

國立交通大學

工學院精密與自動化工程學程

碩 士 論 文

複合塑膠汽車頭燈之有限元素分析與振動實驗研究
A Simplified Finite Element Model for Vibration Analysis of
Vehicle Headlamp



研 究 生：薛 欽 鐸

指導教授：金 大 仁 博士

中華民國 九十八 年 十二 月

複合塑膠汽車頭燈之有限元素分析與振動實驗研究
A Simplified Finite Element Model for Vibration Analysis of
Vehicle Headlamp

研 究 生：薛欽鐸

Student：Chin-Duo Hsueh

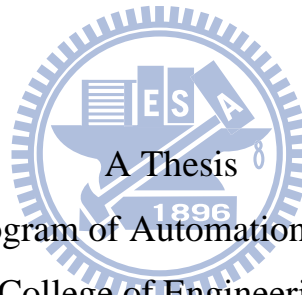
指導教授：金大仁 博士

Advisor：Dr. Tai-Yan Kam

國 立 交 通 大 學

工 學 院 精 密 與 自 動 化 工 程 學 程

碩 士 論 文



Submitted to Degree Program of Automation and Precision Engineering

College of Engineering

National Chiao Tung University

in Partial Fulfillment of the Requirements

for the Degree of

Master of Science

in

Automation and Precision Engineering

December 2009

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中 華 民 國 九 十 八 年 十 二 月

複合塑膠汽車頭燈之有限元素分析與振動實驗研究

研 究 生：薛欽鐸

指導教授：金大仁 博士

國立交通大學工學院精密與自動化工程學程碩士班

摘要

本文提出一簡化有限元素模型來研究車燈整體及局部之振動行為，此有限元素模型可作為車燈的先期工程分析研究。本研究先結合自然模態及強制激振二種實驗與有限元分析進行夾治具模型驗證，其次再導入車燈有限元素模型對於強制激振進行實驗與分析驗證；對於車燈模型建構採取曲面外型平面化以及非結構外觀省略二種模型簡化原則，並藉由調整有限元素模型材料參數及網格與實驗頻譜及模態進行驗證；研究結果顯示，有限元素模型修飾的關鍵為對後燈座元件於固定處剛性元素連結強化、增加簡化處厚度與楊氏係數的二種調整方法可獲得一車燈等效有限元素模型。

本研究也進行車燈在實車與夾治具安裝方式上模態分析比較與設計改善，研究結果顯示，夾治具採用「 \square 」型整體式設計與實車情境接近，可避免低頻模態誤判。而由車燈模態振型分析與失效試驗進行驗證發現，車燈主要失效皆為中間飾板反射鏡局部振型所引起，經由增加固定點可衰減加速度響應以及改善車燈失效的發生；此外，透過

本研究車燈模態振型分析結果發現，對於SAE J575振動頻率規格若修正至350Hz時，可獲得同樣失效模式下加速65%疲勞試驗時間與實驗成本。

關鍵字：頭燈、簡化有限元素模型、強制激振、失效模式、疲勞試驗



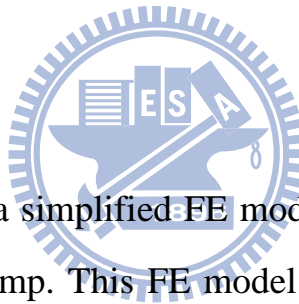
A Simplified Finite Element Model for Vibration Analysis of Vehicle Headlamp

Student : Chin-Duo Hsueh

Advisor : Dr. Tai-Yan Kam

Degree Program of Automation and Precision Engineering
National Chiao Tung University

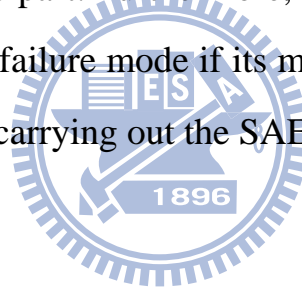
ABSTRACT



This study proposes a simplified FE model for global/ local vibration analysis of vehicle headlamp. This FE model can be used for preliminary design and failure assessment of vehicle headlamp. In the FE model, the curve surfaces are replaced by plane surfaces and the non-structural parts are omitted. The first step of this study is to verify an equivalent FE model of the fixture used in the vibration test via the comparison between the theoretical and experimental results of the fixture subjected to force vibration. The next step is to verify the proposed FE model of the headlamp. The headlamp was subjected to force vibration testing. From the measured frequency response spectrum, the natural frequencies and vibration shapes of the headlamp are determined and used to verify the accuracy of the FE model. The results of the study reveal that it is important in the FE model

to construct appropriate rigid beam links at the fixing holes and use suitable thickness and Young's modulus in the simplified area.

This study also consider the effects of the mounting method on the vibration behavior of the headlamp. The result of this study reveals that the fixture will be equivalent to the real mounting condition if the shape of the fixture is a “ Γ ” shape. Such shape will avoid incorrect prediction of low frequency modes. For the failure mode verification, this study also compares the theoretical failure mode with that identified in the test. It shows that both approaches identify the same failure area. The response of the failed part can be significantly lowered if an additional restraint is placed at the middle frame part. Furthermore, the fatigue test period can be shorten 65% for the same failure mode if its maximum frequency of 250Hz is revised to 350Hz when carrying out the SAE J575 specification testing.



Keyword : Headlamp 、 Simplified finite element model 、 Force vibration 、
Failure mode 、 Fatigue test

誌謝

研究所期間首先承蒙指導教授 金大仁博士的悉心指導。指教與耐心教誨方能順利完成本研究，在此致上由衷敬意。

在這研究學習過程中，也感謝車輛中心長官於進修上之關懷，以及同仁在研究與實驗資源上的支援，方能使得研究工作得以順利進行，希望藉此研究成果可貢獻於中心在測試驗證與分析上的整合，提升驗證技術能力。

最後更要感謝母親、辛苦的老婆 蓉妮給我在工作與學業上的支持與鼓勵，以及懂事的哥哥 翊呈與妹妹 宇岑，方能夠心無掛慮的完成學業取得學位，僅以此文獻給所有關心與愛護我的人。

薛欽鐸 2009.12 于彰化

目 錄

	頁次
中文摘要	I
英文摘要	III
致謝	V
目錄	VI
表目錄	X
圖目錄	XI
一、緒論	1
1.1 前言	1
1.2 複合塑膠頭燈結構組成	2
1.3 研究背景與目的	3
1.3.1 車燈主要失效模式	3
1.3.2 國外車燈與路面環境振動要求	3
1.3.3 研究目的	4
1.4 文獻回顧	4
1.4.1 理論分析方面	5
1.4.2 分析模型修正應用方面	5
1.4.3 測試標準方面	6
1.5 論文架構	6
二、基本理論	8
2.1 機械振動	8
2.1.1 振動概述	8
2.1.2 結構振動類型	9
2.1.3 共振	10
2.2 單自由度具阻尼系統響應	10
2.3 基座激振	15

2.4	多自由度系統.....	18
2.5	有限元素法簡介.....	19
2.5.1	基本要件.....	21
2.5.2	基本理論.....	24
三、	研究內容與方法.....	27
3.1	研究規劃.....	27
3.1.1	振動實驗.....	27
3.1.2	電腦輔助分析.....	27
3.2	實驗設備簡介.....	28
3.2.1	強制激振實驗儀器架設.....	28
3.2.2	模態量測設備.....	29
3.3	工程分析工具.....	29
3.3.1	Altair HyperWorks 分析軟體簡介.....	29
3.3.2	HyperMesh 功能.....	29
3.3.3	Optistruct 功能.....	30
3.3.4	HyperView 功能.....	30
3.4	複合塑膠車燈及夾治具材料物性表.....	30
四、	實驗結果與討論.....	32
4.1	複合塑膠車燈之夾治具振動實驗.....	32
4.1.1	固定邊界自然模態與頻率響應.....	32
4.1.2	強制激振－共振搜尋實驗.....	33
4.2	複合塑膠車燈振動實驗.....	34
4.2.1	實驗條件.....	34
4.2.2	振動實驗參數設定.....	34
4.2.3	量測點與加速度計安裝.....	34
4.2.4	結果討論.....	34
五、	有限元素分析結果與討論.....	36
5.1	模型建立.....	36

5.1.1	車燈夾治具有有限元素分析.....	36
5.1.2	結果討論.....	37
5.2	車燈簡化 FEA 模型分析.....	39
5.2.1	強制激振基座邊界條件設定.....	39
5.2.2	二物件間接觸邊界設定.....	40
5.2.3	結果討論.....	41
5.3	車燈簡化 FEA 模型厚度修正分析.....	42
5.3.1	固定處部位厚度修飾.....	42
5.3.2	外觀輪廓簡化部位厚度修飾.....	42
5.3.3	結果討論.....	42
5.4	車燈簡化 FEA 模型局部網格修飾分析.....	43
5.4.1	固定處網格修飾.....	43
5.4.2	外觀輪廓簡化處與結構局部轉折處修飾.....	44
5.4.3	結果討論.....	44
5.5	車燈簡化 FEA 模型與複雜 FEA 模型分析.....	45
5.5.1	複雜車燈 FEA 模型建構.....	45
5.5.2	結果討論.....	45
5.6	實車裝置 FEA 模態分析.....	46
5.6.1	車燈實車裝置 FEA 模型建構.....	46
5.6.2	結果討論.....	46
5.7	綜合討論.....	47
5.7.1	目標成果.....	47
5.7.2	工程應用.....	48
六、	結論與建議	50
6.1	結論.....	50
6.1.1	車燈有限單元分析.....	50
6.1.2	車燈振動實驗.....	52
6.2	未來研究方向.....	53

參考文獻	54
附錄一	夾治具固定邊界自然模態分析設定程序.....	56
附錄二	夾治具強制激振有限元素分析設定程序.....	58
附錄三	車燈系統強制激振設定程序.....	61



表目錄

表 1	電磁式振動機規格.....	66
表 2	訊號控制器規格.....	66
表 3	加速度計規格.....	66
表 4	模態量測儀器規格.....	67
表 5	原始分析選用之材質物性資料.....	67
表 6	JIS D1601 車燈共振搜尋試驗參數.....	68
表 7	通道參數.....	68
表 8	限制參數.....	68
表 9	實驗參數.....	69
表 10	頻譜參數.....	69
表 11	車燈共振搜尋實驗量測點說明.....	70
表 12	車燈實驗共振頻率結果與阻尼比、自然頻率計算.....	70
表 13	車燈用夾治具分析模型網格建置資訊.....	71
表 14	夾治具固定邊界自然模態分析結果.....	71
表 15	夾治具固定邊界自然模態實驗與分析比較.....	72
表 16	夾治具強制激振實驗與分析比較.....	72
表 17	夾治具 FEA 網格劃分比較.....	72
表 18	夾治具網格劃分結果效益比較.....	73
表 19	車燈元件網格資料表.....	73
表 20	簡化模型強化接觸邊界之頻譜誤差比較.....	73
表 21	簡化模型局部厚度修飾之頻譜誤差比較.....	74
表 22	簡化模型局部網格修飾之頻譜誤差比較.....	74
表 23	車燈複雜模型網格建構資訊.....	74
表 24	模型參數調整對頻譜影響.....	75

圖目錄

圖1	汽車頭燈.....	76
圖2	汽車頭燈主要元件與組成.....	76
圖3	典型車燈失效模式.....	76
圖4	SAE J575隨機振動頻譜.....	77
圖5	MIL-STD 810F公路振動頻譜.....	77
圖6	正弦波峰值換算.....	77
圖7	單自由度質塊-彈簧-阻尼系統.....	78
圖8	半能量點法.....	78
圖9	基座激振系統圖.....	78
圖10	HyperWorks有限元素分析流程.....	79
圖11	研究流程規劃.....	79
圖12	強制激振（共振搜尋）實驗系統圖.....	80
圖13	頻譜分析系統圖.....	80
圖14	HyperMesh介面外觀.....	81
圖15	Optistruct介面外觀.....	81
圖16	HyperView介面外觀（a）.....	81
圖17	HyperView介面外觀（b）.....	81
圖18	車燈振動用夾治具設計.....	81
圖19	支撐架與底板鎖附方式.....	81
圖20	夾治具模態量測固定情形.....	82
圖21	夾治具模態量測點.....	82
圖22	治具模態量測情形.....	82
圖23	治具支撐架模態頻率響應.....	83
圖24	治具支撐架模態振型.....	83
圖25	車燈夾治具強制振動加速度計安裝.....	84
圖26	治具支撐架共振搜尋頻譜圖.....	84
圖27	車燈共振搜尋試驗量測加速度計安裝情形（a）.....	85
圖28	車燈共振搜尋試驗量測加速度計安裝情形（b）.....	86
圖29	車燈共振搜尋試驗控制加速度計安裝情形.....	86
圖30	車燈10處共振搜尋實驗頻譜.....	87
圖31	車燈用夾治具3D圖.....	87
圖32	車燈用夾治具粗網格劃分.....	87
圖33	車燈用夾治具元件間接觸邊界設定示意.....	88

圖34	夾治具底板接觸邊界條件設定.....	88
圖35	夾治具底板強制激振固定邊界限制條件節點.....	88
圖36	夾治具支撐架強制激振分析結果.....	89
圖37	夾治具網格劃分外觀差異.....	89
圖38	車燈原始加工曲面圖.....	90
圖39	車燈實體模型圖（1）.....	90
圖40	車燈實體模型圖（2）.....	91
圖41	車燈元件簡化模型（1）.....	91
圖42	車燈元件簡化模型（2）.....	92
圖43	車燈簡化模型組合.....	92
圖44	車燈元件網格建構.....	93
圖45	整體車燈網格建構組合.....	93
圖46	基座強制激振接觸邊界限制條件設定處.....	94
圖47	車燈強制激振頻率響應分析處.....	94
圖48	車燈與夾治具間接觸邊界設定示意.....	95
圖49	支撐架Z1與車燈接觸邊界連接設定.....	95
圖50	支撐架Z2與車燈接觸邊界連接設定.....	96
圖51	支撐架L2與車燈接觸邊界連接設定.....	96
圖52	支撐架L1與車燈接觸邊界連接設定.....	97
圖53	燈殼與鍍鋁裝飾反射鏡螺絲鎖附點.....	97
圖54	燈殼與鍍鋁裝飾反射鏡鎖附接觸邊界連接設定.....	98
圖55	燈殼與鍍鋁裝飾反射鏡緊密接觸處.....	98
圖56	燈殼與鍍鋁裝飾反射鏡緊密接觸邊界設定.....	99
圖57	燈殼與後燈座間膠合接著處.....	99
圖58	燈殼與後燈座間鎖附處.....	100
圖59	燈殼與後燈座間膠著接合設定.....	100
圖60	後燈座與底蓋實物螺絲鎖附方式.....	101
圖61	後燈座與底蓋鎖附處設定.....	101
圖62	方向燈反射鏡與後燈座螺絲鎖附方式.....	102
圖63	方向燈反射鏡與後燈座鎖附處設定.....	102
圖64	簡化模型強化接觸邊界之頻譜分析結果（1）.....	103
圖65	簡化模型強化接觸邊界之頻譜分析結果（2）.....	104
圖66	5~260Hz簡化模型強化接觸邊界自然模態.....	105
圖67	車燈FEA模型右邊固定耳HRF修飾.....	106
圖68	車燈FEA模型中央固定耳HCF修飾.....	106

圖 69	車燈FEA模型左邊固定耳HLF修飾.....	106
圖 70	車燈FEA模型右下邊固定耳HRBF修飾.....	106
圖 71	簡化模型局部厚度修飾處.....	107
圖 72	車燈FEA模型後燈座燈孔處及燈殼/後燈座膠著處修飾..	107
圖 73	簡化模型局部厚度修飾之頻譜分析結果(1).....	108
圖 74	簡化模型局部厚度修飾之頻譜分析結果(2).....	109
圖 75	5~260Hz簡化模型局部厚度修飾自然模態.....	110
圖 76	簡化模型相同邊界下網格細化分前/後頻譜比較.....	111
圖 77	車燈FEA簡化模型固定處網格修飾.....	112
圖 78	車燈FEA簡化模型局部轉折處網格修飾(1).....	113
圖 79	車燈FEA簡化模型局部轉折處網格修飾(2).....	114
圖 80	簡化FEA模型局部網格修飾後之分析頻譜(1).....	114
圖 81	簡化FEA模型局部網格修飾後之分析頻譜(2).....	115
圖 82	簡化FEA模型局部網格修飾後自然模態(1).....	116
圖 83	簡化FEA模型局部網格修飾後自然模態(2).....	117
圖 84	車燈複雜FEA模型網格建構.....	117
圖 85	車燈複雜FEA模型固定處強制機振分析頻譜.....	118
圖 86	車燈複雜FEA模型自然模態全域振型.....	118
圖 87	車燈實車裝置情形.....	119
圖 88	車燈實車裝置FEA模型.....	119
圖 89	車燈實車裝置FEA自然模態.....	120
圖 90	車燈鍍鋁飾板反射鏡與燈殼固定處之共振.....	120
圖 91	SAE J575隨機振動失效試驗.....	121
圖 92	SAE J575隨機振動失效試驗結果.....	121
圖 93	車燈處型與重新設計夾治具組成.....	122
圖 94	車燈與新夾治具設計組成自然模態.....	123
圖 95	燈殼與鍍鋁飾板反射鏡間鎖附點增加位置.....	124
圖 96	燈殼與鍍鋁飾板反射鏡間鎖附點修正前/後頻譜比較.....	124
圖 97	SAE J575與本研究修正之振動頻譜比較.....	125
圖 98	本文修正之振動頻譜失效試驗結果.....	125

一、緒論

1.1 前言

隨材料科學與科技發展，工業對高分子塑膠材料性能之需求越來越高。特別是車輛產業工程人員期望尋求更輕量化、強度高的材料及與快速大量生產技術，以符合車輛結構設計與省能等經濟效益要求。而塑膠材料具有質輕、價廉、色澤優美、易成型、耐腐蝕等特性。然而，由於塑膠在強度和剛性上的先天限制，於結構件之應用上仍有相當之困難。為了提升塑膠材料應用領域，近年則有採用兩種或多種塑膠材料以合成方式或合膠方式產生新種類之工程塑膠材料，以彌補單一成份塑膠缺點，來強化各材料的優點，提高比強度(Specific Strength)、比彈性模數(Specific Modulus)以及低比重等卓越性能，特別在車燈(圖1)發展與應用上。台灣車燈廠以外銷為主，近年台灣汽車零組件出口以塑膠類最具成長性，其中又以車燈類出口歐美成長性最大，2008年車燈出口總值已突破150億。

車燈在汽車的應用上可以分為前燈、後燈、煞車燈、方向燈、角燈、倒車燈六大類，惟車燈業界僅區分為大燈(頭燈)與小燈(頭燈以外之燈類)兩種，車燈產品與3C產品最大差異處在於車燈產品生命週期相當長，由於車燈屬於碰撞保安件，且維繫著行車視野安全，通常產品生命週期皆在7年以上，就歐洲國家規定，車輛停產七年之內，廠商有義務要保證消費者可更到換新車燈；其次，在美國聯邦法規FMVSS第108號[1]亦有要求，所有銷售於美國之原廠(OEM)或售後服務(AM)市場之車燈皆需經過環境可靠度驗證。

車輛因長期暴露戶外之隨機環境，而主要影響車燈之環境因子為環境振動，法規上車燈為碰撞保安件，通常產品生命週期設計皆需在5年以上，

方可符合車廠要求；品質是外銷關鍵因素，而耐久可靠之車燈照明是確保人員安全的必要要件。因此，良好的車燈結構設計與分析，方能確保安全明亮行駛環境。

1.2 複合塑膠頭燈結構組成

汽車頭燈大部分材料已由金屬燈殼與玻璃燈罩組合轉變為複合塑膠材質，就車燈之設計與結構分類[2]而言，頭燈在反射鏡設計方面可分為自由曲面式頭燈(FREE)、多重反射式頭燈(MR)以及投射式頭燈(PES)。在結構方面可分為燈殼、中框、後殼、反射鏡及其他組件（如方向燈和遮光罩等）主要元件與組成（圖2）說明如下：

- 1.透明燈殼（lens）：主要為保護燈室內之反射鏡，在表面適當設計紋路亦可提供修正亮度功用，通常以PC（聚碳酸酯）作為主要材質。
- 2.後殼或後燈座（housing）：為車燈之主體與基礎，可提供遠近/燈遠反射鏡或調整機構固定。
- 3.反射鏡（reflector）：作為光源投射之用，主要在於改變反射鏡外形使角度達到理想反射，可分為大燈（遠/近燈）反射鏡及方向燈反射鏡二種。
- 4.中框或鍍鋁裝飾反射鏡（decoration frame）：主要為搭配整體車燈設計裝飾用，掩飾燈體內部組件。

1.3 研究背景與目的

產品設計與品質的優劣，主要需考量設計階段之可靠度驗證規格，特別是在使用壽命周期中需高可靠度要求的產品，例如航太、軍事等與攸關成本或性命等高科技產品。近年來，車輛工程在考量整車縮短開發之時間並降低相關驗證成本，因此，在車輛保安件之可靠度驗證工程前，也導入了電腦輔助工程（CAE）進行如結構振動驗證前之分析，在事先預估其失效應力處加以優化處理後，在進行分析確認改善後，即導入實體驗證測試或送交第三公正單位進行驗證。

1.3.1 車燈主要失效模式

車輛行駛於隨機環境，驗證上相對較消費產品嚴苛，由於車燈屬於保安件，美國聯邦法規FMVSS 108與自動機工程師學會標準SAE J575[3]針對車燈的可靠度驗證包含振動、防塵防水、溫濕度...等10項。由車輛中心（ARTC）輸美驗證案失效統計數據（圖3）顯示，在各項環境試驗中主要為振動試驗失效為主，分析其失效模式47%為固定處斷裂現象，而失效機制由疲勞所引起，故可了解振動效應對車燈是一重要環境失效因子。

1.3.2 國外車燈與路面環境振動要求

如前文所述車燈環境振動要求主要依據SAE J575為主，主要驗證車輛在壽命週期中，因路面以及引擎產生之振動對車燈結構所造成影響；由於車燈設計講求與車輛之整體造型，增加許多調整機構與多種投射鏡等功能，故此SAE標準由原先10~55Hz正弦掃頻條件，修正為10~250Hz隨機振動（圖4）來驗證車燈複雜結構設計之可靠性，試驗軸項僅為Z軸（上下），加速度均方根值為 $1.81g_{r.m.s}$ 。此外，車輛行駛路面產生之振動，由美國軍規MIL-STD 810F[4]之美國公路卡車振動暴露頻譜（圖5）可知，車輛行駛

於一般公路之振動頻寬為10~500Hz，其最大加速度值亦為Z軸1.04g_{r.m.s}。

1.3.3 研究目的

綜合前述之車輛振動環境，車燈的結構設計必須考量10~500Hz間之振動效應，以確保車輛使用壽命期間車燈前方照明功能之可靠性，因此有必要量產前完成結構設計確認，而實驗室試驗乃是確保車燈可靠性重要方式；然而，對複雜車燈結構與外型若可建立一套方便、快速建立FEA振動模型方法，將可在實驗室或實車試驗前預測其結構響應特性與弱點，將可大幅避免試驗失效重複發生與節省開發驗證成本。

本文旨在利用商業CAE分析軟體（Altair HyperWorks）進行車燈振動工程分析研究，主要研究方向與期望如下：

- 1.建立等效車燈振動FEA模型：透過模型簡化、不同邊界與元素調整等方式，快速獲得與實際車燈結構等效之分析模型，並準確預測振動實驗結果。
- 2.獲得車燈結構振動特性：就FEA預測車燈結構在振動下之頻率響應、模態行為與對結構可能影響，以掌握關鍵疲勞破壞區域。
- 3.預測實車裝置振動模態：由實驗室環境下車燈夾治具設計分析與實車裝置分析之合理性，並分析模態振型對車燈結構之影響。

1.4 文獻回顧

由於電腦科技的快速進步，電腦具有好的分析能力及資料處理速度，在車輛零組件開發上，皆以電腦來分析實測可能需要數倍時間的結果。然

而，對於複合塑膠產品，如車燈、儀表板或保險桿等結構特性，相較於金屬結構件則顯少有相關研究與分析，然而在有限元分析應用上，相關之探討如下。

1.4.1 理論分析方面

Cifuentes[5]透過設定平板上的三個區塊質量或是材料剛性模擬複合材料特性，對其做振動特性分析，獲得複合材料在動力分析上，不同支撐形式會影響結構模態振型。Yang *et al.*[6]提到在有限元素分析值得注意的三個重要因素，分別為幾何模型的建立、材料的材料特性和結構的邊界問題，利用這三種不同的方法做模態測試，並用不同固定邊界條件進行模擬自由邊界。

1.4.2 分析模型修正應用方面

Singhal *et al.*[7]利用有限元素分析建構一薄壁中空圓柱的有限元素模型，除模擬其振動分析外，更與實際結構體之實驗模態分析結果來作為振動參數比較及對模型修正，最後獲得一等效的模型，則未來當有相同結構體需要作設計分析時，就不需要使用真實結構體作分析。Wu *et al.*[8]建立醫療儀器AED（Lifepak500 automated external defibrillator）之FE模型，先由靜力實驗證明模型之材料性質及結構靜力特性為正確，再利用振動實驗作振動觀點的模型驗證，最後獲得一等效有限元素分析模型。劉[9]對具有不同電子元件排列之印刷電路板建立有限元素模型並透過與實際實驗之數據驗證獲得等效有限元素模型。Perkins and Sitaraman[10]利用有限元素分析模擬印刷電路板振動實驗，並與實際振動實驗相互驗證，以獲得等效有限元素模型，Hu *et al.*[11]是應用實驗模態與有限元素分析來對一自由邊界之複合材料疊層板作模型驗證，將實驗結果跟有限元素分析的結果

做比較驗證，經比對實驗與有限元分析結果之自然頻率與模態振型，兩種結果相當吻合。王和曹[12]主要是結合有限元素分析法以及實驗模態分析來對自由平板作模型驗證，其目的為得到一個具合理性、正確性的等效分析模型亦發展出一個等效可用的分析模型。

以上皆利用實驗與理論結果相互驗證，求得對實際結構等效之有限元素模型並運用模型進行後續相關分析的例證。

1.4.3 測試標準方面

目前對於車燈振動測試標準主要依據有美國SAE J575、日本JIS D5500[13]以及JIS D1601[14]。其中，美國SAE J575主要針對汽車頭燈之結構振動耐久試驗，模擬因行駛道路引起振動，主要採以10~250Hz頻率範圍內上下方向共計1小時之隨機振動試驗，此試驗主要評斷車燈各部件長期振動下固定處或光學部件是否產生失效。而JIS D1601主要針對裝置於車輛各物件提供共振搜尋與共振耐久試驗方法之依循，可依照不同裝置部位選擇建議之試驗頻寬，如車燈屬於懸吊上方車體部位，可採用5~500Hz之共振頻譜試驗，用以獲得該車燈所要量測部位之共振頻率與加速度響應位準，藉以提供車燈設計修正參考，以及利用共振耐久試驗來確認共振駐留下之振動耐受力，一般會進行三個方向共計8小時試驗。

1.5 論文架構

本研究旨在藉由CAE商用軟體Altair HyperWorks來建立複合塑膠車燈等效FEA模型，並針對自然模態響應與強制激振分析結果與實驗模態及強制振動實驗進行驗證比較，探討最符合實際實驗結果之方式，並針對車燈振動模態行為作探討；因此，本研究將依下列架構做說明：

第一章緒論：本章節主要說明本研究背景與動機，以及複合塑膠車燈元件組成以及相關文獻回顧，並概述本研究內容。

第二章基本理論：本章節將包含振動基本概念、單自由度與多自由度系統響應以及有限元素法做介紹。

第三章研究內容與方法：將說明實驗規劃、實驗設備、分析工具及車燈含夾治具材料介紹。

第四章實驗結果與討論：包含三個實驗部分，第一部分針對複合塑膠車燈治具先進行頻率響應（Frequency response）、模態量測、強制激振（Force vibration）共振頻譜與頻率量測實驗；第二部分為針對複合塑膠車燈系統（車燈及治具總成）進行強制激振下共振頻譜與頻率量測，並針對強制振動不同控制方式差異進行結果探討。

第五章有限元素分析結果與討論：包含有限元素模型建構，結構負載與邊界條件設定，不同的模型條件對於響應頻譜結果之影響，最後依據振型探討車燈可行之失效模式。

第六章結論與建議：針對本文在有限元素分析以及振動實驗上之成果進行討論，最後提出未來可衍生之研討方向。

二、基本理論

2.1 機械振動

振動是一物體相對於某一個參考點作往復式的運動，若以彈簧懸吊一重物為例，於忽略所有摩擦、空氣阻力等因素，當重物被拉下再釋放後，則物體會以其原來的平衡點為基準，上下來回不停移動。振動是物體一種動態運動現象，具有方向、強度及週期的基本性質，振動方向與強度隨時間變化，而振動體從某一參考點來回運動一次回到原參考點之時間視為一個週期，週期大小隨整個振動系統之特性及所施加的外力而定。由另一個角度來說，可說是系統內能量的發散。

2.1.1 振動概述

(1) 振幅

振動幅度簡稱振幅，代表振動的大小或強度。振幅強度可由位移、速度及加速度三種物理量來表示，此外，振幅大小則因描述方式不同，而有幾種較常用的表示方式，如Peak to Peak值（簡稱P-P值）、Peak值（簡稱P值）、RMS值等，若以正弦波來表示，其換算關係式如圖6。另外，亦有使用dB（分貝）值做為振幅單位，而其換算公式則為 $dB = 20 \log_{10} (V / V_{ref})$ ，其中 V_{ref} 有ISO及美制二種換算值， V_{ref} ISO值為 $1 \times 10^{-6} \text{ m/s}$ ， V_{ref} 美制值則為 $1 \times 10^{-8} \text{ m/s}$ 。

(2) 頻率

某一特定時間單位內所發生之振動週期數稱為頻率。頻率之最基本單位有 CPM 及 Hz 二種，CPM 係指每分鐘所發生的振動次數或週期數，



Hz 係指每秒鐘所發生之振動次數或週期數，故 $1\text{Hz} = 60\text{ CPM}$ 。頻率有另一個衍生之單位為 Order，Order 係相對於轉速之頻率單位，如機器每轉動一圈產生振動一次時，其頻率為 1 Order；若機器每轉動一圈產生振動二次時，其頻率則為 2 Order。

(3) 相位

相位係指振動發生時，某兩點之相對關係，亦即某兩點發生振動之時間差。在探討相位關係時，雖然都在探討振動發生之時間差，惟通常以角度或度當作單位，故相位有時亦被稱為相角。

2.1.2 結構振動類型

大部分裝置於車輛零組件，都會有振動上之問題，尤其是裝置在引擎區域、底盤區域或車身周邊會有較大之振動範圍，故極可能導致共振現象產生，因而造成功能失效，乃至結構疲勞破壞等，下列為振動的幾種類型：

(1) 強制振動

系統在外部策動力作用下發生之振動稱為強制振動。強制振動開始情況非常複雜，但經過一段時間後可達到穩定狀態。在穩定狀態下，振動頻率即為策動力之頻率，但與其固有頻率無關。振動振幅保持恆定不變，振幅大小不僅與策動力大小有關，而且還跟策動力頻率以及系統本身固有頻率有關。

(2) 阻尼振動

由於振動系統受到阻力作用造成能量損失而使振幅減小之振動稱為阻尼振動（又稱減幅振動）。振動系統由於受到阻力消耗系統能量做功，

而使振動能量不斷減少，由於振動系統能量與振幅平方成正比，故在能量隨時間減少時，振動物體振幅也逐漸減小，此為一種非簡諧振動。

(3) 無阻尼振動

機械振動依振幅變化來區分，可分為無阻尼振動及阻尼振動二種。物體作無阻尼振動時，並不代表不受阻力，而是指其在振動過程中保持振幅不變。而無阻尼振動又可分為二種：一種是無阻尼自由振動，即振動物體只受回復力作用，不受任何阻力作用，不對外做功，系統無能量損失（此為理想狀態），視為簡諧振動。另一種實際上是受迫等幅振動，即振動時系統從外界取得能量，剛好補償在振動過程中所損耗的能量，系統能量、振動物體的振幅都保持不變。

2.1.3 共振

當一振動系統當外加之策動力頻率與系統本身固有頻率很接近或相同時，系統強制振動振幅將趨於最大值，這種現象稱為共振。共振是強制振動的一種特殊情況，從力的角度來看，要求週期性變化策動力之方向跟振動物體運動方向相同，凡是與振動物體運動方向相反之力都會促使振動物體振幅減小。策動力頻率變化跟系統固有頻率越接近，使物體振幅增加之力作用次數就越多。當策動力頻率與系統固有頻率相等時，且策動力位元相跟物體運動位元相同相時，策動力之每一次作用都將使物體振幅增加而達到最大值。

2.2 單自由度具阻尼系統響應

考量一單自由度具阻尼之振動系統（圖 7）[15]，系統之運動方程式如（1）式：

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (1)$$

假設外力 $f(t) = F_0 \cos \omega t$ （簡諧激振），則運動方程式為：

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \quad (2)$$

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_n\dot{x} + \omega_n^2 x = \frac{F_0}{m} \cos \omega t \quad (3)$$

由系統之位移響應 $x(t) = x_H(t) + x_p(t)$ ，而 $x_H(t)$ 齊次解，係為自由振動響應，在初始條件 $x(0) = x_0$ 、 $\dot{x}(0) = v_0$ ，可得：

$$\begin{aligned} x_H(t) &= e^{-\xi\omega_n t} (A_1 \cos \omega_d t + A_2 \sin \omega_d t) \\ &= A e^{-\xi\omega_n t} \cos(\omega_d t - \phi_1) \\ &= A e^{-\xi\omega_n t} \sin(\omega_d t + \phi_2) \end{aligned} \quad (4)$$

而 $x_p(t)$ 為特解，係由外力所引起之響應，可由未定係數法假設為：

$$x_p(t) = B_1 \cos \omega t + B_2 \sin \omega t \quad (5)$$

將上式經由一次級二次微分，並經由比較係數後在求解 B_1 及 B_2 得：

$$B_1 = \frac{\frac{F_0}{m}(\omega_n^2 - \omega^2)}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\xi\omega_n\omega)^2} \quad (6)$$

$$B_2 = \frac{\frac{F_0}{m}(2\xi\omega_n\omega)}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\xi\omega_n\omega)^2} \quad (7)$$

由（5）式亦可寫成：

$$x_p(t) = B \cos(\omega t - \phi_{B_1}) = B \sin(\omega t + \phi_{B_2}) \quad (8)$$

其中，

$$B = \sqrt{B_1^2 + B_2^2} = \frac{F_0/m}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\xi\omega_n\omega)^2}} = \frac{F_0/k}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (9)$$

故系統之通解或系統位移響應 $x(t)$ 可寫成：

$$\begin{aligned} x(t) &= Ae^{-\xi\omega_n t} \cos(\omega_d t - \phi_1) + B \cos(\omega t - \phi_{B_1}) \\ &= Ae^{-\xi\omega_n t} \sin(\omega_d t - \phi_2) + B \sin(\omega t - \phi_{B_2}) \end{aligned} \quad (10)$$

由 (10) 式可定義放大因子或振幅比為：

$$\frac{B}{\delta_{st}} = \frac{B}{F_0/k} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} = \beta \quad (11)$$

β 稱為振幅放大因子，即強制激振振幅與靜態變形之比； r 稱為頻率比，即外部激振頻率與系統自然頻率之比。而當 $r \approx 1$ 時，系統開始發生共振，在相位角 $\phi = \frac{\pi}{2}$ 時振幅為最大值。當 $r=1$ ， $\beta = \frac{1}{2\xi}$ 時，響應主要由阻尼控制，通常稱激振頻率等於系統自然頻率時為共振，惟實際上由於阻尼存在，最大振幅所對應之頻率比並非 $r=1$ ，透過 β 對 r 之求解，並令其等於零，可求出 β 最大值，當 $r = \sqrt{1-2\xi^2}$ 時，有最大值 $\beta = \frac{1}{2\xi\sqrt{1-2\xi^2}}$ 。

在共振點之振幅比可定義為品質因子 $Q = \left(\frac{B}{\delta_{st}} \right)_{r=1}$ ，當阻尼很小 ($\xi < 0.05$)

時， $Q = \frac{1}{2\xi}$ ，取圖 8 之半能量點 (half power point) 法：

$$\frac{B}{\delta_{st}} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} = \frac{Q}{\sqrt{2}} \quad (12)$$

假設 ξ 為微小值，化簡上式可得：

$$\begin{aligned} r_1^2 &= \left(\frac{\omega_1}{\omega_n} \right)^2 \approx 1 - 2\xi \\ r_2^2 &= \left(\frac{\omega_2}{\omega_n} \right)^2 \approx 1 + 2\xi \end{aligned} \quad (13)$$

因為 $\frac{r_2 + r_1}{2} \approx 1$ ，則 (13) 式相減可得：

$$\xi = \frac{r_2 - r_1}{2} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_n} \approx \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega} \quad (14)$$

其中， ω 為振幅比極大值之頻率， ω_1 、 ω_2 為半能量點之頻率，而當 ξ 為微小值時，(14) 式可應用於求取單自由度系統之阻尼比 ξ 。

又假設外力 $f(t) = F_0 e^{i\omega t}$ ，則運動方程式為：

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 e^{i\omega t} \quad (15)$$

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_n\dot{x} + \omega_n^2 x = \frac{F_0}{m} e^{i\omega t} \quad (16)$$

欲求特解，令

$$x_p(t) = X e^{i\omega t} \quad (17)$$

將 (17) 式代入 (16) 式，比較係數可得：

$$X = \frac{F_0 / m}{(\omega_n^2 - \omega^2) + i(2\xi\omega_n\omega)} \quad (18)$$

X 為一複數，對 X 作複數有理化，可得：

$$X = \frac{F_0}{m} \left[\frac{\omega_n^2 - \omega^2}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\xi\omega_n\omega)^2} + i \frac{-2\xi\omega_n\omega}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\xi\omega_n\omega)^2} \right] \quad (19)$$

則 X 也可表示成對數形式如下：

$$X = |X|e^{-i\phi}$$

其中， $|X|$ 為複數絕對值， ϕ 為其相位角，由 (19) 式得：

$$|X| = \frac{F_0/m}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\xi\omega_n\omega)^2}} \quad (20)$$

$$\phi = \tan^{-1}\left(\frac{2\xi\omega_n\omega}{\omega_n^2 - \omega^2}\right) \quad (21)$$

故穩態位移響應（特解 $x_p(t)$ ）可得：

$$x_p(t) = |X|e^{i(\omega t - \phi)} \quad (22)$$

由 (4) 式所得之自由振動位移響應即為齊性解，故當 $f(t) = F_0 e^{i\omega t}$ 時之系統位移響應為：

$$\begin{aligned} x(t) &= A_1 \cos \omega_d t + A_2 \sin \omega_d t + |X|e^{i(\omega t - \phi)} \\ &= A \cos(\omega_d t - \phi_1) + |X|e^{i(\omega t - \phi)} \\ &= A \sin(\omega_d t + \phi_2) + |X|e^{i(\omega t - \phi)} \end{aligned} \quad (23)$$

定義穩態位移響應振幅 X 與彈簧靜態變形 $\delta_{st} = \frac{F_0}{k}$ 之比值為頻率響應函數（frequency response function, FRF），以 $r = \frac{\omega}{\omega_n}$ 表示，則

$$H(r) = \frac{X}{\delta_{st}} = \frac{X}{F_0/m} \frac{1}{1/\omega_n^2} \quad (24)$$

將 (18) 式代入上式，可得頻率響應函數 $H(r)$ 為：

$$\begin{aligned} H(r) &= \frac{1}{(1 - r^2) + i(2\xi r)} \\ &= |H(r)|e^{i\phi} \end{aligned} \quad (25)$$

其中，頻率響應函數之振幅大小

$$|H(r)| = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (26)$$

$$\text{相位角 } \phi = \tan^{-1}\left(\frac{2\xi r}{1-r^2}\right) \quad (27)$$

2.3 基座激振

考慮一單自由度系統，基座有位移輸入 $y(t)$ （圖 9），由牛頓第二定律得：

$$m\ddot{x} = -c(\dot{x} - \dot{y}) - k(x - y) \quad (28)$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\dot{y} + ky \quad (29)$$

假設位移輸入函數：

$$y(t) = Y_0 \sin \omega t = Y_0 \operatorname{Im}[e^{i\omega t}] \quad (30)$$

則穩態位移響應形式可寫為：

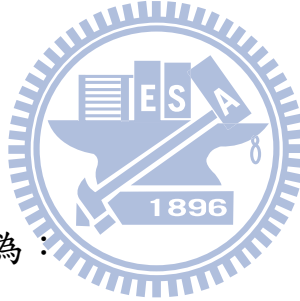
$$X_p(t) = X_0 \sin \omega t = X_0 \operatorname{Im}[e^{i\omega t}] \quad (31)$$

將（30）式及（31）式代入（29）式得：

$$[(k - m\omega^2) + i(\omega c)]X_0 \operatorname{Im}[e^{i\omega t}] = (k + i\omega c)Y_0 \operatorname{Im}[e^{i\omega t}] \quad (32)$$

