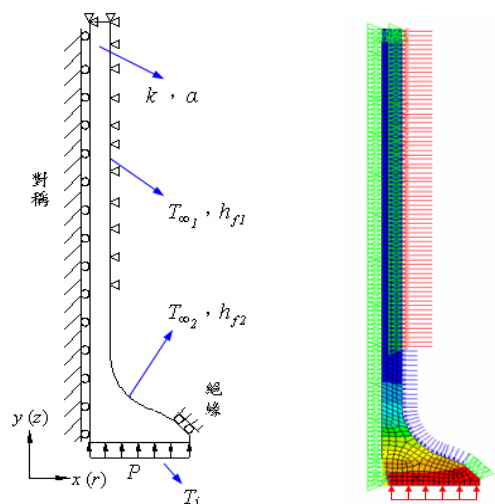
- (1) 汽門面與氣門座圈完全接觸
- (2) 汽門座圈與汽門彈簧座皆為絕緣物質
- (3) 與汽門桿接觸之汽門彈簧座、舉桿、汽門導管及凸輪等為剛體
- (4) 忽略溫度對材料性質之變異性

有限元素分析

基於實際問題之定義及既定之分析目標即可架構完整之數學模型，並在能足夠代表實際結構系統



(c) 熱應力場



(d) 耦合場

圖二 數學模型及其有限元素模型(續)

之特性下使用有限元素分析軟體ANSYS建立與其對應之有限元素模型，如圖二。考慮進汽門其軸中心沿著圓周方向，包括材料、幾何形狀、尺寸、負荷狀態成均勻，故可得軸對稱模型以減少元素數目、節省分析成本。此外忽略汽門彈簧座鎖緊槽之幾何形狀、倒角及汽門頭凹弧，並依不同工作環境中所遭遇到的負荷條件及所對應的邊界條件來建立分析模型，說明如下：

2.1 結構應力分析

- (1) 元素形式：採用二次四邊形平面元素(PLANE82)，軸對稱選項。元素材料性質設定楊氏係數 E 及蒲松比 ν 。
- (2) 元素分割：使用Free mesh方式並使元素大小呈均勻變化，而在汽門頭部份，預期為應力集中區域，則進行較細小之元素分割。為求得分析

結果之正確，必須進行收斂性分析以判斷有限元素模型是否合理。

- (3) 位移限制：如圖二(a)所示， $y(z)$ 軸為軸中心，故設定軸對稱位移限制，即 $x(r)$ 方向位移設為零，根據前述之假設，汽門桿端 $y(z)$ 方向位移為零，距汽門頭 $0.3L$ 處至汽門桿端，為吻合原始問題之結構特性(汽門導管拘束)，設定 $x(r)$ 方向位移為零，此外考慮汽門面與汽門座圈之滑動接觸行為，設定接觸面法線方向 $y(z)$ 位移為零[11]。
- (4) 外力負荷：設定汽門頭所受之平均有效壓力 P ，在分析中以均佈壓應力來模擬。

2.2 溫度場分析

- (1) 元素形式：二次四邊形平面熱傳元素(PLANE77)，軸對稱選項。材料性質須設定熱傳導係數 k 。
- (2) 元素分割：無熱產生率，雖然不必作細分割，但仍須考慮為輸入各節點溫度至熱應力場，故應配合熱應力場之元素分割形態。
- (3) 熱邊界條件：如圖二(b)所示，汽門頭處給予固定溫度 T_i ，模型右邊(汽門座以上)為熱對流邊界，設定汽門導管內潤滑及冷卻用機油之熱對流係數 h_{f1} ；進氣過程中混合氣之熱對流係數 h_{f2} 。模型左邊為對稱邊界，設為絕緣或絕緣邊界，模型上邊為固定邊界；汽門面與汽門座圈為滑動接觸邊界，依據前述之假設，設為絕緣。至於熱輻射邊界因考慮熱輻射效應很小，故予以略去不計。
- (4) 熱負荷條件：無

