

DISEÑO Y CÁLCULO DE UN ACTUADOR ELECTROMECAÁNICO LINEAL PARA ACCIONAMIENTO DE LA TOBERA DE UN VEHÍCULO LANZADOR

SALOMONE, JAVIER E.^{(1)(2)(*)} – JAZNI, JORGE E.⁽¹⁾⁽³⁾ –
COVA, WALTER J. D.⁽¹⁾⁽³⁾ – GONZÁLEZ, GUSTAVO J.⁽¹⁾⁽³⁾ –
CAGLIOLO, CARLOS M.⁽¹⁾

⁽¹⁾ Instituto Universitario Aeronáutico, Centro de Investigaciones Aplicadas,
Departamento Sistemas Electromecánicos.

Av. Fuerza Aérea 6500 – CP(5022) Córdoba – Argentina.

^(*) Tel. 0351-4664242 e-mail: jsalomone@iua.edu.ar

⁽²⁾ Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Córdoba,
CIII - Centro de Investigación en Informática para la Ingeniería
Maestro Marcelo López y Cruz Roja Argentina – CP(5016) Córdoba – Argentina.

⁽³⁾ Universidad Tecnológica Nacional, Facultad Regional Córdoba,
CUDAR - Centro Universitario de Desarrollo en Automación y Robótica.
Maestro Marcelo López y Cruz Roja Argentina – CP(5016) Córdoba – Argentina.

RESUMEN

Los actuadores electromecánicos de altas prestaciones, basados en los avances tecnológicos de los materiales magnéticos y la electrónica de potencia, son una posible alternativa a los actuadores electrohidráulicos para aplicaciones de control del vector empuje. La disponibilidad de imanes permanentes con elevado producto de energía ha hecho posible reducir la masa de los materiales magnéticos requeridos para los motores de corriente continua. La masa reducida del imán junto a un bajo momento de inercia del rotor permiten lograr una buena respuesta dinámica. Los motores *brushless* permiten conmutaciones a alta frecuencia y, consecuentemente, el empleo de elevadas velocidades del motor para proveer la velocidad de salida requerida en el actuador, dando por resultado motores pequeños y por ende un reducido tamaño del actuador. La utilización de imanes de altas prestaciones permite asimismo alcanzar elevados picos de cupla motriz. Los avances en el área de la conmutación electrónica de potencia posibilita construir controladores para potencias que antes no eran alcanzables. Es por ello que los actuadores electromecánicos utilizando motores *brushless* de corriente continua constituyen hoy alternativas viables para la realización de sistemas de actuadores en muchas aplicaciones. Se presenta el diseño de un actuador electromecánico lineal de alto rendimiento, caracterizado por un amplio ancho de banda de respuesta en frecuencia, alta resolución y elevada rigidez.

1. INTRODUCCIÓN

Los actuadores electromecánicos se encuentran en la mayoría de los subsistemas de los vehículos espaciales ([1], [2]). Así por ejemplo, en subsistemas de potencia, la actitud de paneles solares de satélites es gobernada por motores eléctricos; en subsistemas de control de satélites, son motores eléctricos los que impulsan ruedas de inercia para realizar el control preciso de la actitud; en subsistemas de propulsión, son utili-

zados electromotores para controlar el vector de empuje del vehículo, ya sea actuando directamente sobre la tobera [7] u operando válvulas del sistema hidráulico que mueve la tobera, o comandan el suministro de combustible.

En este trabajo se describe el diseño, cálculo y simulación de un actuador electromecánico lineal, para ser utilizado en el accionamiento de la tobera móvil de un motor bipropelente en un vehículo lanzador.

Formulada la motivación y objeto del presente trabajo en la Sección 1, los requerimientos de diseño del actuador se sintetizan en la Sección 2, mientras que el análisis de la configuración mecánica adoptada es objeto de la Sección 3. Las Secciones 4, 5 y 6 tratan respectivamente de la selección del motor, de la relación de transmisión y de la elección del tornillo de bolas recirculantes. La verificación del motor ante solicitaciones eléctricas es el tema de la Sección 7, mientras que la Sección 8 muestra la aplicación del modelo de laboratorio en la mock-up de una tobera orientable. En el apartado de Conclusiones se destacan los resultados alcanzados y se formulan futuros desarrollos.

