

# 螺栓固定管路凸緣之有限元素分析

王栢村<sup>1</sup> 洪志文<sup>2</sup>

<sup>1</sup>屏東科技大學機械工程系教授

<sup>2</sup>屏東科技大學機械工程系研究生

## 摘要

本文利用有限元素法來探討高壓配管在不同管線內壓時，螺栓固定管路凸緣受力與接合情形。首先利用有限元素套裝軟體進行管路凸緣連結的應力分析，並與相關理論分析做比較，以說明有限元素法對螺栓固定管路凸緣分析的適用與實用性。再選擇二種常用的不同螺栓固定管路凸緣型式，即凸緣全面接觸接合型式及凸緣部分接觸接合型式進行分析，以比較不同型式下的凸緣、螺栓、襯墊受力及凸緣的接合情形。數值結果顯示，在管線內相同壓力條件下，凸緣部分接觸接合型式的連接方式對凸緣有較好的接合效果，且對螺栓的受力亦較小，惟兩凸緣的接觸面積減少，接觸應力亦變大。故為改善因凸緣接觸面積減少所造成的接觸應力變大情形，可增加凸緣部分接觸接合型式的接觸面積，如此可在不影響螺栓的安全情形下，降低凸緣與襯墊的受力情形。

關鍵字：有限元素法、配管、螺栓、凸緣、襯墊、凸緣全面接觸接合型式、凸緣部分接觸接合型式

## 1. 前言

螺栓固定管路凸緣裝置為目前產業界使用最普遍的化學相關設備之高壓氣體配管連結裝置。諸如：壓力容器、鍋爐、化學設備配管及汽機車之組件連接等，都有螺栓固定管路凸緣裝置之運用，尤其一般化學工廠之配管內部大多為高壓、易燃的氣體或液體一但因連結或設計不當而造成大量之洩漏，其所造成之損害可能難以估算。故為了保有連結管線之安全性，避免產生連結之危害，螺栓固定管路凸緣設計便顯得格外重要。本報告將對螺栓固定管路凸緣問題進行應力分析。

基於螺栓固定管路凸緣裝置的多樣性及力學行為複雜性，直接訴諸於原型(prototype)的試誤對於現代追求快速率的工業而言是相當不經濟的。近代由於電腦科技的蓬勃發展，使得電腦已能計算大量的方程式，所以用數值解析來解決各種複雜性的問題已不是難事，其中又以有限元素法的快速發展最令人矚目。目前有限元素已被廣泛應用於動態與靜態結構分析、熱傳導及流力等計算問題上，對螺栓固定管路凸緣的分析模擬亦相當成熟。故若是以模擬分析代替實驗試誤，不但可以節省製作費用，且實驗中難直接量測的凸緣、襯墊內部應力及變形等，都可以在模擬分析的過程觀察出來。因此，有限元素的模擬分析對工業界而言是一種相當好的開發方法。

對於分析螺栓固定管路凸緣的問題，有限元素法

一直是相當有效的工具，而且被運用的範圍也相當廣泛。王[1-2]為ANSYS有限元素分析應用及使用範例，配合電腦輔助工程分析之實務與應用，對ANSYS有限元素分析作基本實例演練探討。Zahani[3]曾對於二種不同凸緣接觸面積實施有限元素分析，藉以了解二種不同凸緣接觸型式下管線內可承受之最高使用壓力及其螺栓受力情形。Nash et al.[4]以有限元素分析凸緣全面接觸接合型式，在不同之凸緣厚度，斜度輪殼厚度，斜度輪殼長度及螺栓預應力下，求得凸緣之縱向彎曲應力、凸緣徑向應力及凸緣切線應力，進而與美國機械工程師學會(ASME)，英國標準學會(BS)和歐洲壓力容器(European Unfired Pressure Vessel Standard)等標準相比較。Estrada and Parsons[5]則利用三維及軸對稱有限元素模型來分析玻璃纖維強化塑膠(GFRP)凸緣，以探討凸緣之強度及襯墊接合緊密度。而Nagy[6]則建立起凸緣連接時，探討其內部壓力與襯墊受力之關係。

本文將利用CAE套裝軟體(ANSYS)進行不同凸緣連結形式之應力分析並與相關理論分析做比較，以說明有限元素分析螺栓固定凸緣之適用與實用性。並選擇二種不同螺栓固定管路凸緣裝置即凸緣全面接觸接合型式及凸緣部分接觸接合型式進行應力分析，以比較其凸緣、螺栓、襯墊受力及凸緣的接合情形。最後再分析凸緣部分接觸接合型式不同的接觸面積其凸緣、螺栓、襯墊受力的情形。

## 2. 問題定義與分析目標

考慮選擇二種常用的螺栓固定管路凸緣型式，即凸緣全面接觸接合型式及凸緣部分接觸接合型式，分別如圖1及2所示。假設凸緣圓盤上有十二根螺栓，凸緣外徑  $D_o=210\text{mm}$ ，內徑  $D_i=130\text{mm}$ ，螺栓孔之直徑  $d=16\text{mm}$ ，凸緣連結寬度  $L=60\text{mm}$ ，斜度輪轂厚度  $w=8\text{mm}$ ，斜度輪轂長度  $l=10\text{mm}$ ，材料為中碳鋼，彈性係數  $E=207\times 10^3\text{MPa}$ ，抗拉強度  $\sigma_t=559\text{MPa}$ ，屈服強度  $\sigma_y=333\text{MPa}$ ，容許應力  $\sigma_{\text{all}}=333/1.2=277.5\text{MPa}$ ，浦松比  $\nu=0.3$ ，比重  $\gamma=7.87$ 。螺栓節徑  $d_b=14\text{mm}$ ，材料性質與凸緣相同。螺栓襯墊面之直徑  $d_w=24\text{mm}$ ，襯墊材料楊氏係數  $E_w=207\times 10^3\text{MPa}$ 。為了使螺栓能在容許應力下緊密結合凸緣圓盤，其初始所有之螺栓均鎖緊，同時螺栓會產生拉力及圓盤會產生壓力。當管線內之壓力增加時，螺栓之拉力會增加，凸緣之壓力會減少。當管線內之壓力達到可使連接之兩凸緣分開時，管內之壓力即開始釋放。

