



國立中山大學機械與機電工程研究所

博士論文

管材液壓鼓脹成形之成形性分析

Formability analysis of tube hydraulic bulge forming

研究生：林義凱 撰

指導教授：黃永茂 博士

中華民國 九十四 年 七 月

博士論文授權書

本授權書所授權之論文為本人在國立中山大學機械與機電工程系所
固體力學組九十三學年度第二學期取得博士學位之論文。

論文名稱：管材液壓鼓脹成形之成形性分析

同意 不同意

本人具有著作財產權之論文全文資料，授予行政院國家科學委員會科學技術資料中心、國家圖書館及本人畢業學校圖書館，得不限地域、時間與次數以微縮、光碟或數位化等各種方式重製後散布發行或上載網路。

本論文為本人向經濟部智慧財產局申請專利(未申請者本條款請不予理會)的附件之一，申請文號為：_____，註明文號者請將全文資料延後半年再公開。

同意 不同意 (圖書館影印)

本人具有著作財產權之論文全文資料，授予教育部指定送繳之圖書館及本人畢業學校圖書館，為學術研究之目的以各種方法重製，或為上述目的再授權他人以各種方法重製，不限地域與時間，惟每人以一份為限。

上述授權內容均無須訂立讓與及授權契約書。依本授權之發行權為非專屬性發行權利。依本授權所為之收錄、重製、發行及學術研發利用均為無償。上述同意與不同意之欄位若未鈎選，本人同意視同授權。

指導教授姓名：黃永茂

研究生簽名：柯義凱

(親筆正楷)

學號：D8932813

(務必填寫)

日期：民國 九十四年七月二十五日

國立中山大學研究生學位論文審定書

本校機械與機電工程學系博士班

研究生 林義凱 (學號：D8932813) 所提論文

題目：管材液壓鼓脹成形之成形性分析

經本委員會審查並舉行口試，符合博士學位論文標準。

學位考試委員簽章：

(召集人) 岑煥華
白四海
黃永茂
陳從國
黃老青

李榮顯
印鴻成
鄭國益
李榮宗

指導教授：黃永茂

系主任：黃永茂

謝誌

來到了高雄，轉眼間已度過了十二個寒暑，中山的紅磚長廊也由陌生轉到熟悉；走在中山的校園裡，仰頭看看那翠綠的柴山上，今年的夏天鳳凰花特別開的火紅絢麗，記憶的畫面不斷的浮現出酸甜苦楚的點點滴滴，即將告別伴我成長的西子灣，在義凱內心深處似有一股珍惜及感激之情油然而生。

珍惜的是在這些年所認識的所有人，讓義凱有了共同學習與體驗成長的機會，更加感激的是承蒙恩師 黃永茂教授以及材料所 黃志青教授的提攜及指導，使義凱在學問研究及待人處事上獲益良多，並於撰寫論文期間逐字斧正，使本論文得以順利完成，心中的感謝之意，溢於言表，無以復加，義凱在此致以最誠摯的謝意！論文更復蒙 光灼華教授、陳復國教授、向四海教授、李榮顯教授、鄒國益教授、邱源誠教授及李榮宗教授在學位口試時撥冗指導，並且不吝指正，惠予了許多寶貴的建議，使本論文益臻完善，於此特申謝忱之意。

研究過程中，義凱要感謝金屬成形研究室的同窗們在求學期間的鼎力相助；尤其是管成形小組之同窗好友黃建成以及多位學弟蔡錦文、陳文智、陳賀振、林瑞彰、王之佑、李人傑、吳宏振、黃力上、林子權、陳秉鴻、張文展及陳秉鍵等，感謝他們在研究上相互討論與實驗上的幫助。亦要感謝同窗好友林鉉凱以及多位學弟胡華良、唐毅君、林星佑、黃柏策、謝志瑋、陳明發、周培家、康宗瑋及沈駿彥在生活上及實驗協助上的幫忙。

在此由衷感謝父母親多年的養育栽培之恩及無悔的付出，以及哥哥、妹妹、女友淑婷及陳昇宏大哥所給予的鼓勵與支持，你們是我最大的支柱與動力，讓我有勇氣面對挑戰，突破難關，我愛你們。最後謹以此論文獻給我最愛的家人與曾經幫助過我的好朋友一起分享我完成學業的成功與喜悅，以表達我最真摯的感激與謝意。

林義凱

謹誌于高雄市西子灣 2005 年七月

目錄

目錄.....	I
圖目錄	IV
表目錄	VIII
符號說明	IX
中文摘要	XI
英文摘要	XII
第一章 緒論	1
1-1 前言.....	1
1-2 管材液壓成形之製程簡介.....	3
1-2-1 管材液壓成形之發展現況.....	3
1-2-2 管材液壓成形之優缺點.....	4
1-2-3 管材液壓成形之應用.....	5
1-2-4 管材液壓成形之影響因素.....	6
1-3 管材液壓成形之文獻回顧.....	8
1-4 本文之研究目的.....	16
1-5 本文之架構.....	19
第二章 管材液壓鼓脹成形之解析	25
2-1 解析模式之基本假設.....	25
2-1-1 座標系定義.....	26
2-1-2 基本塑性力學方程式.....	26
2-2 固著模式之建構.....	28
2-2-1 幾何關係.....	28
2-2-2 極點厚度之求得.....	29
2-2-3 成形壓力之求得.....	30

2-3 反推塑流應力之模式建構.....	32
第三章 成形極限曲線之解析	39
3-1 基本假設.....	39
3-2 SWIFT 擴散不穩定準則.....	40
3-3 HILL 局部不穩定準則.....	42
3-4 HILL 一般化新降伏準則.....	43
第四章 單軸拉伸試驗與鼓脹試驗	48
4-1 管材之單軸拉伸試驗.....	48
4-1-1 萬能拉伸試驗機.....	48
4-1-2 拉伸試片之製作.....	49
4-1-3 異方向性 r 值之求得	49
4-1-4 材料塑流應力之求得.....	50
4-2 管材之液壓鼓脹試驗.....	51
4-2-1 實驗設備.....	52
4-2-2 試驗管材之準備.....	53
4-2-3 模具設計與製作.....	54
4-2-4 量測儀器說明.....	56
4-2-5 管材無軸向進給之鼓脹試驗步驟.....	58
4-3 管材之成形極限試驗.....	59
4-3-1 負載路徑之決定.....	59
4-3-1 實驗設備.....	59
4-3-2 試驗管材之準備.....	60
4-3-3 模具之設計與製作.....	61
4-3-4 管材具有軸向進給之液壓鼓脹試驗步驟.....	63
第五章 解析、模擬及實驗結果與討論	85
5-1 管材兩端固定之鼓脹成形.....	85

5-2 單軸拉伸試驗.....	87
5-2-1 異方向性 r 值之求得	87
5-2-2 單軸拉伸之塑流應力求得.....	87
5-3 塑流應力之求得與驗證	88
5-3-1 鼓脹試驗結果與討論.....	88
5-3-2 有限元素模擬與實驗值之比較.....	91
5-4 成形極限圖之建立.....	93
5-4-1 理論預測成形極限曲線.....	93
5-4-2 具有軸向進給之液壓成形試驗.....	94
5-4-3 解析結果與實驗值之比較.....	94
第六章 結論	123
6-1 管材無軸向進給之液壓鼓脹成形.....	123
6-2 雙軸應力態下之塑流應力	124
6-3 成形極限曲線之解析與實驗.....	124
參考文獻	126
作者簡介	136
發表著作	137

圖目錄

圖 1-1	液壓成形技術之分類	20
圖 1-2	管材液壓成形各作用力之示意圖	20
圖 1-3	軸對稱元件之液壓成形過程	21
圖 1-4	應用管材液壓成形製程之汽車元件	21
圖 1-5	應用管材液壓成形製程之自行車元件(a)把手；(b)車架	21
圖 1-6	應用管材液壓成形製程之機車元件(哈雷機車之 V-rod 車架)	22
圖 1-7	不當負載路徑所造成之管材缺陷	22
圖 1-8	負載路徑之成形極限曲線	22
圖 1-9	管材液壓成形中影響摩擦之參數	23
圖 1-10	長直圓管經預彎曲成形步驟之示意圖	23
圖 1-11	液壓成形零件經預彎曲之典型衛浴設備應用實例	24
圖 1-12	液壓成形零件經預衝擊成形之應用實例	24
圖 2-1	座標系之定義	35
圖 2-2	管材於鼓脹區之微小元素受力情形	35
圖 2-3	管材之液壓鼓脹成形幾何關係示意圖	36
圖 2-4	管材成形至第 $i-1$ 步與第 i 步之情形	36
圖 2-5	管材鼓脹成形之解析流程圖	37
圖 3-1	Keeler-Goodwin 成形極限圖	46
圖 3-2	預測成形極限曲線之流程圖	47
圖 4-1	剖半管材之壓平示意圖	66
圖 4-2	拉伸試片尺寸圖	66
圖 4-3	固定管材液壓鼓脹試驗系統	67
圖 4-4	液壓鼓脹試驗機台組立示意圖	67
圖 4-5	退火溫度與時間關係	68
圖 4-6	上、下進油管(a)尺寸圖，(b)實體照片	69
圖 4-7	嵌管模(a)尺寸圖；(b)實體照片	70
圖 4-8	高度墊圈(a)尺寸圖；(b)實體照片	71

圖 4-9	優力膠受力示意圖	72
圖 4-10	優力膠(a)尺寸圖；(b)實體照片	72
圖 4-11	輔助長度測量錶量測鼓脹高度之機構	73
圖 4-12	管材鼓脹高度之量測情形	73
圖 4-13	壓力傳送器與數位顯示器之實體照片	74
圖 4-14	厚度量測機構示意圖	74
圖 4-15	曲率量測機構示意圖(a)歸零動作；(b)量測情形	75
圖 4-16	變形後網格在成形極限圖中之相對位置	75
圖 4-17	配合 LS-DYNA 控制應變路徑之程式流程圖	76
圖 4-18	控制所得應變路徑之結果	77
圖 4-19	控制所得之負載路徑	77
圖 4-20	液壓成形試驗機台	78
圖 4-21	具有軸向進給之液壓成形系統	79
圖 4-22	網格蝕刻示意圖	79
圖 4-23	電化學蝕刻流程圖	80
圖 4-24	推桿(a)尺寸圖；(b)實體照片	81
圖 4-25	推桿與液壓缸間之連接頭(a)尺寸圖；(b)實體照片	82
圖 4-26	嵌管模(a)尺寸圖；(b)實體照片	84
圖 4-27	優力膠受力示意圖	84
圖 5-1	管材於鼓脹區之外形比較	100
圖 5-2	管材於鼓脹區之厚度分佈比較	100
圖 5-3	鼓脹長度對成形壓力與鼓脹高度的關係之影響	101
圖 5-4	管材厚度對成形壓力與鼓脹高度的關係之影響	101
圖 5-5	應變硬化指數對成形壓力與鼓脹高度的關係之影響	102
圖 5-6	入模半徑對成形壓力與鼓脹高度的關係之影響	102
圖 5-7	r_{ϕ} 值對成形壓力與鼓脹高度的關係之影響	103
圖 5-8	r_{θ} 值對成形壓力與鼓脹高度的關係之影響	103
圖 5-9	r 值對成形壓力與鼓脹高度的關係之影響	104
圖 5-10	管材厚度對最大鼓脹高度與鼓脹長度的關係之影響	104

圖 5-11	入模半徑對最大鼓脹高度與鼓脹長度的關係之影響	105
圖 5-12	AA6011 拉伸試片之異方向性迴歸圖	105
圖 5-13	SUS409 拉伸試片之異方向性迴歸圖	106
圖 5-14	拉伸試驗後之 AA6011 試片	106
圖 5-15	拉伸試驗後之 SUS409 試片	107
圖 5-16	AA6011 拉伸試驗之塑流應力曲線	107
圖 5-17a	SUS409 拉伸試驗之塑流應力曲線	108
圖 5-17b	SUS409 拉伸試驗之塑流應力曲線	108
圖 5-18	AA6011 鋁合金管再現性試驗	109
圖 5-19	SUS409 不銹鋼管再現性試驗	109
圖 5-20	AA6011 於各成形壓力下之鼓脹情形	110
圖 5-21	SUS409 於各成形壓力下之鼓脹情形	110
圖 5-22	AA6011 於鼓脹區之外形比較	111
圖 5-23	SUS409 於鼓脹區之外形比較	111
圖 5-24	AA6011 之塑流應力曲線(等方向性)	112
圖 5-25	AA6011 之塑流應力曲線(異方向性)	112
圖 5-26	SUS409 之塑流應力曲線(等方向性)	113
圖 5-27	SUS409 之塑流應力曲線(異方向性)	113
圖 5-28	管材無軸向進給鼓脹成形之建構模式	114
圖 5-29	不同管長之邊界條件設定對成形壓力之影響	114
圖 5-30	AA6011 管材成形壓力與鼓脹高度關係(等方向性)	115
圖 5-31	AA6011 管材成形壓力與鼓脹高度關係(異方向性)	115
圖 5-32	SUS409 管材成形壓力與鼓脹高度關係(等方向性)	116
圖 5-33	SUS409 管材成形壓力與鼓脹高度關係(異方向性)	116
圖 5-34	不同模式下之成形壓力與鼓脹高度關係	117
圖 5-35	Hill 新降伏指數 m 對成形極限曲線之影響	117
圖 5-36	Hill 新降伏準則在不同 m 值下之降伏軌跡圖	118
圖 5-37	異方向性 r 值對成形極限曲線之影響	118
圖 5-38	Hill 新降伏準則於不同 r 值下之降伏軌跡	119
圖 5-39	應變硬化指數 n 值對成形極限曲線之影響	119

圖 5-40	實驗所控制之負載路徑(應變路徑=-0.1).....	120
圖 5-41	實驗所控制之負載路徑(應變路徑=-0.2).....	120
圖 5-42	實驗所控制之負載路徑(應變路徑=-0.3).....	121
圖 5-43	實驗所控制之負載路徑(應變路徑=-0.4).....	121
圖 5-44	不同負載路徑下之管材外觀.....	122
圖 5-45	管材液壓成形之成形極限圖.....	122

表目錄

表 4-1	R32、R46 以及 R68 等循環油之性質表	65
表 5-1	管材無軸向進給鼓脹成形之加工參數表	95
表 5-2	AA6011 異向性試驗結果.....	96
表 5-3	SUS409 異向性試驗結果.....	96
表 5-4	使用拉伸試驗所得之塑流應力	96
表 5-5	AA6011 之鼓脹試驗結果.....	97
表 5-6	SUS409 之鼓脹試驗結果.....	97
表 5-7	使用鼓脹試驗及數學模式所得之塑流應力	98
表 5-8	有限元素模擬時使用之塑流應力	98
表 5-9	管材液壓鼓脹成形模擬使用之參數值	989

符號說明

A_0	拉伸試片初始截面積
E	餘值誤差之平方和
e	管材與模具之邊緣點
g	降伏函數
H	管材之鼓脹高度
K	為強度係數
L	管材之鼓脹長度
L_0	試片之標距長
ΔL	試片標距內之位移
n	為應變硬化指數
P_i	為管材內部壓力
p	自由鼓脹區之極點
R	座標系之徑度方向
R_d	入模半徑
$Re、Ze$	e 點 R 方向與 Z 方向之座標
R_0	管材初始半徑
R_p	橢圓球曲面之短軸半徑
R_z	橢圓球曲面之長軸半徑
r_φ	子午線方向之異方向性 r 值
r_θ	圓周方向之異方向性 r 值
t	管材厚度
t_e	管材於 e 點之厚度
t_0	管材初始厚度
t_p	管材於 p 點之厚度
V_f	管材於自由鼓脹區之體積
V_0	管材初始體積

ΔV_c	管材於接觸區之體積增量
w	單位體積塑性功
Z	座標系之軸方向
Z_d 、 Z_ℓ	臨界次切矩
α_p	極點處之應力比值
$\bar{\varepsilon}$	等效應變
ε_φ	子午線方向應變
ε_θ	圓周方向應變
ε_t	厚度方向之應變
ϕ_e	管材與模具之接觸角
γ	橢圓曲線之角度參數
ξ	應變比值
ρ_φ	子午線方向之曲率半徑
$\rho_{\varphi p}$	極點處之子午線方向曲率半徑
ρ_θ	圓周方向之曲率半徑
$\rho_{\theta p}$	極點處之圓周方向曲率半徑
σ_0	初始應力
$\bar{\sigma}$	等效應力
σ_t	厚度方向之應力
σ_φ	子午線方向應力
$\sigma_{\varphi p}$	極點處之子午線方向應力
σ_θ	圓周方向應力
$\sigma_{\theta p}$	極點處之圓周方向應力
ω	自由鼓脹區任一點與原點 O 之連線與 r 軸的夾角
ω_e	切點 e 與原點 O 之連線與 r 軸的夾角

摘要

相較於傳統沖壓成形技術，管材液壓成形是一種相當新穎之成形技術，但在製程參數及模具設計等相關資料庫與知識技術上仍相當缺乏。本論文將決定管材之材料性質與成形極限以探討管材之成形性。

本論文首先針對管材無軸向進給之鼓脹成形提出一數學模式以探討在不同加工條件下管材之塑性變形行為。推導數學模式過程中，將假設管材於鼓脹區之外形為橢圓曲面、管材於鼓脹區之厚度為非均一分佈以及管材與模具間之介面為固著模式。在此固著模式中，管材接觸模具後將不移動或滑動。使用此數學模式有系統地探討了入模半徑、鼓脹長度、異向性以及管材初始厚度等不同成形參數對成形壓力之影響。

接著，應用鼓脹試驗數據提出一數學模式以決定管材之塑流應力。實驗方面將針對鋁合金以及不銹鋼管材進行鼓脹試驗。鼓脹試驗過程中將量測管材於極點處之厚度與半徑以及成形壓力。為探討異向性，將以拉伸試驗求取異向性 r 值。由上述之實驗數據，將以此數學模式推導出管材於雙軸應力態下之塑流應力。將所得之塑流應力代入有限元素軟體進行管材液壓鼓脹之模擬，所得成形壓力與鼓脹高度關係之模擬結果將與實驗進行比較以驗證本文所提模式之適用性。

最後，將針對鋁合金管材，利用具有軸向進給之管材液壓成形試驗機台進行液壓鼓脹成形試驗以建立材料之成形極限圖。另外，以 Hill 的新降伏準則及塑性不安定判別式預測金屬材料之成形極限曲線。將理論所預測之成形極限曲線與實驗所量測之成形極限圖互相比較驗證。

本研究成果可做為模具設計時之依據外，所獲得之塑流應力與成形極限圖將可提供企業界進行模擬解析時之製程參數，以使模擬結果更為準確。

Formability analysis of tube hydraulic bulge forming

Abstract

Tube hydroforming process is a relatively new technology compared to conventional manufacturing via stamping and welding. However there is not much knowledge available for the product or process designers. The objective of this study will determine the flow stress and forming limit diagram of tubular materials to discuss the formability of tubes.

Firstly, a mathematical model is proposed to examine the plastic deformation behavior of a thin-walled tube at different process parameters during the bulge hydroforming process without axial feeding. In the formulation of this mathematical model, an ellipsoidal surface and non-uniform thinning in the free bulged region and sticking friction between the tube and die are assumed. In the sticking friction mode, the elements after contact with the die do not move or slide. The effects of various forming parameters, such as the die entry radius, the bulge length, anisotropy, the initial thickness of the tube, etc., upon the forming pressures are discussed systematically.

Secondly, an analytical model combined with hydraulic bulge tests is proposed to evaluate the properties of tubular materials considering anisotropy effect. Annealed AA6011 aluminum tubes and SUS409 stainless steel tubes are used for the bulge test. The tube thickness and radius at the pole and the internal forming pressure are measured simultaneously during the bulge test. The anisotropic values are obtained from tensile tests. From above experimental data, the effective stress - effective strain relations can be derived by this analytical model. The finite element method is used to conduct the simulations of hydraulic bulge forming with the flow stresses obtained by the above-mentioned model. The analytical forming pressures versus bulge heights are compared with the experimental results to validate the approach proposed in this study.

Finally, this study also establishes the Forming Limit Diagram (FLD) of aluminum tubular material. An experimental system of tube hydroforming in which axial feed is applied to carry out the hydraulic bulge-forming test of the annealed aluminum alloy tubes. Furthermore, Hill's new yield criterion is also used to predict the Forming Limit Curves of sheets. The predicted forming limit diagrams are compared with the experimental data.

The results of this study can provide useful knowledge for process design. In addition, the process parameters of flow stress and forming limit diagram obtained can improve the accuracy of the simulation results in industrial and academic fields.



第一章 緒論

1-1 前言

液壓成形是一種金屬成形之加工製程，可概分為板材之液壓成形以及管材之液壓成形。其中管材液壓成形依成形技術可分為單獨內壓力、具有軸向進給與內壓力、具有軸向進給與內壓力並配合彎曲動作，以及具有軸向進給、內壓力與背向力量等之液壓成形。圖 1-1 所示為液壓成形技術之分類[1]。一般而言，管材液壓成形(tube hydroforming 簡稱 THF)之成形方式是以無縫管或焊接管為管材胚料，在管材內部施以內高壓流體(internal pressure)、軸向推料力(axial feeding force)或背向推力(counter force)，使管件向外側變形而得到中空複雜截面形狀之結構元件。壓力流體常使用水或油等液體，亦可用黏性介質(viscous medium)、彈性體(elastomers)以及聚氨酯橡膠(polyurethane)做為壓力媒體[2-4]。圖 1-2 所示為管材液壓成形各作用力之示意圖。其中 P_i 為內向壓力， F_a 為軸向推料力， F_c 為背向推力。

在早期由於電腦控制及靜水高壓技術不成熟，因此管材液壓成形技術被限制於簡單及低體積零件之應用上。近年來，由於高壓化液壓系統及電腦控制技術的發展，加上現代化具備內向液壓壓力、軸向推料力及背向壓力等三個獨自控制的作用力單元之液壓成形機械設備，使得管材液壓成形技術已大幅提昇製程中材料成形的能力。並被廣泛的運用製造許多幾何複雜之元件，進而逐漸成為一種具經濟性、可大量生產之加工方式。

發展管材液壓成形技術最大的優勢在於「輕量化」，此外也可以降低成本，同時改善產品性能。在傳統沖壓成形及焊接製造技術中，由於汽車車體及許多零組件需經由多次沖壓元件及焊接組合而成，此將造成零組件強度上的問題及成本上的浪費。相較之下，管件液壓成形技術將取代傳統製造技術以達到輕量化、組件少以及改善結構強度等

之優點[5]。

由於電腦硬體速度及軟體發展相當成熟，因此利用有限元素軟體進行模擬與分析計算以開發複雜元件之產品勢必成為一種發展趨勢，然而目前有限元素軟體仍缺乏精準之材料設定參數以及破壞準則等資料庫，此部分尚待深入研究探討。

1-2 管材液壓成形之製程簡介

管材液壓成形技術是以均一厚度之圓管做為工件，藉由管件內之內向壓力與管材軸向推料力之共同作用下，使管材成形於模具內，而得到所需形狀的一種成形技術。在實際應用上，管材液壓成形皆須施以軸向推料力，主要使管材材料更易流入模穴中以增加管材之成形性。以典型軸對稱元件為例，其成形過程為：一、開模，將欲成形之管材胚料置於下模內，如圖 1-3(a)；二、閉模，將管材兩端之進油管藉由軸向液壓缸頂緊管件，使管材內部形成一密閉區間，如圖 1-3(b)；三、管內由進油管填充液體並逐漸充壓，同時液壓缸施以軸向推料力，使管材於模具內成形，如圖 1-3(c)；四、成形結束後，將液壓缸移出、開模，然後取出工件，如圖 1-3(d)。

1-2-1 管材液壓成形之發展現況

液壓成形技術與理論背景之發展至今已有五十年。在早期 1940 年代，由於電腦控制及靜水高壓技術不成熟，因此管材液壓成形技術被限制於簡單及低體積零件之應用上。最早被業界應用於 T 型無縫銅管接頭之製造[3]。歷經 50-60 年代美、英、日等國之相關專利開發與產品應用。如美國 Cincinnati 公司於 1951 年發表液壓成形技術，初始係用於板材之成形加工，而後此技術於 1960 年代擴大至管材二次成形加工。至 70 年代末期德國開始對管件液壓成形技術進行基礎研究，並於 90 年代初期率先應用於汽車車體結構之生產。時至今日已成為國際間汽車製造技術上最具突破性之應用，並已躍升為主流製造技術之一，在其他產業應用上亦不斷擴大中。近年來，由於高壓化液壓系統及電腦控制技術的發展，加上現代化具備內向液壓壓力、軸向推料力及背向壓力等三個獨自控制的作用力單元之液壓成形機械設備，使得管材液壓成形技術已大幅提昇製程中材料成形的能力。並被廣泛的運用製造許多幾何複雜之有用元件[6]，進而逐漸成為一種具經濟性、可大量生產之加工方式。

1-2-2 管材液壓成形之優缺點

發展管材液壓成形技術最大的優勢在於「輕量化」，此外也可以降低成本，同時改善產品性能。在傳統沖壓成形及焊接製造技術中，由於汽車車體及許多零組件需經由多次沖壓元件及焊接組合而成，此將造成零組件強度上的問題及成本上的浪費。相較之下，管件液壓成形技術將取代傳統製造技術以達到輕量化、組件少以及改善結構強度等之優點[5]。

對於管材液壓成形技術而言，主要有六大項優點[7]:

1. 產品輕量化：由於產品一體成形化，使得複雜形狀產品之整體使用較少的焊接點與零組件數，故大量降低產品之整體重量，達到產品輕量化之目的。
2. 提高產品性能：產品可由一中空管材一體成形直接製成，如此一來可減少接合處及焊接接點之數目，避免傳統焊接處周圍強度不均情況，故可提高產品之剛性、強度及可靠度。
3. 品質提高：由於高壓液體強制工件均勻受力變形，將可降低材料回彈(spring back)效應之彈性變形、增加產品整體均勻性以及改善公差並增加精度。
4. 降低成本：因產品整體之零組件數減少，相對的模具與製夾具數量也減少，除此之外亦可減少焊接接合點、採機械式結合所需之凸緣部(flange)、素材等等，所以可大幅降低材料成本與生產成本。同時所需之後續加工製造道次與零組件裝配過程減少，故加工成本與人力成本也可大幅節省下來。
5. 減少廢料：因管材液壓鼓脹成形是將小尺寸之管材，以壓力擴張變形成較大尺寸，如此將可省去傳統二次加工所產生之廢料，相對的將可提高材料使用率。
6. 增加設計彈性：提供設計工程師一種成形方式的選用。

儘管管材液壓成形製程具多項優點，但亦有一些缺點：

1. 設備昂貴：由於大型複雜工件之成形需較高之成形壓力，因此需花費昂貴之大型液

壓成形機械設備、高壓力液壓系統及成形模具等。

2. 成形週期時間長：相較於普通鍛件約只需幾秒鐘即可完成，管材液壓成形之壓力因上升速度受限制，因此單一生產週期時間(cycle time)需較長。
3. 製程知識與技術缺乏：與傳統之板材成形技術相比，管材液壓成形製程屬相當新穎之技術，因此在製程參數及模具設計等相關資料庫(database)與知識技術(know-how)上仍較為缺乏。

在以往開發一新製程需仰賴經驗豐富之工程師，依其累積之專業知識判斷，並經由實驗不斷嘗試與修正來決定製程之安排，然而在管材液壓成形仍缺乏相關資料庫與知識技術情況下，將需投入相當多之時間與經費；再者，雖然目前已有學者提出理論分析之方法進行研究，然而由於產品多樣且複雜化，採用理論分析將有其限制。如今在二十一世紀電腦硬體速度及軟體發展相當成熟的時期，工程師於模具及製程設計前可利用電腦輔助進行模擬與分析計算，藉由模擬過程中調整製程參數與邊界條件等試驗，建立各種製程參數之資料庫並預估模具缺陷進行補強，再依此基礎進行現場實驗，如此將能縮短產品開發時間、減少模具及製程成本，達到生產最佳化之效益。此外，應用電腦輔助工程可提高工業競爭力，縮短工程師培養訓練時程，避免過去經驗傳承的困難，以提昇研發能力，加速液壓成形技術之發展。目前國際上以有限元素法(finite element method)為基礎之商用套裝軟體，例如：DEFORM(2D,3D)、PAM-STAMPP、LS-DYNA 及 INDEED 等，已廣泛地被採用作為電腦輔助分析工具。

1-2-3 管材液壓成形之應用

液壓成形所用管材胚料之斷面為均一圓形，必要時需經過彎曲及壓扁等預成形加工後，再進行液壓鼓脹及擠伸等製程，如此將可得到所需之複雜零件形狀。管材液壓成形技術現今已被廣泛應用領域有衛浴器材用零件(如配管接頭)、自行車零件、汽機車零件

及航太工業等。在汽車工業上，為因應汽車零件輕量化與低成本之需求，採用管材液壓成形製程將是最佳加工方法，目前應用在汽車元件上有引擎支撐架(engine cradles)、前後軸支撐件(front and rear axle)、排氣系統之元件(exhaust system)、懸吊系統元件(suspension component)、凸輪軸(camshaft)、冷卻水箱支撐架(radiator frame)、儀表板支架(instruction panels support)、車頂橫樑(roof rails)等等[3,6]，如圖 1-4 所示[6]；在自行車工業方面，由國內知名品牌捷安特公司指出，使用液壓成形的鋁合金車架已比一般標準的強度更高出 18%，同時也更具硬度。此外更能進一步地強化車架以防止車架龜裂及金屬疲勞的問題。目前應用於自行車支零件可見於前叉、把手以及車架如圖 1-5 所示等；而在機車方面可應用於車體車架上，如圖 1-6 所示。

1-2-4 管材液壓成形之影響因素

在應用管材液壓成形技術時，需考慮到以下之因素：管材材質及成形性、負載路徑(loading path)、摩擦條件、管材之預成形加工以及成形設備與技術等，茲說明如下：

(1) 管材材質及成形性：

管材胚料之品質是液壓成形製程的重要因素之一，其材料性質包括成分組成、焊接形式、降伏強度、抗拉強度、延展性及流動特性等等以及尺寸公差必須嚴格控制在一定範圍內。管材胚料之材質選用通常鋼管多採用有縫管(seam tube)，而鋁管因擠製技術成熟，故多採用無縫管(seamless tube)。在選用時需考量管材製程之特性：無縫鋁管質量輕，但強度及厚度均一性較差，而有縫鋼管強度強，厚度均一性佳，然而因經過焊接造成焊道周圍強度較母材為差，如此將造成強度不一。此外管材之變形能力及成本考量亦是管材選用之重要要素，一般而言，管材液壓成形製程用之管材胚料需具有以下之特性：均勻且高度之延展性、高應變硬化指數及良好且無刮痕之表面品質。

(2) 負載路徑：

所謂負載路徑泛指在液壓成形過程中，管材內之內向壓力與軸向推料力之關係，此負載路徑會隨管材材質、厚度、幾何形狀與摩擦關係之不同而改變。不當之負載路徑將造成管材於成形過程時產生挫曲(buckling)、皺折(wrinkling)及破裂(bursting)等之缺陷，如圖 1-7 所示。若內向壓力加壓過緩，而軸向推料過快，則會使管材發生挫曲或皺折等缺陷；反之，若內向壓力加壓過快，而軸向推料過緩，則會因材料無法適時流入變形區，因而導致於變形區處之管材厚度過薄，進而產生破裂之缺陷。圖 1-8 為負載路徑之成形極限曲線[8]，如何適當控制負載路徑於工作範圍區(working range)將是管材液壓成形中相當重要之研究課題。

(3) 摩擦條件：

在管材液壓成形製程中，摩擦或潤滑條件是影響產品品質之重要參數之一。當內向壓力增加，使得管材表面與模具接觸面積隨之增加，此時摩擦情況將增加。尤其當管材承受軸向推料力時，摩擦情況將更為顯著。若無視於摩擦情況，將造成管材與模具表面擦傷或黏著而影響產品表面之刮傷、起皺、破裂及管材厚度不均等不良現象以及減少模具壽命。因此如何選用適當之潤滑劑以降低管材與模具介面間之摩擦，將是影響產品品質之重要因素之一。此外，尚需考量其他影響摩擦因素，例如製程參數(process parameter)及系統參數(system parameter)等。所謂製程參數包括內向壓力、軸向推料力及滑動速度；而系統參數包括幾何形狀、管材與模具之表面情況以及管材液壓成形之方式，如圖 1-9 所示[9]。

(4) 管材預成形加工：

管材液壓成形製程除了簡單形狀之局部擴管成形外，若欲將管材成形複雜剖面造形之應用時，則需將管材事先進行彎曲(bending)、壓扁(crushing)等預成形加工，如圖 1-10

所示，必要時在預成形加工後需進行退火處理，以消除彎曲、壓扁所造成之殘留應力。

圖 1-11 為液壓成形零件經預成形之典型衛浴設備應用事例[6]，圖中衛浴用零件是長直管材分別經由 90° 及 180° 之預彎曲再施以液壓成形而獲得。適當的預成形加工將可降低液壓成形產品之生產週期時間，然而預成形加工會造成模具成本的增加與成形設備的投資，因此需視最終製品之形狀及成形條件而決定。良好的預成形設計將可解決上述之缺點，如**圖 1-12** 所示[6]，管材可於模具閉合時藉由閉合衝擊(crash)而預成形，而後再施以液壓擴張成形。

(5) 成形設備與技術：

現今液壓成形設備依其成形特性與高液壓來源之不同，約可區分為壓力驅動式鼓脹試驗機、軸向進給驅動式成形試驗機及具有軸向推料力及高液壓泵等獨立單元之成形試驗機等。不同的液壓成形設備其相關之製程亦會隨之不同[10]。就設備能量考慮，具有開啟及合閉功能是液壓成形設備之必要條件，亦即在成形操作時必須能夠提供足夠之夾模力以避免模具分離及彈性變形。目前使用液壓成形設備屬於特殊用液壓成形機，若欲達到高夾模力需使用高能量成形機械，如此將增加昂貴之設備成本。此外，設備之成形技術則需朝向如何減少週期時間、降低機械設備成本以及縮短整體製程流程等因素來設計，以達到降低液壓成形製程之整體成本。目前已有廠商與研究單位開發低成本之液壓成形機械設備[11,12]。

1-3 管材液壓成形之文獻回顧

管材液壓成形技術於 1940 年代即有 T 型接頭之相關研究，但由於電腦控制及靜水高壓技術不成熟，使得應用上受相當多之限制。而今，隨著高壓化液壓系統及電腦控制技術的發展，致使液壓成形技術之應用更為廣泛。因此近幾年來各產業及研究機構紛紛

投入相關之研究，並可於文獻中具體了解，目前管材液壓成形所採用技術與發展方向。綜觀管材液壓成形之文獻可發現目前研究方向大致採用數學解析模式、有限元素法以及實驗方法針對材料參數(如應變硬化指數、異方性性質、塑流應力)、製程參數(內部壓力、軸向推料力、背向推力)、模具參數(模具形狀與尺寸、潤滑條件)以及製程極限(挫曲、皺折、破裂)等進行研究[13-15]，茲簡要描述如下：

(1) 塑流應力：

Woo 等人[16]最早利用塑性及薄膜理論推導一具內壓力與軸向力之數學式，並配合以軟鋼(mild steel)為試驗管材之液壓鼓脹成形實驗數據來決定管材應力應變之特性，由結果得知，此方法尤其適用於薄管上，然而子午線方向半徑的量測誤差與異方向 r 值未考慮等因素將影響結果。Woo[17]而後再提出一簡單之數學解析模式配合鼓脹試驗所得之塑流應力，進行管材受內壓力與軸向力鼓脹成形之研究，藉以預測每一成形階段沿鼓脹長度方向之環向應變，並與以銅管鼓脹實驗之結果做比較。Woo 等人[18] 為了解決前述之異方向性影響，使用 Hill 的塑性非等向性理論提出一管材受非等方向性作用之應力及應變之理論分析，同時進行以銅管為材料之鼓脹實驗，以求得鼓脹試驗下之應力-應變曲線。Sokolowski 等人[19]及 Altan 等人[20]以 SUS304 為試驗管材，進行無軸向進給之管材液壓鼓脹實驗，再以數學解析及 FEM 模擬不斷修正材料之 K 、 n 值去趨近實驗結果，以求得塑流應力。Fuchizawa 等人[21]使用單純內部壓力進給之設備，以退火後之鋁、銅、黃銅及鈦等材料進行實驗，藉由實驗數據及塑性與薄膜理論之解析方法，導出應力應變之關係式，由於實驗並無使用軸向推料力，因此受到 0.7 低應變量之限制。

(2) 成形極限圖

Fuchizawa 等人[22]設計一具有軸向進給之液壓鼓脹試驗機，進行 A6063 管材之成

形極限實驗，利用改變應力比值來得到具有成形路徑變化之成形極限圖，再與 Swift 及 Hill 之不穩定準則進行分析比較，認為 Hill 之局部不穩定準則與實驗值較為一致。Kuwabara 等人[23]利用 A5154-H112 鋁合金管材，藉由改變線性及複合式應力路徑，進行成形極限實驗，並量測管壁最薄處，用以判斷破裂發生處。最後將實驗所得之成形極限圖轉換為成形極限應力圖(Forming Limit Stress Diagram, FLSD)，認為 FLSD 不會因為應變路徑改變而產生極大變化，有利於成為管材破壞之判斷準則。Yamada 等人[24]利用 A6063-O 鋁合金管材進行擴口模擬，為得到解析參數，將管材剖半截取圓形試片，進行板金沖壓成形試驗，得到成形極限圖。Nefussi 等人[25]運用修正後之 Swift 擴散不穩定準則，預測管材與板材之成形極限圖，並與模擬進行比較。黃庭彬[26]以板金成形實驗建立不銹鋼與鎂合金板材於不同溫度下之成形極限圖。余振華[27]以不穩定準則與 M-K 理論為基礎，發展多道次成形極限理論模式。並利用板金成形實驗進行兩個道次之成形極限試驗以建立成形極限圖。最後以實驗結果與理論預測做比較驗證。

(3) 方形模

(i) 數學模式與實驗：

Yoshida 等人[28]利用應變能之數學解析來探討管材在給定軸向進給與內壓力後，其膨脹成形於正方形模具之壓力與隅半徑之關係。Koc 等人[29]利用數學解析預測自由鼓脹及方形模膨脹之內壓力，亦討論了軸向力及背壓力等參數，並與實驗結果比較。

(ii) 有限元素模擬與實驗：

Manabe 等人[30-32]利用有限元素法來模擬管材膨脹成形於方形模具，結合了內壓力與軸向推力來探討在不同之參數下，管材之厚度變化情形。Fukumura 等人[33]利用有限元素法研究管材液壓膨脹於方形模具時，其摩擦係數對管材厚度分布之影響，並與實驗結果做一比較。Kridli 等人[34]使用有限元素軟體 ABAQUS 研究管材液壓成形於方形

模具時之成形性分析，研究中探討應變硬化指數、管材初始厚度與模角半徑等參數對模角填模與厚度分布之影響，並將模擬結果與實驗做一比較。

(iii) 實驗法：

Fuchizawa 等人[35,36]利用液壓膨脹於方形模具之實驗來探討在潤滑及不潤滑之情形下，管材變形後之厚度分布情形，同時亦比較其在不同成形壓力下，管材之厚度分布情形。

(4) 製程與材料參數

(i) 數學模式：

Ahmed 等人[37]建立製程參數中內壓力、軸向推力以及模具夾緊力之數學式，並探討不同管徑與不同管材之成形能力。Hartl[38]與 Asnafi[39]分別用塑性力學方法，在一定的假設下，建立管材液壓成形的分析模式，以確定管材液壓成形的可能路徑。Asnafi [8]針對自由鼓脹成形建立一具內部壓力與軸向推力之數學模式，藉由此數學模式探討了摩擦係數、導引區之接觸長度對降伏界線之影響，不同應變比值與負載路徑關係、應變比值對壓力與鼓脹率關係之影響以及不同板材與管材之成形極限曲線，由其結論可知板材與管材之性質對負載路徑影響較小，而對成形極限影響較大。Koc 等人[29]利用塑性、薄膜以及厚薄殼理論提出一數學解析方法來預測液壓成形時之內壓力、軸向力及背壓力等負載參數以及成形後之厚度以避免挫曲、皺折、與破裂等缺陷產生。而後，Koc [40]以此為理論基礎應用於實驗與簡單形狀之模擬，探討不同負載路徑及材料性質對成形性的影響。由其結果再次顯示了負載路徑的供給對最終元件的成形是一決定性的影響因素。Fuchizawa[41]以應變增量理論為基礎提出一固定管長之薄壁管材只承受內壓鼓脹時之數學解析，用以探討應變硬化指數、管長與直徑比等材料參數對成形性的影響。Chen[42]以塑性力學為基礎提出一數學解析模式，藉以探討管材變形後之外圓角、管材

厚度以及降伏應力等參數對成形壓力之影響，此外亦發展一解析模式，藉以預測管材於液壓成形過程中之壓模力。最後以有限元素模擬結果驗證所發展之解析模式。Xing 與 Makinouchi[43]提出以 Hill 理論為基礎之數學解析模式，其探討管材承受內壓力及獨立的軸向力或扭矩時應變路徑、異方向值及長度直徑比等因素對成形性的影響，並以其理論做為有限元素模擬之破壞準則，藉以控制材料流動防止各種破壞形式產生。Vollertsen 等人[44]運用解析法探討摩擦係數值及應變硬化指數對管壁厚度分布之影響，並使用軟鋼進行管材鍛粗試驗，得到不同潤滑劑與管材壁厚的關係。

(ii) 有限元素模擬：

Ashmed 等人[45]利用有限元素軟體 LS-DYNA3D，以固定軸向推料力之進給率改變增壓速度之加載方式，探討 T 形管成形之應變分佈情形。Jain 等人[46]以 LS-DYNA 3D 之有限元素軟體做為分析工具，提出一雙液壓成形(dual hydroforming)製程概念，此一概念以液壓做為背向壓力取代沖頭式背向推力，如此將能避免厚度過度減薄與防止永久性皺折之發生，並且可得到較大之環向膨脹。文中探討了不同負載路徑對等效應力與厚度減薄之影響。Yang 等人[47]利用有限元素法結合最佳化技術以獲得液壓成形時之最佳負載路徑，其中最佳化技術以梯度基法(gradient-based)結合敏感分析(sensitivity analysis)之數學模式為基礎撰寫一副程式使厚度分布差異最小為目的而獲得最佳化之負載路徑。研究中以管材鼓脹成形與車底支撐架為研究主題，探討最佳化前與最佳化後之成品之厚度分布關係。Boudeau 等人[48]提出一頸縮準則配合有限元素模擬，用以探討 T 形管於液壓成形時之負載路徑對頸縮及厚度分布之影響。Ahmed 與 Hashmi[49]應用有限元素軟體 ANSYS 模擬二維空間之管材液壓成形的研究，研究中使用兩種負載路徑，一為對管材施以純內部壓力，另一為使管材承受內部壓力與軸向推料力，藉此探討負載路徑對成形性之影響。Koc 等人[50]應用二維有限元素軟體 DEFORM 2D 進行管材液壓成形之研究，藉以簡單之軸對稱元件為做為分析主題，探討負載路徑、摩擦係數、圓角

半徑、幾何參數等參數對成形性之影響，並與已做過之文獻中之實驗值做比較。Lei 等人[51-53]使用一有限元素程式配合延性破壞準則，進行保險桿支撐架(bumper rail)、底盤結構(subframe)、後輪軸支架(rear axle housing) 以及車底加強桿(lower arm)等汽車元件之研究，藉以探討摩擦條件、負載路徑以及預成形加工等因素對成形性的影響。Lei 等人[54]發展一套以剛塑性模式為基礎之三維有限元素軟體，用以分析 T 形管及其他液壓成形元件。

(iii) 有限元素模擬與實驗：

Strano 等人[55]與 Aue-U-Lan 等人[56]提出自動供給法(self feeding)與自適應模擬法(adaptive simulation)配合有限元素法應用於管材液壓成形之分析，藉由上述方法分別求取最佳化之負載路徑，並使用所得之負載路徑於實驗中與實驗數據作比較，研究中探討不同材料下，兩種方法之模擬結果與實驗結果對厚度分布的影響，由結果可知，使用自動供給法可得較佳之厚度分布，然而此方法僅適用於簡單形狀之軸對稱元件，此外塑流應力與摩擦係數的正確數值亦將影響厚度分布結果。Lang 等人[57]提出並非所有皺折皆為管材液壓成形中的缺陷之觀點，亦即皺折可分為有用皺折(useful wrinkles)與死皺折(dead wrinkles)，其中有用皺折可藉由有效之負載路徑予以消除。其研究方法為使用 LS-DYNA2D 有限元素軟體，以四組兩階段之負載路徑進行管材液壓成形之模擬，探討此負載路徑作用下皺折波形之變化情形，從中獲得較佳負載路徑作用下厚度分布較均勻之成品，並將模擬結果與實驗結果作一驗證比較。Jirathearanat 等人[58]使用有限元素模擬與實驗等方式進行 Y 型管之研究，研究中探討內部壓力、軸向推料力、背向壓力以及初始管長於 Y 型管液壓成形時之預估，並以有限元素模擬做最佳化之估算，最後以實驗結果驗證。Kim 等人[59]以實驗方法及 LS-DYNA3D 有限元素軟體進行 T 型管接頭之液壓成形研究，研究中探討了不同負載路徑與摩擦係數對成形性及成品厚度的影響；而後 Koc 等人[60]使用與前述學者相同之參數，以 PAM-STAMP 有限元素套裝軟體來模

