

Desarrollo de una barra de Hopkinson para generar aceleraciones de 50 km/s²

Jorge Félix Barrera Coronilla

Instituto Tecnológico de Celaya
srdche@hotmail.com

Lorenzo Marcos Muñiz Mendoza

Centro Nacional de Metrología
lmuniz@cenam.mx

Horacio Orozco Mendoza

Instituto Tecnológico de Celaya
horacio.orozco@itcelaya.edu.mx

Álvaro Sánchez Rodríguez

Instituto Tecnológico de Celaya
alvaro.sanchez@itcelaya.edu.mx

RESUMEN

Este trabajo presenta el diseño conceptual de un sistema de calibración por impacto para generar altas aceleraciones, llamado barra de Hopkinson. Hoy en día, se reportan aceleraciones hasta 35 km/s² usando un sistema de impacto mediante cuerpos rígidos; el objetivo es bosquejar y analizar un sistema, para posterior producción, generando aceleraciones hasta 50 km/s². Se aplicó una metodología de diseño fundamentada en procesos para explorar situaciones de diseño, técnicas de generación de ideas, lista de verificación, evaluación de alternativas con análisis FODA y registro de modos de falla mediante un AMEF de diseño; particularmente, los análisis de diseño mecánico se realizaron mediante MEF. La técnica aplicada en la experimentación fue por comparación, empleando un acelerómetro patrón y un dispositivo bajo prueba; la gestión de las señales se realizó programando en Labview. El 27.8% de ensayos fluctuaron en un intervalo de 35 a 50 km/s² con población de cincuenta disparos atenuados.

Palabras clave: Barra, impacto, aceleración, calibración.

NOMENCLATURA

$a(t)$	Aceleración
A	Área de sección transversal
c_0	Velocidad del sonido del material
E	Módulo Elástico o de Young
F	Valor escalar de la fuerza
$F(t)$	Fuerza en función del tiempo
f	Frecuencia lineal
ω	Frecuencia circular
t	Tiempo

1. INTRODUCCIÓN

Hoy en día el comportamiento dinámico de los materiales es de especial interés; por lo que se han generado diferentes vertientes, de acuerdo a Dannemann K. A. et al. [4] estos son: Avances en pruebas de altas velocidades de deformación, Respuesta dinámica de varios materiales, Fractura y falla dinámica, así como Modelación de eventos dinámicos. Inherente al comportamiento dinámico de los materiales se encuentra el impacto mecánico, el cual es de tal importancia que existe un comité técnico TC108 perteneciente al ISO; mismo que en su alcance considera la vibración mecánica e impacto, así como sus efectos en humanos, máquinas, vehículos (aéreos, marítimos, terrestres y ferroviarios), además de estructuras estacionarias y monitoreo de condiciones en máquinas o estructuras para conocer la tenacidad de fractura en regímenes estático y dinámico, según Pérez-Martín M. J. et al. [5].

En la norma ISO 16063-13 [7], TC108/SC3 es responsable de emitirla y actualizarla, se estipulan los métodos de calibración de transductores de impacto y vibración, Chen J. et. al. [3] realizó su comparación. Países como Alemania, Brasil, China, Corea, Estados Unidos, Japón, Portugal, Taiwán, entre otros... tienen sistemas de calibración primaria

en impacto que van de los 50 m/s² a 100 000 m/s² e inclusive mayores. Actualmente en México, el Centro Nacional de Metrología (CENAM), es el encargado de establecer las unidades de medición, y cuenta con el Patrón Nacional de Aceleración Transitoria en Impacto y Choque, CNM-PNF-16. Tal patrón consiste de un sistema primario de impacto mediante cuerpos rígidos que trabajó inicialmente en un intervalo de 50 m/s² a 5 000 m/s² y que se ha desarrollado hasta alcanzar los 35 000 m/s² presentado por Rojas S. R. et al. [6].