則

$$\begin{aligned} X_0 &= Y_0 \frac{k + i\omega c}{(k - m\omega^2) + i(\omega c)} \\ &= Y_0 \frac{\omega_n^2 + i2\xi\omega_n\omega}{(\omega_n^2 - \omega^2) + i(2\xi\omega_n\omega)} = Y_0(\omega_n^2 + i2\xi\omega_n\omega)H(\omega) \\ &= Y_0 \frac{1 + i2\xi r}{(1 - r^2) + i(2\xi r)} = Y_0(1 + i2\xi r)H(r) \end{aligned} \quad (33)$$



由於 X_0 為複數形式，故（31）式可寫成：

$$X_p(t) = |X_0| \sin(\omega t - \phi) = |X_0| \text{Im}[e^{i(\omega t - \phi)}] \quad (34)$$

其中，

$$\begin{aligned} |X_0| &= Y_0 \sqrt{\omega_n^4 + (2\xi\omega_n\omega)^2} |H(\omega)| \\ &= Y_0 \sqrt{1 + (2\xi r)^2} |H(r)| \end{aligned} \quad (35)$$

$$\begin{aligned} \phi &= \text{Tan}^{-1} \left[\frac{2\xi\omega_n\omega^3}{\omega_n^2(\omega_n^2 - \omega^2) + (2\xi\omega_n\omega)^2} \right] \\ &= \text{Tan}^{-1} \left[\frac{2\xi r^3}{(1 - r^2) + (2\xi r)^2} \right] \end{aligned} \quad (36)$$

由（35）式定義位移傳輸比（transmissibility）如下：

$$\frac{|X_0|}{Y_0} = \sqrt{1 + (2\xi r)^2} |H(r)| \quad (37)$$

由（34）式知， ϕ 為系統穩態位移響應 $x_p(t)$ 落後於輸入位移函數 $y(t)$ 之相位角（phase angle），特性如下：

- （1）在 $r=0$ 及 $r=\sqrt{2}$ ，位移傳輸比為 1。
- （2） $r<\sqrt{2}$ （ $\omega<2\omega_n$ ），位移傳輸比大於 1，且阻尼比越大，位移傳輸比越小。
- （3） $r>\sqrt{2}$ （ $\omega>2\omega_n$ ），位移傳輸比小於 1，且阻尼比越大，位移傳輸比越大。
- （4）相位角在 $r<1$ 時，阻尼比越大，相位角小越大，在 $r>1$ 時，阻尼比越大，相位角小越小。

由圖 9 可知作用於質塊之外力和為：

$$f(t) = k(x - y) + c(\dot{x} - \dot{y}) = -m\ddot{x} \quad (38)$$

將 (34) 式代入 (38) 式，可得穩態之力量函數：

$$\begin{aligned} f(t) &= m\omega^2 |X_0| \sin(\omega t - \phi) \\ &= F_0 \sin(\omega t - \phi) \end{aligned} \quad (39)$$

定義力量傳輸比 (force transmissibility) 為 $\frac{F_t}{kY_0}$ ，則

$$\frac{F_t}{kY_0} = \frac{m\omega^2 |X_0|}{kY_0} = r^2 \frac{|X_0|}{Y_0} = r^2 \sqrt{1 + (2\xi r)^2} H(r) \quad (40)$$

由 (39) 式可知，力量函數與位移輸入函數有 ϕ 之相位角差，其特性如下：

- (1) 在 $r < 1$ 時，力量傳輸比隨 r 增大而增大。
- (2) 在 $r < \sqrt{2}$ 時，阻尼比越大，力量傳輸比越小。
- (3) 在 $r = \sqrt{2}$ 時，無論阻尼比多大，力量傳輸比值為 2。
- (4) 在 $r > \sqrt{2}$ 時，阻尼比越大，力量傳輸比越大。
- (5) 當 $\xi = 0$ 時， $r \approx \infty$ 即激振頻率 ω 很大時，力量傳輸比趨近於 1。

基座激振分析有時以相對運動方式較為方便，定義相對位移：

$$z = x - y \quad (41)$$

將 (41) 式代入 (29) 式得：

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = -m\ddot{y} = m\omega^2 Y_0 \sin \omega t \quad (42)$$

其相對位移之穩態響應：

$$z_p(t) = \frac{m\omega^2 Y_0}{k} |H(r)| \sin(\omega t - \phi) = Z_0 \sin(\omega t - \phi) \quad (43)$$

可定義相對位移及輸入位移振幅比 $\frac{Z_0}{Y_0}$ 如下：

$$\frac{Z_0}{Y_0} = \frac{m\omega^2}{k} |H(r)| = r^2 |H(r)| \quad (44)$$

2.4 多自由度系統

振動模態分析用於求出結構自然頻率和模態形狀，亦稱固有頻率和主振型。該分析結果對於實際工程設計有關參數之選擇(如激振頻率的確定、共振現象的避免與利用等)及進一步的動力分析皆很重要，因為結構基本頻率和模態資訊能夠反映動態響應特性。結構運動有限元方程可表達如下矩陣形式：

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (45)$$

式中 $[M]$ 、 $[C]$ 、 $[K]$ 分別為質量、阻尼及剛度矩陣； \ddot{x} 、 \dot{x} 、 x 分別為節點加速度、速度及位移向量； $F(t)$ 代表輸入力向量。在 (45) 式中，令 $F(t)=0$ ，可得到自由振動方程。在實際工程中，阻尼對結構固有頻率和振型影響不大，故可忽略阻尼力，得到無阻尼自振動方程：

$$[K]\{\delta\} + [M]\{\ddot{\delta}\} = 0 \quad (46)$$

上式常用於求解無阻尼自由振動方程之結構固有頻率與相應振形，因為彈性體之自由振動可分解為一系列簡諧振動的疊加。

假設結構做簡諧運動 $\{\delta\} = \{\Phi\} \sin \omega t$ ，代入 (46) 式，則得齊次方程：

$$([k] - \omega^2 [M]) \{\Phi\} = 0 \quad (47)$$

通過解上述特徵方程即可得到結構固有頻率和振型，而 ω^2 與 Φ 分別稱為廣義特徵值 (Generalized Eigenvalues) 和廣義特徵向量 (Generalized Eigenvectors)。故所得之 ω 就是振動之固有頻率，而 Φ 就是相應之振型。

$$\lambda = \omega^2 \quad (48)$$

則 (47) 式可改寫為

$$([k] - \lambda [M]) \{\Phi\} = 0 \quad (49)$$

由於 Φ 為非零向量，故 (49) 式有解的條件為 $(K - \lambda M)$ 行列式應為零。對於有拘束之結構，對 K 和 M 進行邊界條件處理後，總剛陣是對稱正定矩陣，則由 $(K - \lambda M)$ 行列式解出之廣義特徵 λ_i 一定為正實數，故由 (48) 式可算出彈性結構 n 個固有頻率值：

$$\omega_i = \sqrt{\lambda_i} \quad (i=1,2,3,\dots,n) \quad (50)$$

對於無拘束而處於自由狀態之結構， K 和 M 不進行邊界條件處理，因此總剛陣 K 是對稱半正定矩陣，而非對稱正定矩陣，因此 $\det|K|=0$ ，故由 $(K - \lambda M)$ 行列式解出之一部分特徵值 $\lambda=0$ ，與其相對應之 $\omega=0$ 是沒有實際意義的。

2.5 有限元素法簡介

有限元素法 (Finite element method) 是一種現代結構分析之數值計算方法，在工業界的應用已超過一百年以上的歷史。發展上從 Matrix Structural Analysis 的方法發展開始，首先是在以樑 (Beam) 及桁架 (Truss) 為主的結構上應用，而後將理論引用至各個物理領域，例如結構力學(包

括線性與非線性)、結構動力學、流力、熱傳等。

有限元素法就是將實體的物件，分割成不同大小、種類、小區域稱為有限元素。利用不同領域的需求，推導出每一個元素的作用力方程式，組合整合系統的元素，構成系統方程式，最後將系統方程式求解出其解，經由有限元素法的整合，可以歸納下列特色：

1. 整個系統離散為有限個元素。
2. 利用最低能量原理（Minimum Potential Theory）與泛函數值定理（Stationary Functional Theory）轉換成一組線性聯立方程式。
3. 處理過程簡明。
4. 整個區域做離散處理，需龐大的資料輸出空間與計算機容量，解題耗時。
5. 線性、非線性均適用。
6. 無限區域之間問題較難模擬。圖9為HyperWorks有限元素分析流程圖[16]，一般完整的有限元素程式（finite element Program）包含前處理（Pro-Processing）、求解（solution）和後處理（post-processing）。其中，本研究前處理在HyperMesh模組完成，而求解時可依據分析對象之要求可選擇不同求解器，一般以Analysis及OptiStruct進行求解，後處理可直接運用HyperMesh或HyperView模組。

有限元素法的原理即在對我們所探討的工程系統轉化成一個有限元素系統，也就是說有限元素法事實上是針對實際工程邊界值問題（Boundary value problems）所發展出來，實際工程問題的自變數通常可

以分成二類，一個是空間（常用 X 、 Y 、 Z 表示），另一個是時間（常用 t 表示），在空間變數上我們通常可以將問題建模成一個邊界值問題，但在時間變數上，吾通常將 model 分析成一個初始值問題（Initial value problem），因為初始時間條件通常是已知，但最後時間點之條件通常無法得知，初始值問題通常以有限差分法（Finite difference method）來求解。故一般含時間變數在內之工程問題（Initial-boundary value problem），吾利用有限差分法，沿著時間軸將問題切割成許多只含空間變數的邊界值問題，再用有限元素法來解邊界值問題，亦即在固定的時間點上去解一個邊界值問題，再將每個時間點的解答串起來。

整體而言，有限元素法是將所要分析之結構做細部分割成網格（Mesh），而後分別對於每一個分割後的元素找出其運動方程式，最後再整合所有元素進行整體結構特性求解。故有限元素系統是由節點及元素組成，以取代原有工程系統，將一個連續體系統分割離散成一個有限元素系統，並藉由有限元素系統轉換成數學模式，經由數學模式進而求得有限元素系統的解答。

2.5.1 基本要件

有限元素法將工程問題劃分成一系列元素，元素之間靠節點連接，工程問題的求解可由元素（Element）、節點（Node）平衡關係或能量關係建立節點之間的方程式，然後將各個元素、節點組集在一起而形成代數方程式，再加入工程問題的邊界條件，即可對方程式求解。一個完整的有限元素模型（Finite Element Model）包含了節點、元素、材料特性、工程系統本身的邊界條件、外力負載及約束條件，在電腦上建立有限元素模型是整個有限元素分析的關鍵。以下說明有限元素模型基本要件及觀念如下所示：

1. 節點 (Nodes)：

節點是構成有限元系統的基本要素，也就是代表整個工程系統中的基本點。本身物理意義包含了座標位置、自由度資訊（包含位移、溫度、電壓等）及施加力之所在（包含力、力矩、熱流等）。

2. 元素 (Elements)：

元素由節點與節點相連而成，是構成有限元素系統的基礎。元素與元素之間由節點互相連接，在具有不同特性的材料和不同結構中可選用不同的元素，元素中包含了物理對象中各種特性。元素類型不同，位移函數也不同。因為每一個元素都有簡單的幾何形狀，而只有節點上可能有外力作用，我們把簡單的結構實體的方程式寫出來，這些方程式稱為元素方程式 (Element equation)，然後把全部元素的力平衡方程式聯立起來，變成一組聯立方程式系統，稱為整體結構方程式 (Structural global equations)，解出此聯立方程式後就即可得知每個節點上的變位量。在一般有限元素分析軟體中都有提供多種可供不同分析選擇的元素，例如桿元素、板元素、體積元素。在工程分析時，選擇適當的元素可以大大提高計算效率和精度。

3. 自由度 (Degree of freedom, DOF)：

自由度是指節點上的未知量，結構的問題通常是以變位為未知量。在 2D 時每個節點有二個自由度，3D 時每個節點有三個自由度，每個節點上有三個自由度，所以共有 12 個自由度，表示成 d 。假設每個節點上的自由度分別用 U_x 、 U_y 、 U_z 來表示，而四個節點分別用 i 、 j 、 k 、 l 來表示，則這個元素的自由度可以表示為：

$$d = \{ U_x^i \ U_y^i \ U_z^i \ U_x^j \ U_y^j \ U_z^j \ U_x^k \ U_y^k \ U_z^k \ U_x^l \ U_y^l \ U_z^l \} \quad (51)$$

4. 形狀函數 (Shape function)：

在有限元素法理論裡，考慮一個未知函數 $y = f(x)$ ，在已知某些 x 點上的 y 值去反求函數 $f(x)$ ，找出一條通過這些已知點的曲線，作為近似解。這條曲線必須是片段平滑 (Piece-wise smooth)，亦即函數本身是連續的但一次微分並不需連續。把已知點用直線連接起來形成一條平滑連續函數來代表未知函數，可以用直線作為兩個已知點間的內插值方法稱為線性內插 (Linear interpolation)，也可以使用二次函數來表示一個未知函數，使得曲線連續性更佳，精確度更高，用二次曲線來作幾個已知點間內插值的方法為二次曲線內插 (Quadratic interpolation)。

上述觀念應用在有限元素法，我們將變位場 u 當作未知函數，節點上變位量 d 當成已知量，如果節點間變位場分佈是線性分佈，就採用線性內插函數來表示節點間的變位量，相對如果假設節點間的變位場是二次分佈，就採用二次內插函數來表示節點間的變位量，此內插函數即是有限元素理論的形狀函數 (Shape function)。形狀函數是用連接變位場 u 和節點變位 d 間關係：

$$u = Nd \quad (52)$$

N 為形狀函數，以四面體元素為例， u 是 3×1 的向量，所以 N 是 3×12 矩陣，形式如下：

$$N = \begin{bmatrix} N_i & 0 & 0 & N_j & 0 & 0 & N_k & 0 & 0 & N_l & 0 & 0 \\ 0 & N_i & 0 & 0 & N_j & 0 & 0 & N_k & 0 & 0 & N_l & 0 \\ 0 & 0 & N_i & 0 & 0 & N_j & 0 & 0 & N_k & 0 & 0 & N_l \end{bmatrix} \quad (53)$$

N_i 、 N_j 、 N_k 、 N_l 為形狀函數。一般而言，一個元素如果有 n 個節點就會有 n 個獨立形狀函數，當形狀函數是線性時，表示被假設為線性函數，而

當形狀函數是二次時，表示變位場被假設為二次函數。

5. 剛性矩陣 (Stiffness matrix) :

有限元素理論中將結構體切成很多元素，每個元素可以建立它的力平衡方程式，表示如下：

$$kd = f \quad (54)$$

其中 d 是元素節點上的自由度， d 是一個 12×1 的向量，而 k 是 12×12 的矩陣。 f 是做用在節點上的力， k 為剛性 (stiffness)， k 為元素剛性矩陣，其整體結構力平衡方程式為：

$$KD = F \quad (55)$$

F 是做用在節點上的力量， K 是整體結構剛性矩陣 (Structural global stiffness)， D 為整體結構所有節點上的自由度。

2.5.2 基本理論

有限元素基本理論以一個三個自由度的彈簧系統來解釋的求解程序及基本理論基礎。首先將彈簧系統用虎克定律的公式來表示：

$$\vec{F} = [K] \cdot \vec{X} \quad (56)$$

其中， \vec{F} 為外力向量， \vec{X} 為位移向量，而 K 為整個結構剛性強度矩陣。整個大 K 矩陣是由每一個元素的小 K 矩陣組合而成，把每一個元素的小 K 矩陣配合其節點，放入正確的大 K 矩陣中就可以組合成整個大 K 矩陣，以一個標準彈簧元素而言，其外力與位移的關係可表示為：

$$\begin{Bmatrix} F_i \\ F_j \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{ii} & k_{ij} \\ k_{ji} & k_{jj} \end{bmatrix} \bullet \begin{Bmatrix} X_i \\ X_j \end{Bmatrix} \quad (57)$$

因此，元素 1 可表示：

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \bullet \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix}$$

元素 2 可表示：

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \bullet \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix}$$

組合每個元素，即為系統方程式：

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \bullet \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix} \quad (58)$$

由上述程序可知，當元素選定後，元素的基本剛性也已確定，在求解程序上，只要再給予位移，就可以求得力量大小，但是在一般的習慣上是先施予系統外力，而求得位移、應力及應變等資料。因此，方程式必須改寫成：

$$\vec{X} = [K]^{-1} \bullet \vec{F} \quad (59)$$

當施加外力於系統時，即可以求得節點上之位移，但就有限元素理論而言，當系統未施任何邊界條件時， K 矩陣有一特性：

$$\det|K| = 0 \quad (60)$$

因此，矩陣 K^{-1} 並不存在，造成此種現象主要是在物理現象而言，因為系

統沒有完全被拘束，以致產生剛體運動，故為了使方法能夠繼續執行下去就必須破壞 K 矩陣特性，使得 $\det|K| \neq 0$ ，換言之，就是要拘束這個系統使其無法產生剛體運動，這就是在有限元素法求解過程中的邊界條件。在設定邊界條件中，除了拘束住系統外，亦需要施加外力之系統中，如此才能使系統產生變形，當邊界條件設定後，系統方程式改寫為：

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ 0 \\ P \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \bullet \begin{Bmatrix} 0 \\ X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix} \quad (61)$$

或者

$$\begin{Bmatrix} 0 \\ P \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \bullet \begin{Bmatrix} X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix} \quad (62)$$

$$F_1 = -k_1 \bullet X_2 \quad (63)$$

首先，求解到非拘束點的位移

$$\begin{Bmatrix} X_2 \\ X_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix}^{-1} \bullet \begin{Bmatrix} 0 \\ P \end{Bmatrix} \quad (64)$$

接著可從非拘束點的位移來求拘束點反力

$$F_1 = -k_1 \bullet X_2$$



三、研究內容與方法

3.1 研究規劃

由於汽車複合塑膠頭燈形狀複雜，除了燈體每個部位加工成形時厚度不一，且各元件材料皆不相同，故在有限元素模型建構上乃是一大挑戰，要如何能夠準確模擬實際狀態，且又能簡單容易建立，以便提供後續在汽車車燈實驗工程分析之參考，將是研究的一大難題；本研究規劃流程如圖 11 所示，主要分為振動實驗與電腦輔助工程分析二大工作：

3.1.1 振動實驗

包含複合塑膠車燈治具模態響應、共振搜尋實驗以及複合車燈含治具之共振搜尋實驗量測等三大項；先針對夾治具部分進行振動試驗，包含磨太實驗與強制激振之共振掃頻，主要協助分析時先行驗證夾治具 FEA 模型之等效性，並了解其振動響應對車燈所造成之影響。

3.1.2 電腦輔助分析

首先利用車燈之 IGS 曲面圖形檔轉換成實體 IGS 圖形檔，並針對細微輪廓進行簡化過程，再導入商用分析軟體 Altair HyperWorks 之 HyperMesh 模組進行網格製作；對於後處理則將網格化後之 model 導入 Altair HyperWorks 下之 Optistruct 模組進行邊界條件設定、模態分析與強制激振參數設定，最後並進行分析求解工作，其強制激振分析結果則可利用 Altair HyperWorks 下後處理之 Optistruct 模組及 HyperView 模組進行結果數據取得。

本文由圖 11 之研究流程中，會依據模擬實車裝置之振動夾治具實體

先建立 FEA 模型，分別針對模態響應以及強制激振進行分析，其結果將與實驗模態量測及共振實驗量測結果進行比教，並進行 FEA 模型修正。驗證完成後，再導入已簡化後之車燈 FEA 模型進行模型整合，等效系統驗證以強制激振及自然模態來進行，分析時將採下列三種方式進行等效模型（Equivalent model）建立：

1. 邊界條件設定：針對治具支撐架與底板間、治具支撐架與車燈間之螺絲鎖附處接觸邊界進行設定比較分析，取得最佳實際鎖附方式。
2. 模型厚度修飾：對複雜車燈 FEA 模型簡化後，探討局部厚度修飾對分析結果的影響。
3. 網格劃分：考量分析準確性及縮短分析時間下，探討最適當之網格劃分方式及對振動響應結果之影響，並與一般在網格細劃分下分析結果進行比較。

3.2 實驗設備簡介

本文實驗分為模態響應以及共振搜尋等二種實驗，下將針對本研究所使用之儀器設備作介紹。

3.2.1 強制激振實驗儀器架設

本研究進行共振搜尋實驗使用激振源為之電磁式振動機，並針對垂直向（Z軸）作為量測數據；控制用加速度計固定於夾治具底板靠近支撐架處，量測用加速度計固定於分析部位（4根支撐架頂端鎖附處及車燈10個分析處）。本系統共分為振動機本體、訊號控制器、功率放大器、加速度計以及控制電腦等五個部份，量測系統如圖12所示。

1. 電磁式振動機：規格如表 1 所示。
2. 訊號控制器：規格如表 2 所示。
3. 功率放大器：規格略。
4. 加速度計：控制及量測用規格如表 3 所示。
5. 控制電腦：規格略。

3.2.2 模態量測設備

參考ISO 7626[16]進行驗證車燈用夾治具之頻率響應及模態確認，以敲擊鎚或激振器等設備激發結構件振動，以加速度計量測輸入、輸出訊號，經頻譜分析儀運算求得頻率響應函數，進而獲得共振頻率資料，模態量測系統如圖13，儀器基本規格如表4。



3.3 工程分析工具

3.3.1 Altair HyperWors分析軟體簡介

由美國Altair發展HyperWorks套裝工程分析環境軟體，應用於造型、視覺化、模擬與製造等領域，在國內外工業界使用廣泛。HyperWorks[17]系列分析軟體包含HyperMesh、HyperView、Optistruct、HyperGraph...等。其中，HyperMesh為該公司目前旗艦之專業網格製作軟體，HyperWorks可提供設計開發、工程設計、CAE分析模擬、實驗測試等，以下將接續針對本研究所使用之模組軟體作說明。

3.3.2 HyperMesh功能

HyperMesh唯一高效率之有限元素前後處理器，可建立各種複雜模型之有限元與有限差分模型，以及多種CAD和CAE軟體良好相容性且具高

效之網格劃分功能。此分析模組為針對有限元主流求解器之知前後處理軟體，分析者可以在一極佳視窗下對多種設計條件進行分析，HyperMesh圖形使用介面可直接讀取CAD幾何數據與現有有限元模型，進而減少附加冗餘數據資料，圖14為HyperMesh使用介面。

3.3.3 Optistruct功能

Optistruct是專門為產品之概念設計與精細設計之結構分析與最佳化工具，是目前最成熟一是應用最廣之最佳化分析軟體，特別是國外汽車零組件或整車大多使用此分析模組進行最佳化設計。Optistruct為以有限元方法為基礎之最佳化工具，憑藉實體架構優化（topology）、型貌優化（topography）、形狀優化（shape）與尺寸優化（size），可產生精確設計概念與佈局。使用者可利用其中之標準單元庫與各種邊界條件進行線性靜態、自然頻率、慣性釋放與頻率響應分析，圖15為Optistruct使用介面。

3.3.4 HyperView功能

HyperView 為一完整之後處理及視覺化環境，應用於有限元素分析、多媒體系統仿真、影像及工程數據方面。其動畫客戶端結合先進動畫特徵與視窗同步化，強化連結效果，圖 16~圖 17 為 HyperView 使用介面。

3.4 複合塑膠車燈及夾治具材料物性表

本研究之車燈振動系統共包含七種零件，車燈材質主要包含聚碳酸酯、聚丙烯+滑石填充、尼龍+礦物纖維，在治具方面主要為鋁合金及銅板所構成，相關材質物性資料經由公開網站MatWeb[19]查詢到之相關資料。

本研究之汽車頭燈組件多屬聚合物材質，主要分為五種組件，首先在透明燈殼為PC聚碳酸酯（Lexan）材質，屬熱塑聚合體，有較大強度及耐高溫功能，依各家添加劑與配方比例之差異，其材料楊氏係數E值分布範圍可由2.3~5.1GPa。後燈座與底蓋皆為PP聚丙烯加上礦物滑石填充之複合材質，PP屬熱塑聚合體，加入滑石粒子複合材料可提高彈性模數與耐磨性，依各家添加劑與配方之差異，其材料楊氏係數E值分布範圍可由1.9~5.17GPa。鍍鋁裝飾反射鏡與方向燈反射鏡皆為PA尼龍第六種加上礦物纖維之複合材質，PA屬熱塑聚合體，加入礦物纖維複合材料可提高強度與疲勞性等，依各家添加配方比例與製程條件之差異，其材料楊氏係數E值分布範圍可由2.1~5.52GPa。另外，治具底板屬鋁合金A6061材質，一般其材料楊氏係數E值約68.9~69GPa。治具支撐架為SS41系列結構鋼材質，一般其材料楊氏係數E值約200GPa。而關於本研究所使用之材料參數設定值彙整如表5所示。



四、實驗結果與討論

由於複合塑膠車燈受限多種複合材質以及複雜外形特性，較難以整體進行模態量測來與分析做模型驗證，為簡化驗證以及降低結果誤差率，以獲得在強制激振分析模型與實際結構之等效性，本節將首先對複合塑膠頭燈治具先進行自然模態及強制激振共振頻率分析與實驗驗證。此外，並將針對複合塑膠車燈系統進行強制激振架設與實驗結果做說明，以了解此系統之頻率響應。

4.1 複合塑膠車燈之夾治具振動實驗

此治具結構（圖18）共分為一個矩形底板、二根Z型支撐架以及二根L型支撐架，支撐架與底板之間個二根採鋼質內六角螺絲穩固鎖附（圖19）。

4.1.1 固定邊界自然模態與頻率響應

1. 實驗架設與量測

對夾治具固定於剛性強地板（圖20）上，接著執行固定邊界自然模態實驗，實驗模態儀器設備架構如圖13所示；依傳統實驗模態分析方式，以衝擊錘為驅動器，施加點力於支撐架上以產生結構激振，衝擊頭選用鋼質材質，將三軸向加速度計以瞬間膠固定在夾治具支撐架上量測其500Hz內之頻率響應，透過頻譜分析儀求得結構之頻率響應函數（Frequency Response Function, FRF），再經由參數估測方法（Modal Parameter Estimation Method），將頻率響應函數藉由曲線嵌合（curve fitting）軟體擷取出結構之自然頻率、模態振型等模態參數。本實驗取樣頻率範圍為5~520Hz，由圖21顯示夾治具模態量測共計12點，固定邊界下之加速度計

安裝在各量測點（圖22），於各點量測後之數據再經由LMS Test.Lab軟體轉換為模態動態圖。

2. 結果討論

由圖23可獲得出各支撐架頻率響應頻譜結果，其中，支撐架L1在頻率5~520Hz間並無頻率響應產生，支撐架Z1在152.7Hz產生頻率響應，支撐架Z2共振垂直方向頻率為216Hz產生頻率響應，支撐架L2在426Hz產生頻率響應，由圖24模態振型可發現，此種支架設計皆為自由端前後方向bending之物理現象。

4.1.2 強制激振－共振搜尋實驗

1. 實驗架設與設定

實驗方式依據JIS D1601車輛零組件共振搜尋振動試驗法，試驗採用正弦對數掃頻，頻率範圍為5~500Hz，加速度位準為 $1.0g_{p-p}$ ，掃描速率為 $1^{Oct}/分鐘$ ，控制用加速度計以瞬間膠安裝於鄰近各支撐架與底板之鎖附處，量測用加速度計也以瞬間膠安裝於各支撐架上端之鎖附孔處（圖25）。

2. 結果討論

經共振搜尋實驗由圖26可獲得出各支撐架垂直向共振頻率，其中，在頻率5~500Hz中支撐架L1在垂直方向並無共振頻率產生，支撐架Z1垂直方向共振頻率為150.3Hz，支撐架Z2垂直方向共振頻率為205.1Hz，支撐架L2垂直方向共振頻率為429Hz；此結果可與4.1.1節模態結果比較可知，主要為支撐架在前後方向bending模態振型所引起之加速度垂直向分力。

4.2 複合塑膠車燈振動實驗

本節將針對此車燈夾治具系統進行共振搜尋試驗，為了解此車燈系統在遭受強制激振下之共振頻率，以便瞭解其結構特性，本實驗將於車燈本體（後燈座）共取十處具外型代表性位置，依據國際性正弦掃頻試驗方法進行共振頻譜量測。此外，考量車燈之夾治具因採四根相互獨立支撐架設計，且底板面積較大，為使基座加速度試驗位準之傳遞一致性，控制方法採用三點控制（底板左/中/右以三個加速度計控制）方式。

4.2.1 實驗條件

本章節針對車燈強制激振下共振搜尋實驗程序係依據JIS D1601（1995）執行，依據此試驗標準參考車燈安裝部位屬於Type 1乘用車（Passenger car）型式之Class B等級，其實驗參數如表6所示。

4.2.2 振動實驗參數設定

振動實驗之設定分為通道參數、限制參數、實驗參數以及頻譜參數等四項設定，詳細如表7~表10所示。

4.2.3 量測點與加速度計安裝

為確保複雜的複合塑膠車燈FE model與實體之準確性，除固定處之分析點之外，亦規劃燈體其他部位一併確認，整體車燈共計分析10點（如表11），各處量測加速度計以瞬間膠安裝如圖27~圖28所示，控制加速度計安裝如圖29所示。

4.2.4 結果討論

由圖30及表12可觀察出，在車燈搭配支撐架夾治具之垂直向共振頻率

主要發生160Hz內，分別為61Hz及148Hz；160Hz以上各量測點並無共通頻率響應現象，研判多應為局部（Local）響應為主，其次，與夾治具模態頻率響應以及強制激振結果比較，車燈在與支撐架夾治具鎖附方式結合後，因鋼質螺絲鎖附後結構剛性增加，以及夾治具相對比車燈材質剛性強，前述各支撐架頻率響應並未直接影響車燈上各量測點共振搜尋頻譜結果；另外，試驗期間車燈中間反射鏡飾板與燈殼間因存在製程公差，於100~120Hz間有產生碰撞噪音現象，經觀察後判斷為中間飾板上端，於局部部位發生前後方向位移共振碰觸透明燈殼所致。

為了瞭解此振動實驗系統之阻尼效應，由前述之半能量點法求此車燈正弦掃頻強制激振之10處量測點共振頻率之阻尼比，並作為與本研究之分析阻尼比作比較分析。首先由正弦掃頻頻譜結果（圖30）得各量測點最大響應峰值與對應之頻率 ω_d ，再取 $\frac{1}{\sqrt{2}}$ 倍峰值兩邊之頻率 ω_1 、 ω_2 ，由於訊號解析度之問題可能無法直接求得 ω_1 、 ω_2 ，因此可再經由內差法求得 ω_1 、 ω_2 ，最後再根據(14)式求得阻尼比 ξ ，並估算系統各量測點實際自然頻率 ω_n 。由阻尼比與自然頻率計算結果顯示，頻率1（61Hz）由於Q值低、取 $\frac{1}{\sqrt{2}}$ 倍峰值頻帶寬大，故所得阻尼比相對大，此主要係因模態振型所引起低響應。而頻率2（148Hz）頻譜陡峭，十點分析處阻尼比平均為0.05（0.04~0.06），系統自然頻率平均高於實驗值0.3Hz。

五、有限元素分析結果與討論

有限元素法(FEM)之應用與發展，對於複雜的結構問題，提供快速且精確的分析。有限元素分析法的特性，是將物體之幾何形狀，以網格相接的元素表示，分別對網格上之節點進行運算，分析各個元素的工程性質，用以替代分析整體結構系統，由各個元素之運算結果相疊加，即可代表整體結構系統之情況。本研究係利用有限元素分析軟體—Altair HyperWorks之HyperMesh以及OptiStruct，進行車燈系統網格化與強制激振之頻率響應分析，並探討模型簡化及調整邊界條件後，對於頻率響應結果之探討。

5.1 模型建立

模型建構屬於前處理過程，主要為選擇元素型態、設定各部分材料性質、建構模型之幾何型態，以及整體模型之網格化。本研究之分析目的在於求得複合塑膠車燈系統振動分析等效模型，本節包含車燈用夾治具FEA分析外，並導入車燈本體FEA模型。所選擇之元素型態與分析治具相同皆採用2D之Shell元素，模型建置前分別對車燈與夾治具先行拆解量測各組件質量（表13及表19）來提供以下分析做比對參考。

5.1.1 車燈夾治具有限元素分析

此治具結構共分為底板、二根Z型支撐架以及二根L型支撐架，支撐架與底板係採鋼質內六角螺絲穩固鎖附，模型建構由HyperWorks之HyperMesh模組進行3D建構後並直接進行網格製作，夾治具網格製作先採以粗劃分進行，主要考量在外觀輪廓不變下進行網格處理，模態及頻率響應較不受影響。表13為本文設定之分析模型網格資訊表，由所建置之分析

模型體積與表5材料密度可分別獲得模型各分析元件模型質量，比較分析質量與實際物件秤重差異在2.5%以下，誤差存在主要在於模型簡化所致，此誤差可符合與實際之一致性。

1. 固定邊界自然模態分析：在有限元素分析上透過Altair HyperWorks 套裝軟體之Optistruct結構分析模組獲得理論之自然頻率與模態振型，主要包含（1）模型導入、（2）網格建立、（3）接觸邊界設定、（4）模態分析設定方式等；分析工具設定步驟如附錄一。
2. 強制激振有限元素分析：透過Altair HyperWorks 套裝軟體之Optistruct結構分析模組獲得FEA強制激振頻率響應，主要包含（1）模型導入、（2）網格建立、（3）自由度設定、（4）強制激振頻率與掃方式設定、以及（5）動態分析資料輸出方式等；設定分析步驟如附錄二。

5.1.2 結果討論

1. 固定邊界自然模態響應經由分析可獲得表14三組模態結果；其中在0~500Hz之間支撐架L1並無頻率響應發生，支撐桿Z1在頻率157Hz有一模態，支撐桿Z2在頻率201Hz有一模態，而支撐桿L2在頻率427Hz有一模態產生。固定邊界自然模態實驗FRF與FEA分析頻譜彙整如表15所示，在0~500Hz內，支撐架L1之實驗與分析皆無頻率響應發生。支撐架Z1頻率響應誤差為3.29%，主要誤差研判應為實物之E值與分析時查表所得E值有差異所致，但模態振型同為頂部前後bending現象。支撐架Z2頻率響應誤差為6.94%，主要誤差研判亦為實物之E值與分析時查表所得E值有差異所致，但模態振型同為頂部前後bending現象。支撐架L2頻率響應誤差為-0.23%，模態振型同為頂部前後bending現象。整體而言，此模態分析

驗證與實驗結果一致性高。

2. 經由 HyperView 模組讀取由 OptiStruct 分析所產生之.res 結果檔，可由圖 36 獲得各支撐架自由端固定處頻譜與加速度響應；其中在 0~500Hz 垂直向強制激振分析下，支撐桿 L1 並無頻率響應發生，支撐桿 Z1 在頻率 157Hz 發生有 5.4g 之響應，支撐桿 Z2 在頻率 203Hz 發生有 8.4g 之響應，而支撐桿 L2 在頻率 425Hz 發生有 8.7g 之響應。由共振搜尋實驗與 FEA 之頻譜差異表(表 16)結果顯示，整體在 FEA 與實測所得之共振頻率誤差皆小於為 5%，最大誤差是支撐架 Z1 為 4.46%，而加速度位準誤差最大為 58.82%，主要誤差研判為所選用之支撐架 Z1 因生產時熱處理因素其材料性質與分析時查表所得之材料性質有所差異。但整體分析結果與實驗比較下，整體頻譜與響應趨勢一致。
3. 由分析結果建議兩物件間螺孔剛性連結設定時，可選擇較大剛性物件（本文為支撐架）定義為獨立點，反之定義為依靠點（本文為底板）。
4. 結果顯示要模擬夾治具支撐架與底板間螺絲穩固鎖附方法，需在兩物件螺孔間以剛性元素(rigid beam element)強化連結，例如支撐架底部周邊與底板間再補強連結之設定與實驗有較佳吻合結果。
5. 網格劃分差異（圖37、表17）設定分析結果顯示，粗網格可達到相同頻率響應預測準確性，由表18結果顯示並可縮短約8倍分析時間，因此，分析時並非網格越細對結果較有益。

5.2 車燈簡化FEA模型分析

初始模型建構分析時，為避免元素數目過多造成運算資源浪費與耗時之特性，可將結構進行簡化。此舉可大幅降低元素數目，並可縮短分析過程所耗費之時間，且在外型結構差異非過大情形下，其分析結果應與實物相近。此分析過程中，均假設所有材料皆為均質等向性，各元件與治具所使用之材料及特性如表5所示。模型建構時，先經由生產加工用曲面IGS檔（圖38）以商用軟體Altair HyperWorks之HyperMesh模組轉為實體圖形（圖39、圖40），為便於後續網格建置方便與節省運算空間及時間，將原複雜模型再加以簡化，除結構加強肋模型保留外，在主要外型輪廓不變下包含（1）曲面部位、（2）細微凹凸外型特徵及表面多餘射出成形材料以及（3）小型燈座、排氣與排水之設計開孔之簡化原則，簡化前後之車燈元件與組立模型如圖41、圖42及圖43所示。

網格建置是經由 HyperMesh 模組進行模型網格製作，因頭燈本體結構厚度較薄（平均約 2.5mm），故所使用之網格元素為殼（SHELL）元素，各組件網格建置資訊如表 19，各元件網格建構如圖 44 所示，整體車燈組合如圖 45 所示。首先設定由振動機傳導至夾治具底板之強制激振限制條件（constraints），主要由五項條件組成，第一是在治具底板上建構模擬鋼質螺絲鎖附底板與振動台間之條件，第二是建構加速度之激振源，第三是建構激振條件，第四是建立車燈本體與支撐架間之鋼質鎖附接觸邊界條件，第五則是建立車燈本體各元件間接觸邊界，相關設定程序如下：

5.2.1 強制激振基座邊界條件設定

此部份分析工具設定應包含（1）基座固定邊界設定，主要作為治具底板模型上建立限制無相對位移及無相對旋轉限制條件；（2）強制激振源設定，作為治具底板模型上建立垂直向強制位移限制條件；（3）強制激振

頻率設定，建構一個強制激振頻率分析範圍；(4)強制激振掃頻速率設定，以建構一個強制激振之頻率掃描方式；(5)強制激振頻率分析範圍設定，建構一個強制激振之頻率負載表；(6)強制激振源設定，建構一個強制激振之動態頻率響應負載；(7)建構強制激振之動態頻率響應分析方法；以及(8)建立強制激振控制卡。詳細分析工具設定方式如附錄三。

5.2.2 二物件間接觸邊界設定

此方式模擬車燈在實車上使用螺絲固定方式，主要在於處理車燈固定耳與夾治具鎖附處間之接觸邊界條件，利用分析軟體之「OptiStruct」功能模組中，在【1-D】功能面板下，選擇【Rigids】採用【RBE2】(rigid beam element)選項，本文在螺絲接觸邊界剛性連接設定係依照 6.1.1 節方式，強化車燈固定耳周邊接觸剛性（圖 48）防止低頻結構變軟，相關邊界設定如下：

1. 車燈固定耳與夾治具支撐架：將頭燈四處固定耳與治具支撐架間採剛性連接，而剛性連接處位於二物件間固定孔周圍，將其 6 個自由度勾選設定為無相對位移，剛性連接中心（獨立點 independent）則定義相對剛性較強之鋼質支撐架為鎖附孔中心，而固定耳圓孔與支撐架鎖附圓孔周圍各 node 定義為依靠點（dependent）去連接剛性連接中心（圖 49~圖 52）。
2. 車燈燈殼與鍍鋁裝飾反射鏡：車燈透明燈殼與車燈內部之鍍鋁裝飾反射鏡實物上有三處螺絲鎖附點（圖 53），本文同上述設定選擇【RBE2】進行剛性元件連接；剛性連接中心（獨立點 independent）定義於透明燈殼鎖附孔中心（圖 54），而其鎖附孔周圍及燈殼固定處 element 上各 node 定義為依靠點（dependent）去連接剛性連接中心。另外，除 3 點鎖附點外，實物上燈殼與反射鏡間部分地方

屬緊密貼近(圖 55)，在分析時限制條件設定上在二物件間採以局部 rigid beam element【RBE2】連接，由於燈殼相對而言鎖附方式較為穩固，故採用以透明燈殼上之節點定義為獨立點(independent)，反射鏡上相對位置之 nodes 節點定義為依靠點(dependent)(圖 56)。

3. 燈殼與後燈座：透明燈殼與後燈座在實物上主要以膠著劑黏合(圖 58)，另搭配 6 處扣環及 2 個螺絲鎖附點作為輔助固定(圖 58)，但結構牢固仍以膠著面為主要貢獻。因此，對於膠著黏合地方，此處則採取將透明燈殼與後燈座以共用節點(common node)方式處理，以降低邊界分析複雜度，而輔助之螺絲鎖附處則在模型建構時予以簡化不考慮(圖 59)。
4. 後燈座與底蓋：後燈座與底蓋在實物上以 4 顆螺絲鎖附(圖 60)，鎖附接觸邊界條件參照前述設定方式，以後燈座底部鎖附處定義為獨立點(independent)，而底蓋鎖附處定義為依靠點(dependent)(圖 61)。
5. 方向燈反射鏡與後燈座：主要以 2 顆螺絲搭配 1 卡榫鎖附(圖 62)，邊界條件上鎖附點參照前述方式，以後燈座鎖附中心定義為獨立點(independent)，而方向燈反射鏡之鎖附處定義為依靠點(dependent)(圖 63)。

