

結構最佳化設計之自動化分析模組開發與應用

王栢村^{1*}、曹文昌¹、林敬桓¹、吳盈輝²

¹屏東科技大學 機械工程系

²內埔農工 機械科

*wangbt@mail.npust.edu.tw

MOST 111-2221-E-020-016-

摘要

為簡化及加速最佳化設計的分析流程，本文擬結合 ANSYS 最佳化求解器與 MATLAB 人機介面(GUI) 模組，開發一可應用於結構最佳化設計之自動化分析的泛用型模組。應用此分析模組需要 ANSYS 軟體之結構正向分析 APDL 執行檔案。執行檔必須明確定義最佳化設計問題，包括設計變數(DV)、目標函數(OBJ)及限制條件/狀態變數(SV)。透過人機介面模組，可以選擇最佳化分析方法及最佳解的迭代次數等相關參數設定，即可啟動並進行最佳化分析。完成最佳化分析後，可即時觀察目標函數與設計變數的分析結果與趨勢圖，並獲得初始值與最佳值的比較結果。本文透過三個最佳化設計案例，包括：梯形懸臂樑輕量化設計、木板之材料參數驗證與雙音編鐘幾何尺寸設計，來驗證 GUI 分析模組的可行性與正確性。所發展的最佳化設計自動化分析模組，不僅可簡化使用者的操作步驟，還可有效減少耗時的後處理工作。未來可採用此最佳化設計自動化分析模組於不同工程實務之應用。

關鍵詞：結構、最佳化設計、自動化分析、模組

1. 前言

隨著科技日新月異，在追求分析的正確性，以及分析的效率，都是產、官、學界所追求的目標，因此擁有一個能高性能進行數值計算，且能依照使用者編輯人性化的操作介面，並降低時間成本的分析工具是十分重要的，因此，如何開發一可應用於結構最佳化設計之自動化分析的泛用型的應用模組，亦成為重要的研究課題。

關於最佳化設計相關問題的研究範圍十分廣泛，以下針對結構設計相關的研究加以說明。王與謝[1]透過兩種具有C和弦音所組成之琴片形狀，進行模擬分析與實驗模態分析，透過模型驗證求得等效有限元素模型，並運用有限元素分析方法進行幾何形狀最佳化設計，結果顯示琴片的形狀及厚度隨著比例縮放後，自然頻率有明顯的變化，並呈現特定的比例倍數關係。王等人[2]經由對鐵琴片形狀之結構，依據貝茲曲線的特性建立有限元素模型，並進行模態分析求得理論模態參數，由模態振型瞭解鐵琴片之發聲特性，經由反覆進行最佳化設計求得符合和弦音階之自然頻率比例的結構形狀，結果顯示透過分析所得到的鐵琴片形狀，符合和弦音階特性之結構模態自然頻率。王等人[3]設計一組兩個八度音之不鏽鋼管打擊樂器，以線性四邊

形薄殼元素(SHELL63)建構有限元素模型，進行理論模態分析，求得理論模態參數，同時進行實驗模態分析求得實驗模態參數，以實驗模態分析之結果為基準，確認有限元素模型可行性與驗證不鏽鋼管之材料參數，由聲音量測實驗，求得聲音頻譜及頻率峰值，透過聲音量測與理論分析校正其聲音頻譜。結果顯示不鏽鋼管有限元素模型可透過長度變異，進行基音頻率之校正，使其與各音階之目標頻率相互對應，進而設計出一組兩個八度音之不鏽鋼管打擊樂器。

以下針對透過自動化分析來簡化及加速分析流程相關主題的研究加以說明。王等人[4]為了製造不同音階之響鈴板，透過數值分析研究響鈴板之幾何尺寸與物理特性，開發響鈴板振動自動化分析模組，以提高設計效率。王等人[5, 9]採用 MATLAB 開發人機介面(Graphical User Interface, GUI)模組，結合 CAE 軟體進行模態分析，有效且有效率地獲取與實驗模態分析一致的模態參數，並應用於圓盤結構的振動教學及實際設計驗證分析。王等人[7]為了評估桁架結構，且快速地靜力分析與安全性評估，透過開發桁架結構靜力分析自動化模組，降低操作有限元素分析軟體之門檻與分析設定之時間成本。王等人[8]以過濾瓶為研究對象，開發一套快速、便捷的自動化振動分析模組，加速流場問題的分析過程，提高分析軟體的使用率，並縮短產品開發研究的效率，以幫助研究壓縮機過濾瓶的振動與噪音問題。王等人[10]為了加快樂器聲音探討的效率，建立一套聲音重建之自動化分析模組，模組可以快速的進行特徵分析，並將樂器聲音特徵，利用理論方程式來進行聲音重建。王等人[11]為了獲得圓柱管的振動特性，透過 MATLAB 開發人機介面程式模組，並結合有限元分析軟體 ANSYS，可以有效、且有效率地獲取結構模態參數和感興趣的 FRF，能分析任意的圓柱管結構形狀尺寸，並減少構建模型和製作報告的後處理工作。王等人[12]建立自動化分析模組，加速振動分析結果的產出，透過振動分析會執行理論模態分析與簡諧響應分析，其分析過程有建立分析模型、設定求解參數以及處理數據與繪圖等工作，並可透過模型驗證，確認分析模型是否等效於實際結構。王等人[13]以兩個不同幾何的管路系統為例，探討其振動模態及頻率響應特性，並透過發展的 GUI 程式，降低 CAE 之使用門檻，分析時間可從 30 分鐘縮減至 3 分鐘，達到加速 CAE 分析流程，以助於加速產品開發的時間與降低成本。

