

VALIDACIÓN DEL DISEÑO DE UN SISTEMA MODULADOR DE LA LIBERACION DE UN VEHICULO LANZADOR DURANTE SU DESPEGUE DE PLATAFORMA

A. Greco^{ab}, J. Espada Poppe^{ab}, A. Patanella^{ab}, G. Bonet^{ab}
^aDepartamento de Aeronáutica - Universidad Nacional de La Plata
La Plata - Buenos Aires - Argentina
^bUIDT - GEMA - UNLP
Calle 48 y 116 - (CP1900) La Plata - Argentina.
Email: axel.greco@ing.unlp.edu.ar

RESUMEN

El presente trabajo busca la conclusión del diseño y validación de un dispositivo del tipo deformable, implementando, además del modelado por medio del método de elementos finitos, desarrollando la infraestructura necesaria para la realización una serie de ensayos que sirven de base práctica para la puesta a punto del modelo computacional y complementando el desarrollo con un modelo analítico. En base a los resultados obtenidos y una vez validados los modelos, se plantean otras configuraciones estructurales que permitirán realimentar el estudio teórico y ampliar la base practica hasta conseguir los resultados de forma repetitiva logrando confiar parte del diseño al modelado numérico.

Palabras clave: sistema modulador, jerk

INTRODUCCIÓN

Con la necesidad de optimizar la estructura de los vehículos lanzadores, a fin de incrementar la carga útil que éstos pueden transportar, surge la necesidad de incluir en el diseño de los mismos dispositivos de liberación progresiva que minimicen el impacto del jerk (variación temporal de la aceleración) en la estructura. Este fenómeno produce sobrecargas estructurales debido a la amplificación de las ondas de tensión que se generan sobre la estructura cuando, por ejemplo, el empuje del motor se aplica de manera casi instantánea sobre el vehículo y la onda de presión queda reverberando a lo largo del fuselaje del mismo.

Existen diferentes métodos, efectivos en mayor o menor medida, que permiten mitigar el efecto del jerk, entre los cuales podemos mencionar, dispositivos pirotécnicos, los cuales prácticamente no atenúan los efectos del fenómeno y elementos deformables que permiten atenuar en gran medida al mismo modulando el pulso a requerimiento de los diseñadores de las estructuras del vehículo.

METODOLOGÍA

En el desarrollo del trabajo se plantea el estudio del fenómeno y la estrategia de resolución de un problema particular. Partiendo de estudios anteriores [2, 6] se formula un modelo numérico y una propuesta analítica que represente el comportamiento general y permita determinar las variables de interés. Se realizará su correspondiente validación experimental para distintos materiales.

Obtenidos los resultados del ensayo se realimenta el modelo numérico y analítico buscando realizar pre-diseños basados únicamente en estos modelos.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Modelo matemático, numérico y validación experimental:

El primer paso consiste en el desarrollo de un modelo matemático que represente al fenómeno y posteriormente permita determinar la veracidad de los resultados obtenidos en modelos de elementos finitos que serán luego validados experimentalmente. Se desarrolla entonces, un modelo analítico que permite estimar las cargas obtenidas, incorporando un análisis de la influencia de todos los parámetros puestos en juego, permitiendo así un conocimiento más amplio del fenómeno.

Modelo matemático del penetrador cónico, modelo 1

Se plantea una geometría sencilla para el análisis de los fenómenos intervinientes en el sistema de modulador de aceleración. Utilizando la teoría de placas cilíndricas sometidas a presión interna para analizar los esfuerzos en el tubo. La presión interna en este caso es generada por la deformación inducida por el penetrador rígido, cuya geometría es conocida. La geometría adoptada es la siguiente.