擬 T 型管接頭之支管鼓脹高度與厚度分布，並與實驗值做比較。由結果得知，在此參數之下，模擬結果之 T 型支管高度與實驗值相當接近，然而厚度分布卻與實驗值有些差異。Imaninejad 等人[61]以鼓脹實驗與 LS-DYNA 有限元素軟體進行管材自由鼓脹之研究，文中探討摩擦係數、應變硬化指數與異方向值等製程參數對成形性之影響，然而塑流應力是由管材直接擷取試片並進行拉伸試驗而求得，並非由鼓脹試驗而得，此將造成模擬上的誤差。Carleer 等人[62]利用管材液壓成形之純鼓脹實驗及有限元素模擬，以不同層級的鋼管為材料，進行不同強度係數、異向性值、預應變、應變硬化指數、厚度、及摩擦係數等加工條件對成形結果之影響。Yamada 等人[63]使用不同方式從 AA5052 及 AA6063 等管材上切割試片以做拉伸試驗，並藉由不同量測方法求得應變以求得非等方性 R 值。

(iv) 實驗法：

Thiruvarundchelvan 等人[3,64] 為了簡化液壓鼓脹成形時內壓力與軸向推料力的複雜控制，設計一軸向推料力與內壓力成比例之提供負載機構，然而實驗的結果說明了管材在橫向膨脹時有其一定之限制。而後，以控制概念，設計了一具有資料擷取卡之回饋控制系統，並且能以電腦監控，使得軸向推料力與內壓力能獨立供載，如此有效控制負載路徑將能大幅提高管材橫向膨脹之能力。Fuchizawa 等人[65]以退火之 AA6063 管材為試驗材料，進行不同管內進壓速率對軸向進給速率比之實驗，一為單一路徑，另一為雙路徑，其結果顯示選用適合路徑對管材鼓脹高度有相當重要之影響。Carleer 等人[6]探討管材液壓成形時，管材與模具間之摩擦行為對成形壓力、成形後成品的厚度及表面形狀之影響，並說明了摩擦係數的大小與潤滑劑種類、管材與模具表面之粗糙度、管材於模具內滑動長度、滑動速度、管材種類等皆有密切關係。Ahmetoglu 等人[7]扼要概述管材液壓成形之摩擦影響因素，並針對摩擦係數的量測方式提出了方向與概念。Koc 等人[3]提出改善潤滑之結果將可防止模具與管材的互相黏著與減少模具的擦傷與磨耗。

Ahmetoglu 等人[13]針對 AA6061-T6 管材進行鼓脹，研究在各種不同內壓下的應力應變行為，並提出選擇出適當的潤滑劑將使得產品較不會有缺陷產生。Dohmann 等人[6]定性的分析摩擦與壁厚分佈的均一有很大的關係。Dohmann[14]等人探討強度係數在液壓成形時對管壁厚度的情形，並指出開模或閉模工具對摩擦力之影響。Lorenz 等人[9]提出在管材液壓成形時，可把摩擦區域分成三部份：導引區、過渡區及膨脹區，並探討導引區之摩擦行為，經實驗數據及利用庫倫摩擦公式將導引區之摩擦係數求得。Ngaile[66,67]利用極限圓弧高度(Limit dome height)測試與梨狀(pear-shape)擴張兩種方式來模擬過渡區與膨脹區之摩擦行為。

(5) 製程極限

(i) 數學解析：

Dohmann 等人[68]提出管材液壓成形之破壞模式及其避免破壞之成形製程限制之分析。Kim 等人[69]提出一頸縮、皺折及破裂等之數學解析模式，探討負載路徑及材料參數對成形界限的影響。Asnafi[8,39]提出一數學模式來探討管材液壓成形時產生降伏破壞之加工參數。Chow 等人[70]提出一數學解析模式探討異方向值、管端自由或固定、自由鼓脹或方形模具成形時以及不同負載路徑等因素對管材破裂的影響。Xia[71]以塑性變形理論並考慮異方向值發展一數學解析模式，藉以預測管材承受內部壓力與軸向推料力時破裂與皺折的發生，研究中建立了兩種破壞模式之統御方程式(governing equation)，探討了不同材料性質、異方向性以及管材幾何等參數對破壞模式之影響。

(ii) 數學模式與實驗：

Koc 等人[29]針對挫曲、皺摺及破裂等情形利用數學式子對其三種現象做一分析，同時利用數學解析預測自由鼓脹及方形模膨脹之內壓力，亦討論了軸向力及背壓力等參數，並與實驗結果比較。Sauer 等人[72]針對薄壁管材在內壓力與軸向推料力作用下發

展一具頸縮準則之數學解析，並與實驗做比較驗證，由其結果可知發生頸縮時之等效應變決定於預應變、應變硬化指數以及應力比值等因素，而與應變路徑無關。此外他們亦推導一數學式，用以計算發生挫曲時之臨界應力。Kim 等人[73]提出一數學模式研究於管材液壓成形之成形極限並說明應變硬化指數與異方向性等材料參數以及負載路徑對成形性之影響，此外將理論所預測發生皺折與破裂之成形極限結果與文獻之實驗結果做一比較。

(iii) 有限元素模擬：

Strano 等人[74]以自適性模擬為概念提出一以幾何形狀為基礎之缺陷準則，藉以偵測管材液壓成形過程中之皺折現象。Lejeune 等人[75]以局部不穩定解析為基礎建立管材液壓成形時三維之頸縮準則，並應用於有限元素軟體 HYDROFORM，藉以預測破裂的發生。文中首先探討應變硬化指數與成形極限圖之關係，而後預測在不同負載路徑與不同入模半徑下破裂之發生。

1-4 本文之研究目的

綜合過去之研究可發現，管材液壓成形之成形性問題仍無定論，尚有進一步探討之空間。本文之研究動機與目的詳敘如下：

1. 在軸對稱管材兩端固定之自由鼓脹研究方面，Weil[30]假設鼓脹區為一拋物線曲面並提出一數學模式。然而卻無實驗加以驗證。Asnafi 和 Skogsgardh[33,34]假設鼓脹區之厚度分佈為均一變形且外形為一直線形而提出一數學模式。由此過於簡化而造成解析值與實驗值差異甚大。Tirosh 等人[39]利用上界限法提出一數學解析模式以預測管材外形與成型壓力之關係。此數學模式過於複雜且無法探討入模半徑之影響。本研究將結合數值解析之有限差分法和塑性力學理論發展一數學模式。此數學

模式將假設管材鼓脹區為一橢圓外形且厚度為二次式分佈，且管材與模具間之介面為固著摩擦。以此數學模式可討論成形壓力與鼓脹高度之關係，並有系統地探討不同加工因子對管材成形之影響。期能從一系列之解析中歸納出有系統的參考資料。並透過有限元素模擬及實驗進行比較驗證，說明所提數學模式之適用性。

2. 在管材液壓成形製程開發中，有限元素模擬是開發複雜元件之重要工具。利用有限元素模擬分析製程將能縮短產品開發時間、減少模具及製程成本，達到生產最佳化之效益。而在軟體之參數設定中，塑流應力是影響成形性之主要因素，若使用錯誤之塑流應力，將與實驗結果產生極大之差異。目前拉伸試驗是工業界最廣泛使用的塑流應力求得方法。其試驗試片為板狀或圓棒材料。然而由於製造有縫管或無縫管時會產生加工硬化。此外管材於液壓成形時，其受力狀態為雙軸應力態甚至為三軸應力態。而拉伸試驗則屬於單軸應力態。因此由拉伸試驗所得之塑流應力將與實際液壓成形時之管材塑流應力有一些差異。在此相關文獻方面，Woo 等人[9]最早利用塑性及薄膜理論推導一具內壓力與軸向力之數學式，並配合以軟鋼(mild steel)為試驗管材之液壓鼓脹成形實驗數據來決定管材應力應變之特性，然而子午線方向半徑的量測誤差與未考慮異方向性等因素，將影響結果。Sokolowski 等人[12]及 Altan 等人[13]以 SUS304 為試驗管材，進行固定管材液壓鼓脹實驗，將實驗數據代入數學模式以求得塑流應力。然而所得之塑流應力與實驗有一差距。因此需藉由 FEM 模擬以不斷修正材料之 K 、 n 值去趨近實驗結果。Fuchizawa 等人[14]使用單純內部壓力進給之設備，以退火後之鋁、銅、黃銅及鈦等材料進行實驗，藉由實驗數據及塑性與薄膜理論之解析方法，導出應力應變之關係式，然而在反推時必須藉由實驗量測極點處之子午線方向曲率半徑，此將造成些許誤差。本研究為求得更準確之管材塑流應力以使用於管材液壓成形製程，將提出一數學模式，藉由此數學模式配合管材液壓鼓脹成形試驗將可求取管材之塑流應力。藉由本研究之數學模式，將不需量測

極點處之子午線方向曲率半徑，如此將可省去量測儀器之成本並可得較精確之塑流應力。為驗證所得之塑流應力，本研究將所得之塑流應力以及拉伸試驗所得之塑流應力代入有限元素軟體進行鼓脹模擬，並進行模擬結果與實驗值之比較驗證，說明本研究所提之方法的適用性。

3. 在管材液壓成形製程開發中，有限元素模擬是開發複雜元件之重要工具，然而目前在有限元素模擬軟體中並無具體之破壞準則，以判斷材料是否破裂。因此成形極限之決定將扮演一重要角色以做為材料之破壞準則。有關成形極限圖之研究大致可分為兩個方向，一為以理論來預測成形極限圖(FLD)，另一則以實驗方法建立FLD。Fuchizawa 等人[15]設計一具有軸向進給之液壓鼓脹試驗機，進行 A6063 管材之成形極限實驗，利用改變應力比值來得到具有成形路徑變化之成形極限圖。再與 Swift 及 Hill 之不穩定準則進行分析比較，認為 Hill 之局部不穩定準則與實驗值較為一致。Kuwabara 等人[16]利用 A5154-H112 鋁合金管材，藉由改變線性及複合式應力路徑，進行成形極限實驗，並量測管壁最薄處，用以判斷破裂發生處。最後將實驗所得之成形極限圖轉換為成形極限應力圖，認為 FLSD 不會因為應變路徑改變而產生極大變化，有利於成為管材破壞之判斷準則。Yamada 等人[17]利用 A6063-O 鋁合金管材進行擴口模擬，為得到解析參數，將管材剖半截取圓形試片，進行板金沖壓成形試驗，得到成形極限圖。Nefussi 等人[18]運用修正後之 Swift 擴散不穩定準則，預測管材與板材之成形極限圖，並與模擬進行比較。本研究將利用無軸向進給與具有軸向進給之管材液壓成形試驗機台進行成形極限實驗，以獲得管材之成形極限圖，並與理論預測所得之成形極限曲線進行比較，期能獲得一精確評估管材之成形極限曲線，使得有限元素模擬有一破壞準則依據，進而能有效率又準確地模擬複雜截面之液壓成形零件。

1-5 本文之架構

本論文內容共分為六章，茲說明如下：

第一章、緒論：簡單介紹管材液壓成形技術、發展背景、現況以及其應用，並簡要回顧相關文獻，最後切入本文之研究目的及研究內容。

第二章、管材液壓鼓脹成形之解析：本章將針對管材兩端固定無軸向進給之液壓鼓脹成形，提出一數學解析模式。首先假設管材於鼓脹區之外形為橢圓形，且鼓脹區之管材厚度呈二次式分佈，而管材與模具界面為附著摩擦(Sticking friction)，對管材之塑性流動提出一成形模式。藉由此模式將可探討在各種不同加工條件下對管材之成形壓力與鼓脹高度之影響，此結果將可做為實際成形以及設計製作模具時之依據。延續上述之假設，由幾何外形、力量平衡方程式以及塑性力學之基本方程式亦將提出一反推管材塑流應力之數學模式，藉由此數學模式以及配合鼓脹試驗數據將可推導出管材於極點處之等效應力與等效應變，最後藉由最小平方法曲線迴歸一應力與應變關係式。

第三章、成形極限曲線之解析：有關成形極限圖之研究大致可分為兩個方向，一為以理論來預測 FLD，另一為以實驗方法建立 FLD，本章將利用塑性不穩定準則包含 Swift 擴散不穩定準則(Diffuse instability criterion)及 Hill 局部不穩定準則(Local instability criterion)，分別用以預測雙軸拉伸態及拉壓狀態之成形極限圖。

第四章、單軸拉伸試驗與鼓脹試驗：本章將說明單軸拉伸試驗、無軸向進給之自由鼓脹試驗以及具有軸向進給之鼓脹試驗之試驗方法、實驗設備和實驗步驟。

第五章、解析、模擬及實驗結果與討論：本章將敘述解析值、模擬以及實驗結果比較與討論，藉以驗證本文之解析模式之適用性。

第六章、結論：本章將闡述本文研究之結論。

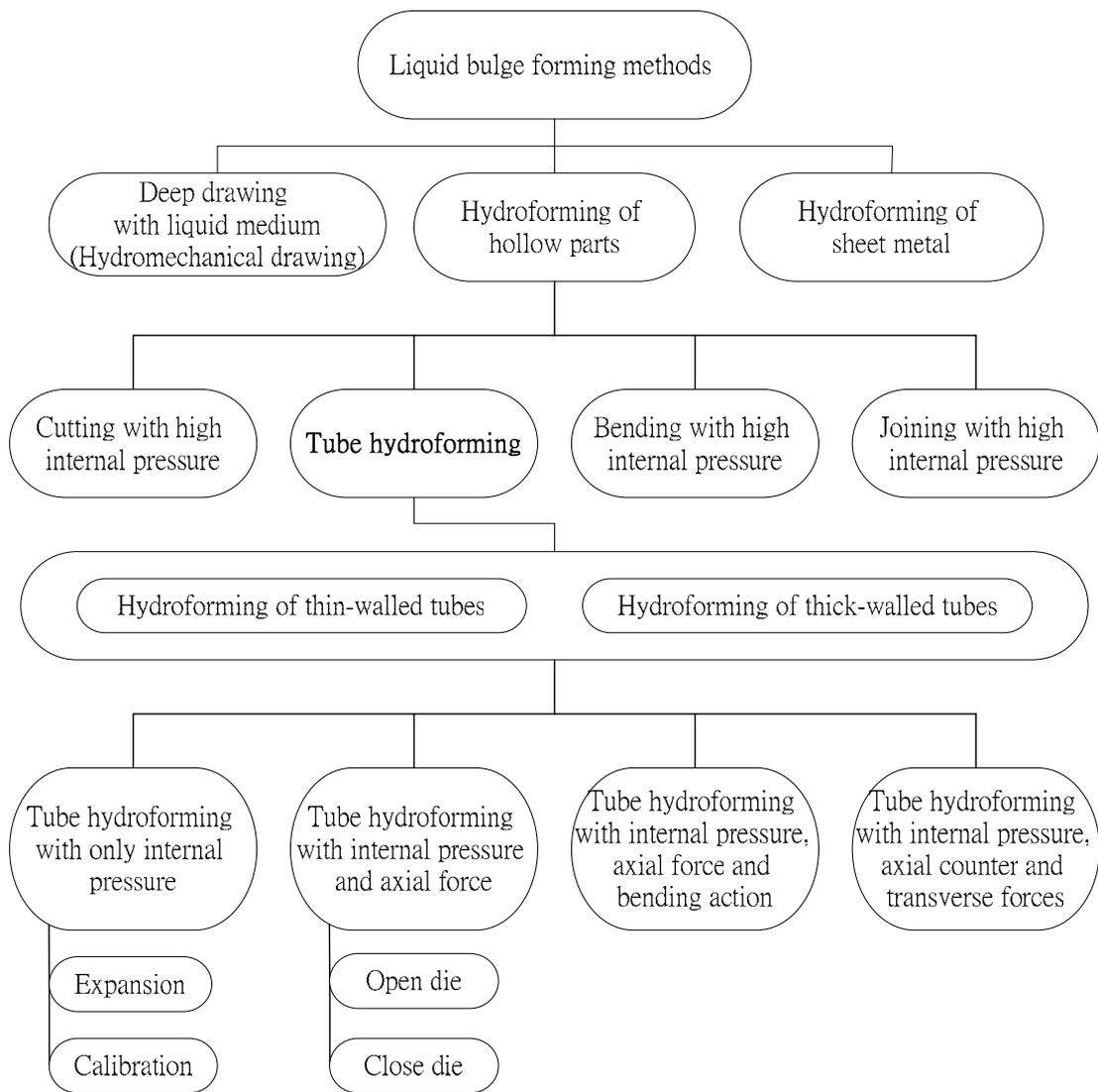


圖 1-1 液壓成形技術之分類[1]

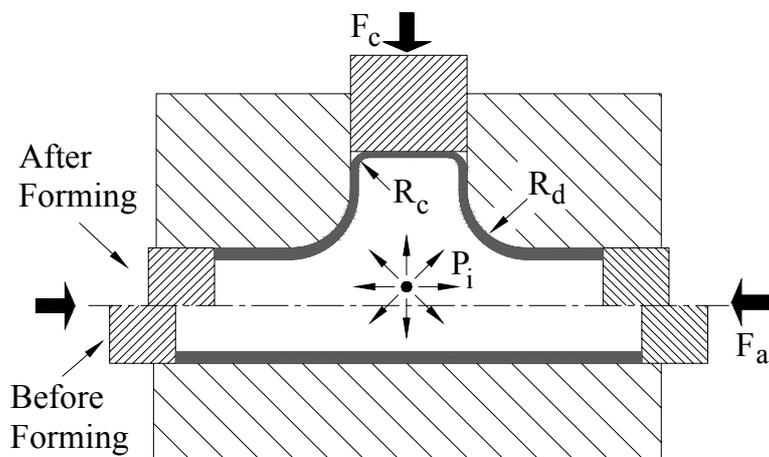


圖 1-2 管材液壓成形各作用力之示意圖

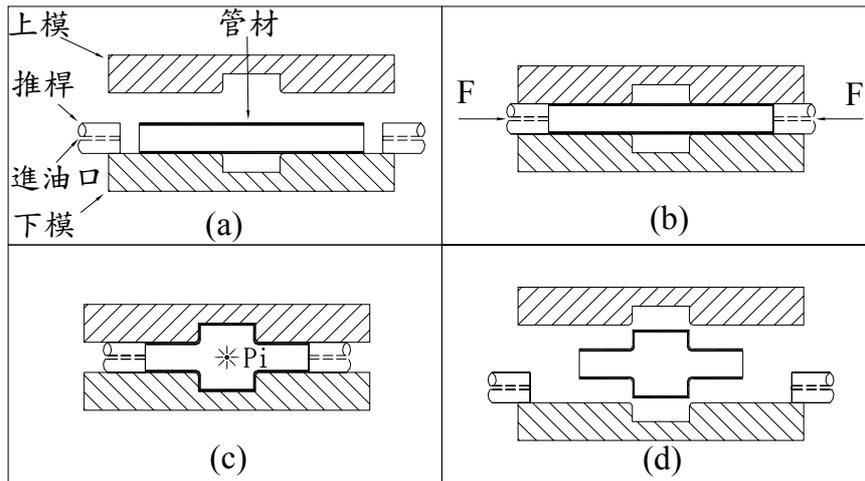


圖 1-3 軸對稱元件之液壓成形過程

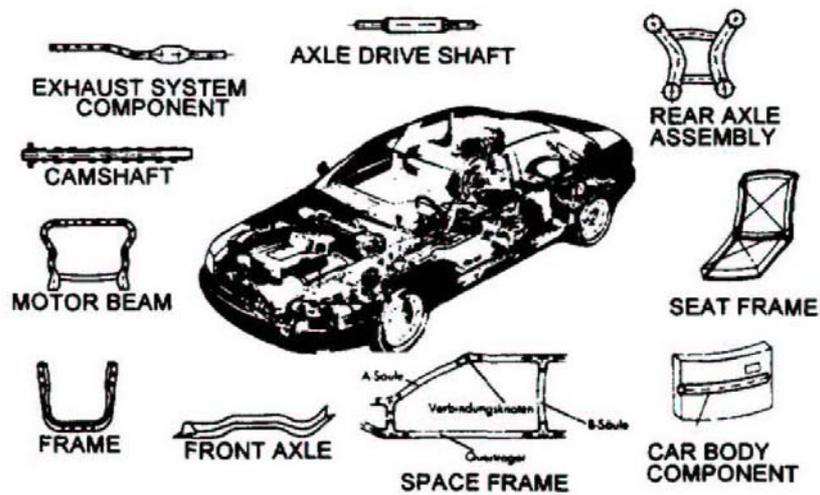


圖 1-4 應用管材液壓成形製程之汽車元件[6]



圖 1-5 應用管材液壓成形製程之自行車元件(a)把手；(b)車架

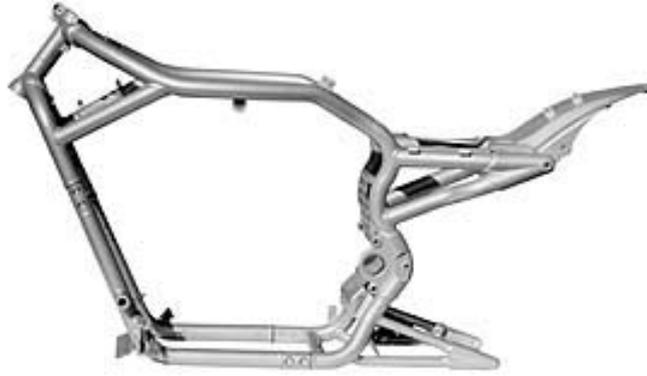


圖 1-6 應用管材液壓成形製程之機車元件(哈雷機車之 V-rod 車架)

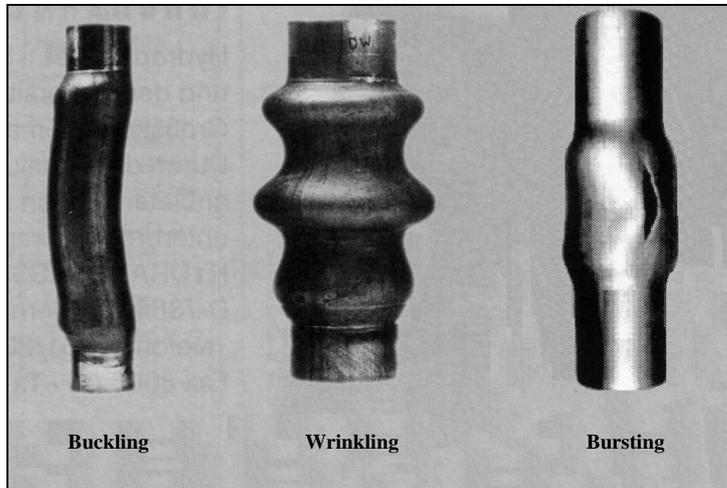


圖 1-7 不當負載路徑所造成之管材缺陷[1]

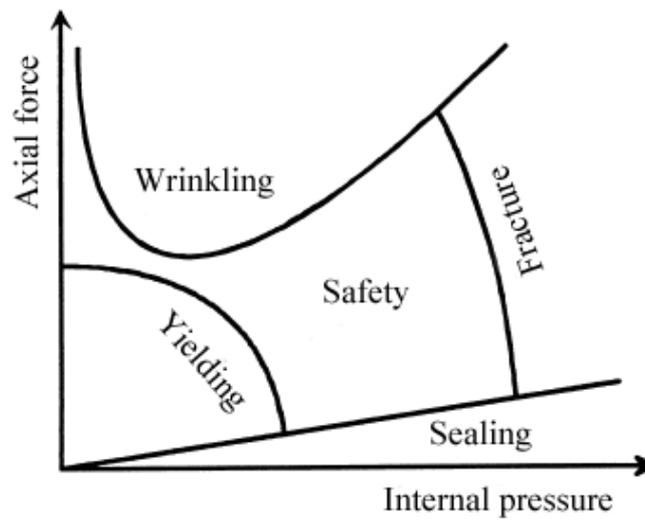


圖 1-8 負載路徑之成形極限曲線[8]

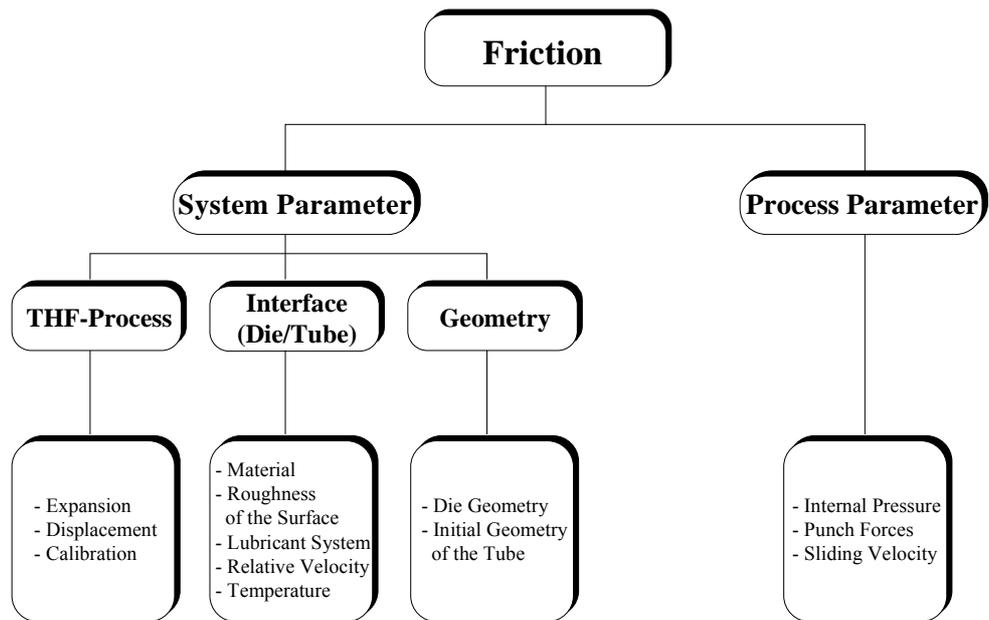


圖 1-9 管材液壓成形中影響摩擦之參數[9]



圖 1-10 長直圓管經預彎曲成形步驟之示意圖

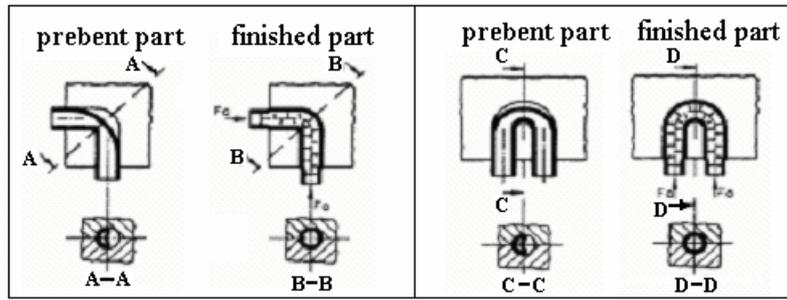


圖 1-11 液壓成形零件經預彎曲之典型衛浴設備應用實例[6]

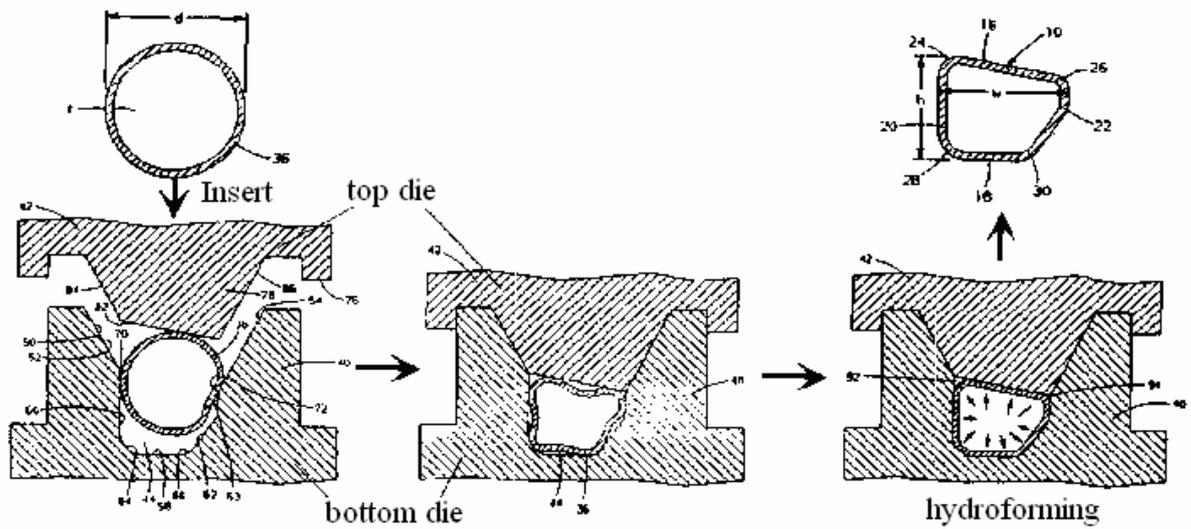


圖 1-12 液壓成形零件經預衝擊成形之應用實例[6]

第二章 管材液壓鼓脹成形之解析

本章將針對管材兩端固定無軸向進給之液壓鼓脹成形，提出一數學解析模式。首先假設管材於鼓脹區之外形為橢圓形，且鼓脹區之管材厚度呈二次式分佈，而管材與模具界面為固著模式，對管材之塑性流動提出一成形模式。藉由此模式將可探討在各種不同加工條件下對管材之成形壓力與鼓脹高度之影響，此結果將可做為實際成形以及設計製作模具時之依據。

2-1 解析模式之基本假設

本章將針對管材兩端固定無軸向進給之液壓鼓脹成形，進行數學解析模式之推導，推導時所做之假設如下：

1. 管材視為剛塑性體(rigid-plastic body)，考慮加工硬化為等向性。忽略彈性應變，其體積保持一定(volume constancy)。
2. 材料具均質性。
3. 成形過程不考慮溫度與應變率的影響。
4. 管材之鼓脹成形屬於軸對稱問題，假設鼓脹區(管材未與模具接觸部分)之外形為一橢圓球曲面。
5. 假設管材於鼓脹區之厚度為二次曲線分佈。
6. 分析鼓脹區之應力時，採用薄膜理論(membrane theory)。在薄膜理論中，當曲率半徑對厚度之比值大於 10 之情況下，則可忽略彎曲應力(bending stress)，並視為平面應力。

2-1-1 座標系定義

數學模式推導過程中所使用之座標系，如圖 2-1 所示。其中 Z 定義為軸(axial)方向；R 為徑度(radial)方向。在管材上任一點之座標系，即局部座標系 φ - θ - t 中， φ 為子午線(meridian)方向； θ 為圓周(circumferential)方向； t 為厚度(thickness)方向。

2-1-2 基本塑性力學方程式

鼓脹成形過程中考慮管材為等向性體(isotropic body)及異向性體(anisotropic body)時之基本塑性力學方程式如下：

(i) 管材為等向性體

令管材遵守 von Mises 降伏準則[76]，則其等效應力 $\bar{\sigma}$ 可求得如下：

$$\bar{\sigma} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_{\varphi} - \sigma_{\theta})^2 + (\sigma_{\theta} - \sigma_t)^2 + (\sigma_t - \sigma_{\varphi})^2]^{1/2} \quad (2-1)$$

其中 σ_{φ} 、 σ_{θ} 與 σ_t 分別為子午線方向、圓周方向與厚度方向之應力。

根據 Levy-Mises 流動法則，可得應力與應變具有下列之關係式：

$$d\varepsilon_{\varphi} = d\lambda \left[\sigma_{\varphi} - \left(\frac{\sigma_{\theta} + \sigma_t}{2} \right) \right] \quad (2-2a)$$

$$d\varepsilon_{\theta} = d\lambda \left[\sigma_{\theta} - \left(\frac{\sigma_t + \sigma_{\varphi}}{2} \right) \right] \quad (2-2b)$$

$$d\varepsilon_t = d\lambda \left[\sigma_t - \left(\frac{\sigma_{\varphi} + \sigma_{\theta}}{2} \right) \right] \quad (2-2c)$$

等效應變可推得為

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\sqrt{2}}{3} [(d\varepsilon_{\varphi} - d\varepsilon_{\theta})^2 + (d\varepsilon_{\theta} - d\varepsilon_t)^2 + (d\varepsilon_t - d\varepsilon_{\varphi})^2]^{1/2} \quad (2-3)$$

其中 ε_{φ} 、 ε_{θ} 與 ε_t 分別為子午線方向、圓周方向與厚度方向之應變。

(ii) 管材為異向性體

令管材遵守 Hill 之降伏準則[77]，則其等效應力 $\bar{\sigma}$ 可求得如下：

$$\bar{\sigma} = \sqrt{\frac{3}{2}} \left[\frac{F(\sigma_{\theta} - \sigma_t)^2 + G(\sigma_t - \sigma_{\varphi})^2 + H(\sigma_{\varphi} - \sigma_{\theta})^2}{F + G + H} \right]^{1/2} \quad (2-4)$$

其中 σ_{φ} 、 σ_{θ} 與 σ_t 分別為子午線方向、圓周方向與厚度方向之應力，F、G、H 為異向性參數。根據 Hill 理論之流動法則，可得應力與應變增量具有下列之關係式：

$$d\varepsilon_{\varphi} = d\lambda [H(\sigma_{\varphi} - \sigma_{\theta}) + G(\sigma_{\varphi} - \sigma_t)] \quad (2-5a)$$

$$d\varepsilon_{\theta} = d\lambda [F(\sigma_{\theta} - \sigma_t) + H(\sigma_{\theta} - \sigma_{\varphi})] \quad (2-5b)$$

$$d\varepsilon_t = d\lambda [F(\sigma_t - \sigma_{\theta}) + G(\sigma_t - \sigma_{\varphi})] \quad (2-5c)$$

等效應變可推得為

$$d\bar{\varepsilon} = \sqrt{\frac{2}{3}} (F + G + H)^{1/2} \left[\frac{F(Gd\varepsilon_{\theta} - Hd\varepsilon_t)^2 + G(Hd\varepsilon_t - Fd\varepsilon_{\varphi})^2 + H(Fd\varepsilon_{\varphi} - Gd\varepsilon_{\theta})^2}{(FG + GH + HF)^2} \right]^{1/2} \quad (2-6)$$

其中 ε_{φ} 、 ε_{θ} 與 ε_t 分別為子午線方向、圓周方向與厚度方向之應力。假設管材之塑流應力與應變之關係為

$$\bar{\sigma} = K\bar{\varepsilon}^n \quad (2-7a)$$

$$\text{或 } \bar{\sigma} = \sigma_0 + K\bar{\varepsilon}^n \quad (2-7b)$$

其中 σ_0 為初始應力、K 為強度係數(strength coefficient)、n 為應變硬化指數(strain-hardening exponent)。因忽略彈性應變，其體積保持一定，則需滿足

$$\varepsilon_{\varphi} + \varepsilon_{\theta} + \varepsilon_t = 0 \quad (2-8)$$

假設鼓脹區為一橢圓球曲面，考慮曲面上之微小元素，如圖 2-2 所示，由厚度方向之力量平衡可推得以下之方程式：

$$\frac{\sigma_{\phi}}{\rho_{\phi}} + \frac{\sigma_{\theta}}{\rho_{\theta}} = \frac{P_i}{t} \quad (2-9)$$

其中 ρ_{ϕ} 為子午線方向之曲率半徑， ρ_{θ} 為圓周方向之曲率半徑， P_i 為管材內部壓力， t 為管材厚度。

2-2 固著模式之建構

本節將針對管材無軸向進給之鼓脹成形進行數學模式之推導，藉由此模式將可預測在不同加工條件下對加工成形之影響。所謂固著模式是指將管材沿長度方向網格化成許多元素，當元素與模具接觸後即不再移動或滑動，在此假設情況下，管材於接觸區之厚度將不會隨成形過程而改變。

2-2-1 幾何關係

管材之液壓鼓脹成形時之幾何關係示意圖如圖 2-3 所示，其中 R_0 為管材初始半徑， t_0 為管材初始厚度， R_d 為入模半徑， L 為管材之鼓脹長度。由於鼓脹成形為軸對稱問題，因此取剖面(Z-R 面)來推導其幾何關係。首先假設成形過程中，管材於鼓脹區之幾何形狀為一橢圓球曲面。此橢圓球曲面與模具相切於 e 點，亦即此處的管材橢圓形之斜率必須等於模具圓弧之斜率，由此關係可推得

$$R_e = R_0 + R_d (1 - \cos \phi_e) \quad (2-10)$$

$$Z_e = \frac{L}{2} - R_d \sin \phi_e \quad (2-11)$$

其中 R_e 與 Z_e 分別為 e 點在 R 方向與 Z 方向之座標， ϕ_e 為接觸角。橢圓球曲面之短軸半長(R_p)與長軸半長(R_z)亦可分別求得。

$$R_p = \sqrt{R_e(R_e + Z_e \tan \phi_e)} \quad (2-12)$$

$$R_z = \sqrt{Z_e(Z_e + R_e \cot \phi_e)} \quad (2-13)$$

此外，由幾何關係可推導出橢圓球曲面上任一點圓周方向與子午線方向之曲率半徑分別為

$$\rho_\theta = [R_p^4 / R_z^2 + (1 - R_p^2 / R_z^2) R^2]^{1/2} \quad (2-14)$$

$$\rho_\phi = \rho_\theta^3 R_z^2 / R_p^4 \quad (2-15)$$

詳細推導過程請參閱文獻[78]。

2-2-2 極點厚度之求得

假設管材於鼓脹區之厚度為二次曲線分佈，則可得：

$$t = t_p + \left(\frac{\omega}{\omega_e}\right)^2 (t_e - t_p) \quad (2-16)$$

其中 t_e 與 t_p 分別為切點 e 與極點 p 之厚度， ω 為鼓脹區任一點與原點 O 之連線與 r 軸的夾角， ω_e 為切點 e 與原點 O 之連線與 r 軸的夾角，如圖 2-3 所示。考慮管材上半部時，可得管材變形前之體積 V_0 為

$$V_0 = \pi R_0 t_0 L \quad (2-17)$$

假設每一步有一接觸角增量 $\Delta \phi_e$ 時，如圖 2-4 所示，由體積不變可得

$$V_{f(i)} + \Delta V_{c(i)} = V_{f(i-1)} \quad (2-18)$$

其中 $\Delta V_{c(i)}$ 為接觸區之體積增量， $V_{f(i)}$ 與 $V_{f(i-1)}$ 分別為鼓脹區之第 i 步與第 i-1 步之體積， $\Delta V_{c(i)}$ 之計算如下

$$\Delta V_{c(i)} = 2\pi t_{e(i)} [R_0 + R_d(1 - \cos \phi_{e(i)}) - t_{e(i)} \cos \phi_{e(i)} / 2] (R_d + t_{e(i)} / 2) (\phi_{e(i)} - \phi_{e(i-1)}) \quad (2-19)$$

根據 Pappus Guldinus 定理，管材於鼓脹區之體積計算如下

$$V_f = 2\pi \int \bar{R} dA = 2\pi \int \bar{R} t dS$$

$$= 2\pi \int_0^{\gamma_e} R_p \cos \gamma [t_p + \left(\frac{\omega}{\omega_e}\right)^2 (t_e - t_p)] \sqrt{(R_p \sin \gamma)^2 + (R_z \cos \gamma)^2} d\gamma \quad (2-20)$$

$$\omega = \tan^{-1}\left(\frac{R_z}{R_p} \tan \gamma\right), \quad \omega_e = \tan^{-1}\left(\frac{Z_e}{R_e}\right), \quad \gamma_e = \sin^{-1}\left(\frac{Z_e}{R_z}\right) \quad (2-21)$$

其中 γ 為橢圓曲線之角度參數，橢圓曲線上任一點座標為 $(R_f, Z_f) = (R_p \sin \gamma, R_z \cos \gamma)$ 。整理(2-16)、(2-18)-(2-20)式，利用數值解析法即可求得極點厚度 t_p 。

2-2-3 成形壓力之求得

(i) 考慮等方向性時

由於本研究所使用管材之管徑對厚度比值超過 10，根據薄膜理論， $\sigma_t \ll \sigma_\phi, \sigma_\theta$ ，因此本研究可視為平面應力問題，令 $\sigma_t = 0$ 代入(2-1)與(2-2)式可得

$$\bar{\sigma} = (\sigma_\phi^2 - \sigma_\phi \sigma_\theta + \sigma_\theta^2)^{1/2} \quad (2-22)$$

$$d\varepsilon_\theta : d\varepsilon_t = \left(\frac{2\sigma_\theta - \sigma_\phi}{2}\right) : -\left(\frac{\sigma_\phi + \sigma_\theta}{2}\right) \quad (2-23)$$

考慮全應變(在比例負載之假設情況下)，由體積保持一定之假設，整理(2-8)式

$\varepsilon_\phi = -(\varepsilon_\theta + \varepsilon_t)$ 代入(2-3)式，可得等效應變

$$\bar{\varepsilon} = \frac{2}{\sqrt{3}} (\varepsilon_\theta^2 + \varepsilon_\theta \varepsilon_t + \varepsilon_t^2)^{1/2} \quad (2-24)$$

其中 $\varepsilon_\theta = \ln\left(\frac{R}{R_0}\right)$ ， $\varepsilon_t = \ln\left(\frac{t}{t_0}\right)$ 。由於管材內壁任一點之壓力皆相同，因此考慮極點 p

之壓力，將 $R=R_p$ 代入(2-14)與(2-15)可得 $\rho_{\theta p} = R_p$ and $\rho_{\phi p} = R_z^2/R_p$ 。整理(2-7a)、

(2-9)、(2-22)及(2-23)式可得壓力 P_i 為

$$P_i = R_p \left(\frac{\alpha_p}{R_z^2} + \frac{1}{R_p^2} \right) t_p \frac{K \bar{\epsilon}^n}{(\alpha_p^2 - \alpha_p + 1)^{1/2}} \quad (2-25)$$

$$\text{其中 } \alpha_p = \frac{\sigma_{\varphi p}}{\sigma_{\theta p}} = \frac{2\epsilon_t + \epsilon_{\theta}}{\epsilon_t - \epsilon_{\theta}}$$

(ii) 考慮異方向性時

從管材上截取子午線方向與圓周方向之拉伸試片進行拉伸試驗，可求得異方向性 r_{φ}

及 r_{θ}

$$r_{\varphi} = \frac{d\epsilon_{\theta}}{d\epsilon_t} \quad (2-26)$$

$$r_{\theta} = \frac{d\epsilon_{\varphi}}{d\epsilon_t} \quad (2-27)$$

若對子午線方向做單軸拉伸時，則可令 $\sigma_{\varphi} \neq 0$ 、 $\sigma_{\theta} = \sigma_t = 0$ ，由 Hill 理論之異向性流動法則，可得

$$d\epsilon_{\varphi} : d\epsilon_{\theta} : d\epsilon_t = H + G : -H : -G \quad (2-28)$$

若對圓周方向做單軸拉伸時，則可令 $\sigma_{\theta} \neq 0$ 、 $\sigma_{\varphi} = \sigma_t = 0$ ，由 Hill 理論之異向性流動法則，可得

$$d\epsilon_{\varphi} : d\epsilon_{\theta} : d\epsilon_t = -H : F + H : -F \quad (2-29)$$

將(2-28)與(2-29)式代入(2-26)與(2-27)式可分別求得

$$r_{\varphi} = \frac{H}{G} \quad (2-30)$$

$$r_{\theta} = \frac{H}{F} \quad (2-31)$$

假設平面應力下，令 $\sigma_t = 0$ 並將(2-30)與(2-31)式代入(2-4)與(2-5)式可得

$$\bar{\sigma} = \sqrt{\frac{3}{2}} \left[\frac{(1 + \frac{1}{r_\varphi})\sigma_\varphi^2 - 2\sigma_\varphi\sigma_\theta + (1 + \frac{1}{r_\theta})\sigma_\theta^2}{\frac{1}{r_\theta} + 1 + \frac{1}{r_\varphi}} \right]^{1/2} \quad (2-32)$$

$$\frac{d\varepsilon_\theta}{d\varepsilon_t} = \frac{r_\varphi r_\theta \sigma_\theta - (1 + r_\theta)r_\varphi \sigma_\varphi}{r_\theta \sigma_\varphi + r_\varphi \sigma_\theta} \quad (2-33)$$

由體積保持一定之假設 $\varepsilon_\varphi = -(\varepsilon_\theta + \varepsilon_t)$ 並將(2-30)及(2-31)式代入(2-6)式，可得等效應變

$$\bar{\varepsilon} = \sqrt{\frac{2}{3}} \left\{ \frac{\frac{1}{r_\theta} + \frac{1}{r_\varphi} + 1}{\frac{1}{r_\theta r_\varphi} + \frac{1}{r_\varphi} + \frac{1}{r_\theta}} \left[\left(\frac{1}{r_\theta} + \frac{1}{r_\varphi} \right) \varepsilon_\theta^2 + \frac{2}{r_\theta} \varepsilon_\theta \varepsilon_t + \left(1 + \frac{1}{r_\theta} \right) \varepsilon_t^2 \right] \right\}^{1/2} \quad (2-34)$$

考慮極點 p 之壓力，將 $R = R_p$ 代入(2-14)與(2-15)可得 $\rho_{p\theta} = R_p$ ， $\rho_{p\varphi} = R_z^2 / R_p$ ，整理

