

大客車車體結構焊接之模擬與分析－(I) 結構剛性分析

胡惠文¹ 陳永昌² 王栢村³ 楊忠霖⁴

複合材料與結構實驗室

^{1,2,4} 國立屏東科技大學車輛工程系

³ 國立屏東科技大學機械工程系

E-mail: huiwen@mail.npust.edu.tw

教育部計劃編號：公-05-工-032

摘要

本研究採用電腦輔助工程分析(CAE)技術探討大客車車體結構之焊接模擬與分析以及對結構剛性的影響，比較四種焊接方式對車體結構剛性的影響，包括：全焊、標準焊、焊道長度比 25.1%、16.7%，並探討車輛在行駛中所遭遇的各種負載情況包括：彎曲剛性、扭轉剛性、急減速與急轉彎所產生之慣性力等條件之作用下四種焊接結構產生之最大 von Mises 應力與變形。本分析模型包括車體鋼骨結構、底盤大樑結構、地枕結構、引擎與變速箱、油箱以及焊道。車體結構之材料採用 SPS30 鋼管，焊接材料採用廣泰 KM-56 實心焊線(直徑 1.0 mm、20 kg 級，相當於 AWS ER70S-6)，焊接後焊道之材料機械性質則由拉伸試驗獲得。本研究對象為成運汽車所製造之國光號，型號 BH-120-01。

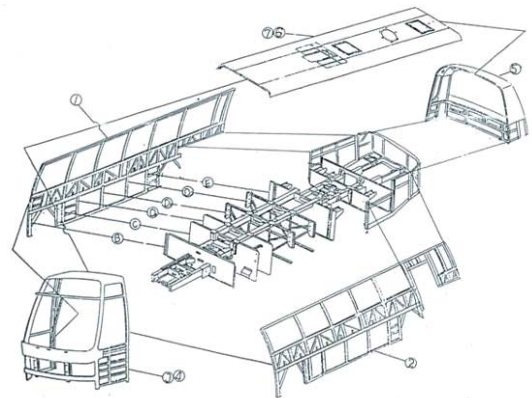
關鍵詞：CAE、焊道長度比、有限元素分析、結構剛性

1. 前言

大客車是所有道路車種中乘載量最高的交通工具，根據交通部統計資料，大客車每萬輛之肇事率與死亡率，遠高於小客車之比率[1]，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。胡等人[1]建議大客車車體結構設計主要有兩項重點：(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。由於結構並不複雜且技術皆已成熟，近年來有關大客車結構剛性設計與分析的新研究並不多[1-5]，重點是過去這些研究的 CAE 分析模型幾乎都沒有考慮焊接參數的影響。一般大客車車體都是由鋼骨結構焊接而成，焊接品質的好壞可能會影響車體結構的剛性與強度。

傳統小客車車體結構剛性與強度的 CAE 分析模型，焊點的模擬是很重要的。Aoki [6] 研究焊接結構的動態特性時指出：焊接結構的阻尼比(damping ratio)較無焊接結構的高出約 10%，但不影響結構的自然頻率。然而若考慮整體結構的焊接，胡等人[7]的研究指出焊點的數目與位置很明顯地影響結構剛性與強度，Hu 等人建議焊點的模擬可以採用共點或剛體元素來連接被焊接鉸件。

大客車車體結構之間的焊接多採用全週焊或比例焊，而比較少採用點焊。首先將鋼骨逐一焊接成桁架結構，並組裝焊接成前後擋(即車頭與車尾)、左右側邊、



圖一、大客車車體結構系統

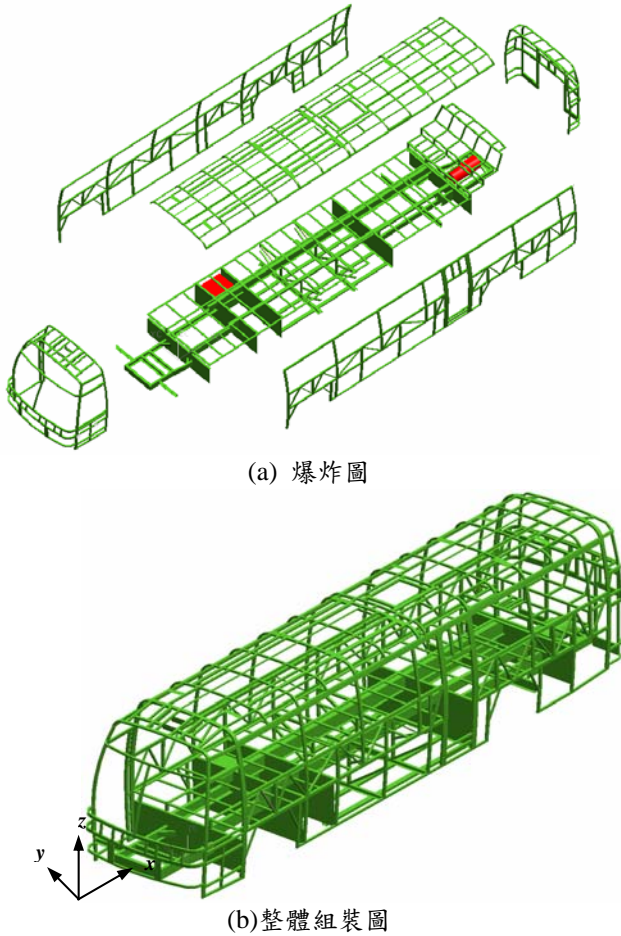
車頂鉸、地枕以及底盤等子系統結構，如圖一所示。鋼骨與鋼骨之間的焊接大多採用全週焊，子系統結構之間的組裝焊接則是採用比例焊，例如：40_120 的焊接條件表示每間隔 120 mm 需要焊道長度 40 mm。因此，焊接品質的好壞與數目必然影響車體結構的剛性與強度。然而目前國內並無大客車結構的焊接規範，製造廠的焊接條件多沿用國外母廠的技術規範，周等人[8]針對國內數家製造廠的大客車車體結構焊接技術進行評估，並指出國外車廠的焊接規範多參考美國焊接學會(AWS)出版的卡車結構規範 D8.8。周等人的研究僅就鋼骨接頭結構的焊接強度進行評估，並未就整車結構焊接剛性與強度進行研究。胡等人[9]在大客車車體結構的翻覆碰撞分析中指出，車體結構與地面碰撞過程，高應力波都是經鋼骨結構由車頂往下傳遞，例如：前擋結構與側邊結構接合處，就是比例焊的位置。而最大 von Mises 應力與最大塑性應變也都發生在子系統結構之間的接合處，亦即焊接位置。

