

**Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas**

**Facultad de Ingeniería Eléctrica**

**Departamento de Automática y Sistemas Computacionales**



**TRABAJO DE DIPLOMA**

**Identificación experimental del sistema electro-neumático para una plataforma de 2  
GDL con propósitos de control de fuerza**

**Autor: Daniel Cervantes Pérez**

**Tutor: Ing. Orlando Urquijo Pascual**

**Santa Clara**

**2013**

**"Año 55 de la Revolución"**

**Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas**

**Facultad de Ingeniería Eléctrica**

**Departamento de Automática y Sistemas Computacionales**



**TRABAJO DE DIPLOMA**

**Identificación experimental del sistema electro-neumático para una plataforma de 2  
GDL con propósitos de control de fuerza**

**Autor: Daniel Cervantes Pérez**

[cervantes@uclv.edu.cu](mailto:cervantes@uclv.edu.cu)

**Tutor: Ing. Orlando Urquijo Pascual**

Profesor Asistente del Departamento de Automática y Sistemas  
Computacionales, Facultad de Eléctrica,

[orlandop@uclv.edu.cu](mailto:orlandop@uclv.edu.cu)

**Santa Clara**

**2013**

**"Año 55 de la Revolución"**



Hago constar que el presente trabajo de diploma fue realizado en la Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas como parte de la culminación de estudios de la especialidad de Ingeniería en Automática, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Institución, para los fines que estime conveniente, tanto de forma parcial como total y que además no podrá ser presentado en eventos, ni publicados sin autorización de la Universidad.

---

Firma del Autor

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido realizado según acuerdo de la dirección de nuestro centro y el mismo cumple con los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura referido a la temática señalada.

---

Firma del Autor

---

Firma del Jefe de Departamento  
donde se defiende el trabajo

---

Firma del Responsable de  
Información Científico-Técnica



## **PENSAMIENTO**

*Escriba aquí el texto del pensamiento (Opcional)*

## **DEDICATORIA**

Escriba aquí el texto de la dedicatoria (Opcional)

## **AGRADECIMIENTOS**

Escriba aquí el texto de los agradecimientos (Opcional)

**TAREA TÉCNICA**

Escriba aquí las tareas que debe ejecutar hasta la confección del informe final (Obligatoria)

Esta página debe estar firmada por el estudiante y por el tutor, expresión del compromiso entre ambos.

---

Firma del Autor

---

Firma del Tutor

## **RESUMEN**

Los simuladores desempeñan un rol esencial en la preparación del personal cuando se requiere desarrollar tareas complejas en ambientes con cierto grado de riesgo o con fines de ahorrar recursos en entrenamiento, es por ello que se han convertido en un tema de gran interés a nivel mundial. En Cuba, la Universidad Central de las Villas de conjunto con el CIDSIM, ha dado varios pasos hacia el estudio de este tema. En esta investigación se determina un modelo usando técnicas de identificación experimental que describe el comportamiento de la fuerza en los actuadores neumáticos del simulador. El comportamiento del modelo de fuerza obtenido se evalúa mediante la comparación de los resultados de los experimentos reales con los simulados, obteniéndose resultados satisfactorios.

## TABLA DE CONTENIDOS

PENSAMIENTO .....	i
DEDICATORIA .....	ii
AGRADECIMIENTOS .....	iii
TAREA TÉCNICA .....	iv
RESUMEN .....	v
INTRODUCCIÓN .....	1
CAPÍTULO 1. Estado del arte referente al modelado, identificación y control de actuadores electro-neumáticos .....	5
1.1. Robótica Paralela .....	5
1.1.1. Robot Paralelo.....	5
1.1.2. Configuraciones estructurales de los robots paralelos.....	6
1.1.3. Aplicaciones de la robótica paralela .....	9
1.1.4. Actuadores en la robótica paralela.....	10
1.2. Modelado y Control .....	11
1.2.1 Modelado Analítico de los actuadores electroneumáticos.....	15
1.2.2 Modelado de válvulas de presión.....	17
1.3. Identificación Experimental .....	17
1.3.1. Determinacion práctica de los parámetros del modelo .....	17
CAPÍTULO 2. Modelado e identificación experimental de un actuador electro-neumático.....	21
2.1 Descripción del sistema electro neumático .....	21
2.2 Modelado Analítico del Sistema Electro neumático.....	24
2.2.1 Dinámica de la válvula y el cilindro .....	25
2.3 Experimentos Preliminares .....	28

2.4	Modelado mediante identificación experimental .....	29
2.4.1	El proceso de identificación.....	32
2.4.2	Métodos de identificación.....	33
2.4.3	Técnicas de identificación paramétrica.....	35
2.4.4	Señales más empleadas en la identificación.....	37
2.5	Identificación paramétrica de las válvulas proporcionales de presión neumática...	38
2.6	Diagrama de Bloques del Modelo Aproximado de fuerza y su función transferencial.....	39
2.7	Conclusiones parciales del capítulo .....	40
CAPÍTULO 3. Análisis de los resultados .....		41
3.1	Análisis de los modelos de presión de las válvulas reducidos a primer orden a partir de los identificados.....	41
3.2	Comparación entre los modelos de fuerza obtenidos con y sin perturbación de velocidad.....	43
3.2.1	Descripción del experimento realizado y comparación de las señales medidas y simuladas.....	46
3.2.2	Análisis de la respuesta al paso.....	48
3.3	Conclusiones parciales del capítulo .....	47
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....		48
Conclusiones.....		48
Recomendaciones .....		48
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....		49
ANEXOS .....		53
Anexo I Características del hardware empleado.....		53

Anexo II Códigos en MATLAB empleados .....59

## INTRODUCCIÓN

El uso de los actuadores neumáticos en la industria se ha extendido en la actualidad debido a que son limpios y seguros, se acoplan directamente a la carga y además son de bajo costo. Este tipo de actuadores presenta respuesta rápida, elevada relación potencia–peso y fácil mantenimiento (FESTO 2006; FESTO 2006; FESTO 2006). Con el propósito de aprovechar las ventajas de esta tecnología, los actuadores electro-neumáticos se han ido introduciendo en aplicaciones de la robótica paralela donde es necesario el posicionamiento continuo de la carga (Moreno 2000), (Aracil, Saltarén et al. 2003). En Cuba, particularmente en la Universidad Central de las Villas, donde en diciembre de 2005 se firma el primer convenio de colaboración con el Centro de Investigación y Desarrollo de Simuladores “CIDSIM”, se ha mostrado gran interés por el desarrollo de la robótica debido a los grandes beneficios que esta rama puede aportar a la industria en nuestro país. Los estudios realizados, en el marco de dicho convenio, inicialmente se centraron en manipuladores paralelos de 2 GDL, entre estos trabajos podemos citar el realizado a partir de un estudio del estado del arte de los algoritmos empleados en el control de accionamientos neumáticos, para desarrollar un controlador empotrado aplicado a la plataforma neumática de 2 GDL construida en el CIDSIM. Los trabajos de investigación con dicha plataforma se centraron en la obtención del modelo de la misma (Velazco 2007), estableciendo una estrategia de control robusta desacoplada para el posicionamiento del sistema en su conjunto, que fue validada en la práctica (Rubio, Hernández et al. 2007), así como la implementación de dichos algoritmos en sistema empotrado (Machado et al., 2007).

Desarrollar estrategias para el control en este tipo de actuadores ha resultado ser bastante difícil para aplicaciones donde se requiere el posicionamiento continuo de la carga. Esto se debe fundamentalmente a que la dinámica de los actuadores electro-neumáticos es altamente no lineal debido a la compresibilidad del aire, el comportamiento no lineal del flujo de aire a través de las válvulas y la existencia de elevadas fuerzas de fricción estáticas y dinámicas entre el cilindro y el pistón (Pearce 2005), es por ello que se han escrito muchos trabajos a lo largo de los últimos años con el objetivo de obtener los distintos tipos de modelos (de posición, de fuerza, de rigidez y fuerza etc.) que describen la dinámica de estos sistemas.

Burrows (Burrows 1972) obtiene un modelo dinámico lineal de posición considerando que el gas es ideal, los cambios de estados son adiabáticos; los cambios de temperatura en las cámaras del cilindro son despreciables, sólo existe fricción viscosa y es constante y, además, considera el flujo másico a través de la válvula como función lineal de la posición del carrete de la válvula y la presión en el cilindro; finalmente, obtiene el modelo dinámico de la posición de la carga en función de la acción de control, que resulta de tercer orden tipo uno y sin ceros.

Richer en (Richer and Hurmuzlu 2000) desarrolla un modelo de posición muy completo que considera, además de la dinámica del flujo de aire, la de las presiones en el cilindro y la del movimiento de la carga, las fugas de aire entre las cámaras, la diferencia entre las aéreas efectivas debido a la barra del pistón, la dinámica de la válvula y las no linealidades del flujo a través del orificio así como también el retardo de transporte y la atenuación de la amplitud del flujo en los tubos que conectan la válvula y el cilindro.

Brun en (Brun, Belgharbi et al. 2000) obtiene un modelo de posición linealizado en espacio de estados a partir de una aproximación polinomial multivariable del modelo no lineal determinado analíticamente por Belgharbi en (Belgharbi, Thomasset et al. 1999), el cual reduce a tercer orden promediando las constantes de tiempo de las cámaras del cilindro, con el objetivo de usar la realimentación de posición, velocidad y aceleración; variables que son usadas convencionalmente en el control de posición.

En (Shen and Goldfarb 2007) los autores obtienen un modelo linealizado para el control simultaneo de fuerza y rigidez. En este trabajo la dinámica de la fuerza y de la rigidez (salidas) con respecto a los flujos másicos de aire en ambas cámaras del cilindro (entradas) queda expresada en función de los estados medibles: presión en ambas cámaras y desplazamiento del pistón.

En (Kaitwanidvilai and Parnichkun 2005) se obtiene un modelo dinámico lineal de fuerza, que en este caso resulta ser de tercer orden, tipo uno y sin ceros.

### **Problema de investigación:**

Se cuenta con una estrategia de control en el espacio articular, ya validada a través de experimentos y con resultados publicados en tesis doctorales y artículos científicos, además de una estrategia de control de trayectoria en el espacio de tareas para la plataforma de 2

GDL. Con el propósito de implementar estrategias de control de fuerza que aporten rigidez al sistema, es necesaria la obtención de un modelo que refleje el comportamiento de la fuerza ejercida por los actuadores neumáticos.

### **Hipótesis:**

Las técnicas de identificación experimental brindan la posibilidad de obtener un modelo para el sistema electro-neumático de la plataforma de 2 GDL que describa con suficiente exactitud las características dinámicas de la fuerza.

A partir del de investigación y la hipótesis se plantea como **objetivo general:**

Obtener un modelo de fuerza del sistema electro-neumático de la plataforma de 2 GDL a través de la identificación experimental de la dinámica de las presiones.

Para lograr este objetivo general se plantean los siguientes **objetivos específicos:**

-Analizar tendencias mundiales para el modelado de los sistemas electro- neumáticos así como diferentes estrategias de control de fuerza desarrolladas.

-Obtener el modelo del sistema electro-neumático de la plataforma de 2 GDL a través de identificación experimental de las presiones.

-Validar el modelo obtenido utilizando las herramientas de validación del MATLAB.

-Evaluar el desempeño del sistema a través de simulación y experimentos reales con la plataforma de 2 GDL.

### **Metodología del trabajo:**

Construcción del marco teórico de referencia de la investigación relacionada con el modelado y control de los sistemas electro-neumáticos.

Selección de las técnicas y herramientas de modelado a aplicar.

Descripción de las ecuaciones que describen el comportamiento de las presiones en las cámaras del cilindro.

Obtención de los datos de entrada salida para la estimación del modelo de las presiones en las cámaras del cilindro.

Estimación del modelo utilizando la herramienta de identificación de MATLAB.

Elección de la estructura del modelo que describa el comportamiento de las presiones en las cámaras del cilindro con mayor precisión.

Reducción del modelo identificado.

Obtención del modelo de fuerza a partir de los modelos de presión identificados.

Descripción del experimento realizado para obtener los datos del comportamiento real de la planta.

Simulación del sistema utilizando el modelo y los datos obtenidos del experimento.

Comparación de los datos simulados con los medidos.

### **Estructura y contenido de la tesis:**

En la Introducción queda definida la importancia, actualidad y necesidad del tema y se exponen los elementos del diseño teórico de la investigación.

Capítulo 1: Análisis de la literatura especializada consultada con relación al modelado de los sistemas electro-neumáticos y las estrategias de control de fuerza utilizadas.

Capítulo 2: Descripción de las técnicas utilizadas para el modelado analítico y por identificación experimental.

Capítulo 3: Análisis de los resultados obtenidos mediante la comparación de los datos simulados y los obtenidos del experimento con la planta.

---

## **CAPÍTULO 1. Estado del arte referente al modelado, identificación y control de actuadores electro-neumáticos.**

Los actuadores electro-neumáticos incorporan algunas de las ventajas propias de los eléctricos y de los hidráulicos, lo que los hace una alternativa viable para una amplia gama de aplicaciones. Como los eléctricos, los neumáticos son limpios y seguros; se acoplan directamente a la carga en el sentido de su movimiento, al igual que los hidráulicos; y, además, los neumáticos son de bajo costo, respuesta rápida, elevada relación potencia–peso y fácil mantenimiento (FESTO 2006; FESTO 2006; FESTO 2006).

Desarrollar estrategias para el control en este tipo de actuadores ha resultado ser bastante difícil. Esto se debe fundamentalmente a que la dinámica de los actuadores electro-neumáticos es altamente no lineal debido a la compresibilidad del aire, el comportamiento no lineal del flujo de aire a través de las válvulas y la existencia de elevadas fuerzas de fricción estáticas y dinámicas entre el cilindro y el pistón (Pearce 2005)

A pesar de su dificultad, con el propósito de aprovechar las ventajas de esta tecnología, los actuadores electro-neumáticos se han ido introduciendo en aplicaciones de la robótica paralela donde es necesario el posicionamiento continuo de la carga, tal es el caso de la plataforma de 2 GDL para el simulador de conducción de SIMPRO.

### **1.1. Robótica Paralela**

Aunque en la actualidad se encuentra muy extendido el uso de robots serie en muchas ramas de la industria no se puede negar el rápido ascenso de los robots paralelos en variadas aplicaciones, esto es debido fundamentalmente a las ventajas que ofrecen: Alta rigidez y precisión, elevadas velocidades de operación, manipulan cargas muy superiores a su propio peso y los actuadores pueden estar instalados en la plataforma fija.

#### **1.1.1. Robot Paralelo**

Para poder entender que es un robot paralelo, se deben aclarar algunas nociones básicas que nos permitirán distinguir los elementos claves que lo caracterizan.

Las *cadena cinemáticas simples* son aquellas en las cuales cada miembro posee un *grado de conexión* (para cada elemento de enlace de un manipulador, el *grado de conexión* es el número de cuerpos rígidos conectados a dicho elemento de enlace a través de una

articulación) que es menor o igual que dos; mientras que las *cadena cinemáticas cerradas* se obtienen cuando cualquiera de los elementos de enlace, excepto la base, posee un grado de conexión mayor o igual que tres (Merlet 2006).

Según (Barrientos, Penin et al. 1997), cada uno de los movimientos que puede realizar cada articulación con respecto a la anterior, se denomina *grado de libertad* (GDL). El número de grados de libertad del robot viene dado por la suma de los grados de libertad de las articulaciones que lo componen.

Se puede definir a un *manipulador paralelo genérico* como un mecanismo de cadena cinemática cerrada en el que su efector final está unido a la base por varias cadenas cinemáticas independientes (Merlet 2006). Hay un caso particular de manipulador paralelo genérico que reúne las siguientes características:

- posee un mínimo de dos cadenas cinemáticas que permiten una adecuada distribución de la carga.
- el número de actuadores es mínimo.
- el número de sensores necesarios para el control del mecanismo en lazo cerrado es también mínimo.
- cuando los actuadores están bloqueados el manipulador permanece en la posición anterior al bloqueo.

Al manipulador paralelo genérico que reúne las características anteriores Merlet, en (Merlet 2006), lo denomina *robot paralelo* y lo define como aquel manipulador que está constituido por un efector final con  $n$  grados de libertad y una base fija, unidos por al menos dos cadenas cinemáticas independientes, en el que el movimiento se produce a través de  $n$  actuadores independientes.

