

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

超音波振動系統在高溫下之有限元素分析

Finite Element Analysis on Ultrasonic Vibration System
with Elevated Temperature

研究生：謝宜均

指導教授：洪景華 教授

中華民國 101 年 6 月

超音波振動系統在高溫下之有限元素分析

Finite Element Analysis on Ultrasonic Vibration System

with Elevated Temperature

研究生：謝宜均

Student: Yi-Chun Hsieh

指導教授：洪景華 教授

Advisor: Dr. Ching-Hua Hung

國立交通大學

機械工程學系

碩士論文

A Thesis

Submitted to Department of Mechanical Engineering

College of Engineering

National Chiao Tung University

in partial Fulfillment of the Requirements

for the Degree of

Master

In

Mechanical Engineering

June 2012

Hsinchu, Taiwan, Republic of China

中華民國 101 年 6 月

超音波振動系統在高溫下之有限元素分析

研究生：謝宜均

指導教授：洪景華 教授

國立交通大學 機械工程學系

摘要

近年來，超音波振動輔助加工廣泛應用於塑性成形，藉由超音波振動的振幅引起模具與工件之間的相互振動與摩擦，可提高工件表面的溫度，使材料成形性提高，降低成形時所需之壓力。若將超音波系統作用於高溫下，結合熱壓、熔接、切削研磨等製程，更可製造出高精度與高品質兼具的產品。

本研究利用有限元素軟體 ANSYS 對超音波振動系統進行高溫下的分析，並考慮換能器中陶瓷壓電片的性質及超音波放大器在高溫下的材料特性，先對振動系統進行熱傳分析，得到系統之溫度分佈後，對加溫後的超音波振動系統進行模態分析以及頻率響應分析，得知此振動系統在不同溫度下的共振頻率及振幅分佈，探討溫度與共振頻率及振幅的關係。最後將模擬結果與實驗結果相互驗證，以確認本研究所提出之超音波振動系統在高溫下之有限元素分析模型。後續將可利用此模型輔助設計超音波振動系統，以提升超音波應用於高溫製程的發展性。

關鍵字：高溫超音波振動、壓電換能器、有限元素分析

Finite Element Analysis on Ultrasonic Vibration System with Elevated Temperature

Student: Yi-Chun Hsieh

Advisor: Dr. Ching-Hua Hung

Department of Mechanical Engineering

National Chiao Tung University

Abstract

In recent years, the ultrasonic vibration assisted manufacture is widely used in plastic forming. The vibration brings about the friction between mold and workpiece, therefore, the surface temperature of the workpiece is raised. It can improve the material formability and reduce the forming pressure. If some manufacture processes such as embossing, welding, cutting or grinding process were combined with ultrasonic vibration system at high working temperature, products with both high precision and high quality can be obtained.

In this study, an ultrasonic vibration system with high working temperature was analyzed by finite element software ANSYS. This analysis considered the piezoelectricity of the transducer as well as the material properties of the horn at high temperature. The temperature distribution was first calculated by thermal analysis. After that, this temperature distribution was input as an initial condition for modal analysis and harmonic response analysis. The resonance frequency and the vibration amplitude were obtained during the analyzing process, and the relationship between frequency, amplitude and temperature were also observed. Finally, the simulation results were compared to experimental measurement, to confirm the validity of the numerical analysis. The finite element model can be used in the components design of the ultrasonic vibration system with elevated temperature.

Keywords: Ultrasonic Vibration with Elevated Temperature,
Piezoelectric Transducer, Finite Element Analysis

誌謝

碩士生涯很順利的結束了，能完成這本論文，由衷的感謝指導教授洪景華老師。在兩年的研究所期間老師從未間斷地細心指導，給予專業上的寶貴意見，並訓練我獨立思考的能力。此外，在做人處事上也指引了正確的方向，讓我獲益良多。老師對我的照顧，我將永遠記在心中，無限感激。

特別感謝口試委員陳仁浩老師、林聰穎老師、以及陳申岳老師在口試時給予指教並提供寶貴意見，使得論文更加完善。此外感謝京華超音波公司的傅兆一學長提供超音波系統的規格以及相關知識。

感謝精密工程與模擬實驗室的大家。首先感謝彥彬學長在研究中給予的指導，並不辭辛勞地協助實驗與模擬相關的流程，陪伴我完成論文。感謝志傑學長在振動分析方面的教導，以及給予實驗與模擬上的建議。感謝宇中、麒禎、銘傑、志嘉、璟璿等學長在研究中給予的指導與意見，感謝一起奮鬥的同學致豪、呂翔、彥佑、品帆的互相加油打氣，感謝學弟妹榆文、文玉、正斌、毅恆協助處理實驗室的大小事。我永遠會記得這個給我鼓勵與歡笑的實驗室。

最後感謝父母無怨無悔的付出，栽培我念到碩士，並給我支持與鼓勵。也謝謝所有關心我、鼓勵我的家人與朋友。有你們才能有這本論文的誕生。謝謝你們。

謝宜均 謹誌於中華民國 101 年 6 月

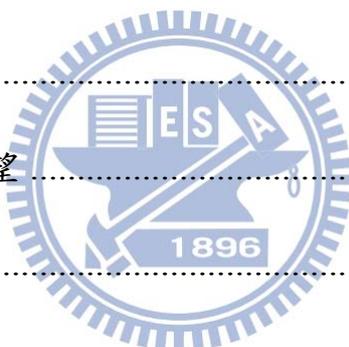
目錄

摘要.....	i
Abstract.....	ii
誌謝.....	iii
目錄.....	iv
表目錄.....	vii
圖目錄.....	viii
符號表.....	xii
第一章 緒論.....	1
1.1 前言.....	1
1.2 超音波振動輔助成形簡介.....	1
1.3 超音波在高溫下之應用.....	2
1.4 文獻回顧.....	4
1.5 研究動機與目標.....	6
1.6 研究方法與步驟.....	7
1.7 論文架構.....	8
第二章 超音波系統與有限元素分析簡介.....	9
2.1 超音波壓電換能器簡介.....	9
2.2 超音波振動系統之組件介紹.....	11
2.2.1 振動子與傳動子.....	11



2.2.2	壓電陶瓷片	13
2.2.3	超音波振幅放大器簡介	16
2.3	振動分析原理簡介	19
2.3.1	模態分析原理簡介	20
2.3.2	頻率響應分析原理簡介	21
2.4	使用軟體介紹—ANSYS	24
2.4.1	軟體簡介	25
2.4.2	有限元素系統	25
2.4.3	網格系統	26
第三章	有限元素分析初步模型驗證	28
3.1	振動系統在常溫下之實驗量測	28
3.1.1	實驗設備介紹	28
3.1.2	實驗量測	32
3.2	有限元素模型建立	34
3.2.1	幾何外形建立與材料性質給定	34
3.2.2	網格收斂測試與網格劃分	37
3.2.3	邊界條件設定	39
3.3	有限元素分析結果	41
3.4	初步結果討論	44

第四章 有限元素分析進階模型驗證	45
4.1 振動系統在高溫下之實驗量測	45
4.1.1 實驗設備介紹	46
4.1.2 實驗量測	50
4.2 高溫之有限元素模型建立	57
4.2.1 材料性質給定	58
4.2.2 邊界條件設定	59
4.3 有限元素分析結果	60
4.4 結果討論	67
第五章 結論與未來展望	72
5.1 結論	72
5.2 未來展望	74
參考文獻	76



表目錄

表 2-1：其他振動模態.....	18
表 3-1：實驗設備規格簡介.....	31
表 3-2：振動系統之實驗量測結果.....	34
表 3-3：超音波振動系統之材料性質.....	36
表 3-4：網格收斂分析結果.....	38
表 3-5：實驗量測與模擬結果比對.....	44
表 4-1：實驗量測之軸向熱膨脹位移.....	52
表 4-2：振動系統之熱傳導係數及熱膨脹係數.....	58
表 4-3：量測點與冷卻水之溫度.....	59
表 4-4：模擬之軸向熱膨脹位移.....	63
表 4-5：不同系統外形在不同溫度下之共振頻率(unit: Hz).....	64
表 4-6：實驗推算之不同系統外形在不同溫度下之阻尼比.....	64
表 4-7：不同系統外形在不同溫度下之軸向振幅(unit: μm).....	66
表 4-8：實驗與模擬之軸向熱膨脹位移.....	67
表 4-9：實驗與模擬之端面中央振幅值之比較.....	69

圖目錄

圖 1-1：超音波輔助玻璃熱壓機台示意圖.....	3
圖 1-2：超音波輔助玻璃熱壓流程示意圖.....	3
圖 1-3：超音波輔助熱壓成形之時間與溫度關係圖.....	4
圖 2-1：超音波振動系統示意圖[13].....	10
圖 2-2：各式壓電換能器[14].....	10
圖 2-3：35KHz 電子訊號產生器(京華超音波，KUS-35).....	11
圖 2-4：壓電陶瓷片接電示意圖.....	12
圖 2-5：振動子與傳動子.....	12
圖 2-6：多層壓電片結構示意圖[17].....	15
圖 2-7：各種幾何形狀之振幅放大器[18].....	16
圖 2-8：振幅放大器.....	17
圖 2-9：縱向共振模態.....	17
圖 2-10：外力與反應相位示意圖[20].....	22
圖 2-11：頻率響應圖之半動力點與頻寬[20].....	23
圖 3-1：高壓衰減棒.....	29
圖 3-2：示波器.....	29
圖 3-3：(a)雷射位移感測器 (b)控制器.....	30

圖 3-4：實驗設備量測示意圖.....	30
圖 3-5：網路分析儀.....	31
圖 3-6：超音波振動系統之架設情形.....	32
圖 3-7：網路分析儀之訊號值.....	33
圖 3-8：示波器量測之電壓值.....	33
圖 3-9：放大器底端之振動情形.....	33
圖 3-10：(a)振動系統之三維外型(b)振動系統之尺寸.....	36
圖 3-11：網格大小與頻率之關係圖.....	38
圖 3-12：超音波振動系統之網格模型.....	39
圖 3-13：邊界條件示意圖.....	39
圖 3-14：一體成形與設定接觸面之模擬結果比較.....	40
圖 3-15：模態分析之相對位移分佈圖.....	42
圖 3-16：放大器底端振幅與頻率之關係曲線.....	42
圖 3-17：共振頻率下(35363Hz)之位移分佈圖(unit: m).....	43
圖 3-18：共振頻率下(35363Hz)之應力分佈圖(unit: Pa).....	43
圖 4-1：(a)加熱爐內部 (b)加熱爐與放大器之架設位置.....	47
圖 4-2：溫度控制器.....	47
圖 4-3：熱電偶.....	47
圖 4-4：冷卻水罩.....	48

圖 4-5：高溫系統之實驗儀器架設示意圖	48
圖 4-6：高溫振動系統與實驗設備之架設圖	49
圖 4-7：實驗機台之架設圖	49
圖 4-8：實驗設備之架設與溫度量測點示意圖	51
圖 4-9：四種溫度下五個量測點之溫度	51
圖 4-10：不同長度之放大器在不同溫度下之共振頻率	53
圖 4-11：放大器長度為 209mm 時網路分析儀之訊號值	55
圖 4-12：放大器長度 209mm，25°C 時之振動情形	56
圖 4-13：放大器長度 205mm，200°C 時之振動情形	56
圖 4-14：放大器長度 202mm，310°C 時之振動情形	56
圖 4-15：高溫下振動系統之分析流程	57
圖 4-16：不鏽鋼(SS304)楊氏係數與溫度之關係[24]	59
圖 4-17：溫度邊界條件示意圖	60
圖 4-18：放大器長度 209mm，100°C 之溫度分佈圖(unit: °C)	61
圖 4-19：放大器軸心的溫度分佈曲線	61
圖 4-20：放大器長度 209mm，100°C 之位移分佈圖(unit: m)	62
圖 4-21：放大器長度 209mm，100°C 之應力分佈圖(unit: Pa)	63
圖 4-22：放大器長度 209mm，不同工作溫度之軸心膨脹位移	63
圖 4-23：放大器長度 209mm，不同溫度之頻率與振幅關係圖	65

圖 4-24：放大器長度 205mm，不同溫度之頻率與振幅關係圖	65
圖 4-25：放大器長度 202mm，不同溫度之頻率與振幅關係圖	65
圖 4-26：不同長度之放大器在常溫下之端面振幅分佈	66
圖 4-27：實驗與模擬之軸向熱膨脹位移比較圖	67
圖 4-28：實驗與模擬之共振頻率比較圖	68



符號表

D : 電位移(Electric Displacement)

ε : 介電係數(Permittivity)

E : 電場強度(Electric Field Strength)

T : 應力(Stress)

c : 彈性常數(Elastic constants)

S : 應變(Strain)

c^E : 固定電場時所測量之彈性常數

e : 壓電應力常數(Piezoelectric stress constants)

ε^S : 固定應變時所測量之介電係數

c : 音速(Velocity)

E : 楊氏係數(Young's modulus)

ρ : 密度(Density)

ν : 蒲松比(Poisson ratio)

λ : 波長(Wavelength)

f : 頻率(Frequency)

m : 質量(Mass)

x : 位移(Displacement)

k : 彈性係數(Elastic Coefficient)

ω : 頻率($2\pi f$)

c : 阻尼常數(Damping constant)

M : 振幅比(Amplitude ratio)

δ_{st} : 靜力 F_0 下之位移

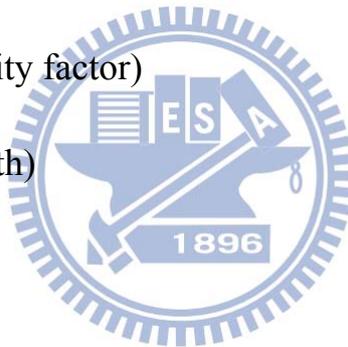
ϕ : 相位角(Phase)

r : 頻率比(Frequency ratio)

ζ : 阻尼比(Damping ratio)

Q : 品質因子(Quality factor)

$\Delta\omega$: 頻寬(bandwidth)



第一章 緒論

1.1 前言

超音波(Ultrasonic wave)是近年來曝光率相當高的名詞，一般人可聽到的音波頻率為 20Hz 至 20kHz，而超音波則是高於此頻率的音波。以工學的觀點來看，超音波技術定義為不供人聽聞為目的之音波應用技術。實用的超音波頻率範圍為數 kHz 至數 GHz，依目的選用適當的頻率，常用的頻率多為數 MHz 以下。

目前市面上可見的超音波產品包羅萬象，如家電產業(洗衣機、冷氣機、眼鏡清洗機等)、金屬工業(熔接、焊接等)、電子業(IC 製造等)、生物醫療領域(超音波檢驗、超音波碎石等)都能見到此技術的應用。傳統產生超音波的方式包括利用高壓空氣振盪、放電火花等方法，但目前主要是應用壓電效應(Piezoelectric effect)來產生超音波，讓超音波除了能應用於醫療與民生用途之外，在工業用途上也邁入了新的領域。

1.2 超音波振動輔助成形簡介

一般超音波用於工業上的應用有：超音波熔接、超音波切削、超音波研磨、超音波洗淨、超音波成形加工等。此類超音波振動加工均

是將高頻電訊號輸入至換能器使電能轉換為機械能，產生高頻的機械振動，最後再利用振幅放大器增加工具端的振幅輸出，提升加工效率。在上述利用超音波輔助的加工法中，超音波輔助成形加工主要是於成形期間將超音波振動的能量作用於模具或工件上，再進行成形，為一種複合成形之加工方式。成形加工時之超音波振動，會引起模具與工件之間的摩擦力改變、提高工件表面的溫度、增加材料成形性、使材料塑流應力及回彈量降低，並降低成形時所需之應力，因此會達到傳統塑性加工無法達到之加工成形界限。

1.3 超音波在高溫下之應用



近年來，超音波輔助加工不再只用於常溫下，應用於高溫下的製程也越來越多，如塑膠熔接、金屬焊接、熱壓成形等。超音波塑膠熔接有價格低廉、機台穩定且效率高、產品優良等優點；超音波金屬焊接則不需加助熔劑、且熔接時間短、可用於大量生產。近年來，超音波熱壓成形開始應用於塑膠以及玻璃等材料，殷[1]與鄭[2]將超音波振動應用於光學玻璃熱壓成形，熱壓機台示意圖如圖 1-1，利用紅外線燈管對模具端加熱，達到所需之溫度(玻璃轉換溫度以上)後進行熱壓，在熱壓期間施加超音波振動，結束熱壓後，脫模降溫即可取出成品，流程如圖 1-2，而圖 1-3 顯示了超音波熱壓成形之時間與溫度的關係。

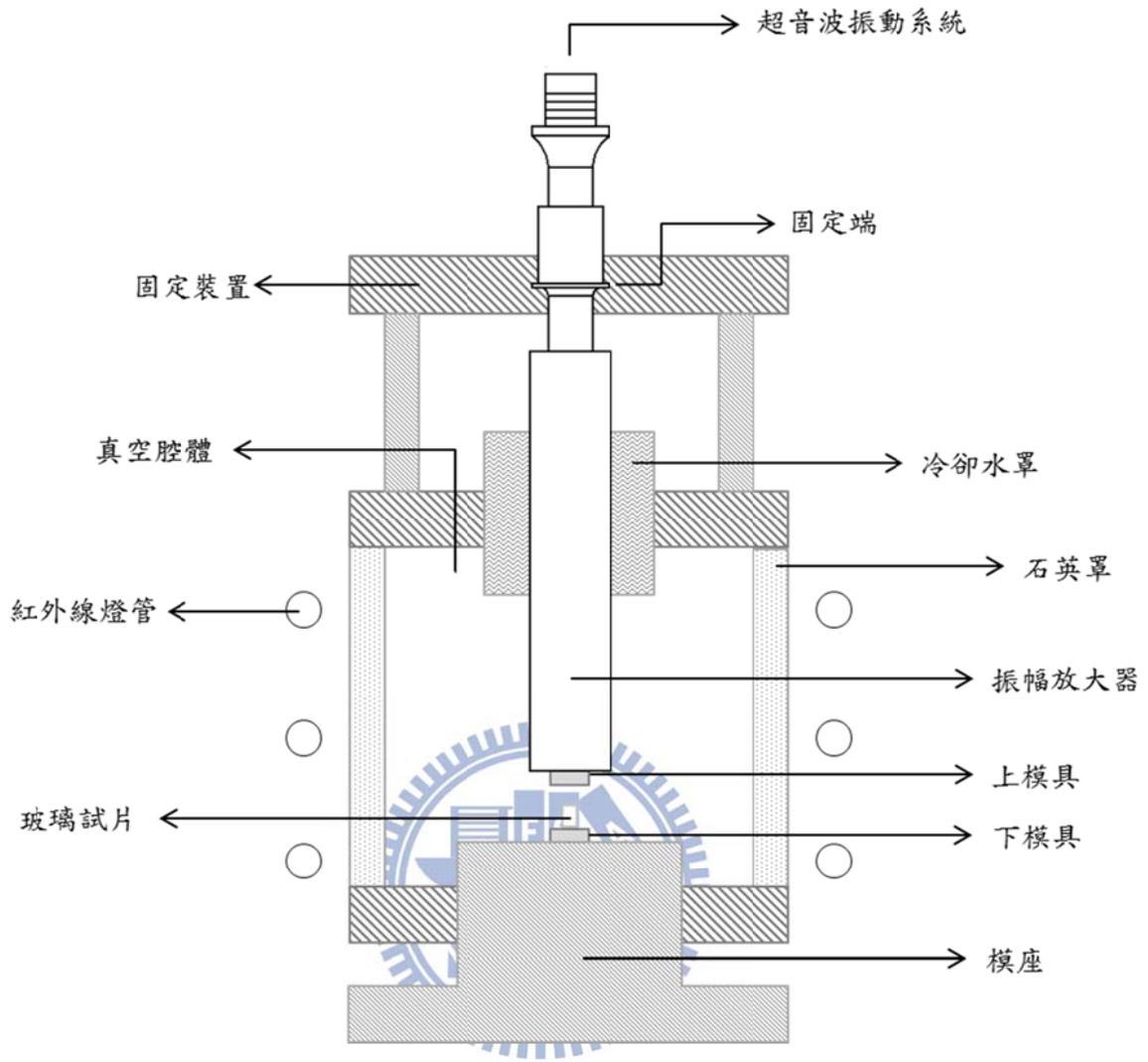


圖 1-1：超音波輔助玻璃熱壓機台示意圖

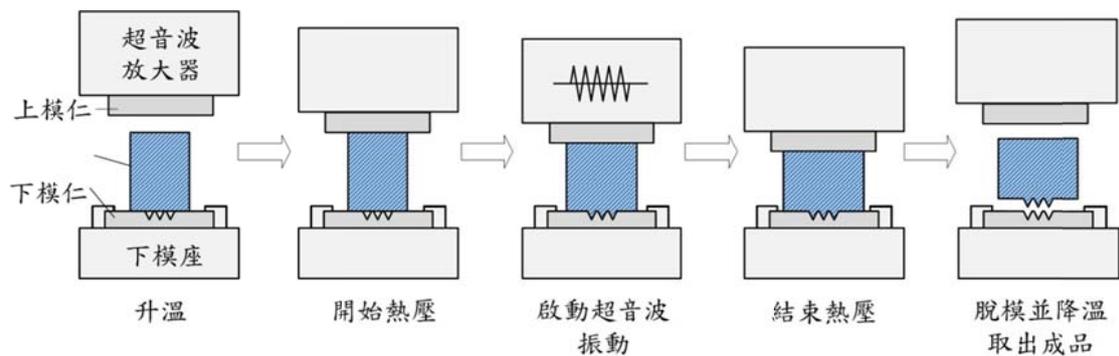


圖 1-2：超音波輔助玻璃熱壓流程示意圖

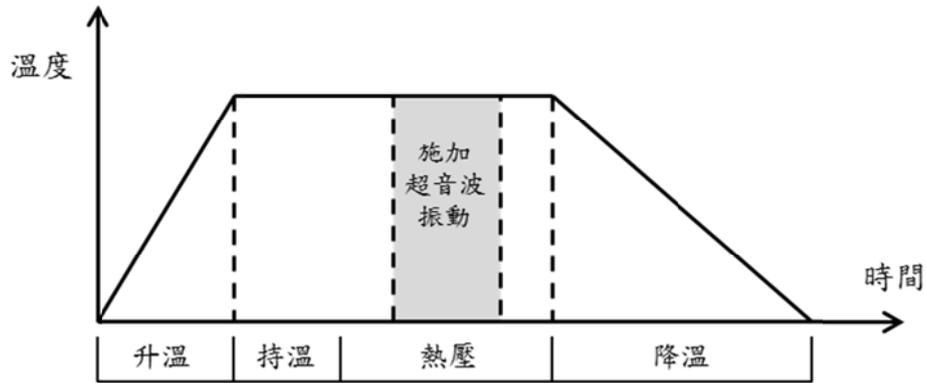


圖 1-3：超音波輔助熱壓成形之時間與溫度關係圖

將超音波振動應用於光學玻璃熱壓成形時，振動所造成的摩擦力會使玻璃表面溫度升高，可有效降低成形所需之應力，並提高玻璃的成形性。文獻中亦針對有微結構之模具進行熱壓實驗，發現超音波輔助熱壓會增加玻璃的微結構壓印之效能與品質，故未來可將此技術應用於高精密光學元件的製造。

