

車架與前叉組合件之模型驗證與衝擊試驗響應預測

王栢村¹、陳昱成²

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

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

摘要

隨著消費者對自行車安全認證規範、性能以及舒適性的品質要求越來越高，對自行車設計者而言，為能提昇競爭，縮短開發時程，電腦輔助工程分析(Computer Aided Engineering, CAE)技術逐漸導入設計開發流程，本文對各零組件以結構組合層次之模型驗證堆疊概念，結合理論有限元素分析及實驗模態分析，分別針對自行車結構之車架、前叉、及車架與前叉組合結構進行模型驗證，以獲得等效於實際結構之有限元素模型；藉此驗證後模型進行響應預測分析，參考歐盟 EN14764 城市與旅行自行車試驗規範之垂直力衝擊試驗試驗，透過預測結果判斷車架與前叉組合結構受力後變形量與應力強度是否符合規範。本文建立設計變更的模型驗證與響應預測之前置作業流程，在未來可直接應用進行結構設計變更。

關鍵詞：有限元素分析、實驗模態分析、模行驗證、響應預測、歐盟 EN14764 規範。

1. 前言

在節能環保的風潮下，各式各樣低油耗或免油耗的交通工具，就成為越來越多人的代步選擇，所以自行車行駛於各種不同路面狀況之舒適性需求也跟著提高，在 Richard and Champoux [1] 利用傳統模態分析、操作模態分析(OMA)以及操作變型振型(operatal deflection shape, ODS)對自行車進行騎乘舒適度探討，分別求得自行車之自然頻率與模態振型並比較，發現自行車前輪結構為主要影響騎乘之舒適度。陳[2]設計一套自行車車架結構之性能比較測試方法，並收集市面上競賽型及登山型之自行車車架，依據車首管與後三角之垂直及側向靜力測試等項目，進行實驗獲得包含變形量及加速度等測試數據，以作為評估各種自行車車架之剛性、操控性及舒適性等各項車架性能。Stone and Hull [3] 提出騎乘者體重對自行車車架結構負載的影響，此文闡述體重和踩踏力(最大車速高、加速度大)較重的騎乘者，皆是增加車架結構負載的主要原因，反之則會減輕車架結構的負載。

Lessard *et al.* [4] 利用 I-DEAS 軟體設計複合材料之自行車車架結構，其中以兩種複合材料設計之結構均同時擁有不同於傳統構造與型態，進行剛性與舒適性以分析比較，實驗結果顯示出設計之兩種複合材料車架均能

擁有較佳的側向剛性，亦比傳統車架更加的舒適。McKenna *et al.* [5] 應用單一方向負載疲勞測試方法進行評估自行車手把之疲勞壽命，其結果能獲得手把最大負載，讓自行車手把設計通過各項測試法規。Chang [6] 探討利用複合材料進行自行車手把應力及破壞分析之步驟與方法，而自行車之動力源乃來自於騎乘者本身，為了確保安全的結構強度下能使車體結構輕量化，讓騎乘者減輕踩踏負擔，並且減少材料的設計亦可降低成本。

王等人[7]利用三個自由度車輛動態簡易模型，模擬實際車輛底盤之負載，進行響應預測分析，分別考慮三個自由度車輛動態模型在連續簡諧起伏路面、半正弦波路面與不規則路面，所求得之底盤於不同行駛路面狀況與負載條件，可做為底盤零件設計分析之外力輸入條件。王與劉等人[8]對汽車底盤前懸吊口字樑之響應預測分析，而響應預測分析中簡諧響應分析、暫態響應分析、頻譜響應分析模擬車輛行進於連續簡諧起伏路面、半正弦波凸起路面、不規則路面時之響應預測分析，以求得前懸吊口字樑結構在不同負載如行駛狀態、路面狀況等之組合負載條件下之結構響應預測，以期瞭解結構於各種動態負載之結構響應及其對振動與疲勞影響評估，來提高整車之舒適性與安全性。而王與葉[9]以建立一套對應於自行車車架試驗規範之 CAE 模擬分析流程方法，分析所得之結構應力結果可作為自行車車架安全性與疲勞破壞評估之參考依據；另外，王等人[10]結合有限元素分析及實驗模態分析，對於自行車前叉進行模型驗證，以獲得等效於實際結構之分析模型，再進行歐盟 EN14764 城市與旅行自行車試驗規範之靜態彎曲試驗[11]，對結構進行響應預測，透過預測結果判斷前叉結構是否符合規範，並且建立設計變更的模型驗證與響應預測之前置作業流程，在未來可直接應用進行結構設計變更。

本文對各零組件以結構組合層次之模型驗證堆疊概念，以衝擊鉗為驅動器激振車架、前叉、車架與前叉之結構，並以加速度規作為感測器進行振動信號量測，透過頻譜分析儀 SigLAB 擷取信號，經過傅立葉轉換獲得結構頻率響應函數，再使用曲線嵌合軟體獲得實際結構模態參數，包括：自然頻率、模態振型及阻尼比。藉由實驗模態分析所測得的結構模態參數，可提供給有限元素分析的模態參數進行比對驗證，確認有限元素模型



