

airiti

螺栓鎖固搭接平板之模擬分析與驗證

Simulation and Model Verification of Bolt Jointed Overlap Plates

王栢村 王廷維
Bor-Tsuen Wang, Ting-Wei Wang
國立屏東科技大學機械工程系
Department of Mechanical Engineering
National Pingtung University of Science and Technology
E-mail: wangbt@mail.npust.edu.tw

摘要

螺栓接合結構常用於機器組件，而螺栓接合之模擬技術是工程分析重要的議題。本文主要探討螺栓鎖固搭接平板，考慮不同平板長度及不同螺栓扭矩之鎖緊力。螺栓接合結構之有限元素模型，以三維立方體元素建構平板，以接觸元素對模擬螺栓鎖固搭接平板之接觸面，以及以桁架元素模擬螺栓受到扭矩之初始應變效應，並以此有限元素模型進行模態分析，以求得結構的模態參數，包括自然頻率與模態振型，分別對無阻尼與具阻尼效應的結構，進行正交與複數模態分析。結果顯示，理論模態參數與實驗求得的結果相當吻合，螺栓接合結構考慮不同螺栓扭矩之模擬分析獲得成功的驗證，特別可得到不同搭接平板長度及螺栓鎖緊度的接觸元素對之物理參數校正，包括接觸面的剛度係數以及阻尼係數。螺栓接合結構之有限元素模型的阻尼效應模擬，也分別以常數阻尼比以及元素阻尼兩種方式，進行簡諧響應分析之比較探討。本文所發展的螺栓鎖固搭接平板模擬技術，有助於如工具機及螺栓組裝機器等工程結構之模擬分析。

關鍵字： 螺栓鎖固、搭接平板、模型驗證、振動模態

Abstract

Bolt jointed structures are frequently seen in machineries. A proper simulation technique regarding the bolted joints is desired for engineering analysis. This work aims to study bolt jointed overlap plates with

different plate lengths and different tighten forces for applied torques on the bolts. The finite element (FE) model for the bolted structure is constructed by using 3D solid elements for the plates, contact element pairs for the interface effects between plates, and truss elements for the bolt with initial strain effect due to different applied torques on the bolt. Modal analysis can then be performed on the FE model to obtain structural modal parameters, including natural frequencies and mode shapes. Both normal mode and complex mode analyses are considered for undamped and damped structures, respectively. Theoretical modal parameters are compared with those obtained from experiments and shown very good agreement. The simulation techniques for the bolted structures can be well validated for different applied torques on the bolts. In particular, the physical parameters of contact pair elements can be calibrated including contact stiffness as well as interface damping effect for different bolt jointed plate conditions. The implementation of structural damping in FE model is also addressed for both constant damping ratio and element damping methods, respectively. The developed analytical approach in simulating the bolted structures can be useful for engineering structural analysis, such as machine tools and bolted assembly machineries.

Keywords: Bolt Jointed, Overlap Plates, Model Verification, Vibration Mode

1. 前言

螺栓鎖固結構在日常生活中為最廣泛使用一種接合方式，而螺栓鎖固結構運用在反覆拆裝之機器或零組件中，如何快速利用螺栓鎖固結構組合出機器或零組件，被視為工具機產業的環節，值得我們深入探討。螺栓鎖固結構需考慮零組件材質、螺栓規格及扭矩等參數，才能創造高強度及衝擊之物理特性，例如：汽車、車床、飛機等產物。

對於螺栓鎖固結構之模擬分析，王栢村與黃立鑫 [1] 探討三種不等長雙平板搭接之單螺栓結合結構進行不同鎖緊預力之動態特性，主要以求得結構之模態參數，包括自然頻率、阻尼比及模態振型，由結果顯示各種不同有限元素模型均能合理表達對應之物理意義，而以平面元素配合彈簧元素之模型較能代表與模擬實際之螺栓接合結構。王等 [2] 利用有限元素分析與實驗模態分析進行模型驗證，針對工具機螺栓接合部分進行驗證，主要在探討滑件透過螺栓與基座接合之模型，並介紹使用有限元素分析與實驗模態分析之模型驗證的概念與程序。賴等 [3] 主要探討新型 CNC 工具機基座設計，避免因外力激振與自然頻率引起的結構共振問題。王栢村與陳昱成 [4] 主要以腳踏車架與前叉組件之模型驗證，先以層層堆疊之方式進行模型驗證，該首先對車架進行模型驗證，再針對腳踏車前叉進行模型驗證，最後把車架與前叉組合起來進行一次模型驗證，最後將其有限元素模型，當作響應預測及設計變更之重要依據。

