

Estudio de la Dinámica No-lineal de un Servomecanismo Neumático de Posicionamiento.

Germán Arturo Bacca Bastidas



**Universidad Nacional de Colombia - Sede Manizales
Facultad de Ingeniería y Arquitectura
Departamento de Electricidad, Electrónica y Computación
Manizales, Colombia**

2011

**Estudio de la Dinámica No-lineal de un Servomecanismo
Neumático de Posicionamiento.**

Germán Arturo Bacca Bastidas
Ingeniero Mecánico

Tesis presentada en cumplimiento a los requerimientos
para optar por el título de
Doctor en Ingeniería con Énfasis en Automática

Directora
Dra. Fabiola Angulo García

**Universidad Nacional de Colombia - Sede Manizales
Facultad de Ingeniería y Arquitectura
Departamento de Electricidad, Electrónica y Computación
Manizales, Colombia**

2011

Dedicatoria

A la memoria de Segundo Eliecer Bacca Oviedo, mi padre.

Agradecimientos

Deseo expresarles mi más profundo agradecimiento a todas las personas que de una forma u otra estuvieron presentes y me colaboraron con este trabajo a lo largo de los últimos cuatro años.

A la doctora Fabiola Angulo García, por sus importantes aportes como directora.

A Marcela, por todo el apoyo incondicional.

A mis amigos de la Universidad Nacional de Colombia sede Manizales, por el tiempo de vida que compartieron conmigo.

Study of the Nonlinear Dynamics of a Pneumatic Servomechanism of Positioning.

Germán Arturo Bacca Bastidas



Universidad Nacional de Colombia - Sede Manizales
Facultad de Ingeniería y Arquitectura
Departamento de Electricidad, Electrónica y Computación
Manizales, Colombia

2011

Índice general

Índice general	I
Índice de figuras	IV
Índice de cuadros	IX
1. Introducción	1
1.1. Planteamiento del Problema y Motivación	1
1.2. Estado del Arte	2
1.3. Objetivos del Trabajo	6
1.4. Organización del Documento	6
1.5. Contribución	7
1.6. Nomenclatura	8
2. Servomecanismo Neumático de Posicionamiento	12
2.1. Introducción	12
2.2. Descripción del Sistema	12
2.3. Abastecimiento de Aire a Presión	13
2.4. Elementos de Entrada	16
2.5. Unidad de Adquisición y Procesamiento de Datos	17
2.6. Elemento de Control o Maniobra	17
2.7. Elemento de Trabajo o Actuador	19
2.8. Resumen	20

3. Fundamentos Matemáticos Básicos	21
3.1. Volumen de Control y Ecuación de Continuidad	21
3.2. Ecuación de la Energía	23
3.3. Ecuación de Estado para un Gas Perfecto	24
3.4. Proceso Politrópico Reversible para un Gas Ideal	25
3.5. Flujo de Gas Perfecto a través de un Orificio	25
3.6. Segunda Ley de Newton del Movimiento	32
3.7. Fricción	33
3.8. Resumen	49
4. Modelo Matemático	50
4.1. Objetivos del Modelado Matemático	51
4.2. Suposiciones	51
4.3. Volúmenes de Control del Servomecanismo Neumático	52
4.4. Modelo de la Válvula Proporcional	52
4.5. Modelado de los Flujos de Masa en las Mangueras	59
4.6. Modelo del actuador	60
4.7. Dinámica de la Presión en el Sistema	63
4.8. Representación del Modelo	64
4.9. Resumen	64
5. Identificación del Servosistema Neumático	66
5.1. Características Estáticas de la Válvula Proporcional	66
5.2. Area Relativa y Relaciones de Flujo de Masa	70
5.3. Flujos de Masa Experimentales a través de los Puertos de la Válvula Proporcional	80
5.4. Parámetros de Fricción del Cilindro Neumático	86
5.5. Validación del Modelo Matemático de la Válvula Proporcional	89
5.6. Validación del Modelo Dinámico del Sistema	91
5.7. Resumen	94
6. Análisis del Servosistema Neumático en Lazo Abierto	96
6.1. Puntos de Equilibrio	96

6.2. Estabilidad del Equilibrio	97
6.3. Equilibrio y Estabilidad del Servosistema Neumático	101
6.4. Comportamiento con Movimiento Uniforme	114
6.5. Comportamiento Oscilatorio	119
6.6. Resumen	121
7. Control No-lineal para Posicionamiento del Servomecanismo Neumático	124
7.1. Técnicas de Control No-lineal	124
7.2. Control de Posición mediante Linealización por Realimentación	135
7.3. Control de Posición mediante Modo Deslizante	138
7.4. Implementación Práctica de los Controladores de Posición	141
7.5. Resultados Teóricos y Experimentales	143
7.6. Resumen	150
8. Conclusiones	151
A. Programa para Cálculo de Áreas relativas y relaciones de flujo de masa mediante Optimización No-lineal de Mínimos Cuadrados	156
B. Programa para Cálculo de Parámetros de Fricción mediante optimización no-lineal de Mínimos Cuadrados	161
Bibliografía	163

Índice de figuras

2.1. (a) Servomecanismo neumático; (b) Esquema de distribución	13
2.2. (a) Compresor; (b) Símbolo	14
2.3. (a) Unidad de mantenimiento; (b) Símbolo	15
2.4. (a) Sensor de presión; (b) Símbolo	16
2.5. Potenciómetro	17
2.6. Unidad de adquisición y procesamiento de señales	18
2.7. Circuito de acondicionamiento de señal	18
2.8. (a) Válvula proporcional; (b) Símbolo	19
2.9. Curva característica de la válvula proporcional	20
2.10. (a) Cilindro de doble efecto; (b) Símbolo	20
3.1. Ecuación de continuidad para un volumen de control	22
3.2. Primera ley de la termodinámica para un volumen de control	24
3.3. Procesos politrópicos	26
3.4. Flujo permanente de gas perfecto a través de un orificio	27
3.5. Curva de relación entre \dot{m} y P_2	27
3.6. Banco de pruebas para determinar experimentalmente C y b (según <i>ISO 6358</i>)	31
3.7. Curva de relación entre la razón de flujo de masa \dot{m} y la relación de presiones $\frac{P_2}{P_1}$ (según <i>ISO 6358</i>)	32
3.8. (a) Sistema de fricción; (b) Curva característica de la fricción estática y deslizante	34
3.9. (a) Curva de relación fuerza de fricción vs. desplazamiento; (b) Curva de relación de fuerza de rompimiento vs. tasa de fuerza externa	37
3.10. Desplazamiento pre-deslizamiento	37
3.11. Curvas de relación fricción vs. velocidad	38

