

CONTROL DE VIBRACIONES Y TEMPERATURA EN ENTORNOS ALTAMENTE DEMANDANTES

Sergio Anda Pérez^{1}*

¹Technical & Sales Manager Viblens – Ingeniería del Silencio

RESUMEN

En entornos industriales severos, es frecuente que al diseñar aislamientos antivibratorios se tengan que tener en cuenta requisitos especiales a cumplir como la resistencia a grasas, aceites, altas temperaturas, etc. Se presenta un caso de estudio donde se diseñó y fabricó un amortiguador de malla metálica a medida capaz de trabajar en condiciones ambientales adversas, cumpliendo con criterios de resistencia a compresión y tracción con una altura muy limitada y que además debía cortar la transmisión térmica.

ABSTRACT

In harsh industrial environments, it is common to consider special requirements when designing anti-vibration isolations, such as resistance to grease, oils, high temperatures, and so forth. A case study is presented here where a custom-made metal mesh damper was designed and manufactured to operate in adverse environmental conditions, meeting compression and tension resistance criteria with a very limited height requirement, while also effectively blocking thermal transmission.

Palabras Clave— amortiguador, malla metálica, cojín metálico, vibraciones, tracción.

1. INTRODUCCIÓN

Realizar un aislamiento antivibratorio correcto es clave en entorno industrial y conlleva numerosas ventajas como la protección de los equipos, le mejora de la calidad del producto final, seguridad laboral y cumplimiento de normativa, ahorro energético, reducción de ruido, simplificación del mantenimiento y optimización del rendimiento, aumento del confort de operarios y trabajadores y por supuesto reducción de la transmisión de vibraciones. Sin embargo, solucionar problemas de transmisión de

vibraciones cuando las condiciones ambientales son severas (alta temperatura, vertido de aceites, grasa y productos químicos, etc.) y cuando se dispone de muy poco espacio para colocar un amortiguador resulta complicado utilizando tecnologías convencionales.

El presente documento detalla un caso de estudio basado en una situación real donde debido a los requerimientos específicos se diseñó y suministró con éxito una solución a medida basada en amortiguadores de malla metálica.

2. METODOLOGÍA

Se siguió la metodología habitual para tratar este tipo de proyectos:

1. Identificación del problema: Visita y elaboración de plan de actuación.
2. Evaluación de las necesidades: Diagnóstico mediante mediciones, simulaciones y cálculos.
3. Diseño y propuesta de solución: Diseño de la solución en base a los requerimientos. Al ser muy restrictivos, se diseñó un nuevo amortiguador validado mediante ensayos internos.
4. Ejecución de la solución: Una vez definida la solución se suministró y fue instalada por el cliente.
5. Evaluación de los objetivos: Se realizaron medidas post-operacionales para comprobar el cumplimiento de objetivos.

En todo momento se proporcionó soporte y acompañamiento durante todas las fases del proyecto y posteriormente.

3. CASO DE ESTUDIO

3.1. Antecedentes

El cliente contactó con Viblens indicando un problema de transmisión de vibraciones de un motor a las máquinas adyacentes y al suelo. Esta vibración afectaba a la precisión de la línea de control final de una máquina cercana

* **Autor de contacto:** sergioandaperez@coitt.es

Copyright: ©2023 First author et al. This is an open-access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution 3.0 Unported License, which permits unrestricted use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original author and source are credited.

provocando el rechazo de piezas válidas. Se trataba de un motor de combustión industrial de 242 kilovatios mecánicos (kWm) de potencia máxima, 6 cilindros, dimensiones 1700 x 950 x 1250 mm (largo x ancho x alto), 986 kg y 6 apoyos. El motor estaba anclado rígidamente a una bancada metálica de acero al carbono pintado, a su vez unida rígidamente al suelo. La máquina estaba con los mantenimientos al día y se ubicaba en un entorno con condiciones ambientales severas debido a vertidos puntuales de aceite, grasas y productos químicos y a proximidad de las tuberías de escape (sin calorifugar por problemas de espacio) con temperaturas medidas en las zonas de apoyo de hasta 420 °C.

