

## 大客車車體結構之剛性與應力分析

胡惠文<sup>1</sup> 王栢村<sup>2</sup> 楊忠霖<sup>1</sup>

複合材料與結構實驗室

<sup>1</sup>國立屏東科技大學車輛工程系

<sup>2</sup>國立屏東科技大學機械工程系

E-mail: [huiwen@mail.npust.edu.tw](mailto:huiwen@mail.npust.edu.tw)

教育部計劃編號：公-05-工-032

### 摘要

本研究主要是以電腦輔助工程分析(CAE)探討大客車車體結構之剛性與強度設計。研究對象為成運汽車公司所製造之國光號大客車, 型號 BH-120-01。內容包括建立車體結構與底盤大樑等結構之CAD圖檔、CAE分析模型、有限元素分析、以及相關材料之機械性質測試。探討比較車體結構中有、無地枕結構, 以及考慮乘客、引擎、油箱重量下車體結構所產生之結構變形、應力與應變能, 分析案例包括: 彎曲剛性、扭轉剛性、急減速與急轉彎所產生之慣性力等, 以及結構自然頻率。分析模型包括車體鋼骨結構、地枕結構、底盤大樑結構、引擎與變速箱、以及油箱。分析結果提供成運汽車作為改善設計之依據。

**關鍵字：**CAE、有限元素模型、結構剛性、自然頻率

### 1. 前言

大客車是所有道路車種中乘載量最高的交通工具, 根據交通部 94 年 5 月統計資料顯示目前我國大客車總數為 25,737 輛, 約佔汽車總數 6,170,215 輛(不含機車)之 4.17%。雖然其數量與比例皆遠不及於其他車種, 但就事故之發生率與嚴重性而言, 大客車每萬輛之肇事率為 1.95%, 死亡率亦為 3.13%, 遠高於小客車之比率(肇事率為 0.13%, 死亡率為 0.14%), 因此大客車車體結構的安全設計與製造嚴重影響乘客的安全。

設計大客車車體結構主要有兩項重點：(一) 結構剛性：指的是車體結構受力後的變形程度特性；(二) 結構強度：則是車體結構受力所產生之應力是否會造成材料破壞或結構挫曲, 以上兩項設計參數影響大客車車體結構的安全最多。Hu 等人[1]在研究轎車車體結構時指出：結構樑柱之間的接合剛性(Joint stiffness)是影響結構剛性的重要參數, 另外車內置物架以及置物架下的橫樑亦可明顯提高車體結構剛性。一般大客車車體結構內並無橫向置物架的設計, 但如同 Roca 等人[2-3]指出乘客座椅的固定方式與位置會影響結構剛性。大客車車體結構的主結構件多為樑柱結構, 所以樑柱間的接合剛性影響整體結構剛性較大, 接合處的焊接方式以及構件數目會是關鍵, 至於接合點的數值模擬方法 Yim 與 Lee [4]有詳細的說明。對於抵抗車體屋頂壓垮變形上, Lilley 與 Mani [5] 提出可以在空心樑柱結構內填充聚氨酯發泡(Polyurethane Foam)以增加構件的彎曲剛性。另外,

Nakamura 等人[6]的研究顯示：應用纖維強化複合材料(Fiber-reinforced composites)不但可以提高車體結構剛性, 亦可大幅降低車體重量, 減少所需消耗的能源。

Wang 等人[7]提出分析大客車車體結構剛性與強度時, 須考量車輛在行駛中實際遭遇的各種負載情況, 包括：彎曲、扭轉、急減速與急轉彎。而為了精確的模擬邊界條件, Wang 等人加入了模擬空氣懸吊的等效模型, 以彈簧元素與樑元素來模擬, 並考慮來自車體、乘客、引擎、變速箱、前後軸以及空調系統等重量, 施加在車體結構之電腦分析模型。Wang 等人建議車體結構之扭轉負載主要來自車輪中有一輪懸空時, 前述重量施加在車體結構而造成扭轉變形, 這種情形可能出現在車輛慢速行駛於凹凸不平的路面。另外, 當車輛急減速或急轉彎時, 前述的重量會分別產生將近 0.7G 與 0.4G 的慣性力, 造成車體結構的變形。因此, 如何在設計階段精確地分析車體結構的實際負載情況, 可以提供車體結構設計有價值的數據參考。

國內傳統大客車製造廠大多採用進口底盤自行打造車體結構, 並未採用電腦輔助工程設計與分析工具, 亦無進行嚴謹的分析與測試, 打造的車體結構不但容易造成尺寸上銜接誤差, 也往往因為結構加強的位置不正確而導致結構剛性不足或太高造成車身過重, 隱藏著諸多安全上的問題。本研究之目的是運用電腦輔助工程設計與分析(CAD/CAE)的技術分析大客車車體結構之剛性與強度, 以提供成運汽車公司設計製造車體結構的參考。分析內容包括：建立車體結構與底盤大樑等結構之CAD圖檔、CAE分析模型、有限元素分析, 探討車輛在行駛中所遭遇的各種負載情況下所產生之結構變形與應力。並進行相關車體結構材料之機械性質測試, 以確保電腦分析模型的準確性。另外, 車體結構重量與剛性亦影響車體振動行為, 不但影響乘坐的舒適性, 亦會造成結構噪音、疲勞與耐久的問題。國內大客車的振動與噪音問題一向嚴重, 因此本研究亦簡單分析車體結構的自然頻率與模態振型。

