

Artículo Original

Análisis de la eficiencia del sistema de aislamiento de vibraciones de grupos electrógenos MAN 18 V48/60 B

Evelio Palomino-Marín, Yanexi Cepero-Aguilera

Recibido el 7 de octubre de 2010; aceptado el 23 de diciembre de 2010

Resumen

Todo sistema de aislamiento de vibraciones está encaminado en primera instancia a aislar vibraciones como su propio nombre lo indica. En ocasiones es menester que a la máquina no la perturben vibraciones procedentes del entorno, como lo puede ser por ejemplo, el caso de una rectificadora en un taller de mecanizado. Así mismo, en otras ocasiones resulta necesario aislar la máquina para evitar que las vibraciones producidas por ella misma afecten al entorno. Tal es el caso de los grupos electrógenos MAN 18 V48/60 B, cuyos motores de combustión interna responden a un diseño de 18 cilindros en "V" distribuidos en 13 metros de longitud. El sistema de aislamiento de estos motores consta de 14 paquetes de ocho resortes cada uno, incluyendo un amortiguador viscoso por cada calzo. Se efectuaron mediciones espectrales de vibraciones en cada uno de estos calzos antivibratorios, sobre y debajo de estos respectivamente y se evaluó la eficiencia de estos calzos en todo el espectro, determinándose aquellas frecuencias que por determinadas razones no alcanzan los niveles de eficiencia en el aislamiento establecidos a tales efectos. De esta manera, se presenta una metodología para conducir este análisis.

Palabras claves: calzos antivibratorios, aislamiento de vibraciones, grupos electrógenos.

Efficiency analysis of vibration isolation system installed on engine generator sets type MAN 18 V48/60 b

Abstract

A vibroisolation system has a priority goal which is isolate vibrations. Such vibrations can come from the environment and could affect the machine behavior and could affect its technological functions too. That's the case of a machine tool, for instance. However, it is also possible that vibrations come from the own machine and in this case the main goal of vibroisolation system is to avoid that vibrations go to machine foundations. This is the case on which this paper is focused. Twelve vibration isolators with eight springs each one including a viscous damper are mounted as vibroisolation system on all the engine generator sets type MAN 18 V48/60 B which are installed in a Cuban Power Plant. Cracks with unknown cause have been present on an engine and after a prior evaluation; the vibroisolation system seems to be a possible cause. That's why vibration spectra where registered over and under each vibration isolator, evaluating isolation efficiency in a bandwidth of interest. As preliminary results it was found that some frequencies do not exhibit well efficiency levels having on this paper an alternate methodology for similar researches.

Key words: vibration isolators, vibration isolation, engine generator sets.

Introducción

Aislamiento de vibraciones

Son muy diversas las fuentes que pueden producir vibraciones no deseadas. Tal es el caso por ejemplo, del desbalance y/o el movimiento recíprocante en determinados tipos de máquinas. Así mismo, la turbulencia aerodinámica, los movimientos violentos del mar, el movimiento sísmico y las irregularidades en la superficie de la carretera o en la vía férrea, constituyen también fuentes nada despreciables de vibraciones no deseadas.

Claro está, el primer pensamiento de cualquier ser humano ante la presencia de este tipo de vibración es controlar la fuente, es decir, actuar en contra de la generación de vibraciones. Sin embargo, esto sólo es posible en muy pocos casos, tal es el caso por ejemplo, del desbalance de masa.

Luego entonces, resulta necesario aislar estas vibraciones no deseadas para lo cual se utilizan los llamados aisladores de vibraciones, más comúnmente conocidos como calzos antivibratorios.

Otra vía para reducir estas vibraciones no deseadas la constituye el uso de los llamados absorbedores de vibraciones, cuyo principio de funcionamiento se basa en la sintonización de su frecuencia de resonancia con la frecuencia que se desea mitigar [8].

Es menester señalar que el problema del aislamiento de vibraciones en máquinas no sólo contempla el control de las vibraciones que desde la máquina llegan a su base, sino que en muchos casos, es necesario aislar a la máquina de la influencia de las vibraciones que llegan desde el entorno hacia la base y que pueden comprometer su estado técnico o sus funciones tecnológicas, tal es el caso por ejemplo de una balanza de precisión para calibrar la variable masa o de una máquina rectificadora para superficies planas respectivamente [6, 8].