(2-7a)、(2-9)、(2-30)-(2-33)式可得壓力 P_i 為

$$P_i = R_p \left(\frac{\alpha_p}{R_z^2} + \frac{1}{R_p^2} \right) t_p \frac{K \bar{\varepsilon}^n}{\sqrt{\frac{3}{2}} \left[\frac{(1 + r_\varphi)r_\theta \alpha_p^2 - 2r_\varphi r_\theta \alpha_p + (1 + r_\theta)r_\varphi}{r_\varphi + r_\theta + r_\varphi r_\theta} \right]^{1/2}} \quad (2-35)$$

$$\text{其中 } \alpha_p = \frac{\sigma_{\varphi p}}{\sigma_{\theta p}} = \frac{(1 + r_\theta)r_\varphi d\varepsilon_t + r_\varphi d\varepsilon_\theta}{r_\varphi r_\theta d\varepsilon_t - r_\theta d\varepsilon_\theta}$$

圖 2-5 為計算成形壓力之流程圖。

2-3 反推塑流應力之模式建構

一般而言，在使用有限元素套裝軟體時皆需設定材料性質，亦即塑流應力，此設定通常使用單軸拉伸試驗所得之材料性質，然而單軸拉伸試驗是在單軸負載下進行，試片所受之應力態乃屬於單軸應力態，若使用單軸拉伸試驗所得之材料性質來預測管材之液壓鼓脹成形等之雙軸應力態甚至是三軸應力態之問題時，其準確性和適用性將受到質

疑。因此如何獲得管材承受雙軸應力態下之塑流應力將是一重要課題。本節將針對管材兩端固定無軸向進給之液壓鼓脹成形提出一反推管材塑流應力之數學模式。藉由此數學模式以及配合無軸向進給之鼓脹試驗數據將可以最小平方法反推應力與應變關係式。

考慮鼓脹區之極點(圖 2-3 之 p 點)處，將 $R=R_p$ 代入(2-14)與(2-15)可得極點處圓周方向與子午線方向之曲率半徑分別為

$$\rho_{\theta p} = R_p \quad (2-36)$$

$$\rho_{\varphi p} = \frac{R_z^2}{R_p} \quad (2-37)$$

其中 R_p 可由無軸向進給之管材鼓脹試驗獲得，當 R_p 已知，則可藉由(2-10)~(2-13)式以數值解析法求出 R_z 。考慮全應變，在極點處圓周方向與厚度方向之應變可分別表示為

$$\varepsilon_{\theta} = \ln\left(\frac{R_p - t_p/2}{R_o - t_o/2}\right) \quad (2-38)$$

$$\varepsilon_t = \ln\left(\frac{t_p}{t_o}\right) \quad (2-39)$$

其中 R_o 與 t_o 分別為管材之初始半徑與初始厚度。而 R_p 與 t_p 分別為極點處之半徑(也等於橢圓曲面之短軸半長)與極點處之厚度，此兩數值可藉由鼓脹試驗量取。由極點處之截面，其在 z 軸方向之力量平衡方程式可得子午線方向之應力

$$\sigma_{\varphi p} = \frac{P_i(\rho_{\theta p} - t_p)^2}{2 t_p(\rho_{\theta p} - t_p/2)} \quad (2-40)$$

將(2-40)式代入(2-9)式，將可得到極點處圓周方向之應力

$$\sigma_{\theta p} = \frac{P_i(\rho_{\theta p} - t_p)}{2 t_p(\rho_{\varphi p} - t_p/2)}(2\rho_{\varphi p} - \rho_{\theta p} - t_p) \quad (2-41)$$

(i) 考慮等方向性時之等效應力與等效應變解析

考慮全應變，並由體積保持一定之假設，整理(2-8)式 $\varepsilon_{\varphi} = -(\varepsilon_{\theta} + \varepsilon_t)$ 代入(2-3)式，

可得等效應變

$$\bar{\varepsilon} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{\varepsilon_{\theta}^2 + \varepsilon_{\theta}\varepsilon_t + \varepsilon_t^2} \quad (2-42)$$

由於本研究所使用管材之管徑對厚度比值超過 10，因此根據薄膜理論， $\sigma_t \ll \sigma_{\phi}, \sigma_{\theta}$ ，

因此假設厚度方向應力 $\sigma_t = 0$ ，代入(2-1)式可得等效應力為

$$\bar{\sigma} = (\sigma_{\phi}^2 - \sigma_{\phi}\sigma_{\theta} + \sigma_{\theta}^2)^{1/2} \quad (2-43)$$

(ii) 考慮異方向性時之等效應力與等效應變解析

根據平面應力 $\sigma_t = 0$ 與體積保持不變 $\varepsilon_{\phi} = -(\varepsilon_{\theta} + \varepsilon_t)$ 之假設，並將(2-30)與(2-31)式

代入(2-4)與(2-6)式可將 Hill 理論之等效應力與等效應變簡化為

$$\bar{\sigma} = \sqrt{\frac{3}{2}} \left[\frac{(1 + \frac{1}{r_{\phi}})\sigma_{\phi}^2 - 2\sigma_{\phi}\sigma_{\theta} + (1 + \frac{1}{r_{\theta}})\sigma_{\theta}^2}{\frac{1}{r_{\theta}} + 1 + \frac{1}{r_{\phi}}} \right]^{1/2} \quad (2-44)$$

$$\bar{\varepsilon} = \sqrt{\frac{2}{3}} \left\{ \frac{\frac{1}{r_{\theta}} + \frac{1}{r_{\phi}} + 1}{\frac{1}{r_{\theta}r_{\phi}} + \frac{1}{r_{\phi}} + \frac{1}{r_{\theta}}} \left[\left(\frac{1}{r_{\theta}} + \frac{1}{r_{\phi}}\right)\varepsilon_{\theta}^2 + \frac{2}{r_{\theta}}\varepsilon_{\theta}\varepsilon_t + \left(1 + \frac{1}{r_{\theta}}\right)\varepsilon_t^2 \right] \right\}^{1/2} \quad (2-45)$$

當三組(或三組以上)鼓脹程度之實驗數據藉由數學模式轉換成等效應力與相對應之等效應力實驗點後，利用最小平方法(least square method)[79]可將所得之實驗點近似於一曲線方程式，本研究所採用之曲線方程式為(2-7b)式所假設之塑流應力曲線。

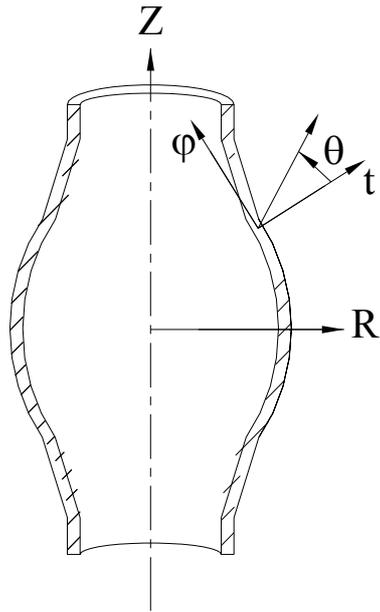


圖 2-1 座標系之定義

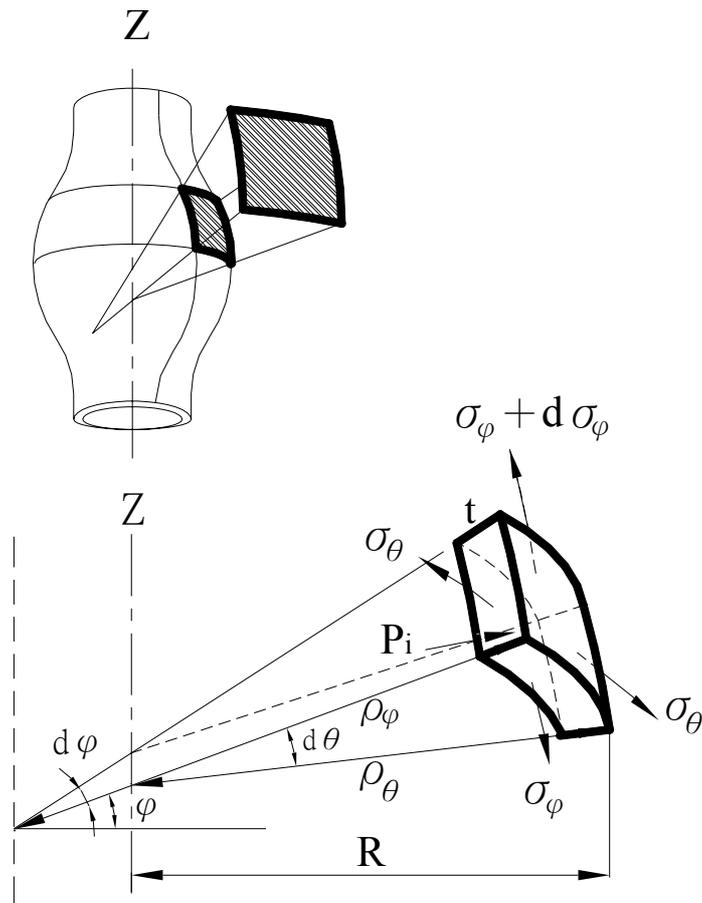


圖 2-2 管材於鼓脹區之微小元素受力情形

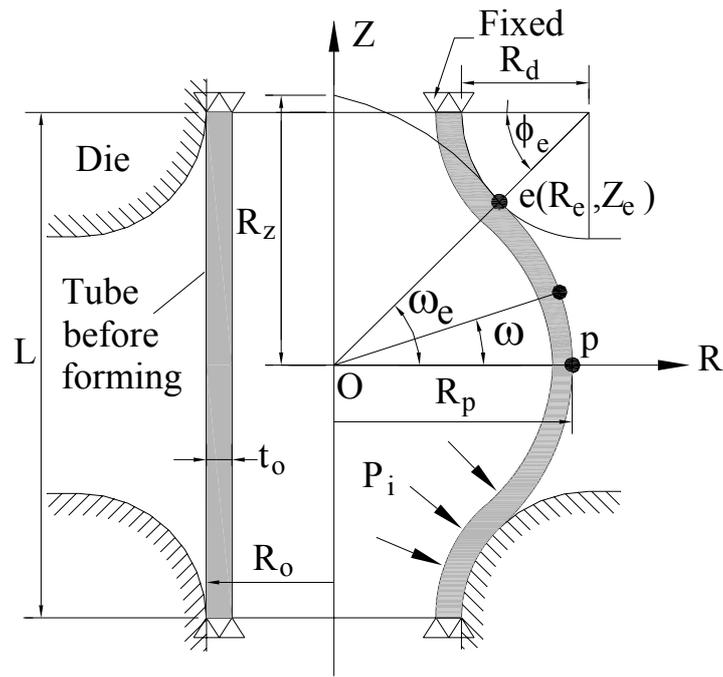


圖 2-3 管材之液壓鼓脹成形幾何關係示意圖

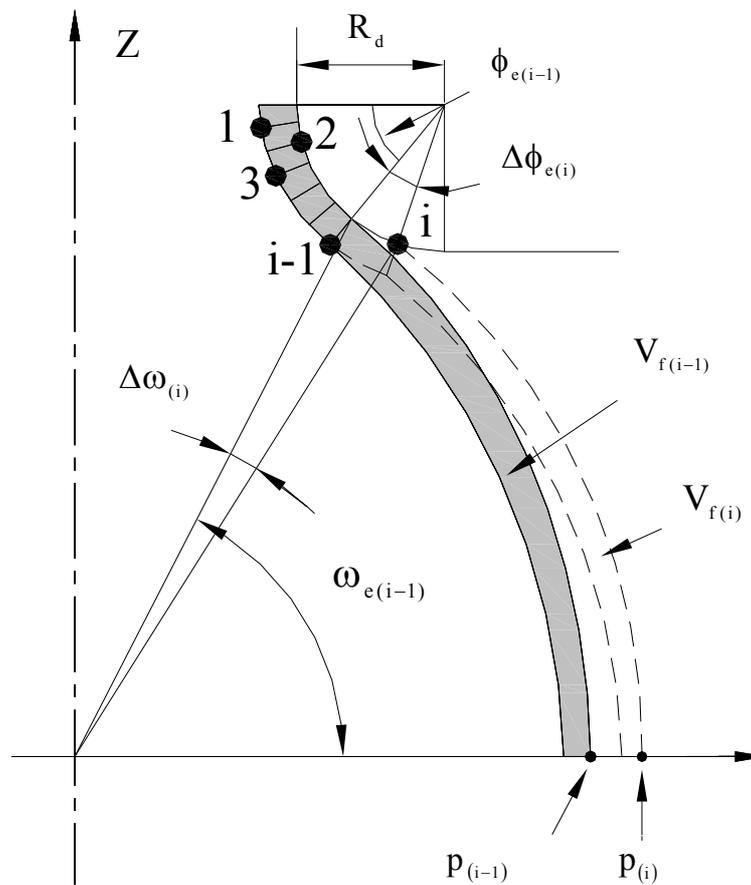


圖 2-4 管材成形至第 $i-1$ 步與第 i 步之情形

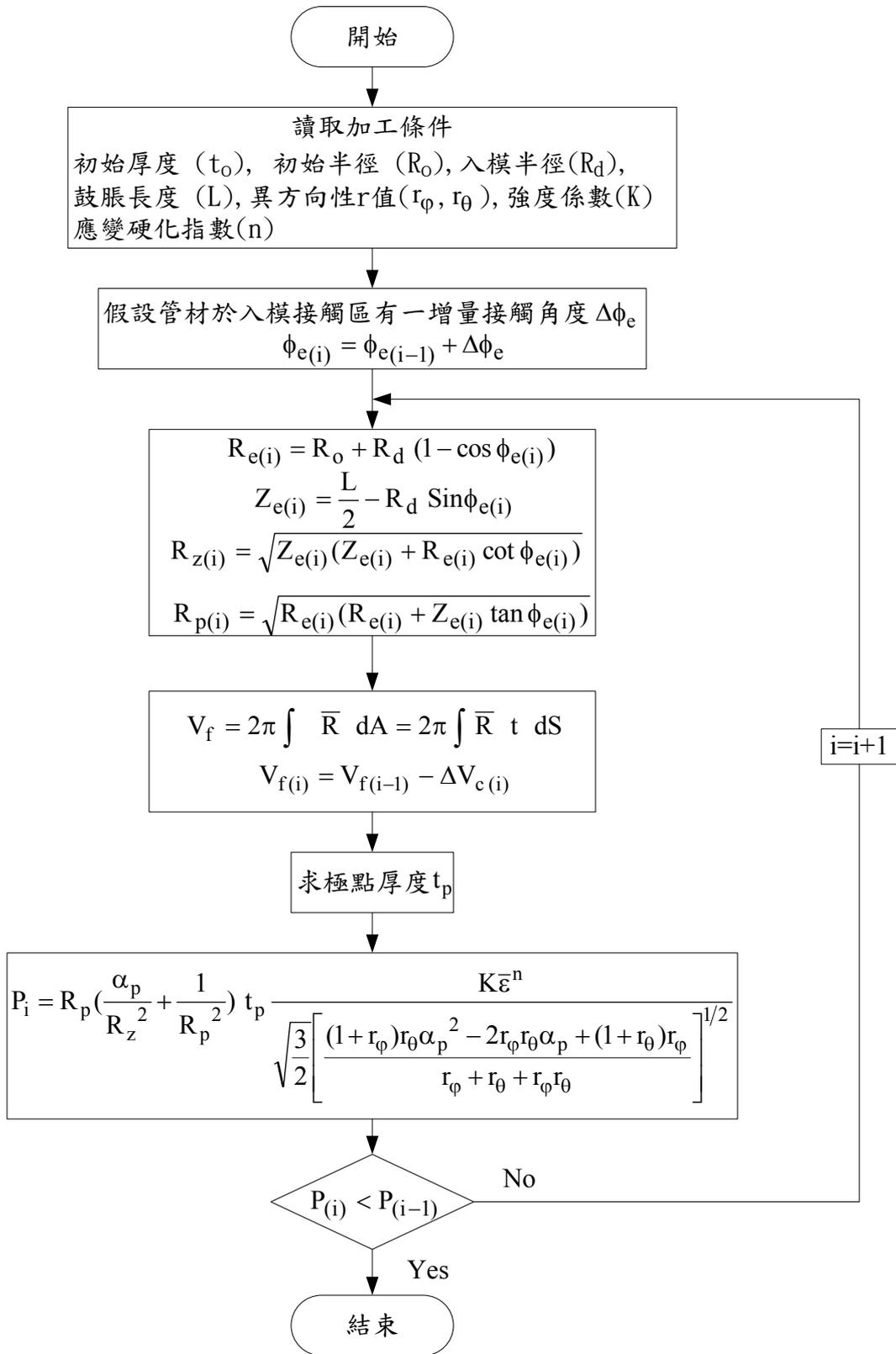


圖 2-5 管材鼓脹成形之解析流程圖

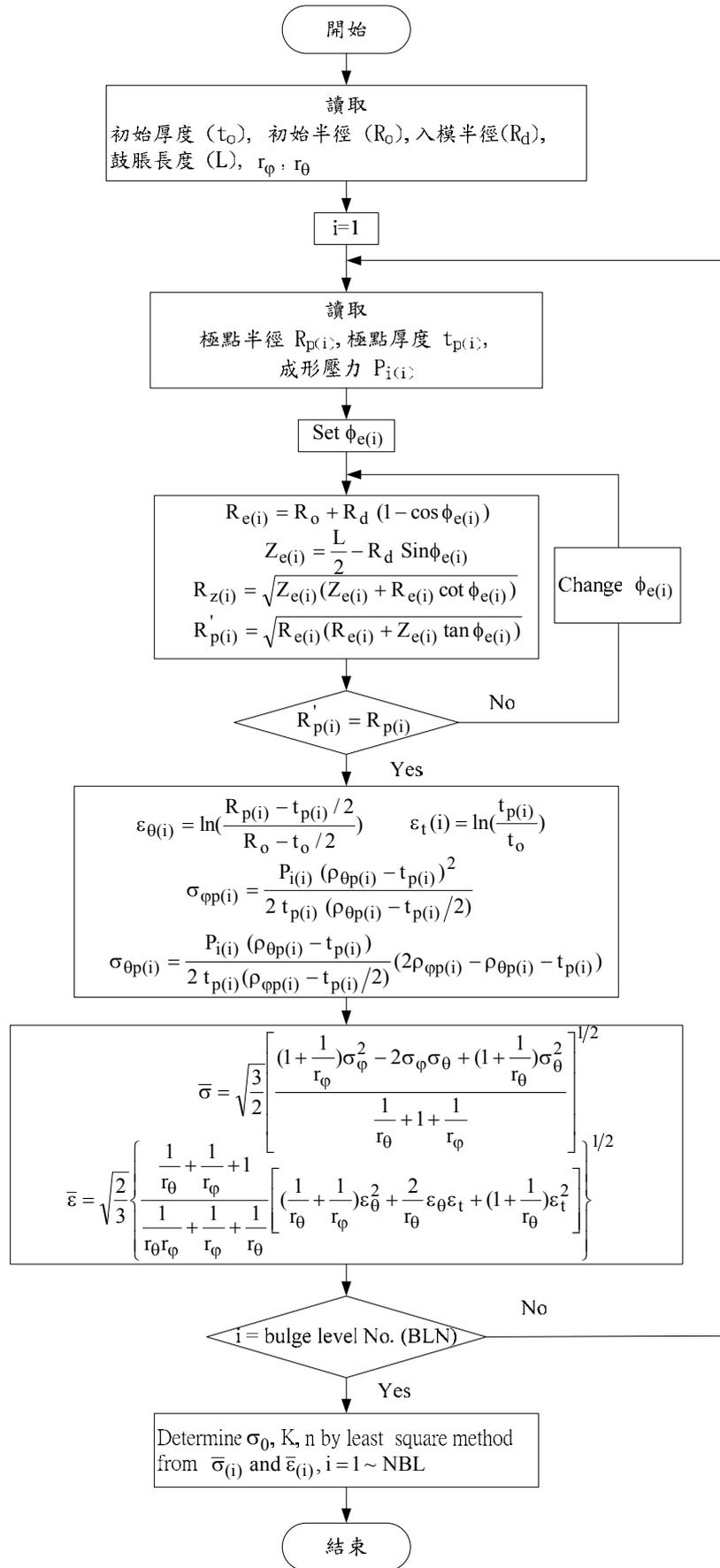


圖 2-6 計算塑流應力之程式流程圖

第三章 成形極限曲線之解析

所謂成形極限圖(Forming limit diagram, FLD)是將試片在應變情形下所產生的極限應變量，取其最大主應變量與最小主應變量以座標圖形方式繪出，即為成形極限圖。成形極限圖最早由 Keeler 和 Backofen[80]於 1963 對冷壓鋼板做雙軸拉伸變形實驗而建立第一象限之成形極限圖，於 1968 年，Goodwin[81]以拉壓變形實驗而建立第二象限部份之成形極限圖，如圖 3-1 所示。於是 Keeler-Goodwin 成形極限圖之概念變成為板金成形性之研究方向。

藉由 Keeler-Goodwin 所建立的成形極限圖將可用來判斷工件的變形量是否已經超過成形極限。如圖 3-1 所示，成形極限圖中的成形極限曲線為一帶狀，若 ε_1 與 ε_2 的組合若落於成形極限曲線之上，則代表工件已發生破裂；若 ε_1 與 ε_2 的組合落在成形極限曲線之下，則表示工件處於安全狀態；而中間的帶狀區域稱為臨界區，表示工件在此部份有瀕臨破裂的危險，須加以注意。

有關成形極限圖之研究大致可分為兩個方向，一為以理論來預測 FLD，另一為以實驗方法建立 FLD，本章將利用塑性不穩定準則包含 Swift 擴散不穩定準則(Diffuse instability criterion)及 Hill 局部不穩定準則(Localized instability criterion)，分別用以預測管材於雙軸拉伸態及拉壓狀態下發生頸縮(necking)時之成形極限圖。

3-1 基本假設

本章節所用之塑性力學理論，其基本假設[82]如下：

1. 假設材料為剛塑性體(Rigid-plastic body)，其加工硬化為等向性，忽略彈性應變。
2. 假設材料為不可壓縮性。

3. 忽略材料慣性力、橫向剪應力、彎曲力矩與溫度效應之作用。
4. 假設材料之平均正向異向性(Normal anisotropy)為 \bar{r} ，其值可表示為：

$$\bar{r} = \frac{r_0 + 2r_{45} + r_{90}}{4} \quad (3-1)$$

其中 r_0 、 r_{45} 、 r_{90} 分別為取與管材軸向成 0° 、 45° 、 90° 之試件，作拉伸試驗所測得之異方向性 r 值。

5. 忽略彎曲應力(Bending stress)與厚度方向之應力，視為平面應力態(Plane stress)，且材料遵循一般化的 Hill 新降伏準則：

$$\bar{\sigma}^m = \frac{1}{2(1+r)} \left[(1+2r) \left| (\sigma_{xx} - \sigma_{yy}) \right|^2 + 4\sigma_{xy}^2 \right]^{\frac{m}{2}} + \left| \sigma_{xx} + \sigma_{yy} \right|^m \quad (3-2)$$

3-2 Swift 擴散不穩定準則

依據 Swift[83]所提出之擴散不穩定準則而言，由於外加之負荷產生幾何軟化所導致的等效應力增量，超過應變硬化所產生的等效應力增量時，則塑性不穩定現象即發生。在塑性加工中，從加工硬化及塑性功觀點可知材料的降伏函數 g 為單位體積塑性功 w 的函數，即

$$g = F(w) \quad (3-3)$$

其中， g 又為 σ_1 、 σ_2 平面主應力之函數。將(3-3)取全微分，則得

$$dg = \frac{\partial g}{\partial \sigma_1} d\sigma_1 + \frac{\partial g}{\partial \sigma_2} d\sigma_2 = \frac{dF(w)}{dw} dw = F'(w) (\sigma_1 d\varepsilon_1 + \sigma_2 d\varepsilon_2) \quad (3-4)$$

當負荷沿主應力 σ_1 方向達到最大值時

$$dP_1 = d(\sigma_1 A_1) = \sigma_1 dA_1 + A_1 d\sigma_1 = 0 \quad (3-5)$$

又根據體積不變得

$$-dA/A = dL/L = d\varepsilon_1 \quad (3-6)$$

將(3-6)代入(3-5)得

$$d\sigma_1 = \sigma_1 d\varepsilon_1 \quad (3-7)$$

同理，若負荷沿主應力 σ_2 方向達最大時，則

$$d\sigma_2 = \sigma_2 d\varepsilon_2 \quad (3-8)$$

將(3-7)、(3-8)式代入(3-4)式，得到

$$\frac{\partial g}{\partial \sigma_1} \sigma_1 d\varepsilon_1 + \frac{\partial g}{\partial \sigma_2} \sigma_2 d\varepsilon_2 = F'(w)(\sigma_1 d\varepsilon_1 + \sigma_2 d\varepsilon_2) \quad (3-9)$$

藉由塑性流動法則[77]

$$d\varepsilon_1 = \frac{\partial g}{\partial \sigma_1} d\lambda \quad (3-10)$$

$$d\varepsilon_2 = \frac{\partial g}{\partial \sigma_2} d\lambda \quad (3-11)$$

再將(3-10)、(3-11)式代入(3-9)式，得

$$\sigma_1 \left(\frac{\partial g}{\partial \sigma_1} \right)^2 + \sigma_2 \left(\frac{\partial g}{\partial \sigma_2} \right)^2 = F'(w) \left(\sigma_1 \frac{\partial g}{\partial \sigma_1} + \sigma_2 \frac{\partial g}{\partial \sigma_2} \right) \quad (3-12)$$

另外，在(3-3)式中， g 可視為等效應力 $\bar{\sigma}$ 之函數，所以

$$g(\bar{\sigma}) = F(w) \quad (3-13)$$

將(3-13)式對 $\bar{\sigma}$ 微分，則

$$\frac{dg(\bar{\sigma})}{d\bar{\sigma}} = \frac{dF(w)}{d\bar{\sigma}} = \frac{dF(w)}{dw} \frac{dw}{d\bar{\sigma}} = F'(w) \frac{dw}{d\bar{\sigma}} \quad (3-14)$$

再利用塑性功增量 dw 與等效應力 $\bar{\sigma}$ 及等效應變增量 $d\bar{\varepsilon}$ 之關係式 $dw = \bar{\sigma} d\bar{\varepsilon}$ 代入(3-14)

式，求得

$$F'(w) = \frac{1}{\bar{\sigma}} \frac{dg}{d\bar{\sigma}} \frac{d\bar{\sigma}}{d\bar{\varepsilon}} \quad (3-15)$$

最後將(3-15)式代入(3-12)式，可得(3-16)式

$$\frac{d\bar{\sigma}}{d\bar{\varepsilon}} = \frac{\bar{\sigma}}{Z_d} \quad (3-16)$$

$$\text{其中， } Z_d = \left[\frac{\sigma_1 \frac{\partial g}{\partial \sigma_1} + \sigma_2 \frac{\partial g}{\partial \sigma_2}}{\sigma_1 \left(\frac{\partial g}{\partial \sigma_1} \right)^2 + \sigma_2 \left(\frac{\partial g}{\partial \sigma_2} \right)^2} \right] \frac{dg}{d\sigma} \quad (3-17)$$

由上式可知，當材料應力應變曲線之臨界次切矩達到 Z_d 值(critical subtangent)時，即發

生塑性不穩定。若材料之塑流應力滿足冪次定律 $\bar{\sigma} = K\bar{\varepsilon}^n$ ，則等效應變極限可表示為

$$\bar{\varepsilon} = nZ_d \quad (3-18)$$

3-3 Hill 局部不穩定準則

Hill 提出局部不穩定準則，認為在無伸張之方向(zero extension)，當局部硬化率與厚度方向縮減率達到平衡時，即發生局部不穩定變形。由 Hill[84]假設當發生頸縮現象時，

$$\frac{d\sigma_1}{\sigma_1} = \frac{d\sigma_2}{\sigma_2} = -d\varepsilon_3 \quad (3-19)$$

由體積不變定律 $d\varepsilon_1 + d\varepsilon_2 + d\varepsilon_3 = 0$ ，得到

$$d\sigma_1 = \sigma_1(d\varepsilon_1 + d\varepsilon_2) \quad (3-20)$$

$$d\sigma_2 = \sigma_2(d\varepsilon_1 + d\varepsilon_2) \quad (3-21)$$

將(3-20)、(3-21)式代入(3-4)式中，得

$$(d\varepsilon_1 + d\varepsilon_2) \left(\sigma_1 \frac{\partial g}{\partial \sigma_1} + \sigma_2 \frac{\partial g}{\partial \sigma_2} \right) = F'(w)(\sigma_1 d\varepsilon_1 + \sigma_2 d\varepsilon_2) \quad (3-22)$$

將(3-10)、(3-11)、(3-15)式代入(3-22)式中，得

$$\frac{d\bar{\sigma}}{d\bar{\varepsilon}} = \frac{\bar{\sigma}}{Z_\ell} \quad (3-23)$$

$$\text{其中, } Z_\ell = \frac{\frac{dg}{d\bar{\sigma}}}{\frac{\partial g}{\partial \sigma_1} + \frac{\partial g}{\partial \sigma_2}} \quad (3-24)$$

同樣，若材料滿足冪次定律，則可得等效應變極限為

$$\bar{\varepsilon} = nZ_\ell \quad (3-25)$$

3-4 Hill 一般化新降伏準則

綜合以上準則之推導可知，無論是應用擴散不穩定準則或是局部不穩定準則作成形極限之預測，只要求得對應之次切矩 Z_d 或 Z_ℓ 即可。本研究即利用一般化之 Hill 新降伏準則求取 Z_d 及 Z_ℓ 。在主應力 σ_1 及 σ_2 之作用下，由一般化之 Hill 新降伏準則[85]，可設降伏函數為

$$g = \bar{\sigma}^m = \frac{1}{2(1+r)} \left[(1+2r)|\sigma_1 - \sigma_2|^m + |\sigma_1 + \sigma_2|^m \right] \quad (3-26)$$

由將(3-26)代入(3-17)、(3-24)式可得

$$Z_d = [2(1+r)]^{1/m} \left\{ \frac{(1+2r)(1-\alpha)|1-\alpha|^{m-1} + (1+\alpha)|1+\alpha|^{m-1}}{(1+\alpha) \left[(1+2r)^2 |1-\alpha|^{2m-2} + |1+\alpha|^{2m-2} \right] + 2(1+2r)(1-\alpha)|1-\alpha^2|^{m-1}} \right\} \\ \times \left[(1+2r)|1-\alpha|^m + |1+\alpha|^m \right]^{m-1/m} \quad (3-27)$$

$$Z_\ell = \frac{\frac{dg}{d\bar{\sigma}}}{\frac{\partial g}{\partial \sigma_1} + \frac{\partial g}{\partial \sigma_2}} = \frac{[2(1+r)]^{1/m} \left[(1+2r)|1-\alpha|^m + |1+\alpha|^m \right]^{m-1/m}}{2|1+\alpha|^{m-1}} \quad (3-28)$$

其中 $\alpha = \sigma_2/\sigma_1$ 。由流動法則(3-10)、(3-11)式：

$$d\varepsilon_1 = \frac{\partial g}{\partial \sigma_1} d\lambda = \frac{m}{2(1+r)} \left[(1+2r)|\sigma_1 - \sigma_2|^{m-1} + |\sigma_1 + \sigma_2|^{m-1} \right] d\lambda \quad (3-29)$$

$$d\varepsilon_2 = \frac{\partial g}{\partial \sigma_2} d\lambda = \frac{m}{2(1+r)} \left[-(1+2r)|\sigma_1 - \sigma_2|^{m-1} + |\sigma_1 + \sigma_2|^{m-1} \right] d\lambda \quad (3-30)$$

則主應變比值為

$$\xi = \frac{d\varepsilon_2}{d\varepsilon_1} = \frac{-(1+2r)|\sigma_1 - \sigma_2|^{m-1} + |\sigma_1 + \sigma_2|^{m-1}}{(1+2r)|\sigma_1 - \sigma_2|^{m-1} + |\sigma_1 + \sigma_2|^{m-1}} \quad (3-31)$$

將 $\alpha = \sigma_2/\sigma_1$ 代入(3-31)式可得

$$\alpha = \frac{[(1+2r)|1+\xi|]^{1/m-1} - |1-\xi|^{1/m-1}}{[(1+2r)|1+\xi|]^{1/m-1} + |1-\xi|^{1/m-1}} \quad (3-32)$$

由單位體積塑性功增量定義 $dw = \sigma_{ij} d\varepsilon_{ij} = \bar{\sigma} d\bar{\varepsilon}$ ，則等效應變增量為

$$\begin{aligned} d\bar{\varepsilon} &= \frac{\sigma_1 d\varepsilon_1 + \sigma_2 d\varepsilon_2}{\bar{\sigma}} \\ &= \frac{1}{2\bar{\sigma}} [(\sigma_1 + \sigma_2)(d\varepsilon_1 + d\varepsilon_2) + (\sigma_1 - \sigma_2)(d\varepsilon_1 - d\varepsilon_2)] \\ &= \frac{1}{2} \frac{(\sigma_1 + \sigma_2)(d\varepsilon_1 + d\varepsilon_2) + (\sigma_1 - \sigma_2)(d\varepsilon_1 - d\varepsilon_2)}{\left\{ \frac{1}{2(1+r)} \left[(1+2r)|\sigma_1 - \sigma_2|^m + |\sigma_1 + \sigma_2|^m \right] \right\}^{1/m}} \\ &= \frac{[2(1+r)]^{1/m} \frac{(\sigma_1 + \sigma_2)}{(\sigma_1 - \sigma_2)} (d\varepsilon_1 + d\varepsilon_2) + (d\varepsilon_1 - d\varepsilon_2)}{2 \left[(1+2r) + \left| \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{\sigma_1 - \sigma_2} \right|^m \right]^{1/m}} \end{aligned} \quad (3-33)$$

由(3-29)及(3-30)式可得

$$\frac{\sigma_1 + \sigma_2}{\sigma_1 - \sigma_2} = \left[(1+2r) \left| \frac{d\varepsilon_1 + d\varepsilon_2}{d\varepsilon_1 - d\varepsilon_2} \right| \right]^{1/m-1} \quad (3-34)$$

將(3-34)式代入(3-33)式整理可得主應變增量與等效應變增量之關係[82]

$$d\varepsilon_1 = \frac{2}{[2(1+r)]^{1/m}} \frac{d\bar{\varepsilon}}{\left[|1+\xi|^{m/m-1} + \left(\frac{1}{1+2r}\right)^{1/m-1} |1-\xi|^{m/m-1} \right]^{m-1/m}} \quad (3-35)$$

對(3-35)式積分可得主應變與等效應變之關係

$$\varepsilon_1 = \frac{2}{[2(1+r)]^{1/m}} \frac{\bar{\varepsilon}}{\left[|1+\xi|^{m/m-1} + \left(\frac{1}{1+2r}\right)^{1/m-1} |1-\xi|^{m/m-1} \right]^{m-1/m}} \quad (3-36)$$

因此，如圖 3-2 預測成形極限之流程圖所示，經由實驗所得之 n 值及 r 值，假設 $m=1.4$ 並給定應變路徑比 ξ 值，則可求出臨界次切矩 Z_d 及 Z_ℓ 值。代入(3-18)式及(3-25)式即可得到材料之等效應變極限。最後利用(3-36)式將等效應變極限換算成極限應變值，便可以有系統地預測完整的成形極限曲線。

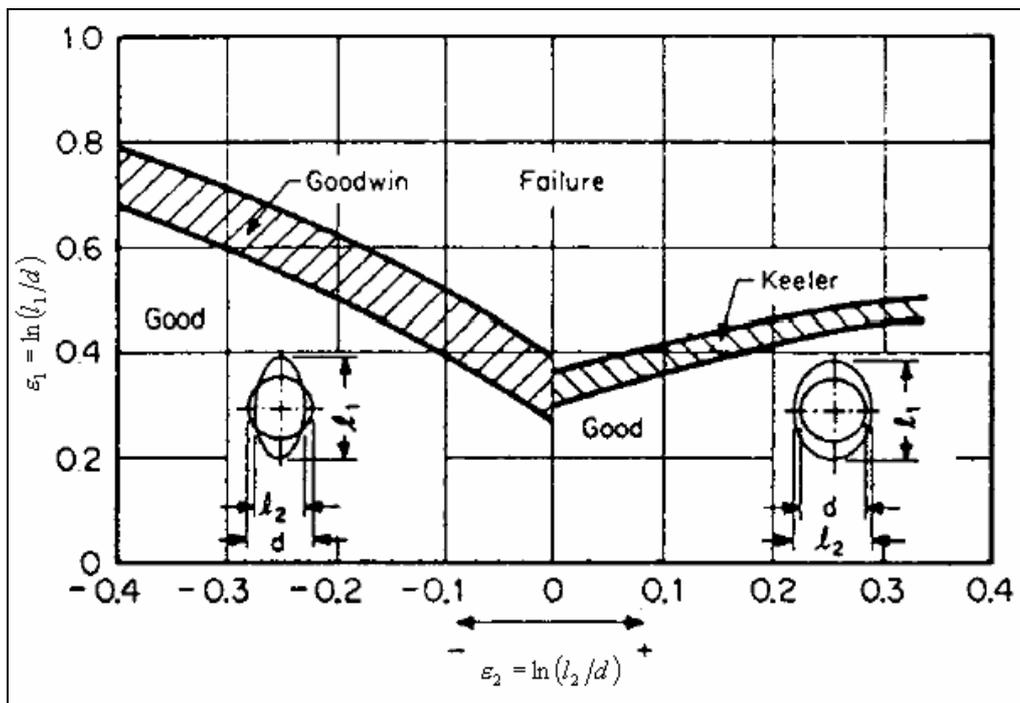


圖 3-1 Keeler-Goodwin 成形極限圖[86]

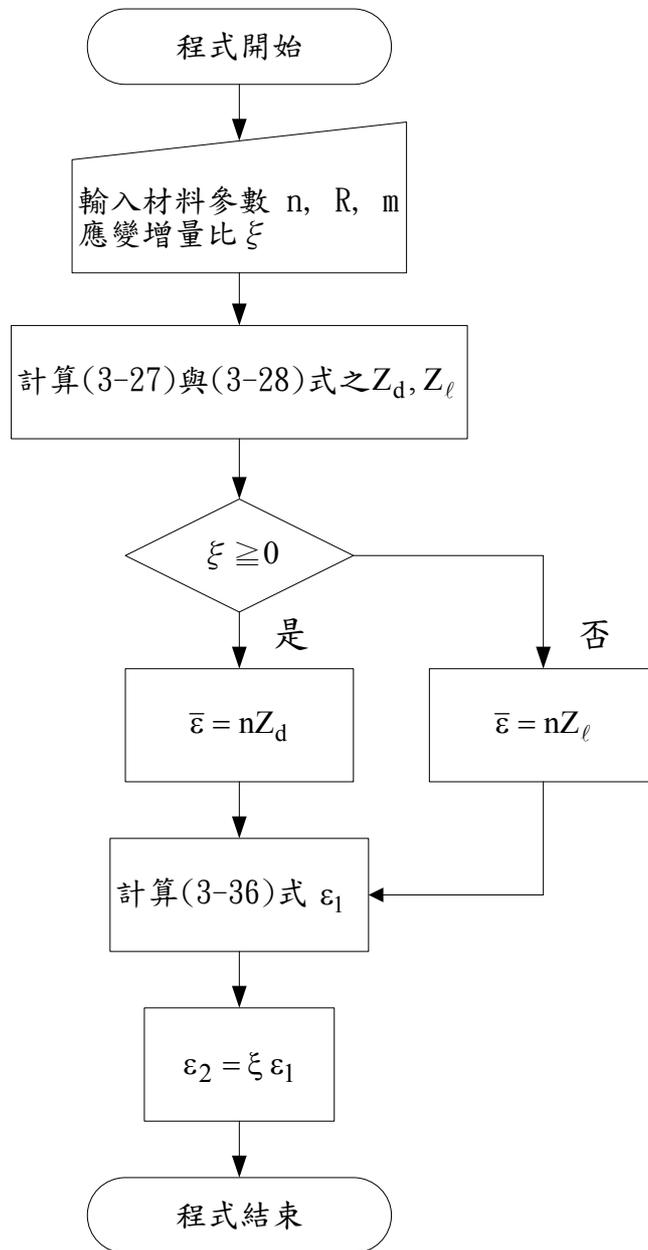


圖 3-2 預測成形極限曲線之流程圖[82]

第四章 單軸拉伸試驗與鼓脹試驗

本章將進行單軸拉伸試驗、無軸向進給之鼓脹試驗以及具有軸向進給之鼓脹試驗。

各實驗目的如下：

(1) 單軸拉伸試驗

利用單軸拉伸試驗求取 AA6011 與 SUS409 管材之塑流應力，以及異方向性 r 值。以便代入本文解析模式及有限元素分析模式中，並進行比較驗證。

(2) 無軸向進給之鼓脹試驗

為與第二章解析結果做比較，將針對 AA6011 與 SUS409 管材進行無軸向進給之鼓脹試驗。將成形壓力、鼓脹高度及極點厚度代入第二章之數學模式，以反推鼓脹試驗下之塑流應力。

(3) 具有軸向進給之液壓鼓脹試驗

針對 AA6011 管材進行具有軸向進給之液壓鼓脹試驗。建立 AA6011 管材材料之成形極限圖。所得結果將與第四章解析模式之成形極限曲線做一比較驗證。

4-1 管材之單軸拉伸試驗

本節首先將進行單軸拉伸試驗以求得管材材料於單軸應力態之塑流應力。此外由於解析模式有考慮異方向性之探討，因此也將藉由拉伸試驗方法求取異方向 r 值以便代入解析模式。

4-1-1 萬能拉伸試驗機

本文之單軸拉伸試驗係使用本校材料所 INSTRON 5582 萬能拉伸試驗機進行拉伸試驗，此萬能拉伸試驗機主要是由試驗機台、油壓系統、控制器以及電腦周邊所組成。

4-1-2 拉伸試片之製作

拉伸試片係由 AA6011 鋁合金管與 SUS409 不銹鋼管上直接截取，為求異方向性 r 值，需準備與管材軸方向夾角 0^0 (子午線方向)與 90^0 (圓周方向)之拉伸試片。首先將管材剖半，由於剖半後之管材為圓弧狀，因此以萬能拉伸試驗機做壓平動作，如圖 4-1 所示，如此即可以 CNC 銑床截取不同方向之拉伸試片。其截取方法為使用 MasterCam 繪圖軟體繪出所需之試片尺寸並轉成 CNC 程式，將此程式輸入 DL-MCV610 CNC 銑床裡，然後進行 CNC 切削加工。其中試片之尺寸係根據 ASTM 之相關規範[88]，尺寸圖如圖 4-2 所示。

4-1-3 異方向性 r 值之求得

金屬材料經由軋軋、擠製等加工製程而產生塑性變形後，會使材料內部晶粒的方向無法均勻分布，通常晶格面會傾向於最大應變方向，造成所謂的織構(texture)或較優取向(preferred orientation)，因此具有較優取向之金屬材料在不同方向會有不同之機械性質，稱之為異方向性材料。在數學式上，異方向性 r 值係以材料受拉伸時寬度方向應變與厚度方向應變的比值來定義

$$r = \frac{\varepsilon_w}{\varepsilon_t} \quad (4-1)$$

其中 ε_w 與 ε_t 分別為寬度與厚度方向之應變值。 r 值的物理意義為材料變薄之阻抗，反應了板金成形時厚度變形的難易程度，當 r 值越大，材料越不容易在厚度方向產生變形，即越不容易變薄或增厚；反之，當 r 值越小，材料越容易在厚度方向產生變形，即越容易變薄或增厚。

為求取異方向性 r 值，將以拉伸試驗機對拉伸試片在頸縮前做不同之拉伸量，分別

為標距內總變形量之 5 %、10 %、15 %、20 %、25 % 以及 30 % 等六種拉伸量。當試片於每一拉量時，利用游標卡尺量測其寬度方向長度與厚度方向之長度，如此即可以下列數學式計算出寬度方向與厚度方向之真應變值

$$\varepsilon_w = \ln\left(\frac{w}{w_0}\right) \quad (4-2)$$

$$\varepsilon_t = \ln\left(\frac{t}{t_0}\right) \quad (4-3)$$

其中 w 與 t 分別為變形後寬度方向與厚度方向長度， w_0 與 t_0 分別為初始寬度方向與厚度方向長度。將量測之六組數據以 $-\varepsilon_w$ 為縱座標及 ε_t 為橫座標作圖，並以最小平方法做線性迴歸，所得斜率即為異方向性 r 值。

