

SISTEMAS DE MONTAJE DE RESONADORES MAGNÉTICOS MEDIANTE ELASTÓMEROS DE ALTO AMORTIGUAMIENTO

José Stuardi, Raúl Ritta, Juan Giró, Guillermo Chiappero

Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales - Universidad Nacional de Córdoba, Av. Vélez Sársfield 1611, X5016GCA, Córdoba, Argentina
jstuardi@gmail.com – raul.ritta@gmail.com – juanfgiro@gmail.com – guillermochiappero@arnet.com.ar

Palabras clave: MRI, Resonadores Magnéticos, Vibraciones, Instalación

Resumen

Se describen experiencias en el diseño de sistemas de montaje de resonadores magnéticos para imágenes en clínicas de diagnóstico, donde se emplean elastómeros de alto amortiguamiento. Cada vez con mayor frecuencia, los sofisticados equipos de moderna tecnología requieren condiciones de instalación especiales, incluyendo restricciones en el nivel máximo de vibraciones. Las vibraciones ambientales pueden afectar la estabilidad de trabajo de los resonadores magnéticos y deteriorar la calidad de las imágenes. La situación es especial ya que, mientras por un lado se limitan los niveles máximos de vibraciones en los apoyos, por otro el equipo genera vibraciones en funcionamiento.

Debido a que en muchos casos la instalación de los resonadores se hace sobre losas flexibles en plantas altas, el escenario descrito provoca normalmente resonancias y amplificaciones en el seno de la estructura civil y ruido secundario indeseable. La utilización de un sistema de aislamiento mediante apoyos flexibles es una solución de compromiso en casos donde las excitaciones propias del equipo pueden generar vibraciones por encima de las especificaciones.

Partiendo de un caso real, consistente en un resonador magnético instalado en planta alta y provisto de aislamiento estándar de ruido estructural, que presenta un desempeño deficiente se describe el proceso de diseño de un sistema de aislamiento de base ad hoc utilizando un elastómero de alto amortiguamiento. El análisis aquí presentado se particulariza para un equipo General Electric Sigma Excite HD 1.5 T instalado originalmente sobre una planta elevada de un edificio en una zona residencial de la Ciudad de Buenos Aires. Se realizó un estudio experimental, de las propiedades dinámicas de la losa de apoyo del resonador, que sirvió como base para definir un modelo simplificado, a partir del cual se agregó un sistema de aislamiento. Este consiste en pads elastoméricos de alto amortiguamiento conformando un sistema con una sintonía acorde con el caso considerado, que protege al equipo de movimientos excesivos. Del estudio realizado resulta evidente que es conveniente practicar un análisis particularizado y adecuado para cada situación. La contribución al ruido debida a las vibraciones de la estructura, generadas por el funcionamiento del resonador analizado, es evidente a partir de los registros y del estudio de correlación vibración-ruido realizado.

1. Introducción

Los continuos avances en la tecnología de captación de imágenes han incrementado enormemente las posibilidades de diagnóstico clínico. Para poder lograr imágenes de gran calidad y con la resolución deseada, los equipos sofisticados de alta tecnología MRI (*Magnetic Resonance Imaging*) necesitan de un medio ambiente con requerimientos exigentes. Las vibraciones ambientales pueden afectar la estabilidad del resonador y deteriorar la calidad de la imagen. Por esta razón, es usual hacer un análisis de pre factibilidad de la instalación o “*site planning*”, donde se realiza una evaluación del sitio. Téngase en cuenta que en estas circunstancias no está disponible la estructura final de apoyo del equipo, por lo que los valores medidos en el suelo difieren de los que tendrá el equipo montado en una estructura de hormigón poblada de equipos que generan inmisión. Por esto se deben tomar provisiones de manera que en el área alrededor del magneto no se excedan los valores de vibraciones tolerados, asegurando además adecuada estabilidad y rigidez en la losa de apoyo. Los magnetos son en general sensibles en un rango de frecuencias de 0 a 50 Hz dependiendo de la amplitud de la vibración, y ellos mismos agregan vibraciones y ruido por su propio funcionamiento.

Como regla general y con el fin de minimizar interferencias, el magneto debe ser ubicado lo más lejos posible de cualquier fuente que emita vibraciones fuertes, como vías férreas, subterráneos, vías de paso, estacionamientos, bombas, motores, compresores, equipos de aire acondicionado, ascensores y helipuertos, entre otros [1]. En los Centros de Diagnóstico esa regla es especialmente difícil de cumplir, ya que frecuentemente se instalan equipos resonadores cercanos unos de otros y sobre losas de plantas altas, privilegiando la arquitectura y el ahorro de costos en otros aspectos de la instalación. Por otro lado, en las instalaciones se encuentran necesariamente muchos de los equipos rotantes mencionados, los que forman parte de la compleja instrumentación moderna de un centro hospitalario.

Las vibraciones y ruidos causados por los resonadores han sido objeto de estudios para lograr su atenuación. Se trata de evitar así interferencias y estímulos negativos a los pacientes que disminuyen su confort [2], lo que finalmente afecta la calidad de la imagen [3]. Las vibraciones tienen como origen las fuerzas generadas por el rápido cambio de las corrientes de Lorentz en las bobinas de gradiente además de las corrientes parásitas en los conductores del equipo. Esas vibraciones son transmitidas a la estructura civil, generando ruido estructural y perjudicando la edificación propia y las vecinas. Como resultado de recientes investigaciones se han propuesto diversas soluciones al problema del ruido y vibración: *i*) protecciones pasivas y activas, *ii*) suavización de los pulsos de gradiente para evitar altas frecuencias [4], *iii*) balance externo de fuerzas de Lorentz [5], *iv*) técnicas de cancelación de ruido [6] y *v*) modificaciones del pulso de gradiente para proveer un mecanismo interno de cancelación en la generación [7]. Sin embargo, no parecen encontrarse soluciones que involucren a todas las fuentes de generación y provean una solución global al problema.

La solución estándar para reducir las vibraciones ambientales, consistente en un aislamiento de base flexible [8], no resulta aceptable en el caso aquí tratado, ya que en general se altera la estabilidad del campo magnético, por esta causa se recomienda que el resonador sea fijado mediante bulones en forma rígida a la estructura de soporte. En el caso de losas estructurales, habitualmente se limita el mínimo de la frecuencia propia de manera de asegurar rigidez al apoyo. También se utilizaron otras técnicas de desacoplamiento [9] a fin de disminuir el ruido estructural, mediante el diseño de losas con frecuencias sintonizadas en zonas donde el espectro presenta niveles relativamente bajos.