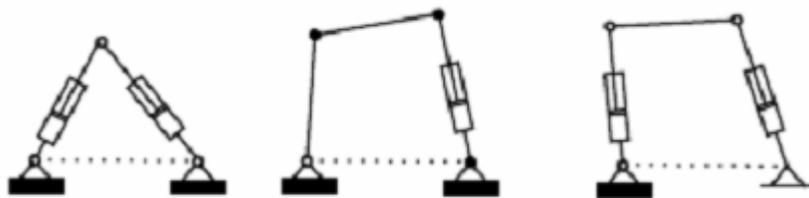
### **1.1.2. Configuraciones estructurales de los robots paralelos**

Dependiendo de las prestaciones requeridas en los distintos campos de aplicación, existen muchas estructuras mecánicas en las que se basa el funcionamiento de los robots paralelos.

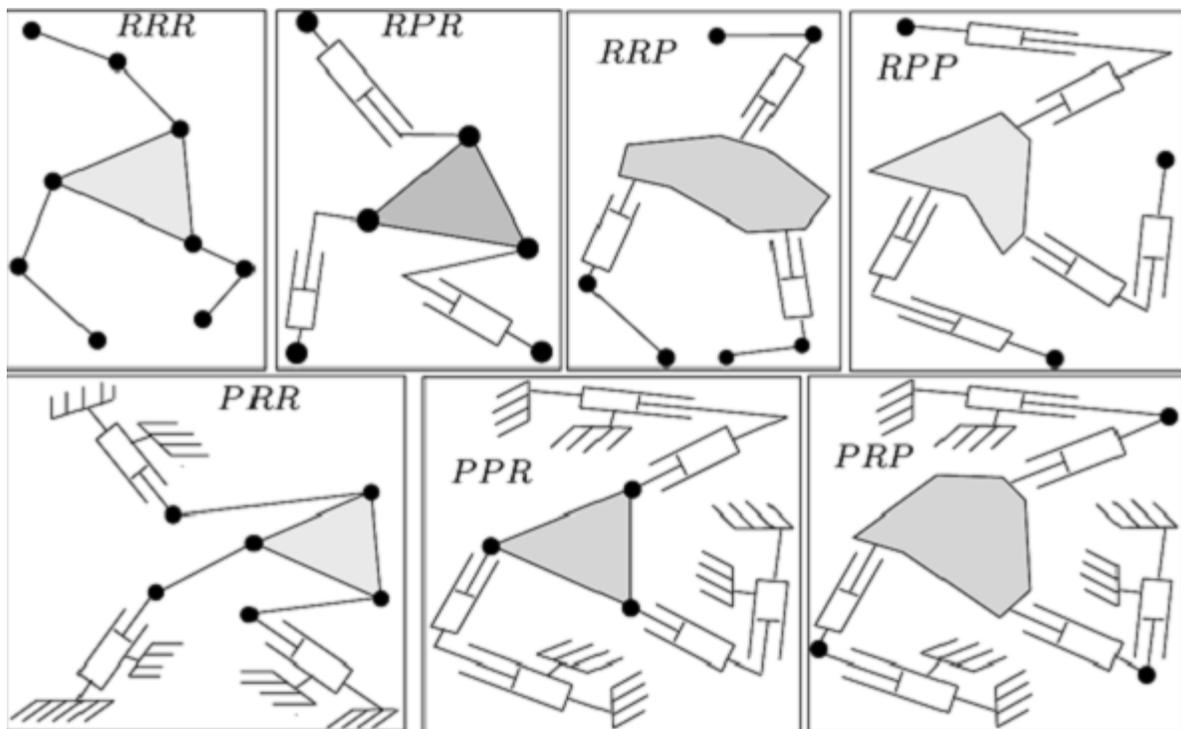
La topología o arquitectura de un mecanismo paralelo se establece como las articulaciones, conexiones, acoplamientos y actuadores que están estructurados para lograr un determinado movimiento (Velazco 2007).

Debido a que las configuraciones estructurales que existen para los robots paralelos dependen del número de combinaciones de las cadenas cinemáticas que lo componen, el tipo y la cantidad de las mismas y de las restricciones en el movimiento de las articulaciones, etc., es muy difícil generalizar su análisis. No obstante Merlet, siendo uno de los autores que más ha profundizado en el estudio del tema, las divide en dos grupos según el movimiento que realizan: los robots planares y los espaciales (Merlet 2006).

Robots planares: Un robot planar posee un efector final con dos o tres grados de libertad, dos traslaciones en el plano y una rotación, en caso de tener tres grados de libertad, sobre un eje perpendicular a dicho plano. En los robots planares de tres grados de libertad, tres cadenas soportan el efector final; las cadenas se conectan al efector final en tres puntos: generalmente el efector final es un triángulo (Merlet 2006).

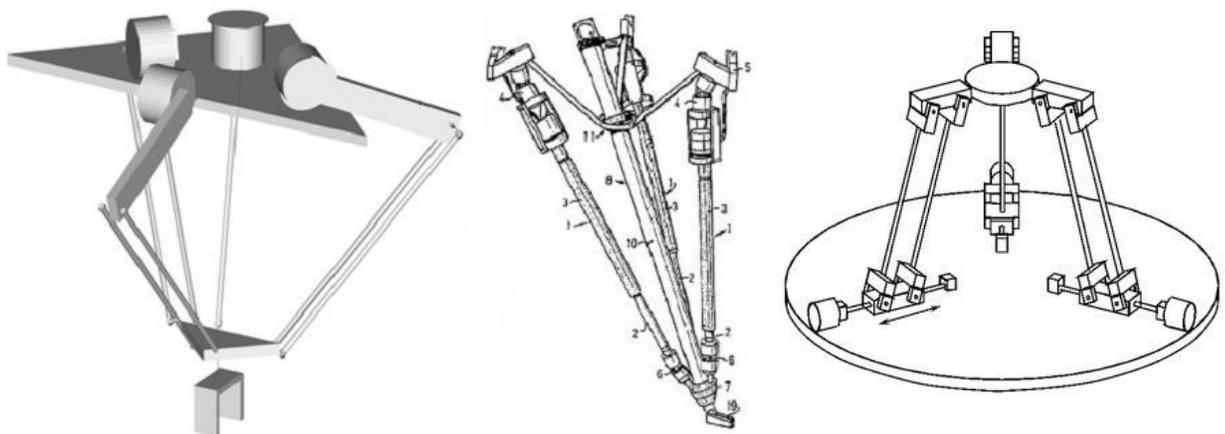


**Figura 1.1 Robots planares de dos grados de libertad**



**Figura 1.2 Robots planares de tres grados de libertad**

**Robots espaciales:** Los robots espaciales son aquellos que experimentan el movimiento en todo el espacio tridimensional y no en un plano, es decir; se pueden trasladar (posición en el espacio) y girar (orientación en el espacio) en los tres ejes de coordenadas; esto le confiere 3, 4, 5 y 6 grados de libertad, aunque existen algunos casos particulares que solo poseen dos grados de libertad (Bonev 2002).



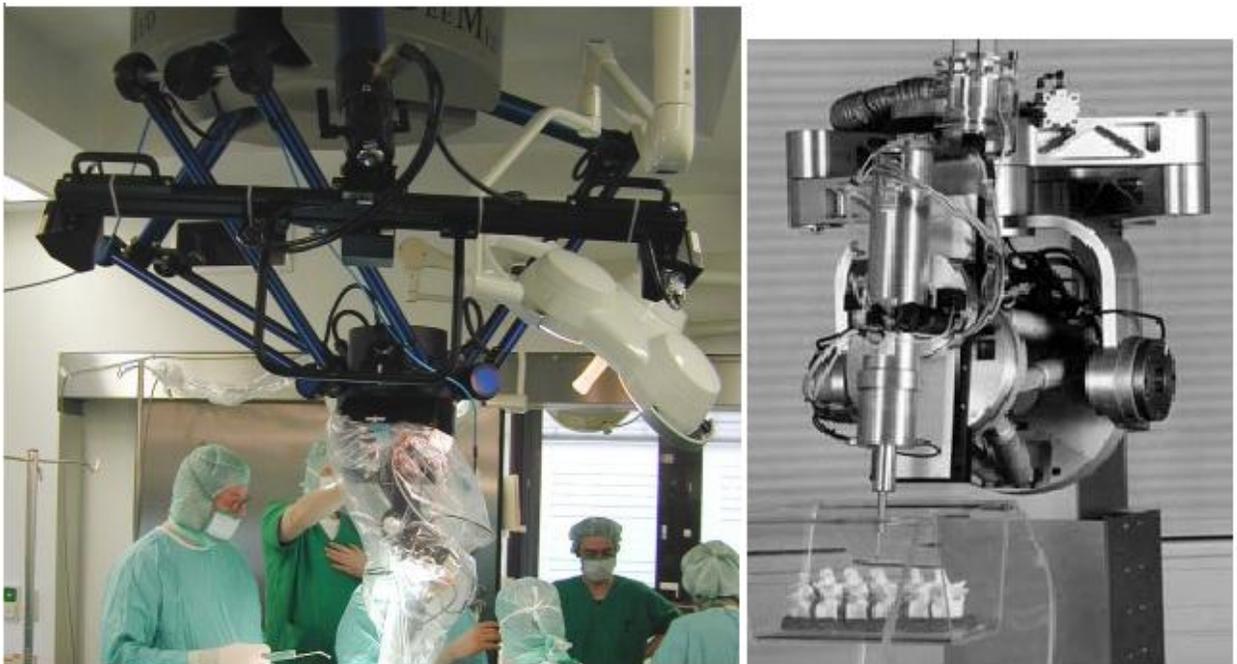
**Figura 1.3 Robots espaciales; de izquierda a derecha: Delta, Tricept, Star**

### 1.1.3. Aplicaciones de la robótica paralela

Debido a la profundización en el estudio del funcionamiento de los robots paralelos, y al aumento de la capacidad de cómputo de los nuevos procesadores, se ha extendido el uso de los mismos en una gran cantidad de aplicaciones. Entre las principales podemos mencionar las aplicaciones industriales como máquinas herramientas y en centros de ensamblaje.

En aplicaciones médicas en los que se requiere alta precisión para operaciones en el campo de la oftalmología y neurocirugía es también extendido su uso aprovechando la exactitud de posicionamiento del elemento terminal. Esta característica también es aprovechada en la industria de componentes electrónicos en la fabricación de circuitos integrados y placas electrónicas debido a la precisión que requiere realizar la soldadura de estos componentes.

Y por último pero no menos importante esta su uso como simuladores de vuelo y de conducción para el adiestramiento de personal y como medio de recreación. Este trabajo se basa en un simulador de tanque paralelo de dos grados de libertad, utilizado para el adiestramiento militar en diferentes centros del país (Valdez 2007).



**Figura 1.4 Aplicaciones de la robótica paralela**

#### **1.1.4. Actuadores en la robótica paralela**

Los actuadores son los dispositivos que se encargan de producir las fuerzas y/o torques en las estructuras mecánicas para generar el movimiento. En robótica, dichos dispositivos se clasifican de acuerdo a dos criterios fundamentales (Valdez 2007):

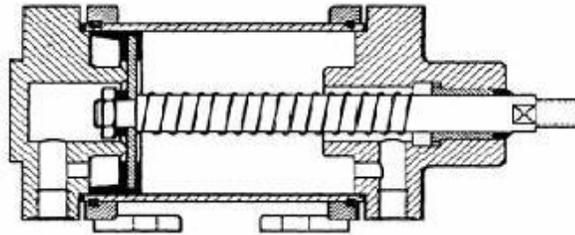
- *Según el tipo de movimiento generado*: Existen los actuadores lineales, los cuales generan el movimiento de traslación en la misma dirección que la de la estructura a la cual están conectados, y los de rotación, los cuales generan el movimiento de rotación respecto al eje del torque.

- *Según la naturaleza de la fuente primaria de energía*: Se dispone de actuadores neumáticos, que desarrollan su potencia a partir del fluido del aire comprimido; se clasifican en: cilindros neumáticos, de simple efecto y doble efecto; motores neumáticos, de aletas rotativas y pistones axiales. Actuadores hidráulicos, que su potencia se basa en el fluido hidráulico presurizado; se clasifican en cilindro hidráulico y motor hidráulico. Los actuadores eléctricos, en los que la potencia se genera a partir de la energía eléctrica; se clasifican en: actuadores eléctricos, motores de corriente continua (DC), controlados por inducido y controlados por excitación; motores de corriente alterna (AC), sincrónicos y asíncrónicos y motores paso a paso (Barrientos, Penin et al. 1997).

Los actuadores neumáticos constituyen una tecnología que se ha venido introduciendo en los robots paralelos que requieren de un posicionamiento continuo, demostrando ser una tecnología barata, de respuesta rápida, elevada relación potencia-peso y fácil mantenimiento. Estos actuadores forman parte del sistema a analizar dentro de nuestro trabajo, específicamente los cilindros neumáticos, por lo que profundizaremos acerca de los mismos.

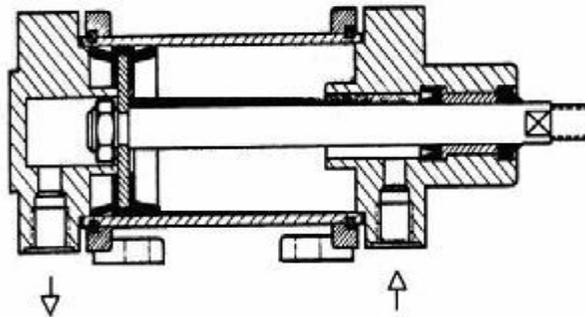
En los cilindros neumáticos se consigue el desplazamiento del émbolo encerrado en un cilindro, como consecuencia de la diferencia de presión a ambos lados de aquel. Los cilindros neumáticos pueden ser de simple o doble efecto. En los primeros, el émbolo se desplaza en un sentido como resultado del empuje ejercido por el aire a presión, mientras

que en el otro sentido se desplaza como resultado de la acción de un muelle que lo devuelve a su posición de equilibrio.



**Figura 1.4 Cilindro de simple efecto**

En los de doble efecto el aire comprimido es el que provoca el movimiento en ambos sentidos al poder ser introducido arbitrariamente en cualquiera de las dos cámaras, esto se puede conseguir con una válvula de distribución accionada eléctricamente que conduce el flujo de aire hacia ambas cámaras del cilindro alternativamente (Barrientos, Penin et al. 1997).



**Figura 1.5 Cilindro de doble efecto**

## 1.2. Modelado y Control

Según (Ljung 1999), en términos generales un *sistema* es un objeto en el cual variables de diferentes tipos interactúan y producen señales observables. Las señales observables de mayor interés son llamadas *salidas*. Los sistemas también son afectados por estímulos externos. Estas señales externas, que pueden ser manipuladas por el observador, se llaman *entradas*. Otras señales externas son conocidas como *Perturbaciones* y pueden ser medidos directamente u observados a partir de su influencia en la salida.

Cuando se analiza un sistema, se necesita algún conocimiento de cómo sus variables interactúan entre sí. De manera general, se le puede llamar *modelo del sistema* a la relación asumida entre las señales observables del mismo. Que el modelo de un sistema sea *dinámico* significa que el valor presente en la salida, en determinado instante de tiempo, no depende únicamente de los estímulos externos en dicho instante, sino también de sus valores en instantes de tiempos anteriores (Ljung 1999).

Los modelos pueden ser contruidos de varias formas y tener diferente grado de dificultad, en cuanto a su estructura matemática, dependiendo de la precisión requerida en la aplicación; así los modelos pueden ser de tipo gráfico, como es el caso de las características de las válvulas reguladoras, reactores, dispositivos magnéticos, etc., o analítico. Los modelos además pueden ser:

Analíticos o matemáticos

- 1 Continuos
- 2 Discretos
- 3 Agrupados o distribuidos
- 4 Lineales o no lineales
- 5 Estocásticos o determinísticos.

Experimentales

- 1 Identificación Experimental

La *identificación de sistemas* es un método basado en la experimentación, en el cual se obtienen las señales de entrada y de salida al sistema y se someten a un proceso de análisis de datos con el objetivo de inferir el modelo (Ljung 1999).

El término “identificación de procesos”, adoptado en la década de los años 60 en el ámbito de los especialistas de control automático, puede ser definido como la obtención de la estructura y los parámetros de un modelo matemático generalmente dinámico, que reproduce con suficiente exactitud, para los fines deseados del control automático, las características dinámicas del proceso objeto de estudio (Aguado 2000).

El control de los robots paralelos es de vital importancia para obtener el desempeño deseado en sus distintas aplicaciones; con este fin se han diseñado diferentes estrategias, entre las que se encuentran el control de fuerza, el control articular y el control en el espacio de tareas; los serán explicados a continuación.