4-1-4 材料塑流應力之求得

本文單軸拉伸之塑流應力求得係使用萬能拉伸試驗機進行拉伸試驗，試片經拉伸後所得之數據透過數學式以及最小平方法即可求得塑流應力係數。其實驗方法係將所製作之拉伸試片於萬能試驗機上以等速(3 mm/min)進行拉伸試驗，試驗過程中將紀錄負載與位移等數據於電腦中，其中負載係由試驗機上之 100kN 荷重計量出，位移係由架在試片上之伸長計(extensometer)量測。利用套裝軟體處理以獲得材料之負載與位移關係圖。由拉伸試驗結果所得材料之負載與位移關係圖透過數學關係式即可轉換成工程應力(engineering stress)與工程應變(engineering strain)，此數學關係式為

$$s = \frac{F}{A_0} \quad (4-4)$$

$$e = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (4-5)$$

其中 s 為工程應力， e 為工程應變， F 為負載， A_0 為試片初始截面積， L_0 為試片之標距

長， ΔL 為試片標距內之位移。由真實應力(true stress)與真實應變(true strain)之定義以及根據體積不變定律($AL = A_0L_0$)，可將所得之工程應力與工程應變再轉換成真實應力與真實應變，其轉換關係式為

$$\sigma = \frac{F}{A} = s(1+e) \quad (4-6)$$

$$\varepsilon = \ln\left(\frac{L}{L_0}\right) = \ln(1+e) \quad (4-7)$$

其中 σ 為真實應力， ε 為真實應變。將所得之真實應力與真實應變等數據藉由第三章所述之最小平方法即可求取初始降伏應力(σ_0)、強度係數(K)以及應變硬化指數(n)等塑流應力係數。若考慮異方向性時，則根據 Hill 理論，可將所得 0 度方向之真實應力與真實應變再轉換成等效應力與等效應變，其轉換公式為

$$\bar{\sigma} = \sqrt{\frac{3}{2}} \left(\frac{1 + \frac{1}{r_\phi}}{\frac{1}{r_\theta} + 1 + \frac{1}{r_\phi}} \right)^{1/2} \sigma_\phi \quad (4-8)$$

$$\bar{\varepsilon} = \sqrt{\frac{2}{3}} \left(\frac{\frac{1}{r_\theta} + 1 + \frac{1}{r_\phi}}{1 + \frac{1}{r_\phi}} \right)^{1/2} \varepsilon_\phi \quad (4-9)$$

4-2 管材之液壓鼓脹試驗

本節將進行管材兩端固定無軸向進給之液壓鼓脹試驗，藉由實驗方法可獲得成形壓力與鼓脹高度並繪出其關係曲線，所得結果將與第二章解析模式及有限元素模擬做比較。此外亦將量測管材於各鼓脹程度下之管內成形壓力、管材極點半徑與管材極點厚度，以便代入第二章解析模式求得管材於鼓脹試驗下之塑流應力。

4-2-1 實驗設備

為能進行無軸向進給之液壓鼓脹試驗，將利用本研究室蔡錦文先生所自行設計製作之固定管長液壓鼓脹試驗系統[89]進行實驗，此系統包括管材液壓鼓脹試驗機台(圖 4-3 編號①)、高壓液體供應設備(圖 4-3 編號②)、利用帕司卡原理所設計的 1 比 4 增壓器(圖 4-3 編號③)及 1/2 噸小型吊車(圖 4-3 編號④)等組件，其中高壓液體供應設備之液壓泵最大只能產生壓力為 35 MPa，但液體經由 1 比 4 增壓器將能產生 140 MPa 之高壓。

(1) 液壓鼓脹試驗機台

圖 4-4 為液壓鼓脹試驗機台組立示意圖，其中編號 1 與 2 分別為上封蓋板(upper plate)與下封蓋板(lower plate)，其功能係為結合上固定模(upper fixed die)、下固定模(lower fixed die)及胴身(container)之用。此外下封蓋板有洩油孔之設計，當實驗完成後，胴身內之剩餘液體可由此孔流入回收桶。編號 3 為胴身，其功能為上、下封蓋板結合之用，並可避免管材因高壓破裂時液體瞬間噴出而造成危險。編號 4 與 5 分別為上固定模與下固定模，其功能為固定嵌管模(die insert)與高度墊圈之用，此外為因應管材幾何尺寸與鼓脹長度之變化，只需更換嵌管模與添加或減少高度墊圈即可，而不需更換固定模以降低模具成本。編號 6 與編號 7 分別為上嵌管模與下嵌管模，其功能為固定管材以利進行實驗。編號 8 為試驗管材，置於上、下嵌管模間。編號 9 為優力膠(urethane ring)，其功能為密封管材兩端避免試驗時管內液體洩漏。編號 10 為壓力傳送器，其功能為實驗時由數位式壓力顯示器讀取壓力傳送器所測得之管材成形壓力。編號 11 為長度測量錶(dial gauge)，需配合輔助量測機構固定於胴身，用以量測實驗時管材之鼓脹高度。編號 12 為進壓處(pressure input)。編號 13 為停止閥(stop valve)，當實驗完成後，管內液體可由此處排至回收桶。編號 14 為停止閥 (stop valve)，其功能為排除管內之空氣。

(2) 壓力媒介

液壓油在液壓裝置中除了做為功率之傳輸外，亦可做為滑動件的潤滑、機具之防銹

與散熱等功能，因此選用良好的液壓油對整個液壓裝置的性能及機具之使用壽命是極為重要的。於本實驗中，液壓油之選用以工業界最為廣泛使用的 R 系列循環機油(R32、R46、R68)為主進行實驗，此系列油料係由石蠟基原油精煉而成之高品質潤滑油，具有強韌油膜而不易破壞，且油料中有添加防銹、抗氧化以及抗泡沫等添加劑加強其防銹、抗氧化、制止發生泡沫之性能，為一壽命最長之油料。此系列油料廣用於油環給油之透平機、巨型高壓空氣壓縮機、巨型低速柴油機、各種封閉型齒輪、負荷較大或溫度較高之軸承及液壓系統等之潤滑[90]。表 4-1 為 R32、R46 以及 R68 等循環油之各性值表，由此表可知 R68 在空氣釋放性方面明顯比較差，在總酸價、殘碳量以及氧化試驗方面只比 R32 及 R46 稍差，但在閃火點方面是優於 R32 及 R46，因此採用 R68 循環油進行實驗，此外價格差異亦是選用 R68 的考量之一。

4-2-2 試驗管材之準備

在進行管材之液壓鼓脹試驗前，首先須了解所試驗管材之材料以及尺寸以便設計製作鼓脹成形之相關模具。

(1) 管材材料

本實驗所使用之鼓脹試驗管材為巨大股份有限公司所提供之 AA6011 無縫(seamless)鋁合金管與金屬工業研究發展中心所提供之 SUS409 有縫(seam)不銹鋼管。在管材幾何尺寸方面，AA6011 鋁合金管之長度為 190 mm；平均管徑為 51.91 mm；平均初始管厚為 1.86 mm，而 SUS409 不銹鋼管之長度為 190 mm；平均管徑為 50.86 mm；平均初始管厚為 1.46 mm。

(2) 管材退火處理

在實驗進行之初，曾以 AA6011 鋁合金管進行鼓脹試驗，得知鋁合金管材之再現性不佳，此為提供廠商將鋁合金管退火不完全之故，因此本研究將鋁合金管於 410 °C 高

溫下退火處理後再進行實驗。退火處理之溫度-時間設定方法係將鋁合金管置於加熱爐中加熱至 410 °C 高溫下，持溫 2 小時，然後以每小時 25 °C 之冷卻速度冷卻至 260 °C 後，再爐冷至室溫[91]，如圖 4-5 示。SUS409 不銹鋼管因再現性非常良好，故不需作退火處理。

4-2-3 模具設計與製作

本實驗由於針對廠商所提供之管材進行試驗，與當初所設計之模具幾何尺寸有所差異，因此需重新設計並製作部分模具，包括有上、下進油管、嵌管模、高度墊圈以及優力膠等，如下說明：

(1) 上、下進油管：

上、下進油管，如圖 4-6 所示，為高壓液體流入試驗機台之路徑，亦是本實驗機台於管件受管內液壓鼓脹成形過程中，管材未達破壞前試驗機台最主要之承受壓力部份，可謂是本試驗機台最重要之組件。考慮此進油管在反覆實驗承壓情況，仍不致有破壞變形之產生，本進油管採用材質 SNCM 8 之鎳鉻鉬鋼鋼材，且鋼材經由 HRC 38~40 硬度處理，由機械設計圖表便覽[91]，可查得其抗拉強度為 882.9 MPa 以上。再者，因市場上材料品質並不穩定，因此我們使用較大之安全係數(n=2)，根據厚壁理論[92]，管壁應力與內部應力之關係可得：

$$(\sigma_t)_{\max.} = \frac{(b/2)^2 + (a/2)^2}{(b/2)^2 - (a/2)^2} P = \frac{(36/2)^2 + (6/2)^2}{(36/2)^2 - (6/2)^2} \times 100 = 105.7 \text{ (MPa)}$$

$$(\sigma_r)_{\max.} = -P = -100 \text{ MPa}$$

其中 σ_t 為切線方向之應力， σ_r 為厚度方向之應力，a 為進油管之內徑，b 為進油管之最小外徑，P 為本試驗機台之最大設計壓力，由 Tresca criterion[76]：

$$\sigma_y = \frac{(\sigma_t)_{\max.} - (\sigma_r)_{\max.}}{2} = \frac{105.7 - (-100)}{2} = 102.9 \text{ (MPa)}$$

故可知材料之選擇符合彈性限之要求。

(2) 嵌管模：

為配合 AA6011 鋁合金管外徑 51.91 mm 與 SUS409 不銹鋼管外徑 50.86 mm，本實驗分別設計內徑 52.10 mm 與 51.00 mm 之嵌管模兩組，每組上下對稱，如圖 4-7 所示，分別為

(i) 配合 AA6011 鋁合金管外徑 52.91 mm 之嵌管模，其內徑 52.10 mm，入模半徑 15.00 mm。

(ii) 配合 SUS409 不銹鋼管外徑 50.86 mm 之嵌管模，其內徑 51.00 mm，入模半徑 15.00 mm。

其中嵌管模具入模圓角之設計，其功能為使管材液壓成形過程時材料容易流動至膨脹區。

(3) 高度墊圈：

針對管材兩端固定無軸向進給之液壓鼓脹實驗，鼓脹長度為影響管材成形之重要參數，在實驗進行之初，曾針對鼓脹長度 100 mm、80 mm 以及 60 mm 進行鼓脹實驗，由成形壓力與鼓脹高度圖得知，鼓脹長度越大，管材之成形性越不佳，因此本實驗將以鼓脹長度為 60 mm 進行鼓脹之實驗。為配合達到改變管材鼓脹長度之目的，需設計兩種 10 mm 之高度墊圈，一種為置於嵌管模下用以墊高嵌管模，另一種為置於管內優力膠下用以墊高優力膠，為配合本試驗之鋁合金管與不銹鋼管之內徑，僅需另外設計管內之高度墊圈 10 mm 兩組(上下對稱)，如圖 4-8 所示，分別為

(i) 配合 AA6011 鋁合金管內徑 48.19 mm 之高度墊圈，其外徑為 48.00 mm。

(ii) 配合 SUS409 不銹鋼管內徑 47.94 mm 之高度墊圈，其外徑 47.40 mm。

(4) 優力膠

優力膠主要功能為密封管材兩端之用，其作用示意圖如圖 4-9 所示，藉由上、下進

油管因螺帽緊鎖而對優力膠產生軸向壓力，致使優力膠往圓周方向擴張變形，使得液體注入之初能緊密填充於進油管與管材之間而達到密封之目的。待管材內充以高壓後，此高壓液體亦能產生軸向壓力使得優力膠更能產生徑向變形，因此在高壓狀態仍能保持良好密封效果。為配合試驗之鋁合金管與不銹鋼管，本實驗所用之優力膠亦設計兩組，上下對稱，如圖 4-10 所示，分別為

(i) 配合 AA6011 鋁合金管內徑 48.19 mm 之優力膠，其外徑為 48.00 mm，高度為 20.00 mm。

(ii) 配合 SUS409 不銹鋼管內徑 47.94 mm 之優力膠，其外徑 47.40 mm，高度為 20.00 mm。

4-2-4 量測儀器說明

在進行管材之液壓鼓脹試驗時必須有輔助之量測儀器，藉以測得數學模式所須之成形壓力、管材極點半徑、管材極點厚度以及鼓脹高度等數據，本實驗所使用之量測元件有長度測量錶、輔助長度測量錶量測鼓脹高度之機構、壓力傳送器、厚度量測機構、數位式游標卡尺以及曲率量測機構等，茲介紹如下：

(1) 長度測量錶(dial gauge)

長度測量錶係為量測管材鼓脹高度之用，本實驗所使用之長度測量錶最大可量測 20 mm，其精度為 0.001 mm。

(2) 輔助長度測量錶量測鼓脹高度之機構

為防止管材因高壓鼓脹而至破裂時洩漏之瞬間高壓液體損壞長度測量錶，自行設計製作一輔助長度測量錶量測鼓脹高度之機構，如圖 4-11 所示，其固定於機台胴身上，量測情形如圖 4-12 所示。此外，為避免管材於鼓脹變形時最大鼓脹高度點不在管材中點，因此在輔助機構前端有一直徑 20 mm 圓盤之設計。

(3) 壓力傳送器(pressure transducer)

在進行實驗之初，曾以 25 MPa 壓力錶量測管材之成形壓力，其最小刻度為 0.5 MPa，然而因鋁合金管成形壓力不大(約 6~8 MPa)，與最小刻度相較以及人工目測之下將造成 10~20 %之實驗誤差，因此本實驗使用最大承受 75 MPa 之壓力傳送器及一數位顯示器進行量測成形壓力，如圖 4-13 所示，其精度可達 0.01 MPa，藉由壓力傳送器讀取壓力同時顯示於數位顯示器之方式，將可方便讀取節省時間以及降低最小刻度所造成之誤差。

(4) 厚度量測機構

本實驗為量測管材鼓脹時之極點厚度，將配合精度 0.001 mm 之數位式長度測量錶，設計並製造一厚度量測機構，如圖 4-14 所示，此厚度量測機構可量測管深 110 mm 處之管材厚度。與超音波測厚裝置相較之下，此機構具有量測簡單迅速與價格便宜之優點，然而無法如超音波測厚裝置能夠於管材成形過程中做及時之量測。

(5) 數位式游標卡尺

數位式游標卡尺係為量測管材成形前後之管材直徑用，其最大可量測長度 150 mm，精度為 0.01 mm。

(6) 曲率量測機構

由本文所得之塑流應力之研究為與文獻做比較，設計並製造了一配合數位式長度測量錶之曲率量測機構，此曲率量測機構係使用不銹鋼材質利用 CNC 銑床製作而成，藉由此曲率量測儀器將可量測管材成形後極點處之曲率半徑，在量測前需先作歸零動作，再進行量測，如圖 4-15 所示。

(7) 車床

為驗證第二章假設中管材於鼓脹區(管材尚未與模具接觸部分)之外形是否近似橢圓球薄殼曲面，本文係將 AA6011 鋁合金管與 SUS409 不銹鋼管鼓脹至一程度後，取出

管材並將其固定於車床，藉由車床具平面移動功能並配合數位式量錶，沿著管材軸方向量取鼓脹之外形。

4-2-5 管材無軸向進給之鼓脹試驗步驟

進行管材之液壓鼓脹試驗時之操作步驟如下：

1. 依據管材外徑尺寸與欲成形之鼓脹長度裝設嵌管模及墊圈於固定模上。
2. 置入實驗管材於嵌管模內徑，利用吊車蓋上上封蓋板，並緊鎖結合螺栓。
3. 鎖緊上、下進油管螺帽，使管材成密封狀態。
4. 關上試驗機台下方停止閥，並打開上方之停止閥以利排除管內氣體。
5. 切換三位電磁換向閥到閥位 A 進油，至排氣孔溢出少許油料後停止。
6. 關上上方停止閥，裝上鼓脹高度輔助機構，並穩固長度測量錶且使指針歸零。
7. 切換三位電磁換向閥到閥位 B 進油，調整流量調節閥至適當流量，使增壓器作動，對管材內部充以高壓。
8. 在成形過程中，每間隔鼓脹高度 0.1 mm 需同步紀錄壓力顯示器上之成形壓力及長度測量錶上之鼓脹高度數值。
9. 當管材成形至一適當程度之鼓脹高度時，則停止充壓，打開機台下方停止閥使管材洩壓，剩餘油料流回回收桶。其中適當程度之鼓脹高度，以管材破裂時之鼓脹高度為 7 mm 為例，則每一鼓脹程度即為 1 mm 左右。
10. 鬆開上、下進油管螺帽，利用吊車打開上封蓋，取出管材。
11. 量測管材之極點厚度、極點直徑以及極點曲率半徑。

如此將此根管材成形至 5~7 個鼓脹程度，並紀錄 5~7 組數據，每組數據包括有鼓脹高度、成形壓力、管材之極點厚度、極點半徑以及極點曲率半徑等。

4-3 管材之成形極限試驗

由於板材與管材之成形方式有所不同，所得之成形極限圖將略有差異，一般而言在建立成形極限圖時，成形方式需具備有三種，如圖 4-16 所示，第一象限中 ε_1 、 ε_2 均為正值，工件屬於雙軸拉伸的狀態，為製程中的張伸成形；第二象限中 ε_2 為負值、 ε_1 為正值，為製程中的拉壓成形；而中間縱軸的部份，由於 $\varepsilon_2 = 0$ ，則屬於平面應變的狀態。本節將針對管材以具有軸向進給之液壓成形方式建立成形極限圖，其建立方法係以改變不同負載路徑方式對管材進行具有軸向進給之液壓鼓脹試驗。進行試驗之前，必須對管材作網格蝕刻，從成形後之網格的變形以決定應變。成形後之管材將以影像處理進行網格量測，最後繪成以縱軸為最大主應變量(ε_1)，橫軸為最小主應變量(ε_2)之成形極限圖，所得結果將與第四章成形極限圖之理論結果做一比較。

4-3-1 負載路徑之決定

為求得左半部之成形極線圖，將藉由改變負載路徑方式對管材進行具有軸向進給之液壓鼓脹成形以得到不同之應變路徑($\xi = -0.1, -0.2, -0.3, -0.4$)。為得到不同應變路徑之負載路徑，本文將使用有限元素軟體 LS-DYNA 配合自行撰寫之副程式以控制管材極點處之應變路徑等於-0.1、-0.2、-0.3、-0.4 之方式而得到相對應之負載路徑[93]，其控制程式流程圖如圖 4-17 所示。所得模擬之應變路徑與負載路徑結果分別如圖 4-18 與圖 4-19 所示。此負載路徑將輸入液壓控制系統進行具有軸向進給之液壓鼓脹成形試驗。

4-3-1 實驗設備

為求得第二象限之成形極限圖，此部份屬於拉壓區，因此將利用本研究室王之佑先生[94]與林子權先生[95]所自行設計之具有軸向進給液壓鼓脹試驗系統進行實驗，此系統包括具有軸向進給液壓鼓脹試驗機台、增壓器、液壓控制系統如圖 4-20 所示，其最

大容許內壓力為 70 MPa，軸向推力可達 24 噸。具有軸向進給液壓鼓脹試驗機台之簡介如下：

圖 4-21 為具有軸向液壓鼓脹試驗機台組立示意圖，其中編號 1 與編號 2 分別為嵌管上模與嵌管下模，其功能為固定管材以利進行實驗。編號 3 為試驗管材，置於嵌管上模與嵌管下模間。編號 4 為優力膠(urethane ring)，其功能為密封管材兩端避免試驗時管內液體洩漏。編號 5 為進油管，其功能為液壓油將於進油管上之進油口(編號 6)輸入高壓至管內，此外結合套筒(編號 7)並藉由連接頭(編號 8)與液壓缸(編號 9)做連結將具有進給管材之功能。

4-3-2 試驗管材之準備

(1) 管材材料

本文之成形極限試驗將針對 AA6011 鋁合金管進行研究，所使用之管材與無軸向進給鼓脹試驗之鋁合金管材為同一批材料。管材之幾何尺寸如下：長度為 190 mm；平均管徑為 51.91 mm；平均初始管厚為 1.86 mm。

(2) 管材之退火處理

本試驗所使用管材亦需先經過退火處理，其理由與退火溫度設定與 4-2-2 節相同，將鋁合金管置於加熱爐中加熱至 410 °C 高溫下，持溫 2 小時，然後以每小時 25 °C 之冷卻速度冷卻至 260 °C 後，再爐冷至室溫。

(3) 電化學網格蝕刻

為量測管材變形後之最大主應變量與最小主應變量，本實驗將對退火後之管材進行網格蝕刻。本試驗所使用之網格形狀為圓形，管材經液壓成形後，圓形網格將變形為橢圓形，此時即可量測橢圓形網格之長軸長度與短軸長度，再配合原始圓形網格之直徑透過公式即可求得該網格點之長軸應變(最大主應變)與短軸應變(最小主應變量)。本試驗

對管材蝕刻之儀器為 LECTROETCH V45A 型電化學蝕刻機、蝕刻液、清潔液、棉墊、滾輪、承墊以及圓形之網格蝕刻樣板。蝕刻時先將試件表面擦拭乾淨，放在鋁製承墊上，再將網格蝕刻樣板放置其上，於其上方放置含適量腐蝕液之棉墊，如圖 4-22 所示。其網格蝕刻步驟如下：

1. 在進行管材蝕刻時，先將管材表面以最細顆粒之砂紙磨光並清洗乾淨，此步驟主要避免管材蝕刻不明顯。
2. 磨光清洗管材後，將網格蝕刻樣板包捲管材並放置於承墊上。
3. 於網格蝕刻樣板上放置含適量腐蝕液之棉墊，此時網格蝕刻機上選定交流電形式後再將正負電極分別接於承墊及滾輪。
4. 以適當速度將滾輪滾過棉墊後，蝕刻便完成。
5. 最後須將管材以清潔液沖洗乾淨並擦拭烘乾，即完成管材之網格蝕刻。

上述之電化學網格蝕刻流程圖如圖 4-23 所示。

4-3-3 模具之設計與製作

本試驗由於針對廠商所提供之管材進行試驗，與原來所設計之模具幾何尺寸有所差異，因此需重新設計並製作部分模具，包括有推桿、推桿與液壓缸間之連接頭、嵌管模以及優力膠等，如下說明：

(1) 推桿

本試驗推桿有左、右兩組，每組設計有兩部分，一為進油管，另一為推桿套筒，如圖 4-24 所示，進油管為高壓液體流入管材內部之路徑，亦是管材未達破壞前試驗機台最主要之承受壓力部份，可謂是本試驗機台最重要之組件，此外考慮進油管在反覆實驗承壓情況，仍不致有破壞變形之產生，本進油管採用材質 SNCM 8 之鎳鉻鉬鋼鋼材，且鋼材經由 HRC 38~40 硬度處理，由機械設計圖表便覽[91]，可查得其抗拉強度為

90kgf/mm² (882.9 MPa) 以上。再者，因市場上材料品質並不穩定，因此我們使用較大之安全係數(n=2)，根據厚壁理論[93]，管壁應力與內部應力之關係可得：

$$(\sigma_t)_{\max.} = \frac{(b/2)^2 + (a/2)^2}{(b/2)^2 - (a/2)^2} P = \frac{(36/2)^2 + (6/2)^2}{(36/2)^2 - (6/2)^2} \times 70 = 74 \text{ (MPa)}$$

$$(\sigma_r)_{\max.} = -P_i = -70 \text{ (MPa)}$$

其中 σ_t 為切線方向之應力， σ_r 為厚度方向之應力， $a=6$ mm 為進油管之內徑， $b=36$ mm 為進油管之最小外徑， $P_i=70$ MPa 為本試驗機台之最大設計壓力，由 Tresca criterion[76]：

$$\sigma_y = \frac{(\sigma_t)_{\max.} - (\sigma_r)_{\max.}}{2} = \frac{74 - (-70)}{2} = 72 \text{ (MPa)}$$

故可知材料之選擇符合彈性限之要求。推桿之套筒所使用材質亦是 SNCM 8 之鎳鉻鉬鋼材，其作用為：一、提供優力膠之軸向壓力使優力膠往圓周方向擴張而達到管材油封之目的；二、由於套筒外徑與管材外徑相同，因此將做為推擠管材末端以提供軸向進給。由於推桿必須推入模具內部，為使推桿順利進入模內並減少摩擦力，因此在套筒前緣處做一導角設計，此外套筒外徑將與模具內徑接觸，其表面精度與強度相當重要，因此需將套筒外徑表面做一熱處理以增強其強度。

(2) 推桿與液壓缸間之連接頭

本試驗為具有軸進給試驗，其所需之軸向作用力為使用液壓缸，為使推桿與液壓缸軸心配合，於是設計兩組連接頭，每組具有兩部份，分別為公、母接頭。公接頭之一端為連接推桿用，另一端為連接母接頭且端面具有圓弧之設計，此圓弧中心將與液壓缸軸心端面接觸因而能使推桿於試驗過程中能自動校正中心；而母接頭之一端為連接液壓缸軸心用，另一端則為連接公接頭用，如圖 4-25 所示。藉由此連接頭將能於試驗過程中順利推擠並自動對心，並且能於試驗後順利將推桿移出管內。

(3) 嵌管模

為配合 AA6011 鋁合金管外徑 51.91 mm，本實驗設計內徑 52.1 mm、入模半徑 15 mm 且左右對稱之嵌管模一組，每組分為上下模兩部分，如圖 4-26 所示。下模將固定於試驗平台，而上模則以螺絲鎖於下方部分，且皆具模圓角之設計，其功能為使管材液壓成形過程時材料容易流動至鼓脹區。

(4) 優力膠

優力膠主要目的為使管材達到油封，用於具有軸向進給之試驗時之油封方式為藉由左、右進油管因螺帽緊鎖而對優力膠產生軸向壓力，致使優力膠往圓周方向擴張變形，使得液體注入之初能緊密填充於進油管與管材之間而達到密封之目的，其作用示意圖如圖 4-27 所示。本試驗所需之優力膠為一組兩個，其尺寸與無軸向進給之液壓鼓脹試驗一樣，外徑為 48.00 mm，高度為 20.00 mm。

4-3-4 管材具有軸向進給之液壓鼓脹試驗步驟

進行管材之具有軸向進給液壓鼓脹試驗之操作步驟如下：

1. 將試驗管材置入於嵌管下模中。
2. 組裝進油管、優力膠以及套筒。
3. 將推桿與接頭結合，並將接頭轉緊於液壓缸。
4. 打開馬達電源開關。
5. 驅動兩液壓缸前進直到推桿頂住管材兩端。
6. 蓋上嵌管上模，並鎖緊結合螺栓。
7. 將套筒鎖緊，使管材成密封狀態。
8. 開始進油至管內空氣已完全排除後停止。
9. 輸入負載路徑於液壓控制系統後開始控制壓力與進給。
10. 成形完成，鬆開螺絲。

11. 鬆開套筒，解除密封狀態並將液壓缸退後。
12. 打開嵌管上模，取出管材成品。

表 4-1 R32、R46 以及 R68 等循環油之性質表

號別	Grade No.	R32	R46	R68
美制比重	Gravity, API, 15.6°C	30.9	29.8	29.1
黏 度	Viscosity, Kin., cSt @40°C	31.56	45.65	67.1
黏 度	Viscosity, Kin., cSt @100°C	5.35	6.78	8.74
黏度指數	Viscosity Index	102	102	102
流 動 點	Pour Point, °C	-15	-15	-15
閃 火 點	Flash Point, COC, °C	226	242	260
顏 色	Color, D1500	L0.5	L1.0	L1.5
總 酸 價	TAN, mgKOH/g	0.10	0.11	0.12
殘 碳 量	Carbon Residue, Rams., %	0.06	0.07	0.10
乳化試驗	Emulsion, 54°C, 40-40-0, min	15	15	15
氧化試驗	Oxidation, D943, hrs	4000	4000	3500
	Oxidation, D2272, min	480	450	430
空氣釋放性	Air Release, 50°C, min	3	4	6
產品編號	Product No.	LA60341	LA60342	LA60343

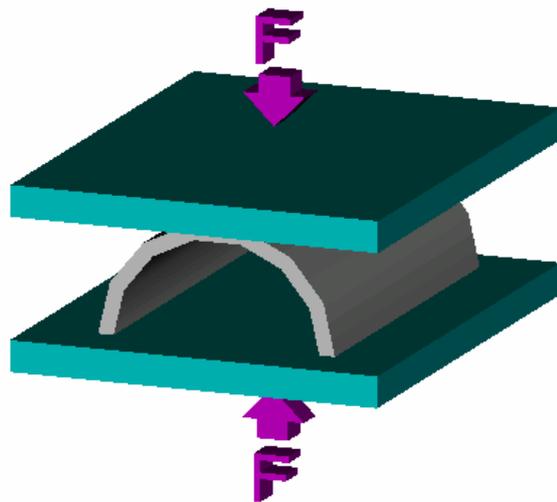
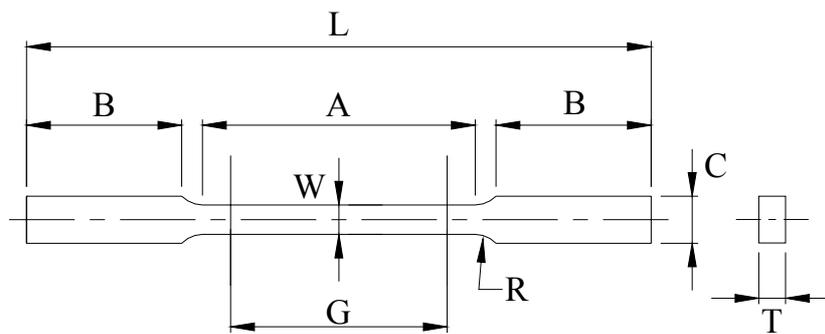


圖 4-1 剖半管材之壓平示意圖



	標準試片 12.5 mm寬	小型試片 6 mm寬
G-標距長	50.00±0.10	25.00±0.10
W-寬	12.50±0.05	6.00±0.05
T-厚	< 12.5	< 6
R-內圓角半徑	12.5	6
L-全長	200	100
A-減縮段長	57	32
B-夾頭段長	50	30
C-夾頭段長	20	10

圖 4-2 拉伸試片尺寸圖

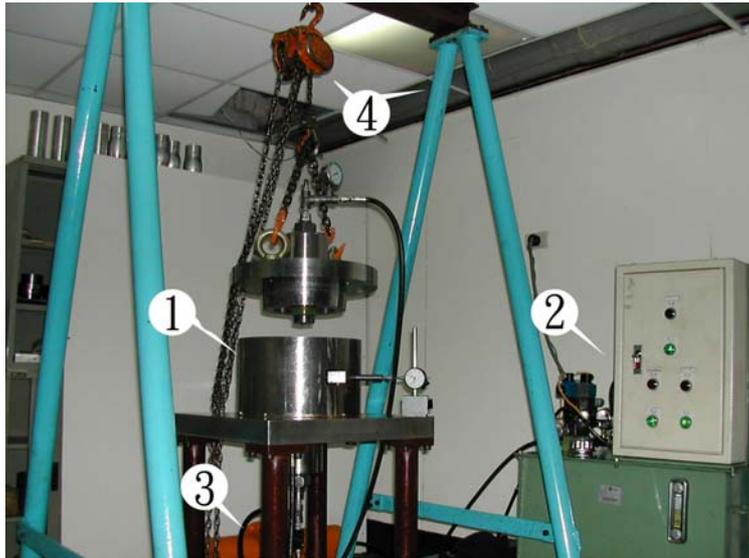
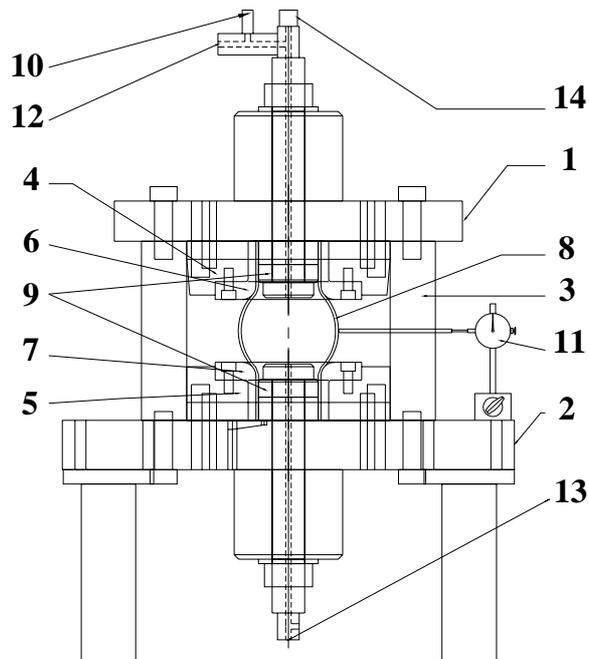


圖 4-3 固定管材液壓鼓脹試驗系統



- | | |
|---------------------|-------------------------|
| 1. Upper plate | 8. Tube |
| 2. Lower plate | 9. Urethane ring |
| 3. Container | 10. Pressure transducer |
| 4. Upper fixing die | 11. Dial gauge |
| 5. Lower fixing die | 12. Pressure input |
| 6. Upper die insert | 13. Pressure relief |
| 7. Lower die insert | 14. Relief valve |

圖 4-4 液壓鼓脹試驗機台組立示意圖

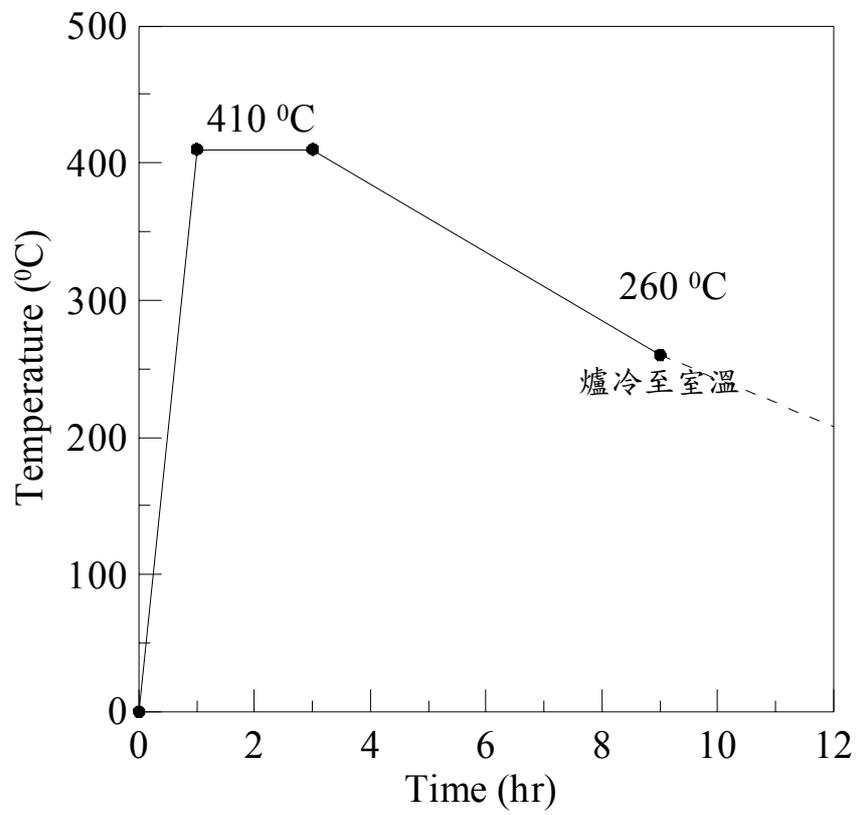
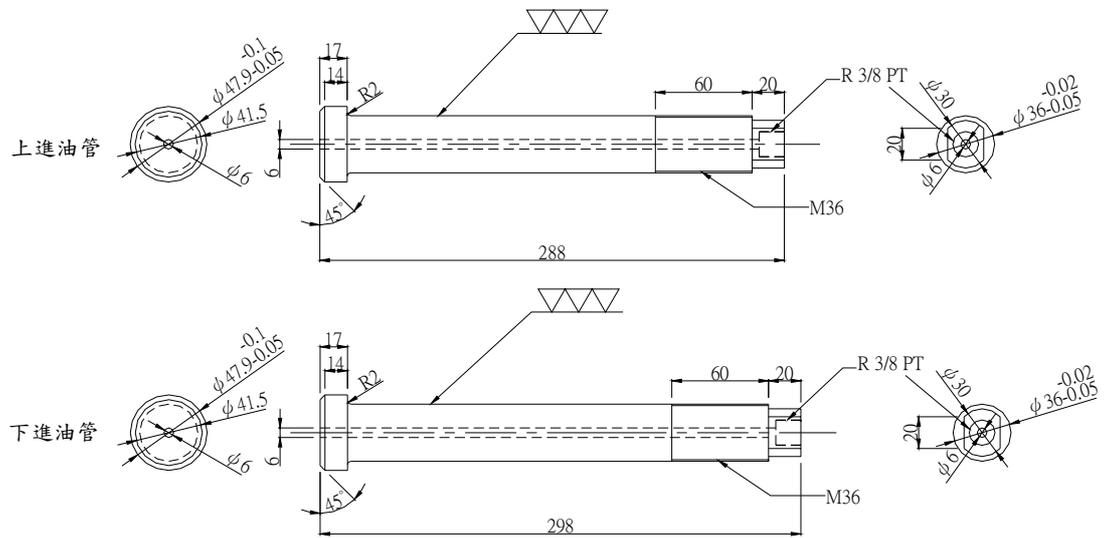


圖 4-5 退火溫度與時間關係

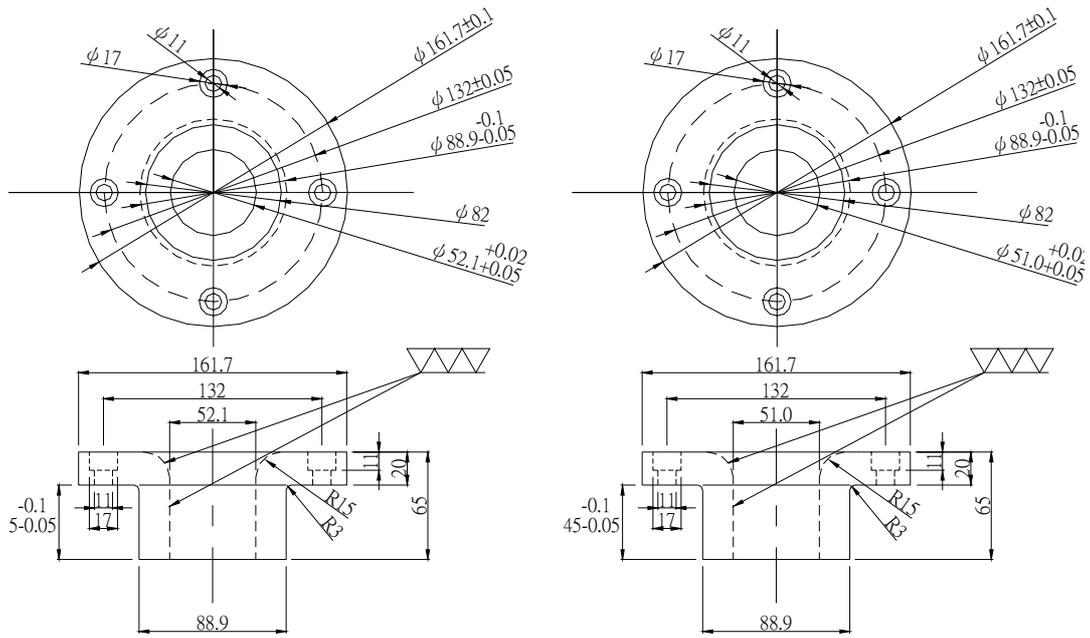


(a)



(b)

圖 4-6 上、下進油管(a)尺寸圖，(b)實體照片



內徑52.1mm
(AA6011鋁合金管用)

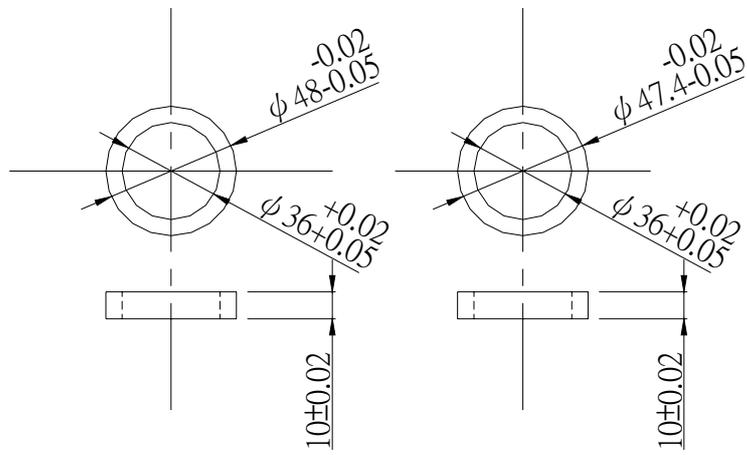
內徑51.0mm
(SUS409不銹鋼管用)

(a)



(b)

圖 4-7 嵌管模(a)尺寸圖；(b)實體照片



配合鋁合金管用 配合不銹鋼管用

(a)



(b)

圖 4-8 高度墊圈(a)尺寸圖；(b)實體照片

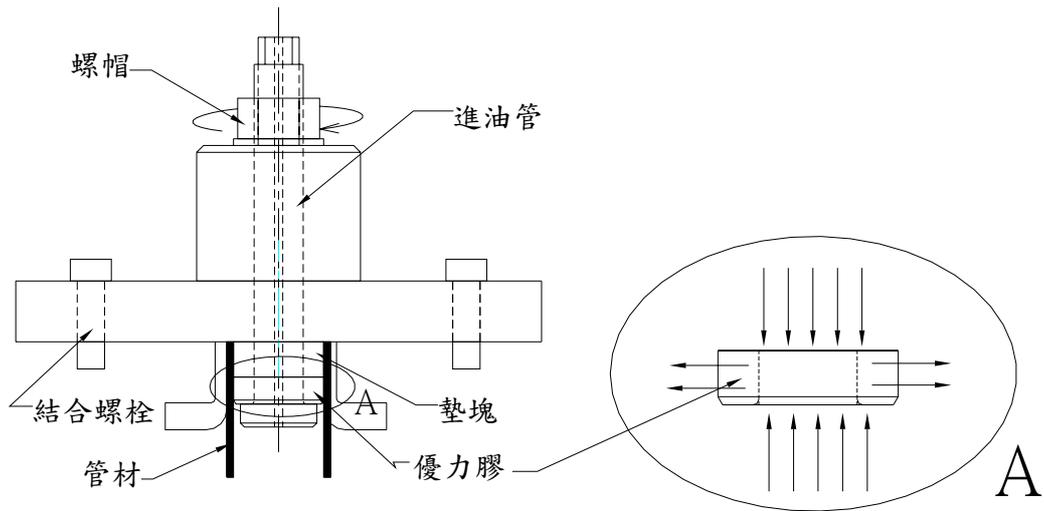
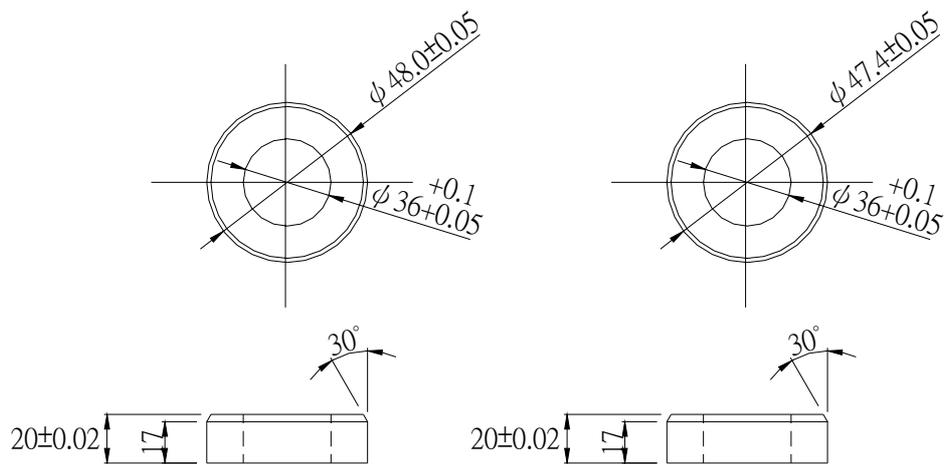


圖 4-9 優力膠受力示意圖



(a)



配合鋁合金管用

配合不銹鋼管用

(b)

圖 4-10 優力膠(a)尺寸圖；(b)實體照片



圖 4-11 輔助長度測量錶量測鼓脹高度之機構



圖 4-12 管材鼓脹高度之量測情形



圖 4-13 壓力傳送器與數位顯示器之實體照片

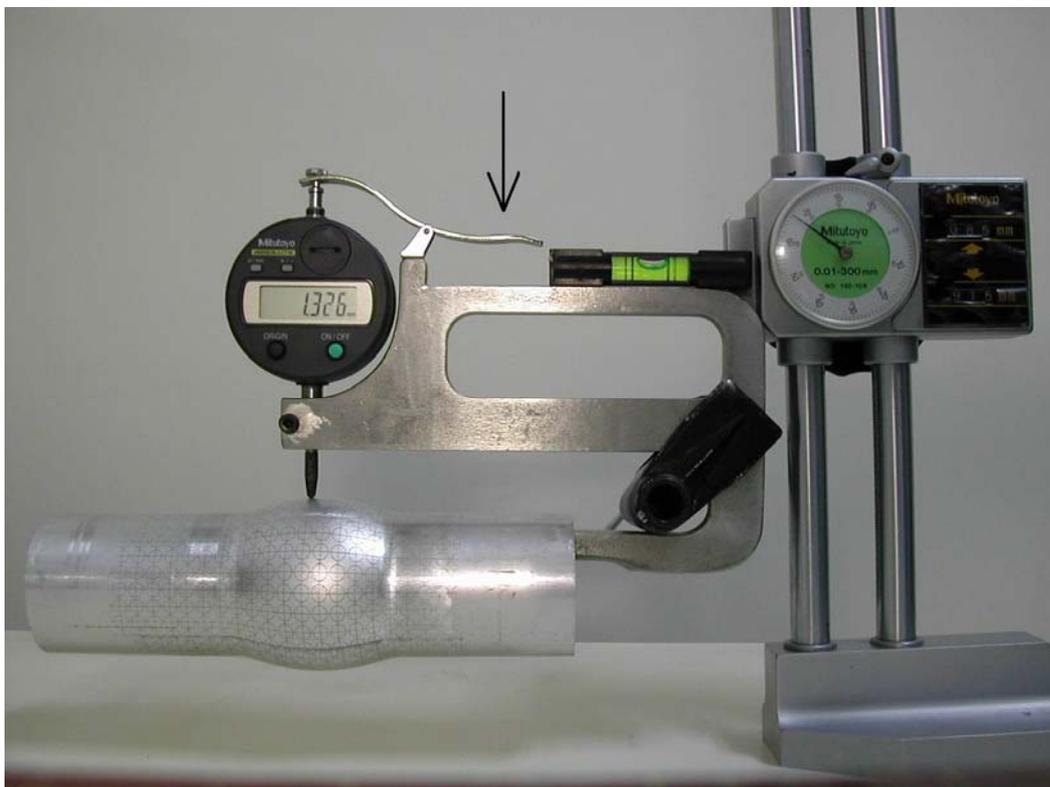


圖 4-14 厚度量測機構示意圖



(a)