Brecher et al. [5] 針對不同種類的線性滑軌進行模型驗證，其中將各個零件進行模型驗證，最後再一層一層堆疊起來，再進行一次模型驗證。Kim et al. [6] 利用螺栓鎖固之搭接平板結構為實體，以實驗模態分析的手法對四種不同施力假設的有限元素模型進行驗證，說明要模擬螺栓鎖固效應以實體螺栓模型最為正確，但使用樑元素施加初始應變模擬，以取代實體結構進行分析卻可以節省 62% 的計算時間，減少 21% 的記憶體使用量，因此也可使用樑元素施加初始應變以模擬螺栓鎖固。

Egan et al. [7] 以沉頭螺栓鎖固搭接平板進行理論應力分析，探討應力對沉頭螺栓孔間隙量之影響，說明當錐孔過大，會讓沉頭螺栓鎖固剛性強度損失 10%，而產生較高的徑向應力導致沉頭螺栓斷裂。

Szabó 與 Actis [8] 建立搭接平板之不同接合方式的模擬分析，並探討不同接合方式對搭接平板之疲勞破壞影響，該文指出，利用簡單數學模型及有限元素模型，可得到不同接合方式搭接平板之物理特性。Allen et al. [9] 主要探討將裝配子結構在固定邊界下之模態參數的驗證，並探討固定邊界下的耦合效應對模態參數之影響。Boudjemai et al. [10] 主要以蜂槽結構之衛星隔板進行模型驗證，並探討在快速變更厚度之蜂槽結構的衛星隔板模態參數差異。Kumar 與 Singh [11] 主要以彎曲平板結構進行模型驗證，並探討在不同夾層上之阻尼效應。首先以有限元素分析進行模態分析來得到理論之模態參數，包括自然頻率及模態振型，再以實驗模態分析進行量測，得到實驗之模態參數，最後將理論與實驗之模態參數，進行交互比對，可得到等效於實際結構之理論模型。Mousa et al. [12] 以 Smooth Orthogonal Decomposition (SOD) 及 Structural Eigenvalue Problem (EVP) 對輕量化之車輛的懸吊系統進行研究，並以隨機激振當作輸入源，進行模態分析，得到理論及實驗之模態參數進行比較。

王栢村與黃立鑫 [1] 以有限元素分析及實驗模態分析法分別對雙平板搭接之單螺栓接合結構進行動態分析，其中有限元素分析之數學模型是以二維平面元素 (Plane 42)，並以彈簧元素 (Combin 14) 進行理論之動態分析，無法得知實際螺栓鎖固搭接平板之實際動態特性，有鑑於此，本篇論文以三維二次立方體元素 (Solid 186)，利用桁架結構 (Truss 8) 當作螺栓，得知鎖緊扭矩之初始應變效應至桁架結構中，並以接觸元素 (Contact 174) 及被接觸元素 (Target 170) 為搭接平板接構之接觸介面，透過調整接觸介面之接觸剛度 (K) 及接觸阻尼係數 (C) 進行正交與複數模態分析，得到理論之模態參數，包含自然頻率、模態振型，最後引用王栢村與黃立鑫 [1] 實驗數據進行模型驗證，可得等效於實際結構之有限元素模型。

2. 搭接平板組合結構之模型驗證理念

本文主要引用王栢村與黃立鑫 [1] 之幾何結構及物理性質，表 1 為螺栓鎖固搭接平板之幾何結構及物理性質，其中分別有三種不同長度之螺栓鎖固搭接平板結構，又將三種不同長度之螺栓鎖固結構，各別進行三種鎖緊力矩 84.3 N-m、42.2 N-m 及 16.7 N-m (100%、50% 及 20%) 結構動態探討。

