

CARACTERIZACIÓN DE RUIDO Y VIBRACIONES DE UN CHILLER

JAMES IVÁN RAMÍREZ VILLEGAS

**UNIVERSIDAD DEL VALLE
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO DE CALI**

2018

JAMES IVÁN RAMÍREZ VILLEGAS

**TRABAJO DE GRADO PARA OPTAR POR EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO.**

DIRECTOR

**JOAO LUIS EALO CUELLO
INGENIERO MECÁNICO, Ph.D**

CODIRECTOR

**FERNANDO AUGUSTO QUICENO BUITRAGO
INGENIERO MECÁNICO, M.Sc.**

**UNIVERSIDAD DEL VALLE
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO DE CALI**

2018

A mis padres por su esfuerzo y apoyo, que hicieron posible la culminación de este trabajo y con ello la finalización de mi grado.

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por darme la vida y el entendimiento.

A mis padres, por la ayuda y fortaleza que me infundieron en cada instante.

A mi director y co-director, por su apoyo y guía a la realización de este trabajo.

A mis amigos, por su disposición y colaboración.

Al grupo del LAVA, por su voluntad de enseñar y respaldo en el cumplimiento de los objetivos aquí planteados.

A la universidad del valle por darme la oportunidad de optar por mi grado de ingeniería.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
RESUMEN.....	12
INTRODUCCIÓN.....	14
1 OBJETIVOS.....	15
1.1 Objetivo general.....	15
1.2 Objetivos específicos.....	15
2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	16
3 JUSTIFICACIÓN.....	17
4 MARCO TEÓRICO.....	18
4.1 Chiller.....	18
4.2 Partes de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.....	18
4.2.1 Compresor.....	19
4.2.2 Evaporador.....	19
4.2.3 Condensador.....	19
4.2.4 Válvula de expansión termostática.....	19
4.3 Principio de funcionamiento del chiller SIC 5A-P.....	19
4.4 Fundamentos de acústica.....	21
4.4.1 Ruido.....	21
4.4.2 Ruido de fondo.....	21
4.4.3 Potencia acústica.....	21
4.4.4 Nivel de presión sonora.....	21
4.4.5 Análisis espectral.....	22
4.4.6 Pérdida de energía sonora debido a la superficie.....	22
4.4.7 Pérdida de transmisión R.....	23
4.4.8 Caracterización acústica de fuentes de ruido fijas.....	23
4.4.9 Mediciones de niveles de presión acústica.....	24
4.5 Predicción acústica en espacios cerrados.....	25

4.5.1	Modelo de la ecuación de difusión	26
4.5.2	Ecuación de difusión	26
4.5.3	Condiciones de frontera	27
4.5.4	Criterio de acústica de salas	28
4.5.5	Recintos acoplados a través de particiones	28
4.6	Modos propios de un cuarto	29
4.7	Determinación de la potencia sonora radiada de estructuras vibrantes por técnicas de medida sin contacto.....	31
4.7.1	Método del elemento de frontera (BEM)	32
4.8	Ensayo modal experimental.....	35
5	MATERIALES, EQUIPOS Y METODOS	38
5.1	Normativa Nacional	38
5.2	Instrumentos de medición y adquisición	38
5.3	Procedimiento para la medición de los niveles de presión acústica dentro del laboratorio.....	41
5.3.1	Magnitud a determinar: corrección de ruido de fondo K1	41
5.3.2	Funcionamiento de la máquina durante el ensayo	41
5.3.3	Posiciones microfónicas.....	41
5.4	Procedimiento para la medición de las vibraciones sobre el chiller	42
6	DESARROLLO DEL PROYECTO	43
6.1	Comportamiento vibratorio de una de las cubiertas de la cara uno del chiller	43
6.1.1	Formas modales a 13 Hz y 20Hz	48
6.2	Vibración producida por la bomba del chiller	51
6.3	Vibración producida por el compresor	52
6.4	Vibración producida por el ventilador.....	52
6.5	Caracterización del ruido dentro del laboratorio	53
6.5.1	Niveles de ruido en el laboratorio vs niveles de la norma	53
6.6	Cálculo de la potencia sonora de una fuente acústica.....	59
6.6.1	Convergencia del método del elemento de frontera (BEM).....	59
6.6.2	Validación del modelo BEM	60
6.6.3	Potencia acústica del chiller	61

6.7	Modos propios al interior del laboratorio	62
6.8	Acústica al interior del laboratorio usando la ecuación de difusión	63
6.8.1	Generalidades	63
6.8.2	Geometría y enmallado	64
6.8.3	Física.....	64
6.8.4	Resultados de la simulación de la distribución del campo acústico al interior del laboratorio generado por el chiller a 125 Hz.	65
7	Análisis del desarrollo del proyecto	67
7.1	Propuesta de reducción de ruido	67
7.2	Tratamiento anti-vibratorio	68
7.3	Encerramiento de la fuente ruidosa	68
7.3.1	Semi-cerramiento del chiller	69
7.3.2	Evaluación de los incrementos de presión acústica en el exterior del laboratorio	73
7.4	Trabajos futuros.....	75
7.4.1	Aumento de la rigidez de las caras laterales del chiller mediante travesaños.....	75
7.4.2	Estudio del codo de la descarga del ventilador del chiller	78
	CONCLUSIONES	79
	BIBLIOGRAFÍA.....	81
	ANEXOS.....	82
	Anexo A. Código en MATLAB para las funciones con BEM	82
	Anexo B. Código en MATLAB usando las funciones con BEM para el cálculo de la potencia del chiller.	87
	Anexo C. Formas modales al interior del laboratorio	89

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Coeficientes de absorción sonora de los principales materiales presentes al interior del laboratorio en bandas de octava	23
Tabla 2. Estándares máximos permisibles de niveles de emisión de ruido en dB(A)	54
Tabla 3. Resultados de la distribución de energía en decibeles por bandas de 1/3 de octava (dB(A)) del ruido en el punto de evaluación1 con las fuentes de ruido encendidas, que superan el nivel normalizado.	57
Tabla 4. Resultados de la distribución de energía en decibeles por bandas de 1/3 de octava (dB(A)) del ruido en el punto de evaluación 2 con las fuentes de ruido encendidas que superan el nivel normalizado	58
Tabla 5. Resultados de la potencia acústica obtenida, con el modelo teórico de monopolo acústico y usando el algoritmo con BEM.....	61
Tabla 6. Resultados de la potencia a 125Hz obtenida para cada cara del chiller usando el método del elemento de frontera (BEM).....	61
Tabla 7. Coeficientes de absorción sonora de los principales materiales presentes al interior del laboratorio a 125 Hz.	65
Tabla 8. Valores en dB(A) del nivel de presión acústica en los puntos 1 y 2 a 125 Hz	66
Tabla 9. Coeficientes de absorción sonora de los materiales del semi-cerramiento propuesto.....	71
Tabla 10. Coeficientes de atenuación sonora de la espuma de poliuretano.....	71
Tabla 11. Valores en dB(A) del nivel de presión acústica en los puntos 1 y 2 a 125 Hz con el semi-cerramiento del chiller aplicado.....	72
Tabla 12. Formas modales excitadas a las frecuencias de operación del chiller, sin travesaños y con travesaños en equis.....	77

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. chiller en estudio.....	18
Figura 2. Esquema básico de un equipo con ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....	19
Figura 3. Esquema de funcionamiento del enfriador.....	20
Figura 4. Superficies de igual presión sonora absoluta en el laboratorio cuando este se encuentra vacío, paralelepípedo rectangular de dimensiones (7.19 x 6.79 x 2.79) m: a) modo axial (1,0,0); b) modo tangencial (1,1,0); c) modo oblicuo (1,1,1)	31
Figura 5. a) sistema continuo, b) sistema discreto.....	34
Figura 6. Fases de un ensayo modal.....	36
Figura 7. a) Magnitud y fase para un sistema de un grado de libertad en vibración libre.	37
Figura 8. Instrumentación para la toma de datos de vibración, (a) para cálculo a 125 Hz de la potencia sonora del chiller, (b) para el análisis de la FRF	40
Figura 9. Instrumentación para la toma de datos acústicos.....	40
Figura 10. Vista en planta del modelo del laboratorio y ubicación de los puntos de evaluación de la presión acústica	42
Figura 11. a) modelo del chiller; b) puntos de valoración de la vibración en la cara 1 y 2 del chiller.....	44
Figura 12. Grilla de adquisición de los datos de la FRF.....	44
Figura 13. FRF normalizada y fase respectiva para los puntos de la grilla de la figura 12, comprendidos entre (1,1) hasta (4,4).....	45
Figura 14. Frecuencias y formas modales teóricas y las frecuencias medidas en la tapa inferior de la cara1 del chiller.	48
Figura 15. Línea de datos para la construcción de la deformada	48
Figura 16. (a) modo teórico a 13 Hz; (b) forma modal y fase medidas a 9.76 Hz de la línea de puntos.....	49
Figura 17. (a) modo teórico a 20 Hz; (b) forma modal y fase medidas a 13.4 Hz de la línea de puntos.....	50
Figura 18 Señal de vibración tomada sobre la cara 1 del chiller, gráfica superior: señal de la velocidad en el dominio del tiempo. Gráfica intermedia: señal de la velocidad con enventanado tipo Hanning. Gráfica inferior: espectro de amplitud.	52
Figura 19. Señal de vibración tomada sobre la cara 1 del chiller, gráfica superior: señal de la velocidad en el dominio del tiempo. Gráfica intermedia: señal de la velocidad con enventanado tipo Hanning. Gráfica inferior: espectro de amplitud..	53

Figura 20. Ruido de fondo, obtenido con sonómetro tipo II durante 30 segundos en el punto de evaluación 1	55
Figura 21. Nivel de ruido en el laboratorio con el chiller y la bomba de la máquina en operación, obtenido con sonómetro tipo II durante 30 segundos en el punto de evaluación1.....	55
Figura 22. Ruido de fondo en el punto de valuación 2, obtenido con sonómetro tipo II durante 30 segundos.	55
Figura 23. Nivel de ruido en el laboratorio con el chiller y la bomba de la máquina en operación, en el punto de evaluación 2.	56
Figura 24. Distribución de energía mediante barras (dB(A)) por bandas de 1/3 de octava del ruido en el punto de evaluación 1 durante 30 segundos con las fuentes de ruido encendidas.....	57
Figura 25. Distribución de energía mediante barras (dB(A)) por bandas de 1/3 de octava del ruido en el punto de evaluación 2 durante 30 segundos con las fuentes de ruido encendidas.....	58
Figura 26. Chiller como un volumen de aire y su frontera discretizada.....	60
Figura 27. Modos acústicos propios al interior del laboratorio a diferentes frecuencias.....	63
Figura 28. Emplazamiento de las fuentes ruidosas (encerradas en rojo) (a) chiller y (b) bomba.....	63
Figura 29. a) Modelo del laboratorio mediante bloques b) Enmallado del modelo del laboratorio.	64
Figura 30. Resultados de la distribución de los niveles de presión acústica usando el método de difusión acústica a 125 Hz, vista tridimensional.	66
Figura 31. Resultados de la distribución de los niveles de presión acústica usando el método de difusión acústica a 125 Hz, vista en planta.	66
Figura 32. Equipo ruidoso	68
Figura 33. Tratamiento anti-vibratorio	68
Figura 34. Encerramiento hermético y rígido con anti-vibradores.....	68
Figura 35. Encerramiento hermético y rígido con material absorbente y anti-vibradores	69
Figura 36. Doble encerramiento hermético rígido con material absorbente y anti-vibradores	69
Figura 37. Panorámica del semi-cerramiento propuesto para el chiller	70
Figura 38. Semi-cerramiento propuesto para el chiller	70
Figura 39. Resultado del semi-encapsulado con la espuma de poliuretano, vista 3D.	72
Figura 40. Resultado del semi-encapsulado con la espuma de poliuretano, vista 2D (plano xy).....	72
Figura 41. Dirección del flujo de energía desde el semi-capsulado del chiller.	73
Figura 42. Impacto acústico entre la brecha de los dos edificios.	74

Figura 43. Parte inferior de la tapa y la disposición propuesta para los travesaños75

RESUMEN

Se ha realizado un estudio del ruido acústico al interior del laboratorio de ensayos dinámicos y materiales fibro-reforzados de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Valle, que incluye el estudio de una de las fuentes principales de esta emisión acústica conocida como chiller, cuyo modelo es SIC-5A-P. Este es el encargado de refrigerar el aceite hidráulico de la máquina de ensayos dinámicos adyacente. El uso de la refrigeración es imprescindible debido a las altas presiones que se alcanzan en los pistones hidráulicos durante los ensayos con probetas.

Las mediciones de presión acústica para la predicción del campo acústico fueron realizadas con micrófono y sonómetro tipo 2 para aplicaciones generales siguiendo los lineamientos de la norma NTC 5793. La comparación de los niveles aceptados por norma dentro del laboratorio se llevó a cabo con la resolución 627 de 2006, del Ministerio de Ambiente, Vivienda y Desarrollo Territorial, artículo 9, donde se establecen los estándares máximos permisibles de niveles de emisión de ruido en dB(A). Los resultados indican que se supera este nivel durante el día aproximadamente por 10 dB(A) cuando la máquina de ensayos en el laboratorio está en funcionamiento.

Con la intención de evaluar el ruido encaminado a su reducción, se tomaron datos de vibración estructural, justo sobre la carcasa del chiller durante su funcionamiento, para calcular su potencia a 125 Hz, además se analizó la repuesta en frecuencia de dos de sus caras, inclusive se realizaron mediciones acústicas al interior del laboratorio. Los análisis de las señales adquiridas de velocidad de vibración muestran concentraciones de energía a 48.8 Hz, 61 Hz y 122.1 Hz aproximadamente, que corresponden a las frecuencias de vibración de los componentes internos del chiller: compresor, bomba y 5° armónico del ventilador respectivamente.

Con las mediciones acústicas y vibratorias se logró: 1) Detectar el ventilador del chiller como uno de los componentes que está contribuyendo con la molestia acústica dentro del laboratorio, emitiendo un tono cercano a 120 Hz. Tal afirmación puede ser hecha debido a que, a 120 Hz se muestra una concentración de energía en las vibraciones sobre las caras del chiller; igualmente, la banda de frecuencia de 125 Hz, inicia, -según el estudio del ruido sonoro- el rango de frecuencias que están fuera de lo normalizado en dB(A) para el tipo de sector en el que se encuentran las fuentes de ruido. 2) El cálculo aproximado de la potencia acústica del chiller en la banda de 125 Hz mediante el método del elemento de frontera (BEM) y adquisición por vibrometría laser. 3) Dar por enterado que el chiller está resonando a las tres frecuencias de trabajo de sus componentes internos: compresor, bomba y quinto armónico de rotación del ventilador. 4) Que con la información obtenida se propuso

un semi-cerramiento adecuado para el chiller, el cual -según simulaciones computacionales- reduce el ruido al interior del laboratorio a niveles normalizados e incrementa el ruido en el exterior, ya que, por ser necesaria la ventilación del chiller, se ha dejado una apertura en una de las caras de la cápsula hacia el exterior del laboratorio; no obstante, se pueden usar rejillas anti-ruido en la salida de la cápsula del chiller para atenuar el impacto acústico en el exterior.

PALABRAS CLAVE: Ruido y vibración, resonancia acústica, chiller, emisión acústica, simulación computacional, nivel de presión acústica, vibrómetro láser de efecto Doppler, respuesta en frecuencia.

INTRODUCCIÓN

No es desconocido para mucha gente la existencia de una gran variedad de fuentes o focos emisores de ruido acústico, que se sitúan en algunos casos casi que irremediablemente en los espacios donde desempeñan sus labores cotidianas, por lo tanto, tales focos, están en mayor o menor medida en interacción con el órgano auditivo de las personas, afectando la salud o reduciendo la capacidad plena de desenvolvimiento diario. La producción de ruido acústico de focos emisores se debe a que éstos poseen componentes vibratorios que, al estar en unión mecánica con otras piezas, logran transmitir vibraciones a todo el equipo y al aire circunvecino, incluso, a sus propios cimientos y paramentos que lo rodean.

Las vibraciones estructurales se producen de manera concurrente al sonido o ruido (el sonido se convierte en ruido cuando se vuelve inarticulado y confuso, generalmente de alta amplitud), es decir, ambos fenómenos están vinculados. Esta condición concomitante implica considerar junto con las oscilaciones, también su propagación en el espacio, sobre todo, cuando las vibraciones se producen en lugares donde se llevan a cabo actividades de tipo productivo por seres humanos, siendo necesario en muchas ocasiones ejercer un control del ruido.

La caracterización de fuentes fijas de emisión acústica es el proceso más importante cuando se desea efectuar un control de ruido eficaz. Debido a que las dos técnicas usadas para tal propósito (control de ruido activo y control de ruido pasivo) necesitan de la información necesaria, tal como, la amplitud acústica predominante a cierto tipo de frecuencias, conocimiento acerca de cuál de las fuentes es la que está emitiendo cierto tipo de frecuencia y, la potencia con la cual la está emitiendo, indagación que únicamente una caracterización acústica del ruido y de vibraciones en la fuente ruidosa puede proporcionar.

1 OBJETIVOS

1.1 Objetivo general

Hacer el análisis de vibraciones y caracterización del ruido del Chiller Modelo SIC-5A-P ubicado dentro del laboratorio de ensayos dinámicos y materiales fibro-reforzados de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Valle.

1.2 Objetivos específicos

- Caracterizar la vibración en la carcasa del Chiller y su relación con sus elementos vibratorios internos por análisis de las formas de las ondas y/o análisis de espectro.
- Desarrollar un modelo computacional de la radiación acústica producida por el Chiller dentro del Laboratorio.
- Caracterizar el Chiller como fuente de ruido dentro del laboratorio y contrastar con los resultados de simulación.
- Proponer una alternativa de reducción de ruido con base en los resultados de caracterización obtenidos.
- Comparar el nivel de ruido dentro del laboratorio con los estipulados en la resolución 627 de 2006 de Colombia, Ministerio de Ambiente, Vivienda y Desarrollo Territorial. Por la cual se establece la norma nacional de emisión de ruido y ruido ambiental.

2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Actualmente el Laboratorio de Ensayos Dinámicos y Materiales Fibro-reforzados de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Valle cuenta en su interior con un equipo Chiller modelo SIC-5A-P, que es usado para la refrigeración del fluido hidráulico de los actuadores de la Máquina de Ensayos Dinámicos que se encuentra adyacente. El chiller durante su funcionamiento genera ruidos que alteran la tranquilidad de las personas que se encuentran en el lugar. Cabe mencionar que, la mayoría de las personas que recurren al sitio lo hacen con fines académicos, entre estos, estudiantes que se encuentran desarrollando sus prácticas de laboratorio o investigación. Esta situación afecta la concentración durante el desarrollo de sus actividades, debido a la demanda sensorial causada por el ruido, en detrimento de su bienestar físico, mental y consecuentemente su capacidad plena de aprendizaje. Según mediciones incipientes con sonómetro al interior del laboratorio se está superando el nivel de ruido establecido por la norma en este tipo de espacios.

3 JUSTIFICACIÓN

La evidente problemática que involucra al ser humano asociada a la falta o carencia del control del ruido dentro del laboratorio, hace necesario que se tomen medidas encaminadas a corregir esta situación. Por consiguiente, este trabajo pretende hacer una caracterización de ruido y vibraciones en el Chiller con la intención de aportar en el control de ruido, logrando la mitigación de los impactos negativos que se vienen produciendo, y a su vez, garantizar los niveles de ruido normalizados nacionalmente.

Como una ventaja adicional que cabe mencionar acerca de la implementación de un control de ruido eficaz dentro del laboratorio, es que se podría buscar y ampliar el espectro de utilidad del laboratorio, ya que la estancia sería más confortable.

4 MARCO TEÓRICO

4.1 Chiller

Un *water chiller* o enfriador de agua (Figura 1), como cualquier maquina térmica, posee dos usos característicos: como refrigerador o bomba de calor. En la industria los enfriadores chillers cumplen con la función de extraer el calor de fluidos de alta temperatura proveniente de procesos externos y, transferirlo hacia el agua fría que producen a través de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor.



Figura 1. chiller en estudio

4.2 Partes de un sistema de refrigeración por compresión de vapor

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor ha sido el sistema más difundido en la refrigeración, la climatización y bombas de calor; y, está constituido por las siguientes partes:

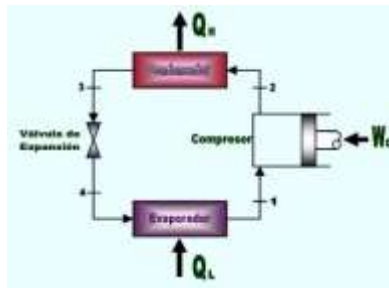


Figura 2. Esquema básico de un equipo con ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

4.2.1 Compresor

El compresor cumple la función de hacer circular el fluido refrigerante a través de cada uno de los elementos del sistema de refrigeración. Lo que logra succionando el gas sobrecalentado de baja presión y temperatura (estado 1), comprimiéndolo hasta un punto tal, que aumente su temperatura y presión (estado 2), ver Figura 2.

4.2.2 Evaporador

Es el lugar en el que se lleva a cabo la transferencia de calor del fluido a refrigerar hacia el refrigerante, llevando a este último del estado saturado (estado 4) al estado sobrecalentado (estado 1), ver Figura 2.

4.2.3 Condensador

Es el elemento en el cual ocurre el intercambio de calor del refrigerante sobrecalentado de alta presión y temperatura (estado 2), hasta un estado saturado (estado 3). La pérdida de calor implícita resulta de la transferencia de calor hacia el aire circundante o agua, lográndose la condensación.

4.2.4 Válvula de expansión termostática

Sus funciones son de dos tipos: controlar la cantidad de refrigerante en estado líquido que llega al evaporador, mediante la evaporación de parte de éste, y generar la caída de presión necesaria entre el condensador y el evaporador (estados 3 y 4), para que en este último se lleve a cabo la evaporación a una temperatura determinada.

4.3 Principio de funcionamiento del chiller SIC 5A-P

Como cualquier equipo de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerador modelo SIC 5A-P se compone de los cuatro elementos principales enunciados anteriormente: el compresor, condensador, válvula de expansión termostática y el

evaporador (ver Figura 2), en cada uno de los cuales se llevan a cabo los cuatro procesos que le dan sus respectivas denominaciones.

El arranque del equipo inicia el trabajo del compresor. El proceso de compresión se lleva a cabo entre A y B (ver Figura 3) elevando la temperatura y presión del gas. Entre C y D ocurre el proceso de condensación de los gases provenientes de la compresión. El proceso entre D y E da lugar a la reducción de la presión del refrigerante debido al proceso de expansión en la válvula, y parte del refrigerante líquido pasa a estado gaseoso. Finalmente, el proceso de evaporación del refrigerante, entre E y A, se logra debido a la transferencia de calor del agua caliente al refrigerante. Este bucle se repite hasta que la temperatura del fluido del proceso sea enfriada a la temperatura requerida.

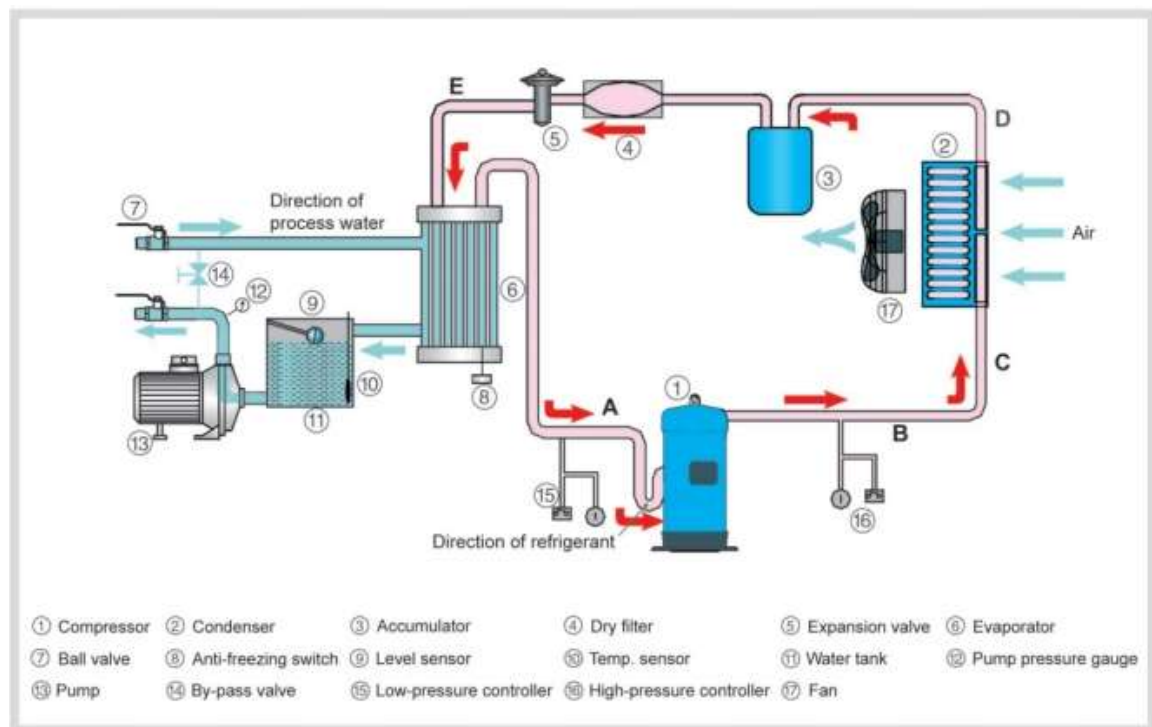


Figura 3. Esquema de funcionamiento del enfriador.