(b)

圖 4-15 曲率量測機構示意圖(a)歸零動作；(b)量測情形

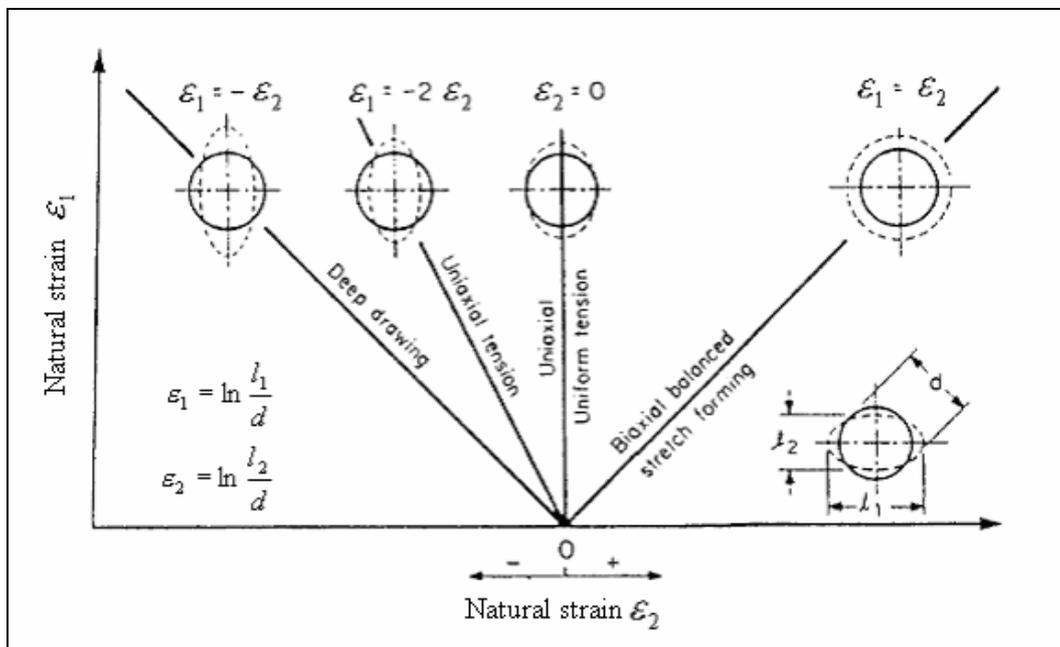


圖 4-16 變形後網格在成形極限圖中之相對位置[86]

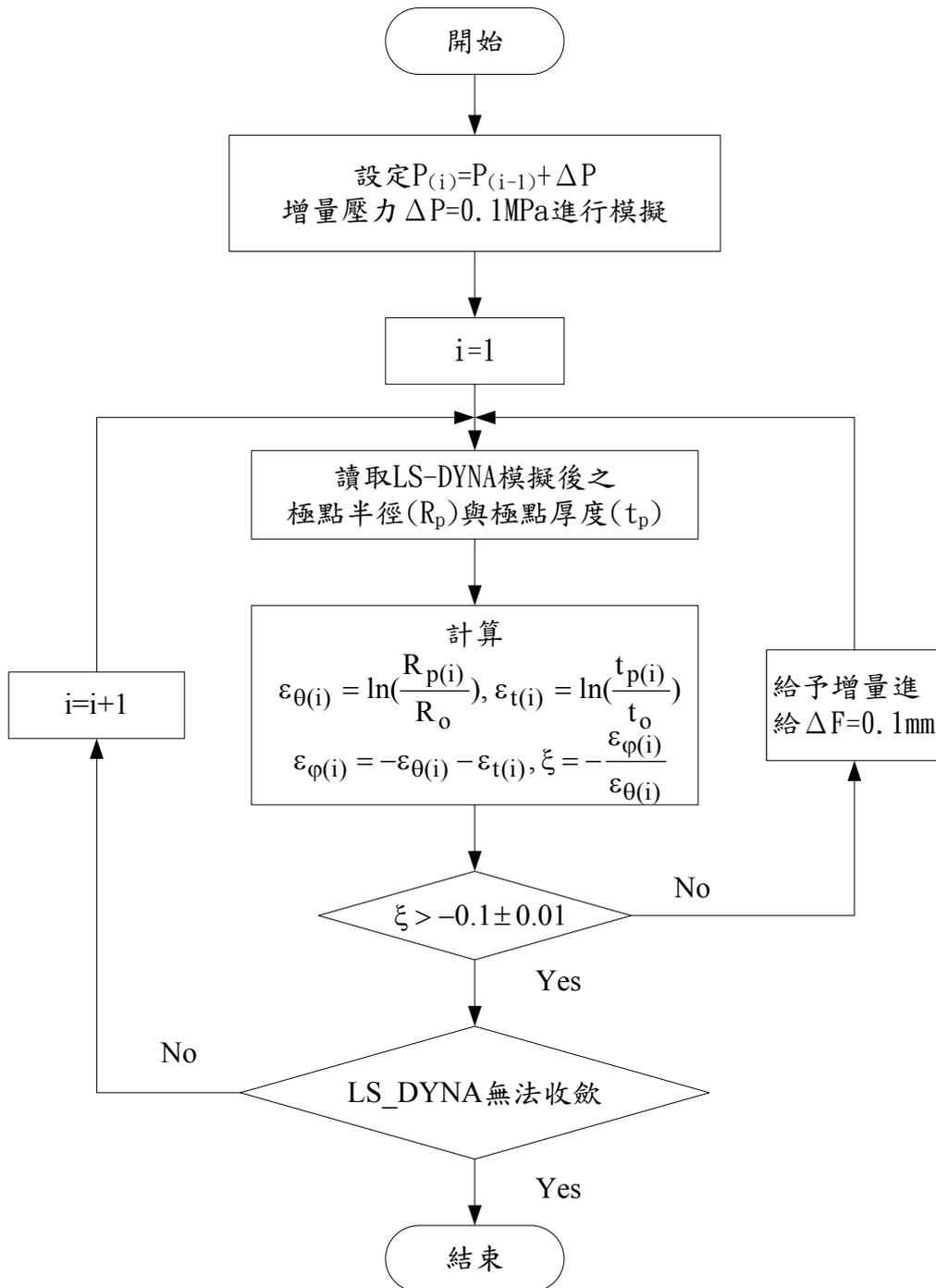


圖 4-17 配合 LS-DYNA 控制應變路徑之程式流程圖

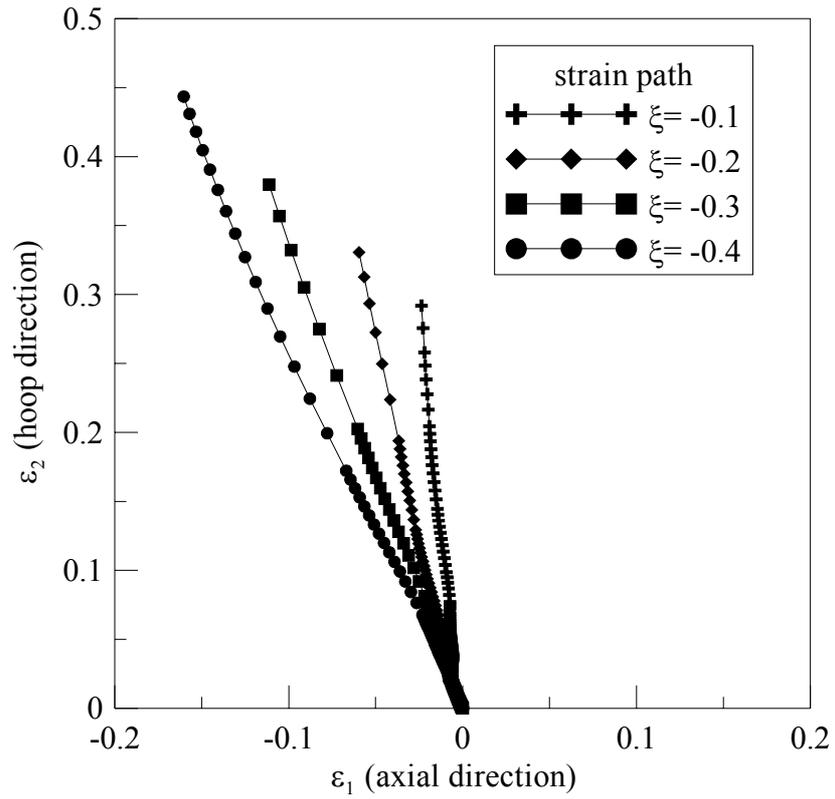


圖 4-18 控制所得應變路徑之結果

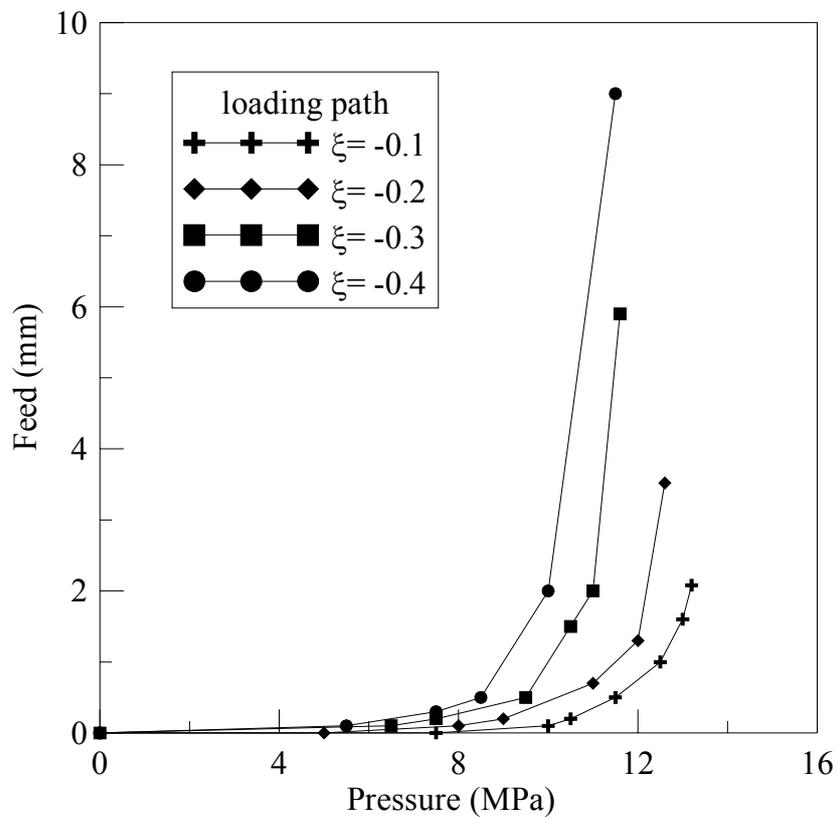


圖 4-19 控制所得之負載路徑

No	Description	Quantity	No	Description	Quantity
1	嵌管上模	2	2	嵌管下模	2
3	管材	1	4	優力膠	2
5	進油管	2	6	進油口	2
7	套筒	2	8	連接頭	2
9	液壓缸	2	10	平台	1
11	機台	1			

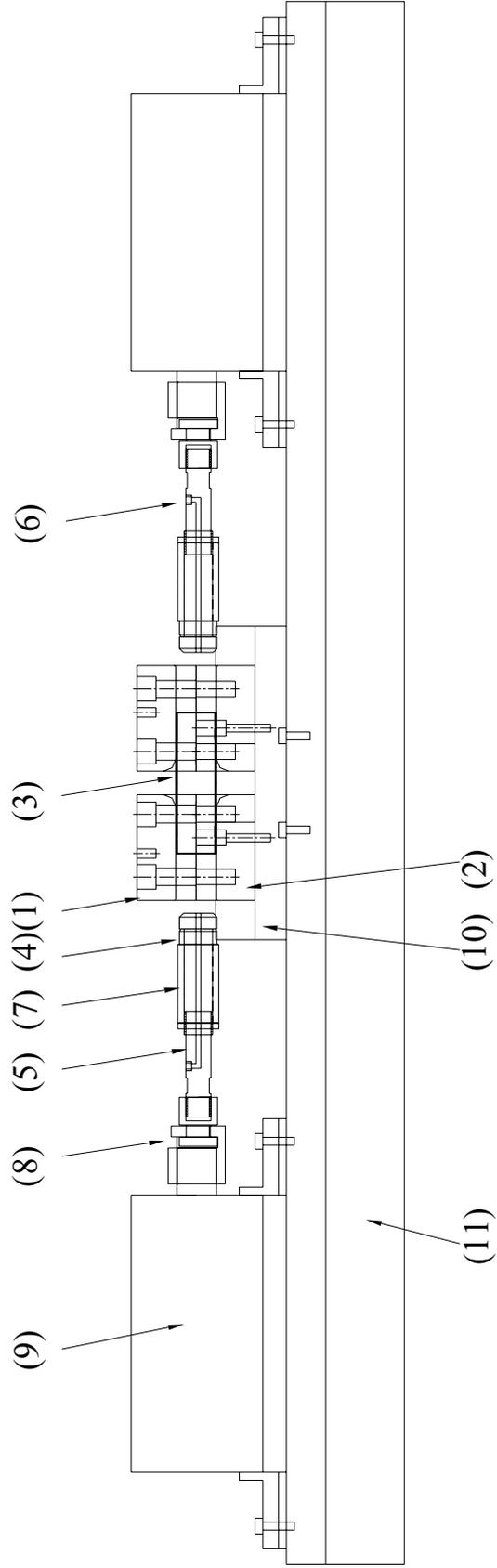


圖 4-20 液壓成形試驗機台

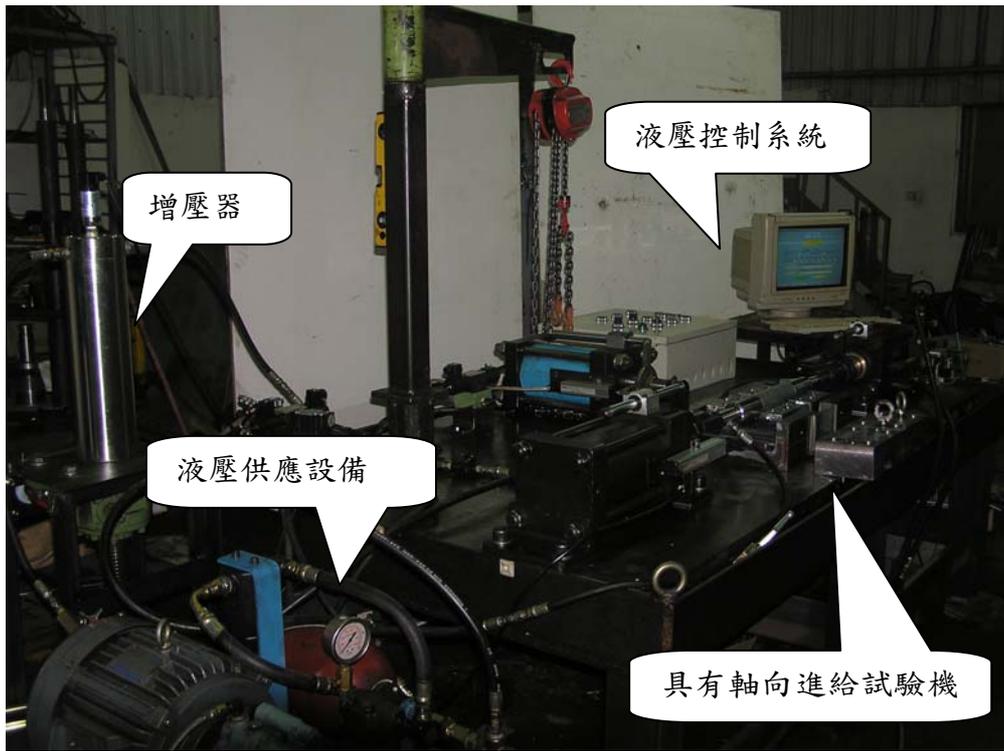


圖 4-21 具有軸向進給之液壓成形系統

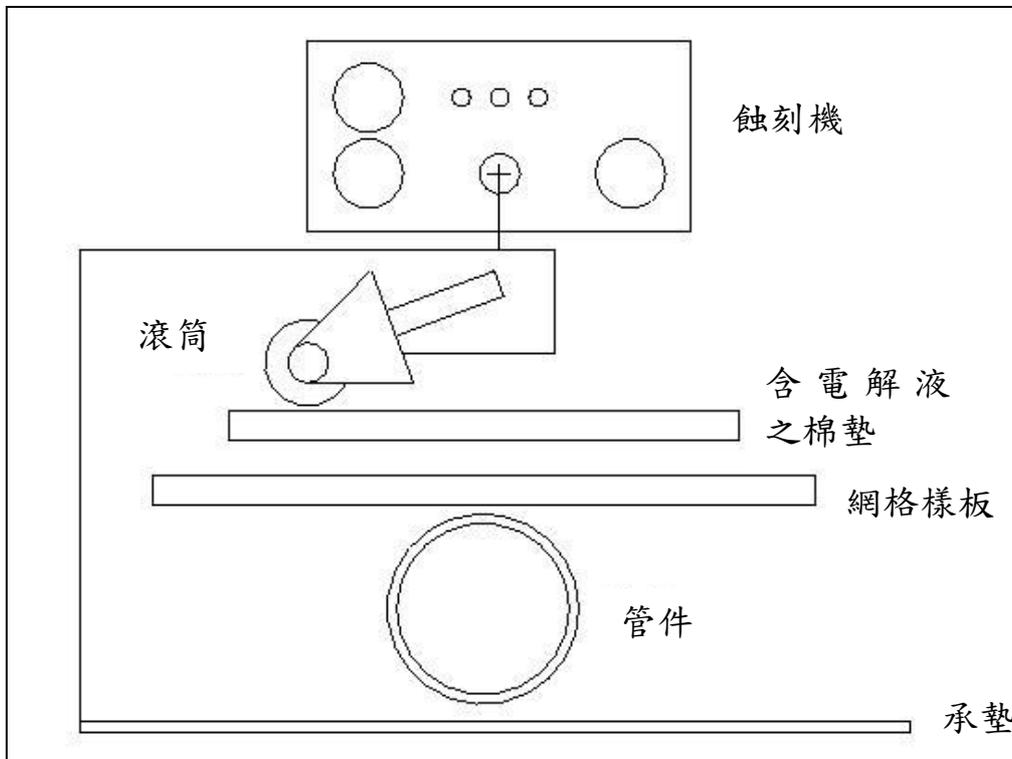


圖 4-22 網格蝕刻示意圖

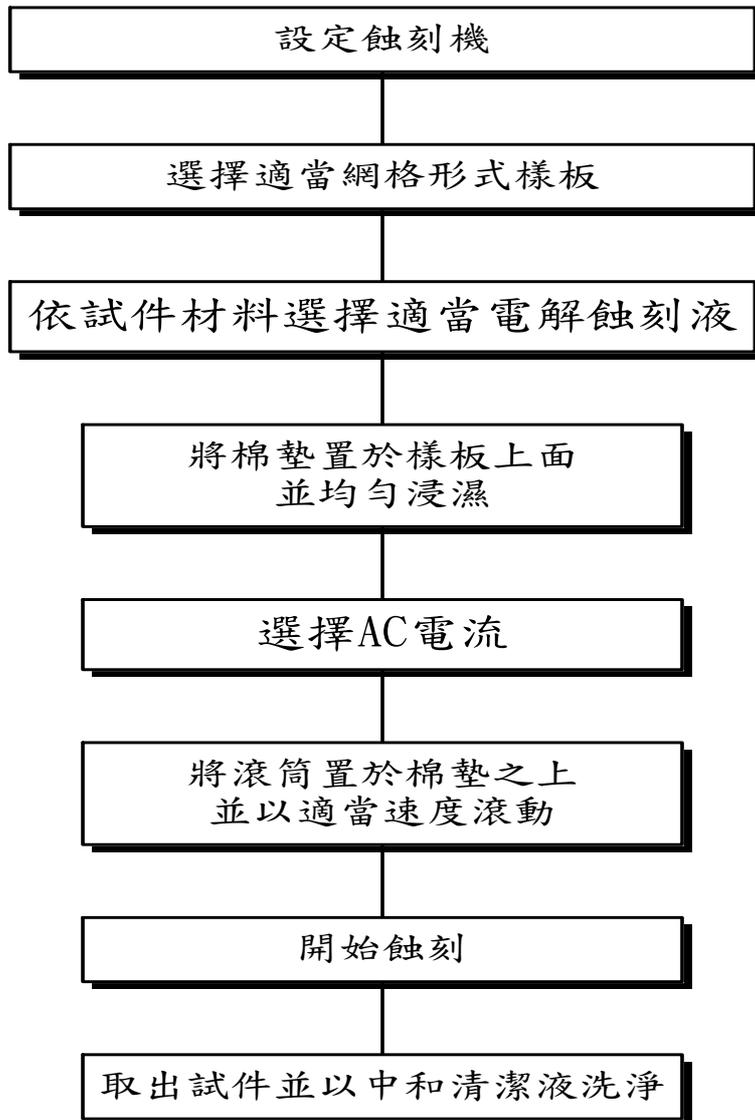
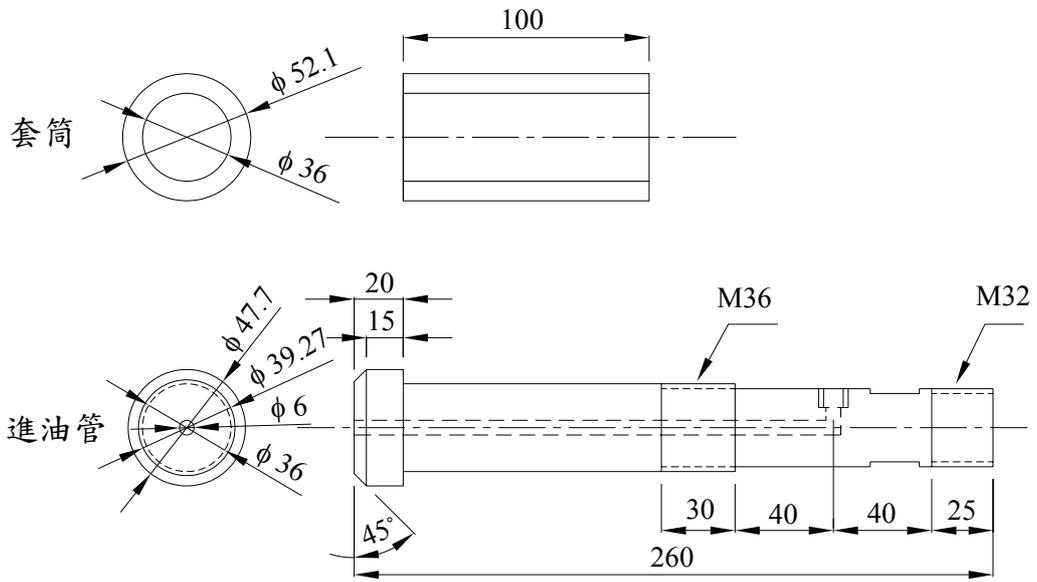


圖 4-23 電化學蝕刻流程圖

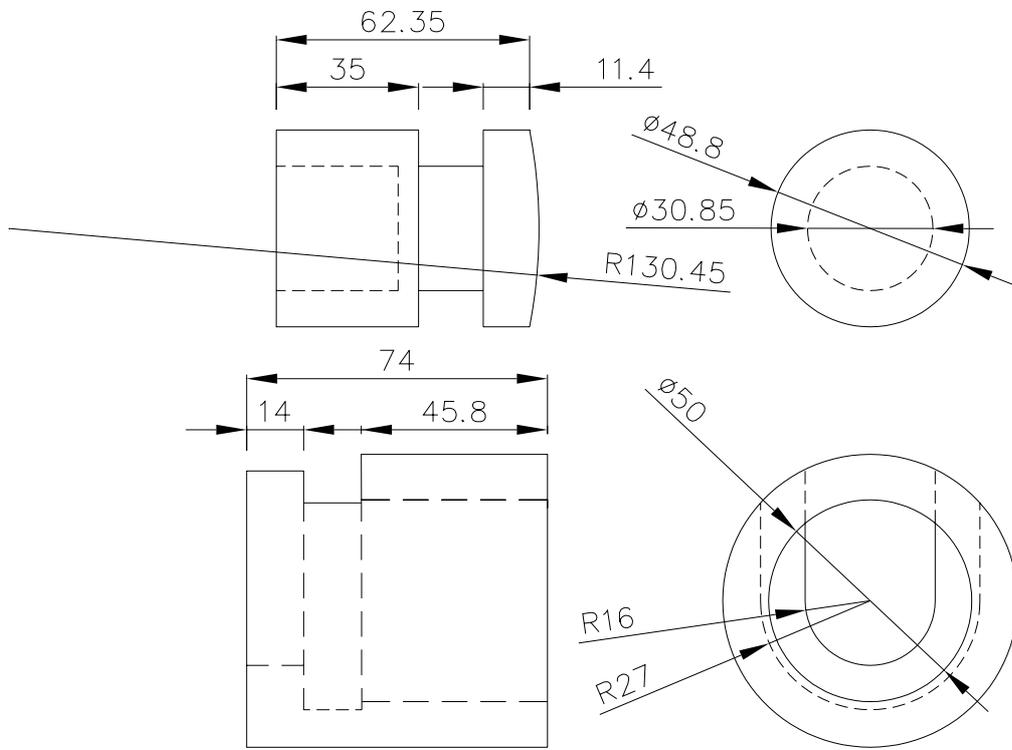


(a)



(b)

圖 4-24 推桿(a)尺寸圖；(b)實體照片



(a)



(b)

圖 4-25 推桿與液壓缸間之連接頭(a)尺寸圖；(b)實體照片



(b)

圖 4-26 嵌管模(a)尺寸圖；(b)實體照片

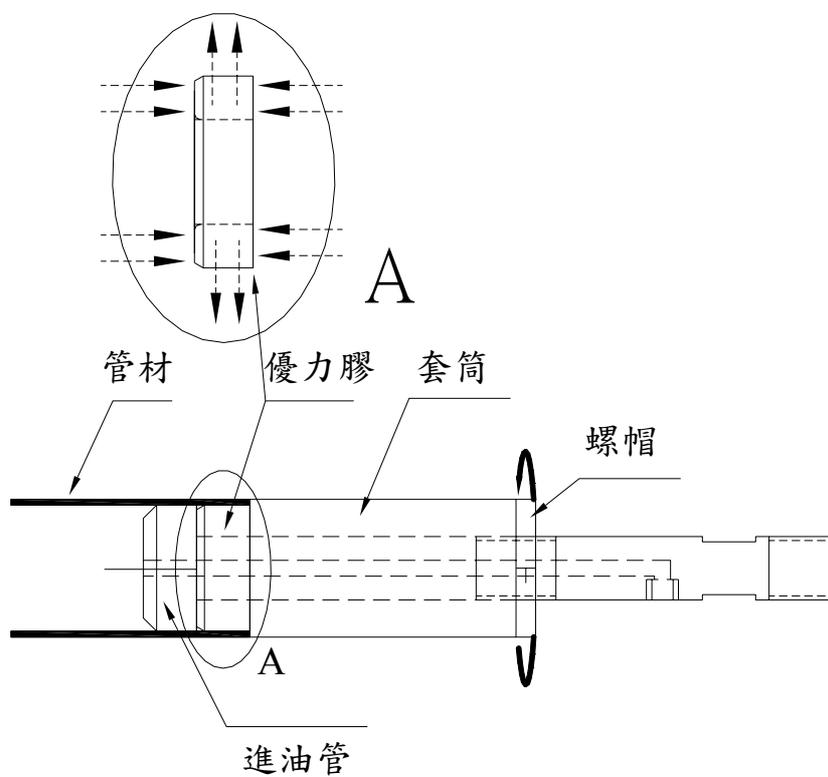


圖 4-27 優力膠受力示意圖

第五章 解析、模擬及實驗結果與討論

本章將以第二章與第三章之數學模式進行解析，並執行有限元素模擬與實驗。有限元素模擬結果與實驗結果將與本文提出之數學模式之解析值做一比較，以驗證本文所提解析模式之適用性。

5-1 管材兩端固定之鼓脹成形

本節將依據第二章之解析模式與有限元素模擬探討在各種不同加工條件下，對管材之成形壓力與鼓脹高度之影響。並將所得結果與實驗值做一比較驗證。解析模式與有限元素模擬所使用之加工參數如表 5-1 所示。

(1) 解析模式與有限元素之比較

圖 5-1 為管材於鼓脹區之外形比較。圖中幾何符號為在不同鼓脹半徑下之有限元素模擬結果，而線形符號為本文在不同鼓脹半徑下所反推之橢圓曲線。由圖中可知，管材於不同鼓脹半徑時，本文之解析與模擬皆非常一致，這說明了本文假設管材於鼓脹區為橢圓曲面是相當符合實際情況。

圖 5-2 為管材於鼓脹區之厚度分佈[78]。圖中幾何符號為在不同鼓脹半徑下之實驗結果，而線形符號則是用曲線擬合法所得之厚度對角度之曲線。由圖可知，在不同鼓脹半徑下，實驗結果皆非常接近二次曲線分佈，因此驗證本文厚度分佈為二次曲線分布是合理之假設。

圖 5-3 為不同鼓脹長度下成形壓力與鼓脹高度之關係，由此圖可知，當鼓脹長度越短時所需之成形壓力越大。相較於本文數學模式與有限元素模擬，在管材成形初期時本文之成形壓力曲線與有限元素較為接近，然而成形中末期時本文數學模式所預測之成形

壓力差有些低於有限元素模擬，此一原因係由於本文數學模式為固著模式，在極點處之厚度比有限元素小所導致。

圖 5-4 為不同管材初始厚度下成形壓力與鼓脹高度之關係，如圖所示，當管材初始厚度越大時所需成形壓力越大。相較於本文數學模式於有限元素軟體，本文所預測之成形壓力皆小於有限元素法，且當管材初始厚度越大時此壓力差異程度越大。在管材成形初期時本文之成形壓力曲線與有限元素較相當接近，這表示管材成形初期階段管材與模具間之摩擦屬於固著模式。

圖 5-5 為不同應變硬化指數對成形壓力之影響，由圖可知，隨著應變硬化指數 n 值的增加管材之成形壓力越小，此外亦可看出 n 值愈大將可得到較大之鼓脹高度而不破裂。在管材成形中末期階段，本文數學模式所預測之成形壓力與有限元素法相差甚大，由此可知管材與模具於中後期階段之接觸摩擦屬於庫倫摩擦。

圖 5-6 為不同入模半徑對成形壓力之影響，如圖所示，當入模半徑越大則管材所需成形壓力越大且所能成形之鼓脹高度越大，這是由於入模半徑越大時管材於中後階段能有較多材料流入鼓脹區間，因而能得較大鼓脹高度。此外本文固著模式所預測之成形壓力皆小於有限元素法，此原因如前所述。

(2) 解析模式之定性比較

圖 5-7、**圖 5-8** 及 **圖 5-9** 為異方向性 r 值對成形壓力之影響，由 **圖 5-7** 可知，當 $r_\theta = 1$ 固定時，則隨著 r_ϕ 之增大管材所需之成形壓力越大且鼓脹高度越大。而由 **圖 5-8** 可知，為當 $r_\phi = 1$ 固定時，則隨著 r_θ 之增大管材所需之成形壓力越大而鼓脹高度越小。**圖 5-9** 為 $\bar{r} = r_\phi = r_\theta$ 時對成形之影響，亦即表示只有厚度方向有異方向性，由圖可知當 $\bar{r} = 0.5 \sim 1.0$ 及 $\bar{r} = 1.0 \sim 1.5$ 之區間其所需之最大成形壓力相差約 10% 左右，因此對於具有異方向性之材料將不可忽略此性質對管材成形性之影響。

圖 5-10 為不同管材厚度下之最大鼓脹高度與鼓脹長度之關係，由圖可知隨著鼓脹長度越大，所能成形之最大鼓脹高度由小而大，經一臨界值後由大變小，由此可知，鼓脹長度影響管材能鼓脹到最大高度甚大。此外，不同管材厚度影響最大鼓脹高度甚小，其鼓脹長度皆在 60 mm 左右時，皆能使管材鼓脹成形至最大鼓脹高度。**圖 5-11** 為不同入模半徑下之最大鼓脹高度與鼓脹長度之關係，由圖可知，入模半徑越大時越能使管材鼓脹成形，當入模半徑在 15 mm 時其最大鼓脹高度之最大值所對應之鼓脹長度約在 60 mm 左右。由上可知，鼓脹長度、入模半徑為影響最大鼓脹高度之重要參數，當入模半徑等於 15 mm 以及鼓脹長度等於 60 mm 時，其鼓脹長度最大，此解析結果將可做為實際實驗時之參考依據。

5-2 單軸拉伸試驗

本節將進行單軸拉伸試驗以求得異方向性 r 值，及管材於單軸應力態下之塑流應力。

5-2-1 異方向性 r 值之求得

此節針對 AA6011 鋁材以及 SUS409 不銹鋼材進行拉伸試驗以求取異方向性 r 值，求取方法係利用所準備之子午線方向與圓周方向之拉伸試片，經由萬能拉伸試驗機拉伸過程中，紀錄每一拉伸量時之寬度與厚度長度，再透過(4-8)與(4-9)轉化為真應變值，所得結果以 $-\epsilon_w$ 為縱座標及 ϵ_t 為橫座標作圖，分別如 **圖 5-12** 與 **5-13** 所示，由圖中可知 $-\epsilon_w$ 與 ϵ_t 大致上具有良好的線性關係。用最小均方根法做線性迴歸分析，所得到的斜率即為異方向性 r 值，**表 5-2** 與 **表 5-3** 分別為 AA6011 與 SUS409 之異向性試驗結果。

5-2-2 單軸拉伸之塑流應力求得

此節將針對 AA6011 鋁材以及 SUS409 不銹鋼材進行拉伸試驗以求得塑流應力，利

用所準備子午線方向之拉伸試片經由萬能拉伸試驗機拉伸後，所得之試片外觀分別如圖 5-14 與圖 5-15 所示。將電腦套裝軟體將所擷取之負載與位移數據透過(4-4)~(4-9)式轉換成真實應力與真實應變，再將真實應力與真實應變以最小平方法做迴歸曲線即可求出拉伸試驗下之塑流應力，所得之 AA6011 與 SUS409 之塑流應力曲線分別如圖 5-16 與圖 5-17，其迴歸之特性方程式整理如表 5-4。其中圖 5-17a 與圖 5-17b 分別由 Ludwik 與 Swift law 數學式迴歸 SUS409 之拉伸試驗實驗值所得之圖，由此兩圖可知，以 Ludwik law 作曲線迴歸較能接近實驗值，其所得之誤差為最小，因此本文將使用 Ludwik law 迴歸之特性方程式來做模擬比較。

5-3 塑流應力之求得與驗證

本節將進行一系列之管材無軸向進給之液壓鼓脹試驗，以求得反推塑流應力所需之數據。此鼓脹數據經由 2-3 節數學式之計算將可求得於雙軸應力態下之塑流應力。由單軸拉伸試驗與鼓脹試驗所得之塑流應力將代入 2-2 節之解析模式以及有限元素軟體進行模擬，以驗證本文數學模式之適用性。

5-3-1 鼓脹試驗結果與討論

(1) 鼓脹試驗之再現性探討

在隨機選取管材進行試驗之下，管材性質必須具再現性，以確保所得之材料特性具可靠性，因此在進行材料特性之研究前，本實驗首先進行 410 °C 退火之 AA6011 鋁合金管與 SUS409 不銹鋼管之再現性測試。此再現性測試為隨機選取鋁合金管與不銹鋼管各三根進行鼓脹實驗，並記錄成形壓力與鼓脹高度之關係。測試結果分別如圖 5-18 與圖 5-19 所示，由圖可知，不論鋁合金管或是不銹鋼管之材料性質，其再現性皆相當良好。

(2) 管材之鼓脹試驗

完成再現性測試後，則進行 AA6011 鋁合金管與 SUS409 不銹鋼管之鼓脹試驗，在液壓鼓脹成形過程中，將量測 5~7 組鼓脹程度下之鼓脹高度、成形壓力、極點半徑以及極點厚度，所得之 AA6011 鋁合金管與 SUS409 不銹鋼管之鼓脹試驗結果分別如表 5-5 與表 5-6 所示。圖 5-20 與圖 5-21 分別為 AA6011 與 SUS409 管材於各成形壓力下之鼓脹情形。

(3) 管材於鼓脹區之外形

在求取塑流應力前，在此將驗證第二章所假設鼓脹區(管材尚未與模具接觸部分)之外形是否近似橢圓球薄殼曲面。此驗證方法係將 AA6011 鋁合金管與 SUS409 不銹鋼管鼓脹至一程度後，取出管材並將其固定於車床，藉由車床具平面移動功能並配合數位式量錶，沿著管材軸方向量取鼓脹之外形。為比較實驗所得之鼓脹區外形，在取出管材時將量測極點處之子午線方向曲率半徑以及極點半徑，分別繪出圓曲線以及橢圓曲線，所得結果分別如圖 5-22 與圖 5-23 所示，其中 Fuchizawa 假設鼓脹區外形為圓曲線，而本文所假設之鼓脹區外形為橢圓曲線。由圖可知，本文所假設鼓脹區為橢圓球薄殼曲面與 Fuchizawa 之圓曲線皆接近實驗情形，然而依據本文所假設模式，一但極點半徑已知即可反推管材於鼓脹區之外形而不用像 Fuchizawa 模式需量測極點曲率來求得鼓脹區外形。如此將可避免所量測點發生頸縮時所造成之量測誤差。

(4) 利用鼓脹試驗求取管材塑流應力

將鼓脹試驗所得之數據利用第三章之數學式即可計算管材之塑流應力。當考慮等向性時，則令 $r_{\phi} = 1$ 與 $r_{\theta} = 1$ 即可得等方向性時之塑流應力，當考慮異方向性時，則將拉伸試驗所得之異方向性值 r_{ϕ} 與 r_{θ} 代入程式即可得異方向性時之塑流應力。所得之塑流應力方程式整理如表 5-7。由表中可知 AA6011 管材之塑流應力中，初始應力值(σ_0)為

0，然而 SUS409 卻不是，此原因乃為實驗值只有 4~5 點，利用最小平方法作曲線迴歸所得 AA6011 管材之初始應力為一負值，然而初始應力沒有負值，因此取其為 0。此外，表中 Fuchizawa 模式係假設鼓脹區之外形為圓弧曲線，在其研究中係以量測管材極點附近三點方式獲得極點處之子午線方向曲率半徑，並代入其數學模式從而求得塑流應力。本文為與 Fuchizawa 比較，利用曲率量測機構量測管材成形過程中極點處之子午線方向曲率半徑，配合所得之鼓脹試驗數據代入其數學模式，所得之塑流應力方程式亦整理如表 5-7。

(5) 不同模式下塑流應力曲線之比較

圖 5-24 與圖 5-25 別為考慮等方向性與異方向性時，不同模式下所得之 AA6011 塑流應力曲線，由圖可知當考慮等方向性時，拉伸試驗所得之塑流應力曲線較鼓脹試驗所得高出許多，而在鼓脹試驗所得塑流應力曲線中，本文模式及 Fuchizawa 模式則相差不大且略微高一點點；當考慮異方向性時，拉伸試驗所得之曲線與鼓脹試驗相差不多，且低於鼓脹試驗所得之曲線，此現象是由於 AA6011 材料之異方性指標很小所導致，事實上將異方向性數值代入拉伸試驗與鼓脹試驗之數學模式中，將使拉伸試驗所得之塑流應力曲線大幅降低許多，而兩種模式之鼓脹試驗則升高。圖 5-26 與圖 5-27 分別為考慮等方向性與異方向性時，不同模式下所得之 SUS409 塑流應力曲線，當考慮等方向性時，拉伸試驗也如 AA6011 之結果一樣高於鼓脹試驗所得之曲線，而考慮異方向性時，由於異方向性數值較為接近 1，導致拉伸試驗曲線下降及鼓脹試驗曲線上升不多，因此拉伸試驗曲線介於鼓脹試驗曲線之兩種模式間。由上述兩種應力態下之試驗結果得知：雙軸應力態下之塑流應力曲線與單軸應力態之塑流應力曲線相較下略有不同，此一結果將代入管材鼓脹成形之黏滯模式以及有限元素軟體 DEFORM 來做比較驗證。

5-3-2 有限元素模擬與實驗值之比較

本節將使用鼓脹試驗所得之塑流應力參數代入有限元素軟體 DEFORM 進行管材之液壓鼓脹模擬，將所得結果之成形壓力與鼓脹高度關係與實驗值做一比較驗證，此外亦使用拉伸試驗以及 Fuchizawa 模式所得之塑流應力參數進行模擬以比較其差異性。

(1) 管材無軸向進給之鼓脹成形模擬參數設定

由於管材液壓鼓脹成形屬軸對稱問題，因此本文以有限元素軟體 DEFORM 2D 建立管材液壓鼓脹成形之模擬，在前處理模組之設定如下：

1. 模擬控制：模擬控制上設定為軸對稱問題，不考慮溫度之影響，模擬過程以時間為增量，收斂準則為 $\|\Delta\bar{v}\|/\|\bar{v}\| \leq 0.001$ ， $\|\Delta\bar{F}\|/\|\bar{F}\| \leq 0.01$ 。
2. 材料特性：材料特性設定方面為本文主要探討部分，本研究將使用拉伸試驗與鼓脹試驗所得之材料特性，以及考慮異方向性所得之材料特性，此外也與文獻 Fuchizawa 模式所得之材料特性做一詳細比較。茲將所使用之塑流應力整理如表 5-8 所示。
3. 物件：在物件幾何上，本文根據 AA6011 與 SUS409 管材實際尺寸、模具之入模半徑以及鼓脹長度等以 AutoCad 繪圖並輸出 DEFORM 2D 可接受之 dxf 檔案格式。在 DEFORM 讀取物件時，將管材設定為剛塑性體，模具設定為剛體，由於成形方式屬於軸對稱問題，因此在繪圖時取管材之四分之一進行繪圖。在網格建構方面，將管材分割成 4064 個元素，元素形狀為 4 個節點，元素在厚度方向分割有 16 層。在邊界條件設定上，將管材兩端之軸方向固定，此外由於管材取四分之一，因此亦需將管材極點處之軸方向固定。在壓力設定方面以線性方式對管材內部節點施予壓力，其施力方向 DEFORM 2D 預設為正向(normal)壓力。圖 5-28(a)為管材無軸向進給之鼓脹成形之邊界條件建構模式。為比較不同管長之邊界條件設定對成形壓力之影響，本文將使用如圖 5-28(b)之邊界條件設定來做比較。所得結果如圖 5-29 所示，由圖可知不同管長之邊界條件設定對成形壓力之影響不大，其誤差不到 0.5%左右。

4. 內部物件：內部物件主要設定管材與模具之間關係，本研究將管材與模具間之介面摩擦係數設為一定值 0.05，並採用庫倫摩擦定律，此外其初始介面間隙設為 0.0001mm。
5. 資料庫建立：完成以上之設定將整個模式建立資料庫後則可進行模擬解析。

以上管材液壓鼓脹成形擬使用之參數值整理如表 5-9 所示。

(2) 模擬結果與實驗值之比較

圖 5-30 為考慮等方向性時不同模式下之 AA6011 管材內壓力與鼓脹高度，由圖可知，不論使用本文數學模式或是 Fuchizawa 數學模式所得到之內壓力與鼓脹關係曲線皆比實驗值低，這是由於管材具異方向性所導致。在定量分析上，於相同鼓脹高度下，本文之壓力與實驗值之壓力在圖上雖有明顯差異，但於誤差上並無相差太多，大約在 5~6 % 左右。

圖 5-31 為考慮異方向性時不同模式下之 AA6011 管材內壓力與鼓脹高度關係，由圖可知，當考慮異方向性時，使用本文之數學模式與 Fuchizawa 數學模式所得之曲線皆比拉伸試驗接近實驗值，在相同鼓脹高度下，本文數學模式所模擬之壓力與實驗值相差在 0.5~1.0% 以內，由此可知鼓脹試驗所得之塑流應力較能反應管材於液壓鼓脹成形時之流動特性。此外，相較於等方向性之模式，亦證明了異方向性為影響管材液壓成形性之因素之一。