2. Estudio realizado

2.1 Objetivo

El objetivo del presente trabajo es desarrollar y aplicar una metodología para el montaje de resonadores que evite interferencias por vibraciones ambientales y que permita minimizar el ruido estructural generado por un montaje estándar. El estudio se particulariza para el caso de un centro médico de un barrio residencial de la Ciudad de Buenos Aires. Para ello se programó una serie de mediciones de las vibraciones mecánicas y del ruido estructural causadas por el funcionamiento de un resonador magnético General Electric (GE) Sigma Excite HD 1.5 T.

El estudio está orientado a: *i*) caracterizar la naturaleza del proceso vibratorio, incluyendo contenido de frecuencias y amplitudes, *ii*) determinar los mecanismos de propagación de las vibraciones en el seno de la estructura del edificio citado y, *iii*) analizar posibles alternativas para mitigar el problema.

Las mediciones de vibraciones mecánicas y acústicas que se realizaron tuvieron lugar en la zona afectada del edificio propio, mientras el centro médico se encontraba en plena actividad. Debido a las limitaciones propias que impuso esta condición, la tarea fue dificultosa por cuanto la misma interfería claramente con la actividad de la clínica. Además para obtener ciertos registros se requerían condiciones especiales de funcionamiento o el apagado de equipos y de algunos sistemas de la sala de máquinas (compresores, acondicionadores de aire, *chillers*, etc.). A pesar de las limitaciones en cuanto a cantidad y calidad de los registros obtenidos, estos demostraron ser suficientes para realizar el análisis efectuado.

2.2 Antecedentes

2.2.1 Características del edificio y de los equipos instalados

El edificio en estudio es una construcción de hormigón armado y mampostería, que tiene instalados tres equipos de resonancia magnética, uno en el primer piso sobre fundación tradicional rígida y dos en el tercer piso como se detalla en la Tabla 1.

Tabla 1: Equipos instalados en el edificio estudiado.

Piso	Equipo	Fundación - Montaje
1	Philips Panorama 0.23 T	Tradicional rígida
3	Philips Achieva 3.0 T	Pads elastoméricos
3	General Electric Signa 1.5 T	Vibroacoustic (GE)

El equipo Philips del tercer piso se encontraba montado sobre pads elastoméricos estándar mientras que el equipo GE sobre un sistema de aislamiento acústico provisto por el fabricante (Vibroacoustic). Ambos equipos son contiguos a una sala de control común. Se reportaban quejas por ruidos de vecinos que comparten medianera con el edificio en estudio. Las quejas estaban referidas a varios pisos, desde el 1ro. hasta el 5to. y estaban claramente asociadas al funcionamiento de los resonadores. Se realizaron mediciones de presión sonora en distintas condiciones, obteniéndose en el edificio vecino, frente a la pared medianera, niveles promedio de: 44 dBA en el 3er. piso, 39 dBA en el 1er. piso y de 44 dBA en el 4to. piso. Estas mediciones se obtuvieron cuando los dos equipos del 3er. piso estaban operando simultáneamente en la secuencia de perfusión, que es la más dañina en cuanto al ruido generado. El umbral de silencio registrado en la ocasión fue de 33 dBA.

2.2.2 Especificaciones del resonador

Las especificaciones de vibraciones máximas, varían de acuerdo con el fabricante [10]. En el caso de General Electric se distinguen dos tipos de vibraciones [8]: aquellas en régimen permanente y las transitorias. Además están especificadas mediciones de nivel de base, entendiéndose este último asociado a las vibraciones más bajas posibles en un ambiente quieto, en lo posible sin tráfico y con las contribuciones de régimen permanente apagadas. Las vibraciones permanentes (en régimen) son típicamente producidas por maquinaria rotante como ventiladores, acondicionadores de aire, sopladores, bombas, compresores, etc. Las vibraciones transitorias dependen de las propiedades estructurales y de la fundación y están asociadas con el tráfico vehicular, movimiento de peatones, transporte de camillas, puertas que golpean, etc.

Especificaciones referidas a régimen permanente

Las componentes espectrales RMS de las vibraciones máximas en la base del equipo no deben exceder una polilínea que pasa por los niveles de la Tabla 2, aumentados en el nivel de base registrado. De esta manera, en un análisis conservativo donde se toma el nivel de base nulo, el espectro límite queda definido directamente por la polilínea especificada.

Tabla 2: Vibraciones máximas toleradas por el resonador GE.

Frecuencia [Hz]	0	20	40	41	50
μg RMS	50	100	100	450	450

En la Figura 1 se presenta la curva base que representa el nivel a partir del cual los humanos más sensibles perciben vibraciones y que resulta la mitad del nivel de la media de percepción (ANSI S3.29-1983, ISO 2631-2:1989), y se la compara con las especificaciones del resonador analizado. Observando la figura resulta evidente que estas últimas resultan en general varias veces menores que el límite de percepción humano.

Especificaciones referidas a vibraciones transitorias

La medición del régimen transitorio requiere la eliminación de la señal en régimen permanente. Los histogramas que contengan niveles que exceden los 500 micro-g, 0-pico deben ser analizados para investigar su influencia en la respuesta de la estructura. La respuesta espectral que sigue inmediatamente después del nivel de un trigger de 500 micro-g no debe superar a la polilínea definida para vibraciones en régimen permanente.