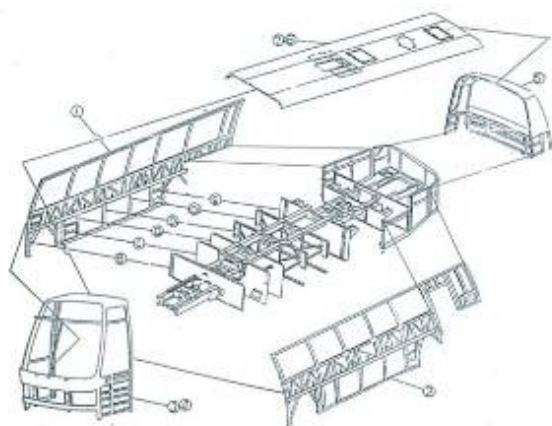
### 2. 研究方法與步驟

#### 2.1 建立電腦輔助設計(CAD)模型

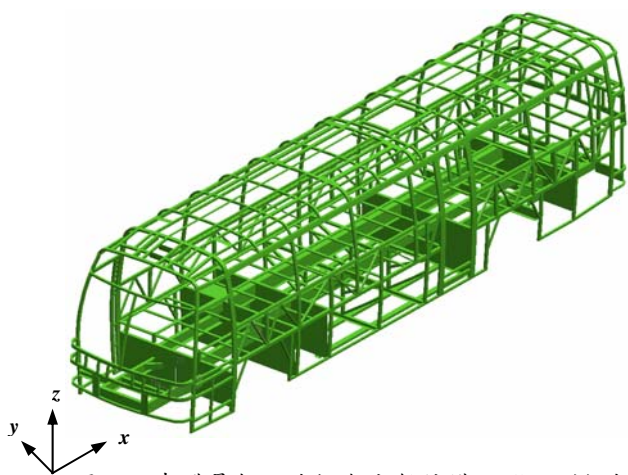
建立車體結構的CAD/CAE模型可以按照大客車的組裝順序來進行。一般大客車車體主要結構是以鋼管焊接組合而成, 組合程序先由子系統結構焊接, 例如前後

檔結構系統、左右側邊結構系統、車頂鈹結構系統、底盤大樑結構系統,最後在將所有子結構系統組合成整車結構。圖一所示為整車結構系統,組裝時必須以治夾具固定其子系統,然後才進行全面焊接組裝。

本研究採用電腦輔助設計軟體(UniGraphics, UG)來建立大客車車體結構模型。首先建立每一根鋼骨結構的斷面與厚度尺寸,並沿著結構長度方向以直線或曲線建立實體圖。鋼骨結構之間的銜接應符合實際焊接組裝的幾何形狀,訂定整體座標後分為六個部位,依序為前後擋結構、左右側邊結構、車頂鈹結構、底盤大樑結構建立三維的電腦設計圖。圖二所示為整體車體與底盤結構之CAD模型,其尺寸為:車高2.825 m、車寬為2.44 m、車身總長11.875 m。 $x$ 軸由車頭往車尾方向, $y$ 軸則是往左側方向, $z$ 軸則是往車頂的方向。電腦輔助設計軟體還能提供計算整車骨架與底盤的重量以及重心的位置,可以在設計階段及時控制整車的重量。



圖一、大客車車體結構系統

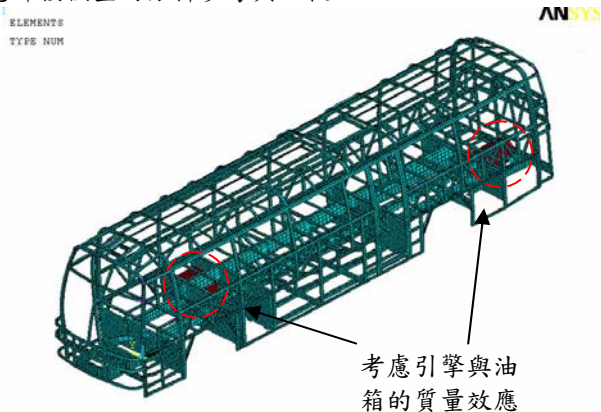


圖二、車體骨架、地枕與底盤結構之CAD模型

## 2.2 建立電腦輔助工程分析(CAE)模型

大客車之電腦輔助工程分析模型是採用有限元素分析軟體ANSYS來建立,包含車體、底盤結構、油箱以及引擎,另外為了固定乘客座椅,有些車種會設計地枕結構以提供較佳的剛性,因此本研究亦將枕結構放入電腦模型。首先將UG所建構的3D模型之點、線,經IGES檔案(起始圖形交換規格)輸入ANSYS後,再

利用這些點和曲線來產生面與實體。本研究採用四格點的線性殼元素(Shell63)來模擬車體鋼骨、地枕結構、底盤大樑結構與局部的補強鈹。引擎與油箱的部分以八格點的線性實體元素(Solid45)模擬,主要以掌握質量效應對於車體整體結構的影響。圖三所示為完成的有限元素分析模型,該模型總共使用了46301個元素以及43884個格點。鋼骨結構以及各子系統之間的焊接模擬並不在本文中探討,因此本分析模型僅以共用格點來連接不同鋼骨結構以及各子系統之間的元素。這樣的模擬方式預期可以得到較佳的結構剛性,亦可作為下一步考慮焊接模型的分析參考與比較。



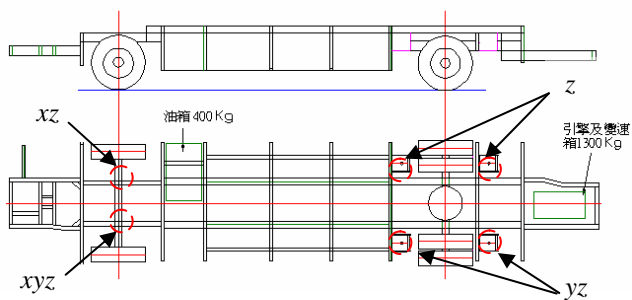
圖三、車體骨架結構的有限元素模型

負載條件除了考量來自於車體、底盤結構本身的自重外還考慮乘客數45人外加駕駛1人的重量,(按照歐盟法規ECE R66 [8]內容預設每人重量為68 kg),另外油箱重量為400 kg,地枕的重量為264 kg,引擎和變速箱以及相關配件總重為1300 kg等。