正確性；並參考歐盟 EN14764 城市與旅行自行車試驗規範之車架與前叉的垂直力衝擊試驗，針對此結構進行響應預測分析，由結果判斷前車架與叉結構受力後變形量與應力強度是否符合規範要求。透過模驗證與響應預測的實際案例，可做為未來進行實驗整車的前置作業流程參考。

2. 模型驗證與響應預測

一般模型驗證之流程圖，如圖 1 所示。本文利用各零組件以結構組合層次之模型驗證堆疊概念，進行理論有限元素分析，求得理論模態參數，包括自然頻率、模態振型，並以實驗模態分析方法求得實際結構之頻率響應函數，經由曲線嵌合軟體得到實際結構之模態參數，包括自然頻率、模態振型及阻尼比，進而與理論模態參數比較得到實際結構的等效有限元素模型。

接著，利用此等效於實際結構之有限元素模型進行不同試驗的響應預測分析，圖 2 為設計變更流程圖，建立符合標準試驗規範之模擬分析稱為響應預測，而試驗規範的標準通常為國際標準、國家標準或自行定義的標準，通常是以欲達成的目標而定。響應預測是設計變更的依據，根據響應預測結果進而判斷設計變更是否符合原始要求及是否需重新設計。



圖 1 模型驗證流程圖

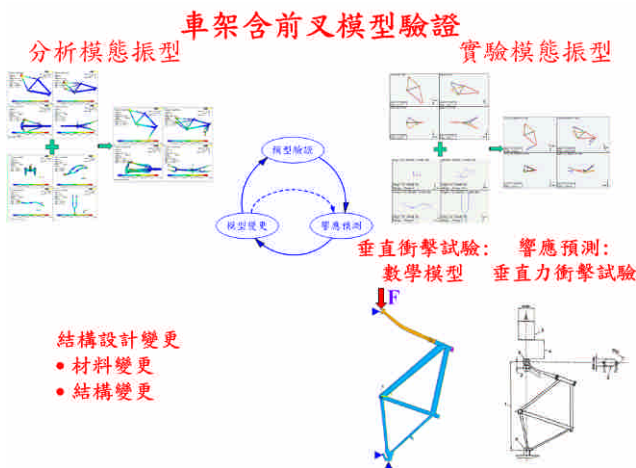


圖 2 設計變更流程圖

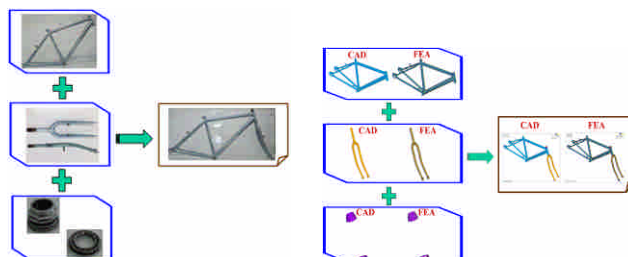


圖 3、實體結構圖

圖 4、有限元素模型

由圖 2 應用有限元素分析於設計變更，首先進行模型驗證獲得等效於實際結構的有限元素模型；接著定義試驗規範對應分析的響應預測標準，依其標準來判斷結構的安全性；進行設計變更後再次進行響應預測，若不符合標準將再次進行結構的變更，直到結構符合所訂定的標準為止。

3. 模型驗證

本節主要分別對車架、前叉、車架與前叉之有限元素分析與實驗模態分析，並且針對模型驗證結果作探討。

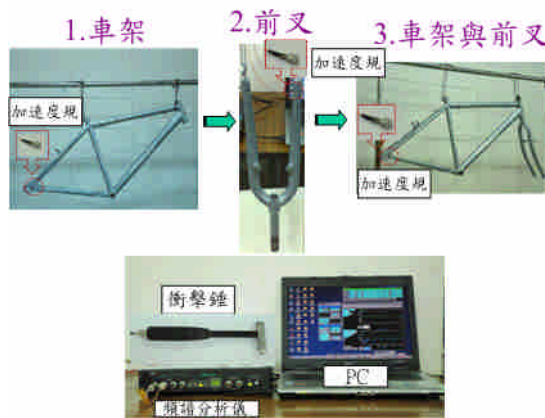


圖 5 實驗儀器架構圖

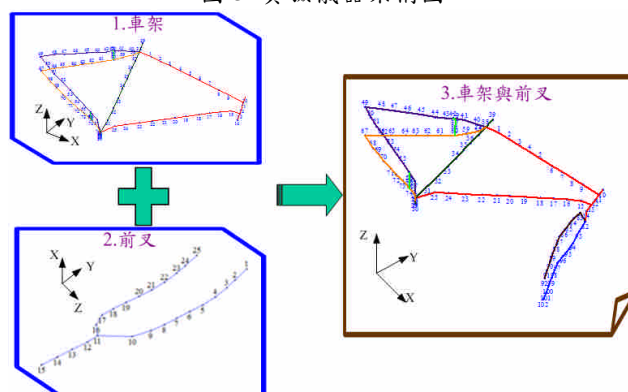


圖 6 車架、前叉、車架與前叉之分割及編號情形

3.1 有限元素分析

本文以捷安特自行車(CT-102)車架、前叉、車架與前叉之實體，如圖 3 所示，經由量測繪製成 3D 實體模型。座標系統訂定，自行車前後方向為 x 軸，左右側方為 z 軸，高度向則為 y 軸。



