

木琴條聲音與振動關聯性及形狀變更之設計分析

王栢村¹、廖偉廷²

¹ 屏東科技大學機械工程系教授

² 屏東科技大學機械工程系研究生

摘要

本文主要對木琴條之聲音與振動作一系列的探討，並將等效於木琴條實際結構之有限元素模型進行變更幾何形狀比例之設計變更分析，作為木琴條設計之參考依據。首先將木琴條架設在立奏木琴上，量測木琴條經敲擊後的聲音頻譜響應，並與振動特性做比較，得知木琴條敲擊聲音基本頻率與木琴條之振動模態對應之關係，在木琴條聲音量測實驗分為三大方向來探討，分別為加速度計質量效應、不同材質的衝擊鉅敲擊及不同敲擊位置對聲音的影響。並將木琴條有限元素模型變更幾何形狀比例進行模態分析，藉由比例的關係來探討設計不同音階之木琴條。結果顯示，由振動與聲音特性得知木琴條之敲擊聲音主頻率為第一個模態，該模態最大位移響應位置在中心點，因此，敲擊木琴條中心點，可明確激發出第一模態，且振動模態自然頻率與長度縮放比例平方成反比，所以可藉由比例的關係來設計不同音階之木琴條。本文探討木琴條之設計分析方法，有助於以後對木琴之打擊樂器進行振動與聲學特性之研究。

關鍵詞：木琴、聲音頻譜、有限元素分析。

1. 前言

打擊樂器具有樂器種類豐富[1]，音色多變及演奏方式無限制的特色，打擊樂器因材質及構造上的不同，而可以發出多種不同的音色，除了樂器本身所發出的聲音之外，敲擊的工具、敲擊的位置以及敲擊的力道與方式都可產生不同的音色效果。由於各種樂器之發聲模式，有吹奏、摩擦、敲擊等不同方式對各種結構激發振動進而產生聲音，然而每種樂器之結構振動方式皆不相同，而影響發聲的要素相當多，如樂器的結構、形狀、尺寸、材質等，因此對木琴條結構進行振動分析，以了解其振動與聲音之間的關聯性，掌握木琴條的振動特性。

對於實驗量測方法、木琴模態特性及樂器振動與聲音間之關連性方面，Gibson and Wen [2]探討自由邊界之模擬方式，由不同材質之楊氏係數、阻尼比及自然頻率比對，可得到以尼龍線懸吊方式來模擬為合理之自由邊界模擬方法。Wang [3]使用實驗模態分析，利用三種不同的驅動器與感測器組合成九種不同的量測方式，藉由這九種量測方式，可得知當實驗中若採用移動感測器之方法時，實驗所得到的模態振型是感測器的模態振型，若採用移動驅動器之方法時，實

驗所得到的模態振型是驅動器的模態振型。

Bretos *et al.* [4]是運用有限元素分析木琴條結構的模態振型，並且探討木琴條在均勻與非均勻及底邊凹槽對於自然頻率與模態振型的影響，從中可得知木琴條在非均勻的材料特性下，以木琴條長軸方向的楊氏係數對彎曲振動模態影響最大，且底邊有底切之木琴條的自然頻率較低。Bundesanstalt *et al.* [5]分別對兩種不同底邊形狀的木琴條進行振動模態與聲音輻射之關聯性比較，從中得知兩種木琴條結構聲音音階比之差異性。Yoo and Rossing [6]提到在敲擊木琴條的過程中，基本上在任何位置敲擊，都必須考量到木琴條不同模態的振動模式。Petrolito and Legge [7]提到敲擊位置在波峰位置時，木琴條振幅明顯，可使該振動模態頻率被激發出來，以較大的響度聲音形式傳至四周，若敲擊在節點位置時，振幅非常小，相對產生的聲音能量較低。卓等人[8]採用塑膠管模擬竹管木琴與竹管馬林巴琴，運用頻譜分析檢測管長鋸製後之筒長頻率，在進行孟宗竹、桂竹管長鋸製比對其筒音及實際琴鍵調音，統計分析各音名之筒長及音頻，據以創作竹管琴調音之參考。Brancheriau *et al.* [9]以數值模擬配合實驗對木琴條進行調音與模擬分析。