**Control en el espacio operacional (control en el espacio de tareas):** Es aquel en el cual el objetivo principal es diseñar un controlador por realimentación que permita ejecutar el movimiento del efector final  $x(t) \in R^n$ , siguiendo el movimiento deseado  $x_d(t)$  con el menor error posible.

**Control en el espacio articular:** Es aquel en el cual el objetivo fundamental es diseñar un controlador por realimentación de manera que las coordenadas articulares  $q(t) \in R^n$  sigan el movimiento deseado  $q_d(t)$  lo más cerca posible (Siciliano and Khatib 2008).

**Control de fuerza:** Es aquella estrategia en la que se modifica la trayectoria a partir de la fuerza sensada. Generalmente se proponen dos enfoques: control de fuerza implícito y explícito. En el primero se utiliza un sensor de posición para determinar la fuerza, mientras que el segundo utiliza los datos directamente del sensor de fuerza (Spong, Hutchinson et al. 2004) (Kaitwanidvilai and Parnichkun 2005).

### 1.2.1. Modelado Analítico de los actuadores electro neumáticos

Los actuadores electro-neumáticos están formados por un cilindro neumático, al cual se le acopla directamente la carga, y una o varias válvulas electro-neumáticas conectadas a las cámaras del cilindro.

Para el modelado se dividen en tres subsistemas:

1 Modelo de la válvula: Contempla la dinámica del flujo de aire a través de la válvula en función de la acción de control y las presiones en sus extremos.

2 Modelo del actuador: Contempla la dinámica de las presiones en las cámaras del cilindro en función del flujo de aire y los volúmenes de las cámaras del cilindro, así como sus variaciones. Estos dos últimos parámetros quedan definidos por la posición y velocidad del émbolo (y, por tanto, de la carga) si se conoce el área de sus dos caras.

3 Modelo de la carga: Contempla la dinámica del movimiento de la carga en función de las presiones aplicadas a cada lado del émbolo y las fuerzas externas y de fricción que estén presentes en la estructura mecánica.

Muchos autores han dedicado sus esfuerzos a desarrollar modelos analíticos de estos actuadores haciendo varias consideraciones. Burrows (Burrows 1972) obtiene un modelo dinámico lineal considerando que el gas es ideal, los cambios de estados son adiabáticos; los cambios de temperatura en las cámaras del cilindro son despreciables, sólo existe fricción viscosa y es constante y, además, considera el flujo másico a través de la válvula como función lineal de la posición del carrete de la válvula y la presión en el cilindro; finalmente, obtiene el modelo dinámico de la posición de la carga en función de la acción de control, que resulta de tercer orden tipo uno y sin ceros. Sin embargo, las no linealidades en los actuadores electro-neumáticos tienen gran influencia en su desempeño dinámico, particularmente, las relacionadas con la variación del volumen en las cámaras del cilindro en función de la posición de la carga. Estas no linealidades son tenidas en cuenta en los modelos no lineales.

Uno muy completo que considera, además de la dinámica del flujo de aire, la de las presiones en el cilindro y la del movimiento de la carga, las fugas de aire entre las cámaras, la diferencia entre las aéreas efectivas debido a la barra del pistón, la dinámica de la válvula y las no linealidades del flujo a través del orificio así como también el retardo de transporte y la atenuación de la amplitud del flujo en los tubos que conectan la válvula y el cilindro, es el desarrollado por Richer en (Richer and Hurmuzlu 2000). En este trabajo se diseñaron experimentos especiales que permitieron determinar el coeficiente de descarga de la válvula así como el de fricción viscosa del carrete, reflejando de este modo la dinámica de la válvula para tenerla en cuenta en el diseño del controlador. Este modelo posteriormente queda validado experimentalmente en (Richer and Hurmuzlu 2000).

Con el objetivo de facilitar el trabajo a la hora de sintetizar estrategias de control es necesario linealizar el modelo de los actuadores electro-neumáticos, sin que esto signifique la pérdida de los efectos de las no linealidades del mismo. Brun en (Brun, Belgharbi et al. 2000) obtiene un modelo linealizado en espacio de estados a partir de una aproximación polinomial multivariable del modelo no lineal determinado analíticamente por Belgharbi

en (Belgharbi, Thomasset et al. 1999), el cual reduce a tercer orden promediando las constantes de tiempo de las cámaras del cilindro, con el objetivo de usar la realimentación de posición, velocidad y aceleración; variables que son usadas convencionalmente en el control de posición. En este modelo la dinámica de la válvula queda despreciada ya que tiene un ancho de banda de 170 Hz, mientras el actuador sólo responde a 2,4 Hz.

En el trabajo de Karpenko puede verse la linealización del modelo sin promediar ninguno de sus parámetros. Como resultado obtiene un modelo de quinto orden (teniendo en cuenta la dinámica de la válvula) con un cero (Karpenko and Sepehri 2004)). Aquí Karpenko también refleja la dinámica de la válvula; en este caso en la forma de una constante de tiempo con incertidumbre.

Rubio en (Rubio, Hernández et al. 2007) desarrolla el modelo lineal del sistema considerando que el punto de operación del cilindro puede estar en cualquier posición. Trabajando con las funciones que caracterizan el flujo de aire por la válvula, las presiones en las cámaras del cilindro y el movimiento de la carga, se obtiene un modelo lineal de cuarto orden, tipo uno, con un cero similar al de Karpenko. Este nuevo modelo, a diferencia del resto de los analizados, tiene en cuenta el subdimensionamiento de la válvula y la diferencia entre las constantes de tiempo asociadas a las cámaras del cilindro. Luego, el modelo es reducido a uno de tercer orden, tipo uno, sin ceros, obteniéndose así un modelo similar al reducido de Brun. El nuevo modelo describe con mayor precisión la dinámica del sistema. Aquí Rubio también desprecia la dinámica de la válvula, puesto que el ancho de banda de la misma es de 100 Hz, pero si analiza los efectos de su subdimensionamiento.

Aunque en los ejemplos anteriormente descritos se obtienen modelos para el posicionamiento continuo de la carga a partir de la posición y aportan gran conocimiento acerca de las particularidades de la dinámica del sistema válvula-cilindro, no ofrecen conocimientos acerca de la relación directa entre la fuerza generada por el cilindro y el mando a la válvula, tan necesaria para el control de la rigidez del sistema con el fin hacer más seguro el simulador. Dos de los modelos de fuerza encontrados durante la revisión bibliográfica serán mostrados a continuación.

En (Shen and Goldfarb 2007) los autores obtienen un modelo linealizado para el control simultaneo de fuerza y rigidez. En este trabajo la dinámica de la fuerza y de la rigidez (salidas) con respecto a los flujos másicos de aire en ambas cámaras del cilindro (entradas) queda expresada en función de los estados medibles: presión en ambas cámaras y desplazamiento del pistón. Aquí se considera el gas ideal, sometido a un proceso isotérmico; también se desprecia la dinámica de la válvula y el flujo másico de aire se toma como función lineal del área efectiva del orificio. Es importante destacar que se usan dos válvulas de tres vías para modular la rigidez independientemente de la fuerza.

En (Kaitwanidvilai and Parnichkun 2005) no solo se tiene en cuenta la dinámica del actuador sino también la del objeto manipulado, en este caso un muelle, para obtener el modelo dinámico lineal de fuerza, que en este caso resulta ser de tercer orden, tipo uno y sin ceros.

### **1.2.2. Modelado de válvulas de presión**

Para representar el comportamiento de las válvulas reguladoras de presión no es necesario desarrollar su modelo matemático completo. Además de la considerable dificultad que implica la creación de un modelo detallado con la obtención de cada uno de sus parámetros, este incrementaría la complejidad del modelo electroneumático completo del sistema (Damme 2009).

Por este motivo Michael Van Damme en su tesis de doctorado, en el estudio de la dinámica de las presiones realizado a músculos neumáticos, propone representar la presión dentro de los músculos como un sistema de primer orden con constante de tiempo  $T$ . Modelos similares son utilizados por (Tondu, Boitier et al. 1994; Sira-Ramírez, Márquez et al. 2005).

Específicamente enfocado al modelado de válvulas de presión, un modelo no lineal es implementado por Masimmo Sorli en su artículo “Dynamic Model and Experimental Investigation of a Pneumatic Proportional Pressure Valve” (Sorli, Figliolini et al. 2004) para un regulador proporcional de presión, modelando los principales dispositivos mecánicos internos de la válvula y simulando su comportamiento dinámico en el

dominio del tiempo y la frecuencia ante diferentes condiciones de operación. Los principales parámetros físicos de esta válvula fueron identificados experimentalmente.

### **1.3. Identificación Experimental**

En muchos de los trabajos vistos hasta ahora los autores han determinado los parámetros de los modelos realizando experimentos prácticos, por lo complejo que resulta determinarlos analíticamente. Por el contrario, otros han preferido utilizar métodos de identificación experimental.

#### **1.3.1. Determinación práctica de los parámetros del modelo**

La determinación práctica de algunos de los parámetros que conforman los modelos matemáticos desarrollados para los actuadores electro-neumáticos, no es muy sencilla. Especialmente complicados son los relacionados con las fricciones y el flujo a través de la válvula. Kawashima, desarrolla un banco de pruebas para la determinación de la característica estática y dinámica del flujo a través de una válvula. Primeramente se mide la presión de descarga en una cámara isotérmica sometiendo la válvula a una señal sinusoidal. Diferenciando la presión en la ecuación de estado del gas ideal, utilizando la señal de presión medida y la condición de temperatura y el volumen constantes, se determina el flujo de aire y el área efectiva de la válvula y, así, su característica estática y dinámica con un error de un 5 % (Kawashima, Ishii et al. 2004)).

Por otra parte, Wang propone un método para la estimación experimental de los coeficientes de fricción dentro del cilindro neumático empleando la técnica de algoritmo genético. En este trabajo Wang prueba la ineficiencia de la función de estimación basada en la expectativa estadística de MSE “Mean-Square Errors” cuando se usa en identificación multiparamétrica y propone dos funciones de estimación: la suma de los valores absolutos de las diferencias de error y el valor absoluto de la suma de los errores; y concluye que, para este tipo de sistemas, la suma del error absoluto brinda la mejor exactitud y razón de convergencia y (Wang, Wang et al. 2004)).

#### **1.3.2. Determinación del modelo por identificación experimental**

Por la complejidad para determinar analíticamente algunos de los parámetros de los modelos expuestos con anterioridad, algunos autores recurren a técnicas de identificación

experimental para estimar el modelo del sistema con el cual diseñar los controladores. Varseveld, por ejemplo, identifica el sistema en lazo abierto con una señal PRBS “Pseudo Random Binary Signal” de diferentes amplitudes y obtiene los modelos para las posiciones centro y extremos del cilindro. Para el diseño de la estrategia de control se queda con el modelo de la posición central (Varseveld and Bone 1997)).

Schulte, identifica el sistema en lazo cerrado con una señal sinusoidal de frecuencia variable centrada en cinco posiciones diferentes. Los modelos obtenidos para cada posición y frecuencia se combinan en una única estructura mediante un modelo borroso (fuzzy) (Schulte and Hahn 2001)).

Zorlu identifica el sistema en lazo abierto con una señal PRBS midiendo, además de la posición de la carga, las presiones en las cámaras del cilindro. En este trabajo Zorlu obtiene un modelo que combina tres modelos lineales de primer orden que interactúan entre ellos, dos de ellos para la dinámica de las presiones dentro de la cámara, y uno para el movimiento del pistón, en lugar de un solo modelo simple (Zorlu, Özsoy et al. 2003)).

#### **1.4. Estrategias de control de fuerza**

En estructuras tan rígidas como los robots, un ligero error en la posición podría desencadenar grandes fuerzas con consecuencias desastrosas para el manipulador o el objeto con el que interactúa. El control de posición es adecuado para tareas como la transferencia de materiales y las soldaduras puntuales, en las que el manipulador no interactúa significativamente con los objetos del ambiente de trabajo. Sin embargo hay tareas como el ensamblaje y el lijado en las que a menudo se logra un mejor desempeño actuando sobre las fuerzas de interacción entre el manipulador y el objeto de forma directa (Spong, Hutchinson et al. 2004).

En aplicaciones en las que el robot interactúa con los humanos, es de vital importancia controlar las fuerzas generadas. En este epígrafe se hará referencia fundamentalmente a los métodos de síntesis orientados al control de la fuerza de los actuadores electro-neumáticos, lo que a su vez influye directamente en el control de la rigidez del sistema. Entre los más usados se encuentran los métodos de diseño por modo deslizante, los basados en el uso de redes neuronales y los controladores borrosos o la combinación de ambos.

Richer en (Richer and Hurmuzlu 2000) desarrolla dos controladores de fuerza no lineales basados en la teoría de control de modo deslizante para eliminar el vector de error de fuerza, que resulta de la diferencia entre el vector de fuerza deseado y el medido. El primer controlador utiliza el modelo completo, presentado en (Richer and Hurmuzlu 2000), y presenta un rendimiento superior tanto en la simulación numérica como en la verificación experimental, pero requiere de computación en línea muy compleja para la ley de control puesto que se deben usar métodos numéricos para calcular algunas constantes y variables de estado que no son medibles directamente. El segundo controlador, de orden reducido, obvia la dinámica de las válvulas y el tiempo de retardo debido a los tubos de conexión. La ley de control se simplifica mucho, además, las simulaciones numéricas y la verificación experimental muestran que el desempeño solo se reduce ligeramente en configuraciones con tubos relativamente cortos, y con frecuencias de hasta 25 Hz. A frecuencias más altas, o cuando se utilizan tubos de conexión largos, los desempeños son significativamente menores que los previstos por el controlador por modo deslizante de orden superior.

Jang en (Jang and Cho 2004) diseña un esquema de control de fuerza y posición simultáneos para el seguimiento de la trayectoria en un aparato manipulador conformado por dos cilindros neumáticos conectados en serie y dos válvulas proporcionales para el control del flujo a cada cilindro. El esquema de control está constituido por un controlador que elimina las interacciones entre la salida (fuerza y posición) y el mando usando las ecuaciones provenientes de la parametrización Youla y un observador de disturbios, basado en modelo interno, para compensar los errores de modelado y seguir la referencia con mayor exactitud.

En (Kaitwanidvilai and Parnichkun 2005) se presenta una estructura para un controlador y algoritmo inteligentes, que combina una red neuronal y la lógica difusa con el control selectivo. Se propone un controlador de multimodo, controlador adaptativo Neuro-Fuzzy por modelo de referencia híbrido (ANFMRC híbrido), para controlar la fuerza de contacto en un sistema neumático. ANFMRC es un controlador adaptativo, que combina la red neuronal y el control difuso en un esquema de control único. En el esquema de control difuso, el conocimiento humano se incorpora a este controlador a través de una estructura

lingüística. La red neuronal proporciona la capacidad de aprendizaje mediante el algoritmo de optimización no lineal de propagación regresiva.

En su tesis, Van Damme (Damme 2009) propone un control deslizante basado en proxy en espacio de tarea, en donde la ley de control del controlador, para asegurar un posicionamiento en las coordenadas cartesianas, genera una señal de momento deseado la cual es convertida en fuerza a través de la Jacobiana Inversa traspuesta. En este caso, el autor utiliza un bloque para convertir esta fuerza en variaciones de presión para las reguladoras de presión neumáticas las cuales se le fija una presión denominada presión de rigidez.

### **1.5. Conclusiones parciales del capítulo**

1. Con el objetivo de facilitar el trabajo a la hora de sintetizar estrategias de control, generalmente los autores linealizan el modelo de los actuadores electro-neumáticos alrededor de un punto de operación, haciendo varias consideraciones para eliminar el efecto de las no linealidades.
2. Aunque los modelos para el posicionamiento continuo de la carga a partir de la posición aportan gran conocimiento acerca de las particularidades de la dinámica del sistema válvula-cilindro, no ofrecen conocimientos acerca de la relación directa entre la fuerza generada por el cilindro y el mando a la válvula, tan necesaria para el control de la rigidez del sistema y la seguridad del usuario.
3. La obtención del modelo matemático de los actuadores electro-neumáticos, se puede realizar tanto por modelación analítica como por identificación experimental, siendo este método uno de los más usados debido a la complejidad que presenta la dinámica de dichos actuadores.
4. La dinámica de las presiones a través de las válvulas reguladoras de presión puede ser representada como un primer orden debido a la complejidad que implica la obtención de un modelo detallado y para no complejizar el modelo en aras de la sintonía de reguladores.

