

壓力容器於支管接合處之不連續應力改善研究

黎文龍^{1*} 劉家明¹ 沈育霖²

¹國立台北科技大學機電整合研究所

²行政院勞委會勞工安全衛生研究所

*E-mail: wlli@ntut.edu.tw

國科會計畫編號：NSC 95-2221-E-027 -010

摘要

本文針對法規中胴體開孔接管有關補強之規定，在無內、外壓情況而以單方向作用力之靜態載荷作用且不實施補強板之情況下，透過改變幾何形狀以分析其接合處應力之分佈，以 CAE 軟體模擬並與實驗相互驗證。由模擬結果顯示，接合處內部施以圓角、倒角，確實可有效減緩由彎曲力矩所造成之局部高應力及減緩應力分佈之落差或驟增等影響。而我國在壓力容器第 2、3 種容器之規定上並未對接合處之圓角尺寸有所規定；相對規定而言，接合處若能適當施以圓角，則可使幾何形狀突然改變處之應力降低以減少破壞發生之可能性。且經由本研究之驗證可知，FEM 模擬與實驗結果亦相當吻合，但實驗結果在幾何形狀間之差異，則較模擬分析者顯著，可能之差異來源應在於實驗模型製作之掌握不易；另外，當又承受時變載荷時，其應力變化程度則與受靜態初始負載時之應力大小，大致呈正比關係。由本文之研究顯示，我國之壓力容器構造規範，應適當地納入可以降低幾何不連續之結構，以避免過高之二次應力及疲勞破壞。

關鍵詞：壓力容器、不連續應力、應力集中

1. 前言

在壓力容器開孔設置支管的設計中，局部應力在壓力容器中是相當普遍存在的。尤其是在開孔之接管處，因為在胴體幾何形狀改變處，當容器受壓力時，容器內各點薄殼應力大小的變化所引起的位移差異則會導致器壁彎曲，雖然這些彎應力可能只是局部的，但它的值有可能變得很大；像開孔接管、支座、附件連接等局部不連續處，該處應力分佈相當不均勻，局部應力甚至可以比基於薄膜理論公式算出的應力值高出 3~10 倍[1]，很多容器事故都是由這種局部高應力所擴散引起的。在設計上，若不考慮應力集中，僅依薄膜理論所推導的公式進行計算，相對又不安全，在應力集中處之高應力下，若又處以反覆載重之情況下，容器產生裂痕、失效之可能性也就相當的高。

常見之有關胴體與支管接合處的研究，大致可以分成：接合角度及位置之應力分佈影響[e.g., 2, 3]、不同之胴體與支管之直徑比或不同管壁厚度與管徑比之應力分析[e.g., 4, 5]、以非金屬材料製作容器，而探討其接合處之應力[6]、非徑向支管接合處之應力分析

[7]、或探討其應力集中現象進而與歐盟數國之法規規範互相比較[8]等。歸納這些研究結果顯示接合處受靜態負載所形成之應力集中現象相當嚴重，尤其在幾何形狀突然改變處，對於承受周期性變化應力造成疲勞破壞有直接影響的峰值應力的存在也會相當明顯，其將促使疲勞裂痕的產生與擴展。法規的規定上，如 CNS 9790 [9]、JIS B 8265 [10]、JIS B 8266 [11]、ASME Sec. VIII Div. 1 [12]及 BS PD5500 [13]，針對此問題之處理方式，則是在幾何形狀突然改變處，將其板厚加大，或直接銲接補強板，增加斷面積以進行補強，期使降低容器開孔周圍的應力集中係數及高應力值所帶來之影響。然而，除銲接補強板外，能否以形狀改變達到相同目的也是值得考慮的方向。