El Centro de Estudios en Ingeniería de Mantenimiento (CEIM) desarrolla varios proyectos de investigación para una Central Termoeléctrica Cubana en la cual se genera energía eléctrica a través de turbogeneradores y de grupos electrógenos, estos últimos del tipo MAN 18 V48/60 B. En uno de estos grupos electrógenos se han presentado grietas por causas inexplicables hasta el momento. Como una de las posibles causas de estas grietas se ha valorado la posibilidad de un aislamiento de vibraciones poco efectivo, pues en ocasiones, el sistema de aislamiento de vibraciones, lejos de contribuir positivamente en el comportamiento mecánico dinámico de las máquinas puede comprometerlo muy seriamente. Los grupos electrógenos de marras disponen de calzos antivibratorios para aislar las vibraciones generadas por los motores de combustión interna que tienen la misión de conducir los generadores y que obviamente constituyen un caso de generación de vibraciones no deseadas debido al movimiento recíprocante.

La transmisibilidad

Se define como Transmisibilidad [1, 7, 8], a la razón entre la fuerza transmitida " $F_o(t)$ " y la fuerza excitadora " $F_i(t)$ ", cuyo módulo es descrito en el dominio de la frecuencia según expresa la ecuación (1) y de acuerdo al sistema de un grado de libertad mostrado en la figura 1.

$$\left| \frac{F_o(t)}{F_i(t)} \right| = \frac{1 + \left[2\zeta \left(\frac{f}{f_n} \right) \right]^2}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f}{f_n} \right)^2 \right]^2 + \left[2\zeta \left(\frac{f}{f_n} \right) \right]^2}} \quad (1)$$

En la mencionada ecuación (1), " ζ " es la razón de amortiguamiento y se determina según la ecuación (2), en la cual " C " es el coeficiente de amortiguamiento, expresado en unidades de fuerza – tiempo / longitud, por ejemplo, N-s/m en el Sistema Internacional de Unidades.

$$\zeta = \frac{C}{C_c} \quad (2)$$

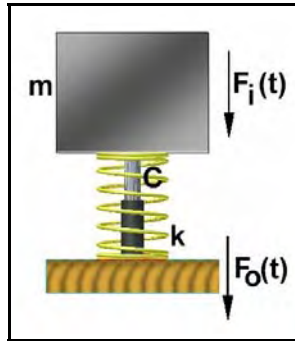


Figura 1. Sistema masa – resorte – amortiguador

Así mismo, “ C_c ” es el coeficiente de amortiguamiento crítico y se expresa igualmente en unidades de fuerza – tiempo / longitud.

La frecuencia natural del sistema masa – resorte se identifica en la ecuación (2) como “ f_n ” y la frecuencia excitadora se identifica en la propia ecuación (2) como “ f ”.

Si se hace un análisis de la variación de la Transmisibilidad en función de la frecuencia excitadora y para varias razones de amortiguamiento, se obtendrá como resultado la gráfica mostrada en la figura 2.

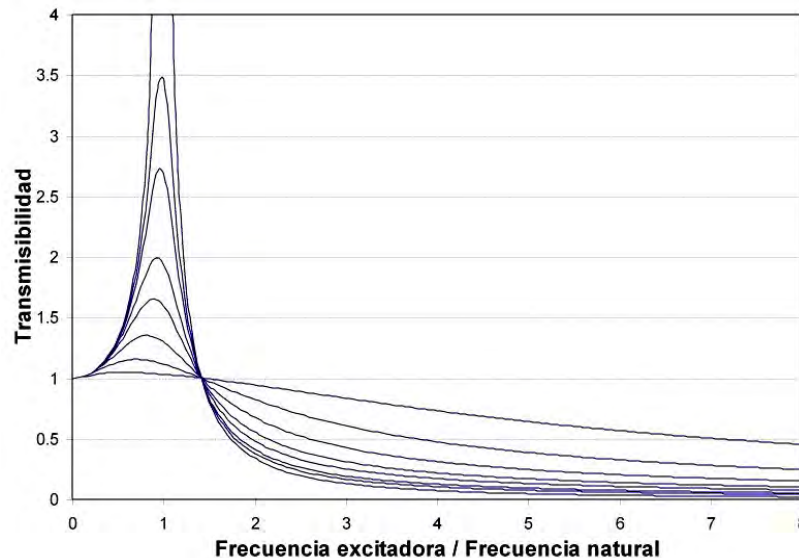


Figura 2. Representación gráfica del módulo de la Transmisibilidad

La gráfica de la figura 2 ha sido obtenida para valores de razón de amortiguamiento de 0.05, 0.15, 0.2, 0.3, 0.4, 0.6, 1 y 2.

