

新型快拆式工具機滑座之最佳化設計與研發

賴峯民 曹季涵 楊超傑
大葉大學工業工程與科技管理學系
51591 彰化縣大村鄉學府路 168 號

摘要

本文主要研究方向在於探討新型 CNC 工具機滑座設計，避免因外力激振與自然頻率所引起的結構共振問題。研究過程中使用有限元素法與工具機結構設計觀念進行新型快拆式工具機滑座的電腦輔助分析與研製，最後應用粒子群演算法並配合有限元素分析軟體 ANSYS 搜尋工具機床台結構之最佳化設計參數，並進行實際工具機床台結構與最佳化結果之改善比較，以驗證最佳化設計流程是否有效的改善結構靜態與動態特性。本文之新型快拆式工具機滑座的研製是以方便組立之設計研發為基礎，改良此新型快拆式工具機滑座機構外型之設計簡化模型，以避開共振頻率區域及降低床台重量為設計目標，獲得床台結構的最佳化設計尺寸，利用有限元素分析軟體 ANSYS 分析與銑削實驗驗證切削時應變值之差異，且將此新型快拆式工具機滑座實際應用於 CNC 工具機機台上。

關鍵詞：結構外型最佳化，工具機滑座，模態分析，自然頻率

The Optimal Design and Development of a New Quick-Release Sliding Seat for Machine Tools

FENG-MIN LAI, CHI-HAN TSAO and CHAO-CHIEH YANG

*Department of Industrial Engineering & Technology Management, Da-Yeh University
No. 168, University Rd., Dacun, Changhua 51591, Taiwan, R.O.C*

ABSTRACT

This research presents a CNC machine tool table designed to avoid the structural resonance frequency problems caused by external and natural vibrations. Using the finite element method and machine tool design, this study analyzes and develops a new quick-release sliding seat for machine tools. Finally, this paper uses PSO with ANSYS finite element analysis software to determine the optimal design parameters for a machine tool table, and compares the structure of a traditional machine tool table with the optimized results. To verify whether the optimal design process can effectively improve the static and dynamic structure characteristics, the quick-release sliding seat for machine tools proposed in this paper is based on the design and R&D of industry-university partnerships. This paper employs design concepts for improving the designed shape of the proposed quick-release sliding seat for machine tools to eliminate resonance frequency, and simultaneously reduce the bed weight to achieve the final design goal. This research will be had moderated simplify



model to get the optimize design size. During the milling force experiment, ANSYS software is used to verify strain differences, and implemented in the CNC machine tools platform.

Key Words: structural shape optimization, machine tool table, modal analysis, natural frequency

一、概論

有鑑於 CNC 銑床機台（如圖 1）是目前金屬加工機械中用途最為廣泛並且在工廠大型化及自動化的前題下，運用銑床加工工件的使用量一直沒有減少，但是對於加工過程中裝卸工件與調整虎鉗平行度所消耗的時間量遲遲沒有辦法改善與改良，所以如何節省如此龐大的時間消耗與浪費，確實是值得深思的課題。

銑床在進行長工件加工時（如圖 2），必須藉由多個虎鉗夾持固定，對於重切削時工件才會穩固，精準度才會佳。由於以上因素對於銑床進行加工時是非常重要的過程，而這都是關係到工具機床台機構外型或夾持工具機構功能設計好壞的問題。

本研究所開發工具機之新型快速精密定位滑座（如圖 3、圖 4 所示），針對目前市面上使用缺失加以改善，讓



圖 1. 工件長短不同，所需虎鉗數也不同



圖 2. 夾持長工件所需虎鉗數多，校準平行度更加困難



圖 3. 新型快拆式工具機滑座組裝完成示意圖

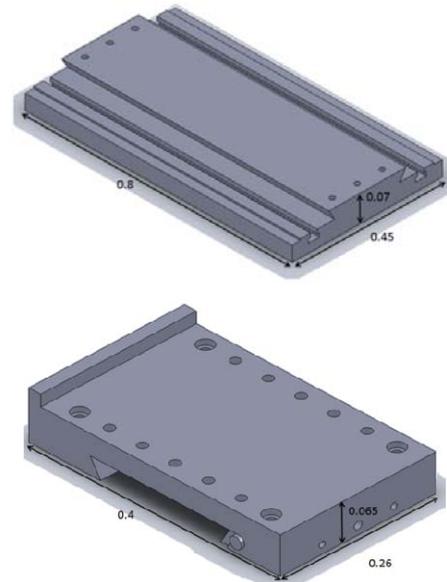


圖 4. 基座（上）與滑座（下）結構外型尺寸圖

作業人員在進行變更虎頭鉗數量與床台校準工作以符合工件長短的動作花費時間大為減少，也可以降低工件加工成品的誤差偏移率，大大提高生產效率。

本開發產品著重的目的是為了改善 CNC 工具機滑座的機構設計，其創新重點如下說明：

1. 方便定位：直接安裝於機台上，方便作業人員裝卸工件定位減少組卸的時間。
2. 快速調整：可依加工工件長短不同，快速調整上座間之間隔範圍。
3. 大幅縮短校準所消耗之時間：快速移動迅速確定可靠度



高，減少不必要的時間浪費。

4. 表面高週波熱處理：床台表面經高週波熱處理，可提高滑動面的硬度，增加使用壽命及加工精度。
5. 創新多功能式床台體積小，組裝拆卸方便，不佔空間，使用性能佳。
6. 若因執行加工工件過程中造成損壞時，只需更換零件即可，大幅減少機台成本的花費。

由廖誼淙 [3] 創作一種可兼具滑動順暢性及穩定性的工具機滑動結構改良，其主要於鞍座的後側緣中央一體延伸有一撐板，該鞍座並由前緣對應撐板兩側分別形成有一道滑軌，該兩滑軌並由鞍座前側緣一體延伸至撐板後側緣，藉此可加長鞍座與機座動線的接觸距離，有效縮小鞍座左右偏擺的角度，可有效改善現有鞍座於滑動時穩定性不足及不順暢的問題，如此不僅可提升工具機加工之準確性，同時可減少鞍座滑動結構損壞的機率，進而達到延長工具機使用壽命之目的。

Bathe [4] 及陳精一 [1-2] 採用有限元素分析與實驗模態分析在相同的頻率範圍之內，探討等向性結構之材料性質。特別是材料之阻尼特性，以實驗模態分析所得到的材料性質如彈性、阻尼比等預測結構振動響應狀態，以及透過有限元素分析與實驗模態分析之驗證來確認有限元素模型之正確性。再以此有限元素模型進行結構振動響應狀態之預測。

Wu [10] 研究二階段最佳化方法應用於工具機設計，第一階進行各結構部位最佳化設計，第二階段進行整機最佳化，利用二階段最佳化設計方法有效減少優化時間並可將工具機重量減化到最輕和有足夠的剛度。

1999 年，Dalenbring [5-7] 採用有限元素分析與實驗模態分析在相同的頻率範圍之內，探討等向性結構之材料性質。

Jalili Saffa 等人 [8] 及 Pantale 等人 [9] 藉由有限元素法模擬末端銑床操作，基於 Johnson-Cook 理論，切削力和工具變形可以被良好的預測。更高精度的模擬結果比較理論關係第一階模擬的材料特性基於 Johnson-Cook 理論被定義，也就是說，它們是應變、應變率和工件溫度函數，而在理論關係，係數僅僅被定義使用於常數材料係數，第二階段在模擬中，當理論關係是基於線性幾何邊界上，非線性幾何邊界例如削片的自由表面可以被表現和使用。