本研究之目的即嘗試將鋼骨材料焊接後的機械性質加入電腦工程分析(CAE)的模型中，並進一步分析焊接條件對整車結構剛性與強度的影響。分析內容包括：建立車體結構與底盤大樑等結構之 CAD 圖檔、不同焊道比例的 CAE 模型、有限元素分析，並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。鋼骨材料焊接後的機械性質是直接從焊接結構取下試片進行拉伸測試，然後輸入分析模型。本研究分兩部份，分別探討大客車車體結構的焊接對整車結構剛性與翻覆碰撞強度的影響。本文為第一部份，探討焊接的模擬與整車結構剛性。

2. 研究方法

2.1 建立電腦輔助設計(CAD)模型

本研究採用電腦輔助設計軟體 (UniGraphics, UG) 來建立大客車整車結構模型, 模型是按照實際組合程序建立, 先建立前後擋結構、左右側邊結構、車頂鈹結構、地枕結構與底盤大樑結構, 最後再將所有子結構組合成整車結構, 如圖二所示。本模型尺寸為: 車高 2.825 m、車寬為 2.44 m、車身總長 11.875 m。座標系統訂定 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。

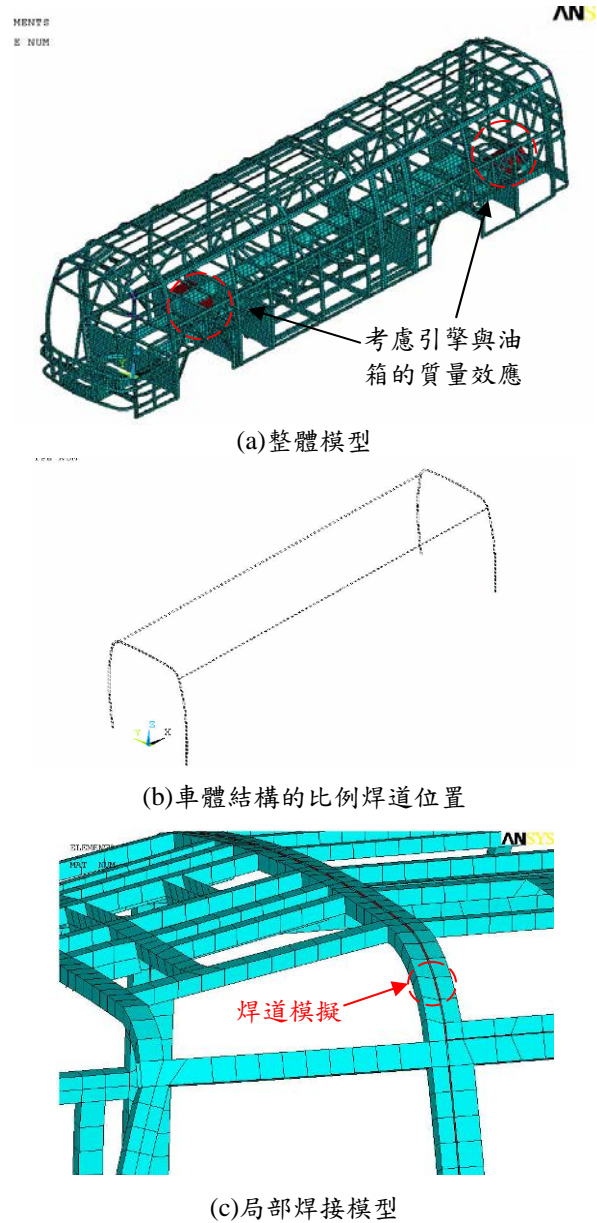


圖二、整車體結構之 CAD 模型

2.2 建立焊接結構之電腦工程分析(CAE)模型

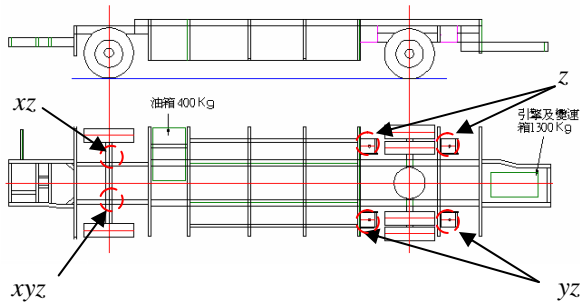
大客車之電腦工程分析模型是採用有限元素分析軟體 ANSYS 來建立, 包含車體、地枕與底盤結構、油箱以及引擎。本研究採用四格點的線性殼元素 (Shell63) 來模擬車體鋼骨、底盤大樑結構與局部的補強鈹、以及焊道。引擎與油箱的部分以八格點的線性實體元素 (Solid45) 模擬, 主要以掌握質量效應對於車體整體結構的影響。圖三所示為考慮焊接之有限元素分析模型, 比例焊的位置主要位於前後擋結構、車頂鈹與左右側邊結構之間。本文探討四種不同比例之焊道模型, 分別為: 全焊(以共用格點來連接不同鋼骨結構以及各子系統之間的元素)、標準焊(前後擋結構與車身焊道長度佔

