

手機之靜電導引彈片 (ESD Spring) 的設計模擬分析

李明山、詹弼修

華碩電腦股份有限公司

摘要

ESD (Electrostatic Discharge)彈片常見於電子產品電路中，作為靜電導引排放之用，防止靜電累積放電而使電子產品產生損壞。手機因需經常拆裝電池，而致ESD彈片需承受反覆變動負載，故需考量其疲勞壽命。本文中將對一自行設計之ESD防護彈片利用ABAQUS進行結構模擬分析，並進行一系列之設計變更，使彈片於一定的壓縮量下，其最大應力低於材料之降服應力值，並計算其疲勞壽命。

關鍵字：ESD、ABAQUS、降服應力、疲勞壽命

ABSTRACT

ESD(Electrostatic Discharge) springs are often applied in electronic products which can prevent the damage from electrostatic discharge. An ESD spring usually suffers frequently engagement and disengagement with load, causing fluctuated stress and consideration of limit life. We will simulate the ESD spring under a specific compressive displacement by ABAQUS, analyze the structure strength and estimate its fatigue life. We will change the design to let the maximum stress be less than the yield stress of the selected materials.

Keywords: ESD, ABAQUS, yield stress, fatigue life.

一、緒論

ESD 彈片常用 Notebook、手機等電子產品中，可防止因機器、設備移動或人體接觸產生之靜電放電而對電子產品所造成之損壞 [1]。目前市面上已有相當多廠商製作專業之彈片提供 ESD 及 EMI(Electromagnetic Interference)之用，大多使用鈹銅(Beryllium Copper)作為彈片之材料，雖然可利用廠商所提供目錄型號，挑選相對應之彈片型號，但本文中因考慮材料成本及材質之易焊性，故欲嘗試利用 SUS301 作為彈片材料，於壓縮量 0.4mm 下，改變其外觀尺寸，使其最大應力值低於其材料降服應力，從而獲得最佳之彈片設計，其 ESD 彈片下壓分析示意圖，如圖 1 所示。

二、疲勞壽命預估

本文採用之疲勞壽命預估參考文獻[2]疲勞損壞曲線之 Basquin 公式：

$$A = \sigma_R L^B \quad (\text{Eq.1})$$

其中

A, B : 可由疲勞曲線獲得之常數

σ_R : 完全反覆應力

L : 壽命次數

一般欲獲得 A、B 兩常數需由疲勞曲線 S-N curve 獲得，文獻中以一般金屬疲勞曲線之特性，利用預估之方式以求得 A、B 值，即考慮當 L = 1000 次循環時通過 $0.9 \sigma_{ult}$ ，以及 L = 10^6 循環時，通過 σ_e ，此處 σ_{ult} 為拉力極限應力，而 σ_e 為完全反覆應力之耐久限，藉以獲得 A、B 兩常數。

三、彈片之有限元素模型

3.1 彈片尺寸外觀

圖 2 為 ESD 彈片尺寸圖，該彈片高度限制為 2.2mm，下方平板為焊接固定位置，尺寸如圖面標示，於模擬中除高度及固定位置限制外，希望藉由修改彈片材料、尺寸外觀，使彈片於下壓量 0.4 mm 情況下，彈片結構保持於彈性範圍內。

3.2 有限元素模型

本文使用結構分析軟體 Abaqus6.8-1 版本，利用靜力分析(Standard)求解彈片下壓應力分析問題，使用單位如表 1 所示。

彈片材料則先使用 SUS301 1/2H 作為彈片材料，若最大應力超出其降服應力，則改為鈹銅作為彈片材質。由於僅需判斷結構是否超出降服，材料參數僅以線彈性楊氏係數 (Young's Modulus) 及柏松比 (Poisson Ratio) 代入，其數值如表 2。

有限元素網格如圖 3 所示，以尺寸大小為 0.1 mm 之元素種類 Continuum Shell 來建立模型，上方設定一剛性板與彈片接觸，垂直向下位移 0.4 mm，彈片之底部亦設置一完全拘束之剛性板來與彈片黏合 (tie)，模擬焊接之狀況。