因此，本研究延續產學合作廠商所設計研發之新型快拆

式工具機滑座之設計理念進行探討，並找出滑座外型結構的最佳化設計參數，以符合結構動態特性與製造成本上的考量，提供 CNC 工具機床台在技術本能及應用上能帶來極大的躍進。

二、研究方法

就高精度的工具機而言，因為結構振動所引發的各種問題，是必須克服的重要課題。因為工具機床台的剛度性能會直接影響到工件的加工精度、表面粗糙度及生產效率，而振動理論和實驗技術的發展，使得模態振動分析成為機械設計中的一種重要工具。

(一) 研究目的

本文研究目的的主要在於探討新型快拆式工具機滑座，因自然振動與外力激振所引起的動態頻率響應分析，延續其設計理念。研究過程中使用有限元素法與工具機結構設計觀念來進行新型快拆式工具機滑座的電腦輔助分析與研製，最後根據設計目標給定限制條件應用粒子群演算法並搭配有限元素分析軟體 ANSYS 搜尋出工具機床台結構之最佳化設計參數，以避開結構共振頻率同時減少床台重量為最終設計目標，適度簡化模型，進行床台結構尺寸最佳化設計與分析，且將此新型快拆式工具機滑座實際應用於 CNC 工具機機台上。

(二) 研究流程

本文針對新型快拆式工具機滑座之設計研究流程如下，在結構設計方面，利用 3D 繪圖軟體 (SolidWorks 2009) 進行實體模型的機構外型繪製。在模態頻率分析方面，本研究將採用有限元素分析軟體 ANSYS 進行模態頻率分析，將分析在不同基座挖槽結構設計參數下的模態頻率、結構剛度，使新型快拆式工具機滑座可以達到避開結構共振頻率。最後，利用 FORTRAN 軟體撰寫最佳化方法，針對基座挖槽不同的長寬比、深度、邊界條件和結構剛度來進行床台結構的模態頻率分析，找出最佳的製造參數 (挖槽的設計)。改良此新型快拆式工具機滑座外型機構設計。其研究流程如圖 5。

(三) ANSYS 軟體之分析模型

本研究利用有限元素分析軟體 ANSYS 進行模型建構與分析模擬，將 ANSYS 模擬分析值與實驗值結果進行比對，確認模型建構與邊界條件設定的正確性。

在 ANSYS 軟體中，將一複雜模型簡化模擬，以減少電



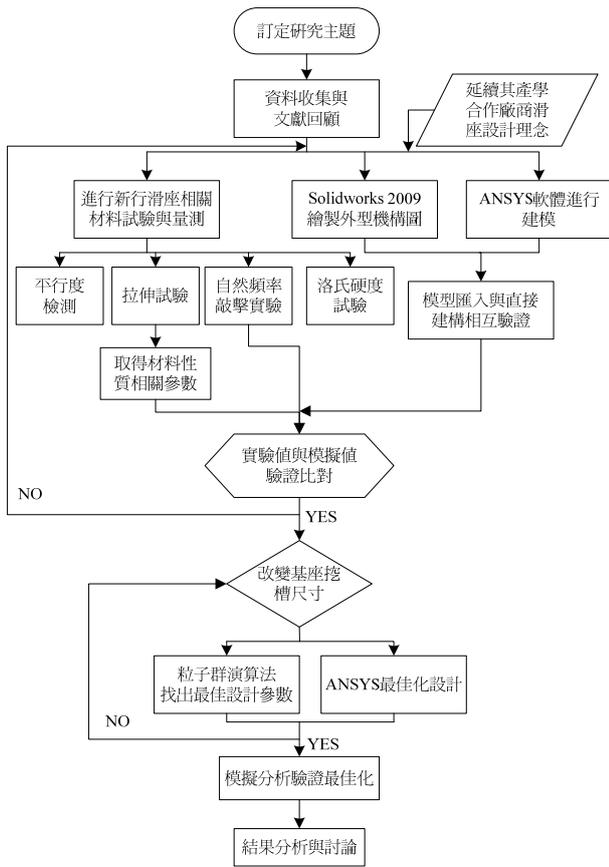


圖 5. 研究流程圖

腦運算的時間，在元素的選用上，新型滑座本體以 3D 實體元素 (Solid45) 表示，懸吊彈簧部份本文以彈簧元素 (Combin14) 表示，元素幾何形狀及節點位置如圖 6 所示。Solid45 用於模擬 3-D 實體結構，元素由八點組合而成，每個節點具有 UX、UY、UZ 位移方向之三自由，此元素具有塑性、蠕變、膨脹、應力強化、大變形和大應變之特性。Combin14 屬於彈簧-阻尼元素，當考慮為縱向彈簧-阻尼時不考慮彎曲及扭轉，該元素是單軸向受張力或壓縮，每個節點具有 UX、UY、UZ 三方向自由；當考慮為扭轉彈簧-阻尼時不考慮彎曲及軸向負載，每個節點具有 ROTX、ROTY、ROTZ 三方向自由，在 Real Constants 中可輸入彈簧的彈性係數 (K 值)，可進行 2D 及 3D 的模擬。

(四) ANSYS 最佳化問題結構

本研究針對新型快拆式工具機滑座之基座底部挖槽尺寸改良進行最佳化設計，原始基座長度和寬度尺寸規格為 0.8m×0.45m，改良挖槽尺寸設計分別稱設計方案 A 及設計方案 B，其中，設計方案 A 及設計方案 B 又分基座長度為 0.8m 和 0.7m 兩種，因此本文所探討之最佳化設計樣式共有

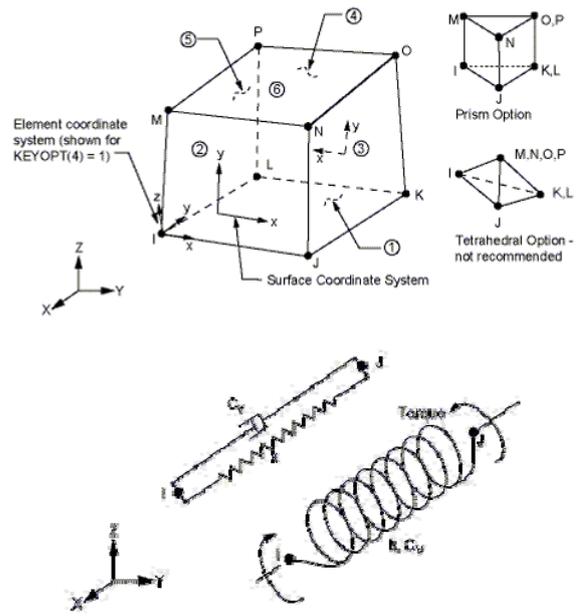


圖 6. Solid45 和 Combin14 元素

四種。在此小節中，以設計方案 A 及設計方案 B 之設計樣式進行簡單說明，因縱向各個挖槽寬度相等，所以只設定一個設計變數 LL2；橫向各個挖槽長度也相等，所以只設定一個設計變數 HH2；挖槽深度有兩個，分別設為 DD1 及 DD2，設計變數數量總共有四個；而 LL1 和 HH1 為各個挖槽之間距。本研究考量到挖槽尺寸可能會超出基座尺寸大小，因此需給定 LL1 和 HH1 之限制公式，限制公式如下所示：

$$LL1 = (0.45 - (3 \times LL2)) / 2 \tag{1}$$

$$HH1 = (0.8 - (3 \times HH2)) / 4 \tag{2}$$

其中狀態變量主要考慮項目為新型滑座結構之第一自然頻率，為避免結構產生共振現象，提升或者降低第一自然頻率都是可行的解決辦法，但需給定自然頻率的範圍限制，以避免頻率範圍過大或過小。以設計方案 A (如圖 7、圖 8 所示) 為例，經由模態分析結果提取第一階自然頻率值為 642.83Hz，此值也是產生結構共振的頻率值，因此，假設 F₁ 和 F₂ 分別為本研究進行最佳化時所限制第一頻頻率值需落入的第一頻寬和第二頻寬範圍，其表示式如下：

$$FREQ3 < F_1 < FREQ1 \tag{3}$$

$$FREQ2 < F_2 < FREQ4 \tag{4}$$



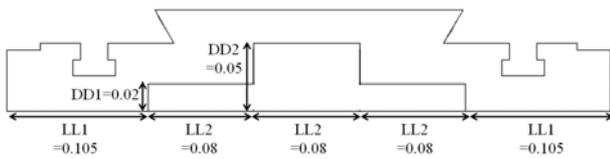


圖 7. 改良基座底部挖槽尺寸側視圖 (方案 A)

