

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

MODELACIÓN Y SIMULACIÓN DE UN ACTUADOR HIDRÁULICO PARA UN SIMULADOR DE MARCHA NORMAL

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico, que presenta el bachiller:

JOSÉ LUIS PIERO LOLI MÉNDEZ

ASESOR: Dante Elías Giordano

Lima, Septiembre de 2012

RESUMEN

En este trabajo se desarrolla el modelo dinámico de un actuador hidráulico de doble efecto de la marca Fluidtek, el cual forma parte importante del simulador de marcha normal que se desarrolla en la Pontificia Universidad Católica del Perú. Asimismo, se muestra el comportamiento dinámico del actuador por medio de simulaciones ejecutadas en MatLab, para lo cual se desarrolló el algoritmo correspondiente.

En primer lugar se identificaron los parámetros que caracterizan el modelo dinámico del actuador hidráulico, definiendo como variable de entrada la presión hidráulica del fluido y como variable de salida el desplazamiento del vástago. El modelo matemático se obtuvo planteando las condiciones de equilibrio correspondientes a los fenómenos físicos presentes en el accionamiento del actuador. Algunos parámetros del modelo se obtuvieron revisando la información técnica del fabricante, mientras que otros fueron obtenidos por medición y experimentación (coeficiente de fricción dinámica) y de la literatura técnica (módulo de Bulk).

Los resultados obtenidos indican que el comportamiento del actuador presenta un error en estado estacionario, lo cual produce imprecisión en la señal de salida, por lo que es necesario tomar acciones de control al respecto. Sin embargo, las gráficas muestran que la simulación en el computador asemeja a lo observado en el banco de pruebas. De esta manera, se concluye que el modelo matemático obtenido describe adecuadamente al actuador.



Dedico esta tesis a Dios por la oportunidad de culminar este proyecto, a mis padres y hermanos, y a mi familia que siempre estuvo conmigo.

AGRADECIMIENTOS

Deseo expresar mi agradecimiento a mi padre por el esfuerzo de todos estos años para darme mejores oportunidades en la vida, también deseo agradecer a mi asesor, el Dr. Dante Elías por sus sabios consejos, perseverancia y su amistad.



ÍNDICE DE CONTENIDOS

	Pág.
Resumen	i
Aprobación de temario de Tesis	ii
Dedicatoria.....	iv
Agradecimientos	v
INTRODUCCIÓN	1
1 ANTECEDENTES	3
1.1 Tipos de actuadores	3
1.1.1 Actuadores hidráulicos	4
1.1.2 Actuadores neumáticos	4
1.1.3 Actuadores eléctricos	4
1.2 Actuador del simulador de marcha normal.....	5
1.2.1 Sellos hidráulicos.....	7
1.3 Consideraciones previas a la modelación del sistema.....	11
1.4 Fundamentos teóricos para la modelación	12
1.5 Metodología del modelado.....	13
1.6. Parámetros principales del sistema	15
1.7 Ensayos propuestos	19
1.7.1 Ensayo para determinar el módulo Bulk.....	20
1.7.2 Ensayo para determinar el coeficiente de amortiguamiento.....	23
2 MODELACIÓN DINÁMICA DEL ACTUADOR	26
2.1 Descripción del funcionamiento del actuador.....	26
2.2 Elaboración del modelo matemático	28
2.2.1 Subsistema mecánico	29
3 DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS PRINCIPALES DEL MODELO	39
3.1 Determinación del coeficiente de fricción viscosa.....	39
3.1.1 Ensayos realizados	41
3.2 Determinación del módulo de Bulk	47
4 SIMULACIÓN Y RESULTADOS	50
4.1 Sistemas de control de lazo abierto y lazo cerrado.....	50
4.2 Implementación del modelo matemático.....	52
4.3 Simulación del sistema dinámico	54
4.3.1 Análisis del posicionamiento del actuador.....	56

4.3.2 Análisis de la velocidad del actuador.....	61
OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES.....	66
CONCLUSIONES	69
Lista de referencias.....	70
Bibliografía	71



INTRODUCCIÓN

En la Pontificia Universidad Católica del Perú se lleva a cabo un proyecto multidisciplinario en el área de mecatrónica, en el cual participan profesionales de las especialidades de Ingeniería Electrónica e Ingeniería Mecánica. El proyecto consiste en el diseño y construcción del Simulador de Marcha Normal basado en la plataforma Stewart - Gough.

La plataforma Stewart - Gough es un mecanismo paralelo de seis grados de libertad, el cual cuenta con ocho (8) componentes: la base, la plataforma móvil y seis (6) brazos de longitud variable. La base se encuentra unida a la plataforma móvil mediante estos brazos o cadenas cinemáticas formando un hexápodo. Cada brazo cuenta con un actuador hidráulico de movimiento lineal, los cuales permiten el movimiento de la plataforma, soportando las cargas sobre ella.

La concepción de este diseño se basa en el desarrollo de los mecanismos paralelos en los últimos años. El origen de estos mecanismos, también llamados robots paralelos, se remonta al año 1931 con el diseño de un mecanismo para entretenimiento realizado por James E. Gwinnett, el cual nunca llegó a ser construido. A partir de ese momento, el desarrollo de estos mecanismos tuvo mayor desarrollo.

El Dr. Eric Gough, en 1947, inventó una plataforma paralela con brazos de longitud variable para la simulación del proceso de aterrizaje de un avión. Luego, en 1965, el

Sr. Stewart presentó una plataforma de seis (6) grados de libertad con la finalidad de trabajar como simulador de vuelo [Aracil, et al. 2006].

El mecanismo presentado por Gough es diferente al presentado por Stewart, sin embargo fue el trabajo de éste último el que tuvo influencia en el mundo académico. Esto se debe a que el trabajo de Stewart derivó en una de las primeras publicaciones sobre mecanismos paralelos, mientras que el trabajo de Gough formaba parte del secreto industrial de la época [Aracil, et al. 2006].

El comportamiento dinámico del actuador hidráulico se describe a través de un modelo matemático, el cual contiene una serie de parámetros. El conocimiento de los parámetros permite caracterizar dinámicamente al actuador utilizado en el simulador. Asimismo, permite determinar y cuantificar los efectos producidos en su interior.

La elaboración de un modelo matemático que caracterice el movimiento de los seis actuadores operando en paralelo resulta complejo de desarrollar. Sin embargo, obtener el modelo matemático de un actuador resulta más simple, logrando un paso importante en la consecución del modelo con los seis actuadores en conjunto. Además, el modelo dinámico de un actuador es útil para desarrollar el control en lazo de cada actuador.

Por lo tanto, el objetivo principal de la presente tesis es modelar y simular el actuador hidráulico que se utilizará en el simulador de marcha normal basado en la plataforma Stewart-Gough. Es importante mencionar que el trabajo se limita al funcionamiento del actuador, por lo que no considera el movimiento de la plataforma, ni su posicionamiento.

En relación a la simulación del comportamiento dinámico del actuador hidráulico, ésta se llevará a cabo mediante el uso de un software comercial que permita determinar y analizar el movimiento descrito por el actuador.

CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES

En el presente capítulo se realiza una breve descripción de los actuadores de movimiento lineal existentes en el mercado. Luego de ello, se describe completamente al actuador que se utilizará en el simulador de marcha normal.

Asimismo, se detalla la teoría y metodología del modelado, con miras a la obtención del modelo matemático. Se describen también los parámetros y variables principales del sistema, así como propuestas de ensayo para la determinación de los mismos.

1.1.- Tipos de actuadores

Los actuadores son dispositivos capaces de efectuar acciones físicas, determinadas y controladas. Estas acciones pueden tener un movimiento lineal o un movimiento circular (rotatorio) de acuerdo a la aplicación [Carit, 2002].

Existen tres tipos de actuadores de mayor uso comercial: hidráulicos, eléctricos y neumáticos, los cuales son generalmente usados en el campo de la robótica según los requerimientos de fuerza y velocidad.

1.1.1.- Actuadores hidráulicos

El actuador hidráulico utiliza un fluido a presión, normalmente un tipo de aceite, el cual es sometido a presiones entre los 50 y 100 bar.

El aceite hidráulico al ser un fluido incompresible permite obtener operaciones de gran precisión, lo que permite posicionar adecuadamente el émbolo a lo largo de su carrera. Por ello, los actuadores hidráulicos son usados con mayor frecuencia en el accionamiento de mecanismos automatizados.

Estos dispositivos se dividen en dos grupos: los actuadores hidráulicos de simple efecto y los de doble efecto. Los actuadores hidráulicos de simple efecto solo ejercen presión en la carrera de ida, mientras que los de doble efecto ejercen presión en ambos sentidos. Esto último facilita el control del desplazamiento sobre toda la carrera del pistón.

1.1.2.- Actuadores neumáticos

Los actuadores neumáticos e hidráulicos no tienen mucha diferencia en su funcionamiento, sólo se utiliza aire en lugar de aceite. Sin embargo, debido a que el aire es un fluido compresible, no se obtienen grandes presiones de trabajo, por lo que trabaja con menor precisión, pero a mayor velocidad.

1.1.3.- Actuadores eléctricos

Los actuadores eléctricos usan la energía eléctrica para la ejecución de sus movimientos. Este dispositivo es usado para el accionamiento de robots de tamaño medio ya que no requieren altas velocidades ni potencias, como aquellos que usan actuadores hidráulicos [Marcos, 2002].

Por lo tanto, estos actuadores son usados en labores como el ensamblaje, debido a que ofrecen mayor exactitud que los actuadores hidráulicos.

1.2.- Actuador del simulador de marcha normal

En el diseño del simulador de marcha se determinó el uso de actuadores hidráulicos de la marca Fluidtek, una empresa dedicada a la realización de proyectos de automatización, que integra la oleohidráulica y la neumática para el servicio de la industria en el Perú. Asimismo, es representante exclusivo del Grupo Herion, así como de otras marcas reconocidas.

El actuador seleccionado es de doble efecto, del tipo LHZ, el cual presenta las siguientes características:

- a) Construcción con templadores
- b) Sin amortiguación en los extremos
- c) Movimiento con muy poco efecto “*stick – slip*”, el cual se caracteriza por ser un movimiento espontáneo y brusco al deslizar dos superficies una sobre otra.

Éstas son algunas de las características que presentan estos actuadores, extraídas de publicaciones realizadas por la empresa. Sin embargo, no bastan para describir completamente al actuador, se requieren algunas características como las dimensiones (tabla 1.1), los materiales (tabla 1.2) y los parámetros de funcionamiento (tabla 1.3), todo ello detallado por el fabricante.

Tabla 1.1: Dimensiones y tipo de sujeción del actuador

Diámetro del émbolo:	40 mm
Diámetro del vástago:	20 mm
Carrera:	200 mm
Sujeción cilindro:	Pivote posterior con rótula
Sujeción vástago:	Rótula

Tabla 1.2: Características del actuador

Cilindro:	Acero bruñido ST-52
Vástago:	Acero cromado CK-45
Sellos:	Perbunan (NBR)
Presión máxima:	200 bar

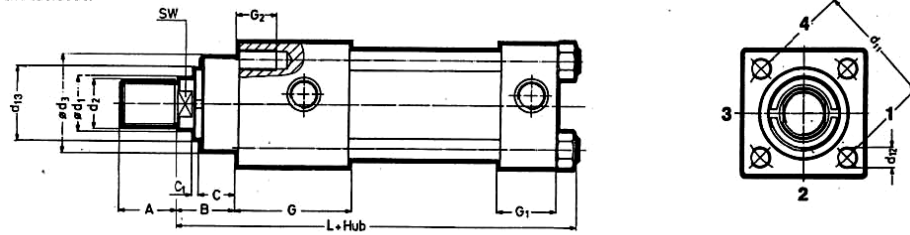
Tabla 1.3: Cilindro Hidráulico Fluidtek, del tipo LHZ

Tipo de sujeción	Pivote esférico (ver Fig. N° 1.2)
Conexión	Rosca interior según DIN ISO 228/1
Posición de Montaje	Cualquiera
Amortiguación	Sin amortiguación regulable en los extremos
Fluido	Aceite hidráulico, filtrado
Rango de temperatura (°C)	-20 hasta 80
Presión de trabajo estática máx. (bar)	160
Presión de prueba estática máx. (bar)	240
Rango de viscosidad cSt (mm ² /s)	3 hasta 300
Área del émbolo (cm ²)	12.57
Área anular (cm ²)	9.42

El fluido de trabajo es aceite hidráulico, tal como se detalla en la tabla 1.3. Es posible trabajar también con emulsión de agua, a la misma presión que con el aceite. Para ello, sería necesario considerar otros materiales para el dispositivo, ya que las condiciones no son las mismas a las descritas.

En la figura 1.1 se muestra el esquema del actuador con sus dimensiones principales, las cuales varían de acuerdo al diámetro del émbolo. El tipo de sujeción, especificado en la tabla 1.1 se aprecia en la figura 1.2, donde la forma del extremo derecho del actuador genera el nombre de pivote esférico.

Ejecución básica



**Brida anterior
Brida posterior**

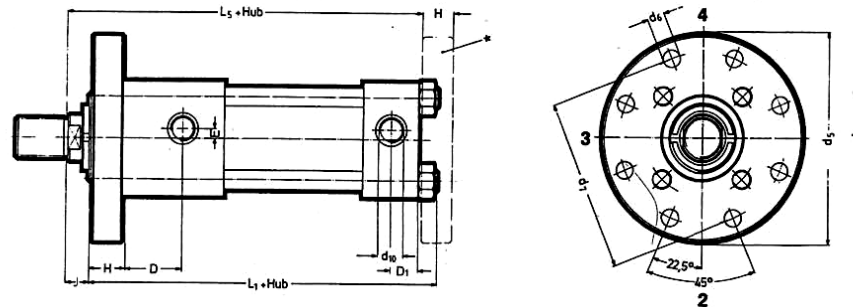


Fig. 1.1 Esquema del actuador

Pivote esférico

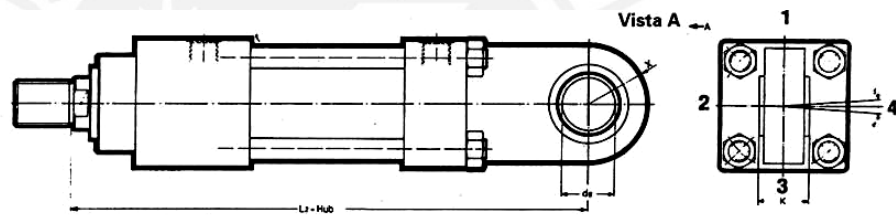


Fig. 1.2 Tipo de Sujeción: pivote esférico

1.2.1.- Sellos hidráulicos

Los actuadores hidráulicos son accionados por un fluido denominado aceite hidráulico, el cual transmite presión al sistema.

El aceite hidráulico, al tratarse de un fluido incompresible, permite que los actuadores sean capaces de desarrollar altas presiones para trabajos más exigentes. Por esta razón es indispensable evitar las fugas del fluido fuera del sistema, lo cual provocaría una disminución en la capacidad y funcionamiento del actuador. Esta es la función de los sellos, los cuales son diseñados para responder adecuadamente ante determinadas condiciones de presión y temperatura, ofreciéndose una amplia gama de materiales y perfiles para tal efecto. Los sellos hidráulicos requieren ser sellos de mayor fricción que los usados en actuadores neumáticos, aunque se trabaje a velocidades menores.

En la figura 1.3 se muestra el esquema del actuador hidráulico, en donde pueden apreciarse los sellos hidráulicos con los que cuenta. Dado que se trata de un actuador de doble efecto, los sellos se colocan tanto en el émbolo como en el vástago para evitar las fugas en las carreras de ida y retorno. Las partes del actuador se indican en la Fig. 1.4.

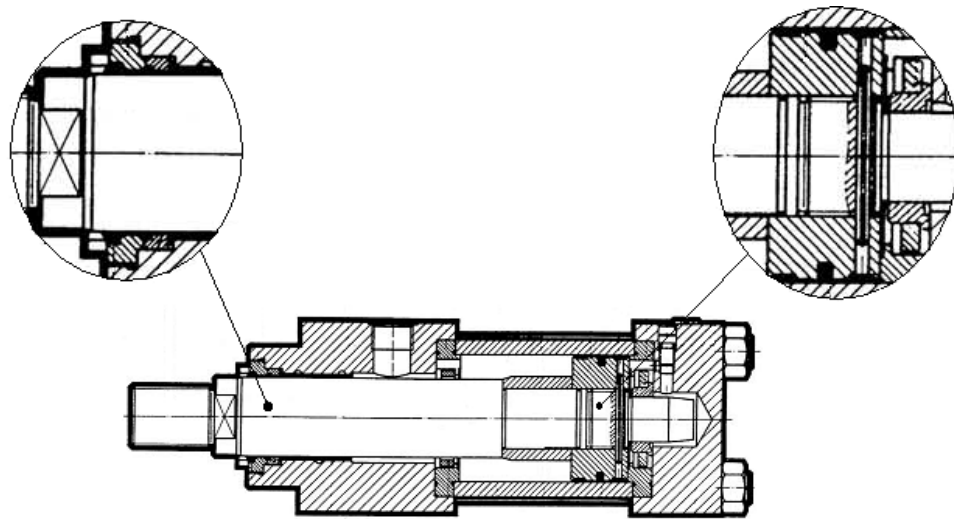


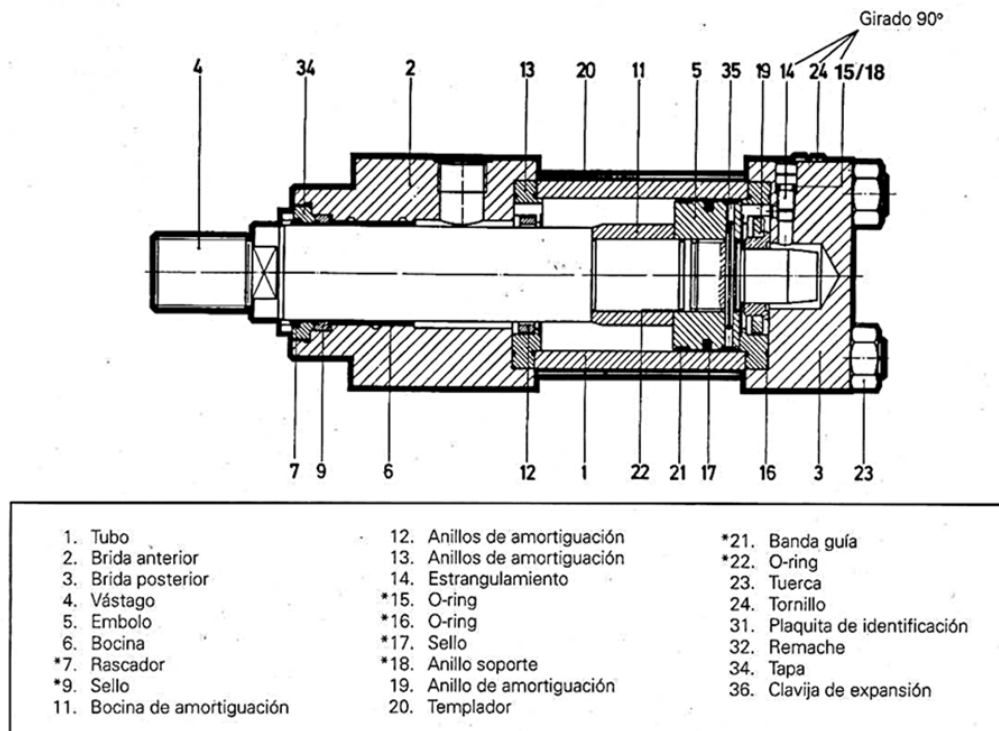
Fig. 1.3 Esquema del actuador hidráulico, mostrando vista de detalle de los sellos en vástago y émbolo.

Los sellos hidráulicos poseen una forma determinada o perfil, que los diferencia de otros y les otorga determinadas propiedades de acuerdo al tipo de aplicación. El perfil que usa este actuador es el mostrado en la figura 1.5. Este sello consta de dos partes, la primera, de una banda plana hecha de teflón, grafito y bronce, la segunda de un O-ring hecho de perbunan.

El teflón es un polímero extremadamente estable, químicamente inerte y es capaz de trabajar en un rango amplio de temperaturas (-164°C a 260°C), además posee el menor coeficiente de fricción que cualquier otro sólido. La dureza y la resistencia al desgaste propias de este material pueden ser mejoradas agregando partículas de bronce y fibras de carbón, obteniendo un material de alta resistencia térmica y química.