2. REQUERIMIENTOS

A continuación se detallan una serie de requerimientos funcionales y de diseño del servoactuador.

2.1. Características de carga

Nº	Característica	Valor
1	Masa reducida	≤ 42 kg
2	Carga de fricción	≤ 100 N
3	Carga estática por la deflexión de mangueras	≤ 50 N
4	Rigidez Asociada	$>1.5 \times 10^7$ N/m

2.2. Performance estática

Nº	Característica	Valor
1	Carrera Controlada	40 mm
2	Carrera total (limite de fin de carrera)	42 mm
3	Precisión de posicionamiento	± 0.05 mm
4	Juego axial a la salida	≤ 0.07 mm
5	Carga de rotura	≥ 4000 N

2.3. Performance dinámica (bajo carga).

Nº	Característica	Valor
1	Velocidad de posicionamiento	min. 0.2 m/s
2	Aceleración de posicionamiento	min. 12 m/s ²
3	Respuesta en frecuencia	10Hz @10% del rango

2.4. Potencia Eléctrica Consumida

Nº	Característica	Valor
1	Tensión de suministro	24 V
2	Corriente pico (durante un tiempo de aceleración ≤ 0.5 ms)	12 A
3	Corriente de retorno regenerativa (durante la desaceleración)	-10 A

3. CONFIGURACIÓN MECÁNICA

Generalmente los actuadores electromecánicos lineales están compuestos por una cadena cinemática conformada por elementos básicos: un motor acoplado a un elemento (tornillo) que convierte el movimiento de rotación del eje motriz en un desplazamiento lineal. De todas las posibles configuraciones geométricas existentes para materializar esta cadena cinemática, solamente se analizarán dos de ellas.

La disposición *serie* posee la ventaja de no requerir de una interfaz extra entre el motor y el tornillo de bolas recirculantes, pero demanda una construcción robusta ya que las cargas actuantes se transmiten al bastidor del vehículo a través del estator del motor. Además el conjunto presenta un incremento considerable en una de sus dimensiones, impidiendo que el actuador sea geoméricamente "compacto", careciendo entonces de una característica muy apreciada en este tipo de sistemas.

La disposición *paralelo* brinda la posibilidad de agregarle al actuador tantos módulos como las especificaciones lo requieran, o bien reemplazar el conjunto motriz, sin producir mayores cambios en el arreglo. Resulta de dimensiones pequeñas y de menor peso, permitiendo una mejor

ubicación en los reducidos espacios disponibles en el vehículo [3]. La principal desventaja es que la interfaz motor-tornillo de bolas recirculantes debe ser de elevada precisión a fin de minimizar los juegos.

Este actuador se diseñó para satisfacer los requerimientos de respuesta en frecuencia y ciclo de operación con un mínimo de tamaño y peso.

El movimiento lineal de salida es logrado mediante un tornillo de bolas recirculantes, el cual es conducido por un motor brushless de imanes permanentes mediante un tren de engranajes. El vástago asociado con la tuerca del tornillo de bolas, es el elemento que permite la transformación de movimientos.

Se utiliza un *field director* para detectar la posición del rotor a fin de gobernar la conmutación electrónica de los campos de estator, este es materializado por una terna de sensores de efecto Hall.

Un control por lazo cerrado de gran precisión se logra mediante la utilización de un encoder óptico de 1000 líneas por revolución el cual retroalimenta el lazo interno de rotaciones.

Los *drivers* electrónicos operan mediante técnica PWM (modulación por ancho de pulsos) para excitar las tres fases del motor *brushless*, son servo amplificadores de cuatro cuadrantes Faulhaber BLD 7010. Los componentes básicos

(motor y tornillo) están alojados en un cuerpo principal, el cual posee alojamiento para los rodamientos, motor, límites de carrera, vástago y guías. El conjunto se vincula a un punto fijo de la estructura del vehículo a través de una junta esférica alojada en la tapa de protección del tren de engranajes. El extremo móvil, constituido por el vástago, se vincula a un punto en la tobera mediante otra junta esférica.