王栢村與黃立鑫 [1] 以二維平面元素之假設建構平板，其中兩平板接觸行為以二維彈簧元素及接觸元素進行模型驗證，圖 1 為搭接平板組合結構之數學模型說明，其中 Type A、B 及 C 結構以三維立方體元素 (Solid 186) 建置平板結構，兩平板間之接觸行為三維接觸對 (Contact 174、Target 170) 模擬，螺栓以桁架元素 (Link 8) 帶入初始應變效應，螺栓鎖固之初始應變效應由王等 [2] 中得知，搭接平板結構已做過收

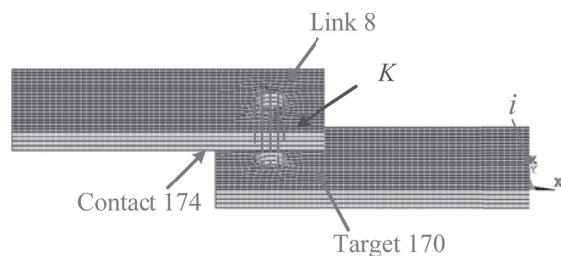
斂性分析，圖 1 中可得模型為最後的分割結果，其中平板厚度分割 4 層，螺栓圓周方向分布為 20 根桁架元素，邊界條件為自由邊界，並以 Model I 及 Model II 分別進行模態及簡諧響應分析，如下說明：

1. Model I：無阻尼效應之模態分析，過程中需決定接觸剛度 (K)，進行理論模態分析，可得無阻尼效應之模態參數，包括自然頻率及模態振型，無阻尼效應之簡諧響應分析，需要加入組合結構之實驗累積

表 1 螺栓鎖固搭接平板之幾何結構及物理性質 [1]

定義	規格描述	螺栓鎖固搭接平板結構示意圖
接板規格	Type A: $L1 \times L2 \times W \times H = 0.2 \times 0.2 \times 0.08 \times 0.013$ (m) Type B: $L1 \times L2 \times W \times H = 0.2 \times 0.3 \times 0.08 \times 0.013$ (m) Type C: $L1 \times L2 \times W \times H = 0.2 \times 0.4 \times 0.08 \times 0.013$ (m)	
接板材質	ASME A36 蒲松比 (ν) = 0.3 楊氏係數 (E) = 190×109 (N/m ²) 密度 (ρ) = 7,932.69 (kg/m ³)	
接板型式	搭接接合，搭接長度 (B) = 0.07 (m) 單面摩擦，摩擦係數 (μ) = 0.45	
螺栓規格	JIS1186, F8T, M12 × 60 (mm) 楊氏係數 (E) = 220×109 (N/m ²) 密度 (ρ) = 7,850 (kg/m ³) 蒲松比 (ν) = 0.3	
鎖緊力矩	T = 84.3 N-m (8.6 kg-m) (100% 鎖緊) T = 42.2 N-m (4.3 kg-m) (50% 鎖緊) T = 16.7 N-m (1.7 kg-m) (20% 鎖緊)	

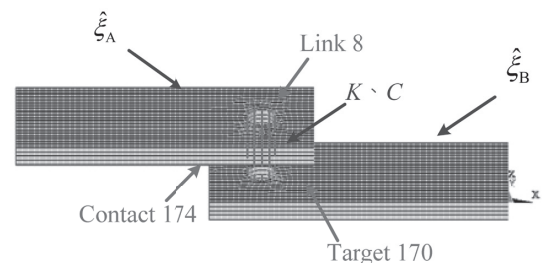
註：本文彩色圖，請至電子期刊瀏覽。http://dx.doi.org/ 10.6282/JASV



Modal Analysis: Undamped

Harmonic response analysis: $\hat{\xi}_{AB}$

(a) Model I



Modal Analysis: Damped ($\hat{\xi}_A, \hat{\xi}_B, C$)/complex mode

Harmonic response analysis: $\hat{\xi}_A, \hat{\xi}_B, C$

(b) Model II

圖 1 搭接平板組合結構之數學模型說明

註：本文彩色圖，請至電子期刊瀏覽。http://dx.doi.org/ 10.6282/JASV

平均阻尼比 ($\hat{\zeta}_{ab}$)，才能進行求解，得到理論之頻率響應函數。

2. Model II 為具阻尼之模態分析，過程中需加入平板之間的阻尼效應 ($\hat{\zeta}_A$ 、 $\hat{\zeta}_B$) 及決定接觸剛度 (K) 及接觸阻尼 (C)，才進行模態分析，得到具阻尼效應之模態參數，簡諧響應分析中，需要各平板之阻尼效應 ($\hat{\zeta}_A$ 、 $\hat{\zeta}_B$) 進行求解，求得理論之頻率響應函數。