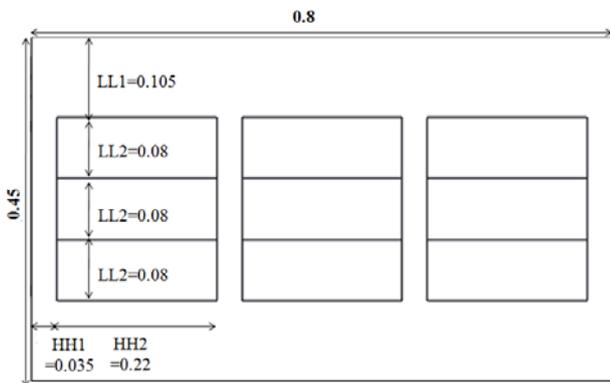


圖 8. 改良基座底部挖槽尺寸下視圖 (方案 A, 長度 0.8m, 四個設計變量數)

其中, $FREQ1$ (637.83Hz) 為第一階自然頻率值減少 5Hz, $FREQ2$ (647.83Hz) 為第一階自然頻率值加上 5Hz, $FREQ3$ (617.83Hz) 為第一階自然頻率值減少 20Hz, $FREQ4$ (667.83Hz) 為第一階自然頻率值加上 20 Hz。因此, F_1 和 F_2 分別需落入 617.83Hz~637.83Hz 與 647.83Hz~667.83Hz 頻率範圍, 以避開第一階頻率值 642.83Hz。本文之最佳化之設計參數為挖洞長度、寬度及深度, 最佳化之目標式、狀態變量及設計變量範圍如下描述 (尺寸規格以 m 為單位)。

目標函數 $Min WT$

設計變量 $LL2 : 0.075 \sim 0.145 \text{ m}$

$HH2 : 0.215 \sim 0.260 \text{ m}$

$DD1 : 0.015 \sim 0.025 \text{ m}$

$DD2 : 0.040 \sim 0.070 \text{ m}$

狀態變量 $F_1 : 617.83 \sim 637.83 \text{ m}$

$F_2 : 647.83 \sim 667.83 \text{ m}$

其中 WT 是滑座總重量 (單位: kg), $LL2$ 為挖槽寬度, $HH2$ 為挖槽長度, $DD1$ 、 $DD2$ 為挖槽深度, $LL1$ 及 $HH1$ 為各個挖槽的間距, 共有四個設計變數, $FREQ$ 為圖 8 之設計變數所提取第一模態頻率值 642.83Hz。

(五) PSO 最佳化演算法數學模式

本研究利用粒子群最佳化演算法來搜尋基座底部挖槽

結構的最佳設計參數, 在粒子群演算法最佳化數學模式中, 上節中提到改善基座底部挖槽之設計方案 A 和設計方案 B 為例, 進行搜尋最佳化挖槽設計參數, 其設計方案 A 和設計方案 B 之目標函數與限制條件如表 1、表 2 所示。最佳化之設計變量為挖槽長度、寬度及深度, 尺寸編碼如表 3~7 所示, 粒子群演算法之設計參數如表 8 所示。

其中 WT 是滑座重量 (單位: kg), $LL2$ 為挖槽寬度, $HH2$ 為挖槽長度, $DD1$ 、 $DD2$ 為挖槽深度, $HH1$ 及 $LL1$ 為各個挖槽的間距, $FREQ$ 為所提取第一模態頻率值。

利用 Fortran 程式搜尋出各參數之粒子, 代入有限元素分析軟體 ANSYS 中進行求解, 並從這些粒子中找最佳的值為 $pBest$, 初始解之 $pBest$ 即為 $gBest$, 將更新後粒子進行求解。

表 1. 設計方案 A 和設計方案 B (長度 0.8m) 最佳化設計條件

方案 參數	設計方案 A (長度為 0.8m)	設計方案 B (長度為 0.8m)
目標函數	$Min WT$	$Min WT$
限制條件	$617.83 < F_1 < 637.83$ $647.83 < F_2 < 667.83$	$622.17 < F_1 < 642.17$ $652.17 < F_2 < 672.17$
設計變量	$LL2 : 0.075 \sim 0.145$ $HH2 : 0.215 \sim 0.260$ $DD1 : 0.015 \sim 0.025$ $DD2 : 0.040 \sim 0.070$	$LL2 : 0.075 \sim 0.145$ $HH2 : 0.155 \sim 0.195$ $DD1 : 0.015 \sim 0.025$ $DD2 : 0.040 \sim 0.070$

表 2. 設計方案 A 和設計方案 B (長度 0.7m) 最佳化設計條件

方案 參數	設計方案 A (長度為 0.7m)	設計方案 B (長度為 0.7m)
目標函數	$Min WT$	$Min WT$
限制條件	$691.10 < F_1 < 711.10$ $721.10 < F_2 < 741.10$	$694.17 < F_1 < 714.17$ $724.17 < F_2 < 744.17$
設計變量	$LL2 : 0.075 \sim 0.145$ $HH2 : 0.216 \sim 0.230$ $DD1 : 0.015 \sim 0.025$ $DD2 : 0.040 \sim 0.070$	$LL2 : 0.075 \sim 0.145$ $HH2 : 0.155 \sim 0.170$ $DD1 : 0.015 \sim 0.025$ $DD2 : 0.040 \sim 0.070$

表 3. 設計方案 A 和設計方案 B 之挖槽寬度 $LL2$ 比例編碼

$LL2$	0.075	0.080	0.085	0.090	0.095	0.100	0.105
編碼	0	1	2	3	4	5	6
$LL2$	0.110	0.115	0.120	0.125	0.130	0.135	0.140
編碼	7	8	9	10	11	12	13
$LL2$	0.145						
編碼	14						



表 4. 設計方案 A 之挖槽長度 HH2 比例編碼

HH2	0.215	0.220	0.225	0.230	0.235	0.240	0.245
編碼	0	1	2	3	4	5	6
HH2	0.250	0.255	0.260	/	/	/	/
編碼	7	8	9	/	/	/	/

表 5. 設計方案 B 之挖槽長度 HH2 比例編碼

HH2	0.155	0.160	0.165	0.170	0.175	0.180	0.185
編碼	0	1	2	3	4	5	6
HH2	0.190	195	/	/	/	/	/
編碼	7	8	/	/	/	/	/