本文分析目標包括：

- (1) 建立有限元素分析模型，應用ANAYS軟體分析以探討所能承受之最高管路壓力，再與簡易理論分析作比較。
- (2) 對凸緣全面接觸接合型式及凸緣部分接觸接合型式等二種不同凸緣連結型式進行應力、應變分析，以比較其凸緣、螺栓、襯墊受力及凸緣的接合情形。
- (3) 最後分析凸緣部分接觸接合型式不同的接觸面積其凸緣、螺栓、襯墊受力的情形。

## 3. 螺栓固定管路凸緣之螺栓應力理論分析

圖2(a)為螺栓固定管路凸緣之受力情形，依螺栓受力及變形理論關係可得螺栓剛性常數[7]及螺栓與凸緣負荷[8]如下：

$$K_b = \frac{A_b E_b}{L} \quad (1)$$

$$F_b = F_p \frac{K_b}{K_b + K_f} + F_i \quad (2)$$

$$F_f = F_p \frac{K_f}{K_b + K_f} - F_i \quad (3)$$

$$F_i = \delta_{bf} \times \left( \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_f} \right)^{-1} \quad (4)$$

其中， $A_b$ 是螺栓截面積， $L$ 是凸緣連結寬度， $\delta_{bf}$ 是預加負荷後螺栓及凸緣總變形量、 $F_b$ 是螺栓的合成負荷、 $F_p$ 是管線內部壓力造成對螺栓與凸緣的外加

拉力負荷、 $F_i$ 是螺栓鎖緊之 $F_p$ 力作用前之預加負荷、 $F_f$ 是凸緣的合成負荷、 $K_b$ 是螺栓受力與變形之比例即為螺栓剛性常數， $K_f$ 是凸緣受力與變形之比例即為凸緣剛性常數， $E_b$ 是螺栓楊氏係數。

圖2(b)為螺栓固定管路凸緣之空心錐體等效剛性示意圖，依Mischke[8]推導出一種使用固定錐角(Fixed-cone angle)的簡易近似法可得凸緣剛性常數 $K_f$ ，其近似值為：

$$K_f = \frac{\pi E_f d}{2 \ln \left[ \frac{(L + d_w - d)(d_w + d)}{(L + d_w + d)(d_w - d)} \right]} \quad (5)$$

其中， $d$ 是凸緣螺栓孔之直徑， $d_w$ 是螺栓襯墊面之直徑， $E_f$ 是凸緣楊氏係數， $L$ 是凸緣連結寬度。

當管線內之壓力達到可使凸緣連結分開之情況時，式(3)之 $F_f$ 即為0，同時螺栓亦承受最大之拉力，可推導得：

$$F_f = F_i - F_p \frac{K_f}{K_b + K_f} = 0 \quad (6)$$

$$(F_p)_0 = F_i \frac{K_b + K_f}{K_f} \quad (7)$$

$$(\sigma_p)_0 = (F_p)_0 \div \left( \frac{\pi}{4} \times d_b^2 \right) \quad (8)$$

其中， $d_b$ 是螺栓直徑， $(F_p)_0$ 是管線內之壓力已可使凸緣連結分開之情況時，螺栓承受之最大之拉力， $(\sigma_p)_0$ 是管線內之壓力已可使凸緣連結分開之情況時，螺栓承受之最大之應力。

以上所建立之螺栓固定管路凸緣數學模型為當管線內有壓力時，將造成對螺栓與凸緣的外加拉力負荷 $F_p$ 及外加剪力負荷 $F_s$ ，惟此剪力負荷 $F_s$ 並不影響螺栓最後的拉力，故探討螺栓與凸緣接合時，外加剪力負荷即可予以忽略。

## 4. 有限元素分析

本節探討螺栓固定管路凸緣之有限元素分析，所建立之理念有限元素模型如圖3及4所示。以採取凸緣圓盤為軸對稱且凸緣與襯墊之間以接觸元素模擬力的傳遞(force transfer)進行分析，故取凸緣圓盤1/24部分建立分析模型，凸緣與襯墊之間則採取節點對節點之接觸元素。依有限元素模型4項要點綜合說明如下：

- (1) 元素型式：本文分別以線性立體元素(Solid 45)、三維桿件(Link 8)及三維節點對節點接觸元素(Contact 52)，模擬凸緣、螺栓及凸緣與襯墊間的接觸。就三維桿件元素(Link 8)所須設定之幾何物理常數(real constant)為截面積( $A$ )，預加負荷後螺栓及凸緣初始變形量 $\delta_{bf}=0.08\text{mm}$ 、則

初始應變量  $\varepsilon_0 = \delta_{bf}/L = 0.08/60 = 0.00133$ 。接觸元素(Contact 52)為法向徑度( $k_n$ )，滑向徑度( $k_s$ )及摩擦係數( $\mu$ )，在此令  $k_n = k_s = 10E = 207 \times 10^4$  MPa， $\mu = 0.5$ 。

- (2) 模型元素分割：凸緣與襯墊間，以節點對節點接觸元素模擬力的傳遞，為配合節點對節點接觸元素之要求，凸緣與襯墊之節點應呈對應，故規劃適當之元素及節點進行分割。
- (3) 位移限制：凸緣圓盤採取軸對稱分析，故所取之凸緣圓盤1/24部分之兩側為對稱面，而襯墊、螺栓底部亦為對稱面，因此設定底部所有節點Z軸方向之自由度為零，也就是W=0。
- (4) 負荷條件：管線內壓力最初設定為未有壓力，並逐次增加壓力，以探討凸緣、襯墊及螺栓的應力情形。