圖 4 為車架、前叉、車架與前叉之有限元素模型，其結構依完整描述之有限元素模型之四項要素說明如下：

1. 元素形式：本文主要利用 ANSYS 11.0 版軟體為求解工具，故採用線性立體元素 Solid45 建立車架、前叉、車架與前叉之有限元素模型，每個元素有 8 個節點，每個節點有 3 個自由度(UX,UY,UZ)。
2. 模型分割：車架、前叉、車架與前叉之有限元素模型採用 FreeMesh 分割，其元素數量分別為 82578、27048、95136 個元素，節點數量分別為 27271、9067、33194 個節點。
3. 邊界條件：採全自由邊界，不設定任何邊界條件。
4. 負荷條件：進行模態分析時，不需設定任何外力負荷條件，而根據不同響應預測分析，分別有不同負荷條件，將於第 4 小節之響應預測進行詳細說明。

3.2 實驗模態分析

實驗之儀器架設如圖 5 所示，包括衝擊錘(PCB-086C03)、單軸向加速度規(27AM1-10)、頻譜分析儀(SigLab Model 2042)及手提式電腦。本文採用系統輸入激振器為衝擊錘移動敲擊，以固定單軸向加速度規可量測加速度及對力之頻率響應函數(frequency response function, FRF)，再將 FRF 匯入 ME`scopeVES 進行曲線嵌合，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，因此可得到車架、前叉、車架與前叉之單軸向位移模態振型。

本文利用彈性繩懸掛車架、前叉、車架與前叉之模擬自由邊界。在實驗儀器方面，首先將衝擊錘經由導線連接於訊號分析儀 Channel 1，同樣將加速度規由導線連接於訊號分析儀之 Channel 2。另外，在訊號分析儀的設定方面，車架使用頻寬為 1000Hz，解析條數為 4096 條，解析頻率為 0.625Hz；前叉則引用王等人[10]使用頻寬為 2000Hz，解析條數為 4096 條，解析頻率為 1.25Hz；車架與前叉使用頻寬為 500Hz，解析條數為 4096 條，解析頻率為 0.31Hz。

在考慮量測點規劃，並配合所使用之移動衝擊錘的實驗方式，又因為自行車車架主要是由樑結構所組成，在分析時，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，則車架、前叉、車架與前叉為別為 81、25、102 量測點，而在進行車架、前叉、車架與前叉之規劃佈點時，因為感測器採用單軸向加速度規量測，此座標系統訂定，自行車前後方向為 x 軸，左右側方為 z 軸，高度向則為 y 軸。由於量測方向為 z 軸向，故可獲得 z 軸向位移模態振型，使能夠正確呈現量測時線架構模型(wire-frame model)，圖 6 即為實驗量測模型示意圖。

3.3 結果與討論

在自行車零組件模型驗證中，實驗所得之模態參數

為理論模型驗證依據，因此，圖 7、8 為實驗頻率響應函數及理論頻率響應函數比較、表 1 為 FEA 與 EMA 自然頻率誤差百分比與模態振型保證指標及實驗阻尼比、表 2 為車架之 FEA 與 EMA 模態振型比較對照表、表 3 車架與前叉之 FEA 與 EMA 模態振型比較對照表，由以上結果做一探討，其綜合討論如下：

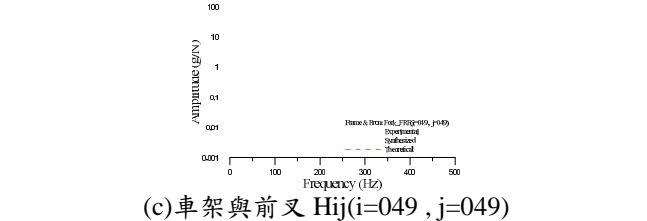
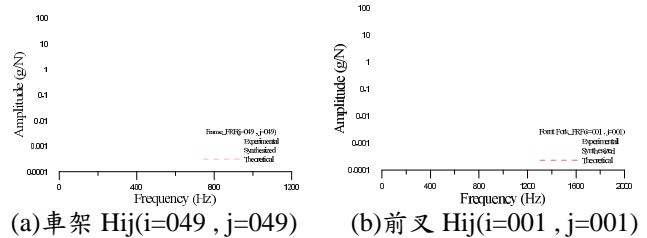


