

國立交通大學

工學院產業安全與防災學程

碩 士 論 文

低溫薄膜儲槽定期檢查評估研究

Periodic Inspection Assessment Of Cryogenic  
Membrane Storage Vessels

研 究 生：萬榮富

指導教授：陳俊勳 教授、謝明宏教授

中華民國九十四年一月

低溫薄膜儲槽定期檢查評估研究

Periodic Inspection Assessment Of Cryogenic Membrane  
Storage Vessels.

研 究 生：萬榮富

Student : Long Fu Wan

指導教授：陳俊勳、謝明宏 教授

Advisor : Chiun-Hsun Chen、

Ming-Horng Shieh

國 立 交 通 大 學

工學院產業安全與防災學程



碩 士 論 文

A Thesis

Submitted to Degree of Industrial Safety and  
Risk Management College of Engineering.

National Chiao Tung University

In partial Fulfillment of the Requirements  
for the Degree of Master of Science.

in

Industrial Safety and Risk Management

January 2004

Hsinchu, Taiwan Republic of China

中華民國九十四年一月

# 低溫薄膜儲槽定期檢查評估研究

學生：萬榮富

指導教授：陳俊勳、謝明宏

國立交通大學工學院產業安全與防災學程碩士班

## 摘 要

本研究的目的是在探討薄膜儲槽安全課題，對於設計安全部分將我國與世界各國之通用標準加以比較及分析，並對主要設計公式以力學分析及簡介其主要安全裝置，進而探討其相關的安全影響。另對於安全檢查部分，因薄膜儲槽構造特殊，實施內部檢查不易，因少有實施開放檢查之案例，至查證該等儲槽實際內部檢查之相關資料困難，為能有效掌握該等儲槽內部情況，使理論與實際相互驗證，以防止災害發生，故以國內目前薄膜儲槽之使用及開槽檢修情形為例，將其檢修方式、材料分析、量化風險評估、及風險投資改善等加以研議，以供國內俟後對該等儲槽檢查管理之參考依據。因此本研究結論對使用中無法內部檢查之該等儲槽，其建造品質及使用中之異常控制是不可忽略，不宜僅端賴政府公權力之檢查，因對為數幾十公里之焊道，如管理稍有不慎，均會造成日後使用之危害，更存有火災、爆炸風險之虞，故應予以重視。最後本研究建議：1.加強建造時之管理機制，成立建置管理委員會。2.加強使用安全監控機制，建置線上長期監控。3.將量化風險之評估方式，導入非核能級之高風險事業。4.防止災害之擴散，應建立廠外安全距離之規範。

關鍵詞：薄膜儲槽、內部檢查、量化風險評估、線上、安全距離。

# Periodic Inspection Assessment Of Cryogenic Membrane Storage Vessels Load.

Student : Long Fu Wan      Advisor : Chiun-Hsun Chen · Ming-Horng Shieh

Degree of Industrial Safety and Risk Management.

College of Engineering .

National Chiao Tung Universty.

## ABSTRACT

This thesis aims at presenting a topics regarding whether the formulaic design of membrane storage safety standards of the nation meet those commonly used by other nations and furthermore to make comparison and analysis between the different standards particularly with regard to mechanical analysis. Then, it presents a simple explanation of the prevailing safety apparatuses and explores their influences on safety. Because the characteristics of membrane storage safety device are internal, thereby it is difficult to detect the malfunction. Therefore, inspections are rarely carried out. Due to the difficulty of access to internal information regarding membrane storage safety, it is a great challenge to obtain accurate information about them in order to prevent any possibility of harm to the general public. So, to understand the nation's membrane storage safety usage and the situation of slotting overhauls as examples, this research takes the inspection methodologies, materials analysis, quantified hazard evaluation, investment risks of potential reforms into considerations for the reference of domestic inspection management. This research concludes that, because construction quality and control of anomalies can not be overlooked, it is not advisable to rely merely on government authority in control of the literally dozens of kilometers of soldered tracks and the oft careless handling which can result in latter dangerous usage thereby leading to fires and explosions, this matter should receive attention. The final recommendations as a result of this research are: (1) Strengthen construction management mechanisms by establishing a “construction management committee”;(2) Strengthen use of safety examination mechanisms and establish long-term online monitoring; (3) Guide non-nuclear high-risk activities by strengthening quantitative assessment methodologies; (4) Prevent expansion of harm outside the factory by setting up a perimeter at a safe distance.

Keywords : Membrane storage, Insider inspection, Quantitative assessment methodologies, Long-term Online, Safe distance °



## 誌 謝

本論文的完成除感謝陳俊勳、謝明宏教授的指導與教誨，及勞委會顧問林熾昌的指導，中國石油股份有限公司朱少華副總經理、何新戴處長的協助與指導，和勞委會勞工安全衛生研究所前所長戴基福在材料破損分析的支持，才能以完成，特此誌十二萬分謝意。



## 目 錄

中文提要	.....	I
英文提要	.....	II
誌謝	.....	III
目錄	.....	IV
表目錄	.....	V
圖目錄	.....	VII
符號說明	.....	VIII
第一章	緒論	
	1-1 研究動機與目的.....	1
	1-2 研究方法.....	1
第二章	壓力容器種類構造簡介.....	2
	2-1 壓力容器定義.....	2
	2-2 CNS9788 與日、美、德標準之關聯性.....	4
	2-3 電氣設備之防爆.....	9
	2-4 警報裝置.....	9
	2-5 保安電力.....	10
第三章	檢查標準探討	
	3-1 危害分析.....	11
	3-2 保安距離之分析.....	15
	3-3 隔離距離.....	17
	3-4 應力分析.....	18
	3-5 薄膜應力分析.....	32
第四章	執行之管理方法	
	4-1 保安管理基準.....	33
	4-2 開槽檢修程序.....	33

4-3 內層不銹鋼天然氣滲漏補修.....	38
4-4 材料破損分析.....	40
4-5 薄膜儲槽焊道實體疲勞測試.....	41
4-6 量化風險評估.....	43
第五章 結論與建議.....	46
參考文獻 .....	49
附圖 .....	51
附表 .....	78



## 表 目 錄

表 1 各國壓力容器標準之概要比較表.....	78
表 2 美國壓力容器相關法規體系表.....	82
表 3 AD-Merkblätter 與德國法規之關係.....	83
表 4 全板受均勻荷重的應力分析.....	84
表 5 檢點、檢查項目、方法及週期表.....	85
表 6 雜質偏析疊接焊道試片低溫韌性測試結果.....	87
表 7 失誤率表.....	88
表 8 風險投資比照表.....	90



## 圖 目 錄

圖 1	壓力容器檢查示意圖.....	51
圖 2	壓力容器分類示意圖.....	52
圖 3	薄膜儲槽結構示意圖.....	53
圖 4	壓力容器異常狀況流程分析圖.....	54
圖 5	容器構造圖.....	55
圖 6	保安距離及設備間距離之圖示.....	56
圖 7	受內外壓力厚壁圓筒.....	57
圖 8	厚原球支應力圖.....	57
圖 9	半橢圓端板幾何圖.....	58
圖 10	碟型端板之幾何圖.....	58
圖 11	受力壓膜應力圖.....	59
圖 12	圓錐與圓柱形殼體接何處之力平衡.....	59
圖 13	圓洞平端板受內壓之情形圖.....	59
圖 14~21	開槽檢修測試圖.....	60~63
圖 22~30	材料疲勞測試分析圖.....	63~68
圖 31~36	量化風險評估.....	68~77

## 符號說明

A：安全閥吹泄部之有效面積( $\text{cm}^2$ )

W：必要吹泄容量( $\text{kg/h}$ )

K：吹泄係數

$P_1$ ：吹泄壓力之絕對壓力( $\text{kgf/cm}^2$ )

$P_2$ ：背壓之絕對壓力( $\text{kgf/cm}^2$ )

T：吹泄壓力下氣體之絕對溫度(k)

M：氣體之分子量

h：絕熱指數

P：氣體內壓（單位：MPa）

$\varphi$ ：體積（單位： $\text{m}^3$ ）

$P_e$ ：大氣壓（單位：MPa）

$\varphi_e$ ：氣體體積（單位： $\text{m}^3$ ）

$P_o$ ：破裂壓力（單位：MPa）

$\varphi_e$ ：排放於大氣後之氣體體積  $\text{m}^3$

$\gamma$ ：比熱比（ $P \varphi^\gamma = \text{定值}$ ）

$\sigma_B$ ：抗拉應力 ( $\text{kg/mm}^2$ )、 $\sigma_Y$ ：降伏應力 ( $\text{kg/mm}^2$ )

$\alpha$ ：膨脹係數 ( $1/^\circ\text{C}$ )

t：溫度 ( $^\circ\text{C}$ )

K：因應液化氣體之種類值



# 第一章 緒論

## 1-1 研究的動機與目的

調和壓力容器品質、性能與經濟性，且確保公共安全，於各國勞工法令對壓力容器之設計、材料選擇、加工、熔接與檢查均制定有特別之標準予以規範。此緣由壓力容器持有潛在破裂危險性之故。

破裂危險性因壓力容器壓力之種類而異，因此，我國於勞工法令即依破裂危險性加以分為第一種壓力容器、第二種壓力容器、高壓氣體特定設備及高壓氣體容器<sup>(1)</sup>，並分別於「危險性機械及設備檢查規則」、「鍋爐及壓力容器安全規則」、「第一種壓力容器檢查基準」、「高壓氣體特定設備檢查基準」訂有不同之規制。至於細節則分別引用舊 CNS9788 系列為之彌補。

囿於壓力容器之型態，需與使用狀態配合，致其種類繁多，有需考量其高壓者、考量高溫者、考量超低溫者或需大量儲存者，惟對各種不同條件之適用，法規無法一一配合訂定，以目前我國現有規定為例，對屬可儲存大量超低溫（或低溫）之等特殊儲槽，其標準仍未盡周延，但隨高度工業化該等儲槽之需求量又日益急迫之情況下，特針對低溫薄膜儲槽（Membrane Storage Vessels）之安全檢查為題進行探討，以供對研訂該等設備檢查標準之規定參考。

本研究之主要目的在於研究可儲存大量超低溫之液化可燃性高壓氣體之薄膜儲槽（計有：供儲存液化天然氣或液化石油氣之地下儲槽等；而其儲存量，查國內目前使用中者最大達 13 萬公秉，另有 15 萬公秉之儲槽已開始計畫建造中），於使用及檢查上國內曾發生之問題加以分析，並對設計及方式，與國際標準之差異進行比較，以供未來對類似儲槽檢查設計之相關參考。

## 1-2 研究方法

緣於所儲存之液化可燃性高壓氣體存有潛在破裂危險性，致存因洩漏破裂所產生之爆炸、火災及凍傷等危害，為考量使用之安全，故選定國內某一類似儲槽之開槽檢修結果為研究範圍，分析缺陷產生原因及影響加以評估。

## 第二章 壓力容器種類構造簡介

### 2-1 壓力容器定義

稱壓力容器 (Pressure Vessel) 者，係指保有超過大氣壓力之容器，內存可發生壓力之流體 (氣體、液體) 之容器，或受外壓之容器之謂。就廣義而言，鍋爐等也為壓力容器。

在產業界廣泛使用之壓力容器，以鋼瓶、熱交換器、反應器為始，甚至有原子能容器等，其種類不勝枚舉，壓力、溫度條件方面也有極大差異，在實際使用之壓力有高至 1Gpa 之高壓，溫度也有高達 600°C 之壓力容器。

壓力容器為進代產業所不可或缺者。隨著產業之發展，其設置數目惟有增多之勢。又其容量也隨之大型化，構造也趨於複雜化。使用材料之性能不斷提升，新材料也不斷地開發。工作方法也從鉚接接合時代發展至熔接，熔接也自以往之電弧熔接，發展至電子渣電弧熔接 (electro slag welding)、電子束熔接 (electron beam welding) 等。

#### 2-1-1 壓力容器於我國之法規體制及分類：

為確保壓力之安全，我國以法律制定壓力容器之技術基準或檢查制度，由此確保其使用安全；依其特性分為：第一種壓力容器、高壓氣體特定設備、高壓氣體容器等；其檢查程序如附圖 1 及附圖 2。

法規之分類：

##### 1. 第一種壓力容器<sup>(2)</sup>：

合於下列規定之一，且  $P$  (最高使用壓力  $\text{kg}/\text{cm}^2$ )  $\times V$  (內容積  $\text{m}^3$ )  $> 0.2$  者。

- (1) 接受外來蒸氣、熱媒等或產生蒸氣以供加熱固體或液體進行加熱作用。
- (2) 在容器內進行反應作用者。
- (3) 欲在容器內分離液體而進行蒸氣作用者。
- (4) 儲存溫度超過一大氣壓下之液體者。

##### 2. 第二種壓力容器<sup>(2)</sup>：係指內存超過大氣壓氣體之容器而合於內存壓力在 2 以

上未滿  $10 \text{ kg/cm}^2$  (壓縮空氣為  $50 \text{ kg/cm}^2$ )，且內容積在  $0.04\text{m}^3$  以上者；如烘乾機、二重鍋等。

3. **高壓氣體特定設備**<sup>(3)</sup>：係指內存有高壓氣體供製造高壓氣體狀態或儲存者，其  $P$  (設計壓力壓力  $\text{kg/cm}^2$ )  $\times V$  (內容積  $\text{m}^3$ )  $> 0.04$  者；如液化石油氣儲槽、CE 儲槽及低溫平底儲槽等。

4. **高壓氣體容器**<sup>(3)</sup>：係指內存有高壓氣體 (壓縮空氣超過  $50 \text{ kg/cm}^2$  者) 之容器 (指相對地面可移動者)，其內容積超過  $0.5 \text{ m}^3$  者；如 LPG 槽車、液氧槽車等。

2-1-2 檢查程序<sup>(3)</sup>：

表 1 檢查流程

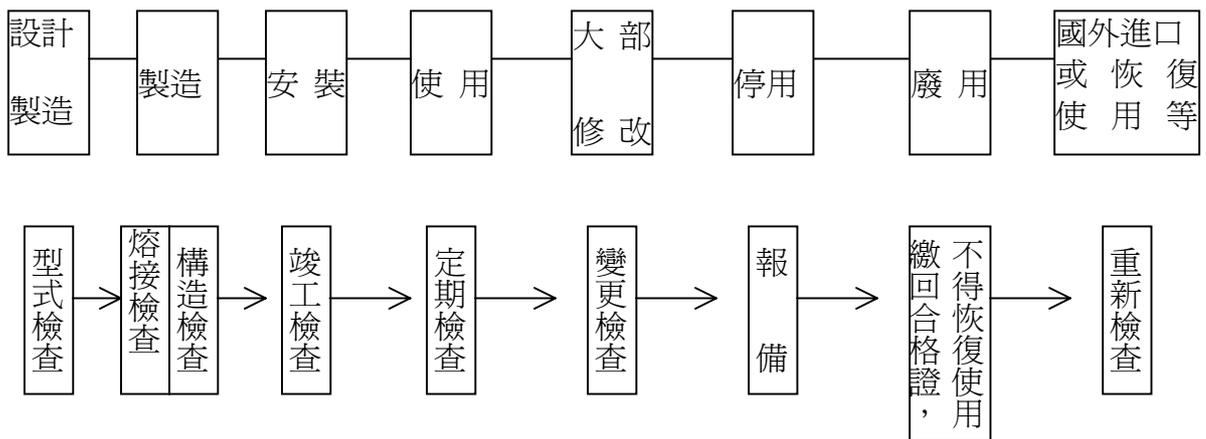


表 2 檢查種類及流程<sup>(3)</sup>

危險性 設備別	檢查別	型式檢查	熔接檢查	構造檢查	竣工檢查	定期檢查	變更檢查	重新檢查	檢查合格 證最長有 效期限
鍋爐		○	○	○	○	○	○	○	1年※
壓力容器		○	○	○	○	○	○	○	1年
高壓氣體特定設備		○	○	○	○	○	○	○	1年
高壓氣體容器		○	○	○	/	○	/	○	5年※

