

## SUSPENSIÓN ANTICHOQUE DE RACK

PACS: 43.40.Tm, 43.40.At.

Anda Pérez, Sergio<sup>1</sup>; de la Fuente Benito, Diego José<sup>2</sup>; Pérez Zafra, Sergio<sup>3</sup>  
Vibrachoc, S.A.U.

C/ Vereda de las Yeguas, s/n

Arganda del Rey (Madrid)

España

+34918760806

<sup>1</sup>[sergio.anda-perez@vibrachoc.es](mailto:sergio.anda-perez@vibrachoc.es); <sup>2</sup>[diego-jose.delafuente@vibrachoc.es](mailto:diego-jose.delafuente@vibrachoc.es); <sup>3</sup>[sergio.perez-zafra@vibrachoc.es](mailto:sergio.perez-zafra@vibrachoc.es); [comercial.vibrachoc@vibrachoc.es](mailto:comercial.vibrachoc@vibrachoc.es)

### Palabras Clave:

Choque, Vibración, Rack, Armario, Transporte, Aislamiento, Amortiguador

### ABSTRACT.

Anti-shock protection for rack during ground, maritime and air transport is necessary to ensure structural and functional integrity of the devices because of shocks originated in unevenness of the terrain, directions changes or even impacts produced by enemy fire.

There are many different obligatory compliance and reference standards that apply in each case defining the necessary input/output parameters.

A case study is presented detailing all the process from the selection of the most appropriate shock absorbers to the following simulation and presentation of system results against shock given by Standard used.

### RESUMEN.

La protección contra choque de los racks para su transporte terrestre, marítimo y aéreo es necesaria si se quiere asegurar la integridad estructural y funcional de los equipos cuando éstos están sometidos a choques provenientes de irregularidades del terreno, cambios de dirección, e incluso impactos producidos por fuego enemigo.

Existen diferentes normas de obligado cumplimiento y de referencia que aplican en cada caso definiendo los parámetros de entrada y/o salida necesarios.

Se presenta un caso real de estudio detallando todo el proceso seguido desde la selección de los amortiguadores contra choque más adecuados hasta la posterior simulación y presentación de los resultados esperados frente al pulso de entrada dado por la norma.

## 1. Introducción

Durante el transporte de racks y otros equipos, éstos pueden sufrir daños si no se los protege adecuadamente contra los choques a los que estén sometidos. Además, en determinadas aplicaciones (por ejemplo de marina militar), existen otras fuentes de impacto (misiles, torpedos, etc. que pueden provocar daños en dispositivos cuyo buen funcionamiento es crítico.

Los amortiguadores de cable son idóneos para esta aplicación, y con una correcta selección, además de reducir significativamente las ondas de choque a las que estén sometidas las unidades soportadas, filtran eficazmente las vibraciones.

A continuación se muestra una imagen de unos amortiguadores de cable:



Figura 1. "Amortiguador de cable"

El presente documento describe un caso de estudio tipo de protección frente a choque basado en un caso real.

## 2. Caso de estudio tipo

A continuación se presenta un caso de estudio tipo que consiste en la selección de los amortiguadores más adecuados para el transporte de un armario de 150 Kg de dimensiones 1000 (largo) x 600 (ancho) x 1755 (alto) mm y con el centro de gravedad centrado.

### 2.1. Solicitaciones

La norma de choque de aplicación fue la “DDS (Design Data Sheets) 072-1”. Por lo tanto, se utilizaron las directrices indicadas en este documento para el cálculo de la descripción temporal del pulso de choque (aceleración vs tiempo) en cada uno de los 3 ejes de coordenadas del sistema, tal y como se describe a continuación.

La designación del valor de la aceleración (g) en una dirección dada, para sistemas modelados como masa simple será  $A$ ,  $V\omega/g$  o  $D\omega^2/g$ , la menor de ellas. Para sistemas de masas compuestas, la designación de los valores se obtienen de forma similar para cada modo de respuesta, con la aceleración de cada masa proporcional a la amplitud relativa del modo.