圖 7、實驗與理論頻率響應函數之同點比較

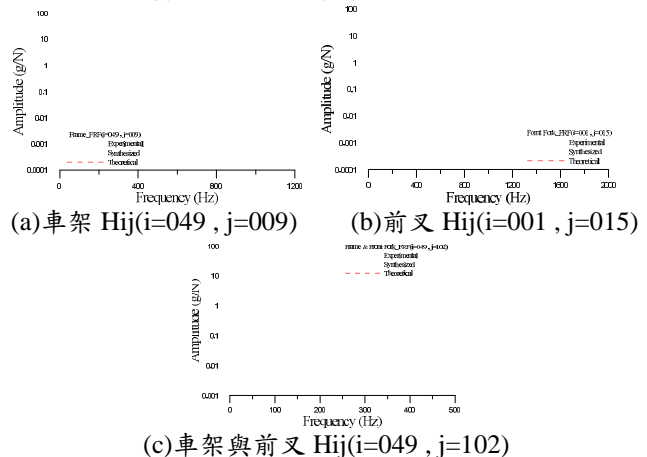


圖 8、實驗與理論頻率響應函數之不同點比較

表 1、FEA 與 EMA 自然頻率誤差百分比與模態振型保證指標及實驗阻尼比

(a) 車架部位比較

模態	FEA (Hz)	模態	EMA (Hz)	誤差 (%)	Z 方向 MAC	阻尼比 (%)	累計平均尼比 (%)
1	90.101	1	92.72	-2.82	0.92	0.034	0.034
2	112.92	2	108.60	3.98	0.88	0.042	0.038
3	271.4	3	279.40	-2.86	0.92	0.024	0.033
4	338.33	4	353.58	-4.31	0.83	0.108	0.052
5	345.6	-	-	-	-	-	-
6	414.77	5	386.40	7.33	0.39	0.020	0.046
7	478.75	-	-	-	-	-	-
8	489.18	6	481.97	1.50	0.80	0.423	0.109
9	492.35	7	500.27	-1.58	0.86	0.054	0.101
10	531.59	-	-	-	-	-	-
11	572.23	8	549.72	4.09	0.76	0.078	0.098
12	575.31	9	589.95	-2.48	0.44	0.049	0.092
13	630.26	-	-	-	-	-	-



14	668.15	10	617.99	8.12	0.65	0.030	0.086
15	744.12	11	685.08	8.62	0.72	0.052	0.083
16	816.07	12	804.58	1.43	0.80	0.023	0.078
17	908.93	13	838.69	8.37	0.59	0.081	0.078
18	932.64	-	-	-	-	-	-
19	992.16	14	913.82	8.57	0.77	0.066	0.077
20	1086.9	15	987.68	10.05	0.55	0.014	0.073

(b)引用前叉部位比較[10]

模態	FEA (Hz)	模態	EMA (Hz)	誤差 (%)	Z 方向 MAC	X 方向 MAC	阻尼比 (%)	累計平均尼比 (%)
1	131.70	1	126.51	4.10	1.00	0.08	0.184	0.184
2	213.06	2	212.43	0.30	0.90	0.98	0.101	0.142
3	429.71	3	432.61	-0.67	0.97	0.84	0.070	0.106
4	495.01	4	494.69	0.06	0.05	0.99	0.056	0.081
5	734.66	5	792.36	-7.28	0.98	0.02	0.060	0.071
6	1003.60	6	1011.00	-0.73	0.96	0.93	0.038	0.054
7	1109.60	7	1089.20	1.87	0.19	0.96	0.043	0.049
8	1139.80	8	1132.50	0.64	0.96	0.95	0.045	0.047
9	1484.20	9	1510.30	-1.73	0.94	0.64	0.070	0.058
10	1921.40	10	1926.10	-0.24	0.81	0.75	0.099	0.078

(c)車架與前叉部位比較

模態	FEA (Hz)	模態	EMA (Hz)	誤差 (%)	Z 方向 MAC	阻尼比 (%)	累計平均尼比 (%)
1	83.446	1	81.80	2.01	0.77	0.055	0.055
2	90.757	2	93.04	-2.45	0.88	0.023	0.039
3	96.201	-	-	-	-	-	-
4	117.16	3	113.24	3.46	0.86	0.191	0.115
5	130.96	-	-	-	-	-	-
6	131.92	4	131.29	0.48	0.61	0.083	0.099
7	282.63	5	290.79	-2.81	0.85	0.045	0.072
8	328.14	6	340.29	-3.57	0.76	0.208	0.140
9	350.98	-	-	-	-	-	-
10	410.17	7	384.78	-6.60	0.32	0.099	0.119
11	428.24	8	422.83	1.28	0.63	0.401	0.260
12	465.17	9	439.01	5.96	0.69	0.020	0.340
13	473.24	-	-	-5.27	0.86	-	-
14	495.88	10	499.56	-0.74	0.83	0.021	0.181
15	501.7	-	-	0.43	0.87	-	-

表 2、車架之 FEA 與 EMA 模態振型比較對照表

FEA		EMA		Err%	Physical interpretation
mode	Mode Shape	mode	Mode Shape		
F-01 90.10 (Hz)		E-01 92.72 (Hz)		-2.82	後車架 Z 方向往復 拉壓運動
MAC				0.92	
F-02 112.92 (Hz)		E-02 108.60 (Hz)		3.98	整車 Y 方向 1 st bending
MAC				0.88	
F-03 271.40 (Hz)		E-03 279.40 (Hz)		-2.86	後車架上橫樑 Y 方向 1 st bending
MAC				0.92	
F-04 338.33 (Hz)		E-04 353.58 (Hz)		-4.31	整車 (X,Z)=(2,1)
MAC				0.83	
F-05 345.6 (Hz)		-	-	-	Y 軸向模態
MAC				-	

