

國立成功大學
機械工程研究所
碩士論文

壓電致動器驅動油壓控制閥
設計與控制之研究

A Study of Design and Control on
Hydraulic Control Valve Drive by
Piezoelectric Stack Actuator

研究生：賴建名

指導教授：施明璋

中華民國一百零三年七月

國立成功大學

碩士論文

壓電致動器驅動油壓控制閥設計與控制之研究
A Study of Design and Control on Hydraulic
Control Valve Drive by Piezoelectric Stack
Actuator

研究生：賴建名

本論文業經審查及口試合格特此證明

論文考試委員：

施明璋
劉永春

陳國隆
林仁輝

指導教授：施明璋

系(所)主管：李永春

中華民國 103 年 7 月 29 日

中文摘要

液壓系統的性能主要取決於組成該系統的閥、泵和液壓馬達等各種流體控制元件的性能。因此提高流體控制元件的性能一直是液壓工程師的首要目標。

本文目標為研究設計並製造一利用壓電致動器取代傳統常見的比例電磁鐵、力矩馬達，當電-機換能器，直接驅動式的油壓控制閥。壓電驅動機構部分，包含了具有位移放大及導引作用之槓桿位移放大機構，實驗證實所設計之放大機構，可有效將壓電位移放大至液壓閥軸作動之行程。自行設計之五口三位閥閥體機構，也可確實達到流體換向之效果，且由油路壓力量測實驗可知，本文所設計之閥體內漏量很小，即加工精度高。之後利用本文參考文獻中所提及的自調式模糊控制器，來做閥軸的定位控制實驗，並討論其實驗結果，其控制目標下的穩態控制誤差皆在 $0.5\mu\text{m}$ 內，可藉由控制閥軸位移，來改變流經窗孔之開口大小，以達到流量控制之效果。且經由追蹤控制實驗看出，本文壓電閥可做為高速比例閥與低流量伺服閥使用。

關鍵字：壓電致動器、槓桿位移放大機構、油壓控制閥、自調式模糊控制、比例閥、伺服閥

Extended Abstract

A Study of Design and Control on Hydraulic Control Valve Drive by Piezoelectric Stack Actuator

Chien-Ming Lai

Ming-Chang Shih

Abstract

The objective of this study is to design and manufacture direct drive hydraulic control valve driven by piezoelectric actuator. Replace the traditional common proportional solenoid, torque motors, to do for electricity - machine transducer. The design contains the leverage with the role of guiding the displacement amplification mechanism, experiments confirmed the amplification mechanism design can effectively enlarged the piezoelectric displacement hydraulic valve actuation shaft of the trip. And the three-position-five-way spool valve can also be really achieve the effect of changing the fluid, and can be seen from the oil pressure measurement experiments, prove that the valve design with high precision. And in the controller design, the self-tuning fuzzy controller is taken by reference to control the system be designed in the study. Discuss its results, the steady state errors are smaller than $0.5\mu\text{m}$, by controlling the displacement of the valve shaft, to achieve the effect of flow control. And through the tracking control, this piezo valve can be used as high-speed proportional valve and low-flow servo valve.

Key words: piezoelectric actuator , displacement amplification mechanism , hydraulic control valve , self-tuning fuzzy controller , proportional valve , servo valve

Introduction

Performance of the hydraulic system mainly depends on various hydraulic valves, pumps and hydraulic motors and other components of the system. Therefore, to improve the performance of hydraulic control components has been the primary goal of hydraulic engineers.

Mechanism Design

This design of the piezoelectric valve, as shown in Fig.1, the entire piezoelectric valve mechanism consists of two parts, the first part is to design the hydraulic valve bodies, as shown in Fig.2, and the second part is the combination of a piezoelectric actuator and lever displacement amplification mechanism design, as shown in Fig.3.

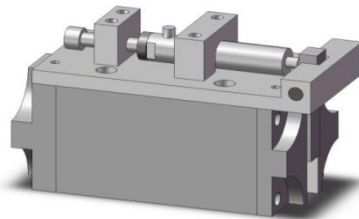


Figure1. Piezoelectric valve mechanism

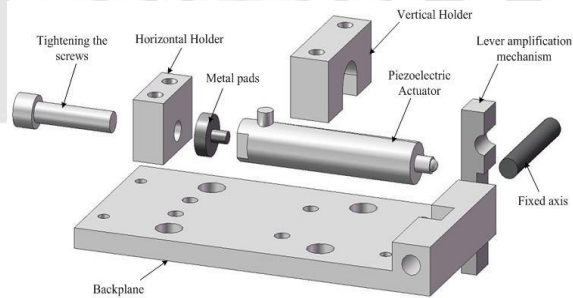


Figure2. Combined with piezoelectric and displacement amplification mechanism

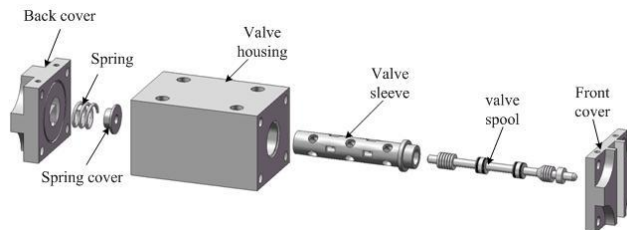


Figure3. components of the valve body mechanism

System Architecture

Direct acting piezo-driven hydraulic control valve overall architecture is divided into three parts, the first part of the hydraulic source, the second part of the piezoelectric valve design, the third part microcomputer control section. In addition to the feedback of the valve shaft displacement, the other also in the oil loading terminal installed hydraulic cylinders, in order to confirm that the body of the design can indeed achieve the effect of switching the direction, and the use of optical scale displacement of the hydraulic cylinder of the feedback. The system device detailing, shown in Fig.4.

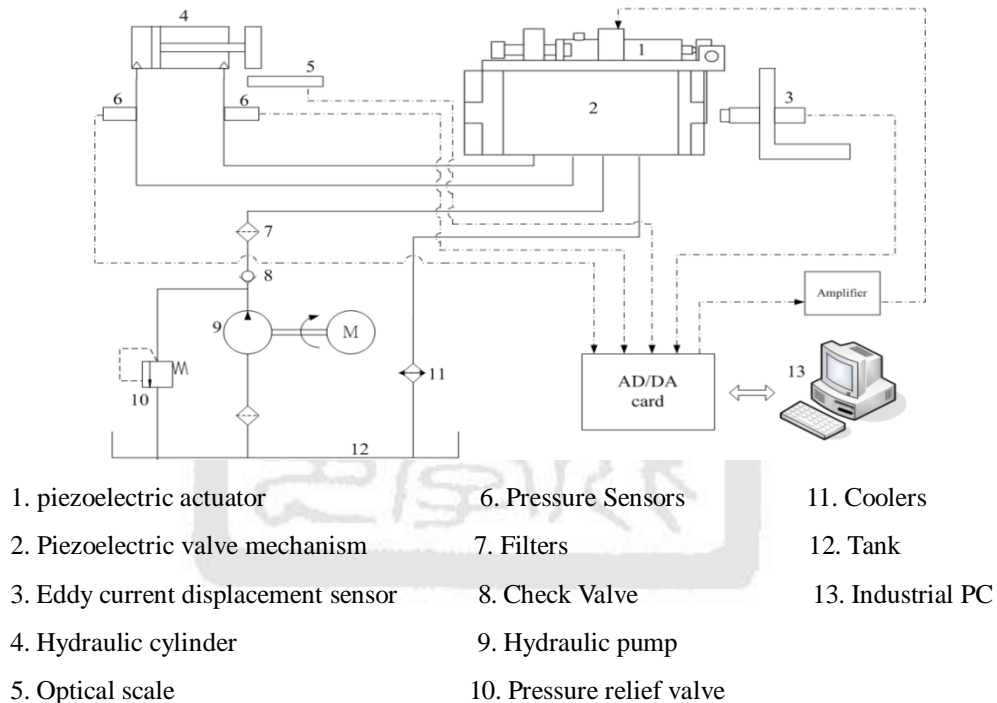


Figure4. Components of the system schematic

Experimental Results

In order to make the design of the piezoelectric valve can achieve the effect of the valve shaft controlled through design Fuzzy controllers were positioned to 0.02mm, 0.06mm, 0.1mm of Step positioning, as Fig.5. Its associated response results can get the steady-state error of 0.5 μm , 0.4 μm , 0.4 μm .

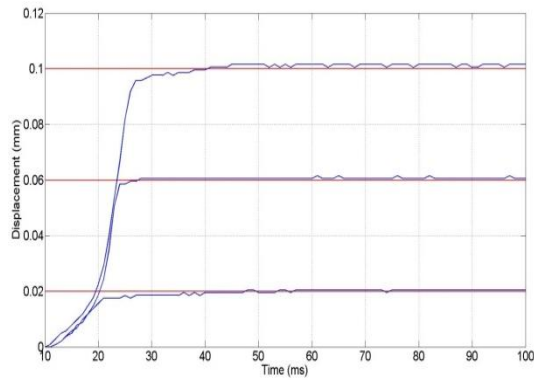


Figure5. Step positioning control response

Figures 6 and 7 for the piezoelectric valve pressure and internal leakage characteristics. As can be seen from Figure 6 will be a very short time after the valve shaft in place, namely pressure approaching equal, and from 0.01 to 0.4 seconds between this article piezo valve shaft position among the dead zone. When the piezoelectric shaft position control valve to the neutral position, the pressure A, B of the two oil chambers will vary with the movement of the valve shaft, it can be seen from Figure 7, we design the piezoelectric valve, the pressure increase position and decreasing the situation is unlikely.

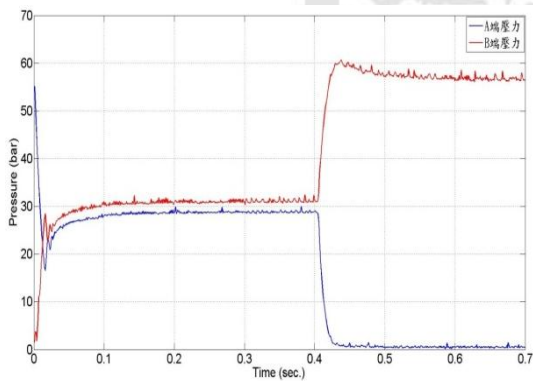


Figure6. pressure characteristic

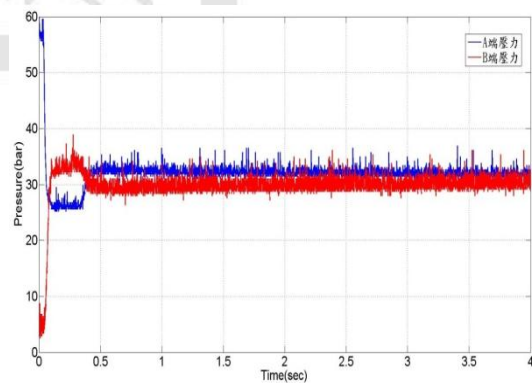


Figure7. internal leakage characteristic

The valve shaft in position symmetrical on both sides of a small flow of openings available piezoelectric valve flow characteristic curve of this article, Figure 8.

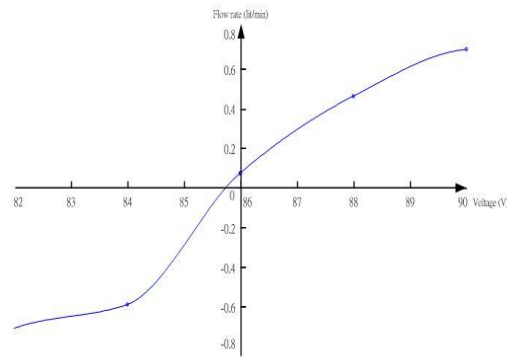


Figure8. flow characteristic curve

Conclusion

The conclusions of this experimental study are:

- (1) the successful design of a piezoelectric actuator combined with displacement amplification mechanism driven platform, construction of the lever-type displacement amplification mechanism, via displacement amplification tests can indeed reach 6.9 times the effect.
- (2) In this paper, fuzzy self-tuning mode switching controller and border control paper designed piezo valve shaft in order to control the opening of the flow through the orifice.
- (3) According to the results of positioning control experiment designed controller enables the use of the Step positioning the valve shaft in the steady-state control error are all within $0.5\mu\text{m}$, multi-step path positioning stage can be reached, go back, two-way control valve shaft effect, in order to control the flow through the orifice.
- (4) From the valve body leakage test, pressure sensor measurements, the median time via the valve shaft, pressure trend across the load In equal institutions designed to show the body no significant internal leakage characteristics.

誌謝

本文承蒙指導教授施明璋博士殷切指導，並逐字斧正，使臻於成。尤其兩年來，恩師於為人處事之道，教誨良多。浩瀚師恩，永銘於心，謹誌於此，以表由衷之熱忱。

感謝高雄第一科技大學劉永田教授、本校陳國聲教授及本校林仁輝教授對本文不吝指正。此外油氣壓實驗室的全體師兄弟：謝振盛、陳宗遠、蘇庭弘、與黃宏隆學長在研究上之教導與建議，同窗好友李彥宏、李泐震與來自大陸的謝聖江同學於研究上交流與琢磨，以及學弟張峻豪、褚偉泰、陳祉翔之協助與鼓勵，使得本文得以順利完成，在此一併致謝。

最後，特別感謝我的女朋友陳亞歆，她在我一度遞出休學單想放棄時，給予我支持下去的動力和最大的鼓勵，僅以本文獻給我最敬愛的父母親、家人以及所有關心我的師長、親友、同學、朋友。

目錄

中文摘要	I
Abstract.....	II
誌謝	VII
目錄	VIII
表目錄	XII
圖目錄	XIII
符號說明	XVIII
第一章 緒論	1
1-1 液壓工作原理與液壓閥簡介	1
1-1-1 機-液轉換器分類	2
1-1-2 電-機轉換器分類	4
1-1-3 液壓閥分類	6
1-2 研究動機	8
1-3 文獻回顧	9
1-4 研究目的	11
1-5 本文架構	12
第二章 壓電與位移放大機構基礎理論	13
2-1 壓電材料簡介	13

2-2 壓電效應	14
2-2-1 正壓電效應	15
2-2-2 逆壓電效應	15
2-3 壓電致動器分類	16
2-4 壓電特性	18
2-4-1 遲滯現象 (Hysteresis)	18
2-4-2 潛變現象 (Creep)	19
2-5 壓電統御方程式 (Constitutive equation)	19
2-6 位移放大機構的分類及特點	20
第三章 機構設計與系統架構	24
3-1 壓電閥系統整體架構	24
3-2 壓電閥機構設計	26
3-2-1 閥殼設計	26
3-2-2 襯套設計	27
3-2-3 閥軸設計	29
3-2-4 壓電機構設計	32
3-3 實驗設備	33
第四章 系統數學模型	38

4-1 壓電致動器數學模型	38
4-2 液壓閥數學模型	42
4-2-1 流經孔口的流體質量流率	43
4-2-2 一般滑閥數學模型	44
4-2-3 作用在滑閥閥軸上的液流力	46
4-3 運動方程式	49
第五章 系統控制器設計	51
5-1 自調式模糊控制器之設計	51
5-1-1 誤差邊界之設計	52
5-1-2 模糊歸屬函數的決定與建立	53
5-1-3 歸屬函數對控制效果的影響	54
5-1-4 模糊推論規則表(Fuzzy Rule Table)	56
5-2 即時增益更新因子(Scaling factor)	57
第六章 實驗結果與討論	59
6-1 壓電特性量測	59
6-1-1 遲滯效應	59
6-1-2 潛變效應	63
6-1-3 加入控制器改善遲滯現象	64

6-2 壓電閥閥軸定位控制.....	66
6-2-1 單步階定位控制.....	67
6-2-2 多步階路徑定位控制.....	68
6-3 壓電閥壓力特性.....	70
6-4 壓電閥內漏特性.....	71
6-5 壓電閥流量特性.....	72
6-6 壓電閥追蹤控制.....	74
第七章 結論與未來建議.....	79
參考文獻.....	82



表目錄

表 2-1 壓電材料分類	14
表 2-2 壓電致動器的分類及實例	17
表 2-3 壓電致動器的優缺點	18
表 2-4 放大機構分類及原理	22
表 3-1 壓電致動器規格	34
表 3-2 功率放大器規格	35
表 4-1 遲滯模型參數表	42
表 5-1 模糊控制規則表	56
表 5-2 尺度因子之模糊規則表	58
表 6-1 步階定位響應結果	68
表 6-2 多步階定位響應穩態誤差	70
表 6-3 振幅 0.075mm 追蹤控制之均方根誤差	75
表 6-4 振幅 0.01mm 追蹤控制之均方根誤差	76

圖目錄

圖 1-1	三凸肩四通滑閥作動原理圖	2
圖 1-2	射流管閥的作動原理圖	2
圖 1-3	噴嘴檔板閥的作動原理圖	3
圖 1-4	比例電磁閥	7
圖 1-5	MOOG 直線馬達驅動式伺服閥	7
圖 1-6	二級檔板式伺服閥	8
圖 1-7	IFAS 設計之壓電伺服閥	9
圖 1-8	液壓位移放大機構	9
圖 1-9	IFAS 設計之彎板型壓電伺服閥	10
圖 1-10	彎板形壓電伺服閥	10
圖 1-11	直動式壓電伺服閥	11
圖 2-1	壓電效應	15
圖 3-1	壓電閥系統方塊圖	24
圖 3-2	系統架構圖	25
圖 3-3	壓電閥機構	26
圖 3-4	壓電閥實體圖	26
圖 3-5	閥殼下視圖	27

圖 3-6	本文設計之襯套	27
圖 3-7	滑閥的三種開口型式.....	28
圖 3-8	不同開口型式的流量增益.....	29
圖 3-9	不在腔室的中心線上帶錐度的凸肩	30
圖 3-10	凸肩上附均壓槽的作用.....	31
圖 3-11	本文設計之閥軸.....	31
圖 3-12	壓電機構.....	32
圖 3-13	壓電外部尺寸	34
圖 3-14	壓電實體圖	34
圖 3-15	功率放大器	35
圖 3-16	輸入訊號對應之電壓輸出.....	35
圖 3-17	渦電流位移計	36
圖 3-18	轉換器	36
圖 4-1	壓電閥系統示意圖	38
圖 4-2	壓電致動器自由體圖.....	41
圖 4-3	遲滯模型	42
圖 4-4	實測壓電之遲滯	42
圖 4-5	流體流經孔口	43

圖 4-6	標準四通滑閥	44
圖 4-7	閥軸移動所受液流液力	47
圖 4-8	壓電搭配槓桿式放大機構與閥軸受力	49
圖 5-1	系統控制方塊圖	51
圖 5-2	吊鐘形歸屬函數圖型	53
圖 5-3	三角形歸屬函數圖型	53
圖 5-4	梯形歸屬函數圖型	54
圖 5-5	歸屬函數	55
圖 5-6	尺度因子之歸屬函數	58
圖 6-1	sin 波電壓輸入	59
圖 6-2	壓電位移輸出	58
圖 6-3	遲滯葉形曲線	60
圖 6-4	多步階之電壓輸入	60
圖 6-5	多步階輸入之位移輸出	61
圖 6-6	振幅改變之電壓輸入	61
圖 6-7	振幅改變之位移輸出	60
圖 6-8	振幅改變之遲滯現象	62
圖 6-9	頻率改變之遲滯現象	62

圖 6-10	0.03 秒內的步階響應輸出	63
圖 6-11	60 秒內的步階響應輸出	63
圖 6-12	未控制前壓電輸入、輸出與誤差	64
圖 6-13	加入 PD 控制之輸入、輸出與誤差圖	64
圖 6-14	加入 Fuzzy 控制之輸入、輸出與誤差圖	65
圖 6-15	加入 PD 控制與未控制之遲滯比較	65
圖 6-16	加入 Fuzzy 控制與未控制之遲滯比較	66
圖 6-17	加入 PD 控制與加入 Fuzzy 控制之遲滯比較	66
圖 6-18	100V 輸入下壓電與閥軸位移之比較	67
圖 6-19	步階定位控制響應	68
圖 6-20	20-60-100(μm)多步階定位控制響應	69
圖 6-21	20-100-60(μm)多步階定位控制響應	69
圖 6-22	100-60-20(μm)多步階定位控制響應	69
圖 6-23	開路 100V 輸入之 A、B 端壓力變化	70
圖 6-24	一般滑閥內漏特性	71
圖 6-25	壓電閥內漏造成 A、B 油室之壓力變化	72
圖 6-26	0-100V 電壓相對應之流量曲線	72
圖 6-27	82-90V 電壓相對應之流量曲線	73

圖 6-28	壓電閥流量特性曲線.....	74
圖 6-29	閉迴路定位至中位，閥軸對應之流量曲線.....	74
圖 6-30	振幅 0.075mm，頻率 10Hz 追蹤控制.....	75
圖 6-31	振幅 0.075mm，頻率 50Hz 追蹤控制.....	76
圖 6-32	振幅 0.075mm，頻率 100Hz 追蹤控制.....	76
圖 6-33	振幅 0.075mm，頻率 150Hz 追蹤控制.....	76
圖 6-34	振幅 0.01mm，頻率 10Hz 追蹤控制	77
圖 6-35	振幅 0.01mm，頻率 100Hz 追蹤控制.....	77
圖 6-36	振幅 0.01mm，頻率 200Hz 追蹤控制.....	78
圖 6-37	振幅 0.01mm，頻率 300Hz 追蹤控制.....	78



符號說明

A	放大倍數
A_{a1} 、 A_{a2}	液壓放大機構兩端活塞面積
A_0	孔口面積
A_2	收縮喉部面積
a_0	壓電至轉軸力臂長度
B_f	瞬態液流產生的阻尼項
B_{pe} 、 B_{sp}	分別為壓電、閥軸的等效阻尼
b	壓電數學模型中阻尼項
b_0	轉軸至閥軸力臂長度
C_c	收縮係數
C_d	流量係數
C_v	速度係數
c_D	定位移時韌性參數
c_E	定電場時韌性參數
D	電位移
d_0	不同邊界條件時的壓電參數

d_e	有效壓電係數
E	電場
E_M	誤差邊界
e_0	不同邊界條件時的壓電參數
$e_i(k)$	控制誤差
$\Delta e_i(k)$	離散控制誤差變化率
F_{ext}	外部的負載
F_j	液流噴射力
$F_1、F_2$	軸向、徑向穩態液流流力
F_3	瞬態液流流力
F_R	閥軸總受液流流力
F_f	閥軸在液壓油中之磨擦力
$F_a、F_b$	槓桿輸入、輸出端與外接質量間作用力
f	壓電輸出力
$G_e、G_v$	輸入的比例因子
$G(\alpha_{S_i})$	自調式輸出即時尺度因子
g_0	不同邊界條件時的壓電參數
H	壓電致動器增益值

h	遲滯非線性所造成的影響
h_0	不同邊界條件時的壓電參數
I	槓桿轉動慣量
K_f	穩態液流力產生的彈性係數
K_{pe} 、 K_{sp}	分別為壓電、閥軸的等效剛性
K_T	復歸彈簧彈性係數
K_p 、 K_d	分別為 P、D 控制器增益
k	壓電數學模型中剛性
L	負載端兩窗口距離
L_1 、 L_2	槓桿放大機構力臂長
ΔL	PZT 位移變化量
M_s	液流力中閥軸質量
M_{pe} 、 M_{sp}	分別為壓電、閥軸的等效質量
M_o	最大超越量
m	壓電數學模型中，壓電的質量
n	控制彈性與塑性反應間轉換的平滑度
P_L	負載端壓降
P_s	液壓源壓力

Q	孔口流量
Q_L	負載端流量
$Q_1、Q_2、Q_3、Q_4$	各窗口流量
S	應變
s_D	定位移時剛性參數
s_E	定電場時剛性參數
T	應力
T_r	上升時間
$U_M、-U_M$	遞增、遞減控制命令
$u_1、u_2$	位置一、二的流速
$u_{fi}(k)$	模糊控制率
$u_{s_i}(k)$	經過自調交互作用後的控制命令
V	輸入電壓
V_0	被加速油液的體積
W	面積梯度
X_V	閥軸位移
X_1	壓電的位移方向
X_2	閥軸的位移方向

x	遲滯模型位移
Z	遲滯非線性恢復力
α	決定遲滯振幅大小之參數
α_{s_i}	即時增益更新因子
β	決定遲滯曲線形狀之參數
β_T	定應力時反誘電係數
β_s	定應變時反誘電係數
γ	決定遲滯曲線形狀之參數
γ_1	潛變因子
ε_T	定應力時介電係數
ε_s	定應變時介電係數
ρ	液壓油之密度
ρ_0	結構預壓之參數
θ	噴射角