## 2-2 CNS9788 系列<sup>(4)</sup>與日、美、德標準<sup>(5)</sup>之關連性

有關各等級壓力容器之設計壓力範圍，圓筒胴之強度計算式、材料之基本容許應力設定基準、應力解析及疲勞解析、胴體、端板之縱向接頭所使用之熔接接頭之形式與其作非破壞試驗、對接熔接接頭之機械試驗、耐壓試驗、氣密試驗項目等之概要與日、美、德等國之比較附表 1<sup>(6)(7)</sup>。

ASME 標準為眾人所熟習，但對美國壓力容器相關法規則較鮮知。此由於 ASME 標準訂定於 1915 年，但規範壓力容器等之美國勞動安全衛生法則遲至 1970。我國更遲至 1974 年。

美國對壓力容器、儲槽及配管相關之法律，分別列示如下。

- (1) Tank Vessel Act.....1936 年制定，勞動部
- (2) Natural Gas Pipeline Safety act.....1968 年制定，運輸部
- (3) Hazardous Materials Transportation Act....1974 年制定，運輸部
- (4) Hazardous Liquid Pipeline Safety Act.....1979 年制定，運輸部
- (5) Occupational Safety and Health Act.....1970 年制定，勞動部

美國對壓力容器之規範法律，大致可區分為勞動部主管之壓力容器及運輸部主管之移動式容器、液罐車、管線相關法律。(如附表 3 及 4)<sup>(8)</sup>

## 2-3 薄膜儲槽簡介

1. 低溫儲槽<sup>(9)</sup>：係將大氣壓時沸點為 0°C 以下之氣體於攝氏零度以下或以該氣體氣相部分之常用壓力於 1 kg/cm<sup>2</sup> 以下液態下儲存，並使用絕熱材被覆或利用冷凍設備冷卻，使槽內氣體溫度不致上升至常用溫度之儲槽。
2. 地下式儲槽<sup>(10)</sup>：係指液化天然氣儲槽中，儲槽內液化氣體之最高液面在填土之頂端面以下，且其埋設部分與四周之地盤接觸之槽體、槽頂、隔膜、保冷及其他所構成者之謂。
3. 側壁：係指圓筒形之供為支持土石等之水平方向荷重之混凝土製構造部分。
4. 底部：係指供為支持垂直方向之構造部分。
5. 槽體：係指側壁及底部之總稱。

6. 槽頂：係指設置在側臂頂部，供為保持內壓之構造部分。
7. 保冷：係指為絕熱儲槽內液體所設之構成部分。
8. 填土：以填與側壁接觸之穩定之土質構造。
- 9 平底圓筒形儲槽<sup>(10)</sup>：高壓氣體製造相關之儲存設備中，具平底圓筒形狀之設備，而該設備係供高壓氣體之製造（含與製造相關之儲存），其容器以「每平方公分之公斤數」單位所表示之設計壓力數值與其「立方公尺」單位所表示之內容積數值之值，超過 0.04 者。
- 10 隔膜：隔膜為供作用於該隔膜之氣體壓力及液體壓力介由保冷材傳達至軀體之金屬製薄膜，雖不被要求應具有耐壓部之機能，惟對儲槽內液體及氣體應具有液密性及氣密性，據以設計、製作等如圖 3。至於隔膜之種類或受力情況如下：

- (1) 波紋部隔膜：供為因溫度變化致使隔膜之熱收縮或熱膨脹所設幾何性凹凸形狀之部分。
- (2) 實物大模型：因應目的，自實際材料、實際尺度之隔膜截取供為確認對象之部份。
- (3) 膜應力：與斷面之垂直應力之平均值相等之垂直於該斷面之應力成份。
- (4) 應力強度：在設定之點之最大主應力與最小主應力之差(抗拉應力之符號為正，壓縮應力之符號為負。)
- (5) 應變範圍：反復應變波之最大值與最小值之差。
- (6) 應變振幅：應變範圍之 1/2。
- (7) 不安定崩塌：波紋部隔膜之形狀對靜荷重成為不定形變形之過程為不明確之現象。
- (8) 進行性變形：隔膜各部之變形對反復荷重為進行性增大，成為不定形收束之現象。

- 11 材質種別：隔膜應使用 JIS G 4305（冷軋壓延不銹鋼鋼板）規定之 SUS/304、

SUS/304L 或具有與此同等以上性質之材料；而槽頂之耐壓部及球殼架以及低溫配管使用之材料，為 0°C 以上使用之鋼鐵材料。

### 2-3 安全裝置應<sup>(11)</sup>

- 1 警戒標識：儲槽或設置儲槽群區域之必要場所應設警戒標識。
- 2 遮斷閥：為運轉時、檢點、檢查時或異常時遮斷儲槽與其他設備，在流通有 LNG 或氣化氣體配管之儲槽近接側應設遮斷閥。遮斷閥為手動或遙控操作（以為手動操作者為限。）者。與 LNG 接收配管相關之遮斷閥應能遙控操作，為防止溢流應採高液位警報與連鎖裝置。

### 3 伸縮吸收措施：

- (1) 與儲槽連經之配管，應採取能吸收發生在儲槽與配管間有害之相對位移之伸縮吸收措施。
- (2) 配管系應持有充份之撓性，使其不發生下列問題者。  
因過大應力或應變所生配管之固定支持部之破損。  
自接頭之漏洩；加諸在管口部之過大反作用力或力矩。  
伸縮吸收措施應採取下列之一方法：自體可撓之方法、配管環置之方法、可撓形伸縮接頭之方法。  
使用可撓形伸縮接頭時應考慮安裝時之氣溫及使用溫度等，在事前調整後安裝。

- 4 計測、警報裝置：液面計測及警報裝置，在儲槽應設可計測儲槽內液之自最低液位是最高液位範圍之液面計 2 個以上。種類有移位式液面計、浮筒式液面計、靜電容量式液面計等；另應於高液位、高高液位作動之警報裝置。而設置減壓泄水設備時，應設可計測底部地下水水位液面計。

- 5 壓力計測及警報裝置：在儲槽應設可計測儲槽內氣相部之壓力之壓力表 2 個以上。壓力表應為下列列示之種類，其中 1 個測定範圍應在最高使用壓力之 1.5 倍以上、3 倍以下者。又使用於壓力監視及控制用者，其測定範圍為

最高使用壓力之 1.5 倍以下。且應設氣相部之壓力異常上升時可警告意旨之警報裝置。

6 溫度計測裝置：在儲槽之懸吊、覆蓋物下面之氣相部及底部近旁之液相部應設溫度計。其種類有：熱電溫度計、電阻溫度計，而設置底部加熱器或側部加熱器時，為計測熱媒之溫度。

7 壓力上升防止裝置：在儲槽應設防止儲槽內部之壓力異常上升之下列裝置。

◎ 安全閥：在槽頂頂部附近，應設 1 個以上之安全閥。

◎ 必要吹泄容量：安全閥吹泄部之有效面積應在下列計算之值以上

$$A = \frac{w}{548kp \sqrt{\frac{h}{h_1} \left\{ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^h - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{h+1}{h}} \right\} \sqrt{\frac{M}{T}}}} \quad \dots\dots\dots \text{式 1}^{(11)}$$

式中；A：安全閥吹泄部之有效面積(cm<sup>2</sup>)

W：必要吹泄容量(kg/h)

K：吹泄係數

P<sub>1</sub>：吹泄壓力之絕對壓力(kgf/cm<sup>2</sup>)

P<sub>2</sub>：背壓之絕對壓力(kgf/cm<sup>2</sup>)

T：吹泄壓力下氣體之絕對溫度(k)

M：氣體之分子量

h：絕熱指數

◎ 精造及性能：安全閥為平向作動型，且自安全閥吹泄之氣體之排放管，其開口部應置於對人無害之高度。此外，在排放管之前端，應採取不使雨水或塵埃之推積內損及其機能之措施。

8 通風豎管：為安全排氣體而設置通風豎管時，應依下列之規定：

◎ 通風豎管之容量，應以與該豎管有關之儲槽群中，可處理於起動時之廢氣等之最大量以上之量者。

◎ 通風豎管之高度，應能保有所排放氣體之落地濃度杻滿爆炸下限值之充分之高度。

◎ 應採取靜電或雷擊致著火時，能迅速撲滅之措施。

◎ 在通風豎管或與通風豎管有關之配管內，應採取防止排泄物及雨水滯留之措施。

◎ 應使用可耐所處理之氣體溫度之材料。

9 燃燒塔：為完全燃燒處理之燃燒塔之設置，應依下列之規定。

◎ 燃燒塔之高度，應能保有使其正上方地表面之輻射熱在  $4000\text{kcal/m}^2\text{h}$  以下。但有禁止進入超過  $4000\text{kcal/m}^2\text{h}$  區域之措施者不在此限。

◎ 應設引燃噴嘴或時常作之自動點火裝置。

◎ 空採取送火防止裝置。

◎ 應使用可耐氣體溫度之材料，且燃燒塔前端之燃燒部，應使用可耐在該燃燒塔發生之最大熱量之材質者。

10 負壓防止措施：儲槽應採取儲槽內氣相部壓力低於外部壓力異常下降致破壞儲槽之措施。

11 誤操作防止措施：為安全且確實操作儲槽，應採取下列之誤操作防止措施。



◎ 在中央控制儀表室內，對操作盤之配置及照明，應顧慮不損及操作者之判斷力及動作之靈敏性者。

◎ 現場之操作部份，應採取固定照明設備獲得必要之照度之措施。

◎ 在保安上有重大影響之遮斷閥有關之配管，於其 接部份，應明示流體之種別及流動方向。

◎ 在閥應明示閥之開閉方向（對保安上有重大影響者，應包括閥之開閉狀態）。

◎ 對保安上有重大影響之閥中不經常使用者（除供緊急使用者外。），應在閥施鎖或鉛封等，採取無法擅動之措施。

◎ 在中央控制儀表室，應採取容易掌握儲槽或儲槽群之運轉形態之措施。

12 滾翻防止措施：儲槽應採取防止滾翻之措施。

13 靜電消防措施：儲槽及附屬設備，應採取靜電消除措施。接地電阻值之總

合應在 $100\Omega$ （共用避雷措施用接地極時為 $10\Omega$ ）以下。此外，接地連接線之斷面積應在 $14\text{mm}^2$ 以上者（除單線者外）。

14 避雷措施：為防止雷擊引起之災害，儲槽應採取下列之措施。接地電阻值線全在 $10\Omega$ 以下、不設避雷針時，得將安全閥之凸緣連接於接地用連接線。

#### 2-4 電氣設備之防爆

設置在儲槽及附屬設備之電氣設備，為防止其引起之爆炸或火災，應儘可能設置在無爆炸之虞之場所（危險場所以外之場所）。如非設置在危險場所不可時，應 應下列危險場所之種別及範圍，選擇防爆精造之電氣設備。

1 危險場所之適用：距離槽頂外面 1m 以內者為 1 種場所，超過 1m、8m 以內者為 2 種場所，其他依表之規定。

表 2 危險場所之用

設 置 之 機 器	危 險 場 所 之 種 別 及 範 圍	
	1 種	2 種
安全閥、排泄物排泄口、其他	周圍 1m	1 種之周圍
管上開口部	周圍 1m	7m
控制閥之作動部	-	周圍 1m

2 防爆構造之電氣設備<sup>(9)</sup>：電氣設備應因應危險場所之 1 種及 2 種場所，使用適當之防爆構造者。

#### 2-5 警報裝置

氣體漏洩檢知-警報設備：在儲槽及附屬設備之周圍，有自此等設備漏洩氣體之滯留之虞之場所，應設氣體漏洩檢知、警報設備。

設置位置：

- 1 檢知端應因應氣體之比重、周圍狀況及通風，設置適當之位置。
- 2 警報器應設在中央控制儀表室。
- 3 氣體漏洩檢知、警報設備之警報設定位應在爆炸下限值之 1/4 以下之值。但警報設定值應以能任意設定者。
- 4 自二以上檢出端部接受警報信號時，在受信回路或檢出處所發出警報時，亦可使

其他檢出處所發出警報之結構者。

5 一旦發出警報後，雖漏洩之氣體發生變心亦能持續其狀態，非經解除操作不能復舊之警報之機構者。

6 作動精度：刻度精度應在全刻度之 $\pm 5\%$ 以內；警報精度應在設定之氣體之濃度之 $\pm 25\%$ 以內；自氣體漏總檢知，警報設備至發信之遲延，應符合於漏洩氣體到達檢出端部後計起 30 秒以內，且應具有電源之電壓之變動在 10%時亦不致降低警報之精度者。

7 低溫檢知、警報設備：儲槽及附屬設備之周圍於設置低溫檢知、警報設備時，應依下列之規定。

- ◎ 應因應周圍狀況將檢出端部設在適當之位置。
- ◎ 警報部應設在中央控制室內。
- ◎ 檢出端應使用高倍信賴性之熱電偶等容易保養者。

8 火災檢知、警報設備：在儲槽區域設置監視設備時，應依下列之規定。

- ◎ 監視應使用工業用電視方式。
- ◎ 工業用電視應設置於可廣泛監視儲槽區域者。
- ◎ 監視部應設於中央控制儀表室內。

9 防滅火設備：儲槽應設下列防滅火設備

- ◎ 防火設備：消防栓應設 2 個以上，且應在距離儲槽 40m 以內設置。消防栓應置有軟音及消防水槍之放水設備，可於 4 個消防水槍同時放水時保持其放水壓力在  $3.5\text{kgf/cm}^2$  以上，且 1 支之放水量在 400l/min 以上者。
- ◎ 撒水設備：撒水設備應為撒水或水噴霧之固定式者。撒水設備應具有在槽頂外面排放  $2\text{l/m}^2 \text{ min}$  以上之撒水能力者。

10 滅火設備：乾粉滅火器應置有滅火能力相當於 B10 者 4 個以上。

11 保持水量：保持水量應在撒水設備之固定撒水量及消防栓 4 支以上同時開放時，可供維持 30 分鐘以上之水量。

2-5 保安電力等

儲槽及附屬設備應設有在常用電力停電時不損及其機能之保安電力及保安用計測空氣之設備。

- 1 保安電力之供應：下列使用在動力及信號系統之電力，應設於常用電力供失場所可立即轉換使用之保安電力之設備。計測、登報裝置、檢知、警報裝置、緊急用照明、緊急聯絡設備、防滅火設備、保安用計測空氣之設備、保安用計測空氣之供應（其中使用空氣槽供應，使用備用動力（備用電源、引擎驅動或蒸汽驅動）空氣壓縮機供應；而自氮氣源供應者，保安用惰性氣體應因應其目的備置有必要之量及壓力者。）

### 第三章 檢查標準探討

#### 3-1 危害分析

保有高溫高壓力流體之容器（於臨界壓力以下為液氣共存，而於臨界壓力以上壓力之氣體則為超臨界氣體），在容器發生局部龜裂，如進展至貫通其厚度時，內部之蒸氣就會洩漏。洩漏蒸氣之壓力立即降至大氣壓，並因絕熱膨脹之結果而釋放出能量；由於此能量甚大，致使洩漏部更加擴大。

如洩漏部只有局部，漏洩量少時，內部流體之壓力下降也小。但漏洩部一旦擴大，洩漏量增多時，內部流體之壓力就會下降至大氣壓。結果失去飽和之平衡，由相當於大氣壓時沸點以上之熱焓造成液體氣化，而使體積膨脹（以液化石油氣為例其膨脹倍數約 230 至 270 倍）。由此內部能量之變化可能造成容器破裂，使碎片四散飛竄，造成其四周建築物或設備遭受損害，此為典型之壓力容器特有之破裂危險性；無可諱言，雖無局部性洩漏，壓力容器處於密封狀態，如有來自外面之侵入熱不斷使內部壓力連續上升，致超過壓力容器之破裂壓力時，仍會造成破裂，因此為防止過度壓力上升，應依規定裝設「安全閥」。