總長度的 50%, 左右側邊與車頂鈹結構焊道長度佔總長度的 33.4%)、焊道比為 25.1% 以及 16.7%。所謂標準焊是指成運汽車訂定的車體焊接標準, 焊道與間隔為 40_120。並探討相同的邊界條件、不同負載情況下(包括彎曲、扭轉、急減速與急轉彎)的結構變形與應力。負載條件需要考慮整車結構本身的重量、乘客 45 人以及駕駛 1 人的重量, 按照歐盟法規 ECE R66 [10] 規定乘客重量為每人 68 kg、駕駛重量 75kg。油箱重量為 400 kg, 引擎和變速箱以及相關配件總重為 1300 kg 等。該模型總共使用了約 46,904 個元素以及 44,581 個格點。



圖三、車體結構的有限元素分析模型

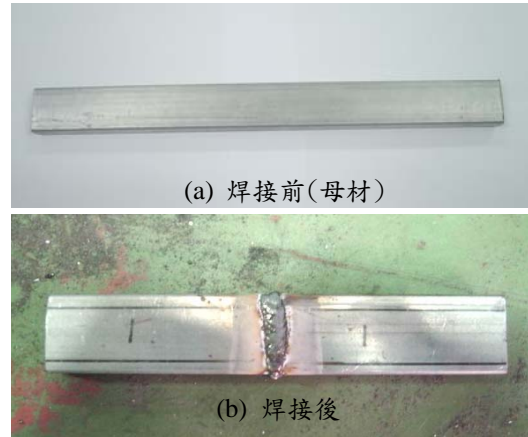
本文採用的邊界拘束條件比較嚴苛, 僅約束懸吊固定在補強鈹位置的一個格點的自由度。圖四所示為分析模型的邊界條件, 前懸吊位置一端固定 x 、 y 、 z 方向自由度, 另一端則固定 x 、 z 方向, 後懸吊位置一端固定 y 、 z 方向, 另一端則只固定 z 方向。



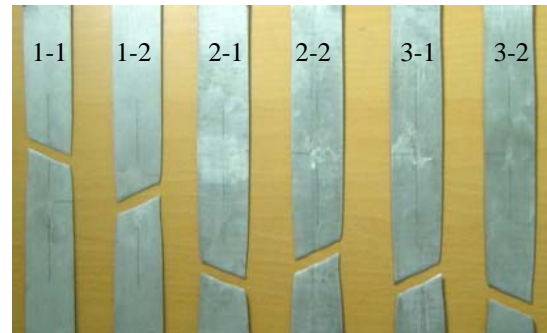
圖四、分析模型的邊界條件

2.3 結構材料參數

本研究之車體結構材料採用SPS30 的鋼骨，底盤結構材料則是採用SS41P鋼骨以及SAPH45 的鋼板。其中底盤結構材料的機械性質採用JIS G3113、G3101 規格所提供的車輛結構用鋼資料 [11]，車體結構材料則實際取樣進行拉伸試驗。圖五所示為SPS30 母材焊接前後試片的製作過程，首先將同一根SPS30 鋼骨切割成三段，其中一段用來製作母材焊接前的試片，另外兩段以全週焊的方式焊接起來，再製作母材焊接後的試片，所以母材焊接前後的試片都是取自同一根鋼骨材料。焊接材料是採用廣泰KM-56 實心焊線（直徑 1.0 mm、20 kg級，相當於AWS ER70S-6），焊接條件也是按照其規定：焊接電流範圍控制在 50-220 Amp、保護氣體CO₂的流量控制在 20-25 L/min、焊線伸出長度約在 15-20 m/m，焊接的速率並沒有明確的規範。為了模擬焊接技術員的經驗對焊接品質的影響，本研究採用沒有經驗的技術員進行焊接。



圖五、SPS30 試片製作(焊接前後)



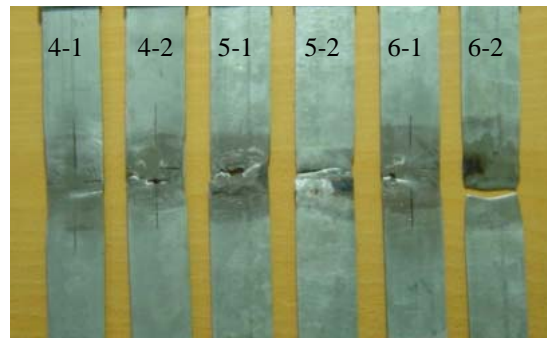
圖六、SPS30 母材試片之拉伸斷裂破壞

3. 結果與討論

3.1 車體結構材料之機械性質

圖六為 SPS30 母材拉伸試驗的斷裂情形，試片斷裂處呈斜面，是典型的延性材料破壞。圖七為 SPS30 材料焊接後的拉伸試驗斷裂情形，試片斷裂位置皆在焊接處。拉伸試驗結果如表一、表二所列，SPS 30 母材的彈性模數(平均值為 189 MPa)、降伏強度(平均值為 341 MPa)、抗拉強度(平均值 391 MPa)、浦松氏比(平均值 0.31)以及失效應變(平均值 0.19)皆在合理範圍。母材焊接後的彈性模數(平均值 188 MPa)與母材相近，但降伏強度(平均值 294 MPa)、抗拉強度(平均值 367 MPa)以及失效應變(平均值 0.045)明顯低於母材。比較 AWS ER70S-6 提供焊道的降伏強度為 431 MPa、抗拉強度為 555 MPa，母材焊接後的強度明顯偏低。表二中之紅色數據表示實驗結果差異太大，因此不列入平均。以上結果顯示，焊接技術的好壞將嚴重影響焊接品質。

