

國立交通大學

工學院精密與自動化工程學程

碩士論文

筆記型電腦之無卡勾新型雙包轉軸設計



**Design of a new Leaf Type Pivot in Latchless
Portable Computer**

研究生：郭劍平

指導教授：徐瑞坤 博士

中華民國 九十四 年 六 月

筆記型電腦之無卡勾新型雙包轉軸設計

**Design of a new Leaf Type Pivot in Latchless
Portable Computer**

研究生：郭劍平 Student : Chien-Ping Kuo
指導教授：徐瑞坤 Advisor : Ray-Quan Hsu

國立交通大學

工學院精密與自動化工程學程



A Thesis

Submitted to Degree Program of Automation and Precision Engineering
College of Engineering
National Chiao Tung University
in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of
Master of Science
in
Automation and Precision Engineering
June 2005
Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國 九十四 年 六 月

摘 要

本文旨在設計新型無卡勾(latchless)雙包式筆記型電腦轉軸，文中運用摩擦、潤滑及扭轉理論，進行田口實驗並記錄轉軸扭力在不同條件下之測試數據。實驗中比較兩種新式樣轉軸的四個主要參數，包括轉軸抗拉強度、潤滑油黏度、轉軸與軸套干涉量及軸表面鍍層硬度對組裝後轉軸之扭轉轉矩與扭轉次數之關係，取其最佳實驗組合進行新轉軸設計，目的在延長樞軸壽命及提供具市場競爭力的新產品。

實驗的結果顯示以雙包結構配合盤型彈片做無卡勾扭力設計的新式樣轉軸之壽命測試次數不僅達到設定的25,000次，還增加到42,000次；而較低成本的雙包結構直接做凹槽定位之無卡勾扭力設計的新式樣在實驗中的壽命測試卻只能達到8,000次，尚無法滿足業界最低要求的18,000次。

Abstract

The main purpose of this project is development a new latchless leaf type of note-book computer hinge. Experiments arranged by Taguchi method, were constructed. Four major parameters, namely, shaft tensile strength, viscosity of lubricant, shaft/bush interference and surface hardness of the shaft, were selected, twisting torque under various parameter combinations were recorded, for two types of new design. In these experiments, theory of friction and twist effect effect of lubrication were taken into consideration. The combination provided the best result was selected for the analysis and development of a better latchless hinge.

The results of the experiments show that using a leaf type structure along with a spring for a latchless hinge can easily surpass the lift test of 25,000 times, and well extended to 42,000 times. However the lower cost fillister' s latchless hinge can only sustained 8,000 times, which was unable to meet the lowest demands of 18,000 times.

誌 謝

最感謝妻 麗玲的支持與雙親 郭金樹、郭林錠的鼓勵，沒有他們無怨無悔的付出，就不會有這一刻的來臨。

本文承蒙恩師 徐瑞坤教授的殷切指導與悉心斧正以及口試委員 洪景華博士、吳志偉博士於論文內容上的指正與實驗參數及過程的諸多建議，才得以順利完成，謹此致上最誠摯的謝意。論文研究期間盛蒙新日興 戴日南課長及 林子郁工程師在實驗與技術上的協助，特此誌謝。

另外，也要謝謝我的七位兄弟姐妹們的相互提攜；大姐 碧蓮、二姐 碧霞、大哥 志安、大妹 碧玉、二妹 碧英、三妹 碧雲、弟 定國，他們讓我時時保持戒慎恐懼的心態去面對自己的未來，在這個十倍數運轉的時代中，不讓自己進步就等於於退步。

目 錄

摘要	i
Abstract	ii
誌謝	iii
目錄	iv
表目錄	vii
圖目錄	ix
符號說明	xii
轉軸一般術語	xiv
第一章 緒論	1
1.1 前言	1
1.2 研究目的與動機	1
1.3 文獻探討	3
第二章 摩擦式筆記型電腦轉軸簡介	9
2.1 盤型彈片型樞軸	9
2.2 一字型樞軸	11
2.3 雙包型樞軸	13

2.4 鋅合金式樞軸	14
2.5 凸輪式樞軸	16
2.6 雙包轉軸可靠度測試曲線圖	19
第三章 雙包轉軸的設計原理	20
3.1 扭力設計原理	20
3.2 樞軸組裝程序	22
3.3 摩擦原理	25
3.4 邊界潤滑原理	31
3.5 軸表面熱處理	34
第四章 田口實驗設計法	37
4.1 品質損失函數	39
4.2 控制因子與水準的選定	41
4.3 田口實驗組合	49
第五章 實驗方法、結果、分析與檢討	56
5.1 專利迴避設計	57
5.2 基本規格訂定	59
5.3 實驗設備	61



5.4 繪圖與材料	62
5.5 田口實驗	65
5.6 田口實驗結果分析	68
5.7 問題與檢討	71
第六章 結論與未來研究方向	74
6.1 結論	74
6.2 未來研究方向	75
參考文獻	76
附錄	80
簡歷	88



表目錄

表2-1	轉軸共用性結構分析比較表	17
表2-2	筆記型電腦常見之轉軸問題點	18
表2-3	轉軸扭力高低對筆記型電腦之影響	18
表3-1	典型的乾摩擦 μ_s 值	28
表3-2	無電鍍鎳膜之物理性質	36
表4-1	樞軸使用材料比較表	43
表4-2	快削鋼轉軸規格對照表	43
表4-3	不鏽鋼轉軸規格對照表	44
表4-4	轉軸軸徑與扭矩關係表	45
表4-5	12.1吋 & 14.1吋重量分析表	47
表4-6	個別參數的實驗結果	48
表4-7	實驗計劃要因配置表	50
表4-8	L9直交表	51
表4-9	變異數分析表	55
表5-1	無卡勾裝置專利迴避設計	58
表5-2	雙包專利迴避設計	58

表5-3	實驗測試規格表	60
表5-4	轉軸壽命與使用次數關係表	60
表5-5	轉軸扭力高低的決定因素	60
表5-6	實驗所須之材料需求表	65
表5-7	L9之配置與實驗數據表	67
表5-8	數據與SN比較表	68
表5-9	補助表	69
表5-10	變異數分析表	70
表5-11	最佳參數水準再驗證數據表	71



圖目錄

圖1-1	我國NB出貨成長率及市佔率	2
圖1-2	無卡勾轉軸的設計概念圖	3
圖1-3	LCD於ANSYS應力分佈圖	4
圖2-1	多種樞軸簡圖	9
圖2-2	盤型彈片型樞軸	9
圖2-3	一字型樞軸	11
圖2-4	雙包型樞軸	13
圖2-5	鋅合金式樞軸	14
圖2-6	凸輪式樞軸	16
圖2-7	轉軸壽命測試曲線圖	19
圖3-1	角度變化而產生的扭力差異圖	21
圖3-2	鋅合金結構圖	23
圖3-3	樞軸雙包注油	23
圖3-4	樞軸壓入承架	23
圖3-5	樞軸磨合旋轉	24
圖3-6	樞軸扭測	24

圖3-7	樞軸定位	24
圖3-8	樞軸壓鋅合金	24
圖3-9	樞軸全檢	24
圖3-10	摩擦種類	26
圖3-11	粗糙面乾摩擦	27
圖3-12	摩擦力與作用力關係圖	29
圖3-13	斯特賴貝克曲線	32
圖3-14	邊界潤滑面	33
圖4-1	產品之因子特性圖	41
圖4-2	轉軸之雙包結構尺寸圖	45
圖5-1	實驗流程圖	56
圖5-2	HP-100 型搖擺測試機	61
圖5-3	HP-10 扭力測試器	61
圖5-4	ENCODER MOUNT MX5030RZII 3D顯微鏡	62
圖5-5	Type1Auto Lock 示意圖	62
圖5-6	實驗之Type1轉軸結構圖	63
圖5-7	實驗之Type2轉軸結構圖	64

圖5-8	實驗之替代LCD鋁板尺寸圖	64
圖5-9	Type1轉軸扭力耐久測試曲線圖	66
圖5-10	Type2轉軸扭力耐久測試曲線圖	66
圖5-11	主效果圖	69
圖5-12	因子效果圖	69
圖5-13	控制因子影響程度圖	72
圖5-14	測試後轉軸表面狀況圖	73



符 號 說 明

L：長度

kg：重量

kg-cm：扭力矩

μ ：摩擦係數

μ_s ：靜摩擦係數

μ_k ：動摩擦係數

F：摩擦力

W：為垂直負荷

P：抵抗外力

N：正向力

F_n ：摩擦力

F_s ：靜摩擦力

F_k ：動摩擦力

V：磨耗體積

A：支撐負荷面積



l : 摩擦距離

K : 比例常數

α : 為潤滑膜被破壞斷裂的比例

S_m : 剪切強度

S_t : 潤滑膜的剪切強度



轉軸一般術語

1. 扭力：(Torgue)

扭力計施力於軸上或旋轉臂上所產生之旋轉力謂之；力量之大小為扭力值，一般以kg/mm 或 kg/cm 表示之。

2. 靜摩擦力：(Static Torque)

物體在靜止時所承受的摩擦力。

3. 動摩擦力：(Dynamic Torque)

物體在移動時所承受的摩擦力。

4. 最大靜摩擦力：(Max Static Torque)

物體在移動前施以最大力使其移動者謂之。

5. 回彈力：(Spring Back)

轉軸於旋轉時係以摩擦力支撐經旋轉後產生之抗扭力，故停止時有回彈之現象，回彈角係以扭抗力之大小而定。

6. 搖擺測試：(Cycle Test)

一般模擬開關LCD模組之測試角度為 0 ~ 135度，為使用者最常使用的範圍。

第一章 緒論

1.1 前言

筆記型電腦所用的技術大部份均與桌上型相同，只不過要解決轉換成筆記型電腦專有的零件所造成的問題，如LCD螢幕、鍵盤、電池等。而在機構設計上也是全然不同的領域，諸如轉軸(Hinge)、卡勾(latch)、耐摔性及空間的壓縮等都是設計上的一大挑戰，因此技術層次較桌上型電腦為高。本文擬針對機構功能最顯著的Hinge部份做深入之研究。

使用於筆記型電腦的轉軸，其基本性能為依據LCD整個模組的重量來設定扭力值，並可在任意角度停止的轉動摩擦機構；它是一種傳統的機械工業，在高科技的電腦製造產業中確扮演著舉足輕重的角色；轉軸憑借著摩擦的特性，將阻力轉變成可被應用的具體案例莫過於此。而摩擦又分動摩擦與靜摩擦兩種，在此研究中將針對轉動瞬間的最大靜摩擦特性做為實驗記錄的主要對象；考慮眾多型式與不同規格的轉軸，本研究以雙包結構作為實驗對象。

1.2 研究目的與動機

早期日本廠商在筆記型電腦產品不但掌握關鍵零組件，而且在產品設計、品質及研發能力上皆首屈一指，但隨著低價化趨勢及台灣廠商的努力，日系業者在生產成本、研發上的優勢逐漸消失；而台灣近幾年來，

憑著優良的研發製造技術，獲得國際大廠的青睞，就連一向在自製率方面達七、八成的日系廠商，也陸續來台下單；造就台灣在1999年一舉超越日本成為全球第一大筆記型電腦生產王國。根據MIC與DigiTimes統計[1]，台灣2005年產量達全球市佔率82%。

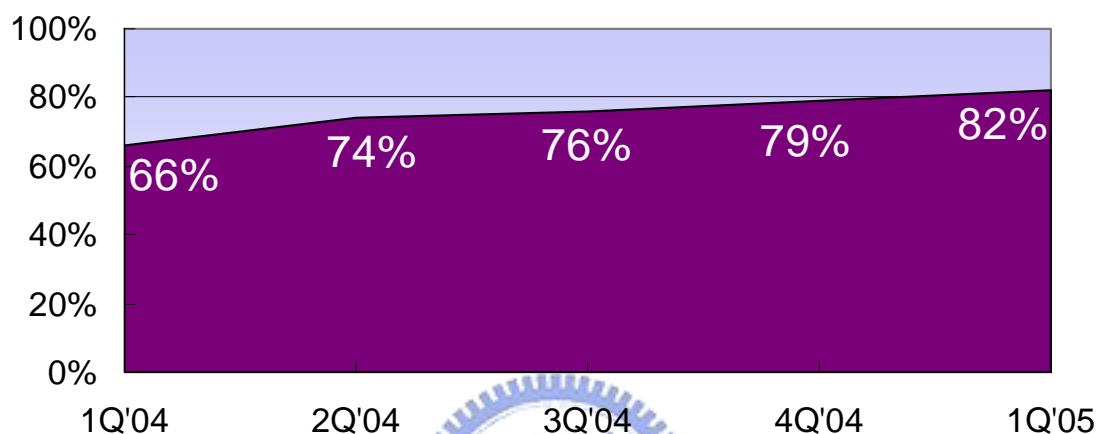


圖1-1 我國NB出貨成長率及市佔率

有感於快速竄起的筆記型電腦市場所衍生而來的問題點諸如轉軸扭力不足造成LCD自動合屏、轉軸處破裂、螺絲鬆動、LCD水波紋等問題，興起本研究的動機。並期望借此研究能夠整理出適用的參數，提供廠商因成本考量而盡可能共用已開發模具的設計參考；如 acer TM200/240/250/280/290、Aspire1600 系列等皆使用同一個轉軸，但是LCD模組重量差異卻超過200g，對樞軸的壽命有絕對的影響。故以此為研究的方向，期望提高生產品質及顧客滿意度，並以研發出新型無卡勾轉軸為最終目的。參下圖1-2所示，無卡勾轉軸的設計概念圖。

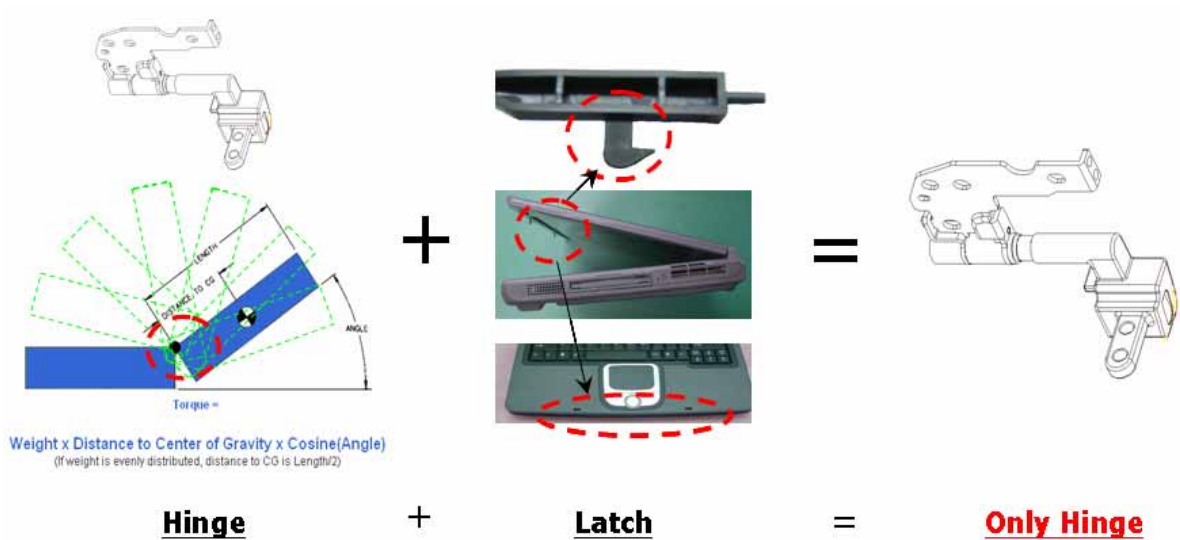


圖1-2 無卡勾轉軸的設計概念圖

1.3 文獻探討

Notebook Panel(LCD後面的保護蓋)材質不同所以強度也有很大的差別，其中以鋁鎂合金、及鋁合金強度較強，但價格較高，所以目前大部分仍以塑膠來當材質。由於塑膠件強度較弱，受力時較容易產生變形，因此相對於其內的LCD 模組便面臨到強大應力的衝擊。

張志坤[2]於筆記型電腦 14.1 吋 TFT 轉軸疲勞測試 MSC/PATRAN&MARC 軟體模擬論文中模擬 LCD 受樞軸影響所產生之變形與畫面異常現象，須降低 Panel 與 PCB 的相對運動量，或是增加 TAB 與相鄰物件的距離來解決，如圖 1-3 所示應力分佈。

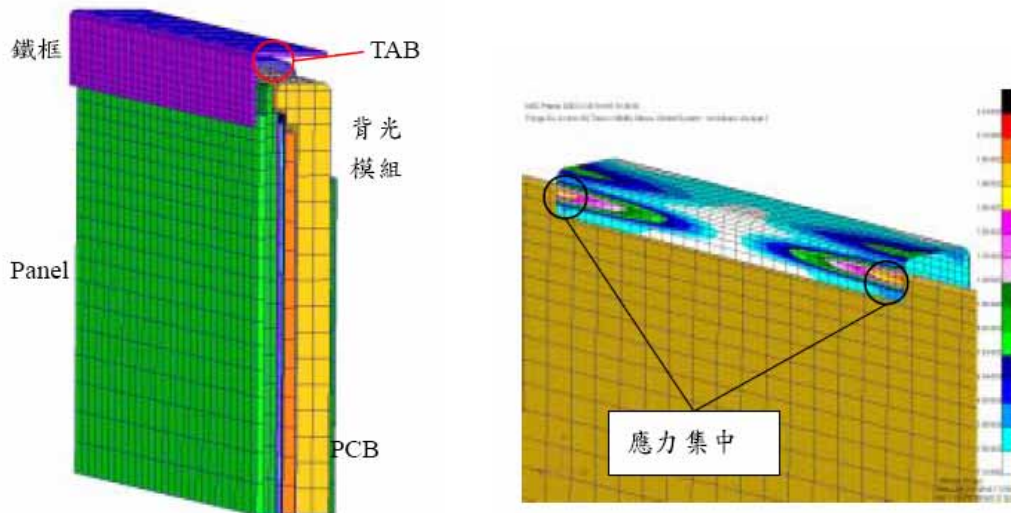


圖1-3 LCD 於ANSYS 應力分佈圖

品牌大廠宏碁(acer)之產品標準規格[3]的定義從LCD模組打開角度為30~120度之間，必須能靜止不動且不可產生轉動異音；另嚴格管制在搖擺 20,000次後扭力必須符合 $\pm 15\%$ 內的變化，於45~135度角靜置時LCD模組不會自動合屏；搖擺 30,000次後扭力必須符合 $\pm 20\%$ 的變化，且不可發生周邊損件與異音。相較於筆記型電腦剛開始量產階段，只要求搖擺10,000次的規格有著明顯的差異。其餘如聯想、IBM、Dell、HP、富士通等品牌及通路商並無特殊規定之要求，差異點也只有局限在搖擺測試後自動合屏的角度上，以DELL及日系廠的0度為最嚴刻，IBM與HP 30度居中、ACER則定義在45度靜止狀態下之LCD模組不可自動合屏；細節部份則比照代工廠內部規範。不過近年來因為成本考量及沒有明顯的客訴問題，相關的搖擺測試規格有逐漸往下修正的趨勢；在新日興2003

年Hinge簡介[4]中提到目前的規格大致已經修正到搖擺18,000次後必須靜止於45度角以上不會自動合屏為基本要求。以筆記型電腦代工廠緯創資通股份有限公司[5]規範簡要說明如下：

1. 測試程序：

- (1) 必須開機測試。
- (2) 設定 Hinge 角度從 15~170 度, 每分鐘搖擺 7 次。
- (3) 測試來回搖擺 20,000 次。
- (4) 在完成上述程序後測試機構及功能問題。

2 測試標準：

- (1) 沒有功能性問題。
- (2) 沒有機構外觀異狀。
- (3) 在 25,000 次測試後，靜置於 30 度角不可自動合屏。



一個可被信賴的轉軸材料必須經過重重的測試驗證，以專業製造廠

新日興[6]對材料規格於2001年所訂定之標準敘述如下：

1. 批量之扭力公差不超過 $\pm 10\%$ 。
2. 轉軸往復開關0~180度, 以每分鐘搖7~12次壽命須達3萬次以上。
3. 振動頻率5~30Hz經24小時無不良情形。
4. 5公尺高度自然落下無不良情形。
5. 經 -10 及 70°C 高低溫放置96小時無不良情形且滿足樞軸之基本性

