

汽車前懸轉向節之模型驗證

王栢村¹、胡惠文²、林鴻裕³、戴偉哲⁴、邱黃正凱⁵

¹屏東科技大學機械工程系教授

²屏東科技大學車輛工程系副教授

³屏東科技大學機械工程系副教授

⁴屏東科技大學機械工程系研究生

⁵金屬工業研究發展中心

摘要

本研究為建立整合 CAD/CAE/CAT 之虛擬測試技術，應用於汽車前懸轉向節之模型驗證。首先透過三次元量測及電腦輔助設計軟體建立 CAD 模型，再經由有限元素分析軟體，建立有限元素模型。針對前懸轉向節進行實驗模態分析及理論有限元素分析，以獲得前懸轉向節之振動特性。首先以有限元素法對有限元素模型進行模態分析，得到理論模態參數。接著進行實驗模態分析，得到實驗模態參數，包括自然頻率、模態振型及阻尼比，將理論與實驗之模態參數進行比較修正可得驗證之模型。驗證成功之前懸轉向節有限元素模型可視為一等效模型，而此經過驗證成功之前懸轉向節模型也可以用來作前懸轉向節結構強度分析及設計變更之參考。

關鍵字：有限元素分析、實驗模態分析、轉向節

1. 前言

車輛懸吊系統是由平衡桿、彈簧、避震器、前、後懸吊等零件組合而成，其中，懸吊系統各零連接於轉向節的位置，如圖 1 所示。包括：避震器總成、轉向節臂、下控制臂、輪軸承及煞車總成。由此可得知轉向節對於車輛的重要性，當轉向節損壞時，車輛行駛時，則有可能會造成車禍、車禍翻覆等意外之產生。在胡[1-2]等人的研究中，可以明顯看到轉向節與各零件之間的關連性及結構強度分析等深入的研究。

由於電腦輔助工程分析 (Computer Aided Engineering, CAE) 軟體之廣泛應用，以及其強大功能之分析能力，常作為工程分析之工具，然欲確認模型之正確性、可靠性常需結合 EMA 技術，透過理論與實務模態參數之比較評估，以達到模型驗證之目的，更可由得之等效有限元素模型，進行後續工程應用分析，如響應預測、外力測定及模型變更等其他應用。

Feldmaier et al. [3] 以實驗模態分析結合有限元素分析法來針對一汽車後懸吊系統 (automobile rear suspension) 進行模型驗證。首先個別對主要的 10 個零件，進行模型驗證。之後，對整組後懸吊系統進行

實驗模態分析，並和其對應之有限元素模型進行模態參數比對，而得到正確之等效分析模型。張和徐[4] 針對一環型薄殼狀的輪胎進行實驗模態分析，先對分別對輪胎自由懸空及受荷重觸地變形，兩種不同的邊界條件進行模態測試，最後再針對兩種不同邊界的輪胎進行有限元素分析，其結果也相當吻合。

王和陳[5] 以實驗模態分析結合有限元素分析來對自由邊界下的衝擊試驗機滑動平台進行模型驗證，合理的將有限元素模型簡化，以縮減分析時間；並與實驗模態分析之實驗結果作一比對，同時更新並修正有限元素模型以增進與實驗模態模型之間的對應程度。王和陳 [6] 以實驗模態分析結合有限元素分析法來對自由邊界下的衝擊試驗機滑動平台作模型驗證，省略平台上的螺紋孔以避免元素分割量過大致求解不便，最後亦發展出一個等效分析模型。

王和黃[7] 結合有限元素分析法以及實驗模態分析，對含琴柄及共鳴箱之整體吉他結構進行分析，以求得吉他的振動模態特性，忽略共鳴箱內部支撐結構，以致模型驗證方面並未對應的十分良好，需再針對有限元素模型做加強。

Wang 等人[8-9]在車輛行駛品質之比較與模型驗證上，亦有深入的研究。

本研究的目的是為建立底盤之懸吊結構系統結構輕量化分析與試驗整合虛擬測試技術之方法性建構，未來將可應用所發展之方法步驟於其他懸吊次結構之開發設計，並可應用於各次/附屬結構之分析評估與設計變更。