表 6. 設計方案 A 和設計方案 B 之挖槽深度 DD1 比例編碼

DD1	0.015	0.017	0.019	0.021	0.023	0.025
編碼	0	1	2	3	4	5

表 7. 設計方案 A 和設計方案 B 之挖槽深度 DD2 比例編碼

DD2	0.04	0.045	0.50	0.055	0.060	0.065
編碼	0	1	2	3	4	5

表 8. 粒子群演算法設計參數

參數方案	基因數	粒子數	迭代數	學習因子 (C ₁)	學習因子 (C ₂)	慣性權重 (W)
設計方案 A (長度: 0.8m)	4、6	8、12	40	0.8	1.2	0.8
設計方案 B (長度: 0.8m)	4、6	8、12	40	0.8	1.2	0.8
設計方案 A (長度: 0.7m)	4、6	8、12	40	0.8	1.2	0.8
設計方案 B (長度: 0.7m)	4、6	8、12	40	0.8	1.2	0.8

三、研究步驟

本研究利用相關測試試驗所得之材料性質參數與實驗結果來驗證實驗值與模擬分析值的準確性並以模態試驗的方法，針對新型滑座之材質製作試片進行自然頻率敲擊實驗，從實驗中我們可得到自然頻率實驗值並利用有限元素分析軟體 ANSYS 進行新型滑座模態分析，將兩者的結果值進行比較後，修正有限元素模型，使有限元素模型更能接近實際的新型滑座實驗模型，以建立結構特性檢測與分析的技術。

(一) 實驗量測

1. 拉伸試驗

本文使用金屬材料之拉伸測試規範 ASTM E8 進行拉伸試驗如圖 9。利用拉伸試驗了解材料受到拉力時，材料在延性範圍及脆性範圍內抵抗伸長變形的能力及斷裂的特性。並且從試驗中我們可以測定比例限、彈性係數降伏強度、抗拉強度、伸長率及斷面縮率等等數種材料機械性質參數。

將試片夾持在萬能試驗機夾頭上，接著打開油壓系統施以荷重，則隨著荷重的增加，試片會逐漸伸長，經過儀器自動的數據記錄，可得到荷重－伸長數值資料。此外在試片之縱向及橫向方向上黏貼應變規並且連接到 KYOWA PCD-300A 資料取值系統上如圖 10，可獲得縱向應變及橫向應變，因而計算出楊氏係數和浦松比。

2. 自然頻率敲擊試驗

為驗證有限元素分析模型的正確性，利用研製新型滑座所使用之材質製作出未熱處理與表面經高週波熱處理兩種平板試片各 3 片（尺寸大小如圖 11 所示，尺寸為 m），並使用橡皮筋懸吊在固定架上，如圖 12 所示。此實驗的重點



圖 9. 萬能拉伸材料試驗機 (SHIMADZU AG-25TE)

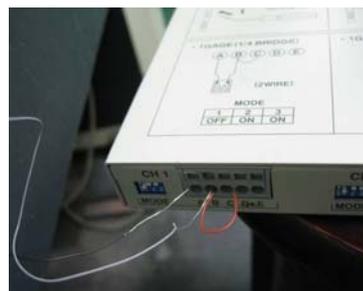


圖 10. 資料擷取器 (KYOWA PCD-300A)



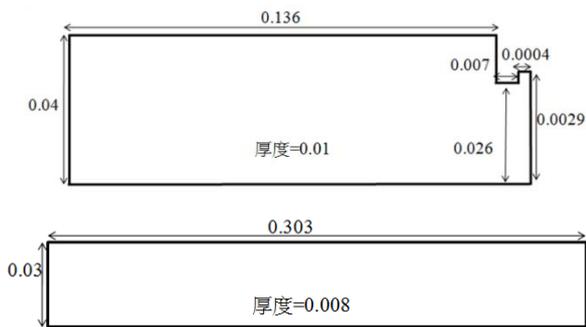


圖 11. 試片一、二尺寸大小圖

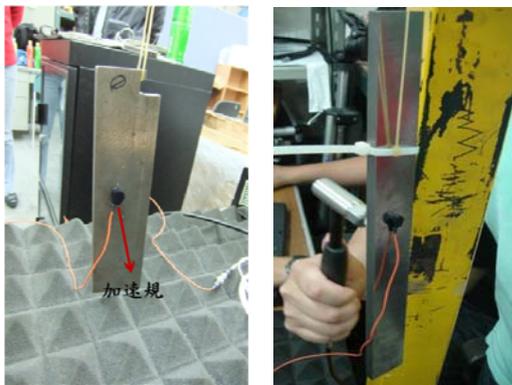


圖 12. 頻率敲擊試驗架設圖

在於擷取試片的自然頻率響應函數，敲擊點擷取採用隨機的方式，在未熟處理試片與表面經高週波熱處理試片各敲擊 6 次，總共擷取 36 組自然頻率敲擊響應圖並取其平均值。

自然頻率敲擊試驗的設備（如圖 13 所示）包括：動態訊號分析儀（Bruel-Kiar PULSE Labshop Version 6.1-Sweep-laser.pls）、衝擊槌（Hammer）、加速規（Accelerometer，2205A-10）與信號放大器等。

3. 銑削力試驗量測

銑削加工是生產中最常用的加工方法之一，為了有效地



圖 13. 敲擊鎚（AU02）與訊號分析儀

提高銑削加工生產效率，其最主要的問題是銑削力大小計算的研究，銑削力大小直接影響了銑削時合理切削用量的制定。

本文藉由 CNC 綜合加工機在銑削加工工件時，進行銑削應變值量測以推算出銑削力之大小。本實驗使用加工工件材質為壓克力（polymethyl methacrylate, PMMA）且於銑削處黏貼應變規（如圖 14 所示），接著連接到 KYOWA PCD-300A 資料取值系統上，在實際銑削時可量測最大應變值，最後搭配有限元素分析軟體 ANSYS 進行模擬分析，推算出實際銑削力之大小。

經由銑削力實驗結果所量測到的最大應變值為 0.0018708，將所得此最大應變值為依據搭配模擬分析以推算出銑削力大小，並且與銑削力理論計算公式做相互比對，以驗證其正確性。

四、結果與討論

（一）自然頻率敲擊試驗結果驗證

在此為驗證有限元素模型建立的正確性，將試片一及試片二之敲擊自然頻率實驗結果值與模擬分析值進行驗證比對，圖 15 所示為有限元素模型的建立與網格化及分析結果振型圖，試片一及試片二其使用材料性質如表 9 所示。試片一及試片二皆使用 Solid45 實體元素及 Combin14 彈簧元素兩種，切割元素大小 ESIZE 皆為 0.002。在使用 Combin14 元素時，考慮為扭轉彈簧-阻尼，不考慮彎曲及軸向負載，其每個節點具有 ROTX、ROTY、ROTZ 三方向自由度。

由表 10 結果得知，試片一中的未熟處理與經熟處理試片其實驗值與模擬分析值差異性介於 0.1%~4.26%，而試片二中的未熟處理與經熟處理試片其實驗值與模擬分析值差異性介於 0.04%~6.00%。自然頻率敲擊試驗與模態分析驗證比對結果誤差值都在 6% 內，因此有限元素模型之建立、材料性質與邊界條件設定等模擬方向是正確的。