第一章 緒論

液壓傳動是以液壓油作為傳動介質來實現能量傳遞和控制的一種傳動形式，液壓傳動過程是利用液壓泵將機械的機械能轉換為液壓油的壓力能，透過液壓油壓力能的變化來傳遞能量，經過各種控制閥和管路的傳遞與控制，借助於液壓執行元件(液壓缸或馬達)把液壓油壓力能轉換為機械能，進而驅動工作機構，實現直線往復運動和迴轉運動。當液壓系統工作時，還可利用各種閥類控制元件對液壓油進行壓力、流量和方向的控制與調節，以滿足工作部件對壓力、速度和方向上的要求。

1-1 液壓工作原理與液壓閥簡介

由於電氣器件的多方面適應性，因而用他們來進行反饋測量及訊號放大和訊號控制都很理想。另一方面，因為液壓執行器輸出功率大，做為動力元件十分合適。而在這兩者之中，需要一個元件來做為兩者的橋梁。在液壓控制系統中，此種轉接就是由一個液壓閥來完成。液壓閥的主要功能係以輸入的電訊號來控制閥類的液壓輸出。因此，液壓閥一定具備有以下兩種結構:電氣-機械換能器及機械-液壓換能器。有了電氣-機械換能器，我們可以將電氣訊號轉換成機械訊號，但是一個完整的電-液閥必須具備液壓訊號的輸出，故需要與機械-液壓換能器整合，才能成為一個完整的電-液液壓閥。

1-1-1 機-液轉換器分類

液壓閥按照液流驅動型式又可以分為三類，分別為滑閥、檔板閥和流射管閥。以下對三種典型閥的驅動方式做介紹：

(1) 滑閥：

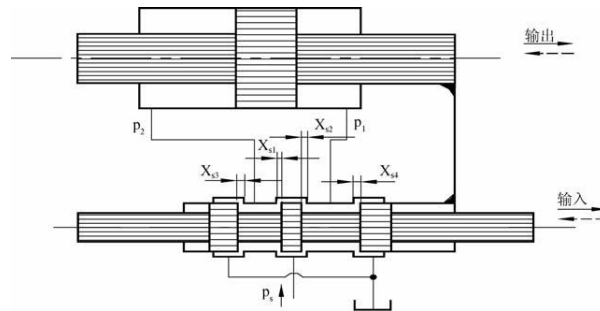


圖 1-1 三凸肩四通滑閥作動原理圖

三種型式中，用的最廣泛也最為簡單的為滑動式的滑閥，其結構如圖 1-1。滑閥按(a)液流進入和離開的通道數目，(b)凸肩數目，(c)滑閥在中間位置時的開口型式來分類。作動原理很簡單，利用閥桿的移動位移 X ，來控制流量訊號，例如閥桿位移大時，閥開口亦變大，故液壓流量及壓力值隨之變大。

(2) 流射管閥：

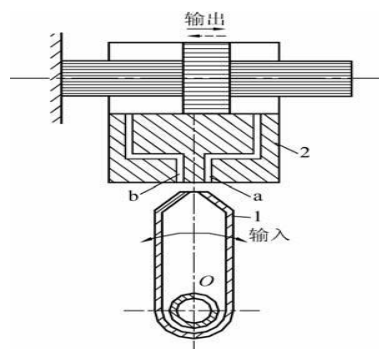


圖 1-2 射流管閥的作動原理圖(1-射流管；2-接收板)

如圖1-2 所示，為射流管閥的工作原理。射流管可繞O軸左右擺動一個小的角度，接收板上有兩個油孔a、b，分別與液壓缸兩腔相通。壓力油從管道進入射流管後從錐形噴嘴射出，經油孔a、b 進入液壓缸。當噴嘴處於中間位置時，液壓缸兩側壓力相等，這時缸不動。當射流管繞O軸擺動一小角度時，進入油的壓力差使液壓缸移動。由於接收板和缸體連接在一起，形成負反饋，噴嘴恢復到中間位置，液壓缸停止運動，利用噴嘴管的位移來控制兩側的壓力值。

(3) 檔板閥:

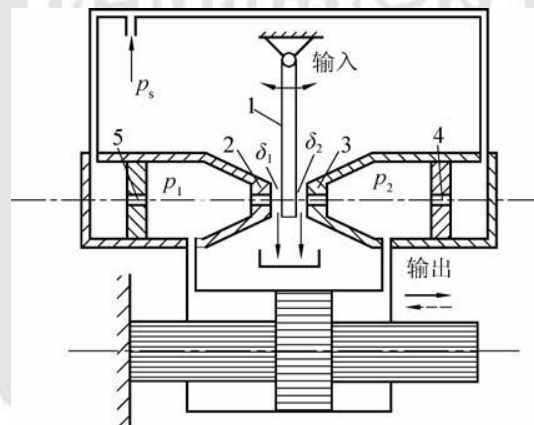


圖 1-3 噴嘴檔板閥的作動原理圖

(1-檔板；2、3-噴嘴；4、5-節流小孔)

如圖1-3 所示為雙噴嘴檔板閥的工作原理，它主要由檔板、噴嘴和固定節流小孔等元件組成。檔板和兩個噴嘴之間形成兩個可變截面的節流縫隙 δ_1 和 δ_2 。當檔板處於中間位置時，兩縫隙所形成的節流阻力相等，兩噴嘴腔內的油液壓力則相等，即 $P_1 = P_2$ 液壓缸不動。當使檔板偏擺時，造成壓力差，液壓缸移動。因負反饋作用，當噴嘴隨缸體移動到檔板兩

邊對稱位置時，液壓缸停止運動，藉由擋板的位置來控制擋板兩側的噴嘴入口側的壓力值。

製造滑閥時要求有精確的配合公差，因此成本相對來說較高，而且對油液的污染也較為敏感。檔板閥公差要求就沒有這麼嚴格，不過卻存在較大洩漏量這缺點，使這種閥不能在小功率系統中使用。檔板閥廣泛用在二級電液伺服閥中的前導級使用。流射管閥由於零位流量大，特性不易預測及響應速度慢，因此最少被使用。

1-1-2 電-機轉換器分類

上節的三種分類主要是閥驅動型式的差異，也就是前述提到基本的電-液閥中機-液轉換的部分。而另一部分電-機轉換器，也是液壓閥的一大重點，且因為電機轉換器的種類繁多，因而發展出不同類型的液壓閥。本小節要介紹的就是電-機轉換器的部分。

一般而言，液壓閥類之電-機轉器可區分為動鐵式(moving-armature)及動圈式(moving-coil)兩種不同類型，此兩種類型分別有多種電-機轉換器，前者包含切換式比例線圈、比例電磁線圈和線性馬達，其出力較大但響應速度較慢。後者包含力矩馬達及移動線圈，其特性剛好與動鐵式相反，出力較小但響應速度快，線性度較佳[1]。詳細介紹及其優缺點如下：

(a) 力矩馬達

最常被應用在伺服閥上，其位移行程正比於輸入電流值大小，電樞擺動之行程一般都很小。機械加工之精度要求甚高，價錢昂貴且對外界干擾甚敏感，但動態響應極佳。

(b) 線性馬達

電樞再線圈為通電流時，電樞受到磁極作用力等於零，故維持在零點，當通以電流後，線圈易產生一磁場，其與永久磁鐵產生之磁場交互作用，決定了電樞輸出力，輸出力量不成正比於輸出電流值。使用永久磁鐵，成本較高，但動態響應佳。

(c) 比例電磁線圈

由傳統切換式電磁線圈發展得來，輸出力量正比於輸入電流值大小（故一般再利用彈簧使得位移形成正比於輸入電流值）。輸出力量甚大，可直接驅動液壓閥內之閥桿。價廉，強健結構，可容許較大之油污染程度，動態較差，常運用在比例方向閥，比例流量閥及比例壓力閥上。

(d) 移動線圈

依電-動（elector-dynamic）之工作原理：載流導體在由永久電磁產生之磁場中，會因電流之大小及方向之不同，而受到不同之力量作用。準確度及線性度均佳，動態響應亦佳（移動線圈本身質量很小）。其缺點為體積（i.e.重量）稍嫌過大，在液壓系統中較少被應用。

(e) 切換式比例線圈

線性度甚差，故不適合當比例伺服元件之第一級。成本低，抗油污染能力高，強健結構，一般用在開關閥（on-off valve）上。

1-1-3 液壓閥分類

液壓閥按照放大液壓的級數可以概略的分為單級閥和二級閥，單級閥由滑閥及一個與滑閥直接相連並給滑閥定位的驅動源所組成，由於有的驅動源的功率是有限的，從而使單級伺服閥的流量受到限制，而且有時候會引起穩定性的問題。二級伺服閥具有液壓前置放大器(第一級)，此放大器可以將功率不足的輸出力放大到足以克服相當大的液流力、黏附力和振動引起的力。這種閥克服了單級伺服閥流量有限和不穩定的缺點，因此獲得廣泛的應用。其中二級閥中的第一級又稱先導級，第二級又稱功率級。一般來說滑閥、檔板閥和流射管閥都可作為單級或先導級閥，而第二級(功率級)閥則採用滑閥。

單級(直接驅動)閥比較常見的是由直線馬達或比例電磁鐵，皆是藉由產生推力直接推動滑閥內之閥軸，如圖1-4 即為一比例電磁閥，兩端電磁線圈激磁產生一電磁推力，斷電後則是利用彈簧將閥桿回復至中立位置。

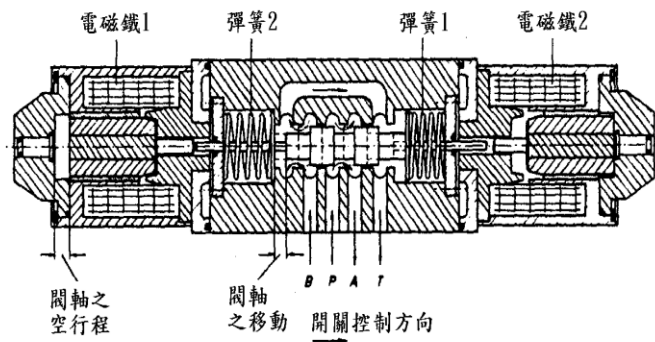


圖 1-4 比例電磁閥

圖1-5 則為MOOG(穆格)公司生產之直線馬達直接驅動式伺服閥，採內部位移回授之閉回路控制，可雙方向偏離中位，解決比例電磁閥只能在一個方向產生力之不足。且用大功率直線馬達取代檔板式閥中小功率的力矩馬達來達到直接驅動之效果，但其響應較慢，目前廣泛用於壓鑄等不需快速響應的重工業上。

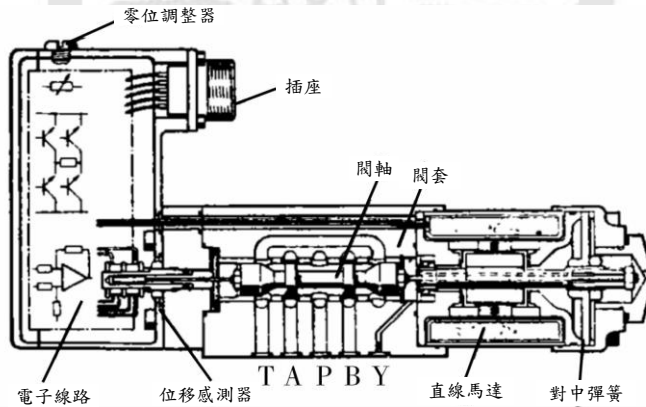


圖 1-5 MOOG 直線馬達驅動式伺服閥

二級伺服閥是1949年起，以美國麻省理工學院為中心開始開發，直到1955年公諸於世。最常見的二級電液伺服閥，電-機轉換器採力矩馬達由永久磁鐵、導磁體、鐵心、控制線圈和彈簧管組成。液壓部份則是由前

導級-雙噴嘴擋板閥與功率級-四通滑閥組成。滑閥以反饋彈簧杆與鐵心擋板等相連，如圖1-6。

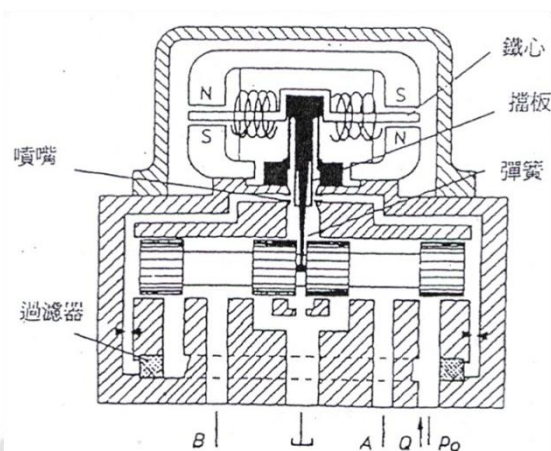


圖 1-6 二級擋板式伺服閥

1-2 研究動機

液壓系統的性能主要取決於組成該系統的閥、泵和液壓馬達等各種流體控制元件的性能。隨著科技發展在航太，機器人及高頻振動台等精密機械中對液壓伺服閥的反應快慢，精密度，可控制特性的要求越來越高。而閥的元件設計上影響最大的就是電氣-機械換能器，但傳統的以比例電磁鐵、力矩馬達做為直動式或前導級驅動器的液壓伺服閥的出力小和響應速度慢，主要適用於重工業。對於上述精密機械其頻寬及控制精度很難進一步提高，已不能滿足快速精密反應的使用需求。而壓電堆疊做為一種新型驅動元件，具有響應速度快即頻寬高、單位體積出力大、無磨耗和不受磁場影響等特點，故目前在液壓閥類元件已將其作為直動式或前導式之電氣-機械換能器。

1-3 文獻回顧

壓電致動器具有多種型態，且由於壓電致動器的位移量通常不大，所以必須透過位移放大機構將壓電致動器微小的位移量放大，隨著壓電類型和位移放大機構類型不同，也各自發展出不同的壓電閥機構。

圖1-7 為德國阿亨工業大學流體傳動及控制研究所(IFAS)生產的直動式壓電伺服閥[2]，利用壓電致動器在雙向推動閥桿控制閥桿定位來達成控制流路大小，而且採用的位移放大機構為液壓式位移放大系統（stroke enhancement system，SES），如圖1-8。其位移放大倍率可達 40 倍，但不幸的亦會將壓電致動器的力量衰減 40 倍，然而在 IFAS 工程師良好的設計下，這個力量足以推動閥軸，此壓電伺服閥運用的是渦旋電流感測器（eddy current sensor）作為閥桿的位移感測器，運用迴授控制來使閥軸精確的定位，進而達到液壓伺服控制的目的。

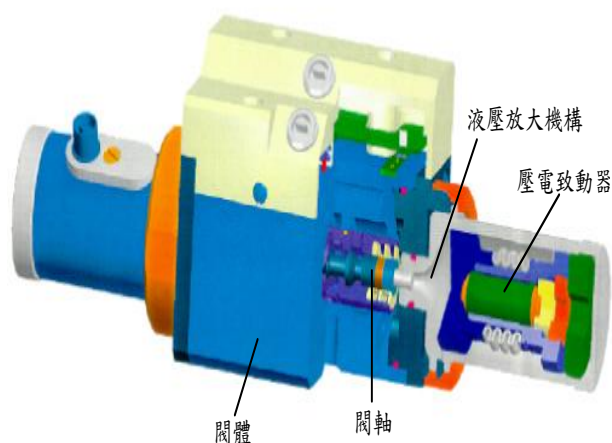


圖1-7 IFAS設計之壓電伺服閥



圖1-8液壓位移放大機構

液壓放大機構因為放大倍率正比於兩端接觸活塞面積比，所以放大倍率可以很大是一大優點，但同時力量被衰減的倍率也很大，所以需考量到衰減後是否有足夠力推動閥軸。最大缺點是，液壓放大機構設計和加工不易。雲科大，范光榮[3]即針對液壓閥類元件，設計一壓電致動器搭配液壓放大機構，但所設計的液壓放大機構，由於油封設計不當而造成摩擦力過大且流體黏度使用過高等，造成原先設定之理想放大倍率100倍大打折扣，放大倍率最終僅達47倍且其線性度不佳。

圖1-9 和圖1-10 分別為(IFAS)[4]和文獻[5]，設計取代噴嘴板伺服閥之彎板型壓電伺服閥，由於採用的皆是彎板型壓電，所以輸出力量較小，故僅能作為前導級閥，又因為其為前導級，所以位移量需求不大，故不需要額外的位移放大機構。

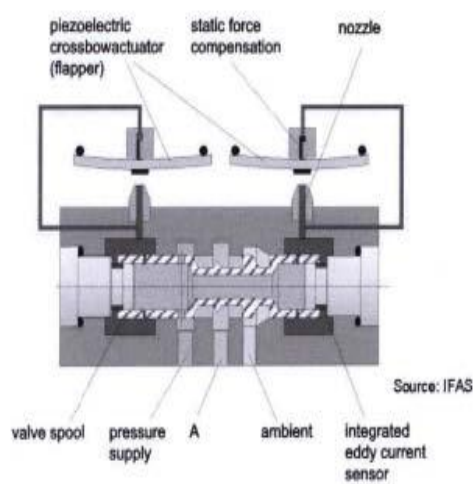


圖1-9 IFAS設計之彎板型壓電伺服閥

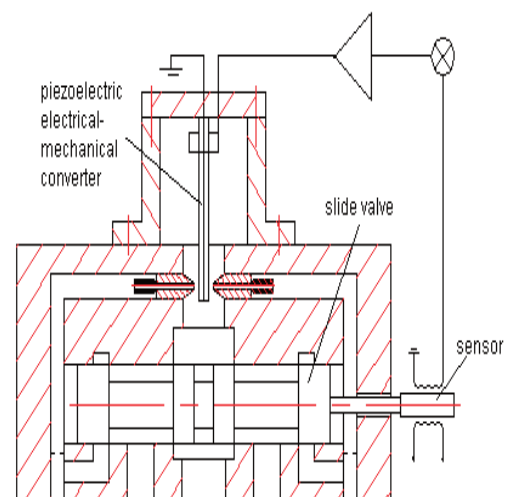


圖1-10 彎板形壓電伺服閥

運用彎板型壓電致動器驅動檔板，雖然流量無法提高，但可增加伺服閥的動態響應。其中(IFAS)設計的運用兩個獨立控制的噴口，減少了噴嘴檔板式閥的靜態洩漏，改善了傳統由力矩馬達驅動之檔板閥。

圖1-11 為大陸吉林大學[6]設計之直動式壓電伺服閥，因為採用堆疊型壓電，力量夠大，所以做成一級直動式。而位移放大機構的部分採用橋型饒性鉸鏈放大機構，少去了液壓放大機構油封設計的問題。缺點是需對鉸鏈機構形狀做詳細的分析，但無機械磨耗是其一大優點。

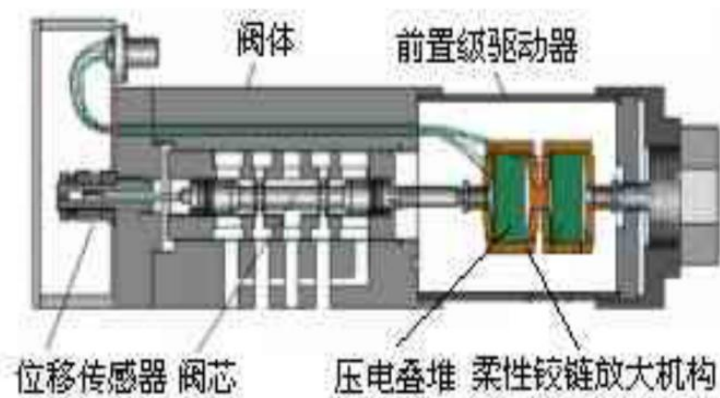


圖 1-11 直動式壓電伺服閥

1-4 研究目的

國內在液壓閥中各項元件的研發上著墨不多，多數論文均著重在系統控制理論研究上。而國外對於壓電閥研究行之有年，但設計中主要是著重在壓電驅動機構上，對於和閥體的結合，較常是用現有的閥體來做改裝，較少整組壓電閥都是自行設計。所以本文除了設計壓電驅動機構，

更自行設計一個完整的五口三位液壓閥閥體，並建立一壓電伺服閥液壓系統，運用位移迴授控制來精確的定位閥軸，進而達到液壓伺服控制的目的。

然而以液壓閥類元件上之應用而言，一般壓電材料的位移僅幾 μm 是不夠的，因此設計中還包括具有導引和放大位移量作用之槓桿機構，使閥軸產生足夠的運動行程。

1-5 本文架構

本文總共分為七個章節，第一章主要介紹液壓閥的研究相關資料與文獻，本文研究動機與研究目的。第二章為壓電致動器的相關基礎理論介紹，和位移放大機構類型及特點。第三章為本文的壓電閥機構設計依據和介紹與詳細的實驗設備。第四章則是包含壓電模型、滑閥和液流探討，整體運動方程式的數學模型。第五章則是介紹實驗所使用的模糊控制器設計。第六章為實驗的結果和討論，第七章則是結論與未來建議。

第二章 壓電與位移放大機構基礎理論

壓電材料作為一新型的驅動器由於具有高精度、高剛性、體積小、質量輕、輸出力大、高達數千赫茲以上的高頻率響應等特點，故在微米精密位移系統控制有廣泛的應用，但由於變形量小，往往需搭配位移放大機構來做為一組的驅動元件。故以下將對壓電材料和放大機構的特性和理論詳加介紹。

2-1 壓電材料簡介

介電性(Dielectric)材料為一種絕緣體，其並沒有自由電子可以導電，但卻可以儲存電能，而壓電材料為一種特別的介電性材料，當受到外加的力量作用時，會造成材料本身的電極化，並在其表面產生感應電荷；相反地，當我們施加電壓於壓電材料時，導致其電偶極(dipole)會延著電場方向排列，造成壓電材料的收縮或伸張。這樣的一個壓電效應早先是被居里(Curie)兄弟於1880年提出壓電與其結晶之對稱關係，證明壓電的發現並非偶然，並且可以預估其與施加壓力方向關係及何種結晶族才有壓電特性。從壓電現象的發現，發展至今可歸納出自然界許多物質都具有良好的壓電性質，但由於材料本身性質的限制，因而無法廣泛地被應用，因此，人工合成方法產生的壓電材料便因而產生，如下表2-1所示，其中陶瓷類的壓電材料具有鐵電特性(Ferroelectricity)，取適當的化學

組成分配，經一系列的製造與極化處理之後，就如同單晶般具有方向性，只要改變其化學組成或是添加適當的其他元素，可改變其部分物理性質，又由於其壓電活性良好、耐酸鹼、溫度係數大、偶合係數高且又可製成任何形狀，是故壓電陶瓷的發展日益廣泛。

表 2-1 壓電材料分類

種類	典型材料
單晶類	石英、電氣石、羅德鹽、鉭酸鹽、鈮酸鹽
薄膜類	氧化鋅 (ZnO)
聚合物	PVDF
陶瓷類	鈦酸鋇 ($3 BaTiO$)、鈦酸鉛鋅 (PZT)
複合材料	PVDF~PZT

2-2 壓電效應

壓電效應基本上是一種機械能與電能之間的能量轉換現象。由介電理論可知，在電場作用之下，介電質中帶有不同電性的電荷間會產生相對的位移，此一相對位移的存在使介電質內存在有電偶極或雙極，使物質內存在有雙極的現象，稱之為極化 (Polarization)。但是在某些物質中，除了可以由電場來產生極化以外，還可以由機械作用來產生極化現象，並導致在介電物質的兩端表面上出現電性相反的束縛電荷 (bound charge)，此電荷的密度與所加之外力成比例。故壓電效應由受應力作用或是外加電場作用可分為以下兩類，如圖2-1所示：

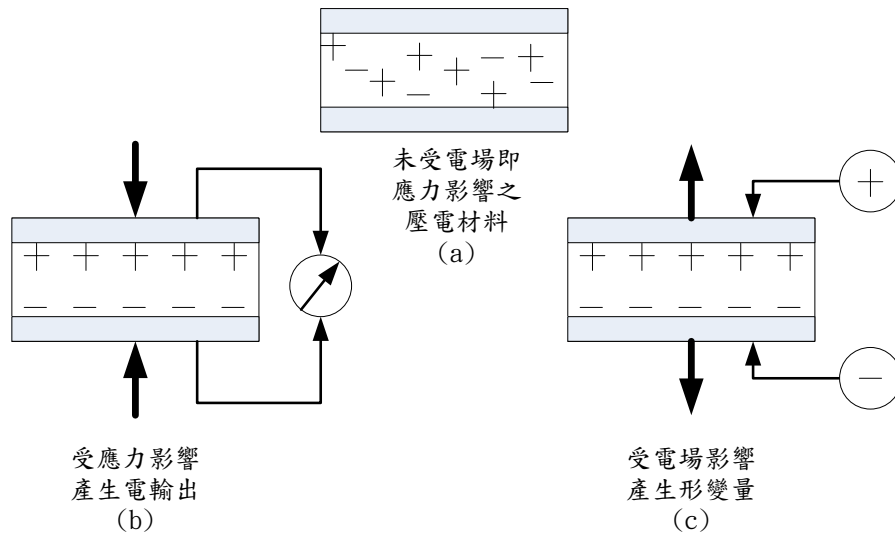


圖 2-1 壓電效應

2-2-1 正壓電效應

正壓電效應 (direct piezoelectric effect, 機械能產生電能), 當機械應力施加於一壓電材料時, 材料的兩端會伴隨著累積產生一個與應力大小成比例的表面束縛電荷, 若此時壓電材料分別附著一組電極, 則此應力的改變將伴隨著電壓的產生。當應力方向相反時, 電壓的極性亦會隨之反向。因此, 反覆不斷變化的應力將使得壓電材料產生交流電壓輸出。壓電材料並不適合產生真正的直流電壓, 此乃因這些材料通常為介電材料, 因此電極將會透過它們而放電, 所以它們漏電的速率將會與材料的介電係數、內電阻及外介電路的輸入阻抗有關。