圖 2 為模型驗證之流程圖，主要分析目標如下：

1. 建立自由邊界之轉向節結構初始有限元素模型。
2. 分別進行模態分析與簡諧響應分析，求得結構模態參數及頻率響應函數。
3. 對實際轉向節結構進行實驗模態分析，量測求得結構模態參數及頻率響應函數。
4. 進行有限元素模型參數調整，以求得確認之轉向節結構有限元素模型。

2. 有限元素分析

本文的主要目的在於進行模型驗證，希望能得到等同實際結構物的理念有限元素模型，可以進行後續的應用分析。

首先，利用三次元量測儀器掃出轉向節結構之圖檔，再經由 CAD 軟體 (UniGraphics) 進行重建，得到三維實體模型。最後，經由 ANSYS 建立有限元素模型。圖 3 為左前輪轉向節結構、圖 4 為理念有限元素示意圖，結構及模型座標方向說明：

- (1) X 方向：車體行進方向。
- (2) Y 方向：車體左右方向。
- (3) Z 方向：車體垂直方向。

本文使用 ANSYS 軟體進行有限元素分析，分析結構之轉向節的材質為球墨鑄鐵，完整的有限元素分析模型如圖 4 所示。其彈性模數範圍為 $E = 169\sim 172$ GPa、本文初次分析設定材料參數為 $E=170$ GPa、鑄鐵密度為 7500kg/m^3 、蒲松氏比 $\nu = 0.28$ 。

理念有限元素模型之說明如下：

1. 元素形式：使用八格點的線性實體元素 (Solid 45) 節點自由度為 3 個方向的位移，建構出有限元素模型網格採用架構之。
2. 模型分割：採用漁網式 (mapped mesh) 分割可提高分析準確性，共使用了 10210 個節點以及 8141 個元素。
3. 位移限制：全自由邊界，不設任何位移限制。
4. 負荷條件：進行模態分析時，不施加任何外力負荷。

3. 實驗模態分析

本文採用實驗模態分析來驗證轉向節的材料參數。進行實驗模態分析時，大多以懸吊的方式來模擬結構的自由邊界，所獲得的實驗結果最佳。圖 5(a) 為實驗模態分析架構圖，相關儀器與設定如表 1 所示。

實驗方法及步驟說明如下：

1. 首先使用彈力繩懸吊轉向節模擬自由邊界的情況，實驗量測之敲擊點數規劃如圖 5(b) 所示，待測之轉向節總規劃 77 個量測點。
2. 利用鋼頭之衝擊錘為驅動器，加速度計作為感測器之組合，對轉向節進行實驗模態分析。由於轉向節為不規則形狀，單軸向加速度計對不同軸向之模態易造成模態的遺失，所以使用三軸向加速度計來進行轉向節的量測。
3. 透過頻譜分析儀進行快速傅立葉轉換，採用移動加速度計，固定敲擊點之量測方式進行實驗。進行量測時，轉向節上的每一量測點，平均敲擊次數為 3 次，再經由 SCSI 介面連接至電腦。
4. 在訊號分析設定方面，依實驗所需將解析頻率

取 5.0KHz、解析條數為 8192、其解析頻寬為 1.563Hz，並使用指數加權函數來衰減加速度計信號以防止洩漏現象發生。

5. 利用頻譜分析儀量測可得到 231 組結構系統之頻率響應函數及關聯性函數，經由 ME'ScopeVES 軟體進行模態參數擷取，進而得到轉向節之模態參數，如自然頻率、模態振型及阻尼比。

4. 結果與討論

圖 6 為轉向節模型實驗模態分析所得之頻率響應函數圖以峰值的比對方法為比對 231 組量測結果之 Real、Imaginary、LogMagnitude 重疊顯示，觀察整體的趨勢。可看出結構有 9 個比較明顯的峰值，將峰值所對應的自然頻率與理論有限元素模型做出來的模態分析結果做比對。