例如以內存有水（未達沸點）之高壓力容器為例，如在容器發生局部龜裂，雖進展至貫穿厚度，也不致因此使內部液體洩漏而發生如前述之破裂，此反而可因漏洩而使內部之液體壓力下降，然最後仍會發生破裂，但在破裂前可由此漏洩而預知其破壞情形，此即為常被引用之「破裂前漏洩設計（LBB 設計）」<sup>(12)</sup>，

此亦為耐壓試驗宜使用水之理由，即利用其不具破壞危險性之特性，如附圖 4。

高溫壓力飽和液體因有使容器之破裂危險性，如以破裂時之大氣排放能量之大小表示，其大氣釋放能量得以下式求取：

$$E = \int_{\varphi_0}^{\varphi_e} (P - P_e) d\varphi = \frac{P_0 \varphi_0 X}{\gamma - 1} \dots \dots \dots \text{式 2}$$

$$X = \left[ 1 - (P_e / P_0)^{\gamma - 1 / \gamma} \right] + (\gamma - 1) \times P_e / P_0 \times \left[ 1 - (P_e / P_0)^{-1 / \gamma} \right] \dots \dots \dots \text{式 3}^{(13)}$$

式中：

- P：氣體內壓（單位：MPa）       $\varphi$ ：體積（單位：m<sup>3</sup>）
- P<sub>e</sub>：大氣壓（單位：MPa）       $\varphi_0$ ：氣體體積（單位：m<sup>3</sup>）
- P<sub>0</sub>：破裂壓力（單位：MPa）       $\varphi_e$ ：排放於大氣後之氣體體積 m<sup>3</sup>
- $\gamma$ ：比熱比（P  $\varphi^\gamma$  = 定值）

（例 1）

以 1992 年 10 月發生於日本某一石油公司煉油廠之重油間接裝置之 BLC（Breach-Lock-Closure）型熱交換器之災變，因支撐水槽蓋之鎖環與槽體間之螺峰楔合過度減少，致使鎖環脫落，結果導致鎖環與水槽蓋一併飛離之事件為例計算<sup>(13)</sup>。

Sol：以知條件為破裂壓力（P<sub>0</sub>）=7.31MPa，大氣壓（P<sub>e</sub>）=0.0981Mpa  
比熱比（ $\gamma$ ）=1.4，氣體體積（ $\varphi_0$ ）=3.44m<sup>3</sup>

帶入計算式 3：

$$X = \left[ 1 - (0.0981/7.31)^{0.4/1.4} \right] + 0.4 \times 0.0981/7.31 \times \left[ 1 - (7.31/0.0981)^{1/1.4} \right] = 0.604$$

（1）故能量 E = (7.31×3.44×0.604) ×10<sup>6</sup>/ (1.4-1) = 37.1×10<sup>6</sup>J

如該能量全轉換為動能，則鎖環脫離時，視鎖環（1070 kg）與水槽蓋（1990 kg）一體飛離，如此由  $E = \frac{1}{2} m \times V^2$ （式中  $m$  為質量、 $V$  表速度）；當  $m = 1070 + 1990 = 2970$  kg 時；得知  $37.1 \times 10^6 \text{J} = 0.5 \times 2970 \times V^2$  故  $V = 158 \text{m/s}$

(2) 另已知由地面至水槽蓋之中心高  $h = 2.82 \text{m}$ ；重力加速度  $g = 9.8 \text{ m}^2/\text{s}$ ；由自由落體計算落下時間  $h = \frac{1}{2} \times g \times t^2$ ；故  $2.82 = 0.5 \times 9.8 \times t^2$ ；求取  $t = 0.759$  秒

(3) 飛離距離為  $L = V \times t = 158 \text{m/s} \times 0.759 \text{ 秒} = 120$  公尺 (m)

註：惟實際上本案因水槽些許向下飛翔，撞擊距離前方 30m 之防液堤後反彈後在飛離距槽體 100 公尺處；與計算之結果相近。

(例 2)

於例 1 槽體本身並未破壞，如壓力容器破壞時，內部流體之大氣釋放能量將消耗在破壞能；如在 1992 年 8 月發生在日本某食品公司製造工廠之液氮儲槽 (CE) 之災變，係在內部壓力於 7 Mpa 時，內槽與外槽同時破壞，CE 破片之最大飛散距離達 350m (外槽上部端板之破片：尺寸直徑 1.5m、厚度 8 mm、質量 38 kg)；由此也可瞭解壓力容器發生破壞時釋放於大氣之威力。

### 3-1-1 液封破裂：

除前述因相變化所造成之破裂外，另因液封所造成之破裂危害仍不可輕視，以下僅就以容器回收 R-12 造成破裂之例加以檢討。

1. 事故例：回收液化冷煤 (R-12) 處理過程中容器發生破裂，如附圖 5。
2. 經過說明：液化冷煤 (R-12) 處理工場於從事回收存有 R-12 內容積 10.2 公升之容器時，為增加其壓力將該容器放置於 40°C 之溫水槽內浸泡，約 3 至 4 分鐘容器突然發生破裂，衝出之 R-12 造成操作人員凍傷。
3. 調查說明：該破裂之容器內外未有腐蝕 (構造如圖 2)，經再檢查合格且於有效期限內；以 45 度之開口方向由上端板與原閥間之焊接處開始發生破裂，以破裂之情形判斷屬塑性破裂，經以同批製造之容器施以水壓試驗發現破壞壓力為  $209 \text{ kg/cm}^2$ ，其破壞情況經比對相似，故推定其破壞壓力為 209 kg

/cm<sup>2</sup>。

另就使用狀況分析，內容物 R-12 之冷煤，當溫度 40°C 其壓力為 8.77 kg/cm<sup>2</sup> 遠低於破壞壓力為 209 kg/cm<sup>2</sup>，故應不會發生破裂，惟該容器內之液重約 14 kg，經取與該容器構造尺寸相似之三只容器針對液重加以分析，當一只液重 14.46 kg（為 104.1%）、13.06 kg（為 94%）及 14.01 kg（為 100.9%）得知，該容器係填充過量造成液封破裂。

#### 4 容器破裂檢討分析：

因該容器係由二個半橢圓端板對接而成，其構造（長度/外徑=235/275=0.85）與球型類似，故以球型加以分析其塑性破裂應力值。

$$P_o = 200/\sqrt{3} \times \sigma_{EY} \times t / R_i \dots \dots \dots \text{式 4}^{(14)}$$

式中：P<sub>o</sub> = 塑性破裂應力（周向應力；kg/cm<sup>2</sup>）

$\sigma_B$  = 抗拉應力（kg/mm<sup>2</sup>）、 $\sigma_Y$  = 降伏應力（kg/mm<sup>2</sup>）

$\sigma_{EY} = (\sigma_B + \sigma_Y) / 2$ 、 $R_i$  = 胴內徑（mm）

t = 胴板厚度（mm）

$$R_i = 134.3 \text{ mm}、t = 3.2 \text{ mm}、\sigma_B = 48 \text{ kg/mm}^2、\sigma_Y = 32 \text{ kg/mm}^2$$

$$\sigma_{EY} = (\sigma_B + \sigma_Y) / 2 = (48 + 32) / 2 = 40 \text{ kg/mm}^2$$

$$P_o = 200/\sqrt{3} \times 40 \times 3.2 / 134.3 = 110 \text{ kg/cm}^2$$

故 2P<sub>o</sub> = 220 kg/cm<sup>2</sup>；故與試驗之破壞應力 209 kg/cm<sup>2</sup> 約一致。

#### 5 液封造成壓力增加之分析<sup>(13)</sup>：

過充填之容器因氣相空間不足，故當液溫上昇液體膨脹至滿液位時，若液體仍持續升溫造成液體膨脹，因液體之壓縮性差，內壓會急速升高直至容器強度不足發生塑性破裂。

##### (1) 溫度上升造成液體膨脹之液體膨脹係數：

液體之溫度上升造成體積膨脹之係數為  $\alpha$ ，其方程式為：

$$\alpha = 1/V (\Delta V / \Delta t) \dots \dots \dots \text{式 5}^{(15)}$$

式 5 中  $\alpha$  = 膨脹係數（1/°C）

t = 溫度（°C）

V = 液體之比容 (m<sup>3</sup>/kg)

(2) 液體之壓縮係數：液體之壓縮係數  $\beta$

$$\beta = 1/V (\Delta V / \Delta P) \dots \dots \dots \text{式 6}$$

式 5 中  $\alpha$  = 膨脹係數 (1/°C)

t = 溫度 (°C)

P = 壓力 (atm)

(3) 液封造成壓力增加：容器於液封狀態溫度增加會造成液體膨脹，然因液體不易壓縮，故會產生內壓，其方程式如下：

$$\Delta P / \Delta t = \alpha / \beta \dots \dots \dots \text{式 7}^{(15)}$$

式 7 中  $\Delta P / \Delta t$  表示當溫度增加 1°C 壓力上升值 (atm)，

單位為：atm/°C

6 就本案，於滿液位下容器之壓力上升檢討分析如下：

R-12 冷煤之熱膨脹係數  $\alpha \times 10^5$  (1/°C) 於 20°C 時為 262、40°C 時為 319°C，另壓縮係數  $\beta \times 10^5$  (1/atm) 於 20°C 時為 25.5、40°C 時為 37.4，故於液封狀態下之壓力增加情況為 (代入式 7)<sup>(16)</sup>：

$$\Delta P / \Delta t = \alpha / \beta = 262 / 25.5 = 10 \text{ atm/°C}$$

R-12 冷煤於充填之溫度為 10°C (比重 1.362、壓力 3.31 kg/cm<sup>2</sup>) 判定，約溫度增加 20°C 壓力即可上升至破壞之壓力 (209 kg/cm<sup>2</sup>)；事實當將容器置入 40°C 溫水槽約 3~4 分鐘後即發生破裂，故與推論之結果一致。

據此灌裝作業防止發生液封事故，於「高壓氣體勞工安全規則」第 71 條規定，應控制灌裝容量不得超過在常用溫度下其容積之 90%。

3-2 保安距離之分析<sup>(12)</sup>：

對屬可燃性之高壓氣體特定設備，一但發生爆裂外洩事故，為防止災害擴大設備與設備間、設施與設施間及事業與事業間應保有一定安全距離以上，以免被波及造成連鎖反應，以下僅就我國現有勞工安全衛生法令之規定並參考日本之相關規定，以附圖 6 為例：

附圖 6 說明<sup>(12)</sup>

說明：

- 1 圖中所稱「氣體設備」、「高壓氣體設備」、「處理設備」、「處理能力」請參閱「高壓氣體勞工安全規則」第十四條、第十五條、第十六條及第十九條之規定<sup>(9)</sup>。
- 2 圖中之保安距離以紅色及◀----▶標示者表示為日本之規定，我國於勞工法令中並未有是項規定，僅節錄供參考（至對消防法有規定之部份，本研究未有節錄）。
- 3 圖中所稱 K（對應氣體種類於常用溫度下之定義值）及 X（保安距離）之部份，請參閱日本「石化工業區保安規則」第五條第一項第二款、第三款、第五款及第六款之規定（註： $X=0.48(K \times W)^{1/2}$ ）<sup>(17)</sup>
- 4 圖中所稱「第一種保護物」，請參閱日本「一般高壓氣體保安規則」第一章第二條第二項之規定，而所稱「第一種保護物」，係指第一種保護物以外之建築中，供居住使用者<sup>(18)</sup>。
- 5 圖中所稱「保安區」，係指處理能力 100 m<sup>3</sup>/日之事業單位之敷地中，使用通道、空地等區隔之區域內設置有高壓氣體設備者，應區隔為之區域，請參閱日本「石化工業區等保安規則」第一章第五條第一項第九款之規定。
- 6 圖中所稱 L<sub>4</sub>（距離；m）如下表 4：

表 4 儲槽能力與保安距離比照表<sup>(18)</sup>

a \ L	$0 \leq a < 10^4$	$10^4 \leq a < 52500$	$52500 \leq a < 990000$	$990000 \leq a$
L <sub>4</sub>	$\frac{32\sqrt{2}}{9}$	$\frac{8(x+10^4)^{1/2}}{225}$	$\frac{80}{9}$	$\frac{80}{9}$
a 表示：儲存能力（單位：壓縮氣體為 m <sup>3</sup> ；液化氣體為 kg） 或處理能力（單位：m <sup>3</sup> ）				

### 3-2-2 薄膜儲槽與特定事業所之隔離距離

LNG 儲槽與設置該儲槽之特定事業所境界線間之隔離距離，應符合下列 1 及 2 之規定。

1. LNG 儲槽應自其外面至特定事業所之境界線保持 5cm 或依下式計算所得距

離之任一較大者以上之距離。

$$2. L=0.24\sqrt[3]{kw} \dots\dots\dots \text{式 8}^{(10)}$$

式中：

L：距離(m)

K：因應液化氣體之種類之表 2 列舉之值

[備考]：在儲槽內儲存二以上之液化氣體時，應在各別液化氣體之質量(t)之合計量之平方根值乘以對應各該液化氣體質量合計量之比率所得之數值，乘以與各該液化氣體相關之 K 所得以數值之合計計算。

但直接在建地境界線有海、河川、湖沼之土地時，得以此等之對岸或外線為特定事業所之境界線。

表 5 K 值表<sup>(10)</sup>

氣體之種類	K
甲烷(CH <sub>4</sub> )	143×10 <sup>3</sup>
乙烷(C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> )	272×10 <sup>3</sup>
丙烷(C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )	178×10 <sup>3</sup>
丁烷(C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> )	128×10 <sup>3</sup>
戊烷(C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> )	65×10 <sup>3</sup>

### 3-3 隔離距離

LNG 儲槽為低壓液化氣用儲槽，且儲槽內 LNG 之最高液面在填土之頂端面(未填土時為周圍之地盤面)以下，故對液體之漏洩，為具本質安全者。除在機能性製程之配置外，應考慮地形及地盤等之天然條件之配置。

隔離距離參考日本規定為例予以說明：

所謂「特定事業所」係指氣體事業法告示(1978 年 4 月 15 日通商產基省告示 158 號)第 3 條第 5 項規定之製造所或同等以上者。

所謂「儲槽外面」係指保持氣體之槽頂胴板之外面。

對於由數種液化氣體構成之 LNG，如將各該液體構成之質量(噸)及 k 值分別以 W<sub>4</sub>、K<sub>4</sub> 表示時，此 LNG 之 kw 之值得以下式表示。

$$kw = \frac{\sum wi \quad ki}{\sum wi} \sqrt[n]{wi} = \frac{\sum wi \quad ki}{\sqrt{\sum wi}} \text{-----式 9}^{(10)}$$

試舉一例：在儲存容量為 100,000kl 之 LNG 儲槽，於儲存婆羅乃產 LNG 時 L 值之計算結果如下。

表 6 婆羅所產 LNG 之組成列表<sup>(10)</sup>

CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	CH <sub>12</sub>	N <sub>2</sub>
89.83	5.89	2.92	1.30	0.04	0.02

依式 9 求取 k、w 代入式 1 求取 L 值時，得為

$$L = 0.24 \sqrt[3]{k \cdot w} = 0.24 \sqrt[3]{3.39 \times 10^7} = 7.76m$$

應就與 LNG 儲槽相關之建造及保養用空地之確保一併考慮，自其內面至事業所之建地境界為止，宜取儲槽內徑之  $\frac{1}{2}$  以上之距離為宜。但不得低於 20m。

此外，所謂「儲槽之內面」係指接液部隔膜之內面。「儲槽內徑」係指接液部隔膜之內徑。

### 3-4 應力分析

材料承受外力負荷，必然產生內力與外力負荷對抗，在材料內分布之內力即稱之為應力，不同型態之外力負荷造成不同型態之應力，諸如：材料承受壓縮，則為壓應力，承受拉伸則為拉應力，承受剪切及扭轉則為剪應力，承受彎曲則為彎曲應力。此種與外力負荷對抗之結果，亦衍生變形，一個單位之變形即稱之為應變，分別如壓應變、拉應變、剪應變、彎曲應變、．．．等。通常，結構物不會只單純地承受一種外力負荷，一般皆合併有好幾種，因此其應力的型態也是多重的，不同型態的應力對壓力容器有不同的影響。設計壓力容器與其他機械設計一樣，應先根據過去的經驗、設計標準、計算或實驗所得的數據等為基礎，確定其可能之運轉情況，以及所須承擔的各種負荷之確值。設計人員應以保守的態度，儘可能詳盡、精確地決定各種操作情況及其相關之運轉資料。