3. 螺栓鎖固搭接平板結構之接觸參數校正

本節主要說明圖 1 中 Model I 及 Model II 之接觸剛度 (K) 及接觸阻尼 (C) 係數，首先以 Type A 結構之鎖緊程度 100% 的 Model I 及 Model II 之模態分析，做接觸剛度 (K) 及接觸阻尼 (C) 係數全面性的探討，表 2 為 Model I 不同接觸剛度對自然頻率之影響 (Type A_100%)，表中左側為實驗之自然頻率，以及不同 K 值之理論的自然頻率，右側為對應自然頻率之模態振型的物理意義，其中 K 為接觸剛度 (N/m^3)、 \hat{f}_r 為實驗自然頻率 (Hz)、 f_r 是理論自然頻率 (Hz)、 ε_r 為自然頻率誤差百分比、 n 為 Z 方向彎曲模態之模態數、 ε_{avg} 為 Z 方向彎曲模態之自然頻率誤差的平均值及 ε_{rms} 為 Z 方向彎曲模態之自然頻率誤差的平均平方根值，其方程式如下：

$$\varepsilon_r = \frac{f_r - \hat{f}_r}{\hat{f}_r} \times 100(\%) \quad (1)$$

$$\varepsilon_{avg} = \frac{\sum_{r=1}^n \varepsilon_r}{n} \quad (2)$$

$$\varepsilon_{rms} = \sqrt{\frac{\sum_{r=1}^n (\varepsilon_r)^2}{n}} \quad (3)$$

其中 \hat{f}_r 為實驗自然頻率 (Hz)、 f_r 是理論自然頻率 (Hz)、 n 為 Z 方向彎曲模態之模態數。

本文理想應由最佳化方式求得 K 、 C 之數值，由於最佳化求解時間過於龐長，且 K 、 C 組合有無限多種，因此本文 K 、 C 是以試誤法取得。

表 2 會依據王栢村與黃立鑫 [1] 中最为明確之 Z 方向彎曲模態出現順序，再依據本篇論文之各出現的模態振型進行列表分析，因而有模態數有不對應，或是高自然頻率在前的現象產生。表 2 中 $K = 1 \times 10^{11}$ (N/m^3) 之 ε_{avg} 為 -0.75 視為較佳值，但在 Y 方向 1st 彎曲模態之頻率誤差在 -52.6，而其他 $K = 3 \times 10^{11}$ 及 1×10^{13} (N/m^3) 也在 Y 方向 1st 彎曲模態之頻率誤差分別為 -24.5 及 36.2， $K = 1 \times 10^{12}$ (N/m^3) 整體自然頻率誤差都在 9% 以內，且 ε_{avg} 及 ε_{rms} 都在 6.1 以內，因此較佳 K 值為 $1 \times$

表 2 Model I 之不同接觸剛度對自然頻率影響 (Type A_100%)

mode	\hat{f}_r mode	$K = 1 \times 10^{11}$		$K = 3 \times 10^{11}$		$K = 1 \times 10^{12}$		$K = 1 \times 10^{13}$		物理意義
		f_r	ε_r (%)	f_r	ε_r (%)	f_r	ε_r (%)	f_r	ε_r (%)	
1	558.3	524.2	-6.1	555.10	-0.6	584.7	4.7	645.67	15.6	Z 方向 1 st 彎曲模態
2	1,511.6	1,500.3	-0.7	1,546.1	2.3	1,569.4	3.8	1,601.1	5.9	Z 方向 2 nd 彎曲模態
--	--	1,469.1	--	1,509.4	--	1,593.1	--	1,717.7	--	(X, Y) = (2, 2)
3	2,064.9	979.74	-52.6	1,559.7	-24.5	2,195.2	6.3	2,812.5	36.2	Y 方向 1 st 彎曲模態
4	2,422.4	2,319.8	-4.2	2,449.5	1.1	2,515.5	3.8	2,598.4	7.3	(X, Y) = (3, 3)
5	2,879.6	2,721.4	-5.5	2,912.9	1.2	3,061.9	6.3	3,352.0	16.4	Z 方向 3 rd 彎曲模態
--	--	2,146.5	--	3,349.6	--	--	--	--	--	接觸面 X 方向平移 平板 Z 方向 2 nd 彎曲 模態
--	--	3,209.0	--	--	--	--	--	--	--	接觸面 Y 方向平移 平板扭轉模態
6	4,048.4	4,424.1	9.3	4,790.1	18.3	4,390.2	8.4	4,827.2	19.2	Z 方向 4 th 彎曲模態
7	4,907.6	4,584.0	6.6	4,730.1	3.6	4,905.0	0.1	5,327.5	-8.6	(X, Y) = (4, 4)
ε_{avg}			-0.75		5.3		5.8		14.28	
ε_{rms}			6.21		9.25		6.06		15.13	

