

UNIVERSIDAD NACIONAL DE ESTUDIOS A DISTANCIA

FACULTAD DE CIENCIAS



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CARTAGENA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**TÉCNICAS ACÚSTICAS AVANZADAS
PARA LA IDENTIFICACIÓN DE DEFECTOS
FUNCIONALES EN EQUIPOS DINÁMICOS**

ISABEL AINHOA NIETO SEVILLA

FEBRERO 2016

TRABAJO FIN DE MÁSTER

**TÉCNICAS ACÚSTICAS AVANZADAS
PARA LA IDENTIFICACIÓN DE DEFECTOS
FUNCIONALES EN EQUIPOS DINÁMICOS**

por

Isabel Ainhoa Nieto Sevilla
Ingeniera de Telecomunicaciones

Dirigido por Dr. GREGORIO MUNUERA SAURA
Departamento de Ingeniería Mecánica
Universidad Politécnica de Cartagena

Y tutorizado por Don JOSÉ JAVIER GARCÍA SANZ
Departamento Física Fundamental
Facultad de Ciencias
Universidad Nacional de Estudios a Distancia

Presentado para la obtención del título de Máster

“FÍSICA DE SISTEMAS COMPLEJOS”

Impartido por la Universidad Nacional de Educación a Distancia

AGRADECIMIENTOS

Al Profesor Don Gregorio Munuera Saura, por su ayuda y disponibilidad, así como por proporcionarme el acceso a los medios de la Universidad Politécnica de Cartagena para poder acometer la parte experimental del presente Trabajo Fin de Máster.

A César, por su apoyo y ánimo.

A todas las mujeres fuertes que me rodean, me inspiran y del mismo modo me dan fuerzas para sobrellevar los vaivenes de la vida, sobre todo a mi Madre.

**A mi padre,
que me enseñó que todo lo que se empieza se debe terminar.**

RESUMEN

El documento que sigue a continuación ha sido realizado completamente por el firmante del mismo, no ha sido aceptado previamente como ningún otro trabajo académico y todo el material que ha sido tomado literalmente de cualquier fuente ha sido citado en las referencias bibliográficas y se ha indicado en el texto.

El objeto del presente Trabajo Fin de Máster es estudiar la técnica de medida en intensimetría acústica mediante sonda de intensidad, aprendiendo con ello toda la teoría y normativa asociada, y su aplicación en la identificación de fuentes de ruido y en la diagnosis de las fallas que las máquinas industriales pueden desarrollar, lo que también conlleva a la adquisición de un conocimiento importante del funcionamiento de las máquinas y de sus posibles defectos.

En muchas ocasiones el ruido generado por la maquinaria se convierte en un problema.

Generalmente los equipos deben ser silenciosos, bien por cuestiones relacionadas con la salud y el confort del ser humano que los opera (por ejemplo, establecimiento del límite de ruido aéreo global existente en un puesto de trabajo en fábrica) o porque su misión requiere de un grado de discreción elevado (por ejemplo, por ir instalados en un submarino que debe presentar una Firma de ruido radiado en campo lejano reducida con el objeto de no ser detectado por el enemigo).

El primer paso para dar solución a un problema acústico es localizar e identificar el foco emisor del ruido y la realización de mapas de intensidad supone una herramienta que posibilita lo anterior.

Sin embargo, la identificación de fuentes de ruido en equipos, in situ, requiere de un conocimiento importante del funcionamiento de las máquinas y de los defectos que éstas puedan desarrollar.

Dado que una buena parte de los defectos que se desarrollan en equipos mecánicos comienzan a manifestarse a través de la modificación de su patrón de ruido normal, la medida de la intensidad sonora emitida por la fuente defectuosa reporta ventajas al posibilitar la identificación de la zona por donde se genera el mayor nivel del campo acústico y, al mismo tiempo, el análisis de la medida desde el dominio de la frecuencia. La causa del ruido no deseado podría entonces ser identificada mediante el análisis de las distintas frecuencias presentes en el espectro de ruido.

El presente trabajo de investigación consiste en comprobar la aplicabilidad de la medida en intensimetría acústica in situ para la identificación de defectos funcionales en equipos mediante la visualización de los mapas de intensidad obtenidos a las frecuencias centrales en banda ancha de tercio de octava.

Las medidas se han realizado en el Laboratorio del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica de Cartagena con la instrumentación del departamento, sobre un grupo motor-bomba en estado nominal y tras provocar dos defectos específicos de manera controlada. Para ello se han empleado dos equipos de medida, el Sonómetro Analizador 2260, donde se acopla la sonda de intensidad, y el Analizador Multicanal Pulse, ambos de la marca comercial Brüel & Kjaer.

Para poder llevar a cabo dichas medidas mediante el método de barrido para un grado de precisión de Ingeniería según la norma correspondiente se ha utilizado una estructura ligera para delimitar los segmentos de medida formando una retícula mediante cuerdas.

Una vez validada la obtención de resultados in situ y procesadas y analizadas las medidas posteriormente, se han identificado las causas de los defectos y obtenido las conclusiones pertinentes sobre la aplicabilidad de la técnica utilizada, así como sus ventajas e inconvenientes y las posibles actuaciones futuras que se derivan del presente trabajo.

ÍNDICE GENERAL

AGRADECIMIENTOS

RESUMEN

ÍNDICE GENERAL

NOMENCLATURA

1	INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.....	1
2	HISTORIA Y ESTADO DEL ARTE ACTUAL.....	3
3	FUNDAMENTOS DE LA MEDIDA DE LA INTENSIDAD SONORA.....	7
3.1	EL SONIDO.....	7
3.2	POTENCIA, PRESIÓN E INTENSIDAD SONORA.....	13
3.3	UNIDADES LOGARÍTMICAS DE LOS PARÁMETROS RELACIONADOS CON LA INTENSIDAD SONORA Y NIVELES DE REFERENCIA	16
3.4	RELACIÓN ENTRE LA PRESIÓN SONORA EN UN PUNTO DEL ESPACIO Y LA POTENCIA SONORA EMITIDA POR LA FUENTE DE RUIDO	18
3.5	VENTAJAS DE LA MEDIDA DE LA INTENSIDAD SONORA	23
3.6	APLICACIONES DE LA MEDIDA DE INTENSIDAD SONORA: MAPAS DE INTENSIDAD.....	28
3.7	PRINCIPIOS BÁSICOS SOBRE LA INTENSIDAD SONORA	30
3.7.1	CAMPOS SONOROS ACTIVOS Y REACTIVOS.....	33
3.8	TEORÍA BÁSICA DE LA MEDIDA DE LA INTENSIDAD SONORA.....	35
3.8.1	PROCEDIMIENTO DE MEDIDA DE LA INTENSIDAD SONORA	35
3.8.2	SONDA DE INTENSIDAD DEL TIPO P-P.....	38

4	MÉTODO DE BARRIDO PARA LA MEDIDA DE LA INTENSIDAD SONORA	40
4.1	REQUISITOS GENERALES DE LA NORMA UNE-EN ISO 9614-2.....	41
4.1.1	TAMAÑO DE LA FUENTE DE RUIDO	41
4.1.2	CARÁCTER DEL RUIDO RADIADO POR LA FUENTE.....	41
4.1.3	INCERTIDUMBRE DE LA MEDIDA	41
4.1.4	ENTORNO ACÚSTICO DE ENSAYO	42
4.1.5	REALIZACIÓN DEL BARRIDO.....	43
4.1.6	SELECCIÓN DE LA SUPERFICIE DE MEDIDA	44
4.2	ERRORES Y LIMITACIONES EN LA MEDIDA DE LA INTENSIDAD SONORA.....	45
4.2.1	ERROR DEBIDO A LA APROXIMACIÓN POR DIFERENCIAS FINITAS: LÍMITE EN LA ALTA FRECUENCIA.....	45
4.2.2	ERROR DEBIDO AL DESAJUSTE DE FASE DE LA INSTRUMENTACIÓN DE MEDIDA: LÍMITE EN LA BAJA FRECUENCIA	47
4.2.3	ERROR DEBIDO A LA INTERFERENCIA DE LA SONDA	49
4.2.4	RESUMEN I: LIMITACIONES EN FRECUENCIA DE LOS ESPACIADORES COMERCIALES DE MICRÓFONOS.....	49
4.3	PROCEDIMIENTO DE ENSAYO PARA CONSEGUIR EL GRADO DE PRECISIÓN DESEADO	50
4.3.1	ÍNDICE DE PRESIÓN-IDENTIDAD Y FASE	50
4.3.2	ÍNDICE DE PRESIÓN-INTENSIDAD RESIDUAL Y CAPACIDAD DINÁMICA	51
4.3.3	RESUMEN II: LIMITACIONES EN FRECUENCIA DE LOS ESPACIADORES COMERCIALES DE MICRÓFONOS.....	53
4.3.4	PROCEDIMIENTO DE ENSAYO PARA LA VALIDACIÓN DE LAS MEDIDAS DE INTENSIDAD SONORA.....	54
5	DEFECTOS FUNCIONALES EN EQUIPOS DINÁMICOS	58
5.1	DIAGNÓSTICO DE MAQUINARIA MEDIANTE EL ANÁLISIS DE VIBRACIONES	59
5.2	DESALINEACIÓN.....	65
5.3	CAVITACIÓN	67

6	RECURSOS MATERIALES Y TÉCNICOS	70
6.1	FUENTE SONORA	72
6.2	INSTRUMENTACIÓN DE MEDIDA	73
6.2.1	SONDA DE INTENSIDAD	73
6.2.2	PROCESADO DE LAS MEDIDAS CON SONÓMETRO MODELO 2260 B&K.....	76
6.2.3	MEDIDA DE LA VIBRACIÓN CON ANALIZADOR MULTICANAL PULSE B&K	82
6.3	CUADRÍCULA PARA LA DELIMITACIÓN DE LOS SEGMENTOS DE MEDIDA	84
7	PROCEDIMIENTO DE ENSAYO	87
8	PRESENTACIÓN DE RESULTADOS	91
8.1	MAPAS DE INTENSIDAD. EQUIPO SIN DEFECTO FUNCIONAL.....	92
8.2	MAPAS DE INTENSIDAD. EQUIPO CON CAVITACIÓN.....	99
8.3	MAPAS DE INTENSIDAD. EQUIPO CON DESALINEACIÓN	106
8.4	RESULTADOS ACELEROMETRÍA	113
8.4.1	ACELEROMETRÍA EQUIPO SIN DEFECTOS.....	114
8.4.2	ACELEROMETRÍA EQUIPO CON CAVITACIÓN	115
8.4.3	ACELEROMETRÍA EQUIPO CON DESALINEACIÓN.....	116
9	ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	117
10	CONCLUSIONES.....	125
	REFERENCIAS	128

NOMENCLATURA

A	Superficie de absorción total del local (m^2)
a	Aceleración (m/s^2)
BPF	Frecuencia de paso de álabe (Blade Pass Frequency)
c	Velocidad del sonido (m/s)
dA	Diferencial de área perpendicular a la dirección de propagación r
dB	Decibelios
dEr	Diferencial de energía que fluye a través de dA en la dirección r
dr	Diferencial de longitud en la dirección de propagación r
$d\vec{S}$	Diferencial de superficie
dt	Diferencial de tiempo
Er	Energía resultante
f	Frecuencia (Hz)
F	Fuerza (N)
$F_{+/-}$	Indicador de campo de potencia parcial negativa
FFT	Transformada Rápida de Fourier (Fast Fourier Transform)
F_{pl}	Índice de presión-intensidad
Fr	Fuerza resultante
$F(x-ct)$	Función arbitraria solución de la ec. de onda progresiva
$G(x+ct)$	Función arbitraria solución de la ec. de onda regresiva
Hz	Hertzio
i	Unidad imaginaria
I	Magnitud Intensidad sonora
I_0	Nivel de referencia para la intensidad sonora ($1 \cdot 10^{-12} \text{ w/m}^2$)
I_{ISO}	Intensidad virtual radiada
Im	Parte imaginaria de una función compleja
Ir	Intensidad en la dirección de propagación r

$I_{r_{inst}}$	Intensidad instantánea en la dirección de propagación r
\vec{I}	Vector intensidad sonora
\vec{I}_r	Vector intensidad sonora en la dirección de propagación r
\hat{I}_r	Valor intensidad estimado por la sonda
I_θ	Intensidad radiada por la fuente en una determinada dirección θ
$\langle I_{ni} \rangle$	Componente normal de la intensidad acústica medida en la posición i sobre la superficie de medida
k	Número de onda de un fenómeno vibratorio
Kg	Kilogramo
L_d	Índice de capacidad dinámica
L_I	Nivel de intensidad sonora (dB)
L_{In}	Nivel medio promediado en el tiempo de la intensidad sonora normal al segmento de medida
\log_{10}	Logaritmo en base 10
L_P	Nivel de presión sonora (dB)
L_W	Nivel de potencia sonora (dB)
L_{Wi}	Nivel de potencia acústica parcial para el segmento i
m	Metro, masa (Kg), coeficiente de absorción de aire por metro
mm	Milímetro
mV	miliVoltio
n_j	Número total de objetos
N	Newton
N_a	Número de álabes de la bomba
NAH	Holografía Acústica en campo cercano (Nearfield Acoustical Holography)
NPS	Nivel de presión sonora en el local, ponderado A, en un punto localizado a r metros de la fuente (dB(A) ref. 20 μ Pa)
$NPSH$	Diferencia existente entre la presión de aspiración y el nivel inferior de presión dentro de la bomba
$NPSHR$	NPSH requerido

NPW	Nivel de potencia acústica, ponderado A, de la fuente (dB(A) ref. 10^{-12} w).
p	Presión sonora (Pa)
$p = \Delta p_a$	Fluctuaciones en la presión atmosférica
$p(t)$	Presión sonora como función del tiempo
p_0	Módulo de la presión sonora
P_0	Nivel de referencia para la presión sonora ($20 \cdot 10^{-6}$ Pa)
p_a	Presión atmosférica
p_A	Presión sonora medida por el micrófono A de la sonda
Pa	Pascales
p_B	Presión sonora medida por el micrófono B de la sonda
P_D^2	Energía asociada al campo directo
P_R^2	Energía asociada al campo reverberante
$p-p$	Presión – presión
p_{RMS}	Presión sonora en valor eficaz (Pa)
p_t	Presión absoluta en un punto del espacio
$p-u$	Presión – velocidad
Q	Factor de directividad de la fuente.
r	Distancia de medida, dirección de propagación
R	Constante de la sala
RMS	Valor eficaz (root mean square)
rpm	Revoluciones por minuto
S	Superficie (m^2)
s	Segundo, desviación estándar para el grado de Ingeniería según Tabla 4.1
S_{AB}	Espectro cruzado de las dos señales de los micrófonos
S_i	Área del segmento i , superficies límites del local
T	Periodo, tiempo de barrido
t	tiempo
u_0	Módulo de la velocidad de las partículas del aire

u_r	Velocidad de las partículas del aire
$\vec{u}_r(t)$	Vector velocidad de las partículas del aire como función del tiempo
\bar{u}_{RMS}	Velocidad de las partículas en valor eficaz
v	Velocidad (m/s)
V	Volumen del local en m^3
W	Potencia sonora
w	Watio
W_0	Nivel de referencia para la potencia sonora ($1 \cdot 10^{-12}$ w)
W_i	Potencia acústica parcial
Z	Impedancia característica del medio
Δr	Distancia separadora de los micrófonos
α_i	Coefficiente de absorción de cada superficie
α_j	Coefficiente de absorción equivalente de un tipo de objeto
α_m	Coefficiente de absorción medio
δ_{pI0}	Índice de presión-intensidad residual
θ	Ángulo formado entre la dirección del flujo de energía generado por una fuente sonora y la dirección de orientación de la sonda de intensidad
λ	Longitud de onda (m)
ρ	Densidad del aire (kg/m^3)
φ	Desfase inherente entre los canales de medida del equipo
ϕ	Diferencia de fase de la onda de presión sonora medida por los dos micrófonos de la sonda de intensidad
μ	Micro (10^{-6})
ω	Frecuencia angular (radianes)

1 INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

El objeto del presente Trabajo Fin de Máster es estudiar la técnica de medida en intensimetría acústica y su aplicación en el diagnóstico de los defectos funcionales que las máquinas puedan desarrollar durante su vida operativa.

Actualmente, el mantenimiento predictivo se basa principalmente en la medida de las vibraciones generadas por la maquinaria mediante acelerometría.

Más específicamente, el mantenimiento predictivo es un conjunto de técnicas instrumentadas de medida y análisis para caracterizar en términos de fallos potenciales la condición operativa de los equipos.

Como ventajas principales de su aplicación a la industria moderna se destacan el hecho de evitar paradas no planificadas por avería de maquinaria o averías catastróficas y el aumento de la seguridad y la fiabilidad de los sistemas.

El análisis de vibraciones se aplica con eficacia desde hace más de 30 años en la supervisión y diagnóstico de fallos mecánicos en máquinas rotativas. Hoy en día nadie pone en duda la capacidad del análisis de vibraciones en máquinas rotativas.

Mediante el análisis de vibraciones aplicado a la maquinaria rotativa se pueden diagnosticar con precisión problemas de:

- Desequilibrio
- Desalineación
- Holguras
- Roces
- Ejes doblados
- Poleas excéntricas
- Rodamientos
- Engranajes
- Fallos de origen eléctrico
- Cavitación
- Etc.

El cometido final de este estudio es evaluar la posibilidad de aplicar la técnica de la medida por sonda de intensidad en el proceso de diagnóstico de fallos operativos para maquinaria rotativa, dentro del campo del mantenimiento predictivo.

A continuación se hará un breve resumen de los contenidos incluidos en el presente estudio.

En el apartado 1 se introduce el objetivo principal del trabajo así como se describen los contenidos distribuidos en los diferentes apartados del documento.

En el apartado 2 se incluye un breve resumen de la historia asociada a las técnicas de medida en intensimetría acústica.

En el apartado 3 se presentan todos los conceptos teóricos asociados a la magnitud Intensidad Sonora, mientras que en el apartado 4 se estudia la técnica específica para la medida de la misma mediante sonda de intensidad, basada en normativa internacional.

En el apartado 5 se tratan los diversos defectos funcionales que los equipos dinámicos pueden desarrollar, así como se profundiza en el conocimiento de los dos defectos funcionales específicos estudiados en el seno de este Trabajo Fin de Máster: desalineación y cavitación.

En el apartado 6 se describen los recursos materiales y técnicos empleados para la realización del trabajo, describiéndose en el apartado 7 el procedimiento de ensayo seguido para la ejecución de las medidas.

En el apartado 8 se presentan los resultados obtenidos, analizándose éstos en el seno del apartado 9.

Finalmente, en el apartado 10 se incluyen las conclusiones pertinentes sobre la aplicabilidad de la técnica utilizada, así como la descripción de sus ventajas e inconvenientes y las posibles actuaciones futuras que se derivan del presente estudio.

2 HISTORIA Y ESTADO DEL ARTE ACTUAL

Históricamente, el desarrollo de la instrumentación para las medidas acústicas y el desarrollo teórico asociado no han progresado paralelamente.

Cuando Lord Rayleigh publicó su libro “La teoría del sonido” en 1878, se establecieron los fundamentos de la acústica moderna. La intensidad sonora es la base de esa teoría, pero han sido necesarios casi cien años para conseguir un método práctico que permita su medida.

El nacimiento de la electrónica a principios del siglo pasado fue el factor clave que impulsó de forma significativa el desarrollo de la instrumentación de medida. Las piedras angulares fueron: el amplificador de triodo inventado por L. de Forest en 1906 y el primer micrófono de condensador diseñado por E.C. Wente en 1915. La medida de la intensidad sonora se llevó a cabo por primera vez en 1932, cuando H.F. Olson patentó su sistema de medida. Sin embargo, el invento tenía considerables limitaciones técnicas que impedían su uso fuera del laboratorio y, por lo tanto, su aplicación comercial.

Desde 1932 hasta finales de los años setenta no tiene lugar ninguna innovación tecnológica que permita el avance de la medida de la intensidad sonora. El salto técnico lo origina el desarrollo de la tecnología digital, poniendo fin a la tecnología analógica imperante. Con el desarrollo de la tecnología digital en el último cuarto de siglo pasado, los investigadores J.Y. Chung y F.J. Fahy utilizaron equipos multicanal para el procesado de señal en tiempo real, consiguiendo medir la intensidad sonora con precisión aceptable.

En el año 1977 se realiza la primera medida fiable, utilizando dos micrófonos enfrentados y dando lugar a la primera sonda de intensidad.

En el corto periodo acontecido desde entonces, esta metodología de medida ha permitido a los acústicos teóricos la posibilidad de medir y visualizar magnitudes que previamente habían estado confinadas a sus libros de texto, permitiendo también su uso en multitud de aplicaciones para el ingeniero de control acústico.

La implementación de esta técnica en la investigación se realiza de forma rápida, aunque su aplicación en la industria tiene lugar de forma más lenta, debido fundamentalmente a su elevado coste y a que es una tecnología difícil de utilizar.

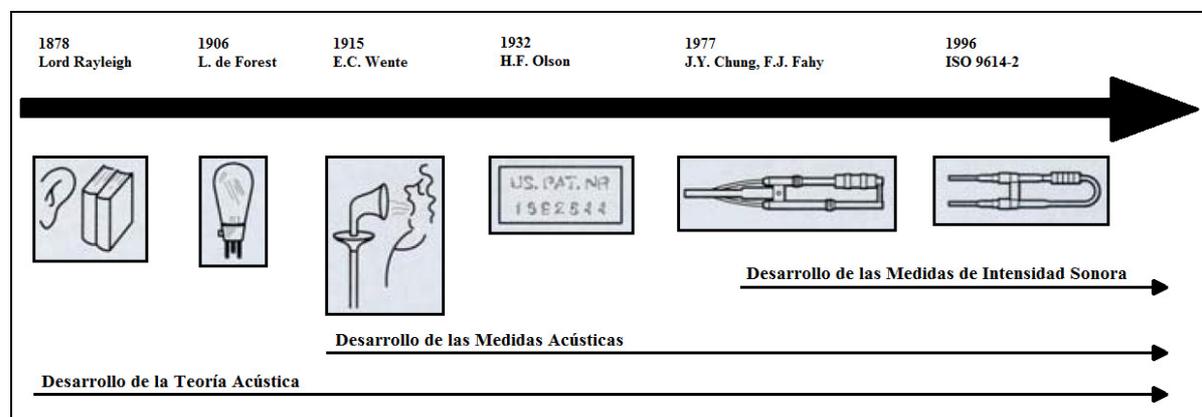


Figura 2.1. Evolución histórica. Desarrollo teoría e instrumentación acústica

La medida por sonda de intensidad supone una técnica ampliamente utilizada en la actualidad para el cálculo de la potencia acústica de máquinas y la localización de fuentes de ruido de forma generalizada.

Durante la década de los años noventa se ha investigado en definir y acotar las diversas causas de error de medida, así como se han patentado diversos calibradores de sondas de intensidad sonora y se han diseñado y patentado diversos soportes para la sujeción de los micrófonos.

Se puede concluir que la medida de la intensidad sonora comienza a ser fiable a finales de los años noventa utilizando sondas del tipo p-p.

Con el fin de abaratar la tecnología orientada a la medida de la intensidad sonora con la sonda del tipo p-p, se plantean algunos métodos de medida alternativos. En 1994 se desarrolla un transductor conocido como *Microflown*, cuyo principio de funcionamiento difiere totalmente con el método clásico de medida con dos micrófonos. Esta sonda de intensidad mide directamente la velocidad de las partículas del aire utilizando una tecnología similar a la empleada por los anemómetros de hilo caliente.

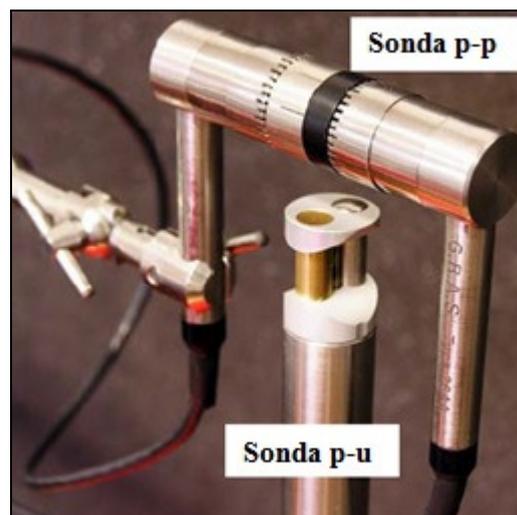


Figura 2.2. Comparativa gráfica sonda p-p y sonda p-u

La sonda p-u se comercializa desde el año 2003 en competencia con la sonda del tipo p-p.

La sonda del tipo p-p es la única que tiene normativa internacional de referencia; en concreto, la serie de normas ISO 9614. Por lo tanto, los procedimientos de medida están claramente definidos, lo que permite su uso en cualquier parte del mundo. Por el contrario, la tecnología que utiliza la sonda del tipo p-u no está estandarizada. Esta circunstancia limita considerablemente su comercialización, aunque resulta evidente que es una tecnología fiable y que acabará teniéndose en cuenta en la normativa internacional.

En los últimos años se han revisado los fundamentos de la tecnología de medida, aportándose nuevas líneas de trabajo como son: la aplicación del principio de reciprocidad o la visualización de los campos acústicos mediante diversas técnicas que determinan la intensidad acústica en el espacio.

Dentro de estas últimas aplicaciones se destacan los mapas de intensidad acústica, la Holografía Acústica en el campo cercano (NAH, Nearfield Acoustical Holography) y el Beamforming.

Véase el apartado 3.6 donde se ahonda en el concepto de mapas de intensidad para la localización de fuentes de ruido mediante medición por sonda de intensidad tipo p-p, objeto de estudio del presente trabajo.

Por su parte, la Holografía Acústica en el campo cercano (NAH) es una técnica que permite reconstruir el campo sonoro y la velocidad de vibración de una fuente sonora a partir de medidas realizadas con una matriz de micrófonos en un plano paralelo y cercano a la fuente, cuyas señales son combinadas en el procesado. Esta técnica se presenta como una alternativa a las medidas de intensidad estándar.

Las medidas en campo cercano permiten capturar las ondas evanescentes (ondas subsónicas que decaen exponencialmente cuando se incrementa la distancia desde la fuente sonora), las cuales contienen una gran cantidad de información y detalle acerca de la característica de radiación de la fuente. Este método es muy apropiado cuando se pretende visualizar cambios en la respuesta en frecuencia de sistemas radiantes acústicos cuando se llevan a cabo pequeños cambios en la configuración eléctrica o mecánica del sistema.

Las medidas del campo sonoro en el plano de la holografía permitirán reconstruir el campo de presión complejo en campo lejano (se habla de propagación) y también en la superficie de la fuente sonora (se habla de retro-propagación), además de obtener el campo del vector intensidad del sonido, la velocidad de propagación de la superficie y otros parámetros característicos de una fuente radiante.

En la siguiente figura se ilustra cómo es la reconstrucción del campo sonoro en el plano de la fuente y en un plano lejano a partir del plano de medida (holograma):

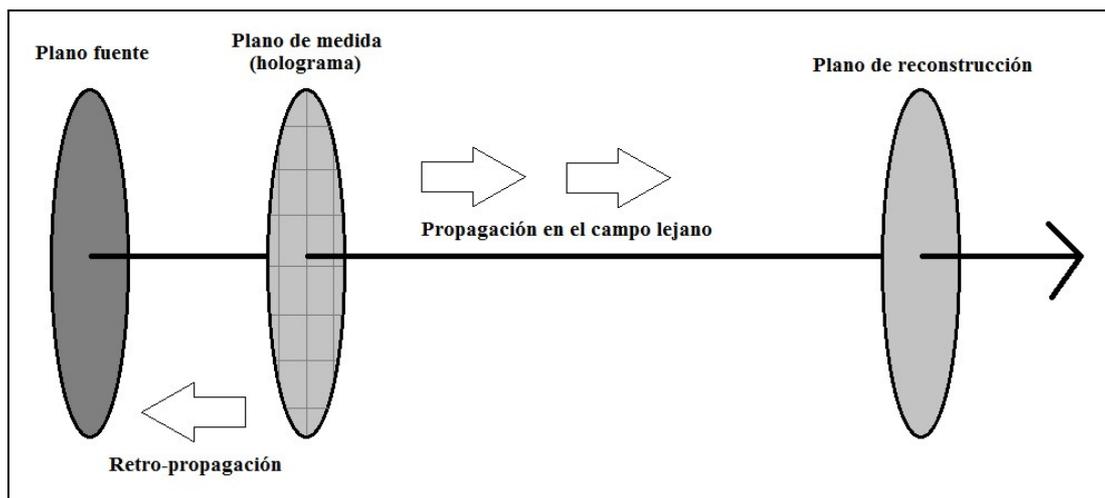


Figura 2.3. Reconstrucción del campo sonoro a partir del plano de medida

Esta tecnología implementa la posibilidad de tener una cámara acústica, que al modificarse las condiciones de carga o velocidad, por ejemplo de un motor, se aprecia casi instantáneamente la variación de su emisión sonora. Encuéntrese un ejemplo en la Figura 2.4.

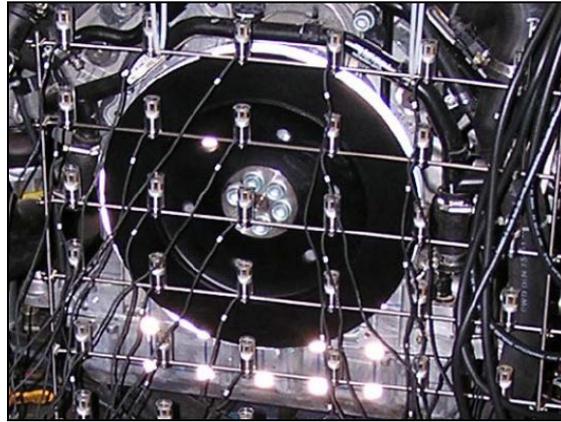


Figura 2.4. Sistema de holografía en campo cercano (NAH) con array de sondas tipo p-u

En contraposición, la técnica del Beamforming (conformación de haz) realiza las medidas directamente en el campo lejano de la fuente sonora, con limitaciones en frecuencia y un rango dinámico restringido. Sin embargo, permite la caracterización de fuentes en movimiento y localizar así los focos de ruido que son generados con el movimiento, como por ejemplo los fenómenos de turbulencia. A continuación se muestra un ejemplo de caracterización del ruido generado por un vehículo en movimiento mediante la técnica del Beamforming:

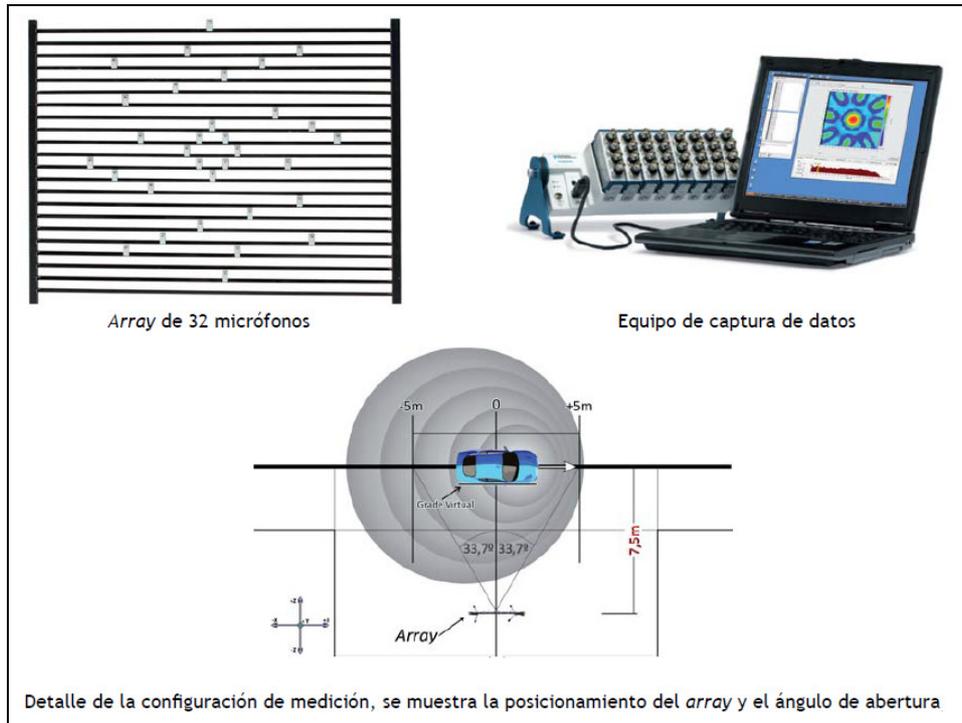


Figura 2.5. Sistema de beamforming en campo lejano

Nótese que actualmente la técnica más efectiva es la combinación de los dos métodos anteriores, pues precisamente las limitaciones de un método suponen las ventajas del otro, cubriendo todo el ancho de banda en frecuencia como propone J. Hald en su artículo “*An Integrated NAH/Beamforming Solution for Efficient Broad-Band Noise Source Location*” publicado en el año 2005.

3 FUNDAMENTOS DE LA MEDIDA DE LA INTENSIDAD SONORA

Es comúnmente conocido por la sociedad que un nivel alto de presión sonora puede causar daño auditivo. Por lo tanto, históricamente siempre que se ha querido cuantificar la respuesta humana al sonido con el objeto de determinar niveles de confort acústico o riesgo de pérdida auditiva, la presión ha sido la magnitud obvia a medir. Además, es un valor relativamente fácil de medir: las variaciones de presión que se perciben en el oído como sonido son las mismas variaciones de presión que son detectadas por un micrófono.

Sin embargo, las ventajas y aplicaciones que presenta la determinación de la intensidad sonora frente a la presión son extensas, tal y como se documentará en el seno del presente capítulo.

Todos los conceptos teóricos presentados en este apartado han sido extraídos de las referencias [1] a [5], conceptos pertenecientes a la Acústica, rama consolidada dentro de la Física.

3.1 EL SONIDO

El sonido es de vital importancia en la vida de todos los animales superiores, los cuales tienen órganos especializados para producir y detectar estas ondas. Por medio del sonido, los animales (especialmente el hombre) pueden comunicarse entre sí y obtener información acerca del medio que les rodea.

En el presente apartado se discuten los principios físicos básicos del sonido, así como las sensaciones psicofisiológicas que producen en un oyente.

El sonido es una onda mecánica longitudinal que se propaga a través de un medio elástico y continuo, por ejemplo a través del aire, el agua y otros medios materiales, generando una variación local de presión o densidad, que se transmite en forma de onda esférica periódica o cuasiperiódica, no entrañando transporte neto de materia a través del medio.

Las variaciones de presión del medio producen la oscilación de las moléculas que lo forman respecto de su posición de equilibrio. Cada molécula transmite la vibración a las que se encuentren en su vecindad, provocando un movimiento en cadena. Las diferencias de presión generadas por la propagación del movimiento de las moléculas del medio producen en el oído humano una sensación descrita como sonido.

Nótese que una onda longitudinal es aquella en la que el movimiento de oscilación de las partículas del medio es paralelo a la dirección de propagación de la onda:

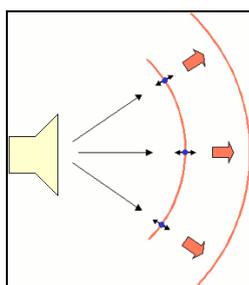


Figura 3.1. Propagación del sonido

Como muestra la Figura 3.1, si imaginamos un foco puntual generador del sonido, los frentes de onda (en rojo) se desplazan alejándose del foco, transmitiendo el sonido a través del medio de propagación, por ejemplo aire. Por otro lado, cada partícula de un frente de onda cualquiera oscila en dirección de la propagación, esto es, inicialmente es empujada en la dirección de propagación por efecto del incremento de presión provocado por el foco, retornando a su posición anterior por efecto de la disminución de presión provocada por su desplazamiento. De este modo, las consecutivas capas de aire (frentes) se van empujando unas a otras transmitiendo el sonido.

La transmisión de las perturbaciones sonoras en un medio está regida por los principios fundamentales de conservación de la Mecánica de Fluidos: conservación de la masa (principio de continuidad), conservación de la cantidad de movimiento y conservación de la energía. En forma matemática estos principios se concretan en un sistema de ecuaciones diferenciales, que involucran derivadas espaciales y temporales de distintas magnitudes fluidodinámicas, tales como la velocidad, la presión, etc.

En el terreno de la Acústica, en el que sólo se consideran fluctuaciones de pequeña amplitud, dichas ecuaciones se pueden simplificar notablemente y quedar reducidas a la llamada ecuación de onda.

En coordenadas cartesianas la ecuación de onda se puede expresar en la forma:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = c^2 \left(\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \right) \quad (3.1)$$

Donde p es la presión sonora y c es la velocidad del sonido. La ecuación de onda establece pues una proporción entre las derivadas segundas temporales y espaciales de la presión.

Se limita el estudio a los casos más significativos según la dirección de propagación: ondas planas (ondas unidimensionales que se propagan a lo largo de una sola dimensión del espacio, dando lugar a frentes de onda planos y paralelos) y ondas esféricas (ondas que se propagan en tres dimensiones, dando lugar a frentes de ondas consistentes en esferas concéntricas que salen de la fuente de perturbación expandiéndose en todas direcciones). En función del movimiento de sus partículas, ambas son ondas longitudinales ya que las partículas del medio se mueven o vibran paralelamente a la dirección de propagación de la onda (véase Figura 3.1).

Las ondas planas se reducen a aquellas perturbaciones que únicamente dependen de una dirección de propagación (eje x , por ejemplo) y del tiempo, siendo independientes de las otras dos direcciones del espacio.

La ecuación (3.1) se reduce entonces a:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \quad (3.2)$$

Cuya solución general tiene la forma:

$$p(x,t) = F(x - ct) + G(x + ct) \quad (3.3)$$

F y G son funciones arbitrarias, donde $F(x-ct)$ representa una onda viajando en la dirección positiva del eje x con velocidad c (velocidad del sonido en el fluido) y $G(x+ct)$ es, como puede intuirse, una onda viajando en la dirección negativa del eje x .

En general las soluciones que satisfacen dicha ecuación se caracterizan por poseer, para cada frecuencia del sonido emitido, distribuciones espaciales de tipo sinusoidal. El campo sonoro global se puede construir por superposición del campo sonoro correspondiente a cada frecuencia.

Si se supone que F y G representan variaciones sinusoidales o cosenoidales, esto es, ondas planas armónicas, se tienen soluciones de gran importancia ya que cualquier onda plana periódica puede descomponerse en suma de ondas armónicas mediante análisis de Fourier.

Una onda plana periódica y progresiva puede escribirse como sigue:

$$p(x,t) = \hat{p}e^{i(k(ct-x))} \quad (3.4)$$

Con constantes arbitrarias y reales \hat{p} y k .

Nombrando k como el número de onda y definiéndolo como sigue:

$$k = \frac{w}{c} \quad (3.5)$$

Se tiene que:

$$p(x,t) = \hat{p}e^{i(wt-kx)} \quad (3.6)$$

La ecuación anterior representa una vibración armónica de amplitud \hat{p} y frecuencia angular w en radianes. El periodo de la vibración es, por tanto, $T = \frac{2\pi}{w}$.

Para un mismo instante, iguales valores de presión sonora se encuentran separados entre sí por la longitud de onda $\lambda = \frac{2\pi}{k}$ o múltiplos de ésta.

De sobra es conocida la relación entre ambos parámetros: $\lambda = \frac{2\pi c}{w} = \frac{c}{f}$, con $f = \frac{w}{2\pi}$ la frecuencia de vibración en Hertzios.

Así, si por ejemplo se fija la frecuencia, la longitud y el número de onda de la perturbación se encuentran determinados.

La velocidad de la partícula, en este caso, sólo presenta una componente distinta de cero y según el eje x , de valor:

$$u = u_x = -\frac{1}{iw} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{k}{\rho w} p = \frac{p}{\rho c} \quad (3.7)$$

Siendo ρ la densidad del aire en kg/m^3 y c la velocidad del sonido en m/s .

La razón entre la presión sonora y la velocidad asociada a la partícula oscilante en un medio se denomina impedancia característica del medio.

En el caso de ondas sonoras planas, la impedancia es real e independiente de la frecuencia:

$$Z = \frac{p}{u} = \rho c \quad (3.8)$$

Dándose que la presión y la velocidad oscilan en fase.

Sin embargo, el sonido es realmente una onda que únicamente depende de la distancia al punto fuente y del tiempo y que tiene simetría esférica, es una onda esférica.

En términos matemáticos esto equivale a suponer que la presión sonora sólo depende de las coordenadas esféricas r y t .

Introduciendo estas hipótesis en la ecuación general de ondas, (3.1), en coordenadas esféricas se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \frac{c^2}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial p}{\partial r} \right) \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = c^2 \left(\frac{2}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial^2 p}{\partial r^2} \right) = c^2 \left(\frac{1}{r} \frac{\partial^2 (r \cdot p)}{\partial r^2} \right) \quad (3.10)$$

Puesto que la coordenada espacial r es una variable independiente que no es función del tiempo, la derivada parcial siguiente puede escribirse como:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \frac{1}{r} \frac{\partial^2 (r \cdot p)}{\partial t^2} \quad (3.11)$$

Sustituyendo la ecuación anterior en la ecuación (3.10) se tiene:

$$\frac{\partial^2 (r \cdot p)}{\partial t^2} = c^2 \left(\frac{1}{r} \frac{\partial^2 (r \cdot p)}{\partial r^2} \right) \quad (3.12)$$

Si se considera el producto $(r \cdot p)$ como una variable simple de la ecuación se observa que queda con la misma forma que la ecuación para ondas planas vista en (3.2), por lo que se puede suponer una solución general análoga a la de ella en variable $(r \cdot p)$:

$$(r \cdot p)(r, t) = F(r - ct) + G(r + ct) = p(r, t) = \frac{1}{r} F(r - ct) + \frac{1}{r} G(r + ct) \quad (3.13)$$

El primer término de la ecuación (3.13) representa una onda esférica divergente que parte del origen de coordenadas con velocidad c . El segundo término representa una onda similar convergente hacia el origen. Las ondas convergentes tienen poca importancia acústica puesto que no es muy característico que la onda se propague hacia la fuente sino al

contrario. Sin embargo se puede observar que r es cero en el origen y la ecuación predice los valores infinitos de la presión acústica en el punto focal de las ondas convergentes.

Se admite, como en el caso anterior, una ley armónica para la dependencia temporal y sólo se analiza la solución para la onda progresiva:

$$p(r, t) = \frac{A}{r} e^{i(\omega t - kr)} \quad (3.14)$$

Con A una constante arbitraria y real.

Se observa una dependencia en $1/r$ de la presión, lo que se traduce en una dependencia en $1/r^2$ para la energía, como se verá después en el tratamiento de la intensidad sonora.

La velocidad de la partícula, en este caso, viene dada por la siguiente relación:

$$u = u_r = -\frac{1}{i\omega} \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial t} = \frac{p}{\rho c} \left(1 + \frac{1}{ikr} \right) \quad (3.15)$$

Ahora la razón entre la presión sonora y la velocidad asociada a la partícula oscilante en el medio viene dada por:

$$Z = \frac{p}{u} = \frac{\rho c}{\left(1 + \frac{1}{ikr} \right)} = \rho c \left(\frac{ikr}{1 + ikr} \right) \quad (3.16)$$

En este caso, la impedancia depende de la distancia y aparece un término complejo. Se estudian dos casos importantes:

- Campo cercano ($r \ll l$). Se tiene una impedancia totalmente compleja, lo que corresponde a una impedancia reactiva. No existe potencia acústica en esta zona y se da un desfase de 90° entre la presión y la velocidad de la partícula.
- Campo lejano ($r \gg l$). La impedancia se puede aproximar por $Z \simeq \rho c$, lo que corresponde a una onda plana.

En campo lejano los frentes de ondas son casi planos, lo que permite la aproximación de la onda plana en las estimaciones teóricas.

En el seno del presente trabajo, se considera impedancia acústica real para aproximación de onda plana en las explicaciones teóricas expuestas en adelante.

Por otro lado, y en relación a las sensaciones psicofisiológicas que el sonido produce en un oyente, se tiene que la frecuencia es un parámetro de vital importancia en este aspecto. La frecuencia se mide en hertzios (Hz), unidad que expresa la cantidad de vibraciones que emite una fuente sonora por unidad de tiempo. Se considera que el oído humano puede percibir ondas sonoras de frecuencias comprendidas entre los 20 y los 20.000 Hz.

Por su parte, el nivel de intensidad sonora es una medida objetiva de la amplitud de las ondas sonoras, pero está lejos de representar con precisión lo que realmente se percibe por el

oído humano. Esto se debe a que la sensibilidad del oído depende fuertemente de la frecuencia. En general hace falta menos intensidad para oír un sonido agudo que uno grave. Mientras que un sonido de 1.000 Hz y 0 dB ya es audible, es necesario llegar a los 50 dB para poder escuchar un tono de 50 Hz, aunque sólo un 1 por ciento de las personas pueden oír esta frecuencia a tan bajo volumen.

En relación a lo anterior, la percepción subjetiva que el hombre tiene de la intensidad de un sonido se conoce como sonoridad. La sonoridad supone la medida porcentual de la intensidad de un sonido percibido por el oído humano.

La sonoridad se mide mediante una magnitud llamada fonio, que utiliza una escala arbitraria cuyo cero (el llamado umbral de audición) corresponde a $I_0=1\cdot 10^{-12}$ w/m² a 1 kHz.

Las curvas isofónicas son curvas de igual sonoridad. Estas curvas calculan la relación existente entre la frecuencia y la intensidad de sonido (en decibelios) de dos sonidos para que éstos sean percibidos como igual de fuertes por el oído, con lo que todos los puntos sobre una misma curva isofónica tienen la misma sonoridad. Así, si 10 fonios se corresponden a una sonoridad con una intensidad de 10 dB con una frecuencia de 1 kHz, también una sonoridad de 10 fonios podría corresponderse a una sonoridad con una intensidad de 40 dB con una frecuencia de 60 Hz. Las primeras curvas de igual sonoridad fueron establecidas por Munson y Fletcher en 1930:

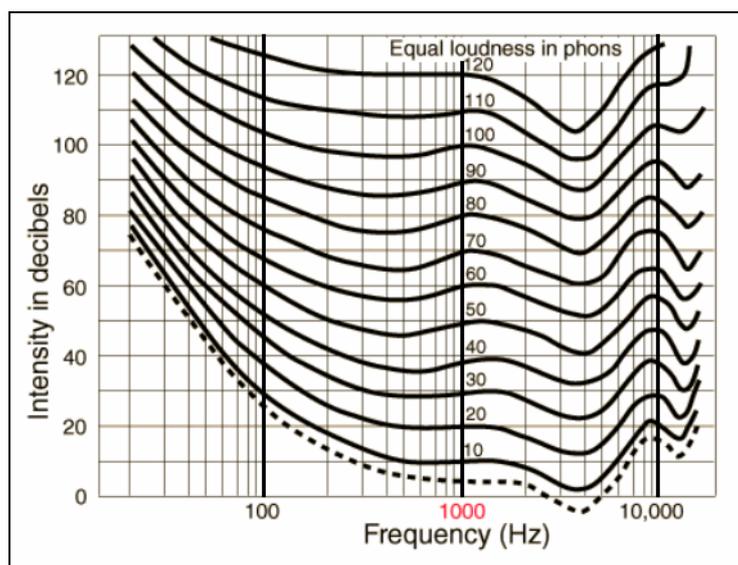


Figura 3.2. Curvas de igual sonoridad en fonios

Hoy en día suelen utilizarse contornos más exactos medidos con posterioridad, como pueden ser los de Robinson y Dadson de los años cincuenta, o bien los contornos estandarizados ISO. En curvas de este tipo se basan las ponderaciones A, B y C, que se corresponden con niveles bajo, medio y alto, respectivamente, de presión sonora y se utilizan para que los sonómetros puedan interpretar las lecturas de presión sonora de forma semejante a como lo hacen los humanos.

3.2 POTENCIA, PRESIÓN E INTENSIDAD SONORA

La presión sonora es el parámetro clásico que se ha determinado en las medidas acústicas. Durante bastante tiempo se ha concluido si una máquina era más o menos ruidosa en base a este parámetro, obteniendo su potencia acústica a partir de la determinación de la presión. Pero la presión sonora es una magnitud de carácter escalar, que depende de la potencia acústica de la fuente y del medio de propagación.