王和林[10]對鐵琴片進行振動模態分析，理論分析與實驗所得的模態參數有相當程度的吻合性，且由理論與實驗分析之模態振型觀察模態保證指標(model assurance criterion, MAC)有相當高的吻合，因此可確認模型驗證是成功的，並對敲擊聲音作量測，得知第一個振動模態為鐵琴片之主頻率，而且敲擊鐵琴片的中心位置，可明確激發出第一個模態的聲音頻率。王等人[11]以有限元素建構銅鑼的分析模型，進行理論模態分析，並配合實驗模態分析，結果顯示模態參數包括自然頻率及模態振型均相當吻合，並量測銅鑼敲擊後之聲音頻譜響應，得知聲音其聲音基本頻率與模態對應的關係。王和黃[12]應用有限元素分析以及實驗模態分析方法，對含琴柄及共鳴箱之整體吉他結構進行分析，以求得吉他之振動模態特性，以便於後續之吉他音響特性探討。

2. 有限元素分析

圖1為木琴條有限元素模型示意圖，表1為木琴條材料參數對照表，本研究是以ANSYS分析軟體對木琴條進行有限元素分析，首先利用CAD軟體SolidWorks建構實體幾何模型，再匯入ANSYS建構有限元素模型，(1)元素選用線性立方體元素

(SOLID45)來建構，SOLID45 為六面體元素，每個元素有 8 個節點，每個節點有 x 、 y 、 z 三個方向位移之自由度。(2)元素分割以長度方向分成 100 等分，寬度方向分成 10 等分，厚度方向分成 5 等分，使用 sweep mesh 來分割。(3)位移限制方面，因模擬自由邊界，所以不用設定任何位移限制條件。(4)負荷條件方面，在模態分析中不需設定；在簡諧分析中相對於實驗量測時之衝擊錘敲擊第 1 點位置處 z 方向輸入 1 單位點力，使結構產生激振以求得對應之頻率響應函數。



圖 1、木琴條有限元素模型示意圖

表 1、木琴條材料參數對照表

楊氏係數(GPa)	$E_x=15$	$E_y=9$	$E_z=9$
剪力模數(GPa)	$G_{xy}=1.5$	$G_{yz}=9$	$G_{xz}=2$
浦松比	$\nu_{xy}=0.3$	$\nu_{yz}=0.3$	$\nu_{xz}=0.3$
密度(kg/m ³)	832		

3. 實驗模態分析

實驗儀器架構如圖2所示，首先將木琴條架設在型號YAMAHA YX-35G的立奏木琴上，模擬實際的情況，接著將麥克風以導線接於頻譜分析儀上的A輸入模組，麥克風以架子固定，距離木琴條適當距離作基準進行量測，在頻譜分析儀設定方面，將頻寬設為5000Hz，時間域取樣點數設為8192，平均敲擊次數設為3次平均，以衝擊錘對木琴條進行敲擊，由麥克風量測敲擊聲音訊號經由頻譜分析儀做快速傅立葉轉換，可得到自身功率頻譜密度函數(autospectrum)，此即為衝擊錘敲擊之聲音頻譜。

本實驗如圖3所示以不同材質的衝擊錘進行敲擊，分別為鋼錘、塑膠錘、橡膠錘、軟木琴棒與硬木琴棒針對木琴條中間點進行敲擊實驗。為了進一步探討不同敲擊位置對聲音的影響，如圖4所示對木琴條中央規劃了4個不同敲擊位置進行敲擊，分別為以軟木琴棒及硬木琴棒敲擊木琴條A、B、C、D四點。



(a)無加速度計 (b)有加速度計

圖 2、實驗架構圖



圖 3、不同材質的衝擊錘對照圖



圖 4、木琴條不同敲擊位置示意圖

4. 木琴條之振動與聲音關聯性探討

4.1、有無加速度計之聲音比較

以鋼錘當衝擊錘，針對木琴條中間點進行敲擊，如圖2所示，分別以有加速度計與無加速度計進行實驗，藉以探討加速度計質量效應對聲音所造成的影響，結果如圖5為有無加速度計的聲音頻譜圖，表2為有無加速度計之頻率聲音比較表，綜合討論如下：

