

應用電腦輔助工程設計軟體進行負壓風扇

扇葉頻率分析之研究¹

楊清富²、林聖泉³

摘 要

楊清富、林聖泉。2013。應用電腦輔助工程設計軟體進行負壓風扇扇葉頻率分析之研究。臺南區農業改良場研究彙報 62：50-60。

在臺灣地區，負壓風扇廣泛用於溫室的降溫，由於高排風量的需求，其風扇葉片外形都經過特殊設計，並透過靜態及動態平衡以降低運轉時的噪音及振動。但為了栽培作物的需求越來越多動力設備安裝在溫室內，運轉時形成振動源，此外力激振頻率如與扇葉自然頻率相同，則將導致共振現象的發生。因此如能獲得風扇扇葉的自然頻率，即可判定有無共振的疑慮。為求解負壓風扇扇葉的自然頻率，本研究透過 SolidWorks Simulation 分析工具針對負壓風扇扇葉進行頻率分析。結果顯示，靜態無旋轉時，其前五個自然頻率分別為 10.354、10.437、10.461、10.501 及 10.642 Hz。加上額定轉速之旋轉效應時，葉片受離心力拉伸使葉片勁度提高，也改變了其自然頻率。其前五個自然頻率分別為 11.509、11.542、11.577、11.627 及 11.658 Hz。

關鍵詞：自然頻率、模態分析、負壓風扇

接受日期：2013 年 4 月 22 日

前 言

任何結構系統都有其固有的自然頻率，但自然頻率會因結構的外形、尺寸、材料性質及結構的負載狀態而有所差異。對任何結構系統而言，其系統的自然頻率有無限多個，但比較重要的通常是頻率較低的部分，因為較低的自然頻率，振動現象較為顯著，而且大部分的機械設備都是運轉在較低頻的範圍。所以在分析或實際量測中，一般都會優先考量較低的自然頻率。進行結構的振動分析時，除了自然頻率外，另一個重要的特性是「模態振型」。模態振型是結構物在受到與自然頻率相同的外力激振頻率作用下，所呈現的振動型態。結構的各個自然頻率都有一個對應的模態振型，稱為「振動模態」，或簡稱「模態」。模態頻率與模態振型二者是成對出現的。求解振動模態除可做為設計改進的參考，也可預先瞭解結構振動

1. 行政院農業委員會臺南區農業改良場研究報告第 415 號。

2. 臺南區農業改良場助理研究員。

3. 國立中興大學生物產業機電工程學系教授。

破壞的型態。黃等（2011）使用 SolidWorks 建構電腦風扇之模型，並以 COMSOL Multiphysics 有限元素分析軟體模擬其自然頻率。游等（2002）分析離心式風扇葉片，因葉片幾何外型較為粗短，轉速增加時離心力作用使葉片勁度增加，致使自然頻率隨轉速增加的情形較為緩慢。負壓風扇為目前農業設施中普遍使用的一個機械結構，有其一定的自然頻率。因此必須使外部的激振頻率，與風扇系統的自然頻率錯開，才能避開「共振」現象的產生。否則共振將使風扇產生無法預期的振動幅度，不但影響風扇使用壽命，對溫室結構也會有不良的影響。本文之目的在於透過 SolidWorks Simulation 分析軟體對負壓風扇扇葉進行頻率分析，以求解其共振頻率及模態振型。

一、研究設備

(一) Euroemme EM50 54” 負壓風扇，功率 0.75 kw，轉速 360 rpm。

(二) 分析軟體：SolidWorks Simulation Professional。

(三) 作業系統：Windows 7。

(四) 電腦：hp Z400 Workstation。

二、理論模式⁽¹⁾⁽⁸⁾

對無阻尼自由振動之系統，其運動方程式可簡化為：

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (1)$$

其中

M ：質量矩陣（mass matrix）；

K ：勁度矩陣（stiffness matrix）；

$\ddot{x}$ ：加速度向量（acceleration vector）；

x ：位移向量（displacement vector）。

考慮簡諧運動

$$x = u \cos(\omega t - \phi) \quad (2)$$

其中 ω 為自然頻率、 ϕ 為相位角。將 (2) 式代入 (1) 式可得

$$-\omega^2 Mu \cos(\omega t - \phi) + Ku \cos(\omega t - \phi) = 0 \quad (3)$$

可化簡成：

$$(K - \omega^2 M)u = 0 \quad (4)$$

為使 u 為非零解，需使

$$\det(K - \omega^2 M) = 0 \quad (5)$$

(5) 式稱為特徵值行列式（characteristic determinant），展開 (5) 式可求得 n 個 ω^2 的解，即 ω_1^2 、 ω_2^2 、 $\dots$ 、 ω_i^2 稱為特徵值。在振動系統中的 ω_i 物理意義為系統之第 i 個自然頻率（natural frequency），而對應於特徵值 ω_i^2 的特徵向量 u 必需滿足下式：