La actuación debía realizarse entre el motor y la bancada en lugar de entre la bancada y el suelo. La altura libre disponible para colocar los amortiguadores era únicamente de 2 cm (20 mm). Se indicó que la velocidad nominal de trabajo del motor según la ficha técnica era de 2200 rpm. Por el tipo de trabajo del motor, se esperaban sobrecargas puntuales a compresión y cargas extraordinarias a tracción.

Las tuberías de escape y conexiones del motor contaban con compensadores, manguitos y/o conexiones flexibles.

3.2. Ecuaciones utilizadas

Conversión de la velocidad del motor [rpm] a frecuencia f [Hz]:

$$f = \text{rpm}/60 \quad (1)$$

Frecuencia propia [Hz]:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{K/m} \quad (2)$$

- K: Constante de rigidez del amortiguador [N/m]
- m: Masa [Kg]

Rigidez estática [N/m]:

$$K = \frac{F}{\delta} \quad (3)$$

- F: Fuerza [N]
- δ : Deflexión [m]

Rigidez de resorte (aproximación) [N/m]:

$$K = \frac{\Delta F}{\Delta \delta} \quad (4)$$

Razón de excitación (β):

$$\beta = f/f_0 \quad (5)$$

$$\beta = \frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (6)$$

- ζ : Coeficiente de amortiguamiento

Atenuación antivibratoria (A) [%]:

$$A [\%] = 100 \left(1 - \frac{1}{\beta^2 - 1} \right) \quad (7)$$

Atenuación antivibratoria (A) [dB]:

$$A [dB] = 20 \text{ LOG} \left(\frac{1-100}{100-A[\%]} \right) \quad (8)$$

3.3. Datos de trabajo

A continuación, se muestra un esquema en planta de los apoyos del motor y del centro de gravedad:

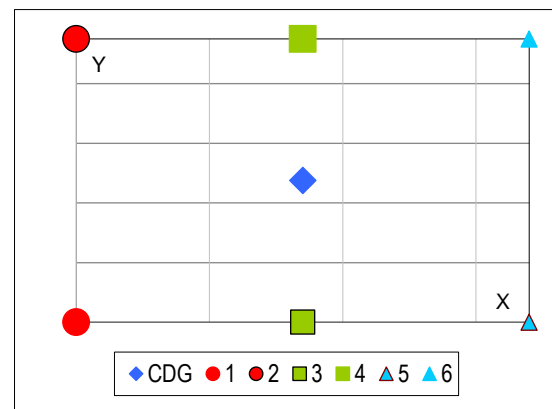


Figura 1. Esquema en planta del motor

Se consideró el CDG centrado. Distribución de apoyos y cargas:

Nº Amort.	Posición de los Amortiguadores		Cargas Reales (daN)
	X [mm]	Y [mm]	
1	0	0	161.2
2	0	950	161.2
3	850	0	161.2
4	850	950	161.2
5	1700	0	161.2
6	1700	950	161.2

Se consideraron los siguientes datos de entrada:

- Temperatura máxima de trabajo en apoyos: 420 °C
- Resistencia a las condiciones ambientales descritas
- F1: Frecuencia de rotación principal del motor 36.67 Hz (Ec. 1)
- F2: Frecuencia de encendido/ misfire: 18.33 Hz

- Altura máxima disponible: 20 mm
- Peso por apoyo: 161.2 daN
- Sobrecarga máxima resultante a compresión: 3g
- Sobrecarga máxima resultante a tracción: 0.5g

Se fijó el objetivo de cortar la transmisión vibratoria al máximo para evitar que afectara a la precisión de la línea de control final de la máquina cercana. El amortiguador utilizado debía además adaptarse a los requisitos ambientales y al espacio disponible.

3.4. Diagnóstico pre-operacional

Se realizó una medición de vibraciones con el motor al 100% de carga (operativa habitual) para corroborar que el pico máximo se ubicaba en la frecuencia de rotación principal del motor F1.

