

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO



620.1
1142

FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA – ENERGIA

TESIS

TÍTULO:

**VIABILIDAD DE LA LOCALIZACIÓN DE LAS FUENTES
DE SONIDO EN LA ESTRUCTURA DE UN
TRANSFORMADOR DE POTENCIA ELÉCTRICA
USANDO ANÁLISIS DE SEÑAL DE VIBRACIÓN**

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

AUTOR:

BACHILLER: ELVYS ISAIAS MERCADO CURI

Asesor:

Ing. Victoriano Sánchez Valverde

Bellavista - Enero 2010

Id. Publ. 15986
Id. Ejemplar: 39081

Dedicatorias

A mis padres Isaías y Eleuteria, a mi esposa Nely, y mis hijas Irene y Verónica, a mis hermanos: Mirella, Gavín, Waldemar, Jaime, Jannet, Gabriela, Omar y Elva, que motivaron mi vida al servicio de causas nobles.

AGRADECIMIENTOS

A los profesores de la Escuela Politécnica de la Universidad de Sao Paulo: Raúl Gonzalez Lima, Linilson R. Padovese, Edilson H. Tamai, Sylvio R. Bistafa, Demetrio C. Zachariadis, Amilton Sinatora, por las enseñanzas recibidas en las clases y fuera de ella y por el apoyo brindado. A mis colegas Flavio Suárez y Juan Cutipa, por sus opiniones y apoyo brindado.

A los ingenieros de la empresa AES Eletropaulo Fabio Fujimoto y Carlos Belardo encargados del proyecto de Alternativas Tecnológicas Para Minimizar Ruido en Subestaciones, por el apoyo y confianza recibido.

A los profesores de la Universidad Nacional del Callao de la Facultad de Ingeniería Mecánica FIME, por sus enseñanzas y espíritu de colaboración con la institución, en particular a mi asesor, ing. Victoriano Sánchez así como a los profesores Félix Guerrero, Rubén Pérez y Ricardo Domínguez.

A mis colegas con quienes participamos en el Centro Federado de Ingeniería Mecánica: José Balarezo, Leonardo Tagle, Agapito Huacasi, Marcial Costa por contagiarme el entusiasmo de prepararse para desarrollo tecnológico nacional, mejorando la calidad de la enseñanza, siendo protagonistas del cambio.

A mis colegas de mi promoción 80, que nos iniciamos en el aula 20, en particular a: Federico Tong Chang, Rodolfo León, Rodolfo Barrera, Rafael Sarmiento, Wilson Estrada, Alberto Astulli, Fidel Uzuriaga, Victor Yauri, Luis Rodríguez, Guillermo Medina Leonardo Tagle y Jaime Rojas por apoyarme dentro y fuera del aula.

A los profesores ex dirigentes del sindicato: Elías Armas, Donato Soto, Elba Torres, Arellano, por estar comprometidos en el desarrollo de la universidad. Al personal administrativo de la UNAC, Flor de la piedra y Raúl Paredes por la colaboración brindada en mi condición de estudiante.

A los amigos que me apoyaron en mi formación y compromiso con la UNAC, Rossana Castro, Hugo Trinidad Cahuasi, Arturo Pope, Julio Mazetti, Pablo Cholan, Mercedes Castro, Edith Castro, Jorge Arellano, Rosario Pareja, Jannet de la Cruz, Vicente Tucto, Orlando Huacho, Abel Huaranga, Carlos Peña, Felix Chilet, Antonio Velazquez, Juan Suárez, José Yufra, Cesar Anton, Rafael Velarde, Juan Valdivieso y José Urrutia

ÍNDICE

	Pag.
RESUMEN	1
1 INTRODUCCION	2
2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	4
2.1 FUNDAMENTACIÓN	4
2.2 ANTECEDENTES	7
2.3 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	8
3 OBJETIVOS Y ALCANCE DE LA TESIS	10
3.1 OBJETIVO PRINCIPAL	10
3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	10
3.3 ALCANCES DE LA TESIS	11
4 IMPORTANCIA Y JUSTIFICACIÓN DE LA TESIS	12
5 FUNDAMENTO TEÓRICO	14
5.1 SEÑAL	14
5.1.1 SEÑALES DE TIEMPO CONTINUO	14
5.1.2 SEÑALES DE TIEMPO DISCRETAS	15
5.1.3 TIPOS DE SEÑALES	16
5.1.4 FUNCIONES LINEALES	20
5.1.5 FUNCIONES PERIÓDICAS	22
5.2 SERIES DE FOURIER	23
5.2.1 PROPIEDADES DE LA SERIE DE FOURIER	26
5.2.2 NOTACIÓN COMPLEJA PARA LAS SERIES DE FOURIER	26
5.3 TRANSFORMADA DE FOURIER	28
5.3.1 CONDICIÓN DE EXISTENCIA DE LA TRANSFORMADA DE FOURIER	30
5.3.2 PROPIEDADES DE LA TRANSFORMADA DE FOURIER (TF)	30
5.4 VIBRACIONES MECÁNICAS	32
5.4.1 ELEMENTOS DE UN SISTEMA VIBRACIÓN	32
5.4.2 VIBRACIÓN DE UN SISTEMA MASA-RESORTE	33

5.4.3	SISTEMA MASA AMORTIGUADOR RESORTE	38
5.4.4	MODOS DE VIBRAR	39
5.5	INSTRUMENTO DE MEDICIÓN DE LA VIBRACIÓN	42
5.6	RADIACIÓN DEL SONIDO DE ESTRUCTURAS VIBRANTES	45
6	REVISIÓN DE LA LITERATURA ESPECIALIZADA	50
6.1	MÉTODOS DE CONTROL DE RUIDO	50
6.1.1	CONTROL ACTIVO DEL RUIDO (ANC - ACTIVE NOISE CONTROL)	50
6.1.2	CONTROL ACTIVO ESTRUCTURAL-ACÚSTICO	52
6.1.3	CONTROL PASIVO ESTRUCTURAL-ACÚSTICO	53
6.2	RUIDO DE TRANSFORMADORES	55
6.2.1	LA MAGNETOSTRICCIÓN	56
6.2.2	MAGNETIZACIÓN DE LAS BOBINAS	58
6.2.3	FUERZAS EN EL NÚCLEO DE UN TRANSFORMADOR	59
6.3	SONIDO DE UN TRANSFORMADOR	63
6.3.1	PARÁMETROS DE MEDICIÓN DEL SONIDO	63
6.3.2	SONIDO Y SENSACIÓN AUDITIVA.	66
6.3.3	VALORES DEL NIVEL DE PRESIÓN SONORA	68
6.3.4	MEDICIÓN DEL SONIDO DE UN TRANSFORMADOR	71
6.3.5	CAMPO ACÚSTICO DE UN TRANSFORMADOR	73
6.3.6	METODOLOGÍA DE MEDICIÓN DEL SONIDO	75
6.3.7	SONIDO Y VIBRACIÓN	78
7	HIPÓTESIS	80
7.1	HIPÓTESIS PROPUESTA	81
7.2	VARIABLES E INDICADORES	81
7.2.1	VARIABLES INDEPENDIENTES O DE CAUSA	82
7.2.2	VARIABLES DEPENDIENTES O DE EFECTO	83
8	METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN	84
8.1	INGENIERÍA DEL PROYECTO	84
8.1.1	ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO DEL PROYECTO	85
8.1.2	EVALUACIÓN ECONÓMICA FINANCIERA DEL PROYECTO	87
8.2	SELECCIÓN DE LA MUESTRA	87
8.3	OBTENCIÓN Y PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN	88
8.3.1	MEDICIÓN DEL SONIDO DEL TRANSFORMADOR	89
8.3.2	VIBRACIÓN MEDIDA EN EL TRANSFORMADOR	89
8.3.3	EVALUACIÓN DEL RUIDO PRODUCIDO POR EL TANQUE USANDO LAS SEÑALES DE ACELERACIÓN	90

8.3.4	IRRADIACIÓN DEL SONIDO Y VIBRACIÓN EN LA SUPERFICIE DEL TANQUE	91
8.3.5	INSTALACIÓN DE DISPOSITIVOS PARA LA REDUCCIÓN DEL RUIDO	91
9	ASPECTOS ADMINISTRATIVOS	93
9.1	CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES	93
9.2	ASIGNACIÓN DE RECURSOS	95
9.2.1	RECURSOS HUMANOS	95
9.2.2	RECURSOS MATERIALES	96
10	PROCEDIMIENTOS Y RESULTADOS	99
10.1	MEDICIÓN DEL RUIDO Y LA VIBRACIÓN DEL TRANSFORMADOR	100
10.2	MEDICIÓN DEL SONIDO	104
10.2.1	MEDICIÓN DE LOS NIVELES DE PRESIÓN FRENTE A LAS PAREDES DEL TRANSFORMADOR	104
10.2.2	HOLOGRAFÍA ACÚSTICA, DETECCIÓN DE LAS FUENTES DEL SONIDO EN UNA FACE DEL TANQUE	107
10.2.3	DIAGNOSTICO DE LOS RESULTADOS DE LA MEDICIÓN DEL SONIDO	109
10.3	MÉDIDAS DE LA VIBRACIÓN DEL TRANSFORMADOR	110
10.3.1	MEDICIÓN GLOBAL DE LA VIBRACIÓN EN FRECUENCIA	110
10.3.2	DESPLAZAMIENTO DE LA SUPERFICIE DEL TRANSFORMADOR EN OPERACIÓN	111
10.3.3	EVALUACIÓN DE LOS RESULTADOS DE LA VIBRACIÓN.	114
10.4	DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS DE LAS MEDICIONES DE RUIDO Y VIBRACIÓN.	117
10.5	RELACIÓN DE LOS MÉTODOS DE HOLOGRAFÍA ACÚSTICA Y ODS	118
10.6	CÁLCULO DEL DESPLAZAMIENTO A PARTIR DE LAS SEÑALES DE ACELERACIÓN DISCRETA	123
10.6.1	LOCALIZACIÓN DE REGIONES DE MAYOR VIBRACIÓN Y COMPARACIÓN CON LAS FUENTES DE SONIDO DE LA FACE FRENTE AL EDIFICIO	123
10.6.2	ANÁLISIS DE LA SUPERFICIE DE LA FACE FRENTE A LA CALLE	136
10.6.3	ANÁLISIS DE LA SUPERFICIE DE LA FACE OPUESTA AL EDIFICIO	138
10.6.4	ANÁLISIS DE LA SUPERFICIE DE LA FACE OPUESTA A LA CALLE	140
10.6.5	ANÁLISIS DE LA PLACA BASE SOPORTE DEL TANQUE	143
10.7	TECNOLOGÍA PARA REDUCIR VIBRACIÓN	146
10.7.1	ABSORBEDORES DINÁMICOS	146
10.7.2	AMORTIGUADOR HIDRÁULICO	152

10.8	INSTALACIÓN DE LOS DISPOSITIVOS PARA LA DISMINUCIÓN DEL RUIDO	153
10.8.1	MEDICIÓN DE LA VIBRACIÓN Y EL SONIDO ANTES Y DESPUÉS DE INSTALAR LOS DISPOSITIVOS	154
10.8.2	DISEÑO DEL MONTAJE DE LOS AMORTIGUADORES VISCOSOS	157
10.8.3	DISEÑO DE LA INSTALACIÓN DE ABSORBEDORES DINÁMICOS	159
10.9	EVALUACIÓN DE LAS MEDICIONES DE VIBRACIÓN Y SONIDO CON Y SIN DISPOSITIVOS INSTALADOS	168
10.9.1	RESULTADO DE LOS NIVELES DE PRESIÓN DEL SONIDO	169
10.9.2	EVALUACIÓN DE LOS RESULTADOS DE VIBRACIÓN	190
10.10	DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS	201
10.11	COMENTARIOS FINALES	202
11	CONCLUSIONES	204
12	BIBLIOGRAFÍA	206
13	ANEXO A	210
14	ANEXO B	214

VIABILIDAD DE LA LOCALIZACIÓN DE LAS FUENTES DE SONIDO EN LA ESTRUCTURA DE UN TRANSFORMADOR DE POTENCIA ELÉCTRICA USANDO ANÁLISIS DE SEÑAL DE VIBRACIÓN

RESUMEN

Las fuentes de sonido y la vibración de la superficie del tanque de un transformador eléctrico de potencia, son analizadas y correlacionadas para controlar la vibración de la superficie y posibilitar la atenuación del ruido. La viabilidad de localizar la fuente de sonido, provenientes de la vibración de la superficie, permitiría dar un tratamiento puntual a la vibración, en una amplia superficie que emite ruido. La única metodología que localiza las fuentes de sonido, es el análisis de holografía acústica, pero su aplicación es limitada porque solo puede ser usada en superficies planas expuestas a áreas libres y su costo, caro. La metodología que se propone, es el análisis de la vibración en el espacio, que posibilita la medición de la energía que se irradia en la superficie del tanque. Para localizar y demarcar las fuentes de sonido en la estructura de un transformador eléctrico, se usa el análisis de holografía acústica, con mediciones del sonido próximo a las superficies, ubicando las zonas de mayor emisión. Por otro lado se evalúa el desplazamiento producido en la superficie del tanque con las señales de vibración (metodología llamada ODS - Operation Deflection Shapes), y el análisis de los niveles de velocidad de vibración en tres dimensiones. Después de haber medido sonido y vibración en el espacio se correlaciona las fuentes de sonido y el comportamiento de la vibración en el mismo espacio. Ubicar las zonas de fuentes de sonido se torna importante para atenuar el sonido, aplicando tecnologías de disminución del ruido, de modo que, cuando ya no sea posible disminuir la emisión de sonido, por métodos convencionales, se disminuya con esta metodología. Los beneficios de la disminución del ruido, se traducen en bienestar para los ciudadanos, evitando daños a la salud generados por la exposición al ruido y por ende mejorando la calidad de vida de las personas afectadas.

1 INTRODUCCION

La energía eléctrica en Brasil es generada en centrales eléctricas pertenecientes a empresas públicas y entregadas a subestaciones eléctricas de propiedad de diferentes empresas privadas, tales como la empresa AES Eletropaulo, que opera en el estado de Sao Paulo - uno de los estados más poblados de Brasil - y se encarga de la distribución de la electricidad en dicho estado. En las subestaciones se realizan la transformación de la energía eléctrica - de alta tensión a baja tensión - usando transformadores de potencia.

La subestación Bela Alianza, ubicada dentro de la misma ciudad de Sao Paulo, se encuentra próxima a varios grupos de edificios, pero no siempre fue así. Por la década de 1980, cuando la subestación pertenecía al estado, esta tenía un área mayor y los transformadores se encontraban alejados de las viviendas. Posteriormente, al ser vendida a una empresa privada, esta vendió parte del terreno a inmobiliarias y se construyeron edificios alrededor de la subestación, quedando cerca un edificio a uno de los transformadores de potencia. En otros casos, las subestaciones se encontraban alrededor de la ciudad, pero con su crecimiento, terminaron rodeando las viviendas o empresas industriales a las subestaciones. Actualmente las subestaciones de AES Eletropaulo están instaladas dentro y fuera de las ciudades del Estado de Sao Paulo. Sería más económico tener subestaciones dentro de la ciudad, pero el ruido no permite ampliar la capacidad instalada, ni ampliar la cantidad de subestaciones dentro de la ciudad.

En la subestación Bela Alianza se encuentran instalados dos transformadores de potencia, el núcleo de ambos fueron diseñados con una tecnología que permite la menor emisión de ruido, y al no contar con otras tecnologías de uso común en la reducción del ruido de transformadores de potencia, la empresa Eletropaulo se vio en la necesidad de formular un proyecto de Investigación y Desarrollo (I+D) para la

reducción del ruido de transformadores de potencia, parte de esta investigación se expone en esta tesis.

Sobre el desarrollo de esta tesis, se inicia con el problema de contaminación sonora ocasionada por el ruido y luego se fundamenta la necesidad de desarrollar metodologías que contribuyan a la reducción del ruido producido por transformadores. En seguida, se expone los antecedentes de algunas investigaciones realizadas, que se enfocan sobre el ruido generado por transformadores de potencia para tratar el problema entre ruido y vibración de transformadores de potencia. A continuación, se proponen los objetivos, los alcances y la justificación de la tesis, seguido del desarrollo de un capítulo de fundamento teórico, que explica conceptos básicos e intermedios de análisis de señal, de manera que el lector pueda entender los conceptos y términos usados en este trabajo. Además se realiza una revisión de la literatura técnica en otro capítulo, donde se aborda algunos temas que tienen relación con esta investigación, realizando en algunos casos, una síntesis o breve comentario de estos temas que servirá para plantear la hipótesis de esta tesis. Posteriormente, se explica la metodología de la investigación en el que se enfoca la ingeniería del proyecto que comprende el presupuesto y la evaluación financiera del proyecto, así como, las etapas de las mediciones realizadas. Luego, se trata de los procedimientos y resultados, en donde se expone algunas fórmulas y tecnologías experimentales de este trabajo, se calcula la disminución de la vibración y ruido, concluyendo con los resultados, comentarios y discusiones sobre el trabajo y algunas conclusiones.

Esta investigación se enfoca sobre el método para localizar las zonas de mayor emisión de ruido en un transformador de potencia. El uso de algunas propuestas tecnológicas para la disminución de la vibración son aplicadas, para mostrar la eficacia del método de localización de fuentes de sonido, pero no se desarrolla con detalle los dispositivos usados por ser tema de otras tesis o publicaciones.

Para la reducción del ruido, provenientes de la superficie del tanque del transformador, se seleccionó dos tecnologías apropiadas para la reducción de la vibración; posteriormente se evalúa los resultados del uso de dos propuestas tecnológicas y cada una de ellas apropiadas para las características del problema de la fuente de ruido. En los últimos capítulos, se muestran los resultados experimentales sobre la detección de las fuentes de sonido, así como, la atenuación del ruido obtenido después de usar dos tipos de dispositivos: instalados por separados y juntos.

2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La expansión urbana de las ciudades aproximó las viviendas a las subestaciones transformadoras de distribución eléctrica. Los habitantes que se encuentran próximos a las subestaciones eléctricas están expuestos a los ruidos emitidos por los dispositivos que operan en las subestaciones eléctricas. A partir de ciertos niveles de intensidad, el ruido incomoda y su prolongada exposición perjudica la salud de las personas, alterando el sistema nervioso o simplemente perturbando el descanso de ellos, afectando la calidad de vida de los ciudadanos.

2.1 FUNDAMENTACIÓN

La mayor emisión del ruido en las subestaciones proviene de los transformadores eléctricos, y la mayoría de ellos, fueron instalados cuando las normas ambientales permitían una mayor intensidad de sonido; sin embargo en la actualidad, las nuevas normas ambientales, vienen modificando los límites de intensidad del sonido permisibles en las vecindades.

Algunos ciudadanos que son afectados por esa contaminación sonora demandan que las empresas eléctricas disminuyan el ruido en sus subestaciones actuales, y las empresas eléctricas se ven en la necesidad de ampliar su tecnología para el control o atenuación del ruido sonoro.

La empresa AES Eletropaulo, encargada de la distribución de energía eléctrica del estado de Sao Paulo en Brasil, atiende el reclamo de un vecino que vive en el séptimo piso del edificio próximo a la subestación Bela Alianza, ubicado dentro de la ciudad de Sao Paulo. En la subestación se encuentran instalados dos transformadores de potencia de 30-40 kVA, ambos son idénticos, del mismo modelo, fabricados por la

empresa Asea Brow Berbely (ABB), y tienen un núcleo de junta múltiple que reduce el ruido proveniente del núcleo. El transformador es de gran tamaño, las dimensiones del tanque del transformador son: 5,6 m de longitud, 3,45 m de altura y 2,5 m de ancho, y se calcula que pesa más de 250 toneladas.

En la subestación Bela Alianza, un edificio se encuentra a 15 m de uno de los transformadores y a 25 m de otro. La Figura 1, muestra un dibujo esquemático de la ubicación de los transformadores y el edificio, donde se observa que una pared divisoria de la subestación, se encuentra a 9 m del transformador y 6 m del edificio vecino; la pared tiene 5 m de altura, mientras que, la tapa del tanque del transformador esta a 4.3 m de altura.

Observando la posición del transformador con respecto al edificio, se percibe que el campo acústico generado por el transformador, afecta más a los departamentos que no se encuentran protegidos por la pared divisoria, que refleja el sonido en otra dirección.

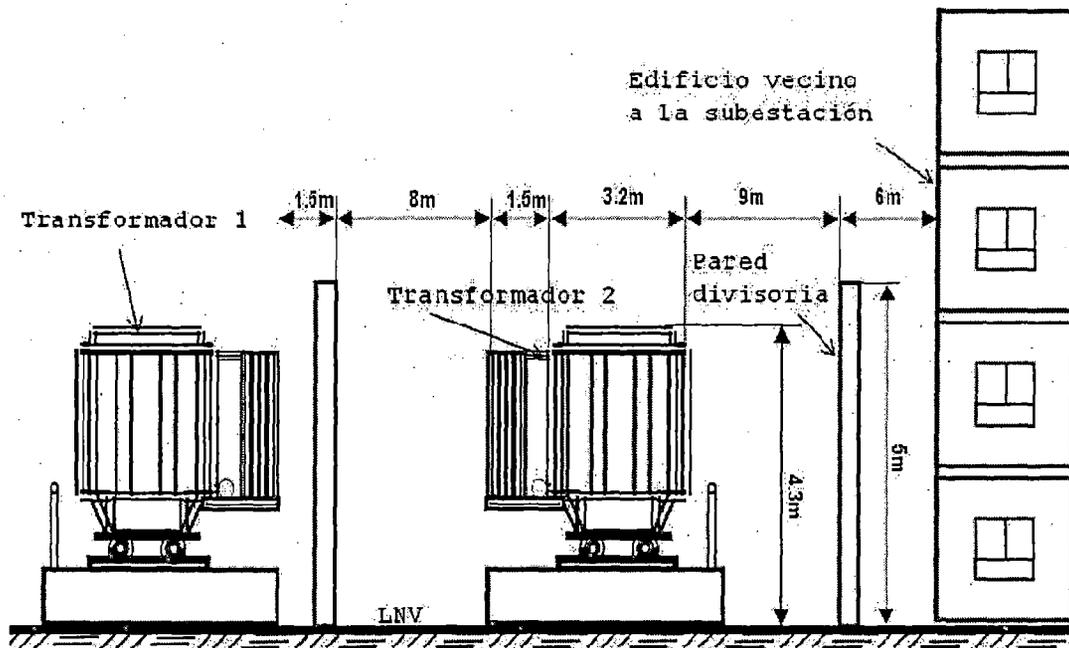


Figura 1: Dibujo que indica la ubicación de los transformadores y del edificio en la subestación Bela Alianza de la empresa AES Eletropaulo.