$$(K - \omega_i^2 M)u_i = 0 \quad (6)$$

u_i 在振動系統中的物理意義為系統之第 i 個模態（mode shape）。

多自由度振動系統之自然頻率與模態，雖可由特徵值行列式求得正確解，但當自由度多時，展開行列式求其根則非易事。因此，大都採用數值方法進行求解。

三、建模與分析

(一) 建立模型

1. 轂部建模

固定葉片的轂部為一具有六個固定片的星形結構，其中固定片與中央平板扭轉一個角度。故先繪製中央平板草圖並以伸長填料之特徵建立一個 5mm 厚度的實體。而中央平板與固定片間則利用疊層拉伸的特徵建立銜接實體如圖 1。再利用環狀複製排列工具，將六個銜接實體及固定片複製於中央平板外緣，最後建立鑽孔草圖並以伸長除料的特徵移除鑽孔基材，而完成轂部模型的建立如圖 2。

2. 葉片建模

風扇葉片為一近似鞍形的曲面裁製而成。首先建立葉片基礎模型，繪一厚度 1 mm 之弧形斷面輪廓及掃出路徑，如圖 3。再透過掃出之特徵，使掃出斷面沿路徑建立葉片基礎模型如圖 4。

裁製葉片外形時則先建立裁切草圖，再利用伸長除料的特徵將不要的部分移除，如圖 5 之左右兩側為移除部分。鎖固葉片的接合面為一沖製平面，建模時利用疊層拉伸的特徵先建立平頂錐體如圖 6，再以伸長除料的特徵將扇葉凹面部份切齊如圖 7。最後，再利用薄殼特徵將平頂錐體建立成厚度與葉片相同的凸起平面，並移除鑽孔基材如圖 8，完成葉片模型的建立。