能。

6. 扭力值低於50kgf-mm者放置一年每週測試，其值不可衰減超過2%；扭力值高於50kgf-mm者放置一年每週測試，其值不可衰減超過5%。
7. 潤滑油脂須耐ABS腐蝕，經一年放置無不良情形；且於100度(C)溫度槽內靜置24小時未變化。

1986黃錦鐘[7]編譯之M1011軸徑計算圖表，可藉由相當彎曲力矩與相當扭轉力矩經由圖表快速查出適用之軸徑。

另於邊界潤滑，由Striebeck[8]及Bowden[9]知摩擦面的速度 V ，壓力 P 及潤滑油的黏度 η 三者間的關係，經實驗證明所得之扭力測試曲線與Striebeck Curve線型吻合。Kato 與Marui[10]等人利用不同潤滑油於滑軌上實驗，指出於邊界潤滑之靜摩擦特性為吸附膜厚度、吸附膜承載能力及表面係數之函數關係。顯然潤滑油形成之邊界膜承載能力對於降低摩擦係數有極大影響，Kato、Marui 與Hashimoto[11]以理論建立及實驗方式，說明負載及邊界膜與摩擦係數之相依性。Marui 與Endo[12]等人，利用滑塊於不同之潤滑油之滑軌實驗，研究Stick-Slip 之過程中，指出具有極性添加物之潤滑油，可減少摩擦係數，然而具有較大動黏度(kinematic viscosity)及表面張力(surface tension)之潤滑油，將使靜動摩擦係數之差距拉大。1978年Wilsony[13]描述金屬成形加工過程中的摩潤模式，依潤滑油膜厚度相對於模具與工件的組合表面粗糙

度的比值及表面峰所承受的界面壓力的比例，定義出厚油膜、薄油膜、混合油膜、邊界油膜四種不同的摩潤模式。1990 年 Wilsony[14] 導出在混合潤滑模式中摩擦受到表面峰接觸和潤滑剪力流的影響，且一部份負荷由潤滑油承擔。因此摩擦包含黏著應力、耕犁應力及液動剪應力。1994 年 Wilsony[15] 分析混合潤滑在低速時，液動壓力分佈及表面峰接觸情形。

2003 年 陳韋全[16] 在無電鍍鎳層硬化機構與耐腐蝕性質之研究中說明無電解鎳與硬度、應力、腐蝕、鍍層膜厚、延展性、導電性與耐磨耗性之間的關係，加上電鍍速度快及成本低特性，有逐步取代其他電鍍如鍍鉻、鍍銅的趨勢。



在摩擦式轉軸相關之專利部分:1922年 Peary 發表含油軸承活頁門門之專利[17]¹，1949年 Burdick 發表轉軸內套彈簧夾型式之專利[18]²，1950年 Ring 發表曲線軸之摩擦機構專利[19]³，1985年 Brown 發表棘輪式轉軸專利[20]⁴，1991年 Hosoi 在美國專利發表第一篇以橢圓形軸心磨合之筆記型電腦專用轉軸[21]⁵，1994年 Katagiri 發表以螺絲

¹ 附錄一

² 附錄二

³ 附錄三

⁴ 附錄四

⁵ 附錄五

帽鎖緊之錐形套筒式轉軸應用於筆記型電腦之專利[22]⁶，1996年 Lowry 發表以圓軸心搭配多種型式之單包結構專利[23]⁷，1997年 Huong 發表圓軸附油溝以螺絲由側邊鎖緊之摩擦機構專利[24]⁸，1998年 Lowry 再發表專利改良其單包結構之潤滑與製造特性[25]⁹，1999年 Lu 發表鋅合金結構之摩擦式轉軸[26]¹⁰，2001年 Lu 再次發表鋅合金結構之油溝改良型摩擦式轉軸[27]¹¹，2002年 Rude 發表第一篇凸輪式可適用於無latch轉軸之專利[28]¹²，2003年 Lu 發表專用於筆記型電腦使用之雙包摩擦式轉軸專利[29]¹³。

田口實驗部份則參照 蘇朝墩[30] 產品穩健設計-田口品質工程方法的介紹和應用，2002年 鍾崑來[31] 應用田口式方法於鋼板彎曲成形最佳參數選擇之研究，2004年 曾重誌[32] 應用田口方法探討大平面薄壁鎂合金 AZ91D 鑄件壓鑄製程條件之研究。

⁶ 附錄六

⁷ 附錄七

⁸ 附錄八

⁹ 附錄九

¹⁰ 附錄十

¹¹ 附錄十一

¹² 附錄十二

¹³ 附錄十三

第二章 摩擦式筆記型電腦轉軸簡介

轉軸之適用範圍可區分為桌上型電腦、筆記型電腦、PDA、掌上型電腦、分離式LCD電腦等。而基本性能依顯示器模組重量設定扭力值，使顯示器可於任意角度停止；摩擦式轉軸的類型概略敘述於以下章節。

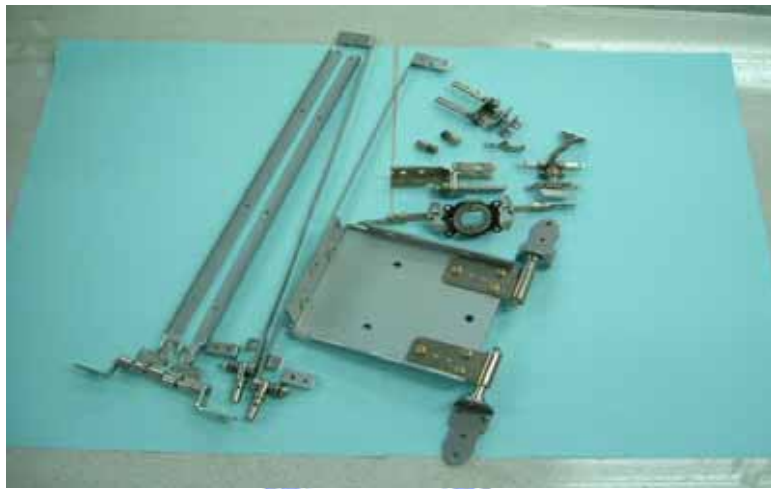


圖2-1 多種樞軸簡圖

2.1 盤型彈片型樞軸[圖2-2]:

360度無段式、自動彈開式、兩段扭力式、固定角度式。

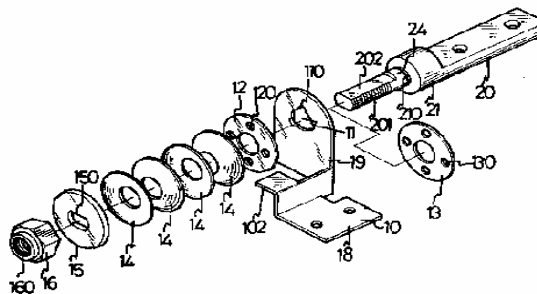


圖2-2 盤型彈片型樞軸

結構特性：

利用螺帽鎖附擠壓盤型彈片產生扭力。

優點：

1. 可使用螺帽調整扭力，增加扭力製程良品率達95%以上。
2. 同一轉軸可調整多種不同扭力，滿足不同設計之需求。
3. 結構變化大，可製作多種不同功能之轉軸。
4. 可利用不同螺帽顏色管制，區分左右向與不同扭力之轉軸。

缺點：

1. 磨擦面積小，結構尺寸直徑需加大。
2. 使用零件多，組裝工程費時。
3. 使用螺帽鎖附扭力，設計時需注意防止螺帽鬆脫。
4. 因此結構屬外露式架構，需注意漏油問題點。

其它：

1. 螺帽可用铆合取代，縮短結構長度。
2. 使用零件多，需注意組裝順序與數量。
3. 使用零件多，設計時需注意產生磨擦力之介面。
4. 動靜磨擦力差距大，約0.5~1.0 kg-cm。

2.2 一字型樞軸[圖2-3]:

3+1式、2+1式、1+1式，360度無段式、固定角度式。

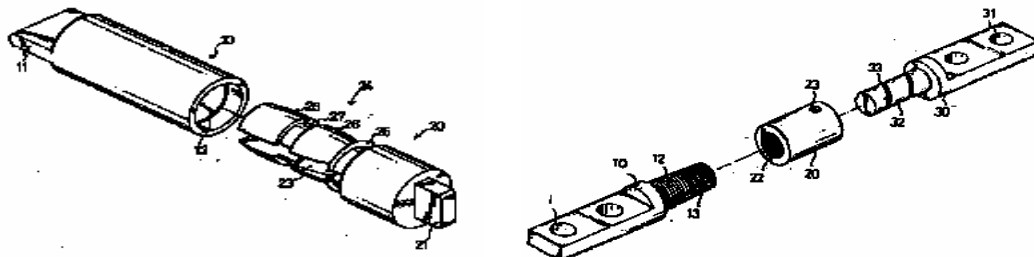


圖2-3 一字型樞軸

結構特性：

1+1型：利用有彈性之公軸與母軸干涉配合產生扭力。

優點：

1. 轉軸成一字型之形狀，最省空間。
2. 所有零件皆為車製品，無須再開發模具。
3. 使用零件少，組裝工程簡單方便。

缺點：

1. 此結構屬干涉配合，結構尺寸搭配精密度高。
2. 母軸內孔真圓度會影響整圈扭力之穩定性。

3. 防脫出設計須考慮能重複拆裝而不被破壞。
4. 扭力搭配直通率低，重工作業需列入標準流程。

其它：

1. 母軸可用沖製件取代，但結構長度會增長。
2. 公軸與母軸於投線前均須篩選分類，搭配尺寸組裝。
3. 公軸結構部位可依需求修改，以搭配扭力為主要需求。

1+2型：利用錐度與螺牙，迫緊有彈性之母軸與公軸配合產生扭力。

優點：

1. 轉軸成一字型之形狀，最省空間。
2. 所有零件皆為車製品，無須再開發模具。
3. 可使用螺帽調整扭力，增加扭力製程良品率達90%以上。

缺點：

1. 此結構採錐度配合，結構尺寸搭配精密度高。
2. 母軸內孔加工控制不易，殘留毛邊容易影響扭力之穩定性。
3. 三種零件皆為車製品，材料成本高。

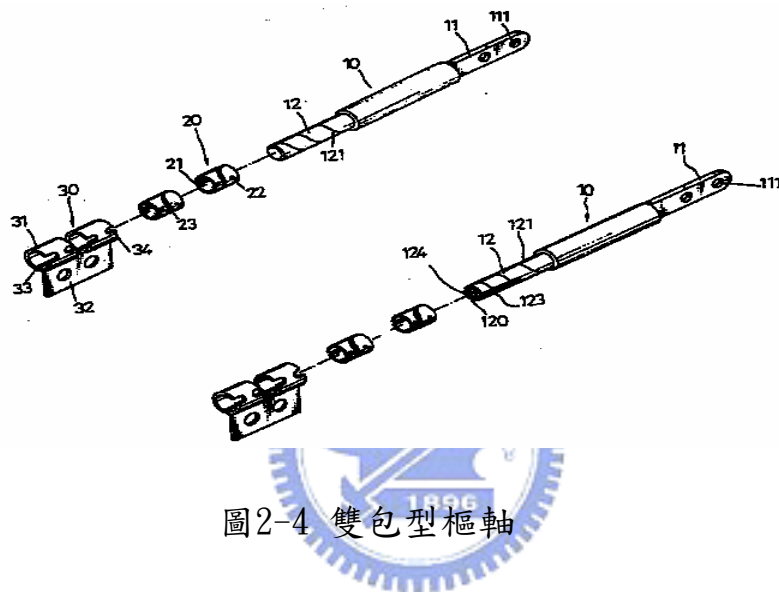
其它：

1. 軸套錐度須製作檢具量測，並與母軸錐度互相搭配。

2. 此結構須增加磨合次數，使扭力穩定。

2.3 雙包型樞軸[圖2-4]：

360度無段式、自動彈開式、自動落下式、固定角度式。



結構特性：

利用有彈性之承架與轉軸干涉配合產生扭力。

優點：

1. 結構直徑最小，可產生高扭力。
2. 結構變化大，可製作多種不同功能之轉軸。
3. 使用零件少，組裝工程簡單方便。
4. 搖擺壽命試驗效果佳。

缺點：

1. 此結構SPRING-BACK最為嚴重。
2. 承架模具困難度高，開模時間長。

其它：

1. 此結構屬干涉配合，固定承架搭配不同轉軸尺寸生產。
2. 追加輔助承架可改善SPRING-BACK之狀況。
3. 承架強度須適當搭配扭力增加板厚或寬度。
4. 正反轉扭力值差距須測試至0.5kg-cm以內。

2.4 鋅合金式樞軸[圖2-5]:

360度無段式、自動彈開式、自動落下式、固定角度式。

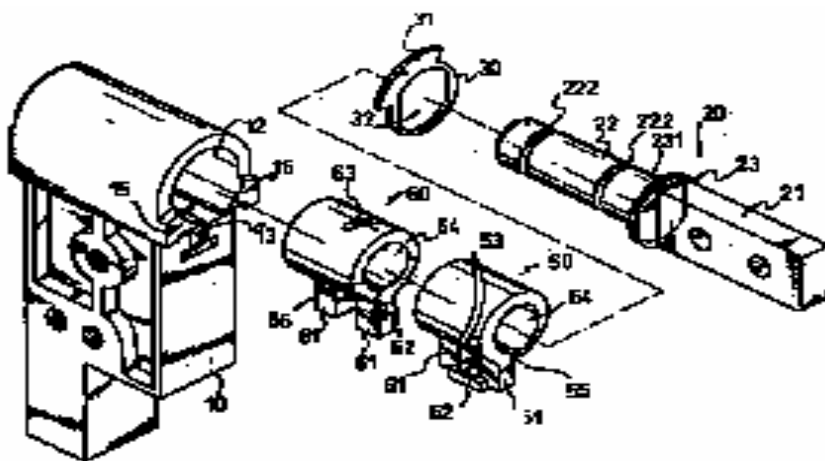


圖2-5 鋅合金式樞軸

結構特性：

利用有彈性之管簧架與轉軸干涉配合產生扭力，再固定至鋅合金中。

優點：

1. 結構可置於鋅合金內，與鋅合金形成一體。
2. 鋅合金成型容易，可製作不規則同功能之轉軸。
3. 使用零件少，組裝工程簡單方便。
4. 搖擺壽命試驗效果佳。

缺點：

1. 鋅合金材質較軟，經壽命測試後容易產生晃動。
2. 鋅合金容易干涉扭力，易造成假性扭力產生。
3. 鋅合金成型時有條件限制，需注意厚度狀況。
4. 模具開發時間較長，修改不易。

其它：

1. 此結構屬干涉配合，固定管簧架搭配不同轉軸尺寸生產。
2. 管簧架尺寸要求高，穩定性很重要。
3. 正反轉扭力值差距測試0.5kg-cm以內。

2.5 凸輪式樞軸[圖2-6]:

360度無段式、自動彈開式、兩段扭力式、固定角度式。

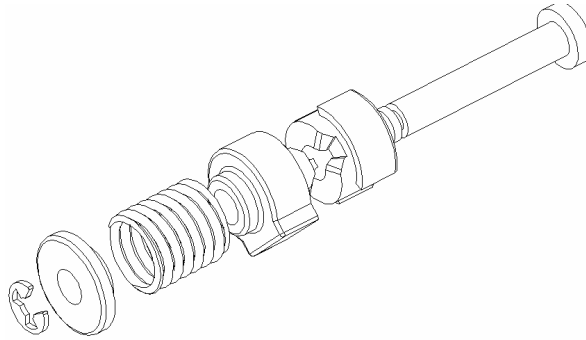


圖2-6 凸輪式樞軸



結構特性：

利用有彈簧產生之力量推擠凸輪產生扭力，並可變化凸輪形狀來產生扭力之變化。

優點：

1. 扭力值穩定，生產時只需抽測扭力即可。
2. 利用凸輪形狀，便可製作多種扭力變化功能之轉軸。
3. 搖擺壽命試驗效果佳，壽命可達10萬次以上。
4. 轉軸共用機率高，容易推動標準化。

缺點：

1. 彈簧所產生之力量低，只適合製作低扭力之轉軸。
2. 結構尺寸所佔空間較大，容易造成開發瓶頸。
3. 模型製作較困難，樣品尺寸需仔細確認。

綜合上述多種摩擦式轉軸結構之各種特性，歸納如下表列：

Hinge共用性結構分析比較表[表2-1]，筆記型電腦常見之轉軸問題點[表2-2]，轉軸扭力高低對筆記型電腦之影響[表2-3]，轉軸扭力高低的決定因素[表2-4]。

表2-1 轉軸共用性結構分析比較表

機種名稱		雙包結構	鋅合金結構	傳統型結構	一字型結構	
略圖、尺寸						
結構特性		此結構為一字型結構衍生而出，適合空間狹小與結構複雜之機型使用，並可節省承架銜接之費用，降低成本，解決鉚釘脫落等問題。	此結構為3D結構，適合三度空間狹小與結構特殊複雜之機型使用，可於鋅合金上進行攻牙，旋轉角度之定位及特殊且複雜性之結構固定等機型。	此結構為一般傳統結構，適合一般簡單空間大之機型使用。	此結構為一般長度大、高低狹小之簡單結構使用，本結構為兩公、母之車床件組加工組立故成本高、易產生漏油，適合小量生產。	
品質特性	測試曲線示意圖					
	品質驗證	一般品質驗證20000次 衰減20%,最高次數 50000~80000次	一般品質驗證20000次 衰減20%,最高次數 35000~50000次	一般品質驗證20000次 衰減20%,最高次數 30000~45000次	一般品質驗證20000次 衰減20%,最高次數 25000~35000次	
適合使用時機		適合結構複雜、空間狹小、低成本、生產量大之機種。	適合結構複雜之3D結構、空間狹小、大量生產之機種。	適合結構簡單、空間大、大量生產之機種。	適合小量生產之機種。	

表2-2 筆記型電腦常見之轉軸問題點

	LCD畫面異常	Panel結構破壞	靜置中搖晃	自動合屏	Hinge斷裂
問題類型					
原因	1.LCD結構弱. 2.Panel強度差. 3.Hinge扭力大.	1.Panel強度差. 2.Hinge扭力大.	1.系統結構弱. 2.Hinge使用不當.	1.Hinge扭力小. 2.LCD過重.	1.Hinge扭力大. 2.兩側Hinge軸心不對稱.
問題轉軸類型	全部	全部	鋅合金管簧結構	全部	鋅合金結構弱最容易發生

表2-3 轉軸扭力高低對筆記型電腦之影響

轉軸扭力設定較低之影響		轉軸扭力設定較高之影響	
優點	缺點	優點	缺點
1.使用時,手感較佳. 2.LCD與系統之強度考量較小,成本較低/重量較輕.	1.LCD會於0度以上自然掉落. 2.於組裝時之輸送過程中即會掉落. 3.由於扭力較低,於關閉LCD太用力時,即會與上蓋強力碰撞而損壞.	1.LCD於任何角度多不會掉落. 2.打開按鈕後,會有些微彈起.	1.使用時,手感較差. 2. LCD於鎖付轉軸之周圍必須增加強度. 3.會有嚴重之SPRING BACK (回彈)現象. 4.鎖付之螺絲及對鎖之銅柱必須增加數量或外徑.