5.2.3 結果討論

1. 由圖 64 及圖 65 之十處分析結果可發現簡化後 FEA 模型在強制激振整體頻譜響應趨勢與實驗值接近，僅部分分析處於高頻區段(250Hz~)加速度響應較低；由表 20 所示，修正後之分析結果與實驗頻譜比較，主要二個共振頻率響應最大誤差 7%，最小誤差

2%。

2. 由圖 66 之模態振型觀察在固定處及車燈後燈座之局部模型簡化處剛性不足，頻率越高相對由基座傳導至分析處之能量因複雜外型吸收致使響應減小，以 HRF 分析點為例，142Hz 以後皆屬後燈座較大平面處之 Local 響應；此分析模型之全域振型共計四個，分別為 69Hz（車燈前方上下振動）、63Hz（車燈下方前後擺動）、125Hz（車燈左右二側上下 rotation）及 142Hz（車燈後方上下振動）。

5.3 車燈簡化 FEA 模型厚度修正分析

5.3.1 固定處部位厚度修飾

由 5.2 節分析結果進行模型結構補強修正，主要為車燈四個固定處之厚度由原 2.3mm 修飾增加至 3mm~6mm，相對其材料參數由原 1.5GPa 調整至 2.5GPa，詳細修正部位如圖 67~圖 70 所示。

5.3.2 外觀輪廓簡化部位厚度修飾

由 5.2 節分析結果進行模型結構補強修正，主要為車燈外觀輪廓見模前簡化之部位，包含後燈座二處燈孔固定處、透明燈殼與後燈座膠著處等二個部位（圖 71），同樣厚度由原 2.3mm 修飾增加至 3mm~6mm（模型結構簡化處厚度補強），以及相對其材料參數由原 1.5GPa 調整至 2.5GPa，詳細修正部位如圖 72 所示。

5.3.3 結果討論

1. 由圖 73 及圖 74 之十處分析結果可發現厚度與材質修飾後 FEA 模

型在強制激振整體頻譜響應趨勢與實驗值更為接近，僅部分高頻區段（300Hz~）分析處加速度響應較低；表 21 之分析頻率響應與實驗值誤差比較皆於 0~1%，大幅優於前法結果，可驗證此簡化模型處需強化厚度與材質剛性有助於更貼近實體結構。

2. 由圖 75 之模態振型觀察在局部模型簡化處修飾後剛性改善，以車燈右側固定處 HRF 分析點為例，第二模態之後剛性改善，在 5~260Hz 間全域振型共計 4 組，分別為 62Hz（車燈前方上下振動）、76Hz（車燈下方前後擺動）、90Hz（車燈左右水平擺動）及 147Hz（車燈後方上下振動），而前節 125Hz 造成之左右側上下 Rotation 在固定端補強後模態已消失，其餘在 150Hz 後同樣為後燈座較大平面處之 Local 響應。



5.4 車燈簡化 FEA 模型局部網格修飾分析

由 6.3 節分析結果進行再進行模型分析處網格修正，主要包含（1）分析處、（2）輪廓簡化處以及（3）結構局部轉折處等三處之網格細化與材料參數調整；其中，結構轉折處補強主要考量為射出成型生產過程中，車燈轉折處並非與其他平面部位均厚，且此車燈材質為複合塑膠，其均質性不一。

5.4.1 固定處網格修飾

本文由圖 76 在相同邊界條件下，比較網格細化細劃分前後之頻譜分析結果，可觀察出僅單純劃分網格對結構強度並無改善，造成整體頻率響應往左 shift 而結構變軟，故需再進行網格細劃分部位之材料參數進行補強修正。本文於固定處進行之網格修飾主要為車燈三個固定處之厚度維持

3mm~6mm，但相對其材料參數由原 2.5GPa 調整至 3.0GPa，詳細修正部位如圖 77 所示。

5.4.2 外觀輪廓簡化處與結構局部轉折處修飾

為適當提高分析處高頻區段之加速度響應，系統阻尼先由原 0.1 修正至 0.08 外，再搭配局部結構轉折處網格細化並強化材料參數，主要部位為鄰近後燈座二處燈孔固定處以及鄰近車燈固定處等二大區域，修正方式是以分析區域厚度由原 2.3mm 修飾增加至 3mm~5mm（模型結構簡化處厚度補強），以及相對其材料參數由原 1.5GPa 調整至 2.5~3.0GPa，詳細修正部位如圖 78~圖 79 所示。

5.4.3 結果討論

1. 由圖 80 及圖 81 之十處分析結果可發現，阻尼係數修正至 0.08 後在進行網格細化與材質修飾，其整體激振頻譜響應趨勢與實驗值接近，特別是在高頻區段（300Hz~）加速度響應有明顯改善；由表 22 之分析頻率響應與實驗值誤差比較皆於 1%以下，大幅優於前法結果，可驗證此簡化模型處需強化厚度與材質剛性有助於更貼近實體結構。
2. 對 FEA model 單純網格細化會造成結構剛性變軟，整體頻率響應往左 Shift 現象，網格細化後需再進行局部厚度與材質強度修飾，適當之 E 值為 2.5~3.0GPa，此調整 E 值對後燈座為 PP 聚丙烯加礦物滑石填充之複合材料楊氏係數值在 1.9~5.17GPa 之間尚屬合理。
3. 由圖82~圖83之最終車燈與夾治具模態振型觀察，整體模態仍與前

節一致，以車燈右側固定處HRF分析點為例，在5~500Hz間共計16組模態，其中全域振型共有4組皆發生在150Hz內，分別為62Hz（車燈前方上下振動）、82Hz（車燈下方前後擺動）、99Hz（車燈左右水平擺動）及148Hz（車燈後方上下振動），其餘在150Hz後同樣為大多發生於後燈座較大平面處之Local響應。

4. 由圖82模態4與模態9可觀察出，鍍鋁飾板反射鏡在振動頻率114Hz及309Hz時於上方及左側產生共振，由於緊鄰左上方螺絲固定處屬脆性塑材，因此材料在長期振動效應（如SAE J575或MIL-STD 810F）下將可能最先產生破壞。

5.5 車燈簡化 FEA 模型與複雜 FEA 模型分析比較

5.5.1 複雜車燈 FEA 模型建構

本文為比較 FEA 模型在未簡化前分析結果與簡化後之差異性，故模型建構方式採原始 IGS 圖形檔直接進行網格細化，相關接觸邊界條件與局部厚度補強則參照 5.4 方式設定，圖 84 及表 23 為複雜模型元素建構方式。

5.5.2 結果討論

分析結果以固定處為例，由圖 85 頻譜分析及果觀察整體頻譜趨勢與簡易模型結果及實驗值近似，但除中/高區段加速度響應較低外，複雜模型整體結構剛性低，整體頻譜相較簡易模型及實驗結果往左 shift，且 150Hz 內主要二個共振頻率誤差大（6~21%），由振型觀察複雜模型 Local 振型分布部位相對較廣泛，主要全域振型發生在 150Hz 以內，分別為 56Hz

(車燈前方上下振動)、68Hz (車燈後下方前後擺動)、94Hz (車燈左右水平擺動)、110Hz (車燈左右二側上下 rotation)、128Hz (車燈後方上下振動) 以及 143Hz (車燈左右二側水平擺動) 等 6 組，如圖 86 所示。

5.6 實車裝置 FEA 模態分析

5.6.1 車燈實車裝置 FEA 模型建構

圖 87 為實車裝置方式，本文車燈採用最終簡易 FEA 模型並搭配實車車架局部結構 FEA 模型，車架屬碳鋼材質與前述夾治具材質相似，圖 88 為車燈實車局部鎖附處車架 FEA 模型，分析時假設車架 FEA 模型位建構之部分為一大質量剛體，因此局部車架模型建構時，車架模型之截斷面設定為限制邊界 (DOF 1~6 = 0)。

5.6.2 結果討論

分析結果由圖 89 觀察出主要全域振型仍與前述方法一致局限於 150Hz 以下，但由第一模態 78Hz 與前述方法與實驗結果比較下，局部車架模型垂直向模態共振僅出現於 148Hz (燈體後方上下振動)，而支撐架型治具發生於 61Hz 之模態振型垂直向振動研判乃為其結構設計特性所引起，而非真實於實車安裝所發生之模態；故相較支撐架設計可驗證此車架之「冂」形結構設計較剛強。


此局部車架模態分析振型共 12 個(全域 3 個、區域 9 個)。全域振型亦發生於 150Hz 以內，而主要 Local 振型與前法相似發生於燈座較大平面處，且 Local 振型相對前述支撐架設計方法減少。其次，在主要全域振型中，由於車燈於實車裝置時，車燈周邊 (如引擎蓋、保險桿或車體) 相對具邊界限制(膠條避振)，因此，考量振動疲勞效應下，全域振型相對於現

實環境下振動幅度將會被部分壓抑不致造成破壞，惟局部模態所造成之疲勞破壞應被重點考量，而由圖 89 之第 2 模態(119Hz)與第 7 模態(306Hz)發現與前述簡易模型 FEA 分析研判一致，即車燈鍍鋁飾板反射鏡左上方螺絲鎖附處為最可能失效處。

5.7 綜合討論

5.7.1 目標成果

1. 域建構實驗室用驗證車燈等效FEA模型，對於夾治具及車燈可採用殼元素，而FEA設定關鍵在於（1）鎖附處接觸邊界周邊連結強化以及（2）模型簡化處厚度採3~6mm與E值採2.5~3GPa等大要素，顯示FEA模型可提高剛性使頻譜右移；此外，可再藉分析處網格細化與調整E值改善高頻響應。本研究依序藉由分析自然頻率、模態振型及強制激振頻率響應結果與實驗趨勢一致，共振頻率響應誤差皆<1%，證明本研究FEA模型及邊界設計與實驗用車燈系統具等效性。
2. 對車燈實體中，燈殼與後燈座間的黏膠接著在網格處理上建議可採以共節點方式有較佳分析結果。
3. 後燈座與燈殼屬於車燈主體組件，故在分析頻譜調整上可針對二者調整其參數對FEA改善效果最大；其餘元件調整則效益較低，各參數調整對模型影響彙整如表24所示。
4. 由車燈實車裝置分析之全域模態分析振型(前後/左右/上下)顯示，車燈與車體裝配間保有適當間隙設計是必要的，主要功能為避免行駛或急速期間因共振與車體發生碰撞或磨擦干涉而產生噪音，且行駛中間隙亦有益於導入外氣提高車燈/引擎室熱對流。

5. 由車燈鍍鋁飾板反射鏡模態振型(119Hz、306Hz，圖90)觀察，左上方與燈殼固定處因面積小且屬脆性材，長期受水平與上下振動最可能產生失效區域；為驗證此預測之合理性，本文依據SAE J575振動頻譜進行一顆車燈垂直向失效試驗（圖91），結果顯示車燈在181小時發生失效，失效模式為燈殼與鍍鋁反射鏡飾板間左上方固定點發生斷裂（圖92），失效機制為鍍鋁反射鏡飾板鄰近螺絲鎖附點之拉/壓反覆應力造成疲勞斷裂，此試驗結果驗證模態振型預測失效區域之合理性。
6. 由車燈支撐架與車燈實車安裝FEA二者模態分析結果顯示，全域振型皆發生於150Hz之內，且Local振型與共振頻率趨勢相近；惟由全域振型分析實驗階段夾治具設計時之結構特性可知，相較實車裝置車架設計，傳統支撐架治具於低頻(63Hz)剛性較差，且第一階模態並非實車環境下產生，建議不宜採用此設計，避免工程設計與改良上之誤判。因此，振動夾治具設計時，中間二根Z型支撐架若採以「」形一體式設計，由圖93將重新設計之夾治具與車燈組合後再次進行分析，結果顯示（圖94）與前節局部實車車架模態分析吻合。

5.7.2 工程應用

1. 本文介紹複雜車燈模型建構時，在主要外型輪廓不變下進行FEA模型簡化、鎖附邊界以及網格、元素等關鍵修飾方式，可確保快速獲得預測實驗結果，提供往後應用於新型車燈開發時，可依序透過頻率響應與模態振型分析結果提供結構弱點設計變更，例如車燈各部位元件鎖附處加肋、增加鎖附點設計、改變局部造型或加裝吸振材來強化車燈結構，由圖95當鍍鋁飾板反射鏡上方增加二個鎖附點設計時，由頻譜（圖96）顯示，在mode 4（114Hz）鍍鋁飾板反射鏡

上方之前後方向加速度響應由2g衰減至1g；另外於振動失效之mode 9 (309Hz) 則由原2.3g衰減至0.22g。因此，在失效處附近之振動響應可明顯衰減進而改善此處失效發生。

2. 無論車燈由夾治具式振動分析或實車裝置振動分析模態來看，全域模態振型發生在200Hz內，而經由失效試驗所驗證之關鍵失效振型發生在350Hz內，故本研究建議對車燈振動分析與實驗僅需考量在350Hz內即可。
3. 由模態分析振型(119、306Hz)與5.7.1節之失效試驗結果顯示，本文認為SAE J575車燈振動標準對本研究之車燈結構在失效誘發功能略有不足；綜合前述之分析結果，本文針對SAE J575振動頻譜進行圖97之規格修正建議，頻譜範圍為10~350Hz，加速度均方根值 $2.05g_{r.m.s}$ ，依據此修正振動規格，本文再以另一顆車燈進行失效試驗，結果顯示（圖98）車燈之失效模式與失效機制與前述SAE J575失效試驗結果一致，且試驗時間已可縮短至64小時即可誘發失效，由此驗證結果，新車燈開發若可採用本研究建議隨機振動頻譜，可大幅縮短約65%誘發疲勞之失效試驗（Test to Failure）時間與試驗成本。

六、結論與建議

6.1 結論

本文旨在藉由CAE方法來快速建立複合塑膠車燈等效FEA模型，並針對自然模態響應與強制激振分析結果與實驗進行驗證比較，探討最佳等效分析模，進而分析車燈模態與基座激振下之振動行為，並予以預測可能之失效模式。首先本文第二章說明單自由度、多自由度下振動基本理論，提供質量系統在無阻尼下之自然模態求解原理，並介紹受基座激振下質量系統之位移響應計算方式。第三章說明車燈振動實驗與分析規劃、實驗設備架設與參數設定以及CAE分析工具介紹。在第四、第五章分別說明振動實驗與分析，共包含三個實驗部分，分別為（1）複合塑膠車燈用治具模態頻率響應與模態量測及分析比較、（2）強制激振共振頻譜與頻率量測實驗與分析比較與（3）為複合塑膠車燈系統（含治具）進行強制激振下共振頻譜實驗與分析進行驗證比較與探討；而針對驗證完成之等效分析模型再進行可能失效區域之預測，最後採以SAE J575進行失效試驗驗證；重要結論彙整如下：

6.1.1 車燈有限單元分析

1. 車燈振動分析程序作法應包含（1）夾治具固定邊界自然模態，（2）夾治具強制激振，以及（3）車燈強制激振分析三種。
2. 本研究經由振動實驗與模型分析結果，提出建構車燈等效FEA模型來快速預測實驗結果之關鍵要素應包含以下三點：
 - （1）外型不變下輪廓簡化：在原始車燈3D主要結構外型（例如肋）與尺寸不變下，其餘細微非關結構之功能輪廓可加以簡化，例

如造型壓花、排水/排氣孔、凹槽等可以填平方式處理，複雜燈殼曲面可以多平面方式取代建模。

(2) 強化鎖附邊界：由固定處螺孔周邊邊界以剛性元素強化結果顯示，頻率響應趨勢與實驗頻譜以相當接近，模型誤差可大幅減小至7%以下。

(3) 強化輪廓簡化與轉折處材質：透過模型簡化來縮短分析時間以及便於除錯，惟應強化車燈輪廓簡化處與輪廓轉折處（非均厚度）之材質強度補正，例如增加厚度與提高楊氏係數E值。

3. 本文對複雜車燈外型FEA模型忽略細微輪廓與簡化曲面造型，研究結果顯示均不影響與實物振動響應等效性分析；然而，由於車燈元件各自有獨立模態響應，且組成後會產生相互影響作用，因此，FEA模型不宜採用省略部分元件而將質量融合於鄰近元件（如中間飾板省略融合至透明燈殼），此將易造成配重與結構特徵失真外，在中/高頻率響應頻譜將會往左平移（結構剛性變差）。故車燈元件建模關鍵在於（1）曲面外型特徵以平面組合取代，（2）非結構孔/槽可填平，與（3）細微外觀凹/凸特徵可忽略。

4. 車燈適宜以薄殼元素網格建構，除車燈結構欲分析處外，其他部位之網格可採用較粗的劃分(50mm以上)方式，然而，網格越細對整體結構會造成剛性越差；透明燈殼與後燈座間的膠著接合接觸邊界，二物件在FEA設定上可採用元素共用節點方式處理，其結果有益於整體模型結構剛性提高，相對於頻率響應將會往右平移；若再搭配欲分析處之網格細劃分(約5~10mm)方式處理，將可大幅改善中/高頻率之加速度響應；此外，本研究在中/高頻處響應分析頻譜與實際

頻譜仍有誤差存在，分析時若可進一步強化其他部位結構，應可再改善與實驗值在中頻響應差異。

5. 本文研究顯示，對車燈後燈座若採用複合塑膠材質(聚丙烯+礦物滑石填充)時，模型簡化處與外型轉折處之元素楊氏係數E值建議為2.5~3GPa較佳，並且仍在該材料E值合理範圍內。

6.1.2 車燈振動實驗

1. 就支撐架式之車燈系統強制激振實驗與理論分析比較，多點控制可確保由基座輸入之振動能量的一致性，多點控制之頻譜結果相較單點控制在位於中/高頻段車燈共振響應較低，因此，對於大型複雜構件採用多點控制會有較佳實驗結果。
2. 本文針對車燈振動分析雖然與實驗結果一致，但由實車裝置模態分析結果發現，實車裝置與支撐架設計裝置在第一階模態振型結果有所差異，主要原因在於傳統車燈振動治具之Z型支撐架與L型支撐架設計較實車門字形設計其剛性較差，在低頻段時車燈前方自由端易造成振動位移響應現象，故此結果將可作為後續車燈實驗用治具設計之經驗參考。
3. 車燈系統共振頻率可採用JIS D1601之試驗方式（5~500Hz@1g）可獲得結構正弦掃頻實驗共振頻譜，本文針對分析結果各模態區採用局部正弦掃頻方式驗證與理論振型結果一致，此法取代複雜塑膠車燈模態實驗不易執行之困擾。由振型結果顯示，當車輛行駛於路面時，由垂直方向入力導致車燈將會產生3個(前後、左右與上下)全域振型，3組模態皆發生於160Hz以內；而在非全域振型之模態下，除119Hz以及306Hz為致命局部模態外，其餘局部共振大多發生於車

燈後方較大平面處，因此，對於整體車燈結構較不易導致損傷。

4. 由失效實驗結果可驗證與模態分析振型失效模式吻合與推測合理性，研究結果顯示，對於本文採用之車燈，車燈標準SAE J575中隨機振動頻譜最大頻率250Hz仍有不足之處，若高頻250Hz可修正至350Hz時，將有助於現今常見之車燈具備中間飾板設計時，有效縮短加速失效試驗時間，並協助車燈結構設計人員快速驗證分析與及早改善。

6.2 未來研究方向

車輛行駛過程中會因不同方向振動源所造成之失效模式以及壽命會有差異，而本文僅針對車燈較大之垂直向激振力作探討，然而，實際環境中仍包含水平方向振動影響以及新的部件加入後之影響性仍須進一步作探討，因此，未來車燈可延續研究之方向包含可依據此等效FEA模型，在進一步探討因振動不同激振方向所造成之疲勞預測分析，並搭配實驗驗證來獲得複合車燈材料之疲勞參數。其次，由於不同車燈內部結構會影響整體結構響應，相對其失效情形會有所差異，故真實車燈結構下之振動行為，應再考量如遠/近燈透鏡組、調整機構與燈泡等部件的組成與模型建構，將會有更精確之車燈內部結構振動失效趨勢掌握。此外，可再進一步導入實體車架結構模型，來進行時域振動響應分析預測以及疲勞分析探討。

參考文獻

- [1]. Federal Motor Vehicle Safety Standard No.108 (2008) : Lamps, reflective devices, and associated equipment, United States Department of Transportation's National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA)
- [2]. 黃峻峰 (2006) ; 逆向工程在車燈曲面重建技術之探討。國立中央大學機械工程研究所碩士論文。第2-4頁
- [3]. SAE J575 (2007) : Test Methods and Equipment for Lighting Devices and Components for Use on Vehicles Less than 2032 mm in Overall Width
- [4]. MIL-STD-810 (F) : Department of Defense Test Method Standard for Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests, Method 513.5 Acceleration (constant acceleration)
- [5]. Cifuentes, A. O. (1994) Estimating the Dynamic Behavior of Printed Circuit Boards. IEEE Transactions on Components, Packaging, and Manufacturing Technology-Part B: Advanced Packaging 17: 69-75
- [6]. Yang, Q. J., Lim, G. H., Lin, R. M., Yap, F. F., Pang, H. L. J., and Wang, Z.P. (1997) Experimental Modal Analysis of PBGA Printed Circuit Board Assemblies. Proceeding of the IEEE/CPMT Electronic Packaging Technology Conference, 290-296. Florida, Tampa: IEEE/CPMT.
- [7]. Singhal, R. K., W. Guan, and K. Williams (2002) Modal Analysis of a Thick-Walled Circular Cylinder. Mechanical systems and Signal processing, Vol. 16, No. 1, pp.141-153
- [8]. Wu, J., R. R. Zhang, S. Radons, X. Long, and K. K. Stevens (2002) Vibration Analysis of Medical Devices with A Calibrated FEA Model. Computers and Structures 80: 1081-1086
- [9]. 劉子源 (2001) ; 邊界條件與表面元件排列對印刷電路板振動行為

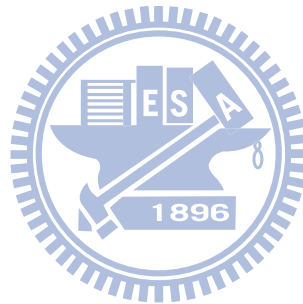
影響之探討。國立清華大學動力機械研究所碩士論文，第1-6頁

- [10]. Perkins, A., and Sitaraman, S. K. (2004) Vibration-Induced Solder Joint Failure of A Ceramic Column Grid Array (CCGA) package. Electronic Components and Technology 2: 1271-1278
- [11]. Hu, H., B. T. Wang, C. H. Lee, J. Wang (2005) Model Verification of Finite element Analysis for Free Vibration of Composite Laminates. The 29th National Conference on Theoretical and Applied Mechanics, Hsinchu, Paper No. H042
- [12]. 王栢村、曹文昌 (2002)；應用有限元素分析與實驗模態分析之結構模型驗證。中華民國振動與噪音工程學會第十屆學術研討會論文集，台北，第 131-138 頁
- [13]. JIS D5500 (1995)：Automobile parts—Lighting and light signaling devices
- [14]. JIS D 1601 (1995)，Vibration testing methods for automobile parts, Japanese Standards Association
- [15]. 王栢村 (1996)；振動學。全華圖書 (股) 公司，台北市，第 3-29 ~ 3-34 頁
- [16]. ISO 7626 (1994)；Vibration and shock—Experimental determination of mechanical mobility, International Organization for Standardization (ISO)
- [17]. 张胜兰等 (2007)；基於 HyperWorks 的結構優化設計技術。机械工业出版社，北京，第 7-10 頁
- [18]. Altair Engineering Inc. (2008)：Altair[®]HyperWorks[®] 8.0 訓練教材。愛發 (股) 公司，台北市
- [19]. MatWeb (www.matweb.com)

附錄一 夾治具固定邊界自然模態分析設定程序

- (1) 直接由Altair HyperMesh建構實體模型（圖31），並進行網格建構。
- (2) 網格建立：於主面板下之【2D】功能選單，利用【automesh】選單分別針對底板及4根支撐架進行網格分割（圖32），元素element採用矩形quads薄殼元素特徵（表5）。
- (3) 接觸邊界條件（constraint）設定：底板與4根支撐架間各以2根螺栓鎖附，分析上採以RBE2（rigid beam element）分別限制二物件間之相對位移（DOF1~6=0），獨立（independent）鎖附中心分別定義為支撐架之固定孔中心，另外，尚需考慮激振時避免接觸邊界支撐不足，造成支撐架晃動現象，故支撐架底部周邊亦需強化剛性連接（圖33），夾治具FEA接觸邊界設定如圖34所示。
- (4) 設定模態分析方法與參數：主面板下選擇【collectors】集合器功能選單，建立（create）一負載集合器（loads collectors），並在card image選項下選擇EIGRL建立特徵值分析方法。在EIGRL設定內容中，V1與V2（初始與最終分析頻率範圍）分別設定為1及500，ND（頻率增加率）設定為10。
- (5) 設定模態分析程序：主面板下點選【subcase】功能選單，在分析種類（type）項下選擇自然模態（normal modes），分析方法（method）點選步驟（4）之EIGRL集合器。
- (6) 設定底板固定邊界條件：主面板中進入【Collectors】選單，點選【load collectors】建立一負載集合器，點選【no card image】選項，建立一個Constraints集合器。主面板下【Analysis】分析選單面板中選擇【load types】負載種類子選單，點選【constraint】限制條件選項，選擇【SPC】單點拘束選項，並返回【Analysis】選單中，

選擇【constraints】限制條件子選單，選擇【node】節點選項，其中自由度DOF 1 ~ 6數值輸入0（無位移/無旋轉），並於圖35中點選底板固定點，共計82處固定點。



附錄二 夾治具強制激振有限元素分析設定程序

- (1) 導入附錄一分析程序 (1) 之FEA模型。
- (2) 網格建立：於主面板下之【2D】功能選單，利用【automesh】選單分別針對底板及4根支撐架進行網格分割 (圖32)，元素element採用矩形quads薄殼元素特徵，並輸入相關材料參數，網格化後元素資料如表5。
- (3) 底板上建立限制無相對位移及無相對旋轉限制條件：主面板中進入【Collectors】選單，點選【load collectors】建立一Constraint負載集合器。返回【Analysis】分析選單面板中選擇【load types】負載種類子選單，點選【constraint】限制條件選項，選擇【SPC】單點拘束選項。【Analysis】選單中，選擇【constraints】限制條件子選單，選擇【node】節點選項，自由度DOF 1 ~ 6數值輸入為0 (無位移/無旋轉)，於底板上點選與振動平台之固定點 (圖35) 共82點。
- (4) 底板上建立垂直向強制位移限制條件：主面板中進入【Collectors】選單，點選【load collectors】建立一 Force 負載集合器。返回【Analysis】分析選單面板中選擇【load types】負載種類子選單，選擇【constraint】限制條件選項，【force =】輸入 FORCE，【constraint =】選擇【SPCD】強制位移拘束選項。【Analysis】選單中，選擇【constraints】限制條件子選單，選擇【node】節點選項，自由度DOF 2 (y 座標定義為上下垂直方向) 勾選，數值輸入為 1 (定義為 1g)，於治具底板上點選與步驟 (3) 相同之固定點 (圖 35) 共 82 點。
- (5) 建構一個強制激振之頻率分析範圍：主面板中進入【Collectors】

選單，點選【load collectors】建立一 EIGRL 負載集合器，點選【card image】選項，選擇【EIGRL】選項，並進行 EIGRL 參數設定，在【V1】及【V2】下分別輸入 5 及 500（分析頻率範圍 5~500Hz）。

(6) 建構一個強制激振之頻率掃描方式：主面板中進入【Collectors】選單，點選【load collectors】建立一 FREQ1 負載集合器，點選【card image】選項，選擇【FREQ1】選項，並進行 FREQ1 參數設定，在【F1】起始分析頻率輸入 5（起始 5Hz），【DF】頻率掃描速度輸入 2（每次增加 2Hz）以及【NDF】總增加數量輸入 248（最大 501Hz）。

(7) 建構一個強制激振之頻率負載表：主面板中進入【Collectors】選單，點選【load collectors】建立一 TABLED1 負載集合器，點選【card image】選項，選擇【TABLED1】選項，並進行 TABLED1 參數設定，在【TABLEDE1_NUM=】選項下輸入 2（起始及終止共 2 組頻率資料），而【x(1)】起始頻率輸入 5、【y(1)】起始頻率放大倍率輸入 1、【x(2)】終止頻率輸入 500，以及【y(2)】終止頻率放大倍率輸入 1。

(8) 建構一個強制激振之動態頻率響應負載：主面板中進入【Collectors】選單，點選【load collectors】建立一 RLOAD2 負載集合器，點選【card image】選項，選擇【RLOAD2】選項，並進行 RLOAD2 參數設定，在【EXCITE ID】項下選擇前面程序 (d) 建立之 Force 集合器，而【TB】項下選擇前面程序 (7) 建立之 TABLED1 集合器，【(TYPE)】點選【ACCE】為加速度形式。

(9) 建構一個強制激振之動態頻率響應分析方法：【Analysis】分析選

單面板中選擇【Subcase】建立一 Force_vibration 分析案例，【type】項下點選【freq. resp(model)】，並勾選【SPC】、【DLOAD】、【METHOD】以及【FREQ】選項；其中【SPC】要指引到程序（3）項，【DLOAD】要指引到程序（8）項，【METHOD】要指引到程序（e）項，【FREQ】要指引到程序（5）項。

- (10) 建立強制激振控制卡：【Analysis】分析選單面板中選擇【control cards】，點選【ACCELERATION】選項，【FORM】點選【PHASE】，【OPTION】點選【SID】，【SID】選項下點選已設定之懸臂自由端分析節點群組Node_output。點選【DISPLACEMENT】選項，【DISP_FORM】點選【PHASE】，【DISP_OPT】點選【SID】，在出現【SID】選項下點選同前述之分析節點群組Node_output。點選【FORMAT】輸出格式選項，【number_of_formats =】輸入2，在【FORMAT_V1】項下FORMAT分別點選【H3D】及【HM】格式。點選【OUTPUT】輸出選項，【number_of_outputs=】輸入1，在【KEYWORD】項下點選【HGFREQ】及在【FREQ】項下點選【ALL】。點選【PARAM】輸出格式選項，【User Comments】項下勾選【COUPMASS】及【G】，在【COUPM_V1】點選【YES】，在【G_V1】項下數入0.01（系統阻尼係數），點選【HGFREQ】及在【FREQ】項下點選【ALL】。

附錄三 車燈系統強制激振設定程序

1. 基座固定邊界設定：治具底板 model 上建立限制無相對位移及無相對旋轉限制條件。

(1) 主面板中進入【Collectors】選單。

(2) 功能面板下選擇 create 狀態。

(3) 點選【load collectors】建立一負載集合器，於【name =】項下輸入 Constraint。

(4) 點選【no card image】選項，並點選【create】。

(5) 【Analysis】分析選單面板中選擇【load types】負載種類子選單。

(6) 點選【constraint】限制條件選項，選擇【SPC】單點拘束選項。

(7) 【Analysis】選單中，選擇【constraints】限制條件子選單。

(8) 功能面板下選擇 create 狀態，選擇【node】節點選項，自由度 DOF 1~6 勾選，數值輸入為 0（無位移/無旋轉），於治具底板 model 上點選與振動平台之固定點（圖 46）共 84 點。

(9) 點選【create】。

2. 強制激振源設定：治具底板 model 上建立垂直向強制位移限制條件。

(1) 主面板中進入【Collectors】選單。

(2) 功能面板下選擇 create 狀態。

(3) 點選【load collectors】建立一負載集合器，於【name =】項下輸入

入 Force。

- (4) 點選【no card image】選項，並點選【create】。
- (5) 【Analysis】分析選單面板中選擇【load types】負載種類子選單。
- (6) 點選【constraint】限制條件選項，【force =】輸入 FORCE，【constraint =】選擇【SPCD】強制位移拘束選項。
- (7) 【Analysis】選單中，選擇【constraints】限制條件子選單。
- (8) 功能面板下選擇 create 狀態，選擇【node】節點選項，自由度 DOF 2(y 座標定義為上下垂直方向)勾選，數值輸入為 1(定義為 1g)，於治具底板 model 上點選與步驟 1 相同之固定點(圖 46)共 84 點。

- (9) 點選【create】建立選擇。

3. 強制激振頻率設定：建構一個強制激振頻率分析範圍。

- (1) 主面板中進入【Collectors】選單。
- (2) 功能面板下選擇 create 狀態。
- (3) 點選【load collectors】建立一負載集合器，於【name】項下輸入 EIGRL。
- (4) 點選【card image】選項，選擇【EIGRL】選項。
- (5) 點選【create】建立選擇。
- (6) 點選視窗左欄 Model 選單中 LoadCollectors 之 EIGRL 進行參數設定，在【V1】及【V2】下分別輸入 1 及 500(涵蓋之分析頻率範

圍 1~500Hz)。

4. 強制激振掃頻速率設定：建構一個強制激振之頻率掃描方式。

- (1) 主面板中進入【Collectors】選單。
- (2) 功能面板下選擇 create 狀態。
- (3) 點選【load collectors】建立一負載集合器，於【name】項下輸入 FREQ1。
- (4) 點選【card image】選項，選擇【FREQ1】選項。
- (5) 點選【create】建立選擇。
- (6) 點選視窗左欄 Model 選單中 LoadCollectors 之 FREQ1 進行參數設定，在【F1】起始分析頻率輸入 5 (起始 5Hz)、【DF】頻率掃描速度輸入 2 (每次增加 2Hz) 以及【NDF】總增加數量輸入 248 (最大 501Hz)。

5. 強制激振頻率分析範圍設定：建構一個強制激振之頻率負載表。

- (1) 主面板中進入【Collectors】選單。
- (2) 功能面板下選擇 create 狀態。
- (3) 點選【load collectors】建立一負載集合器，於【name】項下輸入 TABLED1。
- (4) 點選【card image】選項，選擇【TABLED1】選項。
- (5) 點選【create】建立選擇。
- (6) 點選視窗左欄 Model 選單中 LoadCollectors 之 TABLED1 進行參

數設定，在【TABLEDE1_NUM=】選項下輸入 2（起始及終止共 2 組頻率資料），而【x(1)】起始頻率輸入 5、【y(1)】起始頻率放大倍率輸入 1、【x(2)】終止頻率輸入 500，以及【y(2)】終止頻率放大倍率輸入 1。

6. 強制激振源設定：建構一個強制激振之動態頻率響應負載：

- (1) 主面板中進入【Collectors】選單。
- (2) 功能面板下選擇 create 狀態。
- (3) 點選【load collectors】建立一負載集合器，於【name】項下輸入 RLOAD2。
- (4) 點選【card image】選項，選擇【RLOAD2】選項。
- (5) 點選【create】建立選擇。
- (6) 點選視窗左欄 Model 選單中 LoadCollectors 之 RLOAD2 進行參數設定，在【EXCITE ID】選項下輸入 9（本研究強制激振 FORCE 編碼為 9），而【TB】輸入 4（本研究 TABLED1 編碼為 4），以及【TYPE）點選【ACCE】（加速度形式）。

7. 建構強制激振之動態頻率響應分析方法：

- (1) 【Analysis】分析選單面板中選擇【Subcase】分析案例。
- (2) 【name】項下輸入 Force_vibration 建立一分析案例。
- (3) 【type】項下點選【freq. resp(model)】。
- (4) 勾選【SPC】、【DLOAD】、【METHOD】以及【FREQ】選項，並分別於空位欄輸入 8（本研究 constraint 編碼為 8）、5、7 及 6，

點選【create】。

8. 建立強制激振控制卡：

- (1) 【Analysis】分析選單面板中選擇【control cards】。
- (2) 點選【ACCELERATION】選項，【FORM】點選【PHASE】，【OPTION】點選【SID】(本研究頻率響應分析點)，在出現【SID】選項下點選預設之分析節點群組 output (圖 47)。
- (3) 點選【DISPLACEMENT】選項，【DISP_FORM】點選【PHASE】，【DISP_OPT】點選【SID】(本研究頻率響應分析點)，在出現【SID】選項下點選預設之分析節點群組 output (圖 47)。
- (4) 點選【FORMAT】輸出格式選項，【number_of_formats =】輸入 2，在【FORMAT_V1】項下 FORMAT 分別點選【H3D】及【HM】格式。
- (5) 點選【OUTPUT】輸出選項，【number_of_outputs =】輸入 1，在【KEYWORD】項下點選【HGFREQ】及在【FREQ】項下點選【ALL】。
- (6) 點選【PARAM】輸出格式選項，【User Comments】項下勾選【COUPMASS】及【G】，在【COUPM_V1】點選【YES】，在【G_V1】項下輸入 0.1(系統結構阻尼係數)，點選【HGFREQ】及在【FREQ】項下點選【ALL】。

表 1 電磁式振動機規格

廠牌/型號	UD / TA240D-208
最大推力	2,100 lbs
最大加速度	100 g (sine) ; 60g _{rms} (random)
最大位移量	2 inch (pk-pk)

表 2 訊號控制器規格

廠牌/型號	KD / VCS-102
輸入通道	4個同步輸入
輸出通道	1
輸入量程	0.1V、1.0V、10V
輸出電壓範圍	±10V
輸入/輸出分辨率	24位模數轉換 (ADC)
輸入耦合方式	電壓AC差動、DC差動和ICP

表 3 加速度計規格

	控制加速度計	量測加速度計
廠牌/型號	B&K / 4371	PCB / 353A16
靈敏度	9.90 pC/g	12.41 mV/g
頻率範圍	1Hz ~ 12.6 kHz	1Hz ~ 10 kHz
加速度範圍	Max. 6,000 g peak (Sine)	Max. 8,000 g peak (Sine)
重量	11 grams	1.5 grams

表 4 模態量測儀器規格

項次	儀器名稱	廠牌型號	基本規格	用途說明
1	頻譜分析儀	B&K 2035	頻率範圍：1~25,600 Hz 動態範圍：80 dB	將振動時域訊號轉換為頻域訊號，計算頻率響應函數、一致性函數
2	加速度計	PCB 356A68	頻率範圍 1~10,000 Hz 靈敏度 1.02 mV/ms ⁻² ICP type	檢測振動訊號
3	敲擊鎚	PCB 086C03	力量範圍：2200 N 靈敏度：2.3 mV/N	激發結構件振動
4	功率放大器	MB Dynamics SS250VCF	—	將激振訊號放大提供激振器激發結構件振動

表 5 原始分析選用之材質物性資料

項次	組件	材質	楊氏係數 (E)MPa	密度 (ρ) ^{ton/mm³}	浦松比 (ν)	平均厚度 (mm)
1	透明燈殼	PC 聚碳酸酯	2.35×10^3	1.2×10^{-9}	0.300	4
2	後燈座	PP 聚丙烯 + Talc	1.5×10^3	1.5×10^{-9}	0.300	2.3
3	鍍鋁裝飾 反射鏡	PA6 尼龍 + M 礦纖	2.35×10^3	1.4×10^{-9}	0.300	2.8
4	方向燈 反射鏡	PA6 尼龍 + M 礦纖	2.35×10^3	1.6×10^{-9}	0.300	2.8
5	後燈座 底蓋	PP 聚丙烯 + Talc	1.5×10^3	1.5×10^{-9}	0.300	2.3
6	治具底板	鋁合金 6061	6.9×10^4	2.7×10^{-9}	0.330	10
7	治具 支撐架	結構鋼 SS41	2.0×10^5	7.8×10^{-9}	0.290	6

表 6 JIS D1601車燈共振搜尋試驗參數

掃描頻率範圍	5Hz ~ 500Hz
振動加速度	1.0 g _{p-p}
掃描速率	1 octave/分鐘（對數）
掃描週期	1 sweep

表 7 通道參數

輸入	類型	分析	量程(V)	感測器 類型	靈敏度	ICP	加權 係數
1	控制	濾波器	0.10	加速度	9.90 mV/(G)	開	1.0
2	控制	濾波器	0.10	加速度	9.85 mV/(G)	開	1.0
3	控制	濾波器	0.10	加速度	9.80 mV/(G)	開	1.0
4	監測	濾波器	0.10	加速度	12.41 mV/(G)	開	1.0

表 8 限制參數

最大正位移	15.00 mm
最大負位移	15.00 mm
最大速度	1.75 m/s
最大加速度	18.00 G
最小驅動頻率	5.00 Hz
最大驅動頻率	2000.00 Hz
最大驅動電壓	10.00 V
中斷率	20 dB/s

表 9 實驗參數

解析度	1024
最大分析頻率	2400.00 Hz
掃頻方式	對數
掃頻率	1.0 Oct/Min
頻率增量	0.5 (Oct)
控制策略	單通道
濾波器類型	比例帶寬
帶寬(%)	25
能量對數變化率	20 (dB/S)
能量增量	10 (%)
起動電壓	0.001 V
起動速率	快速起動
最大驅動電壓	1.00 V