F-06 414.77 (Hz)		E-05 386.40 (Hz)		7.33	後車架 θ_x 左右旋轉
MAC				0.39	
F-07 478.75 (Hz)		-	-	-	Y 軸向模態
MAC				-	
F-08 489.18 (Hz)		E-06 481.97 (Hz)		1.50	整車 X 方向 1 st bending
MAC				0.80	

表 2、車架之 FEA 與 EMA 模態振型比較對照表(續)

FEA		EMA		Err%	Physical interpretation
mode	Mode Shape	mode	Mode Shape		
F-09 492.35 (Hz)		E-07 500.27 (Hz)		-1.58	後車架上橫樑 對稱 Y 方向 1 st bending
MAC				0.86	
F-10 531.59 (Hz)		-	-	-	Close mode
MAC				-	
F-11 572.23 (Hz)		E-08 549.72 (Hz)		4.09	後車架下橫樑 對稱 Y 方向 1 st bending
MAC				0.76	
F-12 575.31 (Hz)		E-09 589.95 (Hz)		-2.48	後車架下橫樑 對稱 Y 方向 1 st bending
MAC				0.44	

表 3、車架與前叉之 FEA 與 EMA 模態振型比較對照表

FEA		EMA		Err%	Physical interpretation
mode	Mode Shape	mode	Mode Shape		
F-01 83.45 (Hz)		E-01 81.80 (Hz)		2.01	整車 Y 方向 1 st bending
MAC				0.77	
F-02 90.76 (Hz)		E-02 93.04 (Hz)		-2.45	後車架 Z 方向往復拉 壓運動
MAC				0.88	
F-03 96.20 (Hz)		-	-	-	X 軸向模態
MAC				-	
F-04 117.16 (Hz)		E-03 113.24 (Hz)		3.46	整車 (X,Z)=(2,2)
MAC				0.86	
F-05 130.96 (Hz)		-	-	-	Close mode
MAC				-	
F-06 131.92 (Hz)		E-04 131.29 (Hz)		0.48	後車架上橫樑 Y 方向 1 st bending
MAC				0.61	



F-07 282.63 (Hz)		E-05 290.79 (Hz)		-2.81	整車 (X,Z)=(3,2)
MAC				0.85	
F-08 328.14 (Hz)		E-06 340.29 (Hz)		-3.57	整車 (X,Z)=(3,1)
MAC				0.76	
F-09 350.98 (Hz)		-	-	-	X 軸向模態
MAC				-	
F-10 410.17 (Hz)		E-07 384.78 (Hz)		-6.60	整車 X 方向 1 st bending
MAC				0.32	

表 3、車架與前叉之 FEA 與 EMA 模態振型比較對照表(續)

FEA		EMA		Err%	Physical interpretation
mode	Mode Shape	mode	Mode Shape		
F-11 428.24 (Hz)		E-08 422.83 (Hz)		1.28	整車 (X,Z)=(4,2)
MAC				0.63	
F-12 465.17 (Hz)		E-09 439.01 (Hz)		5.96	整車 (X,Z)=(5,2)
MAC				0.69	
F-13 473.24 (Hz)		E-10 499.56 (Hz)		-5.27	後車架上橫 樑 Y 方向對 稱 1 st bending
F-14 495.88 (Hz)				-0.74	
F-15 501.7 (Hz)				0.43	
MAC(F-13 / F-14 / F-15)				0.86 / 0.83 / 0.87	

- 圖 7、8 為車架、前叉[10]、車架與前叉之實驗頻率響應函數及理論頻率響應函數比較，其中別分為同點頻率響應函數(Point FRF)及轉移頻率響應函數(Transfer FRF)，而每張圖中的曲線分別有實驗(Experimental)、理論(Theoretical)及實驗合成(Synthesized)率頻響應函數；由圖 7(a)、(b)、(c)分別為車架和前叉以及車架與前叉的同點頻率響應函數，因此，會產生每兩個共振點之間有一個反共振點現象，而圖 8 為不同點頻率響應函數與圖 7 同點頻率響應函數之實驗與合成頻率響應函數曲線有極高的吻合，由此顯示曲線嵌合的正確性極高。
- 表 1(a)車架部位在 0~1000Hz 範圍內共有 15 個 z 方向模態，從模態振型保證指標(Modal Assurance Criterion, MAC)為 0.80 以上的自然頻率誤差約 -4.31% 以內，可瞭解當每個模態 MAC 值趨近於 1 時，表示實驗與理論振型之間具有良好對應，而 MAC 小於 0.80 的自然頻率誤差最大為 10.05%，另外，最大阻尼比出現在第 4 模態，為 0.108%，累計