Del análisis del comportamiento del módulo de la Transmisibilidad se pueden obtener varias conclusiones que constituyen el sustento básico en la concepción de los sistemas de aislamiento de vibraciones [4, 5, 9]:

1. Para obtener valores bajos de transmisibilidad, la frecuencia natural del sistema máquina calzo antivibratorio tiene que ser mucho menor que la menor frecuencia excitadora a aislar, es decir, para lograr minimizar la fuerza transmitida a la base de la máquina [10].
2. Mientras menor sea la razón de amortiguamiento, mejores resultados se obtendrán en cuanto a la disminución de la fuerza transmitida a la base de la máquina, siempre que se cumpla la aseveración anterior, pues de no ser así, y esto puede suceder en la práctica industrial, entonces será necesario mitigar la fuerza transmitida empelando valores altos de amortiguamiento.

El grupo electrógeno MAN 18 V48/60 B

En la Central Termoeléctrica Cubana donde se inició esta investigación, se encuentran instalados Grupos Electrógenos del tipo MAN 18 v48/60 b (observe la figura 3), con una capacidad nominal de generación de 18.4 kW, con una frecuencia de 60 Hz y operando a una velocidad de rotación de 514 rpm. Observe que las

dimensiones de este modelo de grupo electrógeno resultan realmente impresionantes, pues se está hablando de una máquina de 18 cilindros en “V” distribuidos en 13 metros y una longitud total motor de combustión interna – generador de nada más y nada menos que 18.5 metros.

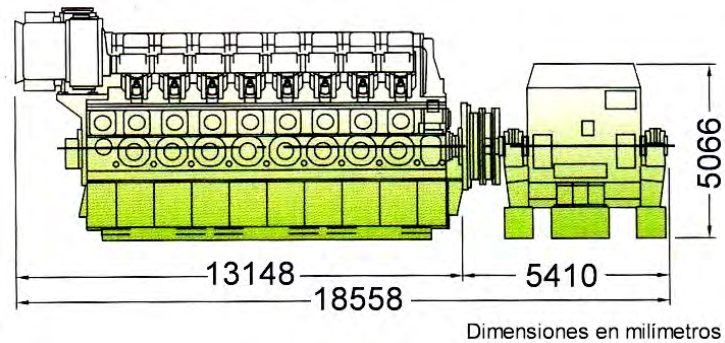


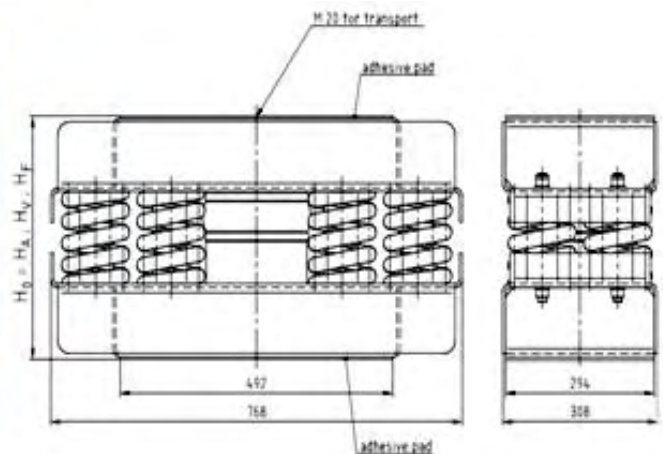
Figura 3. Grupo electrógeno MAN 18 V48/60 B

Los calzos antivibratorios

Estos grupos electrógenos MAN 18 V48/60 B están soportados por 12 calzos antivibratorios iguales, del tipo GPVY-8.4-2513/47-450 Y. La apariencia externa de estos calzos en operación se puede apreciar en la figura 4a) así como un plano técnico de este en la figura 4b).



a)



b)

Figura 4. Calzo antivibratorio GPVY-8.4-2513/47-450 Y

a) Instalación en operación. b) Plano constructivo

Este tipo de calzo antivibratorio posee placas autoadhesivas en sus partes superior e inferior respectivamente, por lo cual las superficies de apoyo de los soportes deberán ser horizontales, planas, estar limpias y por supuesto, libres de aceite, debiendo estar pulidas las superficies de hormigón para lograr una correcta adhesión. También disponen de chapas de compensación para la nivelación así como pernos de precompresión [3].