Completa el conjunto una tapa de cierre, cuya función principal es la de guiar al vástago mediante un buje; asimismo provee alojamiento para un sello tipo O-ring y un limpia vástago, proporcionando simultáneamente la estanqueidad necesaria para la lubricación del conjunto (véase Fig. 1).

4. SELECCIÓN DEL MOTOR

El movimiento se analiza según desplazamientos lineales y la relación de transmisión se selecciona según el criterio de obtener máximas aceleraciones.

Estas consideraciones nos permiten decir que la masa total que deberá mover el vástago es el doble de la masa reducida en el punto de aplicación de la carga del actuador sobre la tobera estando esta vinculada a la estructura por una junta tipo cruceta en la parte superior.

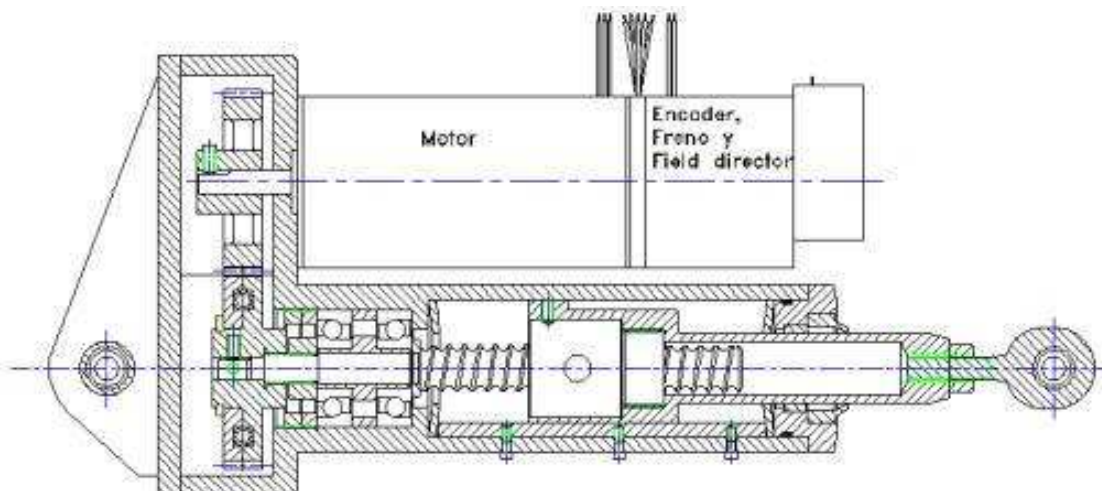


Fig. 1 Actuador lineal

Masa (reducida de la tobera), M_{R1}	42 Kg
Masa (total, reflejada en el eje del actuador lineal), M_{R*}	84 Kg
Velocidad, v	0,2 m/s
Aceleración, a	12 m/s ²
Carrera, c	± 20 mm
Fuerza de Fricción, F_f	100 N
Fuerza de Mangueras, F_m	50 N

A continuación se realiza la estimación de la potencia que habrá de suministrar el motor.

Fuerza de inercia (F_a),

$$F_a = M_R \times a = 504 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas (F):

$$F = F_a + F_f + F_m = 654 \text{ N.}$$

Potencia de maniobra única (W_{Um})

$$W_{Um} = F \times v = 654 \text{ N} \times 0,2 \text{ m/seg}$$

$$W_{Um} = 130,8 \text{ Watt}$$

Potencia de maniobra repetitiva (W_{Rm})

$$v = \dot{x} = \omega \times \hat{x} \times \cos(\omega \times t)$$

$$F = M_{\text{Rotor}} \times \ddot{x} = M_{\text{Rotor}} \times \omega^2 \times \hat{x} \times \sin(\omega \times t)$$

$$W_{Rm} = F \times v = M_{\text{Rotor}} \times \omega^3 \times \hat{x}^2 \sin(2 \times \omega \times t) / 2$$

$$W_{Rm} = 41,67 \text{ Watt}$$

Con la potencia estimada en operación de maniobra única, aplicando un coeficiente de seguridad $C_s = 1,5$ y suponiendo un rendimiento del 80 % se seleccionó el motor Faulhaber [6], código 4409 024B, que satisface los requerimientos descriptos.

