

結合 Abaqus、Adams 與 nCode 於 汽車懸吊零件工規試驗之運用

紀翔和*、單一凡**

*華創車電技術中心股份有限公司工程師

**華創車電技術中心股份有限公司副理

摘要

車輛行駛於市場路面情境中，其入力(路面導入輪心之力量)型式為多軸向之隨機震動，其行為極為複雜。為縮短車輛開發之時程，加速車輛開發驗證者取得結構之耐久性能相關資訊，以確認結構設計可滿足消費者之需求，加速耐久路面(或稱為惡路耐久路面)試驗以及系統、零件台架試驗之使用已成為為普遍之驗證方法。受到試驗之成車成本、時間及試驗空間之限制，以虛擬分析模擬驗證與系統台架試驗驗證之方法現今已逐漸使用於取代車輛前期開發之成車試驗。由於單軸向台架試驗與成車多軸向隨機入力試驗明顯具入力源及其行為不同之差異，為使台架試驗可等效於實車試驗，台架試驗條件之訂定與成車試驗之關聯性成為車輛開發及驗證者首要面臨之問題。

本文以成車試驗之多軸隨機入力對結構耐久影響性為目標，基於等效損傷理論，利用 Abaqus、Adams 及 nCode 為分析計算工具進行等效台架試驗條件之訂定，確保了結構之首、次要損傷區域具等效性，成功將成車之多軸向隨機入力轉化為可於實驗室執行單軸台架試驗條件，實現大幅縮減車輛開發中試驗之成車與時間要望，並提供車輛零件品質快速驗證之有效方法。

關鍵字：汽車耐久試驗、多軸疲勞、等效損傷、有限元素法、台架試驗、懸吊零件試驗

ABSTRACT

In the vehicle usage scenarios of the end user, complex loads such as random vibration, impact and multi-axial load of the road load are the main loading of the vehicle suspension component. In order to reduce the cost and the timing of physical durability test, accelerate trouble shutting of the component design and quality control, equivalent virtual simulation and uni-axial bench test are the major method to substitute the real vehicle test. In this paper we successfully use ABAQUS, ADAMS and nCode software to generate the component bench test conditions of front low control arm from RLDA. The calculated total damage values and distribution are confirmed equivalent to the full vehicle physical durability test.

Keywords: Vehicle durability test, Multi-axial fatigue, equivalent damage, finial element method, bench test, suspension component test

一、車輛懸吊試驗-系統及零件

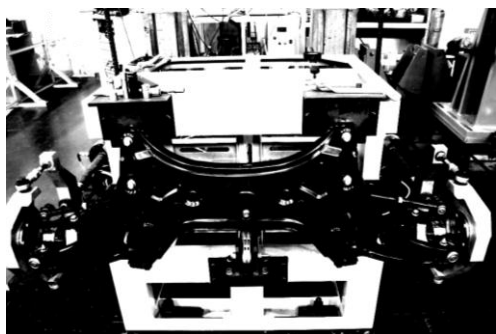
為快速且有效地確認車輛結構設計之各項性能是否達到設計之目標值，同時提早發現潛藏之問題點並確認對策之有效性，車輛於開發期間將使用試車場之各項試驗道進行各項性能試驗。車輛開發過程中結構類之試驗包括(1)成車試驗(2)系統台架試驗(3)零件工規試驗，其中成車試驗為最具代表性及信賴性之試驗方式，不僅其操作為最接近

終端使用者之使用模式，且可同時進行整車內多項系統之整合試驗。然而，成車試驗不僅試體樣本之成本高昂，其試驗時間及場地需求亦為各項試驗方法之最，因此成車試驗多作為車輛開發過程中之最終品質整合確認及評價，對於開發設計及製造過程中之確認試驗則規劃以台架系統試驗或是零件工規試驗取代之，以期快速且提早發現問題點進行解析對策，以降低試驗成本及時程。

新車型前期為取得設計所需之使用情境相關資訊，避免過度設計或設計不足，開發過程中規劃以計測進行各項性能參數之數據取得，對於懸吊耐久強度而言，路面至輪心之入力訊號即為所需之重要基本資訊。圖一為進行整車入力量測試之輪心量測儀器之架設狀態，藉由輪心之入力量測可快速取得車輛於路面行駛過程中懸吊系統所承受之力量，作為車型開發零件設計，測試及虛擬驗證之條件來源。圖二則為前懸吊之台架系統試驗示意，其中之架設包括了車輛前懸吊系統之各項零組件，而其所使用之試驗條件來源則來自成車之入力量測，所進