2.6 雙包轉軸可靠度測試曲線圖

為了瞭解雙包型式轉軸扭力的可靠度，取acer TM240系列之筆記型電腦實際測試所得到的扭轉曲線，如圖2-7所示，可以看出其分佈的模式為一個微笑曲線；探討的重點也可預期會落在曲線的三個頂點，即最初的起始扭力、中間區域的最低扭力與測試終了時的破壞扭力。

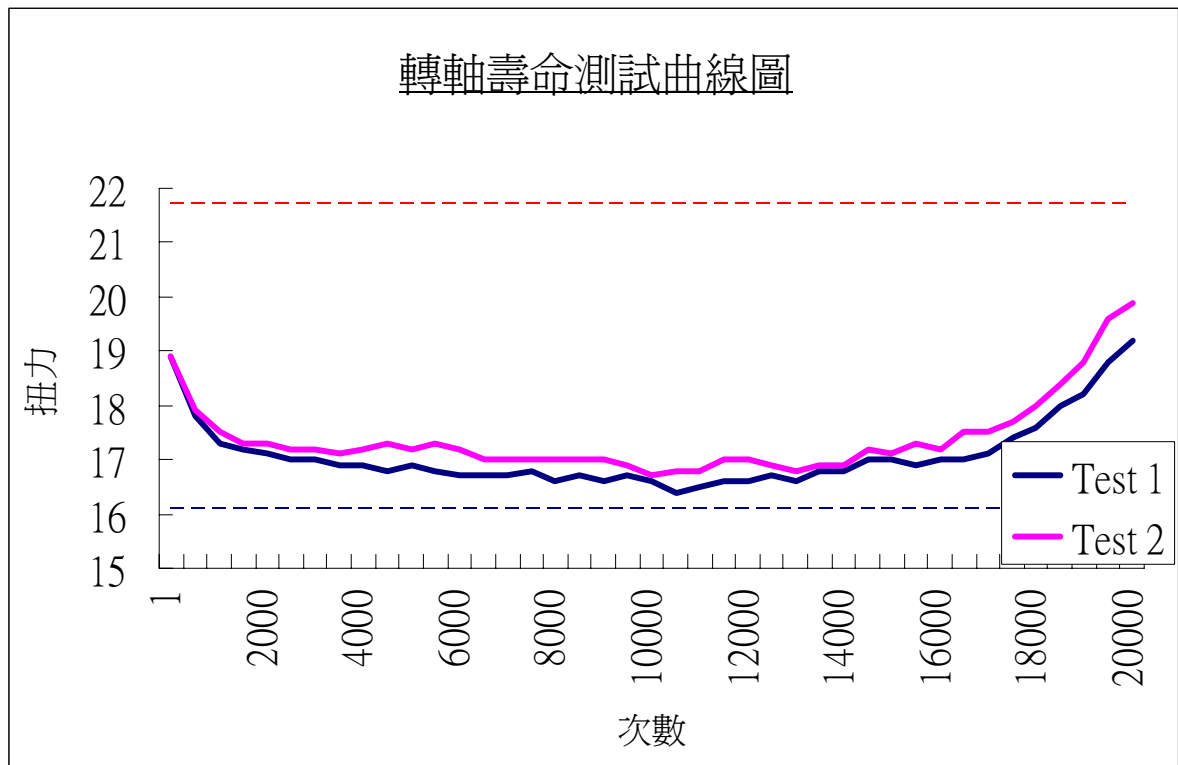


圖2-7 轉軸壽命測試曲線圖

第三章 雙包轉軸的設計原理

「雙包」顧名思義為兩個結構相同，能固定轉軸並使其產生夾持力的裝置。此結構的專利權屬於新日興公司所擁有，組裝時要特別注意兩個雙包的方向必須相反以平衡轉軸在開啟與關閉時，因為反向的關係所造成的扭力差異。雙包轉軸的結構是以雙包緊配轉軸方式製作，摩擦面間注入潤滑油；其活動模式類似一般低速、重負荷之同時承受扭矩與彎曲力矩的軸承，為一種邊界潤滑的運動模式。以下章節將說明設計原理與組裝程序。

3.1 扭力設計原理



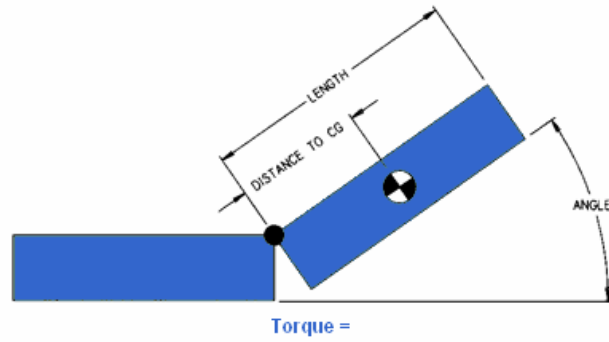
轉軸的功能主要是連結系統端與LCD模組，讓使用電腦的人能停留LCD在任意角度而不會自動合屏或造成其他機件損傷。因此可知設計的扭力值必須符合一定的規範，才可以控制因設計時強度結構增加所帶來的成本損失。

下圖3-1說明扭力分佈的範圍會隨開啟角度 $\cos(\theta)$ 的變化而產生力矩的差異，當開啟角度為0度及180度時，樞軸承受最大扭轉應力。

計算公式如下：

$$\text{Torque} = \text{Weight} * \text{Distance to Center of Gravity} * \text{Cos}(\theta) \quad (3-1)$$

這是最大的抗扭力值，當 LCD 模組開啟角度為90度時，因 $\text{Cos}(\theta) = \text{Cos}(90) = 0$ ；此位置只承受LCD模組重量而沒有力矩產生。



Weight x Distance to Center of Gravity x Cosine(Angle)

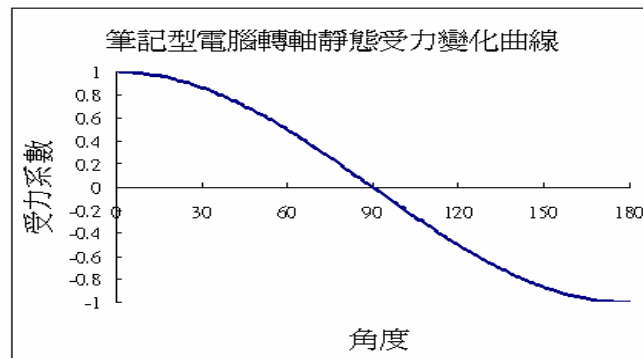
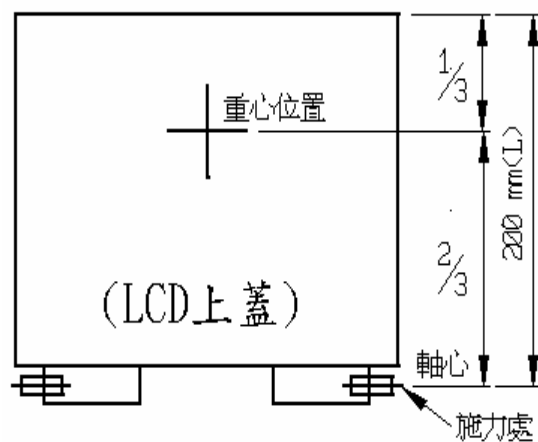


圖3-1 角度變化而產生的扭力差異圖[3]

舉例說明：



扭力值 = LCD模組重量 * 重心位置至轉軸距離

假設: LCD模組重量 = 0.7 kg ; LCD模組高度 L = 227 mm

重心位置高度 L = 2/3 LCD高度

其扭力之參考值應為：

$$0.73 * (22.7 * 2/3) = 11.05 \text{ (kg-cm)}$$

∴需左、右2個轉軸

$$\therefore 11.05 / 2 = 5.53 \text{ (kg-cm)}$$

∴若假設耐久性測試後扭力會衰減15%

$$\therefore 5.53 * 1.15 = 6.36 \text{ (kg-cm)}$$

∴若考慮轉軸設計公差(假設為 $\pm 10\%$ kg-cm)

$$\therefore 6.36 + 0.636 = 7.0 \text{ (kg-cm)}$$

∴再考慮動靜摩擦差異0.5(kg-cm)

所以最適合的設計扭力是 $7.0 + 0.5 = 7.5 \text{ kg-cm}$.

3.2 樞軸組裝程序

以新日興公司[33]雙包轉軸為例，如下圖 3-2 所示，依序如圖 3-3 至

圖 3-9 將油注入接合部位之軸與雙包，軸壓入雙包，旋轉磨合，定位(角度)，接著壓入鋅合金本體，套入固定夾，鎖承架(依設計)，檢查外觀等；為樞軸的組裝製程。

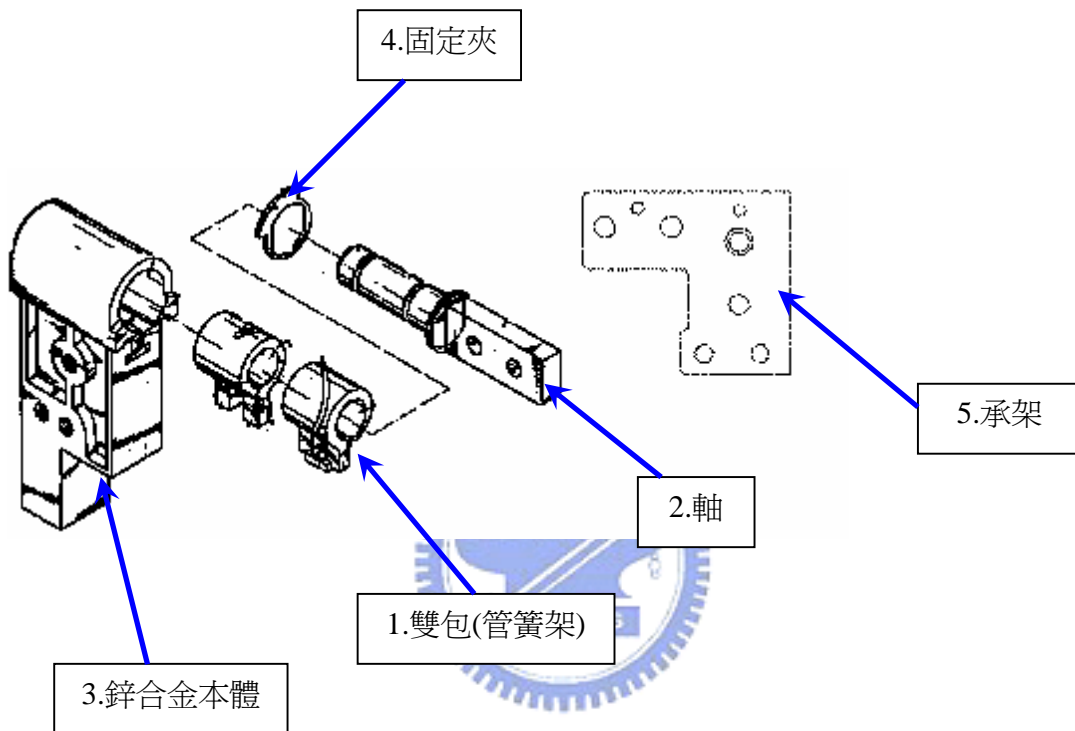


圖3-2 鋅合金結構圖



圖3-3 雙包注油



圖3-4 轉軸壓入承架

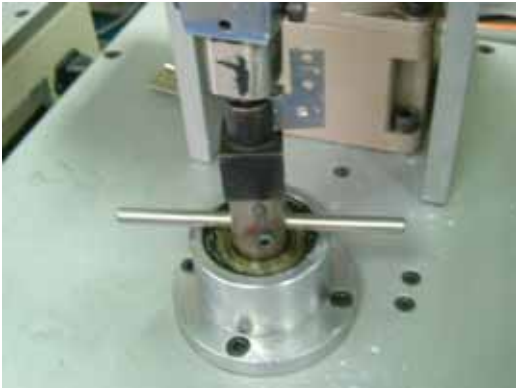


圖3-5 旋轉

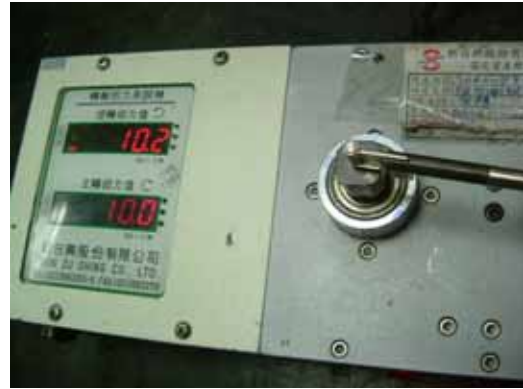


圖3-6 扭測



圖3-7 定位



圖3-8 壓鋅合金



圖3-9 全檢

3.3 摩擦原理

摩擦或摩擦力是兩個固體互相滑動時產生的抵抗或抵抗力，這方面有一個庫倫摩擦定律。庫倫摩擦定律是庫倫在1779年發表的，這個經驗定律適用於清潔的固體表面，同時適用於有薄潤滑油的表面。

3.3.1 摩擦的種類

關於庫倫摩擦，主要的內容如下：

1. 摩擦面產生的摩擦力與外規接觸面無關，與摩擦面上的垂直負荷成正比。

2. 摩擦力與滑動速度無關。

摩擦力與垂直負荷之比稱為摩擦係數(coefficient of friction)，寫成 μ 。

$$F = \mu W \quad (3-2)$$

F為摩擦力

W為垂直負荷

摩擦現象大致分為三種，乾摩擦(dry friction)或固體摩擦(solid friction)、邊界摩擦(boundary friction)、流體摩擦(fluid friction)；就潤滑形態而言，邊界摩擦為邊界潤滑(boundary lubrication)，流體摩

擦為流體潤滑；如圖3-10 中a、b、c所示：

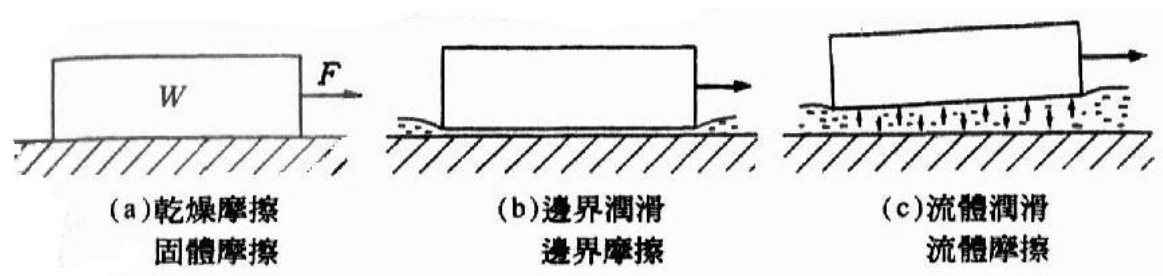


圖3-10 摩擦種類

1. 乾摩擦:

表面不附著任何物質的乾淨固體與固體之間的摩擦稱為乾摩擦。實際上在大氣中，固體的表面會產生氧化膜、吸附氣體等，因此找不到真正的乾摩擦。往往把無潤滑物質存在的條件下之摩擦稱為乾摩擦。

為了說明乾摩擦，把重 W 的物體置於水平的粗糙面上，並施加水平拉力，如下圖3-11a所示。接觸面的部分可視為非剛體，其餘部分仍然視為剛體。作此物體之自由體圖，圖3-11b地板沿著接觸面施加分佈的正向力 ΔN_n 及摩擦力 ΔF_n 於物體上。為了達成平衡，此正向力必須向上，且與物重 W 平衡；摩擦力必須向左以抵抗外力 P 使物體向右運動。將地板與物體的接觸面放大，即可了解正向力與摩擦力產生的原因。如圖3-11c所示，兩不規則的接觸面及各接觸點的反作用力之合力，其分力即為摩擦力 ΔF_n 與正向力 ΔN_n 。

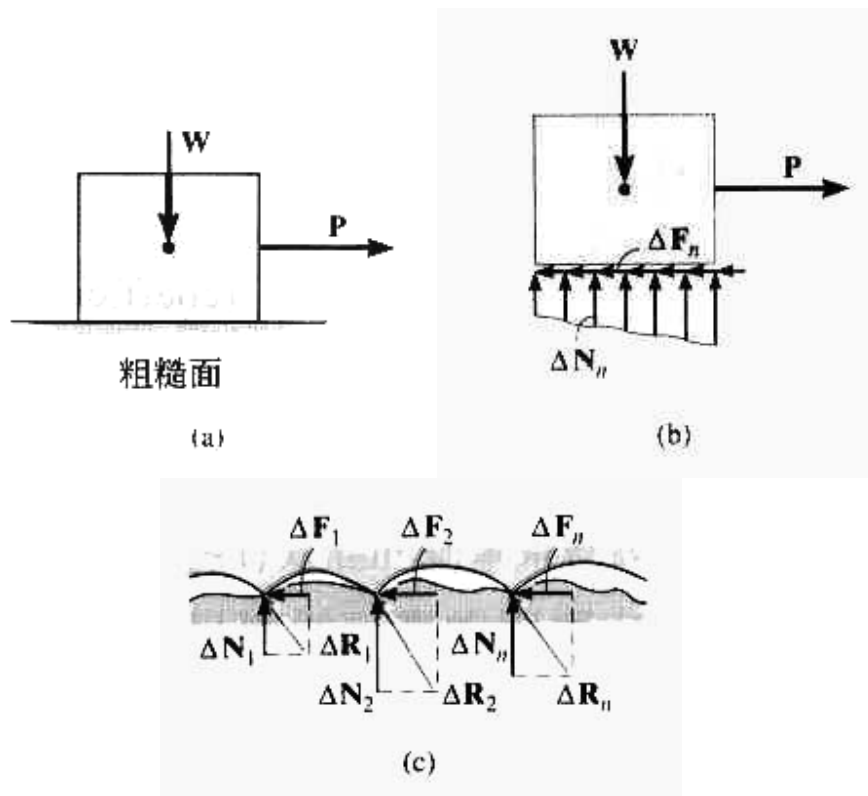


圖 3-11 粗糙面乾摩擦

靜摩擦力 F_s 的大小與正向力 N 的大小成正比，可表示成：

$$F_s = \mu_s N \quad (3-3)$$

其中比例常數 μ_s 稱之為靜摩擦係數 (coefficient of static friction)。

滑動中的物體其摩擦力 F_k 的大小與正向力 N 的大小成正比，可表示成

$$F_k = \mu_k N \quad (3-4)$$

其中比例常數 μ_k 稱之為動摩擦係數 (coefficient of kinetic friction)。典型的 μ_k 值約比表 3-1 所列的 μ_s 值小 25%。

除了機械式作用外，更詳細的處理摩擦力的問題，必須包括接觸面間的溫度、密度、清潔、以及原子或分子的吸引力等。一些典型的 μ_s 值列於表 3-1，亦可在許多工程師手冊中查得。一般而言， μ_s 值小於 1，亦有例外，如鋁與鋁接觸，其值 μ_s 大於 1，此表示摩擦力比正向力大。再者 μ_s 值無單位，且僅與接觸面間之性質有關。由於接面的粗糙度、清潔度的不同，使得 μ_s 呈現不同的值，故使用 μ_s 值時，必須充分了解造成摩擦之確實情形。若希望得到正確的 F_s ，可藉由實驗獲得兩物體間之 μ_s 值。

表 3-1 典型的乾摩擦 μ_s 值

接觸材料	靜摩擦係數 (μ_s)
金屬與冰	0.03 ~ 0.05
木材與木材	0.30 ~ 0.70
皮革與木材	0.20 ~ 0.50
皮革與金屬	0.30 ~ 0.60
鋁與鋁	1.10 ~ 1.70

以上對摩擦的敘述可藉由下圖 3-12 摩擦力 F 與作用力 P 之變化情形作說明。摩擦分為三部分：在平衡時 F 為靜摩擦力，若 F 達到平衡的最大值 F_s 時為極限靜摩擦力，開始滑動後 F 為 F_k 即動摩擦力。圖中亦顯示 P 值很大時，或物體以高速運動時，由於空氣動力的效應，則 F_k 即 μ_k 會略為減小。

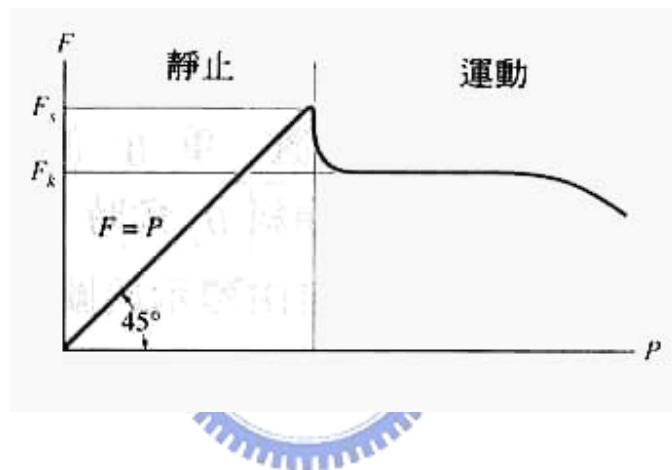


圖 3-12 摩擦力與作用力關係圖

乾摩擦的特性可歸納成下列的乾摩擦定律：

- (1). 摩擦力與接觸表面相切，並作用在相對運動或有運動趨勢的反方向。
- (2). 只要正向力不致大到使物體的接觸面發生嚴重的變形，則所產生的最大靜摩擦力 F_s 與接觸面積的大小無關。

