

Modelación de la Operación Neumática de un Brazo Manipulador

Fernando Francisco KIYAMA Miramontes y José Emilio VARGAS Soto

Resumen—Proponemos el modelo de un brazo manipulador de un eslabón actuado mediante un cilindro neumático. Este trabajo forma parte de un proyecto de estudio de la dinámica de los manipuladores flexibles. La modelación neumática se basa en los principios termodinámicos de la conservación de masa y energía y la mecánica, en la formulación de Newton-Euler. Presentamos los resultados preliminares de la implementación numérica del sistema en el espacio de estados.

Palabras clave— Actuadores, Modelación Neumática, Cilindro Neumático, Conservación de Masa y Energía.

I. INTRODUCCIÓN

EL aire comprimido es de uso común en la industria debido a sus múltiples aplicaciones, siendo las principales como fuente de potencia y medio de control. Este medio ofrece diferentes ventajas que favorecen su potencial aplicación en sistemas robóticos pues permite construir manipuladores relativamente compactos, ligeros, sencillos y de bajo costo. Por otra parte los sistemas con actuación neumática presentan problemas originados en la no-linealidad producida por la compresibilidad del aire y la fricción en los actuadores y sus efectos sobre los diferentes componentes del conjunto.

Aquí consideramos el estudio realizado para la modelación de un brazo manipulador de un eslabón con actuación neumática, esto como parte de un trabajo más extenso que actualmente estamos llevando a cabo, enfocado hacia la dinámica de manipuladores flexibles. Presentamos la descripción de la dinámica del actuador, de las válvulas de control y del mecanismo impulsor del brazo manipulador. Establecemos el modelo en la forma de sistema en el espacio de estados y ejemplificamos el resultado de su implementación numérica aplicada a un caso particular. Actualmente estamos trabajando en la construcción de un banco de prueba del manipulador con el fin de hacer los ajustes requeridos a los parámetros del modelo y la validación de los resultados que este aporta.

F. Kiyama M. es jefe de proyecto en el departamento de diseño y desarrollo de equipo del CRODE, Chihuahua, Chih. (teléfono: (614) 4-81-05-13, e-mail: fkiyamam@yahoo.com.mx).

J. E. Vargas S. es Profesor-Investigador, responsable del Laboratorio de Mecatrónica del CIDESI, Querétaro, Santiago de Querétaro, Qro. (teléfono: (442) 220-64-26, e-mail: emilio@mecatronica.net).

II. MODELACIÓN

Establecimos la dinámica no lineal del sistema neumático a partir de las suposiciones siguientes:

- S1 Gas ideal.
- S2 La densidad del gas es uniforme en las cámaras del actuador y en la tubería.
- S3 Los procesos experimentados por el gas en las cámaras del actuador y en la tubería son isotérmicos.
- S4 El flujo a través de las válvulas de control es isentrópico.

A. Descripción de la Dinámica del Actuador

Aplicamos la primera ley de la termodinámica sobre un volumen de control considerado para la cámara 1 (lado del pistón) del actuador:

$$\dot{Q} + \dot{m}_1 \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} \right) = \frac{\partial E}{\partial t} + \dot{W} \quad (1)$$

donde \dot{Q} , \dot{m}_1 , h_e , v_e son respectivamente, el flujo de calor el cual consideramos despreciable, el flujo de gas a través del puerto de la cámara 1 y, la entalpía y velocidad del gas asociadas con dicho flujo. $\partial E/\partial t$ y \dot{W} son la variación temporal de la energía total en la cámara del cilindro y el intercambio de trabajo a través de la frontera del volumen de control.

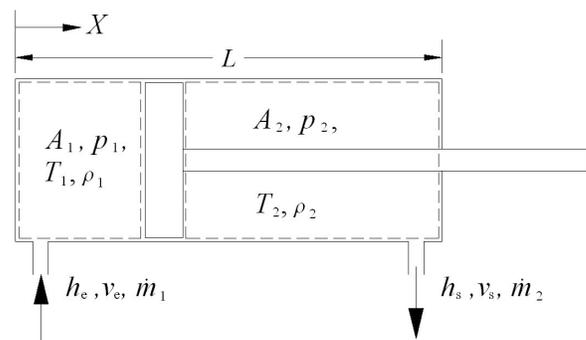


Fig. 1. Balance de Energía aplicado a un volumen de control considerando cada una de las cámaras del actuador neumático.