Por consiguiente: Aceleración inicial (g's) =  $\text{MIN} ( A , V\omega/g, D\omega^2/g )$

donde:

A aceleración inicial (en g's) definida como  $A = C_a * A_0^{D \circ H}$

V velocidad inicial (en m/s) definida como  $V = C_v * V_0$

D desplazamiento inicial (en m) definida como  $D = C_d * D_0$

$\omega$  frecuencia natural o modal (en rad/s)

g aceleración de la gravedad : 9.81 m/s<sup>2</sup>

$C_a$  coeficiente de aceleración (ver tabla)

$C_v$  coeficiente de velocidad (ver tabla)

$C_d$  coeficiente de desplazamiento (ver tabla)

$A_0$  aceleración de referencia para equipos montados sobre casco o cubierta:

$$\text{casco } A_0^H (g_s) = \frac{20 * (17010 + W) * (5440 + W)}{(2720 + W)^2} 1$$

cubierta 
$$A_0^D(g_s) = \frac{10 * (19050 + W)}{(2720 + W)} 2$$

$V_0$  referencia de velocidad:

$$V_0(m/s) = \frac{1.52 * (5440 + W)}{(2720 + W)} 3$$

$D_0$  desplazamiento de referencia  $D_0$  (m) = 0.05

$W$  peso del equipo (en kgf)

Tabla para los Coeficientes  $C_a$ ,  $C_v$  y  $C_d$

		<u>Sensible a la alineación</u>			<u>No sensible a la alineación</u>		
		<u><math>C_a</math></u>	<u><math>C_v</math></u>	<u><math>C_d</math></u>	<u><math>C_a</math></u>	<u><math>C_v</math></u>	<u><math>C_d</math></u>
<u>Casco</u>	<u>Vertical</u>	1.0	1.0	1.0	1.0	0.5	1.0
	<u>Transversal</u>	0.4	0.4	0.5	0.4	0.2	0.5
	<u>Longitudinal</u>	0.2	0.2	0.5	0.2	0.1	0.5
<u>Cubierta</u>	<u>Vertical</u>	1.0	0.5	1.0	1.0	0.25	1.0
	<u>Transversal</u>	0.4	0.2	0.5	0.4	0.1	0.5
	<u>Longitudinal</u>	0.2	0.2	0.5	0.2	0.1	0.5

## 2.2. Metodología de cálculo

### 2.2.1. Software utilizado

Para ejecutar el cálculo de la respuesta a choque, se realizó un modelo analítico formado por un sólido infinitamente rígido con seis grados de libertad de las dimensiones y peso del sistema que se soporta elásticamente por los amortiguadores encargados de absorber la energía del choque. A este modelo se le aplicaron las solicitaciones especificadas y se obtuvo una respuesta que se analizó para evaluar su validez.

Para simular este choque se empleó un programa de cálculo desarrollado internamente por Hutchinson Paulstra llamado Paulstrasoft Advance, que tiene en cuenta las rigideces y características de los elementos elásticos.

### 2.2.2. Definición del modelo geométrico

Los ejes se fijaron de la siguiente forma:

- Dirección vertical: eje Z.
- Dirección transversal: eje X.
- Dirección longitudinal eje Y.

Es importante también destacar que, dada la disposición en que se han colocado los plots en el sistema en la base y en el mamparo, al producirse el choque que se simula con el software, los soportes de la base trabajarán en cizalla según los ejes X e X (dirección lateral) y sufrirán esfuerzos de compresión en el eje Z (dirección vertical). Sin embargo, los tacos murales del mamparo trabajarán en compresión en el eje Y, y en cizalla en los ejes Z y X.

### 2.2.3. Modelo analítico y cálculos

El software empleado es un algoritmo programado que se resuelve con la ayuda de un ordenador. Su nombre es Paulstrasoft Advanced, y su función la de resolver un modelo matemático discretizado del sistema real en 6 grados de libertad (desplazamientos y rotaciones en los 3 ejes, respectivamente). Utiliza parámetros concentrados. En este caso particular, el sistema se simuló como un conjunto de varios sólidos. La plataforma donde todos ellos se sustentan se asimiló a un sólido rígido en forma de paralelepípedo y los componentes como puntos de masa. Así, en primer lugar se define un modelo geométrico en el que se detallan el peso total del elemento objeto de estudio, sus dimensiones, las coordenadas del centro de gravedad y la posición de los componentes respecto a dicho punto, que además se considera como origen de coordenadas.