3. 建立組合件

利用組合件結合工具將轂部及葉片組合成完整的風扇扇葉，先將單片葉片與轂部對正結合如圖 9，再利用環狀零組件複製排列的功能將其餘葉片複製組裝於轂部如圖 10。

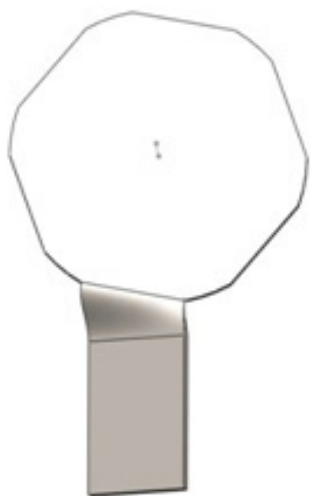


圖 1. 轂部建模

Fig. 1. The modeling of the hub

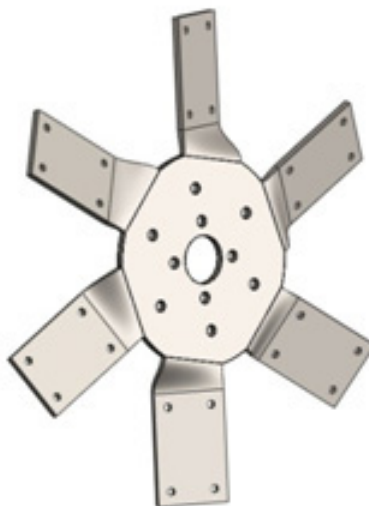


圖 2. 轂部模型

Fig. 2. The model of the hub

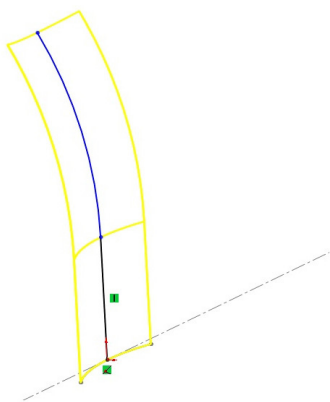


圖 3. 葉片基礎輪廓與掃出路徑
Fig. 3. The contour and leading path of the blade

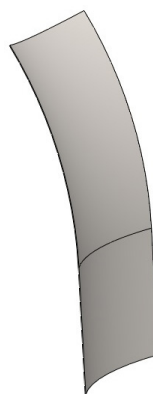


圖 4. 葉片基礎模型
Fig. 4. The primary model of the blade

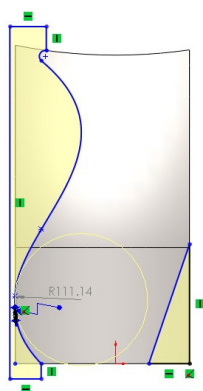


圖 5. 葉片外形裁切
Fig. 5. The shape forming

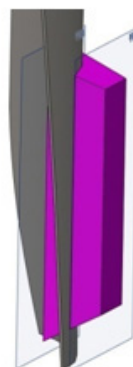


圖 6. 扇葉固定座建模
Fig. 6. Modeling of the fixed stand

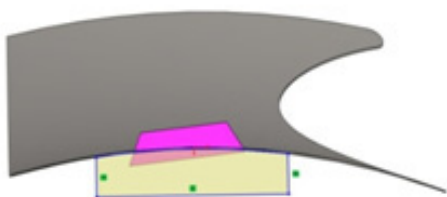


圖 7. 移除多餘基材
Fig. 7. Remove the redundant material



圖 8. 扇葉實體模型
Fig. 8. The model of the blade



圖 9. 組裝轂部與單一葉片

Fig. 9. Combine the hub and a single blade

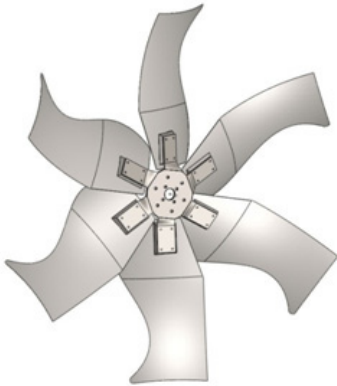


圖 10. 扇葉組合併

Fig. 10. The assembly of the fan blade

(二) 定義材料屬性

模型材質定義轂部為 ASTM A36，材料參數如表 1。扇葉材質為 AISI 304，材料參數如表 2。

(三) 定義拘束及負載

在轂部中央圓孔面上定義為幾何固定拘束。負載設定分為未施加離心力（分析 A）及施加 360 rpm 轉速（分析 B）兩種狀況進行分析，其中 360 rpm 為負壓風扇之額定轉速。

表 1. ASTM A36 材料參數表

Table 1. The data sheet of ASTM A36

屬性名稱	值	單位	值類型
彈性模數	2e + 011	N/m ²	固定
Poisson 比	0.26	NA	固定
剪力模數	7.93e + 010	N/m ²	固定
質量密度	7,850	kg/m ³	固定
抗拉強度	4e + 008	N/m ²	固定
降伏強度	2.5e + 008	N/m ²	固定

表 2. AISI 304 材料參數表

Table 2. The data sheet of AISI 304

屬性名稱	值	單位	值類型
彈性模數	1.9e + 011	N/m ²	固定
Poisson 比	0.29	NA	固定
剪力模數	7.5e + 010	N/m ²	固定
質量密度	8,000	kg/m ³	固定
抗拉強度	5.1702e + 008	N/m ²	固定
降伏強度	2.0681e + 008	N/m ²	固定

(四) 產生網格

在此模型中兩個主要零件為轂部及葉片。其中轂部為厚度 5 mm 整體成型之鋼板，葉片為厚度 1 mm 之不銹鋼薄板。由於葉片厚度遠小於其整體尺寸，離散化的過程如全採實體元素產生網格，將會花費很多的求解時間。因此將轂部視為實體，而將葉片視為薄殼，故產生網格時包含實體元素及薄殼元素。因實體元素的節點相對於薄殼元素節點，少了旋轉的自由度，若企圖將薄殼元素與實體元素連接在一起，則會在共用邊線上形成意外的鉸鏈接合型態⁽⁷⁾。當鉸鏈接合產生時，會造成旋轉的不連續性。使模型可能變成剛體模式，或造成網格化失敗。因此為能成功結合此實體與薄殼，採用局部接觸的結合條件，正確結合實體的面及薄殼的邊線。模型網格化結果如圖 11 所示，網格資訊如表 3 所示。