Adicionalmente definimos:

$$\left(h_e + \frac{v_e^2}{2} \right) = h_0 = c_p T_0 \quad (2)$$

En (2) relacionamos el flujo de gas en la cámara 1 con su estado en el depósito del compresor, donde lo consideramos en reposo, por ello h_0 es la entalpía de estagnación, T_0 es la temperatura del gas en el depósito y c_p es el calor específico a presión constante del gas.

$$\frac{\partial E}{\partial t} = \frac{\partial U_1}{\partial t} = \frac{c_v}{R} \left(\dot{p}_1 V_1 + p_1 \dot{V}_1 \right) \quad (3)$$

En (3) consideramos que los cambios en energía cinética y potencial no son importantes en comparación con el cambio en energía interna y expresamos ésta, aplicando las relaciones del gas ideal en función de c_v , R , p_1 y V_1 siendo éstos respectivamente el calor específico a volumen constante, la constante del gas, y la presión y volumen en la cámara 1.

$$\dot{W} = p_1 \dot{V}_1 \quad (4)$$

Sustituyendo (2), (3), y (4) en (1):

$$\dot{m}_1 = \frac{1}{kRT_0} \dot{p}_1 V_1 + \frac{1}{RT_0} p_1 \dot{V}_1 \quad (5)$$

donde $k = c_p/c_v$ es la relación entre calores específicos.

Procediendo en forma análoga sobre la cámara 2 (lado del vástago) del actuador se obtiene:

$$\dot{m}_2 = \frac{1}{kRT_2} \dot{p}_2 V_2 + \frac{1}{RT_2} p_2 \dot{V}_2 \quad (6)$$

donde T_2 es la temperatura en la cámara 2 del actuador, consideramos muy pequeña la velocidad del gas en la cámara 2 en comparación con la velocidad de flujo en el puerto respectivo.

Tomamos como origen ($X=0$) la posición del vástago retraído y L la carrera del pistón para expresar los volúmenes de las cámaras del actuador como:

$$V_1 = A_1 (X + \Delta) ; \quad V_2 = A_2 (L - X + \Delta) \quad (7)$$

donde A_1 y A_2 son respectivamente las áreas del pistón del actuador en el lado correspondiente y Δ es la longitud extra equivalente del cilindro, correspondiente al volumen residual de la línea de conexión y componentes.

Aplicando (7) y sus derivadas en (5) y (6) obtenemos las expresiones del movimiento del pistón dependientes de la modulación de los flujos de gas en los puertos del actuador:

$$\dot{m}_1 = \frac{A_1}{kRT_0} \dot{p}_1 (X + \Delta) + \frac{A_1}{RT_0} p_1 \dot{X} \quad (8a)$$

$$\dot{m}_2 = \frac{A_2}{kRT_2} \dot{p}_2 (L - X + \Delta) - \frac{A_2}{RT_2} p_2 \dot{X} \quad (8b)$$

B. Descripción de la Dinámica de las Válvulas de Control

Para modelar la válvula que alimenta la cámara 1 del actuador consideramos, como se muestra en la Figura 1, una tobera convergente alimentada desde el depósito del compresor, a una presión p_0 y descargando a una presión p_1 . Partiendo de la ecuación de continuidad:

$$\dot{m}_1 = \rho_t A_t v_t \quad (9)$$

donde ρ_t , v_t son respectivamente la densidad y velocidad del gas en la garganta y A_t el área de la sección transversal de ésta.