3.12. Modelo de fricción de Coulomb	39
3.13. Modelo de fricción de Coulomb+fricción viscosa	39
3.14. Modelo de fricción de Coulomb+viscosa+estática	40
3.15. Modelo de fricción de Stribeck	41
3.16. Modelo de fricción de Dahl	42
3.17. Deformación media de una cerda	45
3.18. Curva de la función $g(v)$	46
4.1. Sistema neumático y volúmenes de control	53
4.2. Posición central de la corredera	54
4.3. Desplazamiento positivo de la corredera	55
4.4. Desplazamiento negativo de la corredera	55
4.5. Analogía electro-neumática de la válvula	57
4.6. Configuración de los flujos de masa para los puertos 4 y 2	58
4.7. Flujos de masa en la manguera 1	60
4.8. Flujos de masa en la manguera 2	60
4.9. Cilindro neumático	61
4.10. Dinámica del émbolo	62
5.1. Montaje para determinar la función <i>caudal-señal</i> en el puerto de trabajo 4 . .	67
5.2. Función <i>caudal-señal</i> de la válvula proporcional	67
5.3. Montaje para determinar la función <i>presión-señal</i>	68
5.4. Función <i>presión-señal</i>	69
5.5. Posición media de la corredera	69
5.6. Curva de presión diferencial de la válvula	70
5.7. Montaje para determinación de área relativa y relaciones de flujo de masa . .	71
5.8. Curvas de presurización. (a) Puerto de trabajo 4; (b) Puerto de trabajo 2 . . .	72
5.9. Curvas de despresurización. (a) Puerto de trabajo 4; (b) Puerto de trabajo 2 .	73
5.10. Ajuste de curvas para puerto 4, (a) Presurización, $u = 5.5 V$; (b) Despresurización, $u = 4.3 V$	75
5.11. Ajuste de curvas para puerto 2; (a) Presurización, $u = 4.7 V$; (b) Despresurización, $u = 5.8 V$	76

5.12. Dependencia de la presión es estado estacionario frente a las relaciones de flujo de masa	77
5.13. Area relativa y relaciones de flujo de masa, (a) Puerto 4; (b) Puerto 2	78
5.14. Area relativas de los puertos de suministro y escape, (a) A_{rs1} y A_{r5} ; (b) A_{rs2} y A_{r3}	79
5.15. Flujo de masa experimental \dot{m}_{s1}	81
5.16. Flujo de masa experimental \dot{m}_{s2}	82
5.17. Flujo de masa experimental \dot{m}_5	83
5.18. Flujo de masa experimental \dot{m}_3	84
5.19. Flujo de masa experimental \dot{m}_4	85
5.20. Flujo de masa experimental \dot{m}_2	85
5.21. Mapa de fricción es estado estacionario	87
5.22. Obtención del parámetro σ_0	88
5.23. Desplazamiento pre-deslizamiento. (a) Fricción positiva; (b) Fricción negativa	90
5.24. Validación de la función presión-señal	91
5.25. Respuesta paso, $u = 5.55 V$	92
5.26. Respuesta paso, $u = 5.56 V$	93
5.27. Respuesta rampa, $u = t V$	94
5.28. Respuesta seno, $u = 5.0 + 0.8\sin(2\pi t) V$	95
6.1. Variedades de un punto silla de un sistema no-lineal	99
6.2. (a) Función $ x $; (b) derivada clásica; (c) <i>derivada generalizada</i>	101
6.3. Equilibrio pre-deslizamiento del sistema con $ x_5^{eq} \leq \frac{F_s}{\sigma_0}$. (a) Equilibrios x_1^{eq} y x_2^{eq} ; (b) Equilibrio x_3^{eq} ; (c) Equilibrio x_4^{eq} ; (d) Equilibrio x_5^{eq}	104
6.4. Equilibrios x_1^{eq} y x_2^{eq} frente a la función <i>presión-señal</i> de la válvula	105
6.5. Comportamiento de la parte real de los valores propios $\text{Re}(\lambda_i)$ frente al voltaje aplicado u . (a) $\text{Re}(\lambda_1)$ vs. u ; (b) $\text{Re}(\lambda_2)$ vs. u ; (c) $\text{Re}(\lambda_3)$ vs. u ; (d) $\text{Re}(\lambda_4)$ vs. u ; (e) $\text{Re}(\lambda_5)$ vs. u	109
6.6. Comportamiento de la parte real de los valores propios $\text{Re}(\lambda_i)$ frente al voltaje aplicado u , para el sistema suave. (a) $\text{Re}(\lambda_1)$ vs. u ; (b) $\text{Re}(\lambda_2)$ vs. u ; (c) $\text{Re}(\lambda_3)$ vs. u ; (d) $\text{Re}(\lambda_4)$ vs. u ; (e) $\text{Re}(\lambda_5)$ vs. u	111
6.7. Comportamiento de $\text{Re}(\lambda_1)$ y $\text{Re}(\lambda_2)$ para $4.5 \leq u \leq 5.5 V$	112

6.8. Equilibrio en el extremo izquierdo del cilindro. (a) Equilibrios x_1^{eq}, x_2^{eq} ; (b) Equilibrio x_3^{eq} ; (c) Equilibrio x_4^{eq} ; (d) Equilibrio x_5^{eq}	114
6.9. Comportamiento de la parte real de los autovalores $\text{Re}(\lambda_i)$ vs. u , para el equilibrio en el extremo izquierdo del cilindro. (a) $\text{Re}(\lambda_1)$ vs. u ; (b) $\text{Re}(\lambda_2)$ vs. u ; (c) $\text{Re}(\lambda_3)$ vs. u ; (d) $\text{Re}(\lambda_4)$ vs. u ; (e) $\text{Re}(\lambda_5)$ vs. u	115
6.10. Equilibrio en el extremo derecho del cilindro. (a) Equilibrios x_1^{eq}, x_2^{eq} ; (b) Equilibrio x_3^{eq} ; (c) Equilibrio x_4^{eq} ; (d) Equilibrio x_5^{eq}	116
6.11. Comportamiento de la parte real de los autovalores $\text{Re}(\lambda_i)$ vs. u , para el equilibrio en el extremo derecho del cilindro. (a) $\text{Re}(\lambda_1)$ vs. u ; (b) $\text{Re}(\lambda_2)$ vs. u ; (c) $\text{Re}(\lambda_3)$ vs. u ; (d) $\text{Re}(\lambda_4)$ vs. u ; (e) $\text{Re}(\lambda_5)$ vs. u	117
6.12. Variación de la fricción en estado estacionario para $x_4 > 0$	118
6.13. Variación de la fricción en estado estacionario para $x_4 < 0$	118
6.14. Comportamiento en estado estacionario con velocidad uniforme. (a) $x_{1,ss}, x_{2,ss}$ vs. u ; (b) $x_{4,ss}$ vs. u ; (c) $x_{5,ss}$ vs. u	119
6.15. Comportamiento de la velocidad del émbolo x_4 frente al voltaje aplicado u	120
6.16. Comportamiento oscilatorio para $u = 4.70 V$	121
6.17. Comportamiento oscilatorio experimental frente a la variación del voltaje. (a) x_1, x_2 vs. t ; (b) x_3 vs. t ; (c) x_4 vs. t	122
6.18. Movimiento oscilatorio y espectro de potencia. (a) Simulación; (b) Experimental	123
7.1. La condición de deslizamiento	134
7.2. Fenómeno chattering	134
7.3. Sistema con control en modo deslizante	135
7.4. Curva $A_{r_{s_1}}$ vs. u	138
7.5. Curva A_{r_5} vs. u	139
7.6. Resultados teóricos de los controladores PID y mediante linealización por realimentación para trayectorias cicloidal y senoidal. (a) y (c) Desplazamiento y error para trayectoria cicloidal; (b) y (d) Desplazamiento y error para trayectoria seno.	145