從表一、二之實驗數據得知，SPS30 母材焊接前後之彈性模數幾乎一樣，因此材料剛性並不會受到焊接的影響，所以即使將母材焊接後的彈性模數輸入有限元素模型，整車結構剛性與局部剛性將不會改變。唯一可能改變整車結構剛性的參數只剩下焊道的長度比例，因此本文接下來將探討全焊、標準焊、焊道比為 25.1% 以及 16.7% 四種條件下，對整車結構剛性的影響。



圖七、SPS30 母材焊接後之試片拉伸斷裂破壞

表一、SPS30 母材之機械性質

機械性質 試件編號	彈性模數 (GPa)	降伏強度 (MPa)	抗拉強度 (MPa)	浦松氏比	失效應變
1-1	186	350	430	0.32	0.26
1-2	184	344	407	0.35	0.26
2-1	193	315	368	0.29	0.15
2-2	195	340	374	0.31	0.15
3-1	190	355	389	0.25	0.16
3-2	186	341	376	0.31	0.17
平均	189	341	391	0.31	0.19

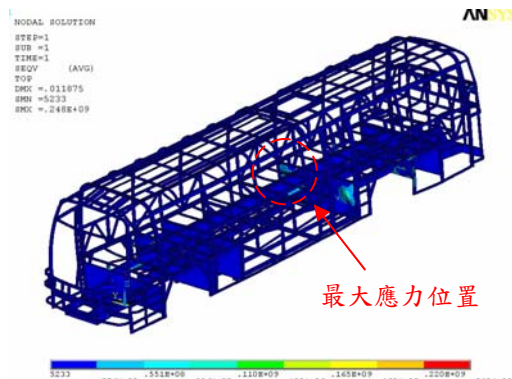
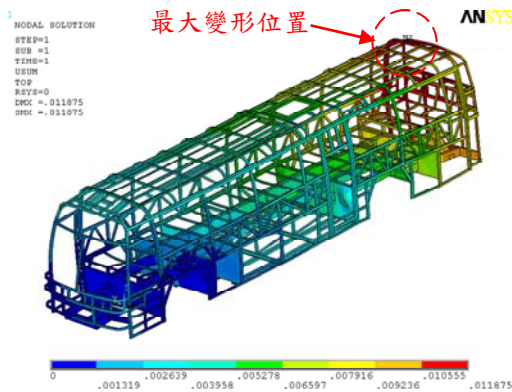
表二、SPS30 母材焊接後之機械性質

機械性質 試件編號	彈性模數 (GPa)	降伏強度 (MPa)	抗拉強度 (MPa)	浦松氏比	失效應變
4-1	185	331	462	0.256	0.084
4-2	241	-	360	0.57	-
5-1	187	186	326	1.18	0.019
5-2	192	244	357	0.368	0.053
6-1	185	276	333	0.446	0.017
6-2	190	276	362	0.267	0.05
平均	188	294	367	0.33	0.045

3.2 彎曲剛性與應力

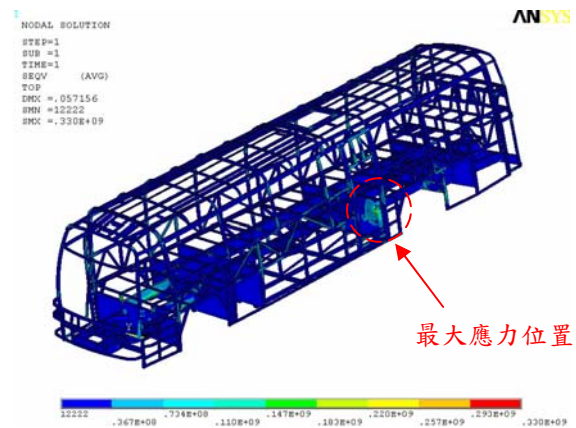
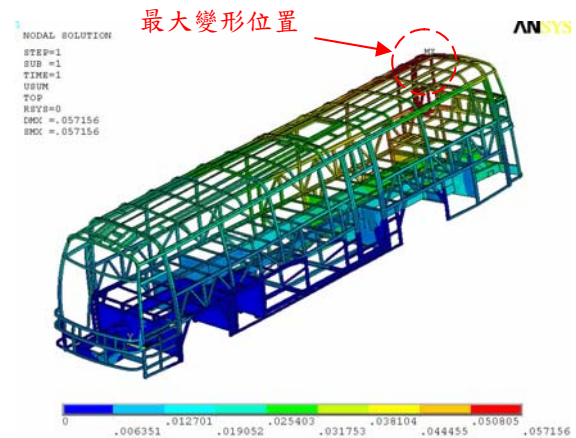
整車結構彎曲剛性主要是探討車體結構承受垂直負載所產生之彎曲變形與應力。負載條件考慮懸吊系統以上的主要零組件重量，包括車體、底盤、油箱、引擎與變速箱，以及駕駛與所有乘客，邊界條件如圖四所示。表三、表四所列為比較四種不同焊道比例下，整車結構的受力變形與最大 von Mises 應力。分析結果顯示，儘管結構最大變形隨著焊道比例的降低而稍有增加，基本上四種不同焊道比例下的整車結構彎曲剛性變化不大，甚至可以說是一樣的。