El mantenimiento de los calzos antivibratorios GPVY-8.4-2513/47-450 Y consiste en la comprobación periódica del estado de las superficies de los calzos y el retocado de estas de ser necesario. Los soportes con amortiguamiento deben estar protegidos contra agua y otros líquidos, pues estos afectan el amortiguamiento. En la figura 4a) se observa la presencia de líquido sobre el manguito de protección que puede comprometer la integridad de este y si la presencia de esta sustancia fuese sintomática de un derrame del amortiguador, entonces habrá que proceder de inmediato a sustituir el calzo.

De especial interés resultan los parámetros indicados por el fabricante GERB *Schwingungsisolierungen* mostrados en la Tabla 1.

Tabla 1. Parámetros de operación del calzo antivibratorio GPVY-8.4-2513/47-450 Y

Capacidad nominal de carga [kN]	Altura sin carga [mm]	Altura bajo carga nominal [mm]	Altura mínima precomprimido [mm]
294	450	403	403

En la figura 5 se muestra un esquema con la distribución de los calzos antivibratorios y la numeración asignada a estos para identificarlos durante los ejercicios experimentales.

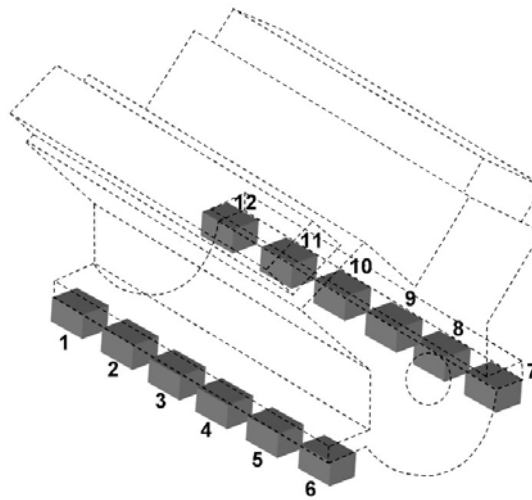


Figura 5. Distribución de los calzos antivibratorios en el motor de combustión interna

Los ejercicios experimentales

Indudablemente que si los calzos antivibratorios logran disminuir la transmisibilidad, entonces la fuerza transmitida a la base de estos será muy baja y por consiguiente las vibraciones que llegarán a la base también lo serán.

Ante la imposibilidad de registrar las fuerzas sobre el calzo, es decir, en la base del motor de combustión interna y debajo del calzo, se efectuaron ejercicios experimentales basados en la medición de vibraciones, pues estas resultan una medida indirecta de las fuerzas generadas y transmitidas.

Para ello se contó con el Colector Analizador de Vibraciones *Pocket VibrA Pro* de la compañía Canadiense *Hyatt Industries Ltd.* Este equipo está basado en un PDA (*Personal Data Assistant*) por sus siglas en inglés, industrial que incorpora una tarjeta de adquisición de datos y un software nombrado precisamente *Pocket VibrA Pro*. Observe la figura 6a.

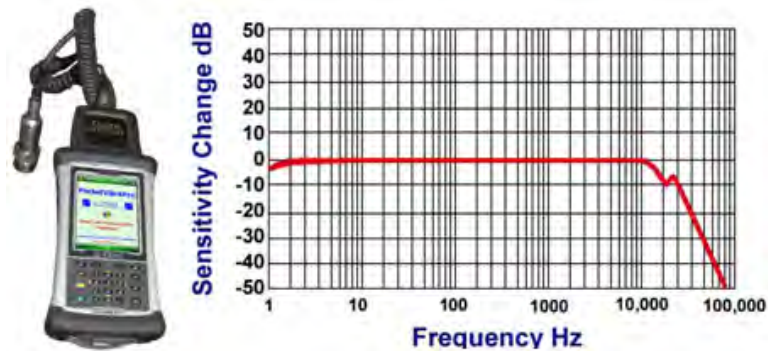


Figura 6. El Colector Analizador de Vibraciones Pocket VibrA Pro

a) El instrumento. b) Función Respuesta de Frecuencias del acelerómetro C3-250 empleado durante la realización de los ejercicios experimentales

