



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

## ANÁLISIS DE REQUERIMIENTOS Y DETERMINACIÓN PRELIMINAR DE LA POTENCIA DE ACTUACIÓN PARA EL TVC DE UN VEHÍCULO LANZADOR CON TOBERA FLEXIBLE

Salomone, Javier E., Pedroni, Juan P., Jazni, Jorge E., Dutto Esteban A., Cova, Walter J. D., Lagier Santiago.

Centro de Investigaciones Aplicadas,  
Departamento Sistemas Electromecánicos.  
Av. Fuerza Aérea 6500 – CP(5022) Córdoba – Argentina.  
Tel. 0351-4435012 - e-mail: jsalomone@iua.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 modificar 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.

Se abordará la problemática de utilizar un actuador electromecánico (AEM), basado en tecnología de un motor eléctrico sin escobillas (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 se ha procedido formulando el modelo matemático mecánico, con el que se llevó a cabo la simulación numérica de funcionamiento empleando software especializado de acuerdo a los requerimientos impuestos para determinar *a priori* las potencias requeridas para los diferentes casos de maniobras planteados. Luego, en las condiciones de peor caso, se pasó a optimizar la relación de transmisión teniendo asimismo en cuenta los requerimientos de respuesta en frecuencia para condiciones de funcionamiento lineal.

**Palabras Claves:** Actuadores, Requerimientos, Optimización.

### 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.



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

## 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 utilizados 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 y cálculo de un actuador electromecánico lineal, para ser utilizado en el accionamiento de la tobera móvil de junta flexible del motor propulsor de 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. En las Secciones 4 y 5 se detalla el cálculo para determinar la potencia requerida para maniobra única y maniobra repetitiva respectivamente. En la sección 6 se describe el criterio para la selección del motor eléctrico a utilizar. Finalmente en las secciones 7 y 8 se encuentran las conclusiones y las referencias bibliográficas.

## 2. REQUERIMIENTOS

En función de los requerimientos de control para el vector de empuje de un vehículo aeroespacial y de la configuración mecánica adoptada para posicionar el mismo, se debe determinar la cupla total máxima requerida para accionar la tobera flexible del motor. La cupla total es la sumatoria de la contribución de distintos tipos de cuplas actuantes.

### ***Cupla de Actuación (Actuation Torque)***

La cupla de actuación total consiste en la suma de: la cupla elástica, la cupla de desalineación del vector de empuje, la cupla inercial, la cupla de amortiguamiento y la cupla de histéresis. Esta cupla debe ser menor a la cupla erogable por el actuador.



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

## ***Cupla Elástica (Elastic Torque)***

La cupla elástica es la debida a la rigidez de la junta flexible de la tobera. Se debe adoptar la cupla mínima requerida para cumplir con los requerimientos de operación del vehículo lanzador (máximo ángulo de basculamiento).

Cupla elástica específica:

$$CE_s = 681,854 \text{ Nm/deg}$$

## ***Cupla de desalineación (Offset Torque)***

Esta cupla se genera debido a la desalineación existente entre el eje de empuje la tobera y el eje longitudinal del vehículo.

Cupla de desalineación del vector de empuje:

$$DVE = 930,927 \text{ Nm}$$

(estimado 10% carga elástica)

## ***Cupla inercial (Inertial Torque)***

Es la cupla necesaria, sobre el punto de pivotamiento, para lograr la aceleración angular máxima de la de la tobera requerida por el sistema de control del vehículo.

Cupla inercial específica / (deg / s<sup>2</sup> de aceleración):

$$CI_s = 0,086 \text{ Nm} / \left[ \frac{\text{deg}}{\text{s}^2} \right]$$

## ***Cupla de amortiguamiento (Damping Torque)***

Es la cupla que surge por el rozamiento de los sellos y la deformación de la junta flexible al realizar el desplazamiento angular de la tobera.

Cupla de amortiguamiento / (rad / s de velocidad)

$$CV_s = 2243,053 \text{ Nm/rad/s}$$

## ***Cupla de histéresis (Hysteresis Torque)***

Es la cupla remanente necesaria para deformar el material elástico de la junta flexible de la tobera a su posición inicial.