1.4 文獻回顧

關於常溫環境下超音波輔助加工的相關研究很多，在切削研磨方面，Dam 等[3]利用超音波振動進行陶瓷材料加工研究，探討加工速率、刀具磨耗及表面粗度。實驗結果證明，韌性較高的材料其加工速率低、刀具磨耗高而表面粗度低；而脆性較高的材料其加工特性則剛好相反。Akbari 等[4]則將超音波振動施加於氧化鋁陶瓷研磨加工，並將結果與傳統未施加超音波輔助的研磨技術相比較，發現此新的技

術使得研磨過程中所需施加的外力明顯下降，且表面粗糙度、破斷強度都有明顯的改善。

在超音波熔接加工方面，Shoh[5] 針對焊接介面，以凸起尖端的導能器建立理論模型，進而提出超音波焊接時的熔接機構。Bekmurazaeu 和 Volkov[6]發現聚能器具有集中超音波能量的作用，且較軟材料製造出的導能器其加熱速度較快。

在超音波輔助成形方面，Blaha 與 Langenecker[7]對單晶鋅試片進行拉伸試驗時，附加一超音波振動於負荷上，實驗結果發現施加超音波振動時，材料之降伏應力會降低，且材料在塑性成形時，其材料塑流應力會減少，此稱為 Blaha effect 現象。Liu 與 Dung[8]以超音波振動施加於塑膠平板上進行微結構壓印，並觀察塑膠平板溫度的變化，發現塑膠工件表面會因摩擦導致溫度升高，超過其轉換溫度，使成形性升高。Mekaru 與 Takahashi[9] 提出超音波奈米轉印做為新的奈米轉印技術，以超音波振動替代了熱產生器，此時模具上的式樣與工件表面之間便會產生摩擦熱，證明使用高頻率振動會引起熱變形，並改善轉印精度。殷[1]對光學玻璃進行超音波輔助熱壓實驗，發現施加超音波後可降低成形力量以及提高成形性。鄭[2]研發光學玻璃熱壓機台進行實驗，發現此製程可降低玻璃熱壓成形所需的溫度及力量，並提高成形性。

關於超音波換能器之有限元素分析， Abdullah 與 Pak[10]利用有限元素軟體 ANSYS 針對壓電換能器做模態以及頻率響應分析，並建立 2D 與 3D 模型進行比較，但並未與實驗相驗證。Chen 與 Zhang[11]利用 ANSYS 模擬壓電換能器做頻率響應分析，並說明模擬結果與實驗相符。此外，在放大器底端放置一平板作暫態分析，發現除了原本的振動頻率外會在平板上出現次頻脈衝，頻率約為原本的十分之一。Andrade 等[12]利用 ANSYS 對壓電換能器進行頻率響應分析，並在底端觀測環境潛在輻射的變化，最後藉由實驗證實上述分析。

1.5 研究動機與目標



高溫成形有易成形、可產出高精度產品等優點，而超音波輔助加工則可降低成形時的應力，若結合兩者，將超音波應用於高溫下之製程，針對較難加工之材料如陶瓷、玻璃等進行成形加工，能有效降低成形力、提高成形性。但由於對振動系統加溫並不容易，必須解決預防壓電材料受熱會損壞的冷卻問題，目前相關文獻仍很缺乏。

常溫下超音波振動系統的振動情形如共振頻率、振動型態以及振幅等可由模擬中預測得知，而相關的有限元素分析已有許多文獻可供參考。但若超音波應用於高溫的製程，如鄭[2]的超音波輔助光學玻璃熱壓機台，由於壓電端需保持常溫，升溫與冷卻系統會使超音波振

動系統呈現溫度梯度分佈，此時材料參數會因溫度而有所改變，故共振頻率會因此偏移。為了使振動系統在高溫時的共振頻率與電子訊號產生器之輸出頻率相符，必須修改振動系統之外形。但此時系統有溫度分佈，材料參數不均會導致無法以理論公式求得其外形，故現階段只能以試誤法進行外形修改，但此方法效率低。除此之外，超音波振動的振幅亦會影響加工後的玻璃成品，但設計振動系統時並無法得知其振動的振幅，且由於熱壓機台的限制，振幅的量測並不容易。

本研究為了有效預測不同溫度下振動系統的共振頻率與振幅，將針對有溫度梯度時的超音波振動系統進行有限元素分析，並將模擬結果與實驗進行比對，建立一個可靠的有限元素分析系統來預測超音波系統的振動情形。但由於文獻中熱壓機台的設計，升溫時，振動系統的振幅放大器位於加熱爐之真空腔體內，不易量測到振動時的振幅與模擬值相比較，故本研究設計了一個可量測放大器底端振幅、仿真但簡化的加溫系統進行研究。未來將可利用此模型設計出能在真實熱壓機台所需之工作溫度下正常運作的振動系統，也能藉由分析預測出實驗較難量測之振動系統輸出的振幅。

1.6 研究方法與步驟

本研究步驟主要分為以下三個階段：

- (1) 建立參數化幾何模型：根據京華超音波股份有限公司所提供的換能器振動子與傳動子的設計圖，以及本實驗室自行設計之振幅放大器，將模型幾何尺寸參數化，建立有限元素分析模型。
- (2) 初步(常溫)模型分析驗證：針對常溫之超音波振動系統做模態分析以及頻率響應分析，了解常溫下的振動特性，並將結果與實驗量測值相互比對，以驗證初步的常溫模型。
- (3) 進階(高溫)模型分析驗證：針對有溫度梯度分佈的超音波振動系統進行分析，首先以熱傳分析及結構分析得到其溫度分佈與熱膨脹後之外形，再將上述結果代入模態分析以及頻率響應分析得知共振時的振動情形。最後將模擬結果與實驗量測值相互比對，建立完整的有限元素分析系統。

1.7 論文架構

本論文一共分為五章，在第一章先簡單介紹超音波加工、研究動機與目標以及研究方法。第二章針對本研究的超音波系統進行較深入的介紹，並簡介使用的軟體及分析原理。第三章進行常溫模型的實驗量測以及有限元素分析，並相互驗證。第四章則針對不同溫度分佈的模型進行分析與討論。第五章則為結論與未來展望。

第二章 超音波系統與有限元素分析簡介

本研究中所使用的超音波系統可應用於多種超音波輔助成形加工，此系統是由電子訊號產生器、振動子(換能器)(Transducer)、傳動子(Booster)以及振幅放大器(Horn)所組成。而本研究之有限元素分析將針對振動子、傳動子以及振幅放大器所組成的完整超音波振動系統進行分析。以下將介紹超音波系統之組件以及有限元素之分析原理。

2.1 超音波壓電換能器簡介

常見的換能器分為磁致伸縮換能器(Magnetostrictive transducers)以及陶瓷壓電換能器(Piezoelectric transducer)兩種，本研究使用的是京華超音波股份有限公司所提供的陶瓷壓電換能器。此類壓電換能器近年來開始廣泛應用於壓電開關、印刷噴頭、壓電陶瓷繼電器等用途，而本研究則將壓電換能器應用於超音波系統中，利用電子訊號產生器內部的振盪電路產生超音波頻率信號，再經由振動子中的壓電陶瓷片，藉由壓電效應將電能轉換為機械能，產生超音波頻率的機械振動，最後再利用傳動子以及振幅放大器增加工具端的振幅輸出，提升加工效率。圖 2-1 為超音波振動系統之原理示意圖。圖 2-2 為各式壓電換能器。

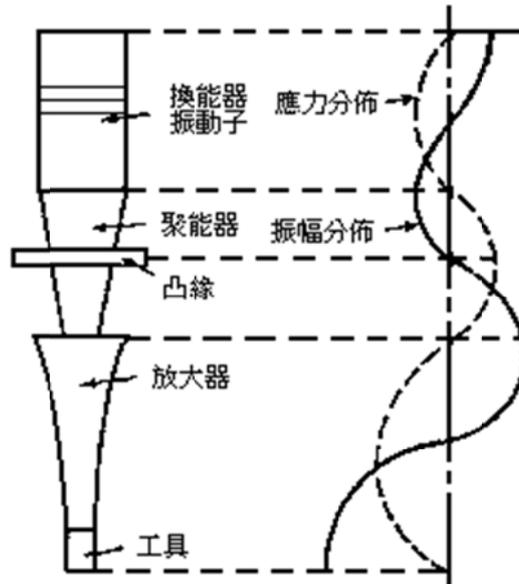


圖 2-1：超音波振動系統示意圖[13]



圖 2-2：各式壓電換能器[14]

在本研究的超音波振動系統中，由電子訊號產生器(京華超音波，KUS-35，圖 2-3)對振動系統在 35kHz 的頻率附近進行掃頻，將系統在阻抗(Impedance)最小時的頻率作為給定頻率，輸出高頻的電子訊號至壓電換能器，此時的頻率即為系統的共振頻率。而壓電換能器的共振頻率是由壓電晶體的厚度所決定，若將振動系統的共振頻率設計成與此頻率相符，則會使系統達到最佳的共振狀態。



圖 2-3：35KHz 電子訊號產生器(京華超音波，KUS-35)

2.2 超音波振動系統之組件介紹

2.2.1 振動子與傳動子

本研究所使用的振動子為壓電換能器，中間包含了四個壓電陶瓷片，每個壓電片上下夾有一電極，共有五個電極板，其中一、三、五個電極接地，第二、四個電極施加交流電壓，如圖 2-4 所示，而箭頭方向為壓電材料的極化方向，關於壓電陶瓷片將於下節介紹。

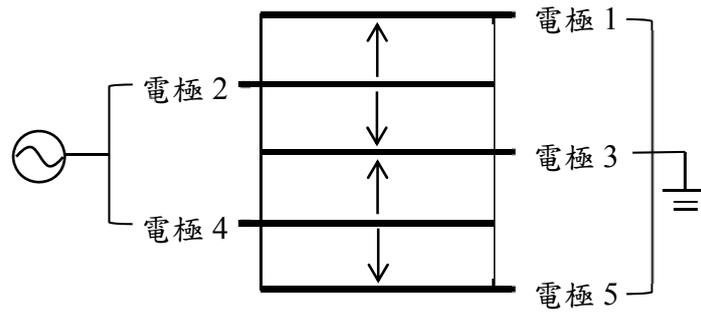


圖 2-4：壓電陶瓷片接電示意圖

振動子的目的在於利用中間的壓電片將電能轉換為機械能，而傳動子則會將此機械振動放大傳出。此外，超音波振動系統的節點位於傳動子中間，故此處設有凸緣，整個振動系統的固定端即位於此；而振動子與傳動子的連接處則為此傳遞波長中振幅最大的地方。圖 2-5 為本研究所使用之振動子與傳動子。

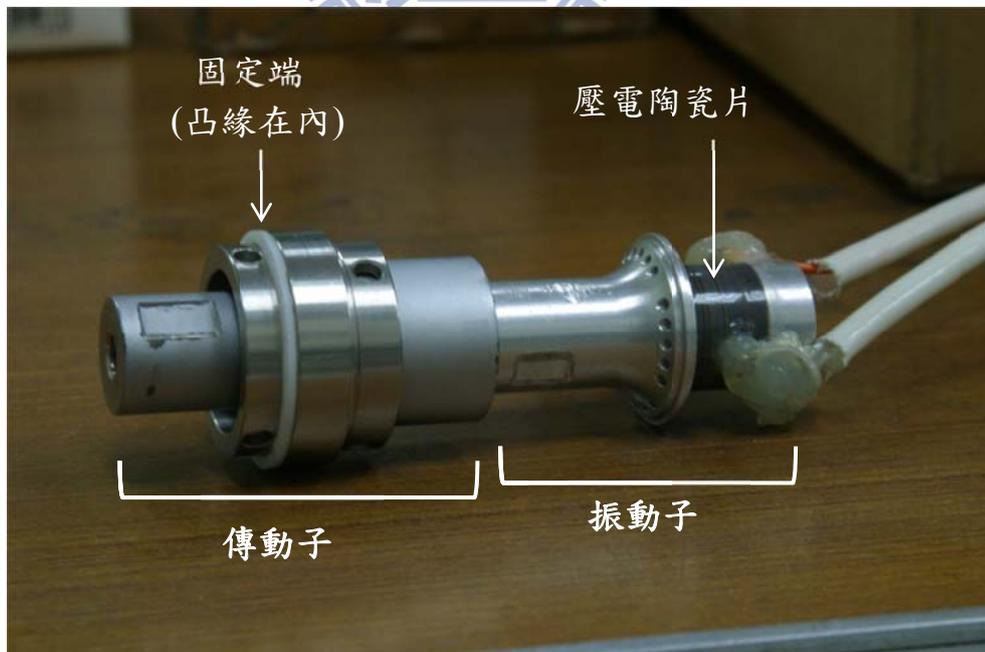


圖 2-5：振動子與傳動子

2.2.2 壓電陶瓷片

壓電陶瓷片的主要功能是使得機械能與電能可以相互轉換。對壓電陶瓷施加壓力時，它就會產生電位差，此為正壓電效應；如果對壓電陶瓷施加電壓，它就會產生機械形變，此為逆壓電效應。如果對壓電陶瓷施加一個高頻振動，它就會產生高頻電流；如果在壓電陶瓷上施加高頻的電訊號，它就會產生高頻的機械振動。而在本研究則是施加一高頻交流電壓，使壓電片有正負方向的高頻機械振動。

極化是成為壓電材料的一個重要程序，因為壓電材料具有機械能與電能之間的能量轉移特性，加電場於壓電材料時，帶有電性的電荷會產生相對位移，因而產生雙極子，經過極化後，會將原本雜亂的極子成為規則排列的極子。故施加電壓之後，壓電片會沿極化軸變形，在高頻振動之下則會形成縱向的振動型態。

壓電材料因晶格內原子間特殊排列方式，使得材料有應力場與電場耦合的效應，而壓電理論為分析壓電材料具力學與電學耦合特性之理論，可以藉由以下數學方程式來表示[15,16]：

介電方程式(Dielectric Equation)：

$$D = \varepsilon E \quad (\text{式 2-1})$$

其中 D ：電位移(Electric Displacement)

ε ：介電係數(Permittivity)

E ：電場強度(Electric Field Strength)

虎克定律(Hooke's Law)：

$$T = cS \quad (式 2-2)$$

其中 T ：應力(Stress)

c ：彈性常數(Elastic constants)

S ：應變(Strain)

上述方程式可以組成壓電材料之物性方程式如下：

$$\{T\} = [c^E]\{S\} - [e^t]\{E\} \quad (式 2-3)$$

$$\{D\} = [e]\{S\} + [\varepsilon^S]\{E\} \quad (式 2-4)$$

其中 c^E ：固定電場時所測量之彈性常數

e ：壓電應力常數(Piezoelectric stress constants)

ε^S ：固定應變時所測量之介電係數(Dielectric constants)

以本研究所使用的六方晶系之壓電陶瓷片 PZT 為例，極化方向為厚度方向(即 Z 軸方向)可將式 2-3、式 2-4 簡化如下：

$$\begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \\ T_5 \\ T_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11}^E & c_{12}^E & c_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ c_{21}^E & c_{22}^E & c_{23}^E & 0 & 0 & 0 \\ c_{31}^E & c_{32}^E & c_{33}^E & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44}^E & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{55}^E & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{66}^E \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \\ S_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & e_{31} \\ 0 & 0 & e_{32} \\ 0 & 0 & e_{33} \\ 0 & e_{24} & 0 \\ e_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (式 2-5)$$

$$\begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & e_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & e_{24} & 0 & 0 \\ e_{31} & e_{32} & e_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \\ S_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_{22} & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix} \quad (\text{式 2-6})$$

在有限元素分析中，會使用到彈性常數(c^E)、壓電應力常數(e)、介電係數(ε^S)等參數，以求得應力(T)與電位移(D)。

本研究中使用的是積層式壓電換能器，所謂積層式是指有多個壓電材料推疊在一起，如圖 2-6 所示。而圖中壓電片上的箭頭方向是指極化方向，當壓電片的上下電位差與極化方向一致時，壓電材料則會有正位移。壓電積層的奇數面與偶數面分別接上電壓，當極化方向皆一致時，壓電材料位移量則會因為一個增加、一個減少而兩兩相互抵消；若使奇數層的極化方向與偶數層相反，則會使壓電材料位移量同時增加或減少。

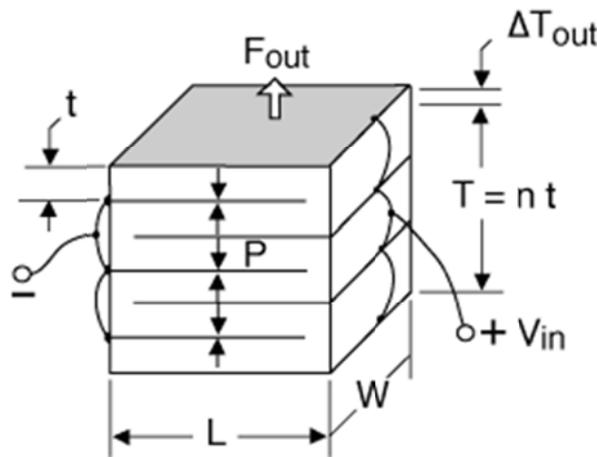


圖 2-6：多層壓電片結構示意圖[17]

2.2.3 超音波振幅放大器簡介

超音波振幅放大器的功能主要在於調整超音波輸入的能量密度，以獲得所需的超音波能量分佈。一般來說振幅放大器的設計常以最大振幅放大率為設計目標。但其自然頻率需與電子訊號產生器之頻率相符，否則將導致振動系統特性與振動模態改變，影響超音波振動能量傳遞，造成共振頻率偏移、振幅放大率降低、偏振與扭曲模態的出現及振幅分佈不均等現象。所以超音波振幅放大器的選用與設計，對整個振動系統之振動特性及效能有決定性的影響，圖 2-7 為各種外型之振幅放大器。



圖 2-7：各種幾何形狀之振幅放大器[18]

常見的超音波傳遞方式有縱波、橫波、表面波、扭轉波等，或是由兩種以上波型結合的複合波等型態，而本研究中所使用的超音波振動系統是採用縱向波模態(Longitudinal mode)，其介質振動方向與波進行方向一致，能有效使用超音波之能量。圖 2-8 為研究所用之超音波振幅放大器。



圖 2-8：振幅放大器

以本研究之超音波振動系統為例，以有限元素軟體做模態分析搜尋 30000Hz 到 40000Hz 之模態時，共有七種模態如表 2-1，其中縱向的振動模態之共振頻率為 35363Hz，此時的振動系統約有五個節點，如圖 2-9。除了縱向模態之外，尚有其他表面或扭轉等振動模態，如表 2-1。

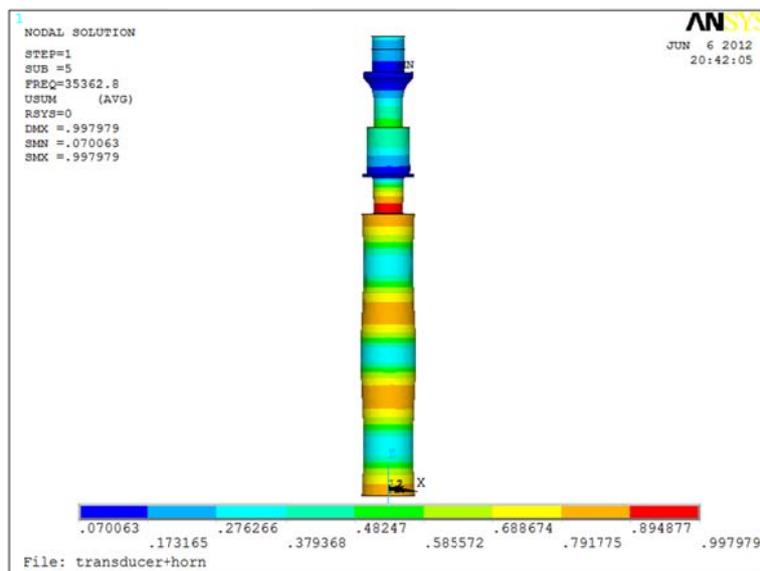
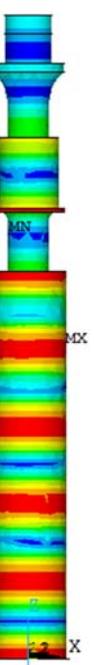