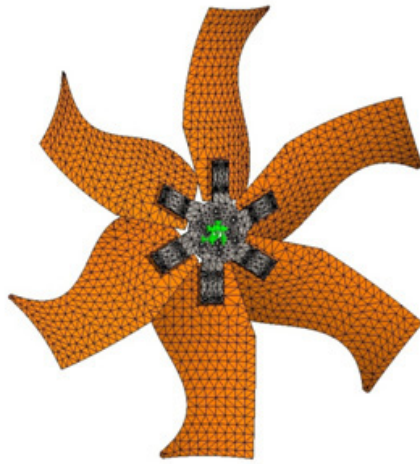


圖 11. 扇葉模型網格化

Fig. 11. The mesh of the fan blade model

表 3. 網格資訊

Table 3. The information of meshing

網格類型	混合網格
使用的網格產生器	標準的網格
自動轉變	關閉
平滑化曲面	開啓
Jacobian 檢查	4 Points
元素尺寸	25.546 mm
公差	1.2773 mm
品質	精細
元素數量	9523
節點數量	20326
完成網格的時間（時：分：秒）	00:00:06
電腦名稱	USER-HP

(五) 分析設定

1. 扇葉未施加負載的頻率分析（分析 A）

分析扇葉在靜態的自然頻率及模態振型，因此僅設定在軸孔的幾何固定，求解器類型設定為自動。

2. 扇葉施以離心力的頻率分析（分析 B）

分析在固定角速度下扇葉的自然頻率及模態振型，設定負壓風扇運轉轉速為 360 rpm。由於離心力的作用導致葉勁度提高會產生平面效應，因此求解器採稀疏矩陣直接求解法。

結果與討論

一、扇葉在靜態時，分析得到模態清單如表 4，前 5 個模態的振型如圖 12。由振型圖可知，葉片末端產生最大擺幅，變形的型態以彎折葉片為主，同時產生擺振的葉片以複數葉居多。

表 4. 分析 A- 模態清單
Table 4. Modal list of case A

模態數	頻率 (Hz)	週期 (s)
1	10.354	0.09658
2	10.437	0.095814
3	10.461	0.095592
4	10.501	0.095232
5	10.642	0.093969

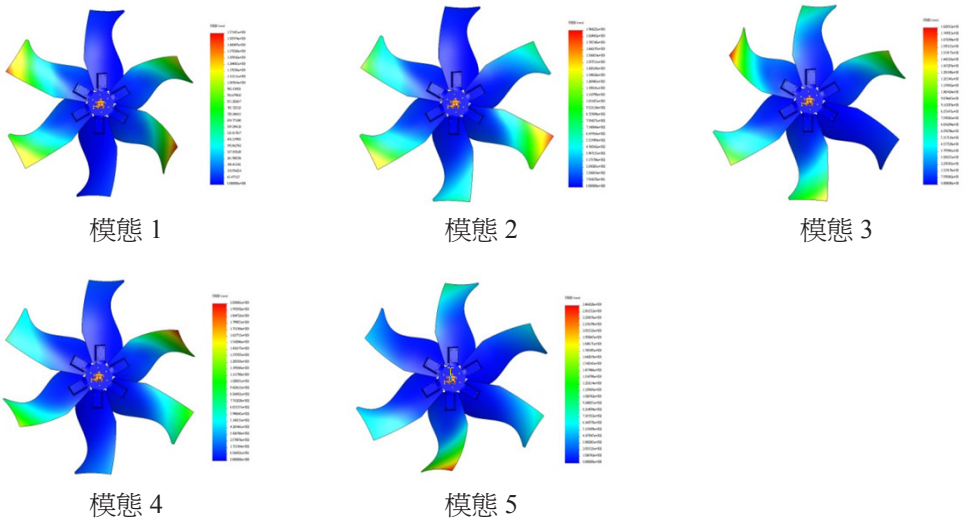


圖 12. 分析 A 之模態
Fig. 12. Mode shape of case A

二、扇葉施以離心力的負載（360 rpm）。由於旋轉效應，葉片受離心力拉伸使葉片勁度提高，而改變其模態頻率。分析得到模態清單如表 5，前 5 個模態的振型如圖 13。由振型圖可知，葉片末端產生最大擺幅，變形的型態以扭轉葉片為主。由模態清單可看出其模態頻率，因離心力的作用而略為提高。