CNS 第 1 種容器及 JIS B 8266 之規定中，對於胴體與支管接合處之內表面交線處則規定應施以圓角，且圓角尺寸應為胴體最小厚度之 1/8~1/2 之間；但是，在 CNS 第 2、3 種容器、JIS B 8265 及 BS PD5500 規定中，則無實施圓角之相關規定，甚至也可不施以圓角，而可以容許以直角形狀存在。為探討在接合處施以圓角、使幾何變化減小，其對應力分佈之影響，因此，本文將針對圓筒形胴體與支管設定在不考慮內壓及外壓之情況下，其接合處僅受外部單一方向之作用力所產生之力矩所造成之應力分佈，研究中特別加入業者常使用之圓倒角方式以減少不連續幾何之二次應力集中，以模擬分析及實驗驗證方式，對承受靜、動態負載時之應力分佈情況，提出深入之討論。

2. 研究方法

2.1 CAE 數值模擬

(1) 幾何模型與參數設定

為瞭解容器在承受靜、動態負載下其接合處之應力分佈，本研究先以 COSMOS 軟體進行 CAE 分析。胴體與支管接合如圖 1 所示，同時定義 M_C 及 M_L 為受外力 F_C 及 F_L 所產生之力矩方向，並定義座標及相對位置等。胴體與支管之材質選定適用於溫度 350°C 下使用之壓力配管用碳鋼鋼管(CNS STPG 370)；胴體與支管係採用銲接方式接合，銲接前該接合洞口先製作一倒角(5x45°)，再與支管接合後進行填角銲接；銲條則採用 CNS E4301。模擬分析模型之尺寸規格，胴體為 5BxSch.20x460 (厚度為 5.1 mm)，支管為 2BxSch.20x85

(厚度為 3.2 mm);圓角參數之設定位置如圖 2 之 A 處, 參數係以無圓角及可製作最大圓角之範圍中, 再細分圓角之尺寸, 同時考慮 CAE 前處理中網格切割之影響, 設定倒圓角參數 r 各為 0、3、6 mm, 另外考慮 $5 \times 45^\circ$ 的倒角。

(2) 有限元素之前處理設定

邊界條件係以胴體之兩端面為拘束面; 而負載則是以平面直接加壓在支管壁上, 接觸長度為自支管端面起沿其軸向(-Y) 15 mm, 靜態負載 F_C 及 F_L 設定為 1470 N (150 kgf), 但模型因幾何形狀及作用力對稱之

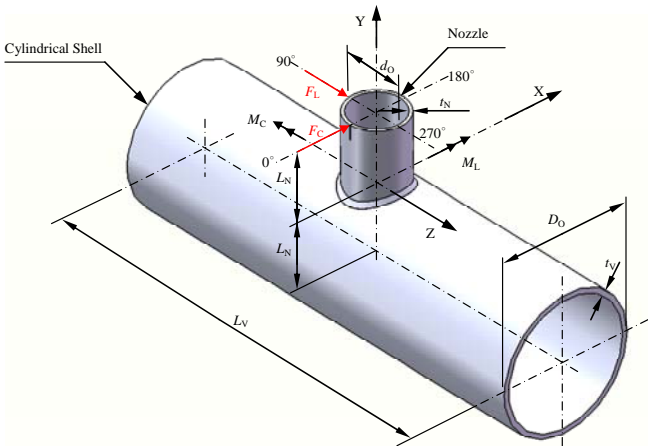


圖 1 胴體與支管接合之 3D 圖示

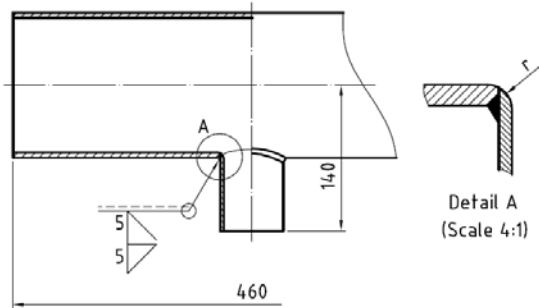


圖 2 胴體與支管接合圖示

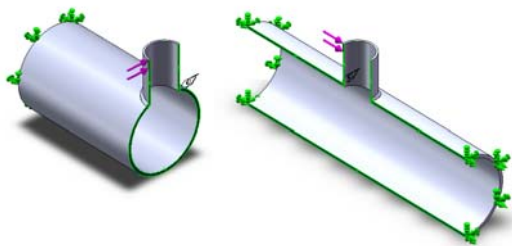


圖 3 CAE 模型之邊界及負載條件

故, 設定如圖 3 所示; 另外在對稱平面上也須設定對稱方式加以拘束。而在模擬分析動態載荷方面, 本研究以一施有圓角(半徑 r 為 6 mm)之胴體進行, 因作用在支管上之時變載荷大小無法確定, 故以實驗所擷取之輸入載荷為主, 因此動態載荷方面則先進行實驗以