邊界條件以考量實際懸吊系統位置來拘束,圖五所示為後懸吊系統之實際邊界條件,懸吊固定在補強鈹位置一點,由於實際的補強鈹底部的懸吊彈簧有一圓盤結構支撐,拘束範圍比較大,然而本研究之分析模型採用較嚴苛的拘束條件來模擬,僅約束懸吊固定在補強鈹位置的一個格點的自由度,因為如果所分析出來的結果仍舊在接受範圍內,那麼在其他拘束條件下的分析結果也可以接受。圖四所示為分析模型的邊界條件,取六個懸吊系統位置來拘束,前懸吊位置一端固定3個自由度 $x$ 、 $y$ 、 $z$ 方向,另一端則固定 $x$ 、 $z$ 方向,後懸吊位置一端固定 $y$ 、 $z$ 方向,另一端則只固定 $z$ 方向。



圖四、懸吊之實際邊界條件



圖五、分析模型的邊界條件

### 2.3 結構材料參數

車體結構材料採用SPS30的矩形斷面鋼管, 底盤結構材料則是採用SS41P矩形斷面鋼管以及SAPH45的鋼鈹。材料的機械性質如表一所列, 其中底盤結構材料採 JIS G3113、G3101 規格所提供的車輛結構用鋼資料 [9], 由於車體結構材料因各車廠而異且剛性與強度嚴重影響乘客安全, 本研究實際取樣進行拉伸試驗來獲的材料參數。圖六所示為車體結構材料的拉伸試驗裝置。鋼材密度皆以  $7.85 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$  輸入分析。

表一、材料機械性質

機械性質 材料	彈性模數 (GPa)	降伏強度 (MPa)	抗拉強度 (MPa)	浦松 氏比
SPS30	193	341	391	0.3
SS41P	200	> 245	400~500	0.3
SAPH45	200	> 295	> 440	0.3



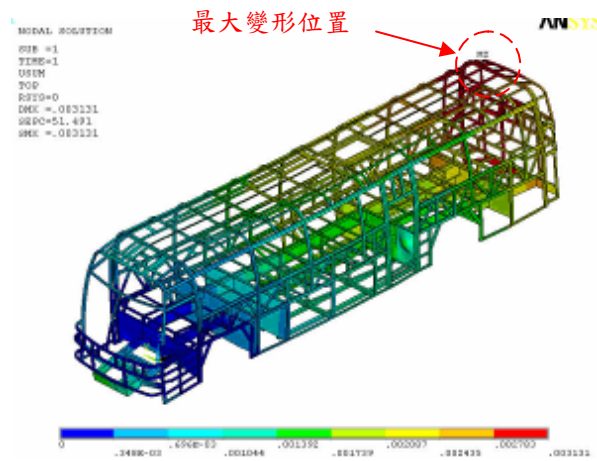
圖六、拉伸試驗

## 3. 結果與討論

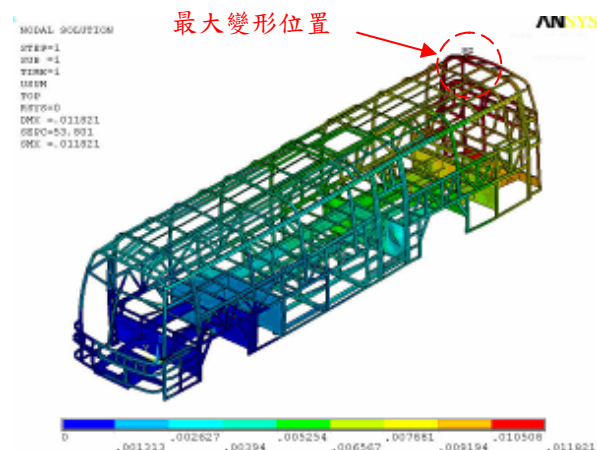
### 3.1 彎曲剛性與應力

彎曲剛性主要是確認車體結構承受垂直負載所產生之變形與應力。負載條件考慮懸吊系統以上的主要零組件結構的重量, 包括車體與底盤結構、油箱、引擎與變速箱, 以及駕駛與所有乘客重量。圖七(a)所示為只考慮車體骨架重量所造成的結構變形, 分析結果顯示最大變形量為 3.1mm, 位置在右側車尾上部結構處。圖七(b)所示考慮所有的重量包括: 引擎、油箱以及乘客重量。分析結果顯示最大變形量為 11.8mm。

圖八(a)所示為只考慮車體骨架重量時的 von Mises 應力, 最大應力值為 82.2 MPa。圖八(b)所示為考慮乘客與引擎、油箱重量時的 von Mises 應力, 最大應力值為 252MPa, 位置在右側後懸吊鈹件處, 顯示後懸吊附近的應力頗高, 已經接近降伏強度, 原因是邊界條件只約束懸吊位置鈹件上的一格點, 屬於比較嚴苛的假設條件。分析結果可以提供設計者進行適當的局部補強。