Por otro lado, el perbunan es un elastómero con gran resistencia a aceites, grasas y combustibles, así como una gran flexibilidad incluso a bajas temperaturas. Asimismo posee buenas propiedades físicas, como la elasticidad, ya que debe

soportar la presión del fluido hidráulico sin ser deformado en exceso. Posee además, alta resistencia al envejecimiento y al desgaste.



Todas las piezas marcadas con * se encuentran en el conjunto de piezas desgastables.
Para el pedido de otras piezas dar los datos completos de la plaquita de identificación (Nº de pedido y fecha de suministro)

Fig. 1.4 Esquema del actuador hidráulico, donde se indican las partes del mismo

Entonces, ambas partes (banda plana y O-ring) proporcionan determinadas características al sello. El tipo de perfil también influye en el tipo de comportamiento que tendrá el sello, en la figura 1.5 se muestra el detalle del sello utilizado en el actuador.

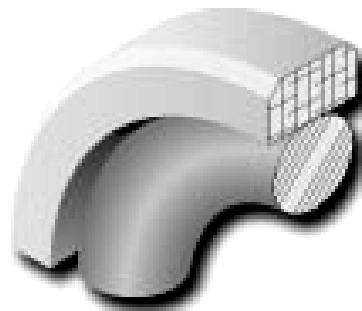


Fig. 1.5 Perfil del sello hidráulico

El sello hidráulico en su conjunto ofrece dos propiedades importantes, que se deben a las partes de las que está compuesto: rigidez y elasticidad. La rigidez proviene de la banda plana, que cuenta con refuerzo de bronce, la cual mantiene contacto con las partes en movimiento ejerciendo una determinada fricción. En cambio, el O-ring se deforma a medida que aumenta la presión del fluido y ejerce presión sobre la banda plana para lograr el sellado.

Entre las características más importantes de este tipo de sellos destacan: buena estabilidad bajo altas condiciones de presión, buena resistencia a la extrusión, baja fricción y bajo efecto stick-slip¹, adecuado para funciones de posicionamiento.

Por lo antes descrito, la disposición de los sellos en el vástago y en el émbolo difiere. En el caso del sello del vástago, o sello interno, la banda plana está en contacto con el eje y el O-ring en contacto con las partes en movimiento, caso contrario a lo que sucede con el sello de émbolo, como se muestra en la figura 1.6.

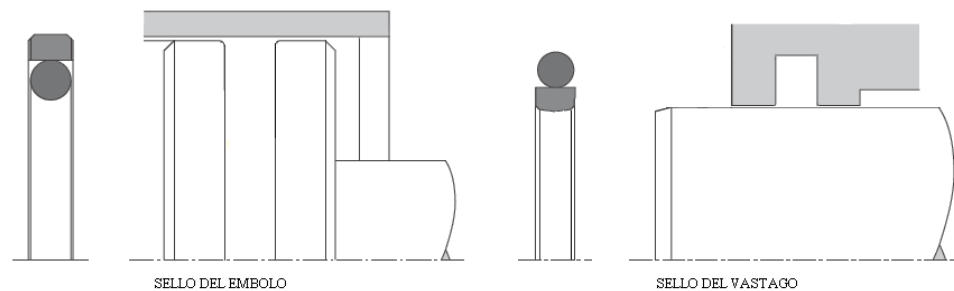


Fig. 1.6 Disposición de los sellos hidráulicos

Las características descritas obedecen a un tipo de aplicación. Es indispensable seleccionar el material según las condiciones de presión y temperatura para evitar fugas en el sistema. Como se mencionó antes, el sellado se produce debido a la deformación del O-ring (parte flexible del sello), el cual ejerce fuerza sobre la banda plana (parte rígida del sello) que está en contacto con las paredes del cilindro. A mayor presión en el sistema, mayor será la fuerza aplicada sobre el O-ring, obteniéndose un mejor sellado de acuerdo a las condiciones de operación.

¹ stick-slip caracteriza un movimiento irregular por adherencia y deslizamiento

En la figura 1.7 se aprecia el correcto funcionamiento de los sellos, debido a una buena selección del material. Por el contrario, en la figura 1.8 la resistencia a la extrusión del O-ring ha sido vencida, por lo que la fuerza aplicada a la banda plana será insuficiente para el sellado del sistema.

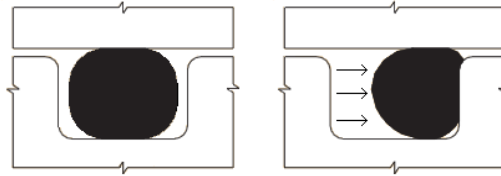


Fig. 1.7 Correcta operación de los sellos

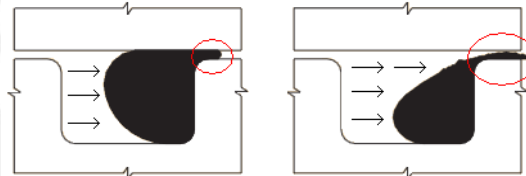


Fig. 1.8 Incorrecta operación de los sellos

1.3.- Consideraciones previas a la modelación del sistema

La complejidad del modelo matemático depende del tiempo que tome realizar dicha tarea, así como de la cantidad de efectos o fenómenos que se quieran describir. Por ello a mayor tiempo empleado y variables a considerar, mayor será el costo de tal labor. Por lo tanto, es necesario llegar a un equilibrio, para ello se deben establecer los requerimientos del sistema y plantear ciertas consideraciones en base al estado del arte. Asimismo, el fluido hidráulico posee determinadas características que deben ser conocidas para describir adecuadamente el funcionamiento del actuador, lo que permitiría elaborar un modelo matemático que represente fielmente el comportamiento dinámico del sistema.

En la elaboración del modelo matemático es necesario tener en cuenta las leyes de la física, las cuales permiten relacionar las variables y los parámetros del sistema. Algunas de las variables y parámetros en el funcionamiento del actuador hidráulico son:

- a) La viscosidad del aceite, indispensable para determinar el comportamiento de dicho fluido y su influencia en el movimiento del actuador.
- b) La velocidad del actuador, la cual es una variable directamente relacionada con el caudal de aceite, determinado por la bomba y la geometría del actuador. En este caso, se debe medir la velocidad de ida como la de retorno puesto que son distintas.
- c) La presión de trabajo del sistema, la cual se encuentra íntimamente ligada a la fuerza que origina el fluido hidráulico a una determinada presión, según las dimensiones del actuador.

Sin embargo, es necesario mencionar que el objetivo de esta tesis es el de obtener un modelo matemático que describa el comportamiento del actuador en su conjunto, incluyendo todos los fenómenos que ocurran en su interior. Por lo tanto este documento no estudiará el sistema de sellado, ni su relación con la presión de suministro.

En el funcionamiento del actuador intervienen un mayor número de parámetros y variables que las que han sido descritas líneas arriba. La relación entre éstos determinará la función de transferencia del sistema, la cual es indispensable para simular la dinámica del actuador hidráulico. La simulación se realizará en un software comercial, en particular se usará el Matlab.

1.4.- Fundamentos teóricos para la modelación

El modelo matemático de un sistema dinámico se define como un conjunto de ecuaciones que representan la dinámica del sistema. Cabe mencionar que un modelo matemático no es único para un sistema determinado, pues puede representarse en formas diferentes. Las variables y parámetros que intervienen en el sistema se identifican a partir del modelo matemático [Ogata, 1998].

La dinámica de muchos sistemas, como los mecánicos, son descritos en términos de ecuaciones diferenciales. Dichas ecuaciones se obtienen a partir de leyes físicas, de una serie de hipótesis del sistema, o a partir de datos experimentales. Por lo tanto, el diseñador debe adquirir conocimiento pleno del sistema que desea controlar [Ogata, 1998].

Entonces, la modelación se caracteriza por generar conjuntos de ecuaciones diferenciales e incluso algebraicas, por lo general no lineales, obtenidas a partir de un estudio analítico basado en leyes físicas o hipótesis del sistema. Además, a mayor complejidad del sistema de control, mayor es su precisión; pero por otro lado, aumenta la cantidad de componentes usados y por ende el costo. Por ello, se debe establecer un equilibrio entre la simplicidad del modelo y la precisión de los resultados obtenidos [Ogata, 1998].

Asimismo, en un sistema de control es importante identificar las variables medibles y las manipuladas del sistema. La elección de las variables manipuladas es de vital importancia ya que intervienen en la calidad del control, en el sentido que se usan para corregir o limitar una desviación del valor medido a partir de un valor deseado [Marga, 2003].

1.5.- Metodología del modelado

A continuación se detallan los pasos a seguir para la obtención del modelo matemático de un sistema. En cada uno de ellos se hace referencia a la solución del problema planteado.

a) Conceptualización

- Conocer de forma general el proceso a modelar. Esto parte de la observación del movimiento del actuador, de acuerdo a condiciones de fuerza y velocidad, o del conocimiento previo que se tenga del proceso.
- Definir los objetivos del modelo (p.e. asegurar la estabilidad, establecer una operación óptima, etc.). El objetivo de la modelación es el de controlar el movimiento lineal del actuador.
- Realizar un modelo conceptual, lo más simple posible, basado en el conocimiento del proceso. Una vez realizada la observación y considerando todas sus variables, se plantea la hipótesis asociada al comportamiento del sistema.
- Conocer las leyes que rigen los fenómenos del sistema y su causalidad física (p.e. leyes de conservación de la masa, energía y momento, etc.).

- Dividir el sistema en subsistemas interconectados. En el actuador hidráulico se pueden distinguir tres subsistemas: mecánico, eléctrico e hidráulico.
- b) Identificación de las variables medidas y las manipulables
- c) Es importante identificar y clasificar las variables del sistema, puesto que de ellas depende la calidad del control alcanzable. Esto se debe a que el sistema posee variables que pueden ser modificadas durante el funcionamiento del actuador, tal como la presión del fluido hidráulico, y aquellas que son medidas directamente y que por lo general no varían, como la longitud del émbolo. De esta manera, se empiezan a definir los parámetros del sistema, los cuales formarán parte del modelo matemático.
- d) Formulación
- Formular el modelo en forma de ecuaciones diferenciales o algebraicas.
 - Es indispensable tener conocimiento del sistema, ya sea de forma experimental u obtenida de otras fuentes. Se deben conocer las relaciones que describen el funcionamiento de cada subsistema, para luego integrarlas y obtener el modelo matemático.
- e) Parametrización
- Determinación de los parámetros del modelo, estableciendo condiciones iniciales. Los parámetros se obtienen a partir del modelo, al plantear las relaciones basadas en las leyes de la física. Las condiciones iniciales se establecen de acuerdo a la observación del proceso.
 - Se obtienen de los datos técnicos y del proceso mismo. En ocasiones el fabricante no proporciona la suficiente información, por lo que resulta necesario realizar ensayos para la determinación de los parámetros.
- f) Implementación del modelo matemático

- Se realiza a través de un lenguaje de simulación (por ejemplo MatLab), y comprende ingresar el modelo matemático (por ejemplo la función de transferencia) en un computador usando un software, es decir, ingresar los parámetros y condiciones del sistema, para luego analizar el comportamiento del sistema mediante gráficas o resultados tabulados.

g) Validación el modelo

- Se valida por medio de la simulación, de donde se obtienen las gráficas del comportamiento del sistema, las cuales deberán asemejar al proceso real. En caso de no ser así, será necesario modificar el modelo, hasta llegar a describir adecuadamente el proceso.

De no poder validar el modelo propuesto, siempre se puede corregir cualquier error en los pasos anteriores, teniendo en cuenta el orden en el que se encuentran.

1.6.- Parámetros principales del sistema

La determinación de los parámetros principales surge de la elaboración del modelo matemático, el cual relaciona todos los procesos que se llevan a cabo para describir el comportamiento dinámico del sistema.

Por lo tanto, es indispensable conocer los procesos que se llevan a cabo, y así obtener un modelo cuyos parámetros estén íntimamente relacionados con el sistema, describiéndolo de la manera más real posible. Por esta razón, se dividirá el sistema en tres subsistemas: cilindro hidráulico de doble efecto, solenoide que gobierna la válvula hidráulica y la válvula hidráulica en si misma, lo que permite analizar por separado los efectos que se producen en cada subsistema. Este trabajo contempla modelar y simular la dinámica de cilindro hidráulico de doble efecto, por lo que solo este subsistema será tratado en los siguientes párrafos.

El modelo matemático del cilindro hidráulico está conformado por ecuaciones que describen el comportamiento dinámico. Estas ecuaciones contienen algunos de los parámetros que se incluirán en el modelo matemático, los cuales se describen a continuación:

a) Área del émbolo: Es una dimensión que determina la fuerza que puede desarrollar el actuador en base a la presión del fluido. En los cilindros de doble efecto se consideran dos dimensiones para su funcionamiento, el área del émbolo y el área que resulta de la diferencia entre el área del vástago y la del émbolo, llamada área anular. Estos parámetros se detallan en toda hoja técnica.

b) Módulo de compresibilidad del sistema (β): El coeficiente o módulo de compresibilidad describe la variación de volumen que ocupa una determinada cantidad de fluido al aplicarle presión a una temperatura dada. A medida que aumenta la presión, disminuye el volumen, lo cual se expresa en la ecuación 1.1.

Es posible determinar este coeficiente teniendo en cuenta las variables que intervienen, como son la presión p y el volumen V , manteniendo la temperatura constante.

$$\beta = - \frac{\frac{\partial p}{\partial V}}{V} \quad (1.1)$$

Este parámetro involucra un efecto nocivo sobre la precisión del sistema en lo que respecta al posicionamiento del vástago, lo cual se encuentra respaldado por varios autores quienes recomiendan incluir este efecto para este tipo de aplicaciones.

c) Volumen del fluido: es la cantidad de fluido contenida dentro de las cámaras del actuador, el cual está sometido a presión. De acuerdo a ésta magnitud, se selecciona una bomba adecuada que permita mantener una presión constante, dando la precisión y velocidad que caracterizan a este tipo de actuadores.

Sin embargo, la precisión se ve afectada por un error común, el de considerar al fluido hidráulico como incompresible. No obstante, y tal como se describió anteriormente, a medida que la presión se incremente en el tiempo, menor será el volumen total del fluido, retardando al sistema y causando disminución en la precisión.

d) Coeficiente de fricción viscosa: La fricción viscosa es representada por una fuerza que guarda relación lineal entre la fuerza aplicada y la velocidad (Fig. 1.9). Es generada cuando dos superficies separadas por una capa de fluido deslizan

entre sí, de acuerdo a la naturaleza del mismo. La hoja técnica del fabricante no proporciona información acerca de este coeficiente, por lo que se planteará una manera de estimarlo.

Debido a que se tiene una relación lineal entre la velocidad y la fuerza, tal como se muestra en la figura 1.9, es posible plantear ensayos en los cuales se tomen diferentes valores de estas variables.

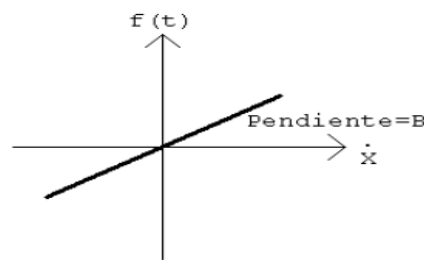


Fig. 1.9 Relación lineal entre la fuerza y la velocidad (B: coeficiente de fricción viscosa)

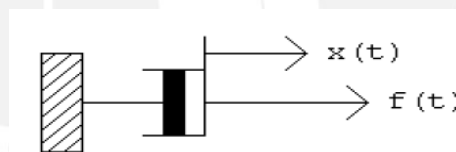


Fig. 1.10 Fricción viscosa en el uso de actuadores

Esta fuerza contraria, debida a la fricción viscosa producto de las fuerzas de rozamiento con fluidos, es directamente proporcional a la velocidad de accionamiento (Fig. 1.10). Es decir, mientras mayor sea la velocidad del actuador, mayor será la fricción que se produzca, lo cual se ve reflejado en la ecuación 1.2.

$$f = -b \cdot \frac{dx}{dt} \quad (1.2)$$

Donde: b : coeficiente de proporcionalidad (kg/s)
 x : desplazamiento (m)
 f : fricción viscosa (N)

e) Módulo de Bulk (Bulk modulus): Esta propiedad indica la compresibilidad de un fluido, la cual tiene un efecto negativo sobre la respuesta, posición y estabilidad del

sistema, si ésta es ignorada. Se define como la resistencia de un fluido a ser comprimido, y se presenta como la inversa del coeficiente de compresibilidad. Existen dos factores que juegan un papel importante en el valor de este coeficiente, los cuales son: la temperatura y el contenido de aire del fluido [Herman & Allen, 2007].

La información sobre cómo hallar el coeficiente de compresibilidad no es muy amplia. Por el contrario, en la determinación del módulo de Bulk la ASTM (American Society for Testing and Materials) propone un ensayo (ASTM D6793-02), el cual requiere de un horno así como una serie de implementos. Estos requerimientos encarecen el proyecto, por lo que se plantea la opción de usar valores recomendados o extraídos de la literatura.

f) Carga máxima: Es aquella carga que el sistema es capaz de tolerar. Ésta depende de las características mecánicas e hidráulicas del actuador, por lo que es indispensable conocer este parámetro para la simulación del sistema. Cabe resaltar que éste no es un parámetro de funcionamiento, sino que impone un límite máximo a la carga que puede soportar el actuador. La carga máxima es un dato que se encuentra en catálogos y en la hoja técnica del producto.

g) Presión de suministro: Es la presión ejercida durante la carrera de ida, la cual es constante y es aplicada sobre el émbolo. Por lo tanto, el área del émbolo resulta un parámetro importante para determinar la magnitud de la fuerza que es capaz de desarrollar el actuador.

La presión de suministro es controlada constantemente mediante el uso de válvulas reguladoras de presión, y mediante lecturas periódicas del manómetro. Este control se realiza ante la posibilidad de fugas en el sistema de bombeo al trabajar a presiones muy altas. Por el contrario, si se trabaja a presiones por debajo de lo requerido, se tendrá un proceso de baja respuesta, es decir, la reacción del actuador ante una carga, se verá disminuida.

h) Presión de retorno: Es la presión del fluido al retornar al tanque, la cual es constante e igual a la presión atmosférica. Esta presión se opone al volumen de fluido que se encuentra en el interior del actuador.

En la carrera de retorno el área de interés es la anular, la cual resulta de la diferencia entre el área del émbolo y el área del vástago.

i) Caudal: El caudal es proporcionado por la bomba, la cual es seleccionada para cumplir los requerimientos del sistema. Este parámetro no es constante, debido a que el émbolo se ubica en distintas posiciones a lo largo de su recorrido según el posicionamiento de la plataforma.

Asimismo, el actuador trabajará a múltiples velocidades, de acuerdo a la posición de la plataforma, lo cual indica que el caudal variará según ese requerimiento, puesto que el caudal es proporcional a la velocidad del actuador.

j) Masa: Es indispensable conocer la masa de los elementos en movimiento, ya que representa la dificultad o resistencia ante posibles cambios de posición, lo cual es conocido como inercia. Este parámetro representa la fuerza que se debe vencer para lograr el movimiento deseado.

l) Coefficiente de rigidez: Este parámetro representa la rigidez de los materiales de los cuerpos bajo diversas configuraciones de carga. La rigidez guarda una relación inversa con la elasticidad, es decir, mientras mayor es la rigidez de un cuerpo, menor es su elasticidad, pero aumenta su capacidad de recibir esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones. El material empleado en los actuadores se encuentra detallado en la hoja técnica, lo cual permite hacer una búsqueda de las propiedades físicas del mismo en los catálogos de los fabricantes. Asimismo, permite determinar si la deformación sufrida durante el funcionamiento es apreciable, lo cual influirá en la inclusión de este parámetro dentro del modelo.

1.7.- Ensayos propuestos

Los parámetros del sistema determinan el comportamiento dinámico del dispositivo (actuador hidráulico), descrito en el modelo matemático. Por ello, es importante conocer el valor numérico de los parámetros involucrados, ya que caracterizan al actuador empleado.

Existen diversos métodos para hallar el valor de los parámetros antes mencionados, teniendo en cuenta que se tratan de propiedades físicas del sistema.

Algunos de los métodos se encuentran en normas que establecen el procedimiento a seguir, los instrumentos a usar y algunas consideraciones importantes para la obtención de resultados confiables.

A continuación se presentan los métodos a seguir para la obtención de algunos de los parámetros, ya que no todos se obtienen mediante ensayos, sino que se encuentran en la hoja técnica del actuador.

1.7.1.- Ensayo para determinar el módulo Bulk

La mayoría de los fluidos disminuyen su volumen cuando están sometidos a una presión constante. En la figura 1.11 se muestra que el volumen del fluido está en función de la presión aplicada, la compresibilidad del fluido y su volumen inicial.

