

Chillers noise control through double walls in a five star Inn in Caracas

Victoria H. Rastelli², Victor Rastelli¹, Nila Montbrun¹

¹ *Universidad Simón Bolívar, Departamento de Mecánica. Caracas, Venezuela.*

² *RPRM & ASOCIADOS C.A. Control de ruido y Vibraciones. www.rprmasociados.com*

Abstract

Noise control main goal is to improve conditions for workers, neighbors or users of establishments such as hotels. Usually air condition Chillers are placed on the roofs of these buildings, on the other hand, exclusive suites are frequently placed on the highest floors of the hotel buildings and could be affected by noise. Noise levels inside rooms, could be structural or aerial driven. In this case study, some guests of the expensive suites, complained for the noise generated by the compressors above. Initially it was suspected that this was a structure vibration problem, and calculated springs mounts were chosen to substitute the original mountings, achieving a partial attenuation. Vibration measurements were made on the chillers, over and under spring mountings, rooftop and room ceiling. The vibration signal analysis showed that mechanical vibrations were not a major cause of concern. So it was concluded that airborne noise was the cause. It was found that the critical resonance frequency of the ceiling plate transmission loss curve was very close to the rotation frequency of the compressors. The solution was calculated employing a double roof false ceiling, where the attenuation was maximized on the critical frequency.

Keywords: noise, control, vibrations.

Control de ruido aéreo de enfriadores a través de paredes dobles para habitación en hotel de cinco estrellas en Caracas

Resumen

El objetivo del control de ruido es mejorar las condiciones ambientales de trabajadores, vecinos y usuarios de establecimientos como hoteles. Los enfriadores (Chillers) usualmente se colocan en las azoteas de las edificaciones, por otra parte, las suites suelen encontrarse debajo, en los pisos más elevados. Como consecuencia, estas habitaciones son las más afectadas por el ruido, transmitido vía estructural o aérea. En el caso de estudio, los huéspedes de las suites del último piso de un hotel cinco estrellas, formulaban quejas por el ruido de los Chillers. Se sospechaba que la transmisión era debida a la vibración de los equipos, a través de la placa de techo, por lo que se sustituyeron las bases anti vibratorias, logrando una mejoría parcial. Se realizaron mediciones de vibración en equipos, bases y habitaciones, descartándose que el ruido se transmitiera vía estructural y se concluyó que debía ser transmitido por vía aérea. Se encontró que la frecuencia crítica de pérdida de transmisión de la placa, era cercana a la frecuencia de giro de los compresores. Se calculó la solución de control de ruido para aumentar la pérdida de transmisión del techo en la frecuencia crítica, a través de una pared compuesta.

Palabras clave: control, ruido, vibraciones.

Introducción

El control de ruido, es una rama de la acústica dedicada a generar soluciones para atenuar los niveles de ruido de equipos y maquinarias, con el fin de brindar una mejora en el ambiente y calidad de vida. Los equipos de refrigeración o Chillers son una fuente de ruido frecuente en ciudades, afectando tanto a residentes, usuarios, vecinos y trabajadores industriales, [1]. En algunos casos a pesar de existir límites de ruido propuestos por las ordenanzas, se diseñan acciones de control de ruido, con el fin de obtener un nivel de ruido final por debajo de los límites de las ordenanzas y evitar quejas. [1]

Este artículo analiza el caso específico de quejas de algunos huéspedes de las habitaciones exclusivas o suites del último piso en un Hotel de cinco estrellas de Caracas, generadas por el ruido de tres Chillers, colocados sobre la placa de techo de estas suites. Dichas habitaciones tuvieron que clausurarse hasta lograr solucionar el problema de ruido. En este caso, el diseño de control de ruido se realizó, considerando un nivel de ruido final por lo menos 10 dBA por debajo del actual, ya que no se cuenta con límites establecidos para este caso particular de ruido en ambientes internos, dentro de las Ordenanzas y leyes vigentes actuales: Decreto 2.217 o Normas sobre el control de la Contaminación generada por ruido, Gaceta Oficina N°4.418 del 27 de 1992 y la Ordenanza de Contaminación por Ruidos del Municipio Baruta, de número Extraordinario 260-09/2007, de Septiembre de 2007.

Para casi cualquier caso de estudio, las principales acciones de control de ruido son:

- Control de ruido de la fuente: incluyen el diseño de confinamientos acústicos para Chillers (ruido aéreo) empleando silenciadores o a través del cálculo y escogencia de bases antivibratorias adecuadas para Chillers (ruido estructural).
- Control de ruido del camino entre la fuente y el afectado: a través de absorción acústica, diseño de paredes o a través de una combinación de estas acciones.

Los materiales absorbentes, trabajan reduciendo la energía acústica de una onda incidente a través de ellos, son usados comúnmente para mejorar la acústica de volúmenes cerrados reduciendo la amplitud de las ondas reflejadas. Los materiales absorbentes clásicos pueden ser fibra de vidrio, fibra mineral o materiales porosos. La acción de estos materiales previene el incremento de sonido por reverberación en espacios cerrados, siendo usados como recubrimientos interiores en habitaciones [2]. Estos materiales son escogidos basados

en la frecuencia del sonido que se desea controlar [3]. Según estos autores, las principales propiedades que influyen su capacidad de absorción acústica, son las siguientes:

- Tamaño de la fibra: a menor diámetro (menos de 1 dfp), mayor coeficiente de absorción [4].
- Resistencia o fricción: a mayor fricción, mayor coeficiente de absorción [5], sin embargo si es muy grande, disminuye su capacidad.
- Porosidad: la cual permite el paso de la onda para ser atenuada.
- Tortuosidad: elongación de los pasajes en los poros comparada con el espesor, esto determina el comportamiento en la atenuación de las altas frecuencias [6].
- Espesor: aumenta la atenuación de frecuencias bajas [7].
- Densidad: cuanto mayor, incrementa la absorción en medias y altas frecuencias [4].
- Compresión: al aumentar, disminuye la absorción acústica de los materiales [8].
- Impedancia de la superficie: su aumento disminuye la capacidad absorbente, este proceso depende de la frecuencia [3].
- Posición del absorbente acústico: la posición ideal es en tres ejes (longitudinal, transversal y vertical) o colocarlos en esquinas o bordes de habitaciones [9].