(Fuente: SHINI, plastics technologies)

El ruido sonoro generado por el equipo en análisis tiene fuentes principales claramente identificables en un espectro de frecuencias, como se observa en la Figura 3, compresor, bomba y ventilador.

4.4 Fundamentos de acústica

4.4.1 Ruido

Un ruido acústico hace referencia a un sonido no deseado, generalmente de alta intensidad que interfiere con la recepción de un sonido, y cuyo espectro de frecuencias no tiene componentes diferenciables.

4.4.2 Ruido de fondo

Es el nivel de ruido sobre el cual se presentan todas las mediciones hechas, y corresponde a componentes espectrales que no son de interés al no estar relacionadas con el objeto que se evalúa y se generan por causas externas a las de interés. El ruido de fondo puede ser estimado haciendo mediciones con la fuente de ruido apagada.

4.4.3 Potencia acústica

Es la cantidad de energía por unidad de tiempo generada por una fuente de emisión sonora. Su relación con la intensidad sonora está dada por la siguiente expresión:

$$W = I * 4\pi * r^2 \quad (4.1)$$

Dónde:

W = Potencia acústica en Watt (W)

I = Intensidad acústica en $\frac{W}{m^2}$

r = Distancia de la fuente en metros

4.4.4 Nivel de presión sonora

El oído humano tiene la capacidad de detectar variaciones de presión acústica en el rango de $20 \times 10^{-6} Pa$ y $200 Pa$ que corresponden a valores por debajo y por encima del valor estático (presión atmosférica, $10^5 Pa$), respectivamente. Se menciona, además, que las frecuencias auditivas del hombre cubren el rango de 20 a 20.000 Hercios.

En la práctica, usar el pascal (Pa) como unidad es inusual debido a los grandes márgenes de variación que implicarían. Lo cual se previene usando escalas logarítmicas que como consecuencia introducen el concepto de nivel de presión sonora en dB. Su representación matemática es la siguiente:

$$L_p(dB) = 10 \log \left[\frac{P_{RMS}}{P_0} \right]^2 \quad (4.2)$$

Dónde:

L_p : Nivel de presión acústica en dB

P_{RMS} : Valor eficaz de la presión acústica en Pa

P_0 : Presión de referencia ($20 \times 10^{-6} Pa$)

4.4.5 Análisis espectral

Un análisis espectral permite la descomposición en frecuencias de fenómenos ondulatorios, es un proceso que al final deja en evidencia el tipo de frecuencias predominantes. Consiste en la representación en el dominio de la frecuencia de una señal en el dominio del tiempo mediante la aplicación de FFT (*Fast Fourier Transform*). El resultado es el espectro, donde se pueden apreciar las amplitudes y frecuencias de la vibración.

En el caso de un espectro acústico, las frecuencias vienen discriminadas por bandas de octava o tercio de octava, cuyas frecuencias centrales están especificadas por la norma ISO 266:1975 *Acoustics—Preferred frequencies for measurements*.

4.4.6 Pérdida de energía sonora debido a la superficie

Para una superficie idealmente rígida, una onda sonora se refleja sin pérdida alguna de energía durante su cambio de dirección. No obstante, en el caso real, las superficies presentan algún grado de absorción y elasticidad, exhibiéndose pérdidas de energía, lo que genera una onda reflejada con menor energía que la onda incidente. Las causas de estas pérdidas energéticas se deben a dos motivos: la **absorción** de energía que se genera por parte de la propia superficie, que depende de las características del paramento, y la **transmisión** energética debida a la presencia de una onda transmitida que toma su energía de la onda incidente y que se propaga hacia el interior de la superficie.

La relación entre la cantidad de energía absorbida e incidente se denomina coeficiente de absorción, y se representa como:

$$\alpha = \frac{E_{abs}}{E_{inc}} \quad (4.3)$$

El coeficiente de absorción depende de la naturaleza del material, las condiciones termo-higrométricas del ambiente, y del espectro sonoro de la onda incidente. Por esto último, los datos de absorción de los distintos materiales se dan en bandas de octava o tercio de octava, como se puede ver en los casos presentados en la tabla (1).

Material	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
Ventana de vidrio	0.33	0.25	0.18	0.12	0.07	0.04
Vidrio	0.03	0.02	0.02	0.01	0.07	0.04
Placa de yeso	0.29	0.10	0.05	0.04	0.07	0.09

Madera	0.15	0.11	0.10	0.07	0.06	0.07
Hormigón pintado	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02
Hormigón enlucido	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.05
Revoque de cal y arena	0.04	0.05	0.06	0.08	0.04	0.06
Ventana abierta	1	1	1	1	1	1

Tabla 1. Coeficientes de absorción sonora de los principales materiales presentes al interior del laboratorio en bandas de octava

(fuente: <http://www.fadu.edu.uy/acondicionamiento-acustico/wp-content/blogs.dir/27/files/2012/02/Tablas-de-Absorcion.pdf>)

4.4.7 Pérdida de transmisión R

Es la expresión logarítmica del cociente entre la potencia sonora que incide (W_1) sobre un material y la que es transmitida (W_2) hacia el otro lado. Otras denominaciones para R son: índice de reducción acústica (IR) o pérdida por transmisión (TL).

$$R = IR = TL = 10 \log \frac{W_1}{W_2} \quad (4.4)$$

Para paredes simples o tabiques, los cuales están constituidos por una pieza acústicamente homogénea, en primera aproximación responden a la “ley de la masa y la frecuencia”. La cual dice que la pérdida de transmisión crece 6 dB por cada duplicación de densidad superficial del tabique. Así mismo, fijada la densidad superficial, la pérdida de transmisión crece al aumentar la frecuencia.

$$R = IR = TL = 18 \log_{10} \frac{f\delta}{300} \quad (4.5)$$

Donde f está en Hz y δ en $\frac{kg}{m^2}$.

4.4.8 Caracterización acústica de fuentes de ruido fijas

Para la caracterización y valoración del impacto de las fuentes ruidosas sobre las personas, es necesario considerar -como ya se ha mencionado- la sensación no lineal del oído humano con respecto a la amplitud en decibeles del ruido sonoro, al igual que la frecuencia a la cual se está emitiendo. El oído humano es más sensible a las frecuencias medias (256 Hz a 2 KHz) y altas (2 KHz a 20 KHz) que a las bajas (20 Hz a 256 Hz).

4.4.8.1 Potencia acústica de una fuente emisora

La principal característica de una fuente de ruido es su potencia acústica, que permite conocer la razón de energía emitida por unidad de tiempo y cuya unidad de medida es el Watt (W).

La caracterización de una fuente de ruido acústico usualmente no se basta solo con el conocimiento de la potencia sonora irradiada por ella. Para lograr un control de ruido eficaz es necesario en muchas ocasiones, el conocimiento de la distribución de tal potencia entre las distintas bandas de frecuencia. Esta información debe incluso complementarse con la directividad de la fuente, debido a que, éstas por lo general no emiten su energía con igualdad en todas las direcciones del espacio circundante.

4.4.9 Mediciones de niveles de presión acústica

La Norma NTC 4871: *Ruido emitido por maquinaria y equipo. Parámetros para el uso de normas básicas para la determinación de niveles de presión acústica emitida en una estación de trabajo y otras posiciones específicas*, ofrece breves sumarios de las normas internacionales para la determinación de niveles de presión acústica emitida proveniente de todo tipo de maquinaria y equipo, en estaciones de trabajo y otras posiciones específicas. Brinda una guía acerca del proceso de selección de los métodos apropiados de medición para cualquier tipo de fuente particular, aplica solo para sonido aéreo). De esta norma y según las condiciones en las cuales se encuentra inmersa la fuente de ruido, en este trabajo se determinó que la norma apropiada para la determinación de niveles de presión acústica emitida es la norma NTC 5793: *Ruido emitido por máquinas y equipos de medición de los niveles de presión acústica de emisión en el puesto de trabajo y en otras posiciones especificadas método que necesita correcciones¹ de entorno*. Esta norma es una adopción idéntica por traducción de la ISO 11204:1995.

Se acogió la norma NTC 5793 como un lineamiento no riguroso de las mediciones de nivel de presión sonora, debido a que, las condiciones que imperan en el laboratorio difieren de ésta. Aquí las siguientes declaraciones de la norma:

Esta norma especifica un método de medición que ofrece una precisión, la cual, dependiendo del ambiente de medición es de grado técnico o de inspección, y es aplicada a máquinas que cumplen los siguientes requisitos:

- Máquinas que no pueden instalarse en un campo en su mayoría libre en un plano reflector para propósitos de las mediciones.
- Máquinas instaladas bajo condiciones que cumplan con los requisitos establecidos en cuanto a ruido de fondo, ambiente de ensayo y se pueda aplicar una corrección ambiental más precisa que la determinada en la norma ISO 11202

¹ La corrección local de entorno es un valor especificado máximo admisible, que se aplica a los niveles de presión acústica medidos con el fin de excluir los efectos de las reflexiones en otras superficies reflectantes que no sean el plano sobre el que reposa la máquina o el equipo

- Máquinas para las cuales se puedan definir una o más estaciones de trabajo u otras posiciones específicas.

Cabe notar que:

- La norma NTC 5793 es aplicable solo a fuentes únicas en sala o al aire libre sobre uno o varios planos reflectantes, y el salón estudiado posee 2 fuentes ruidosas principales.
- Solo se aplicará el factor de corrección del ruido de fondo K_1 ² en las posiciones microfónicas y no se tendrá en cuenta el factor de corrección local del entorno K_3 ³, ya que, este disminuye la influencia de la reflexión acústica en los valores medidos en decibeles, por el contrario, lo que se requiere es comparar estas mediciones con una simulación que tiene en cuenta las condiciones reales del laboratorio.

4.5 Predicción acústica en espacios cerrados

En la actualidad se han desarrollado varios modelos de predicción acústica de espacios cerrados. Entre ellos se encuentran los modelos que usan los métodos analíticos, empíricos, simplificados, estadísticos y los que usan métodos numéricos que se basan en el trazado de rayos (de forma equivalente a los rayos de luz en óptica geométrica). Los métodos por trazado de rayos acústicos son los más usados, debido a que, permiten considerar geometrías complejas, esto se evidencia en la cantidad de programas comerciales disponibles que tienen implementados estos métodos. Sin embargo, posee ciertas desventajas: En primer lugar, para obtener resultados confiables es necesario aumentar el número de rayos, lo que conduce a tiempos de computación elevados; y, en segundo lugar, cuando los espacios son muy grandes o presentan múltiples espacios de conexión (en el caso de recintos acoplados) algunos caminos importantes de reflexión pueden perderse. NAVARRO, Juan y ESCOLANO, José [12].

Un método más reciente basado en un modelo de difusión de energía acústica que deriva de las técnicas de la acústica geométrica, puede ser utilizado para una predicción precisa del campo sonoro en salones, requiriendo costos de computación bajos.

² Término corrector que refleja la influencia del ruido de fondo sobre el nivel de presión acústica de emisión en las posiciones especificadas de la máquina en ensayo.

³ Término corrector que refleja la influencia de la reflexión acústica sobre el nivel de presión acústica de emisión obtenido para una posición especificada (por ejemplo, un puesto de trabajo) de la máquina en ensayo.

“Aunque el método de trazado de rayos y el modelo energético que hace uso de la ecuación de difusión puedan derivarse por separado, por medio de la teoría clásica de la transferencia radiativa de la óptica, sus fundamentos pueden ser unificados, incluyendo a, una amplia gama de métodos geométricos”. [12].

El método de difusión de la energía acústica se ha seleccionado en este trabajo para predecir el campo sonoro dentro del laboratorio. Por un lado, por la ventaja relacionada al tiempo de computación, y, por otro lado, porque las pautas para su uso se alinean bastante bien a las condiciones del laboratorio, haciendo congruente su implementación, éstas son: dimensiones relativamente pequeñas del recinto y bajos coeficientes de absorción distribuidos de forma arbitraria. En seguida, se presenta la descripción del método a usar, dado por BILLON, Alexis. PICAUT, Judicaël *et al* [2].

4.5.1 Modelo de la ecuación de difusión

Los fundamentos del modelo de difusión serán expuestos y, desenlazarán en el resultado de la distribución de la densidad de energía acústica en estado estacionario de la parte reverberada de un determinado cuarto que se excita por una fuente acústica.

4.5.2 Ecuación de difusión

El camino libre medio, λ , de la sala puede calcularse por una ecuación analítica sencilla.

$$\lambda = \frac{4V}{S} \quad (4.6)$$

En la cual V representa el volumen del recinto y S el área de las paredes, piso y techo.

Con analogía física de la difusión de partículas en un medio dispersivo, conocida como ley de Fick, la densidad de flujo de energía acústica local $J(\mathbf{r}, t)$ puede aproximarse como el gradiente de la densidad de energía acústica $w(\mathbf{r}, t)$:

$$J(\mathbf{r}, t) = -D \text{grad}(w(\mathbf{r}, t)) \quad (4.7)$$

Las variables r y t denotan la posición y el tiempo respectivamente. D es el coeficiente de difusión, y su expresión analítica es tomada directamente de la teoría de difusión para partículas en medios dispersivos.

$$D = \frac{\lambda c}{3} \quad (4.8)$$

Donde c , es la rapidez del sonido. Este término toma en cuenta la morfología de la habitación por medio del camino libre medio.

En el caso de una habitación que contiene una fuente puntual omnidireccional localizada en r_s y con una salida de potencia P . Puede demostrarse de la ecuación 4.7 que la densidad de energía acústica es la solución de la ecuación de difusión siguiente:

$$\frac{\partial w(\mathbf{r}, t)}{\partial t} - D\nabla^2 w(\mathbf{r}, t) = P(\mathbf{r}, t) \text{ en } V. \quad (4.9)$$

En estas ecuaciones, ∇^2 es el operador laplaciano y V denota el dominio delimitado por las superficies del cuarto. En la ecuación 4.9, el término a la derecha es la fuente, la cual se modela como una fuente acústica omnidireccional en términos de la potencia de salida y localización. Este modelo asume que las variaciones de densidad de energía y flujo de energía se mantienen pequeños sobre un camino libre medio.

4.5.3 Condiciones de frontera

La ecuación 4.9 expresa las evoluciones temporal y espacial de la densidad de energía acústica a través del cuarto, y debe ser completada con las condiciones de frontera teniendo en cuenta la absorción de energía acústica de las superficies del cuarto. Una forma común de describir los intercambios de energía en una frontera es por el uso de condiciones de frontera mixto, en la forma siguiente:

$$\mathbf{J}(\mathbf{r}, t) \cdot \mathbf{n} = -D \frac{\partial w}{\partial n} = hw(\mathbf{r}, t) \quad \text{sobre } S. \quad (4.10)$$

Donde h es el coeficiente de intercambio, similar a un coeficiente de convección en transferencia de calor.

$$h = \frac{c\alpha}{4} \quad (4.11)$$

α es el coeficiente de absorción de Sabine. Sin embargo, esta condición de frontera fue limitada a bajos coeficientes de absorción ($\alpha < 0.2$). Para mejorar las predicciones obtenidas para coeficientes de absorción más altos, un coeficiente de intercambio basado en el coeficiente de absorción de Eyring se introdujo luego:

$$h = \frac{c \ln(1-\alpha)}{4} \quad (4.12)$$

No obstante, esta expresión se convierte en singular para $\alpha = 1$. Usando una analogía con la difusión de luz, se ha obtenido la siguiente expresión del coeficiente de intercambio:

$$h = \frac{c\alpha}{2(2-\alpha)} \quad (4.13)$$

4.5.4 Criterio de acústica de salas

El criterio más importante en acústica de recintos y en espacios industriales es el nivel de presión sonora. El modelo de la ecuación de difusión toma en cuenta únicamente la parte reverberada del campo sonoro, como se ha indicado en el apartado 4.5.1, el campo sonoro directo debe ser añadido en una etapa posterior. Así, el nivel de presión sonora (SPL) a una localización \mathbf{r} puede ser obtenido con:

$$SPL(\mathbf{r}) = 10xlog \left(\rho c \left(\frac{P}{4\pi d^2} + cw(\mathbf{r}) \right) x \frac{1}{P_{ref}^2} \right) \quad (4.14)$$

Donde $d = |\mathbf{r} - \mathbf{r}_s|$ es la distancia entre el receptor y la fuente, ρ la densidad del aire, y $P_{ref} = 2x10^{-5} Pa$.

4.5.5 Recintos acoplados a través de particiones

La energía acústica transfiriéndose desde un recinto a otro a través de una partición de una pared puede deteriorar significativamente el *comfort*. Para evaluar esta transferencia, los estándares son basados en la teoría de reverberación y sus predicciones son confiables, siempre y cuando, las suposiciones de campo sonoro difuso se mantengan. Esta energía puede ser calculada usando el modelo de difusión. En primer lugar, la partición se asimila como una superficie fuente, asumiendo un campo difuso en el cuarto que contiene la fuente. Luego, el modelo de difusión se extiende para resolver todo el problema de transmisión y considerar campos sonoros difusos sobre ambos lados de la partición. Dos ecuaciones de difusión deben ser consideradas, una para cada recinto.

$$-D_1 \nabla^2 w_1(\mathbf{r}, t) = P(\mathbf{r}, t) \text{ in } V_1, \quad (4.15)$$

$$-D_2 \nabla^2 w_2(\mathbf{r}, t) = 0 \text{ in } V_2, \quad (4.16)$$

Donde D_1 y D_2 son las constantes de difusión de los cuartos fuente y adyacente respectivamente. Note que únicamente el problema estacionario es considerado aquí cuando el nivel de presión sonora es el principal criterio de interés en problemas de transmisión acústica.

En el área de acoplamiento, el intercambio de energía entre los cuartos debe ser expresada al igual que la absorción en su superficie. Entonces, la condición de frontera siguiente se obtiene sobre el lado de recinto fuente con un vector normal exterior \mathbf{n}_1

$$D_1 \frac{\partial w_1}{\partial \mathbf{n}_1} + h_1 w_1(\mathbf{r}, t) = \frac{\tau c}{4} w_2 \quad (4.17)$$

El término de la izquierda es similar a la ecuación 4.10 y representa la perdida de energía desde el cuarto fuente sobre partición de la pared. El término de la derecha se mantiene por la energía transferida desde el cuarto adyacente al cuarto fuente a

través de la partición como una función de la pérdida de transmisión R (o el coeficiente de transmisión $\tau = 10^{-R/10}$). Una condición de frontera similar puede ser escrita sobre el lado del cuarto adyacente con vector exterior normal \mathbf{n}_2 .

$$D_2 \frac{\partial w_2}{\partial n_2} + h_2 w_2(\mathbf{r}, t) = \frac{\tau c}{4} w_1 \quad (4.18)$$

El término de la derecha describe la energía transferida desde el cuarto fuente. De manera similar para el acoplamiento a través de aperturas, el principio puede extenderse a un número arbitrario de cuartos acoplados y fuentes. Inclusive, se puede mostrar que el balance de energía obtenido usando el modelo de difusión puede ser reducido al obtenido usando la teoría de reverberación, si se asume un campo difuso en cada recinto.

4.6 Modos propios de un cuarto

La resonancia es un fenómeno al que se expone cualquier recinto cerrado que es excitado con alguna fuente sonora que agite el aire inmerso, y a su vez; ventanas, paredes, suelo y techo en contacto a alguna de sus frecuencias modales. La condición para que tal situación sea manifiesta es que las excitaciones ocurran a cierto tipo de frecuencias conocidas como frecuencias propias, naturales, resonantes o en ingles *eigenfrequencies*.

En el diseño de salas de concierto es de gran importancia considerar las resonancias para garantizar un sonido claro y neutral, con la intención de lograr una grata experiencia musical. Además, el conocimiento de las formas modales de un recinto permiten dar por enterado la ubicación espacial más apropiada de cualquier tipo de artilugio sonoro para lograr el mejor sonido, o por el contrario, obtener su menor efecto sonoro. Información que es de gran utilidad en recintos industriales en los cuales se busque el menor impacto ruidoso dentro de un recinto ocupado por maquinaria, por ejemplo.

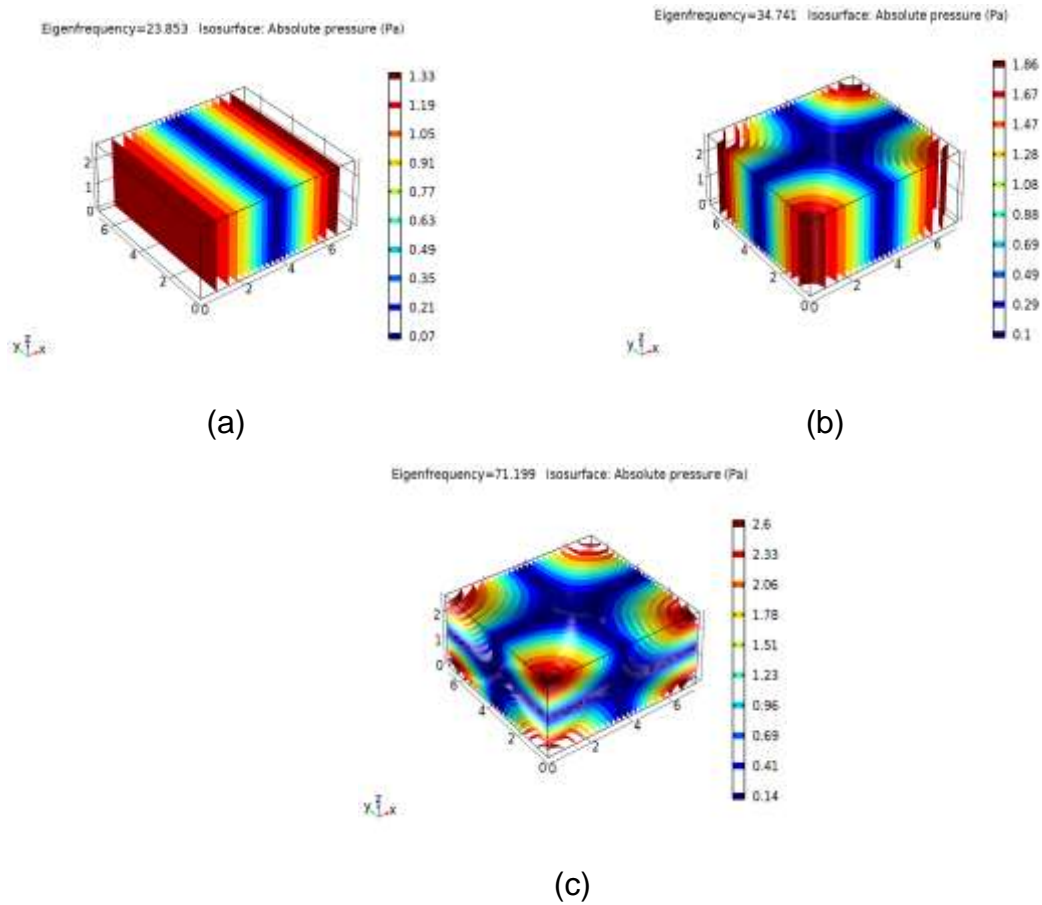
La ecuación 4.27 o formula de Rayleigh, muestra la relación de cada modo propio con su respectiva frecuencia. Algunos de los modos usando la ecuación 4.27 se muestran en la Figura 4.

$$f_{x,y,z} = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{L_z}\right)^2} \quad (4.27)$$

Donde f_x, f_y, f_z son denominadas como las frecuencias propias del recinto. n_x, n_y, n_z son números enteros positivos ó nulos (0, 1, 2, 3, 4... n). L_x, L_y, L_z corresponden a la altura, anchura y profundidad de un recinto paralelepédico.

Los modos propios pueden ser divididos en tres clases distintas:

- Frecuencias principales con un solo coseno director. Los frentes se propagan paralelamente a una arista, dan lugar a modos axiales, que son ondas estacionarias entre dos paredes opuestas.
- Los modos son tangenciales si los frentes de onda se propagan paralelamente a una arista (entre cuatro paredes). Para este caso solo un coseno director es nulo.
- Si todos los índices son diferentes de cero, los modos son oblicuos (entre seis paredes).



*Figura 4. Superficies de igual presión sonora absoluta en el laboratorio cuando este se encuentra vacío, paralelepípedo rectangular de dimensiones (7.19 x 6.79 x 2.79) m:
a) modo axial (1,0,0); b) modo tangencial (1,1,0); c) modo oblicuo (1,1,1)*

Un modelo que sea resuelto a partir de la ecuación 4.27, no retorna información de las propiedades de amortiguamiento del cuarto, debido a que, se asume todos los bordes como paredes, piso y mobiliario son superficies perfectamente rígidas, límites sonoros duros, esto se debe a la condición de contorno que establece la velocidad cero en la superficie del material. En situaciones reales la ecuación 4.27 ya no es válida por existir cierto grado de deformación, en consecuencia, la frecuencia del modo propio de vibración se desplaza ligeramente, no obstante, la distribución de la presión debe aún ser razonablemente correcta.

4.7 Determinación de la potencia sonora radiada de estructuras vibrantes por técnicas de medida sin contacto

En un entorno industrial es común encontrar variedad de estructuras y superficies de máquinas en las cuales constantemente se emite radiación sonora, por consiguiente, el campo acústico está relacionado con todas las fuentes emisoras, siendo dificultoso detectar la contribución de una superficie particular al campo sonoro total. Dos preguntas de interés técnico que podrían suscitarse son:

- 1) ¿Cuál es la contribución de una superficie a la potencia sonora total emitida?
- 2) ¿En dónde la superficie emite una frecuencia particular?

La primera pregunta es de interés cuando se debe evaluar la contribución acústica de un maquina o componente estructural particular, como ejemplo la búsqueda de soluciones de reducción de ruido. La segunda pregunta es de interés cuando se quieren evitar tonos molestos del espectro de ruido emitido por una máquina.