A partir de (2) se obtiene para el proceso de expansión en la tobera desde el depósito, donde la energía cinética es despreciable:

$$T_0 = T_t + \frac{v_t^2}{2c_p} \quad (10)$$

Aplicando las relaciones del gas ideal:

$$\frac{T_0}{T_t} = 1 + \frac{k-1}{2} \frac{v_t^2}{kRT_t} = 1 + \frac{k-1}{2} M^2 \quad (11)$$

donde $M = v_t/a$ es el número de Mach en la garganta, siendo a la velocidad acústica en la garganta. La velocidad de flujo en la garganta se obtiene a partir de (11) y de la definición del número de Mach:

$$v_t = M_t \sqrt{kRT_t} = M_t \sqrt{kRT_0} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{-\frac{1}{2}} \quad (12)$$

Se obtiene una expresión análoga para la densidad del gas en la garganta de la tobera, considerando que el flujo es isentrópico y aplicando por ello las relaciones conocidas para tal proceso:

$$\frac{\rho_t}{\rho_0} = \left(\frac{T_t}{T_0} \right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{-\frac{k}{k-1}} \quad (13)$$

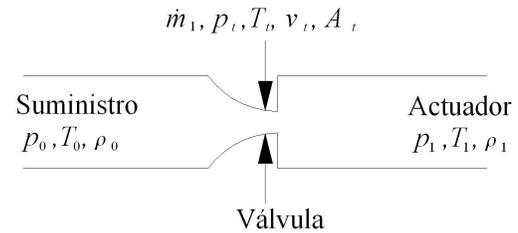


Fig. 2. Flujo de aire a través de la válvula de control, modelada como una tobera convergente.

$$\frac{\rho_t}{\rho_0} = \frac{V_0}{V_t} = \left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{1}{1-k}} \quad (14)$$

Sustituyendo (12) y (14) en (9) se obtiene, para el flujo másico en la válvula que alimenta a la cámara 1 del actuador:

$$\dot{m} = \rho_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)^{\frac{1+k}{2(1-k)}} A_t M \sqrt{kRT_0} \quad (15)$$

Utilizando la ecuación de estado de los gases ideales se sustituye la densidad en el depósito, ρ_0 , por una expresión más conveniente en función de la presión en el mismo. También se evita en (15) la dependencia del número de Mach, sustituyendo éste desde (13) para obtener el flujo másico como función única de las presiones en el depósito y en la garganta:

$$\dot{m}_1 = \sqrt{\frac{2}{k-1}} \left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{\frac{1+k}{2k}} \left[\left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right]^{\frac{1}{2}} \sqrt{\frac{k}{RT_0}} p_0 A_t \quad (16)$$

Si el flujo es opuesto, o sea de salida de la cámara del actuador, la deducción anterior sigue siendo válida si se considera el gas alojado dentro de la cámara como “el depósito”. Así mismo, el análisis y expresión resultantes son análogos para la cámara 2 del actuador.

El patrón de flujo a través de la válvula varía dependiendo de las presiones p_0 en el depósito del compresor y p_1 en la cámara del cilindro. Se produce un cambio brusco en dicho patrón al alcanzar v_t el valor de la velocidad sónica o sea cuando se tiene en la garganta de la válvula $M=1$, de (13) tomando para el aire $k=1.4$ se obtiene que tal situación se da cuando $p_t/p_0=0.528$. Por ello podemos considerar los casos siguientes:

1) Condición de flujo nulo, $p_t/p_0=1$

Si las presiones son iguales, no habrá flujo, es el caso en el que el pistón del actuador está bloqueado.

2) Régimen de flujo subcrítico, $0.528 < p_t/p_0 < 1$

Se tiene a través de la válvula, un flujo cuya presión decrece constantemente. Dado que el flujo es subsónico en la garganta, la presión en ésta es la misma que la de la cámara del cilindro.

3) Régimen de flujo crítico, $p_t/p_0=0.528$

Al aumentar la diferencia de presiones entre el suministro neumático y la cámara del actuador, la velocidad de la corriente en la válvula aumenta hasta alcanzar la velocidad sónica en la garganta, lo cual se denomina “régimen crítico”.