7.7. Resultados teóricos de los controladores PID y mediante linealización por realimentación para trayectorias cicloidal y senoidal. (a) y (c) Desplazamiento y error para trayectoria cicloidal; (b) y (d) Desplazamiento y error para trayectoria seno. 146

7.8. Resultados experimentales de los controladores PID y mediante linealización por realimentación para trayectorias cicloidal y senoidal. (a) y (c) Desplazamiento y error para trayectoria cicloidal; (b) y (d) Desplazamiento y error para trayectoria seno. 148

7.9. Resultados experimentales de los controladores PID y mediante linealización por realimentación para trayectorias cicloidal y senoidal. (a) y (c) Desplazamiento y error para trayectoria cicloidal; (b) y (d) Desplazamiento y error para trayectoria seno. 149

Índice de cuadros

5.1. Errores promedio de curvas teóricas frente a datos experimentales	75
5.2. Parámetros de fricción F_s, F_c, B y v_s	87
5.3. Parámetros de rigidez y coeficientes de fricción seca	89
7.1. Ganancias para controladores PID y LPR utilizadas en la simulación	145
7.2. Ganancias para controladores PID y MD utilizadas en la simulación	146
7.3. Ganancias para controladores PID y LPR utilizadas experimentalmente	147
7.4. Ganancias para controladores PID y MD utilizadas experimentalmente	147
7.5. Error de seguimiento promedio \bar{e}_s en mm , estimado para la trayectoria cicloidal	149
7.6. Error de seguimiento promedio \bar{e}_s en mm , estimado para la trayectoria senoidal, $f_i = 0.5 Hz$	150
7.7. Error de seguimiento promedio \bar{e}_s en mm , estimado para la trayectoria senoidal, $f_i = 1.0 Hz$	150

Resumen

En este trabajo se presenta un estudio de la dinámica no-lineal de un servomecanismo neumático de posicionamiento. El estudio comprende el modelado matemático del sistema, el análisis de estabilidad local en lazo abierto y el diseño de unas estrategias de control de posición para el elemento actuador. Los resultados obtenidos en éstos campos fueron confrontados con datos experimentales.

El análisis de la estabilidad local se realizó a partir de la caracterización de los puntos de equilibrio del modelo del servosistema en lazo abierto y posterior aplicación del *método indirecto de Lyapunov*.

Los controladores fueron diseñados a partir del modelo matemático del sistema mediante la aplicación de las teorías de control no-lineal basadas en la linealización por realimentación y en el control por modo deslizante.

Abstract

In this work the study of nonlinear dynamics of a pneumatic servo-positioning system is presented. The study includes the mathematical model of the system, the local stability analysis and the design of position control strategies for the actuator. The results obtained in this work were compared with experimental data.

The local stability analysis was based on the characterization of equilibrium points of the model when the system operates in open-loop. This analysis is obtained through *Lyapunov's linearization method*.

The controllers were designed from the mathematical model taking into account feedback linearization and sliding-mode nonlinear control.

Palabras Clave

Servomecanismo neumático, modelado no-lineal, válvula proporcional, actuador lineal, compresibilidad, área relativa, relaciones de flujo masa, fricción, modelo de LuGre, equilibrio, autovalores propios, estabilidad local, método indirecto de *Lyapunov*, control no-lineal, linealización por realimentación, control por modo deslizante.

Keywords

Servo pneumatic system, non-linear modeling, proportional valve, linear actuator, compressibility, relative area, mass flow ratios, friction, LuGre model, equilibrium, eigenvalues, local stability, indirect method of *Lyapunov*, non-linear control, feedback linearization, sliding mode control.

Capítulo 1

Introducción

LA POTENCIA FLUIDA es la energía transmitida y controlada por medio de un fluido a presión, ya sea un líquido o un gas. Este concepto se aplica a la hidráulica y a la neumática. La hidráulica utiliza un líquido presurizado como medio de transmisión de potencia, por ejemplo un aceite o agua; la neumática utiliza aire comprimido u otro gas neutro. La potencia fluida puede ser efectivamente combinada con otras tecnologías a través del uso de sensores, transductores y microcontroladores.

La neumática es una rama de la técnica relativamente moderna, pero en la orientación básica es anterior a la cronología actual, ya que antes del año 0 de nuestra era existía conocimiento y descripción de dispositivos neumáticos y automáticos, relacionados con otros en el transcurso de los siglos siguientes. La neumática moderna tuvo sus inicios en Alemania a partir del año 1950. Desde esa fecha y hasta nuestros días, la neumática se ha revelado como una eficaz y extensa rama de la técnica, ofreciéndose en el mercado un amplio programa de dispositivos, que con toda seguridad se ampliará en el futuro; estando caracterizado el continuo crecimiento de la neumática por la innovación de aparatos y la apertura de nuevos campos de aplicación.

1.1. Planteamiento del Problema y Motivación

En la actualidad, la necesidad de automatizar la producción no únicamente afecta a las grandes empresas, sino también a la pequeña industria. La neumática tiene su ventaja más importante en la flexibilidad y variedad de aplicaciones en casi todas las ramas de la pro-

ducción industrial. Los sistemas neumáticos han sido aplicados extensamente en la automatización de maquinaria de producción y en el campo de los controladores automáticos. No obstante, la energía neumática no es utilizable en todos los casos de automatización. Las posibilidades técnicas de la neumática están sometidas a ciertas limitaciones en lo que se refiere a fuerza, espacio, tiempo y velocidad en el proceso de la información. En particular, la neumática se ha visto limitada en sus aplicaciones debido a su naturaleza compleja caracterizada por la presencia de parámetros físicos con una alta no-linealidad relacionados con la compresibilidad del fluido y las fuerzas de fricción. Por lo tanto, bajo ciertas condiciones de trabajo, los sistemas neumáticos tienden a comportarse en forma irregular, siendo muy perjudicial esto en aplicaciones de posicionamiento. Es claro entonces que el diseño de un servomecanismo neumático requiere un análisis detallado de su dinámica y la búsqueda de una estrategia de control adecuada.

La alta no-linealidad paramétrica de los sistemas neumáticos conlleva a que sus modelos matemáticos estén compuestos por ecuaciones diferenciales con términos no-lineales. Estas ecuaciones que se caracterizan por no tener una solución explícita por lo que requieren de un tratamiento único para su solución. La utilización de técnicas de linealización brinda el primer acercamiento del comportamiento dinámico de un sistema neumático, la desventaja de estas técnicas radica en que son incapaces de compensar la alta no-linealidad paramétrica de estos sistemas conduciendo en muchos casos a resultados erróneos.

La teoría de los sistemas dinámicos no-lineales ha permitido acceder a nuevas herramientas matemáticas, capaces de permitir el análisis de modelos más complejos de sistemas con comportamiento altamente no-lineal que pueden incluso llegar a presentar comportamiento caótico. Desde este punto de vista, con este proyecto se plantea aplicar la teoría de sistemas dinámicos no-lineales con el fin de obtener un modelo matemático de un servosistema neumático de posicionamiento, a través del cual se logre analizar de una manera más detallada la dinámica no-lineal que pueda presentar este sistema y a la vez permita diseñar una estrategia de control para su posicionamiento.