壓力容器應考慮的主要負荷有<sup>(19)</sup>：

- 設計壓力(包括內壓力及外壓力)

- 靜負荷(結構物、附件、附屬物、內容物等自重)
- 風壓負荷
- 地震負荷
- 溫度負荷
- 連接管路之負荷
- 衝擊或週期性負荷

上列各種負荷有許多種不同的組合方式，應力分析即是根據各種負荷算得最大應力後，將各應力分門別類，就可能之組合方式，一一研究其對材料的影響，作安全而經濟的設計。

承受負荷的結構物，遭受內壓力或重力之類的靜機械力時，如應力超過材料的降伏強度，除非材料有應變增強(例如加工硬化)，或發生應力擴散重新分佈現象，該結構物會一直降伏到斷裂為止。這類應力稱之為「主應力」，其特性是無自我拘束能力，換言之，此類應力的大小不隨材料變形而降低。反之，由熱脹縮引起的應力(如壓力容器連接管路的管台因管路脹縮所受的彎曲應力)一旦材料有少許的局部永久變形後，引起應力的脹縮力亦隨之鬆弛，此一類具有自我拘束、自趨平衡的應力稱之為「副應力」。由於主應力與副應力具有不同的自我拘束、自趨平衡特性，用以衡量主應力及負荷安全度的標準，顯然不宜用以衡量副應力及其負荷，反之亦然。某些靜荷產生的應力(如兩節不同直徑的壓力容器熔接處受內壓力時所生之彎應力)也有類似熱應力的自我拘束特性，因此應視同副應力處理。動力性負荷(衝擊力)引生的應力遠大於同大小的靜負荷所生的應力。ASME Boiler & Pressure Vessel Code Sec. V III Div. I <sup>(7)</sup> 係採用「最大垂直應力破壞理論」，故其應力分析取正交主應力而已，副應力及其他不連續應力等以輔助性的補強及較低的容許應力等設計細節規範之，而不詳細分析應力分佈。Div II 則採用「最大剪應力破壞理論」，允許較高的容許應力，而對應力分析及應力分類，要求主應力、副應力、疲勞應力等均須詳細分析評估，並對製作方

法、品質管制及檢查測試等均有嚴格的規定及要求。壓力容器各部份的應力均不得超過標準所規定的材料容許應力界限<sup>(20)</sup>。

鍋爐或壓力容器的爆炸意外事故，皆可追究其係肇因於快速斷裂，即外加之壓縮能量超過了容器本體所能吸收的彈性能量(臨界能量值)，而造成快速斷裂之條件則又由於疲勞、腐蝕、潛變等因素所形成。

壓力容器的定期檢查工作實務中，曾發現太多的染色機熱交換器膨脹環之裂痕，雖然已出現洩漏，但仍未爆炸，這是因為其尚未達到所謂的臨界值。如果加大其工作壓力，使其超過臨界值；或則對該裂縫不予以處理，而任令此裂縫繼續生長，當裂縫成長至平常使用壓力下的臨界值以上時，兩者皆會因而發生爆炸。此種裂痕肇致的洩漏便是一種疲勞破壞。在實務上，材料受力超過降伏點或彈性限而有塑性變形，即材料不再呈現彈性現象，便算是破壞了。檢查的目的便是早期發現這些徵候，便於做進一步的處理。

### 3-4-1 應力分析所得公式與實用公式之異同

「壓力容器安全檢查暫用構造標準」或 CNS9788~9803「壓力容器構造」係譯自日本 JIS 8243「壓力容器構造規格」，而 JIS 8243 又絕大部份摘譯自美國 ASME Boiler and Pressure Vessel Code SEC.VIII Div. I「鍋爐及壓力容器法規」第八部「無火壓力容器」之一，其間僅單位因次之不同而矣。(註：ASME,JIS,CNS 等均已有 SI 之國際單位因次，但暫用構造標準則未有)所以實際上的實用公式皆有所本，均係由應力分析理論公式所導出，並且以最大垂直應力學說為設計基準，本節為理論公式與實用公式異同之緣由及比較。

#### 1. 受內壓圓筒之板厚計算公式

圓筒體之最大應力為周向應力  $\sigma_{\max} = \sigma_t = \frac{PR}{t}$  改變為  $t = \frac{PR}{\sigma_{\max}}$  以直徑表示為  $t = \frac{PD}{2\sigma_{\max}}$  以  $D_i$  表示則為  $t = \frac{PD_i}{2\sigma_{\max}}$  再引進熔接效率  $\tau$  及安全因數  $x$  則為  $t = \frac{PD_i}{2\sigma \times \tau}$  由於 P 之單位因次為  $\frac{kg}{cm^2}$ ，D 為 mm t 為 mm， $\sigma$  為  $\frac{kg}{mm^2}$ ，

所以尚有一由  $\frac{kg}{cm^2} \div \frac{kg}{mm^2} = 100$  之因次轉換係數，所以為符合因次單位，公式須改為  $t = \frac{PD_i}{200\sigma \times \tau}$  與  $t = \frac{PD_i}{200\sigma \times \tau - 1.2P}$  僅為 1.2P 這一項之不同。此項叫修正因素，此修正因素係由此較精確之厚殼理論公式，亦即 Lamé 公式所得，當  $D_i/t = 4$  時即符合此式，當  $D_i/t > 4$  時 1.2P 項之影響逐漸減小，至  $D_i/t = 200$  時便幾乎完全沒有影響，所以當  $D_i/t \geq 200$  時便可完全採用薄膜應力公式，而不必理會修正因素 1.2P。至於 1.2P 修正因素及 Lamé 公式，另依下列之厚殼應力分析。

## 2 厚圓筒內的應力

附圖 8 中的厚圓筒的內外表面分別承受均勻壓力  $p_i$  與  $p_o$ 。假設頂面和底面(垂直於紙面之兩方向)都沒有負荷。由於物體和負荷都對稱於軸，故切線方向與徑向上的剪應力都不存在，元素上只有法線應力  $\sigma_t$  與  $\sigma_r$ 。

考慮附圖 8 中作用在半圓元素上的應力。取垂直於紙面方向的厚度等於 1。越過元素直徑向內的徑向應力之鉛直分量等於  $2\sigma_r \gamma$ ，而向外的應力分量則為

$$2(\sigma_r \gamma + d\sigma_r)(\gamma + dr)。$$

經轉化： $\gamma \frac{d\sigma_r}{dr} + \sigma_r = \sigma_t$

垂直於紙面的縱向應變或單位變形  $\varepsilon_L$  可由應力  $\sigma_t$  與  $\sigma_r$  求出：

$$\varepsilon_L = -\frac{\mu\sigma_t}{E} - \frac{\mu\sigma_r}{E}$$

其中  $\mu$  為卜易生比，E 為彈性模數，經換算得

$$\sigma_r = \frac{a^2 p_i - b^2 p_o}{b^2 - a^2} - \frac{a^2 b^2 (p_i - p_o)}{r^2 (b^2 - a^2)}$$

$$\sigma_t = \frac{a^2 p_i - b^2 p_o}{b^2 - a^2} + \frac{a^2 b^2 (p_i - p_o)}{r^2 (b^2 - a^2)}$$

此為 Lamé 方程式<sup>(21)</sup>。

惟許多應用上，力壓力  $p_o$  等於零，故

$$\sigma_r = \frac{a^2 p}{b^2 - a^2} \left( 1 - \frac{b^2}{r^2} \right) ;$$

$$\sigma_t = \frac{a^2 p}{b^2 - a^2} \left( 1 + \frac{b^2}{r^2} \right)$$

其中  $p_i$  稱為  $p$ ，內緣處的應力最大，即為  $r = a$  時之  $\sigma_r$  為  $-p$ ，此處的切線應力

$$\text{爲 } \sigma_t = p \left[ \frac{1+(a/b)^2}{1-(a/b)^2} \right] = \sigma_{\max} \quad \text{以 } b = a + t \text{ ; 經換算得 } = P \left[ \frac{a}{t} + \frac{1}{2} + \frac{1}{4 \frac{a}{t} + 2} \right] \quad \text{當}$$

$$D_i/t = 4, \text{ 即 } a/t = 2 \text{ 時, 代入得 } \sigma_{\max} = P \left( \frac{a}{t} + 0.5 + 0.1 \right) = P \left( \frac{a}{t} + 0.6 \right) \text{ 改寫得}$$

$$\sigma_{\max} - 0.6P = \frac{Pa}{t}$$

$$a \text{ 以 } R_i \text{ 代之, 並改寫後得 } t = \frac{PR_i}{\sigma_{\max} - 0.6P} \text{ 以 } D_i \text{ 表示}$$

$$\Rightarrow t = \frac{PD_i}{2\sigma_{\max} - 1.2P} \dots\dots\dots \text{式 9}^{(21)}$$

加入 100 之因次變換係數，並加入安全因數及熔接效率即得

$$t = \frac{PD_i}{200\sigma \times \eta} - 1.2P \text{ (式 9) 該即為暫用標準所用圓洞型最大應力之公式。不過，}$$

如前所言，此式僅在  $D_i/t$  逐漸加大時，此式中 1.2P 之修正因素便逐漸減少其影響。從下面的比較可得知：



$$\sigma_t = \frac{a^2 P}{b^2 - a^2} \left( 1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \text{ 中}$$

$$\text{當 } r = a \text{ 時, 內表面切向應力 } \sigma_{ii} = P \left( \frac{a^2 + b^2}{b^2 - a^2} \right)$$

$$\text{當 } r = b \text{ 時, 外表面切向應力 } \sigma_{to} = P \left( \frac{2a^2}{b^2 - a^2} \right)$$

$$\text{令 } \alpha = \frac{\sigma_{to}}{\sigma_{ii}} = \frac{2a^2}{a^2 + b^2}, \alpha \text{ 即為所謂的應力梯度}$$

$$\text{當 } b = 1.5a \text{ 時, 即 } R_i/t = 2, \alpha = 0.615$$

$$b = 1.1a \text{ 時, 即 } R_i/t = 10, \alpha = 0.905$$

$$b = 1.05a \text{ 時, 即 } R_i/t = 20, \alpha = 0.951$$

$$b = 1 \frac{1}{60} a \text{ 時, 即 } R_i/t = 60, \alpha = 0.9834$$

$b = 1.01a$  時，即  $R_i/t = 100$ ， $\alpha = 0.99$

當  $R_i/t \geq 100$  或  $D_i/t \geq 200$ ，此時不復有所謂的應力梯度，便完全符合薄膜應力之分析。回頭看看圓筒體之周向應力公式  $\sigma_t = \sigma_{\max} = \frac{PR}{t}$  其 R 值係以內外壁  $R_i$  及  $R_o$

之平均值計算，如果用  $R_i$  來表示的話，則為  $R_i + 0.5t$ ，因此公式變為

$$\sigma_t = \sigma_{\max} = \frac{P(R_i + 0.5t)}{t} \text{ 簡化後得}$$

$$t = \frac{PR_i}{\sigma_{\max} - 0.5P} \quad \text{式 10}^{(22)}$$

比較 9 與 10 式，可以發現有 0.1P 的差距，此 0.1P 係有曲率之圓弧狀結構薄膜應力公式以內半徑表示時共有之一修正項，此修正項可以經常在爾後之同類公式中發現，於有雙曲率之孤狀結構採 0.1P，單曲率時採 0.6P。

### 3 受內壓球狀之板厚計算公式

球狀薄膜之應力公式為  $\sigma = \frac{PR}{2t}$  如以  $R_i$  代 R 則為  $\sigma = \frac{PR_i}{2t}$  再加上上節所述 0.1P 的修正項則為  $\sigma = \frac{PR_i}{2t} + 0.1P$

$$\text{以 } D_i \text{ 表示得 } t = \frac{PD_i}{4\sigma - 0.4P}$$

引進因次轉換係數，熔接效率及安全因數則為  $t = \frac{PD_i}{400\sigma \times \eta - 0.4P}$  (2.3)<sup>(22)</sup> 此式

即為暫用標準之圓球體公式。

實際上之球狀應力公式仍為較精確之厚殼應力公式，而以  $R_i/t = 1/0.356$  或  $t/D_i = 0.178$  之條件求得。以下為圓球體厚殼應力之分析。

因為圓球為對稱性，故  $\sigma_r = \sigma_t$  圖 2.2 為厚球殼壁上之一微小元素，其上之靜力平

$$\text{衡方程式為 } (\sigma_r + d\sigma_r)[(r + dr)d\phi][(r + dr)d\phi]$$

$$= \sigma_r(\gamma d\theta)(rd\phi) + 4\sigma_t d_r \left[ \frac{rd\phi + (r + dr)d\phi}{2} \right] \sin \frac{d\phi}{2} \text{ 上式左邊展開得：}$$

$$r \frac{d\sigma_r}{dr} + 2\sigma_r = 2\sigma_t \quad (23)$$

利用彈性應變之關係式，周向及徑向之單位變形  $\epsilon_t$  及  $\epsilon_r$  分別為

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E}[\sigma_t - \mu(\sigma_t + \sigma_r)] = \frac{1}{E}[\sigma_t - \mu\sigma_t - \mu\sigma_r] = \frac{1}{E}[(1-\mu)\sigma_t - \mu\sigma_r]$$

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E}[\sigma_r - \mu(\sigma_t + \sigma_r)] = \frac{1}{E}[\sigma_r - 2\mu\sigma_t]$$

設位於半徑  $r$  處的徑向位移為  $U$ ，則位於半徑  $r$  處徑向單位變形

$$\varepsilon_r = \frac{(U + dU) - U}{dr} = \frac{dU}{dr} \quad \text{周向單位變形 } \varepsilon_t = \frac{2\pi(r+U) - 2\pi r}{2\pi r} = \frac{U}{r}$$

代入得  $\frac{U}{r} = \frac{1}{E}[(1-\mu)\sigma_t - \mu\sigma_r]$  經換算得  $\sigma_r = \frac{P_i a^3}{b^3 a^3} \left(1 - \frac{b^3}{r^3}\right) - \frac{P_o b^3}{b^3 - a^3} \left(1 - \frac{a^3}{r^3}\right)$

$$\sigma_t = \frac{P_i a^3}{b^3 - a^3} \left(1 + \frac{b^3}{2r^3}\right) - \frac{P_o b^3}{2r^3} \left(1 + \frac{a^3}{2r^3}\right) \quad \text{當容器只承受有內壓力而無外壓力時 } P_o = 0$$

$$\text{故 } \sigma_r = \frac{P_i a^3}{b^3 - a^3} \left(1 - \frac{b^3}{r^3}\right)$$

$$\sigma_r = \frac{P_i a^3}{b^3 - a^3} \left(1 + \frac{b^3}{2r^3}\right) \quad \text{而}$$

周向應力  $\sigma_t$  大於徑向應力  $\sigma_r$ ，依據最大應力學說，取  $\sigma_{\max} = \sigma_t = \frac{P_i a^3}{b^3 - a^3} \left(1 + \frac{b^3}{2r^3}\right)$ ，

而最大值係當  $r = a$  時。A 為內徑，b 為外徑， $t = b - a$   $P_i$  則僅寫為 P。因此

$$\sigma_{\max} = \frac{P a^3}{b^3 - a^3} \left(1 + \frac{b^3}{2a^3}\right)$$

$$= \left\{ \frac{a}{t} + \frac{2\frac{a}{t} + 1}{3\left(\frac{a}{t}\right)^2 + 3\frac{a}{t} + 1} \right\} \times \frac{P}{2} \quad ; \quad \text{當 } a/t = \frac{1}{0.356} \text{ 時} \doteq \left(\frac{a}{t} + 0.2\right) \frac{P}{2}$$