圖 2-9：縱向共振模態

表 2-1：其他振動模態

振動型態			
共振頻率 (Hz)	30232	33075	33090
振動型態			
共振頻率 (Hz)	34407	36864	37396

在等向性固體材料裡，傳遞的波速可由以下兩近似理論得到 [13,19]：

(1) 自由音場內的縱波：

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho} \frac{(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)}} \quad (\text{式 2-7})$$

(2) 在細於波長之柱狀體內傳播的縱波：

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (\text{式 2-8})$$

其中 c 為音速、 E 為楊氏係數、 ρ 為密度、 ν 為蒲松比。

一旦求出固體內音速，再代入波長(λ)與波速關係式：

$$c = \lambda \times f \quad (\text{式 2-9})$$

使用縱向波模態的超音波振幅放大器，其長度必須為音波在固體內傳遞縱波波長的一半，或半波長之整數倍。由式 2-9 即可求得給定頻率(f)及材料下的超音波縱波波長，進而計算出振幅放大器的理論長度，但隨著放大器溫度分佈的改變，上述參數也會有所變化，使用理論來求得放大器長度也變得較困難。因此，本研究將結合實驗量測與有限元素分析，來探討溫度與共振頻率之間的關係。

2.3 振動分析原理簡介

大部分的結構系統都不希望有振動發生，振動會造成結構疲勞而破壞，故其共振頻率與模態皆為機械結構設計必須了解的特性之一，

進而避免外力頻率和結構共振頻率相同，以防止共振現象。但本研究將超音波振動應用於製程中，故系統的共振頻率需符合電子訊號產生器之頻率，以達到共振現象。

2.3.1 模態分析原理簡介

模態分析(Modal Analysis)屬於結構動力學的一種，可以分析一個結構在無負載狀態下之振動情形，也可以對有預應力的結構進行分析，分析結果可得知其共振頻率、振動形態、相對位移分佈等資訊。當自由振動下，且系統無阻尼時，其最基本的運動方程式如下[20,21]：

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = F(t) = 0 \quad (\text{式 2-10})$$

其中 m 為質量、 x 為位移、 k 為彈性係數。

令共振頻率為：

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{式 2-11})$$

則上述 ODE 解為：

$$x(t) = c_1 \sin \omega t + c_2 \cos \omega t \quad (\text{式 2-12})$$

模態分析屬於線性分析，主要探討結構的自然頻率與振動模態，不論是否有阻尼，最後皆會化成 $[A]\{u\} = \lambda\{u\}$ 之標準特徵值與特徵向量問題。有限元素分析軟體 ANSYS 會針對不同系統與解題需求，有各種不同的數值分析方法[22]，一般的分析方法是使用 Block lanczos

method，此方法可用於結構系統具有阻尼現象，但計算效率比阻尼法(Damped method)快，可在模態座標系統中求共振頻率。除此之外還有非對稱法(Unsymmetrical method)、降階法(Reduced householder method)、次空間法(Subspace method)等、指數動力法(Power dynamics method)。

2.3.2 頻率響應分析原理簡介

頻率響應(Harmonic response)是對結構施加正弦波的負載，分析計算出在不同的頻率下此結構的穩態響應，進而得知響應值與頻率之間的關係，由此關係曲線可找到峰值響應，並可進一步觀察此頻率對應的位移、應力等。當系統有阻尼、且外力為一弦波外力時，其運動方程式為[20,21]：

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F_0 \cos \omega t \quad (\text{式 2-13})$$

其中 m 為質量、 x 為位移、 k 為彈性係數、 c 為阻尼常數。

考慮其穩態反應，其解為：

$$x_p(t) = A \cos \omega t + B \sin \omega t \quad (\text{式 2-14})$$

其共振頻率

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (\text{式 2-15})$$

$$x_p(t) = X \cos(\omega t - \phi) \quad (\text{式 2-16})$$

式 2-16 中， X 為振幅、 ϕ 為相位角，可求得：

$$M = \frac{X}{\delta_{st}} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (\text{式 2-17})$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{2\xi r}{1-r^2} \quad (\text{式 2-18})$$

在式 2-17 中， r 為頻率比， ξ 為阻尼比。其中

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k} \quad (\text{式 2-19})$$

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (\text{式 2-20})$$

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{mk}} \quad (\text{式 2-21})$$

式 2-17 中， M 為振幅比(Amplitude ratio)， δ_{st} 為在靜力 F_0 下之位移。而式 2-18 之相位角 ϕ 是位移位置與外力之間的角度，如圖 2-10

所示。

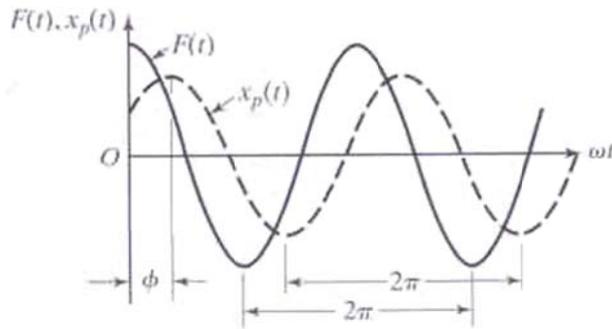


圖 2-10：外力與反應相位示意圖[20]

當阻尼比很小($\xi < 0.05$)時，共振發生於靠近 $r=1$ 處，可得

$$\left(\frac{X}{\delta_{st}} \right)_{\max} \cong \left(\frac{X}{\delta_{st}} \right)_{\omega=\omega_n} = \frac{1}{2\xi} = Q \quad (\text{式 2-22})$$

式 2-22 中， Q 為品質因子(Quality factor)，其值為共振時之振幅比，而振幅比與頻率之關係，如圖 2-11，圖形如鐘形分佈，而阻尼大

小則會影響鐘形分佈的尖銳程度。

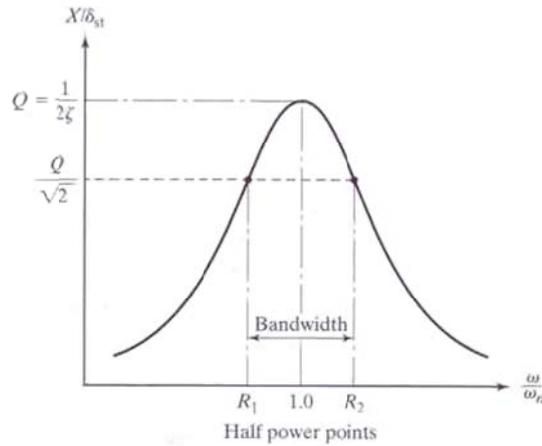


圖 2-11：頻率響應圖之半動力點與頻寬[20]

圖中 R_1 (即 r_1)與 R_2 (即 r_2)之間距為頻寬(Bandwidth)，其振幅比位於能量為 Q 值能量一半時，稱為半動力點(Half power points)，此時之振幅比為

$$\frac{X}{\delta_{st}} = \frac{Q}{\sqrt{2}} = \frac{1}{2\sqrt{2}\xi} \quad (\text{式 2-23})$$

由式 2-17 與式 2-23 可得

$$r_1^2 = R_1^2 = \left(\frac{\omega_1}{\omega_n}\right)^2 \cong 1 - 2\xi \quad (\text{式 2-24})$$

$$r_2^2 = R_2^2 = \left(\frac{\omega_2}{\omega_n}\right)^2 \cong 1 + 2\xi \quad (\text{式 2-25})$$

式 2-24 之 ω_1 為頻率比 r_1 下之頻率，式 2-25 之 ω_2 為頻率比 r_2 下之頻率。由式 2-24 與式 2-25 可得

$$\omega_2^2 - \omega_1^2 = (\omega_2 + \omega_1)(\omega_2 - \omega_1) = (R_2^2 - R_1^2)\omega_n^2 \cong 4\xi\omega_n^2 \quad (\text{式 2-26})$$

而頻寬則為：

$$\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1 \cong 2\xi\omega_n \quad (\text{式 2-27})$$

由式 2-22 與式 2-27 可得

$$Q \cong \frac{1}{2\xi} \cong \frac{\omega_n}{\omega_2 - \omega_1} \quad (\text{式 2-28})$$

由式 2-28 可得知阻尼比與頻寬之關係，本研究將藉由實驗得到振動系統的頻寬，再換算為阻尼比輸入至模擬中做頻率響應分析。在有限元素軟體 ANSYS 中，頻率響應分析的求解法[22]最常使用的則為全解法(Full method)、結構減縮法(Reduced method)以及模態疊加法(Modal superposition method)。

2.4 使用軟體介紹—ANSYS

在本研究中，將使用有限元素軟體 ANSYS 進行模態以及頻率響應的分析，利用運動方程式(式 2-10、式 2-13)進行求解，並利用耦合場分析得到系統振動時的各種物理量(式 2-15、式 2-17 等)。

耦合場分析是考慮了兩個或多個工程物理場之間相互作用的分析，而壓電分析則是一種結構與電場的耦合分析，當對壓電材料施加電壓時，便會產生位移；反之，若使之振動，則會產生電壓。壓電分析類型有穩態、模態、預應力模態、頻率響應、預應力頻率響應以及暫態分析。研究中需考慮到壓電材料的特性進行分析，故選擇有多重物理耦合分析功能的 ANSYS Multiphysics 進行有限元素分析。

2.4.1 軟體簡介

ANSYS 是由美國 ANSYS, Inc. 開發，由 John A. Swanson 於 1970 年成立，其原名為 Swanson Analysis Systems, Inc.。

ANSYS, Inc. 多年來一直致力於多重物理耦合分析的數值理論與軟體化，ANSYS Multiphysics 的耦合功能包括了熱-結構耦合、靜電場-結構耦合、電-熱耦合、流-固耦合、壓電耦合、壓阻耦合等，ANSYS Multiphysics 擁有 ANSYS 所有的分析功能，包括了結構分析、熱傳分析、流體分析、高低頻電磁場分析、聲場分析等，不論是單一或多重物理領域分析，均可在 ANSYS Multiphysics 中完成。而 ANSYS Multiphysics 的耦合分析可分為兩大類：直接法(Direct method)和疊代法(Iterative method)，直接法是直接對耦合方程式求解，同時對各物理方程式求解；而疊代法的耦合方式是將 A 物理領域所產生的負荷轉移至 B 物理領域，同時或循序對各物理方程式求解。

2.4.2 有限元素系統

軟體主要包括三個部分：前處理模組，分析計算模組和後處理模組。前處理模組提供了一個強大的實體建模及網格劃分工具，使用者可以方便地構造有限元模型。而分析計算模組包括結構分析、流體動力學分析、電磁場分析、聲場分析、壓電分析以及多物理場的耦合分

析，可模擬多種物理介質的相互作用，具有靈敏度分析及最佳化分析能力。後處理模組可將計算結果以彩色等值線顯示、梯度顯示、向量顯示、粒子流跡顯示、立體切片顯示、透明及半透明顯示等圖形方式顯示出來，也可將計算結果以圖表、曲線形式顯示或輸出。

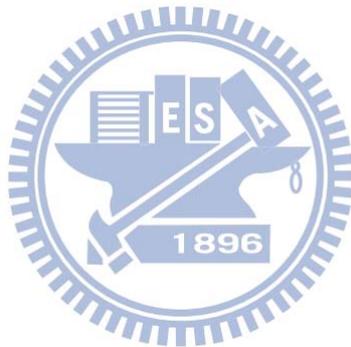
2.4.3 網格系統

ANSYS 軟體提供了 100 種以上的元素型別，用來模擬工程中的各種結構和材料。由於本研究是以使用壓電換能器的振動系統作為研究對象，並且考慮溫度因素，故採用適用於耦合場(Coupled field)的元素，以進行不同物理場之耦合分析。其中常用於壓電材料的元素有 PLANE13、SOLID5、SOLID98、PLANE223、SOLID226、SOLID227。其元素類型如下：PLANE13 與 PLANE223 分別為一階與二階的二維四邊形元素；SOLID5 與 SOLID226 分別為一階與二階的三維六面體元素，SOLID98 與 SOLID227 皆為三維二階四面體元素。

研究中的超音波振動系統為外型較複雜的三維模型，若要產生六面體網格元素(Hexahedral mesh)，必須經過良好的網格規劃，此舉不只會增加其運算量，更要增加額外的步驟才能進行分析。傳統的一階四面體網格在有限元素分析的計算上有較不準確的缺點，而二階四面體網格因節點數的增加，可以修正一階四面體網格不準確的問題，故此研究中選用二階四面體網格元素(Tetrahedral mesh)，對於較複雜的

幾何外型也能容易的產生網格，且 ANSYS 有自動建立網格的功能，對於有限元素分析前處理器是一大幫助。

ANSYS 中的 SOLID98 元素為十個節點的四面體網格，每個節點皆有六個自由度(U_x 、 U_y 、 U_z 、TEMP、VOLT、MAG)，適用於三維的電磁場、熱場、電場、壓電、結構場等耦合分析。考慮到振動子中的壓電效應需做壓電耦合分析(結構-電)，以及放大器在不同的溫度分佈下做熱傳分析(熱-結構)，故選用 SOLID98 元素作為此模型的網格系統。



第三章 有限元素分析初步模型驗證

本章將針對常溫下可正常振動的超音波振動系統進行實驗量測與模擬分析結果驗證，針對此振動系統進行耦合場分析，經過模態分析及頻率響應分析之後，將模擬所得到的共振頻率與振幅與實驗量測的結果相互比對，初步確認常溫下的模型後，再於下章進行高溫下之分析。

3.1 振動系統在常溫下之實驗量測

在超音波系統中，電子訊號產生器將一高頻的交流電壓輸入至換能器，將電能轉換為機械振動輸出振幅。本節將利用電子訊號產生器及網路分析儀觀察此振動系統的共振頻率，並以示波器量測電子訊號產生器所輸出的交流電壓值，以及利用雷射位移感測器量測振幅放大器所輸出的機械振幅。

3.1.1 實驗設備介紹

當超音波系統開始運作時，電子訊號產生器會從 35kHz 附近的頻率自動搜尋系統的共振頻率以作為訊號的給定頻率。系統開始振動後，頻率可直接由電子訊號產生器(圖 2-3)的窗口得知；而量測電壓的方式則是先利用高壓衰減棒(海基國際，CP-258，圖 3-1)將電壓衰

減一百倍，再由示波器(Hewlett- Packard, 54602B，圖 3-2)輸出結果；最後進行振幅的量測，在放大器底端架設雷射位移感測器(KEYENCE, LK-H020，圖 3-3a)連接控制器(KEYENCE, LK-G5001V，圖 3-3b)，量測放大器底端軸向振動的情形，並連接電腦讀取數值。圖 3-4 為實驗設備量測之示意圖。



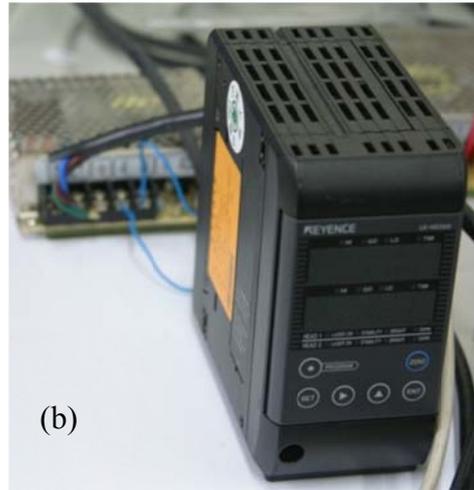
圖 3-1：高壓衰減棒



圖 3-2：示波器



(a)



(b)

圖 3-3：(a)雷射位移感測器 (b)控制器

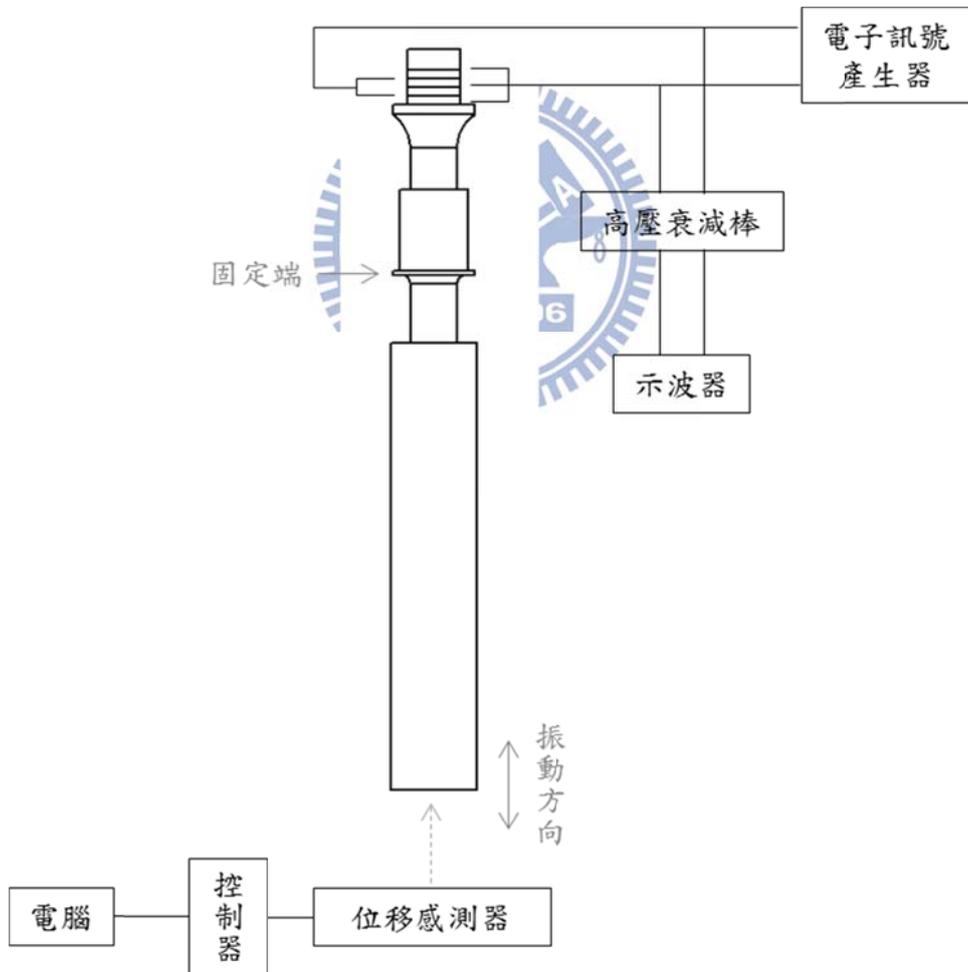


圖 3-4：實驗設備量測示意圖

振動系統的共振頻率除了可藉由電子訊號產生器得知之外，也可使用網路分析儀求得。本研究中使用網路分析儀(Hewlett-Packard, 8751A，圖 3-5)測量訊號的大小(Magnitude)，此值是網路分析儀對振動系統之輸出訊號與輸入訊號的比值取 20 倍 log 值，而在訊號值最大之處則為系統的共振頻率。表 3-1 為各實驗儀器之規格簡介。



圖 3-5：網路分析儀

表 3-1：實驗設備規格簡介

高壓衰減棒 (CP-258)	頻寬：250MHz 衰減比：100：1
雷射位移感測器 (LK-H020)	取樣速率：2.55~1000 μ s (選取 2.55 μ s) 重複精度：0.02 μ m
控制器 (LK-G5001V)	顯示週期：約 10 次/秒 最小顯示單元：0.001 μ m
網路分析儀 (8751A)	頻率範圍：5Hz~500MHz 動態精度： \pm 0.02 dB, \pm 0.12 $^\circ$

3.1.2 實驗量測

本節將針對常溫下的模型進行實驗量測。超音波振動系統架設如圖 3-6，固定端位於傳動子上。首先將壓電片之正負極連接於網路分析儀得到訊號值，如圖 3-7，在訊號值最大時之頻率則為系統之共振頻率，將此量測結果藉由圖 2-11 則可得知系統之頻寬。接著再將壓電片之正負極改為連接至電子訊號產生器，搜尋共振頻率並成功運作後，讀取頻率值並量測電壓值及振幅值。圖 3-8 為示波器之擷取畫面，圖 3-9 為放大器底端之振動情形。