1.2. Estado del Arte

El estudio de los servosistemas neumáticos de posicionamiento tiene gran relevancia hoy en día debido a sus numerosas ventajas y aplicaciones. Sin embargo, no ha recibido la sufi-

ciente atención como su contraparte hidráulica. Esto se debe principalmente a factores inherentes como la compresibilidad del aire y la fricción en los actuadores, factores que hacen del control de posición sobre todo en aplicaciones donde se requiera alta precisión, una tarea que continúa siendo un reto.

En general, una parte de las investigaciones está principalmente enfocada hacia el modelado, la caracterización y el análisis mediante técnicas computacionales de simulación de alguna componente o de un equipo, dentro de las diferentes versiones industriales disponibles en el mercado. La otra parte, está enfocada en el diseño de estrategias de control que permitan obtener una elevada precisión en el posicionamiento del actuador y una adecuada respuesta del sistema ante perturbaciones.

Los textos clásicos de potencia fluida [1, 2, 3, 4, 5], son una valiosa herramienta de consulta básica y avanzada para el modelado de servomecanismos neumáticos desde un punto de vista no-lineal; sin embargo, en la mayoría de estos textos, el análisis del comportamiento dinámico y el diseño de estrategias de control es tratado desde el punto de vista lineal, esto debido a que para la época de su edición, las herramientas computacionales de simulación y análisis de sistemas dinámicos, no tenían el grado de hoy en día. Textos más recientes ya incluyen estas técnicas computacionales y tratan el modelado y el control de servosistemas neumáticos desde un enfoque no-lineal [6, 7].

El primer estudio sobre modelado no-lineal de sistemas neumáticos se remonta a 1956 [8]. Desde esa fecha hasta la actualidad, varias investigaciones se han desarrollado respecto a este campo, tendientes siempre a mejorar la precisión del modelo frente al comportamiento dinámico. Tomando como referencia la última década, el modelado de dispositivos neumáticos, en especial válvulas reguladoras de flujo o presión, ha sido un aspecto de gran importancia, puesto que, por tratarse de sistemas de regulación un tanto complejos, su construcción demanda la búsqueda de diseños cada vez mejores. En [9] se presenta el diseño de una válvula de protección mecatrónica, la cual se implementa para la reducción de costos en sistemas industriales de frenado neumático. En [10] se presenta el modelo analítico y la caracterización de una válvula proporcional de vías. La validación del modelo se realiza bajo condiciones estáticas con buenos resultados. El modelado dinámico de una válvula proporcional reguladora de presión se presenta en [11], donde se obtienen resultados satisfactorios a partir de las simulaciones, quedando pendiente la caracterización de los parámetros de la válvula. En el modelo estático y dinámico de una servoválvula hidráulica es mostrado en detalle en [12],

en este trabajo se presenta, tanto para condiciones estáticas como para dinámicas, una buena concordancia entre los resultados experimentales y los obtenidos mediante simulaciones. El uso de técnicas de control difuso en el modelado de válvulas proporcionales es presentado en [13], en este trabajo se modela una servoválvula neumática de 3/2 vías mediante la aplicación de redes neuronales, obteniendo bajo condiciones normales de uso, excelentes resultados frente a datos experimentales. Trabajos similares en caracterización estática de válvulas se presentan en [14] y [15].

El modelado de sistemas válvula-actuador en lazo abierto es tratado en investigaciones donde se busca determinar el comportamiento dinámico de estos sistemas en términos de sus variables más importantes como el flujo de masa, la presión, el desplazamiento y la velocidad. En [16] se presenta un trabajo de modelado no-lineal, caracterización y validación de un servosistema neumático compuesto por una válvula proporcional de 5/3 vías y un actuador lineal. La caracterización de los parámetros de la válvula y del actuador se realizó mediante técnicas experimentales sencillas, y los resultados obtenidos en las simulaciones arrojaron una buena concordancia con los datos experimentales. El modelado no-lineal de un servosistema neumático es presentado en [17], en este trabajo, el flujo de masa y la fricción son identificados como factores de alta no-linealidad en el sistema. En [18] y [19] se presentan modelos no-lineales paramétricos de servosistemas neumáticos en lazo abierto, donde la validación del modelo muestra mejores resultados bajo ciertas condiciones de operación que en otras.

El desarrollo de controladores en sistemas servoneumáticos es un tema de actualidad y ha estado enfocado principalmente en el control de posición, velocidad y fuerza (torque), tanto para actuadores lineales como rotacionales. La alta no-linealidad presente en los servosistemas neumáticos hace que requieran un tratamiento adecuado en el diseño de estrategias de control. Tarea que necesariamente se debe tratar desde el enfoque no-lineal. En [20] y [21] se presentan diferentes diseños de estrategias de control no-lineal para el posicionamiento de un actuador lineal. En ambos trabajos se obtienen buenos desempeños de los controladores frente a diferentes solicitudes de seguimiento en el actuador. En [22], [23], [24] y [25] los autores desarrollan diferentes estrategias de control no-lineal basadas en las técnicas: *PV/PVA* con compensación de fricción, *backstepping* y por modo deslizante. Los resultados obtenidos indican que las dos últimas son las de mejor desempeño. En [26] se desarrolla un controlador de posición que permite obtener la dinámica cero del servosistema neumático, mediante esta

dinámica se facilita el cálculo de una trayectoria óptima. El diseño de una estrategia de control no-lineal, a partir de un modelo que utiliza algoritmos de optimización de parámetros, es presentado [27], donde los algoritmos de optimización permiten seleccionar dispositivos con menor consumo de aire. En [28] se presenta uno de varios trabajos en control adaptativo, cuya estrategia de control se basa en el modelo de fricción de LuGre.

La fricción en sistemas mecánicos ha sido siempre un problema de gran relevancia en la investigación de sistemas dinámicos. Son numerosos los trabajos encaminados a obtención de modelos paramétricos, mediante la aplicación de técnicas experimentales y algoritmos de optimización, destacándose entre estos trabajos [29], [30], [31], [32] [33] y [34]. La presencia de la fricción en las partes móviles de sistemas mecánicos implica que su estudio esté estrechamente relacionado con el modelado y el control de estos sistemas, sobre todo en lo que concierne al análisis y compensación de dinámicas no-lineales debido a fenómenos como el adherencia-deslizamiento y el fenómeno “*hunting*”, los cuales pueden generar oscilaciones periódicas (ciclos límites) e incluso oscilaciones caóticas. En [35] se presenta el estudio detallado del modelo de fricción de LuGre, este trabajo está enfocado en el análisis de ciclos límites y en la compensación de la fricción en base a un observador de estado. Quizás uno de los más importantes trabajos sobre fricción se presenta en [36], el cual está enfocado en la caracterización del modelo de fricción de LuGre y en el desarrollo de técnicas de compensación de fricción a partir de este modelo. Estudios similares a los dos anteriores se presentan en [37], [38] y [39], los cuales presentan un valioso aporte en el campo del comportamiento no-lineal de la fricción.

El estudio de la dinámica no-lineal de servosistemas neumáticos e hidráulicos ha sido enfocado en la caracterización de fenómenos no-lineales debido principalmente a la fricción. La caracterización de estos fenómenos permite establecer regiones de comportamiento dinámico y diagramas de bifurcaciones. En [40] se presenta un importante trabajo de investigación sobre oscilaciones caóticas en un actuador lineal, donde se muestran las regiones en las que el actuador tiene comportamientos: estable, oscilatorio periódico y oscilatorio caótico. En [41] se presenta el análisis de ciclos límites se un servosistema hidráulico, donde se estudia el efecto de la fricción y el retardo de transporte.