以  $D_i$  取代 a，則  $t = \frac{P D_i}{4\sigma_{\max} - 0.4P}$  引進因次轉換係數，熔接效率，安全因數則為

$$t = \frac{P D_i}{400\sigma \times \eta - 0.4P} \quad \text{..式 11; 比較理論分析之球體膜應力公式 } \sigma = \frac{PR}{2t} \text{ 及以上分}$$

析之厚球殼應力  $\sigma = \frac{P R_i}{2t} + 0.1P$ ，其差別僅 R(平均內徑)， $R_i$  及 0.1P 之修正項，0.1P

修正項之引進即是定出  $t/D_i \leq 0.178$  為界限值之因素。而同樣地此值越小或者說

$D_i/t$  ,  $R_i/t$  之值越大，則此修正項的影響越小。

在厚球的周向應力公式式  $\sigma_t = \frac{Pa^3}{b^3 - a^3} \left( 1 + \frac{b^3}{2r^3} \right)$  中，

$$\text{當 } r = a \text{ 時 } \sigma_{ii} = \left[ \frac{2a^3 + b^3}{b^3 - a^3} \right] P ; \text{ 當 } r = b \text{ 時 } \sigma_{to} = P \left[ \frac{1.5a^3}{b^3 - a^3} \right]$$

$$\text{應力梯度 } \alpha = \frac{\sigma_{to}}{\sigma_{ii}} = \frac{1.5a^3}{\frac{2a^3 + b^3}{2}} = \frac{3a^3}{2a^3 + b^3}$$

$$\text{當 } b = 1.356a \text{ 時，即 } R_i/t = \frac{1}{0.356} \doteq 2.8, \alpha = 0.667$$

$$\text{當 } b = 1.1a \text{ 時，即 } R_i/t = 10, \alpha = 0.9$$

$$\text{當 } b = 1.05a \text{ 時，即 } R_i/t = 20, \alpha = 0.95$$

$$\text{當 } b = 1\frac{1}{60}a \text{ 時，即 } R_i/t = 60, \alpha = 0.983$$

$$\text{當 } b = 1.01a \text{ 時，即 } R_i/t = 100, \alpha = 0.99$$

亦即，當  $R_i/t \geq 100$  或  $D_i/t \geq 200$  時，應力梯度幾乎已不存在，薄膜公式之使用不復須要修正項了。

#### 4 受內壓半橢圓端板厚計算公式

由於橢圓上各點的曲率半徑  $R_L$  及  $R_t$  皆不相同，其應力  $\sigma_L$  及  $\sigma_t$  亦隨之而異。如附圖 10 所示，橢圓之曲線  $b^2x^2 + a^2y^2 = a^2b^2$  <sup>(24)</sup>

$$\text{以 } R \text{ 代 } a, h \text{ 代 } b, \text{ 則爲 } h^2x^2 + R^2y^2 = R^2h^2$$

$$\text{重寫爲 } y^2 = \frac{R^2h^2 - h^2x^2}{R^2}$$

$$\text{半橢圓之曲線函數爲 } y = \frac{h}{R} (R^2 - x^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$\text{其上任一點之率 } \frac{dy}{dx} = \frac{h}{R} \left( \frac{1}{2} \right) (R^2 - x^2)^{-\frac{1}{2}} (-2x) = -\frac{hx}{R(R^2 - x^2)^{\frac{1}{2}}}$$

$$\tan \phi = \frac{dy}{dx} = \frac{x}{\ell} = \frac{-hx}{R(R^2 - x^2)^{\frac{1}{2}}} ; \quad R_t = \left[ \frac{R^4}{h^2} + \left( 1 - \frac{R^2}{h^2} \right) x^2 \right]^{\frac{1}{2}} \text{ 任意曲線之曲率半徑及曲率}$$

$$\text{爲 } R = |\rho| = \frac{1}{|\kappa|} = \frac{\{1 + [f'(x)]^2\}^{\frac{3}{2}}}{f''(x)}$$

而半橢時， $f'(x) = \frac{-hx}{R(R^2 - x^2)^{\frac{1}{2}}} = -\frac{h}{R}x(R^2 - x^2)^{-\frac{1}{2}}$  故半橢圓另一曲率半徑

$$R_L = \left| \frac{\{1 + [f'(x)]^2\}^{\frac{3}{2}}}{f''(x)} \right| = \left| \frac{\frac{R_t^3}{(R_t^2 - x^2)^{\frac{3}{2}}}}{-Rh[(R^2 - x^2)^{-\frac{3}{2}}]} \right| = \frac{R_t^3 \left[ (R^2 - x^2)^{\frac{3}{2}} \right]}{Rh \left[ (R_t^2 - x^2)^{\frac{3}{2}} \right]}$$

$$= \frac{R_t^3}{Rh \left( \frac{R}{h} \right)^3} = \frac{R_t^3 h^3}{Rh(R)^3} = \frac{R_t^3 h^2}{R^4} \quad \text{兩式即爲橢圓上任一點之兩主要曲率半徑 } R_L \text{ 及}$$

$R_t$  之表示式。之靜力平衡條件，得到下式  $2\pi R_a t \sigma_L \sin \phi = \pi R_a^2 P$  重新整理  $\sigma_L = \frac{PR_a}{2t \sin \phi}$

但  $\frac{R_a}{\sin \phi} = R_t$  ; 所以  $\sigma_L = \frac{PR_t}{2t}$  運用薄膜應力基本公式， $\frac{\sigma_L}{R_L} + \frac{\sigma_t}{R_t} = \frac{P}{t}$  得

$\sigma_t = \frac{PR_t}{t} \left( 1 - \frac{R_t}{2R_L} \right)$  ; 在點 1 處， $x=0$ ，由前式得  $R_t = \frac{R^2}{h}$  且  $R_t = R_L$  所以點 1 處之應力

$\sigma_L = \sigma_t = \frac{PR_t}{2t} = \frac{PR^2}{2th}$  在點 2 處， $x=R$  由得  $R_t = R$  及  $\text{由 } R_L = \frac{h^2}{R}$ ，代

入得  $\sigma_L = \frac{PR_t}{2t} = \frac{PR}{2t}$  ;  $\sigma_t = \frac{PR}{t} \left( 1 - \frac{R}{2 \frac{h^2}{R}} \right) = \frac{PR}{t} \left( 1 - \frac{R^2}{2h^2} \right)$  ; 由

此可以看出點 2 處的周向應力在當  $R^2/2h^2 < 1$  時， $\sigma_t$  爲拉應力， $R^2/2h^2 > 1$  或  $R > 1.4h$

時  $\sigma_t$  爲壓應力。而點 2 處之徑向總伸長量爲

$$\Delta R = P \left( \frac{\sigma_t}{E} - \mu \frac{\sigma_L}{E} \right) = R \left[ \frac{PR}{tE} \left( 1 - \frac{R^2}{2h^2} \right) - \mu \frac{PR}{2tE} \right] = \frac{PR^2}{2tE} \left( 2 - \frac{R^2}{h^2} - \mu \right)$$

當  $\left(\frac{R}{h}\right)^2 + \mu < 2$  時， $\Delta R$  為正值，即伸長。當  $\left(\frac{R}{h}\right)^2 + \mu > 2$  時， $\Delta R$  為負值，即縮短。

標準 2：1 半橢圓形端板  $R = 2h$  故 
$$\sigma_t = \frac{PR}{t} \left(1 - \frac{R^2}{2h^2}\right) = \frac{PR}{t} \left(1 - \frac{(2h)^2}{2h^2}\right) = -\frac{PR}{t}$$

所以標準 2：1 半橢圓端板於點 2 處有最大壓縮應力。厚度均勻的半橢圓端板其曲線無不連貫性，也就無連續應力。結構上唯一有整體性不連貫性的地方是與圓柱形胴體的接合處，受內壓力時，不連貫性增加肘節部之應力。以薄膜理論分析  $R/h$  比值不同半橢圓端板時，應同時考慮接合處不連貫性所產生的變應力，否則算得的端板厚度會太低。由於最大應力會隨  $R/h$  之比值而變化，且唯一有不連續應力的地方為不同結構接合處，為簡化設計手續，ASME 採用半徑為  $R$  的圓柱形胴體的切向應力公式  $\sigma_{\max} = \frac{PR}{t}$ ，

再以實驗獲得的應力集中因數  $K = \frac{1}{6} \left[ 2 + \left(\frac{D}{2h}\right)^2 \right]$  <sup>(22)</sup> 修正之。再加上前所述的 0.1P 修

正項，熔接效率，安全因數等，公式便為  $t = \frac{PR_i K}{SE - 0.1P}$  改  $R_i$  為  $D_i$  及用公制單位加上因次轉換係數，便是暫用標準之半橢圓端板公式  $t = \frac{PD_i K}{200\sigma \times \eta - 0.2P}$  <sup>(22)</sup> (2.3) 暫用標準有

規定半橢圓端板之  $\frac{D}{2h} \leq 3$ ，對照本節所述  $R > 1.4h$ ，即  $D > 2.8h$  時有壓應力，即是不希望於點 2 處有太大的切向壓應力，合併此處的縱向拉應力，造成下文所述的皺曲而破壞。

標準的 2：1 半橢圓端板其長短軸之比為 2：1(內徑)所以修正因數  $K=1$ ，其端板計算所得之厚度幾乎等於圓柱體厚度(成形減薄率不考慮)，因此兩者接合處的不連貫應力甚小，適合各種操作壓力。

比值  $R/t > 300$  以及  $R/h \geq 2.5$  的大型、薄壁端板肘節區，因切向應力呈壓縮性，可因彈性皺曲(應力遠低於正常的降伏強度，沿圓周產生許多子午面方向的凹凸皺褶，但無殼壁薄化現象)，或塑性皺曲(小的  $R/h$  比值)而損壞。區別這兩種不同損壞模式的主要因數是  $R/t$  比。不過，該界限並分明。在彈性－塑性的過渡邊界，損壞可

肇因於二者之中的任一種。這種縱向拉應力 $\sigma_L$ 與切向壓應力併存的現象，在進行水壓試驗時，特別顯著，大部份的損壞也在這時發生。可惜的是，直到目前，尚無可靠的理論分析方法可以預測半橢圓端板受內壓力時，發生皺曲損壞的現象。

## 5. 受內壓碟型端板的板厚計算公式

碟形端板的子午面具有兩段曲率半徑不同的圓弧：半徑為  $r$  的肘節部，以及半徑等於  $L$  的球形冠狀部，見附圖 11。

ASME SEC.VIII DIV. I 所允許的這類端板的冠狀部內半徑長，最大可等於連接的圓柱體的外直徑。在這一條件下，端板受內壓力時，冠狀部的最大膜應力等於圓柱體的切向應力。工業界最常用的、在市面購買得到的這類碟形端板，其最小的肘節部半徑  $r$  等於冠狀部內徑  $L_i$  的 6%。儘管碟形與半橢圓形外觀極其相似，由於其內半徑急劇由  $L_i$  變成  $r$  (圖 2.4 之 a 點)，產生的不連續性應力相當高，此與標準的 2:1 半橢圓不同。不過，碟形的製作及加工容易；同時，其碗部深度  $H$  遠比橢圓形的為小，因此，低壓壓力容器(壓力小於  $150\text{ psi} = 1034\text{ KP}_a$ )常採用這類端板。由於肘節部極短，點 a 處所生的不連續性負荷對端板—圓柱體接合處(點 2)的應力影響極大。同時，肘節部曲率尖銳，殼壁斷面上的彎應力分佈不再呈直線，而近於雙曲線，類似弧形橫樑的應力分佈。a 點高應力集中可產生局部的塑性應變，而將肘節部的半徑逐漸融合於冠狀部，改進其承受內壓力的能力。如附圖 11 所示，受均勻的內壓力  $P$  時，肘節部 a 點的膜應力如下：

$$\frac{\sigma_t}{L} + \frac{\sigma_L}{r} = \frac{P}{t}$$

$$\text{點 a 的縱向應力 } \sigma_L = \frac{PL}{2t} \quad (\text{a})$$

$$\text{解得點 a 之周向應力 } \sigma_t = \frac{PL}{t} \left(1 - \frac{L}{2r}\right) \quad (\text{b}); \text{ 而式中 } (1 - L/2r) \text{ 通常為負值，所以}$$

$\sigma_t$  為 a 點的最大壓縮膜應力。

中央冠狀部為球狀，其兩主應力俱為拉應力，故其值為

$$\sigma_L = \sigma_t = \frac{PL}{2t} \quad (\text{c}); \text{ 而點 2 處膜應力仍依 } \frac{\sigma_t}{R} + \frac{\sigma_L}{r} = \frac{P}{t} \text{ 式其縱向應力 } \sigma_L = \frac{Pr}{2t} \text{ or}$$

$$\sigma_L = \frac{PR}{2t} \quad (\text{d}) \text{代入得} \frac{\sigma_t}{R} + \frac{Pr/2t}{r} = \frac{P}{t} \quad \text{or} \quad \frac{\sigma_t}{R} + \frac{PR/2t}{R} = \frac{P}{t}$$

$\sigma_t = \frac{PR}{2t}$  (e)點處也存在有不連續應力。如果  $L=R$  時，比較(a)(b)(c)(d)(e)五式之應力，顯然以(b)之絕對值為最大，亦即於點 a 處有最大主應力，同此處之不連續應力亦最高。

為簡化碟形端板需求厚度的計算手續，ASME 依冠狀部份最大膜應力公式並採用一實驗修正因數  $M$ ，去修正圓柱體與端板接合處的不連續性的影響。設  $E$  表接合效率，最大的容許應力公式為：

$$SE = PLM/2t + 0.1P \quad \text{或} \quad \text{最小需求厚度} : t = PLM / (2SE - 0.2P) \quad \text{其中} ,$$

$$M = \frac{1}{4} \left[ 3 + (L_i/r_i)^{1/2} \right] \quad \text{如} r_i = 0.06L_i, \text{則} M=1.77。 \text{暫用標準之碟形端板亦延用了中央}$$

冠狀部之圓球狀膜應力公式  $\sigma_{\max} = \frac{PR}{2t}$ ，加進了 2.1 節所述的修正項 0.1P 及實驗修正

因數  $W = \frac{1}{4} \left( 3 + \sqrt{\frac{R}{r}} \right)$ ，最大應力  $\sigma_{\max}$  上式再引進熔接效率、安全因數、因次轉換係

數，則成為  $t = \frac{PRW}{200\sigma \times \eta - 0.2P}$ ；唯暫用標準中對於冠狀部之缺球形內半徑規定為最

大不得超過圓柱筒外徑的 1.5 倍，即  $R \leq 1.5D_o$ ，而肘節部內半徑為最大不得低於圓柱筒外徑的 6% 且須大於端板計算厚度的 3 倍以上，即  $r \geq 3t$  且  $r \geq 0.06D_o$ ，此係與 ASME 之規定不同之處。

由於碟形肘節部的切向應力遠大於半橢圓形肘節部的壓應力，前者當較後者易損壞。大型的薄壁碟形壓力容器已知在水壓試驗時，可因彈性皺曲、塑性降伏，或彈性－塑性降伏而損壞。由於普通鋼材及高強度合金鋼具有相同的彈性係數，故即便採用高強度合金鋼亦無補於事。

## 6 受內壓錐形端板或圓錐筒的計算公式

$$\text{依據} \sigma_{\max} = \sigma_t = \frac{PR}{t \cos \alpha} \quad (25) \quad t = \frac{PR}{\sigma_{\max} \cos \alpha} \text{ 引進單曲率修正項 } 0.6P, \text{ 並以內直}$$

徑表示及  $\sigma_{\max}$  代之以容許應力與熔接效率之積，得  $t = \frac{PD_i}{2 \cos \alpha (SE - 0.6P)}$  此式即

為 ASME 之圓錐形計算公式。「暫用標準」引進單位換算係數，則為：

$$t = \frac{PD_i}{200 \cos \theta (\sigma \times \eta - 0.006P)} \dots \text{式 11}$$