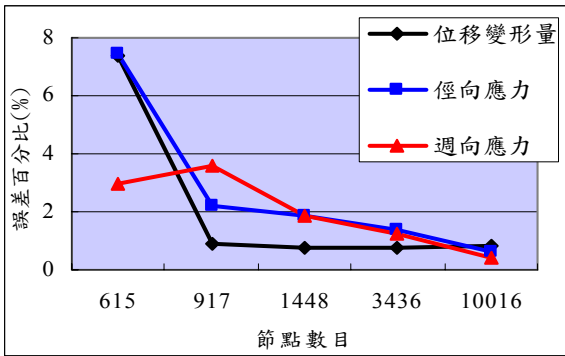
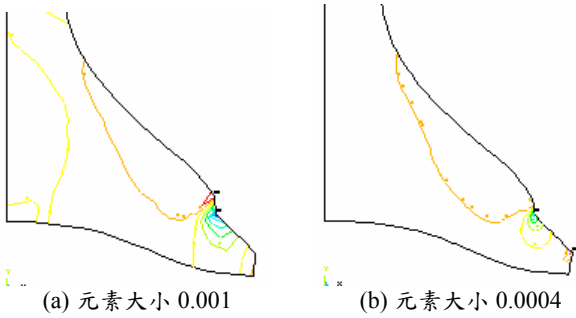
2.3 熱應力分析

欲進行熱應力場分析，必須先進行結構之溫度場分析。當得到結構之溫度分佈，接續進行結構靜力分析，藉由輸入溫度引起的熱應變效應以得到熱應力[12]。有限元素模型設定說明如下：

- (1) 元素形式：為對應溫度場分析數據，故採用二次四邊形平面元素(PLANE82)，元素材料性質設定楊氏係數 E 、蒲松比 ν 、熱傳導係數 k 及熱膨脹係數 α 。
- (2) 元素分割：選擇結構靜力場已收斂完全之元素分割狀態，並且要求溫度場之元素分割也須相同，以利將節點對應之溫度值輸入靜力分析之有限元素模型。
- (3) 位移限制：同結構應力分析之設定。
- (4) 熱邊界條件：如圖二(c)所示，汽門頭處固定溫度、熱對流係數、絕緣邊界等同溫度場分析之設定，此外尚須設定流體溫度(汽門導管內潤滑及冷卻用機油) T_{∞_1} ，流體溫度(進氣過程中之混合氣) T_{∞_2} 。

表二 不同分割下分析數據之h-收斂及p-收斂情況

NO.	元素型式	元素大小	節點數量	位移變形量 D_{isp}	Diff (%)	徑向應力 σ_r	Diff (%)	週向應力 σ_θ	Diff (%)
1	Plane42	0.002	187	2.3181E-6	—	0.9544E+7	—	7.2936E+6	—
2	Plane42	0.001	615	2.4891E-6	7.38	1.0255E+7	7.45	7.5104E+6	2.97
3	Plane42	0.0008	917	2.5118E-6	0.91	1.0482E+7	2.22	7.7799E+6	3.59
4	Plane42	0.0006	1448	2.5313E-6	0.78	1.0674E+7	1.83	7.9253E+6	1.87
5	Plane42	0.0004	3436	2.5497E-6	0.73	1.0824E+7	1.41	8.0212E+6	1.21
6	Plane82	0.0004	10016	2.5708E-6	0.83	1.0894E+7	0.65	8.0514E+6	0.38



(c) 不同分割下應力項分析數據之誤差百分比

圖三 σ_r 等高線 (結構應力場) 收斂情況

2.4 耦合場分析

- (1) 元素形式：同熱應力分析之設定。
- (2) 元素分割：同熱應力分析之設定。
- (3) 位移限制：同結構應力分析之設定。
- (4) 熱邊界條件：同熱應力分析之設定。
- (5) 外力負荷：同結構應力分析之設定。

結果與討論

3.1 收斂性分析

對有限元素分析過程，最重要的莫過於確認分析結果之正確性。除了探討結構響應之合理性外，也相當必要的就是對有限元素模型進行收斂性分析 [13]。因此在對分析模型進行靜力及熱應力分析時，亦需針對網格大小、元素數目與分析數據進行收斂測試，其結果分別如表二及圖三所示，說明如下：