Las paredes dobles son estructuras compuestas de dos membranas (incidente y radiante), separadas por una cavidad de aire, se utilizan frecuentemente como particiones de paredes en edificios a causa de su peso ligero y sus grandes coeficientes de "TL" o pérdidas de transmisión en inglés. Sin embargo su desempeño acústico se deteriora rápidamente en bajas frecuencias generalmente debido a los fenómenos de acoplamiento entre ellas y resonancia acústica – estructural involucrada [10]. Según estos autores, para mejorar la eficiencia de paredes dobles, se puede por un lado reducir la vibración entre las membranas a través de su forma de conexión, esto puede realizarse a través de amortiguadores o sistemas activos de control estructural. Sin embargo, los sistemas activos de control de ruido necesitan sensores, actuadores y controles electrónicos que son de difícil aplicación en casos de estructuras ligeras y los resonadores de Helmholtz requieren de gran volumen.

Las cuatro claves para asegurar que los huéspedes de hoteles, descansen apropiadamente, son: Mantener

el ruido afuera (sobre todo bajas frecuencias), para esto se recomienda sustitución de ventanas y tratamiento de paredes y techo a través de materiales absorbentes, en segundo lugar manejo adecuado de los usos múltiples de los hoteles (salones de conferencias, gimnasios, salas de fiestas, etc.), en tercer lugar crear un ambiente acogedor para los oídos, tratando de reducir la reverberación interna en todas las áreas y por último manejando adecuadamente los sistemas de aire acondicionado y ventilación [11].

Para el caso de estudio, no era posible aislar a través de un confinamiento acústico los Chillers, ya que estos equipos se encuentran anclados directamente a la placa de techo que los conectaba mecánicamente a la habitación. El ruido podía controlarse a través de la colocación de bases antivibratorias (en caso de que el ruido fuera 100% estructural) o a través del diseño mixto de paredes con absorción (en caso de que el ruido fuera 100% aéreo).

Metodología Empleada

En Diciembre 2012, a petición del personal del Hotel, se realizaron las primeras mediciones de niveles de ruido en la habitación crítica del último piso del Hotel, debajo de uno de los Chillers de la azotea. La medición de ruido dentro de la habitación, realizada en tercios de Banda Octava, mostró un pico importante en la Banda de 63 Hz. Esta frecuencia coincide con la frecuencia de giro de los tres compresores de tornillo que posee cada Chiller (60 Hz).

Los Chillers para ese momento, estaban instalados sobre bases de neopreno, suministradas por el fabricante. En una primera instancia, se consideró que la causa del ruido de baja frecuencia que se escuchaba en la habitación crítica, era generada por la vibración de los Chillers, transmitida por la placa a las habitaciones, a través de las bases. Dichas bases (10 por cada Chiller), fueron sustituidas bajo recomendación, por bases de resortes. Las nuevas bases fueron seleccionadas por el fabricante de los Chillers. Posteriormente, en Julio de 2014 se evaluaron los resultados obtenidos con el cambio de bases y se consideró que aún se debía mejorar la insonorización de las habitaciones.

La primera fase del nuevo proyecto, fue calcular el desempeño (aislamiento) de las bases de resorte colocadas y luego se hicieron mediciones de vibración mecánica y de ruido aéreo, tanto en la azotea donde están instalados los Chillers, como en la habitación crítica. El objetivo era determinar la causa del ruido en la habitación: si se debe a vibraciones mecánicas o a ruido aéreo a través de la Placa. Estas mediciones se

realizaron el 28 de Julio de 2014. Los puntos de muestreo de vibraciones, fueron los siguientes:

- Puntos 1 y 2: en una de las bases de resortes debajo de uno de los compresores del Chiller Nro. 3. El punto 1 sobre la base y el punto 2 en su parte inferior; esto permite estudiar el aislamiento de las nuevas bases de resorte.
- Puntos 7 y 8: son los puntos 1 y 2, pero bajo condición del Chiller a carga parcial, o condición crítica de ruido transmitido a las habitaciones.
- Puntos 3 y 4: tomados a cada lado de la brida de la bomba de agua del Chiller para examinar el efecto de las juntas de expansión de neopreno colocadas en las líneas de agua helada.
- Punto 5: El chiller Nro. 3 se usa para precalentar el agua de la caldera del Hotel, en consecuencia se tomó un punto en la base del elemento de apoyo de la tubería de agua de calentamiento, para analizar si la vibración se transmite por esta vía.
- Punto 6: tomado en el centro de la placa, debajo del Chiller N° 3.
- Punto 9: tomado en el techo de la habitación 1004, para revisar cuanto de la vibración de la placa se transmitía efectivamente al techo de la habitación (después de colocadas las bases de resortes). Esto se aprecia en la Figura 1.