2-2-2 逆壓電效應

逆壓電效應 (inverse piezoelectric effect, 電能產生機械形變), 當電

場加入材料兩端時，材料的形變會隨著電場的大小而改變，稱之逆壓電效應。因此，當施加交流電場時，材料的形變方向會隨著電場的正、負半週做收縮、膨脹的交互變化，若交流電場的頻率等於材料本身的自然諧振頻率時，可以想見的材料形變的幅度將最大。

2-3 壓電致動器分類

壓電致動器(Piezoelectricity actuator, PEA)即是利用壓電的逆壓電效應性質，利用電場輸入使其產生機械能。壓電致動器依其結構型式不同，大致區分如表2-2，其中詳細介紹如下：

(1) 堆疊型壓電致動器 (Piezoelectric stack Actuator) :

利用多個壓電陶瓷片機械上串聯，電氣上並聯形成的壓電致動器。表中(a)為樹脂封裝積層式壓電致動器；表中(b)為金屬封裝積層式壓電致動器(Piezomechanik GmbH)，內置碟型彈簧預緊機構。積層式壓電致動器製作過程複雜，對生產條件要求嚴格、價格較高，但產品已經商業化，可選擇的型號多。

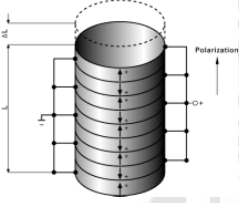
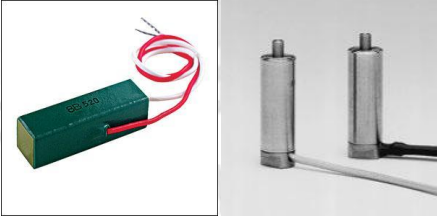
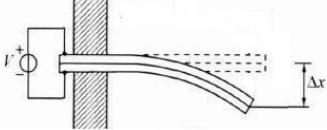

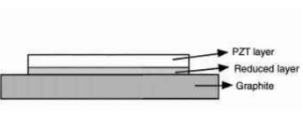

(2) 彎曲型壓電致動器:

表中(c)為 PI 公司的壓電彎板致動器，其特點是結構簡單、輸出位移大、製作成本低、但是輸出力小是一大缺點。

(3) 複合型壓電致動器

這種複合結構可以是複合梁、板、圓片，其中一側為主動層，另一層為被動層，表中(d)為 FACE 公司所做致動器，它是由壓電陶瓷薄片與金屬薄片黏接而成，由於熱膨脹係數的不同，整個複合結構為拱形。這種偏置應力可以產生較大位移和力，但缺點是所佔體積太大。

表 2-2 壓電致動器的分類及實例

分類	產品實例
 <p>(1)</p>	 <p>(a) (b)</p>
 <p>(2)</p>	 <p>(c)</p>
 <p>(3)</p>	 <p>(d)</p>

目前應用在工業界上之主流壓電致動器材料，是以鉛、鋯、鈦材料為主材之壓電陶瓷材料 (Lead-Zirconate-Titanate, PZT)，其優缺點如表2-3。

表 2-3 壓電致動器的優缺點

優點	高解析度	PZT 壓電致動器最小位移量可以達到次奈米的解析度，微小的電壓量即可已使致動器產生極小位移。
	產生力量大	堆疊型PZT 壓電致動器一支可產生的最大出力可高達上千牛頓。
	響應時間快	PZT 壓電致動器響應非常的快，頻寬通常可高達數千赫茲。
	不受磁場影響	PZT 壓電致動器是受電場影響，PZT 本身不會產生磁場，故本身不受磁場影響，所以亦可用在磁場干擾大的地方。
	沒有磨耗之情況	PZT 壓電致動器本身沒有齒輪或軸承這些配件，位移是藉由本身固體狀態之動態產生的，所以沒有磨耗的情況。
	可使用於真空或無塵室	PZT 壓電致動器不需要潤滑，所以可使用於真空或無塵室。
缺點	位移量小	PZT 壓電致動器位移量約為本身壓電材料長度的千分之一。
	有遲滯現象(Hysteresis)	其遲滯所造成的誤差最多可達到其運動路徑的10~15%。
	有潛變現象(Creep)	因為殘留的極化現象所產生。
	不能受大拉力或扭力	由於其本身為陶瓷材料，所以是脆性的材料，故不能耐大的拉力或扭力。

2-4 壓電特性

2-4-1 遲滯現象 (Hysteresis)

遲滯現象為壓電材料的一種特性，由材料來說，對於沒有經過特別處理的結晶，由於各電域之極化方向隨機排列，總體之極化量為零，當外加電場時，每一電域之極化方向會隨電場方向排列，而有一淨極化值，

此時若除去電場，因為分子間的摩擦關係造成其極化值並不回到零，而有一淨值；飽和極化後，除去電場所剩下的極化量，稱為殘留極化（remanent polarization），此種極化-電場之關係，造成上升曲線和下降曲線的不一致，稱為遲滯曲線。而遲滯所造成的追蹤誤差即可高達運動路徑的10~15 [7, 8]。

2-4-2 潛變現象 (Creep)

潛變現象是一種長時間下的變化。在開迴路系統下，給予壓電致動器一個固定電壓時，致動器伸長量應該已經趨近於穩態，但倘若延長所觀測的時間，會發現其伸長量有向上飄移的情形；此為電壓固定後，壓電內部殘餘的極性會繼續增加或減少，即使在電壓變化已經結束，PZT 的位移長度也會緩緩增加或減少，其長度變化公式如下(式2-1)：

$$\Delta L(t) \cong \Delta L(1 + \gamma_1 \cdot \log\left(\frac{t}{0.1}\right)) \quad (2-1)$$

其中的 ΔL ：電壓改變完後一秒，PZT 的位移量。 γ_1 ：潛變因子，不同的 PZT 有不同的潛變因子，約0.01~0.02 間。

2-5 壓電統御方程式 (Constitutive equation)

壓電現象為機械能與電能之間的轉換，因此利用一些電能與機械能的數學表示式，來描述或計算壓電體的特性，這種表示式就稱為壓電方程式。壓電性所涉及的電能與機械能計有應力 (T)、應變 (S)、電場 (E) 及電位移 (D) 等四種物理關係，這四個參數之間的關聯可用以下四種不

同的形式來表示[9]。

$$\begin{cases} S = s_E T + d_0 E \\ D = d_0 T + \epsilon_T E \end{cases} \quad \text{d型態}$$

$$\begin{cases} T = c_E S + e_0 E \\ D = e_0 S + \epsilon_S E \end{cases} \quad \text{e型態}$$

$$\begin{cases} S = s_D + g_0 D \\ E = -g_0 T + \beta_T \end{cases} \quad \text{g型態}$$

$$\begin{cases} T = c_D S - h_0 D \\ E = -h_0 S + \beta_S D \end{cases} \quad \text{h型態}$$

其中

s_E 及 c_E 分別表示在定電場時的剛性及韌性參數。

s_D 及 c_D 分別表示在定位移時的剛性及韌性參數。

ϵ_T 及 β_T 分別表示在定應力時的介電係數及反誘電係數。

ϵ_S 及 β_S 分別表示在定應變時的介電係數及反誘電係數。

d_0 、 e_0 、 g_0 及 h_0 分別表示在不同邊界條件時的壓電參數。

上述四類中第一類d形態中，選應力T和電場強度E為自變數，應變S和電位移D為因變數。式中第一個式子即敘述了正壓電效性，而第二個式子敘述了逆電壓效應。

2-6 位移放大機構的分類及特點

壓電致動器的廣泛應用與微位移放大機構的迅速發展是分不開的，研

究上，兩者的結合常被利用在如精密定位平台[10]，和需要快速高頻來回行程作動之點膠機上[11]。對於運動範圍在微米級的系統，儘管壓電陶瓷能夠輸出較大的力，但位移量小一直是一大致命傷，由於輸出位移的限制，無法滿足有較大位移要求的工程領域。所以通常需要應用放大機構。

放大機構依據原理可略分為機械式放大與液壓式放大兩種，其中機械式又以槓桿式和橋式，兩種為主的撓性鉸鍊（flexibility hinges）機構為主，表 2-4 為此三種放大機構原理及運用，各項詳細介紹如下：

(1) 液壓原理的位移放大機構是利用封閉之液壓腔體兩端活塞截面積的不同，在大活塞作用了一小段位移，小活塞端將輸出一放大位移，放大比例為兩活塞面積之比。表中(a)為德國 IFAS 流體控制研究所研製的液壓放大機構，採用積層式壓電致動器為驅動元件，液壓放大的放大倍率可以達到很高，但缺點是由於液壓腔體為密閉，油液洩漏問題很難解決，加工製造成本高，活塞與缸體存在磨擦及油液黏度作用，動態響應特性會比較差。

(2) 槓桿放大原理的位移放大機構，槓桿會造成平行方向的放大，是增大壓電致動器位移輸出最簡便的方法，在位移增大的同時輸出力減小。通常採用撓性鉸鍊槓桿放大機構，具體實例如表中(b)所示，(b)為 DSM 公司的單級槓桿放大機構產品。

(3) 橋式放大原理的位移放大機構，與槓桿式最大不同在於，當水平方向輸入一位移增量時，會在垂直方向形成一對應的放大位移。由於結構變形類似拱起的橋，因此稱為橋式放大原理，橋式機構的形狀是三者裡最為多變的，在許多文獻裡，根據使用的需求不同也發展出各式橋式的機構運用。實例如表中(c)所示，(c)為 Piezomechanik GmbH 公司的積層式壓電搭配橋式放大機構之產品。

表 2-4 放大機構分類及原理

名稱	原理圖	放大倍數	機構實例
液壓放大		$A = \frac{A_{a1}}{A_{a2}}$ $= \frac{d_2}{d_1}$	
槓桿放大		$A = \frac{L_2}{L_1}$	
橋式放大		$A \approx \frac{1}{\tan \alpha}$	

透過以上分析，液壓放大機構可達到最大放大倍率，但加工設計最為複雜，又易有漏油的問題產生，活塞摩擦阻力也會對動態特性造成極大影響。橋式放大機構放大倍率次之，但其中可能因為撓性鉸鍊的多寡，而使體積過大，並且會增加機械間阻抗導致位移被放大的同時，誤差也跟著被放大。槓桿式放大機構，結構最為簡單且易加工，又沒過多機械阻抗。但唯一缺點是槓桿不宜過長，不然會造成動態特性的影響，所以放大倍數不高。由於應用場合不同，對其尺寸、重量以及加工需求條件有不同要求，所以要根據實際結構中的空間大小、外型尺寸、驅動方式等，本文考量了以上因素，採用的放大機構為槓桿式，且由於本文重點不侷限在放大機構分析上，故為了省去鉸鍊機構的分析，採用的是槓桿搭配一個轉軸的方式，來作槓桿放大，雖然設計上較為簡單，但易有槓桿與轉軸間機械磨耗產生。

第三章 機構設計與系統架構

本章節介紹本文所開發的直動式壓電閥設計概念與各機構詳細的作動原理，與實驗使用的設備以及整體實驗架構。

3-1 壓電閥系統整體架構

壓電驅動直動式油壓控制閥整體架構分為三大部分，第一部分為液壓源驅動端、第二部分為設計之壓電閥、第三部分為微電腦控制部分。除了回授閥軸位移外，另外也在油路負載端裝設液壓缸，藉以確認所設計之閥體確實可以達到方向切換之效果，並且利用光學尺回授液壓缸之位移。其組成關係如圖 3-1 系統方塊圖所示，系統裝置詳圖，如圖 3-2。

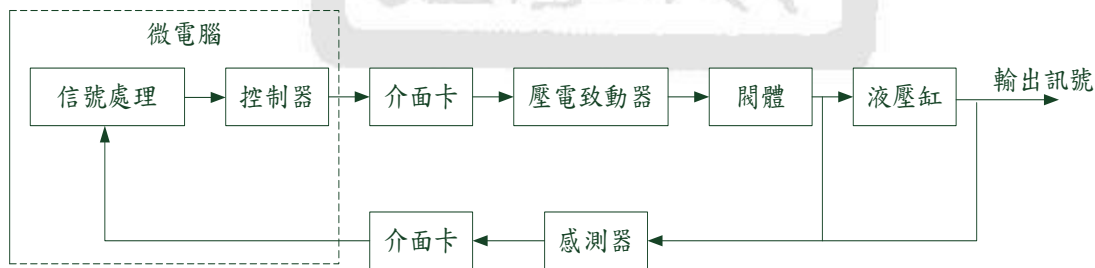


圖 3-1 壓電閥系統方塊圖

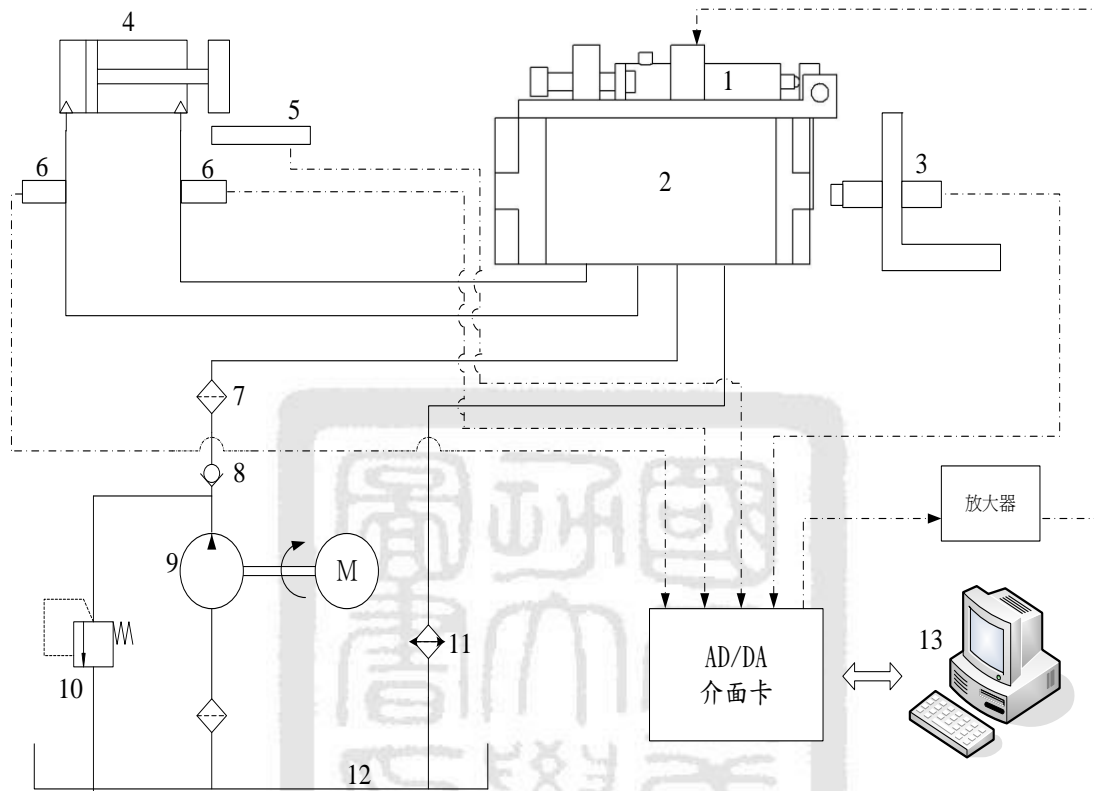


圖 3-2 系統架構圖

- | | | |
|-----------|----------|----------|
| 1. 壓電致動器 | 6. 壓力感測器 | 11. 冷卻器 |
| 2. 壓電閥機構 | 7. 過濾器 | 12. 油箱 |
| 3. 渦電流位移計 | 8. 止回閥 | 13. 工業電腦 |
| 4. 油壓缸 | 9. 液壓幫浦 | |
| 5. 光學尺 | 10. 洩壓閥 | |

3-2 壓電閥機構設計

本文設計之壓電閥，如圖 3-3，整個壓電閥機構包含兩部分，第一部分為自行設計之液壓閥體機構，第二部分為壓電致動器結合槓桿位移放大機構之壓電機構設計，以下將對各元件設計依據和說明詳細介紹。

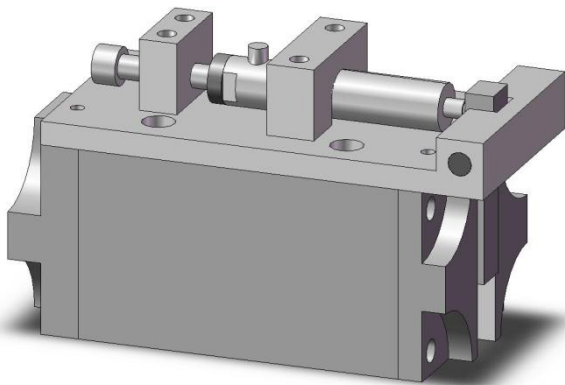


圖 3-3 壓電閥機構

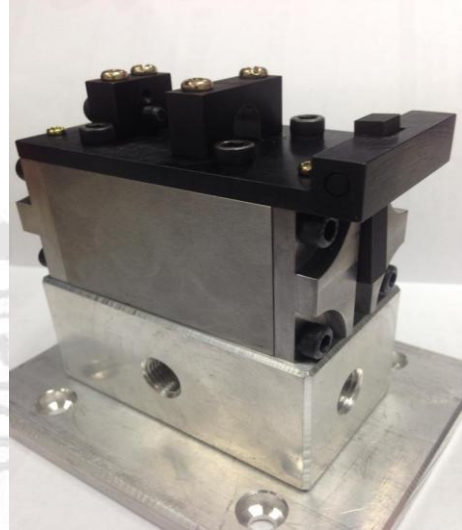


圖 3-4 壓電閥實體圖

3-2-1 閥殼設計

本文所設計之閥殼為五口三位閥，其下視圖如圖 3-5。其中 P 為進油孔，A、B 為負載端孔，T 為回油孔。閥軸中位時 A、B 負載端關閉， $P \rightarrow T$ ；閥軸右移則油的流動為 $P \rightarrow B$ ， $A \rightarrow T$ ；閥軸左移則油流動為 $P \rightarrow A$ ， $B \rightarrow T$ 。

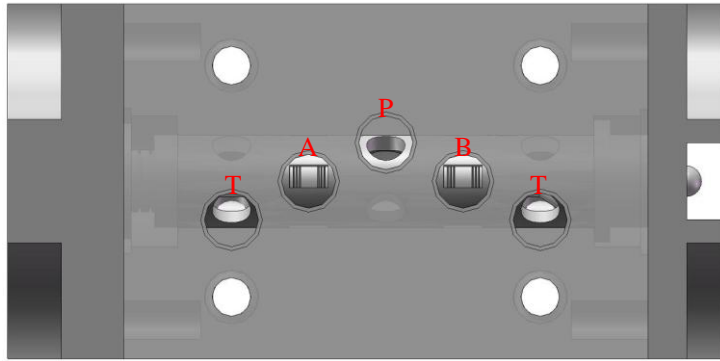


圖 3-5 閥殼下視圖

3-2-2 襯套設計

滑閥的製造中有幾個關鍵尺寸的配合是非常要求的，閥軸上配油的兩個凸肩寬度必須與襯套上的對應寬度做配合，各凸肩之間的距離也必須與襯套上的對應尺寸配合。此外，閥軸與襯套間的徑向尺寸和凸間邊緣的垂直度皆須保持精密的公差要求，以上本文的設計加工公差皆為0.002~0.005(mm)範圍內。

襯套的窗孔即是負載端油的進出口，根據[10]窗孔的型式會影響流量增益曲線，雖然圓形窗孔機械加工簡單，但卻會造成流量增益曲線十分不線性，一般會採用矩形窗孔來獲得線性的流量增益，故本文襯套的窗孔即設計為矩形，而進油端和回油端則採用圓形口，如圖 3-6。

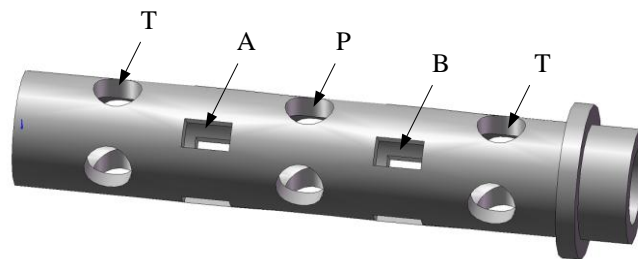


圖 3-6 本文設計之襯套

閥開口的型式分為三類如圖 3-7，當閥軸置於中位時閥軸上凸肩的寬度小於襯套上的槽寬，稱為具有正開口(open center)或負重合(underlapped)的閥。若凸肩寬度與槽寬相等，則稱零開口(critical center)或零重合(zero lapped)的閥，而負開口(closed center)或正重合(overlapped)的閥是其凸肩寬度大於槽寬的滑閥。

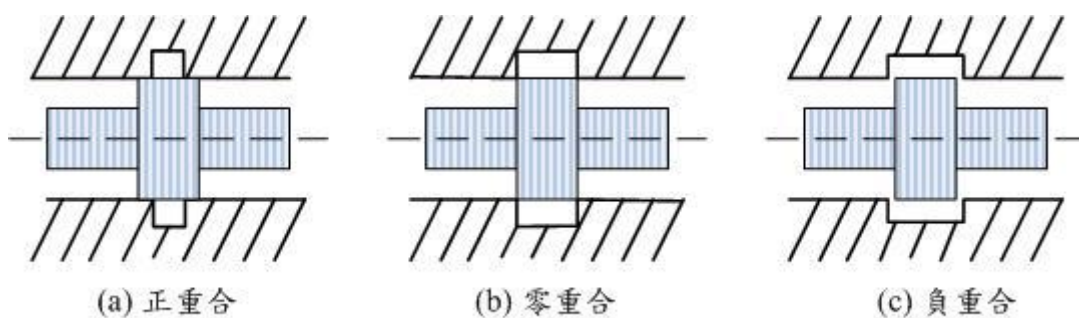


圖 3-7 滑閥的三種開口型式

本文開口型式採用的是一般典型的零重合的型式，閥的流量增益特性與開口的型式有直接的關係，大多數滑閥為得到線性的流量增益，都是做成零開口但一般都需要一個微小的正重合量來補償徑向間隙的影響。負開口閥其特性具有死區，會導致穩態誤差而產生穩定性問題。正開口閥用於要求有恆定連續流量的場合，但缺點是零位移時功率消耗較大，且壓力敏感度較差。以上三種開口型式的閥，會造成流量增益曲線特性如圖 3-8[12]。

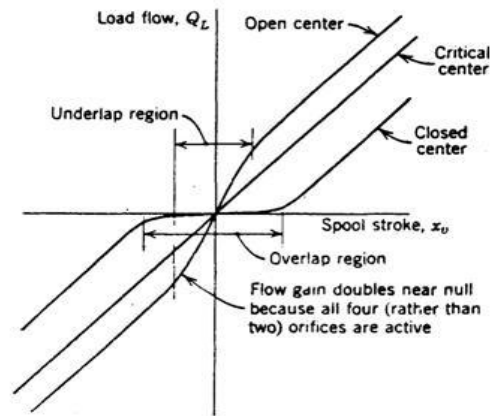


圖 3-8 不同開口型式的流量增益

3-2-3 閥軸設計

滑閥在液壓油流動的過程中主要需克服的力為穩態液流力，許多文獻皆對液流力有深入探討，[13]明確分析出閥軸形狀改變所造成液流力之影響，[14] 探討比例閥之閥軸於不同閥軸形狀設計、閥軸位置、及閥軸運動速度下對流動力大小之影響。此力又可分為軸向分力和側向分力，側向分力由於襯套上窗孔是對稱的設置在閥殼的周圍而互相抵消，不過由於閥軸凸肩兩端的洩漏量也會產生側向力，這些力引起了嚴重的摩擦，並會使滑軸牢牢的貼緊閥套，此種情形稱為”液壓卡死(hydraulic lock)”現象。

如果凸肩和腔室都是完全精確的圓柱形，那就不會有洩漏油通過凸肩而有淨側向力作用於其上，但是即使本文設計中，我們加工的公差要求已經到達如上所說的 0.002~0.005(mm)範圍內，實際上還是不可能得到如

