

車架之實驗模態分析實務與振動模態特性探討

王栢村¹、陳昱成²、陳勇全³

¹國立屏東科技大學 機械工程系 教授

²國立屏東科技大學 機械工程系 研究生

³國立屏東科技大學 車輛工程系 教授

E-mail:wangbt@mail.npust.edu.tw

(經濟部計畫編號：98-EC-17-A-05-S2-0080)

摘要

車架之強度與安全性為車輛設計主要考慮因素之一，而車架振動特性也為有興趣之設計重要參考資訊。本文應用實驗模態分析(experimental modal analysis, EMA)技術於一多功能車輛(utility vehicle, UV)車架以探討其振動特性，藉由 EMA 可求得結構模態參數，包括：自然頻率、模態振型及模態阻尼比。本文介紹針對此 UV 車架之 EMA 實務方法步驟，包括：驅動器及感測器選擇、量測點規劃、EMA 預測試方法、量測之頻率響應函數(frequency response function, FRF)檢視、曲線嵌合或稱模態參數擷取、以及 EMA 測試結果評估等，分別探討 EMA 規劃、實驗與量測數據後處理之實務技巧，也針對典型 EMA 實驗結果，包括 FRF、操作變形振型(operational deflection shape, ODS)、及模態參數，就 UV 車架結構之振動特性做探討，實驗所得之模態參數除了可以作為確認分析模型之模型驗證外，也是結構設計變更之重要參考依據，本文完整呈現針對 UV 車架三維結構進行 EMA 之詳細探討。

關鍵詞：實驗模態分析，頻率響應函數，模態參數，多功能車輛，車架結構

1. 前言

隨著消費者對汽車安全、性能、油耗的要求越來越高，工程師在設計汽車時，須考量如何以最少的材料或資源，盡可能達到最佳強度、性能，導致汽車設計越來越複雜，難度越來越高。並且因為消費者之喜好變化十分快速，為能提昇競爭，開發時程亦持續縮短。為能在短時間完成複雜的設計工作，各汽車製造廠目前也逐漸將 CAE 技術導入設計開發流程。為了確保分析模型能與實際模型成等效實際結構，必須藉由實驗模態分析獲得結構振動特性，再來進行分析模型之驗證，本文將對一車輛車架之 EMA 實務操作探討。

一般車輛行駛於各種不同的路面條件下，車體或零組件承受來自不同路面的外力，對車輛結構均會造成操控安定性不同程度的影響。若能得到更有效、快速的驗證方法，即可有效縮短新車型的開發時程，並降低製作成本，因此建立一套設計流程是非常重要的。

在王等人提到 SAVRIN 汽車底盤懸吊系統之轉向節[1]與後懸吊扭曲管件[2]以及對軌道車輪[3]進行模型驗證，分別利用理論有限元素分析與實驗模態分析方法，求得理論與實驗之模態參數，驗證成功則可求得等

效結構物之有限元素模型；胡等人[4]探討 SAVRIN 前懸吊轉向節結構，經由實驗模態分析，並得到等效有限元素模型，利用此模型去了解不同行駛狀況下轉向節應力分佈情形與變形，並可預期懸吊系統各零件連接於轉向節上之結構可能發生之外力。

胡等人[5-7]分別利用大客車之地盤和車架以及整車，透過實驗模態分析來驗證有限元素分析模型，來確認分析之合理性及正確性，得到足以代表實際結構之等效分析模型，以應用於後續剛性分析與車體輕量化分析。

本研究將對一多功能車輛之三維車架結構，針對其 EMA 之實務操作，包括探討實驗量測規畫和預測試方法與目的以及曲線嵌合軟體之使用技巧等做深入探討，而實驗所得模態參數將可作為分析模型驗證之依據所建立 EMA 實務考慮之方法步驟流程，亦可成為其它車架結構 EMA 之參考。