- (3). 對任何兩接觸面，最大靜摩擦力的大小比動摩擦力大，但物體以極慢的速度在另一表面上移動時， F_k 大約等於 F_s ，即 $\mu_s \approx \mu_k$ 。
- (4). 當接觸點即將發生滑動時，最大靜摩擦力的大小與正力成正比，即 $F_s = \mu_s N$ 。
- (5). 接觸點已產生滑動時，摩擦力的大小與正向力成正比，即 $F_k = \mu_k N$ 。

2. 邊界摩擦:

邊界摩擦是指表面有潤滑劑等薄膜存在時的摩擦。其摩擦係數大致為 0.01 ~ 0.1，而邊界摩擦膜的厚度一般分佈範圍在 $10^{-7} \sim 10^{-9}$ m。

3. 流體摩擦:

流體摩擦是指在固體面間有潤滑劑等流體膜存在時的摩擦。這種摩擦是流體膜內部的摩擦，根據牛頓黏性公式，其摩擦係數大致為 0.001 ~ 0.01。就潤滑形態而言，兩個摩擦面不接觸，是一種摩擦極小的理想狀態。

另外，於前述乾摩擦中提及摩擦還有起動時的摩擦（靜止摩擦）

和運動時的摩擦(運動摩擦)，一般而言，前者比後者大；滑動開始的瞬間所產生的靜止摩擦是整個摩擦運動中的最大值，也是本研究中探討的主要對象。

3.4 邊界潤滑原理

邊界潤滑是指直接接觸的兩個面之間存在潤滑油薄膜的潤滑。液體潤滑對兩個面之間的液體膜上產生壓力，靠該壓力支撐負荷是流體力學的分支問題。潤滑油的物性主要是黏性與黏度的問題，當潤滑條件變的嚴格如負荷非常大、速度非常低、油膜非常薄時，會使油膜表面出現高低不平，兩個面之間的凸出處開始直接接觸磨擦。

3.4.1 邊界潤滑與邊界膜

液體潤滑發展為邊界潤滑的臨界點，大體能以摩擦面的速度 V 、壓力 P 、潤滑油黏度 η 三者的函數 $\eta V/P$ 的數值的減少來判斷，也可表示流體潤滑面上的油膜厚度。判斷液體潤滑發展為邊界潤滑的公式 $\eta V/P$ 與摩擦係數的關係稱為斯特賴貝克曲線(Striebeck Curve)，其模式圖如下圖3-13[6]所示：

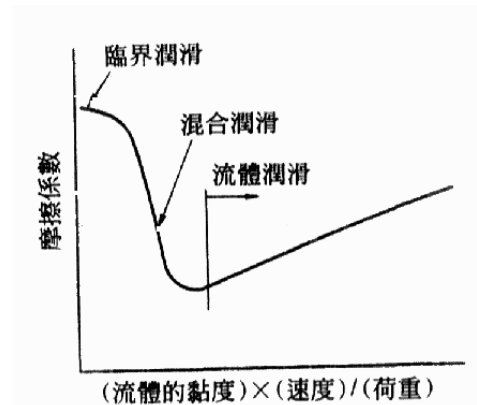


圖3-13 斯特賴貝克曲線

邊界潤滑所產生的問題在於邊界層的薄潤滑油層的性質，潤滑油分子被表面吸附後在金屬表面形成邊界層，它是液體分子在固液介面上的吸附現象。潤滑油中被金屬面吸附的分子含有能與金屬表面強結合的極性基，極性基與金屬表面強結合來自於極性基的靜電極性力和化學結合力，這種分子中有極性基的化合物稱為極性化合物，分子中沒有極性基的化合物稱為非極性化合物。

為了減少液-固界面能，在液-固界面上分子在向界面上吸附和排列，非極性的化合物也能向固體表面的活性中心吸附。邊界膜主要是由這種潤滑油分子的吸附所形成，而極性化合物能形成牢固的吸附分子膜。

3.4.2 邊界潤滑與摩擦

對於邊界潤滑面，Bowden 提出了如圖3-14的模型，已潤滑的金屬與邊界潤滑面發生接觸，在施加負荷後，邊界潤滑面高低不平的凸出部分產生接觸並支撐負荷呈現出塑性流動。由邊界潤滑面的變形，夾在兩個金屬面之間潤滑膜受到非常高的壓力，壓力最高的接觸部位發生局部潤滑膜破裂而產生金屬黏著。

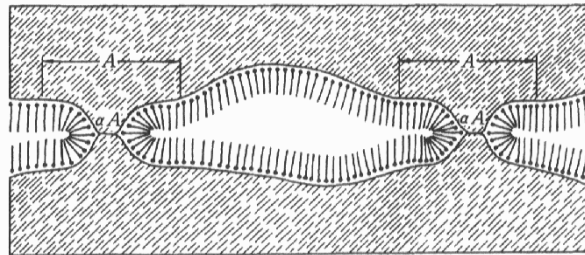


圖3-14 邊界潤滑面

圖中支撐負荷的面積為 A ，潤滑膜被破壞斷裂後形成金屬結合的面積為 αA （ α 為潤滑膜被破壞斷裂的比例）。金屬結合部分的剪切強度為 S_m ，潤滑膜的剪切強度為 S_t ，摩擦力為 F ，公式為：

$$F = A\{\alpha S_m + (1 - \alpha)S_t\} \quad (3-5)$$

在邊界摩擦中 α 愈小時則 St 愈小、邊界摩擦愈小，邊界潤滑膜在高壓下必需具有不容易破裂，同時又容易剪斷的特質，為一種牢固的邊界膜。

邊界潤滑膜的磨耗還要考慮到潤滑膜破裂所形成金屬結合的面積與分子膜破裂的又成比例，邊界潤滑的黏著磨耗用變化了的霍爾姆公式如下：

$$V = K \alpha A l \quad (3-6)$$

V : 磨耗體積

A : 支撐負荷面積

l : 摩擦距離

K : 比例常數

α : 為潤滑膜被破壞斷裂的比例



3.5 軸表面熱處理

未經熱處理無電鍍鎳鍍膜硬度約有 $Hv400\sim500$ ，若以 $400^{\circ}C$ 熱處理 1 小時，硬度可提昇至 $Hv 1000$ 。然而經過 $400^{\circ}C$ 熱處理的鍍膜雖然有很高的硬度，但高硬度的鍍膜通常很脆，故少用於高負荷或碰撞性組體之應用。無電鍍鎳常以熱浴析鍍，故所得鍍膜與底材金屬常有不同的膨脹係數

(coefficient of expansion)，當冷卻至室溫，會發生應力的存在。假若無電鍍鎳膜之膨脹係數比基材金屬(鈦、鈹)大，當冷卻時，鍍膜收縮較大而造成伸張應力(tensile stress)。若無電鍍鎳膜之膨脹係數比基材金屬(銅、鐵、鋁)小時，鍍膜在冷卻收縮較少而造成壓縮應力(Compression stress)。因此常用膨脹係數低的材料來鍍無電鍍鎳，以減少疲勞強度(fatigue strength)。

未經熱處理的無電鍍鎳為介穩態的相(metastable)。是一種非晶質或微晶的狀態，故具有良好的耐腐蝕性。無電鍍鎳的特性中最大的優點為鍍膜的厚度非常均勻。一般電鍍的厚度隨著鍍品的形狀及鍍品與陽極間接近的狀況而定，這些變數會影響到鍍膜的最佳狀態，且可能在電鍍之後需要再做額外的表面處理。對無電鍍鎳而言，鍍品在鍍浴的任何時段中，其鍍著速率及所得的厚度皆相同，無論凹處或盲孔皆可和鍍品外部得到相等的厚度，因此鍍膜厚度可以適當的控制至所需求的規格。

磷為非金屬元素，故磷含量越少越有優良的磁電性。其機械特性與玻璃相似，具有高強度、有限的延展性和高彈性係數。鍍膜的最高張力強度超過700MPa，可以使鍍膜忍受相當大的損壞。無電鍍鎳膜在含磷量10wt%時，其物理性質如表3-2所示：

表3-2 無電鍍鎳膜之物理性質

組織	非結晶質
融點	890°C
密度g/cm ³	7.75
電阻	約60 $\mu \Omega \cdot \text{Cm}$
硬度	鍍鎳後，約550±50Hv，熱處理後，約1025±50Hv
比重	7.9
伸張值	3~6%
應力	壓縮應力
熱膨脹係數(22~100°C)	12
熱傳導度	4 W/m · k
彈性係數Gpa	200
均一性	良好
光澤	磷含量>10% 除了有很高的光澤度外，並呈微淡黃色光澤。磷含量在6-10% 呈半光澤磷含量<6% 不光澤


第四章 田口實驗設計法

隨著科技發展，對產品性能的要求越來越高，尋求高品質及快速的生產技術，才能符合最佳設計與經濟效益雙贏的需求。因此各種新技術陸續被開發，其中一種「製程設計最佳化技術」，亦即穩健設計的品質工程（Quality Engineering of Robust Design），是一種以源頭製程為導向的工程與管理方式的設計技術，在工業先進國家許多產業之產品設計與研發工作上，一直擔任重要角色，也是先進國家眾多優良產品設計背後原因之一。田口實驗法由田口玄一（Genichi Taguchi）博士所提倡[31]，其基本方法是實驗設計，屬於統計的應用；其思想方法是工程，結合統計及工程的優點，成為一種工程分析工具，應用於工程或設計能力的提昇，因此能在花費極少成本的考量上，達到改善產品的品質技術。

「製程設計最佳化技術」利用直交表，以少數的實驗來研究眾多的決策變數，同時也以一個新的品質指標，稱為信號雜訊比（Signal-To-Noise Ratio, S/N Ratio），可從顧客的角度來預測產品品質、性能和成本，是一種符合經濟效益並能兼顧製造者與消費者雙方權益的產品，「製程設計最佳化技術」或稱「田口實驗設計法」，深具實用價值，在工業先進國

家之產業界樂於採用。

田口方法的中心目標是應用統計方法與工程技術，探討影響製程應變數的關鍵變數（因子）及其水準，以最少的實驗次數，兼具整個計劃的代表性，可決定製程的最佳製造組合的因素與水準。田口也提出直交表和點線圖，來設計有效率的實驗設計及分析；回應表和回應圖則顯示各因素的效果強弱，來決定最佳製造組合的因素與水準。穩健性（Robustness）的概念，田口玄一博士強調回應圖降低外在雜音因素對產品製程應變數的影響至最低。



品質管制可分為兩種：一種是產品在製造階段所用的線上（On-Line）品質管制，另一種是產品在設計階段所用的線外（Off-Line）品質管制，線外品質管制是線上品質管制的源流。本研究所介紹重點將放在製程參數設計，其目的是尋求產品與製程的生產條件之組合，其在經濟的考量下，產品的穩健性很高。事實上，任何產品有可能必須同時被考慮一個以上的製程應變數；如何選取最佳的組合因素來生產最好的產品，是本研究的目的一。

4.1 品質損失函數

傳統上，一般認為產品品質特性只要在界限範圍內即視為良品，但田口博士認為產品品質特性應儘量保持在目標值上，若離目標值越遠，損失越大。因此田口博士提出其著名的品質損失函數。

1950年代田口博士提出田口方法，係一種以工程角度出發的實驗計劃法，其基本精神在於應用直交實驗的統計分析，並以訊號雜訊比(S/N Ratio)作為品質評估的指標，S/N比愈大則表示損失愈少，代表品質特性愈好。利用直交表及S/N比的觀念，以參數設計的方法求得一參數最佳的水準組合。

基本上，S/N比的計算方式有三種：望目特性、望小特性、望大特性。

分述如下：

4.1.1 望目特性

望目特性是指品質特性有一目標值，其品質特性是越接近目標值越好，品質特性的理想機能是此目標值，例如壓力、速度、尺寸等。品質損失函數可以用(4-1)式表示：

$$S/N = -10 \log\left(\frac{1}{nS} \sum_{i=1}^n y_i^2\right) = -10 \log\left(\frac{\bar{y}^2}{S^2}\right) \quad (4-1)$$

其中：Y 為產品品質特性值。

S 為標準差(Standard Deviation)，

Y_i 為評估的實驗值和 n 為每組實驗的樣本數。

4.1.2 望小特性

望小特性是指其品質特性是越小越好，換句話說，品質特性的理想機能是零，例如翹曲變形、裂紋、收縮等。假設品質特性是望小，其理想目標值=0，所以望小情況的品質損失函數可以用(4-2)式表示：

$$S/N = -10 \log\left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2\right) = -10 \log(\bar{y}^2) \quad (4-2)$$

4.1.3 望大特性

望大特性是指品質特性越大越好，換句話說，品質特性的理想機能是無窮大，例如壽命、抗拉強度、防震等，是本研究所選定的計算方法。假設品質特性是望大，其理想目標值 $m = \infty$ ，我們可以將品質特性取倒數(1/y)，後以望小特性來處理。將代入(4-2)式，所以望大情況的品質損失函數可以用(4-3)式表示：

$$S/N = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right) \quad (4-3)$$

4.2 控制因子與水準的選定

控制因子的選定如下圖4-1所示，首先明確定義出產品之所有因子與特性關係，將設計出來的信號因子與可被控制的控制因子及無法掌握之變數的雜音因子盡可能的完全列出；隨即排除雜音因子後將控制因子對信號因子的關係列成參數表，做為實驗的依據。

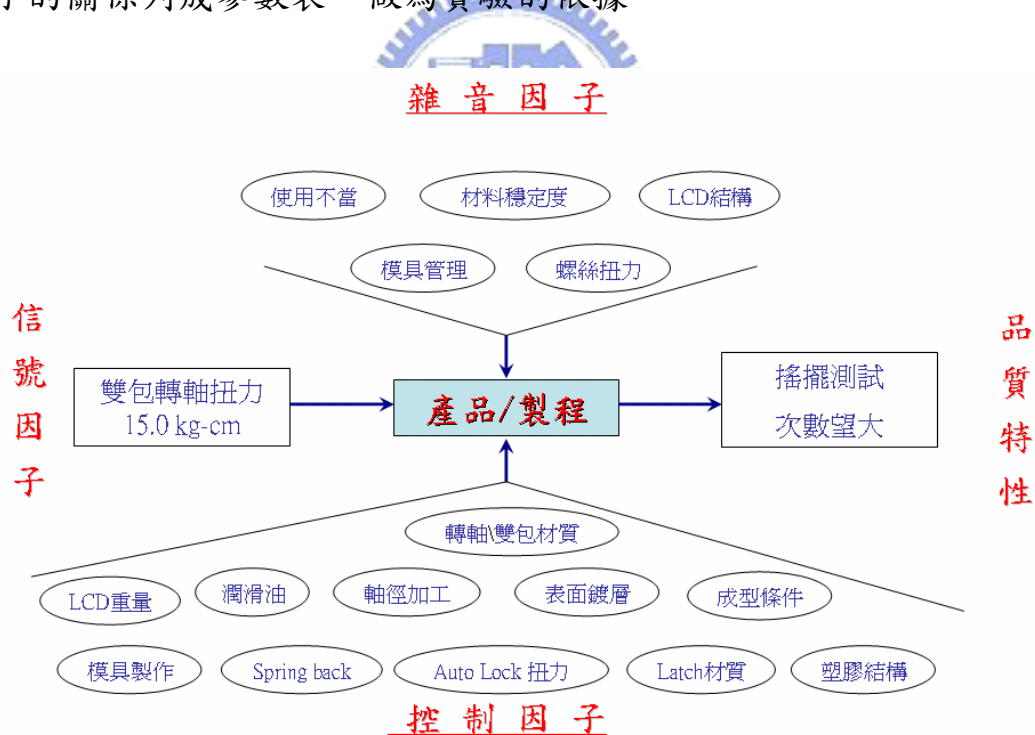


圖4-1 產品之因子特性圖

圖4-1中所列出影響轉軸壽命測試的控制因子共計11項，其中三

項” Latch 材質、成型條件與塑膠結構 “是影響Latch的參數，本研究為無卡勾之設計，將直接刪除此三項因子。其餘9項因子 “ 轉軸之材質、加工、表面處理、潤滑油、模具、LCD重量、Spring back、Auto Lock扭力” 等； ” LCD重量” 已經被設定成信號因子15kg-cm的參數； ” 模具” 尺寸誤差量在轉軸的尺寸公差0.01mm中可以被忽略； ” Spring back” 是一種抗扭轉力的回彈現象，在新日興公司近年的新設計轉軸中也已經用一塊定位板方式來解決，可參考附錄十三的零件編號20；剩餘五個控制因子之參數將於以下章節說明。



4.2.1 軸參數

經搜集筆記型電腦產品樞軸材料最常用如下表4-1、4-2、4-3、4-4 轉軸規格所示；但並非只有這三種材質可用，僅列表做為比較與說明。在研究動機中曾經提過轉軸的失效原因，其中與軸本身最具代表性的項目為初始扭力大小與衰減比率；轉換出來的參數即為軸徑的大小與軸本身材的機械強度，對於表面粗糙度部分因為有表層鍍鎳處理, 所以本實驗中不探討這個參數。

表4-1 樞軸使用材料比較表[3]

材料	SUM43(HRc50)	SUS416(HRc55)	SUM24(HRc45)
通稱	中碳快削鋼	不銹鋼	快削鋼
熱處理	高溫	真空	滲碳
折斷力	強	中	弱
剪斷力	中	強	弱
切削性	難	中	易
單價	中	高	低

表4-2 快削鋼轉軸規格對照表

【快削鋼】								
区分	記号	C	Mn	P	S	Pb	JIS相当	
硫黄快削鋼	1110R	0.08~0.13	0.30~0.60	0.040以下	0.08~0.13	-		
	1110F	0.09~0.14	0.35~0.60	0.040以下	0.05~0.10	-	SUM11	
	1116A(KFS103)	0.13~0.20	1.00~1.40	0.070以下	0.16~0.23	-		
	1117	0.14~0.20	1.00~1.30	0.040以下	0.08~0.13	-	SUM31	
	1137	0.32~0.39	1.35~1.65	0.040以下	0.08~0.13	-	SUM41	
	1141	0.37~0.45	1.35~1.65	0.040以下	0.08~0.13	-	SUM42	
硫黄複合快削鋼	1144	0.40~0.48	1.35~1.65	0.040以下	0.24~0.33	-	SUM43	
	1213	0.13以下	0.70~1.00	0.07~0.12	0.24~0.33	-	SUM22	
	1213A	0.13以下	0.90~1.35	0.07~0.12	0.31~0.37	-	SUM25	
	1215	0.09以下	0.75~1.05	0.04~0.09	0.26~0.35	-	SUM23	
鉛複合快削鋼	1215A(KFS201A)	0.09以下	0.90~1.35	0.04~0.09	0.28~0.35	-		
	11LXX	11XXの成分					0.15~0.35	
	1215AF	0.09以下	0.90~1.35	0.04~0.09	0.28~0.35	0.08~0.15		
	12L14	0.15以下	0.85~1.15	0.04~0.09	0.26~0.35	0.15~0.35	SUM24L	
新快削鋼	12L14A	0.15以下	0.85~1.15	0.04~0.09	0.28~0.35	0.20~0.35	SUM24L	
	KFX10	0.11以下	1.10~1.25	0.07~0.09	0.31~0.36	0.35~0.40		

表4-3 不鏽鋼轉軸規格對照表

UNS No.	ISO	美國 AISI	日本 JIS	英國 BS	德國 WERKSTOFF DIN		法國 NF	義大利 UNI
S41600	7	416	SUS416	416S21	1.4005	X12CrS13	Z11CF13	X12CrS13
種類 Grade		化學成分 Chemical composition						
AISI	UNSNo.	C	Si	Mn	Ni	Cr	Mo	其他 Other
416	S41600	≤0.15	≤1.00	≤1.25	≤0.60	12.00~14.00	≤0.60	S ≥0.15