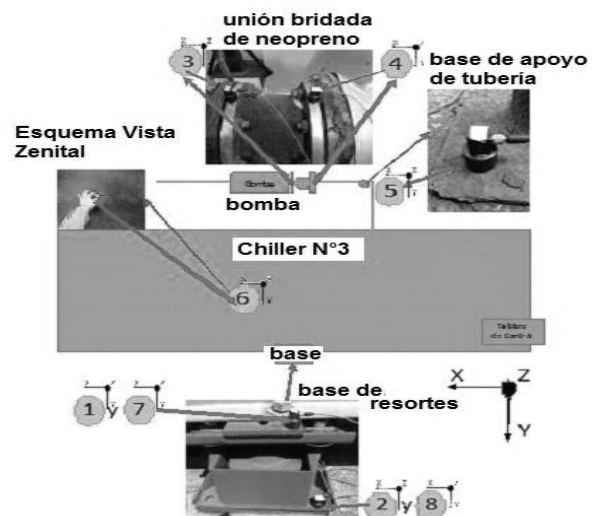


Figura 1. Puntos de muestreo de Vibraciones. Sobre la azotea de los Chillers.

Se utilizaron dos acelerómetros triaxiales sísmicos PCB Piezotronics Mod 356, lineales desde 0,5Hz hasta 50kHz, dos acondicionadores de señal PCB Piezotronics Mod 480B1 de 3 canales, una tarjeta digitalizadora National Instruments Mod. DAQCard-6024E y un PC para almacenar procesar data. En cada punto se utilizó el mismo esquema de coordenadas (coordenada X horizontal paralela al eje de giro de compresores, Y horizontal radial, perpendicular al eje de giro de los compresores y Z coordenada vertical). Las señales triaxiales (en tiempo) de los acelerómetros fueron amplificadas por los acondicionadores de señal (de 3 canales), luego digitalizadas por la tarjeta y almacenadas en el PC. En cada sesión de muestreo se almacenaron simultáneamente 6 vectores de señal de aceleración contra el tiempo (3 señales: X, Y, Z, para cada punto, 2 puntos de medición simultáneos), permitiendo discriminar si existen vibraciones torsionales. Posteriormente las señales en tiempo fueron procesadas mediante un algoritmo FFT (Fast Fourier Transform) para obtener el espectro de amplitud y de fase vs. frecuencia de aceleración de cada señal. La velocidad de muestreo de la tarjeta de adquisición se seleccionó en 16 kHz. El sistema fue calibrado antes de la medición. Posteriormente las

señales de aceleración fueron integradas dos veces, para obtener las señales de desplazamiento. Paralelamente, se tomaron mediciones de ruido aéreo en Tercios de Banda Octava tanto en la azotea de los Chillers, como en el punto crítico de mayor ruido dentro de la habitación crítica.

Resultados Obtenidos

Los resultados del cálculo de las Bases de resorte escogidas por el fabricante, comprueban que aíslan perfectamente a los Chillers, con un factor de transmisibilidad de 0,0026 y una relación de frecuencias de $r = 19,44$ con una carga estática total de cada Chiller de 9.980 Kg y una carga dinámica con estas base de sólo 26,5 Kg, lo cual es un muy buen resultado.

En conclusión, las bases escogidas por el fabricante fueron adecuadas y produjeron un resultado positivo en el ruido de la habitación, pero la diferencia en atenuación de ruido fue pequeña en algunas frecuencias. En el espectro de ruido final (bases de resortes) se apreció una forma muy parecida al espectro original (bases de neopreno), mostrando el mismo pico en 60 Hz, tal como se muestra en la Figura 2.

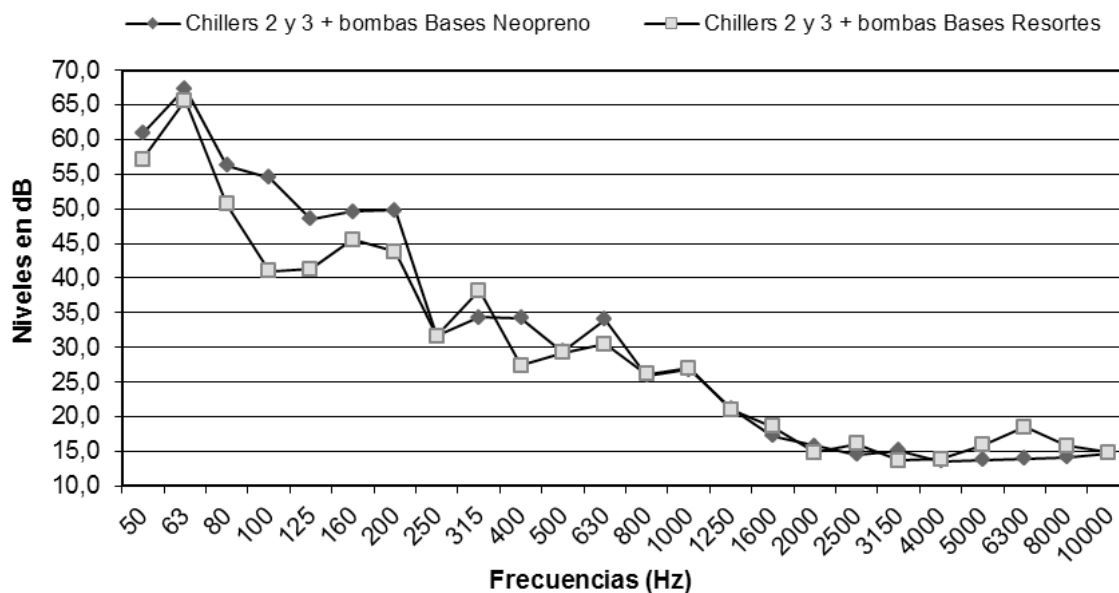


Figura 2. Nivel de ruido en la Habitación 1004, con bases de neopreno y de resortes.

