



# V CAIM 2016

V Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

XXXIII Reunión Científica Académica Nacional FoDAMI

5 al 7 de Octubre de 2016

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

## FoDAMI



Universidad Nacional de  
Santiago del Estero  
Facultad de Ciencias  
Exactas y Tecnologías  
Santiago del Estero - República Argentina

## DISEÑO DEFINITIVO DE UN ACTUADOR ELECTROMECAÁNICO DE CONTROL DE VECTOR EMPUJE PARA VEHÍCULOS LANZADORES CON TOBERA FLEXIBLE

Esteban A. Dutto<sup>1-3</sup>, Javier E. Salomone<sup>1-2</sup>, Augusto Romero Onco<sup>2</sup>, Santiago Lagier<sup>1-3</sup>,  
Walter J. D. Cova<sup>1-4</sup>, Jorge E. Jazni<sup>1-2</sup> y Juan P. Pedroni<sup>1-5</sup>

<sup>1</sup>Departamento Sistemas Electromecánicos, CIA-DGID-FAA

<sup>2</sup>Departamento de Mecánica GIDMA– UTN-FRC

<sup>3</sup>Departamento de Máquinas de FCEFyN, UNC

<sup>4</sup> Grupo GPS – UTN-FRLR

<sup>5</sup>Departamento de Electrónica de FCEFyN, UNC  
jsalomone@scdt.frc.utn.edu.ar

### 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 definitivo 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.

En lo metodológico, el diseño definitivo del actuador se realizó partiendo de los requerimientos impuestos a sistemas de estas características, incorporando las modificaciones correspondientes luego de haber realizado las revisiones sobre el diseño preliminar. En base a ello se calibraron modelos matemáticos de acuerdo a modelos constitutivos ajustados para determinar, en situaciones cinemáticas críticas, la potencia de actuación máxima requerida.

Los resultados obtenidos tras la selección de componentes electromecánicos comerciales, condujeron al diseño final del conjunto actuador y elementos de sensado. El trabajo concluye con la presentación del esquema de la arquitectura tentativa de control.

**Palabras Clave:** Actuador brushless, Combustible sólido, Tobera flexible.



## 1. Introducción

Los actuadores electromecánicos de altas prestaciones, basados en los avances tecnológicos de los materiales magnéticos, de la electrónica de potencia y de la mejora del rendimiento energético de las baterías, constituyen una alternativa viable respecto de los actuadores electro hidráulicos que se han venido empleado en vehículos espaciales [1-3]. A continuación se presentará el diseño definitivo de un actuador electromecánico a ser empleado para la orientación de la tobera flexible de un vehículo lanzador, cuyo diseño preliminar se discutiera en [4]. En la Figura 1 se puede observar como a partir del direccionamiento del vector empuje se pueden lograr correcciones en la dirección del lanzador. Para lograr el direccionamiento del vector de empuje se utilizan toberas tanto pivotantes como flexibles dependiendo del combustible utilizado, y un sistema de actuación como el que se muestra en la Figura 2.

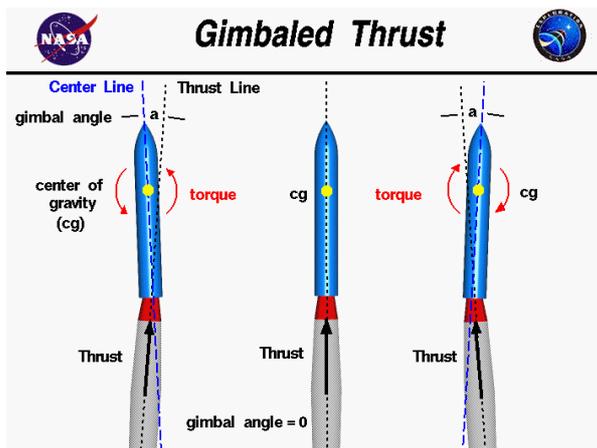


Figura 1 – Principio de funcionamiento del control de dirección mediante el control de empuje (Extraído de página web de NASA).