記號	熱處理(°C)			機械的性質							
	退火	淬火	田火	Yield strength N/mm ²	Tensile strength N/mm ²	Elongation (%)		Reduction of area	Charpy Impact value J/cm ²	Hardness(bar)	
						Bar	Tube			HB	HRC
416	800~900 徐冷或 約 750 急冷 800~900 slow cooling or approx,750 rapid cooling	950~1000 油冷 950~1000 oil quenching	700~750 急冷 700~750 rapid cooling	≥345	≥540	≥ 25	—	≥55	≥98	≥159	—

表4-4 轉軸軸徑與扭矩關係表[4]

單位：mm

材質	SUM43	SUS416	SUM24	備註
扭力5kg-cm以下	2.6	2.4	2.8	Min
扭力5~10 kg-cm	2.9	2.8	3.2	Min
扭力5~15kg-cm	3.1	3	3.4	Min
扭力15kg-cm以上	3.2	3.1	3.6	Min

轉軸的扭力來源為摩擦，全靠軸與雙包的緊密配合所產生的夾持力來固定LCD模組；而影響摩擦力大小的因素有很多，如軸徑的大小、軸配干涉量的大小、接合面的長度與面積、潤滑特性等等。為使本實驗之複雜度縮小且具有連貫性，雙包結構固定不變如圖4-2所示且內孔徑為3.6 mm。

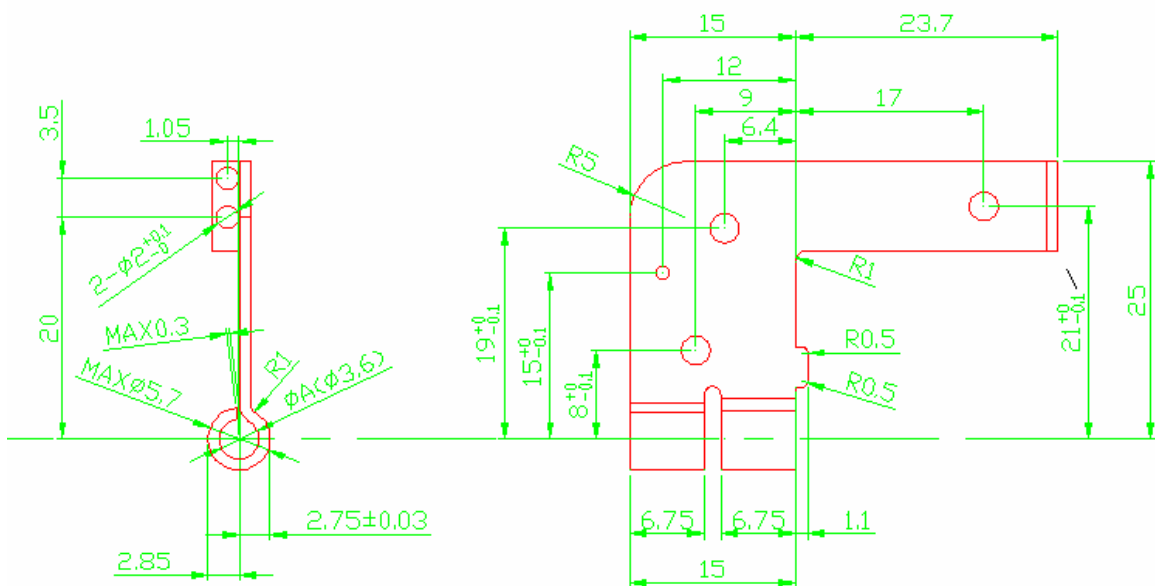



圖4-2 轉軸之雙包結構尺寸圖

4.2.2 潤滑油參數

潤滑油的特性在一般的使用場合中都是為了降低阻力，可是在本實驗中其角色一百八十度轉彎，將原本要降低阻力的特性轉為增加阻力。潤滑油黏滯力的不同而使得轉軸的扭力有顯著的變化，所以在本實驗中將探討兩種業界常用且不會對塑膠起化學反應的潤滑油 Molykote 5-6020¹⁴及 Krytox GPL 226¹⁵對扭力的影響程度，且定義其參數為兩者間最顯著的黏度 μ 值。

4.2.3 軸表面鍍層參數



在邊界潤滑的重負荷表面摩擦，必須考慮到抗油脂的腐蝕及軸表面的疲勞剝離現象，必須對表面實施適當的熱處理以解決腐蝕與延長扭力變化的耐久性測試；在第三章中提到無電解鎳的被廣泛採用是因為電鍍品質優良、製程快速、低成本；本實驗將以鍍無電解鎳為參數，厚度 $3 \mu\text{m}$ ，並討論有、無熱處理的差異。

¹⁴ 附錄十四

¹⁵ 附錄十五

4.2.4 Auto Lock參數

Auto Lock的設計被應用在筆記型電腦，是由小尺寸掌上型電腦開始發展，目前已經可以廣泛應用於12.1吋的筆記型電腦，原因是小尺寸電腦所須的轉軸扭力小，約 12kg-cm以下；業界目前設計值約為原始扭力再加上15~25%[3]。然而本實驗是採用14.1吋的尺寸結構來設計Auto Lock轉軸，首先面對的問題為如何設定扭力的大小！所以先將acer TM240 與 IBM X50機器做重量分析，目的是要知道原本設計給LCD模組所使用的轉軸扭力到底需要增加多少！量測後得到的數據如下表4-5所示：

表4-5 12.1吋 & 14.1吋重量分析表

機台尺寸	12.1吋	14.1吋
LCD模組重量	435 g	730 g
系統端重量	926 g	2013 g

由表4-5可知系統端重量明顯大於LCD模組重量，所以實驗比照12.1吋方式，以增加原始扭力之比率做為實驗的參數。

4.2.5 個別參數驗證

為了瞭解個別參數的影響程度以方便進行田口實驗的組合安排，

先進行個別參數之單一實驗如表4-6所示，以決定進行田口實驗L₉直交表之參數。

表4-6 個別參數的實驗結果

軸徑干涉量	0.25 mm、0.20 mm、0.15 mm	
轉軸抗拉強度	40、50、60 kg/mm ²	
潤滑油黏度	$\mu = 0.04$ 、 $\mu = 0.11$ 、無	
軸表面硬度	無、Hv550、Hv1025	
Auto Lock	+15%、+20%、+25%	
不同扭力搭配	上上限、上中限、中中限、中下限、下下限	

由上表4-6中，可以得到以下的結論：

1. 軸干涉量：

軸干涉量愈大，初始扭力愈大；軸干涉量愈小，初始扭力愈低

且測試曲線較平滑。

2. 軸抗拉強度：

初始扭力值無明顯差異，於壽命測試後期可以看出軸強度愈高

則測試曲線變化愈小。

3. 潤滑油：

黏度愈大，初始扭力愈高；黏度於壽命測試過程中對測試曲線的變化不大；而沒有使用潤滑油的情況下，扭力幾乎成線性下降。

4. 軸表面鍍層硬度：

為解決軸表面加工的粗糙度問題，於軸表面鍍一層無電解鎳且厚度至少大於 3μ ，實驗取三個參數即無電鍍層、鍍無電解鎳硬度 Hv550、鍍無電解鎳後再熱處理硬度 Hv1025。熱處理後的轉軸初始扭力較高，且測試後期扭力有急速上昇的趨勢；而表面無鍍層之轉軸，扭力下降的幅度太大。

5. Auto Lock：

以新轉軸設計Type2(圖5-5)為例，於實驗中看不出各參數間的明顯變化。嘗試將參數變化的比率調昇，由15% 往上遞增後發現，此摩擦式轉軸的結構有其上限的瓶頸約30%的變化量。

6. 不同扭力搭配：只要有一側轉軸扭力為下限，測試曲線較為平滑。

4.3 田口實驗組合

本實驗以田口 $L_9(3^4)$ 直交表望大特性方式做轉軸的耐久性測試，以簡化實驗次數來節省實驗之成本及時間，於控制因子部分只能夠選擇四項，內容敘述如下：

1. 要因配置表

本文將會影響轉軸特性的要因及水準分別列於下表4-7：

表4-7 實驗計劃要因配置表

控制因子	水 準		
	1	2	3
轉軸抗拉強度	40 kg/mm ²	50 kg/mm ²	60 kg/mm ²
轉軸干涉量	0.2 mm	0.25 mm	0.15 mm
潤滑油黏度	$\mu = 0.04$	$\mu = 0.11$	non
軸表面硬度	Hv1025	Hv550	non

2. 直交表

直交表實驗的目的是利用所取得的實驗數據，來建構一個數學模式，這個數學模式可以用來預測任何控制因子組合下（包含最佳的組合）的反應值，而實驗的目的是在證實這個數學模式的合理性。任一產品品質特性有不少變數影響其製程的結果，這些變數又分為可以被製程掌握的控制因子，與無法掌握的雜訊因子。若雜訊因子的影響被降至最低，即為田口所

言的穩健性。因子的水準一般都設計兩個或三個水準，來涵蓋該因素的變動範圍。實驗進行前先決定好因子及其水準，再設計兼顧時效性與經濟性之實驗。實驗之目的在尋找影響製程品質特性之最佳因子與水準的各變數組合。此法是將所有因子與水準的組合，考慮因子間可能有交互作用（Interactions）的存在，進行完整的因子實驗，稱為實驗計畫（Design of Experiments）。

本文採L₉直交表進行實驗，如下表4-8所示，英文字母代表選取之參數，而第一行數字 1、2、3、...9為實驗組合，英文字母右側數字參數之水準1~3。



表4-8 L₉直交表

控制因子 與水準 實驗次數	轉軸抗拉 強度 A1 : 40kg/mm ² A2 : 50kg/mm ² A3 : 60kg/mm ²	潤滑油 B1 : $\mu = 0.04$ B2 : $\mu = 0.11$ B3 : 無	轉軸干涉量 C1 : 0.20 mm C2 : 0.25 mm C3 : 0.15 mm	軸表面硬度 D1 : Hv1025 D2 : Hv550 D3 : 無
1	A1	B1	C1	D1
2	A1	B2	C2	D2
3	A1	B3	C3	D3
4	A2	B1	C2	D3
5	A2	B2	C3	D1
6	A2	B3	C1	D2
7	A3	B1	C3	D2
8	A3	B2	C1	D3
9	A3	B3	C2	D1

3. 變異數分析

變異數分析(Analysis of Variance, ANOVA)是統計上所應用的方法之一，由於實驗數據或資料會受到各種不同的因素所影響，因此常會利用變異數分析來探討各因素所造成的差異。利用田口方法中的S/N比，只能做為評估各控制條件好壞的一項指標，但無法判斷各控制因子對於品質特性的差異程度，也無法得知何種控制因子的影響程度，因此選擇利用變異數分析來瞭解各控制因子的貢獻度，藉此得知如何改善和變換何種控制因子，以得到最大的效益。

變異數分析主要是利用各實驗值之間的差異程度，以統計的方法加以判斷和解釋。其內容包含了實驗數據列表和回應表、自由度、總平方和、各因子平方和、均方(Mean Square)、貢獻度和合併誤差。

變異數分析主要是利用各實驗值之間的差異程度，以統計的方法加以判斷和解釋。以下就本文所使用的變異數分析加以說明計算公式和步驟：

1. 實驗數據列表和回應表

在進行變異數分析時，必須延用直交表和S/N比的計算值，將其繼續計算。例如： Y_{ij} (i 為實驗組數， j 為重覆次數)為原始的實驗數據，求得各實驗組之S/N比 η_i 與整體S/N比之平均值 $\bar{\eta}_i$ 。

2. 自由度計算

一般而言，各因子的自由度(Degree of Freedom)為因子水準數減一，而整體的自由度即為整體之評估數據減一。

3. 總平方和 (SS_T)

總平方和也稱為總變動或是全變動(Total sum of Square, SS_T)，另外也可稱為總變異(Total Variation)。

$$SS_T = \sum_{i=1}^n (\eta_i - \bar{\eta}_i)^2 = \sum_{i=1}^n \eta_i^2 - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n \eta_i \right)^2 \quad (4-4)$$

其中n：實驗評估值的總數。

4. 均方(Mean Square)

均方即為變異數 (V_{factor})，是各因子之變異除以各因子之自由度。

$$V_{factor} = \frac{SS_{factor}}{f_{factor}} \quad (4-5)$$

也就是若對於因子A，則公式如下：

$$V_A = \frac{SS_A}{f_A} \quad (4-6)$$

另外，誤差項均方為 $V_e = SS_E / f_e$ 。

5. 淨平方和 (SS'_{factor})

又稱為純變動，即各因子之變異數減去誤差項的變異數與各因子自由度的乘積。

$$SS'_{factor} = SS_{factor} - f_{factor} \times V_e \quad (4-7)$$

也就是若對於因子A，則A因子的淨平方和為：

$$SS'_A = SS_A - f_A \times V_e \quad (4-8)$$

6. 合併誤差 (Error)

當使用某些直交表進行實驗情況下，會造成沒有誤差項，因此會結合一些平方和較小的因子以進行變異數的分析。

7. 貢獻度

使用貢獻度(Contribution)來進行評估。即為各因子的純變動佔總變動的百分比：

$$\rho_{factor} = \frac{SS'_{factor}}{SS_T} \times 100\% \quad (4-9)$$

也就是若對於因子A，則A因子的貢獻度為：

$$\rho_A = \frac{SS_A}{SS_T} \times 100\% \quad (4-10)$$

8) 本實驗設計的變異數分析表如下：

表4-9 變異數分析表

要因	f	S	V	ρ (%)
A 轉軸抗拉強度	1			
B 潤滑油黏度	1			
C 轉軸干涉量	1			
D 軸表面硬度	1			
(e)	0			
T _e	8			

第五章 實驗方法、結果、分析與檢討

本文之研究為製作新形式無LCD Latch之轉軸，以田口方式來驗證各因子間之關連，以有限的實驗數據模擬出接近最佳化的設計以提供一個不需要卡勾及節省成本設計方式。

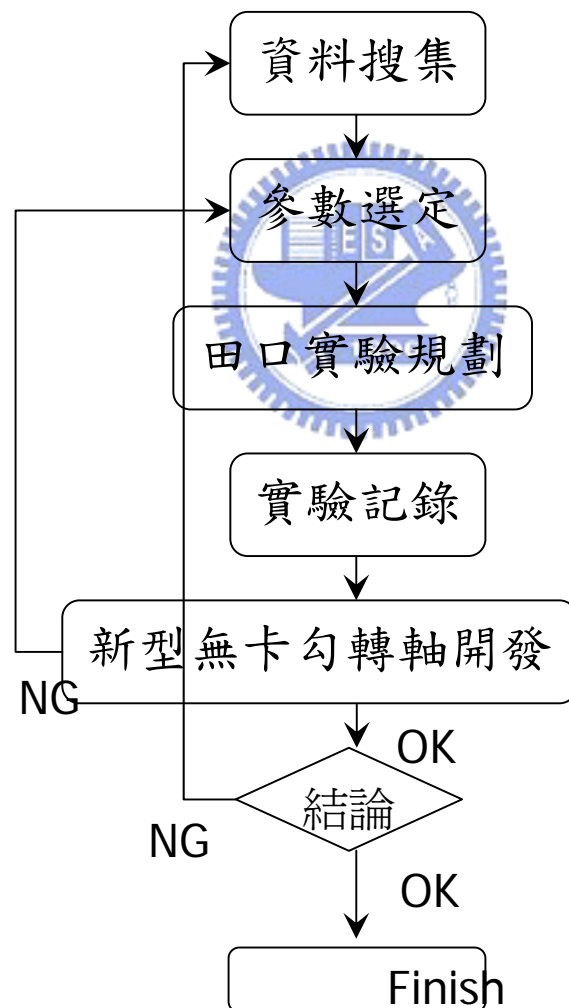


圖5-1 實驗流程圖

5.1 專利迴避設計

透過專利資訊檢索與創新性的專利迴避設計觀念，除可建立企業日後研發設計的基本資料庫，也大幅避免侵權的法律風險，目前修正的「專利侵害鑑定基準」即以美國相關設計規範為主要修法方向。

「專利只是排他，而不是壟斷，」對技術後進的高科技公司而言，如何運用迴避設計布局，以擺脫技術先進者的控制與市場獨占，更因此成為企業重要的經營策略。專利迴避設計是一項源於美國的合法競爭行為，主要為避免侵害先前專利的申請範圍，所進行的持續創新與設計。目前美國專利迴避設計的原則包括：刪除前專利權人申請的元件 (elements) 及其功能、選擇申請範圍中較不重要的元件而以另一不同的元件取代、設計不同於原專利中所界定的功能結構等方式，來進行迴避設計。

無卡勾裝置原始專利及新設計如下表5-1所示，以此概念設計新轉軸圖面及樣本。另外，雙包原始專利及新設計如下表5-2所示，將以此概念設計新轉軸圖面及樣本。

表5-1 無卡勾裝置專利迴避設計

原始專利 (US2002/0073508 A1)	新設計
<ol style="list-style-type: none"> 刪除專利元件 15、17、14、19 及其功能。 選擇專利較不重要的元件11以另一不同的元件 a + c 取代。 設計不同於原專利中所界定的功能結構元件21，以元件b 加油溝及防止 Spring Back 傾角與及加入元件d 防止 Spring Back 設計。 	

表5-2 雙包專利迴避設計

原始專利 (US0572293A)	新設計								
<table border="1" data-bbox="523 1563 901 1702"> <tr> <td>台灣</td> <td>88.01.01~97.10.10</td> </tr> <tr> <td>大陸</td> <td>85.11.08~95.11.07</td> </tr> <tr> <td>美國</td> <td>85.11.06~105.11.5</td> </tr> <tr> <td>日本</td> <td>86.06.06~92.06.05</td> </tr> </table>	台灣	88.01.01~97.10.10	大陸	85.11.08~95.11.07	美國	85.11.06~105.11.5	日本	86.06.06~92.06.05	
台灣	88.01.01~97.10.10								
大陸	85.11.08~95.11.07								
美國	85.11.06~105.11.5								
日本	86.06.06~92.06.05								
<ol style="list-style-type: none"> 專利已陸續到期。 設計不同於原專利中所界定的功能結構，以元件a、b 加止位平面並配合 Spring Back 傾角設計約5度。 									

5.2 基本條件及規格訂定

本實驗中為簡化複雜度，共假設以下幾個固定參數與規格：

- (1). LCD模組重量仿 acer TM250 14吋系列製作重量 730g 的鋁板代替 LCD模組。
- (2). 雙包尺寸與材質固定不變，僅以對手件轉軸做變化。
- (3). 測試溫度 25°C 。
- (4). 搖擺測試機每 7次/分鐘。
- (5). 搖擺測試的角度為 $5\sim 135$ 度。
- (6). 以奇美、友達、廣輝、Hitachi、LG等LCD製造商之規格比較得知，LCD厚度介於 5.2~5.9 mm，本實驗取 5.7 mm。
- (7). 參考表5-4、表5-5，製定搖擺可靠度為至少25,000次。
- (8). 搖擺25,000次後靜置於30度角不會自動合屏。
- (9). 回彈角(Spring back)為5度。

表5-3 實驗測試規格表

項 目	一般業界規格	新轉軸設計規格
14.1" LCD模組重量	680 ~ 730 g	730 g
轉軸初始扭力		15 kg-cm
Auto Lock 扭力		18 kg-cm
測試溫度	25°C	25°C
搖擺次數	6 ~ 8 次/分鐘	7 次/分鐘
搖擺測試的角度	0 ~ 135°	5 ~ 135°
LCD厚度	5.3 ~ 7 mm	5.8 mm
回彈角	5°	5°
雙包內孔徑		φ 3.6mm
Hinge 製造公差	10 %	10 %
搖擺測試數量	18,000 ~ 25,000 次	25,000 次
測試後可靜止角度	0 ~ 75°	30° & 135°
測試後扭力衰減率	15 %	15 %

表5-4 轉軸壽命與使用次數關係表

	第一年	第二年	第三年	第四年	第五年	第六年	第七年	第八年	第九年
1次/天	365	730	1095	1460	1825	2190	2555	2920	3285
5次/天	1825	3650	5475	7300	9125	10950	12775	14600	16425
10次/天	3650	7300	10950	14600	18250				