## 5. 結果與討論

### 5-1. 凸緣全面接觸接合型式理論分析與有限元素分析之比較

本節內容為應用簡易理論分析探討凸緣全面接觸接合型式所能承受之最高管路內壓力，再與ANSYS軟體分析結果作比較。為了使螺栓能在容許應力下緊密結合凸緣圓盤，其初始所有之螺栓均鎖緊，同時螺栓會產生拉力及圓盤會產生壓力。由問題定義得知：螺栓的容許應力  $\sigma_{all} = 277.5$  MPa，故將管線內之壓力已可使凸緣連結分開之情況時，螺栓承受之最大之應力設為  $(\sigma_p)_0 = \sigma_{all} = 277.5$  MPa。

簡易理論分析結果如下：

- (1) 由式(1)計算螺栓剛性常數  $K_b$ ：

$$K_b = \frac{A_b E_b}{L} = \frac{153.94 \times 207000}{60} = 531086 \text{ N/mm} \quad (9)$$

其中，螺栓截面積  $A_b = 153.94 \text{ mm}^2$ ，螺栓材料楊氏係數  $E_b = 207 \times 10^3$  MPa，凸緣連結寬度  $L = 60 \text{ mm}$ 。

- (2) 由式(5)計算凸緣剛性常數  $K_f$ ：

$$K_f = \frac{\pi E_f d}{2 \ln \left[ \frac{(L + d_w - d)(d_w + d)}{(L + d_w + d)(d_w - d)} \right]} \quad (10)$$

$$= \frac{\pi \times 207000 \times 16}{2 \ln \left[ \frac{(60 + 24 - 16)(24 + 16)}{(60 + 24 + 16)(24 - 16)} \right]}$$

$$= 4251170 \text{ N/mm}$$

其中，凸緣螺栓孔之直徑  $d = 16 \text{ mm}$ ，螺栓襯墊面之直徑  $d_w = 24 \text{ mm}$ ，凸緣楊氏係數  $E_f = 207 \times 10^3$  MPa，凸緣連結寬度  $L = 60 \text{ mm}$ 。

- (3) 由式(8)計算管線內之壓力已可使凸緣連結分開

之情況時，螺栓承受之最大之拉力：

$$(F_p)_0 = (\sigma_{all}) \times \left( \frac{\pi}{4} \times d_b^2 \right) \quad (11)$$

$$= 277.5 \times \left( \frac{\pi}{4} \times 14^2 \right)$$

$$= 42717.806 \text{ N}$$

其中，螺栓直徑  $d_b = 14 \text{ mm}$ ，螺栓容許應力  $(\sigma_p)_0 = \sigma_{all} = 277.5$  MPa。

- (4) 由式(7)計算螺栓固定凸緣的預加負荷：

$$F_i = (F_p)_0 \frac{K_f}{K_b + K_f} \quad (12)$$

$$= 42717.806 \times \frac{42551170}{531086 + 4251170}$$

$$= 37973.8465 \text{ N}$$

其中，螺栓承受之最大之拉力  $(F_p)_0 = 42717.806 \text{ N}$ ，螺栓剛性常數  $K_b = 531086 \text{ N/mm}$ ，凸緣剛性常數  $K_f = 4251170 \text{ N/mm}$ 。

- (5) 由式(4)計算預加負荷後螺栓及凸緣總變形量  $\delta_{bf}$ ：

$$\delta_{bf} = F_i \times \left( \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_f} \right) \quad (13)$$

$$= 37973.8465 \times \left( \frac{1}{531086} + \frac{1}{4251170} \right)$$

$$= 0.08043 \text{ mm}$$

其中，螺栓剛性常數  $K_b = 531086 \text{ N/mm}$ ，凸緣剛性常數  $K_f = 4251170 \text{ N/mm}$ ，螺栓固定凸緣的預加負荷  $F_i = 37973.8465 \text{ N}$ 。

由上述所得：為了使螺栓能在容許應力下緊密結合凸緣圓盤，本報告之螺栓及凸緣總變形量  $\delta_{bf}$  設定為  $0.08 \text{ mm}$ 、初始應變量  $\varepsilon_0 = \delta_{bf}/L = 0.08/60 = 0.00133$ 。

有限元素分析結果與比較如下：

前項內容之簡易理論分析所探討的凸緣全面接觸接合型式所能承受之最高管路內部壓力，僅考慮管線內部壓力所造成對螺栓與凸緣的外加拉力負荷，故本節的有限元素模型亦忽略了作用在管壁的壓力，分析結果如圖5所示；圖5(a)為凸緣與襯墊接觸節點之位移值分佈情形，括號為正值，代表凸緣與襯墊分離，“-”號代表凸緣與襯墊仍呈接觸狀態，由圖可知當管線內部壓力為  $24.4 \text{ MPa}$  時，螺栓連結孔處之四周凸緣均與襯墊分離，此時螺栓承受之應力為  $266.79 \text{ MPa}$ ，與前項之理論解分析螺栓承受應力為  $277.5 \text{ MPa}$  誤差在  $3.86\%$  以下。圖5(b)及(c)則分別為管線內部壓力為  $24.4 \text{ MPa}$  時凸緣及襯墊之 von Mises 應力分佈圖，圖中可觀察凸緣最大應力集中在螺栓及