Con estos resultados, se consideró que la vibración mecánica de los Chillers, podía transmitirse a través de la placa de techo por las tuberías, apoyos y otros vínculos del equipo con la placa. Una vez procesadas las señales de vibración mecánica, se compararon las vibraciones en los puntos 1 y 2. Como se observa en la Figura 3,

el espectro de la señal de desplazamiento del punto 2 (parte inferior de las bases), fue diez veces menor que el espectro del punto 1 (parte superior de las bases), esto quiere decir que efectivamente las bases aíslan a los equipos y el ruido no es transmitido por vía estructural, sino por vía aérea.

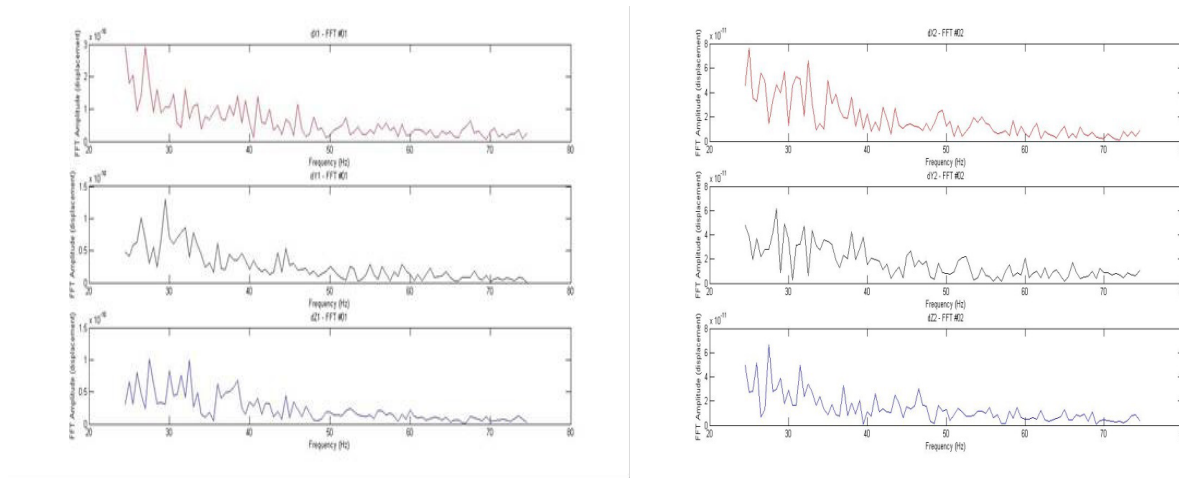


Figura 3. Señales triaxiales de desplazamiento en tres ejes (x, y, z) en la parte superior de la base de resortes (Izq.) y en parte inferior (Der).
(Las escalas verticales son distintas en los pares de gráficos)

Una vez descartada la hipótesis de que el ruido en la habitación provenía de la vibración mecánica transmitida por los Chillers, la nueva hipótesis planteada indica que el ruido se transmite por vía aérea a través de la placa

nervada de techo (que actúa como membrana acústica) hasta las habitaciones. La Figura 4 muestra los espectros de ruido medidos tanto en la azotea de los Chillers, como dentro de la habitación más afectada