表5-5 HINGE 扭力高低的決定因素

規格 \ 品牌	acer	IBM	DELL	日系	HP	代工廠
Hinge 製造廠	+/- 10%	+/- 10%	+/- 10%	+/- 10%	+/- 10%	+/- 10%
客戶要求	20,000次	18,000次	18,000次	18,000次	18,000次	Test 25,000次加嚴檢驗
測試後可靜止角度	30	75~120	0	45~135	30	依客戶
測試後扭力衰減率	+/- 15%	+/- 15%	+/- 15%	+/- 15%	+/- 10%	依客戶

5.3 實驗設備

本實驗使用設備有下圖5-2 HP-100型搖擺測試機每 7次/分鐘 的速度、環溫25⁰C、開合角度 5~135⁰C，每1000次以圖5-3 HP -10 扭力測試儀器記錄靜摩擦扭力一次，以觀察扭力變化的曲線。



圖5-2：HP-100型搖擺測試機



圖5-3 HP - 10 扭力測試器

以圖5-4 ENCODER MOUNT MX5030RZII 3D顯微鏡觀測轉軸表面狀況。



圖5-4：ENCODER MOUNT MX5030RZII 3D顯微鏡



5.4. 繪圖與材料

新轉軸設計圖共有兩種，Type1是以最簡單經濟的方式設計，單純靠轉軸的一個定位斜角配合雙包以-5度角設計，防止Spring Back 回彈的鬆動現象，如下圖5-5示：

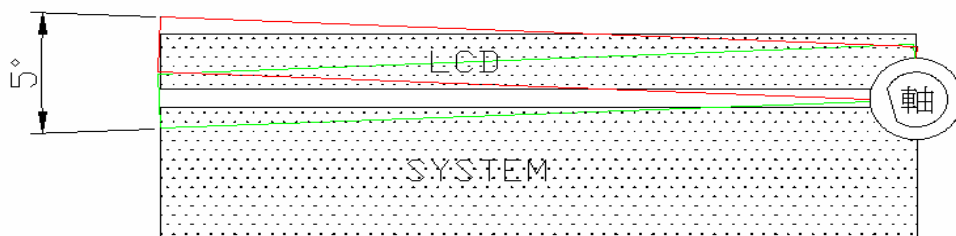


圖5-5 Type1 Auto Lock 示意圖

Type1簡圖如下圖5-6：

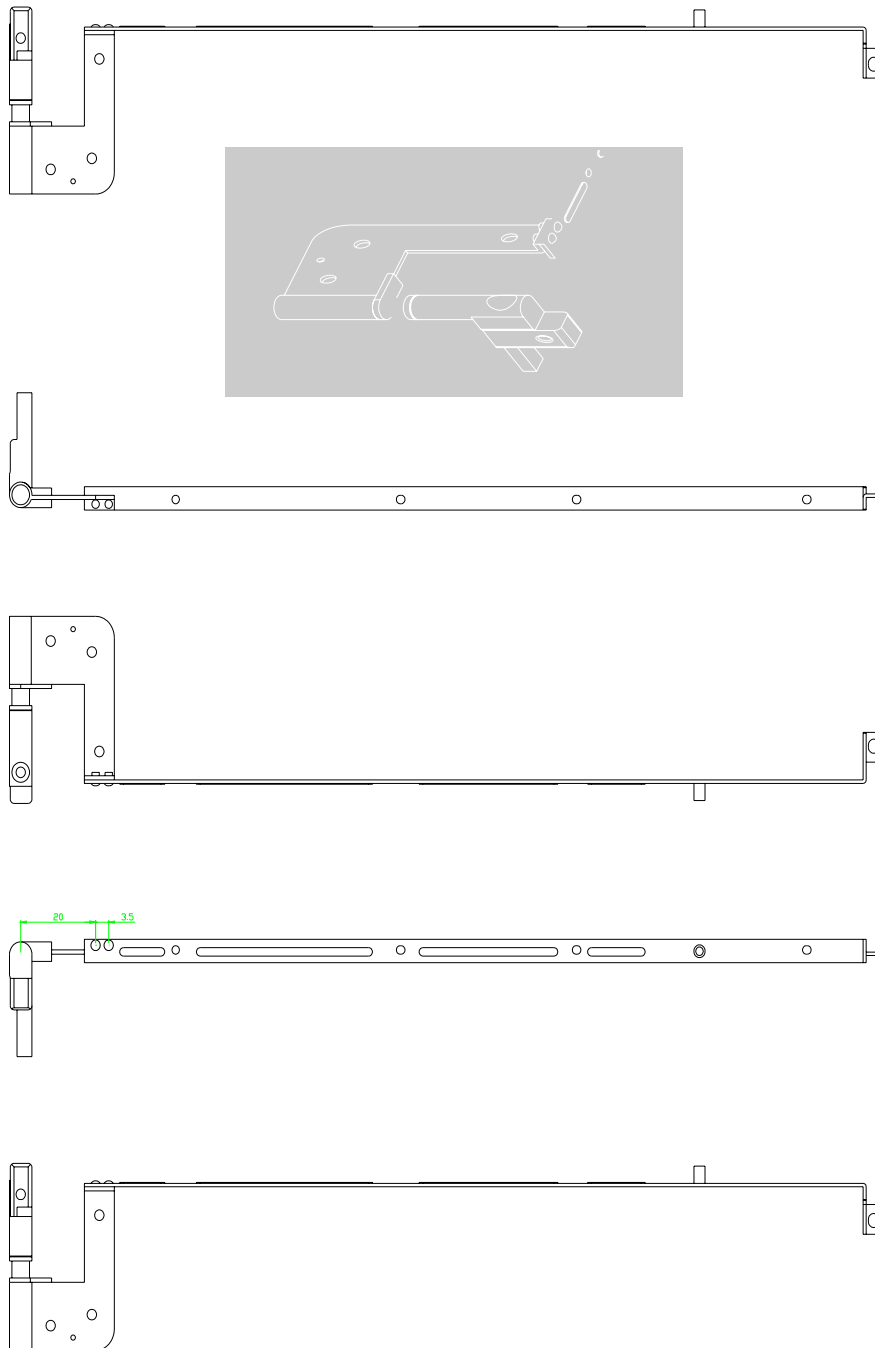


圖5-6 實驗之Type1轉軸結構圖

Type2如圖5-7所示，轉軸與雙包結構沿用一般設計，增加定位板、盤形彈片、平螺帽、墊片、錐形彈片等輔助零件來達到Auto Lock的功能。

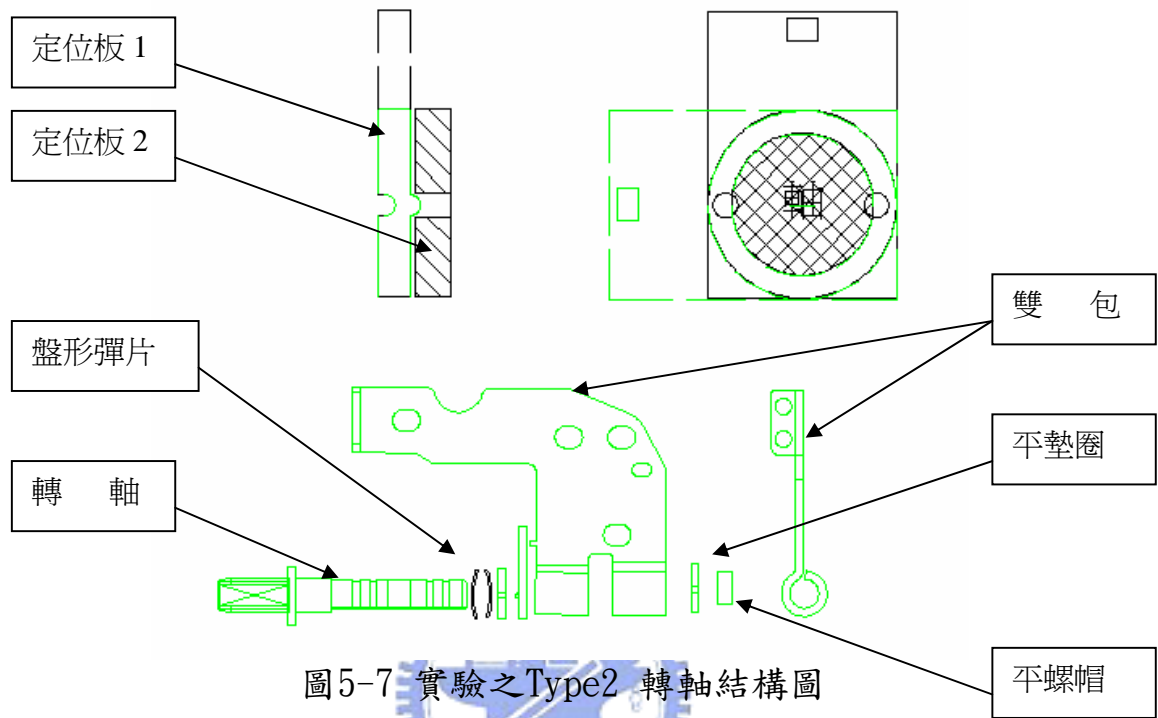


圖5-7 實驗之Type2 轉軸結構圖

實驗所需之LCD替代鋁板尺寸圖如下圖5-8：

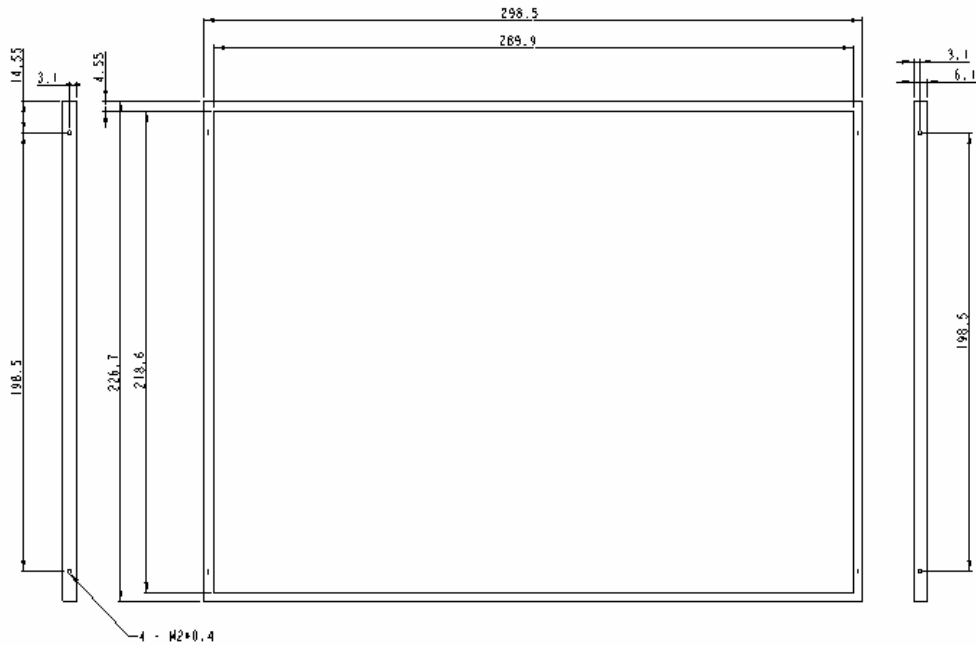


圖5-8 實驗之替代LCD鋁板尺寸圖

材料的準備如下表5-6所示，左側表格為兩個Type的實驗材料明細，右側表格為各種材料的材質說明。

表5-6 實驗所須之材料需求表

項目		數量	公差 (mm)	No.	品名	材質		
LCD	替代鋁板	1	+/- 0.2	1	替代鋁板	AL		
	Type1	雙包	9	+/- 0.01	2	雙包	SK-7	
		轉軸	1	3	3.8 ~ 3.81	3	轉軸-1	SUM24
			2	3	3.85 ~ 3.86	4	轉軸-2	SUM43
			3	3	3.75 ~ 3.76	5	轉軸-2	SUS416
承架	9	+/- 0.03	6	承架	SK-7			
Type2	雙包	18	+/- 0.01	7	盤型彈片	SK-5		
	轉軸	1	6	3.8 ~ 3.81	8	定位板	SK-7	
		2	6	3.85 ~ 3.86	9	墊片	SK-5	
		3	6	3.75 ~ 3.76	10	平螺帽	CHQ1006	
	承架	18	一般公差	11	潤滑油-1	Type #6020		
	盤型彈片	36	一般公差	12	潤滑油-2	Type #266		
	平螺帽	18	一般公差					
	墊片	36	一般公差					
	定位板	18	一般公差					

5.5 田口實驗

依據L9直交表進行組合之實驗，將兩種不同Type的轉軸分開為獨立的兩組田口實驗，各自進行並記錄資料。實驗分成九組，以四個控制因子與三個水準套入表4-8後，分別搜集到圖5-9、5-10及表5-7的資料。

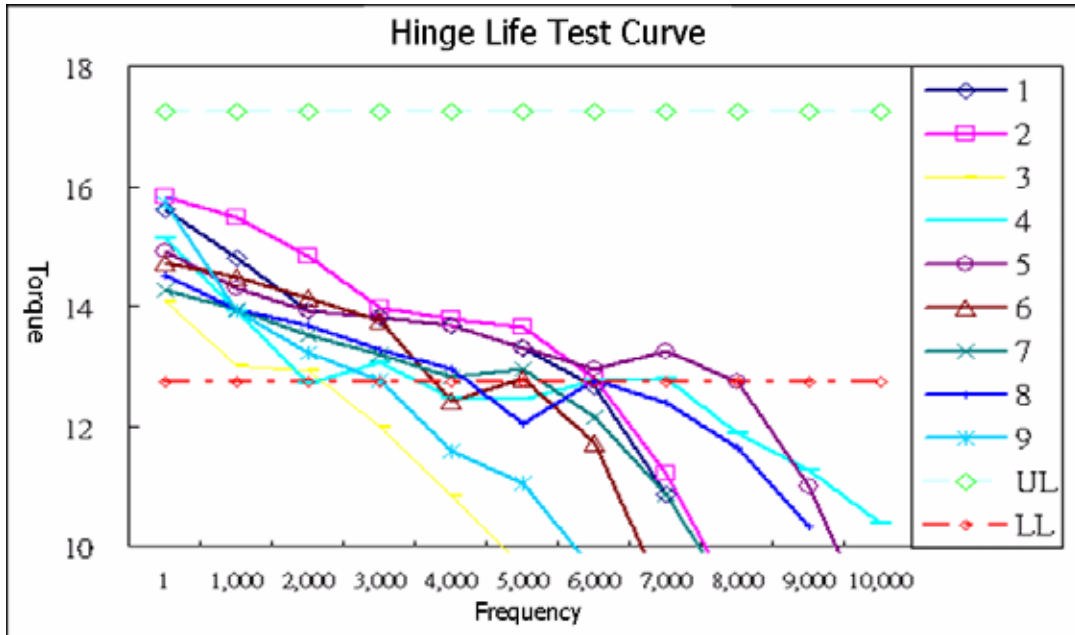


圖5-9 Type1轉軸扭力耐久測試曲線圖

由圖5-9可以看出Type1的轉軸耐久測試於扭力衰減 $\pm 15\%$ 規格內只能達到2,000~8,000次的迴轉測試，無法符合規程要求之25,000次水準，所得到的數據將不再進行田口分析，也說明此種型式轉軸不適用。

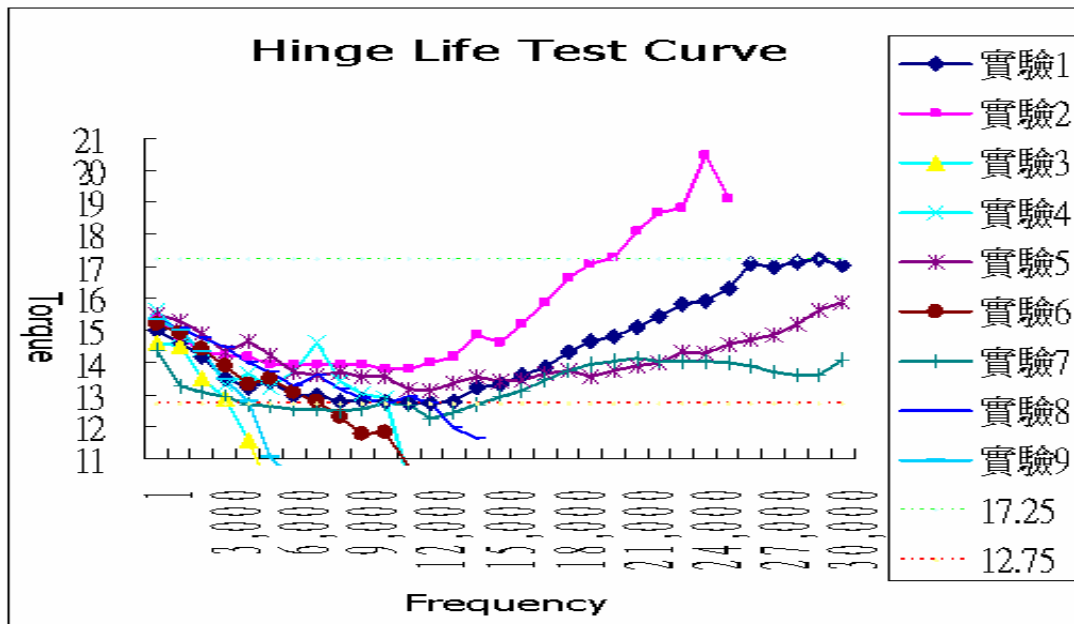


圖5-10 Type2轉軸扭力耐久測試曲線圖

由圖5-10中可以看出實驗組合第五及第七組很明顯可以通過設定規格25,000次，以下之田口實驗組合將以Type2實驗數據做進一步分析。

表5-7 L₉之配置與實驗數據表

實驗次數	控制因子與水準	轉軸抗拉強度	潤滑油黏度	轉軸干涉量	軸表面硬度	測試數據			
						正向扭力壽命測試合格次數		負向扭力壽命測試合格次數	
						X1	X2	Y1	Y2
1	1	1	1	1	27,000	27,000	28,000	30,000	
2	1	2	2	2	20,000	21,000	19,000	18,000	
3	1	3	3	3	3,000	3,000	1,000	2,000	
4	2	1	2	3	10,000	8,000	11,000	11,000	
5	2	2	3	1	37,000	34,000	39,000	37,000	
6	2	3	1	2	7,000	8,000	8,000	8,000	
7	3	1	3	2	40,000	39,000	42,000	43,000	
8	3	2	1	3	12,000	11,000	10,000	9,000	
9	3	3	2	1	4,000	3,000	6,000	6,000	

表5-7之X1、X2、Y1、Y2分別代表第一次與第二次實驗之正向與負向扭力測試數值。為了防止因實驗減少可能發生的誤差，因此每一組合重複做二次，總共取得36個樣本。

5.6 田口實驗結果與分析

由實驗數據結果依據田口方法分析，引用望大特性公式4-3可求得下表5-8的S/N比。僅實驗5、7兩組符合設計規格。

表5-8 數據與SN比較表

控制 因子 與 水準 實驗 次數	轉 軸 抗 拉 強 度	潤 滑 油 黏 度	轉 軸 干 涉 量	軸 表 面 硬 度	測試數據				SN 比(η)db
					正向扭力壽命測試合格次數		負向扭力壽命測試合格次數		
					X1	X2	Y1	Y2	
1	1	1	1	1	27,000	27,000	28,000	30,000	88.92
2	1	2	2	2	20,000	21,000	19,000	18,000	85.76
3	1	3	3	3	3,000	3,000	1,000	2,000	64.34
4	2	1	2	3	10,000	8,000	11,000	11,000	79.77
5	2	2	3	1	37,000	34,000	39,000	37,000	91.27
6	2	3	1	2	7,000	8,000	8,000	8,000	77.74
7	3	1	3	2	40,000	39,000	42,000	43,000	92.24
8	3	2	1	3	12,000	11,000	10,000	9,000	80.27
9	3	3	2	1	4,000	3,000	6,000	6,000	72.42

$$\text{實驗組合 } S/N = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right)$$

= $-10 * \log[(1/4) * (1/X1^2 + 1/X2^2 + 1/Y1^2 + 1/Y2^2)]$ ，依序套入公式所得到的數值即為表5-8右側欄位之S/N比值。