- 由圖 5 中可明顯看出兩條較明顯的峰值有三個，這三個峰值皆為 z 方向彎曲模態，且由模態振型可以看出這三個振動模態在中心位置均為該模態之最大位移響應，因此敲擊位置在該模態之最大位移響應位置時，木琴條振幅明顯，可使這三個振動模態頻率被激發出來，因此聲音頻率峰值較為明顯。
- 由表 2 可發現在第一個模態的聲音是所有聲音分貝中最大的，因此第一個模態是人耳所聽到的聲音主頻率。
- 就頻率而言，有加速度計的聲音頻率略低於無加速度計的聲音頻率，這是因為木琴條黏了加速度計，其木琴條的質量增加，自然頻率因此而變小。由圖 5 中可看出在木琴條上黏著加速度計對木琴所發出的聲音有些微影響，但不至於影響整體曲線，兩者曲線仍是相當接近。
- 由於木琴條在實際情況下敲擊，是不會在木琴條上黏加速度計，因此聲音量測實驗只會以麥克風來量測，較符合實際情形。

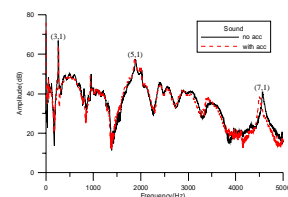


圖 5、有無加速度計的聲音頻譜圖

表2、有無加速度計之聲音頻率比較表

Mode	有加速度計		無加速度計	
	頻率(Hz)	聲音振幅(dB)	頻率(Hz)	聲音振幅(dB)
1 (3,1)	260.94	64.54	262.5	66.82
5 (5,1)	1868.75	57.32	1876.56	58.04
11 (7,1)	4498.44	38.52	4560.94	40.26

4.2、不同衝擊鎚敲擊之聲音比較

為了進一步了解衝擊鎚材質與木琴聲音之間的關聯性，因此以不同材質的衝擊鎚進行敲擊，分別為鋼鎚、塑膠鎚、橡膠鎚、軟木琴棒與硬木琴棒如圖3所示來進行實驗。圖6為不同敲擊鎚之聲音頻譜圖，圖7為不同衝擊鎚綜合比較之聲音頻譜圖，表3為不同衝擊鎚之聲音頻率比較表，綜合討論如下：

- 由圖6與圖7中，得知不論用什麼材質的衝擊鎚敲擊，第一模態的聲音皆是所有聲音分貝中最大的，因此不同材質衝擊鎚不會影響聲音主頻率。
- 由圖6與圖7中，聲音主頻率皆為第一個模態，也就是基音，而其它激發出來的模態頻率為泛音。可看出木琴棒的聲音頻譜曲線是比較適合拿來進行敲擊，而鋼鎚跟塑膠鎚會產生較多的雜訊，不適合拿來進行敲擊。至於橡膠鎚，材質太軟，進行敲擊得到的聲音太過於小聲，且雜訊也多，因此也不適合拿來進行敲擊。
- 在圖7中，整體聲音頻譜曲線越高的聽起來越大聲，所以硬木琴棒敲擊聽起來較脆亮，軟木琴棒敲擊聽起來較柔和，而橡膠鎚敲擊聽起來是非常小聲的。因此，在敲擊時看需要得到怎樣的音色，而去選擇木琴棒的材質。

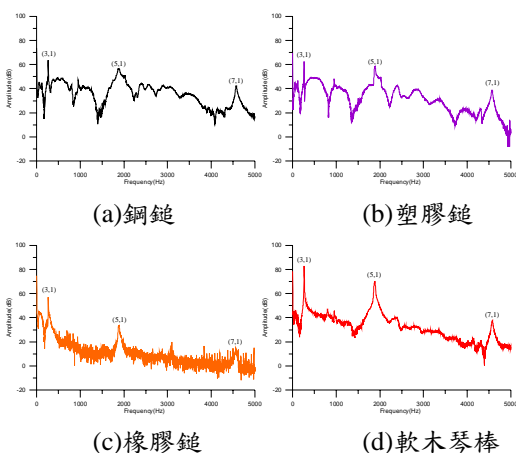
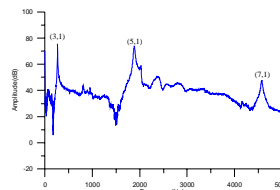