2. UV 車架結構

圖 1 為實際 UV 車架結構圖，原車重量為 560kg，更改動力系統並加入各項模組將增加至約 700kg，必須進行車體結構局部變更設計工作。然而，車體結構局部變更必須保證其結構剛性與原車相同，以維護安全性，其重量之目標為低於 600kg。因此，將會使用 CAD/CAE/CAT 之虛擬測試(virtual testing)技術於 UV 車架結構之模型驗證與試驗，以實驗模態分析方法可求得實際結構之模態參數，包括：自然頻率、阻尼比及模態振型，其中，阻尼比為應用有限元素分析軟體於簡諧與暫態響應分析之重要資訊可據以模擬實際結構之阻尼比特性，而自然頻率和模態振型，也可作為結構變更設計之參考依據。



圖 1 UV 車架之實際照片

3. UV車架之實驗模態分析

在進行實驗模態分析之主要步驟，包括驅動器及感測器選擇、量測點規劃、EMA 預測試、量測結構規劃點之頻率響應函數(frequency response function, FRF)與檢視、進行曲線嵌合或稱模態參數擷取、最後為 EMA 測試結果評估，本節將就本文之 EMA 方法步驟作深入探討。

3.1 實驗模態分析之實驗儀器架構

實驗之儀器架設如圖 2(a)所示，包括衝擊錘(9728A20000)、三軸向加速度規(PCB-35A16)、頻譜分析儀(SigLab Model 2042)及手提式電腦。圖 2(b)及(c)則是實驗步驟分解圖，本文採用系統輸入激振器為衝擊錘固定敲擊位置，以移動三軸向加速度規可量測加速度及對力之 FRF，由於是移動感測器，故完成曲線嵌合可求得感測器模態振型，而加速度規為點形式之感測器，因此可得到 UV 車架三軸向之位移模態振型。

在考慮量測點規劃，並配合所使用之移動三軸向加速度規的實驗方式，又因為 UV 車架主要是由樑結構所組成，因此在佈點時將圖 3(a)區分為外框、上橫樑、中間座、下底盤四大部位來探討振動模態特性。分析時，必須考慮每根樑結構長度之模態變化，故將樑結構歸納成兩種長度，即長邊和短邊各設為七和五個點數來佈點此量測點數，係基於能夠充分顯示樑結構第二、三局部模態之考慮，總計 UV 車架共有 386 量測點。而在進行 UV 車架規劃佈點時，因為感測器採用三軸向加速度計量測，則量測方向有 x 、 y 、 z 之三個軸向配合慣用之車輛動態模型座標，以車頭前進方向為三軸向加速度規之 x 軸，並配合實際結構量測之方向，界定 y 軸與 z 軸，使能夠正確呈現量測時線架構模型(wire-frame model)之三軸向座標，圖 3(b)即為量測模型示意圖。