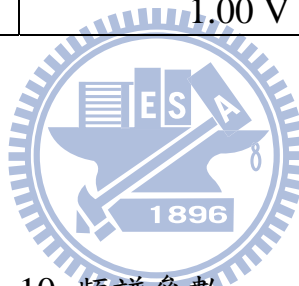


表 10 頻譜參數

頻率 (Hz)	左斜率 (dB/Oct)	加速度 (G)	速度 (m/s)	位移 pk-pk (mm)	右斜率 (dB/Oct)	中斷 上限 (dB)	報警 上限 (dB)	報警 下限 (dB)	中斷 下限 (dB)
5.0		1.0	0.311944	19.858951	恆定加速度	6.00	3.00	-3.00	-6.00
500.0	恆定加速度	1.0	0.003119	0.001986		6.00	3.00	-3.00	-6.00

表 11 車燈共振搜尋實驗量測點說明

編號	位置代碼	說明	備註
1	HL	後燈座左側處	圖27
2	HC2	後燈座中央處#2	
3	HC1	後燈座中央處#1	
4	HRT2	後燈座右側處上方#2	
5	HCT	後燈座中央上方處	
6	HRF	後燈座右側固定處	
7	HC3	後燈座中央處#3	圖28
8	HRT1	後燈座右側處上方#1	
9	HLF	後燈座左側固定處	
10	HCF	後燈座中央上方固定處	

表 12 車燈實驗共振頻率結果與阻尼比、自然頻率計算

編號	量測位置	共振搜尋頻率結果							
		Peak 1				Peak 2			
		ω_{d1} (Hz)	G resp.	ξ	ω_{n1} (Hz)	ω_{d2} (Hz)	G resp.	ξ	ω_{n2} (Hz)
1	HL	61.1	1.8	0.13	62.2	148.3	5.3	0.06	148.9
2	HC2	61.6	1.5	0.23	65.1	148.3	4.5	0.05	148.6
3	HC1	60.8	1.4	0.29	67.1	148.9	5.0	0.05	149.2
4	HRT2	61.4	1.4	0.25	65.7	148.9	4.2	0.04	149.2
5	HCT	61.6	1.4	0.28	67.1	148.3	5.3	0.04	148.5
6	HRF	61.6	1.7	0.13	62.4	148.3	4.4	0.04	148.5
7	HC3	61.1	1.5	0.25	65.5	148.3	4.0	0.04	148.5
8	HRT1	61.1	1.5	0.22	64.2	148.3	7.9	0.04	148.5
9	HLF	61.4	1.2	0.23	65.5	148.3	1.4	0.06	148.8
10	HCF	61.6	1.4	0.24	65.6	147.6	2.9	0.04	147.8

註：表中阻尼比 ξ 與自然頻率 ω_n 係由半能量點（half power point）法計算得來。

表 13 車燈用夾治具分析模型網格建置資訊

元件名稱	元素種類	元素數量	節點數量	元素尺寸 (mm)	質量 (g)	
					分析	實際
底板	PSHELL	483	1438	19	4945	4930
支撐架 Z1	PSHELL	63	232	12~40	792	786
支撐架 Z2	PSHELL	67	248	12~30	744	746
支撐架 L1	PSHELL	15	62	12~30	220	215
支撐架 L2	PSHELL	24	95	12~28	213	216

表 14 夾治具固定邊界自然模態分析結果

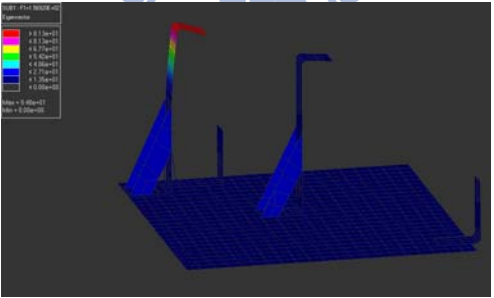
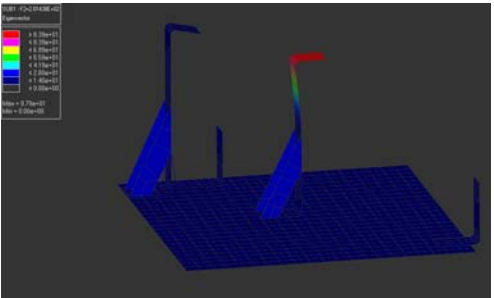
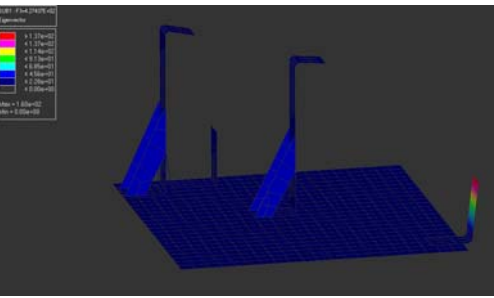
發生位置	固定邊界自然模態		
	頻率	振型	物理現象
支撐架 L1	無	無	無
支撐架 Z1	157Hz		自由端前後 向 bending
支撐架 Z2	201Hz		自由端前後 向 bending
支撐架 L2	427Hz		自由端前後 向 bending

表 15 夾治具固定邊界自然模態實驗與分析比較

發生位置	支撐架產生模態比較				各支撐架頻率響應比較			
	mode1	mode2	mode3	mode4	L1	Z1	Z2	L2
實驗	Z1	Z2	L2	無	N/A	152Hz	216Hz	427Hz
分析	Z1	Z2	L2	無	N/A	157Hz	201Hz	427Hz
誤差	符合	符合	符合	符合	0%	3%	-7%	0%

註：Z1、Z2、L1 與 L2 分別為支撐架代號，詳細說明參考圖 18。

表 16 夾治具強制激振實驗與分析比較

發生位置	頻率 (Hz)			加速度 (g)		
	FEA	實驗	誤差 (%)	FEA	實驗	誤差 (%)
支撐架 L1	—	—	—	—	—	—
支撐架 Z1	157	150.3	4.46	5.4	3.4	58.82
支撐架 Z2	203	205.1	-1.02	8.4	10.2	-17.65
支撐架 L2	425	429	-0.93	8.7	10.9	-20.18

表 17 夾治具FEA網格劃分比較

網格劃分	元素尺寸 (mm)	元素總數 (個)	元素種類 (SHELL)	節點總數 (個)
粗	19~30	652	Quads 	2,175
細	3~17	4,184	Quads + Trias 	13,241

表 18 夾治具網格劃分結果效益比較

網格劃分	元素尺寸 (mm)	元素總數 (個)	元素種類 (SHELL)	節點總數 (個)	運算時間 (s)	與實驗頻率響應誤差(%)			
						L1	Z1	Z2	L2
						N/A	152Hz	216Hz	427Hz
粗	19~30	652	Quads 	2,175	4	0%	3% 157Hz	7% 201Hz	0% 427Hz
細	3~17	4,184	Quads + Trias 	13,241	30	0%	3% 156Hz	8% 198Hz	0% 427Hz

註：Z1、Z2、L1 與 L2 分別為支撐架代號，詳細說明參考圖 18。

表 19 車燈元件網格資料表

元件名稱	元素種類	網格型式	元素數量	節點數	質量 (g)		
					實際	分析	誤差 %
透明燈殼	SHELL	Quads+Trias	138	377	595	590	0.8
後燈座	SHELL	Quads+Trias	479	1,100	771	765	0.8
鍍鋁裝飾反射鏡	SHELL	Trias	202	479	373	369	1.1
方向燈反射鏡	SHELL	Quads+Trias	81	179	66.5	63	5.3
後燈座底蓋	SHELL	Trias	147	328	68	65	4.4
底板	SHELL	Quads	483	1,538	4930	4945	0.02
支撐架 Z1	SHELL	Quads	15	62	786	792	0.8
支撐架 Z2	SHELL	Quads+Trias	63	232	746	744	0.3
支撐架 L1	SHELL	Quads+Trias	67	248	215	220	2.3
支撐架 L2	SHELL	Quads	21	84	216	213	1.4

表 20 簡化模型強化接觸邊界之頻譜誤差比較

分析位置	Freq. Resp. 1						Freq. Resp. 2					
	FEA (1)		實驗		誤差 (%)		FEA (1)		實驗		誤差 (%)	
	Freq. (Hz)	Acc. (g)	Freq. (Hz)	Acc. (g)	Freq. (Hz)	Acc. (g)	Freq. (Hz)	Acc. (g)	Freq. (Hz)	Acc. (g)	Freq. (Hz)	Acc. (g)
HL	57	1.7	61.1	1.8	-7%	-6%	141	1.7	148.3	5.3	-5%	-68%
HC2	57	2.6	61.6	1.5	-7%	73%	143	5.6	148.3	4.5	-4%	24%
HC1	57	2.7	60.8	1.4	-6%	93%	143	5.2	148.9	5.0	-4%	4%
HRT2	57	2.2	61.4	1.4	-7%	57%	143	2.9	148.9	4.2	-4%	-31%
HCT	57	2.6	61.6	1.4	-7%	86%	143	6.6	148.3	5.3	-4%	25%
HRF	57	2.9	61.6	1.7	-7%	71%	143	2.8	148.3	4.4	-4%	-36%
HC3	57	2.7	61.1	1.5	-7%	80%	143	5.7	148.3	4.0	-4%	43%
HRT1	57	2.1	61.1	1.5	-7%	40%	143	6.8	148.3	7.9	-4%	-14%
HLF	61	1.7	61.4	1.2	-1%	42%	145	1.7	148.3	1.4	-2%	21%
HCF	57	2.9	61.6	1.4	-7%	107%	141	3.4	147.6	2.9	-4%	17%

表 21 簡化模型局部厚度修飾之頻譜誤差比較

分析位置	Freq. Resp. 1						Freq. Resp. 2					
	FEA (2)		實驗		誤差 (%)		FEA (2)		實驗		誤差 (%)	
	Freq. (Hz)	Acc. (g)	Freq. (Hz)	Acc. (g)	Freq. (Hz)	Acc. (g)	Freq. (Hz)	Acc. (g)	Freq. (Hz)	Acc. (g)	Freq. (Hz)	Acc. (g)
HL	61	2.1	61.1	1.8	0%	17%	147	5.5	148.3	5.3	-1%	4%
HC2	61	2.6	61.6	1.5	-1%	73%	147	6.5	148.3	4.5	-1%	44%
HC1	61	2.8	60.8	1.4	0%	100%	147	6.1	148.9	5.0	-1%	22%
HRT2	61	2.1	61.4	1.4	-1%	50%	147	3.8	148.9	4.2	-1%	-10%
HCT	61	2.5	61.6	1.4	-1%	79%	148	7.7	148.3	5.3	0%	45%
HRF	61	2.9	61.6	1.7	-1%	71%	147	3.2	148.3	4.4	-1%	-27%
HC3	61	2.7	61.1	1.5	0%	80%	147	6.6	148.3	4.0	-1%	65%
HRT1	61	1.9	61.1	1.5	0%	27%	148	8.2	148.3	7.9	0%	4%
HLF	61	1.7	61.4	1.2	-1%	42%	147	1.8	148.3	1.4	-1%	29%
HCF	61	3.0	61.6	1.4	-1%	114%	147	3.8	147.6	2.9	0%	31%

表 22 簡化模型局部網格修飾之頻譜誤差比較

分析位置	Freq. Resp. 1						Freq. Resp. 2					
	Final FEA		實驗		誤差 (%)		Final FEA		實驗		誤差 (%)	
	Freq. (Hz)	Acc. (g)	Freq. (Hz)	Acc. (g)	Freq. (Hz)	Acc. (g)	Freq. (Hz)	Acc. (g)	Freq. (Hz)	Acc. (g)	Freq. (Hz)	Acc. (g)
HL	61	2.7	61.1	1.8	0%	50%	148	6.5	148.3	5.3	0%	23%
HC2	61	2.9	61.6	1.5	-1%	93%	148	9.6	148.3	4.5	0%	113%
HC1	61	3.1	60.8	1.4	0%	121%	148	9.0	148.9	5.0	-1%	80%
HRT2	61	2.6	61.4	1.4	-1%	86%	148	5.2	148.9	4.2	-1%	24%
HCT	61	3.3	61.6	1.4	-1%	136%	148	9.4	148.3	5.3	0%	77%
HRF	61	3.7	61.6	1.7	-1%	118%	148	4.9	148.3	4.4	0%	11%
HC3	61	4.2	61.1	1.5	0%	180%	148	6.8	148.3	4.0	0%	70%
HRT1	61	3.3	61.1	1.5	0%	120%	148	9.4	148.3	7.9	0%	19%
HLF	61	1.2	61.4	1.2	-1%	0%	147	1.4	148.3	1.4	-1%	0%
HCF	61	3.7	61.6	1.4	-1%	164%	147	5.5	147.6	2.9	0%	90%

表 23 車燈複雜模型網格建構資訊

元件	元素種類	網格型式	元素數量	節點數量	元素尺寸(mm)
燈殼	SHELL	Mixed	23,574	71,211	5
後燈座	SHELL	Mixed	10,549	31,673	5
鍍鋁飾板反射鏡	SHELL	Mixed	4,601	14,051	5~10
方向燈反射鏡	SHELL	Mixed	1,062	3,270	5
後燈座底蓋	SHELL	Mixed	1,380	4,221	5
治具底板	SHELL	Mixed	2,089	6,458	5
支撐架 L1	SHELL	Mixed	251	843	5
支撐架 Z1	SHELL	Mixed	765	2,489	3~17
支撐架 Z2	SHELL	Mixed	829	2,675	3~17
支撐架 L2	SHELL	Mixed	227	769	5

表 24 模型參數調整對頻譜影響

調整參數	特性
燈殼與後燈座元素共節點	結構剛性增加，整體頻譜往右偏移，頻譜趨勢與實物趨近，反之若為個別元素，結構變軟整體頻譜往左偏移
螺絲鎖附處模擬	除螺絲孔周邊以剛性元素連接外，周邊外圍可增加剛性元素連接模擬鋼質墊片，低頻頻譜往右偏移；反之結構變軟，低頻頻譜往左偏移
省略鍍鋁飾板反射鏡、後燈座底蓋與方向燈反射鏡（質量附加於燈殼與後燈座元件上）	質量中心偏移，100Hz 之後頻譜往左偏移；組成元件不宜省略，惟可省略非關結構局部輪廓
燈體網格劃分	細化網格使整體頻譜往左 shift，結構變軟；相較往格粗化結構剛性較強，中/低頻率往右偏移；初期分析可全面粗網格，方析處再進行網格細化，搭配 E 值增加可提昇中/高頻加速度響應
鍍鋁飾板反射鏡 E 值調整	僅對局部約 100~150Hz 有微幅影響，E 值增加頻率往左偏移，E 值減少頻率往右偏移；調整效益低
方向燈反射鏡 E 值調整	對整體頻譜無影響，僅對相對位置結構處約 100~150Hz 頻率微幅影響，E 值增加其相對位置結構處加速度響應衰減
燈殼 E 值調整	E 值增加，全域頻譜往右偏移，中/高頻率偏移量較大；反之則往左偏移，調整效益大
後燈座 E 值調整	E 值增加，全域頻譜往右偏移；反之則往左偏移，調整效益大
元件厚度調整	厚度增加，質量隨之增加，中/低頻加速度響應衰減
模型簡化處修飾	依原實物該處平均厚度設定元素厚度，再增加 E 值，可提昇鄰近簡化處之分析點中/高頻率之加速度響應
複雜外型輪廓修飾 [※]	外型輪廓轉折處增加厚度與 E 值，對轉折處結構強度增加，有效提昇遠離固定處之分析區域中/高頻率之加速度響應
系統阻尼值	車燈含夾治具為 0.1~0.08(本文取 0.08 為最佳值)

※ 可依照系統自然模態分析振型之結構響應與實際物理現象差異判斷進行補強。



圖 1 汽車頭燈

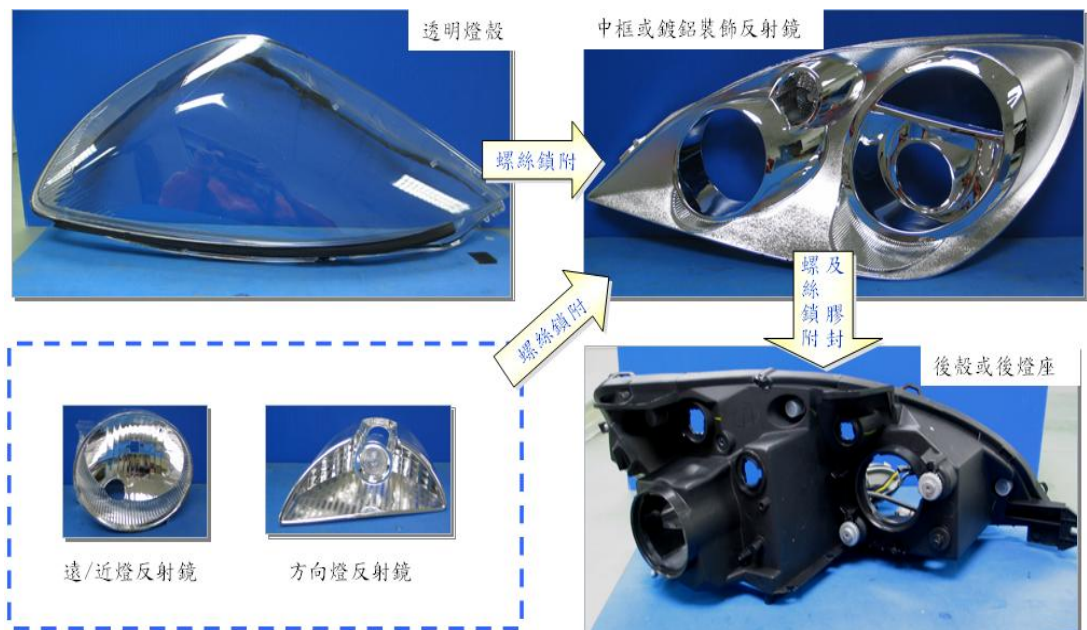


圖 2 汽車頭燈主要元件與組成

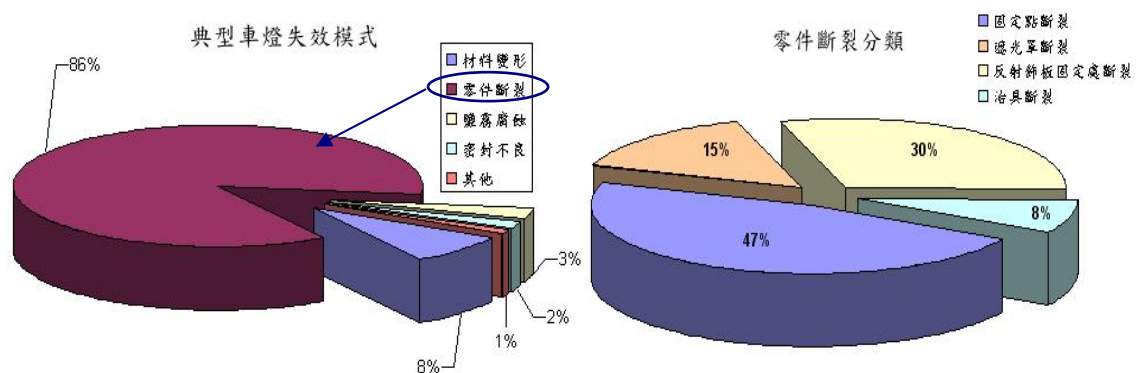


圖 3 典型車燈失效模式

資料來源：車輛中心（ARTC）2008~2009年

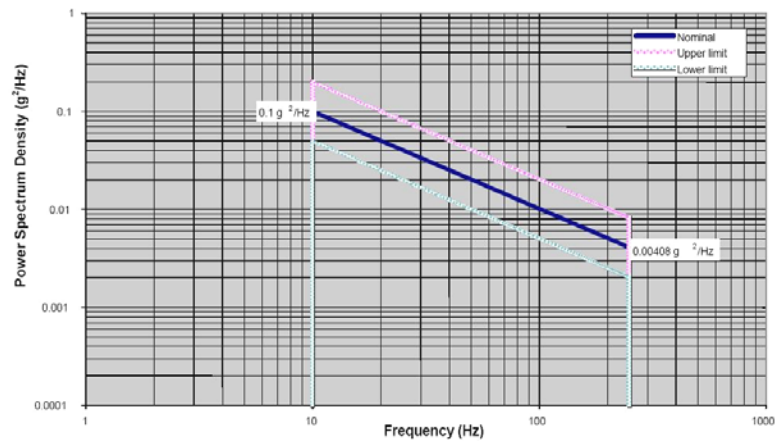


圖 4 SAE J575隨機振動頻譜

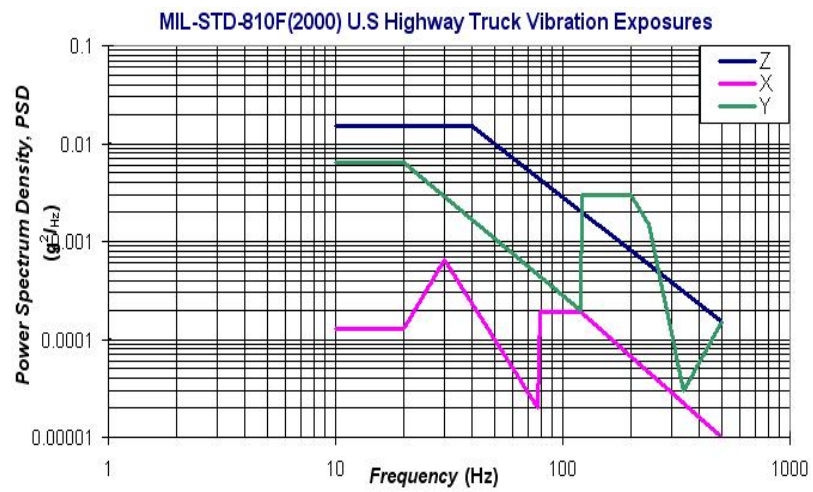


圖 5 MIL-STD 810F公路振動頻譜

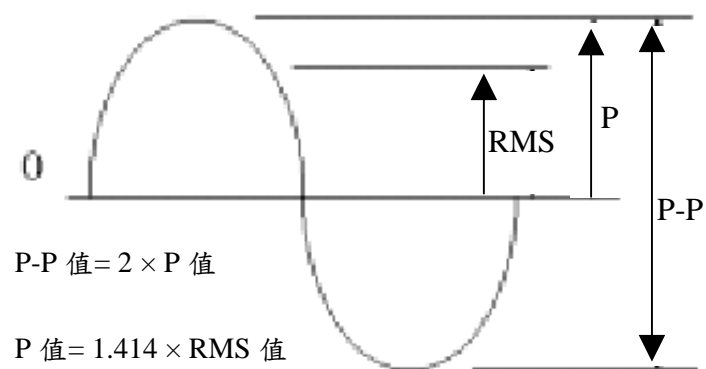


圖 6 正弦波峰值換算

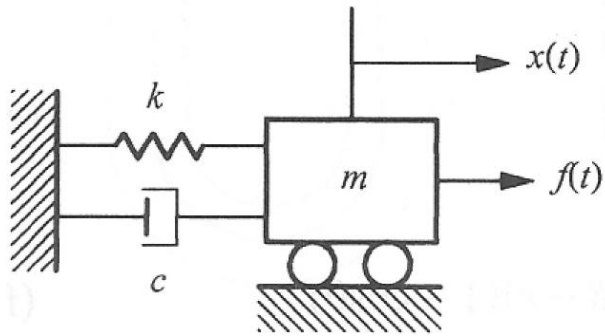


圖 7 單自由度質塊-彈簧-阻尼系統

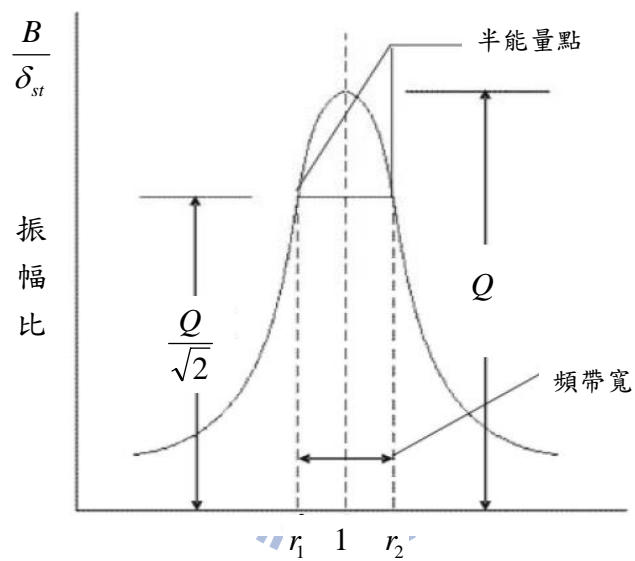


圖 8 半能量點法

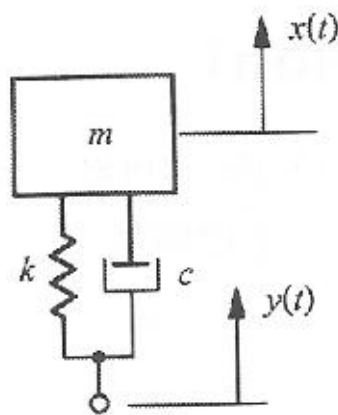


圖 9 基座激振系統圖

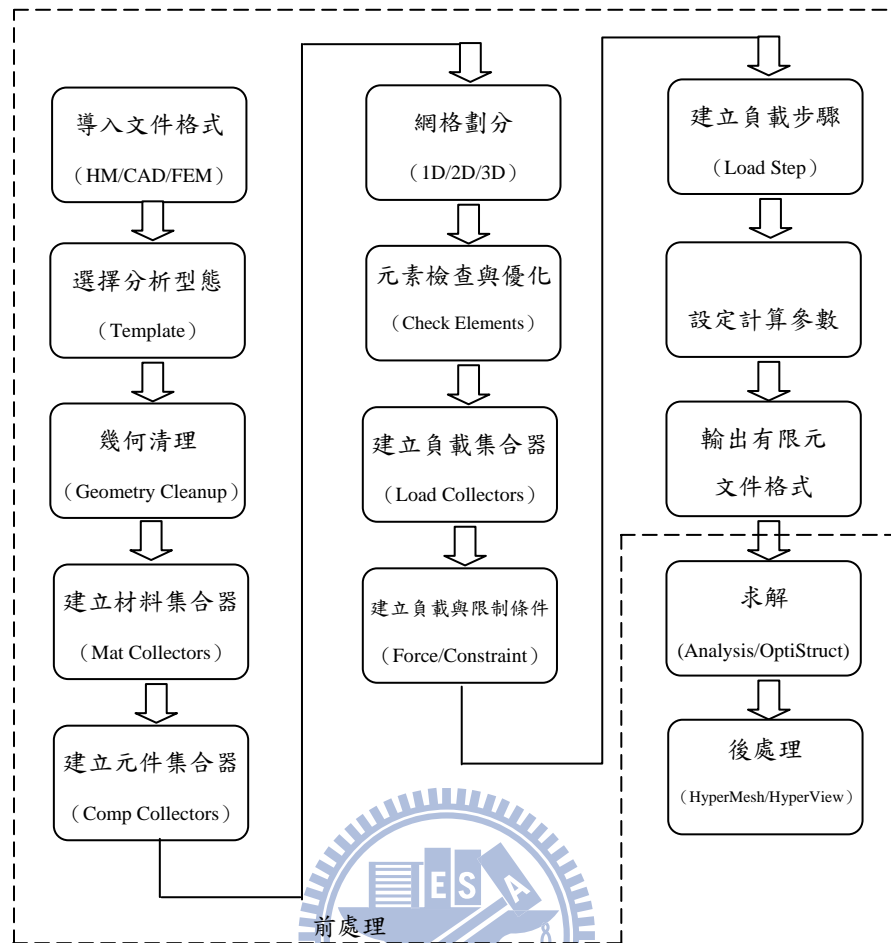


圖 10 HyperWorks有限元素分析流程

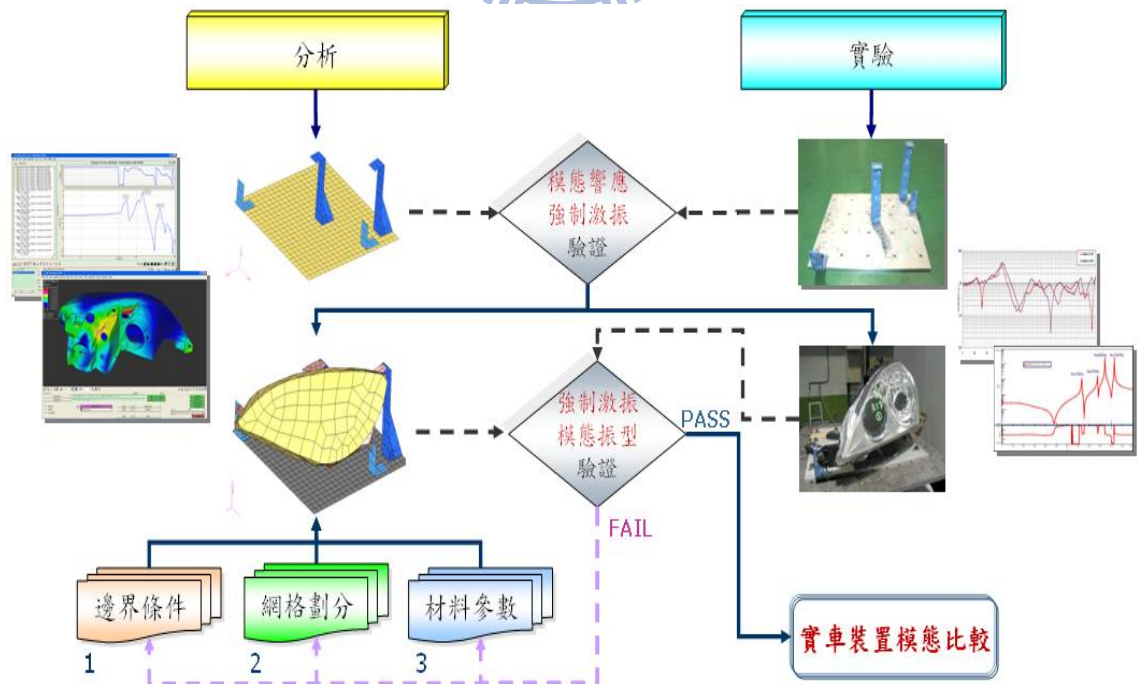


圖 11 研究流程規劃



圖 12 強制激振（共振搜尋）實驗系統圖

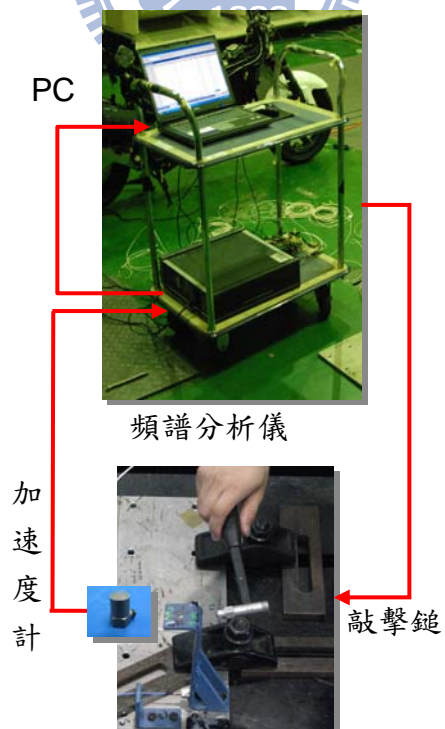


圖 13 頻譜分析系統圖

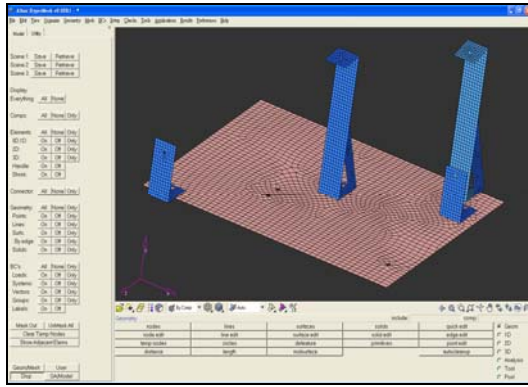


圖 14 HyperMesh介面外觀

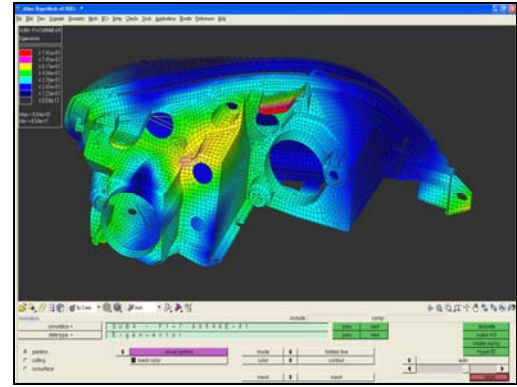


圖 15 Optistruct介面外觀

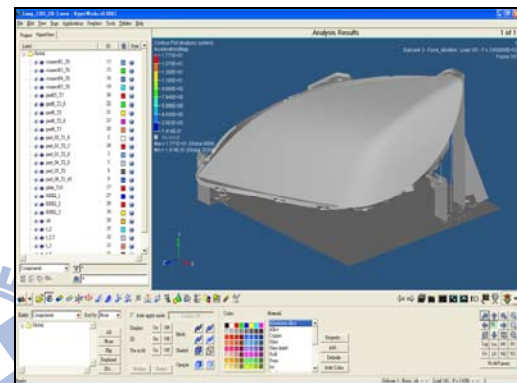
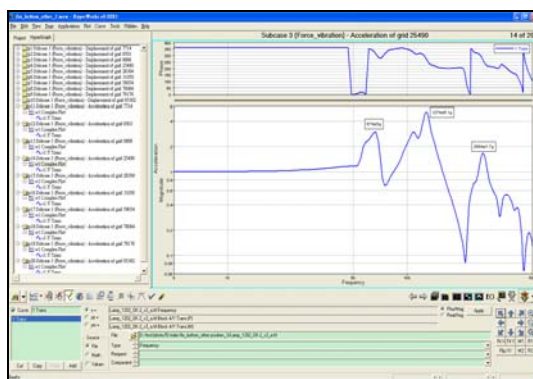


圖 16 HyperView介面外觀 (a) 圖 17 HyperView介面外觀 (b)

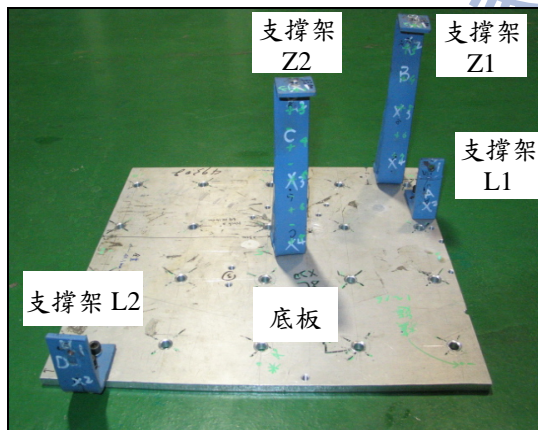


圖 18 車燈振動用夾治具設計



圖 19 支撐架與底板鎖附方式

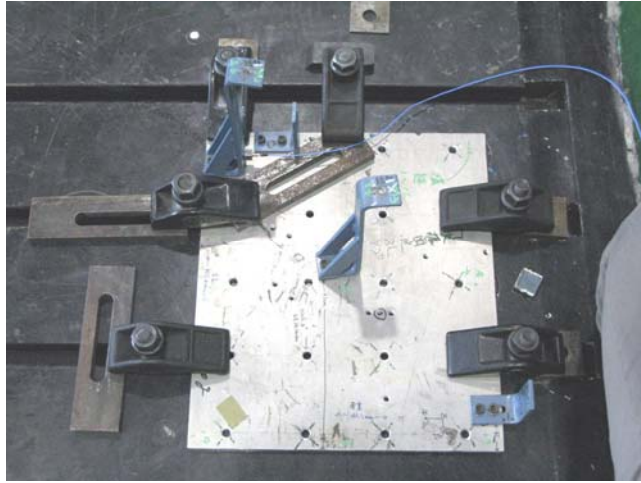


圖 20 夾治具模態量測固定情形

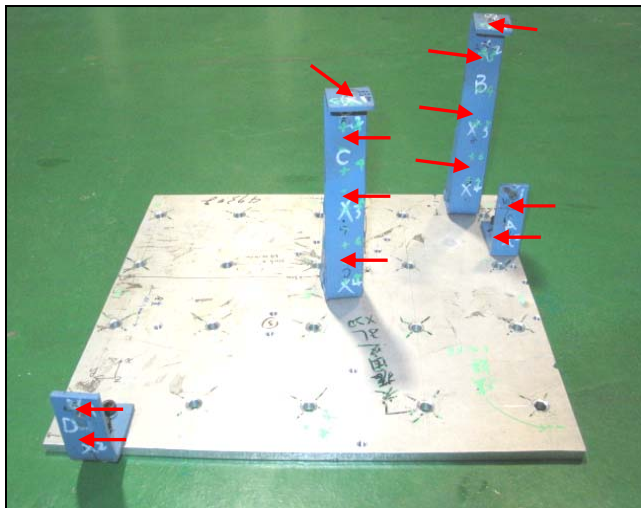


圖 21 夾治具模態量測點

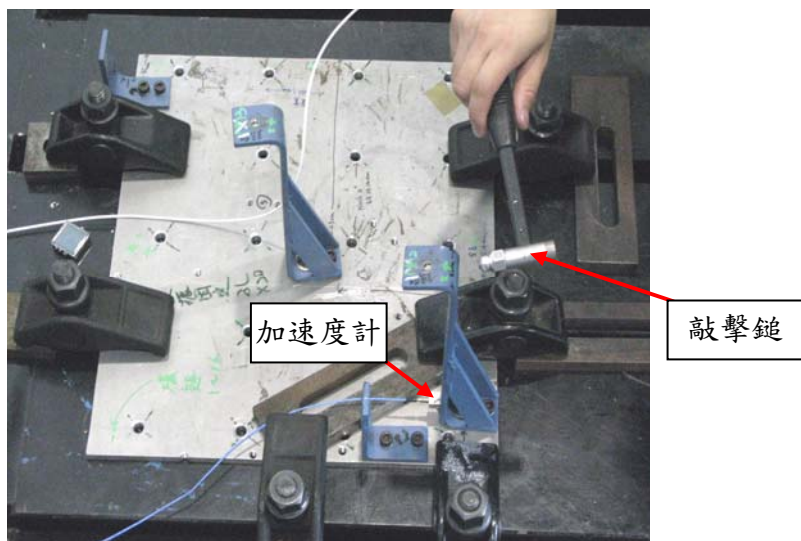
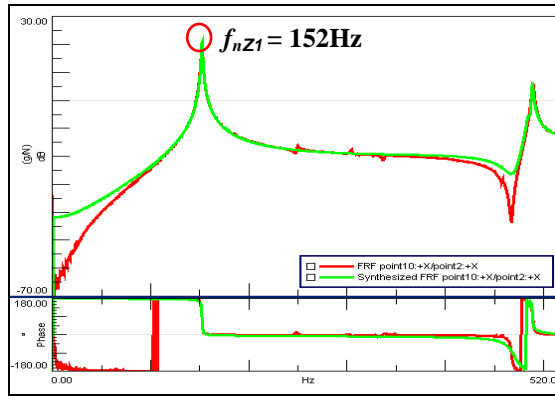
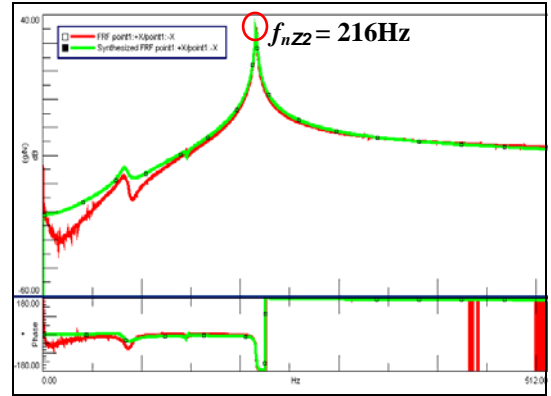