A continuación, se caracterizan los elementos a utilizar en la suspensión, léase número de puntos de apoyo, posición de éstos respecto al centro de gravedad, y sus correspondientes valores de rigidez en función del modo de sollicitación en que trabajen (depende de su disposición y colocación en el sistema y de la disposición de los ejes X,Y,Z).

El último paso consiste en especificar las características del pulso a que se somete el/los componente/s, de modo que el software ofrece como output los valores calculados para la desviación que sufren en las tres direcciones espaciales los puntos de apoyo respecto a su posición inicial (tanto en el CDG como en cada punto de apoyo) así como la aceleración residual resultante en el centro de gravedad.

### 3. Resultados

Se simularon en el software los choques establecidos en cada dirección (x, y, z) para diversos elementos elásticos. El output arrojó para cada una de ellos multitud de valores. De cara a hacer la selección más apropiada, los puntos clave fueron los siguientes:

- La aceleración residual (medida en g's) provocada en el centro de gravedad del sistema.
- El desplazamiento del CDG (medido en mm) respecto a su posición inicial, para evaluar criterios de empacho.
- La deflexión de los elementos elásticos, resultado de la filtración de aceleración teniendo en cuenta las limitaciones físicas de desplazamiento de los aisladores.

De esta forma, el criterio para seleccionar la referencia más apropiada consistió en:

- Analizar el valor de aceleración residual en el centro de gravedad y compararlo con el input del pulso especificado para evaluar si el nivel de aislamiento era razonable.
- Comparar los datos de deflexión provocada en los puntos de apoyo con la capacidad máxima admisible de los tacos (espacio disponible entre regletas o "carrera máxima"). Si los valores fruto de la simulación superaban los máximos permitidos, la referencia fue desechada.

No se ignoró en ningún caso la carga nominal de cada elemento ni el valor de carga ofrecido como output por el sistema, siendo este el primer criterio utilizado en las preselecciones antes de realizar cualquier simulación.

La mejor selección resultó ser la utilización de un amortiguador de cable.

Las rotaciones se consideraron despreciables, siempre del orden de milésima de radián.

En cuanto a la aceleración residual en el CDG, los valores máximos obtenidos fueron muy bajos: 3.70 g (X), 5.0 g (Y) y 12.99 g (Z), con respecto a los picos de los valores de entrada 47g (X), 47 g (Y) y 120 g (Z).

A continuación se muestran las gráficas input/output del choque en cada uno de los ejes:

*Curve View*

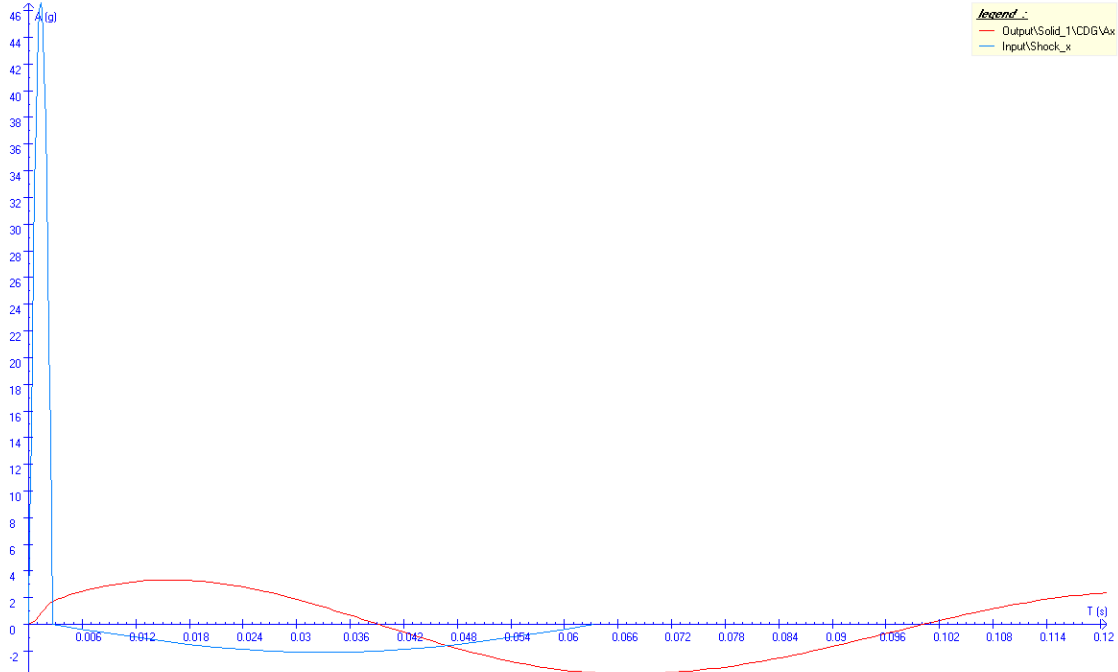


Figura 2. "Input/ output choque eje X (g)"

*Curve View*

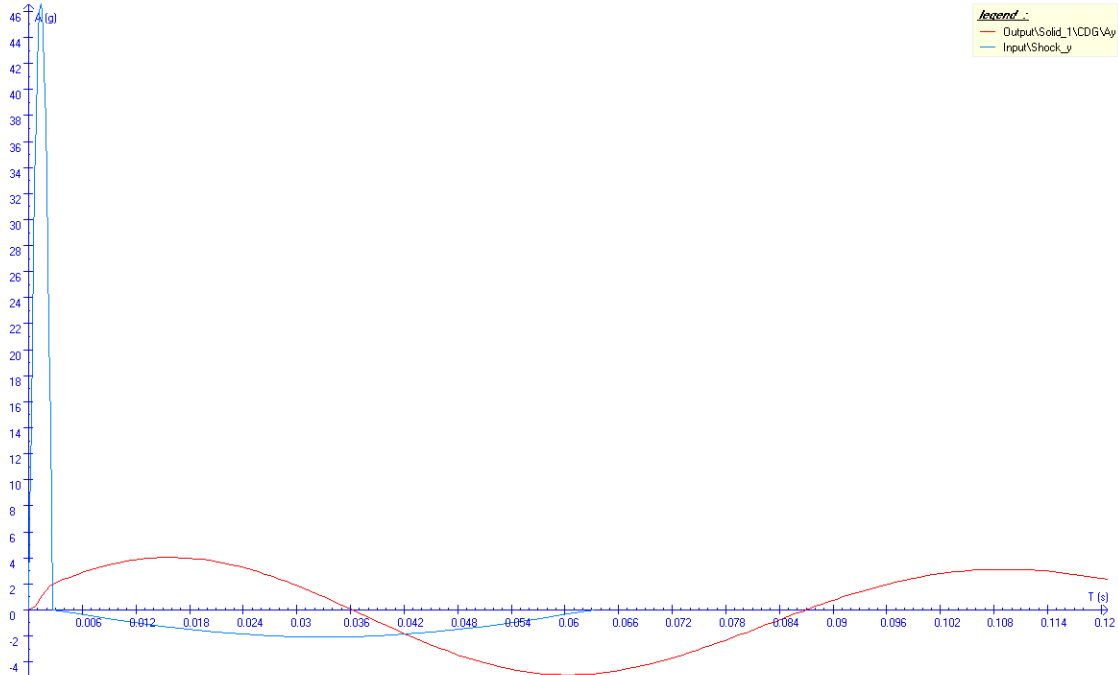


Figura 3. "Input/ output choque eje Y(g)"