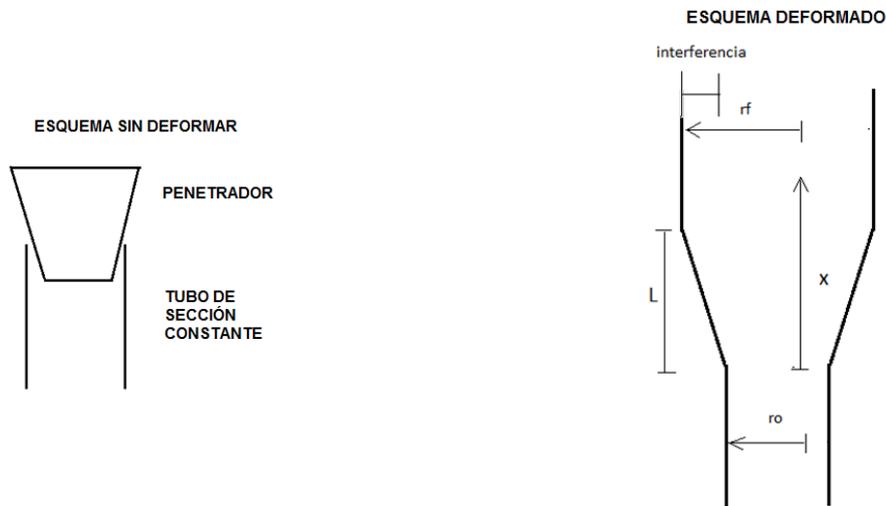


Figura 1. Modelo matemático.

Si establecemos la geometría anterior, la relación entre el radio final y el radio inicial es lineal. Se obtiene así el valor de la deformada “w” impuesta por el cuerpo rígido de forma cónica. La ecuación diferencial de la elástica para la placa cilíndrica es entonces:

$$D \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \nu N_x + \frac{Ehw}{Da^2} = \frac{Px}{D}$$

D: Rigidez de la placa y N_x es el esfuerzo axial.
E: Módulo de elasticidad del material
a: radio interno
h: espesor del cilindro
Px: Presión perpendicular a la pared
 N_x : Tensión axial
 ν : Módulo de poisson

Como “w” es una función lineal, su derivada cuarta es nula y la ecuación resulta.

$$\frac{Ehw}{a^2} - \nu N_x = Px \quad (1)$$

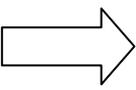
Para calcular el desequilibrio al que está sometido el penetrador se realiza un proceso iterativo en el cual se determina la fuerza resistiva total.

Para aplicar los cálculos anteriores se discretizó la longitud de acción (L) del penetrador y así obtener la distribución de tensiones y esfuerzos punto a punto. Se analizaron diferentes pasos de cálculo para obtener aquel donde la variación de resultados resulta mínima.

Tabla 1. Memoria de cálculo (1)

Radio inic. ro	Radio final rf	w	x	P(x)	Tao (x)	Fuerza de roce F_r	$\Delta w / \Delta x$
r_o	$a + int. \frac{x_i}{L}$	$r_{fi} - r_o$	x_i	$P_{xi} = \frac{E \cdot w_i \cdot h}{a^2}$	$P_{xi} \cdot \mu$	$2\pi r_{fi} \Delta x \tau$	$\frac{w_{i+1} - w_i}{\Delta x}$

Tabla 2. Memoria de cálculo (2)

1) Fuerza de contacto F_{ci}	2) Esfuerzo axil N_i	3) Tension axial x σ_x	4) Def esp tangencial ϵ_θ	ro: radio inicial del tubo rf: radio final del tubo w: deformada x: coordenada coincidente con el eje longitudinal del tubo P: presión perpendicular a la superficie del tubo τ : tensión de roce paralela a la superficie del tubo
$P_{xi} \cdot \frac{\Delta w}{\Delta x} 2\pi \cdot r_{fi} \cdot \Delta x$	$F_{ri} + F_{ci} + N_{i-1}$	$\sigma_x = \frac{N_i}{(2\pi r_{fi} \cdot h)}$	$\frac{w_i}{a}$	
	5) Tensión tangencial σ_θ	6) Tensiones de Von mises	7) Plastifica?*	
	$\sigma_\theta = E\epsilon_\theta + \nu \sigma_x$	$\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_\theta^2} - \sigma_x \cdot \sigma_\theta$	$SIP_x = \frac{\sigma_f h}{r_f}$ $NO P_x = \frac{Ehw}{a^2}$	

*. Valores de presión de entrada para la segunda iteración. En caso de plastificar la presión adquiere un valor que no depende de la deformada.

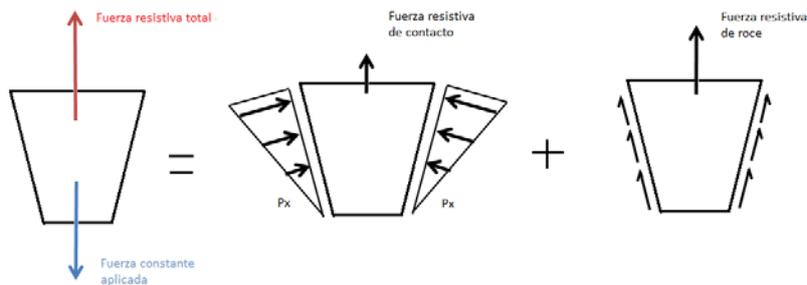


Figura 2. Resultante de fuerzas verticales del modelo, composición.