圖一 整車入力量測試之輪心量測儀器之架設狀態*



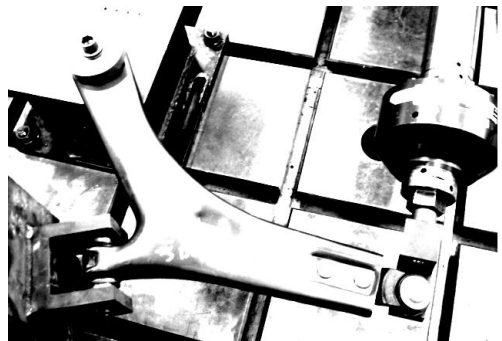
圖二 懸吊之台架系統試驗架設狀態*

*實驗室各項試驗架設狀態為公司內部控管機密資訊，於本文均已經過色彩處理。

行之台架試驗方法亦有多軸入力及單軸入力之區分。

圖三則為本文所討論之主要零組件，前懸吊控制臂之零件工規試驗架設示意，其試驗之方法多以單軸入力為主，目的在於可簡單且快速地對結構耐久試驗結果，並可容易找出問題，以及快速確認對策之有效性。

雖然車輛之開發過程中，結構類耐久性可藉由台架系統試驗及零件工規試驗進行早期快速確認，然而最終其目的仍主要為達成整車之性能確認。若各項試驗條件各自獨立而無關聯性，則試驗將失去其執行之目的，對於台架系統或零件試驗所出現之問題亦無法代表即為成車之問題點而失去對策之意義。因此，建立各項試驗之關聯性及其代表性格格外重要。要如何才能建立具有代表性之台架系統試驗條件及零件工規試驗條件，則為其問題基礎核心。本文以等效損傷理論為基礎概念進行具有代表性之台架零件工規試驗之建立，將於後續章節中詳細說明。



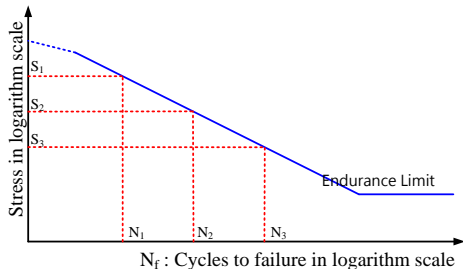
圖三 下控制臂之零件工規試驗架設狀態*

二、基礎等效損傷概念

疲勞破壞於金屬材料表面發生時，其初始裂縫極為微小且成長較為緩慢，因而不易由肉眼觀察所查覺，此階段之裂損多屬於晶格界面間之微小裂損。一旦裂縫發展至快速成長階段時，裂縫則呈現明顯可視之成長，破斷面伴隨大量之海灘紋產生，此階段所產生之紋為判斷疲勞裂損起始點之重要依據之一。當疲勞裂縫成長至較大範圍，而斷面中尚連結之區域強度已不足以抗衡持續施加之外力時，結構將可能於瞬間產生大規模之斷裂破壞。現行之疲勞之原理，源自於1870年德國鐵路工程師 Wöhler 所提出之材料疲勞分析概念，此概念開始了結構疲勞

分析之領域，以有效的預測結構材料之使用壽命。Wöhler 建構系統化之材料分析方法，首先必須取得材料之基本作用應力與其斷裂壽命之關聯，即為材料 S-N 等性曲線。常使用於工程應用中之材料疲勞特性曲線包括應力-壽命曲線(S-N)及應變-壽命曲線(E-N)，二種特性曲線均可適用於結構於線性行為，或裂損尚未發生時之應用中。然而一旦結構出現局部裂損，亦即微小裂縫產生後，其裂縫尖端將為局部非線性行為，亦或當結構之行為已進入非線性階段，此時 E-N 特性將較適合應用於問題之解析中。

常用之結構損傷累積概念定義如下：考慮圖三之材料 S-N 曲線，假設車輛之懸吊零件於行駛過程中受到幅值為 S1 之應力，並計算此 S1 應力出現 n1 次，同時亦受到 S2 應力 n2 次，S3 應力 n3 次...



