

Actuador electromecánico para control de vector empuje en lanzadores – Diseño preliminar

Santiago Lagier¹⁻², Javier E. Salomone²⁻³, Walter J. D. Cova²⁻⁴, Jorge E. Jazni²⁻³,
Augusto Romero Onco², Esteban A. Dutto¹⁻² y Juan P. Pedroni²⁻⁵

¹Departamento de Máquinas de FCEFyN, Universidad Nacional de Córdoba, Córdoba, Argentina

²División Sistemas Electromecánicos, Centro de Investigaciones Aplicadas - D.I.G.I.D. - Fuerza Aérea Arg., Córdoba, Argentina

³Departamento de Mecánica de la Facultad Regional Córdoba, Universidad Tecnológica Nacional, Córdoba, Argentina

⁴Departamento de Electrónica de la Facultad Regional La Rioja, Universidad Tecnológica Nacional, La Rioja, Argentina

⁵Departamento de Electrónica de FCEFyN, Universidad Nacional de Córdoba, Córdoba, Argentina

Fecha de recepción del manuscrito: 17/04/2015

Fecha de aceptación del manuscrito: 18/09/2015

Fecha de publicación: 15/03/2016

Resumen—En los vehículos lanzadores se requiere de un sistema de control de dirección del vector de empuje (TVC) que permita desarrollar un vuelo a lo largo de una trayectoria programada, así como también compensar las perturbaciones que se presenten durante la fase propulsiva. Existen distintos mecanismos para lograr este objetivo, siendo uno de los más utilizados el basado en rotar la dirección de la tobera de empuje. En el caso de combustibles sólidos, la tobera incluye una junta flexible conformada mediante la unión de un elastómero con aros de acero que posibilita ajustar la orientación del eje de empuje, mediante un actuador lineal montado de manera conveniente entre la tobera y la estructura del vehículo, el que provoca la deformación elástica de la junta. En este trabajo se presenta el desarrollo preliminar de un actuador electromecánico (AEM), basado en tecnología de un motor eléctrico brushless, para conformar el sistema de control de orientación de una tobera flexible. Dichas toberas imponen fuertes requerimientos operativos a los sistemas de actuación, debido a los elevados valores de rigidez y rozamiento que presentan.

Palabras clave—Actuador brushless, combustible sólido, tobera flexible.

Abstract—Launch vehicles require a thrust vector control (TVC) to perform a flight along a programmed path and to compensate disturbances occurring during the propulsive phase. There are different ways to achieve this target; one of the most used methods is based on thrust nozzle orientation. In the case of solid propellants, the nozzle includes a flexible joint constituted by elastomer layers bonded to steel spherical rings which allows the orientation of the thrust axis by means of a linear actuator mounted between the nozzle and the vehicle structure, causing elastic deformations of the joint. This paper presents the preliminary development of an electromechanical actuator (EMA) using a brushless electric motor as prime mover, implementing the orientation control system of a flex nozzle. These systems impose severe performance requirements, due to high friction and stiffness parameters of the flexible joint.

Keywords—Brushless actuator, solid propellant, flex nozzle.

INTRODUCCIÓN

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 que son utilizados en gran parte de los subsistemas de los vehículos espaciales (Rodríguez, 2006; Weir y Cowan, 1993; Roth, 1990).

La disponibilidad de imanes permanentes de Neodimio-Hierro-Boro (Ne-Fe-Bo) ha hecho posible reducir la masa de los materiales magnéticos requeridos para los motores de corriente continua (DC-Motors). La masa reducida del imán junto a un bajo momento de inercia del rotor permite lograr

una buena respuesta dinámica. Los motores brushless permiten conmutaciones a elevada frecuencia, posibilitando elevadas velocidades de rotación con la consiguiente reducción de tamaño del conjunto motor-actuador. La utilización de imanes de Ne-Fe-Bo también da lugar a elevados picos de cupla motriz.

Los avances en el área de la electrónica de potencia hacen posible construir controladores para potencias que antes no eran posibles. Así, los actuadores electromecánicos utilizando motores brushless de corriente continua, representan una alternativa posible de implementar en muchas aplicaciones.

Los actuadores de alto rendimiento están caracterizados por un amplio ancho de banda con alta precisión de posicionamiento y gran rigidez. Otros requerimientos de diseño a contemplar pueden ser el ciclo de servicio y/o minimización de tamaño y peso.