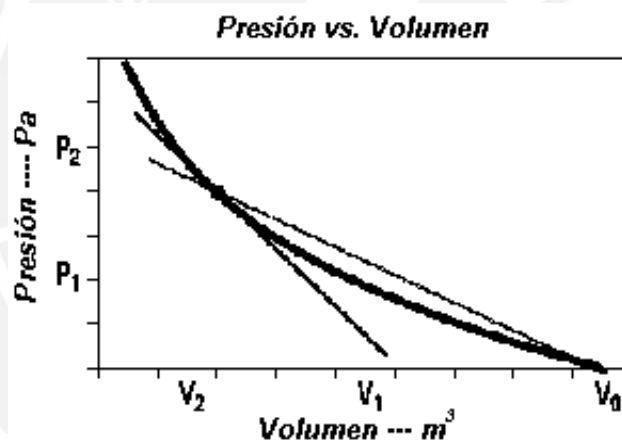


Fig. 1.11 Variación del volumen debido a la presión

Existen dos métodos para determinar el valor de este coeficiente: “*isothermal secant bulk modulus & isothermal tangent bulk modulus*”.

El módulo isotérmico de la secante de bulk (*isothermal secant bulk modulus*) es también llamado módulo de bulk estático. Es una propiedad que mide la compresibilidad de un fluido; mayores valores de este módulo implican una menor compresibilidad fluido.

Esta propiedad es usada para diseñar fluidos hidráulicos capaces de desempeñarse óptimamente de acuerdo a la aplicación, así como en los sistemas

de frenado. Se busca tener altos valores del módulo de bulk para obtener un tiempo de respuesta más corto al aplicar directamente presión sobre el fluido.

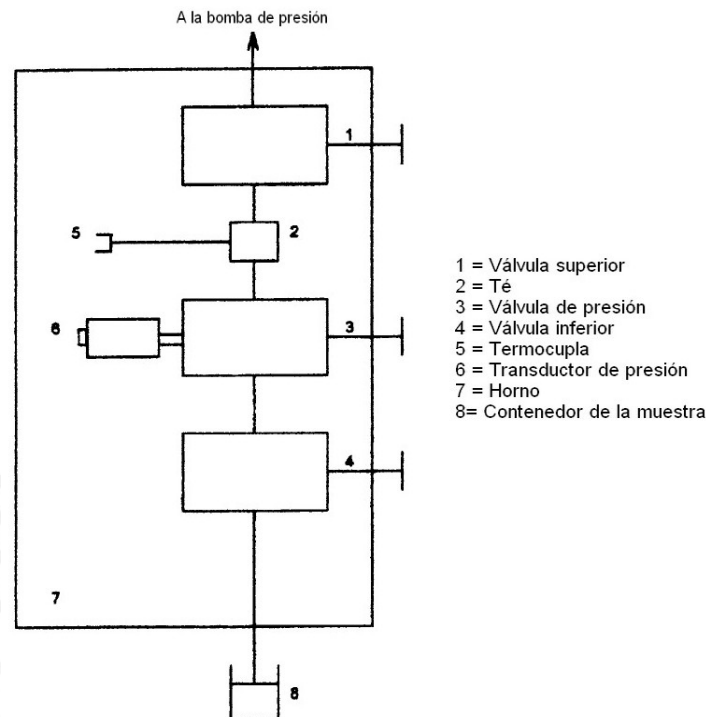


Fig. 1.12 Máquina para la determinación del módulo de la secante de bulk (ASTM D6793-02)

El método se realiza según la norma *ASTM D6793-02*, en donde se encuentra la información requerida para realizar el ensayo. Esta norma considera necesario el uso de un horno capaz de mantener la temperatura deseada con un margen de $\pm 0.1^\circ\text{C}$. Además, se debe contar con una termocupla, un transductor de presión y una válvula que pueda elevar la presión hasta 137.9 MPa (20,000 psi), por lo que todos los accesorios involucrados deben soportar dicha presión. El esquema de la figura 1.12 muestra la distribución de los equipos mencionados en la norma mencionada.

La norma hace referencia a la preparación de la máquina, mostrada en la figura 1.12, así como de la limpieza de la misma, en especial del contenedor de la muestra, lo cual asegura que el fluido no tenga contaminantes.

Asimismo, se establece un procedimiento de calibración usando como fluido de muestra al agua, de donde se obtiene el valor de $V/\Delta V$ para cada posición de la válvula de presión. La determinación del $V/\Delta V$ es determinada por ecuación 1.3.

$$\left(\frac{V}{\Delta V} \right) = \frac{\bar{B}_i}{P} = \frac{\bar{B}_i}{(P_n - P_o)} \quad (1.3)$$

Donde: \bar{B}_i : módulo isotérmico de la secante de bulk (psi)
 P_o : presión inicial (antes de colocar el pistón)
 P_n : presión en la posición n (de la válvula de presión)

Una vez realizado el ensayo se procede a los cálculos siguientes:

Secant bulk modulus: es el producto entre el volumen inicial del fluido y el área bajo la línea trazada desde el origen a cualquier punto de la curva (Presión vs. Volumen específico).

$$\bar{B}_i = \frac{V}{\Delta V} \cdot (P_n - P_o) \quad (1.4)$$

Tangent bulk modulus: se define como el producto del volumen a una determinada presión y la derivada de la presión respecto del volumen en el mismo punto.

$$\bar{B}_i = \frac{\bar{B}_i \cdot (\bar{B}_i - P)}{\bar{B}_i^o} \quad (1.5)$$

Donde: \bar{B}_i^o : módulo isotérmico de la tangente de bulk (psi)
 \bar{B}_i^o : módulo isotérmico de la secante de bulk (psi)

Equipos requeridos:

- Horno
- Válvula de presión (hasta 20,000psig)
- Termocupla
- Transductor de presión
- Contenedor de la muestra (del fluido)

Actividades a realizar:

- a. Se debe tener en muy en cuenta las definiciones de los módulos secante y tangente de bulk, que son dos métodos utilizados.
- b. Una vez armado el equipo, es necesario realizar una calibración, la cual se debe hacer con un fluido de prueba. En la mayoría de los casos se usa agua.
- c. Es necesario considerar que la máquina requiere de una preparación especial referida a la limpieza del contenedor de la muestra. En la norma se establece un método para limpiar dicho elemento antes de cada prueba, en caso se use un fluido diferente cada vez.
- d. La pruebas se realizan a diferentes posiciones de la válvula de presión, por lo general se realizan siete (7) ensayos.
- e. Una vez terminado el ensayo, se procede a los cálculos, en donde se hallarán los módulos descritos. En primer lugar se obtendrá el módulo secante de bulk, debido a que el módulo tangente se encuentra en función de este.

1.7.2.- Ensayo para determinar el coeficiente de amortiguamiento

El coeficiente de amortiguamiento es uno de los parámetros principales que se debe tomar en cuenta, pues está directamente relacionado con la velocidad de trabajo (Fig. 1.13). Es decir, mientras mayor sea ésta, mayor será la fuerza que se oponga.

Este coeficiente es una propiedad del fluido hidráulico, cuyo valor no es dado por los fabricantes. De igual manera, no se conoce un ensayo que determine este valor, pero es posible plantear uno en base a las características del fenómeno, es decir, considerando que este efecto depende de la velocidad a una presión constante (Ec. 1.6).

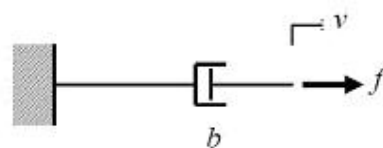


Fig. 1.13 Esquema de un actuador hidráulico

$$f = b \cdot v \quad (1.6)$$

Donde: b = fricción viscosa (coeficiente de amortiguamiento)

v = velocidad del sistema

f = fuerza necesaria para desplazar el émbolo

En este ensayo es necesario el uso de la válvula proporcional, pues se debe controlar la velocidad del émbolo. De igual manera se necesita de un dinamómetro para medir la fuerza ejercida, o por el contrario, obtener dicho parámetro por medio de la presión, puesto que se conocen las dimensiones de émbolo. El ensayo se repetirá un determinado número veces, obteniendo varios valores de velocidad a presión constante. Luego, se grafican estos valores y se obtiene el valor del coeficiente de acuerdo a la relación que existe entre estas variables (Ec. 1.6)

Es importante conocer los límites de trabajo de la válvula para determinar el número de ensayos a realizarse, de manera de obtener una curva que compruebe la relación lineal entre la velocidad y la fuerza.

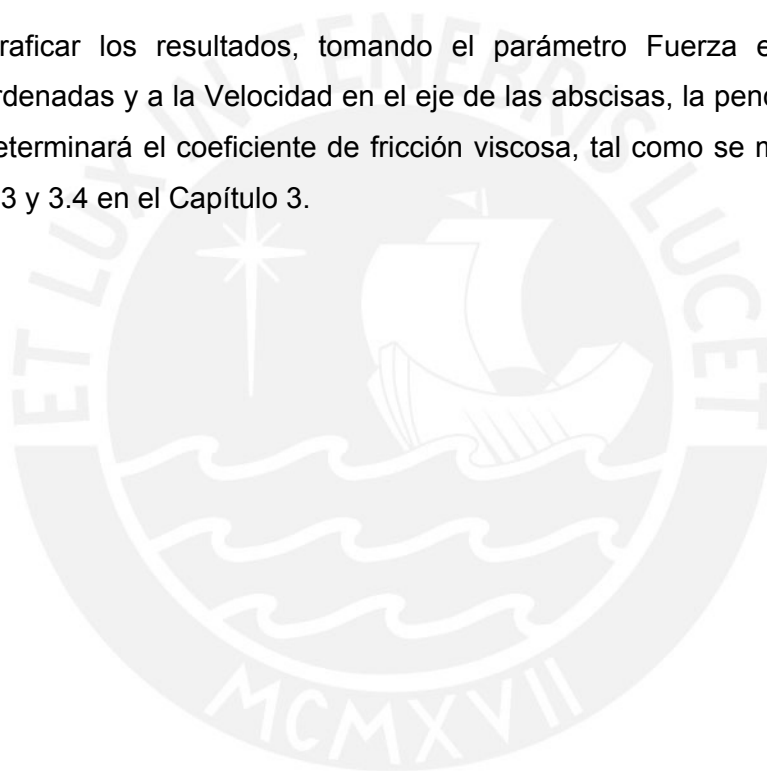
Este ensayo aplicado en la presente tesis, no solo determinará el efecto de la fricción viscosa en el actuador, también incluirá el efecto de sellado, el cual depende de la presión de suministro. Por tanto, el resultado que se obtenga, será un coeficiente que englobe a ambos fenómenos.

Equipos requeridos:

- Actuador hidráulico
- Válvula proporcional
- Sistema de bombeo (hidráulico)
- Manómetro
- Dinamómetro

Actividades a realizar:

- a. En la determinación de este coeficiente se deben de realizar varios ensayos a presión constante, manteniendo el equilibrio en el sistema.
- b. El número de ensayos posibles lo determinará la válvula limitadora de presión, puesto que a mayor presión (mayor fuerza aplicada en el émbolo) mayor será la velocidad a la que se desplazará el vástago, comprobando la relación lineal entre la fuerza aplicada y la velocidad.
- c. Es necesario calcular la fuerza ejercida por el vástago, de manera de obtener una curva (con los valores de velocidad y fuerza) de donde se obtendrá el valor del coeficiente.
- d. Graficar los resultados, tomando el parámetro Fuerza en el eje de las ordenadas y a la Velocidad en el eje de las abscisas, la pendiente de la curva determinará el coeficiente de fricción viscosa, tal como se muestra en la Fig. 3.3 y 3.4 en el Capítulo 3.



CAPÍTULO 2

MODELACIÓN DINÁMICA DEL ACTUADOR

En este capítulo se realiza el modelo dinámico del actuador, lo que permite determinar la función de transferencia del sistema de acuerdo a lo mencionado en el capítulo anterior. La función obtenida identifica los parámetros del sistema, los cuales serán necesarios determinar para cuantificar los efectos que se produzcan al interior del actuador.

Por otro lado, se hizo necesario prescindir del módulo de Bulk para simplificar el modelo matemático, haciendo énfasis en el comportamiento del fluido hidráulico, con los efectos nocivos que esto conlleva.

2.1.- Descripción del funcionamiento del actuador

El modelado matemático del actuador hidráulico requiere del conocimiento pleno del funcionamiento del actuador. Por esta razón es necesario observar y analizar su comportamiento durante la ejecución. Asimismo, se revisaron otras fuentes de información, como libros y catálogos especializados, que detallan el funcionamiento interno del mismo.

En el funcionamiento del actuador hidráulico interviene la válvula que permite manipular el funcionamiento del cilindro hidráulico, normalmente esta se acciona por el paso del fluido eléctrico a través de un solenoide que permite mover un

sistema mecánico que regula el paso del fluido hidráulico al actuador. Sin embargo, de acuerdo al alcance de esta tesis, sólo se elaborará el modelo matemático del cilindro hidráulico pues constituye el componente principal del actuador.

La metodología del modelado, descrita en el capítulo anterior, establece pasos a seguir haciendo referencia al desarrollo del modelo para el actuador hidráulico. En primer lugar se define el objetivo principal para la elaboración del modelo matemático, el cual coincide con el objetivo principal de la tesis, por esta razón queda claro el camino a seguir.

El posicionamiento del actuador es de gran importancia puesto que se requiere que sea preciso y de respuesta rápida. Entonces, queda establecido que el desplazamiento del émbolo, para el caso de esta tesis, será el resultado final que se busca (se debe tener en cuenta que durante el funcionamiento de la plataforma, no solo interesará el desplazamiento, sino también la velocidad a la que se desplaza) y, por lo tanto, el desplazamiento será la señal de salida del sistema.

La señal de entrada debe ser aquella capaz de lograr una variación directa de la señal de salida. Tomando el supuesto de considerar al caudal como entrada, se complicaría el análisis a realizar, puesto que se debería incluir a la válvula proporcional para hallar la relación existente entre presión y caudal, ya que la fuerza que ejerce el cilindro es función directa de la presión. Por lo tanto, se usará a la presión como señal de entrada, lo cual implica controlar al cilindro hidráulico mediante la presión. Asimismo, la velocidad depende de otro parámetro conocido como coeficiente de fricción viscosa, el cual deberá ser considerado en el modelo y determinado mediante ensayos.

En el cilindro hidráulico intervienen gran cantidad de parámetros descritos en el capítulo anterior, sin embargo no funcionan de manera independiente, debido a que el solenoide requiere de electricidad como señal de entrada y de un control del caudal por medio de la válvula proporcional. Cabe recalcar que pese a la dependencia mencionada, es factible aislar los efectos que se producen en el cilindro hidráulico para obtener solo las variables que son objeto de estudio de esta tesis.

2.2.- Elaboración del modelo matemático

La elaboración del modelo matemático se basa en el conocimiento de los procesos que se llevan a cabo dentro del actuador hidráulico. El análisis que se realizará en el sistema hidráulico se encuentra limitado por el objetivo de la tesis. En la figura 2.1 se muestra al sistema hidráulico en donde sólo se considerará al cilindro hidráulico, sin importar influencias ajenas al subsistema mecánico.

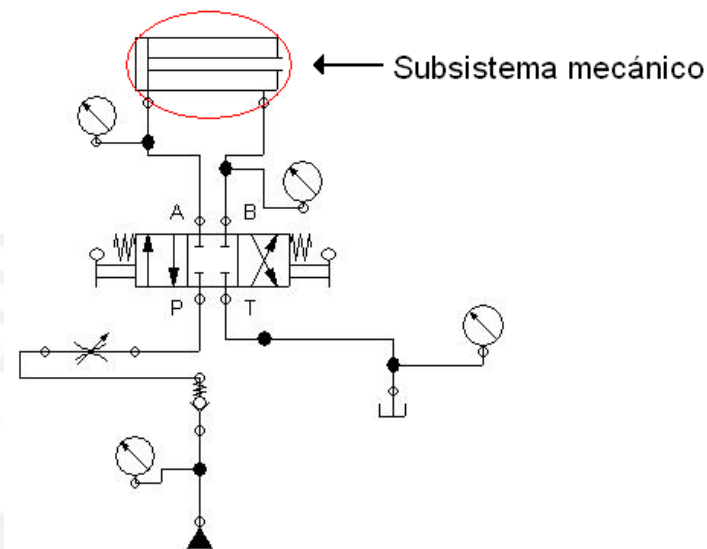


Fig. 2.1 Esquema del sistema hidráulico

En bases a las leyes de la física se determinará la ecuación de movimiento de cada sistema, planteando ecuaciones que describan los fenómenos producidos durante el proceso. Una vez determinadas estas ecuaciones, y luego de seguir el proceso detallado anteriormente, se obtendrá la función de transferencia de cada uno de los subsistemas que se estén analizando, para luego obtener el modelo matemático del subsistema en estudio (subsistema mecánico).

A continuación se procederá a analizar el subsistema mecánico en búsqueda del modelo matemático.

2.2.1.- Subsistema mecánico

Este subsistema se encuentra formado por el actuador hidráulico y su funcionamiento, por lo tanto se espera exista un mayor número de parámetros en comparación a los otros subsistemas.

El actuador hidráulico posee un vástago que se desplaza por la acción del fluido hidráulico a presión. Este dispositivo es capaz de soportar grandes cargas, venciendo la fricción entre las paredes del cilindro, la inercia del vástago y la presión del mismo fluido que se genera en la lumbrera superior. Una vez identificadas las fuerzas dentro del cilindro, se plantean las ecuaciones que describen los fenómenos producidos con la finalidad de obtener la ecuación general del sistema.

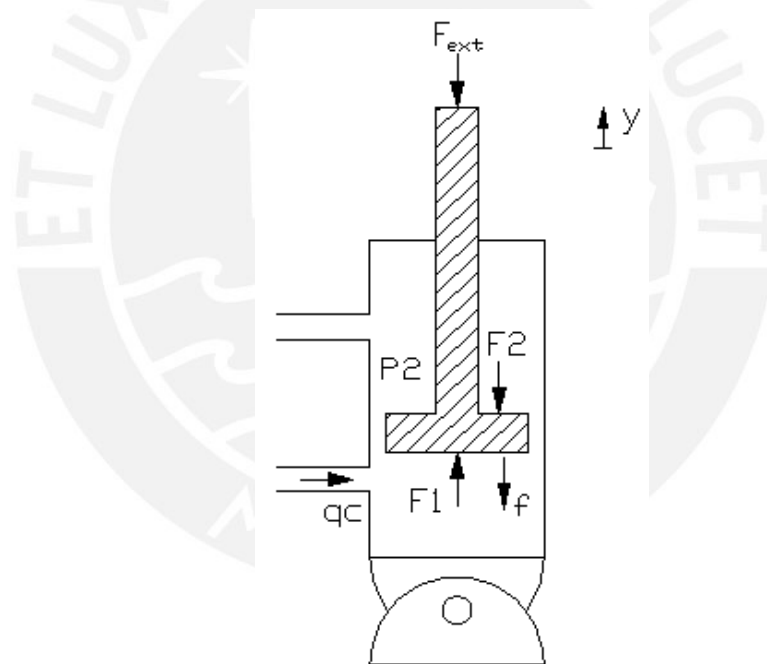


Fig. 2.2 Esquema del actuador hidráulico, indicando las fuerzas en el interior del actuador.

En el esquema de la figura 2.2 se muestran las fuerzas que actúan dentro del actuador. El flujo de aceite (q_c), el cual circula a una determinada presión proveniente de la bomba, genera una fuerza (F_1) la cual debe vencer a las fuerzas que se generan en el interior del cilindro, como son la fricción (f), la fuerza generada por la presión del fluido que se encuentra en la parte superior del cilindro (F_2) y la carga (F_{ext}) que debe soportar el dispositivo.