凸緣接合處附近，而襯墊最大應力則出現在襯墊之外側。

## 5-2. 凸緣全面接觸接合型式在不同管線壓力下之分析結果

本節探討凸緣全面接觸接合型式在不同管線內部壓力下，實際考慮了管壁內側壓力及螺栓與凸緣的外加拉力負荷之情形下，分析結果如圖6, 7所示；由圖6 (a) 可知當管線內部壓力為10.4MPa時，螺栓連結孔處之凸緣與襯墊已開始分離時，管線內部壓力即開始從螺栓孔處釋放。圖6 (b) 及 (c) 則分別為管線內部壓力為10.4MPa時凸緣及襯墊之 von Mises 應力分佈圖，圖中可觀察凸緣最大應力出現在螺栓及凸緣接合處及輪轂與配管接合處附近，最大值為119.696MPa。而襯墊最大應力仍出現在襯墊之外側，最大值為58.629MPa。圖7(a)為當管線內部壓力由0MPa逐漸增加，直到內部壓力為10.4MPa螺栓連結孔處之凸緣與襯墊已開始分離時，凸緣所承受之最大應力隨著管線內部壓力增加而加大。圖7 (b) 為襯墊所承受之最大應力剛開始隨著管線內部壓力增加而增加，直到管線內部壓力達到6MPa時，襯墊所承受之最大應力即隨著管線內部壓力增加而減少。圖7 (c) 為螺栓所承受之最大應力剛開始隨著管線內部壓力增加而減少，同樣直到管線內部壓力達到6MPa時，螺栓所承受之最大應力即隨著管線內部壓力增加而增加。由上述可得；當凸緣全面接觸接合型式之管線內部壓力增加時，對凸緣承受的應力有較大影響，而襯墊及螺栓所承受的應力，雖變化並不大，但彼此卻有相互影響。

## 5-3. 凸緣部分接觸接合型式在不同管線壓力下之分析結果

本節亦探討凸緣部分接觸接合型式在不同管線內部壓力下，仍實際考慮了管壁內側壓力及螺栓與凸緣的外加拉力負荷之情形下，分析結果如圖8, 9所示；由圖8 (a) 可知當管線內部壓力為19.2MPa時，凸緣與襯墊已開始分離時，管線內部壓力即開始釋放。圖8 (b) 及 (c) 則分別為管線內部壓力為19.2MPa時凸緣及襯墊之 von Mises 應力分佈圖，圖中可觀察凸緣最大應力出現在螺栓及凸緣接合處及輪轂與配管接合處附近，最大值為250.155MPa。而襯墊最大的應力值為22.412MPa。圖9(a)為當管線內部壓力由0MPa逐漸增加，直到內部壓力為19.2MPa凸緣及襯墊開始分離時，凸緣所承受之最大應力由凸緣及襯墊接合處逐漸移向螺栓及凸緣接合處附近。分析結果；故當管線內部壓力未滿6MPa時，凸緣所承受之最大應力在凸緣及襯墊接合處，而管線內部壓力超過6MPa時，凸緣所承受之最大應力則在螺栓接合凸緣位置。圖9(b) 為襯墊所承受之最大應力隨著管線內部壓力增加而減少。圖9 (c) 為螺栓所承受之最大應力隨著管線內部

壓力的增加，其變化並不顯著。

## 5-4. 凸緣全面接觸接合型式與部分接觸接合型式比較

表1為凸緣全面接觸接合型式與部分接觸接合型式在管線內部不同壓力下，螺栓固定管路凸緣各元件所受之最大應力比較表。由表內資料可得；當管線內部壓力為10.4MPa時，以凸緣全面接觸接合型式所連結管路，其凸緣與襯墊開始分離。而凸緣部分接觸接合型式所連結管路，其凸緣與襯墊可承受管線內部壓力達19.2MPa。

若管線內部壓力同樣為10MPa時，以凸緣全面接觸接合型式所連結管路，其凸緣所承受的最大應力為115.156MPa，凸緣部分接觸接合型式所連結管路，其凸緣所承受的最大應力為206.093MPa。襯墊部分；凸緣全面接觸接合型式的襯墊所承受最大應力為60.515MPa，凸緣部分接觸接合型式的襯墊則為167.555MPa。螺栓部分；凸緣全面接觸接合型式的螺栓所承受最大應力為229.93MPa，凸緣部分接觸接合型式的螺栓則為134.36MPa。

由以上所述得知；若以管線內相同壓力條件而言，凸緣部分接觸接合型式雖對凸緣有較好之連接效果且對螺栓之受力亦較小，惟因兩凸緣接觸面積減少，跟隨著接觸應力變大。當管線內部壓力增加時，凸緣全面接觸接合型式的螺栓及襯墊所承受最大應力變化並不大，而凸緣部分接觸接合型式的螺栓雖所承受應力變化並不大，但對凸緣及襯墊影響較顯著。

## 5-5. 凸緣部分接觸接合型式在不同接觸面積下之分析結果

本節在不考慮襯墊應力之情形下，探討凸緣部分接觸接合型式在不同接觸寬度X下，如圖1所示，其凸緣及螺栓所承受應力之情形，分析結果如表2，當凸緣部分接觸接合型式之接觸寬度X由8mm增加至13mm時，則使凸緣與襯墊分離之管線內部所需之壓力  $P_{(\max)}$  由19.2MPa增加至21.4MPa，提高11.46%。凸緣承受之最大應力  $\sigma_{f \max}$  由250.155Mpa增加至375.762MPa，提高50.2%。螺栓承受之應力  $\sigma_b$  由138.75Mpa增加至158.03MPa，提高13.89%。由此可得；凸緣部分接觸接合型式雖可提高凸緣接觸面積，來增加螺栓固定凸緣可承受管線內部的壓力。但提高凸緣接觸面積同樣會增加凸緣所承受的最大應力，且當接觸寬度X超過9.8mm時，凸緣所承受之最大應力已超過凸緣可容許之應力  $\sigma_{all} = 277.5\text{MPa}$ ，故凸緣部分接觸接合型式必須在凸緣的材料容許應力下，才可適度提高凸緣接觸面積，以增加可承受管線內部的最大壓力。

## 6. 結論

本文首先利用有限元素套裝軟體 (ANSYS) 進行

凸緣連結型式的應力、應變分析，並與相關理論分析做比較，再選擇二種常用的不同螺栓固定凸緣型式，即凸緣全面接觸接合型式及凸緣部分接觸接合型式進行分析，以比較不同型式下的凸緣、螺栓、襯墊受力及凸緣的接合情形，最後探討凸緣部分接觸接合型式在不同接觸面積下之分析結果，綜合討論如下；