Dirección de contacto:

Santiago Lagier, Av. Vélez Sarsfield 1611 - 5016 - Córdoba, (0351) 5353800 (int. 29079), sanlagier@yahoo.com.ar

El presente trabajo comienza con el planteo de los requerimientos para luego realizar el cálculo de la potencia máxima, selección del motor brushless a implementar, determinación de la relación de transmisión total óptima, selección del mecanismo tornillo-tuerca de bolas recirculantes, cálculo de la relación de transmisión del tren de engranajes para culminar con la presentación del diseño preliminar.

MÉTODOS

El diseño preliminar del actuador se realizó partiendo de los requerimientos impuestos por un sistema de control de dirección del vector de empuje con tobera flexible de un vehículo lanzador. En base a esto se realizaron modelos matemáticos de las situaciones dinámicas críticas para obtener la potencia máxima requerida. Luego se prosiguió con la selección de componentes, diseño de la disposición de los elementos constitutivos, cálculos de relaciones de transmisión, análisis y verificación de los requerimientos eléctricos de tensión, corriente y potencia mediante software de simulación y cálculo.

DESARROLLO

Los actuadores electromecánicos lineales están compuestos por una cadena cinemática básica conformada por 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, se analizaron 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 a la estructura 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 paralela brinda la posibilidad de un diseño modular, en el cual se pueden reemplazar con facilidad distintos componentes del conjunto, sin producir mayores cambios en el arreglo. El conjunto resulta de dimensiones pequeñas y de menor peso, permitiendo una mejor ubicación en los reducidos espacios disponibles en el vehículo (Davis, 1984). La principal desventaja es que la interfaz motor-tornillo de bolas recirculantes debe ser de elevada precisión a fin de minimizar los juegos.

En base a los siguientes requerimientos de performance y los de la carga se realizaron los cálculos de la cupla y potencia máxima, relación de transmisión óptima, etc.

TABLA 1: REQUERIMIENTOS DE PERFORMANCE DE LA TOBERA.

Requerimiento	Valor adoptado Máx.
Ángulo de basculamiento	$\theta = 5 \text{ deg}$
Velocidad angular	$\dot{\theta} = 30 \text{ deg/s}$
Aceleración angular	$\ddot{\theta} = 300 \text{ deg/s}^2$

TABLA 2: CARACTERÍSTICAS DE LA CARGA.

Requerimiento	Valor adoptado
Momento de inercia de la tobera	$J_T = 5,75 \text{ Kg m}^2$
Rigidez de la junta	$K_J = 24250 \text{ N m/rad}$
Amortiguamiento de la junta	$B_J = 1325 \text{ Nm s}$
Fricción de la junta	$C_{FS} = 795 \text{ N m}$
Desalineación del empuje	$C_{DVE} = 450 \text{ N m}$
Cupla específica debido a la aceleración axial	$C_{AA} = 430 \text{ Nm/rad}$
Cupla debido a la aceleración lateral	$C_{AL} = 60 \text{ N m}$

Determinación de la potencia máxima

Para determinar la cupla máxima (C_{max}) que el motor debe proporcionar, se lleva a cabo un análisis de la ecuación de movimiento de la tobera en el plano, basado en las hipótesis que la aceleración angular del vehículo resulta despreciable frente a la de la tobera y que, además, el punto de anclaje del actuador a la estructura del vehículo presenta una muy elevada rigidez (Cova et al., 2013). En esas condiciones y, sobre la base de experiencias con vehículos similares, se ha concebido una maniobra de 250 ms de duración que permita alcanzar simultáneamente los máximos valores de desplazamiento (5°), velocidad ($30^\circ/s$) y aceleración ($300^\circ/s^2$), mostrándose en la Fig. (1) la evolución temporal de las variables.