圖四 計算結構損傷之 S-N 示意圖

由於結構於實際使用過程中常承受到之力量為隨機之訊號，為將隨機之量訊號轉換為可接應用於損傷計算之有效循環訊號，常使用結構受力之計數方法 Cycle Counting Method 有 Rainflow Counting 及 Level Crossing Counting，本文中使用的 Rainflow Counting Method 於量測取得之隨機輸入轉換為有效循環輸入。依據材料之 S-N 曲線，我們可以簡單的計算出零件於此關鍵位置於此段試驗過程中所承受到之累計損傷度(Cumulative Damage)為

$$D = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots$$

此即為 Miner's Rule，而零件於此區域之壽命則為[1]：

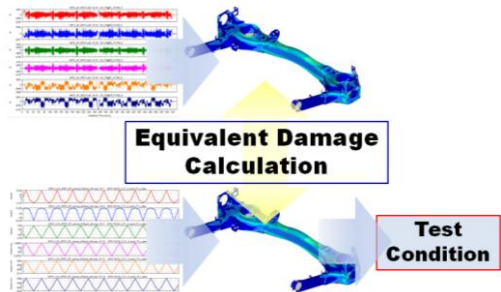
$$L = \frac{1}{D}$$

其中一旦總損傷度值 D 出現大於 1，壽命 L 將出現小於 1 之數值，表示結構於此區域之耐久壽命已耗盡，此時此區域之結構裂損將

開始產生。

Miner's Rule 之材料壽命理論為最基礎之結構壽命計算概念，而實際零件之壽命計算同時還受到許多不同之效應所影響。以材料壽命 S-N 曲線而言，S-N 曲線為標準試體於實驗試中依標準流程所取得之材料基本特性，當結構所受到之力量 Mean 值不同，零件之缺口型式不同，使用環境不同，大小力量作用順序不同等等，均會帶給 S-N 不同程度之變化[2]。因此於使用此理論於實際情況時，使用環境及結構表面之情況均需詳細了解，尤其對於材料焊接後之材質變異均需格外留意，以減少零件壽命預測之誤差。

基於上述損傷累積基礎理論，受力結構中之各部位累積損傷度值 D 可容易地計算取得。為了將台架試驗與成車試驗於疲勞耐久領域取得關連性及代表性，所取得之累積損傷度值 D 將為主要之等效依據。依據 Miner's Rule，疲勞損傷可直接經由線性疊加取得總累積損傷，基於成車試驗所累積之總損傷度值定義為目標，各試驗工況中所計算取得之累損傷將透過損傷度值之比對進行試驗條件之調整，包括試驗力方向，入力幅值以及試驗回數之調整，以達成各部位累積之損傷達分佈及量值近似，此即為等效損傷理論之概念，如圖五所示。



圖五 等效損傷理論之概念

由於汽車車身結構於行駛過程中不致產生大變形，故其疲勞分析僅考慮 S-N 方法即可有一定之代表性，然而汽車之懸吊系統，諸如扭力樑式懸吊為非獨立式懸吊結構，其大部結構於整體變形時為線性之行為，但於結構焊接端點，或晶相組織中微觀之初始裂損產生後，於裂損區之局部行為將進入非線性之領域，此時使用 E-N 方法將較能準確預測疲勞行為。為能將汽車扭力樑

式懸吊系統之疲勞行為作更完整之解析，此論文透過整車多體動力學分析(Multi-Body Dynamic Simulation, MBD 或 MBS)所取得之懸吊節點入力，包括成車耐久試驗及台架零件試驗等工況，最終以基於應變壽命(E-N)理論之疲勞分析方法進行等效損傷驗證分析。

三、耐久分析工具應用邏輯

本研究主要以疲勞損傷度值為判斷基礎進行台架試驗條件之生成及確認，過程中所使用於計算之數值分析之工具包括：nCode Glyphworks、Adams、Abaqus、nCode DesignLife，統整說明其應用邏輯如下：

3.1 取得輪心入力及各零組件(彈簧、避震器等)之節點反力之力量訊號處理：

使用 nCode Glyphworks 進行訊號之各項處理工作，包括有效頻率域之訊號濾波、異常或無損傷訊號切除、兩流及基礎數值統計分析等。其中有效頻率域之訊號濾波之目的在於去除量測過程因儀器電子訊號或外部干擾所產生之異雜訊號，並加以濾除；而異常或無損傷訊號切除主要在於判斷於量測過程中是否因部分異常操作而錄得非必要之訊號，同時判斷低於結構材料疲勞限之訊號予以去除，以確認訊號之正確性及提升計算效率。