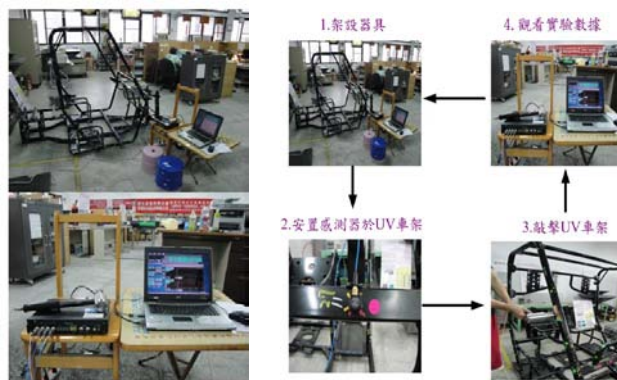
3.2 實驗模態分析之預測試方法

在進行 EMA 實驗，量得所有規劃量測點之結構 FRF 之前，為了確保實驗品質與正確性，可規畫進行預測試方式，其目的與針對本文之 UV 車架實驗，說明如下：

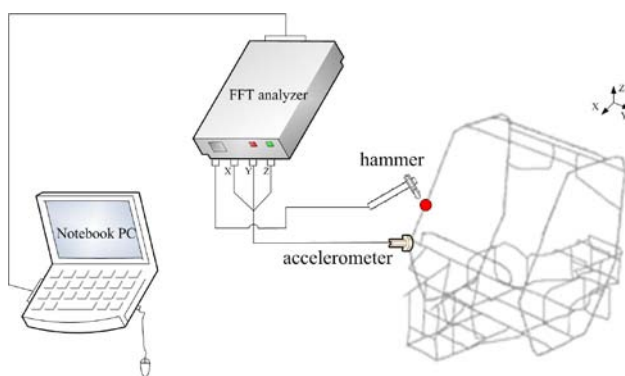
- (1) 確認量測儀器連線各感測之靈敏度設定如圖 4 所示，包括：衝擊錘力轉換器之靈敏度為 0.213mv/N，三軸向加速度規之 x 、 y 、 z 靈敏度各為 102.9mv/g、105.2mv/g、103.0mv/g。
- (2) 決定頻譜分析儀快速傅立葉轉換(FFT)之參數選項設定，基於車架動態特性之有興趣頻率範圍、頻率域解析度，以及實務上於分析模型修正需求，本文設定解析頻寬為 200Hz、時間點數為 8192、頻率解析度為 0.063Hz。由於 FFT 之每一區間量測時間 0.1sec 內，加速度響應已完全衰減至零，故採用 boxcar 加權函數。
- (3) 在考慮車架龐大不易以自由懸吊方式，本文初期以圖 3(b)三個木塊為支撐點，模擬自由邊界，據以執行 EMA 之 FRF 工作量測。
- (4) 決定衝擊錘固定敲擊點，需能夠有效激振車架振動，並且三軸向加速度規均能獲得有效訊號，本文將衝擊錘固定敲擊如圖 2(c)所示位置之 y 方向。

- (5) 先進行同點(Point) FRF 及轉移(Transfer) FRF 之量測，藉由觀察外力自身功率頻譜密度函數於 200Hz 解析頻寬之有效激振，同點 FRF 呈現出兩共振點必有反共振點之特性，以及關聯性函數能夠趨近於 1，可確認 FRF 之量測品質。

完成以上預測試，則據以進行全部 386 個點量測之 FRF 量測，作為後續曲線嵌合之模態擷取的數據資料輸入。

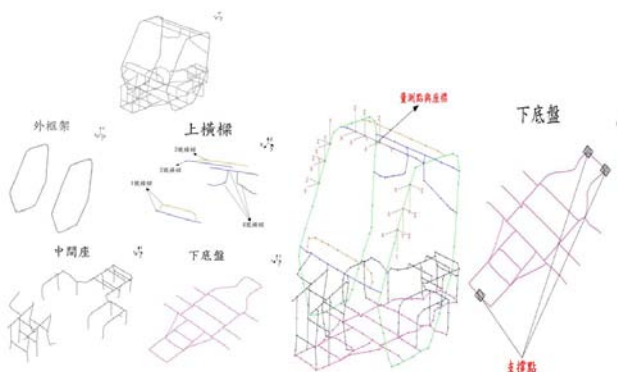


(a)實際車架之儀器架構 (b) UV 車架之實際量測步驟



(c) UV 車架之實驗儀器架設

圖 2 實驗儀器架設與步驟圖示



(a)UV 車架區分之部位 (b) UV 車架量測點與支撐點

圖 3 UV 車架量測規劃與方向圖示

3.3 曲線嵌合技巧之探討

本實驗對一 UV 車架進行實驗模態分析，實驗方法是將激振點固定敲擊，移動加速度規量測數值。由於加速度規為三軸向，所以每次量測可得 x 、 y 、 z 之數值，

整個 UV 車架之量測點為 386 個，所以可獲得 1158 個 FRF。將此 FRF 匯入曲線嵌合軟體(ME'Scope VES)來對實驗之頻率響應函數擷取模態參數，包括：自然頻率、模態振型及模態阻尼比，也能據以求得合成(Synthesized)FRF。除了依軟體之嵌合功能進行外，主要之嵌合技巧說明如下：