Un dispositivo ampliamente usado en pruebas de impacto, para producir grandes aceleraciones, es la barra de Hopkinson, mediante el cual es posible determinar la propagación de onda elástica empleando acelerómetros. De acuerdo a las necesidades de la industria, por ejemplo la aeronáutica y la automotriz, la tendencia es generar sistemas de calibración de transductores de aceleración que alcancen los 2 000 000 m/s² mencionados por Brucke M. et al. [1]. Por lo que, el sistema de barra de Hopkinson sería un comienzo para ubicarnos a la par de los pioneros de sistemas de impacto en el mundo. Los niveles de aceleración que se alcanzaran con la barra de Hopkinson son de 3 000 m/s² hasta 50 000 m/s² e inclusive mayores. Para lograr esos objetivos se empleará una metodología de diseño por etapas; la cual consta de las siguientes fases: Necesidad o motivación personal, Alimentación, Concepto, Propuesta de Diseño, Refinamiento, Diseño Detallado, Prototipo, Evaluación, Producción, y finalmente, Experimentación. En la Figura 1 se muestra el diagrama de flujo para las etapas de diseño que se realizaran en la metodología. La evaluación se llevará a cabo mediante una matriz FODA y como anexo un AMEF de diseño.

2. MÉTODO

La aplicación de la metodología de diseño, una vez cumplidas las etapas precedentes a la evaluación, pasando por la satisfacción de los requerimientos del cliente hasta las consideraciones de diseño mecánico, fue necesario realizar un análisis FODA para tener en cuenta los aspectos a mejorar en cada subsistema y en el sistema en general.

A continuación se presenta su estudio en el sistema de excitación donde las ponderaciones son bajo (1), medio (2) y alto (3).