- (1) 圖三(a)為元素大小0.001時之汽門頭部份軸向應力(σ_r)等高線圖，觀察發現等高線有直線波折未能呈平滑曲線，以及與軸中心線非呈鉛直，代表此元素分割不夠細，可能造成分析結果的誤差。比較圖三(b)，在進行細分割(元素大小0.0004)之後，各等高線皆呈平滑曲線狀態。
- (2) 又由表二及圖三(c)可得知，元素大小為0.0004(節點數量為3436)時，如位移變形量、徑向應力(σ_r)及週向應力(σ_θ)的誤差百分比都已在2%以下，已達h-收斂。故判斷元素大小為0.0004之有限元素模型已達合理、正確性之要求，並選用相同形狀之二次元素進行p-收斂分析，並以此分析數據作為最後之分析結果。
- (3) 仔細觀察圖三(c)可看出位移變形量收斂速度比應力值之收斂速度快，換言之，若分析目標僅在求結構之位移變形，相對少的元素分割即可滿足分析需求。

3.2 溫度及熱傳特性探討

熱分析(thermal analysis)主要在了解結構之溫度場分佈情形，以及相關之熱參數，如熱梯度(thermal gradient)及熱通量(heat flux)等。此外在熱傳問題溫度場之有限元素分析，不論元素形狀及其節點數多寡，每個節點僅溫度一個自由度，與結構靜力或熱應力分析中每個節點有二個自由度略有不同。分析結果說明如下：

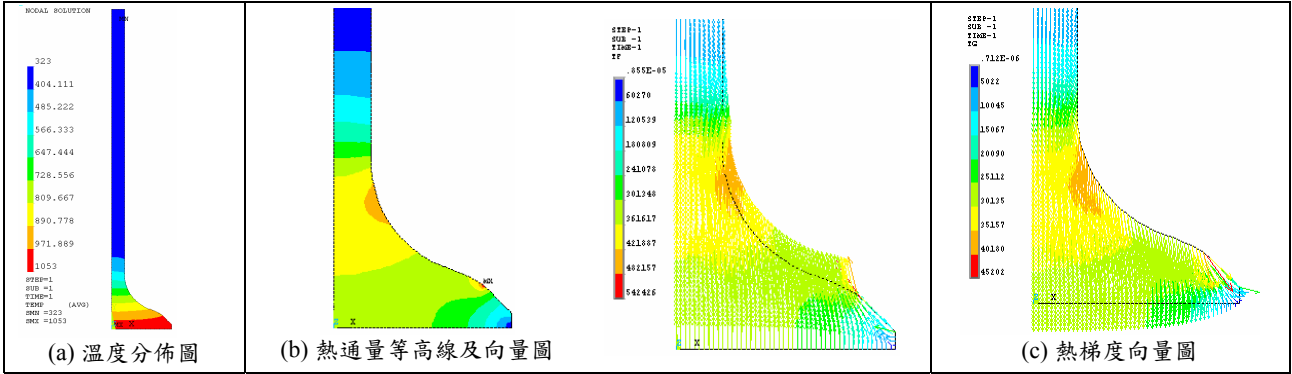
- (1) 進汽門之溫度分佈如圖四(a)，汽門頭擁有最高溫度 $T_{max} = 780^\circ\text{C}$ ，而最低溫出現在汽門桿末端 $T_{min} = 50^\circ\text{C}$ 。等溫線與對稱邊界呈鉛直且平滑，吻合熱邊界條件之特性。
- (2) 熱通量向量如圖四(b)，最大值 $q_n'' = 447888 \text{ (W/m}^2\text{)}$ 在汽門面滑動接觸末端及汽門頭處，最小值 $q_n'' = 0.003567 \text{ (W/m}^2\text{)}$ 則在汽門桿末端。而通過汽門頭處之熱流率 $q_n = 275.71 \text{ (W)}$ ，熱梯度向量圖如圖四(c)。