3.2 多體動力學動態計算取得節點力時域訊號：

使用 Adams 進行懸吊結構之多體動力學計算，輸入懸吊之各項特性曲線及輪心之入力量測資料，並提取各零件之反力與實際量測值進行比對，確認分析與實測相同後進行細部節點力時域訊號提取，作為後續疲勞耐久損傷計算使用，詳細之節點力計算說明及其階段性驗證方法將於第 4 部分中說明。

3.3 結構單位應力應變計算：

本研究中以 Abaqus Standard 為主要計算結構應力及應變分佈之主要工具。由於線性應力應變計算為基於靜態荷載平衡下之結構力學行為（與時間無關），必須搭配多體動力學所取得之各時間點之節點力時域訊號（與時間相關）作為零件或系統結構

之受力邊界條件，二者間具結構本體慣性動態平衡效應之差異。為有效將此慣性動態考慮，以降低計運動行為所致之誤差，於靜力計算時應將結構本體質量慣性力與外力間之平衡行為納入，此項計算方法即為分析工具中常見之慣性釋放(Inertia Relief)計算[3]。一旦取得結構單位力作動下之應力應變行為後，搭配各時間點之暫態節點力，經線性疊加計算即可取得正確之各時間點暫態應力應變分佈，並於 3.4 步驟中作為各暫態應變及暫態損傷度值之計算。

3.4 結構暫態應變及總體損傷計算：

此部分為結構疲勞計算之驗證及應用流程之核心階段，使用 nCode Design Life 進行之。藉由組合 3.2 及 3.3 階段所取得之結點各時間點之節點力時域訊號，與結構於自體慣性平衡下之靜態應力應變分佈，可計算取得結構於各時間點之應變時域變化及整段量測試驗過程中之總體累積損傷度值。計算各時間點應變時域變化之目的在於與實測應變進行比對，以確認各階段計算結果之正確性，作為整體疲勞計算之最終驗證項目。一旦取得與實測應變相同之動態應變時域變化，即可確認各階段之計算結果之正確性，進而應用在後續之累積損傷度值計算之中。本文之應變比對結果將於第 5 部分之前懸吊下控制臂之實例介紹中詳細說明。

四、節點力量計算與驗證

本文使用 Adams 為車體動力學計算之主要工具，經由整車懸吊參數之基本特性值，包括阻尼及彈簧特性，懸吊模態特性，以及簧上、簧下質量之調整等，應用於 MBD 模型之建構中。車輛模型零件的質量數據設定會影響簧上質量、簧下質量及懸吊件之運動及模態行為，需取得正確之模態特性始可得到正確的節點入力。車輛模型細節之建構包括：輪心力量量測儀器(MTS-Wheel Force Transducers)的位置、質量、車輛單軸配重和懸吊壓縮高度等細節均需與實際車輛相符，以提高模擬結果之正確性。

為確保計算結果具代表性，Jounce Bumper Forces、Shock Loads、Spring Forces、Wheel Spindle Acceleration、Body Acceleration、Wheel displacement，以及 Ride Height 等量測之數據將應用於模

擬與真實量測值之驗證比對，如果缺乏這些基本數據，模擬結果將可能出現與真實車輛行為較大之誤差。

分析中採用三種不同之數值驗證方法，以確認模擬結果與實際測試值於時間軸代表性，包括 PSD (Power Spectra Density)，NRMSD (Normalized Root Mean Square Deviation)[4]，以及 PDI (Potential Damage Index) [9]。

由 Adams 多體動力模型模擬 RLDA 入力量測後輸出節點入力，計算該入力數據的損傷大小，並與真實車輛測試量測數據計算所得損傷大小作比對，若比對之結果顯示兩者接近，亦即模擬計算之節點入力時間歷時與真實車輛量測值誤差落在規範值以內，計算由力量所導致之損傷度亦於規範之範圍中，則表示 Adams 所計算之結果正確，其計算所取得之節點內即與實際零件所承受之內力相同，可直接應用輸出之力量歷時數據進行結構疲勞損傷計算。