圖6、不同衝擊鎚之聲音頻譜圖



(e)硬木琴棒

圖6、不同衝擊鎚之聲音頻譜圖(續)

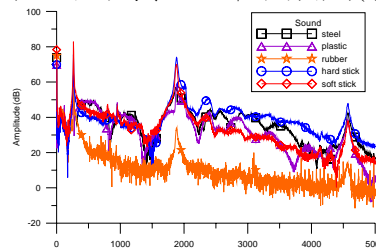


圖7、不同衝擊鎚綜合比較之聲音頻譜圖

表3、不同衝擊鎚之聲音頻率比較表

Mode 模態	1(3,1)		5(5,1)		11(7,1)	
	頻率(Hz)	聲音振幅(dB)	頻率(Hz)	聲音振幅(dB)	頻率(Hz)	聲音振幅(dB)
鋼鎚	262.5	63.67	1870.3	56.96	4576.6	42.28
塑膠鎚	262.5	62.65	1879.7	58.69	4560.9	38.91
橡膠鎚	262.5	56.57	1878.1	33.71	4564.1	14.51
木琴棒(軟)	262.5	81.13	1875.0	68.64	4576.6	37.95
木琴棒(硬)	262.5	75.39	1878.1	73.30	4570.3	47.60

4.3、不同敲擊位置之聲音比較

當敲擊木琴條時，重複敲擊到同一位置的可能性不高，因此在木琴條中央規劃了4個不同敲擊位置進行敲擊，如圖4所示，藉以探討不同敲擊位置對聲音的影響。圖8與圖9分別為以軟木琴棒及硬木琴棒敲擊木琴條A、B、C、D四點之實驗結果，綜合討論如下：

- 由圖8(a)與圖9(a)可看出中心點的聲音頻譜圖中有三個峰值，這三個模態在中心位置均為該模態之最大位移響應，因此敲擊位置在中心點，可使這三個模態頻率被激發出來，而其它模態因為是敲擊在節線上，所以沒有激發出來。
- 在圖8(b)與圖9(b)，敲擊位置往下一些，(6,1)-mode被激發出來，因為敲擊位置在該模態之最大位移響應，而其它模態因為是敲擊在節線上，所以沒有激發出來。

- (c) 而圖 8(c)(d)與圖 9(c)(d)中，也是依循此原因，只要不是敲擊在該模態節線上，都是會出現，可是如果要讓該模態很明顯出現，就必須敲擊在該模態的最大位移響應位置。
- (d) 而(2,2)扭轉模態沒被激發出來，是因為敲擊位置皆在節線上，而且這個模態聲音輻射效率差。
- (e) 整體看來，不管敲擊哪點，人耳聽到的聲音主頻率皆為第一模態，也就是基音，而其它激發出來的模態頻率為泛音。因此敲擊位置不同，人耳皆能聽到基音，只是泛音會不同，因此聽到的音色會隨著敲擊不同位置而有所不同。
- (f) 因為第一模態為木琴條之主頻率，該模態最大位移響應位置在中心點，因此，敲擊木琴條中心點，可明確激發出第一模態。