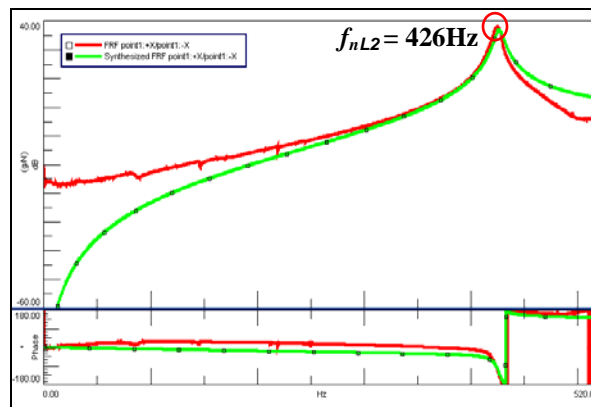
圖 22 治具模態量測情形



Z1 支撐架模態頻率響應

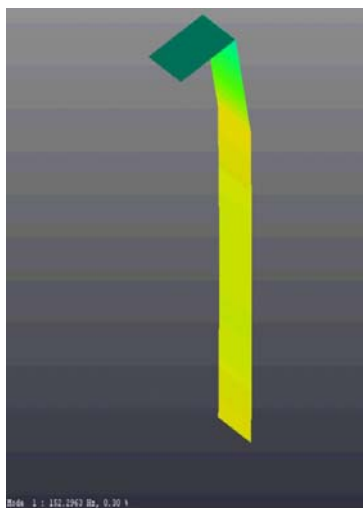


Z2 支撐架模態頻率響應

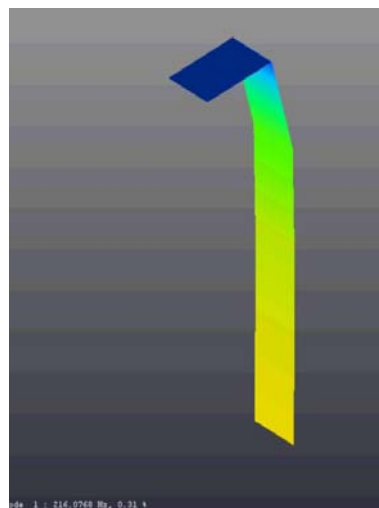


L2 支撐架模態頻率響應

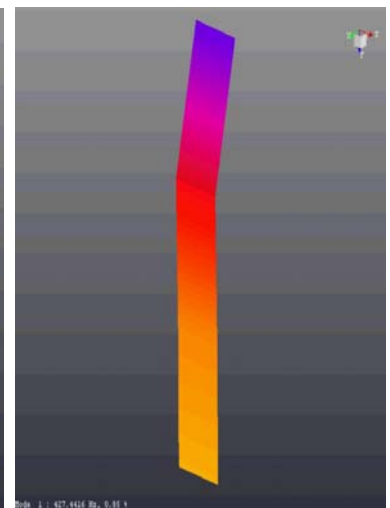
圖 23 治具支撐架模態頻率響應



Z1 支撐架



Z2 支撐架



L2 支撐架

圖 24 治具支撐架模態振型

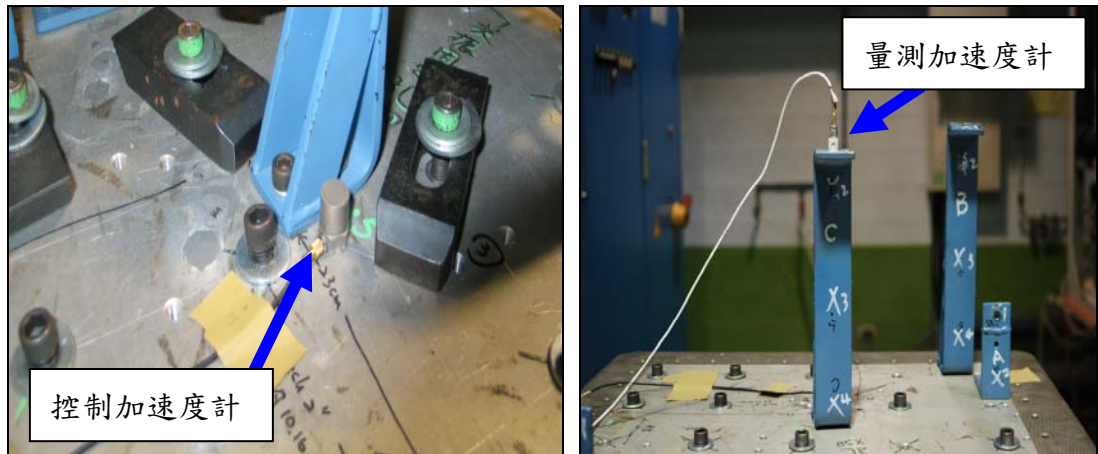


圖 25 車燈夾治具強制振動加速度計安裝

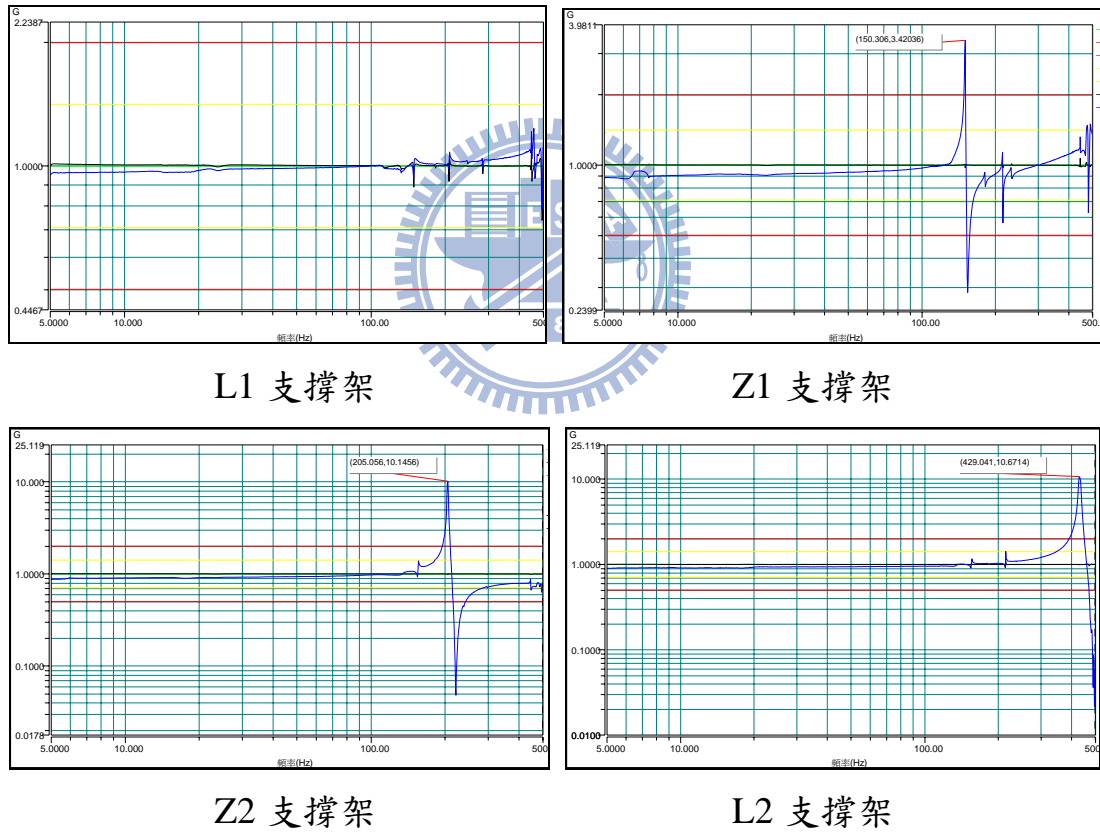


圖 26 治具支撐架共振搜尋頻譜圖



HL



HC2



HC1



HRT2



HCT



HRF

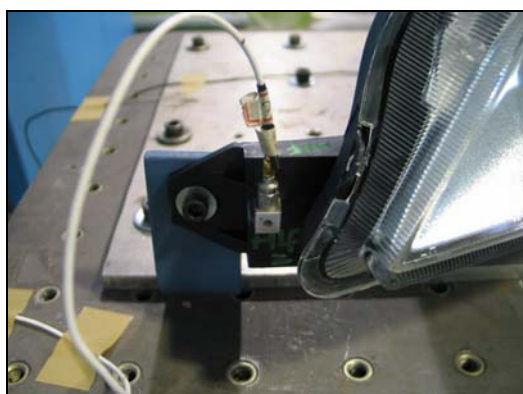
圖 27 車燈共振搜尋試驗量測加速度計安裝情形 (a)



HC3



HRT1



HLF



HCF

圖 28 車燈共振搜尋試驗量測加速度計安裝情形 (b)

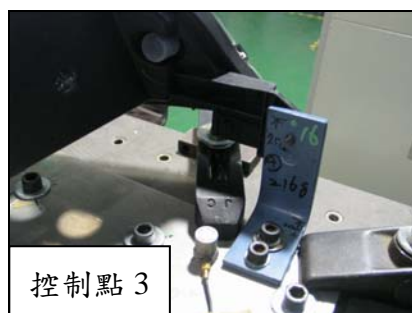
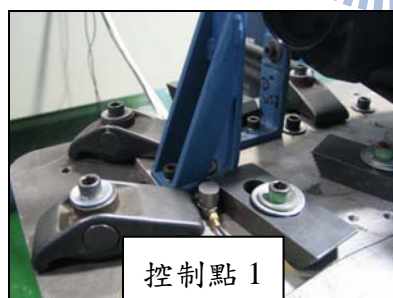


圖 29 車燈共振搜尋試驗控制加速度計安裝情形

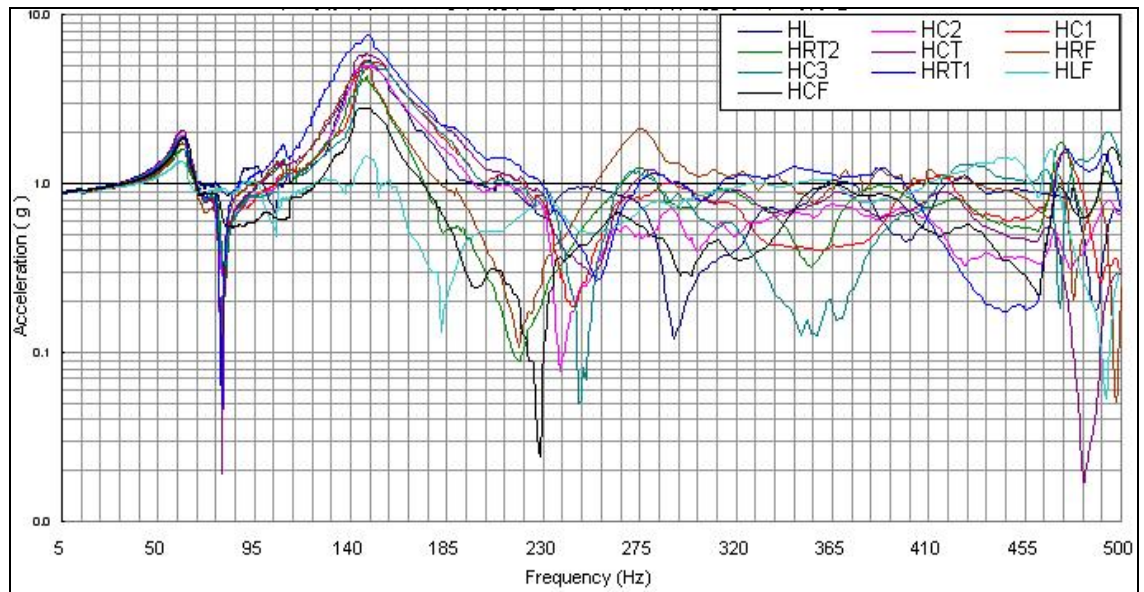


圖 30 車燈 10 處共振搜尋實驗頻譜

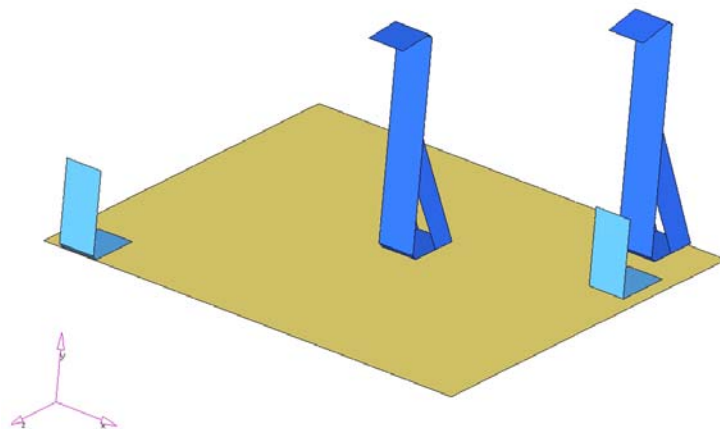


圖 31 車燈用夾治具 3D 圖

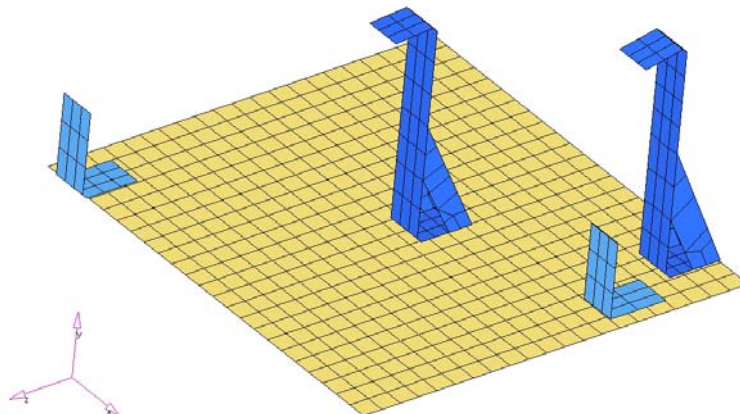


圖 32 車燈用夾治具粗網格劃分

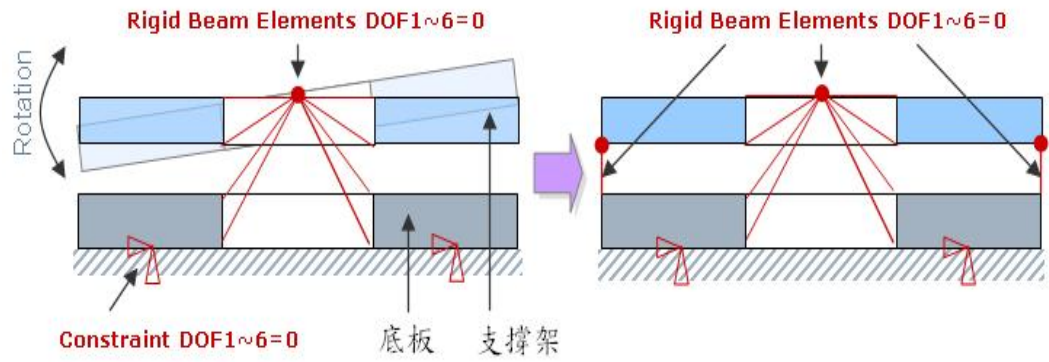


圖 33 車燈用夾治具元件間接觸邊界設定示意

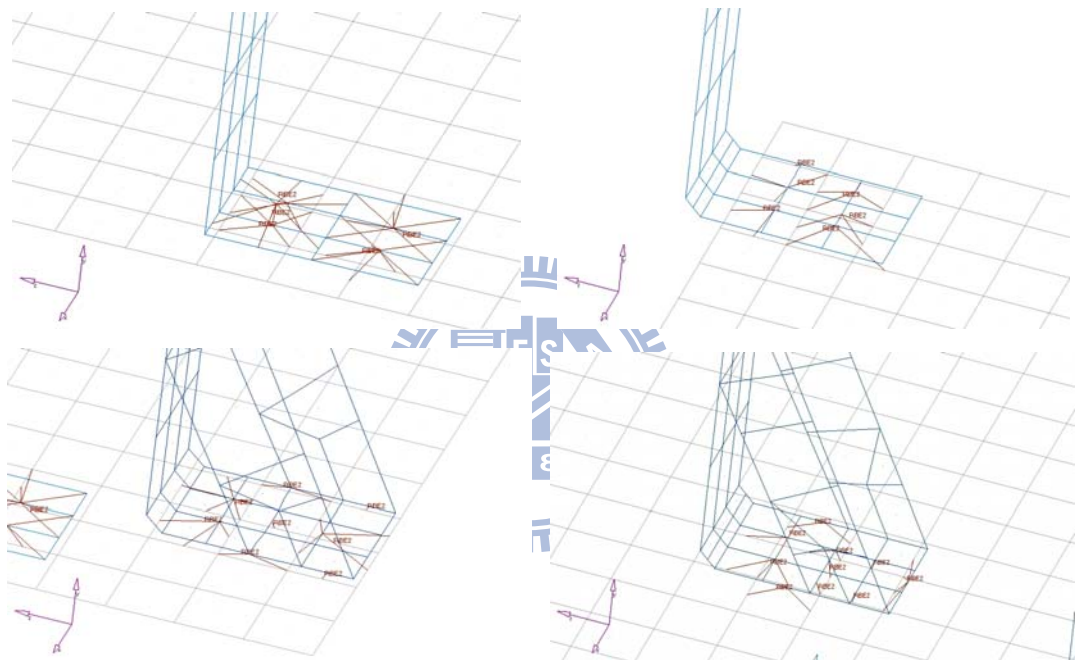


圖 34 夾治具底板接觸邊界條件設定

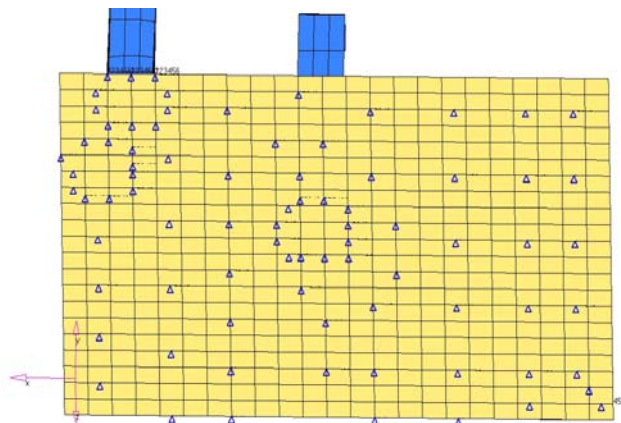
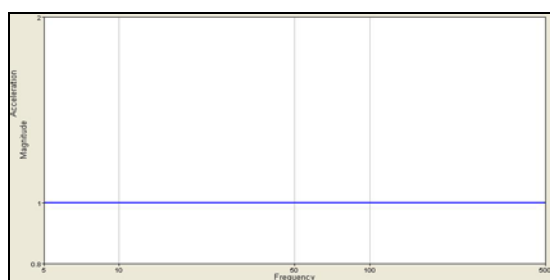
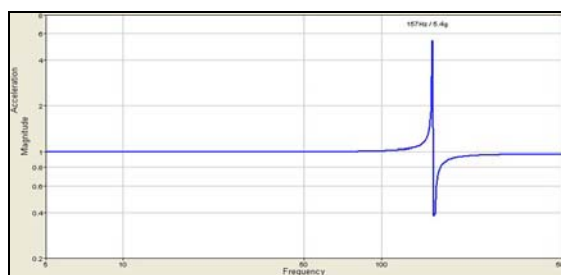


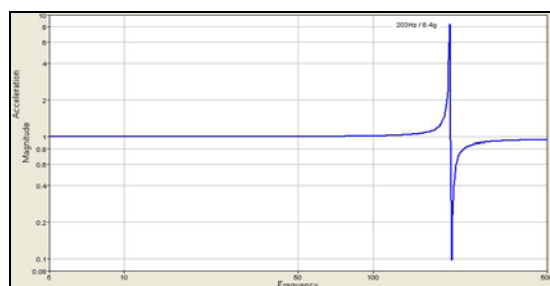
圖 35 夾治具底板強制激振固定邊界限制條件節點



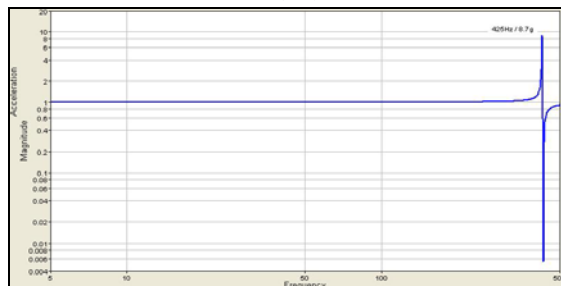
支撐架L1



支撐架Z1

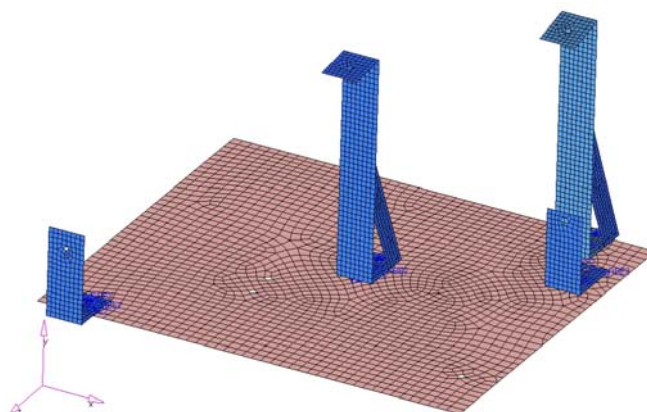


支撐架Z2

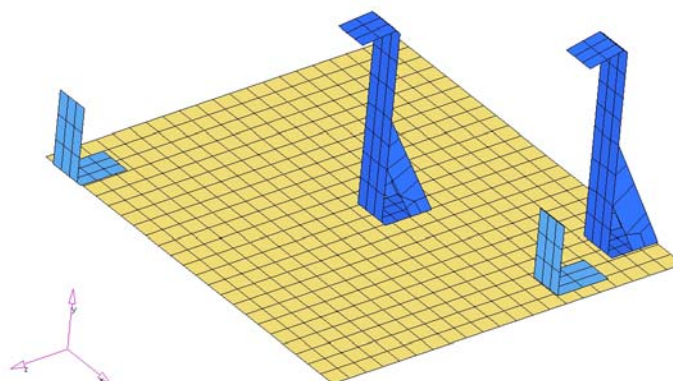


支撐架L2

圖 36 夾治具支撐架強制激振分析結果



網格細化



網格粗化

圖 37 夾治具網格劃分外觀差異

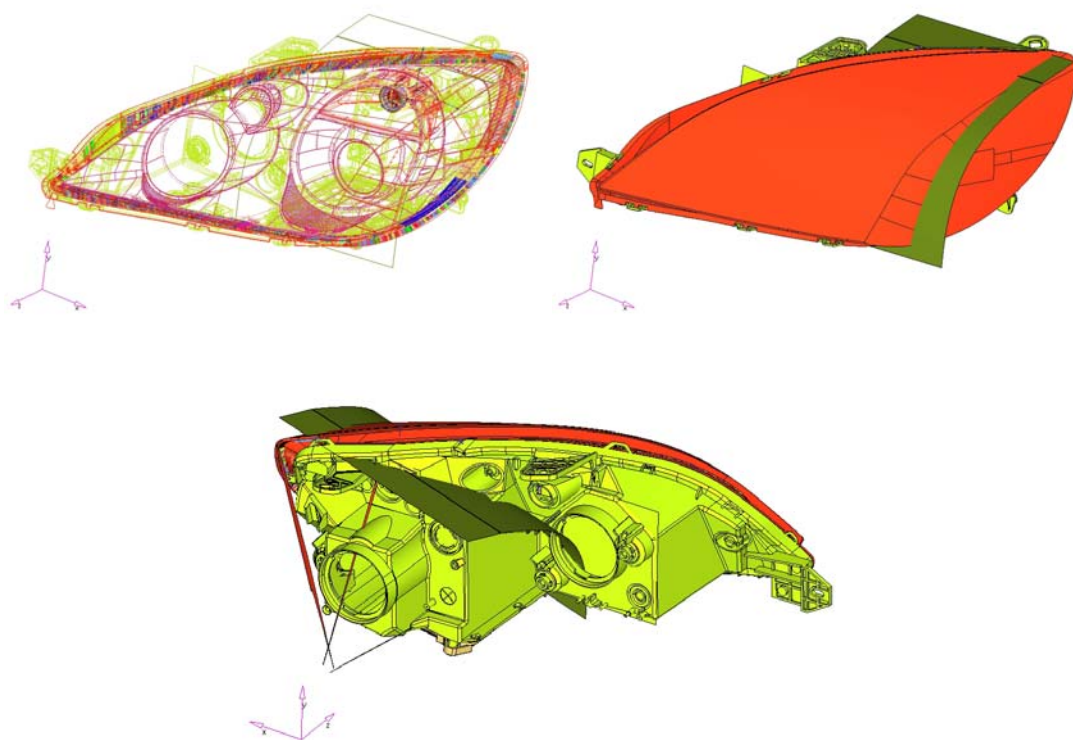
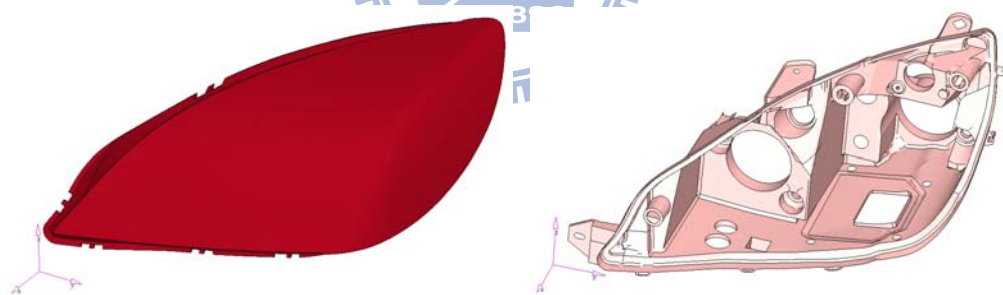
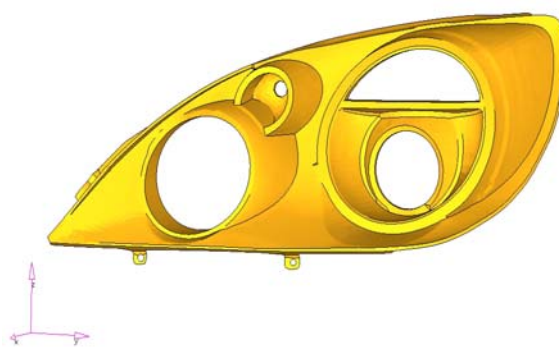


圖 38 車燈原始加工曲面圖



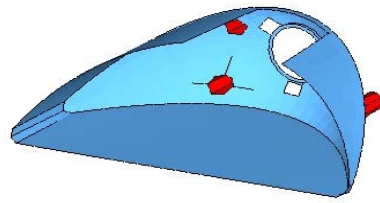
透明燈殼

後燈座

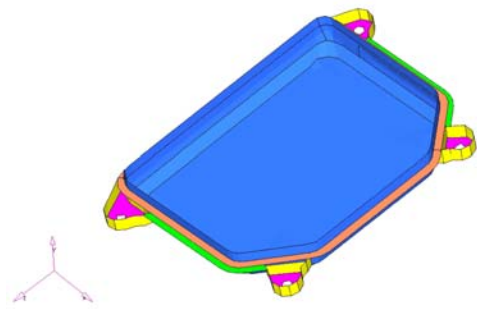


鍍鋁裝飾反射鏡

圖 39 車燈實體模型圖 (1)

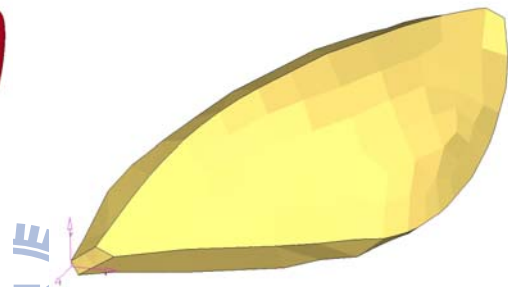
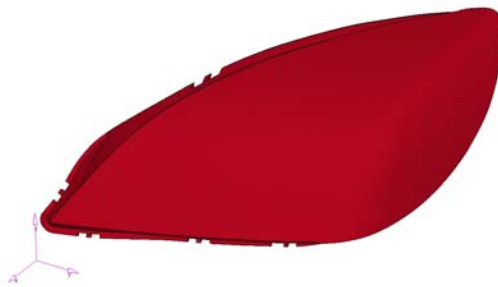


方向燈反射鏡

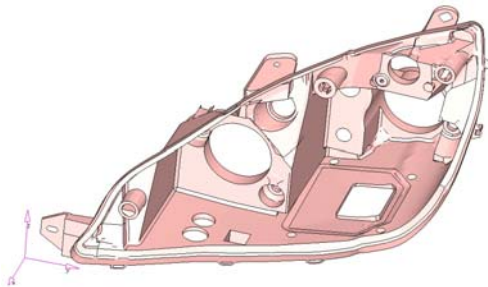


後燈座底蓋

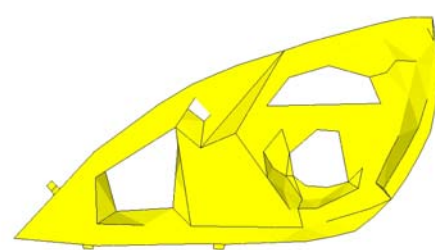
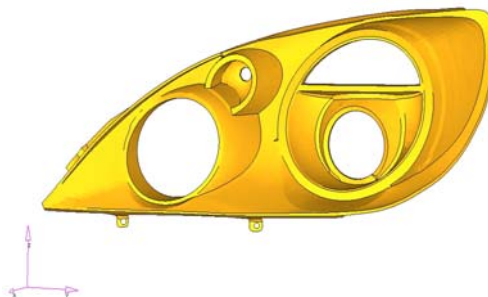
圖 40 車燈實體模型圖 (2)



透明燈殼簡化前 (左) / 後 (右)

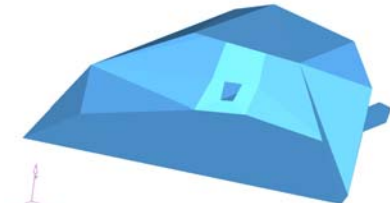
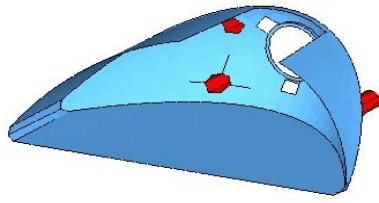


後燈座簡化前 (左) / 後 (右)

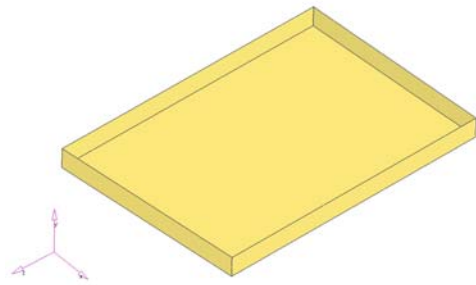
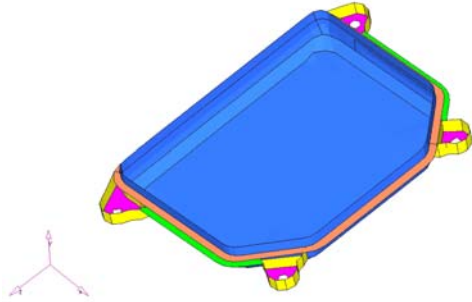


鍍鋁裝飾反射鏡簡化前 (左) / 後 (右)

圖 41 車燈元件簡化模型 (1)

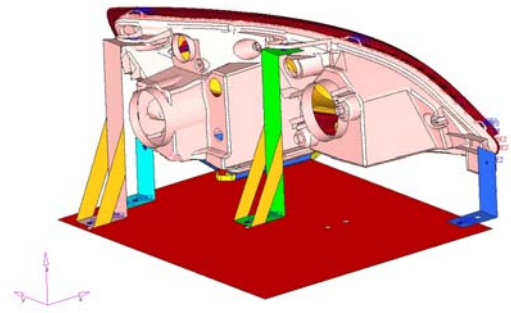
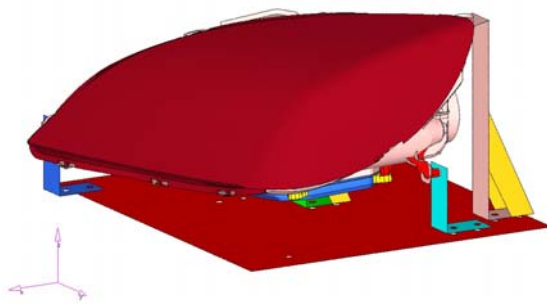


方向燈反射鏡簡化前（左）/後（右）

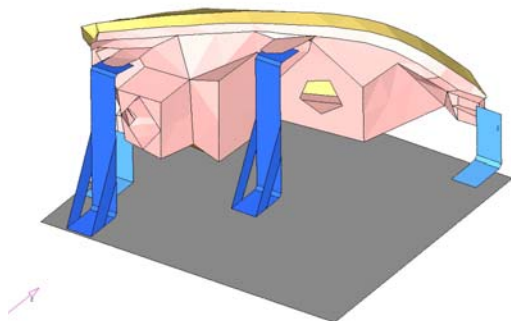
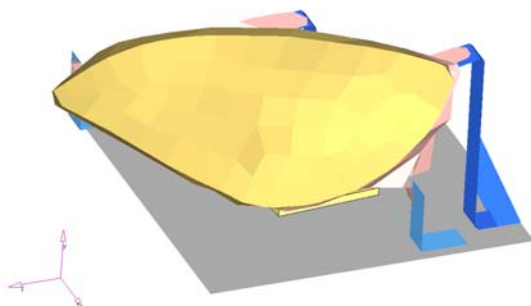


後燈座底蓋簡化前（左）/後（右）

圖 42 車燈元件簡化模型（2）

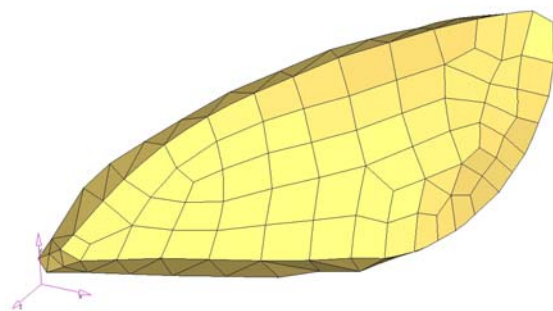


簡化前

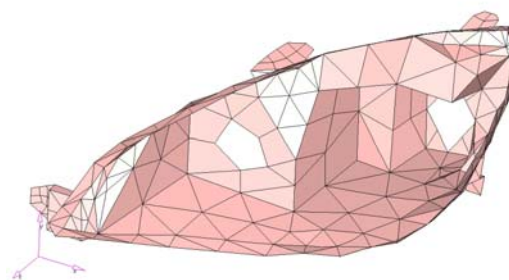


簡化後

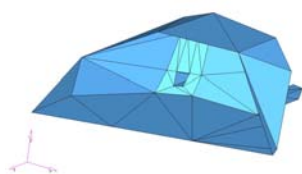
圖 43 車燈簡化模型組合



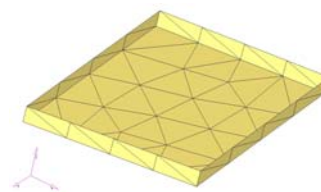
元素尺寸 10~55mm



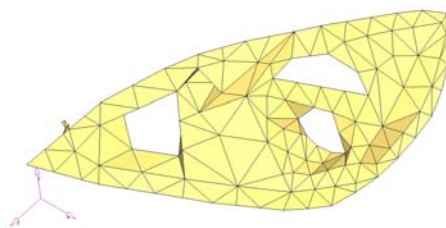
元素尺寸 20~90mm



元素尺寸 5~65mm



元素尺寸 10~40mm



元素尺寸 15~70mm

圖 44 車燈元件網格建構

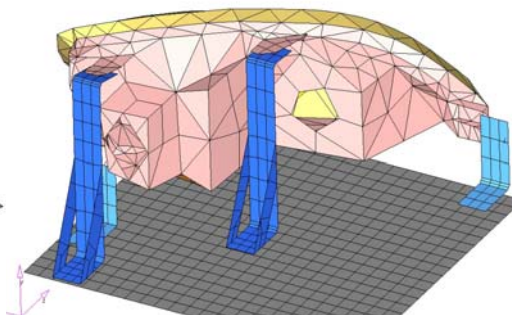
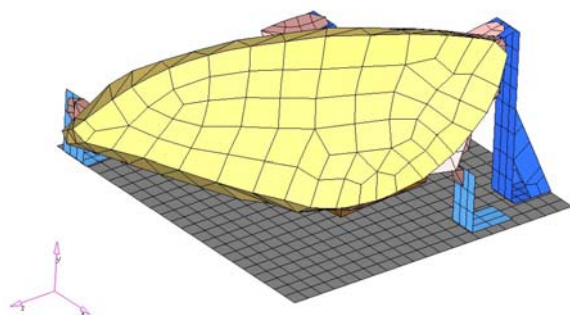