Una fuente sonora radia potencia acústica y esto resulta en presión sonora. La potencia acústica es la causa y la presión sonora es la consecuencia. Esto se ejemplifica muy claramente con la analogía representada en la siguiente imagen:

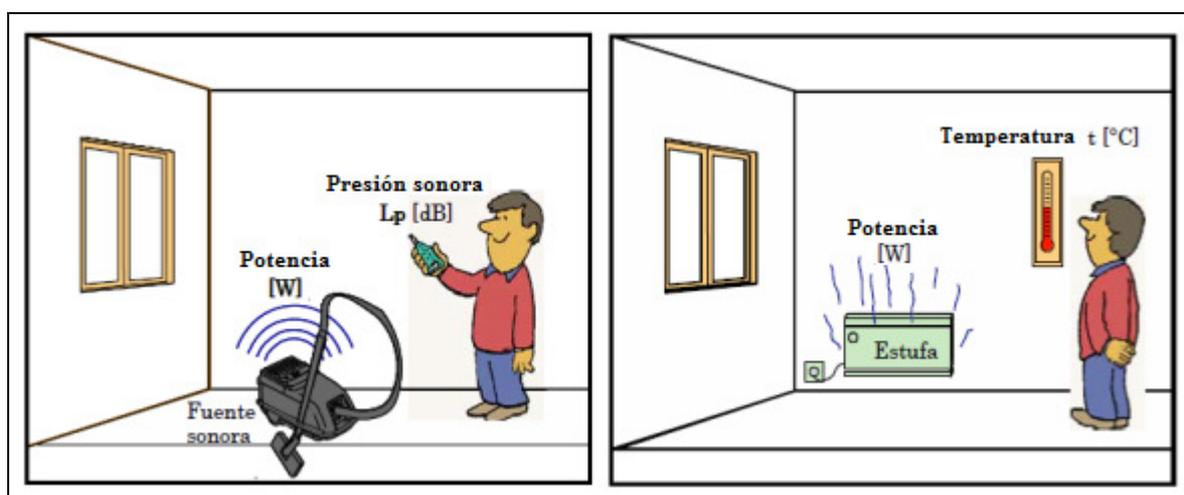


Figura 3.3. Analogía magnitudes térmicas y acústicas

Una estufa radia calor en una habitación y la temperatura es el efecto. La temperatura es también la magnitud física que hace que sintamos frío o calor. La temperatura en la habitación depende obviamente de la habitación en sí misma, el aislamiento y si otras fuentes de calor están presentes. Pero para la misma potencia eléctrica de entrada, la estufa radia la misma potencia, prácticamente independiente del ambiente.

La relación entre la potencia acústica y la presión sonora es similar. Lo que oímos es la presión sonora pero es causada por la potencia acústica emitida por la fuente de ruido.

La presión sonora que oímos, o medimos con un micrófono, es dependiente de la distancia a la fuente y del ambiente acústico (o campo sonoro) en el cual las ondas se propagan. De hecho, depende del tamaño de la habitación y de la absorción acústica de sus superficies. Por lo tanto, mediante la medición de la presión sonora no se puede necesariamente cuantificar cuánto ruido hace una máquina. Se debe determinar la potencia acústica porque dicha cantidad es más o menos independiente del ambiente y es el único descriptor del nivel de emisividad acústica de una fuente sonora.

Por su parte, la intensidad sonora tiene carácter vectorial y depende sólo de la potencia de la fuente. El campo sonoro, o “ambiente acústico”, únicamente influye en la precisión de la medida, por lo que en la mayoría de los casos es necesario tenerlo en cuenta para evitar errores de procedimiento.

Seguiremos ahondando en la explicación física de estos tres conceptos relacionados.

Una máquina que vibra radia energía acústica. La potencia acústica es el ratio al cual la energía es radiada por unidad de tiempo. La intensidad sonora describe el ratio de flujo de energía que atraviesa una unidad de área (1 m^2 en el Sistema Internacional); por lo tanto, la unidad para la Intensidad sonora es Watios por metro cuadrado.

La intensidad sonora también da una medida de la direccionalidad de la fuente, ya que habrá flujo de energía en unas direcciones pero no en otras. Por lo tanto, la intensidad sonora es una cantidad vectorial que tiene tanto magnitud como dirección. Por el contrario, como ya se ha comentado, la presión es una cantidad escalar ya que sólo tiene magnitud. Normalmente se mide la intensidad en una dirección normal (a 90°) a una unidad de área específica a través de la cual la energía acústica está fluyendo.

Es necesario destacar que la intensidad sonora es un promediado temporal del ratio de flujo de energía por unidad de área. En algunos casos, la energía puede viajar en sentidos opuestos atravesando una superficie dada, entrando y saliendo; esto no será medido. Si no hay flujo de energía neta no habrá intensidad neta.

En el diagrama inferior la fuente sonora está radiando energía. Toda esta energía debe pasar a través de un área que encierra la fuente. Dado que la intensidad es la potencia por unidad de área, se puede medir fácilmente la intensidad normal promediada espacialmente sobre un área que encierre la fuente y después multiplicarla por el área para encontrar la potencia sonora.

Nótese que la intensidad sigue la ley cuadrática inversa para la propagación en campo libre. Esto se representa en la imagen, a una distancia $r_2 = 2r$, dado $r_1 = r$, el área que envuelve la fuente es 4 veces más grande. La potencia sonora radiada es la misma independientemente de la distancia, mientras que la magnitud de la presión y la intensidad decrecen.

$$W = \int_S \vec{I} \cdot d\vec{S} \longrightarrow W = IS \longrightarrow I = \frac{W}{S} = \frac{W}{4\pi r^2} \quad (3.17)$$

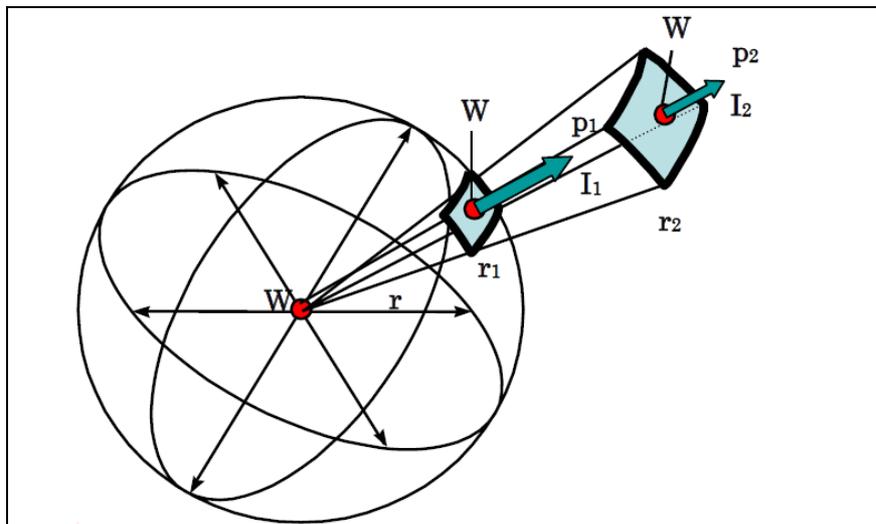


Figura 3.4. Propagación del campo sonoro en campo libre

Si se duplica la distancia entre dos puntos de medida con respecto a la fuente sonora, la intensidad se ve reducida a la cuarta parte, cumpliéndose la mencionada ley de cuadrados inversos:

$$I_1 = \frac{W}{4\pi r_1^2} = \frac{W}{4\pi r^2} \quad I_2 = \frac{W}{4\pi r_2^2} = \frac{W}{16\pi r^2}$$
$$I_1 = 4I_2$$

La potencia acústica es independiente de la distancia a la que se mide, ya que al alejarse de la fuente, la presión y la intensidad disminuyen inversamente proporcional al cuadrado de la distancia, aumentando en igual proporción la superficie.

La relación entre las tres magnitudes, en condiciones de campo libre, es la expresada a continuación:

$$I = \frac{W}{4\pi r_i^2} = \frac{P_{RMSi}^2}{\rho c} \quad (3.18)$$

Siendo ρ la densidad del aire en kg/m^3 y c la velocidad del sonido en m/s .

Un campo libre es un medio homogéneo sin límites ni superficies reflectantes que lo rodean. Se considera una fuente sonora que radia sonido de forma omnidireccional que se desplaza, por lo tanto, en forma de onda esférica. Conforme aumenta la distancia, estas ondas se comportan cada vez más como ondas planas, debido al decrecimiento de la curvatura de los frentes de onda y, como ya se comentó en el apartado anterior, se puede aproximar la impedancia acústica por una constante dada por el producto $\rho \cdot c$. Su valor en el aire, dependiendo de las condiciones atmosféricas, es aproximadamente de $400 \text{ N} \cdot \text{s/m}^3$.

3.3 UNIDADES LOGARÍTMICAS DE LOS PARÁMETROS RELACIONADOS CON LA INTENSIDAD SONORA Y NIVELES DE REFERENCIA

Los niveles de presión sonora L_p , intensidad sonora L_I y potencia sonora L_W se expresan en decibelios. El decibelio por definición es diez veces el logaritmo entre una magnitud determinada frente a otra de referencia.

El nivel de presión sonora se obtiene mediante la expresión:

$$L_p = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{P^2}{P_0^2} \right) \quad (3.19)$$

La referencia P_0 se corresponde con el umbral de audición, representando la mínima variación de presión sonora respecto de la presión atmosférica que el oído humano puede captar como una señal sonora; su valor es de 20 μPa .

La utilización del decibelio como unidad de medida para la presión sonora se debe a que la unidad de presión del sistema Internacional de Unidades es demasiado grande. Además, la escala logarítmica se ajusta mejor a las características de percepción del oído humano y resulta más práctica para medir los parámetros relacionados con el sonido, ya que como se puede comprobar la escala queda comprimida en aproximadamente 140 unidades o divisiones:

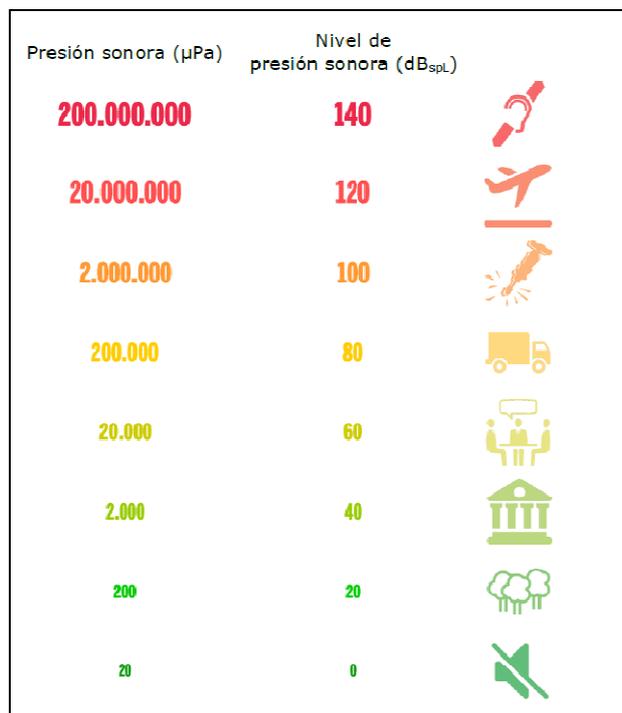


Figura 3.5. Equivalencia escala lineal y logarítmica Presión Sonora

Los niveles de referencia del resto de parámetros estudiados se determinan, aproximadamente, a partir del nivel de referencia de la presión sonora medida en condiciones de campo libre. Para ello, se igualan los niveles de las magnitudes de presión sonora e intensidad sonora. Esto quiere decir que en condiciones de campo libre,

obtendríamos el mismo valor en decibelios tanto si medimos la presión como la intensidad sonora en la dirección de propagación.

El valor de referencia es aproximado para unas determinadas condiciones ambientales, ya que al redondear los valores a un número entero se produce una ligera diferencia. Esta desviación depende de la impedancia del medio $\rho \cdot c$. Se producen variaciones significativas de la impedancia cuando se realizan medidas a elevada altitud, en el resto de los casos se puede considerar despreciable.

En condiciones de campo libre para una impedancia de $400 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^3$ se cumple que el nivel de presión sonora es igual al nivel de intensidad, $L_p = L_I$.

Sin embargo, si consideramos la impedancia específica real, teniendo en cuenta la temperatura ambiente y la presión atmosférica, se produce un error entre los niveles de las distintas magnitudes medidas en condiciones de campo libre. Por ejemplo, la impedancia del aire como medio de transmisión de una onda sonora a 20°C y 1013 mbar es de $415 \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^3$, dándose que:

$$L_p = L_I + 0,16 \quad (3.20)$$

Error cometido en la aseveración de igualdad comentada previamente que se considera despreciable.

En la siguiente tabla se muestran los valores de referencia de las distintas magnitudes relacionadas con el sonido, así como las ecuaciones que las definen:

	<i>Expresión en dB</i>	<i>Referencia</i>
Presión Sonora	$L_p = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{P^2}{P_0^2} \right)$	$P_0 = 20 \cdot 10^{-6} \text{ Pa}$
Intensidad Sonora	$L_I = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{I}{I_0} \right)$	$I_0 = 1 \cdot 10^{-12} \text{ w}/\text{m}^2$
Potencia Sonora	$L_W = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{W}{W_0} \right)$	$W_0 = 1 \cdot 10^{-12} \text{ w}$

Tabla 3.1. Expresiones unidades logarítmicas

3.4 RELACIÓN ENTRE LA PRESIÓN SONORA EN UN PUNTO DEL ESPACIO Y LA POTENCIA SONORA EMITIDA POR LA FUENTE DE RUIDO

Como complemento a la teoría expresada en el apartado 3.2, se presenta a continuación la formulación que relaciona la presión sonora existente en un punto del espacio generada por la potencia acústica de una determinada fuente de ruido.

Se emplea la **Ecuación General de la Acústica** (arquitectura de interiores o acústica de recintos, véase referencia [2]) para la estimación de los niveles de presión sonora generados en un punto del espacio por una fuente de ruido:

$$NPS = NWS + 10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (3.21)$$

Siendo:

- NPS : Nivel de presión sonora en el recinto, ponderado A, en un punto localizado a r metros de la fuente (dB(A) ref. 20 μ Pa).
- NPW : Nivel de potencia acústica, ponderado A, de la fuente (dB(A) ref. 10^{-12} w).
- Q : Factor de directividad de la fuente.
- r : Distancia de la fuente al punto donde calcular la presión sonora dentro del recinto (m).
- R : Constante de la sala.

La Ecuación General de la Acústica, ecuación (3.21), modela el campo sonoro dado en un recinto, tanto el directo como el campo sonoro reverberante:

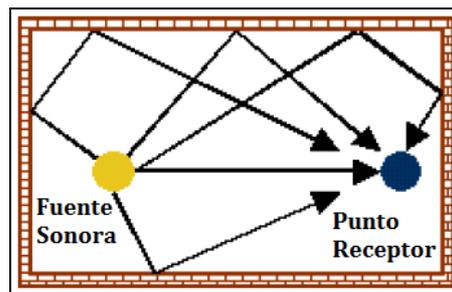


Figura 3.6. Representación campo directo y campo reverberante en recinto

En concreto, en un determinado punto, la presión viene dada por la superposición de la contribución debida a la energía de radiación directa desde la fuente y la energía reflejada por las paredes y distintos objetos en el recinto analizado:

$$p^2 = p_D^2 + p_R^2 \quad (3.22)$$

p_D^2 : Energía asociada al campo directo.

p_R^2 : Energía asociada al campo reverberante.

En este contexto, es necesario recordar las expresiones que relacionan potencia y presión acústica, con el objeto de obtener la ecuación (3.21) a partir del desarrollo de la ecuación (3.22).

La Intensidad Sonora a una distancia r de una fuente puntual que radia uniformemente en el espacio libre está relacionada con la potencia de dicha fuente a través de la expresión (3.17). Por otro lado, la relación ente dicha Intensidad Sonora y la Presión Sonora viene dada por la expresión (3.18). Igualando las intensidades derivadas de las expresiones (3.17) y (3.18):

$$\frac{W}{4\pi r^2} = \frac{p^2}{\rho c} \rightarrow p^2 = \frac{\rho c \cdot W}{4\pi r^2} \quad (3.23)$$

Se obtiene una expresión que relaciona los niveles de Presión Sonora en un medio particular con la Potencia Sonora asociada a la fuente que los genera, en campo libre.

Sin embargo, cuando ya no se dan condiciones de campo libre, sino que existe reverberación, la expresión que relaciona la presión en un punto con la potencia de la fuente radiante es (a partir de la ecuación (3.22)):

$$p^2 = p_D^2 + p_R^2 = \frac{\rho c \cdot W \cdot Q}{4\pi r^2} + \frac{4 \cdot \rho c \cdot W}{R} \quad (3.24)$$

$$p^2 = \rho c W \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (3.25)$$

Tomando logaritmos a ambos lados de la ecuación (3.25):

$$10 \log_{10}(p^2) = 10 \log_{10} \left(\rho c W \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \right) \quad (3.26)$$

$$20 \log_{10}(p) = 10 \log_{10}(\rho c W) + 10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (3.27)$$

Se llega a la expresión de la Ecuación General de la Acústica ya definida en la ecuación (3.21).

Si las superficies no son reflectantes, sino que son absorbentes, entonces la presión sonora de este campo tenderá a la de campo libre, donde sólo será importante el sonido directo. Aunque, en la práctica, la mayoría de las superficies son semi-reverberantes, donde parte del sonido es absorbido y parte reflejado.

Este fenómeno se observa a distancias considerables de la fuente, puesto que en el campo cercano el sonido directo domina. Por tanto, para campo lejano diremos que el campo de presión obtenido será la combinación del sonido directo (determinado en un campo libre) y del sonido en un campo reverberante.

Mediante esta expresión, ecuación (3.21), se calcula la presión en un punto dada asociada a la radiación directa y reverberante de la potencia emitida por una fuente de ruido.

Notas a los parámetros de la Ecuación General de la Acústica

1.- Factor de directividad de la fuente (Q).

Las fuentes sonoras pueden ser direccionales o bien omnidireccionales. Las primeras radian el sonido en una dirección preferente del espacio, por ejemplo una bocina; las segundas radian el sonido en todas las direcciones del espacio. Esta propiedad de la fuente depende de sus dimensiones, de las frecuencias radiadas y de su ubicación.

El tipo de fuente acústica indica cómo es la propagación del sonido hacia el espacio que lo rodea. Esto es muy importante de cara a saber predecir con exactitud el nivel que una fuente de ruido puede generar sobre un punto receptor situado a una cierta distancia.

Generalmente, la radiación de un sonido de una fuente sonora es direccional, siendo mayor en unas direcciones que en otras. Las propiedades de dirección de una fuente se pueden cuantificar por un factor de directividad que describe la dependencia angular de la intensidad radiada.

Se define el factor de directividad en una dirección dada para una fuente de ruido como la razón entre la intensidad sonora que en esa dirección emite la fuente y la intensidad que emitiría otra fuente que radiase por igual en todas direcciones (fuente isótropa) con igual potencia que la primera.

$$Q = \frac{I_{\theta}}{I_{ISO}} \quad (3.28)$$

Siendo I_{θ} la intensidad radiada por la fuente a una determinada distancia y en una determinada dirección e I_{ISO} la intensidad virtual radiada en el mismo punto por una supuesta fuente omnidireccional de la misma potencia.

Esta variable es adimensional y su valor oscila entre 1 e infinito. Cuanto más elevado sea su valor, más directiva es la fuente.

El factor de directividad Q asociado a una fuente indica si ésta es o no directiva: si $Q = 1$ la fuente es omnidireccional; por el contrario, si $Q > 1$ la fuente acústica es direccional. Cuanto mayor sea el valor de Q , más directiva es la fuente.

La directividad real de una fuente de ruido se determina por prueba.

Para la estimación de los valores de presión sonora en un recinto a partir de la potencia conocida de una fuente sonora mediante la ecuación (3.21) se emplean ciertas aproximaciones en la determinación del valor de Q .

En la Figura 3.7 se indican valores típicos de Q según la localización de una fuente omnidireccional.

Si la fuente omnidireccional está suspendida en el espacio, ésta radia sonido en todas las direcciones y $Q = 1$.

Si la misma fuente está apoyada en una superficie reflectante, tendrá una radiación semiesférica. En este caso la pared proyecta hacia delante el sonido que debería ir hacia atrás. De esta manera, el nivel de sonido obtenido es más elevado, es decir, la pared hace de

refuerzo acústico. La presión acústica, manteniendo la misma distancia a la fuente, se duplica y el nivel de presión aumenta 3 dB. Como el espacio donde radia la fuente es la mitad que el anterior, se dice que el factor de espacio es 2 y entonces $Q = 2$.

Si la fuente omnidireccional se sitúa ahora en una arista de dos superficies reflectantes, el factor de espacio es de 4 y $Q = 4$. En este caso se cuadruplica la presión acústica y, por tanto, el nivel de presión se incrementa 6 dB.

Si la fuente omnidireccional se sitúa en un vértice, el factor de espacio es 8 y $Q = 8$. Esto hará aumentar la presión acústica 8 veces y, por tanto, el incremento de nivel de presión será de 9 dB.

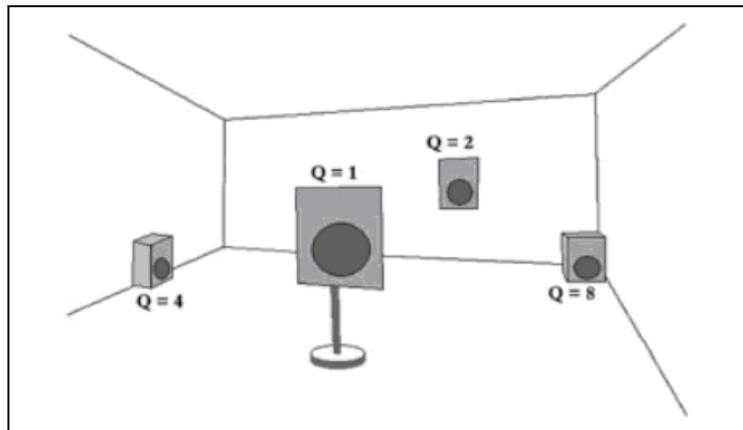


Figura 3.7. Influencia de la ubicación sobre la directividad

Se observa en la ecuación (3.21) que a mayor factor de directividad Q , mayor nivel de presión generado en un punto del espacio por una fuente de igual potencia. Por lo tanto, a la hora de estimar la presión es necesario conocer las características de directividad de la fuente y asignarle una Q característica.

2.- Constante de la sala (R).

Se calcula mediante la siguiente expresión:

$$R = \frac{A}{1 - \alpha_m} \quad (3.29)$$

Siendo:

- A : Superficie de absorción total del local (m^2).
- α_m : Coeficiente de absorción medio.

Por un lado, la absorción total, A , de un local viene dada por la absorción de todos los cerramientos, objetos (equipos y personas) y del aire contenido:

$$A = A(\text{superficies}) + A(\text{objetos}) + A(\text{aire}) = \sum_{i=1}^k \alpha_i S_i + \sum_{j=1}^l \alpha_j n_j + 4mV \quad (3.30)$$

Siendo, en la ecuación (3.30), el índice k el número total de superficies límites del local (S_i) y α_i el coeficiente de absorción de cada superficie; el índice l el número total de tipos diferentes de objetos localizados en el interior del local, con α_j la absorción equivalente de un tipo de objeto y n_j el número total de objetos de ese tipo; y, por último, m es el coeficiente de absorción de aire por metro y V el volumen del local en m^3 (la presente contribución es insignificante para locales con volúmenes menores a $250 m^3$).

Finalmente, el coeficiente medio de absorción acústica de un local, α_m , viene dado por:

$$\alpha_m = \frac{A}{S} = \frac{\sum_{i=1}^k \alpha_i S_i + \sum_{j=1}^l \alpha_j n_j + 4mV}{S} \quad (3.31)$$

Con:

$$S = \sum_{i=1}^k S_i \quad (3.32)$$

El sumatorio del total de superficies límites (m^2).

Nótese que hay mucha literatura donde se pueden encontrar valores caracterizados por prueba de coeficientes de absorción para distintos materiales y, asimismo, valores de absorción global por local; como ejemplo, se copia a continuación un cuadro extraído de la norma de referencia UNE-EN ISO 3744 “*Determinación de los niveles de potencia sonora de fuentes de ruido utilizando presión sonora*”:

ISO 3744:1994		Tabla A.1
Valores aproximados del coeficiente de absorción acústica medio α		
Coeficiente de absorción acústica medio α	Descripción de la cámara	
0,05	Cámara casi vacía con paredes uniformes y duras de cemento, ladrillo, yeso o alicatado	
0,1	Cámara parcialmente vacía; cámara con paredes uniformes	
0,15	Cámara amueblada; sala de máquinas rectangular; nave industrial rectangular	
0,2	Cámara de forma irregular y amueblada; sala de máquinas o nave industrial de forma irregular	
0,25	Cámara con muebles tapizados; sala de máquinas o nave industrial con una pequeña cantidad de material absorbente de sonido en techo o paredes (por ejemplo, techo parcialmente absorbente)	
0,35	Cámara con material absorbente de sonido en techo y paredes	
0,5	Cámara con grandes cantidades de material absorbente en paredes y techo	

Tabla 3.2. Valores aproximados del coeficiente de absorción acústica medio

3.5 VENTAJAS DE LA MEDIDA DE LA INTENSIDAD SONORA

Todas las imágenes e información relevante incluida en el presente subapartado han sido extraídas de la referencia [15].

En una fábrica se pueden realizar medidas de presión sonora y averiguar si los trabajadores están en riesgo de daño auditivo. Sin embargo, una vez concluido lo anterior, se requerirá reducir el ruido. Para ello, se necesita conocer cuánto ruido está siendo radiado y por qué máquina. Por lo tanto, se necesita determinar la potencia sonora de las distintas máquinas y ordenarlas por orden de criticidad acústica. Asimismo, una vez hecho lo anterior, para disminuir el ruido emitido por una máquina en concreto se deben localizar los componentes individuales que producen tales niveles de emisividad. Todo lo anterior se puede realizar mediante medición de la intensidad sonora.

Anteriormente, sólo se determinaba la presión sonora que es dependiente del campo sonoro. La potencia acústica se puede relacionar con la presión sonora únicamente bajo condiciones cuidadosamente controladas donde se asumen ciertas características sobre el campo sonoro. Habitaciones especiales como cámaras anecoicas o reverberantes cumplen estos requisitos. Tradicionalmente, para medir la potencia acústica, la fuente de ruido debe localizarse en estas cámaras.

Campos sonoros

Un campo sonoro es una región donde hay sonido. Se clasifica de acuerdo a la manera y el ambiente en el cual las ondas de sonido viajan. La relación entre la presión y la intensidad sonora es conocida con exactitud únicamente en los dos casos especiales descritos a continuación.

1. Campo libre

Este término describe la propagación del sonido en un entorno libre idealizado en el cual no hay reflexiones. Estas condiciones se cumplen en espacio abierto (suficientemente alejado del suelo) o en una cámara anecoica donde el sonido es absorbido en las paredes de la cámara. La propagación en campo libre es característica por la caída de 6 dB en el nivel de presión e intensidad sonora (en la dirección de propagación del sonido) cada vez que se dobla la distancia a la fuente, siguiendo la ley de cuadrados inversos. En este caso, la relación entre la presión y la intensidad sonora (sólo magnitud) es conocida. En la norma internacional ISO 3745 “Acoustics. Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure. Precision methods for anechoic rooms and semi-anechoic rooms” (ref. [19]) se determina cómo obtener la potencia acústica mediante la medición de la presión sonora en campo libre.

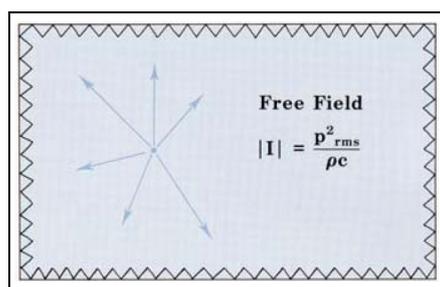


Figura 3.8. Propagación campo libre en cámara anecoica

Más concretamente, el nivel de presión sonora e intensidad sonora coinciden en condiciones de campo libre.

Para ilustrar esta propiedad con un ejemplo, supongamos un altavoz que posee una potencia sonora de 0,01 watios suspendido en el interior de una cámara anecoica, recinto donde se genera un campo sonoro de características muy próximas al campo libre.

En primer lugar se determina la intensidad sonora a 1 metro de la fuente mediante (3.17):

$$I = \frac{W}{S} = \frac{W}{4\pi r^2} = \frac{0,01}{4\pi} = 7,96 \cdot 10^{-4} \quad w/m^2$$

Siendo, en unidades logarítmicas (véase Tabla 3.1):

$$L_I = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{7,96 \cdot 10^{-4}}{1 \cdot 10^{-12}} \right) = 89,01 \quad dB$$

Por otro lado, el nivel de presión sonora a 1 metro de la fuente en condiciones de campo libre viene dado por (3.18):

$$p_{RMS_i}^2 = \rho c \frac{W}{4\pi r_i^2} = 400 \frac{0,01}{4\pi} = 0,318 \quad Pa^2$$

en unidades logarítmicas (véase Tabla 3.1):

$$L_p = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{0,318}{(20 \cdot 10^{-6})^2} \right) = 89,01 \quad dB$$

Dándose, como ya se ha comentado, la igualdad en magnitud.

2. Campo difuso

En un campo difuso, el sonido es reflejado tantas veces que viaja en todas las direcciones con igual magnitud y probabilidad. Este campo se aproxima en una cámara reverberante. Aunque la intensidad neta es cero, existe una relación teórica que relaciona la presión en la habitación con I_x , *one-sided Intensity*. Esta es la intensidad en una dirección, ignorando la componente de igual magnitud y dirección contraria. Esta intensidad I_x no puede ser medida por una sonda pero es, independientemente, una magnitud útil: mediante la medición de la presión sonora se puede usar la relación entre la presión y la intensidad para encontrar la potencia acústica. Esta metodología se describe en la norma internacional ISO 3741 “Acoustics. Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure. Precision methods for reverberation test rooms” (ref. [18]).

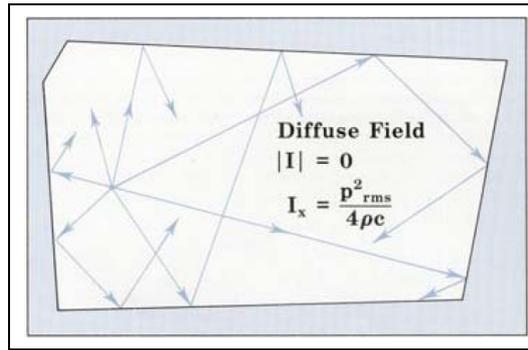


Figura 3.9. Propagación campo difuso en cámara reverberante

Por lo tanto, en estos dos casos concretos, la potencia de la fuente puede conocerse mediante la medición de la presión sonora.

En otro caso, la medición de la presión sonora no será válida para la determinación de la potencia acústica de la fuente en evaluación.

La intensidad sonora, sin embargo, sí puede medirse en cualquier campo sonoro. No es necesario asumir ninguna característica para el campo sonoro. Esta propiedad permite que todas las medidas puedan realizarse directamente in situ. Y las medidas sobre máquinas individuales o componentes individuales dentro de una misma máquina pueden hacerse incluso cuando el resto de fuentes estén radiando ruido, porque el ruido de fondo estático no contribuye a la potencia acústica cuando ésta se determina mediante la medición de la intensidad sonora.

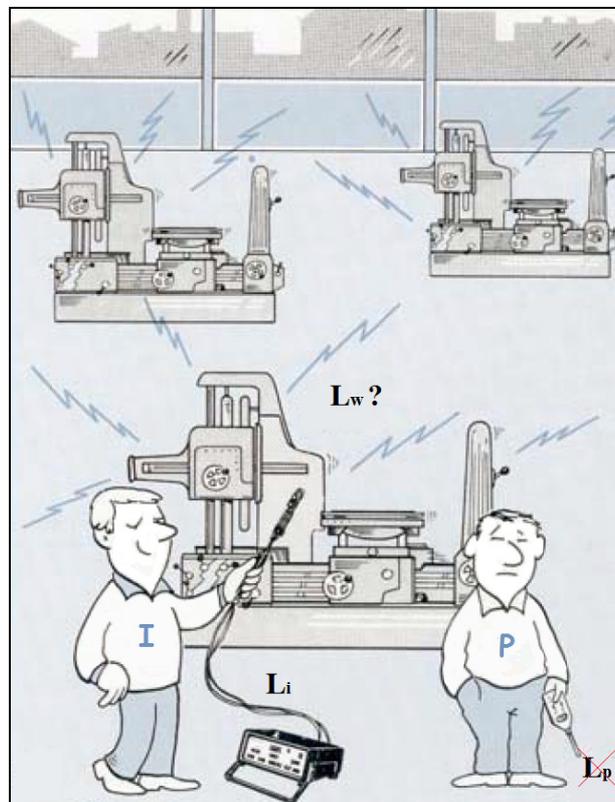


Figura 3.10. Medición in situ con precisión ante condiciones de campo desconocidas

Ésta supone una de las principales ventajas del método de medida por intensidad acústica.

Dada una fuente sonora encerrada completamente por una superficie virtual en el espacio, se tiene que mediante la medición del promediado temporal de la intensidad normal a dicha superficie se puede determinar la potencia acústica de la fuente, según:

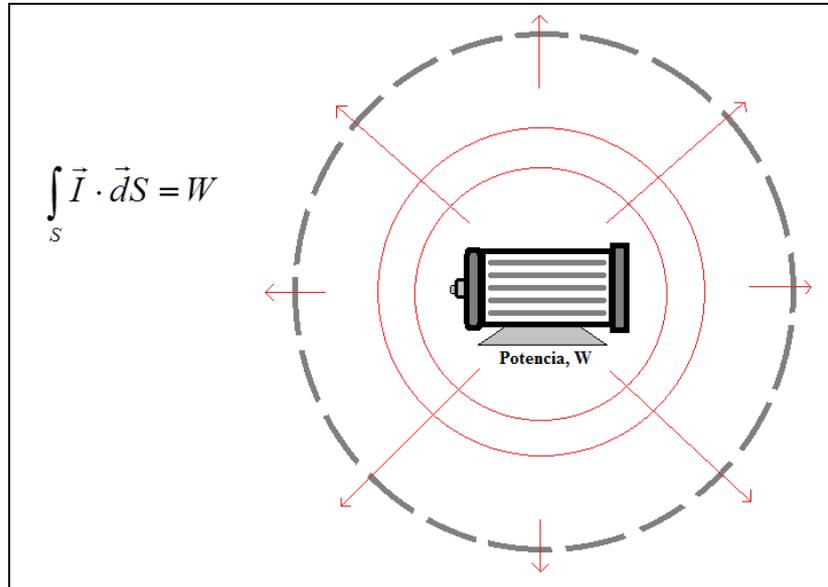


Figura 3.11. Flujo de energía neta saliente atravesando la superficie de medida

Si la fuente se extrae de dentro de la superficie de medida, la potencia determinada será entonces igual a cero. Esto es debido a que la cantidad de flujo de energía entrante es la misma que para el flujo de energía saliente, con lo que la contribución total a la potencia sonora radiada por el volumen encerrado será igual a cero:

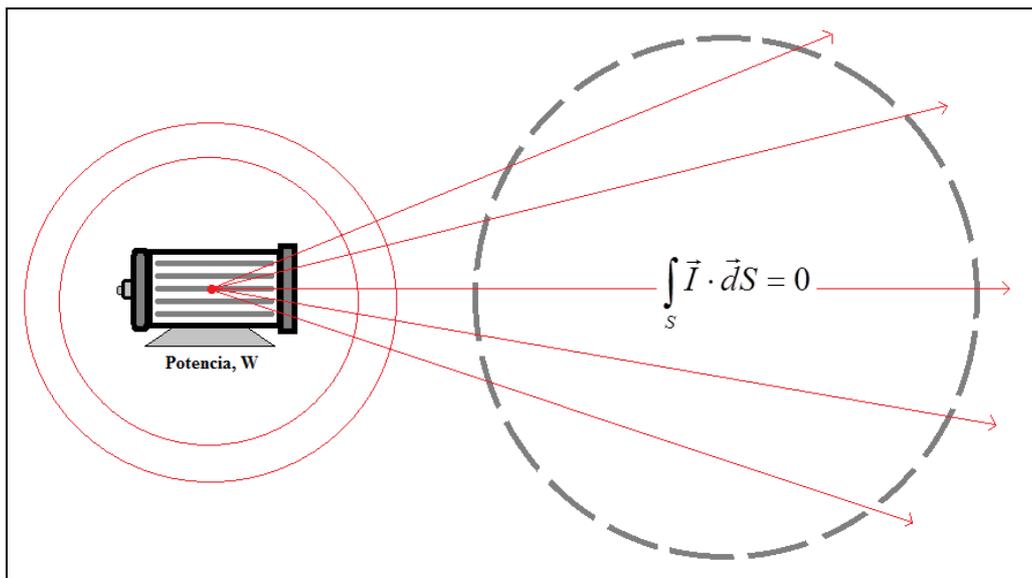


Figura 3.12. Flujo de energía neta entrante y saliente atravesando la superficie de medida

Para que la premisa anterior sea cierta, el ruido de fondo debe ser estacionario, no variante con el tiempo. Nótese que con un promediado temporal suficientemente largo, las pequeñas variaciones aleatorias en el ruido de fondo no influirán significativamente en la medida.

Otra consideración importante a tener en cuenta es que no debe haber absorción de energía dentro del volumen encerrado por la superficie de medida. De otro modo, la intensidad acústica que sale de la superficie no será igual a la que entra a la misma por efecto de las fuentes localizadas en el exterior.

Con todo, se concluye que el ruido de fondo existente en la determinación de la potencia acústica de una determinada fuente de ruido mediante la medida de la intensidad sonora no afectará a la misma, constituyendo una de las principales ventajas de esta metodología.

En la práctica, se tiene que la potencia acústica puede determinarse con una precisión de ± 1 dB para fuentes sonoras de emisividad hasta 10 dB menor que el ruido de fondo existente en el entorno. Si el ruido de fondo supusiera un problema, mediante la reducción de la distancia de medida a la fuente y la superficie de barrido se conseguiría incrementar el ratio señal a ruido.

Con todo, dado que la intensidad sonora da una medida tanto de la directividad como de la magnitud es muy útil cuando se emplea para la localización de fuentes de ruido. Además de la gran ventaja añadida de que los patrones de radiación de máquinas complejas pueden ser estudiados in situ.

3.6 APLICACIONES DE LA MEDIDA DE INTENSIDAD SONORA: MAPAS DE INTENSIDAD

Entre los múltiples campos de aplicación de la medida de intensidad sonora se encuentran: identificación de fuentes de ruido, determinación de la potencia sonora en máquinas y medidas de aislamiento acústico en la edificación.

El presente trabajo se centra en el estudio de la identificación de las fuentes de ruido mediante la realización de mapas de intensidad por medio de la determinación experimental de la intensidad sonora.

En el apartado 2 se han introducido las técnicas más avanzadas utilizadas actualmente en la industria para la realización de mapas de intensidad, como son la Holografía en campo cercano y el Beamforming, donde se mejora notablemente la resolución espacial utilizando arrays de micrófonos o sondas p-u indistintamente.

En el seno de este trabajo se han obtenido los mapas de intensidad sonora mediante el empleo de una sonda de intensidad del tipo p-p, constituyendo una metodología sencilla para su implementación. Además, se cuenta con que dicha sonda, como ya se ha comentado, es la única que tiene normativa internacional de referencia y, por lo tanto, se conoce el proceso para la obtención del grado de precisión requerido en la medida, estando éste completamente definido en las normas de referencia.

En concreto, para el desarrollo del presente trabajo se ha usado la norma UNE-EN ISO 9614-2 “Acústica. Determinación de los niveles de potencia acústica emitidos por las fuentes de ruido por intensidad del sonido. Parte 2: Medición por barrido” de Febrero 1997 (ref. [17]).

El planteamiento para dar solución a un problema acústico comienza con el primer paso de localización e identificación de la fuente sonora. Los mapas de intensidad proporcionan una herramienta rápida y visual para acometer dichas acciones.

Grafos de contorno y tridimensionales proporcionan una imagen detallada del campo sonoro generado por una determinada fuente. A partir de su visualización, la detección de focos y sumideros de ruido puede ser realizada con precisión.

El procedimiento para la realización de los mapas de intensidad es muy sencillo. Se establece un mallado para definir segmentos dentro de una superficie de medida dada que recuadre la fuente. Las medidas de intensidad sonora se realizan en cada uno de dichos segmentos para obtener un valor característico de emisividad sonora en el segmento particular.

El resultado final es una matriz de niveles de intensidad en la banda de frecuencia de interés que puede procesarse gráficamente como se requiera: mediante curvas de nivel de intensidad global, curvas de nivel de intensidad para cada frecuencia central de banda, grafos tridimensionales, etc.

En la Figura 3.13 se muestra un ejemplo de ambos tipos (curvas de nivel y grafo 3D) para las medidas de intensidad realizadas sobre una impresora.

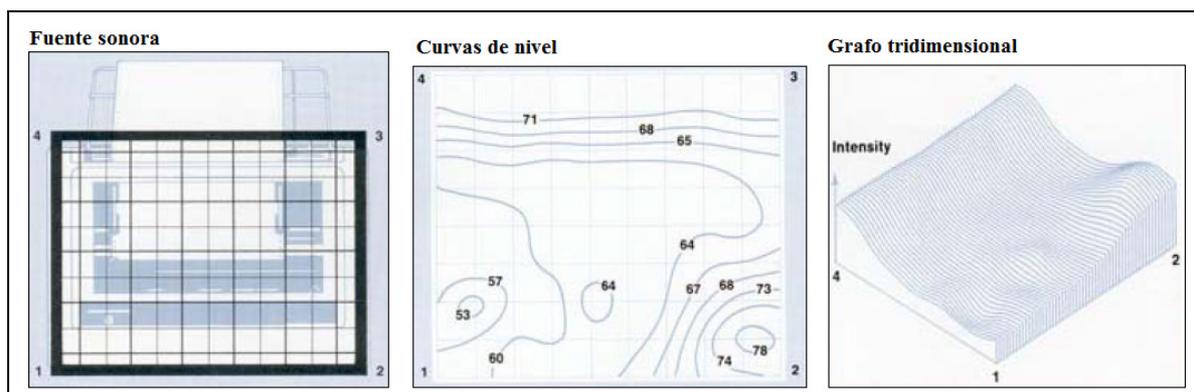


Figura 3.13. Ejemplos de mapas de intensidad

El procedimiento seguido (método de barrido) en el seno de este Trabajo Fin de Máster para la realización de los mapas de intensidad mediante la determinación experimental de la intensidad sonora con sonda tipo p-p con el objeto de identificar defectos funcionales en equipos dinámicos se detalla en el apartado 4.

3.7 PRINCIPIOS BÁSICOS SOBRE LA INTENSIDAD SONORA

Las variables de las que depende la intensidad sonora fueron definidas por Lord Rayleigh a finales del siglo XIX. Para obtenerla es necesario medir, además de la presión sonora, la velocidad de las partículas del aire.

Considerando la definición de la intensidad instantánea en la dirección r :

$$I_{r_{inst}} = \frac{dEr}{dt \cdot dA} \quad (3.33)$$

Donde dEr es la energía que fluye a través del diferencial de área dA perpendicular a la dirección de propagación en el periodo de tiempo dt .

La energía puede fluir en ambos sentidos para una misma dirección, siendo la intensidad sonora neta la que resulte del balance de energías entrantes y salientes a través del área considerada:

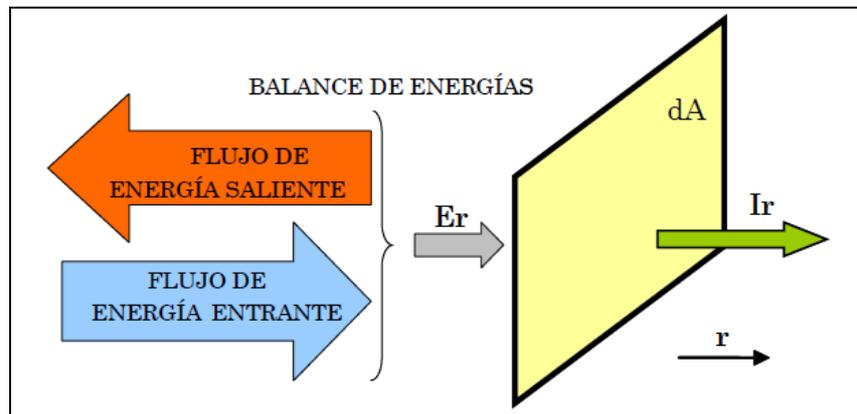


Figura 3.14. Intensidad resultante neta

Por otro lado, la energía circulante se puede expresar como la magnitud del trabajo realizado por la fuerza Fr por el desplazamiento dr :

$$dEr = Fr \cdot dr = p_t \cdot dA \cdot dr \quad (3.34)$$

La presión total p_t está compuesta por dos componentes: la presión atmosférica p_a y la variación que se produce respecto de ella Δp_a . Luego, $p_t = p_a + \Delta p_a$.

El término relacionado con la presión atmosférica representa la componente continua de la presión total, mientras que el incremento de presión respecto de la atmosférica aporta a la suma una componente alterna.

Partiendo de (3.33) e incorporando (3.34) y la expresión para la presión total:

$$I_{r_{inst}} = \frac{dEr}{dt \cdot dA} = \frac{p_t \cdot dA \cdot dr}{dt \cdot dA} = p_t \frac{dr}{dt} = (p_a + \Delta p_a) \frac{dr}{dt} = p_a u_r + \Delta p_a u_r \quad (3.35)$$

Siendo u_r la velocidad de las partículas del aire.

Llamando simplemente p al incremento de presión respecto de la presión atmosférica, queda:

$$I_{r_{inst}} = p_a u_r + p u_r \quad (3.36)$$

La componente continua de la intensidad instantánea tiene un valor promedio cero, ya que no aporta flujo neto de energía. El otro término es igual al producto de la presión sonora instantánea y la correspondiente velocidad de las partículas en la dirección r .

Es decir, en un campo sonoro donde existe un flujo neto de energía, el vector intensidad es igual al resultado de multiplicar la presión sonora por la velocidad instantánea de las partículas del medio, promediado en el tiempo, en una misma posición de medida y en una dirección r determinada:

$$\bar{I}_r = \overline{p(t) \cdot \vec{u}_r(t)} \quad (3.37)$$

La expresión anterior se cumple siempre que exista variación de presión $p(t)$, respecto de la presión atmosférica, y que la velocidad de las partículas no contenga una componente continua. Es decir, que se desplacen con velocidad constante en una misma dirección, en cuyo caso no existirá flujo neto de energía acústica.

Suponiendo un campo sonoro sinusoidal, donde:

$$p(t) = p_0 \cdot \cos(\omega t + \phi_1) \quad \vec{u}_r(t) = \vec{u}_0 \cdot \cos(\omega t + \phi_2) \quad (3.38)$$

Sustituyendo en (3.37),

$$\bar{I}_r = \overline{p(t) \cdot \vec{u}_r(t)} = \frac{1}{T} \int_0^T p_0 \cdot \vec{u}_0 \cdot \cos(\omega t + \phi_1) \cdot \cos(\omega t + \phi_2) dt \quad (3.39)$$

Y teniendo en cuenta que:

$$2[\cos(\alpha + \beta) \cdot \cos(\alpha + \gamma)] = \cos(2\alpha + \beta + \gamma) + \cos(\beta - \gamma) \quad (3.40)$$

Por lo tanto:

$$\begin{aligned} \bar{I}_r &= \frac{1}{T} \int_0^T p_0 \cdot \vec{u}_0 \cdot \frac{1}{2} \cdot (\cos(2\omega t + \phi_1 + \phi_2) + \cos(\phi_1 - \phi_2)) dt = \\ &= \frac{1}{2T} p_0 \cdot \vec{u}_0 \int_0^T \cos(2\omega t + \phi_1 + \phi_2) dt + \frac{1}{2T} p_0 \cdot \vec{u}_0 \int_0^T \cos(\phi_1 - \phi_2) dt \end{aligned} \quad (3.41)$$

Para un valor de T lo suficientemente grande, el primer sumando se puede despreciar, quedando:

$$\bar{I}_r = \frac{1}{2T} p_0 \cdot \vec{u}_0 \int_0^T \cos(\phi_1 - \phi_2) dt = \frac{1}{2} p_0 \cdot \vec{u}_0 \cdot \cos(\phi_1 - \phi_2) = p_{RMS} \cdot \vec{u}_{RMS} \cdot \cos(\phi_1 - \phi_2) \quad (3.42)$$

$$\bar{I}_r = p_{RMS} \cdot \vec{u}_{RMS} \cdot \cos(\phi_1 - \phi_2) \quad (3.43)$$

El factor $\frac{1}{2}$ representa el promedio de la presión y la velocidad instantánea de las partículas. Este factor se elimina de la ecuación al determinarse los valores eficaces (RMS) de las señales en el proceso de medición.