擷取輸入時變載荷後再進行模擬分析計算。

就有限元素法而言, 網格切割愈細可使得分析值愈接近理論值, 但相對地需要愈長的時間進行運算; 本研究在考慮幾何形狀及細部尺寸能進行適當計算範圍內, 以 2 mm 元素大小進行網格切割, 而在接合處則以 1 mm 之元素大小進行網格切割。

2.2 實驗架構與配置

(1) 試件之設計與製作

為驗證 CAE 分析之結果, 針對靜、動態載荷下之應力分析, 鑑於本研究另須實驗, 故須設計框架以固定胴體, 且同時達到支管之作用力加載及固定作用力方向之功能。靜態載荷則以螺栓與螺帽配合所產生對支管之輸入作用力, 以力量感測器(Load cell)來擷取實際輸入力量大小; 動態載荷則以激振器(Shaker)直接接上力感測器, 以輸入時變作用力。量取應力值之處, 將由模擬分析結果決定黏貼應變規

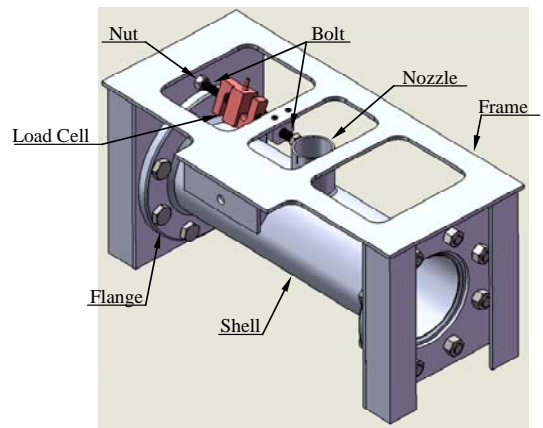


圖 4 實驗裝置及模型安裝

之選定點, 以 Z 方向為量測方向貼上應變規, 再由訊號擷取器(KYOWA PCD-300A)擷取該點之應變資訊, 以進行記錄與後續之分析。實驗裝置設計如圖 4 所示。

(2) 實驗架構與流程

本研究靜、動態實驗之軟硬體, 整體架構流程如圖 5 所示, 靜態與動態載荷實驗基本上是非常近似的, 流程唯一之不同處在於實驗所施加之作用力方式而已, 另外, 配合因輸入作用力不同, 其擷取輸入作用力之儀器等, 也另需調整, 其餘流程則皆相同。在靜態載荷方面, 以數位顯示器(Digital indicator)即可清楚顯示施加作用力之數值大小; 但在動態載荷方面, 因輸入之作用力為非定值而是隨著時間改變的, 因此, 須利用有儲存記錄功能之訊號擷取器(PCD-300A)以記錄輸入至支管之時變作用力。

參考圖 5, 動態載荷方面, 因螺栓與支管係採直接接觸而加壓, 因此須先施以靜態之初始負載, 本研究設定之均值負載為 196 N, 再由激振器施以時變負載, 施力方向同 F_L , 如圖 6 所示。