La potencia sonora radiada por una superficie de un elemento puede ser determinada numéricamente desde el patrón vibratorio por una técnica de mediciones sin contacto, ofreciendo una alternativa a las medidas hechas con micrófono. El procedimiento consiste en tomar medidas superficiales de la vibración (sin tocar la superficie) y obtener posteriormente la potencia usando un método numérico. Para llevar a cabo el cálculo numérico de la potencia se usará aquí el método del elemento de frontera (BEM).

Las técnicas de mediciones sin contacto poseen ciertas ventajas: 1) son no invasivas. 2) No son sensiblemente afectadas por las características acústicas del recinto (como la absorción y reflexión de las paredes), y 3) son bastante convenientes, como se mencionó, cuando se requiere conocer la potencia acústica de una sola fuente de ruido dentro de un grupo más grande de fuentes emisoras,

situación que no se lograría con un micrófono a menos que la fuente de emisión sea aislada.

4.7.1 Método del elemento de frontera (BEM)

El método del elemento de frontera, (BEM) por sus siglas en inglés, es un método numérico para aproximar soluciones de ecuaciones integrales de frontera. Cada ecuación provee una formulación bien definida de problemas de valores de frontera en diferentes ramas de la ingeniería, por ejemplo: elasticidad, plasticidad, fractura mecánica, flujos de agua en tierra, propagación de ondas y problemas de campos electromagnéticos. HOLMTRÖM, Fredrik [7].

BEM al igual que el método de elementos finitos (FEM), el dominio del problema es dividido, sin embargo, la diferencia radica en que el método del elemento de borde solo necesita de la discretización de la frontera del dominio, en tanto que, en el método del elemento finito es necesaria la discretización de todo volumen del dominio. Lográndose por tal motivo ventajas computacionales por la rapidez de cálculo.

Existen dos diferentes enfoques para BEM, el directo (D-BEM) y el indirecto (I-BEM), para el método directo es necesario al menos una frontera cerrada y las variables físicas como: presión y velocidad normal, para el caso de problemas acústicos, pueden ser considerados solo sobre un lado de la superficie, por el contrario, en el método indirecto ambos lados de la superficie pueden considerarse y usarse para trabajar con problemas de frontera abierta.

A continuación, se presenta una visión general de una implementación del BEM tomado de Holmström, para D-BEM, es el método mayor difundido y, que se usara como herramienta en este trabajo. Para un más amplio detalle del procedimiento y profundización del tema referirse a HOLMTRÖM, Fredrik [7] y VISSER, René [6], respectivamente.

Este trabajo desarrolla el D-BEM para un problema acústico de tiempo armónico en un dominio fluido que es el aire. La correspondiente ecuación integral de frontera es fundada en la ecuación integral de Helmholtz.

$$cp(\mathbf{R}) = \int_S \left(p(\mathbf{R}_0) \frac{\partial g}{\partial \hat{n}_0} - g(|\mathbf{R} - \mathbf{R}_0|) \frac{\partial p}{\partial \hat{n}_0} \right) dS, \quad (4.28)$$

Donde $\partial \hat{n}_0$ es el vector normal de la superficie, y

$$c = \begin{cases} 1 & R \text{ en el dominio } V \text{ del fluido} \\ \frac{1}{2} & R \text{ sobre una frontera lisa del dominio } V \text{ del fluido} \\ \frac{\Omega}{4\pi} & R \text{ sobre una frontera no lisa del dominio } V \text{ del fluido} \\ & (\Omega \text{ es el ángulo sólido}) \\ 0 & R \text{ fuera del dominio } V \text{ del fluido} \end{cases}$$

g se mantiene para la función de Green de espacio libre

$$g(|\mathbf{R} - \mathbf{R}_0|) = \frac{e^{-k|\mathbf{R} - \mathbf{R}_0|}}{4\pi|\mathbf{R} - \mathbf{R}_0|} \quad (4.29)$$

En la cual $|\mathbf{R} - \mathbf{R}_0|$ representa la magnitud de las coordenadas para puntos dentro del dominio.

4.7.1.1 Generalidades

Sin el conocimiento de los valores físicos como: la presión y la velocidad normal sobre la frontera del dominio del problema es imposible calcular el campo de presiones dentro del dominio. Por lo tanto, los valores de frontera deben de ser determinados antes de que el campo de presiones sea estimado. Como resultado BEM consiste de tres partes; una parte de preprocesamiento en la cual un sistema de ecuaciones es construido. Una segunda parte, donde el sistema es resuelto para obtener los valores de frontera. Y, una tercera parte de post-procesamiento donde el campo de presiones en el volumen V es calculado.

4.7.1.2 Pre-procesamiento

El primer paso en el desarrollo de una formulación con BEM es transformar un sistema continuo a un sistema discreto (ver Figura 5). Esto se realiza hallando un Sistema de ecuaciones desde el cual los valores nodales desconocidos de la frontera pueden ser encontrados. La frontera es dividida en N elementos y la ecuación integral de frontera (ec.4.28) es ahora discretizada para un nodo dado i , así, la integral discreta de Helmholtz es obtenida (ec.4.30).

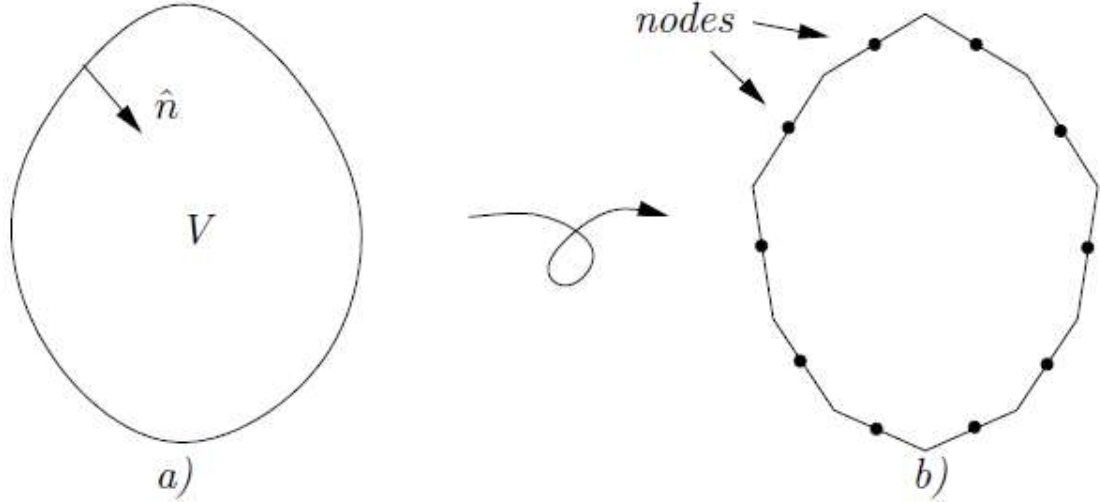


Figura 5. a) sistema continuo, b) sistema discreto

$$cp_i - \sum_{j=i}^N \int_{s_j} p \bar{g} dS = i\rho_0\omega \sum_{j=i}^N \int_{s_j} g v dS \quad (4.30)$$

Donde:

$$\frac{\partial g}{\partial \hat{n}} = \bar{g} \quad (4.31)$$

$$\frac{i}{\rho_0\omega} \frac{\partial p}{\partial \hat{n}} = v \quad (4.32)$$

s_j es la superficie del elemento j sobre la frontera.

En las ecuaciones 4.30-32 p y v son funciones que se originan de los valores nodales y son funciones de forma relacionada con la superficie S_j . La ecuación 4.30 se repite para cada nodo i , de esta manera se obtiene un sistema de ecuaciones. Cada nodo debe tener un solo valor de frontera, ya sea de presión o velocidad normal, entonces el sistema de ecuaciones puede ser resuelto. Las relaciones entre presión y velocidad normal se evidencian por de medio de la impedancia normal específica como:

$$Z = \frac{p}{v} = -i\rho_0\omega p \frac{\partial \hat{n}_0}{\partial p} \quad \text{sobre } S_z. \quad (4.33)$$

La ecuación 4.33 también puede ser usada como una condición de frontera si la presión o velocidad son conocidas en al menos un nodo, solo un valor de frontera debe ser prescrito al mismo nodo, de otra manera, el sistema de ecuaciones

obtenido sería imposible de resolver. Las ecuaciones usadas como condiciones de frontera de presión o velocidad son respectivamente:

$$p \quad \text{sobre} \quad S_p. \quad (4.34)$$

$$v = \frac{i}{\rho_0 \omega} \frac{\partial p}{\partial \hat{n}_0} \quad \text{sobre} \quad S_v. \quad (4.35)$$

Cuando las condiciones de borde son adecuadamente aplicadas, el sistema de ecuaciones construido puede resolverse para los valores desconocidos.

4.7.1.3 Pos-procesamiento

Cuando todos los valores de frontera son conocidos, la presión p para algún punto dentro del dominio fluido puede ser determinado en la parte de pos-procesamiento. La ecuación 4.30 es de nuevo usada con la diferencia que i es un punto arbitrario localizado en el dominio y no necesariamente coincide con alguno de los nodos los previamente establecidos en la frontera.

4.8 Ensayo modal experimental

El método conocido como ensayo de la respuesta en frecuencia, ampliamente difundido, permite conocer el comportamiento dinámico de un sistema continuo mediante la valoración de puntos discretos del mismo; conocido como: un sistema de parámetros concentrado o distribuidos. Especialmente, un ensayo modal asume cada punto discreto o punto de medición con vibración unidireccional, es decir como si la localización de la partícula material en tal punto pudiera determinarse solo perpendicular a la superficie de medición.

El comportamiento dinámico es determinado en general mediante la obtención de parámetros de importancia como: las frecuencias de resonancia (ω_n), amortiguamiento (φ) y formas modales $|H(\omega)|$; conocidos como, parámetros modales y, en general es la finalidad de todo análisis modal experimental, la Figura 6 detalla las fases llevadas a cabo en este tipo de estudios.

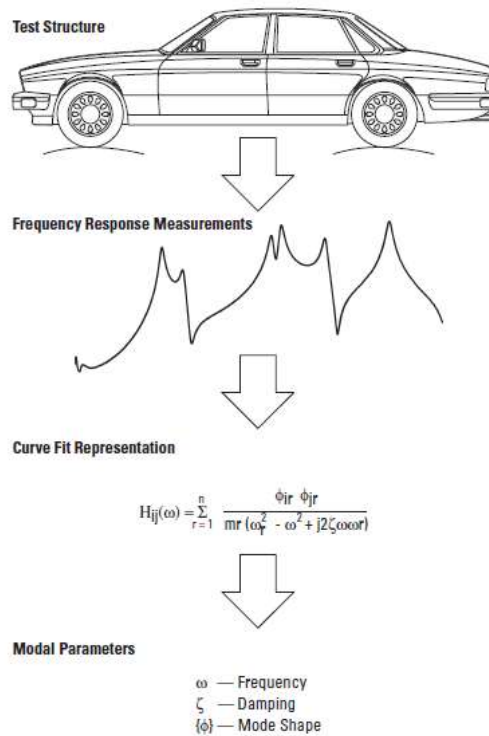


Figura 6. Fases de un ensayo modal

Para un sistema de un grado de libertad en vibración libre con amortiguamiento viscoso las ecuaciones de magnitud y fase de la función de respuesta en frecuencia (FRF) respectivamente son:

$$H(\omega) = \frac{1/m}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\varphi\omega\omega_n)^2}} \quad (4.36)$$

$$\theta(\omega) = \tan^{-1} \frac{2\varphi\omega\omega_n}{\omega_n^2 - \omega^2} \quad (4.37)$$

Cuando $\omega = \omega_n$ se observa que la magnitud alcanza su valor máximo y, con respecto a la fase la respuesta retarda a la entrada por 90° , en el diagrama de fase (la fase de cada partícula oscila entre 0° y 180°) es visto como un cambio al nivel de la resonancia.

Las gráficas de magnitud y fase para un sistema de un grado de libertad vibrando libremente se muestran en la Figura 7, la resonancia se muestra en $\omega = \omega_d = \omega_n$.

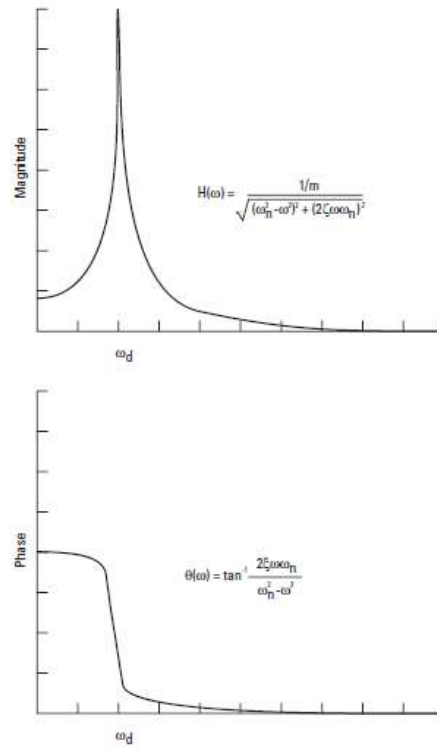


Figura 7. a) Magnitud y fase para un sistema de un grado de libertad en vibración libre.

5 MATERIALES, EQUIPOS Y METODOS

Los materiales y equipos que se usaron fueron los disponibles en el laboratorio de vibraciones y acústica LAVA de la Escuela de Ingeniería Mecánica. El tipo de sonómetro utilizado fue de clase II, según las normas nacionales para las mediciones acústicas. Debido a que el sonómetro no tenía la función de analizador de espectros fue necesario usar al mismo tiempo de la captura de los datos un micrófono para posteriormente efectuar el análisis espectral del ruido en bandas de 1/3 de octava, para ello se usó el software MATLAB®. Para las simulaciones y predicciones del campo acústico se usó el módulo de acústica del software COMSOL multiphysics®. La Figura 8 y Figura 9, muestran los flujos de información y esquemas del montaje de los equipos e instrumentos para las medidas vibratorias y de los niveles de presión acústica respectivamente.

5.1 Normativa Nacional

Las normas técnicas aplicadas para llevar a cabo el trabajo de ingeniería a fin de reducir el ruido de los equipos fuente, son:

- La Norma NTC 4871: *Ruido emitido por maquinaria y equipo. Parámetros para el uso de normas básicas para la determinación de niveles de presión acústica emitida en una estación de trabajo y otras posiciones específicas*
- NTC 5793: *Ruido emitido por máquinas y equipos medición de los niveles de presión acústica de emisión en el puesto de trabajo y en otras posiciones especificadas método que necesita correcciones de entorno*. Esta norma es una adopción idéntica por traducción de la ISO 11204:1995

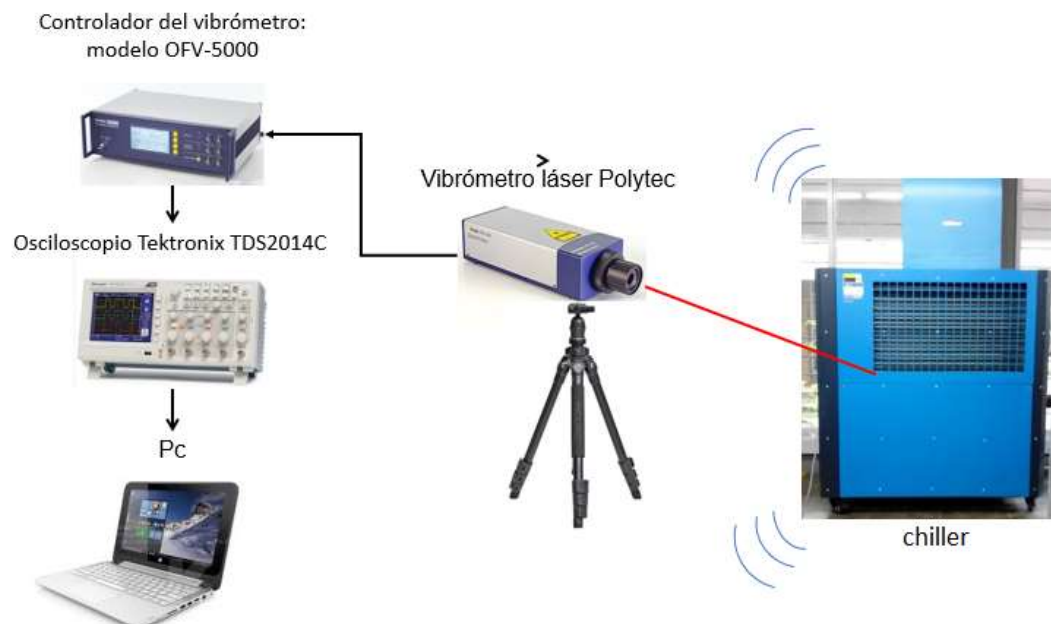
La normatividad base que se aplicó para el control y sirve de fundamento para monitorear las fuentes ruidosas es:

- La resolución 1792 de 1990 Ministerios de salud y de trabajo y seguridad social, Artículo 1. Por la cual se adoptan valores límites permisibles para la exposición ocupacional al ruido.
- La resolución 627 de 2006 Ministerio de Ambiente, Vivienda y Desarrollo Territorial. Por la cual se establece la norma nacional de emisión de ruido y ruido ambiental, Artículos: 9,17, 18, 19, 21 y 26.

5.2 Instrumentos de medición y adquisición

Los instrumentos usados en la adquisición de los datos de vibración y ruido acústico se listan a continuación.

- Vibrómetro láser Polytec
- Controlador del vibrómetro: modelo OFV-5000.
- Sensor Head (RS-232 Interface Commands): modelo OFV-5000.
- Osciloscopio Tektronix TDS2014C.
- Medidor clase II de nivel sonoro Benetech modelo GM1356
- Micrófono de campo libre GRAS ½", tipo 40AC
- Sistema de adquisición de datos Agilent U2531A



(a)

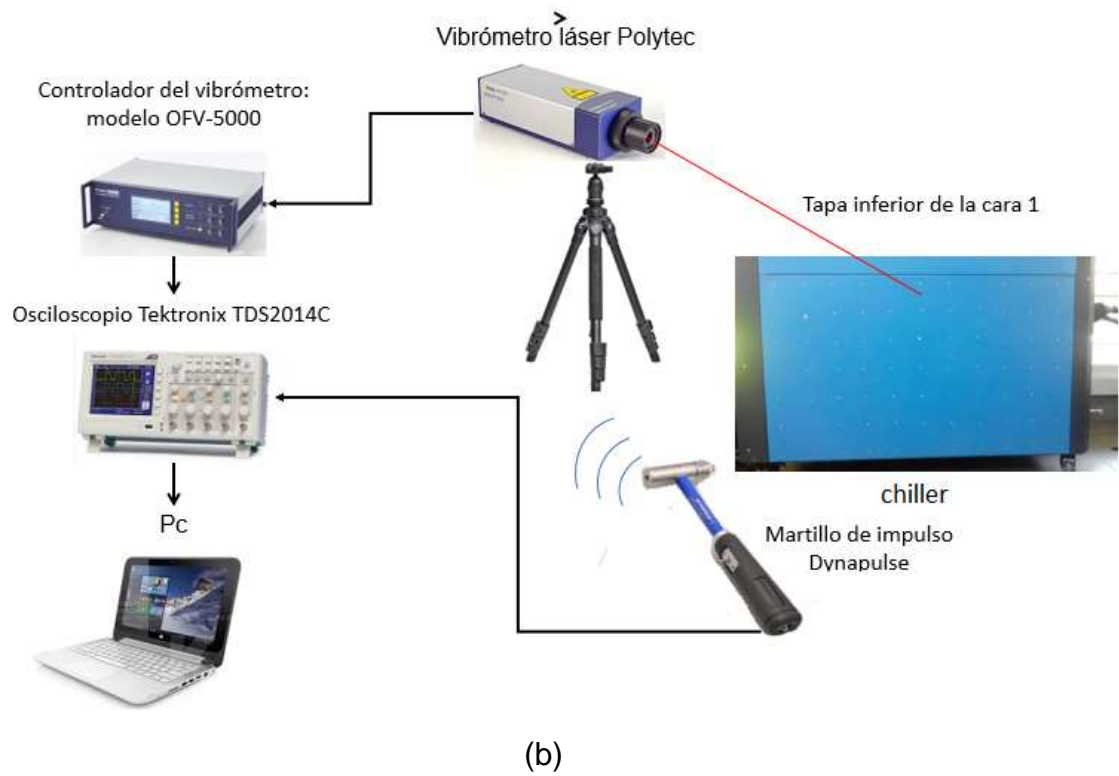


Figura 8. Instrumentación para la toma de datos de vibración, (a) para cálculo a 125 Hz de la potencia sonora del chiller, (b) para el análisis de la FRF

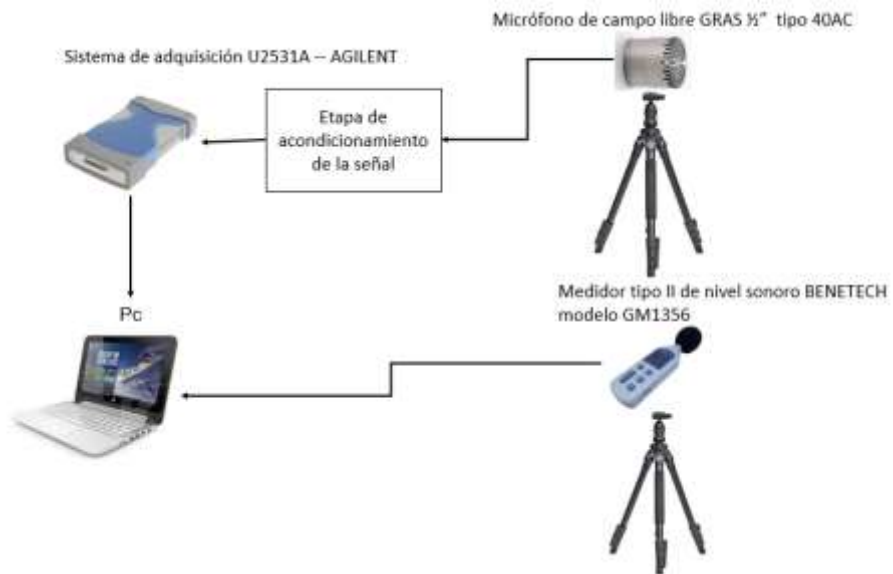


Figura 9. Instrumentación para la toma de datos acústicos

5.3 Procedimiento para la medición de los niveles de presión acústica dentro del laboratorio

Las mediciones se hicieron en dos posiciones, ver Figura 10, durante un tiempo de 30 segundos, tanto con micrófono como con sonómetro clase II. Los datos recogidos fueron luego analizados. La magnitud a medir durante la operación del chiller es el nivel de presión acústica ponderado A, L_{pA}' (el apóstrofe indica que es un valor medido).

5.3.1 Magnitud a determinar: corrección de ruido de fondo K_1

El término corrector K_1 refleja la influencia del ruido de fondo sobre el nivel de presión acústica de emisión en las posiciones especificadas de la máquina de ensayo y es función de la frecuencia y se expresa en decibelios.

$$K_1 = -10 * \log(1-10^{-0.1\Delta L}) \text{ dB} \quad (5.1)$$

ΔL = es la diferencia entre los niveles de presión acústica medidos en una posición especificada estando la máquina en funcionamiento y detenida, respectivamente.

$$L_{pA} = L_{pA}' - K_{1A} \quad (5.2)$$

5.3.2 Funcionamiento de la máquina durante el ensayo

La condición de funcionamiento del chiller que se evaluó en este trabajo es la característica de su empleo normal, que corresponde a una temperatura ajustada en 43 grados aproximadamente.

5.3.3 Posiciones microfónicas

El estudio realizado en este documento permitió analizar dos posiciones microfónicas, las cuales se han denominado: punto evaluación 1, ubicado al frente del controlador de la máquina de ensayos dinámicos; y, punto de evaluación 2, localizado al frente de la máquina de ensayos en un extremo de la mesa que es ocupada durante los ensayos hechos en este laboratorio. Estos puntos sugieren la estancia (casi permanente) que un estudiante corriente tendría durante un proceso de operación realizado con la máquina de ensayos. En los puntos de evaluación fue ubicado el sonómetro a una altura desde el nivel del suelo de 1.38 m. Cabe notar que fueron evaluados en total 9 puntos al interior del laboratorio donde más del 70% de ellos muestran las mismas tendencias, tanto bandas de tercio de octava como en sus respectivos espectros de amplitud.

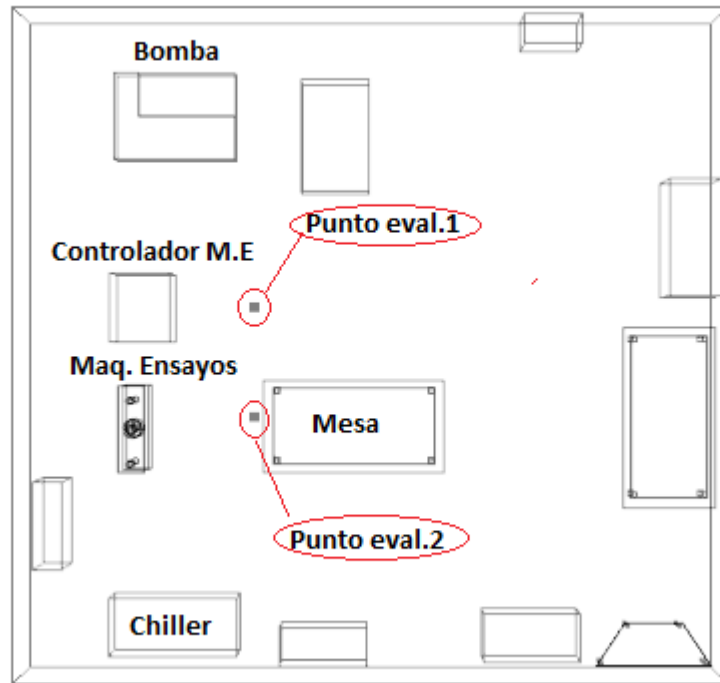


Figura 10. Vista en planta del modelo del laboratorio y ubicación de los puntos de evaluación de la presión acústica

5.4 Procedimiento para la medición de las vibraciones sobre el chiller

Las mediciones de vibración sobre el chiller cubren dos objetivos: el primero, es el cálculo de la potencia radiada por el chiller a 125 Hz⁴, para ello los datos fueron recogidos con el chiller en funcionamiento; y, el segundo, es el análisis de la FRF de la tapa inferior de la cara 1, que es aplicable a la cara 4 del chiller, por ser iguales (ver Figura 11(a)). Ambas mediciones se hicieron sobre grillas trazadas en el contorno del chiller.