Analizando la expresión (3.43) se puede concluir que la intensidad sonora no sólo depende de la presión y la velocidad de las partículas, sino que también depende del desfase de ambas señales.

Se concluye que para poder determinar la intensidad sonora es necesario un equipo de medida muy preciso en la determinación de la fase de dichas señales.

3.7.1 CAMPOS SONOROS ACTIVOS Y REACTIVOS

Un campo sonoro es una región del espacio donde se propaga el sonido. Se considera que un campo sonoro es libre cuando no existen reflexiones de sonido que puedan concurrir en un punto. Por el contrario, se considera que el campo sonoro es difuso o reverberante cuando el sonido se refleja tantas veces como se emite en todas las direcciones con la misma probabilidad. La propagación del sonido implica un flujo neto de energía, luego es necesario que se den en menor o mayor grado las condiciones de campo libre.

El campo sonoro define las condiciones en las que tiene lugar la variación de la presión sonora en el espacio. Se considera que un campo sonoro es activo cuando existe flujo de energía neto a través de una superficie. Por el contrario, se dice que un campo sonoro es reactivo puro cuando no existe flujo de energía neto a través de dicha superficie. En este último caso, la energía fluye en un sentido atravesando la superficie definida regresando posteriormente en sentido contrario. La energía se comporta en el campo sonoro de forma similar a como lo hace un resorte; siendo, por tanto, la intensidad sonora nula. En un campo sonoro libre ideal predomina de forma pura la componente activa, mientras que en un campo sonoro muy reverberante, la componente que domina es la reactiva.

En general, los campos sonoros tienen ambas componentes: la activa y la reactiva. Es decir, habrá una parte de energía que fluya en una o más direcciones a través del espacio y otra parte de la energía sonora que entre y salga en esa zona del espacio donde existe el campo sonoro.

Componentes activa y reactiva de la intensidad sonora

La presión sonora tiene carácter escalar, mientras que la velocidad de las partículas tiene carácter vectorial, pudiéndose descomponer en una componente activa en fase con la señal de presión y en una componente reactiva desfasada 90 grados con respecto a ella. Solamente la componente activa de la velocidad de las partículas multiplicada por la presión sonora en fase con ella dará un producto distinto de cero:

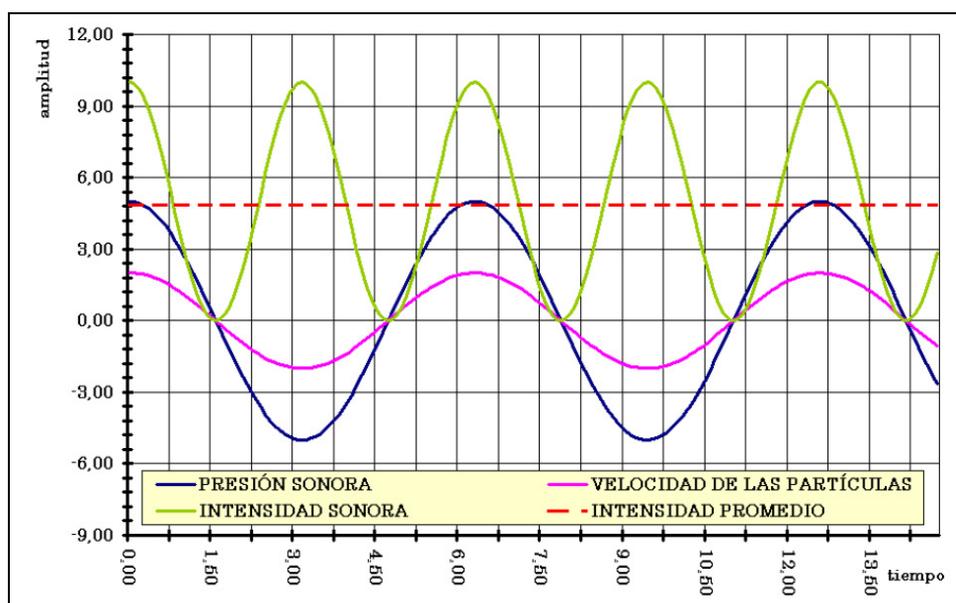


Figura 3.15. Intensidad promedio campo sonoro puramente activo

En la figura anterior se ha representado en color verde la evolución temporal de la intensidad sonora y en color rojo su valor promedio:

El valor de la intensidad sonora se obtiene haciendo el producto de la señal de la presión sonora por la velocidad de las partículas del aire cuando la presión y la velocidad de las partículas se encuentran en fase en un campo activo puro. De (3.43):

$$\bar{I}_r = p_{RMS} \cdot \bar{u}_{RMS} \cdot \cos(0) = p_{RMS} \cdot \bar{u}_{RMS} \quad (3.44)$$

Por otra parte, en un campo sonoro reactivo puro la intensidad sonora es nula ya que la velocidad de las partículas está 90 grados desfasada con respecto a la presión sonora:

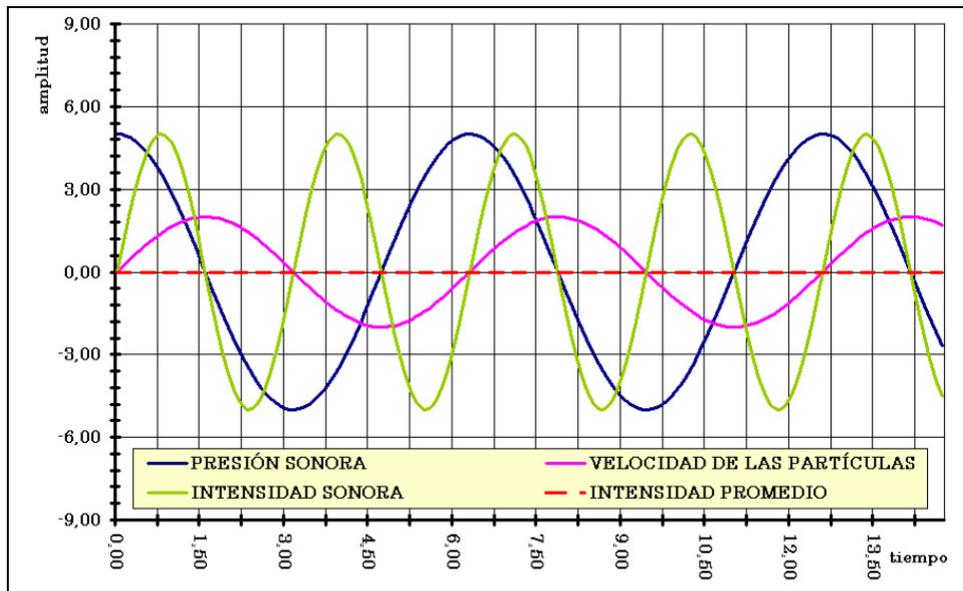


Figura 3.16. Intensidad promedio campo sonoro puramente reactivo

La intensidad sonora instantánea varía de forma sinusoidal en torno al eje de abscisas. Por lo tanto, al promediar la intensidad sonora entre valores positivos y negativos el resultado es cero. De (3.43):

$$\bar{I}_r = p_{RMS} \cdot \bar{u}_{RMS} \cdot \cos(90) = 0 \quad (3.45)$$

Como ya se ha comentado, en un campo sonoro general existirán ambos componentes. Las medidas de presión para determinar potencia acústica en campos sonoros cuyas características no se encuentran bien definidas son imprecisas, dado que la parte reactiva del campo captada con la sonda de presión no está relacionada con la potencia radiada por la fuente.

Sin embargo, con la medida de la intensidad acústica no existe el problema anterior ya que la intensidad acústica capta el flujo de energía, no contabilizando el componente reactivo del campo.

3.8 TEORÍA BÁSICA DE LA MEDIDA DE LA INTENSIDAD SONORA

Todas las imágenes e información relevante incluida en el presente subapartado han sido extraídas de la referencia [15].

Cuando una partícula de aire se desplaza desde su posición media se produce un incremento temporal de la presión. El incremento de dicha presión produce un empuje que se transmite de la partícula más próxima a la siguiente partícula y, por el efecto del choque entre partículas, un empuje en sentido contrario sobre la primera partícula que la desplaza hacia su posición de reposo. El ciclo de incremento de presión al aproximarse las partículas y el enrarecimiento del aire cuando se separan se propaga a través del medio como una onda sonora. Hay, por lo tanto, dos parámetros importantes en este proceso: la presión sonora que aumenta y disminuye con respecto a la presión atmosférica y la velocidad de las partículas del aire que oscilan en una zona del espacio concreta.

Para medir la intensidad sonora es necesario conocer la presión sonora instantánea y la correspondiente velocidad de las partículas. La presión se puede medir fácilmente. Sin embargo, medir directamente la velocidad de las partículas puede resultar más complejo y requiere transductores especiales. No obstante, existe un método alternativo consistente en medir la presión sonora con dos micrófonos separados una distancia prefijada y es el que se empleará en el presente trabajo para la determinación de la intensidad sonora.

3.8.1 PROCEDIMIENTO DE MEDIDA DE LA INTENSIDAD SONORA

La intensidad del sonido es el promediado temporal del producto de la presión y la velocidad de la partícula. Un simple micrófono puede medir la presión; pero medir la velocidad de la partícula no es tan simple. Sin embargo, la velocidad de la partícula se puede relacionar con el gradiente de presión (el ratio al cual la presión instantánea cambia con la distancia) mediante la ecuación de Euler linealizada. Atendiendo a lo anterior, es posible medir el gradiente de presión con dos micrófonos espaciados una determinada distancia y relacionar dicha medida con la velocidad de la partícula a través de la ecuación de Euler.

La ecuación de Euler es esencialmente la ecuación fundamental de la dinámica (segunda ley de Newton) aplicada a un fluido. La segunda ley de Newton relaciona la aceleración dada a una masa con la fuerza que actúa sobre ella. Si se conoce la fuerza y la masa, se puede determinar la aceleración y, mediante su integración con respecto al tiempo, la velocidad.

Con la ecuación de Euler es el gradiente de presión el que acelera un fluido de densidad ρ . Análogamente, conociendo el gradiente de presión y la densidad del fluido, se puede calcular la aceleración y, subsiguientemente mediante su integración temporal, la velocidad de la partícula.

$$\begin{aligned} F &= m \cdot a \\ \text{Sir Isaac Newton} \quad \rightarrow \quad a &= \frac{F}{m} \\ v &= \int \frac{F}{m} dt \end{aligned} \quad (3.46)$$

$$a = -\frac{1}{\rho} \text{grad}(p)$$

Leonhard Euler \rightarrow En una dirección dada, $\frac{du_r}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr}$ (3.47)

$$u_r = -\int \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} dt$$

En la práctica, el gradiente de presión se puede aproximar mediante la medida de la presión en dos puntos, p_A y p_B , separados por un espaciador fijo. Si se divide la diferencia de presiones, $p_B - p_A$, por la distancia que separa ambos micrófonos, Δr , se obtiene una buena aproximación de la velocidad media de las partículas en la dirección r :

$$\hat{u}_r = -\frac{1}{\rho \cdot \Delta r} \int (p_B - p_A) dt \quad (3.48)$$

El símbolo $\hat{}$ representa, en términos estadísticos, el parámetro utilizado para estimar la medida, en este caso la velocidad media de las partículas del aire.

Como se verá posteriormente en el apartado 4, esta aproximación es válida cuando la distancia de separación de los micrófonos es pequeña en comparación con la longitud de onda del sonido en estudio, $\Delta r \ll \lambda$.

El gradiente de presión es una función continua que varía suavemente. Con los dos micrófonos, separados ligeramente, es posible obtener una línea tangente como aproximación al gradiente de presión. Determinando la diferencia de presiones y dividiendo por la distancia de separación de los transductores se obtiene la pendiente de dicha tangente por diferencias finitas:

$$\frac{dp}{dr} \approx \frac{p_B - p_A}{\Delta r} \quad (3.49)$$

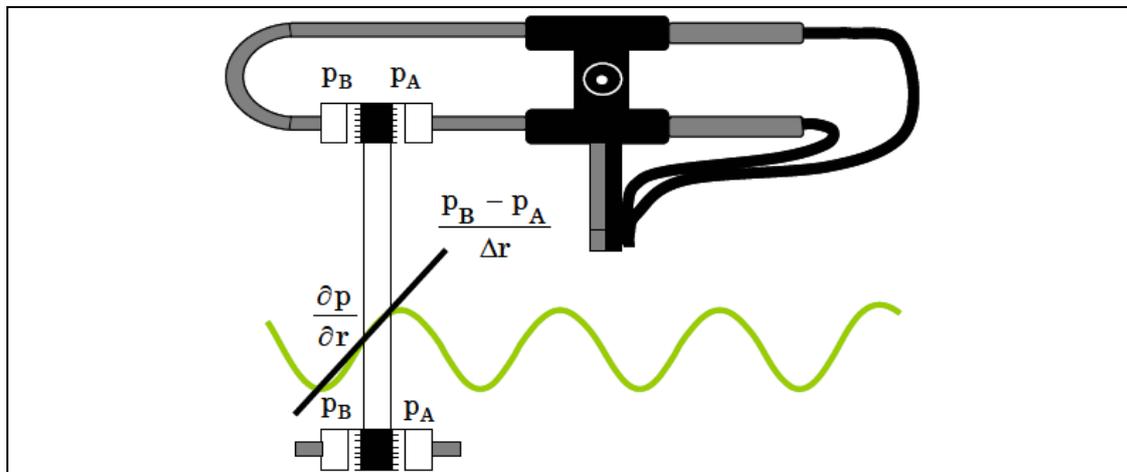


Figura 3.17. Aproximación por diferencias finitas

Cálculo de la Intensidad sonora

Tal y como se ha comentado previamente, la señal gradiente de presión estimada debe ahora integrarse para dar la velocidad de la partícula. La estimación de la velocidad de las partículas del aire se realiza en la posición central de la línea imaginaria que une el centro de ambos micrófonos. La presión también se aproxima en este punto, tomando el valor medio de la presión medida por los dos micrófonos.

$$p = \frac{p_A + p_B}{2} \quad (3.50)$$

Las señales presión y velocidad son entonces multiplicadas y promediadas en el tiempo para obtener el valor de intensidad. De la ecuación (3.37) se deriva que el valor de intensidad medido por la sonda, promediado en el tiempo, es:

$$\hat{I}_r = \overline{p \cdot u_r} = \left(\frac{p_A + p_B}{2} \right) \cdot \left(-\frac{1}{\rho \cdot \Delta r} \int (p_B - p_A) dt \right) = -\frac{p_A + p_B}{2\rho \cdot \Delta r} \int (p_B - p_A) dt \quad (3.51)$$

3.8.2 SONDA DE INTENSIDAD DEL TIPO P-P

Un sistema analizador de intensidad sonora consta de una sonda y un analizador. La sonda mide simultáneamente la presión sonora con dos micrófonos. El analizador realiza la integración y los cálculos necesarios para obtener la intensidad sonora. Estas ecuaciones no son nuevas. Lo que es nuevo es el uso de las modernas técnicas de procesado de señal para obtener la intensidad sonora. Ésta puede obtenerse de dos formas: mediante uso directo de integradores y filtros analógicos o digitales para llevar a cabo la resolución de la ecuación o mediante el uso de un analizador FFT. Este último relaciona la intensidad con la parte imaginaria del espectro cruzado de las dos señales de los micrófonos. Las dos formas son equivalentes y con ambas se obtiene la intensidad sonora con aceptable fiabilidad.

Método directo

Los equipos que utilizan el método directo suelen ser portátiles, procesando la señal por medio de hardware específico que realiza los cálculos necesarios siguiendo la ecuación (3.51). En la figura siguiente se muestra un diagrama de bloques de un medidor de intensidad sonora en tiempo real, incluido el filtrado digital en tercios de octava. Se observa que el diagrama de bloques sigue la ecuación paso a paso:

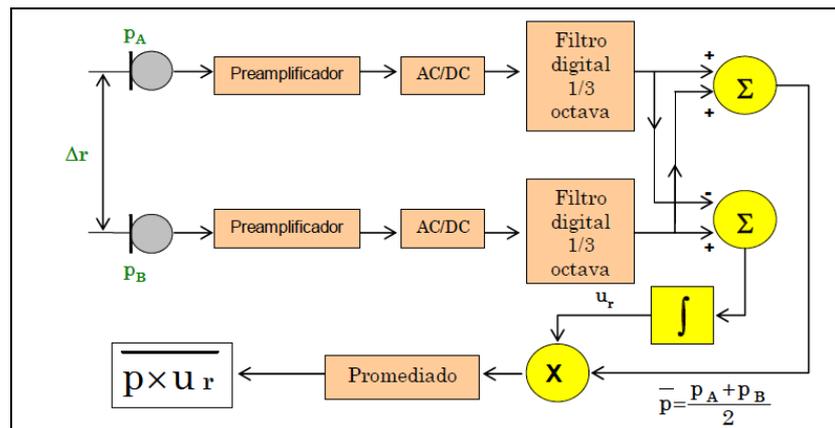


Figura 3.18. Diagrama de bloques cálculo de intensidad

En primer lugar, la señal es captada por los micrófonos, preamplificada y filtrada. En segundo lugar se obtiene la presión media medida para ambos micrófonos por una parte y, por la otra, el gradiente de presión definido para ambas señales en el espacio. Finalmente, el producto de los valores obtenidos entre sí y su promediado posterior determina el valor de la intensidad sonora.

Método indirecto

Un analizador de dos canales FFT (Fast Fourier Transform) se puede utilizar para el cálculo de la intensidad sonora, dado que la intensidad puede ser calculada determinando la parte imaginaria del espectro cruzado de las dos señales de los micrófonos:

$$\hat{I}_r = \frac{2 \cdot \text{Im } S_{AB}}{\omega \cdot \rho \cdot \Delta r} \quad (3.52)$$

No es objeto del presente trabajo ahondar en la demostración matemática de la ecuación anterior.

Direccionalidad de la sonda de intensidad

Todas las sondas de intensidad existentes en el mercado, independientemente del tipo que sean, poseen características direccionales que se deben conocer bien para no cometer errores de medida. En la siguiente figura se muestran las características direccionales de la sonda de intensidad:

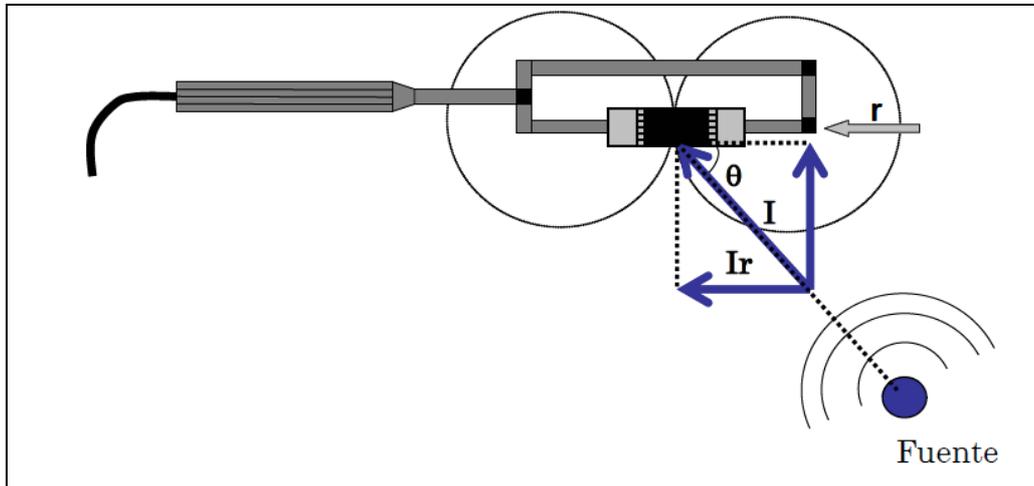


Figura 3.19. Direccionalidad de la sonda de intensidad

La sonda es muy sensible a la dirección r en la que se orienta, siendo nula la medida de la intensidad sonora cuando la fuente está situada perpendicularmente a la recta virtual que une ambos micrófonos.

Si la sonda de intensidad no se orienta en la dirección de la fuente, la intensidad medida por ésta es la resultante de proyectar el vector que define la intensidad sobre la recta de dirección r . Por lo tanto, la intensidad obtenida en la medida respecto de la intensidad emitida por la fuente se relacionan según la siguiente expresión:

$$|I_r| = |\vec{I}| \cos(\theta) \quad (3.53)$$

Donde θ es el ángulo definido entre la dirección en la que se orienta la sonda y la dirección del flujo de energía, es decir, la recta que une la sonda con la fuente.

4 MÉTODO DE BARRIDO PARA LA MEDIDA DE LA INTENSIDAD SONORA

Todas las imágenes e información relevante incluida en el presente apartado han sido extraídas de las referencias [15] y [17].

Para la realización de las medidas de intensidad sonora con el objeto de identificar defectos funcionales en equipos dinámicos se ha empleado la norma española UNE-EN ISO 9614-2 “Acústica. Determinación de los niveles de potencia acústica emitidos por las fuentes de ruido por intensidad del sonido. Parte 2: Medición por barrido” de Febrero 1997.

Aunque el objeto del presente trabajo no es obtener los niveles de potencia acústica del espécimen bajo ensayo, sino presentar un mapa de intensidad que permita localizar e identificar defectos funcionales que incrementen los niveles de emisividad acústica, el cálculo de la potencia acústica se hace necesario durante el proceso de validación y control de la precisión de las medidas, tal y como se explicará en el seno del apartado 4.1.

Tal y como se deriva de los conceptos indicados en el apartado 3.5, la integral sobre cualquier superficie que encierra totalmente la fuente, del producto escalar del vector de intensidad sonora y del vector área elemental asociado, proporciona una medida de la potencia acústica radiada directamente por dicha fuente, excluyendo la potencia radiada por fuentes localizadas fuera de esta superficie.

En la práctica, esta exclusión es efectiva sólo si la fuente bajo ensayo y otras fuentes de intensidad parásita sobre la superficie de medida son estables en el tiempo. En presencia de fuentes acústicas funcionando fuera de la superficie de medida, todo sistema que se encuentra en el interior de esta superficie puede absorber una parte de la energía incidente. La potencia total absorbida en la superficie de medida aparecerá como una contribución negativa a la potencia de la fuente y podría producir un error en la determinación de la potencia acústica. A fin de minimizar el error asociado, es necesario eliminar cualquier material absorbente del sonido dentro de la superficie de medida que no esté normalmente presente durante el funcionamiento de la fuente bajo ensayo.

El método de medida según norma UNE-EN ISO 9614-2 está basado en el muestreo del campo de intensidad normal a la superficie de medida determinada, dividida en segmentos, moviendo la sonda de intensidad sobre cada segmento a lo largo de trayectorias continuas que cubren la extensión del segmento.

La operación de barrido puede llevarse a cabo bien manualmente o bien por medio de sistemas mecánicos.

El método es aplicable a cualquier fuente para la que se puede definir una superficie de medida físicamente estacionaria, sobre la cual los sonidos generados por la fuente bajo ensayo y por otras fuentes parásitas significativas sean estables en el tiempo.

El método es aplicable in situ o en entornos de ensayo especiales para este fin.

4.1 REQUISITOS GENERALES DE LA NORMA UNE-EN ISO 9614-2

4.1.1 TAMAÑO DE LA FUENTE DE RUIDO

El tamaño de la fuente de ruido no está restringido. La extensión de la fuente está definida por la elección de la superficie de medida.

4.1.2 CARÁCTER DEL RUIDO RADIADO POR LA FUENTE

La señal debe ser estable en el tiempo. Si la fuente funciona de acuerdo a un ciclo de trabajo en el que hay distintos periodos continuos de operación estable, se deben registrar los niveles de intensidad sonora para cada periodo diferenciado.

4.1.3 INCERTIDUMBRE DE LA MEDIDA

El valor de la potencia acústica de una fuente de ruido determinado por una única aplicación de los procedimientos de la norma UNE-EN ISO 9614-2 será, probablemente, diferente del valor verdadero. La diferencia real no puede evaluarse, pero se puede establecer la confianza de que el valor determinado se encuentra dentro de un determinado intervalo alrededor del valor verdadero, asumiendo razonablemente que los valores determinados por numerosas aplicaciones del procedimiento están normalmente distribuidos alrededor del valor verdadero.

Cuando se realizan repetidas aplicaciones a una fuente localizada en un lugar de ensayo determinado, situado bajo condiciones de ensayo normalmente idénticas y utilizando los mismos procedimientos de ensayo e instrumentación, los valores así determinados constituyen el conjunto de datos que describen estadísticamente la repetibilidad de la determinación.

Cuando los valores se determinan a partir de ensayos realizados sobre la fuente dada en diferentes lugares de ensayo y utilizando instrumentos físicos diferentes, el conjunto de datos obtenidos así estadísticamente describen la reproducibilidad de la determinación.

La reproducibilidad es afectada por variaciones en las condiciones ambientales en los lugares de ensayo y de la técnica experimental. La desviación típica no tiene en cuenta las variaciones de la potencia acústica de salida causada por cambios en las condiciones de funcionamiento de una fuente (velocidad de rotación o voltaje de alimentación) o condiciones de montaje.

Para los procedimientos especificados en la norma UNE-EN ISO 9614-2, en la Tabla 4.1 se establecen los mayores valores de desviación típica de reproducibilidad para el grado 2 de precisión (Ingeniería), el más exigente dado en la norma ISO de referencia y el que se empleará en la consecución de las medidas involucradas en la realización del presente trabajo.

Frecuencias centrales de banda ancha de tercio de octava <i>Hz</i>	Desviaciones estándar, <i>s</i> Ingeniería (grado 2) <i>dB</i>
50 a 160	3
200 a 315	2
400 a 5.000	1,5
6.300	2,5

Tabla 4.1. Márgenes de repetibilidad

La incertidumbre en la determinación del nivel de potencia acústica de una fuente de ruido está relacionada con la naturaleza del campo sonoro de la fuente, con la naturaleza del campo sonoro parásito, con la absorción de la fuente bajo ensayo y con el tipo de muestreo del campo de intensidad y el procedimiento de medida empleado.

Por esta razón la norma especifica procedimientos iniciales para la evaluación de indicadores de la naturaleza del campo acústico que existe en la región de la superficie de medida propuesta.

Todos los conceptos asociados con la validación de las medidas por la limitación de los errores cometidos y la consecución del grado de precisión deseado se detallan en los apartados 4.2 y 4.3 del presente trabajo.

4.1.4 ENTORNO ACÚSTICO DE ENSAYO

Como contribuciones prioritarias se tiene que las intensidades parásitas deben minimizarse de forma que no reduzcan inaceptablemente la precisión de la medida. En concreto, se deben desconectar las fuentes de ruido parásito que no son esenciales en el funcionamiento de la fuente.

No deben hacerse mediciones cuando las condiciones del viento o del flujo de aire en las proximidades de la sonda de intensidad sobrepasan los límites adecuados para el funcionamiento satisfactorio del sistema de medida.

Además, la configuración del entorno acústico de ensayo debe permanecer inalterable, tanto como sea posible, durante el desarrollo del ensayo.

Por último, se asegurará, tanto como sea posible, que el operador no permanezca en una posición sobre o próxima al eje de la sonda durante el periodo de medida en cualquier posición.

4.1.5 REALIZACIÓN DEL BARRIDO

El barrido puede realizarse bien manualmente o bien por medio de un sistema de desplazamiento mecánico. La intensidad parásita generada por este mecanismo y medida por la sonda debe ser, demostrablemente, al menos 20 dB menor que la intensidad sobre la superficie de medida.

Se mueve la sonda de intensidad continuamente (barrido) a lo largo de trayectorias definidas sobre cada segmento de la superficie de medida seleccionada. Se regula el instrumento de medida para obtener la media temporal de la intensidad y de la presión sonora sobre la duración total T de un barrido sobre un segmento. Se efectúa la operación de barrido de manera que la trayectoria especificada de barrido sea seguida con precisión, que el eje de la sonda se mantenga perpendicular a la superficie de medida en todo momento y que la velocidad de movimiento de la sonda sea uniforme.

En el caso de barrido mecánico, es técnicamente posible satisfacer estas condiciones sobre cualquier forma de la superficie de medida.

En el caso de barrido manual es virtualmente imposible satisfacer estas condiciones sobre superficies de medida irregulares o de doble curvatura. En consecuencia, son preferibles superficies regulares y simples.

El elemento básico de un barrido es una única línea recta. La trayectoria de barrido debe ser tal que proporcione una cobertura uniforme de cada segmento a una velocidad uniforme. Un ejemplo se muestra a continuación:

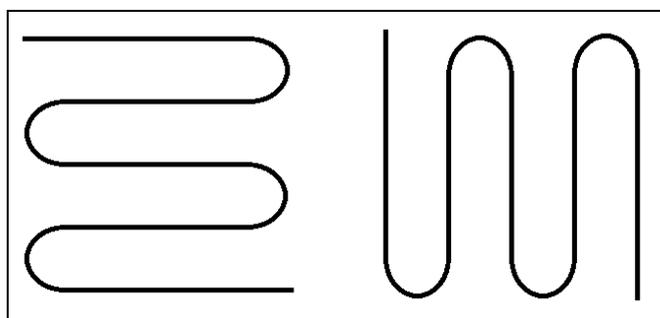


Figura 4.1. Ejemplos de barridos ortogonales de medida

El barrido manual debe ser realizado a una velocidad en el intervalo de 0,1 m/s a 0,5 m/s y el barrido mecánico debe ser realizado a una velocidad en el intervalo de 0 m/s a 1 m/s.

La duración de un barrido sobre un segmento individual no debe ser inferior a 20 segundos. Se inicia el promediado del tiempo al principio del barrido sobre cualquier segmento y se termina al final del barrido sobre dicho segmento.

Durante el barrido manual el operador no debe permanecer enfrente del segmento que está siendo barrido, sino que debe permanecer a un lado de forma que su cuerpo no interfiera con la radiación del sonido desde la fuente. En el caso del barrido mecánico las secciones eficaces de dispersión de los mecanismos deben ser minimizadas a fin de reducir los efectos de las interferencias creadas por la presencia del mecanismo de barrido.

4.1.6 SELECCIÓN DE LA SUPERFICIE DE MEDIDA

Se define una superficie inicial de medida de la fuente bajo ensayo.

Ésta debe dividirse en al menos cuatro segmentos. La forma geométrica de cada segmento debe ser tal que sea posible realizar un barrido con la sonda a lo largo de trayectorias predeterminadas mientras se mantiene el eje de la sonda normal a la superficie elegida y que sea posible determinar con precisión el área de superficie. En el caso de barrido manual es recomendable utilizar superficies planas o de curvas simples. En la siguiente figura se muestran segmentos planos adecuados:

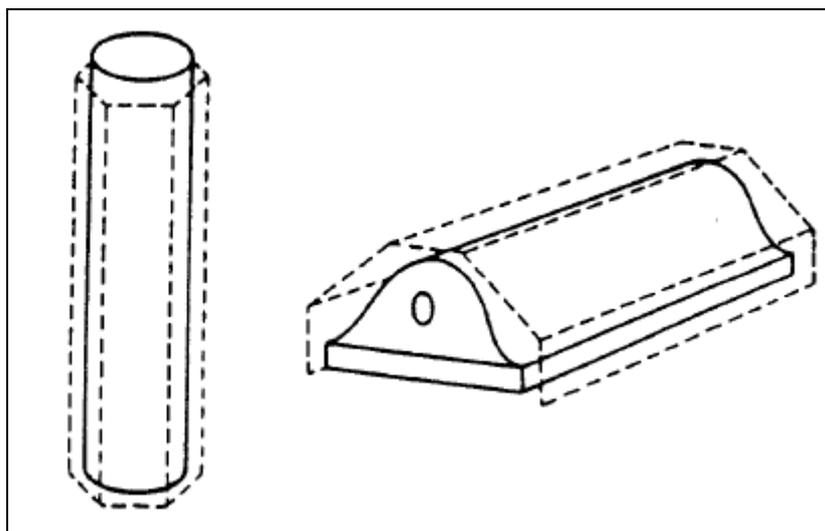


Figura 4.2. *Superficies de medida para segmentos típicos planos*

Los segmentos deben ser seleccionados de manera que estén asociados a los componentes individuales de la fuente o a partes de la fuente definidas por características geométricas similares, como tipo de material, juntas, aberturas, etc.

Cuando es evidente que una gran parte de la potencia acústica total es radiada por una(s) región(es) particular(es) de la fuente, se deben definir segmentos que separen las regiones de potencia acústica por encima y por debajo de la media.

Nótese que la distancia media entre un segmento y la superficie de la fuente no debe ser inferior a 200 mm.

4.2 ERRORES Y LIMITACIONES EN LA MEDIDA DE LA INTENSIDAD SONORA

Existen muchas fuentes de error en la medida de la intensidad sonora. Buena parte de las publicaciones de la última década tienen que ver con la identificación, estudio y análisis de cada una de ellas. Algunas de estas fuentes de error son fundamentales, mientras que otras están asociadas a deficiencias técnicas en el manejo de la instrumentación o a la incorrecta aplicación de la técnica de medida.

Las causas de error más importantes son: el error debido a la aproximación por diferencias finitas del gradiente de presión entre micrófonos, el error originado por la instrumentación debido al desajuste de la medida de la fase entre canales y el error debido a la interferencia de la sonda de intensidad en el propio campo sonoro.

Otra serie de errores son considerados de menor importancia por estar relacionados con aspectos aleatorios, ambientales o debidos a la falta de pericia en el manejo de la sonda.

4.2.1 ERROR DEBIDO A LA APROXIMACIÓN POR DIFERENCIAS FINITAS: LÍMITE EN LA ALTA FRECUENCIA

Tal y como se ha explicado en el apartado 3.8.1, las sondas de intensidad calculan la velocidad de las partículas determinando el gradiente de presiones entre los dos micrófonos, estando éstos separados una distancia conocida. La distancia de separación de los micrófonos limita el rango de frecuencia de medida.

Para una distancia determinada Δr , habrá un límite en alta frecuencia donde, al disminuir la longitud de onda considerablemente, se produzca un error significativo en la aproximación por diferencias finitas del gradiente de presión.

Este error a alta frecuencia es sistemático por conducir siempre al mismo tipo de imprecisión, en este caso una estimación menor del valor real de la intensidad. Los dos micrófonos aproximan el gradiente de presión por medio de una recta delimitada por la presión sonora en cada punto del espacio donde se encuentran los transductores, como ya se ha comentado. Si la onda es de longitud pequeña, es decir de alta frecuencia, la estimación será errónea dependiendo de la distancia de separación entre micrófonos.

Para una separación efectiva de los micrófonos, habrá un límite en alta frecuencia por encima del cual los errores se incrementarán significativamente. Se puede obtener una precisión de ± 1 dB si se cumple que la longitud de onda de la señal medida es superior a 6 veces la longitud del espaciador que separa los micrófonos.

$$\lambda > 6 \Delta r \quad (4.1)$$

En la práctica se suelen considerar los siguientes límites superiores en frecuencia para las diferentes distancias estándar de separación de los micrófonos:

50 mm - hasta 1,25 kHz

12 mm - hasta 5 kHz

6 mm - hasta 10 kHz

En la siguiente figura se muestra la determinación correcta del gradiente de presión a baja frecuencia. Asimismo, se aprecia el error en la medida cuando la frecuencia de la onda es alta comparada con la separación efectiva de los micrófonos.

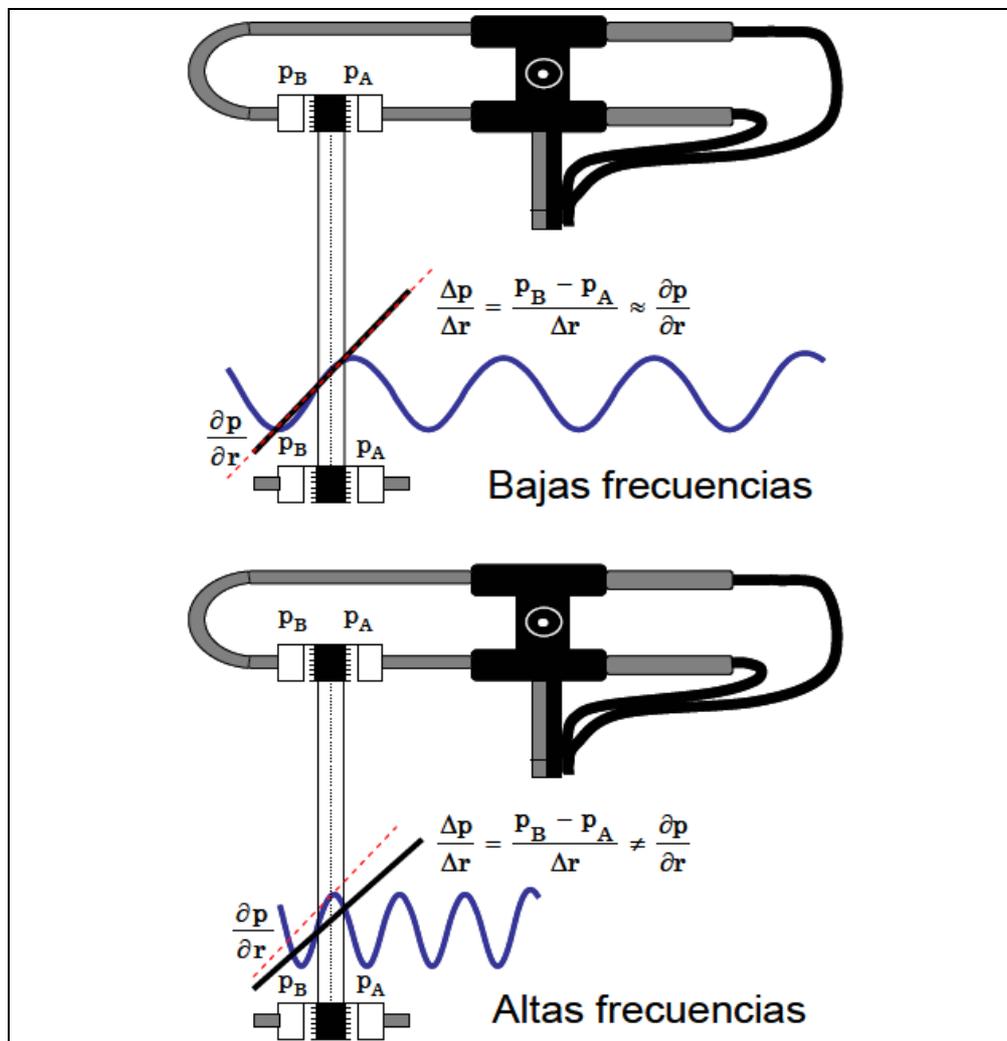


Figura 4.3. Error por aproximación en alta frecuencia

En la práctica los separadores se pueden fabricar en función del ancho de banda que interese y para cada aplicación concreta.

4.2.2 ERROR DEBIDO AL DESAJUSTE DE FASE DE LA INSTRUMENTACIÓN DE MEDIDA: LÍMITE EN LA BAJA FRECUENCIA

La cantidad de desfase introducida entre los dos canales por el sistema de medida determina el límite en la baja frecuencia.

Anteriormente, el término fase se ha utilizado en el capítulo 3.7 para describir el desfase entre la presión y la velocidad de la partícula. Ahora se empleará para describir el cambio de fase en la onda debido a su propagación en el espacio.

Una longitud de onda se puede expresar en términos de una rotación de 360°. Asimismo, la distancia entre los dos micrófonos se puede expresar como una fracción de la longitud de onda o, equivalentemente, como un cambio de fase entre dos puntos. La intensidad está directamente relacionada con este cambio de fase: sin un cambio de fase detectado entre los micrófonos no hay propagación y, por lo tanto, no hay intensidad.

Teóricamente, el factor diferenciador de la fase medida entre los dos micrófonos de una sonda de intensidad sonora debería ser $\phi = k \cdot \Delta r$, considerando una onda plana sinusoidal que se propaga en la dirección r . Esta diferencia de fase entre micrófonos ϕ es debida a la propagación de la onda sonora en el espacio.

Sin embargo, cualquier equipo de medida diseñado para obtener la intensidad con este tipo de sonda tendrá un desfase ϕ entre canales de medida de forma irremediable.

Lo que implica que el desfase total estará formado por dos componentes: una debida a la longitud del separador y otra motivada por el error de medida del equipo al no existir un sincronismo perfecto entre los dos canales. El desfase de medida podrá ser positivo o negativo, dependiendo del micrófono que se tome como referencia para calcular el gradiente de presiones.

Evidentemente, los errores de medida de fase serán más importantes cuanto menor sea la longitud del espaciador, debido exclusivamente a que la componente $k \cdot \Delta r$ se irá haciendo cada vez menor, mientras que ϕ seguirá teniendo el mismo valor, ya que es un factor constante que depende exclusivamente del equipo de medida.

Para obtener una precisión de ± 1 dB, la diferencia de fase medida entre micrófonos debe ser al menos cinco veces mayor que el desajuste de fase que el sistema de medida introduce por defecto entre los canales de medida.

$$\phi > 5 \phi \quad (4.2)$$

Tal y como se dijo en el apartado anterior, para obtener un error insignificante en alta frecuencia la longitud de onda debe ser seis veces mayor la distancia de espaciado entre micrófonos. Considerando el límite de la igualdad, se obtiene un espaciador de una distancia de 1/6 la longitud de onda, lo que equivale a un cambio de fase medido igual a 60°:

$$\lambda \geq 6 \cdot \Delta r \rightarrow \Delta r \leq \frac{\lambda}{6} \quad \Delta r = \frac{\lambda}{6} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} 360^\circ \rightarrow \lambda \\ \phi \rightarrow \frac{\lambda}{6} \end{array} \right\} \Rightarrow \phi = 60^\circ$$

Obviamente, un error de fase de $\pm 0,3^\circ$ a dicha longitud de onda, será insignificante.

Sin embargo, consideremos la propagación de una onda a baja frecuencia y cómo afecta entonces el error de fase a la medida. A 63 Hz, la longitud de onda es de aproximadamente 5,5 metros y el cambio de fase detectado sobre un espaciador de 12 mm es sólo de 0,8°:

$$f = 63 \text{ Hz} \rightarrow \lambda = \frac{c}{f} = \frac{343 \text{ m/s}}{63 \text{ s}^{-1}} = 5,4 \text{ m}$$
$$\phi = k \cdot \Delta r \cdot \frac{360^\circ}{2\pi} \xrightarrow{k = \frac{2\pi}{\lambda}} \phi = \frac{2\pi}{\lambda} \cdot \Delta r \cdot \frac{360^\circ}{2\pi} = \frac{\Delta r}{\lambda} \cdot 360^\circ = \frac{0,012}{5,4} \cdot 360^\circ = 0,8^\circ$$

Por lo tanto, a esta frecuencia un desajuste de fase introducido por la sonda de 0,3° causará un error significativo en la determinación de la intensidad ya que ésta es proporcional al cambio de fase sobre el espaciador.

Sin embargo, si para la misma frecuencia aumentamos el tamaño del espaciador a 50 mm:

$$\phi = k \cdot \Delta r \cdot \frac{360^\circ}{2\pi} \xrightarrow{k = \frac{2\pi}{\lambda}} \phi = \frac{2\pi}{\lambda} \cdot \Delta r \cdot \frac{360^\circ}{2\pi} = \frac{\Delta r}{\lambda} \cdot 360^\circ = \frac{0,05}{5,4} \cdot 360^\circ = 3,3^\circ$$

Los resultados ya serán suficientemente precisos, considerando un equipo de medida con $\phi = 0,35^\circ$, ya que:

$$\phi = 3,3^\circ > 5 \phi = 1,75^\circ$$

Se concluye que para evitar el error de fase a bajas frecuencias es necesario utilizar espaciadores de micrófono de la mayor longitud posible. Aunque se mida con un equipo con desfase entre canales mínimo, se puede cometer un error considerable en la estimación de la intensidad sonora a baja frecuencia si se utiliza un espaciador de longitud excesivamente corta. Por lo tanto, en primer lugar, se debe elegir la longitud del separador correctamente y a continuación un equipo de calidad.

Es importante tener en cuenta que todos los elementos de la cadena de medida, empezando por los micrófonos, deben aportar el menor desajuste posible entre canales. Para un equipo de medida aceptable, el desfase no debe ser superior a 0,35°.

Nótese que los ejemplos vía cálculos de cambios de fase dados en ese apartado son sólo válidos para la propagación de una onda en campo libre y en la dirección del eje de la sonda. En general, el cambio de fase detectado por la sonda se verá reducido con el ángulo de incidencia del sonido sobre el eje axial de la sonda y en un campo difuso, tal y como se explicará en los siguientes subapartados 4.3.1 y 4.3.2. Por lo tanto, para evaluar la idoneidad de un espaciador dado será necesario realizar más operaciones de verificación en el seno del campo sonoro de medida.

4.2.3 ERROR DEBIDO A LA INTERFERENCIA DE LA SONDA

La presencia de la sonda de intensidad influye en la medida modificando el campo sonoro donde se realiza la medición. Está claro que la estructura que soporta los micrófonos, así como éstos, inciden en la propagación del campo sonoro. Una forma de valorar esta incidencia consiste en medir la intensidad sonora en la superficie de medida con la orientación normal de la sonda, a continuación se invierte la sonda y se repite la medición. La diferencia entre los valores obtenidos debe encontrarse dentro de un límite.

El cumplimiento de esta exigencia está relacionado nuevamente con la calidad de la instrumentación de medida, especialmente con la sonda de intensidad sonora que debe influir lo menos posible en el campo sonoro donde se ubica.

4.2.4 RESUMEN I: LIMITACIONES EN FRECUENCIA DE LOS ESPACIADORES COMERCIALES DE MICRÓFONOS

En la figura siguiente se muestra gráficamente la idoneidad de los distintos separadores (6 mm, 12 mm y 50 mm) en función de la frecuencia de la onda sonora. Analizando detenidamente la figura, se puede deducir que será necesario utilizar en numerosas ocasiones dos separadores distintos para realizar una medida, dependiendo del ancho de banda que se considere de interés. De una parte, cada separador tendrá limitada su frecuencia superior debido al error cometido en la aproximación por diferencias finitas para determinar el gradiente de presión. Por otra parte, cada separador tendrá limitada su frecuencia inferior, debido a la incidencia del desajuste de fase del equipo en la medida del gradiente de fase de la onda con respecto a la posición de cada micrófono.

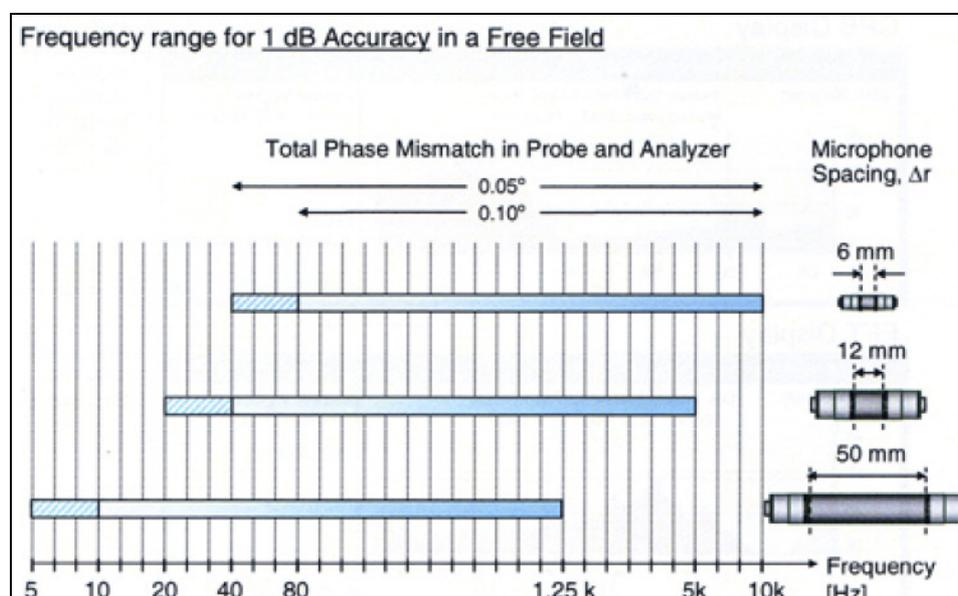


Figura 4.4. Límites en baja y alta frecuencia debido a la longitud del espaciador

Utilizando los separadores de micrófono especificados en la figura 4.4 el error máximo cometido no excederá de ± 1 dB. En función del ancho de banda objeto de estudio, se pueden fabricar separadores de distintos tamaños cumpliendo los requisitos mencionados en los apartados anteriores, siendo el error cometido igualmente inferior a ± 1 dB.