圖 14. 銑削加工工件示意圖



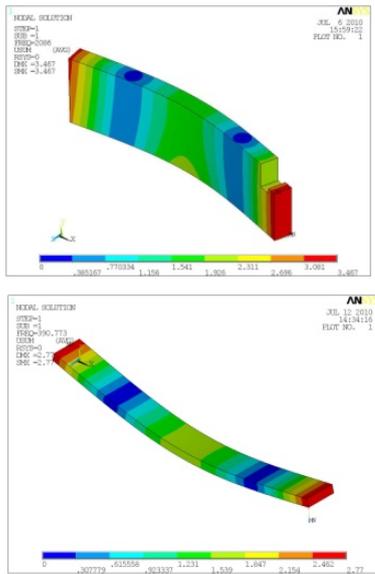


圖 15. 試片一及二頻率模態振型圖

表 9. 未熱處理與經熱處理試片材料性質

材料種類 材料性質	鑄鐵		壓克力
	未熱處理	經熱處理	
彈性模數 (N/m ²)	137.1x10 ⁹	142.2x10 ⁹	2.4x10 ⁹
浦松比	0.27	0.3	0.35
密度 (kg/m ³)	7219.47	7233.22	1229.37

(二) 銑削力模擬之模型建立與分析

本實驗使用之加工工件壓克力材質尺寸大小如圖 16 所示，加工工件模型使用 3D 元素 Solid45 並在網格化後選取圓弧半徑為 0.01m 的面，切割成三等份並選取其中一個面上所有節點施一均佈施力（如圖 17 所示），邊界條件為底部面完全固定，網格元素數量為 26823。當施力為 97.70N 時，所得到最大應變值為 0.0018707，與實驗所量測到之最大應變值 0.0018708 其差異性為 0.01%。

本文藉由銑削力實驗所量測得到之最大應變值搭配有限元素分析軟體 ANSYS 進行模擬分析（如圖 18 所示），以推算出實際加工時銑削力之大小，最後藉由銑削力理論計算公式與模擬分析進行相互比對，以驗證其正確性。銑削力實

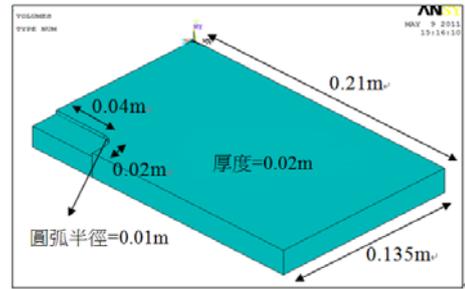


圖 16. 加工工件尺寸圖

表 10. 未熱處理與經熱處理試片自然頻率誤差分析

試片編號	頻率值	方式	未熱處理			經熱處理		
			實驗值(a)	分析值(b)	差異性 $\frac{ a-b }{a} \times 100\%$	實驗值(a)	分析值(b)	差異性 $\frac{ a-b }{a} \times 100\%$
1	第一頻率(Hz)		2063	2086.5	1.14%	2050	2130	3.76%
1	第二頻率(Hz)		4306	4323.1	0.40%	4225	4413.2	4.26%
1	第三頻率(Hz)		5506	5560.2	0.98%	5459	5676.2	3.83%
1	第四頻率(Hz)		6978	6951.9	0.37%	10230	10574	3.25%
1	第五頻率(Hz)		10260	10358	0.96%	13480	14031	3.93%
1	第六頻率(Hz)		13680	13745	0.48%	15690	15566	0.80%
1	第七頻率(Hz)		15870	15960	0.57%			
1	第八頻率(Hz)		18740	18774	0.18%			
2	第一頻率(Hz)		390.06	390.77	0.04%	375	398.92	6.00%
2	第二頻率(Hz)		1072	1073.2	0.11%	1031	1095.5	5.89%
2	第三頻率(Hz)		2084	2092.3	0.40%	1372	1450.1	5.39%
2	第四頻率(Hz)		3425	3433.5	0.25%	2013	2136	5.76%
2	第五頻率(Hz)		5034	5082.3	0.96%	3306	3505.1	5.68%
2	第六頻率(Hz)					4163	4371.7	4.77%
2	第七頻率(Hz)					4888	5188.3	5.79%



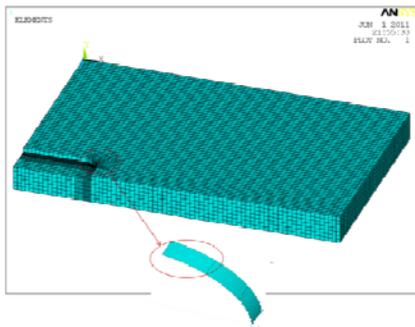


圖 17. 工件模型網格化

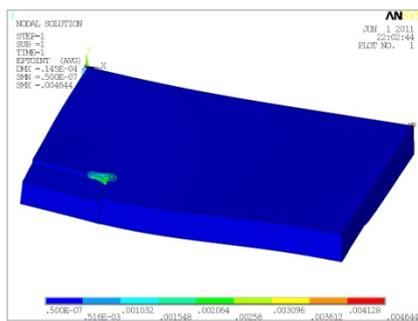


圖 18. 模擬分析之最大應變值結果圖

驗中所使用之銑削相關參數如表 11 所示。

在進行銑削力實驗時所使用銑削刀具為高速鋼銑刀，其銑刀類型為端銑刀，因此高速鋼銑刀銑削力 P (kg) 的計算公式如 (11) 式所示：

$$P = C_p \times t^{1.1} \times S_z^{0.8} \times D^{1.1} \times B^{0.95} \times Z \quad (11)$$

其中， C_p 為加工不同工件材料的切削係數， t 為銑削深度 (mm)， S_z 為每刃進給量 (mm/刃)， D 為銑刀直徑 (mm)， B 為銑削寬度 (mm)， Z 為銑刀刀刃數。

表 11. 銑削力實驗相關參數

銑刀材質	高速鋼銑刀 (HSS)
銑刀刀刃數 (刃)	2
銑刀直徑 (mm)	3
銑削深度 (mm)	3
銑削寬度 (mm)	3
工件材料切削係數 (壓克力)	10
主軸每分鐘回轉數 (rpm)	3500
床台進給率 (mm/min)	1050

在公式 (11) 中，每刃進給量 (S_z) 是指每一刀刃隨著銑刀迴轉時的切削移動量，其計算公式如下：

$$S_z = F / (N \times T) \quad (12)$$

其中， F 為床台進給率 (mm/min)， N 為銑刀每分鐘回轉數 (rpm)， T 為銑刀刀刃數。藉由表 11 相關參數代入 (12) 求得每刃進給量為 0.15 (mm/刃)，接著可以計算出 (11) 高速鋼銑刀銑削力 P 為 12.45 (kg)。經由表 12 得知差異性為 19.92%。

(三) 新型滑座之基座底部結構設計改善

1. 基座底部挖槽設計改善樣式與初步結果比較

本研究主要在於探討新型快拆式工具機滑座結構自然振動所引起的模態頻率響應分析，延續其設計理念，避開新型滑座結構之共振頻率同時降低滑座重量為設計目標，並適度簡化模型。由此我們針對改善基座底部挖槽結構設計方面進行著手，圖 4 (尺寸為 m) 為實際新型滑座結構外型尺寸圖。

原始基座長度和寬度尺寸規格為 0.8m×0.45m，原始基座底部挖槽之設計尺寸大小如圖 19、20 所示。本文所探討之基座底部挖槽結構之設計方案 A 及設計方案 B 主要是改變基座底部結構挖槽之尺寸與挖槽數。另外，本研究也進行設計方案 A 及設計方案 B 其設計樣式下改變基座長度 (由 0.8m 縮短為 0.7m)，如此可以大幅降低床台重量，減少製造成本耗費。

本文在進行改善基座底部挖槽尺寸設計時，經由設計方案 A 和設計方案 B (長度為 0.8m) 的模擬分析結果得知，兩種設計方案皆可以降低新型滑座的重量，在自然頻率分析結果也避開原始模型之共振頻率。