3.3 結構之位移變形探討

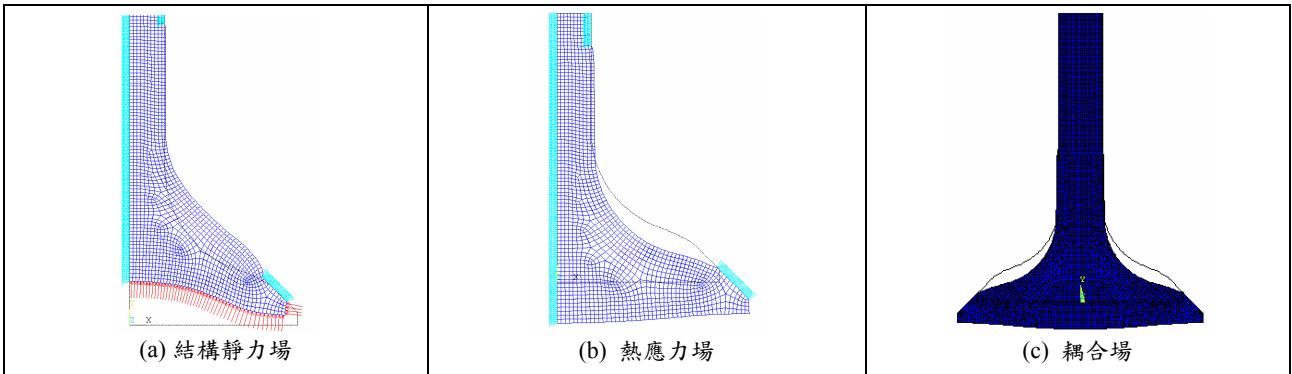
首先說明座標方向所代表之物理意義，自由度 u 代表 x 方向；自由度 v 代表 y 方向。

表三 位移變形量 (max)之綜合比較

項目		結構靜力場	熱應力場	耦合場	線性疊加	Diff (%)
位移變形量 (m)	u	-0.00712E-04	0.62155E-04	0.61443E-04	0.61444E-04	0
	v	0.02508E-04	-0.85253E-04	-0.82745E-04	-0.82745E-04	0



圖四 進汽門溫度分佈及其熱傳參數



圖五 位移變形圖

3.3.1 結構應力場

由表三可知 u 比 v 大約小了三倍，且 u 呈負向位移，代表汽門頭承受軸向壓力，符合實際之物理現象。又由圖五(a)可看出進汽門汽門面沿滑動接觸邊界向進汽歧管方向產生滑動現象，代表此處之邊界條件設定正確。

3.3.2 熱應力場

同表三可知 u 和 v 大約相同，且呈 v 負向位移，代表進汽門乃承受燃燒高溫負荷產生熱膨脹之效應，且汽門頭至汽門頸處為位移（熱膨脹）最大之部位。由圖五(b)則可看出進汽門之汽門面沿滑動接觸邊界因熱膨脹向燃燒室方向產生滑動現象。

3.3.3 耦合場

同表三可知和 u 和 v 大約相同，且 v 呈負向位移，同樣代表進汽門乃承受燃燒高溫負荷產生熱膨脹之效應。比較耦合場與熱應力場分析數據，發現兩者之值相差甚少，代表整個進汽門之位移變形乃由熱應力場所主導，亦即熱膨脹之效應遠大於燃燒壓力之效應。

如圖五(c)，最大位移變形量為0.0895(mm)，此現象會造成燃燒室產生漏氣現象，與實際問題之物

理現象吻合，但由於進汽門之開閉時間甚短（引擎3000 rpm時約1/100秒），此現象並不明顯，主要漏氣原因還是汽門面與汽門座圈接觸處（約1mm）因長久之往復滑動接觸產生磨耗及耦合應力作用下應力集中現象產生疲勞破壞所造成。