圖八為標準焊的整車結構彎曲變形，結果顯示最大變形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頗大。圖九為整體結構的 von Mises 應力，最大應力位置在右側後懸吊鈹件處，顯示後懸吊附近的應力頗高，原因可能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。



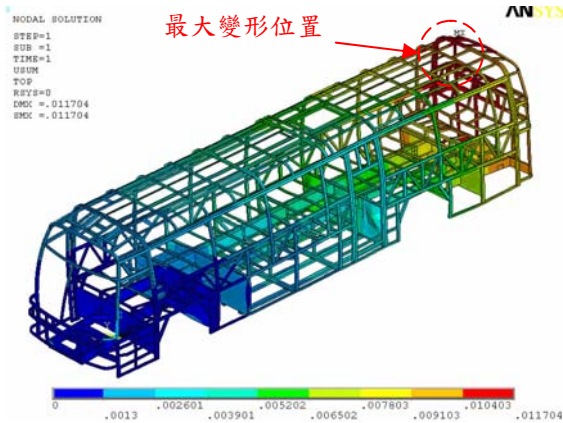
3.3 扭轉剛性與應力

整車結構扭轉剛性主要是探討車體結構承受車子在凹凸不平的路面行駛所產生之負載。負載條件是將後懸吊系統右側的約束解除，模擬該處車輪懸空。負載包括車體、底盤、油箱、引擎與變速箱重量、駕駛與所有乘客重量。圖十為標準焊之整體結構扭轉變形，結果顯示最大變形位置在右側車尾上部結構處，表示引擎與變速箱系統重量的影響仍然很大。圖十一為整體結構的 von Mises 應力，最大應力位置在左側後懸吊鈹件處，原因如前所述，邊界條件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。表三、表四所列之結果顯示，四種不同焊道比例下的整車結構扭轉剛性幾乎一樣。



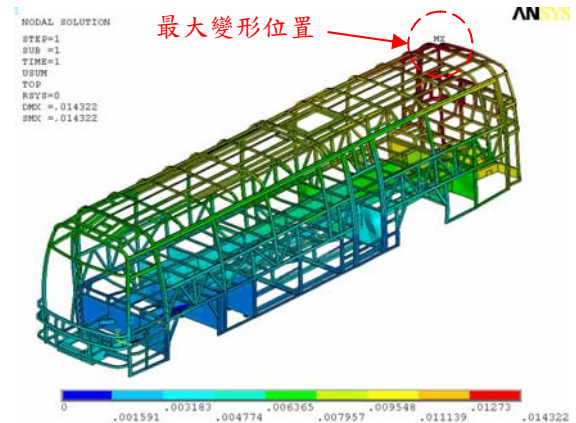
3.3 急減速下結構剛性與應力

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。圖十二為標準焊之整車結構之急減速變形，結果顯示最大變形位置在右側車尾的中間處，顯示引擎與變速箱系統的質量慣性影響頗大。圖十三為整車結構的 von Mises 應力，最大應力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。表三、表四所列之結果顯示，四種不同焊道比例下的整車急減速之結構剛性幾乎一樣。

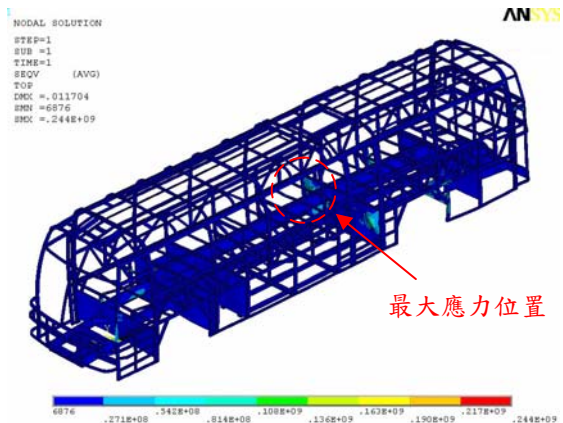


圖十二、標準焊之整車急減速結構剛性

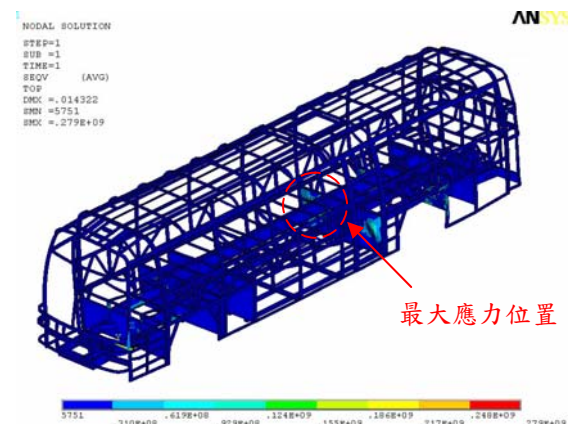
局部應力集中發生，也沒有高應變能發生，因此探討結構剛性的有限元素分析模型並沒有考慮焊道模擬的必要。



圖十四、標準焊之整車急轉彎結構剛性



圖十三、標準焊之整車急減速結構 von Mises 應力



圖十五、標準焊之整車急轉彎結構 von Mises 應力

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。圖十三為標準焊之整車急轉彎下之結構變形，結果顯示最大變形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。圖十四為整體結構的 von Mises 應力，最大應力位置在右側後懸吊鈹件處。其結果與原因與如前所述，顯然後懸吊結構的局部補強是必要的。表三、表四所列之結果顯示，四種不同焊道比例下的整車急轉彎之結構剛性幾乎一樣。

