

以 Abaqus Standard 模擬扭力梁式懸吊系統衝擊分析

孫嘉佩¹、紀翔和²、楊介一²、單一凡²、陳複國¹、吳伯聰²
¹國立臺灣大學 機械工程學系 ²華創車電技術中心股份有限公司

摘要

實車突起乘越衝擊測試的目的為檢測後懸吊系統的強度，而試驗後對無孔及開孔兩種的扭力梁式懸吊系統產生不同的試驗結果，經試驗帶孔扭力梁式懸吊系統于扭力梁中央產生挫曲變形的結果；無孔則無明顯可辨識的變形。本研究的目標為用靜態的方式來模擬突起乘越衝擊試驗，並重現帶孔扭力梁及無孔扭力梁的挫曲變形現象。

關鍵字:Abaqus、扭力梁、懸吊、衝擊、挫曲

Impact Analysis of Rear Twist Beam Suspension System by Abaqus Standard

Abstract: In order to verify the structure strength of vehicle rear twist beam suspension, physical impact test is usually the main test item in full vehicle testing. Different buckling modes have been provided for opening twist beam and filled twist beam suspensions via physical testing: buckling happened in opening beam and no buckling happened in filled beam. The same results can also be provided precisely in static analysis by using Abaqus standard.

Key word: Abaqus Standard、twist beam、Suspension、Impact、Buckling

1.前言

本研究為第二階段之衝擊分析，先前已完成實車突起乘越衝擊試驗的動態CAE分析，但由靜態分析所花費的時間較動態分析少，因此本研究將研究取得以靜態分析替代動態分析之方法。突起乘越衝擊試驗為高速的動態行為，為完整模擬高速衝擊下之行為，應利用動態的方式進行模擬，

如能以靜態方式模擬實車突起乘越衝擊試驗，即可省下許多模擬所耗費的時間，亦可加快後懸吊系統的設計速度。

為確保靜態模型能夠適用於後續研究，先採用靜態強度試驗來確認靜態模型之正確性。靜態強度試驗是將全車或局部結構架設在機構上對其施予不同之外力進行運動模式、強度、

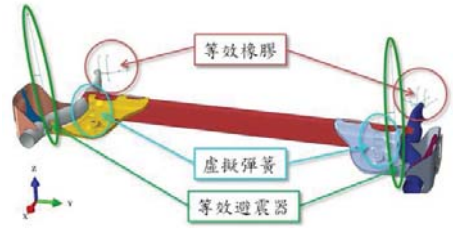
剛性和疲勞性等各種測試，本論文將以扭力梁式懸吊系統的三個靜態強度試驗驗證模型的正確性。

本研究所選用的軟體為 ABAQUS，ABAQUS 是款功能強大的分析軟體，其應用非常廣泛，包含機械、土木、電器及航空等，為知名的 CAE 分析軟體之一。它既可以完成簡單的模型分析，亦可模擬龐大複雜的系統模型，對於非線性及接觸等問題具有極為卓越的分析能力。本研究的靜態分析部分將使用 ABAQUS/Standard 進行扭力梁式懸吊系統靜態強度試驗及等效實車突起乘越衝擊試驗之分析。

2. 靜態試驗CAE模型建構

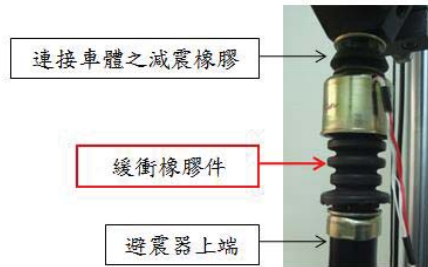
由於實車突起乘越衝擊試驗時扭力梁式懸吊系統的受力為各方向的合力，因此選擇三個包含X、Y、Z方向的靜態強度試驗，分別為垂直力、斜向力及側向力。藉由這些靜態強度試驗觀察扭力梁於各靜態強度試驗下之變形模式，來驗證靜態模型的準確性。