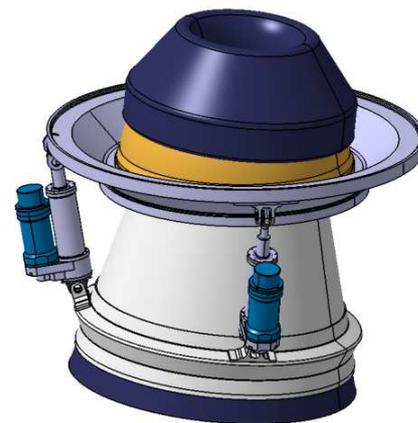


Figura 2 – Sistema de Actuación montado en una tobera flexible.

La Figura 2 muestra la disposición que poseen los actuadores de un sistema de actuación sobre una tobera flexible, particularmente aquí con una pequeña deflexión con respecto al eje longitudinal del lanzador. Los planos de acción de los actuadores se encuentran rotados  $90^\circ$  con respecto al eje longitudinal del lanzador para poder lograr correcciones de forma independiente uno del otro. Así mismo la dirección de actuación de los mismos se encuentra inclinada con respecto a la sección frontal del lanzador para minimizar el volumen a ocupar por su montaje.

El actuador tratado en [4] utiliza un motor brushless como efector primario y un tren de engranajes que reduce velocidades y transmite el movimiento rotatorio hacia un tornillo de bolas recirculantes, que transforma el movimiento de rotación en traslación. Varios



# V CAIM 2016

V Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

XXXIII Reunión Científica Académica Nacional FoDAMI

5 al 7 de Octubre de 2016

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

# FoDAMI



Universidad Nacional de  
Santiago del Estero  
Facultad de Ciencias  
Exactas y Tecnologías  
Santiago del Estero - República Argentina

componentes y subconjuntos críticos se calculan y dimensionan en las siguientes páginas. En la Figura 3 y Figura 4 se muestran el conjunto actuador y sus partes fundamentales.

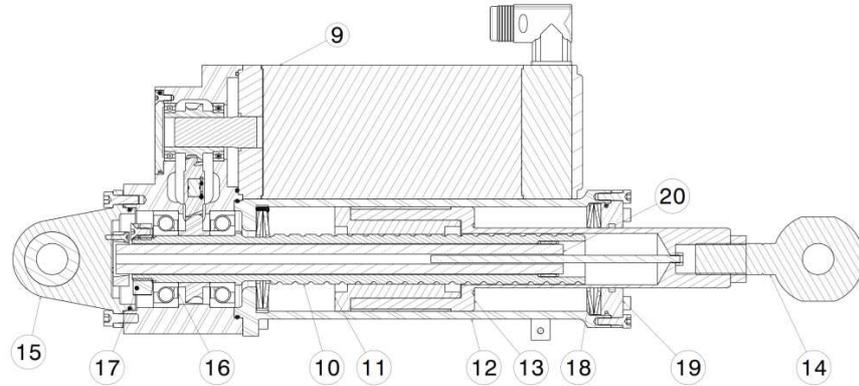
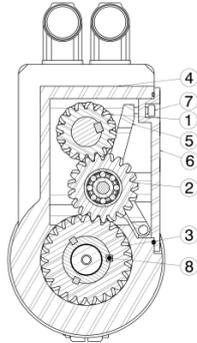


Figura 3 - Corte Caja Reductora.

Figura 4 - Corte Longitudinal del Actuador.

Tabla 1 – Principales componentes del actuador.