Cupla de histéresis:

$$H = 767,166 \text{ Nm}$$



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

## **Cupla de sostenimiento (Gravitational torque)**

Es la mínima cupla necesaria sobre el punto de pivote de la tobera, para sostener un posición angular determinada, cuando el vehiculo sufre una aceleración en su trayectoria de desplazamiento.

Cupla especifica debido a la acel. axial / deg de basculamiento:  $CAA_S = 6,779 \text{ Nm/deg}$

Cupla debido a la aceleración lateral:  $CAL_S = 54,233 \text{ Nm}$

## **Valores adoptados en función de los requerimientos de performances del vehiculo lanzador**

Ángulo de basculamiento:  $\theta = 5 \text{ deg}$

Velocidad angular:  $\dot{\theta} = 30 \text{ deg/s}$

Aceleración angular:  $\ddot{\theta} = 300 \text{ deg/s}^2$

En función de estos valores se estiman los momentos máximos actuantes en la siguiente tabla:

Tabla 1. Requerimientos adoptados

Requerimiento	Valor adoptado
Momento de histéresis	$MH = H = 767,166 \text{ Nm}$
Momento de desalineación del vector de empuje (estimado 10% carga elástica)	$MDVE = DVE = 930,927 \text{ Nm}$
Momento de sostenimiento	$MCS = CS = 5431,1 \text{ Nm}$
Momento elástico máximo	$MCE = CE_S \times \theta = 3410 \text{ Nm}$
Momento viscoso	$MCV = CV_S \cdot \dot{\theta} \cdot \frac{\pi}{180} = 1176 \text{ Nm}$
Momento inercial	$MCI = CI_S \cdot \ddot{\theta} = 25,8 \text{ Nm}$
Momento debido a la acel. axial	$MCAA = CAA_S \cdot \theta = 33,9 \text{ Nm}$
Momento debido a la acel. lateral	$MCAL = CAL_S = 54,233 \text{ Nm}$

## **3. CONFIGURACIÓN MECÁNICA**

Generalmente 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



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

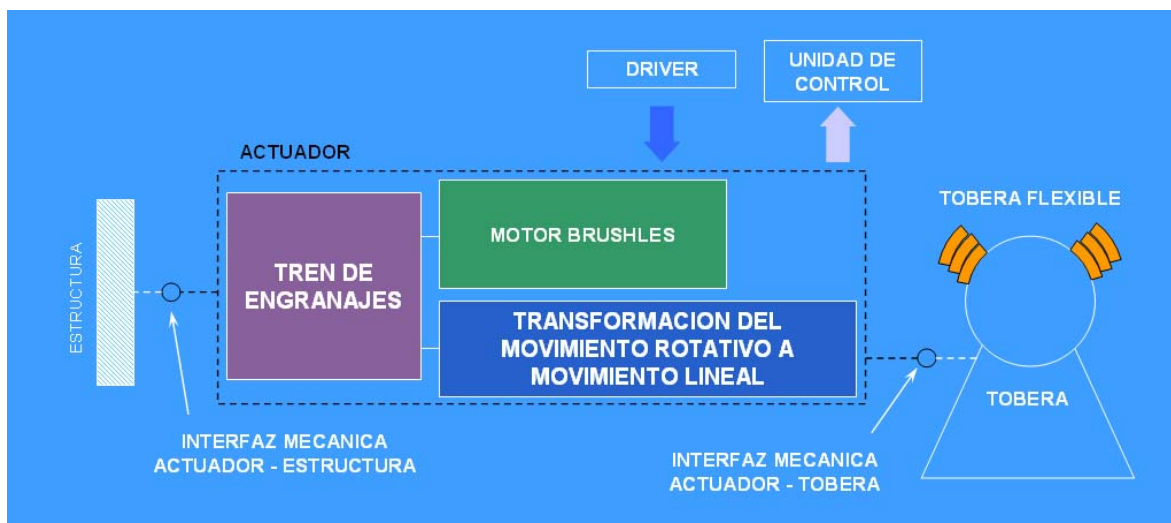
FoDAMI

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 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 paralelo 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 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.

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. En la figura 1 se observa un esquema conceptual de la configuración adoptada.