4) Régimen de flujo supercrítico, $p_t/p_0 < 0.528$

Al sobrepasar el régimen crítico, un aumento adicional de la diferencia de presiones entre el suministro neumático y la cámara del actuador no afecta el estado de flujo en la garganta. En este régimen la presión en la garganta p_t es mayor que la presión p_1 en la cámara del actuador. La descompresión repentina del chorro provoca una expansión explosiva. La presión en la garganta se mantiene constante en $p_t = 0.528p_0$. Esta situación ocurre si la carga en el actuador es muy baja.

El manejo de los patrones de flujo bajo las cuatro condiciones anteriores es más conveniente si se representa (16) en la forma siguiente:

$$\dot{m}_1 = C_d \gamma_1 \sqrt{\frac{k}{RT_0}} p_0 A_t \quad (17)$$

donde C_d es el coeficiente de descarga, en el que se consideran las pérdidas debidas a la fricción del flujo. El valor de γ_1 depende del régimen de flujo particular. Para flujo nulo, (16) nos da $\gamma_1=0$ y para flujo subcrítico:

$$\gamma_1 = \sqrt{\frac{2}{k-1}} \left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{\frac{1+k}{2k}} \left[\left(\frac{p_t}{p_0} \right)^{\frac{1-k}{k}} - 1 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (18)$$

Dado que tanto en el flujo crítico como en el supercrítico la relación de presiones se mantiene constante e igual a $p_t/p_0=0.528$, esto resulta en un valor $\gamma_1 = 0.5787$.

C. Efecto de la Fuerza de Fricción.

La fuerza de fricción se manifiesta en los actuadores neumáticos, tanto en la forma de fricción viscosa como de fricción seca.

La fuerza total sobre el pistón, considerando los efectos combinados de la presión en las cámaras del actuador y de la fuerza de fricción, puede expresarse como:

$$F_p = p_1 A_1 - p_2 A_2 - K_v \dot{X} - K_{sd} \quad (19)$$

donde K_v es el coeficiente de fricción viscosa y K_{sd} es la componente combinada de fuerzas de fricción estática y dinámica de acuerdo al criterio siguiente:

$$K_{sd} = \begin{cases} p_1 A_1 - p_2 A_2 & \text{Si } \dot{X} = 0 \text{ y } |p_1 A_1 - p_2 A_2| \leq K_s \\ K_d \operatorname{sgn}(\dot{X}) & \text{Si } \dot{X} \neq 0 \end{cases} \quad (20)$$

D. Descripción de la Dinámica del Mecanismo Impulsor

El mecanismo impulsor está conformado por una combinación en serie de la segunda inversión del mecanismo de corredera manivela y del mecanismo de cuatro barras según se muestra en la figura 3.

La descripción de la dinámica de este mecanismo se hace aplicando la formulación de Newton-Euler en forma individual a cada uno de los eslabones:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \mathbf{p}_i &= \mathbf{F}_i \\ \frac{d}{dt} \mathbf{H}_{Gi} &= \mathbf{M}_{Gi} \quad i = 2, 3, \dots, 6 \end{aligned} \quad (21)$$

donde \mathbf{p}_i y \mathbf{H}_i son el momentum lineal y el momentum angular del eslabón i , \mathbf{F}_i y \mathbf{M}_{Gi} son las sumas de fuerzas y de momentos respectivamente, que actúan sobre ese eslabón. Las ecuaciones resultantes son muy extensas y se omiten aquí por razones de espacio.

E. Integración del Modelo

El actuador neumático utilizado en nuestro caso es del tipo equipado con almohadillas de frenado, el cual representamos en forma esquemática en la figura 4. Las almohadillas de

frenado son antecámaras que se forman en los extremos del actuador cuando el pistón se sitúa cerca de los extremos de su carrera. El empaque de las almohadillas de frenado está diseñado en forma tal que impide la salida del gas del interior de las cámaras del actuador pero ofrece una resistencia mínima a su ingreso.