圖 3-6：超音波振動系統之架設情形

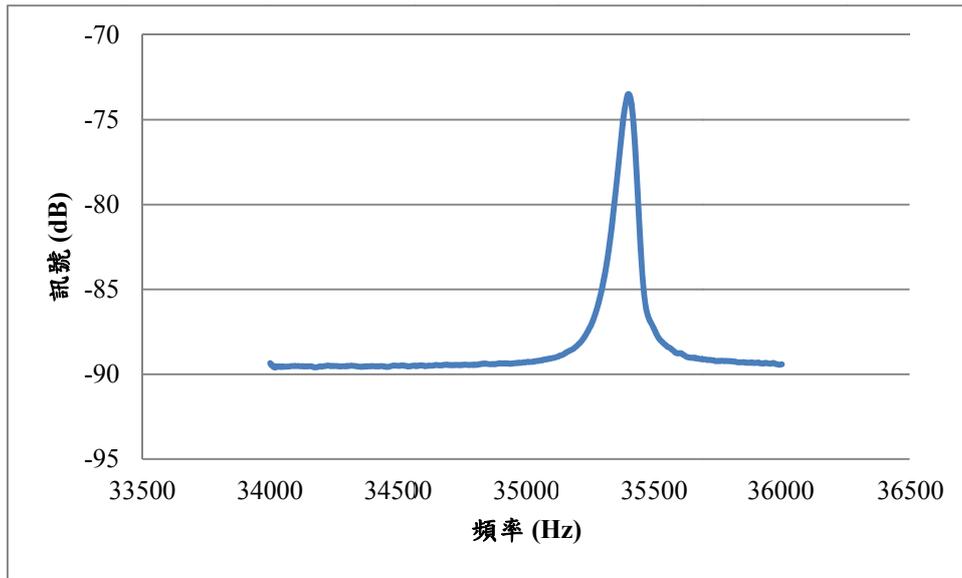


圖 3-7：網路分析儀之訊號值

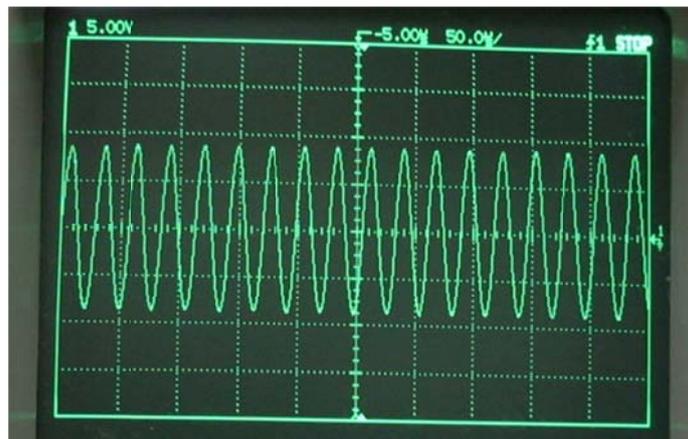


圖 3-8：示波器量測之電壓值

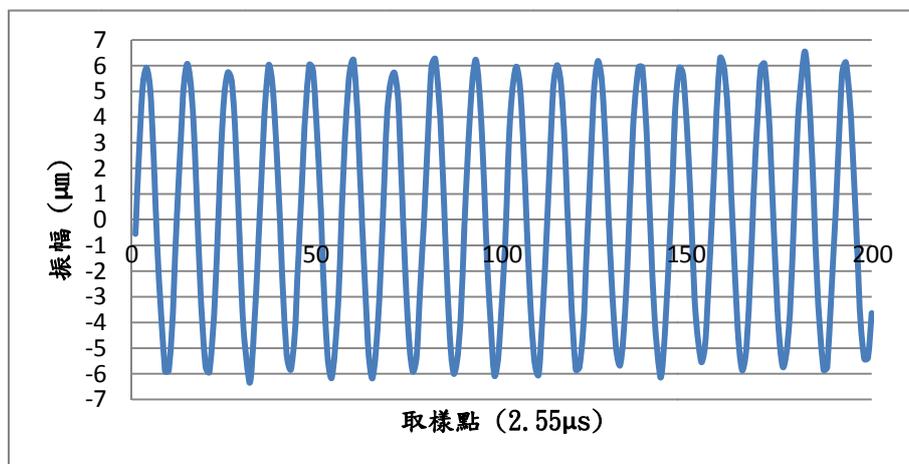


圖 3-9：放大器底端之振動情形

表 3-2 為實驗測量結果，由網路分析儀觀察得知共振頻率為 35380Hz，頻寬約為 53Hz；由電子訊號產生器搜尋之共振頻率結果為 35.34kHz，與網路分析儀所得之共振頻率相當接近，而電子訊號產生器輸出之電壓由高壓衰減棒衰減 100 倍後，示波器量測為約為 9V 之弦波電壓，故實際輸出電壓約為 900V；在系統振動時以雷射感測器量測放大器底端的振幅，由於電子訊號產生器輸入一高頻弦波電壓至壓電片，故放大器底端振幅亦為一弦波機械振動，振幅約為 6 μ m。

表 3-2：振動系統之實驗量測結果

網路分析儀		電子訊號產生器		放大器端面
共振頻率	頻寬	共振頻率	電壓	中央振幅
35380Hz	53Hz	35.34kHz	900V	5.99 \pm 0.56 μ m

3.2 有限元素模型建立

有限元素分析的第一個步驟是建立分析模型，包括幾何外型的建立、材料給定以及網格劃分，有了正確的分析模型之後，接著給予適當的參數與條件，便能開始進行分析。

3.2.1 幾何外形建立與材料性質給定

本研究所分析的超音波振動系統是由振動子、傳動子以及振幅放大器所組成，振動子與傳動子的幾何尺寸是根據京華超音波股份有限

公司所提供的二維圖檔，加以簡化後以 CAD 軟體繪製而成。在結構中有兩根螺絲，一根螺絲貫穿振動子至傳動子上方，以固定壓電陶瓷片的位置，並將振動子與傳動子連接在一起；而另一根螺絲是連接傳動子與振幅放大器，在建立幾何外形時，將其忽略並以實心的模型代替。除此之外，四個壓電片之中夾有電極板，是為了將電場均勻的施加在壓電片上，但此電極體積極小，對整體結構並無太大影響，故模型中將此電極忽略，改為建立五個面來取代，此舉亦可對壓電片施加均勻電場。

假設此模型為均勻的軸對稱模型，並忽略其接觸面性質，將所有物件視為一體，先以 CAD 軟體 SolidWorks 建模，再將匯出的圖檔匯入 ANSYS 進行分析。圖 3-10 為振動系統之外型以及尺寸，此外形設計為在常溫下可振動，即系統之共振頻率落於本研究所使用之電子訊號產生器之頻率搜尋範圍。

研究中使用的振動子的材料為鋁合金(A2024)及壓電陶瓷片(PZT-8)，傳動子的材料為鈦合金(Ti64)，振幅放大器材料為不鏽鋼(SS304)。此振動系統的結構阻尼比則由網路分析儀所得到的頻寬換算而得，量測得到的頻寬約為 53Hz，由式 2-28 換算得到阻尼比為 7.42×10^{-4} 。其餘的材料性質如表 3-3。

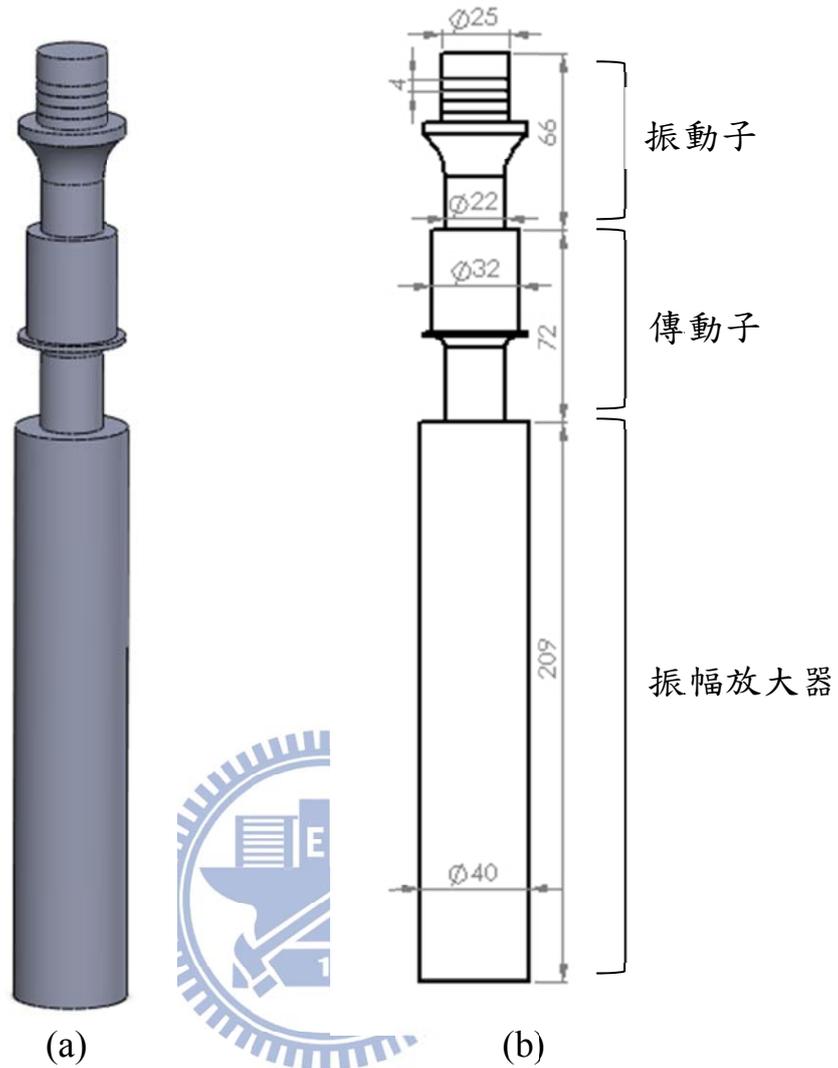


圖 3-10：(a)振動系統之三維外型(b)振動系統之尺寸

表 3-3：超音波振動系統之材料性質

	密度 (kg/m ³)	楊氏係數 (GPa)	蒲松比
振動子(A2024)	2780	69	0.33
陶瓷壓電片(PZT-8)	7600		0.29
傳動子(Ti64)	4430	113.8	0.342
振幅放大器(SS304)	7900	200	0.3

而壓電陶瓷片為 PZT-8，所使用的材料參數[12]如下，可配合式 2-5 與式 2-6 做運算，而極化方向則為沿著 Z 軸之方向。

彈性常數(Elastic constants)：

$$[s^E] = \begin{bmatrix} 137 & 69.7 & 71.6 & 0 & 0 & 0 \\ 69.7 & 137 & 71.6 & 0 & 0 & 0 \\ 71.6 & 71.6 & 124 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 33.65 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 31.4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 31.4 \end{bmatrix} GPa \quad (\text{式 3-1})$$

壓電應力常數(Piezoelectric stress constants)：

$$[d] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 10.4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 10.4 & 0 \\ -4 & -4 & 13.8 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} C/m^2 \quad (\text{式 3-2})$$

相對介電係數矩陣 (Dielectric Relative Permittivity Matrix)：

$$[\epsilon^T] = \begin{bmatrix} 898 & 0 & 0 \\ 0 & 898 & 0 \\ 0 & 0 & 582 \end{bmatrix} \quad (\text{式 3-3})$$

相對介電係數是與真空下的介電係數值(free-space permittivity)之相對值，而真空下的介電係數(ϵ_0)為 8.85×10^{-15} F/m。

3.2.2 網格收斂測試與網格劃分

在 ANSYS 裡有自動建立網格的功能，其中對於網格的大小由 smart size 分為十個等級，數字越小的等級經過劃分之後網格越密，元素數量越多，模擬分析結果就越準確，但過多的網格則會增加運算時間，所以為了兼顧模擬結果的準確性以及運算效率，在此將針對振動系統分析其縱向模態的自然頻率，觀察在不同密度的網格之下模擬結果的變化，以及每組數據的分析時間。使用的元素為 SOLID98 四

面體網格，網格收斂分析結果如表 3-4，可發現網格越小，運算時間幾乎以倍數成長；而收斂曲線如圖 3-11，可發現網格越密，收斂曲線趨近平穩，在 smart size=5 之後幾乎無變化，但運算時間卻明顯增加。因此為了有效的縮短計算時間，並得到足夠準確的模擬結果，後續的有限元素分析將採用 smart size=5 進行網格劃分，網格模型如圖 3-12。

表 3-4：網格收斂分析結果

Smart size	自然頻率(Hz)	分析時間(s)
8	35382.1	1
7	35369.7	1
6	35365.5	1
5	35362.8	3
4	35361.5	5
3	35360.7	11
2	35360.0	18
1	35359.5	72

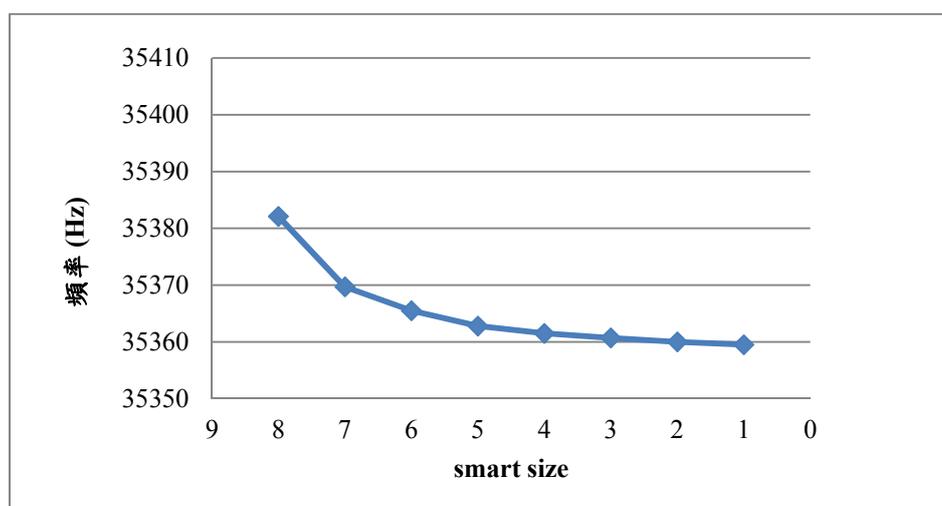


圖 3-11：網格大小與頻率之關係圖



圖 3-12：超音波振動系統之網格模型

3.2.3 邊界條件設定

在實驗中，振動系統的固定端是將傳動子的凸緣利用夾具將上下緣夾持住，故將凸緣上下兩面設定為無垂直方向的位移，較設定為完全固定更接近真實情況。而壓電片的極化方向是奇數層為 Z 軸方向、偶數層為反向，由於壓電材料矩陣的極化方向為 Z 軸，故利用區域座標設定第二、四個壓電片的座標矩陣與另外兩片相反(即-Z 軸)。此外，由於建立模型時忽略了電極板並以面代替之，故仿照電極板的形式，於第一、三、五個面設為接地(電壓為零)，將實驗所量測得到的電壓值輸入至第二、四個面，如圖 3-13 所示。

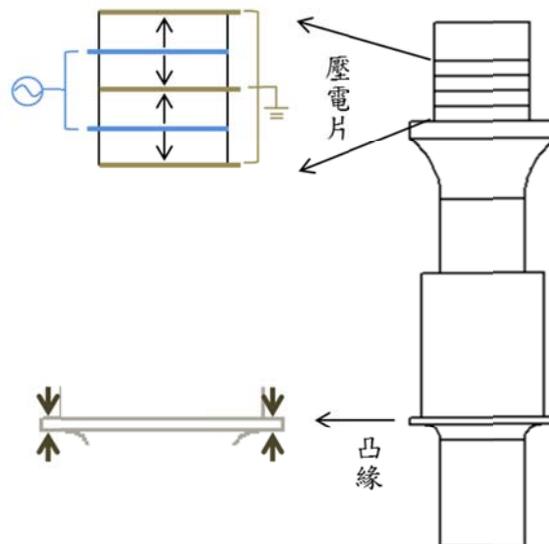


圖 3-13：邊界條件示意圖

此外，在振動系統的結構中，每個零件皆由螺絲相連接，但在此有限元素模型中，若要設定螺絲的預應力使各零件緊密的接觸，需增加許多額外的步驟才能進行分析；若忽略螺絲預應力，設定每個接觸面為黏合(Bonded)，由於接觸面節點數的增加，會使得運算時間變長，導致模擬效率不彰。故在此模型中，將所有物件視為一體成形，先針對不同材料分別給定參數後再進行模擬，此分析結果與將接觸面設為黏合的模型相比較，並無太大差異，如圖 3-14 所示。使用的模型為不包含振幅放大器之振動系統對其做頻率響應分析，兩者結果非常接近，卻節省了很多運算步驟及分析時間。

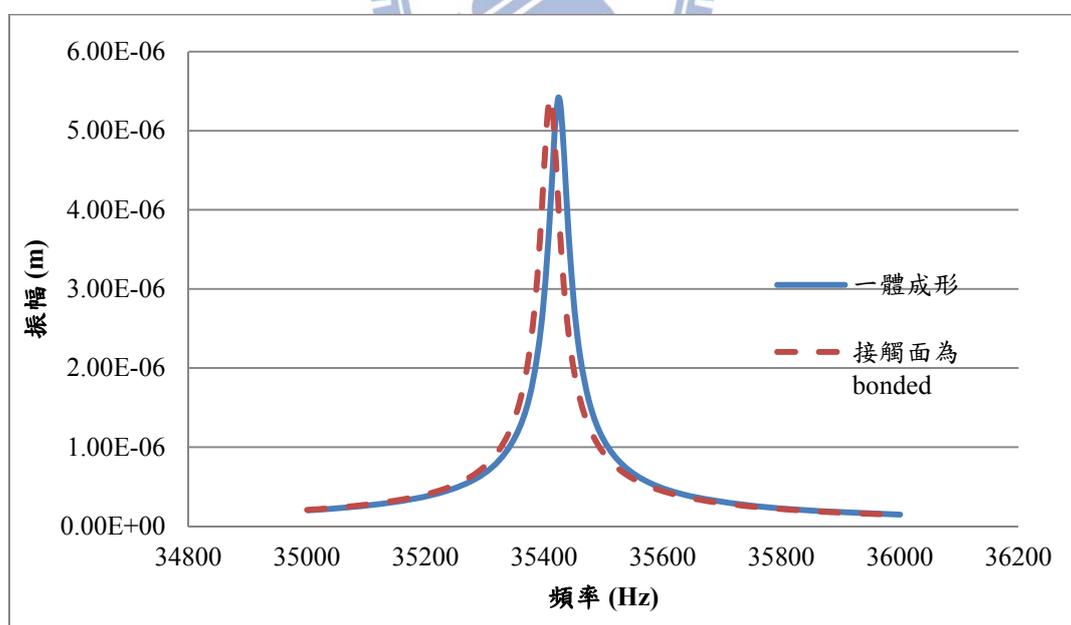


圖 3-14：一體成形與設定接觸面之模擬結果比較

3.3 有限元素分析結果

本研究中所使用的元素為 SOLID98，在模態分析中使用 Block lanczos method，此方法可使用於有阻尼現象的結構系統，可在模態座標系統求其自然頻率。而在頻率響應分析時，全解法可使用於多自由度以及有阻尼的振動系統，且 SOLID98 元素只提供全解法求解，故以下將使用全解法做頻率響應分析。

實驗中針對常溫下可振動的振動系統進行量測，故模擬也將使用此模型進行模擬。首先針對模型做模態分析以求得其共振頻率，但此時只能得知振動型態與相對位移分佈，為了求得振動時之振幅，故對壓電材料施加電壓進行頻率響應分析，藉由模態分析所求得的共振頻率設定前後範圍作響應分析，可得到模型的應力分佈、振幅分佈、以及輸入之電訊號頻率與振動系統的機械振幅之間的關係。

在模態分析中，可得到此振動系統的共振頻率為 35363Hz，此時的振動型態為縱向振動，其振動型態與相對位移分佈如圖 3-14，但此位移量並非真實位移，必須經過頻率響應分析才能求得真實位移。將電子訊號產生器所輸出之電壓值 900V 做為頻率響應分析之電性邊界條件，頻率分析範圍則設定為模態分析之共振頻率正負約 500Hz，選定放大器底端之軸向振幅做頻率響應圖，如圖 3-16，當頻率落在共振頻率 35363Hz 時，振幅會有最大值為 5.47 μm 。圖 3-17 為電訊號在共