**Figura 1 - Arquitectura de un sevoactuador**



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

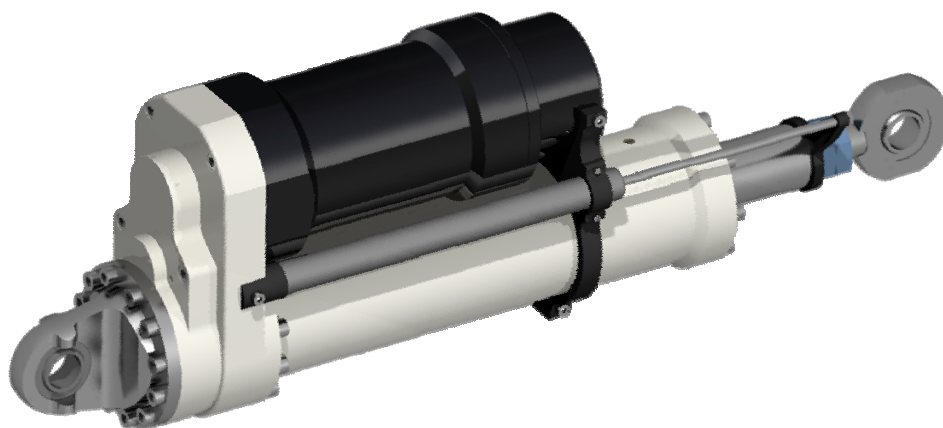
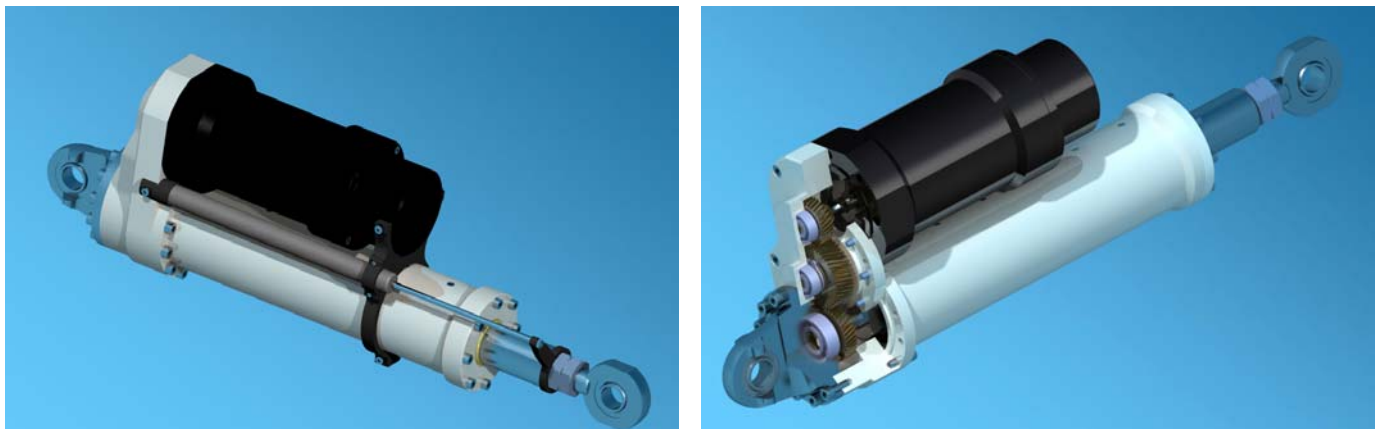
FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

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.

Para detectar la posición del rotor a fin de gobernar la conmutación electrónica de los campos de estator, se utiliza una terna de sensores de efecto Hall. Para regular la potencia eléctrica suministrada se utiliza la técnica PWM (modulación por ancho de pulsos). 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.