Modelo numérico del penetrador cónico (modelo 1)

Con el fin de corroborar los cálculos realizados anteriormente se realiza el modelado del problema mediante el método de elementos finitos, utilizando las mismas dimensiones sobre el penetrador y el tubo del inciso anterior.

En esta verificación se buscara comparar la carga de estabilización del penetrador en el tubo, el cual se encuentra vinculado en su extremo inferior.

El tubo se modela como una superficie que posee simetría axial en el eje longitudinal optimizando el mismo disminuyendo la demanda de cálculo. El penetrador se modela como

un rígido analítico ya que la rigidez relativa entre los materiales permite realizar esa consideración. Se realiza un ensayo estático general en el cual la velocidad de aplicación de las cargas es cuasi-estática. Se genera una vinculación guiada en la parte extrema del tubo para permitir el incremento de diámetro del mismo al ser aplicada la carga, y obtener el esfuerzo vertical. Al penetrador se le aplica un desplazamiento constante en el eje vertical restringiendo su giro en el punto de vinculación. Aplicamos una propiedad de contacto normal y tangencial entre el penetrador y el tubo asignando un factor de roce de 0,3.

Resultados y conclusiones parciales: Modelo1

Las siguiente gráfica muestran los resultados obtenidos en ambos modelos destacando que los esfuerzos generados en cada vinculación, por efecto Poisson producen una sobrecarga o una descarga de la fuerza restrictiva sobre el penetrador.

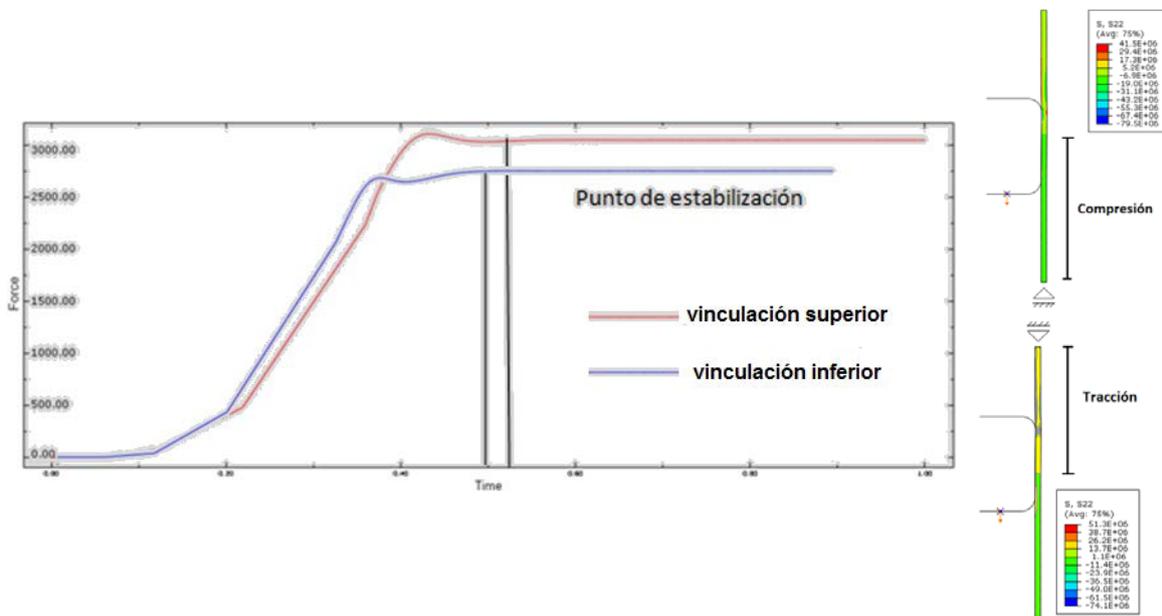


Figura 3. Carga restrictiva, modelo penetrador cónico.

Tabla 3.Resultados modelo 1.

Paso de cálculo [m]	Porcentaje de la interferencia (%)	Fuerza total de restricción [N] Teoría
0,002	1000	7742
0,0001	50	2617
0,00005	25	2612
0,000025	12,5	2610

VINCULACIÓN	Fuerza total de restricción [N] ABQ	Error (%)
SUPERIOR	2740 (a)	5
INFERIOR	3050 (b)	14

En la tabla anterior se puede observar el paso de cálculo óptimo para el cual la carga del modelo numérico se estabiliza y se aproxima a los modelos FEM. Los dos valores de los modelos FEM corresponden a la vinculación inferior (a) y superior (b).