圖十六為標準焊之整車結構的應變能分佈，圖(a)應變能最大位置在右側後懸吊的底盤大樑上；圖(b)應變能最大位置在右側前懸吊的底盤大樑上；圖(c)應變能最大位置在右側後懸吊的底盤大樑上；圖(d)所示應變能最大在左側後懸吊靠近引擎與變速箱的鈹件上。整車結構在彎曲負載、扭轉負載、急減速以及急轉彎的負載條件下都能均勻吸收變形產生的能量。

總結以上分析結果，四種分析案例的負載條件下，最大變形都發生在車尾結構處，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處，後懸吊結構的局部補強是必要的。表三與表四的結果顯示，四種不同焊道比例下的整車彎曲剛性、扭轉剛性、急減速以及急轉彎之結構剛性幾乎一樣。此外，四種不同比例之焊道模型的焊道位置沒有

表三、各種負載下之最大變形

變形(mm)	全焊	標準焊	焊道比	
			25.1 %	16.7 %
案例分析				
彎曲	11.82	11.88	11.91	11.94
扭轉	57.37	57.16	57.75	58.38
急減速	11.66	11.70	11.75	11.78
急轉彎	14.27	14.32	14.37	14.43

表四、各種負載下之最大 von Mises 應力

應力(MPa)	全焊	標準焊	焊道比	
			25.1 %	16.7 %
案例分析				
彎曲	252	248	248	248
扭轉	335	330	330	330
急減速	248	244	244	244
急轉彎	283	279	279	279

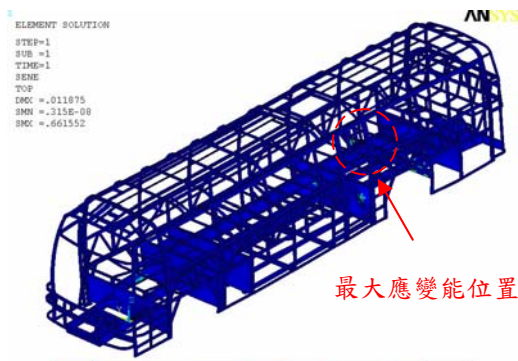
3.5 結構自然頻率與模態振型

車體結構質量與剛性決定結構自然頻率與模態振型，不但影響乘坐的舒適性，亦會造成結構共振與噪音以及疲勞與耐久問題。本分析就前述之整車結構電腦模型(不包含油箱、引擎與變速箱以及乘客的質量)，簡單探討車體結構在自由邊界下的自然頻率與模態振型。

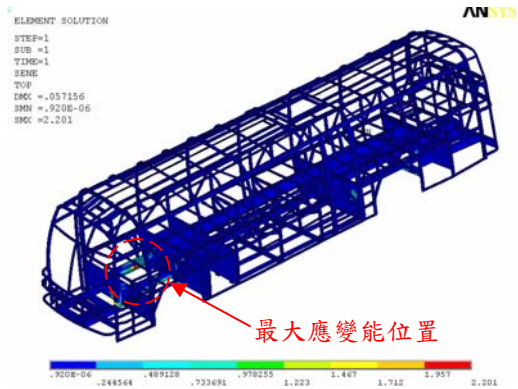
表五所列為整體結構的前十個自然頻率與模態振型，模態振型大小如圖十七所示。分析結果顯示整車結構的前十個自然頻率與模態振型幾乎不受四種焊道比例的影響。

表五、整車結構之自然頻率

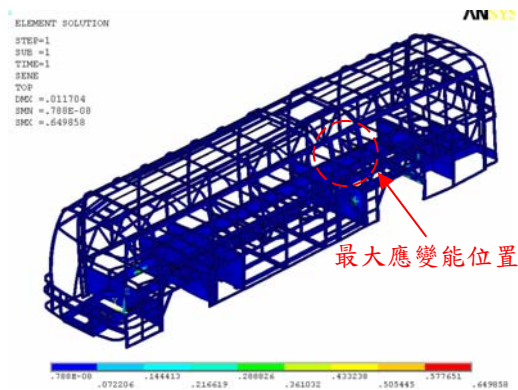
自然頻率 (HZ)	全焊	標準焊	焊道比	
			25.1%	16.7%
模態一	10.1	10.0	9.9	9.8
模態二	11.3	11.1	10.9	10.7
模態三	12.4	12.2	12.1	12.0
模態四	14.5	14.2	14.1	14.0
模態五	16.1	15.9	15.7	15.5
模態六	18.5	18.2	18.1	18.0
模態七	18.8	18.5	18.4	18.3
模態八	21.5	21.2	21.1	21.0
模態九	21.7	21.4	21.3	21.2
模態十	22.7	22.3	21.9	21.4