實際上，圓錐殼體與圓筒殼體連接成一體，圓筒殼體的支持力等於  $PR/2 \quad 1b_f/in.(N/mm)$ ，而圓錐體的支持力為  $PR/2 \cos \alpha \quad 1b_f/(N/mm)$ ，如圖 12 所示。故兩段殼體產生一不平衡的向心作用力  $PR \tan \alpha/2$ 。此力在接合處殼體內產生壓應力，設計壓力槽時，應考慮這份不連續性應力的影響。

顯然，半頂角  $\alpha$  (圓錐角之半) 越大，向心作用力亦越大，故 ASME 規定半頂角不得超過  $30^\circ$ 。而在此存有不連續應力之部份，應依規定加設補強環，「暫用標準」同樣沿用此規定。

對於圓錐角之大小，「暫用標準」雖亦同樣規定圓錐角之部份不得超過  $60^\circ$ ，但圓錐端板則規定可大至  $140^\circ$  仍使用式 9，超過  $140^\circ$  時，則式 10 與

$$t = \frac{D_o - r}{2} \times \frac{\theta}{90} \times \sqrt{\frac{P}{100\sigma \times \eta}}$$

兩式中之較小值。ASME 則規定凡是大於  $60^\circ$  者，皆須詳細的應力分析，確定最大應力之值不超過材料之容許應力，如須局部補強者，則須依各有關規定加設補強環。事實上，圓錐角一超過  $60^\circ$  圓錐體應力分佈之現象逐漸趨近深度低淺之圓弧形端板，逐漸加大的話，最後終至趨近圓形平板。

## 7 受內壓之 U 型管的計算公式

彎成 U 形管的部份，其情形相當於一輪環狀。若  $\sigma_t$  為定值， $\sigma_t = \frac{Pr}{2t}$ ，係由管之

半徑值來決定， $\sigma_L$  為變數， $\sigma_L = \frac{Pr}{t} \left( \frac{R_o + R}{2R_o} \right)$ ，係由  $R_o$  所在位置決定，最大值位

於圖 2.8 所示之點 1 處其值為  $\sigma_L = \frac{Pr}{2t} \left( \frac{2R - r}{R - r} \right)$  當輪環的中心孔  $R$  越小，直至無

限趨近於  $r$  時，則  $\sigma_L$  之值會變得無限大，並基於彎曲成形的加工考慮，故規定  $R$  不得小於  $r$  之 3 倍，即  $R \leq 3r$ ，以  $R = 3r$  時計算，

$$\sigma_{\max} = \sigma_L = \frac{Pr}{2t} \left( \frac{2R-r}{R-r} \right) = \frac{Pr}{2t} \left( \frac{6r-r}{3r-r} \right) = 1.25 \frac{Pr}{t} \text{ 轉化後 } t = \frac{PD}{2\sigma_{\max}} \dots \text{式 13}$$

此式與 1 之討論相同，因此最終之公式為  $t = \frac{PD_i}{200\sigma \times \eta - 1.2P}$

式 8 如以  $D_o$  來表示則  $t = \frac{PD_o}{200\sigma\chi\eta + 0.8P} (1 + 0.25)$  係一般彎成 U 型管狀之管厚

計算公式以最保守的  $R=3r$  或  $R=1.5D$  時之值，如於  $R>3r$  時，厚度則可更低些。

但因彎管加工時，中線維持不變外側會減薄，內側會增厚，所以其加工前之厚度可以不必增加 25% 之厚度，因此增加了  $D_o/4R$  之實驗修正係數厚度值便可，其值

在  $R=1.5D_o$  時，僅為 16.7%。故得  $t = \frac{PD_o}{200\sigma\chi\eta + 0.8P} \left( 1 + \frac{D_o}{4R} \right)$  這便是「暫構」U 型

管未彎管前之管厚公式。

## 8 受內壓力圓形平板之計算公式



如圖 1 所示，一直徑為  $d$  之圓筒形，受均勻之內壓力  $P$ ，兩端以圓形平板側封。

如取通過圓形平板中心點之一微小斷面  $dw$  自由體圖，則類似均布荷重之簡支樑，如圖 2.8 所示<sup>(26)</sup>。

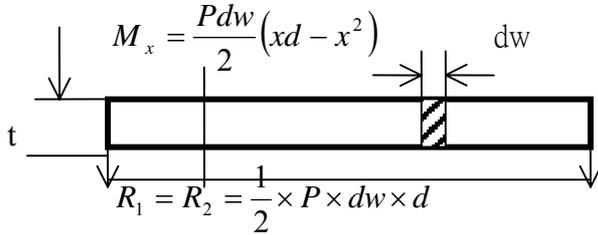


圖 1 簡支樑

$$\text{反作用 } R_1 = R_2 = \frac{1}{2} \times P \times dw \times d$$

一點之彎曲力矩  $M_x$  為

$$M_x = \frac{Pdw}{2} (xd - x^2) \text{ 最大彎曲力矩發生於}$$

心點，為  $M_{\max} = \frac{dwPd^2}{8}$  最大應力  $\sigma_{\max}$

則發生於最大彎曲力矩處之表面，其值為  $\sigma_{\max} = \frac{dwPd^2/8}{Z} t = d \sqrt{\frac{0.49P}{\sigma_{\max}}}$  此式係以純粹

之簡支樑公式導出。一般壓力容器受內壓力之平板，其邊緣均全部或局部受拘束，非為簡單支梁之狀態，受拘束圓形平板之應力分析詳見前節，其最大彎矩為

$$M_{\max} = -\frac{Pr^2}{8} \text{ 最大應力則為 } \sigma_{\max} = \frac{3Pr^2}{4t^2} = \frac{3Pd^2}{16t^2} \text{ 均發生於板之邊緣處。因此}$$

$t = d \sqrt{\frac{0.1875P}{\sigma_{\max}}}$  事實上，壓力容器之平端板，其徑向亦同樣受均勻之內壓  $P$ ，此壓力對

平端板而言，會減低其所受之彎矩，此等應力，甚難做精確的分析。為簡化設計手續，ASME 仍將根據內之常數取消，代之以各項裝配方法所得到的實驗修正因數  $C$ ，成為

$$t = d \sqrt{\frac{CP}{SE}}, \text{ 我們則再加上因次轉換係數，安全因數，(b)式便為 } t = d \sqrt{\frac{CP}{100\sigma\chi}} \text{ (式 13) 此}$$

便是暫用構造標準的 6.10(1)(a)公式，但是平板之小圓弧  $r$  仍須依規定，否則有很大的應力集中。請注意：此式並沒有所謂的熔接效率  $\eta$  出現，是與 ASME 規定不同的地方，原因有二：

- 一、最大應力只發最大彎矩處之表面，內表面為最大壓縮應力，外表面為最大拉應力，而其應力之分佈並非均布於整個斷面上，在斷面之中立軸上無拉或壓應力，僅存在剪應力，離開中立軸後之拉或壓應力呈線性比例，只有內或外表面達到

最大壓或拉應力。所以熔接效率 $\eta$ 在此以最大垂直應力學說之處並無意義。

二、通常在製作上也不會將熔接線置於通過最大彎矩之處，便不會於熔接線上發生最大應力，而熔接效率遂不成為問題矣。

### 3-4 薄膜儲槽應力分析

作用於軀體之荷重組合，依下表。

表 9 荷重之組合<sup>(10)</sup>

荷重種類		自重	氣體壓	液壓	土壓	水壓	槽頂荷重	溫度荷重	受地震影響之荷重	準結土壓
平時	空液	○			○	○	○	○		○
	滿液	○	○	○	○	○	○	○		
地震時	空液	○			○	○	○	○	○	○
	滿液	○	○	○	○	○	○	○	○	

縱彈性係數及線膨脹係收

供計算使用之 SUS 304 及 SUS 304L 之縱彈性係數 E 及線膨脹係數  $\alpha$ ，依表 10 規定。

反復荷重

表 10 反復荷重之種類、變動幅度及反復次數，依表.4 之規定。

反復荷重之種類	變動幅度	所對應之應變範圍	反復次數之紀號	反復次數
液壓	在最高液位加上 1m 之液位狀態於各部所生之液壓	$\Delta\Sigma_1$	$n_1$ 次	依設計壽命及儲槽之使用條件適當規定。
溫度荷重 (情況 1)	以 -162°C 與 3.2.3(3) 規定之隔膜溫度間之溫差所生之溫度荷重幅度。	$\Delta\Sigma_2$	$n_2$ 次	
溫度荷重 (情況 2)	以 190°C 之溫度變化所生之溫度荷重幅度。	$\Delta\Sigma_3$	$n_3$ 次	

作用於槽頂之荷重，其組合與容許應力之加成應依表 10 之規定。

表 11 荷重之組合與容許應力之加成

荷重組合之情況	氣體壓力	自重	機器附屬品重量	積雪荷重	動荷重	地震力	容許應力之加成係收
1		○					1.0
2		○	○	○			1.0
3		○	○	○			1.0
4		○	○	○	○	○	1.5
5	○	○	○			○	1.5
6		○	○	○		○	1.5

#### 第四章 執行之管理方法

為確認 LNG 儲槽及附屬設備之機能，應使用目視檢點及儀器檢查之定期檢查。

平時檢點及定期檢查應就附表 5 列之項目，因應其狀況採用適當之做法。

##### 4-1 保養管理基準

依附表 5 就儲槽及附屬設備之檢點、檢查之對象部位及周期等加以具體規定，以此製作保養管理基準，依此基準實施檢點、檢查。

保養管理基準應就下列 1 至 4 之必要事項記載於保養手冊。

1. 儲槽內接收液體時之運轉操作方法。
2. 儲槽內卸放液體時之運轉操作方法。
3. 自警報設備收到警報時，應採取之措施。
4. 停電或地震等緊急時之運轉操作方法。

應就各對象部位之檢點、檢查訂定記錄表，以記錄檢點、檢查之結果。

自最初記錄開始，應就每一對象部份分別記錄並規定保存期間，活用於保養管理中。

##### 4-2 開槽檢修程序

實施儲槽漏洩檢修：

4-2-1 施工流程：

程序	施工項目	流 程
1	水泥牆補修	加熱器停止→臨時設備安裝→混凝土槽體氣密度改善
2	開槽作業	地面凍結→改良殘留的液化天然氣→第二期槽區隔離→送出殘留液化天然氣→殘液氣化與加溫→天然氣排淨→配管隔離→儲槽空氣吹洗
3	內層不銹鋼天然氣滲漏補修	儲槽打開/吊籃裝設→膜層複檢→修補工作與檢修→儲槽關閉→預冷與加溫→儲槽打開/吊籃裝設→第二次複檢
4	復原	儲槽關閉→第二期槽區恢復原狀→重新啓動

施工安全計劃：

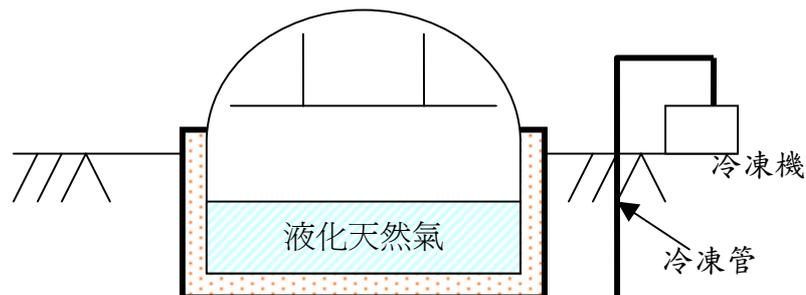
1. 危險區內安裝氣體檢測器。
2. 鏟土機、混凝土破碎機排氣管須裝滅焰器。
3. 混凝土作業時要灑水。
4. 工具發生火花地方以空氣吹除，使甲烷濃度低於 1.25%。

開槽作業：

1.地表凍結：以冷凍機將儲槽附近地表之土壤予以凍結，防止儲槽回溫時地下水滲入儲槽之保冷層。

(1) 安全計劃：於危險區內安裝氣體檢測器、鏟土機及混凝土破碎機排氣管須裝滅焰器。

(2) 施工之圖示：

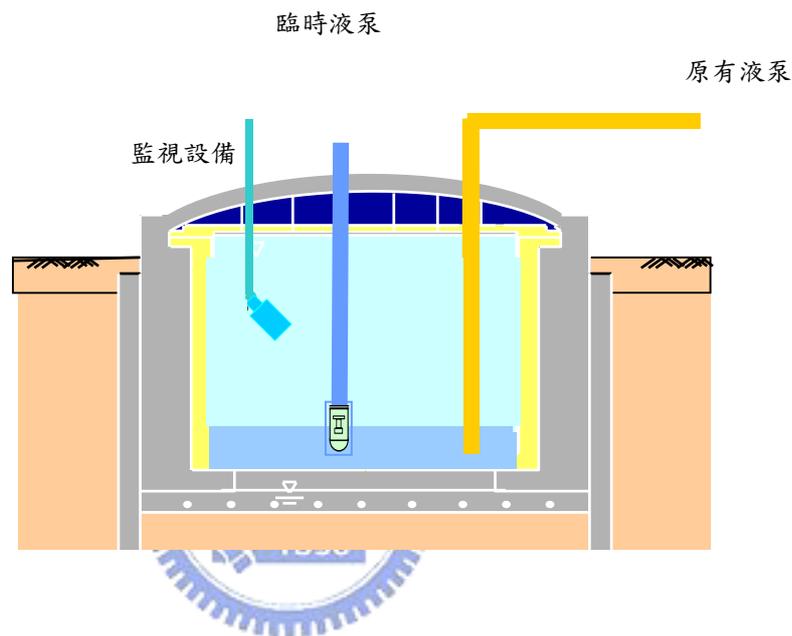


2.改良殘留 LNG：將儲槽內較重之內容物加以稀釋。

(1) 作業方式：

輸出殘留液化天然氣由 4m 降至 2.5m→接收 LNG 至滿液位→再輸出 LNG 至 4m→與第一期槽區隔離→安裝臨時液泵→安裝超低溫監視設備→以固定泵將液位降 0.5m 後再以臨時液泵將液位降至 0.1m。

(2) 施工圖示：



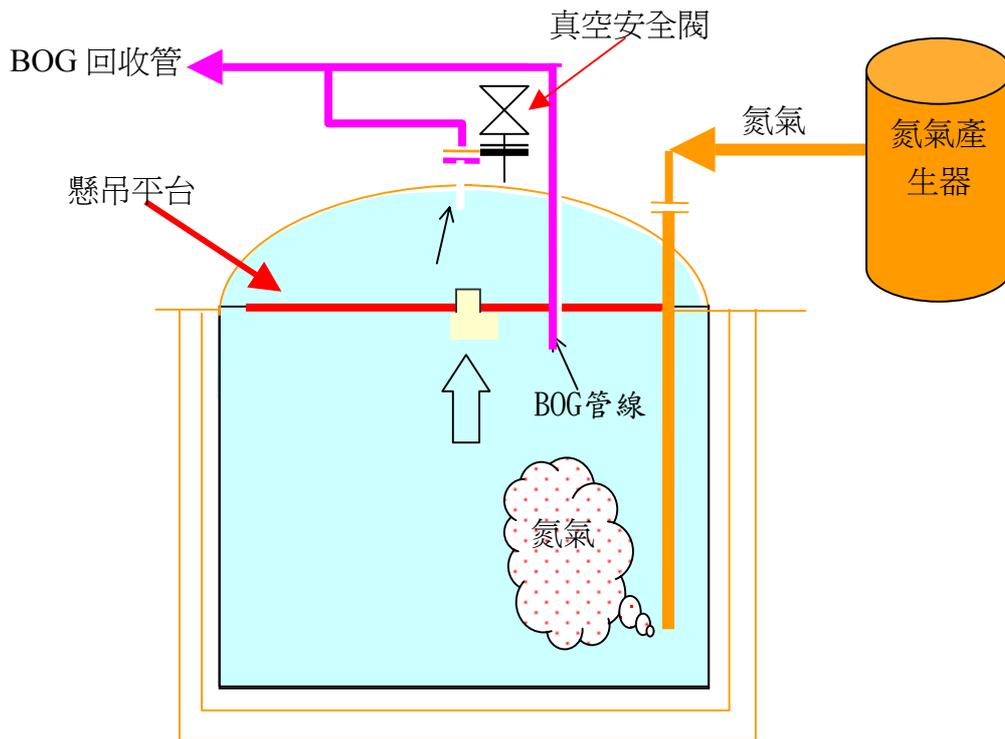
(3) 施工安全計劃：嚴禁煙火

3 殘液氣化與加溫：將殘存之液化天然氣以加溫方式予以氣化排淨。

(1) 作業方式：引入 LNG 至氣化器加熱成 40~60 °C 之天然氣後由 ITV 噴嘴送入槽內加熱殘存 LNG，直到底部膜層 (MEMBRANE) 溫度達 0 °C (以固定熱電偶測量膜層溫度)。