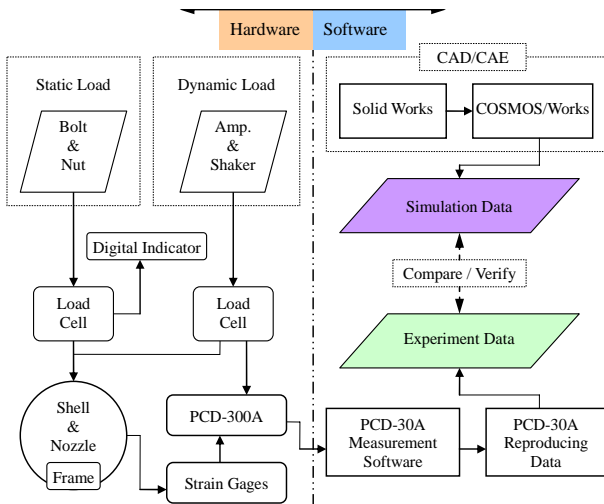


圖 5 實驗軟硬體架構流程圖



圖 6 動態負載之實驗裝置架設

3. 結果與討論

3.1 靜態載荷之模擬分析結果

由 CAE 模擬分析結果顯示，參考圖 7，最大應力值均發生在作用力加載處之該方向所對應之接合處，且應力變化較明顯處均發生在 0° 、 90° 、 180° 及 270° 四個方向的胴體內表面上。從支管軸心起沿著各方向每隔 1 mm 量取胴體內表面之 Z 向應力值，當作用力為 F_C 時(即彎矩為 M_C)，內表面之應力值如圖 7 所示，並以曲線擬合繪出曲線；而作用力為 F_L 時(M_L)，應力如圖 8 所示。其中 r 表示圓角半徑 $r = 0$ 則表示未作任何圓角處理之意， cf (chamfer)為去角尺寸。

從比較圖 7 及圖 8 後，可明顯看出共同的現象，即圓角半徑 r 愈大，應力變化分佈情形愈平緩，且應力值在圓角愈大時會有變小的情形。而在作用力加載處該方向所對應之接合處的應力分佈尤其明顯，這也顯示工業界常用之內圓倒角方式，緩和應力集中之設計，基本上是有有效的。此外，分析之結果顯示，以 $5 \times 45^\circ$ 之倒角，也有近似之效果。

而在 -Z 方向上所量取的應力值，不管作用力是 F_C (彎曲力矩為 M_C)或是 F_L (M_L)，都不是發生在靠近支管內壁的地方，而是在靠近支管內壁離其軸心約 33 mm 處左右，如圖 7(b)及圖 8(a)所示。

由圖 7(b)之應力分佈情況而言，在距離支管軸心

33 mm 處之胴體內表面上，不同之不連續應力處理方式，其間之應力值相差較大，將選為後續實驗量測之選定點，量取其應變值以佐證分析結果。且經由 CAE 比較發現，圓角半徑為 0 mm 與 3 mm 結果較相近，因此，後續實驗部份之圓角半徑參數，則採用 0、6 mm 及 $5 \times 45^\circ$ 之倒角，以簡化實驗之過程。