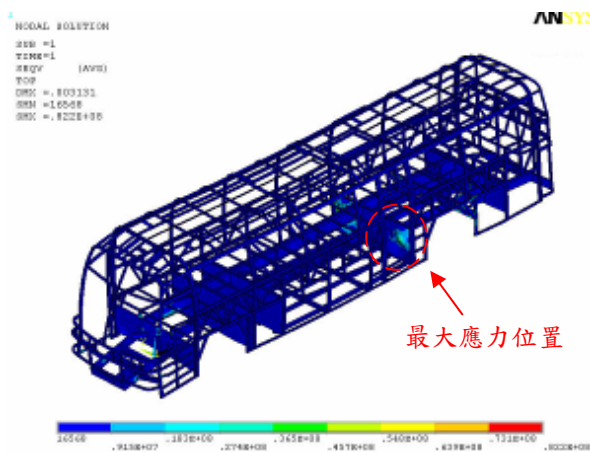


(a) 車體骨架結構重量

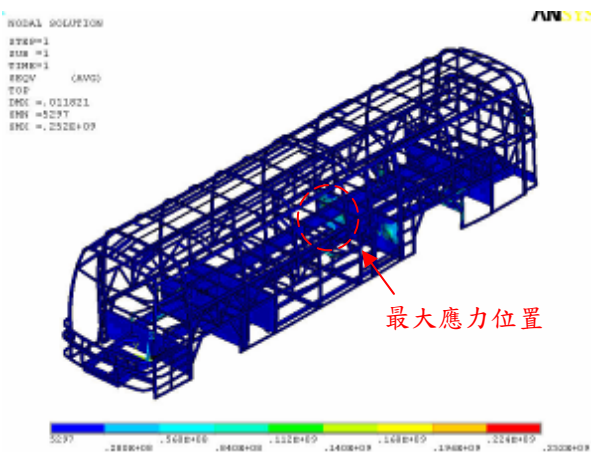


(b) 考慮乘客與引擎、油箱重量

圖七、彎曲負載下的變形分佈

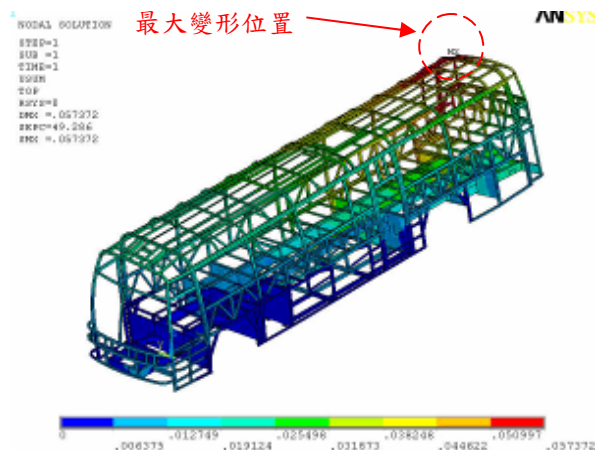


(a) 車體骨架結構重量



(b) 考慮乘客與引擎、油箱重量

圖八、彎曲負載下的 von Mises 應力分佈



(b) 考慮乘客與引擎、油箱重量

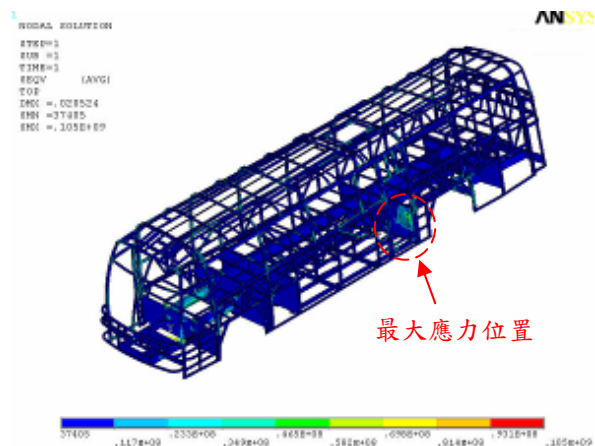
圖九、扭轉負載下的變形分佈

### 3.2 扭轉剛性與應力

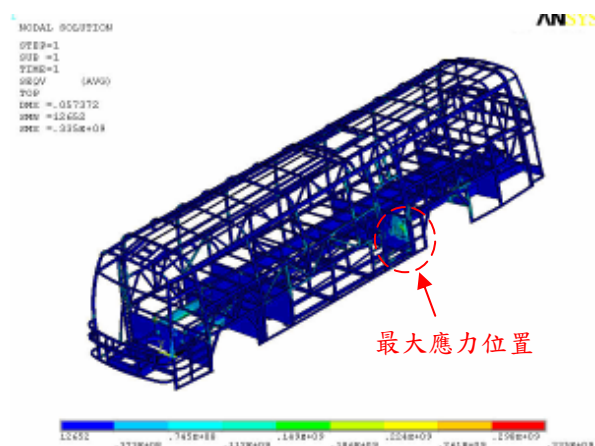
扭轉剛性主要是確認車體結構承受懸吊系統在凹凸不平的地面做上下運動所產生之負載。負載條件考慮最嚴苛的條件，將後懸吊系統右側的約束解除，模擬該處車輪懸空的情況下，整體結構產生的變形與應力。負載包括車體與底盤結構、油箱、引擎與變速箱重量、駕駛與所有乘客重量。

圖九(a)所示為只考慮車體骨架重量造成的扭轉變形，顯示最大變形量為 20.5mm，圖九(b)所示考慮乘客與引擎、油箱重量的扭轉變形，顯示最大變形量為 57.4mm，位置在右側車尾上部結構處，顯示引擎與變速箱系統重量的影響仍然很大。

圖十(a)所示只考慮車體骨架重量造成的 von Mises 應力，最大應力值為 105 MPa。圖十(b)為考慮乘客與引擎、油箱重量時的 von Mises 應力，最大應力值為 335 MPa，位置在左側後懸吊鈹件處，接近降伏強度，原因如前所述探討，在嚴苛的邊界條件下，只約束懸吊位置鈹件上的一格點。分析結果可以提供設計者進行適當的局部補強。