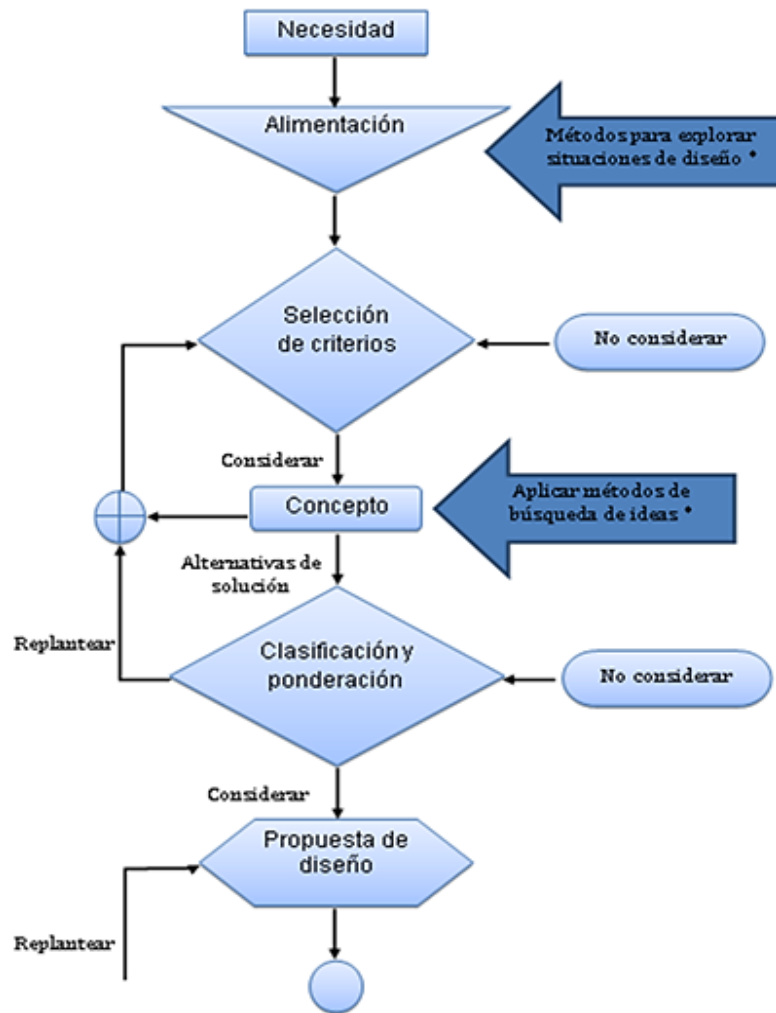


Figura 1. Diagrama de flujo

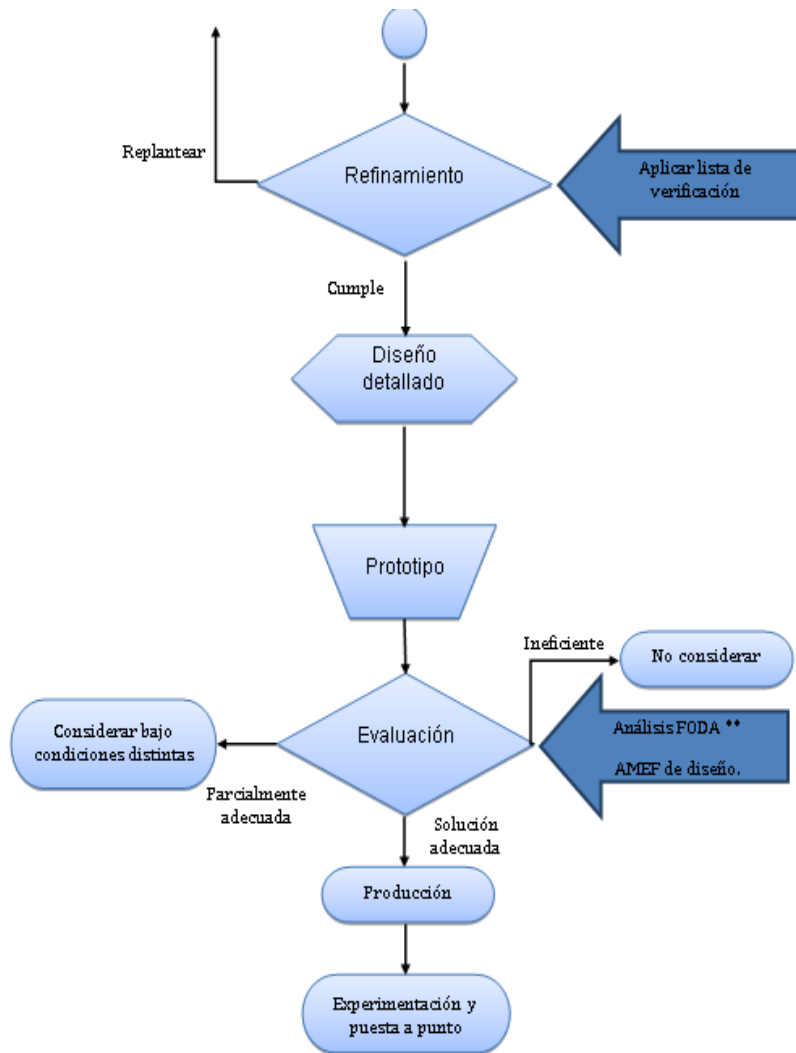


Figura 2. Diagrama de flujo –Continuación–

Tabla 1. Análisis FODA

Análisis FODA - Matriz de totales y porcentajes								
Excitador/Opción 1/ Actuador mecánico por resorte								
Fortalezas		Debilidades		Oportunidades		Amenazas		Total
Repetibilidad	3	Puesta a punto	2	Compresión vs aceleración	2	Vida útil	2	9
Mantenimiento	2	Sensibilidad	3	Costo	3	Pandeo del vastago	2	10
Equipamiento	3	Intervalo de aceleraciones	3	En existencia	3	Amortiguamiento al impacto	2	11
Sujeción	1	Aumento de capacidad	3	Consumo de energía	3	Degradación del resorte	3	10
Total	9	Total	11	Total	11	Total	9	40
Porcentaje	22.5	Porcentaje	27.5	Porcentaje	27.5	Porcentaje	22.5	100
F+O		D+A		%F+O		%D+A		
20.00		20.00		50.00		50.00		

Donde podemos apreciar que el factor de oportunidad (50%) es igual al factor de riesgo (50%). En seguida se muestra una de las estrategias utilizadas para mejorar el sistema.

Tabla 2. Aplicación de estrategias

Análisis FODA - Aplicación de estrategias		
	Fortalezas	Debilidades
Oportunidades	Para obtener una relación adecuada de compresión vs aceleración, podemos caracterizar el dispositivo a diferentes magnitudes apoyandonos en su repetibilidad.	Para lograr una caracterización óptima es necesario aumentar su sensibilidad a la variación de compresión, esto nos ayuda a generar un intervalo más completo
Amenazas	Un programa de mantenimiento oportuno nos permitirá identificar con antelación la degradación del resorte.	La sensibilidad a la variación de compresión definida, nos permitirá evaluar la degradación del resorte a través del tiempo.

Evaluando, una vez aplicados los cambios, es posible percibir un factor de oportunidad (61.11%) mayor que el factor de riesgo (38.89%).