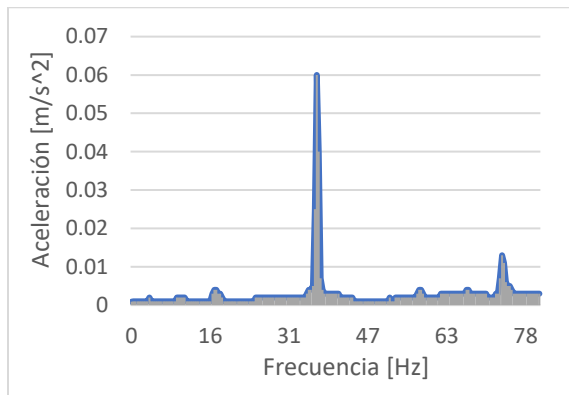


Figura 2. FFT vibraciones pre-operacional

Se comprobó que el pico principal se encontraba en F1 (36.67 Hz). La frecuencia de encendido/ misfire F2 (18.33 Hz) se consideró despreciable.

3.5 Diseño de la suspensión

Al tratarse de unos requisitos tan restrictivos, se diseñó un amortiguador a medida. Se fijaron los siguientes objetivos de diseño:

- Aislamiento vibratorio:
 - Teniendo en cuenta que se considera que existe aislamiento antivibratorio si $\beta \geq \sqrt{2}$ [1], se fijó un objetivo de atenuación antivibratoria (Ec. 7) de:
 - o $A [\%] \geq 75\%$
 - o Por lo tanto, $f_0 \leq 16.40$ Hz (4)
- Carga estática: ≈ 161.2 daN
- Resistencia mecánica:

Se fijaron los siguientes objetivos de resistencia frente a sobrecarga:

- o Compresión: 483.6 daN
- o Tracción: 80.6 daN
- Condiciones ambientales
 - o Temperatura de trabajo: 420 °C

- o Resistencia a aceites, grasas y productos químicos
- Dimensiones
 - o Altura máxima: 20 mm
 - o Diámetro máximo: Sin especificar

Teniendo en cuenta los requisitos, se decidió utilizar un amortiguador a medida de malla metálica de acero inoxidable del fabricante KnitMesh Technologies por contar con las siguientes ventajas:

- Diseño completamente a medida
- Frecuencias naturales entre 10 y 30 Hz
- Ratio de amortiguamiento entre 15% y 20%
- Resistencia a ambientes agresivos
- Válido para aplicaciones hasta 900°C

Para reducir al mínimo el espacio, se decidió utilizar un montaje macho-hembra con arandela esclava como el que se muestra en la siguiente figura:



Figura 3. Ejemplo de sistema arandela esclava de KnitMesh.

Este sistema, que se suele utilizar para aplicaciones de escudo térmico y de control de vibraciones, puede llevar piezas metálicas soldadas a los amortiguadores de malla metálica. Para unir ambas piezas y dotarlas de resistencia a tracción existe la opción de colocar un sistema de cierre mecánico. A continuación, se muestran distintos esquemas de montaje posibles:

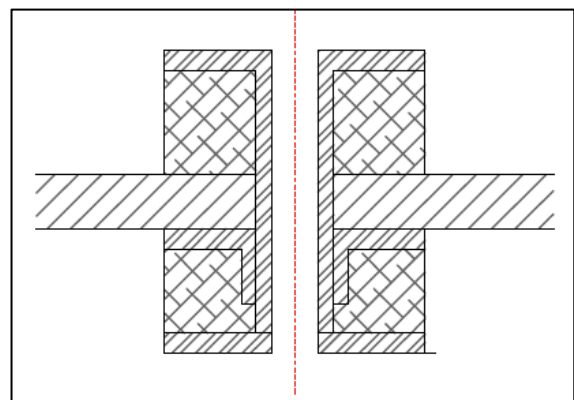


Figura 4. Esquema de montaje tipo 1.

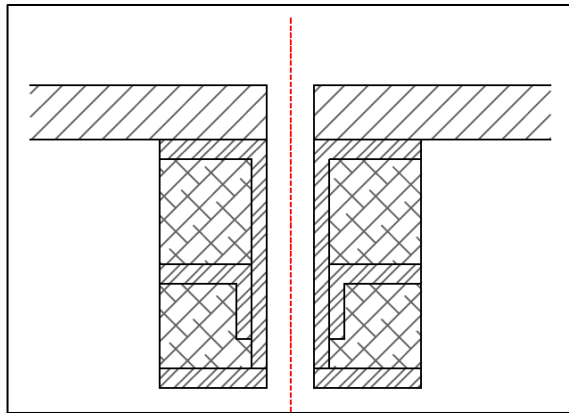


Figura 5. Esquema de montaje tipo 2.