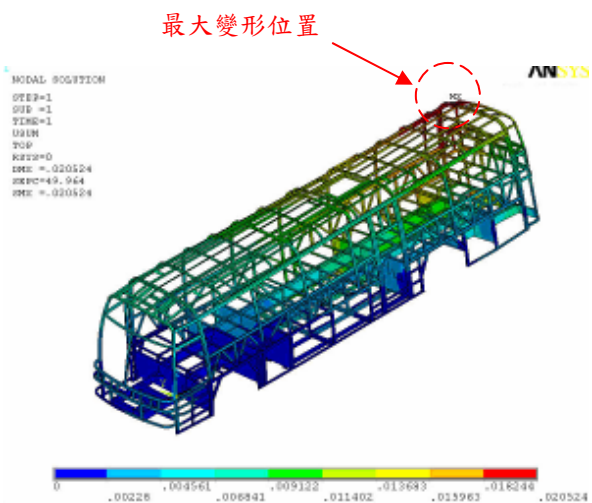


(a) 車體骨架結構重量



(b) 考慮乘客與引擎、油箱重量

圖十、扭轉負載下的 von Mises 應力分佈



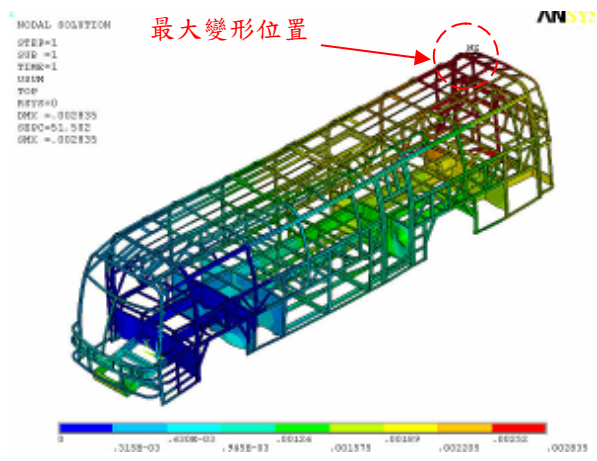
(a) 車體骨架結構重量

### 3.3 急減速下結構剛性與應力

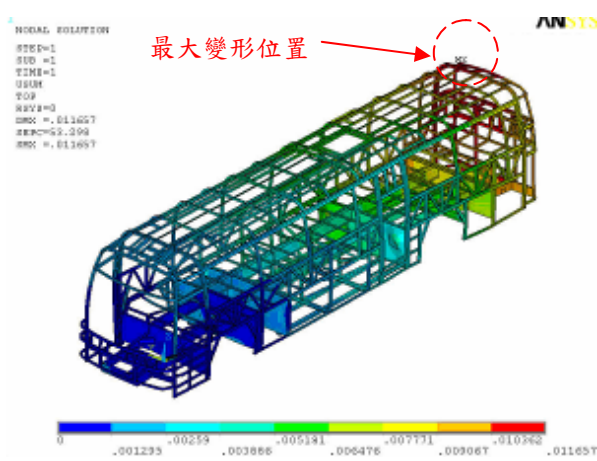
行駛中的車輛遭遇緊急狀況時, 緊急煞車所造成之急減速可能產生將近 0.7 G 的慣性力。本分析探討車體結構承受此嚴苛的負載條件下產生的變形與應力。

圖十一(a)所示為只考慮車體骨架重量造成的在急減速負載下的變形, 分析顯示最大變形量為 2.8mm。圖十一(b)所示為考慮乘客與引擎、油箱重量時急減速負載下的變形, 分析顯示最大變形量為 11.7mm。位置在右側車尾的上部結構處, 顯示引擎與變速箱系統的質量慣性影響頗大。

圖十二(a)所示為只考慮車體骨架重量造成的 von Mises 應力, 最大應力值為 79.9MPa。圖十二(b)所示為考慮乘客與引擎、油箱重量時的 von Mises 應力, 最大應力值為 248MPa, 位置在右側後懸吊鈹件處, 接近降伏強度。其結果與原因與如前所述探討的彎曲負載, 顯然後懸吊結構的局部補強是必要的。