3.4 結構之各項應力值探討

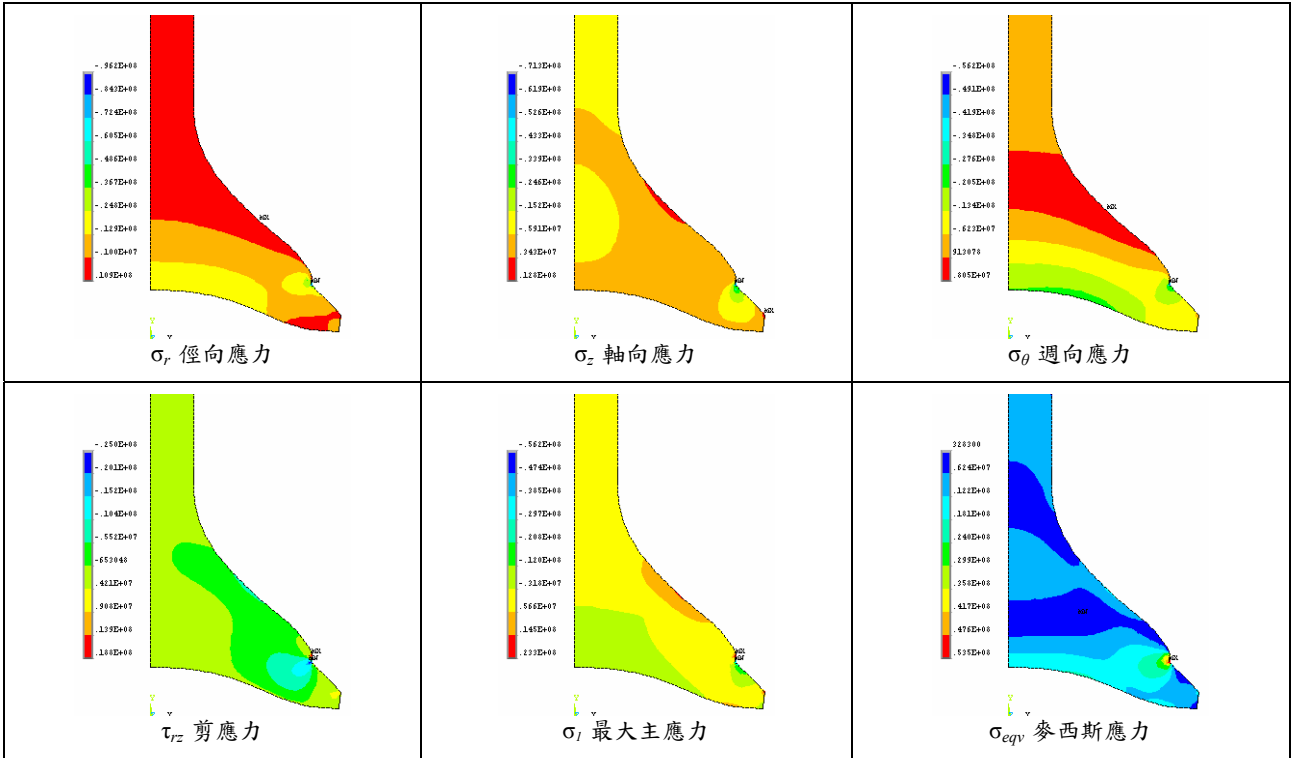
首先說明平面元素軸對稱狀態座標方向所代表之物理意義，徑向(r)代表 x 方向；軸向(z)代表 y 方向；圓週向(θ)代表 z 方向。

3.4.1 結構應力場

- (1) 如圖六，主要應力集中出現在汽門面與汽門座圈滑動接觸面末端部位。
- (2) 如表四，徑向應力 σ_r 比軸向應力 σ_z 、週向應力 σ_θ 、剪應力 τ_{rz} 大許多，主導了進汽門之靜力狀態，負號則代表承受壓應力的實際物理意義。
- (3) 最大主應力 σ_1 明顯大於麥西斯應力 σ_{eqv} ，大約為剪應力 τ_{rz} 的兩倍；此三種應力之最大值位置均在滑動接觸面末端。

表四 各項應力數據(max)之綜合比較

項目		結構靜力場	熱應力場	耦合場	線性疊加	Diff (%)
各項應力數據 (N/m ²)	σ_r	-0.09877E+09	0.71213E+09	0.61335E+09	0.61336E+09	0
	σ_z	-0.07256E+09	0.52272E+09	0.45016E+09	0.45016E+09	0
	σ_θ	-0.05734E+09	0.39859E+09	0.34125E+09	0.34125E+09	0
	τ_{rz}	-0.02584E+09	0.15778E+09	0.13193E+09	0.13193E+09	0
	σ_1	-0.05734E+09	0.78437E+09	0.72703E+09	0.67268E+09	-8.08
	σ_{eqv}	0.000347E+09	0.47898E+09	0.48245E+09	0.47933E+09	-0.65



圖六 結構應力場

3.4.2 熱應力場

- (1) 如圖七，主要熱應力集中出現在汽門面與汽門座圈滑動接觸面末端部位。
- (2) 如表四，徑向應力 σ_r 、剪應力 τ_{rz} 大許多，主導了汽進門之熱應力狀態。
- (3) 最大主應力 σ_1 與徑向應力 σ_r 相近，更凸顯前述之現象；麥西斯應力 σ_{eqv} 明顯小於最大主應力 σ_1 。除麥西斯應力 σ_{eqv} 外，其他各項應力之最大值位置均在滑動接觸面末端。