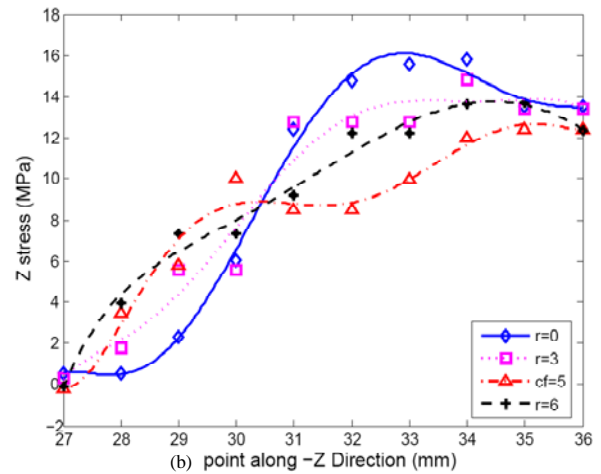
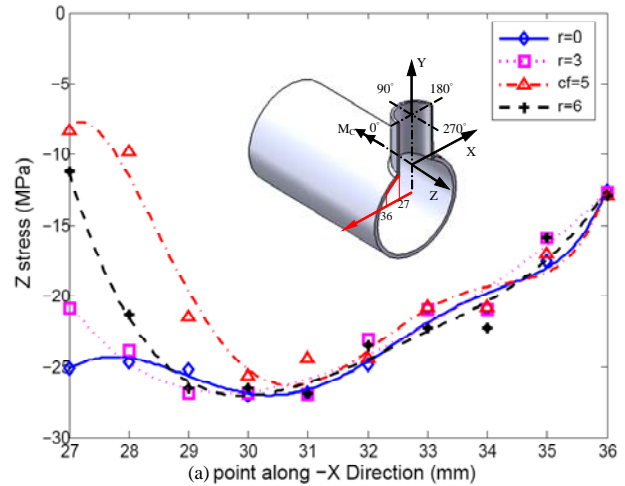
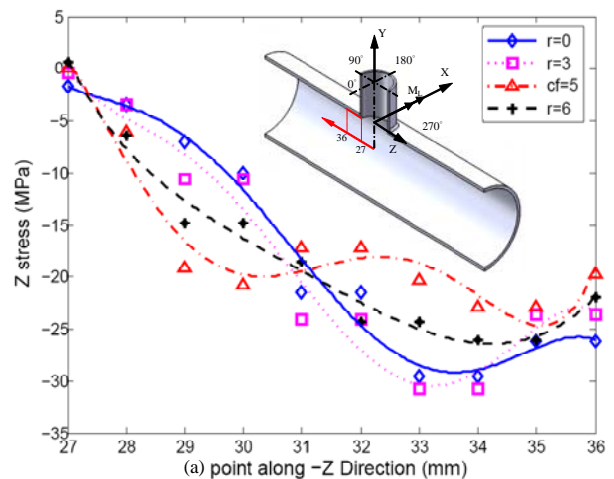


圖 7 彎曲力矩 M_C 作用下胴體內表面之應力分佈：(a) X-方向、(b) Z-方向。



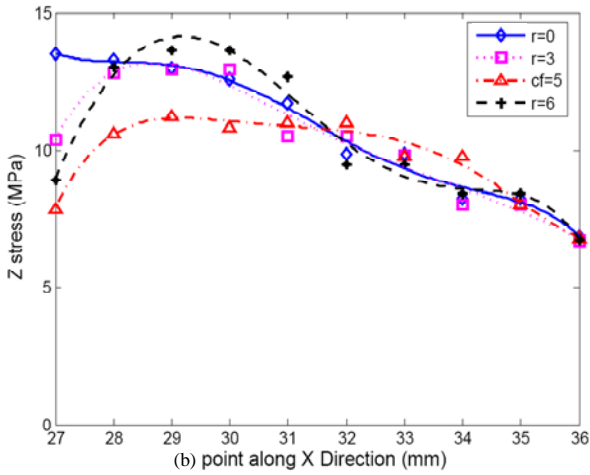
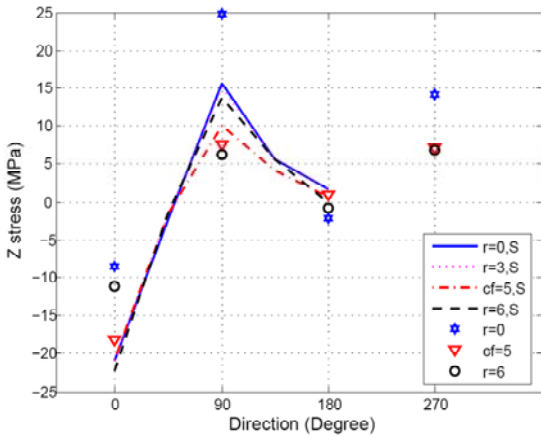
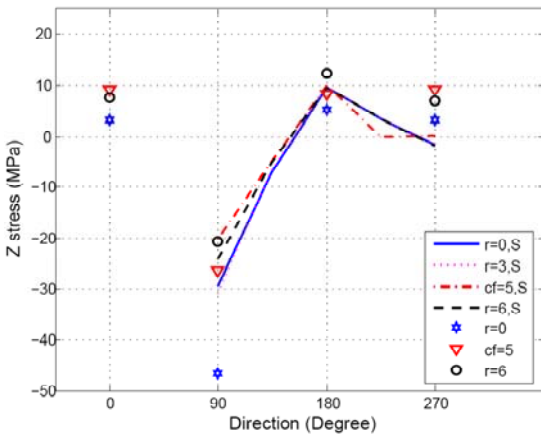