綜合上述，彰顯出開發一可應用於結構最佳化設計之自動化分析的泛用型模組確有其需求性。



本文為開發結構最佳化設計自動化分析模組，整合 ANSYS 與 MATLAB 所提供的模組，達到自動化分析的功能，本文主要目的說明如下：

- (1) 簡化及加速最佳化設計的分析流程，結合 ANSYS 最佳化求解器與 MATLAB 人機介面 (GUI) 模組，開發一可應用於結構最佳化設計之自動化分析的泛用型模組。
- (2) 透過 GUI 分析模組，選擇最佳化分析方法及最佳解的迭代次數等相關參數設定，啟動模組並進行最佳化分析，分析後可即時觀察目標函數與設計變數的分析結果與趨勢圖，並獲得初始值與最佳值的比較結果。
- (3) 透過三個最佳化設計案例，來驗證 GUI 分析模組的可行性與正確性，未來可採用此最佳化設計自動化分析模組於不同工程實務之應用。

2. 最佳化設計自動化分析理念

本節介紹最佳化設計與自動化分析模組的需求與理念，並說明 ANSYS 有限元素分析軟體的最佳化求解器所提供的三種分析方法，簡述如下：

2.1 最佳化設計

為達成最佳化設計分析的目標，首先需明確定義最佳化設計問題，包括設計變數(DV)、目標函數(OBJ)及限制條件/狀態變數(SV)。若以口語化的方式來敘述最佳化設計問題可簡化成【找到一組設計變數，使得目標函數最小化，並滿足限制條件】。

本文運用 ANSYS 有限元素分析軟體基於對應分析問題的設計方法進行最佳化分析之工作，以找到符合目標函數，並滿足限制條件要求的設計變數。採用 ANSYS 軟體中之最佳化設計功能，將以三種方法進行分析求得問題之最佳設計，分述如下：

- RANDOM：在設計變數的定義範圍內，可有效地隨機選取出一組最佳設計變數值，來做為設計之初始值，以進行後續之最佳化分析。
- SUBP(Subproblem Approximation Method)：可將Random 所選取之最佳值，進一步定義一較小範圍值，並將其範圍做適當的區分，使選取所得最佳值能在新定義的範圍中，再求得符合設計需求的一組最佳設計變數值。
- SWEEP：又可稱為靈敏度(Sensitivity)分析，將 SUBP 所定義之小範圍值內之所有設計變數，進行每組設計變數的配對值做最佳化分析求解(例：SUBP 中之小範圍值區分為10等份，而設計變數有3個，則會求得30組最佳解)，可將 SWEEP 之所有解析結果，做進一步的各設計變數對目標函數之靈敏度探討。

基於上述的說明，針對不同的最佳化設計問題，透過明確定義最佳化設計問題，包括 DV、OBJ 及 SV，配合上述的方法，即可解決大部分的最佳化設計分析問題。

2.2 自動化分析模組

由於最佳化設計的分析過程中，需不斷重複進行觀察、調整及啟動等相關的工作步驟，為簡化及加速最佳化設計的分析流程，可採用自動化分析模組來達到此需求，透過人機介面模組的設計規劃，將分析過程中所需的步驟，依序提供對應分析步驟的圖示化的整合操作介面，及可即時觀察目標函數與設計變數的分析結果與趨勢圖的顯示區。透過自動化分析模組的分析方式，即可達成簡化及加速最佳化設計的分析流程的目的。

3. 最佳化設計自動化分析模組開發

本節說明最佳化設計自動化分析模組之規劃與開發流程，先以輸入、系統、輸出和控制變數的理念來說明自動化分析程式的基本架構，再依序以圖形使用者介面流程及設計規劃，來介紹GUI分析模組之操作流程。

3.1 模組開發流程

本節主要介紹最佳化自動分析模組開發流程，以發展成泛用型的最佳化分析模組為目標，由於應用此分析模組需要 ANSYS 軟體之結構正向分析 APDL 執行檔案，而執行檔案需能夠明確的定義出變數，包括：DV、OBJ 與 SV，透過人機介面模組，可以選擇最佳化分析方法及最佳解的迭代次數等相關參數設定，即可啟動並進行最佳化分析。完成最佳化分析後，可即時觀察目標函數與設計變數的分析結果與趨勢圖，並獲得初始值與最佳值的比較結果。

基於上述的需求，以輸入(Input)、系統(System)、輸出(Output)、控制變數(Control Variable)的分析理念來說明模組的開發流程，詳細開發流程圖的最佳化設計自動化分析模組內容如圖 1。