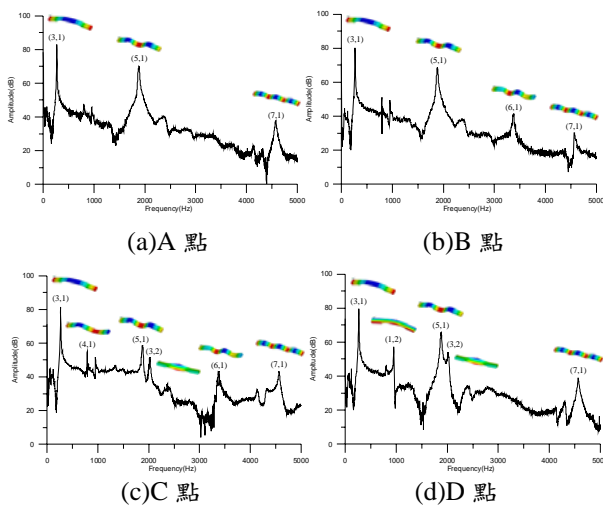


圖8、軟木琴棒敲擊不同位置之聲音頻譜圖

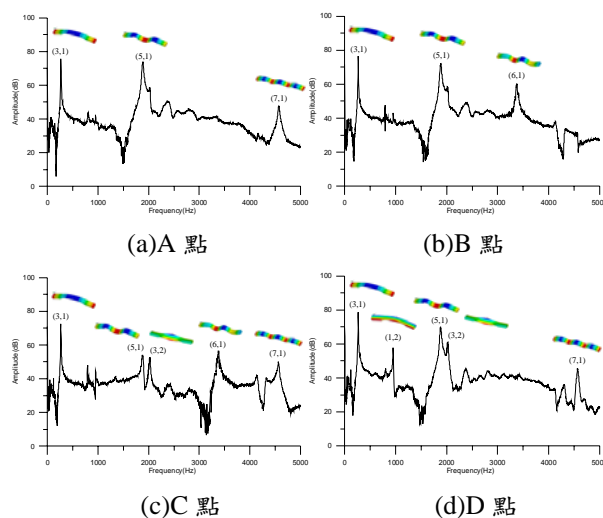


圖9、硬木琴棒敲擊不同位置之聲音頻譜圖

5. 木琴條結構幾何形狀變更設計之探討

5.1、有限元素模型有無鑽孔之自然頻率差異比較

為了對木琴條進行幾何形狀比例變更，因為考慮到木琴條上的鑽孔應該也會跟著比例去改變，因此把木琴條有鑽孔如圖10(a)所示的模型示意圖改成如圖10(b)所示，兩者進行模態分析，比較結果如表5所示，由整體誤差看來，有無鑽孔對自然頻率幾乎是不會有太大的影響，由於第一模態為木琴條聲音主頻率，因此以第一模態為主來看其差異，可看出兩者自然頻率差異只有0.33Hz，幾乎是一樣的，且鑽孔位置是在第一模態如圖11所示的綠色節線上，此與市售之木琴條鑽孔位置相同，因此以無鑽孔的木琴條有限元素模型變更幾何形狀比例來進行模態分析，探討第一模態主頻率的變化關係，之後再將分析完的模型依照此模式去鑽孔即可符合所要的模型。

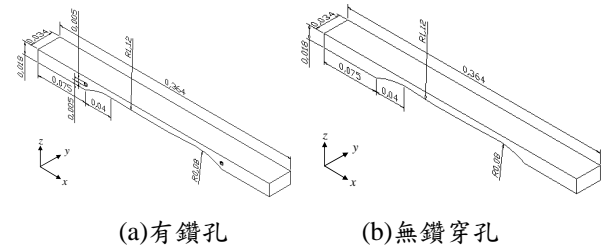


圖 10、木琴條模型示意圖

表 5、木琴條有限元素模型有無鑽孔之第一模態

Mode	物理意義	自然頻率(Hz)		誤差 (Hz)	誤差 (%)
		有鑽孔	無鑽孔		
1	(3,1)	259.9	259.57	0.33	0.127
2	(2,2)	726.32	719.62	6.7	0.931
3	(4,1)	789.09	786.9	2.19	0.278
4	(1,2)	899.07	899.83	-0.76	-0.084
5	(5,1)	1839.9	1831.2	8.7	0.475
6	(3,2)	2026.7	2012	14.7	0.731
7	(4,2)	2314	2316.3	-2.3	-0.099
8	(6,1)	3357.3	3345.4	11.9	0.356
9	(3,2)	4022.6	4034	-11.4	-0.283
10	(4,2)	4067	4050.4	16.6	0.410
11	(7,1)	4367.6	4344.6	2.3	0.529