圖 5-32 為考慮等方向性時不同模式下之 SUS409 管材內壓力與鼓脹高度，由圖可知本文數學模式所得之壓力與鼓脹關係曲線相較 Fuchizawa 數學模式所得曲線下，較接近實驗值，其誤差為所得結果與 AA6011 亦是如此，因此不論使用鋁材或是鋼材皆能證明本文數學模式之適用性比 Fuchizawa 好，而且省去一道量測步驟(Fuchizawa 需量測極點處之曲率半徑)。

圖 5-33 為考慮異方向性時不同模式下之 SUS409 管材內壓力與鼓脹高度關係，由

圖可知，考慮異方向性時，使用本文之數學模式所得曲線比 Fuchizawa 數學模式所得之曲線較接近實驗值，而其誤差亦為 0.5~1.0%。綜合等方向性與異方向性可知，當考慮異方向性時，將可得到較精確之曲線，因此對於管材液壓成形時，需考量異方向性所造成之影響。此外亦證明了本文數學模式比 Fuchizawa 之數學模式較為接近實際情形。

圖 5-34 為比較解析模式、有限元素法與實驗值下之成形壓力與鼓脹高度關係，由圖可知，由本文黏滯模式考慮異方向性時將較接近實驗值。

5-4 成形極限圖之建立

本節將依據第三章理論建立成形極限曲線並做定性分析比較，此外將以具有軸向進給之液壓成形試驗機台建立 AA6011 之成形極限圖。藉由實驗結果與理論做一比較以驗證數學模式之適用性。

5-4-1 理論預測成形極限曲線

圖 5-35 為 Hill 新降伏指數 m 值對成形極限曲線之影響，由圖可知，成形極限曲線在雙軸拉伸的區域，會隨著 m 值之增加而有顯著的降低。而於單軸拉伸區域，成形極限曲線並不會隨著 m 值的變化而有所改變。此一結果乃由 Hill 新降伏準則所得，因此亦可由 Hill 新降伏準則之降伏軌跡得知此趨勢。如 **圖 5-36** 所示。

圖 5-37 為異方向性 r 值對成形極限曲線之影響，在拉壓區，極限應變幾乎不受 r 值影響，而在雙軸拉伸區時， r 值的增加將會些微提高極限應變。對整題趨勢而言，在不同 r 值時，成形極限曲線幾乎維持在一定的高度。**圖 5-38** 為 Hill 新降伏準則於不同 r 值下之降伏軌跡，由此圖亦可得知在雙軸拉伸區時， r 值的增加將會提升降伏軌跡。

圖 5-39 應變硬化指數 n 值對成形極限曲線之影響， n 值對於材料成形性的影響十分顯著，其值愈高意涵著材料之延展性越佳，如此，可以使局部頸縮發生之時間延後，讓材料可以承受更高之極限應變。故由圖可得知，當 n 值增加時，其成形極限曲線會隨之

升高。

5-4-2 具有軸向進給之液壓成形試驗

本文以自行撰寫之副程式搭配 LS-DYNA 有限元素軟體，藉以模擬具有軸向進給之液壓鼓脹成形。此副程式主要控制管材於極點處之應變路徑為線性路徑，最後繪得負載路徑關係。將模擬所得之負載路徑輸入液壓控制系統進行具有軸向進給之管材液壓鼓脹試驗，最後將管材進行網格量測以繪製成形極限圖。圖 5-40 至 5-43 分別為應變路徑等於-0.1 至-0.4 下，由電腦控制所擷取之負載路徑。圖 5-44 為不同負載路徑下之管材外觀。

5-4-3 解析結果與實驗值之比較

圖 5-45 為解析、模擬結果與實驗值之成形極限圖。解析結果乃由 $m=1.4$ 、 $\bar{r}=0.574$ 、 $n=0.277$ 所得成形極限曲線，其中 Hill 新降伏準則指數 m 值是藉由實驗所獲得。根據 Hill 所提鋁材在 $m=1.38\sim 1.47$ 之間會得到良好之成形結果[85]，所以本文假設鋁材之 m 值為 1.4；而異方向性 \bar{r} 值乃由三個方向之異方向之平均值所得 ($\bar{r}=(0.466+2*0.666+0.497)/4=0.574$)；而應變硬化指數 n 值乃由本文解析模式考慮異方向性之鼓脹試驗所得。圖中之 Strain path 1~5 乃分別為無軸向進給及具有軸向進給(應變路徑等於 0.1~0.4)所得之模擬結果。由圖可知，在實驗與有限元素模擬之比較上，實驗所得之破裂點與頸縮點大致落於預測之應變路徑附近；在實驗點與成形極限曲線之比較方面，實驗所得之破裂點大致落於成形極限曲線下方或附近，由此可知，由 Hill 之新降伏準則及 Swift 所推導出之成形極限曲線有高估之現象。

表 5-1 管材無軸向進給鼓脹成形之加工參數表

No	1	2	3	4	5	6	7
鼓脹長度(L) (mm)	40	60	60	60	60	60	60
	60						
	80						
管材厚度(t_0) (mm)	1.86	3.0	1.86	1.86	1.86	1.86	1.86
		1.86					
		1.0					
入模半徑(R_d) (mm)	15	15	5	15	15	15	15
			10				
			15				
應變硬化指數(n)	0.265	0.265	0.265	0.3	0.265	0.265	0.265
				0.265			
				0.2			
r_ϕ	1.0	1.0	1.0	1.0	0.5	1.0	1.0
					1.0		
					1.5		
r_θ	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	0.5	1.0
						1.0	
						1.5	
$r_\phi = r_\theta$	--	--	--	--	--	--	0.5
							1.0
							1.5
K=254.94MPa, $R_0=25.96\text{mm}$							

表 5-2 AA6011 異向性試驗結果

AA6011		
方向	迴歸分析	r 值
φ	y=0.466x-0.003	0.466
θ	y=0.497x-0.000	0.497

表 5-3 SUS409 異向性試驗結果

SUS409		
方向	迴歸分析	r 值
φ	y= 0.879x-0.000	0.879
θ	y= 0.828x-0.002	0.828

表 5-4 使用拉伸試驗所得之塑流應力

		AA6011	SUS409
拉伸試驗	等方向性	$\bar{\sigma} = 304.86 \bar{\epsilon}^{0.308}$	$\bar{\sigma} = 369.97 + 430.45 \bar{\epsilon}^{0.681}$
	異方向性	$\bar{\sigma} = 287.67 \bar{\epsilon}^{0.308}$	$\bar{\sigma} = 362.21 + 415.38 \bar{\epsilon}^{0.681}$

表 5-5 AA6011 之鼓脹試驗結果

AA6011 鋁合金管(410 °C 退火)				
組數	鼓脹概約值 H (mm)	成形壓力 P _i (MPa)	極點直徑 D _p (mm)	極點厚度 t _p (mm)
1	0.7	8.56	53.30	1.822
2	1.5	10.47	54.98	1.768
3	2.5	11.45	56.86	1.714
4	3.5	12.03	58.89	1.657
5	4.5	12.39	60.84	1.609
t ₀ =1.86mm, D ₀ =51.91mm, L=60mm, R _d =15mm				

表 5-6 SUS409 之鼓脹試驗結果

SUS409 不銹鋼管				
組數	鼓脹概約值 H(mm)	成形壓力 P _i (MPa)	極點直徑 D _p (mm)	極點厚度 t _p (mm)
1	1.0	27.88	52.96	1.431
2	2.0	29.02	54.90	1.401
3	3.0	30.14	56.88	1.372
4	4.0	30.87	58.78	1.338
5	5.0	31.82	60.66	1.302
6	6.0	32.79	62.85	1.268
t ₀ =1.46mm, D ₀ =50.86mm, L=60mm, R _d =15mm				

表 5-7 使用鼓脹試驗及數學模式所得之塑流應力

		AA6011	SUS409
本文數學模式	等方向性	$\bar{\sigma} = 254.94 \bar{\epsilon}^{0.265}$	$\bar{\sigma} = 340.42 + 435.05 \bar{\epsilon}^{0.586}$
	異方向性	$\bar{\sigma} = 274.62 \bar{\epsilon}^{0.277}$	$\bar{\sigma} = 349.91 + 461.54 \bar{\epsilon}^{0.611}$
Fuchizawa 模式	等方向性	$\bar{\sigma} = 245.68 \bar{\epsilon}^{0.253}$	$\bar{\sigma} = 336.60 + 366.05 \bar{\epsilon}^{0.590}$
	異方向性	$\bar{\sigma} = 265.61 \bar{\epsilon}^{0.266}$	$\bar{\sigma} = 346.05 + 390.48 \bar{\epsilon}^{0.618}$

表 5-8 有限元素模擬時使用之塑流應力

		AA6011	SUS409
拉伸試驗	等方向性	$\bar{\sigma} = 304.86 \bar{\epsilon}^{0.308}$	$\bar{\sigma} = 369.97 + 430.45 \bar{\epsilon}^{0.681}$
	異方向性	$\bar{\sigma} = 287.67 \bar{\epsilon}^{0.308}$	$\bar{\sigma} = 362.21 + 415.38 \bar{\epsilon}^{0.681}$
鼓脹試驗 本文數學模式	等方向性	$\bar{\sigma} = 254.94 \bar{\epsilon}^{0.265}$	$\bar{\sigma} = 340.42 + 435.05 \bar{\epsilon}^{0.586}$
	異方向性	$\bar{\sigma} = 274.62 \bar{\epsilon}^{0.277}$	$\bar{\sigma} = 349.91 + 461.54 \bar{\epsilon}^{0.611}$
鼓脹試驗 Fuchizawa 模式	等方向性	$\bar{\sigma} = 245.68 \bar{\epsilon}^{0.253}$	$\bar{\sigma} = 336.60 + 366.05 \bar{\epsilon}^{0.590}$
	異方向性	$\bar{\sigma} = 265.61 \bar{\epsilon}^{0.266}$	$\bar{\sigma} = 346.05 + 390.48 \bar{\epsilon}^{0.618}$

表 5-9 管材液壓鼓脹成形模擬使用之參數值

DEFORM 2D		
管材材質	AA6011	SUS409
管材外徑	51.91 mm	50.86 mm
管材厚度	1.86 mm	1.46 mm
管材長度	190 mm	
鼓脹長度	60 mm	
入模半徑	15 mm	
塑流應力	表 5-8	
元素數目	4064	
元素形狀	4 nodes	
收斂準則	$\ \Delta\vec{v}\ /\ \vec{v}\ \leq 0.001, \ \Delta\vec{F}\ /\ \vec{F}\ \leq 0.01$	
庫倫摩擦	0.05	

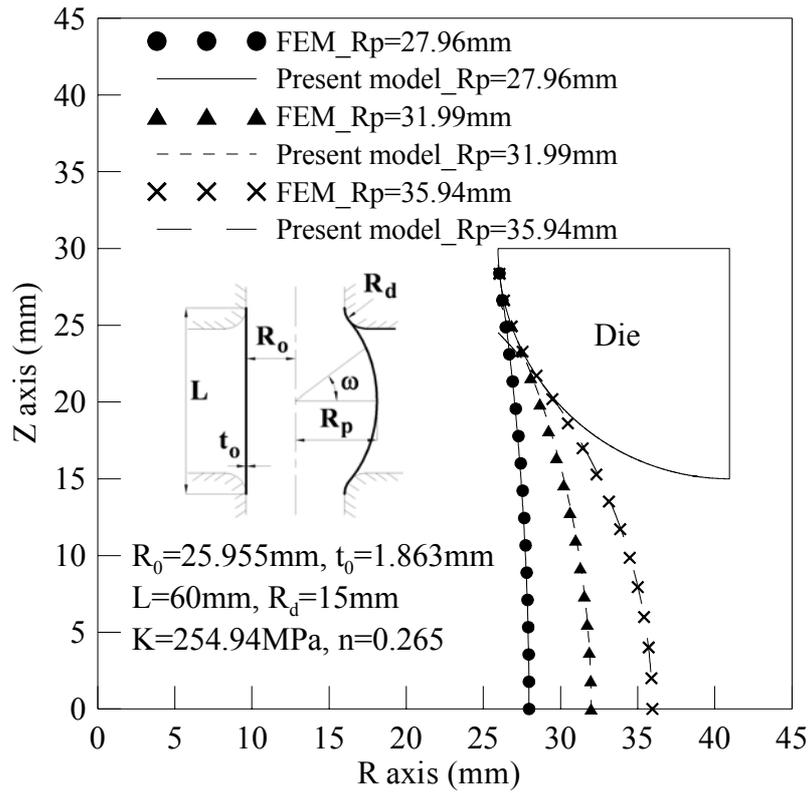


圖 5-1 管材於鼓脹區之外形比較

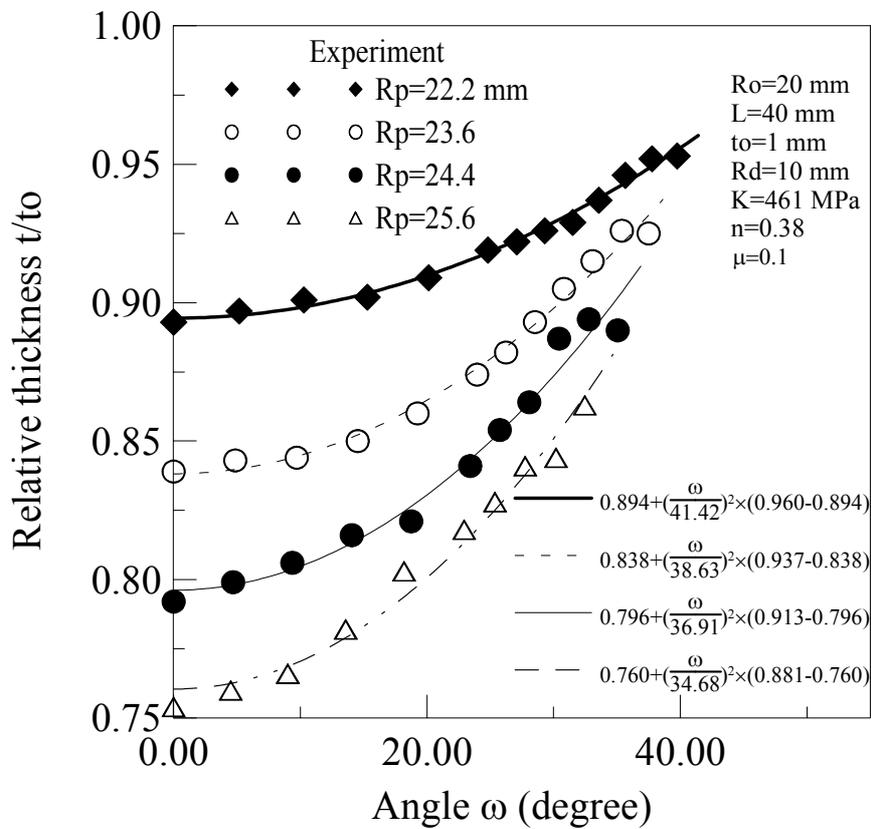


圖 5-2 管材於鼓脹區之厚度分佈比較[78]