此精確的配合。通常在凸肩和腔室之間總有一小間隙，而且無論是凸肩還是腔室都會有一些錐度，如圖 3-9[12]。

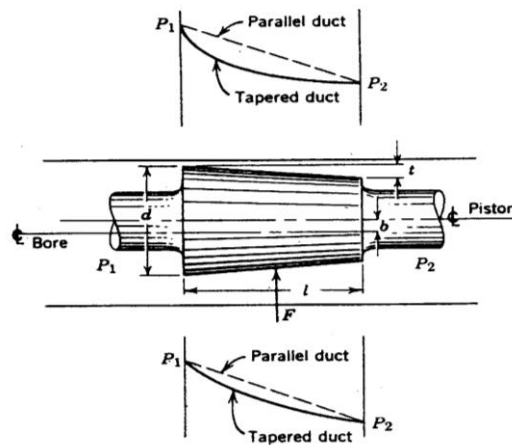


圖 3-9 不在腔室的中心線上帶錐度的凸肩

間隙使洩漏油得以流經活塞，而錐度則引起一個側向力作用於活塞。當活塞向上運動時，則上面流通面積就要縮小，而阻液增加。在活塞邊緣處，該流通面積最小，將引起一個很大的起始負壓力梯度，這個負壓力梯度在下面的那個通道中較小，是由於其入口面積較大的緣故。因下面通道中的壓力較大，於是就有一個淨側向力作用於活塞，把活塞推向上壁。對於滑閥的各個凸肩，其錐度方向應當不同，這就使加工非常困難。所以用控制錐度尺寸的辦法來減小和限制側向力是不切實際的。側向力一般都是用在閥軸的凸肩上開環型槽的辦法來加以補償，這些槽使環繞閥軸周邊的液體得以從高壓流向低壓區，因而使這些壓力驅於相等，如圖 3-10[12]。

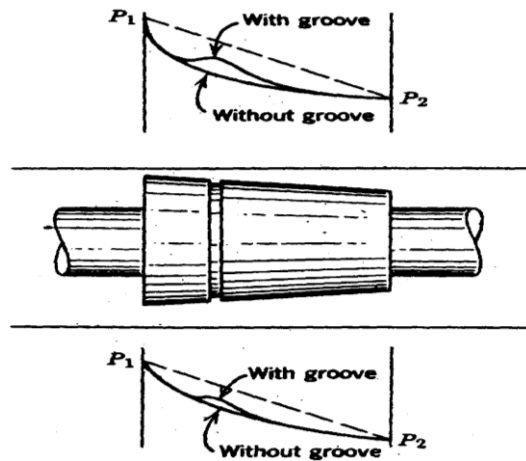


圖 3-10 凸肩上附均壓槽的作用

根據 Sweeney[15, 16]，在活塞開一個槽後，其側向力減少到不開槽時的 40%，開等距離的三個槽則減少到 6%，開七個槽則減少到 2.7%，槽的深度和寬度至少應為間隙的 10 倍。在精密配合的活塞或閥軸上總會開有均壓槽，因為開這種槽的製造成本不高，但卻能有效的減少側向力。同時這些槽還能對髒汙顆粒提供一個儲藏的場所，這些髒汙顆粒可能引起閥軸與襯套，活塞與油缸之間的黏附與摩擦。

經由以上的分析，本文的閥軸設計也在各凸肩上多了環形槽，使閥軸與襯套間不會出現液壓卡死的情況，且為了與槓桿放大機構作接觸，閥軸一端則是加工成球面來做點接觸，此目的是為了盡可能消除因為槓桿作微小旋轉位移時，所施給閥軸一極小的徑向位移偏差，如圖 3-11。



圖 3-11 本文設計之閥軸

3-2-4 壓電機構設計

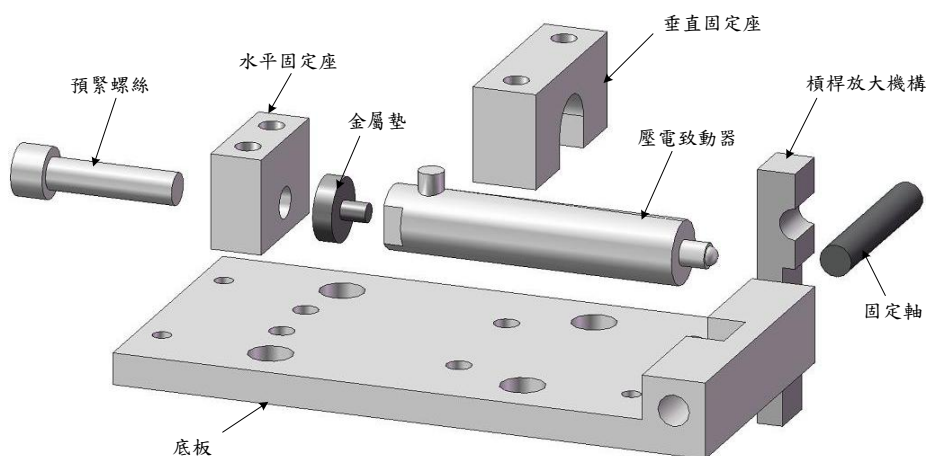


圖 3-12 壓電機構

壓電機構設計如圖 3-12。位移放大機構的部分，考量設計簡單且加工方便，又不會有過多機械阻抗等原因，採用槓桿式的位移放大機構。槓桿式放大機構對本系統還有一最大優點就是安裝方便，而且可以產生反向的位移輸出，所以可以使壓電致動器置於閥體正上方，大大減少本文所設計之直動式壓電閥的體積。

因為壓電致動器位移量很小，所以微小的間隙都會造成無法作動，為了使每次安裝後壓電致動器可以確實貼著槓桿機構，所以水平方向設計了預緊機構解決這個問題。垂直方向因為槓桿機構是對轉軸作微小角度的輸出，所以會有垂直方向的位移偏差，為了使壓電致動器固定在底板上不產生垂直方向的晃動，設計加裝了垂直方向的固定座。

3-3 實驗設備

(1) 微電腦:

本文使用的工業用電腦，其中央處理器為 Pentium4 3.0GHz，隨機記憶體(RAM)為 2GB 的大小，用於控制壓電致動器與截取渦電流的位移訊號，控制器演算過程由 Microsoft Visual Studio2010 用 C++來編成的程式來調整控制訊號並紀錄實驗結果，實驗所得之結果則轉換成 Matlab 資料以便於分析與整理。

(2) 介面卡:

本文實驗用的介面卡為 PCI-1802 多功能介面卡，此介面卡提供 2 個 12 位元解析度 ± 10 伏特的獨立類比輸出埠，32 個 12 位元解析度的獨立類比輸入埠，此卡之優點在於可以同時獨立輸出與輸入電壓的控制訊號，因此各埠的控訊號不受其他埠影響。而 PCI-1784U 則為解碼卡，負責取得光學尺的脈波輸出再轉換成位置。

(3) 壓電致動器:

金屬封裝的積層式壓電致動器，產品類型豐富選擇多、性能可靠，在加上出力大，能量密度高及安裝使用方便，其特點適合直動式壓電伺服閥的要求，故選擇它來做為直動式壓電伺服閥的動力源。本文所選的壓電致動器為 Piezomechanik GmbH 公司生產之金屬封裝壓電致動器，由於需要較長位移行程，且考量安裝體積及價錢因素，故選用型號為 PSt

150/5/40 VS10。缺點是低剛性、高電容，所以需要搭配高功率的壓電用電壓放大器。其輸入電壓為 0V~150V，前端接觸為鋼球式，詳細規格如表 3-1，實體圖，如圖 3-13、圖 3-14。

表 3-1 壓電致動器規格

Type	PSt 150/5/40 VS10
Max. stroke	40 (μm)
Max. tensile force	150 (N)
Max. load force	800 (N)
Length	46 (mm)
El. Capacitance	1600 (nF)
Stiffness	12 (N/ μm)
Resonance frequency	20 (kHz)

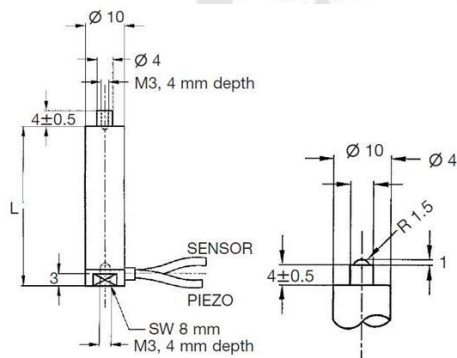


圖 3-13 壓電外部尺寸



圖 3-14 壓電實體圖

(4) 壓電功率放大器:

壓電致動器驅動電壓為 0~150V，所以需使用壓電功率放大器將電腦輸入之 0~10V 電壓訊號進行放大，本實驗選用 Piezomechanik GmbH 生產的 RK42F+LC75B+LA75B-2 之功率放大器如圖 3-15。輸入電壓訊號為 -1~7.5V，輸出電壓為 -20~150V，放大倍率為 20 倍，詳細規格如表 3-2，

其輸入與輸出之線性度如圖 3-16。

表 3-2 功率放大器規格

Type		
LC75B	Function	Bipolar AC/DC linear converter
	Mains voltage	230 (VAC)
	Mains frequency	50 (Hz)
	Output voltage	-36/165 (VDC)
	Current limitation	0.6 (A)
LA75B-2	Max. channels	2
	Supply voltage	-35/168 (VDC)
	Output voltage	-20/150 (V)
	Max. output current	0.36 (A)



圖 3-15 功率放大器

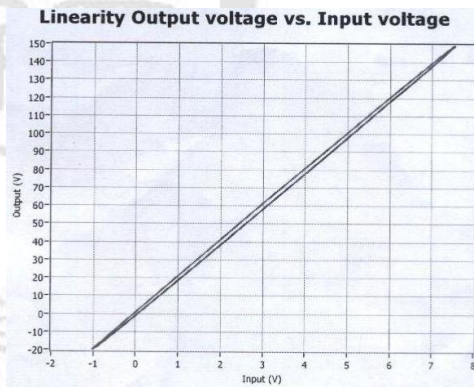


圖 3-16 輸入訊號對應之電壓輸出

(5) 渦電流位移計:

本實驗用的閥軸位移量測工具為非接觸式的渦電流位移計，量測位移的變化會造成相對應的電壓訊號輸出的變化。本文選用 PU-05 渦電流位移感測器，量測範圍為 0~2mm，訊號輸出電壓 $\pm 5V(0.2mm/V)$ ，如圖 3-17。搭配的轉換器，如圖 3-18，型號為 AEC-5505，解析度為 $0.3\mu m$ ，直線性為 $\pm 0.5%$ (量測距離為 0.2~1.8mm)、 $3%$ (其它量測距離)，溫度範圍

-20°C ~ +120°C。



圖 3-17 渦電流位移計



圖 3-18 轉換器

(6) 光學尺

油壓缸的位移回授則用光學尺來作量測，構造上光學尺有一組由光電晶體和光學感測器組成之光學編碼器與一把刻有等間隔之光柵的主尺以及一組訊號讀取頭。光學編碼器會隨著移動物件一起運動，因此光源也會隨之移動，光源透過主尺時產生繞射，訊號讀取頭的受光元件讀取繞射條紋數目產生相差 90 度的 A 相、B 相兩訊號。解碼卡讀取這兩組訊號，計數器依相位差的關係做加減，再乘以光學尺的精度及成為物體的位置量。本文所採用之光學尺為寶迪自動化所產的 NCS T5C 220 之光學尺，其解析度為 5 μ m，行程 220mm。

(7) 壓力感測器

本實驗使用 KYOWA 的 PVL-100KB 壓力感測器，耐壓到 10MPa，對應之輸出電壓為 0~5V。壓力感測器由應變規與放大電路所組成，感測原理為應變規因為油路壓力而產生微小變形，由於應變規之變形會改變

應變規的電阻值，將其電阻變化轉換為電壓變化後，經由放大電路將電壓訊號放大，即可由輸出電壓與壓力之關係換算得壓力大小。

(8) 油壓缸

伺服油壓系統，利用油壓管路，將具有液壓能得高壓油，經伺服閥送至油壓缸，藉此將液壓能轉換成機械能，以達到能量傳遞的目的，本實驗油壓缸為台灣君帆公司製造之雙桿油壓缸，桿徑 20mm、缸徑 40mm、行程 40mm。



第四章 系統數學模型

壓電致動器獲得一輸入電壓後，會形變產生伸長量，推動放大機構。

藉由槓桿機構來達到反向行程的放大，並且驅動閥軸產生位移，以控制閥體孔口的開度。

以下將系統如圖 4-1 所示，分為三部分來介紹壓電閥數學模型，4-1 節為壓電致動器的部分，4-2 節為液壓閥的數學模型，包含一般滑閥和流體液流力的部分做推導，最後 4-3 節為上述兩者，結合放大機構的運動方程式。

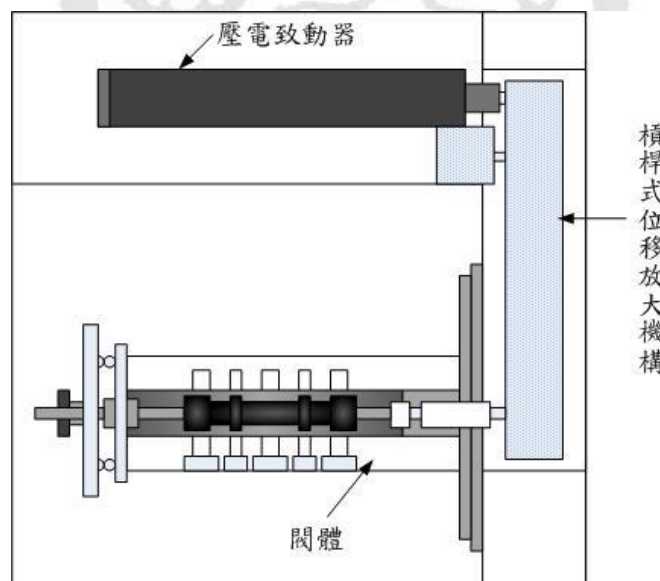


圖 4-1 壓電閥系統示意圖

4-1 壓電致動器數學模型

目前在壓電致動器位移表現的研究文獻，不外乎是先建立壓電遲滯行為的近似模型，再配合控制器設計以達成定位及循跡控制。而對於遲滯

模型的建構研究相當繁多，控制方式也是琳瑯滿目。本文採用的遲滯數學模型是 Bouc-Wen Model，Bouc-Wen model 是一種典型的遲滯非線性模式，早在 1976 年即被研究出來，且它是非解析的，能夠將遲滯特性描述的相當接近。1995 年引入作為描述壓電材料的遲滯非線性行為[17, 18]，文獻中將其應用在描述三層壓電晶片之行為模型，建立起壓電致動器的通用模型。

此模型係以一階非線性方程式與推動機台之二階線性方程式合併來表示，其模型將壓電致動器視為推動機台之外力，只對輸出位移產生影響，其中的遲滯非線性模組藉由三個參數來調整，方便作為控制應用之模型，並討論在遲滯下的動態形式，其基本形式如下面式(4-1) 與式(4-2) 所示。

$$\ddot{x} + Z = f(t) \quad (4-1)$$

$$\dot{Z} = \alpha\dot{x} - \beta|\dot{x}|Z|Z|^{n-1} - \gamma\dot{x}|Z|^n \quad (4-2)$$

其中：

x ：位移（the displacement）。

Z ：遲滯非線性恢復力（the hysteretic nonlinear restore force）。

α ：控制振幅大小之參數。

β 、 γ ：決定遲滯曲線形狀之參數。

n ：控制彈性與塑性反應間轉換的平滑度。

倘若結構與材料均為彈性體，此時我們可以令 $n=1$ ，可將(4-2)式修改為下面式(4-3):

$$\dot{Z} = \alpha\dot{x} - \beta|\dot{x}|Z - \gamma\dot{x}|Z| \quad (4-3)$$

為了配合壓電遲滯的需要 Low 和 Guo 於1995年[17]稍微簡化了 Bouc-Wen 模型對上式作小幅度的修正如下面(4-4)式：

$$\dot{h} = \alpha d_e \dot{V} - \beta|\dot{V}|h - \gamma\dot{V}|h| \quad (4-4)$$

其中：

h ：遲滯非線性（hysteretic nonlinear）所造成的影響。

V ：輸入電壓（the input voltage）。

d_e ：有效壓電係數（effective piezoelectric coefficients）。

為了描述壓電致動器必須對(4-1)式作部分的修正，修正為一個二階線性方程式可以表示如下面(4-5)式：

$$m\ddot{y} + b\dot{y} + ky = F_{\text{ext}} + kd_e V \quad (4-5)$$

其中：

y ：位移。

F_{ext} ：外部的負載。

m 、 b 、 k ：為壓電陶瓷的質量、阻尼及剛性。

如果考慮預壓所引起的剛性變化，需將上式修正如下面式(4-6)。

$$m\ddot{y} + b\dot{y} + \rho_0 ky = F_{\text{ext}} + kd_e V \quad (4-6)$$

其中：

ρ_0 ：描述結構預壓之參數。

當然無預壓時 $\rho_0 = 0$ ，則沿用(4-5)式；又倘若將遲滯現象考慮至壓電致動器二階線性方程式，需將(4-6)式作部分修正如下面(4-7)式。

$$m\ddot{y} + b\dot{y} + \rho_0 ky = F_{\text{ext}} + k(d_e V - h) \quad (4-7)$$

最後將(4-4)式與(4-7)式結合，則構成壓電致動器完整的動態模型，當然一般不考慮外力及預壓，則最後可以將壓電數學模型表示為下面式(4-8)與式(4-9)兩式，且可將壓電致動器表示為一自由體圖如圖4-2：

$$m\ddot{y} + b\dot{y} + ky = k(d_e V - h) \quad (4-8)$$

$$\dot{h} = \alpha d_e \dot{V} - \beta |\dot{V}| h - \gamma \dot{V} |h| \quad (4-9)$$

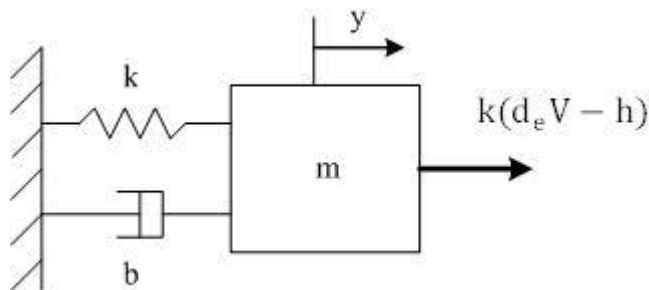


圖 4-2 壓電致動器自由體圖

利用 MATLAB 中的 SIMULINK 軟體，能夠將式(4-8)、式(4-9)作一實踐，可建立出一類似壓電遲滯現象圖形。帶入壓電基本參數，且藉由改變 α 、 β 、 γ 三個參數，來調整外型輪廓及振幅大小，可建立出與實測壓電相同的遲滯圖。表4-1為調整之參數，圖4-3、圖4-4，分別為數學模型與實測之對照。

表 4-1 遲滯模型參數表

m	0.275kg	α	0.365
b	24525N-s/m	β	0.0485
k	2.5×10^7 N/m	γ	-0.0221
d	3.2×10^{-7} m/V		

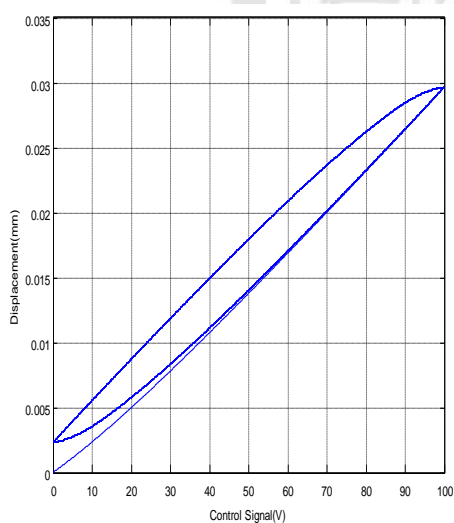


圖4-3 遲滯模型

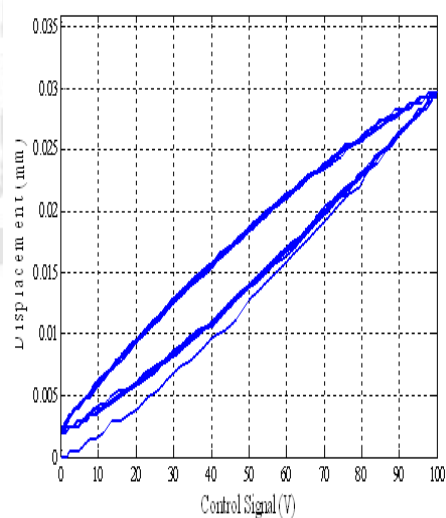


圖4-4 實測壓電之遲滯

4-2 液壓閥數學模型

液壓閥的數學模型，包含一般滑閥的流量公式和流體流動中，閥軸所

需克服最主要的液流部分做推導。

4-2-1 流經孔口的流體質量流率

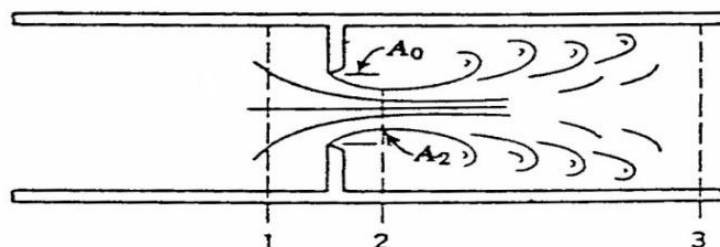


圖 4-5 流體流經孔口

因為流體質點具有慣性，而且他們在射出孔口時是沿一直線運動，因此射流出口處的面積就比孔口的面積還小，其面積變為最小時的一點就稱為收縮喉部，如圖 4-5。收縮喉部處的流束面積 A_2 與孔口面積 A_0 之比稱為收縮係數 C_c ，如式(4-10)。

$$A_2 = C_c A_0 \quad (4-10)$$

為使流體質點從較低的上游速度 u_1 加速到較高射流速度 u_2 所需要的壓差，可通過在點 1 和點 2 之間經由伯努利方程求出，如式(4-11)。

$$u_2^2 - u_1^2 = \frac{2}{\rho} (P_1 - P_2) \quad (4-11)$$

用不可壓縮流的連續方程可得式(4-12)。

$$A_1 u_1 = A_2 u_2 = A_3 u_3 \quad (4-12)$$

將式(4-11)與式(4-12)合併即可得出

$$u_2 = \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]^{-1/2} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (4-13)$$

由圖 4-5 可知收縮喉部的流量 $Q=A_2u_2$ ，但由於黏滯摩擦的影響，實際射流速度會比式(4-13)略小一些，所以會引入一個稱為速度係數的經驗係數 C_v 來做修正，此修正項值一般為 0.98 左右。故收縮部的體積流量為式(4-14)

$$Q = \frac{C_v A_2}{\sqrt{1 - (A_2/A_1)^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (4-14)$$

而為了更方便的使用孔口的面積而不是收縮喉部的面積，可將式(4-10)與式(4-14)合併，即可得流體流經孔口的體積流率為式(4-15)，式中 C_d 為流量係數。

$$Q = C_d A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (4-15)$$

4-2-2 一般滑閥數學模型

考慮一標準五口三位，四通滑閥，如圖 4-6 所示。

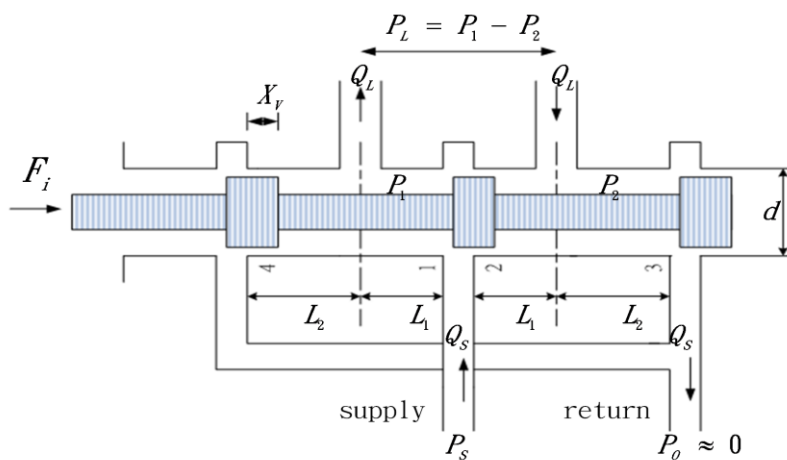


圖 4-6 標準四通滑閥

假設壓縮性產生的流量為零，於是兩閥腔的連續方程為式(4-16)

$$Q_L = Q_1 - Q_4 = Q_3 - Q_2 \quad (4-16)$$

且定義

$$P_L = P_1 - P_2 \quad (4-17)$$

其中 Q_L 是通過負載的流量， P_L 是負載兩端的壓降，通過閥的各個控制窗口的流量，可以由前述孔口流量方程式(4-15)來描述。

$$Q_1 = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)} \quad (4-18)$$

$$Q_2 = C_d A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_2)} \quad (4-19)$$

$$Q_3 = C_d A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_2} \quad (4-20)$$

$$Q_4 = C_d A_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} P_1} \quad (4-21)$$