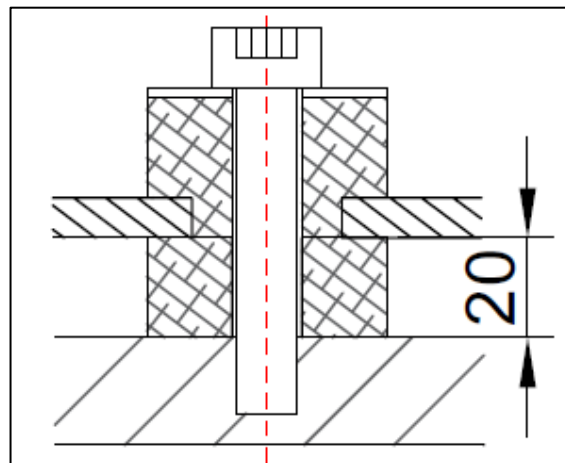


Figura 8. Esquema de montaje utilizado.

El amortiguador diseñado, se ensayó a compresión para comprobar que los valores de diseño de carga nominal y de resistencia mecánica se cumplían resultando la siguiente gráfica:

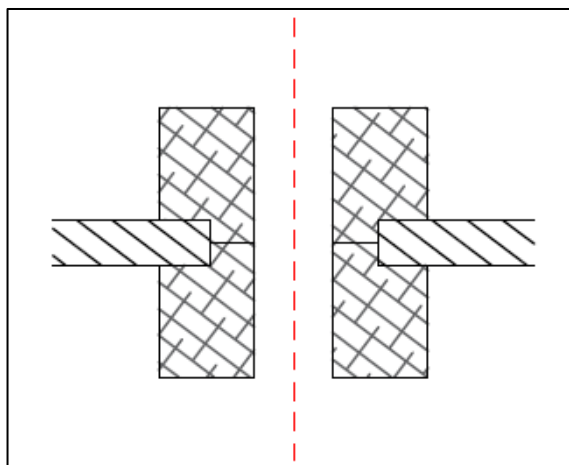


Figura 6. Esquema de montaje tipo 3

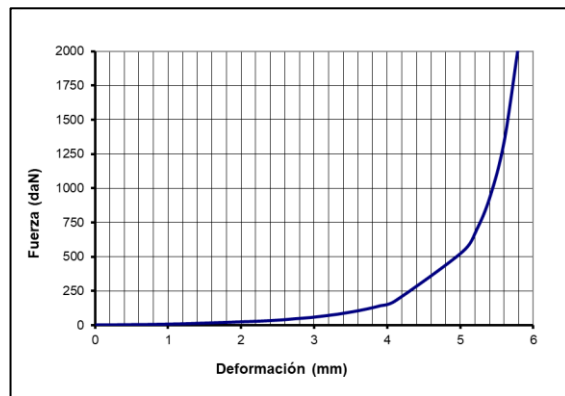


Figura 9. Ensayo a compresión, fuerza [daN] vs desplazamiento [mm]

Se calculó la frecuencia propia de trabajo del amortiguador [2] (Ec. 4) (Ec. 2) en función de la carga con el siguiente resultado:

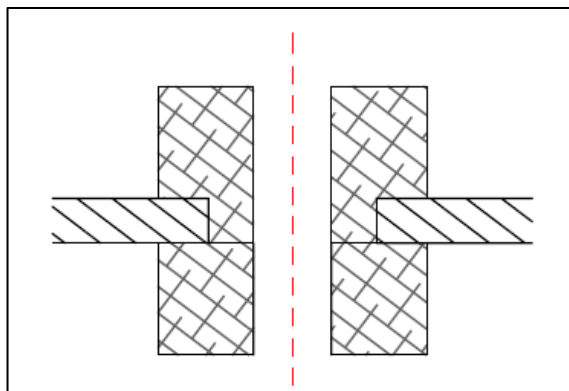


Figura 7. Esquema de montaje tipo 4.