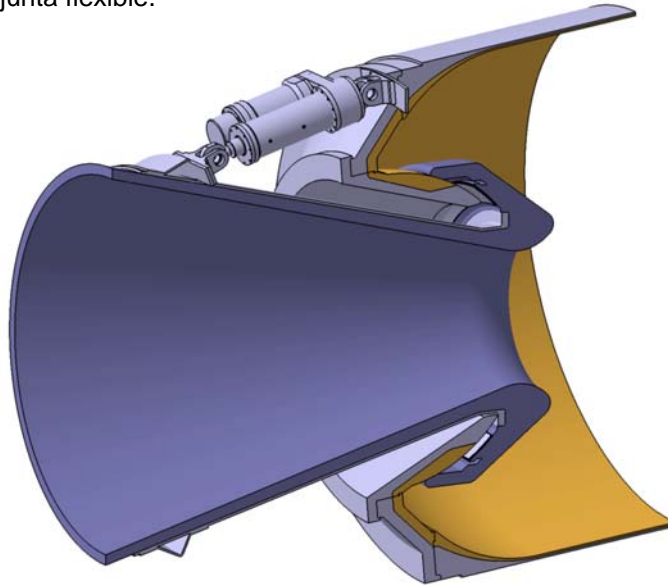
Completa el conjunto una tapa de cierre, cuya función principal es la de guiar al vástago mediante un buje; asimismo provee alojamiento para un sello tipo O-ring y un limpia vástago, proporcionando simultáneamente la estanqueidad necesaria para la lubricación del conjunto (véase Fig. 2).



**Figura 2 – Diseño preliminar AEM**



La figura 3 muestra el modelo preliminar del actuador lineal instalado entre la estructura del motor y la tobera con junta flexible.



**Fig. 3. Modelo preliminar Tobera-Actuador- Estructura Motor.**

En la figura Fig. 4 se muestra un montaje preliminar 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 del punto de pivotamiento.



**Fig. 4. Montaje preliminar de los actuadores.**



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

## 4. DETERMINACION DE LA POTENCIA MAXIMA REQUERIDA PARA MANIOBRA UNICA

La cupla máxima para maniobra única se puede estimar como:

$$CMT = MH + MDVE + MCS + MCE + MCV + MCI + MCAA + CAL_S = 5858 \text{ Nm} \quad (1)$$

Y siendo la velocidad angular:

$$\omega = \dot{\theta} = \frac{\pi}{180} = 0,5238 \text{ rad/s} \quad (2)$$

Por lo tanto, la potencia máxima requerida para maniobra única es:

$$\text{MaxPwr}_{\text{MU}} = CMT \cdot \omega = 3068 \text{ W} \quad (3)$$

## 5. DETERMINACION DE LA POTENCIA MAXIMA REQUERIDA PARA MANIOBRA REPETITIVA

Determinación de las condiciones máximas para maniobra repetitiva:

Tabla 2. Variables

<b>Frecuencia</b>	$f = 10 \text{ Hz}$
<b>Velocidad angular</b>	$\omega = 2\pi f = 62,84 \text{ rad/s}$
<b>Carrera reducida para maniobra repetitiva</b>	$Cr = 0,1 \cdot \theta = \frac{\pi}{180} = 0,008730 \text{ rad}$

Por lo tanto se tiene que para la tobera:

La posición angular de la tobera:  $\alpha = Cr \text{ sen}(\omega t) \text{ [rad]} \quad (4)$

La velocidad angular de la tobera  $\dot{\alpha} = Cr \omega \text{ cos}(\omega t) \text{ [rad/s]} \quad (5)$

La aceleración angular de la tobera  $\ddot{\alpha} = -Cr \omega^2 \text{ sen}(\omega t) \text{ [rad/s}^2\text{]} \quad (6)$



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

## FoDAMI

Determinación de la cupla máxima para maniobra repetitiva

Tabla 3. Momentos

<b>Momento de histéresis</b>	$MH = H = 767,166 \text{ Nm}$
<b>Momento elástico x <math>\alpha</math></b>	$MCE(t) = CE_S \alpha \frac{180}{\pi} = 3410 \text{ Cr sen}(\omega t) \text{ Nm}$
<b>Momento de desalineación del vector de empuje</b>	$MDVE(t) = 0,1MCE(t) = 341,0 \text{ Cr sen}(\omega t) \text{ Nm}$
<b>Momento viscoso</b>	$MCV(t) = CV_S \dot{\alpha} = CV_S \text{ Cr } \omega \cos(\omega t) \text{ Nm}$
<b>Momento inercial</b>	$MCI(t) = CI_S \ddot{\alpha} \frac{180}{\pi} = -CI_S \text{ Cr } \omega^2 \text{ sen}(\omega t) \text{ Nm}$
<b>Momento debido a la acel. axial</b>	$MCAA(t) = CAA_S \alpha \frac{180}{\pi} = CAA_S \text{ Cr sen}(\omega t) \text{ Nm}$
<b>Momento debido a la acel. lateral</b>	$MCAL = CAL_S = 54,233 \text{ Nm}$