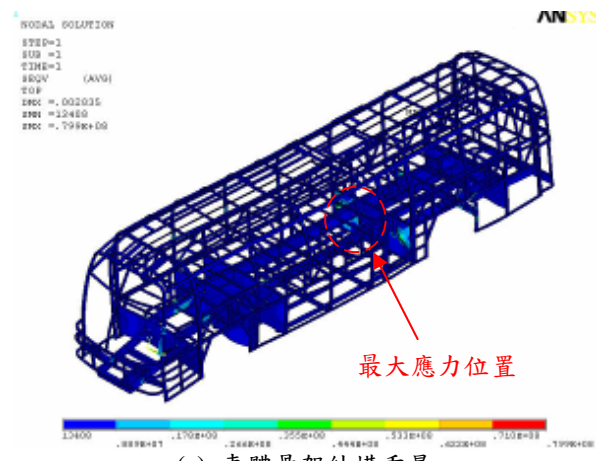


(a) 車體骨架結構重量

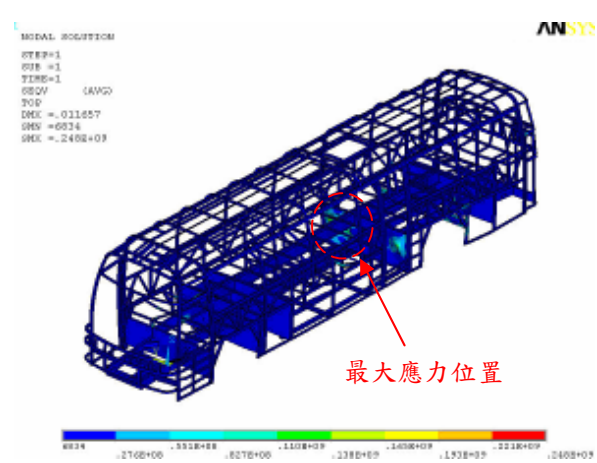


(b) 考慮乘客與引擎、油箱重量

圖十一、急減速負載下的變形分佈



(a) 車體骨架結構重量



(b) 考慮乘客與引擎、油箱重量

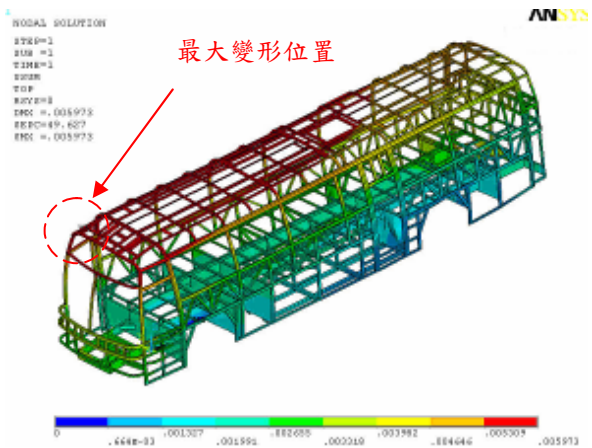
圖十二、急減速負載下的 von Mises 應力分佈

### 3.4 急轉彎下結構剛性與應力

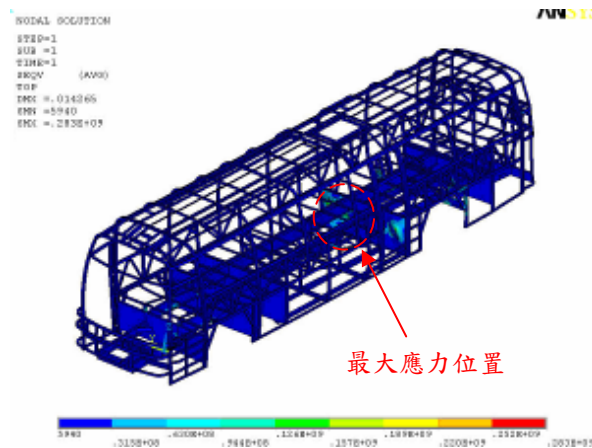
行駛中的車輛在急轉彎時可能產生將近 0.4 G 的側向慣性力, 甚至可能造成翻覆。本分析探討車體結構承受此嚴苛的負載條件下產生的變形與應力。邊界條件如圖五所示。

圖十三(a)所示只考慮車體骨架重量在急轉彎負載下的變形, 分析顯示最大變形量為 6.0 mm, 位置在右側車前上部結構處, 圖十三(b)所示考慮乘客與引擎、油箱重量在急轉彎負載下的變形, 分析顯示最大變形量為 14.3mm, 位置在右側車尾上部結構處。顯示引擎與變速箱系統的質量慣性影響頗大。

圖十四(a)所示為只考慮車體骨架重量的 von Mises 應力, 最大應力值為 113MPa, 圖十四(b)所示為考慮乘客與引擎、油箱重量的 von Mises 應力, 最大應力值為 248MPa, 位置在右側後懸吊鈹件處, 接近降伏強度。其結果與原因與如前所述探討的彎曲負載, 顯然後懸吊結構的局部補強是必要的。

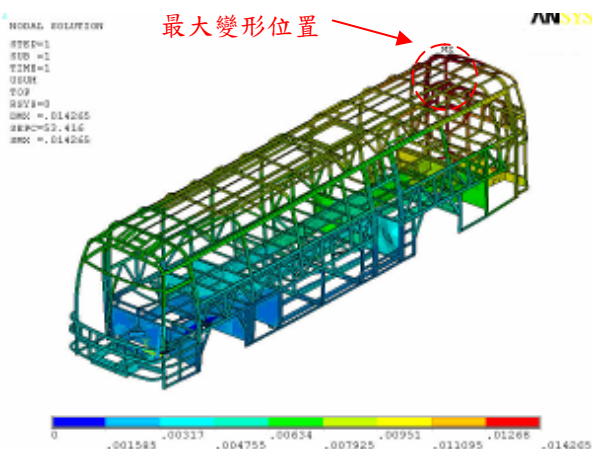


(a) 車體骨架結構重量



(b) 考慮乘客與引擎、油箱重量

圖十四、急轉彎負載下的 von Mises 應力分佈



(b) 考慮乘客與引擎、油箱重量

圖十三、急轉彎負載下的變形分佈

表二、各種負載下的分析最大變形

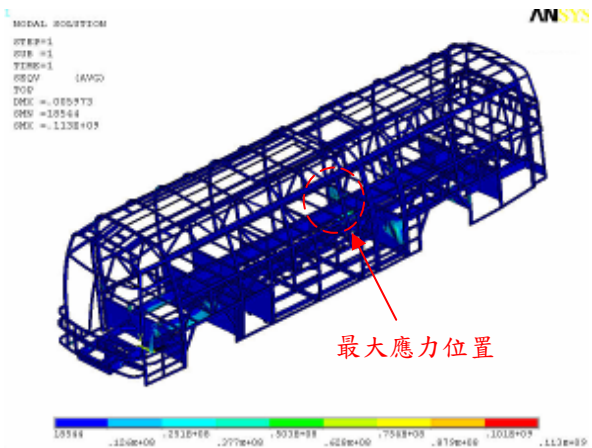
分析案例	(mm)		考慮乘客與引擎、油箱重量
	(無地枕)	(有地枕)	
彎曲	2.7	3.1	11.8
扭轉	19.3	20.5	57.4
急減速	2.5	2.8	11.7
急轉彎	6.1	6.0	14.3

表三、各種負載下的分析最大應力

分析案例	(MPa)		考慮乘客與引擎、油箱重量
	(無地枕)	(有地枕)	
彎曲	72.8	82.2	252
扭轉	97.1	105	335
急減速	71.5	79.9	248
急轉彎	99.1	113	283