振頻率下之位移分佈圖，圖 3-18 為此時的應力分佈圖。

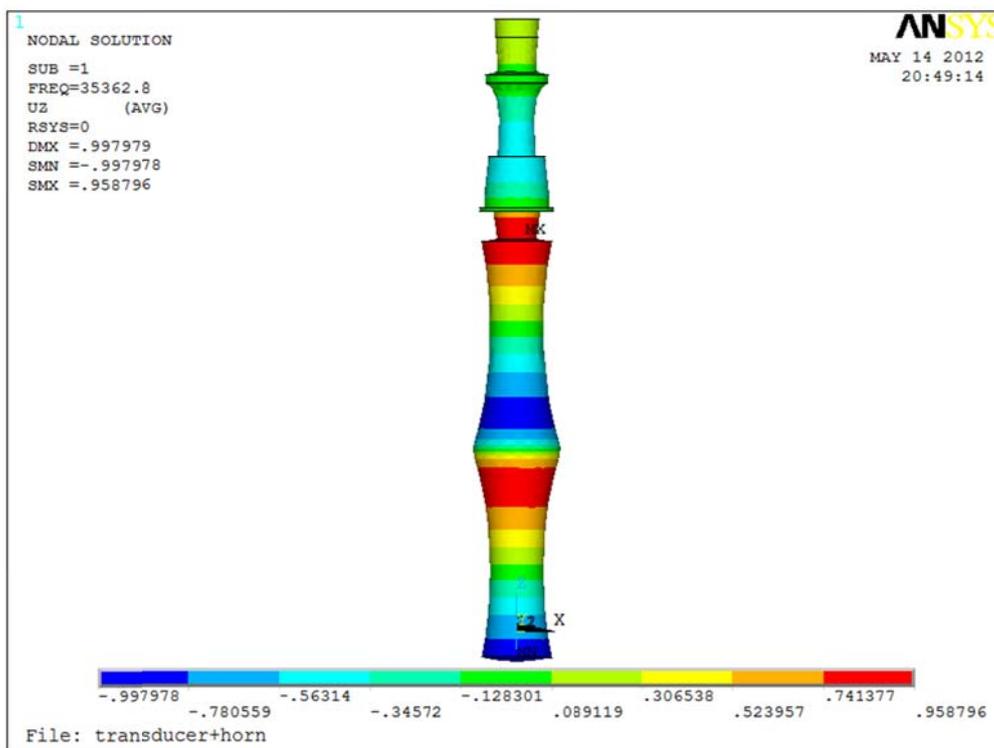


圖 3-15：模態分析之相對位移分佈圖

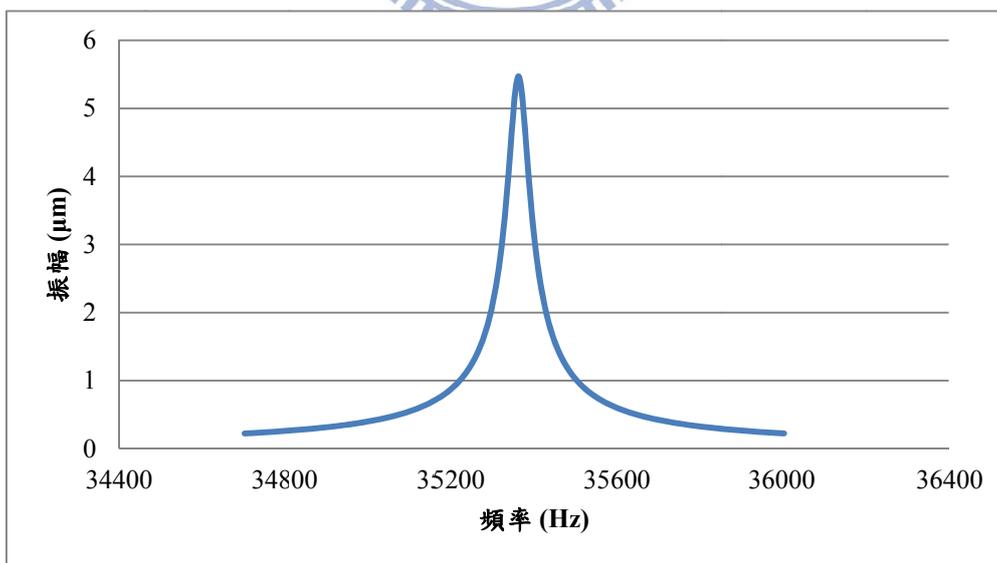


圖 3-16：放大器底端振幅與頻率之關係曲線

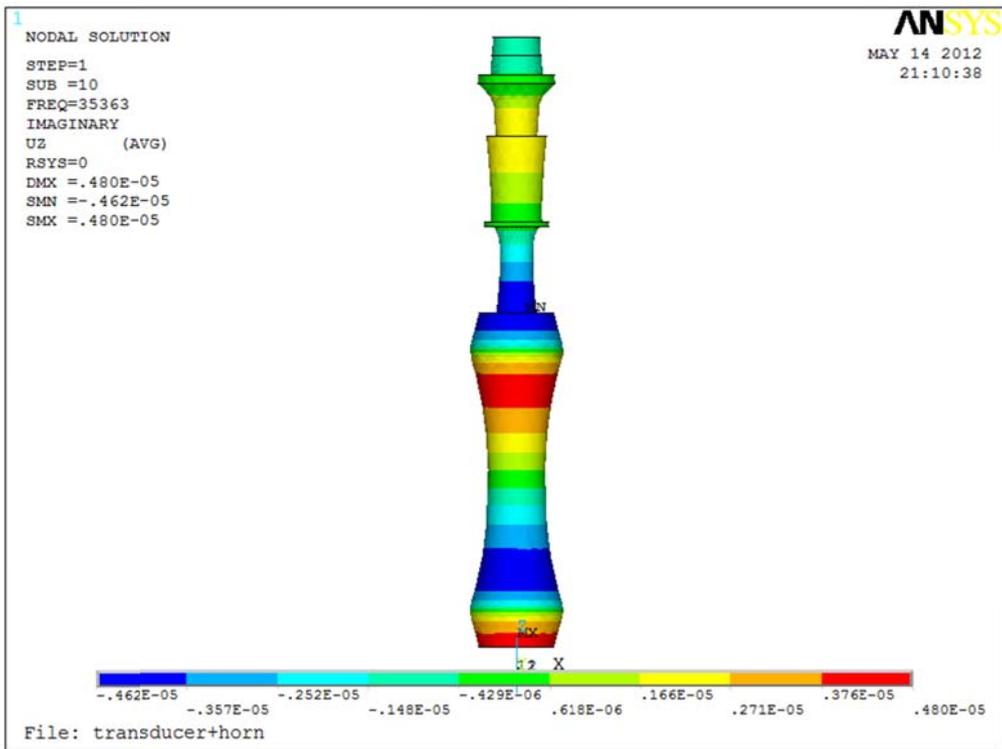


圖 3-17：共振頻率下(35363Hz)之位移分佈圖(unit: m)

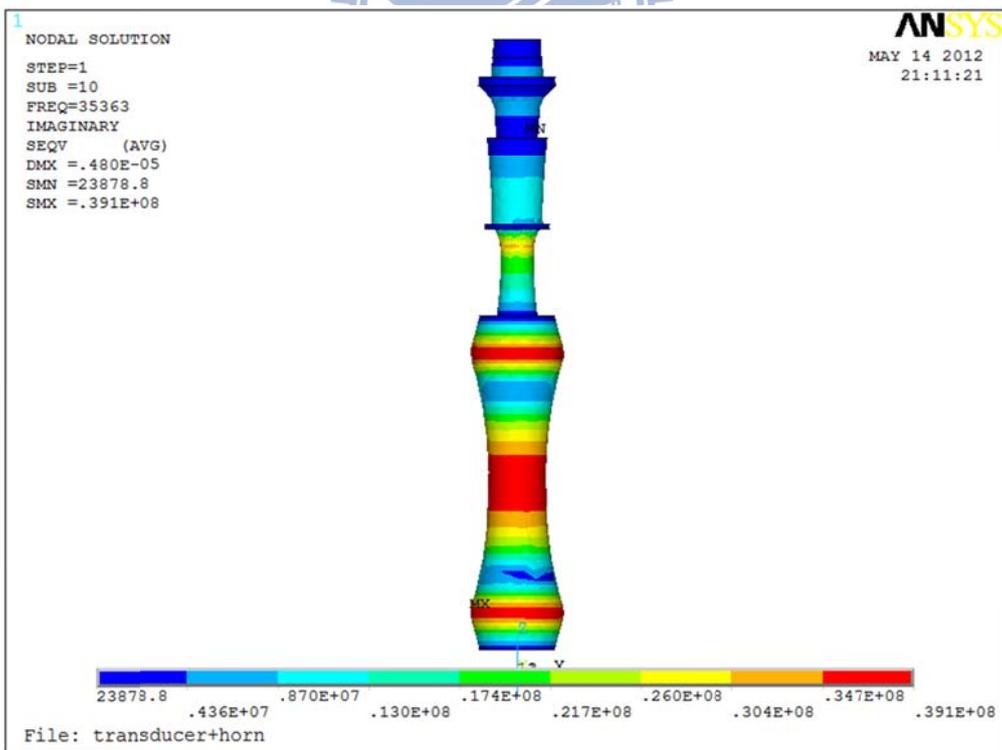


圖 3-18：共振頻率下(35363Hz)之應力分佈圖(unit: Pa)

3.4 初步結果討論

表 3-5 為實驗與模擬結果比較。在實驗中，由網路分析儀量測之共振頻率為 35380Hz，頻寬約為 53Hz，而電子訊號產生器所搜尋並給定的共振頻率為 35.34kHz，電壓為 900V，放大器底端振幅約為 6 μ m；在模擬中則得到共振頻率 35363Hz，放大器底端振幅為 5.47 μ m。

表 3-5：實驗量測與模擬結果比對

	共振頻率		放大器底端中央振幅
實驗	網路分析儀	電子訊號產生器	5.99 \pm 0.56 μ m
	35380Hz	35.34kHz	
模擬	35363Hz		5.47 μ m

本章以常溫下的超音波振動系統進行分析，先由實驗量測得知共振頻率、電壓、頻寬及振幅等，再將量測得到的電壓及頻寬換算為阻尼比後輸入至有限元素分析，分析得知共振頻率、振幅，並與實驗相互驗證。上述結果可看出在常溫的模型中，可藉由模擬預測出相當準確的結果。而本研究的目的是針對高溫下的振動系統進行分析，在本章已建立常溫的超音波振動系統之有限元素模型，並藉由分析與實驗結果比對後，已驗證此初步模型之準確性，後續將利用此模型針對高溫下的振動系統進行分析，比較實驗與模擬結果。

第四章 有限元素分析進階模型驗證

當超音波振動系統應用於高溫之製程時，系統各組件之材料性質會因溫度不同而有所改變，導致結構之共振頻率偏移，此時則必須修改放大器(放大器為承受溫度梯度之主要組件)的外形，使振動系統在高溫時的共振頻率與電子訊號產生器之搜尋範圍相符。但由於放大器有溫度分佈，其材料性質並非定值，很難以理論公式求得其長度，故本章將利用第三章所建立之有限元素模型，針對有溫度分佈的系統，考慮其高溫下材料性質的改變，觀察其共振頻率的變化。並使用不同長度之振幅放大器進行分析，探討不同放大器外形及不同溫度下之振動情形。最後將模擬結果與實驗量測值相互比較，驗證本研究所提出之有限元素模型。

4.1 振動系統在高溫下之實驗量測

在真實的高溫的超音波振動系統中，是將加工端的溫度提高，但為了避免振動子中的壓電片因受熱而損壞，需加以設計保持振動子與傳動子為室溫。在本研究中，以仿真但簡化的實驗設計，在放大器底端(即加工端)以加熱爐加溫，而將放大器靠近傳動子與振動子的一端以冷卻水進行冷卻至常溫，故放大器則會承受由高溫至常溫的溫度梯度分佈。實驗中將量測放大器的溫度及熱膨脹、系統之共振頻率與頻

寬、電壓及振幅等。

4.1.1 實驗設備介紹

在加溫系統中，使用自行設計之加熱爐對放大器底端進行加熱，而加熱爐底端的設計可使振幅放大器底端外露以進行振幅量測，如圖 4-1。加熱爐內共設有 12 個 150W 的鹵素燈泡，將燈泡連接至溫度控制器(YOKOGAWA, UP150, 圖 4-2)，由熱電偶(K-type thermocouple, 圖 4-3)量測放大器內部溫度並將訊號回傳至溫度控制器，調整燈泡的輸出功率，保持放大器底端溫度為定值。除此之外，使用連接至冰水機的冷卻水罩(圖 4-4)對放大器頂端進行冷卻，待系統達到穩態後，利用雷射位移感測器量測放大器底端之膨脹位移，並將壓電片之正負極連接至網路分析儀，以進行共振頻率與頻寬的量測。圖 4-5 為實驗儀器架設示意圖，圖 4-6 則為實際儀器之架設情形，其中風扇的作用則是將放大器底端的熱氣排開，避免雷射頭受熱損壞。

最後再以電子訊號產生器連接振動系統，若能成功運作，便讀取電子訊號產生器之輸出頻率，並量測輸出電壓與放大器底端振幅。整體實驗機台架設如圖 4-7 所示。

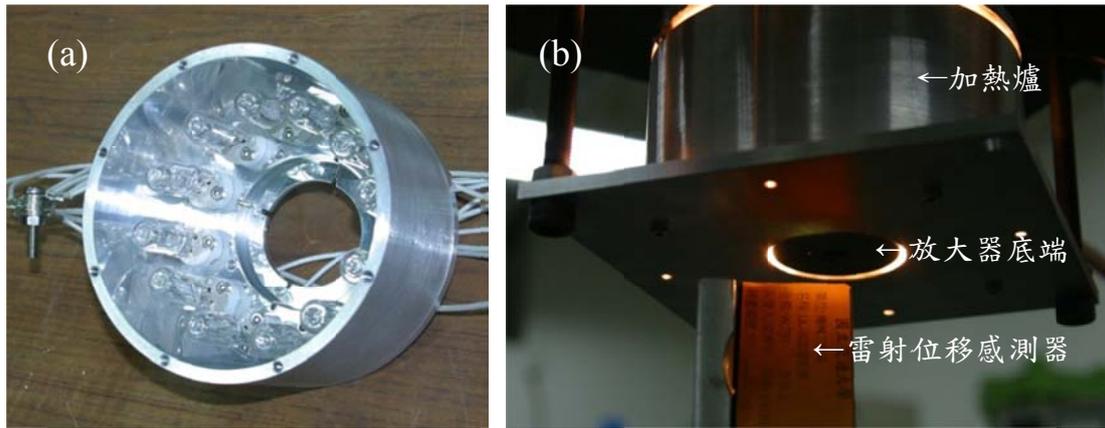


圖 4-1：(a)加熱爐內部 (b)加熱爐與放大器之架設位置



圖 4-2：溫度控制器



圖 4-3：熱電偶

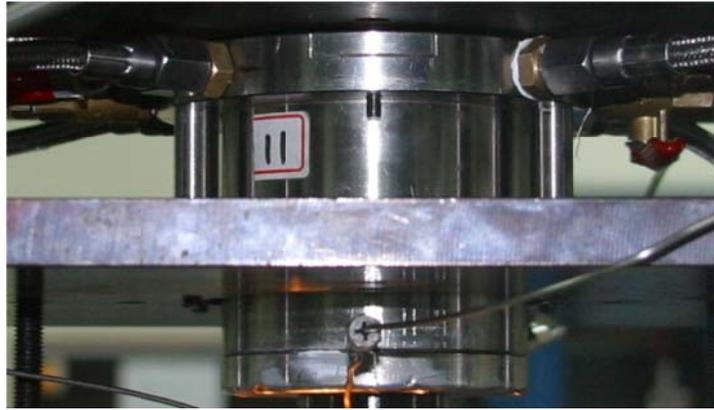


圖 4-4：冷卻水罩

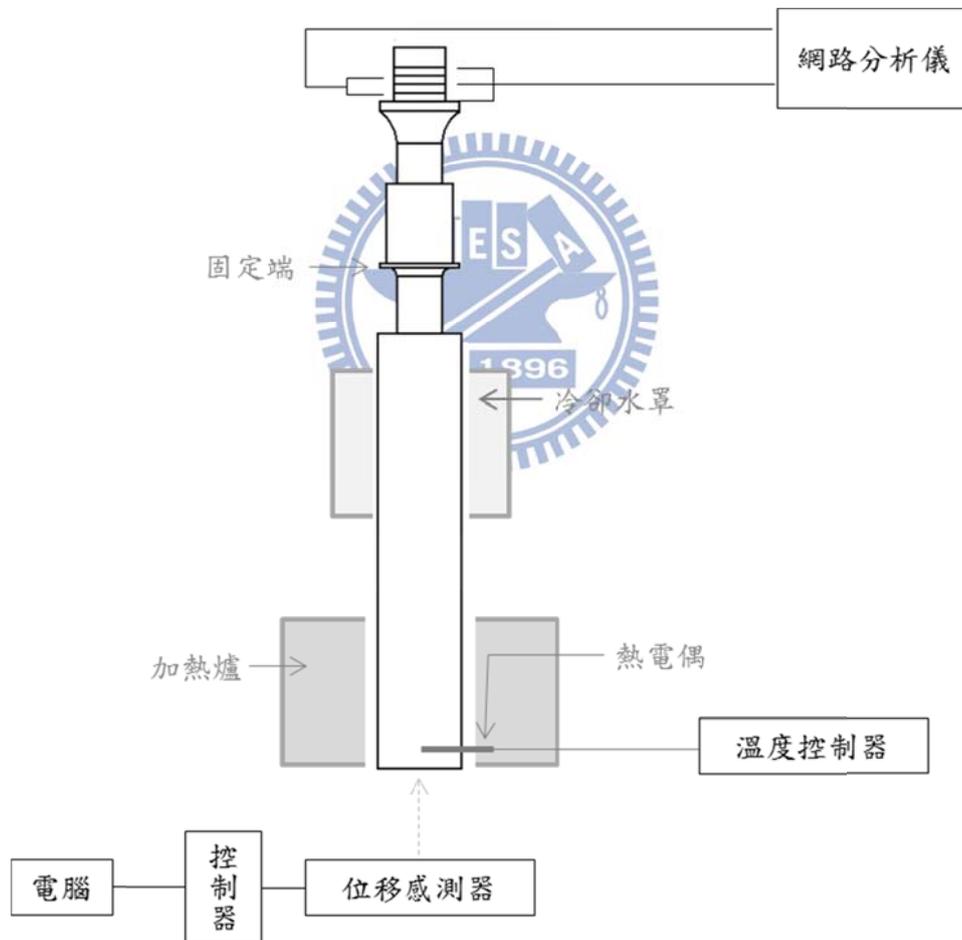


圖 4-5：高溫系統之實驗儀器架設示意圖

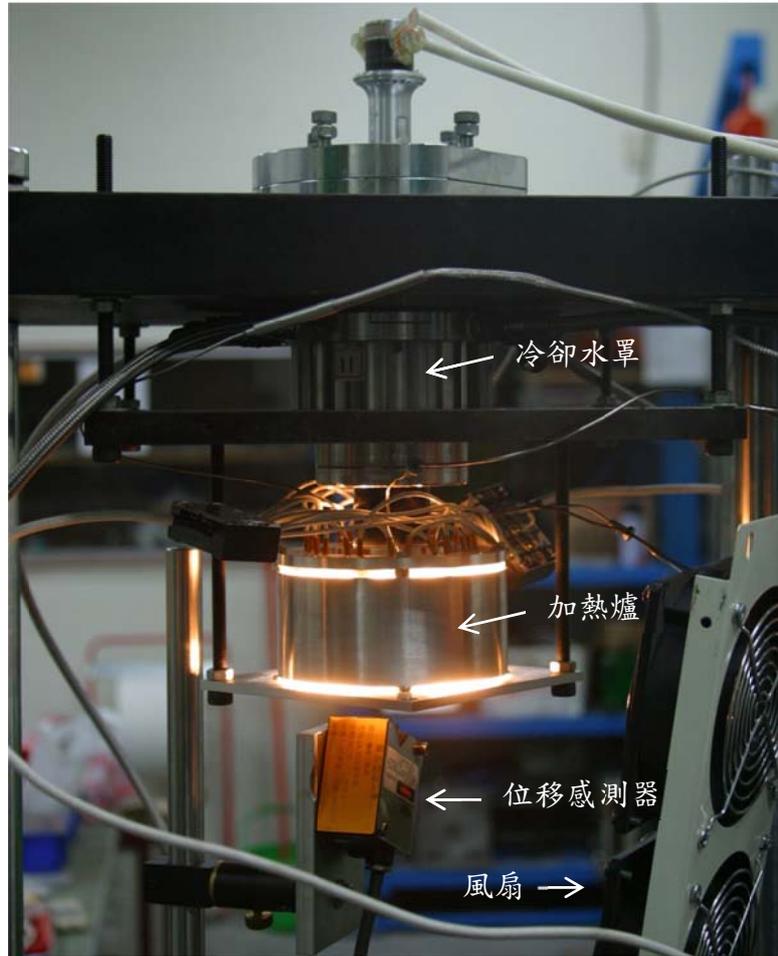


圖 4-6：高溫振動系統與實驗設備之架設圖



圖 4-7：實驗機台之架設圖

4.1.2 實驗量測

本節將針對三種不同長度的放大器進行四種不同工作溫度的實驗量測，放大器長度分別為 209mm、205mm、202mm，而量測的項目包含放大器的溫度、系統之熱膨脹、共振頻率及振幅等等。

在加溫系統中，加熱爐針對加工端(放大器底端)進行加熱，而冷卻水罩則是位於放大器靠近振動子的一端，針對不同長度之放大器，加熱爐及冷卻水罩的架設位置距離放大器底端均相同。放大器上共有五個溫度量測點，示意圖如圖 4-8，位置分別是距離放大器底端 5mm、20mm、35mm、50mm、90mm。將第一個量測點(距放大器底端 5mm)當作溫度控制點，利用溫度控制器調整功率使該處升溫並持溫在 100°C、200°C、300°C，除了以上三種溫度，加上常溫的系統共有四種工作溫度，而冷卻水皆以 25°C 進行冷卻。

當溫度不再變化、即系統達到穩態時，以熱電偶量測五個量測點的溫度，結果如圖 4-9，可發現不同外形的放大器其量測點之溫度幾乎相同。但由於第二、三個量測點位置較接近加熱爐中央，故溫度會比第一個量測點高，而冷卻水罩的水溫以恆溫 25°C 對放大器上半段進行冷卻，故第五個量測點所量測到的溫度也因此降低許多。