Para verificar el cálculo de potencia, se implementó un modelo de simulación de maniobra repetitiva.

La ecuación de equilibrio de fuerzas, considerando despreciable la fricción viscosa, puede ser escrita como

$$M_R \ddot{x} + F_f \text{ sign}(\dot{x}) + kx = F(t)$$

donde x es el desplazamiento de la masa M_R (masa total reflejada sobre el eje de salida), indicando $F(t)$ la fuerza proporcionada por el actuador, F_f la fuerza de fricción seca y k la constante elástica equivalente de los elementos elásticos (fundamentalmente mangueras de alimentación de combustible y oxidante).

Si el movimiento se realiza de manera repetitiva a la frecuencia angular ω , y siendo senoidales tanto el desplazamiento $x(t)$ como sus derivadas, se tendrá

$$x(t) = -\hat{x} \sin(\omega t); \quad x(0) = 0.$$

$$\dot{x}(t) = -\hat{x} \omega \cos(\omega t); \quad \dot{x}(0) = -\hat{x} \omega;$$

$$\ddot{x}(t) = \hat{x} \omega^2 \sin(\omega t);$$

La potencia instantánea y eficaz pueden calcularse por medio de

$$W(t) = F(t) \cdot \dot{x}(t)$$

$$W_{rms} = \frac{\omega}{2\pi} \sqrt{\int_0^{\frac{\omega}{2\pi}} W^2 dt}$$

Expresiones que fueron llevadas a un modelo Simulink® para el estado de régimen considerado, como se muestra en la Fig. 2.

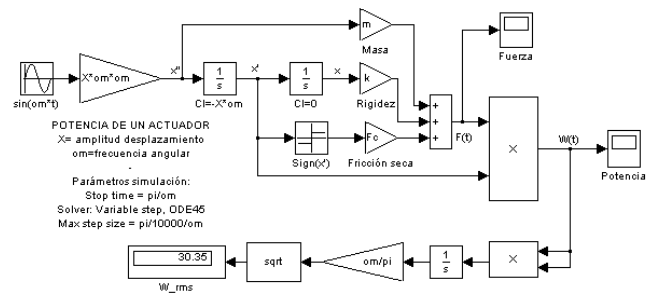


Fig. 2 Modelo de maniobra repetitiva.

Pudo verificarse la coincidencia entre la potencia pico calculada con el valor obtenido por simulación.

5. CÁLCULO DE LA RELACIÓN DE TRANSMISIÓN ÓPTIMA

Para determinar la relación de transmisión óptima se postula siguiendo a [4], al considerar que la energía cinética transferida desde el motor a la carga deberá ser la máxima posible, lo cual se logra cuando la inercia reflejada por la carga iguala a la inercia del motor.

En consecuencia, a partir de los valores:

$$p = \text{paso tornillo} = 0,004 \cdot m$$

$$M_{Rl} = \text{Masaxreducida} = 42 \cdot Kg$$

$$J_{En} = \text{Momento Inercia Encoder} = 6 \times 10^{-8} \cdot Kgm^2$$

$$J_{Br} = \text{Momento Inercia Freno} = 1 \times 10^{-6} \cdot Kgm^2$$

$$J_M = \text{Momento Inercia Motor} = 1,3 \times 10^{-5} \cdot Kgm^2$$

$$J_{RM} = \text{Momento Inercia total}$$

$$J_{RM} = J_{En} + J_{Br} + J_M = 1,406 \times 10^{-5} \cdot Kgm^2$$

se obtiene la relación,

$$n_{\text{opt}} = \frac{p}{2\pi} \times \sqrt{\frac{M_{Rl}}{J_{RM}}} = 1.1003$$

6. SELECCIÓN DEL TORNILLO DE BOLAS RECIRCULANTES

Para la elección del tornillo de bolas recirculantes se parte del análisis de la energía puesta en juego en una situación de descontrol, ocasionando una colisión en los límites de su carrera.