Para la integración del modelo del sistema en el espacio de estados definimos las variables siguientes: $x_1 = X$, $x_2 = p_1$, $x_3 = p_2$, $x_4 = p_3$, $x_5 = p_4$, $x_6 = \dot{X}$. La variación en el tiempo de las presiones será diferente dependiendo de la posición del pistón:

para $0 \leq X \leq L$

$$\dot{x}_1 = x_6 \quad (22a)$$

para $0 \leq X \leq Lalp$

$$\dot{x}_2 = \frac{kRT_0}{A_{ap} \left(x_1 + \frac{\Delta A_p}{A_{ap}} \right)} \left[\dot{m}_{a1} - m_{c1} - \frac{A_{ap}}{RT_0} x_2 x_6 \right] \quad (22b)$$

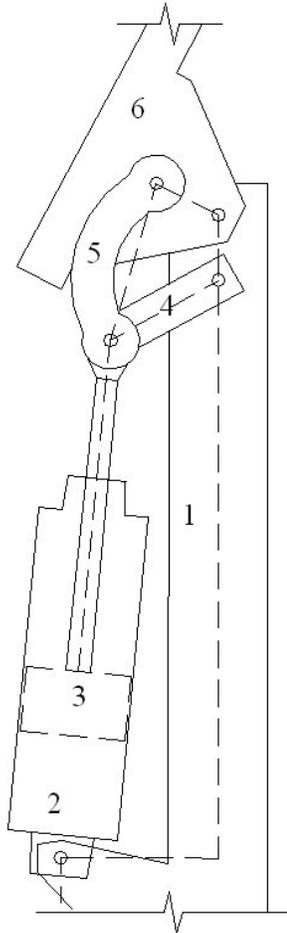


Fig. 3. El mecanismo impulsor del brazo manipulador está conformado por una disposición en serie de la segunda inversión de un mecanismo corredera-manivela y un mecanismo de cuatro barras.

$$\dot{x}_3 = \frac{kRT_0}{(A_p - A_{ap})x_1} \left[\dot{m}_{c1} - \frac{(A_p - A_{ap})}{RT_0} x_3 x_6 \right] \quad (22c)$$

para $Lalp < X \leq L$

$$\dot{x}_2 = \frac{kRT_0}{A_p (x_1 + \Delta)} \left[\dot{m}_{a1} - \frac{A_p}{RT_0} x_2 x_6 \right] \quad (22d)$$

$$\dot{x}_3 = \frac{kRT_0}{A_p (x_1 + \Delta)} \left[\dot{m}_{c1} - \frac{A_p}{RT_0} x_3 x_6 \right] \quad (22e)$$

para $0 \leq X < (L - Lalv)$

$$\dot{x}_4 = \frac{kRT_0}{(A_p - A_v)(L - x_1 + \Delta)} \left[\dot{m}_{c2} + \frac{(A_p - A_v)}{RT_0} x_4 x_6 \right] \quad (22f)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{kRT_0}{(A_p - A_v)(L - x_1 + \Delta)} \left[\dot{m}_{a2} + \frac{(A_p - A_v)}{RT_0} x_5 x_6 \right] \quad (22g)$$

para $(L - Lalv) \leq X \leq L$

$$\dot{x}_4 = \frac{kRT_0}{(A_p - A_{av})(L - x_1)} \left[\dot{m}_{c2} + \frac{(A_p - A_{av})}{RT_0} x_4 x_6 \right] \quad (22h)$$

$$\dot{x}_5 = \frac{kRT_0}{\left(L - x_1 + \frac{\Delta A_p}{A_{av} - A_v} \right)} \left[\frac{(\dot{m}_{a2} - m_{c2})}{A_{av} - A_v} + \frac{x_5 x_6}{RT_0} \right] \quad (22i)$$

para $0 \leq X \leq L$

$$\dot{x}_6 = DDX \quad (22j)$$

donde m_{a1} , m_{a2} , m_{c1} y m_{c2} son los flujos máscicos entre las válvulas de control y las almohadillas y entre éstas y sus cámaras respectivas denominando 1 al lado del pistón y 2 al lado del vástago. Estos flujos máscicos están definidos por (17). A_p , A_v , A_{ap} y A_{av} son las áreas de las cámaras del pistón, del vástago y de las almohadillas respectivas. L , $Lalp$ y $Lalv$ son las longitudes de la carrera del pistón y de las zonas de las almohadillas del pistón y del vástago, según se indica en la figura 4. DDX se obtiene a partir de la solución del sistema de ecuaciones que resultan de (21).