一般假設窗孔是匹配且對稱，其中

匹配的窗口要求 $A_1 = A_3$ ， $A_2 = A_4$ (4-22)

對稱的窗口要求 $A_1(X_V) = A_2(-X_V)$, $A_3(X_V) = A_4(-X_V)$ (4-23)

如果窗口匹配且對稱則

$$Q_1 = Q_3 \quad , \quad Q_2 = Q_4 \quad (4-24)$$

將式(4-18)、(4-20)和(4-22)帶入式(4-24)，則可得式(4-25)

$$P_s = P_1 + P_2 \quad (4-25)$$

式(4-17)和式(4-25)可聯解而得到式(4-26)

$$P_1 = \frac{P_S + P_L}{2} \quad , \quad P_2 = \frac{P_S - P_L}{2} \quad (4-26)$$

最後我們假定理想狀態，即窗口匹配且對稱，且洩漏量為零，則將式(4-26)和式(4-18)代入式(4-16)就可得到

$$Q_L = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{P_S - P_L}{2} \right)} \quad \text{當 } X_V > 0 \text{ 時} \quad (4-27)$$

對於閥的負位移利用 $Q_L = -Q_4$ ，同理經過換算可得

$$Q_L = -C_d A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \left(\frac{P_S + P_L}{2} \right)} \quad \text{當 } X_V < 0 \text{ 時} \quad (4-28)$$

最後用面積梯度 w ，其中 $A = w \times X_V$ ，來表示每一個矩形窗孔，最終可得到理想狀態一般滑閥的負載流量通式為(4-29)式

$$Q_L = C_d w X_V \sqrt{\frac{1}{\rho} \left(P_S - \frac{X_V}{|X_V|} P_L \right)} \quad (4-29)$$

4-2-3 作用在滑閥閥軸上的液流液力

這些力又稱為液流誘導力、伯努利力或液流反作用力，這些是指由於流入閥腔和通過控制窗孔時而產生作用在閥軸上之力，如圖 4-7。首先研究穩態液流液力，油液流經窗孔會因為加速特性導致噴射力，如式(4-30)。

$$F_j = \rho V_0 \frac{Q_2^2}{A_2 V_0} = \frac{\rho Q_2^2}{C_c A_0} \quad (4-30)$$

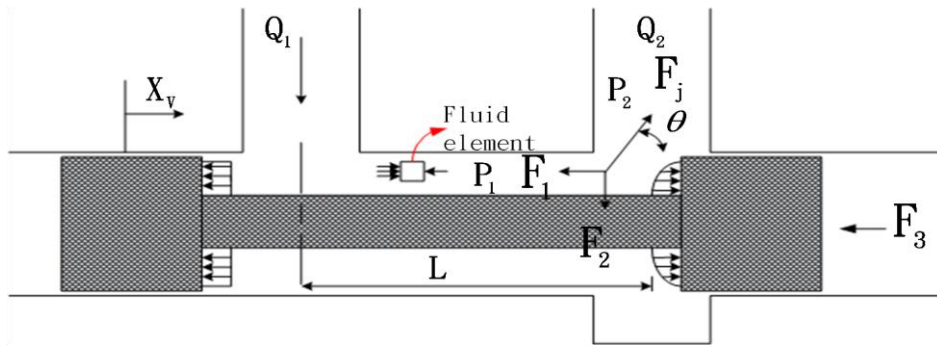


圖 4-7 閥軸移動所受液流液力

Q_2 =通過控制窗口的體積流量

V_0 =被加速油液的體積

$A_0 = wx_v$ =控制窗口面積

A_v =閥的凸肩面積

θ =噴射角

根據牛頓第三定律，此噴射力有一大小相等方向相反的反作用力，它可以分解成兩方向的分量

$$F_1 = -F_j \cos \theta \quad (\text{軸向分量}) \quad (4-31)$$

$$F_2 = -F_j \sin \theta \quad (\text{側向分量}) \quad (4-32)$$

側向分力驅向於把閥軸推向側面與襯套相貼，從而引起黏附現象。不過，閥的通油孔是對稱設置在襯套周圍的，因此，側向力實際上會抵消，故須探討的是軸向分力，而它作用方向是使閥的開口關閉。故依據前述孔口流量方程與式(4-30)合併，即可求得上圖作用於閥軸上之穩態軸向液

流力，如式(4-33)

$$F_1 = 2C_d C_v A_0 (P_1 - P_2) \cos \theta \quad (4-33)$$

如果窗孔是矩形，又假定流動是無旋、無黏性和不可壓縮則由 Von Mises[12]，計算在閘軸與閘套間無徑向公差下，解出的噴射角 θ 為 69° ，又 $C_d=0.6$ 、 $C_v=0.98$ 、 $\cos 69^\circ = 0.35$ 並令 $\Delta P = P_1 - P_2$ ，則式(4-33)可化簡為(4-34)式

$$F_1 = 0.43w\Delta P x_v \quad (4-34)$$

這就是一般滑閘所受穩態液流力的方程式。

前面討論的只是穩態液流力，如果閘腔中的那部分液體被加速的話，將產生一作用在滑閘凸肩面上的反作用力，此力方向可通過研究流動方向上的一小塊液流單元的加速度來確定，圖 4-7，如果液流單元正在被加速，則其左面的壓力必定大於右邊的壓力。瞬態液流力就是由於環狀閘腔中，液體的加速度產生的力，此力的方向傾向於使閘關閉，瞬態液流力的大小由牛頓第二定律可得

$$F_3 = M \cdot a = \rho L A_v \frac{d(Q_1/A_v)}{dt} = \rho L \frac{dQ_1}{dt} \quad (4-35)$$

經由前述流量公式對 Q_1 微分，因為無直接證據證明壓力變化率那項有顯著影響，一般都把那項忽略，故式(4-35)變為

$$F_3 = LC_d w \sqrt{2P(P_1 - P_2)} \frac{dx_v}{dt} \quad (4-36)$$

回到圖 4-6 可得知對一理想零開口閥，給定閥軸一正位移，則運用上述推導可得出阻止閥軸運動的液流為

$$F_R = 2C_d C_v w (\cos \theta) (P_s - P_L) x_v + (L_2 - L_1) C_d w \sqrt{\rho (P_s - P_L)} \frac{dx_v}{dt} \quad (4-37)$$

於是圖 4-6 上的一般滑閥，閥軸運動方程式即為

$$F_i = M_s \frac{d^2 x_v}{dt^2} + B_f \frac{dx_v}{dt} + K_f x_v \quad (4-38)$$

M_s = 閥軸質量

B_f = 瞬態液流產生的阻尼項

K_f = 液流產生的彈簧係數

4-3 運動方程式

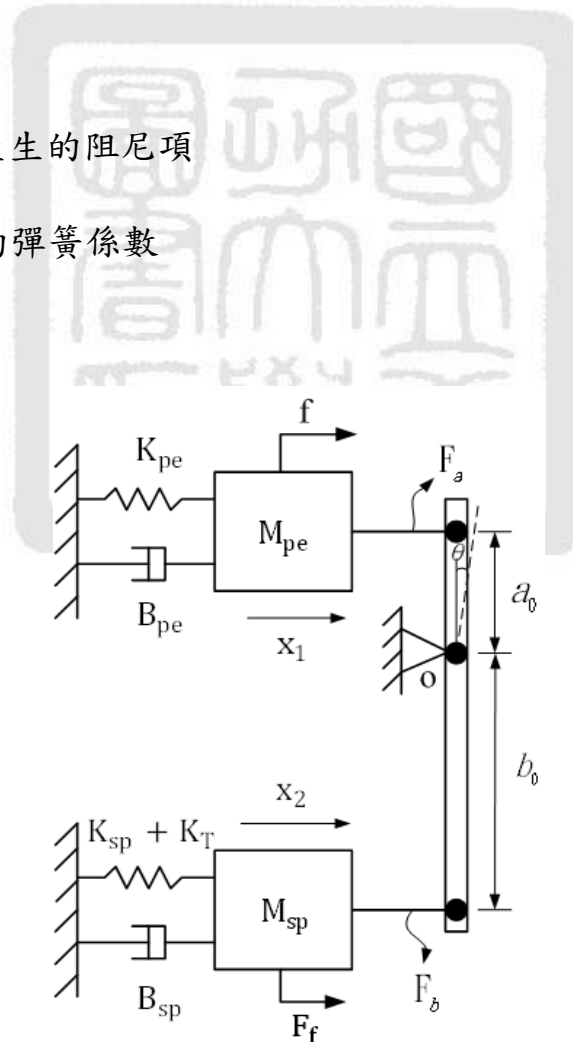


圖 4-8 壓電搭配槓桿式放大機構與閥軸受力

整個直動式壓電閥系統運動模型如上圖4-8， X_1 方向為壓電致動器的位移方向， X_2 方向為閥軸位移方向，槓桿放大倍數 A 可表示為下式(4-39)

$$A = -X_2/X_1 \quad (4-39)$$

假設槓桿為剛性，忽略槓桿上兩接觸點垂直方向的偏移，根據槓桿放大機構的幾何關係可知式(4-40)

$$-X_2/X_1 = b_0/a_0 \quad (4-40)$$

式中： a_0 為壓電致動器至轉軸力臂長度， b_0 為轉軸至閥軸力臂長度，由式(4-39)、式(4-40)可得到槓桿放大機構的理論放大倍數為式(4-31)

$$A = b_0/a_0 \quad (4-41)$$

圖4-8中 K_{pe} 、 B_{pe} 、 M_{pe} 分別為壓電致動器的等效剛性、阻尼、質量，而 K_{sp} 、 B_{sp} 、 M_{sp} 分別為閥軸的等效剛性、阻尼、質量， K_T 為閥軸末端之復歸彈簧彈性係數， f 為壓電致動器內部因電壓輸入而產生之輸出力， F_a 、 F_b 分別為槓桿輸入端、輸出端與外接質量間的作用力， F_f 為閥軸在液壓油中所受之摩擦力。

由牛頓第二定律可得壓電致動器等效質量沿 X_1 方向運動方程為

$$M_{pe} \ddot{X}_1 + B_{pe} \dot{X}_1 + K_{pe} X_1 = f - F_a \quad (4-42)$$

設槓桿轉動慣量為 I ，則繞軸轉動運動方程為

$$I \ddot{\theta} - F_a a_0 + F_b b_0 = 0 \quad (4-43)$$

閥軸質量沿 X_2 方向的運動方程式為

$$M_{sp} \ddot{X}_2 + B_{sp} \dot{X}_2 + (K_{sp} + K_T) X_2 = F_f - F_b \quad (4-44)$$

第五章 系統控制器設計

本文的控制器主要參考文獻[19-22]所提出的自調式模糊控制理論與控制器來做本文壓電閥所使用的控制器

5-1 自調式模糊控制器之設計

在本文伺服控制系統中，由於壓電具有遲滯現象且位移量小，稍有擾動就有變化，且系統中許多參數是隨著溫度、壓力、摩擦力、洩漏、外界的干擾等因素而變化，因此不僅是屬於非線性時變系統，而且存在著數學模型的不確定性，若要獲得精確的數學模式或參數，則相當的困難。因此本實驗使用不需要精確的數學模型之模糊控制器，並且以自調機制來彌補模糊控制器沒有適應性機制的缺點，其系統的控制方塊圖，如圖 5-1。

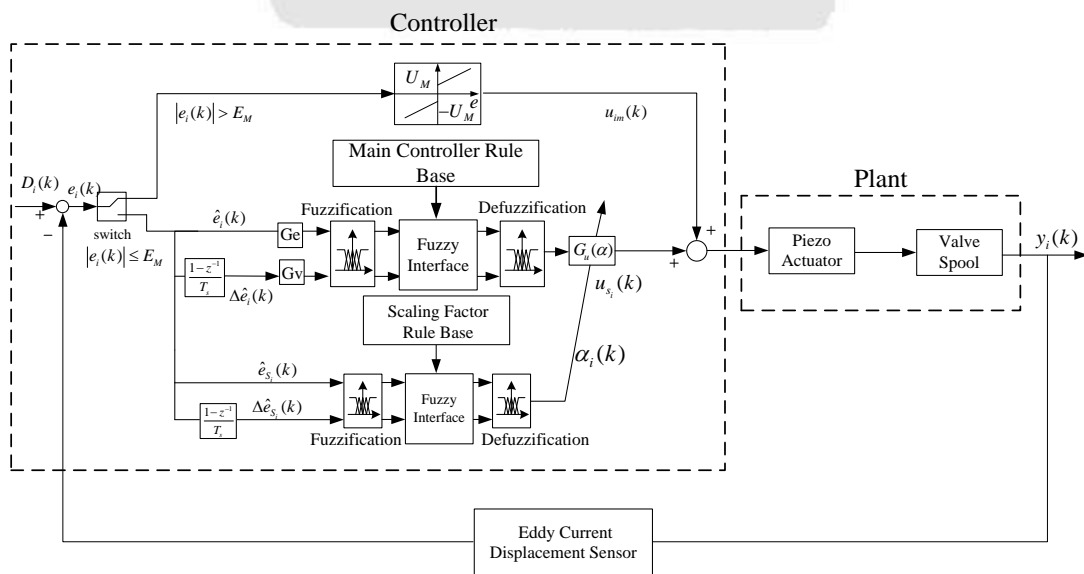


圖 5-1 系統控制方塊圖

本文所使用控制策略由誤差邊界與自調式模糊控制器組成，由一個主要的模糊控制器組成主控制器，再由另一組模糊控制器組成計算即時更新因子的控制器，將各組控制器因為誤差而計算出來的值經過交互作用後，控制訊號進入壓電致動器來驅動閥軸，再經過渦電流位移計將量測到的位移訊號與原來的控制訊號比較，而產生新的誤差，如此循環下去。以下章節將詳細說明組成控制器各部分的區塊與理論。

5-1-1 誤差邊界之設計

定位控制器主要的三大要求為：

- (1)上升時間(T_r)越快越好
- (2)最大超越量(M_o)越小越好
- (3)穩態誤差越小越好

為了達到以上的要求，本文採用了誤差邊界的概念，為了減少上升時間，當誤差量大於邊界($|e_i(k)| > E_M$)的時候，控制器將對系統輸入一遞增型控制命令(U_M or $-U_M$)，使壓電在移動的時候有較大的加速度，此處採遞增型是由於壓電給予一輸入電壓，即會對應一個輸出位移，所以在誤差邊界以外的電壓必須有一個遞增量不斷遞增，直到所對應的位移誤差小於誤差邊界。若接近定位位置時，為減少最大超越量與穩態誤差則在誤差量小於等於誤差邊界($|e_i(k)| \leq E_M$)時，控制器將切換到自調式模

糊控制器，因此能夠兼顧穩態與暫態的響應。

若 E_M 取的較大或遞增量取的小，則系統上升響應較緩慢，但最大超越量因此能夠減少，反之 E_M 取的較小或遞增量取的大，則系統上升響應較快，但最大超越量將會增加。因此除了 E_M 必須折衷選擇系統適合的 E_M 值，誤差以外的遞增命令所取的遞增量，也必須找到一個可兼顧上升響應及最大超越量的值。

5-1-2 模糊歸屬函數的決定與建立

在模糊控制設計中，利用歸屬函數，將實際系統的訊號轉換成模糊計算可以接受的模糊量。模糊控制器中常用的歸屬函數為以下三種：

(1)吊鐘形(2)三角形(3)梯形

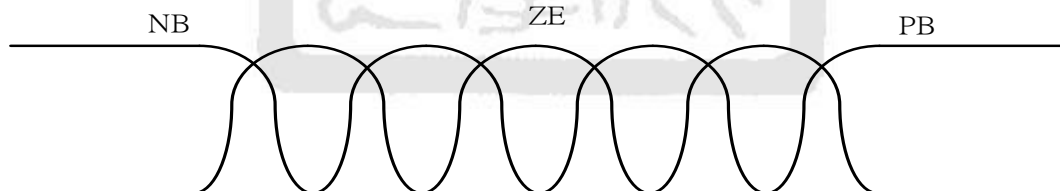


圖 5-2 吊鐘形歸屬函數圖型

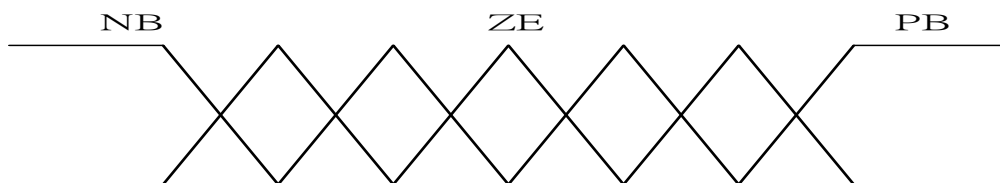


圖 5-3 三角形歸屬函數圖型

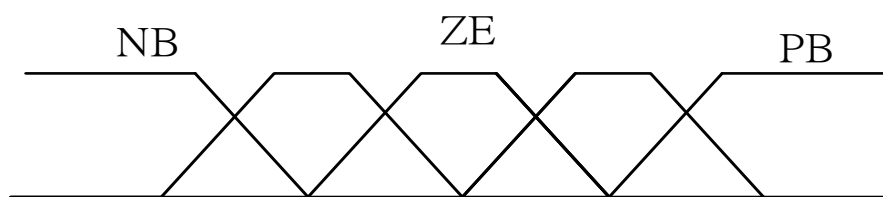


圖 5-4 梯形歸屬函數圖型

對於以上的各種型式的歸屬函數來說，若要程式化，三角型歸屬函數的邏輯計算比起其他型式的歸屬函數來的簡單且容易實現，因此本文所模糊控制器所使用輸出變數與輸入變數的歸屬函數，皆採用三角型歸屬函數來實現。輸入及輸出變數都正規化到 $[-1,1]$ 的範圍內，而歸屬函數的數量會因模糊規則表選擇的不同而有異。NB、ZE、PB各表示歸屬函數中負大、零與正大的意思。

5-1-3 歸屬函數對控制效果的影響

文獻[16]中提到兩種的歸屬函數的型式，(1)正規化型(2)中間較窄型。對於正規化函數的自調式模糊控制器在系統進行切換時，系統會發生相對於中間較窄型較久時間的震盪，而當採用中間較窄型時，系統會發生震盪，但震盪時間相較正規化型時間較短且收斂誤差也能達到相同精度。

中間較窄型的歸屬函數（高分辨率歸屬函數），輸入變數正規化後進入ZE 區的機會變少了，使得誤差和誤差變化率較容易進入周圍的PS 及NS 區，這相當於提高誤差和誤差變化率在零值附近的靈敏度，造成系

統響應在零值周圍仍然可以得到足夠的補償。因此採用中間較窄型歸屬函數的模糊控制器，控制的靈敏度較高，其反應的變化較劇烈，擁有較好、較精準的控制效果。採用低分辨率時，靈敏度較低，反應較平緩。

又由於模糊控制器的概念主要就是用實際觀察出來的系統特性轉換成模糊計算可以接受的模糊量，因此模糊歸屬函數的建立必須依據系統的特性來做選擇。

本文參考文獻[17]與[18]的5x5的歸屬函數，由於5x5的歸屬函數提供良好的控制參數數量，使控制器能夠定義足夠的區間使閥軸控制在最小的誤差內，在 $e_i(k)$ 的函數值可以根據使用的量測儀器規格與上面文中提到的控制器邊界來決定，本文所使用的渦電流位移計解析度為 $0.3\mu\text{m}$ ，因此定義在0.0003左右，在零點兩側正小與負小的區間定為0.0006與-0.0006， $\Delta e_i(k)$ 方面由於此值跟穩態響應有關，因此歸屬函數值需要根據實驗來決定，最後 $u_{fi}(k)$ ，因為閥軸的作動與壓電的遲滯和電壓關係有關，因此根據實驗響應與需求做微調。

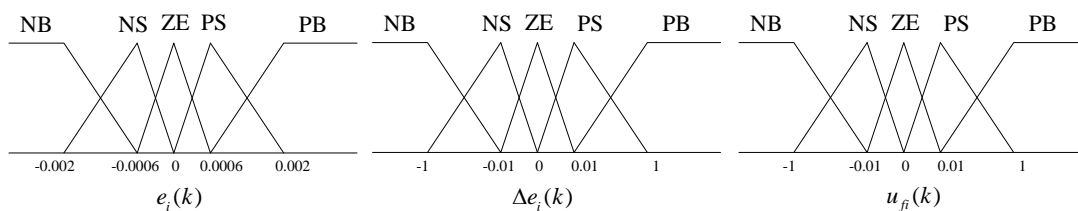


圖 5-5 歸屬函數

5-1-4 模糊推論規則表(Fuzzy Rule Table)

模糊推論規則之形式及規則的訂定是根據該領域的專家知識或由誤差和誤差變化率所組成的相平面分析所得，不過也可以由一般設計者本身的經驗邏輯去做定義。本文根據操作經驗、實驗器械的量測與參考的文獻，採用5x5的模糊規則表。本文的模糊規則如下表5-1所示。

表 5-1 模糊控制規則表

u_i / e_i Δe_i	NB	NS	ZE	PS	PB
NB	NB	NB	NS	NS	ZE
NS	NB	NS	NS	ZE	PS
ZE	NS	NS	ZE	PS	PS
PS	NS	ZE	PS	PS	PB
PB	ZE	PS	PS	PB	PB

當誤差為NB且誤差變化量為NB時，表示此刻實際位置已經超越要求目標很多，且趨勢是急遽遠離定位要求的，所以判斷控制命令需要大的負值(NB)。而當誤差為NB且誤差變化量為PB時，表示此刻雖然有超越量但是系統趨勢是急遽接近定位要求的，所以判定系統不需要致動器出力，因此判斷控制命令為ZE。依此方式類推，總共有25條模糊規則，並且採用Mamdani模糊模型的最大最小合成法來進行模糊推論，其優點是規則的

形成可依人類的直覺產生，而且架構簡單，計算容易。

5-2 即時增益更新因子(Scaling factor)

傳統式的模糊控制器最大的缺點就是缺少適應的機制，來調變系統在不同條件時，所需要的參數狀況。即時增益更新因子 α_{s_i} 在本文所採用的自調式模糊控制器中，扮演著重要的角色，負責即時（real-time）調整控制器的輸出，其運作原理為在每一取樣時間內由輸入變數（誤差和誤差變化率）模糊化後，根據即時增益更新因子模糊規則推論，計算得到當時適合系統的即時增益更新因子，在不同的條件下，調節模糊控制器所需要的參數值。其修正公式如式(5-1)所示：

$$u_{s_i}(k) = u_{fi}(k) \times (1 + G(\alpha_{s_i}(k))) \quad (5-1)$$

其中 $u_{s_i}(k)$ 為自調式模糊控制器的控制律， $u_{fi}(k)$ 為模糊控制器所推算之控制律，在控制過程中，以即時增益更新因子的方式來放大或縮小模糊控制器所推斷的控制率 $u_{fi}(k)$ ，使得控制系統的輸出有線上調整的效果。其尺度更新因子的歸屬函數和模糊推論規則表如圖 5-6 與表 5-2 所示。

本文所使用之模糊控制器的控制電壓歸屬函數已經按照其響應做調整，而即時增益更新因子之主要功效是讓模糊控制器能夠達到即時調變的適應能力。

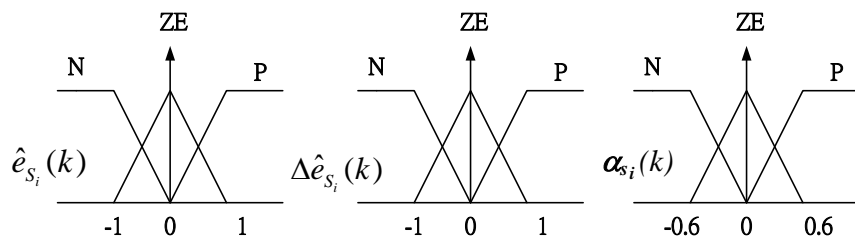


圖 5-6 尺度因子之歸屬函數

表 5-2 尺度因子之模糊規則表

\hat{e}_i $\Delta \hat{e}_i$	N	ZE	P
N	ZE	N	ZE
ZE	P	ZE	P
P	ZE	N	ZE

第六章 實驗結果與討論

6-1 壓電特性量測

本文採用壓電致動器當作閥軸驅動源，本節即對壓電致動器的部分，作特性量測與探討。包含改變振幅、改變頻率對遲滯現象所造成的影響，和潛變現象，還有分別加入PD控制器和Fuzzy控制器對遲滯現象的改善。