Con el empleo de este instrumento, se tomaron registros espectrales en un rango de 0 a 1000 Hz y se midió velocidad de las vibraciones rms. El instrumento fue configurado para registrar espectros de 800 líneas. Así mismo, se empleó un acelerómetro del tipo C3-250 cuya función respuesta de frecuencias se muestra en la figura 6b y que exhibe una sensibilidad de 250 mili Volt por gravedades.

Los espectros de velocidad de vibraciones rms en mm/s fueron registrados inmediatamente sobre el calzo antivibratorio en la base del motor de combustión interna y en la base del calzo antivibratorio, tal y como se muestra en las figuras 7a y 7b.



Figura 7. Medición de vibraciones en los calzos antivibratorios. a) Sobre el calzo. b) Debajo del calzo

Como ya se señaló anteriormente, el motor de combustión interna está soportado por 12 calzos antivibratorios, pero en la práctica fue imposible llegar hasta dos de estos calzos para lograr los registros de vibraciones, específicamente los identificados como No. 11 y No. 12.

Aunque el instrumento fue configurado para registrar espectros hasta una frecuencia máxima de 1000 Hz, el lector puede observar en la figura 8 que después de los 200 Hz las vibraciones son realmente muy bajas (menos de 0.5 mm/s rms), sobre todo si se habla de un motor de combustión interna con las dimensiones y la potencia referidas anteriormente y que a baja frecuencia genera vibraciones cercanas a los 4 mm/s rms. Tal comportamiento es similar para los 10 calzos estudiados.

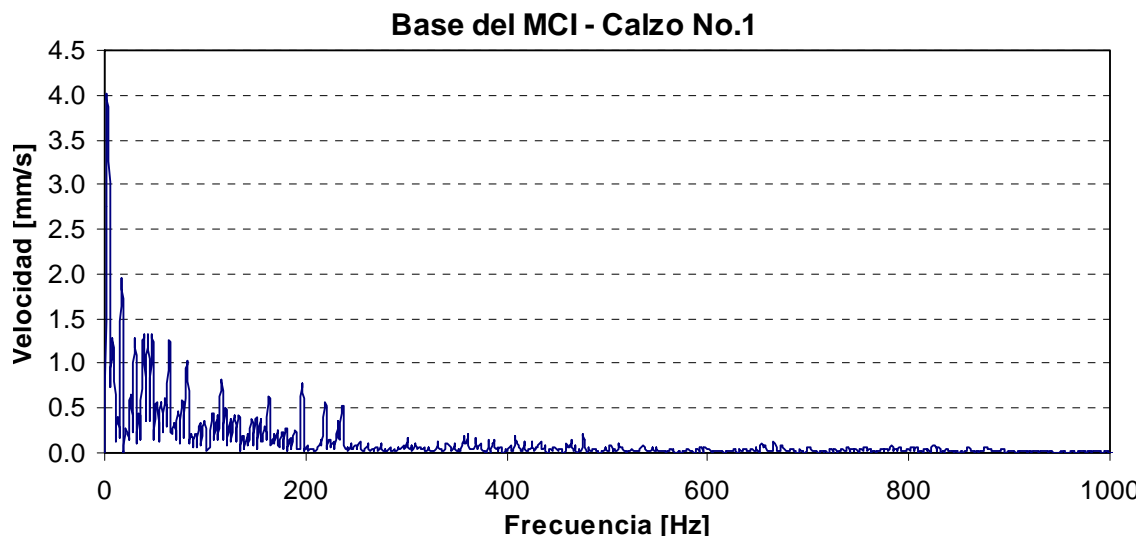


Figura 8. Espectro de velocidad de vibraciones en mm/s registrado en la base del motor de combustión interna en la ubicación del calzo No.1

Eficiencia de los calzos antivibratorios

En principio, la eficiencia puede calcularse teóricamente en función de la relación entre la frecuencia de resonancia del sistema de aislamiento de vibraciones y la frecuencia de las vibraciones que necesitan ser aisladas [2].