La ecuación de movimiento del actuador hidráulico se determina plateando el equilibrio dinámico mediante la sumatoria de fuerzas.

$$\sum F = M \cdot \ddot{y} = F_1 - F_2 - f - F_{ext} \quad (2.1)$$

La ecuación 2.1 puede representarse de otra forma, como se aprecia en la ecuación 2.2, teniendo en cuenta que la fuerza es generada por la presión del fluido, la cual es una magnitud medible. En la figura 2.3 se muestra un esquema de las dimensiones para el vástago.

$$\sum F = M \cdot \ddot{y} = (P_1 \cdot A_1) - (P_2 \cdot A_2) - f - F_{ext} \quad (2.2)$$

Donde:

- A_1 : área del émbolo = $\frac{\pi}{4} \cdot \phi_1^2$ [m²]
 A_2 : área anular del émbolo = $\frac{\pi}{4} \cdot (\phi_1^2 - \phi_2^2) = A_1 - A_v$ [m²]
 A_v : representa el área del vástago = $\frac{\pi}{4} \cdot \phi_2^2$ [m²]
 P_1 : presión de suministro [Pa]
 P_2 : presión de retorno al tanque [Pa]
 F_{ext} : carga que soporta el actuador hidráulico [N]
 y : posición del vástago [m]
 \dot{y} : velocidad del vástago ($\frac{dy}{dt}$) [m/s]
 \ddot{y} : aceleración del vástago ($\frac{d^2y}{dt^2}$) [m/s²]

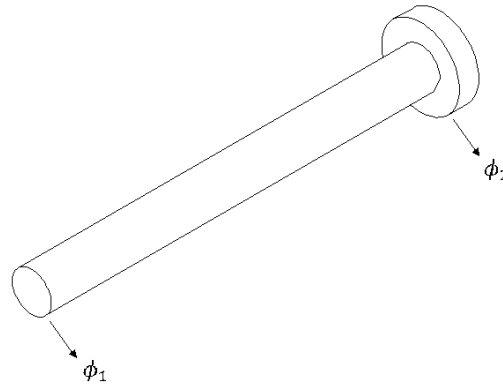


Fig. 2.3 Esquema del vástago, ϕ_1 diámetro del embolo, ϕ_2 diámetro del vástago

Además de las ecuaciones de continuidad y sumatoria de fuerzas, se debe considerar la oposición que ofrece el fluido hidráulico a moverse debido a su viscosidad, llamado también fricción viscosa, la cual depende de la velocidad del actuador, tal como se ve en la ecuación 2.3.

$$f = b \cdot \dot{y} \quad (2.3)$$

Donde:

b : coeficiente de fricción viscosa experimental [$N \cdot s/m$]

El efecto de la fricción no solo se debe a la producida por la fricción viscosa, puesto que existen otros efectos los cuales no podrán cuantificarse, como el de la fricción entre las paredes del cilindro, la fricción mecánica entre sellos, etc. En consecuencia, para efectos de simplificar el modelo matemático, se optó por no considerar la expresión matemática para modelar el efecto de la presión de suministro, la cual actúa directamente sobre los sellos. Sin embargo, la fricción por efecto de la presión de suministro sobre los sellos del actuador y la fricción entre las superficies en movimiento forman parte del coeficiente de fricción viscosa, pues este se obtiene experimentalmente en función de la presión de suministro como se mostrará en el Capítulo 3.

Reemplazando la ecuación (2.3) en la ecuación (2.2) se tiene:

$$A_1 \cdot P_1 + A_2 \cdot P_2 - F_{ext} = M \cdot \ddot{y} + b \cdot \dot{y} \quad (2.4)$$

El modelo matemático tiene como objetivo describir el comportamiento dinámico del actuador, lo cual implica que el modelo describa todos los fenómenos que se producen en el subsistema mecánico. Uno de estos fenómenos es el producido por las cargas aplicadas sobre el vástago, las cuales ocasionarán deformación reduciendo la longitud del mismo, tal como se muestra en la figura 2.4.

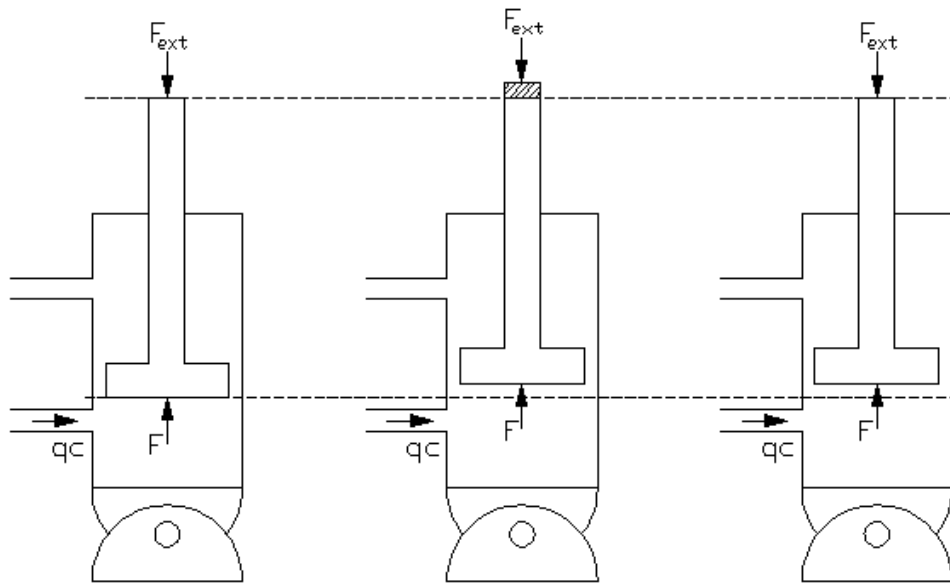


Fig. 2.4 Efecto de la carga sobre el vástago

Este fenómeno descrito por Hooke mediante la ley de elasticidad (ley de Hooke), mostrado en la ecuación 2.5, determina que todo cuerpo sufrirá una deformación debido a las cargas que se apliquen. Cada material posee un determinado módulo de elasticidad (módulo de Young), el cual es inversamente proporcional a la deformación del cuerpo.

$$\delta = \frac{F \cdot L}{E \cdot A} \quad (2.5)$$

Aplicando la ecuación 2.5 a este análisis se tiene:

$$y = \frac{F_{ext} \cdot L_V}{E \cdot A_V} \quad (2.6)$$



Donde:

E : Módulo de Young

L_v : longitud del vástago; se puede considerar igual a la carrera del vástago.

A_v : Área transversal del vástago

Sin embargo, es posible que la deformación que sufra el vástago no sea apreciable debido a las características del material, por lo que antes de incluirlo en el modelo se cuantificará su efecto determinando la deformación que sufriría bajo una determinada carga.

El material de vástago es CK45, un acero cuyo módulo de elasticidad es $E = 206\text{GPa}$. Se asume una carga de $F_{\text{ext}} = 50\text{ kg}$ (500 N), conocidos todos los valores de longitud y sección del vástago se procede a calcular la deformación teórica que sufriría.² La deformación producida es de sólo $1.55 \times 10^{-3}\text{ mm}$, por lo que no considerar este efecto no afectará el funcionamiento del sistema, sino que simplifica el modelo matemático.

Entonces, ordenando la ecuación 2.4 se tiene:

$$M\gamma + b \cdot \gamma = p_1 \cdot A_1 - p_2 \cdot A_2 \quad (2.7)$$

Ordenando la ecuación 2.7:

$$M\gamma + b \cdot \gamma - p_1 \cdot A_1 + p_2 \cdot A_2 = 0 \quad (2.8)$$

La ecuación 2.8 es lineal, lo que permite aplicar la transformada de Laplace. Esta herramienta matemática aporta muchas ventajas cuando se usa para resolver ecuaciones diferenciales lineales, transformando ecuaciones diferenciales a funciones algebraicas de una variable compleja s [Ogata, 1998].

Una de las ventajas del método de la transformada de Laplace es que permite el uso de técnicas gráficas para predecir el desempeño del sistema sin tener que resolver las ecuaciones diferenciales. Otra de las ventajas es la posibilidad

² Revisar Tablas 1.1, 1.2 y 1.3.

de obtener simultáneamente tanto el componente transitorio como el componente de estado estable de la solución [Ogata, 1998]. Esto permite analizar el componente transitorio del sistema, el cual no es constante pues varía de acuerdo a las condiciones de velocidad del vástago.

Antes de aplicar la transformada de Laplace a la ecuación 2.8, se deben identificar las constantes de dicha ecuación, ya que éstas no formarán parte de la ecuación linealizada. La presión de descarga del sistema es una de esas constantes ya que la descarga se produce a presión atmosférica de acuerdo a las características del proceso, razón por la cual el modelo tendrá como señal de entrada solamente a la presión de suministro.

Aplicando la transformada de Laplace, y ordenando se tiene la ecuación de transferencia del sistema descrito:

$$\frac{Y(s)}{P(s)} = \frac{A_1}{M \cdot s^2 + b \cdot s} \quad (2.9)$$

La ecuación 2.9 es denominada ecuación de transferencia del subsistema mecánico, describe el comportamiento dinámico del actuador hidráulico, y se interpreta de la siguiente manera: a cada valor de presión se obtiene una determinada posición del vástago.

Por otro lado, la ecuación 2.9 hasta aquí obtenida no contiene el efecto del módulo bulk que se describió en el capítulo anterior, esto con la finalidad de simplificar aún más el modelo matemático. Sin embargo estudios realizados por autores, como Ali Volkan de la Yildiz Technical University en Turkía, señalan que esto podría conllevar a un error, por lo tanto la simulación del actuador bajo estas condiciones no describiría el efecto real. Esto debido a que el módulo de bulk es de vital importancia en los sistemas hidráulicos, y cuya principal característica es la precisión en el posicionamiento.

En este tipo de aplicaciones no es correcto considerar al fluido hidráulico como incompresible, puesto que las grandes presiones que se originan en estos sistemas ocasionan pequeñas reducciones del volumen del fluido.

Esta reducción de volumen puede traducirse en una pérdida del caudal del fluido hidráulico, lo cual explica que la precisión no sea la esperada al no considerar este efecto. De este modo, el caudal o razón de flujo del sistema puede dividirse en tres partes, las cuales corresponden a los procesos que se llevan a cabo en el interior del cilindro: q_o , caudal útil o aquel que causa potencia en el cilindro, q_L , caudal de escurrimiento o de fugas y q_b , caudal de compresibilidad equivalente, el cual corresponde a la acción del módulo bulk [Ogata, 1987]. En este trabajo se considerará que no existen fugas en el interior del sistema, por lo que el caudal total del fluido queda de la siguiente manera:

$$q_c = q_o + q_b \quad (2.10)$$

El efecto producido por el módulo de bulk no ha sido muy difundido pese a las publicaciones que autores y algunas instituciones dedican a este tema. Tal vez la razón de esta poca difusión es que aún se sigue pensando que el fluido hidráulico es compresible, de manera que no se considera esta variable en el sistema. Otra razón podría ser la falta del equipo necesario para cuantificar este efecto en un determinado fluido; equipo que se encuentra estandarizado según se mencionó en el primer capítulo.

La ecuación 2.10 es una relación adicional que permite describir el sistema de manera más real de la que se obtuvo en la ecuación 2.9. A continuación se describirán cada uno de los elementos de la misma.

El caudal útil (q_o) es aquel que origina la potencia del sistema, es decir, es el encargado de mover al émbolo a lo largo de su carrera. Este caudal depende únicamente de la velocidad a la que viaja el émbolo mediante una relación lineal, es decir, a mayor caudal, mayor será la velocidad y viceversa, lo cual puede apreciarse en la ecuación 2.11. [Ogata, 1987]

$$q_o = A \cdot v \quad (2.11)$$

Donde:

A : área del émbolo, el cual es el que desplaza al fluido a lo largo del cilindro (m^2)

\dot{y} : velocidad del pistón (m/s)

Es común pensar que todo el caudal proveniente de la bomba se convertirá en caudal útil, ignorando las posibles fugas que puedan darse, así como de la compresibilidad del fluido. Es posible no considerar el efecto del módulo bulk para determinadas aplicaciones que no requieran de determinada precisión, como las que se llevan a cabo en el sector industrial. Pero, para la aplicación a la que está destinada este actuador, se requiere que el modelo refleje de la mejor manera posible los efectos que se producen durante el funcionamiento.

El otro término de la ecuación 2.10 corresponde a la compresibilidad del sistema, representado por el módulo de bulk. Éste término relaciona al volumen total del actuador, la variación de la presión en el tiempo (debida a la manipulación de la válvula de acuerdo al tipo de trabajo) y al módulo de bulk efectivo β_e . De acuerdo a la ecuación 2.12, el caudal de compresibilidad q_b varía de manera directa con la variación de presión y de manera inversa con el módulo de bulk [Miroslav, 2002].

$$q_b = \frac{V_t}{4\beta_e} \cdot \dot{p} \quad (2.12)$$

Donde:

V_t : es el volumen total del cilindro (m^3)

\dot{p} : es la variación de la presión en el tiempo (Pa/s)

β_e : es el módulo bulk efectivo (Pa)

La ecuación 2.12 establece que si la variación de la presión en el tiempo es mayor, es decir, mayor manipulación de la válvula para determinada posición del émbolo (tal y como sería en el funcionamiento de la plataforma Stewart – Gough) mayor será este caudal. Entonces, el fluido se comprimirá más, con lo cual se acentúa el efecto descrito anteriormente.

Por lo tanto, la ecuación 2.13 es la que se obtiene de la suma de las expresiones 2.11 y 2.12, considerando el efecto que el módulo de bulk tiene sobre la respuesta y precisión del sistema.

$$q = A \cdot y + \frac{V_t}{4\beta_e} \cdot p \quad (2.13)$$

Se tienen ahora dos ecuaciones que describen de manera real al sistema (Ec. 2.9 y 2.13), las cuales deberán relacionarse de manera de obtener una señal de entrada y de salida. A partir de estas ecuaciones se obtendrá el modelo matemático del sistema de donde se determinarán los parámetros, cuyos valores serán definidos en el siguiente capítulo con el fin de realizar la simulación.

Entonces, es necesario establecer una relación entre ambas ecuaciones, la cual resulta difícil de apreciar en la forma en que se encuentran, por lo que se le aplicará la transformada de Laplace a cada una de ellas y así hallar una manera de relacionarlas. Por lo tanto, y considerando nulas las condiciones iniciales del sistema según establece la herramienta matemática, se obtienen las siguientes ecuaciones,

$$Q(s) = A \cdot s \cdot Y(s) + \frac{V_t}{4\beta_e} \cdot s \cdot P(s) \quad (2.14)$$

$$P(s) = M \cdot s^2 \cdot Y(s) + b \cdot s \cdot Y(s) \quad (2.15)$$

Ambas ecuaciones tienen como elemento común a la presión $p(s)$, por lo que agrupando y ordenando adecuadamente cada una de las ecuaciones, es posible relacionarlas con la finalidad de obtener la posición $Y(s)$ en función del caudal $Q(s)$, obteniendo la ecuación 2.16.

$$\frac{Y(s)}{Q(s)} = \frac{4 \cdot \beta_e \cdot A}{4 \cdot A^2 \cdot \beta_e \cdot s + V_t \cdot s \cdot (M \cdot s^2 + b \cdot s)} \quad (2.16)$$

Según las especificaciones técnicas, proporcionadas por el fabricante del cilindro hidráulico, se dispone de los siguientes datos:

$$A = 2.51 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V_t = 5.03 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$M = 1.16 \text{ kg}$$

Como se puede apreciar, algunos de los parámetros son de fácil determinación, puesto que se pueden estimar o calcular a partir de las características del actuador, las cuales se encuentran en el catálogo del fabricante.

La ecuación 2.16, a diferencia de la ecuación 2.9, incluye el efecto del módulo de bulk, lo cual indica que describe de manera más aproximada los fenómenos que se producen en el interior del actuador.

Una vez hallada la función de transferencia del sistema, es indispensable identificar y determinar los parámetros de la ecuación 2.16. Los parámetros determinados se dividen en dos grupos, aquellos que describen al actuador como son el área transversal, el volumen total, etc. El otro grupo corresponde a las características del fluido, teniendo como parámetros al módulo de bulk y el coeficiente de fricción viscosa (viscosidad dinámica). En el caso del módulo de bulk, éste se obtendrá de la literatura, mientras que el coeficiente de fricción viscosa se determinará mediante experimentación en los laboratorios de la Pontificia Universidad Católica del Perú usando un banco de pruebas para el cilindro hidráulico según se mencionó en el Capítulo 1.

Por esta razón, en el siguiente capítulo se determinarán aquellos parámetros faltantes, los cuales son de gran importancia pues describen el comportamiento dinámico del actuador.

CAPÍTULO 3

DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS PRINCIPALES DEL MODELO

El modelo matemático del sistema, representado por una función de transferencia, determina una serie de parámetros, varios de los cuales son conocidos puesto que caracterizan al actuador.

En este capítulo se determinarán o estimarán los parámetros relacionados al comportamiento del fluido hidráulico, es decir el módulo de bulk y la viscosidad dinámica. Con este fin, se describirán los ensayos realizados para la determinación del coeficiente de fricción viscosa. Luego se indicarán los valores que puede tomar el módulo de bulk, obtenido de diversas investigaciones.

3.1 Determinación del coeficiente de fricción viscosa

El coeficiente de fricción viscosa (b) es una constante que caracteriza a cada fluido, el cual es indicador de su oposición a fluir bajo ciertas condiciones de velocidad. Este coeficiente está directamente influenciado por la viscosidad, pues mientras mayor sea ésta, mayor será la fuerza contraria al movimiento, mayor el tiempo de respuesta y por ende se tiene un mayor valor de b .

La fuerza de fricción generada guarda una relación lineal con la velocidad del pistón, mostrada en la Fig. 1.9. Esta relación permite establecer un ensayo que

determine el valor experimental de este coeficiente sin necesidad de recurrir a equipos sofisticados de medición, pues bastaría solo con medir la velocidad que se produce bajo determinadas cargas.

Por otro lado, considerar lineal la relación entre la fuerza de fricción y la velocidad del pistón es un error, puesto que existen otros efectos involucrados que no han sido considerados para simplificar la realización de los ensayos. Esto se debe a que el ensayo se realiza con el actuador en su conjunto, por lo tanto el resultado obtenido engloba a todos los efectos producidos internamente.

Estos efectos afectan significativamente el desempeño del actuador, y dependen de su configuración interna. Por ejemplo los sellos, diseñados especialmente para evitar fugas en el sistema, producen una fuerza opuesta al desplazamiento del vástago debido a la rugosidad de las paredes del actuador y a las propiedades del sello, así como la interacción con el fluido hidráulico que se encuentra a una presión determinada.

Entonces, la relación entre la fuerza de fricción y la velocidad del pistón no es necesariamente lineal. Además, el resultado de los ensayos agrupa a todos los efectos de fricción dentro del cilindro hidráulico.

En caso se remplace el tipo de sello, material o perfil del mismo, cambiarían los resultados obtenidos, razón por la cual en el Capítulo 1 se describió el sello y su funcionamiento, teniendo claro que los resultados mostrados en esta tesis corresponden sólo a ese tipo de sello.

Un estudio más detallado y experimental del cilindro hidráulico podría proporcionar estimaciones del coeficiente de fricción según componentes y materiales en contacto al interior del cilindro. Por lo tanto, los resultados obtenidos solo corresponderán al cilindro hidráulico materia de estudio, el cual corresponde al actuador que se utilizará en el desarrollo del simulador de marcha que se desarrolla en la PUCP.

3.1.1 Ensayos realizados

El presente ensayo fue planteado a partir de la relación que existe entre la fuerza de fricción y la velocidad del émbolo. Teóricamente la relación entre ambos parámetros es lineal, pero parámetros como la fricción, la viscosidad del fluido, entre otros, modifican dicha relación, lo cual será mostrado mediante gráficas al comentar los resultados obtenidos.

El ensayo consiste en operar el actuador bajo diferentes cargas, las cuales se traducen en diferentes presiones generadas por la regulación del caudal del fluido hidráulico proveniente de la bomba. A cada presión le corresponde una determinada velocidad, la cual aumenta a medida que aumenta la presión de suministro.

El fundamento de este ensayo se basa en la primera ley de Newton, la cual establece que si un cuerpo se desplaza a velocidad constante, lo hará hasta que una fuerza que actúe sobre él lo obligue a cambiar dicho estado. Al establecer una velocidad constante en el actuador tendremos que la sumatoria de las fuerzas actuando sobre él es nula, por lo que las fuerzas que se muestran en la Fig. 3.1 son de la misma magnitud, con lo cual obtendríamos la fuerza de fricción.

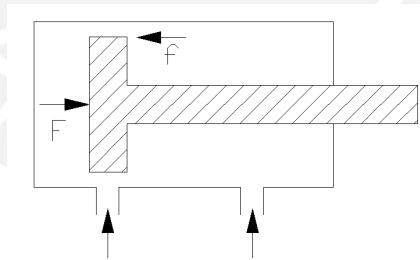


Fig. 3.1 Esquema del actuador, donde se muestran las fuerzas dentro del actuador en equilibrio

Las fuerzas que actúan en el cilindro se muestran de manera simplificada en la figura 3.1. Esto permite obtener la ecuación 3.2.

$$M \cdot y = F - f \quad (3.1)$$

Pero para velocidad constante ($\dot{y} = \text{constante}$), se obtiene $\ddot{y} = 0$. Por lo tanto, y de la ecuación 3.1, se obtiene:

$$F = f \quad (3.2)$$

De esta manera, es posible obtener los valores de la fricción para cada toma de datos. Es necesario mencionar que la fricción obtenida mediante esta consideración engloba otros efectos no considerados como la fricción entre las superficies en contacto y los sellos, la viscosidad, la compresibilidad del fluido, etc., las cuales actúan al interior del cilindro y modifican la relación lineal entre la fricción y la velocidad.