$$n_{\text{max}}^M = \text{velocidad maxima del motor [rps]}$$

$$n_{\text{max}}^T = \text{velocidad maxima del tornillo [rps]}$$

$$v_{\text{lineal}}^{Tue} = \text{velocidad lineal de la tuerca [m/s]}$$

$$E_{\text{choque}}^c = \text{Energia de choque [Nm]}$$

$$n_{\text{max}}^M = 58,33 \text{ rps}$$

$$n_{\text{max}}^T = \frac{n_{\text{max}}^M}{n_{\text{opt.}}} = 52,88 \text{ rps}$$

$$v_{\text{lineal}}^{Tue} = n_{\text{max}}^T \times p = 0,212 \text{ m/s}$$

$$E_{\text{choque}}^c = \frac{1}{2} \times M_R \times (v_{\text{lineal}}^{Tue})^2 = 1,89 \text{ Nm}$$

La fuerza provocada por el impacto, será absorbida por la deformación de un medio elástico (resorte de anillo).

Siendo la deformación del resorte $\delta = 1\text{mm}$ resulta:

$$E_{\text{choque}}^{\text{cinetica}} = E_{\text{resorte}}^{\text{potencial}}$$

$$E_{\text{resorte}}^{\text{potencial}} = \frac{1}{2} \times F_{\text{resorte}} \times \delta_{\text{resorte}}$$

$$F_{\text{resorte}} = \frac{2 \times E_{\text{choque}}^{\text{cinetica}}}{\delta_{\text{resorte}}} = 3780 \text{ N}$$

Como en esta situación descontrolada es preferible que se destruya el elemento menos crítico, escogeremos un tornillo con una capacidad de soportar cargas un 50 % mas que la capacidad del resorte.

Factor de seguridad = 1.5

$$F_{\text{TBR}} = 1.5 \times F_{\text{resorte}}$$

$$F_{\text{TBR}} = 5670 \text{ N}$$

Valor de carga que nos lleva a seleccionar un tornillo de bolas recirculantes marca SKF [5], *Miniature Screw* tipo SD-12x4R cuya capacidad de carga estática es $C_{ca} = 6.5 \text{ KN}$.

7. VERIFICACIÓN

Se procedió a verificar los límites de solicitaciones eléctricas y mecánicas del motor Faulhaber modelo 4490 024 BS, de 207 Watt @10000rpm de potencia.

Analizando ambas situaciones, esto es maniobra única y maniobra repetitiva, se detecta que la máxima solicitación ocurre para el primero de los casos citados obteniéndose un requerimiento de corriente que se aproxima a los 14A.. Por lo tanto, al ser esta maniobra solamente de verificación y cumpliendo con todos los demás requerimientos, se acepta el motor debido al amplio rango de funcionamiento que éste presenta por sobre los valores nominales de referencia.

8. APLICACIÓN

La figura 3 muestra la materialización del modelo de laboratorio del actuador lineal,

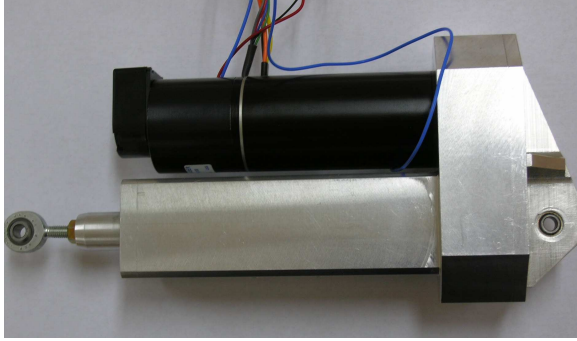


Fig. 3. Modelo de laboratorio.