圖 8 彎曲力矩 M_L 作用下胴體內表面之應力分佈：(a) Z-方向、(b) X-方向。



(a) 彎曲力矩 M_C 作用



(b) 彎曲力矩 M_L 作用

模擬與實驗之應力比較

圖 9

3.2 靜態載荷實驗結果與模擬之比較

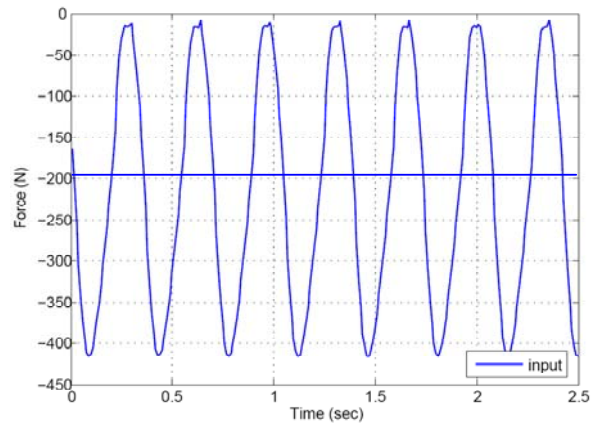
將施加最大作用力(1470 N)時之實驗量測結果直接與模擬分析進行比較，如圖 9 所示，其中 S 係指由模擬分析所得，於每隔 45°方向上量取該點其 Z 軸方向之應力值，繪上線條，藉以與實驗量測值互相區格。

由圖 9(a)所示，施加力矩 M_C 作用時，CAE 分析之

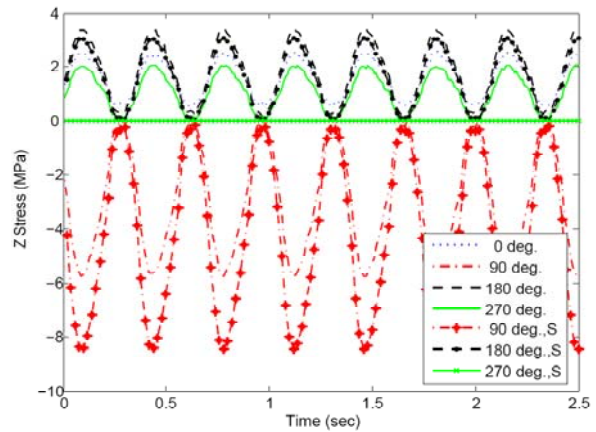
應力值之間的差異較實驗結果為小；但在實驗方面，由 0°方向上所量取之應力值可知，未施以圓角之應力值較低於其餘兩者，推測原因在於因為應變規是以胴體軸向為方向所黏貼的，主要量測 Z 向之內表面應力，非作用力方向之應力。在不同半徑或倒角時所造成的差異趨勢方面，在 0°-180°方向上則與 CAE 分析之應力值略有差異，但在 90°-270°上卻是相當明顯，實驗結果頗能呈現應力分佈之幾何形狀對稱差異，但無圓角時則差異極大，推測此與胴體製造公差有關。

而施以外力 F_L 時，如圖 9(b)所示，在該向量測時所呈現之應力值差異對無實施圓角之胴體而言相當明顯，其應力值幾乎是有施以圓角胴體的兩倍大。但其它角度所呈現的情況，則是無圓角胴體之應力值較其它者小，推測其原因和 CAE 分析中因幾何形狀改變使得應力水平重新調整有關，使得對不同圓角之胴體在選定之相同位置所呈現之應力值而言，無圓角卻比有施以圓角之胴體其應力值來的低。