模型簡化方面，彈片屬於板金折彎加工之產品，在模擬中並不考慮加工後殘留應力之影響，並視為均質。

四、模擬結果

4.1 以 SUS301 作為彈片所得結果

由表 3 所示，模型 1 為原始設計所得之模擬結果，其結果顯示最大應力仍遠大於其材料降服應力，因此後續進行模型 2, 3 之設計變更：(1) 加大折彎 R 角 (2) 變更下方焊接範圍，但仍無法降至低於降服應力。

於模型 5~6 中，其外觀及焊接範圍與模型 2 相同，但減少彈片厚度從 0.15 降至 0.05 mm，如表 4 所示，仍無法使彈片最大應力降至降服應力 (510MPa) 以下，故後續更換材質為鈹銅，再進行模擬。

4.2 以鈹銅作為彈片材質所得之結果

本文利用簡化之 U 型彈片外型，進行

參數分析，如圖 4 所示，定義兩個可變參數：(1) 彈片圓弧半徑 R (2) 圓弧直線延伸段至下壓點的水平距離 L。同時也需定義邊界條件：(1) 彈片總高度 2.2 mm (2) 彈片焊接位置不變 (3) 彈片下壓 0.4mm 過程中，不可超出彈片焊接位置範圍，即圖中尺寸 G 值不可小於 0。在上述邊界條件下，藉由變動參數 R、L 之調整，進行模擬，如表 5 之模型 7~9 所示。由模擬結果可知：

1. 當 R 值越大時，應力越小，但當 R 大於 0.9mm 時，於下壓過程中，上方加壓板就會與彈片圓弧段接觸，反而造成應力增加，因此 R 最大值設定為 0.9mm。
2. L 值越大，則最大應力越小，但須注意當彈片下壓過程中，不可超出彈片焊接位置範圍。

4.3 最終鈹銅彈片之模擬結果

根據 3.2 所得 U 型彈片模擬結論，對彈片外觀進行設計變更，當厚度為 0.08mm，彈片 R 值為 0.9mm，L 值則為 1.3mm 時，最大應力為 770MPa，其已經小於鈹銅之降服應力 1110MPa，安全係數約為 1.44，判定為安全，可為設計首選。彈片發生最大應力時之應力分佈如圖 5 所示。

4.4 最終鈹銅彈片設計之疲勞壽命預估

鈹銅材料之材料性質可由文獻 [3] 查得，其 σ_{ult} 拉力極限應力為 1280 MPa，耐久限應力為當循環 $L = 10^7$ 次時， $\sigma_e = 280$ MPa，可依公式 (Eq. 1)，計算出 A、B 值分別為 3326 及 0.1535；此題之完全反覆應力 σ_R 為最大應力 770MPa 之一半，即 $\sigma_R = 385$ MPa，再代入公式 (Eq. 1)：

$$3326 = 385 \times L^{0.1535}$$

，則可獲得預估之疲勞壽命 L 約為 125 萬次。

五、實作樣品驗證

5.1 測試結果

經由機構單位進行打樣，獲得實體樣本，其照片如圖 6，由機構單位進行驗證回覆測試結果可知：ESD 彈片於 0.4mm 下壓

行程，仍回復至初始高度，未產生永久變形，與模擬結果符合，可認定此為一成功之模擬案例。

六、結論與未來展望

1. 由本彈片下壓應力模擬分析中可知：若使用 SUS301 1/2H 為彈片材料進行模擬時，在彈片尺寸高度限制下，不論是修改彈片圓弧外觀或減少彈片厚度，彈片均會超出降服，而產生永久變形，無法符合設計所需，故最終以鈹銅作為材質設定。
2. 由使用 SUS301 作為彈片材料之模擬結果，模型 2,3 可知：焊接位置的改變對於降低最大應力，較無影響。
3. 由表 5 之模型 7~9 可知，若以該 U 型彈片來設計，則：
 - (1) 圓弧段之半徑 R 值達 0.9mm 時，彈片之最大應力可降至最低，安全係數最高。
 - (2) 在彈片下壓量固定為 0.4mm 之下，L 值愈長，則產生之旋轉角愈小，對圓弧段產生之變形量越小，亦即：L 值愈長，彈片應力愈小。由於結構之限制，L 值最大僅能達 1.3mm，最終彈片模型即為此條件限制下之較佳設計。
4. 最終之彈片結構，安全係數約 1.44 判定為安全，可為設計首選，根據設計書籍之理論來計算，預估該彈片約可達 125 萬次之循環壽命。
5. 由實作樣本之測試結果與模擬結果相符，故為一成功模擬案例。
6. 本文所討論之內容即屬於最佳化設計之範疇，且士盟公司目前正推行一最佳化 DOE 軟體 Isight，因此本公司提供本文之案例協請士盟公司進行模擬，以比較人力及軟體所得之結果，探討兩者所得設計之異同及優缺點，並可作為最佳化軟體之效益評估，詳細模擬內容請見附錄一：Isight DOE 最佳化設定及模擬結果比較：Isight 可得 R 為 0.956 mm，人工模擬值為 0.9 mm，