3.2 模組功能介紹

本節將介紹結構最佳化之自動化分析模組之操作流程與功能，圖 2 為最佳化設計自動化分析模組介面，針對各步驟及功能說明如下：

- (1) 設定 ANSYS 正向分析 APDL 執行檔案程之工作路徑，可直接輸入路徑或選擇程式路徑。
- (2) 選擇輸入參數 EXCEL 檔：具明確定義最佳化設計問題，包括 DV、OBJ 與 SV 等重要數據，且具即時修改及存檔的功能。
- (3) 選擇最佳化分析方法及最佳解的迭代次數等相關參數設定。
- (4) 進行求解，完成分析後於結果數據區及圖形顯示區，透過參數表單的選項功能，可即時觀察目標函數與設計變數的分析結果與趨勢圖。
- (5) 若符合最佳化分析的目標，選擇後處理模組，自動輸出分析結果的圖形及數據資料。
- (6) 透過複製及截圖功能，可將分析結果的數據及圖檔輸出，如圖 3 所示，於後續製作報告時使用。



10)，因此可假設為薄樑結構，取其中性面來架構數學模型如圖 4(b)；為達成此分析目標，需明確定義此一最佳化設計問題，包括 DV、OBJ 及 SV，最佳化設計問題的數學模型化表示式如下：

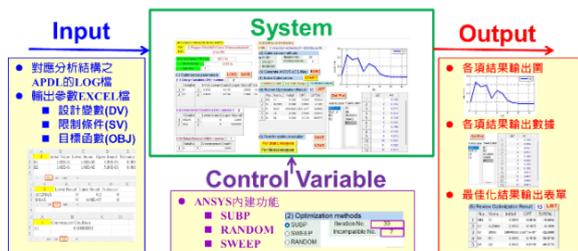


圖 1 最佳化設計自動化分析模組開發流程圖

- 設計變數：因 B1 與 B2 不得為負值，需設定其上下限範圍 $0.01(m) \leq B1 \leq 0.5(m)$ 及 $0.01(m) \leq B2 \leq 0.5(m)$ 如下：
DV：X = (B1, B2)

- 目標函數：假設樑為均質，厚度為常數，故可取梯形樑之表面積為目標函數如下：

$$OBJ: f(X) = \frac{(B1+B2)L}{2}$$

- 限制條件：
SV1： $g_1(X) = W0(B1, B2) - 0.2(m) \leq 0$
SV2： $g_2(X) = \sigma_{x,max}(B1, B2) - 40 \times 10^6(Pa) \leq 0$

採用表 1 各參數所建立的幾何與有限元素模型如圖 4(b)及圖 4(c)所示，分別採用線性四邊形殼元素、取 y 方向對稱之半邊模型、自由分割元素、固定端邊界所有節點($u = v = w = 0, \theta_x = \theta_y = \theta_z = 0$)、自由端邊界所有節點($v = 0, \theta_y = \theta_z = 0$)及自由端 x 軸上節點外力負荷($F_z = -F/2$)等設定來進行靜力分析，確認分析的相關步驟與結果無誤後，即完成正向分析 APDL 執行檔案。

啟動分析模組，依圖 2 的最佳化設計自動化分析模組介面所訂定的操作步驟依序完成相關設定後，執行 START 選項即可進行最佳化分析，分析結束後，於分析模組介面的數據顯示區及圖形顯示區，會同步顯示此次分析相關的結果數據與趨勢圖。

由表 2 所列出的梯形懸臂樑初始值與最佳值結果比較及使用傳統介面與 GUI 模組介面的最佳值差異比較，結果顯示，所得到的最佳設計變數結果數值，除了滿足限制條件及目標函數所訂定的需求，觀察傳統介面與 GUI 模組介面的最佳值差異結果，兩者的各項數值的差異皆小於 0.2%。同時，觀察圖 5 中由最佳化設計 GUI 模組中的後處理模組所取得的梯形懸臂樑自由端 z 方向變形圖及固定端 x 方向應力變化圖，皆符合預期的結果及物理意義。經由上述的結果，驗證所取得幾何參數的正確性。

透過梯形懸臂樑輕量化設計的模組案例測試，可確認此最佳化設計 GUI 分析模組的可行性。



圖 2 最佳化設計自動化分析模組介面



圖 3 自動化分析模組最佳化分析結果輸出圖

4. 應用自動化分析模組於結構最佳化設計分析

本節將透過梯形懸臂樑輕量化設計、木板之材料參數驗證與雙音編鐘幾何尺寸設計等 3 個案例，來分別驗證最佳化設計 GUI 分析模組的可行性與正確性。

4.1 模組可行性測試

為確認模組的可行性，採用教科書的案例來進行確認[6]，一梯形懸臂樑如圖 4(a)，楊氏係數 $E = 200$ GPa，蒲松比 $\nu = 0.3$ ，密度 $\rho = 7850$ kg/m³，初始幾何 $B1 = 0.1(m)$ ， $B2 = 0.1(m)$ ， $L = 1(m)$ ，於自由端中點施加一 $F = 1(N)$ 的作用力時，在滿足自由端的位移小於 $W0 = 0.2(m)$ 及固定端 x 方向應力小於 $\sigma_{x,max} = 40 \times 10^6(Pa)$ 的條件下，使得樑有最小重量，設計 B1 及 B2 之尺寸。