圖 7 為轉向節之頻率響應函數與關聯性函數，圖 7(a) 為曲線嵌合之結果，與圖 6 相比對，可看出頻率響應函數圖中之峰值，與圖 6(c) 十分吻合。

圖 7(b) 為關聯性函數圖，在對應頻率響應函數之關聯性函數圖形中，除對應反共振點處因響應較小而導致關聯性函數偏低之外，其餘部份皆接近於 1，代表實驗所得之頻率響應函數可信度很高。

表 2 為自然頻率比對總表，分別列出原始分析、實際量測得到之自然頻率以及調整過後之自然頻率。由表 2 中可看出有限元素之初始分析結果與修改後之分析結果與實驗得到之自然頻率做比對。修改前之誤差，平均誤差為 -4.023，最大值為 1.625、最小值為 -10.171。此一結果顯示原始比對的最大和最小誤差值之間差異太大。

經確認模型與實際結構物重量之誤差範圍，重新修正材料參數後， $E=182.5$ GPa、鑄鐵密度為 7200kg/m^3 ，再次進行分析之結果，修正後之平均誤差為 1.4932，最大值為 7.466、最小值為 -5.008。除前二個模態之外，其餘誤差範圍都在 $\pm 5\%$ 以內。由前二個模態可觀察出自然頻率誤差在 7% 以上，推測可能是受實際結構之影響或是有限元素模型不夠完整的問題。

由表 2 之總表可得知整體自然頻率誤差皆在 7% 以內，對照圖 6、7 可看出，各點的量測結果以及透過模態參數擷取軟體的曲線嵌合結果。

表 3 為自然頻率及模態振型表，由理論分析所得之模態振型以及與實驗所得之模態振型之總表。實驗之模態振型，由於轉向節結構複雜，因此在實驗中呈現的模型結構，本文採用簡化之模型來做比對，比對的結果顯示，除了一些因模型簡化而無法完整呈現的結果，整體趨勢大致上都有對應到。

因此模態參數比對的結果顯示，實驗的量測數值，皆與理論分析吻合。可以視為是模型驗證成功。

5. 結論

本文透過汽車前懸轉向節建立整合 CAD/CAE/CAT 之虛擬測試技術，應用於懸吊結構系統之模型驗證。從 CAD 模型建立到模型驗證之結果，可得到以下之結論：

1. 本文中所使用的方法為整合了 CAD/CAE/CAT 之虛擬測試技術，對於結構的分析研究、開發設計流程提供節省開發時間及成本，可有效減短產品開發設計的週期。
2. 由分析結果可知，理論分析及實驗分析之模態參數有良好的一致性，理論有限元素模型已足夠可視為等效模型。可進一步提供轉向節進行後續之應用分析。
3. 經由模型驗證之等效模型，可用於後續之應用，如輕量化、模型設計變更等應用。

針對未來改善建議方面，由於本次在模態振型比對時使用的簡化模型並未將轉向節圓孔的部份顯現出來，因此，導致轉向節局部結構的模態無法呈現出來，未來可嘗試將簡化模型做修改，儘可能的接近實體結構的特徵，以達成完全呈現轉向節的實驗模態振型之目標。

6. 誌謝

感謝金屬工業研究發展中心合作研究計畫 96-EC-17-A-16-R7-0792 以及提供本研究所需之設計資料與技術的支援，使本研究得以順利完成。

7. 參考文獻

1. 胡惠文, 陳坤義, 張書源, 王曜呈, 劉進展, 2007, 「SAVRIN 前懸吊系統之動態模擬與分析」, 中華民國力學學會第三十一屆全國力學會議論文集, 高雄, 論文編號: K10。
2. 胡惠文, 張書源, 陳坤義, 謝寶賢, 2007, 「SAVRIN 前轉向節之結構強度分析」, 中華民國力學學會第三十一屆全國力學會議論文集, 高雄, 論文編號: K11。
3. Feldmaier, D. A., Sung, S. H., Nefske, D. J., and Doggett, S. J., Modal Analysis Tests for Correlating an Automobile Rear Suspension Model, Proceeding of the 22th International Modal Analysis Conference, Dearborn, Michigan, Paper No. s08p03, 2004.
4. 張志偉, 徐茂濱, 2000, 「輪胎的實驗模態分析」, 中華民國力學學會第二十三屆全國力學會議論文集, 新竹, 第 479-486 頁。
5. 王栢村, 陳克強, 2005, 「衝擊試驗機滑動平台之模型驗證」, 中國機械工程學會第二十二屆全國學術研討會論文集, 中壢, 論文編號: C3-003。
6. 王栢村, 陳志成, 2004, 「振動試驗機垂直輔助平台之模型驗證」, 中國機械工程學會第二十一