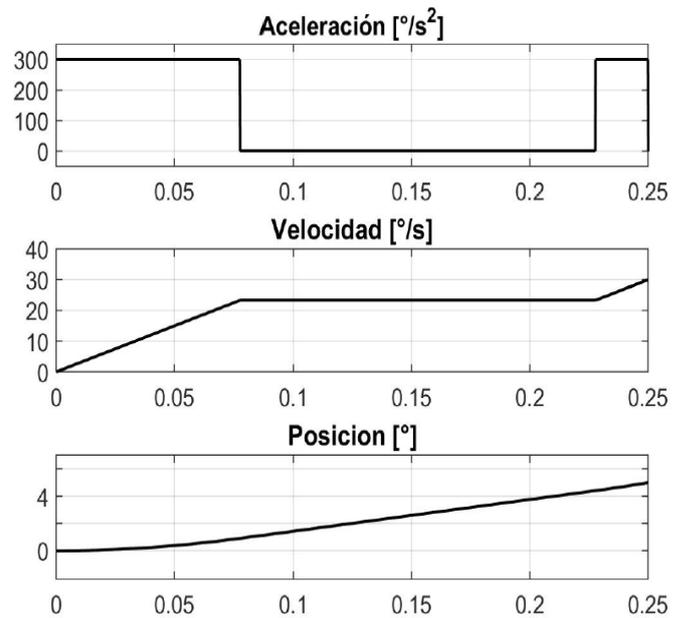


Fig. 1: Maniobra de máximas.

Así resulta:

$$C_{max} = \ddot{\theta}_{max} J_T + \dot{\theta}_{max} B_J + \theta_{max} K_c + C_{est} \quad (1)$$

en donde:

$$K_c = K_J + C_{AA} = 24680 \text{ N m/rad} \quad (2)$$

Estando C_{est} formada por la suma de las cuplas de fricción seca, de aceleración lateral y de desalineación de

empuje que, se considera que operan conjuntamente como una cupla estacionaria durante la maniobra:

$$C_{est} = C_{FS} + C_{AL} + C_{DVE} = 1305 \text{ N m} \quad (3)$$

Reemplazando valores en (1):

$$C_{max} = 4182,6 \text{ N m}$$

$$P_{W,max} = C_{max} \dot{\theta}_{max} = 2190 \text{ W} \quad (4)$$

Selección del motor

En base a la precedente estimación de potencia pico se selecciona el motor brushless (ITT, 2011).

TABLA 3: CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR SELECCIONADO

Parámetro	Valor
Potencia nominal	2059 W
Potencia pico	2265W
Cupla nominal	6 Nm
Cupla pico	20,4 Nm
Corriente instantánea máx.	106 A
Momento de inercia del rotor	$2,712 \times 10^{-6} \text{ Kg m}^2$
Coef. de fricción viscosa	$7 \times 10^{-4} \text{ Nms}$

Considerando que la potencia máxima determinada en ec.(4) corresponde a un caso extremo poco probable y teniendo en cuenta además las limitaciones de tamaño y peso vigentes en este tipo de aplicaciones, es que se ha seleccionado un motor que satisface ajustadamente los requerimientos.

Determinación de la relación de transmisión total óptima

La selección de la relación de transmisión total se basó en la determinación de la corriente instantánea y potencia máximas requeridas por la maniobra de la Fig. (1) para diferentes valores de la relación de transmisión α , teniendo en cuenta el momento de inercia y la fricción viscosa reflejados por el actuador sobre el eje de carga, en base a lo cual se elaboraron las curvas de la Fig. (2), que permiten circunscribir el rango de selección al intervalo $\alpha \in [205, 390]$.

Convendrá, en principio, tomar para la relación de transmisión el valor más elevado posible para reducir la sollicitación eléctrica del motor y, por ende, su calentamiento. Además un valor de α elevado se acercará a la relación de transmisión para máxima aceleración en la carga. Se decidió finalmente adoptar $\alpha=385$ como valor de diseño.

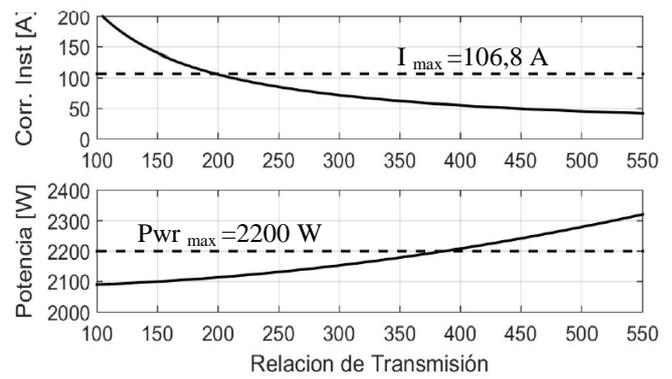


Fig. 2: Requerimientos de corriente y potencia máximas en función de α .