靜態分析模型之元素參考楊介一 [1]關於網格大小及分析元素等選用等之研究成果，為使結構件焊接不會產生失效現象，採用tie方式連接代替焊接；拖曳臂前方之緩衝橡膠件利用橡膠連接器輸入三方向力量與位移實驗曲線來等效；彈簧則使用虛擬彈簧來等效；避震器部分由於垂直力靜態強度試驗的力量載入方式為緩慢增加，並不包含速度的運動特性，阻尼在靜態強度試驗並不會產生作用，因此避震器部分利用軸向連接器模擬避震器的機構運動方式，特殊功能元件部分如圖一所示。



圖一 靜態 CAE 分析模型

由於試驗於載入過程中避震器將壓縮置於懸吊與車體間之減震橡膠，如圖二所示，因此分析模型中之軸向連接器將加入減震橡膠之力量與位移實驗曲線以模擬之。



圖二 避震器上方之緩衝橡膠

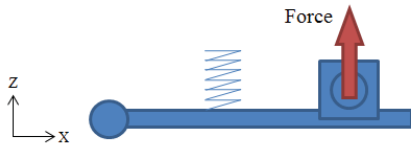
3. 靜態試驗CAE分析與實驗驗證

3.1 垂直力靜態強度試驗

垂直力靜態強度試驗架設方式如圖三，架設方式為將後懸吊系統固定於簡化之車體模型上，並利用油壓系統對懸吊系統輪心施加Z軸方向的力量如圖四所示，此試驗記錄無孔扭力梁式懸吊系統承受此負載後輪心Z軸方向之位移量及油壓系統所施加的力量將利用台架試驗與模擬之力量與位移曲線進行比對，驗證靜態模型的正確性。

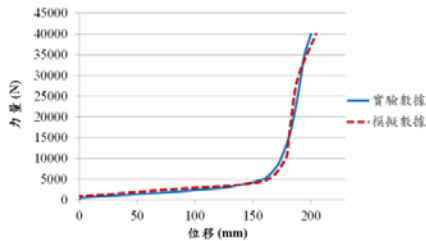


圖三 垂直力台架試驗架設方式



圖四 垂直力台架試驗實驗力量施加方向

模型邊界條件為固定彈簧上端、避震器上端以及拖曳臂前方襯套，並於輪心施加實驗油壓系統所施加的力量，並於後處理讀取輪心位移量。圖五為 CAE 模擬所得輪心力量位移量曲線，當輪心推力到達 5000N 後，避震器上端壓縮緩衝橡膠件因此曲線進入非線性，此靜態強度試驗之分析結果與實驗結果幾乎完全吻合，可確認分析模型之正確性。