Para obtener la FRF la excitación fue generada con un martillo de impulso en cada uno de los puntos la grilla, y la información de todas las respuestas recogidas con vibrómetro laser Doppler en un punto. Los datos fueron medidos y luego analizados.

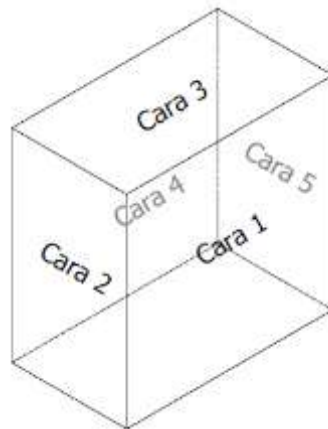
⁴ Posteriormente se explicará porque solo a esta frecuencia

6 DESARROLLO DEL PROYECTO

6.1 Comportamiento vibratorio de una de las cubiertas de la cara uno del chiller

En la Figura 11(b) pueden observarse los puntos de vibración valorados sobre la cara 1 del chiller para el cálculo de la potencia acústica. La cara 1 es la de mayores amplitudes de vibración y, por lo tanto, la mayor fuente acústica, como se verá mas adelante.

La tapa inferior en su parte posterior posee pliegues en los bordes que le permiten ajustar por fricción sobre un marco al interior del chiller. El ajuste se completa gracias a la presión ejercida por un par de tornillos en la parte superior de la tapa. Esta configuración de sujeción de la tapa permite modelar numericamente su deformación aproximada como la de una placa empotrada en sus cuatro bordes.



(a)



(b)

Figura 11. a) modelo del chiller; b) puntos de valoración de la vibración en la cara 1 y 2 del chiller.

Para el análisis de la FRF, los resultados para los dieciséis puntos comprendidos entre los nodos (1,1) hasta (4,4) se muestran en la Figura 13. Los resultados corresponden a los puntos de la zona amarilla de la Figura 12.

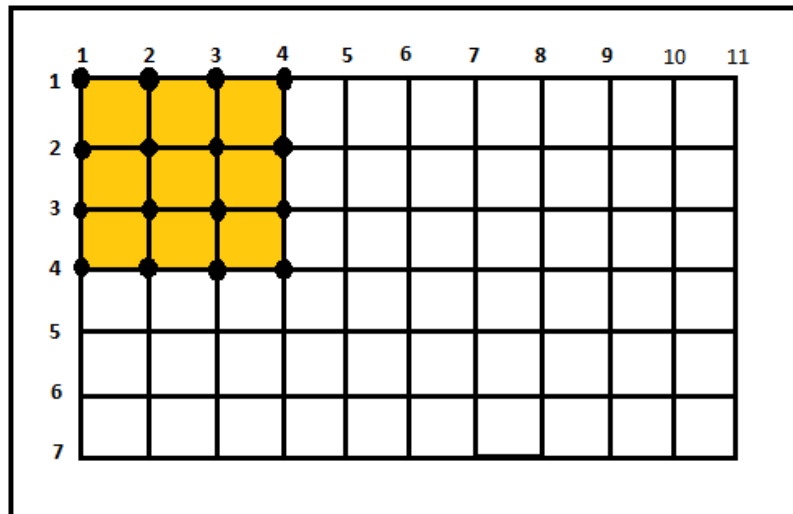


Figura 12. Grilla de adquisición de los datos de la FRF

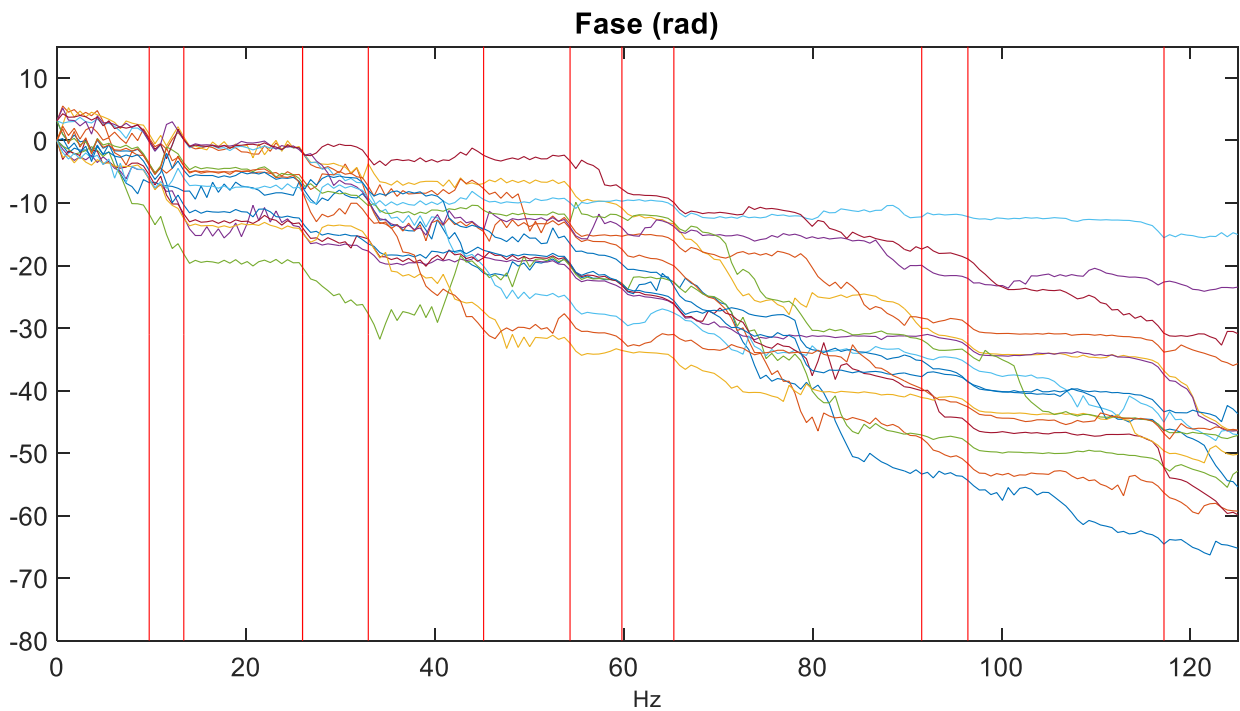
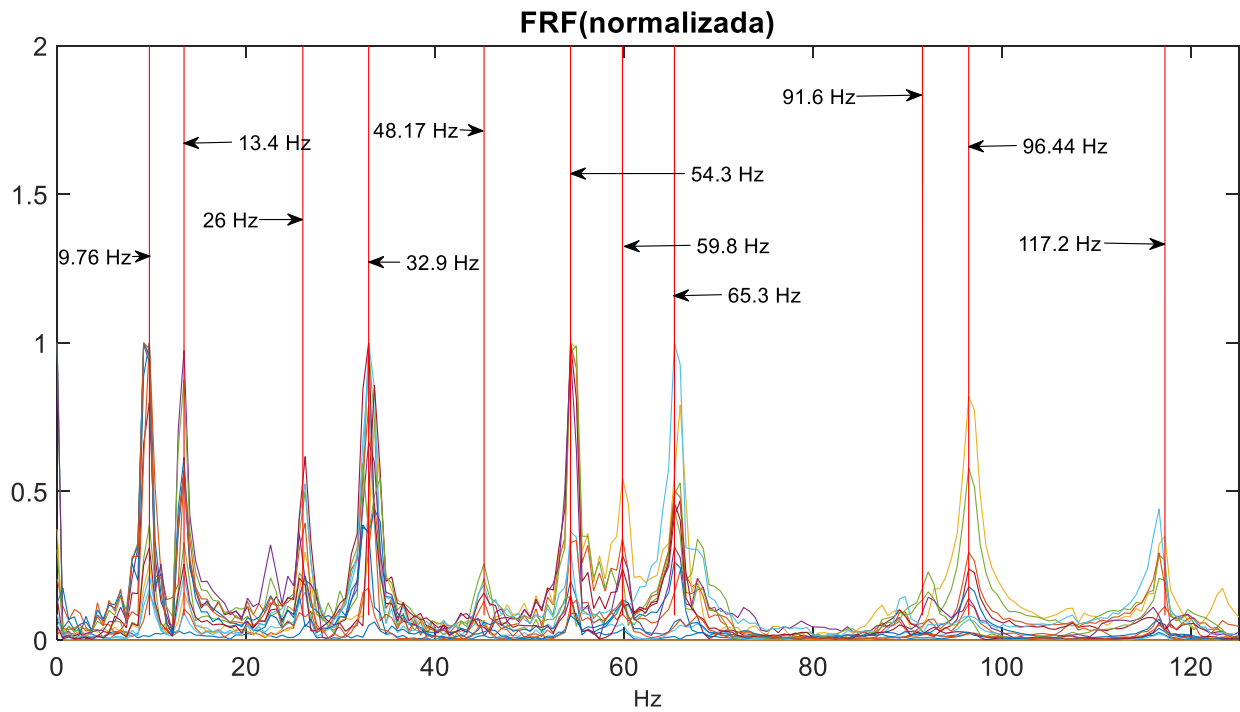
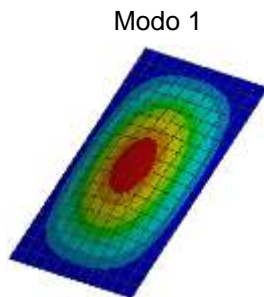


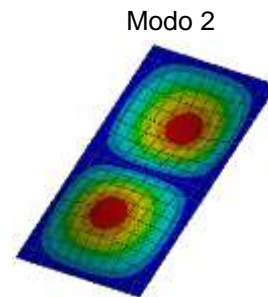
Figura 13. FRF normalizada y fase respectiva para los puntos de la grilla de la figura 12, comprendidos entre (1,1) hasta (4,4).

En Figura 13 se muestran las magnitudes de las FRF y las fases respectivas valoradas para 14 puntos en el rango de frecuencias comprendidas entre 0 a 125 Hz. Las líneas verticales rojas indican las frecuencias a las cuales ocurren las amplitudes pico y los cambios de fase relacionados con los valores de las frecuencias naturales de la placa. Cabe mencionar que éstas no son las únicas frecuencias modales de la placa, sino las que fueron identificadas en la zona analizada y con el método respuesta-adquisición que se usó.

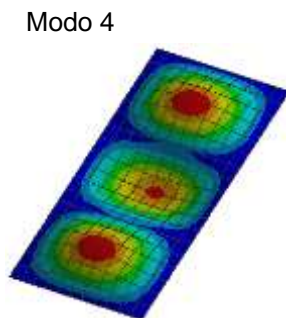
En la Figura 14 se muestran las representaciones teóricas de los modos de vibrar de la parte inferior de la cara 1 (*eigenfrecuencias*) de los resultados mostrados en la Figura 13. También se muestran las frecuencias medidas a las cuales se producen los modos vibratoriales. Los modos de vibrar fueron detectados mediante animaciones bidimensionales y tridimensionales de su comportamiento vibratorio a las frecuencias propias.



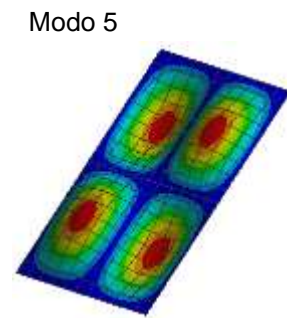
Frecuencia teórica (Hz): 13
Frecuencia medida (Hz): 9.76



Frecuencia teórica (Hz): 20
Frecuencia medida (Hz): 13.4



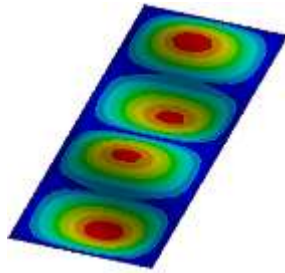
Frecuencia teórica (Hz): 32
Frecuencia medida (Hz): 26



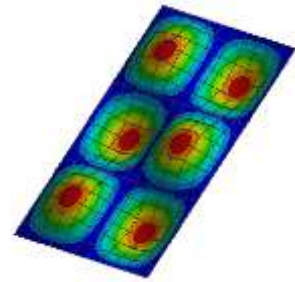
Frecuencia teórica (Hz): 40.9
Frecuencia medida (Hz): 32.9

Modo 6

Modo 7

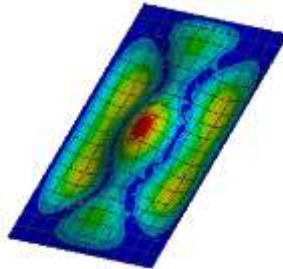


Frecuencia teórica (Hz): 48.3
 Frecuencia medida (Hz): 48.2



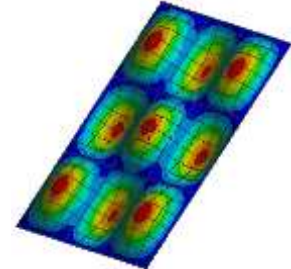
Frecuencia teórica (Hz): 54.3
 Frecuencia medida (Hz): 54.3

Modo 8



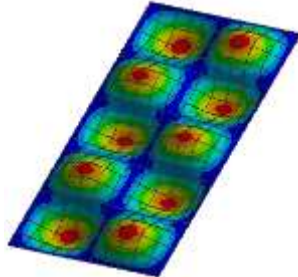
Frecuencia teórica (Hz): 67.5
 Frecuencia medida (Hz): 59.8

Modo 9



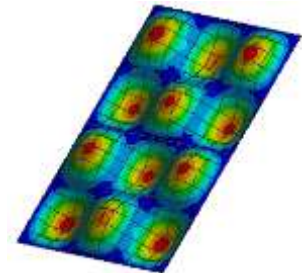
Frecuencia teórica (Hz): 70.4
 Frecuencia medida (Hz): 65.3

Modo 13



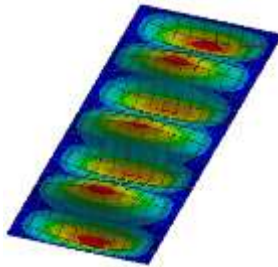
Frecuencia teórica (Hz): 94.8
 Frecuencia medida (Hz): 91.6

Modo 15



Frecuencia teórica (Hz): 110
 Frecuencia medida (Hz): 96.4

Modo 19



Frecuencia teórica (Hz): 127.4

Frecuencia medida (Hz): 117.2

Figura 14. Frecuencias y formas modales teóricas y las frecuencias medidas en la tapa inferior de la cara1 del chiller.

6.1.1 Formas modales a 13 Hz y 20Hz

En este apartado se muestran las formas modales de vibración medidas a las frecuencias teóricas de 13 Hz y 20 Hz, para la línea de puntos #6 escogida de la grilla (ver Figura 15).

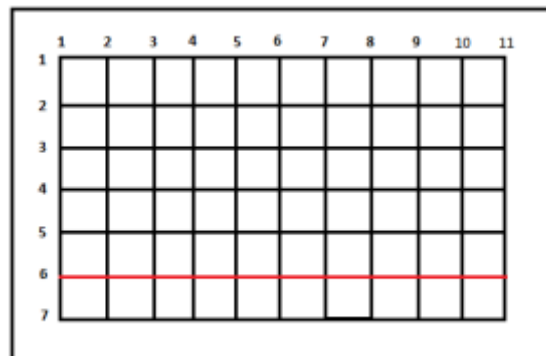
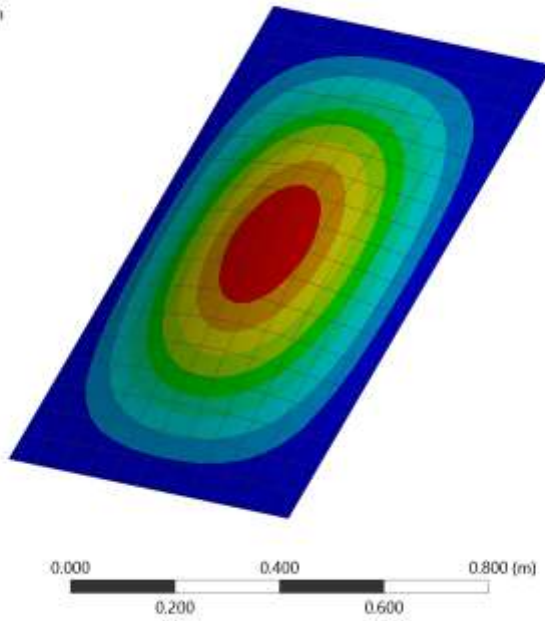
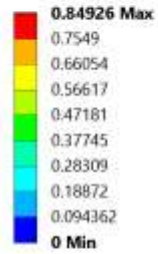


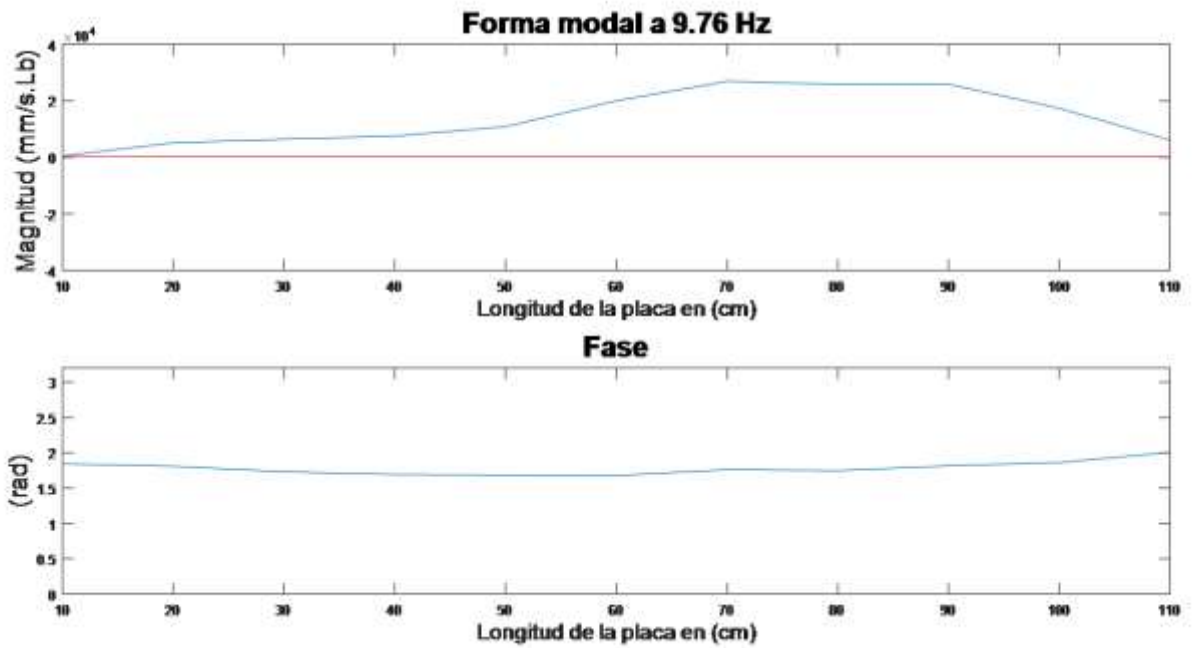
Figura 15. Línea de datos para la construcción de la deformada

A: Modal

Total Deformation 17
Type: Total Deformation
Frequency: 13.12 Hz
Unit: m
13/10/2017 16:29



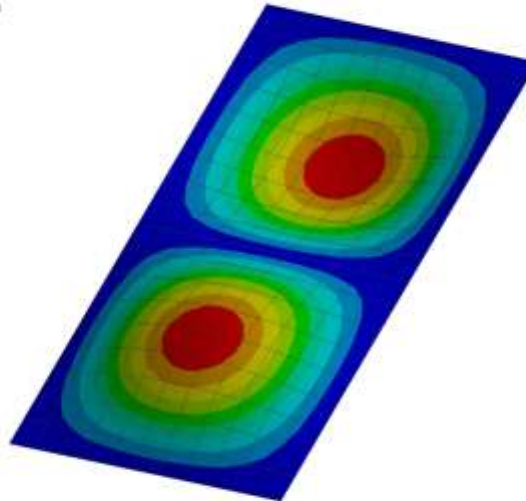
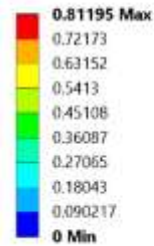
(a)



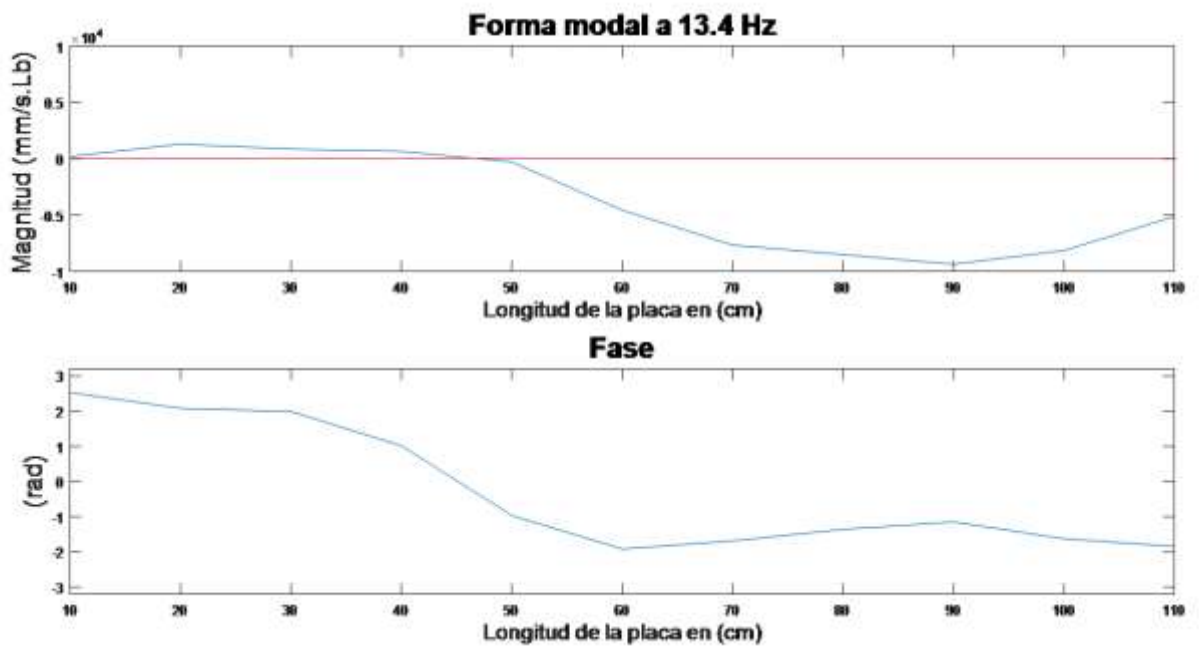
(b)

Figura 16. (a) modo teórico a 13 Hz; (b) forma modal y fase medidas a 9.76 Hz de la línea de puntos.

A: Modal
 Total Deformation 18
 Type: Total Deformation
 Frequency: 20.032 Hz
 Unit: m
 13/10/2017 16:31



(a)



(b)

Figura 17. (a) modo teórico a 20 Hz; (b) forma modal y fase medidas a 13.4 Hz de la línea de puntos.

Las formas de la Figura 16(b) y Figura 17(b) superiores muestran que la vibración medida se aproxima a la forma vibratoria teórica del modo que está siendo excitado a la frecuencia respectiva. Los diagramas de fases, Figura 16(b) y Figura 17(b) inferiores, muestran que los 11 puntos de la placa están en fase para el modo a 9.76 Hz (diagrama de fases casi horizontal); y, en fases opuestas para el modo a 13.4 Hz para una mitad de la placa con respecto de la otra.

6.2 Vibración producida por la bomba del chiller

El motor acoplado a la bomba es un modelo YS8012 trifásico de inducción, con velocidad nominal de 3426 rpm (57.1 Hz). La frecuencia de vibración encontrada fue de 61 Hz en operación del chiller en uno de los puntos de vibración de la cara 1, cuyos datos fueron adquiridos y obteniendo los resultados que se muestran en la Figura 18.