10^{12} (N/m³)。後續推測最佳 K 之數值介於 $3 \times 10^{11} \sim 1 \times 10^{12}$ (N/m³) 之間。

接著進行 Type A 結構之鎖緊程度 100% 的 Model II 之模態分析，過程中需決定 K 及 C ，進行具阻尼效應之模態分析，得到理論模態參數，表 3 為 Model II 之接觸剛度及阻尼對自然頻率誤差影響 (Type A_100%)，表中可得 K_1 搭配 C_1 之 ε_{avg} 與 ε_{rms} 為 -0.75 及 6.21，另外從 K_3 搭配 C_1 之 ε_{avg} 與 ε_{rms} 為 1.51 與 1.27，因此 K 及 C 較佳值為 1×10^{12} (N/m³) 及 2×10^7 (N/(m/s)/m²)。

表 4 為有無接觸阻尼對自然頻率之影響 (Type A_100%)，主要以 Type A 結構之鎖緊程度 100% 的 Model II 進行具阻尼效應之模態分析，表左側為實驗自然頻率 (Hz)， $C = 0$ 及 $C \neq 0$ 為理論自然頻率 (Hz)，表右側為模態振型之物理意義，表中當 $K = 1 \times 10^{12}$ (N/m³)，且 $C = 0$ 之理論自然頻率誤差的 ε_{avg} 及 ε_{rms} 都為 6 以上，而 $K = 1 \times 10^{12}$ (N/m³)、 $C \neq 0$ 的自然頻率誤差之 ε_{avg} 及 ε_{rms} 都在 1.3 以下，代表加入 C 可得較佳之模態參數。

圖 2 為有無接觸阻尼之同點頻率響應函數 (Type A_100%)，圖中發現 $C = 0$ 之頻率響應函數在第三到五峰值偏左邊，自然頻率差異較大，而 $C \neq 0$ ，可調整第三到五峰值接近實驗之頻率響應函數，且與表 2 吻合。

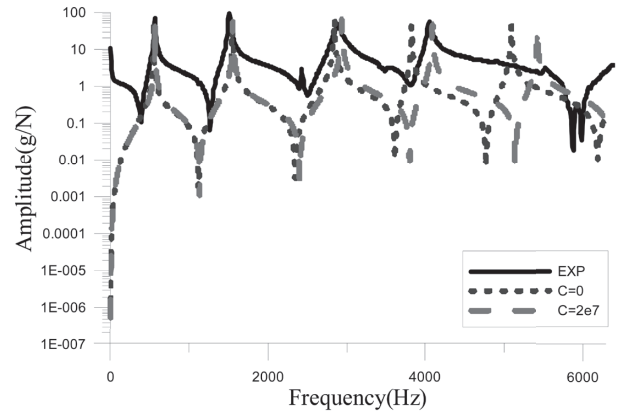


圖 2 有無接觸阻尼效應之同點頻率響應函數 $H_{ij} = \frac{A_i}{F_j}$ ， $i = j$ 位置如圖 1(a) 所示 (Type A_100%)

表 3 Model II 之接觸剛度及阻尼對自然頻率誤差影響 (Type A_100%)