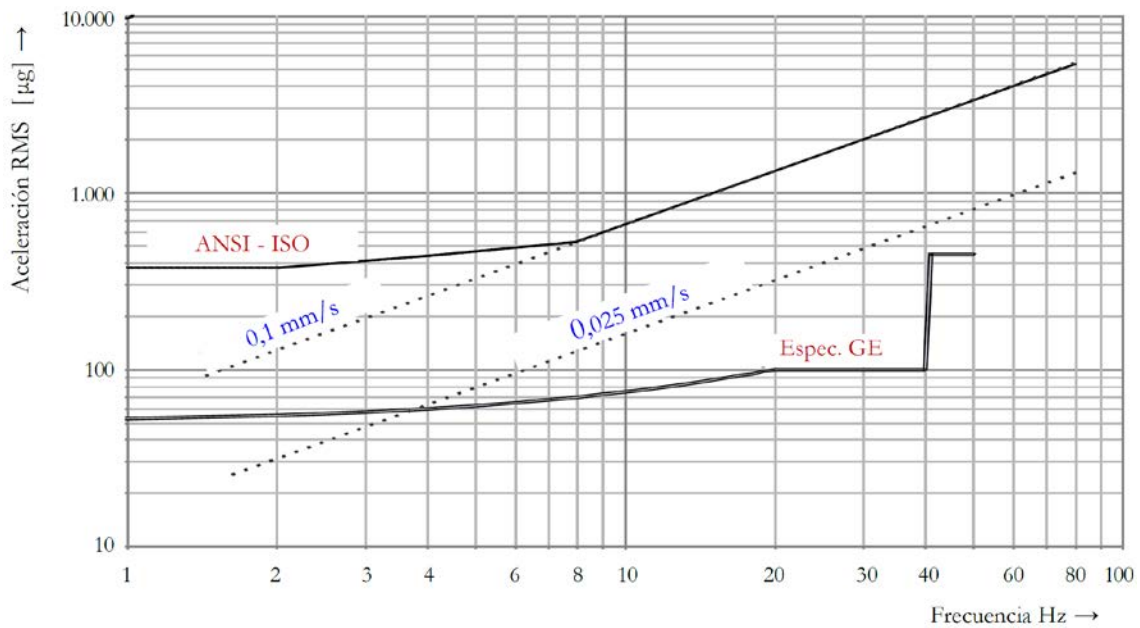


Figura 1: Vibraciones máximas toleradas por el equipo GE comparada con percepción humana.

2.3 Mediciones acústicas y vibratorias realizadas

2.3.1 Mediciones relativas a la determinación de propiedades dinámicas de la losa de apoyo

La losa de apoyo del resonador 1.5T fue sometida a impactos, generados por un martillo modal, sobre el cielorraso del 2do. piso. Simultáneamente las vibraciones de la losa fueron registradas por un acelerómetro colocado justo debajo del resonador. A efectos de mejorar la relación señal-ruido se detuvieron los equipos 1.5T y 3.0T y los compresores de la sala de máquinas contigua. A pesar de esto, el nivel de vibraciones registrado sin excitación externa fue relativamente alto, para ser considerado nivel de base. Esto se debe a los múltiples equipos en funcionamiento que no pudieron ser detenidos.

En la Figura 2 se muestra la función de transferencia (F.T.) de la losa de apoyo del equipo GE, bajo la forma de inercancia, obtenida por medio del promedio de 8 registros. El gráfico superior muestra la magnitud y el inferior la fase de la F.T. Por la razón anteriormente expuesta, la función de coherencia lograda para las muestras tomadas fue pobre, aunque los picos de la F.T. fueron repetitivos y se consideran confiables. Del análisis de las curvas surgen las probables frecuencias propias del sistema de fundación: 18, 24 y 44 Hz, esto debido a la contribución de los picos en la magnitud y el cambio de fase asociado. Además es interesante notar que el rango de interés para un eventual sistema de aislamiento, por ej. 10-15 Hz, está desprovisto de frecuencias propias, al menos relevantes a efectos del presente análisis.

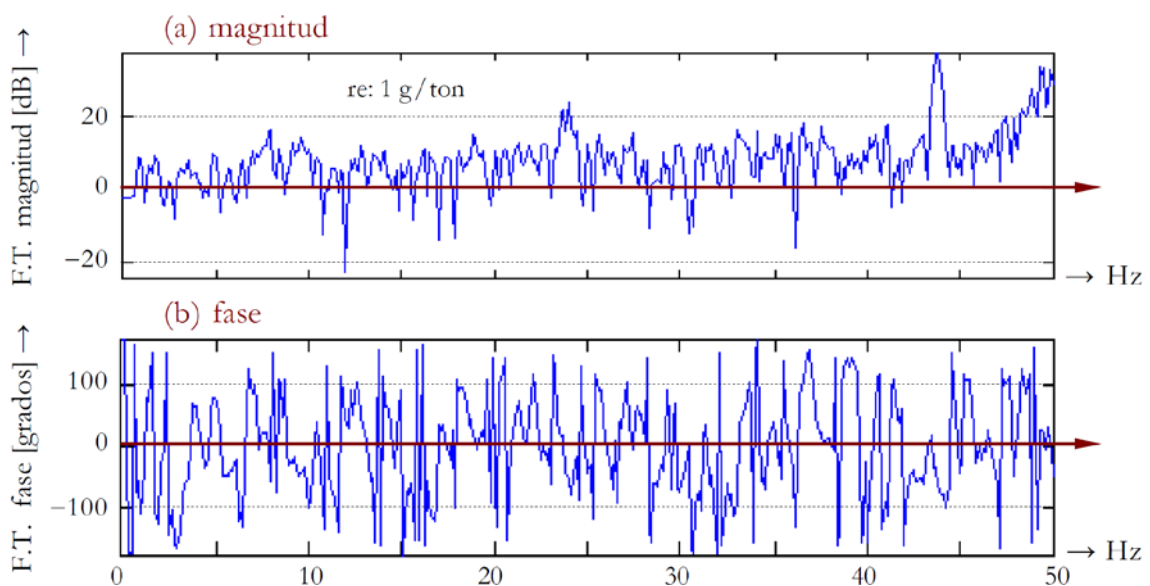


Figura 2: Inercancia de la losa de apoyo del GE, magnitud (arriba) y fase (abajo).

2.3.2 Mediciones del nivel de vibraciones en la losa de apoyo del resonador (MRI)

La Figura 3 muestra espectros típicos medidos en $\mu\text{g RMS}$ obtenidos con el equipo 1.5T detenido y el 3.0T en secuencia leve. La línea a trazos agregada en la figura es la referencia GE respecto de las vibraciones en régimen, sin considerar la línea de base. De acuerdo con las condiciones de medición logradas, son esperables magnitudes aún mayores cuando el equipo 3.0T se encuentre trabajando en secuencias de captación de imágenes que resultan más ruidosas. Nótese además los picos en 24 y 44 Hz, que fueron asociados en el apartado anterior a frecuencias propias de la losa. Se especula que las contribuciones mostradas están asociadas a cargas impulsivas generadas por el resonador contiguo Philips.