表 12. 銑削力理論公式計算與模擬分析結果

方法 數值	模擬值 F	理論值 A	差異性 $\left \frac{F-A}{F} \right \times 100\%$
最大應變值	0.0018707	0.0018708	0.01%
銑削力(kg)	9.97	12.45	19.92%

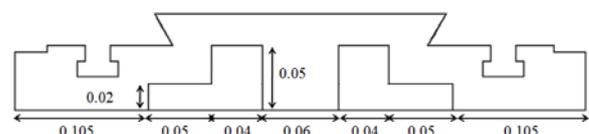


圖 19. 原始基座底部挖槽結構尺寸側視圖



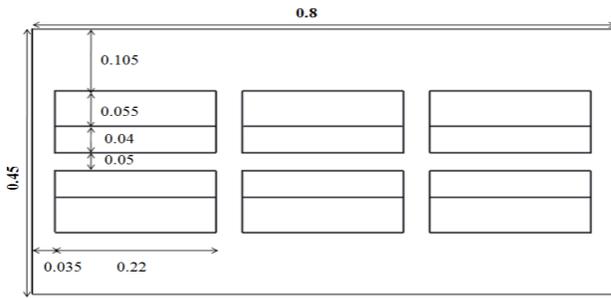


圖 20. 原始基座底部挖槽結構尺寸下視圖

本研究在此所探討的是設計方案 A (挖槽數為 3 個) 和設計方案 B (挖槽數為 4 個) 在挖槽數量上與降低滑座結構重量上的關聯性。經由初步模態分析結果如表 13 所示，得知在基座長度為 0.8m 時，設計方案 A 重量減少 1.66%，而第一階自然頻率提升 0.12%；設計方案 B 重量減少 1.15%，而第一階自然頻率提升 0.02%，在重量和第一階自然頻率差異性上，設計方案 A 都比設計方案 B 較好。

而在基座長度為 0.7m 時，設計方案 A 重量減少 10.67%，第一階自然頻率提升 10.94%；設計方案 B 重量減少 11.14%，第一階自然頻率提升 10.43%，可知在重量差異性上以設計方案 A 為最多，在第一階自然頻率提升率上以設計方案 B 為最多。由此比對過程，本研究最後的取舍方案須經由粒子群演算法與 ANSYS 最佳化進行比較討論，搜尋出最佳的設計方案。

2. ANSYS 最佳化方法

本文使用有限元素分析軟體 ANSYS 所內建的最佳化分析模組進行基座底部挖槽最佳化設計與分析。其中，最佳化設計變量數共有四個 (分別是 LL2、HH2、DD1、DD2) 進行搜尋最佳化設計參數之外，本節也將設計變量數由四個增加到六個 (分別是 LL2、LL3、HH2、HH3、DD1、DD2，如圖 21-28 所示) 進行最佳化分析結果比較與討論。

表 13. 基座底部挖槽改良方案之設計尺寸樣式

模型尺寸樣式	方案 A (長 0.8m)	方案 B (長 0.8m)	方案 A (長 0.7m)	方案 B (長 0.7m)
LL1(m)	0.105	0.105	0.105	0.105
LL2(m)	0.08	0.08	0.08	0.08
HH1(m)	0.035	0.032	0.01	0.012
HH2(m)	0.22	0.16	0.22	0.16
DD1(m)	0.02	0.02	0.02	0.02
DD2(m)	0.05	0.05	0.05	0.05

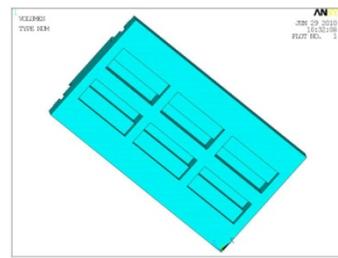


圖 21. 基座底部挖槽原始模型

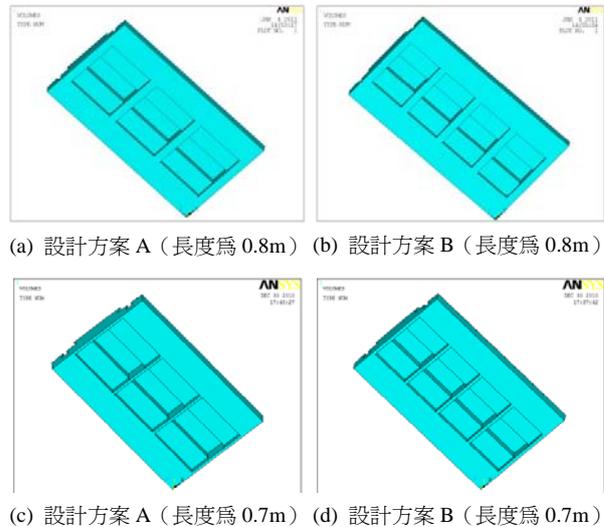


圖 22. 設計方案改良基座底部挖槽模型

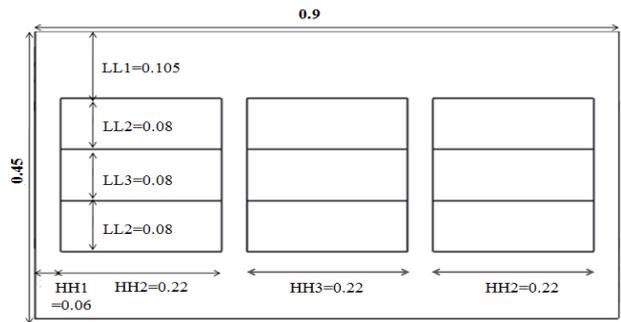


圖 23. 改良基座底部挖槽尺寸下視圖 (方案 A，長度 0.9，6 個設計變量)

本研究考量到基座長度各為 0.8m 和 0.7m 時，當設計變量數由四個增加到六個，防止進行搜尋最佳化挖槽尺寸分析時，可能會超出基座尺寸大小，因此需給定 LL1 和 HH1 之限制公式，其設計方案 A 表示式如下：