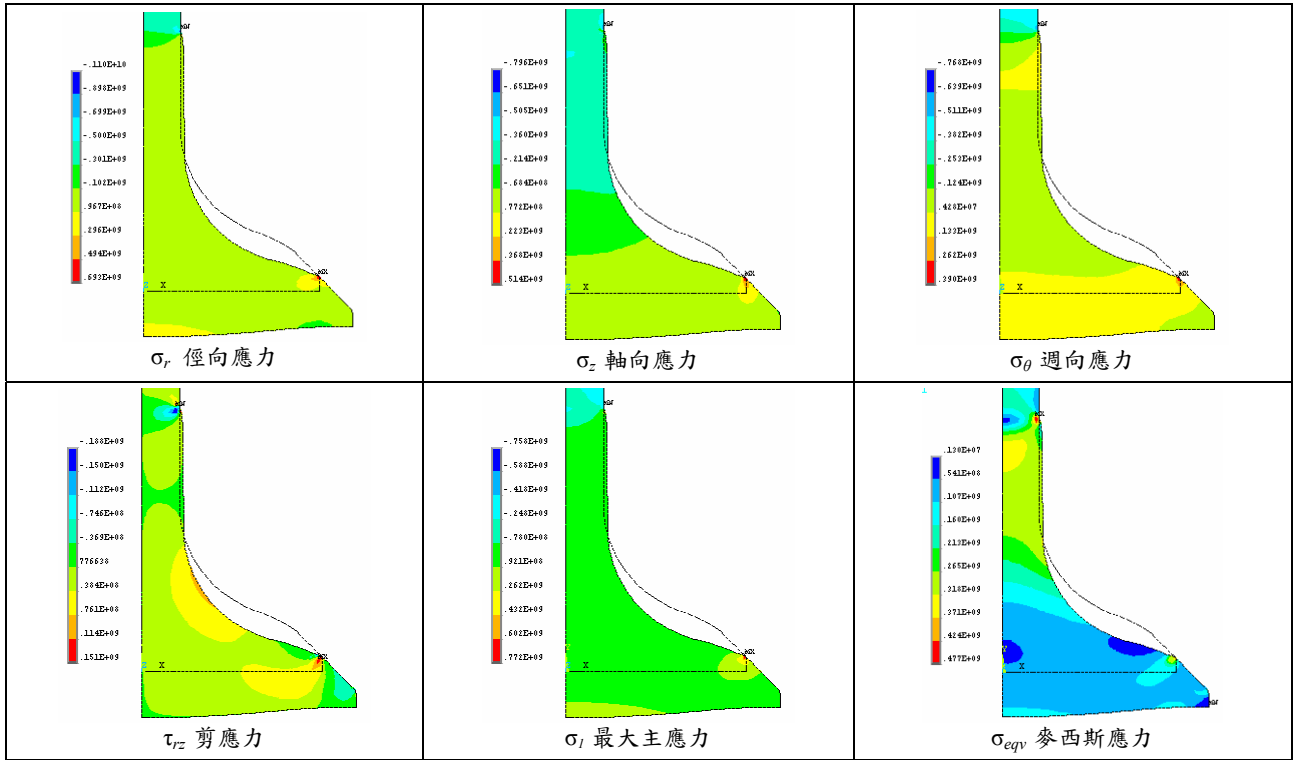
3.4.3 耦合場

- (1) 如圖八，主要應力集中出現在汽門面與汽門座圈滑動接觸面末端部位。
- (2) 如表四，徑向應力 σ_r 主導了汽進門之耦合應力狀態。
- (3) 最大主應力 σ_1 與徑向應力 σ_r 相近且出現在相同位置，故可知 σ_1 係由 σ_r 應力項所主導； σ_1 之位置也代表著疲勞破壞時可能發生之位置。除