6-1-1 遲滯效應

開迴路實驗中，以sin波電壓輸入壓電致動器如圖6-1所示，量測壓電之輸出位移表現如圖6-2所示，由電壓輸入與壓電位移輸出之關係，即可將遲滯現象外型輪廓表現出來，倘若壓電致動器為一線性系統，其致動器增益值 H ($H=位移/電壓$) 應為一固定常數，但觀察其遲滯葉形曲線如圖6-3，即壓電實際輸出與輸入的比值，可以發現其 H 值不斷改變並非為一固定值，此改變的軌跡即描繪出壓電遲滯葉形曲線。

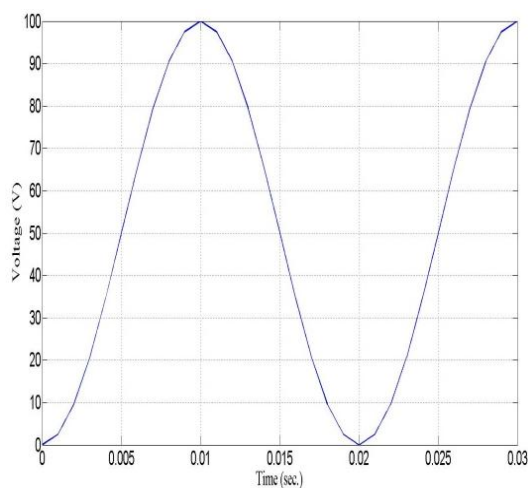


圖6-1 sin波電壓輸入

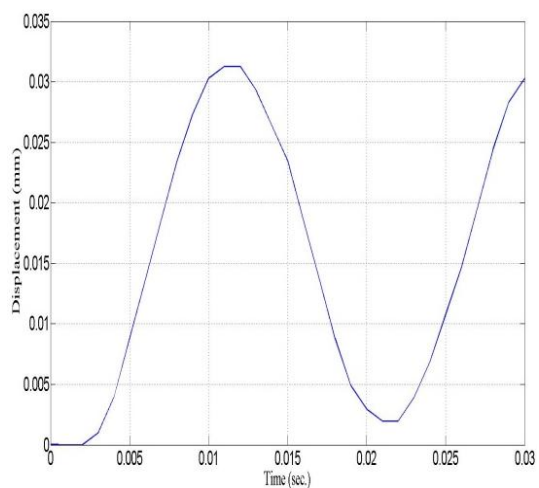


圖6-2 壓電位移輸出

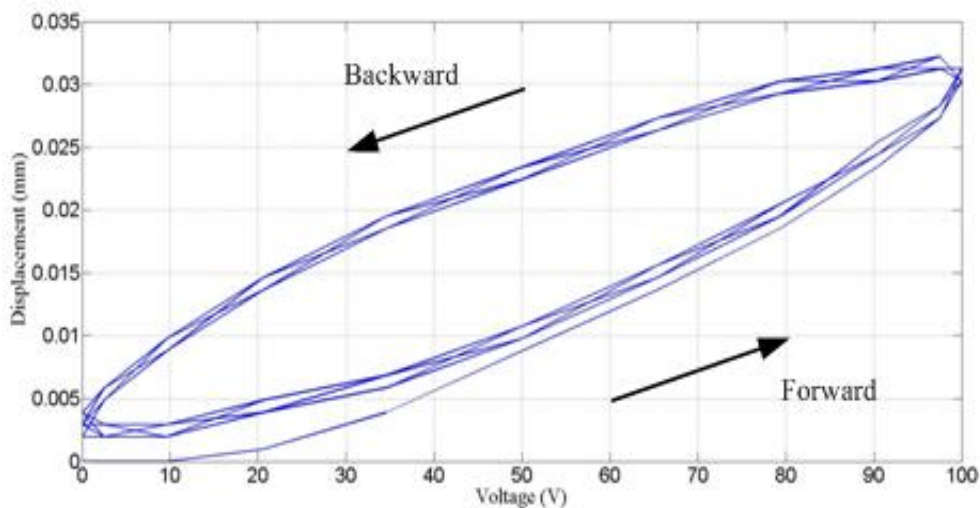


圖 6-3 遲滯葉形曲線

對於遲滯現象我們也可從輸入一多步階命令來看，即輸入電壓從 50V→75V→100V→75V→50V，如圖6-4。可清楚看到在電壓上升與電壓下降的過程中，相同電壓對應的輸出位移會有一明顯遲滯現象，如圖6-5。

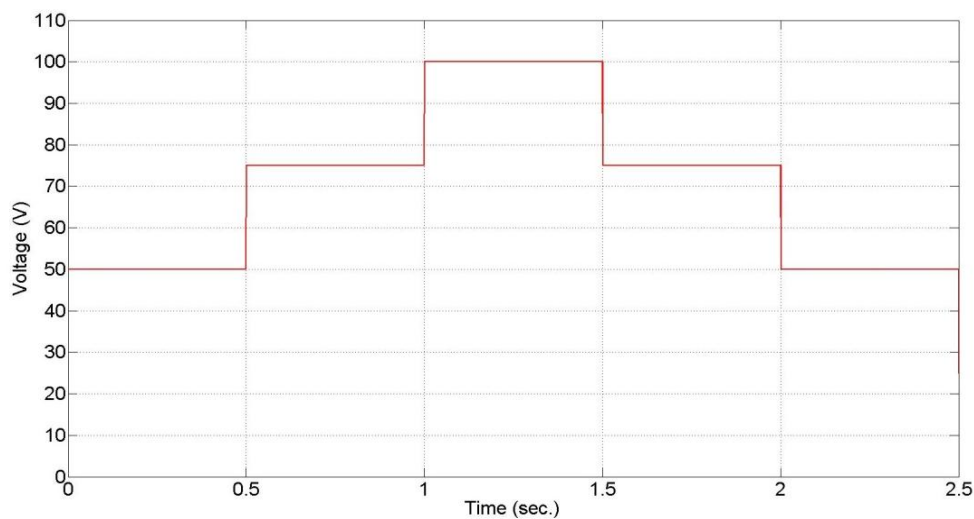


圖 6-4 多步階之電壓輸入

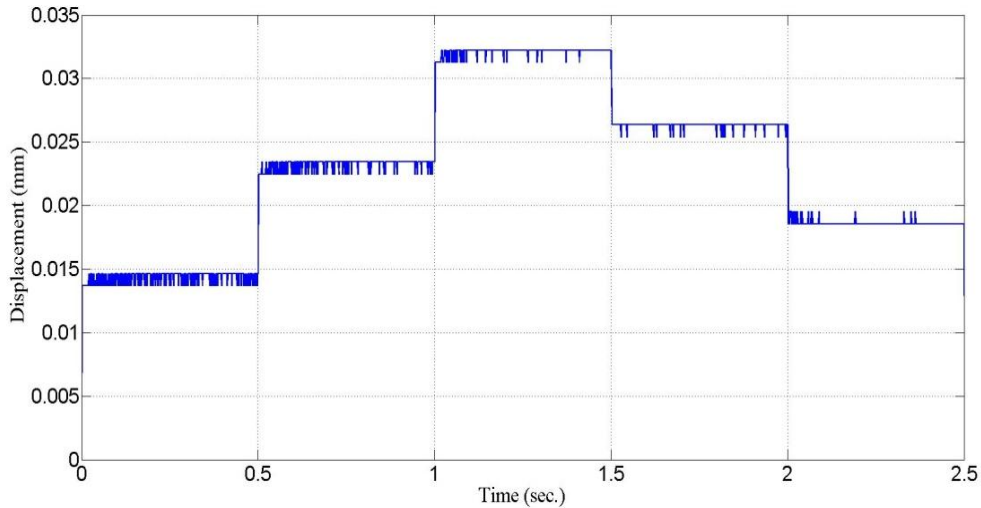


圖 6-5 多步階輸入之位移輸出

藉由下面幾種不同輸入命令，可以比較對遲滯葉形曲線的影響變化：

1. 最大振幅（輸入命令）之變化：

固定頻率50Hz，再分別利用 100V、75V 與50V 電壓值作為輸入sin波之最大振幅，如圖6-6，觀察壓電致動器的位移輸出變化如圖6-7，並利用輸入與輸出來觀察遲滯曲線的變化如圖6-8，可以明顯的看出遲滯曲線所包圍之面積與電壓值成比例縮放變化。

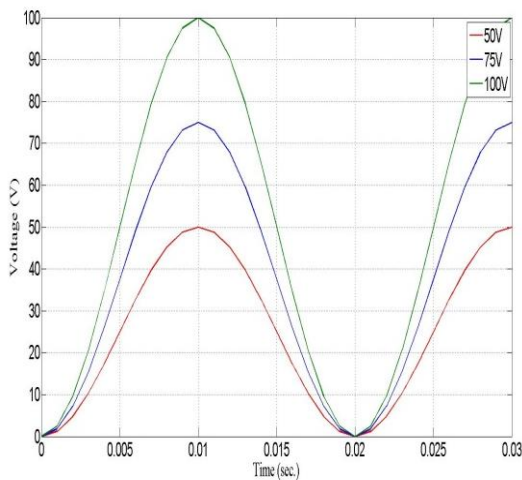


圖6-6振幅改變之電壓輸入

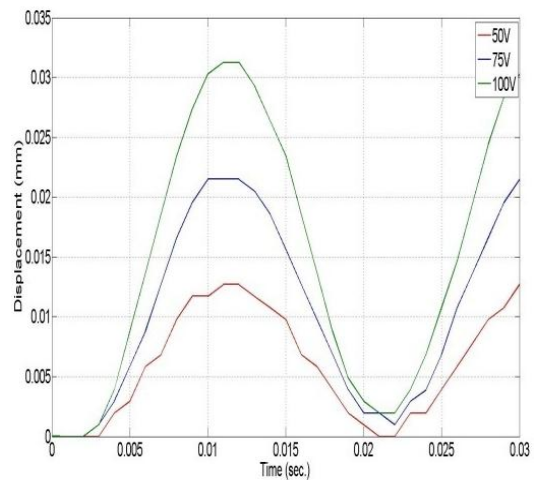


圖6-7振幅改變之位移輸出

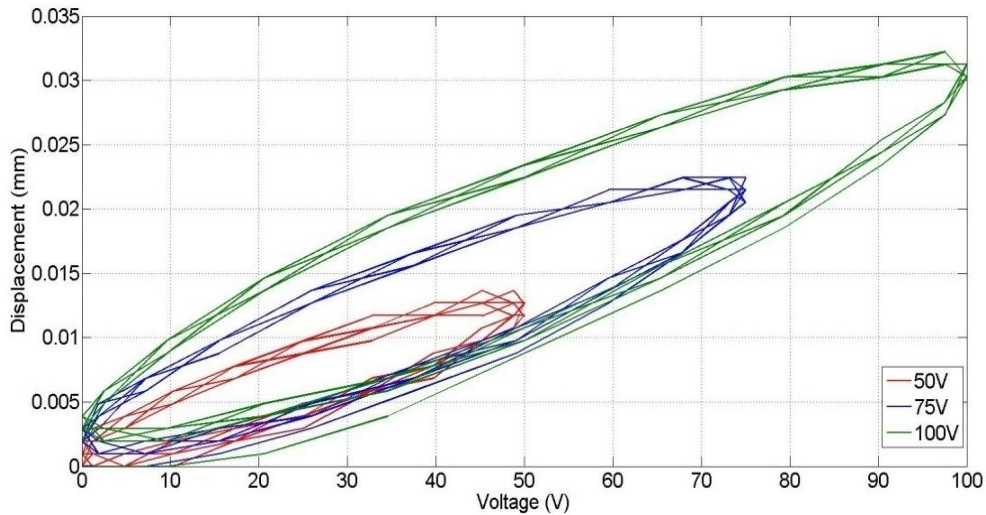


圖 6-8 振幅改變之遲滯現象

2. 輸入頻率之變化：

固定電壓100V，藉由輸入頻率為 50Hz、100Hz與150Hz 之sin波，觀察壓電致動器輸出之遲滯曲線圖形如圖6-9，可以發現當頻率變快時，遲滯曲線所包圍之面積有變大的趨勢，且致動器端點移動之範圍有變短的傾向，當頻率再提高，即會導致遲滯葉形曲線變成不規則形。

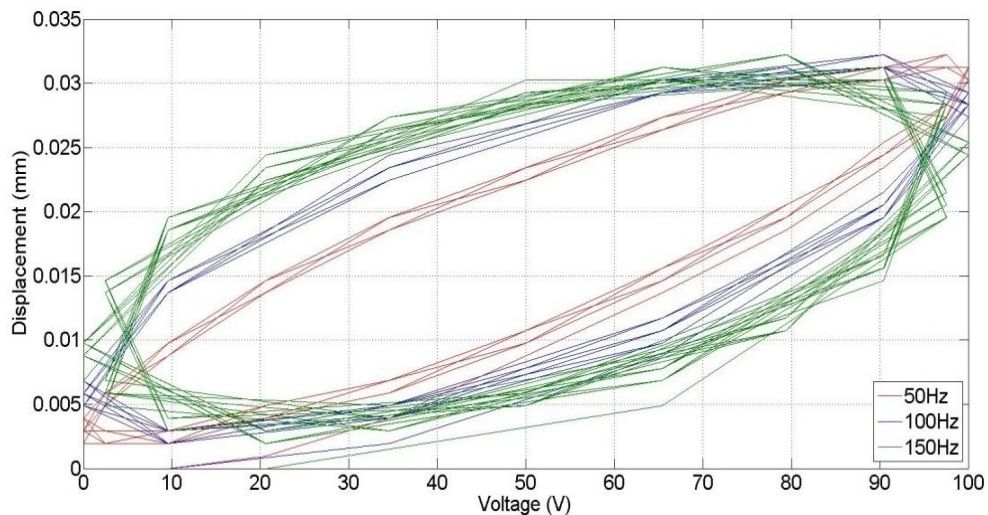


圖 6-9 頻率改變之遲滯現象

6-1-2 潛變效應

在開迴路系統下，給予壓電致動器一個固定電壓時，可以由圖6-10清楚看出致動器伸長量應該已經趨近於穩態，但倘若延長所觀測的時間，可以由圖6-11，明顯看出其伸長量有向上飄移的情形。

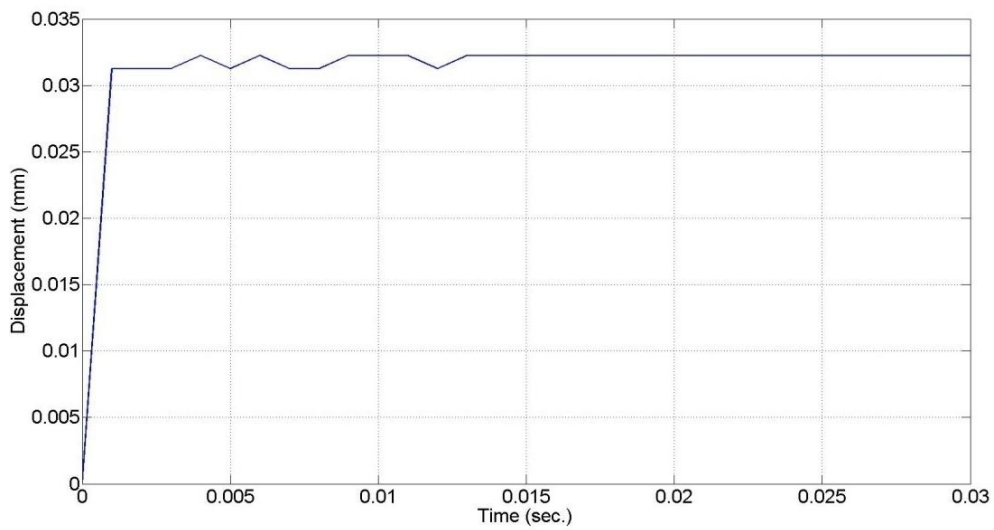


圖 6-10 0.03 秒內的步階響應輸出

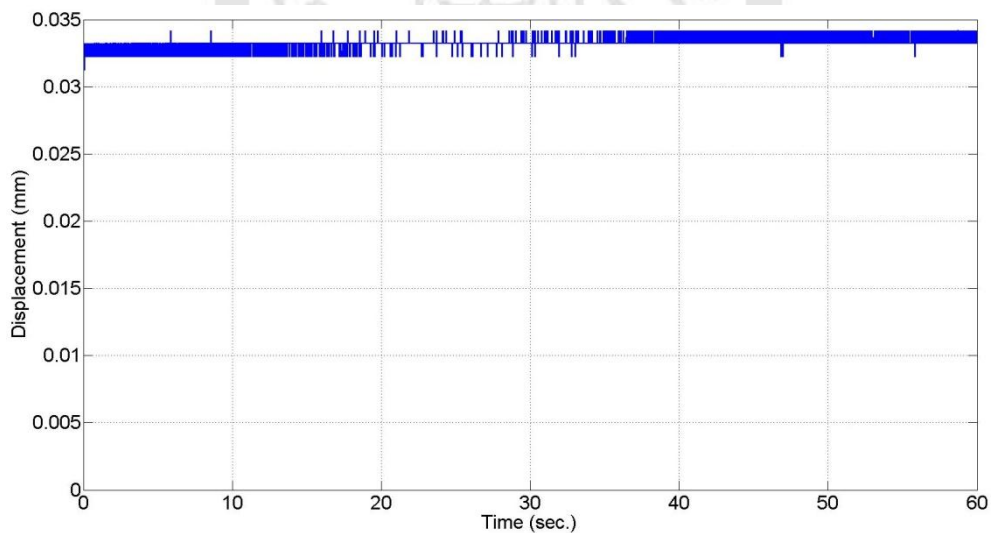


圖 6-11 60 秒內的步階響應輸出

6-1-3 加入控制器改善遲滯現象

本節分別加入了 PD 及 Fuzzy 控制器，對壓電進行閉迴路控制，改善壓電遲滯現象。圖 6-12 為壓電未控制前，綠色為輸入命令，藍色為壓電實際輸出，紅色為誤差。圖 6-13 為經過 PD 控制器後，輸入、輸出、誤差之比較圖，其中 $K_p=1.5$ ， $K_d=0.0001$ 。圖 6-14 為經過 Fuzzy 控制器後，輸入、輸出、誤差之比較圖。

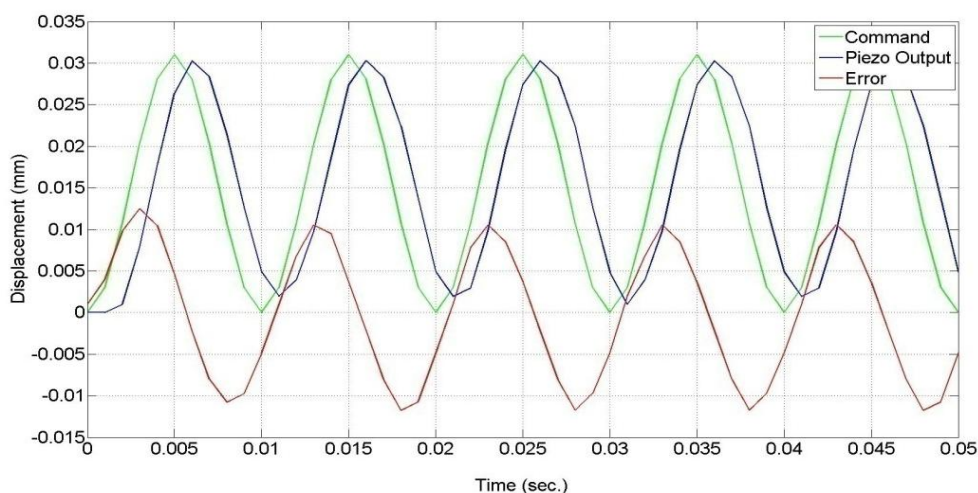


圖 6-12 未控制前壓電輸入、輸出與誤差

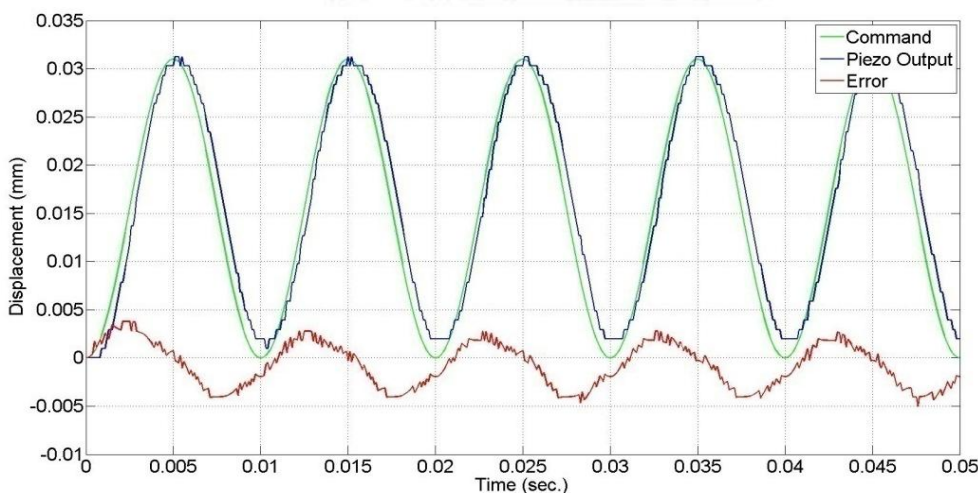


圖 6-13 加入 PD 控制之輸入、輸出與誤差圖

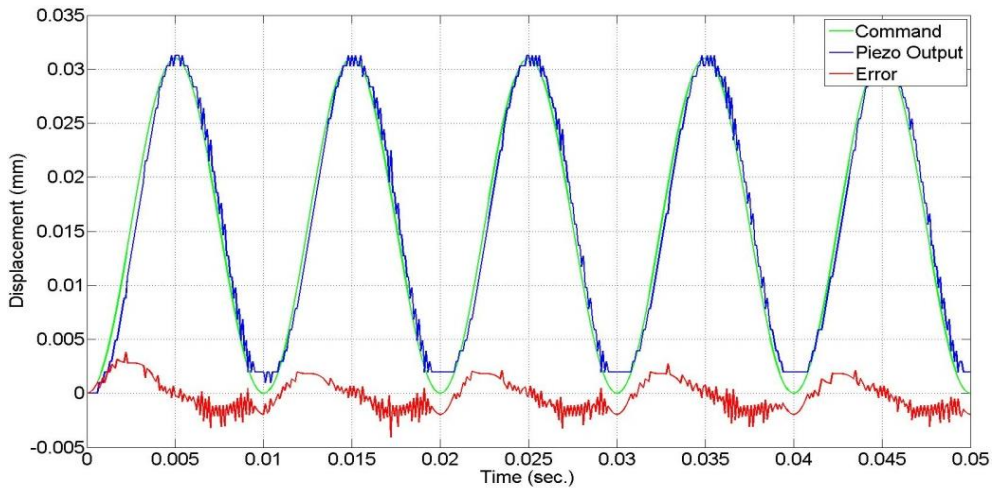


圖 6-14 加入 Fuzzy 控制之輸入、輸出與誤差圖

從以上圖中可以看出，加入 Fuzzy 控制器後，誤差明顯小於 PD 控制器。再從以下遲滯曲線來看，圖 6-15、圖 6-16，分別為加入 PD 控制和 Fuzzy 控制與未控制前做比較，圖 6-17，為 PD 與 Fuzzy 控制之遲滯比較圖，可看出 Fuzzy 效果較好，可以將遲滯葉形圖壓得較為線性一點。