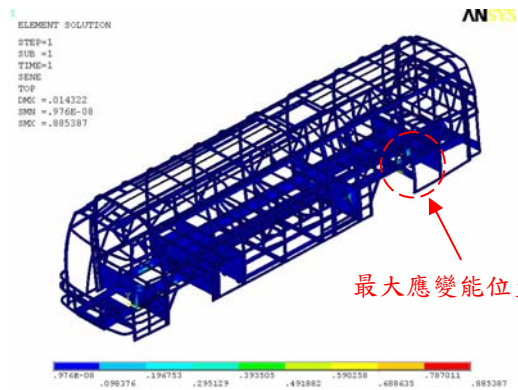
(a) 整車彎曲負載下的結構應變能



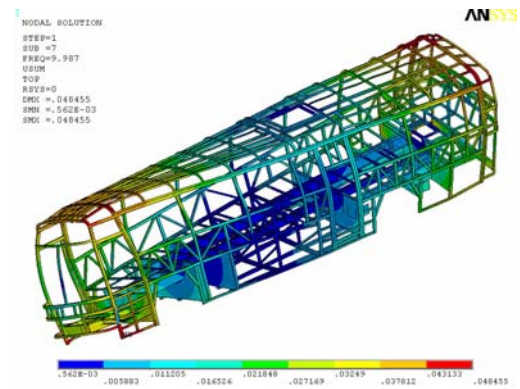
(b) 整車扭轉負載下的結構應變能



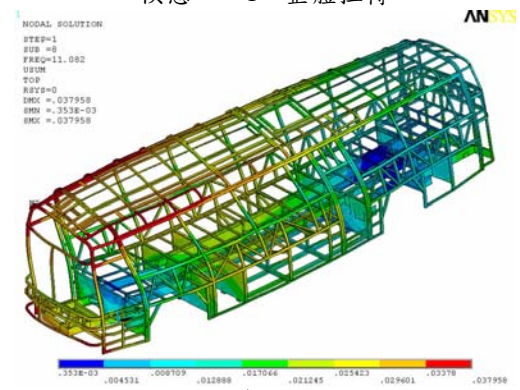
(c) 整車急減速下的結構應變能



(d) 整車急轉彎負載下的結構應變能

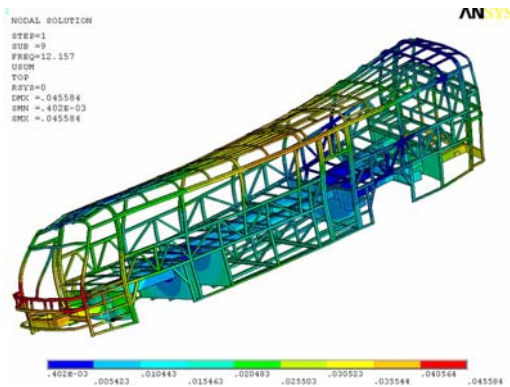


模態一：1st 整體扭轉

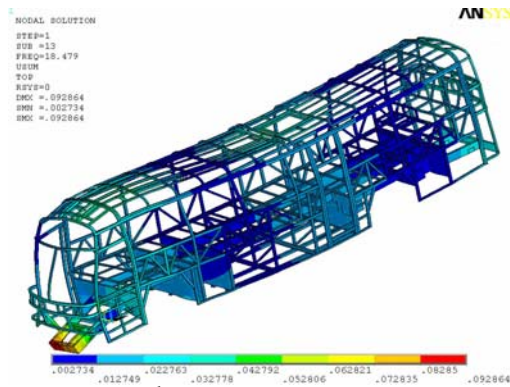


模態二：1st 整車側向彎曲

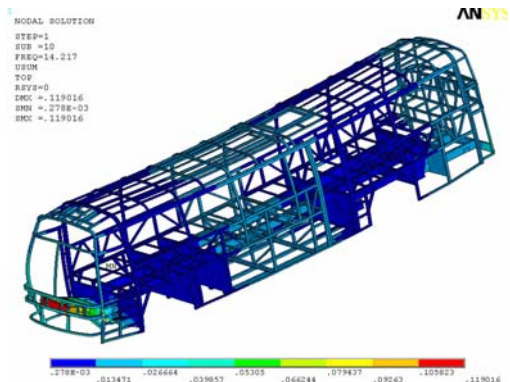
圖十六、標準焊之整車結構在四種負載條件下的應變能



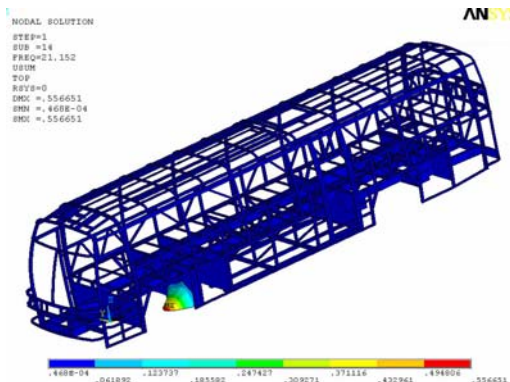
模態三：1st整車側向剪切



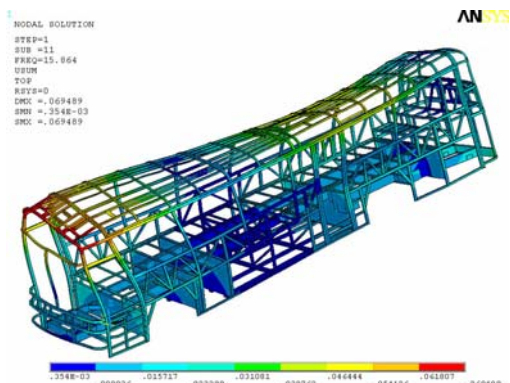
模態七：2nd整車彎曲+車前底盤上下跳動



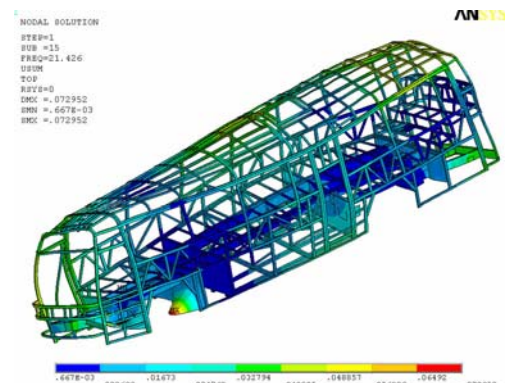
模態四：1st整體彎曲+底盤大樑前端上下跳動



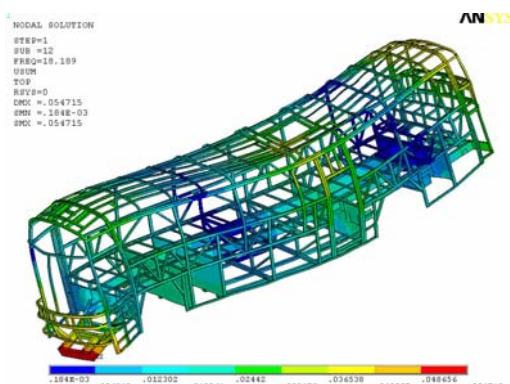
模態八：底盤前輪橫隔板局部振動



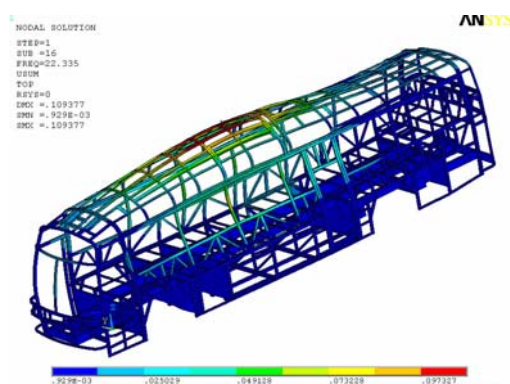
模態五：2nd整車側向剪切



模態九：2nd整車扭轉+底盤前輪橫隔板局部振動



模態六：2nd整車側向彎曲



模態十：車頂結構上下跳動

圖十七、標準焊之整車結構前十個模態振型

4. 結論

本文應用電腦工程分析技術，完整地探討成運汽車BH-120-01車體結構之焊接模型，並分析不同焊道比例對整車結構剛性與強度之影響。分析結果獲得以下點結論與建議：

1. 實驗結果顯示車體結構材料SPS30母材強度之平均值在正常範圍下，但母材焊接後強度明顯較母材以及AWS的標準值低。由於為了模擬焊接技術員的經驗對焊接品質的影響，本研究採用沒有經驗的技術員進行焊接。顯示技術員的焊接技術與經驗嚴重影響車體結構材料的焊接品質。
2. 實驗結果顯示SPS30母材焊接前後的彈性模數幾乎一樣，因此材料剛性並不會受到焊接的影響，所以即使將母材焊接後的彈性模數輸入有限元素模型，整車結構剛性與局部剛性將不會改變。
3. 分析結果顯示四種不同焊道比例下，整車結構的彎曲剛性、扭轉剛性、急減速與急轉彎剛性，以及最大 von Mises 應力位置幾乎一樣；整車結構的應變能分佈也都一樣。焊道處亦無應力集中與應變能集中的現象。
4. 分析結果顯示四種不同焊道比例下，整車結構的前十個自然頻與模態振型幾乎一樣。
5. 總結以上實驗與分析結果，大客車車體結構剛性與靜態強度並不受焊接條件的影響。然而整車結構的動態剛性與強度，例如：翻覆碰撞的結構變形與應力，會因為焊道強度以及焊道比例的不同而明顯不同，詳細內容將在本研究的第二部份探討。

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] 胡惠文，王栢村，楊忠霖 “大客車車體結構之剛性與應力分析”第十一屆車輛工程學術研討會(台灣彰化) 2006。
- [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] 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.
- [5] 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.
- [6] Aoki, Shigeru, “Dynamic Characteristics of Welded

Structures,” *Nuclear Engineering and Design*, Vol.160, pp. 379-385, 1996.