ITEM	Nombre	ITEM	Nombre
1	Engranaje Conductor	11	Tuerca Tornillo de Bolas recirculante
2	Engranaje Intermediario	12	Cilindro
3	Engranaje Conducido	13	Embolo
4	Carcasa	14	Extremo Articulado
5	Ballesta	15	Toma articulada
6	Tapa Carcasa	16	Rodamientos de CA
7	Tornillo de Ajuste	17	Tuerca de Precarga
8	Chaveta	18	Resorte Platillo
9	Motor ITT-MDM 5000-0854	19	Tapa antirotativa
10	Tornillo de Bolas recirculante 32x10	20	LVDT

## 2. Determinación de la fuerza máxima de actuación

Haciendo referencia a la Fig. 3, la fuerza máxima de actuación puede ser calculada de la siguiente manera

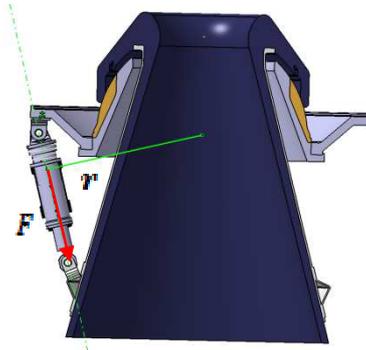


Figura 5 – Sistema Tobera Flexible – Actuador.

$$F r = C_m i_{tot} \quad (1)$$

Donde  $F$  es la máxima fuerza que puede realizar el actuador,  $r$  es la distancia mínima desde el punto de pivot de la tobera hacia la recta de acción de la fuerza de actuación e  $i_{tot}$  es la relación de transmisión total determinada en [4].

Con los siguientes datos

$$r = 0,366 \text{ m} \quad C_m = 20,4 \text{ Nm} \quad i_{tot} = 385 \quad (2)$$

La fuerza máxima es

$$F = 21460 \text{ N} = 2187 \text{ kg} \quad (3)$$

### 3. Descomposición de fuerzas en la caja de engranajes

Para determinar la carga sobre apoyos y dimensionar o verificar el tamaño de los dientes del tren de engranajes es necesario poder determinar las cargas actuantes.

Se puede determinar las componentes de las fuerzas en direcciones tangenciales, axiales y radiales a la rueda dentada. Dichos valores de fuerzas valen para todos los pares de ruedas dentadas en contacto.

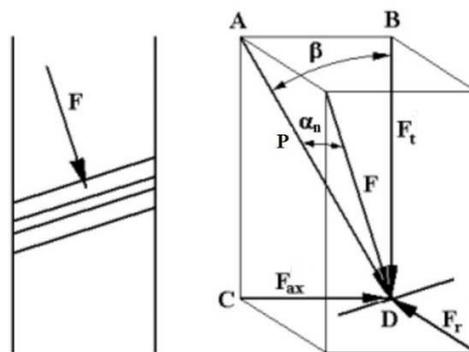


Figura 6 - Descomposición de fuerzas en un diente de engranaje.

$$\begin{aligned} P &= F \cos \alpha_n, & Ft &= P \cos \beta = F \cos \alpha_n \cos \beta, \\ Fr &= F \sin \alpha_n, & Fa &= P \sin \beta = F \cos \alpha_n \sin \beta, \end{aligned} \quad (4)$$



# V CAIM 2016

V Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

XXXIII Reunión Científica Académica Nacional FoDAMI

5 al 7 de Octubre de 2016

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

## FoDAMI



Universidad Nacional de  
Santiago del Estero  
Facultad de Ciencias  
Exactas y Tecnologías  
Santiago del Estero - República Argentina

Siendo  $F$  la fuerza total que se transite en el par de ruedas dentadas. Sabemos que es posible obtener  $F_t$  a partir del momento torsor del motor aplicada a la rueda dentada acoplada directamente a él de la siguiente manera

$$M_t = F_t R_{p1} \quad (5)$$

Siendo  $R_{p1}$  el radio primitivo de la rueda dentada acoplada directamente al motor llamada rueda 1. A partir de la anterior expresión es posible calcular las restantes componentes de la fuerza total.