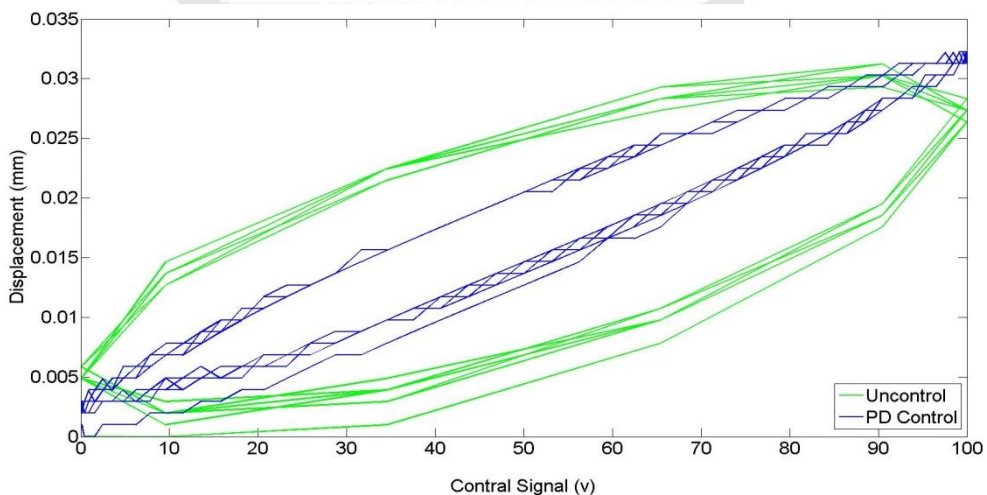


圖 6-15 加入 PD 控制與未控制之遲滯比較

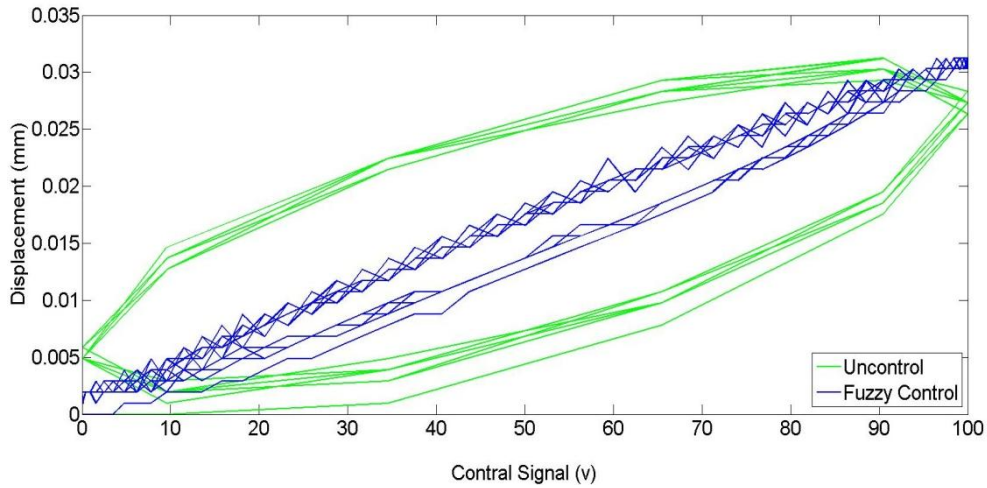


圖 6-16 加入 Fuzzy 控制與未控制之遲滯比較

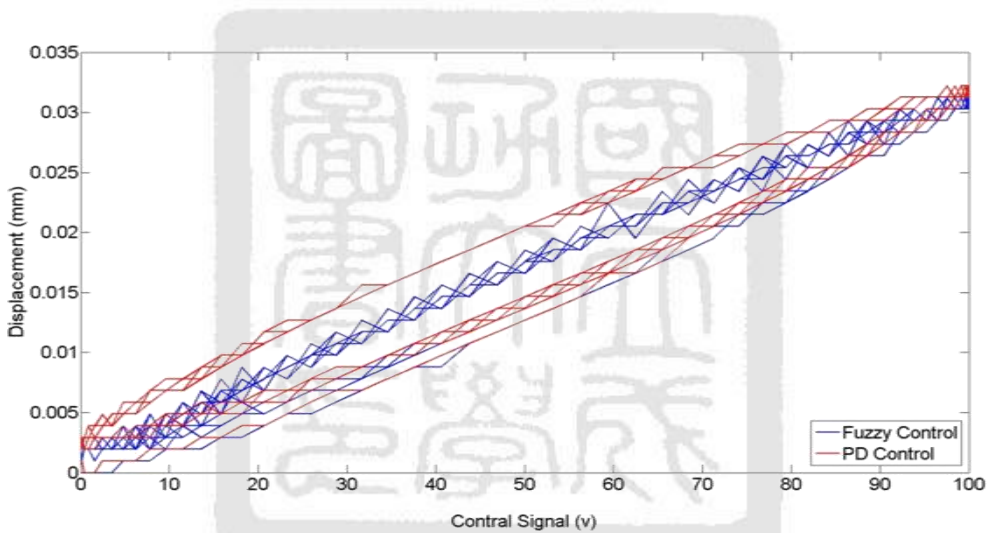


圖 6-17 加入 PD 控制與加入 Fuzzy 控制之遲滯比較

6-2 壓電閥閥軸定位控制

實測本文所設計之壓電閥，利用閥軸定位之控制，達到壓電閥換向及伺服控制之效果。實驗所設定油壓源壓力為 60bar，壓力越高會造成管路中液流力越大，進而影響壓電位移放大後所推動的閥軸位移量。

圖 6-18 為 100V 開路電壓輸入下，壓電位移量和閥軸位移量之比較圖，

但實測結果顯示，經由槓桿放大機構放大位移後，比較閥軸位移量與壓電輸出之位移量，放大倍率約為 6.9 倍，比槓桿機構倍率設定 9 倍小。

由於本實驗位移量測因為機構考量，採用的是非接觸式位移量測。稍有擾動即會造成位移變化，且除了壓電本身特性之影響，設計機構上，壓電尾端螺絲預緊的多寡，造成閥軸尾端彈簧的預壓量多寡，皆會影響輸入相同電壓之放大位移量每次皆有點變化。

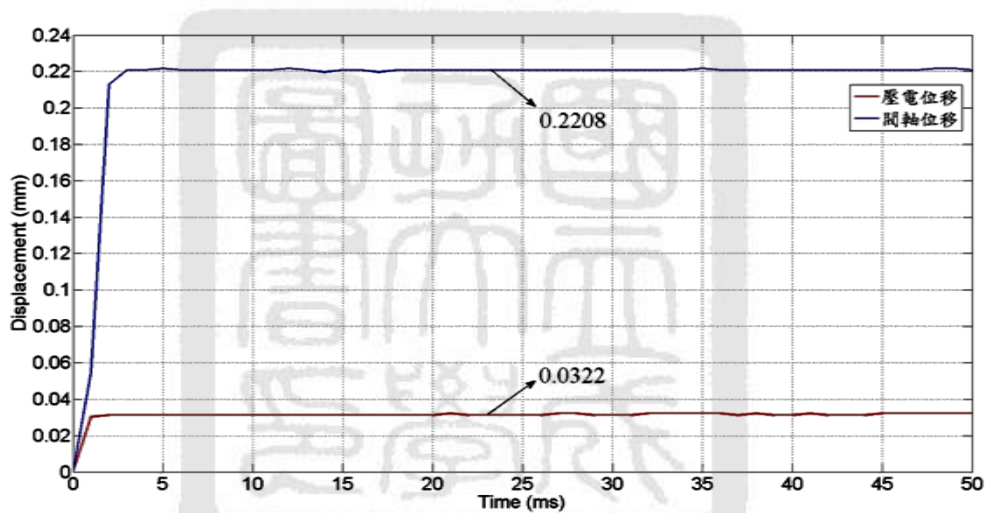


圖 6-18 100V 輸入下壓電與閥軸位移之比較

6-2-1 單步階定位控制

為了使所設計壓電閥可達到閥軸控制之效果，透過所設計Fuzzy控制器，分別定位至0.02mm、0.06mm、0.1mm之步階定位，如圖6-19。其相關響應結果如表6-1，可得穩態誤差分別為0.5 μm 、0.4 μm 、0.4 μm 。

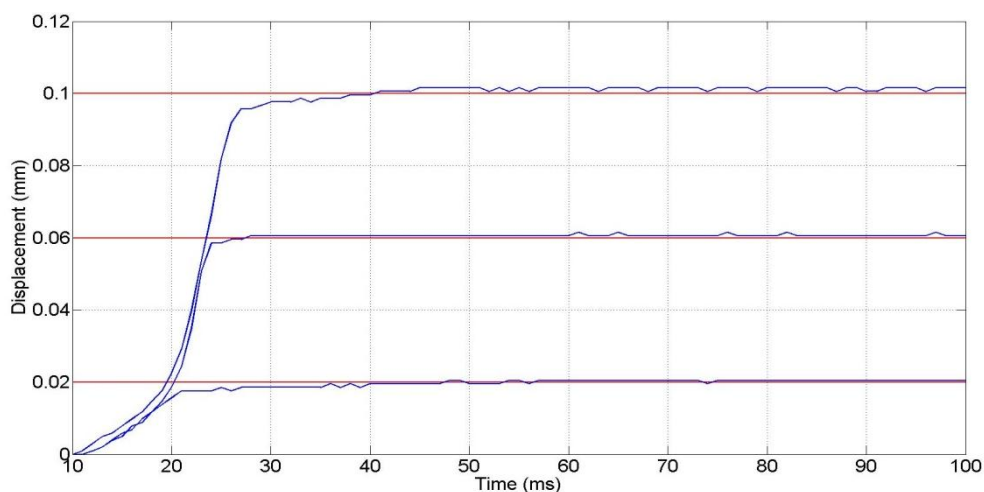


圖 6-19 步階定位控制響應

表 6-1 步階定位響應結果

控制行程	0~0.02 mm	0~0.06 mm	0~0.1 mm
上升時間	0.019 sec	0.023 sec	0.025 sec
穩態誤差	0.5 μm	0.4 μm	0.4 μm

6-2-2 多步階路徑定位控制

為了確實使壓電閥閥軸達到伺服控制之效果，除了上述單步階的定位控制外。本文也做了多步階路徑定位控制，分別對 0.02mm、0.06mm、0.1mm，三位置目標作控制，圖6-20、圖6-21、圖6-22，分別為往左、去回，與往右路徑之實驗結果，達到伺服控制閥軸之效果，各階段控制穩態誤差如表6-2所示，每階段命令穩態誤差皆在 0.3至0.5 μm 內。

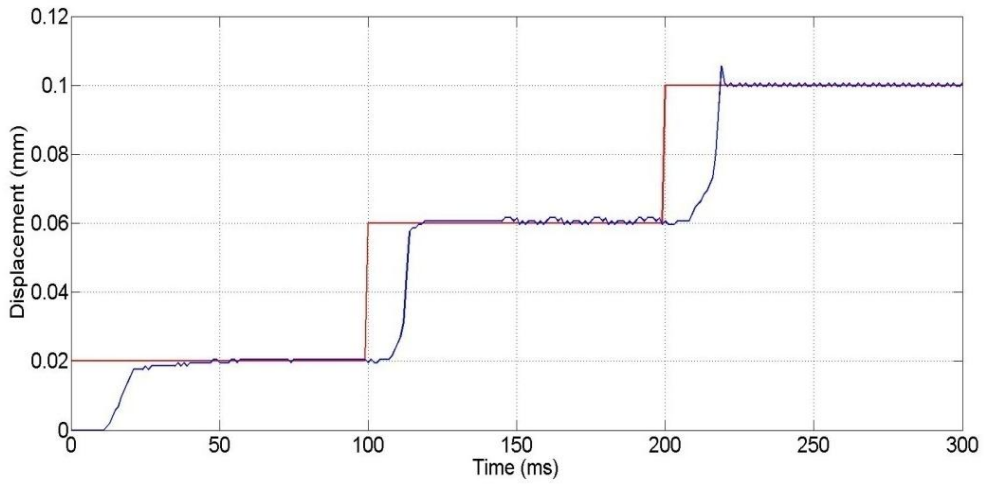


圖 6-20 20-60-100(μm)多步階定位控制響應

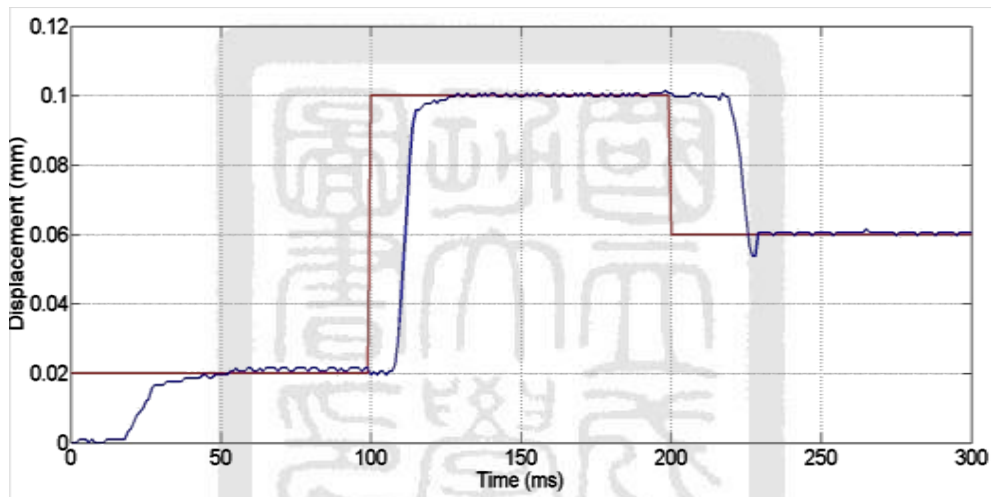


圖 6-21 20-100-60(μm)多步階定位控制響應

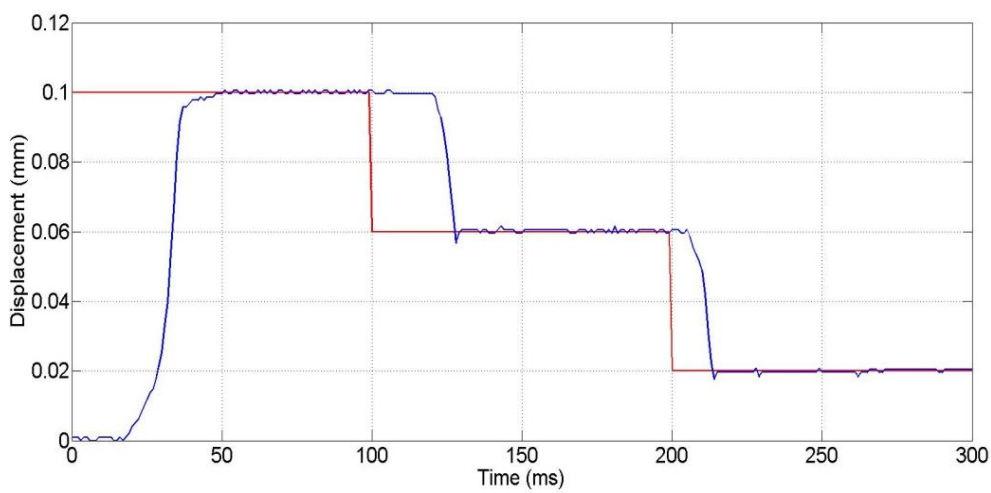


圖 6-22 100-60-20(μm)多步階定位控制響應

表 6-2 多步階定位響應穩態誤差

控制階段 控制命令	0-100 ms	100-200 ms	200-300 ms
20-60-100(μm)	0.5 μm	0.5 μm	0.3 μm
20-100-60(μm)	0.4 μm	0.3 μm	0.5 μm
100-60-20(μm)	0.4 μm	0.5 μm	0.4 μm

6-3 壓電閥壓力特性

本文在負載端A、B兩端口，皆裝有壓力感測器，由於本文的閥軸設計中，閥軸在初始位置時就有一開口，即A端有0.15mm之開口，當給一開路輸入電壓100V，實驗過程閥軸位移量大於0.15mm，故會使A端口關閉，經過中位，而使B端口開起。即會造成壓力A、B端壓力變化，如圖6-23所示。由圖6-23可看出閥軸很短時間就會經過中位，即壓力趨近相等，且從0.01秒至0.4秒間為本文壓電閥閥軸之中位死區。

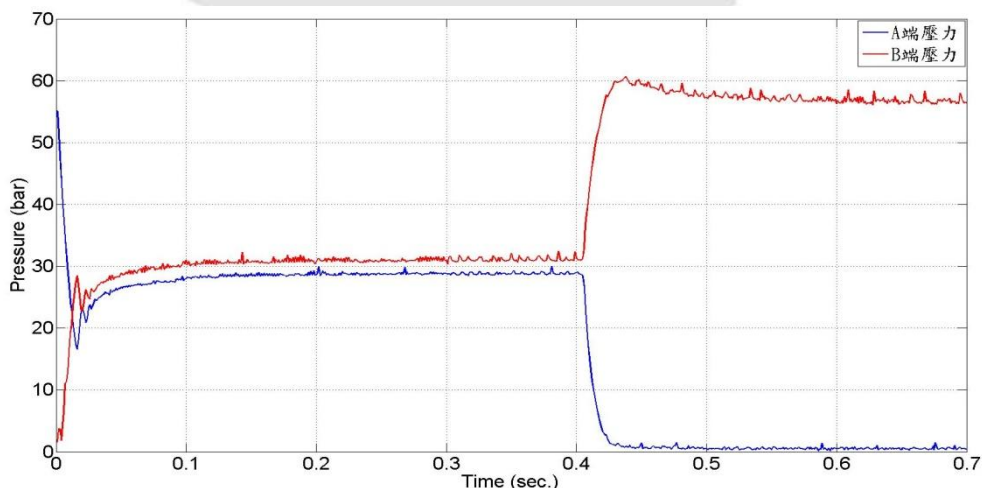


圖6-23 開路100V輸入之A、B端壓力變化

6-4 壓電閥內漏特性

一般的滑閥，其閥軸是在襯套中作線性移動，考量加工精度等問題，閥軸與襯套之間都存在著一間隙，即使本文設計之加工公差的精度要求皆在0.002~0.005(mm)範圍內，此間隙便造成液壓閥之內漏的好壞，即高壓油(P邊)會經由此間隙流到液壓閥之A或B邊，而A或B邊之液壓油亦會因此而洩漏到T邊，這樣的內漏特性，會造成與A、B邊連接之油室內部的壓力產生變化，而造成中位時壓力遞增與遞減之現象，如圖6-24 [23]。

透過壓力感測器，即可得到本文壓電閥壓力變化，如圖6-25。由於本文液壓源供壓調為60 (bar)，A口之初始壓力約在57 (bar)，B口之初始壓力約在6 (bar)，當我們將壓電閥閥軸定位控制至中位時，A、B兩油室之壓力會隨閥軸移動而改變，但由圖6-25 可看出，本文設計之壓電閥，中位時壓力遞增與遞減情況不大，而是趨於相等，故可看出內漏特性情況不明顯，即加工精度良好。

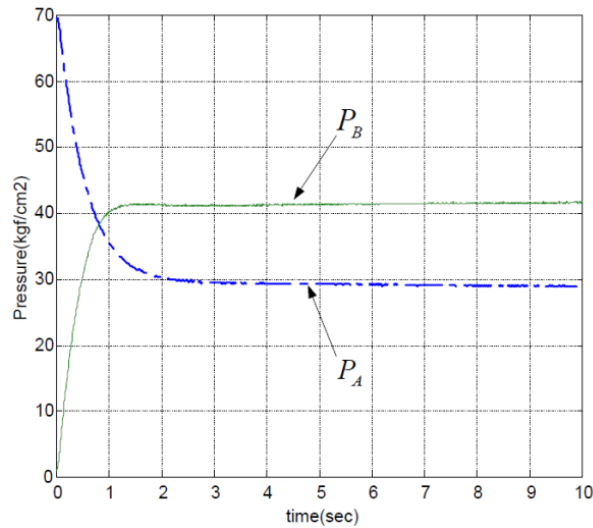


圖 6-24 一般滑閥內漏特性

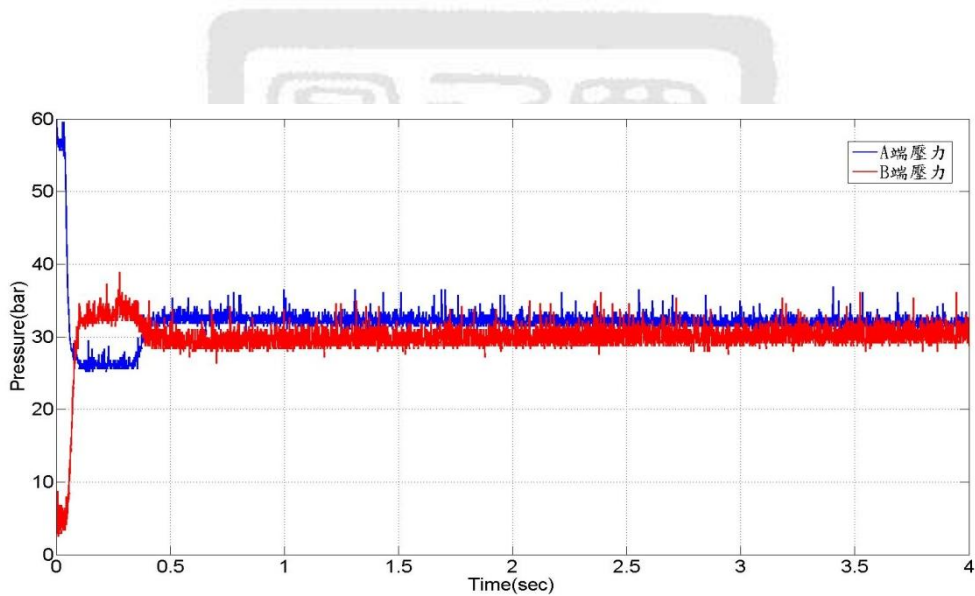


圖 6-25 壓電閥內漏造成 A、B 油室之壓力變化

6-5 壓電閥流量特性

在壓力源供壓 60 (bar)下，給定開路電壓 0~100 V，由於閥軸與襯套之初始定位配合即有A端開口 0.15 mm，且由上述6-2可知，當輸入命令電壓100 V時，閥軸位移輸出約為 0.22 mm，故過閥體中位後，僅能造

成B端約 0.07 mm 之開口，所得之電壓對應流量曲線如圖6-26。

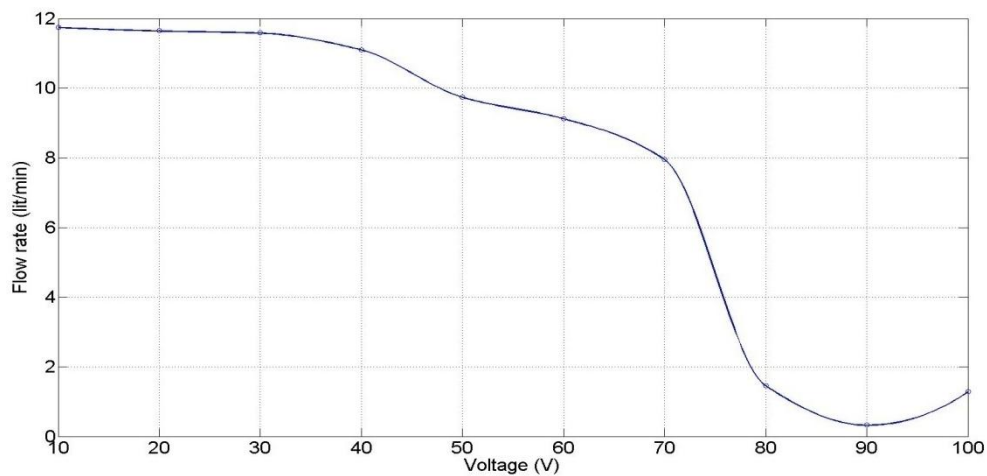


圖6-26 0-100V電壓相對應之流量曲線

對於閥軸中位左右兩側小流量之對稱開口，可由圖6-27看出電壓82~90V 電壓對應流量之曲線，由此曲線可看出本文之壓電閥，可用於小流量的伺服控制，相當於油壓伺服閥之效果，可得本文壓電閥之流量特性曲線，如圖6-28。

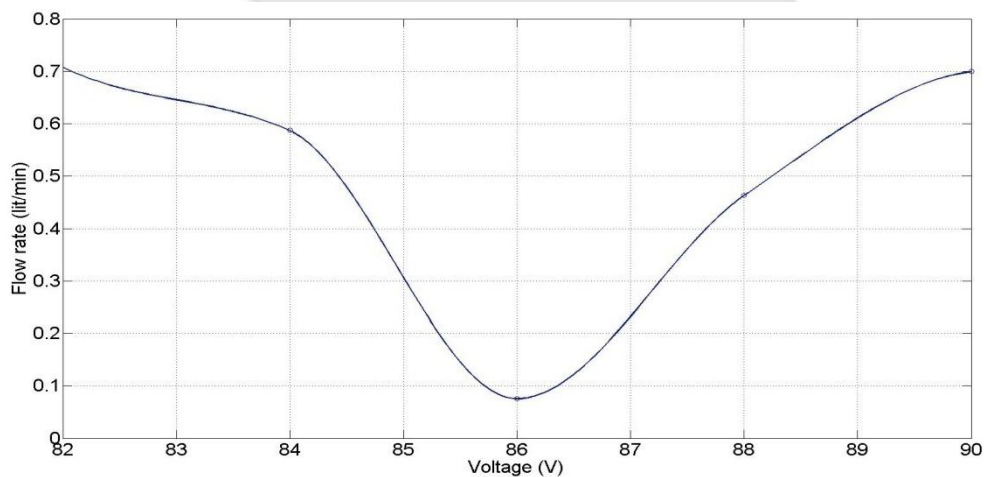


圖6-27 82-90V電壓相對應之流量曲線

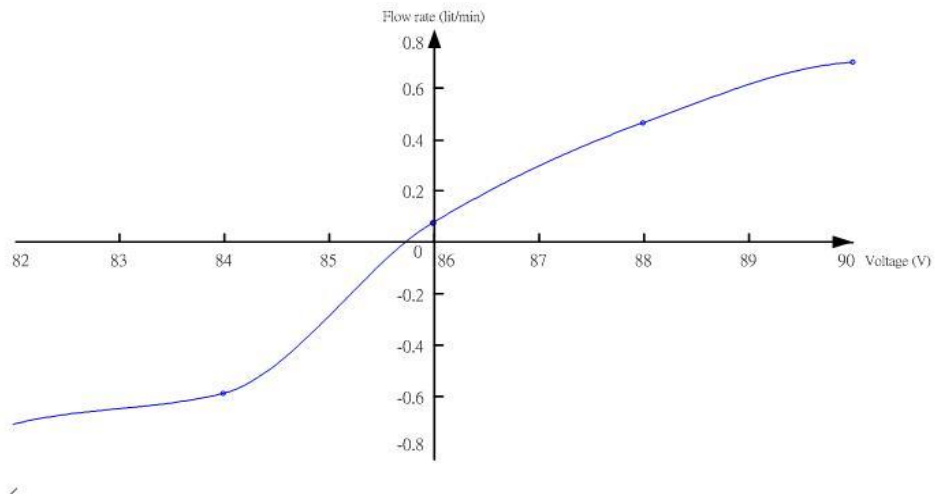


圖6-28 壓電閥流量特性曲線

另外藉由閉迴路定位控制位移量0.15mm至中位，A端流量會隨著閥軸位移而逐漸變小，直至中位時，流量趨近於 0，本階段的線性效果，可使本文壓電閥達到類似油壓比例閥的效果，如圖6-29。