針對分析的梯形懸臂樑建構其數學模型，由於樑的寬度及長度相對於厚度甚大($L/T \geq 10, B1 \& B2/T \geq$

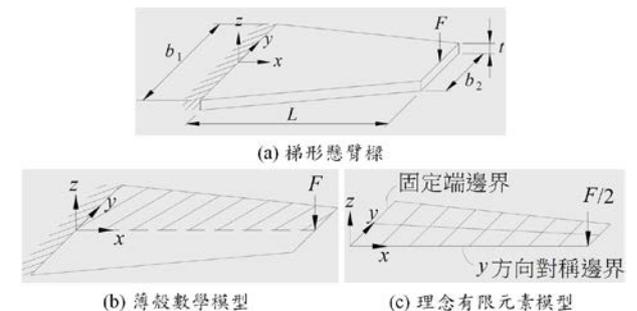


圖 4 梯形懸臂樑幾何、數學與有限元素模型[6]

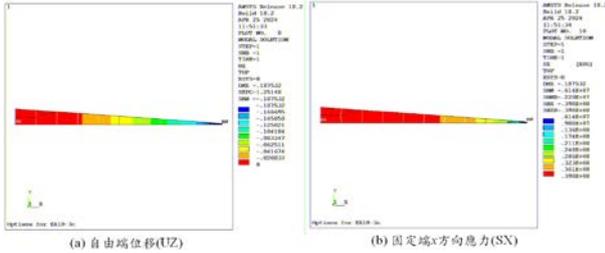


圖 5 梯形懸臂樑最佳化分析結果

表 1 梯形懸臂樑初始幾何尺寸與材料參數

(a)幾何尺寸

項目	數值	單位	備註
B1	0.1	m	樑固定端寬度
B2	0.1	m	樑自由端寬度
L	1	m	樑長度
T	0.001	m	樑厚度

(b)材料參數

項目	數值	單位	備註
E	200	GPa	楊氏係數
ν	0.3	-	浦松比
ρ	7850	Kg/m ³	密度

表 2 梯形懸臂樑初始值與最佳值結果比較

項目	初始值	傳統介面最佳值	GUI 模組介面最佳值	差異(%)	
目標函數(OBJ)	A	0.1	0.0809	0.0810	0.1236
限制條件(SV)	W0	0.2	0.1888	0.1887	-0.0530
	$\sigma_{x,max}$	4×10^7	3.9872×10^7	3.9854×10^7	-0.0451
設計變數(DV)	B1	0.1	0.1506	0.1506	0.0000
	B2	0.1	0.0112	0.0112	0.0000

說明：
 ● B1：固定端寬度(m)、B2：自由端寬度(m)。
 ● W0：自由端位移(m)、 $\sigma_{x,max}$ ：固定端x方向應力(Pa)。
 ● $A=(B1+B2)L/2$ ：樑重量(m²)。

4.2 模組應用實例 1

圖 6(a)為木板的實體圖[12]，其詳細的幾何尺寸與材料參數分別列於表 3(a)與表 3(b)，木板幾何參數為長:0.39m、寬 0.208m、高 0.02m；木板假設為正交性材料模型，有 9 個材料參數，楊氏係數 $E_x = 18.81$ GPa、 $E_y = E_z = 2.86$ GPa、浦松比 $\nu_{xy} = \nu_{yz} = \nu_{xz} = 0.3$ 、剪切模數 $G_{xy} = G_{xz} = 1.91$ GPa、 $G_{yz} = 1.02$ GPa、密度為 900.98kg/m^3 。

針對木板材料參數驗證的最佳化設計問題：包括 DV、OBJ 及 SV 等參數的定義如下：

- 設計變數：材料參數
DV： E_x, E_y, G_{xy}, G_{yz}
- 目標函數：頻率誤差均方根

$$\text{OBJ} : \varepsilon_{rms} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N \varepsilon_i^2}{N}} \% , i = 1, 2, 3, \dots, 11$$

- 限制條件：第 i 個頻率誤差

$$\text{SV} : \varepsilon_i = \frac{f_i - f_{gi}}{f_{gi}} \% , i = 1, 2, 3, \dots, 11$$

上述參數的詳細定義請參考表 4 之備註欄說明。

採用表 3 各參數所建立的幾何與有限元素模型如圖 6(a)及圖 6(b)所示[12]，分別採用立體元素 (solid185)、自由分割元素、自由邊界及無外力負荷等設定來進行模態分析，確認分析的相關步驟與結果無誤後，即完成正向分析 APDL 執行檔案。

啟動分析模組，依圖 2 的最佳化設計自動化分析模組介面所訂定的操作步驟依序完成相關設定後，執行 START 選項即可進行最佳化分析，分析結束後，於分析模組介面的數據顯示區及圖形顯示區，會同步顯示此次分析相關的結果數據與趨勢圖。