En el diseño se plantearon los siguientes valores de ángulos:

$$\alpha_{n2} = 25^\circ \quad \beta = 19,6^\circ \quad (6)$$

Y tomando para el momento torsor  $M_t$  el máximo que puede erogarse el motor se puede obtener

$$\begin{aligned} M_t &= 20,4 \text{ Nm} \\ F &= 1406,8 \text{ N}, \quad F_t = 1201,1 \text{ N}, \\ F_r &= 594,55 \text{ N} \quad F_a = 427,7 \text{ N}. \end{aligned} \quad (7)$$

#### 4. Dimensionamiento de las ruedas dentadas del tren de engranajes

La determinación del tamaño correcto de los engranajes fue orientado bajo la premisa de maximizar la aceleración del sistema bajo una cupla motriz constante.

Si se analiza el tren de engranajes como un sistema separado, para cumplir con el objetivo anterior es necesario encontrar

$$\min \left( \sum_i^n J_{eq_i} \right) \quad (8)$$

donde  $J_{eq_i}$  es el momento de inercia másico equivalente de cada rueda dentada referida a una cupla motriz entrante dada, que para nuestro sistema tomando como cupla de referencia la cupla motriz del motor

$$\sum_i^n J_{eq_i} = J_{eq_1} + J_{eq_2} + J_{eq_3} = J_1 + J_2 i_{21}^2 + J_3 i_{31}^2 \quad (9)$$

donde  $J_i$  es el momento de inercia másico de la rueda dentada con respecto a su centro de masa e  $i_{ij}$  es la relación de transmisión de la rueda dentada  $i$  a la rueda dentada  $j$ .

Se puede expresar

$$J_i = m_i \frac{\pi d_i^4}{32} \quad i_{ij} = \frac{R_{pj}}{R_{pi}} \quad (10)$$



Además se pueden plantear las siguientes ecuaciones de restricción tales como la mínima cantidad de dientes para no tener interferencia geométrica

$$z_{pmin} = \frac{2k}{\sin^2[(\alpha)_n]} * \cos(\beta) \quad (11)$$

En [4] se determinó la potencia necesaria del motor que mueve este tren de engranajes, y habiendo seleccionado el modelo ITT MDM 5000-0854 cuya sección frontal es de 85mm\*85mm, se decidió que el tren de engranajes debe estar contenido en una caja de no mayor ancho que el ancho de la toma del motor. Eso se puede parametrizar de la siguiente manera

$$(Rp1 + Rp2) \text{sen}(\theta_1) < \text{Ancho}_{motor} = 85 \text{ mm} \quad (12)$$

La distancia entre centros también es fija y de valor

$$I = 81.4 \text{ mm} \quad (13)$$

Estas últimas dos restricciones fueron impuestas bajo el criterio de que el actuador sea lo más compacto posible.

El valor de la última restricción, resulto luego de un estudio en el cual se determinó el tamaño del tornillo necesario para transmitir la potencia y fuerza requeridas, con dicho tornillo se pueden determinar las dimensiones tecnológicamente posibles de la tuerca y tomando un espesor de pared apropiado del cilindro conductor de la tuerca, podemos estimar una distancia entre centros adecuada.

Por último en [4] se determinó que la relación de transmisión óptima  $i_{31}$  debe ser 1,69, pero para hacer el diseño más flexible se prevee que no supere este valor y que no esté por debajo del valor 1,5. Por último nuestro problema de optimización queda formalizado de la siguiente manera

Encuéntrese

$$\min(J_1 + J_2 i_{21}^2 + J_3 i_{31}^2) \quad (14)$$

tal que

$$z_{pmin} - z_p \leq 0 \quad (15)$$

$$(Rp1 + Rp2) \text{sen}(\theta_1) - \text{Ancho}_{motor} \leq 0 \quad (16)$$

$$I - 81.4 \text{ mm} = 0 \quad (17)$$

$$i_{31} - 1.69 \leq 0 \quad (18)$$

$$1.5 - i_{31} \leq 0 \quad (19)$$

## 5. Determinación de las fuerzas actuantes sobre engranaje intermediario

Se procederá a determinar las fuerzas actuantes en la rueda dentada intermediaria.