- (1) 分別對所有量測之 FRF 以重疊圖方式顯示，如圖 5、6 分別為實數部(Real)和虛數部(Imaginary)，以及圖 7(a)、(b)則為振幅(Magnitude)，互相觀察並且標示出可能之自然頻率，表 1 為 FRF 觀察彙整之自然頻率總表，共有 46 模態。
- (2) 經由表 1 自然頻率總表，可觀看到該頻率下之操作模態振型(Operational Deflection Shape, ODS)，若選擇虛數部即可得到 ODS，則會接近於該自然頻率對應之模態振型，圖 8 為三個不同頻率下之 ODS。
- (3) 表 1 及圖 8 為初步近似所得之模態參數，可據以作為後續，曲線嵌合求得正確模態參數之參考。
- (4) 圖 9 為曲線嵌合(Curve Fitting)之圖示，模態指示(Mode Indication)以模態峰值函數(Modal Peaks Function)方法，找到自然頻率點，而以取多項式(Polynomial)方法，求得自然頻率及阻尼比，再以多項式法計算模態殘數(Modal Residue)，以取得模態振型。
- (5) 當以上步驟完整求得模態參數，可與表 1 與圖 9 之近似參考模態，做為曲線嵌合結果之初步比對，並可求得由曲線嵌合求取之模態參數，據以計算得合成(Synthesized)FRF，再與實驗 FRF 作比較驗證。

4. UV 車架之振動模態特型探討

本節將對 UV 車架之 EMA 實驗結果做分析探討，圖 10 分別為同點 x 、 y 、 z 軸向之合成與實驗的 FRF 曲線圖，兩者趨勢相當吻合，表示曲線嵌合求得結構模態參數之可靠性。由於敲擊位置於 UV 車架之 y 方向並與量測加速度規之 y 方向成垂直，從圖 10(b)中可以觀察得到真正同點 FRF 呈現出兩共振點必有反共振點之特性，顯示 EMA 實驗品質之可靠性。

經由曲線嵌合步驟可得到表 2 之自然頻率及模態阻尼比總表，共有 46 模態，與表 1 實驗 FRF 之模態數量一樣，而自然頻率數值並不會落差太大。限於篇幅圖 11 僅限示曲線嵌合所得三個模態振型，以圖 11 及圖 9 做比較，圖 11(a)為 5.56Hz 和圖 9(a)為 5.5Hz，可以發現主要都只有外框架對 x 軸向之左右旋轉模態兩者模態特性一致，另外圖 11(b)為 138.74Hz 和圖 9(b)為 139Hz 都是以全車模態，其可觀察 $(X,Y)=(2,2)$ 及 $(X,Y)=(2,2)$ 之模態，而圖 11(c)頻率 151.97 Hz 和圖 9(b)為 152Hz 之振幅最高處，振動模態特性發生於外框架 Y-Z 面左右平移和底盤 θ_z 方向左右擺動，另外實驗 FRF 振動模態特性以整車 θ_x 方向左右擺動，故由此模態特性可判斷 ODS 與曲線嵌合所得模態振型也是相當吻合，而圖 11 所示之模態振型為實際車架之模態特性，未來可據以進行理論分析模型驗證，以結構變更設計之參考。



圖 4 預測試頻譜分析儀介面設定圖示



圖 5 頻率響應函數 Real 重疊圖(R0-200Hz)

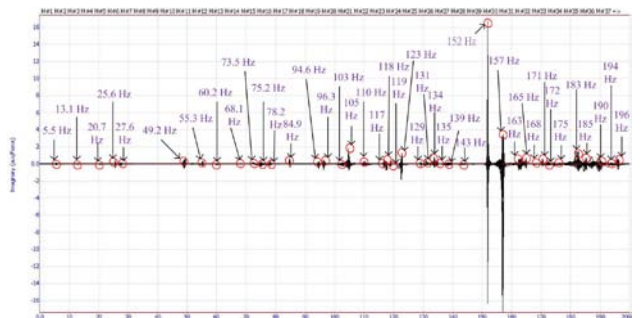
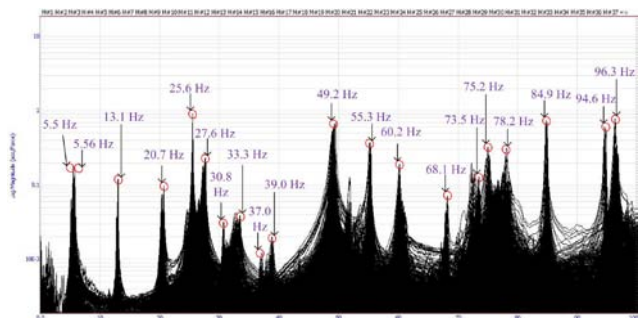
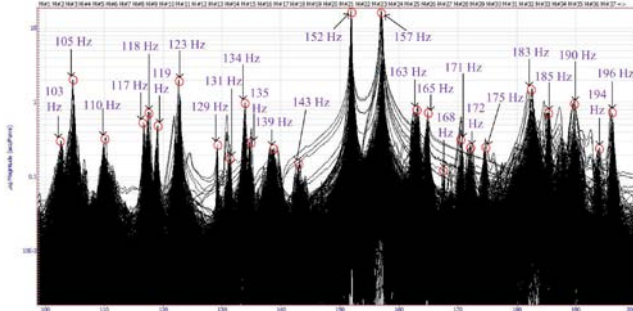