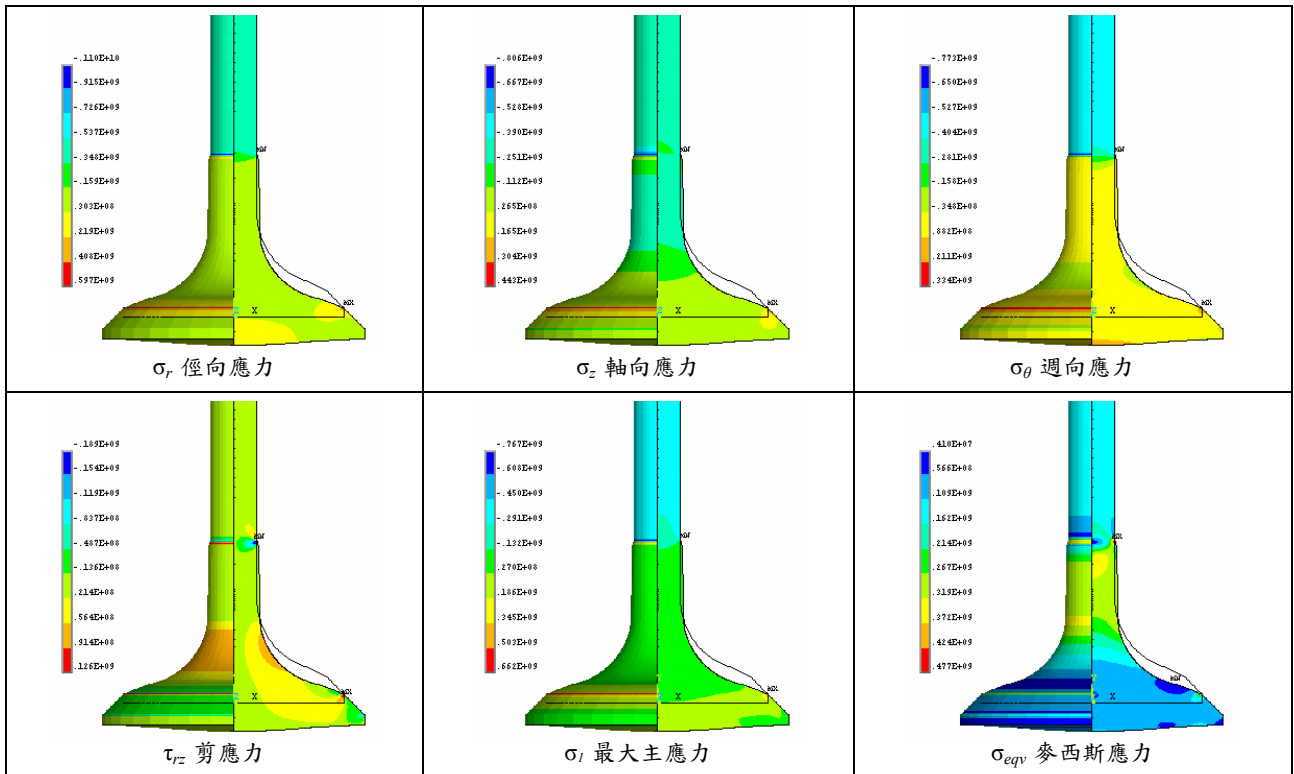
- 麥西斯應力 σ_{eqv} 外，其他各項應力之最大值位置均在滑動接觸面末端。
- (4) 由表四比較結構靜力與熱應力場，發現整個進汽門之應力乃由熱應力場所主導，而兩者各應力項分析數據大約有七倍差距之現象。
- (5) 麥西斯應力 σ_{eqv} 比最大主應力 σ_1 略小，但最大值出現在進汽門與汽門導管剛開始接觸之位置，換言之，此處可能是易於產生破壞之位置。

3.5 線性疊加與耦合場於分析結果之比較

由表四可知利用線性疊加與利用耦合場分析在 u 和 v 方向之位移變形值相同，誤差為零。而在各項應力值部份， σ_r 、 σ_z 、 σ_θ 及 τ_{rz} 兩者所得之分析數據相同，誤差為零。但 σ_{eqv} 之誤差為-0.65， σ_1 之誤差為-8.08，誤差原因來自於由個別應力（結構靜力及熱應力）推導產生的 σ_1 及 σ_{eqv} 之累加與同時藉由組合應力（耦合場）推導，兩者之間的差異。



圖七 熱應力場



圖八 耦合場

結論

本文提供了對DOHC型汽門機構中單一進汽門的工程計算分析流程。依分析假設條件並在足夠代

表實際結構系統特性之數學模型下，利用有限元素分析軟體ANSYS建構其分析模型，以預測可能產生之結構熱傳及應力應變行為。希望藉由分析預測的方式來了解當引擎進行動力行程時，進汽門所遭受