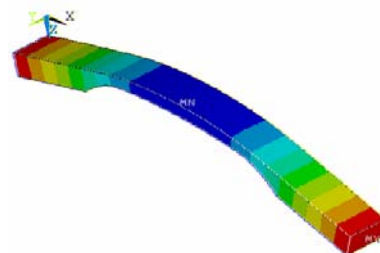


圖11、木琴條無鑽孔有限元素模型第一模態

5.2、有限元素模型幾何形狀比例縮放之探討

5.2.1、 x 、 y 、 z 比例同時縮放

木琴條有限元素模型，長度方向為 x ，寬度方向為 y ，厚度方向為 z ，以有限元素分析軟體 ANSYS 對木琴條有限元素模型進行分析，先將 x 、 y 、 z 的比例同時縮放 n 倍，然後進行模態分析，結果如表 6 所示，發現第一模態自然頻率大致上與縮放倍率 n 成反比。

$$f_n \propto \frac{1}{n} \quad (5-1)$$

此方法雖有比例關係，但可能造成木琴條過大或過小的問題，因此可能不適合用來設計調整木琴條。

表6、 x 、 y 、 z 同比例縮放之第一模態自然頻率比較表

x 、 y 、 z 比例 縮放倍率 n	第一模態自然頻率 $f_n(\text{Hz})$	$= f_1 \times 1/n$
1.5	173.05	$= f_1 \times 1/1.5$
1.4	185.41	$= f_1 \times 1/1.4$
1.3	199.67	$= f_1 \times 1/1.3$
1.2	216.31	$= f_1 \times 1/1.2$
1.1	235.97	$= f_1 \times 1/1.1$
1.0	259.57	$= f_1 \times 1/1.0$
0.9	288.41	$= f_1 \times 1/0.9$
0.8	324.46	$= f_1 \times 1/0.8$
0.7	370.81	$= f_1 \times 1/0.7$
0.6	432.61	$= f_1 \times 1/0.6$
0.5	519.14	$= f_1 \times 1/0.5$

5.2.2、 x 、 y 比例不變， z 比例縮放

木琴條有限元素模型，長度方向為 x ，寬度方向為 y ，厚度方向為 z ，以有限元素分析軟體 ANSYS 對木琴條有限元素模型進行分析，先將 x 、 y 的比例不變，將厚度 z 的比例縮放 n 倍，然後進行模態分析，結果如表 7 所示，發現第一模態自然頻率大致上與厚度縮放倍率 n 成正比。

$$f_n \propto n \quad (5-2)$$

設厚度為 t ，也就是：

$$f_n \propto t \quad (5-3)$$

此方法雖有比例關係，但可能造成木琴條過厚或過薄的問題，因此可能不適合用來設計調整木琴條。

表7、厚度 z 比例縮放之第一模態自然頻率比較表

z 比例 縮放倍率 n	第一模態自然頻率 $f_n(\text{Hz})$	$= f_1 \times n$
1.5	381.65	$= f_1 \times 1.5$
1.4	357.8	$= f_1 \times 1.4$
1.3	333.65	$= f_1 \times 1.3$
1.2	309.23	$= f_1 \times 1.2$
1.1	284.52	$= f_1 \times 1.1$
1.0	259.57	$= f_1 \times 1.0$
0.9	234.37	$= f_1 \times 0.9$
0.8	208.95	$= f_1 \times 0.8$
0.7	183.32	$= f_1 \times 0.7$
0.6	157.51	$= f_1 \times 0.6$
0.5	131.53	$= f_1 \times 0.5$

5.2.3、 y 、 z 比例不變， x 比例縮放

木琴條有限元素模型，長度方向為 x ，寬度方向為 y ，厚度方向為 z ，以有限元素分析軟體 ANSYS 對木琴條有限元素模型進行分析，先將 y 、 z 的比例不變，將 x 的比例縮放 n 倍，然後進行模態分析，結果如表 8 所示，發現第一振動模態自然頻率大致上與長度縮放倍率 n 的平方成反比。

$$f_n \propto \frac{1}{n^2} \quad (5-4)$$

設長度為 L ，也就是：

$$f_n \propto \frac{1}{L^2} \quad (5-5)$$

此方法一樣有比例關係，而且似乎比較合乎現今木琴條的設計形狀，因此接下來將以此比例關係用來設計不同音階木琴條。

表8、長度 x 比例縮放之第一模態自然頻率比較表

x 比例 縮放倍率 n	第一模態自然頻率 $f_n(\text{Hz})$	$= f_1 \times 1/n^2$
1.5	116.43	$= f_1 \times 1/1.5^2$
1.4	133.51	$= f_1 \times 1/1.4^2$
1.3	154.63	$= f_1 \times 1/1.3^2$
1.2	181.16	$= f_1 \times 1/1.2^2$
1.1	215.12	$= f_1 \times 1/1.1^2$
1.0	259.57	$= f_1 \times 1/1.0^2$
0.9	319.26	$= f_1 \times 1/0.9^2$
0.8	402.01	$= f_1 \times 1/0.8^2$
0.7	521.3	$= f_1 \times 1/0.7^2$
0.6	701.98	$= f_1 \times 1/0.6^2$
0.5	993.87	$= f_1 \times 1/0.5^2$