Tabla 3. Resultados

Análisis FODA - Matriz de totales y porcentajes								
Excitador/Opción 1/ Actuador mecánico por resorte								
Fortalezas		Debilidades		Oportunidades		Amenazas		Total
Repetibilidad	3	Puesta a punto	2	Compresión vs aceleración	3	Vida útil	2	10
Mantenimiento	3	Sensibilidad	1	Costo	3	Pandeo del vastago	2	9
Equipamiento	3	Intervalo de aceleraciones	1	En existencia	3	Amortiguamiento al impacto	2	9
Sujeción	1	Aumento de capacidad	3	Consumo de energía	3	Degradación del resorte	1	8
Total	10	Total	7	Total	12	Total	7	36
Porcentaje	27.78	Porcentaje	19.44	Porcentaje	33.33	Porcentaje	19.44	100
F+O		D+A		%F+O		%D+A		
22.00		14.00		61.11		38.89		

Basados en el FODA, podemos incluir en el AMEF de diseño los posibles modos de falla derivados, para este caso la relación compresión vs aceleración donde las acciones recomendadas son la revisión de la caracterización del dispositivo, en caso de existir, y su evaluación. .

2.1 CONSIDERACIONES TEÓRICAS

Se consideró el modelo de Brucke M. et al. [1], que proporciona una estimación de la aceleración instantánea empleando la velocidad del sonido del material, su módulo de Young y el área de sección transversal de la barra. Así, de acuerdo con el cambio de

fuerza aplicada respecto al tiempo se puede conocer, de forma directamente proporcional, la aceleración en el extremo posterior de la barra Ec.1.

$$a(t) = \frac{2c_0}{E \cdot A} \frac{dF(t)}{dt} \quad (1)$$

Usando el módulo de Young y su densidad es posible conocer la velocidad del sonido del material Ec. 2.

$$c_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (2)$$

La aplicación del impulso sobre la barra se modeló en base a la excitación de medio seno cuadrado, donde la fuerza depende del tiempo y la frecuencia circular $\omega = 2\pi f$ Ec. 3.

$$F(t) = F(\sin \omega t)^2 \quad (3)$$

Por lo que, derivando respecto al tiempo la Ec. 3 y sustituyéndola en la Ec. 1, es posible conocer la aceleración para ésta excitación Ec. 4.

$$a(t) = \frac{2\omega F c_0}{E \cdot A} \sin 2\omega t \quad (4)$$

2.2 ADQUISICIÓN DE SEÑAL.

En lo relacionado con la generación, adquisición y procesamiento de la señal, se utilizó un método de calibración secundaria por comparación respecto a un acelerómetro patrón. Se obtuvieron ambas señales desde un dispositivo de comparación, donde se montan los acelerómetros, se les aplicó un acondicionamiento, se procesaron y se desplegó el resultado. Se usaron dos acelerómetros, el primero que se tomó como patrón es un Brüel & Kjær tipo 8309 con una sensibilidad de 0.0418 pC/g, el segundo fue un Endevco 2270 el cual tiene una sensibilidad de 2.2 pC/g.



Figura 3. Calibración secundaria mediante comparación

Conforme a la ISO 16063-22 [8], la aplicación de una calibración secundaria por comparación con barra de Hopkinson, Figura 3, debe limitarse a una incertidumbre menor a 6%. Con un intervalo de duración del pulso de 0,05 ms a 8,0 ms (0,05 ms a 10,0 ms en el caso de calibraciones primarias mediante interferometría) y un intervalo dinámico (valores pico) de 100 m/s² hasta 100 km/s².

2.3 EMPLEO DEL MEF

Se realizaron diferentes análisis transitorios estructurales mediante MEF, las fuerzas se tomaron de datos experimentales y los resultados de aceleración en la simulación fueron acertados. Cada valor escalar de la fuerza fue evaluado en la función pulso de medio seno cuadrado, para conocer su comportamiento a través del tiempo.

Tabla 4. Aplicación de análisis transitorio estructural para seis impulsos de medio seno cuadrado

Fuerza (N)	Aceleración en
39	8.88
42.715	9.72
200	45.52
245	55.76
427.15	97.21
2000	455.15

Finalmente, debido a la limitación del análisis transitorio estructural para discretizar en pasos y sub-pasos un lapso de tiempo muy pequeño, como lo es el intervalo de tiempo de duración de un impulso entre 0.05 ms a 10 ms, se aplicó un análisis de dinámica

explícita, Figura 4, donde se obtuvieron las velocidades de la esfera y las aceleraciones producidas en la barra.