$$LL1=(0.45-(2\times LL2+LL3))/2 \tag{13}$$



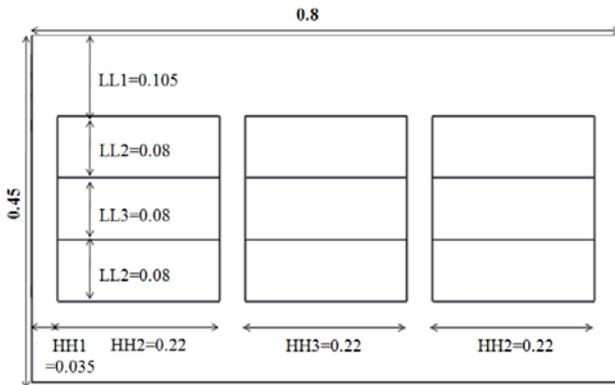


圖 24. 改良基座底部挖槽尺寸下視圖（方案 A，長度 0.8，6 個設計變量）

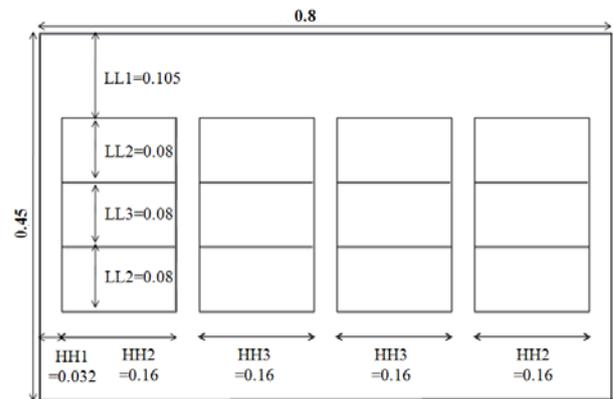


圖 27. 改良基座底部挖槽尺寸下視圖（方案 B，長度 0.8，6 個設計變量）

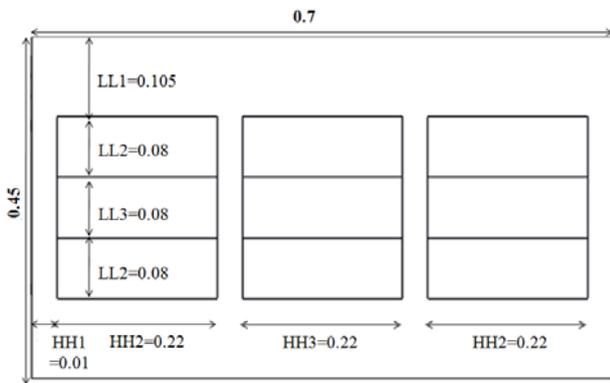


圖 25. 改良基座底部挖槽尺寸下視圖（方案 A，長度 0.7，6 個設計變量）

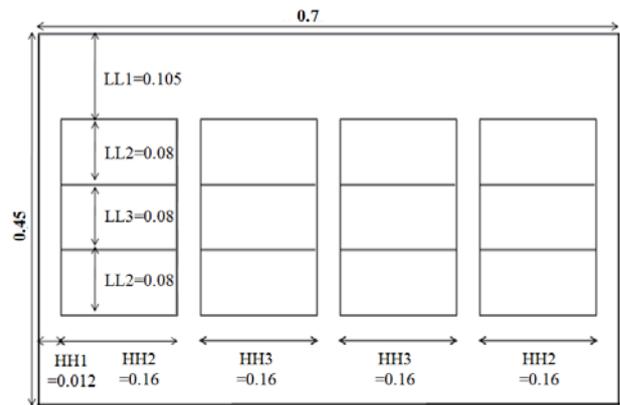


圖 28. 改良基座底部挖槽尺寸下視圖（方案 B，長度 0.7，6 個設計變量）

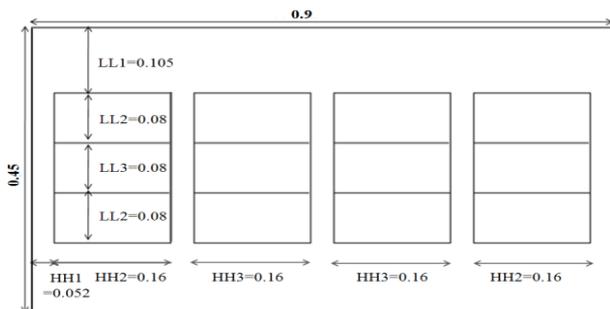


圖 26. 改良基座底部挖槽尺寸下視圖（方案 B，長度 0.9，6 個設計變量）

$$HH1=(0.7-(2\times HH2+HH3))/4 \quad (14)$$

$$HH1=(0.8-(2\times HH2+HH3))/4 \quad (15)$$

其中 (14) 式為當基座長度為 0.7m，(15) 式為當基座長度為 0.8m。而設計方案 B 表示式如下：

$$LL1=(0.45-(2\times LL2+LL3))/2 \quad (16)$$

$$HH1=(0.7-(2\times HH2+HH3))/5 \quad (17)$$

$$HH1=(0.8-(2\times HH2+2\times HH3))/5 \quad (18)$$

其中 (17) 式為當基座長度為 0.7m，(18) 式為當基座長度為 0.8m。

本文在分析新型滑座模型結構的元素使用 Solid45 和 Combin14，網格切割大小 ESIZE 為 0.02，其中新型滑座不受任何外力作用下，假設放置於彈簧墊上進行模態頻率響應分析，在使用 Combin14 元素時，只考慮縱向彈簧-阻尼，不考慮彎曲及扭轉方向，其每個節點具有 UX、UY、UZ 三方向自由度，彈簧邊界條件為 UX、UY、UZ 固定，迭代次數為 40 次，由圖 29 得知迭代次數到第 12 代時就可以達到收斂效果。



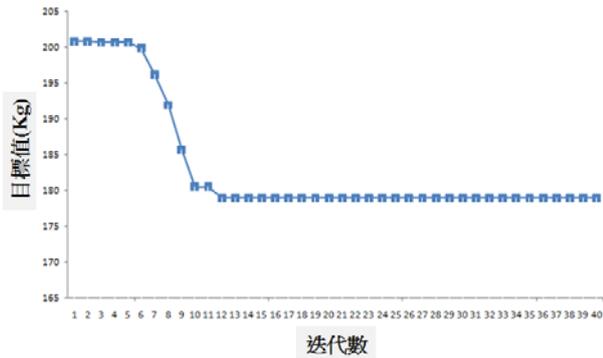


圖 29. PSO 演算法之迭代收斂曲線圖

由表 14 及表 15 結果比較得知，本研究所設定的目標式以降低新型滑座重量為考量下，設計變量數為六個時都比四個設計變量數還要來的好並可知滑座重量皆可降低 3.47%~6.74%，因此在使用粒子群演算法進行搜尋最佳化設計參數方面也採用六個設計變量數。

由表 16 得知，在基座長度為 0.7m 或小於 0.7m 時，考量以設計方案 A 為主；而在基座長度為 0.8m 或大於 0.8m 時，則考量以設計方案 B 為主。

表 16. 不同方案之基座長度 6 個設計變量數比較結果

設計參數	設計方案 A			設計方案 B		
	0.9	0.8	0.7	0.9	0.8	0.7
基座長度(m)	0.9	0.8	0.7	0.9	0.8	0.7
Min WT(kg)	208.10	173.08	153.49	204.80	162.70	166.80
FREQ(Hz)	567.22	622.69	709.99	544.60	694.70	623.60
LL2(m)	0.145	0.145	0.145	0.130	0.145	0.145
LL3(m)	0.075	0.145	0.140	0.090	0.145	0.075
HH2(m)	0.295	0.260	0.228	0.155	0.195	0.170
HH3(m)	0.215	0.215	0.230	0.165	0.195	0.170
DD1(m)	0.170	0.021	0.025	0.015	0.025	0.025
DD2(m)	0.05	0.040	0.040	0.070	0.040	0.040

3. ANSYS 最佳化與 PSO 演算法結果比較

本研究利用有限元素分析軟體 ANSYS 和 PSO 演算法進行搜尋基座底部挖槽結構最佳化設計參數並將分析結果比較，由表 17 所示可得知，經由利用 PSO 演算法所求得之最小化目標式都要比有限元素分析軟體 ANSYS 內建之最佳化分析模組所求得之結果更佳符合設定目標。其中，又以設計方案 A（基座長度為 0.7m）搜尋出基座底部挖槽結構最