# V CAIM 2016

V Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

XXXIII Reunión Científica Académica Nacional FoDAMI

5 al 7 de Octubre de 2016

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

## FoDAMI



Universidad Nacional de  
Santiago del Estero  
Facultad de Ciencias  
Exactas y Tecnologías  
Santiago del Estero - República Argentina

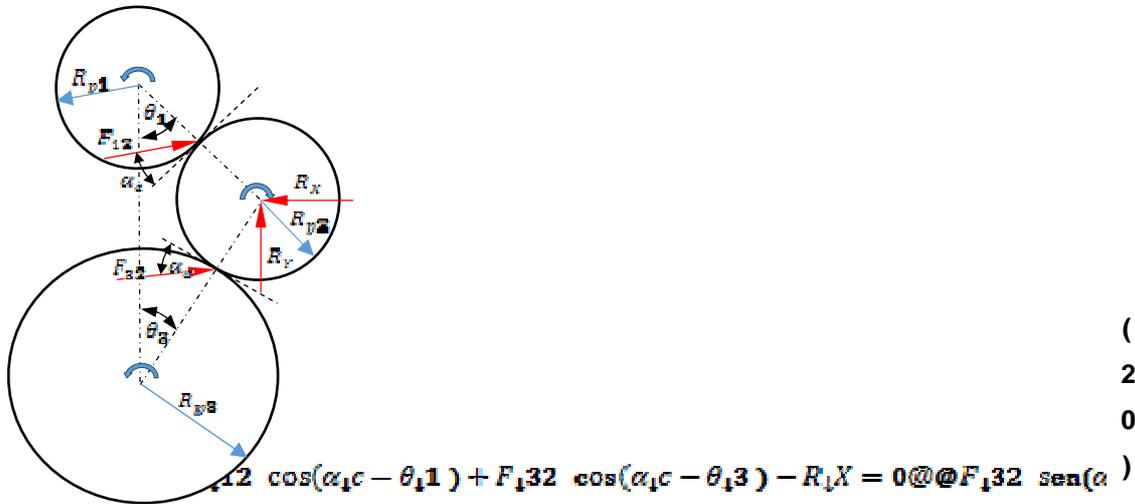


Figura 7

Diagrama de montaje del tren de engranajes.

En base al esquema de la Figura 7 se elaboró el sistema de ecuaciones (20).

En donde  $F_{12}$  y  $F_{32}$  son las componentes de las fuerzas en el plano perpendicular al eje de rotación de las ruedas dentadas, que realizan los engranajes 1 y 3 al engranaje intermedio respectivamente.  $R_x$  y  $R_y$  son las reacciones que debe generar el apoyo del engranaje intermedio.  $I$  es la distancia entre ejes del engranaje 1 hasta el engranaje 2.  $\alpha_c$  es el ángulo de presión circunferencial.

Se puede calcular  $\alpha_c$  de la siguiente manera:

$$\tan \alpha_c = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (21)$$

También vemos que  $F_{12} = F_{32}$  ya que

$$F_{12} = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta}, \quad F_{32} = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta} \quad (22)$$

La distancia entre centros esta impuesta por condición de diseño a  $I = 80.4 \text{ mm}$ . Los siguientes son los radios primitivos de cada engranaje:



# V CAIM 2016

V Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

XXXIII Reunión Científica Académica Nacional FoDAMI

5 al 7 de Octubre de 2016

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

## FoDAMI



Universidad Nacional de  
Santiago del Estero  
Facultad de Ciencias  
Exactas y Tecnologías  
Santiago del Estero - República Argentina

$$R_{p1} = 16,984 \text{ mm} \quad R_{p2} = 20,169 \text{ mm} \quad R_{p3} = 26,538 \text{ mm} \quad (23)$$

Con estos datos podemos resolver el sistema de 4 ecuaciones no lineales y obtener los siguientes resultados:

$$\theta_1 = 15,63^\circ \quad \theta_2 = 12,38^\circ \quad R_x = 2747,6 \text{ [N]} \quad R_y = 78 \text{ [N]} \quad (24)$$

El sentido  $R_x$  es hacia la izquierda y el de  $R_y$  hacia arriba.