## CAPÍTULO 2. Modelado e identificación experimental de un actuador electro-neumático

En este capítulo se analiza el comportamiento dinámico de la fuerza a partir de las variaciones de las presiones en ambas cámaras del cilindro. Se obtiene un modelo para las válvulas de presión, el cual es validado mediante el proceso de identificación experimental, también se modela analíticamente la perturbación de velocidad cuyo efecto se analizará en el siguiente capítulo. Finalmente se propone un modelo de fuerza a partir de los modelos de presión identificados.

### 2.1 Descripción del sistema electro neumático

Para el desarrollo de este trabajo se utilizó como planta de pruebas la plataforma de sello SIMPRO, la cual es un robot paralelo de dos grados de libertad, ladeo y cabeceo, donde la cabina pivotea sobre una columna central mediante una articulación pasiva en cuyo extremo superior se encuentra una unión universal. Los movimientos de la plataforma móvil se logran mediante la acción de los dos cilindros electro-neumáticos lineales (actuadores) que constituyen articulaciones actuadas prismáticas, cuyos desplazamientos le imprimen al elemento terminal rotaciones sobre dos ejes perpendiculares entre sí (ejes  $x$  y  $y$  para nuestro caso). Estas rotaciones simulan las pendientes del mundo virtual y son visualizadas en el monitor ubicado en la propia cabina.

Esta planta experimental fue construida con el objetivo de crear un simulador de conducción para el entrenamiento de personal militar. Estudiar la dinámica de los actuadores electro-neumáticos que componen esta plataforma, constituye una tarea de vital importancia para el diseño de los controladores que garanticen el buen desempeño del robot. A continuación se brindan sus especificaciones técnicas:

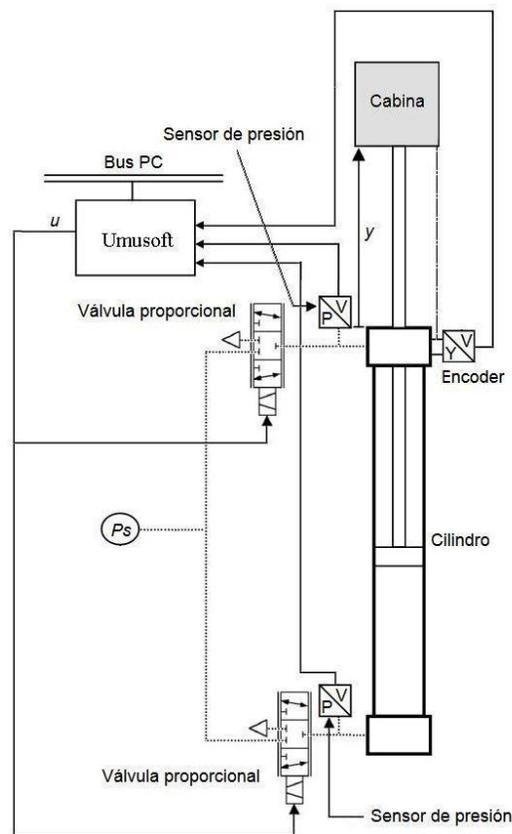
**Tabla 2.1 Especificaciones técnicas de los componentes usados en la planta de pruebas**

Componente	Datos técnicos	Fabricante
Cilindro	-100 mm Ø Cámara -100 mm Ø Vástago -320 mm Carrera	FESTO/DNCB-100-320-PPV-A

	-12 bar Presión máxima	
Válvula	-24 Vdc Alimentación -0 a 10 Vdc Comando -Rango de regulación de presión de 0-10 bar	<b>FESTO/MPPE-3-1/2-10-010</b>
Encoder	-512 P/R (pulsos por revolución) -Salida a colector abierto -Alimentación 18-24 V	<b>NEMICON/OEW2-0512-2MHC</b>
Sensores de presión	-Medición de la presión relativa. -Resistente al agua y a los aceites. -Posee conexión contra cortocircuito. -Su temperatura de trabajo oscila entre 0-80°C. -Precisión 1%. -Salida analógica de voltaje: 0.1-10 Vdc -Salida de corriente: 4-20 mA.	<b>FESTO/SDET-22T-D16-G14-U-M12-547484-W8</b>
Tarjeta de adquisición de datos	-8 canales de entradas analógicas de 14 bits -8 canales de salidas analógicas de 14 bits -8 entradas digitales, 8 salidas digitales -4 entradas de encoder -4 Cont/Temp	<b>HUMUSOFT/ MF624</b>



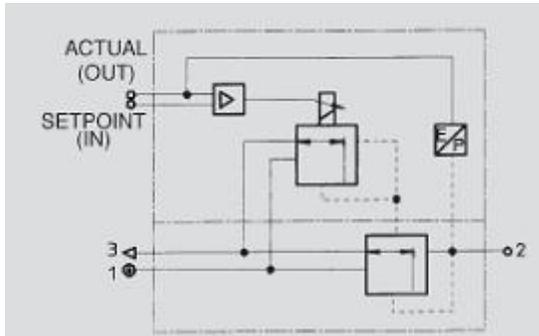
**Figura 2.1** Plataforma de Simulación SIMPRO



**Figura 2.2** Esquema de la plataforma de conducción de sello SIMPRO

## 2.2 Modelado Analítico del Sistema Electro neumático

Las válvulas proporcionales de presión neumática convierten una entrada de señal eléctrica a una señal de presión de salida. Una válvula proporcional de presión neumática tiene la disposición típica de un sistema mecatrónico con accionamiento controlado como se muestra en la **Figura 2.1**, donde se muestran cuatro bloques funcionales diferentes: la regulación, mando, actuación y la retroalimentación (Sorli, Figliolini et al. 2004).



**Figura 2.3 Esquema de la válvula proporcional de presión neumática MPPE3-1/2-10-010**

La señal eléctrica normalizada del bloque de regulación, se compara con la señal de realimentación detectada por un transductor de presión; el error entre la referencia y la realimentación se compensa habitualmente mediante el uso de circuitos proporcional-integral (PI) o proporcional-integral-derivado (PID), mientras que la señal de salida del bloque de regulación es la señal de referencia para el siguiente bloque de comando. Este bloque puede asumir diferentes configuraciones, en este caso se obtiene el mando a través de un solenoide proporcional. Los solenoides proporcionales son actuadores lineales con una fuerza proporcional a la corriente en un rango limitado. Con la incorporación de un muelle de retorno, se puede lograr que el solenoide proporcional se convierta en un dispositivo de posicionamiento, donde la posición está en función de la corriente de entrada a la bobina (Sorli, Figliolini et al. 2004).

El bloque de accionamiento se obtiene mediante el uso de un carrete o un émbolo, este último por lo general es una unidad de doble émbolo. Una válvula proporcional de presión típica es una válvula de tres vías debido a que posee tres puertos: alimentación, salida y descarga. Un regulador de presión ideal debería asegurar una presión de salida apropiada

cuando el flujo másico pasa a través de la válvula desde el puerto de alimentación hacia el puerto de salida o desde el puerto de salida hacia el puerto de descarga. Por lo tanto, los fabricantes han hecho grandes esfuerzos para desarrollar reguladores de presión con un puerto de alivio adecuado con el fin de garantizar características dinámicas adecuadas en términos de tiempo de respuesta en descarga, así como las características estáticas adecuadas en términos de presión y velocidad de flujo controlados (Sorli, Figliolini et al. 2004).

### 2.2.1 Dinámica de la válvula y el cilindro

Existen dos factores principales que influyen en la dinámica de las presiones dentro del cilindro: las válvulas reguladoras de presión y la variación del volumen en las cámaras del cilindro debida a la dinámica de la cabina.

Aunque existen modelos bastante elaborados de las válvulas de proporcionales de presión (Sorli, Figliolini et al. 2004), se ha decidido modelar su respuesta usando un primer orden:

$$\dot{P} = -\frac{P}{\tau} + \frac{P_d}{\tau} \quad (\text{Ec 2 - 1})$$

Donde  $\tau$  es la constante de tiempo de la válvula,  $P$  la presión de salida de la válvula y  $P_d$  la referencia de presión hacia la válvula. El modelo dinámico aproximado descrito en la (Ec 2-1) es similar al planteado en (Damme 2009).

Cuando el embolo se empieza a mover a lo largo de la carrera del cilindro, los cambios en la posición del mismo provocan la variación del volumen en las cámaras; el volumen es por consiguiente función de la posición del émbolo  $V(y)$ . Si se asume la válvula cerrada y la expansión/compresión del aire, poli-trópica; la presión en las cámaras solo depende del volumen:

$$PV^n = P_0V_0^n \quad (\text{Ec 2 - 2})$$

Donde  $P$  es la presión dentro de la cámara,  $P_0$  y  $V_0$  son la presión y el volumen iniciales y  $n$  el factor de expansión isentrópica (1.4 para aire seco a 20 °C).

De (Ec 2-2) tenemos que:

$$\frac{dP}{dy} = \frac{d}{dy} \left( \frac{P_0 V_0^n}{V^n} \right)$$

$$= P_0 V_0^n \frac{d}{dy} (V^{-n})$$

$$= -n P_0 V_0^n \frac{1}{V^{n+1}} \frac{dV}{dy}$$

$$= -n P_0 V^n \frac{1}{V^{n+1}} \frac{dV}{dy}$$

$$\frac{dP}{dy} = -nP \frac{1}{V(y)} \frac{dV}{dy} \quad (\text{Ec 2 - 3})$$

Para la cámara inferior:

$$V_1 = A_{e1} y \quad (\text{Ec 2 - 4})$$

Derivando  $V_1$  quedaría:

$$\frac{dV_1}{dy} = A_{e1} \quad (\text{Ec 2 - 5})$$

Se toma  $A_{e1}$  como el área del embolo para la cámara inferior e y el desplazamiento del mismo. Luego sustituyendo (Ec 2-4) y (Ec 2-5) en (Ec 2-3) y multiplicando esta ultima por:

$$v = \dot{y} = \frac{dy}{dt}$$

La (Ec 2-5) quedaría:

$$\dot{P}_1 = \frac{dP_1}{dy} \frac{dy}{dt} = -nP_1 \frac{1}{y} v \quad (\text{Ec 2 - 6})$$

Combinando (Ec 2-1) y (Ec 2-6) se obtiene la dinámica aproximada de la presión para la cámara inferior:

$$\dot{P}_1 = -\frac{P_1}{\tau} + \frac{P_{1d}}{\tau} - nP_1 \frac{1}{y} v \quad (\text{Ec 2 - 7})$$

Haciendo una aproximación lineal por series de Taylor alrededor del punto de operación, quedaría:

$$\Delta \dot{P}_1 = \left. \frac{\partial \dot{P}_1}{\partial y} \right|_0 \Delta y + \left. \frac{\partial \dot{P}_1}{\partial P_1} \right|_0 \Delta P_1 + \left. \frac{\partial \dot{P}_1}{\partial v} \right|_0 \Delta v + \left. \frac{\partial \dot{P}_1}{\partial P_{1d}} \right|_0 \Delta P_{1d} \quad (\text{Ec 2 - 8})$$

Donde para  $v_0=0$ ,  $y_0=160$  mm,  $P_{10}=5$  bar:

$$\left. \frac{\partial \dot{P}_1}{\partial P_{1d}} \right|_0 = \frac{1}{\tau} \quad \left. \frac{\partial \dot{P}_1}{\partial y} \right|_0 = 0 \quad \left. \frac{\partial \dot{P}_1}{\partial P_1} \right|_0 = \frac{1}{\tau} \quad \left. \frac{\partial \dot{P}_1}{\partial v} \right|_0 = -\frac{P_{10}}{y_0}$$

Transformando por Laplace para pequeñas variaciones alrededor del punto de operación:

$$P_1(s) = \frac{1}{\tau_1 s + 1} P_{1d}(s) - \frac{n(P_{10}/y_0)\tau_1}{\tau_1 s + 1} v(s) \quad (\text{Ec 2 - 9})$$

Para la cámara superior:

$$V_2 = A_{e2}(L - y) \quad (\text{Ec 2 - 10})$$

Derivando  $V_2$  quedaría:

$$\dot{V}_2 = -A_2 \dot{y} \quad (\text{Ec 2 - 11})$$

Siendo  $L$  la carrera máxima del cilindro y  $A_{e2}$  el área del émbolo para la cámara superior. Luego, haciendo un análisis similar al que se realizó para la cámara inferior, se tiene, para la cámara superior:

$$P_2(s) = \frac{1}{\tau_2 s + 1} P_{2d}(s) + \frac{n(P_{20}/y_0)\tau_2}{\tau_2 s + 1} v(s) \quad (\text{Ec 2 - 12})$$

Para los músculos neumáticos, con el objetivo de reducir el número de entradas al sistema usualmente se escoge una presión media  $P_m$  (Damme 2009), que en el caso de los cilindros electro-neumáticos se fija a cada una de las cámaras de nuestro pistón. De esta forma una

cantidad  $\Delta P$  es sumada y restada a esta presión en cada una de las cámaras para obtener la diferencia de presión que generara la fuerza necesaria para mover el robot paralelo de dos grados de libertad.

$$P_{1d}(s) = P_m + \Delta P(s) \quad \text{y} \quad P_{2d}(s) = P_m - \Delta P(s)$$

Sustituyendo  $P_{1d}(s)$  y  $P_{2d}(s)$ , en (Ec 2 – 9) y (Ec 2 – 12) estas quedarían:

$$P_1(s) = \frac{1}{\tau_1 s + 1} (P_m + \Delta P(s)) - \frac{n(P_{10}/y_0)\tau_1}{\tau_1 s + 1} v(s) \quad (\text{Ec 2 – 13})$$

$$P_2(s) = \frac{1}{\tau_2 s + 1} (P_m - \Delta P(s)) + \frac{n(P_{20}/y_0)\tau_2}{\tau_2 s + 1} v(s) \quad (\text{Ec 2 – 14})$$

El modelo dinámico de fuerza, producto de la dinámica de las presiones queda determinado por:

$$F(s) = A_{e1}P_1(s) - A_{e2}P_2(s) \quad (\text{Ec 2 – 15})$$

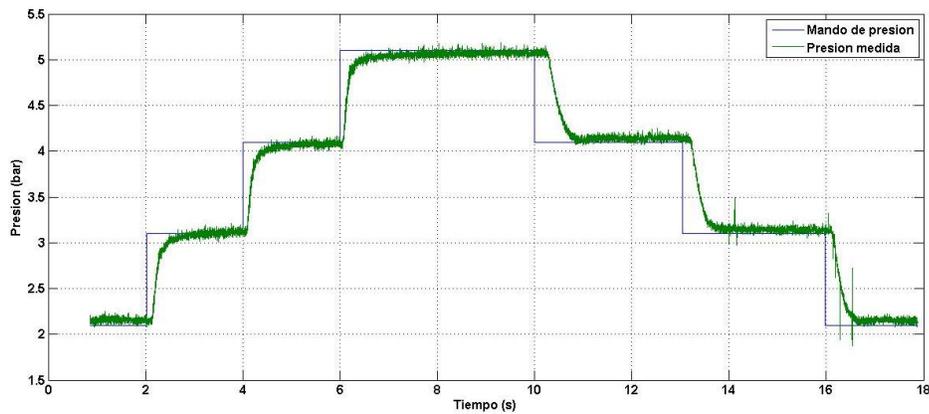
Con (Ec 2-13), (Ec 2-14) y (Ec 2-15) se puede elaborar el modelo dinámico de la fuerza (expresada en Newtons dada la presión en bar y el área en metros), el cual queda de la siguiente forma:

$$F(s) = 10^5 \left( A_{e1} \left( \frac{1}{\tau_1 s + 1} (P_m + \Delta P(s)) - \frac{n(P_{10}/y_0)\tau_1}{\tau_1 s + 1} v(s) \right) - A_{e2} \left( \frac{1}{\tau_2 s + 1} (P_m - \Delta P(s)) + \frac{n(P_{20}/y_0)\tau_2}{\tau_2 s + 1} v(s) \right) \right) \quad (\text{Ec 2 – 16})$$

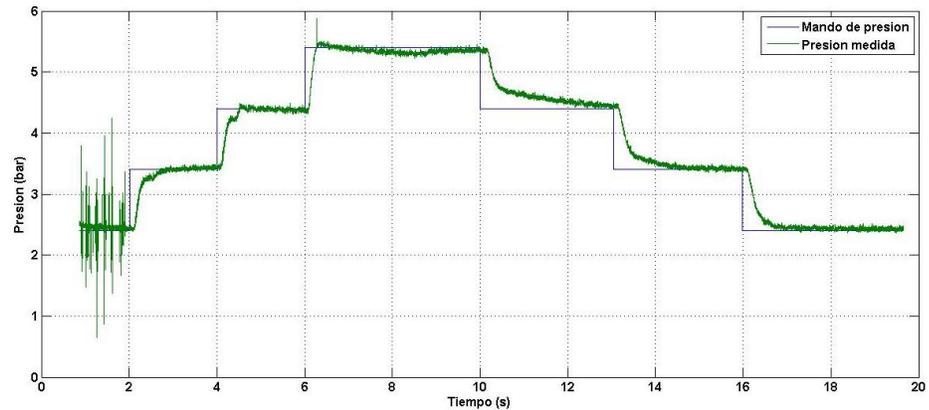
### 2.3 Experimentos Preliminares

Se realizaron varios experimentos para analizar el comportamiento dinámico de la presión haciendo el disturbio cero (a volumen constante). Para ello se aplicó una señal escalonada como mando de presión deseada a una cámara mientras que a la otra se le daba la referencia de 0 bar, alternativamente, y se obtuvo la señal de presión a la salida, comprobándose

efectivamente que el modelo se comporta como un primer orden. Estos resultados justifican el proceso de identificación que se llevará a cabo en el próximo capítulo.