		(a) ε_{avg}			
K	C	C_1	C_2	C_3	
		2×10^7	2×10^8	2×10^9	
K_1	1×10^{11}	-0.75	5.28	8.03	
K_2	3×10^{11}	4.70	9.30	6.53	
K_3	1×10^{12}	1.51	14.44	16.27	
K_4	1×10^{13}	3.21	18.13	23.83	

		(b) ε_{rms}			
K	C	C_1	C_2	C_3	
		2×10^7	2×10^8	2×10^9	
K_1	1×10^{11}	6.21	5.52	8.56	
K_2	3×10^{11}	9.04	13.96	6.87	
K_3	1×10^{12}	1.27	8.38	12.65	
K_4	1×10^{13}	2.06	10.10	16.30	

註：

1. K 單位：(N/m³)

2. C 單位：(N/(m/s)/m²)

本文彩色圖，請至電子期刊瀏覽。http://dx.doi.org/ 10.6282/JASV.2014.6.2.01

4. 螺栓鎖固不同長度搭接平板之驗證

本小節由第 3 節 Type A 結構之鎖緊程度 100% 的 Model I 及 Model II 求得 K 及 C 方法運到用不同長度螺栓鎖固搭結平板結構，表 5 為螺栓鎖固不同長度搭接平板結構之自然頻率誤差的 ϵ_{avg} 及 ϵ_{rms} 總表，表 5 可得 Type A、Type B 及 Type C 之鎖緊程度 100% 的 Model I 接觸剛度從 1×10^{12} 、 2×10^{12} 及 3×10^{13} (N/m³)，可得當長度越長接觸剛度會增加之趨勢，另外在 Type A、Type B 及 Type C 之鎖緊程度 100、50 及 20% 的 Model I 從 $1 \times 10^{12} \sim 1 \times 10^{11}$ (N/m³)，可發現鎖緊程度下

降接觸剛度有降低之趨勢，從 Type A、Type B 及 Type C 之鎖緊程度 100、50 及 20% 的 Model II 之接觸阻尼係數在 $2 \times 10^7 \sim 10^8$ (N/(m² m/s))，另外從 Type A、Type B 及 Type C 之鎖緊程度 100、50 及 20% 的 Model I 及 Model II 之 ϵ_{avg} 及 ϵ_{rms} 發現有 4 個結構模擬都在工程誤差 5 以上，在此小節並沒有像第 3 小節做接觸剛度 (K) 及接觸阻尼 (C) 全面性的探討，不過在其餘都在工程誤差 5 以內，可當作 K 及 C 之參考依據。

圖 3 為鎖緊程度對接觸剛度趨勢探討，圖 3 為鎖緊程度對接觸剛度， x 軸為鎖緊程度， y 軸分別為接觸剛度，圖 3 與表 5 相互對應。

表 4 有無接觸阻尼對自然頻率之影響 (Type A_100%)

mode	\hat{f}_r	$K = 1 \times 10^{12}$ (N/m ³)		$K = 1 \times 10^{12}$ (N/m ³)		物理意義
		$C = 0$		$C = 2 \times 10^7$ (N/(m/s)/m ²)		
		f_r	ϵ_r (%)	f_r	ϵ_r (%)	
1	558.3	545.3	-2.3	562.7	0.8	Z 方向 1 st 彎曲模態
2	1,511.6	1,549.4	2.5	1,527.8	1.1	Z 方向 2 nd 彎曲模態
--	--	1,477.2	--	1,555.7	--	(X, Y) = (2, 2)
3	2,064.9	1,512.0	-26.8	1,884.6	-8.7	Y 方向彎曲模態
4	2,422.4	2,357.5	-2.7	2,422.7	0.0	(X, Y) = (3, 3)
5	2,879.6	2,839.6	-1.4	2,934.4	1.9	Z 方向 3 rd 彎曲模態
--	--	3,824.7	--	--	--	接觸面 X 方向平移 平板 Z 方向 2 nd 彎曲模態
6	4,048.4	5,088.7	25.7	4,088.5	1.0	Z 方向 4 th 彎曲模態
7	4,907.6	4,681.7	-4.6	4,772.4	-2.8	(X, Y) = (4, 4)
ϵ_{avg}		6.13		1.51		
ϵ_{rms}		12.98		1.27		