屆全國學術研討會論文集, 高雄, 論文編號: C0300666。

7. 王栢村, 黃國棟, 2004, 「吉他之振動特性與模態分析」, 中華民國音響學會第十七屆學術研討會論文集, 高雄, 第 197-205 頁。
8. 王栢村, 胡惠文, 2007, 「巴士車箱內噪音之檢測評估」, 威運汽車公司產學研究計畫報告。
9. 王栢村, 林鴻裕, 李俊賢, 胡惠文, 2006, 「巴士車箱內振動與噪音之傳輸路徑探討」, 第十一屆車輛工程學術研討會論文集, 彰化, 論文編號: A1-5B。

8. 圖表彙整



圖 1 前懸吊結構圖 [1]

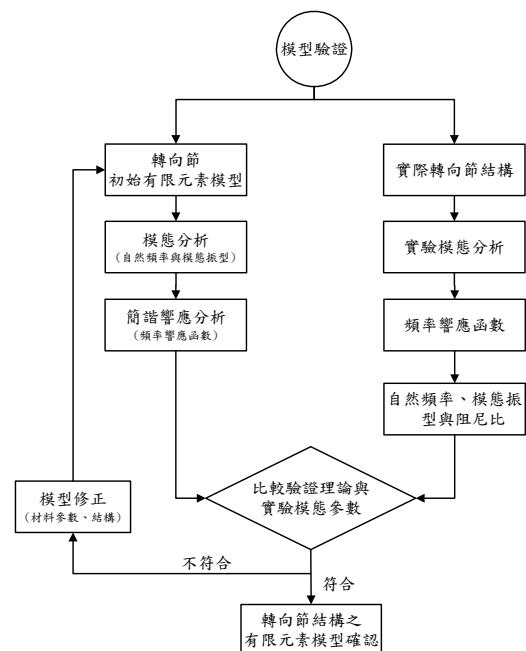


圖 2 轉向節之模型驗證流程圖



圖 3 前懸轉向節實體模型 [2]



(b)待測物之量測方式
圖 5 實驗模態分析架構圖

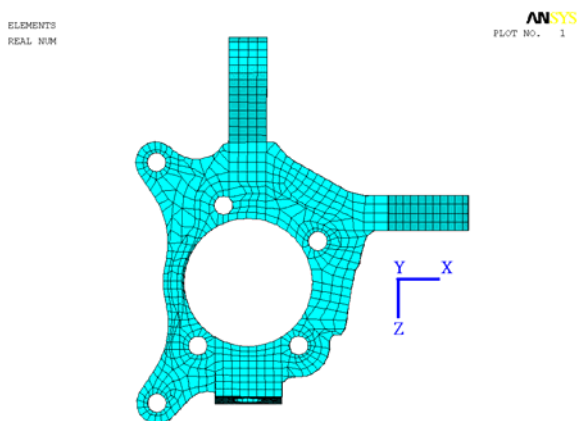
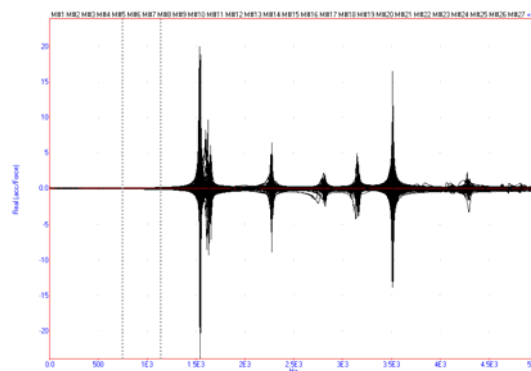
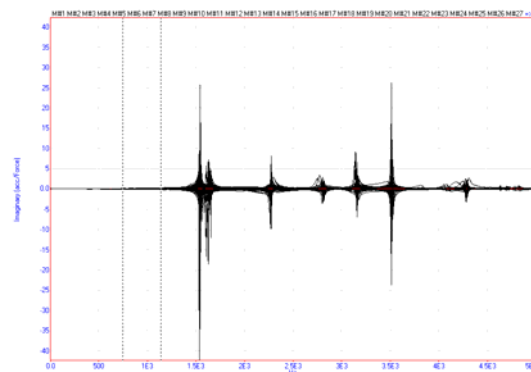