由表5-8計算各因子之S/N比值可以得到補助表，計算方法為將各控制因子的相同水準之S/N比值相加後，依序列入表5-9欄位中，再將三個水準

中的最大值減去最小值後所得到的數值填入差異欄中即完成補助表。

表5-9 補助表

	A轉軸抗拉強度	B潤滑油黏度	C轉軸干涉量	D軸表面硬度
水準1	239.02	260.93	246.93	252.61
水準2	248.79	257.31	237.95	255.74
水準3	244.93	214.50	247.85	224.39
差異	5.91	46.43	9.90	31.35

將補助表中各因子差異轉換成圖表後可以清楚的看出各因子的影響程度之相互關係，如下圖5-11主效果圖及圖5-12因子效果圖所示。

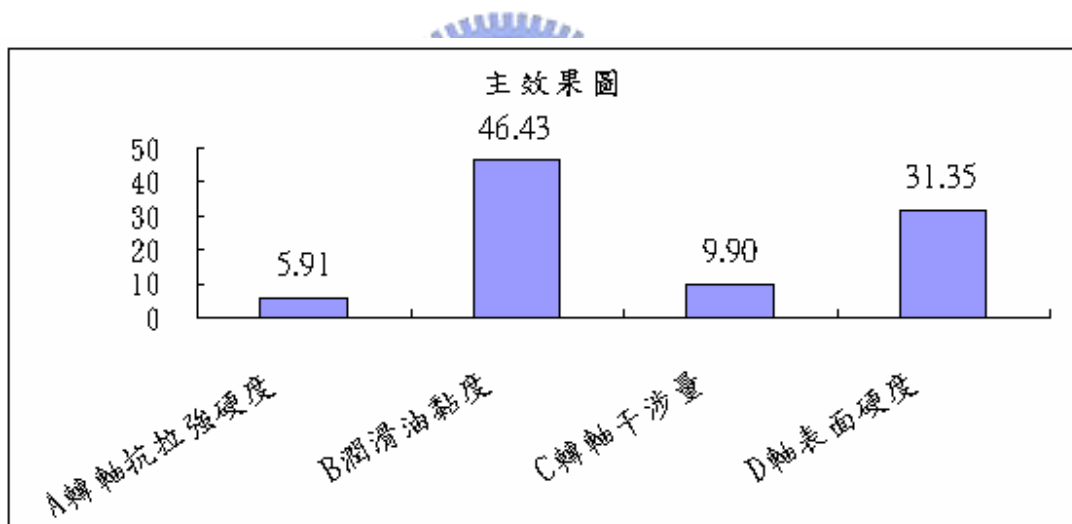


圖5-11 主效果圖

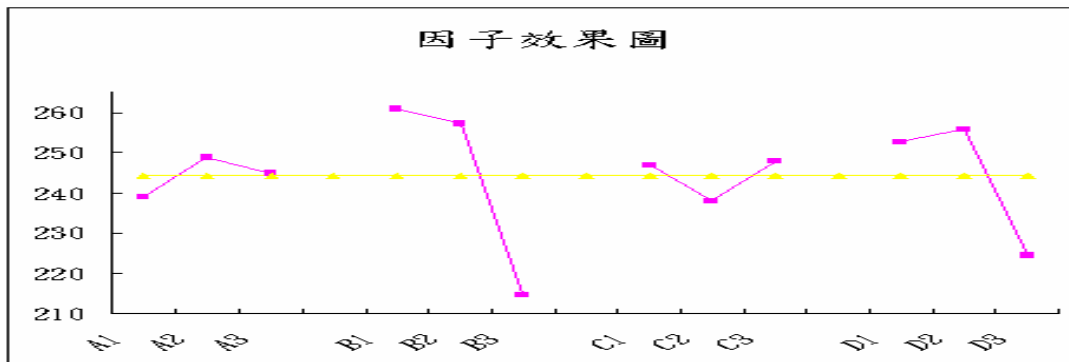


圖5-12 因子效果圖

由補助表中可以判斷出因子B的影響程度最大，但是也可以透過進一步的變異數分析將其影響程度量化；經過計算後的變異數分析如下表5-10。

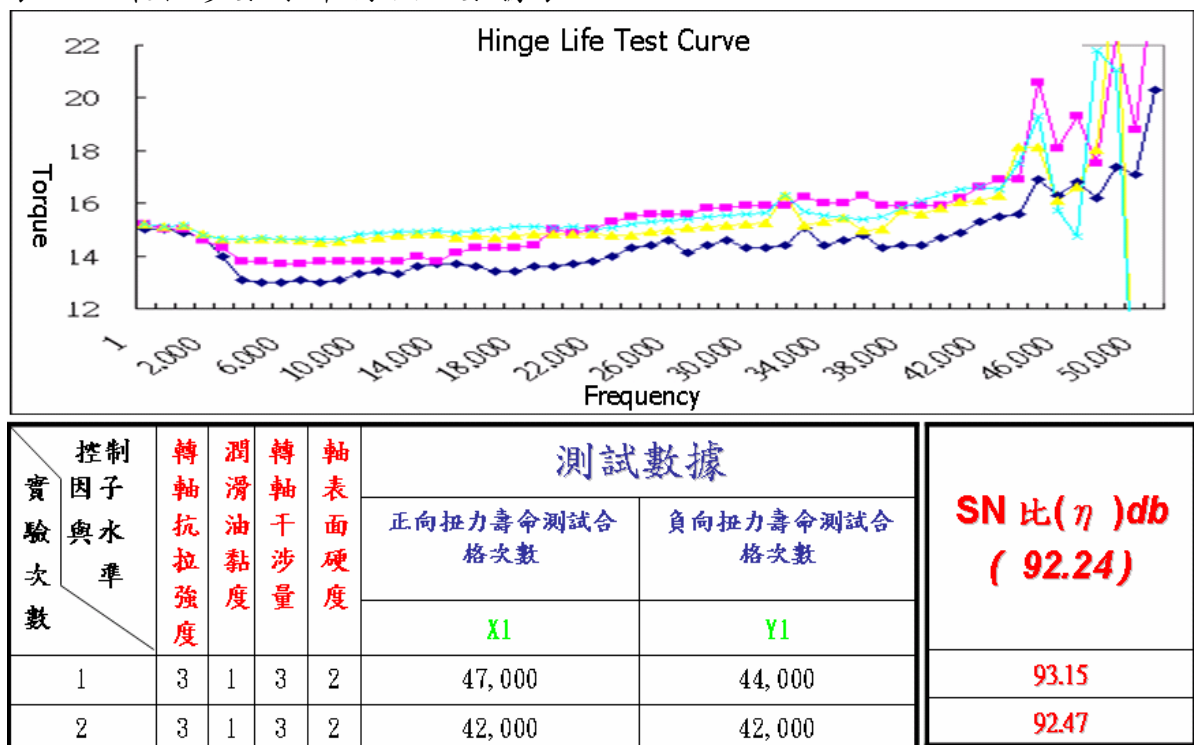
表5-10 變異數分析表($\rho\%$ 為貢獻率)

要因	f	S	V	ρ (%)
A 轉軸抗拉強度	1	16.14	16.14	2.36
B 潤滑油黏度	1	444.52	444.52	65.44
C 轉軸干涉量	1	19.96	19.96	2.94
D 軸表面硬度	1	198.79	198.79	29.26
(e)	0	0	0	0
T_e	8	679.41		100

變異數分析表可以將各參數對產品的影響程度給予量化，如表5-10所示之B潤滑油黏度項目即可說明該項目佔總影響程度的65.44%。

為瞭解田口分析的正確性，將最佳參數水準進行再驗證的實驗，取實驗七的組合A3B1C3D2重新進行，得到的數據如下表5-11所示：

表5-11最佳參數水準再驗證數據表



最佳參數水準進行再驗證所得到的數據與原本實驗的結果，S/N比值僅差距僅0.91dB，證明本次實驗結果應屬有效的實驗。

5.7 問題與檢討

由田口實驗結果分析後可以得到最佳參數組合為A3B1C3D2之實驗7。即實驗中所得到的最佳參數分別為軸抗拉強度最大的 60kg/mm^2 、潤滑油黏度最高的 $\mu=0.11$ 、轉軸干涉量最小的 0.15mm 及軸表面硬度為鍍無電解鎳硬度Hv550的參數組合，滿足本實驗設定的規格” 扭力誤差量 $\pm 15\%$ 及 25,000次壽命”，實際更超出至42,000次的壽命測試。再由變異數分析後可以清楚判定控制因子的影響程度順序如下表：



圖5-13 控制因子影響程度圖

在測試終了的同一時間將轉軸拆下做表面顯微觀查其變化後發現如下圖5-11所示，可印證潤滑油對實驗結果之貢獻度以及熱處理後的轉軸表面剝落的顆粒會隨硬度的增加而變大。

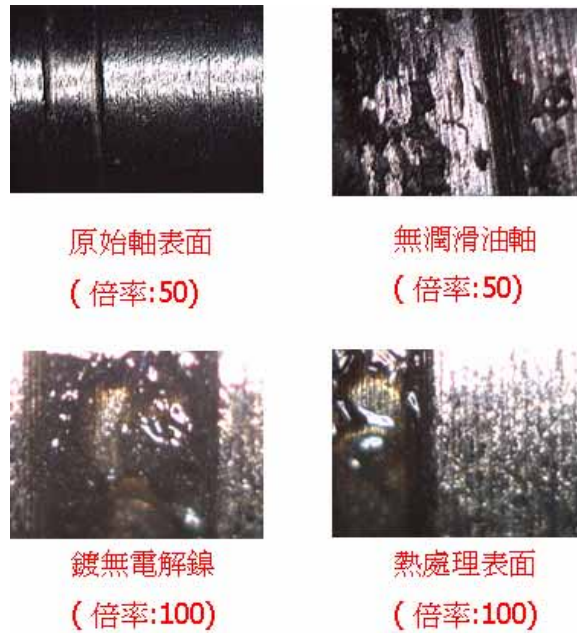


圖5-14 測試後轉軸表面狀況

另外，本實驗所訂定之 $\pm 15\%$ 的規格是以該實驗組合的初始扭力為依據，並非使用公稱尺寸來計算，所以會出現該最佳組合的實驗7會有超出下限(-15%) 12.75 kgf-cm 扭力的現象；此誤差值以成本觀點來看必須忽略且無損於品質；以轉軸特性來說，並不是非常敏感，可以將誤差量放入初始扭力值的設計以降低成本。

Type1的實驗中，雖然說明壽命測試曲線無法符合規格，但是最佳的實驗組合5也可以支撐到8,000次的水準，若以成本考量的觀點來看，Type1的成本僅為Type2的三分之二，應該以產品的特性來決定所需要的規格才是最正確的選擇。

第六章 結論與未來研究方向

6.1 結論

在實驗中所得到的結論可歸納如下：

- 1、 不增加成本的條件下，最佳參數組合為 A3, B1, C3, D2 的實驗七。即實驗中所得到的最佳參數分別為軸抗拉強度最大的 60kg/mm^2 、潤滑油黏度最高的 $\mu=0.11$ 、轉軸干涉量最小的 0.15mm 及軸表面硬度為鍍無電解鎳硬度Hv550的參數組合。
- 2、 本實驗扭力衰減率以起始扭力計算而非設計扭力值，若要縮小起始扭力變異可由允差設計來縮小軸配尺寸公差，但是會增加成本。
- 3、 由個別因子實驗結果可以知道，藉由控制因子的局部調整也可以達到對設計值非常接近的產品之模具及零件的共用。
- 4、 控制因子對產品特性的影響程度依序為潤滑油黏度>軸表面硬度>軸徑干涉量>軸硬度。

6.2 未來研究方向

本研究為非常耗時的實驗方法，在完全沒有任何文獻可搜集資料的情況下，必須一個個以實驗或量測方式累積數據；在有限的時間中所能搜

集到的數據必定有限，譬如說實驗中所選取的參數僅是業界目前常用的範圍與種類，是否還有更好的選擇不得而知！期望未來有志朝筆記型電腦轉軸研究的人能夠將各參數做更精確的驗證與整理，製成各參數間的對照表來造福後輩，減少重覆實驗與驗證的時間。

另外，TYPE1的成本僅為TYPE2成本的2/3；未來若能找到適當材料解決疲勞與磨損的問題，將更市場競爭力。



參考文獻：

- [1]. 產業基本報告--NB產業，DigiTimes Research，2005/4。
- [2]. 張志坤，“筆記型電腦 14吋 TFT轉軸疲勞測試模擬，” 5-8頁，時間不詳。
- [3]. acer, the C4 test plan of Yuhina, version 1 , pp.33-34, April, 2003.
- [4]. 戴日南，R&D，新日興股份有限公司，Hinge簡介，2003。
- [5]. Wistron, NB Hinge Life Test, QE C4 Procedure, version 1.1 , HN-WI-C4-07 , pp. 7-8, January 2003.
- [6]. 朱金生，“樞軸之特性及設計流程，” 民國89年12月13日。
- [7]. 黃錦鐘，“機械設計計算圖表，” 全華，民國七十五年。
- [8]. 王永謙，金文修，田永旺，潤滑油基礎與應用，全華，57-58頁，民國八十四年。
- [9]. 王永謙，金文修，田永旺，潤滑油基礎與應用，59頁，全華，民國八十四年。
- [10]. S. Kato, E. Marui, A. Kobayashi and S. Senda, ” The Influence of Lubricants on Static Friction Characteristics

- under Boundary Lubricant," ASME Trans. J. Trib., pp. 188-194. (1985).
- [11]. S. Kato, E. Marui and M. Hashimoto, " Fundamental Study on Normal Load Dependency of Friction Characteristics in Boundary Lubrication," Tribology Transactions, pp. 341-349. (1998) .
- [12]. E. Marui, H. Endo, M. Hashimoto and S. kato, " Some consideration of Slideway Friction Characteristics by Observing Stick-Slip Vibration," Tribology Interational, pp. 251-262, (1996).
- [13]. W. R. D. Wilson, " Friction and Lubrication in Sheet Metal Forming," D.P. Koistinen and N. M. Wang, eds, Lenum Press , pp. 157-177, 1978.
- [14]. W.R.D. Wilson, " Mixed Lubrication in Metal Forming," Advanced Technology of Plasticity 1990, (Japaness Society of Technical Of Plasticity), pp. 1667-1675, 1990.
- [15]. W.R.D. Wilson and D.F. Chang, " Low Speed Mixed

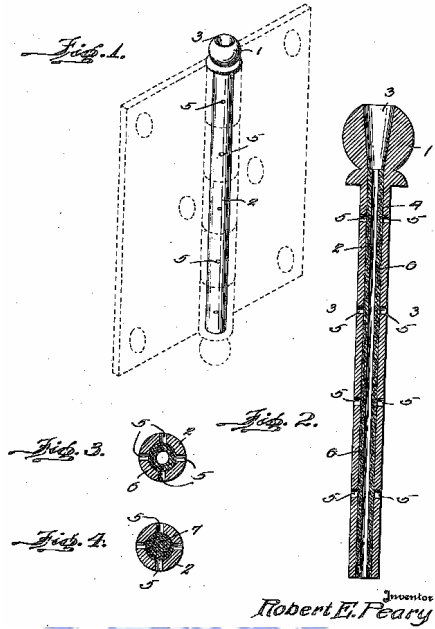
Lubrication of Bulk Metal Forming Processes,” in tribology
Manufacturing, Dohda, k. Jahanmir, s. and W. R. D.
Wilson, eds. , ASME. New York, pp. 159-168, 1994.

- [16]. 陳韋全， “無電鍍鎳層硬化機構與耐腐蝕性質之研究，” 碩士論文，國立高雄第一科技大學，民國92年。
- [17]. Robert E. Peary, United States Patent 1, 433, 095 Oct. 24, 1922.
- [18]. Emory F. Burdick, United States Patent 2, 462, 304 Feb. 22, 1949.
- [19]. Ernest A. Ring, United States Patent 2, 504, 351 Apr. 18, 1950.
- [20]. Dwight C. Brown, United States Patent 4, 506, 408 Mar. 26, 1985.
- [21]. Takashi. Hosoi, United States Patent 5, 052, 078 Oct. 01, 1991.
- [22]. Takashi. Katagiri, United States Patent 5, 333, 356
Aug. 02, 1994.
- [23]. David A. Lowry, United States Patent 5, 491, 874 Feb. 20, 1996.
- [24]. Chin-Fu. Huong, United States Patent 5, 632, 066 May. 27, 1997.
- [25]. David A. Lowry, United States Patent 5, 752, 293 May. 19, 1998.
- [26]. Sheng-Nan. Lu, United States Patent 5, 896, 622 Apr. 27, 1999.
- [27]. Sheng-Nan. Lu, United States Patent 6, 170, 120 B1 Jan. 09, 2001.

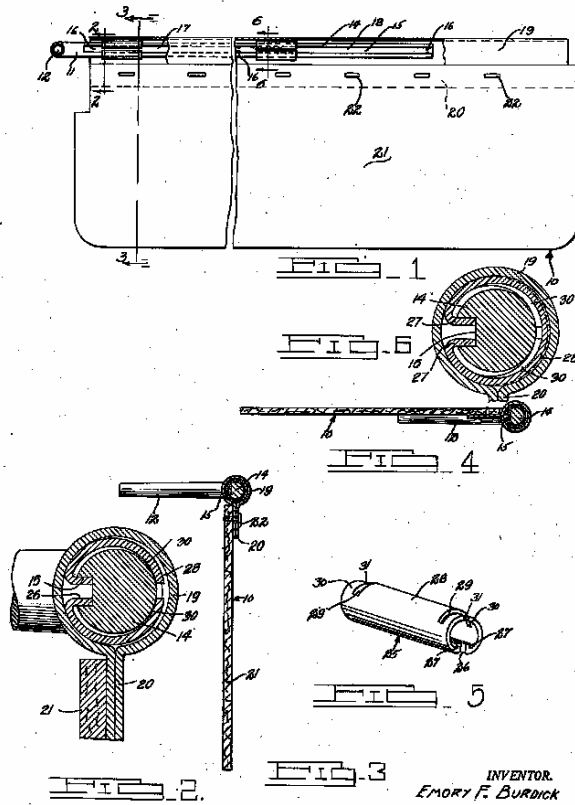
- [28]. Edward T. Rude, United States Patent Application Publication
US 0073508 A1 Jun. 20, 2002.
- [29]. Sheng-Nan. Lu, United States Patent US 6,657,856 B1
Dec. 02, 2003.
- [30]. 蘇朝墩，” 產品穩健設計-田口品質工程方法的介紹和應用，” 中
華民國品質學會。
- [31]. 鍾崑來，” 應用田口式方法於鋼板彎曲成形最佳參數選擇之研
究，” 碩士論文，國立成功大學，民國91年。
- [32]. 曾重誌，” 應用田口方法探討大平面薄壁鎂合金AZ91D 鑄件壓鑄製
程條件之研究，” 碩士論文，國立交通大學，民國93年。
- [33]. 新日興，” 作業指導書，” EK-7.5-R005-3，Feb. 16，2004。