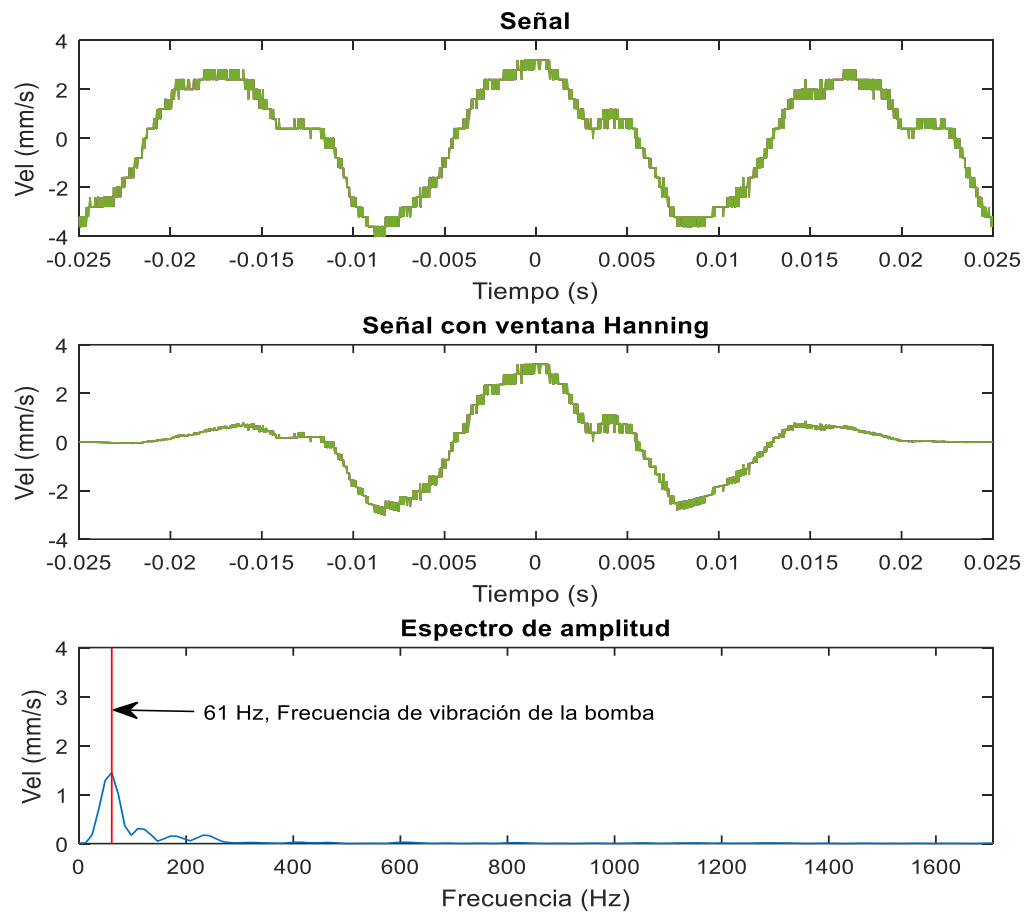


Figura 18 Señal de vibración tomada sobre la cara 1 del chiller, gráfica superior: señal de la velocidad en el dominio del tiempo. Gráfica intermedia: señal de la velocidad con enventanado tipo Hanning. Gráfica inferior: espectro de amplitud.

6.3 Vibración producida por el compresor

El compresor al interior del chiller es tipo Scroll con velocidades nominales de 2900 rpm (48.33 Hz) y 3500 rpm (58.33 Hz) para valores de flujo de $14.38 \frac{m^3}{h}$ y $17.33 \frac{m^3}{h}$ respectivamente. Se encontró una frecuencia de vibración de 48.8 Hz (en el caso de la operación del chiller) en el análisis de uno de los puntos de vibración de la cara 1, cuyos datos fueron adquiridos con el chiller en funcionamiento. Los resultados se muestran en la Figura 19.

6.4 Vibración producida por el ventilador

El ventilador del chiller posee una velocidad nominal de 1360 rpm (22.7 Hz), pero debido a que éste posee 5 alabes, es necesario multiplicar esta velocidad por la misma cantidad para obtener la frecuencia de quinto orden que ocurre cuando cada uno de los alabes fricciona con el aire, obteniéndose 113.5 Hz. Aunque la frecuencia de primer orden no es visible en los espectros de amplitud, si lo es para el caso del quinto armónico, a 122.1 Hz. La frecuencia de vibración fue encontrada del análisis de uno de los puntos de vibración de la cara 1, cuyos datos fueron adquiridos con el chiller en funcionamiento, los resultados se muestran en la Figura 19 .

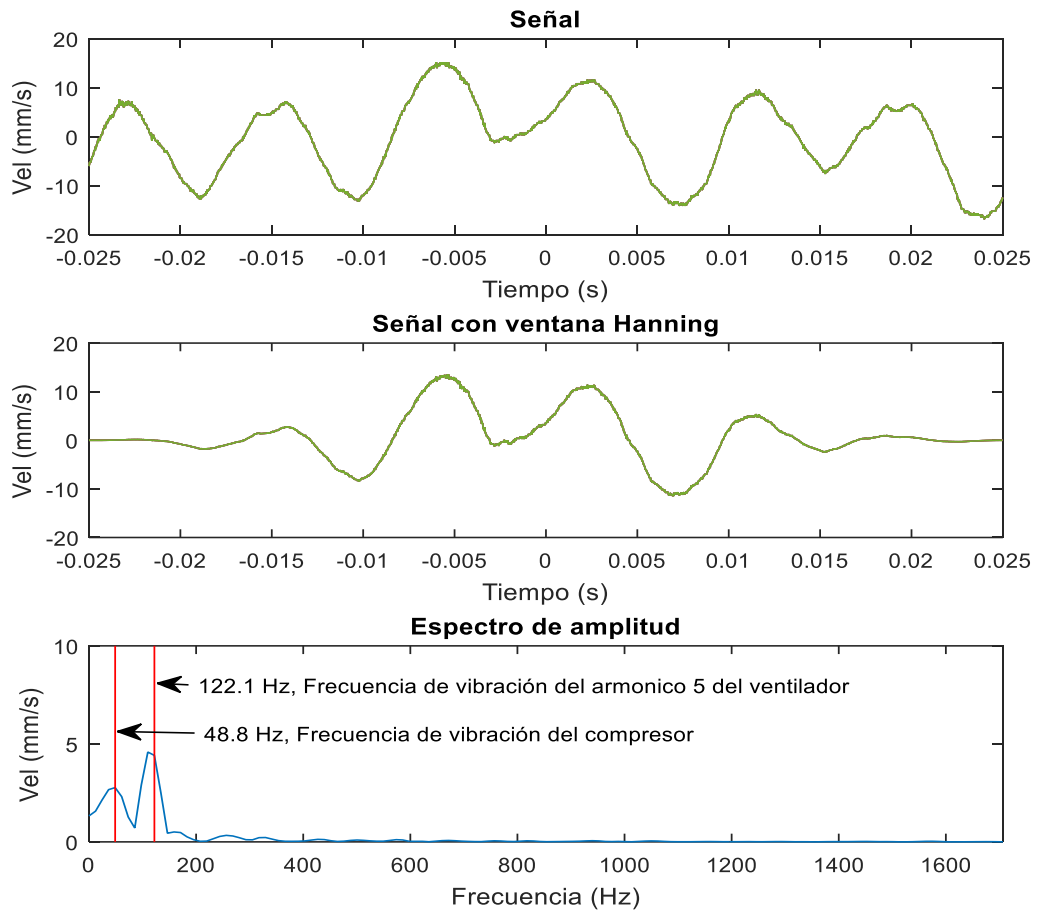


Figura 19. Señal de vibración tomada sobre la cara 1 del chiller, gráfica superior: señal de la velocidad en el dominio del tiempo. Gráfica intermedia: señal de la velocidad con entvanado tipo Hanning. Gráfica inferior: espectro de amplitud.

De los espectros de amplitud de la Figura 18 y Figura 19, se puede concluir que la estructura del chiller está siendo excitada principalmente durante su operación a las frecuencias de la bomba, del compresor y del quinto armónico del ventilador.

6.5 Caracterización del ruido dentro del laboratorio

6.5.1 Niveles de ruido en el laboratorio vs niveles de la norma

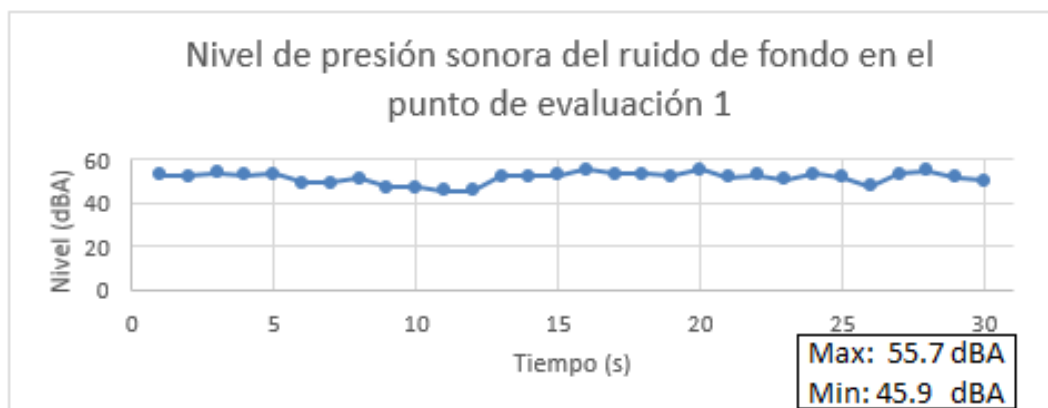
La resolución 627 de 2006 del Ministerio de Ambiente, Vivienda y Desarrollo Territorial, en el artículo 9 establece los estándares máximos permisibles de niveles

de emisión de ruido expresados en decibeles ponderados A (dB(A)) ⁵, por sectores y subsectores. Para el caso del nivel de ruido del laboratorio se muestran en la Tabla 2.

Sector	Subsector	Estándares máximos permisibles de niveles de emisión de ruido en dB(A)	
		Día	Noche
Sector B. Tranquilidad y ruido moderado	Universidades, colegios, escuelas, centros de estudio e investigación.	65	55

Tabla 2. Estándares máximos permisibles de niveles de emisión de ruido en dB(A)

A continuación se muestran los niveles de presión sonora tomados con el sonómetro BENETECH tipo II, durante 30 segundos, en los puntos de evaluación 1 y 2 del recinto del laboratorio, tanto para ruido de fondo (durante el cual las fuentes ruidosas se encontraban apagadas, Figura 20 y Figura 22, como para cuando las fuentes estuvieron encendidas, Figura 21 y Figura 23. Se resalta la imposibilidad de poner en funcionamiento únicamente la fuente de ruido acústico de interés (chiller), debido a que, para su funcionamiento su sistema de control necesita identificar que el aceite hidráulico de la máquina de ensayos se encuentre a la temperatura de ser refrigerado, por lo tanto, el sistema de bombeo del aceite de la máquina de ensayos (una de las fuentes principales de ruido), debe también estar en funcionamiento, ya que es el que proporciona la presión en el aceite, calentándolo. Por lo cual no podrá efectuarse algún tipo de comparación con los resultados obtenidos aquí con algún otro estudio de fuentes individuales.



⁵ Los niveles de presión sonora en decibeles dB son ajustados por medio de la ponderación frecuencial A, para incluir la percepción que el oído tiene según cada frecuencia. Lo que da origen a los niveles con ponderación frecuencial A (dB(A)).

Figura 20. Ruido de fondo, obtenido con sonómetro tipo II durante 30 segundos en el punto de evaluación 1

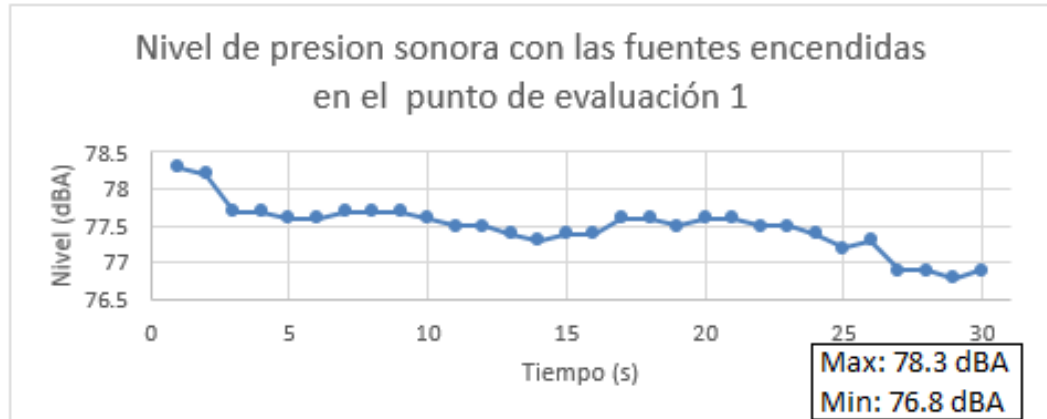


Figura 21. Nivel de ruido en el laboratorio con el chiller y la bomba de la máquina en operación, obtenido con sonómetro tipo II durante 30 segundos en el punto de evaluación 1.

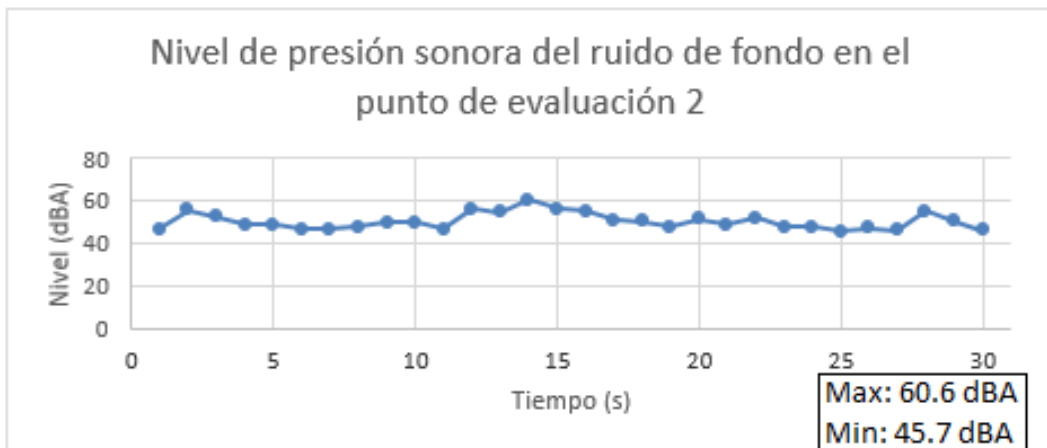


Figura 22. Ruido de fondo en el punto de valuación 2, obtenido con sonómetro tipo II durante 30 segundos.

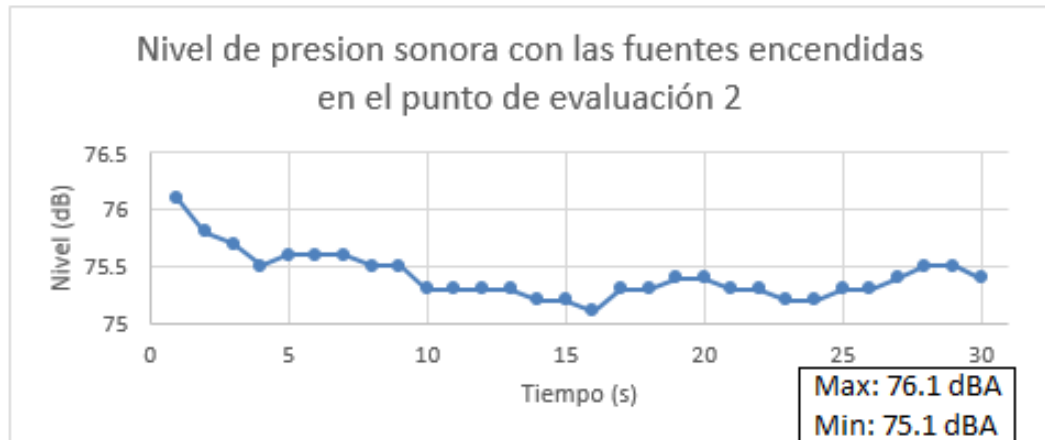


Figura 23. Nivel de ruido en el laboratorio con el chiller y la bomba de la máquina en operación, en el punto de evaluación 2.

De los resultados obtenidos, $\Delta L > 15 \text{ dB(A)}$ ⁶ se asumirá que $K_1 = 0$ (ver, NTC 5793), por lo tanto, la ecuación (5.2) queda $L_{pA} = L_{pA}'$.

Al comparar los niveles de ruido máximo medido con los valores permitidos (Tabla 2), se observó que, éstos se superan, durante el día, en aproximadamente 10 dB(A), por lo cual, se procedió a tomar datos de ruido acústico con el micrófono de campo libre GRAS 1/2" y que fueron posteriormente analizados y representados mediante niveles en bandas de 1/3 de octava, como se muestra en las figuras abajo. Nota: La línea roja punteada representa el nivel normalizado de 65 dB(A) durante el día de la Tabla 2.

⁶ Según la ecuación 5.1

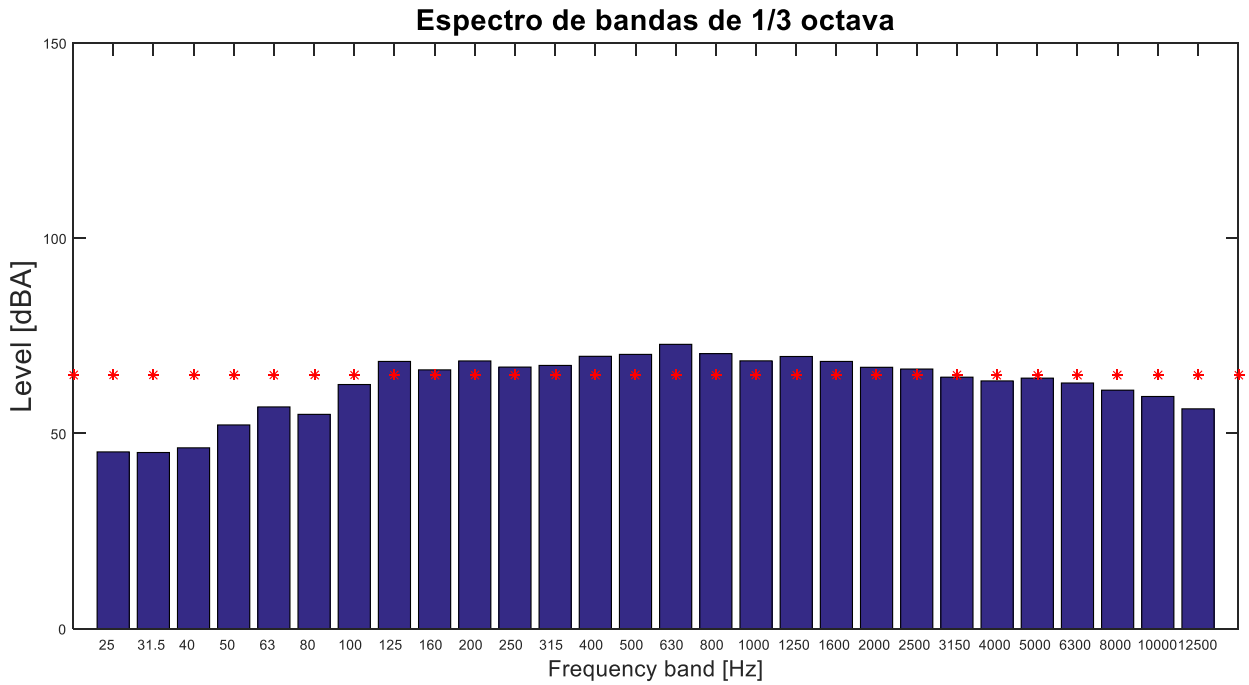


Figura 24. Distribución de energía mediante barras (dB(A)) por bandas de 1/3 de octava del ruido en el punto de evaluación 1 durante 30 segundos con las fuentes de ruido encendidas

Frec (Hz)	125	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
Nivel (dB)	68.2	65.9	68.44	65.0	70.8	73.6	75.1	69.1	68.8	69.2	69.2	66.8	67.0

Tabla 3. Resultados de la distribución de energía en decibeles por bandas de 1/3 de octava (dB(A)) del ruido en el punto de evaluación 1 con las fuentes de ruido encendidas, que superan el nivel normalizado.

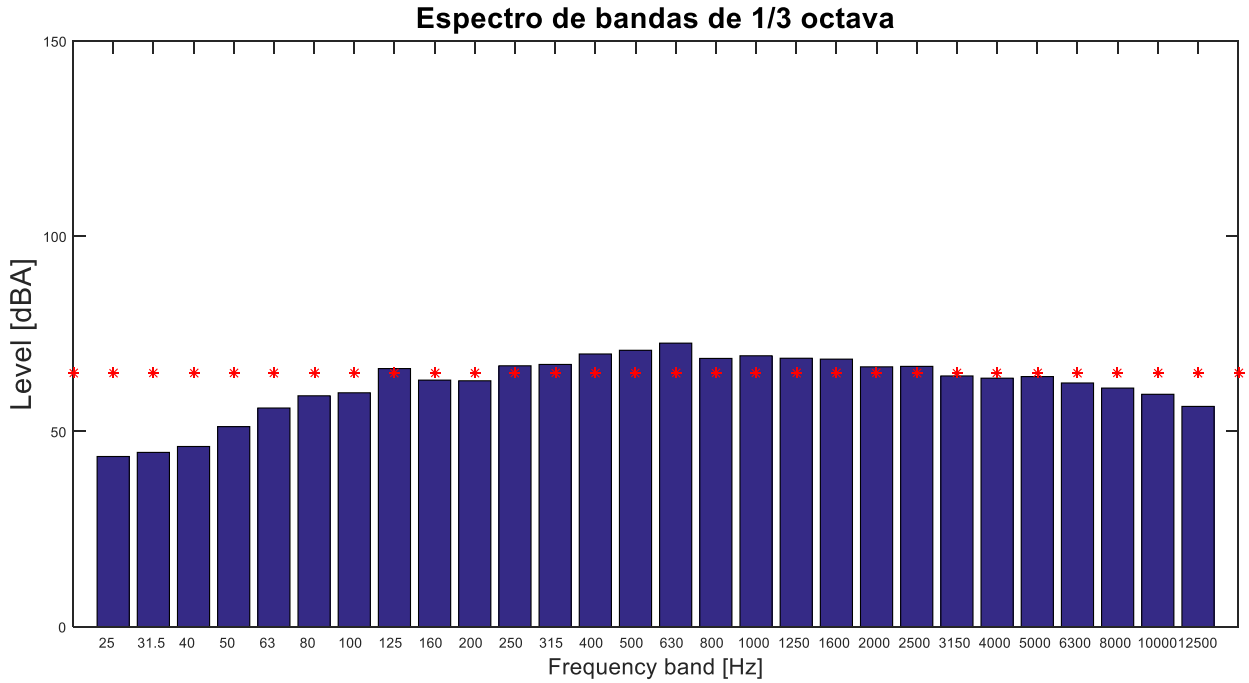


Figura 25. Distribución de energía mediante barras (dB(A)) por bandas de 1/3 de octava del ruido en el punto de evaluación 2 durante 30 segundos con las fuentes de ruido encendidas.

Frec (Hz)	125	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500
Nivel (dB)	66.1	66.8	67.2	69.8	70.8	72.6	68.7	69.4	65.0	68.5	66.6	66.7

Tabla 4. Resultados de la distribución de energía en decibeles por bandas de 1/3 de octava (dB(A)) del ruido en el punto de evaluación 2 con las fuentes de ruido encendidas que superan el nivel normalizado

En la Figura 24 y Figura 25, se evidencian aquellas bandas del espectro que están superando el nivel de ruido al interior del laboratorio. La Tabla 3 y Tabla 4 muestran la cantidad en dB(A) de éstas, que cubren el rango de frecuencias que van desde 125 Hz hasta 2500 Hz, se pueden dividir en dos rangos a saber: frecuencias bajas (entre 20 Hz a 256 Hz), y frecuencias medias (de 256 a 2 kHz). Por lo tanto, los mecanismos de reducción deben comprender la reducción del ruido a estas frecuencias.

6.6 Cálculo de la potencia sonora de una fuente acústica

Como se mencionó en el apartado 4.3.10, la principal característica de una fuente de ruido es su potencia acústica, además, como se logrará ver en secciones posteriores, es un parámetro muy importante que define la emisión sonora.

La aproximación de la potencia acústica en la banda de 125 Hz se determinó con uso del método BEM y los datos fueron tomados con vibrómetro láser. El procedimiento consistió en hacer mediciones de la vibración (velocidad) en las 4 caras laterales del chiller, y, luego introducir estos datos como valores de frontera del dominio (como se describe en la sección siguiente). Para ello se garantizó la convergencia del método

6.6.1 Convergencia del método del elemento de frontera (BEM)

Aunque en la Figura 18 y Figura 19 se hace evidente la concentración de energía en el espectro de amplitud, ubicadas a 48.8, 61 y 122.1 Hz, solo se tuvo en consideración para el cálculo de la potencia acústica, la vibración generada por el ventilador en la carcasa del chiller, por ser ésta, la fuente que tiene la frecuencia del ruido medido en bandas de 1/3 octava que inicia superando el nivel normalizado cuando el chiller se encuentra en funcionamiento (ver Figura 24 y Figura 25). Por lo tanto, se usó el BEM para el cálculo aproximado de la potencia radiada por el chiller en la banda de 125 Hz y se tomó como valor de frontera, la velocidad de vibración pico 122.1 Hz.

Para la convergencia del BEM, es necesario que el enmallado de la frontera sea lo más fino posible. Se sabe que, resultados confiables pueden ser obtenidos cuando la distancia entre nodos (d) ésta dentro del intervalo $\frac{\lambda}{5} \geq d \geq \frac{\lambda}{8}$; aseveración que se hace para el elemento de cuatro nodos usado aquí.

Para la convergencia en el cálculo de la potencia del chiller a 125 Hz se usará como frecuencia máxima 150 Hz, con lo que se asegura la confiabilidad del resultado.

Sabiendo que la relación entre la frecuencia y la longitud de onda de una vibración está dada por la velocidad de propagación en el medio c como:

$$c = \lambda f, \quad \text{entonces:} \quad (6.1)$$

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (6.2)$$

Asumiendo la constante $c = 343 \frac{m}{s}$ (velocidad del sonido propagándose a través del aire), se obtiene el rango de distancia entre nodos d , que dan una buena confianza del BEM a 150 Hz:

$$0.46 \geq d \geq 0.29 \text{ , [m]}$$

Por lo tanto, se seleccionará $d = 30 \text{ cm}$. A continuación, se muestra el enmallado resultante de la frontera del equipo, donde cada nodo representa un punto virtual de medición (ver Figura 26). Los puntos de medición reales sobre la cara 1 y 2 del chiller se pueden observar en la Figura 11(b).