## 6. Verificación de la resistencia de los engranajes

Se utilizará el criterio de Barth para la verificación de los dientes de los engranajes el cual contempla efectos dinámicos debido a defectos en la fabricación del engranaje.

El método propone

$$\sigma = \frac{K_v Ft}{B m Y} \quad (25)$$

Tal que  $Ft$  es la fuerza tangencial que incide sobre el diente,  $B$  el ancho de la rueda dentada,  $m$  el módulo normal,  $Y$  el factor de Lewis y  $K_v$  el factor dinámico que se escribe como

$$K_v = \frac{3,56 + \sqrt{v}}{3,56} \quad (26)$$

el cual está formulado para un perfil generado con fresa madre o cepillado, si el método de elaboración fuera otro el factor cambia, y en donde  $v$  es la velocidad periférica en [m/s] dada por la velocidad angular y el radio primitivo de la rueda dentada

$$v = \omega R_p \quad (27)$$

Si se introducen las cargas en [N], las medidas geométricas en [mm] y las velocidades en [m/s] la norma AGMA asegura el resultado de tensiones en [MPa]

Se verificará el engranaje de menor tamaño.

$$F = 1201 \text{ N} \quad B = 11 \text{ mm} \quad m = 2 \text{ mm} \quad \omega_{1\max} = 209,43 \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] \quad Y = 0,296 \quad v = 3,56 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (28)$$

Por ende

$$K_v = 1,529 \quad \sigma = 282,1 \text{ [MPa]} \quad (29)$$

que para una tensión de fluencia del aluminio 7075-T6 de 441 [MPa] nos da un coeficiente de seguridad de

$$n = \frac{441}{282,1} = 1,59 \quad (30)$$



## 7. Esquema de Control

En la Figura 8 se presenta el diagrama de bloques del sistema de control de vector de empuje propuesto.