III. IMPLEMENTACIÓN NUMÉRICA

Implementamos la solución de las ecuaciones diferenciales resultantes mediante la versión Cash-Karp del método de Runge-Kutta Fehlberg, con la intención de lograr un uso eficiente del paso de integración.

El actuador neumático de doble acción tiene la velocidad limitada mediante válvulas de aguja de retorno libre. Las características de estos componentes se listan en la tabla I.

Así mismo en la tabla I se incluyen los valores de las propiedades de amortiguamiento del actuador de acuerdo a las mediciones que le hemos hecho. La componente de amortiguamiento viscoso resulta especialmente importante, también se observa que la componente de fricción dinámica es el 20% de la fricción estática, valor que esperábamos fuera más alto. Estuvimos atentos a la posibilidad de que la fricción estática o la dinámica pudieran variar con la posición relativa pistón-cilindro, pero encontramos que, para este actuador, ambas se mantienen en los valores indicados en la tabla I.

Las características cinéticas del sistema mecánico se relacionan en la tabla II. El brazo manipulador en cuestión es un tubo de PVC de 1.5m de longitud. Las longitudes indicadas en la tabla son las distancias entre pivotes de los mecanismos que definen la cinemática de los mismos. Por ello la masa y momento de inercia indicadas para el seguidor, incluyen al brazo manipulador y su base.

Como condiciones iniciales consideramos que el sistema parte del reposo desde una posición que sitúa a la corredera en la zona intermedia de su carrera y fijamos las presiones de las cámaras en forma arbitraria, siendo la atmosférica para la cámara del pistón y de 0.2 MPa para la cámara del vástago.

Iniciamos la simulación con un periodo de 5 s en el cual se mantiene cerrada la válvula de control para permitir que las fuerzas que intervienen en el sistema se equilibren y a continuación observamos la respuesta del sistema a una serie de movimientos alternos separados por periodos de pausa que

TABLA II
CARACTERÍSTICAS CINÉTICAS DEL MECANISMO IMPULSOR

Símbolo	Denominación	Valor
<i>Ld1</i>	Desnivel entre cilindro y manivela	0.103 m
<i>La1</i>	Distancia vertical entre pivotes del cilindro y la manivela	0.446 m
<i>Lb1</i>	Distancia entre pivotes de la manivela y el seguidor	0.041 m
<i>L2</i>	Distancia del pivote al fondo del cilindro	0.0424 m
<i>m2</i>	Masa del cilindro del actuador	1.0 kg
<i>I2</i>	Momento de inercia del cilindro del actuador	0.00602 kg·m ²
<i>L3</i>	Longitud total de la corredera	0.357 m
<i>m3</i>	Masa de la corredera	0.905 kg
<i>I3</i>	Momento de inercia de la corredera	0.01345 kg·m ²
<i>L4</i>	Longitud de la manivela	0.0745 m
<i>m4</i>	Masa de la manivela	0.2 kg
<i>I4</i>	Momento de inercia de la manivela	1.6e-4 kg·m ²
<i>L5</i>	Longitud del acoplador	0.1 m
<i>m5</i>	Masa del acoplador	0.19 kg
<i>I5</i>	Momento de inercia del acoplador	2.87e-4 kg·m ²
<i>L6</i>	Longitud del seguidor	0.0424 m
<i>m6</i>	Masa del seguidor	0.995 kg
<i>I6</i>	Momento de inercia del seguidor	0.15193 kg·m ²

establecimos con el objeto de observar la estabilidad del modelo.