mientras que la fotografía de la Fig. 4 muestra un montaje experimental que simula la cámara de combustión y la tobera de la segunda etapa a propulsante líquido de un vehículo lanzador, provista de dos actuadores lineales ubicados en un mismo plano horizontal y decalados a 90° , con el objetivo de orientar el eje de la tobera en cualquier posición dentro de un cono establecido alrededor de la cruceta de suspensión, permitiendo así la simulación *hardware-in-the-loop* de un autopiloto para un vehículo lanzador. Es importante destacar que la mock-up contiene en su interior un mecanismo regulable que permite modificar en laboratorio el momento de inercia de la tobera.

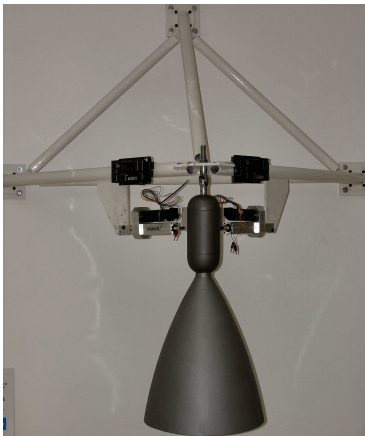


Fig. 4. Montaje experimental

CONCLUSIONES

Este trabajo ha permitido delinear los parámetros fundamentales a tener en cuenta en el desarrollo de actuadores electromecánicos desti-

nados al control del vector de empuje de vehículos lanzadores.

Los modelos de ingeniería que han sido construidos, permitieron el desarrollo de algunas consideraciones cinemáticas para formular la estrategia de control para el posicionamiento de una tobera móvil y la familiarización con las técnicas electrónicas de control de motores *brushless*.

Algunas de las tareas relevantes para futuros desarrollos en esta temática son: el análisis de compatibilidad térmica de los distintos elementos y materiales, análisis tensional bajo cargas dinámicas de la estructura del actuador y el desarrollo de protección térmica frente a los requerimientos ambientales.

RECONOCIMIENTOS

El presente trabajo ha sido ejecutado en el marco de los convenios existentes entre la Comisión Nacional de Actividades Espaciales-CONAE, la Asociación de Investigaciones Tecnológicas-AIT y la Universidad Tecnológica Nacional, en las instalaciones del Departamento Sistemas Electromecánicos (Centro de Investigaciones Aplicadas) del Instituto Universitario Aeronáutico.

Se manifiesta un especial agradecimiento a los señores Luciano Manavella, Pablo Micheloud y al Sr. Orlando Siles por sus aportes técnicos a este trabajo.

REFERENCIAS

[1] RODRIGUEZ FRANCIS D., 2006. *Electromechanical Motion Control Systems in Spacecraft Applications*. Space 2006 Conference, 19-21 September 2006, San Jose, California. AIAA 2006-7291.

[2] RAE ANN WEIR , JOHN R. COWAN, 1993. *Development And Test Of Electromechanical Actuators For Thrust Vector Control*. AIAA, SAE, ASME, and ASEE, Joint Propul-

sion Conference and Exhibit, 29th, Monterey, CA, June 28-30, **1993**, 8 p.

[3] M.A DAVIS, 1984. *High Performance Electromechanical Servoactuation Using Brushless DC Motors*. MOOG INC. Technical Bulletin 150 – MOTOR-CON '84 –**1984**

[4] H. DUBBEL, 1926. **Manual del constructor de máquinas**. Editorial LABOR S.A. **1950**

[5] SKF. **Catálogo Interactivo de Ingeniería SKF** www.skf.com/.

[6] Faulhaber Group, 2005. **Faulhaber Miniature Drive Systems** - ISSN14246457.

[7] MARY ELLEN ROTH, 1990. *Electromechanical Actuation for Thrust Vector Control Applications*. National Aerospace and Electronics Conference (NAECON), Institute of Electrical and Electronics Engineers, Dayton, Ohio, May 21-25, 1990.