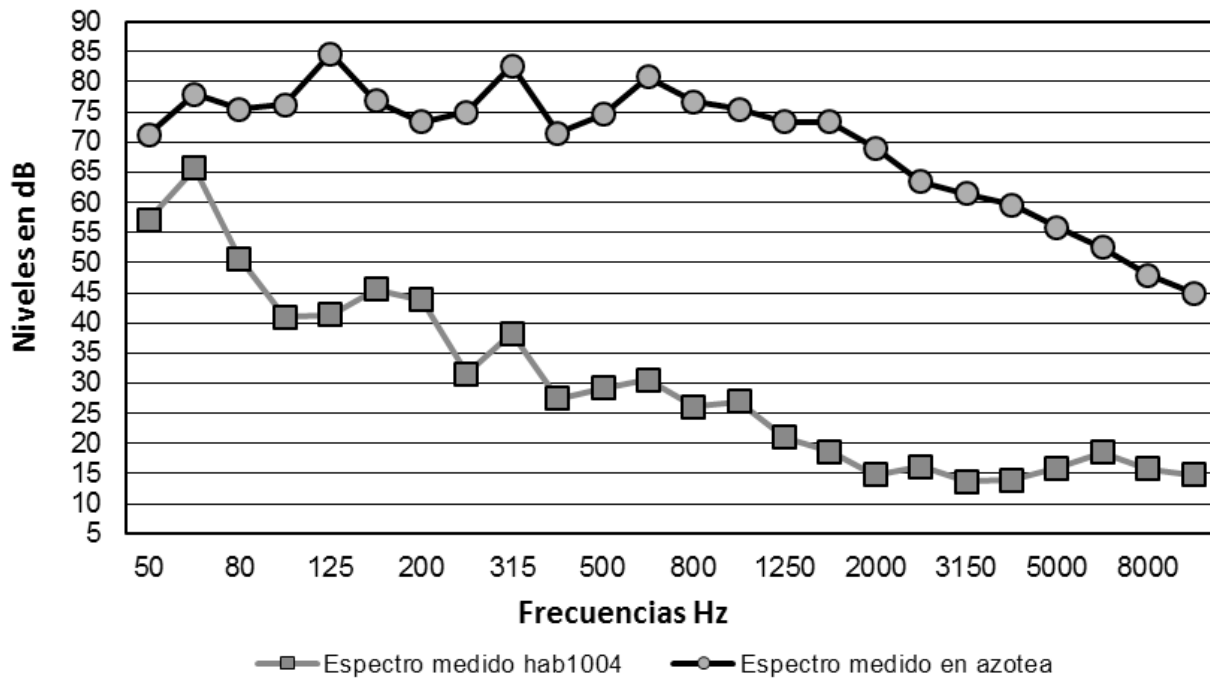


Figura 4. Espectros de ruido medidos en la azotea y en la habitación más afectada

Para comprobar esta hipótesis, se calculó el espectro de ruido teórico dentro de la habitación, tomando en cuenta el espectro de ruido externo medido en la azotea de los Chillers y restando el efecto de bloqueo de la placa de techo y el efecto de absorción interna de la habitación. Esto se realizó a través de las siguientes ecuaciones:

$$L_{final}(Hab_1004) = L_{inicial}(azotea_Chillers) - NR \quad (1)$$

$$NR = TL + 10 \cdot \text{Log}\left(\frac{A}{S}\right) \quad (2)$$

Donde: NR es la reducción de ruido en dB, TL es el índice de transmisión de ruido en dB, A es la absorción en el cuarto receptor en Sabines métricos y S es el área de la pared (m²).

Este espectro teórico calculado dentro de la habitación, fue comparado con el espectro de ruido medido dentro de la habitación, para validar la hipótesis del ruido aéreo transmitido a la habitación a través de la Placa de techo. Esta metodología es muy parecida a la utilizada por [12], quienes evaluaron si las paredes de las habitaciones en un Hotel ubicado en Rumania, proveían la atenuación mínima recomendada por la Directiva del Consejo Europeo y las leyes particulares para proteger a los usuarios, del ruido de aeronaves.

Esta metodología, sigue los estándares Europeos, calculando a través de las mismas ecuaciones 1 y 2, la curva "TL" o curva de reducción de ruido de las paredes, comparándola con la curva de referencia y registrando la desviación entre ambas, su cálculo se considera aceptable

si la suma de las desviaciones no supera un valor establecido.

En nuestro caso, en lugar de comparar la curva "TL" de la placa de techo (calculada y estándar), se compararon los espectros de ruido teórico y medido dentro de la habitación. Según los planos del Hotel, la Placa nervada del techo, está compuesta por una capa de concreto armado de 24 cm y una capa de 6 cm de tabelones de 6 x 20 x 80.

Con estas características, se trazó la curva de "TL" del techo, la cual se calcula utilizando la ecuación de Ley de Masa, tomando en cuenta la corrección por "zona de coincidencia". La curva típica de "TL" de cada material posee varias zonas diferenciadas: una primera zona de resonancia en bajas frecuencias, la zona de la "Ley de Masa", que es una recta en escala logarítmica que aumenta con la frecuencia, la zona de "Coincidencia", en la cual el valor del "TL" decae drásticamente y finalmente la zona de recuperación del material. La ecuación de la zona gobernada por la "Ley de Masa", se muestra a continuación:

$$TL = 20\text{Log}(W) + 18\text{Log}(f) - 28 \quad (3)$$

Donde: TL es el coeficiente de pérdida por transmisión (sólo zona de Ley de Masas) en dB, W es el peso específico del material en PSF y f es la frecuencia en Hz.

La curva "TL" del techo (Figura 5), comprueba la transmisión de ruido aéreo a la habitación. Desafortunadamente, la frecuencia crítica (60 Hz), se encuentra en la zona de coincidencia del material de la Placa, haciendo pasar el ruido con facilidad.

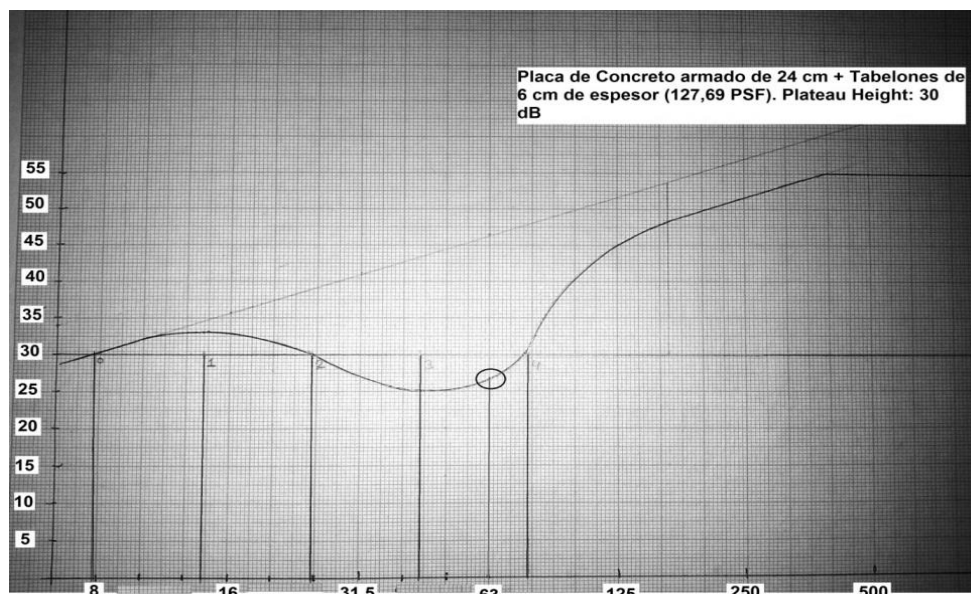


Figura 5. Curva "TL" de la Placa, frecuencia de resonancia y foso de coincidencia.