**Figura 2.4 Mando de presión y presión medida para la cámara superior.**



**Figura 2.5 Mando de presión y presión medida para la cámara inferior**

## 2.4 Modelado mediante identificación experimental

Para la aplicación exitosa de las leyes de control, constituye un elemento fundamental el hecho de contar con un modelo matemático que describa al proceso u objeto de control de forma precisa (Ljung, 1999). El mismo puede ser obtenido por diferentes vías, ya sea de forma analítica por “Modelado” o experimentalmente utilizando técnicas de “Identificación”.

El término "Identificación de Procesos", adoptado en la década de los años 60 en el ámbito de los especialistas de control automático, puede ser definido como la obtención de la estructura y los parámetros de un modelo matemático generalmente dinámico, que reproduce con suficiente exactitud, para los fines deseados de control automático, las

características dinámicas del proceso objeto de estudio (Aguado, 2000). El diseño de un controlador continuo o discreto, ya sea mediante técnicas clásicas o en variables de estado, requiere de un modelo de la planta a controlar que caracterice su comportamiento dinámico. Este modelo permite al diseñador realizar y validar mediante simulación el ajuste de los parámetros del controlador que permitan obtener una respuesta que satisfaga las especificaciones de diseño.

#### **2.4.1 El proceso de identificación**

Se define la “Identificación de Sistemas” para el control como el área de la “Teoría de Sistemas” que estudia las formas o maneras de obtener los modelos matemáticos de sistemas dinámicos considerando datos medidos y observaciones del sistema. En términos generales, el proceso de identificación comprende los siguientes pasos:

- 1 Obtención de datos de entrada – salida: Para ello se excita el sistema mediante la aplicación de una señal de entrada conocida y se registran las variaciones de sus entradas y salidas durante un intervalo de tiempo.
- 2 Tratamiento previo de los datos registrados: Los datos registrados están generalmente acompañados de ruidos indeseados u otro tipo de imperfecciones que puede ser necesario corregir antes de iniciar la identificación del modelo. Se trata, por tanto, de “preparar” los datos para facilitar y mejorar el proceso de identificación.
- 3 Elección de la estructura del modelo: Si el modelo que se desea obtener es un modelo paramétrico, el primer paso es determinar la estructura deseada para dicho modelo. Este punto se facilita en gran medida si se tiene un cierto conocimiento sobre las leyes físicas que rigen el proceso. En el caso de los modelos no paramétricos los mismos se obtienen utilizando los métodos no paramétricos que no emplean (en forma explícita) un vector finito de parámetros para encontrar el modelo que mejor describa la dinámica del proceso.
- 4 Obtención de los parámetros del modelo: A continuación se procede a la estimación de los parámetros de la estructura que mejor ajustan la respuesta del modelo a los datos de entrada-salida obtenidos experimentalmente.
- 5 Validación del modelo: El último paso consiste en determinar si el modelo obtenido satisface el grado de exactitud requerido para la aplicación en cuestión. Si se llega a la

conclusión de que el modelo no es válido, se deben revisar los siguientes aspectos como posibles causas:

- a) El conjunto de datos de entrada-salida no proporciona suficiente información sobre la dinámica del sistema.
- b) La estructura escogida no es capaz de proporcionar una buena descripción del modelo.
- c) El criterio de ajuste de parámetros seleccionado no es el más adecuado.

#### **2.4.2 Métodos de identificación**

Existen diversos métodos de identificación, que pueden clasificarse según distintos criterios:

Dependiendo del tipo de modelo obtenido

- 1 Métodos no paramétricos: Permiten obtener modelos no paramétricos del sistema bajo estudio. Entre los elementos en que se fundamentan estos métodos se encuentran el análisis de la respuesta transitoria, la respuesta en frecuencia, la correlación y el análisis espectral de Fourier.
- 2 Métodos paramétricos: permiten obtener modelos paramétricos. Estos métodos requieren la elección de una posible estructura del modelo, de un criterio de ajuste de parámetros y por último de la estimación de los parámetros que mejor ajustan el modelo a los datos experimentales.

Dependiendo de la aplicación

- 1 Métodos de identificación “off-line”(a “posteriori”): utilizados en aquellas aplicaciones en que no se requiera un ajuste continuado del modelo. En estos casos, se realiza la identificación previa de la planta, considerándose que la validez de los parámetros obtenidos no se verá alterada con el paso del tiempo.
- 2 Métodos de identificación “on-line” (identificación recursiva): los parámetros se van actualizando continuamente a partir de los nuevos datos de entrada-salida obtenidos durante la evolución del proceso. Estos métodos son muy utilizados en sistemas de control adaptativo. Independientemente del objetivo de la identificación o del enfoque y métodos utilizados, es necesario tener siempre en cuenta que existe una distancia considerable entre

un modelo matemático, por sofisticado que este sea, y el proceso real. A menudo se ha caído en el error de exagerar la verosimilitud del modelo identificado y se han construido, sobre la base del mismo, teorías y métodos de control muy elaborados y elegantes desde el punto de vista matemático que después han fallado lastimosamente en la práctica.

La experiencia y el sentido común recomiendan hacer un uso cauteloso del modelo resultante de una identificación y tener siempre presente que la realidad es mucho más compleja que cualquier modelo. Los métodos de identificación también presentan ciertas desventajas:

Los modelos obtenidos por medio de ellos tienen validez limitada, ya que son válidos para cierto entorno del punto de operación o para cierto tipo de señal de entrada.

No proporcionan un significado físico para los parámetros del modelo. Ellos se emplean solo como medio de descripción del comportamiento general del proceso.

### 2.4.3 Técnicas de identificación paramétrica

Los modelos paramétricos quedan descritos mediante una estructura y un número finito de parámetros que relacionan las señales de interés del sistema (entradas, salidas y perturbaciones). En muchas ocasiones es necesario realizar la identificación de un sistema del cual no se tiene ningún tipo de conocimiento previo. En estos casos, se suele recurrir a modelos estándares, cuya validez para un amplio rango de sistemas dinámicos ha sido comprobada experimentalmente. Generalmente estos modelos permiten describir el comportamiento de cualquier sistema lineal. La dificultad radica en la elección del tipo de modelo, que viene dado por su orden, número de parámetros y otros elementos, tal que se ajuste satisfactoriamente a los datos obtenidos experimentalmente de las entradas y salidas.

Los métodos de estimación paramétricos dan como resultado una función de transferencia en tiempo discreto que responde a la forma general:

$$y(k) = G(z)u(k) + H(z)e(k) \quad (\text{Ec 2-17})$$

En ella, los errores del modelo se incluyen en el término  $e(k)$ , mientras  $G(z)$  y  $H(z)$  son funciones de transferencia que modelan la parte determinista y estocástica del proceso. A partir de la forma general (Ec 2-17) se definen diferentes estructuras, según la forma en que se modele el ruido, con sus peculiaridades en cuanto al algoritmo que se utiliza para la

determinación de  $G(z)$  y  $H(z)$  y las propiedades que sean asumidas para el ruido. Las más usadas son:

*ARX (Auto Regressive and Exogenous Variable)*: Estructura auto-regresiva  $[A(z)y(k)]$  con variables exógenas  $[B(z)u(k)]$ , suponiendo un ruido blanco de media cero y varianza constante. Se resuelve directamente por el algoritmo de mínimos cuadrados. Respondiendo a la forma:

$$A(z)y(k) = B(z)u(k - nk) + e(k) \quad (\text{Ec 2 - 18})$$

*ARMAX (Auto Regressive Moving Average and Exogenous Variable)*: Estructura auto-regresiva con variables exógenas, suponiendo un ruido blanco de media cero y varianza constante afectado por un filtro de media móvil. Se resuelve minimizando el error de predicción de forma iterativa, aplicando el algoritmo de mínimos cuadrados extendido. Respondiendo a la forma:

$$A(z)y(k) = B(z)u(k - nk) + C(z)e(k) \quad (\text{Ec 2 - 19})$$

*OE (Output Error)*: Estructura auto-regresiva con variables exógenas, que sólo afecta a la relación entrada-salida (no perturbada) con un ruido blanco aditivo. Se resuelve con un algoritmo similar al ARMAX modificando el cálculo del error de predicción y el gradiente. Respondiendo a la forma:

$$y(k) = \frac{B(z)}{F(z)} u(k - nk) + e(k) \quad (\text{Ec 2 - 20})$$

*BJ (Box-Jenkins)*: Estructura auto-regresiva con variables exógenas, cuya parte determinista no tiene parámetros comunes con la estocástica. Se resuelve con un algoritmo similar al ARMAX modificando el cálculo del error de predicción y el gradiente. Respondiendo a la forma:

$$y(k) = \frac{B(z)}{F(z)} u(k - nk) + \frac{C(z)}{D(z)} e(k) \quad (\text{Ec 2 - 21})$$

En todos los casos  $k$  representa el instante de muestreo  $k$ -ésimo,  $nk$  representa el retardo puro que pueda tener el sistema, mientras  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $F$  y  $D$  son polinomios en  $z$  de orden  $n$ ,

nb, nc, nf y nd respectivamente. Detalles de cómo calcularlos pueden consultarse en los textos recomendados (Ljung 1999; Aguado 2000).

#### 2.4.4 Señales más empleadas en la identificación

La identificación puede hacerse por medio de diferentes señales. Para seleccionar una u otra surge la pregunta de qué requerimientos deben cumplir las mismas para poder identificar un sistema o proceso. En (Aström 1971) se introduce el concepto de excitación persistente y (Ljung 1999) lo considera indispensable para poder obtener un estimador mínimo cuadrático único de los parámetros del sistema. En (Söderström and Stoica 1989) los autores plantean una condición necesaria para la estimación persistente de los parámetros del sistema lineal de orden  $n$ . La señal de entrada debe tener un orden  $2n$  de excitación persistente. Luego, ¿qué entender por excitación persistente? En (Söderström and Stoica 1989) se estudia este problema en detalle por medio del análisis de diferentes señales, tales como: señal escalón, ruido blanco, secuencia binaria pseudoaleatoria, proceso autoregresivo de media móvil, suma de sinusoides. Las conclusiones a que llegan son:

1 Una señal es excitante de forma persistente de orden  $n$  si su matriz de covarianzas de orden  $n$  es positiva definida. En el dominio frecuencial esta condición es equivalente a requerir que la densidad espectral de potencia sea no nula en al menos  $n$  puntos o valores de frecuencia.

2 Un proceso autoregresivo de media móvil es de orden infinito, una suma de sinusoides es solo de orden finito (en la mayoría de los casos igual al doble del número de sinusoides), una secuencia binaria pseudoaleatoria con período  $m$  es de orden  $m$ , mientras que una señal del tipo paso escalón es de orden 1.

3 En algunos casos, cuando se aplica un método de mínimos cuadrados, es suficiente utilizar una entrada con persistencia de orden  $n$ .

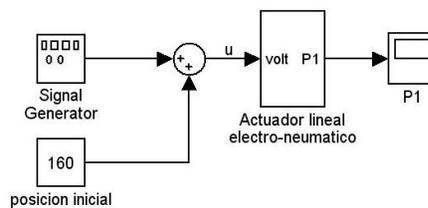
4 Lo anterior es aplicable a la estimación persistente en sistemas ruidosos. Para sistemas no ruidosos no es necesario que la señal de prueba sea de excitación persistente. La razón es que tales sistemas pueden ser identificados por un número finito de valores (no alterados por el ruido) de respuesta temporal.

En el epígrafe 2.2 se expuso la estructura del modelo dinámico de las válvulas, en el siguiente epígrafe se procederá a identificar los parámetros de dicho modelo.

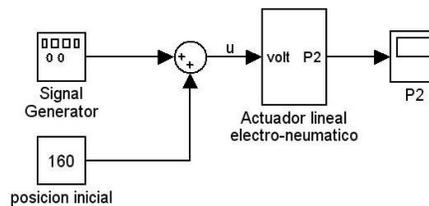
### 2.5 Identificación paramétrica de las válvulas proporcionales de presión neumática

Teniendo en cuenta que las válvulas utilizadas poseen un lazo de regulación de presión interno equivalente a un primer orden, se realiza un proceso de identificación directa del modelo dinámico de presión excitando el sistema con una señal PRBS, de tal manera que se produzca la excitación tanto para régimen de carga como para régimen de descarga manteniendo el volumen constante, se registra la señal obtenida a la salida, y con ambas, aplicando métodos de estimación de parámetros, se determina el modelo que las correlacione adecuadamente.

Los experimentos se realizan utilizando la válvula y el volumen de ambas cámaras del cilindro. Cuando se hacen los experimentos para una cámara, se asegura el volumen constante poniendo a cero el mando de presión de la otra, logrando la excitación para carga y descarga sin que el volumen varíe. La duración de cada experimento es de 90 segundos, muestreando a 1 ms; se realiza un total de 8 experimentos (cuatro para cada cámara), donde se excita el sistema con dos variantes de PRBS (una con amplitud de 1 bar pico a pico y la otra con amplitud de 2 bar pico a pico).



**Figura 2.6 Esquema del proceso de identificación directa a lazo abierto para P1.**



**Figura 2.7 Esquema del proceso de identificación directa a lazo abierto para P2.**

Dado que no se conoce la estructura que sigue el ruido en este sistema, para cada experimento se determina el modelo paramétrico discreto de cuarto orden, tanto para el

modelo de la planta (G) como para el modelo del error (H), según las cuatro estructuras básicas (ARX, ARMAX, OE y BJ). Para ello se emplea el *Toolbox* de Identificación de MATLAB (MATLAB) y con él también se determina estadísticamente cuál de las estructuras es la que ofrece los mejores resultados.

Para la comparación cuantitativa de los modelos obtenidos con cada estructura, se utiliza el por ciento de ajuste de la salida del modelo a la salida real medida, definido en el *Toolbox* de Identificación como:

$$FIT = \left( 1 - \frac{\text{norma}(y_m - y)}{\text{norma}(y - \text{media}(y))} \right) 100\% \quad (\text{Ec 2 - 22})$$

Donde  $y_m$  es el vector de la salida simulada del modelo ante la misma entrada con que se obtiene el vector de salida del sistema real  $y$ .

Para la validación de los modelos, además de examinar su por ciento de ajuste, debe hacerse también un análisis de la auto-correlación de sus residuos y de la correlación de sus residuos con la entrada. La auto-correlación de los residuos dentro del intervalo de confianza, asegura que los errores en la predicción no se vean afectados por señales correlacionadas. La correlación cruzada de los residuos con la entrada, da una idea cuantitativa de la independencia entre los errores del modelo y dicha señal (que en este caso es la señal *PRBS*). Los términos de esta correlación serán más próximos a cero cuanto más exacto sea el modelo estimado. En la práctica, se define un intervalo de confianza a partir de la varianza esperada de esta correlación y se verifica que los términos estén dentro de ese intervalo; de la misma manera se define el intervalo de confianza para la función de auto correlación (Ljung 1999).