4.3 PROCEDIMIENTO DE ENSAYO PARA CONSEGUIR EL GRADO DE PRECISIÓN DESEADO

4.3.1 ÍNDICE DE PRESIÓN-IDENTIDAD Y FASE

Si el sonido incide con un cierto ángulo sobre el eje de la sonda, el cambio de fase de la señal detectada por la misma es más pequeño que el que detectaría si la onda se propagase en la dirección del eje de la sonda, tal y como se ejemplifica en la siguiente imagen:

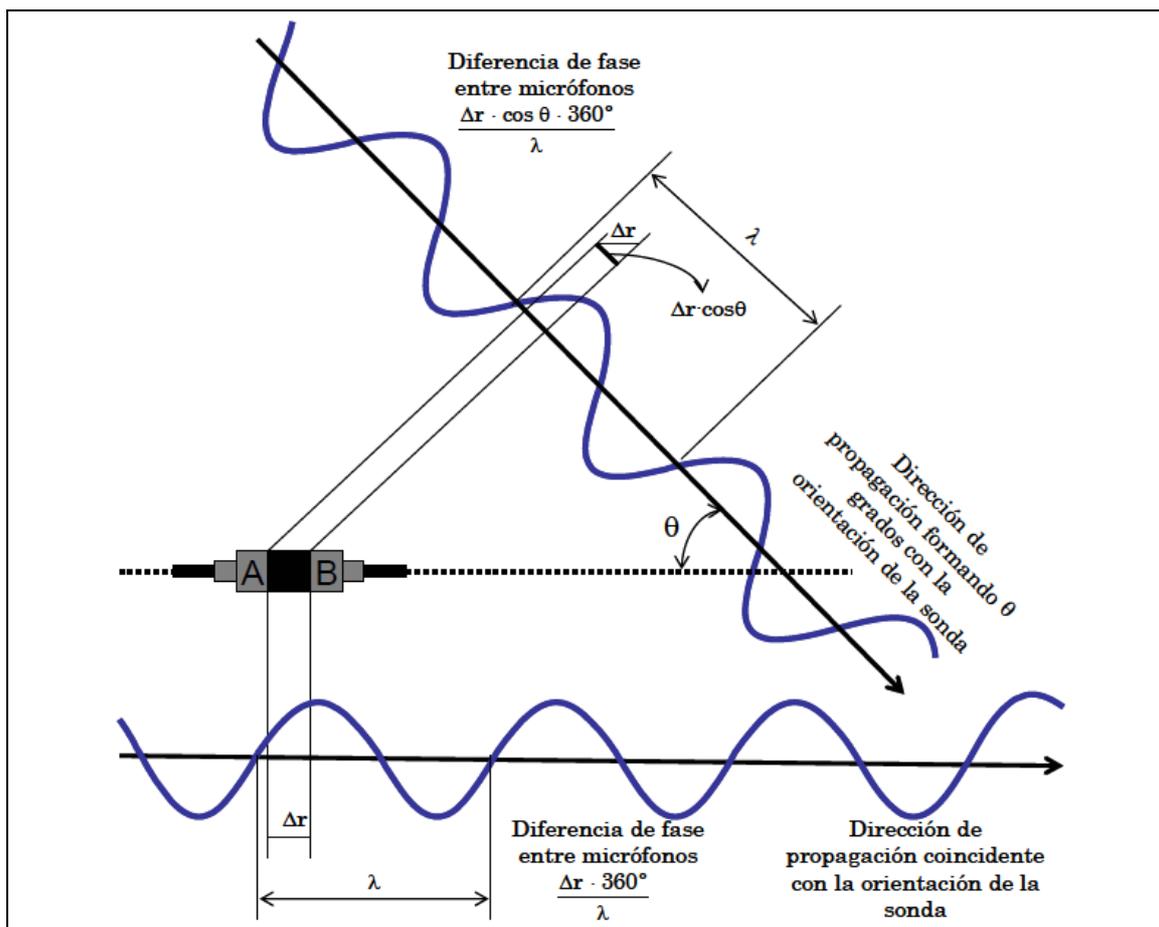


Figura 4.5. Disminución del cambio de fase detectado con el ángulo de incidencia

El decremento en el cambio de fase detectado causa que la medida de la intensidad acústica se reduzca por el factor $\cos(\theta)$. Sin embargo, la presión medida (magnitud escalar) es la misma independientemente del ángulo de incidencia del sonido. Por lo tanto, habrá una diferencia entre los niveles de presión e intensidad y el error por desajuste de fase será más significativo, reduciéndose por consiguiente el rango de medida en la baja frecuencia.

La diferencia entre los niveles de presión e intensidad también se da en campos sonoros difusos y reactivos, donde la intensidad puede ser baja incluso cuando la presión es alta. La norma UNE-EN ISO 9614-2 define un parámetro que cuantifica esta diferencia, el índice de presión-intensidad:

$$F_{pl} = L_p - L_I \quad (4.3)$$

El índice de presión-intensidad es un indicador muy importante de la precisión de la medida, debido a que puede relacionarse con el cambio de fase sobre el espaciador.

Mediante la medición del índice de presión-identidad se puede determinar el cambio de fase sobre el espaciador y averiguar si el desajuste de fase producirá tal error que invalide las medidas.

4.3.2 ÍNDICE DE PRESIÓN-INTENSIDAD RESIDUAL Y CAPACIDAD DINÁMICA

Si se aplica la misma señal a ambos micrófonos mediante un generador de ruido, el equipo de medida debería dar como resultado una intensidad nula. Sin embargo, el desajuste de fase inherente en el sistema de medida causa una pequeña diferencia de fase entre las dos señales que el analizador interpreta como nivel de intensidad. Dicha intensidad detectada puede ser interpretada como un umbral de ruido por debajo del cual las medidas no pueden realizarse.

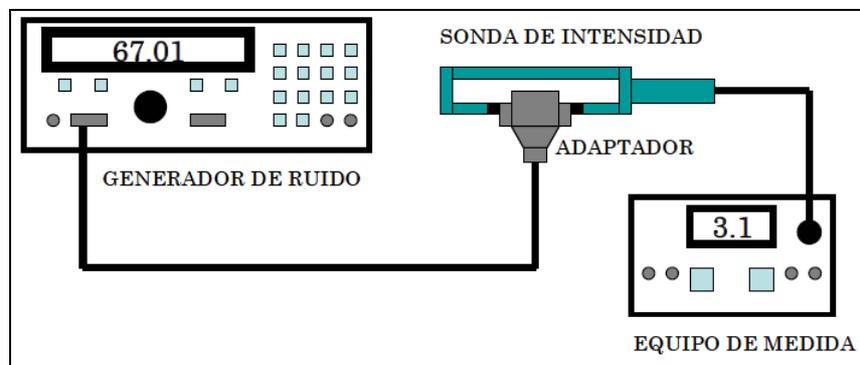


Figura 4.6. Instrumentación para la determinación del desajuste de fase

El nivel de umbral de intensidad no es fijo, varía con los niveles de presión. Sin embargo, lo que es fijo es la diferencia entre los niveles de presión e intensidad cuando una misma señal se aplica en ambos canales.

Esta diferencia se define como el índice de presión-intensidad residual, $\delta_{p/I0}$.

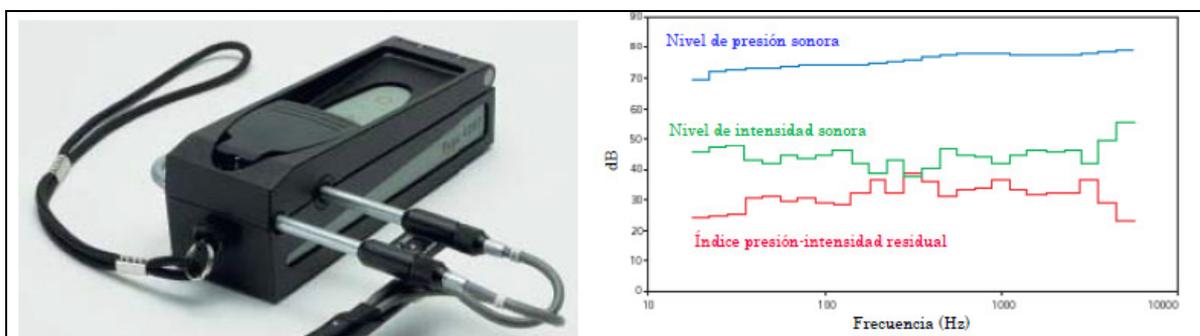


Figura 4.7. Determinación del índice de presión-intensidad residual

En la gráfica de la derecha se aprecia en azul el espectro de la presión sonora de la señal del calibrador, en verde el espectro de intensidad sonora medido, que debería ser cero, y en rojo la diferencia entre ambos espectros que define el índice de presión-intensidad residual.

En la figura siguiente se muestran los índices de presión-intensidad residual de la sonda de intensidad utilizada para la realización de las medidas como parte del presente trabajo, modelo 3595, en función de distintos tipos de separadores:

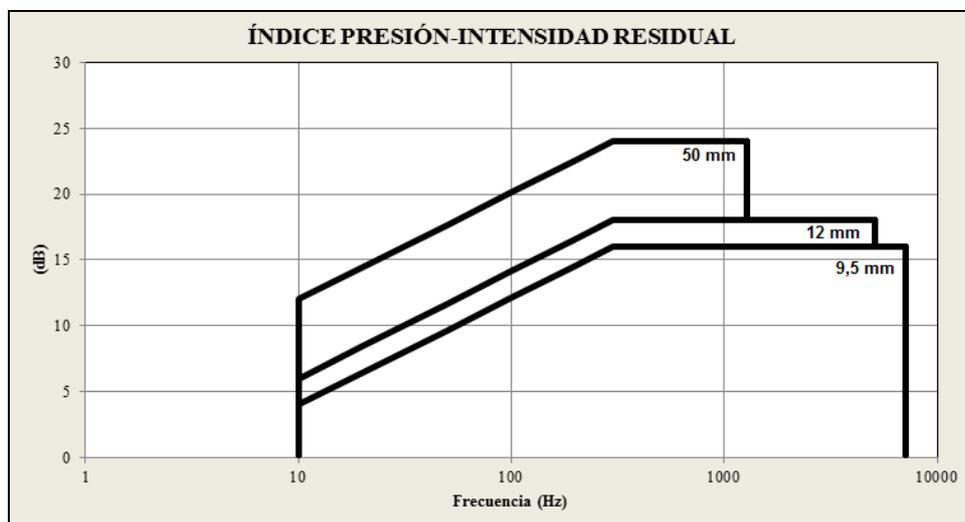


Figura 4.8. Índice de presión-intensidad residual

Como ya se vio anteriormente en el apartado 4.2.2, el cambio de fase detectado debe ser cinco veces mayor el desfase inherente al sistema de medida para obtener una precisión en la medida de ± 1 dB. Se puede demostrar que este criterio se corresponde con que el índice de presión-intensidad sea 10 dB más pequeño que el índice de presión-intensidad residual. Por lo tanto, se pueden sustraer 10 dB a los niveles de índice de presión-intensidad residual para encontrar la capacidad dinámica, L_d , definida como el límite para el índice presión-intensidad con el que se puede medir con la precisión requerida y definir el criterio:

$$F_{pl} < L_d \quad (4.4)$$

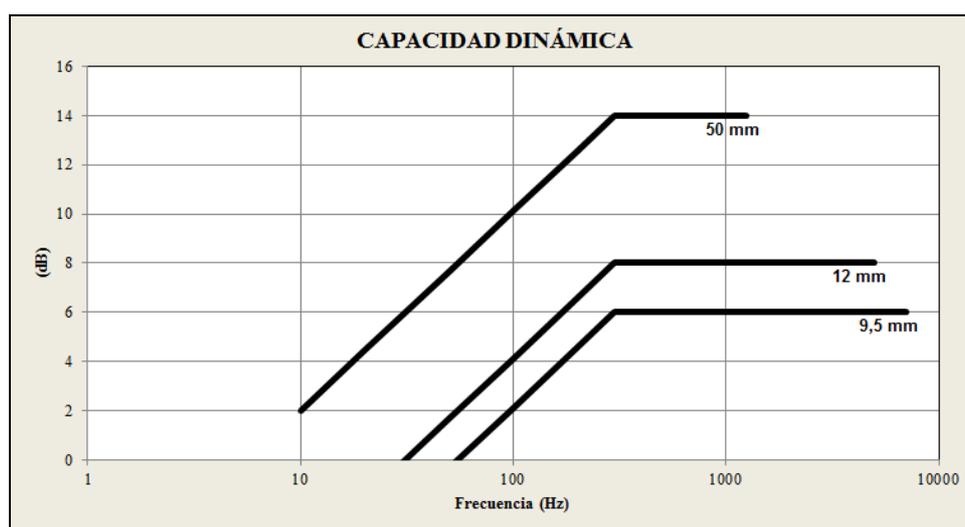


Figura 4.9. Capacidad dinámica

El índice de presión-intensidad medido deberá estar por debajo de estos niveles para poder validar las medidas.

4.3.3 RESUMEN II: LIMITACIONES EN FRECUENCIA DE LOS ESPACIADORES COMERCIALES DE MICRÓFONOS

En el apartado 4.2.4 se resumían los posibles errores sistemáticos en la medida de la intensidad sonora, los cuales pueden eliminarse utilizando los espaciadores o separadores de micrófonos adecuados para el rango de frecuencias objeto de la medida.

No obstante, la precisión de la medida está condicionada a aspectos propios del campo sonoro, como es el grado de reactividad del campo cuantificado mediante el indicador de presión-intensidad (véase apartado 4.3.1). Además, se tiene que tener en cuenta en todo momento el desfase entre canales propio del equipo de medida (véase apartado 4.3.2).

En la siguiente figura se resumen todos los aspectos que condicionan la precisión de la medida (± 1 dB), pudiéndose seleccionar el tipo de espaciador para cada caso particular:

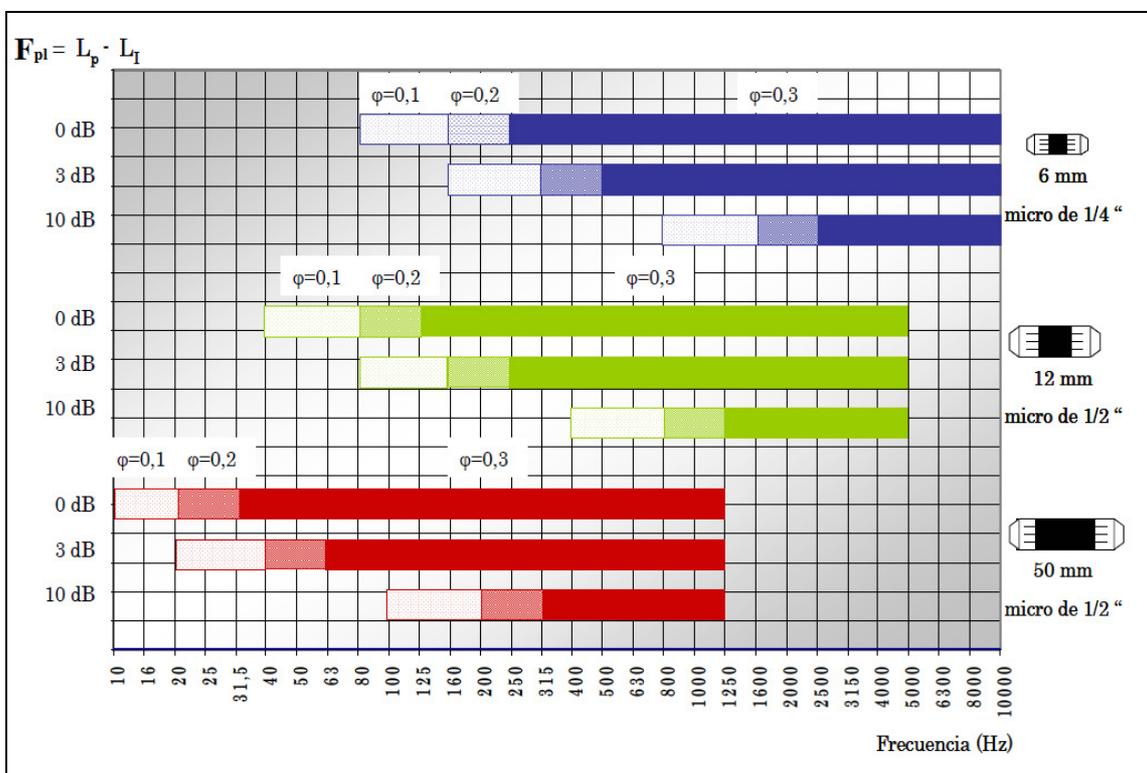


Figura 4.10. Limitaciones en frecuencia de los espaciadores de micrófonos

Se concluye que el aumento del espaciado de los micrófonos incrementa el alcance en la baja frecuencia mientras que lo disminuye en la alta frecuencia. Igualmente, cuanto mayor es la precisión del sistema de medida (menor desfase de fase), el rango de medida a baja frecuencia se incrementa para la precisión deseada.

Finalmente, la medida tendrá un límite infranqueable dado por la evaluación de la capacidad dinámica. Esto es, el rango de medición depende del indicador de campo F_{pt} ; si su valor es cero, se dan las condiciones óptimas de campo libre, pero conforme éste aumenta se está en presencia de un campo difuso y reactivo (mayor nivel de presión que de intensidad sonora), limitando el rango de medida en la baja frecuencia por no cumplirse el criterio expresado por la ecuación (4.4).

4.3.4 PROCEDIMIENTO DE ENSAYO PARA LA VALIDACIÓN DE LAS MEDIDAS DE INTENSIDAD SONORA

Una vez escogido un espaciador de micrófonos adecuado al rango frecuencial que se desee caracterizar con precisión (véase apartado 4.3.3), asignado un tiempo de barrido y definidas las superficies de medida, se debe proceder a la realización de las medidas aplicando una metodología que permita validar la precisión de los resultados.

Con el fin de garantizar los límites superiores de las incertidumbres de los niveles de potencia acústica determinados con la aplicación de la norma UNE-EN ISO 9614-2, es necesario comprobar la adecuación de la instrumentación y de los parámetros de medida elegidos (superficie de medida, distancia, barrido) en relación a las condiciones de campo acústico/entorno particulares correspondientes a la medida específica. En la siguiente figura se esquematiza el procedimiento de obtención del grado deseado de precisión:

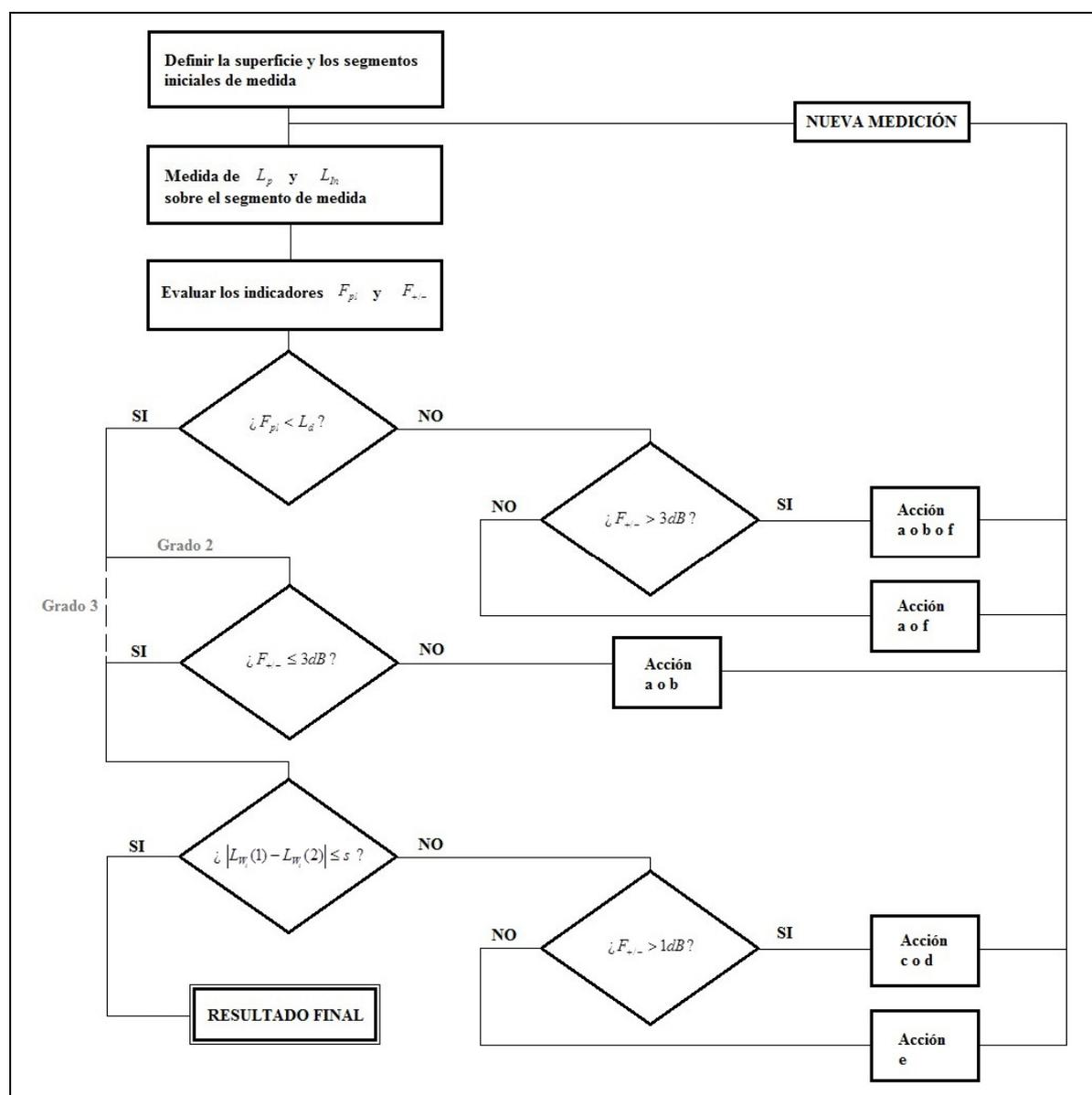


Figura 4.11. Esquema del procedimiento de medida para la obtención del grado de precisión

El procedimiento consta de los siguientes pasos, habiendo definido previamente cada uno de los segmentos individuales sobre los que realizar las medidas:

Paso 1.- Se hace la medida de los niveles medios promediados en el tiempo de la intensidad sonora normal, L_{In} , y de presión sonora, L_p , sobre un segmento específico de medida en las bandas de frecuencia de interés.

Paso 2.- Se evalúan los indicadores de campo (F_{pl} y $F_{+/-}$) y de repetibilidad de la medida ($|L_{Wi}(1)-L_{Wi}(2)| \leq s$, donde s se define para el grado 2 de Ingeniería por los valores indicados en la tabla 4.1 del apartado 4.1.3), mediante la verificación de los siguientes tres criterios:

Criterio 1. *Adecuación del equipo de medida*

El índice de capacidad dinámica L_d de la instrumentación de medida debe ser mayor que el indicador F_{pl} , calculado éste último como la diferencia entre los niveles medios promediados en el tiempo de la intensidad normal, L_{In} , y los niveles medios promediados en el tiempo de presión sonora, L_p , determinados sobre el segmento específico de medida para cada banda de frecuencia de interés:

$$F_{pl} < L_d$$

$$F_{pl} = L_p - L_{In} \quad (4.5)$$

Criterio 2. *Límite sobre la potencia parcial negativa*

Se debe realizar la siguiente comprobación sobre la validez de las condiciones de medida:

$$F_{+/-} \leq 3 \text{ dB} \quad (4.6)$$

El presente indicador de campo se calcula como sigue:

$$F_{+/-} = 10 \cdot \log_{10} \left[\frac{\sum |W_i|}{\sum W_i} \right] \quad (4.7)$$

Donde W_i es la potencia acústica parcial, la media promediada en el tiempo del flujo de energía acústica a través del segmento específico de medida, dada por:

$$W_i = \langle I_{ni} \rangle \cdot S_i \quad (4.8)$$

Con:

$\langle I_{ni} \rangle$: la componente normal, con su signo, de la intensidad acústica medida en la posición i sobre la superficie de medida.

S_i : el área del segmento i .

Y $|W_i|$ el módulo de W_i .

Además la componente normal de la intensidad acústica medida en la posición i sobre la superficie de medida se calcula como sigue:

$$\langle I_{ni} \rangle = \frac{[\langle I_{ni}(1) \rangle + \langle I_{ni}(2) \rangle]}{2} \quad (4.9)$$

Con $\langle I_{ni}(1) \rangle$ e $\langle I_{ni}(2) \rangle$ los valores de $\langle I_{ni} \rangle$ obtenidos a partir de dos barridos separados sobre el segmento i .

Criterio 3. *Comprobación de la repetibilidad de la potencia parcial*

Se debe comprobar que la diferencia entre la potencia parcial determinada en un segmento particular mediante dos barridos independientes (nótese que las dos trayectorias individuales del barrido deben ser ortogonales) se encuentra dentro de las desviaciones máximas establecidas por la norma:

$$|L_{wi}(1) - L_{wi}(2)| \leq s \quad (4.10)$$

Frecuencias centrales de bandas de tercio de octava Hz	Desviaciones estándar, s Ingeniería (grado 2) dB
50 a 160	3
200 a 315	2
400 a 5000	1,5
6300	2,5

Donde L_{wi} es el nivel de potencia acústica parcial (unidades logarítmicas) para el segmento i , la media logarítmica de la potencia acústica que pasa a través del segmento i de la superficie de medida, dada por:

$$L_{wi} = 10 \cdot \log_{10} \left[\frac{|W_i|}{W_0} \right] \quad (4.11)$$

Donde W_0 es la potencia acústica de referencia, igual a 10^{-12} w.

Paso 3.- Si se verifican los tres criterios anteriores, tal y como se indica en el esquema, la medida realizada se considera válida en el segmento específico evaluado para el grado de precisión deseado. Si se incumple alguno de los criterios, se debe proceder como se indica en el esquema, tomando las acciones especificadas (véase Tabla 4.2) para proceder subsiguientemente a repetir el esquema de verificación en el mismo segmento evaluado con el objeto de incrementar el grado de precisión hasta el deseado y poder validar las medidas.

Este esquema de medición se debe aplicar en cada segmento de medida.

Crterios	Código de acción	Acción
Si $F_{pl} > L_d$ y $F_{+/-} > 3 \text{ dB}$	a b f	Reducir a la mitad la distancia media entre la superficie de medida y la fuente a un valor no inferior al valor mínimo promedio de 100 mm y duplicar la densidad de líneas de barrido. Proteger la superficie de medida de fuertes fuentes de ruido parásito por medio de pantallas. Reducir la influencia adversa del campo sonoro reverberante introduciendo una absorción adicional en el recinto de ensayo en los lugares alejados de la fuente.
Si $F_{pl} > L_d$ y $F_{+/-} \leq 3 \text{ dB}$	a f	Reducir a la mitad la distancia media de la superficie de medida de la fuente a un valor no inferior al valor mínimo promedio de 100 mm y duplicar la densidad de líneas de barrido. Reducir la influencia adversa del campo sonoro reverberante introduciendo una absorción adicional en el recinto de ensayo en los lugares alejados de la fuente.
Si $F_{pl} < L_d$ y $F_{+/-} > 3 \text{ dB}$	a b	Reducir a la mitad la distancia media entre la superficie de medida y la fuente a un valor no inferior al valor mínimo promedio de 100 mm y duplicar la densidad de líneas de barrido. Proteger la superficie de medida de fuertes fuentes de ruido parásito por medio de pantallas.
Si $ L_{wi}(1) - L_{wi}(2) > s$ y $F_{+/-} > 1 \text{ dB}$	c d	Identificar y suprimir las causas de las variaciones temporales en condiciones de campo y, si esto falla Duplicar la densidad de líneas de barrido del mismo segmento.
Si $ L_{wi}(1) - L_{wi}(2) > s$ y $F_{+/-} \leq 1 \text{ dB}$	e	Duplicar la distancia media desde la superficie de medida a la fuente guardando la misma densidad de líneas de barrido.

Tabla 4.2. Acciones para mejorar la calidad de la medición

5 DEFECTOS FUNCIONALES EN EQUIPOS DINÁMICOS

Generalmente los equipos deben ser silenciosos, bien por cuestiones relacionadas con la salud y el confort del ser humano que los opera (por ejemplo, establecimiento del límite de ruido aéreo global existente en un puesto de trabajo en fábrica) o porque su misión requiere de un grado de discreción elevado (por ejemplo, por ir instalados en un submarino que debe presentar una Firma de ruido radiado en campo lejano reducida con el objeto de no ser detectado por el enemigo).

Tal y como se ha introducido en el apartado 3.6, el primer paso para dar solución a un problema acústico es localizar e identificar el foco emisor del ruido y la realización de mapas de intensidad es una herramienta que posibilita lo anterior.

Sin embargo, la identificación de fuentes de ruido en equipos, in situ, requiere de un conocimiento importante del funcionamiento de las máquinas y de los defectos que éstas puedan desarrollar.

Dado que una buena parte de los defectos que se desarrollan en equipos mecánicos comienzan a manifestarse a través de la modificación de su patrón de ruido normal, la medida de la intensidad sonora emitida por la fuente defectuosa reporta ventajas al posibilitar la identificación de la zona por donde se genera el mayor nivel del campo acústico y, al mismo tiempo, el análisis de la medida desde el dominio de la frecuencia. La causa del ruido no deseado podría entonces ser identificada mediante el análisis de las distintas frecuencias presentes en el espectro de ruido.

En el seno del presente Trabajo Fin de Máster, las mediciones se han llevado a cabo sobre un grupo motor-bomba ubicado en el Laboratorio del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica de Cartagena, en condiciones de funcionamiento correcto en primer lugar (véanse todos los recursos materiales y técnicos empleados definidos en el apartado 6). Posteriormente, se provocan determinados defectos sobre el mismo y se vuelve a medir para posibilitar el análisis de la modificación del contenido frecuencial de la intensidad radiada por la máquina defectuosa en comparación con el primer patrón espectral determinado en condiciones de funcionamiento normal.

El procedimiento específico de ensayo se detalla en el apartado 7.

A continuación, en el seno del presente apartado, se desarrolla el contexto teórico asociado a la modificación del contenido frecuencial de la señal acústica radiada por una máquina determinada según el defecto específico que ésta pueda desarrollar.

En concreto, los defectos funcionales estudiados en este trabajo son:

- Desalineación
- Cavitación

Que constituyen dos de los fallos más típicos que pueden darse en un grupo motor-bomba. Véase explicación detallada en los siguientes subapartados.

5.1 DIAGNÓSTICO DE MAQUINARIA MEDIANTE EL ANÁLISIS DE VIBRACIONES

De la documentación de referencia [6] se extrae toda la información relevante asociada al diagnóstico de maquinaria rotativa mediante el análisis de vibraciones.

En una máquina rotativa, teóricamente perfecta, no debería existir ninguna vibración ya que todas las fuerzas presentes en la máquina estarían compensadas. Sin embargo, en las máquinas reales existen imperfecciones constructivas que hacen que siempre estén sometidas a un cierto nivel de vibración. Por otro lado, la existencia de averías en algún componente del sistema provoca la aparición de fuerzas, que pueden ser de origen eléctrico, mecánico, o debidas al proceso físico en el que está implicada la máquina. Todas ellas incrementan el nivel global de vibración o modifican las frecuencias de vibración ya existentes.

De la afirmación anterior se desprende que el seguimiento periódico del estado de vibración de la máquina puede aportar mucha información sobre su integridad y la de los demás componentes del sistema. El método de trabajo que se suele emplear para la detección de averías mediante análisis de vibraciones se basa en la determinación e identificación de cada una de las componentes que integran la vibración global de la máquina. Es decir, se pasa la señal de vibración al dominio de la frecuencia y se asocia cada una de las vibraciones armónicas que aparecen con un fallo o defecto particular de algún componente del sistema.

En cuanto a la forma en la que el análisis espectral de vibraciones se lleva a cabo en plantas industriales hay que distinguir dos formas diferentes de trabajo. Una orientada a la valoración global del estado de vibración de la máquina, realizada de forma periódica y rutinaria, y otra en la que el estudio del espectro de vibración se realiza de forma precisa y específica para la identificación de componentes asociados a determinados fallos.

En una instalación industrial uno de los primeros parámetros que se debe analizar es el nivel global de vibración de cada máquina. Los niveles de vibración deben estar limitados por razones de conservación de la propia máquina y de seguridad y comodidad del personal que la manipula. De hecho, existe normativa vigente en la que se estipulan los niveles de severidad admisible en la vibración para cada tipo de máquina. La normativa a este respecto es amplia, pudiendo encontrarse normas ISO 2372, VDI 2053, varias normas DIN, curvas RATHBONE, etc.

Antes de comenzar el seguimiento del estado de una máquina es conveniente obtener los espectros de vibración que se tomarán como referencia para el estudio posterior. Estos espectros servirán como base para determinar el estado inicial de la máquina, y en ellos se deberán identificar las frecuencias características de cada armónico y la causa que las origina. De este modo, las posteriores variaciones que sufran cada una de las componentes de la vibración se podrán asociar a la degradación progresiva de algún elemento específico.

En la Figura 5.1 se muestra un ejemplo en el que se ha realizado un estudio de la tendencia del espectro de vibración de un motor de inducción. En ella se puede ver el momento en el que el espectro varía debido a la rotura de una barra rotórica. Posteriormente a la reparación del motor el espectro de vibración recupera un aspecto similar al que tenía antes del fallo, desapareciendo los dos armónicos relacionados con la asimetría rotórica.

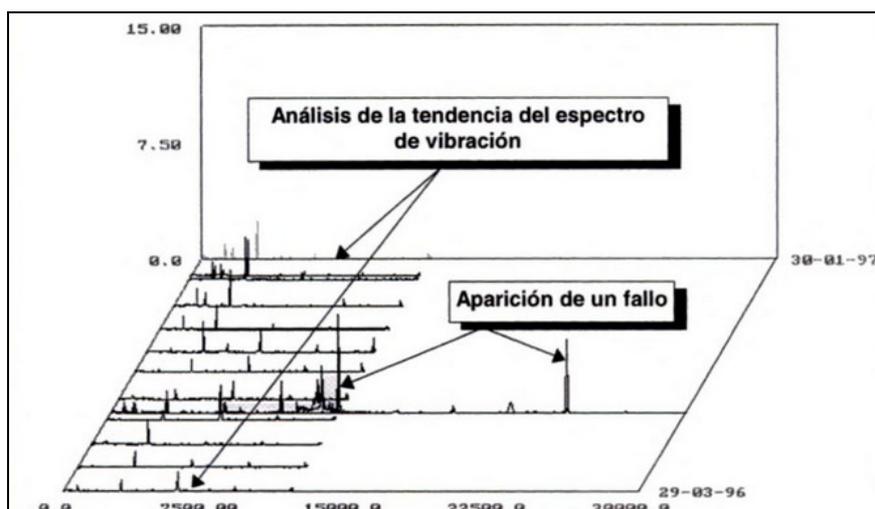


Figura 5.1. Estudio de tendencias en el espectro de vibración de un motor de inducción. Ensayos y análisis de resultados realizado por ABB Service Delegación Asturias

El análisis de vibraciones es, probablemente, el primer método aplicado y el más extendido en todos los utilizados en el mantenimiento predictivo. Aunque la práctica demuestra que su validez es muy limitada para la detección de fallos de origen eléctrico, la mayor parte de las anomalías mecánicas de las máquinas rotativas pueden ser diagnosticadas si se efectúa un correcto análisis de su espectro de vibración.

En la tabla insertada como Figura 5.2 se pretende dar una visión general de los fallos mecánicos más comunes de las máquinas eléctricas rotativas, resumiendo su origen, causas y forma de detección.

Este tipo de tablas son ampliamente utilizadas por ingenieros acústicos como ayuda a la hora de analizar los espectros de vibración medidos en el proceso de detección de fallas mecánicas.

Toda esta teoría se ha ido consolidando con el tiempo dentro del campo del mantenimiento predictivo, tras el estudio sistemático del comportamiento espectral registrado para diversos equipos ante la aparición del mismo tipo de fallo. Mucha experimentación y post-análisis son la base de este campo de la Física y de la Ingeniería que tantas aplicaciones tiene en el mundo industrial, ya sea para salvaguardar la confortabilidad del ser humano o la discreción acústica en ciertas aplicaciones que lo requieran.

**TABLE I
ILLUSTRATED VIBRATION DIAGNOSTIC CHART**

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	PHASE RELATIONSHIP	REMARKS
MASS UNBALANCE A. FORCE UNBALANCE	1X RADIAL		Force Unbalance will be in-phase and steady. Amplitude due to unbalance will increase by the square of speed below first rotor critical (a 3X speed increase = 9X higher vibration). 1X RPM always present and normally dominates spectrum. Can be corrected by placement of only one balance correction weight in one plane at Rotor center of gravity (CG). Approx. 0° phase difference should exist between OB & IB horizontals, as well as between OB & IB verticals. Also, approx. 90° phase difference between horizontal & vertical readings usually occurs on each bearing of unbalanced rotor (±30°).
B. COUPLE UNBALANCE	1X RADIAL		Couple Unbalance results in 180° out-of-phase motion on same shaft. 1X RPM always present and normally dominates spectrum. Amplitude varies with square of increasing speed below first rotor critical speed. May cause high axial vibration as well as radial. Correction requires placement of balance weights in at least 2 planes. Note that approx. 180° phase difference should exist between OB & IB horizontals, as well as between OB & IB verticals. Also, approx. a 90° difference between the horizontal & vertical phase readings on each bearing usually occurs (±30°).
C. DYNAMIC UNBALANCE	1X RADIAL		Dynamic Unbalance is the dominant type of unbalance found and is a combination of both force and couple unbalance. 1X RPM dominates the spectrum, and truly requires 2 plane correction. Here, the radial phase difference between outboard and inboard bearings can range anywhere from 0° to 180°. However, the horizontal phase difference should closely match the vertical phase difference, when comparing outboard and inboard bearing measurements (±30°). Secondly, if unbalance predominates, roughly a 90° phase difference usually results between the horizontal and vertical readings on each bearing (±40°).
D. OVERHUNG ROTOR UNBALANCE	1X AXIAL & RADIAL		Overhung Rotor Unbalance causes high 1X RPM in both Axial and Radial directions. Axial readings tend to be in-phase whereas radial phase readings might be unsteady. However, the horizontal phase differences will usually match the vertical phase differences on the unbalanced rotor (±30°). Overhung rotors have both force and couple unbalance, each of which will likely require correction. Thus, correction weights will most always have to be placed in 2 planes to counteract both force and couple unbalance.
ECCENTRIC ROTOR	1X FAN 1X MOTOR RADIAL		Eccentricity occurs when center of rotation is offset from geometric center line of a pulley, gear, bearing, motor armature, etc. Largest vibration occurs at 1X RPM of eccentric component in a direction thru centerlines of the two rotors. Comparative horizontal and vertical phase readings usually differ either by 0° or by 180° (each of which indicate straight-line motion). Attempts to balance eccentric rotors often result in reducing vibration in one radial direction, but increasing it in the other radial direction (depending on amount of eccentricity).
BENT SHAFT	1X AXIAL 2X		Bent shaft problems cause high axial vibration with axial phase differences tending towards 180° on the same machine component. Dominant vibration normally occurs at 1X if bent near shaft center, but at 2X if bent near the coupling. (Be careful to account for transducer orientation for each axial measurement if you reverse probe direction.) Use dial indicators to confirm bent shaft.
MISALIGNMENT A. ANGULAR MISALIGNMENT	1X AXIAL 2X 3X		Angular Misalignment is characterized by high axial vibration, 180° out-of-phase across the coupling. Typically will have high axial vibration with both 1X and 2X RPM. However, not unusual for either 1X, 2X or 3X to dominate. These symptoms may also indicate coupling problems as well. Severe angular misalignment may excite many 1X RPM harmonics. Unlike Mechanical Looseness Type 3, these multiple harmonics do not typically have a raised noise floor on the spectra.
B. PARALLEL MISALIGNMENT	1X RADIAL 2X 3X		Offset Misalignment has similar vibration symptoms to Angular, but shows high radial vibration which approaches 180° out-of-phase across coupling. 2X often larger than 1X, but its height relative to 1X is often dictated by coupling type and construction. When either Angular or Radial Misalignment becomes severe, they can generate either high amplitude peaks at much higher harmonics (4X-8X), or even a whole series of high frequency harmonics similar in appearance to mechanical looseness. Coupling type and material will often greatly influence the entire spectrum when misalignment is severe. Does not typically have raised noise floor.
C. MISALIGNED BEARING COCKED ON SHAFT	1X AXIAL 2X 3X		Cocked Bearing will generate considerable axial vibration. Will cause Twisting Motion with approximately 180° phase shift top to bottom and/or side to side as measured in axial direction on same bearing housing. Attempts to align coupling or balance the rotor will not alleviate problem. Bearing usually must be removed and correctly installed.
RESONANCE			Resonance occurs when a Forcing Frequency coincides with a System Natural Frequency, and can cause dramatic amplitude amplification, which might result in premature, or even catastrophic failure. This may be a natural frequency of the rotor, but can often originate from support frame, foundation, gearbox or even drive belts. If a rotor is at or near resonance, it can be almost impossible to balance due to the great phase shift it experiences (90° at resonance; nearly 180° when passes thru). Often requires changing natural frequency to a higher or lower frequency. Natural Frequencies do not generally change with a change in speed which helps facilitate their identification (unless on a large plain bearing machine or on a rotor which has significant overhang).

Figura 5.2. Tabla de diagnóstico ilustrada

Antes de ahondar en la definición del contenido frecuencial tipo presentado por una máquina según los defectos estudiados en el presente trabajo (véanse subapartados 5.2 y 5.3), es necesario comprender perfectamente el origen y significado de las gráficas que representan el espectro de frecuencias.

Partiendo del análisis de la forma de onda y mediante el algoritmo de la Transformada Rápida de Fourier (FFT) se determina el diagrama espectral:

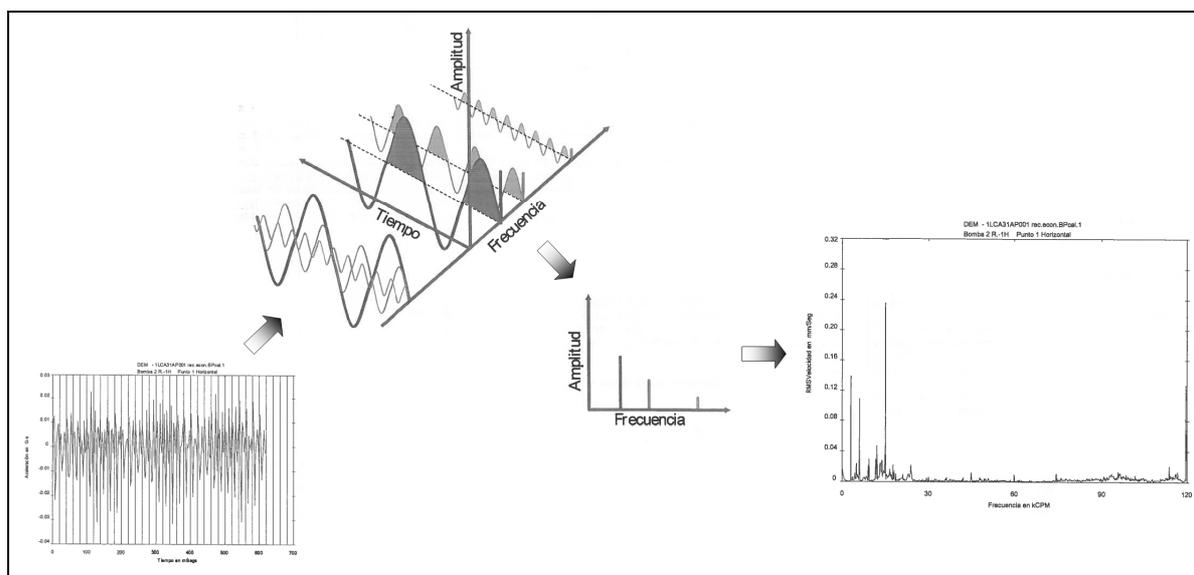


Figura 5.3. Obtención de la representación del contenido frecuencial de la señal temporal

La señal captada por la instrumentación de medida es una forma de onda temporal que representa la variación de la amplitud de la señal en función del tiempo.

Se conoce que toda señal temporal se puede representar como una suma infinita de componentes sinusoidales de diferente amplitud y frecuencia. La descomposición de la señal temporal en dichos componentes se obtiene mediante la aplicación del algoritmo de la Transformada Rápida de Fourier, resultando el grafo que representa el contenido frecuencial de la señal. En la Figura 5.3 se representa la explicación gráfica del paso del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia.

La ventaja fundamental del espectro en frecuencias como herramienta de diagnóstico es la identificación del contenido frecuencial de la señal en comparación con los síntomas de los fallos potenciales.

Antes de entrar en más detalle, es conveniente hacer un repaso por los distintos tipos de onda temporal y el espectro que producen.

Los elementos significativos son principalmente la frecuencia fundamental y sus armónicos.

Las ondas sinusoidales producen espectros donde resalta una frecuencia que coincide con el periodo de la onda, denominada dicha frecuencia 1x si coincide con la frecuencia de giro o, en cualquier caso, frecuencia fundamental. Este espectro es típico en rotores con desequilibrio de masas:

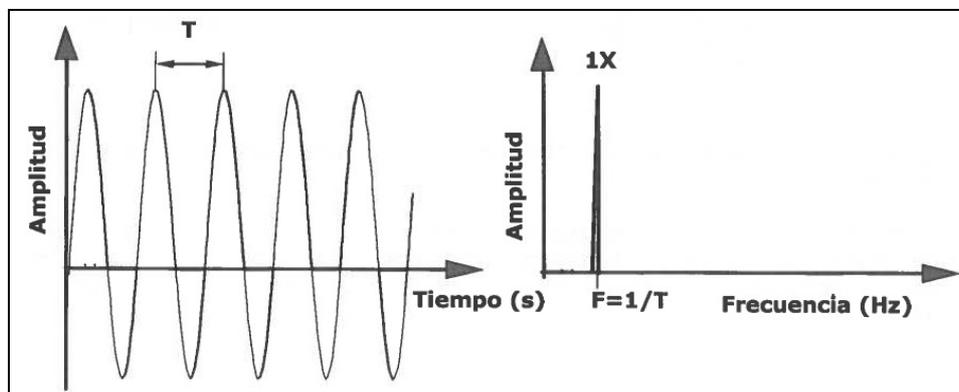


Figura 5.4. Espectro de un tono puro

Las ondas compuestas producen espectros donde destacan los primeros armónicos de la frecuencia fundamental. Este espectro se encuentra por ejemplo en la medida de vibraciones en máquinas con ejes acoplados con error de alineación:

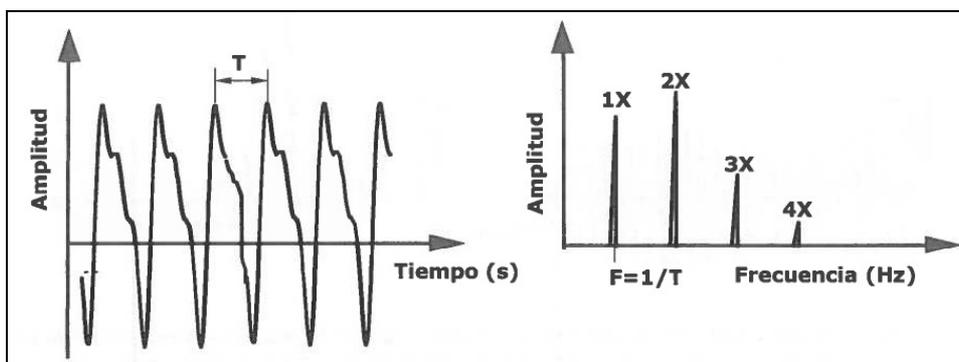


Figura 5.5. Espectro de ondas compuestas

Las ondas que generan los impactos muestran en el espectro armónicos de la frecuencia fundamental. Este espectro es típico en fallos de rodamientos o en golpeteos producidos por holguras:

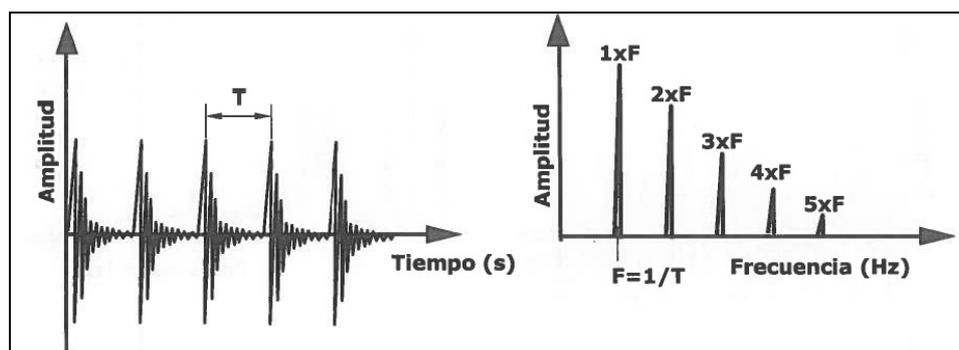


Figura 5.6. Espectro de ondas de impactos

Las ondas moduladas en amplitud originan espectros donde a ambos lados del pico de la frecuencia fundamental aparecen bandas laterales separadas por la frecuencia que es la inversa del periodo de la modulación en amplitud. Este fenómeno de la modulación de amplitud es típico en fallos de engranajes y en algunos fallos de rodamientos:

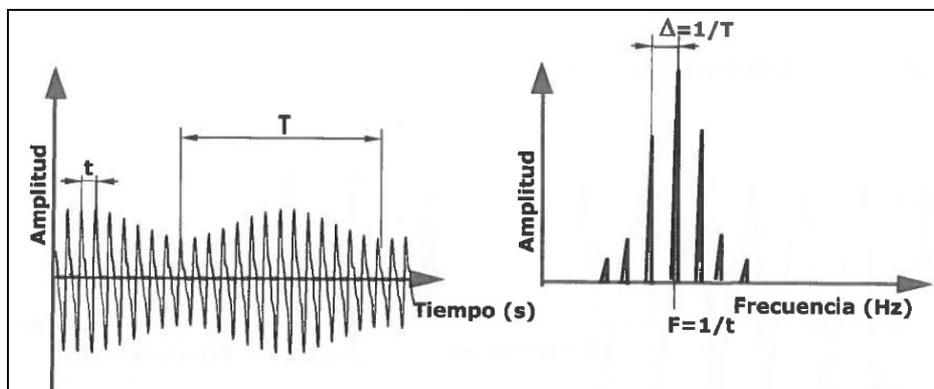


Figura 5.7. Espectro de ondas moduladas en amplitud

Las señales temporales aleatorias no conforman picos en el espectro, sino que hacen aumentar el ruido espectral o la “hierba” del espectro. Estos espectros son típicos de máquinas con problemas de lubricación, cavitaciones o rodamientos en su fase final:

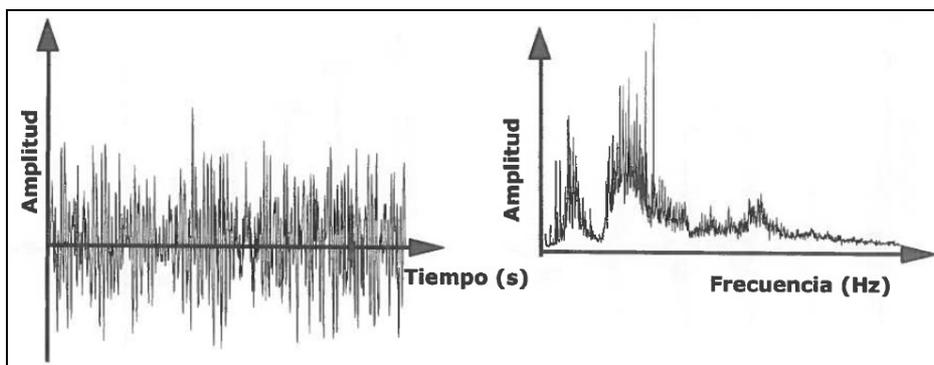


Figura 5.8. Espectro de ondas aleatorias (no periódicas)

Nótese que, a día de hoy, toda la teoría asociada al mantenimiento predictivo y al diagnóstico de fallas por inspección del contenido espectral de las señales se basa en el análisis de las vibraciones generadas por las máquinas (señales captadas por los sensores de vibración, bien sea en términos de desplazamiento, velocidad o aceleración).