相差 0.056 mm，在一般衝壓加工之精度範圍內，兩者可視為相當之尺寸，人工設計與軟體模擬之結果可謂一致。

七、參考文獻

- [1] 鍍鏡工業有限公司，”廠商樣品型錄說明”。
- [2] M. F. Spoots, 譯者 吳嘉祥, 林震, 李德福, “Design of Machine Elements 機械元件設計,” 高立圖書有限公司, 第六版 1990, Chapter 2.
- [3] MatWeb International website, <http://www.matweb.com/index.aspx>

七、表格

ITEM	SI (mm)
Length	mm
Force	N
Mass	Tonne(10 ³ kg)
Time	Second
Stress	MPa(N/mm ²)
Density	Tonne/mm ³

表 1 軟體 ABAQUS 之使用單位

材料種類	楊氏係數 (GPa)	柏松比	降服應力 (MPa)
SUS 301 1/2H	193	0.3	510
Beryllium Copper	131	0.3	1110

表 2 彈片材料參數




模型編號	模型 1	模型 2	模型 3
外觀圖片			
外觀修改	原始圖檔	折彎 R 角加大	外觀如模型 2
焊接位置	焊片	改為 3 點點焊	改為 1 點點焊
厚度(mm)	0.15	0.15	0.15
最大應力 (MPa)	3390	3065	3064
安全係數	0.15	0.17	0.17
判定	fail	fail	fail

表 3 以 SUS301 為彈片材料：模型 1~3




模型編號	模型 4	模型 5	模型 6
外觀圖片			
外觀修改	外觀如模型 2		
焊接位置	焊接位置往後移		
厚度(mm)	0.15	0.1	0.05
最大應力 (MPa)	3024	2486	1180
安全係數	0.17	0.21	0.43
判定	fail	fail	fail

表 4 以 SUS301 為彈片材料：模型 4~6

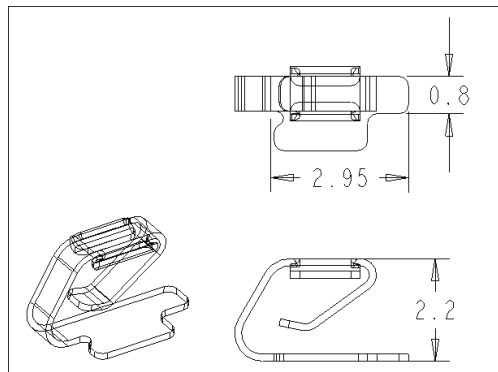


圖 2 ESD 彈片尺寸圖




模型編號	模型 7	模型 8	模型 9
外觀圖片			
外觀修改	R=0.9mm L=1.0mm	R=1mm L=1mm	R=0.9mm L=1.5mm
焊接位置	下方平面皆固定		
厚度(mm)	0.08		
最大應力 (MPa)	837	977	648
安全係數	1.33	1.14	1.71
判定	Safe	Safe	Safe