平均阻尼比為 0.073%，可作為後續動態響應分析之阻尼比依據。

- 表 2 為車架之 FEA 與 EMA 模態振型比較對照表，由於實驗採單軸向加速度規量測車架 z 方向模態振型，故實驗量測無法得到理論分析第 5、7、10、13、18 的軸向模態，另外，表 3 為車架與前叉之 FEA 與 EMA 模態振型比較對照表，同樣也是實驗量測無法得到理論分析第 3、5、9 的軸向模態；參考文獻[10]表 1(b)前叉部位，可發現第 4、7 模態也是屬於軸向模態，故車架軸向模態沒有對應到實驗的模態是合理的現象。
- 表 1(c)車架與前叉在 0~500Hz 範圍內共有 10 個 z 方向模態，由表中得知理論分析跟實驗分析之自然頻率幾乎一致，其中自然頻率最小誤差約 0.43%，MAC 值也都有 0.80 以上，代表實驗與理論振型之間具有良好對應，只有理論分析第 10、12、13 模態較不相同，其中第 10 模態差異最大約為 -6.60%；而實驗最大阻尼比出現在第 7 模態，為 0.401%，累計平均阻尼比為 0.181%，可以作為後續動態響應分析之阻尼比設定。依整體而言自然頻率誤差百分比都在正負之間變動，並沒有完全偏向正或負，而在低頻的模態振型之物理意義對應一致，表示模態參數比對良好，已達模型驗證目的，亦即驗證理論有限元素模型等效於實際結構。

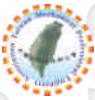
4. 響應預測

響應預測分析主要針對不同的試驗規範進行實際結構測試，本節依圖 2 設計變更流程圖方法，進行歐盟 EN14764 車架與前叉受垂直力衝擊試驗規範，藉以瞭解結構受外力作用後對結構所造成之影響，並依分析結果探討是否對結構進行材料更換或結構變更，做為設計變更的重要依據。

4.1 試驗與分析模型

本文主要選用歐盟 EN14764 城市與旅行自行車試驗規範[11]中車架與前叉受垂直力衝擊試驗作為響應預測的主要試驗規範；圖 9 為 EN14764 垂直力衝擊試驗規範示意圖，將一質量小於或等於 1 kg 之滾輪安裝至前叉如圖 9 所示，假設以鋼棒替代滾輪安裝於前叉時，則鋼棒圓形末端須與滾輪形狀相同，並且車架與前叉或車架與鋼棒必須保持垂直，後軸固定點夾緊於剛性治具上，另外，以一質量 22.5 kg 衝錘安置於前叉端滾輪或實心鋼棒圓形末端上，而衝錘升高距離質量滾輪 180 mm 處，對著前叉或鋼棒方向，釋放衝錘衝擊滾輪或鋼棒，若衝錘彈跳乃屬正常現象，待衝錘靜止於滾輪或實心鋼棒後再次量測輪距；依測試結果顯示自行車車架任何部分不應該破裂或有目視可見之裂痕，量測軸距軸線之永久變形量需小於 30 mm。

車架與前叉垂直力衝擊試驗進行分析數學模型化如圖 10，首先定義邊界條件，前叉與前輪中心軸之固定端為安裝一滾輪，其自由度為 y、z 方向限制移動



(UY=UZ=0); 後輪位置以銷(pin)固定軸心, 其自由度 x 、 y 、 z 方向限制不可移動。另外, 定義輸入條件, 實際試驗時車架與前叉依自由落體方式使衝錘與待測物接觸, 本研究利用簡單的靜力模擬分析; 故使用動力學之位能/動能守恆概念, 其定義如下:

$$mgh = \frac{1}{2}(v^2 - v_0^2) \quad (1)$$

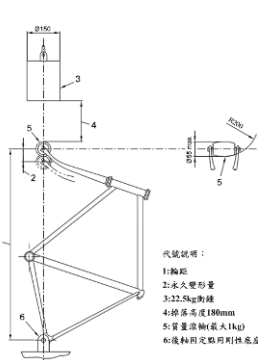


圖 9、垂直力衝擊試驗規範



圖 10、數學模型圖

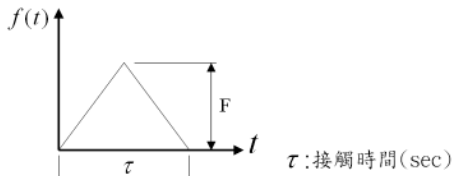


圖 11、衝擊力三角波形示意圖

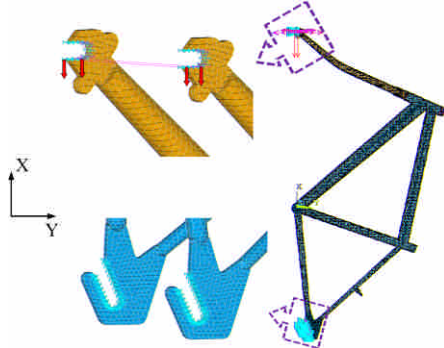


圖 12 垂直力衝擊試驗之有限元素模型

其中, v_0 為物體之初速度; m 為衝錘質量; g 為重力加速度 (9.807m/s^2); h 為落下高度。由於其初速度為零 $v_0 = 0$, 故可得衝錘之撞擊速度:

$$v = \sqrt{2gh} \quad (2)$$

由落下高度 h , 可推算出高度所對應之碰撞速度 v 。又由衝量/動量守恆, 定義如下:

$$\int_0^\tau f(t)dt = m\Delta v \quad (3)$$

其中, $f(t)$ 假設為三角波形如圖 11, 若假設衝錘落下為完全反彈, 則衝擊之速度變化量 $\Delta v = 2v$, 因此式(3)