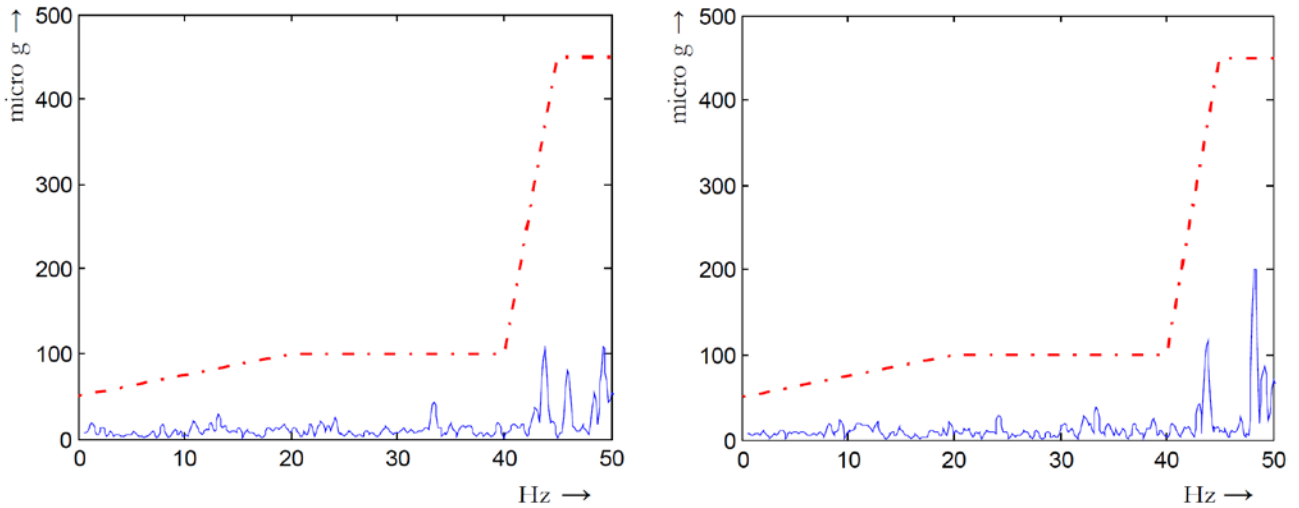


Figura 3: Espectros típicos en losa de apoyo GE 1.5T debida a excitación externa, condición: GE detenido y otros equipos en funcionamiento.

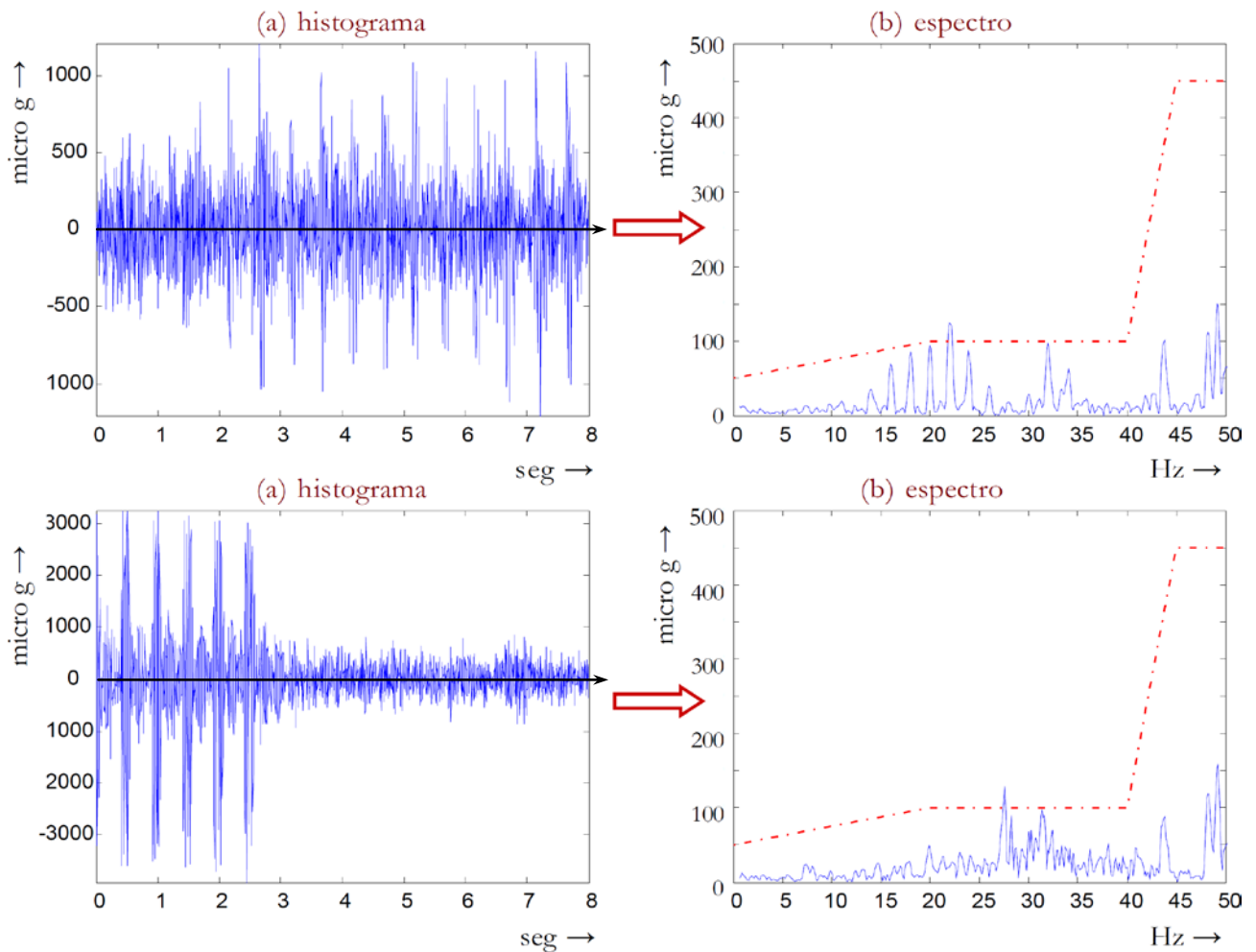


Figura 4: Histogramas (a) y espectros (b) típicos obtenidos con el equipo GE trabajando en secuencia de perfusión.