圖 45 整體車燈網格建構組合

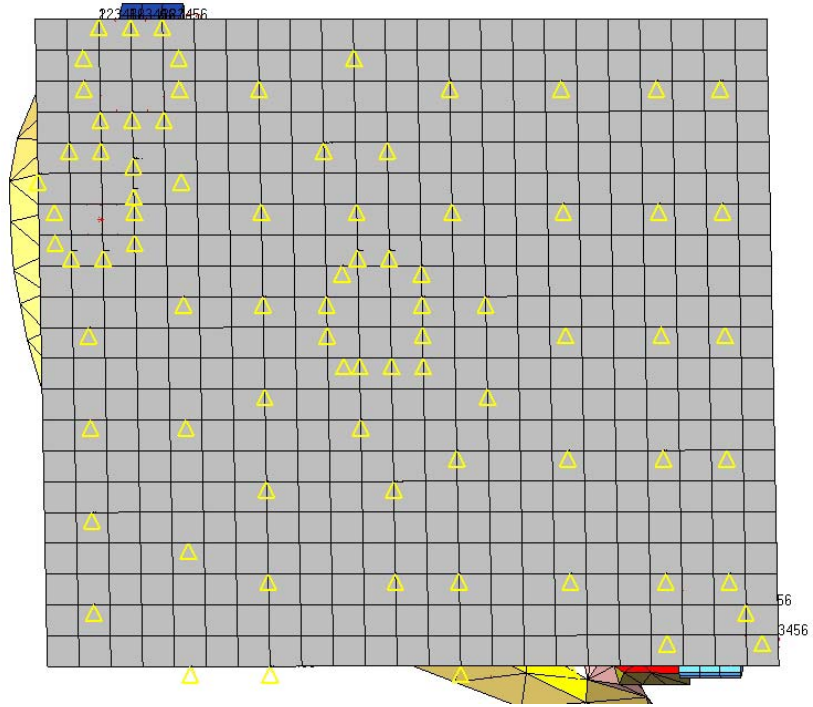


圖 46 基座強制激振接觸邊界限制條件設定處



● 車燈強制激振分析點

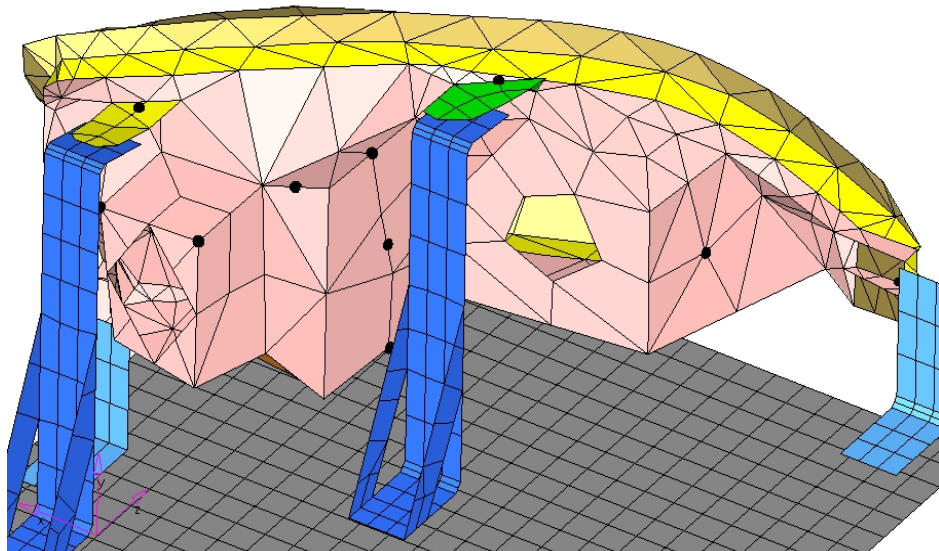


圖 47 車燈強制激振頻率響應分析處

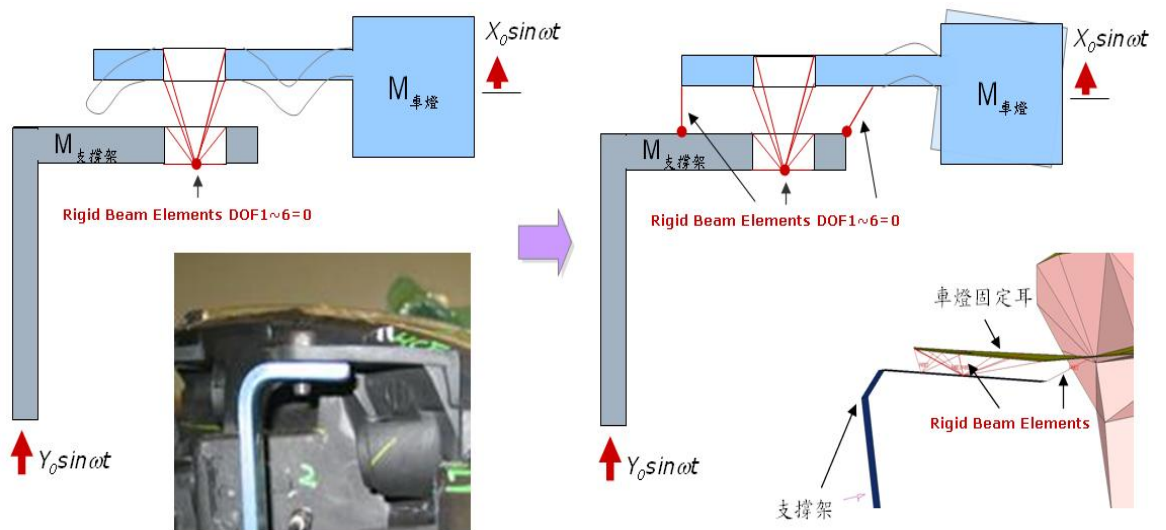


圖 48 車燈與夾治具間接觸邊界設定示意

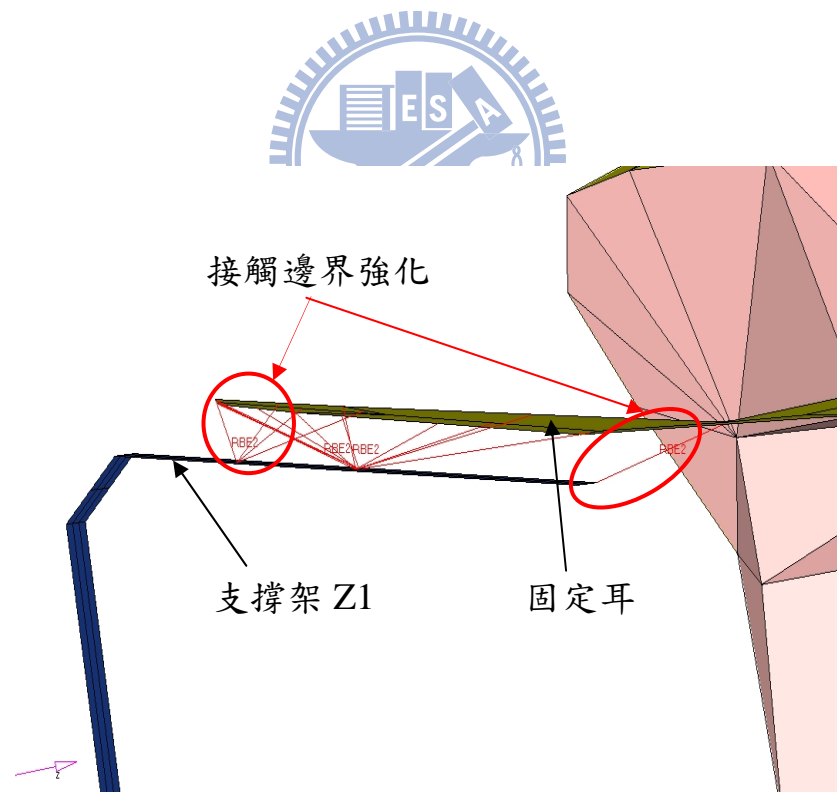


圖 49 支撐架Z1與車燈接觸邊界連接設定

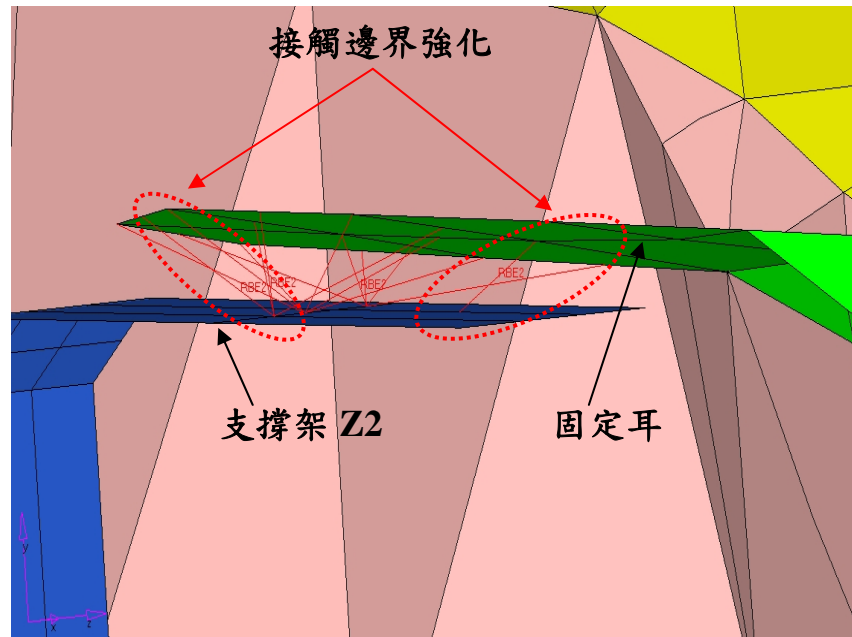


圖 50 支撐架Z2與車燈接觸邊界連接設定

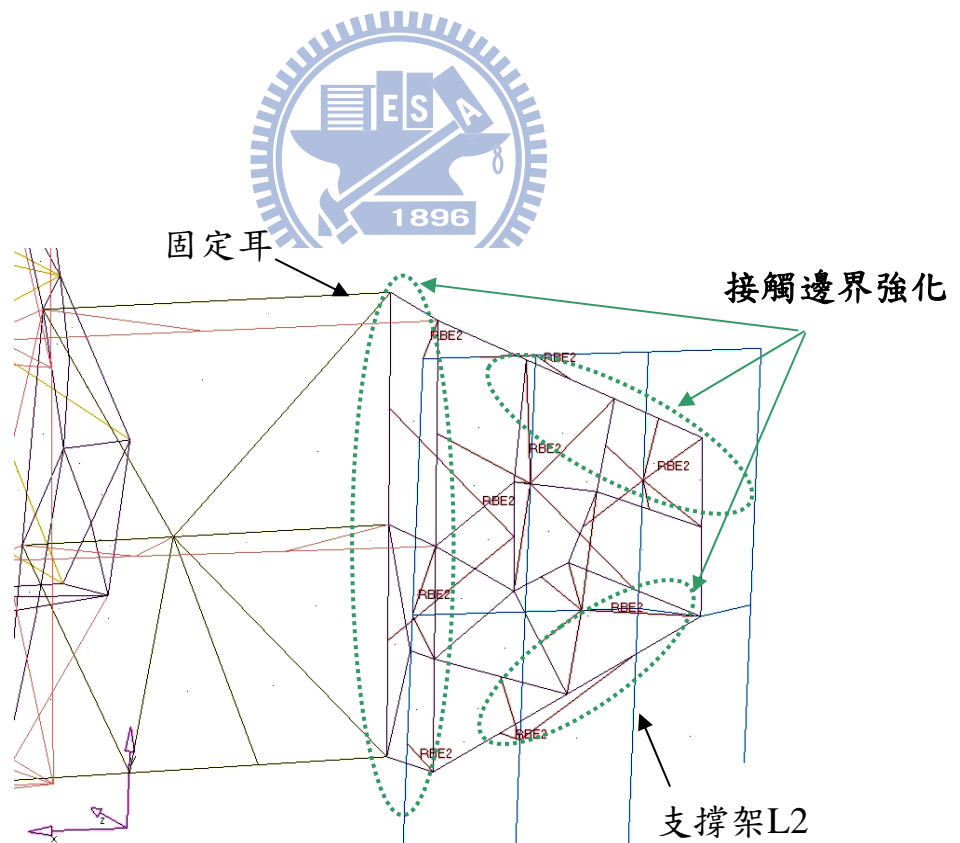


圖 51 支撐架L2與車燈接觸邊界連接設定

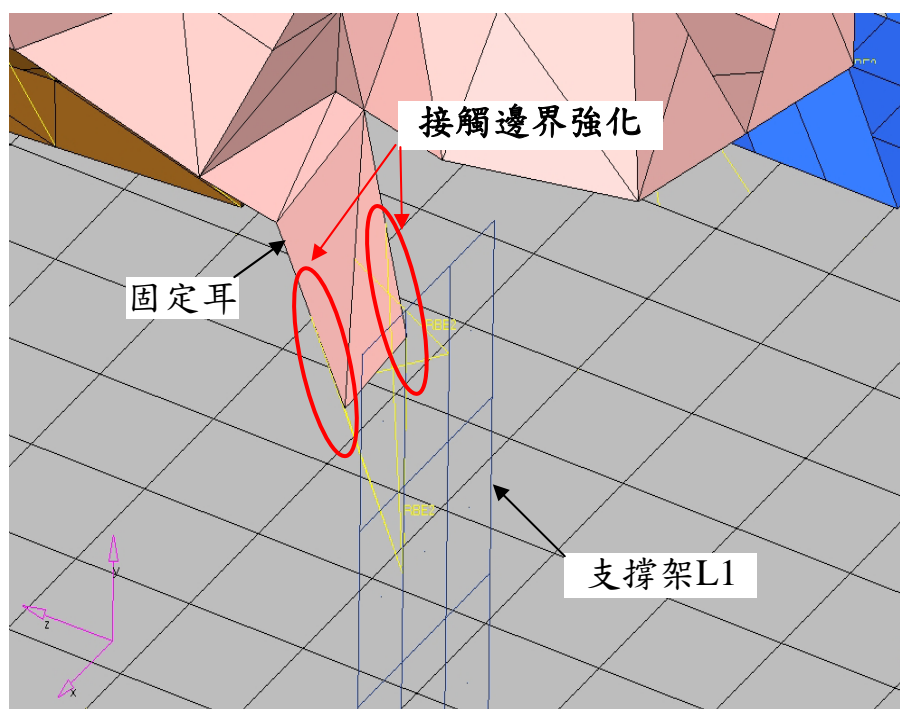


圖 52 支撐架L1與車燈接觸邊界連接設定

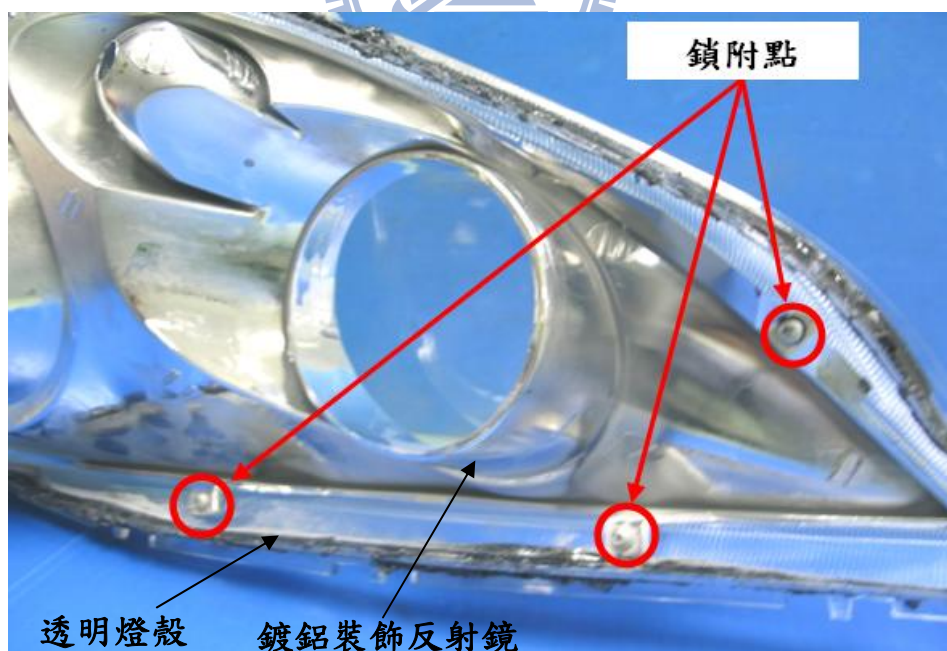


圖 53 燈殼與鍍鋁裝飾反射鏡螺絲鎖附點

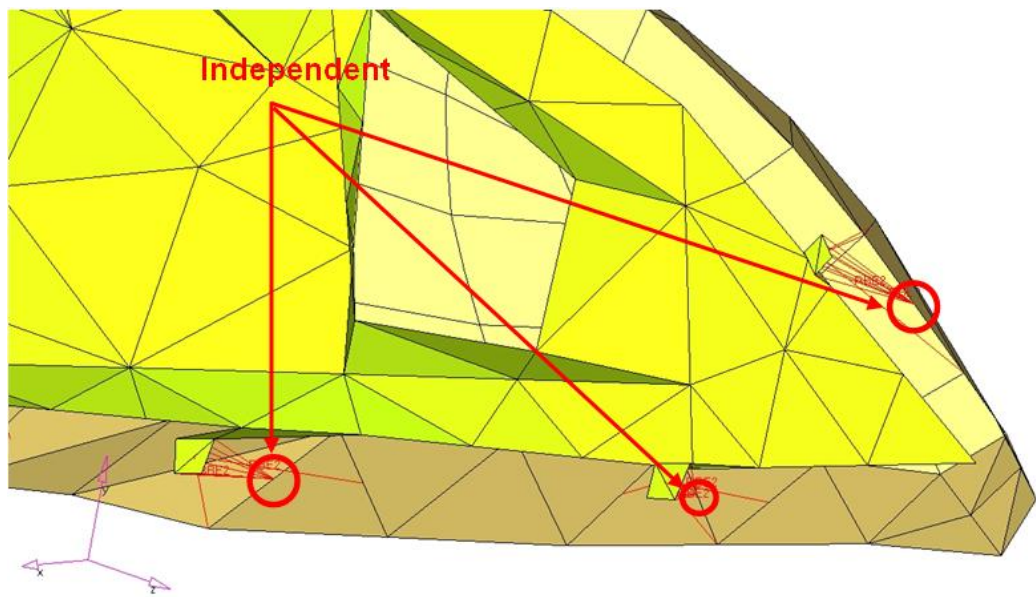


圖 54 燈殼與鍍鋁裝飾反射鏡鎖附接觸邊界連接設定



圖 55 燈殼與鍍鋁裝飾反射鏡緊密接觸處

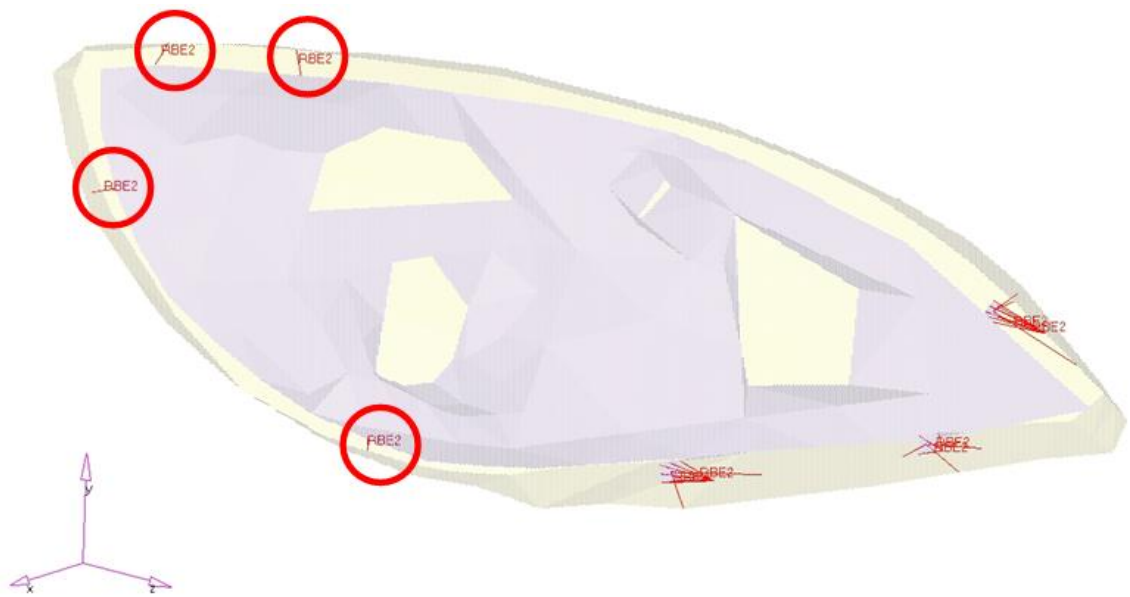


圖 56 燈殼與鍍鋁裝飾反射鏡緊密接觸邊界設定



圖 57 燈殼與後燈座間膠合接著處

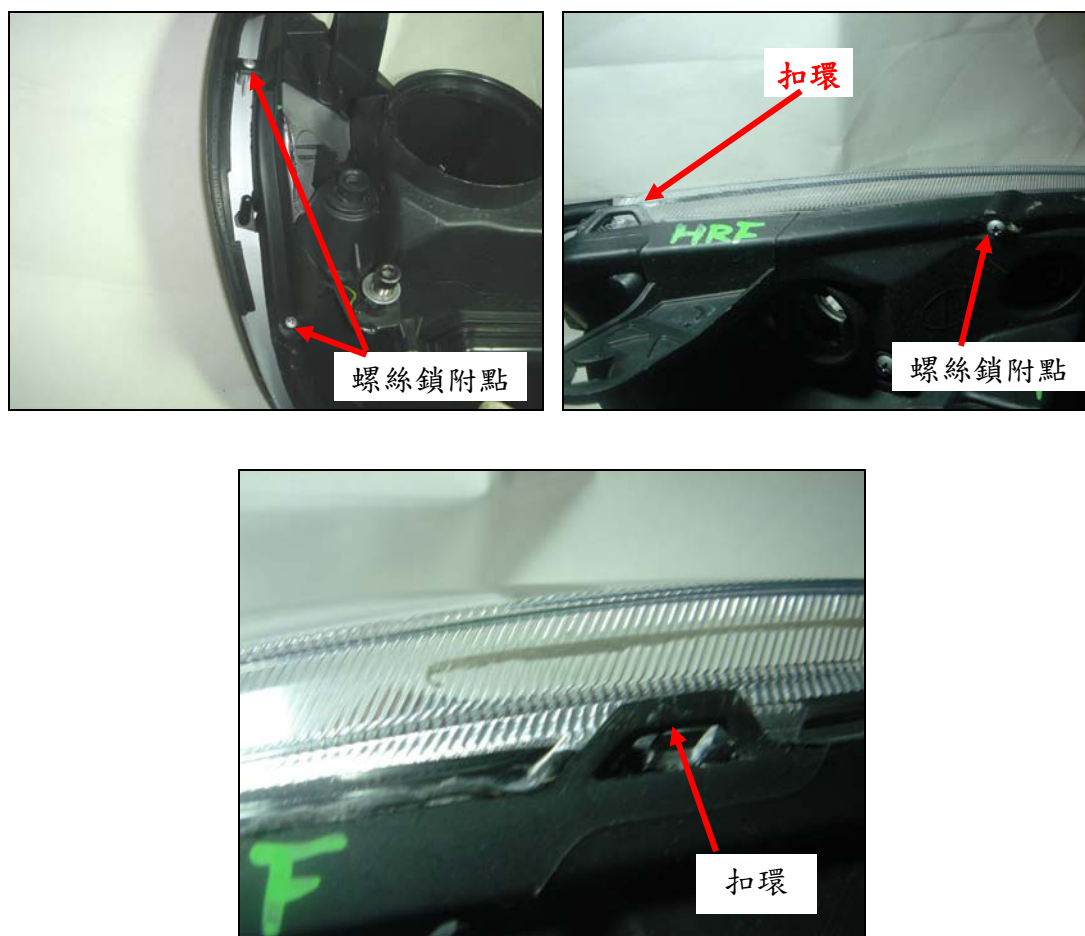


圖 58 燈殼與後燈座間鎖附處

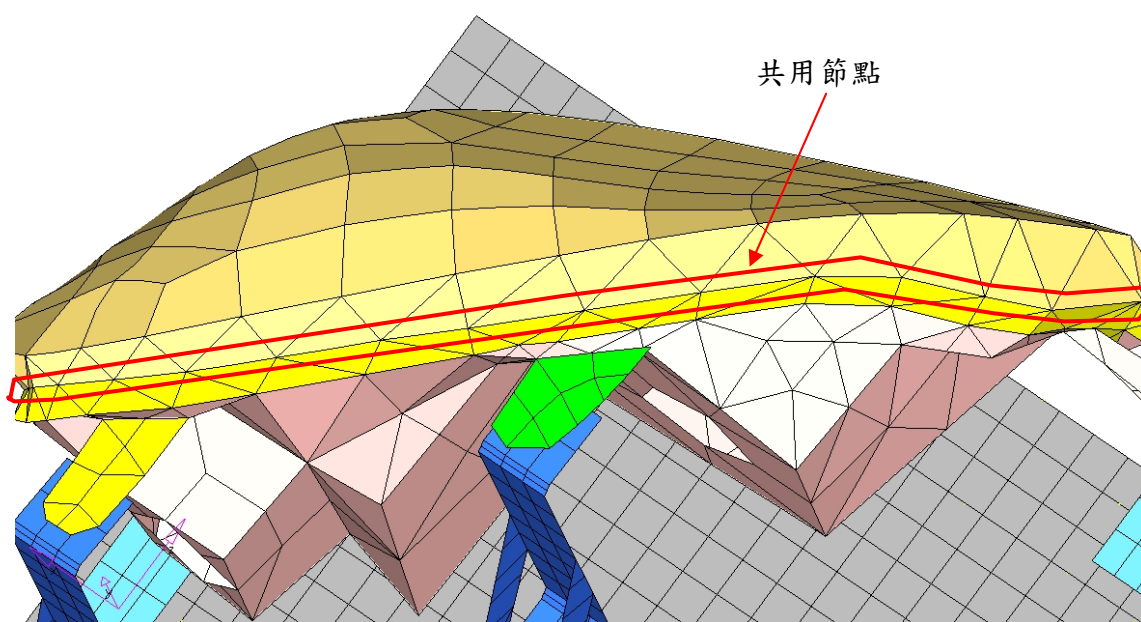


圖 59 燈殼與後燈座間膠著接合設定



圖 60 後燈座與底蓋實物螺絲鎖附方式

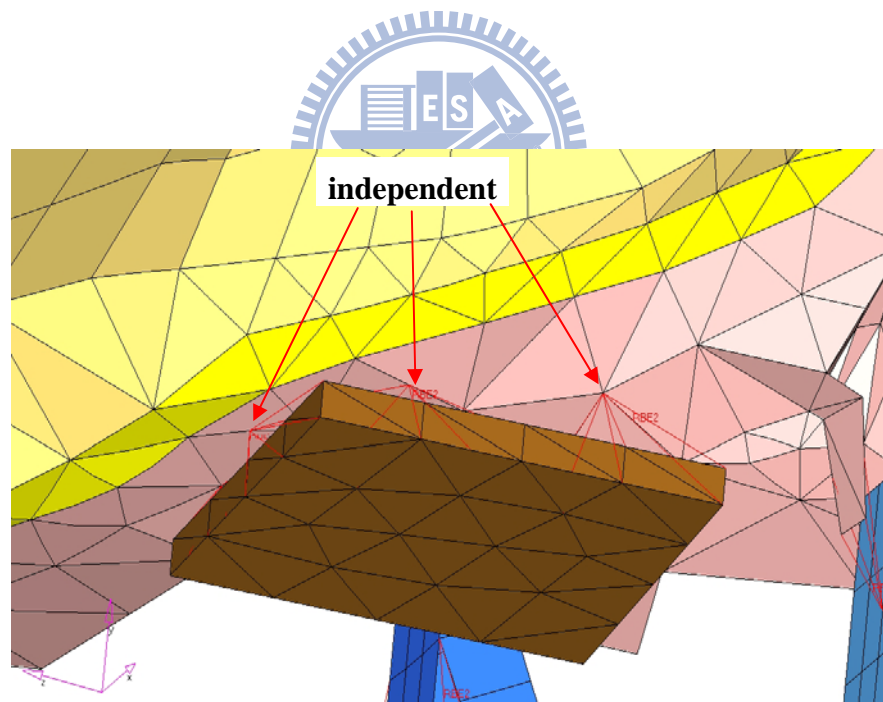


圖 61 後燈座與底蓋鎖附處設定



圖 62 方向燈反射鏡與後燈座螺絲鎖附方式

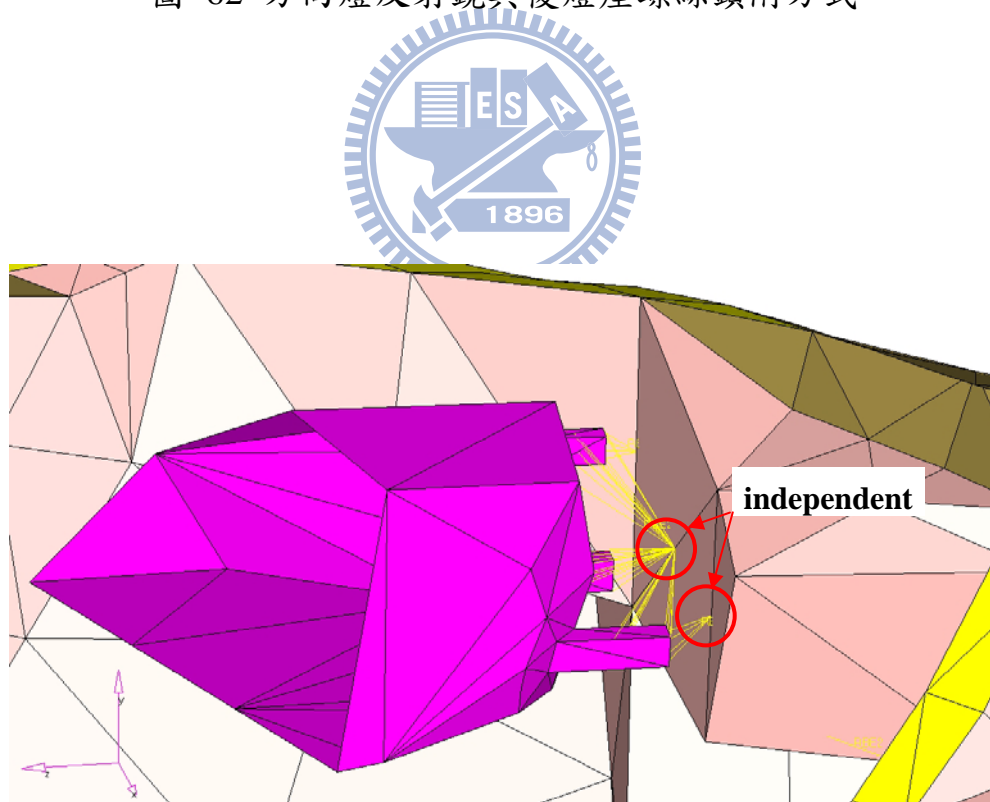


圖 63 方向燈反射鏡與後燈座鎖附處設定

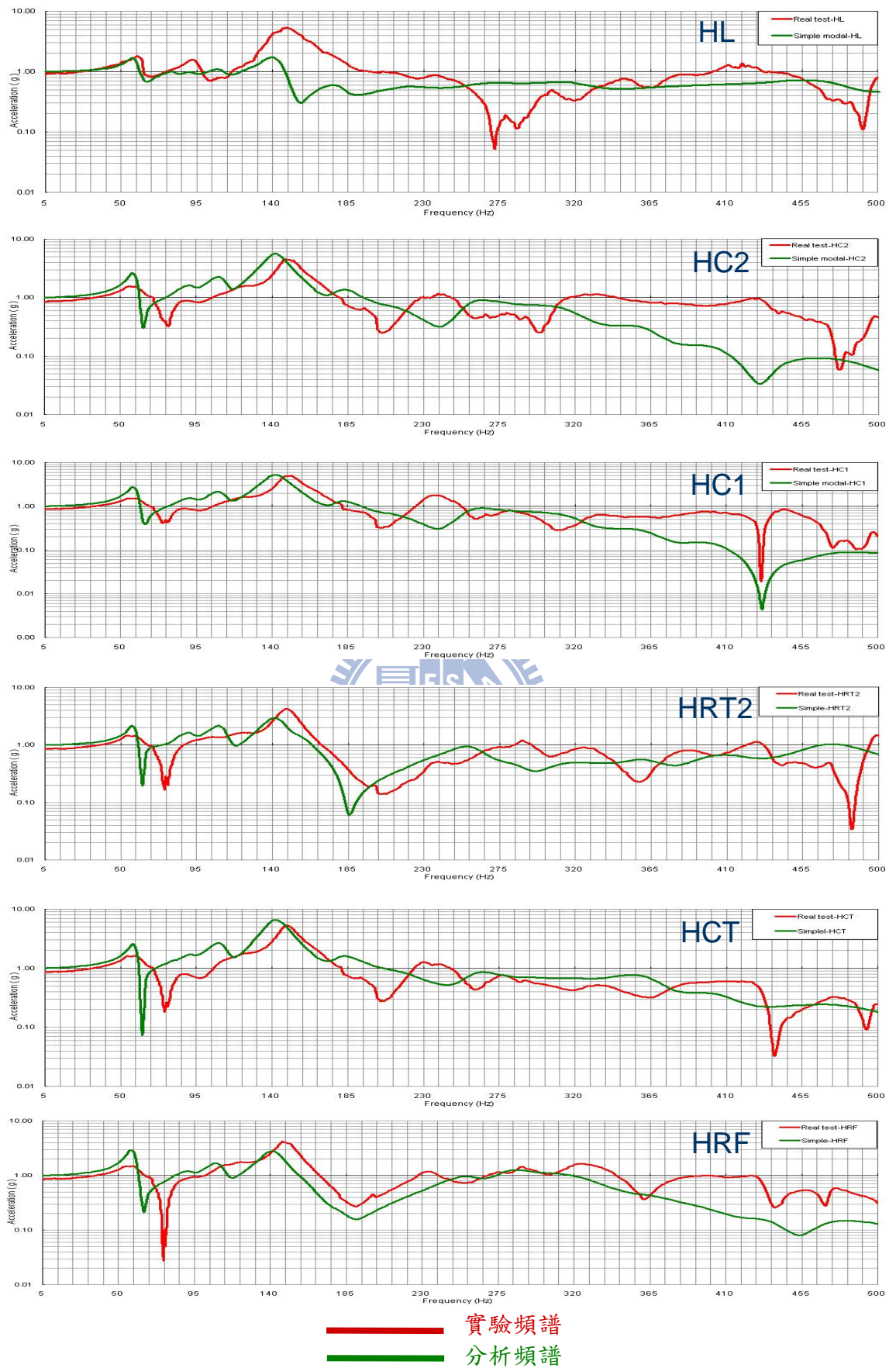


圖 64 簡化模型強化接觸邊界之頻譜分析結果 (1)

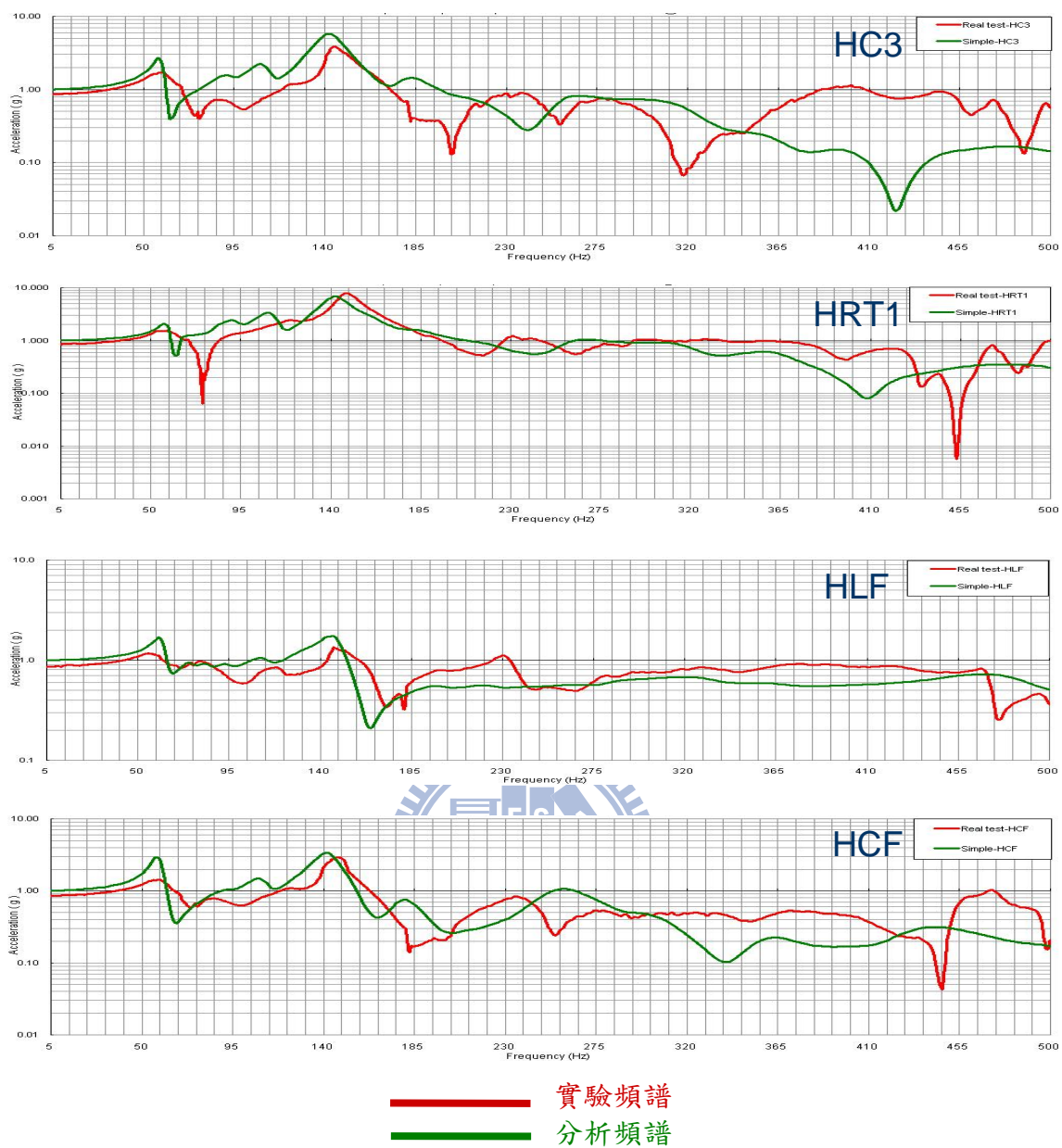


圖 65 簡化模型強化接觸邊界之頻譜分析結果 (2)