可得:

$$\frac{1}{2}F\tau = m2v \quad (4)$$

則此三角衝擊力之最大外力振幅 F , 可得如下:

$$F = \frac{4mv}{\tau} \quad (5)$$

因為衝擊接觸時間 τ 的不同會影響衝擊力的大小, 另外實際衝擊接觸時間也無法得知, 本文假設時間 τ 以 0.1 秒為撞擊時間。經計算後衝擊力的大小如表 4 所示。

表 4、三角衝擊力接觸時間對應之外力大小

m (kg)	h (m)	$v = \sqrt{2gh}$ (m/s)	τ (sec)	$F = \frac{4mv}{\tau}$ (N)
22.5	0.18	1.879	0.1	1691.10

有限元素模型以線性立方體元素 Solid45、Link8 建立, 如圖 12 採用 Free Mesh 進行元素分割, 共 95138 個元素、33194 個節點。前輪之輪軸內緣面積上所有的節點自由度設定為 $UY=UZ=0$, 亦可以產生 x 左右方向可移動效果, 則後輪之輪軸內緣面積上節點自由度設定為 All DOF=0, 使模擬出固定效果; 另外, 由於前輪轉軸處模擬受到負載時需保持平衡, 故利用 LINK8 元素與內緣 4 個節點連結, 將此負載作用朝正前輪 x 軸方向, 並於前叉輪軸兩側分別施以等效衝擊力 F 。

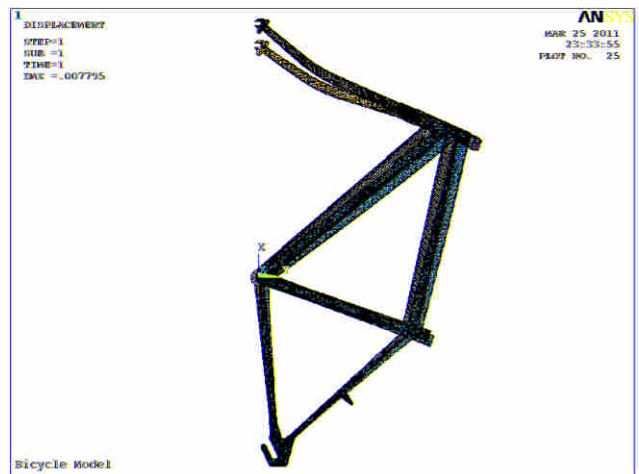


圖 13 垂直力衝擊試驗分析之位移圖

表 5、模擬 EN14764 垂直力衝擊試驗之數據總表

應力	σ_{MAX} (MPa)	σ_{min} (MPa)	降伏強度 s_{yp} (MPa)	抗拉強度 s_{ut} (MPa)
σ_1	1220.00	-246.00	392	646.8
σ_2	476.00	-364.00	392	646.8
σ_3	427.00	-1120.00	392	646.8
σ_{eqv}	938.00	0.00	392	646.8

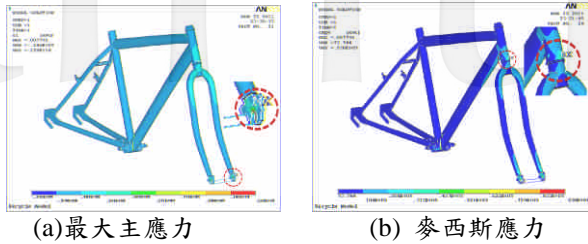


圖 14 彎曲試驗分析之應力分部圖

4.2 模擬分析結果與討論

依照試驗規範對於模擬試驗結果比較，由圖 13 可得知，車架與前叉受力後最大變形量 $D_{MAX}=7.80\text{mm}$ 。另外，由表 5 得知車架與前叉受力後麥西斯應力 $\sigma_{eqv}=938.00\text{MPa}$ ，大於高碳鋼降伏強度，判斷前叉受力後將產生永久變形。最大主應力 $\sigma_1=1220.00\text{MPa}$ 大於高碳鋼降伏強度及抗拉強度，圖 14(a)可瞭解最大主應力發生於施壓處，判斷受力後可能因為點力集中之關係使得應力如此高，若排除點應力之位處，其最大主應力與麥西斯應力均發生在車架與前叉立管軸承處如圖 14(a)、(b)所示，將是未來設計補強的重點區域。因模擬時假設材料皆位於彈性限度內，雖然可得知材料受力後位移量，但此位移量無法代表超過降伏強度後的變形量。