Para calcular el término de absorción de la Ec.2, se hizo un levantamiento de la habitación crítica (1004), para conocer las superficies absorbentes como: cortinas, alfombra, muebles y materiales de dichas superficies (y sus respectivos coeficientes de absorción). Se calculó su absorción acústica aproximada en Sabines métricos a través de la siguiente ecuación:

$$A = \sum \alpha \cdot S \quad (4)$$

Donde: α es el coeficiente de absorción de los materiales y S es la superficie en m².

Al comparar los espectros de la habitación 1004 (Figura 6, esperado y calculado) y observar su semejanza, se comprobó que el ruido se transmite a la habitación por vía aérea.

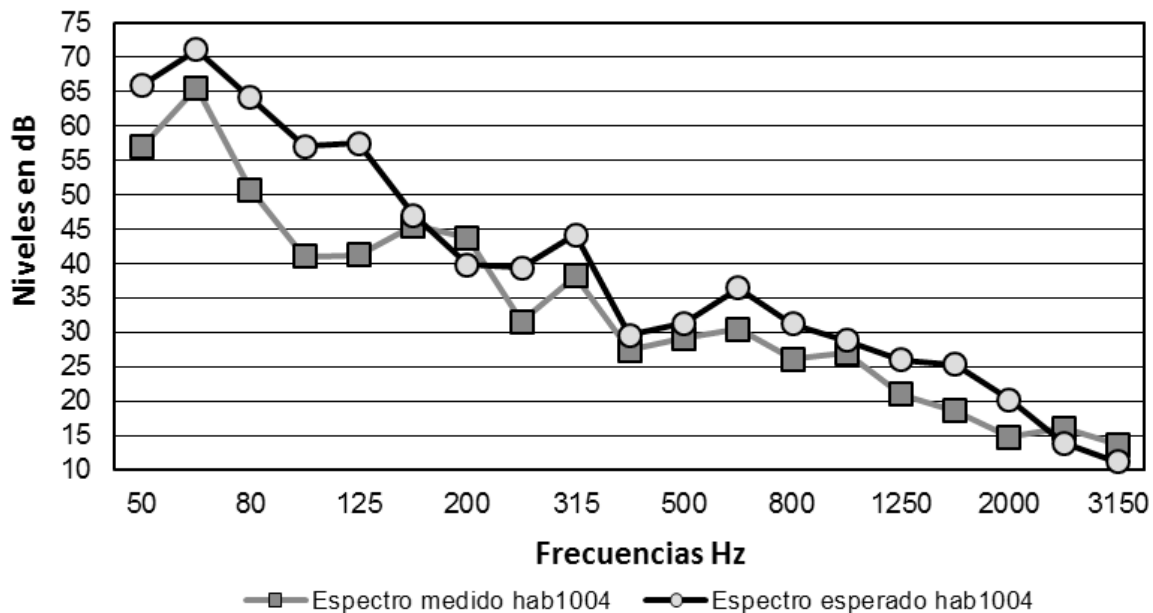


Figura 6. Espectros de ruido calculado y medido en la habitación 1004

Para diseñar la solución, se calcularon paneles atenuadores especiales, sintonizados para la frecuencia de crítica de 60 Hz y se modificará el plafond existente por uno más pesado. Por lo tanto la pared final compuesta (atenuadores y plafond final), ofrecerá una resistencia mayor a la frecuencia crítica. El atenuador acústico, fue calculado a 60 Hz, con el peso específico de los paneles comerciales y a una distancia particular de la placa de techo.

$$F_c = \frac{170}{\sqrt{w \cdot d}} \quad (5)$$

Donde: F_c es la frecuencia crítica de sintonización (60 Hz), w es el peso específico del material del atenuador en psf (libras por pie cuadrado) y d es la distancia entre el atenuador y la superficie reflejante (placa de techo) en pulgadas.

El atenuador deberá ser liviano (de Yeso - Cartón de 1/2" de espesor con una película de fibra de vidrio acústica

sin papel, de espesor 2,5") y debe ser colocado a 9,5 cm de la Placa. Al colocar fibra en el atenuador, la absorción a la frecuencia crítica disminuye en intensidad, pero la curva se hace más amplia en frecuencias [13].

Por otro lado, se tanteó con el resultado de la Ecuación 5 (atenuador) y las propiedades que tendría una pared doble compuesta entre este atenuador y el nuevo plafond de techo. Este cálculo se realizó probando diferentes materiales y espesores comerciales, dentro del espacio disponible. El valor de la frecuencia de resonancia de la pared doble, debe estar lo más alejado posible de la frecuencia crítica (60 Hz) y ofrecer una buena atenuación en esta frecuencia. Su cálculo se muestra en las siguientes ecuaciones:

$$F_r = \frac{170}{\sqrt{d \cdot \left(\frac{w_1 \cdot w_2}{w_1 + w_2} \right)}} \quad (6)$$

Donde: f_r es la frecuencia de resonancia del conjunto, $w_{(1,2)}$ son los Pesos específicos de cada membrana (en PSF) y d es la distancia entre ambas membranas en pulgadas (in).