表 5 以鈹銅為彈片材料：模型 7~9

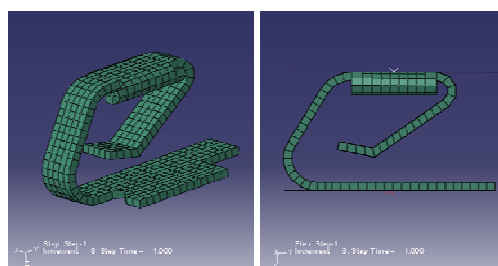


圖 3 ESD 彈片之有限元素模型

八、圖片

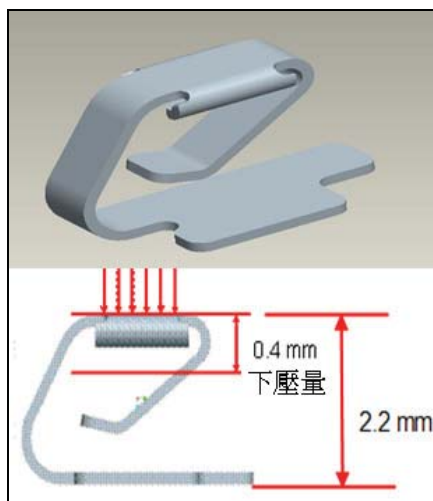


圖 1 ESD 彈片下壓分析之示意圖

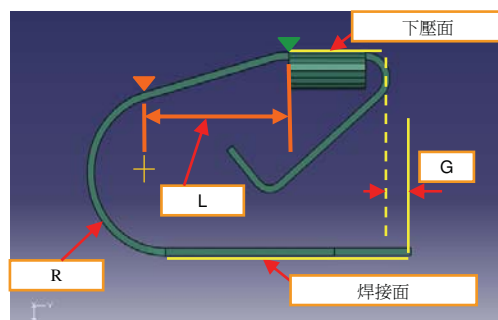


圖 4 U 型彈片參數定義

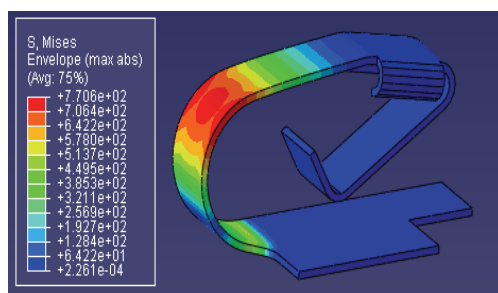
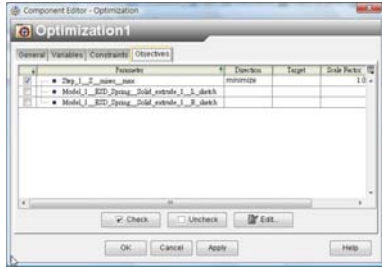


圖 5 最終彈片模型：發生最大應力時之應力分佈情形

8. 選擇目標為最大應力值之最小值



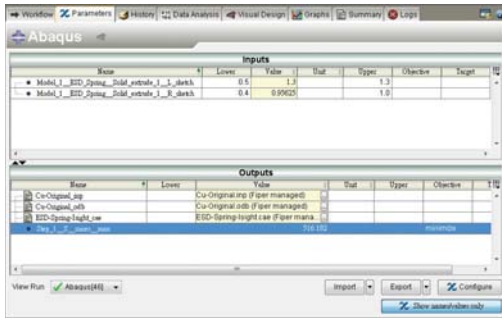
A-3 模擬結果比較

1. Isight 所得之最佳化參數

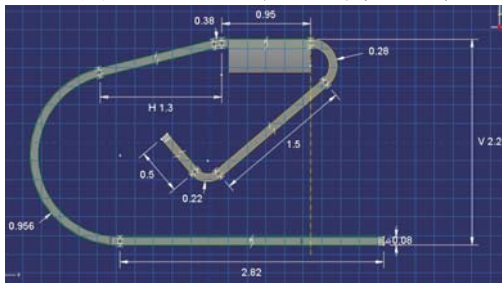
R=0.956mm、L=1.3mm，人工設計所得之 R=0.9mm、L=1.3mm，兩者之 L 值一致，而 R 值相差 0.056mm，在一般衝壓加工之精度範圍內，兩者可視為相當之尺寸。

A-2 Isight 模擬結果

1. 彈片最佳化所得之最大應力為 516.2MPa



2. 觀看最佳化所得之草圖尺寸(cae file)



3. 觀看最佳化模擬結果(odt file)