Los resultados anteriores corroboran que el modelado del roce y el contacto por el método de elementos finitos son adecuados y semejante al comportamiento del modelo matemático propuesto. De esta manera podemos corroborar la validez para otro tipo de geometrías de interés, como es nuestro caso, una esfera.

Citando los resultados obtenidos de la comparación del FEM y los ensayos de validación del modelo de tubo recto y conclusiones provenientes de la referencia [6] se diseña la geometría para cumplir el requerimiento de fuerza de restricción vs desplazamiento allí establecido. En primera instancia se realiza un análisis numérico y un ensayo cuasi-estático del dispositivo diseñado.

Validación experimental de la geometría desarrollada en el modelo numérico

Nuevamente se genera un modelo de características similares al establecido para el penetrador cónico.

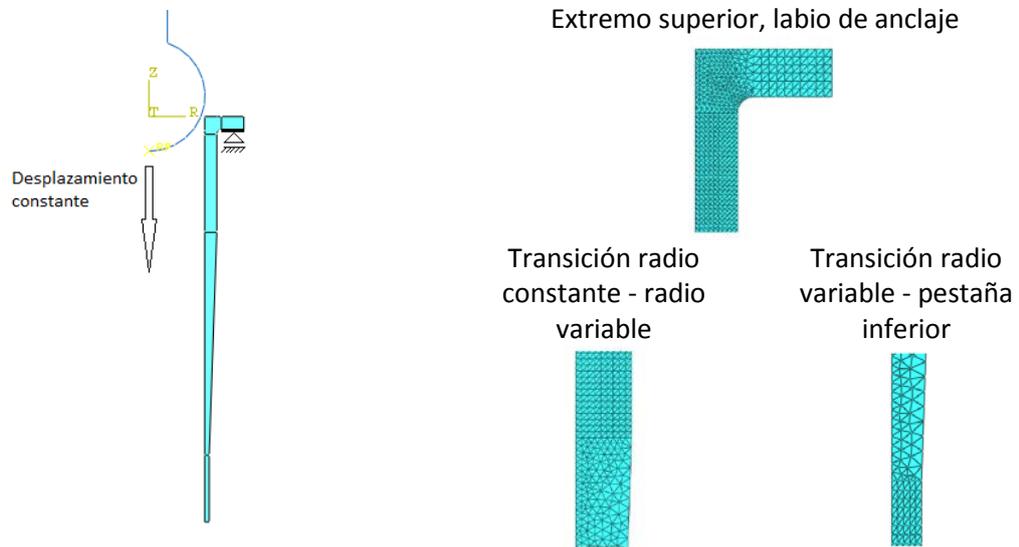
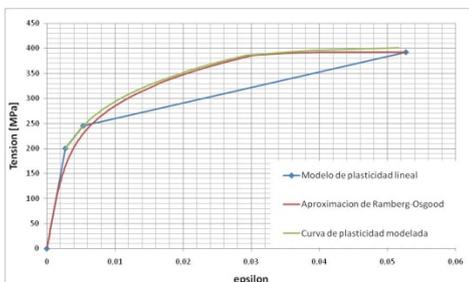


Figura 4. FEM, geometría diseñada.

La principal característica del modelo es la determinación de la curva tensión-deformación del material utilizado, conociendo únicamente los parámetros estándar se ajustó la curva utilizando la aproximación de Ramberg-Osgood.



Propiedad mecánica	Valor
Módulo de elasticidad	73,5 GPa
Tensión de fluencia	245 MPa
Tensión de rotura	395 MPa
Elongación a rotura	5%
Módulo de Poisson	0,33

Figura 5. Curva de Ramberg-Osgood.

En función de los resultados del modelo se determinó una geometría y se mecanizó una pieza de aluminio 2005 T3 (CAMPLO). El penetrador utilizado forma parte de una rotula de automóvil comercial (FABILA NRO 222).