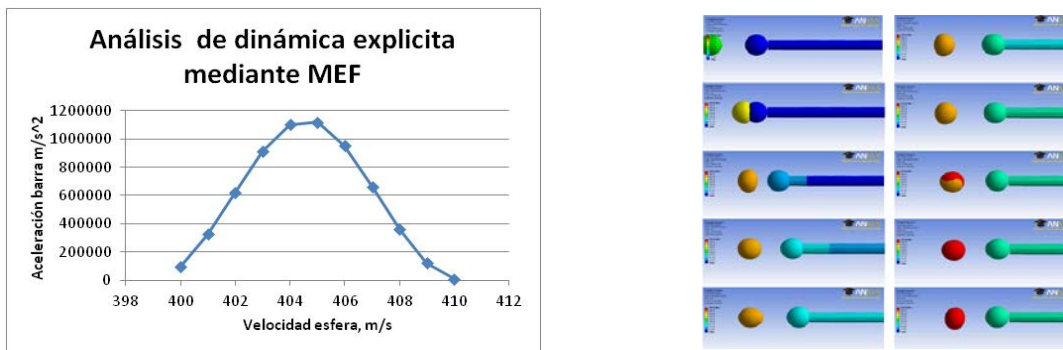


Figura 4. Aplicación de análisis de dinámica explícita para once velocidades de la esfera diferentes

2.4 DISEÑO DE INSTRUMENTOS

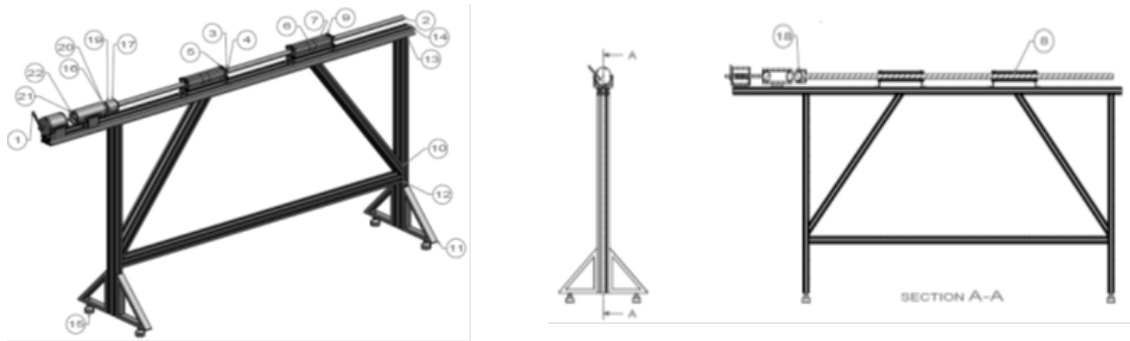
De acuerdo a la norma ISO 16063-13 [7] la barra de Hopkinson esencialmente consta de tres elementos; excitador, sub-excitador y barra. A partir de sus interacciones se genera la propagación de onda de esfuerzo, la cual es adquirida por un transductor de aceleración o acelerómetro para conocer su magnitud. El sistema completo se muestra en la Figura 5a, considerando los cojinetes y su base, los cuales deben impedir las excitaciones externas que pueden influir en las calibraciones.

Es necesaria una barra soportada flexiblemente, de tal forma que al presentarse resonancia en la estructura de la máquina de impacto, se evite que la barra sea afectada por ésta y así mantener las frecuencias incluidas en el espectro de impacto lo más bajas posibles, Bruns T. et. al. [2]. En lo referente a los soportes que trabajan entre la barra y su base, Figura 5b, se requiere que generen la menor desviación del movimiento rectilíneo de la superficie de montaje del acelerómetro, durante un periodo de medición máximo de 1 ms, así de acuerdo a Bruns producir intensidades de aceleración muy altas.

Con el propósito de eliminar deformaciones plásticas en la superficie de la barra y, de la misma manera, mejorar la propagación de la onda de esfuerzo, concentrándola en un punto, se emplea un subsistema de excitación que mantiene en contacto la barra con el atenuador. El subsistema se conforma de un dispositivo director y una unidad atenuación, Figura 5b.