La figura 5 muestra la variación de las presiones en los puertos del actuador a partir de los valores definidos como iniciales. El periodo de pausa termina a los 5 s seguido por la apertura de válvulas durante 0.25 s durante los cuales el lado del vástago se comunica a la atmósfera y el lado del pistón se comunica a un suministro de presión de 0.3 Mpa. Luego siguen dos periodos de pausa de 2 s entre los cuales está intercalada una apertura de válvulas durante 0.5 s con inversión de las comunicaciones al suministro de presión y a la atmósfera. Se termina con una apertura de válvulas durante 0.25 s con nueva inversión de la comunicación de presiones en los puertos, seguida de un período de pausa hasta el fin de la simulación en 15 s.

Los movimientos descritos por el brazo manipulador como

TABLA I
CARACTERÍSTICAS DEL ACTUADOR Y LAS VÁLVULAS DE CONTROL DE FLUJO

Símbolo	Denominación	Valor
<i>D</i>	Diámetro del pistón	0.0635 m
<i>d</i>	Diámetro del vástago	0.01586 m
<i>dv</i>	Diámetro de la almohadilla del vástago	0.01947 m
<i>dp</i>	Diámetro de la almohadilla del pistón	0.01 m
<i>L</i>	Carrera del pistón	0.1016 m
<i>Lalv</i>	Longitud de la almohadilla del vástago	0.0225 m
<i>Lalp</i>	Longitud de la almohadilla del pistón	0.01905 m
Δ	Longitud extra equivalente del cilindro	0.0613 m
<i>Kv</i>	Coefficiente de amortiguamiento viscoso	166 N·s/m
<i>Ks</i>	Fuerza de fricción estática.	24.5 N
<i>Kc</i>	Fuerza de fricción dinámica	5.15 N
<i>Cde</i>	Coefficiente de descarga, flujo restringido	0.35
<i>Ate</i>	Área efectiva, válvula totalmente abierta	8.39e-6 m ²
<i>Cds</i>	Coefficiente de descarga, flujo libre	1.00
<i>Ats</i>	Área efectiva, flujo libre	2.45e-5 m ²

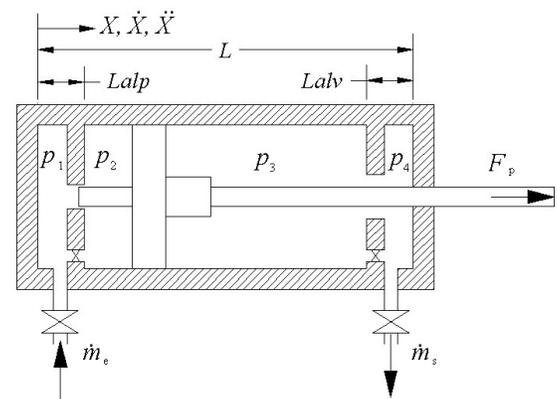
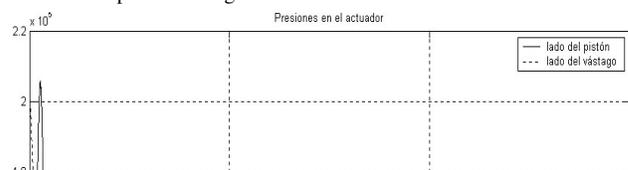


Fig. 4. Actuador neumático con almohadillas de frenado, las cuales forman antecámaras cuya presión será diferente a la de las cámaras cuando el pistón se encuentre próximo a alguno de los extremos de su carrera.