A pesar de tener un núcleo de baja emisión de ruido, la intensidad del sonido en la casa del demandante, esta encima de 40 dB en el día y próximo a 50 dB en la noche,

siendo la intensidad límite recomendada por las normas ambientales de 40 *dB* durante el día y 45 *dB* en la noche.

La empresa AES Eletropaulo, evalúa que reducir 5 *dB* de intensidad en cada subestación con los métodos convencionales de control de ruido generaría un alto costo, (ver Tabla 1), además detecta que el incremento del ruido en las subestaciones, es solamente en algunas horas de la noche, principalmente cuando la subestación opera en su carga eléctrica máxima, precisamente cuando la norma ambiental indica que la intensidad de ruido debe ser 5 *dB* menor que lo permitido durante el día.

Para no incomodar a los habitantes con el ruido emitido, la empresa AES Eletropaulo, decide que se realice una investigación científica y tecnológica que tenga como propósito implementar alternativas tecnológicas para la disminución de ruido de transformadores de potencia que están operando en sus subestaciones. Al no contar con un grupo de investigadores capacitados en este tema dentro de la empresa, los directivos deciden establecer un convenio con la Escuela Politécnica de la Universidad de Sao Paulo. El convenio se encuadra dentro del sistema de Investigación y Desarrollo (I+D) que fomenta el Estado de Sao Paulo, para que las empresas privadas inviertan en investigación científica, otorgándole disminuciones económicas en los pagos de impuestos.

Ante la necesidad de disminuir el ruido de los transformadores de potencia, la empresa se ve en la necesidad de recurrir a la Universidad de Sao Paulo, para que desarrolle una investigación, y por acuerdo entre ambas partes, se formuló la propuesta llamada "Alternativas Tecnológicas Para Minimizar Ruido en Subestaciones". El equipo de trabajo fue conformado por cinco profesores de la escuela de posgrado y cuatro estudiantes también de posgrado - todos ellos ingenieros pertenecientes a la Escuela Politécnica de la Universidad de Sao Paulo - , por el Gerente Técnico y el Jefe de Operaciones de la empresa AES Eletropaulo.

Se plantearon dos enfoques para la reducción del ruido de transformadores, el de control activo del ruido, compuesto por tres profesores y dos alumnos de las especialidades de ingeniería eléctrica y electrónica y el de control estructural de la vibración y el sonido, compuesto por dos profesores y dos alumnos, todos ingenieros mecánicos.

2.2 ANTECEDENTES

Para la reducción del ruido de transformadores, existen básicamente *cuatro formas para reducir los niveles de vibración y ruido de un transformador* [21], los cuales son:

- Reducir el nivel de la vibración en la fuente. (modificar el núcleo, aislar el núcleo de la carcasa; aislar los intercambiadores de calor, etc).
- Reducir el nivel del ruido en la trayectoria. (Control pasivo: colocar barreras acústicas exteriormente).
- Realizar modificaciones estructurales en la carcasa para evitar el fenómeno de resonancia.
- Introducir neutralizadores dinámicos. (dispositivos mecánicos que controlan o reducen los niveles de vibración, introduciendo fuerzas de reacción y disipando energía).

La *reducción del ruido en el núcleo* es realizado por los fabricantes de transformadores. Para los que están instalados en las subestaciones eléctricas no es recomendable su modificación interna por el alto costo y la complejidad en efectuarlo.

Entre las soluciones de *control pasivo* para reducir el nivel de ruido en la trayectoria, está el que propone la colocación de barreras acústicas que absorben parte del ruido y también desvían la trayectoria de la onda de sonido a otro espacio. Otra propone la colocación del transformador en cámaras acústicas, cercando el transformador con paneles prefabricados para aislamiento del ruido. Con el empleo de paneles acústicos - colocados al frente de las paredes del tanque y separados por un pequeño espacio del tanque - se obtiene una reducción de ruido entre 5 a 12 dB, [42], pero se incrementa el calor por disminuir su disipación. En algunos casos, aun con la aplicación de estos métodos, no se consigue estar por abajo de las exigencias que establecen las leyes ambientales sobre contaminación sonora.

El incremento del precio entre un transformador común y de otro modificado con barreras acústicas, es un poco más de 15%. La mayor desventaja de colocar las barreras acústicas, es que disminuyen la capacidad de enfriamiento de las superficies del tanque, incrementándose un costo adicional para aumentar la capacidad de enfriamiento, porque es importante mantener en las menores temperaturas el barniz que aísla eléctricamente las bobinas, así como, el aceite que se oxida con mayor

rapidez, porque su conservación está en función de la menor temperatura.

Las *modificaciones estructurales* son complejas, ya que las modificaciones alteran la densidad modal y pueden empeorar las formas de vibrar. Algunos especialistas recomiendan el uso de absorbedores dinámicos para disminuir la vibración en las superficies que tienen un grado de libertad de movimiento. Adicionándose absorbedores dinámicos en los puntos de resonancia, se puede obtener una reducción de hasta 4 dB [42]. En otras aplicaciones "con el uso de absorbedores dinámicos se disminuye hasta 20 dB en un transformador de 160 kg de peso" [21].

Otro método para reducir el ruido en la trayectoria es el de **control activo** del ruido (ANC - Active Noise Control). Este consiste en cancelar la onda de sonido con otra onda de igual amplitud y en oposición de fase. Esta metodología consiste en crear un sonido artificialmente, exactamente en oposición de fase (180 grados) en relación al ruido. El resultado es que las dos ondas se cancelarán por interferencia destructiva, produciéndose el silencio.

Con el método de control activo del ruido "se puede obtener reducciones por banda de frecuencias" [42]:

- De 5 hasta 25 dB en la frecuencia de 120 Hz,
- De 4 hasta 15 dB; en 240 Hz; y
- De 3 hasta 12 dB en 360 Hz.

2.3 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

El ruido acústico emitido por los transformadores es básicamente tonal, con una permanencia de 24 horas al día y el que tiende a ser más irritante que, por ejemplo, el ruido del tráfico de vehículos, cuyo espectro de frecuencia es más distribuido, y que disminuye de noche.

Los transformadores que vienen funcionando en las subestaciones, no pueden ser modificados internamente, por el grado de complejidad y su alto costo; así se hace necesario, formular alternativas tecnológicas para la disminución del ruido de transformadores que consideren el efecto de las vibraciones de los tanques y los demás componentes de los transformadores.

Los transformadores eléctricos y otros equipamientos electromagnéticos producen ruido acústico, las principales causas son [39]:

- *La tensión magnetostrictiva* en las láminas del núcleo (el ruido en este caso es independiente de la carga);
- *El movimiento causado por las fuerzas electromagnéticas* resultantes de la interacción del campo magnético generados por el paso de la corriente eléctrica de un bobina que interacciona con las demás bobinas (este ruido depende de la carga del transformador) y
- *Los sistemas de refrigeración* (bombeamiento del aceite, ventiladores, etc.).

El ruido que se produce en un transformador engloba tres conceptos: el de *campo magnético*, el *campo de desplazamiento mecánicos en un sólido*, y el *campo acústico* de un fluido.

Los espectros del ruido y la vibración se concentran principalmente en el doble de la frecuencia de la tensión de la línea. En el caso de que la frecuencia de la línea sea de 60 Hz, las frecuencias obtenidas serán de 120, 240, 360 y 480 Hz, existiendo otras frecuencias armónicas de menor importancia, [32]. A esas frecuencias características de manifestación del sonido, provenientes del núcleo, se adiciona otras debido al sistema de refrigeración, cuyas frecuencias características son diferentes. En general, en frecuencias mayores, el ruido es menor y más fácilmente atenuado por métodos pasivos.

3 OBJETIVOS Y ALCANCE DE LA TESIS

Los objetivos de esta tesis se basan en la necesidad de reducir el ruido de un transformador de potencia, por lo que se hace necesario identificar la ubicación de las fuentes de sonido en la superficie del tanque del transformador para seleccionar la tecnología apropiada y así definir el tratamiento correspondiente.

3.1 OBJETIVO PRINCIPAL

El objetivo principal de esta investigación es:

- Ubicar las fuentes sonoras en la superficie del tanque de un transformador eléctrico de potencia, instalado en una subestación eléctrica, usando las señales de vibración colectados en la superficie del tanque para investigar la relación que existe entre vibración y ruido sonoro en la superficie de un tanque de transformador.

3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Los objetivos específicos son los siguientes:

- Diseñar una metodología de análisis de vibración que permita detectar las zonas más sensibles a la vibración en la superficie del tanque de un transformador de potencia.
- Experimentar con algunos dispositivos usados para la disminución y control de la vibración con el propósito de disminuir la vibración y el ruido emitido por la superficie del tanque del transformador.

- Atenuar el ruido producido en la superficie del tanque del transformador, empleando la tecnología de control de la vibración.

3.3 ALCANCES DE LA TESIS

La investigación tratada en esta tesis, es realizado por la necesidad de la empresa eléctrica AES Eletropaulo de reducir el ruido emitido por uno de sus transformadores instalados en la subestación llamada Bela Alianza, debido a la demanda de un ciudadano, que basado en las normas ambientales, solicita que se disminuya la contaminación sonora producida próxima a su residencia, uno de los departamentos ubicado en el sétimo piso de un edificio, que esta al lado de dicha subestación.

Las opciones para tener un transformador de potencia en funcionamiento con la menor emisión de sonido es mostrado en la Tabla 1, en donde se observa una relación de métodos propuestos por las empresas fabricantes de transformadores eléctricos de potencia, el rango de posibilidades en intervalos de decibeles que se consiguen disminuir, así como, el incremento del costo que tendría, con respecto a un transformador común¹.

Los beneficios de la disminución del ruido se traducen en bienestar, disminución de daños a la salud y mejora de la calidad de vida para las personas que serían afectadas por la ausencia de esta tecnología.

Tabla 1: Relación de costos de algunos métodos usados para disminuir en transformadores de potencia.

Método usado	Reducción (dB)	Incremento de costo (%)
Alteraciones en las juntas del núcleo	5 – 10	10 – 20
Aislamiento del tanque	5 – 15	20 – 30
Transformador con amortiguadores en el interior	10 – 20	30 – 60

¹ Información proporcionado por funcionarios de las empresas brasileñas FURNAS -Ibiúma y AES Eletropaulo de Sao Paulo

4 IMPORTANCIA Y JUSTIFICACIÓN DE LA TESIS

El estudio sobre tecnología para reducción de ruido conduce a buscar una metodología para atenuar el ruido emitido por transformadores de potencia de grandes tamaños. El grupo de investigación de "Alternativas Tecnológicas Para Minimizar Ruido en Subestaciones" diseñó algunas metodologías para reducir el ruido después de haber realizado varias experiencias y haber implementado diversas tecnologías.

La metodología para localizar las fuentes de sonido que se producen en la superficie del tanque, correlaciona la vibración de la superficie del tanque con el ruido emitido por el tanque de un transformador de potencia. La vibración del tanque es obtenida usando sensores que captan la aceleración de la superficie y son colectados como señales temporales. Por otro lado, el ruido es captado con micrófonos y procesado con el método de holografía acústica, que evalúa la intensidad acústica frente a la superficie del tanque. En este trabajo se evalúa la posibilidad de correlacionar el sonido y la vibración, así como el espacio donde se produce, con el objeto de localizar la fuente de sonido.

La única metodología que localiza las fuentes de sonido, es el análisis de holografía acústica, pero su aplicación es limitada porque solo puede ser usado en superficies planas, expuestas a áreas libres y su alto costo. La metodología que se propone es el de analizar la vibración en el espacio que posibilita la medición de la energía que se irradia en la superficie del tanque para correlacionarla con la fuente de sonido.

Para poder aplicar una tecnología de control del ruido es necesario localizar las fuentes de radiación del ruido. Luego de localizarla se analiza la viabilidad de suprimirla, interferirla o disminuirla usando la tecnología apropiada para cada caso.

La ventaja de detectar las fuentes de sonido usando las señales de vibración, sería de evitar la captación de sonidos provenientes de otras fuentes externas. Cuando se realiza el proceso de medición del sonido, los micrófonos que incorporan la presión del sonido a los instrumentos de medición, no diferencian la procedencia de la fuente del sonido, captando los que provienen de otras direcciones, a pesar que puede estar lo más próximo posible a la fuente.

La irradiación de la energía de una superficie como vibración se puede registrar con instrumentos de medición de la vibración sin incorporar la energía de otras superficies, lo cual da la ventaja de poder evaluar la irradiación de energía en el espacio físico medido.

La reducción del sonido, irradiado por la estructura, pasa por la disminución de la vibración estructural, para lo cual se tiene que seleccionar la tecnología apropiada para reducir la vibración y que posea el diseño apropiado para no producir ruido en su funcionamiento.

5 FUNDAMENTO TEÓRICO

Para una mejor comprensión del tema, en esta parte de la tesis, conceptualizamos términos básicos relacionados al tema de señales. En su desarrollo, las definiciones y ejemplos están acompañados de figuras que ilustran la aplicación teórica o descriptiva del asunto con el objeto de facilitar las explicaciones y su comprensión.

5.1 SEÑAL

Una señal se considera como la variación medible de un fenómeno físico que porte información relativa al comportamiento de un sistema, [29]. Las señales que dependen del tiempo se pueden dividir en dos clases principales: las señales de tiempo continuo y las señales de tiempo discreto.

5.1.1 SEÑALES DE TIEMPO CONTINUO

Una señal de tiempo continuo se puede representar matemáticamente como una función de una variable continua en el tiempo, por lo que su gráfico estará definido para un intervalo de medición. Una señal de tiempo continuo no necesariamente está descrita por una función matemática continua. Las señales naturales como la música y el habla son señales de tiempo continuo y se conocen como señales analógicas de tiempo continuo. La Figura 2 muestra dos ejemplos de señales continuas. La primera de ellas es una curva producida con la función $y = 10 \text{ seno}(t)$, del que se observa que el número diez es la amplitud máxima de la función y llega a este valor cuando el valor de $\text{seno}(t)$ es igual a 1; y la segunda curva, es la suma de varias funciones de seno con diferentes amplitudes

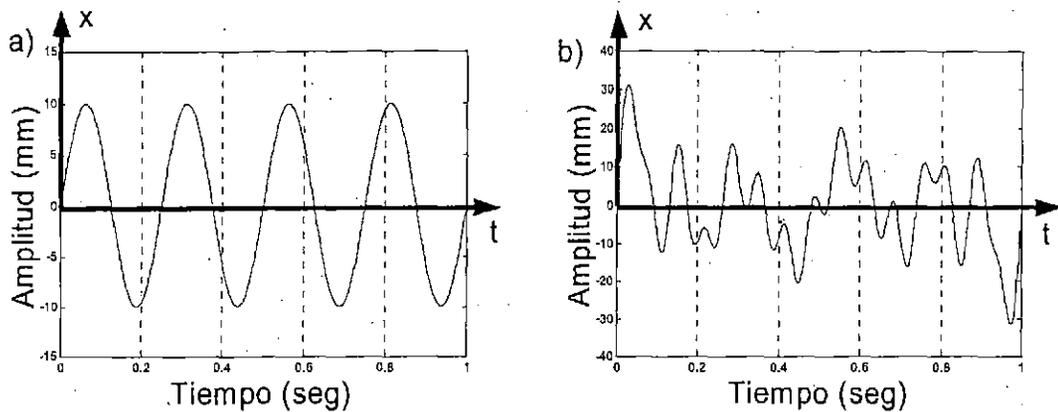


Figura 2: Señales de tiempo continuo a) función seno repitiéndose 4 veces en un segundo, b) señal continua no uniforme.

5.1.2 SEÑALES DE TIEMPO DISCRETAS

Una señal de tiempo discreta es la información obtenida cada cierto instante de tiempo. Los intervalos de instantes que registran los valores de la información se denominan instantes de muestreo o *frecuencia de muestra*. Cada instante de la muestra debe tener el mismo intervalo, de manera que la señal de tiempo discreta está definida para $t=nT_0$, donde $n=0, \pm 1, \pm 2, \pm 3, \dots$, siendo n , un número entero y T_0 , es el intervalo de la muestra. Un ejemplo de la señal discreta es mostrado en la Figura 3 donde se muestran las señales de la Figura 2 en tiempo discreto. Cada línea que aparece es una colecta y el punto donde termina es su valor adquirido en ese instante de la muestra.

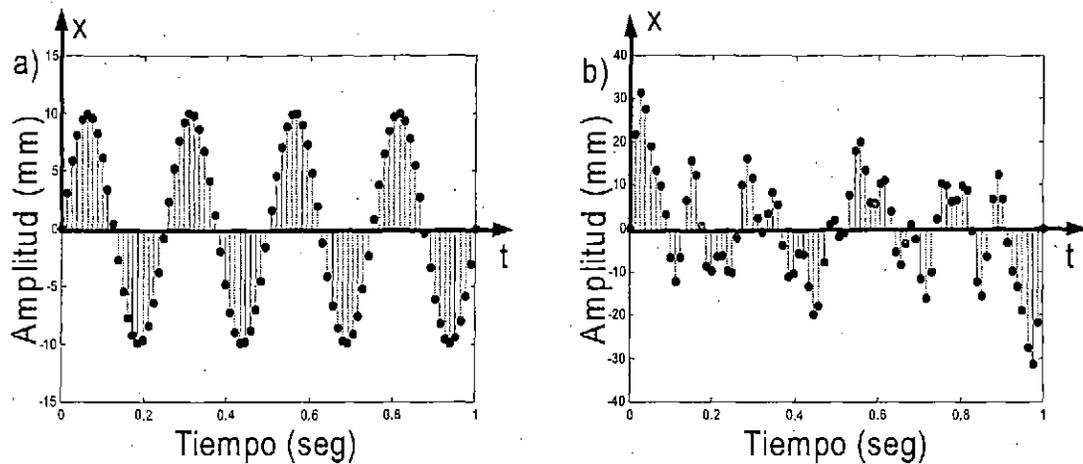


Figura 3: Señales de tiempo discreta a) función seno repitiéndose 4 veces en un segundo, b) señal discreta no uniforme.

Para el análisis de las señales, existen analizadores de señales analógicos que tratan las señales en tiempo continuo, pero en la mayoría de las veces, se utiliza las computadoras como analizadores digitales, es decir se obtiene la información en valores numéricos ordenados según los instantes de la muestra.

5.1.3 TIPOS DE SEÑALES

Los tipos de señales se clasifican en determinísticas o aleatorias. Las señales determinísticas son aquellas que se consiguen reproducir y modelar, en cuanto que, las señales aleatorias, no son posibles de reproducir o modelar. El diagrama de la Figura 4, muestra la definición y tipos de señales [37].

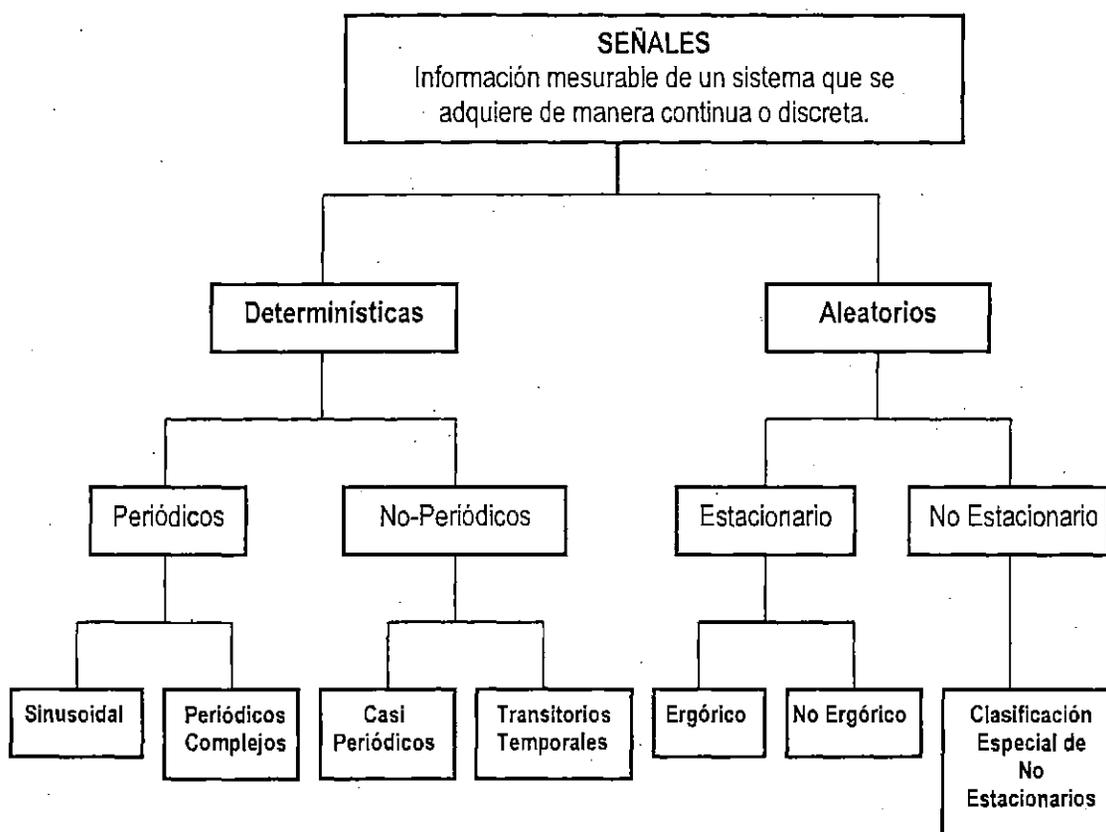


Figura 4: Organigrama de Tipos de Señales

5.1.3.1 Curva sinusoidal

Para ilustrar el comportamiento de una señal periódica, se utilizará un ejemplo que trata de la generación de una curva sinusoidal, para el cual, se grafica en un sistema cartesiano la trayectoria de un punto móvil en función del tiempo (Figura 5-b), generada por la rotación de un punto en torno a un eje en otro plano o punto fijo (punto centro) ilustrado en la Figura 5-a. La distancia entre puntos es 10 mm (radio), la velocidad constante del desplazamiento es 0,5 seg. por vuelta, obteniéndose en un solo segundo 2 vueltas. La trayectoria generada por el punto en movimiento, es modelada por la función trigonométrica seno multiplicada por el radio, (ecuación (5.1)), siendo la variable el ángulo θ .

$$y = r.\text{sen}(\theta) \quad (5.1)$$

La curva generada por el desplazamiento del punto P, es ilustrada en la Figura 5-b. En dicha figura; la ordenada indica la posición del punto P en el eje y, para las curvas mostradas en la parte a y b simultáneamente. En la parte b de la Figura 5 la coordenada horizontal t indica el tiempo transcurrido. Un giro completo (360°) - Ver parte a de la figura - genera la curva sinusoidal completa - ver parte b de la figura- repitiéndose esta curva en el siguiente giro. El tiempo empleado para generarse la primera curva sinusoidal es definido como el *periodo* (T). Para caracterizar el comportamiento del punto en varias vueltas, son suficientes los datos del primer periodo y la amplitud.