Selección del tornillo de bolas recirculantes

En la selección del tornillo de bolas recirculantes se tuvieron en cuenta las sollicitaciones mecánicas, la relación de transmisión total y los requerimientos de peso y volumen reducido habida cuenta que el objeto está destinado a aplicaciones aeroespaciales. El tornillo seleccionado fue de rosca laminada y de tuerca precargada sin juego (con bolas con sobre medida - SKF) para así incrementar la precisión del sistema en ambos sentidos de giro y un paso de 10 mm por vuelta.

Determinación de la relación transmisión del tren de engranajes

En cuanto al tren de engranajes para vincular el eje del motor con el tornillo de bolas recirculantes se adoptó una solución con tres engranajes. El engranaje intermedio se encuentra precargado mediante un resorte logrando así la eliminación del juego libre de dicho tren de engranajes.

La relación de transmisión total (α) está determinada por el paso del tornillo de bolas recirculantes, la relación de transmisión del tren de engranajes y de la disposición geométrica de los puntos de anclaje del actuador respecto del centro de giro de la tobera.

Se define (α) como la relación entre el ángulo girado por el eje del motor respecto del ángulo de basculamiento de la tobera, por lo tanto:

$$\alpha = \frac{\theta_m}{\theta_{to}} = 385 \quad (5)$$

A su vez, el ángulo girado por el eje del motor está definido por la relación de transmisión del tren de engranajes y el ángulo girado por el tornillo de bolas recirculantes:

$$\theta_m = \frac{Z_2}{Z_1} \theta_{tor} \quad (6)$$

El ángulo girado por la tobera está definido por el desplazamiento axial del tornillo y por la disposición geométrica de los puntos de anclaje del actuador y el punto de basculamiento de la tobera:

$$\theta_{to} = \frac{X_{tor}}{A} \quad (7)$$

El ángulo girado por el tornillo de bolas recirculantes está definido por el desplazamiento axial del tornillo y el paso del mismo:

$$\mathcal{G}_{tor} = X_{tor} \frac{2\pi}{P} \tag{8}$$

Donde:

\mathcal{G}_m = ángulo girado por el motor [rad]

$\mathcal{G}_{to b}$ = ángulo girado por la tobera [rad]

\mathcal{G}_{tor} = ángulo girado por el tornillo [rad]

$\frac{Z_2}{Z_1}$ = relación de transm. del tren de engranajes

$A = 362,11 \text{ mm/rad}$ (cte. debido a la geometría)

X_{tor} = desplazamiento del tornillo [mm]

P = paso del tornillo [mm]

En la Fig. (3) se puede observar la longitud (L) que debe adoptar el actuador en las posiciones extremas, en función de la geometría de los puntos de anclaje y del punto de basculamiento de la tobera. Del análisis cinemático de esta configuración se obtiene la cte. A para el cálculo de la relación de transmisión.

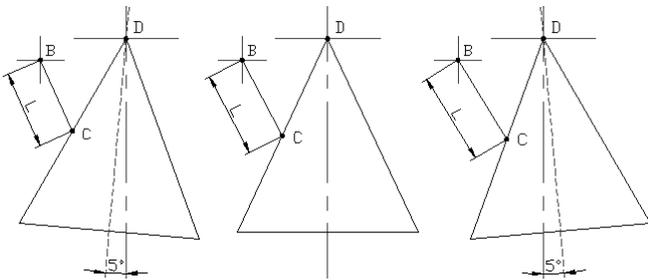


Fig. 3: Esquema de la geometría de los pto. de anclaje y basculamiento

Donde:

C = pto. de anclaje del actuador en tobera

B = pto. de anclaje del actuador en estructura

D = pto. de basculamiento de la tobera

L = longitud del actuador

Reemplazando y operando con las ec. (5), (6), (7) y (8) obtenemos:

$$\frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\alpha}{362,11 \text{ mm/rad} \frac{2\pi}{P}} \tag{9}$$

Por lo tanto:

$$\frac{Z_2}{Z_1} = 1,69$$

Presentación del diseño preliminar del actuador

En la Fig. (4) y (5) se puede apreciar la disposición de los elementos constitutivos del diseño preliminar:

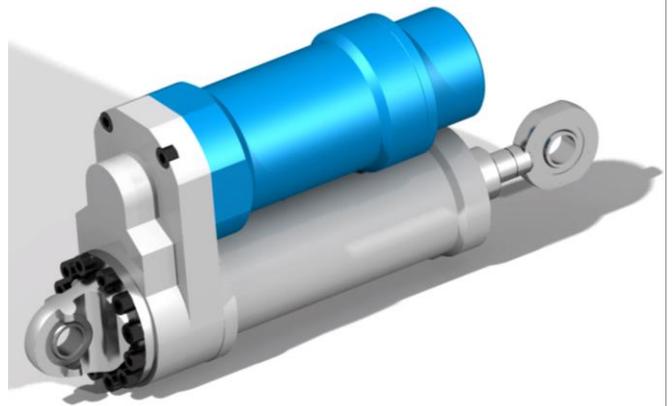


Fig. 4: Actuador electromecánico

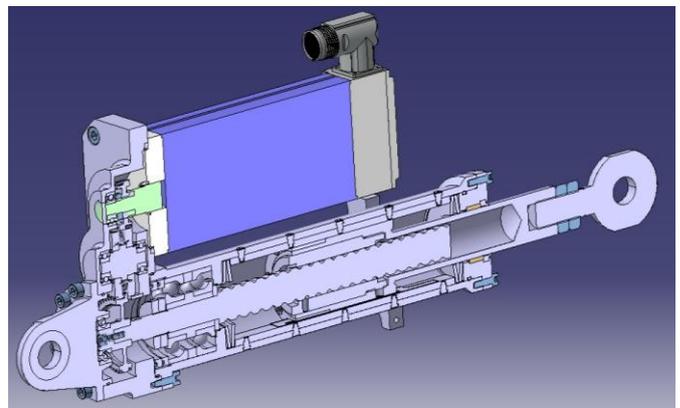


Fig. 5: Corte del actuador

En la Fig. (6) se puede observar el arreglo de dos actuadores a 90°, con los cuales se realiza el control de la dirección del vector de empuje.



Fig. 6: Montaje de los actuadores

CONCLUSIONES

Se ha analizado el control de orientación del vector empuje en vehículos lanzadores dotados con tobera móvil con junta flexible, utilizando actuadores eléctricos lineales. Estos actuadores, integrados junto con sus drivers (amplificadores de potencia) en lazos cerrados de control de posición, configuran el subsistema conocido como TVC (Thrust Vector Control). A su vez el TVC forma parte del sistema de Guiado y Control del vehículo a lo largo de su trayectoria.

Las restricciones de peso y volumen han llevado a prestar particular atención a la selección del motor a emplear, para lo cual se establecieron las máximas solicitaciones presentes en una maniobra estandarizada. Las limitaciones de corriente y de potencia máxima del motor sirvieron a su vez para definir el valor más adecuado de la relación de transmisión mecánica total, en base a la cual y a la disposición geométrica del actuador se calcularon los parámetros del subsistema de transmisión (tren de engranajes y tornillos de bolillas recirculantes).

Debe mencionarse finalmente que el TVC puede proporcionar control de la actitud del vehículo lanzador según sus ejes transversales (guiñada y cabeceo), quedando el control de rolido a cargo de otro subsistema, ya sea en base a aletas orientables y/o por eyección de gas a través de toberas auxiliares.

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 Propulsion Conference and Exhibit, 29th, Monterey, CA, June 28-30, 1993, 8 p.*
- [3] Mary Ellen Roth (1990). "Electromechanical actuation for thrust vector control applications". *Prepared for the National Aerospace and Electronics Conference (NAECON) sponsored by the Institute of Electrical and Electronics Engineers, Dayton, Ohio, May 21-25, 1990.*
- [4] M. A. Davis (1984). "High performance electromechanical servoactuation using brushless dc motors". *MOOG INC. Technical Bulletin 150 – MOTOR-CON '84 –1984.*
- [5] W.J.D. Cova, J.E. Jazni, G.J. González, J. E. Salomone, J.P. Pedroni, E.A. Dutto, S. Lagier, (2013). "Dimensionamiento de servomotores eléctricos en aplicaciones aeroespaciales de control de posicionamiento". *VII Congreso Argentino de Tecnología Espacial-2013, trabajo C-17. 2013.*
- [6] ITT (2011). "Torque systems MDM-5000 Brushless servo motor".
- [7] SKF Catálogo Interactivo de Ingeniería SKF www.skf.com.
- [8] Salomone Javier E., Pedroni, Juan P., Jazni, Jorge E., Dutto, Esteban A., Cova, Walter J.D., Lagier, Santiago (2014). "Análisis de requerimientos y determinación preliminar de la potencia de actuación para el TVC de un vehículo lanzador con tobera flexible". *IV Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica, Resistencia, Chaco, Rep. Argentina, Septiembre de 2014.*