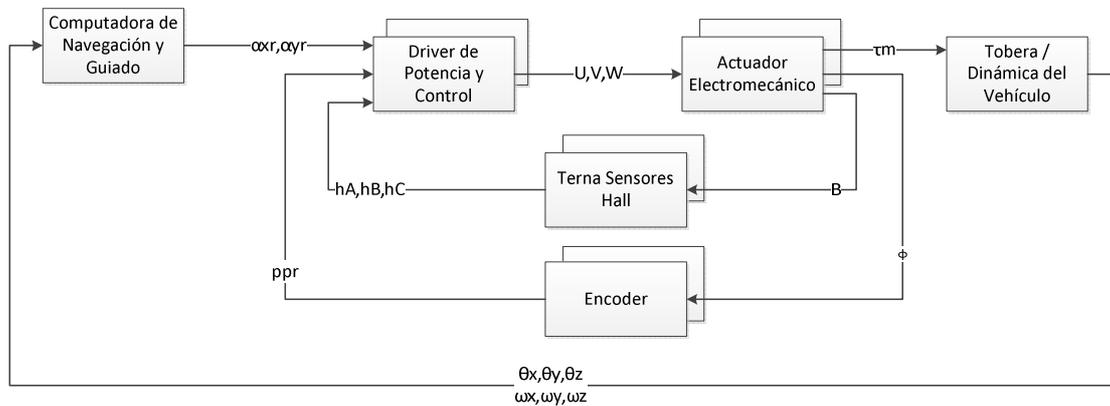


Figura 8 - Diagrama de Bloques del Sistema de Control

La Computadora de Navegación y Guiado envía a los drivers de potencia las señales de referencia  $\alpha_{xr}$  y  $\alpha_{yr}$ , que conforman la actitud que debe adoptar la tobera (en coordenadas de cuerpo) para que el vehículo en su conjunto siga la trayectoria de vuelo planificada. El estudio de la trayectoria angular del eje de la tobera que cancela en tiempo mínimo los errores de orientación emergentes ( $\varepsilon_x = \alpha_{xr} - \alpha_x$  y  $\varepsilon_y = \alpha_{yr} - \alpha_y$ ) ha sido analizada en sus aspectos cinemáticos y dinámicos en [5] y [6], habiéndose determinado asimismo las leyes de movimiento que han de seguir las elongaciones lineales de los actuadores, las que se programan como algoritmo embebido en el driver de cada uno de los motores, para cumplir con los requerimientos de navegación.

Con toda esta información se controlan, mediante modulación de ancho de pulso, las tensiones trifásicas  $U, V, W$  de alimentación del motor brushless de cada actuador. Una terna de sensores Hall fija al estator del motor mide la posición angular del rotor en base a los cambios en el campo magnético producto de su rotación. Esta información es usada por el driver para sincronizar adecuadamente la conmutación de las tensiones  $U, V, W$ .

Cada motor lleva asimismo asociado un encoder que transforma la posición angular del rotor  $\varphi$  en pulsos por revolución ( $ppr$ ). Esta información es usada como señal de realimentación transformándose en  $\alpha_x$  y  $\alpha_y$  usando para ello la información de la cinemática disponible.

Los movimientos de los actuadores cambian la orientación del vector empuje, modificándose con ello la actitud angular de vuelo,  $(\theta_x, \theta_y, \theta_z, \omega_x, \omega_y, \omega_z)$ . Como consecuencia de las características aerodinámicas del vehículo y su interacción con la atmósfera y la gravedad terrestre, se modifica la trayectoria de vuelo. Una Unidad de Mediciones Inerciales (UMI) sensa las aceleraciones lineales y las velocidades angulares según los tres ejes del vehículo, cuyo



procesamiento en la Computadora de Navegación y Guiado es empleada para generar las nuevas referencias para los ángulos de orientación de la tobera.

Se utiliza un driver por canal de actuación, ambos programados con el mismo código, donde con cada uno de ellos realiza la totalidad de los cálculos previos pero solo ejecuta la parte correspondiente al grado de libertad que comanda.

Se implementará una ley de control de posición PD. El diagrama de bloques del mismo (para un actuador) se presenta a continuación.

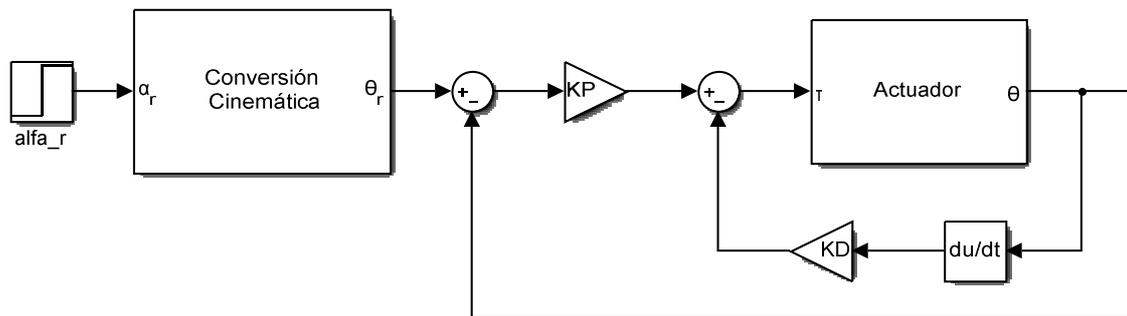


Figura 9: Diagrama de Bloques de la Ley de Control

El comportamiento del lazo cerrado de este sistema se puede modelar mediante la siguiente ecuación:

$$M(\theta)\ddot{\theta} + C(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta} = K_P e(\theta) + K_D \dot{e} \quad (31)$$

Donde el término a la izquierda de la ecuación representa el modelo dinámico clásico del actuador, mientras que el término a la derecha la ley de control. También  $e(\theta) = \theta_r - \theta$ .