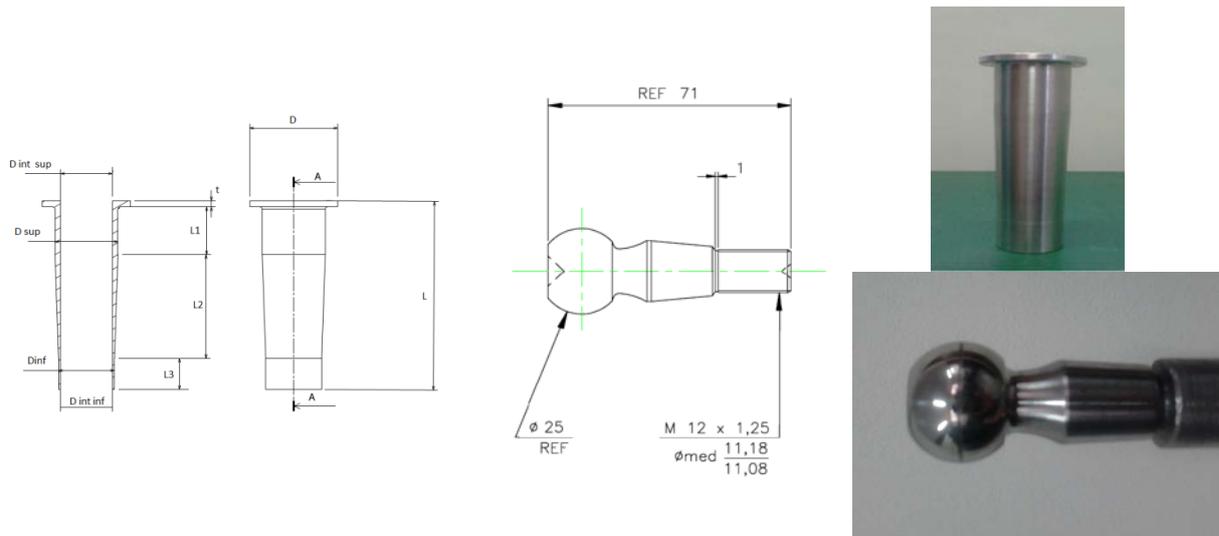


Figura 6. Construcción de la geometría diseñada y penetrador utilizado.

Para realizar el ensayo cuasi-estático se vincula el brazo de tracción mediante acoples al penetrador, el cual permanecerá fijo mientras el carro móvil donde se sujeta el tubo produce el desplazamiento a velocidad constante. A continuación se presenta el montaje.



Figura 7. Montaje, ensayo cuasi-estático.

Ensayo estático y resultado del FEM

Se muestra a continuación las curvas de reacción de vínculo en función del desplazamiento para el ensayo inmersa en una envolvente compuesta por las curvas de los modelos numéricos para dos coeficientes de roce (0.05 y 0.1). Se puede observar que la curva del ensayo se acerca a la curva del modelo con un coeficiente de roce igual 0,05 en el comienzo del desplazamiento, y en función del avance el comportamiento se aproxima a la curva de roce 0,1. Éste resultado puede ser consecuencia de una variación de las características de la superficie del penetrador en función del desplazamiento.

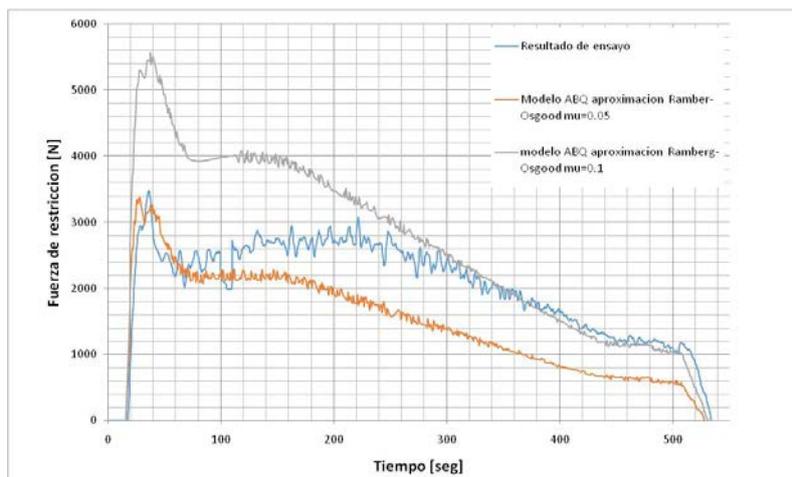


Figura 8. Resultados del modelo y el ensayo cuasi-estático

Posteriormente se construyeron cinco piezas para validar el modelo dinámico, y poder estimar la dispersión en la variable de interés. Antes de su ejecución se realizó una primera entrada del penetrador en la zona de pretensado de manera cuasi-estática utilizando una bolilla nueva.