表 14. 不同設計方案之不同基座長度的最佳化結果

設計變量數 最佳化參數		方案 A 基座長 0.8m		方案 A 基座長 0.7m		方案 B 基座長 0.8m		方案 B 基座長 0.7m	
		四個	六個	四個	六個	四個	六個	四個	六個
		目標函數	Min WT (kg)	194.40	181.29	173.43	163.00	188.00	178.80
狀態變量	FREQ(Hz)	617.84	617.98	691.17	691.11	629.27	622.19	706.11	702.11
設計變量	LL2(m)	0.10524	0.14486	0.10338	0.14486	0.13569	0.14486	0.10989	0.12926
	LL3(m)		0.09319		0.10057		0.09407		0.12452
	HH2(m)	0.21691	0.24927	0.22996	0.22880	0.16515	0.19492	0.16272	0.15645
	HH3(m)		0.25186		0.22958		0.19492		0.16369
	DD1(m)	0.01975	0.02119	0.01991	0.02172	0.01707	0.02158	0.01770	0.01884
	DD2(m)	0.04505	0.04284	0.04505	0.04590	0.04032	0.04190	0.04286	0.04179

表 15. 不同方案之基座長度的不同設計變量數比較結果

設計方案		基座長 0.8m			基座長 0.7m		
		四個 (a)	六個 (b)	差異性 $\frac{ a-b }{a} \times 100\%$	四個 (a)	六個 (b)	差異性 $\frac{ a-b }{a} \times 100\%$
A	Min WT (kg)	194.40	181.29	6.74%	173.43	163.00	6.01%
	FREQ(Hz)	617.84	617.98	0.02%	691.17	691.11	0.01%
B	Min WT (kg)	188.00	178.80	4.89%	176.71	170.57	3.47%
	FREQ(Hz)	629.27	622.19	1.13%	706.11	702.11	0.57%



表 17. 不同設計方案在不同基座長度之最佳化結果

最佳化參數	設計方案 A		設計方案 B		設計方案 A		設計方案 B	
	基座長為 0.8m		基座長為 0.7m		基座長為 0.8m		基座長為 0.7m	
	ANSYS	Fortran	ANSYS	Fortran	ANSYS	Fortran	ANSYS	Fortran
滑座總重量(kg)	181.29	173.08	163.00	153.49	178.80	162.70	170.57	166.80
第一頻模態頻率(Hz)	617.98	622.69	691.11	709.99	622.19	623.60	702.11	694.70
LL2(m)	0.14486	0.145	0.14486	0.145	0.14486	0.145	0.12926	0.145
LL3(m)	0.09319	0.145	0.10057	0.140	0.09407	0.145	0.12452	0.075
HH2(m)	0.24927	0.260	0.22880	0.228	0.19492	0.195	0.15645	0.170
HH3(m)	0.25186	0.215	0.22958	0.230	0.19492	0.195	0.16369	0.170
DD1(m)	0.02119	0.021	0.02172	0.025	0.02158	0.025	0.01884	0.025
DD2(m)	0.04284	0.040	0.04590	0.040	0.04190	0.040	0.04179	0.040

佳化設計參數所求得之新型滑座重量不僅降低最多，同時依照自然振動頻率公式得知，假設分析結果第一階自然頻率也比原始滑座來的高，表示結構剛性也較佳。

因此，經由表 18 結果比較得知，本研究所設計之設計方案 A（基座長度為 0.7m）搜尋出基座底部挖槽結構設計參數是較符合最佳化設計的。

本研究之 Fortran 粒子群演算法比 ANSYS 最佳化搜尋出重量結果較輕，第一頻頻率亦較大，表示本文自行開發之 Fortran 的粒子群演算法搜尋的最佳化設計參數結果較佳。

五、結論

本文主要針對新型快拆式工具機滑座因自然振動所引起的模態頻率響應分析進行探討，並利用 PSO 演算法搭配有限元素分析軟體 ANSYS 來搜尋基座底部挖槽結構最佳化設計參數，求得所設定之最小目標值。經由實驗與分析的相互比對，可以歸納出幾項結果：

1. 藉由自然頻率敲擊試驗與模擬分析結果的相互比較，其差異值介於 0.04%~6% 之間，能夠表明模擬分析流程的正確性。

表 18. 原始滑座與不同設計方案之最佳化結果比較

模型	實際模型 F	長度 0.7		長度 0.7	
		方案 A	差異性 $\left \frac{F-A}{F}\right \times 100\%$	方案 B	差異性 $\left \frac{F-B}{F}\right \times 100\%$
第一頻頻率(Hz)	647.06	709.99	9.73%	694.70	7.36%
重量(kg)	205.28	153.49	25.23%	166.80	18.75%

2. 本研究藉由銑削力實驗搭配有限元素分析軟體 ANSYS 模擬分析推算出銑削力之大小，並與銑削力理論計算公式進行驗證比對，差異性在 20% 以內。
3. 在利用有限元素分析軟體 ANSYS 內建的最佳化分析模組搜尋基座底部挖槽結構最佳化設計參數時，設計變量數為六個時都比四個還要來的好，滑座重量可以降低約 3.47%~6.74% 之間。
4. 經由比較不同基座長度最佳化分析結果得知，在基座長度為 0.7m 或小於 0.7m 時，考量以設計方案 A 為主；而在基座長度為 0.8m 或大於 0.8m 時，則考量以設計方案 B 為主。
5. 使用粒子群演算法可以有效的搜尋出基座底部挖槽結構最佳化設計參數，其中最佳化後的滑座重量比原始滑座降低了約 18%~25% 的重量，並可快速搜尋 30 次迭代次數以求得較佳值。
6. 本研究使用粒子群演算法搭配有限元素分析軟體 ANSYS 應用於新型滑座之最佳化結果比 ANSYS 內建之最佳化分析模組在多種設計方案中，更加能夠搜尋到最佳化製程參數，確定效能提升最多之設計方案。
7. 以本研究所提出之新型滑座結構最佳化設計流程，進行基座底部挖槽結構尺寸最佳化設計，可有效避開結構共振頻率值，使新型滑座符合最小化設計目標。
8. 本文可利用有限元素分析軟體 ANSYS 進行模擬分析切削力作用於工件時的實際應變，以證明銑削力公式的正確性。



誌謝

感謝經濟部技術處小型企業 SBIR 創新研發計畫(計畫編號: 1Z980795) 經費補助。

參考文獻

1. 陳精一 (83), ANSYS7.0 電腦輔助工程實務分析, 全華科技圖書有限公司, 台北。
2. 陳精一 (84), ANSYS 振動學實務分析, 高立圖書有限公司, 台北。
3. 廖誼淙 (民 80), 工具機滑動結構改良, 中華民國專利公報, M182748, 經濟部智慧財產局, 台北。
4. Bathe, K. J. (1996) *Finite Element Procedures*, Prentice-Hall, New Jersey, NJ.
5. Dalenbring, M. (1999) Damping function estimation based on measured vibration frequency responses and finite-element displacement modes. *Mechanical System and Signal Processing*, 13(4), 547-569.
6. Dalenbring, M. (2002) Experimental material damping estimation for planar isotropic laminate structures. *International Journal of Solids and Structures*, 39, 5053-5079.
7. Dalenbring, M. (2003) Validation of estimated isotropic viscoelastic material properties and vibration response prediction. *Journal of Sound and Vibration*, 265, 269-287.
8. Jalili Saffar, R., M. R. Razfar, O. Zarei, E. Ghassemieh (2008) Simulation of three-dimension cutting force and tool deflection in the end milling operation based on finite element method. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 16, 1677-1688.
9. Pantale, O., J. L. Bacaria, O. Dalverny, R. Rakotomalala, S. Caperaa (2004) 2D and 3D numerical models of metal cutting with damage effects. *Computational Methods in Applied Mechanical Engineering*, 193, 4383-4399.
10. Wu, B. C., G. S. Young and T. Y. Huang (2000) Application of a two-level optimization process to conceptual structural design of a machine tool. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 40(6), 783-794.

收件：100.07.07 修正：100.08.08 接受：100.09.05