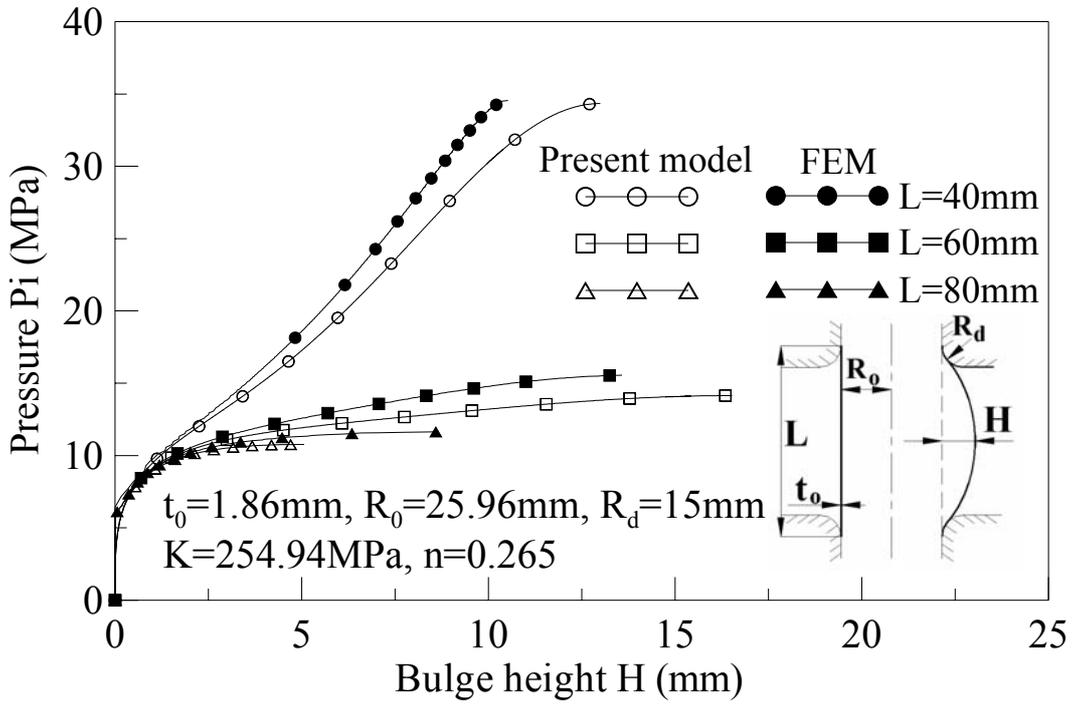


圖 5-3 鼓脹長度對成形壓力與鼓脹高度的關係之影響

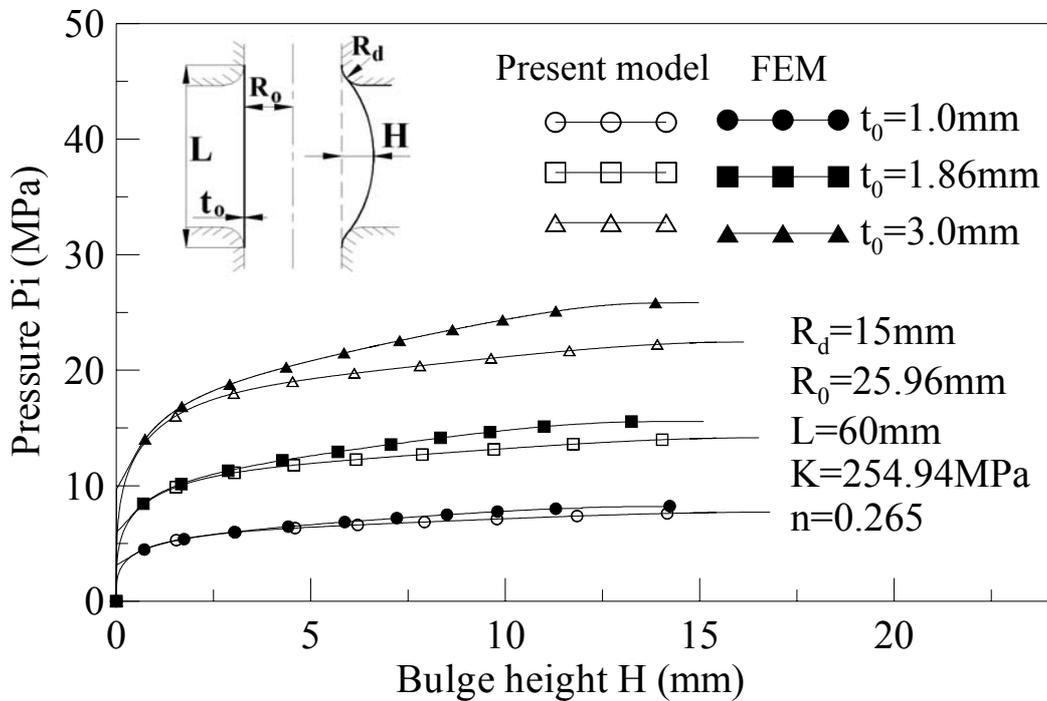


圖 5-4 管材厚度對成形壓力與鼓脹高度的關係之影響

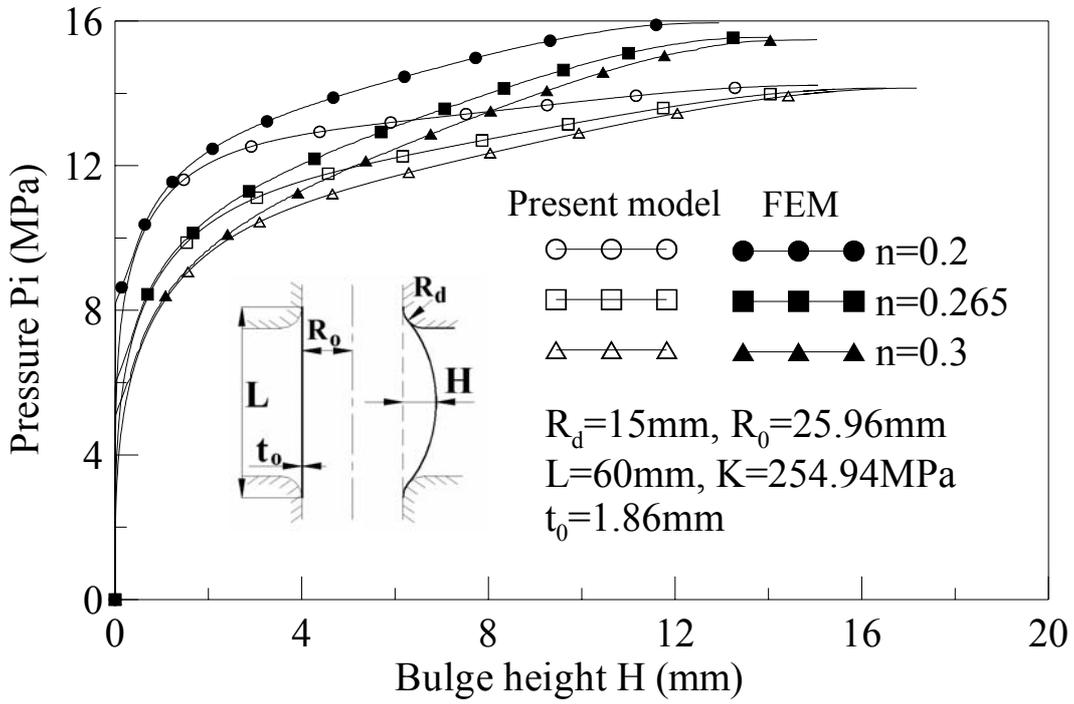


圖 5-5 應變硬化指數對成形壓力與鼓脹高度的關係之影響

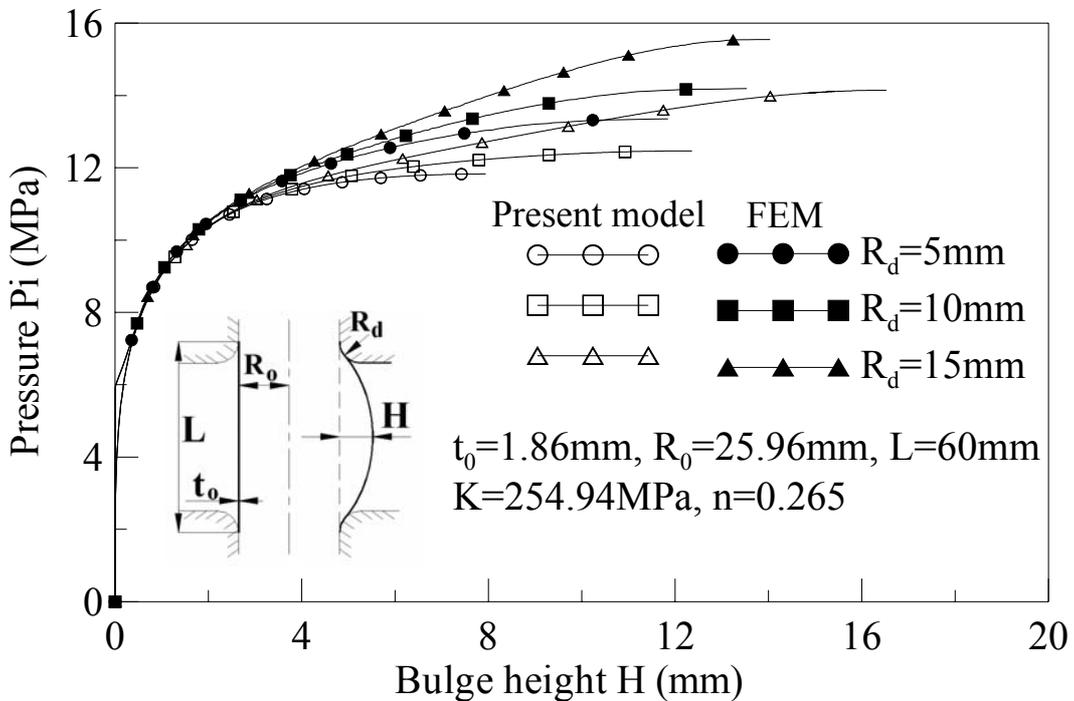


圖 5-6 入模半徑對成形壓力與鼓脹高度的關係之影響

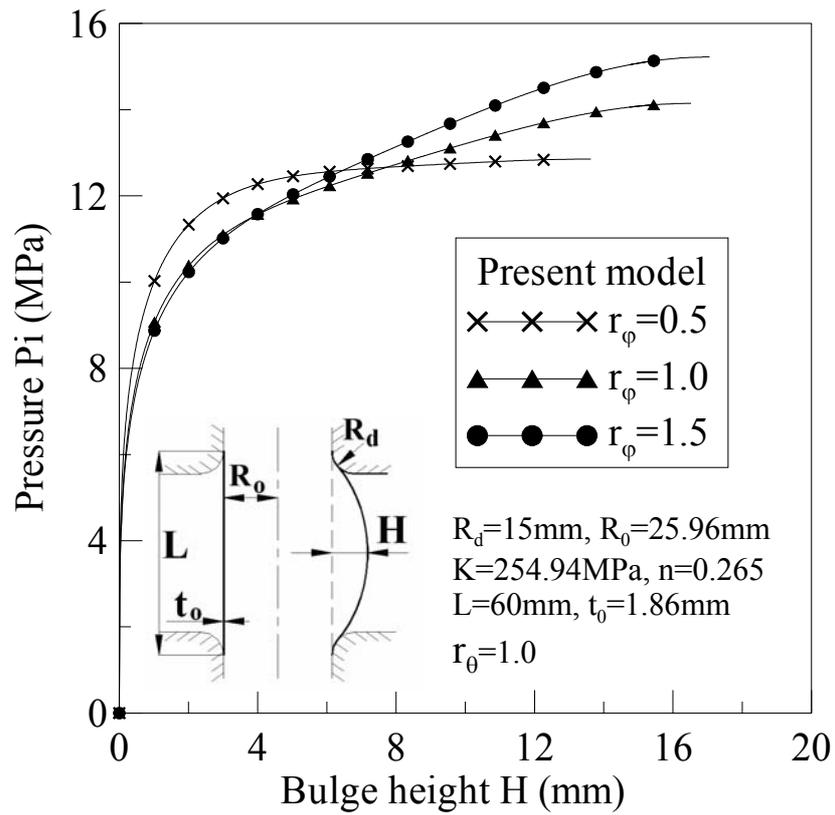


圖 5-7 r_ϕ 值對成形壓力與鼓脹高度的關係之影響

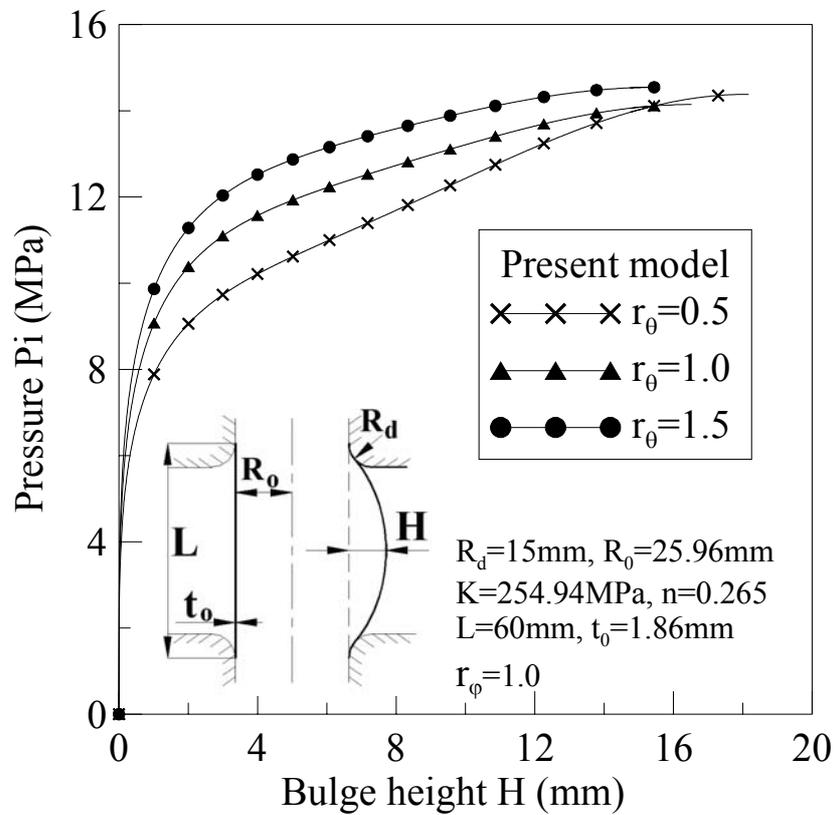


圖 5-8 r_θ 值對成形壓力與鼓脹高度的關係之影響

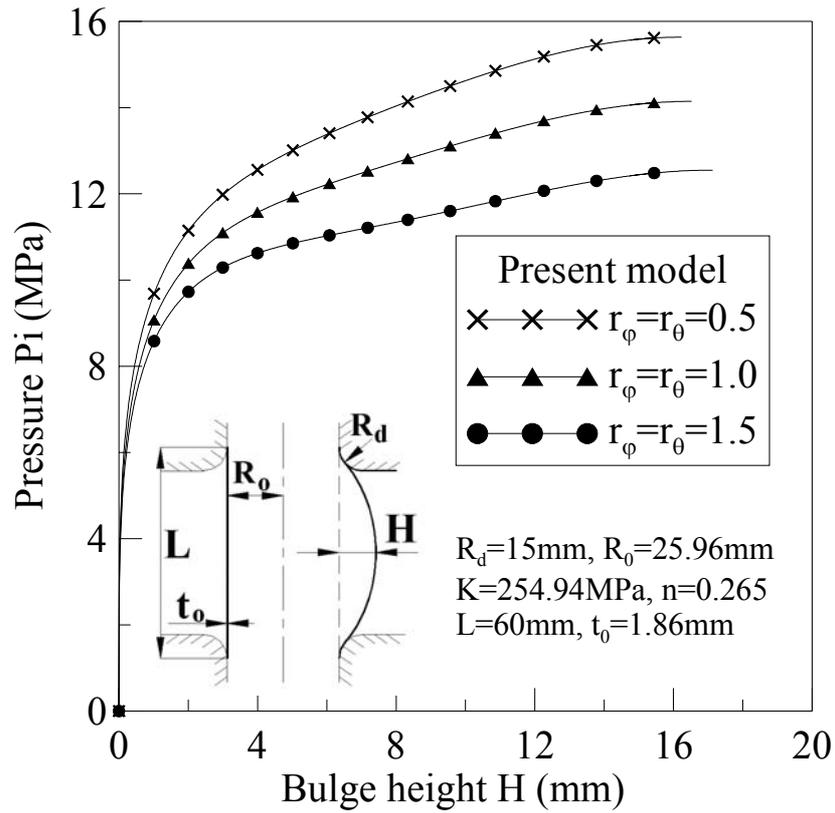


圖 5-9 r 值對成形壓力與鼓脹高度的關係之影響

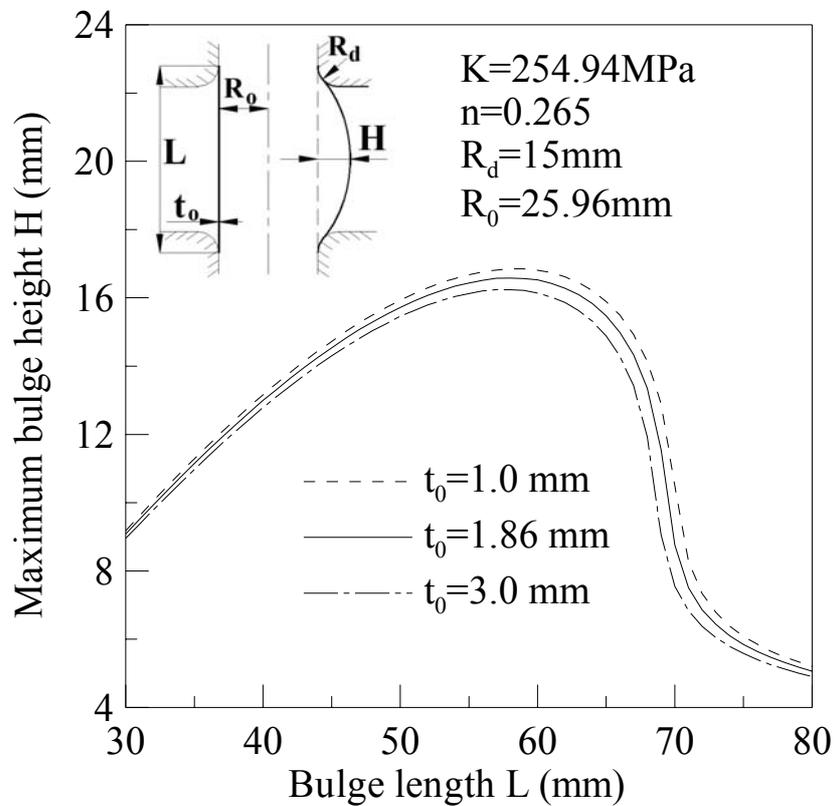


圖 5-10 管材厚度對最大鼓脹高度與鼓脹長度的關係之影響

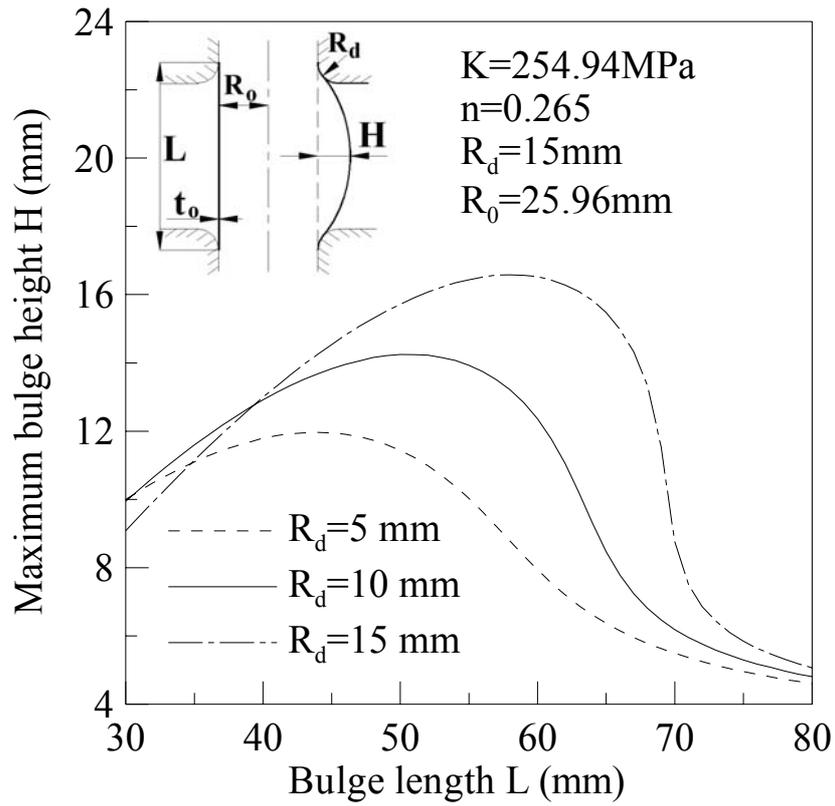


圖 5-11 入模半徑對最大鼓脹高度與鼓脹長度的關係之影響

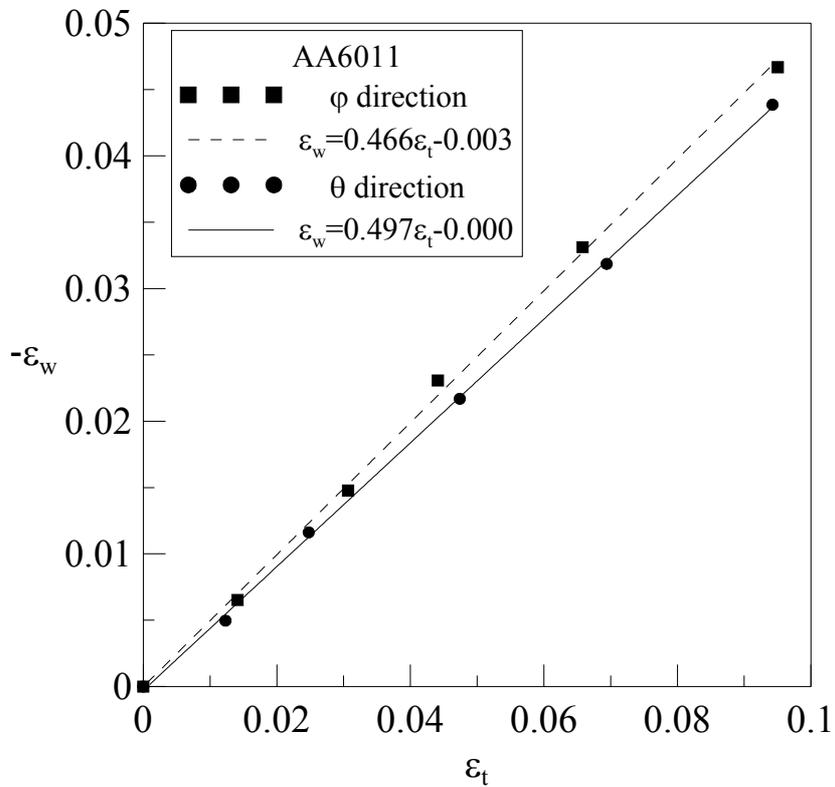


圖 5-12 AA6011 拉伸試片之異方向性迴歸圖

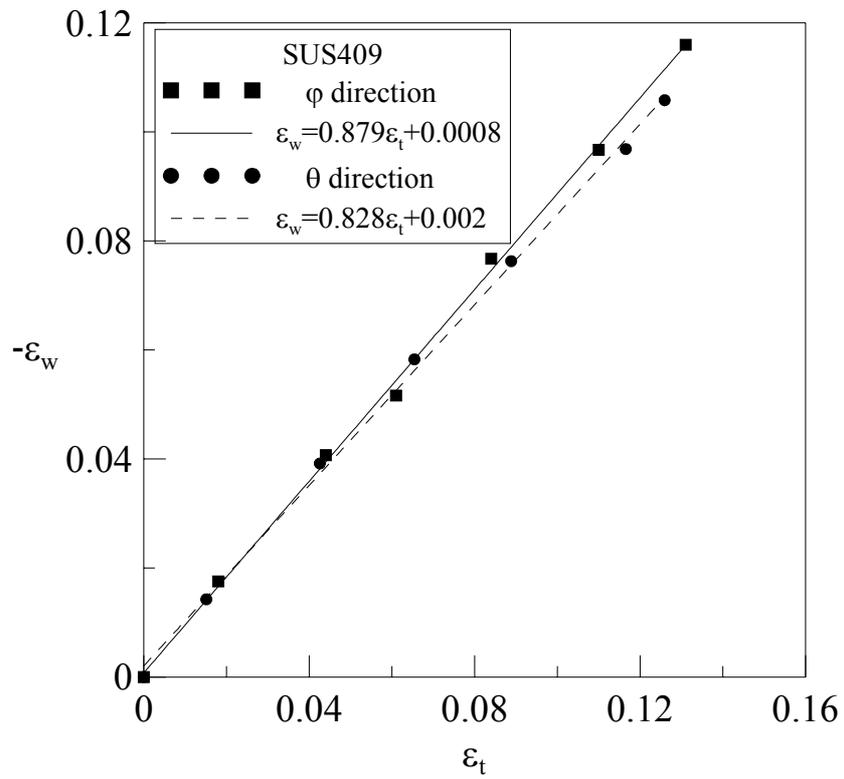


圖 5-13 SUS409 拉伸試片之異方向性迴歸圖



圖 5-14 拉伸試驗後之 AA6011 試片



圖 5-15 拉伸試驗後之 SUS409 試片

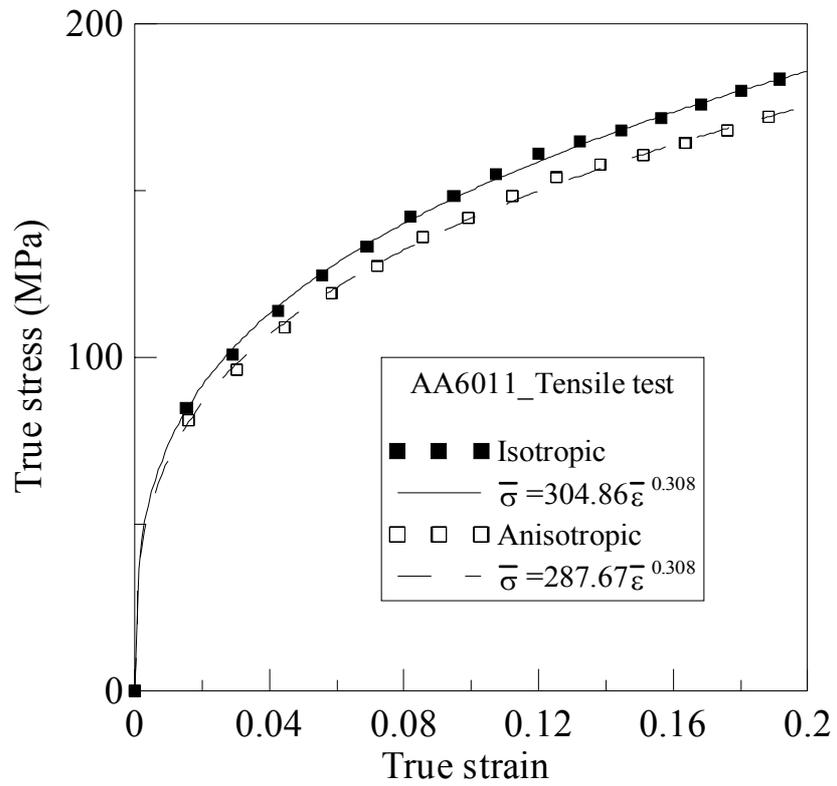


圖 5-16 AA6011 拉伸試驗之塑流應力曲線

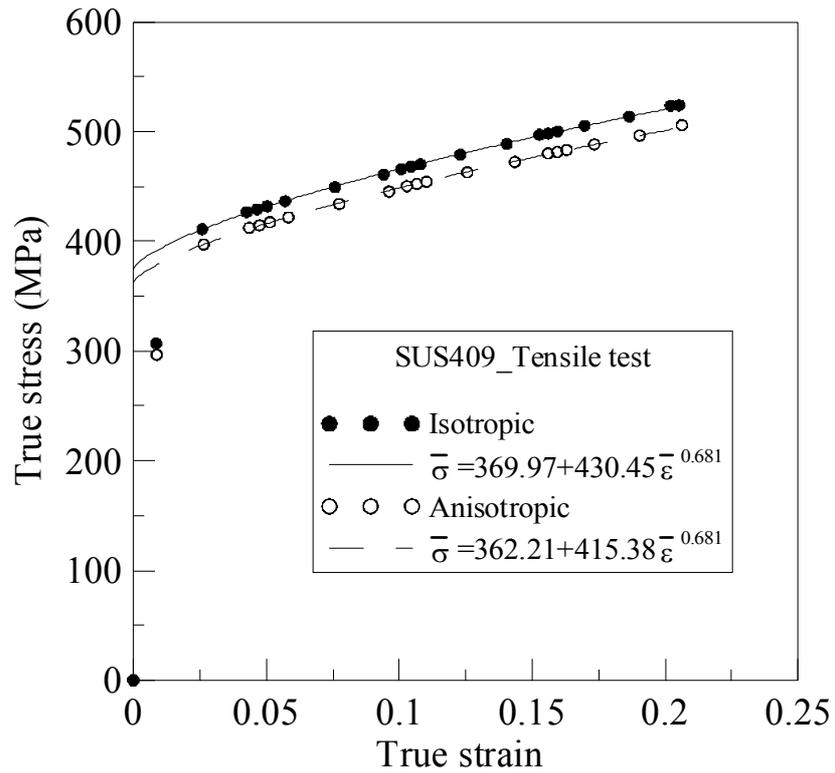


圖 5-17a SUS409 拉伸試驗之塑流應力曲線

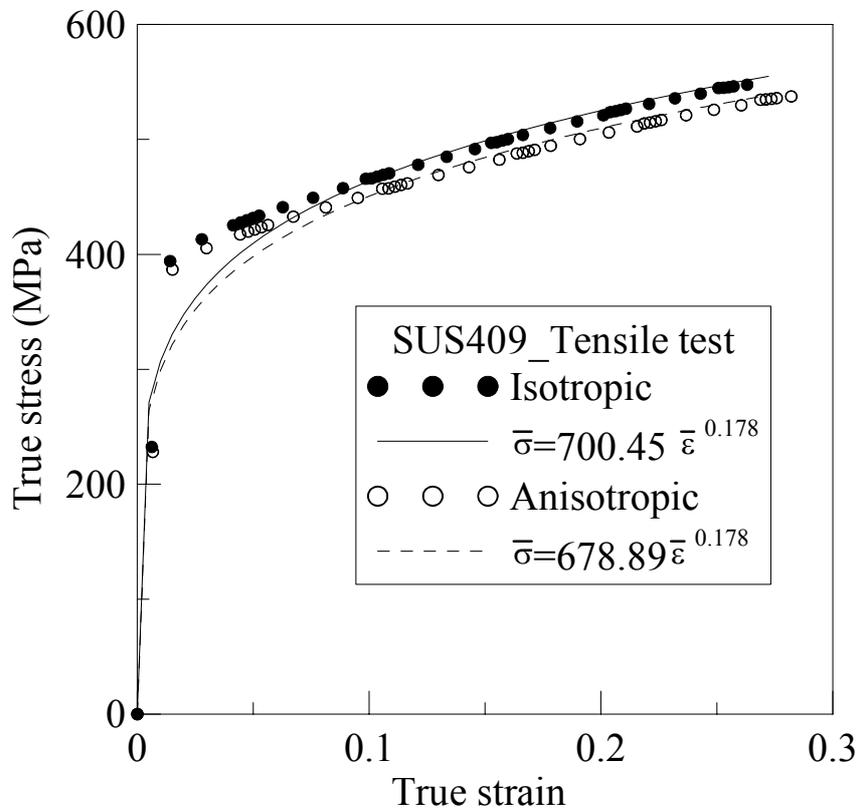


圖 5-17b SUS409 拉伸試驗之塑流應力曲線

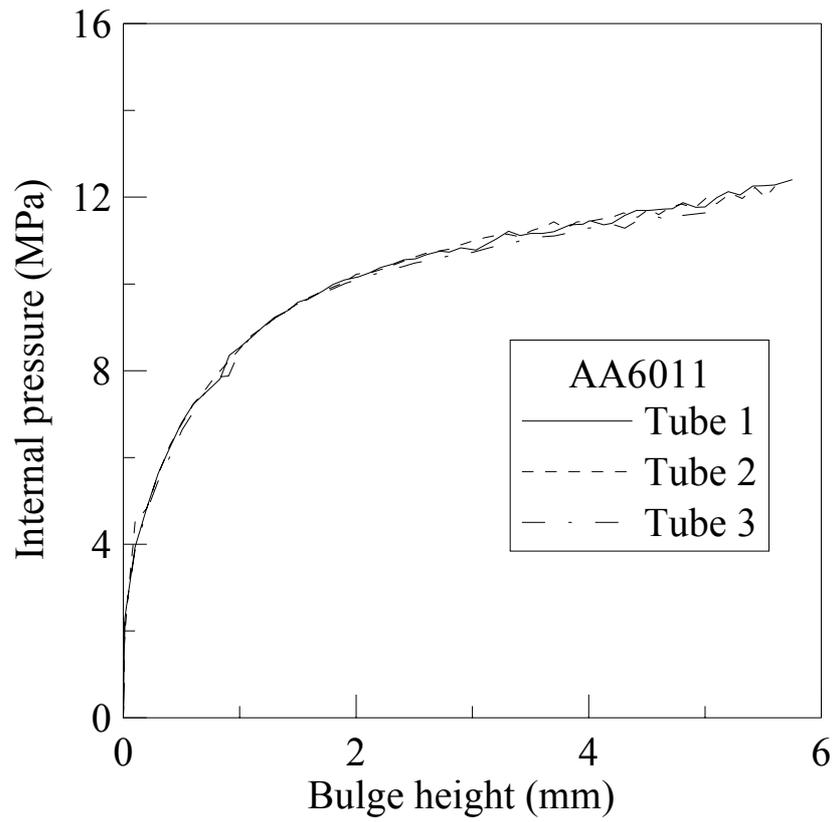


圖 5-18 AA6011 鋁合金管再現性試驗

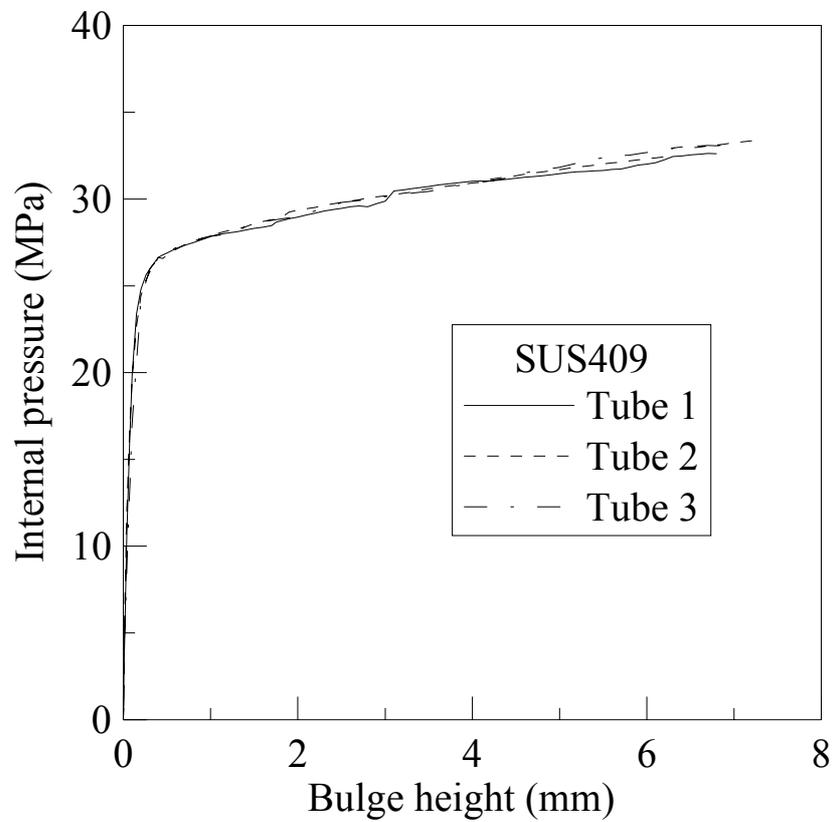


圖 5-19 SUS409 不銹鋼管再現性試驗

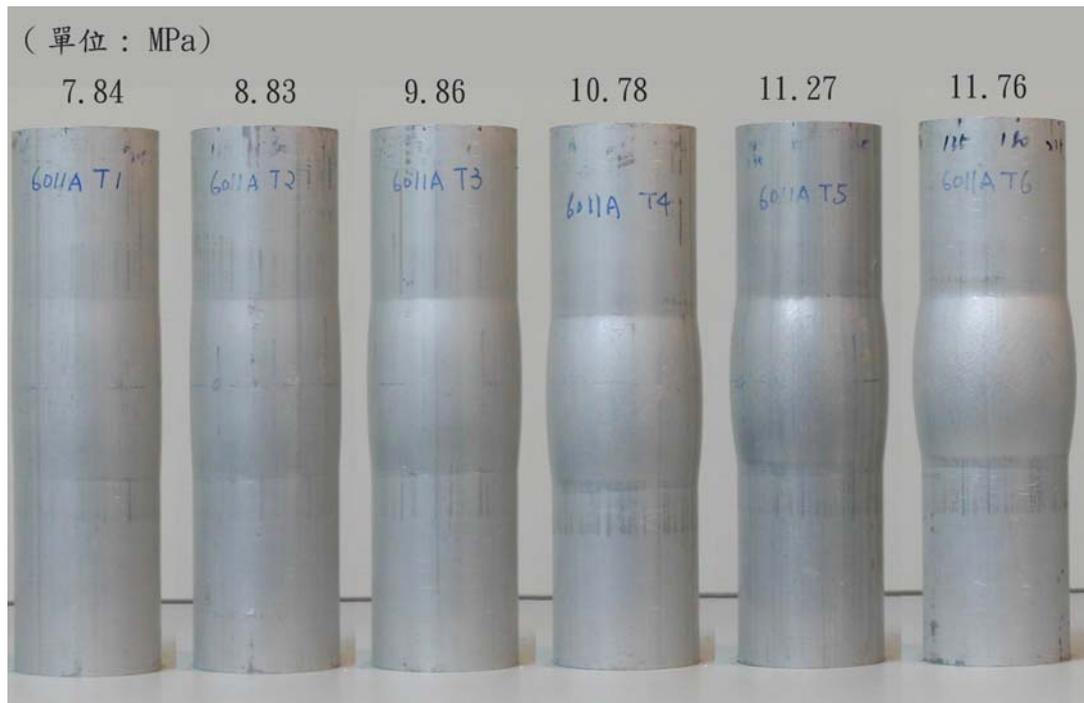


圖 5-20 AA6011 於各成形壓力下之鼓脹情形

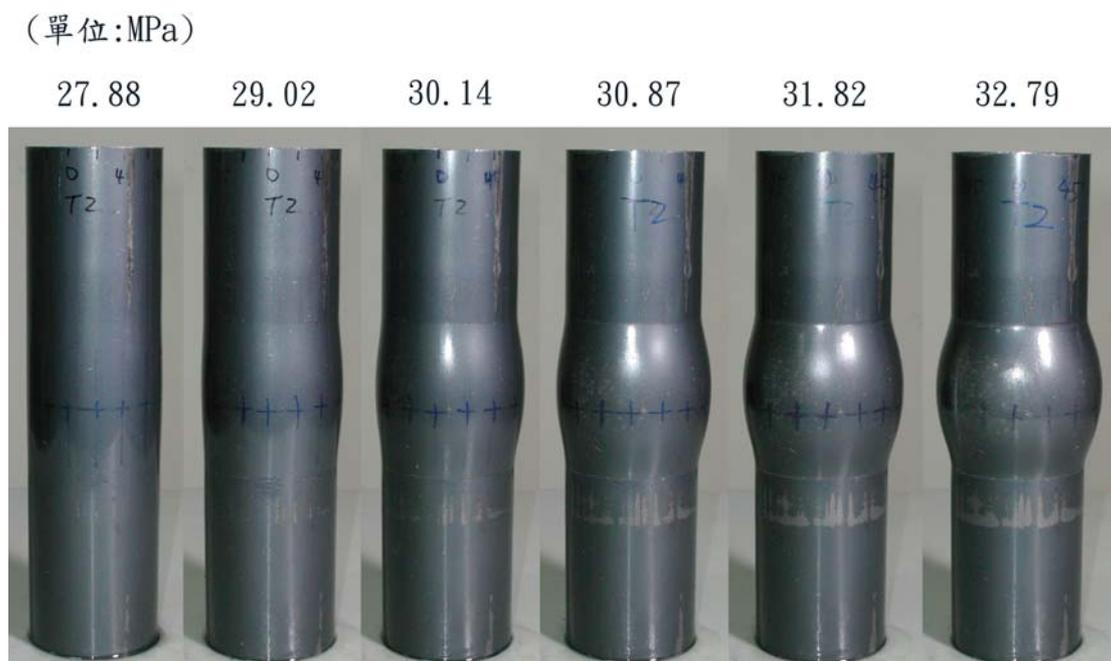


圖 5-21 SUS409 於各成形壓力下之鼓脹情形

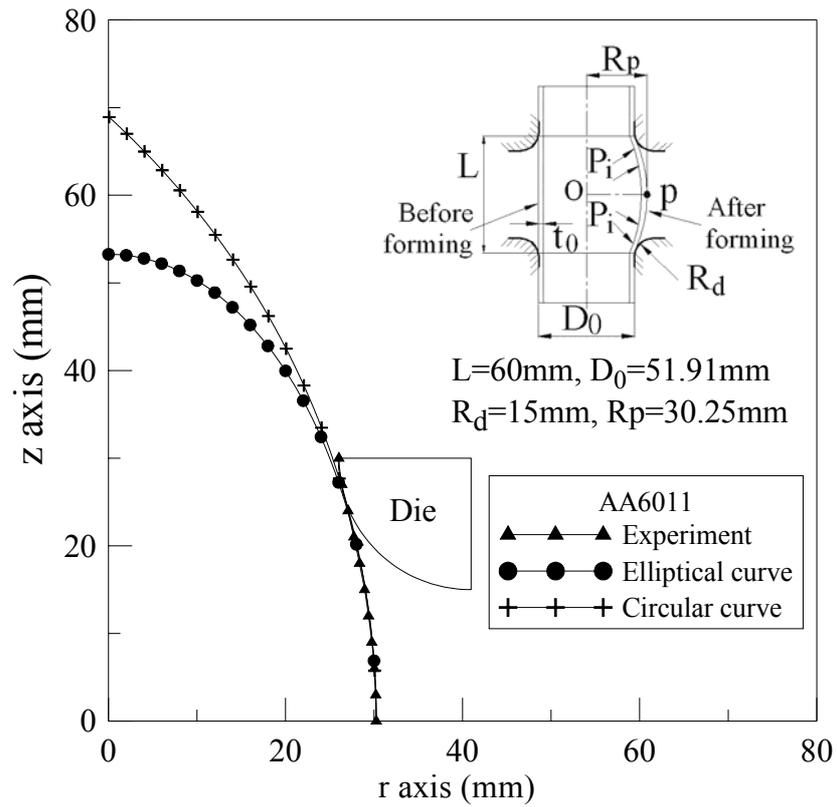


圖 5-22 AA6011 於鼓脹區之外形比較

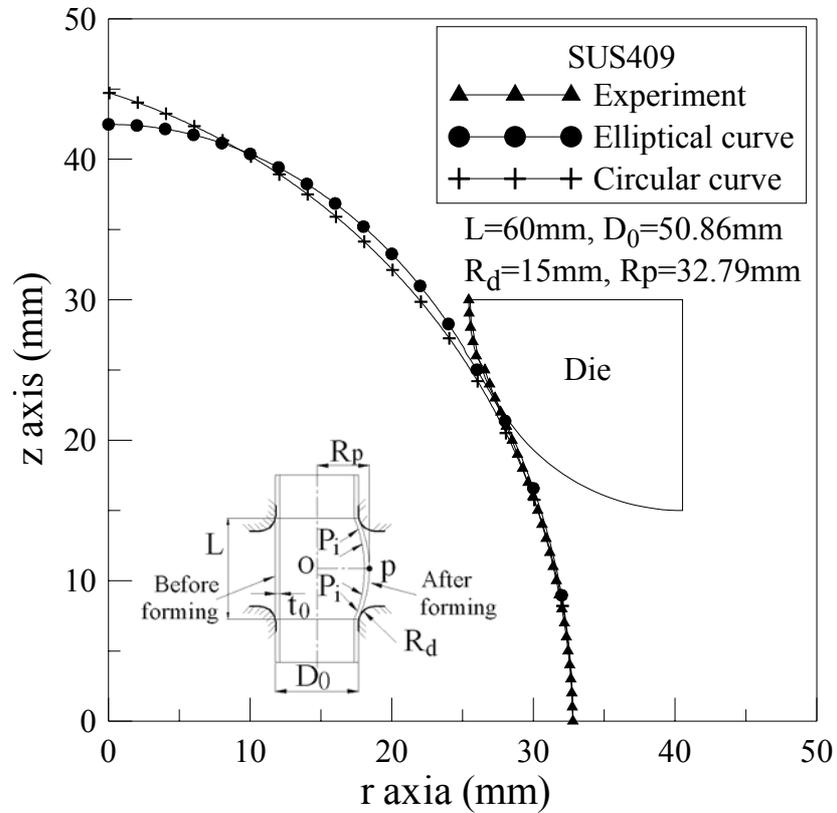


圖 5-23 SUS409 於鼓脹區之外形比較

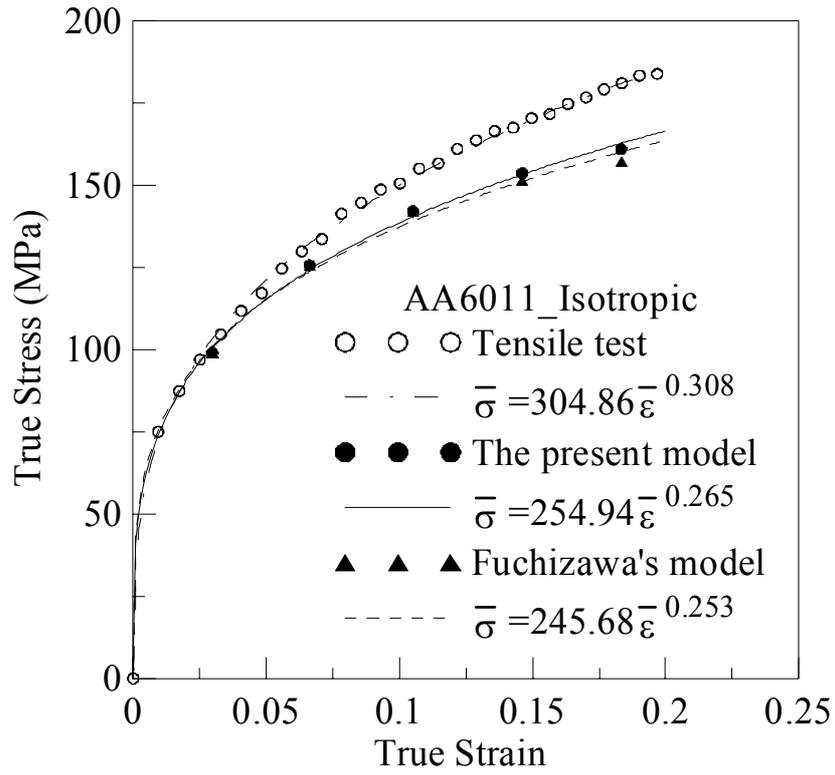


圖 5-24 AA6011 之塑流應力曲線(等方向性)

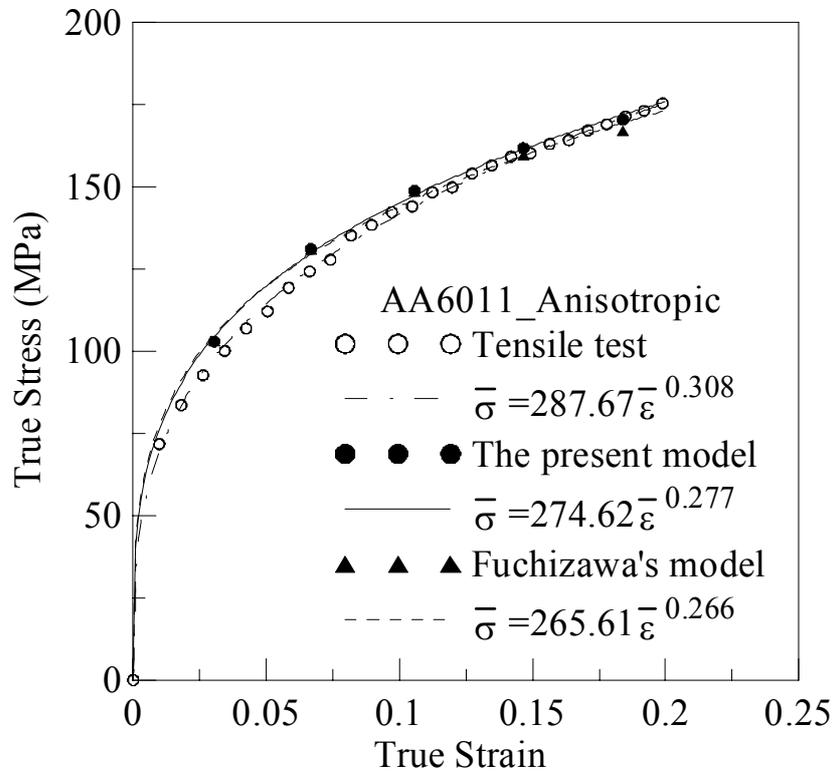


圖 5-25 AA6011 之塑流應力曲線(異方向性)

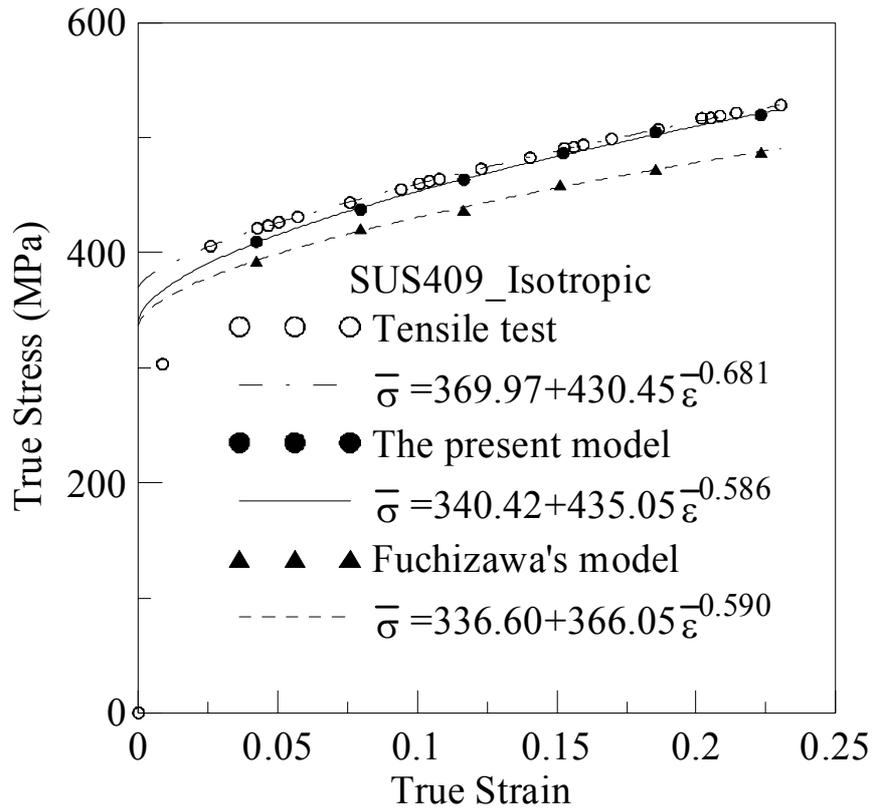


圖 5-26 SUS409 之塑流應力曲線(等方向性)

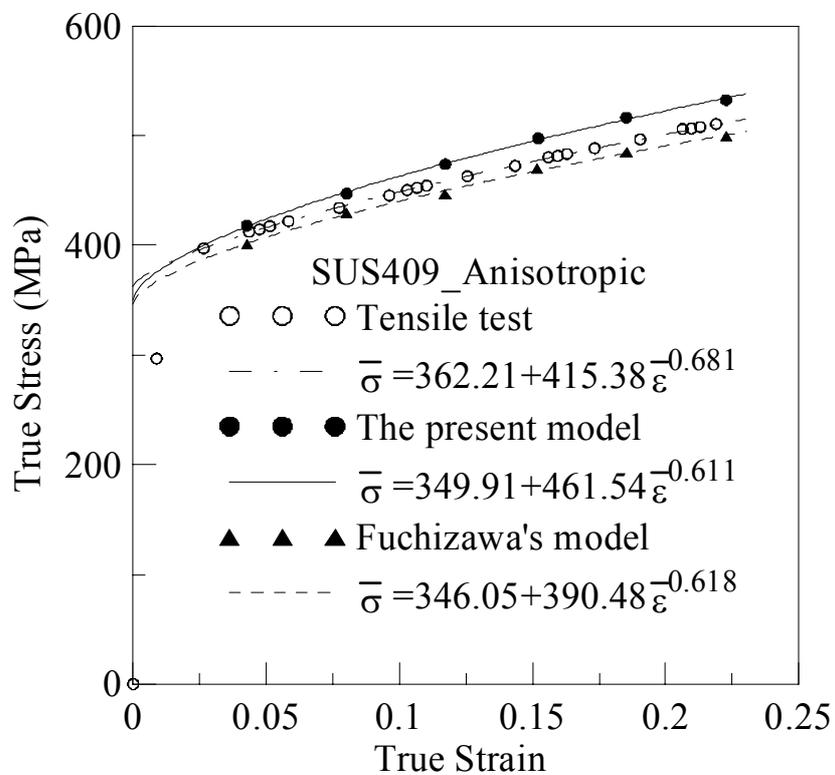


圖 5-27 SUS409 之塑流應力曲線(異方向性)

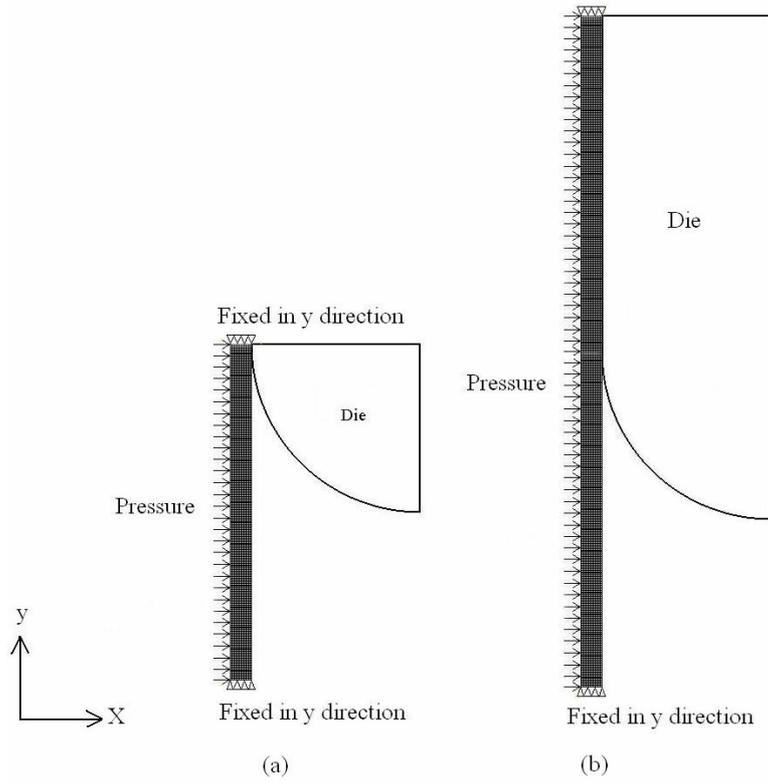


圖 5-28 管材無軸向進給鼓脹成形之建構模式

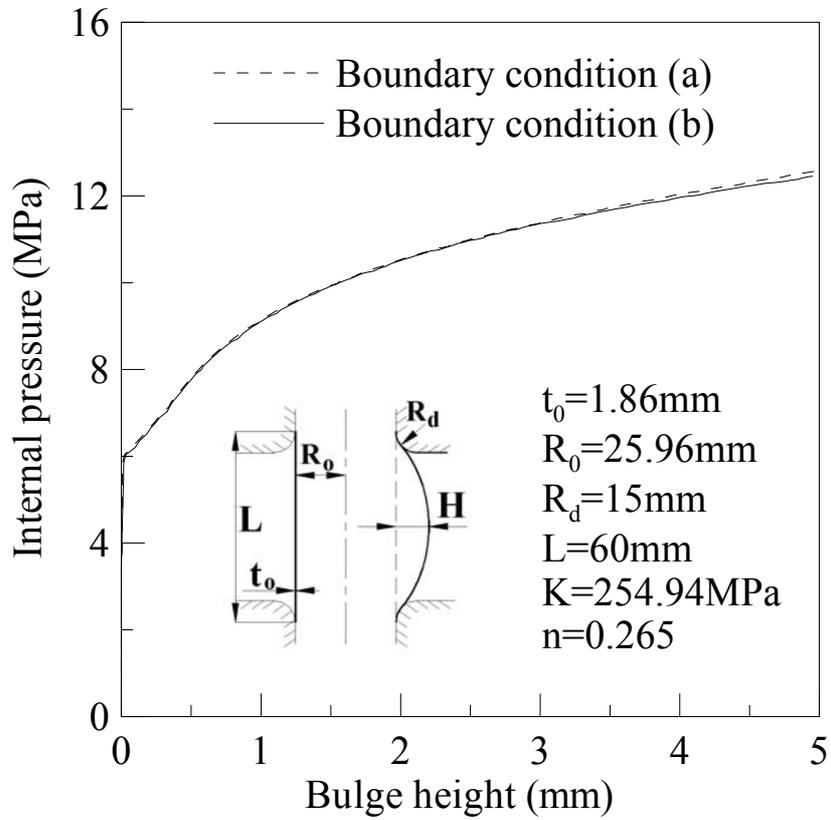


圖 5-29 不同管長之邊界條件設定對成形壓力之影響

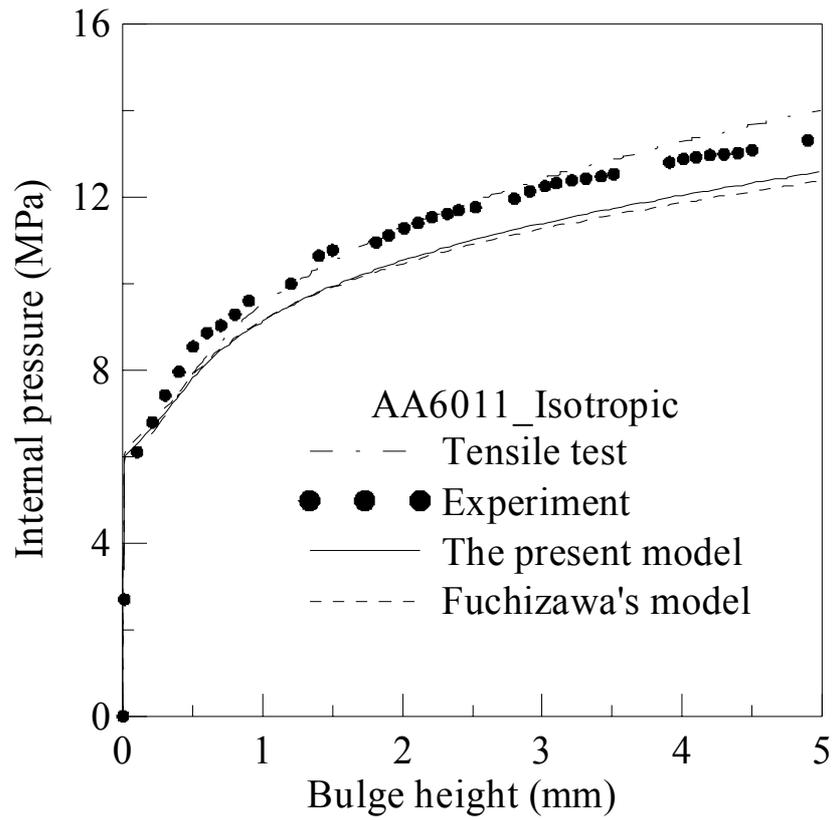


圖 5-30 AA6011 管材成形壓力與鼓脹高度關係(等方向性)

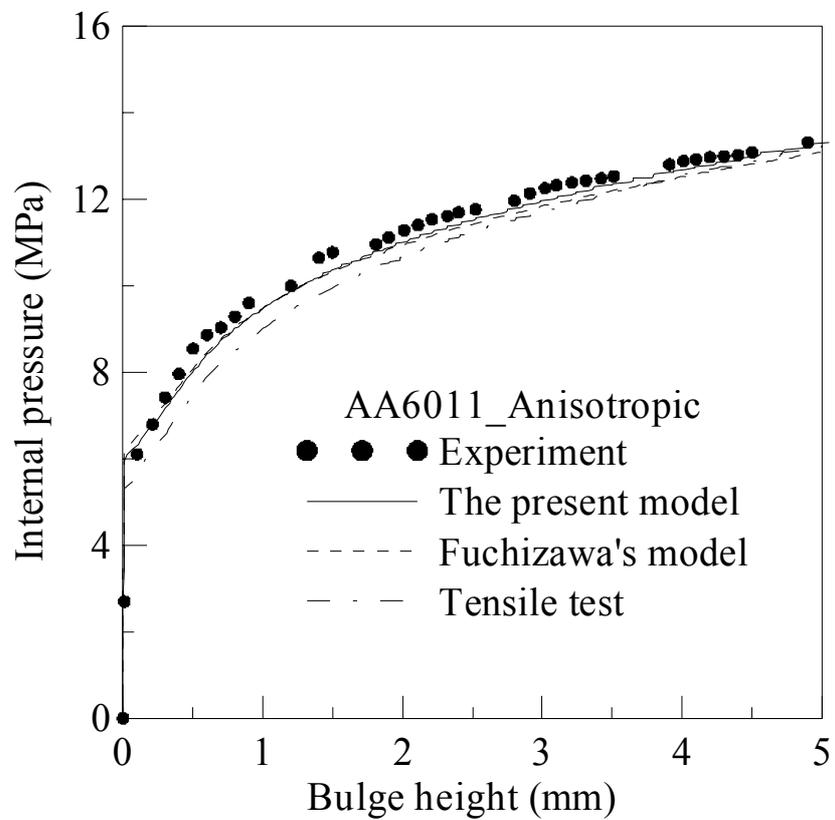


圖 5-31 AA6011 管材成形壓力與鼓脹高度關係(異方向性)

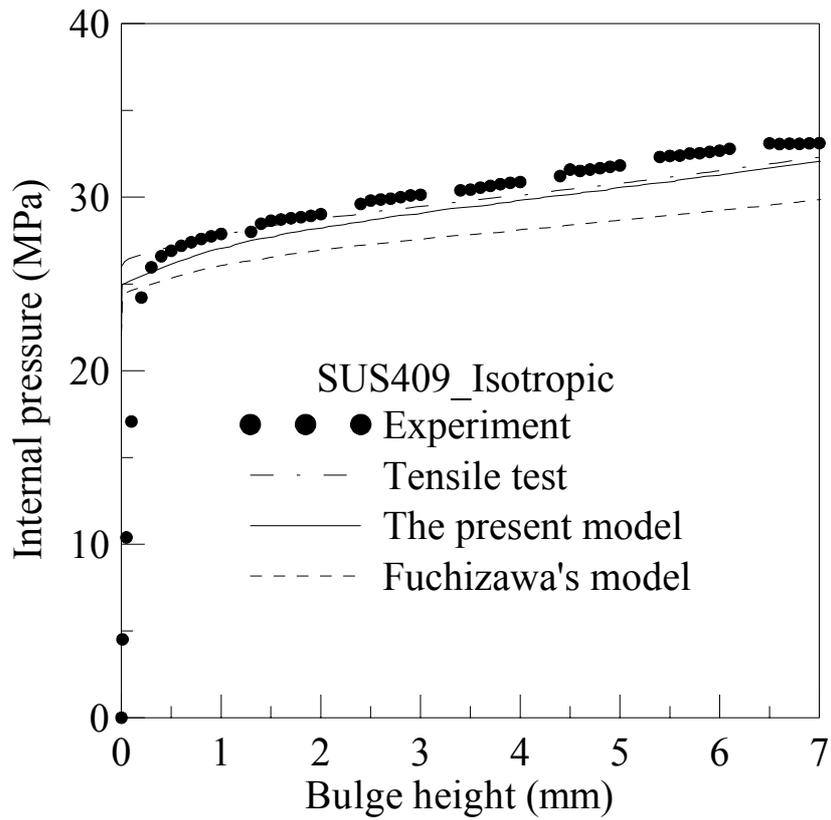


圖 5-32 SUS409 管材成形壓力與鼓脹高度關係(等方向性)

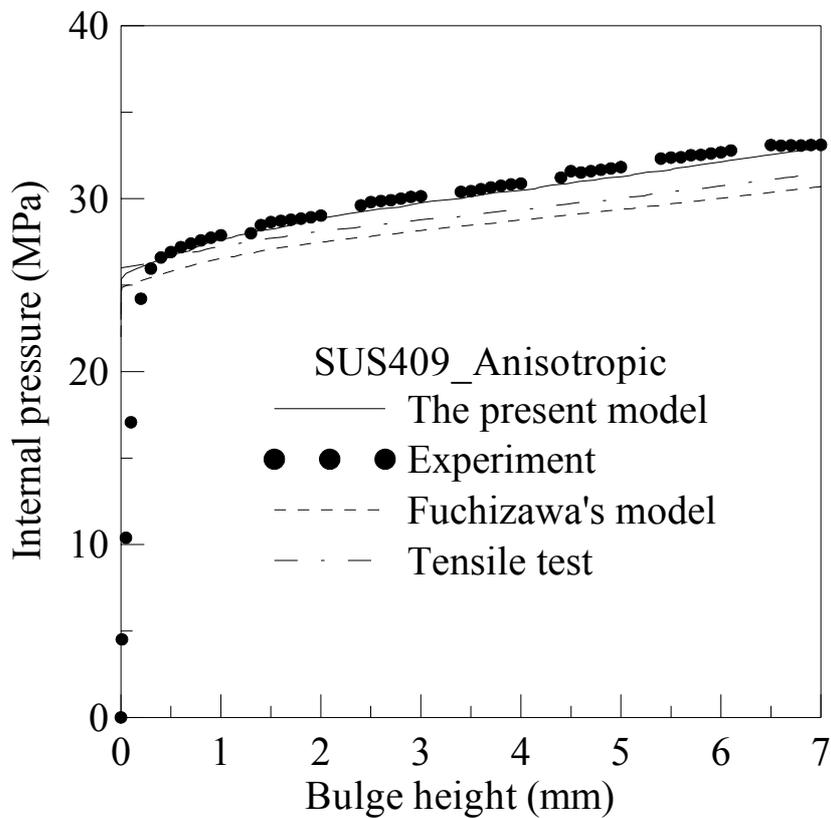


圖 5-33 SUS409 管材成形壓力與鼓脹高度關係(異方向性)