Se seleccionó un esquema de montaje tipo 4 ya que había altura libre disponible encima de la posición del tornillo resultando el siguiente montaje:

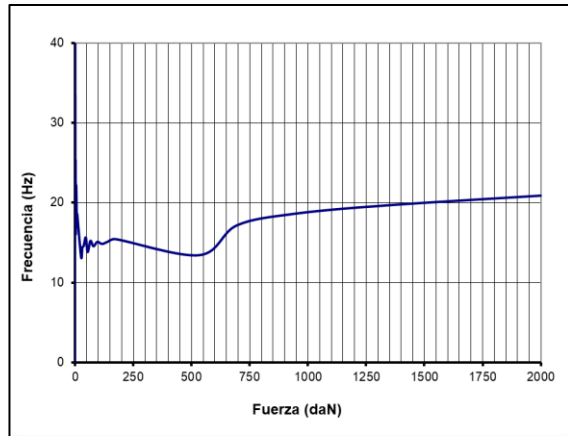


Figura 10. Curva calculada, fuerza [daN] vs frecuencia propia [Hz]

Se cumplieron o superaron los objetivos de diseño:

- Carga estática: 100-600 daN
- Frecuencia propia para 161.2 daN: 14.80 Hz
- Sobrecarga máxima: 2000 daN

3.6 Resultados esperados

Teniendo en cuenta los datos de entrada y los datos de diseño de la suspensión, se esperó conseguir los siguientes resultados:

- Aislamiento antivibratorio sin tener en cuenta amortiguamiento:
 - o A [%] = 80.54 % (Ec. 7)
 - o A [dB] = 14.20 dB (Ec. 8)
- Aislamiento antivibratorio teniendo en cuenta un amortiguamiento del 15% [3]:
 - o A [%] = 76.00 % (Ec. 6) (Ec. 7)
 - o A [dB] = 12.40 dB (Ec. 6) (Ec. 8)

Fuente de vibración	Frec. [Hz]	Aislamiento [%]	Aislamiento [dB]
F1 / Orden 1	37	76.00	12.40
Orden 2	73	92.41	22.40
Orden de frec. de encendido ±0.5	92	94.36	25.00
	110	95.50	26.90
	128	96.25	28.50

- Transmisibilidad teniendo en cuenta un amortiguamiento del 15% [2]:

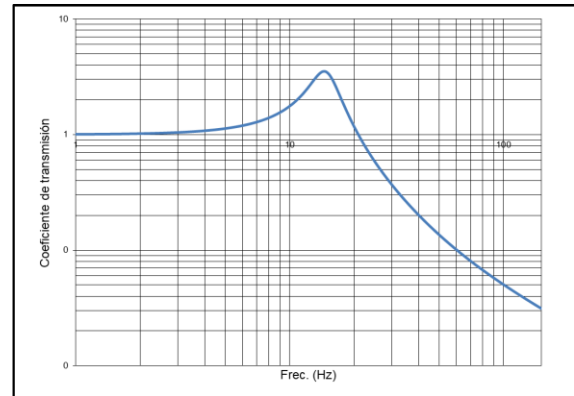


Figura 11. Curva de transmisibilidad

3.7 Ejecución y comprobación post-operacional

Los amortiguadores se suministraron y colocaron según el esquema propuesto. Como resultado:

- Se produjo una disminución de la percepción de la transmisión de vibraciones.
- La línea de control final de la máquina cercana dejó de registrar rechazos en piezas válidas.
- Se consideraron cumplidos los objetivos.

Debido a la planificación de cliente, no fue posible realizar mediciones de comprobación post-operacionales.

4. CONCLUSIONES

El amortiguador diseñado cumplió con los objetivos del proyecto reduciendo de forma significativa la transmisión de vibraciones.

Es recomendable tener en cuenta el aislamiento frente a vibraciones en la fase de proyecto porque esto permite anticipar y prevenir problemas potenciales que afecten al:

- Rendimiento
- Seguridad
- Vida útil

Tanto de las estructuras y máquinas a tratar y como a las de alrededor de su ubicación.

Los amortiguadores de malla metálica son una opción adecuada para aislar vibraciones en entornos con condiciones ambientales severas.

5. REFERENCIAS

- [1] Cyril M. Harris, “Manual de medidas acústicas y control del ruido”, McGraw-Hill, Aravaca, 1995.
- [2] Balakumar Balachandran, Edward B. Magrab, “Vibraciones”, Cengage Learning, México D.F., 2008.
- [3] A. P. French, “Vibraciones y ondas”, Reverté, Barcelona, 2001.