La búsqueda de nuevos diseños ha impulsado la investigación en sistemas neumáticos accionados con fuentes de abastecimiento de energía portátiles, de gran aplicación en robótica y en la fabricación de prótesis [42].

1.3. Objetivos del Trabajo

El objetivo principal del trabajo de tesis es desarrollar un modelo matemático de un servoposicionador neumático de un grado de libertad, compuesto principalmente por un cilindro neumático de doble efecto sin vástago, y gobernado por una válvula proporcional de vías. A través de este modelo se pretende analizar desde el punto de vista no-lineal la dinámica del sistema y además establecer una estrategia de control no-lineal para el posicionamiento del cilindro. Para lograr este objetivo se han planteado los siguientes objetivos específicos:

- † Obtener el modelo matemático del sistema teniendo en cuenta los fenómenos no-lineales debido a la naturaleza del fluido y configuración física de los diferentes dispositivos.
- † Analizar el efecto que tiene la fricción en el comportamiento dinámico del sistema.
- † Analizar los diferentes puntos de operación según la dinámica para cada aplicación y determinar la estabilidad del sistema.
- † Identificar los rangos seguros de operación para evitar comportamientos irregulares.
- † Diseñar e implementar un controlador que permita garantizar la operación adecuada del servomecanismo neumático en una determinada aplicación de posicionamiento.

1.4. Organización del Documento

El cuerpo del trabajo de tesis está organizado en seis capítulos. En el capítulo 2 se realiza una descripción física y funcional del servomecanismo neumático de posicionamiento. Cada componente del sistema es descrita de acuerdo a la etapa funcional a la cual pertenece. Además, se describe la interfase entre el sistema neumático y el PC.

El capítulo 3 exhibe al lector los fundamentos matemáticos básicos e indispensables para desarrollar el modelo matemático del servomecanismo neumático. Conceptos sobre volumen de control y la ecuación de continuidad en fluidos son presentados en primera instancia, seguidos de las ecuaciones de la primera ley de la Termodinámica y ecuación de estado para un gas ideal. Posteriormente se describen las ecuaciones de flujo de gas a través de un orificio llegando a establecer la más exacta de acuerdo a la Norma *ISO 6358*. Por último se

trata la segunda ley de Newton, de gran importancia para el modelado de la dinámica de un sistema mecánico y se describen al final la fenomenología de la fricción y los diferentes modelos que la describen.

En capítulo 4 se presenta el desarrollo del modelo matemático no-lineal del servosistema neumático de posicionamiento mediante la aplicación de leyes físicas de la mecánica clásica y principios de la mecánica de fluidos y la termodinámica, los cuales rigen el comportamiento de esta clase de sistemas. El modelo matemático está compuesto por un conjunto de ecuaciones diferenciales no-lineales que al final del capítulo se representan en forma de la ecuación de estado para un sistema autónomo, esto con el fin de facilitar el análisis del comportamiento no-lineal del sistema.

El capítulo 5 presenta la caracterización física de los dispositivos que conforman el servosistema neumático. Este capítulo se centra principalmente en la estimación de los parámetros estáticos de la válvula proporcional y en la estimación de los parámetros de fricción del cilindro neumático. Al final del capítulo se presenta la validación del modelo por medio de pruebas experimentales.

En el capítulo 6 se presenta el análisis de la dinámica no-lineal en lazo abierto del servomecanismo neumático. El análisis se basa principalmente en la determinación de los puntos de equilibrio, la estabilidad y las bifurcaciones presentes en el sistema bajo ciertas condiciones de operación.

El capítulo 7 está destinado al diseño de las estrategias de control no-lineal para el posicionamiento del elemento actuador. En este capítulo se desarrollan las estrategias de control no-lineal mediante linealización por realimentación (LPR) y por modo deslizante (MD). Se presentan los resultados de los controladores no-lineales comparándolos con los resultados de un controlador PID mediante simulación y experimentalmente.

Al final del documento se presentan las conclusiones generales y las sugerencias para trabajos futuros.

1.5. Contribución

El trabajo de tesis busca principalmente aportar al conocimiento de los fenómenos no-lineales presentes en servomecanismos neumáticos, a su vez pretende contribuir al desarrollo en el diseño de controladores no-lineales de posicionamiento que puedan ser utilizados

en una determinada aplicación.

Realmente este campo específico no ha sido abordado lo suficiente, sobre todo en Colombia en donde salvo algunos centros de educación superior, el modelado, la caracterización y sobre todo el análisis de la dinámica no-lineal de sistemas de Potencia Fluida se encuentran en una etapa incipiente.

Como parte de divulgación de los aportes del trabajo de tesis, se ha publicado los siguientes artículos:

- † G. Bacca, F. Angulo. "Mathematical Modeling and Equilibrium Points in a Servo Pneumatic Positioning System". 23rd ISPE International Conference on CAD/CAM Robotics and Factories of the Future. Bogotá, 16th, 17th and 18th of August 2007. Militar Nueva Granada University.
- † G. Bacca, V. J. De Negri, Y. Assaf. "Modelo Matemático No-lineal para Servomecanismo Neumático de Posicionamiento Preciso". Revista Tecnológicas No. 24, julio de 2010. Instituto Tecnológico de Medellín.
- † G. Bacca. "Puntos de Equilibrio y Estabilidad en Lazo Abierto para Servomecanismo Neumático de Posicionamiento". Revista Tecnológicas No. 24, julio de 2010. Instituto Tecnológico de Medellín.

1.6. Nomenclatura

La siguiente lista contiene los símbolos y abreviaturas de uso común a lo largo del documento. Las unidades de las variables físicas están expresadas en el Sistema Internacional.

Notación de Variables y Parámetros del Servosistema Neumático.

A_e : Área efectiva del émbolo, m^2

A_o : Área geométrica variable del orificio de paso en un puerto de la válvula, m^2

$A_{o_{max}}$: Área geométrica máxima, m^2

A_r : Área relativa, *adimensional*

$A_{r_{s1}}, A_{r_{s2}}$: Área relativa de los puertos de suministro, *adimensional*

A_{r_2} : Área relativa del puerto de trabajo 2, *adimensional*

A_{r_3} : Área relativa del puerto de escape 3, *adimensional*

A_{r_4} : Área relativa del puerto de trabajo 4, *adimensional*

A_{r_5} : Área relativa del puerto de escape 5, *adimensional*

α, β : Relaciones de flujos, *adimensional*

B : Coeficiente de fricción viscosa, $N \cdot s/m$

B_e : Coeficiente de amortiguación equivalente $N \cdot s/m$ b : Relación de presiones crítica, *adimensional*

C : Conductancia sónica, $m^3/s \cdot bar$

D_c : Diámetro de la camisa de la válvula, m

D_{s_v} : Diámetro de la corredera de la válvula, m

F_e : Fuerza efectiva en el émbolo, resultante de las fuerzas de presión y de carga, N