Correlación entre residuos y entrada:

$$R_{\varepsilon PRBS}(\tau) = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \varepsilon(k - \tau) PRBS(k) \quad (\text{Ec 2 - 23})$$

Donde  $N$  es el número de muestras y  $\varepsilon(k)$  los residuos del sistema (errores de predicción) calculados según:

$$\varepsilon(k) = y(k) - y_{est}(k, G_{sys}) \quad (\text{Ec 2 - 24})$$

Siendo  $y_{est}(k, G_{sys})$  la respuesta estimada del sistema, según el modelo  $G_{sys}$  para la misma secuencia de entrada con que se obtiene la salida real del sistema  $y(k)$ . El intervalo de confianza se define (según Ident de MATLAB (MathWorks 2010)) como:

$$\pm 2.58 \frac{\sqrt{\text{cov}(\varepsilon(k) PRBS(k))}}{\sqrt{N}} \quad (\text{Ec 2 - 25})$$

Auto-correlación de los residuos:

$$R_{\varepsilon\varepsilon}(\tau) = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \varepsilon(k - \tau) \varepsilon(k) \quad (\text{Ec 2 - 26})$$

Donde  $\varepsilon(k)$  y  $N$  se definen de la misma manera que para la correlación cruzada. El intervalo de confianza queda definido, según el Ident de MATLAB (MathWorks 2010), de la siguiente forma:

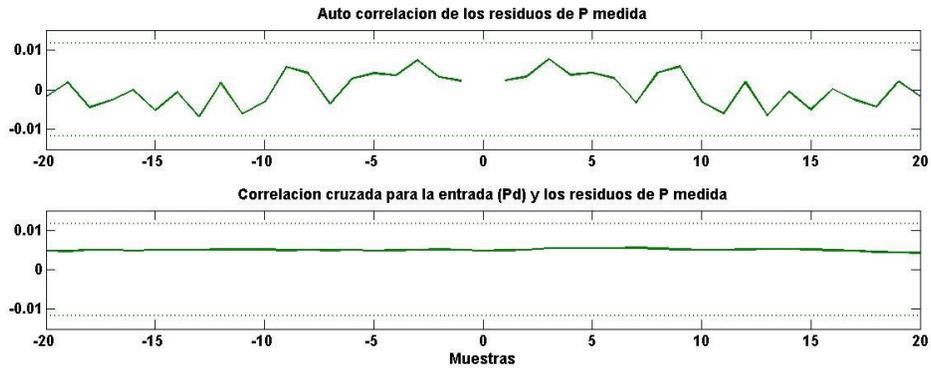
$$\pm 2.58 \frac{\text{var}(\varepsilon(k))}{\sqrt{N}} \quad (\text{Ec 2 - 27})$$

En la Tabla 2.2 se han sombreado los datos de los experimentos que presentan una correlación residuos-entrada dentro del intervalo de confianza. Puede verse que con la estructura ARMAX se obtiene mayor cantidad de familias de modelos con buena correlación residuo-entrada, y entre ellas, con el experimento 1 y 5 (sombreados más oscuro), se obtienen los mejores resultados según FIT para la cámara superior e inferior respectivamente.

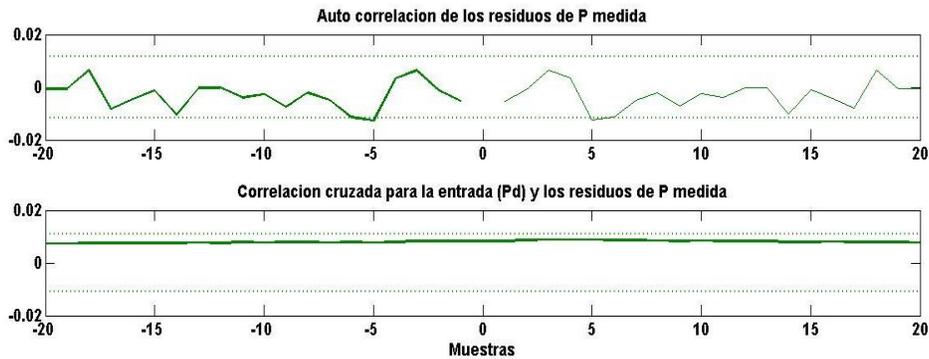
**Tabla 2.2 Por cientos de ajuste**

		FIT (%)			
Cámaras	Experimento	ARX	ARMAX	OE	BJ
	1	83.7	85.12	85.99	85.99

superior	2	83.57	85.13	83.13	83.13
	3	82.55	84.36	84.83	84.83
	4	56.58	74.51	75.39	75.39
inferior	5	84	81.78	85.93	85.93
	6	61.87	74.83	75.23	75.23
	7	58.34	70.74	73.35	73.35
	8	61.41	72.68	73.8	73.8



**Figura 2.8 Residuos del modelo estimado para la cámara superior**



**Figura 2.9 Residuos del modelo estimado para la cámara inferior**

Como estos resultados se refieren a modelos de orden superior en tiempo discreto, se llevan a tiempo continuo y se utilizan técnicas de reducción de modelos para obtener los modelos de primer orden para la dinámica de la presión en la cámara superior e inferior respectivamente, los cuales quedarían como sigue:

$$G_{P1} = \frac{1}{\tau_1 s + 1} \quad (\text{Ec 2 - 28})$$

$$G_{P2} = \frac{1}{\tau_2 s + 1} \quad (\text{Ec 2 - 29})$$

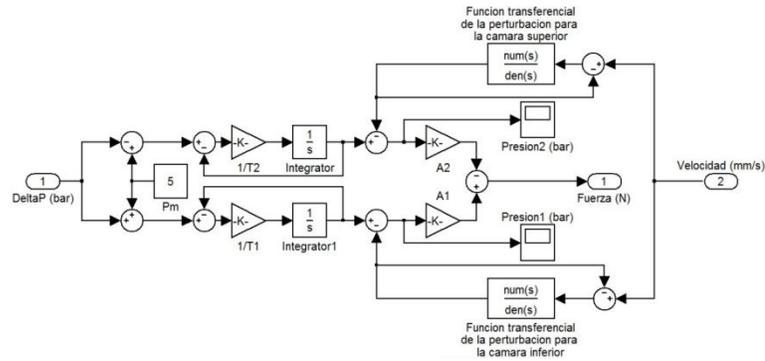
Donde  $\tau_1=0.313$  y  $\tau_2=0.1463$

## 2.6 Diagrama de Bloques del Modelo Aproximado de fuerza y su función transferencial

Sustituyendo los valores de  $A_{e1}$ ,  $A_{e2}$ ,  $\tau_1$ ,  $\tau_2$ ,  $n$ ,  $P_{10}$ ,  $P_{20}$ ,  $P_m$ , y  $y_0$  en la ecuación (Ec 2-16), esta quedaría de la siguiente forma:

$$F(s) = 785.4 \left( \frac{1}{0.31s + 1} (5 + \Delta P(s)) - \frac{0.00875}{0.31s + 1} v(s) \right) - 704.9 \left( \frac{1}{0.14s + 1} (5 - \Delta P(s)) + \frac{0.0137}{0.14s + 1} v(s) \right) \quad (\text{Ec 2 - 30})$$

Con la (Ec 2-30) se puede construir el diagrama de bloques del modelo dinámico de la fuerza, el cual queda de la siguiente forma:



**Figura 2.10 Diagrama de bloques del modelo dinámico de fuerza**

Luego aplicando la función *linmod* de MATLAB (MathWorks 2010) se obtiene la función transferencial lineal en lazo abierto del modelo dinámico de fuerza en función de la variación de la presión (sin tener en cuenta la perturbación de velocidad, lo cual será analizado en el siguiente capítulo), que resulta ser de segundo orden sobre-amortiguado con dos polos y un cero reales en lado izquierdo del eje  $j\omega$ :

$$G_{F(s)} = \frac{4053s + 9842}{s^2 + 5.553s + 6.604} \quad (\text{Ec 2 - 31})$$

Cero:-2.4281; polos: p1=-1.7252, p2=-3.8278; ganancia: k=4053.5

## 2.7 Conclusiones parciales del capítulo

1. Las pruebas realizadas a cada cámara del pistón ante variaciones en el mando, determinaron que la dinámica de las presiones puede ser representada por un modelo de primer orden.
2. Los modelos obtenidos a través de identificación experimental presentan un adecuado FIT, y una buena autocorrelación de los residuos, lo cual evidencia que responden debidamente a la dinámica real del proceso.

### CAPÍTULO 3. Análisis de los resultados

En este capítulo se analizan los resultados obtenidos según las distintas etapas en las que se divide el proceso de obtención del modelo dinámico de la fuerza en el capítulo anterior. Se analizan los modelos reducidos obtenidos que describen la dinámica de las válvulas reguladoras de presión, se comparan las gráficas obtenidas de la simulación del modelo de fuerza con las obtenidas del experimento y se hace un estudio de las fuerzas simuladas con y sin perturbación con el objetivo de obtener un modelo lineal aproximado del comportamiento dinámico de la fuerza.

#### 3.1 Análisis de los modelos de presión de las válvulas reducidos a primer orden a partir de los identificados

Como se ha planteado en el capítulo anterior, mediante el uso del *Toolbox* de identificación del MATLAB (MathWorks 2010) se procesaron los datos de entrada y salida de los experimentos descritos en el epígrafe 2.5 y se obtuvieron los modelos discretos para ambas cámaras del cilindro según por ciento de *FIT* y análisis residual, los cuales fueron convertidos a modelos de tiempo continuo utilizando la función *D2C* de MATLAB y reducidos luego utilizando la función *modered* en conjunto con *balreal* (para ver detalles de estas funciones refiérase a la ayuda de MATLAB (MathWorks 2010)).

Cámara superior:

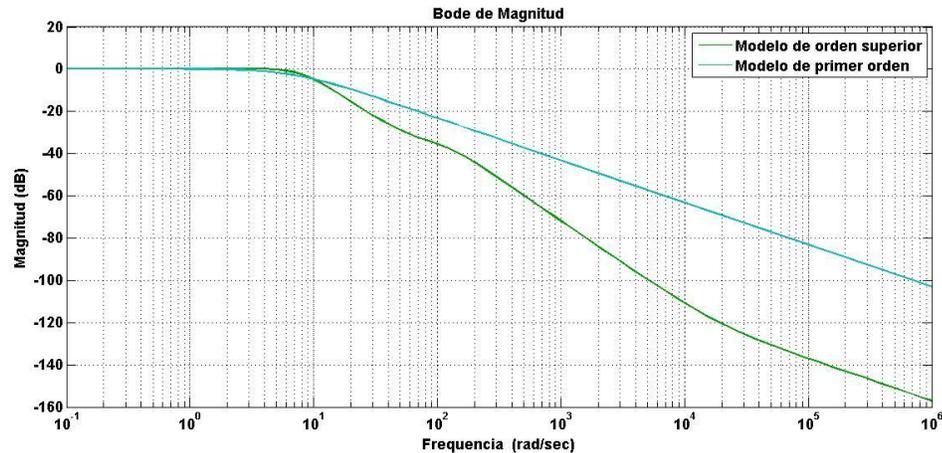
El modelo identificado de orden superior en tiempo continuo resulta ser de cuarto orden:

$$G_{OS} = \frac{-0.014076 (s - 1.782 * 10^4) (s^2 - 111.6s + 4028)}{(s^2 + 10.54s + 62.09) (s^2 + 177s + 1.586 * 10^4)}$$

Modelo reducido a primer orden:

$$G_{PO} = \frac{1}{0.1463s + 1}$$

Para comprobar la eficacia del modelo reducido, se hace un análisis de la respuesta de frecuencia del mismo y se compara con la del modelo en tiempo continuo equivalente al de tiempo discreto identificado:



**Figura 3.1 Bode de magnitud para los modelos de orden superior y de primer orden**

Como se muestra en la gráfica se puede comprobar que efectivamente los modelos responden de forma muy similar. La única diferencia apreciable existe para las altas frecuencias, lo que se debe al efecto introducido por la discretización del sistema. También se puede notar que el ancho de banda para ambos sistemas es muy similar, siendo para el modelo de primer orden: 6.8211 y para el de orden superior: 8.3628

Cámara inferior:

El modelo identificado de orden superior en tiempo continuo resulta de quinto orden:

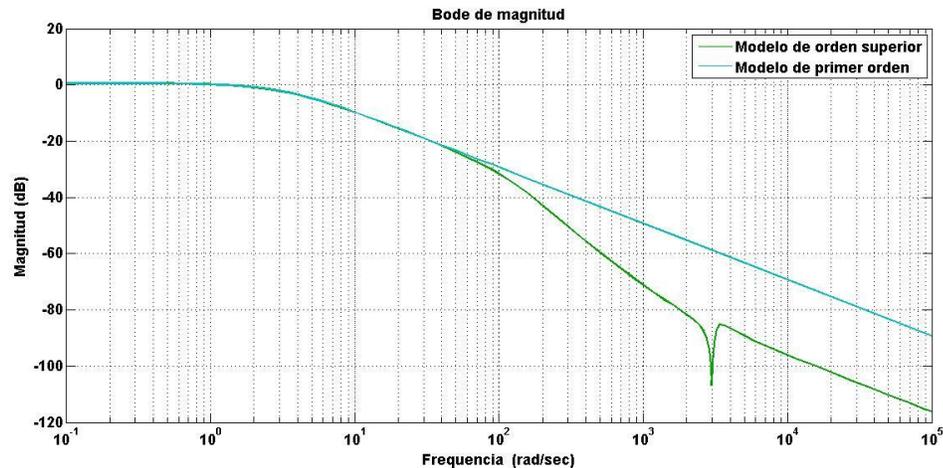
$$G_{OS} = \frac{0.15423 (s - 1720) (s - 229.7) (s^2 - 50.08s + 8.875 * 10^6)}{(s + 3.216) (s^2 + 219.2s + 1.576 * 10^4) (s^2 + 554s + 9.946 * 10^6)}$$

Modelo reducido a primer orden:

$$G_{PO} = \frac{1}{0.313s + 1}$$

Para la cámara inferior se realiza un análisis similar al anterior, donde se obtiene la respuesta de frecuencia para ambos modelos.

Como se muestra en la figura 3.2 se puede comprobar que los modelos responden de forma aún más parecida. Se aprecia, al igual que para la cámara superior la diferencia existente en la respuesta para las altas frecuencias. Para esta cámara se puede notar que el ancho de banda para ambos sistemas es muy parecido, siendo para el modelo de primer orden: 3.1872 y para el de orden superior: 3.2068.



**Figura 3.2 Bode de magnitud para los modelos de orden superior y primer orden**

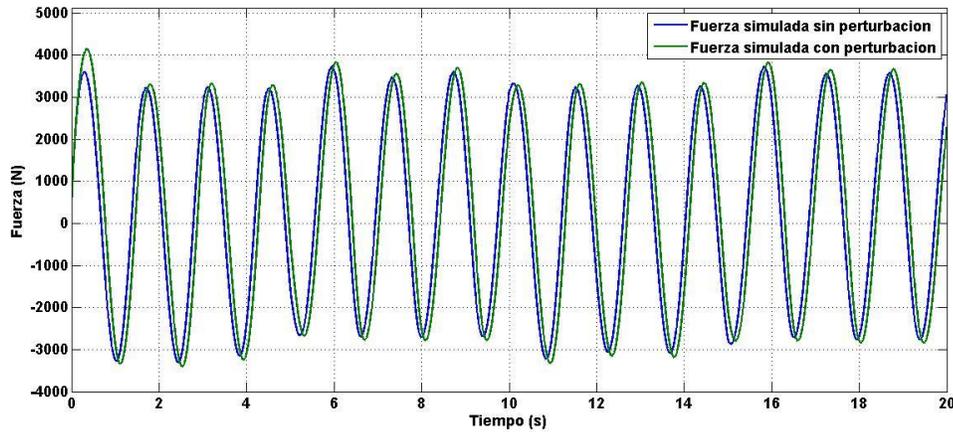
### 3.2 Comparación entre los modelos de fuerza obtenidos con y sin perturbación de velocidad

En el presente epígrafe se analiza la dinámica de la fuerza simulada en presencia de la perturbación y en ausencia de la misma, para comprobar si es factible despreciar los efectos de la velocidad con el objetivo de simplificar la función transferencial lineal de la fuerza.

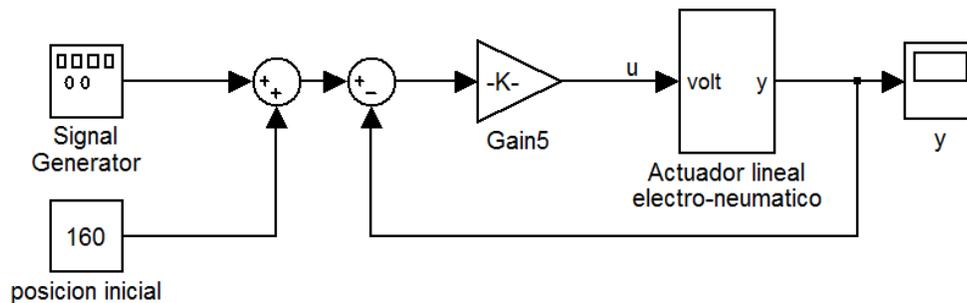
En la Figura 3.3 se muestran la fuerza simulada con y sin perturbación de velocidad y de su análisis se puede asumir que los efectos de la velocidad sobre la fuerza son muy pequeños. Los datos de entrada al modelo utilizados para obtener las gráficas simuladas son los que se obtienen del experimento descrito en el epígrafe 3.3.