Tabla 5. Lista de partes de la barra de Hopkinson

No. pza.	Nombre de la parte	Cantidad	No. pza.	Nombre de la parte	Cantidad
1	Excitador	1	12	Perfil anodizado 1920	1
2	Barra	1	13	Perfil anodizado 1100	2
3	Tuerca	16	14	Perfil anodizado 2500	1
4	Tirante	8	15	Soportes antivibración	4
5	Tapa exterior	4	16	Esfera	3
6	Cople interno	2	17	Tapa atenuador	1
7	Tubo exterior	4	18	Seguro interior	2
8	Tubo interior	2	19	Cilindro –Atenuador-	1
9	Soporte neumático	2	20	Atenuador	1
10	Perfil anodizado 1005.1	2	21	Cilindro –Director-	1
11	Elemento triangular	4	22	Director	1



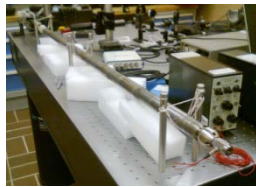
a) Vista isométrica

b) Vista corte en sección A-A

Figura 5. Sistema de barra de Hopkinson

3. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Hasta el momento se han obtenido solo resultados de pruebas preliminares con una barra de acero A36 de 25 mm de diámetro y 1.40 m de longitud. Se realizaron un total de 325 pruebas; 210 fueron sin atenuación, 115 con atenuación, de las pruebas sin atenuación solo 40 fueron satisfactorias y para las pruebas con atenuación 50 fueron aprobatorias. Inicialmente se realizaron pruebas de impacto directamente entre esfera metálica y barra, con el acelerómetro patrón, Figura 7. Para la población de 40 ensayos se generaron los siguientes datos.

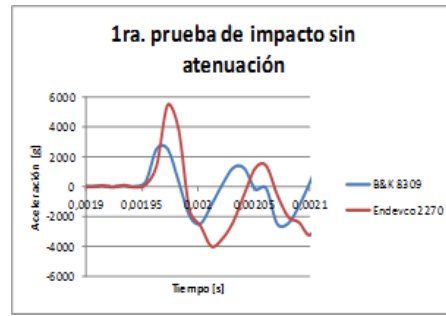
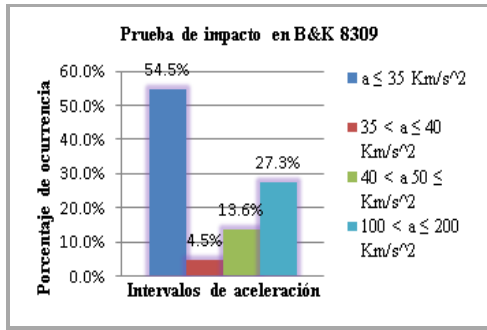


a) Elemento de comparación



b) Excitador, director y atenuación

Figura 6. Pruebas en barra de Acero A36

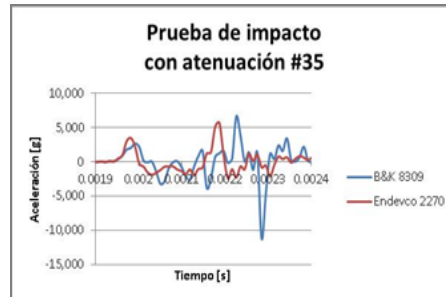
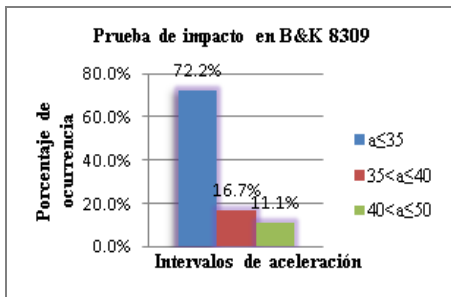


a) Resultados de impactos sin atenuación

b) Gráfica característica de impactos sin atenuación

Figura 7. Pruebas de impacto sin atenuación

Posteriormente, se llevaron a cabo experimentos de impacto mediante proyectil-atenuador-barra, Figura 8; tales ensayos entregaron los siguientes resultados en una población de 50 disparos.



a) Resultados de impactos con atenuación

b) Gráfica característica de impactos con atenuación

Figura 8. Pruebas de impacto con atenuación

4. CONCLUSIONES

De acuerdo a los resultados obtenidos en la investigación, es necesario controlar adecuadamente aspectos como montaje, dirección y atenuación, así como adquisición de señal para poder aproximar los resultados al modelo propuesto por Brucke, así en

este momento es imposible obtener un valor de incertidumbre adecuado. De esta forma, sería posible evaluar las condiciones más favorables para predecir el comportamiento mediante un análisis transitorio estructural o usando dinámica explícita y apreciar sus alcances en términos de discretización del tiempo o velocidades mínimas soportadas. Hasta el momento, los resultados de aceleración mediante experimentación se encuentran en magnitud por encima de los resultados obtenidos mediante el análisis transitorio estructural y debajo de lo entregado en la simulación de dinámica explícita; por lo cual, es necesario el refinamiento de ambas técnicas, así como la inclusión de parámetros de velocidad y fuerza del excitador en los ensayos, para obtener mejores predicciones.