La Figura 4 muestra dos histogramas (izq.) y dos espectros (der.) típicos obtenidos con el equipo GE trabajando en secuencia de perfusión, la que fue considerada en el presente estudio como la más dañina en términos de generación de vibraciones. En los histogramas se observa el carácter impulsivo de las secuencias con períodos de pocas décimas de segundo entre los pulsos. Los espectros muestran que la máquina generaba por sí sola y en las condiciones de instalación existentes al momento de la medición (aislamiento Vibroacoustic y losa de hormigón) vibraciones suficientes como para sobrepasar la línea de referencia para vibraciones en régimen. En los espectros también son notables los contenidos de frecuencias de la secuencia de perfusión, con valores a partir de los 14 Hz y con valores máximos en picos entre 16 y 24 Hz.

2.3.3 Mediciones acústicas y su correlación con las vibraciones

Aunque la evaluación del nivel sonoro de la sala de comando no es el propósito de este trabajo, por medio de las curvas NC (Noise Criterion) y las curvas NC equivalentes, se correlaciona el ruido y las vibraciones como se verá más adelante. En la Figura 5 se muestra el nivel de presión sonora en bandas de octavas, medido en la sala de comando con el equipo GE en secuencia de perfusión, el resonador Philips detenido y el resto del centro médico en actividad normal. Sobreimpresas en el gráfico se muestran las curvas NC, que fueron establecidas como una forma de evaluar el nivel de ruido en el interior debido al uso del equipamiento mecánico [11]. La evaluación se efectúa por el método de tangentes, ya que cada curva NC define el límite que no debe ser excedido por las bandas de octavas para pertenecer a su clasificación. Sin embargo, es notorio en la Figura 5 que el nivel sonoro registrado y emitido por el equipo contiene principalmente frecuencias en las bandas de 125 y 500 Hz, y corresponde a valores superiores al NC65. Esta clasificación corresponde a un mínimo aceptable para la comunicación humana sin riesgo de daño auditivo. Además, se aclara que los valores dBg impresos en los espectros se refieren a los valores dB globales.

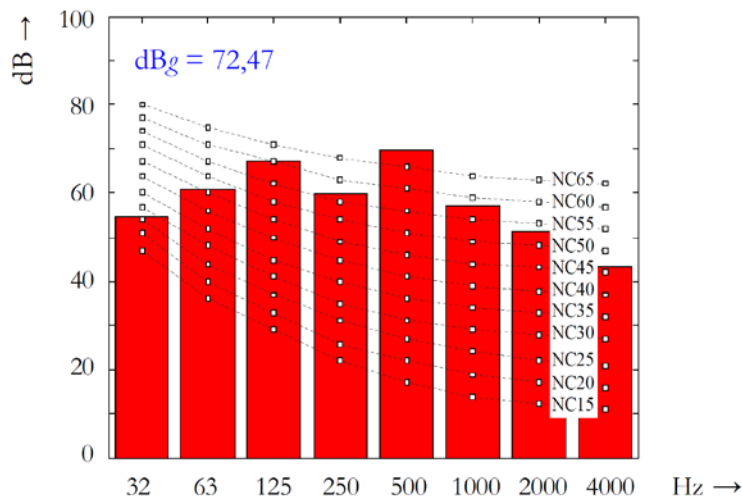


Figura 5: Nivel sonoro en la sala de comando, GE en secuencia de perfusión.

En forma simultánea con estas mediciones sonoras se tomaron registros de vibraciones. En la Figura 6 se muestra un espectro de las aceleraciones del tabique que separa a la sala del MRI 1.5T de la sala de comando y un espectro de la losa de apoyo del resonador.

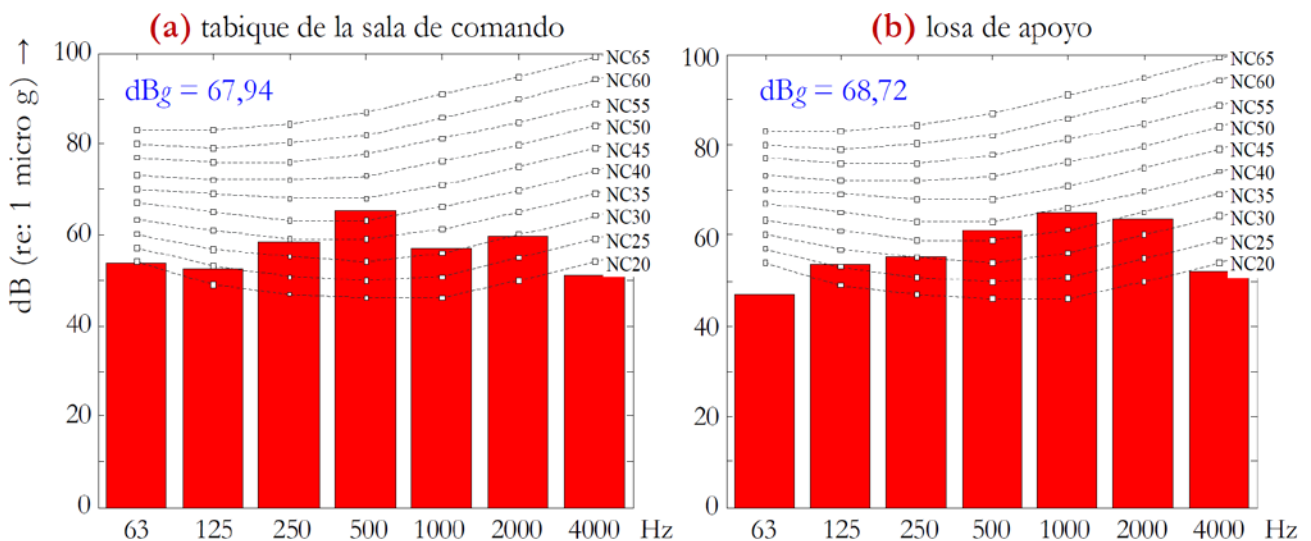


Figura 6: Resonador 1.5T en secuencia de perfusión. Aceleraciones medidas en: (a) tabique de la sala de comando y (b) losa de apoyo.