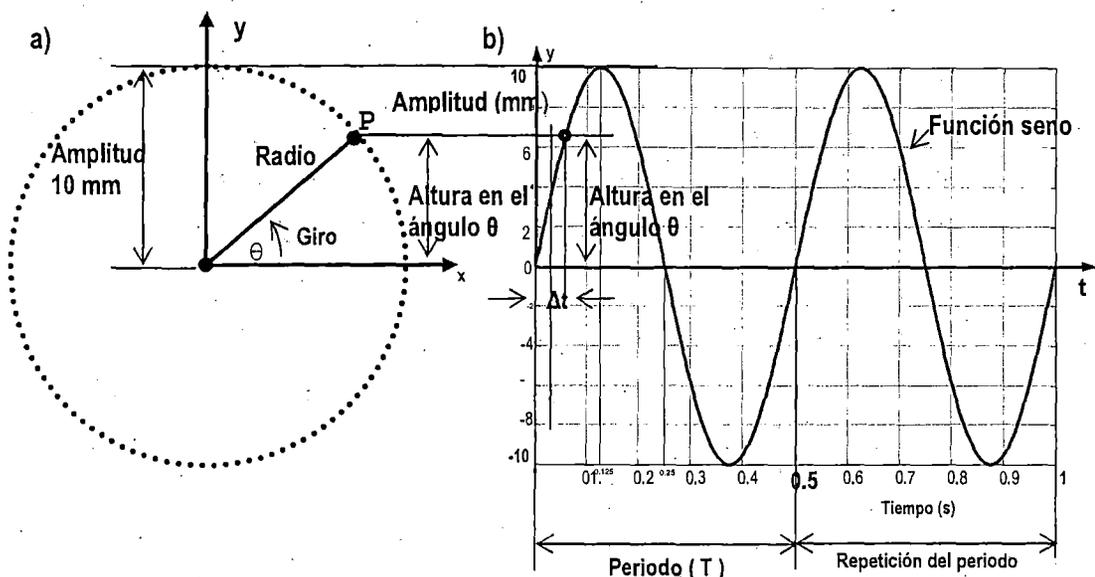


Figura 5: Generación de una curva sinusoidal de dos vueltas de giro.

5.1.3.2 Periodo

Para las funciones que se repiten en el transcurso del tiempo, la duración del tiempo que se demora para la formación de una de las curvas completa se conoce como *periodo T*

5.1.3.3 Frecuencia

El número de veces de periodos que se forma en el lapso de tiempo de un seg. se conoce como la frecuencia de la función. Matemáticamente se define la *frecuencia* como la inversa del periodo T, mostrada en la ecuación (5.2).

$$f = \frac{1}{T} \quad (5.2)$$

La Unidad de medida según el Sistema Internacional es el Herz que representa 1 Ciclo/seg. Esta denominación proviene del apellido del físico alemán Heinrich Rudolf Hertz, quien descubrió la propagación de las ondas electromagnéticas.

5.1.3.4 Velocidad angular

La velocidad angular uniforme ω , se define como la relación del desplazamiento angular θ entre el tiempo t y es modelada con la ecuación (5.3)

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad (5.3)$$

Para un desplazamiento uniforme tenemos que:

$$\theta = \omega.t \quad (5.4)$$

Sustituyendo el ángulo de la ecuación (5.4) en la ecuación (5.1), tenemos la ecuación paramétrica de la función que tiene una variable continua en el tiempo.

$$y = r.\text{sen}(\omega t) \quad (5.5)$$

Para un movimiento circular uniforme se producen varias vueltas a la misma velocidad. Cada vuelta tiene un recorrido de 2π entre el periodo T , por lo que tenemos:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} \quad (5.6)$$

$$\omega = 2\pi \cdot f \quad (5.7)$$

5.1.3.5 Ángulo de desfase

El ángulo de fase se considera cuando existe un ángulo de rotación inicial φ , en un tiempo inicial $t=0$. Por ejemplo, en la Figura 6, la curva sinusoidal continua no se inicia en la amplitud de valor cero, lo que resultaría que en la Figura 5-a en el instante $t=0$, se tenga un ángulo inicial formado por el radio y la coordenada horizontal, por lo que, el ángulo inicial, se denomina ángulo de desfase.

Considerando el ángulo de desfase en la ecuación (5.4) tenemos.

$$y = r \cdot \text{sen}(\omega t + \varphi) \quad (5.8)$$

La diferencia de una función con y sin desfase es expuesto en la Figura 6, donde el radio es 5 mm , el ángulo de desfase es $\pi/8$, para 2 vueltas en un segundo. En la curva de *líneas de puntos* se observa que la condición sin desfase inicia con amplitud cero, mientras que la *curva continua* tiene desfase.

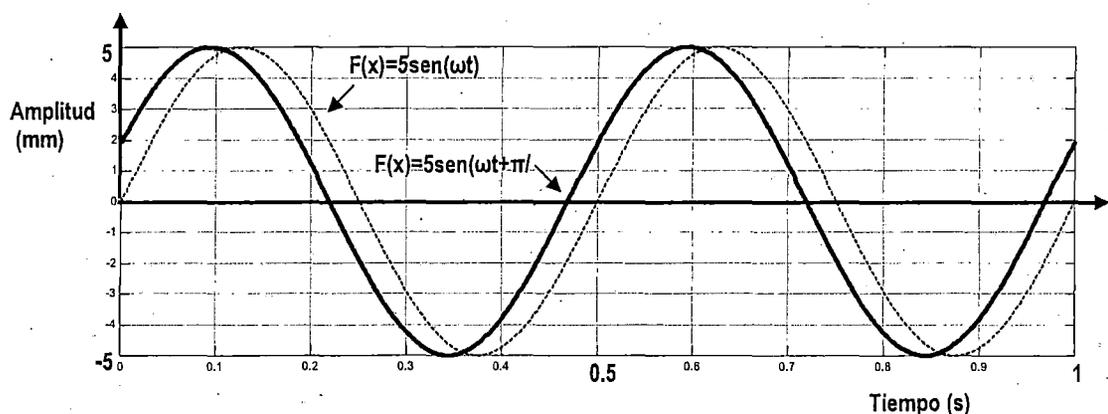


Figura 6: Comparación de dos curvas de la función seno: la continua sin desfase y la discontinua con desfase de $\pi/8$

5.1.3.6 Velocidad angular en función de la frecuencia

La velocidad angular de un punto, que gira a velocidad constante, formando un número de vueltas completas (n), se define con la siguiente expresión.

$$\omega = 2\pi.n.f \quad (5.9)$$

Comúnmente en los motores eléctricos, sus velocidades están expresados en Revoluciones por Minuto o RPM (Rev/min) y la frecuencia comúnmente se designa en Hz (Ciclo/seg), por lo que es necesario hacer las conversiones para los cálculos en Hz dividiéndose RPM/60.

En el caso de tener un eje que gira un número de vueltas n y la frecuencia de giro es f , entonces la ecuación (5.5) sería así:

$$y = r.\text{sen}(2\pi nft) \quad (5.10)$$

En esta expresión la amplitud está en función del tiempo.

5.1.4 FUNCIONES LINEALES

Las funciones trigonométricas de seno y coseno son *lineales*, y tienen el principio de la *superposición*, lo que significa que estas funciones pueden operarse matemáticamente adicionándose o sustrayéndose entre estas funciones. La ventaja de la aplicación de esta propiedad, en el procesamiento de señales, radica en que las señales pueden sumarse o separarse algunas del conjunto de señales.

Una señal periódica puede descomponerse en varias funciones de seno y coseno. Un ejemplo de la descomposición de señales es mostrada en la Figura 7, donde se observan señales construidas con la función seno, pero en frecuencias diferentes, tales como 2, 4, 6 y 10 Hz, y amplitudes diferentes. En la parte superior de las figuras se muestran las señales de manera independiente y en la parte inferior de las figuras se encuentran en conjunto, con todas las señales adicionadas a una sola, usando el principio de la superposición o linealidad.

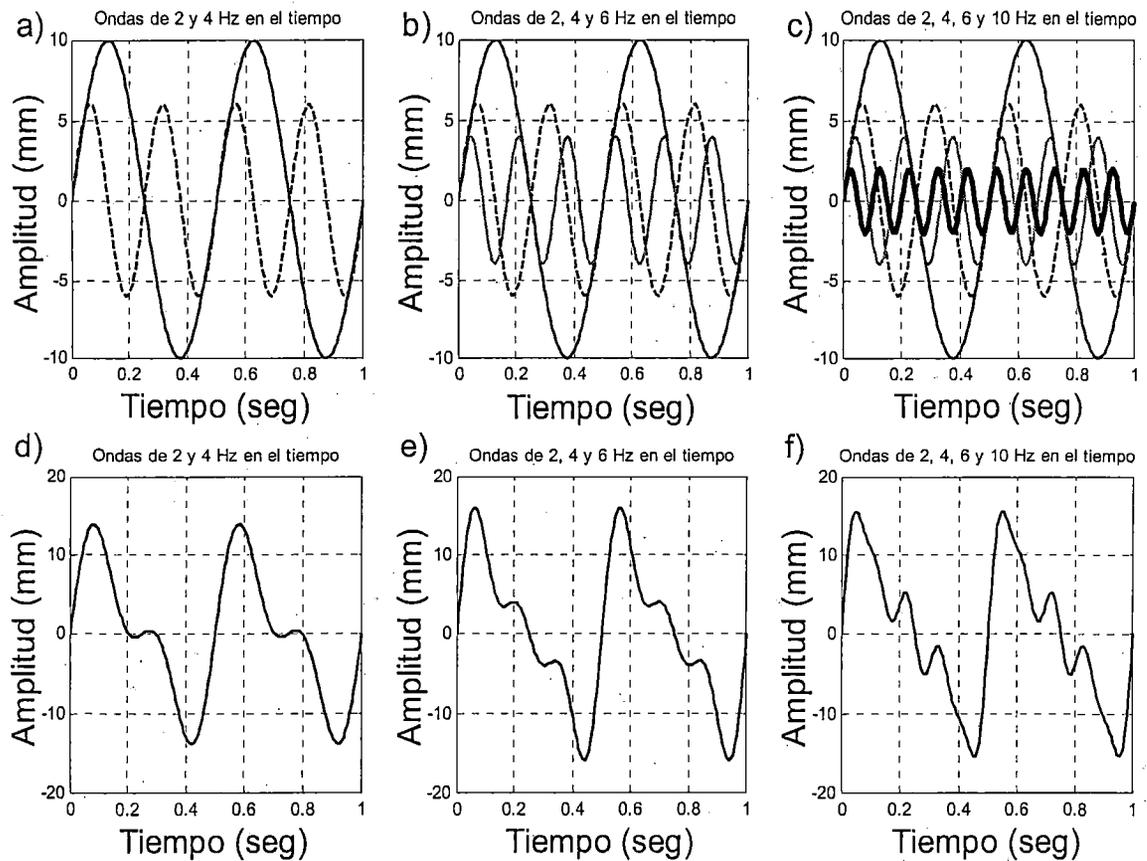


Figura 7: Gráfica de varias señales periódicas continuas: en las señales a), b), y c), se muestran las funciones separadas. En las señales d), e) y f) se muestran las señales adicionadas, correspondiendo a la suma de señales mostradas en la parte superior.

Quando se colectan señales con instrumentos de medición, comúnmente se obtiene señales en el tiempo como ondas adicionadas, por ejemplo, como las mostradas en la Figura 7-f. Es posible la separación en ondas individuales de las señales que contienen una suma de ondas, usando conceptos como la Transformada de Fourier (TF) y la Transformada Inversa de Fourier (ITF), obteniéndose varias funciones de seno, en la frecuencia y amplitud original después del tratamiento de la señal. En el ejemplo de la Figura 7-c, se muestran los resultados después de hacer el tratamiento de señales con la FT y la ITF, en ondas simples.

5.1.5 FUNCIONES PERIÓDICAS

Se dice que una función es periódica cuando tiene un periodo que se repite, es decir, cada cierto intervalo del rango se repite la misma imagen de la función considerando el periodo T y matemáticamente queda expresada como:

$$F(x+T) = F(x) \quad \circ \quad F(x) = F(x+2\pi) \quad (5.11)$$

Otras funciones periódicas, diferentes a las funciones trigonométricas, pueden ser obtenidas aproximadamente por la suma de varias funciones de senos y cósenos.

Un ejemplo típico de una función periódica es la función diente de sierra, formada por la siguiente ecuación:

$$F(x) = x + \pi \quad \text{si} \quad -\pi < F(x) < \pi \quad (5.12)$$

La gráfica de la función diente de sierra en las coordenadas x - y es mostrada en la Figura 8 para un rango de -6π a 6π . Esta función es expresada como $y = f(x)$.

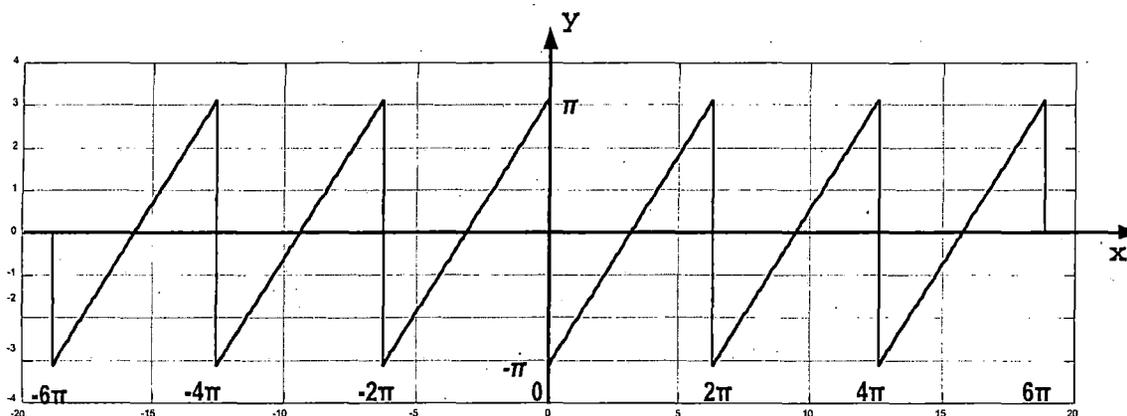


Figura 8: Gráfica de la función periódica diente de sierra

Usando conceptos de series de Fourier se propone la siguiente ecuación que aproxima $F(t)$ a la función sierra.

$$F(t) = -2 \left[\frac{\text{sen}(t)}{1} + \frac{\text{sen}(2t)}{2} + \frac{\text{sen}(3t)}{3} + \dots + \frac{\text{sen}(mt)}{m} \right] \quad (5.13)$$

La Figura 9 muestra tres soluciones de la ecuación (5.13). Las soluciones son para tres valores diferentes de la serie. La Figura 9-a es cuando $m=3$, la Figura 9-b es cuando $m=9$ y la Figura 9-c es cuando $m=20$. Observando la curva resultante de la Figura 9, se concluye que cuanto mayor sea el valor de m la aproximación de la curva es mejor.

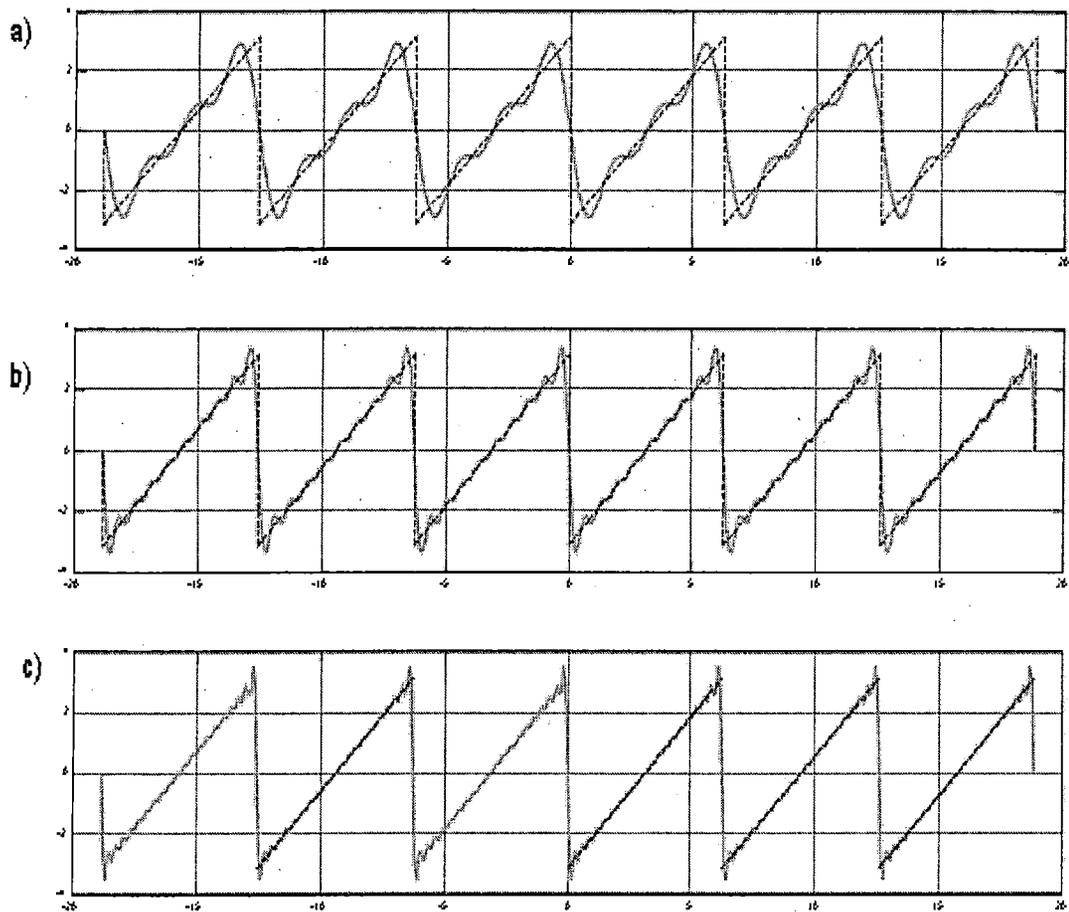


Figura 9: Solución gráfica de la Serie de Fourier de la ecuación (5.13), para 3 casos de $F(t)$ que son: a) cuando $m = 3$, b) cuando $m = 9$ y c) cuando $m = 20$.

5.2 SERIES DE FOURIER

Las funciones matemáticas comúnmente son expresados en coordenadas escalares y en algunos casos la información es más fácil de entender modificando las coordenadas (en radiales o cilíndricas) o presentándolo de otro modo. Las Figura 8 y 9 ilustran las posibilidades de modificar una función lineal en una suma de senos. Para las funciones periódicas se simplifica el entendimiento cuando se consideran los periodos, las amplitudes y la posición del ángulo.

Para una función periódica $x(t)$ cuyo periodo es T , el desarrollo de la serie de Fourier se define de tres formas [37]:

Primera forma: Para cualquier función periódica

$$x(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos(2\pi n f_0 t) + b_n \text{sen}(2\pi n f_0 t)] \quad (5.14)$$

Donde: f_0 es la frecuencia fundamental.

$n f_0$ son las frecuencias armónicas, para $n = 1, 2, 3, 4, \dots, \infty$

a_0 Es el valor medio y se calcula:

$$a_0 = f_0 \int_{\tau}^{\tau+T} x(t) dt \quad (5.15)$$

En este caso τ es un punto inicial del intervalo del periodo

a_n y b_n son los coeficientes de Fourier y se calcula con:

$$a_n = 2f_0 \int_{\tau}^{\tau+T} x(t) \cos(2\pi n f_0 t) dt \quad (5.16)$$

$$b_n = 2f_0 \int_{\tau}^{\tau+T} x(t) \text{sen}(2\pi n f_0 t) dt \quad (5.17)$$

Donde: $n = 1, 2, 3, \dots, \infty$

Segunda forma: Para funciones de seno y coseno

$$x(t) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(2\pi n f_0 t - \beta_n) \quad (5.18)$$

o

$$x(t) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \text{sen}(2\pi n f_0 t - \alpha_n) \quad (5.19)$$

Donde: A_0 es el valor medio.