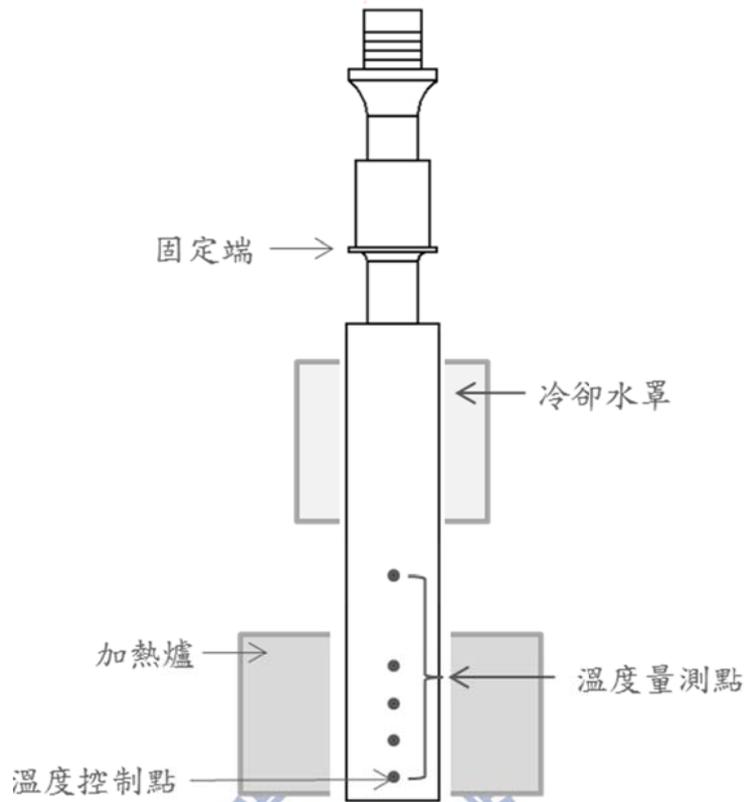


圖 4-8：實驗設備之架設與溫度量測點示意圖

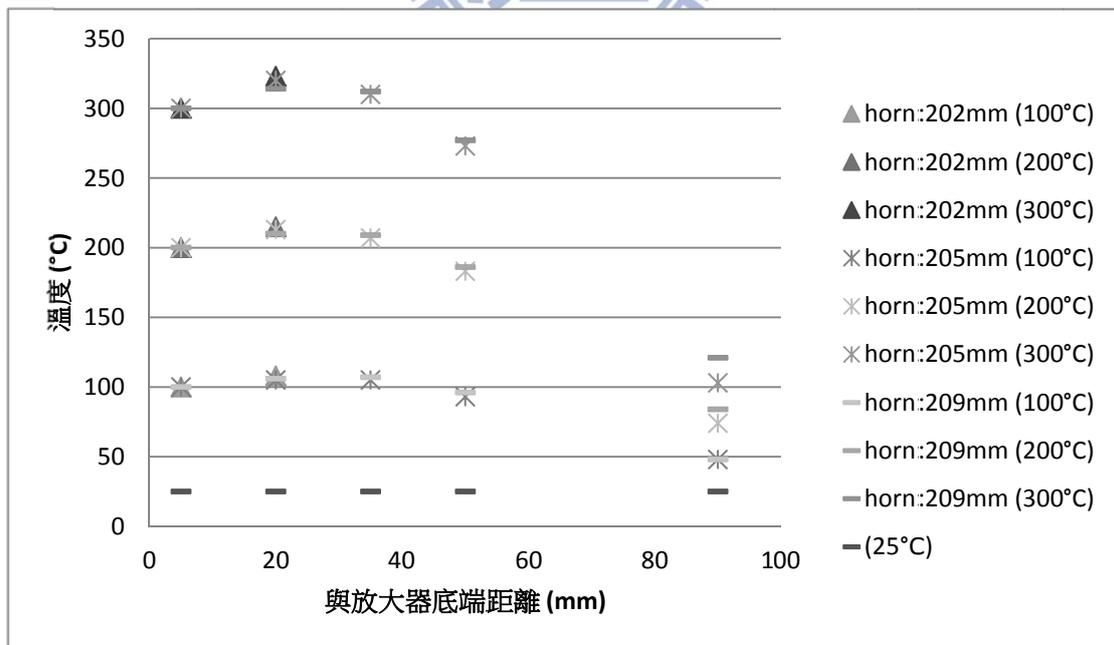


圖 4-9：四種溫度下五個量測點之溫度

當系統處於高溫時，熱膨脹會使放大器外形產生變化，亦會使共振頻率偏移，所以系統達到穩態後，便進行熱膨脹位移之量測。因為系統結構是固定於傳動子的凸緣，且受熱的部分僅限於放大器，故軸向的膨脹位移會往放大器底端延伸，但實驗中由於種種限制，無法量測整個放大器的膨脹，所以在實驗中僅以雷射感測器量測放大器底端的軸向膨脹位移。

在不同放大器長度的系統當中，加熱爐與冷卻水罩架設位置皆相同，溫度分佈也大致相同，理論上軸向熱膨脹位移亦會相同，而實驗中不論何種長度的放大器，量測得的熱膨脹位移在相同溫度下皆很接近，量測數值如表 4-1，但外在環境的振動或雜訊會影響量測時讀取的位移，所以讀取數值時會略有誤差。後續資料將以第一個量測點(控制點)溫度代表系統之溫度，故四種工作溫度分別為 25°C、100°C、200°C、300°C。

表 4-1：實驗量測之軸向熱膨脹位移

Unit: μm	25°C	100°C	200°C	300°C
Horn: 202mm	0	115	258	409
Horn: 205mm	0	118	256	402
Horn: 209mm	0	113	263	405
軸向熱膨脹位移範圍	0	110~120	255~265	400~410

當振動系統有溫度分佈時，共振頻率可能會產生偏移，若頻率產生器能使系統成功運作，則可直接由電子訊號產生器得知共振頻率；但若共振頻率偏移至電子訊號產生器的搜尋範圍之外，此時則只能藉由網路分析儀觀察其共振頻率。兩者之共振頻率量測結果如圖 4-10，結果相當一致，相互驗證了電子訊號產生器與網路分析儀共振頻率量測之準確性，且藉由此實驗觀察可得知本研究所使用的電子訊號產生器之搜尋範圍，約為 35.10kHz 至 35.50kHz，當振動系統之共振頻率超出此範圍時，電子訊號產生器則無法運作。

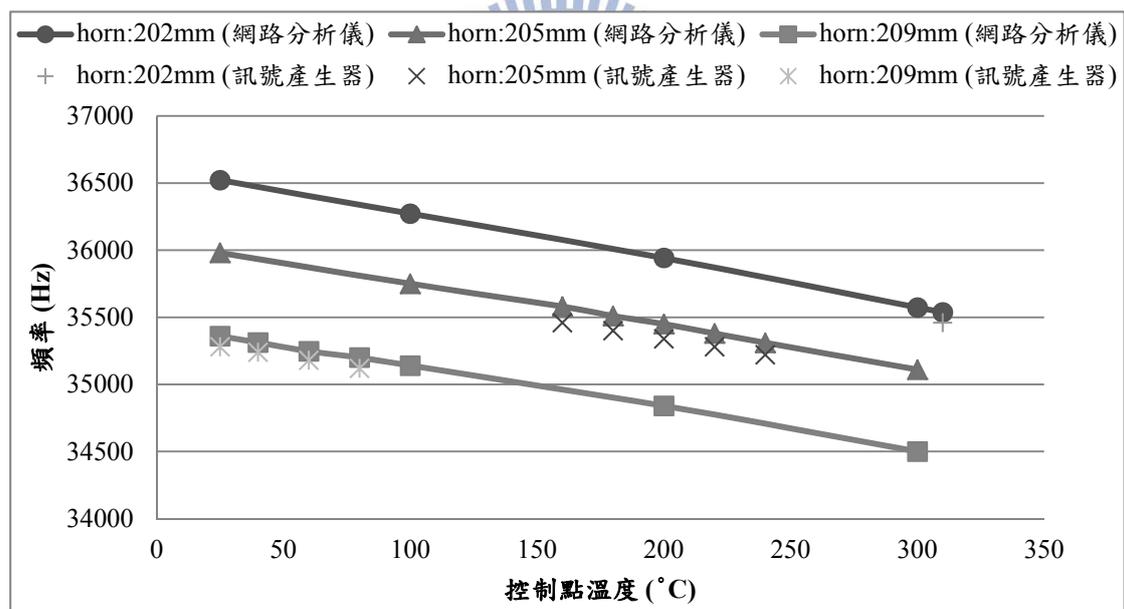


圖 4-10：不同長度之放大器在不同溫度下之共振頻率

不同放大器長度之振動系統都有其可運作之溫度範圍。當放大器長度為 209mm 時，運作溫度範圍約為常溫至 80°C；而長度為 205mm 放大器之運作範圍為 160°C 至 240°C；長度為 202mm 時要能成功運

作則溫度必須高達 310°C 以上。由實驗結果可發現，在相同溫度下，放大器長度越短則共振頻率越高；相同放大器外形時，溫度越高則頻率越低。此現象可由式 2-8、式 2-9 等理論公式得到驗證，當放大器長度越短，則波長越短，在其餘條件不變的情況下，則頻率越高；溫度越高時，楊氏係數會下降，則頻率也隨之下降。

實驗中使用網路分析儀所得到的訊號圖，除了可得到系統的共振頻率，也可利用圖 2-11 計算出頻寬，並計算出阻尼比以輸入至模擬中。放大器長度為 209mm 時之振動系統在不同溫度下所得到的訊號值如圖 4-11。由圖可發現，在共振頻率之後有個較小的共振點，推測可能是因為放大器上鑽了許多溫度量測孔，且這些孔洞並非完全對稱排列，或是實驗設備的架設影響了振動系統，種種原因都可能使得此系統在縱向的共振頻率之外有另一個模態的振動產生，但此模態的訊號值與所需之縱向模態相對甚小，故可以將其忽略，不予以考慮。

由網路分析儀所得之訊號值可發現，在不同溫度下頻寬皆不變，約為 53Hz 左右，而溫度越高則共振頻率降低，利用式 2-28 之阻尼比公式計算後可發現阻尼比略增，且響應略小，由圖也可看出溫度越高訊號越小，其餘放大器外形之振動系統也有相同趨勢。而當放大器長度為 205mm 時，頻寬約為 60Hz；放大器長度為 202mm 時，頻寬則約為 65Hz。

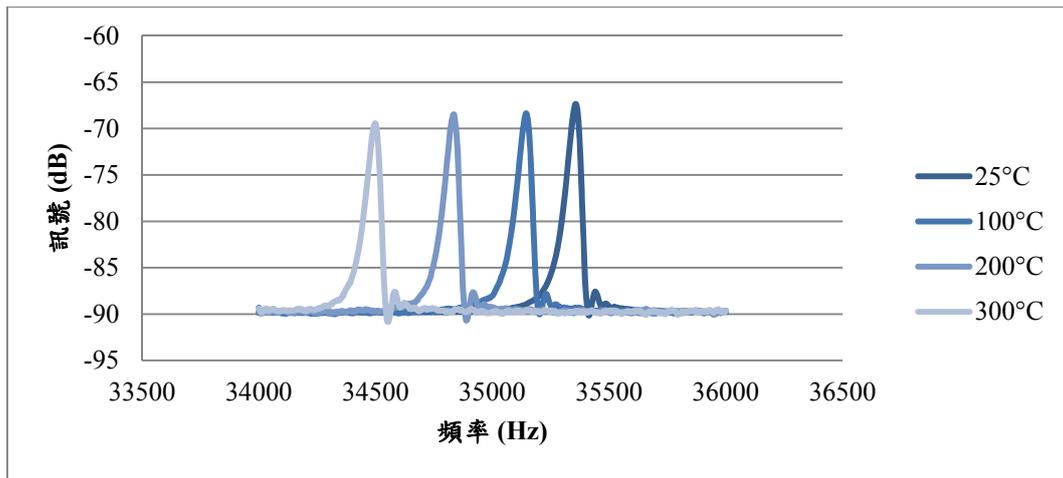


圖 4-11：放大器長度為 209mm 時網路分析儀之訊號值

當振動系統之共振頻率落於電子訊號產生器之搜尋範圍時，電子訊號產生器會產生高頻電訊號使振動系統運作，此時量測電壓與放大器底端振幅的方法與第三章相同。由於實驗中無法調整電子訊號產生器之輸出功率，故電壓值不變，亦為 900V。當放大器長度為 209mm 時，在常溫下可正常運作，且升溫至 80°C 皆可振動，常溫下量測得知振幅位移為 $5.99 \pm 0.56 \mu\text{m}$ ，振動情形如圖 4-12；當放大器長度為 205mm 時，溫度範圍約在 160°C 至 240°C 時可運作，在 200°C 左右約可得到最穩定的振動狀態，振幅為 $5.33 \pm 0.46 \mu\text{m}$ ，如圖 4-13；當放大器長度為 202mm 時，可運作的溫度下界為 310°C。由此推測溫度需升至 350°C 時才会有最穩定的振動情形，但由於實驗設備的限制，加熱爐可能無法承受更高溫，所以並無更高溫的實驗數據。在 310°C 下的振動情形如圖 4-14，振幅有些許跳動，為 $5.92 \pm 0.99 \mu\text{m}$ ，推測是因為此時位於起振範圍的臨界值，故訊號輸出不甚穩定。

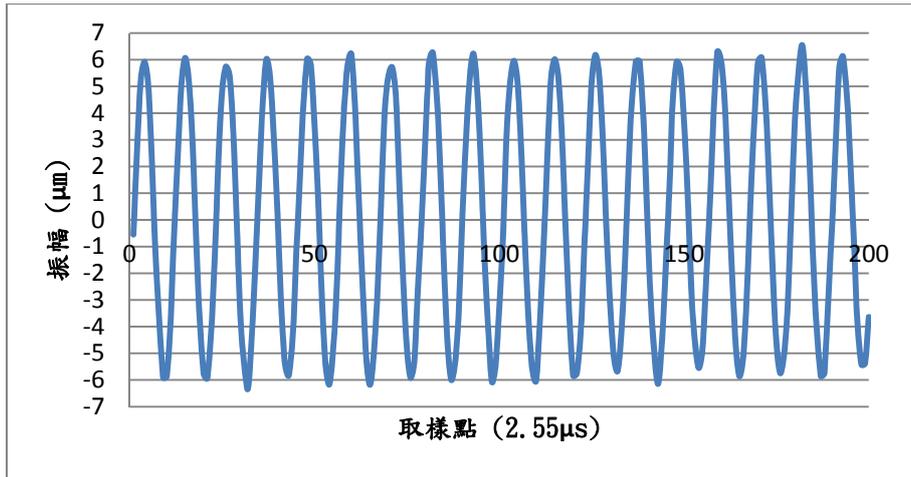


圖 4-12：放大器長度 209mm，25°C 時之振動情形

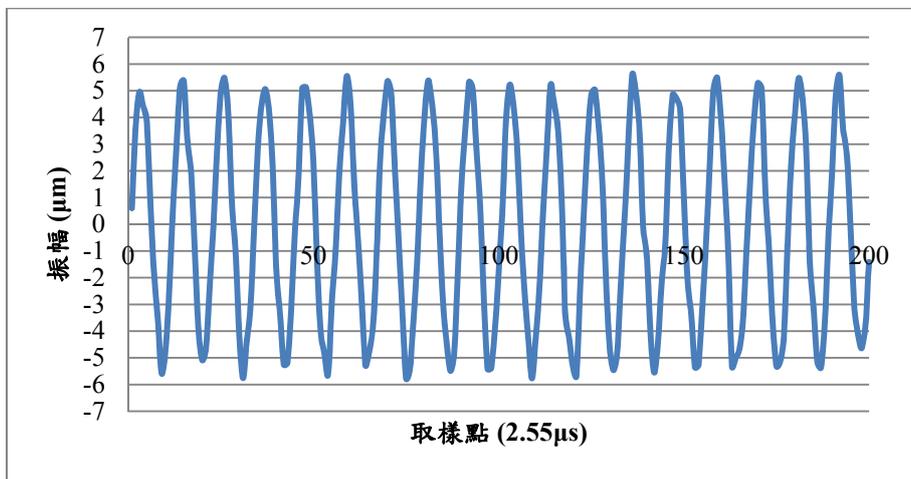


圖 4-13：放大器長度 205mm，200°C 時之振動情形

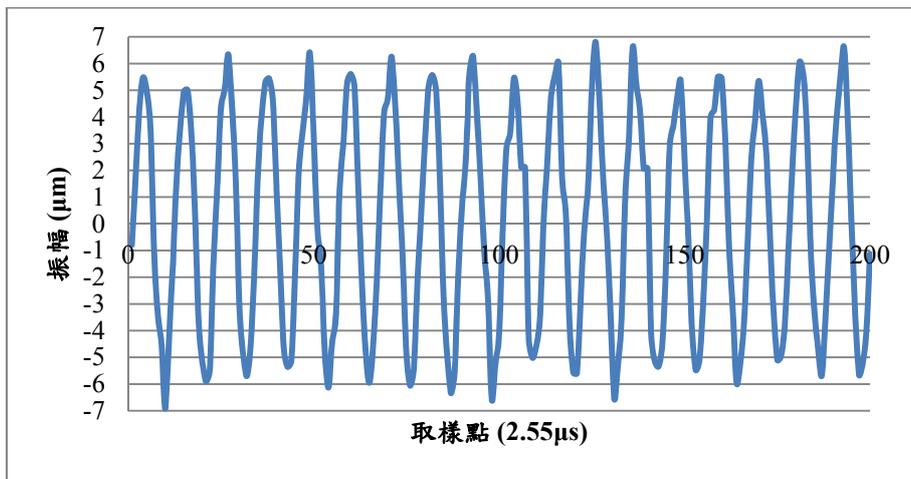


圖 4-14：放大器長度 202mm，310°C 時之振動情形

4.2 高溫之有限元素模型建立

在第三章已對常溫的模型進行初步驗證，在此將利用上章所建立之有限元素模型進行不同溫度下的分析。首先將有限元素模型加入熱傳相關之材料參數與溫度邊界條件進行熱傳分析(Thermal analysis)，可得到此振動系統的溫度分佈；再將此熱傳結果作為初始條件，並加入結構相關之材料參數進行結構分析(Structure analysis)，可得知結構受熱膨脹後之外形。將系統的溫度分佈及熱膨脹後的外形當作初始條件，並考慮高溫下之材料參數進行模態分析以及頻率響應分析，即可得知振動系統的共振頻率、振幅等振動情形。圖 4-15 為高溫下有限元素之分析流程。

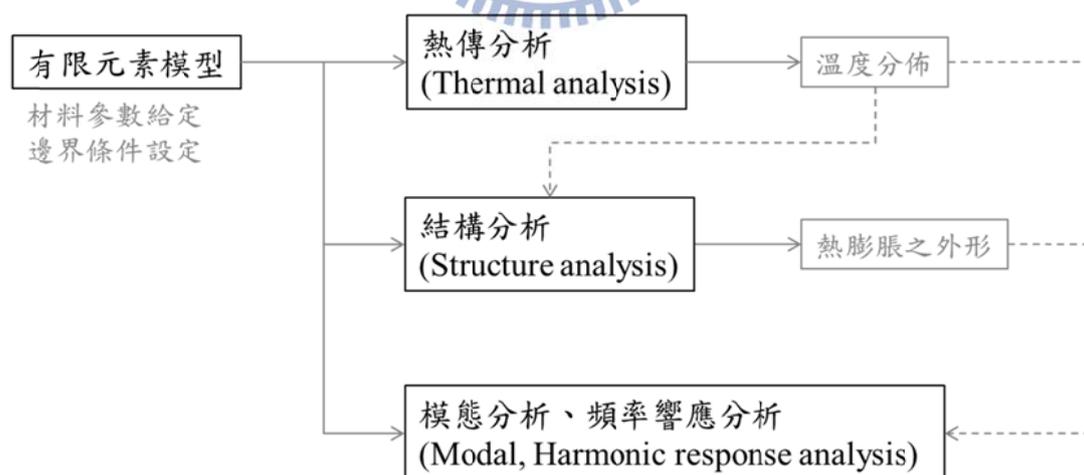


圖 4-15：高溫下振動系統之分析流程

4.2.1 材料性質給定

在做熱傳分析之前，必須先取得熱傳相關之材料性質。熱傳分析中只考慮熱傳導係數，不考慮熱對流或熱輻射等；而在結構分析中，則需考慮熱膨脹係數以觀察振動系統之外形膨脹的變化。超音波振動系統中，主要有溫度分佈的為振幅放大器，其餘皆維持常溫，故考慮放大器(SS304)在不同溫度下的材料性質，相關性質[23,24]如表 4-2。

表 4-2：振動系統之熱傳導係數及熱膨脹係數

	熱傳導係數(W/m-°C) Thermal conductivity		熱膨脹係數(1/°C) Thermal expansion	
	振動子(A2024)	237		23×10 ⁻⁶
陶瓷壓電片(PZT-8)	20		2.6×10 ⁻⁶	
傳動子(Ti64)	22		8.6×10 ⁻⁶	
振幅放大器(SS304)	200°C	400°C	100°C	300°C
	15	17.5	17.2×10 ⁻⁶	17.8×10 ⁻⁶

當放大器有溫度分佈時，楊氏係數會隨著溫度變化而改變，此時共振頻率也會隨之改變。在有限元素系統中需考慮放大器(SS304)在不同溫度下之楊氏係數[24]，其關係如圖 4-16，如此一來，在放大器有溫度分佈的狀態時，有限元素模型中楊氏係數也會因而有不同的數值分佈，加入此條件後才能準確的進行分析。

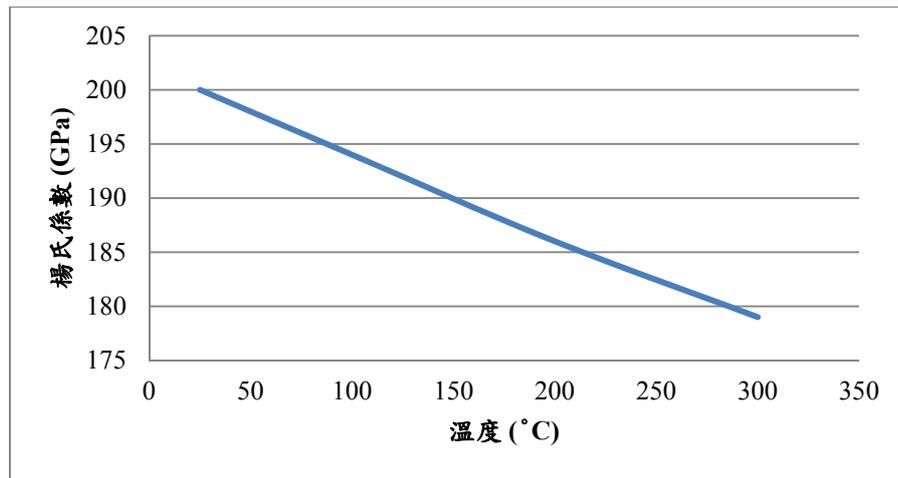


圖 4-16：不鏽鋼(SS304)楊氏係數與溫度之關係[24]