圖 6 頻率響應函數 Imaginary 重疊圖(I0-200Hz)



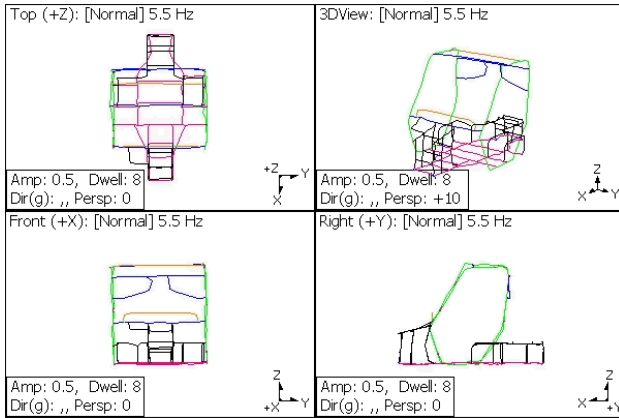
(a) M0-100Hz

圖 7 頻率響應函數 Magnitude 重疊圖

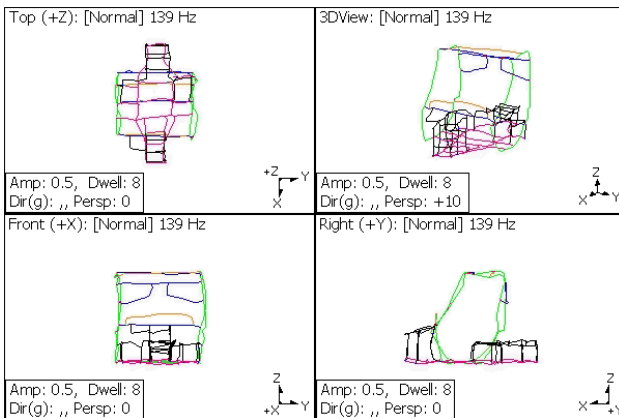


(b) M100-200Hz

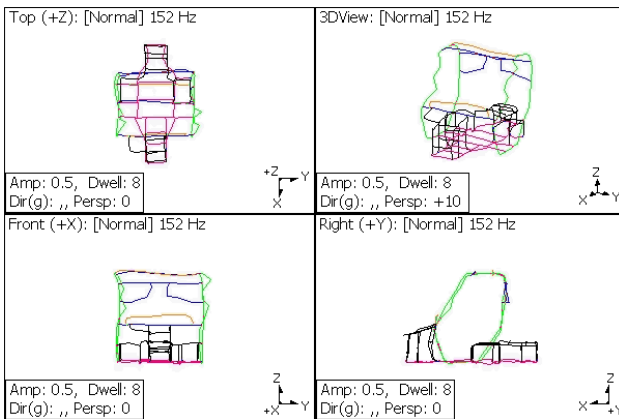
圖 7 頻率響應函數 Magnitude 重疊圖(續)



(a) 頻率為 5.5 Hz



(b) 頻率為 139 Hz



(c) 頻率為 152 Hz

圖 8 操作變形振型(ODS)之模態圖

表 1 實驗(Experimental)之 FRF 重疊圖現象總表

FRF 之頻率總表					
mode	Frequency (Hz)	mode	Frequency (Hz)	mode	Frequency (Hz)
O-01	5.5	O-17	78.2	O-33	143
O-02	5.56	O-18	84.9	O-34	152
O-03	13.1	O-19	94.6	O-35	157
O-04	20.7	O-20	96.3	O-36	163
O-05	25.6	O-21	103	O-37	165
O-06	27.6	O-22	105	O-38	168
O-07	30.8	O-23	110	O-39	171
O-08	33.3	O-24	117	O-40	172
O-09	37.0	O-25	118	O-41	175
O-10	39.0	O-26	119	O-42	183
O-11	49.2	O-27	123	O-43	185
O-12	55.3	O-28	129	O-44	190
O-13	60.2	O-29	131	O-45	194
O-14	68.1	O-30	134	O-46	196
O-15	73.5	O-31	135		
O-16	75.2	O-32	139		