Estimación de la cumplas disipativas:

$$TD(t) = MH + MCV = 767,166 + CV_S \text{ Cr } \omega \cos(\omega t) \text{ Nm} \quad (7)$$

Estimación de la cumplas no disipativas:

$$TND(t) = MCE + MDVE + MCI + MCAA + MCAL = 208,7 \text{ sen}(\omega t) + 54,233 \text{ Nm} \quad (8)$$

Cupla resultante de la cinemática del movimiento repetitivo  $Ca_{MR} = \sqrt{TD^2 + TND^2} \quad (9)$

Entonces la potencia máxima para maniobra repetitiva es:

$$\text{MaxPwr}_{MR} = Ca_{MR} \dot{\alpha} = \sqrt{TD^2 + TND^2} (\text{Cr } \omega \cos(\omega t)) \quad (10)$$

Si derivamos la expresión anterior y la igualamos a cero, obtenemos:

$$a = d\text{MaxPwr}_{MR}(t) = 0 \quad (11)$$

Resolviendo la ecuación anterior se obtienen las 6 raíces que dan solución a la ecuación planteada:

$$b = 0,00002805; 0,04975; 0,03498; 0,03127; -0,03568; -0,03036$$

Donde el máximo de la ecuación se da para:  $t = 0,00002805 \text{ s}$

Por la tanto la potencia máxima es:



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

FoDAMI

$$\text{MaxPwr}_{\text{MR}} = 1097 \text{ W}$$

## 6. SELECCIÓN DEL MOTOR

Se procedió a verificar los límites de solicitaciones eléctricas y mecánicas del motor ITT, Tipo MDM 5000 H, Modelo T1104 de 3572 Watt @ 6000rpm de potencia.

Analizando ambas situaciones, esto es maniobra única y maniobra repetitiva, se detecta que la máxima sollicitación ocurre para maniobra única, obteniéndose un requerimiento de corriente que se aproxima a los 20 A. 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.

## 7. CONCLUSIONES

El trabajo realizado ha permitido determinar los parámetros fundamentales a tener en cuenta en el desarrollo de actuadores electromecánicos destinados al control del vector de empuje de vehículos lanzadores con tobera móvil de junta flexible, permitiendo el desarrollo de consideraciones cinemáticas para formular la estrategia de control para el posicionamiento de una tobera y la familiarización con las técnicas electrónicas de control de motores brushless.

El método de dimensionamiento presentado, basado en el análisis de funcionamiento en maniobra única, luego se realizó la verificación de la potencia requerida en oscilación armónica (maniobra repetitiva) bajo diversas condiciones de carga mecánica, permitiendo determinar los requerimientos mínimos de cupla, velocidad y potencia mecánica que han de ser satisfechos (motor mínimo), brindando al proyectista una cota inferior para el diseño o selección del efector, cota sobre la que se aplicarán los factores de seguridad adecuados, además de verificar cualquier otro requerimiento existente.

## 8. 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.



# IV CAIM 2014

Cuarto Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL NORDESTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
Resistencia Chaco - Rep. Argentina

FORO  
DOCENTE  
DEL AREA  
MECANICA  
DE LAS  
INGENIERIAS

**FoDAMI**

- [3] M.A DAVIS HIGH PERFORMANCE ELECTROMECHANICAL SERVOACTUATION USING BRUSHLESS DC MOTORS. MOOG INC. Technical Bulletin 150 – MOTOR-CON '84 –1984
- [4] H. DUBBEL Manual del constructor de máquinas. 1926 Editorial LABOR S.A. 1950
- [5 ] SKF Catálogo Interactivo de Ingeniería SKF [www.skf.com/](http://www.skf.com/)
- [6] FAULHABER Miniature Drive Systems Faulhaber Group- ISSN14246457 - 2005
- [7] MARY ELLEN ROTH. Electromechanical Actuation for Thrust Vector Control Applications. 1990 Prepared for the National Aerospace and Electronics Conference (NAECON) sponsored by the Institute of Electrical and Electronics Engineers, Dayton, Ohio, May 21-25, 1990.