A continuación se detalla el ensayo realizado indicando resultados, conclusiones y comentarios sobre el comportamiento del actuador.

A.- Objetivos del ensayo

- Observar y comprender el comportamiento del actuador bajo diferentes valores de presión.
- Obtener la relación existente entre la velocidad y la fuerza contraria o de fricción.
- Observar la diferencia entre la relación teórica y la obtenida de los ensayos.
- Estimar el valor del coeficiente de fricción viscosa mediante el tratamiento adecuado de datos.

B.- Equipo a utilizarse

- Cilindro de doble efecto, movimiento lineal, marca Fluidtek C = 200 mm, $\phi_e=40$ mm, $\phi_v=20$ mm.
- Bomba hidráulica, $P_{\text{trabajo}} = 60$ bar.
- 1 Válvula direccional 4/3
- 5 manómetros
- 1 Válvula limitadora de presión

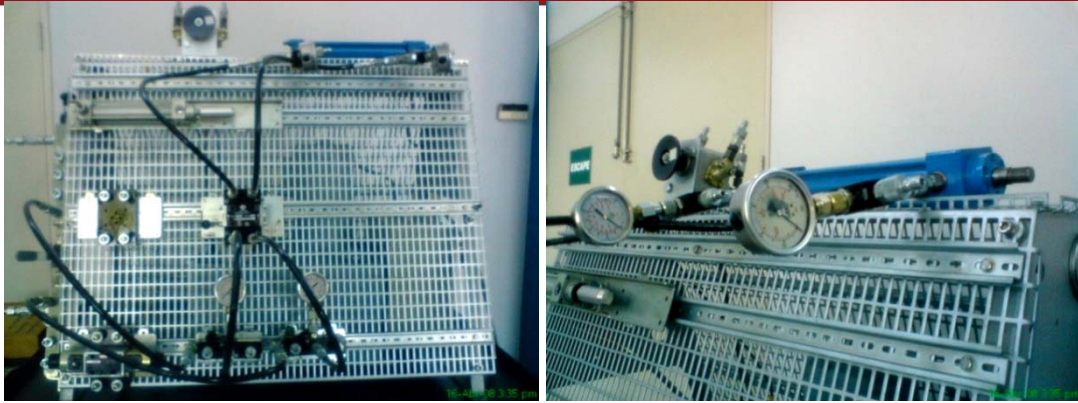


Fig. 3.2 Banco de pruebas, mostrando la ubicación de los manómetros

C.- Procedimiento

- Una vez instalados los dispositivos dentro del módulo (Fig. 3.2), se enciende la bomba y se regula la presión mediante la válvula limitadora.
- Se toman diez mediciones (15, 20, 25..., 60 bar), y se toma el tiempo que tarda el vástago en completar tanto la carrera de ida, como la de vuelta.
- Observar que el proceso se realice a velocidad constante, lo cual se traduce en presión constante.
- Se debe tener en cuenta que considerar todo el largo del vástago se induciría a un error, puesto que no se tiene velocidad constante en todo momento, ya que ésta aumenta progresivamente al inicio de la carrera, y antes de llegar al final ésta disminuye. Por lo tanto, se tiene un tramo del vástago a velocidad constante, el cual es necesario identificar.
- Luego de la toma de datos, considerar que se está trabajando con fuerzas, no con presiones, ya que esto también induciría a error, dado que en la carrera de ida y de vuelta se tienen distintas áreas en donde se aplica la fuerza, es decir, al considerar solamente la fuerza aplicada, se podrá establecer una comparación entre ambas carreras.

D.- Resultados

Los ensayos realizados comprueban que el valor del coeficiente de fricción viscosa depende de las condiciones de velocidad y fuerza, lo cual no quiere decir que exista un único valor, sino que este varía en la medida que varíen dichas condiciones. Por esta razón, mediante el análisis de la gráfica Fuerza vs Velocidad, se determinará la

ecuación que más se aproxime a la curva obtenida, con la finalidad de tener una relación entre ambos parámetros.

El ensayo se realizó considerando tanto la carrera de ida como la de vuelta, con la finalidad de establecer alguna diferencia o semejanza entre ellas, ya que se utiliza un área de aplicación diferente en cada caso.

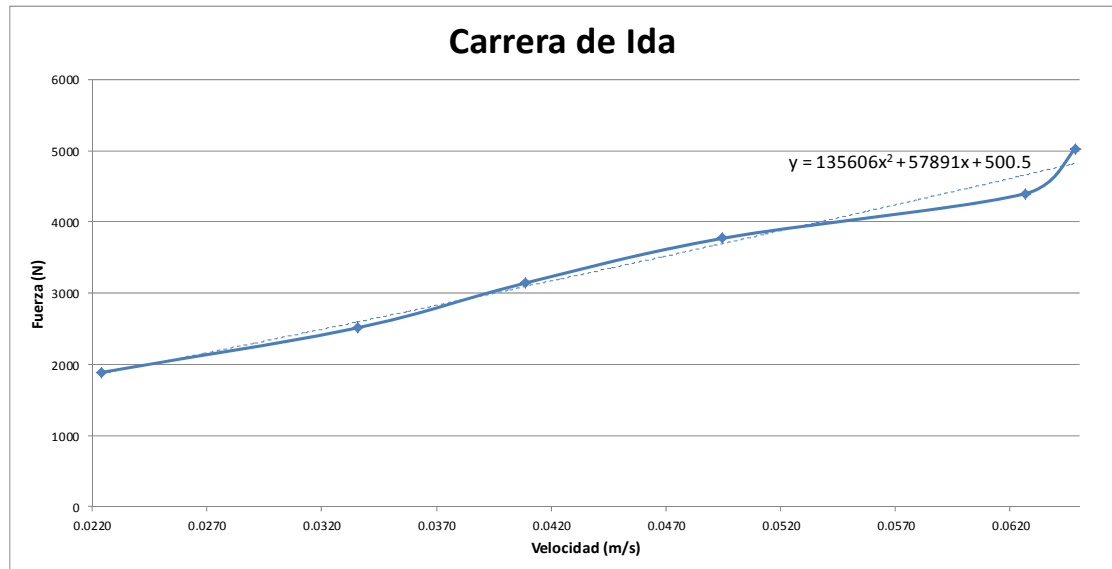


Fig. 3.3 Curva Fuerza vs Velocidad en la carrera de ida del cilindro

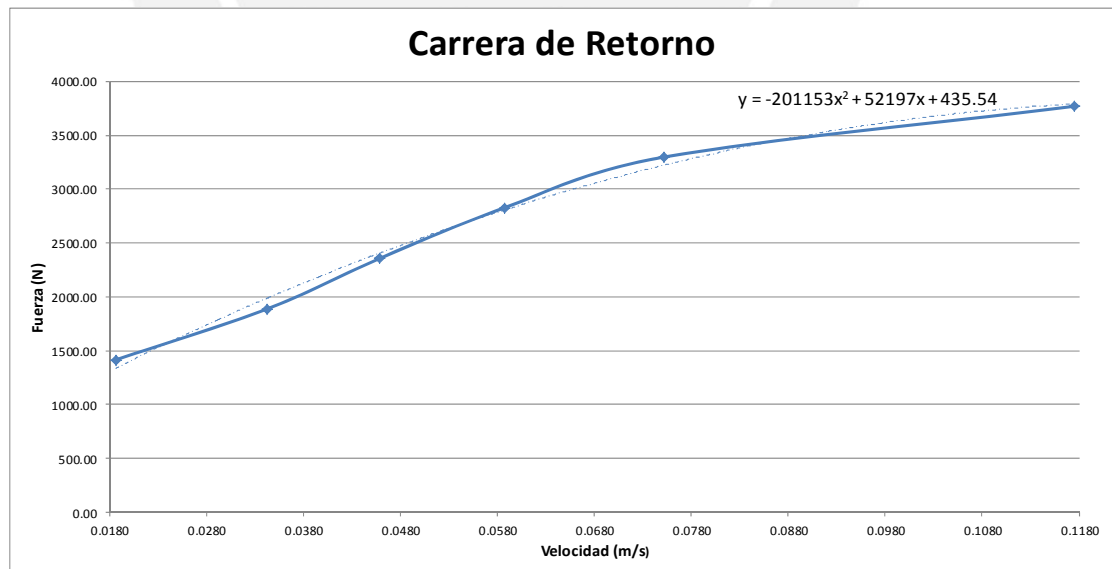


Fig. 3.4 Curva Fuerza vs Velocidad en la carrera de retorno del cilindro

Las figuras 3.3 y 3.4 muestran las gráficas obtenidas mediante el ensayo anteriormente descrito. En ellas se muestra la tendencia del pistón a ganar velocidad a medida que aumenta la fuerza, pero esta tendencia no es lineal en todo el recorrido, sino que presenta un buen grado de linealidad en determinados tramos, tanto en la carrera de ida como de retorno. A continuación se muestran las curvas obtenidas por aproximación, la ecuación 3.3 que describe la carrera de ida y la ecuación 3.4, la carrera de retorno. Estas serán utilizadas para la obtención del coeficiente de fricción viscosa.

$$F = 135606v^2 + 57891v + 500.5 \quad (3.3)$$

$$F = -201153v^2 + 52197v + 435.54 \quad (3.4)$$

Esto se debe a que además del efecto de la fricción viscosa en el sistema, existen otros efectos no considerados como el de la fricción mecánica entre los sellos del actuador, el de la fricción entre el émbolo y las paredes del cilindro. Asimismo, la diferencia entre ambas es consecuencia de que la carrera de retorno se realiza a mayor velocidad que en la de ida bajo las mismas condiciones de fuerza, lo cual responde a las características físicas del actuador.

El ensayo se diseñó teniendo en cuenta la existencia de un período transitorio al inicio y al final de la carrera. En este período la velocidad del vástago aumenta desde el reposo hasta su velocidad máxima, manteniendo luego un tramo a velocidad constante para luego llegar nuevamente al reposo. Esto implica que la velocidad del vástago no es constante en toda su carrera, sino que existe un tramo en el que esto ocurre, como se muestra en la Fig. 3.5.

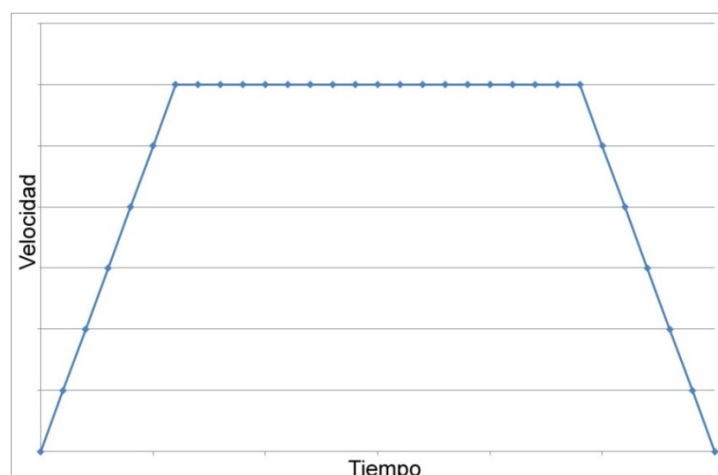


Fig. 3.5 Comportamiento del actuador hidráulico desde el accionamiento



Por otro lado, la medición del tiempo transitorio requiere de instrumentos de mayor precisión, capaces de tomar intervalos de tiempos tan cortos como los que se presentan al inicio y al final de la carrera. Sin embargo se utilizó un cronómetro para obtener valores referenciales, los cuales fueron considerados para determinar el tiempo en el que el actuador se desplaza a velocidad constante.

El ensayo arrojó también otro dato interesante del comportamiento del actuador, a presiones a partir de los 45 bar (hasta los 60 bar) la velocidad del cilindro no varía, independientemente de la carrera que se analice, por lo que no fue incluido en las gráficas mostradas (Fig. 3.3 y 3.4). Los resultados del ensayo se muestran en las tablas 3.1 y 3.2 para la carrera de ida y retorno respectivamente.

Tabla 3.1 Resultados Carrera de ida

P (bar)	F (N)	T transitorio (s)	t total (s)	t _{veloc constante} (s)	V (m/s)	b (Ns/m)	b _A (Ns/m)	% de error
15	1884.96	0.5	9.4	8.4	0.224	84221.42	83037.69	-1.43
20	2513.27	0.3	6.2	5.6	0.336	74863.48	77810.34	-3.79
25	3141.59	0.2	5	4.6	0.0409	76868.76	75519.05	-1.79
30	3769.91	0.2	4.2	3.8	0.0495	76200.33	74651.71	-2.07
35	4398.23	0.3	3.6	3	0.0627	70184.52	74420.13	5.69
40	5026.55	0.2	3.3	2.9	0.0648	77537.18	74467.38	-4.12

Tabla 3.2 Resultados Carrera de retorno

P (bar)	F (N)	T transitorio (s)	t total (s)	t _{veloc constante} (s)	V (m/s)	b (Ns/m)	b _A (Ns/m)	% de error
15	1413.72	0.3	10.7	10.1	0.0186	75949.6735	69641.22	-9.06
20	1884.96	0.3	6.1	5.5	0.0342	55144.9774	59650.49	7.55
25	2356.19	0.3	4.7	4.1	0.0459	51385.0926	53067.44	3.17
30	2827.43	0.3	3.8	3.2	0.0588	48126.5258	47599.89	-1.11
35	3298.67	0.4	3.3	2.5	0.0752	43865.323	41861.32	-4.79
40	3769.91	0.5	2.6	1.6	0.1175	32084.3505	33156.65	3.23

El coeficiente de fricción viscosa se calculó mediante la relación mostrada en la ecuación 1.6 y mediante el uso de la curva de tendencia, cuya ecuación se muestra en ambas gráficas. Se observa que el error no supera el 9%, donde b_A es el valor obtenido por aproximación, lo cual indica que es factible utilizar este método. Cabe resaltar que sólo es aplicable a esta tesis pues se está describiendo a un actuador en particular.

La diferencia que existe entre los valores hallados en cada una de las carreras puede explicarse debido a la ley de continuidad, ya que en la carrera de retorno se tiene un área menor de contacto, la cual es llamada área anular. Esta ley establece que a menor área, mayor será la velocidad del fluido bajo el mismo caudal. Es decir que el vástago retorna a una velocidad mayor, pero por el contrario ejerce menor fuerza, razón por la cual la carrera de trabajo es la carrera de ida.

Además de las diferencias que se dan en ambas carreras, existe una variación en el coeficiente de fricción viscosa. Esto se debe al efecto que producen los sellos en el sistema. Se mencionó que a medida que la presión aumenta, aumenta también la capacidad de sellado, y por ende la fricción entre las partes en movimiento. Es decir, a medida que aumenta la presión, aumenta la velocidad del actuador siguiendo la tendencia que muestran las gráficas obtenidas.

3.2 Determinación del módulo de Bulk

A diferencia del coeficiente de fricción viscosa, la determinación experimental del módulo de bulk no será materia de esta tesis. Esto se debe a que es necesario implementar un banco de ensayos, según lo indica la norma ASTM D6793-02, lo cual no se dispone actualmente.

Considerando que el módulo de bulk posee gran importancia dentro del comportamiento del actuador, éste será obtenido de publicaciones debidamente referenciadas, con la finalidad de incluirlo dentro del modelo matemático planteado en el Capítulo 2.

Una consideración importante respecto al módulo de bulk es que se ve influenciado por el contenido de aire en el fluido, la presión y la temperatura, además del estado en el que se encuentran las mangueras del sistema. Esto es mostrado de acuerdo a la figura 3.6, en donde se observa el comportamiento del módulo de bulk de acuerdo a la relación entre el volumen de aire y el volumen del fluido (r_v). Cuanto mayor sea el contenido de aire en el fluido hidráulico, menor será el valor del módulo de acuerdo al factor obtenido según la presión.

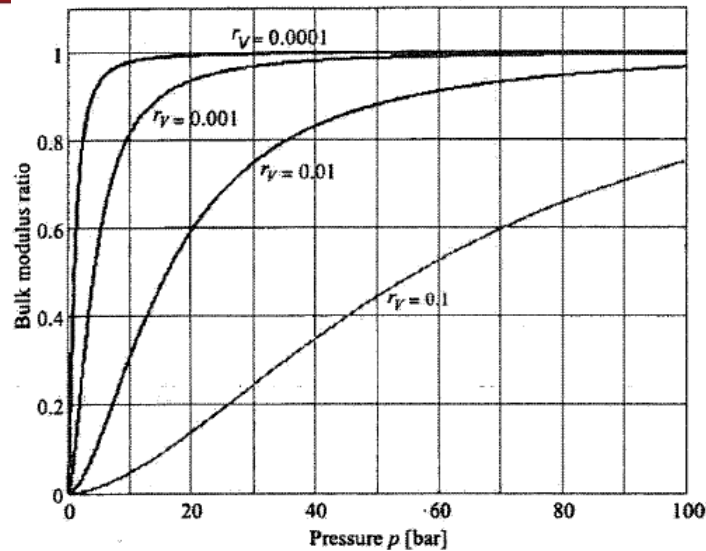


Fig. 3.6 Influencia del volumen de aire en el módulo de bulk (β_e)

En la tabla 3.3 se muestran los valores del módulo de bulk de acuerdo a lo publicado por la Rexroth Bosch Group. En el caso de aceites minerales, el valor típico de este módulo es de 1.4×10^9 a 1.6×10^9 Pa. Por otro lado este valor puede reducirse en un 10% debido al efecto del contenido de aire, especialmente a bajas presiones³.

Tabla 3.3 Valores del módulo de bulk [Nieuwenhuizen]

Presión Nominal (MPa)	β_e (MPa) para tubería de acero $R_i = 6.25$ mm; $R_o = 8$ mm	β_e (MPa) para mangueras de alta presión $R_i = 6.25$ mm
5	1460	500
9	1510	537
13	1570	568
22.5	1890	-

Sin embargo, y para el caso de aceites hidráulicos, el valor del módulo de bulk común es de 2.1×10^8 Pa [Sampson, 2005]. El actuador ensayado utiliza aceite hidráulico filtrado, por lo tanto el valor del módulo de bulk a considerar tomará el valor mencionado.

³Extraído de: M.J. Nieuwenhuizen. Validation of a simulation model for stick-slip prediction Dct 2004.67. Technische Universiteit Eindhoven. Rexroth Bosh Group

La función de transferencias del cilindro hidráulico se dispone en la ecuación 2.16, y que corresponde a la siguiente expresión:

$$\frac{Y(s)}{Q(s)} = \frac{4 \cdot \beta_e \cdot A}{4 \cdot A^2 \cdot \beta_e \cdot s + V_t \cdot s \cdot (M \cdot s^2 + b \cdot s)}$$

Los parámetros determinados para esta ecuación son:

$$A = 2.5 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \quad ; \quad \beta_e = 2.1 \times 10^8 \text{ Pa} \quad ; \quad M = 1.16 \text{ kg}$$

$$b = 76645.95 \text{ Ns/m} \quad ; \quad V_t = 5.03 \times 10^{-4} \text{ m}^3;$$

Finalmente, y reemplazando en la expresión anterior se obtuvo el modelo matemático de la ecuación 3.5, el cual se utilizará para la simulación en el siguiente capítulo.

$$\frac{Y(s)}{Q(s)} = \frac{2.1 \times 10^6}{0.0005835s^3 + 38.5s^2 + 5292s} \quad (3.5)$$

El comportamiento dinámico del actuador se encuentra descrito por el modelo matemático, pero es necesario describir dicho comportamiento en base a datos obtenidos mediante la simulación del sistema. En el siguiente capítulo se mostrarán los resultados de la simulación mediante gráficas, las cuales serán analizadas y comentadas con la finalidad de validar el modelo obtenido.

CAPÍTULO 4

SIMULACIÓN Y RESULTADOS

En el presente capítulo se mostrarán los resultados de la simulación del sistema, y mediante el uso de gráficas se explicará el comportamiento del actuador durante su funcionamiento. Se utilizó el MatLab para la simulación del sistema por la facilidad que muestra este software para el estudio del comportamiento dinámico a través de la función de transferencia del sistema.