由於量測儀器之物理限制，實際量測過程中部分之節點力量於現今仍無法百分之百的量測，亦或需要高額之成本及資源始可量測，然而此無法量測之節點力量值卻為結構設計及其疲勞計算之重要依據。透過多體動力學之計算，並配合重要關鍵點力量之比對，可於虛擬環境中進行與實車等效之試驗，並取得完整之所需節點力量，作為車型開發設計所需之精確條件，以提升材及結構之使用效率，達成所需之耐久強度性能。本研究將針對車輛之前下控制臂執行之節點力量量測及多體動力學計算結果進行詳細比對，並於第五部分以案例型式詳細說明。

五、實例運用:車輛前控制臂之零件台架試驗

為有效執行此項零件工規之制訂計劃，初期定立執行之詳細流程計劃中主要包括三項重點部分：

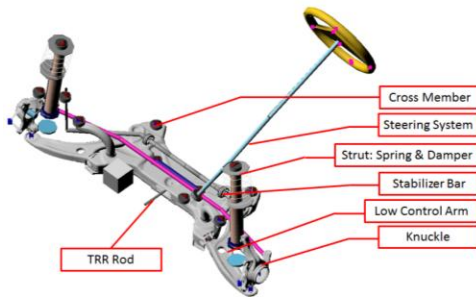
- (1)工規試驗項目製定：依零件之主要及次要受力方向進行試驗條件之執行項目，同時參考實驗室台架試驗之設備及相關架設技術進行調整，以滿足具代表性及實驗可行性為主要目的。
- (2)推估試驗條件：經由實車入力量測取得之輪心入力資訊，再透過多體動力學計

算取得零件各節點之力量時域訊號，包括實車及台架試驗之節點時域訊號，最後由結構應力應變計算及損傷計算進行比對，以取得具等效性之零件工規台架試驗條件。此過程中將進行多次之調整計算。

- (3)實車及工規試驗條件之量測比對：於虛擬計算中確認零件試驗條件之代表性後，為確認其與實際之零件具等效，規劃再次之入力量測比對。此回之入力量測以單一之零件貼附多個應變計，依序架設於實車及試驗室之台架上，進行實車路試及零件工規之應變時域訊號量測，並以實測應變計算真實累積損傷度值作為比對依據，以確認所定訂之試驗條件確實具代表性。此項目依所需之時間較長，且耗費較高之資源，一旦零件工規試驗之制定方法確認後，未來於其他新車型開發平台，或延車車型開發過程中將可省略執行，僅於 CAE 分析中進行虛擬計算確認即可。

5.1 隨機入力源計算：整車路面載荷量測 (Road Load Data Acquisition)及多體動力學計算[工具:nCode, Adams]

為取得真實車輛懸吊系統於試驗道上所承受之力量 Time history，並使用於後續懸吊系統之設計及對策中，車輛於實際測試道上行進時之輪心力量必須由特殊之量測儀器量測取得，本計劃中使用 MTS 之 Wheel Force Transducer “SWIFT”作為六軸入力之量測儀器。此案例中實車入力量測數據之主要應用於懸吊系統多體動力學之計算、取得懸吊零件有效節點力、路譜規劃等效損傷計算、懸吊及車身結構零件潛在損傷計算及對策分析等，而基本量測之訊號包括(1)輪心力量量測；(2)輪心及車身加速度量測；(3)結構應變計量測。其中輪心力量、力矩將作為多體動力學計算所需之輸入量值，而加速度及應變反應值則作為計算結果之核對確認使用，以確認分析模型之正確性。節點力計算所建構之 Adams 多體動力學模型表示如圖六。