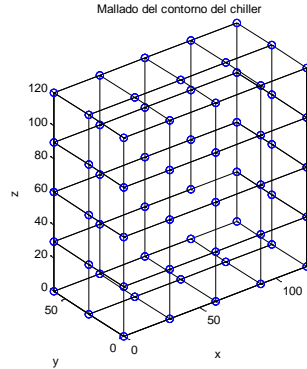


Figura 26. Chiller como un volumen de aire y su frontera discretizada.

La Figura 26 muestra el chiller como un volumen de aire limitado por sus 6 caras enmalladas. Debido a que no existe una cara inferior (paralela al piso del laboratorio), se asumieron datos (valores de frontera) de vibración iguales a cero sobre esta cara.

Como no se requirió evaluar presión acústica al interior del volumen del chiller no fue necesario realizar un post-procesamiento del BEM, y, solamente se llegó en el procedimiento hasta la obtención de las presiones normales en la frontera. Con éstas luego se calculó la intensidad acústica por medio de la función *bem_intensity* y, finalmente la potencia fue calculada gracias a la función *bem_power* (ver anexo A).

6.6.2 Validación del modelo BEM

Para hacer una verificación de la confiabilidad del modelo BEM hecho en MATLAB® con respecto al cálculo de la potencia acústica, se usó la ecuación (6.3), que corresponde a la potencia acústica emitida por una esfera pulsante (monopolo acústico).

$$W = 2\pi a^2 v_0^2 \rho c \frac{k^2 a^2}{1+k^2 a^2} \quad (6.3)$$

Donde:

ρ : densidad del aire, c : velocidad del sonido en el aire, v_o : velocidad de vibración en la superficie, a : radio de una esfera, $k = \frac{\omega}{c}$: número de onda, ω : frecuencia angular.

La comparación se hizo tomando: $\rho = 1,13 \frac{kg}{m^3}$, $c = 343 \frac{m}{s}$, $v_o = 0.0045 \frac{m}{s}$, $\omega = 2\pi f$, $f = 150$ Hz, $a = 1$ m. En la tabla 13 se muestran los resultados.

Potencia teórica de la esfera pulsante	Potencia en el modelo numérico
0,0044 W	0,0050 W

Tabla 5. Resultados de la potencia acústica obtenida, con el modelo teórico de monopolo acústico y usando el algoritmo con BEM

Los resultados de la Tabla 5 para las potencias obtenidas con el modelo teórico de esfera pulsante y el numérico producen un error relativo porcentual de:

$$\varepsilon(\%) = \frac{|\varepsilon_t - \varepsilon_s|}{\varepsilon_t} = 13.6\% \quad (6.4)$$

donde: ε_t : potencia acústica teórica, ε_s : potencia calculada por el modelo numérico.

6.6.3 Potencia acústica del chiller

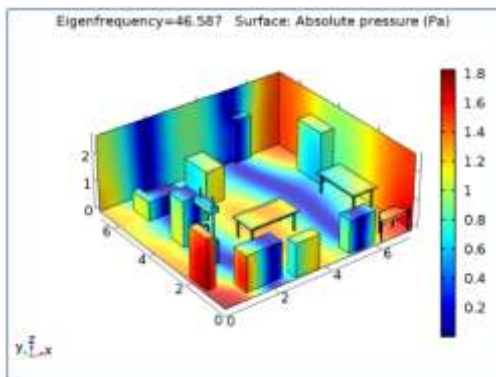
La potencia acústica total del chiller a 125 Hz se obtuvo evaluando la amplitud pico de la velocidad de vibración como valores de frontera a 122.1 Hz en sus 4 caras laterales. Se asumió la potencia acústica de la cara 3 como igual a la emitida por la cara 2 debido a la imposibilidad de medir las vibraciones en esta cara; además, este valor asumido corresponde al de la potencia más alta en las caras con las mismas dimensiones, siendo una aproximación razonable. Los resultados se muestran en la Tabla 6.

No. Cara	Potencia (W) 122.1 Hz
1	0.0026
2	0.00015
3	0.00015
4	0.00012
5	0.000040
Potencia acústica total (W)	0.0029

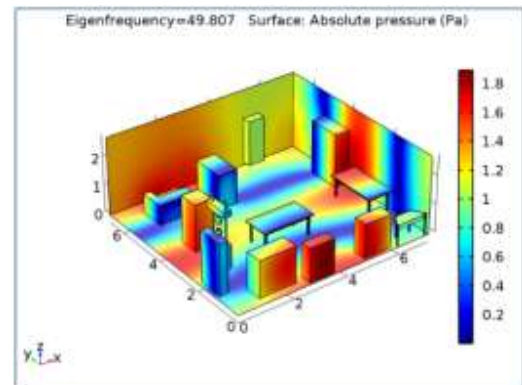
Tabla 6. Resultados de la potencia a 125Hz obtenida para cada cara del chiller usando el método del elemento de frontera (BEM)

6.7 Modos propios al interior del laboratorio

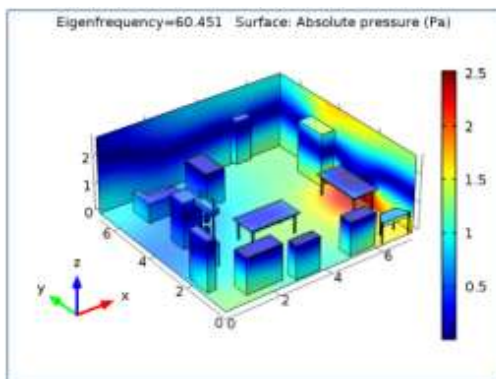
Como se puede observar en el barrido de frecuencias modales del anexo C, existe una mayor concentración energética (zonas rojas), que corresponden a un mayor ruido por encontrarse una fuente con la misma frecuencia del modo evaluado, distribuida en mayor área en las frecuencias comprendidas 23 y 50 Hz aproximadamente. Luego, las concentraciones de energía se focalizan sobre pequeños espacios hasta volverse casi imperceptibles a medida que aumenta la frecuencia del modo evaluado. Sabiendo que las frecuencias de interés chiller son principalmente: 48.8, 61 y 122.1 Hz, y, relacionándolos con la Figura 27 se puede concluir que es altamente probable que al interior del laboratorio junto, con su distribución espacial de mobiliario, se está produciendo algún incremento en la amplitud sonora ubicada a las frecuencias de 48.8 y 61 Hz, por coincidir aproximadamente con los modos a 46.6, 49.8 y 60.5 Hz, ver Figura 27, respectivamente. No obstante, según la Figura 24 y Figura 25, los niveles de ruido inferiores a la banda de 125 Hz están por debajo de los niveles máximos permisibles según la norma, por lo cual no supone ninguna preocupación en términos de producción de ruido.



Modo a 46.6 Hz



Modo a 49.8 Hz



Modo a 60.5 Hz

Figura 27. Modos acústicos propios al interior del laboratorio a diferentes frecuencias

6.8 Acústica al interior del laboratorio usando la ecuación de difusión

En la Figura 28 se presentan instantáneas del emplazamiento del chiller y la bomba (fuentes de ruido) donde se puede observar las condiciones que lo rodean y a su vez el tipo de materiales y objetos que se pueden encontrar. Cabe recordar que algunas de las pautas para el uso del modelo para la determinación del campo sonoro (modelo de la ecuación de difusión) al interior, se basa en la manera en que los coeficientes de absorción están distribuidos, además del tamaño del laboratorio o recinto en estudio, estas pautas pueden ser ahora más perceptibles.



Figura 28. Emplazamiento de las fuentes ruidosas (encerradas en rojo) (a) chiller y (b) bomba

La simulación del campo acústico dentro del laboratorio generado por el chiller se evaluó a 125 Hz, debido a que ésta es la primera frecuencia en los espectros de la Figura 24 y Figura 25 que supera los niveles normalizados en Colombia para el tipo de ambiente en el que están inmersas las fuentes de ruido.

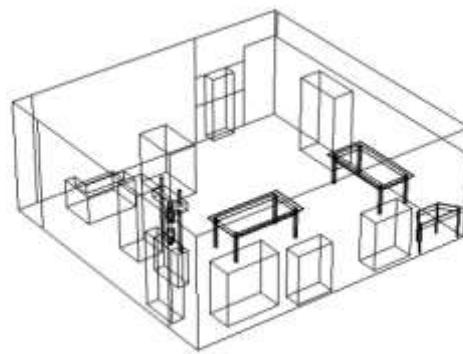
6.8.1 Generalidades

- En esta sección se logró la simulación del estado estacionario de la distribución del nivel de presión sonora dentro del laboratorio producida por el chiller a 125 Hz.
- Una expresión aproximada para el sonido directo fue añadida, debido a que la ecuación de difusión acústica no incluye el sonido directo.

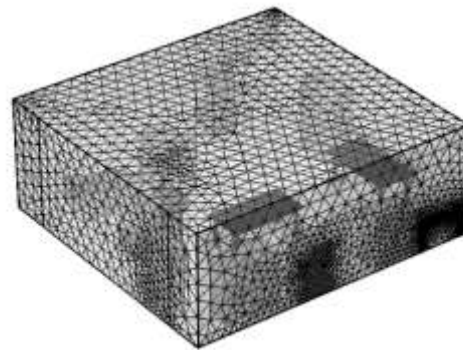
6.8.2 Geometría y enmallado

La geometría básicamente consistió de bloques dispuestos con las dimensiones reales de los objetos que representan y que están presentes en el laboratorio (ver Figura 29(a)).

La ecuación de difusión acústica no tiene una fuerte demanda de enmallado, no obstante, depende de la dimensión más pequeña dentro del modelo que determina el tamaño del elemento (ver Figura 29(b)). La demanda de tiempo de cálculo incrementa conforme el tamaño del elemento en el enmallado disminuye.



(a)



(b)

Figura 29. a) Modelo del laboratorio mediante bloques b) Enmallado del modelo del laboratorio.

6.8.3 Física

- La simulación fue dirigida por un flujo de energía asignado a las caras 1-5 del chiller.

- El coeficiente de difusión fue calculado usando el modelo de camino libre medio del modelo del laboratorio.

$$D = \frac{4cV}{3S}$$

Donde:

c = velocidad del sonido

V =volumen del recinto.

S = área de paredes, piso y techo.

La simulación fue resuelta considerando los coeficientes de absorción a 125 Hz (ver Tabla 7) y, la potencia que se dió como parámetro de entrada fue la correspondientemente calculada con el BEM, en las caras 1-5.

Materiales a 125 Hz	
Ventana de vidrio	0.33
Vidrio	0.03
Placa de yeso	0.29
Madera	0.15
Hormigón pintado	0.01
Hormigón enlucido	0.01
Revoque de cal y arena	0.04
Ventana abierta	1

Tabla 7. Coeficientes de absorción sonora de los principales materiales presentes al interior del laboratorio a 125 Hz.

6.8.4 Resultados de la simulación de la distribución del campo acústico al interior del laboratorio generado por el chiller a 125 Hz.

Los resultados de la distribución del campo acústico en dB(A) al interior del laboratorio a 125 Hz se presentan en la Figura 30 y Figura 31. Puede observarse de la leyenda a la derecha que el valor del nivel de presión sonora más bajo dentro del laboratorio corresponde a 71.6 dB(A). La Tabla 8 muestra los valores en dB(A) de los puntos de evaluación 1 y 2 de la distribución de nivel de presión sonora.

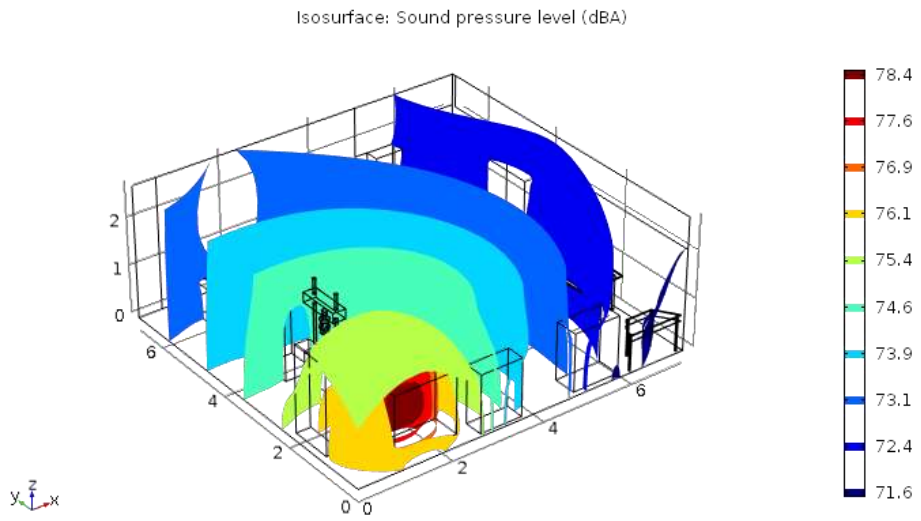


Figura 30. Resultados de la distribución de los niveles de presión acústica usando el método de difusión acústica a 125 Hz, vista tridimensional.

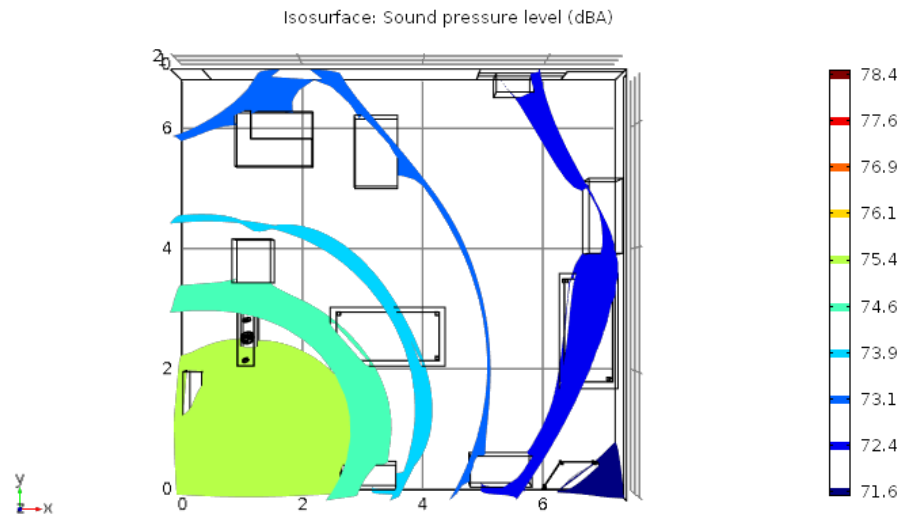


Figura 31. Resultados de la distribución de los niveles de presión acústica usando el método de difusión acústica a 125 Hz, vista en planta.

Nivel de presión sonora (dB(A))	
Punto 1	Punto 2
74.0	74.7

Tabla 8. Valores en dB(A) del nivel de presión acústica en los puntos 1 y 2 a 125 Hz

7 ANÁLISIS DEL DESARROLLO DEL PROYECTO

Con base en los resultados de la sección 6 referidos a la caracterización tanto vibratoria como acústica del chiller, la presente sección usará todos aquellos resultados de relevancia y propondrá finalmente una alternativa de mitigación orientada en la implementación de un control pasivo⁷ de ruido.

7.1 Propuesta de reducción de ruido

Se resalta de antemano que todos los resultados y propuestas a continuación toman en cuenta solamente el ruido producido por el chiller. Aunque el espectro de bandas de 1/3 de octava incluye a ambas fuentes ruidosas, no es preciso saber en qué cantidad específica en dB(A) es atribuible al chiller y cuanto la bomba, debido a que ambas fuentes deben operar al mismo tiempo. Sin embargo, el mismo análisis realizado para el chiller puede ser aplicado a cualquier fuente ruidosa, inclusive para la bomba.

La propuesta de reducción que se propone es por tanto un semi-encapsulado con salida al exterior, además, se deben poner soportes elásticos para aislar la máquina del suelo y, por lo tanto, disminuir el impacto acústico de bajas frecuencias, y cualquier transmisión de vibraciones vía máquina - suelo - edificio. La salida al exterior cumple dos funciones, la de permitir los flujos de aire a la máquina y la de evacuar parte del ruido del laboratorio.

A continuación, se presenta los beneficios de la propuesta anteriormente mencionada para las fuentes emisoras de ruido, la Figura 33, Figura 34, Figura 35 y Figura 36 muestran cualitativamente el mejoramiento creciente en reducción de molestia acústica de la fuente hipotética de la Figura 32, con la adición paulatina de dispositivos y materiales. Luego, se muestra un estudio hecho para ver los beneficios del aislamiento acústico del chiller.

⁷ El control pasivo de ruido es una estrategia de disminución del ruido acústico mediante la integración de diversos materiales y elementos, sin realizar modificaciones esenciales sobre las fuentes de ruido.

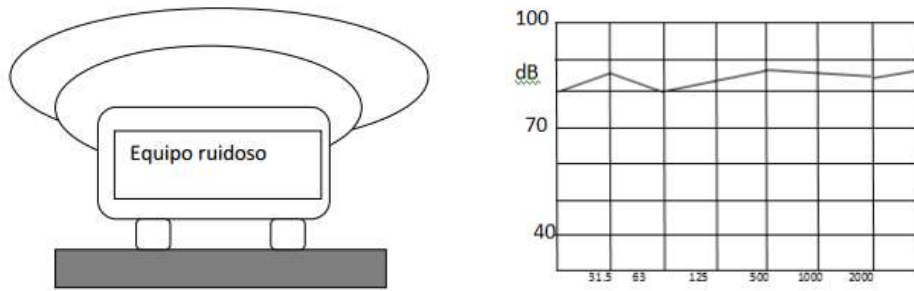


Figura 32. Equipo ruidoso

7.2 Tratamiento anti-vibratorio

Lo primero que se debe de hacer es aislar el equipo del suelo mediante la puesta de elementos anti-vibratorios, tal como soportes elásticos comerciales, los cuales vienen especificados según la carga a soportar. Con ello, se reducirá cualquier tipo de transmisión entre el equipo, el suelo y cualquier otro tipo de propagación relacionada a la vía sólida, incluyendo una reducción importante del ruido aéreo en el rango de las bajas frecuencias.

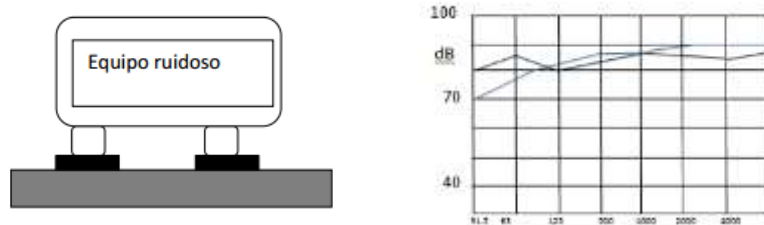


Figura 33. Tratamiento anti-vibratorio

7.3 Encerramiento de la fuente ruidosa

Una reducción significativa en el rango de las altas y medias frecuencias se conseguirá con el encerramiento de la fuente.

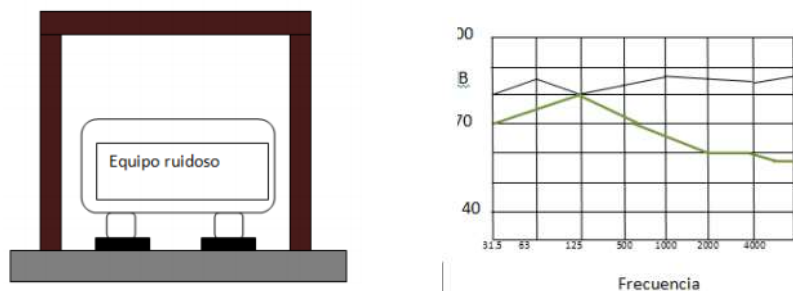


Figura 34. Encerramiento hermético y rígido con anti-vibradores

Incluso con la introducción de materiales absorbentes como: espuma de poliuretano, lana de vidrio o roca, puede lograrse una disminución de ruido acústico entre 10-25 dB(A).

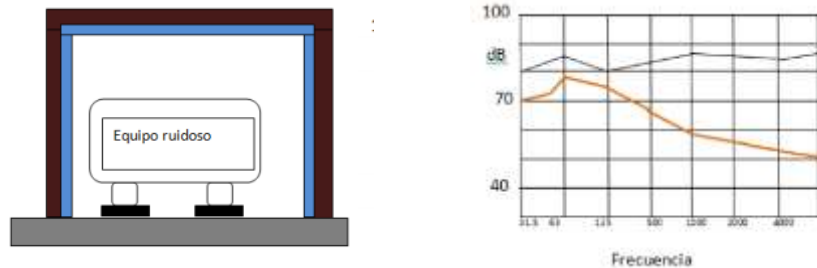


Figura 35. Encerramiento hermético y rígido con material absorbente y anti-vibradores

Dobles encerramientos pueden usarse para lograr una reducción sonora aún más elevada, por ejemplo, cuando se requieren reducciones sonoras superiores a 25 dB(A)

El encerramiento adecuado debe poseer sus respectivas tomas y evacuación de gases, elementos transparentes para la inspección visual y readecuación de alarmas auditivas etc.

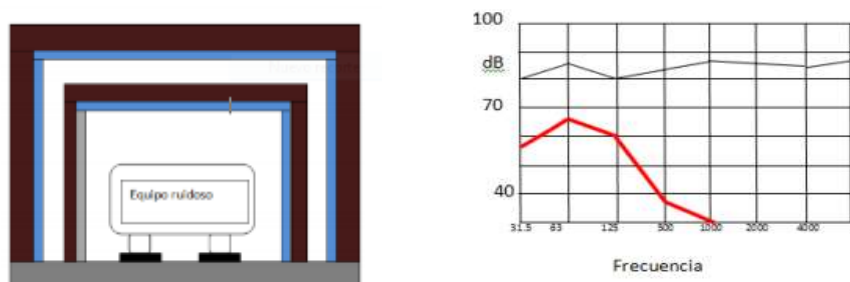


Figura 36. Doble encerramiento hermético rígido con material absorbente y anti-vibradores

7.3.1 Semi-cerramiento del chiller

El semi-cerramiento del chiller consta de dos capas de materiales distintos, una capa interna encargada de la absorción y aislamiento acústico y otra externa encargada de reforzar el aislamiento (ver Figura 38).

Como capa interna se propone una espuma de poliuretano con terminación de cuñas anecoicas, cuyas especificaciones acústicas se dan en las tablas Tabla 9 y Tabla 10. La capa externa será un panel de yeso de 1 centímetro de espesor. Se

resalta la importancia de mantener la hermeticidad del semi-cerramiento hacia el interior del laboratorio, debido a que, cualquier orificio dejado originará que el ruido ingrese al laboratorio, sobre todo el de las frecuencias medias, perdiéndose efectividad. Debe también tenerse en cuenta el fácil ensamblaje y desensamblaje del semi-encapsulado para facilitar las actividades de mantenimiento.

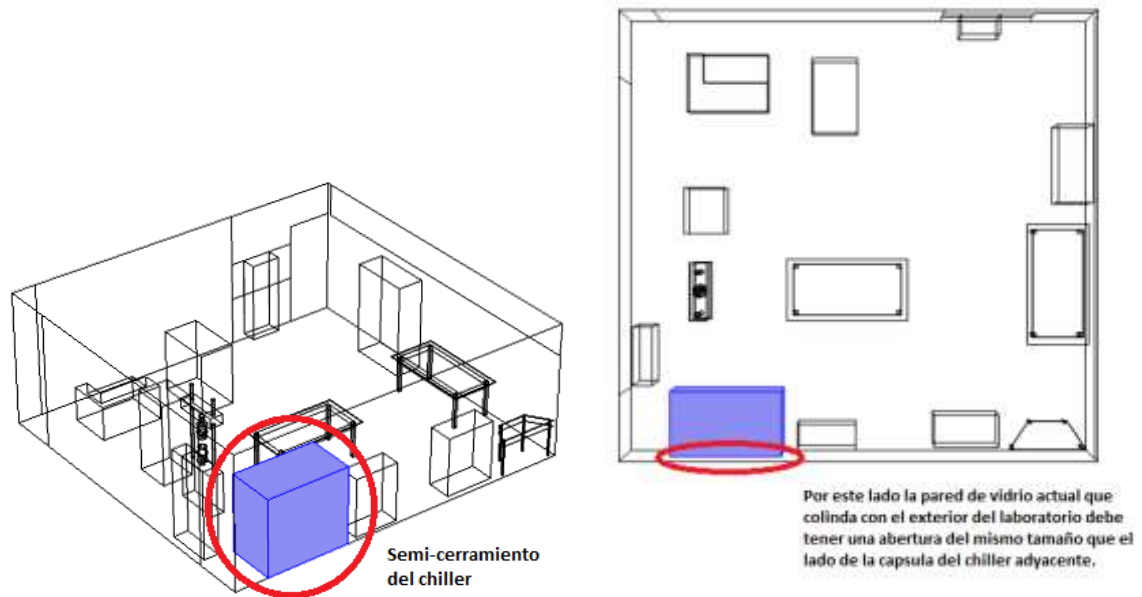


Figura 37. Panorámica del semi-cerramiento propuesto para el chiller

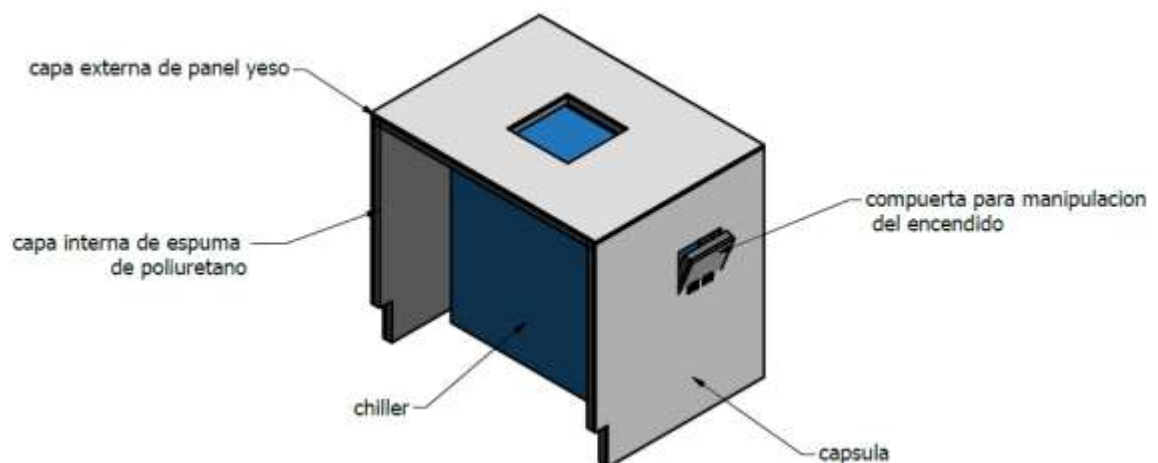


Figura 38. Semi-cerramiento propuesto para el chiller

Material	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
Placa de yeso	0.29	0.1	0.05	0.04	0.07	0.09
Espuma de poliuretano	0.15	0.36	0.78	0.84	0.8	0.7

Tabla 9. Coeficientes de absorción sonora de los materiales del semi-cerramiento propuesto.