表 5. 分析 B- 模態清單

Table 5. Modal list of case B

模態數	頻率 (Hz)	週期 (s)
1	11.509	0.086885
2	11.542	0.08664
3	11.577	0.086377
4	11.622	0.086043
5	11.658	0.085779

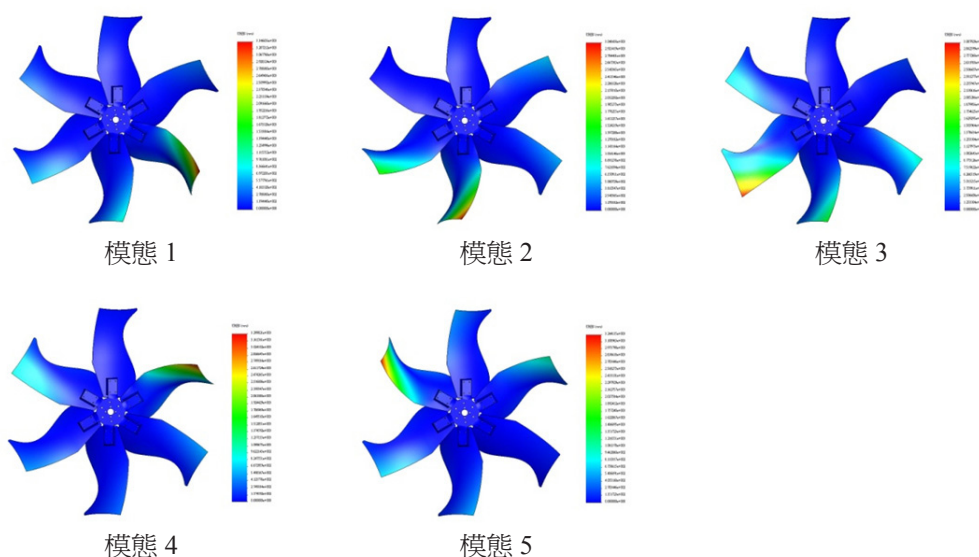


圖 13. 分析 B 之模態

Fig. 13. Mode shape of case B

三、透過軟體的計算分析，即使幾何外形複雜的結構亦能求得其自然頻率，而計算所得的結果能作為安全運轉的參考。以本研究之溫室而言，如增設其它動力設備，應考慮避開 10.3 ~ 11.7 Hz 之運轉頻率以免造成安全上的問題。

四、分析軟體誤差特性之探討

工程分析軟體已廣泛應用在各種工程問題的求解，但任何分析工具都有其使用上的限制，因此必須瞭解其誤差產生原因，才能正確的設定分析條件，而獲得正確解。SolidWorks Simulation 所採用的數值方法為 Finite Element Analysis (FEA)，而造成 FEA 發生誤差的因素包括⁽⁷⁾：

(一) 模型誤差

零件或組合件的幾何模型，必須可以被切割成正確且適當尺寸的微小有限元素，以確保幾何模型能被網格化。配合網格需求對幾何模型進行修改，如：簡化特徵或理想化等將不重要的特徵如導角、圓角等移除，或以曲面來代表薄壁，均有可能產生誤差。

(二) 離散誤差

在 SolidWorks Simulation 中使用的元素類型有：一階四面體實體元素、一階三角形殼元素、二階四面體實體元素、二階三角形殼元素、橫樑元素。在一階元素中以直線方程式建構位移場，而且以直線及平坦面來建構曲線所組成的幾何。二階元素以拋物線方程式建構位移場，因此二階實體元素的邊線及面可以比較精密的描述曲線幾何。至於橫樑元素，則是以三次方程式來表示超出兩節點間的變形及軸向位移和扭轉。