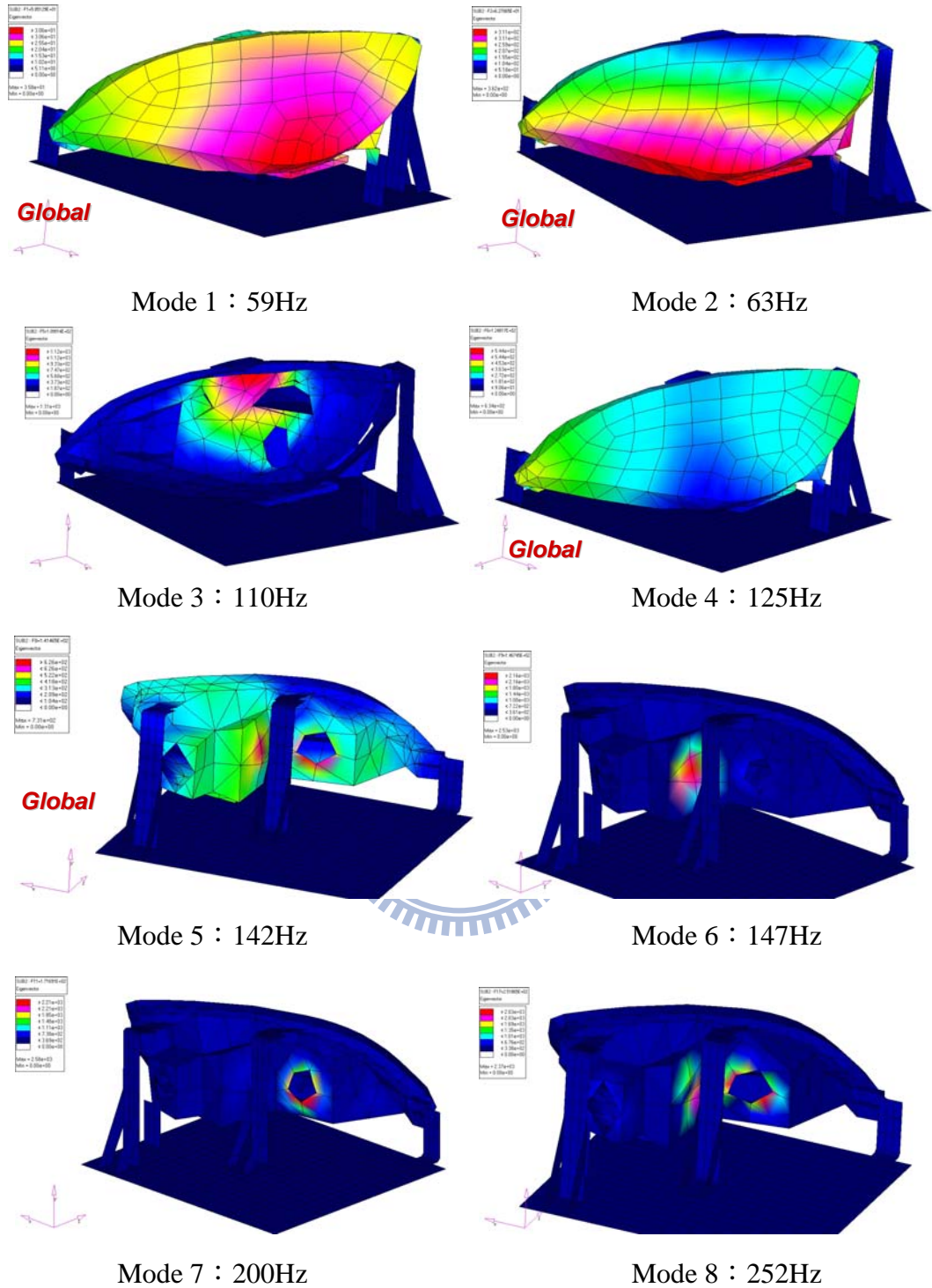


圖 66 5~260Hz簡化模型強化接觸邊界自然模態

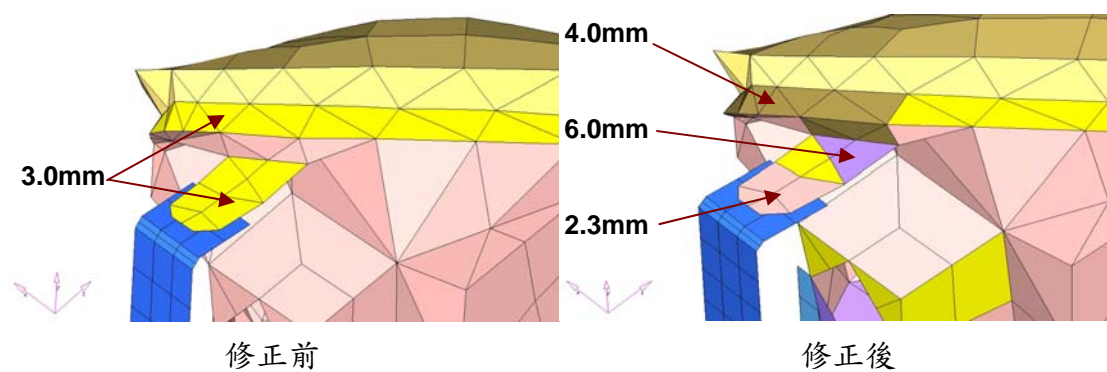


圖 67 車燈 FEA 模型右邊固定耳 HRF 修飾

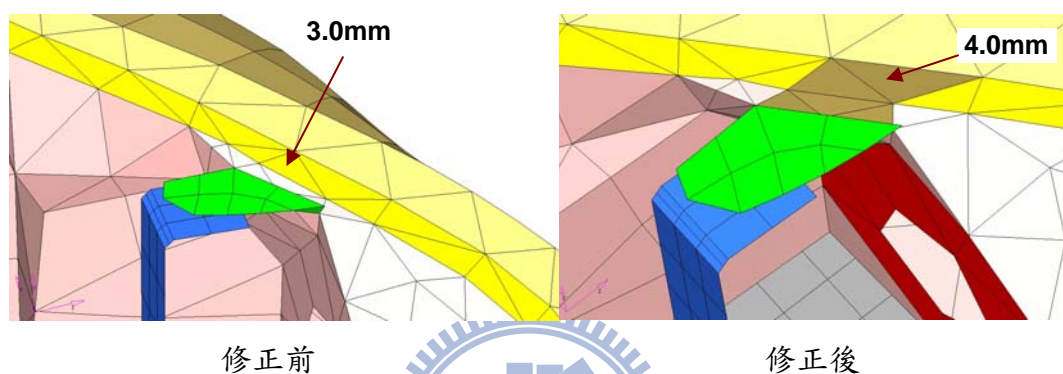


圖 68 車燈 FEA 模型中央固定耳 HCF 修飾

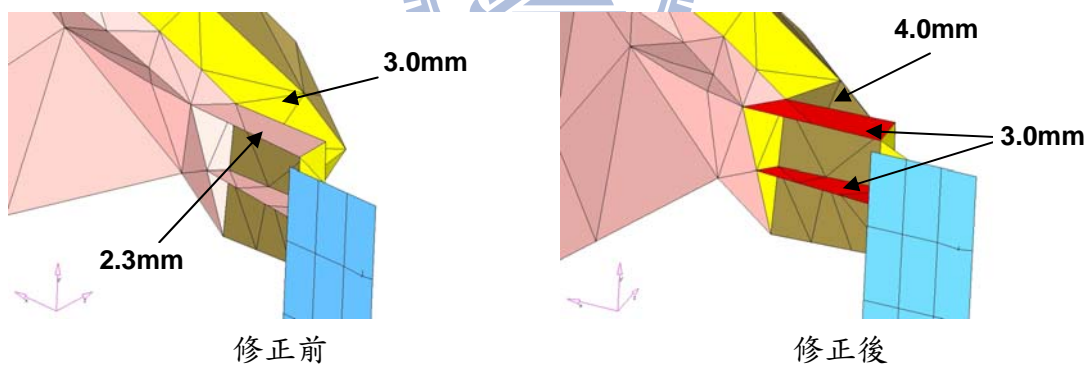


圖 69 車燈 FEA 模型左邊固定耳 HLF 修飾

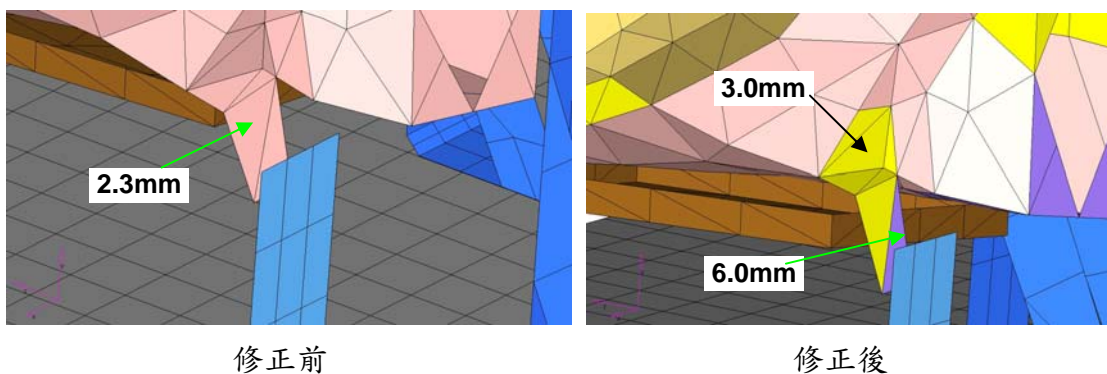


圖 70 車燈 FEA 模型右下邊固定耳 HRBF 修飾

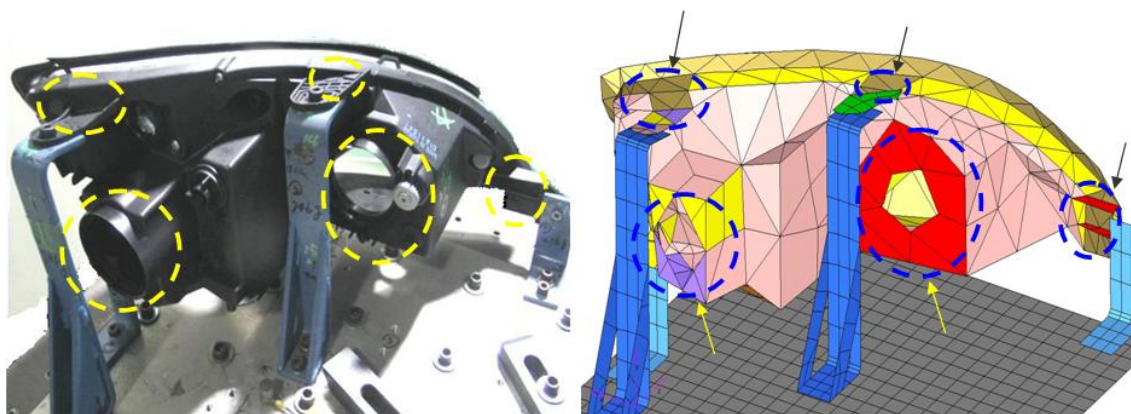


圖 71 簡化模型局部厚度修飾處

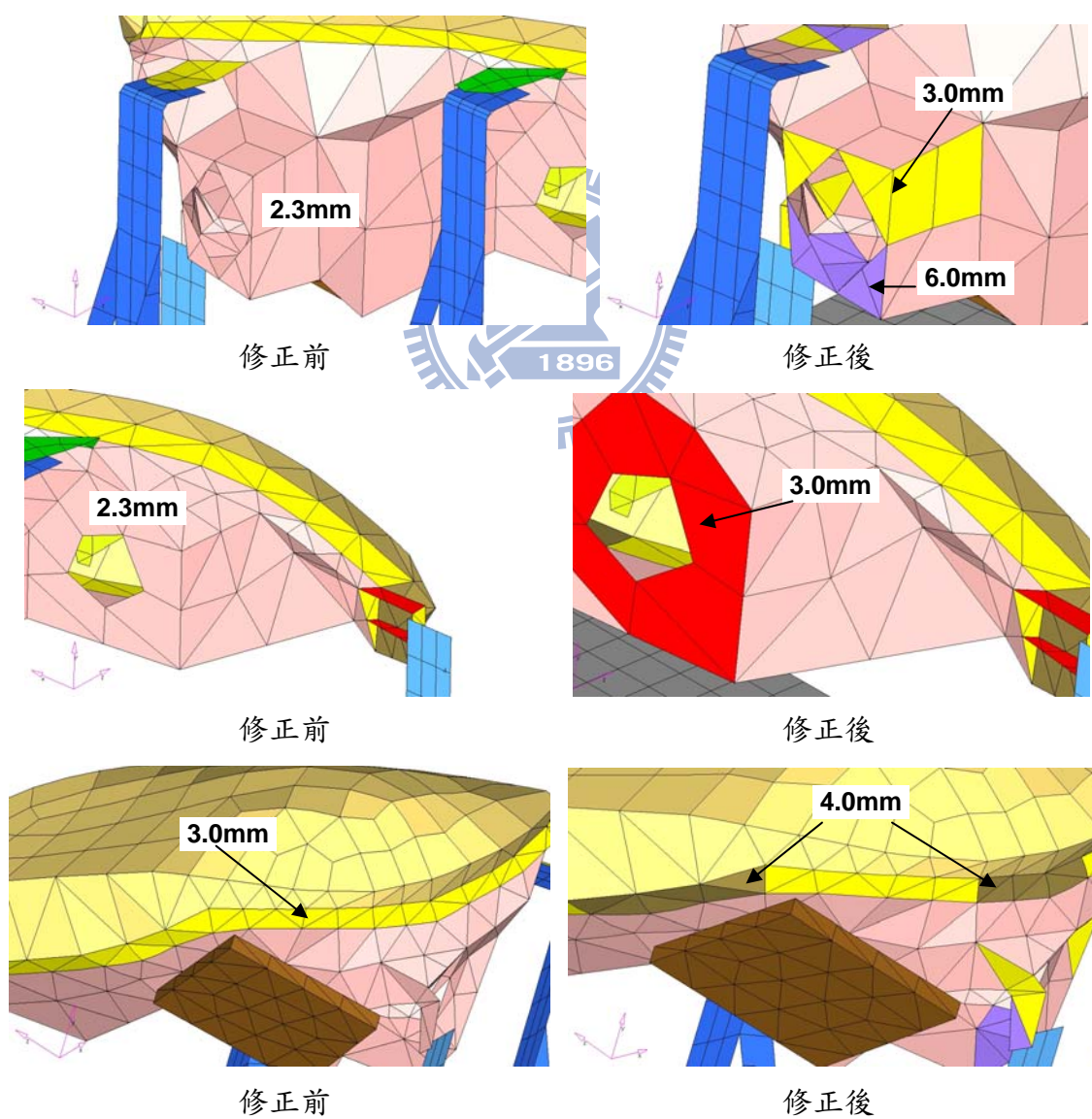


圖 72 車燈 FEA 模型後燈座燈孔處及燈殼/後燈座膠著處修飾

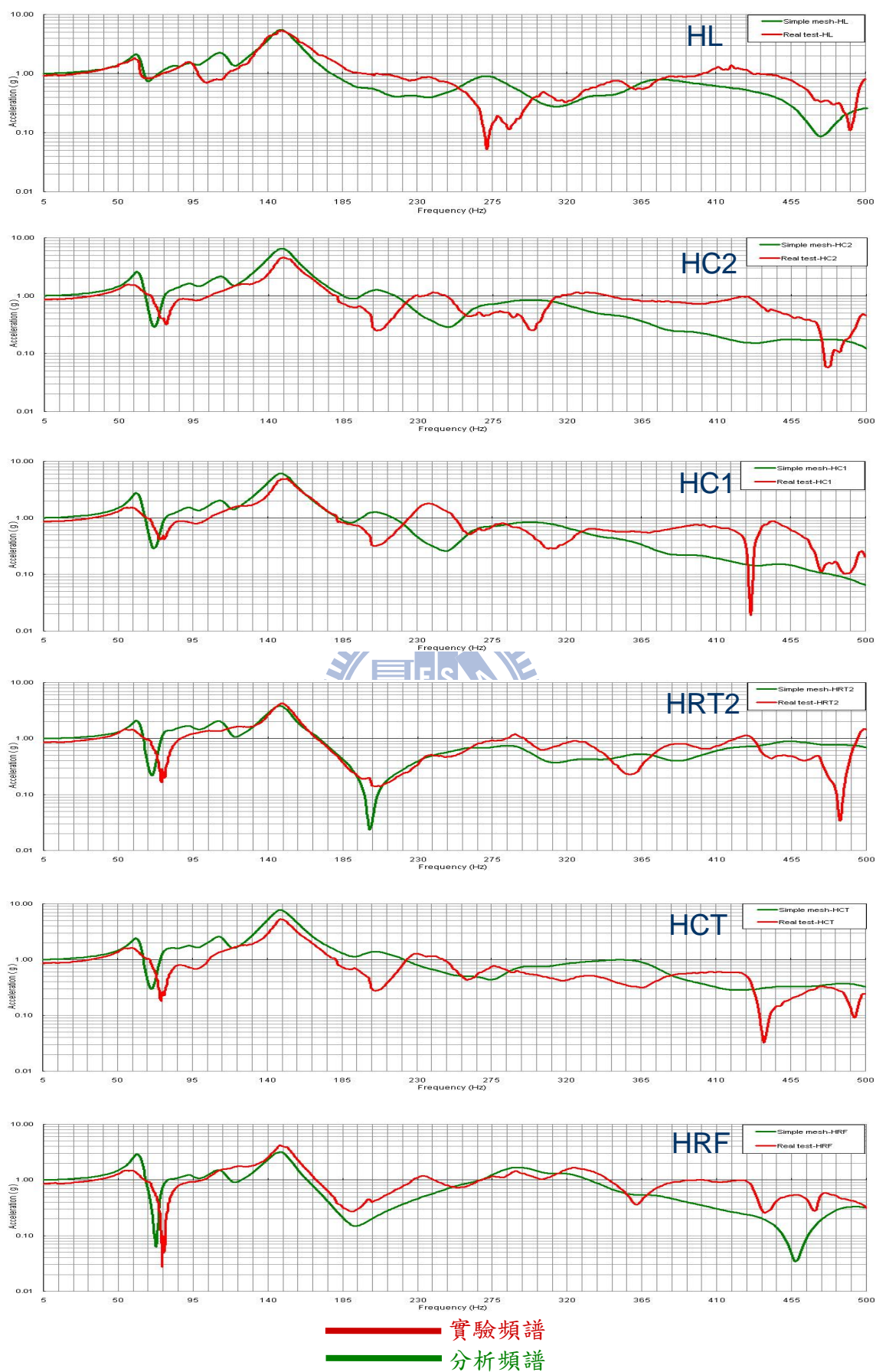


圖 73 簡化模型局部厚度修飾之頻譜分析結果 (1)

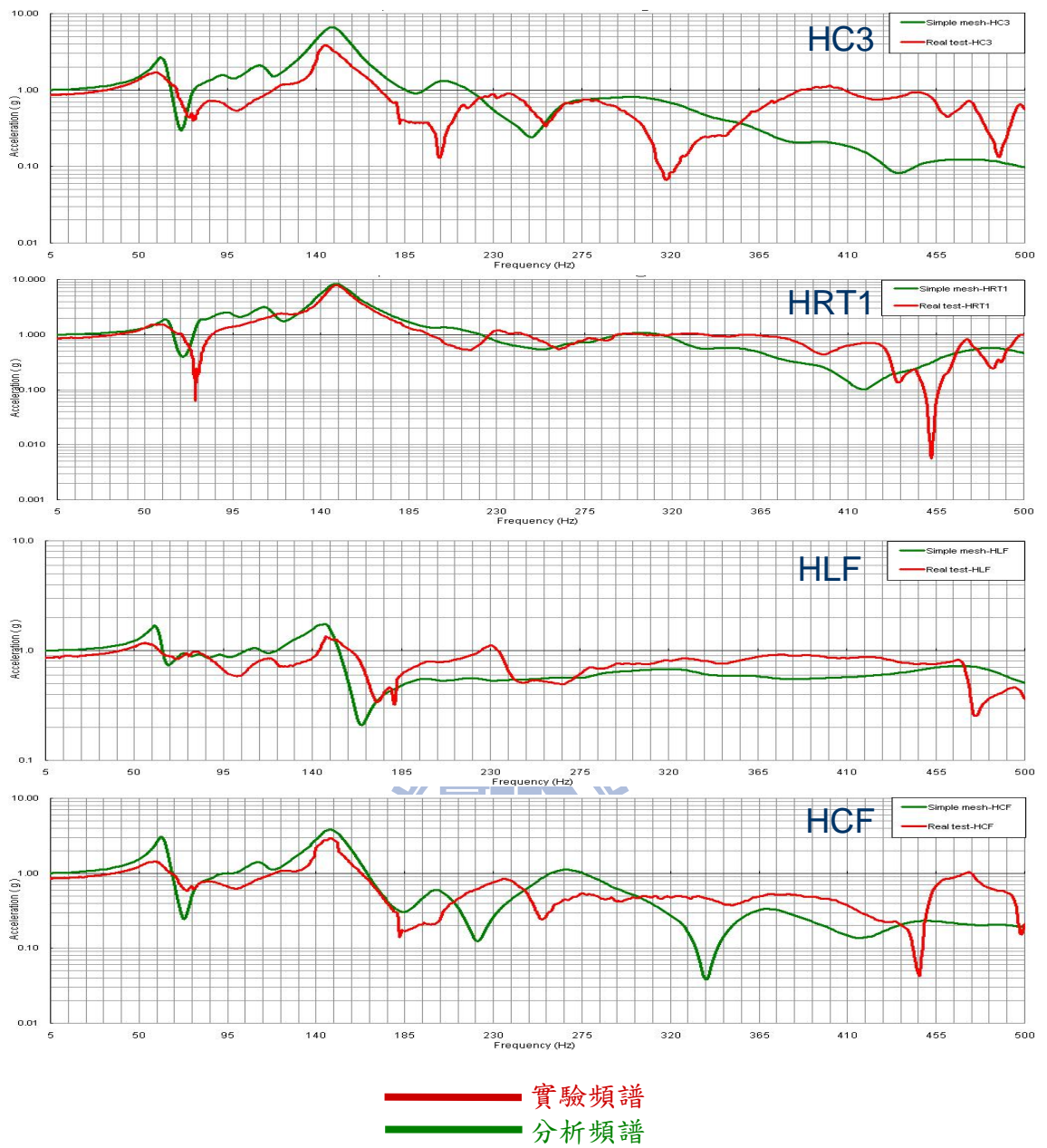


圖 74 簡化模型局部厚度修飾之頻譜分析結果 (2)

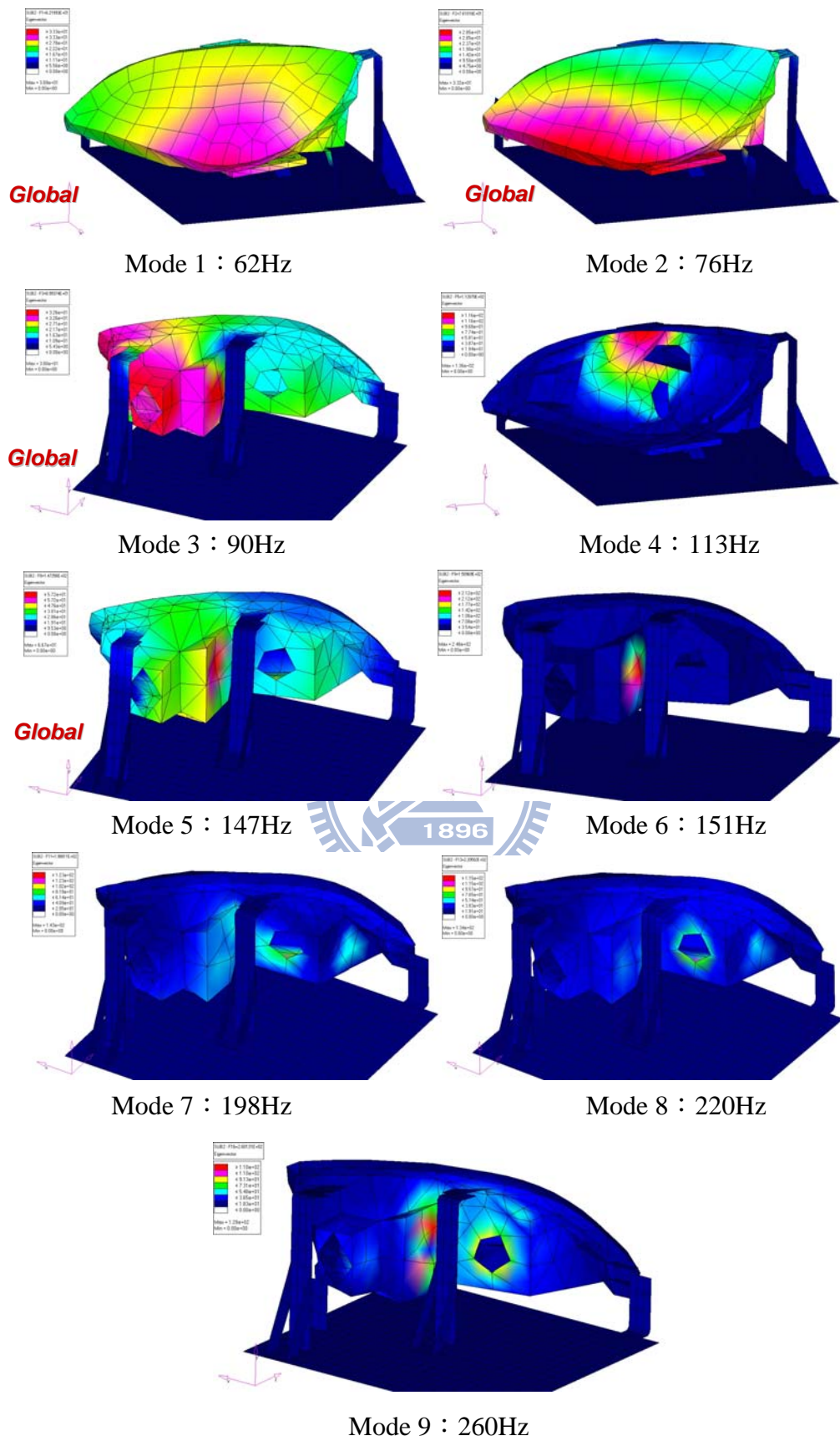


圖 75 5~260Hz簡化模型局部厚度修飾自然模態

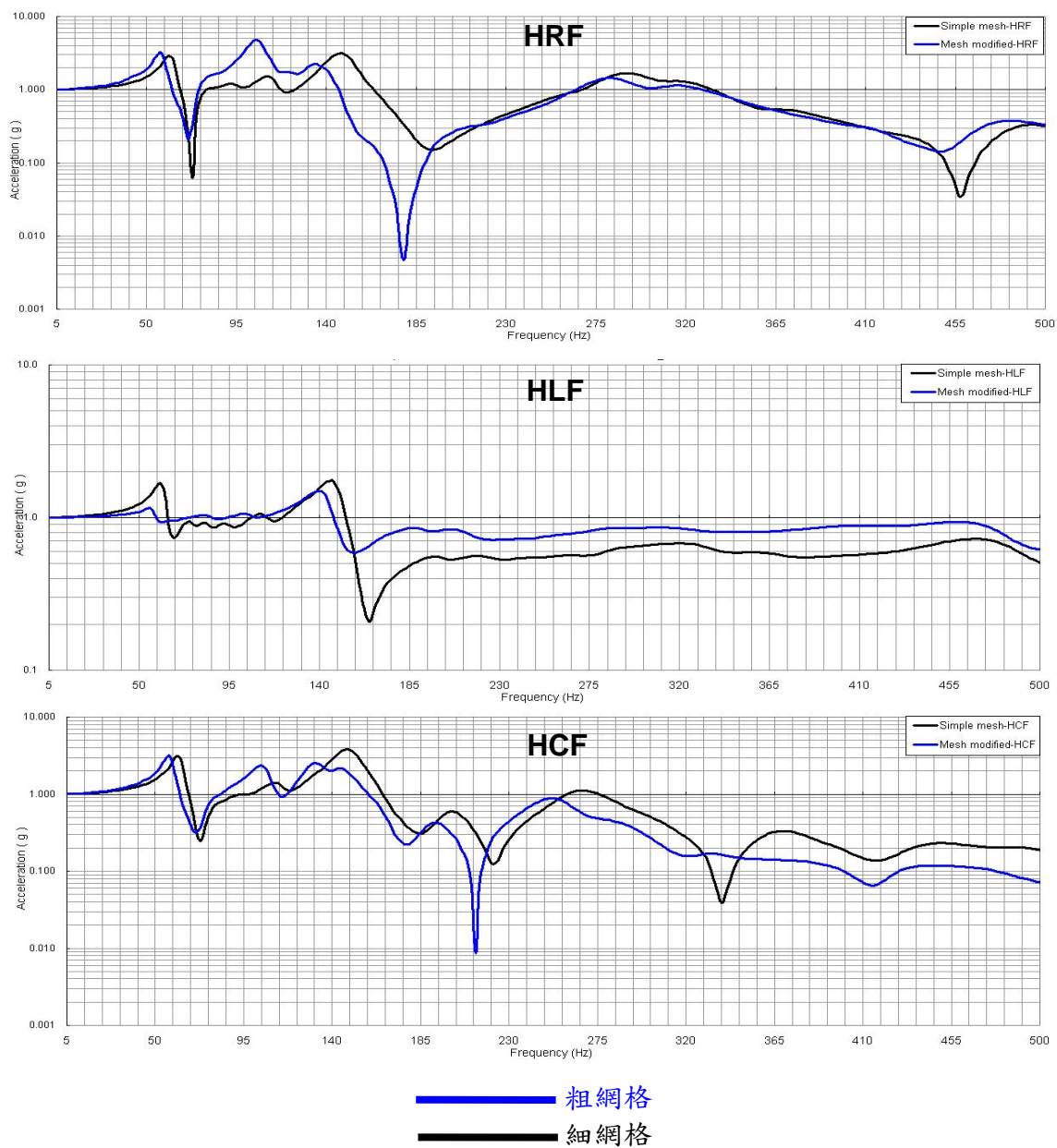


圖 76 簡化模型相同邊界下網格細化分前/後頻譜比較

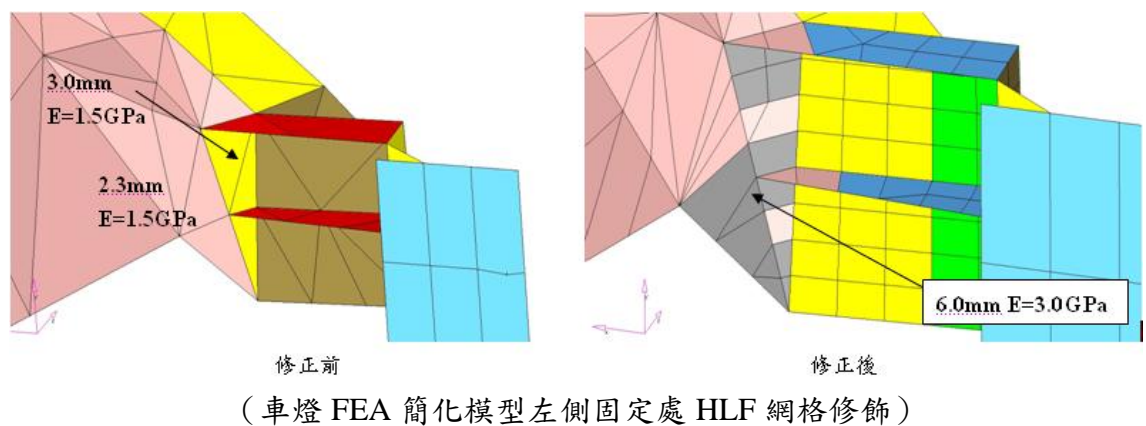
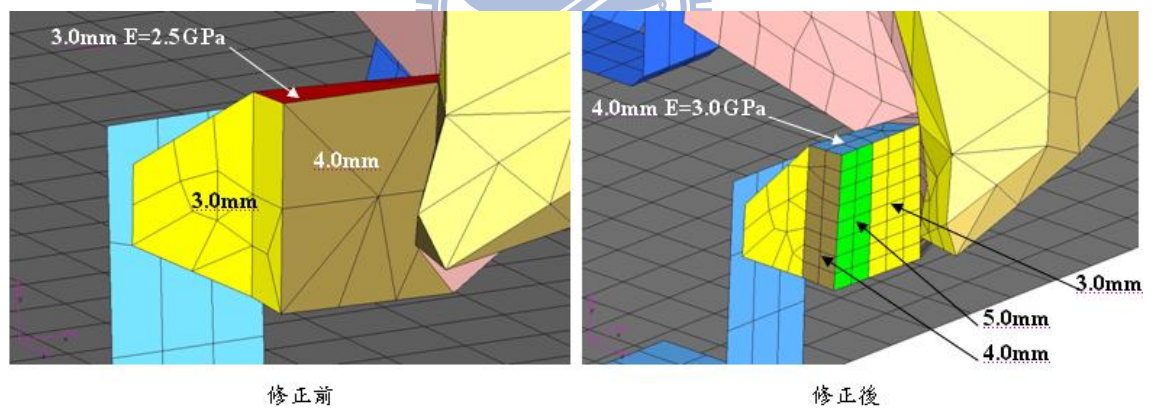
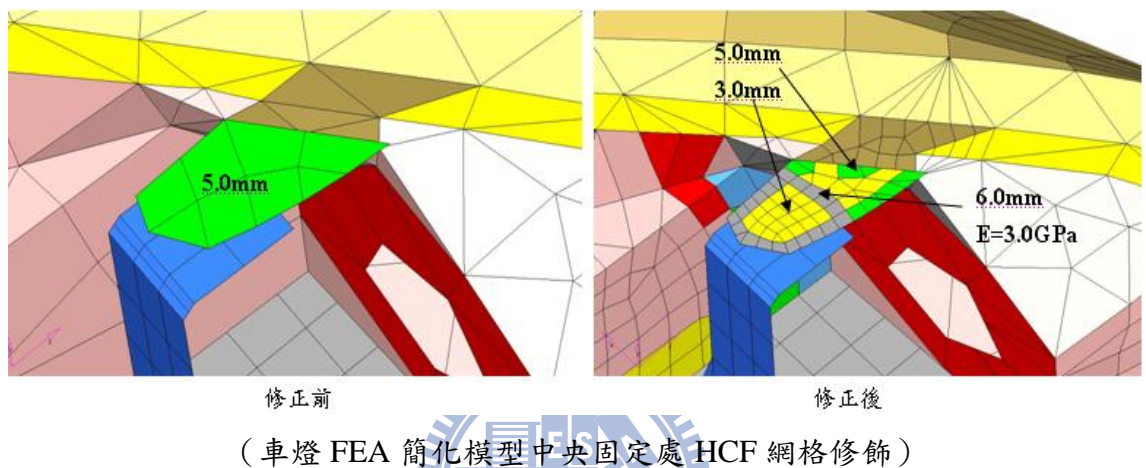
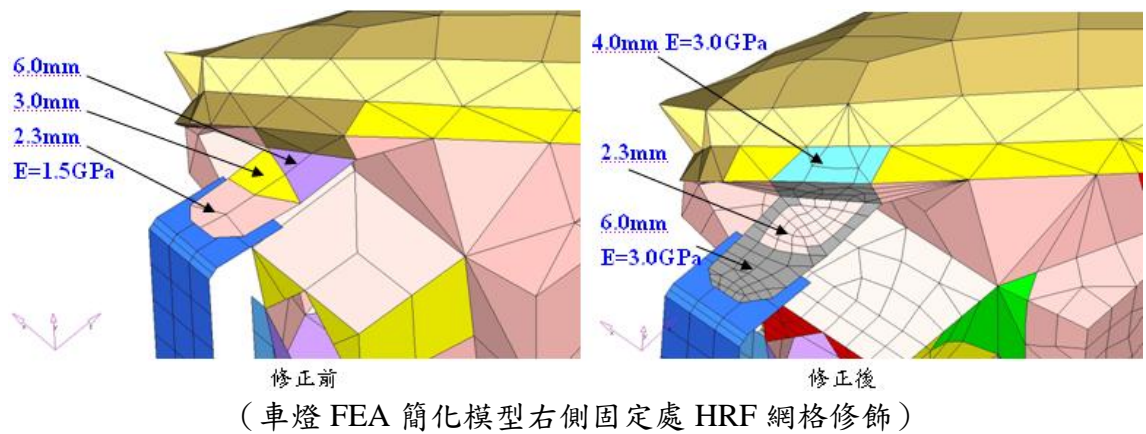
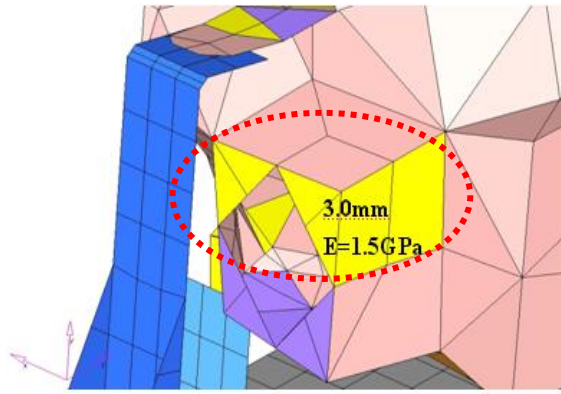
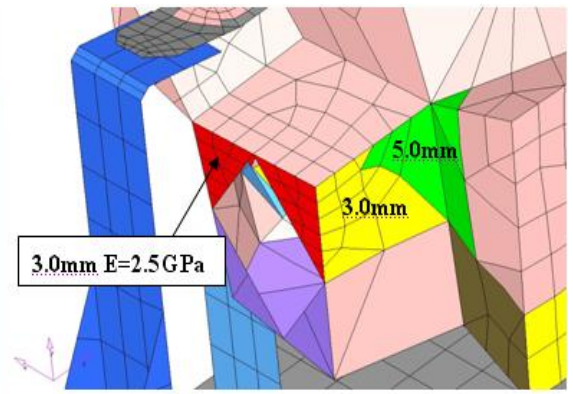


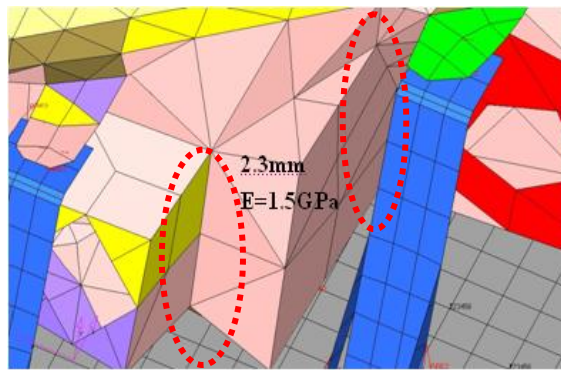
圖 77 車燈 FEA 簡化模型固定處網格修飾



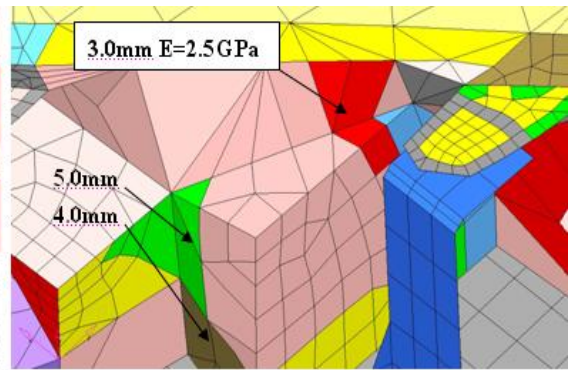
修正前



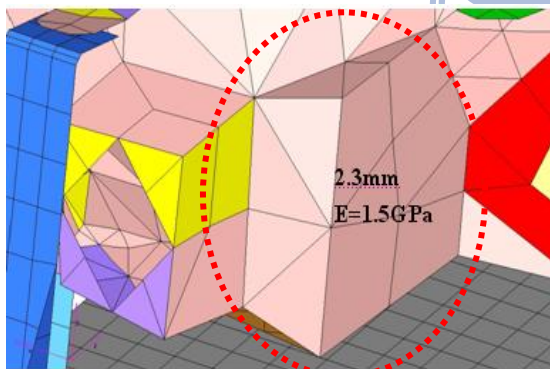
修正後



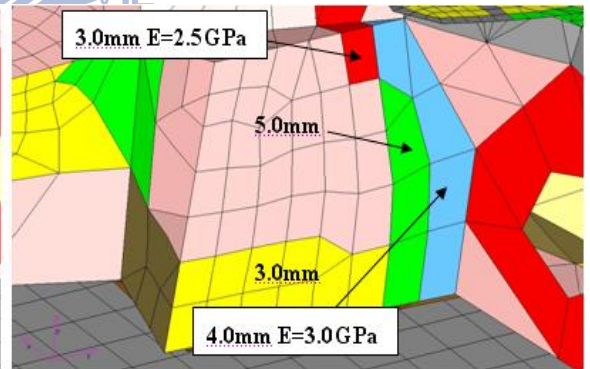
修正前



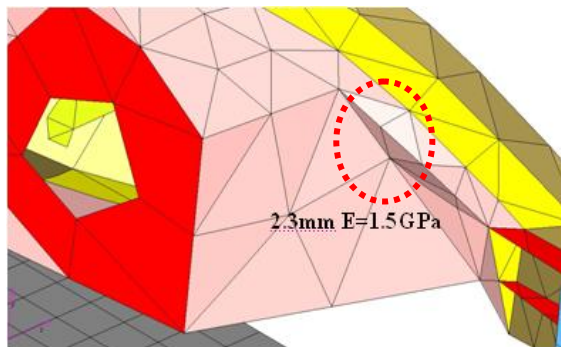
修正後



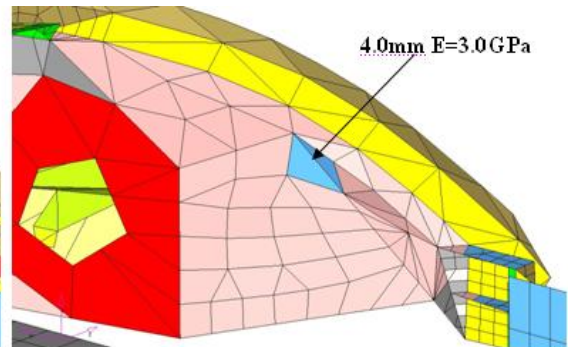
修正前



修正後



修正前



修正後

圖 78 車燈 FEA 簡化模型局部轉折處網格修飾 (1)

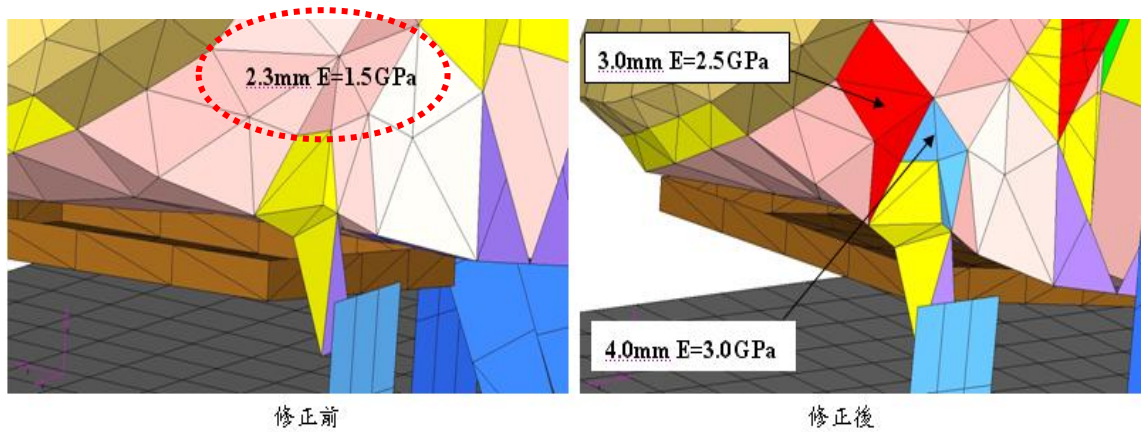


圖 79 車燈 FEA 簡化模型局部轉折處網格修飾 (2)

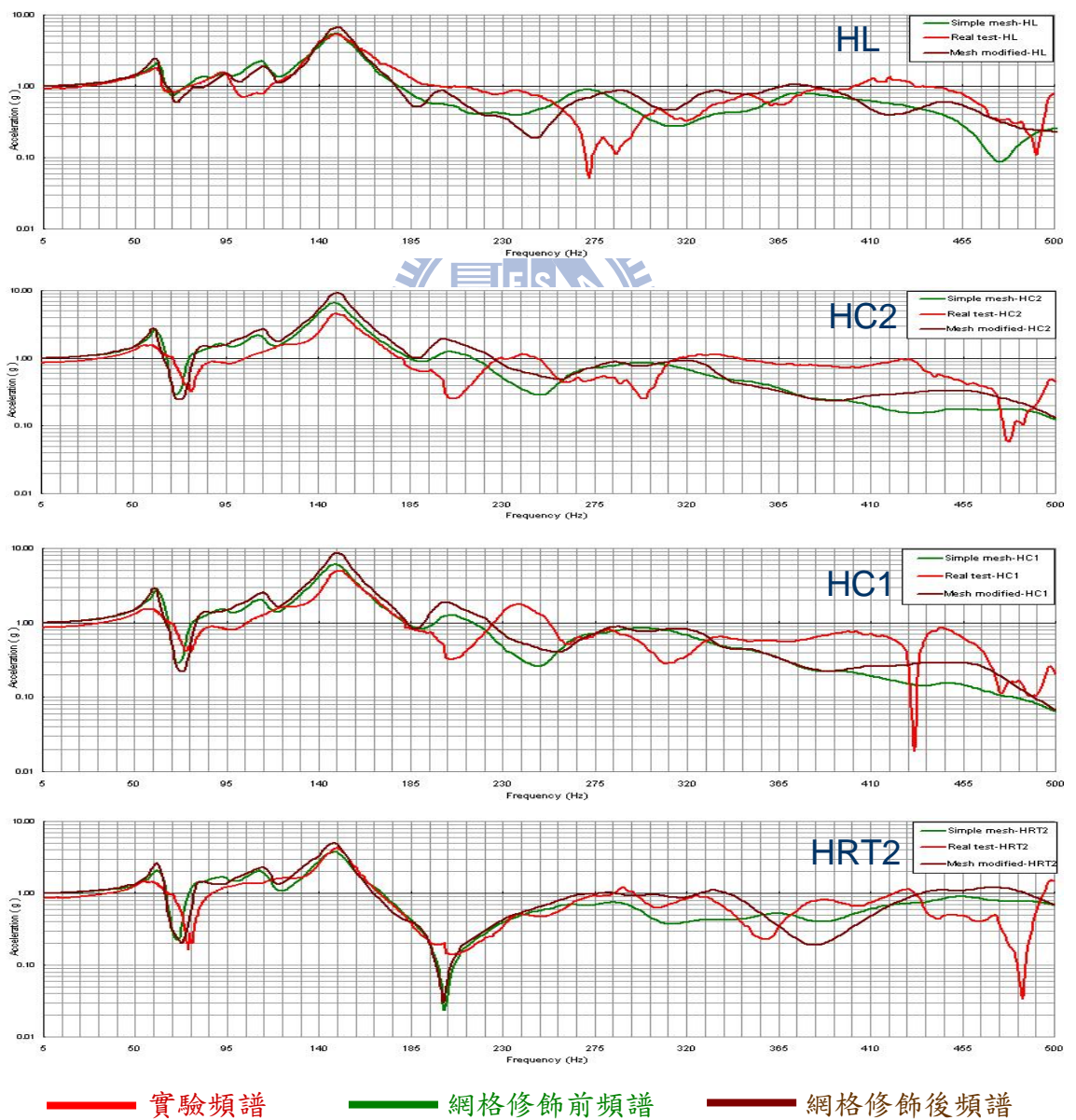
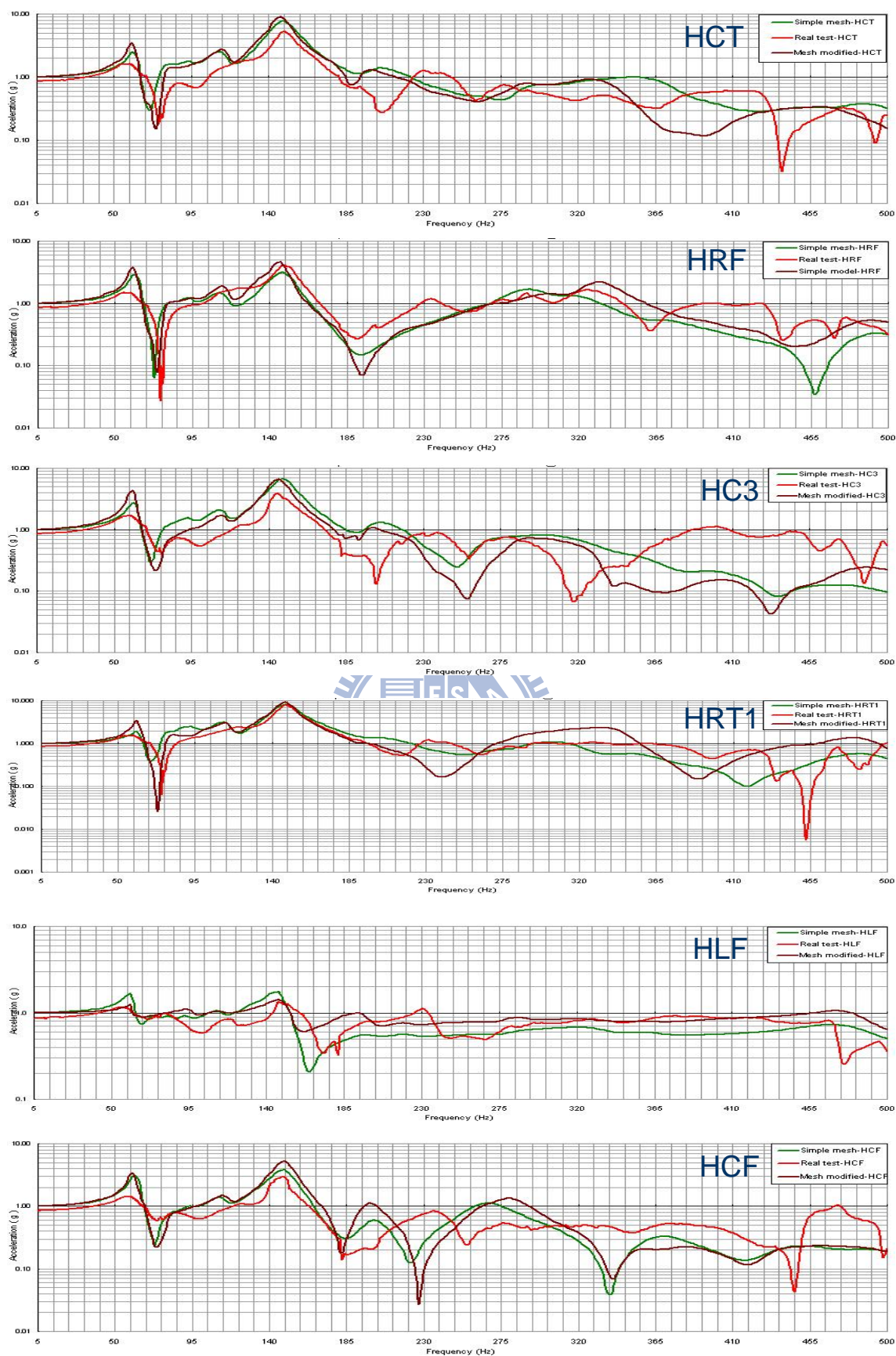