4.2.2 邊界條件設定

在熱傳分析中，必須先考慮溫度的邊界條件。實驗中由於加熱爐與冷卻水罩之架設位置相同，故假設無論何種長度之放大器，其溫度分佈也相同，在此以放大器長度為 209mm 時的實驗值做為熱傳分析的初始溫度，實驗中有四種工作溫度，各量測六個溫度點包含五個量測點及冷卻水溫，如表 4-3。假設系統達到穩態時，理想狀況下同一截面為同一溫度，故將五個量測點之截面溫度設定為量測到的溫度，並將放大器與冷卻水之接觸面設定為冷卻水溫，環境溫度設定為室溫 25°C，示意圖如圖 4-17，再以此初始溫度進行穩態熱傳分析。

表 4-3：量測點與冷卻水之溫度

Unit: °C	溫度量測點					冷卻水溫
	①	②	③	④	⑤	
100°C	100	106	107	96	48	25
200°C	200	210	209	186	84	25
300°C	300	314	312	277	121	25

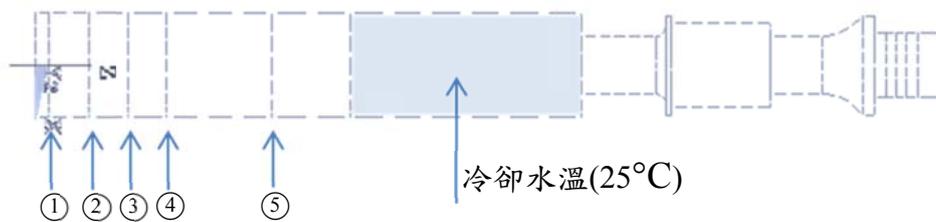


圖 4-17：溫度邊界條件示意圖

進行熱傳分析後可求得系統之溫度分佈，再由結構分析取得熱膨脹後之外形，將兩者結果作為初始條件，即可進行模態分析以及頻率響應分析。

4.3 有限元素分析結果

在有限元素分析中，將針對三種外形(放大器長度)之振動系統進行分析。在熱傳分析中，將五個量測點之溫度以及冷卻水溫當作邊界條件，並選擇穩態(Steady-state)作為求解方法，可得到振動系統的溫度分佈，如圖 4-18，此為放大器長度 209mm 時，控制點溫度為 100°C 之溫度分佈圖，而其餘外形之振動系統其溫度分佈趨勢皆相同。圖 4-19 為放大器中心軸之溫度分佈曲線，圖上之資料點則為實驗量測之溫度，三種外形之放大器溫度模擬結果皆相同，由模擬結果來看，從放大器底端算起約為 150mm 以上之結構都已降溫至常溫。

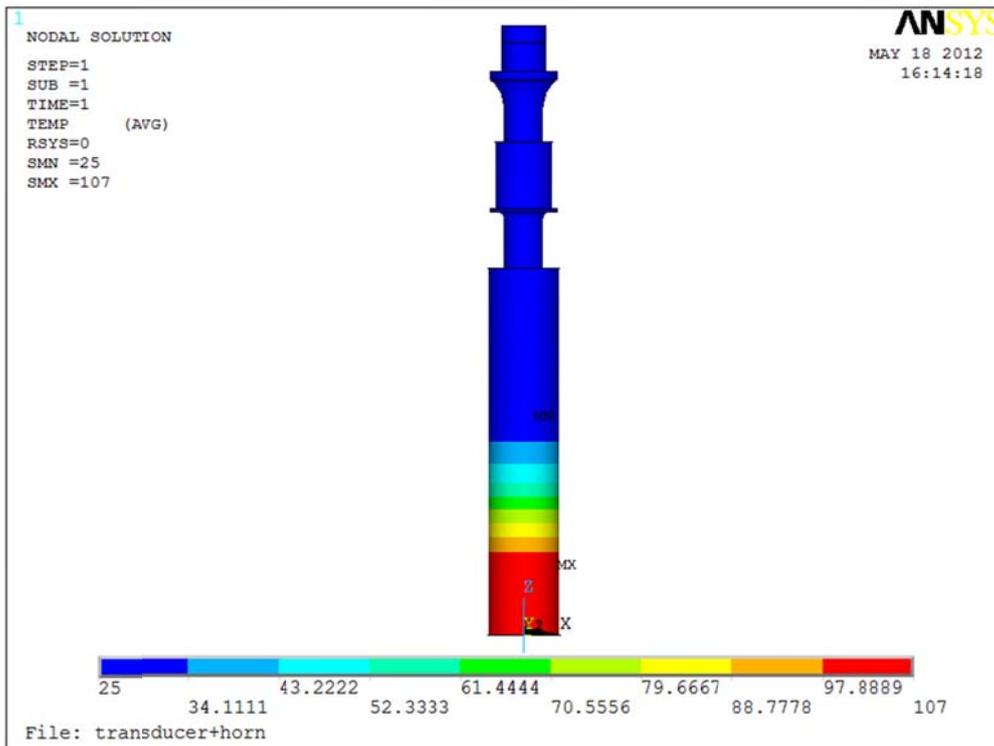


圖 4-18：放大器長度 209mm，100°C 之溫度分佈圖(unit: °C)

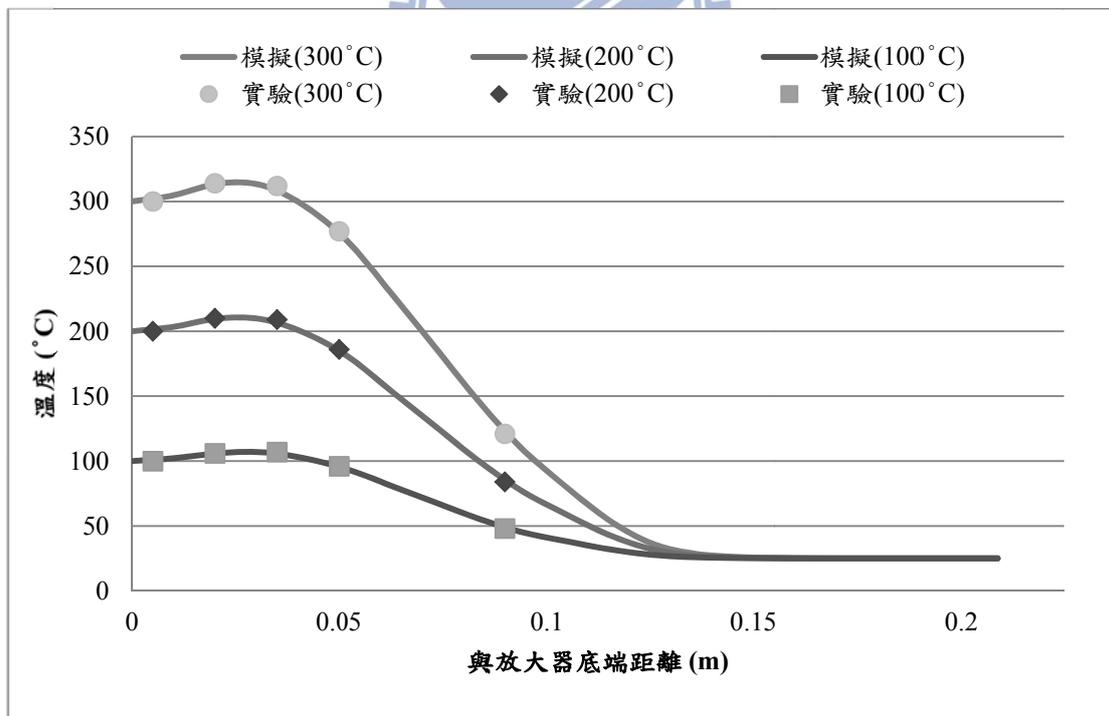


圖 4-19：放大器軸心的溫度分佈曲線

在結構分析中，將熱傳所得之溫度分佈設定為溫度的初始條件，並設定系統固定端之結構邊界，以靜態(Static)求解。結果可得到振動系統之熱應力、熱膨脹等數值，圖 4-20 為放大器長度為 209mm 時將第一量測點加熱至 100°C 之熱膨脹外形，而圖 4-21 為此時之應力分佈，其餘外形之振動系統在其他溫度下則皆有一樣趨勢的分佈。針對不同工作溫度進行分析後，擷取放大器之軸心膨脹位移資料，如圖 4-22，可發現溫度為常溫之處幾乎無膨脹位移，由此位移分佈擷取放大器底端軸向位移數值，如表 4-4。

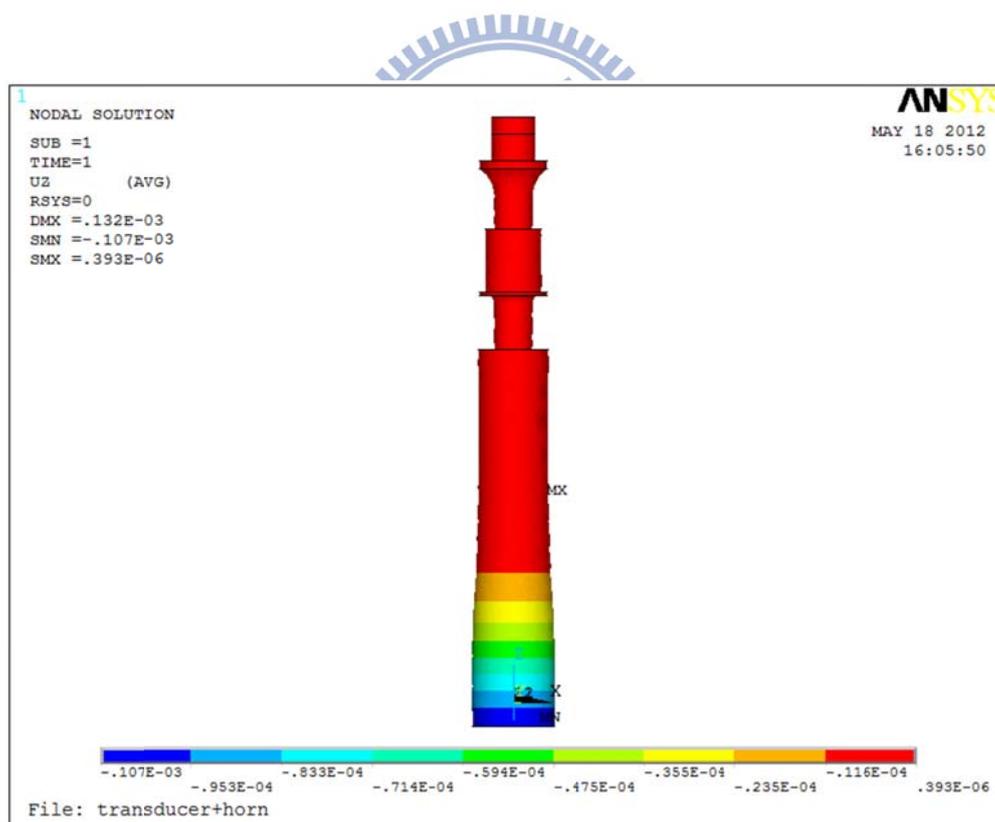


圖 4-20：放大器長度 209mm，100°C 之位移分佈圖(unit: m)

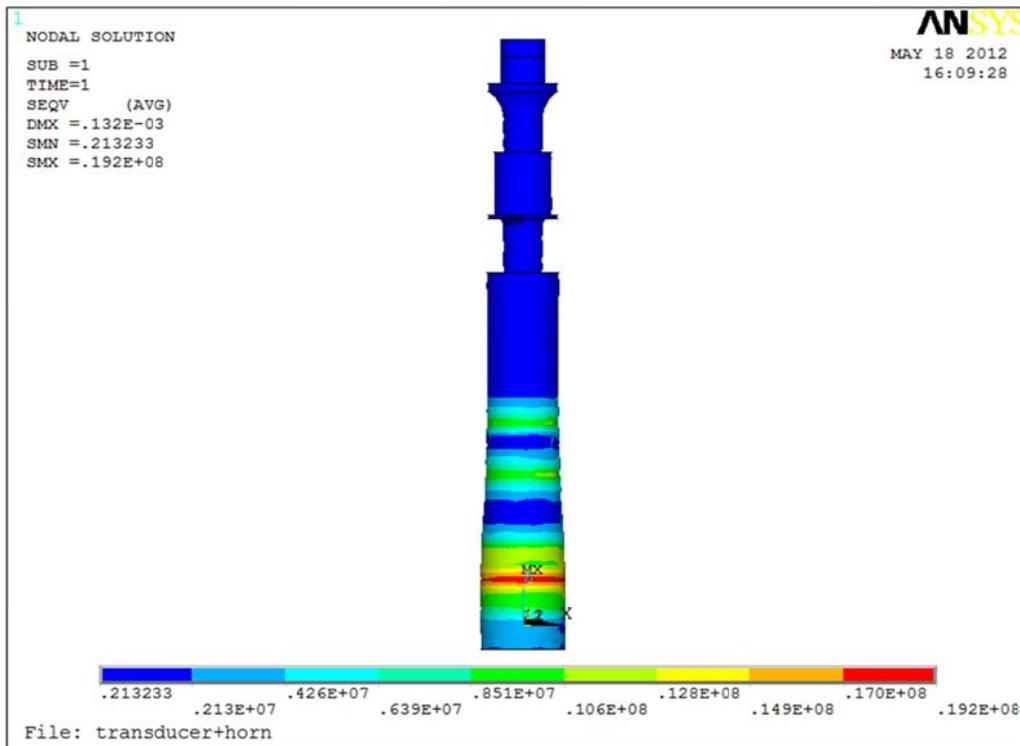


圖 4-21：放大器長度 209mm，100°C 之應力分佈圖(unit: Pa)

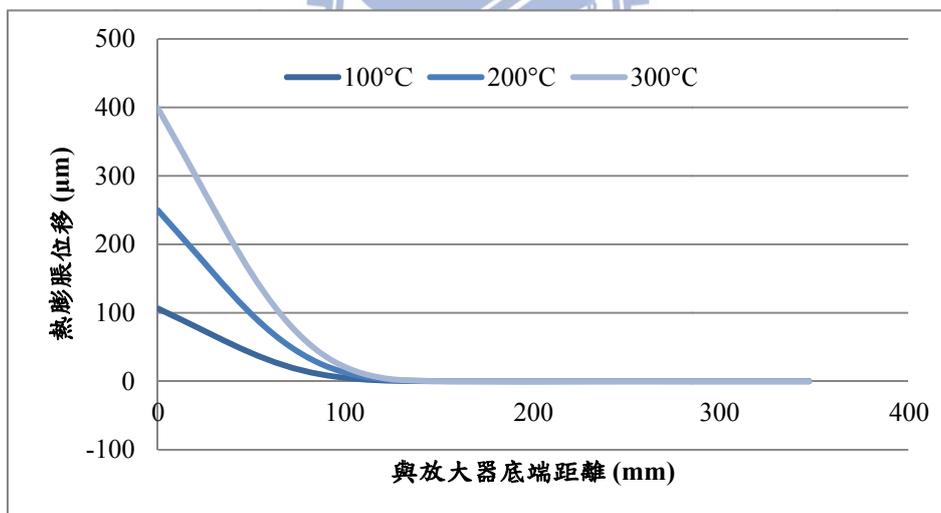


圖 4-22：放大器長度 209mm，不同工作溫度之軸心膨脹位移

表 4-4：模擬之軸向熱膨脹位移

溫度	25°C	100	200°C	300°C
軸向熱膨脹位移(μm)	0	106.30	249.77	399.11

得到溫度分佈及熱膨脹之外形後，即可匯入模態分析中。考慮不同外形之振動系統在各階段的溫度分佈以及熱膨脹後之外形，並代入各溫度之楊氏係數等機械性質，分析系統縱向模態時之共振頻率，分析結果如表 4-5。

表 4-5：不同系統外形在不同溫度下之共振頻率(unit: Hz)

Horn	25°C	100°C	200°C	300°C
209mm	35363	35140	34840	34567
205mm	35982	35751	35436	35157
202mm	36461	36223	35903	35607

進行頻率響應分析之前，先將實驗中藉由網路分析儀所得之頻寬與共振頻率由式 2-28 計算得到阻尼比，如表 4-6，將這些數值依序輸入至不同的模型中，並將 900V 之電壓作為電性邊界後，即可進行頻率響應分析。

表 4-6：實驗推算之不同系統外形在不同溫度下之阻尼比

Horn	頻寬(Hz)	25°C	100°C	200°C	300°C
209mm	53	7.42×10^{-4}	7.47×10^{-4}	7.54×10^{-4}	7.61×10^{-4}
205mm	60	8.33×10^{-4}	8.39×10^{-4}	8.46×10^{-4}	8.54×10^{-4}
202mm	65	8.90×10^{-4}	8.96×10^{-4}	9.04×10^{-4}	9.14×10^{-4}

進行頻率響應分析後，可得到頻率與放大器底端軸向位移之關係圖。圖 4-23 為放大器長度 209mm 時，不同溫度下頻率與振幅之關係，其餘外形如圖 4-24、4-25。放大器底端中央之振幅結果如表 4-7。

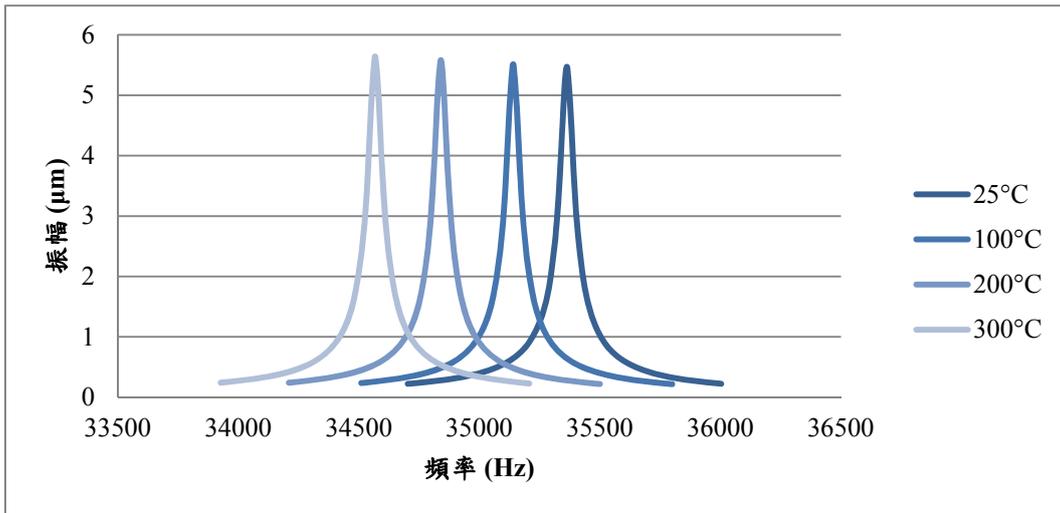


圖 4-23：放大器長度 209mm，不同溫度之頻率與振幅關係圖

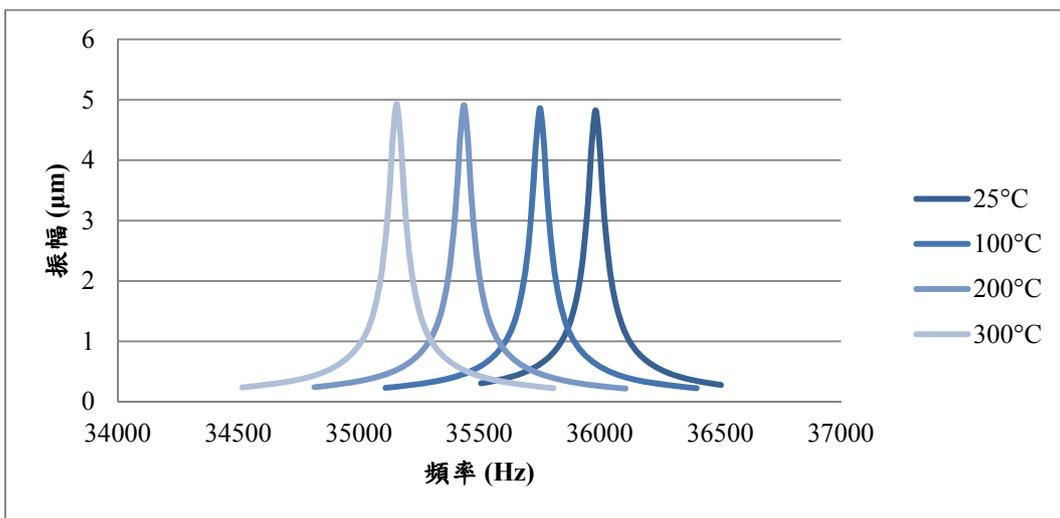


圖 4-24：放大器長度 205mm，不同溫度之頻率與振幅關係圖

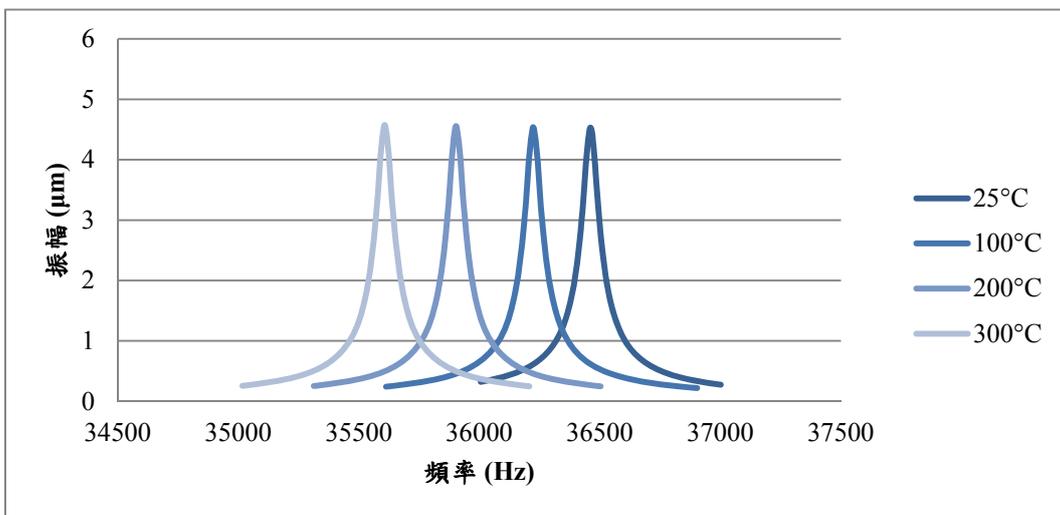


圖 4-25：放大器長度 202mm，不同溫度之頻率與振幅關係圖

表 4-7：不同系統外形在不同溫度下之軸向振幅(unit: μm)