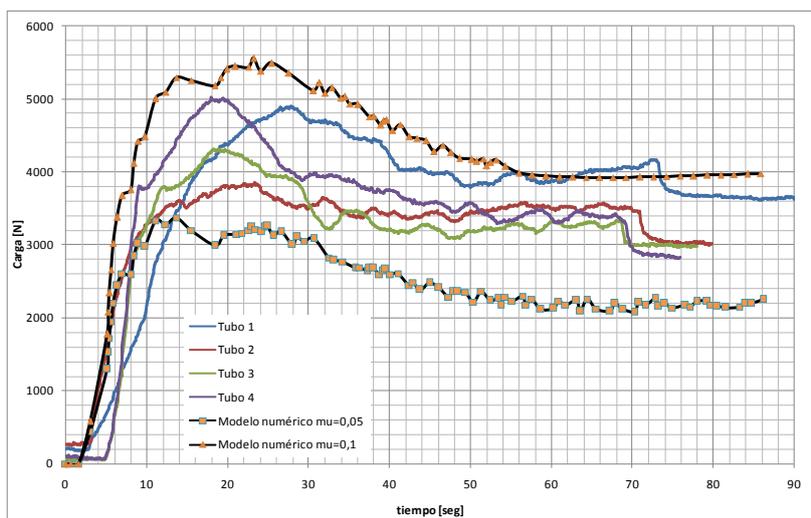


Figura 9. Resultados del modelo y el ensayo cuasi-estático

Éste verificación no afecta el desarrollo del posterior ensayo dinámico y permite concluir la importancia de la terminación superficial y realizar una predicción de la carga necesaria para la realización de un ensayo dinámico exitoso. Como se observa en la gráfica, con la superficie del penetrador sin utilizar (curva "tubo 1") la carga de estabilización se aparta del resto de los valores obtenidos posteriormente concluyendo que la superficie del mismo se modifica con cada ensayo presentando menor variabilidad luego del primero.

Ensayo dinámico, primeras pruebas

Se realizaron las primeras pruebas de ensayo dinámico de validación de los modelos utilizando un pórtico con una masa guiada. Los resultados obtenidos no fueron satisfactorios ya que la guía propiamente dicha, perturbó la carga aplicada durante el ensayo impidiendo que el penetrador atravesase el modulador aplicando una carga constante.

Durante el ensayo se recolectó la carga restrictiva vs tiempo y se registró utilizando una cámara de alta velocidad el desplazamiento en función del tiempo, estos datos permitirán construir la curva fuerza de restricción vs desplazamiento para validar los modelos numéricos.



Figura 10. Resultados del modelo y el ensayo cuasi-estático

CONCLUSIONES

La puesta a punto de los modelos numéricos a través de ensayos mecánicos permitirá realizar pre-diseños de manera numérica.

Se verifica la importancia de mantener una carga aplicada constante como condición fundamental para la validación del diseño.

Se observa que luego del primer ensayo la superficie interior del modulador presenta una superficie con menos rugosidad. Debido a la importancia de la terminación superficial se define entonces la realización de dos ensayos sobre cada espécimen para estudiar la dispersión en cada condición.

Trabajos futuros

Se deberá rediseñar el banco de ensayos dinámicos prestando particular atención al libre movimiento de la masa móvil.

Concluir los ensayos dinámicos y realimentar los modelos numéricos.

REFERENCIAS

1. NASA'S SPINOFFS PUBLICATION. **Spinoff 14B. Force Vs. Displacement.**
2. Axel E. Greco, Andrés Martínez Del Pezzo, Asdrúbal E. Bottani (2013). **Dispositivo de Liberación Progresiva. Segunda Jornada de Investigación y Transferencia. UNLP.**
3. ROBERT D. COOK (1995). **Finite Element Modeling for Stress.**
4. VIKRAM SARABHAI SPACE CENTRE. **Reliability and Quality Assurance Experience in Launcher Hold and Release System used in GSLV.**
5. AMS HANDBOOK. **Friction, Lubrication and Wear Technology. Vol. 18.**
6. Axel E. Greco, Asdrúbal E. Bottani, Juan M. Espada Poppe, Marcos D. Actis, Alejandro J. Patanella. (2013). **Sistema Modulador de la liberación de un vehículo lanzador durante su despegue en plataforma VII Congreso Argentino de Tecnología Espacial.**