A_n es el espectro de amplitudes que se calcula con:

$$A_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \quad (5.20)$$

Los ángulos α_n y β_n son los espectros de fase y se calculan con:

$$\alpha_n = \arctan\left(\frac{a_n}{b_n}\right) \quad (5.21)$$

$$\beta_n = \arctan\left(\frac{b_n}{a_n}\right) \quad (5.22)$$

Tercera forma: Compleja

$$x(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} X_n e^{2\pi j n f_0 t} \quad (5.23)$$

Siendo X_n un número complejo, la cual se le conoce con las siguientes expresiones

$$X_n = a_n + j b_n \quad (5.24)$$

Las amplitudes de la serie se calculan con:

$$|X_n| = \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \quad (5.25)$$

$$X_n = f_0 \int_0^{T_0} x(t) e^{-2\pi j n f_0 t} \quad (5.26)$$

Para valores de $n=0, \pm 1, \pm 2, \pm 3, \dots$

Las fases de la serie se calcula con:

$$\varphi = \arctg\left(\frac{b_n}{a_n}\right) \quad (5.27)$$

5.2.1 PROPIEDADES DE LA SERIE DE FOURIER

Cualquiera que sea la forma de la serie de Fourier, el espectro de una función periódica de periodo T_0 es compuesto de líneas paralelas y perpendiculares a un eje horizontal, como señales discretas, distanciadas entre si de f_0 . El espectro de una función periódica continua es esencialmente discontinuo, discreto, existiendo solamente para los valores múltiplos de la frecuencia fundamental f_0 . Este concepto se puede enfatizar con estas tres proposiciones [37]:

Proposición 1: El espectro de una señal o función periódica es una función discreta en frecuencia, definida para valores discretos múltiplos de la frecuencia fundamental f_0 .

Proposición 2: Si una señal o función tiene un espectro discreto, entonces esta señal es periódica, de periodo igual al inverso de la frecuencia

Proposición 3: Periodizar una función en el dominio del tiempo equivale a discretizar a su espectro, y viceversa.

5.2.2 NOTACIÓN COMPLEJA PARA LAS SERIES DE FOURIER

Mediante la identidad de Euler tenemos la relación de números complejos con las funciones de seno y coseno, las cuales son mostradas en las siguientes ecuaciones:

$$e^{j\theta} = \cos\theta + j\text{sen}\theta \quad (5.28)$$

$$e^{-j\theta} = \cos\theta - j\text{sen}\theta \quad (5.29)$$

La identidad de Euler que relaciona el número complejo es:

$$e^x = 1 + x + \frac{x^2}{2!} + \frac{x^3}{3!} + \frac{x^4}{4!} \dots \quad (5.30)$$

Para funciones de seno y coseno se cumple que:

$$\text{sen } x = 1 - \frac{x^3}{3!} + \frac{x^5}{5!} - \frac{x^7}{7!} + \frac{x^9}{9!} \dots \quad (5.31)$$

$$\text{cos } x = 1 - \frac{x^2}{2!} + \frac{x^4}{4!} - \frac{x^6}{6!} + \frac{x^8}{8!} \dots \quad (5.32)$$

Los números complejos pueden ser representados con el diagrama de Argand. Este diagrama indica la parte real e imaginaria de los números complejos. Al modificar el diagrama con la incorporación de los coeficientes de Fourier, obtenemos un diagrama que indica la amplitud y fase de una señal. La Figura 10 : muestra el diagrama modificado.

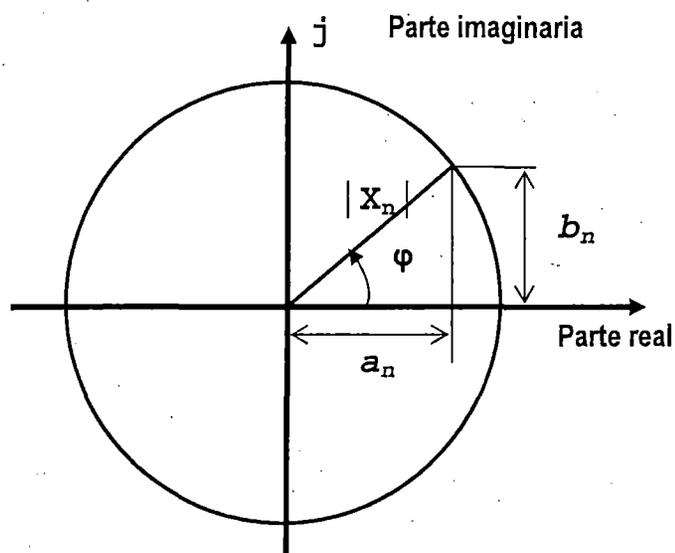


Figura 10 : Diagrama de Argand incorporando los coeficientes de Fourier y los valores de la amplitud y fase.

La parte real se encuentra en 0° o 180° del círculo, el valor de la parte real sería $a_n = |X_n| \cos(\varphi)$, mientras que la parte imaginaria se encuentra a 90° de la parte real, el valor sería $b_n = |X_n| \text{sen}(\varphi)$. A la parte imaginaria también se le dice impedancia del sistema.

5.3 TRANSFORMADA DE FOURIER

En el tratamiento de señales, la transformada de Fourier establece una relación entre dos dominios complementarios: el dominio temporal y el dominio de las frecuencias o espectral. En el dominio de la frecuencia se observa las manifestaciones de las señales o fenómenos de manera diferente, aumentando las posibilidades de interpretación de las señales. La transformada de Fourier no aumenta información, solo lo muestra de un modo más fácil de interpretar.

Con la transformada de Fourier es posible convertir una señal en el dominio del tiempo al dominio de la frecuencia y viceversa. La transformada de Fourier de una función o señal $x(t)$, modifica una señal del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia y es definida por:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-2\pi f t} dt \quad (5.33)$$

La inversa de la transformada de Fourier, modifica una señal $X(f)$ del dominio de la frecuencia al dominio del tiempo y es definido por:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) e^{2\pi f t} df \quad (5.34)$$

La unidad de la frecuencia f es Hertz – Hz.

En el cambio de la función del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia, gráficamente se muestra la relación de Amplitud vs. Frecuencia y se visualiza la amplitud en el valor de la frecuencia de la onda original; es decir, el valor de la frecuencia de $1/T$ aparece como una línea perpendicular con el tamaño da la amplitud de la onda. Si la señal tiene varias ondas adicionadas, la señal en el domino de la frecuencia mostrará varias amplitudes en distintas frecuencias. El conjunto de amplitudes a lo largo de la frecuencia mostrada se denomina *espectro de frecuencia*.

En la Figura 11 se explica de manera gráfica el cambio de dominio del tiempo, al dominio de la frecuencia de dos funciones: la primera es la función seno de $y_1 =$

$10.\text{sen}(2.\pi.f_1.t)$ y la segunda es la función seno de $y_2 = 3.\text{sen}(2.\pi.f_2.t)$, donde $f_1 = 2$ y $f_2 = 8$. La curva de y_1 en función del tiempo, se muestra en Figura 11-a. Después de aplicar la transformada de Fourier en y_1 , tendremos la respuesta gráfica denominada como Y_1 , mostrado en la Figura 11-b. Del mismo modo se procede para la función y_2 . Los espectros de las respuestas en frecuencia, que acompañan las ondas de la figura, muestran las amplitudes de 10 y 3 que provienen de y_1 y y_2 respectivamente. La posición en la banda de la frecuencia donde aparecen las amplitudes son 2 y 8, que son los datos de la frecuencia asignada originalmente.

En el tratamiento de señales, los datos de la amplitud y la frecuencia de las ondas son desconocidos. Procesando las señales colectadas en el dominio del tiempo, para el dominio de la frecuencia, se obtiene la información de las amplitudes y frecuencias de cada uno de las onda que interactúan en el fenómeno físico en análisis.

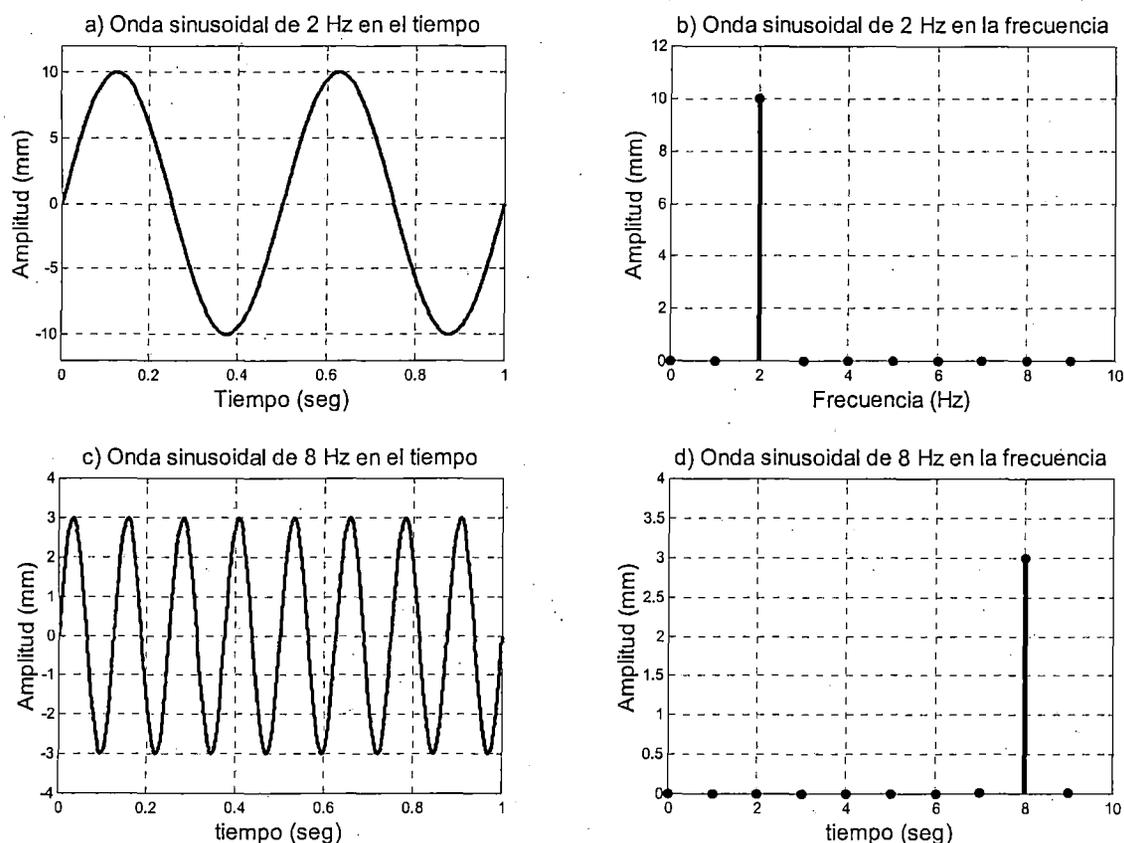


Figura 11: Ejemplos gráficos del cambio de dominio de la función $\text{sen}(2\pi ft)$ del dominio del tiempo a) y c) al dominio de la frecuencia b) y d)

5.3.1 CONDICIÓN DE EXISTENCIA DE LA TRANSFORMADA DE FOURIER

Para que una transformada de Fourier (TF) exista, tiene que cumplir las condiciones de Dirichlet que son los siguientes:

1. La función $x(t)$ tiene que ser limitada.
2. La integral de $x(t)$ tiene que tener un valor finito.
3. Las discontinuidades de $x(t)$, en los mínimos y máximos tiene que ser en finito.

En otros términos, si la función tiene energía finita, entonces existe la transformada de Fourier y su inversa.

5.3.2 PROPIEDADES DE LA TRANSFORMADA DE FOURIER (TF)

1. **Linealidad:** matemáticamente se define así: sean dos funciones periódicas diferentes $x(t)$ y $g(t)$ cuyas TF son $X(f)$ y $G(f)$ respectivamente, por el principio de la superposición ellas pueden ser sumadas en el dominio del tiempo o en el dominio de la frecuencia.

$$\left. \begin{array}{l} x(t) \Leftrightarrow X(f) \\ g(t) \Leftrightarrow G(f) \end{array} \right\} x(t) + g(t) \Leftrightarrow X(f) + G(f) \quad (5.35)$$

2. **Similaridad:** Si la variable es multiplicada por un factor en el dominio de la frecuencia, este factor afecta al espectro dividiéndolo a su TF y a su frecuencia.

$$x(at) \Leftrightarrow \frac{1}{a} X\left(\frac{f}{a}\right) \quad (5.36)$$

3. **Traslación:** La traslación de la función periódica o señal en el tiempo implica que la TF de $x(t)$ y $x(t - a)$ tiene el mismo módulo, pero $x(t - a)$ es rotado de fase en $2\pi af$.

$$x(t - a) \Leftrightarrow e^{-2\pi jaf} X(f) \quad (5.37)$$

4. **Derivación:** Una derivación en el dominio del tiempo corresponde a una multiplicación en el dominio de la frecuencia por $2\pi jf$. El espectro es ampliado proporcionalmente a la f .

$$\frac{d^n x(t)}{dt^n} \Leftrightarrow (2\pi jf)^n X(f) \quad (5.38)$$

$$\frac{d^n X(f)}{dt^n} \Leftrightarrow (-2\pi jf)^n x(t) \quad (5.39)$$

Una señal, formada por una suma de funciones periódicas sinusoidales, puede ser recuperada, en su forma original, usando las propiedades de transformada de Fourier (TF) y transformada inversa de Fourier (ITF). Este concepto se explica de manera grafica en la Figura 12, que muestra las funciones periódicas adicionados de 2, 4, 6 y 10 Hz en función del tiempo a), b) y c). Estas funciones son el resultado de la suma de varias funciones senos de distintos periodos explicados en la Figura 7.

Con la TF, se obtiene espectros con amplitudes en el dominio de la frecuencia, como los ilustrados en la Figura 12 d, e y f. La amplitud del espectro es la misma de la función original seno y la posición en el dominio de la frecuencia es su frecuencia de la onda. Con estos datos y usando la ITF se construye la onda original y separadamente (amplitud y frecuencia de cada uno de ellos).

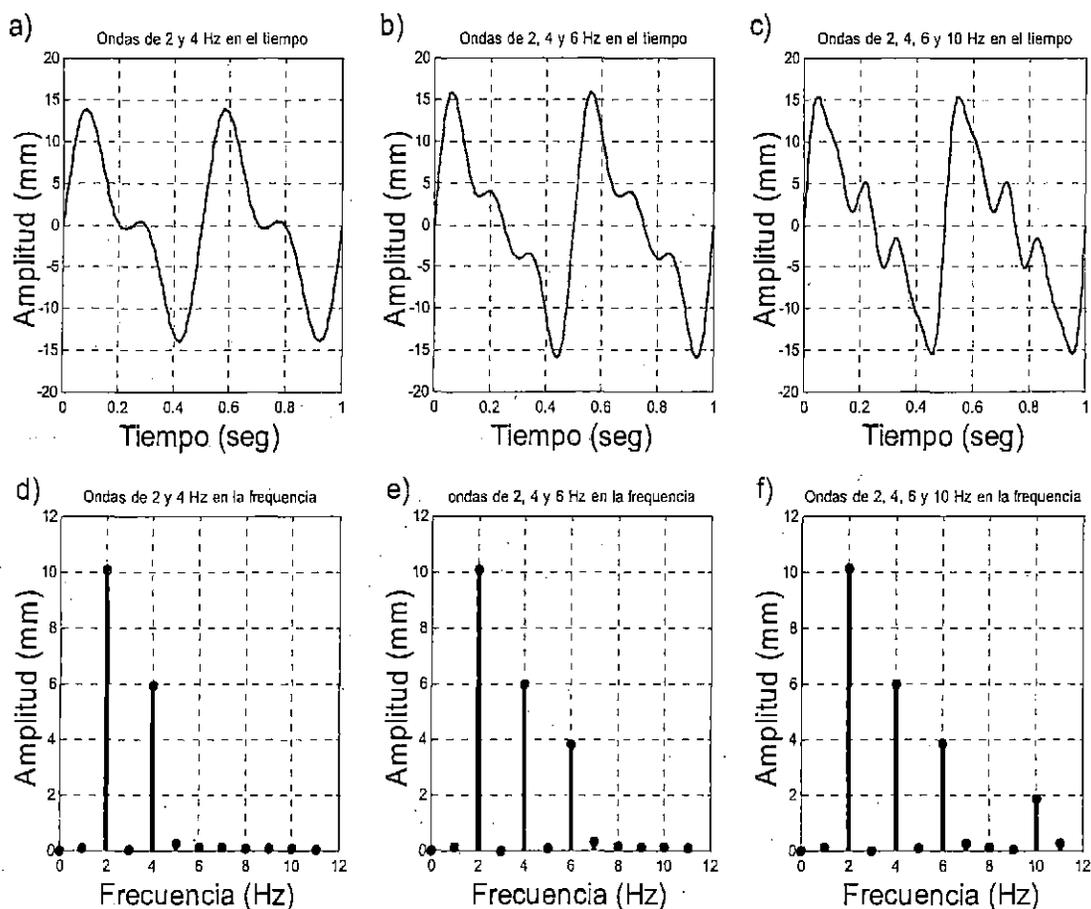


Figura 12: Gráfico de las funciones de 2, 4, 6 y 10 Hz mostrados en el tiempo en a), b), y c) y su espectro mostrado en el dominio de la frecuencia d) e) y f) respectivamente.

5.4 VIBRACIONES MECÁNICAS

Una vibración mecánica, es un movimiento de un punto material o de un cuerpo que oscila en torno de una posición de equilibrio [30]. Mayormente la vibración tiene un movimiento periódico repetitivo [20]. La mayoría de las vibraciones en máquinas y estructuras son indeseables debido al aumento de tensiones y pérdidas de energía que las acompañan, por lo tanto deben ser eliminadas o reducidas en lo posible.

Una *vibración mecánica* es generalmente producida cuando un sistema es desplazado de su posición de equilibrio estable [4]. El sistema tiende a retornar a su posición por la acción de las fuerzas restauradoras (o fuerzas elásticas, como en el caso de una masa sujeta a un resorte, o de fuerzas gravitacionales, como en el caso de un péndulo). Pero el sistema generalmente alcanza su posición original con una cierta velocidad que lo lleva, además, a más allá de su posición. Como el proceso se puede repetir *el sistema se mantiene en movimiento oscilatorio alrededor de su posición de equilibrio*.

Cuando el movimiento se mantiene solamente por una fuerza restauradora, se dice que la *vibración es libre*. Cuando una fuerza periódica es aplicada al sistema, el movimiento resultante es descrito como una *vibración forzada*. Cuando el efecto de la fricción puede ser despreciada, se dice que las vibraciones son no *amortiguadas*. Aunque en realidad todas las vibraciones son realmente amortiguadas, en mayor o menor grado.

5.4.1 ELEMENTOS DE UN SISTEMA VIBRACIÓN

Los elementos de un sistema que vibra mecánicamente son: la masa, la rigidez y el amortiguamiento los que son también conocidos como coeficientes dinámicos y cuyas definiciones son:

- **Masa:** almacena la energía potencial gravitacional (asociada a su posición con respecto a un sistema de referencia) y la energía cinética (asociada a la velocidad), que puede ser de translación, de rotación o de ambas. Se designa con *m* a la masa.

- **Resortes:** almacena energía potencial elástica, asociada a la deformación elástica del cuerpo. La propiedad del resorte que se considera en la vibración es el coeficiente de rigidez denominado k , el que se calcula dividiendo la fuerza aplicada F entre la deformación lineal δ producido por la fuerza.
- **Amortiguadores:** disipa la energía mecánica en forma de calor o sonido. La propiedad del amortiguador que se considera en la vibración es el coeficiente de amortiguamiento denominado c , que se relaciona con la velocidad del cuerpo y crea una fuerza vinculada a la velocidad.

5.4.2 VIBRACIÓN DE UN SISTEMA MASA-RESORTE

Una explicación simple del comportamiento de un cuerpo sometido a una vibración es realizada con un sistema de masa-resorte, la cual está sometida a una fuerza de excitación inicial que le produce un movimiento en torno a una posición de equilibrio. En su funcionamiento, el sistema de masa-resorte se encuentra desplazándose en una dirección rectilínea, por lo que se dice que tiene un grado de libertad. En el sistema, el cuerpo de masa m , está unido a un resorte que tiene una rigidez constante k , tal como es mostrado en la Figura 13-a. Inicialmente se observa el desplazamiento del centro de la masa, por lo que se supondrá que la masa es como un punto material llamado P (el punto P está ubicado en su centro de gravedad). Cuando el punto material P está en equilibrio estático las fuerzas que actúan sobre él son: su peso W_p y la fuerza T ejercida por el resorte. Físicamente, al módulo de la fuerza de un resorte se le conoce como $T = k \cdot \delta_{est}$ donde δ_{est} representa el estiramiento del resorte y k el coeficiente de rigidez del resorte. Por lo tanto tenemos que:

$$W_p = k \cdot \delta_{est} \quad (5.40)$$

El análisis del sistema masa resorte, que oscila en torno del punto O , es realizado en la Figura 13-a, en donde se muestra tres posiciones del sistema masa-resorte: la primera posición es el estado inicial del resorte sin estirarse y en este caso sin masa; luego, la segunda posición, se muestra después de colocarle la masa y se ubica en la posición de equilibrio (punto O) y, posteriormente, la tercera posición, muestra el sistema masa-resorte estirado en su máximo desplazamiento e indicando el límite superior e inferior.