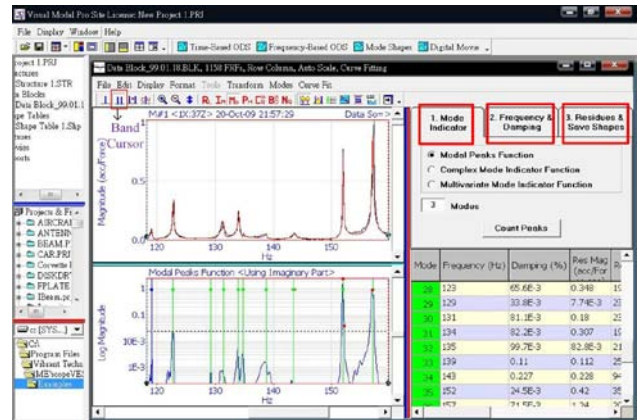
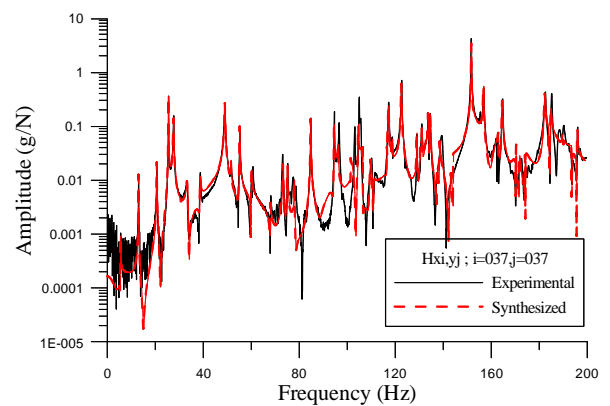
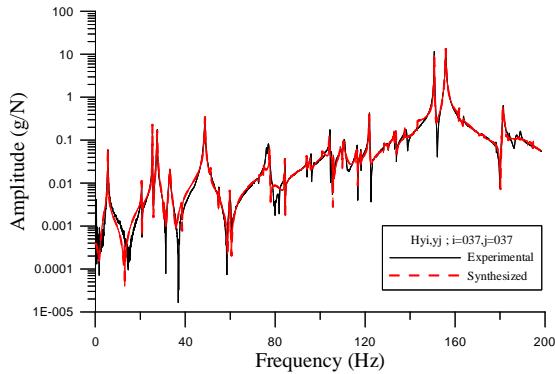