Aplicando el método directo del Lyapunov [7] se puede demostrar que el sistema a lazo cerrado es estable siempre y cuando  $K_P$  y  $K_D$  sean definidos positivos. Estos parámetros se ajustarán para lograr la respuesta temporal óptima.

## 8. Conclusión

Se ha presentado el diseño final de actuador electromecánico de 2000W con sus respectivas partes componentes. Se ha dimensionado y verificado sus partes componentes críticas.

En cuanto al tren de engranajes se ha logrado obtener un diseño que responde a un sistema dinámico con mínima inercia y resistencia adecuada, respondiendo a las restricciones geométricas impuestas.



# V CAIM 2016

V Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica

XXXIII Reunión Científica Académica Nacional FoDAMI

5 al 7 de Octubre de 2016

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECÁNICA  
DE LAS  
INGENIERÍAS

# FoDAMI



Universidad Nacional de  
Santiago del Estero  
Facultad de Ciencias  
Exactas y Tecnologías  
Santiago del Estero - República Argentina

Por último se ha presentado un esquema de la arquitectura tentativa de control en donde se indican los componentes participantes y las rutinas de software embebido que deben ser implementadas.

## 9. REFERENCIAS

- [1] Rae Ann Weir , John R. Cowan: *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.
- [2] Mark A. Davis -Moog Inc. *Electromechanical actuation for launch vehicles*. 37th AIAA / ASME / SAE/ASEE Joint Propulsion Conference - Salt Lake City, Utah -July 10, 2001
- [3] Rodriguez Francis D.: *Electromechanical Motion Control Systems in Spacecraft Applications*. Space 2006 Conference, 19-21 September 2006, San Jose, California. AIAA 2006-7291.
- [4] Santiago Lagier, Javier E. Salomone, Walter J. D. Cova , Jorge E. Jazni , Augusto Romero Onco, Esteban A. Dutto y Juan P. Pedroni: *Actuador electromecánico para control de vector empuje en lanzadores – Diseño preliminar*. REVISTA FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, FÍSICAS Y NATURALES, Vol. III, nº 1 (Marzo 2016): 37-41.
- [5] Cova, W., Jazni, J., Naguil, J., Pedroni, J., Modesti, M.: *Accionamiento cruzado de una tobera, consideraciones cinemáticas y ley de control*. Publicado en Anales del IV Congreso de Tecnología Espacial. Buenos Aires, 22 al 24 de mayo de 2007.
- [6] J. Naguil, W.J.D. Cova, J.P. Pedroni, J.E. Jazni y M. R. Modesti: *Aspectos cinemáticos y dinámicos del control de una tobera móvil para vehículos espaciales*. Publicado en MECÁNICA COMPUTACIONAL, Vol. XXV1, Sergio A. Elaskar y otros (editores), Asociación Argentina de Mecánica Computacional, Córdoba, 2007. Pág. 3205 y ss. ISSN 1666-6070. XVI Congreso sobre Métodos Numéricos y sus Aplicaciones (ENIEF 2007) y I Congreso de Matemática Aplicada, Computacional e Industrial (MACI 2007), Córdoba, 2 al 5 de Octubre de 2007.
- [7] R. Kelly, V. Santibáñez: *Control de Movimiento de Robots Manipuladores*, Pearson Prentice Hall, 2003. ISBN: 84-205-3831-0