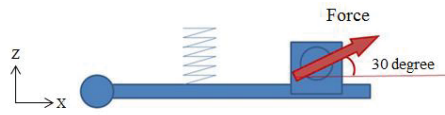


圖五 垂直力試驗實驗與分析資料比較圖

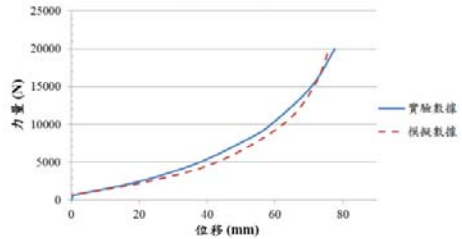
3.2 斜向力靜態強度試驗

試驗方式與垂直力試驗相似，亦利用油壓系統對懸吊系統輪心施力而得到輪心力量位移結果，唯力量施加方向變更為斜向。計算結果顯示如圖

七所示，虛線為實驗資料，實線為模擬結果，可看出模擬結果與實驗結果趨勢相同。



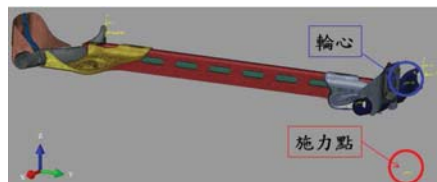
圖六 斜向力台架試驗實驗力量施加方向



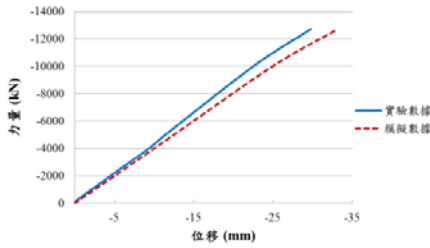
圖七 斜向力試驗實驗與分析資料比較圖

3.3 側向力靜態強度試驗

試驗方式是利用油壓系統對懸吊系統僅於右側輪心下方 323mm 施加 Y 方向之力量，並記錄承受此負載後施力點之位移量，靜態分析的邊界條件如圖八，將施力位置與搭配件間以 Rigid body 設置，兩者間將無相對位移產生。對施力點施加側向靜態強度實驗之力量，再與實驗資料進行比對，圖九之計算結果顯示兩者趨勢相近。



圖八 側向力台架試驗 CAE 模型邊界條件



圖九 側向力試驗實驗與分析資料比較圖

由以上三項靜態台架試驗與分析資料比對之結果，確定所建立之靜態模型可取得與靜態強度試驗相符合之結果，證明此利用模型之正確性。

4 靜態 CAE 分析方式重現開孔扭力梁挫曲變形現象

本節目標為利用靜態分析重現實車突起乘越衝擊試驗造成之扭力梁挫曲變形現象。分析中將沿用上節之靜態分析模型之網格、焊接設定方式及等效緩衝橡膠等效設定等進行計算。

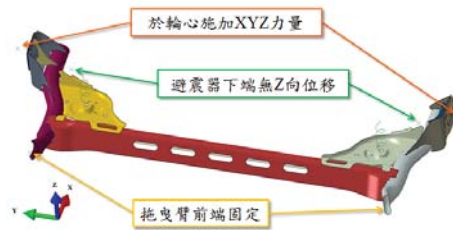
靜態分析邊界條件以動態分析結果做為參考，並將實車突起乘越衝擊試驗轉化為靜力問題以靜態 CAE 方式來分析，以下將說明靜態分析挫曲現象所採用的分析邊界條件及 CAE 分析結果進行討論。

4.1 靜態模擬動態分析邊界條件建立

由於靜態分析不包含時間特性，無法將實車突起乘越衝擊試驗規定之衝擊速度直接應用於靜態分析之邊界條件，故採用動態CAE分析所得之輪心受力結果之極大力做為邊界條件的參考，取代輪胎撞擊試驗路面傳遞的衝擊力。為了簡化分析模型，並加速計算速度，靜態分析模型不含車體、輪胎及試驗路面，因此需對扭力梁式

懸吊系統與車體連接方式，以及輪心受力選擇等邊界條件進行假設。

實車突起乘越衝擊試驗之車體主要為向前之運動方向，因此將扭力梁式懸吊系統和車體連接處的所有自由度拘束，包括拖曳臂前端和彈簧上端，而避震器則由於扭力梁式懸吊系統受到瞬間衝擊時，將產生極大之垂直阻尼力，此將對結構產生較大之影響。



圖十 靜態分析邊界條件

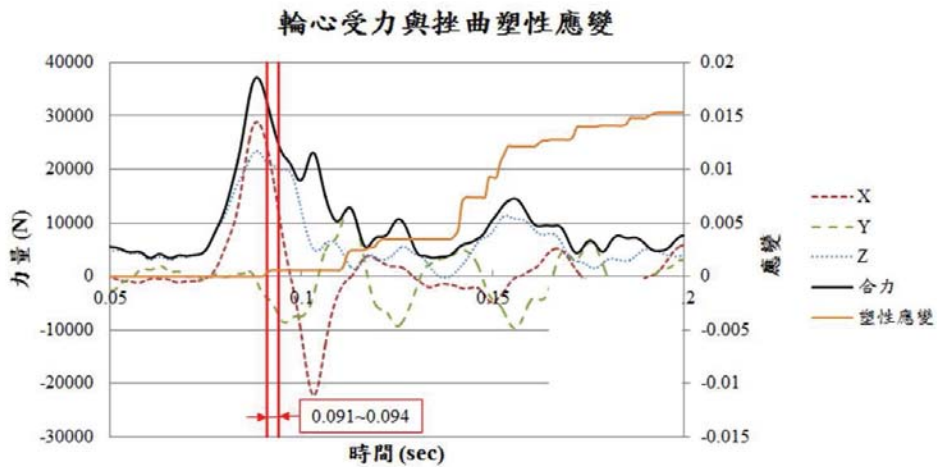
經由動態分析中扭力梁挫曲現象形成因素之探討得知，挫曲產生同時輪心受力並非最大，而是當避震器與上方之緩衝橡膠接觸時，造成扭力梁懸吊系統產生回饋力，進而使輪心Z方向受力激增，同時受到開孔扭力梁結構不連續的幾何外型導致應力流向改變，使結構強度較弱的區域產生挫曲現象。