由表 4 所列出的木板材料參數驗證初始值與最佳值結果比較及使用傳統介面與 GUI 模組介面的最佳值差異比較，結果顯示，所得到的最佳設計變數結果數值，除了滿足限制條件及目標函數所訂定的需求，觀察傳統介面與 GUI 模組介面的最佳值差異結果，兩者的各項數值的差異皆小於 0.08%。同時，觀察圖 7 中由最佳化設計 GUI 模組中的後處理模組所取得的木板理論模態振型，除符合預期的矩形板模態及物理意義之外，再將理論與實驗模態振型進行比對，兩者物理意義均有對應[12]。經由上述的結果，驗證所取得木板材料參數的正確性。

透過木板之材料參數驗證的模組應用實例，可確認此最佳化設計 GUI 分析模組的正確性。

表 3 木板幾何尺寸與材料參數

(a)幾何尺寸

項目	數值	單位	備註
L	390	mm	木板長度
W	208	mm	木板寬度
T	20	mm	木板厚度

(b)材料參數

項目	數值	單位	備註
E_x	18.81	GPa	x 方向楊氏係數
E_y	2.86	GPa	y 方向楊氏係數
E_z	2.86	GPa	z 方向楊氏係數($E_z = E_x$)
G_{xy}	1.91	GPa	xy 剪切模數
G_{yz}	1.02	GPa	yz 剪切模數
G_{xz}	1.91	GPa	xz 剪切模數($G_{xz} = G_{xy}$)
ν	0.3	-	浦松比($\nu_{xy} = \nu_{xz} = \nu_{yz}$)
ρ	900.98	Kg/m ³	密度

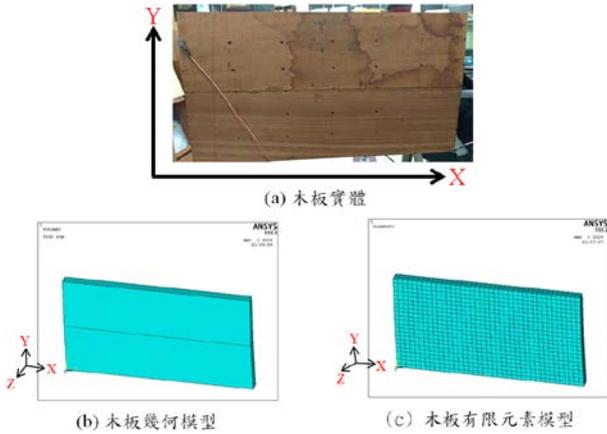


圖 6 木板實體、幾何與有限元素模型[12]

表 4 木板材料參數驗證初始值與最佳值結果比較

項目	初始值	待優化面最佳值	GUI 優化面最佳值	差異(%)	備註	
目標函數(OBJ)	ϵ_{rms}	4.3182	1.19972	1.19975	0.0025	<ul style="list-style-type: none"> E_x: x方向楊氏係數(GPa) E_y: y方向楊氏係數(GPa) xy剪切模數(GPa) yz剪切模數(GPa) f_i: 第i個自然頻率(Hz) f_{opt}: 第i個目標頻率(由EMA實驗求得) $f_{01} = 341.58$ Hz, $f_{02} = 561.15$ Hz, $f_{03} = 833.25$ Hz, $f_{04} = 870.05$ Hz, $f_{05} = 1052.8$ Hz, $f_{06} = 1473.5$ Hz, $f_{07} = 1666.2$ Hz, $f_{08} = 1772.1$ Hz, $f_{09} = 2150.0$ Hz, $f_{010} = 2386.4$ Hz, $f_{011} = 2469.7$ Hz r_i: 第i個頻率誤差 $\epsilon_i = \frac{f - f_{opt}}{f_{opt}} \%$ $i = 1, 2, 3, \dots, 11$ ϵ_{rms}: 頻率誤差均方根 $\epsilon_{rms} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N \epsilon_i^2}{N}} \%$
	ϵ_1	-1.36	-0.35085	-0.35094	0.0257	
	ϵ_2	4.41	-0.82617	-0.82625	0.0097	
	ϵ_3	4.25	-2.02389	-2.02398	0.0044	
	ϵ_4	3.05	-0.10616	-0.10624	0.0754	
	ϵ_5	3.91	-0.60764	-0.60773	0.0148	
	ϵ_6	5.81	0.85702	0.85693	-0.0105	
	ϵ_7	1.11	-1.97165	-1.97174	0.0046	
	ϵ_8	3.44	-0.53524	-0.53533	0.0168	
	ϵ_9	7.27	0.96159	0.96151	-0.0083	
	ϵ_{10}	4.13	-1.26832	-1.26840	0.0063	
ϵ_{11}	4.90	1.76317	1.76308	-0.0051		
限制條件(SV)	ϵ_1	18.81	16.8462	16.8462	0.0000	
	ϵ_7	2.86	2.22952	2.22952	0.0000	
	G_{xy}	1.91	1.85359	1.85359	0.0000	
	G_{yz}	1.02	0.929039	0.929039	0.0000	