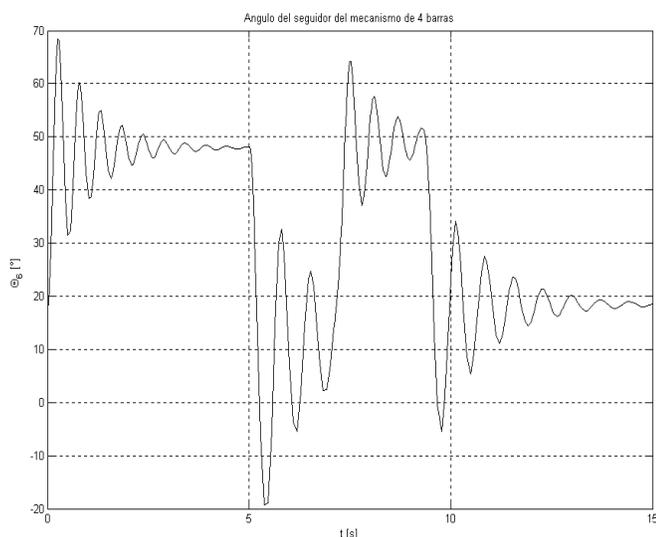


Fig. 6. Posición a través del tiempo del brazo manipulador conforme evoluciona el accionamiento de las válvulas del actuador.

resultado de los cambios de presión descritos en el párrafo anterior son claramente apreciados en la figura 6 donde se muestran los resultados que se obtienen del modelo para la posición del brazo durante el tiempo de simulación.

La figura 7 muestra la fuerza axial en el vástago del actuador, la cual como es de esperarse, sigue el mismo patrón de variación que la presión en las cámaras del cilindro neumático.

De la cantidad de variables que el modelo calcula, los valores desplegados en las figuras 5, 6 y 7 fueron elegidos porque corresponden con las señales que planeamos medir en el banco de prueba que estamos construyendo.

IV. CONCLUSIÓN

El modelo del actuador neumático aquí presentado constituye una parte clave del proyecto de modelación del manipulador flexible pues viene a ser la excitación del brazo flexible. La intención al presentar en este trabajo la respuesta del modelo, es meramente ilustrativa, pues no perdemos de vista la importancia del trabajo experimental que requerimos terminar como requisito indispensable para validar y mejorar el modelo.

REFERENCIAS

- [1] J. M. Tressler, T. Clement, H. Kazerooni and M. Lim, "Dynamic behavior of pneumatic systems for lower extremity extenders," *Proceedings of the 2002 IEEE International Conference on Robotics & Automation Washington, DC*, pp. 3248-3253, May. 2002.
- [2] J. Wang, D.J.D.Wang, P.R.Moore and J.Pu, "Modelling study, analysis and robust servocontrol of pneumatic cylinder actuator systems," *IEE Proc.-Control Theory Appl.*, vol. 148, No. 1, pp. 35-42, January 2001.
- [3] V. M. Faires and C. M. Simmang, *Termodinámica*, 6a. edición, UTEHA, 1982.
- [4] R. L. Norton, *Design of Machinery*. 2nd ed., McGraw Hill, 1999.
- [5] S. C. Chapra y R. P. Canale, *Métodos Numéricos para Ingenieros*, 3^a. edición, McGraw Hill, 1999.

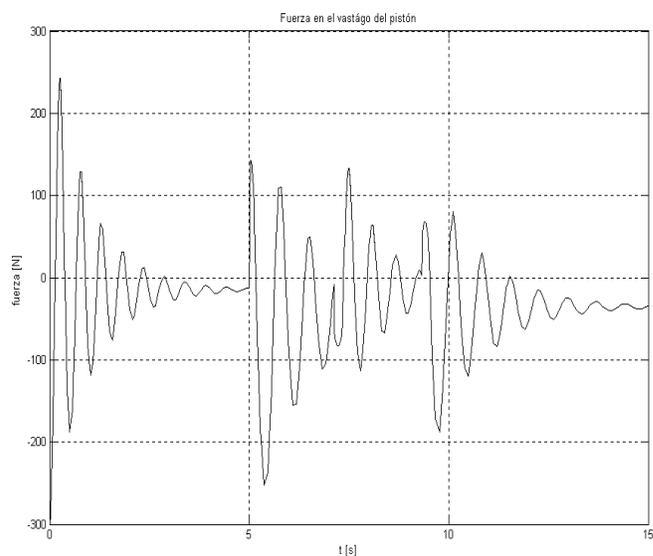


Fig. 7. Magnitudes de la fuerza axial ejercida sobre el vástago del actuador a través de las diferentes etapas de la simulación.