(三) 數值誤差

對於已經網格化的模型 SolidWorks Simulation 以大量的線性代數方程式，提供給求解器進行求解。求解的方法有直接法及迭代法兩種。直接求解法以嚴格的數值方法求解方程式。迭代法則以近似的方法進行求解，在每次迭代中，先假設一個解並求取誤差值，當誤差值在設定的範圍內才繼續下一個迭代。SolidWorks Simulation 所提供的求解器類型計有：稀疏矩陣直接解法、FFEPlus（迭代法）、自動（由軟體選擇適當的求解器）。選用適當求解器可使計算效率提升，同時確保計算誤差不會累積。

結 論

1. 扇葉靜止狀態之頻率分析得到前 5 個模態的模態頻率為 10.354、10.437、10.461、10.501 及 10.642 Hz。
2. 扇葉在 360 rpm 角速度的離心力作用下，其前 5 個模態的模態頻率為 11.509、11.542、11.577、11.627 及 11.658 Hz。
3. 以本研究之溫室而言，如增設其它動力設備，應考慮避開 10.3 ~ 11.7Hz 之運轉頻率以免造成安全上的問題。
4. 風扇扇葉旋轉時由於離心力作用，葉片承受拉伸應力使葉片勁度增加，而造成其自然頻率略為提高。
5. 靜態時扇葉的模態振型顯示最大擺幅發生在葉片末端，變形的型態以彎折葉片為主。
6. 扇葉施以離心力負載時，扇葉的模態振型顯示最大擺幅發生在葉片末端，變形的型態以扭轉葉片為主。
7. 藉由分析軟體強大的運算能力及圖形介面，使得即使幾何形狀複雜的結構，也能透過網格化及數值方法進行求解。並讓我們得以一窺機械材料在各種負載狀況下的反應特性。
8. 電腦模擬分析軟體已發展十分完備，能進行靜態應力、熱傳、疲勞、振動與挫曲、機構模擬、及壓力容器等分析。透過這些分析工具，可以讓設計人員先行檢核設計的安全性，進而避免錯誤的設計。

引用文獻

1. 王柏村。1996。振動學。全華圖書出版。
2. 陳新郁、林政仁。2006。有限元素分析—理論與應用 ANSYS。高立圖書出版。
3. 黃吉宏、盧忠勇。2011。風扇葉片之振動特性分析與探討。第十九屆中華民國振動與噪音工程學術研討會論文集。
4. 游裕傑。2002。離心式電腦風扇的設計與分析。國立成功大學碩士論文。
5. 康淵、陳信吉。2007。ANSYS 入門。全華圖書出版。
6. 實威國際。2010。SolidWorks 2010 原廠教育訓練手冊。全華圖書出版。
7. 實威國際。2011。SolidWorks Simulation 原廠教育訓練手冊。易習圖書出版。
8. Craig, R. R. Jr., 1981, Structural dynamics: an introduction to computer methods, New York: Wiley.

The Frequency Analysis of Blades of Negative Pressure Fan by Using Computer-Aided Engineering Software¹

Yang, C. F.² and T. C. Lin³

Abstract

In Taiwan, negative pressure fans are used to cool down the greenhouses widely. Due to the requirement of high airflow capacity, the shape of blade is designed specially in statically and dynamically balances for low noise and low vibration. More and more power facilities are installed in the greenhouse for assisting crop growth, which results in more vibrations when in operation. If the external excitation frequency coincides with the natural frequency of the fan blade, the resonance phenomenon will occur. Hence, if the natural frequency of the fan blades is known beforehand, the resonance can be avoided. In order to evaluate the natural frequency of the negative pressure fans, we did the frequency analysis of the fan blades by SolidWorks Simulation software. The results shows the 5 lowest natural frequencies of the fan blades are 10.354, 10.437, 10.461, 10.501, 10.642 Hz respectively, when fan is not in operation. The centrifugal force will induce more stiffness of the blade when fan is in operation, which changes the natural frequency slightly. The 5 lowest natural frequencies of the fan blades become 11.509, 11.542, 11.577, 11.627, 11.658 Hz respectively.

Key words: Natural Frequency, Modal Analysis, Negative Pressure Fan

Accepted of publication: April 22, 2013

1. Contribution No.415 from Tainan District Agricultural Research and Extension Station.

2. Assistant Researcher, Tainan District Agricultural Research and Extension Station.

3. Professor, Department of Bio-Industrial Mechatronics Engineering, National Chung Hsing University.