El cálculo del nivel de ruido final con la pared compuesta, tiene que tomar en cuenta la contribución del plafond de techo inicial. La ecuación utilizada se muestra a continuación:

$$L_{final} = L_{inicial} - T (pared_compuesta) + T (pared_inicial) \quad (7)$$

Para no tener que cambiar notablemente la configuración inicial de la habitación, se recomendó la colocación del atenuador acústico especial (yeso de 1/2" con fibra de vidrio) a 9,5 cm de la Placa y la colocación del plafond final a 28,1 cm del atenuador acústico especial (yeso de 1 1/2" con fibra de vidrio). Con lo cual el nuevo cielo raso estará 12,6 cm más abajo que el cielo raso actual, como indica la Figura 7.

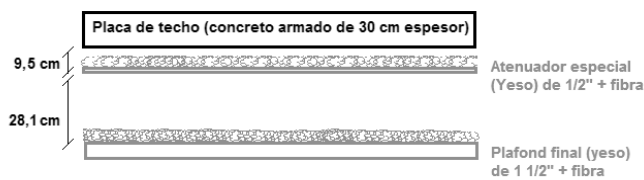


Figura 7. Pared doble propuesta para el techo de la habitación y espacio disponible.

Para el modelado del comportamiento final de la pared doble, se tomaron en cuenta las zonas de coincidencia individuales de ambas membranas (atenuador y plafond especial), que afectarán su rendimiento final como pared doble o conjunto. Lo positivo es que ambas paredes comienzan su zona de coincidencia a frecuencias medias y altas (Plafond final a 800 Hz y atenuador especial a 1.250 Hz), ambas alejadas de la frecuencia crítica (60 Hz).

En la pared doble propuesta, la frecuencia de resonancia se ubica en 40,5 Hz (dos tercios de Banda

Octava por debajo de la frecuencia crítica de 60 Hz), el cálculo del Nivel de ruido final esperado, se muestra a continuación:

$$L_{final_Opción1}(63Hz) = 65,6 - 27,5 + 8 = 46,1dB \quad (8)$$

Esto representaría para la frecuencia de 63 Hz, una atenuación neta de 19,5 dB, lo cual significa que el ruido final es casi el 1% del ruido original en esta banda. En la Tabla 1, se aprecian los resultados.

Tabla.1
Cálculo de la atenuación final con la opción de ruido propuesta.

Frecuencias en 1/3 Banda Octava	TL compuesto (atenuador y plafond final)	TL inicial (yeso 3/8")	Diferencia TL esperado pared compuesta (neto) en dB
63	27,5	8,0	19,5
125	44,0	13,5	30,5
250	55,0	19,0	36,0
500	55,0	24,5	30,5
1000	55,0	30,0	25,0
2000	55,0	33,5	21,5
4000	55,0	24,0	31,0

La solución propuesta fue instalada con éxito en la habitación más afectada.

Conclusiones

El primer cambio de bases de neopreno a resortes, mejoró la situación en la habitación, pero todavía el nivel de ruido crítico en 60 Hz, se mantuvo inalterado. Al hacer las mediciones de vibración en los chillers y en la placa del techo al instalar las bases de resortes (en lugar de neopreno) se comprobó que no existía transmisión de vibración mecánica, por lo que el ruido debía transmitirse por vía aérea, en la cual la placa de techo actúa como membrana que retransmite el ruido.

Se comprobó que el ruido de los compresores atraviesa por vía aérea la placa y el plafond actual, ya que la curva de atenuación de la placa nervada, presenta la frecuencia de 60 Hz dentro de su zona de coincidencia.

La solución propuesta es el diseño de atenuadores acústicos diseñados para 60 Hz (Yeso - Cartón de 1/2" de espesor, con fibra de vidrio acústica de 2,5" de espesor), colocado a una distancia de 9,5 cm de la Placa. Adicionalmente se requiere sustituir el plafond actual, con uno más pesado, de tal manera que actúe como una pared doble junto con el atenuador acústico (Yeso - Cartón de 1 1/2" de espesor, con fibra de vidrio acústica de 2.5" de espesor), colocado a 28,1 cm del atenuador.

Con esta configuración se logra una reducción del ruido en la Banda de 63 Hz, de 19 dB.

Para la eficiencia de la pared doble, es sumamente importante que ambas membranas no se encuentren conectadas mecánicamente entre sí (instalación independiente y con una mínima conexión mecánica entre ellas).

Glosario de términos acústicos

α ... Coeficiente de absorción: número adimensional que representa la relación entre la potencia acústica incidente y la reflejada. Siendo W_i la potencia incidente, W_r la reflejada.

$$W_r = W_i(1 - \alpha)$$

Decibeles... Cuando se dio origen a la escala en decibeles, se consideró que la valoración de la potencia sonora se podría representar a través de un número adimensional, el llamado decibel (dB), con una relación logarítmica de una cantidad W en relación a una cantidad W_0 tomada como referencia. De esta forma el nivel de potencia acústica se define:

$$L_w = 10 \log (W/W_0) \quad [\text{dB}] \quad (\text{adimensional}) \quad \log \text{ es logaritmo decimal}$$

La letra "L" significa "level" (nivel en inglés). Los decibeles se pueden emplear para valorar potencia acústica (W), intensidad acústica (I) o la presión sonora (P), cada una

respecto a una referencia particular. Para la potencia acústica la referencia W_0 es 10^{-12} watts.