Los registros que se muestran en la Figura 6 fueron tomados con el equipo 1.5T en secuencia de perfusión. Sobre estos espectros se han sobreimpreso las curvas de nivel “NC-equivalente” que se utilizan aquí como referencia. Estas curvas, muestran los niveles de aceleración de grandes superficies (como paredes, pisos, cielos rasos, etc.) que irradian sonido con aproximadamente los niveles de presión sonora en bandas de octavas de las curvas NC [11].

Analizando las Figuras 5 y 6 se concluye que los niveles vibración de las superficies planas de la sala de comando, pueden generar valores que se corresponden en las bandas con NC35-NC40, lo que equivale aproximadamente a fuentes sonoras con valores de hasta casi 40 dB por irradiación en la banda de 500 Hz, véase Figura 5.

Las aceleraciones de la losa de apoyo con el equipo 1.5T detenido y el 3.0T en secuencia leve, se muestran en Figura 7; de su comparación con Figura 6-b resulta evidente la contribución acústica del equipo 1.5T a partir de las vibraciones generadas. En efecto, en la Figura 7 se observa el NC causado por el resonador Philips, que siendo algo menor que 30, resulta 10 NC menor que el observado en Figura 6-b correspondiente al caso del resonador GE.

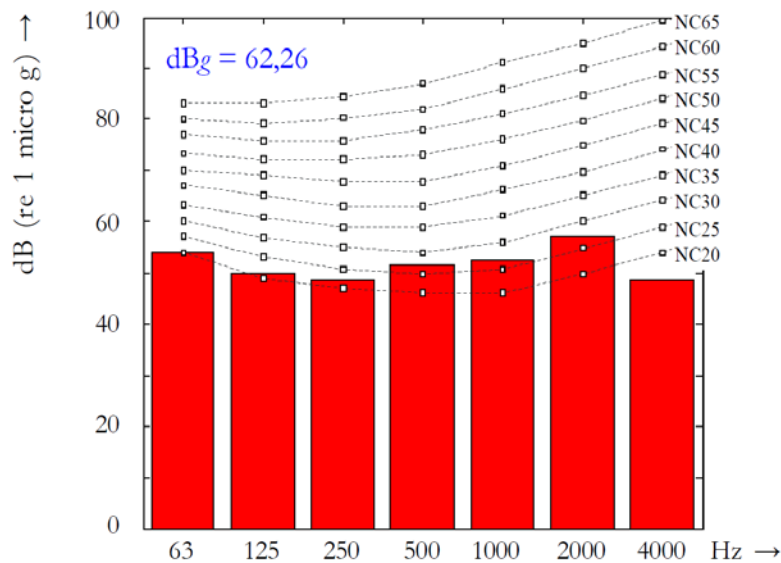


Figura 7: Aceleraciones de la losa de apoyo, resonador GE detenido y Philips funcionando.

3. Diseño del aislamiento de base

La solución más apropiada para el caso en estudio es utilizar un aislamiento de base diseñado teniendo en cuenta su sistema de apoyo estructural. Es menester mantener acotadas las aceleraciones de la base de apoyo del MRI, de manera de evitar problemas en la captación de imágenes y cumplir con el manual de instalación en lo referente a vibraciones máximas admisibles. Esta afirmación toma especial relevancia teniendo en consideración que los MRI 3.0T y 1.5T están montados muy próximos entre sí y sobre la misma losa.

De acuerdo con los gráficos de la Figura 4 se pueden adoptar como magnitudes de vibraciones factibles en la losa de apoyo del MRI, valores alrededor 20 RMS en un rango de frecuencias 10 -15 Hz. Estos valores se estiman causados por excitación de régimen permanente, no encontrándose frecuencias naturales y resonancias en el rango citado. Considerando un sistema de aislamiento acústico basado en manta elastomérica (pad) estándar con un factor de pérdida de 0,16 por ejemplo, se puede anticipar que en una eventual resonancia del sistema de aislamiento se llegará a aceleraciones del resonador que alcanzarán como máximo el pico de la curva de amplificación, suponiendo amortiguamiento viscoso y $\eta = 2\xi$ esto es

$$H_{max} = \frac{1}{2\xi \sqrt{1-\xi^2}} \quad (1)$$

lo que conduce a una amplificación de aproximadamente 6 y un valor final de movimiento de la base del resonador de 120 μm . Esto supera ampliamente a la curva de referencia del manual de instalación para el rango 10-15 Hz. No se ha considerando en este estudio el nivel de vibraciones de línea de base ambiente.

3.1 Posibilidad de utilización de elastómeros de alto amortiguamiento

Los elastómeros normalmente utilizados en aislamientos de base son: *Sylodyn*[®] (provee fundamentalmente flexibilidad) y *Sylomer*[®] (provee flexibilidad y amortiguamiento) y algunos otros productos que declaran similares propiedades dinámicas. En aplicaciones especiales generalmente asociadas a problemas de choques se utilizan elastómeros con factores de pérdida mayores ($\eta = 0,55-0,60$), esto ocurre en la fabricación de topes dinámicos, de capas amortiguantes (*damping layers*), en el diseño de almohadillas de protección para transporte, etc. La información técnica es limitada y el fabricante Getzner no proporciona datos técnicos directos para el cálculo de sistemas de aislamiento, como lo hace para los materiales que constituyen la serie de *Sylodyn*[®] y *Sylomer*[®].

Valores elevados de amortiguamiento disminuyen a un mínimo las amplificaciones en resonancia para cargas generadas en la masa suspendida. Los valores elevados de amortiguamiento no son normalmente usados porque la atenuación acústica disminuye con el aumento de amortiguamiento, según se ve en la Figura 8, donde se muestra la atenuación lograda con un sistema de un grado de libertad sintonizado en 12 Hz de material *Sylomer* vs. *Sylodamp*. La diferencia de atenuación es del orden de 20 dB para frecuencias mayores a 200 Hz, lo que en este caso no resulta crítico si se tiene en cuenta que la atenuación ya es de 32 dB para una frecuencia cercana al límite audible inferior, 50 Hz.