圖 80 簡化 FEA 模型局部網格修飾後之分析頻譜 (1)



實驗頻譜 網格修飾前頻譜 網格修飾後頻譜

圖 81 簡化 FEA 模型局部網格修飾後之分析頻譜 (2)

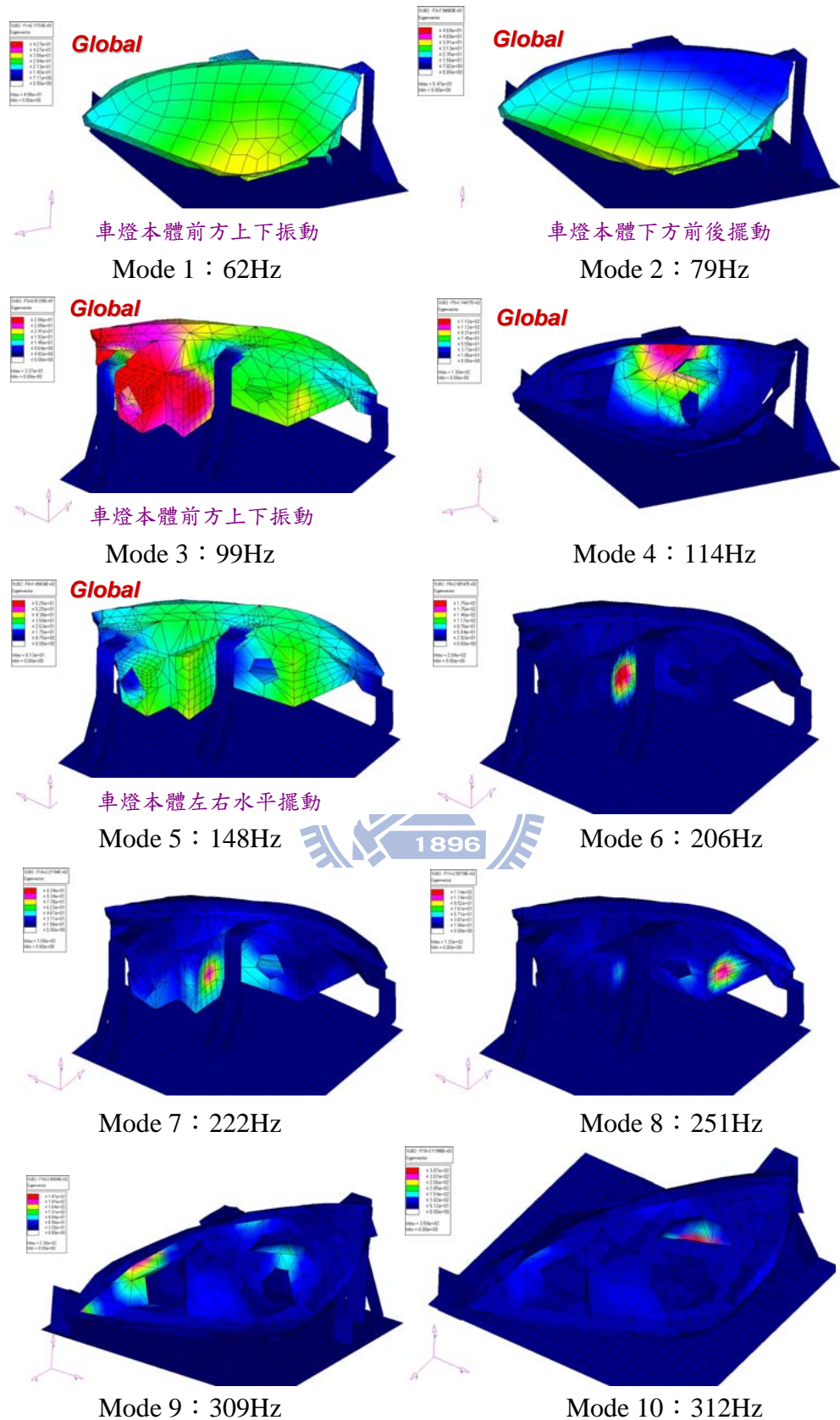


圖 82 簡化 FEA 模型局部網格修飾後自然模態 (1)

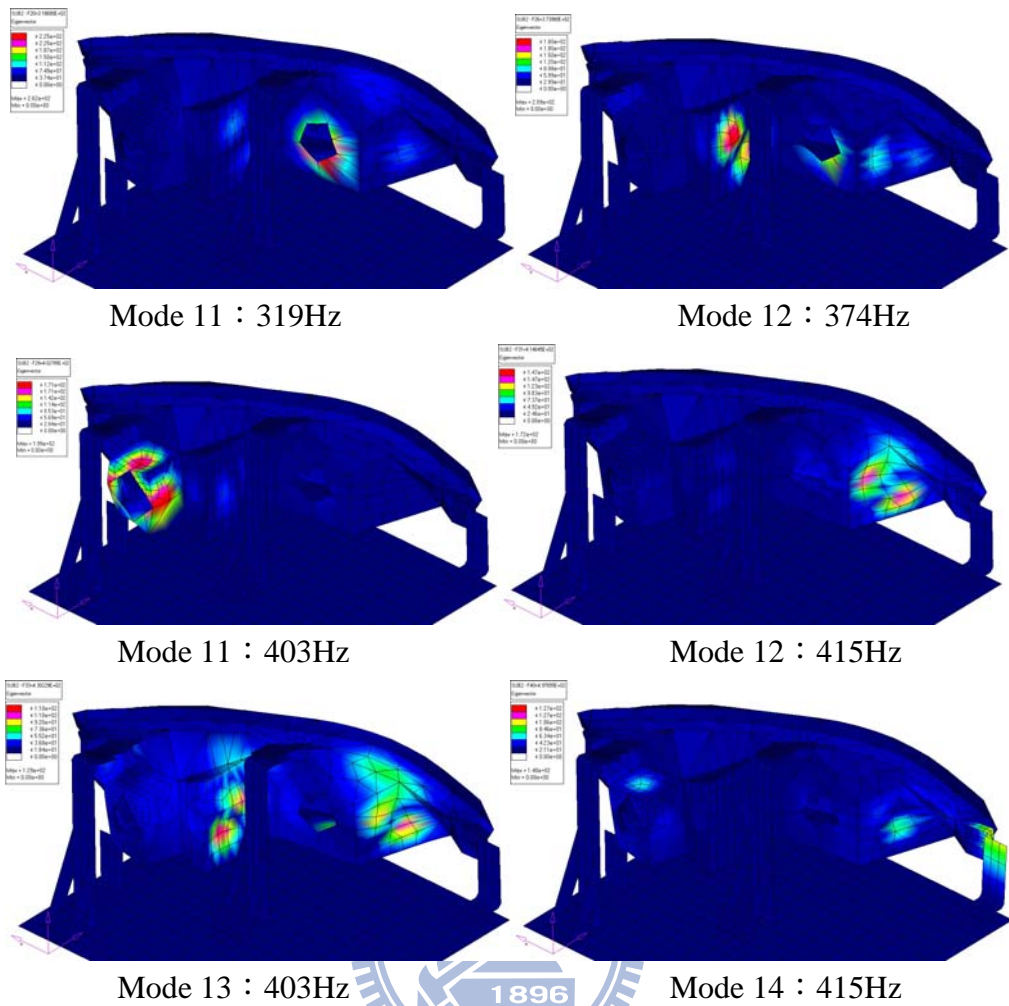


圖 83 簡化 FEA 模型局部網格修飾後自然模態 (2)

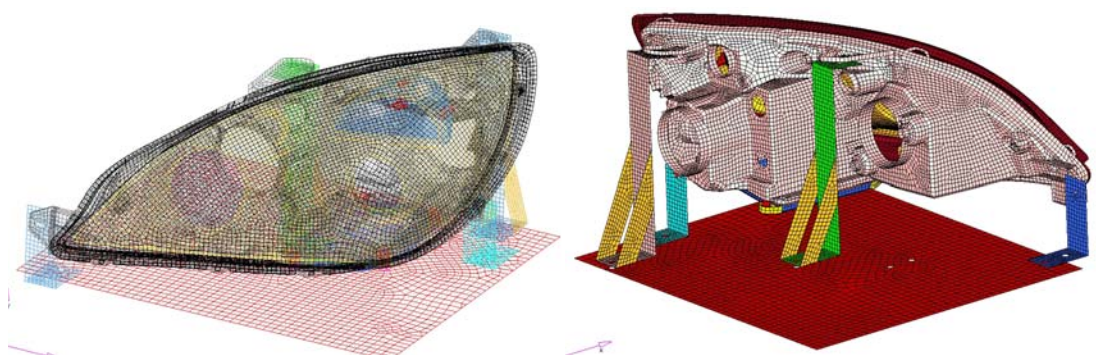


圖 84 車燈複雜 FEA 模型網格建構

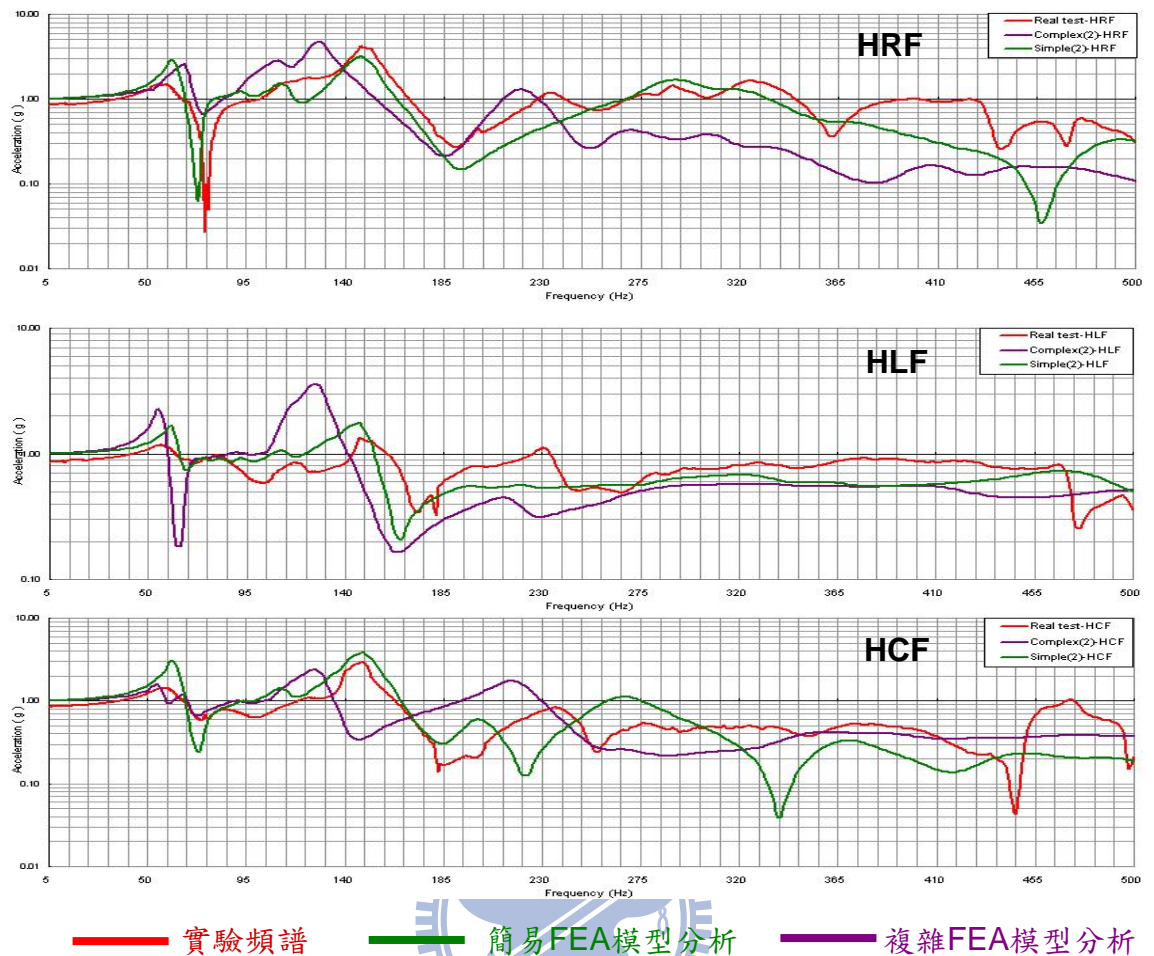


圖 85 車燈複雜 FEA 模型固定處強制機振分析頻譜

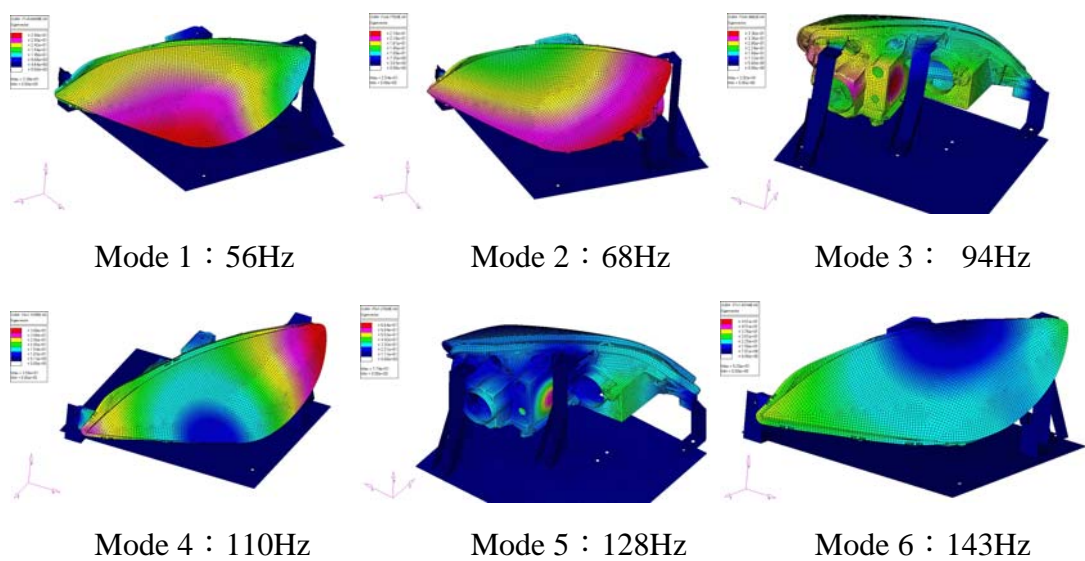
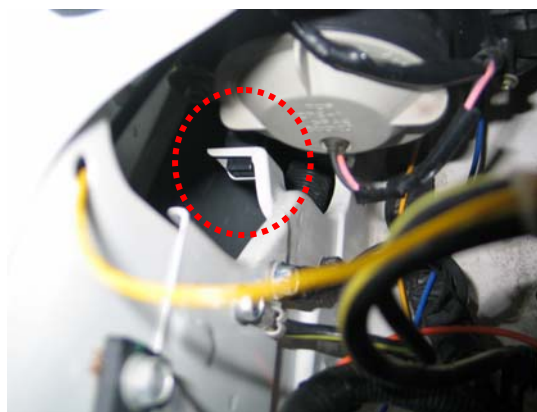


圖 86 車燈複雜 FEA 模型自然模態全域振型



左側固定處 HLF



右下側固定處 HRBF



右側固定處 HRF / 中央固定處 HCF

圖 87 車燈實車裝置情形

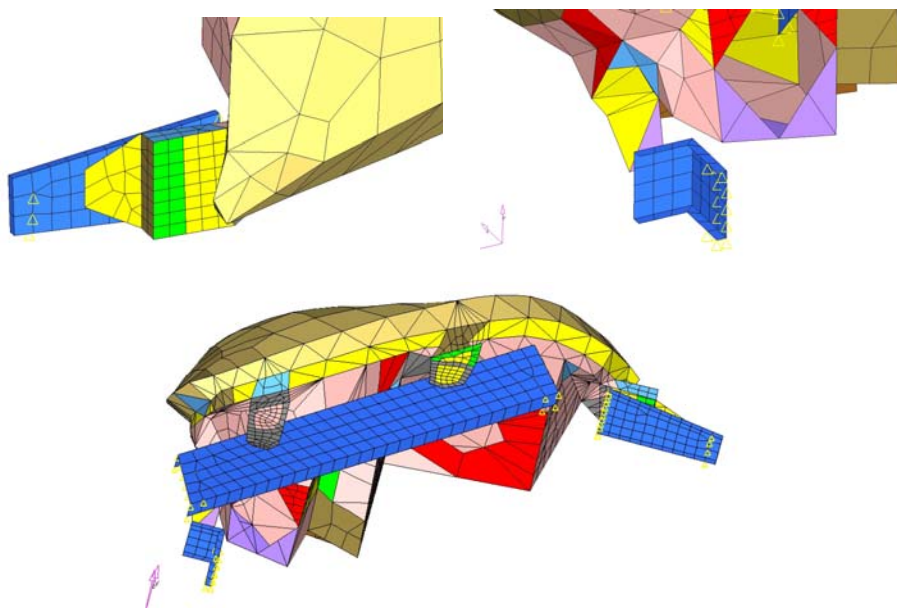


圖 88 車燈實車裝置 FEA 模型

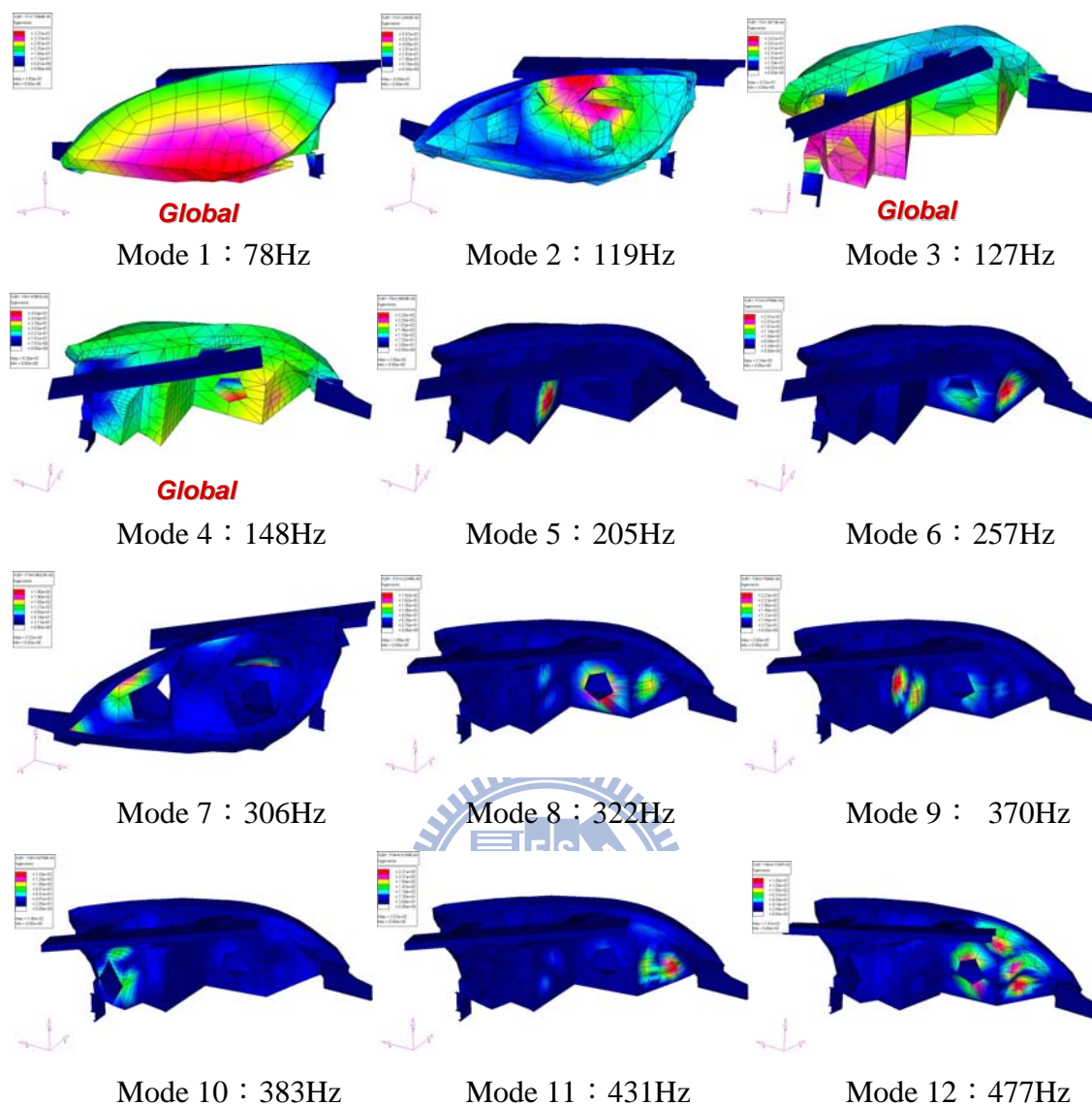


圖 89 車燈實車裝置 FEA 自然模態

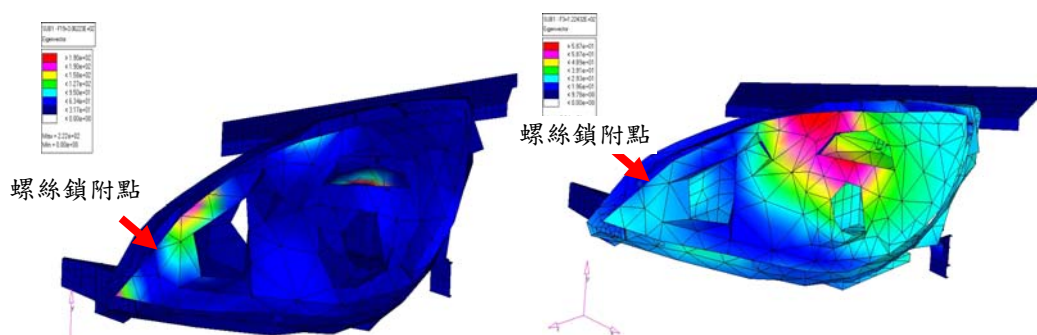
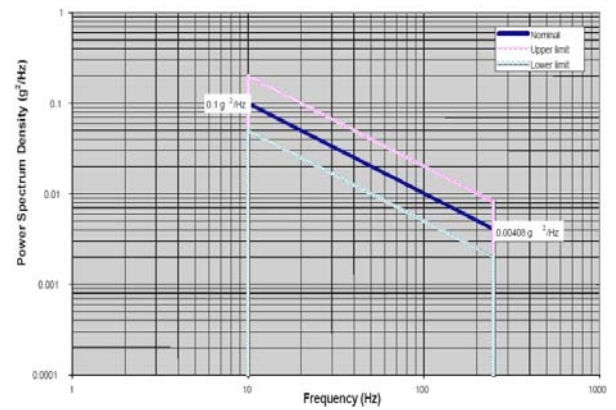


圖 90 車燈鍍鋁飾板反射鏡與燈殼固定處之共振



失效試驗架設



試驗頻譜 10~250Hz@1.81g r.m.s.

圖 91 SAE J575 隨機振動失效試驗

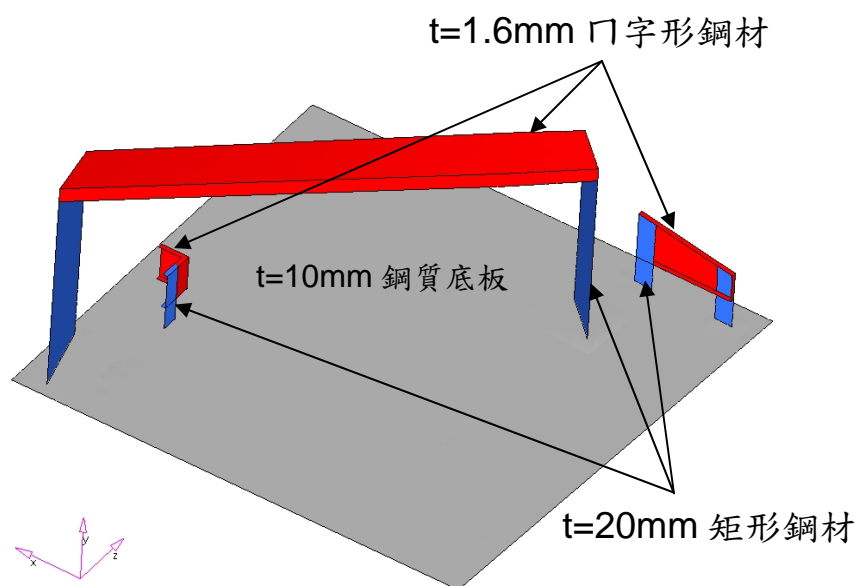


(a) 振動失效處

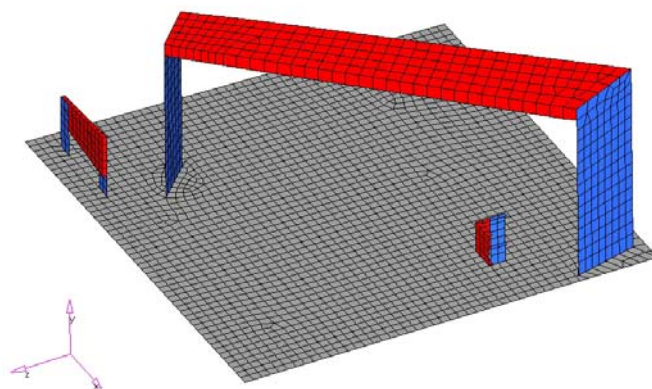


(b) 失效局部放大

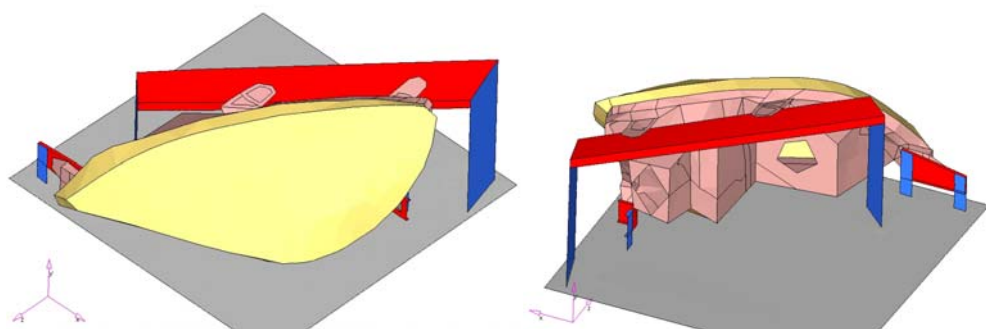
圖 92 SAE J575 隨機振動失效試驗結果



(a) 車燈振動試驗用夾具設計建議



(b) 網格劃分結果



(c) 車燈與夾治具組成

圖 93 車燈處型與重新設計夾治具組成

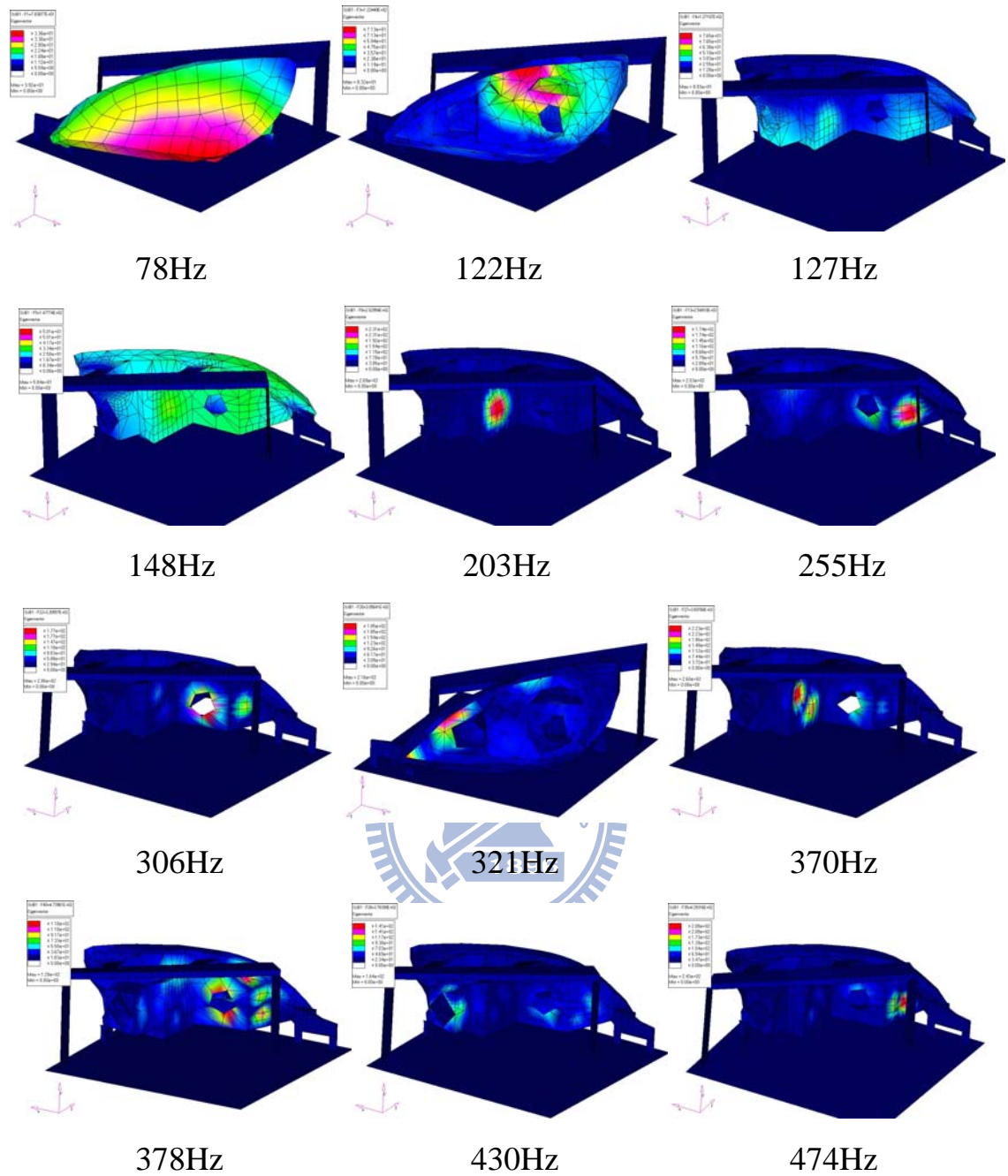


圖 94 車燈與新夾治具設計組成自然模態

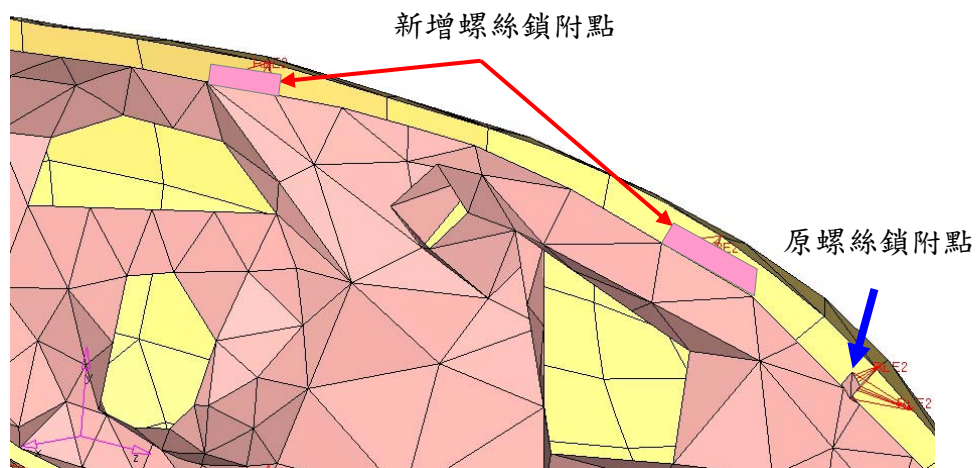


圖 95 燈殼與鍍鋁飾板反射鏡間鎖附點增加位置

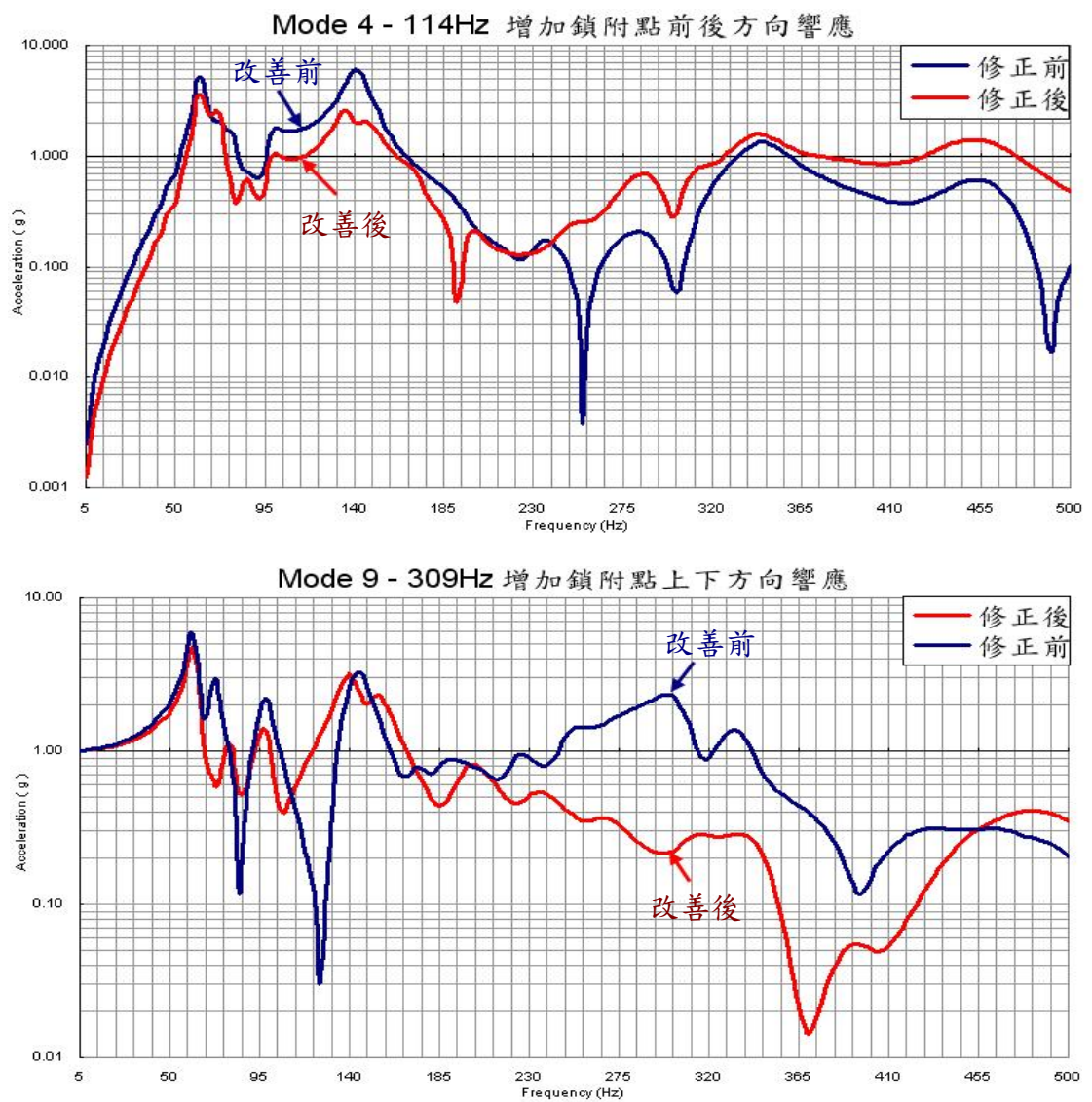


圖 96 燈殼與鍍鋁飾板反射鏡間鎖附點修正前/後頻譜比較

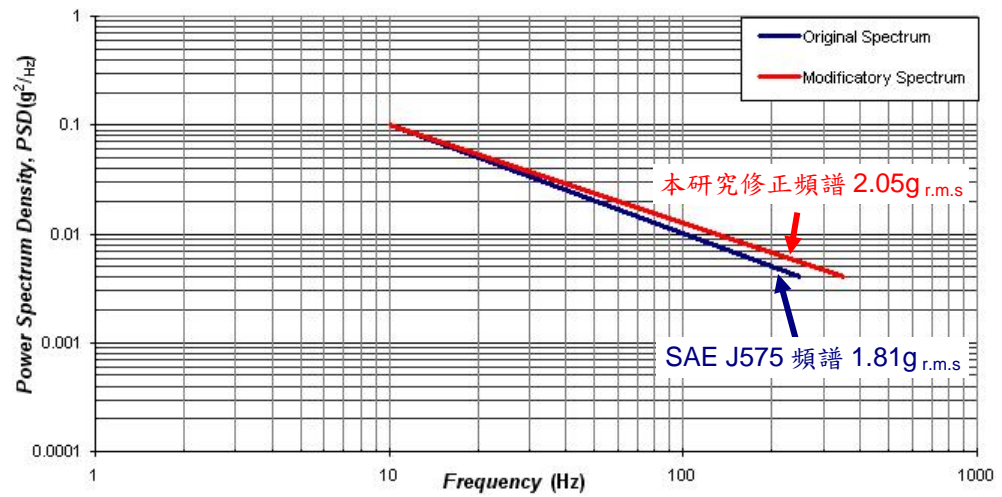


圖 97 SAE J575 與本研究修正之振動頻譜比較



(a) 振動失效處



(b) 失效局部放大

圖 98 本文修正之振動頻譜失效試驗結果