- (1) 有限元素法對螺栓固定凸緣的分析模擬有其可靠性及適用性，故若是以模擬分析代替實驗試誤，不但可以節省製作費用，且實驗中無法直接量測的凸緣、襯墊內部應力及變形等，都可以在模擬分析的過程觀察出來。
- (2) 若以管線內相同壓力條件而言，凸緣部分接觸接合型式對凸緣有較好之連接效果且對於螺栓之受力亦為較小。若管線內有壓力10.4MPa時，凸緣全面接觸接合型式之壓力可能已從螺栓孔部分洩漏，而凸緣部分接觸接合型式卻可承受19.2MPa之管線壓力。螺栓受力而言，管線內同樣存有壓力10.4MPa時，凸緣全面接觸接合型式之螺栓所受應力為230.29MPa，凸緣部分接觸接合型式之螺栓受應力則為134.29MPa。
- (3) 凸緣部分接觸接合型式雖對凸緣有較好之連接效果，惟因兩凸緣接觸面積減少，跟隨著接觸應力變大。以管線內存有相同壓力11.7MPa而言，凸緣全面接觸接合型式之凸緣、襯墊所受之最大應力為119.696MPa、55.854MPa，而凸緣部分接觸接合型式之凸緣、襯墊所受之最大應力為207.404MPa、165.564MPa。這對於凸緣之材質與凸緣間之襯墊所造成之傷害亦為增加，一但因為襯墊老化或脆化而未能即時發現而使大量之氣體洩漏，其所造成之損害可能難以估算。
- (4) 凸緣部分接觸接合型式必須在凸緣的材料容許應力下，才可適度提高凸緣接觸面積，以增加螺栓固定凸緣可承受管線內部的壓力。
- (5) 本文建立了螺栓固定凸緣之應力、應變分析，未來除可探討凸緣部分接觸接合型式在不同接觸面積下之分析外，亦可應用螺栓或凸緣之裂縫模擬及疲勞分析。

## 7. 參考文獻

1. 王栢村，2001，「ANSYS 有限元素分析應用實例」，屏東科技大學。
2. 王栢村，2001，「電腦輔助工程分析之實務與應用」，全華科技股份有限公司，台北。
3. Zahavi, E., 1992, *The Finite Element Method in Machine Design*, Prentice-Hall International Inc, Boston, Massachusetts, pp. 209-227。
4. Nash, D. H., Spence, J., Tooth, A. S., Abid, M., and Power, D. J., 2000, "A Parametric Study of Metal-to-Metal Full Face Taper-Hub Flanges," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 77, pp. 791-797.

5. Estrada, H., and Parson, I. D., 1999, "Strength and Leakage Finite Element Analysis of a GFRP Flange Joint," *International Journal of Pressure and Piping*, Vol. 76, pp. 543-550.
6. Nagy, A., 1996, "Determination of the Gasket Load Drop at Large Size Welding Neck Flange Joints in the Case of Nonlinear Gasket Model," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 67, pp. 243-248.
7. Shigley, J. E., and Mitchell, L. D., 1983, *Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill, Inc., pp. 111-112.
8. Shigley, J. E., and Mitchell, L. D., 1983, *Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill, Inc., pp. 369-372.
9. Shigley, J. E., and Mitchell, L. D., 1983, *Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill, Inc., pp. 373-376.

## Finite Element Analysis of Bolt-Connected Pipe Flanges

Bor-Tsuen Wang<sup>1</sup>, Chih-Wen Hung<sup>2</sup>

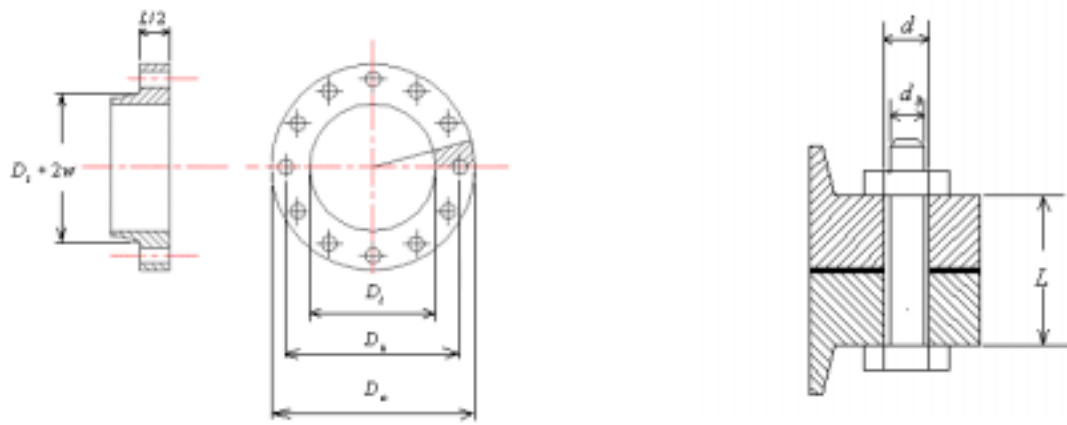
<sup>1</sup>Professor <sup>2</sup>Graduate student

Department of Mechanical engineering  
National Pingtung University of Science and  
Technology