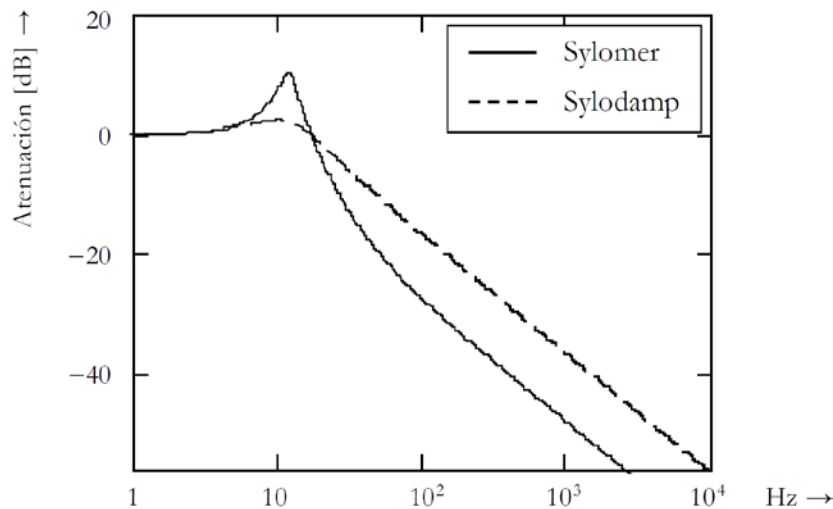


Figura 8: Atenuación teórica lograda mediante elastómeros de medio y alto factor de pérdida en base a un sistema de 1 GLD.

La utilización de un elastómero de alto amortiguamiento permite que las amplificaciones H sean del orden de 1,6 máximo según la Ecuación (1) y las aceleraciones se mantengan en el límite por debajo de la curva de referencia del manual de instalación, esto es aproximadamente $30 \mu\text{m}$. Por otro lado, considerando la atenuación “*Sylodamp*” mostrada en la Figura 8 y aplicada en forma teórica a la curva de la Figura 6 se obtienen valores muy por debajo de NC20, que son valores de estudios de grabación, por ejemplo o salas de conciertos, ver Figura 9.

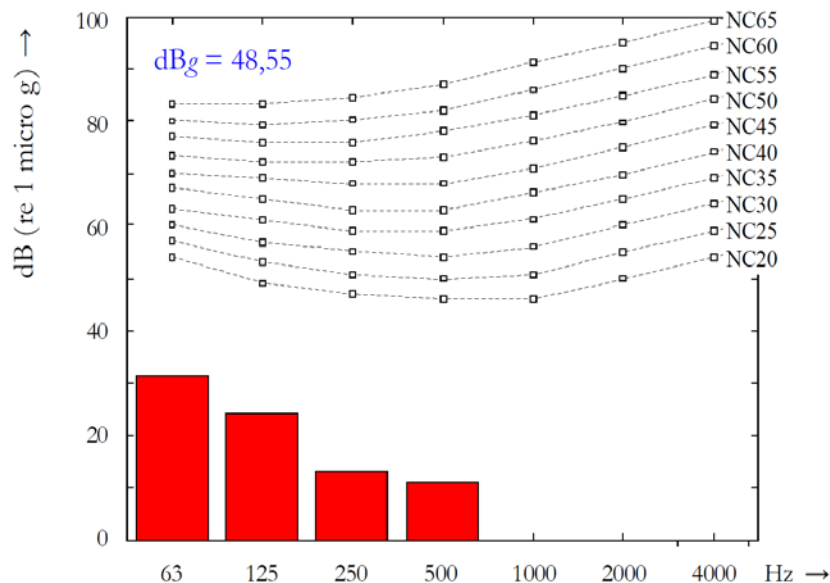


Figura 9: Aceleraciones proyectadas en las superficies sólidas de la sala de control.

3.2 Diseño de los pads elastoméricos

El diseño de pads elastoméricos se fundamenta primeramente en una presión de trabajo, que en base a la información técnica suministrada por la empresa Getzner, y utilizando Sylodamp HD100 es de $0,075 \text{ N/m}^2$. Teniendo en cuenta una masa total del equipo de 5800 kg , se pueden utilizar cuatro pads cuadrados de dimensiones $440 \times 440 \text{ mm}$. Adicionalmente el espesor de elastómero debe proveer la frecuencia propia vertical de diseño, en este caso aproximadamente 14 Hz . Se parte de la fórmula de la frecuencia natural de un sistema de un grado de libertad

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2)$$

siendo m es la masa y k la rigidez dada por

$$k = \frac{AE}{b} \quad (3)$$

donde, E , A y b son respectivamente el módulo de Young, el área y el espesor del material elastomérico.

El módulo de Young de los elastómeros depende de la presión y de la frecuencia de trabajo. Según la Figura 10 provista por el fabricante, para una presión de $0,075 \text{ N/mm}^2$ y una frecuencia de 14 Hz puede estimarse un módulo $E = 3,88 \text{ N/mm}^2$.

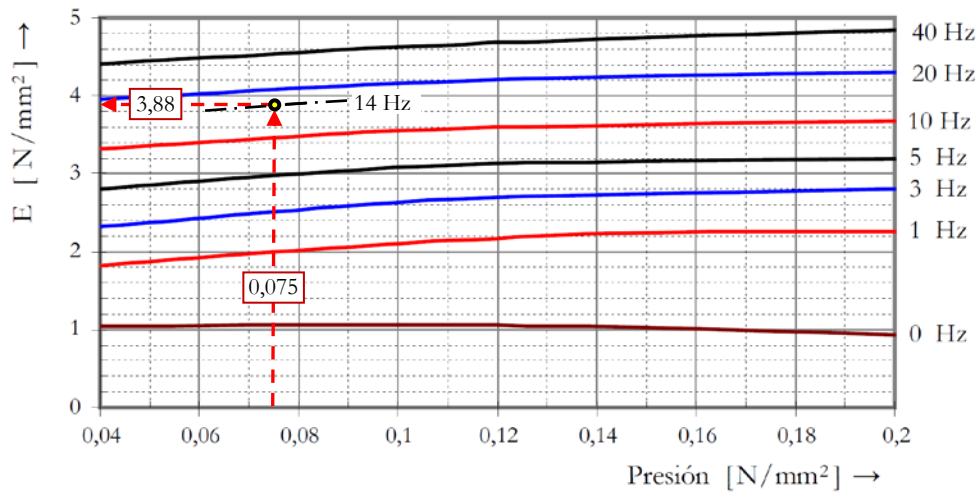


Figura 10: Variación del módulo E del material Sylodamp HD100.