(2) 施工圖示：



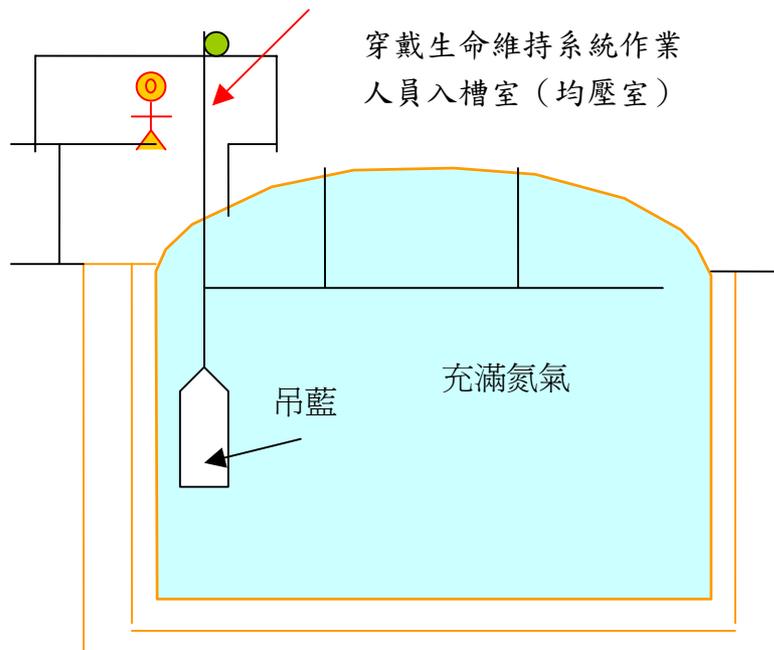


(5) 儲槽內天然氣濃度測定：由穿戴生命維持系統（LSS）之人員進行儲槽內檢測。

(a) 作業方式：

- 甲、充滿氮氣的儲槽內由穿戴生命維持系統的工作人員直接進行檢測。
- 乙、確認槽內不存在任何殘留瓦斯。

(b) 施工圖示：

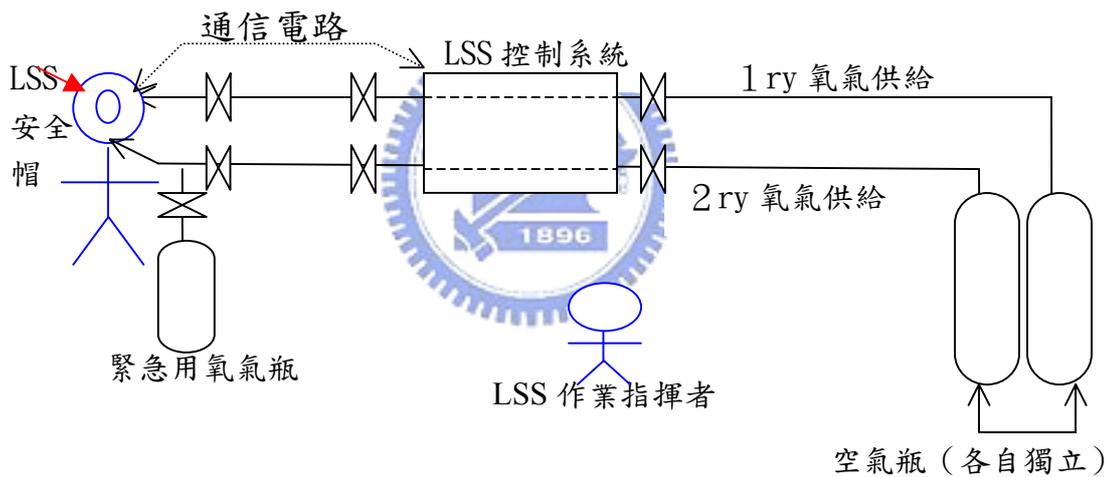


(c) 施工安全計劃：

可燃物	空氣	熱	火災爆炸危險性
x	x	x	x

註：生命維持系統（LSS）說明：本系統僅許可經訓練合格之人使用；除此之外禁止其他人使用。

### 1. LSS 圖示：



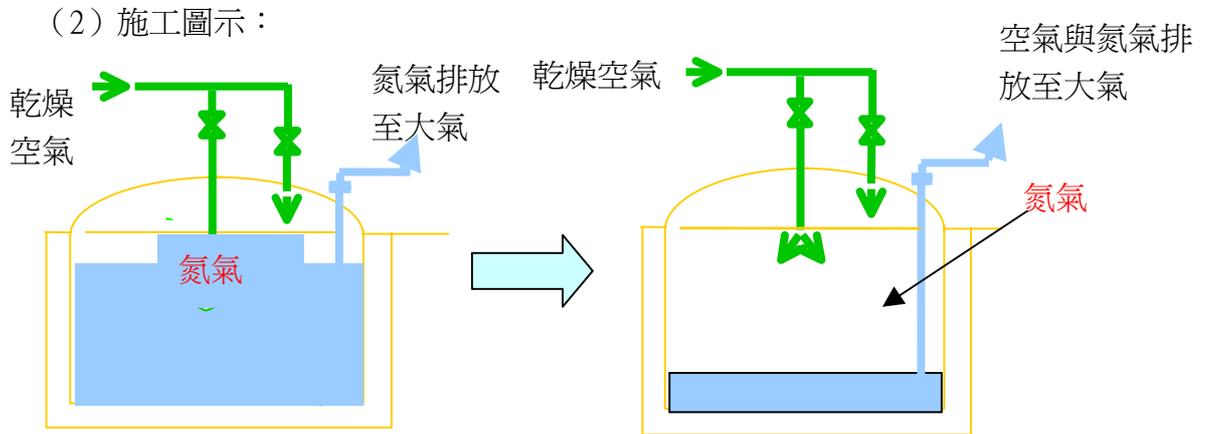
- 故障時之對應：1 ry 氧氣供給故障 LSS 安全帽內空氣壓力降低時，供給系統會自動切換至 2 ry 氧氣供給，如 2 ry 氧氣供給亦發生故障時，LSS 穿戴者可自行開啓緊急用氧氣瓶，同時進行緊急避難；另於平時作業中 LSS 穿戴者可透過通信電路系統與作業指揮者進行聯繫溝通。

### 6 以空氣置換氮氣：

#### (1) 作業方式：

- 此時儲槽內沒有可燃性氣體，只有氮氣。將槽內氮氣以乾燥空氣置換。

乙、從儲槽上面供應比重較輕的乾燥空氣（昇溫到 60°C），將比重較重的氣體（氮氣）從儲槽底部經泵筒排放到大氣中。



#### 4-3 內層不銹鋼天然氣滲漏補修：

1 氨氣測漏：於保冷層加入氨氣實施內層不銹鋼天然氣滲漏檢點。

(1) 氨氣測試條件：

- 甲、夾層中氨氣濃度  $\geq 5\%$ 。
- 乙、夾層壓力 5~12 mm Aq。
- 丙、槽內相對濕度低於 80% (目標 70%)。
- 丁、停留時間 24 小時。
- 戊、判斷標準不變色。
- 己、檢查時間修補完成及預冷後各行氨氣檢漏一次。

(2) 流程：

保冷層抽真空（並實施保層氣密性測試）→ 引入氨氣 → 量測氨氣濃度 → 塗佈測漏藥劑 → 目視檢查 → 吹除氨氣

(3) 施工圖示：如附圖 14

(4) 本次檢測與儲槽建造期間標準比較：

	儲槽建造期間	本次檢測計畫
(1) 最低氨氣(NH <sub>3</sub> )濃度	2%	5%
(2) 停留時間(時)	16H	24H

(3) 氨氣濃度檢測點	26	52
(4) 壓力控制	檢測員控制	自動警報系統

(5) 設置氨氣取樣點：共設置 52 點氨氣取樣點以確認氨氣濃度。

(6) 檢漏：測漏藥劑噴塗完成 24 小時後、開始全面變色(由黃變藍)檢查、變色處標誌記號並貼上膠帶以備修補，如附圖 14 至 16 圖；另設有 Test Piece (Artificial Penetration)：試片上鑽有三孔，孔徑分別為 3、5、10  $\mu\text{m}$ ，以確認其測試精度。

2 補修：鋼板洩漏部分之補修，如附圖 17 至 19；而測漏修補(Repair)：修補工作環境示意圖 20。

3. 工安全：膜層鋼板修補時為防止因有殘留可能性之可燃氣體而造成火災、爆炸事故，採下列對策：

(1) IBS 排淨繼續：通入氮氣持續排淨，並實施保冷層氣體取樣分析。

(2) 於氮氣室內實施膜層補修，並控制各壓力使成爲：

氮氣室壓力 > 儲槽內壓力 > IBS 壓力 > 大氣壓；以得下列效果：

※氮氣室壓力 > IBS 壓力：自 IBS 無可燃性氣體流入氮氣室。

※氮氣室壓力 > 儲槽內壓力：自儲槽內無空氣（氧）流入氮氣室。

※儲槽內壓力 > IBS 壓力：自 IBS 無可燃性氣體流入儲槽內。

※IBS 壓力 > 大氣壓：無空氣（氧）流入 IBS。

綜上所述因各部「燃燒三要素」未齊備，故能達防止火災、爆炸災害

	燃燒 3 要素		
	熱	可燃性氣體	氧
儲槽內	×	×	○
IBS	×	○	×
氮氣室內	○	×	×

表中：○表存在、×表不存在或濃度不足

(3) 於危險區域作業為防止儲槽外發生火災、爆炸事故，應採取下列對策：使用

防爆電氣用品，並提出「動火申請書」、攜帶可燃性器體檢測器當濃度達 0.2% 以上應即刻關斷電源、著靜電防止服及使用嚴禁煙火。

(4) 第二次洩漏複檢：以氨氣實施膜層（鋼板）洩漏檢測，方式同第一次。

#### 4 復原：

- (1) 儲槽關閉：撤除懸吊甲板下之全部設備，重新安裝所有保冷材恢復原狀。
- (2) 第二期槽區恢復原狀：第二期和第一期之間的連接恢復原狀。
- (3) 重新啓動：氧氣排淨與乾燥、氮氣排淨、冷卻、液化天然氣填充、液化天然氣泵測試。

#### 4-4 材料破損分析

**1. 測試目的：** 地下式薄膜儲槽採用 SS304 不銹鋼材料，主要是因為具備優良低溫韌性特性，但儲存槽銲道位置是否有發現雜質偏析現象導所至之熱裂缺陷，是否有雜質偏析之不銹鋼銲道低溫韌性強度所產生之負面影響，導至脆性破裂了解此疑慮，特所進行實體銲道低溫韌性測試評估，以了解雜質偏析銲道低溫韌性表現。

**2. 測試試片：** 低溫測試試片是取於儲存槽，經氨氣測試有藍點缺陷位置之薄膜板片。試測採用四片含缺陷之疊接銲道試片。由於銲道本身方向不同，兩片疊接銲道試片呈長方型，另兩片則呈梯型(如圖 21)。同時亦採用一片完好銲道之試片進行相同韌性測試，做為比較基準。

**3 測試方法：** 由於針對 SS304 不銹鋼薄膜銲道並無標準韌性測試方法，由於 SS304 不銹鋼為高韌性材料，在低溫條件下，仍具備高程度延展性，在正常情況下，不會發生快速脆裂現象，所以材料設計規範並未針對 SS304 制定破裂韌性標準值。所以引用另一儲槽材料但脆性較高之 9% 鎳鋼之標準測試方法，做為判斷 SS304 不銹鋼是否符合低溫破裂韌性之要求<sup>(27)</sup>。

低溫韌性測試是在零下 170°C 恆溫測試槽內進行，以 Instron 試驗機 (Load capacity 50kN) 將楔形斜角強迫置入疊接銲道溝槽開口內(如附圖 22)，逐步增加負荷將槽口撐開，同時監測楔形斜角移動位置，從楔形斜角角度，即可推

算出鉚道槽口位移量。從 9%鎳鋼之測試標準槽口必須至少承受 0.1mm 之位移，才能維持其延展性，符合破裂韌性要求。

4.測試結果： SS304 雜質偏析疊接鉚道低溫韌性測試槽口位移量結果顯示 CTOD 位移大致上皆高於 0.2 mm 以上(如附表 6)，遠大於 9%鎳鋼低溫韌性標準(0.1mm)。同時雜質偏析鉚道試片與完好鉚道試片槽口位移量相當，並無明顯差異。

雜質偏析疊接鉚道開口角度在低溫韌性測試時可張開至 60°C 以上，仍能保持連結，不發生脆斷現象。在儲存槽邊緣鉚道最大可能開口角度(4.5°C)考量下，在實際低溫操作狀況下，脆性斷裂應不至發生。

雜質偏析鉚道試片在低溫測試後，其斷面皆經由掃描電子顯微鏡檢視，每個試片皆包含熱裂缺陷(最大寬度可達 2mm 左右)，其它斷裂區域則呈現韌性渦狀斷裂組織，再次顯示即使為雜質偏析程度高之 SS304 不銹鋼鉚道，其低溫韌性表現仍相當優良，不受到雜質偏析的影響。

#### 4-5 膜儲存槽壁鉚道實體疲勞測試<sup>(28)</sup>

疲勞測試係針對實體進行鉚道疲勞測試評估，測試工作基本上可分為兩個方面：

- ※ 雜質偏析鉚道之疲勞裂縫成長特性測試。
- ※ 含缺陷鉚道實體疲勞模擬測試。

以上工作主要是希望從測試結果來了解雜質偏析是否具有鉚道疲勞裂縫成長加速作用，同時能闡明鉚道缺陷在實際 LNG 儲存槽操作週期性應力條件下，疲勞裂縫成長之傾向。同時也可做為鉚道完整性評估及有限元素應力分析相互驗證之數據資料。

##### 1. 疲勞測試方法<sup>(29)</sup>：

- (1) 雜質偏析鉚道之疲勞裂縫成長特性測試：雜質偏析鉚道疲勞裂縫成長測試採用之疊接鉚道試片為特別鉚製之雜質偏析試片。從 T106 雜質偏析缺陷試片影相分析結果顯示偏析區域百分比平均為 8%，所以在進行試片製做時，

刻意添加玻璃棉線，鐵粉、灰塵及石屑等增加銲道雜質偏析程度。利用 EPMA(Electron Probe Micro Analysis)及 BEI(Back Scattered Electron Image)影相分析顯示疊接銲道疲勞試片偏析區域百分比平均為 20%，高於實際含熱裂缺陷銲道之 8%偏析百分比。(如附圖 24)

疲勞試驗機為液壓飼服控制系統，週期頻率約為 5-10Hz，測試溫度為室溫，當施加疲勞應力達到預先決定之週期數後，疲勞應力將減半進行相同週期數。之後再恢復原疲勞應力。如此重覆應力週期形式，主要是希望在斷面上製造海灘記號，以追蹤裂縫成長之進度。裂縫成長速率的估算是測量試片斷面的海灘記號位置與應力週期之相對關係。(如圖 25)