模態數	模態振型	物理意義(X,Y)	模態數	模態振型	物理意義(X,Y)
F-01 340.38 Hz		(2, 2)	F-04 869.13 Hz		(3, 2)
F-02 556.51 Hz		(3, 1)	F-05 1046.40 Hz		(2, 3)
F-03 816.39 Hz		(1, 3)	F-06 1486.12 Hz		(4, 1)

圖 7 木板材料參數驗證最佳化分析結果

4.3 模組應用實例 2

編鐘主要發聲為腔體，將其外觀各別尺寸定義如下：長度 L1 為頂部橢圓長度；寬度 W1 為頂部橢圓寬度；高度 H1 為編鐘高度；斜角度 Ang 為 ≥ 10 度；長度 L2 為底部橢圓長度；寬度 W2 為底部橢圓寬度；高度 H2 為編鐘底切圓弧高度，編鐘幾何數學模型如圖 8(a)所示[14]，參考表 6 之標準音階頻率對照總表，依雙音編鐘的設計規劃發聲音律目標頻率(C6/E6)來進行幾何尺寸最佳化設計。

針對雙音編鐘幾何尺寸設計的最佳化設計問題：包括設計變數、目標函數及限制條件/狀態變數等參數的定義如下：

- 設計變數：依編鐘設計分析構想，選定編鐘外形重要幾何參數。

DV：L1、W1、H1、Angle、L2、W2、H2、T

- 目標函數：頻率誤差均方根

$$OBJ: \epsilon_{rms} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N \epsilon_i^2}{N}} \%, i = 1, 2$$

- 限制條件：編鐘正鼓音自然頻率誤差(ϵ_1)及側鼓音自然頻率誤差(ϵ_2)。

$$SV1: \epsilon_1 = \epsilon_{(1,1)} = \frac{f_{(1,1)} - f_{face}}{f_{face}} \% - 0.34\% \leq 0$$

$$SV2: \epsilon_2 = \epsilon_{(2,1)} = \frac{f_{(2,1)} - f_{side}}{f_{side}} \% - 0.34\% \leq 0$$

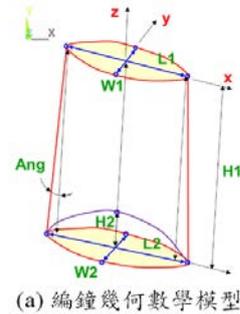
上述參數的詳細定義請參考表 7 之備註欄說明。

採用表 5 各參數所建立的幾何與有限元素模型如圖 8(a)及圖 8(b)所示，分別採用立體元素(Solid185)、自由分割元素、自由邊界及無外力負荷等設定來進行模態分析，確認分析的相關步驟與結果無誤後，即完成正向分析 APDL 執行檔案。

啟動分析模組，依圖 2 的最佳化設計自動化分析模組介面所訂定的操作步驟依序完成相關設定後，執行 START 選項即可進行最佳化分析，分析結束後，於分析模組介面的數據顯示區及圖形顯示區，會同步顯示此次分析相關的結果數據與趨勢圖。

由表 7 的雙音編鐘初始值與最佳值結果比較，結果顯示，在滿足限制條件及目標函數所訂定的需求下，所得到的最佳設計變數結果數值與初始值有明顯的差異。同時，觀察圖 9 中由最佳化設計 GUI 模組中的後處理模組所取得的雙音編鐘理論模態振型，符合預期的編鐘模態及物理意義之外，另再將理論與實驗模態振型進行比對，兩者物理意義均有對應[14]。經由上述的結果，驗證所取得的編鐘幾何尺寸設計參數，符合雙音編鐘的發聲音律目標頻率(C6/E6)之規劃需求。

透過雙音編鐘幾何尺寸設計的模組應用實例，可確認此最佳化設計 GUI 分析模組的正確性。



(a) 編鐘幾何數學模型



(b) 編鐘幾何模型



(c) 編鐘有限元素模型

圖 8 雙音編鐘幾何模型與有限元素模型[14]

表 5 雙音編鐘初始幾何尺寸與材料參數

(a)幾何尺寸

項目	數值	單位	備註
L1	105	mm	編鐘頂部橢圓長度
W1	45	mm	編鐘頂部橢圓寬度
H1	150	mm	編鐘高度
Angle	≥10	Degree	編鐘斜角度
L2	131	mm	編鐘底部橢圓長度
W2	71	mm	編鐘底部橢圓寬度
H2	22	mm	編鐘底切圓弧高度
T	4	mm	編鐘厚度

(b)材料參數

項目	數值	單位	備註
E	177	GPa	楊氏係數
ν	0.3		浦松比
ρ	7652	Kg/m ³	密度

表 6 音階頻率總表[14]