4.1 Sistemas de control de lazo abierto y lazo cerrado

Antes de describir y analizar la simulación del sistema dinámico, es necesario conocer estos dos términos, puesto que a lo largo del presente capítulo se utilizarán para mostrar el comportamiento del actuador bajo cada condición.

Los sistemas de control se clasifican en lazo abierto y lazo cerrado, la distinción radica en la acción de control, que es la que activa al sistema para producir la señal de salida.

A. Sistemas de control de lazo abierto: son aquellos sistemas en los cuales la salida no afecta la acción de control. Es decir, en este tipo de sistemas de control no se mide la salida, ni se realimenta para poder compararla con la señal de entrada, siendo estos susceptibles a perturbaciones [Ogata, 1998]. Por esta razón, la señal

de salida no siempre corresponderá a los parámetros finales que establece el diseñador.

Este sistema de control es comúnmente usado en electrodomésticos y en sistemas dinámicos que no requieran de precisión, como la lavadora (Fig. 4.1). En este caso, la señal de entrada es la ropa sucia, la cual es sometida a una serie de procesos, en un tiempo determinado por el usuario o por la propia programación de la lavadora. Luego de terminado el proceso, la ropa saldrá del proceso, la cual es la señal de salida del sistema, nótese que la ropa puede salir completamente limpia, o tal vez aún este sucia, puesto que no existe un debido control durante el proceso que asegure que esto suceda.

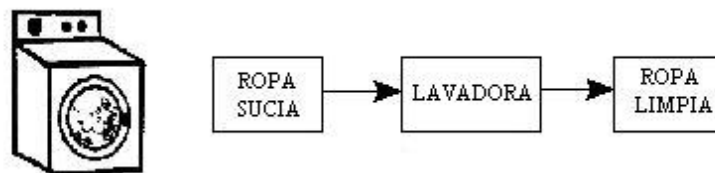


Fig. 4.1 Sistema de control en lazo abierto de una lavadora

B. Sistemas de control de lazo cerrado: también llamados sistemas de control realimentados, se caracteriza por alimentar al controlador con la señal de error de actuación, la cual es la diferencia entre la señal de entrada y la de realimentación (podría ser la señal de salida y sus derivadas y/o integrales), con la finalidad de reducir el error, llevando a la salida del sistema a un valor conveniente [Ogata, 1998]

Los sistemas realimentados son relativamente insensibles a las perturbaciones externas y a las variaciones internas en los parámetros del sistema [Ogata, 1998]. Tomando el ejemplo de la lavadora, es posible obtener un control adecuado del proceso de lavado si se convierte el sistema anterior en un sistema realimentado (fig. 4.2), teniendo como controlador al cerebro humano (puesto que una persona opera la lavadora) y como sensor los ojos, los cuales son los encargados de determinar si la ropa está limpia, en caso contrario se reiniciará el proceso.

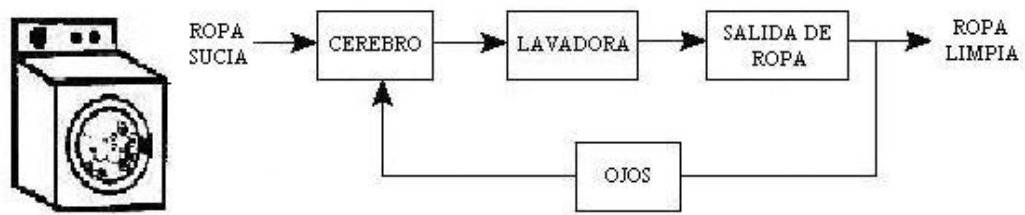


Fig. 4.2 Sistema de control en lazo cerrado de una lavadora

4.2 Implementación del modelo matemático

La simulación del sistema ha sido realizada mediante el uso del MatLab, el cual es abreviatura de Matrix Laboratory, es decir laboratorio de matrices, puesto que define todas sus variables en forma de matriz. Es un software diseñado para la manipulación de matrices, representación de datos y funciones, así como de la implementación de algoritmos, como el que se elaborará para la simulación del actuador.

El análisis del comportamiento dinámico del sistema comienza eligiendo el tipo de señal de entrada, puesto que influirá directamente en la respuesta obtenida. Existen varios tipos de señales de prueba típicas, las cuales son funciones muy simples del tiempo, tales como la función escalón, rampa, parábola, impulso, senoidales, etc [Ogata, 1998].

La forma de la entrada a la que estará sujeto con mayor frecuencia el sistema, determinará cuál de las señales antes mencionadas se usará para el análisis de las características del sistema. En caso se tenga sistemas cuyas entradas en función del tiempo cambian de forma gradual, se utilizará una función rampa como señal de prueba. Por otro lado, si se trata de un sistema cuya entrada está sujeta a perturbaciones repentinas, que luego se mantienen en el tiempo, se usará la función escalón, y por último, si se tiene un sistema sujeto a entradas de choque, las cuales mantienen su amplitud durante corto tiempo, la señal impulso sería la mejor opción [Ogata, 1998].

La señal de entrada del sistema, de acuerdo al modelo matemático mostrado en la ecuación, es el caudal $Q(s)$. Este tipo de entrada se presenta como una perturbación repentina, puesto que al encender la bomba hidráulica se establece un

flujo constante del fluido hidráulico en un tiempo muy corto, y se mantiene en el tiempo hasta el momento de desactivarla. Por lo tanto, la señal de prueba que se ajusta a este tipo de entrada es la de la función escalón, teniendo en cuenta las unidades en las que se encuentra. Sin embargo, existe otro tipo de función que puede describir este comportamiento, la función impulso, por lo que se harán simulaciones con ambas funciones para determinar cuál de ellas corresponde al funcionamiento del actuador.

Las unidades del modelo matemático se establecieron siguiendo el sistema internacional de unidades (SI), por lo que el caudal se encuentra en m^3/s y la posición en m. Debido a que la carrera del cilindro se expresa en milímetros y el caudal por lo general en litros por minuto (l/m), se afectará el modelo por el factor adecuado con la finalidad de obtener dichas unidades, de manera que se obtiene la expresión 4.1.

$$\frac{Y(s)}{Q(s)} = \frac{35167}{0.000583s^3 + 38.5s^2 + 5292s} \quad (4.1)$$

La ecuación 4.1 muestra en su denominador el término s^3 , el cual a simple vista, no parece tener gran connotación en la función de transferencia del sistema, por lo tanto se simulará la función de la ecuación de 4.1 y otra que no contenga el término mencionado.

La gráfica de la figura 4.3 muestra la simulación del sistema en lazo abierto en donde se muestran dos curvas, la correspondiente a la inclusión del término s^3 y la que no lo contiene. Es difícil distinguir una de otra, lo cual denota que no existen diferencias entre el comportamiento del sistema en ambos casos. Por lo tanto, en adelante el modelo matemático será expresado de la siguiente manera (Ec. 4.2).

$$\frac{Y(s)}{Q(s)} = \frac{35167}{38.5s^2 + 5292s} \quad (4.2)$$

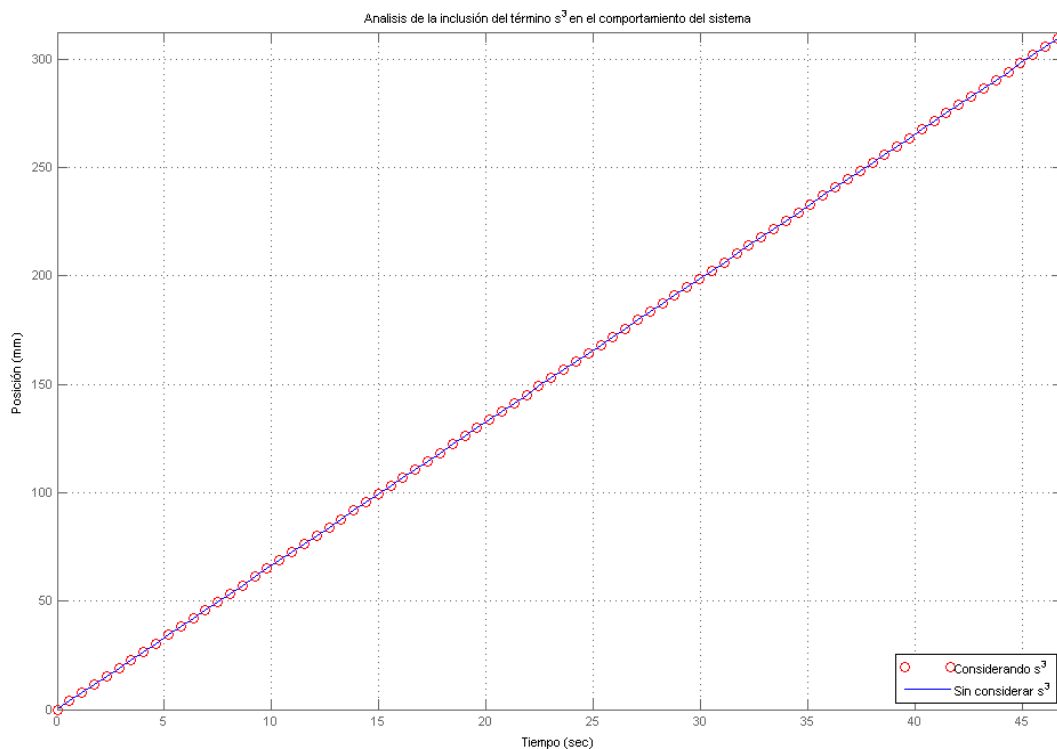


Fig. 4.3 Simulación del sistema en lazo abierto para analizar la inclusión del término s^3

4.3 Simulación del sistema dinámico

Una vez realizada la implementación del modelo matemático mediante la elaboración del programa, el cual se muestra en el Cuadro 4.1, se realizará la simulación del sistema mediante gráficas, lo cual resulta de gran ayuda en el análisis del comportamiento del sistema.

El análisis del sistema en lazo abierto consta de dos partes, el estudio del posicionamiento del actuador, el cual permitirá observar el desplazamiento del actuador por unidad de tiempo. La otra consta del estudio de la velocidad del actuador, donde se podrá observar cuanto tiempo le toma al actuador llegar a su velocidad máxima, lo cual está relacionado con la velocidad de respuesta del sistema.

```

function tesis
clear
Be=2.1e8;
A=2.51e-3;
V=5.03e-4;
M=1.16;
b=76645.95;
nump=[(4*Be*A)/60];
denp=[V*M V*b 4*A*A*Be 0];
numv=[(4*Be*A)/60];
denv=[V*M V*b 4*A*A*Be];
%damp(P);
sen = input('¿Desea analizar posición(1) o velocidad(2)?: ');
if sen == 1
    sen1=input('¿Desea analizar el sistema en lazo abierto(1) o en lazo cerrado(2)?: ');
    if sen1==1
        Pos=tf(nump,denp),
        damp(Pos),
        impulse(Pos),grid on, title('Respuesta escalón unitario en lazo abierto: Posición del actuador'),
        ylabel('Posición (mm)'),xlabel('Tiempo'),
    end;
    if sen1==2
        Pos=tf(nump,denp);
        Pos_close=feedback(Pos,1),
        damp(Pos_close),
        impulse(Pos_close),grid on, title('Respuesta escalón unitario en lazo cerrado: Posición del actuador'),
        ylabel('Posición (mm)'), xlabel('Tiempo'),
    end;
    if sen1<1 | sen1>2
        disp('NOTA: Ingrese (1) para lazo abierto o (2) para lazo cerrado');
    end;
end;
if sen == 2
    sen2=input('¿Desea analizar el sistema en lazo abierto(1) o en lazo cerrado(2)?: ');
    if sen2==1
        Vel=tf(numv,denv),
        damp(Vel),
        step(Vel),grid on, title('Respuesta escalón unitario en lazo abierto: Velocidad del actuador'),
        ylabel('Velocidad (mm/s)'), xlabel('Tiempo'),
    end;
    if sen2==2
        Vel=tf(numv,denv);
        Vel_close=feedback(Vel,1),
        damp(Vel_close),
        step(Vel_close), grid on, title('Respuesta escalón unitario en lazo cerrado: Velocidad del actuador'),
        ylabel('Velocidad (mm/s)'), xlabel('Tiempo'),
    end;
end;
if sen<1 | sen>2
    disp('NOTA: Ingrese (1) para analizar posición o (2) para velocidad');
end;
%damp(G),
%step(P), grid on,
end
  
```

Cuadro 4.1: Programa de simulación realizado en Matlab

4.3.1 Análisis del posicionamiento del actuador

El posicionamiento del actuador, como se mencionó antes, debe ser preciso debido a las aplicaciones que se llevarán a cabo la plataforma Stewart – Gough. Por esta razón es indispensable analizar el comportamiento del actuador mediante la simulación del sistema a través de las curvas obtenidas.

La figura 4.4 corresponde a la simulación del sistema en lazo abierto ante una señal escalón unitario como señal de entrada del sistema, es decir, el caudal de entrada se establece en 1 l/m (lpm).

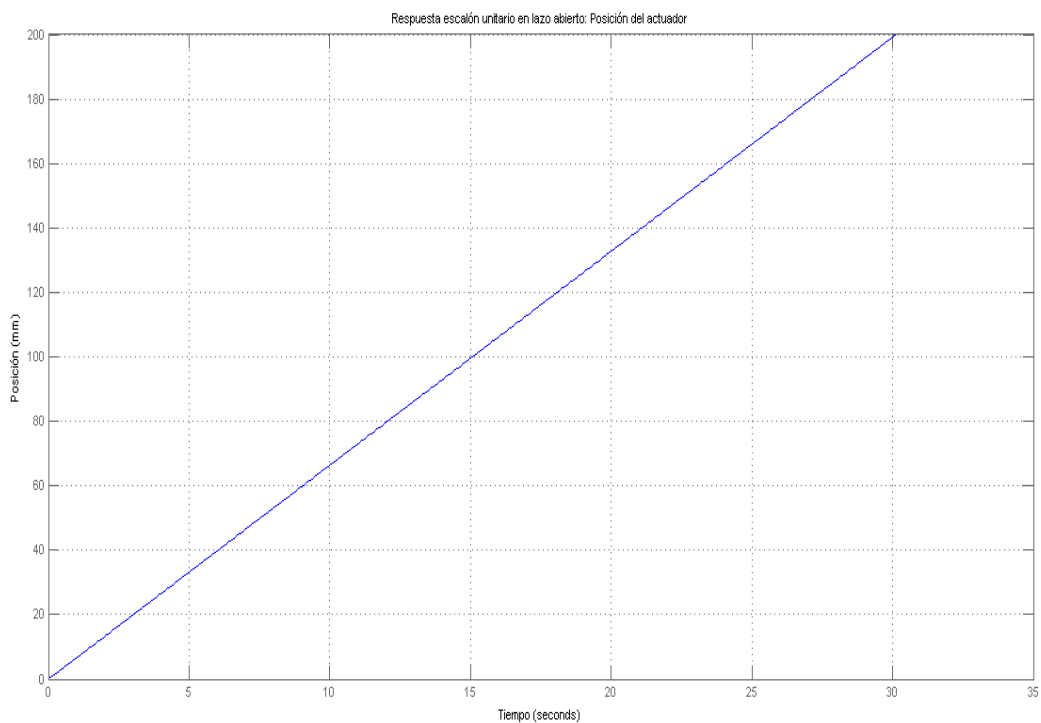


Fig. 4.4 Simulación en lazo abierto del actuador hidráulico ante una señal escalón unitario

La curva muestra una relación proporcional entre la posición y el tiempo, es decir que a medida que el tiempo transcurre, la posición del actuador, con respecto a un punto de referencia, irá cambiando de acuerdo a la siguiente expresión (Ec. 4.3):

$$P = 6.67t \quad (4.3)$$

Donde:

P = posición del actuador (mm)

t = tiempo (s)

Dada esta expresión, el tiempo que el actuador tarda en completar la carrera de ida es de 30 segundos, pudiéndose apreciar directamente en la figura 4.4. Este resultado muestra que el actuador se mueve sumamente lento, lo cual se debe al caudal de entrada (1 l/m), indicando que existe una relación directa entre el caudal de entrada y la velocidad del actuador, tal como se mencionó en capítulos anteriores.

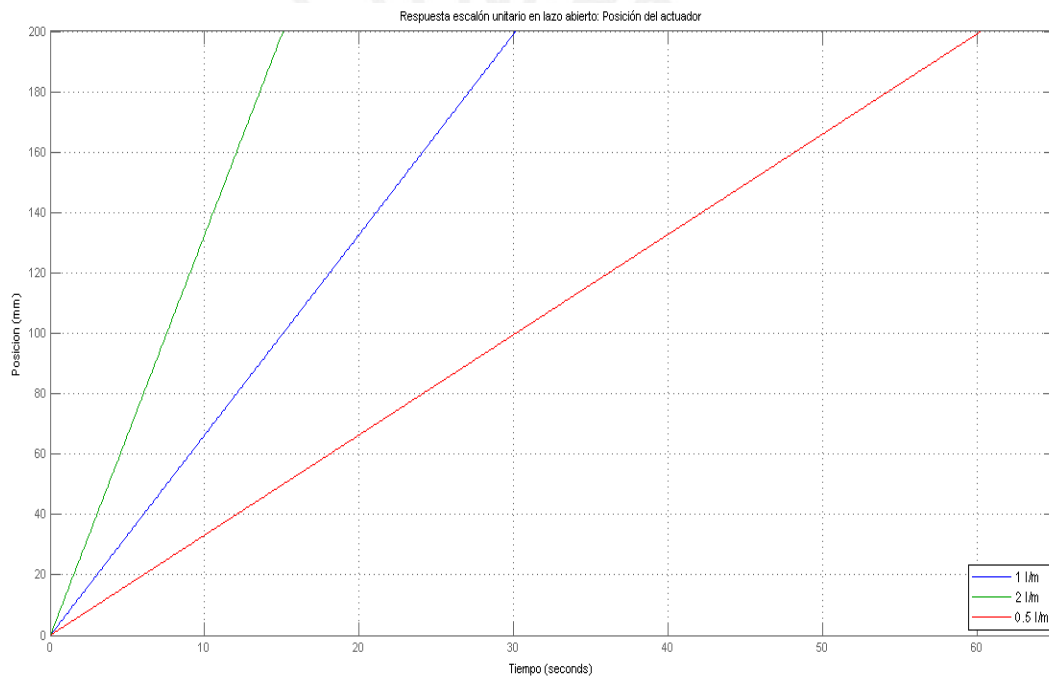


Fig. 4.5 Simulación en lazo abierto del actuador hidráulico ante múltiples caudales de entrada (escalón)

Sin embargo, se trata de un sistema inestable, dado que si fuera físicamente posible, el actuador se desplazaría indefinidamente hasta que se anule el suministro de aceite hidráulico. En el banco de pruebas se muestra este comportamiento, pero se encuentra limitado por la válvula de retorno, la cual recircula el fluido hidráulico una vez completada la carrera del actuador.

Asimismo, durante las pruebas de laboratorio se obtuvieron comportamientos distintos del actuador de acuerdo a la manipulación de la válvula reguladora, con la cual se modificaba el caudal de entrada al actuador. Esto puede apreciarse en la figura 4.5.

La respuesta de la señal de salida no es la esperada debido a que no existe una limitación en el desplazamiento del actuador. Es entonces necesario utilizar otra señal de prueba que se ajuste a este tipo de comportamiento. Dado que la señal escalón se establece en un valor dado, el actuador seguirá desplazándose, por lo que la señal de entrada debe ser aquella que represente una perturbación, se utilizará entonces el impulso como nueva señal de prueba. (fig. 4.6).