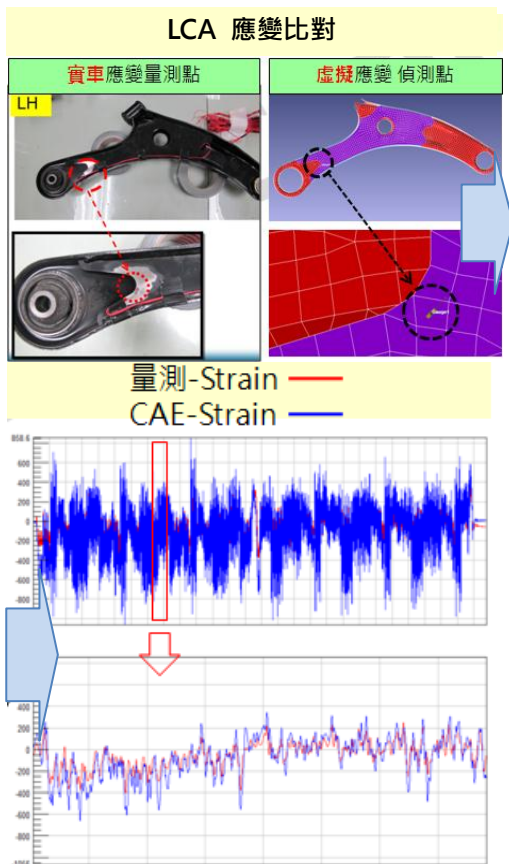


圖六 前懸吊系統多體動力學模型

5.2 CAE 模型建立:隨機入力疲勞損傷計算及驗證(虛擬應變與實測應變) [工具: Abaqus, nCode]

經有限元分析模型建立及依第 3 部分之應用邏輯說明進行實測應變及虛擬應變之比對結果顯示如圖七所示。

圖七上圖左側為 LCA 實測應變量測之應變計貼附位置說明，右側則為對應之



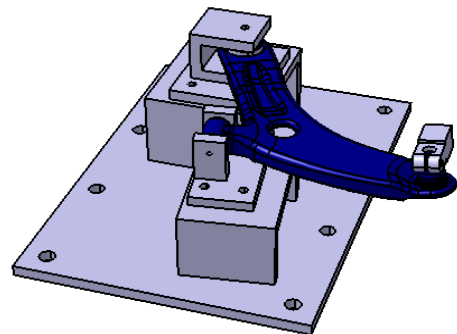
圖七 LCA 實測應變及虛擬應變之比對

CAE 虛擬模型中之應變訊號提取位置，二者需確保相對位置及方向之一致。此計劃中實際比對了左右兩側 LCA 共計二個應變偵測訊號，其結果均可達成高度之一致性，可作為確認多體動力學及其計算節點力，以及 CAE 應力應變分析模型之正確性*，並使用於後續零件台架試驗等效損傷之使用。

*節點入力及應變時域訊號之比對評估標準及其結果為公司內部控管機密資訊，於本文中將不予公開。

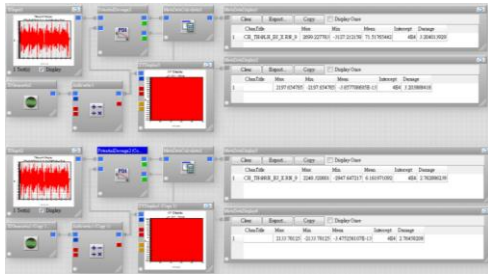
5.3 等效損傷：零件台架工規試驗條件建立及驗證 [工具: Adams, nCode]

經以上各項之入力及模型代表性確認後，即可利用其資訊進行此計劃之主軸：零件台架工規試驗條件之建立，而此部分仍為基於虛擬分析模型中執行。在與測試、CAE、設計及開發單位進行多方討論後，共同決定出試驗條件提案。此試驗條件之可執行性需經開發與設計單位同步與零件承製廠商確認執行之可行性，測試單位則提供相關架設資訊以及硬體需求予未來之承測單位作為治具設計及試驗架設執行之參考，而虛擬驗證單位則負責試驗條件之建立及其代表性之確認，各領域單位依其專職共同完成此項計劃。



圖八 LCA 工規試驗治具設計

圖八為此項計劃中依試驗所需所建立之治具示意圖，圖九則為確認試驗條件於 nCode 中所編寫之損傷計算比對流程，其中主要為將隨機之入力訊號轉換為台架試驗易於執行之正弦函數訊號，二者具相同之總累積損傷度值。經多次調整等效損傷比對後之試驗條件如表一所示，其中力量、行程條件與其執行回數為相依，可視測試單位之機具能量及目標完成時程之需求進行調整。



圖九 損傷計算比對流程

項目	施力點	力量(N)	回數
前後力 (縱向 FX)	B**	±2000	**萬
左右力 (垂向 FY)	B**	±4400	**萬
上下力 (側向 FZ)	B**	±760	**萬