El objetivo principal del presente Trabajo Fin de Máster es investigar si el análisis de los resultados obtenidos por medición mediante sonda de intensidad se presenta también válido para su uso en el mantenimiento predictivo y en el diagnóstico de defectos funcionales en equipos dinámicos.

Por ello, como herramienta de apoyo en la inducción de los defectos funcionales sobre el grupo motor-bomba se han empleado acelerómetros para determinar la vibración de la máquina y poder asegurar que los defectos han sido generados antes de proceder a las medidas con sonda de intensidad. Véase procedimiento específico de ensayo en apartado 7.

5.2 DESALINEACIÓN

La desalineación de ejes se produce cuando existe una desviación tanto paralela como angular de los ejes geométricos de los dos ejes acoplados. La desalineación puede ser predominantemente paralela o angular en función de cuál es la desviación predominante.

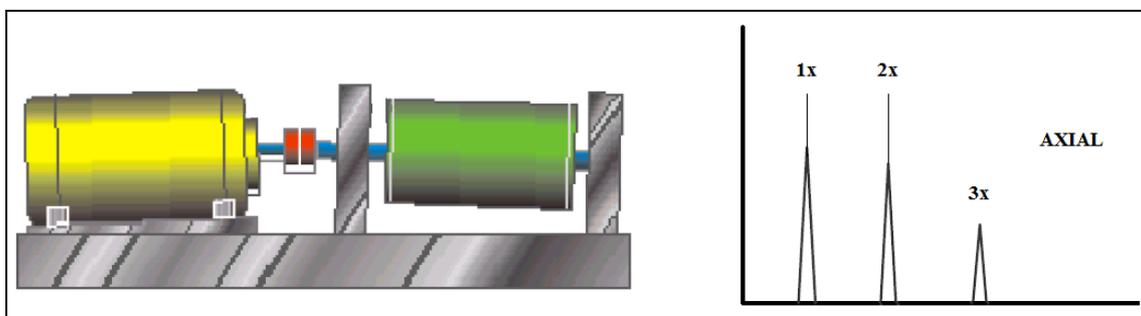


Figura 5.9. Desalineación angular

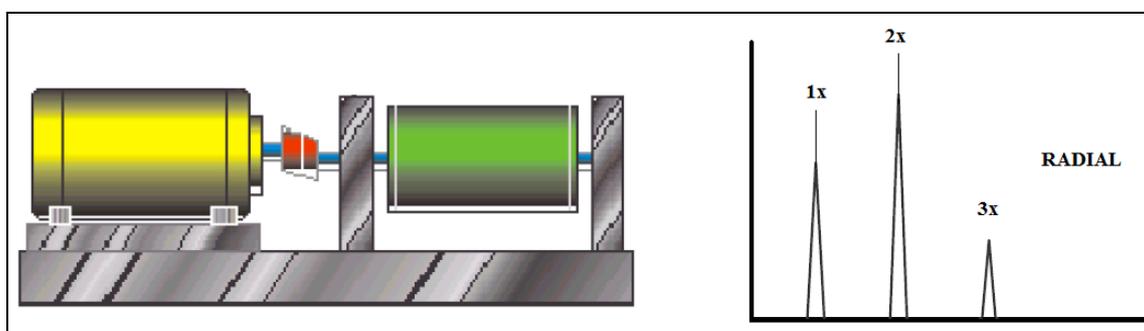


Figura 5.10. Desalineación paralela

La desalineación angular está caracterizada por una alta vibración registrada en la dirección axial. El espectro de vibraciones característico presentará altas vibraciones axiales en el primer y segundo armónico, tonos $1x$ y $2x$, de la frecuencia de giro de manera predominante, con un leve aporte del tercer armónico, $3x$.

Por su parte, la desalineación paralela presenta un espectro característico con alta vibración radial en los armónicos $1x$ y $2x$ de la frecuencia de giro predominantemente, también con un leve aporte del tercer armónico, $3x$. Además, frecuentemente la amplitud del segundo armónico será mayor que la amplitud del primer armónico de la frecuencia de giro.

Las causas de la deficiente alineación de ejes acoplados son:

- Medios de montaje insuficientes. La operación de alineación de ejes requiere de relojes comparadores o cabezales láser y en muchos casos no se dispone de estas herramientas y la alineación final es deficiente.
- Dilataciones de los componentes de la máquina.
- Tensiones procedentes del ensamblaje a tuberías.
- Pérdida de sujeción de los componentes de la máquina.
- Distorsión de la estructura por la aplicación del par motor.
- Deformaciones por problema de pata coja.

La desalineación de ejes produce consecuencias negativas en la máquina y su operación, las más importantes son:

- Aceleración del desgaste del acoplamiento.
- Calentamiento del acoplamiento.
- Rotura de ejes por fatiga.
- Sobrecarga de rodamientos y reducción de su duración.
- Aumento de consumo eléctrico.

La alineación se puede corregir mediante la alineación de los ejes acoplados por el método de los relojes comparadores o mediante alineadores láser:

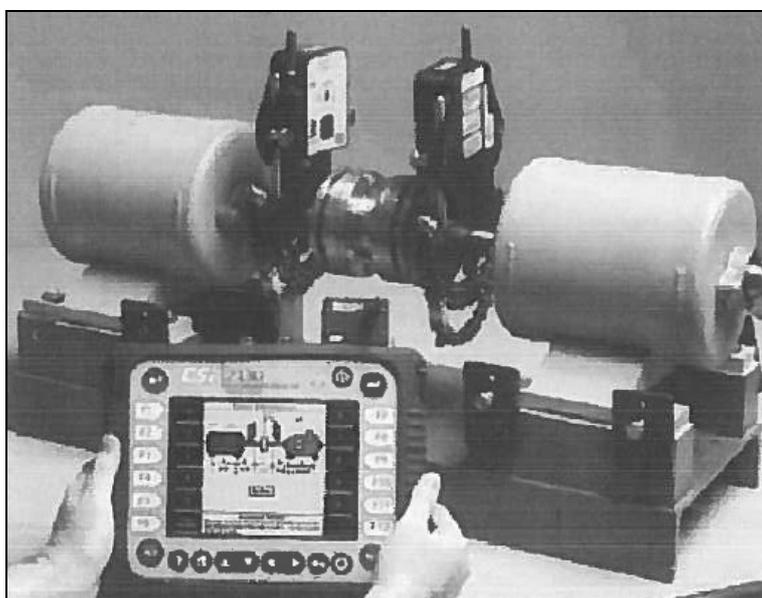


Figura 5.11. *Alineación de ejes láser*

5.3 CAVITACIÓN

La Altura de Aspiración Positiva Neta (NPSH) es un parámetro de suma importancia en el funcionamiento de una bomba. Se relaciona con la presión del fluido a la entrada de la bomba y, por lo tanto, influye en el fenómeno de la cavitación.

La presión existente en el interior de una bomba varía desde la entrada en el lado de aspiración a la conexión de descarga en el lado de descarga. En la primera parte de la bomba, la presión disminuye antes de aumentar en el lado de la descarga a un valor superior a la de la presión de admisión. Véase este fenómeno ejemplificado en la siguiente figura:

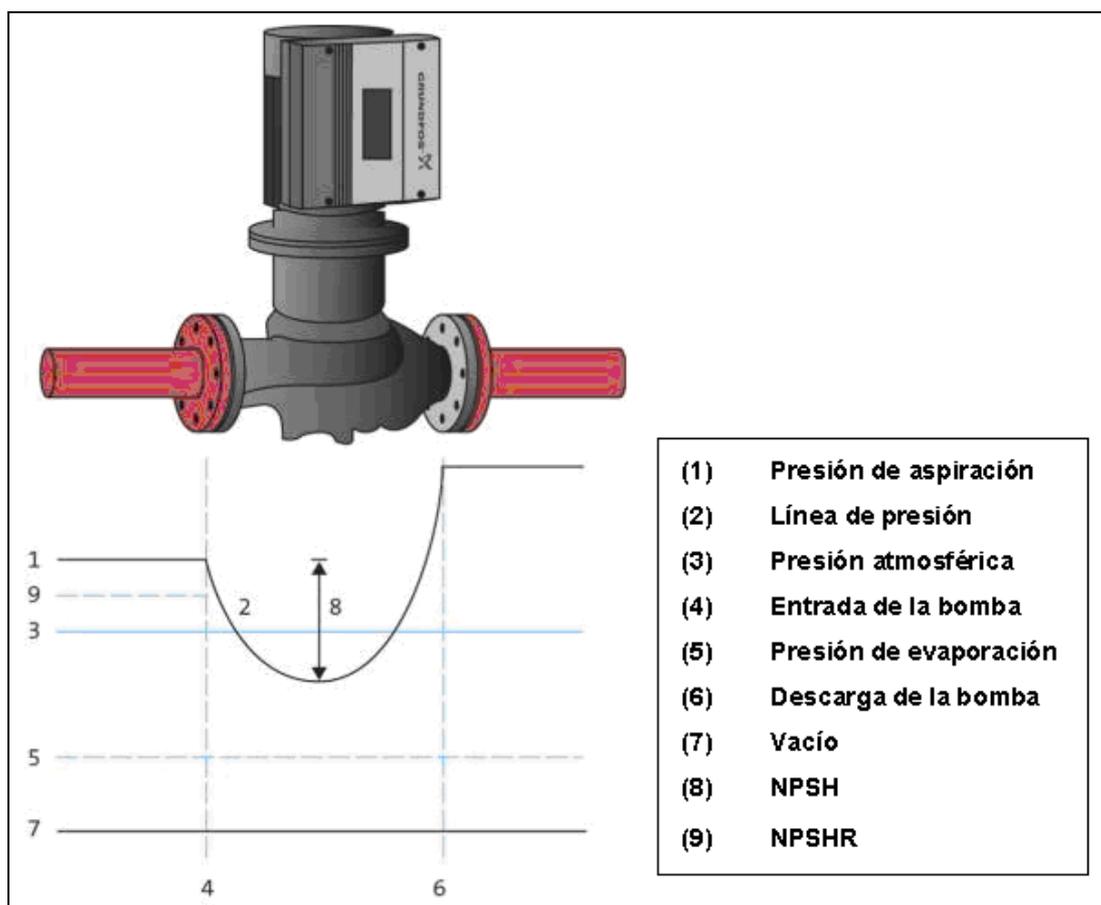


Figura 5.12. Variación de presión entre Aspiración y Descarga

La diferencia que existe entre la presión de aspiración (1) y el nivel inferior de presión dentro de la bomba se denomina NPSH (8). Por lo tanto, dicho parámetro es una expresión de la pérdida de presión que tiene lugar en el interior de la primera parte de la carcasa de la bomba.

Por otro lado, es necesario definir aquí la presión de evaporación (5), también denominada presión de vapor o presión de saturación. Dicha presión es la presión (en escala absoluta) a la cual un fluido empieza a evaporarse o hervir a una temperatura dada. A cada temperatura le corresponde una presión de vapor y viceversa. Nótese que al aumentar la temperatura de un líquido, la presión de evaporación también aumenta.

En la entrada de una bomba la presión del fluido debe disminuir (succión) para poder mantener el flujo del fluido, pero se debe tener cuidado de que en todo momento dicha presión se mantenga por encima de la presión de vapor del mismo. Si se permite que la presión del líquido descienda por debajo de la presión de vapor, se forman burbujas en la corriente del fluido que posteriormente colapsan al alcanzar las zonas de mayor presión de la bomba causando vibración y picaduras (pitting) en el rodete o impulsor. Este es el fenómeno de la cavitación.

Por tanto, si la presión de entrada es demasiado pequeña, la NPSH hará que la presión existente en el interior de la bomba disminuya por debajo de la presión de evaporación del líquido bombeado. Como consecuencia, en la bomba aparece cavitación.

El parámetro NPSHR (9) indica el menor valor de la presión en la entrada que la bomba especificada necesita, para un caudal dado, para evitar el efecto de la cavitación. En la práctica, la cavitación se evita en el sistema garantizando que: $NPSH > NPSHR$. Esto es, que el nivel de NPSH disponible en el sistema sea mayor que el valor requerido para evitar la cavitación:

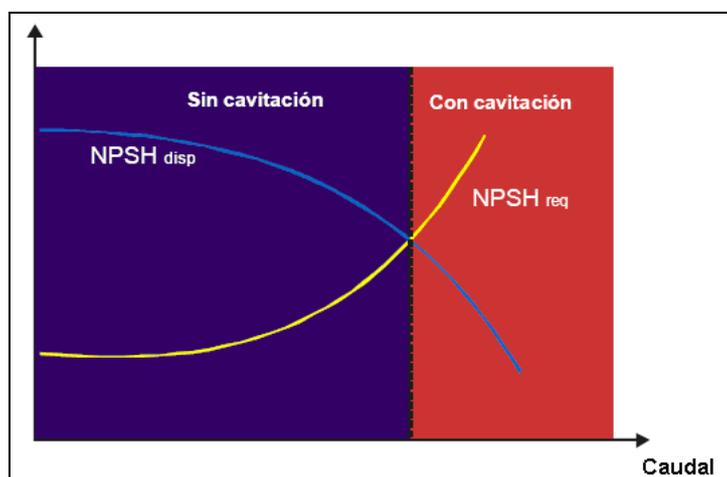


Figura 5.13. NPSH vs NPSHR

En la figura anterior se observa que, a medida que se aumenta el caudal del sistema, las pérdidas de presión en la succión aumentan y, por lo tanto, cada vez se reduce más el NPSH disponible. Del mismo modo, al aumentar el caudal, el NPSH requerido por la bomba aumenta.

En el diseño de una bomba se deben tener en cuenta ciertas consideraciones para minimizar las pérdidas en la succión aumentando con ello el valor de la Altura de Aspiración Positiva Neta en el sistema.

La cavitación puede definirse como la formación y posterior colapso (implosión) de burbujas de gas (cavidades) en el seno de un líquido, cuando la presión de dicho líquido se reduce a un valor igual o inferior a su presión de vapor.

A medida que estas burbujas de vapor se mueven a lo largo de los álabes del impulsor a un área de presión más alta, se desvanecen rápidamente. El desvanecimiento o implosión es tan rápido que puede escucharse como un ruido sordo, como si la bomba estuviese bombeando grava.

Por lo general, las fuerzas durante el desvanecimiento son suficientemente altas para producir bolsas diminutas de falla por fatiga sobre las superficies de los álabes del impulsor. Esta acción podría ser progresiva y, bajo condiciones severas, puede producir daños de picaduras serias al impulsor:



Figura 5.14. Daño causado sobre el lado de succión de un impulsor debido a la cavitación

Una cavitación severa viene generalmente acompañada por un ruido excesivo y daños al impulsor de la bomba; una cavitación moderada puede no producir más que una pequeña reducción de caudal, altura, rendimiento y desgaste prematuro de la bomba.

El funcionamiento en cavitación también puede producir vibraciones y daños mecánicos como una falla de cojinetes.

El espectro típico de una cavitación desarrollada se muestra en la siguiente imagen:

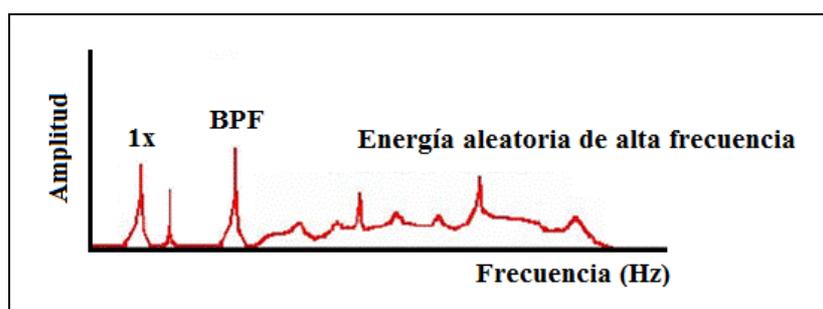


Figura 5.15. Patrón espectral de cavitación

Esto es, la cavitación normalmente se detecta en el espectro como energía aleatoria en banda ancha superpuesta con armónicos de la frecuencia de paso de álabe (BPF), dada por:

$$BPF = \frac{N_a \cdot rpm}{60} \quad (5.1)$$

Con N_a el número de álabes y rpm las revoluciones de trabajo de la bomba.

6 RECURSOS MATERIALES Y TÉCNICOS

Las medidas se han realizado en un laboratorio asociado al Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica de Cartagena.

Las dimensiones del recinto y la disposición de la fuente sonora se muestran a continuación:

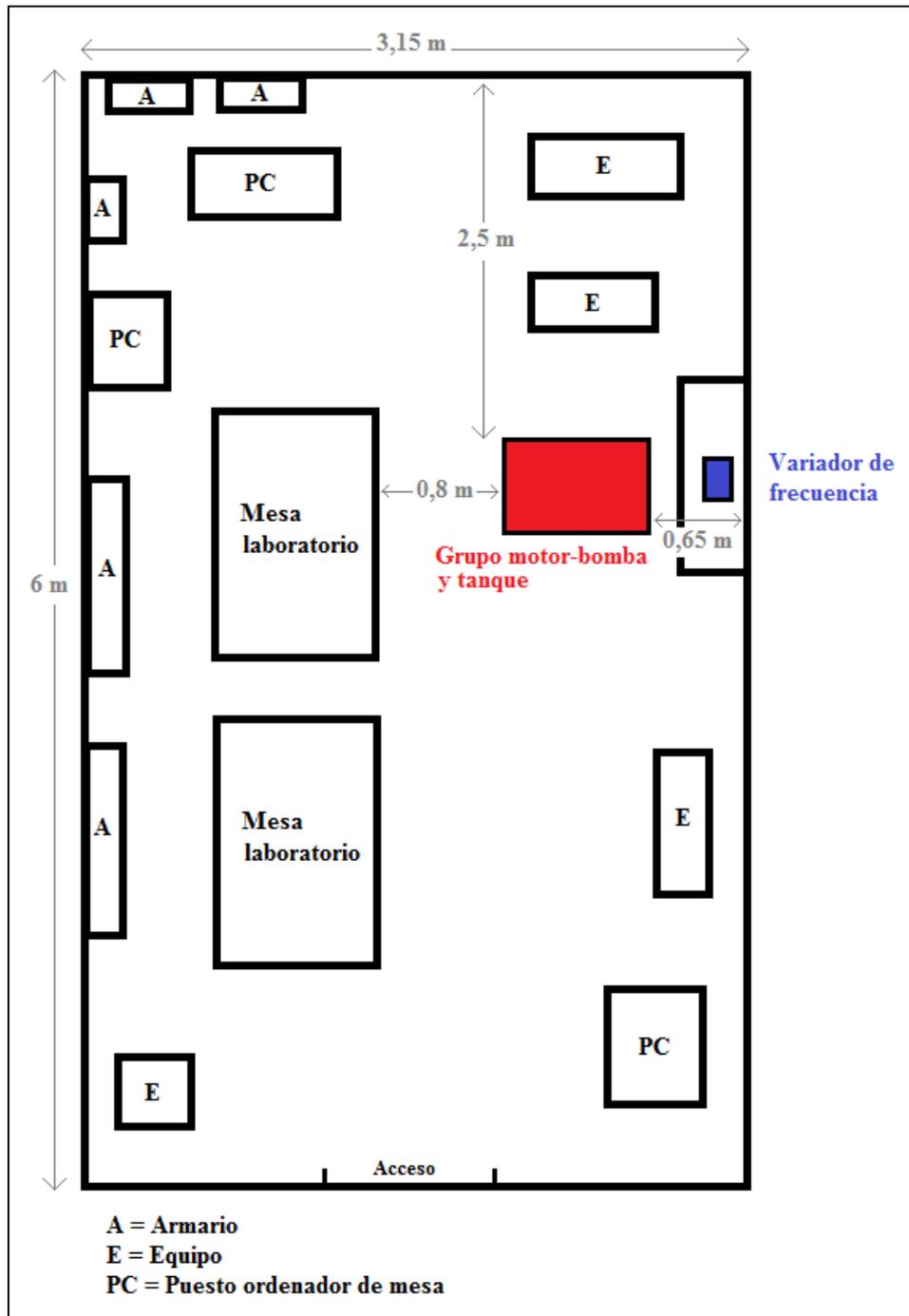


Figura 6.1. Croquis plano del recinto de ensayo



Figura 6.2. *Fotografía recinto de ensayo*

En los siguientes apartados de este capítulo se describen las características de la fuente sonora así como todos los recursos utilizados para la realización de las medidas.

6.1 FUENTE SONORA

La fuente sonora a caracterizar es un sistema de bombeo, donde la aspiración y la descarga están conectadas al mismo tanque para cerrar el circuito:



Figura 6.3. Equipos utilizados

La bomba centrífuga de baja presión es de marca KSB modelo ETACHROM NC 032 ($N_a = 5$), acoplada elásticamente a un motor marca SIEMENS. El arranque se realiza a través de un variador de frecuencia, lo cual posibilita variar las condiciones de funcionamiento del sistema. El sistema trabaja a un régimen nominal teórico de 1.500 rpm (25 Hz).

6.2 INSTRUMENTACIÓN DE MEDIDA

6.2.1 SONDA DE INTENSIDAD

En la figura siguiente se muestra la sonda de intensidad utilizada, modelo 3595:



Figura 6.4. Sonda de intensidad modelo 3595

La sonda viene provista de tres separadores estándar de micrófono: 9,5 mm, 12 mm y 50 mm:



Figura 6.5. Espaciadores estándar de micrófono

Tal y como se ha indicado en el apartado 4.2.1, para obtener una precisión de ± 1 dB se debe cumplir que la longitud de onda de la señal medida sea superior a 6 veces la longitud del espaciador que separa los micrófonos, en relación al límite existente en la alta frecuencia:

$$\lambda > 6 \Delta r$$

Por su parte, tal y como se ha indicado en el apartado 4.2.2, para obtener una precisión de ± 1 dB se debe cumplir que la diferencia de fase medida entre micrófonos sea al menos cinco veces mayor que el desajuste de fase que el sistema de medida introduce por defecto entre los canales de medida, en relación al límite existente en la baja frecuencia:

$$\phi > 5 \varphi$$

En relación a estos límites, se obtienen los siguientes anchos de banda de precisión teóricos para los separadores estándares de micrófonos:

- Separador de **9,5 mm** → Rango de precisión teórico = **[175,51 - 6.017,54] Hz**

$$\lambda = \frac{c}{f} > 6 \cdot \Delta r \longrightarrow f < \frac{c}{6 \cdot \Delta r}; \quad f < \frac{343}{6 \cdot 0,0095} = 6.017,54 \text{ Hz}$$

$$\phi = k \cdot \Delta r \cdot \frac{360^\circ}{2\pi} > 5 \cdot \varphi; \quad \phi = k \cdot \Delta r \cdot \frac{360^\circ}{2\pi} \xrightarrow{k=\frac{2\pi}{\lambda}; \lambda=\frac{c}{f}} \phi = \frac{f \cdot \Delta r}{c} \cdot 360^\circ$$

$$\frac{f \cdot \Delta r}{c} \cdot 360^\circ > 5 \cdot \varphi \longrightarrow f > \frac{5 \cdot \varphi \cdot c}{\Delta r \cdot 360^\circ}$$

$$f > \frac{5 \cdot 0,35 \cdot 343}{0,0095 \cdot 360^\circ} = 175,51 \text{ Hz}$$

- Separador de **12 mm** → Rango de precisión teórico = **[138,95 - 4.763,89] Hz**

$$\lambda = \frac{c}{f} > 6 \cdot \Delta r \longrightarrow f < \frac{c}{6 \cdot \Delta r}; \quad f < \frac{343}{6 \cdot 0,012} = 4.763,89 \text{ Hz}$$

$$\phi = k \cdot \Delta r \cdot \frac{360^\circ}{2\pi} > 5 \cdot \varphi; \quad \phi = k \cdot \Delta r \cdot \frac{360^\circ}{2\pi} \xrightarrow{k=\frac{2\pi}{\lambda}; \lambda=\frac{c}{f}} \phi = \frac{f \cdot \Delta r}{c} \cdot 360^\circ$$

$$\frac{f \cdot \Delta r}{c} \cdot 360^\circ > 5 \cdot \varphi \longrightarrow f > \frac{5 \cdot \varphi \cdot c}{\Delta r \cdot 360^\circ}$$

$$f > \frac{5 \cdot 0,35 \cdot 343}{0,012 \cdot 360^\circ} = 138,95 \text{ Hz}$$

- Separador de **50 mm** → Rango de precisión teórico = **[33,35 - 1.143,33] Hz**

$$\lambda = \frac{c}{f} > 6 \cdot \Delta r \longrightarrow f < \frac{c}{6 \cdot \Delta r}; \quad f < \frac{343}{6 \cdot 0,05} = 1.143,33 \text{ Hz}$$

$$\phi = k \cdot \Delta r \cdot \frac{360^\circ}{2\pi} > 5 \cdot \varphi; \quad \phi = k \cdot \Delta r \cdot \frac{360^\circ}{2\pi} \xrightarrow{k=\frac{2\pi}{\lambda}; \lambda=\frac{c}{f}} \phi = \frac{f \cdot \Delta r}{c} \cdot 360^\circ$$

$$\frac{f \cdot \Delta r}{c} \cdot 360^\circ > 5 \cdot \varphi \longrightarrow f > \frac{5 \cdot \varphi \cdot c}{\Delta r \cdot 360^\circ}$$

$$f > \frac{5 \cdot 0,35 \cdot 343}{0,05 \cdot 360^\circ} = 33,35 \text{ Hz}$$

Nótese que, in situ, estos anchos de banda pueden verse reducidos en la baja frecuencia debido al límite infranqueable dado por la evaluación de la capacidad dinámica (véase Figura 4.10 en apartado 4.3.3).

Atendiendo a la fuente sonora a caracterizar - la cual trabaja a un régimen nominal de 1.500 rpm (25 Hz), véase apartado 6.1 - ningún separador de los disponibles alcanza con precisión la determinación de la intensidad sonora emitida por la fuente en su frecuencia fundamental.

Para ello, sería necesario disponer de un separador cuyo límite en frecuencia inferior fuera de 20 Hz:

$$f > \frac{5 \cdot \varphi \cdot c}{\Delta r \cdot 360^\circ} \longrightarrow \Delta r > \frac{5 \cdot \varphi \cdot c}{f \cdot 360^\circ} = \frac{5 \cdot 0,35 \cdot 343}{20 \cdot 360^\circ} = 0,083 \quad m$$

Esto es, eligiendo, por ejemplo, un separador de distancia **85 mm** se obtendría un rango de precisión de **[19,62 - 672,55] Hz**:

$$f < \frac{c}{6 \cdot \Delta r} = \frac{343}{6 \cdot 0,085} = 672,55 \quad Hz \quad f > \frac{5 \cdot \varphi \cdot c}{\Delta r \cdot 360^\circ} = \frac{5 \cdot 0,35 \cdot 343}{0,085 \cdot 360^\circ} = 19,62 \quad Hz$$

Cubriendo la detectabilidad del tono fundamental.

Sin embargo, la sonda de intensidad utilizada, modelo 3595, no permite la instalación de un separador de tamaño superior a 50 mm.

En este contexto, el trabajo se ha enfocado en el análisis de los defectos desalineación y cavitación, empleando únicamente el separador de 50 mm, el cual permite la detección de las frecuencias características a las cuales se manifiestan dichos defectos con suficiente precisión.

Tal y como se ha introducido en el apartado 5, las mediciones se han llevado a cabo sobre un grupo motor-bomba en condiciones de funcionamiento correcto en primer lugar y con defectos inducidos de manera controlada en segundo lugar.

En concreto, se han realizado las siguientes medidas:

- Equipo en estado correcto. Realización de una medida con espaciador de 50 mm.
- Equipo con desalineación. Realización de una medida con espaciador de 50 mm (detección de la energía acústica distribuida en el espectro tipo con contenido frecuencial elevado en los tonos 2x y 3x).
- Equipo con cavitación. Realización de una medida con espaciador de 50 mm (detección de la energía acústica concentrada en la frecuencia de paso de álabe, BPF = $N_a \cdot 1x$, y la energía acústica distribuida aleatoriamente en la alta frecuencia).

El procedimiento específico de ensayo se detalla en el apartado 7, así como la explicación detallada de la generación controlada de los dos defectos funcionales.

6.2.2 PROCESADO DE LAS MEDIDAS CON SONÓMETRO MODELO 2260 B&K

La sonda de intensidad utilizada es acoplable al sonómetro modelo 2260 de la marca comercial Brüel & Kjaer:



Figura 6.6. Sonómetro modelo 2260, acoplado con la sonda de intensidad

El cual realiza el procesado de las medidas por medio del módulo BZ 2005 (Programa de Intensidad Sonora BZ7205, Versión 2 0 1 GB). Este equipo de medida determina la intensidad sonora por el método directo. A continuación se indican los botones de uso principal:

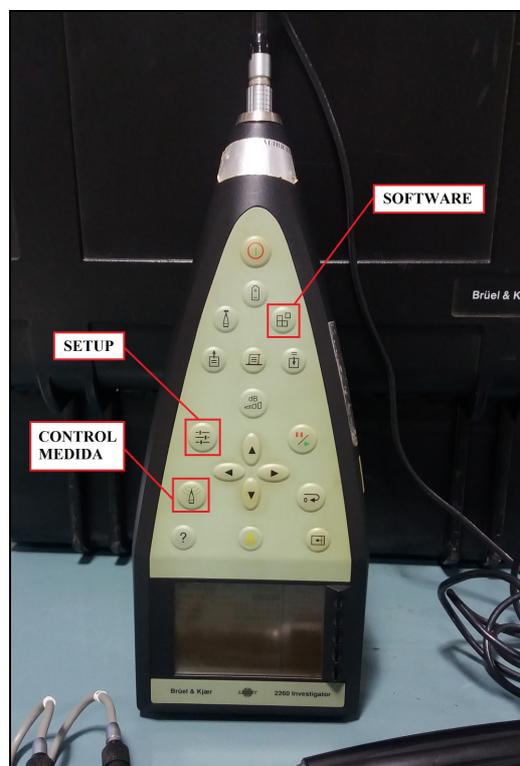


Figura 6.7. Botones principales sonómetro modelo 2260

El software necesario para el procesado de datos (BZ 2005) debe estar cargado en el sonómetro 2260 antes de iniciarse el proceso de medida a través del botón .

Subsiguientemente, mediante el SETUP () se define dimensionalmente la superficie que va a ser barrida, el tipo de separador a utilizar, el ancho de banda en estudio así como el grado de precisión requerido si la medida va a estar sujeta a una norma estándar específica. Este equipo permite medir teniendo en cuenta diversas normas internacionales, entre otras: ISO 9614-2 (1996), ECMA-160 (1992) y ANSI S12.12 (1992). La norma seleccionada para la realización de las medidas ha sido UNE EN ISO 9614-2. A continuación se muestran una serie de pantallazos que muestran los pasos para la configuración de la medida:



Figura 6.8. Configuración grado norma y espaciador

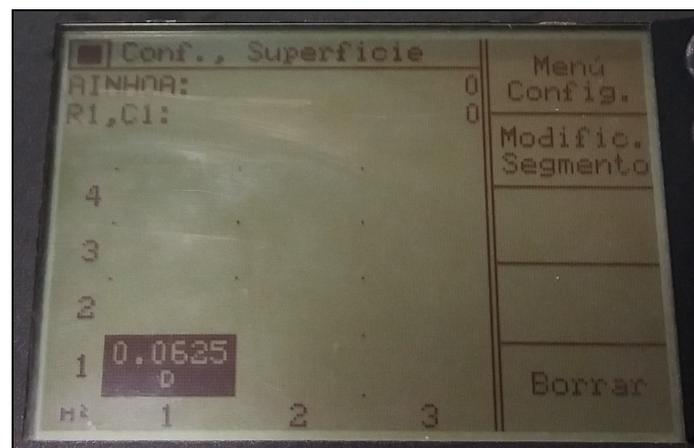


Figura 6.9. Configuración cuadrícula de medida

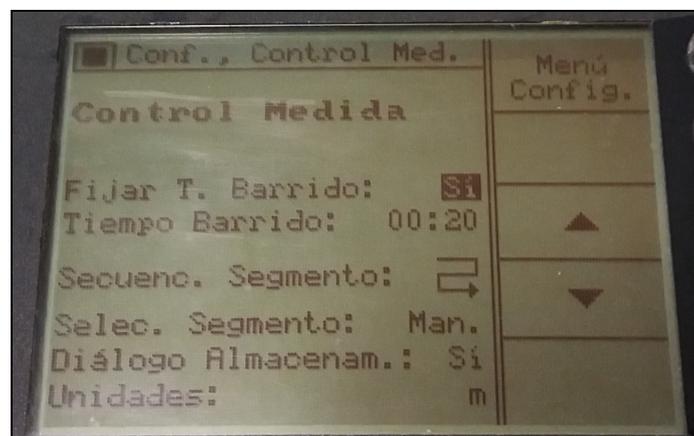


Figura 6.10. Configuración tipo de barrido

Finalmente, mediante el control de la medida () se accede al comienzo de la realización de los barridos sobre un segmento específico así como a la representación de los datos registrados.

En concreto, se puede visualizar la presión e intensidad sonora, la repetibilidad y el índice de presión-intensidad derivados de la medida sobre un segmento específico:

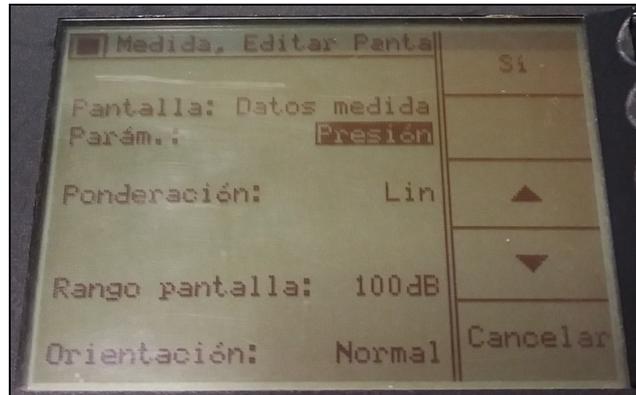


Figura 6.11. Selección parámetro de visualización

Como ejemplo, se muestran a continuación los resultados obtenidos tras una medida realizada sobre un segmento cuadrado de prueba de 250 mm de lado (segmento R1,C1 donde la configuración de la medida se representa en las figuras anteriores, de 6.8 a 6.10):

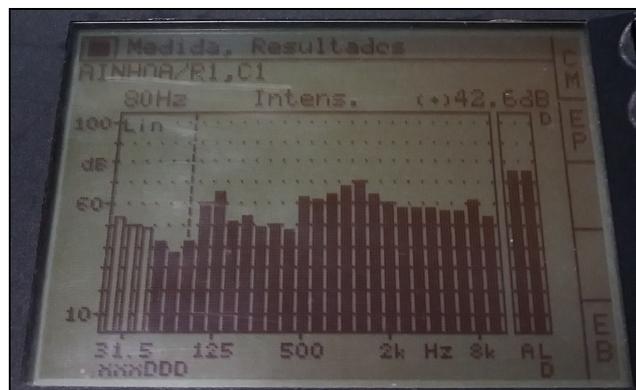


Figura 6.12. Resultados Intensidad Sonora segmento prueba R1,C1

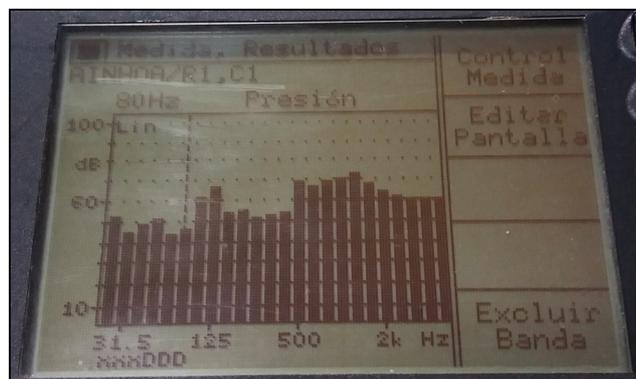


Figura 6.13. Resultados Presión Sonora segmento prueba R1,C1

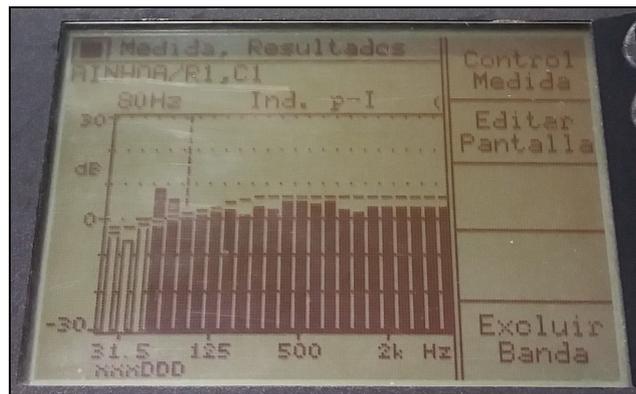


Figura 6.14. Resultados Índice presión-intensidad segmento prueba R1,C1

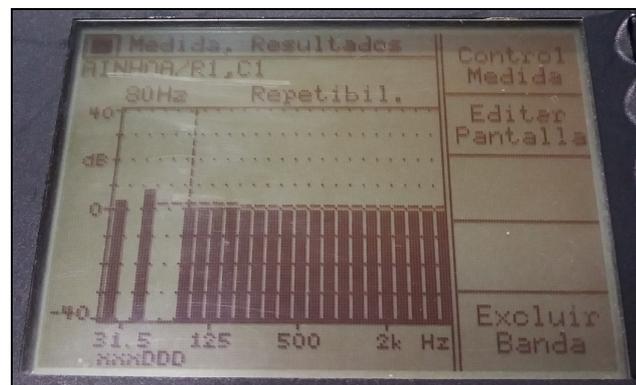


Figura 6.15. Resultados Repetibilidad segmento prueba R1,C1

Los datos tabulados representados en los grafos incluidos en las Figuras 6.12 a 6.15 se incluyen a continuación:

Frecuencia (Hz)	Intensidad Sonora (dB ref. $1 \cdot 10^{-12}$ w/m ²)	Presión Sonora (dB ref. $20 \cdot 10^{-6}$ Pa)	Índice presión-intensidad F_{pl} (dB)	Repetibilidad $ L_{wi}(1) - L_{wi}(2) $ (dB)
25	53,9	52,1	-1,9	3,7
31,5	50,1	44,7	-5,4	<i>xE</i>
40	48,5	48,9	0,4	7,5
50	42,6	51,1	8,5	<i>DR</i>
63	37,1	43,1	6	<i>DR</i>
80	42,6	45,6	2,9	0,7
100	59,5	61,4	1,9	0,5
125	64,7	66,5	1,8	0,4
160	51,3	54,1	2,9	0,1
200	53,9	55,3	1,4	0,3
250	48,1	51,2	3,1	0,2
315	49,9	52,9	3	0,1
400	47,7	53,1	5,4	0,4
500	62,7	69,1	6,4	1,1
630	61,7	65,8	4,2	0,6

Frecuencia (Hz)	Intensidad Sonora (dB ref. $1 \cdot 10^{-12}$ w/m ²)	Presión Sonora (dB ref. $20 \cdot 10^{-6}$ Pa)	Índice presión-intensidad F_{pl} (dB)	Repetibilidad $ L_{wi}(1) - L_{wi}(2) $ (dB)
800	63,3	68,6	5,3	0,3
1k	68	70,7	2,7	0,2
1,25k	70,5	72,3	1,8	0,2
1,6k	64,1	67,8	3,7	0,2
2k	60,5	63,6	3,1	0
2,5k	57,5	60,9	3,4	0,1
3,15k	56,9	60,4	3,5	0,2
4k	56,9	60,3	3,5	0,2
5k	56,5	59,8	3,3	0
6,3k	56,8	60,1	3,3	1,2
8k	61	66,2	5,3	1
10k	53,5	56,2	2,7	0,1

Tabla 6.1. Resultados tabulados segmento prueba R1,C1

Los datos incluidos en la Tabla 6.1 han sido volcados desde el sonómetro mediante la interfaz de comunicación que integra y que posibilita el tratamiento de los datos en un ordenador de sobremesa. Nótese que el sonómetro te indica directamente en qué frecuencias se consigue la validación de la precisión correspondiente al grado de Ingeniería según norma UNE-EN ISO 9614-2 (véanse códigos de error indicados por frecuencia central de banda en Figuras 6.12 a 6.15). Este hecho se ejemplifica si se representa el índice de presión-intensidad respecto de la capacidad dinámica:

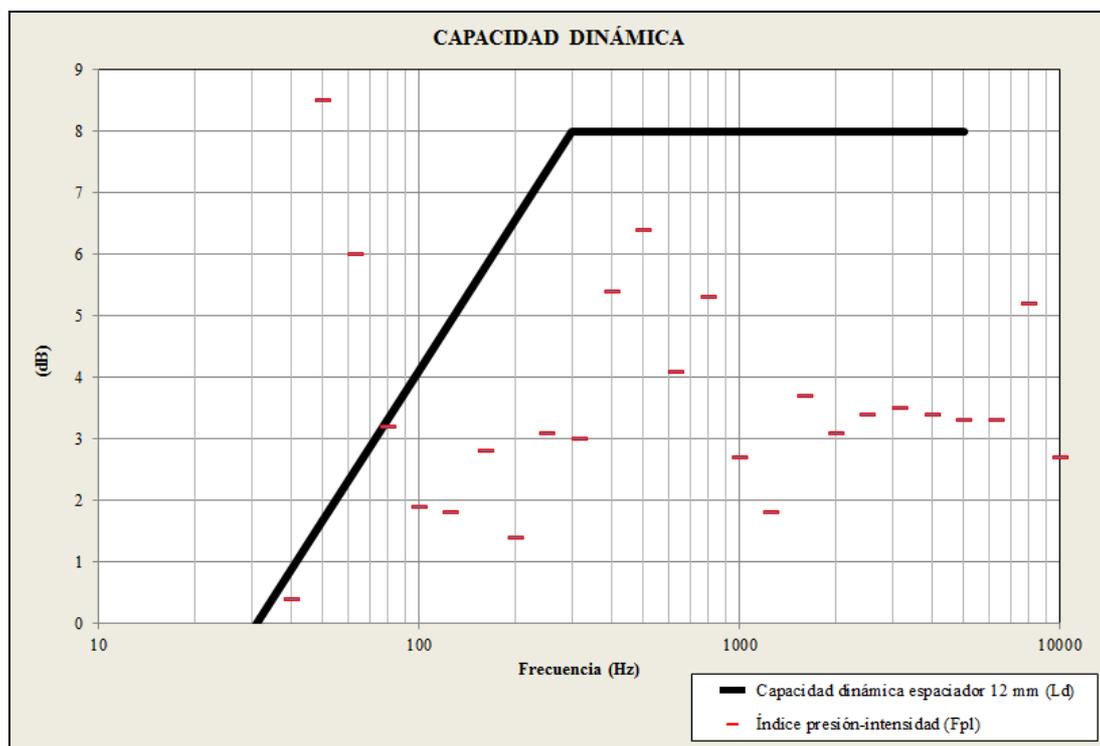


Figura 6.16. Cumplimiento Criterio 1 ($F_{pl} < L_d$) segmento prueba R1,C1 a partir de 100 Hz

Y los valores de repetibilidad obtenidos respecto a los valores de desviación típica exigidos para el grado 2 de precisión (Ingeniería) en la norma de referencia (véase la tabla 4.1 del apartado 4.1.3):

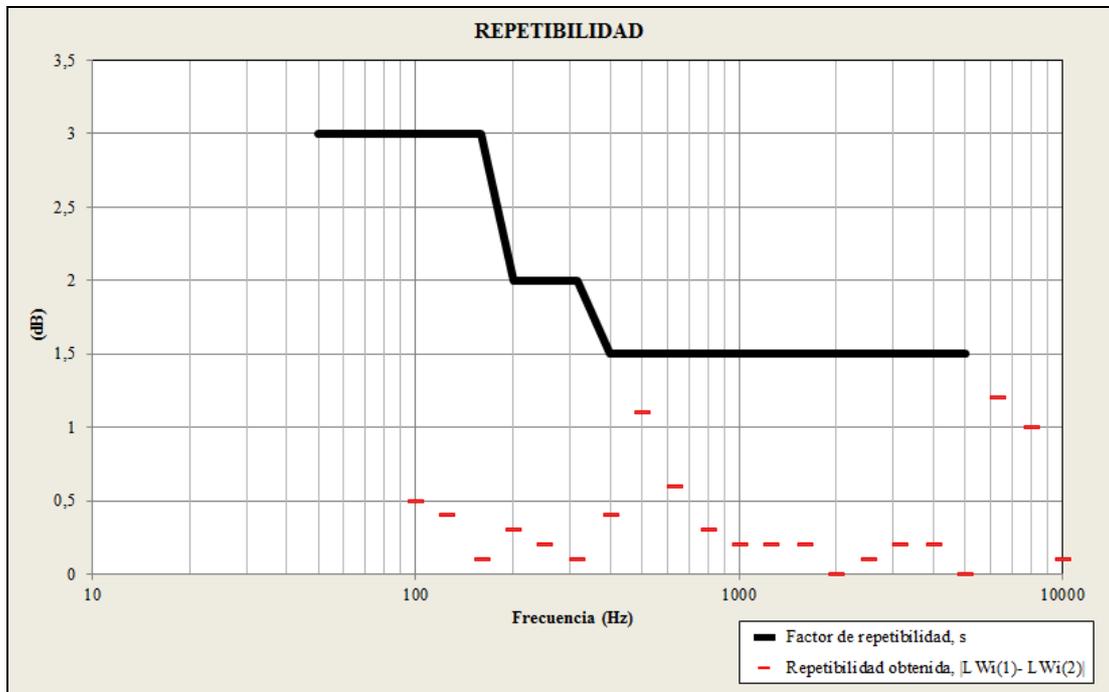


Figura 6.17. Cumplimiento Criterio 3 ($|L_{Wi}(1) - L_{Wi}(2)| \leq s$) segmento prueba R1,C1

Asimismo, se verifica el criterio 2 de potencia parcial negativa.