F_f : Fuerza de fricción en el cilindro, N

F_i : Fuerza de impacto, N

F_l : Fuerza de carga, N

F_s : Fuerza de rozamiento estático, N

F_c : Fuerza de rozamiento de Coulomb, N

h : Ancho del orificio de los puertos de la válvula, m

k_e : Constante de rigidez equivalente, N/m

L : Carrera del cilindro, m

m_e : Masa del émbolo, kg

\dot{m}_a : Razón de flujo de masa a través de la superficie de control de la cámara A, kg/s

\dot{m}_b : Razón de flujo de masa a través de la superficie de control de la cámara B, kg/s

\dot{m}_{s_1} : Razón de flujo de masa de suministro hacia la cámara 1 de la válvula, kg/s

\dot{m}_{s_2} : Razón de flujo de masa de suministro hacia la cámara 2 de la válvula, kg/s

\dot{m}_2 : Razón de flujo de masa a través del puerto de trabajo 2, kg/s

\dot{m}_3 : Razón de flujo de masa a través del puerto de escape 3, kg/s

\dot{m}_4 : Razón de flujo de masa a través del puerto de trabajo 4, kg/s

\dot{m}_5 : Razón de flujo de masa a través del puerto de escape 5, kg/s

n : Constante politrópica, *adimensional*

P_a : Presión absoluta en el volumen de control A, bar

P_b : Presión absoluta en el volumen de control B, bar

P_d : Presión absoluta de baja (aguas abajo), bar

P_{a_0}, P_{b_0} : Presiones iniciales en los volúmenes de control A y B, respectivamente, bar

P_s : presión absoluta de suministro, *bar*

P_0 : Presión atmosférica, *bar*

P_u : Presión absoluta de alta (aguas arriba), *bar*

ρ_a, ρ_b : Densidades del aire los volúmenes de control *A* y *B*, respectivamente, *kg/m³*

σ_S : Coeficiente de rigidez, *N/m*

σ_1 : Coeficiente de amortiguamiento seco *N · · · /m*

T_a : Temperatura absoluta en el volumen de control *A*, *K*

T_b : Temperatura absoluta en el volumen de control *B*, *K*

T_{a_0}, T_{b_0} : Temperaturas absolutas iniciales en los volúmenes de control *A* y *B*, respectivamente, *K*

T_n : Temperatura a condiciones estándar, *K*

T_s : Temperatura absoluta de suministro, *K*

T_u : Temperatura absoluta de alta, *K*

T_0 : Temperatura ambiente, *K*

u : Voltaje aplicado a la válvula, *V*

u_0 : Voltaje para la posición media de la corredera de la válvula, *V*

v : Velocidad del émbolo, *m/s*

v_s : Velocidad de Stribeck, *m/s*

V_a : Volumen comprendido en la cámara *A* del cilindro, *m³*

V_b : Volumen comprendido en la cámara *B* del cilindro, *m³*

V_{m_1}, V_{m_2} : Volúmenes de las mangueras *1* y *2*, respectivamente, *m³*

V_v : Volumen en cada cámara de la válvula, *m³*

x : Posición del émbolo, *m*

x_{ar}, x_{br} : Desplazamientos remanentes equivalentes en las cámaras *A* y *B*, respectivamente, *m*

x_u : Sobretraslape de la válvula, *m*

z : Deflexión de cerda (bristle deflection), *m*

Notación de Variables de Estado.

x: Vector de estado

u: Vector de entrada

$\mathbf{f}(\mathbf{x}), \mathbf{g}(\mathbf{x})$: Vectores de campo

$h(\mathbf{x})$: Función no-lineal suave

$\dot{\mathbf{x}}$: Derivada del vector de campo

\mathbf{J} : Matriz Jacobiana

λ : Valor propio o autovalor

Capítulo 2

Servomecanismo Neumático de Posicionamiento

2.1. Introducción

EN LA ACTUALIDAD, la necesidad de automatizar la producción no únicamente afecta a las grandes empresas, sino también a la pequeña industria. La neumática tiene su ventaja más importante en la flexibilidad y variedad de aplicaciones en casi todas las ramas de la producción industrial.

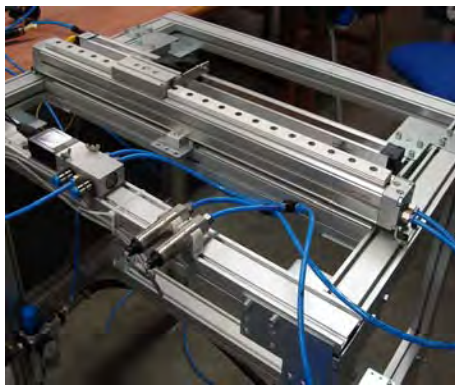
Básicamente, un servomecanismo neumático de posicionamiento es un sistema de control en lazo cerrado donde la variable controlada es la posición del elemento de trabajo [2]. Desde mediados del siglo pasado hasta nuestros días, los servomecanismos neumáticos se han revelado como una eficaz rama de la neumática en aplicaciones relacionadas con la técnica de manipulación de piezas.

2.2. Descripción del Sistema

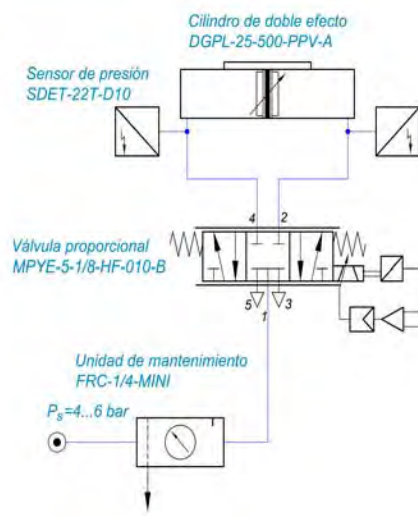
El servomecanismo neumático implementado en este proyecto se muestra en la figura 2.1. Teniendo en cuenta el flujo de energía entre los diferentes componentes, este sistema puede descomponerse en los siguientes grupos de elementos [43]:

† Unidad de abastecimiento de energía.

- † Elementos de entrada (sensores).
- † Elementos de procesamiento.
- † Elementos de maniobra.
- † Elementos de accionamiento (actuadores).



(a)



(b)

Figura 2.1: (a) Servomecanismo neumático; (b) Esquema de distribución

2.3. Abastecimiento de Aire a Presión

El sistema de abastecimiento de aire a presión para un sistema neumático debe cumplir con dimensiones suficientemente grandes y, además, garantizar en el aire comprimido la suficiente calidad.