Material	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
Perdidas de transmisión (R) de la espuma de poliuretano	24	31	36	40	47	53

Tabla 10. Coeficientes de atenuación sonora de la espuma de poliuretano

Como se puede apreciar en la Tabla 9 y Tabla 10, las propiedades de absorción de la espuma de poliuretano son mejores a frecuencias altas, cumpliendo con la “ley de la masa y la frecuencia” para paredes simples. En general, es el comportamiento de dispositivos o materiales en cualquier control de ruido pasivo, tal como el desarrollado aquí. Trabajar con la banda de frecuencia de 125 Hz en este trabajo tuvo dos razones: 1) Es la banda que inicia superando los niveles normalizados y, 2) Es la banda a la que se presentan las propiedades acústicas más bajas, mejorando entonces cualquier propuesta de reducción pasiva de ruido hecha a partir de ésta, y conforme la frecuencia se incrementa.

A continuación, se presentan los resultados de la simulación de la propuesta del semi-encapsulado considerando la espuma de poliuretano como única capa constitutiva del encerramiento con salida al exterior, lo que equivale en la simulación a sustituir las paredes de la cápsula colindante con el interior del laboratorio con una pérdida de transmisión (R) a 125 Hz (Tabla 10) y una absorción acústica a la misma frecuencia (Tabla 9), y para la cara colindante con el exterior (abierta al exterior) se asumió una (R) de 0 y una absorción acústica de 1 correspondiente a una ventana abierta.

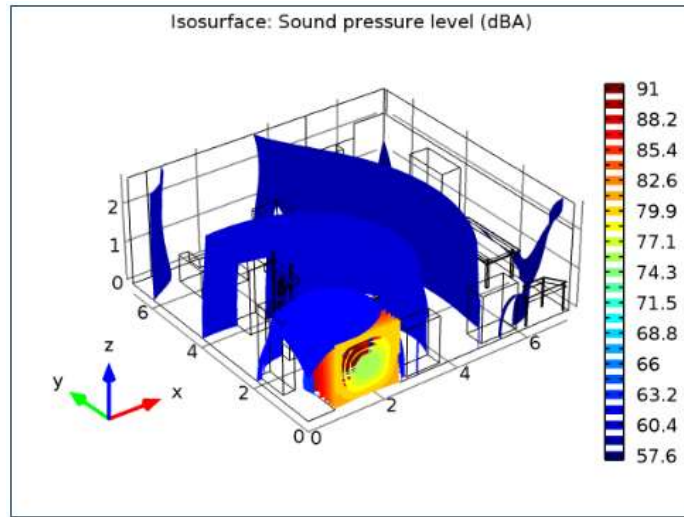


Figura 39. Resultado del semi-encapsulado con la espuma de poliuretano, vista 3D.

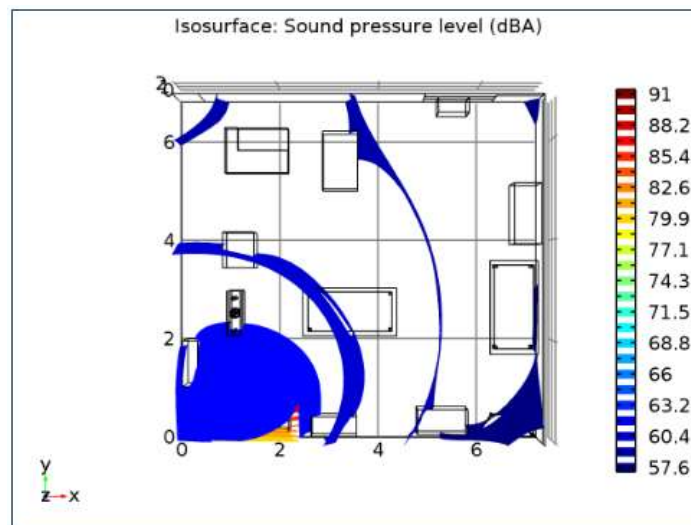


Figura 40. Resultado del semi-encapsulado con la espuma de poliuretano, vista 2D (plano xy).

Nivel de presión sonora (dB(A))	
Punto 1	Punto 2
56	56.4

Tabla 11. Valores en dB(A) del nivel de presión acústica en los puntos 1 y 2 a 125 Hz con el semi-cerramiento del chiller aplicado.

Como se puede observar en la Figura 39 y Figura 40 el nivel máximo de ruido dentro del laboratorio - muy cercano la fuente- es 62 dB(A), según la evaluación de la primer isosuperficie de nivel de presión sonora envolvente del chiller, con lo cual, la propuesta del semi-cerramiento con una cara hacia el exterior puede ser una solución adecuada, debido a que las cualidades del encerramiento permiten tanto aislar como absorber el ruido por las caras colindantes con el laboratorio (caras 1,2,3 y 5), siendo la cara 4, la que iría expuesta hacia el exterior. Se recuerda que se debe dejar un *gap*⁸ entre el chiller y el semi-cerramiento para permitir los flujos de aire para el condensador a través de las caras y en general a todo el chiller. Las simulaciones se hicieron con un *gap* de 20 cm.

7.3.2 Evaluación de los incrementos de presión acústica en el exterior del laboratorio

Debido a la necesidad de dejar una apertura hacia el exterior en el semi-cerramiento del chiller, el flujo de energía se dirigirá hacia el exterior igualmente, como se puede evidenciar en la Figura 41, donde la mayor cantidad del flujo de energía se propaga por la abertura de la pared de vidrio del laboratorio. Con la intención de hacer una evaluación integral de la propuesta, se simuló cuanto podría ser el incremento del ruido acústico en el exterior, debido a que existe un edificio justamente al frente (a 8 metros) de donde se piensa hacer la apertura en la pared de vidrio y hacia donde se dirigirá parte del flujo de energía acústica. Los resultados se muestran en la Figura 42.

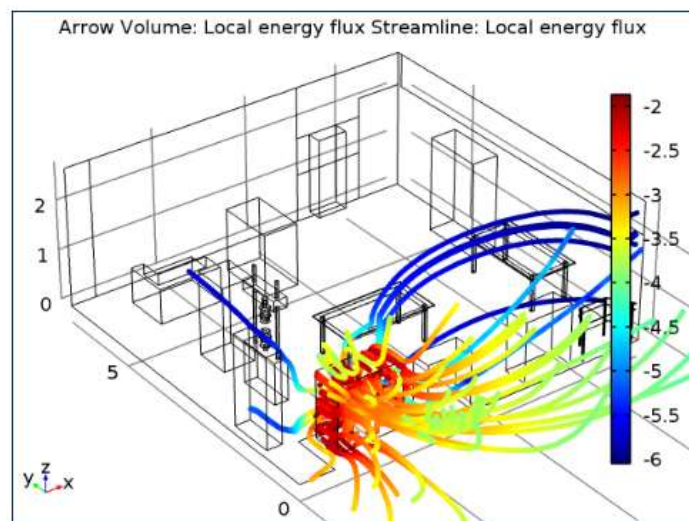


Figura 41. Dirección del flujo de energía desde el semi-capsulado del chiller.

⁸ El *gap* es el espacio comprendido entre cualquiera de las caras del chiller y la primera superficie interna de cualquiera de las caras del encerramiento.

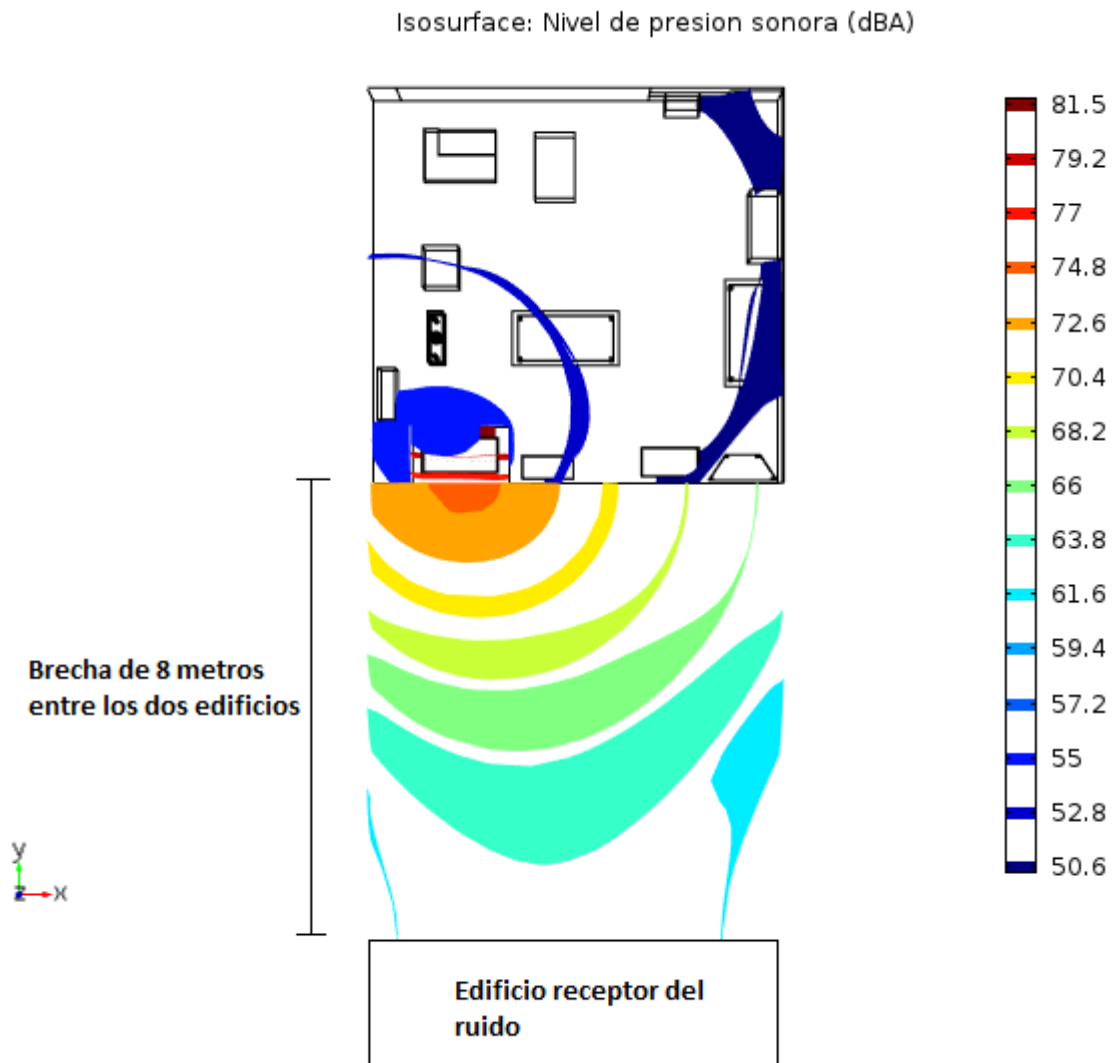


Figura 42. Impacto acústico entre la brecha de los dos edificios.

La Figura 42, muestra los niveles de ruido en la brecha entre el edificio emisor (laboratorio de ensayos dinámicos de la Escuela de Ingeniería Mecánica, edificio 351) y el edificio receptor (Escuela de ingeniería industrial, edificio 357) respectivamente. Aunque en el espacio entre los edificios se aumentan los niveles de presión acústica, alcanzando hasta 62 dB(A), justo sobre la primera pared del edificio receptor; no es un sitio de estancia permanente de estudiantes, únicamente aquellos que pasan por allí para llegar a otros destinos, siendo una alternativa valorable. Sin embargo, para lograr un impacto menos molesto a los nuevos espacios afectados acústicamente, se podría utilizar una rejilla anti-ruido en la cara

del semi-cerramiento que está dispuesta hacia el exterior, disminuyendo como mínimo el ruido cerca de 4 decibeles en la banda de 125 Hz. Estas rejillas también incrementan la reducción de ruido en frecuencia con incrementos de espesor de 30 cm, mitigando el ruido generado en el exterior en cualquiera de los puntos de la brecha entre los edificios.

7.4 Trabajos futuros

7.4.1 Aumento de la rigidez de las caras laterales del chiller mediante travesaños

Una alternativa que podría ser evaluada como trabajo futuro en cuanto a la reducción del ruido acústico generado por el chiller es la colocación de travesaños soldados a las caras para aumentar su rigidez (ver Figura 43). De esta manera, se podría lograr dos propósitos: En primer lugar, mover las frecuencias de resonancia de las tapas hacia la derecha del espectro, haciéndolas más altas y evitando de esta manera que sean excitadas por los elementos rotatorios internos del chiller durante su operación, tal como lo viene haciendo. En segundo lugar, disminuir las amplitudes de vibración en el rango de operación del chiller. A continuación, se presenta una comparación de la parte inferior de la tapa 1 sin travesaños y con éstos (ver Tabla 12), con travesaños en cruz, donde pueden evidenciarse los aumentos que sufren las frecuencias propias y la variación en sus respectivas formas modales. Para este modelo los travesaños están hechos de placas de acero con dimensiones de 13 mm x 5 mm de sección transversal.

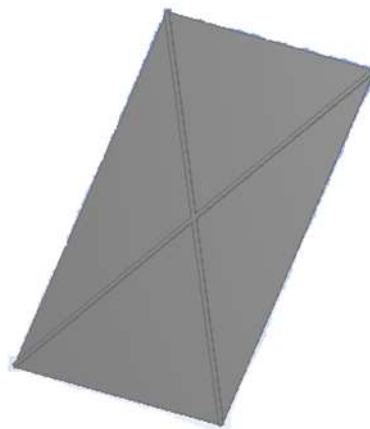
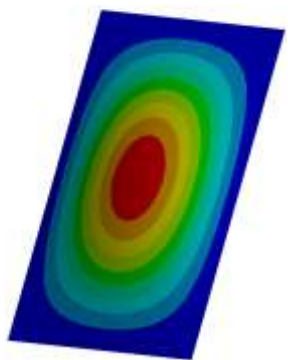
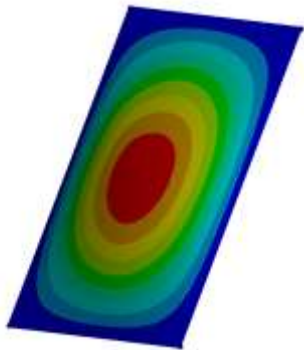
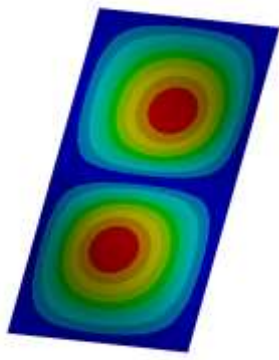
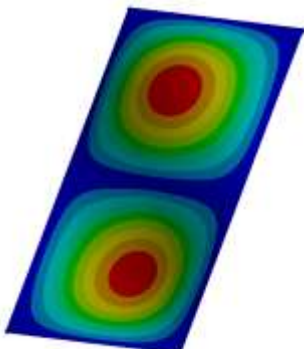


Figura 43. Parte inferior de la tapa y la disposición propuesta para los travesaños

Sin travesaños	Con travesaños
Modo 1	
<p>A: Modal Total Deformation 17 Type: Total Deformation Frequency: 13.12 Hz Unit: m 14/11/2017 9:19</p>  <p>0.84926 Max 0.7549 0.66054 0.56617 0.47181 0.37745 0.28309 0.18872 0.094362 0 Min</p>	<p>A: Modal Total Deformation Type: Total Deformation Frequency: 37.107 Hz Unit: m 14/11/2017 9:21</p>  <p>0.62752 Max 0.55779 0.48807 0.41835 0.34862 0.2789 0.20917 0.13945 0.069724 0 Min</p>
Modo 2	
<p>A: Modal Total Deformation 18 Type: Total Deformation Frequency: 20.032 Hz Unit: m 14/11/2017 9:22</p>  <p>0.81195 Max 0.72173 0.63152 0.5413 0.45108 0.36087 0.27065 0.18043 0.090217 0 Min</p>	<p>A: Modal Total Deformation 2 Type: Total Deformation Frequency: 72.292 Hz Unit: m 14/11/2017 9:21</p>  <p>0.671 Max 0.59645 0.52189 0.44733 0.37278 0.29822 0.22367 0.14911 0.074556 0 Min</p>
Modo 3	

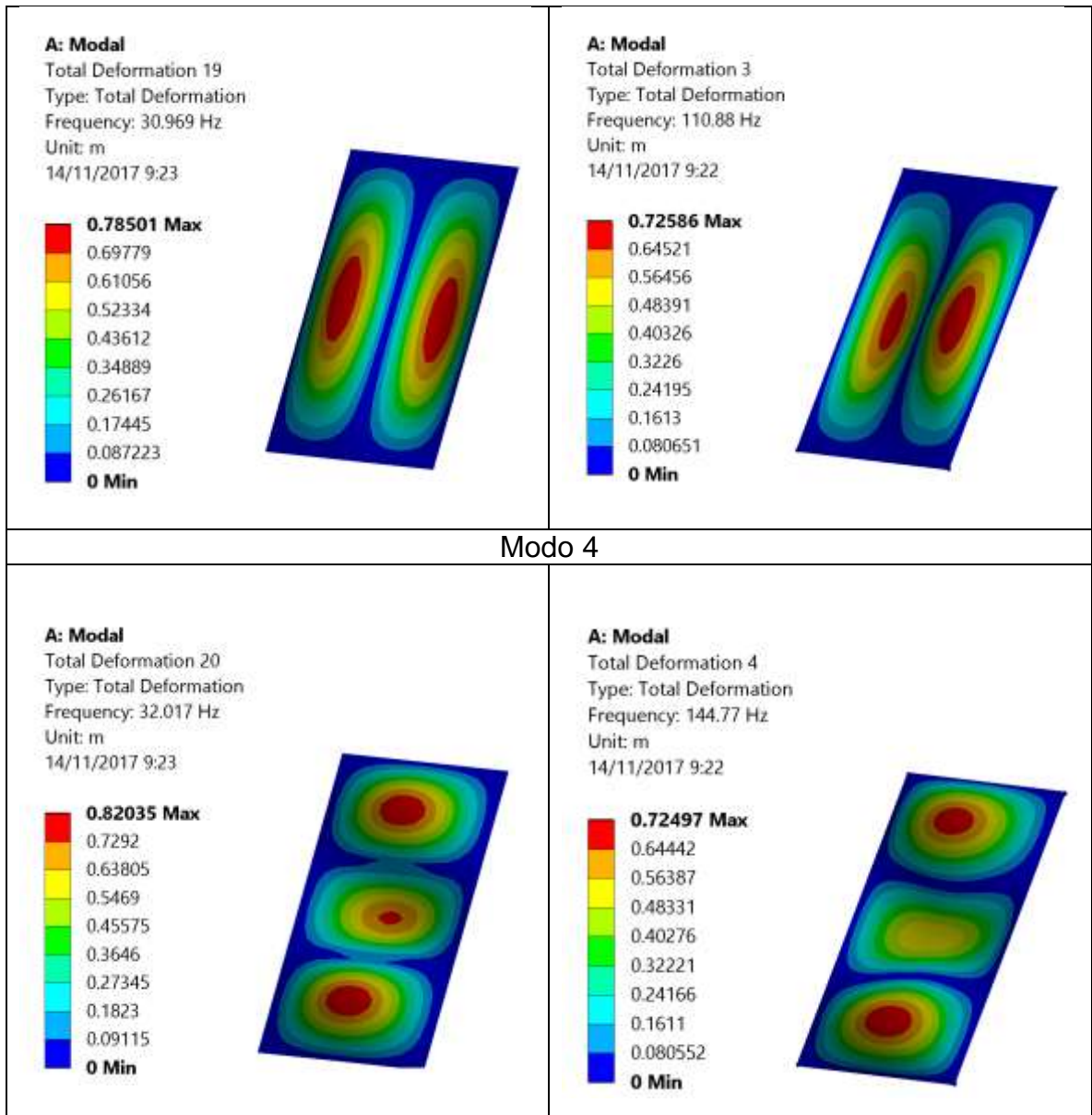


Tabla 12. Formas modales excitadas a las frecuencias de operación del chiller, sin travesaños y con travesaños en equis.

Al evitar que una frecuencia propia sea excitada sobre alguna de las tapas del chiller, debido a sus frecuencias de operación normales, se librará de que éstas entren en resonancia, lo que se traduce en bajas amplitudes de vibración y, por lo tanto, a una emisión de potencia acústica al interior del laboratorio mucho más baja.

7.4.2 Estudio del codo de la descarga del ventilador del chiller

Se recomienda elaborar el estudio del codo en lámina que está a la descarga del ventilador del chiller, ya que generalmente este tipo de piezas generan alto impacto en el rendimiento por aumento en las pérdidas de carga, lo que puede llevar a que el compresor trabaje a de presiones elevadas, generando vibraciones y ruidos anormales y, como consecuencia se vea afectado el rendimiento térmico en el enfriador.

CONCLUSIONES

La comparación con los niveles de presión sonora obtenidos con el sonómetro usando filtro de ponderación A y la resolución 627 de 2006 de Colombia, indica que se supera este nivel durante el día aproximadamente por 10 dB(A) cuando las fuentes ruidosas del laboratorio están en funcionamiento.

Los datos de vibración estructural sobre la carcasa del chiller durante su funcionamiento muestran una concentración de energía a 48.8 Hz, 61 Hz y 122.1 Hz aproximadamente, que comprenden las frecuencias de vibración en operación del compresor (48.33 Hz), la bomba (57.1 Hz), y quinto armónico del ventilador (113.3 Hz), según los espectros de amplitud.

El ventilador del chiller se detectó como uno de los componentes que está contribuyendo con la molestia acústica dentro del laboratorio (emitiendo un tono cercano a 120 Hz) contribuyendo a la superación de los niveles de ruido permitidos según la norma.

No fue posible efectuar ninguna comparación con los resultados obtenidos de las mediciones de la caracterización acústica con la simulación en (dB(A)) del campo acústico producido por el chiller, debido a la imposibilidad de ponerlo en funcionamiento aisladamente. No obstante, el mismo análisis realizado para el chiller puede ser aplicado a cualquier fuente ruidosa, inclusive para la bomba.

El cálculo aproximado de las potencias acústicas del chiller en la banda de 125 Hz resultó en 2.9 mW.

El análisis de la respuesta en frecuencia por efecto de un ensayo modal, permitió dar por enterado que parte de las caras 1 y 4 del chiller están resonando a las frecuencias de trabajo de sus tres componentes internos, compresor, bomba y ventilador.

Se propuso un semi-encapsulado para una de las fuentes ruidosas, con lo cual se logra controlar la emisión de ruido y reducir los niveles de éste dentro del laboratorio a niveles establecidos por la norma, además, se deben poner soportes elásticos para aislar la máquina del suelo y, por lo tanto, disminuir el impacto acústico de bajas frecuencias.

En la emisión al exterior, (espacio entre los edificios de la Escuela de Ingeniería Mecánica y la Escuela de Ingeniería industrial) por la propuesta del semi-encapsulado del chiller en la que se propone una cara abierta al ambiente, se aumentan los niveles de presión acústica, hasta llegar a 62 dB(A) justo sobre la primera pared del edificio receptor (Escuela de Ingeniería Industrial), esta emisión no afecta significativamente ya que no es un sitio de estancia permanente de

estudiantes o personas. Únicamente afecta ligeramente a los transeúntes, aquellos que pasan por allí para llegar a otros destinos.

Se podría utilizar una rejilla anti-ruido en la cara del semi-encapsulado que esté dispuesta hacia el exterior, disminuyendo como mínimo el ruido cerca de 4 decibeles en la banda de 125 Hz. Estas rejillas también incrementan la reducción en frecuencia con incrementos de espesor de 30 cm, mitigando el ruido generado en el exterior en cualquiera de los puntos de la brecha entre los edificios emisor (laboratorio) y receptor (Escuela de Ingeniería Industrial).