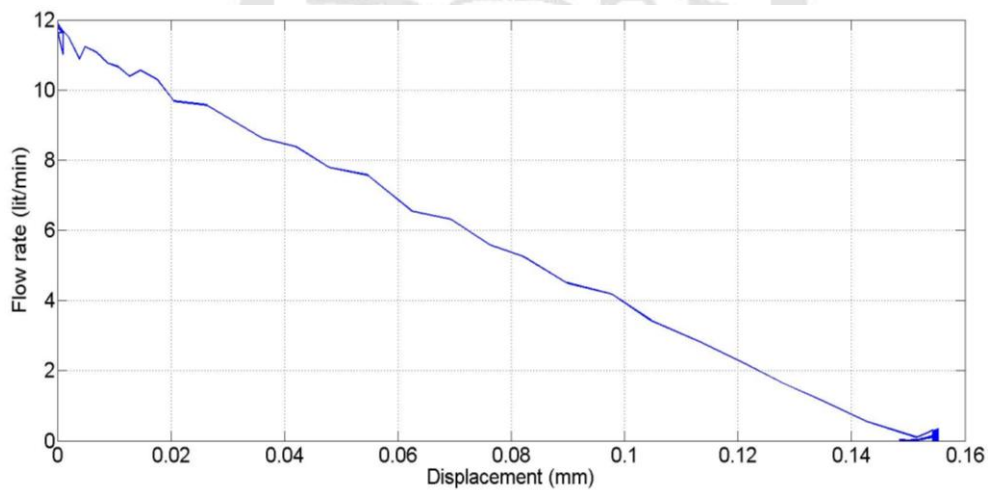


圖 6-29 閉迴路定位至中位，閥軸對應之流量曲線

6-6 壓電閥追蹤控制

追蹤控制的好壞，可以看出系統動態性能的表現，也就是控制過程中，追蹤誤差越小，表示控制效果越佳。本文利用一弦波作測試，對振幅 0.075 mm，分別作 10 Hz~150 Hz 的弦波運動，如圖6-30至圖6-33，各頻率均方根誤差，如表6-3。在 0.06 mm 處，則採用振幅 0.01 mm，分別測試 10 Hz~300 Hz 的弦波運動，如圖6-34至圖6-37，其各頻率均方根誤差，如表6-4。

表 6-3 振幅 0.075mm 追蹤控制之均方根誤差

控制頻率	10 Hz	50 Hz	100 Hz	150 Hz
均方根誤差	0.026 mm	0.024 mm	0.043 mm	0.057 mm

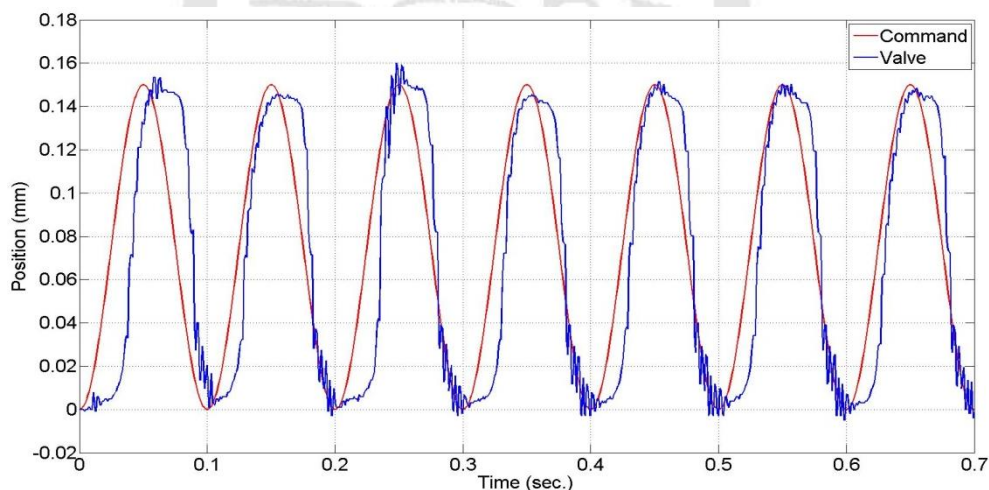


圖6-30 振幅0.075mm，頻率10Hz 追蹤控制

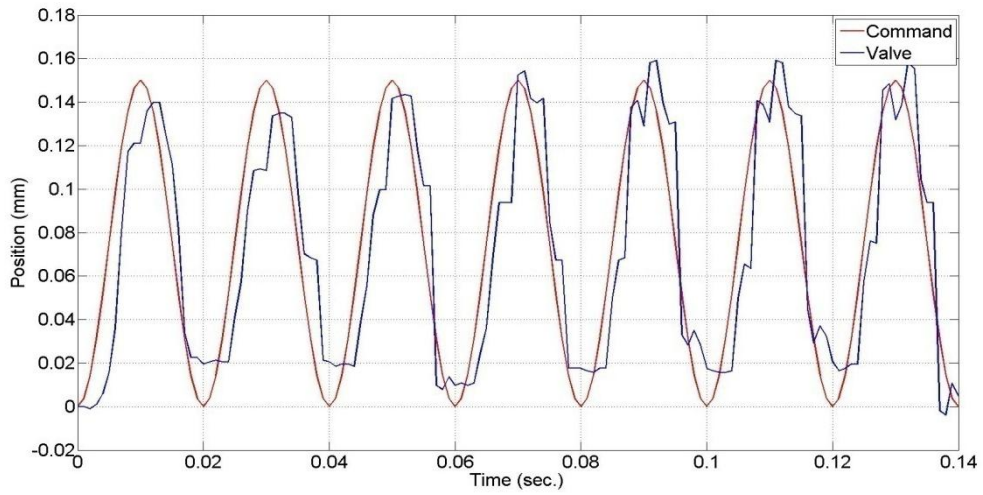


圖6-31 振幅0.075mm，頻率50Hz 追蹤控制

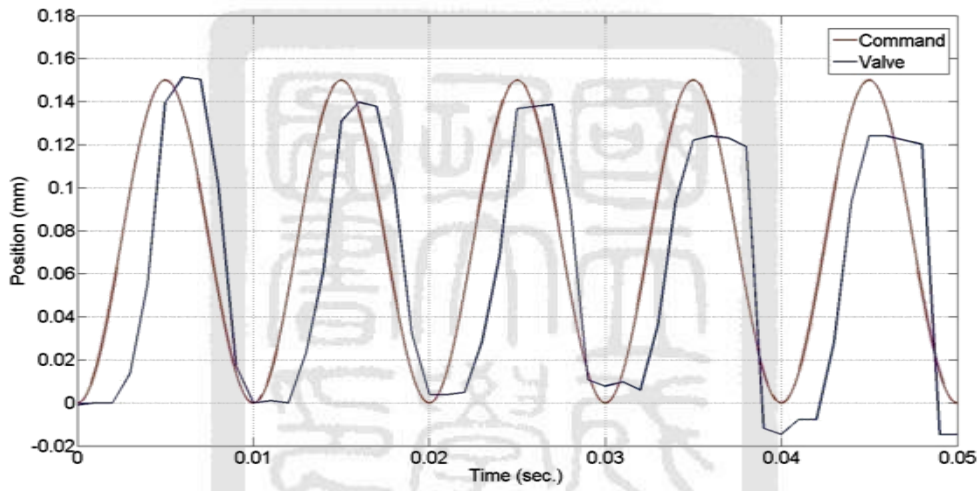


圖6-32 振幅0.075mm，頻率100Hz 追蹤控制

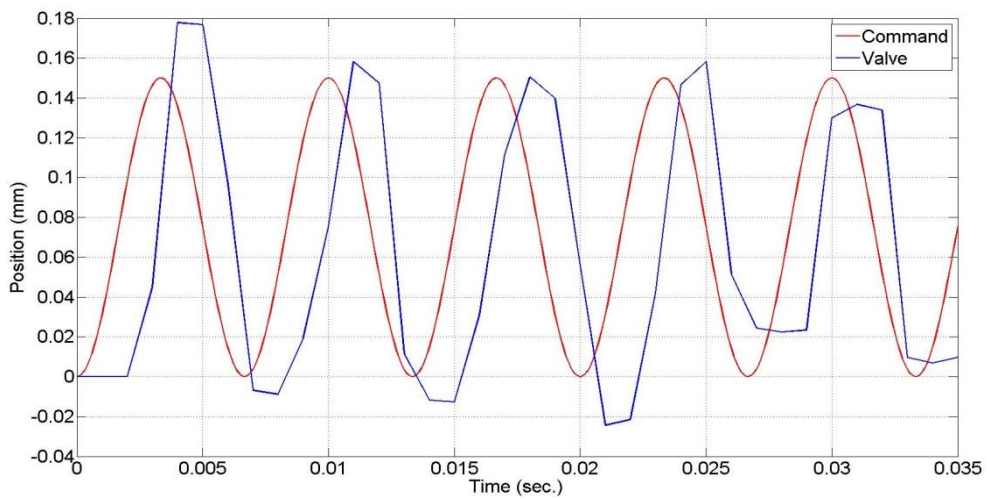


圖6-33 振幅0.075mm，頻率150Hz 追蹤控制

表 6-4 振幅 0.01mm 追蹤控制之均方根誤差

控制頻率	10 Hz	100 Hz	200 Hz	300 Hz
均方根誤差	0.0074 mm	0.0093 mm	0.0105 mm	0.0109mm

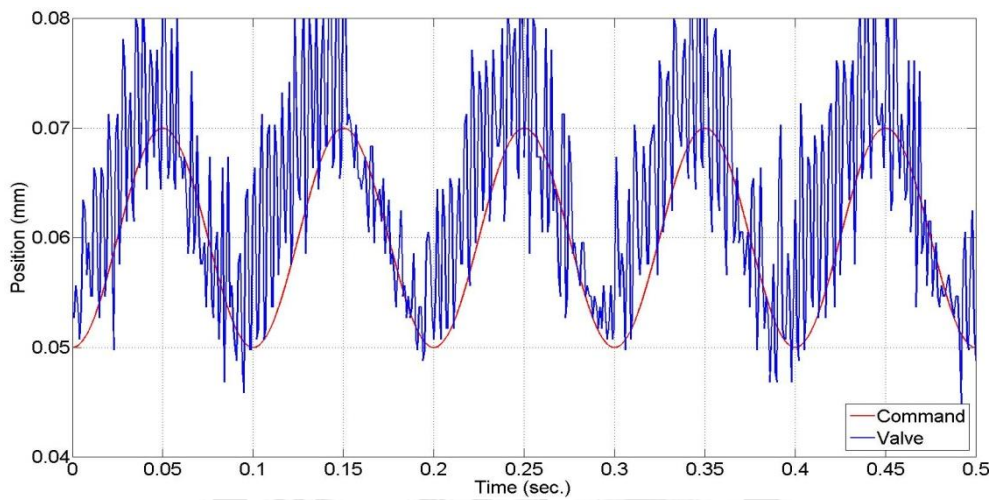


圖6-34 振幅0.01mm，頻率10Hz 追蹤控制

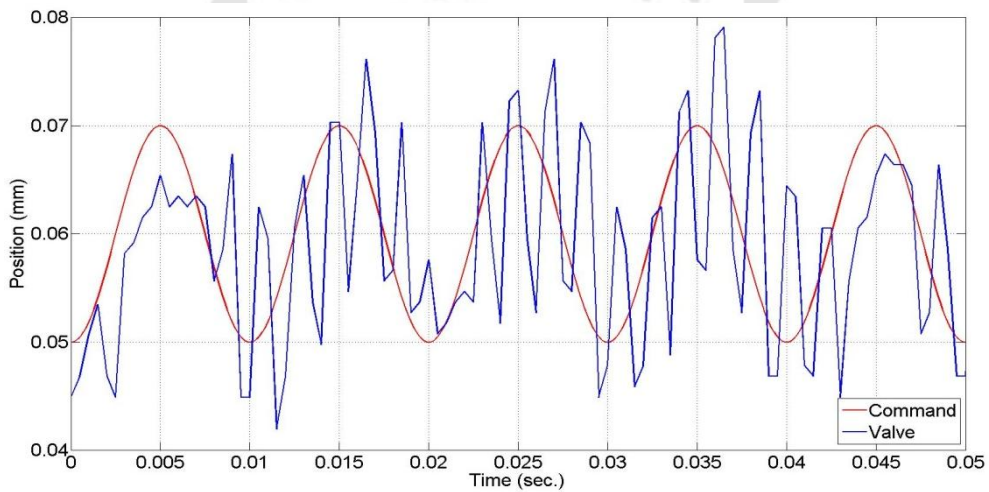


圖6-35 振幅0.01mm，頻率100Hz 追蹤控制

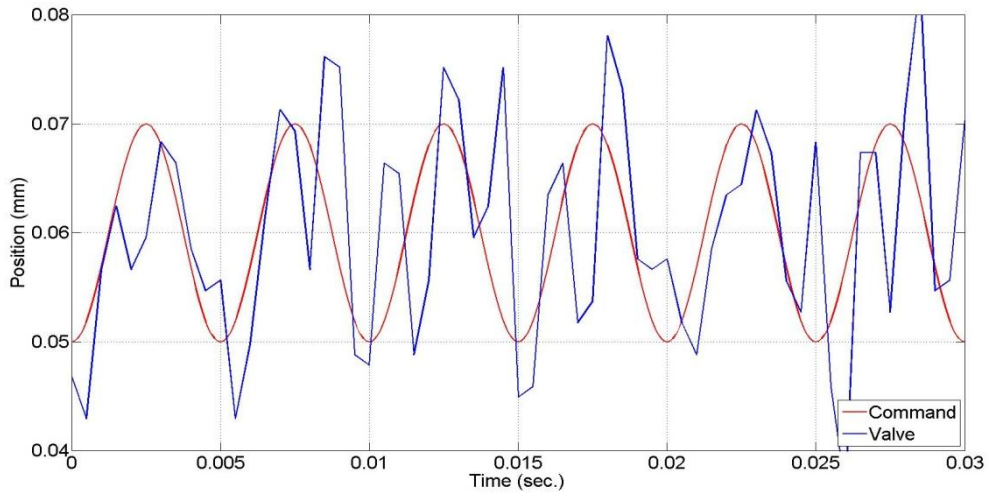


圖6-36 振幅0.01mm，頻率200Hz 追蹤控制

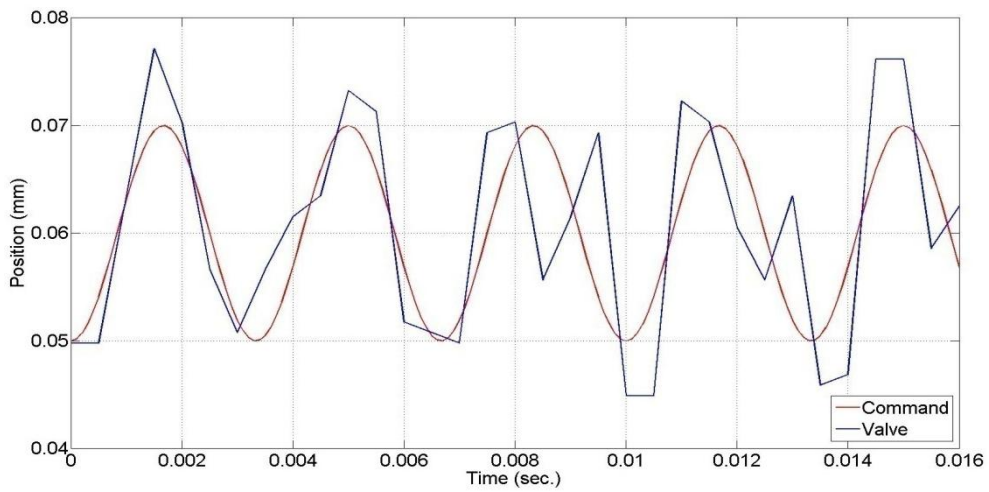


圖6-37 振幅0.01mm，頻率300Hz 追蹤控制

第七章 結論與未來建議

本文透過壓電致動器機構與閥體機構，兩方面的設計配合，實現壓電閥的作動。也運用以自調式模糊控制器與邊界切換的控制策略，透過渦電流位移計的迴授，進而對壓電閥閥軸達到定位之效果。根據實驗結果與設計結果得以下結論：

- (1) 成功設計出壓電致動器並結合位移放大機構驅動的平台，建構之槓桿式位移放大機構，經由測試可確實達到位移放大 6.9 倍之效果。
- (2) 自行設計出一五口三位閥閥體機構，搭配襯套、閥軸、和彈簧回復的方式，達到液流換向之效果。
- (3) 採用槓桿式放大機構，可使壓電致動器與閥軸產生反向的運動，以便採用上、下安裝之方式，使得本文設計之壓電閥體積比一般液壓閥小。
- (4) 本文利用自調式模糊控制器與邊界切換的方式控制本文設計的壓電閥閥軸，以便控制流經孔口的開度。
- (5) 根據定位控制實驗的結果，運用設計的控制器能夠使閥軸在步階定位方面，穩態控制誤差皆為 $0.5\mu\text{m}$ 內，多步階路徑定位方面，可達到去、

回，雙向的閥軸控制效果，藉以控制流經孔口之流量。

- (6) 閥體內漏實驗，經由壓力感測器量測，閥軸中位時，負載兩端壓力趨於相等，顯現所設計之閥體機構無明顯內漏特性。
- (7) 閥軸至中位前，可類似為高速比例閥之用途。閥軸中位前後，小位移對應之流量，可類似為伺服閥之用途。

未來研究與建議：

- (1) 壓電致動器安置方面，採用手動預緊螺絲，造成每次安裝預緊稍有不同，即會造成下方閥軸末端之復歸彈簧預壓量不同，使位移放大效果稍有變化，且致動器前端與槓桿為自由接觸非聯結在一起，易導致作動時產生間隙，進而影響動態有落後產生，此部分機構需改善。
- (2) 由於本文主旨在實際設計出可作動之壓電閥，故對於放大機構方面沒有多做分析和耐壓測試，但根據許多文獻，放大機構部分對整體系統影響效果最大。
- (3) 槓桿放大機構採用的是繞一轉軸方式，易有磨耗的情形產生，和延遲現象，故未來建議採用撓性鉸鍊機構，一體成型的方式，且槓桿不宜過長，來減少機械磨耗，並且提升壓電閥整體動態響應。

- (4) 本文閥軸設計部分，根據文獻，凸肩上採斜面凹槽可有效降低液流力，本文雖有挖溝槽以防止液壓卡死現象，但對於凸肩的形狀，採取平面而沒多做變化。故造成本文液壓源壓力提高，即會因為液流力太大而位移量減小許多，故可以針對閥軸形狀做最佳化設計。
- (5) 閥軸位移量測方面，希望能改從閥軸末端直接接觸式的量測方式，減少外界的擾動，增加實驗的準確性。
- (6) 本文成功設計出可作動之壓電閥雛形，希望未來可針對整體機構做最佳化，並且更深入探討壓電閥之性能，達到高響應之伺服控制功能。
- (7) 由追蹤控制實驗可看出曲線有震盪現象，推測應為取樣時間因素，但這部分需考量所使用介面卡規格，未來可選擇運算速度較快之處理器，來改善此問題。
- (8) 本文由於是第一代設計，未對壓電致動器、放大機構、閥軸，三者的結合作一系統的模擬分析，未來希望可針對這三者做整合的模擬，探討系統的共振頻率點及這三者分別對系統所造成的影響。對於壓電遲滯現象所做之數學模型，也需加入至最後閥軸模糊控制內做補償控制，消去啟動初始之死區現象。

參考文獻

- [1] 李世荃, “結合 LVDT 之閉迴路動圈式流體傳動比例閥研發”, 國立雲林科技大學機械工程研究所碩士論文, 2007。
- [2] Long, Quan, Neubert, Thomas, “Hochhydraulische Lageregelung für Differentialzylinder mit zwei drehzahlgeregelten Pumpen”, Olhydraulik und Pneumatik, 2000.
- [3] 范光榮, “液氣壓閥類元件用壓電致動器微位移放大機構設計與實驗”, 國立雲林科技大學機械重研究所碩士論文, 2006。
- [4] Hagemester, Wilhelm, “Auslegung von hochdynamischen servohydraulischen Antrieben für eine active Frasspindellagerung”, Dissertation RWTH Aachen, 1999.
- [5] L.H. Zhu, E. Shiju, X.L. Zhu, C.F. Gao, “Development of Hydroelectric Servo-valve Based on Piezoelectric Elements”, Mechanic Automation and Control Engineering, 2010.
- [6] 沈傳亮, “直動式壓電伺服閥的研究”, 吉林大學碩士論文, 2003.
- [7] Michael, G. and Nikola, C., “Modeling piezoelectric stack actuators for control of micromanipulation,” IEEE Control Systems Magazine, Vol. 17, pp. 69-79, 1997.
- [8] Choi, G. S., Kim, H. S. and Choi, G. H., “A study on position control of piezoelectric actuators,” Industrial Electronics Proceedings of the IEEE International Symposium, Vol. 3, pp.851 -855, 1997.

- [9] S. Ueha, Y. Tomikawa, M. Kurosawa and N. Nakamura, Ultrasonic Motors Theory and Applications , Clarendon Press Oxford, 1993.
- [10]陳俊毓, “長行程奈米精度氣壓—壓電混合 精密伺服定位XY平台設計與智慧型控制”, 國立台灣科技大學自動化及控制研究所碩士論文, 2004.
- [11] N. Q. Hung, C. S. Bok, and K. J. Do, “The design and control of a jetting dispenser for semiconductor electronic packaging driven by a piezostack and a flexible beam”, Smart Materials and Structures, vol. 17, 2008.
- [12] Herbert E. Merritt, Hydraulic Control Systems, New York: John Wiley, 1967.
- [13]蔡名軒, “節能液壓電磁閥與邏輯閥分析設計”, 國立雲林科技大學機械工程研究所碩士論文, 2012.
- [14]黃國鑫, “比例閥閥軸流動力分析應用”, 逢甲大學機械工程研究所碩士論文, 1998.
- [15]D.C.Sweeney, “Preliminary Investigation of Hydraulic Lock” Engineering , Vol. 172, pp. 513, 1951.
- [16] J. Manham and D.C.Sweeney, “An Investigation of Hydraulic Lock”, Institution of Mechanical Engineers, London, 1955.
- [17]T. S. Low and W. Guo, “Modeling of a three-layer piezoelectric bimorph beam with hysteresis”, Journal of microelectromechanical system, Vol. 4, pp. 230-237, 1995.

- [18] B. M. Chen, T. H. Lee, C. C. Hang, Y. Guo, and S. Weerasooriya, "An almost disturbance decoupling robust controller design for a piezoceramic bimorph actuator with hysteresis," *IEEE Transaction on Control Systems Technology*, Vol. 7, pp. 160-173, 1999.
- [19] G. J. Ho, K. R. Pai, and M. C. Shih, "A Study of Bi-axial Pneumatic Manipulator Position Control," *Proceeding of the 19th National Conference on Mechanical Engineering, CSME, Taiwan*, pp. 427-434, 2002.
- [20] M. H. Tsai, T. Y. Hsu, K. R. Pai, and M. C. Shih, "Precision Position Control of Pneumatic Servo Table Embedded with Aerostatic Bearing," *Journal of System Design and Dynamics*, vol. 2, pp. 940-949, 2008.
- [21] H. I. Chen and M. C. Shih, "Visual Control of an Automatic Manipulation System by Microscope and Pneumatic Actuator," *Automation Science and Engineering, IEEE Transactions on*, vol. 10, pp. 215-218, 2013.
- [22] M. C. Shih, T. Y. Chen, "Design and Control of Pneumatic Minimal Invasive Surgery Manipulator", *The 12th International Conference on Fluid Control, Measurements, and Visualization*, 2013.
- [23] 陳秉昌, "低速高精度液壓系統伺服位置控制之研究", 國立成功大學機械工程研究所碩士論文, 2002.