由結果顯示，實驗大致與模擬分析之趨勢相同或甚至吻合，但部份應力值之間頗有差異，特別是 $r=0$ 時更為明顯，最大誤差竟高達 150%，而其它則在 40% 以下。這也顯示 CAE 之軟體分析，由於網格處理無法有效處理幾何銳角之應力集中，因而使得 CAE 分析結果偏低，這個觀察也可提供 CAE 使用者注意，甚至做必要之安全修正。



(a) 輸入之時變作用力



(b) 實驗與模擬之時變應力比較

圖 10 動態載荷之輸入與胴體之時變應力輸出

3.3 動態載荷實驗結果與模擬之比較

輸入之動態作用力，其振動頻率係採用低頻，設定為 3 Hz，將訊號產生之功率調最大，使激振器衝程達最大值，輸入之時變作用力由力感測器量取，經 KYOWA PCD-300A 擷取，所施加之作用力變化如圖 10(a)所示，圖中之水平線為初始負載大小(-196 N)。

將四個點之 Z 向應力值之實驗結果與模擬分析進行比對，如圖 10(b)所示，其中 S 係表示由模擬分析所得者。在 90° 方向上，模擬與實驗最大誤差達 45%，而 270° 方向之差異則更大，該點在模擬分析之結果上幾乎無應力產生，查鄰近節點之應力可知，該點應力水平恰為 0，而該點周圍則又出現拉或壓應力。由此可知在結構中就部份而言，實驗與模擬所得之應力分佈，還有極大的落差，這也可能是試片之製作或外力施加無法完全對稱之故。不過，這種不對稱之幾何，似乎更接近業界之實際成品，其可信度更高；但若撇開該部份不說，模擬分析做為趨勢預測或概略值求取尚為可行之工具。

4. 結論

本文係經由改變接合處之管內圓角大小及形狀之參數，以獲得對應力集中現象及該處應力值之影響，並探討當外部作用力之方向改變時，其應力分佈、變化之情形。利用 CAE 軟體以有限元素法進行模擬分析其應力行為，並且實際製作容器，量測容器受載時之實際應變，再經運算而求得應力值以驗證模擬分析之結果。除了上述之靜態負載之應力行為外，也同樣地探討容器在相同位置受外力交變載荷之動態行為，藉由胴體與支管交接處所產生之局部高應力之變化情形，以探討管內圓角大小與形狀對容器變形與其動態特性及破壞之影響。

針對胴體與支管接合處之幾何形狀不連續之靜態應力分析中，由有限元素分析及實驗結果可知，業界常用之方式一在幾何形狀不連續處施以圓角或倒角，確實可以有效減緩由彎曲力矩所造成的局部高應力及減緩應力分佈之落差或驟增等影響。但也由於應力分佈水平較平均後，原本應力較低之處其應力值會較未施以圓角時為高；且由實驗所量取的應力值可知，當作用力方向與應變規所量測方向不同時，會造成胴體內表面變形與應變量取方向不一致，使得圓角參數不同時，應力值的差異則不甚明顯，若以作用力方向為黏貼應變規方向之基準，應較能顯著地量取該對應位置之應力變化情形。

而在動態載荷方面，施以靜態初始負載下之應力大小，會與動態載荷下時變應力之變化大小呈現正比關係。就如幾何形狀不連續處之局部高應力，若再加上時變載荷之情況下，應力大小雖若未超過材料之降伏強度，但也將容易導致疲勞破壞之發生；因此適當地降低高應力處之應力值大小是相當迫切的。

此外，經本文之 CAE 模擬及實驗佐證，當不實施內部圓角處理時，接合處確實會產生不均勻之應力分

佈。而在結構中將其幾何形狀由尖角、不平滑等不連續形狀改變為保持連續或平滑時則可降低其局部高應力值；我國在壓力容器第 2、3 種容器法規之規定上雖然未對圓角尺寸有所規定，但經本研究顯示，法規均應訂定至少實施半徑為 3 mm 以上之圓角，以減緩不均勻之應力分佈情形，若施以更大的圓角、倒角者雖然效果更佳；但若胴體厚度不夠而無法施以更大的圓角，使得無法大大降低如接合處或尖角處之高應力值時，此時應裝設補強板或尋找其它方法以彌補應力值無法降低或未達到低應力期望值之情形。