車架與前叉無法通過垂直力衝擊模擬試驗，在未來可用實際結構進行靜態垂直力衝擊試驗規範實驗，比較模擬試驗結果，或者針對有破壞可能之處進行模型變更，使其符合規範內容。

5. 結論

本文透過有限元素分析與實驗模態分析方法探討車架與前叉進行模型驗證以及響應預測分析，其綜合相關結論如下：

- (1) 本文建立一系統化之自行車設計分析開發流程，對各零組件以結構組合層次之模型驗證堆疊概念，並採用歐盟 EN14764 城市與旅行自行車試驗規範，透過試驗結果判斷車架與前叉結構受力後變形量與應力強度是否符合規範。
- (2) 在實驗模態分析，由頻率響應函數曲線圖得知，實驗與合成曲線吻合度極高，顯示曲線嵌合正確性高。
- (3) 車架與前叉之模型驗證，依整體而言自然頻率誤差百分比都在正負之間變動，並沒有完全偏向正或負，而在低頻的模態振型之物理意義對應一致，表示模態參數比對良好，已達模型驗證目的，亦即驗證理論有限元素模型等效於實際結構。
- (4) 車架與前叉之衝擊力試驗響應預測結果並不符合歐盟 EN14764 規範要求，在未來可利用實際結構進行試驗比對正確性或變更車架與前叉結構來改善。
- (5) 本文研究目的在於建立整合 CAD/CAE/CAT 之虛擬測試(virtual testing)技術於自行車之分析與試驗，藉由此一系統化技術，進而提升國內自行車產業在製造技術與創新設計之能力。

6. 參考文獻

1. Richard, S., and Champoux, Y., 2005, "Evaluation of Road Bike Comfort Using Classical and Operational Modal Analyses," Proceedings of the IMAC-XXIII, Orlando, Florida, pp. 205-213.
2. 陳慶祥, 2005, 「車架產品比較分析」, 財團法人自行車暨健康科技工業研究發展中心。
3. Stone, C., and Hull, M. L., 1993, "The Effect of Rider Weight on Rider-Induced Loads During Common Cycling Situations," Journal of Biomechanics, Vol.16, pp. 365-375.
4. Lessard, L. B., Nemes, J. A., and Lizotte, P. L., 1995, "Utilization of FEA in the Design of Composite Bicycle Frame," Composites, Vol. 26, pp. 72-74.
5. McKenna, S. P., Hill, M. R., and Hull, M. L., 2002, "A Single Loading Direction for Fatigue Life Prediction and Testing of Handlebars for Off-Road Bicycles," International Journal of Fatigue, Vol. 24, pp. 1149-1157.
6. Chang, R. R., 2002, "Finite Element Analyses and Experimental Considerations of the Deflection And Failure Behavior of Asymmetric Laminate Composite Bicycle Handlebar," Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part E, Vol. 216, pp. 207-218.
7. 王栢村, 劉旭峯, 邱黃正凱, 2008, 「車輛行駛於不同路面狀況之底盤負載條件預測」, 2008中華民國第十三屆車輛工程學術研討, 台北, 論文編號: F_011。
8. 王栢村, 劉旭峯, 邱黃正凱, 2009, 「汽車底盤前懸吊口字樑之響應預測分析」, 2009中華民國第十四屆車輛工程學術研討, 台灣雲林, 論文編號:



9. 王栢村, 葉瑞昌, 2009, 應用CAE於自行車車架試驗之虛擬測試, 國立屏東科技大學機械工程系碩士論文, 屏東。
10. 王栢村, 謝宗廷, 曾國睿, 2010, 「自行車前叉之模型驗證與彎曲試驗模擬分析」, 2010中華民國第十五屆車輛工程學術研討, 台灣台南, 論文編號: I-009。
11. EN 14764, 2005, City Trekking Bicycles – Safety Requirements and Test Methods, European Committee for Standardization.

Model Verification of Frame and Front Fork Assembly and Response Prediction for Impact Test

Bor-Tsuen Wang¹, Yu-Cheng Chen²

¹ Professor, ² Graduate Student, Department of Mechanical Engineering,
National Pingtung University of Science and Technology.

Abstract

Computer aided engineering (CAE) technique has been adapted to product design for increasing industry competitive ability and reducing development efforts. This work integrates both finite element analysis (FEA) and experimental modal analysis (EMA) techniques to perform model verification of bicycle components for product design analysis. The step-by-step model verification of the frame, front fork, and the frame and front fork assembly for the substructures of bicycle is, respectively, carried out to validate the FE models equivalent to the real structures. The EN14764 standard for the vertical impact test of city trekking bicycles is considered. The validated FE model of the frame and front fork assembly structure can then be applied to predict the structural deformation and stress distributions. This work establishes the procedure for design modification, especially for the pre-study of structural model verification and response prediction. The developed methodology can be useful for bicycle industry in structural design analysis.

Keywords : Finite Element Analysis(FEA), Experimental Modal Analysis (EMA), Model Verification, Response Prediction, EN 14764 standard.