## (2) 含缺陷銲道實體疲勞模擬測試方法

含缺陷銲道實體疲勞模擬測試採用含有貫穿表面達 2mm 長平行於邊緣銲道之裂縫試片進行實際現場週期性應力測試(如附圖 26)。邊緣銲道皺折開口先強迫張開至 6.7mm 模擬低溫薄膜收縮量，再將邊緣缺陷銲道實體安裝於氣體壓力槽內後，最後封閉氣體壓力槽上蓋。反覆通入空氣加壓至 2.1Kg/cm<sup>2</sup> 後再洩氣減壓以模擬儲存槽週期性應力變化(如附圖 27)。加壓洩壓測試應力週期最高達到 26,000 個週期，大約是 LNG 儲存槽實際 25 年操作時間可能經歷最高 1300 應力週期的 20 倍左右，在施加不同應力週期後觀察表面裂縫是否有延伸跡象，來評估已存在缺陷疲勞成長之傾向。

## 2. 疲勞測試結果:

### (1) 雜質偏析銲道之疲勞裂縫成長特性測試<sup>(30)</sup>

圖 28 為雜質偏析疊接銲道試片疲勞裂縫成長曲線，同一圖同時列有日本鋼鐵結構協會(Japan Society of Steel Construction, JSSC)之 SS304 疲勞成長設計曲線<sup>1</sup>，缺線銲道試片裂縫成長速率皆被 SS304 疲勞成長設計曲線涵蓋，符合 SS304 不銹鋼疲勞裂縫成長安全標準。為了進一步增加銲道疲勞裂縫成長之安全度，在進行疲勞成長應力分析工作，將更保守採用 3 倍於 JSSC 之疲勞成長設計曲線為計算基準。

## (2) 含缺陷鉚道實體疲勞模擬測試<sup>(31)</sup>

空氣壓力槽加壓/洩壓高週期模擬測試結果顯示經過 26,000 週期疲勞應力後，邊緣鉚道表面平行裂縫無任何成長跡象(圖 29)。

薄膜儲存槽在 25 年操作期間將經歷 1300 週期之疲勞應力，遠低於模擬測試 26,000 週期，因此薄膜邊緣鉚道即使有潛在熱裂或應力腐蝕裂縫，在實際 LNG 儲存槽運轉條件下，應無疲勞成長造成裂縫貫穿之疑慮。

### 4-6 量化風險評估

失誤樹分析為一種將各種不欲發生之故障情況，以推理及圖解進行逐次分析。其主要應用對象為系統安全分析時，評估系統或次系統的可靠度，而具有下列功效：

- 強迫分析者應用推理方法，努力思考可能造成故障的原因。
- 提供明確的圖示方法，使設計者以外的人，亦可很容易明瞭系統故障的各種途徑。
- 指出系統較脆弱的環節。
- 提供評估系統改善策略的工具。

#### 4-6-1 失誤樹分析實施步驟

失誤樹分析實施步驟如后所示：

步驟 1、系統定義：定義分析之系統、範圍並定義頂端事件。

步驟 2、系統邏輯模型建構：依據設計條件、操作程序，由危害辨識之重大事故後果，即頂端事件演繹其所有可能的發生原因，以建立失誤樹。

步驟 3、共同原因失誤模式分析。

步驟 4、定性分析，找出最小分割集合。

步驟 5、由失誤率資料庫搜尋基本事件失誤率。

步驟 6、依設計條件、環境因素修正基本事件失誤率。

步驟 7、建立失誤率資料檔。

步驟 8、定量分析：求出頂端事件及各個最小切割組合之機率。

步驟 9、相對重要性分析：其目的為找出對頂端事件而言頻率值較高

之組合分析其基本事件，以這些基本原因來作為提昇系統可靠度的依據。

#### 4-6-2 結果分析

- 失誤樹分析詳如附圖 30 及 31。
- 失誤率資料如表 4.3.2.1，機率的計算公式：

$$P = \frac{\lambda\tau}{1 + \lambda\tau} \left[ 1 - e^{-(\lambda + \frac{1}{\tau})t} \right]$$

$P$  = probability

$\lambda$  = failure rate

$\tau$  = mean time to repair (MTTR)

$t$  = mission time

當  $\lambda \ll 0.1$  且  $t > 2\tau$  時

則  $P = \lambda\tau$  (不可用度)

$P = \lambda t$  (不可靠度)

如測試維修週期或自動檢查週期為  $T$ ，則

$$P_{avg.} = \frac{\int_0^T P(t) dt}{\int_0^T dt} = \frac{\int_0^T \lambda t dt}{\int_0^T dt} = \frac{\frac{1}{2} \lambda t^2 \Big|_0^T}{t \Big|_0^T} = \frac{1}{2} \lambda T$$

系統故障頻率以一年(8760 小時)作為計算週期，故 Running failure， $T=8760$  小時，Demand failure， $T$  = 維修測試週期(視現場不同元件之維修週期而定)。

2.分析：靈敏度分析(Sensitivity Analysis)：由附圖 31 及貢獻度分析發現其中 IBS 不保壓，水氣侵入結冰致 Membrane 受損對於失誤率的貢獻度最高，故再針對 IBS 不保壓時人為操作錯誤的機率進行改善：

--UNV-5615 等六個串聯閥任一誤關：加鉛封掛牌標示，則誤關機率為零

--現場巡檢 PG-5617/5619 不落實：檢討並改善作業程序書，要求每班人員對 PG-5617/5619 做紀錄，及經由教育訓練加強落實程度，則機率降至  $1 \times 10^{-3}$  再進行評估，如圖 4.3.2.3，風險值

將由  $3 \times 10^{-11}/\text{year}$  降至  $3 \times 10^{-12}/\text{year}$ 。

人為可靠度最小  $1 \times 10^{-3}$  (平均  $3 \times 10^{-3}$ )，最大  $1 \times 10^{-1}$ ，因此可能的風險範圍為  $3 \times 10^{-12}/\text{year} \sim 3 \times 10^{-11}/\text{year}$ 。

另由於加熱系統故障並未進行細部分析，因此進行靈敏度分析如下<sup>(33)</sup>：

加熱系統故障機率	Heater 故障且礫石層中未被抽出之水結冰導致 Membrane 受損機率	頂事件機率	貢獻度
$1 \times 10^{-1}$ (較大值)	$4.32 \times 10^{-8}$	$3 \times 10^{-7}$	14.4%
$6.6 \times 10^{-2}$	$2.85 \times 10^{-8}$	$2.89 \times 10^{-7}$	9.87%
$1 \times 10^{-3}$ (較小值)	$4.32 \times 10^{-10}$	$2.6 \times 10^{-7}$	0.16%

所以加熱器系統故障的失誤率對整個風險值的影響不大，無須再進一步評估。

### 3 銲道缺陷分析結果<sup>(32)</sup>

對於依破損分析指出取樣銲道缺陷皆顯現出明顯破裂跡象者，其裂紋主要局限於銲道融熔區，裂紋區經開啓後展現之斷裂面多呈樹枝狀之凝固晶粒界面，表面氧化狀況嚴重，多呈棕黑色，此為典型銲接熱裂缺陷。

熱裂的形成是由於銲接過程中，銲道受到環境中表面雜質污染，高溫融鎔金屬在冷卻過程中產生硫、磷、矽等雜質偏析現象(表 5)，形成低鎔點之高雜質含量之金屬成份，在銲道最終凝固階段，仍以液態融鎔金屬層存在於樹枝狀晶界面上(Dendrite)。由於凝固體積收縮在晶界上產生之張應力，導至晶界分離，所以熱裂斷面之特徵為樹枝狀晶粒界面(如附圖 33、34)

表 5 銲道缺陷表面元素分析<sup>(33)</sup>

缺陷表面 EPMA 分析結果* (%)									
Na	Si	P	S	Cl	K	Cr	Mn	Fe	Ni

0.88	1.8	0.11	0.50	1.2	2.2	43.5	0.52	42.0	7.2
------	-----	------	------	-----	-----	------	------	------	-----

\* 註:Electron Probe Micro Analysis(EPMA)測量為微小面積表面元素成份分析，主要是反應表面局部區域元素分佈，實際元素百分比，可能受到分析面積、表面氧化、腐蝕生成物、或析出物等因素影響，並不代表 SS304 底材材質<sup>(34)(35)</sup>。

銲道熱裂的位置基本上在疊接銲道(lap weld)及邊緣銲道(edge weld)皆可發現，其裂縫方向有垂直及平行於銲道兩種(圖 34、圖 35)。相鄰熱裂裂紋串連總長度最高可達 3-5 mm 左右。

從分析的裂縫表面氧化狀況、樹枝狀破斷特徵、及發生位置可以判斷主要是不良銲接製造程序下產生之缺陷，加上儲存槽啓用前局部銲道發生輕微的應力腐蝕缺陷現象。分析結果則未發現在低溫運轉條件有缺陷延伸之跡象。

## 第五章 結論與建議

### 5-1 結論

危險性設備自政府於勞工安全衛生法中明定，非經檢查合格不得使用以來，查近年來危險性設備已甚少再發生災害；另因勞工安全衛生法第八條規範之對象係屬危險性設備之「單體」，也因此造成對危險性設備以外於系統中使用之設備，常因疏於管理而發生事故。

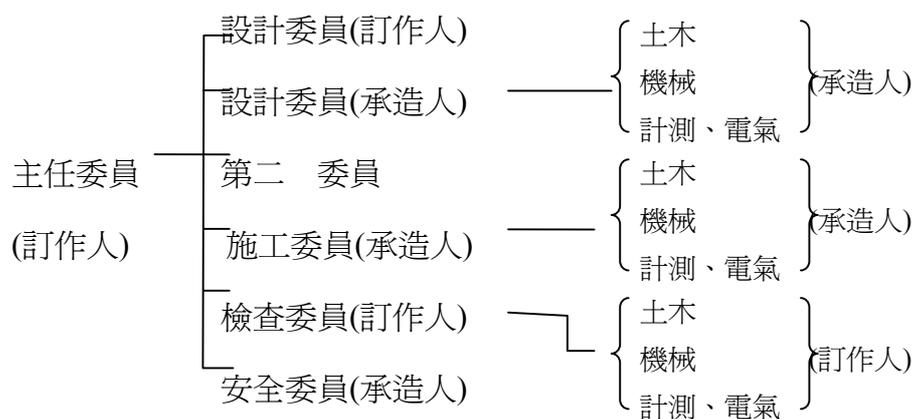
為落實自主管理，防止災害發生，僅以系統安全提供設備單體強度以外，配合前述對設備發生洩漏可能範圍、強度、液封發生原因及保安距離之相關規定，並提供下列建議：

1. 為防止高壓器體設備發生洩漏：於使用前事業單位應依「高壓氣體勞工安全規則」第四十一條及四十三條規定，應經以常用壓力 1.5 倍以上壓力實施耐壓試驗、以常用壓力以上實施氣密試驗及具有以常用壓力二倍以上加壓時，不致引起降伏變形之厚度；對使用中之設備為防止發生「故障」(trouble)，事業單位得依下列進行「設備管理」：
  - (1) 劣化之預測：掌握劣化現象之物性。
  - (2) 劣化之管理：預知劣化或預防劣化。

- (3) 劣化之發現：經由檢查、檢點、定量或定性地加以掌握其發生。
- (4) 劣化之改善：進行配件之更換或加以補修。
2. 為防止發生「液封破裂」：，將液化氣體灌注於「儲槽」者，查於「高壓氣體勞工安全規則」第七十一條規定：「應控制該液化氣體之容量不得超過在常用溫度下該儲槽內容積之 90%」；惟對容器（指灌裝高壓氣體之移動式壓力容器）之灌裝因未有類似規定，為防止類似災害發生，故對以液化氣體灌注於容器從事者，應依各液化氣體之特性規定常用溫度下其之「最大灌裝量」及設有「過裝防止」裝置等規定。
3. 為防止連鎖影響造成災害擴大，查高壓氣體勞工安全規則對達一定數量之高壓氣體設備，已定有應保持最少之必要間距，惟廠（場）間之安全距離，非屬勞工安全衛生法令列管之規範，故對涉及公共安全部分，建請相關目的主管機關應妥為規範。
4. 應增加營運時之管理體制，即訂做人及承造人除於建造時應設置建設管理委員會外，於運轉時應分別確立明確之權限區分及責任之體制；建設管理委員會之基本構成，例示如下圖：



建設管理委會



並應確認供作事後保養管理所必要初期數據等加以充份整理。

## 5-2 建議

1. 加強建造時之管理機制，成立建置管理委員會。
2. 加強使用安全監控機制，建置線上長期監控。
3. 將量化風險之評估方式，導入非核能級之高風險事業。

4. 防止災害之擴散，應建立廠外安全距離之規範。



## 文獻參考

1. 勞工安全衛生法及相關基準、「行政院勞工委員會」
2. 鍋爐壓力容器安全規則、「行政院勞工委員會」
3. 危險性機械設備安全檢查規則、「行政院勞工委員會」
4. CNS 9788 標準系列、「經濟部標準檢驗局」
5. 林熾昌、「壓力容器基礎與指引」第一卷，產業安全圖書 89 年 5 月。
6. JIS B 8270 系列、日本
7. ASME BOILER & PRESSURE VESSEL CODE SEC.VIII DIV. I ASME
8. 陳俊勳、謝明宏、萬榮富，「台灣壓力容器標準國際化趨勢之比較與探討」，二岸三地安全衛生研討會，民國九十三年十一月。
9. 行政院勞工委員會「高壓氣體勞工安全規則」
10. 日本高壓氣體保安協會（KHK）「液化天然氣地下儲槽指針」平成 13 年
11. 日本通商產業省「高壓氣體特定設備保安規則」平成 12 年
12. 萬榮富，「液化可燃性高壓氣體特定設備破裂安全之探討」，經濟部工業局安全衛生季刊，民國九十二年十二月。
13. 柳田省三（龍典）、「壓力容器推理小說技術解說」第八回，日本 LPG 設備協會。
14. 機械設計 龔肇鑄譯 東華書局
15. 應力及應變之法則 江強譯 徐氏基金會
16. 機械元件設計 彭源昌、蘇金佳譯 曉園出版社
17. 日本「石化工業區等保安規則」1999 年 10 月
18. 日本「一般高壓氣體保安規則」1997 年 04 月
19. 高壓氣體特定設備檢查基準、「行政院勞工委員會」
20. 陳俊勳、謝明宏、萬榮富，「應力分析與壓力容器常用公式之比較與探討」，二岸三地安全衛生研討會，民國九十四年十一月。
21. 工程材料學 劉錫蘭譯 科技圖書公司
22. 第一種壓力容器暫用構造標準、「內政部」
23. 第一種壓力容器檢查基準、「行政院勞工委員會」
24. ELEMENTS OF STRENGTH OF MATERIALS TIMOSHENKO & YOUNG D.VAN NOSTRAND CO.INC

25. 壓力容器應力分析 王誠一 授課講義
26. 機械工程師手冊 中國機械工程學會
27. 壓力槽設計手冊 郭君哲譯 國立編譯館
28. 「Design of Machine Elements」 M.F.Spots 8th Edition
29. "Fracture Mechanics Toughness Tests; Part 1. Methods for determination of  $K_{Ic}$ , critical CTOD and critical J values of metallic materials", British Standard 7448: Part 1(1991)。
30. 西崗信之、出口明雄、川上善道、及多田益男,"9% Ni 鋼 LNG 地上式大容量貯槽厚板構造之適用",三菱重工技報, Vol 33 No. 4(1996-7)
31. "Fatigue Design Recommendation for Steel Structure", Japan Society of Steel Construction, Technical Report No. 32(1995)
32. Some Published and Estimated Failure Rates for Use in Fault Tree Analysis, E. I. Du Pont de Nemours & Company.
33. Guidelines for Process Equipment Reliability Data with Data Tables, AIChE.
34. Development of an Improved Liquefied Natural Gas Plant Failure Rate Data Base, GRI.
35. "Fracture Mechanics Toughness Tests; Part 1. Methods for determination of  $K_{Ic}$ , critical CTOD and critical J values of metallic materials", British Standard 7448: Part 1(1991)