Este procedimiento de verificación de la precisión se debe realizar para cada segmento de medida. Sin embargo, el hecho de que el sonómetro indique la validación directa por frecuencia central de banda facilita mucho la tarea.

6.2.3 MEDIDA DE LA VIBRACIÓN CON ANALIZADOR MULTICANAL PULSE B&K

Además del sonómetro modelo 2260, se ha utilizado un analizador de señal de cuatro canales modelo PULSE de Brüel & Kjaer:

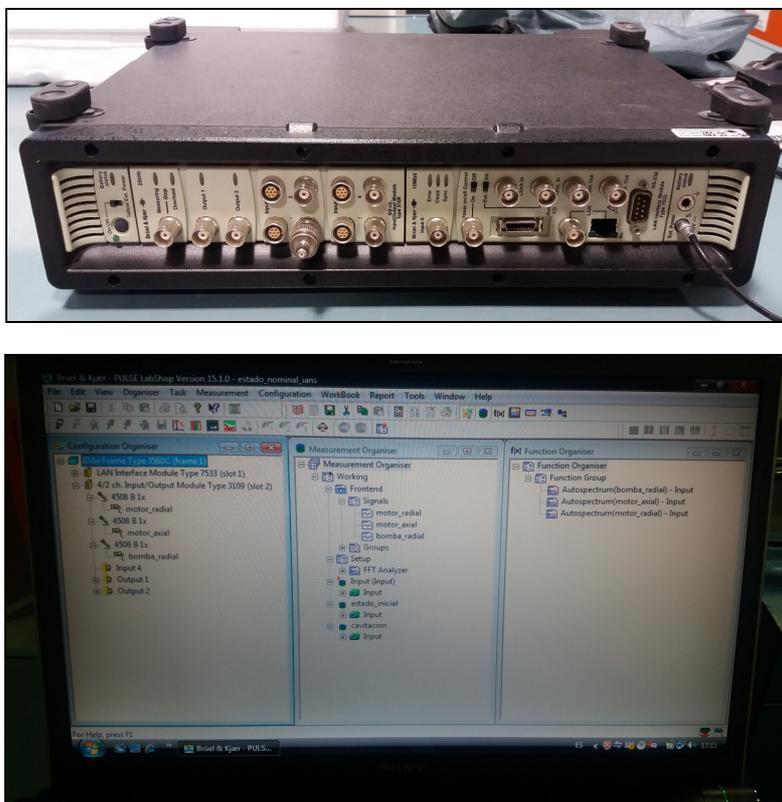


Figura 6.18. Analizador PULSE

La filosofía de funcionamiento de PULSE está basada en la creación de un proyecto de medida a modo de plantilla, generado por medio de cuatro pantallas organizadoras que son: el organizador de configuración, el organizador de medida, el organizador de funciones y el organizador de pantallas. En la figura 6.18 se muestra la pantalla de PULSE con los distintos organizadores.

El organizador de configuración permite definir la cadena de medida introduciendo los transductores y permitiendo su calibración. A los transductores se les asignan señales de medida que deben formar parte de un grupo sobre el que se definen los parámetros comunes del setup de medida. El organizador de medida permite definir los analizadores (FFT) y su configuración, los grupos de señales que serán procesados por cada analizador y las medidas que han de ser almacenadas o rechazadas. El organizador de funciones es el encargado de realizar el post-procesado de las medidas resultantes de los analizadores, así como definir los parámetros de presentación de las medidas. Por último, el organizador de pantallas permite configurar la disposición de los gráficos en la pantalla, agrupando los resultados a conveniencia del operador.

Una vez definidos todos los organizadores, el equipo está en condiciones de medir. Los proyectos guardados pueden ser abiertos posteriormente, conservando todo lo programado en los distintos organizadores.

Las medidas realizadas con dicho equipo permiten relacionar la energía sonora radiada por el grupo motor-bomba con su comportamiento vibratorio, al medir la aceleración generada por el equipo con su funcionamiento.

Más específicamente, se configura el analizador PULSE para determinar el autoespectro de vibración en unidades de velocidad derivado de las medidas realizadas con tres acelerómetros modelo 4508 B de B&K de tecnología Delta Tron:



Figura 6.19. Acelerómetro modelo 4508 B de B&K

Son transductores de tamaño reducido fabricado en titanio con 4,8 gramos de peso y cuyas dimensiones son 10 x 10 x 10 mm. Su sensibilidad es de $10 \text{ mV/m}\cdot\text{s}^{-2}$ y su rango útil en frecuencia, con buenas características de linealidad, de 0,3 Hz a 8.000 Hz.

La sujeción del acelerómetro a la superficie de medida se realiza por medio de un clip de montaje, pegado con cera, sobre el que se monta el acelerómetro por medio de unas guías que lleva mecanizadas.

En la ejecución de las medidas se han utilizado tres canales del analizador multicanal PULSE de B&K, uno para cada acelerómetro situado sobre bomba (dirección radial) y motor (direcciones axial y radial):

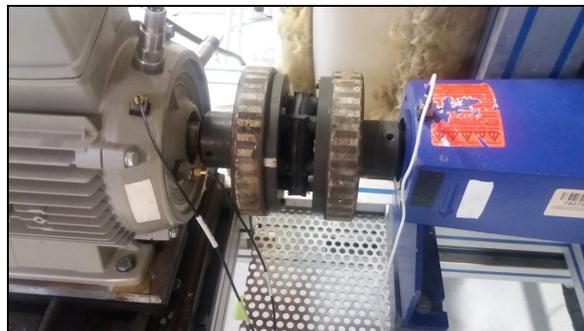


Figura 6.20. Acelerómetros dispuestos sobre bomba y motor para medida de vibración

6.3 CUADRÍCULA PARA LA DELIMITACIÓN DE LOS SEGMENTOS DE MEDIDA

Se ha configurado una cuadrícula de 1,35 metros de largo por 1,2 metros de alto, dividida en 72 segmentos cuadrados de 150 mm de lado cada uno, codificados como sigue:

R8									
R7									
R6									
R5									
R4									
R3									
R2									
R1									
	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9

Figura 6.21. División cuadrícula segmentos de medida

A continuación en la Figura 6.22 se muestra la instalación de la cuadrícula in situ, conformada por dos estructuras ligeras a modo de mástil y cuerdas para delimitar los segmentos formando una retícula.

La intensidad sonora promediada se obtendrá para cada segmento de medida, aplicando el procedimiento de verificación de las medidas indicado en el apartado 4.3.4.

Nótese que los diferentes elementos (motor, bomba, acoplamiento elástico y tanque) quedan cubiertos por diferentes segmentos, lo que permitirá una mejor identificación de los ruidos causados por cada elemento o componente interno particular.

En concreto, sólo se medirá la intensidad normal a los segmentos que cubren los diferentes elementos, tal y como se indica en las Figuras 6.23, 6.24 y 6.25.



Figura 6.22. Cuadrícula física

R8								
R7								
R6								
R5								
R4								
R3								
R2								
R1								
	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8

Figura 6.23. Segmentos seleccionados para realizar las mediciones (I)

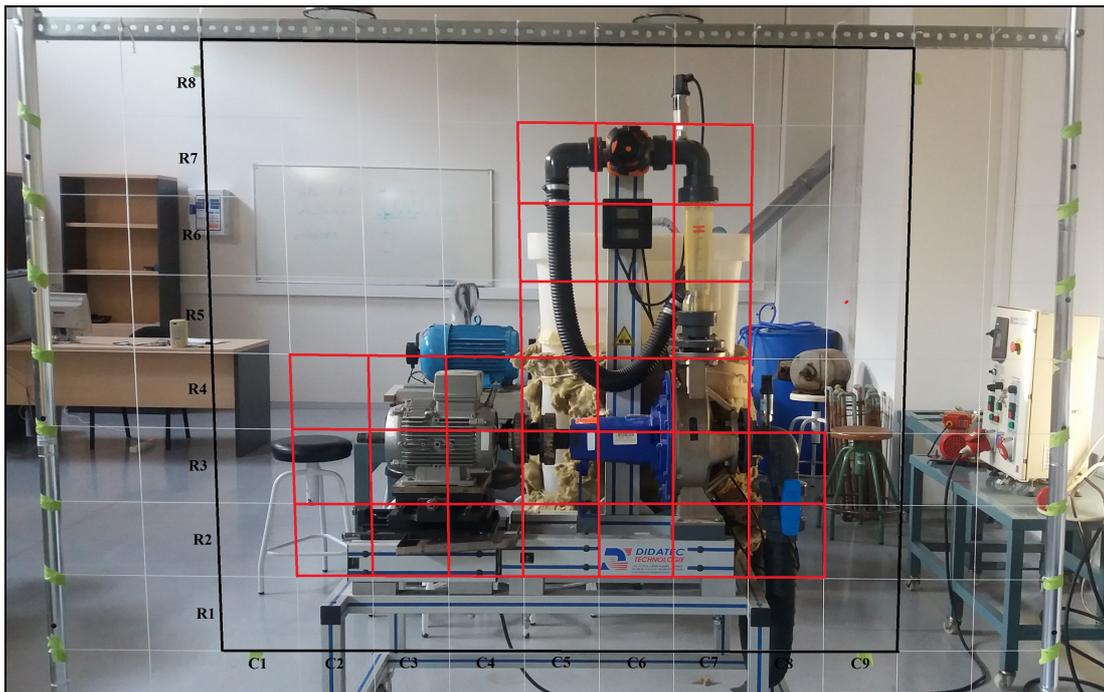


Figura 6.24. Segmentos seleccionados para realizar las mediciones (II)

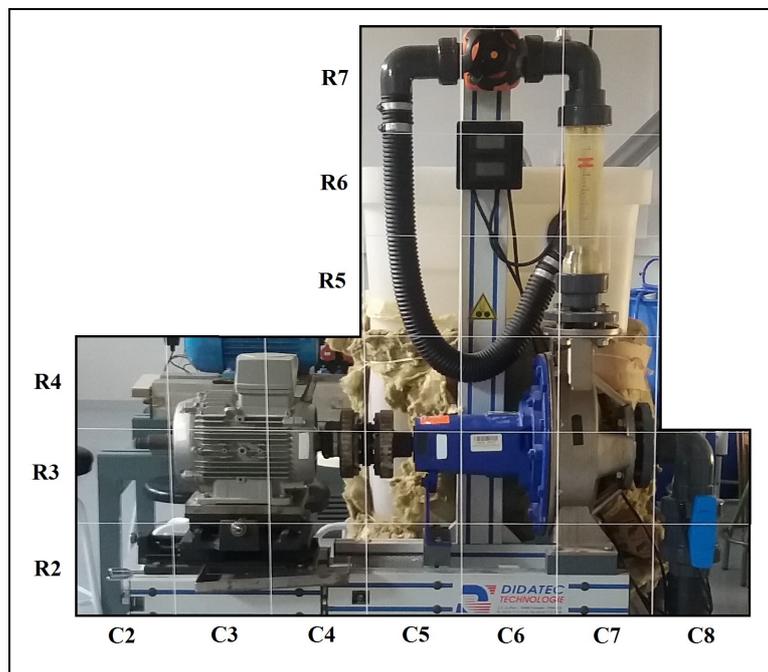


Figura 6.25. Segmentos seleccionados para realizar las mediciones (III)

Se observa que quedan perfectamente cubiertos los elementos principales como son motor, bomba y tanque, así como las tuberías de aspiración y descarga.

El resto de segmentos han sido descartados pues no presentaban interés al no contener ningún elemento generador de ruido.

7 PROCEDIMIENTO DE ENSAYO

El procedimiento seguido en el seno del presente Trabajo Fin de Máster para la realización de los mapas de intensidad mediante la determinación experimental de la intensidad sonora con sonda tipo p-p con el objeto de identificar defectos funcionales en equipos dinámicos se resume en la realización de los siguientes pasos:

- Paso 1.** Medición de la intensidad sonora normal a los segmentos de medida identificados en la Figura 6.25 mediante sonda de intensidad con espaciador de 50 mm y sonómetro modelo 2260, con el equipo en condiciones de funcionamiento correcto. Generación de mapa de intensidad.
- Paso 2.** Medición de la vibración en la dirección radial sobre bomba y direcciones axial y radial sobre motor mediante analizador PULSE y acelerómetros modelo 4508 B, con el equipo en condiciones de funcionamiento correcto. Generación de espectros de vibración. Este paso es necesario para disponer de un espectro base con el que luego comparar a la hora de inducir los defectos (véanse pasos 4 y 8).
- Paso 3.** Generación del defecto controlado de la cavitación sobre el grupo motor-bomba. Véase explicación a continuación.
- Paso 4.** Medición de la vibración en la dirección radial sobre bomba y direcciones axial y radial sobre motor mediante analizador PULSE y acelerómetros modelo 4508 B. Generación de espectros de vibración. Este paso es necesario para confirmar (mediante comparación con el espectro base obtenido en paso 2) que las medidas tomadas según paso 3 han desembocado en la generación del defecto, antes de proceder a la medida mediante sonda de intensidad.
- Paso 5.** Medición de la intensidad sonora normal a los segmentos de medida identificados en la Figura 6.25 mediante sonda de intensidad con espaciador de 50 mm y sonómetro modelo 2260. Generación de mapa de intensidad.
- Paso 6.** Corrección del defecto de la cavitación sobre el grupo motor-bomba.
- Paso 7.** Generación del defecto controlado de la desalineación sobre el grupo motor-bomba. Véase explicación a continuación.
- Paso 8.** Medición de la vibración en la dirección radial sobre bomba y direcciones axial y radial sobre motor mediante analizador PULSE y acelerómetros modelo 4508 B. Generación de espectros de vibración. Este paso es necesario para confirmar (mediante comparación con el espectro base obtenido en paso 2) que las medidas tomadas según paso 7 han desembocado en la generación del defecto, antes de proceder a la medida mediante sonda de intensidad.
- Paso 9.** Medición de la intensidad sonora normal a los segmentos de medida identificados en la Figura 6.25 mediante sonda de intensidad con espaciador de 50 mm y sonómetro modelo 2260. Generación de mapa de intensidad.
- Paso 10.** Corrección del defecto de la desalineación sobre el grupo motor-bomba.

Generación controlada del defecto CAVITACIÓN

El defecto de la cavitación se genera mediante el aumento del caudal del sistema (véase Figura 5.13), cerrando la válvula conectada en la tubería de aspiración de la bomba para limitar el paso de agua por la tubería:



Figura 7.1. Cierre de la válvula de aspiración para aumentar el caudal

Con esto se consigue descender las presiones en el sistema, cayendo el NPSH disponible por debajo del requerido y dándose el fenómeno de la cavitación:

Presión en la impulsión (descarga)	1,74 bares
Presión en la aspiración	0,92 bares

Tabla 7.1. Presiones condición nominal

Presión en la impulsión (descarga)	1,28 bares
Presión en la aspiración	0,23 bares

Tabla 7.2. Presiones condición con cavitación

La lectura se realiza en el manómetro integrado en el circuito:



Figura 7.2. Lectura presiones condición con cavitación

La corrección del defecto consiste simplemente en volver a abrir completamente la válvula de aspiración.

Generación controlada del defecto DESALINEACIÓN

El defecto de la desalineación se genera al modificar la posición del motor con respecto a la de la bomba (fija sobre la bancada). Esto es posible gracias al sistema sobre el cual el motor está instalado sobre la bancada, mediante un sistema de guías que permiten la modificación de su posición relativa mediante la actuación sobre un tornillo:

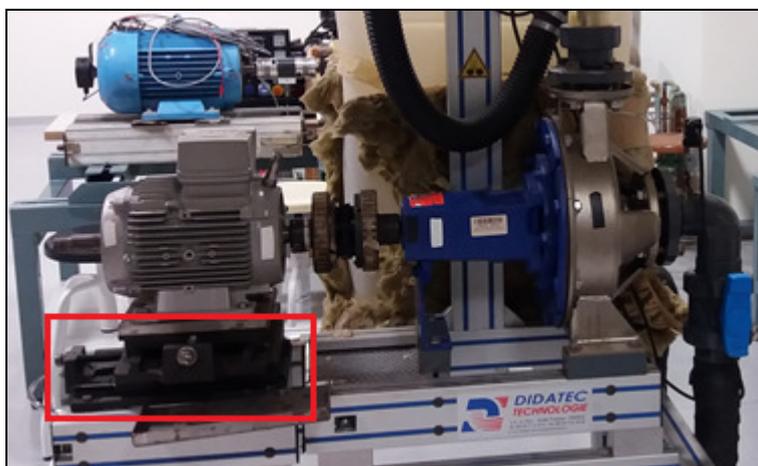


Figura 7.3. *Guías mecanizadas para la inducción de una desalineación controlada entre bomba y motor (véase recuadro en rojo)*

La desalineación inducida supone una combinación de desajuste angular y paralelo, ya que al mismo tiempo que se desplaza paralelamente el motor éste coge cierta inclinación debido al posicionamiento de las guías mecanizadas.

La corrección del defecto consiste simplemente en volver a disponer el motor en su posición de referencia.

Otras consideraciones importantes a destacar son:

- Todos los equipos de medida se presentan calibrados.
- Carácter continuo del ruido radiado por la fuente sonora (caudal nominal igual a 14 m³/h).
- Inexistencia de fuentes parásitas en el recinto de ensayo.
- Inexistencia de flujos de aire en las proximidades de la sonda de intensidad.
- Segmentos cuadrados de 150 mm de lado.
- Realización de barrido manual.
- Tiempo de barrido igual a 25 segundos por segmento de medida.
- Distancia entre la superficie de medida y la fuente superior a 200 mm.

Nótese que las medidas mediante sonda de intensidad deben realizarse según norma establecida ya que, de lo contrario, sería imposible estar seguros de la validez de los resultados. Es por ello que en la obtención de resultados se sigue escrupulosamente la normativa internacional vigente actualmente para dicho cometido (ref. [17]).

Para la obtención de medidas in situ es necesario adecuarse a una normativa que asegure la obtención de resultados fiables y característicos del comportamiento de la máquina.

Por otro lado, atendiendo a que el objetivo del presente estudio consiste en comprobar la aplicabilidad de la medida mediante sonda de intensidad in situ para la identificación de defectos funcionales en maquinaria eléctrica rotativa, es necesario comprobar previamente que la inducción de los fallos se ha realizado de manera correcta y controlada, apoyándose para este fin en el análisis de las vibraciones.

El hecho de provocar defectos de manera controlada es necesario para verificar después si los resultados obtenidos mediante la sonda de intensidad reflejan la aparición o no de dichos defectos en la visualización posterior de los mapas de intensidad, en comparación con los obtenidos previamente para el equipo en condición normal.

8 PRESENTACIÓN DE RESULTADOS

A continuación, en los subapartados 8.1, 8.2 y 8.3, se representan los resultados de intensimetría medidos según los pasos 1, 5 y 9 detallados en el apartado anterior.

Por otra parte, en el subapartado 8.4, se representan los resultados de acelerometría medidos según los pasos 2, 4 y 8 detallados en el apartado anterior.

Las figuras ‘mapas de intensidad’ se deben visualizar tomando como referencia la Figura 6.25 para identificar las zonas de mayor emisividad acústica por frecuencia central de banda.

Nótese que para la obtención del nivel intensidad en cada segmento de medida se ha seguido el procedimiento detallado en la Figura 4.11, consiguiéndose el grado de precisión requerido (Ingeniería) en cada uno de ellos para las frecuencias representadas.

Los datos de intensidad registrados por el sonómetro han sido exportados para su tratamiento en un ordenador de sobremesa, posibilitando su subsiguiente análisis y representación mediante el entorno de programación MATLAB.