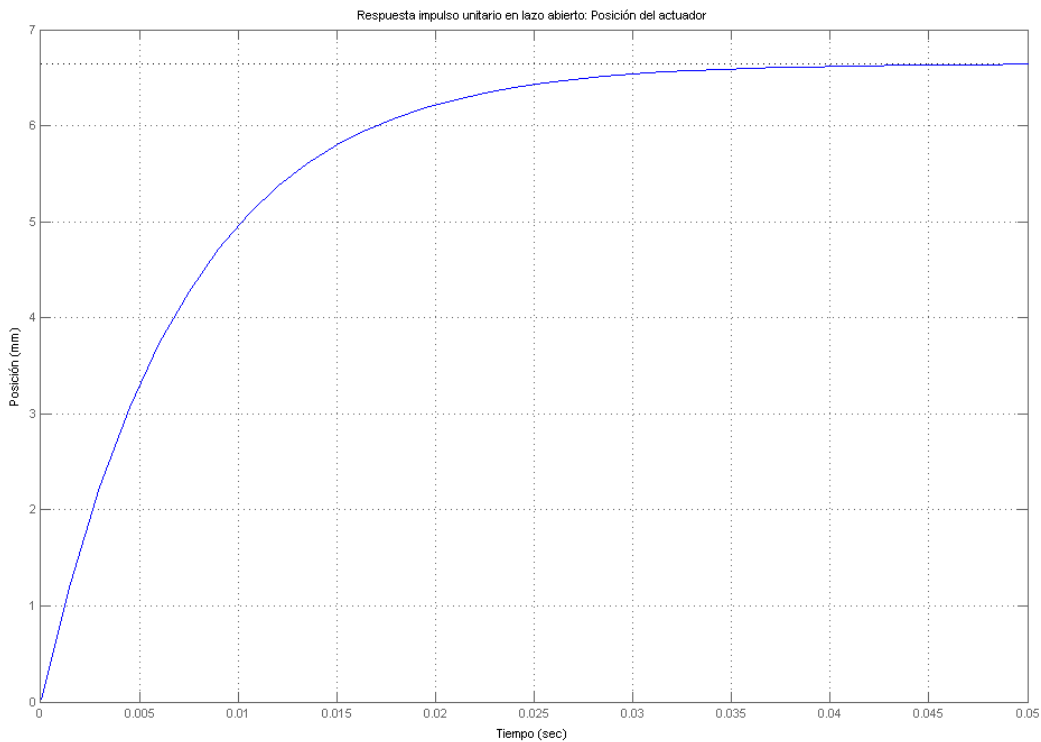


Fig. 4.6 Simulación en lazo abierto del actuador hidráulico ante una señal impulso unitario

En la figura 4.6 se muestra la simulación ante una señal impulso unitario. El comportamiento del actuador es distinto a lo observado en la figura 4.4, puesto que el actuador se establece en una determinada posición, con lo que el sistema se vuelve estable, lo cual es parte del objetivo buscado para el cambio de señal de

prueba. De igual manera se establece una relación directa entre el caudal y la posición final, la cual se muestra en la figura 4.7, donde se observa que la posición final que alcanza el actuador se debe al caudal de entrada. De manera que para alcanzar la carrera total del actuador (200 mm) será necesario aumentar el caudal.

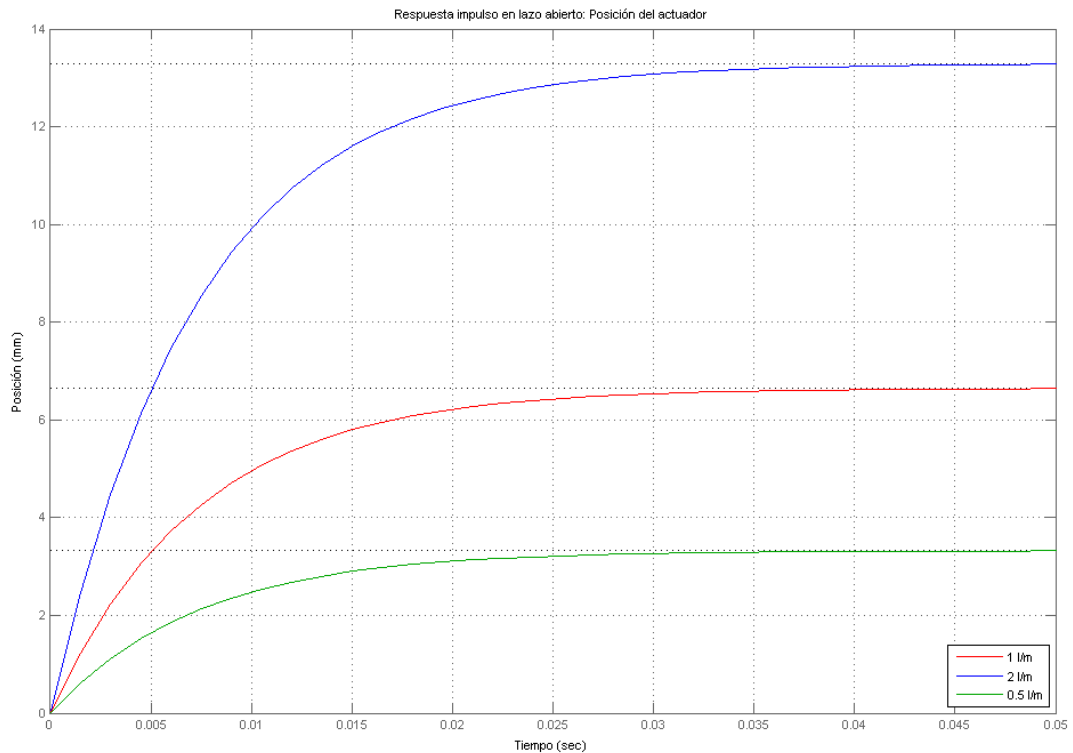


Fig. 4.7 Simulación en lazo abierto del actuador hidráulico ante múltiples caudales de entrada (impulso)

La comparación que se desea hacer en la figura 4.7 es con respecto a la posición final que alcanzará el actuador, la cual aumentará en la medida que se aumente el caudal de entrada. Asimismo, se puede apreciar que la posición final es proporcional al caudal de entrada.

Por otro lado, en un sistema realimentado es posible mejorar la respuesta del sistema, obteniendo una señal de salida adecuada, puesto que trata de aproximarse a la señal de entrada. La simulación se muestra en la figura 4.8, donde se aprecia el cambio en el comportamiento del sistema.

En la figura 4.9 se muestra la comparación entre la simulación ante un lazo abierto y un lazo cerrado. En lazo cerrado el actuador tiene una respuesta más rápida ante una perturbación y por ende se asemeja a la señal de entrada. (Fig. 4.9). Este comportamiento se debe a que en un sistema realimentado, la señal de salida es

comparada a la señal de entrada, con lo cual se obtiene una operación con menor error, mayor precisión y menor tiempo de respuesta.

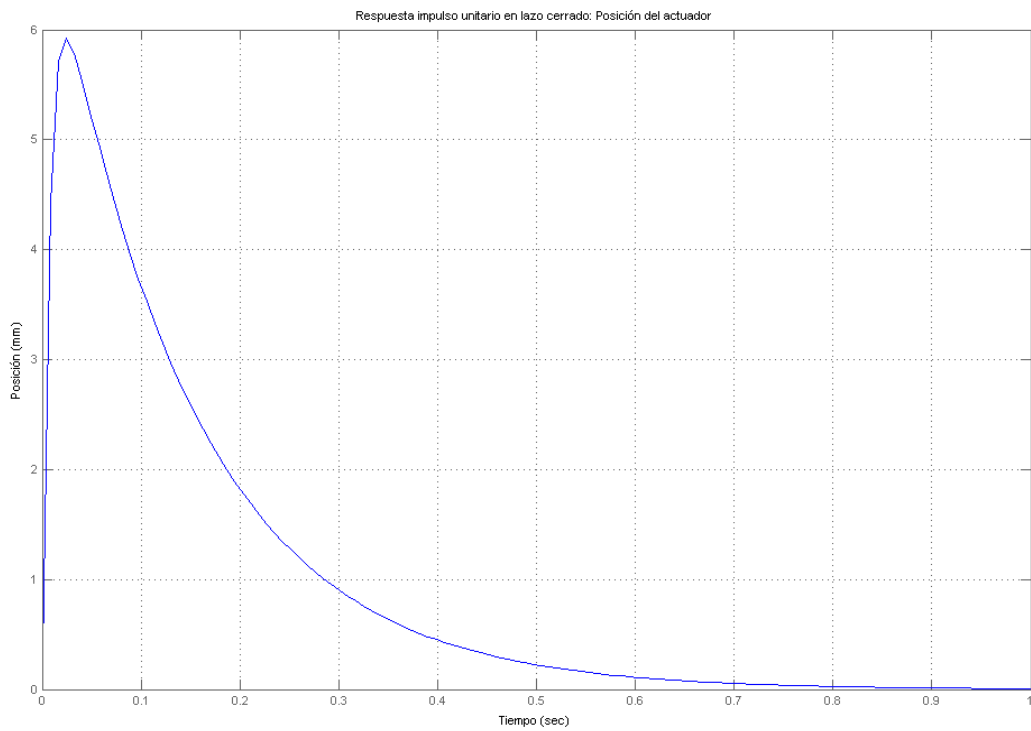


Fig. 4.8 Simulación en lazo cerrado del actuador hidráulico ante una señal impulso unitario

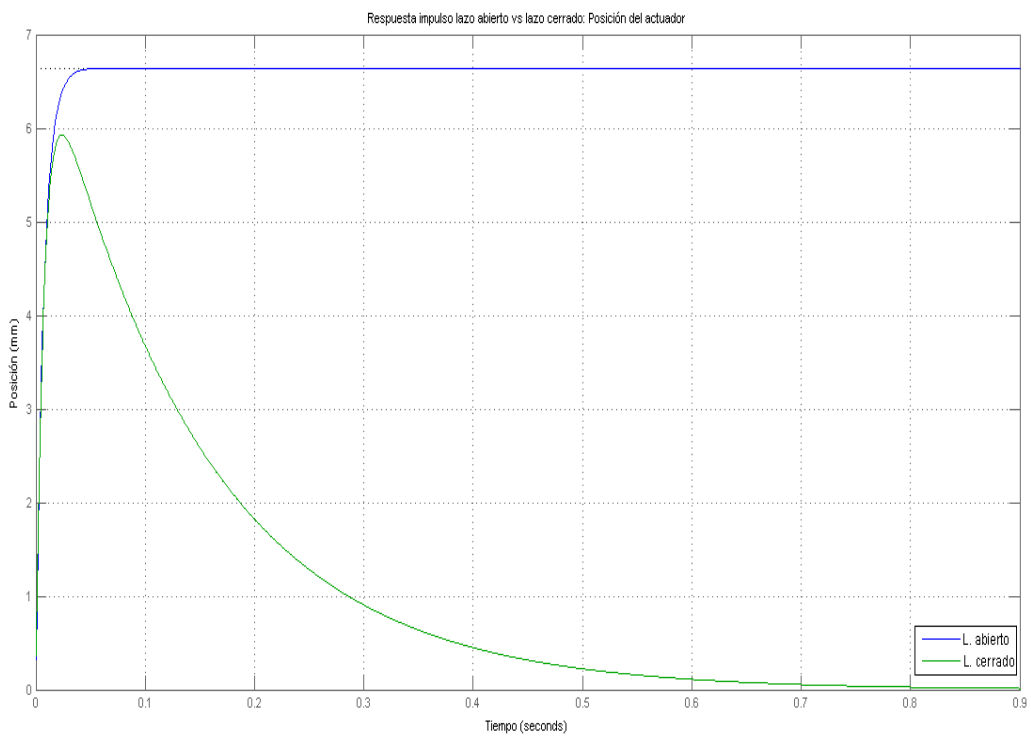


Fig. 4.9 Simulación en lazo cerrado y en lazo abierto del actuador hidráulico ante una señal impulso unitario

Finalmente, de los tipos de funciones mostradas (escalón unitario e impulso), se elige la función impulso, puesto que es la que mejor describe el comportamiento del actuador, de acuerdo a lo observado en el banco de pruebas.

Asimismo, es importante destacar que el comportamiento mejora al hacer la simulación en lazo cerrado, puesto que alcanza el máximo valor en menor tiempo y actúa de manera similar al caudal, la señal de entrada del actuador, observado en la figura 4.9. Es decir, luego de lo observado se alcanzó el objetivo de la modelación correspondiente al posicionamiento del actuador, corresponde ahora corroborar estos resultados en la segunda parte del análisis.

4.3.2 Análisis de la velocidad del actuador

El análisis de la velocidad resulta más factible puesto que se encuentra directamente relacionado con el caudal de entrada. Por lo tanto, resulta sencillo observar la respuesta del sistema mediante las gráficas obtenidas de la simulación.

En este caso no existe mayor problema en la elección de la señal de prueba, dado que en el análisis anterior se comprobó que la función más adecuada es la de tipo impulso, sin embargo, se hará también la simulación con la función escalón para comprobar lo observado.

El modelo matemático mostrado en la ecuación 4.2 relaciona al caudal de entrada con la posición del actuador, por lo que será modificada para considerar la velocidad y realizar el análisis (Ec. 4.4).

$$\frac{Y(s)}{Q(s)} = \frac{35167}{38.55s + 5292} \quad (4.4)$$

En la figura 4.10 se observa la simulación del actuador en lazo abierto bajo múltiples señales de entrada, con lo cual se verifica la relación entre el caudal y velocidad. De acuerdo a lo observado, a medida que aumenta el caudal, la velocidad que alcanzará el actuador en un determinado tiempo será mayor.

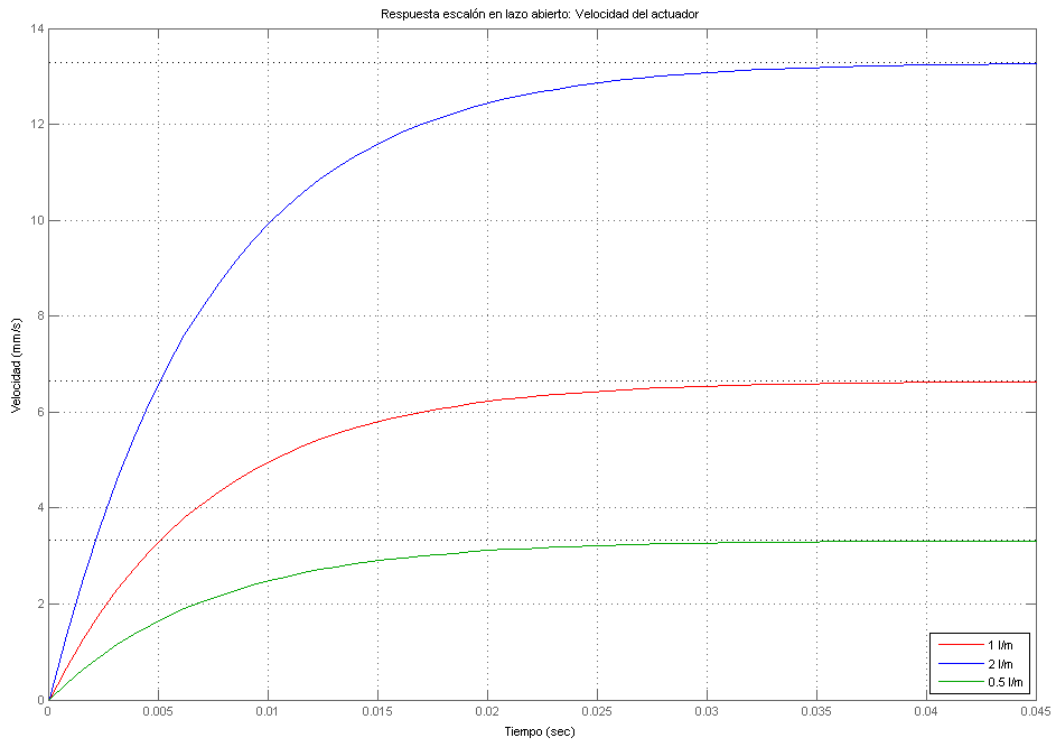


Fig. 4.10 Simulación en lazo abierto del actuador hidráulico ante una señal escalón

El comportamiento observado es similar a lo apreciado en el banco de pruebas, sin embargo esto indicaría que la velocidad permanecería constante a lo largo del tiempo si es que mantenemos el caudal constante, lo cual no se asemeja al comportamiento real del sistema. Por lo tanto es necesario realizar la simulación con la función impulso, la cual se muestra en la figura 4.11. Satisfactoriamente se aprecia que el comportamiento de este parámetro es similar al del caudal. La escala de la gráfica no permite observar cual es comportamiento inicial de la velocidad, por lo que es necesario dar un vistazo más de cerca, modificando la escala (Fig. 4.12)

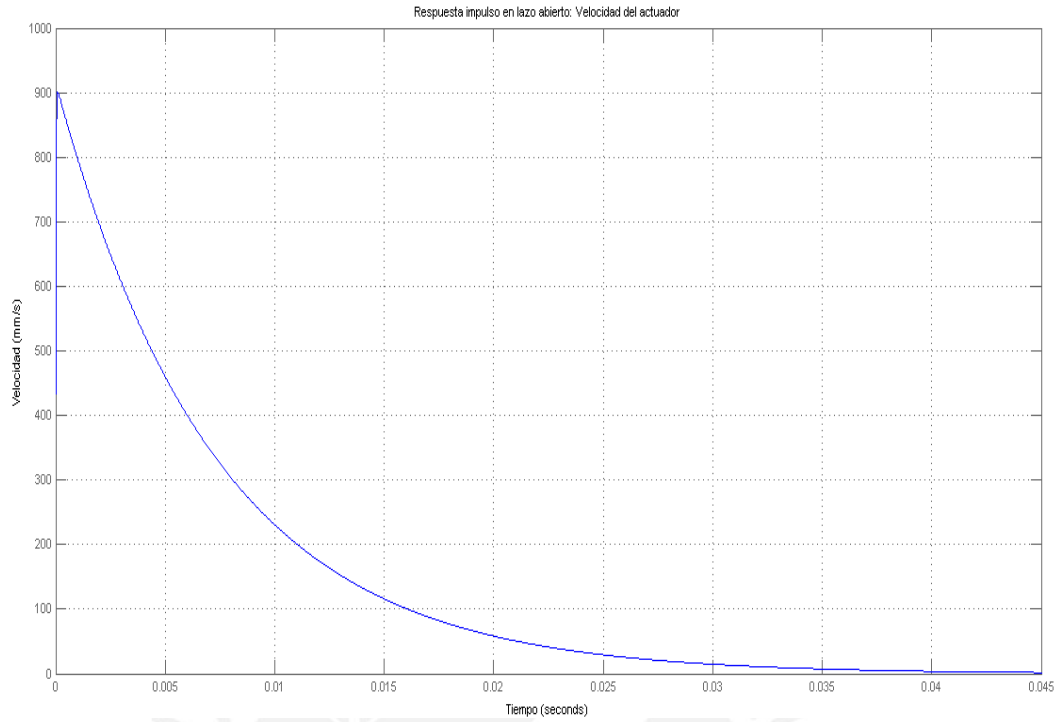


Fig. 4.11 Simulación en lazo abierto del actuador hidráulico ante una señal impulso

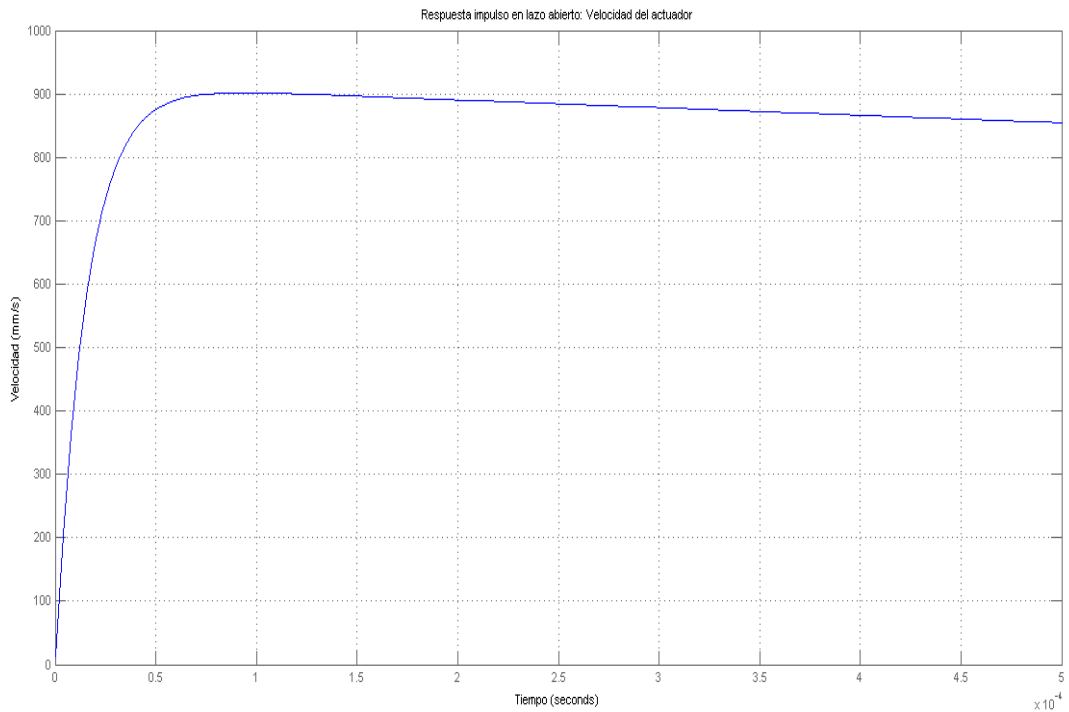


Fig. 4.12 Simulación en lazo abierto del actuador hidráulico ante una señal impulso (escala modificada)

Por otro lado, al trabajar este sistema en lazo cerrado se reducirá el error durante el proceso, mejorando el tiempo de respuesta y la velocidad del actuador, así obtenemos la figura 4.13 mediante la simulación con la función impulso.