表 5 螺栓鎖固不同長度搭接平板結構之自然頻率誤差的 ϵ_{avg} 及 ϵ_{rms} 總表

不同長度螺栓鎖固搭接 平板結構	接觸剛度 (K) (N/m ³) 10^9	接觸阻尼 (C) (N/(m ² m/s)) 10^6	Model I		Model II		
			ϵ_{avg}	ϵ_{rms}	ϵ_{avg}	ϵ_{rms}	
			Type A	100%	1,000	10	5.80
	50%	100	100	0.53	6.31	0.63	6.29
	20%	100	100	4.22	7.16	4.22	7.16
Type B	100%	2,000	100	1.14	1.60	-0.12	0.89
	50%	600	100	-1.21	1.25	0.50	1.06
	20%	400	100	0.86	1.20	1.50	1.76
Type C	100%	30,000	100	2.04	2.63	-7.70	8.23
	50%	20,000	100	2.57	3.03	-1.33	2.05
	20%	10,000	100	-4.84	5.13	-4.57	4.95

圖 4 Type B 之鎖緊程度 100% 的理論與實驗頻率響應函數， x 軸為頻率 (Hz)， y 軸振幅 (g/N)，圖 4 中 Model I 為常數阻尼比效應進行簡諧響應分析，需加入組合結構之常數阻尼比，由組合結構進行實驗模態分析之模態阻尼比累積平均而得，Model II 為元素常數阻尼比，需加入單一零件之常數阻尼比，透過單一結構進行實驗模態分析之模態阻尼比累積平均可得。

5. 結論

本文主要探討螺栓鎖固搭接平板，考慮不同長度及不同鎖緊扭矩之鎖緊力進行模擬分析與驗證，以求得結構的模態參數及有無阻尼效應之頻率響應函數，包括自然頻率、模態振型及頻率響應函數，其中包含 Model I 及 Model II，需決定接觸剛度 (K) 及接觸阻尼 (C) 之數值，可得到以下結論：

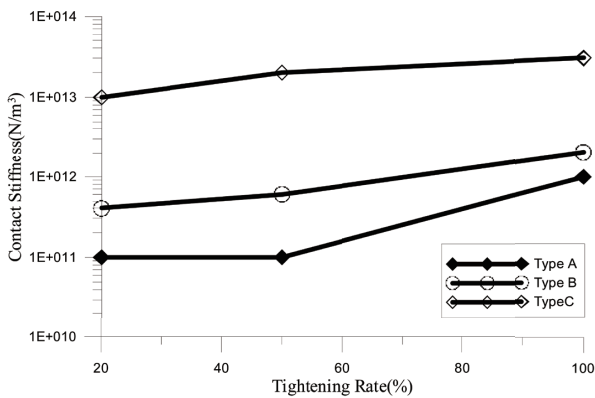


圖 3 鎖緊程度對接觸剛度趨勢探討

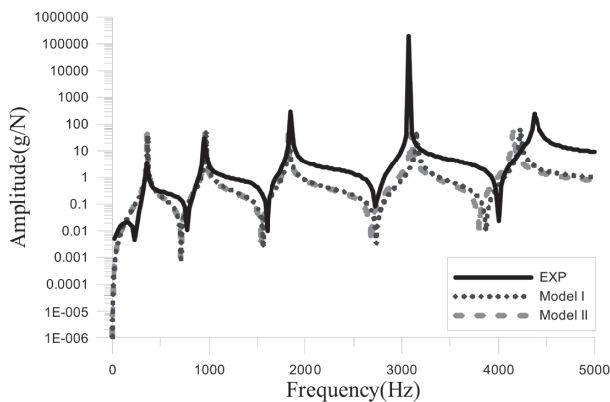


圖 4 Type B 之鎖緊程度 100% 的理論與實驗頻率響應函數 ($H_{ij} = 1,1$)