#### 3.2.1 Descripción del experimento realizado y comparación de las señales medidas y simuladas

Con el objetivo de comprobar el desempeño del modelo lineal aproximado de la dinámica de la fuerza se cierra un lazo de posición en la planta de pruebas como se muestra en la Figura 3.4. La señal de posición deseada alrededor del punto de operación (considerado como 160 mm) es de tipo tren de pulsos, de frecuencia 0.2 Hz y amplitud de 10 mm pico a pico; se elige una ganancia de 2, de modo que no se afecte la dinámica del sistema, y una  $P_m$  de 5. Se miden las presiones en ambas cámaras así como la fuerza resultante, se grafican los resultados contra las señales simuladas del modelo propuesto y se comparan los resultados obtenidos.



**Figura 3.3 Fuerza simulada con y sin perturbación de velocidad**

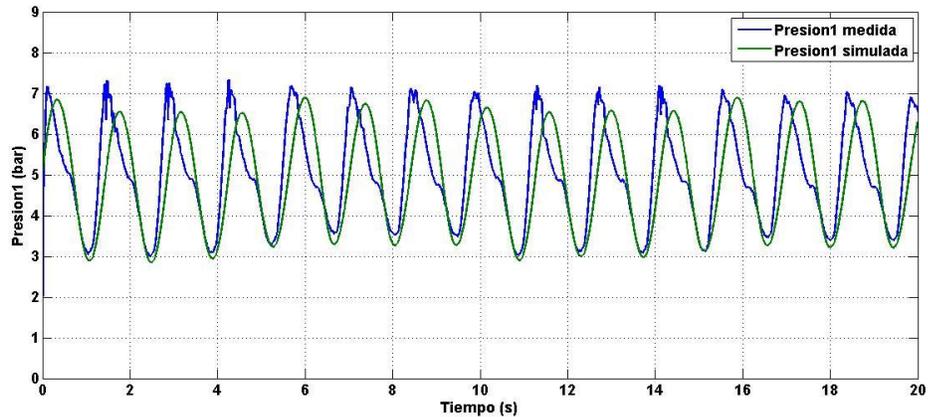


**Figura 3.4 Diagrama de bloques del experimento realizado.**

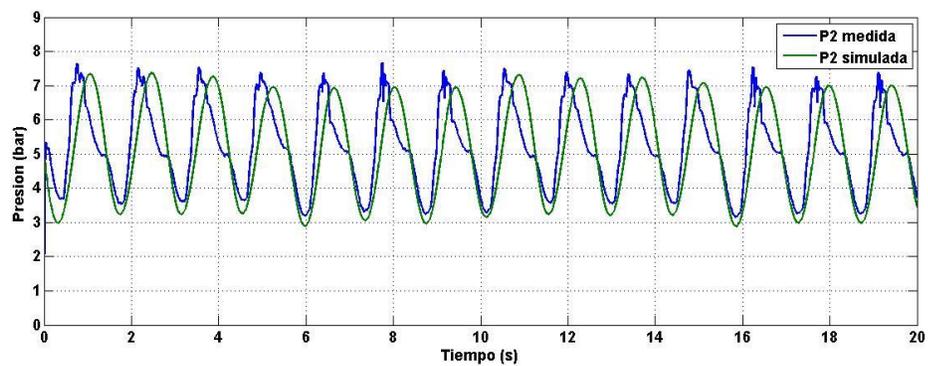
En las gráficas de las figuras de la 3.5 a la 3.7 se puede ver como existen pequeñas diferencias entre la señal medida y la simulada, esto se debe a que el modelo es lineal y obtenido a partir de métodos de identificación paramétrica, los cuales presentan un porcentaje de error en la medición. Las desventajas antes mencionadas influyen en la exactitud de los parámetros del modelo, por lo que se decide realizar una prueba de respuesta al paso y analizar los resultados.

### 3.2.2 Análisis de la respuesta al paso

Las desventajas antes mencionadas influyen en la exactitud de los parámetros del modelo, por lo que se decide realizar una prueba de respuesta al paso para una variación en un **50 %** en los parámetros del sistema y analizar los resultados.



**Figura 3.5 Presión medida y presión simulada en la cámara inferior**



**Figura 3.6 Presión medida y presión simulada en la cámara superior**

Como se puede apreciar en las figuras de la 3.7 a la 3.9 el modelo responde como un segundo orden sobreamortiguado ante las variaciones en los parámetros, el tiempo de establecimiento varía en algunas milésimas y el error en estado estable lo hace en un 0.1 %, estos resultados reflejan que el modelo acepta cambios en sus parámetros alrededor de los valores identificados y la respuesta de los modelos no varía significativamente lo que demuestra la efectividad del modelo para sintetizar controladores con el objetivo de regular la fuerza.

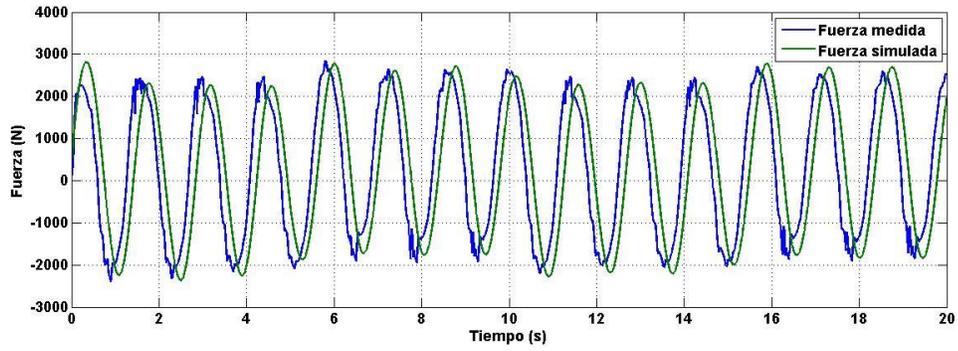


Figura 3.7 Fuerza medida y fuerza simulada.

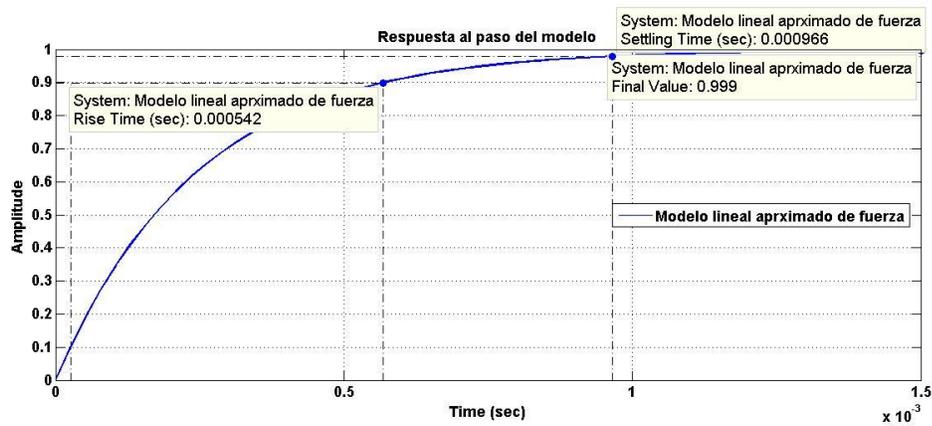


Figura 3.8 Respuesta al paso del modelo

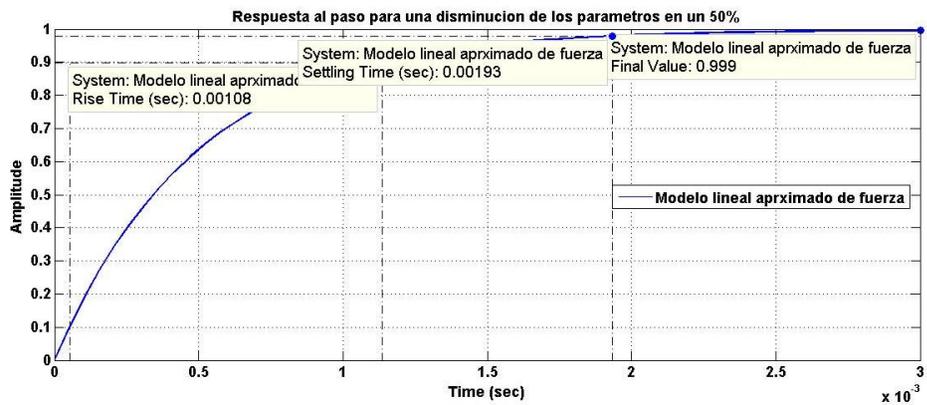
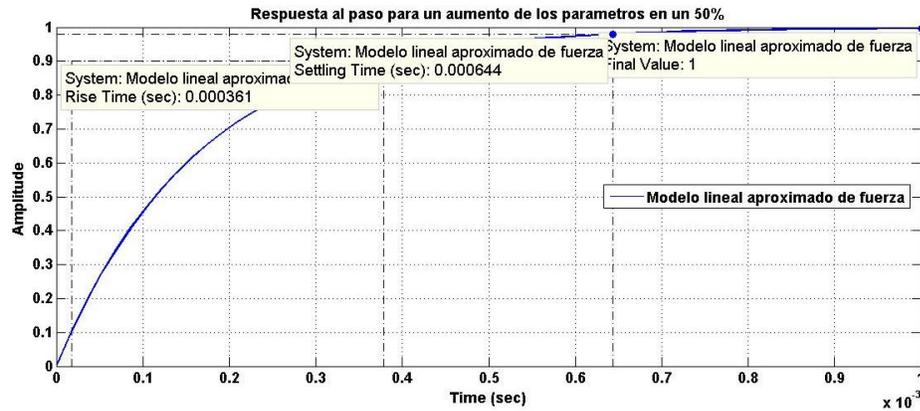


Figura 3.9 Respuesta al paso para una disminución de los parámetros en un 50%



**Figura 3.10** Respuesta al paso para un aumento de los parámetros en un 50%

### 3.3 Conclusiones parciales del capítulo

1. El modelo simplificado de primer orden presenta un ancho de banda similar al modelo identificado lo cual valida su utilización para representar la dinámica de las fuerzas como un segundo orden sobreamortiguado.
2. Se demostró que las variaciones de presión debido a las perturbaciones de velocidad, no afectan significativamente el comportamiento de la fuerza resultante, por lo que se puede modelar la misma sin perturbaciones de velocidad.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### Conclusiones

1 El modelado dinámico de los sistemas electro-neumáticos, es muy difícil de obtener analíticamente debido a su naturaleza no lineal, por lo que la obtención de los mismos a través de identificación experimental constituye la solución más viable para representar su comportamiento.

2 Es necesaria la obtención de un modelo que describa el comportamiento de las presiones y la fuerza para la síntesis de controladores que aporten rigidez al sistema.

3 El modelo de fuerza que se obtiene a través de la identificación del modelo de la dinámica de las presiones, se desempeña satisfactoriamente en la descripción de la dinámica de la fuerza en los sistemas electro-neumáticos.

4 El uso de las herramientas de validación del MATLAB influye de manera decisiva en la elección de los modelos identificados experimentalmente puesto que estas realizan un análisis estadístico muy riguroso.

### Recomendaciones

Profundizar en el estudio del modelado dinámico de los sistemas electroneumáticos para obtener modelos que representen de un manera más exacta el comportamiento de las presiones y de la fuerza con el objetivo de sintonizar reguladores más eficientes.

Incorporar al sistema sensorial de la plataforma sensores de fuerza con el objetivo de mejorar el proceso de identificación.

Implementar estrategias de control de fuerza a partir de los modelos obtenidos con el objetivo de mejorar el desempeño del robot de dos grados de libertad.

**REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

Aguado, A. (2000). Temas de Identificación y Control Adaptable. La Habana, Cuba, ICIMAF. Instituto de Cibernética, Matemática y Física.

Aracil, R., R. Salterén, et al. (2003). "Parallel Robots for Autonomous Climbing along Tubular Structures." Elsevier Journal, Robotics and Autonomous Systems **42**: 125-134.

Aström, K. J. (1971). System Identification.

Barrientos, A., L. F. Penin, et al. (1997). Fundamentos de Robotica, McGraw-Hill.

Belgharbi, M., D. Thomasset, et al. (1999). Analytical model of the flow stage of a pneumatic servo-distributor for simulation and nonlinear control. Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland.

Bonev, I. (2002). Geometric analysis of parallel mechanisms. Departamento de Ingeniería Mecánica. Québec, Universidad de Laval. **Tesis de Doctorado**.

Brun, X., M. Belgharbi, et al. (2000). "Control of an electropneumatic actuator, comparison between some linear and nonlinear control laws." Journal of Systems and Control Engineering(Control in Fluid Power Systems).

Burrows, C. R. (1972). Fluid Power Servomechanisms. London, England, Van Nostrand.

Damme, M. V. (2009). Towards Safe Control of a Compliant Manipulator Powered by Pneumatic Muscles. Faculteit Ingenieurswetenschappen Vakgroep Toegepaste Mechanica, Vrije Universiteit Brussel. **PhD**.

FESTO (2006). Impulse for efficiency in the automotive industry. Innovations 2006 Products & Services: 84-91.

FESTO (2006). Impulse for the biotechnology and pharmaceuticals industry. Innovations 2006 Products & Services: 84-91.

FESTO (2006). Impulse for the food processing and packaging industry. Innovations 2006 Products & Services: 84-91.

Jang, J. S. and M. S. Cho (2004). Design of Position and Force Simultaneous Trajectory Tracking Control System with a Pneumatic Cylinder Driving Apparatus. SICE Annual Conference Sapporo.

Kaitwanidvilai, S. and M. Parnichkun (2005). "Force control in a pneumatic system using hybrid adaptive neuro-fuzzy model reference control." MECHATRONICS **15**: 23-41.

Karpenko, M. and N. Sepehri (2004). QFT Design of a PI Controller with Dynamic Pressure Feedback for Positioning a Pneumatic Actuator. IEEE American Control Conference, Boston.

Kawashima, K., Y. Ishii, et al. (2004). Determination of flow rate characteristics of pneumatic solenoid valves using an isothermal chamber, Precision and Intelligent Laboratory, Tokyo Institute of Technology.

Ljung, L. (1999). System Identification. Theory for the user, Prentice Hall.

MathWorks (2010). MATLAB.

MathWorks (2010). System Identification Toolbox.

Merlet, J. P. (2006). Parallel Robots, Springer.

Moreno, R. (2000). Plataforma para Simuladores. SIMPRO. Ciudad de la Habana, Cuba, Instituto Superior Politécnico "José Antonio Echevarría". **Ingeniería**.

Pearce, M. (2005). "Is there an alternative to fluid power?" IEEE Journal of Computing & Control Engineering **16**(2): 8-11.

Richer, E. and Y. Hurmuzlu (2000). "A High Performance Pneumatic Force Actuator System: Part I - Nonlinear Mathematical Model." ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control **122**(3): 416-425.

Richer, E. and Y. Hurmuzlu (2000). "A High Performance Pneumatic Force Actuator System: Part II - Nonlinear Controller Design." ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control **122**(3): 426-434.

Rubio, E., L. Hernández, et al. (2007). "Modelado, identificación y control de actuadores lineales electro-neumáticos. Aplicación en plataforma de dos grados de libertad." Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial **4**(4): 58 - 70.

Schulte, H. and H. Hahn (2001). Identification with blended multi-model approach in the frequency domain, an application to a servo pneumatic actuator. IEEE/ASME International Conference on Avanced Intelligent Mechatronics Proceedings, Como, Italy.

Shen, X. and M. Goldfarb (2007). "Simultaneous Force and Stiffness Control of a Pneumatic Actuator." Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control **Vol. 129**.

Siciliano, B. and O. Khatib (2008). Handbook of Robotics, Springer.

Sira-Ramírez, H., R. Márquez, et al. (2005). Control de sistemas no lineales. Linealización aproximada, extendida y exacta, Prentice Hall.

Söderström, T. and P. Stoica (1989). System Identification, Prentice Hall, Englewood Cliffs, N.J.