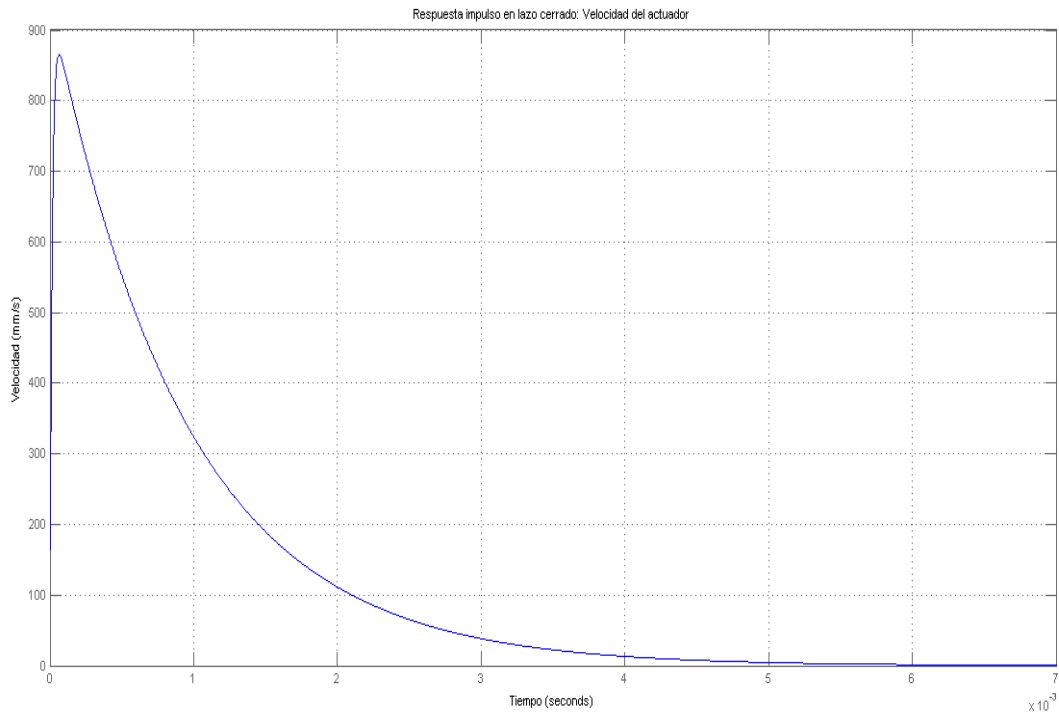


Fig. 4.13 Simulación en lazo cerrado del actuador hidráulico ante una señal impulso

La velocidad del actuador mantiene el mismo comportamiento que en lazo abierto, pero es necesario destacar que la respuesta en lazo cerrado tiene menos error y se aproxima aún más a la señal de entrada. Sin embargo, se realizó una comparación entre la función en lazo cerrado y lazo abierto, con lo que comprobamos esta afirmación (Fig. 4.14).

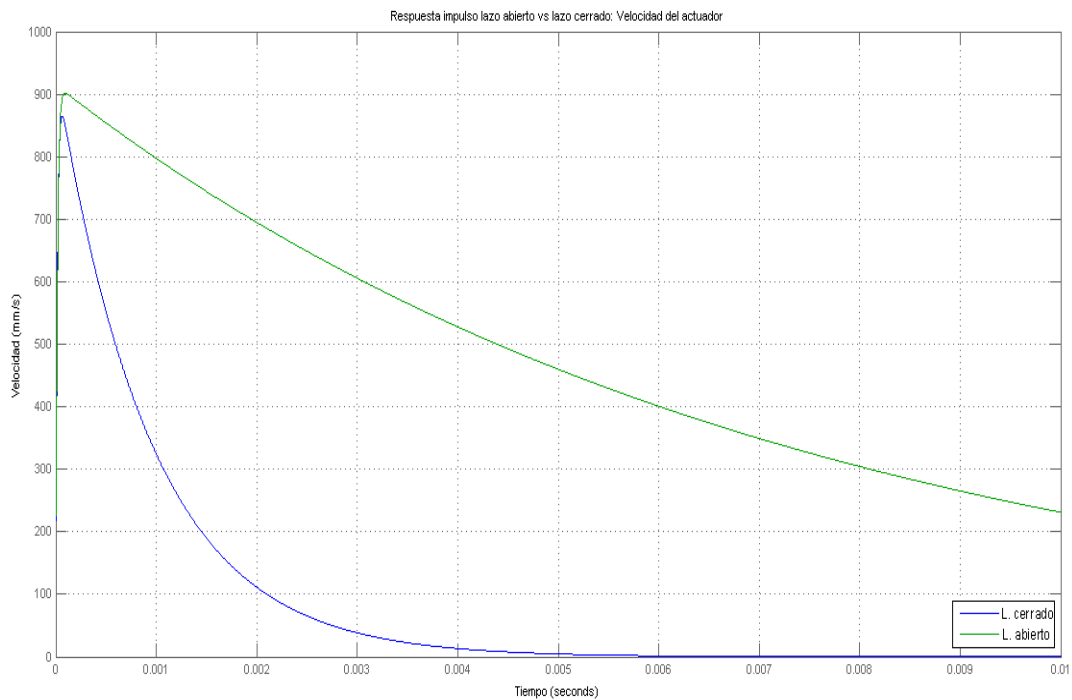


Fig. 4.14 Simulación en lazo cerrado y lazo abierto del actuador hidráulico ante una señal impulso

Si bien es cierto la velocidad que se alcanza en lazo abierto es mayor, en lazo cerrado alcanza su máxima velocidad en menor tiempo, y describe un comportamiento de perturbación repentina, tal como la señal de entrada.

Por lo tanto, la función que mejor describe al funcionamiento del actuador, es la función impulso y es la que deberá ser usada para el modelamiento del actuador para describir a la señal de entrada.

Asimismo, se establece que la función de transferencia que describe al actuador es la mostrada en la ecuación 4.2, teniendo en cuenta que sólo se utilizará para la simulación del actuador mencionado en esta tesis.

El comportamiento dinámico del actuador depende de una serie de parámetros, siendo uno los objetivos específicos de esta tesis hallarlos y determinarlos, con el objetivo de modelar y simular el funcionamiento del actuador. A partir de los resultados mostrados en el presente capítulo, y de la experiencia en el banco de pruebas, surgen una serie de observaciones y recomendaciones, los cuales serán detallados a continuación.

OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

Esta tesis, como parte del proyecto del simulador de marcha normal, proporciona información relevante sobre el comportamiento del actuador hidráulico seleccionado para esta aplicación. Por lo tanto, es necesaria la elaboración de observaciones y recomendaciones en base al trabajo realizado.

Los aciertos y errores cometidos, así como ciertos detalles durante la elaboración de la tesis, forman parte de la experiencia adquirida. Debido a la importancia que tiene este tipo de información, ésta será transmitida con la finalidad de dar un aporte para la exitosa culminación de este proyecto.

I. Observaciones

- A. La información presentada en el catálogo del actuador no es suficiente para describir adecuadamente el comportamiento del actuador, puesto que no se incluyen aquellos parámetros relacionados al fluido hidráulico. El coeficiente de fricción viscosa y el módulo de bulk no son incluidos, por lo que fue necesario incluir dentro de la tesis un capítulo orientado a la determinación de estos parámetros.
- B. La determinación del módulo de bulk requiere de una serie de elementos e instrumentos determinados por norma, por lo que no resulta sencilla la búsqueda de información al respecto. Incluso los efectos nocivos de este parámetro no son muy bien documentados, a excepción de algunas revistas electrónicas, a las que no muchos pueden acceder.
- C. El comportamiento del actuador es determinado por la variación de presión en el sistema. A mayor presión, mayor es la velocidad a la que se desplaza el actuador. De la misma manera, el tiempo transitorio se vuelve aun más difícil de medir, debido al aumento de velocidad y la consiguiente disminución del mismo.

- D. Durante el funcionamiento del actuador, se detectaron algunas fugas en el sistema, las cuales no afectaron el ensayo. Esto se comprobó debido a la existencia de cinco manómetros, los cuales estaban dispuestos de tal manera de observar, en primer lugar, el funcionamiento del sistema en conjunto, y luego observar o detectar algún inconveniente.
- E. En el análisis del posicionamiento del actuador se estableció escalón unitario como señal de prueba para el sistema en lazo abierto, lo cual dio como resultado una línea recta. Esto indica que el actuador, a medida que recibe caudal de la bomba, se desplazará hasta que el flujo de aceite hidráulico cese, lo cual no es posible dado que existen limitaciones físicas de acuerdo al diseño del actuador.
- F. En el caso del análisis de velocidad en el sistema realimentado, se puede apreciar que la curva no llega a igualar a la señal de entrada, sino que se encuentra alrededor de un 15% por debajo del valor que debe alcanzar.

II. Recomendaciones

- A. La elaboración del modelo matemático es un proceso que debe seguir un orden y una finalidad, por lo tanto es necesario delimitar el objeto de estudio para evitar confusiones en el momento de describir los fenómenos que se produzcan. En este caso el objeto de estudio es el actuador, resulta entonces sencillo establecer las señales de entrada y salida acordes a los fenómenos ya conocidos que se producen en su interior.
- B. Los parámetros del sistema se obtienen directamente del modelo matemático, por lo que resulta indispensable conocer los procesos que se llevan a cabo, de manera de formular ecuaciones basadas en las leyes de la física que describan dichos procesos.
- C. El ensayo realizado para la obtención del coeficiente de fricción viscosa debe realizarse con instrumentos de medición que permitan medir el tiempo transitorio con mayor exactitud, y el tiempo en el que el actuador se desplazará

a velocidad constante, lo cual permitirá obtener un coeficiente que describa, de manera más real, el comportamiento del sistema.

- D. El coeficiente de fricción viscosa que se utiliza en el modelo matemático fue obtenido efectuando un promedio aritmético de los coeficientes obtenidos para cada presión. Se recomienda crear una base de datos con todos los valores obtenidos con la finalidad que sean usados de acuerdo a las condiciones que se presenten.
- E. Tal como se mencionó, el módulo de bulk se extrajo de la literatura, pero cabe mencionar que ese valor corresponde a un aceite hidráulico de uso común, el cual podría no corresponder al usado por el actuador. Se obtendría mayor exactitud en la simulación si el módulo de bulk se obtuviera experimentalmente, lo cual conllevaría a realizar el ensayo descrito por la norma de la ASTM.
- F. El efecto de sellado por causa de la presión de suministro del sistema deberá de ser abordado en estudios superiores, dada la complejidad del fenómeno, de manera de poder cuantificarlo, puesto que en esta tesis se estudió el actuador como un todo, lo cual no hace posible separar los efectos producidos.
- G. Luego de analizar las gráficas obtenidas en la simulación, se observa que el comportamiento del actuador muestra un error en estado estacionario, es decir que la señal de salida (velocidad, posición) no logra alcanzar al valor de la señal de entrada (caudal). Por lo tanto, es necesario tomar acciones de control a fin de modificar dicho comportamiento.

CONCLUSIONES

- A. El objetivo de este tesis es el de modelar y simular el actuador hidráulico de doble efecto, observado durante los ensayos en el banco de pruebas, lo cual se logró al determinar el modelo matemático del sistema en base a los conocimientos y experiencias a lo largo del desarrollo de la tesis.

El modelo matemático formulado en esta tesis determina correctamente el comportamiento del actuador, de acuerdo a los datos tomados de las experiencias de laboratorio, hecho comprobado mediante la simulación en el Matlab.

- B. La velocidad del actuador depende del caudal del fluido hidráulico en una relación directa, lo cual se desprende de la ley de continuidad, y que fue ratificado luego de realizar los ensayos para la obtención del coeficiente de fricción viscosa. Este fue un indicador que verificó que el modelo matemático desarrollado es un reflejo de lo que realmente sucede durante el funcionamiento del actuador. Es mediante el análisis de las gráficas obtenidas que, además de la velocidad del vástago, también se incrementa la velocidad de respuesta del actuador, lo cual se observa en las gráficas al disminuir el tiempo en el que el actuador alcanza velocidad constante.

- C. El módulo de bulk es uno de los parámetros más importantes que describen el comportamiento del fluido hidráulico durante el accionamiento del actuador. Por otro lado, los efectos producidos en los sistemas hidráulicos debido a ignorar este coeficiente son poco difundidos, pues aún se asume que el fluido hidráulico es incompresible ante cualquier presión de trabajo.

- D. Mediante el ensayo para la determinación del coeficiente de fricción viscosa se observó que existe un determinado valor de este coeficiente (también denominado fricción dinámica) para cada presión de trabajo. Esto se debe al diseño interno del actuador en relación al sellado, puesto que a medida que la presión de trabajo aumenta, se incrementa la capacidad de sellado, lo cual opone resistencia al desplazamiento relativo entre superficies. Sin embargo, cabe destacar que el análisis del efecto es global y no se detiene a analizar cada una de las partes que integran al actuador.

LISTA DE REFERENCIAS

- [Carit et al. 2002] Marcos A. Carit, Marvin Coto, Mario E. Fung. Sistemas de control aplicados a la robótica. Universidad de Costa Rica, Facultad de Ingeniería - Escuela de Ingeniería Eléctrica, Departamento de Automática (2002).
- [Herman & Allen, 2007] Herman F. George, Allen Barber. (2007, July). What is bulk modulus, and when is it Important? *Hydraulics & Pneumatics*, 60(7), 34, 36, 38-39. Extraído el 28 de Septiembre, 2007 desde Career and Technical Education database. (Document ID: 1321169281).
- [Marga, 2003] Marga, Marcos (2003). Diseño del sistema de control. Ingeniería de Control II, ESI Bilbao.
- [Miroslav, 2002] Miroslav Mihajlov, Vlastimir Nikolic, Dragan Antic. Position control of an electro-hydraulic servo systems using sliding mode control enhanced by fuzzy pi controller. *Mechanical Engineering Vol.1, No 9, 2002*, pp. 1217 – 1230.
- [Modelado de Sistemas Físicos] Modelado Matemático de Sistemas Físicos. Extraído el 19 de Septiembre del 2007.
- [Nieuwenhuizen] M.J. Nieuwenhuizen. Validation of a simulation model for stick-slip prediction Dct 2004.67. Technische Universiteit Eindhoven. Rexroth Bosh Group.
- [Ogata, 1987] Ogata, Katsuhiko (1987). *Dinámica de Sistemas*. México. Prentice-Hall Hispanoamericana S.A.
- [Ogata, 1998] Ogata, Katsuhiko (1998). *Ingeniería de Control Moderna 3ra Edición*. University of Minnesota. Naucalpan de Juárez, Edo. de México: Prentice-Hall Hispanoamericana S.A.
- [Sampson, 2005] Sampson, Eric B. (2005). *Fuzzy Control of the electrohydraulic actuator*. University of Saskatchewan.
- [Simulación y Optimización] Tema 3 Modelado de sistemas continuos. Simulación y Optimización, 4° Ingeniería Informática. Extraído el 28 de Agosto del 2007. <http://www.isa.cie.uva.es/~felipe/docencia/so4inf/tema3.pdf>.
http://161.67.2.90/Estudios/ITIE/Albacete/Asignaturas/RA_archivos/A_Descarga/Apuntes/Tema03/Tema03.pdf

BIBLIOGRAFÍA

- Alexander Breijs, Alexander, Ben Klaassens, Robert Babuska. (2005). Automated design environment for serial industrial manipulators. *The Industrial Robot*, 32(1), 32-34. Extraído el 28 de Septiembre, 2007 desde ABI/INFORM Global database. (Document ID: 805601851).
- Ali Volkan Akkaya. (2005) Effect of bulk modulus on performance of a hydrostatic transmission control system. Yildiz Technical University, Mechanical Engineering Department, 34349, Besiktas, Istanbul, Turkey.
- Capítulo 4 Técnicas de modelado y simulación. Universidad de Cataluña – Laboratorio de Sistemas oleohidráulicos y neumáticos.
- Comes, M., Drumea A., Mirea, A. V., Matache, G. Intelligent servo hydraulic device for the control of the motion. 24th International Spring Seminar on Electronics Technology (May 5- 9, 2001), Issue 2001, 282 – 285. Extraído el 8 de Septiembre, 2007 desde Institute of Electrical and Electronics Engineers (ISBN0780371 119).
- Frank J. Bartos (2005, May). Hydraulic cylinder anatomy. *Control Engineering*, 52(5), 88. Extraído el 29 de Septiembre, 2007 desde ABI/INFORM Global database. (Document ID: 841610461).
- Herman F. George, Allen Barber. (2007, July). What is bulk modulus, and when is it important? *Hydraulics & Pneumatics*, 60(7), 34, 36, 38-39. Extraído el 28 de Septiembre, 2007 desde Career and Technical Education database. (Document ID: 1321169281).
- K. F. Elmer, C. R. Gentle. A parsimonious model for the proportional control valve. Department of Mechanical and Manufacturing Engineering, Faculty of Engineering, The Nottingham Trent University, Nottingham (2001). *Proc Inscn Mech Engrs vol 215 Part C*.
- Kelly Rafael, Llamas Jesús, Ricardo Campa. A Measurement Procedure for Viscous and Coulomb Friction. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, Vol. 49, Issue 4 (August 200). Extraído el 26 de Septiembre, 2007 desde Institute of Electrical and Electronics Engineers.
- Knezevi Darko, Savic Vladimir. Mathematical modeling of changing of dynamic viscosity, as a function of temperature and pressure, of mineral oils for hydraulic systems. *Mechanical Engineering Vol. 4, N°1*, pp. 27 – 34 (2006).
- M.J. Nieuwenhuizen. Validation of a simulation model for stick-slip prediction Dct 2004.67. Technische Universiteit Eindhoven. Rexroth Bosh Group.
- Marcos A. Carit, Marvin Coto, Mario E. Fung. Sistemas de control aplicados a la robótica. Universidad de Costa Rica, Facultad de Ingeniería - Escuela de Ingeniería Eléctrica, Departamento de Automática (2002).
- Marga, Marcos (2003). Diseño del sistema de control. *Ingeniería de Control II*, ESI Bilbao.
- Miroslav Mihajlov, Vlastimir Nikolic, Dragan Antic. Position control of an electro-hydraulic servo systems using sliding mode control enhanced by fuzzy pi controller. *Mechanical Engineering Vol.1, No 9*, 2002, pp. 1217 – 1230.

- Modelado de sistemas continuos, Tema 3. Simulación y Optimización, 4° Ingeniería Informática. Extraído el 28 de Agosto del 2007. <http://www.isa.cie.uva.es/~felipe/docencia/so4inf/tema3.pdf>.
http://161.67.2.90/Estudios/ITIE/Albacete/Asignaturas/RA_archivos/A_Descarga/Apuntes/Tema03/Tema03.pdf
- Modelado Matemático de Sistemas Físicos. Extraído el 19 de Septiembre del 2007 desde http://161.67.2.90/Estudios/ITIE/Albacete/Asignaturas/RA_archivos/A_Descarga/Apuntes/Tema03/Tema03.pdf.
- Ogata, Katsuhiko (1998). Ingeniería de Control Moderna 3ra Edición. University of Minnesota. Naucalpan de Juárez, Edo. de México: Prentice-Hall Hispanoamericana S.A.
- Paul J. Heney (2006, October). Proper mounting is key to cylinder operation. *Hydraulics & Pneumatics*, 59(10), 34,36,38-41. Retrieved September 29, 2007, from Career and Technical Education database. (Document ID: 1151273781).
- Romeo, Antonio. Accionamiento en Robótica. Robótica Industrial, Ingeniería de Sistemas y Automática – Euitiz.
- Sampson, Eric B. (2005). Fuzzy Control of the electrohydraulic actuator. University of Saskatchewan.
- Tema 3 Modelado de sistemas continuos. Simulación y Optimización, 4° Ingeniería Informática. Extraído el 28 de Agosto del 2007. Desde <http://www.isa.cie.uva.es/~felipe/docencia/so4inf/tema3.pdf>.
- Vance VanDoren (2006, November). From Math to Models. *Control Engineering*, 53(11), 54-58. Extraído el 29 de Septiembre, 2007 desde ABI/INFORM Global database. (Document ID: 1161228921).