5.3、不同音階木琴條之設計分析

一般木琴條寬度(y方向)不變,若厚度(z方向)不變,可比例縮放長度(x方向),以設計不同音階之木琴條,且由幾何形狀比例分析可以知道第一振動模態自然頻率與長度比例的平方成反比,因此可由音階的頻率比去設計木琴條長度,如表9所示,以D4來說,因為D4的頻率是已經知道的,將 $D4 \div C4$ 得到頻率比為1.122,接著可知道長度比例為 $\frac{1}{\sqrt{1.122}}$,最後將

$364 \times \frac{1}{\sqrt{1.122}}$ 可得到新設計的D4木琴條長度為343.640mm,其餘不同音階的木琴條設計皆以此類推。

$$f_n \propto \frac{1}{L^2} \Rightarrow L \propto \frac{1}{\sqrt{f_n}} \quad (4-6)$$

表9、不同音階木琴條設計表

音階	頻率(Hz)	頻率比	長度比例	木琴條長度(mm)
C4	261.63	1	1	364
D4	293.66	1.122	$\frac{1}{\sqrt{1.122}}$	343.640
E4	329.63	1.260	$\frac{1}{\sqrt{1.260}}$	324.277
F4	349.23	1.335	$\frac{1}{\sqrt{1.335}}$	315.036
G4	392	1.498	$\frac{1}{\sqrt{1.498}}$	297.403
A4	440	1.682	$\frac{1}{\sqrt{1.682}}$	280.665
B4	493.88	1.888	$\frac{1}{\sqrt{1.888}}$	264.911

6. 結論

6.1、木琴條之振動與聲音關聯性探討

1. 麥克風實際邊界的自然頻率略高於自由邊界的自然頻率,推論木琴條自然頻率在實際邊界下仍會些微受到邊界效應的影響。
2. 有無加速度計之聲音比較:由實驗所得到的聲音頻譜圖及聲音頻率比較表可看出,有加速度計的聲音頻率略低於無加速度計的聲音頻率,推論加速度計對木琴條的聲音是有細微的影響。
3. 不同衝擊錘敲擊之聲音比較:不同材質的衝擊錘不會影響聲音主頻率,但泛音會有所不同,比較結果為木琴棒是比較適合拿來進行敲擊,材質硬的木琴棒,敲出來的聲音較大聲,也較為脆亮,

而材質軟的木琴棒,敲出來的聲音較柔和,所以不同材質的木琴棒,音色聽起來也會有所不同。而在聲音頻率方面,對照鋼琴鍵盤頻率表,可明確得知木琴條的第一模態為木琴條聲音主頻率。

4. 不同敲擊位置之聲音比較:敲擊位置在模態之最大位移響應位置時,木琴條振幅明顯,該模態會明顯出現,由於第一振動模態為木琴條之主頻率,該模態最大位移響應位置在中心點,因此,敲擊木琴條中心點,可明確激發出第一模態。
- ### 6.2、木琴條結構幾何形狀變更設計之探討
1. 有無鑽孔之木琴條有限元素模型,其第一模態自然頻率幾乎一樣,所以有無鑽孔對自然頻率幾乎是不會有太大的影響。
 2. 形狀整個一起縮放比例,第一模態自然頻率與縮放比例成反比。
 3. 只對厚度縮放比例,第一模態自然頻率與厚度縮放比例成正比。
 4. 只對長度縮放比例,第一模態自然頻率與長度縮放比例平方成反比。
 5. 一般木琴條寬度(y方向)不變,若厚度(z方向)不變,可比例縮放長度(x方向)的方法來設計,因此可由音階的頻率比去反求木琴條長度,此方法可作為不同音階木琴條設計之參考依據。