Sin embargo, es menester tomar en consideración que esta forma de calcular la eficiencia por su carácter teórico, es susceptible de ser afectada por un sinnúmero de factores prácticos y es por ello que sobre la base de las mediciones realizadas se aplicará la ecuación (3) para estimar la eficiencia.

Es decir, disponiendo de los registros espectrales de velocidad de las vibraciones en mm/s rms sobre y debajo de cada calzo respectivamente, se procedió al cálculo de la eficiencia $E_c(f)$ en el dominio de la frecuencia y expresada en por ciento, de cada uno de estos dispositivos, para lo cual se empleó la ecuación (3).

$$E_c(f) = \left(1 - \frac{V_d(f)}{V_a(f)} \right) \times 100\% \quad (3)$$

Claro está, determinar esta eficiencia para todas y cada una de las frecuencias que componen los espectros FFT, además de ser una faena bien trabajosa, no conduce a obtener resultados que permitan disponer de una idea clara del comportamiento del aislamiento y por tal motivo se decidió realizar el cálculo por bandas de octavas de frecuencia, en un rango de entre 6.3 Hz y 200 Hz, toda vez que los registros espectrales no mostraron información significativa más allá de la frecuencia de 200 Hz y tomando en cuenta que la velocidad de operación del Motor de Combustión Interna es de 514 rpm. (8.56 Hz).

Tabla 2. Eficiencia estimada para el sistema de aislamiento de vibraciones por bandas de octavas de frecuencia y para cada uno de los 10 calzos objeto de análisis.

Frecuencia Hz	Eficiencia 100%									
	Calzo No.									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
6,3	89	89	91	93	96	5	89	87	94	86
8,0	99	89	99	99	98	52	94	97	99	97
10,0	95	91	99	98	98	29	91	95	99	98
12,5	81	78	85	81	92	-78	77	78	88	82
16,0	98	86	93	87	93	70	91	87	91	71
20,0	89	90	91	87	96	63	91	80	85	83
25,0	89	96	95	82	97	75	98	96	92	40
31,5	95	92	98	96	95	82	97	93	96	95
40,0	96	97	98	97	99	89	97	97	92	94
50,0	95	97	96	96	99	82	97	98	95	96
63,0	97	96	98	96	99	86	94	94	95	95
80,0	96	96	97	98	99	95	97	97	96	95
100,0	96	92	95	95	97	89	94	95	95	96
125,0	96	96	97	98	98	95	93	96	95	96
160,0	96	93	96	92	89	95	73	65	87	88
200,0	80	74	87	96	90	57	95	95	92	90

Discusión de los resultados

Como se observa en la Tabla 2, en el caso de uno de los 10 calzos objeto de estudio se obtiene un comportamiento de eficiencia negativa, lo cual se interpreta físicamente como que el sistema de aislamiento lejos de aislar, amplifica.

En este caso, en la banda de los 12.5 Hz el calzo No.6 reporta una eficiencia de **-78%**, lo cual *a priori* presupone un serio problema en el comportamiento de este calzo y a esta frecuencia.

Sin embargo, cuando se hace el análisis de los espectros registrados sobre y debajo del calzo No.6, se observa que en la banda de los 12.5 Hz, se registran 0.25 mm/s rms sobre el calzo y 0.44 mm/s rms debajo del calzo. Obviamente, se está en presencia de una aparente amplificación que debe ser motivo de estudio, toda vez que esta vibración de 0.44 mm/s rms no tiene por qué ser efectivamente una amplificación y sí puede tener su origen en la superposición de las vibraciones que el calzo está dejando pasar con vibraciones provenientes de otras fuentes.

No obstante, observe que 0.44 mm/s rms es un valor realmente bajo sobre todo si se refiere a un registro realizado debajo de un calzo antivibratorio instalado en un motor de combustión interna de 18 cilindros en "V" distribuidos en 13 metros de longitud.

En las bandas de 6.3 Hz, 8 Hz y 10 Hz, en todos los calzos, excepto en el No. 6, la eficiencia del aislamiento se encuentra en un rango de entre 86 % y 99 %, lo cual se considera suficiente, sobre todo porque en estas bandas están contenidas principalmente las vibraciones generadas a la frecuencia de rotación del cigüeñal del motor de combustión interna y por supuesto, son las portadoras de mayor energía.