BIBLIOGRAFÍA

- [1] CASTEJON, Emilio. Control de ruido. Módulo 5. Universitat Oberta de Catalunya. 62 p.
- [2] BILLON, Alexis. PICAUT, Judicaël. VALEAU, Vincent y SAKOUT, Anas. Acoustic predictions in industrial spaces using a diffusion model. Francia, C. N Wang, 2012. ID 260394.
- [3] P. Cobo, T. Bravo, M. Cuesta, C. Ranz y M. Sigüero. Control active de ruido. Madrid. CSIC. Serrano 144.28006.
- [4] ECHEVERRY, Carlos. GONZALES, Alice. Protocolo para medir la emisión de ruido generado por Fuentes fijas. Medellín, Colombia. Revista ingenierías Universidad de Medellín. 2011. Vol.10. ISSN 1692-3324.
- [5] SEQUEIRA, Martín y CORTINEZ, Víctor. Un modelo de difusión acústica para recintos: comparación con el método de rayos.
- [6] VISSER, René. A boundary element approach to acoustic radiation and source identification. KFS i Lund AB, Suecia, 2004, 294p.
- [7] HOLMSTRÖM, Fredrik. Structure-acoustic analysis using BEM/FEM; Implementation in matlab. Ponsen & Looijen BV, Países bajos, 2001, 109p.
- [8] ROOZEN, N.B. Labelle, L. RYCHTÁRIKOVÁ, M y GLORIEUX, C. Determining radiated sound power of building structures by means of Laser Doppler vibrometry.
- [9] Agilent Technologies. The fundamentals of modal testing. Application note 243-3, USA, 56p
- [10] RAO, Singiresu. Vibraciones mecánicas. Quinta edición. Traducido por Rodolfo Navarro Salas de México. Pearson Educación, México, 2012, 776p.
- [11] MIYARA, Federico. Control de ruido, Argentina, 1999, 487p.
- [12] NAVARRO, Juan, ESCOLANO, José. Predicción del tiempo de reverberación en salas mediante procesos de difusión de la energía acústica. España.
- [13] Mobius Institute. (1999-2014). Vibration Training Course Book Category II.
- [14] SHINI, plastics technologies. SIC-A series Air-cooled Water Chillers. Version: V2.5 (English), 2009, 119p.

ANEXOS

Anexo A. Código en MATLAB para las funciones con BEM

```
function [He,Ge]=bem_infl4q(coord,ex,ey,ez,ep,n)
% [He,Ge]=bem_infl4q(coord,ex,ey,ez,ep,n)
% [He,Ge]=bem_infl4q(coord,ex,ey,ez,ep)
%-----
% PURPOSE
% Compute the element influence matrices He and Ge for a three
% dimensional four-node quadrilateral acoustic element.
%
% INPUT:
% coord=[x y z] coordinates of the influenced node
% ex=[x1 x2 x3 x4]
% ey=[y1 y2 y3 y4] node coordinates for the influencing element.
% ez=[z1 z2 z3 z4]
% ep = [w c rho] problem properties
% w: angular frequency
% c: speed of sound in acoustic medium
% rho: density of acoustic medium
% n=[value] normal direction value=1 default -1 reverse

% OUTPUT:
% He, Ge: Element influence matrices
%-----
rev=1;
if nargin==6
rev=n;
end
k=ep(1)/ep(2);

%***Gauss points***

ga=0.577350269189626; x=coord(1); y=coord(2); z=coord(3);
xi=[-ga; ga; ga; -ga]; eta=[-ga; -ga; ga; ga];
N(:,1)=1/4*(xi-1).*(eta-1); N(:,2)=-1/4*(xi+1).*(eta-1);
N(:,3)=1/4*(xi+1).*(eta+1); N(:,4)=-1/4*(xi-1).*(eta+1);
xg=N*ex'; yg=N*ey'; zg=N*ez';

%***Element Area***

dNr(1:2:7,1)=- (1-eta)/4; dNr(1:2:7,2)= (1-eta)/4;
dNr(1:2:7,3)= (1+eta)/4; dNr(1:2:7,4)=- (1+eta)/4;
dNr(2:2:8,1)=- (1-xi)/4; dNr(2:2:8,2)= (1+xi)/4;
dNr(2:2:8,3)= (1+xi)/4; dNr(2:2:8,4)= (1-xi)/4;
JTxy=dNr*[ex;ey]'; JTyz=dNr*[ey;ez]'; JTzx=dNr*[ez;ex]';
detJxy=[det (JTxy(1:2,:));det (JTxy(3:4,:));det (JTxy(5:6,:)) ...
;det (JTxy(7:8,:))];
detJyz=[det (JTyz(1:2,:));det (JTyz(3:4,:));det (JTyz(5:6,:)) ...
```

```

;det(JTyx(7:8,:));
detJzx=[det(JTzx(1:2,:));det(JTzx(3:4,:));det(JTzx(5:6,:))...
;det(JTzx(7:8,:));
A=[sqrt(detJxy.^2+detJyz.^2+detJzx.^2)];

```

```

%***Influence Vectors***

```

```

xdis=xg-x; ydis=yg-y; zdis=zg-z;
dis=sqrt(xdis.^2+ydis.^2+zdis.^2);
g=i*ep(3)*ep(1)*exp(-i*k*dis)/(4*pi*dis);
Ge(1,1)=sum(g.*N(:,1).*A); Ge(1,2)=sum(g.*N(:,2).*A);
Ge(1,3)=sum(g.*N(:,3).*A); Ge(1,4)=sum(g.*N(:,4).*A);
h1=-xdis.*exp(-i*k*dis)/(4*pi*dis.^2).*(i*k+1./dis);
h2=-ydis.*exp(-i*k*dis)/(4*pi*dis.^2).*(i*k+1./dis);
h3=-zdis.*exp(-i*k*dis)/(4*pi*dis.^2).*(i*k+1./dis);
a=[ex(2)-ex(1) ey(2)-ey(1) ez(2)-ez(1)];
b=[ex(4)-ex(1) ey(4)-ey(1) ez(4)-ez(1)];
n=[a(2)*b(3)-a(3)*b(2);a(3)*b(1)-a(1)*b(3); a(1)*b(2)-a(2)*b(1)];
n=rev*n/sqrt(n'*n);
h=[h1 h2 h3]*n; He(1,1)=-sum(h.*N(:,1).*A);
He(1,2)=-sum(h.*N(:,2).*A); He(1,3)=-sum(h.*N(:,3).*A);
He(1,4)=-sum(h.*N(:,4).*A);
end

```

```

%-----end-----

```

```

function P=bem_assem(edof,P,Pe,n,el)
% P=bem_assem(edof,P,Pe,n,el)
%-----
% PURPOSE
% Assemble element influence matrix Pe for acoustic problems into
% the global influence matrix P according to the topology matrix
% edof, the influenced node n, and the influencing element el.
%
% INPUT:
% edof: dof topology matrix
% P: global influence matrix
% Pe: element influence matrix
% n: influenced node
% el: influencing element

% OUTPUT:
% P: New global influence matrix
%-----
N=size(edof);
if N(1,2)==2
t=abs(edof(:,1)-el);
[val,p]=min(t);
P(n,edof(p,2))=P(n,edof(p,2))+Pe;
elseif N(1,2)==5
t=abs(edof(:,1)-el);
[val,p]=min(t);
% display(p)
P(n,edof(p,2:5))=P(n,edof(p,2:5))+Pe;

```

```

end
%-----end-----

function [pr,nv]=bem_solveq(G,H,bcpr,bcnv,bcim)
% [pr,nv]=bem_solveq(P,V,bcpr,bcnv,bcim)
%-----
% PURPOSE
% Solve BE-equations considering boundary conditons

% INPUT:
% G, H: influence matrices
% bcpr: boundary condition matrix (pressure)
% bcnv: boundary condition matrix (normal velocity)
% bcim: boundary condition matrix (acoustic impedance)
%
% OUTPUT: pr: solution including boundary values (pressure)
%         nv: solution including boundary values (normal velocity)
%-----
[nd,nd]=size(G); fpdof=[1:nd]'; fvdof=[1:nd]'; fidof=[1:nd]';
[rowp,colp]=size(bcpr); [rowv,colv]=size(bcnv);
[rowi,coli]=size(bcim);
pr=zeros(size(fpdof)); nv=zeros(size(fvdof));

if rowp~=0
ppdof=bcpr(:,1);
prp=bcpr(:,2);
fpdof(ppdof)=[];
if rowv~=0
pvdof=bcnv(:,1);
nvp=bcnv(:,2);
fvdof(pvdof)=[];
if rowi~=0
pidof=bcim(:,1);
imp=bcim(:,2);
HG=G;
HG(:,pvdof)=0;
for s=1:rowi
HG(:,pidof(s))=HG(:,pidof(s))-H(:,pidof(s)).*imp(s);
end
HH=H;
HH(:,fvdof)=0;
x=(HG-HH)\(H(:,ppdof)*prp-G(:,pvdof)*nvp);
nv(pvdof)=nvp;
nv(pidof)=x(pidof);
nv(fvdof)=x(fvdof);
pr(ppdof)=prp;
pr(fpdof)=x(fpdof);
pr(pidof)=nv(pidof).*imp;
else
HG=G;
HG(:,pvdof)=0;
HH=H;

```

```

HH(:,ppdof)=0;
x=(HG-HH)\(H(:,ppdof)*prp-G(:,pvdof)*nvp);
pr(ppdof)=prp;
pr(fpdof)=x(fpdof);
nv(pvdof)=nvp;
nv(fvdof)=x(fvdof);
end
elseif rowi~=0
pidof=bcim(:,1);
imp=bcim(:,2);
HG=G;
for s=1:rowi
HG(:,pidof(s))=HG(:,pidof(s))-H(:,pidof(s)).*imp(s);
end
x=HG\(H(:,ppdof)*prp);
nv=x;
pr(ppdof)=prp;
pr(pidof)=nv(pidof).*imp;
else
x=G\H*prp;
pr=prp;
nv=x;
end
else
    pvdof=bcnv(:,1);
    nvp=bcnv(:,2);
    fvdof(pvdof)=[];
    if rowi~=0
    pidof=bcim(:,1);
    imp=bcim(:,2);
    HH=H;
    for s=1:rowi
    HH(:,pidof(s))=HH(:,pidof(s))-G(:,pidof(s))./imp(s);
    end
    x=HH\(G(:,pvdof)*nvp);
    pr=x;
    nv(pvdof)=nvp;
    nv(pidof)=pr(pidof)./imp;
    else
    x=H\G*nvp;
    nv=nvp;
    pr=x;
    end
end
%-----end-----
function Ip=bem_intesity(pr,nv)
%-----
%PURPOSE
% Compute the intensity Ip at the node points

% INPUT:
% pr: solution including boundary values (pressure)
% nv: solution including boundary values (normal velocity)

```

```

% OUTPUT:
% Ip: intensity at each node point
%-----

Ip =1/2*real((conj(pr).*nv));
end
%-----end-----

function Po=bem_power(pr,nv,ex,ey,ez,edof,el)
%-----
%PURPOSE
% Compute the power Po

% INPUT:
% pr: solution including boundary values (pressure)
% nv: solution including boundary values (normal velocity)
% ex=[x1 x2 x3 x4]
% ey=[y1 y2 y3 y4]node coordinates for the influencing element.
% ez=[z1 z2 z3 z4]
% edof: dof topology matrix
% el: element to calculate power
% OUTPUT:
% Po: the power for the element established
%-----

ga=0.577350269189626;
xi=[-ga; ga; ga; -ga]; eta=[-ga; -ga; ga; ga];
N(:,1)=1/4*(xi-1).*(eta-1); N(:,2)=-1/4*(xi+1).*(eta-1);
N(:,3)=1/4*(xi+1).*(eta+1); N(:,4)=-1/4*(xi-1).*(eta+1);
dNr(1:2:7,1)=-(1-eta)/4; dNr(1:2:7,2)=(1-eta)/4;
dNr(1:2:7,3)=(1+eta)/4; dNr(1:2:7,4)=- (1+eta)/4;
dNr(2:2:8,1)=-(1-xi)/4; dNr(2:2:8,2)=-(1+xi)/4;
dNr(2:2:8,3)=(1+xi)/4; dNr(2:2:8,4)=(1-xi)/4;

%****Element area****
JTxy=dNr*[ex(el,:);ey(el,:)]';
JTyz=dNr*[ey(el,:);ez(el,:)]';
JTzx=dNr*[ez(el,:);ex(el,:)]';
detJxy=[det(JTxy(1:2,:));det(JTxy(3:4,:));det(JTxy(5:6,:))...
;det(JTxy(7:8,:))];
detJyz=[det(JTyz(1:2,:));det(JTyz(3:4,:));det(JTyz(5:6,:))...
;det(JTyz(7:8,:))];
detJzx=[det(JTzx(1:2,:));det(JTzx(3:4,:));det(JTzx(5:6,:))...
;det(JTzx(7:8,:))];
A=[sqrt(detJxy.^2+detJyz.^2+detJzx.^2)];

%****Element intensity compute****
Ip=bem_intesity(pr(edof(el,2:5)),nv(edof(el,2:5)));

%****power intensity compute****
Po=sum(Ip.*A);

```

```
end
```

```
%-----end-----
```

Anexo B. Código en MATLAB usando las funciones con BEM para el cálculo de la potencia del chiller.

```
%-----  
%PURPOSE  
% Computing the power Po for the four sides of chiller (faces 1, 3, 4 and  
5)  
%-----  
  
clear all  
clc  
  
%*****dimensiones and elements*****  
  
d=30;      % distance between nodes (cm )  
x=120;    % distance in x (cm )  
y=60;     % distance in y (cm )  
z=120;    % distance in z (cm )  
nelx=x/d; % number of elements in x (cm )  
nely=y/d; % number of elements in y (cm )  
nelz=z/d; % number of elements in z (cm )  
  
%*****Create BEM dof, coordinate, and coordinate matrices*****  
%***(This part is left out)***  
  
%*****Node coordinates*****  
  
%*****Element coordinates*****  
  
%*****Element dof matrix*****  
  
%*****  
  
%*****Properties of acoustic medium*****  
%[angular frequency, sound velocity, density]  
ep=[2*pi*150 343 1.13];  
  
%*****Reversed element normal direction*****  
n=ones(64,1); n(33:48)=-1; n(57:64)=-1;  
  
%*****Assemble influence matrices*****  
H=zeros(66); G=H;  
for k=1:66  
for j=1:64  
[He,Ge]=bem_infl4q(coord(k,:),ex(j,:),ey(j,:),ez(j,:),ep,n(j));  
H=bem_assem(edof,H,He,k,j);  
G=bem_assem(edof,G,Ge,k,j);
```

```

end
end
for i=1:66
C(i,i)=1/2;
cont=cont+1;
end
H=H+C;

%*****Boundary condition matrices*****
for t=1:66
bcnv(t,1)=t;
end
% bcnv(:,2)=0.001;

%*****Face 1*****

Fs=50000; % sample rate
fint=61.04*1;
[velocity_values ] = data_points( Fs,fint );
bcnv(:,2)=velocity_values; % velocity boundary condition vector
bcpr=[]; % pressure boundary condition vector
bcim=[]; % impedance boundary condition vector
[pr,nv]=bem_solveq(G,H,bcpr,bcnv,bcim);
Po=0;
for k=1:16
po=bem_power(pr,nv,ex,ey,ez,edof,k);
Po=Po+po
end

%*****

%*****Face 2*****

%bcnv(:,2)=0.001;
% Fs=50000; % sample rate
% fint=61.04*2;
% [velocity_values ] = data_points( Fs,fint );
% bcnv(:,2)=velocity_values; % velocity boundary condition vector
% bcpr=[]; % pressure boundary condition vector
% bcim=[]; % impedance boundary condition vector
% [pr,nv]=bem_solveq(G,H,bcpr,bcnv,bcim);
% Po=0;
% for k=17:24
% po=bem_power(pr,nv,ex,ey,ez,edof,k);
% Po=Po+po
% end

%*****

%*****Face 4*****

% Fs=50000; % sample rate
% fint=61.04*1;

```



```

% [velocity_values ] = data_points( Fs,fint );
% bcnv(:,2)=velocity_values; % velocity boundary condition vector
% bcpr=[]; % presure boundary condition vector
% bcim=[]; % impedance boundary condition vector
% [pr,nv]=bem_solveq(G,H,bcpr,bcnv,bcim);
% Po=0;
% for k=33:48
% po=bem_power(pr,nv,ex,ey,ez,edof,k);
% Po=Po+po
% end

%*****

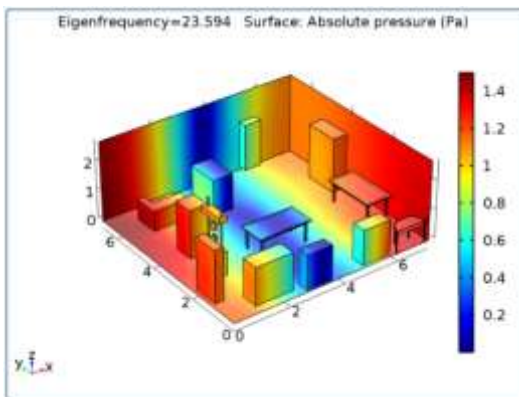
%*****Face 5*****

% Fs=50000; % sample rate
% fint=61.04*2;
% [velocity_values ] = data_points( Fs,fint );
% bcnv(:,2)=velocity_values; % velocity boundary condition vector
% bcpr=[]; % presure boundary condition vector
% bcim=[]; % impedance boundary condition vector
% [pr,nv]=bem_solveq(G,H,bcpr,bcnv,bcim);
% Po=0;
% for k=49:56
% po=bem_power(pr,nv,ex,ey,ez,edof,k);
% Po=Po+po
% end

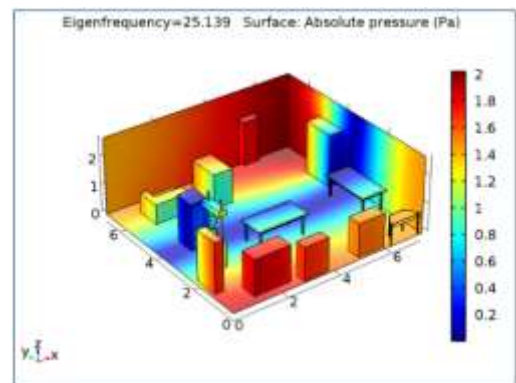
%*****

```

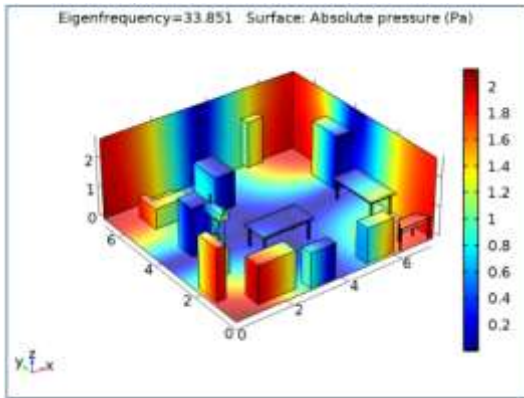
Anexo C. Formas modales al interior del laboratorio



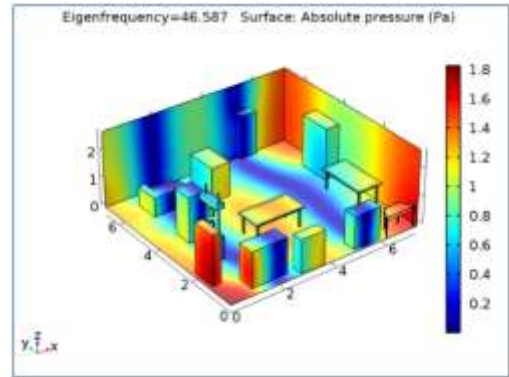
Modo a 23.6 Hz



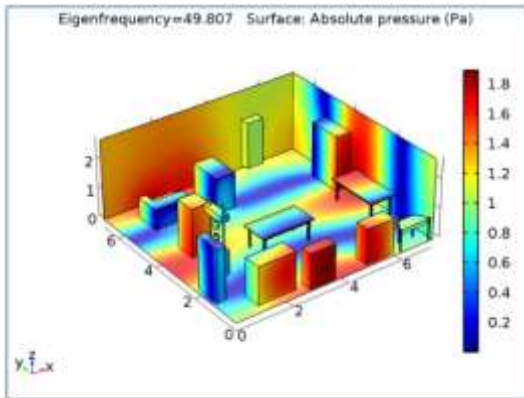
Modo a 25.1 Hz



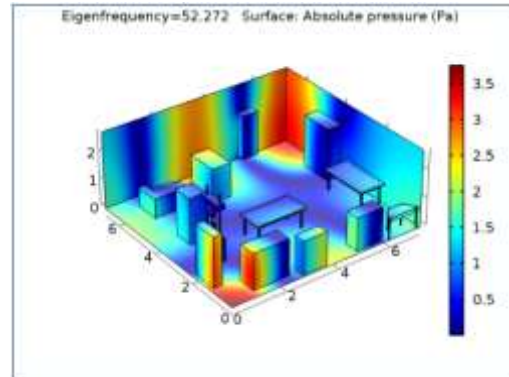
Modo a 33.9 Hz



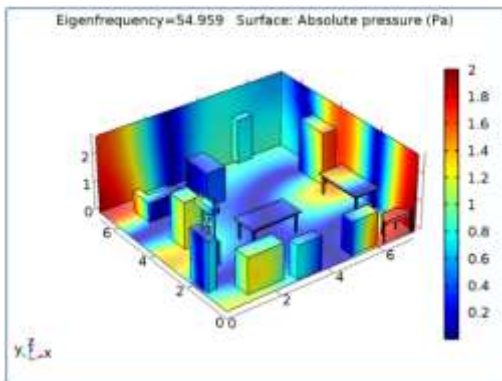
Modo a 46.6 Hz



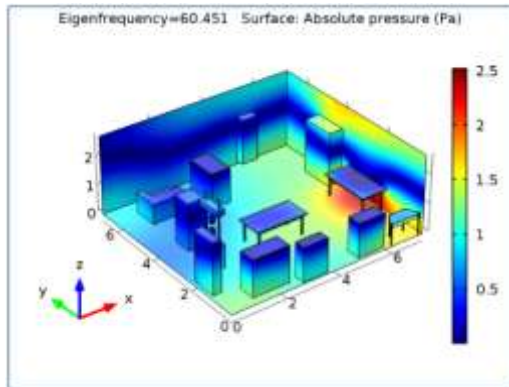
Modo a 49.8 Hz



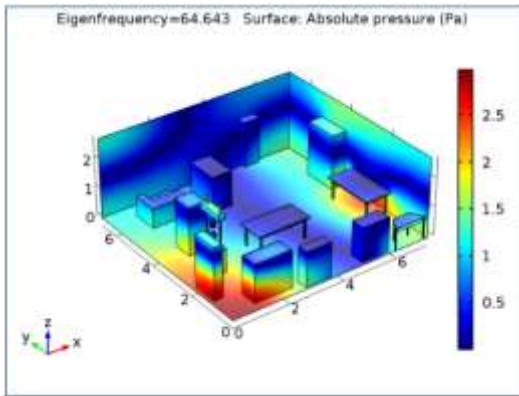
Modo a 52.3 Hz



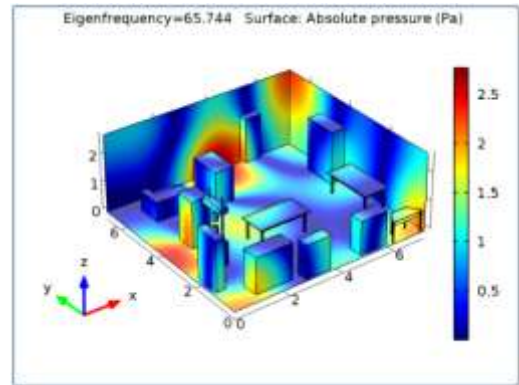
Modo a 55 Hz



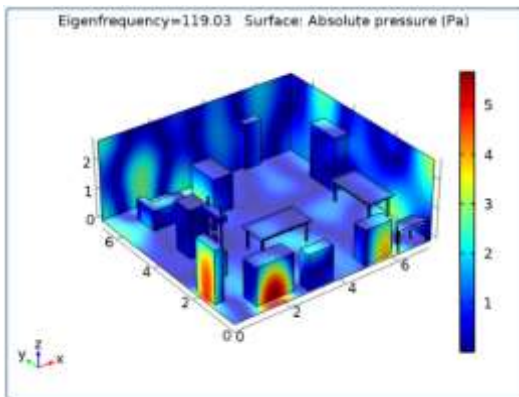
Modo a 60.5 Hz



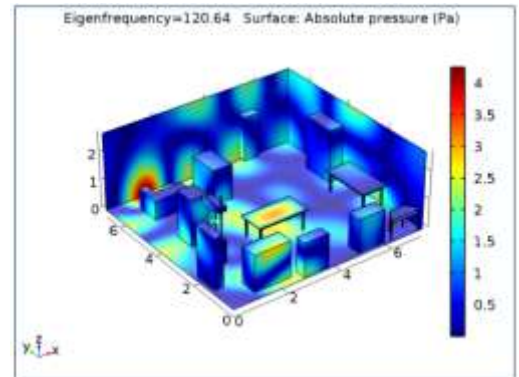
Modo a 64.6 Hz



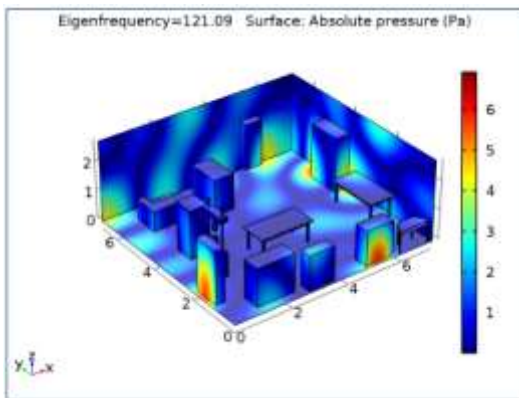
Modo a 65.7 Hz



Modo a 119 Hz



Modo a 120.6 Hz



Modo a 121.1 Hz