7. 參考文獻

1. 陳均帆,2005,《探討朱宗慶打擊樂教學法對兒童音樂教育的幫助》,碩士論文,國立臺北藝術大學,音樂系研究所,台北。
2. Gibson, R. F., and Wen, Y. F., 1993, "Evaluation of Boundary Conditions for a Composite Plate Vibration Test," *Proceeding of the Spring Conference on Experimental Mechanics*, Detroit, pp.19-27.
3. Wang, B. T., 1998, "Structural Modal Testing with Various Actuators and Sensors," *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 12, No. 5, pp. 627-639.
4. Bretos, J., Santamaria, C., and Moral, J. A., 1999, "Finite Element Analysis and Experimental Measurements of Natural Eigenmodes and Random Responses of Wooden Bars Used in Musical Instruments," *Applied Acoustics*, Vol. 56, pp. 141-156.

5. Bundesanstalt, P. T., Braunschweig, and Germany, 1995, "Practical Tuning of Xylophone Bars and Resonators," *Applied Acoustics*, Vol. 46, pp. 103-127.
6. Yoo, J., and Rossing, T. D., 1998, "Vibrational Modes of Five-octave Concert Marimbas," *Proceedings of the Stockholm Music Acoustics Conference*, Vol. 8, pp. 6-9.
7. Petrolito, J., and Legge, K. A., 1997, "Optimal Undercuts for the Tuning of Percussive Beams," *Acoustical Society of America*, Vol. 102, No. 4 pp. 2432-2437.
8. 吳四印, 卓志隆, 陳駿銘, 2008, 竹管打擊樂器振動特性之探討, 碩士論文, 國立宜蘭大學, 自然資源系研究所, 宜蘭。
9. Brancheriau, H., Bailleres, and Sales, C., 2006, "Acoustic Resonance of Xylophone Bars: Experimental and Analytic Approach of Frequency Shift Phenomenon During the Tuning Operaion of Xylophone Bars," *Wood Science and Technology*, Vol. 40, pp. 94-106.
10. 王栢村, 林怡馨, 2007, 「鐵琴片振動特性與聲音關聯性之探討」, 中華民國振動與噪音工程學會第二十屆學術研討會論文集, 論文編號: C5。
11. 王栢村, 李雨軒, 張志偉, 2002, 「銅鑼振動與聲音特性之探討」, 中華民國振動與噪音工程學會第十屆學術研討會論文集, 第 245-252 頁。
12. 王栢村, 黃國棟, 2004, 「吉他之振動特性與模態分析」, 中華民國音響學會第十七屆學術研討會論文集, 論文編號: C9。

Correlation Study of Percussion Sound and Vibration of Xylophone Bar and its Geometry Modification Design Analysis

¹ Bor-Tsuen Wang, ² Wei-Ting Liao

¹ Professor, Department of Mechanical Engineering, National Pingtung University of Science and Technology

² Graduate Student, Department of Materials Engineering, National Pingtung University of Science and Technology
NSC Project No.: C14

Abstract

This work discusses the relation between the percussion sound and vibration characteristics of xylophone bars. The validated finite element (FE) model for the xylophone bar is used to perform geometry modification design analysis. The xylophone bar is placed on the frame structure and measured its percussion sound spectrum that is compared with the modal properties. The percussion sound is directly related to the vibration modes of the xylophone. The percussion sound measurements are arranged to discuss the effect of accelerometer mass, different tip materials of striking sticks and different striking locations on the percussion sound characteristics. The FE model for the xylophone is modified in scale to discuss the design of different notes of xylophone bars. Results show that the dominant frequency of the percussion sound comes from the first modal frequency of the xylophone bar. The maximum response for the first mode is right on the center of the bar such that striking at the center will precisely induce the fundamental frequency sound with the highest amplitude. The scaled length of the xylophone bar is inversely proportional to the square root of natural frequencies. This scale relationship can help to design different notes of xylophone bars. This work presents the analytical design analysis for the xylophone bars and enhances the design and manufacturing of xylophone bars as well as for other types of percussion instruments.

Keywords: xylophone、finite element analysis (FEA).