由本文之研究顯示，我國之壓力容器構造規範，應適當地納入可以降低幾何不連續之結構，以避免過高之二次應力及疲勞破壞。

5. 誌謝

本研究承勞委會勞工安全衛生研究所計畫編號 IOSH95-S308、國科會 NSC 95-2221-E-027 -010 計畫資助，同時也感謝建成機械公司提供獎助學金及實驗材料費等，謹致謝忱。

6. 參考文獻

- [1] 李建國編著，*壓力容器設計的力學基礎及其標準應用*，北京：機械工業出版社，2004。
- [2] James J. Xu, Benedict C. Sun, Bernard Koplik, "Local pressure stresses on lateral pipe-nozzle with various angles of intersection," *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 199, Issue 3, pp. 335-340, 1 July 2000.
- [3] J. Decock, "Fatigue tests on Pressure Vessel connections," *First Intern. Conf. PV Tech.*, part II-58, 1969.
- [4] Gwaltney, R. C., Corum, J. M., Bolt, S. E., and Bryson, J. M., "Experimental Stress Analysis of Cylinder-to-Cylinder Shell Models and Comparison with Theoretical Predictions," *Journal of Pressure Vessel Technology Transactions of the ASME*, November, pp.283-290, 1976.
- [5] J. L. Mershon, K. Mokhtarian, G. V. Ranjan and E. C. Rodabaugh, Local Stresses in Cylindrical Shells due to External Loadings on Nozzles—Supplement to WRC bulletin NO. 107 (Revision 1), 1987.
- [6] Soden, P. D., Leacch, J., Tang, W. M., Soden, P. M., and Kitching, R., "Stresses and Strains in Hemispherical GRP Pressure Vessels with Radial Cylindrical Branch Connections," *Composite Structure*, 28, pp. 263-281, 1994.
- [7] Skopinsky, V. N., "Stress Analysis of Non-radial Cylindrical Shell Intersections Subjected to External Loading," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 67, Issue 2, pp. 145-153, 1996.
- [8] Dekker, C. J., and Stikvoort, W. J., "Pressure Stress Intensity at Nozzles on Cylindrical Vessels: A Comparison of Calculation Methods," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 74, pp. 121-128, 1997.

- [9] Bureau of Standards, Metrology & Inspection, M.O.E.A., *CNS 9788 B5084 – 9803 B5099 & CNS 10215 B5100, 10216 B5101*.
- [10] Japanese Standards Asso. *JIS B 8265 Construction of pressure vessels- General principles*; 2003.
- [11] Japanese Standards Asso. *JIS B 8266 Alternative standard for construction of pressure vessels*; 2003.
- [12] ASME, *Boiler and pressure vessel code, Section VIII, Rules for Construction of Pressure Vessels, Division 1*. New York: ASME Press; 2004.
- [13] British Standard Institution. *PD 5500 Specification for Unfired fusion welded pressure vessels*; 2006.

The Analyses of stress distributions at the shell-nozzle junction for pressure vessels

Wenlung Li¹, CM Liu¹, YL Shen²

¹Institute of Mechatronics Engineering
National Taipei University of Technology

²IOSH, Council of Labor Affairs

ABSTRACT

This article focuses on the variations of local stress distributed at the junction of a shell-nozzle in which the geometry varies. The shell-nozzle junction is not subjected to the membrane stress like the ones from the internal or external pressure since it can be linearly added, but to the bending moments caused by applied unidirectional forces. Two methods, including CAE and experiment, are used to obtain the stress distribution. It shows that the stresses of the arc-trimmed or chamfered corner exhibits relatively less severe than that of sharp angles. By the verification, the results of the experiment nearly coincide with the CAE simulation results. In addition, the alternating amplitude of stress is proportional to the initial static load when the nozzle is subjected to dynamic load. Thus, it is necessary to adopt appropriate method for decreasing the local stresses located at the shell-nozzle junction to avoid stress or fatigue damage in design.

Keywords: Pressure vessels, Discontinuous stress, Stress concentration