1. 螺栓鎖固搭接平板結構之螺栓以三種不同鎖緊扭矩 84.3、42.2 及 16.7 kg-m (100、50 及 20%) 進行模型驗證，搭接平板結構以三維立方體 (Solid186) 建置，兩平板之接觸行為用接觸對模擬，分別為接觸元素 (Contact174) 及被接觸元素 (Target170)，並將螺栓鎖緊扭矩之初始應變效應代入桁架元素 (Link8) 當作螺栓鎖緊力，進行模態分析與簡諧響應分析，可得理論之頻率響應函數及模態參數，包含自然頻率及模態振型，並引用王栢村、黃立鑫 [1] 實體結構之模態參數，進行比對模態參數驗證，可得等效於實際結構模型。
2. 螺栓鎖固搭接平板結構之 Type A 的鎖緊程度 100% 的無阻尼 (Model I) 及具阻尼效應 (Model II) 之模態分析，需決定 K 、 C 之數值，才能進行理論模態分析，得到理論之模態參數，所以進行 K 、 C 全面性探討，並以理論與實驗之自然頻率誤差與自然頻率誤差的平均值 (ϵ_{avg}) 及平均平方根值 (ϵ_{rms}) 最小值，得較佳 K 為 1×10^{12} (N/m³)， C 值為 2×10^7 (N/(m/s)/m²)，另外證明在 Model II 中得知， $C \neq 0$ 相較於 $C = 0$ 之模態參數為準確。
3. 螺栓鎖固不同長度搭接平板之驗證，以第 2 點方法進行不同長度搭接平板之驗證，在不同長度之鎖緊程度 100% 之接觸剛度從 1×10^{12} 、 2×10^{12} 及 3×10^{13} (N/m³)，可得當長度越長接觸剛度會增加之趨勢另外在 Type A、Type B 及 Type C 之鎖緊程度 100、50 及 20% 的 Model I 從 $1 \times 10^{12} \sim 1 \times 10^{11}$ (N/m³)，可發現鎖緊程度下降接觸剛度有降低之趨勢，另外從 Type A、Type B 及 Type C 之鎖緊程度 100、50 及 20% 的 Model I 及 Model II 之 ϵ_{avg} 及 ϵ_{rms} 發現有 4 個結構模擬都在工程誤差 5 以上，其餘都在工程誤差 5 以內，可作為 K 及 C 之參考依據。

6. 參考文獻

- [1] 王栢村、黃立鑫。不同鎖緊預力螺栓接合結構之模態特性。第十一屆中華民國振動與噪音工程學術研討會。基隆，2003；53-62 頁。
- [2] 王栢村、謝宗廷、陳正陽、周芳俊。工具機螺栓接合面之模型驗證。第十九屆中華民國振動與噪音工程學會論文集，2011；190-196 頁。
- [3] 賴峯民、曹季涵、楊超傑。新型快拆式工具機

滑座之最佳化設計與研發。科學與工程技術期刊，2011；7：61-74。

- [4] 王栢村、陳昱成。車架與前叉組合件之模型驗證與衝擊試驗響應預測。機械技師學刊，2011；4：26-33。
- [5] Brecher C, Fey M, Bäuml S. Damping models for machine tool components of linear axes. *CIRP Ann-Manuf Techn*, 2013; 62: 399-402.
- [6] Kim J, Yoon J C, Kang B S. Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints. *APPL Math Model*, 2007; 31: 895-911.
- [7] Egan B, McCarthy C T, McCarthy M A, Frizzell R M. Stress analysis of single-bolt, single-lap, countersunk composite joints with variable bolt-hole clearance. *Compos Struct*, 2012; 94: 1038-1051.
- [8] Szabó B, Actis R. Simulation governance: Technical requirements for mechanical design. *Comput Method Appl M*, 2012; 249-252: 158-168.
- [9] Allen S M, Gindlin M H, Mayes R L. Experimental modal substructuring to extract fixed-base modes from a substructure attached to flexible fixture. *J Sound Vib*, 2010; 330: 4413-4428.
- [10] Boudjemai A, Amri R, Mankour A, Salem H, Bouanane M H, Boutchicha D. Modal analysis and testing of hexagonal honeycomb plates used for satellite structural design. *Mater Design*, 2012; 35: 260-275.
- [11] Kumar N, Singh S P. Experimental study on vibration and damping of curved panel treated with constrained viscoelastic layer. *Compos Struct*, 2010; 92: 233-243.
- [12] Mousa R, Vahid S A, Ali B N. Development of the smooth orthogonal decomposition method to derive the modal parameters of vehicle suspension system. *J Sound Vib*, 2013; 332: 1829-1842.