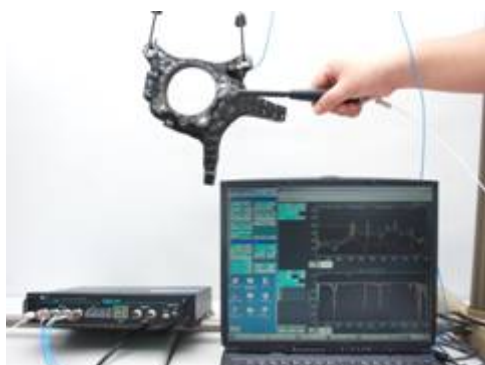
圖 4 前懸轉向節之理念有限元素示意圖



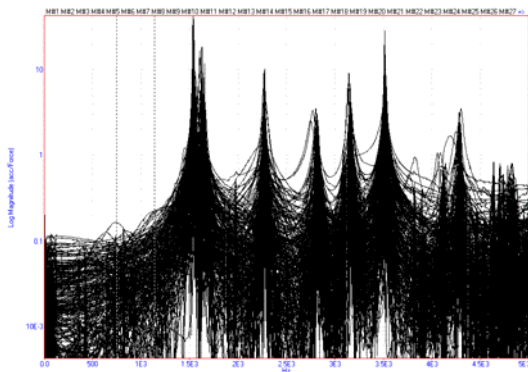
(a)Real



(b)Imaginary

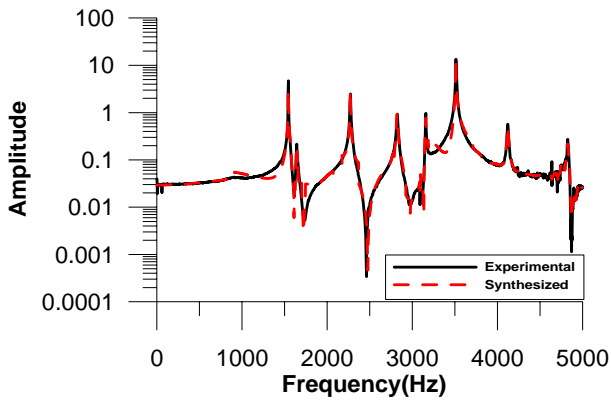


(a)儀器及實驗架構圖

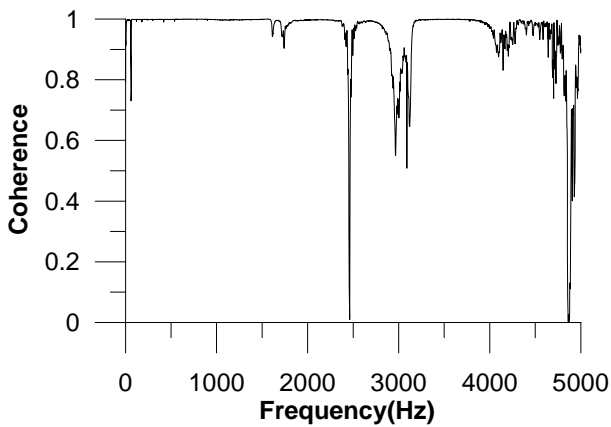


(c)LogMagnitude

圖 6 頻率響應函數 (FRFs)重疊圖



(a)頻率響應函數



(b)關聯性函數

圖 7 轉向節之頻率響應函數與關聯性函數

表 1 實驗架構所使用之儀器型號

| 儀器名稱 | 型號 |
|--------|--------------------|
| 頻譜分析儀 | SigLab model 20-42 |
| 衝擊槌 | PCB086 C03 |
| 加速度計 | PCB356 A16 |
| 曲線嵌合軟體 | ME'scopeVES |