於動態分析中所輸出的輪心受力為扭力梁式懸吊系統在各時間下的受力結果，若以對靜態模型輸入所有時間之輪心力進行連續之模擬，所得到分析結果將與動態分析結果不符。這是由於靜態沒有重力、慣性力等特性，無法抵消輪心力量，如果輸入所有時間之輪心受力進行模擬，扭力梁式懸吊系統所受到的則是累積各時間下輪心受力的結果，因此僅能分別對各時間來分析。

動態分析所得之輪心受力如圖十一所示，由圖可知塑性應變由0.091秒開始產生。靜態模型輸入採用0.094秒後之輪心受力，所得到的扭力梁皆無產生挫曲變形之結果，此分析結果與動態分析相同。經動態分析之結果判斷輪心需受到至少20000N合力與Y方向3500N以上之力量，扭力梁才會產生塑性應變，而符合上述之輪心受力為0.091~0.094秒間。

經Abaqus靜態分析中直接輸入動

態分析的輪心受力，無法模擬出挫曲變形的結果，經重複確認後發現輪以反向的輪心受力方能得到與動態相符的結果，判斷這是由於車底盤給扭力式懸吊系統的反作用力，而使得扭力式懸吊系統在回饋作用力得過程中產生挫曲變形現象。由0.091~0.094間之反向輪心受力進行分析，扭力梁即會產生挫曲變形現象，動態挫曲出現時間亦為0.091秒左右，而靜態分析得到之趨勢與動態相同。



圖十一 分析時間 0.05 秒至 0.2 秒間之輪心受力與挫曲塑性應變

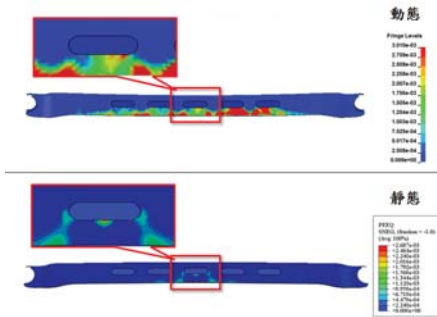
由上述分析結果亦確認小於20KN之輪心合力不足以使開孔扭力梁產生挫曲變形，開孔扭力梁挫曲塑性應變的增加不是因為後續的力量所造成，應是其他部件反彈回原位導致扭力梁變形增加。故延續產生挫曲變形現象之分析結果，進行第二次連續衝擊分析，並確認挫曲變形是否會有增長的現象。分析後開孔扭力梁的挫曲應變確實會持續增加，而造成挫曲應變於釋放受力過程中增加的因素應是懸吊系統僅有扭力梁產生相對較大的塑性變形，因此當釋放受力後，其

他部件反彈回原位時加大扭力梁的挫曲塑性應變。

4.2 動態及靜態分析結果比較與探討

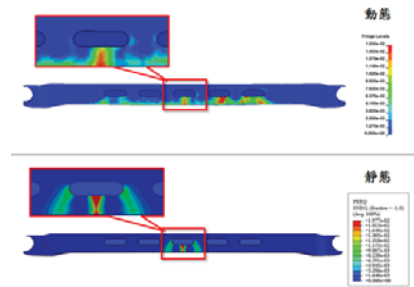
以動態開始產生挫曲現象的輪心受力為參考，輸入靜態模型的輪心進行兩步分析。靜態分析第一步對輪心施加力量，計算之應力結果比較如圖十二所示，圖中右側色表各以中央塑性應變數作為最大值。靜態分析之塑性應變僅于扭力梁中央集中，而動態分析的扭力梁塑性應變分佈于整個扭力梁前方之下緣，這是由於動態分析