Iniciando con las pruebas sin atenuación se detectó, entre ensayo y ensayo, apriete deficiente en el elemento de comparación y los acelerómetros montados, lo que provocó que el 54.5% de las pruebas no alcanzaran el objetivo de 35 k/s². Además, las pruebas por encima del mínimo requerido generaron hendiduras en la superficie de contacto, lo que evidencia el uso de los elementos de dirección y atenuación que conforman el sub-excitador; por otro lado, con la aparición de cráter hubo que limitar los estudios a impactos de baja magnitud, para no generar resonancia y ruido en la señal. No obstante, el porcentaje de disparos que generaron aceleraciones por encima de objetivo es de 45.5%, lo cual indica que es posible generar los resultados perseguidos. En lo referente a lo registrado por ambos acelerómetros, el Endevco 2270 en este conjunto de disparos presento amplitudes de aceleración muy por encima de lo registrado por el Brüel & Kjær 8309, esto posiblemente se debe a su mayor volumen, a la posición en el extremo del elemento de comparación y su sensibilidad, no obstante, ambas señales registraron cambios proporcionales en diferentes amplitudes, tiempos de respuesta similares y menor amortiguamiento en la señal del Brüel & Kjær 8309.

Por otra parte, en las pruebas con atenuación surgieron diversos detalles entre cada disparo, de nuevo se presentó el apriete deficiente en el elemento de comparación, así como del elemento atenuante, esto produjo que el porcentaje de pruebas

insatisfactorias aumentara al 72.2%. De lo anterior, se rescata que el 27.8% alcanzaron el objetivo; sin embargo, en las gráficas se observan comportamientos inesperados e indeseados como lo es el valor pico de aceleración en crestas diferentes a la inicial. Otro inconveniente es el ruido generado en las gráficas, al igual que los valores pico en crestas diferentes de la primera, se entiende que ambos pueden ser generados por diferentes causas como lo es un área de sección transversal no uniforme en la barra utilizada y el desempeño deficiente de los acondicionadores. En este conjunto de experimentos las amplitudes de ambos acelerómetros fueron muy similares, sin embargo, la proporción en los cambios de amplitud no fue permanente; sus tiempos de respuesta siguieron casi iguales y el amortiguamiento de la señal se conservó menor en el acelerómetro Brüel & Kjær 8309.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Brucke, M., Siegmund, G., Ehrmann, C., Bühn, U., Mende, M. "Measurement uncertainty of high-shock calibrations systems." XX IMEKO World Congress, Metrology for Green Growth, 2012.
- [2] Bruns, T., Link, A., Schmähling, F., Nicklich, H., Elster, C. "Calibration of accelerometers using parameter identification – targeting a versatile new standard", XX IMEKO World Congress, Fundamental and Applied Metrology, 2009.
- [3] Chen, J., Huang, Y., Ho, H. "The key comparison feasibility evaluation between low shock and high shock acceleration calibration system" IMEKO World Congress, Metrology for Green Growth, 2012.
- [4] Dannemann, K. A., Chalivendra, V. B., Song, B. "Dynamic Behavior of materials", Society for Experimental Mechanics, 2012.
- [5] Pérez-Martín, M. J., Erice, B., Cendón, D. A., Gálvez, F., Sánchez-Gálvez, V. "Medida de la tenacidad de fractura de la aleación al 7017 a diferentes velocidades de deformación" Anales de Mecánica de la Fractura 30, Volumen II, 2013.
- [6] Rojas, S. R., Silva, G., Ruíz, A. "Quadrature Michelson interferometer used for shock calibration of accelerometers", SEM X International Congress, 2004.
- [7] ISO 16063–13:2001(E); Methods for the calibration and vibration and shock transducers; Part 13: Primary shock calibration using laser interferometry.

- [8] ISO 16063-22 Methods for the calibration of vibration and shock transducers; Part 22: Shock calibration by comparison to a reference transducer.