圖 9 曲線嵌合之圖示

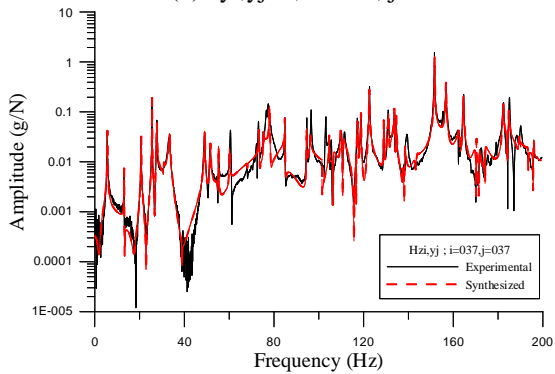


(a) Hxi,yj ; i=037,j=037

圖 10 合成與實驗之頻率響應函數曲線比較



(b) $H_{y_i, y_j} ; i=037, j=037$

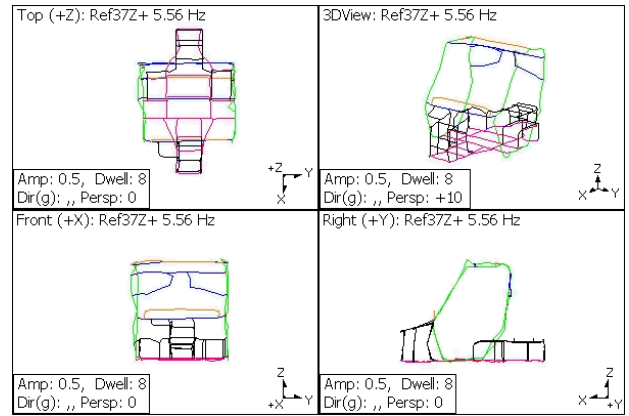


(c) $H_{z_i, y_j} ; i=037, j=037$

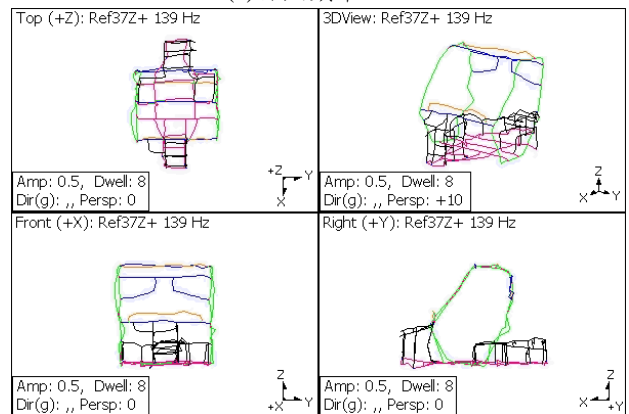
圖 10 合成與實驗之頻率響應函數曲線比較(續)

表 2、模態振型之自然頻率和阻尼比總表

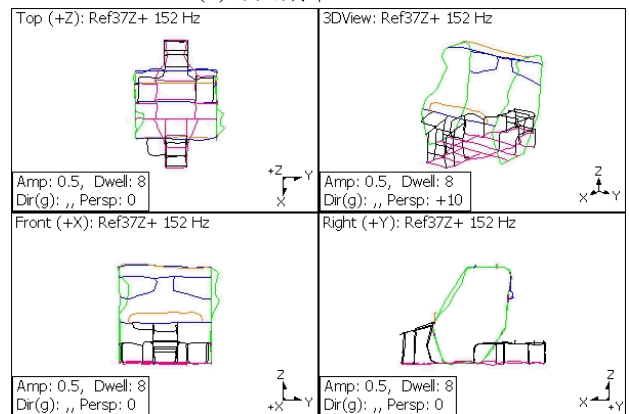
EMA 自然頻率總表					
mode	Frequency (Hz)	Damping (%)	mode	Frequency (Hz)	Damping (%)
E-01	5.56	0.521	E-24	111.12	0.237
E-02	13.05	0.122	E-25	116.75	0.061
E-03	20.71	0.198	E-26	117.57	0.097
E-04	25.55	0.056	E-27	119.02	0.067
E-05	27.66	0.321	E-28	122.74	0.066
E-06	30.78	0.370	E-29	129.21	0.034
E-07	33.38	0.768	E-30	131.42	0.081
E-08	38.80	0.355	E-31	133.92	0.082
E-09	49.10	0.222	E-32	134.74	0.100
E-10	51.65	0.251	E-33	138.74	0.110
E-11	55.31	0.084	E-34	143.48	0.227
E-12	60.19	0.172	E-35	151.97	0.025
E-13	68.12	0.137	E-36	157.04	0.072
E-14	73.41	0.140	E-37	162.88	0.088
E-15	75.25	0.104	E-38	164.85	0.068
E-16	78.11	0.115	E-39	170.59	0.094
E-17	84.95	0.054	E-40	171.98	0.099
E-18	94.70	0.042	E-41	174.57	0.074
E-19	96.27	0.082	E-42	182.65	0.104
E-20	102.51	0.111	E-43	185.11	0.082
E-21	104.79	0.088	E-44	189.67	0.118
E-22	106.57	0.181	E-45	193.82	0.072
E-23	109.88	0.199	E-46	196.18	0.060