La unidad de compresión de aire está conformada por el y el acumulador o depósito (véase la figura 2.2(a)). El aire es comprimido en el compresor y se almacena inmediatamente en el acumulador. Los compresores se valoran por el caudal suministrado y por la relación de compresión. Para los sistemas neumáticos de mando el tipo de compresor está condicionado por la presión de trabajo requerida. Los elementos de sistemas neumáticos sue-

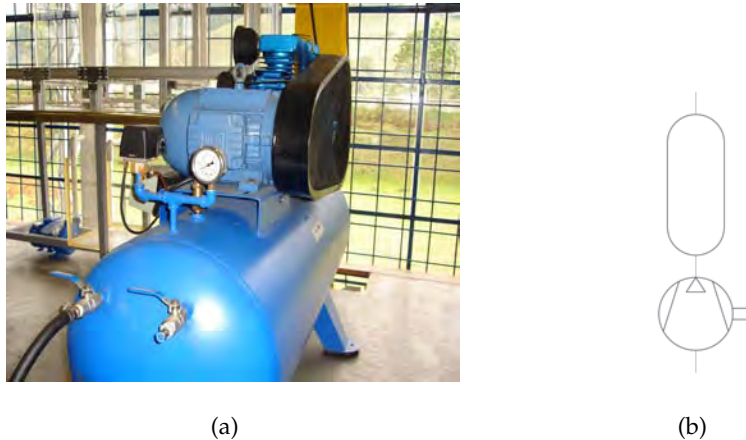


Figura 2.2: (a) Compresor; (b) Símbolo

len ser concebidos para presiones de servicio de hasta 10 bar^1 . No obstante que por razones económicas y de seguridad, se trabaja en la práctica con presiones entre 4 y 6 *bar*. El acumulador se ubica directamente después del compresor, éste ha de cumplir varias funciones, y en general se emplea para compensar las fluctuaciones de presión en todo el sistema de distribución y adicionalmente contribuir a la refrigeración del aire comprimido y a la separación de la condensación producida. El tamaño del acumulador es función del consumo de aire comprimido y de la potencia del compresor.

En este proyecto se utilizó un compresor tipo *RPW3090-7.5T-80* con las siguientes características:

- † Potencia: 7.5 *HP* trifásico 220/240 *Vac*
- † Caudal: 700 *lit/min*
- † Presión máxima: 130 *psig* (9 *bar*)
- † Capacidad de almacenamiento: 80 *gal_{US}*

Para tener la seguridad que el aire comprimido tiene la calidad requerida, se recurre a la unidad de mantenimiento. La unidad de mantenimiento mostrada en la figura 2.3(a) combina los siguientes elementos:

- † Filtro

¹1 *bar* = 10^2 kPa = 14.5 *psi*

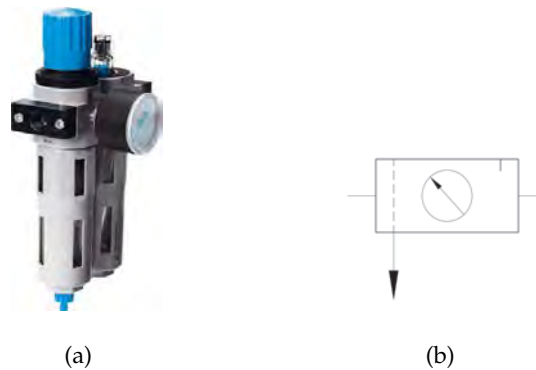


Figura 2.3: (a) Unidad de mantenimiento; (b) Símbolo

† Regulador de presión

† Lubricador

La combinación correcta, el tamaño y el tipo de estos elementos son determinados por la aplicación concreta y por las exigencias que se planteen al sistema.

El filtro para aire comprimido tiene la función de eliminar impurezas y condensado del aire a presión que pasa por él. El aire comprimido fluye hacia el vaso del filtro guiado a través de las ranuras de entrada. En el vaso se produce la separación de partículas de líquido y de impurezas mediante fuerza centrífuga. El condensado, impuro con las partículas de suciedad, se recoge en la parte inferior de la carcasa del filtro y debe ser evacuado al alcanzar su nivel máximo, ya que de lo contrario sería arrastrado nuevamente por la corriente de aire y llegaría hasta el consumidor. El parámetro característico de los filtros es la amplitud de los poros. Este parámetro determina el tamaño de las partículas que pueden ser retenidas en el filtro.

El regulador de aire es una válvula de presión que tiene la función de mantener constante el consumo de aire y la presión de trabajo (presión secundaria), independientemente de las oscilaciones que se produzcan en la presión de potencia variable (presión primaria). La presión de entrada siempre es mayor que la presión de salida.

El lubricador de aire a presión tiene la función de agregar aceite al aire en un determinado tramo del sistema de distribución de aire, en caso de que el funcionamiento del sistema neumático así lo requiera. En servomecanismos neumáticos no es recomendable lubricar el aire.



Figura 2.4: (a) Sensor de presión; (b) Símbolo

La unidad de mantenimiento instalada en este proyecto es tipo *Festo FRC-1/4-D-MINI*.

2.4. Elementos de Entrada

La presión en el sistema es sensada por dos transmisores de presión tipo *Festo SDET-22T-D10* (véase la figura 2.4(a)), los cuales son instalados a la entrada de las cámaras del cilindro. Estos sensores trabajan bajo el efecto piezoeléctrico, y entre sus características se encuentran:

- † Precisión en rango completo: $\pm 1\%$
- † Rango de entrada: $[0, 10] \text{ bar}$
- † Salida analógica: $[0.1, 10] \text{ V}$
- † Constante de tiempo: $\tau \leq 2 \mu\text{s}$

Para medir la posición del cilindro se emplea el potenciómetro lineal tipo *Festo MLO-POT-500-TLF* mostrado en la figura 2.5, el cual es de tipo analógico y presenta buenas características estáticas y dinámicas, entre las cuales se destacan:

- † Resolución: 0.01 mm
- † Velocidad máxima de avance: 10 m/s
- † Aceleración máxima: 200 m/s^2
- † Linealidad: 0.05%
- † Entrada: $[0, 500] \text{ mm}$

† Salida analógica: $[0, 10] V$



Figura 2.5: Potenciómetro

2.5. Unidad de Adquisición y Procesamiento de Datos

La adquisición y el procesamiento de las señales presentes en el sistema se realiza a través de un sistema compuesto por PC, tarjeta de adquisición de datos y un circuito electrónico de acondicionamiento de señal, mostrados en la figura 2.6. La tarjeta de adquisición NI6040E de National InstrumentsTM, permite la interacción de datos entre el PC y los sensores, y además comunica la señal de control desde el PC hacia el elemento de control o maniobra (válvula proporcional). Esta tarjeta presenta entre otras, las siguientes características:

† Resolución: 12 *bits*

† Velocidad de muestreo (entradas analógicas): 500 *kHz*

† Velocidad de muestreo (salidas analógicas): 1 *MHz*

Para la adquisición de datos se utilizó una frecuencia de muestreo de 500 *Hz* por cada canal.

El circuito de acondicionamiento de señales permite los rangos de corriente y voltaje para que los sensores y los elementos de control operen adecuadamente. En la figura 2.7 se muestra el circuito de acondicionamiento de señales.