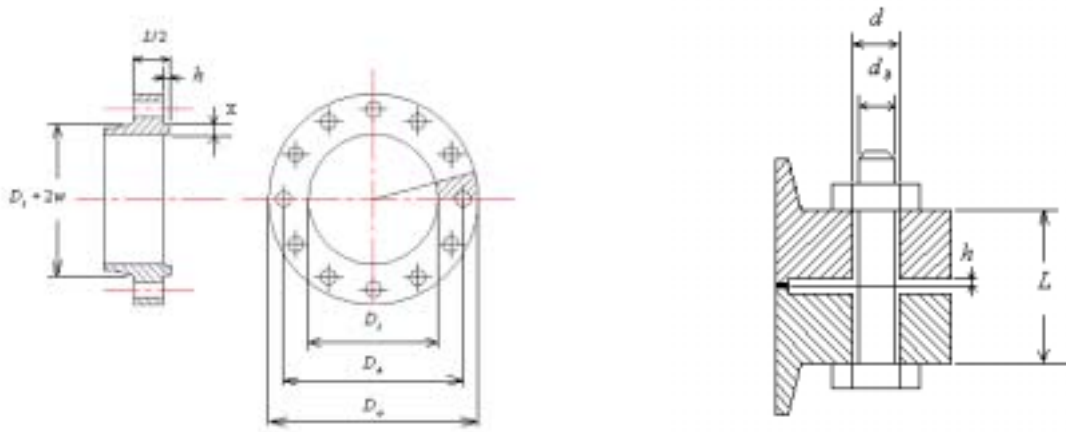
## Abstract

This paper applies finite element method (FEM) to analyze the pipe-flange structure subjected to high internal pressures. The stresses of bolt-connected flange and the tightness of the gasket are studied. The finite element commercial software is adopted to perform stress analysis for different types of flanges. Both full- and partial-face metal-to-metal taper-hub flanges are considered. The simplified theoretical analysis for the flange stress is also introduced and used to validate the FEM results. Numerical results show that the partial-face type is better than the full-face type in terms of flange stresses, bolt stresses and leak prevention under the same internal pressure in pipes. Additionally, for the partial-face type the flange contact area becomes less, and the contact stresses will increase, however still in safety range. For further improvement of the performance of the partial-face type flange, the contact surface can be increased so that the resistance to the internal pressure can be enhanced as well as the reduction of stresses in flange and gasket.