表 2 自然頻率比對總表

| 實驗量測 得到之自然 頻率 | 原始 分析 之自然 頻率 | 原始自然 頻率 誤差 | 修改後 分析之 自然頻 率 | 修改後 自然頻 率誤差 |
|---------------------|-----------------------|------------------|------------------------|-------------------|
| EMA | FEA | % | FEA 修正後 | % |
| 1538 | 1563 | 1.625 | 1652.83 | 7.327 |
| 1650 | 1676 | 1.575 | 1772.33 | 7.414 |
| 2271 | 2040 | -10.171 | 2157.25 | -4.966 |
| 2796 | 2660 | -4.864 | 2812.89 | 0.460 |
| 3155 | 3004 | -4.786 | 3176.66 | 0.846 |
| 3511 | 3297 | -6.095 | 3486.50 | -0.669 |
| 4190 | 3887 | -7.231 | 4110.41 | -1.899 |
| 4290 | 4147 | -3.333 | 4385.36 | 2.222 |
| 4814 | 4673 | -2.928 | 4941.59 | 2.735 |
| 平均誤差 | | -4.023284 | 1.493270 | |
| 平方平均 根值(rms) | | 3.2868 | 4.2512 | |
| 最大值 | | 1.6255 | 7.4667 | |
| 最小值 | | -10.171731 | -5.008578 | |
| 變異數 (variance) | | 14.8261 | 16.5794 | |
| 標準差 | | 3.8505 | 4.0718 | |

表 3 自然頻率及模態振型表

| Mode | FEA | | EMA | |
|------|------|-----------|------|-----------|
| | | Frequency | | Frequency |
| 1 | 1653 | | 1538 | |
| 2 | 1772 | | 1650 | |
| 3 | 2157 | | 2271 | |
| 4 | 2813 | | 2796 | |
| 5 | 3176 | | 3155 | |

表 3 自然頻率及模態振型表 (續)

| Mode | FEA | | EMA | |
|------|------|-----------|------|-----------|
| | | Frequency | | Frequency |
| 6 | 3486 | | 3511 | |
| 7 | 4110 | | 4190 | |
| 8 | 4384 | | 4290 | |
| 9 | 4940 | | 4814 | |

Model Verification of Knuckle in Front Suspension Structure for Automobile

Bor-Tsuen Wang¹, Hui-Wen Hu², Hong-Yuh

Lin³, Wei-Che Tai⁴, Cheng-Kai Chiou Huang⁵

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

² Associate Professor, Department of Vehicle Engineering, National Pingtung University of Science and Technology.

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

⁴ Department of Mechanical Engineering National Pingtung University of Science and Technology.

⁵ Engineer, Metal Forming Section, Metal Industries Research & Development Centre (MIRDC)

Abstract

This work presents the integration of CAD/CAE/CAT for virtual testing, in particular for the model verification of the knuckle in the front suspension structure for an automobile. The geometry model of knuckle is first established in CAD software by the precision measurement system and transferred into finite element analysis (FEA) software to build up the FE model. Both the experimental modal analysis (EMA) and theoretical modal analysis (TMA) via FEA are, respectively, carried out to obtain the knuckle modal parameters. By the comparison of modal properties, the knuckle FE model can be calibrated by adjusting the material properties base on the experimental results and shown to be equivalent to the real structure. The successfully validated FE model of the knuckle can be adopted for further structural analysis and design modification.

Keywords : Finite element analysis, Experimental modal analysis, Knuckle