Sorli, M., G. Figliolini, et al. (2004). "Dynamic Model and Experimental Investigation of a Pneumatic Proportional Pressure Valve." IEEE/ASME TRANSACTIONS ON MECHATRONICS **9**.

Spong, M. W., S. Hutchinson, et al. (2004). Robot Dynamics and Control.

Tondu, B., V. Boitier, et al. (1994). "Naturally compliant robot-arms actuated by McKibben artificial muscles." Proceedings of the 1994 IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics **3**: 2635-2640.

Valdez, R. Y. (2007). Resolución de mecanismo paralelo planar 3RRR impulsado por actuadores eléctricos. Centro de Investigación en Ciencia Aplicada y Tecnología Avanzada. Querétaro Instituto Politécnico Nacional. **Tesis de Maestría**.

Varseveld, R. v. and G. Bone (1997). "Accurate position control of a pneumatic actuator using on/off solenoid valves." IEEE/ASME Transactions on Mechatronics **2**(3).

Velazco, S. E. D. (2007). Modelo cinemático y dinámico para plataforma de dos grados de libertad. Departamento de Automática y Sistemas Computacionales. Santa Clara, Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas.

Wang, J., J. D. Wang, et al. (2004). "Identification of pneumatic cylinder friction parameters using genetic algorithms." IEEE/ASME Transactions on Mechatronics **9**(1): 100-107.

Zorlu, A., C. Özsoy, et al. (2003). Experimental modeling of a pneumatic system. IEEE Proceedings on Emerging Technologies and Factory Automation.

## ANEXOS

## Anexo I Características del hardware empleado

## Cilindro neumático DNCB-100-320-PPV-A



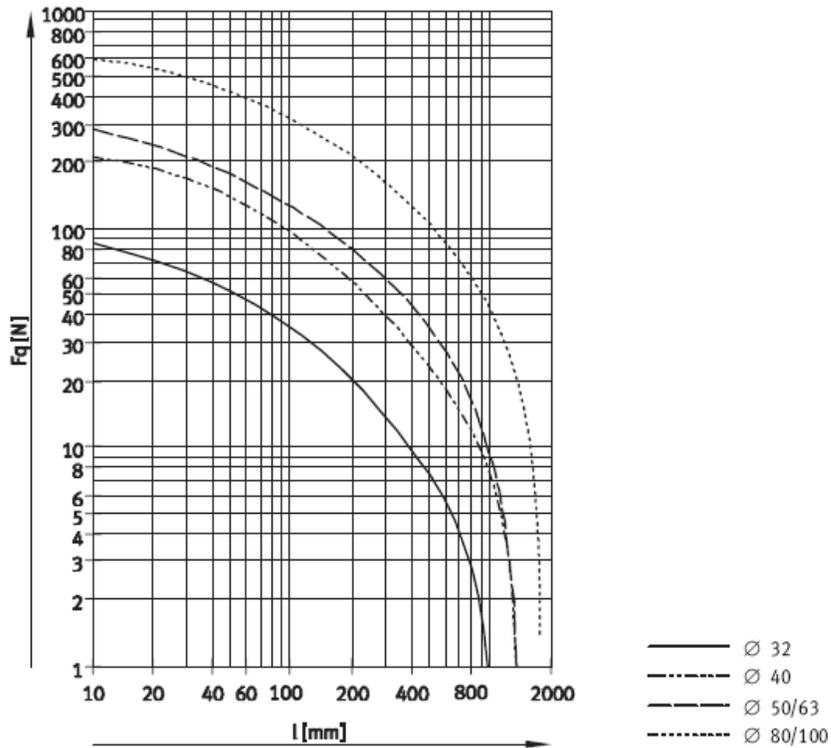
Cilindro neumático DNCB-100-320-PPV-A	
Datos técnicos generales	
Características	Propiedades
Conexión neumática	G½
Rosca del vástago	M20x1,5
Construcción	Émbolo
	Vástago
	Tubo perfilado
Amortiguación	Amortiguación neumática regulable en ambos lados
Carrera de amortiguación [mm]	32
Detección de posiciones	Para detectores de proximidad
Tipo de fijación	Con rosca interior
	Con accesorios
Posición de montaje	Indistinta
Condiciones de funcionamiento y del entorno	
Fluido	Aire comprimido filtrado, con o sin lubricación
Presión de funcionamiento [bar]	0,6 ... 12
Temperatura ambiente1) [°C]	-20 ... +80
Clase de resistencia a la corrosión (según norma de FESTO 940 070)	2
Fuerzas [N] y energía de impacto [J]	
Fuerza teórica con 6 bar en avance	4 712
Fuerza teórica con 6 bar en retroceso	4 418
Energía máx. de impacto en las posiciones finales	3
Pesos [g]	
Peso con carrera de 0 mm	4 575

Peso adicional por 10 mm de carrera	101
Masa móvil con carrera de 0 mm	1 045
Fabricante	<b>FESTO</b>
Precio	686,57 CUC

## Cilindros normalizados DNCB según ISO 15552

Hoja de datos

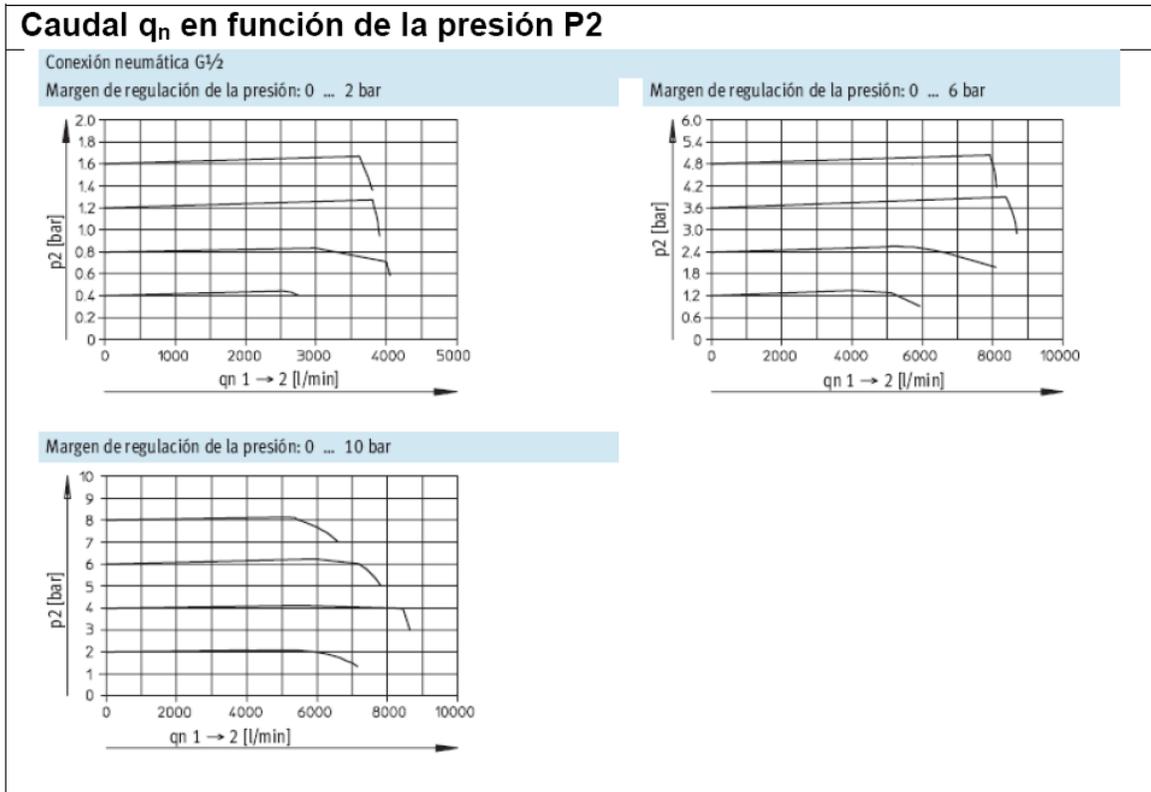
Fuerza transversal  $F_q$  en función de la carrera  $l$



## Válvula proporcional de presión MPPES-3-1/2-10-010



Válvula proporcional de presión MPPES-3-1/2-10-010	
Características	Propiedades
Diámetro nominal alimentación de aire	11 mm
Diámetro nominal de purga de aire	12 mm
Tipo de accionamiento	Eléctrico
Principio de hermetización	Blando
Posición de montaje	Indistinto
Construcción	Válvula pre-pilotada, reguladora del émbolo
Protección contra cortocircuito	Para todas las conexiones eléctricas
Margen de regulación	0-10 bar
Histéresis máxima de presión	0.05 bar
Caudal nominal	5.300 l/min
Desconexión del tiempo de conmutación	450 ms
Conexión del tiempo de conmutación	230 ms
Tensión de funcionamiento CD	18-30 V
Valores NOMINAL/REAL	Tipo de tensión 0-10 V
Fluido	Gases Neutrales Aire comprimido filtrado, sin lubricar, grado de filtración 40 µm Aire comprimido filtrado y lubricado, grado de filtración 40 µm
Temperatura del medio	0-60 °C
Temperatura ambiente	0-50 °C
Peso del producto	2.671 g
Conexión eléctrica	M 16X0.75 Conector 8 contactos, según DIN 45326, forma redondo
Conexión neumática 1	Rosca interior G 1/2
Conexión neumática 2	Rosca interior G 1/2
Conexión neumática 3	Rosca interior G 1/2
Fabricante	<b>FESTO</b>
Precio	1167.05 CUC



#### Sensor de presión SDET-22T-D16-G14-U-M12-547484-W8



Sensor de presión SDET-22T-D16-G14-U-M12-547484-W8	
Datos técnicos generales	
Características	Propiedades
Salida analógica	0.1 ... 10 V
Función	
Conexión neumática	G 1/4
Datos eléctricos	
Tensión de funcionamiento en DC [V]	14 ... 30
Conexión eléctrica	Conector M 12x1, 4 contactos
Protección contra corto circuito	Sí
Clase de protección	IP65

Condiciones de funcionamiento y del entorno	
Fluido	Aire comprimido, líquidos, medios gaseosos
Temperatura ambiente [°C]	0 ... 80
Temperatura del fluido [°C]	-10 ... 100
Símbolo CE (consultar declaración de conformidad)	Según directiva UE de máquinas CEM
Certificación	C-Tick
Materiales	
Cuerpo	acero de aleación fina, inoxidable
Conexión de presión	CrNi acero 1.4305
Anillo de junta	Caucho fuorado
Sensor	AI203 96%
Fabricante	<b>FESTO</b>
Precio	173,25 CUC

### Tarjeta de E/S Multifuncional para PCI Multifuncional para PCI MF624



Tarjeta de E/S Multifuncional para PCI Multifuncional para PCI MF624	
Características	Propiedades
<b>Convertidor A/D</b>	
Resolución	14 bits
Número de canales	8 single ended
Circuito Sample/Hold	Muestreo simultaneo de todos los canales
Tiempo de conversión	1.6 $\mu$ s un canal 1.9 $\mu$ s 2 canales 2.5 $\mu$ s 4 canales 3.7 $\mu$ s 8 canales
Rango	$\pm 10$ V
Protección de entrada	$\pm 18$ V
Impedancia de entrada	$> 10^{10}$ ohm
<b>Convertidor D/A</b>	
Resolución	14 bits
número de canales	8
slew rate	10 V/ $\mu$ s
corriente de salida	$\pm 10$ mA
corriente de corto circuito	$\pm 15$ mA

Impedancia de la salida DC	Max 0.5 ohm
<b>Entradas digitales</b>	
Número de bits	8
Niveles de la señal de entrada	TTL
0 Lógico	0.8 V máx
1 Lógico	2 V mín
<b>Salidas digitales</b>	
Número de bits	8
Niveles de la señal de entrada	TTL
0 Lógico	0.5 V máx
1 Lógico	2 V máx
<b>Contadores y Temporizadores</b>	
Numero de contadores	5, 4 de ellos están habilitados en el conector de entrada/salida, el otro se utiliza para activar el A/D
Resolución	32 bits
Frecuencia de reloj	50 MHz
Modos de conteo	arriba, abajo y binario
Activación	Software, externo
Entradas	TTL, Schmitt Triggers
Salidas	TTL
Fabricante	<b>Humusoft</b>
Precio	1117,6 CUC

### Encoder OEW2-0512-2MHC



Encoder OEW2-0512-2MHC	
<b>Datos técnicos generales</b>	
Utiliza la luz para poder conocer la posición principalmente en ambientes secos.	
Es un encoder incremental óptico con salida eléctrica	
Posee salida bidireccional	
Da una salida en pulsos por vueltas	
tiene como resolución 512 P/R	
<b>Características eléctricas</b>	
Fuente de Voltaje 10.8 – 26.4 V	
Requerimiento 100 mA máx	
Corriente de Salida 20 mA máx	
Frecuencia máx. (respuesta) 50KHz	

Tiempo de Fallo 1 $\mu s$ máx	
<b>Especificaciones mecánicas</b>	
Aceleración angular $10^5$ rad/s <sup>2</sup> máx	
Momento de inercia $8 \cdot 10^{-7}$ Kg m <sup>2</sup>	
Máxima RPM 6000 r/min	
Peso neto 100g	
Torque inicial $9.8 \cdot 10^{-4}$ Nm máx	
Fuerza para mover la carga: Axial 19.6 N Radial 29.4 N	
<b>Condiciones de funcionamiento y del entorno</b>	
Temperatura de Operación -10°C - 70°C	
Temperatura de almacenamiento -30°C - 80°C	
Humedad 85 % máx	
Vibración 10 - 50 Hz	
Protección IP50	
Fabricante	<b>NEMICON</b>

## Anexo II Códigos en MATLAB empleados

### Código en MATLAB utilizado para reducir el modelo de orden superior identificado

```
function ProcessID
% Procesa el experimento especificado por el metodo especificado y da
como
% resultado el lugar de las raicas, la variacion y ajuste de los
% coeficienteas en funcion de la posicion y el lugar de las raices
% interpolado.

clc;

close all

m = 'ARMAX'; % PEM, N4SID, OE, BJ, ARX, ARMAX

Sacamods( m ); % Convierte a S y saca el modelo en lazo abierto a partir
del identificado

%--- Sacamods: -----

function Sacamods( metodo )

load a.mat;
```

```

id = amx4441;
%Kp = 2;

switch upper(metodo)
    case {'PEM', 'N4SID'}
        [ndcl, ddcl] = SS2TF(id.A, id.B, id.C, id.D);
    case {'OE', 'BJ'}
        ndcl = id.B;
        ddcl = id.F;
    case {'ARX', 'ARMAX'}
        ndcl = id.B;
        ddcl = id.A;
end

SYSD = TF(ndcl, ddcl, 0.001);

SYSC = D2C(SYSD, 'zoh');

[ncl, dcl] = tfdata(SYSC, 'v');
sys = tf(ncl, dcl);
modol = sys
num = ncl;
den = dcl;
zpk(modol)
roots(den)

save modelo num den modol; % Kp;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% REDUCCION DEL MODELO %%%%%%%%%
[modb, g] = balreal(modol);

if length(g) > 1,
    modr1 = modred(modb, 2:length(g), 'MatchDC');
else
    modr1 = modb
end

[Z, P, K] = zpkdata(modr1, 'v')
modr3 = zpk([], P(1), abs(K*Z(1)))

% OBTENER LOS COEFICIENTES NECESARIOS DEL MODELO ESTIMADO
[n, d] = tfdata(modr3, 'v')
km = n(2)/d(2)
tp = d(1)/d(2)
modr = tf(km, [tp 1])
save G modr
figure(4)
GH4 = bandwidth(modol)

GH1 = bandwidth(modr)

```

### **Código en MATLAB utilizado para obtener el modelo lineal de fuerza en función del mando de presión**

```
G=linmod('modelodistribuido')
[b,a]=ss2tf(G.a,G.b,G.c,G.d,1)
GH=tf(b,a)
[Z,P,K] = zpkdata(GH,'v')
num=(K*[1 abs(Z)])
a1=abs(P(1))+abs(P(2))
a0=abs(P(1))*abs(P(2))
den=[1 a1 a0]
Gla=tf(num,den)
figure(1)
bode(Gla)
[Gm, Pm, Wg, Wp]=margin(Gla)
figure(2)
step(feedback(Gla,1)), title('Respuesta en lazo cerrado para k=1')
figure(3)
step(feedback(0.5*Gla,1)), title('Respuesta en lazo cerrado para una
disminucion de k en un 50%')
figure(4)
step(feedback(1.5*Gla,1)), title('Respuesta en lazo cerrado para un
aumento de k en un 50%')
```