Keywords: finite element method, tube, bolt, flange, gasket

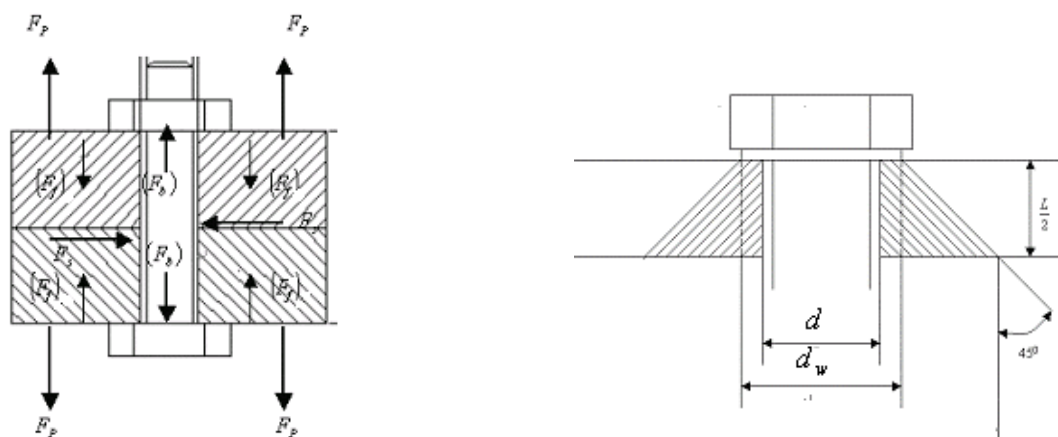


(a) 全面接觸接合型式



(b) 部分接觸接合型式

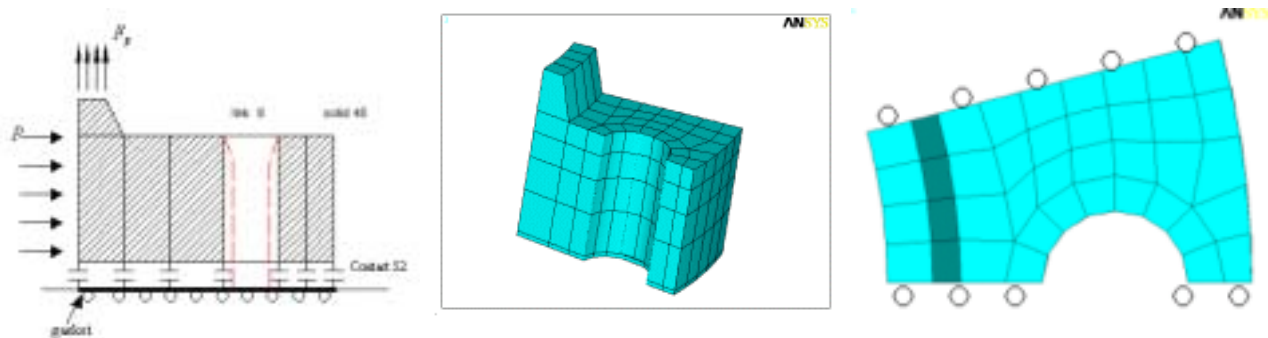
圖1 螺栓固定凸緣接合型式



(a) 螺栓固定凸緣之受力平衡圖

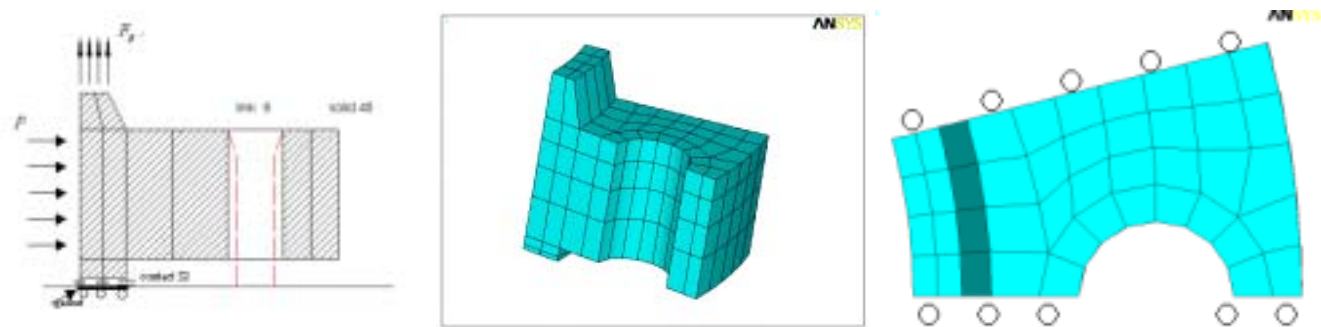
(b) 螺栓接合凸緣之空心錐體等效剛性示意圖

圖2 螺栓固定凸緣的接合示意圖



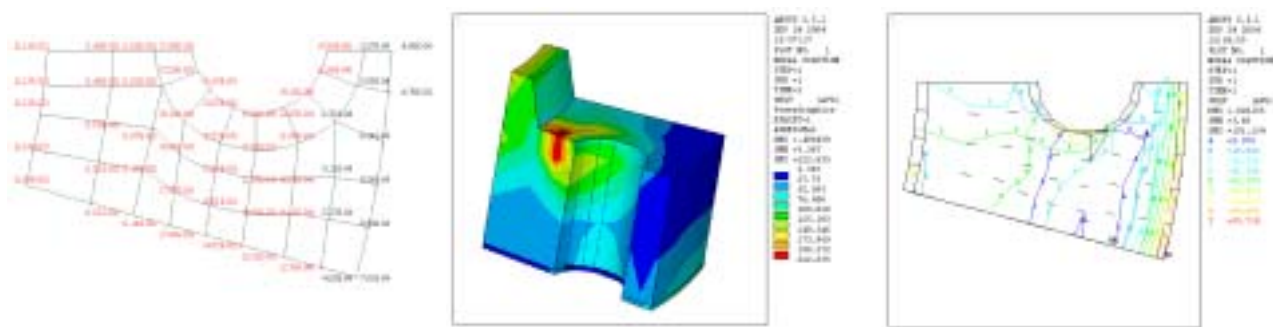
(a) 採取軸對稱及接觸元素進行分析 (b) 有限元素分析之立體模型 (c) 有限元素分析之平面模型

圖3 凸緣全面接觸接合型式之有限元素分析模型理念示意圖



(a) 採取軸對稱及接觸元素進行分析 (b) 有限元素分析之立體模型 (c) 有限元素分析之平面模型

圖4 凸緣部分接觸接合型式之有限元素分析模型理念示意圖



(a) 凸緣與襯墊接觸節點之位移 (z 軸) 情形 (單位: mm) (b) 凸緣  $\sigma_{eqv}$  分佈示意圖 (c) 襯墊  $\sigma_{eqv}$  分佈示意圖

圖5 僅考慮管線內部壓力 (24.4MPa) 所造成對螺栓與凸緣外加拉力負荷之凸緣全面接觸接合型式應力分佈示意圖及接觸節點位移 (z 軸) 情形



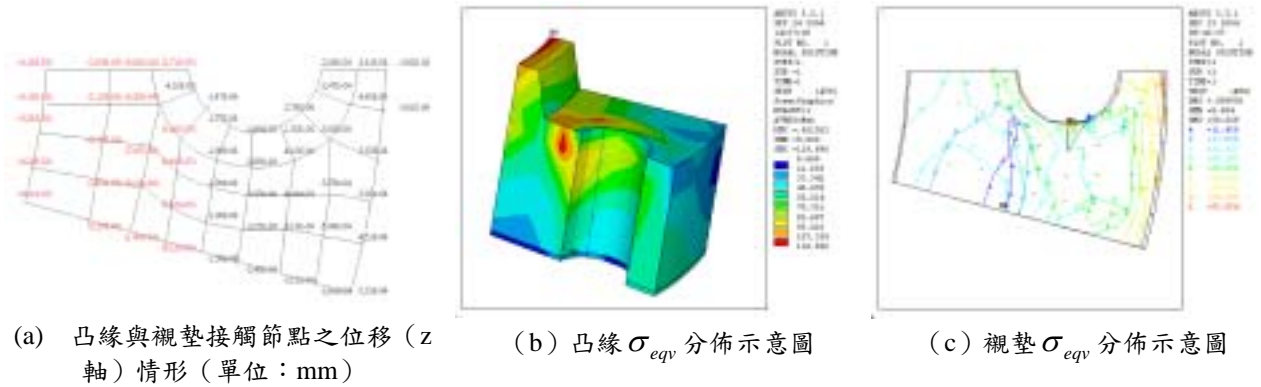
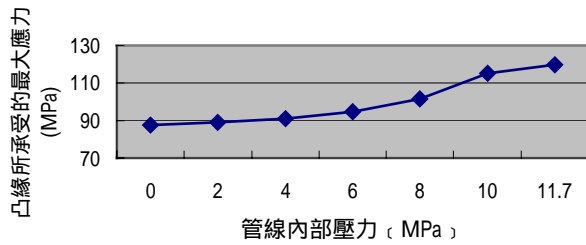
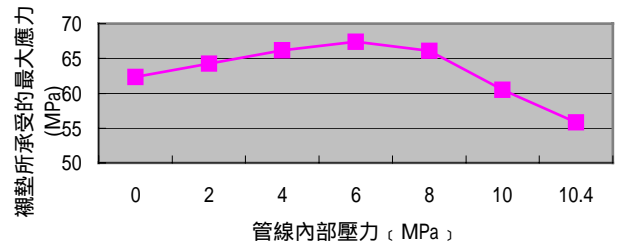


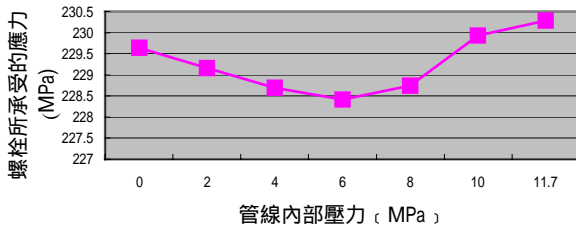
圖6 管線內部有10.4MPa壓力時，凸緣全面接觸接合型式之應力分佈示意圖及接觸節點位移 (z軸) 情形