Horn	25°C	100°C	200°C	300°C
209mm	5.47	5.51	5.58	5.64
205mm	4.83	4.86	4.91	4.93
202mm	4.53	4.54	4.56	4.57

由上述結果可得知放大器長度為 209mm、205mm、202mm 時，端面中央振幅分別約為 $5.47\mu\text{m}$ 、 $4.83\mu\text{m}$ 、 $4.53\mu\text{m}$ 。但振動系統振動時，放大器底端的端面並非以完全均勻的振幅振動，模擬中可看出，在中央會有最大的振幅，但離中央越遠振幅則會稍微減少，放大器端面之振幅分佈如圖 4-26。

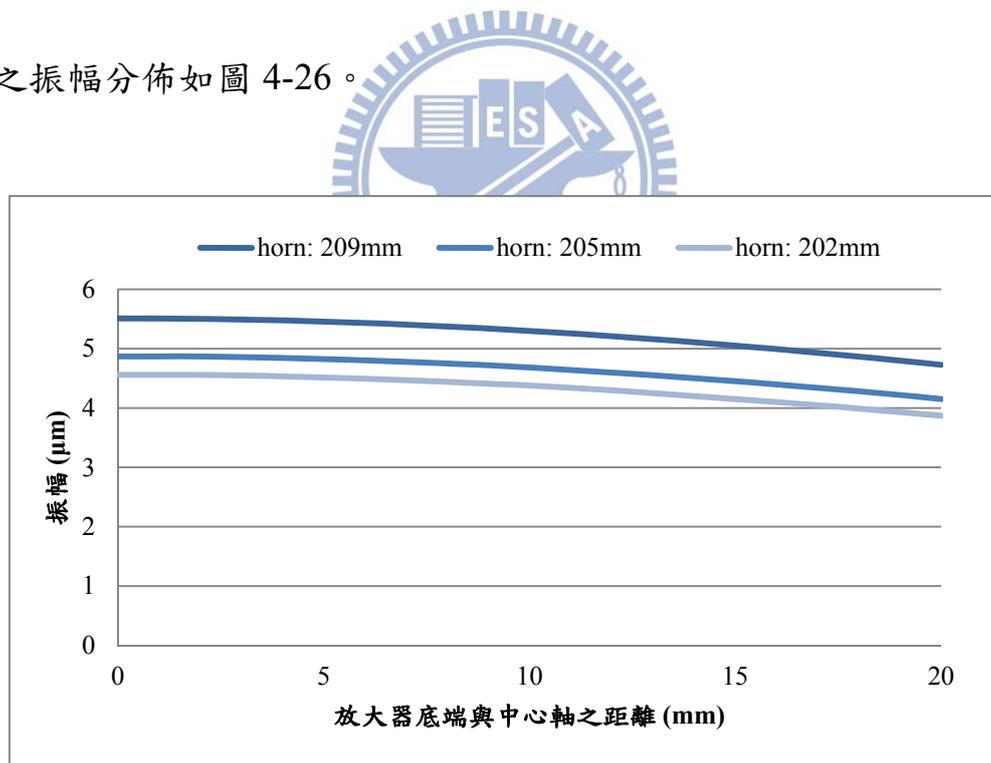


圖 4-26：不同長度之放大器在常溫下之端面振幅分佈

4.4 結果討論

本章針對三種外形、四種工作溫度的振動系統進行分析。在實驗中由於設備的限制，故只能量測放大器底端之軸向熱膨脹位移；在有限元素分析中，則擷取底端之軸向熱膨脹數據。兩者比較結果如表 4-8 與圖 4-27。實驗中由於外在環境如機台振動的影響，導致數據些許跳動，而模擬結果比實驗值略小，推測原因除了實驗中有雜訊振動外，模擬之熱傳結果為理想值，在冷卻水罩的位置，放大器內部幾乎為常溫，但在實驗中，放大器內部可能無法完全冷卻，導致實驗時的振動系統溫度會略高於模擬，此因素也會導致實驗之熱膨脹較大。

表 4-8：實驗與模擬之軸向熱膨脹位移

溫度	25°C	100	200°C	300°C
實驗範圍(μm)	0	110~120	255~265	400~410
模擬(μm)	0	106.30	249.77	399.11

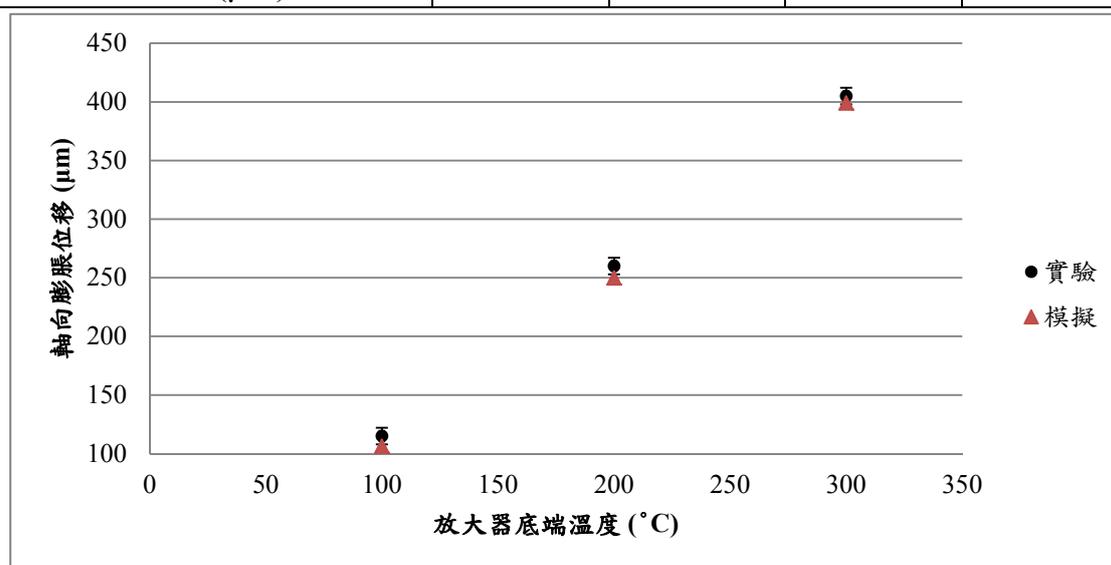


圖 4-27：實驗與模擬之軸向熱膨脹位移比較圖

而模態分析中可得知各模型之共振頻率，但電子訊號產生器有頻率搜尋範圍限制，無法與模擬做完整的比較，故將模擬結果與網路分析儀之共振頻率做比較，如圖 4-28，可發現模擬與實驗相符，趨勢也一致。

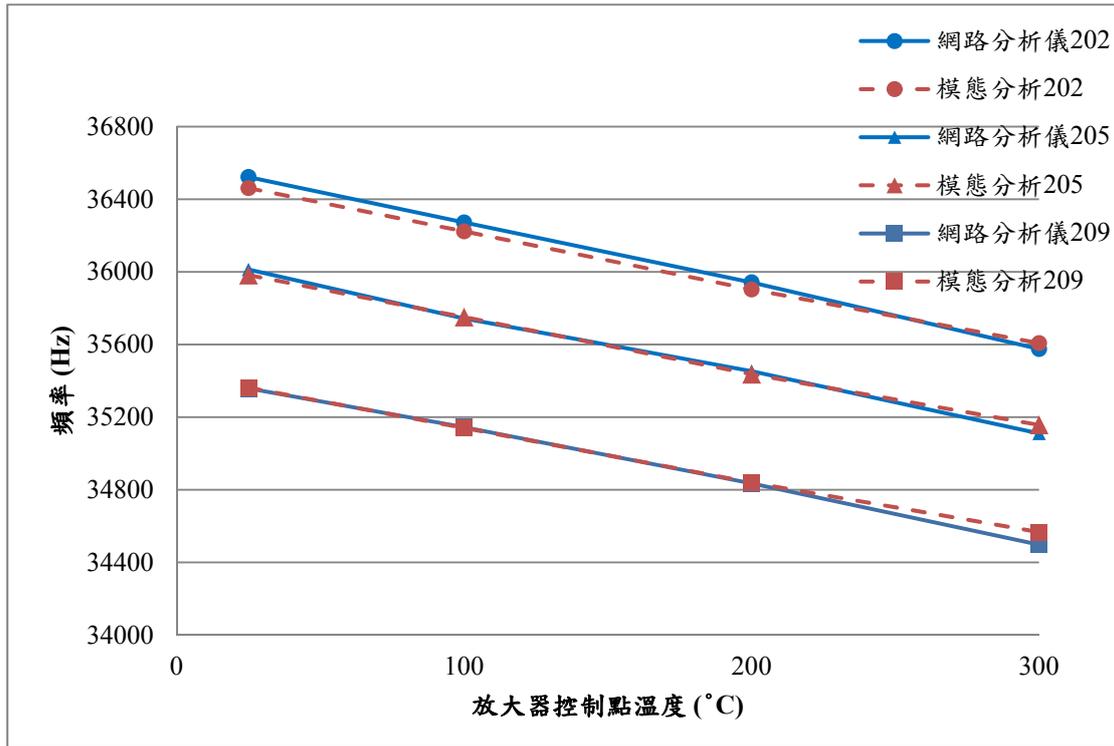


圖 4-28：實驗與模擬之共振頻率比較圖

表 4-9 為頻率響應分析所得之端面中央振幅與實驗所量測之振幅之比較。實驗中由於電子訊號產生器搜尋範圍的限制，故無法藉由實驗量測得知每個溫度下的振幅，除此之外，量測時會受外在環境干擾，若振幅改變不明顯，無法由實驗數據中看出變化；但藉由模擬則可得知不同溫度下之振幅，也可觀察出振幅的變化。在相同溫度時，放大器長度越長則振幅越大，實驗中雖然不是相同溫度，但也可看出此趨

勢；而在相同外形下，溫度越高則振幅會略大，推測是因為溫度越高，熱膨脹使得長度變長，故振幅也會略增。

表 4-9：實驗與模擬之端面中央振幅值之比較

Horn	(μm)	25°C	100°C	200°C	300°C
209mm	實驗	5.99±0.56			
	模擬	5.47	5.51	5.58	5.64
205mm	實驗			5.33±0.46	
	模擬	4.83	4.86	4.91	4.93
202mm	實驗				5.92±0.99
	模擬	4.53	4.54	4.56	4.57

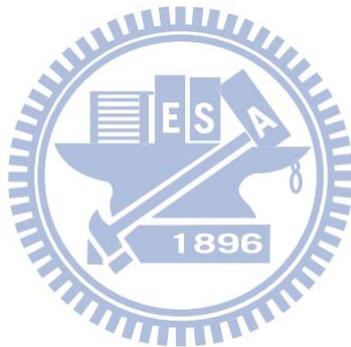
由實驗與模擬結果中，大致上可看出模擬之準確性，但仍有些許誤差，推測造成誤差的主要原因如下：

- (1) 模型的簡化：在有限元素分析中，將振動系統視為均勻實體，各元件間之接觸面都不考慮；但在實際的振動系統中，有許多螺絲孔、溫度量測孔等等，元件間也是以螺絲鎖附，再加上冷卻水罩及加熱爐的架設，都有可能導致振動系統有所變化。由圖 3-7 與圖 4-11 可窺知一二，前者的系統尚未有溫度量測孔，且並未架設冷卻水罩等，但後者的系統加入了這些因素，則發現頻率有些許改變，且頻率響應圖也有所變化，故模擬只能代表理想狀態下的情況。

- (2) 實驗量測的誤差：在實驗量測中，除了人為讀取誤差、雜訊會影響數據的讀取之外，儀器的精度也會有所影響。量測位移時，雷射感測器雖可以讀取到微米等級，但外在環境如機台振動、風扇的振動等，外來的訊號可能就會導致數據讀取有誤；量測熱膨脹時，無法直接量測常溫至 300°C 時的熱膨脹，是因為其熱膨脹位移會使其超出雷射頭的感應距離，故熱膨脹之數值是採取分段量測再相加的方法，此舉也可能造成數據不準確；量測電壓時，是先將電壓衰減 100 倍後以示波器讀取，但如此一來數值誤差則是 100 倍大，由於電壓值與振幅值呈正相關，故會直接影響到模擬之振幅值，也可能會造成振幅之誤差。
- (3) 頻寬的量測：網路分析儀量測訊號時可輸出數據做整理，計算頻寬是依圖 2-11 做運算，訊號值是每 2.5Hz 取一次值，運算時難免有誤差，計算出來的頻寬再利用式 2-28 計算阻尼值。但由於此系統屬高頻振動，故頻寬的數值對計算出的阻尼值有很大的影響，而阻尼值又直接影響到模擬中頻率響應之振幅，這也是造成振幅誤差的原因之一。
- (4) 材料性質：高溫下的系統著重在放大器的溫度分佈，模擬使用的材料參數是參考文獻中其他研究者所做之高溫材料試驗，與實驗中母材並非完全相同，最有影響力的參數如熱膨脹係數、楊氏係

數等，這些參數可能會使模擬之熱膨脹及共振頻率產生誤差。

除了上述原因之外，仍有其他如網格累積、人為因素或儀器造成的誤差，但由整體的研究結果來看，對於系統熱膨脹之外形、共振頻率、輸出振幅等皆能準確的分析出來，故本研究所建立之有限元素系統，已能成功的預測在不同溫度的工作環境下，超音波振動系統的振動情形。



第五章 結論與未來展望

5.1 結論

本研究建立了超音波振動系統在高溫下之有限元素模型，並以實驗量測與有限元素分析相互驗證，有效預測出超音波振動系統在不同工作溫度下之共振頻率與端面輸出之振幅。

為了將有限元素模型所預測的共振頻率與輸出振幅與實驗量測值相比對，本研究另外設計一個簡化的加溫系統，可藉由實驗量測得知振動情形並與模擬相比對。此加溫系統仿照熱壓機台，針對振動系統中的振幅放大器尾端進行加熱，並將放大器端面外露以量測振幅。但為了避免溫度傳遞至振動子使壓電片損壞，利用冷卻水在放大器另一端進行冷卻以保持振動子與傳動子為室溫，故振動系統中放大器會呈現有溫度梯度分佈的情形。

研究中使用有限元素軟體 ANSYS Multiphysics 建立超音波振動系統的模型，考慮振動系統的溫度梯度，以熱傳、結構、模態、頻率響應等分析得到系統之共振頻率與振幅等，並以實驗之量測結果驗證之，並探討溫度與振動情形的關係。結論如下：

- (1) 實驗與模擬的結果均顯示，當振動系統的溫度越高時，共振頻率會下降，除了熱膨脹造成外形些許改變外，最主要的原因是由於

當系統溫度產生變化時，楊氏係數也會跟著改變，也會直接導致共振頻率改變；當系統溫度不變，但外形改變時，系統在共振時的波長也會改變，故放大器長度越短，則頻率越高。

(2) 在量測頻寬時發現，在相同外形的系統下頻寬不變，經由換算後得知阻尼比會隨著溫度升高導致共振頻率降低而略增；在相同溫度時，系統外形越短則頻寬略增，故阻尼比略增。

(3) 振動系統輸出之振幅，由於實驗中頻率產生器之給定頻率範圍的限制，無法量測到相同外形、不同溫度下之振幅，故使用有限元素分析來預測各種情形之振幅，發現振動系統長度越長，則振幅越大，而實驗中，雖然不同系統中可振動的溫度不一致，但也可看出此趨勢；模擬中也可發現，當相同外形的系統在不同溫度下作用時，溫度越高，熱膨脹使得放大器外形長度變長，故振幅也略增。

由上述結果可發現，雖然有限元素模型中做了許多簡化及假設，但將模擬結果與實驗結果相互比較後，可發現有限元素分析仍可預測出相當準確的結果，如共振頻率、熱膨脹位移、振動之振幅等，驗證了本研究所提出之有限元素模型。

5.2 未來展望

本研究已針對不同溫度及不同長度的外形建立可靠的有限元素模型，後續可進行的研究如下：

- (1) 針對振幅放大器母材進行高溫材料試驗，取得較可靠的材料參數，提高有限元素分析的準確性。
- (2) 本研究中不同外形之振動系統會有其運作的溫度範圍，故無法確切得知相同溫度下，不同外形之機械振動。未來可利用都普勒測速儀(Laser Doppler Velocimetry)對超音波振動系統掃頻求得不同頻率下的機械振動，如此一來便可分析不同外形之振動系統的振幅響應值，不會被電子訊號產生器的搜尋範圍所侷限。
- (3) 本研究為了進行實驗量測以比對模擬結果，使用了自行設計之簡易加溫系統，並非實際工作之熱壓機台。而超音波輔助熱壓成形於光學玻璃時，溫度必須達到玻璃轉換溫度以上，針對不同型號的玻璃，其轉換溫度也不盡相同，為了使振動系統在不同的工作溫度下運作，其放大器的外形也需做修改。故未來可以用此有限元素模型，針對所需之工作溫度對振幅放大器或模具外形進行最佳化設計，使振動系統之共振頻率符合電子訊號產生器之搜尋範圍，並預測其輸出振幅等。
- (4) 目前已驗證有限元素模型之準確性，但尚未考慮模具之影響。在

超音波輔助玻璃熱壓系統中，會針對不同玻璃成品之需求，而有不同的模具設計。故未來可利用此模型並加入不同的模具進行分析，預測振動系統在熱壓機台運作時之振動情形，也可針對模具的幾何外形進行分析，並對模具外形做最佳化設計，得到符合要求之超音波振動系統。

- (5) 由研究結果來看，加工端的端面振幅並非定值，中央的振幅會最大。但加工端的端面振幅均勻度會影響加工的精度與品質，故未來可針對端面的振幅均勻度進行放大器的最佳化設計，使振幅放大器在使用上能有更好的精度與壽命。



參考文獻

- [1] 殷立釗，超音波輔助玻璃微結構熱壓成形研究，國立交通大學機械工程學系碩士論文，2010年6月。
- [2] 鄭書麟，新式超音波輔助光學玻璃熱壓機台之研發，國立交通大學機械工程學系碩士論文，2011年7月。
- [3] H. Dam, P. Qusit, and M. P. Schreiber, “Productivity, surface quality and tolerances in ultrasonic machining of ceramics”, *Journal of Materials Processing Technology*, 1995, Vol. 51, pp. 358-368.
- [4] J. Akbari, H. Borzoie, and M. H. Mamduhi, “Study on Ultrasonic Vibration Effects on Grinding Process of Alumina Ceramic”, *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 2008, Vol. 41, pp. 785-789.
- [5] A. Shoh, “Welding of thermoplastics by ultrasound”, *Ultrasonic*, 1976, Vol. 14, pp. 209-217.
- [6] I. A. Bekmurzaev, and S. S. Volkov, “Ultrasonic welding of small-thickness hard plastic”, *Russian Ultrasonics*, 1979, Vol.9.
- [7] F. Blaha, and B. Langenecker, *Naturwissenschaften*, vol. 42, 1955.
- [8] S. J. Liu, and Y. T. Dung, “Hot Embossing Precise Structure onto Plastic Plates by Ultrasonic Vibration”, *Polymer Engineering and Science*, 2005, pp. 915-925.
- [9] H. Mekar, and M. Takahashi, “Frequency and Amplitude Dependences of Molding Accuracy in Ultrasonic Nanoimprint Technology”, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2009, Vol.19, pp. 125026-1-125026-11.
- [10] A. Abdullah, and A. Pak, “Correct Prediction of the Vibration Behavior of a High Power Ultrasonic Transducer by FEM Simulation”, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2008, Vol.39, pp. 21-28.
- [11] Z. J. Chen, and S. Y. Zhang, “Finite Element Simulation of

- Contact-impact Dynamics for High-power Ultrasonic Processing System”, IEEE, 2008, pp. 17-21.
- [12] Marco A. B. Andrade, Flávio Buiocchi, and Julio C. Adamowski, “Finite Element Analysis of a Piezoelectric Acoustic Levitator”, IEEE International Ultrasonics Symposium Proceedings, 2008, pp. 1413-1416.
- [13] 鄭振東，“超音波工程”，初版，全華科技圖書股份有限公司，1999。
- [14] 北京永達偉業超聲波有限公司。 www.ydaultrasonic.com.
- [15] Gautschi, *Piezoelectric Sensorics: Force, Strain, Pressure, Acceleration and Acoustic Emission Sensors, Materials and Amplifiers*, Springer, 2002.
- [16] 陳鼎鈞，壓電圓盤自然頻率值用於壓電材料參數之擷取，國立中山大學機械與機電工程學系碩士論文，2010年7月。
- [17] PIEZO SYSTEMS, INC. www.piezo.com.
- [18] BEK Ultrasonic. www.bekultrasonics.com.
- [19] 賴耿陽，“超音波工學”，初版，復文書局，2005。
- [20] Singiresu S. Rao, *Mechanical Vibration*, Fourth Edition, Prentice Hall, 2005.
- [21] 陳精一，“ANSYS 振動學實務分析”，初版。高立圖書有限公司，2005。
- [22] ANSYS, Inc. ansys.com.
- [23] efunda, www.efunda.com.
- [24] British Stainless Steel Association (BSSA), www.bssa.org.uk.