音名	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	標稱 f_0
C	8.18	16.35	32.70	65.41	130.81	261.63	523.25	1046.50	2093.00	4186.01	8372.02	1
C#	8.66	17.32	34.65	69.30	138.59	277.18	554.37	1108.73	2217.46	4434.92	8869.84	1.059463
D	9.18	18.35	36.71	73.42	146.83	293.66	587.33	1174.66	2349.32	4698.64	9397.27	1.122462
D#	9.72	19.45	38.89	77.78	155.56	311.13	622.25	1244.51	2489.04	4978.07	9956.06	1.189207
E	10.30	20.60	41.20	82.41	164.81	329.63	659.26	1318.51	2637.02	5274.04	10548.08	1.258921
F	10.91	21.83	43.65	87.31	174.61	349.23	698.46	1396.91	2793.83	5587.65	11175.30	1.334840
F#	11.56	23.12	46.25	92.50	185.00	369.99	739.99	1479.98	2959.96	5919.91	11839.85	1.414214
G	12.25	24.50	49.00	98.00	196.00	392.00	783.99	1567.98	3135.96	6271.93	12543.75	1.498307
G#	12.98	25.96	51.91	103.83	207.65	415.30	830.61	1661.22	3322.44	6644.88	13289.75	1.587401
A	13.75	27.50	55.00	110.00	220.00	440.00	880.00	1760.00	3520.00	7040.00	14080.00	1.681293
A#	14.57	29.14	58.27	116.54	233.08	466.16	932.33	1864.66	3729.31	7458.62	14917.24	1.781797
B	15.43	30.87	61.74	123.47	246.94	493.88	987.77	1975.53	3951.07	7902.13	15804.27	1.887749
C	16.35	32.70	65.41	130.81	261.63	523.25	1046.50	2093.00	4186.01	8372.02	16744.04	2

表 7 雙音編鐘初始值與最佳值結果比較

項目	初始值	最佳值	差異(%)	備註	
目標函數(OBJ)	ϵ_{rms}	2.15	1.75	18.60	● L1: 頂部橢圓長度、W1: 頂部橢圓寬度、H1: 編鐘高度、Angle: 斜角度、L2: 底部橢圓長度、W2: 底部橢圓寬度、H2: 編鐘底切圓弧高度、T: 編鐘厚度。
限制條件(SV)	ϵ_1	-1.64	-0.34	79.27	
	ϵ_2	0.95	0.34	64.21	● $f_{(1,1)}$: 結構模態之第一個自然頻率、 $f_{(2,1)}$: 結構模態之第二個自然頻率、 f_{face} : 編鐘正鼓音基音頻率、 f_{side} : 側鼓音基音頻率。
設計變數(DV)	L1(mm)	105	117.32	-11.73	
	W1(mm)	45	49.28	-9.51	● ϵ_1 : 正鼓音頻率誤差、 ϵ_2 : 側鼓音頻率誤差。
	H1(mm)	150	104.05	30.63	
	Angle(°)	≥10	11.0	-10.00	■ $\epsilon_1 = \epsilon_{(1,1)} = \frac{f_{(1,1)} - f_{face}}{f_{face}} \%$
	L2(mm)	131	137.32	-4.82	
	W2(mm)	71	69.28	2.42	■ $\epsilon_2 = \epsilon_{(2,1)} = \frac{f_{(2,1)} - f_{side}}{f_{side}} \%$
	H2(mm)	22	18.25	17.05	
	T(mm)	4	4	0	● ϵ_{rms} : 頻率誤差均方根
					■ $\epsilon_{rms} = \sqrt{\frac{\sum \epsilon_i^2}{n}} \%$

模態數	模態振型	物理意義 (0,Z)	模態數	模態振型	物理意義 (0,Z)
F_01 1035.0 Hz		(1, 1)	F_04 3000.53 Hz		(3, 1)+
F_02 1311.82 Hz		(2, 1)+	F_05 4787.42 Hz		(3, 1)
F_03 2623.64 Hz		(2, 1)	F_06 4880.41 Hz		(4, 1)

圖 9 雙音編鐘模態振型與物理意義最佳化分析結果 [14]

5. 結論

本文所發展的最佳化設計自動化分析模組，能夠適用任何結構的最佳化分析應用，其結論如下所述：

- (1) 透過所開發的最佳化分析過程之輔助工具，可任意選擇，目標函數(OBJ)、設計變數(DV)、限制條件(SV)、迭代次數(Set)等之趨勢分析，並針對 SWEEP，進行靈敏度分析(Sensitivity Analysis)、RANDOM，提供最佳 DV 初始值，提供最佳化反覆設計分析之自動輔助功能，與 1st run、2nd run、3rd run 等之比較，R1、R2、R3 分析結果，可快速比較。
- (2) 最佳化結果的設計驗證，依需求可自行撰寫程式碼，針對選定的最佳設計，自動進行正向分析，求得所有分析結果，並搭配後處理分析模組來達到客製化的彈性需求。
- (3) 所發展的最佳化設計自動化分析模組，除了能夠簡化使用者的操作步驟，更能有效的降低整體最佳化設計分析的時間，進而達到符合經濟、效率及效果的 3E 需求。
- (4) 未來可套用自建的最佳化方法，最佳化求解選項，如 ANSYS 內建功能：SUBP、RANDOM、SWEEP、呼叫 MATLAB 的最佳化函數 (Optimization Function)，並解決 I/O 連結問題。