2.6. Elemento de Control o Maniobra

La válvula proporcional de vías es el elemento final de control o elemento de maniobra. Esta válvula presenta un accionamiento eléctrico mediante una señal de voltaje que varía en

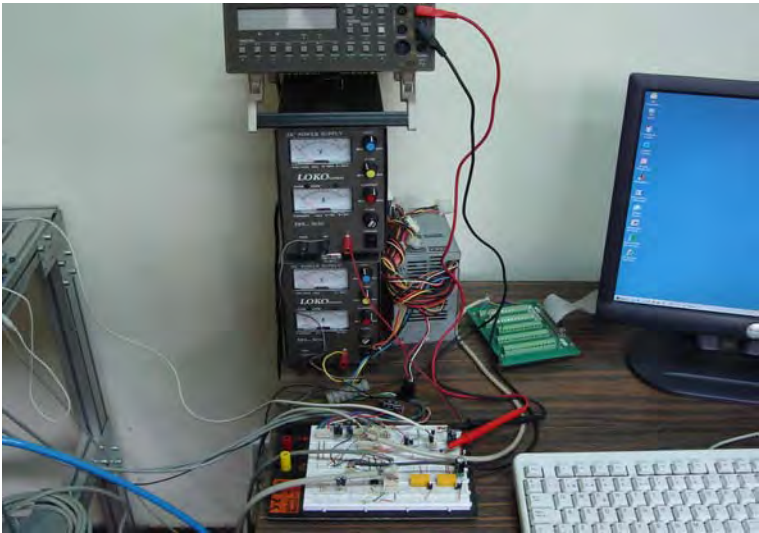


Figura 2.6: Unidad de adquisición y procesamiento de señales

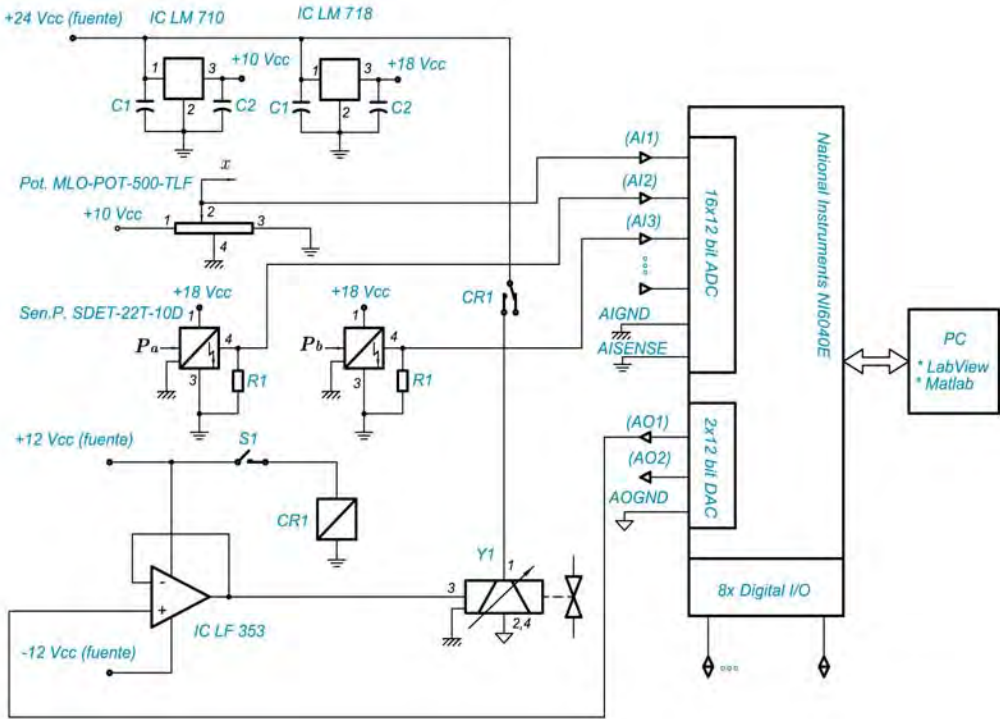


Figura 2.7: Circuito de acondicionamiento de señal

un rango de $[0, 10] V$; la señal de salida (caudal de aire) es creciente con la señal de voltaje en el rango $[5, 10] V$ y decreciente en el rango $[0, 5) V$ (véase la figura 2.6). Teniendo en cuenta su diseño, sus buenas características dinámicas y su alta precisión, la válvula seleccionada para este proyecto es tipo *Festo MPYE-5-1/8-HF-010-B* mostrada en la figura 2.8(a). Algunas de sus características más importantes son [44]:

- † Paso nominal: $6 mm$
- † Tensión de entrada analógica: $[0, 10] V$
- † Frecuencia límite: $100 Hz$
- † Tiempo de accionamiento: $5 ms$
- † Histéresis relativa a la posición de la válvula: 0.3%
- † Linealidad relativa a la posición de la válvula: 1.0%



Figura 2.8: (a) Válvula proporcional; (b) Símbolo

2.7. Elemento de Trabajo o Actuador

El elemento de trabajo está representado en el servomecanismo de posicionamiento por el actuador lineal de la figura 2.10(a). El actuador lineal compacto es, básicamente, un cilindro de doble efecto sin vástago tipo *Festo DGPL-25-500-PPV-A*, el cual es accionado mediante la válvula proporcional de acuerdo a la cantidad de aire que esta deja pasar según el trabajo solicitado. Este actuador posee amortiguación regulable en los finales de carrera y su punto de transmisión de fuerza está asegurado contra la rotación alrededor del eje longitudinal.

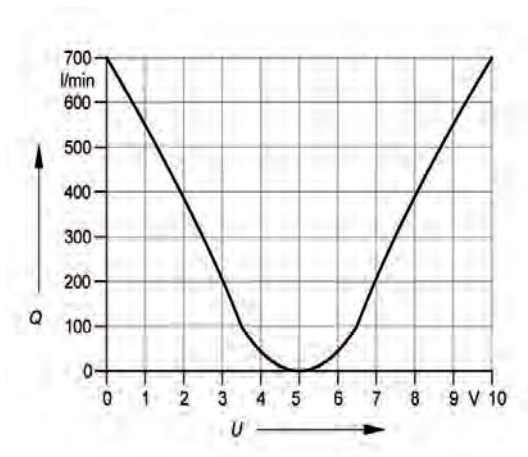


Figura 2.9: Curva característica de la válvula proporcional

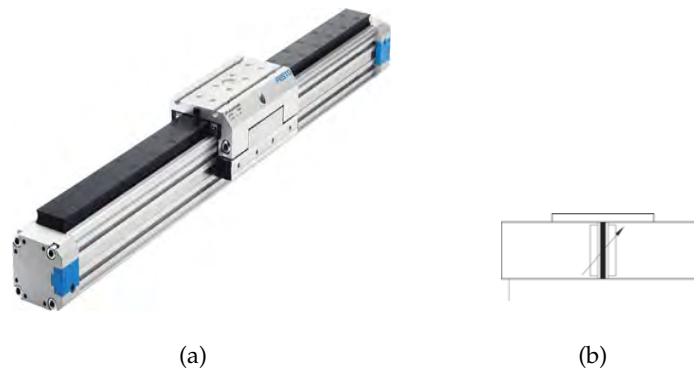


Figura 2.10: (a) Cilindro de doble efecto; (b) Símbolo

2.8. Resumen

En este capítulo se ha hecho una descripción física y a la vez funcional de cada uno de los dispositivos que conforman el servomecanismo neumático de posicionamiento. El servomecanismo neumático es un sistema dinámico conformado por una concatenación de diversos grupos de elementos a través de los cuales se genera, se transmite y se controla la energía por medio de aire comprimido. Estos grupos de elementos conforman una vía o cadena de mando para transmitir las señales desde el lado de la emisión de señales (entrada) hasta el lado de la ejecución de trabajo (salida). Los elementos del sistema neumático son representados mediante símbolos que, por su diseño, explican la función que asume un elemento en un esquema de distribución.