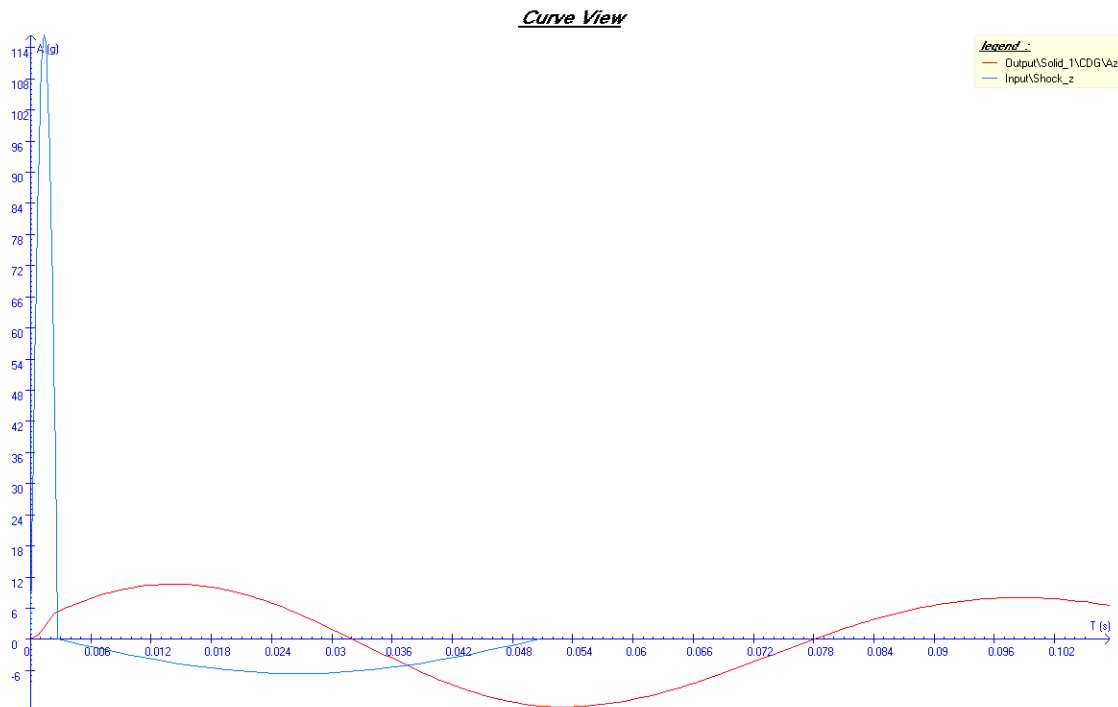


Figura 4. "Input/ output choque eje Z (g)"

Adicionalmente, se realizó un análisis vibratorio, introduciendo un pulso de 1g entre 0 y 100 Hz para comprobar la frecuencia de trabajo de la suspensión. A continuación se muestra la gráfica resultante:

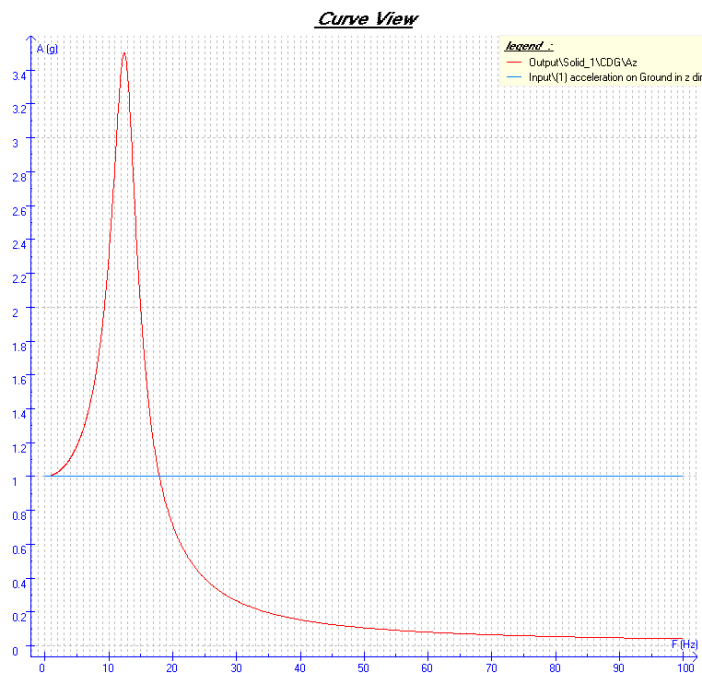


Figura 5. "Input/ output aceleración eje Z (g)"



#### **4. Conclusiones**

Mediante el uso de estos amortiguadores de cable, se logró una atenuación frente al choque pico mayor al 90%.