Para valorar la intensidad acústica I , se definen los decibeles de intensidad como $L_i = 10 \log (I/I_0)$, la referencia I_0 es igual a 10^{-12} w/m².

Para la presión sonora, se definen los niveles de presión sonora como $L_p = 20 \log (P/P_0)$, donde P es la presión media cuadrática efectiva (RMS) y P_0 es 20 micro Pascales.

Muchas veces se emplea el sufijo "A", para denominar decibeles en escala A. En este caso, el nivel en escala "A" (dBA), significa el ruido total suma de todas las componentes de sonido, pero ponderada por la escala de medición "A".

Espectro del sonido... Descomposición del sonido mostrando la amplitud de sus componentes en decibeles contra las frecuencias. Las frecuencias se representan en escala logarítmica en anchos de banda octava o en anchos de tercios de banda octava.

Bandas Octavas ... En acústica es usual reportar la amplitud del sonido en un gráfico de Intensidad (en decibeles) contra frecuencias (en Hz). Las intensidades se grafican en intervalos particulares de frecuencias que reciben el nombre de bandas de octava, también se pueden graficar en tercios de banda octava, si se requiere mayor precisión. Todas las frecuencias son representadas en una escala logarítmica. Las diez bandas octavas estándar en el rango audible tienen como frecuencias centrales: 31.5, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 y 16000 Hz. Una forma más precisa de medir y graficar el espectro del sonido es en tercios de bandas octavas, donde cada banda octava se divide (en escala logarítmica en tres partes). Así por ejemplo, la banda octava de 63 Hz, se divide en tres tercios cuyas frecuencias centrales (en tercios de banda octava) son 50, 63 y 80 Hz. En este trabajo se grafican los espectros en tercios de banda octava, desde la frecuencia de 50 Hz, hasta 10.000 Hz. Esto se hizo por requerimientos de precisión en el análisis de las señales de ruido.

TL... Pérdida de transmisión, viene del inglés ("transmission loss"). Es la cantidad de reducción de ruido (en decibeles) que se pierden por un obstáculo en la vía de transmisión de sonido. Se aplica para considerar el efecto en membranas, como paredes, techos, ventanas y puertas.

NR... Reducción de ruido, término proveniente del inglés ("Noise reduction"), es la reducción en dB, al contabilizar la pérdida de Transmisión (TL) de paredes y ventanas más la contribución por absorción acústica de los materiales en una habitación.

Referencias

- [1] Evans J., Himmel Ch. y Leasure J.: "Environmental Noise Case Studies: Air-Cooled refrigeration Chiller

- Installations near residential Structures". ASHRAE Transactions; 2012, Vol. 118, No. 2, (2012) p.50.
- [2] Seddeq Hoda S.: "Factors influencing Acoustical Performance of sound Absortive Materials". Australian Journal of Basic and Applied Sciences, Vol 3, No. 4 (2009) 4610-4617.
- [3] Simón F. y Pfretzschner J.: "Guidelines for the Acoustic Design of absortive devices, Noise and Vibration worldwide". Noise and Vibration Worldwide, Multi Science Publishing, Vol. 35, No 1, (2004) 12-21.
- [4] Koizumi, T., Tsujiuchi N. y Adachi A.: "The development of sound absorbing Materials using Natural Bamboo Fibers, high performance". High Performance Structures and Composites, C.A. Brebbia, Wessex Institute of Technology, United Kingdom and W.P. De Wilde, Vrije Universiteit Brussel, Belgium (2002).
- [5] Conrad J.: "Engineering Acoustics and Noise Control". Prentice - Hall, Englewood Cliffs, N. J., 2002.
- [6] Wassilieff C.: "Sound Absortion of Wood - based Materials". Applied Acoustics, Vol. 48, No 4, (1996) 339 - 356.
- [7] Ibrahim, M.A. y Melik R. W.: "Physical Parameters affecting Acoustic Absorption characteristics of fibrous materials". Proceedings of the mathematical and physical society of Egypt, Vol. 46, (1978) 17-25.
- [8] Castagnede B., Aknine A., Brouard B. y Tarnow V. : "Effects of compression on the sound absorption of fibrous materials". Applied Acoustics, Vol. 61, (1978) 173 - 182.
- [9] Alton E.: "The master handbook of acoustics", 4th Edition, McGraw - Hill, New York, 2001.
- [10] Weiguang Z., Yingfeng L., Qibai H. y Shande Li.: "Improving low frequency performance of bouble - Wall structure using piezoelectric transducer / loudspeaker shunt damping technologies". Journal of low frequency noise, vibration and active control. Vol 31, N°3 (2012) 175 - 192.
- [11] McGar J.: "Sleeping Soundly: how to get hotel acoustics right". Sourceable Industry news & Analysis, Engineering. (2015). Recuperado de: <http://sourceable.net/sleeping-soundly-get-hotel-acoustics-right/#>.
- [12] Munteanu C., Tamas - Gavera D. R., Stanca S. y Hodaz G. "Considerations regarding noise protection in a Hotel", Bulletin of the Polytechnic Institute of Iasi, Construction & A. Vol. 62, N°4 (2012) p. 81.
- [13] Fader B.: "Industrial Noise Control". John Wiley & Sons Inc., Hoboken, 1981.

Recibido el 27 de Enero de 2016
En forma revisada el 19 de Junio de 2017