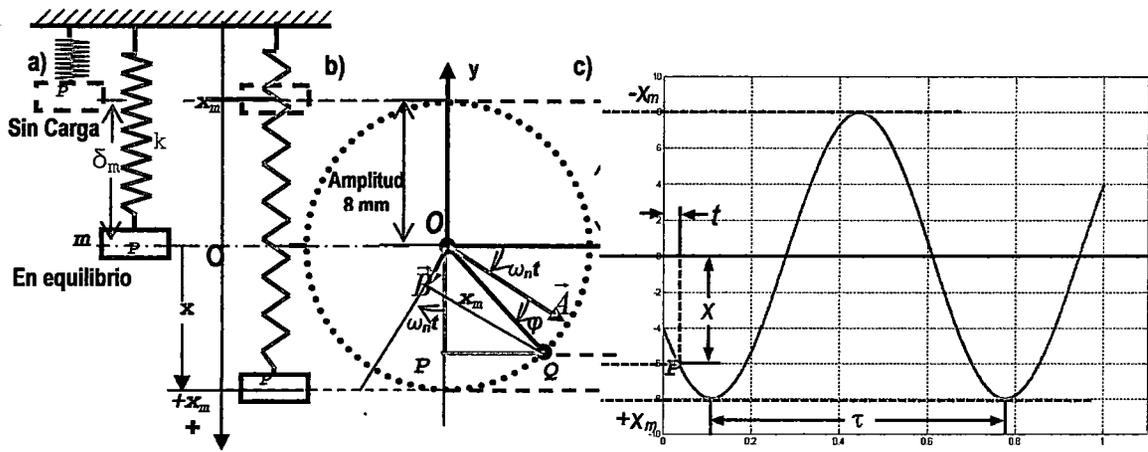


Figura 13: Sistema masa-resorte con un grado de libertad a) Desplazamiento de la masa entre $+x_m$ y $-x_m$ b) Diagrama Desplazamiento vs. Tiempo, expresado como un movimiento armónico c) Onda formada por el movimiento de la masa.

El movimiento de ida y vuelta del resorte puede ser modelado físicamente como un movimiento oscilatorio. En la Figura 13-b, se muestra un círculo con vectores, los cuales trasladan el movimiento de ida y vuelta a un sistema de coordenadas radiales. En la Figura 13-c se muestra la posición del punto P (centro de gravedad de la masa m) que con la relación de Amplitud vs. Tiempo forma la onda de vibración.

Las ecuaciones del movimiento son formulados con el Diagrama del Cuerpo Libre (DCL) mostrado en la Figura 14: en el DCL-a, se observa que la masa se moviliza por la excitación propia del sistema, sin fuerza permanente. El DCL-b, representa a la masa con una fuerza $W_m \text{sen}(\omega t)$ que mantiene el desplazamiento.

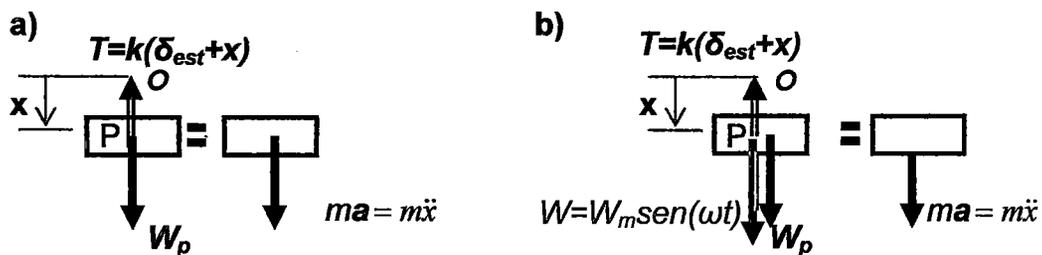


Figura 14: Diagrama del cuerpo libre del sistema masa sobre resorte, a) sin fuerza de excitación, b) con fuerza de excitación $W_m \text{sen}(\omega t)$ que permanece en la masa

El sistema masa-resorte sin fuerza de excitación tiene fuerzas que actúan en el punto material que son: su peso W_p y la fuerza T ejercida por el resorte. El sistema de

masa-resorte, que está en posición de equilibrio, tiene como modulo $T = k(\delta_{est} + x)$, (ver el DCL de la Figura 14-a); así la fuerza F se calcula como [41]:

$$F = W_p - k(\delta_{est} + x) = -kx \quad (5.41)$$

La resultante de las fuerzas ejercidas sobre el punto material es proporcional al desplazamiento OP (ver Figura 13-b) que es medido desde la posición de equilibrio. Considerando la posición de la señal, notamos que F es siempre dirigido para la posición de equilibrio O . Sustituyendo F en la ecuación fundamental de la Segunda Ley de Newton ($F = ma$), y considerando que la aceleración a es \ddot{x} - la segunda derivada del desplazamiento x en relación al tiempo t - finalmente la ecuación del movimiento es:

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (5.42)$$

Cuando se tiene una fuerza de excitación, la fuerza externa aplicada a la masa, sustituye al valor cero en la igualdad de la ecuación (5.42). El análisis de la suma de fuerzas de la masas m se realiza considerando el DCL de la Figura 14-b. Llamando x al desplazamiento medido desde la posición de equilibrio O , se plantea la ecuación (5.43), que al simplificarlo, se obtiene la *ecuación del movimiento de un sistema masa-resorte con una fuerza de excitación permanente*.

$$W_m \text{sen}(\omega t) + W_p - k(\delta_{est} + x) = m \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (5.43)$$

Simplificando la ecuación (5.43) tenemos:

$$m\ddot{x} + kx = W_m \text{sen}(\omega t) \quad (5.44)$$

La ecuación (5.44), representa un sistema de masa-resorte con una fuerza de excitación que permanece en el sistema, a diferencia de la ecuación (5.42), que no tiene ninguna fuerza pero el sistema permanece en movimiento por su excitación

5.4.2.1 Vibración libre de un sistema masa-resorte

La solución de la ecuación (5.42) es efectuada considerando la Figura 13-a, en donde el desplazamiento x de la masa m es relacionado con la amplitud máxima x_m y la velocidad angular de ω_n , que con su respectivo ángulo de desfase φ , tenemos:

$$x = x_m \text{sen}(\omega_n t + \varphi) \quad (5.45)$$

Con la primera derivada se obtiene la velocidad:

$$\dot{x} = x_m \omega_n \cos(\omega_n t + \varphi) \quad (5.46)$$

Con la segunda derivada se obtiene la aceleración:

$$\ddot{x} = -x_m \omega_n^2 \text{sen}(\omega_n t + \varphi) \quad (5.47)$$

Al sustituir la ecuación (5.45) y (5.47), en (5.42), la ecuación diferencial de segundo grado se convierte en una ecuación simple.

$$-\omega_n^2 mx + kx = 0 \quad (5.48)$$

Despejando se obtiene la frecuencia natural del sistema:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5.49)$$

Otra manera de visualizar la ecuación (5.42) es como un *movimiento armónico simple*, caracterizado por el hecho de que *la aceleración es proporcional al desplazamiento en la dirección opuesta*.

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0 \quad (5.50)$$

Las vibraciones forzadas modeladas en la ecuación (5.44) se resuelven de manera idéntica al de la ecuación (5.42)

5.4.2.2 Frecuencia Natural y Resonancia

La frecuencia natural es una propiedad del sistema y explica la vibración libre del sistema; una vibración sin fuerza que mantiene el movimiento (aunque para que se produzca el movimiento se aplica una fuerza de excitación inicial) y solo depende de la constante de rigidez k del resorte y de la masa m del cuerpo.

Si se da el caso de que el elemento que produce la fuerza de excitación, tales como un motor o transformador eléctrico, produzca una onda de vibración (forzada), con la misma frecuencia que la del valor de frecuencia natural ω_n , el resultado es la resonancia; es decir que la amplitud de la vibración, teóricamente tiende al infinito. En la práctica todos los cuerpos tienen su capacidad de amortiguamiento, pero no impide que la amplitud de la vibración sea alta, sometiéndose el material a altos esfuerzos originados por la reacción del material en su frecuencia natural.

Para evitar la resonancia es necesario modificar algunos valores de los componentes del sistema, tales como:

- a) La velocidad de giro o frecuencia de excitación
- b) Los valores de la masa, pudiendo ser mayor o menor
- c) La rigidez mecánica (modificando la forma y dimensiones de los componentes) o,
- d) Agregarle amortiguamiento apropiado, cuando no sean posibles las otras modificaciones.

La frecuencia natural obtenida con la ecuación (5.49) es llamada de frecuencia fundamental del sistema, pues es la primera frecuencia que muestra sensibilidad a la vibración; pero no es la única frecuencia en la que un sistema podría mostrarse sensible a la vibración ya que también es sensible a otras frecuencias relacionadas con la frecuencia natural, tales como a las frecuencias armónicas (múltiples de la frecuencia natural). En este caso las amplitudes de la vibración también son altas, cuando coinciden con la frecuencia de excitación y pueden conducir al deterioro de los componentes u ocasionar un ruido descontrolado y perturbador.

Al modificar los valores se tiene que evitar frecuencias armónicas de la frecuencia natural, dado que al salir de una condición de resonancia, modificando la estructura, no garantiza que coincida con otra frecuencia armónica de la frecuencia natural.

5.4.3 SISTEMA MASA AMORTIGUADOR RESORTE

Para un sistema masa-resorte donde se agrega amortiguamiento, se incorpora el coeficiente de amortiguamiento vinculado con la velocidad de la masa. Para un sistema masa-resorte-amortiguador, pero sin fuerza de excitación permanente, tenemos que la ecuación del movimiento es:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = 0 \quad (5.51)$$

Para el sistema con amortiguamiento y con fuerza de excitación permanente, la ecuación del movimiento es:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = F_m \text{sen}(\omega t) \quad (5.52)$$

La solución de las ecuaciones de segundo grado (5.51) y (5.52), es realizado de manera similar a la solución de la ecuación (5.42), pero usando funciones exponenciales.

El cálculo de la amplitud máxima para la ecuación (5.52) es la siguiente:

$$x_m = \frac{F_m}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (5.53)$$

Si $k/m = \omega_n^2$, es la frecuencia natural de la vibración libre no amortiguada, además se denomina $c_c = 2m\omega_n$, como coeficiente de amortiguamiento crítico del sistema, sustituyendo en la ecuación (5.53) tenemos:

$$\frac{x_m}{F_m/k} = \frac{x_m}{\delta_m} = \frac{1}{\sqrt{[1 - (\omega/\omega_n)^2]^2 + [2(c/c_c)(\omega/\omega_n)]^2}} \quad (5.54)$$

Donde: ω es la frecuencia de funcionamiento del sistema

El modelo físico del sistema masa-resorte-amortiguador es mostrado en la Figura 15-a y el comportamiento de la amplitud en función de la relación ω/ω_n es mostrado en

la Figura 15-b, en ella se observa la amplitud sin amortiguamiento (de azul) y con varias condiciones de amortiguamiento en otros colores.

La ecuación (5.54), nos da el factor de ampliación (algunos textos lo mencionan como ganancia), en función de la relación de frecuencias ω/ω_n y el factor de amortiguamiento c/c_c . Esta ecuación es usada para determinar la amplitud de la vibración del estado estacionario producido por una fuerza excitadora de intensidad $F=F_m \text{sen}(\omega t)$.

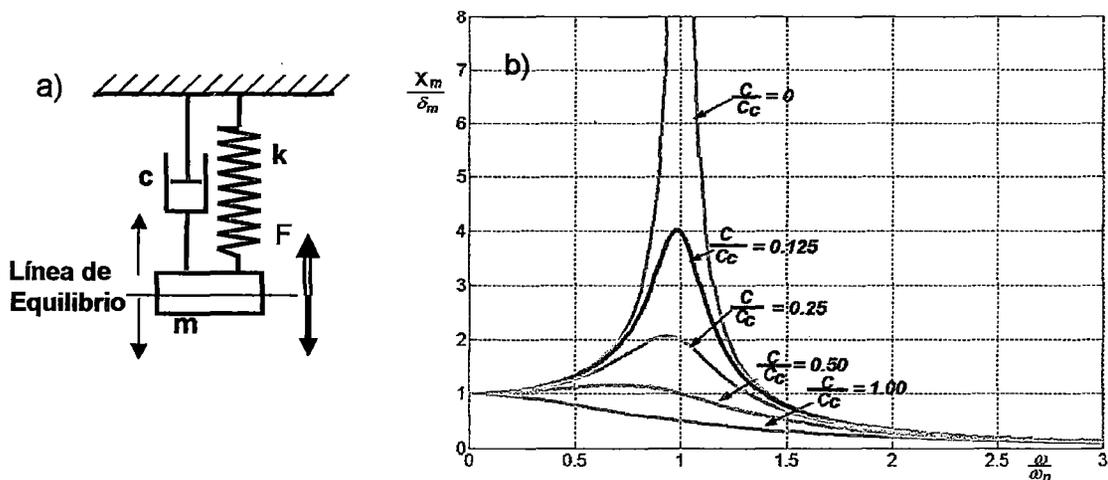


Figura 15: Sistema masa resorte amortiguador a) Modelo Físico b) Comportamiento de un sistema masa resorte amortiguado con diferentes relaciones de coeficientes de amortiguamiento

5.4.4 MODOS DE VIBRAR

Todas las estructuras que poseen masa y rigidez con elasticidad tienden a vibrar. En resonancia la amplitudes de vibración son amplificados. Para evitar la resonancia es importante conocer las frecuencias naturales de vibración de los diferentes modos de vibración de la estructura.

El comportamiento de las estructuras, en su modo de vibrar, es semejante a una onda estacionaria. Cuando la superficie metálica de una placa se encuentra en su frecuencia fundamental (ω_n), la superficie tiende a deformarse formando una curva (como una onda), siendo los extremos fijos sin deformación alguna, y las demás partes

con desplazamientos proporcionales y repetitivos. A la parte fija, donde no se producen desplazamientos, se le denomina nodo.

Todas las estructuras tienen diferentes modos de vibrar y la fórmula para calcular la frecuencia de los modos de vibrar de una chapa metálica rectangular es mostrada en la siguiente ecuación [19]:

$$f = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{gk}{\gamma \cdot h} \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right)} \quad (5.55)$$

Donde: a y b son la longitud y el ancho de la placa (cm), respectivamente

h es el espesor de la placa (cm)

g es la aceleración de la gravedad (981 cm/seg²)

m y n son números enteros

γ peso específico de la placa (kg/cm³)

f es la frecuencia propia de vibración (seg⁻¹)

k es la rigidez de la placa (kg/cm)

La propiedad de la rigidez de la placa es calculada con la siguiente fórmula:

$$k = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (5.56)$$

Donde: E es el módulo de Young del material

ν es el coeficiente de Poisson (1/3 sin dimensiones)

La frecuencia fundamental se obtiene, cuando m y n es 1, con la siguiente fórmula

$$f = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{gD}{\gamma \cdot h} \left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right)} \quad (5.57)$$

Al examinar el efecto físico de la frecuencia natural, con los resultados de los modos de vibrar en una placa rectangular, la deformación de la placa en su extensión se describe de la siguiente manera: al obtener la primera frecuencia natural, o frecuencia fundamental, físicamente se forma una curva con sus extremos fijos o sin desplazamiento, los cuales fueron definidos como nodos. En las demás partes, la placa oscila entre sus límites superior inferior, en torno a su posición de equilibrio. En la segunda frecuencia natural, se forman dos curvas: una desplazándose hacia un lado y la otra en sentido inverso, tendiendo a formar la función seno con dos nodos en sus extremos y uno en el centro. La tercera frecuencia es determinada de manera similar a los casos anteriores, obteniéndose tres superficies curvas, con dos nodos en el medio, desplazándose dos de ellas simultáneamente o en fase y, la otra, en sentido contrario o en contrafase y así, sucesivamente, se producirán las deformaciones en función de la frecuencia natural.

El análisis modal es una técnica utilizada para determinar los modos normales y sus respectivas frecuencias naturales de vibración. Para realizar el análisis modal de una estructura es necesario elaborar un modelo matemático de la estructura. Una manera más fácil de obtener las frecuencias naturales y poder visualizar los desplazamientos, es usando el método de elementos finitos. En este, se construye gráficamente la placa dividiéndolo en mallas y por las que se transmiten las fuerzas que interaccionan en la placa simulada. Un ejemplo de cálculos de las frecuencias naturales en una placa rectangular, es mostrada en la Figura 16; en ella se observa algunos resultados obtenidos usando el Método de Elementos Finitos (MEF) para una placa de 0,6 m de ancho con 3,06 m de altura de una placa con 0,01 m de espesor de la placa. En la Tabla 2, se muestran los valores de las frecuencias calculadas con el programa de MEF para cada modo de vibrar, además de mencionar sus respectivos modos de vibrar.

Tabla 2: Cálculos de las frecuencias naturales obtenidas de la placa simulada.

Modos de Vibrar	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Frecuencia natural (Hz)	164.2	178	206.2	244	283	322	359.8	390	485.5	493.3

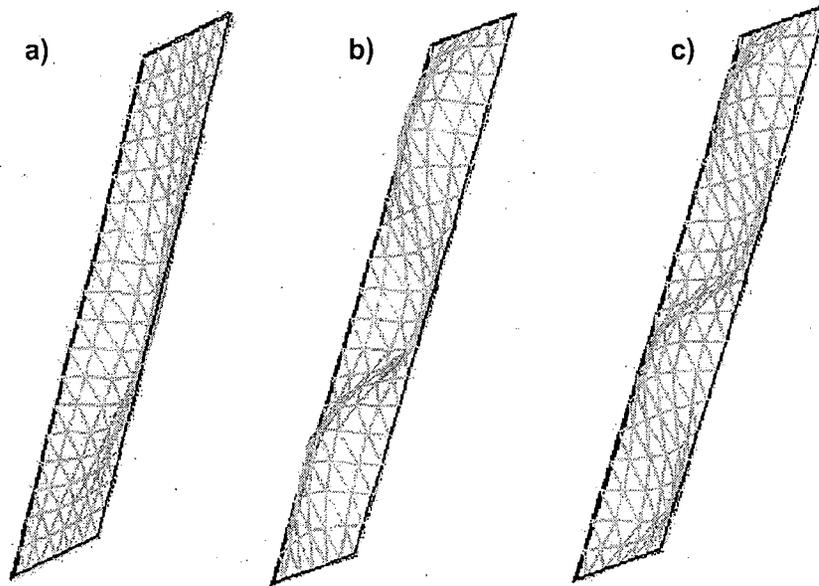


Figura 16: Análisis modal de una placa de $0,6 \times 3,06 \times 0,01 \text{ m}$ a) primer modo de vibrar b) tercer modo de vibrar y c) cuarto modo de vibrar.

5.5 INSTRUMENTO DE MEDICIÓN DE LA VIBRACIÓN

Existen básicamente tres tipos de instrumentos para medir la vibración, estos miden: la aceleración, la velocidad o el desplazamiento. El instrumento de menor costo y más versátil es el acelerómetro, mientras que los medidores de velocidad y desplazamiento son de mayor costo y más difícil de manipular.

Los acelerómetros son sensores que miden la aceleración de la superficie donde es instalada. La mayoría de ellos son pequeños cascos metálicos que en su interior contienen un sistema de masa-amortiguador-resorte. La masa es de un material piezoeléctrico, la cual es sometida a deformaciones temporales producidas por el movimiento de la superficie donde son instalados. La Figura 17 muestra las partes y la imagen de un acelerómetro.

El funcionamiento de los acelerómetros se basa en la propiedad de los materiales piezoeléctricos; es decir, cuando se produce un movimiento de la superficie donde está instalada, se ocasiona una deformación del material piezoeléctrico con un grado de libertad, generándose una pequeña carga eléctrica proporcional a la deformación y

obteniéndose una relación Deformación vs. Carga Eléctrica, la cual es lineal en una amplia banda de frecuencias y no-lineal en bandas mayores.

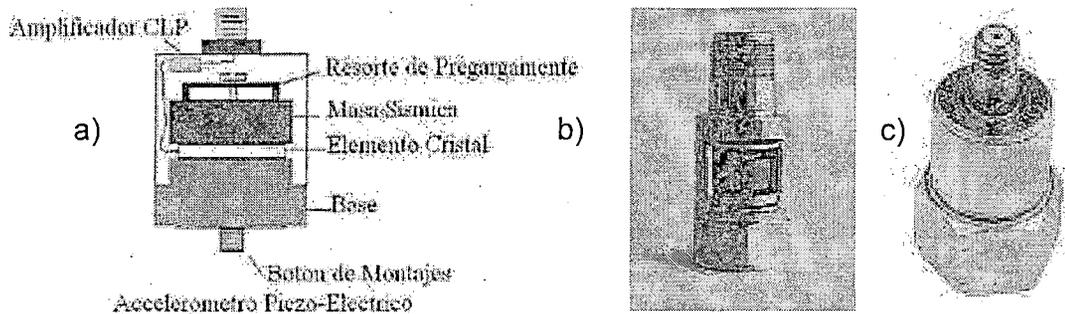


Figura 17: Dibujo y fotos de un acelerómetro a) Dibujo de las partes de un acelerómetro, b) Foto de un acelerómetro seccionado c) fotos de un acelerómetro

Es importante la ubicación de un acelerómetro, ya que mayormente éstas colectan las señales con un grado de libertad perpendicular a la base donde se instala. La Figura 18 muestra la instalación de un acelerómetro en una bancada de prueba, colectando la señal de aceleración de la chumacera donde está instalada.