6. 致謝

感謝國家科學委員會研究計畫(MOST 111-2221-E-020-016-)的經費補助，特此致謝。

7. 參考文獻

1. 王栢村，謝明憲，2009，「和弦鐵琴片之聲音特性與設計分析」，中華民國音響學會九十八年會員大會暨第二十二屆學術研討會，台北，論文編號：A006，第26-34頁。
2. 王栢村，謝明憲，趙天麟，2008，「基於聲音特性之鐵琴片型狀設計」，中華民國音響學會第二十一屆學術研討會，台中，論文編號：A1-3。
3. 王栢村，施旻穎，徐矜育，劉軒廷，蕭信宏，張家豪，2013，「不鏽鋼管打擊樂器之設計與製作」，台灣聲學學會第26屆學術研討會，台北，論文編號：C4。
4. 王栢村，潘昱豪，邱昱勳，趙佐晨，薛聿蒨，楊茂川，吳盈輝，2023，「響鈴板振動自動化分析模組開發與應用」，應用聲學與振動學刊，第15卷，第1&2期，第29-38頁。
5. 王栢村，黃彥綸，吳盈輝，2022，「圓盤結構振動自動化分析模組之開發與應用」，機密機械與製造科技期刊，第12卷，第1期，第1-10頁。
6. 王栢村，2001，電腦輔助工程分析之實務與應用，全華科技圖書股份有限公司，台北。
7. 王栢村，趙佐晨，潘昱豪，薛聿蒨，邱昱勳，楊茂川，吳盈輝，2023，「桁架結構靜力分析自動

- 化模組開發與應用」，第 21 屆精密機械與製造科技研討會，屏東，論文編號：A017。
8. 王栢村，黃彥綸，吳盈輝，2023，「過濾瓶自動化振動分析模組開發與應用」，第 21 屆精密機械與製造科技研討會，屏東，論文編號：A014。
 9. 王栢村，黃彥綸，吳盈輝，2022，「圓盤結構振動自動化分析模組之開發與應用」，2022 精密機械與製造科技學術研討會，屏東，論文編號：G017。
 10. 王栢村，蘇秉翔，溫儒琳，吳盈輝，2021，「樂器聲音重建之自動化分析模組開發與應用」，2021 台灣聲學學會 110 年會員大會暨第 34 屆學術研討會，台中，論文編號：B11。
 11. 王栢村，溫儒琳，蘇秉翔，林谷樺，吳盈輝，2021，「圓柱管自動化振動分析模組之開發與應用」，2021 年中國機械工程學會第三十八屆全國學術研討會，台南，論文編號：C8-058。
 12. 王栢村，龍暉，蘇秉翔，吳盈輝，2021，「矩形平板結構之振動動態與頻譜響應之自動化分析模組」，第 28 屆中華民國振動與噪音工程學術研討會，台中，論文編號：13。
 13. 王栢村，李易緯，張博鈞，2019，「結合 MATLAB 與 ANSYS 之壓縮機管路自動化振動分析」，中國機械工程學會第 36 屆全國學術研討會，台北，論文編號：0677。
 14. 王栢村，2023。編鐘打擊樂器組精準分析及雛型設計。行政院國家科學委員會專題研究成果報告（編號：MOST 111-2221-E-020-016-），未出版。

APDL execution file of ANSYS software. The execution file must clearly define the optimization design problem, including design variables (DV), objective functions (OBJ), and constraints/state variables (SV). Through the GUI module, one can select the optimization analysis method and related parameter settings such as the iteration number of optimal solutions, and then start and perform the optimization analysis. After completing the optimization analysis, one can instantly observe the analysis results and trend analysis of the objective function and design variables, and obtain the comparison results between the initial and optimum design. This work presents three optimum design case studies, including: lightweight design of trapezoidal cantilever beams, material parameter verification of wooden plates, and geometric dimension design of dual-tone chimes, to confirm the feasibility and correctness of the GUI analysis module. The developed optimum design automated analysis module can not only simplify the user's operating steps, but also effectively reduce the effort in time consuming post-processing. This optimum design automated analysis module can be applied to different engineering practices in the future.

Keywords: structure, optimum design, automated analysis, module

Development and application of automated analysis modules for structural optimum design

Bor-Tsuen Wang¹, Wen-Chang Tsao¹, Ching-Huan Lin¹, Ying-Hui Wu²

¹National Pingtung University of Science and Technology, Dept. of Mech. Eng., 912, Pingtung, Taiwan

²National Nei-Pu Senior Agricultural-Industrial Vocational School, Dept. of Mech. Eng., 912, Pingtung, Taiwan

ABSTRACT

To simplify and accelerate the analysis process of optimal design, this work integrates the ANSYS optimization solver and the MATLAB Graphics User Interface (GUI) module to develop a general-purpose module that can be applied to automated analysis of structural optimization design. The application of this analysis module requires the structural forward analysis