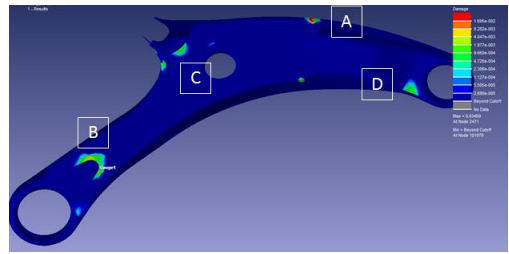
表一 損傷等效性比對後之試驗條件

**等效試驗力量、回數及施力點定義等相關資訊為公司內部控管機密資訊，於本文中將不予公開。

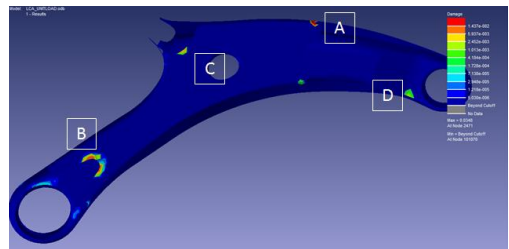
為確認所建立之台架試驗條(單軸向累加，正弦訊號)件與實車測試(多軸向，隨機訊號)之關連性，評估過程中以整體損傷度值分佈進行確認比對。圖十(a)為經實車入力量測取得之訊號經 nCode DesignLife 計算後之零件累積損傷度值分佈，而圖十(b)則為表二之台架試驗條件經 nCode DesignLife 計算後之零件累積損傷度值分佈，並將其中之四個最高損傷度值表列比對於表二。

由圖十及表二之結果可得知，經由此計劃所產生之台架試驗條件可有效代表實車試驗，其中以第一(最高)損傷點為最高裂損風險區。

此計劃有效取得零件之等效台架試驗條件，應用於車型開發中不僅可減少整車測試所需之高昂測試費用，加速整車開發之驗證時程，更可應用於零件試作及量測之品質管控，對於汽車零組件之開發具極為重要之意義，而此計劃所建構之流程及其成果亦已於華創現行各車型懸吊零件開發中發揮其關鍵效益。



圖十 (a)實車零件累積損傷度值分佈



圖十 (b) 零件台架試驗累積損傷度值分佈

位置	實車耐久 累計損傷	零件試驗 累計損傷	損傷比 台架/實車
A	0.03469	0.03480	1.003
B	0.005821	0.01327	2.277
C	0.002309	0.006171	2.673
D	0.001264	0.01223	0.897

表二 四個最高損傷度值表列比對

六、參考文獻

- [1] Norman E. Dowling, "Mechanical Behavior of Materials - Engineering Method for Deformation, Fracture, and Fatigue" Second Edition, Prentice-Hall International, INC., 1999
- [2] Y. L. Lee, J. Pan, R. Hathaway, M. Barkey, "Fatigue Testing And Analysis - Theory and Practice", Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005
- [3] 紀翔和、單一凡、傅增棟，路面動態載荷之懸吊入力與疲勞損傷分析 第二部份：扭力梁式後懸吊系統壽命分析，北京 Altair 技術大會，2013
- [4] 傅增棟、謝滋恩、紀翔和、單一凡，路面動態載荷之懸吊入力與疲勞損傷分析 第一部份：懸吊載荷之多體動力學模擬，北京 Altair 技術大會，2013
- [5] Y. Zhang, P. Xiao, T. Palmer and A. Farahani, "Vehicle Chassis/Suspension Dynamics Analysis - Finite Element Model vs.

- Rigid Body Model", SAE Technical Pater, 980900 , 1998
- [6] J. A. Schudt, R. Kodali, M. Shah and G. Babiak "Virtual Road Load Data Acquisition in Practice at General Motors", SAE Technical Pater, 2011-01-0025
- [7] J. A. Schudt, P. Kodali, H. J. Hong and V. Chidambaram, "Supplementation of Measured Vehicle Road Loads to Study Vehicle Configuration Changes", SAE Technical Pater, 2005-01-1403.
- [8] nCode GlyphWorks / DesignLife Administrator Guide, HBM, Inc. (HBM-nCode), 2011
- [9] Hypermesh User's Guide, Altair Engineering, Inc., 2012
- [10]成艾國，沈陽，姚佐平，"汽車車身先進設計方法與流程"，機械工業出版社，2011
- [11]周長城，"車輛懸架設計及理論"，北京大學出版社，2011

七、致謝

感謝此項計劃之相關各級主管、顧問及執行人員，使此項計劃可順利完成：

計劃指導：單一凡副理

施俊利課長

能秀和(Japan)顧問

實車入力量測：何鴻翔

多體動力學計算：謝滋恩

台架試驗量測：蔡孝彥、郭柏誠