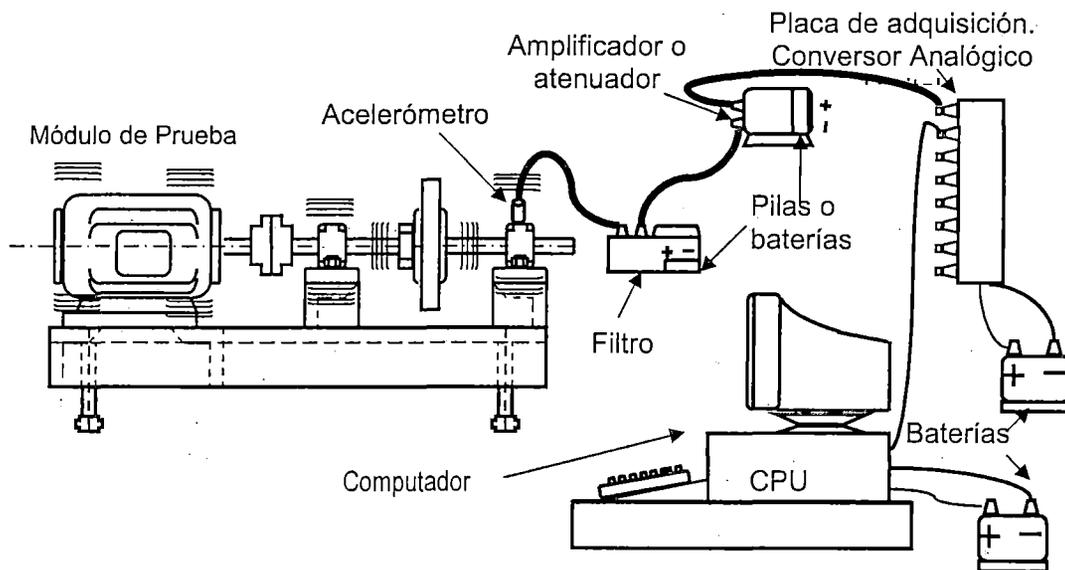


Figura 18: Esquema de la instalación de un acelerómetro y su sistema de cadena de medidas instalado en una bancada de prueba

El principio de funcionamiento del acelerómetro esta basado en la segunda ley de Newton, que sustenta que la fuerza es el producto de la masa por la aceleración. Si la masa del sensor es constante, entonces la energía eléctrica emitida por el material piezoeléctrico se relaciona proporcionalmente a la aceleración. La ecuación (5.58) expresa la Segunda Ley de Newton, donde la aceleración a de la fuerza F , ejercida en los materiales piezoeléctricos, se transformaría en carga eléctrica instantánea colectada como señal eléctrica.

$$F = ma \quad (5.58)$$

La señal eléctrica puede ser medida e incorporada al computador como señal discreta. En la ecuación (5.59) se relaciona la aceleración con la corriente i emitida por el sensor y por una constante de proporcionalidad C_a que convierte la señal eléctrica en aceleración.

$$a = C_a i \quad (5.59)$$

Con las señales de aceleración se pueden obtener señales de velocidad aplicando la primera integración matemática a un vector de aceleración y, el desplazamiento, aplicando la segunda integración matemática al vector de la aceleración.

La integración de la señal de aceleración discreta es realizado por:

$$v(i) = \sum_{j=1}^i a(j)(j-1)\Delta t \quad (5.60)$$

Donde Δt es el intervalo de muestra de la señal de aceleración a .

La integración de la señal de velocidad discreta es realizada por

$$d(i) = \sum_{j=1}^i v(j)(j-1)\Delta t \quad (5.61)$$

Donde Δt es el intervalo de muestra de la señal de velocidad v .

5.6 RADIACIÓN DEL SONIDO DE ESTRUCTURAS VIBRANTES

La energía irradiada por el sonido a través de las estructuras sólidas, se originan cuando un fluido que está próximo a la superficie es impulsada por la acción del movimiento de vibración de la superficie. Para que el fluido se movilice es necesario que la inercia del fluido sea superado, ocasionando que la densidad y la presión en la proximidad se modifiquen. Las partículas desplazadas movilizan a otras partículas próximas en dirección paralela. La Figura 19, muestra a una placa impulsando las partículas que están próximas a la superficie de la placa. Para que se produzca el sonido, es importante la geometría de toda la superficie con la que está interactuando, así como, la presencia de otros cuerpos [13]. La eficiencia de la generación de la onda de una superficie plana es mayor que la de una superficie circular, debido a que las fuerzas de una superficie plana impulsan las partículas en conjunto en la misma dirección; en cambio, en una superficie circular el impulso no es paralelo, cancelándose vectorialmente parte de las fuerzas, por tomar sentidos opuestos.

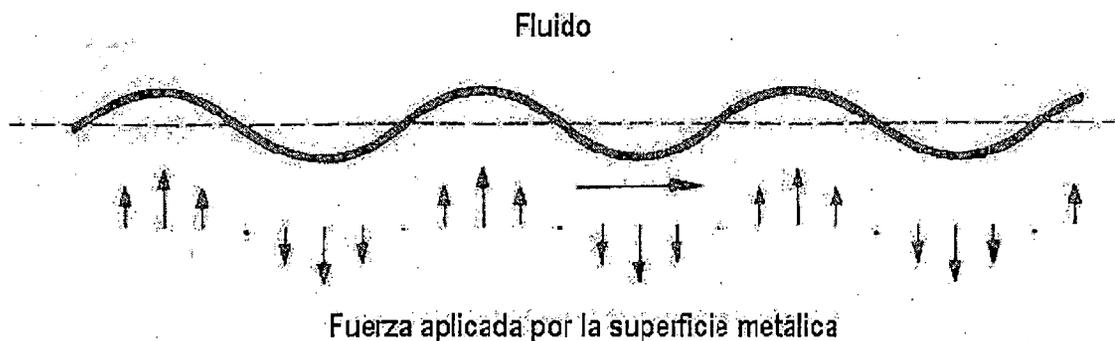


Figura 19: Placa excitada por la fuerza de una onda en la superficie que desplaza las partículas próximas a la placa (extraído del libro de Fahy -1985, pag. 127)

El modo de vibrar de la superficie afecta también la eficiencia de irradiación del sonido [13], como podrá ser observado en la Figura 20-a, en donde las superficies simétricas con modos de vibrar impares reflejan las partículas en los extremos. Más exactamente, en la mitad de la superficie curva de los extremos, la deflexión de las partículas no permite que las fuerzas se cancelen, mientras que en la parte comprendida en la extensión "a" de la figura se cancelan las fuerzas, por contrarrestarse el impulso de las partículas. En la Figura 20-b que tiene superficies asimétricas con modos de vibrar par, la reflexión de las partículas en los extremos es

opuesta, cancelándose el impulso, tal como se observa en la zona comprendida en la extensión "a" de la figura con modos de vibrar par.

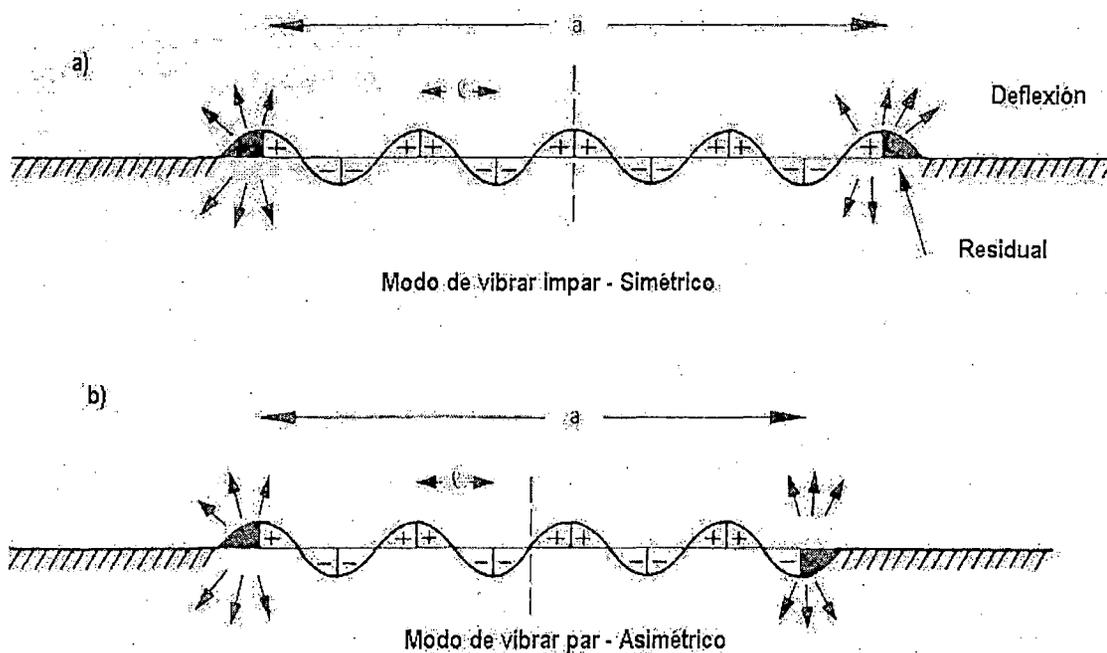


Figura 20: Cancelación de la radiación del sonido entre celdas en una placa vibrando
 a) superficie con modos de vibra impar b) superficie con modos de vibra par (extraído del libro de Fahy -1985, pag. 67)

La estructura de una placa estructural, reacciona como si se tratara de uno o varios sistemas de masa-resorte-amortiguador cuando la vibración produce las deformaciones y ocasiona los modos de vibrar [13]. En la Figura 21, se muestra el modelo idealizado de una parte de la placa que tiene dos modos de vibrar en contrafacer: en el lado derecho contiene un fluido con presión p_1 , densidad ρ_1 y velocidad v_1 , mientras que en el lado izquierdo contiene otro fluido con presión p_2 , densidad ρ_2 y velocidad v_2 ; ambos tienen diferentes características de impedancia acústica (o valores en el eje x, que comprendería la parte imaginaria de los números complejos).

En la figura, la placa se encuentra dividida en dos partes por el eje x. En la parte superior del eje, se produce la incidencia del sonido y, en la parte inferior del eje, se produce la reflexión del sonido. La estructura representada como un sistema masa-resorte-amortiguador, definida como: m la masa, k el resorte (coeficiente de rigidez) y

c el amortiguador (coeficiente de amortiguamiento) en el extremo superior e inferior, modela el comportamiento de la placa sometida a una fuerza de excitación.

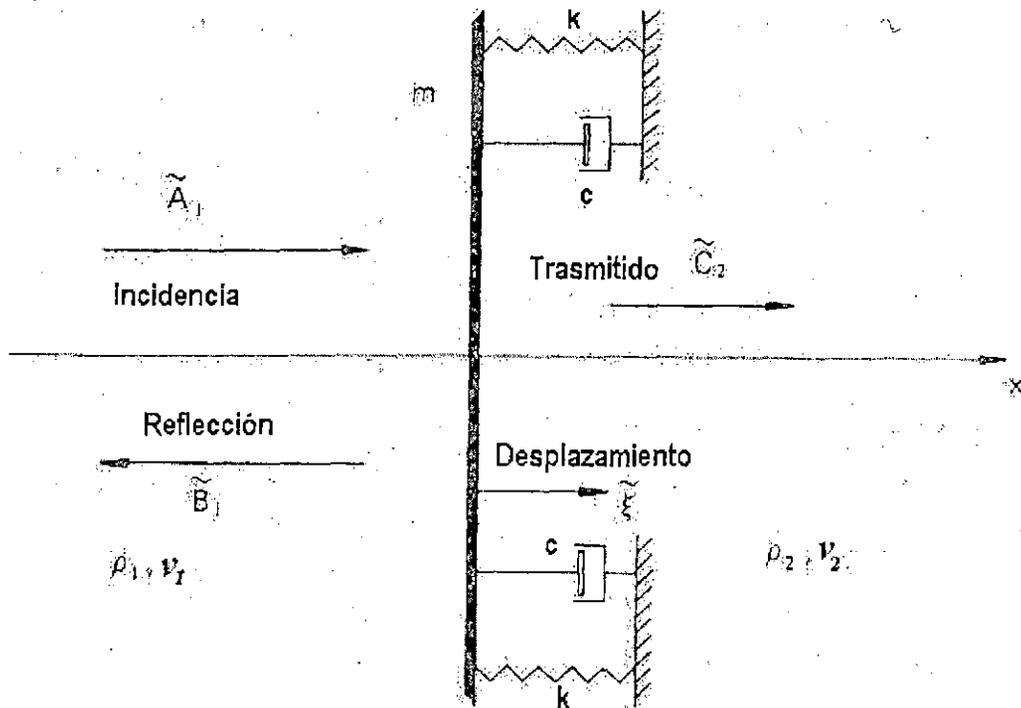


Figura 21: Modelo idealizado de una incidencia de transmisión de sonido a través de una parte de la placa de la estructura (extraído del libro de Fahy -1985, pag. 144)

La presión en la dirección de la incidencia se define como:

$$p_{inc}(x,t) = \vec{A}_1 \cdot e^{j\left(\omega t - \frac{2\pi}{\lambda_1} x\right)} \quad (5.62)$$

Donde: $p_1(x,t)$ es la presión en el punto 1;

A_1 es la amplitud de la presión;

ω es la frecuencia que se desplace el movimiento de ida y vuelta de la placa;

t es el tiempo en que se produce;

λ es la amplitud de la onda (es idéntico al periodo).

La presión en la dirección de la reflexión se define como:

$$p_{refl}(x,t) = \vec{B}_1 \cdot e^{j\left(\omega t + \frac{2\pi}{\lambda_1} x\right)} \quad (5.63)$$

Relacionando el movimiento de la parte superior e inferior del lado izquierdo de la figura.

$$\bar{A}_1 - \bar{B}_1 = j\omega\rho_1 v_1 \bar{\xi} \quad (5.64)$$

Donde: $\bar{\xi}$ es el eje de la dirección del sonido.

La presión acústica irradiada en la dirección negativa de la placa en reflexión es:

$$p_{refl}^-(x, t) = \bar{C}_1 e^{j\left(\alpha x + \frac{2\pi}{\lambda_1} x\right)} \quad (5.65)$$

$$\text{Donde } \bar{C}_1 = -j\omega\rho_1 v_1 \bar{\xi} \quad (5.66)$$

La onda irradiada en la dirección positiva:

$$p_{refl}^+(x, t) = \bar{C}_2 e^{j\left(\alpha x + \frac{2\pi}{\lambda_2} x\right)} \quad (5.67)$$

$$\text{Donde } \bar{C}_2 = -j\omega\rho_2 v_2 \bar{\xi} \quad (5.68)$$

El sonido es producido por la diferencia de presiones en la misma dirección. Al restar las ecuaciones (5.63) – (5.65) y considerando el desplazamiento en la dirección negativa se obtiene la siguiente ecuación:

$$p_{inc}(x, t) - p_2(x, t) = 2\bar{A}_1 \cos\left(\frac{2\pi}{\lambda_1} x\right) e^{j\alpha x} + \bar{C}_1 e^{j\left(\alpha x + \frac{2\pi}{\lambda_1} x\right)} \quad (5.69)$$

Por otro lado, la ecuación del movimiento de la placa es:

$$m\ddot{\xi} + c\dot{\xi} + k\xi = [\bar{p}_1(x, t) - \bar{p}_2(x, t)] dS \quad (5.70)$$

Donde: dS es el área unitaria.

Aplicando los conceptos matemáticos de la derivada de una función exponencial tenemos:

$$\xi = Ae^{\alpha j} \quad (5.71)$$

$$\dot{\xi} = A\omega j e^{\alpha j} \quad (5.72)$$

$$\ddot{\xi} = -A\omega^2 e^{\alpha j} \quad (5.73)$$

$$(-\omega^2 m + c\omega j + k)\bar{\xi} = 2\bar{A}_1 - j\omega\rho_1 v_1 \bar{\xi} - j\omega\rho_2 v_2 \bar{\xi} \quad (5.74)$$

Con la ecuación (5.74) se modela el comportamiento de la placa que produce emisión de sonido. En el lado izquierdo de la ecuación, se modela las fuerzas de la placa como dos sistemas masa-resorte-amortiguador y, en el lado derecho, se modela las fuerzas que se producen en las partículas próximas a la placa con las propiedades de los fluidos que se encuentran en contacto. La ecuación corresponde a una parte de la superficie y considera un modo de vibrar. Además, muestra ω la cual es la frecuencia natural de esa parte del sistema.

Observando la Figura 21, se nota que un lado de la placa está interactuando con un fluido (en el caso del transformador, en la parte exterior del tanque, es el aire), y en el otro lado de la placa esta interactuando con otro fluido (en el caso del transformador, por dentro del tanque, es el aceite dieléctrico); ambos fluidos se les relacionan con su velocidad y densidad, además de la amplitud de la presión.

6 REVISIÓN DE LA LITERATURA ESPECIALIZADA

En la literatura especializada sobre Acústica, [2], [3], [5], [6] y [35], recomiendan que, en lo posible, la reducción del ruido sea tratada donde se origina y, cuando no sea posible, se evite el incremento en otros componentes que producen fuentes adicionales de ruidos. También se recomienda el aislamiento y el desvío de la trayectoria para evitar la exposición del ruido a las personas. El tratamiento de reducción del ruido pasa por diversas técnicas que se denomina control del ruido.

6.1 MÉTODOS DE CONTROL DE RUIDO

Los métodos de control se dividen en activos y pasivos. En los métodos de control activos existen dos enfoques principales: Control Activo de Ruido (Active Noise Control - ANC) y Control Activo Estructural-Acústico (Active Structural-Acoustic Control - ASAC). En el primer enfoque, ANC, se verifica que el tamaño y la complejidad de la forma de los transformadores eléctricos en subestaciones de distribución de energía, casi siempre instalados al aire libre, vuelve el campo acústico bastante complejo, dificultando sobremanera su control, exigiendo un considerable número de actuadores y sensores, así como también de algoritmos de control sofisticados. Considerando el siguiente enfoque, ASAC, fueron encontrados en la literatura propuestas de uso de actuadores piezoeléctricos, electromagnéticos y absorbedores dinámicos ajustables.

6.1.1 CONTROL ACTIVO DEL RUIDO (ANC - ACTIVE NOISE CONTROL)

El sonido es una onda longitudinal con velocidad de propagación en el aire de 340 m/s (en verdad este valor depende bastante de las condiciones del medio). La banda de frecuencias que se considera que el sonido es audible para los seres humanos, está

entre 20 Hz a 20 kHz, y la longitud de onda está comprendida entre 17 m y 17 mm, respectivamente. Para la frecuencia de 120 Hz, que es la más importante en transformadores, la longitud de onda es cerca de 2,8 m, volviéndose ineficientes los métodos pasivos de barrera para la atenuación del ruido, ya que las barreras de sonido necesitarían tener dimensiones y masa bastante grandes.

Una de las características de las ondas de sonido (por lo menos en las amplitudes normales) es la linealidad, o sea, el efecto en un punto en el espacio de dos ondas sonoras distintas es la superposición de los efectos de ambas ondas. Así, se puede imaginar que como es posible la suma de ondas, que aumenta su amplitud, también exista la resta de ondas, que cancelan su amplitud, y que produzca un sonido creado artificialmente, en oposición de fase (180 grados, más específicamente) en relación al ruido, para cancelar una onda. Las dos ondas se cancelarían por interferencia destructiva. En la literatura sobre el tema, este sonido artificial de 180 grados fuera de fase, es llamado de anti-sonido. Paul Leug, en 1934, patentó en Alemania un sistema para reducir el ruido en tubos usando justamente este principio (ver Figura 22), [11]. En este sistema un micrófono capta el sonido que se quiere atenuar, y lo envía a un dispositivo electrónico del sistema de control. El papel de este sistema de control es calcular, en función de la dinámica del tubo, cuál será el la amplitud y la fase del sonido cuando llegue a la posición del parlante, e invertir su fase en 180°; y, de acuerdo con la dinámica del parlante, determinar cuál es la tensión que debe ser aplicada para que éste reproduzca el sonido con la fase invertida.

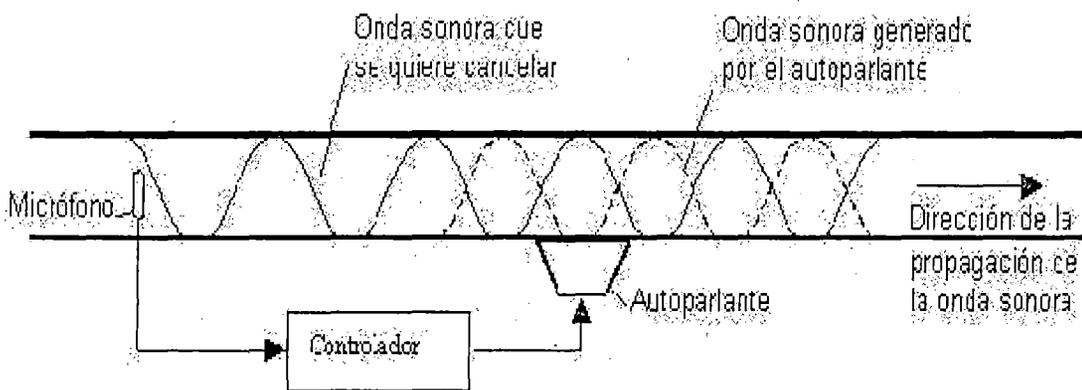


Figura 22: Esquema de un control activo de ruido acústico

A pesar de que el principio de anulación de onda sea simple, los problemas de ingeniería relacionados a la aplicación práctica son bastante complejos. El esquema

mostrado en la Figura 22, muestra la implementación de un sistema feedforward. Sin embargo, en la práctica, la onda generada por el parlante se propaga para atrás, y afecta el micrófono, introduciendo una realimentación (feedback) perjudicial al funcionamiento del sistema. Abbott (1993) [1], discute las limitaciones prácticas del control activo debido a los efectos acústicos. Usando modelos simples e idealizados, Abbott determinó cuáles serían los límites de desempeño de tales sistemas. Él consideró la posición de la fuente secundaria de ruido (la fuente que deberá generar el anti-sonido que atenuará el ruido indeseado), y la posición de los micrófonos de error (los puntos de calibración mencionados en su artículo). Sus conclusiones indican que la fuente secundaria debe estar lo más próximo posible de la fuente primaria del ruido, a una distancia menor del que $1/10$ del longitud de la onda sonora (para 120 Hz la longitud de onda es cerca de $2,8 \text{ m}$). En caso que esto no sea posible, cada fuente secundaria puede generar una zona de silencio con un diámetro equivalente a $1/10$ de la longitud de onda; o sea, para una frecuencia de 480 Hz , esto significa una región de silencio de apenas 7 cm de diámetro para cada fuente secundaria. Así, la aplicación práctica de control activo de ruido queda limitada a frecuencias bajas, y aún así, pueden exigir un gran número de actuadores (parlantes) y sensores (micrófonos), y puede ser necesario usar micrófonos de errores distantes de la fuente primaria.

Elliott y Nelson (1990) [11], Denenberg (1992) [9], Fuller y Flotow (1995) [14], presentan una buena revisión del asunto, principalmente de la parte histórica y de los principios básicos. Elliott y Nelson (1993) [12], y Kuo y Morgan (1999) [25], presentan una buena revisión de los principales algoritmos y estrategias de control.