附 錄

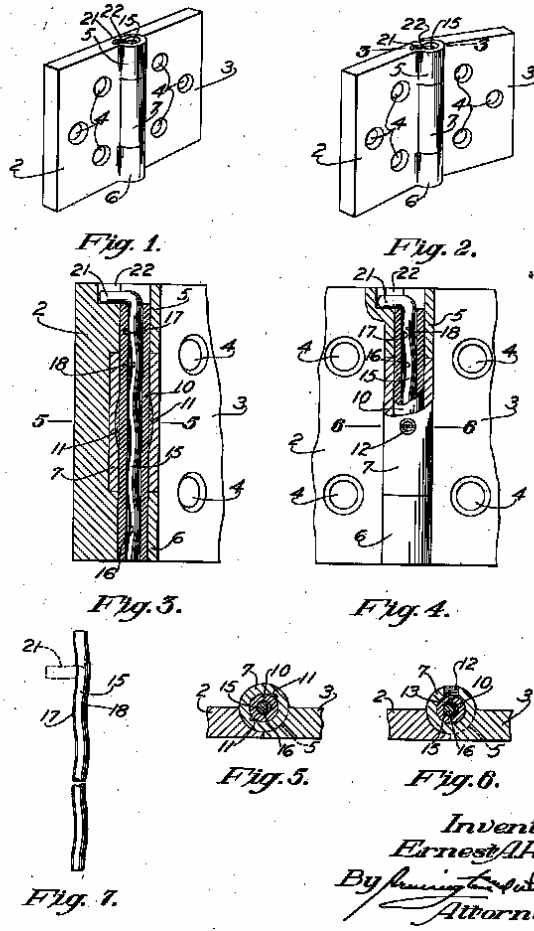
附錄一：



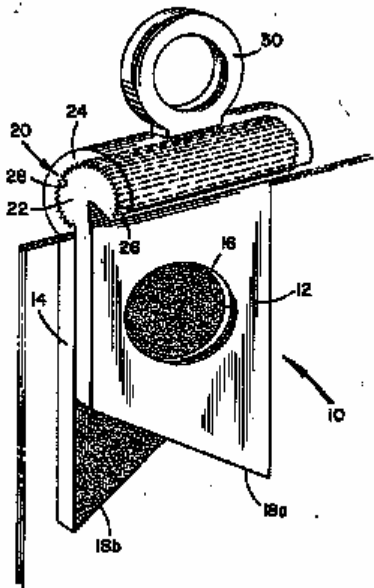
附錄二：



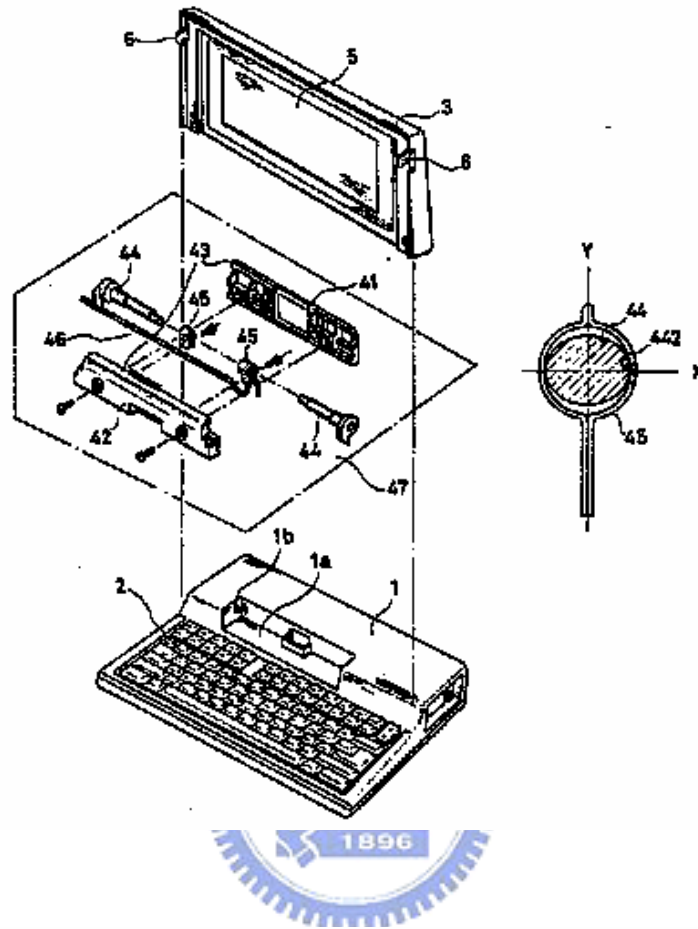
附錄三：



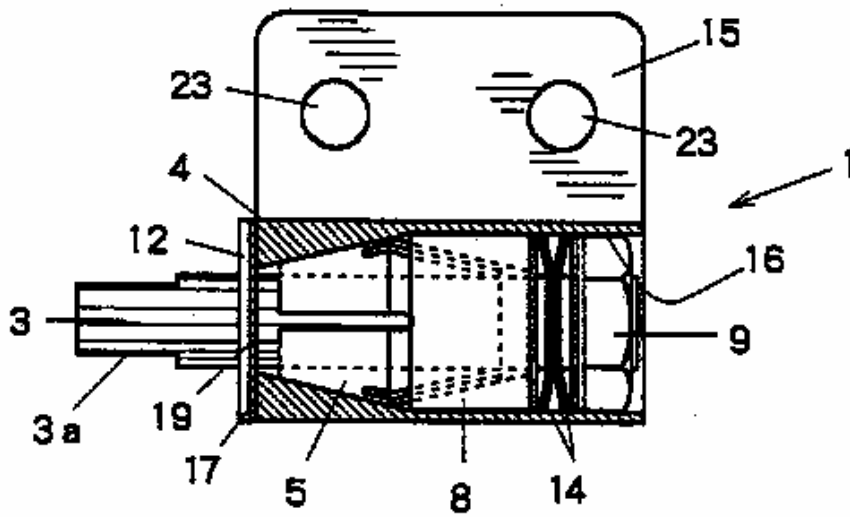
附錄四：



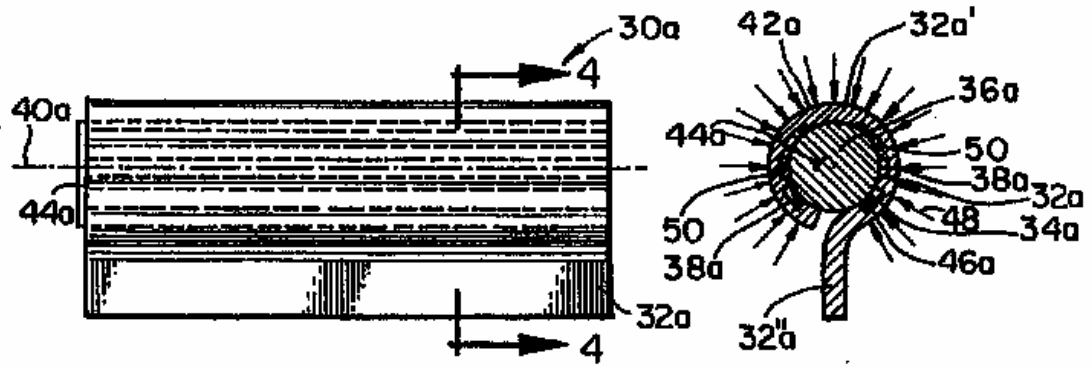
附錄五：



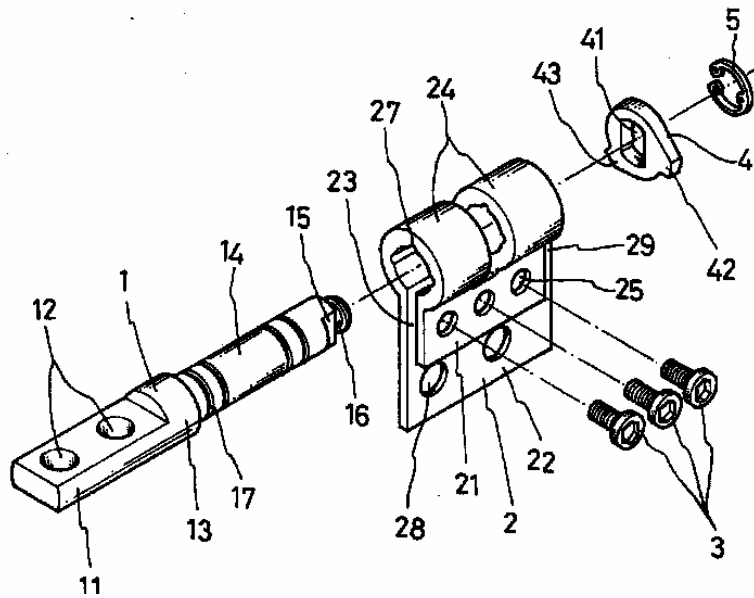
附錄六：



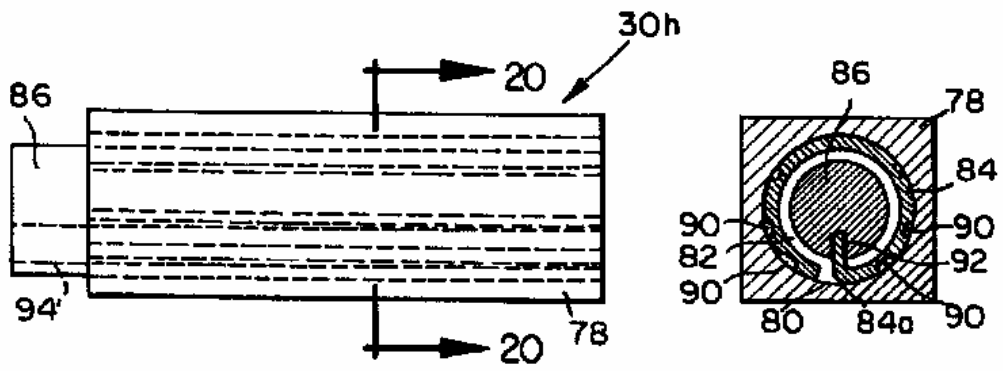
附錄七：



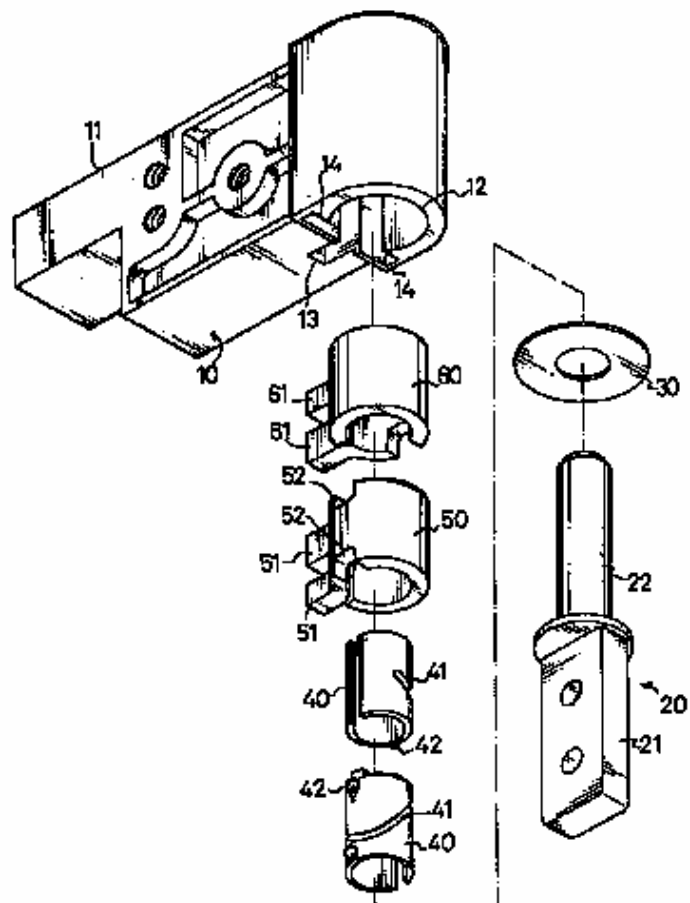
附錄八：



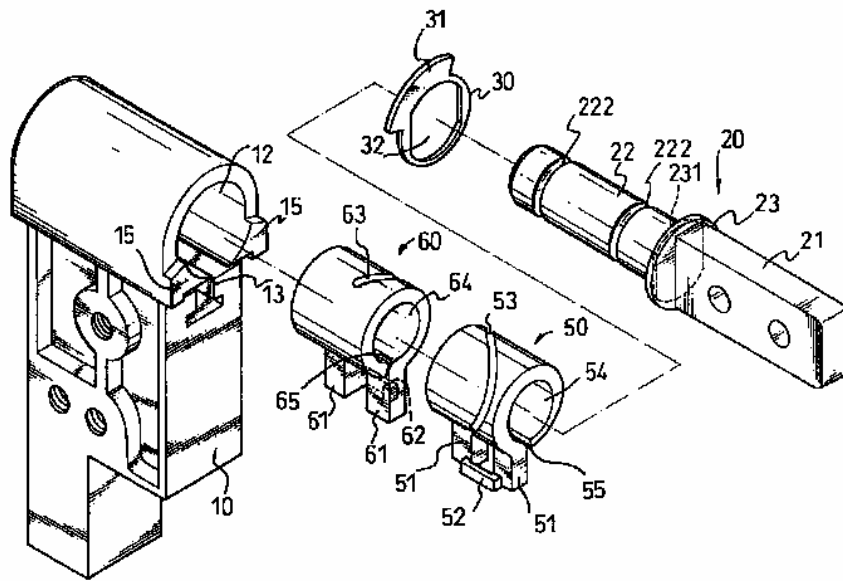
附錄九：



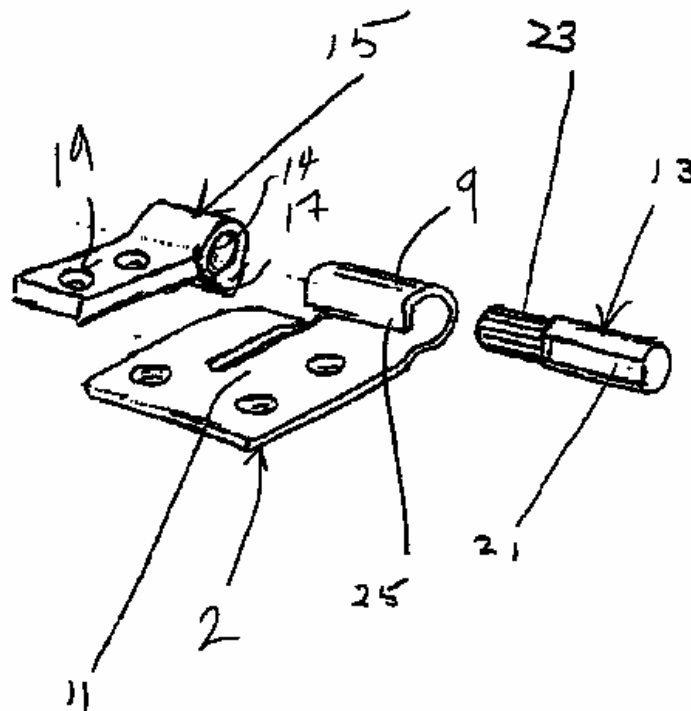
附錄十：



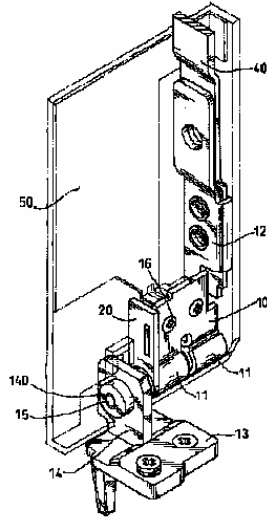
附錄十一：



附錄十二：



附錄十三：



附錄十四：

MOLYKOTE® Specialty Lubricants

Technical Information

DOW CORNING

DESCRIPTION

MOLYKOTE® 5-6020 grease is a high performance grease based on a mineral oil containing synergistic white solid lubricants, especially developed for the lubrication of plastic components. It is particularly effective at low speeds and due to its high pressure capability is also well suitable for metal/metal pairings. It can be used for glass-fibre reinforced plastics and threaded connections.

BENEFITS

- compatible with most plastics
- high pressure capability
- low co-efficient of friction
- non-soiling

APPLICATIONS

- automatic automobile antennas
- switches
- ski bindings
- bearings and bushings in entertainment electronics equipment
- automobile seat adjustment
- garden tools
- gears in household appliances
- furniture hinges
- electric tools

PLASTICS COMPATIBILITY

MOLYKOTE® 5-6020 grease is compatible with most plastics. Because of the vast numbers of materials available we do, however, recommend a compatibility test prior to general adoption.

HOW TO USE

As for normal greases.

SAFETY INSTRUCTIONS

None.

TRANSPORTATION INSTRUCTIONS

None.

PACKAGING

1 kg cans, 5 kg and 25 kg containers.

MOLYKOTE® 5-6020
Special grease for the lubrication of plastics

Colour.....	White
Oil base.....	Mineral oil
Thickener.....	Lithium soap
Consistency (DIN 51 818), NLGI.....	1
Penetration worked (DIN 51 804/1).....	300-330
Temperature range, °C.....	-30°C to +130°C
Drop point, approx. °C.....	+195°C
Shelf life.....	18 months

TEST MACHINE DATA

Four ball test, o.k. load (DIN 51 350/4), N.....	3,400
Wear scar, 1 hr, 400 N, mm (DIN 51 350/3).....	0.45
Water washout (ASTM D 1 264) at +80°C, %.....	3.6%
Oil evaporation (Fed. Std. 791, Meth. 32/2) at 24 h, +100°C, %.....	0.7%
Oil bleed (Fed. Std. 791, Meth. 32/2) at 24 h, +100°C, %.....	0.4%
Co-efficient of friction (steel ball/plastic surfaces 6.3 N, 10 mm/s), μ.....	0.04
Wear (radial plain bearing/POM steel-shaft, 22.5 N/cm ² , 0.314 m/s, 120 days), μm.....	30

NOTE:
All test machine data represent average values from several tests. They should not be used as a basis for specification. In view of the immense number of variables which can influence a lubrication process, individual applications should be thoroughly tested in order to conclude satisfactory performance.
Specification Writers: Please contact Dow Corning Corporation before writing specifications on this product.

附錄十五：

PRODUCT INFORMATION



Krytox® GPL 226 High-Temperature Anticorrosion Grease

This grease provides protection from rusting, high temperature corrosion, and anti-wear. It has excellent lubrication over a broad temperature range. Krytox® GPL 226 is nonflammable, oxygen compatible and chemically inert. Krytox® allows extended lubrication intervals and longer equipment life.

STANDARD NLGI GRADE	#2
ESTIMATED USEFUL TEMPERATURE RANGE	-33° TO 500° F (-36° TO 260°C)
BASE OIL VISCOSITY	cSt @ 20° C (68°F) 810 cSt @ 40° C (104°F) 240 cSt @ 100° C (212°F) 25
OIL SEPARATION, % IN 30 HOURS, @ 99° C	3%
APPEARANCE	White, Creamy Consistency
ANTI-CORROSION ADDITIVES	2% Sodium Nitrite
ANTI RUST RATING ASTM D-1743	Pass
SPECIFIC GRAVITY	1.95
FOUR BALL WEAR SCAR ASTM D-2266 @ 1 hour, 1200 RPM, 225° F, (107° C), 20 kg load	0.4 mm
COEFFICIENT OF FRICTION, ASTM D-2266	0.11

Typical applications include corrugator and paper machine bearings, aluminum can manufacturing bearings, vacuum sputtering machines, welding machines, linear bearings, high temperature fans, clean rooms, chlorine service, textile equipment, tenter frames, high speed motors, instrument bearings, sealed for life motors, conveyor system in glass and aluminum plants, textile calendar roll bearings, brick kiln car bearings, CV joints, wheel bearings, universal joints, clutch throwout bearings, paint plant conveyor bearings, ventilation fan bearings, valve lubrication, starter bearings.

For more information or technical assistance, call the Krytox® hot line at 800-424-7502, or visit us on the Worldwide Web @ <http://www.lubricants.dupont.com>

The information set forth herein is furnished free of charge and is based on technical data that DuPont believes to be reliable. It is intended for use by persons having technical skill and at their own discretion and risk. Because conditions of use are outside our control, we make no warranties, express or implied, and assume no liability in connection with any use of this information. Nothing herein is to be taken as a license to operate under or a recommendation to infringe any patents.
H-58538 - July 1998

簡 歷

一、學歷

1. 新竹縣豐田國民小學畢
2. 新竹縣竹北國民中學畢
3. 新竹縣新竹高工機工科畢
4. 高雄市高雄工專機械科製造組畢
5. 新竹縣明新技術學院機械系畢
6. 新竹縣明新科技大學電子系畢

二、經歷

- | | |
|-----------------------|--------------|
| 1. 金樹工程行(自)：土木建築混凝土承包 | 82.9 ~ 85.4 |
| 2. 山葉機車(股)：專案企劃與生產技術 | 85.5 ~ 89.10 |
| 3. 宏碁電腦(股)：機構設計/工程師 | 89.11 ~ 90.6 |
| 4. 緯創資通(股)：機構設計/功能主任 | 90.7 ~ 迄今 |