總結以上分析結果，四種分析案例的負載條件下，考慮乘客與引擎、油箱重量時，則最大變形都發生在車尾的上部結構處，顯示引擎與變速箱系統的質量效應頗大。最大 von Mises 應力都發生在後懸吊結構附近的鈹件以及底盤大樑處，而且在考慮乘客與引擎、油箱重量時，von Mises 應力值已接近降伏強度，儘管懸吊位置的約束條件比較嚴苛，然而從分析結果來看，後懸吊結構的局部補強仍有必要。考慮加入地枕結構時，變形與應力值皆稍微變大，原因是地枕結構的重量所造成的，但地枕結構將近有 264 kg，徒增油耗與排氣污染。表二與表三所列为各種負載下的分析結果。

從以上四個分析案例來看，地枕結構對剛性的影響似乎不大，然而如果從結構自然頻率與模態振型來看，地枕結構明顯提高了整車結構剛性(如表四所列)，影響最明顯的是第一與第二個整車側向彎曲振型，自然頻率



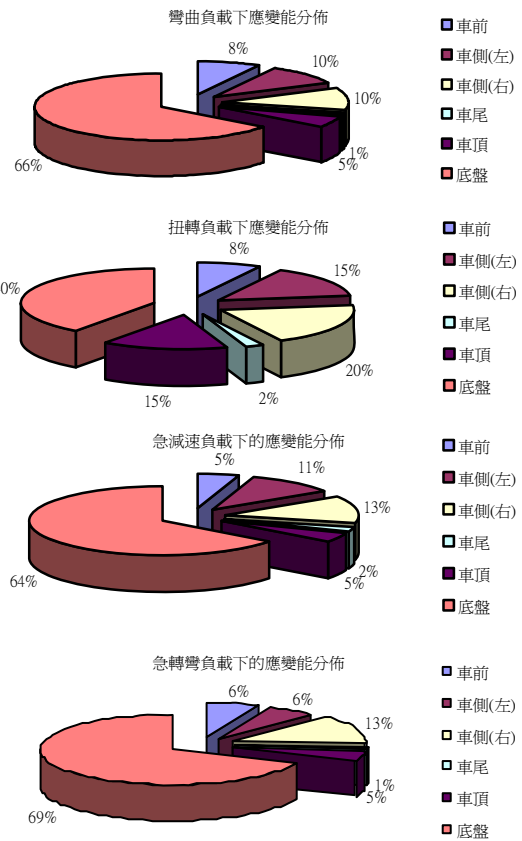
(a) 車體骨架結構重量

分別提高了 3.3 與 6.4 Hz。

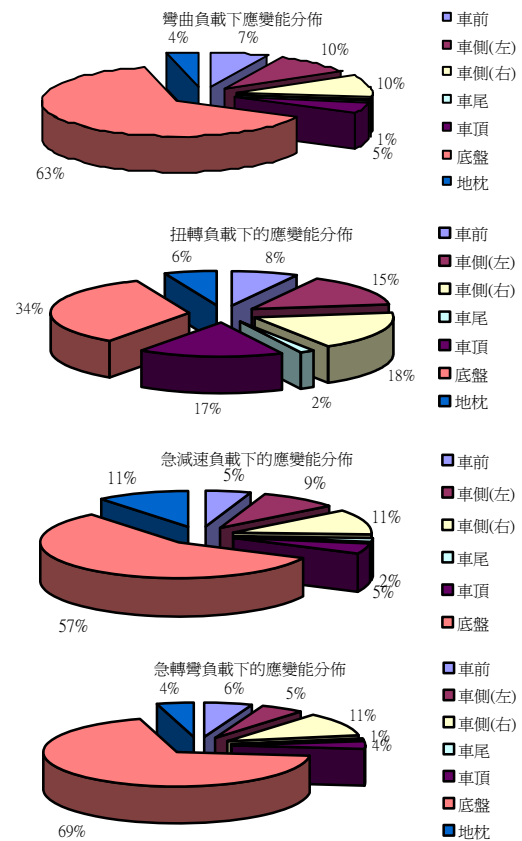
從能量的觀點來看,地枕結構可以有效地分攤結構的應變能。圖十五~十七所示為整車結構變形後的每一個子系統的應變能比例,分析結果顯示無地枕結構在四種分析案例的負載條件下,底盤結構系統吸收了最多的應變能(如圖十五)。另外值得注意的是扭轉剛性分析中,車側與車頂結構系統吸收的應變能比例較其他分析案例為高,這是合理的結果,胡等人[1]在小客車的研究中也得到相同的結論。有地枕結構在四種分析案例的負載條件下,底盤結構系統依然吸收了最多的應變能,但是部份應變能分配到地枕結構(如圖十六)。其他結構系統如車側、車頂結構的應變能也有明顯降低,應變能的分配比例比無地枕結構時均勻。在急減速與急轉彎負載的分析案例中,地枕結構分攤了更多的應變能。如果考慮到乘客與引擎、油箱重量時,地枕結構分攤結構部份的應變能更加明顯(如圖十七)。表四~表六將有、無地枕結構以及空車重、全負載在四種分析案例的負載條件下,結構的應變能在每一個子系統的比例分配表示清楚。一般地枕結構仍然以鋼骨焊接組裝,在本研究中的地枕結構增加近 264 kg 的重量,若能以其他高剛性低密度的材料取代,例如高分子複合材料,則可以更有效地增加整車結構剛性。