6.1.2 CONTROL ACTIVO ESTRUCTURAL-ACÚSTICO

Este enfoque, también conocido como Active Structural-Acoustic Control, usa actuadores para controlar directamente la vibración de la estructura que está generando el ruido acústico [36], [27] y [44]. Es importante observar que el control de la vibración de la estructura no está directamente relacionado con el control del ruido acústico, especialmente en las regiones distantes de la fuente primaria, siendo interesante controlar solamente la vibración de los modos que irradian el sonido de forma más eficiente.

Una técnica adaptativa-pasiva que puede ser usada dentro de los análisis de este enfoque, es el uso de absorbedores dinámicos auto-ajustables o regulables. Se trata

de absorbedores dinámicos que modifican su coeficiente de rigidez, desplazándose la masa, de modo que, la frecuencia natural del coeficiente de rigidez del resorte esté sintonizando a la frecuencia de mayor emisión de ruido acústico.

La metodología del Control Estructural Activo del Ruido (CEAR) con el uso de actuadores piezoeléctricos y de actuadores electromagnéticos, es usada para la disminución de ruido en cabinas de aviones y vehículos militares. Consiste en instalar actuadores en la superficie sensible a la vibración, controlándolo con la energía de oposición al movimiento que produce los actuadores mencionados. Debido al alto costo en la adquisición de cada actuador y elevado costo de mantenimiento del conjunto, fue descartada esta alternativa para su aplicación en los transformadores. A pesar de que los absorbedores dinámicos aumenten la masa de la estructura, la que la convierte en la solución menos adecuada para el problema de ruidos en medios de transporte (interior de la cabina de aviones, por ejemplo), para el uso en transformadores eléctricos instalados en subestaciones, el incremento de masa no trae mayores inconvenientes.

6.1.3 CONTROL PASIVO ESTRUCTURAL-ACÚSTICO

Entre los métodos de control pasivos, es interesante mencionar el enfoque propuesto por Ming (2000) [33]. En este enfoque, los transformadores se encuentran con refuerzos que son vínculos físicos adicionales y están aplicados a la superficie que irradia sonido, alterando la forma de la vibración y disminuyendo la efectiva transmisión al aire. La técnica enunciada es aplicada en transformadores eléctricos cuyos tamaños serían pequeños o medianos, consiste básicamente en la adición de estructuras rígidas que están alrededor del transformador sin tocarlos, formando un rectángulo de soporte. En estos rectángulos metálicos están instalados pernos roscados y son usados para limitar el movimiento de la superficie del transformador. Entre la superficie y las puntas de los pernos están colocados elastómetros para garantizar un buen contacto y no dañar la superficie (ver Figura 23). El número y la posición de estos pernos necesitan ser adecuadamente determinados. Se verificó que para tanques llenos con aceite es necesario un número mayor de puntos de restricción de movimiento que para obtener la misma reducción de ruido en tanques que contienen apenas aire.

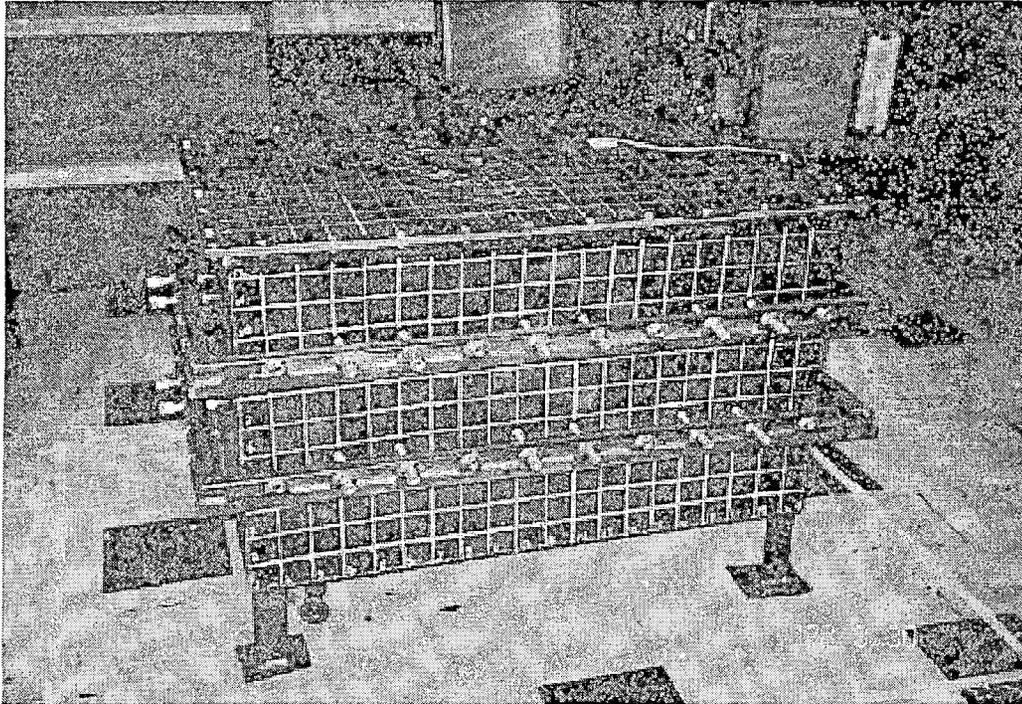


Figura 23: Modelo del tanque del transformador con los cuadros y los pernos - extraído de Ming (2000)

Sobre los Absorbedores dinámicos, Hartog (1972) [20], explica que son elementos bastante conocidos y usados para atenuar la vibración de una estructura en una frecuencia específica. Son básicamente sistemas oscilatorios (masa-resorte) fijos en la estructura, cuya vibración se quiere controlar, y que absorben su energía cinética.

Para que un absorbedor de vibración se convierta en un absorbedor de ruido, Mercado, Gonzales y Tamai (2008) [31], indican que es necesario un adecuado diseño del absorbedor dinámico, de modo que su superficie no impulse al aire con la misma eficiencia que lo hace la superficie del tanque. Obviamente los absorbedores dinámicos deben tener menor acoplamiento con el medio fluido externo (aire), o producirán ruido acústico de la misma forma que la estructura original.

Sobre el uso de absorbedores dinámicos (AD) para la atenuación de ruido acústico, diversos trabajos apuntan que es una solución de bajo costo [15], que son adecuados para reducir la vibración apenas en una banda estrecha de frecuencias [2], y es necesario el uso de varios absorbedores dinámicos distribuidos adecuadamente para atenuar la vibración de una banda de frecuencia más amplia [18].

El diseño de la sintonización de los absorbedores dinámicos es abordado por Nagaya y Li (1997) [34], donde es propuesto un nuevo método de diseño y sintonización de absorbedor dinámico, ya que los métodos convencionales pueden excitar los modos de vibración más elevados (los de mayor frecuencia), que ejercen fuertes efectos en el ruido acústico. En Liu y Lee (2006) [26], un nuevo método llamado de "intensidad estructural" es propuesto para tratar el problema de localización de las principales fuentes de ruido de una estructura, indicando posibles puntos donde las alteraciones estructurales sean necesarias, o puntos donde se pueden colocar actuadores para reducir el ruido acústico.

En los transformadores modernos el uso de amortiguadores instalados alrededor del núcleo y dentro del tanque viene siendo usado; algunos son hidráulicos, otros son cuerpos sólidos con un alto coeficiente de amortiguamiento, el cual se encuentra instalado como una barra de apoyo al núcleo. Los amortiguadores crean una fuerza de oposición en función de la velocidad, mientras que los absorbedores dinámico lo hacen en función del desplazamiento. La ecuación (5.51) y (5.52) exponen la interacción de las fuerzas en un sistema que sería una estructura amortiguada.

6.2 RUIDO DE TRANSFORMADORES

En esta sección hay una descripción de las fuerzas que activan la vibración y el ruido en el tanque de un transformador. Las conclusiones de las fuentes de sonido de un transformador y un reactor de potencia es publicado en el informe del Transformers Committee of the IEEE (2000) [42], que sostiene que las principales fuentes de sonido de un transformador son:

1. El núcleo, que por efecto de la magnetostricción produce fuerzas inter-laminares;
2. El sonido asociado a la carga, causado por las fuerzas magnéticas en las bobinas;
3. Fuerzas debidas al shunt magnético, por pérdidas del flujo magnético;
4. El sistema de refrigeración (ventiladores y bombas).

La función de un transformador de potencia es modificar la tensión de la corriente eléctrica. Cuando es activado, por el núcleo del transformador circula el flujo magnético producido por el paso de la corriente alterna en las bobinas; el flujo magnético genera fuerzas de magnetostricción en el núcleo y la corriente genera fuerzas magnéticas en las bobinas, ambas producen vibraciones y ruido.

6.2.1 LA MAGNETOSTRICCIÓN

Al circular la corriente eléctrica por las bobinas, el hierro del núcleo se magnetiza; al mismo tiempo, se producen pequeñas modificaciones en las dimensiones de las láminas del núcleo (aumentan y disminuyen el espesor de las láminas del núcleo). Este fenómeno es llamado de magnetostricción. Los cambios son independientes de la dirección del flujo y sus efectos de vibración y sonido se manifiestan en el doble de la frecuencia de la línea eléctrica.

Los sistemas de potencia que usan corriente alterna tienen tensión eléctrica sinusoidal que produce una variación sinusoidal del flujo magnético B [24]. Estos flujos magnéticos introducen deformaciones inducidas por la magnetostricción.

Las modificaciones en las láminas del núcleo están en función del flujo magnético al cuadrado, causando deformaciones en el doble de la frecuencia de la señal de tensión eléctrica (e_1), conforme la ecuación (6.1) y la ecuación (6.2). La frecuencia de la línea de la corriente f y la velocidad angular ω se relacionan con $\omega=2\pi f$.

$$B(t) = B \text{sen}(\omega t) \quad (6.1)$$

$$\frac{de_1}{e_1} \equiv B^2 = B_0^2 \text{sen}^2(\omega t) = \frac{1}{2} B_0^2 (1 - \cos(\omega t)) \quad (6.2)$$

6.2.1.1 Aceleración del núcleo de un transformador

Autores como Weiser, Pfützner y Anger (2000) [45], realizaron trabajos experimentales con transformadores de potencia. En sus resultados muestran el comportamiento de la aceleración en la superficie de un núcleo monofásico, conforme la Figura 24-a, y en la superficie de un transformador trifásico, conforme la Figura 24-b. En ellas se observan las amplitudes de la aceleración en la superficie del núcleo, considerando su valor, así como, el efecto de las juntas del núcleo (en los extremos de las placas). Las juntas del núcleo pueden ser simples, donde las láminas del núcleo comienzan y acaban paralelamente (núcleo monofásico de la Figura 24-a); o, las juntas de los núcleos pueden ser mejoradas con la aplicación del diseño de múltiples escalones en una parte de los extremos del grupo de láminas del núcleo, donde las láminas del núcleo comienzan y acaban en grupos de escalones (núcleo trifásico de la Figura 24-b).

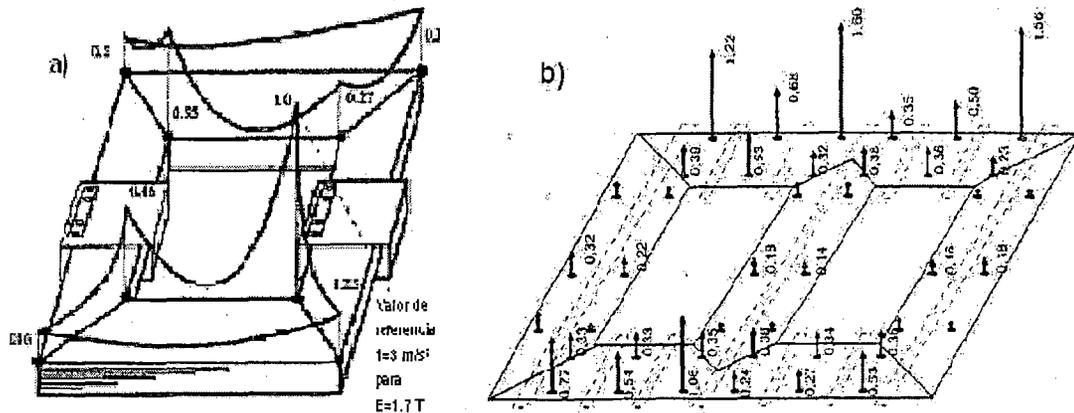


Figura 24: Aceleración en la superficie del núcleo: a) de un transformador Monofásico b) de un transformador Trifásico - extraído de Weiser (2000).

En la Figura 24-a, que muestra el núcleo de un transformador monofásico, se observa que las aceleraciones son mayores en las juntas de las láminas del núcleo, siendo la aceleración máxima de 3 m/s^2 . La Figura 24-b pertenece al núcleo de un transformador trifásico de 40 MVA que tiene una junta múltiple o Multistep Lap Assembling MSL de 6 escalones. La aceleración máxima detectada en el núcleo trifásico fue de $1,6 \text{ m/s}^2$, pues, el sistema de juntas de múltiples escalones, reduce las deformaciones que se producen en los extremos de las láminas, provocadas por el efecto magnetostrictivo. Por coincidencia el transformador en estudio experimental tiene ese tipo de junta, es trifásico y tiene la misma potencia.

Existen varios tipos de juntas que disminuyen la emisión del sonido. En la Figura 25-a se muestra una junta simple o de un escalón y en la Figura 25-b se muestra una junta de múltiples pasos, esta disminuye varios decibeles más que el de la junta simple.

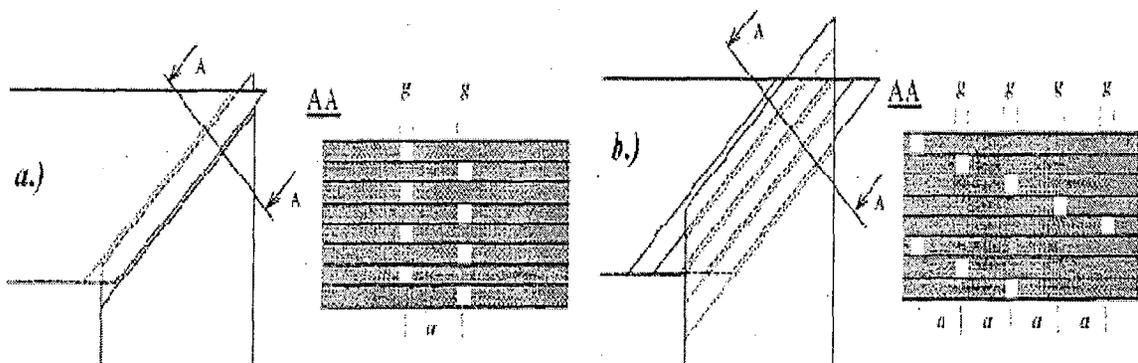


Figura 25: Dibujo de juntas sobrepuestas del núcleo del transformador: a) con un escalón b) con 4 escalones - extraído de Weiser (2000).

Las deformaciones producidas en las láminas del núcleo, por la magnetostricción, son mostradas en la Figura 26-a, y la actuación del flujo en las láminas es ilustrada en la Figura 26-b. Weiser relaciona el comportamiento del flujo magnético con las dimensiones de las láminas y los espacios de separación entre láminas en las juntas. Argumenta que con las juntas de múltiples escalones es posible reducir el ruido hasta 10 dB. Los núcleos de los transformadores con juntas de múltiples escalones son conocidos por generar menos ruido, pero sus costos son 15% más que los convencionales.

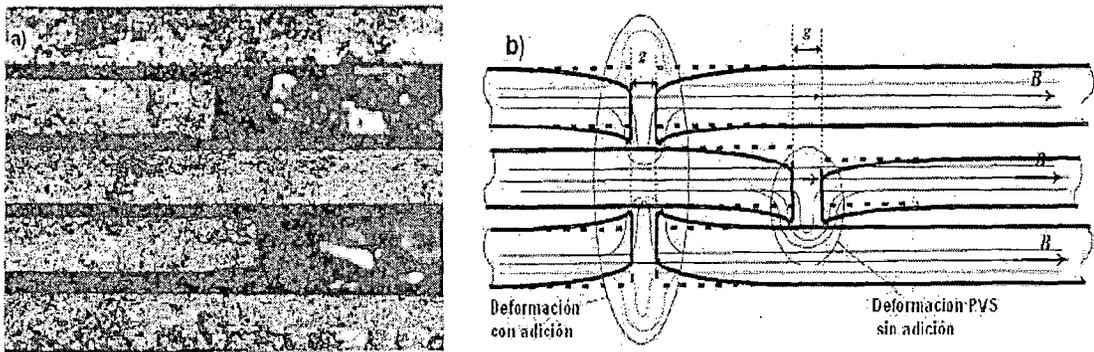


Figura 26: Deformaciones de las láminas del núcleo: a) Foto b) Comportamiento del flujo y la relación con la geometría de las láminas - extraído de Weiser (2000).

6.2.2 MAGNETIZACIÓN DE LAS BOBINAS

Al respecto de las fuerzas que se producen en las bobinas por el paso de la corriente, Karsai, Kerényi y Kiss (1987) [23], fundamentan que las fuerzas electrodinámicas son accionadas por la circulación de la corriente i y por la densidad del campo del flujo magnético B , en el cual hay que considerar la longitud del conductor dl .

La fuerza elemental que se produce en la bobina $d\vec{F}_b$ se calcula con la ecuación:

$$d\vec{F}_b = i \cdot d\vec{l} \wedge \vec{B} \quad (6.3)$$

Estas fuerzas oscilan en el doble de la frecuencia de la tensión eléctrica. La distribución de las fuerzas de las bobinas está representada en la Figura 27, donde F_a denota fuerzas axiales, F_r' denota fuerzas radiales en el sentido vertical y F_r'' denota fuerzas radiales en el sentido horizontal.

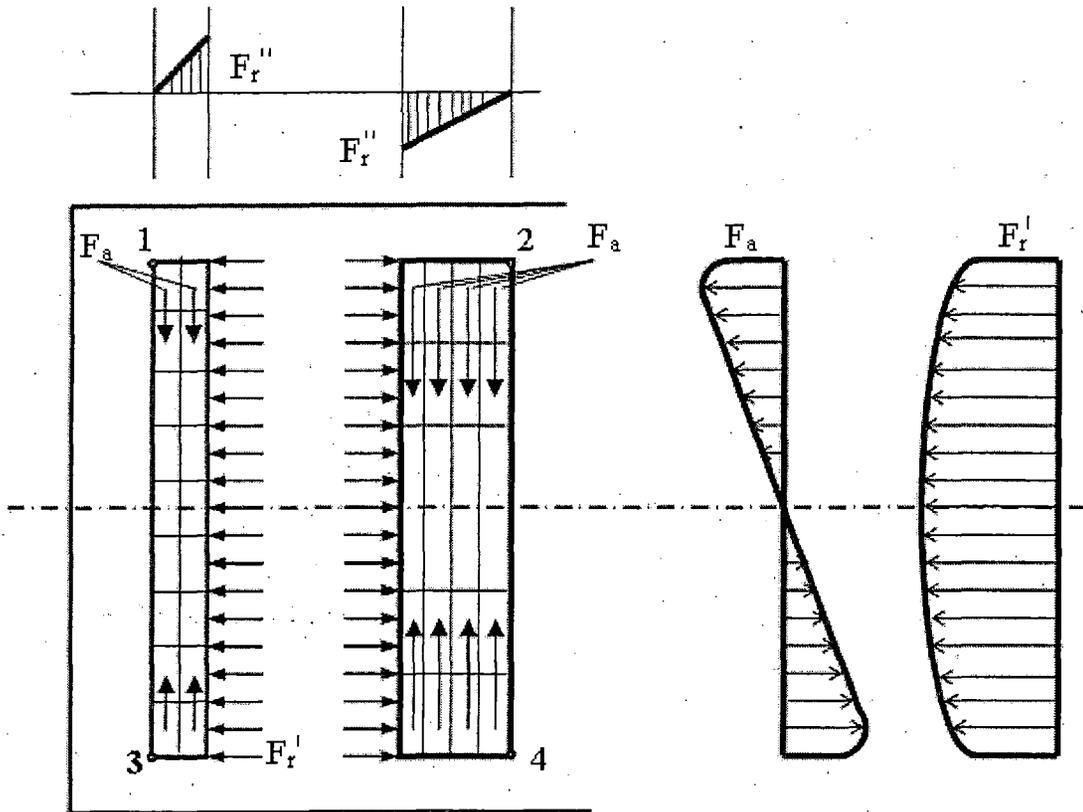


Figura 27: Fuerzas que actúan en el núcleo producido por dos bobinas simétricas - extraído de Karsai K. Kerényi y Kiss (1987)

En un transformador de dos bobinas, la corriente circula en ambas bobinas en dirección opuesta una de la otra. En ellas se producen las fuerzas radiales F_r , que tienden a comprimir a la bobina en una dirección horizontal, y las fuerzas axiales F_a , que tienden a comprimir a la bobina en la dirección vertical, estas fuerzas están indicadas en la Figura 27. Las fuerzas aplicadas son sinusoidales produciendo movimiento entre las bobinas, según la amplitud de la carga, ocasionan vibración y ruido en su funcionamiento.