La frecuencia de trabajo resultante de las suspensiones (frecuencia propia) calculada fue inferior a 15 Hz.

Se debe tener en cuenta que ninguna simulación puede sustituir la fiabilidad de un ensayo real.

## 5. Referencias

- [1] Vibrachoc-Paulstra. *Suspensiones metálicas*, Vibrachoc-Paulstra, Arganda del Rey (España), 2009.
- [2] Vibrachoc-Paulstra. *Suspensiones elásticas*, Vibrachoc-Paulstra, Arganda del Rey (España), 2009.
- [3] Barry Controls. *Engineered Solutions for Controlling Shock, Vibration & Noise*, Barry Controls, Walton-on-Thames (England), 2010.
- [4] Pedro Flores Pereita. *Manual de Acústica y Vibraciones*, Ediciones GYC, Barcelona (España), 1990.
- [5] Cyril M. Harris. *Manual de medidas acústicas y control del ruido*, McGraw-Hill, Aravaca (España), 1995.
- [6] Balakumar Balachandran, Edward B. Magrab. *Vibraciones*, Cengage Learning, México, D.F. (Méjico), 2008.

**Anexo I: Modelo geométrico**

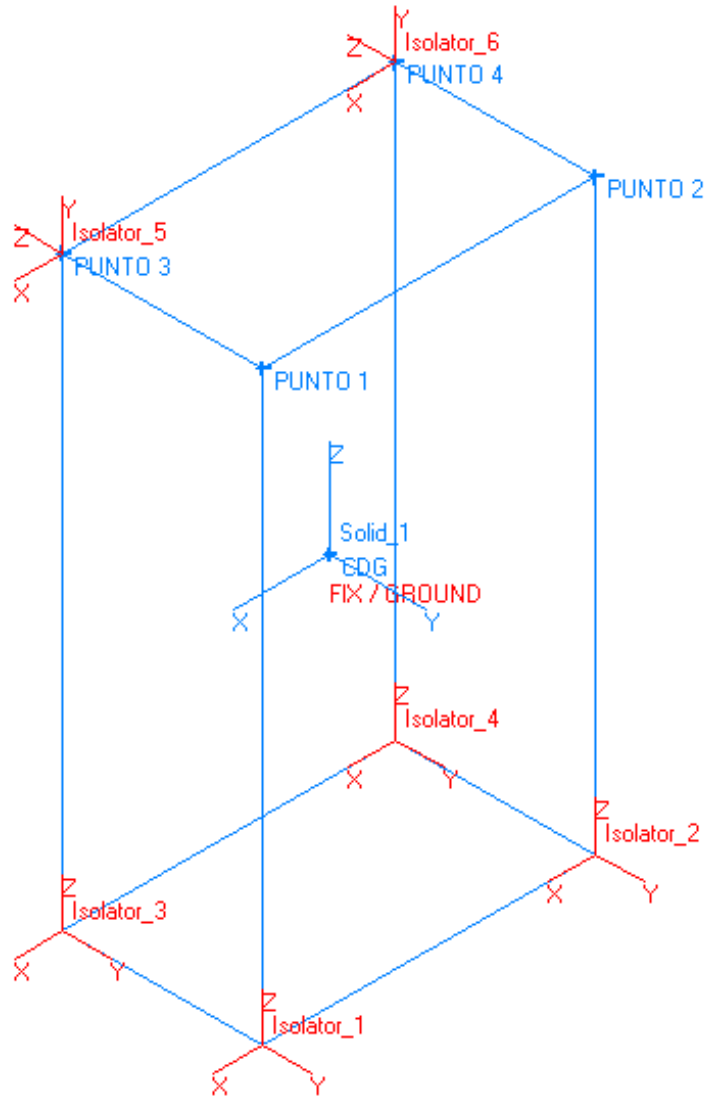


Figura 6. "Modelo geométrico armario 150 Kg"