8.1 MAPAS DE INTENSIDAD. EQUIPO SIN DEFECTO FUNCIONAL

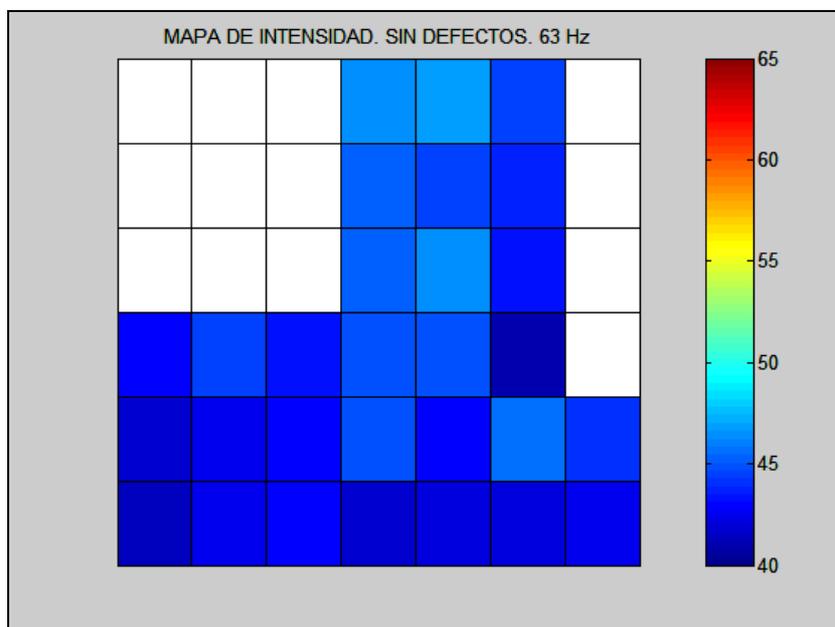


Figura 8.1. Mapa de intensidad. Equipo sin defecto funcional. 63 Hz

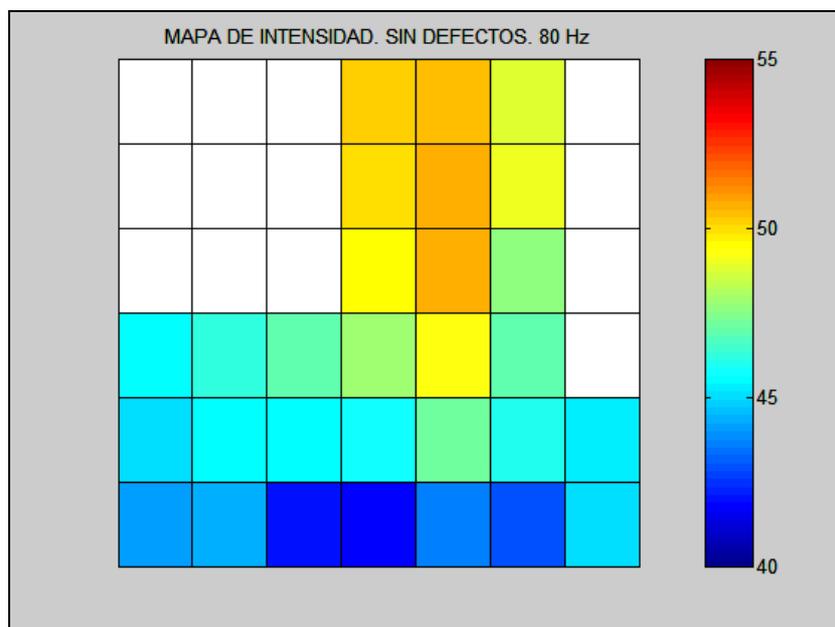


Figura 8.2. Mapa de intensidad. Equipo sin defecto funcional. 80 Hz

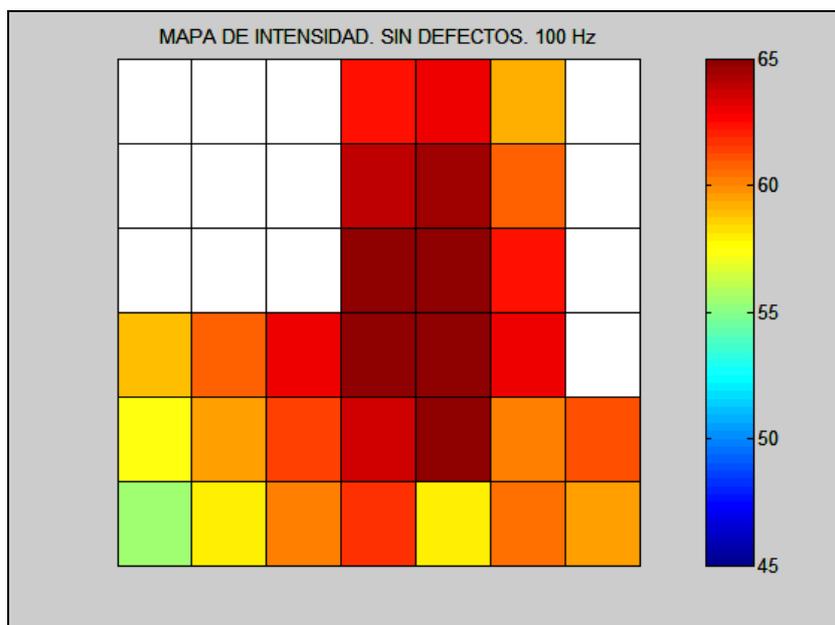


Figura 8.3. Mapa de intensidad. Equipo sin defecto funcional. 100 Hz

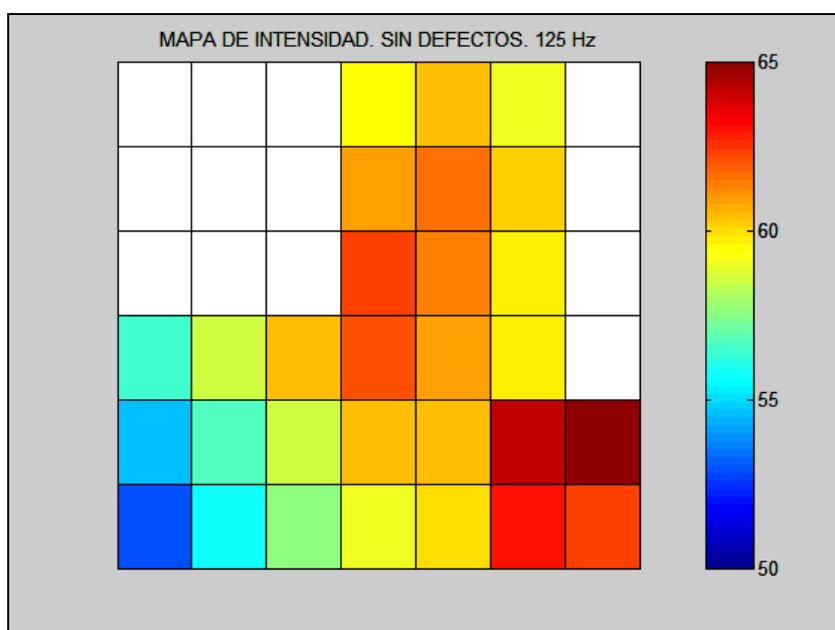


Figura 8.4. Mapa de intensidad. Equipo sin defecto funcional. 125 Hz

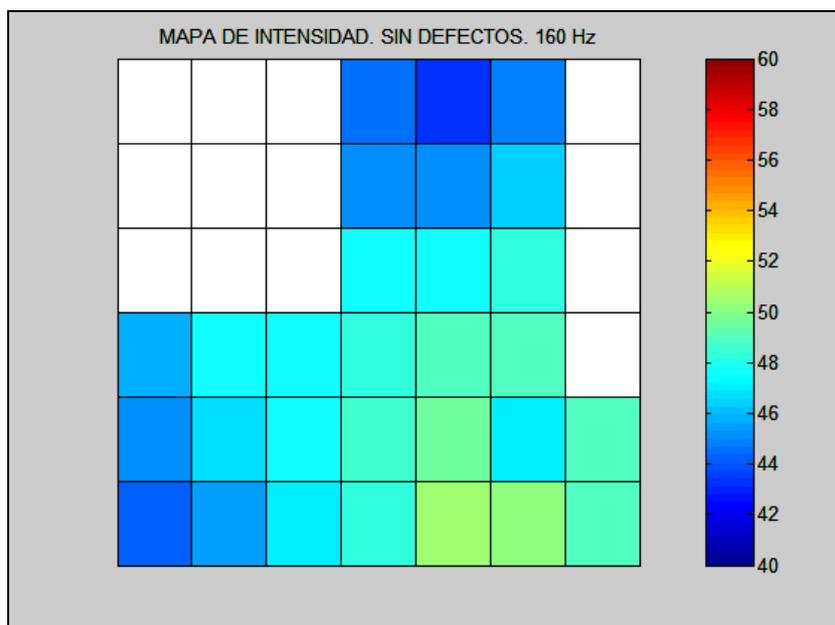


Figura 8.5. Mapa de intensidad. Equipo sin defecto funcional. 160 Hz

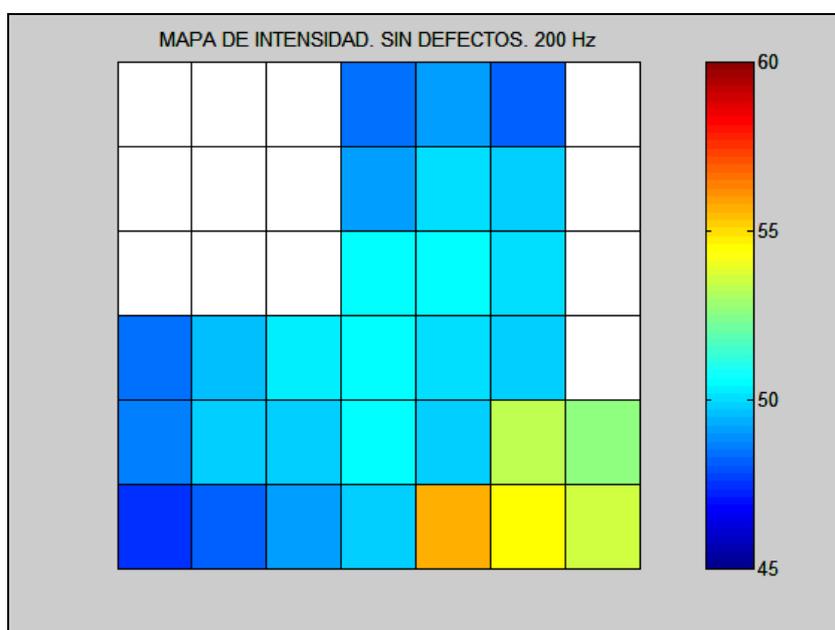


Figura 8.6. Mapa de intensidad. Equipo sin defecto funcional. 200 Hz

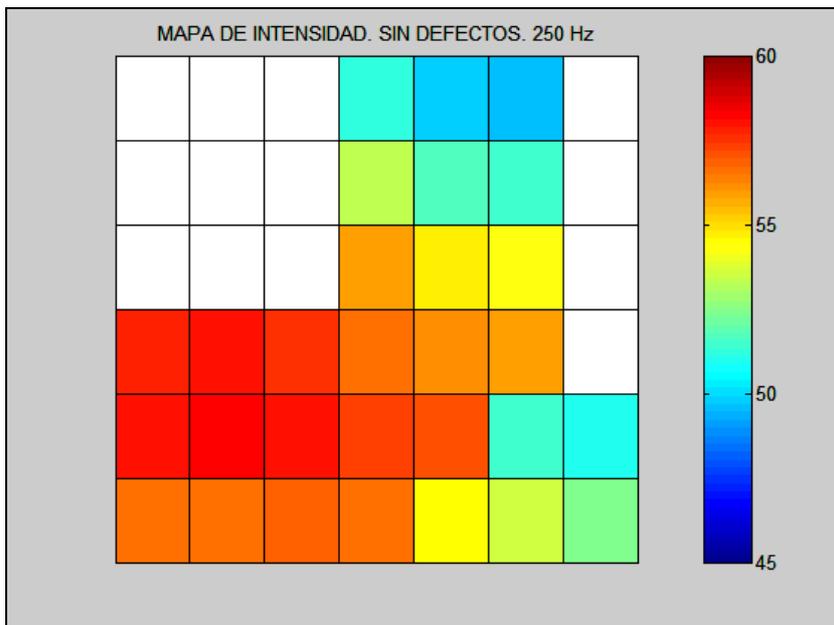


Figura 8.7. Mapa de intensidad. Equipo sin defecto funcional. 250 Hz

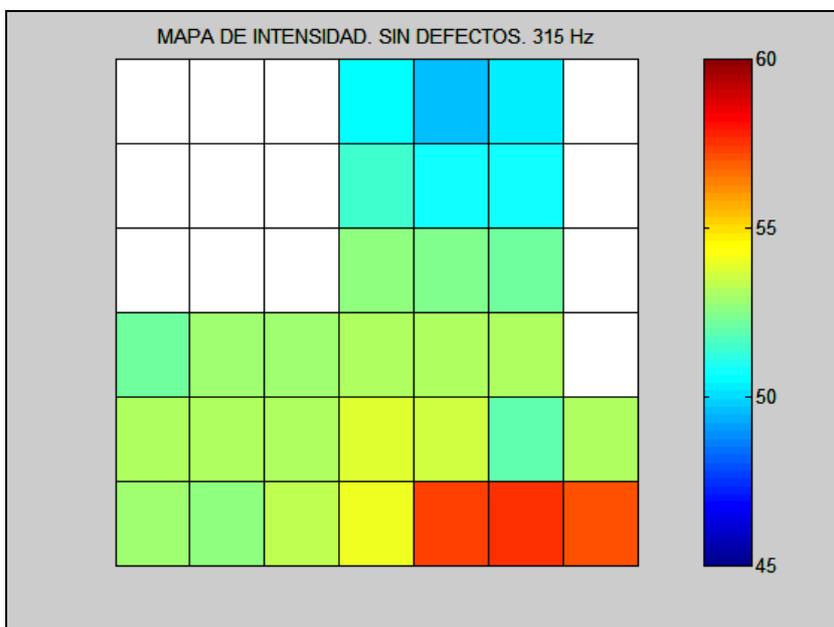


Figura 8.8. Mapa de intensidad. Equipo sin defecto funcional. 315 Hz

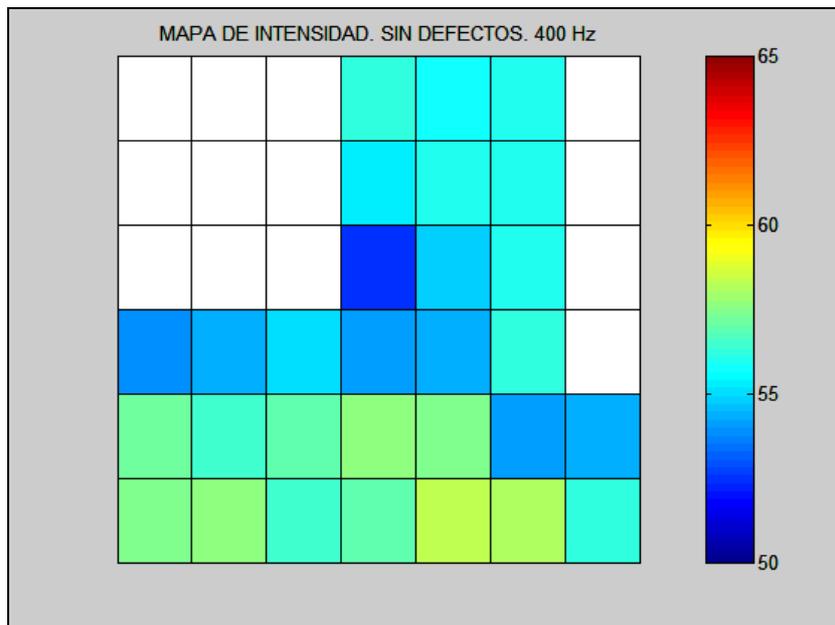


Figura 8.9. Mapa de intensidad. Equipo sin defecto funcional. 400 Hz

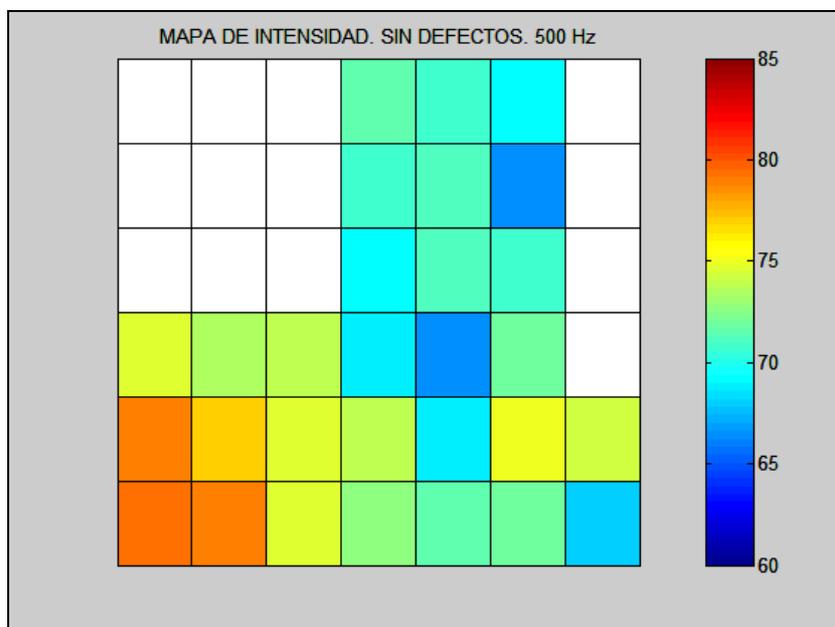


Figura 8.10. Mapa de intensidad. Equipo sin defecto funcional. 500 Hz

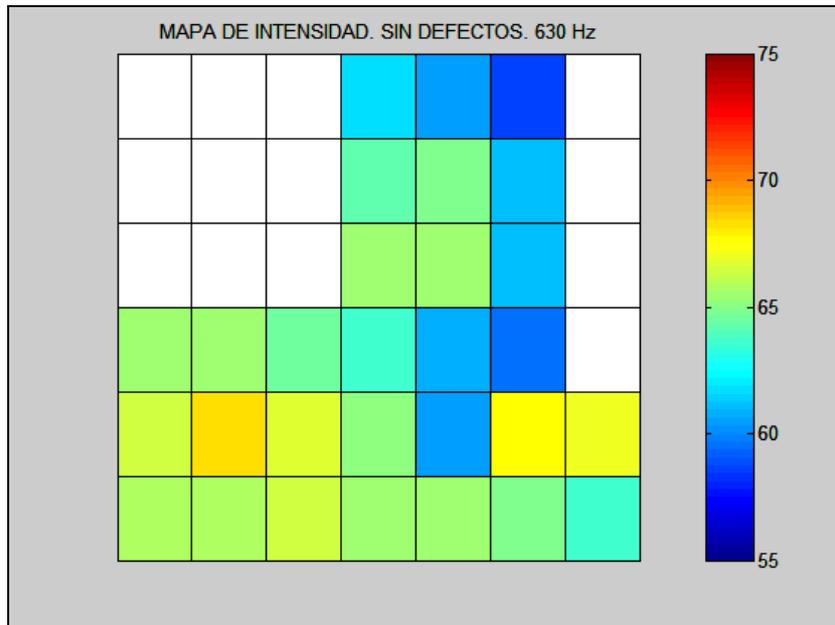


Figura 8.11. Mapa de intensidad. Equipo sin defecto funcional. 630 Hz

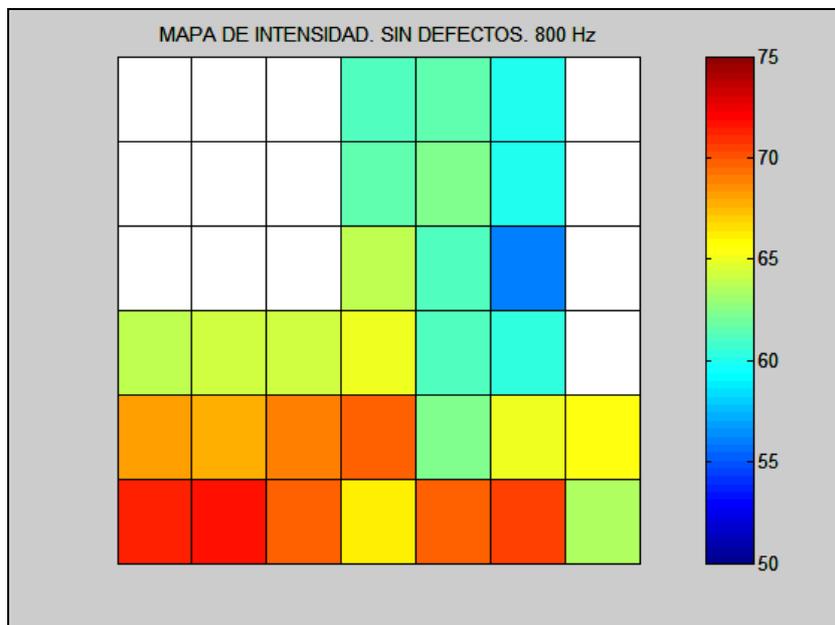


Figura 8.12. Mapa de intensidad. Equipo sin defecto funcional. 800 Hz

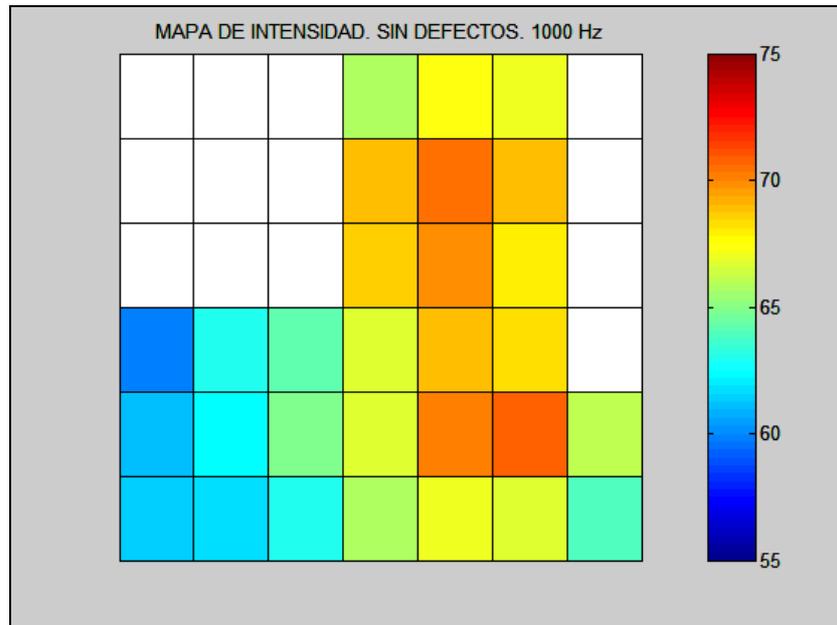


Figura 8.13. Mapa de intensidad. Equipo sin defecto funcional. 1.000 Hz

8.2 MAPAS DE INTENSIDAD. EQUIPO CON CAVITACIÓN

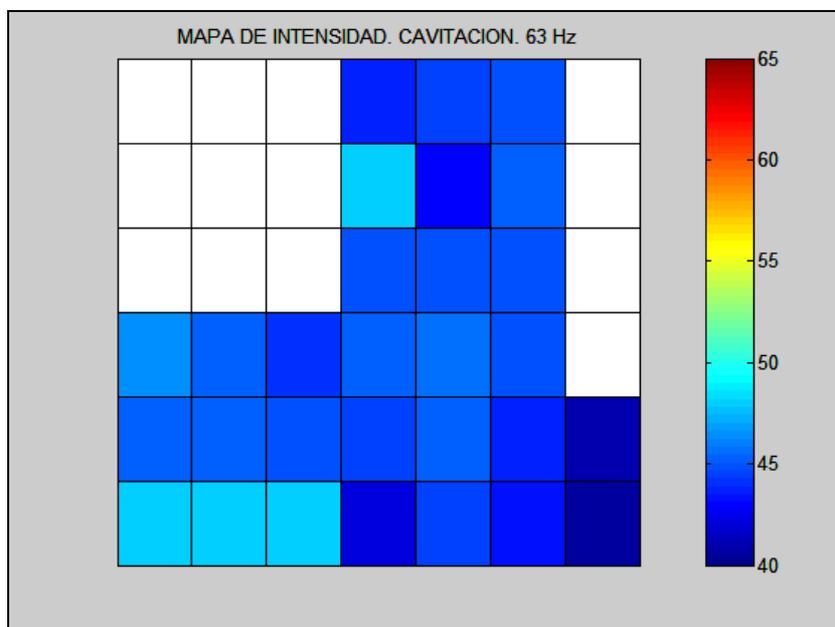


Figura 8.14. Mapa de intensidad. Equipo con cavitación. 63 Hz

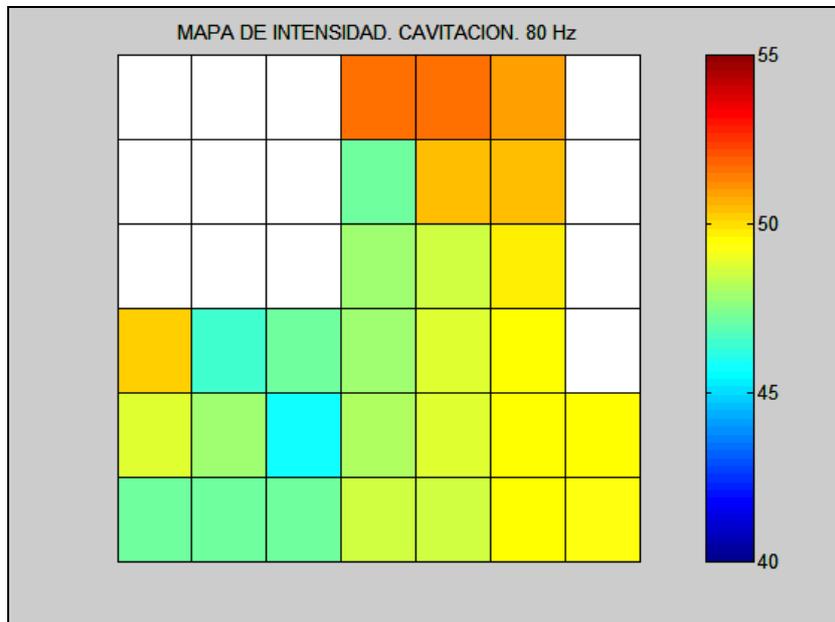


Figura 8.15. Mapa de intensidad. Equipo con cavitación. 80 Hz

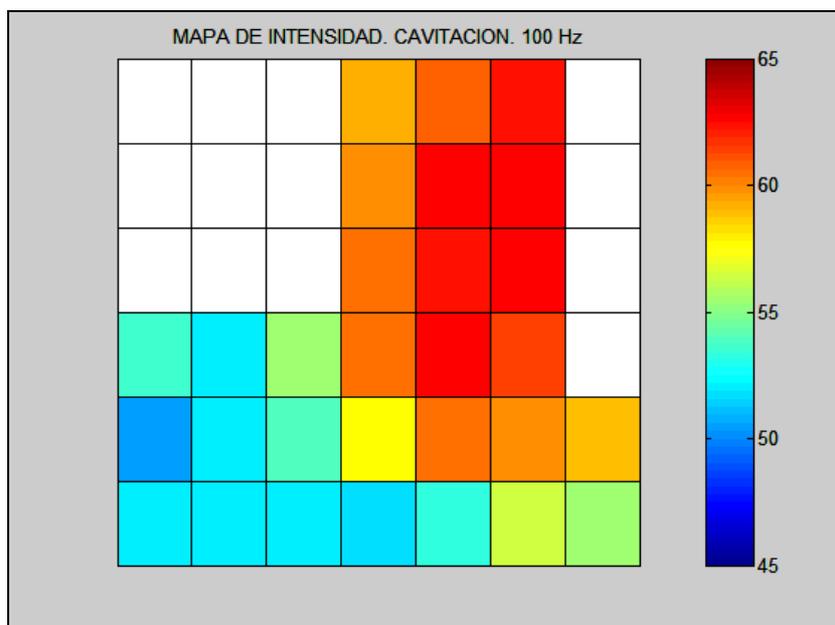


Figura 8.16. Mapa de intensidad. Equipo con cavitación. 100 Hz

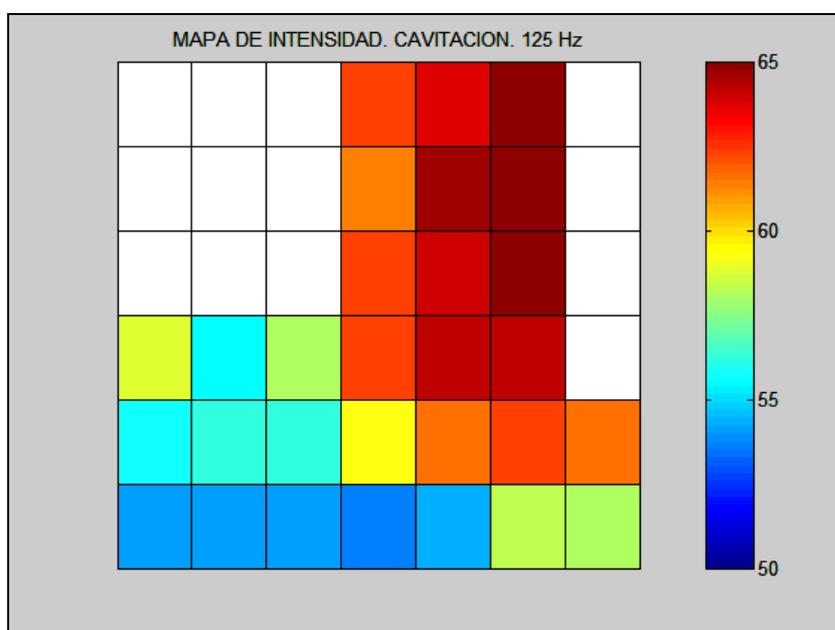


Figura 8.17. Mapa de intensidad. Equipo con cavitación. 125 Hz

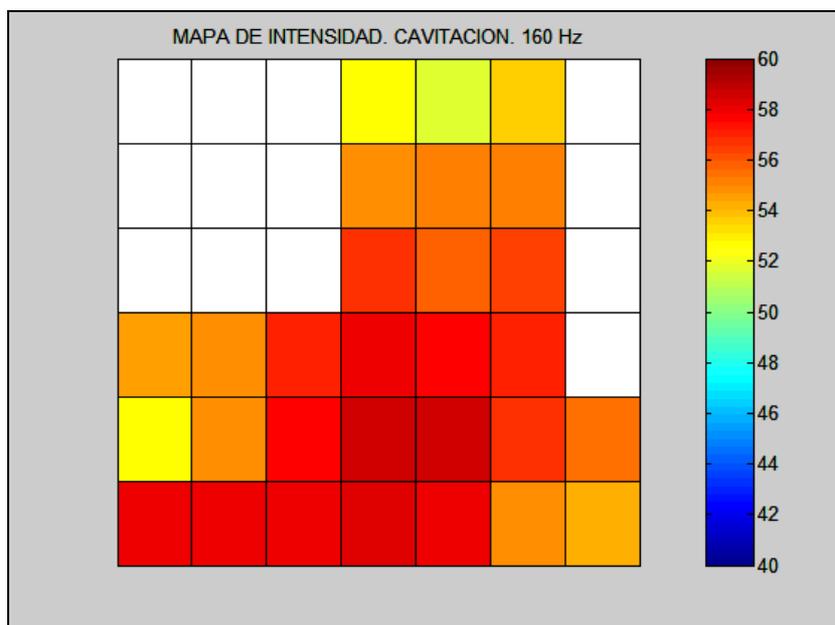


Figura 8.18. Mapa de intensidad. Equipo con cavitación. 160 Hz

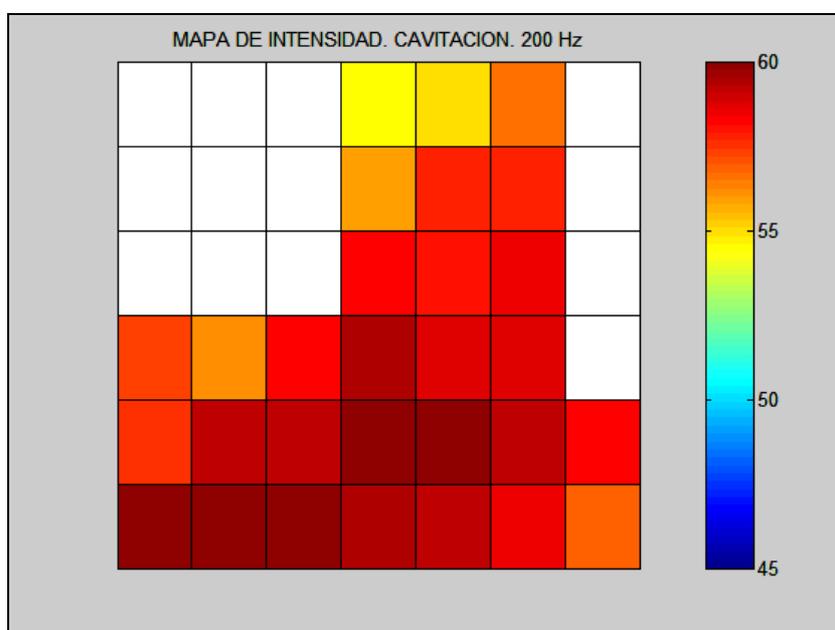


Figura 8.19. Mapa de intensidad. Equipo con cavitación. 200 Hz

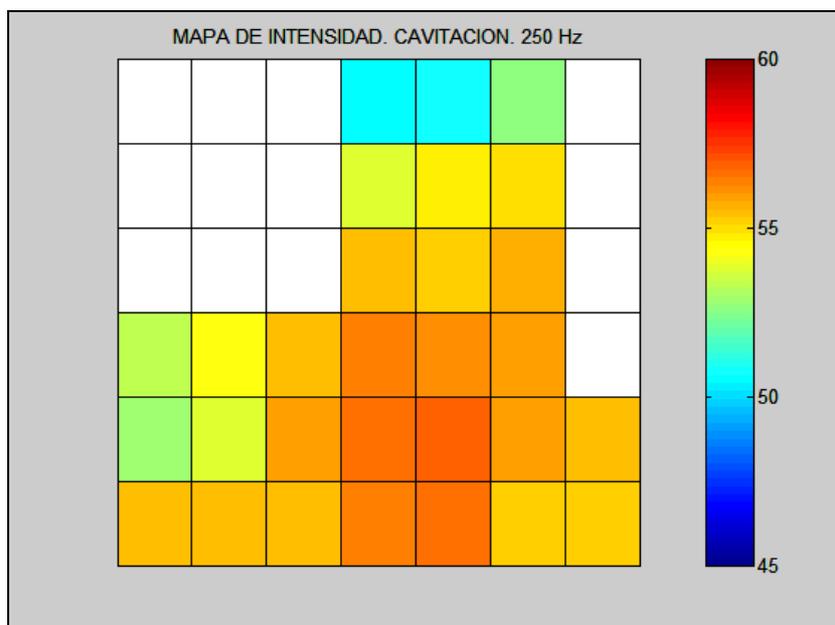


Figura 8.20. Mapa de intensidad. Equipo con cavitación. 250 Hz

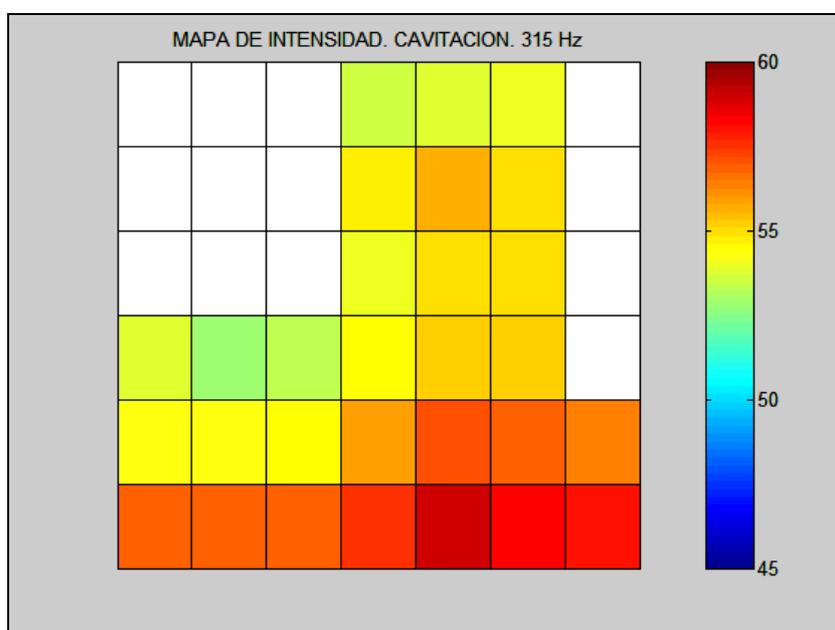


Figura 8.21. Mapa de intensidad. Equipo con cavitación. 315 Hz

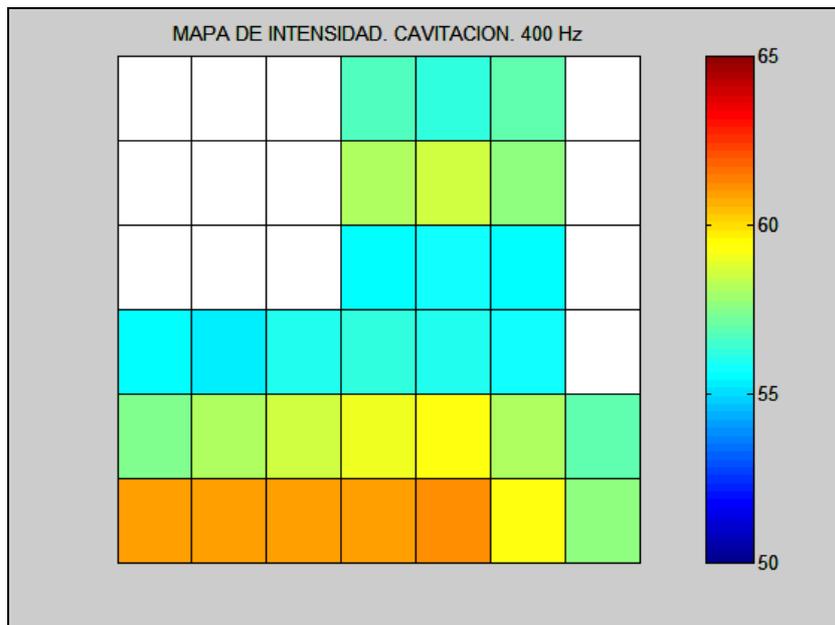


Figura 8.22. Mapa de intensidad. Equipo con cavitación. 400 Hz

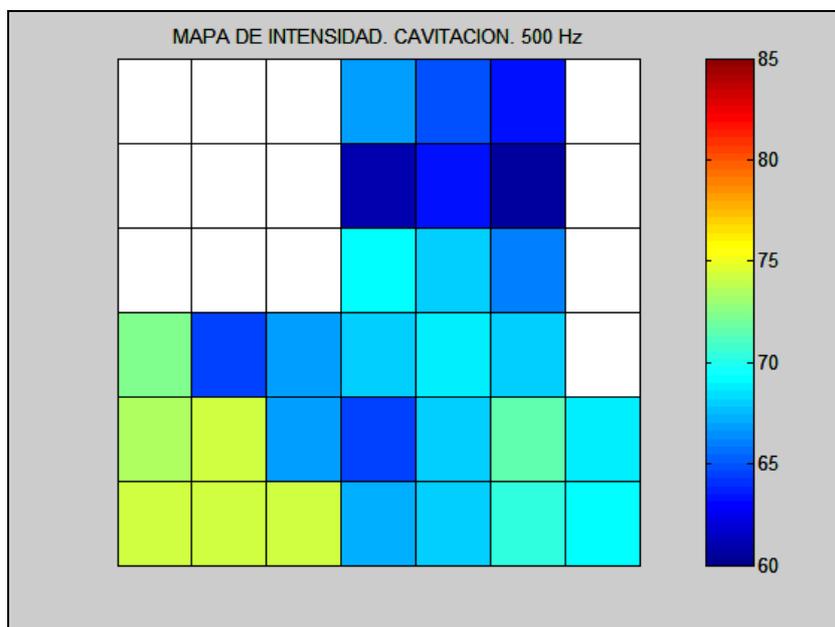


Figura 8.23. Mapa de intensidad. Equipo con cavitación. 500 Hz

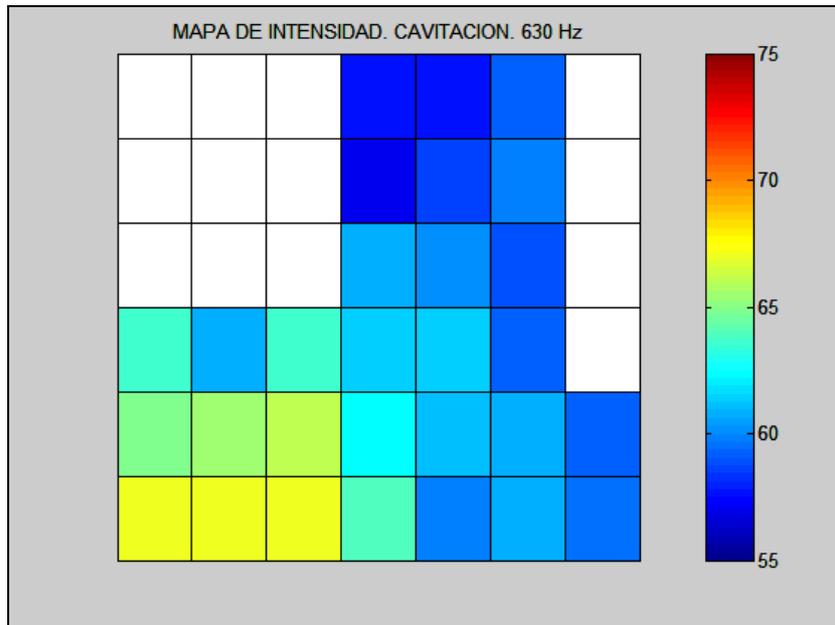


Figura 8.24. Mapa de intensidad. Equipo con cavitación. 630 Hz

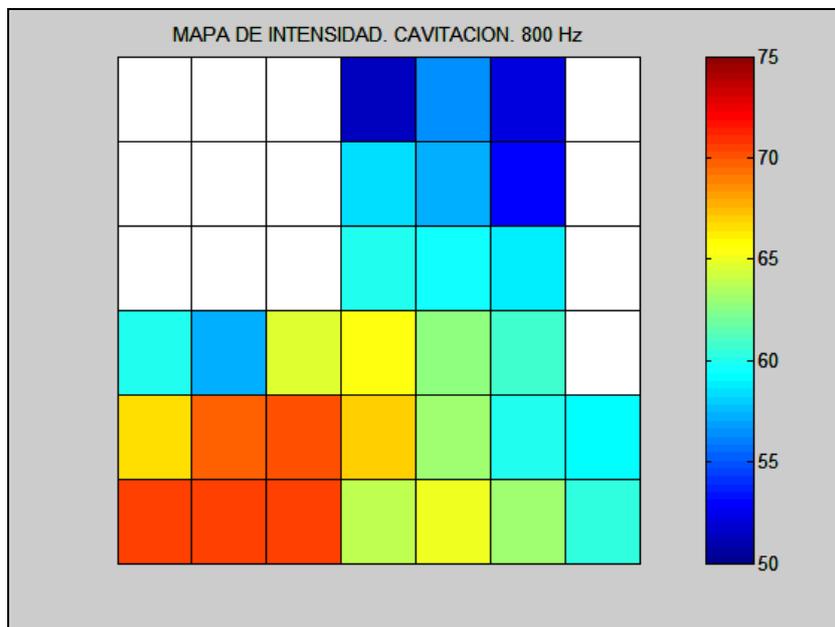


Figura 8.25. Mapa de intensidad. Equipo con cavitación. 800 Hz

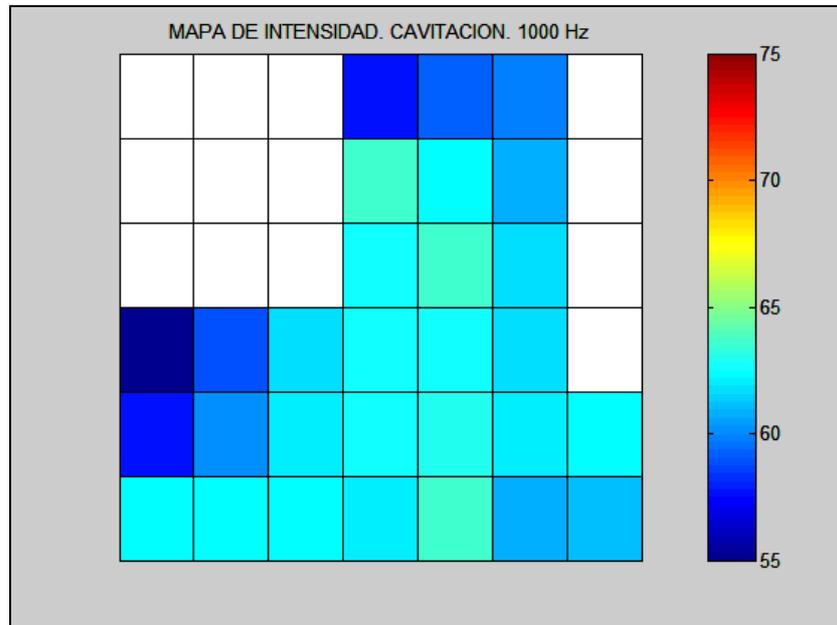


Figura 8.26. Mapa de intensidad. Equipo con cavitación. 1.000 Hz

8.3 MAPAS DE INTENSIDAD. EQUIPO CON DESALINEACIÓN

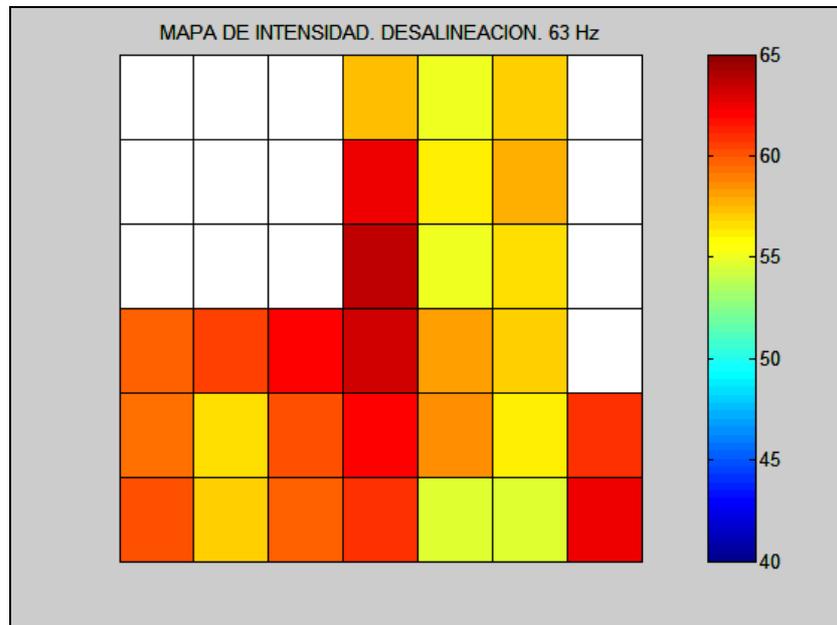


Figura 8.27. Mapa de intensidad. Equipo con desalineación. 63 Hz

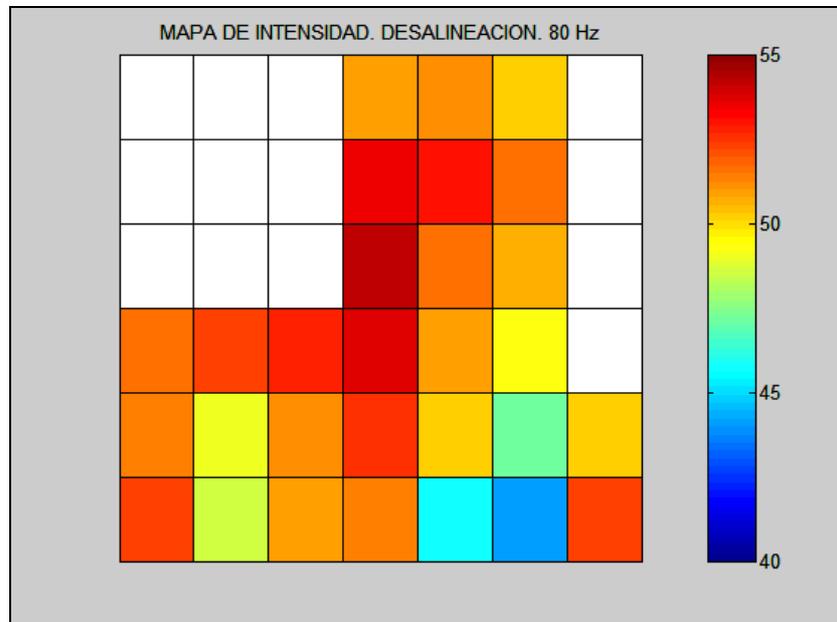


Figura 8.28. Mapa de intensidad. Equipo con desalineación. 80 Hz

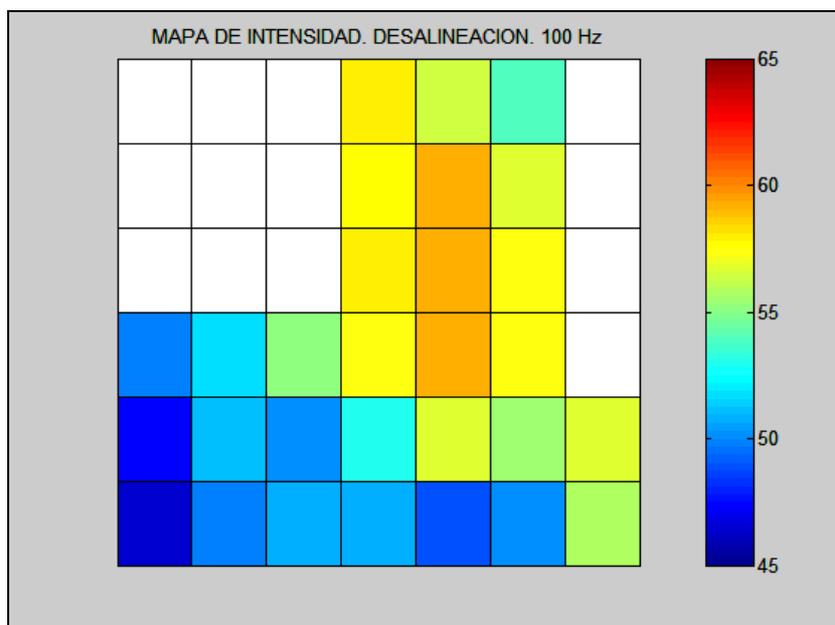


Figura 8.29. Mapa de intensidad. Equipo con desalineación. 100 Hz

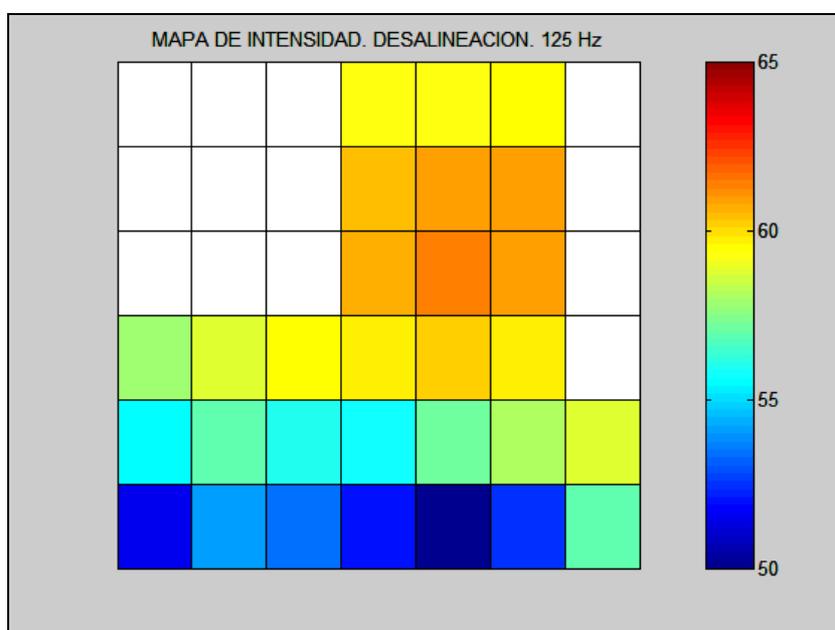


Figura 8.30. Mapa de intensidad. Equipo con desalineación. 125 Hz

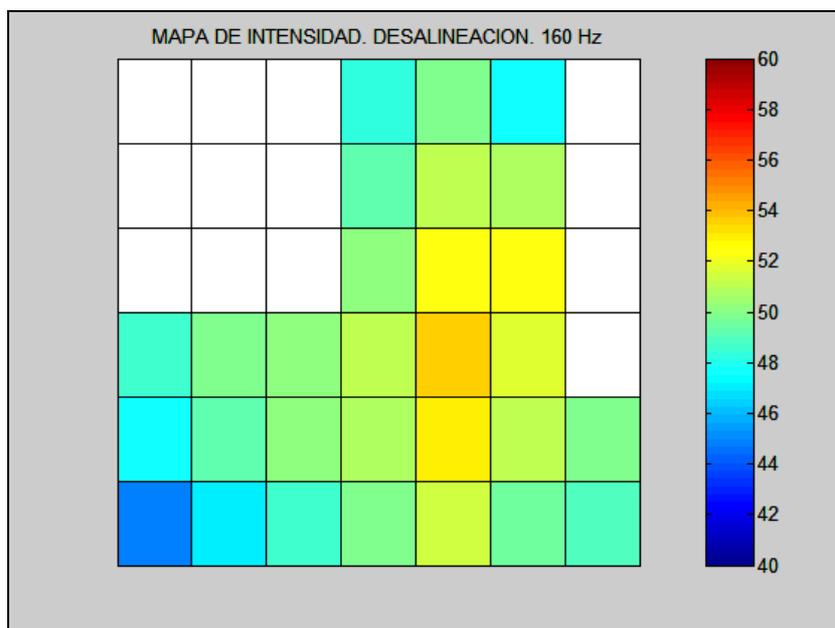


Figura 8.31. Mapa de intensidad. Equipo con desalineación. 160 Hz

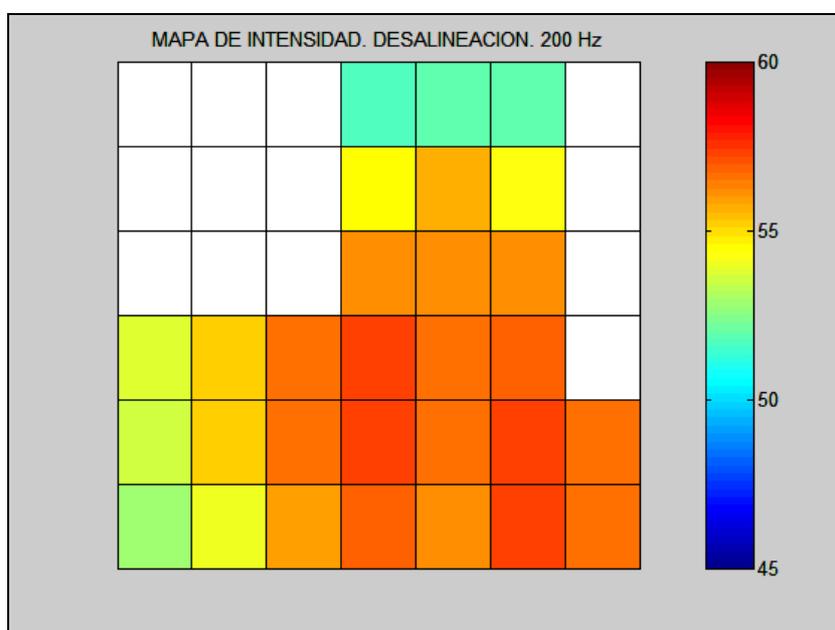


Figura 8.32. Mapa de intensidad. Equipo con desalineación. 200 Hz

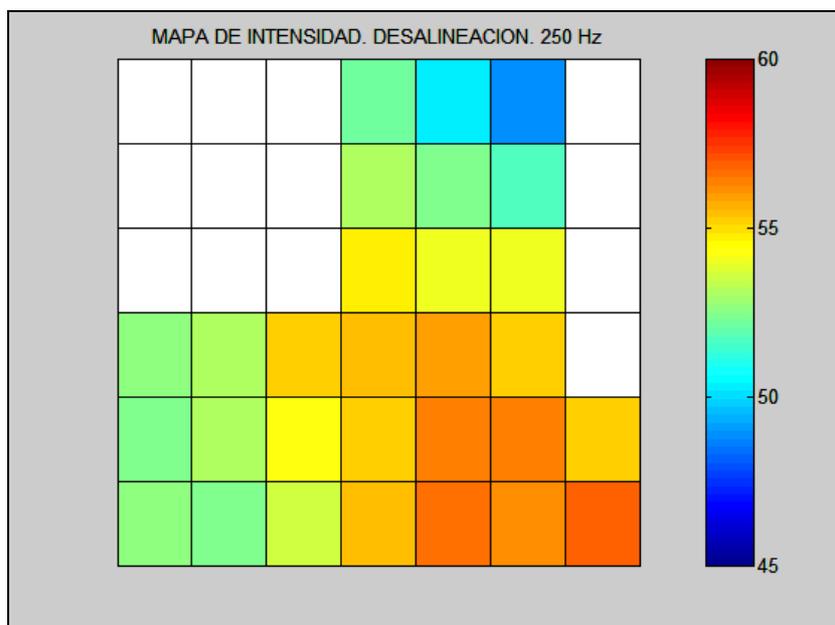


Figura 8.33. Mapa de intensidad. Equipo con desalineación. 250 Hz

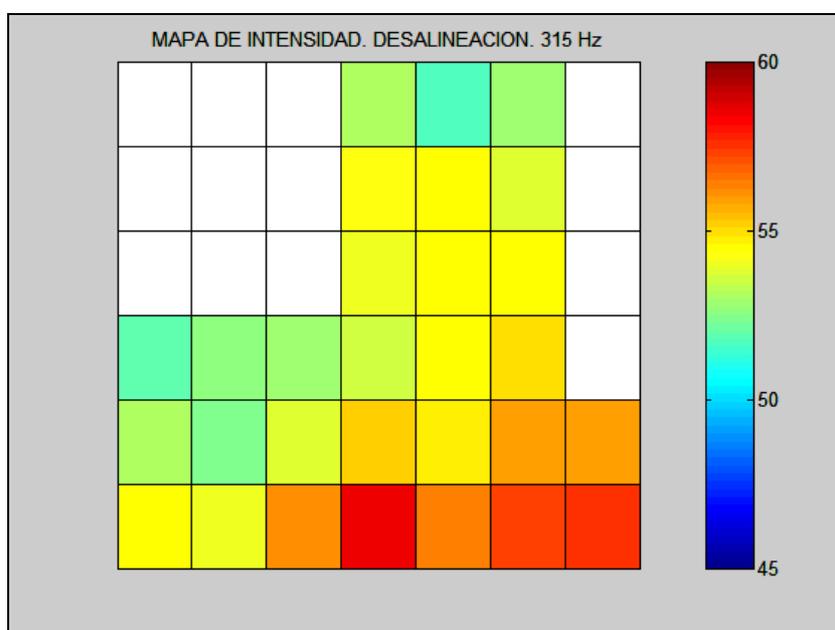


Figura 8.34. Mapa de intensidad. Equipo con desalineación. 315 Hz

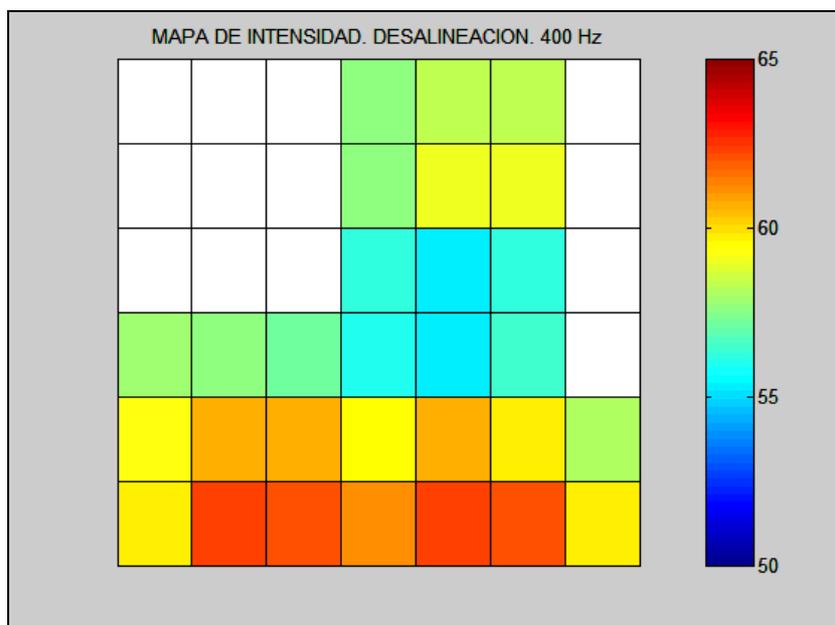


Figura 8.35. Mapa de intensidad. Equipo con desalineación. 400 Hz

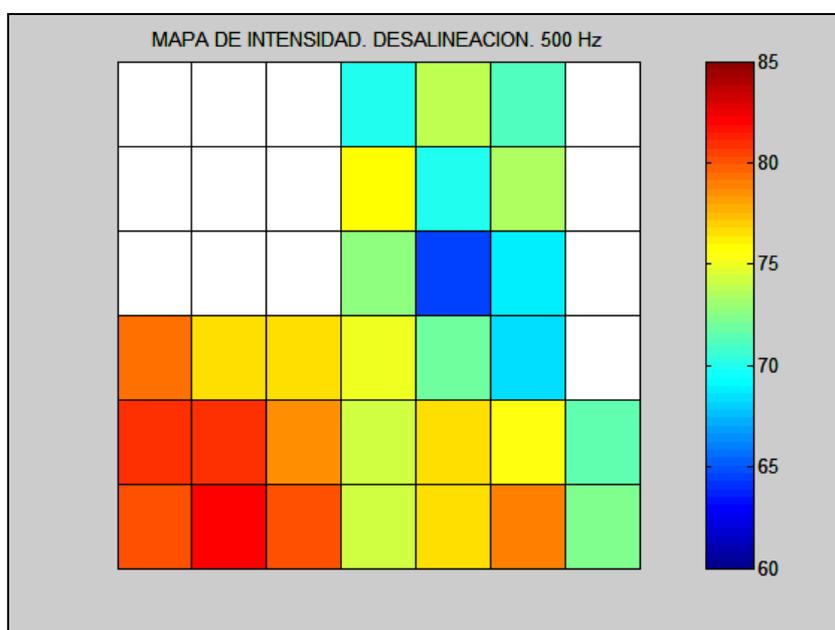


Figura 8.36. Mapa de intensidad. Equipo con desalineación. 500 Hz

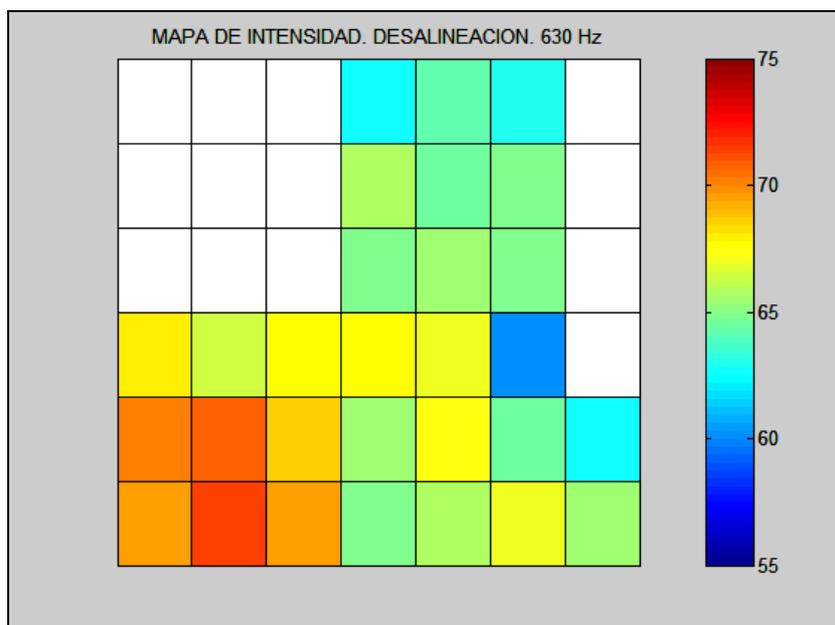


Figura 8.37. Mapa de intensidad. Equipo con desalineación. 630 Hz

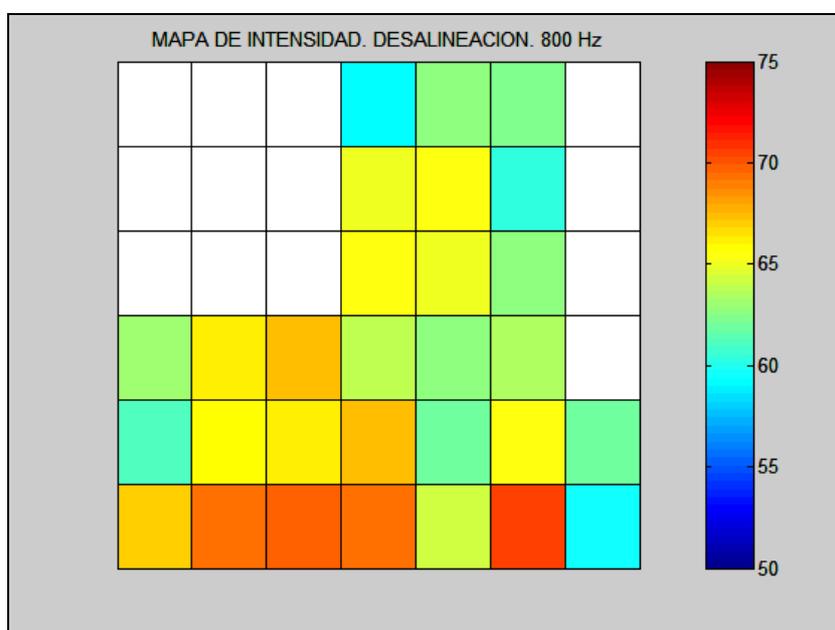


Figura 8.38. Mapa de intensidad. Equipo con desalineación. 800 Hz

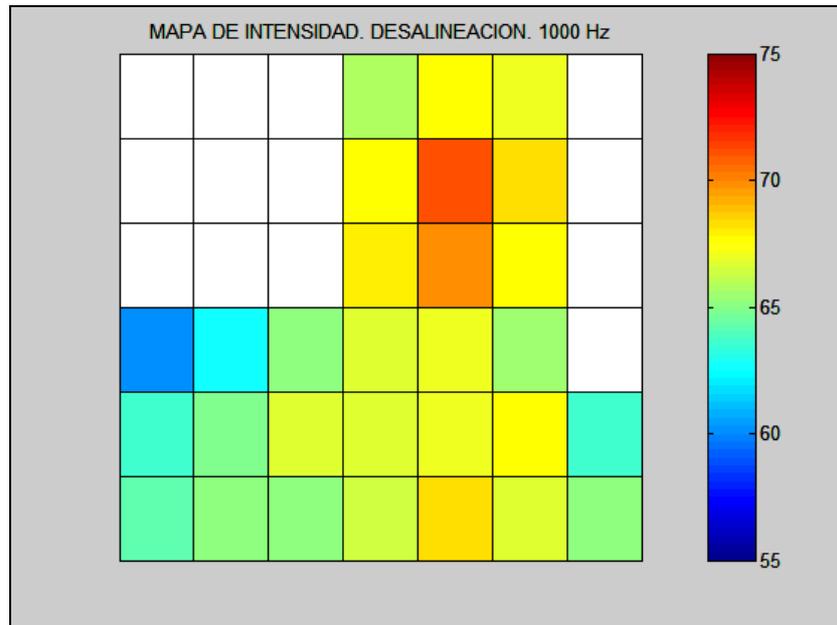


Figura 8.39. Mapa de intensidad. Equipo con desalineación. 1.000 Hz

8.4 RESULTADOS ACELEROMETRÍA

El Analizador PULSE posibilita la visualización de los espectros registrados directamente en pantalla:

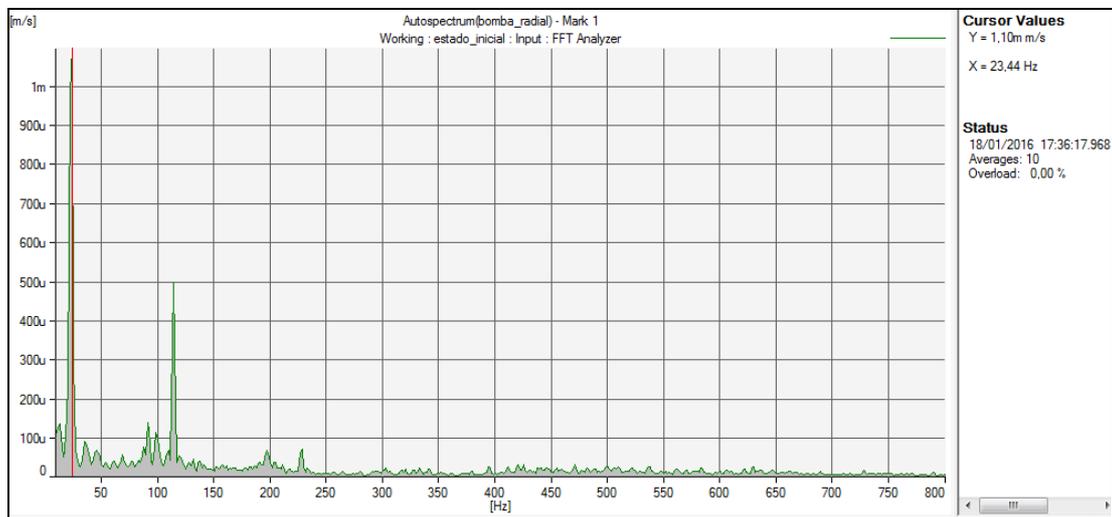


Figura 8.40. Autoespectro del acelerómetro proporcionado por PULSE. Equipo en condiciones nominales. Acelerometría ‘Bomba Radial’

Sin embargo, los resultados de la vibración generada por el grupo motor-bomba, expresados en términos de velocidad valor eficaz (m/s RMS), en cada caso evaluado han sido exportados para su tratamiento en un ordenador de sobremesa, posibilitando su subsiguiente análisis y representación mediante el entorno de programación MATLAB.

8.4.1 ACELEROMETRÍA EQUIPO SIN DEFECTOS

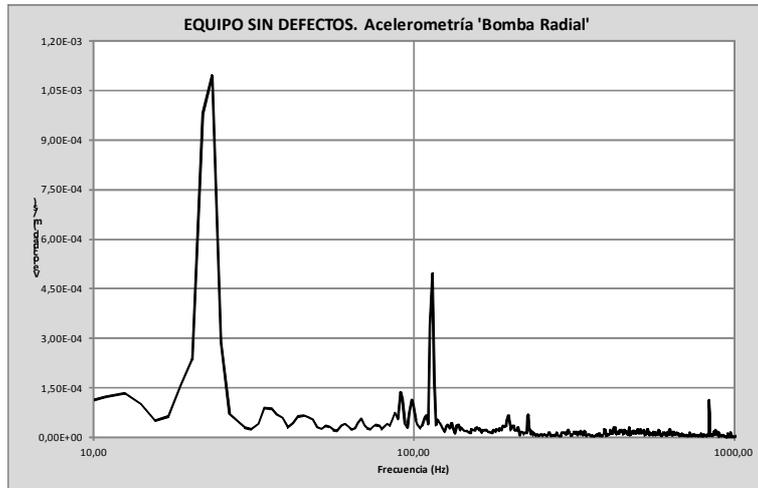


Figura 8.41. Acelerometría 'Bomba Radial'. Equipo sin defectos

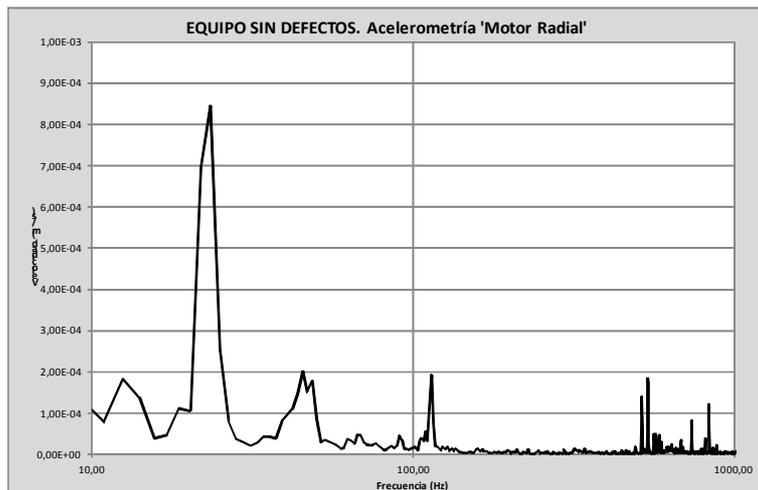


Figura 8.42. Acelerometría 'Motor Radial'. Equipo sin defectos

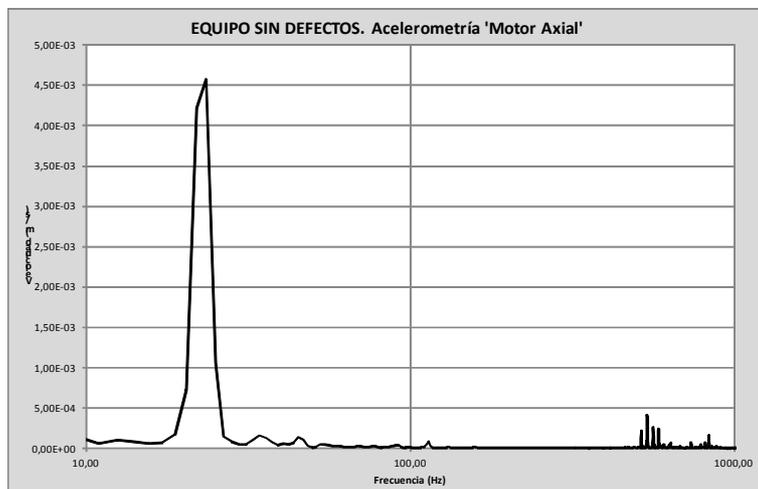


Figura 8.43. Acelerometría 'Motor Axial'. Equipo sin defectos

8.4.2 ACELEROMETRÍA EQUIPO CON CAVITACIÓN

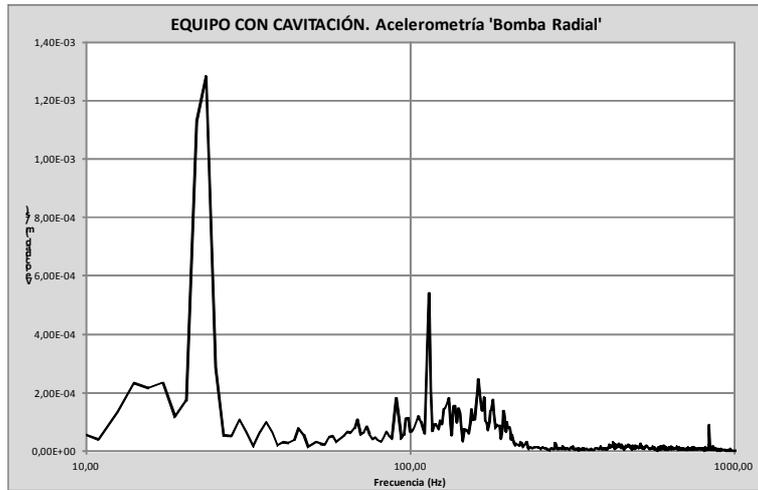


Figura 8.44. Acelerometría 'Bomba Radial'. Equipo con cavitación

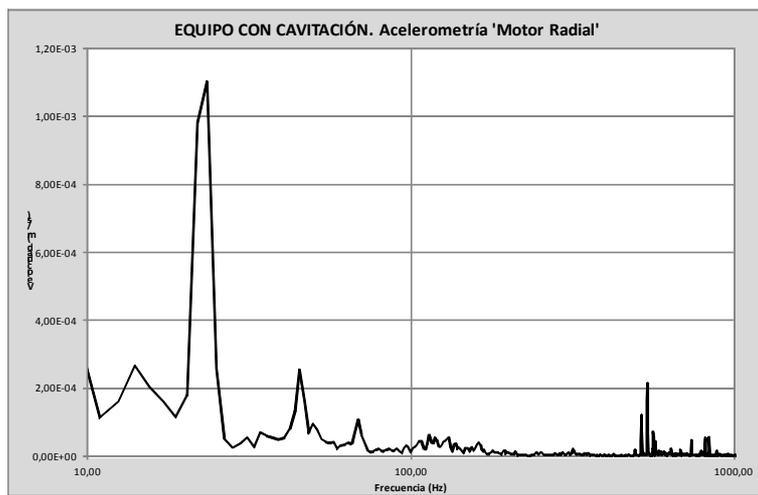


Figura 8.45. Acelerometría 'Motor Radial'. Equipo con cavitación

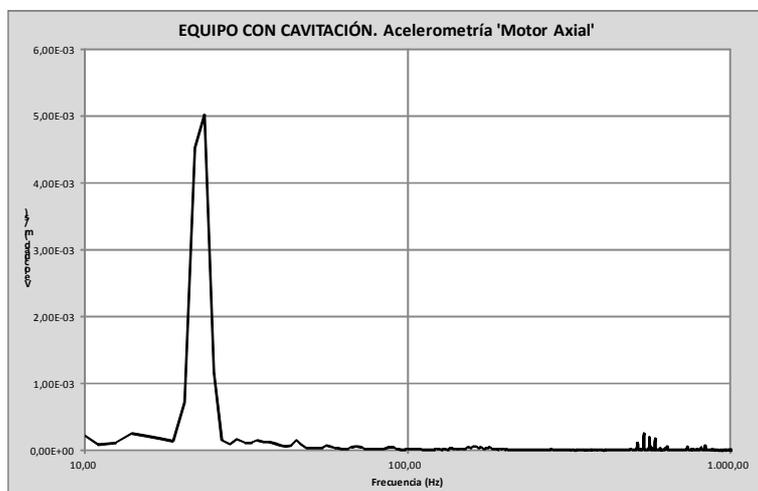


Figura 8.46. Acelerometría 'Motor Axial'. Equipo con cavitación

8.4.3 ACELEROMETRÍA EQUIPO CON DESALINEACIÓN

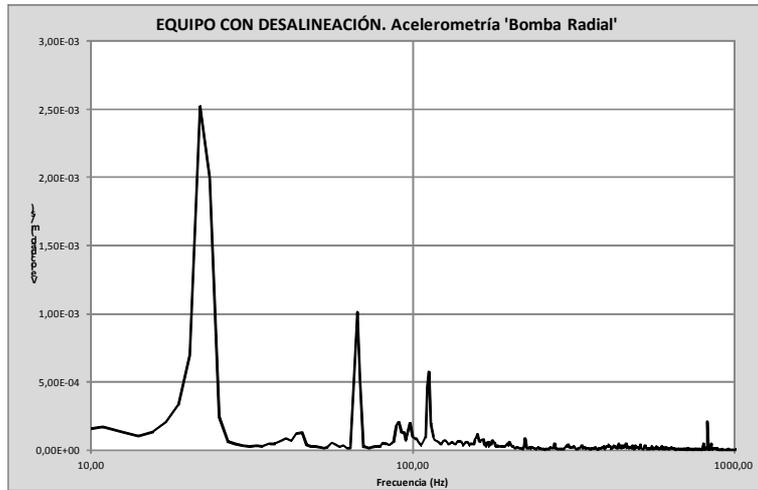


Figura 8.47. Acelerometría 'Bomba Radial'. Equipo con desalineación

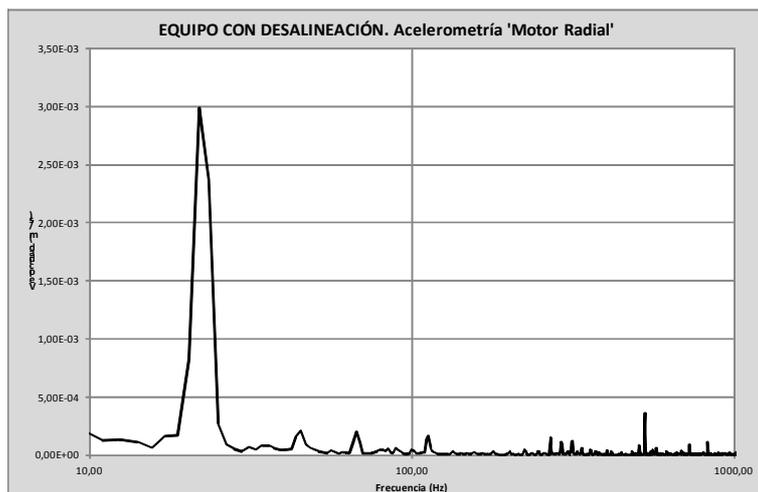


Figura 8.48. Acelerometría 'Motor Radial'. Equipo con desalineación

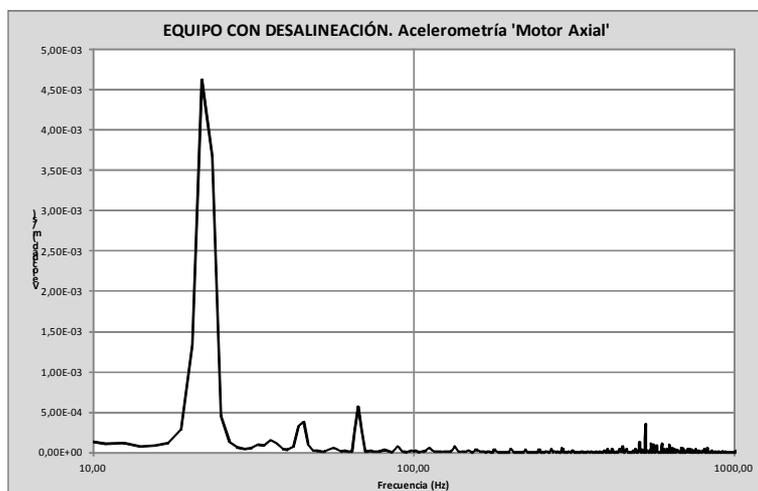


Figura 8.49. Acelerometría 'Motor Axial'. Equipo con desalineación

9 ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

A continuación se muestra la comparativa de los mapas de intensidad obtenidos para los tres casos evaluados, representada por frecuencia central de banda de tercio de octava comprendida entre las frecuencias de 63 y 1.000 Hz.