- [7] Hu, Huiwen, Weng, Nien-Ting and Wang, Pao-Hua, “Analysis of Body Structural Stiffness for Saloon Car” *7th Annual MSC/NASTRAN Taiwan Users’ Conference*, 1995.
- [8] 周荻翔，蔡顯榮，蔡宗亮，毛慶平 “建立大客車骨架結構焊接規範”第十一屆車輛工程學術研討會(台灣彰化) 2006。
- [9] 胡惠文，褚訓志，楊忠霖 “大客車車體結構之翻覆碰撞強度分析”第十一屆車輛工程學術研討會(台灣彰化) 2006。
- [10] ECE R66, “Uniform Provisions Concerning the Approval of Large Passenger Vehicles with regard to the Strength of Their Superstructure” 22 February 2006.
- [11] 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。

Structural Welding Simulation and Analysis of Large Passenger Vehicle—(I) Structural Stiffness Analysis

Huiwen Hu Young-Chang Chen Bor-Tsuen Wang
Chung-Lin Yang
Composite Materials and Structures Laboratory
Department of Vehicle Engineering
National Pingtung University of
Science and Technology
Pingtung, Nepe 91201, Taiwan

Abstract

This paper presents the simulation and analysis of structural welding of a large passenger vehicle through the CAE technique. Finite element models including body, chassis frame, fuel tank, engine and transmission, and welding are established. Four welding conditions, i.e. fully welding, standard welding, 25.1% welding length, and 16.7% welding length, are considered in the modeling. To evaluate the welding effect on structural stiffness, finite element analysis is analyzed under four loading conditions, i.e. bending, torsion, 0.7G braking and 0.4G cornering. The mechanical properties of body structures before and after welding are obtained from tensile tests. Natural frequencies and normal mode analyses are also performed to evaluate the welding effect on the structural vibration behavior. The vehicle structure, BH-120-01, is supported by Master Transportation Bus Manufacturing Ltd.

Keywords: Structural welding; large passenger vehicle; finite element analysis; structural stiffness; natural frequencies