為累積的結果，在中央產生挫曲應變前，扭力梁前方之下緣即有塑性變形產生。而靜態僅模擬產生挫曲變形的瞬間，因此僅比對中央塑性應變型的分佈，扭力梁中央孔洞下緣及兩側扭力梁下緣皆有集中塑性應變，動態塑性應變數為 0.00301 靜態則為 0.002687，且兩者扭力梁中央的塑性應變雲圖分佈趨勢相近。

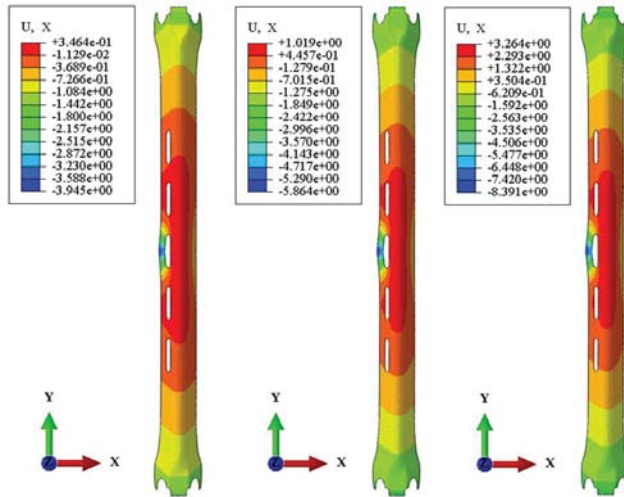


圖十二 動態分析與靜態第一步分析結果

再比較靜態第二步分析輪心不施加力量，釋放懸吊系統之受力。與動態 CAE 分析平穩後之等效塑性應變雲圖進行比較，如圖十三，等效塑性應變皆集中於中央孔洞下方，塑性應變數動態為 0.153、靜態為 0.197，而最後靜態應變數大於動態的結果，應為靜態之輪心受力完全釋放而動態仍有輪胎置重的受力，造成靜態高於動態塑性應變數的結果。



圖十三 動態分析與靜態第二步分析結果



撞擊變形 (mm)	第一次	第二次	第三次
實車試驗			9.0
動態分析	1.0	4.0	9.0
靜態分析	2.8	5.72	10.33

圖十四 靜態連續重複模擬三次之位移結果

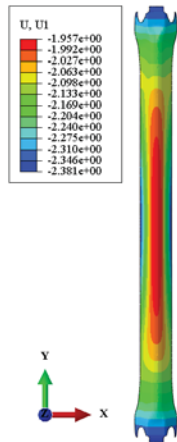
以靜態模擬實車三次試驗之結果如圖十四所示，梁中央挫曲量 1~3 次分別為 2.8mm、5.72mm 及 10.33mm。比對動態 CAE 分析及實車試驗結果，得知靜態與動態 CAE 分析之挫曲變形

量皆會隨撞擊次數增加，且第三次撞擊後之挫曲變形量靜態及動態 CAE 分析皆與實車試驗之挫曲變形量相同。

研究最後採用相同邊界條件對無孔扭力梁進行分析，分析後之無孔扭力梁並不會產生挫曲變形現象，由 X

方向之位移雲圖來看，如圖十五所示，無孔扭力梁變形結果並無出現挫曲變形的突起變形狀態。由此無孔扭力梁及前述的開孔扭力梁變形狀態可知靜態與動態之分析結果趨勢相同。

總結以上結果，使用 Abaqus 靜態分析可分辨不同幾何外型的扭力梁是否會產生挫曲變形現象，亦可模擬挫曲變形隨受力次數遞增現象。與動態分析結果具相同的趨勢，因此于車輛開發初期設計中可採用靜態分析方式進行初步模擬取得結構強度之判斷。



圖十五 靜態分析無孔扭力梁變形結果

參考文獻

- [1]陳複國、楊介一，“管件液壓扭力梁後懸吊系統之強度分析與成行性研究”，國立臺灣大學機械工程學系碩士論文，2012.