(a) 自然頻率 5.56 Hz



(b) 自然頻率 138.74 Hz



(b) 自然頻率 151.97 Hz

圖 11 模態振型圖

5. 結論

本文以一 UV 車架進行 EMA 之實務實驗方法步驟及技巧之探討，其主要結論如下：

1. 由於 UV 車架為三維管件組成之桁架結構模態特性複雜，本文以系統化之實驗流程輔以完成 UV 車架 EMA。
2. 所採用之固定衝擊錘驅動器與移動三軸向加速度規感測實驗方法可有效獲得車架之模態參數。
3. 本文探討 EMA 之預測試方法以及曲線嵌合技巧，均可適用於其它複雜結構之 EMA，本文成功地完成 UV 車架 EMA，完整求得自然頻率和模態振型及模態阻尼比之結構模態參數，未來將以進

行模型驗證，使能夠驗證分析模型之正確性，並據以進行結構變更設計。

6. 致謝

本計劃獲經濟部科技研究發展專案學研聯合研究計畫補助，計畫編號：98-EC-17-A-05-S2-0080，特此致謝。

7. 參考文獻

- [1] 王栢村，胡惠文，林鴻裕，戴偉哲，邱黃正凱，2008，「汽車前懸轉向節之模型驗證」，2008精密機械與製造科技研討會，台北，論文編號：A27。
- [2] 王栢村，劉旭峯，戴偉哲，邱黃正凱，2008，「後懸吊扭曲管件之模型驗證與靜剛性分析」，2008中華民國第十三屆車輛工程學術研討會，台北，論文編號：A_020。
- [3] 王栢村，李英傑，2004，「軌道車輪之模型驗證與振動特性分析」，2004年台灣區ANSYS用戶大會暨論文發表會，台中，第83-93頁。
- [4] 胡惠文，張書源，陳坤義，謝寶賢，2007，「SAVRIN前轉向節之結構強度分析」，第三十一屆全國力學會議，高雄，論文編號：K11。
- [5] 胡惠文，王栢村，楊忠霖，2006，「大客車車體結構強度之剛性與應力分析」，第十一屆車輛工程學術研討會，彰化，論文編號：A1-6B
- [6] 胡惠文，王栢村，楊忠霖，吳承柏，張書源，2007，「大客車底盤結構之振動分析與實驗」，第十五屆中華民國振動與噪音工程學術研討會，台北，355-365頁。
- [7] 胡惠文，王栢村，王榮民，2007，「大客車車體結構之振動分析與實驗」，第十五屆中華民國振動與噪音工程學術研討會，台北，303-315頁。
- [8] 胡惠文，王栢村，楊忠霖，2007，「BX212MAT-S45大客車整車模態實驗與分析」，第十二屆車輛工程學術研討會，屏東，論文編號：VB-08。

characteristics are also of interest. This work applies the experimental modal analysis (EMA) to the utility vehicle (UV) frame structure to study its vibration characteristics. The modal parameters, i.e. natural frequencies, mode shapes and modal damping ratios, can be obtained by EMA. This work presents the procedure of EMA, in particular applied to the UV frame structure, including the selection of actuator and sensor for measurement, the measurement grid point layout, the pretest for EMA, the evaluation on measured frequency response functions (FRFs), curve fitting process or so called modal parameter extraction, and, finally, the test results evaluation. The practical concerns of EMA in planning and measurement as well as post processing on the measured data are discussed. The typical results of EMA experiments, including FRFs, ODS, modal parameters are shown to reveal the UV frame structural vibration characteristics. The obtained experimental modal parameters can be used not only for structural model verification to validate the analytical model but also the important information for structural design modification. This work presents the practical approach of EMA, in particular for the three-dimensional UV frame structure.

Keywords: experimental modal analysis, frequency response function, utility vehicle, frame structure.

Practical Approach of Experimental Modal Analysis on the Frame Structure and its Vibration Characteristics Study

Bor-Tsuen Wang¹, Yu-Cheng Chen²,
Yung-Chuan Chen³

¹Professor, Department of Mechanical Engineering,

²Graduate Student, Department of Mechanical Engineering,

³Professor, Department of Vehicle Engineering,
National Pingtung University of Science and Technology.

Abstract

One of major concerns about the vehicle frame structure is strength and safety, and its vibration