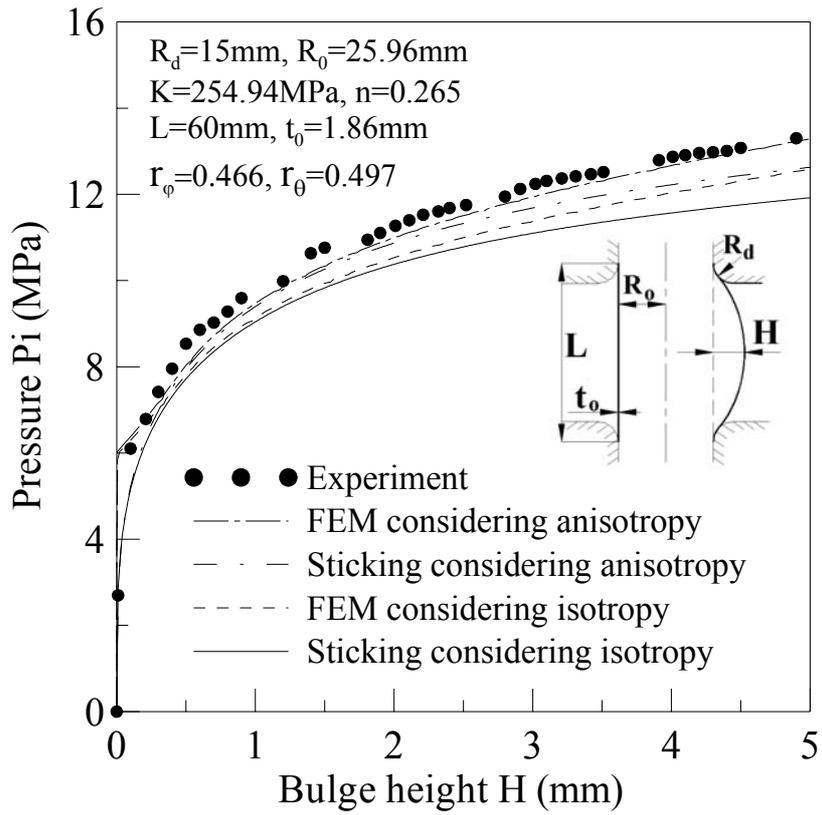


圖 5-34 不同模式下之成形壓力與鼓脹高度關係

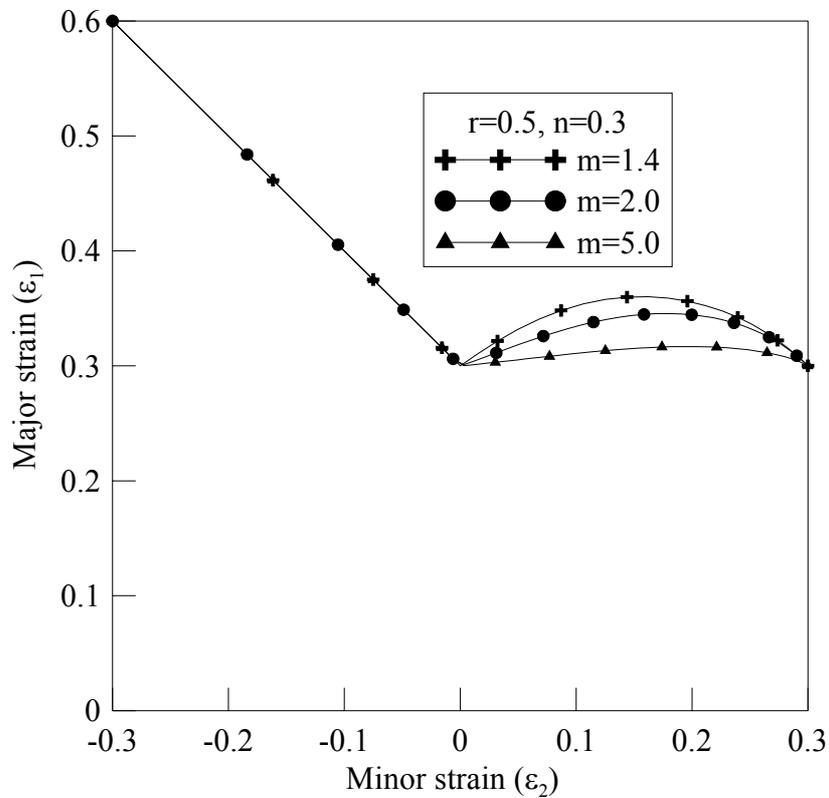


圖 5-35 Hill 新降伏指數 m 對成形極限曲線之影響

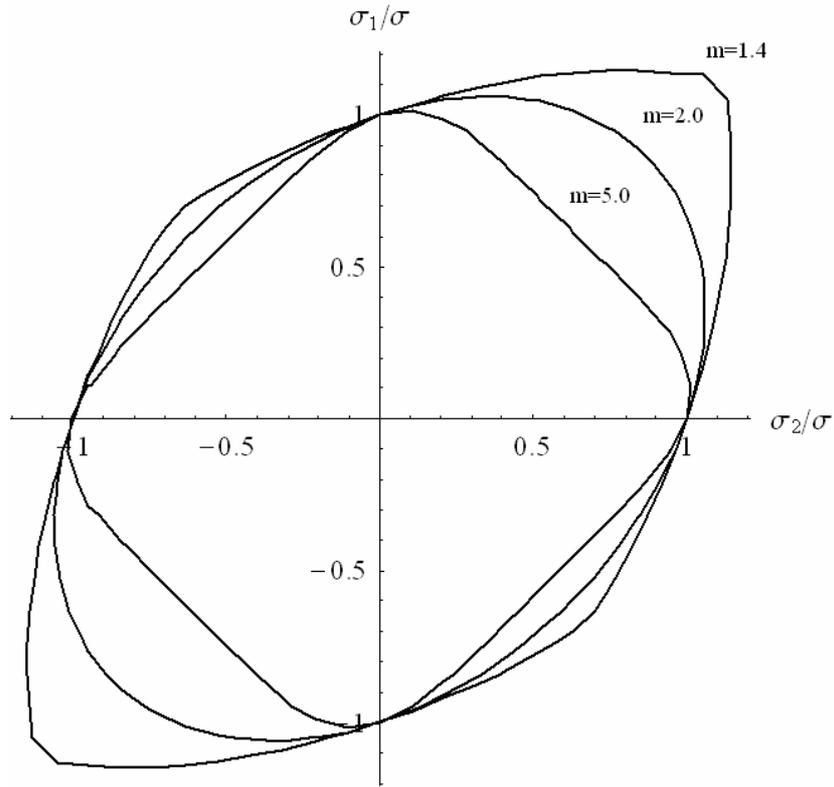


圖 5-36 Hill 新降伏準則在不同 m 值下之降伏軌跡圖

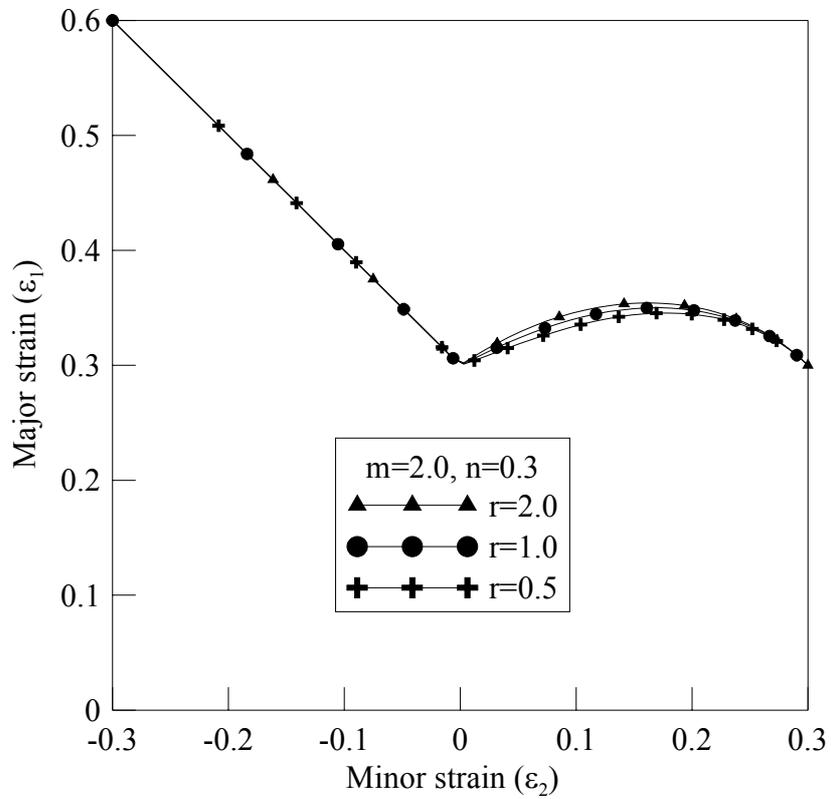


圖 5-37 異方向性 r 值對成形極限曲線之影響

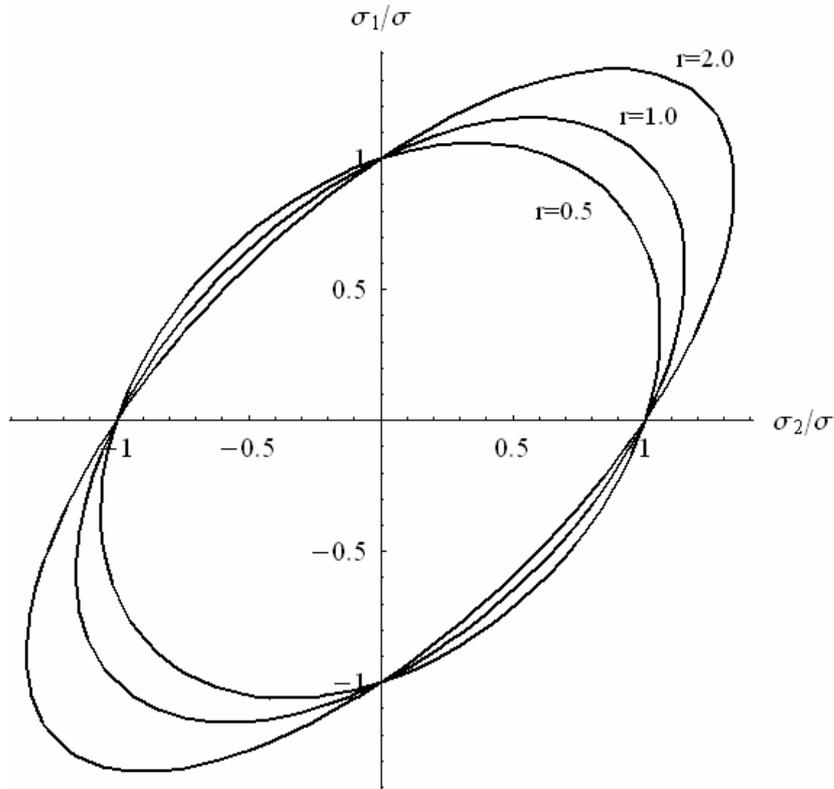


圖 5-38 Hill 新降伏準則於不同 r 值下之降伏軌跡

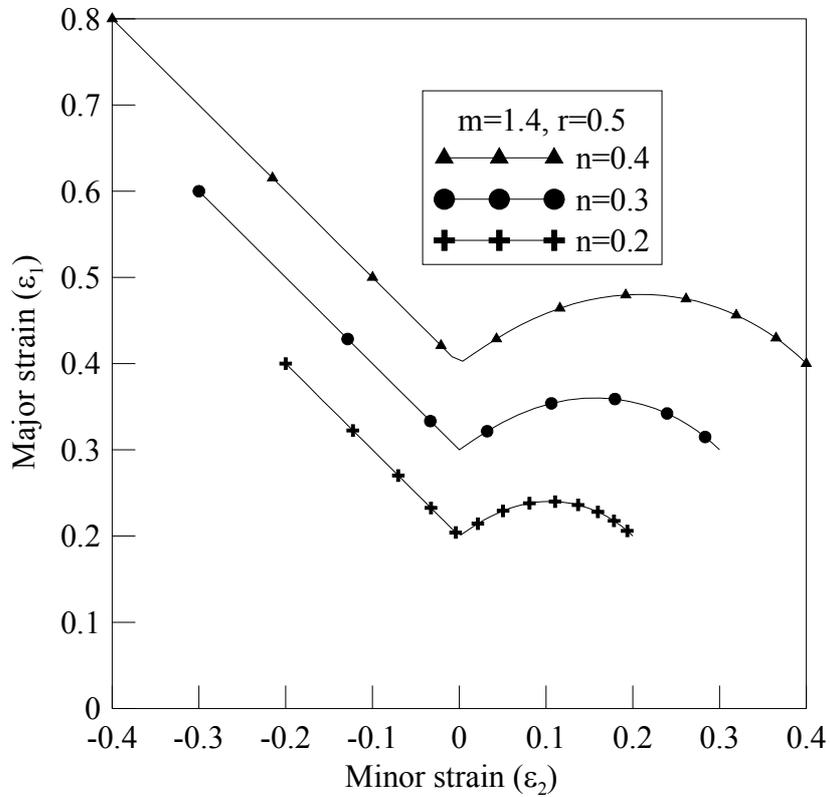


圖 5-39 應變硬化指數 n 值對成形極限曲線之影響

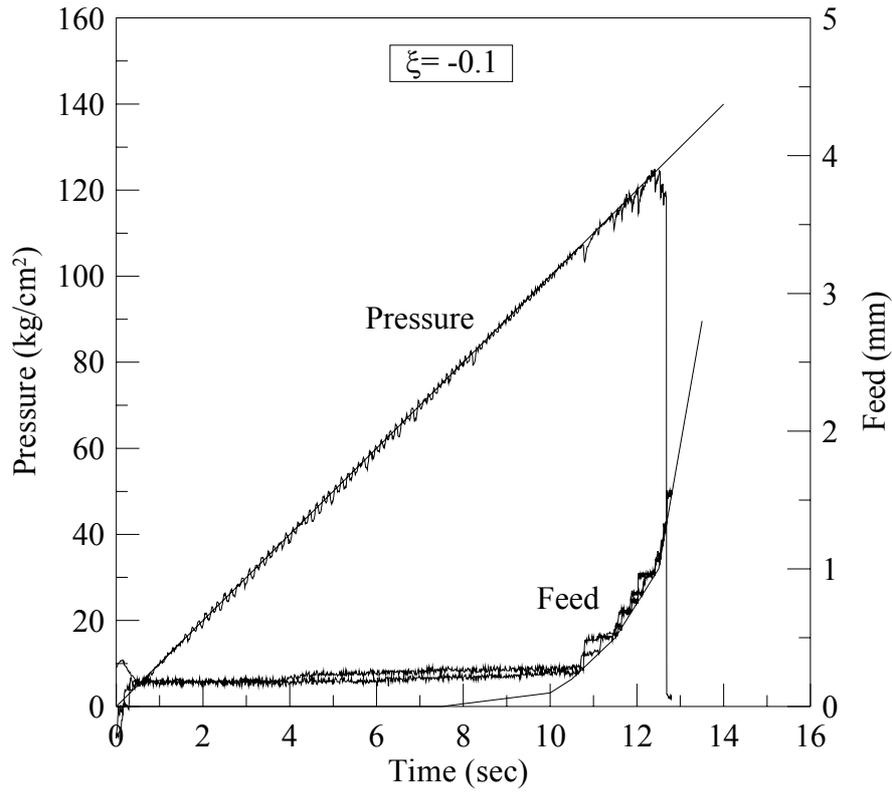


圖 5-40 實驗所控制之負載路徑(應變路徑=-0.1)

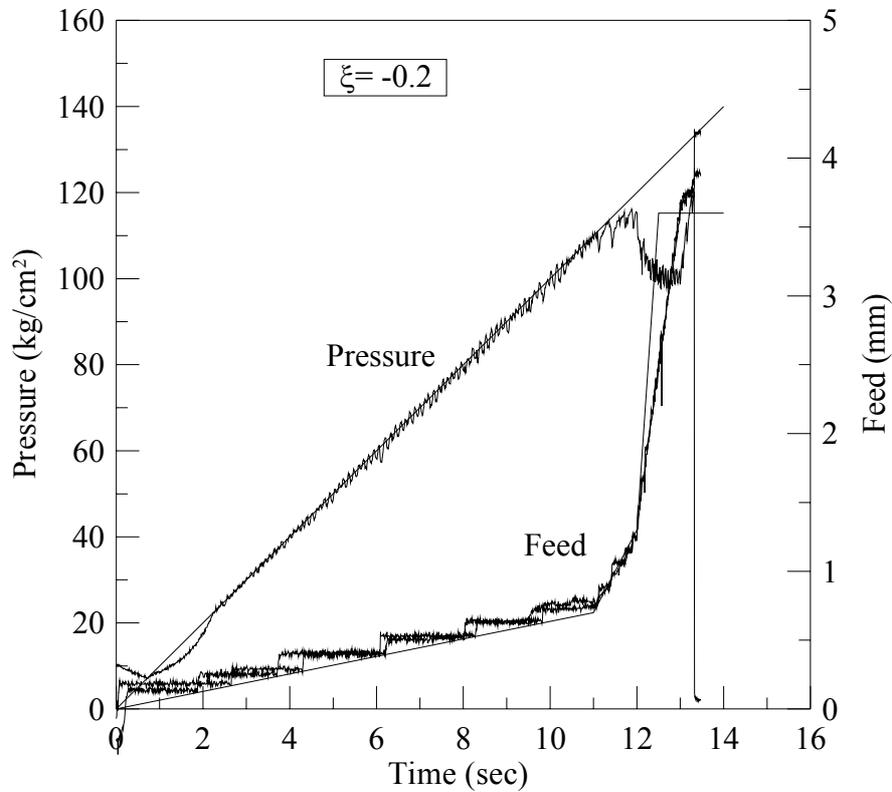


圖 5-41 實驗所控制之負載路徑(應變路徑=-0.2)

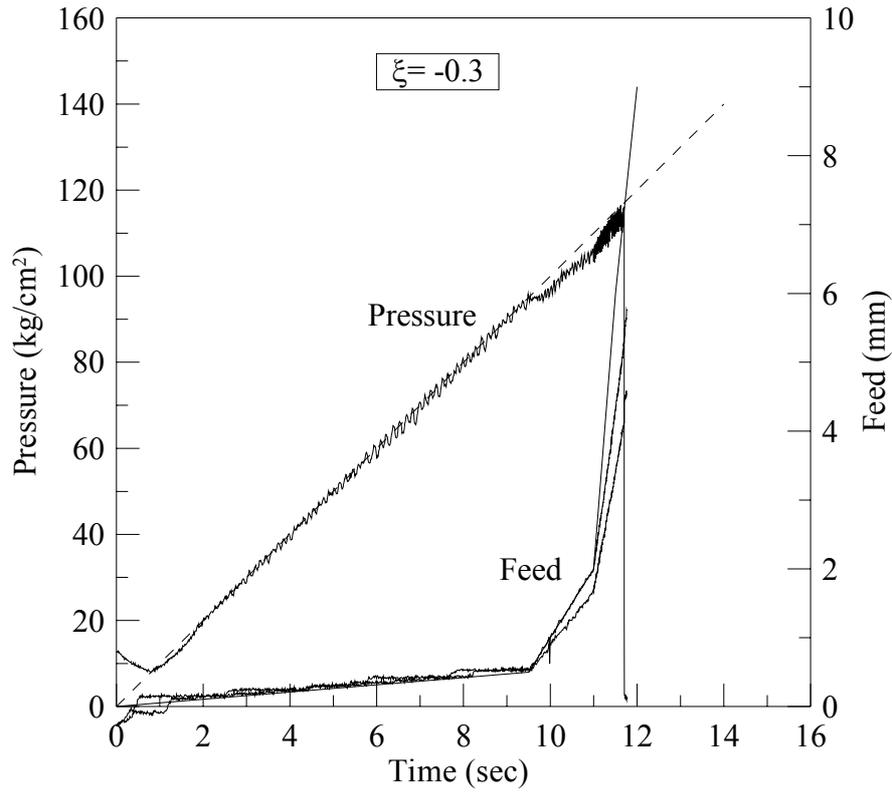


圖 5-42 實驗所控制之負載路徑(應變路徑=-0.3)

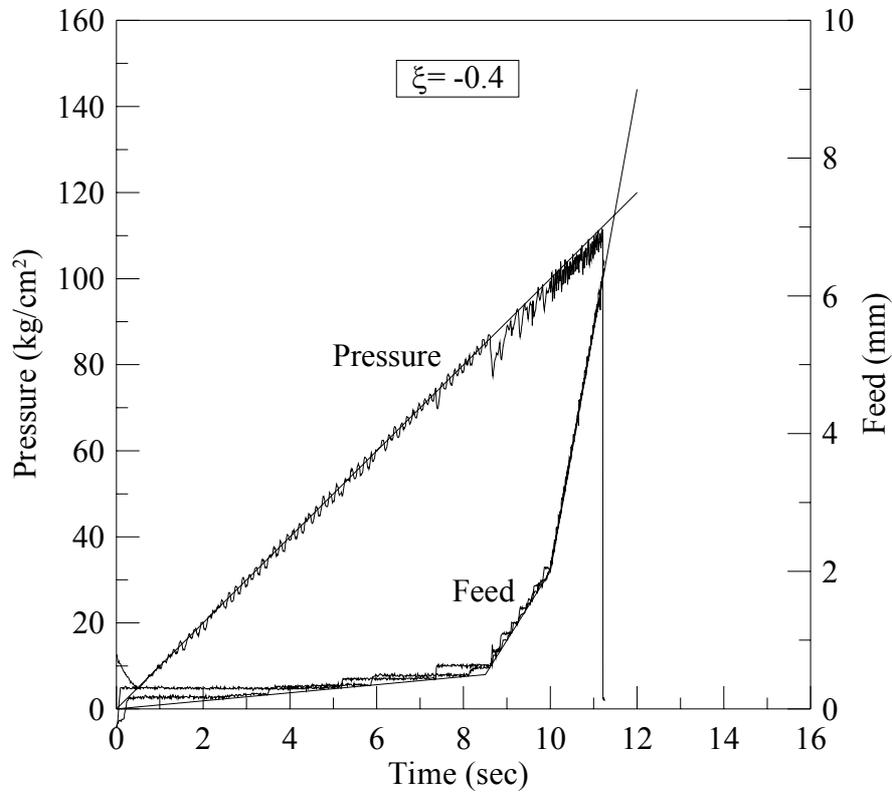


圖 5-43 實驗所控制之負載路徑(應變路徑=-0.4)

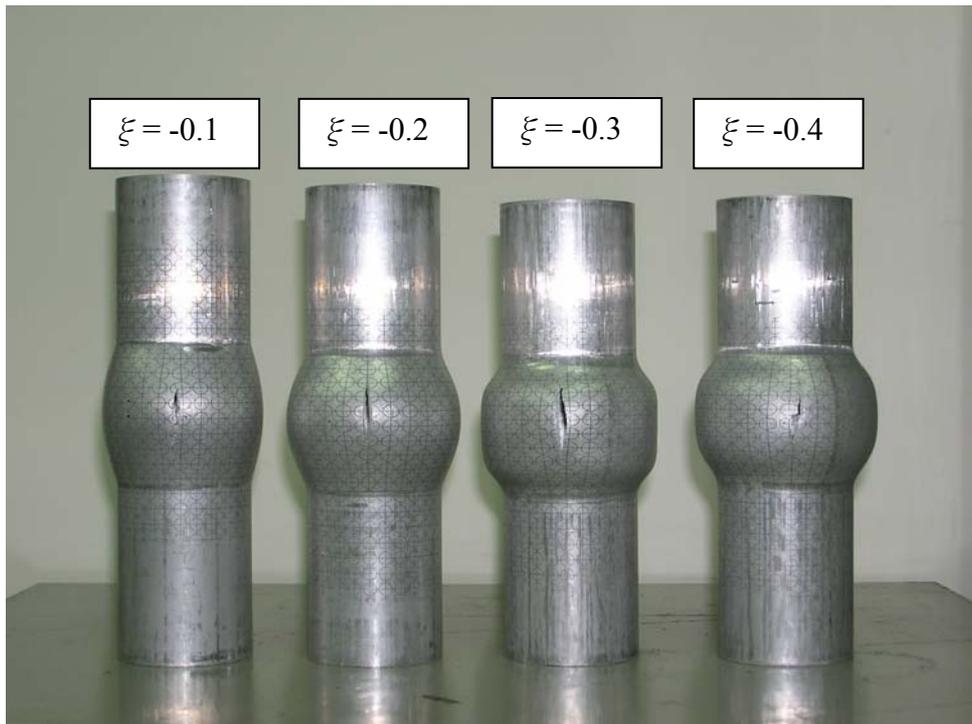


圖 5-44 不同負載路徑下之管材外觀

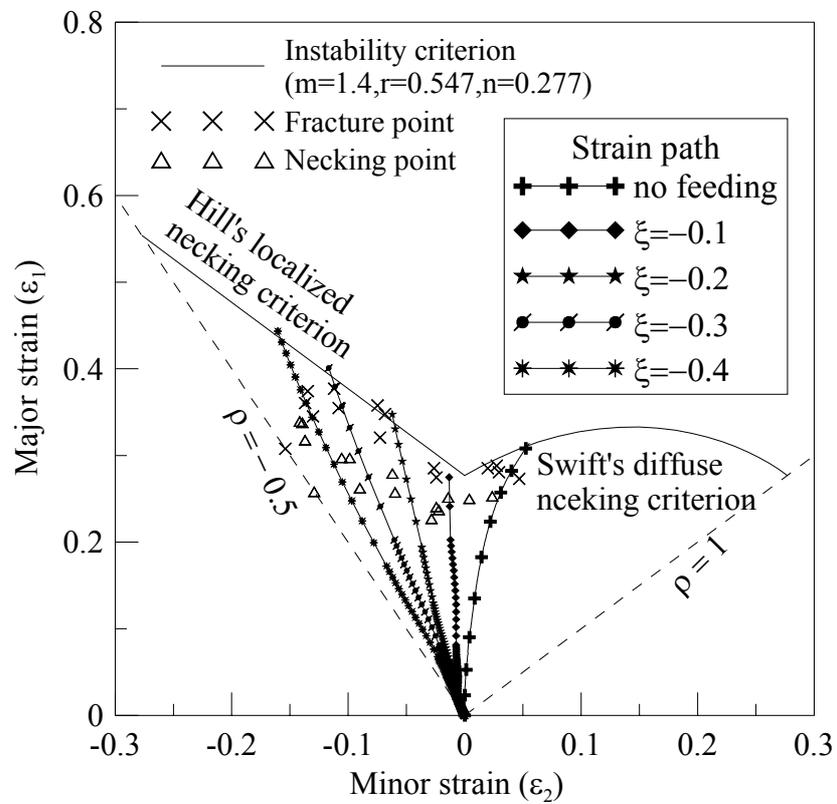


圖 5-45 管材液壓成形之成形極限圖

第六章 結論

本文以非均一變形及塑性力學理論針對管材兩端固定之液壓鼓脹成形提出一數學模式，探討各種不同加工條件下對鼓脹成形之影響。並以此為基礎建立一數學模式，來反推雙軸應力態下之塑流應力。由數學模式之解析值、有限元素之模擬結果與實驗值之比較，驗證了本文所提數學模式之適用性，此一結果將可提供實際加工之參考。本文亦以塑性不穩定理論提出一判別式，以求取材料之成形極限曲線。並藉由具有軸向進給之液壓鼓脹試驗機台進行成形極限實驗。由解析值與實驗值之比較驗證了解析模式之適用性。本章將歸納上述之具體成果如下：

6-1 管材無軸向進給之液壓鼓脹成形

在解析模式中，首先將假設管材之鼓脹區為橢圓曲面以及管材於鼓脹區之厚度呈二次式分佈。藉由此一假設將可定義管材與模具間之幾何關係。再以塑形力學理論推導出成形壓力與鼓脹高度之關係式。使用此數學模式探討了鼓脹長度、管材初始厚度、應變硬化指數、入模半徑以及異方向性等加工條件對管材鼓脹成形之影響。本研究亦執行了有限元素模擬與實驗，在不同加工條件下，本研究之解析與有限元素模擬結果之趨勢皆相當一致，驗證了本研究所提數學模式之適用性。由一系列之解析結果得知以下之結論：

1. 鼓脹長度(L)越短、管材初始厚度(t_0)越大時所需之成形壓力越大，但在鼓脹高度在鼓脹長度(L)為 60mm 時為最大。
2. 隨著應變硬化指數 n 值的增加，成形壓力變小，但鼓脹高度變大。
3. 當入模半徑(R_d)越大則所需之成形壓力越大，所能成形之鼓脹高度也越大。
4. 管材初始度(t_0)對最大鼓脹高度影響不大，影響最大鼓脹高度之主要參數為入模半

徑(R_d)及鼓脹長度(L)。

5. 異向性 r_ϕ 越大或 r_θ 越小時，其鼓脹高度越大。當考慮管材為異方向性時，所得之壓力曲線比考慮等方向性時更接近實驗值，由此可知異方向性為影響管材成形壓力之重要因素之一。

6-2 雙軸應力態下之塑流應力

利用鼓脹試驗反求管材於雙軸應力態下之塑流應力解析中，本文假設鼓脹區為橢圓曲線，並考慮管材具有異方向性提出一解析模式。探討了異方向性 r 值對液壓成形之影響。此外，亦探討了傳統拉伸試驗所得之塑流應力與本文所得之塑流應力之差異。由解析與實驗結果，可歸納以下之結論：

1. 由實驗量測得知管材外形甚為接近橢圓曲面。本模式只需量測管材於極點處之外徑即可反推極點處於子午線方向之曲率半徑。不需利用曲率量測儀來求得曲率半徑，以避免在量測點發生頸縮時所造成量測上之誤差。
2. 利用不同模式所得之塑流應力代入有限元素軟體 DEFORM 模擬，以求得成形壓力與鼓脹高度之關係。由各解析值與實驗值之比較可知，由本文考慮異方向性所得之塑流應力所模擬之壓力曲線較為接近實驗值，其誤差在 1% 以內。

6-3 成形極限曲線之解析與實驗

本文以具有軸向進給之液壓鼓脹試驗機台進行不同負載路徑之管材成形性試驗。其負載路徑乃由自行撰寫之控制程式配合有限元素軟體 LS-DYNA，控制管材於極點處為一定值應變所獲得。藉由電化學網格蝕刻與影像量測處理系統量測管材變形後之網格變化情形，以建立成形極限圖。並與塑性不穩定準則所推導之成形極限曲線做一比較驗證。綜合上述所得之解析與實驗結果，可歸納以下之結論：

1. 本文亦藉由改變材料性質參數，來探討材料性質對塑性不穩定理論所預測成形極限圖之影響。在 Hill 新降伏準則指數 m 值方面，雙軸拉伸區之成形極限曲線會隨著其值之增加而降低，但單軸拉伸區則不受其值之變化而產生影響。在異方向性 r 值方面，成形極限曲線在雙軸拉伸區會因為 r 值的增加而些微增高，而在單軸拉伸區則對曲線影響不大。而在應變硬化指數 n 值方面，當 n 值增加時，其整體之成形極限曲線會有明顯之升高。
2. 在管材之成形路徑模擬與實驗結果方面，實驗所得之破裂點與頸縮點落於所模擬之應變路徑附近。由實驗值與理論預測之比較可知，實驗所得之破裂點大致落於成形極限曲線下方或附近。由此可知，理論預測有高估之現象。

參考文獻

- [1] M. Koc, “Development of guidelines for part, process and tooling design in the tube hydroforming (THF) process”, Doctoral dissertation, The Ohio State University, Columbus, OH, (1999)
- [2] F. Dohmann, “Introduction to the process of hydroforming”, Hydroforming of Tubes, Extrusions, and Sheet Metals, in: K. Siegert (Ed.), Proceedings of the International Conference on Hydroforming, p.1 (1999)
- [3] M. Koc, T. Altan, “An overall review of the tube hydroforming (THF) technology”, J. Mater. Process. Technol., Vol.108, p.384 (2001)
- [4] S. Thiruvarundchelvan and A. C. Lua, “Bulge forming of tubes with axial compressive force proportional to the hydraulic pressure”, J. of Mater. Shaping Technol. Vol.9, p.133 (1991)
- [5] S. H. Zhang, “Developments in hydroforming”, J. Mater. Process. Technol., Vol.91, p.236 (1999)
- [6] F. Dohmann, Ch. Hartl, “Tube hydroforming – research and practical applications”, J. Mater. Process. Technol., Vol.71, p.174 (1997)
- [7] M. Ahmetoglu, and T. Altan, “Tube hydroforming: state-of-the-art and future trends”, J. Mater. Process. Technol., Vol.98, p.25 (2000)
- [8] N. Asnafi, “Analytical modelling of tube hydroforming”, Thin-Walled Structures, Vol.34, p.295 (1999)
- [9] U. Lorenz, M. Aust, M. Ahmetoglu, and T. Altan, “Evaluation of friction in tube hydroforming –review of existing methods and tool design”, Report No. THF / ERC / NSM-98-R-07 (1998)
- [10] L. Gao, S. Motsch, M. Strano, “Classification and analysis of tube hydroforming processes with respect to adaptive FEM simulations”, J. Mater. Process. Technol.,

- Vol.129, p.261 (2002)
- [11] K. Siegert, M. Haussermann, B. Losch, R. Rieger, “Recent developments in hydroforming technology”, J. Mater. Process. Technol., Vol.98, p.251 (2000)
- [12] H. U. Lucke, Ch. Hartl, T. Abbey, “Hydroforming”, J. of Mater. Process. Technol. Vol.115, p.87 (2001)
- [13] M. Ahmetoglu, K. Sutter, X. J. Li, T. Altan, “Tube hydroforming: current research, applications and need for training”, J. Mater. Process. Technol. Vol.98, p.224 (2000)
- [14] F. Dohmann, Ch. Hartl, “Hydroforming – a method to manufacture light-weight parts”, J. Mater. Process. Technol. Vol.60, p.669 (1996)
- [15] F. Dohmann, Ch. Hartl, “Liquid-bulge-forming as a flexible production method”, J. of Mater. Process. Technol. Vol.45, p.377 (1994)
- [16] D. M. Woo and P. J. Hawkes, “Determination of Stress/Strain Characteristics of Tubular Materials”, J. of the Institute of Metals, Vol.96, p.357 (1968).
- [17] D. M. Woo, “Tube-bulging under internal pressure and axial force”, J. of Engineering Material and Technology Vol.95, p.219 (1973)
- [18] D. M. Woo, and A. C. Lua, “Plastic deformation of anisotropic tubes in hydraulic bulging”, J. Mater. Process. Technol. Vol.100, p.421 (1978)
- [19] T. Sokolowski, K. Gerke, M. Ahmetoglu, T. Altan, “Evaluation of tube formability and material characteristics: hydraulic bulge testing of tubes”, J. of Mater. Process. Technol. Vol.98, p.34 (2000)
- [20] T. Altan, M. Koc, Y. Aue-u-lan, K. Tibari, “Formability and Design Issues in Tube Hydroforming”, Hydroforming of Tubes, Extrusions and Sheet Metals Vol.1, p.105 (1999)
- [21] S. Fuchizawa, and M. Narazaki, “Bulge test for determining stress-strain characteristics of thin tubes”, Advanced Technology of plasticity, 4th ICTP, Beijing, China, Vol.1, p.488, September 5-9, (1993)

- [22] S. Fuchizawa, H. Kondo, A. Shirayori and M. Narazaki, "Forming Limit of Aluminum Tube Subjected to Internal Pressure and Axial Load," The Proceedings of the 53rd Japanese Joint Conference for the Technology of plasticity, p.219 (2002)
- [23] T. Kuwabara, K. Yoshida, K. Narihara and S. Takahashi, "Forming Limit of 5000-Type Aluminum Alloy Tubes in Linear and Bi-Linear Strain Paths," The Proceedings of the 2002 Japanese Spring Conference for the Technology of plasticity, p.255 (2002)
- [24] K. Yamada, H. Mizukoshi and K. Okada, "Forming Limit of Aluminum Alloy Tubes for Hydro Forming Simulation," The Proceedings of the 2002 Japanese Spring Conference for the Technology of plasticity, p.251 (2002)
- [25] G. Nefussi and A. Combescure, "Coupled buckling and plastic instability for tube hydroforming," Int. J. Mech. Sci., Vol.44, p.899 (2002)
- [26] 黃庭彬, "鋁鎂合金與不銹鋼板材溫間成形性特性之研究", 國立台灣大學機械工程研究所博士論文 (2003)
- [27] 余振華, "板金多道次成形之成形極限研究", 國立成功大學機械工程研究所碩士論文 (1989)
- [28] T. Yoshida and Y. Kuriyama, "Effects of Material Properties and Process Parameters on Deformation Behavior of Tube Hydroforming", Innovations In Tube Hydroforming Technology, June p.13 (2000)
- [29] M. Koc and T. Altan, "Prediction of forming limits and parameters in the tube hydroforming process," International Journal of Machine Tools & Manufacture Vol.42, p.123 (2002)
- [30] M. Amino and K. Manabe, "Prediction of Wall Thickness Distribution in Tube Hydroforming by FEM Simulation", The Proceedings of the 48nd Japanese Joint Conference for the Technology of Plasticity, p.373 (1997)
- [31] K. Manabe and M. Amino, "Influence of Plastic Anisotropy on Tubular Hydroformed

- Component”, The Proceedings of the 49nd Japanese Joint Conference for the Technology of Plasticity, p.303 (1998)
- [32] K. Manabe, M. Amino, “Effects of process parameters and material properties on deformation process in tube hydroforming”, J. of Mater. Process. Technol. Vol.123, p.285 (2002)
- [33] M. Fukumura, K. Suzuki, K. Uwai, S. Toyoda, Q. Yu and M. Shiratori, “Friction Effect Dependence on the Die Shape During the Tube Hydroforming Process”, The Proceedings of the 52nd Japanese Joint Conference for the Technology of Plasticity, p.17 (2001)
- [34] G.T. Kridli, L. Bao, P.K. Mallick, Y. Tian”, Investigation of thickness variation and corner filling in tube hydroforming”, J. of Mater. Process. Technol. Vol.133, p.287 (2003)
- [35] S. Fuchizawa, K. Satou, K. Itoga, A. Shirayori and M. Navazak,” Effect of Lubrication on Deformation Behavior of Tube in Hydraulic Bulging with Square Die,” The Proceedings of the 51nd Japanese Joint Conference for the Technology of Plasticity, p.361 (2000)
- [36] S. Fuchizawa, Y. Ikeda, A. Shirayori and M. Narazake, “Effect of Lubrication on Deformation Behavior of Tube in Hydraulic Bulging with Square Die(2nd Report),” The Proceedings of the 52nd Japanese Joint Conference for the Technology of Plasticity, p.19 (2001)
- [37] M. Ahmed, M.S.J. Hashmi, “Estimation of machine parameters for hydraulic bulge forming of tubular components”, J. of Mater. Process. Technol. Vol.64, p.9 (1997)
- [38] Ch. Hartl, “Theoretical Fundamentals of Hydroforming”, International Conference on Hydroforming, Fellbach/Stuttgart (1999)
- [39] N. Asnafi, A. Skogsgardh “Theoretical and Experimental Analysis of Stroke-controlled Tube Hydroforming”, Material Science and Engineering A279, p.95 (2000)
- [40] M. Koc, “Investigation of the effect of loading path and variation in material properties

- on robustness of the tube hydroforming process”, J. of Mater. Process. Technol. Vol.133, p.276 (2003)
- [41] S. Fuchizawa, “Influence of strain-hardening exponent on the deformation of thin-walled tube of finite length subjected to hydrostatic internal pressure”, Advanced Technology of Plasticity 1st ICTP, p.297 (1984)
- [42] F.K. Chen, “Formability analysis of tube-hydroforming process”, International Journal of Applied Mechanics and Engineering, Vol.4, No.1, p.149 (1999)
- [43] H.L. Xing, A. Makinouchi, “Numerical analysis and design for tubular hydroforming”, International Journal of Mechanical Sciences Vol.43, p.1009 (2001)
- [44] F. Vollertsen, M. Plancak, “On possibilities for the determination of the coefficient of friction in hydroforming of tubes”, J. of Mater. Process. Technol. Vol.125-126, p.412 (2002)
- [45] M. Ahmed, M.S.J. Hashmi, “Three-dimensional finite-element simulation of bulge forming”, J. of Mater. Process. Technol. Vol.119, p.387 (2001)
- [46] N. Jain, J. Wang, R. Alexander, “Finite element analysis of dual hydroforming processes”, J. of Mater. Process. Technol. Vol.145, p.59 (2004)
- [47] J. B. Yang, B. H. Jeon, S. I. Oh, “Design sensitivity analysis and optimization of the hydroforming process”, J. of Mater. Process. Technol. Vol.113, p.666 (2001)
- [48] N. Boudeau, A. Lejeune, J.C. Gelin, “Influence of material and process parameters on the development of necking and bursting in flange and tube hydroforming”, J. of Mater. Process. Technol. Vol.125-126, p.849 (2002)
- [49] M. Ahmed, M.S.J. Hashmi, “Finite-element analysis of bulge forming applying pressure and in-plane compressive load”, J. of Mater. Process. Technol. Vol.77, p.95 (1998)
- [50] M. Koc and T. Altan, “Application of two dimensional (2D) FEA for the tube hydroforming process”, International Journal of Machine Tools & Manufacture Vol.42, p.1285 (2002)

- [51] L. P. Lei, B.S. Kang, S. J. Kang, “Prediction of the forming limit in hydroforming process using the finite element method and a ductile fracture criterion”, *J. of Mater. Process. Technol.* Vol.113, p.673 (2001)
- [52] J. Kim, L. P. Lei, B. S. Kang, “Preform design in hydroforming of automobile lower arm by FEM”, *J. of Mater. Process. Technol.* Vol.138, p.58 (2003)
- [53] L. P. Lei, J. Kim, S. J. Kang, B. S. Kang, “Rigid – plastic finite element analysis of hydroforming process and its applications”, *J. of Mater. Process. Technol.* Vol.139, p.187 (2003)
- [54] L. P. Lei, D. H. Kim, S. J. Kang, S. M. Hwang, B. S. Kang, “Analysis and design of hydroforming processes by the rigid – plastic finite element method”, *J. of Mater. Process. Technol.* Vol.114, p.201 (2001)
- [55] M. Strano, S. Jiratharanat, S. G. Shr, T. Altan, “Virtual process development in tube hydroforming”, *J. of Mater. Process. Technol.* Vol.146, p.130 (2004)
- [56] Y. Aue-U-Lan, G. Ngaile, T. Altan, “Optimizing tube hydroforming using process simulation and experimental verification”, *J. of Mater. Process. Technol.* Vol.146, p.137 (2004)
- [57] L. Lang, S. Yuan, X. Wang, Z.R. Wang, Z. Fu, J. Danckert, K.B. Nielsen, “A study on numerical simulation of hydroforming of aluminum alloy tube”, *J. of Mater. Process. Technol.* Vol.146, p.377 (2004)
- [58] S. Jiratharanat, Ch. Hartl, T. Altan, “Hydroforming of Y-shapes—product and process design using FEA simulation and experiments”, *J. of Mater. Process. Technol.* Vol.146, p.124 (2004)
- [59] H. J. Kim, B. H. Jeon, H. Y. Kim, J. J. Kim, “Finite element analysis of the liquid bulge forming processes”, *Advanced technology of plasticity 4th ICTP*, p.545 (1993)
- [60] M. Koc, T. Allen, S. Jiratharanat, T. Altan, “The use of FEA and design of experiments to

- establish design guidelines for simple hydroformed parts”, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* Vol.40, p.2249 (2000)
- [61] M. Imaninejad, G. Subhash, A. Loukus, “Experimental and numerical investigation of free-bulge formation during hydroforming of aluminum”, *J. of Mater. Process. Technol.* Vol.147, p.247 (2004)
- [62] B. Carleer, G. van der Kevie, L. de Winter, B. van Veldhuizen, “Analysis of the effect of material properties on the hydroforming process of the tubes,” *J. Mater. Process. Technol.* Vol.104, p.158 (2000)
- [63] K. Yamada, H. Mizukoshi and H. Okada, “Mechanical properties of aluminum alloy tubes for hydroforming”, *The Proceedings of the 51nd Japanese Joint Conference for Technology of Plasticity*, p.349 (2000)
- [64] S. Thiruvarudchelvan, G. L. Seet, H. E. Ang, “Computer-monitored hydraulic bulging of tubes”, *J. of Mater. Process. Technol.* Vol.57, p.182 (1996)
- [65] S. Fuchizawa, M. Narazaki, A. Shirayori, “Bulge forming of aluminum alloy tubes by internal pressure and axial compression”, *Advanced technology of plasticity 5th ICTP*, p.497 (1996)
- [66] G. Ngaile, S. Jaeger, T. Altan, “Lubrication in tube hydroforming (THF) Part I. Lubrication mechanisms and development of model tests to evaluate lubricants and die coatings in the transition and expansion zones”, *J. Mater. Process. Technol.* Vol.146, p.108 (2004)
- [67] G. Ngaile, S. Jaeger, T. Altan, “Lubrication in tube hydroforming (THF) Part II. Performance evaluation of lubricants using LDH test and pear-shaped tube expansion test”, *J. Mater. Process. Technol.* Vol.146, p.124 (2004)
- [68] F. Dohmann, A. Böhm, K. U. Dudziak, “The Shaping of Hollow Shaft-Shaped Workpieces By Liquid bulge forming”, *Advanced Technology of plasticity 4th ICTP*, p.447 (1993)

- [69] S. Kim, Y. Kim, “Analytical study for tube hydroforming”, J. of Mater. Process. Technol. Vol.128, p.232 (2002)
- [70] C. L. Chow, X. J. Yang, “Bursting for fixed tubular and restrained hydroforming”, J. of Mater. Process. Technol. Vol.130-131, p.107 (2002)
- [71] Z. C. Xia, “Failure analysis of tubular hydroforming”, J. of Engineering Material and Technology Vol.123, p.423 (2001)
- [72] W. J. Sauer, A. Gotera, F. Roff and P. Huang, “Free forming of tubes under internal pressure and axial compression”, Proc. 6th NAMRC, p.228 (1978)
- [73] S. Kim, Y. Kim, “Analytical study for tube hydroforming”, J. of Mater. Process. Technol. Vol.128, p.232 (2002)
- [74] M. Strano, S. Jirathearanat and T. Altan, “Adaptive FEM simulation for tube hydroforming: a geometry-based approach for wrinkle detection”, Annals of the CIRP Vol.50, p.185 (2001)
- [75] A. Lejeune, N. Boudeau, J. C. Gelin, “Influence of material and process parameters on bursting during hydroforming process”, J. of Mater. Process. Technol. Vol.143-144, p.11 (2003)
- [76] W. F. Hosford, R. M. Caddell, “*Metal forming mechanics and metallurgy*”, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, N.J. 07632 (1983)
- [77] E. M. Miellnik, “*Metalworking Science and Engineering*”, International Edition, McGraw-Hill, Inc. (1993)
- [78] 黃建成, “管材液壓鼓脹成形之力學解析”, 國立中山大學機械與機電工程研究所碩士論文 (2001)
- [79] A. A. Giordano, F. M. Hsu. “Least square estimation with applications to digital signal processing”, Wiley, New York (1985)
- [80] S. P. Keeler and W. A. Backofen, “Plastic Instability and Fracture in Sheets Stretched Over Rigid Punches,” Trans. ASM, Vol.56, p.25 (1963)

- [81] G. M. Goodwin, "Application of Strain Analysis on Sheet Metal Forming Problems in The Press Shop," SAE Paper, No.680093 (1968)
- [82] 林瑞彰, "管材之成形極限研究", 國立中山大學機械與機電工程研究所碩士論文 (2003)
- [83] H. W. Swift, "Plastic Instability under Plane Stress", J. Mech. Phys. Solid, Vol.1, p.1 (1952)
- [84] R. Hill, "On Discontinuous Plastic States, with Special Reference of Localized Necking in Thin Sheets", J. Mech. Phys. Solid, Vol.1, p.19 (1952)
- [85] R. Hill, "Theoretical plasticity of textured aggregates", Math. Proc. Camb. Phil. Soc., p.17 (1979)
- [86] A.S. Koronen, "On the Theories of Sheet Metal Necking and Forming Limits," J. Eng. Mater. Tech., Trans. of the ASME, Vol.100, p.303 (1978).
- [87] S. Kobayashi, S. Oh, T. Altan, "Metal forming and the finite element method", Oxford University Press, p.93 (1989)
- [88] Standard method of tension testing wrought and cast aluminum and magnesium alloy products [metric]. Annual book of ASTM standards section 3; 03.01, p.60 (1993)
- [89] 蔡錦文, "管材液壓鼓脹成形之實驗與模擬", 國立中山大學機械與機電工程研究所碩士論文 (2002)
- [90] 國光牌特級循環機油(CPC Circulation Oil R)
- [91] 小栗富士雄與小栗達男共著, 張兆豐主編, "標準機械設計圖表遍覽 改新增補2版", 臺隆書局 (2001)
- [92] Robert L. Norton, "*Machine design*", Prentice-Hall International, Inc. (1996)
- [93] 陳秉鴻, "具有背壓控制之管件液壓成形之自適性模擬", 國立中山大學機械與機電工程研究所碩士論文 (2005)
- [94] 王之佑, "管材液壓成形試驗機之設計與製作", 國立中山大學機械與機電工程研究

所碩士論文 (2003)

[95] 林子權, “三通管件液壓機之試作與液壓成形實驗”, 國立中山大學機械與機電工程

研究所碩士論文 (2005)

作者簡介

姓名：林義凱

生日：民國 66 年 03 月 12 日

籍貫：台灣省台中市

學歷：國立中山大學機械與機電工程研究所博士班(89.9~94.6)

國立中山大學機械與機電工程研究所碩士班(88.9~89.6)

私立逢甲大學機械工程學系學士(84.9~88.6)

住址：台中市西屯區大弘三街 99 號

電話：(04)23167684

E-mail：yiukailin@yahoo.com.tw



發表著作

● 期刊論文(Journal Papers)

1. Y.M. Hwang and Y.K. Lin, 2002, "Analysis and Finite Element Simulation of the Tube Bulge Hydroforming Process," Journal of Materials Processing Technology, Vol. 125-126, pp. 821-825
2. Y.M. Hwang and Y.K. Lin, 2003, "FE-Simulations of T-Shape Tube Hydroforming," Key Engineering Materials, Vol. 233-236, pp. 317-322
3. Y.M. Hwang, Y.K. Lin and Chi-Yei Chuang, 2003, "Experiment of Tube Bulging Forming and Determination of the Flow Stress of Tubular Materials," Journal of Chinese Society of Forging, Vol. 12, No. 4, pp. 6-13 (In Chinese)
4. C.C. Huang, J.C. Huang, Y.K. Lin and Y.M. Hwang, 2004, "Processing Fine-Grained and Superplastic AZ31 Mg Tubes for Hydroforming," Key Engineering Materials, Vol. 274-276, pp. 289-294
5. Y.M. Hwang, Y.K. Lin and Jui-Chang Lin, 2004, "Study on Forming Limit of Tubular materials," Key Engineering Materials, Vol. 274-276, p. 391-396
6. C. C. Huang, J. C. Huang, Y.K. Lin and Y.M. Hwang, 2004, "Basal-texture Induced Low Formability During Room Temperature Hydroforming of Fine-grained AZ31 Mg Tubes," Materials Transactions, Vol. 45, No. 11, pp. 3142-3149
7. Y.M. Hwang and Y.K. Lin, "Evaluation of Tubular Materials by Hydraulic Bulge Test," International Journal of Mechanical Sciences (submitted).

● 學術研討會論文(Conference Papers)

1. **Y.K. Lin**, C.C. Huang and Y.M. Hwang, 2001, "Analysis on Tube Bulge Hydroforming Process with Consideration of Ellipsoidal Tube Surface," Proceedings, International Conference on Advanced Materials Processing Technologies, Vol. 2, pp. 931-937, Madrid, Spain.
2. Y.M. Hwang, **Y.K. Lin**, H.C. Wu and H.C. Chen, 2001, "FE-Simulations on T-shape Tube Hydroforming," Proceeding, the 18th National Conference of CSME, pp.311-314, Taipei, Taiwan.
3. Y.M. Hwang, C.W. Tsai, **Y.K. Lin**, 2002, " Fabrication of Tube Hydroforming Testing Machine and Experiments – Study of Tube Hydroforming · 1st Report –," Proceeding of the 19th National Conference of CSME, Vol. 4, pp. 367-374, Yunlin, Taiwan (In Chinese).
4. Y.M. Hwang, W.C. Chen, **Y.K. Lin**, 2002, "Analysis and Experiment of Tube Hydraulic Expansion Forming in a Rectangular Cross-sectional Die – Study of Tube Hydroforming · 2nd Report –," Proceeding of the 26th National Conference on Theoretical and Applied Mechanics, M018, Yunlin, Taiwan (In Chinese).
5. Y.M. Hwang, J.C. Lin, **Y.K. Lin**, 2003, " Study on Forming Limit of Tubes – Study of Tube Hydroforming · 3rd Report –," Proceeding of the 19th National Conference of CSME, Vol.4, pp. 247-254, Taipei, Taiwan (In Chinese).
6. Y.M. Hwang, P.C. Chen, **Y.K. Lin**, 2004, "Study on Material Properties of Stainless and Carbon Steel – Study of Tube Hydroforming · 7th Report –," Proceeding of the 21st National Conference of CSME, pp. 4063-4068, Kaohsiung, Taiwan (In Chinese).
7. Y.M. Hwang, **Y.K. Lin**, 2005, "Determination of Flow Stress Considering Material's anisotropy by Hydraulic Bulge Test ” Proceeding of the 3rd Conference on Precision Machinery and Manufacturing Technology, pp. 75-84, Pingtung, Taiwan.