表四、整車結構之自然頻率與模態振型

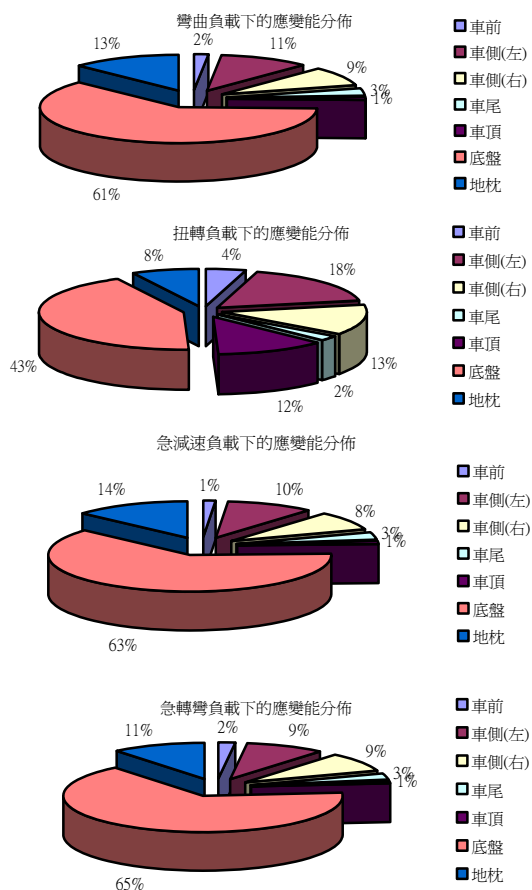
無地枕		有地枕	
模態振型	自然頻率 (Hz)	模態振型	自然頻率 (Hz)
第一個整車側向彎曲	8.0	第一個整車扭轉	10.1
第一個整車扭轉	9.7	第一個整車側向彎曲	11.3
第一個整車側向剪切	11.7	第一個整車側向剪切	12.4
第二個整車側向彎曲	13.1	第一個整車彎曲+車前底盤上下跳動	14.5
第一個整車彎曲+車前底盤上下跳動	14.3	第二個整車側向剪切	16.1
第二個整車側向剪切	16.5	第二個整車側向彎曲	18.5
第三個整車側向彎曲	17.5	第二個整車彎曲+車前底盤上下跳動	18.8
第二個整車彎曲+車前底盤上下跳動	18.5	底盤前輪橫隔板局部振動	21.5
第二個整車扭轉	21.0	第二個整車扭轉+底盤前輪橫隔板局部振動	21.7
底盤前輪橫隔板局部振動	21.4	車頂結構上下跳動	22.7



圖十五、只考慮車體骨架重量應變能分佈(無地枕)



圖十六、只考慮車體骨架重量應變能分佈(有地枕)



圖十七、考慮乘客與引擎、油箱重量應變能分佈

#### 4. 結論與建議

本文應用電腦輔助工程設計與分析技術，針對成運汽車公司所製造之BH-120-01大客車車體結構剛性與強度設計，分別以整車結構受力變形、結構自然頻率、以及結構應變能三個方法進行完整的分析與探討。分析結果可提供成運汽車公司設計進行設計變更以及下一款車體結構設計之參考。由以上研究結果獲得以下五點結論與建議：

1. 地枕結構可以提高整車的結構剛性，並且有效地分攤結構的應變能，特別是在車體扭轉剛性的分析案例中。
2. 地枕結構明顯影響整車結構的自然頻率與模態振型，特別是整車的側向彎曲振型。底盤前輪橫隔板局部結構的共振出現在 21~22 Hz 之間，換算成轉速約在 1260~1320 rpm 之間，容易在引擎低轉速時被激發。
3. 四種負載條件下整車結構的最大 von Mises 應力均出現在後懸吊鈹件以及底盤大樑處，然而除了扭轉剛性的分析案例外，其他分析案例都在安全的範圍內，但若加上整車其他重量，應力值將更高。儘管本分析採用比較嚴苛的邊界條件，仍可提供設計者進行適當的局部結構補強。
4. 結構應變能在四種負載條件下分佈尚屬均勻，顯示

在車體結構在四種負載條件下尚能均勻吸收變形產生的能量。

5. 本分析模型並未考量結構之間的焊接條件與模擬，因此分析結果與實際情形有所差異。未來應該進一步以實驗方式將材料焊接參數量測出來，輸入電腦分析模型進行更精確的分析。

#### 5. 致謝

特別感謝教育部的經費支持以及成運汽車公司提供本研究所需之相關設計資料與結構材料，使得本研究得以順利進行。

#### 6. 參考文獻

- [1] Hu, Huiwen, Weng, Nien-Ting and Wang, Pao-Hua, "Analysis of Body Structural Stiffness for Saloon Car" 7<sup>th</sup> Annual MSC/NASTRAN Taiwan Users' Conference, 1995.
- [2] Roca, Toni, Arbiol, Jordi, and Ruiz, Salvador, "Development of Rollover-Resistant Bus Structures," SAE technical paper series 970581, 1997.
- [3] Randell, N. and Kecman, D., "Dynamic Simulation in the Safety Research, Development and Type Approval of Minibuses and Coaches," SAE technical paper series 982770, 1998.
- [4] Yim, H. J. and Lee, S. B., "Design Optimization of the Pillar Joint Structures Using Equivalent Beam Modeling Technique," SAE technical paper series 971544, 1997.
- [5] Lilley, Kurt and Mani, A., "Roof-Crush Strength Improvement Using Rigid Polyurethane Foam," SAE technical paper series 960435, 1997.
- [6] Nakamura, H., Toi, Y. and Ando, N., "Composite Materials and Structures Development in FHI for High-Speed Civil Transport," SAE technical paper series 965582, 1996.
- [7] Wang, Hailiang, Jin, Xianlong, and Lin, Zhongqin, "FEM Static and Dynamic Analysis of the Body Structure of SK6120 Low Floor City Bus," SAE technical paper series 2002-01-0813, 2002.
- [8] ECE R66, "Uniform Provisions Concerning the Approval of Large Passenger Vehicles with regard to the Strength of Their Superstructure" 22 February 2006.
- [9] 小栗富士雄, 小栗達男, "機械設計圖表便覽" 眾文圖書股份有限公司, 1998