到的負荷情況，是否可能產生結構靜力破壞或找出可能發生疲勞破壞的位置，而提供此類型機構在初期設計階段，即能排除或改善設計參數而達到最佳化系統的效果。重要結果如下：

- (1) 進汽門之位移變形及耦合應力狀態皆由熱應力場所主導，亦即燃燒高溫之效應遠大於燃燒壓力。
- (2) 主要應力集中，出現在汽門面與汽門座圈滑動接觸面末端部位。徑向應力 σ_r 主導了整個耦合應力狀態並與最大主應力 σ_1 相近且出現在相同位置，也代表著疲勞破壞時可能發生之位置。
- (3) 分析結果符合實際問題之物理現象。最大位移變形量為0.0895(mm)，並預測漏氣原因乃乃汽門面與汽門座圈接觸處，因長久之往復滑動接觸產生磨耗及耦合應力作用下應力集中現象產生疲勞破壞所造成。
- (4) 利用線性疊加與利用耦合場分析所得之分析數據一致。

雖然以上之分析結果都需要經過實驗量測方式來驗證，並確定此分析模型的合理性及正確程度。但本文最終強調的是經由電腦輔助工程分析的使用將大大地降低設計成本，縮短設計時間。因此目前世界上的大車廠在開發新的動力系統時均會將有限元素分析工作列入其初期設計階段工作中，並成為產品開發過程中不可或缺的一環。

參考文獻

1. 黃靖雄，現代汽車學(修訂版)，全華科技圖書股份有限公司，1996。
2. 鄭宗毅，「四行程汽車引擎設計流程」，機械工業，第128期，第193-207頁，1993。
3. 解潘祥，「引擎性能模擬分析」，機械工業，第128期，第208-218頁，1993。
4. 劉達全，「基本引擎分析」，機械工業，第128期，第219-232頁，1993。
5. 蔡國隆，劉翰學，蔡金宏，「階次追蹤輔以時域平均分析技術用於汽門動態之探討」，中華民國第二十屆機械工程研討會論文集，台北，論文編號：C12-19，第1629-1635頁，2003。
6. 陳建宏，「DOHC引擎汽門機構之動態測試分析」，機械工業，第128期，第246-253頁，1993。
7. Iritani, T., Shozaki, A., Sheng, B., Sugimoto, M., Okazaki, T. and Aketa, M., "Prediction of the dynamic characteristics in valve train design of a diesel engine," SAE Technical Paper, Series No. 2002-32-1839, (2002).
8. 黃大洲，「有限元素分析在汽車動力系統設計上的應用簡介」，機械工業，第128期，第233-245頁，1993。
9. 全湘偉，黃志勇，劉導淳，謝念中，張維敏，

「雙凸輪軸十六氣閥汽車引擎汽缸結構應力應變暨熱傳分析模式之建立」，機械月刊，第二十一卷，第四期，第191-199頁，1995。

10. Puchalsky, C., Megli, T., Tiller, M., Trask, N., Wang, Y. and Curtis E., "Modelica Applications for Careless Engine Valvetrain Development," Proceedings of 2nd International Modelica Conference, pp. 77-86 (2002).
11. 陳經一，蔡國忠，電腦輔助工程分析 ANSYS 使用指南，全華科技圖書股份有限公司，2000。
12. 王栢村，ANSYS 有限元素分析應用實例，課程講義，國立屏東科技大學，2001。
13. 王栢村，電腦輔助工程分析之實務與應用，全華科技圖書股份有限公司，第4-20~4-48頁，2001。

Coupled-Filed Stress analysis of intake valve for DOHC valve train

Bor-Tsuen Wang, Chih-Cheng Chen
Department of Mechanical Engineering
National Pingtung University of Science and Technology

Abstract

This paper applies finite element method (FEM) to study the pressure load and thermal induced stress field analysis for the intake valve of DOHC valve train. In engine operating process, the valve can be subjected to the explosive pressure in high temperature condition. The coupled effect of dynamic load and thermal expansion on the valve is a critical issue. This work performs structural stress analysis considering the maximum dynamic load and high temperature field effect, respectively. The coupled field analysis technique is also presented to show and verify the superposition effects on both the static and thermal stresses. Results show that the valve thermal stress dominates the stress field, i.e. the effect of high temperature condition on the stress is much higher than the expansive pressure in the cylinder. The stress concentration occurs at the contact area between the valve face and valve seat where can be critical to fatigue failure. Both individual and coupled field analysis agree very well under the assumption of linear structure. The analytical technique can be employed and beneficial to the valve design for automobile industry.

KEYWORDS: DOHC valve train, intake valve, Finite element analysis