De la ecuación (2) se puede despejar el valor de k

$$k = (2\pi f_n)^2 m = (2\pi \times 14)^2 (5800 / 4) = 11,21 \times 10^6 \text{ [N/m]} \quad (4)$$

que al ser reemplazado en (3) permite despejar el espesor necesario b :

$$b = \frac{AE}{k} = \frac{(0,44)^2 [\text{m}^2] \times 3,88 \times 10^6 \text{ [N/m}^2]}{11,21 \times 10^6 \text{ [N/m]}} = 0,067 \text{ [m]} \quad (5)$$

Se debe usar un espesor de 67 mm para obtener una frecuencia propia teórica de 14 Hz . Las características geométricas y mecánicas de los pads elastoméricos se resumen en la Tabla 3.

Tabla 3: Valores adoptados para los pads elastoméricos.

f_n [Hz]	Presión [N/m ²]	E [N/m ²]	m [Kg]	k [N/m]	A [m ²]	b [m]
14	$0,075 \times 10^6$	$3,88 \times 10^6$	$5800/4 = 1450$	$11,21 \times 10^6$	$(0,44)^2 = 0,1936$	$0,067$

El factor de forma de los pads (relación entre el área horizontal cargada y la suma de las áreas verticales del pad) resulta ser $1,6$ lo que corresponde típicamente al caso de apoyos puntuales. Debido a esto es esperable un leve aumento de las deflexiones estáticas y una correspondiente disminución de la frecuencia propia, que puede acercarse a 13 Hz , debido al efecto de abarrilamiento.

4. Conclusiones

Partiendo de un caso real, consistente en un resonador magnético instalado en planta alta y provisto de aislamiento estándar de ruido estructural, que presenta un desempeño deficiente se describe el proceso de diseño de un sistema de aislamiento de base ad hoc utilizando un elastómero de alto amortiguamiento. Del estudio y la experiencia realizada en este trabajo se extraen las siguientes conclusiones:

1. Las instalaciones de resonadores magnéticos deben ser esmeradamente diseñadas desde el inicio del proyecto, especialmente cuando los equipos apoyan sobre losas estructurales y no sobre suelo firme. En el primer caso, las propiedades dinámicas de la losa de apoyo modifican por un lado las vibraciones que llegan a la base del resonador y por otro constituyen un puente de transmisibilidad de vibraciones y ruido estructural al seno del edificio. Como al momento de proyecto no está construida la estructura de soporte sólo pueden ser hechas previsiones de los valores de vibraciones a partir del “*site planning*”.
2. En instalaciones construidas, es posible hacer un análisis de la situación para determinar la participación del ruido estructural en el ruido total y la eficiencia de un eventual sistema de aislamiento de vibraciones, mediante el NC (Noise Criterium) y NC equivalente. Para el caso de la clínica analizada en este trabajo, el nivel de vibraciones en superficies sólidas registrada en sala de comando del 3er. piso es suficientemente alto como para irradiar ruido estructural NC40 en el edificio propio y colindante, correspondiendo aproximadamente a 50 dBA por lo que un aislamiento de base es efectivo.
3. Se demostró que es posible lograr un sistema de aislamiento de base que provea atenuación eficiente de las vibraciones y del ruido secundario, y que además minimice los problemas en la captación de imágenes. El sistema de aislamiento de base que utiliza un elastómero de alto amortiguamiento ha mostrado un excelente desempeño, aunque ese tipo de sistema sea desaconsejado como forma de montaje por el fabricante del equipo.
4. El caso descrito ejemplifica la necesidad de encarar el diseño atendiendo a las características del equipo y del edificio analizado en particular, donde las soluciones generales no son de aplicación.
5. Se debe tener presente que en edificios en funcionamiento se encontrarán dificultades tanto en la mediciones acústicas como en el registro de vibraciones, debido a la actividad de la clínica, cantidad de equipos en funcionamiento, magnetismo de la sala, interferencias y ruido inherente al proceso de captación de imágenes, etc.

Referencias

- [1] ASHRAE. “Sound and vibration control”, ASHRAE Handbook of HVAC Applications. Atlanta, GA: American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2003.
- [2] McJury M.J. “Acoustic noise levels generated during high field MR imaging”, *Clinical Radiology*, vol. 50, pp. 331–344, 1995.
- [3] Ravicz M.E., Melcher J.R., Kiang N.Y. “Acoustic noise during functional magnetic resonance imaging”, *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 108(4) pp. 1683, 2000.
- [4] Hennel F., Girard F., Loenneker T. “Silent MRI with soft gradient pulses”, *Magnetic Resonance in Medicine*, vol. 42, pp. 6–10, 1999.
- [5] Mansfield P, Chapman BL, Bowtell R, Glover P, Coxon R, Harvey PR. “Active acoustic screening: reduction of noise in gradient coils by Lorentz force balancing”, *Magnetic Resonance in Medicine*, vol. 33, pp. 276–81, 1995.
- [6] Goldman A.M., Gossman W.E., Friedlander P.C. “Reduction of sound levels with antinoise in MR imaging”. *Radiology*, vol. 173, pp. 549–50, 1989.
- [7] Xingxian Shou, Xin Chen, Jamal Derakhshan, et. al. “The suppression of selected acoustic frequencies in MRI”. *Applied Acoustics*, vol. 71, pp 191–200, 2010.
- [8] GE Medical Systems. Technical Publication: Signa EXCITE HD 1.5T Pre-Installation. Direction 5133301. Revision 3. <http://www.gemedicalsystems.com>, 2005.
- [9] Evans Jack B. “Structural floor design for a magnetic resonance imaging (MRI) System”. PE Tenth International Congress on Sound and Vibration. Stockholm, Sweden, 2010.
- [10] Ungar Eric. *Vibration criteria for healthcare facility floors*, *Sound and Vibration*, September 2007, pp. 26–27. Cambridge, Massachusetts, 2007.
- [11] Miller L.N. *Feelable sensitivity and NC-equivalent curves for vibration acceleration of large surfaces*, Chap. 3 in *Noise Control for Buildings and Manufacturing Plants*, Bolt, Beranek and Newman, Cambridge, Massachusetts, 1981.