(a) 凸緣承受的最大應力情形



(b) 襯墊承受的最大應力情形



(c) 螺栓承受的最大應力情形

圖7 凸緣全面接觸接合型式管線在內部不同壓力下，凸緣、襯墊、螺栓承受的最大應力情形

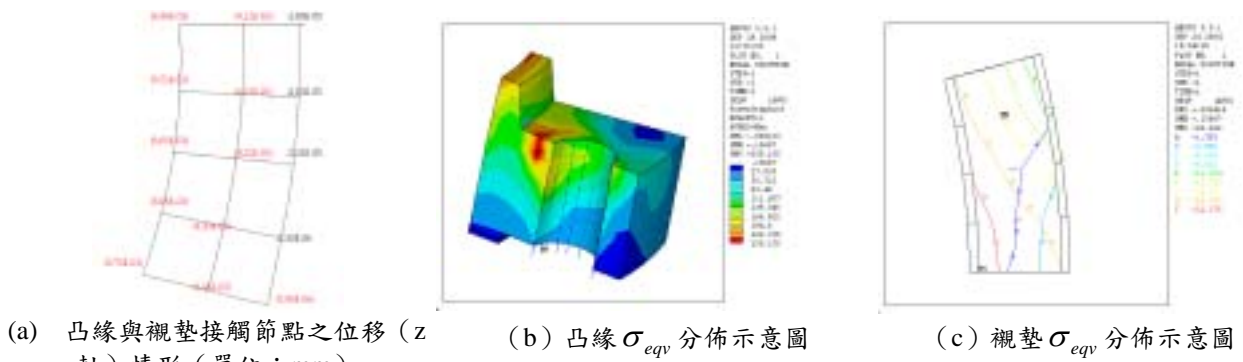
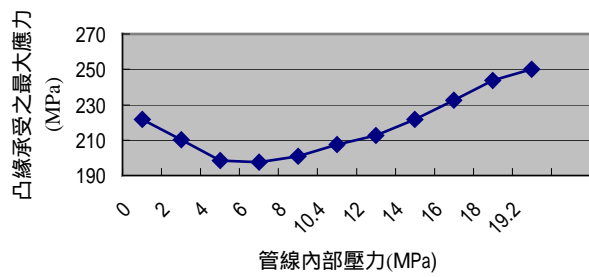
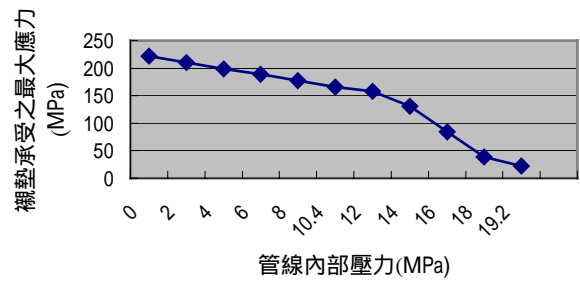


圖8 管線內部有19.2MPa壓力時，凸緣部分接觸接合型式之應力分佈示意圖及接觸節點位移 (z軸) 情形

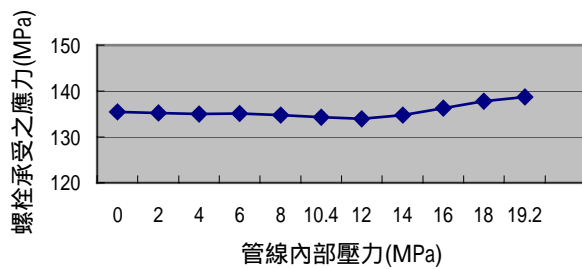




(a) 凸緣承受的最大應力



(b) 襯墊所承受的最大應力



(c) 螺栓所承受的最大應力

圖9 凸緣部分接觸接合型式管線內部不同壓力下，凸緣、襯墊、螺栓承受的最大應力情形

表1 在管線內部不同壓力下，螺栓固定管路凸緣各元件所受之最大應力比較表

線 內 部 壓 力 $P_{(max)}$ (MPa)	凸緣全面接觸接合型式			凸緣部分接觸接合型式		
	螺栓固定凸緣各元件承受之最大應力 (MPa)			螺栓固定凸緣各元件承受之最大應力 (MPa)		
	凸緣 ( $\sigma_{f max}$ )	襯墊 ( $\sigma_{g max}$ )	螺栓 ( $\sigma_b$ )	凸緣 ( $\sigma_{f max}$ )	襯墊 ( $\sigma_{g max}$ )	螺栓 ( $\sigma_b$ )
0	87.554	62.302	229.64	221.776	221.776	135.51
2	89.083	64.245	229.16	210.174	210.174	135.23
4	91.17	66.182	228.69	198.568	198.568	134.95
6	94.683	67.38	228.42	197.659	189.157	135.07
8	101.487	66.063	228.75	200.871	177.578	134.72
10	115.156	60.515	229.93	206.093	167.555	134.36
10.4	119.696	55.854	230.29	207.404	165.564	134.29
12	-	-	-	212.67	157.65	134.01
14	-	-	-	221.827	131.075	134.78
16	-	-	-	232.698	84.432	136.31
18	-	-	-	243.623	39.044	137.82
19.2	-	-	-	250.155	22.412	138.75

表2 凸緣部分接觸接合型式在不同接觸面積下之螺栓固定管路凸緣各元件所受之最大應力

$X$ (mm)	$P_{(max)}$ (MPa)	$\sigma_{f\ max}$ (MPa)	$\sigma_b$ (MPa)
8	19.2	250.155	138.75
9	19.7	262.080	141.87
10	20.2	(276.046)	145.59
11	20.8	(303.768)	149.59
12	21.3	(335.769)	153.69
13	21.4	(375.762)	158.03

註：（）部分已超過材料設計之容許應力