El espaciador empleado para la realización de todas las medidas, de longitud 50 mm, tiene un rango de precisión teórico de [33,35 - 1.143,33] Hz, lo que permitiría la medición teórica con precisión de la energía contenida en las bandas asociadas a las frecuencias centrales de banda 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800 y 1.000 Hz.

Sin embargo, como ya se indicó en el apartado 4.3.3, este rango de precisión puede verse limitado en la baja frecuencia por el campo difuso existente en el espacio de ensayo (véase en la Figura 4.10 cómo el aumento del nivel del indicador F_{pl} – mayor nivel de presión que de intensidad en un campo sonoro, lo que indica gran cantidad de campo reactivo en el entorno – acorta el rango de medición con precisión en la baja frecuencia).

El laboratorio no es un local preparado acústicamente para la consecución de un entorno similar al campo libre, con lo que el campo difuso presente en el recinto de ensayo por las reflexiones en las paredes y el ruido de fondo limita el alcance de la precisión de la sonda en la baja frecuencia, no habiendo sido posible la consecución del límite en capacidad dinámica necesario para la medición con precisión de la energía acústica contenida en las frecuencias centrales de banda 40 y 50 Hz.

Actualmente la medida de la intensidad acústica está resuelta desde el punto de vista tecnológico; no obstante, las condiciones para la validación de las medidas son difíciles de cumplir, sobre todo in situ.

El protocolo de medida según norma UNE-EN ISO 9614-2 “Acústica. Determinación de los niveles de potencia acústica emitidos por las fuentes de ruido por intensidad del sonido. Parte 2: Medición por barrido” es adecuado para su aplicación en cualquier recinto y en presencia de cualquier campo sonoro.

El único aspecto a tener en cuenta es que, dependiendo de las características del campo (presencia de contenido reactivo) y los ruidos parásitos existentes, el operador encontrará limitaciones a la hora de validar las medidas a ciertas frecuencias.

Por consiguiente, se va a representar a continuación la comparativa de los mapas de intensidad a las frecuencias centrales de banda comprendidas entre 63 y 1.000 Hz, obtenidos para el grado de precisión requerido en los tres casos evaluados: equipo sin defecto funcional, equipo con cavitación y equipo con desalineación.

Comparativa Mapas de Intensidad

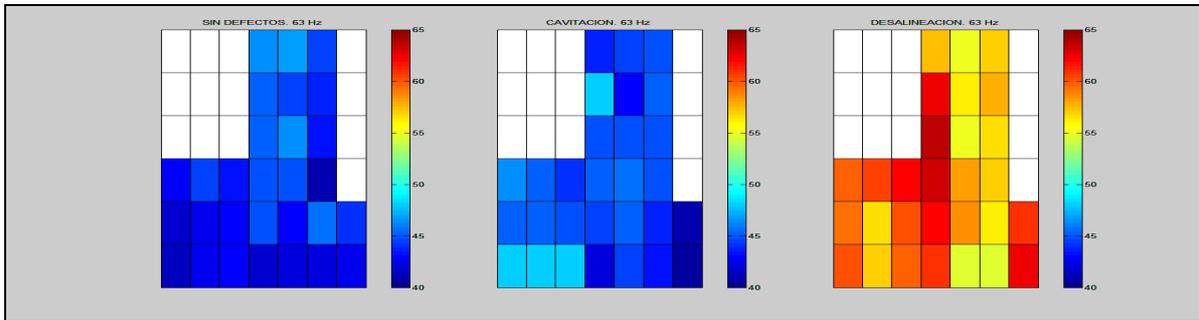


Figura 9.1. Comparativa Mapas de Intensidad 63 Hz

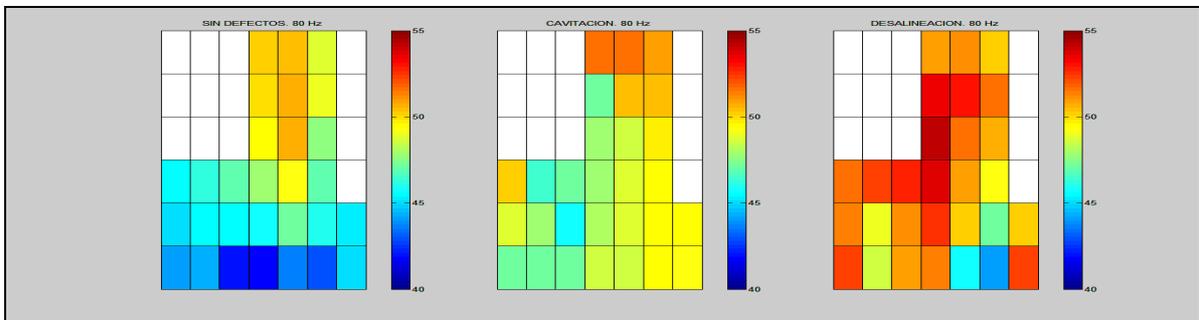


Figura 9.2. Comparativa Mapas de Intensidad 80 Hz

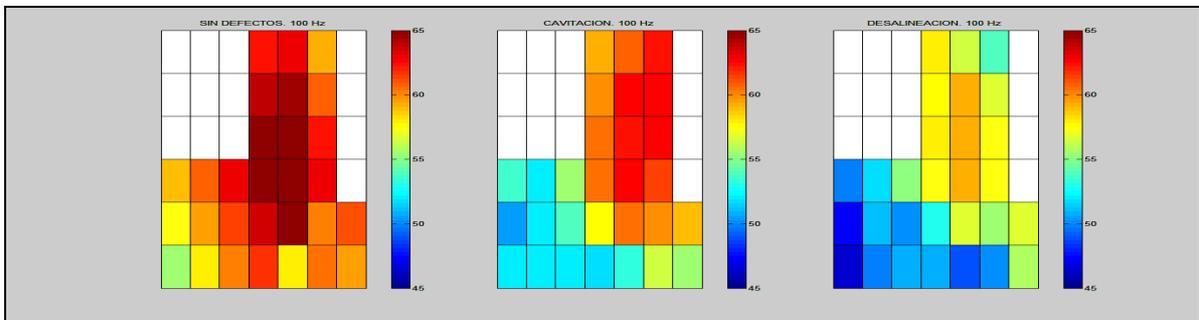


Figura 9.3. Comparativa Mapas de Intensidad 100 Hz

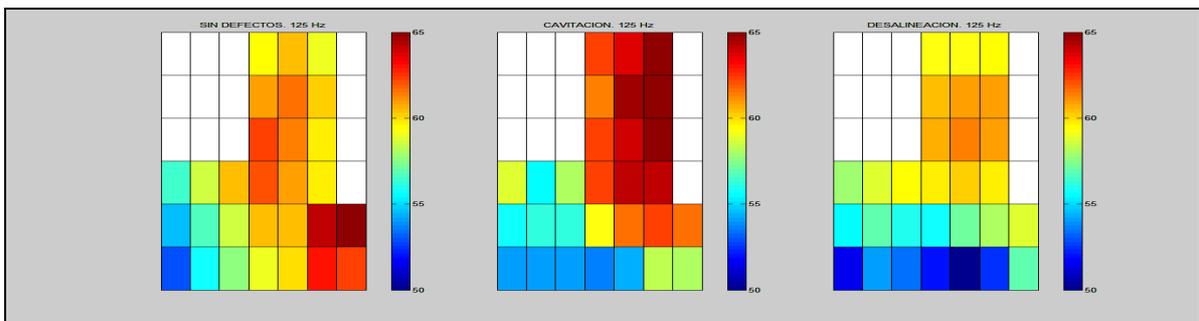


Figura 9.4. Comparativa Mapas de Intensidad 125 Hz

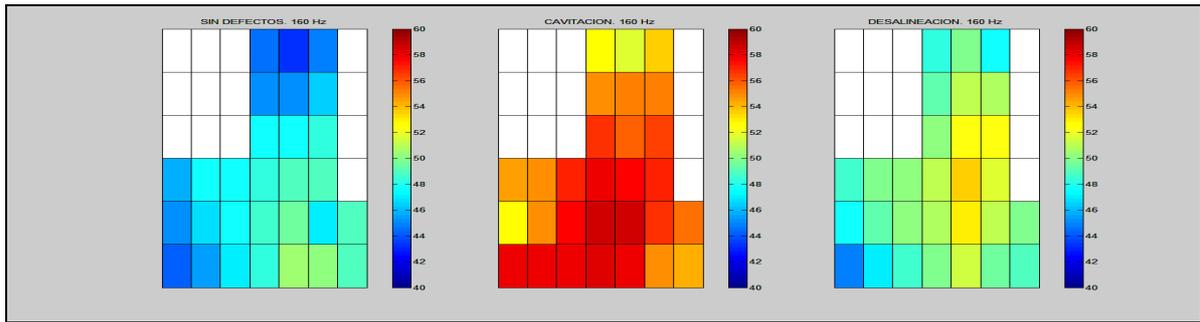


Figura 9.5. Comparativa Mapas de Intensidad 160 Hz

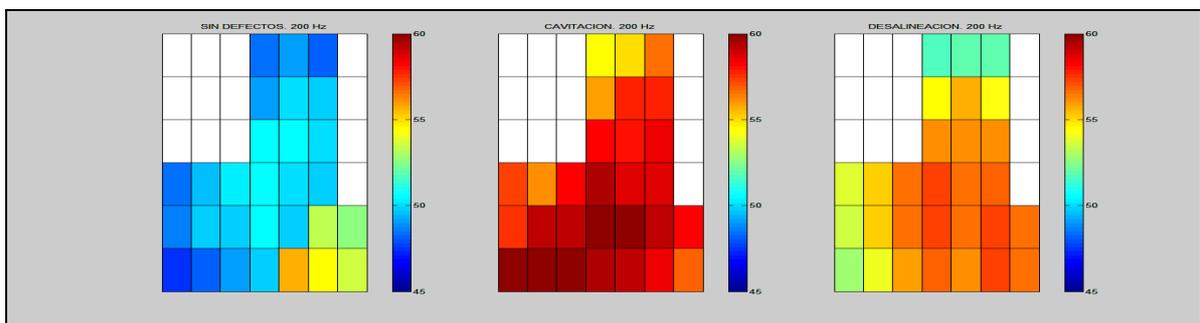


Figura 9.6. Comparativa Mapas de Intensidad 200 Hz

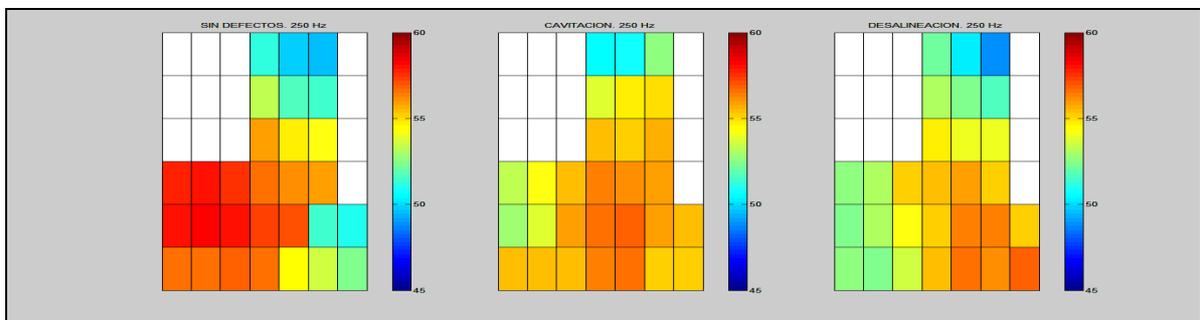


Figura 9.7. Comparativa Mapas de Intensidad 250 Hz

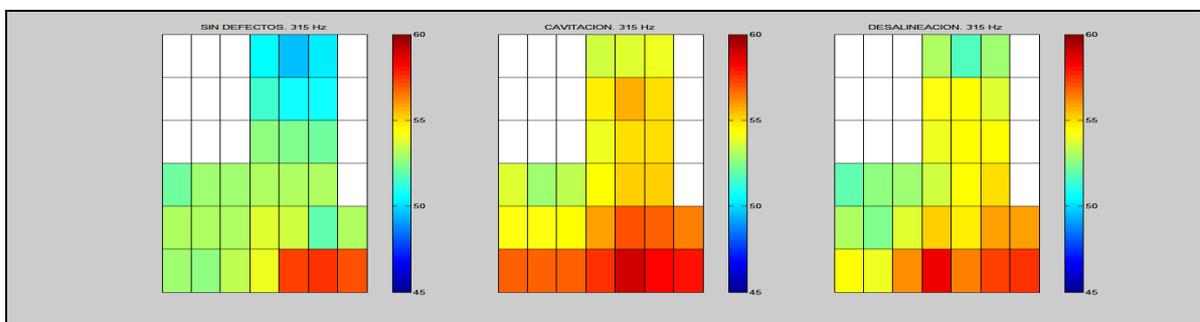


Figura 9.8. Comparativa Mapas de Intensidad 315 Hz

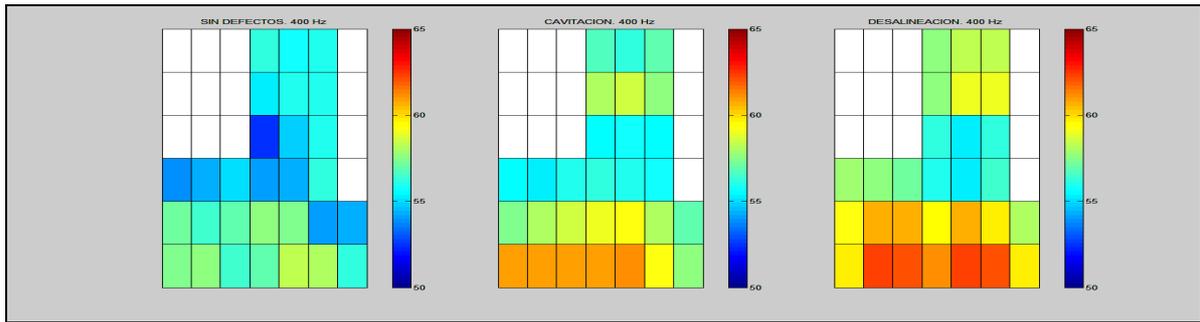


Figura 9.9. Comparativa Mapas de Intensidad 400 Hz

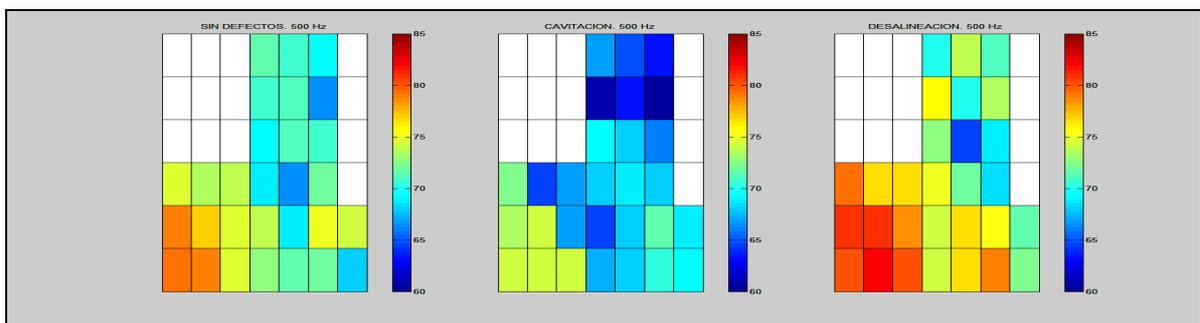


Figura 9.10. Comparativa Mapas de Intensidad 500 Hz

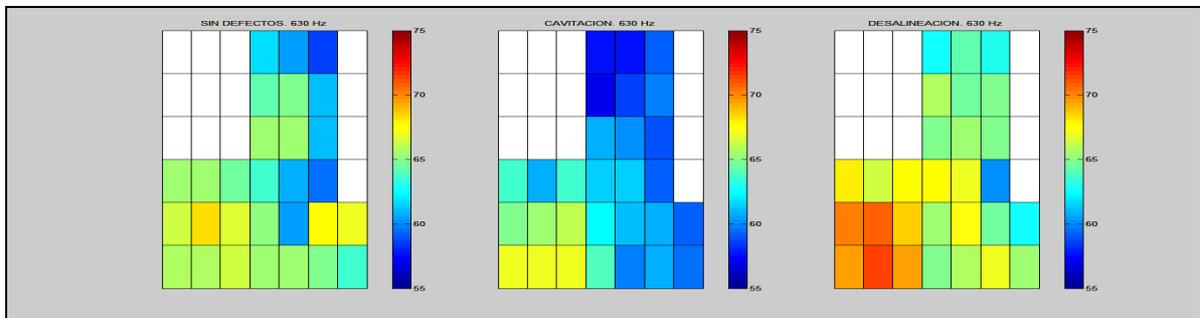


Figura 9.11. Comparativa Mapas de Intensidad 630 Hz

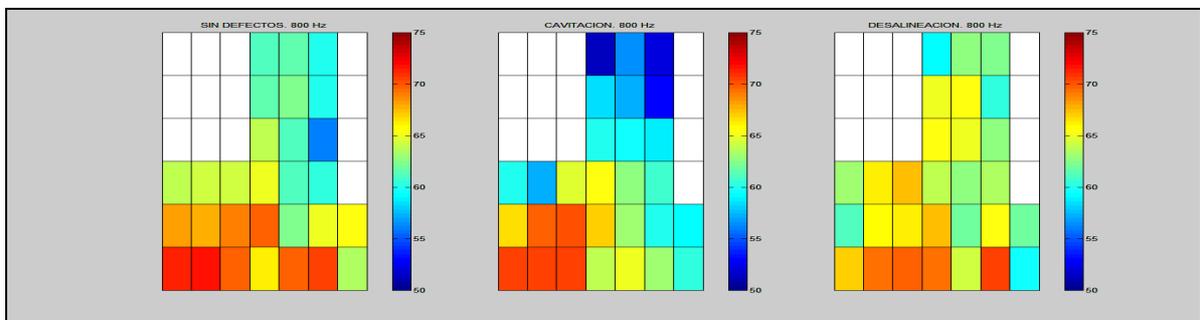


Figura 9.12. Comparativa Mapas de Intensidad 800 Hz

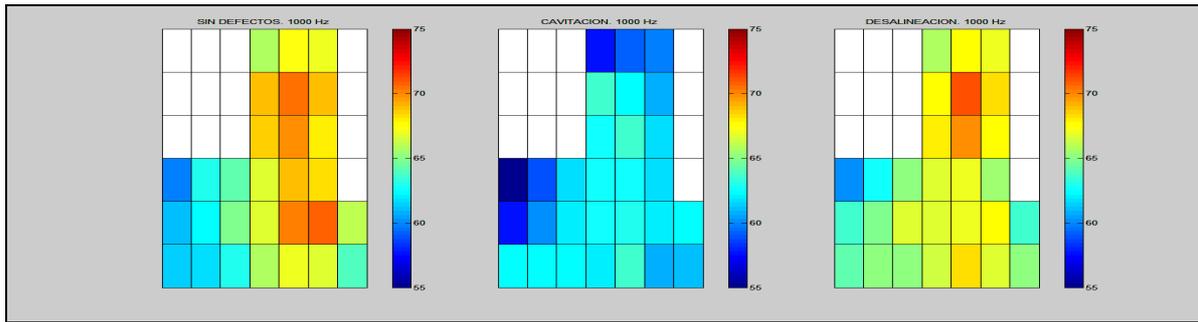


Figura 9.13. Comparativa Mapas de Intensidad 1.000 Hz

Se observa como los mapas de intensidad se constituyen representativos de las fallas inducidas.

Más específicamente, en la Figura 9.1 se observa cómo se incrementa significativamente la intensidad radiada por el grupo motor-bomba para la condición del equipo con el defecto funcional desalineación, incremento cerca de 20 dB respecto a la condición nominal, para los segmentos remarcados en rojo como 'hot points'. Este gran incremento de la intensidad radiada por el equipo respecto de la condición nominal se produce a la frecuencia central de banda de 63 Hz, la cual se corresponde con el tercer armónico, 3x, de la frecuencia fundamental de rotación del equipo (véanse Figuras 9.14, 9.15 y 9.16 y explicación asociada donde se especifican los armónicos y las frecuencias centrales de banda donde se incluyen).

Por otra parte, en la Figura 9.4 se observa cómo se incrementa significativamente la intensidad radiada por el grupo motor-bomba en la zona correspondiente a la tubería de impulsión, incremento de más de 5 dB respecto a la condición nominal, para los segmentos remarcados en rojo como 'hot points'. Este incremento se debe a la aparición de burbujeo en la tubería por el desarrollo de la cavitación de la bomba a la frecuencia central de banda de 125 Hz, ancho de banda donde se integra la frecuencia BPF correspondiente al quinto armónico, 5x, de la frecuencia fundamental de rotación del equipo (véanse Figuras 9.14, 9.15 y 9.16 y explicación asociada donde se especifican los armónicos y las frecuencias centrales de banda donde se incluyen). Asimismo, se visualiza perfectamente en los mapas el incremento de la intensidad radiada a frecuencias aleatorias superiores a la frecuencia de paso de álabe (véanse las Figuras 9.5 y 9.6, representativas del incremento de emisividad a más alta frecuencia debido a la presencia de cavitación).

En el resto de mapas representados a las frecuencias centrales de banda ancha de tercio de octava no relacionadas directamente con ningún defecto también se visualiza una modificación del patrón de radiación con respecto del determinado en condición nominal del equipo. Véase, como ejemplo de este último caso, el mapa de intensidad a 80 Hz visualizando comparativamente el estado nominal con el estado del equipo con el defecto de la desalineación (Figura 9.2).

También se observa una modificación del patrón de radiación a 100 Hz (mapas representados en Figura 9.3) donde se reduce la intensidad radiada a dicha frecuencia para el equipo con defectos respecto de la mayor radiación presentada en condición normal, lo que indica una redistribución de la energía radiada significativa de algún cambio en el equipo.

Esta misma última conclusión es extensible al análisis del resto de mapas.

Por su parte, a continuación se representan los resultados de la acelerometría registrada que confirman la aparición de los defectos.

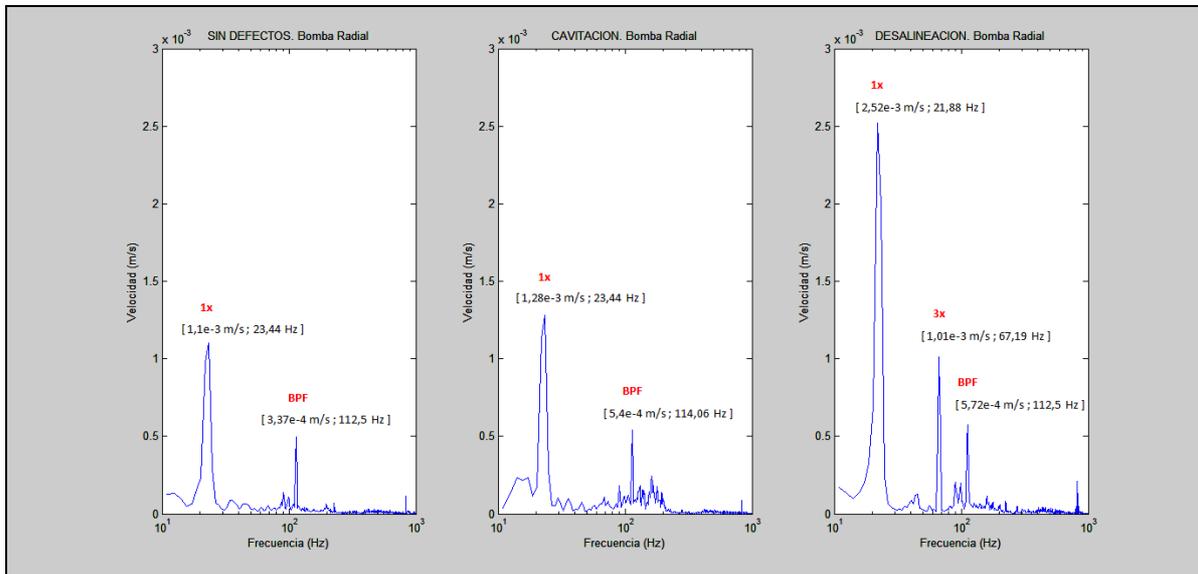


Figura 9.14. Comparativa Acelerometría 'Bomba Radial'

El acelerómetro localizado sobre la bomba, en la dirección radial, refleja perfectamente la modificación del patrón considerado normal (equipo sin defectos) tras la inducción de los diferentes defectos sobre el grupo motor-bomba.

Con la cavitación se incrementa la energía radiada en el tono fundamental (detectado a 23,44 Hz) y paso de álabe (5x), así como aparece un aumento de energía aleatoria a más alta frecuencia. Este espectro se ajusta al espectro teórico estudiado como representativo de la aparición de este fenómeno (véase la Figura 5.15 y compárese con la curva 'CAVITACIÓN. Bomba Radial' de la Figura 9.14).

Con la desalineación, destaca la aparición del tercer armónico con gran contenido energético, así como el gran aumento de la energía radiada al tono fundamental.

Nótese que el acelerómetro localizado sobre la bomba es el que refleja fielmente la aparición del defecto funcional de la cavitación.

Por su parte, se analizarán a continuación los registros derivados de las medidas realizadas sobre el motor en las direcciones axial y radial.

En el motor, dirección radial, se observa un incremento leve del segundo y tercer armónico de la frecuencia fundamental, tonos 2x y 3x, lo cual ya es significativo de un problema de desalineación. Véase curva 'DESALINEACIÓN. Motor Radial' en la Figura 9.15.

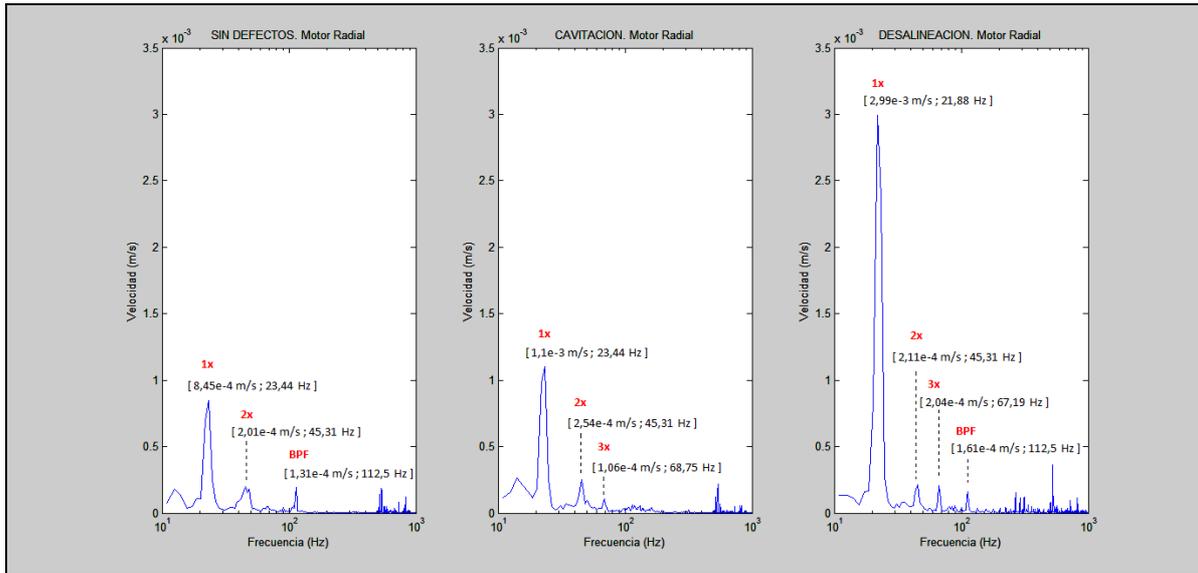


Figura 9.15. Comparativa Acelerometría 'Motor Radial'

Sin embargo, es en la medida axial (véase Figura 9.16) donde la presencia de estos dos tonos es más significativa, presentando un alto contenido energético.

Si comparamos la curva 'DESALINEACIÓN. Motor Axial' de la Figura 9.16 con las Figuras 5.7 y 5.8 se observa cómo el patrón de vibración se ajusta al patrón teórico estudiado. La desalineación inducida supone una combinación de desajuste angular y paralelo simultánea, por lo que en los registros de acelerometría no se destaca una frente a otra.

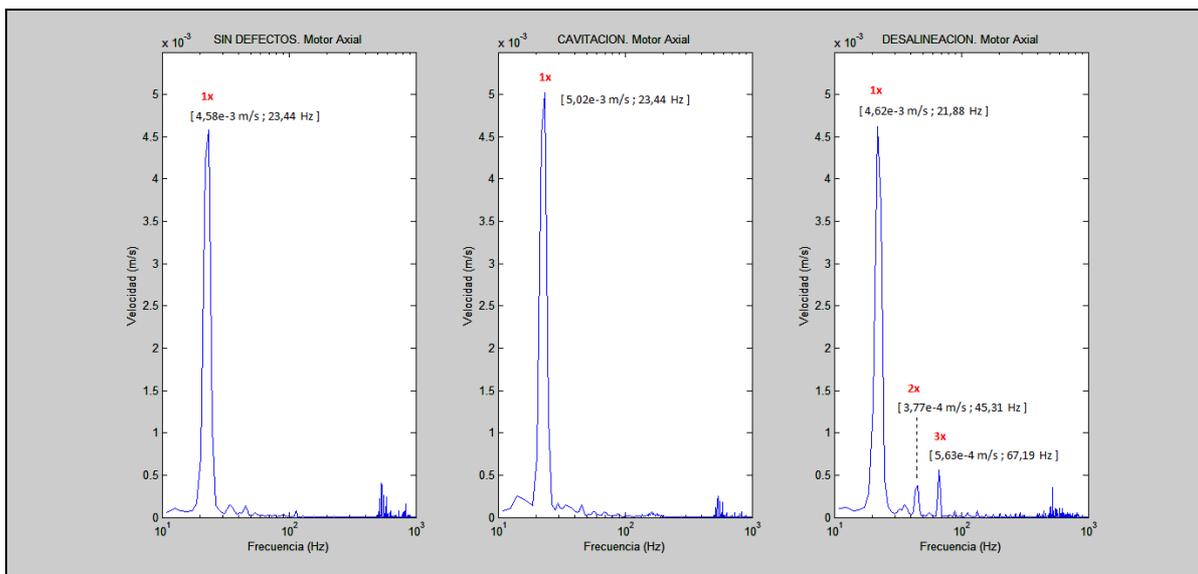


Figura 9.16. Comparativa Acelerometría 'Motor Axial'

A destacar, como anotación importante, que el valor de la frecuencia fundamental detectado, tono 1x, es menor para el defecto desalineación que para el resto de condiciones, ya que el grupo, al tener que vencer los esfuerzos internos derivados del desajuste en el eje, no puede girar con la velocidad nominal. Este hecho también es significativo de la aparición del defecto.

Asimismo, comentar que el defecto desalineación no se muestra tan acusado como podría darse con el empleo de un acoplamiento rígido, ya que al incorporar el grupo motor-bomba un acoplamiento elástico éste asume las deformaciones mitigando en parte la generación de mayor contenido vibratorio. Con el empleo de un acoplamiento rígido, la inducción de una desalineación acusada se traduciría en la ruptura final del eje.

10 CONCLUSIONES

Tal y como se ha justificado en el apartado 9, los mapas de intensidad reflejan fielmente la modificación del patrón de radiación considerado normal ante la aparición de los defectos funcionales estudiados: cavitación y desalineación.

Por lo tanto, se concluye que el análisis de los resultados obtenidos por medición mediante sonda de intensidad es válido para su uso en el mantenimiento predictivo y en el diagnóstico de defectos funcionales en equipos dinámicos.

Nótese, además, que los fallos se han inducido con carácter incipiente. Esto es, la cavitación no era desarrollada (no era detectable directamente por el oído humano con su sonido característico, un ruido sordo, como si la bomba estuviese bombeando grava) así como la desalineación entre motor y bomba no era muy acusada, con el margen adicional de la actuación del acoplamiento elástico.

La inducción de los defectos, mediante la modificación del caudal de entrada a la bomba a través del cierre parcial de la válvula de aspiración y de la posición relativa del motor con respecto de la de la bomba, ha sido confirmada mediante el registro de la vibración emitida por el grupo, disponiendo acelerómetros en ambos elementos a ambos lados del acoplamiento.

Con todo, se confirma que la técnica de medida en intensimetría acústica mediante sonda de intensidad es válida para su aplicación en la identificación de fuentes de ruido y en el diagnóstico de los defectos funcionales que las máquinas eléctricas rotativas puedan desarrollar durante su vida operativa.

Se incluirá a continuación una breve comparación entre las medidas de vibración y las medidas de intensidad, aunque el objetivo del presente trabajo no es evaluarlas comparativamente, sino valorar la aplicabilidad de la medida de intensidad sonora en una práctica (detección de fallos funcionales) en la que el análisis de vibraciones es el estándar actual.

En las siguientes tablas se presenta una breve comparativa entre las ventajas e inconvenientes para las medidas mediante sonda de intensidad y acelerómetros:

	Intensimetría acústica	Acelerometría
VENTAJAS	Permite la determinación de la potencia acústica de la fuente	Medidas rápidas y fáciles de ejecutar
	Permite la medición simultánea de la presión sonora emitida por la fuente	Mejor rango dinámico y de frecuencia
	Proporciona información direccional de la radiación sonora	Ampliamente usados para el fin estudiado
	Aporta localización y clasificación de fuentes	
	Control exhaustivo de la calidad de la medida	

Tabla 10.1. Comparativa de ventajas entre los métodos intensimetría y acelerometría

	Intensimetría acústica	Acelerometría
DESVENTAJAS	Mayor tiempo en la ejecución y preparación de la medida	No permite la determinación simultánea de otros parámetros acústicos
	Dificultad para el operario, necesaria mayor formación	No proporciona información de radiación direccional
	Coste de la instrumentación	

Tabla 10.2. Comparativa de desventajas entre los métodos intensimetría y acelerometría

Como gran ventaja de la técnica de intensimetría frente al análisis de vibraciones para la detección de defectos funcionales se presenta la capacidad de detectar la direccionalidad de la radiación y localizar las fuentes de ruido in situ.

En multitud de ocasiones, el espectro de vibraciones obtenido no es lo suficientemente claro como para poder discriminar un tipo de fallo de manera directa. Como se observa en la tabla de diagnóstico de la Figura 5.2, la mayoría de defectos se manifiestan con la modificación del contenido energético del tono fundamental y primeros armónicos y no es directo, sin llevar a cabo análisis adicionales, asegurar la presencia de un tipo de fallo en concreto.

Con la metodología estudiada en el seno del presente trabajo se puede observar directamente en los mapas de intensidad qué componente o componentes del equipo están radiando más ruido y modifican su patrón de radiación respecto del base, lo cual ayuda a discernir el defecto acusado.

El denominado coloquialmente ‘método de brújula’, representado en la siguiente imagen:

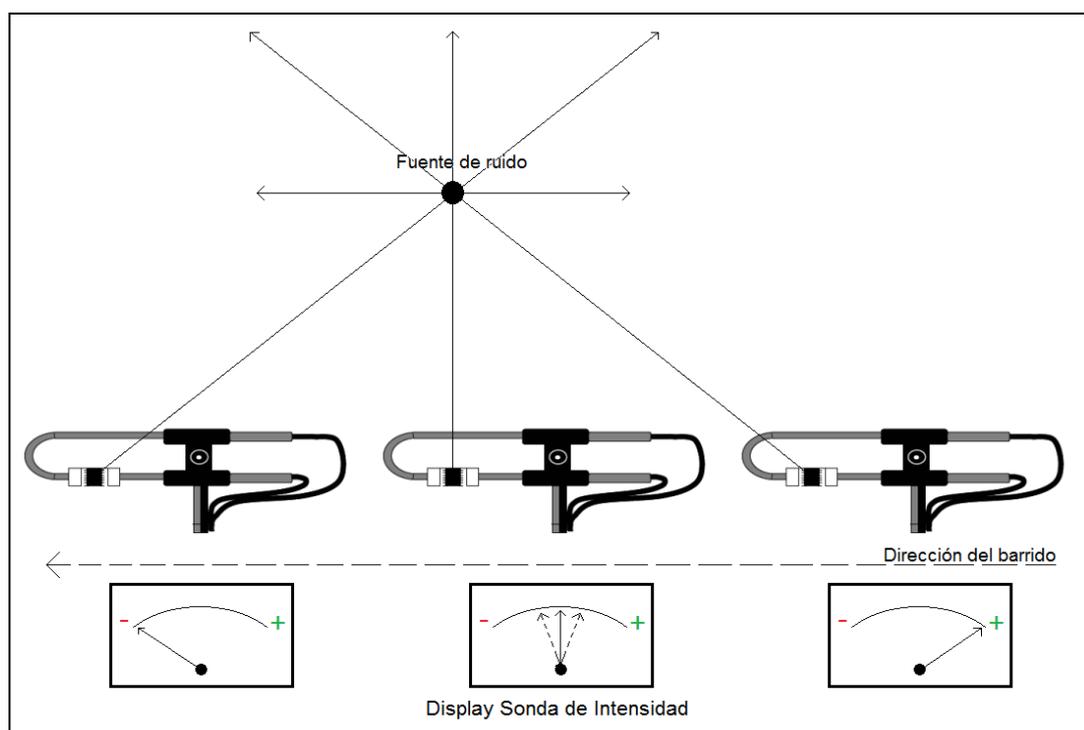


Figura 10.1. Método de brújula para la detección de fuentes de ruido

Supone una aplicación adicional de la sonda de intensidad que permite usar las características direccionales de la misma para asegurar la identificación de un foco sonoro a una determinada frecuencia, tras haber analizado previamente los mapas de intensidad en su conjunto, y para ayudar a dictaminar un diagnóstico concreto y correcto.

Su uso es muy rápido y sencillo: si al realizar un barrido, con el eje de la sonda paralelo al plano donde se cree que la fuente de ruido está localizada, el signo de la intensidad registrada cambia de repente, estamos ante la detección de un foco emisor. En el punto justo donde la intensidad cambia rápidamente (entre negativa si avanzamos o positiva si retrocedemos en la dirección de barrido con la sonda) la radiación está incidiendo con un ángulo igual a 90° al eje de la sonda y se ha localizado la fuente. Este proceso se ejemplifica en la Figura 10.1.

Adicionalmente, el hecho de poder realizar simultáneamente las medidas para el análisis de la discreción acústica, esto es, la determinación del nivel de ruido aéreo emitido por la fuente en relación al confort del operario (recuérdese que la sonda registra al mismo tiempo intensidad y presión sonora) supone una ventaja adicional en programas de reducción de ruido, en una planificación para la protección de los trabajadores en zonas donde es obligatorio el uso de protección auditiva.

Por otro lado, como inconveniente principal presenta la dificultad de validar las medidas in situ a muy baja frecuencia.

Finalmente, como posibles actuaciones futuras que se derivan del presente Trabajo Fin de Máster se tiene la aplicación del mismo procedimiento de ensayo pero habiendo fabricado previamente una nueva sonda que permita la instalación de un espaciador de 85 mm, con el objeto de analizar los mismos resultados y posibilitando el estudio de un defecto adicional, el desequilibrio, el cual se manifiesta a muy baja frecuencia, con la modificación del contenido energético radiado al tono fundamental.

REFERENCIAS

- [1] “Control de Ruido”. 1999. Federico Miyara.
- [2] “ABC de la acústica arquitectónica”. 1999. Higini Arau. Ediciones CEAC.
- [3] “Fundamentals of Acoustics”. Fourth Edition. Kinsler et al.
- [4] “Handbook of acoustics”. Malcolm J. Crocker.
- [5] “Sound Intensity”. Second Edition. F. J. Fahy.
- [6] “Técnicas para el mantenimiento y diagnóstico de máquinas eléctricas rotativas”. 1998. Gonzalo Alonso Orcajo, Manés Fernández Cabanas, Manuel García Melero. Marcombo.
- [7] “Identificación de fuentes de ruido vehiculares mediante la técnica de Beamforming”. William D’Andrea Fonseca, Samir N. Y. Gerges. Laboratório de Vibrações e Acústica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil. 2012.
- [8] “Aplicación de la técnica NAH a la docencia en ingeniería acústica”. P. Poveda Martínez, J. Carbajo San Martín, J de Dios Gonzalez Ruiz, J. Ramis Soriano. Departamento de Física, Ingeniería de Sistemas y Teoría de la Señal. Universidad de Alicante
- [9] “An Integrated NAH/Beamforming Solution for Efficient Broad-Band Noise Source Location”. J. Hald. 2005.
- [10] “Sound Power Troubleshooting Techniques”. Chris Moon, DJ Pickering, Tony Frazer, Chris Sievers, David Peffers. 2011.
- [11] “A comparison of two different sound intensity measurement principles”. Finn Jacobsen, Hans-Elias de Bree. 2005.
- [12] “Visualization of acoustic intensity vector fields using scanning measurement techniques”. D. Fernández Comesaña, E.Tijs, P. Cats, D. Cook. Inter Noise (Austria). 2013.
- [13] “Scan and Paint: Theory and Practice of a Sound Field Visualization Method”. Daniel Fernández Comesaña, Steven Steltenpool, Graciano Carrillo Pousa, Hans-Elias de Bree, Keith R. Holland. 2013.
- [14] “Location of Noise Sources in Fluid Power Machines”. Wiesław Fiebig. 2007.
- [15] “Sound Intensity”. Brüel & Kjaer Booklet (<http://www.bksv.com/>)
- [16] “Técnicas avanzadas de medida en intensimetría acústica para la caracterización de materiales aislantes”. Tesis Doctoral Gregorio Munuera Saura. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. 2008.

- [17] UNE-EN ISO 9614-2 “Acústica. Determinación de los niveles de potencia acústica emitidos por las fuentes de ruido por intensidad del sonido. Parte 2: Medición por barrido”. 1997.
- [18] ISO 3741 “Acoustics. Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure. Precision methods for reverberation test rooms”. 2010.
- [19] ISO 3745 “Acoustics. Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure. Precision methods for anechoic rooms and semi-anechoic rooms”. 2012.
- [20] “Análisis de vibraciones e interpretación de datos”. Jesús A. Royo, Gloria Rabanaque, Fernando Torres. Universidad de Zaragoza.
- [21] “Desalineación entre Motor y Bomba a través de un Acople Flexible”. Nota técnica David O. Bukowitz K.
- [22] “La estrategia predictiva en el mantenimiento industrial”. Francisco Ballesteros Robles. Director de Marketing de PREDITEC/IRM.
- [23] Documentación Cursos PRE-7101 “Curso Nivel I: Explotación de sistemas de mantenimiento predictivo” (10 h.) y PRE-7102 “Curso Nivel II: Diagnóstico básico de maquinaria por análisis de vibraciones” (14 h.), impartidos por la empresa PREDITEC (<http://www.preditec.com/>). Mayo 2008.