El calzo No.6 clasifica nuevamente como poco eficiente, pues en ocho de las 16 bandas analizadas se obtiene una eficiencia de menos del 80 %, lo cual resulta inadecuado, sobre todo si se tiene en cuenta que en la zona de bajas frecuencias se encuentra enmarcado el comportamiento menos eficiente.

Conclusiones

1. En todos los calzos, excepto en el caso del calzo No. 6, se obtienen niveles de eficiencia del sistema de aislamiento de entre un 86 % y un 99 % para las bandas de 6.3 Hz, 8 Hz y 10 Hz, lo cual resulta adecuado para una instalación industrial de este tipo.
2. Es necesario verificar las condiciones de montaje del calzo No.6 y efectuar las correcciones pertinentes, pues este calzo, en ocho de las 16 bandas analizadas, exhibe una eficiencia de menos del 80 %, sobre todo en la zona de bajas frecuencias que es donde se requiere de mayor eficiencia en el aislamiento.
3. Resulta imprescindible crear las condiciones necesarias para colocar transductores sobre y debajo de los calzos identificados con los números 11 y 12, lo cual permita completar el análisis dinámico del sistema de aislamiento de vibraciones, toda vez que al momento de efectuar las mediciones no se pudo acceder a los calzos identificados con los números 11 y 12.

Referencias

1. CVI MELLES, G. *Technical Guide*. [Consultado el: diciembre de 2009] Disponible en: http://www.cvimellesgriot.com/products/Documents/TechnicalGuide/Theory_of_Vibration_Isolation.pdf
2. EASYFLEX. *Isolation Theory*. [Consultado el: Enero 2010] Disponible en: <http://www.easyflex.in/pdf/latest/Vibration%20Isolation%20Theory.pdf>
3. GERB Schwingungsisolierungen. *Soporte antivibratorio GPVY-8.4-2513/47-450* Y. Alemania: GERB Schwingungsisolierungen, 2008. 2 p.
4. HARRIS, C. M. *Shock and vibration handbook*. 5th Edition. USA: McGraw-Hill, 2002. 1568 p. ISBN 978-0-07137081-3.
5. PALOMINO, E. *Elementos de medición y análisis de vibraciones en máquinas rotatorias*. 5ª Edición. CUBA: CUJAE, 2007. ISBN 959-261-043-6.
6. RAGHAVAN, K. S.; HOWARD, T.; BUTTLES, J.; *et al.* "Weight Reduction of Structural Vibration Isolation Hydro-Mount Bracket through Design Analysis and Use of Advanced High Strength Steels". *Vibration Isolation*. [Consultado el: marzo 2010]. Disponible en: http://www.baileytool.com/white-papers/files/SAE_PAPER_09M-0168_011208.pdf
7. THOMSON, W. T. *Theory of vibrations with applications*. Fifth edition. USA: Prentice Hall, 1998. 534 p. ISBN 9780-136510680.
8. TRAMPE BROCH, J. *Mechanical vibrations and shock measurements*. Second edition, third printing. Denmark: K. Larsen and Son A/S, 1984. p. 292–299. 370 p. ISBN 978-8787355346.
9. WANG, Y.; HUANG, Q.; ZHOW, M.; *et al.* "Transfer matrix approach of vibration isolation analysis of periodic composite". *Applied Mechanics*. Vol. 77, n°. 7, p 461-471. DOI: 10.1007/s00419-006-0106-9. January 2007
10. WINTERFLOOD, J.; BARBER, T.A. y BLAIR, D.G.. "Mathematical Analysis of an Euler Spring Vibration Isolator". *Vibration Isolation*. [Consultado el: marzo de 2010]. Disponible en: <http://www.gravity.uwa.edu.au/amaldi/papers/EulerAnalysis.pdf>

Evelio Palomino-Marín, Yanexi Cepero-Aguilera

Centro de Estudios en Ingeniería de Mantenimiento. CEIM.

Instituto Superior Politécnico "José Antonio Echeverría" – CUJAE

Calle 114 #11901 e/119 y 127. Marianao. La Habana. CP 19390. Cuba

Teléfono: + (537) 266 3644

E-Mail: epalomino@ceim.cujae.edu.cu , ycepero@ceim.cujae.edu.cu