6.2.3 FUERZAS EN EL NÚCLEO DE UN TRANSFORMADOR

Las fuerzas que aparecen en el núcleo de un transformador provienen de la magnetización de las bobinas y de la magnetostricción. Al respecto, García (2006) [16], fundamenta que las fuerzas en la bobina son proporcionales al cuadrado de la corriente, (ecuación (6.4)), y las fuerzas de magnetostricción son proporcionales al cuadrado de la tensión, (ecuación (6.5)).

$$F_b \propto i^2 \quad (6.4)$$

$$F_n \propto u^2 \quad (6.5)$$

Las vibraciones de las placas del núcleo y de las bobinas interactúan en el núcleo, transmitiéndose al tanque a través de los soportes del transformador y del aceite. García (2006) [16], asume que la vibración del tanque en una determinada dirección, es el resultado de la adición de las vibraciones de las bobinas y del núcleo en aquella dirección. El modelo que propone, en el dominio del tiempo y de la frecuencia, son las siguientes ecuaciones:

$$\ddot{x}_{\text{tanque}} = C_1 \ddot{x}_{\text{bobina}} + C_2 \ddot{x}_{\text{núcleo}} \quad (6.6)$$

$$\ddot{X}_{\text{tanque},120} = C_1 i_{120\text{Hz}}^2 + C_2 u_{120\text{Hz}}^2 \quad (6.7)$$

Donde: \ddot{x} es la aceleración en el dominio del tiempo,

\ddot{X} es la aceleración en el dominio de la frecuencia,

C_1 es un coeficiente de proporcionalidad entre la corriente y la fuerza en la bobina,

C_2 es un coeficiente de proporcionalidad entre tensión y la fuerza de magnetostricción.

Las conclusiones de García (2006) [16], después de coleccionar las señales de aceleración en el transformador son:

- Cuando se acciona el transformador sin solicitar la carga de corriente eléctrica (sin carga), se mide la aceleración causada por la magnetostricción y, cuando se solicita la carga de corriente (con carga), se adicionan las aceleraciones de las bobinas en las superficies del núcleo y en el tanque del transformador
- La amplitud de la aceleración en la frecuencia fundamental (120 Hz) es mayor cuando está con carga, por efecto de las vibraciones producidas por las bobinas;
- Las señales obtenidas en la parte inferior del núcleo son semejantes a las obtenidas en el fondo del tanque; ambas medidas se correlacionan con la amplitud de la aceleración en la frecuencia fundamental (120 Hz) y sus valores

están en función de la corriente al cuadrado. En sus ensayos la correlación para el núcleo fue de 0,86 y para el tanque fue de 0,96 de lo calculado;

- El funcionamiento de la bomba de aceite modifica los parámetros para usar los propuestos.

6.2.3.1 Frecuencias Armónicas

La relación del flujo magnético instantáneo con la tensión es [23]:

$$u(t) = 2 \frac{\pi}{\sqrt{2}} f_i N S_1 B(t) \quad (6.8)$$

Donde: f_i es la frecuencia de entrada de la red eléctrica,

N es el número de espiras,

S_1 es la área de la sección que atraviesa el flujo magnético y

$B(t)$ es el flujo magnético instantáneo.

La medición del flujo magnético es difícil, pero la medición de la intensidad de corriente y la caída de tensión es relativamente fácil. Con la ecuación (6.8) se relaciona la tensión con la fuerza del núcleo. La tensión instantánea al cuadrado se calcula con:

$$u(t)^2 = u_f^2 \text{sen}^2(\omega t) = u_f^2 \left[\frac{1 - \cos(2\omega t)}{2} \right] \quad (6.9)$$

La velocidad angular ω está en función de la frecuencia de acuerdo con $\omega = 2\pi f$. Entonces la aceleración del núcleo producido por varias frecuencias, considerando el desfase de la caída de tensión, viene a ser:

$$\ddot{X}_{\text{núcleo}} = 2 \sum_{\bar{n}} u_{\bar{n}} [\cos(2\pi f t + \phi_{u\bar{n},i\bar{n}})] \quad (6.10)$$

Donde: \bar{n} es cualquier frecuencia que se produce en el núcleo,

$\phi_{u\bar{n},i\bar{n}}$ es el ángulo de fase de la intensidad de corriente en relación a la tensión

$u_{\bar{n}}$ es la amplitud de la corriente en la frecuencia \bar{n} .

6.2.3.2 Potencia eléctrica

La potencia de los dispositivos inductivos que funcionan con corriente alterna se define como el producto de la tensión por la intensidad de corriente eléctrica. La tensión y la intensidad de corriente eléctrica tienen un comportamiento ondulatorio, cambiando su valor y su signo de positivo a negativo, 60 veces por segundo; siendo éste el comportamiento de la frecuencia de la línea de corriente.

La tensión eléctrica alterna $v(t)$ se define como:

$$v(t) = V_0 \cdot \text{sen}(\omega t) \quad (6.11)$$

La intensidad de corriente alterna $i(t)$ tiene un retraso de φ , con respecto a la tensión aplicada:

$$i(t) = I_0 \cdot \text{sen}(\omega t - \varphi) \quad (6.12)$$

Donde: V_0 es la amplitud máxima de la onda de tensión eléctrica.

I_0 es la amplitud máxima de la onda de intensidad de corriente eléctrica.

La potencia eléctrica instantánea, se define como:

$$p_e(t) = V_0 \cdot I_0 \cdot \text{sen}(\omega t) \cdot \text{sen}(\omega t - \varphi) \quad (6.13)$$

Aplicando conceptos de trigonometría a la ecuación anterior tenemos:

$$p_e(t) = V_0 \cdot I_0 \frac{\cos(\varphi) - \cos(2\omega t - \varphi)}{2} \quad (6.14)$$

Comúnmente la potencia es definida como la energía que se produce en un intervalo de tiempo. En el caso de la potencia eléctrica se define como el producto de la tensión por la intensidad de corriente eléctrica, la cual es evaluada para el mismo intervalo. Para determinar la potencia eléctrica que se emite, para un periodo completo de la onda de la corriente alterna, se calcula el valor eficaz de la tensión y de la intensidad de corriente.

Valor eficaz de la tensión eléctrica:

$$V = \frac{1}{T} \int_0^T [v(t)]^2 dt = \frac{\sqrt{2}}{2} V_0 \quad (6.15)$$

Valor eficaz de la intensidad de corriente eléctrica:

$$I = \frac{1}{T} \int_0^T [I_0 \text{sen}(\omega t + \varphi)]^2 dt = \frac{\sqrt{2}}{2} I_0 [\cos(\varphi) - \cos(2\omega t - \varphi)] \quad (6.16)$$

La potencia eficaz será:

$$p_e(t) = VI \cos(\varphi) - VI \cos(2\omega t - \varphi) \quad (6.17)$$

Al primer componente de la potencia eficaz se denomina potencia activa y al segundo componente potencia fluctuante.

6.3 SONIDO DE UN TRANSFORMADOR

El sonido es una manifestación de energía. El ruido de un transformador, proviene de las pérdidas que se producen de las corrientes parásitas, es decir, que parte de la energía que no se reconvirtió en energía eléctrica, y se disipó en la magnetostricción del núcleo o magnetización de las bobinas, se irradia como ruido, vibración y calor.

En el funcionamiento del transformador de potencia, la energía que se introduce es energía eléctrica en alta tensión y baja intensidad de corriente alterna; con la frecuencia de la línea en 60 Hz y, cuando se transforma, se recupera en baja tensión y mayor intensidad de corriente y en 60 Hz en la línea. Parte de la energía no es recuperada, la cual es disipada en los componentes del transformador.

6.3.1 PARÁMETROS DE MEDICIÓN DEL SONIDO

La manifestación del sonido como energía es medida en el medio ambiente y se la evalúa con la medición de la presión, velocidad, aceleración o desplazamiento respecto a un valor de referencia. Los valores de referencia están establecidos en

normas internacionales. Teóricamente los valores de referencia se establecen del umbral de audibilidad [6], es decir el valor mínimo que el oído podría percibir.

Comúnmente el sonido se expresa con el Nivel de Presión Sonora L_p , que es definida por la relación:

$$L_p = 10 \log_{10} \left(\frac{P_{eficaz}^2}{P_{ref}^2} \right) \quad (6.18)$$

Donde: P_{ref} es la presión de referencia, $P_{ref} = 2 \times 10^{-5} N/m^2$ (Sistema Internacional - SI). La unidad del L_p es dB (re. P_{ref}),
 P_{eficaz} es la presión eficaz de la presión

El valor de la presión eficaz se calcula con la siguiente ecuación:

$$P_{eficaz} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i^2}{N} = \frac{\sqrt{2}}{2} P_{Max} \quad (6.19)$$

El Nivel de Intensidad L_I se define como:

$$L_I = 10 \log_{10} \left(\frac{I_e}{I_{ref}} \right) \quad (6.20)$$

Donde: I_{ref} es el valor de la intensidad de referencia, $I_{ref} = 10^{-12} N/m.s$ (SI) y la unidad es dB (re. I_{ref}).

I_e es el valor eficaz de la intensidad.

El Nivel de Potencia se define como:

$$L_W = 10 \log_{10} \left(\frac{W_e}{W_{ref}} \right) \quad (6.21)$$

Donde: W_{ref} es la potencia de referencia, $W_{ref} = 10^{-2} N/m.s$ (SI) y la unidad es dB (re. W_{ref}).

I_e es el valor eficaz de la intensidad.

La intensidad sonora I es definida por la ecuación (6.22) o por la ecuación (6.23).

$$I = \frac{W}{S} \quad (6.22)$$

$$I = \frac{P_{eficaz}^2}{\rho.C} \quad (6.23)$$

Donde: S es el área de la superficie de irradiación;

ρ es la densidad del fluido;

C es la velocidad del sonido.

La relación entre el Nivel de Presión y el Nivel de Intensidad resulta:

$$L_I = L_p + 10 \log_{10} \left(\frac{P_{ref}^2}{I_{ref} \rho.C} \right) \quad (6.24)$$

La intensidad de un punto, definida vectorialmente:

$$\vec{I}_i(r,t) = P(r,t) \vec{v}(r,t) \quad (6.25)$$

La relación de presión con velocidad se define como:

$$\vec{P} = \rho.\vec{v}^2 \quad (6.26)$$

El Nivel de Velocidad del Sonido L_v se define como:

$$L_v = 10 \log_{10} \left(\frac{v_e^2}{v_{ref}^2} \right) \quad (6.27)$$

Donde: v_{ref} es el valor de la velocidad de referencia, $v_{ref} = 10^{-9}$ m/s (SI) y la unidad de L_v es dB (re. v_{ref}).

v_e es el valor eficaz de la señal de velocidad.

El Nivel de Aceleración del sonido L_a , se define como:

$$La = 10 \log_{10} \left(\frac{a_e^2}{a_{ref}^2} \right) \quad (6.28)$$

Donde: a_{ref} es el valor de la aceleración de referencia, $a_{ref} = 10^{-6} \text{ m/s}^2$ (SI), y la unidad es $\text{dB (re. } a_{ref} \text{)}$.

a_e es el valor eficaz de la señal de aceleración.

El Nivel de Desplazamiento del sonido Ld , se define como:

$$Ld = 10 \log_{10} \left(\frac{d_e^2}{d_{ref}^2} \right) \quad (6.29)$$

Donde: d_{ref} el desplazamiento de referencia es $d_{ref} = 10^{-1} \text{ m}$ (SI) y la unidad de Ld es $\text{dB (re. } d_{ref} \text{)}$.

d_e es el valor eficaz de la señal de desplazamiento.

6.3.2 SONIDO Y SENSACIÓN AUDITIVA.

En un campo libre, el sonido se propaga como una onda longitudinal de presión, el movimiento de oscilación se produce, cuando las partículas del medio se mueven de un lado a otro, en la misma dirección en la que se propaga la onda [40]. El oído receptor de estas ondas percibe, la diferencia de presiones que se produce en el medio, como sensación de sonido. La capacidad del oído de percibir la presión sonora es de 20 a 20000 Hz y la intensidad de la percepción de sonido depende de la frecuencia y la amplitud en que se expresa. Las curvas isofónicas de Munson y Fletcher representan la capacidad auditiva del oído.

El oído distingue la presión que se produce en el tímpano de manera logarítmica, por eso las manifestaciones del sonido se muestran en escala logarítmica [35]. Los valores se expresan en decibel, que indica la presión o intensidad del sonido en valores de $10 \log_{10}$. La denominación de *deci* se da por estar multiplicado por el número diez y *bel* se define como una unidad de telecomunicación y de medición acústica que se refiere a logaritmo de base 10. La denominación de *bel* se estableció en homenaje a Alexander Graham Bell quien contribuyó al desarrollo de las telecomunicaciones y describió el comportamiento logarítmico del sonido.

6.3.2.1 Curvas Isofónicas

Son curvas de igual sonoridad. Estas curvas calculan la relación existente entre la frecuencia y la intensidad, o nivel de presión (en decibeles) de dos sonidos para que éstos sean percibidos como igual de fuertes, por lo que todos los puntos sobre una misma curva isofónica tienen la misma sonoridad.

Las primeras curvas isofónicas fueron establecidas por Munson y Fletcher en 1930. Las curvas de Munson y Fletcher fueron recalculadas, más tarde, por Robinson y Dason. Tales curvas son válidas para un campo sonoro directo, dado que no tienen en cuenta que no percibimos por igual los sonidos si provienen de diferentes direcciones (campo sonoro difuso). La Figura 28 muestra las curvas isofónicas. Cada línea es un límite de igual sonoridad, en donde se observa que a menores frecuencias la capacidad auditiva es menos sensible, siendo el rango de 700 hasta 6000 Hz altamente sensible al sonido.

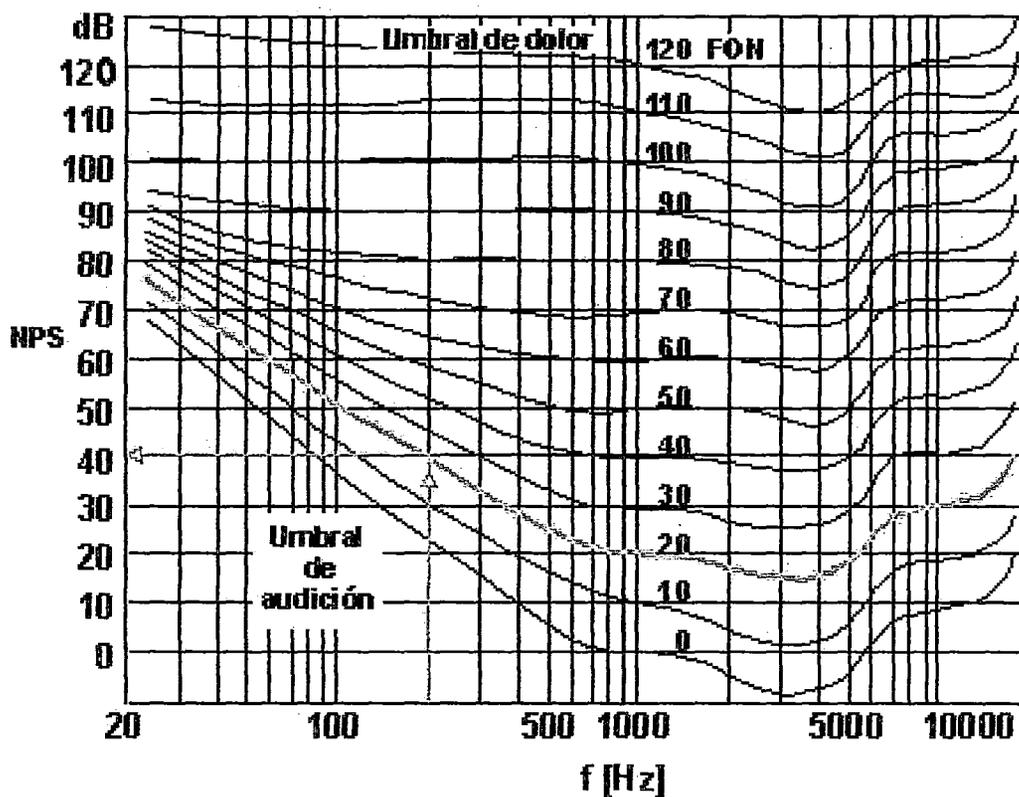


Figura 28: Curva isofónicas de Niveles de presión sonora (dB) vs frecuencia

6.3.3 VALORES DEL NIVEL DE PRESIÓN SONORA

La medición de la presión del sonido generalmente se muestra en el dominio de la frecuencia de cuatro diferentes maneras:

1. **Nivel de Presión del Valor global del sonido, $L_p(dB)$** , siendo dB (re. P_{ref}), considera el nivel total de todas las amplitudes del sonido, sumando sus amplitudes por bandas de octavas de frecuencia
2. **Nivel de Presión del Valor en Banda Estrecha de Frecuencia, $L_p(dB)$** , siendo dB (re. P_{ref}), se define un rango o banda de frecuencia y se considera la mayor amplitud de ese tramo.
3. **Nivel de Presión del Valor Global Auditivo, $L_p(dBA)$** , siendo dBA (re. P_{ref}), o medición psicoacústica, llamada de nivel de audibilidad y caracterizada con la curva de Fletcher e Munson, considera el valor de las amplitudes en los valores de percepción del oído. El valor se calcula sumando en grupos el valor de la amplitud audible determinada por la curva isofónica, en tramo de banda de octavas de frecuencia,
4. **Nivel de Presión del Valor de la Banda Auditiva, $L_p(dBA)$** , siendo dB (re. P_{ref}), se define un rango o banda de frecuencia y se considera la amplitud equivalente indicada en la curva isofónica.

En la medición del sonido, el espectro de mayor amplitud es la más importante de todos los valores, pues el efecto físico prevalece en la audición, quedando los otros valores como sonido secundario o de fondo [35].

Para evaluar los niveles de energía del sonido por bandas se usan los rangos o bandas octavas y tercias de octavas en frecuencia. Se dice banda de octava porque se consideran todas las amplitudes que se producen en el rango audible del sonido, la cual se encuentra dividida en tamaños diferentes. La banda de octava está comprendida entre un valor mínimo y otro máximo.

Las bandas de octavas están normadas por organismos internacionales de medidas, las mostradas corresponde a la norma UNE-74002-78 e (ISO-266-75), las bandas de octava son mostradas en la Tabla 3, el valor medio se llama de media octava. La tercia de octava es un rango o tramo menor de la banda de octava, tres tercios de octava forma una octava.

Tabla 3: Bandas de octavas del sonido

Frecuencia inferior (Hz)	22	44	88	177	355	710	1420	2840	5680
Frecuencia central (Hz)	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Frecuencia superior (Hz)	44	88	177	355	710	1420	2840	5680	11360

El **Nivel de presión del valor global del sonido $L_p(dB)$** , se calcula con:

$$L_{p_T}(dB) = 10 \log_{10} \sum_{i=0}^{i=n} 10^{\frac{L_p(dB)_i}{10}} \quad (6.30)$$

Donde el valor de $L_p(dB)_i$ corresponde al nivel de presión sonora de cada banda de octava, calculada con la ecuación (6.18) y la Tabla 3.

El **Nivel de presión del valor de una banda estrecha $L_p(dB)$** , se calcula con:

$$L_p(dB) = 10 \log_{10} \left[\frac{P_e}{P_{ref}} \right] \quad (6.31)$$

Donde: P_e es el valor eficaz de la mayor amplitud del tramo de banda seleccionada
 P_{ref} es la presión de referencia $P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$

Para obtener el valor del **Nivel de Presión del Valor Global Auditivo, $L_p(dBA_t)$** , a partir del análisis del ruido en bandas de frecuencia, se suman todas las amplitudes por bandas de octavas, modificando los valores de las amplitudes con un valor de ponderación. Los valores de ponderación que afecta al valor de las amplitudes de medición física del sonido son mostrados en la Tabla 4, estos valores pertenecen a la norma UNE-74002-78 e (ISO-266-75).

Tabla 4: Valores de ponderación para obtener el valor del Nivel de Presión Acústico Auditivo.

Frecuencia media (Hz)	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Ponderación (dB)	-39,4	-26,2	-16,1	-8,6	-3,2	0	1,2	1	1,1

El **Nivel de Presión del Valor Global Auditivo - $L_p(dBA_t)$** se calcula con:

$$L_p(dBA_t) = 10 \log_{10} \left[\sum_{i=1}^n 10^{\left(\frac{L_p(dBA)_i}{10} \right)} \right] \quad (6.32)$$

El **Nivel de Presión del Auditivo - $L_p(dBA)$** se calcula con:

$$L_p(dBA) = 10 \log_{10} \left[\frac{P_{Ae}}{P_{ref}} \right] \quad (6.33)$$

Donde: P_{Ae} es el valor eficaz de la presión acústica ponderada de una banda;
 P_{ref} es la presión de referencia $P_{ref} = 20 \times 10^{-6}$

El cálculo $L_p(dBA)$, se realiza con los valores de la medición física dB (re. P_{ref}), para eso la banda total de espectros de frecuencias se divide en banda de octava o tercia de octava. Los valores de dBA por banda se obtienen disminuyendo la amplitud obtenida de la medición física con un valor de ponderación de la banda correspondiente, (Ver Tabla 4). Algunos instrumentos de medición realizan estos cálculos y muestran valores globales en dBA .

Considerando el nivel de presión física de la ecuación (6.18) y la ponderación:

$$L_p(dBA) = \sum_{i=0}^n (L_{p_i} - L_{ponderado_i}) \quad (6.34)$$

Donde: L_p es el nivel de la presión física medida en banda de octava específica y $L_{ponderado}$, es el valor de ponderación en dB de la banda de octava correspondiente.

Los valores de ponderación son valores constantes correspondientes a un rango de o banda de octava que está indicada en la Tabla 4, con el valor de la frecuencia media de toda la banda (-39,4, -26,2 ... 1,1).

6.3.4 MEDICIÓN DEL SONIDO DE UN TRANSFORMADOR

Las normas de medición del ruido de Transformadores y Reactores en Brasil establecen el procedimiento de la medición del ruido (Normas Técnicas ABNT - NBR 7277). La medición del nivel de presión acústica se divide en dos casos: Los transformadores sin refrigeración y los transformadores con sistema de refrigeración. El sistema con refrigeración genera todavía dos casos más: los que tienen su sistema de refrigeración a una distancia inferior a 3 m de la superficie principal del tanque y los transformadores con sistema de refrigeración con distancia igual o mayor a 3 m.

Para la medición del sonido de los transformadores sin sistema de refrigeración se debe crear una línea de contorno que debe estar apartada a 0,3 m de la superficie de irradiación, como es ilustrado en la Figura 29, que indica la posición de los micrófonos según la Norma Técnica ABNT – NBR 7277

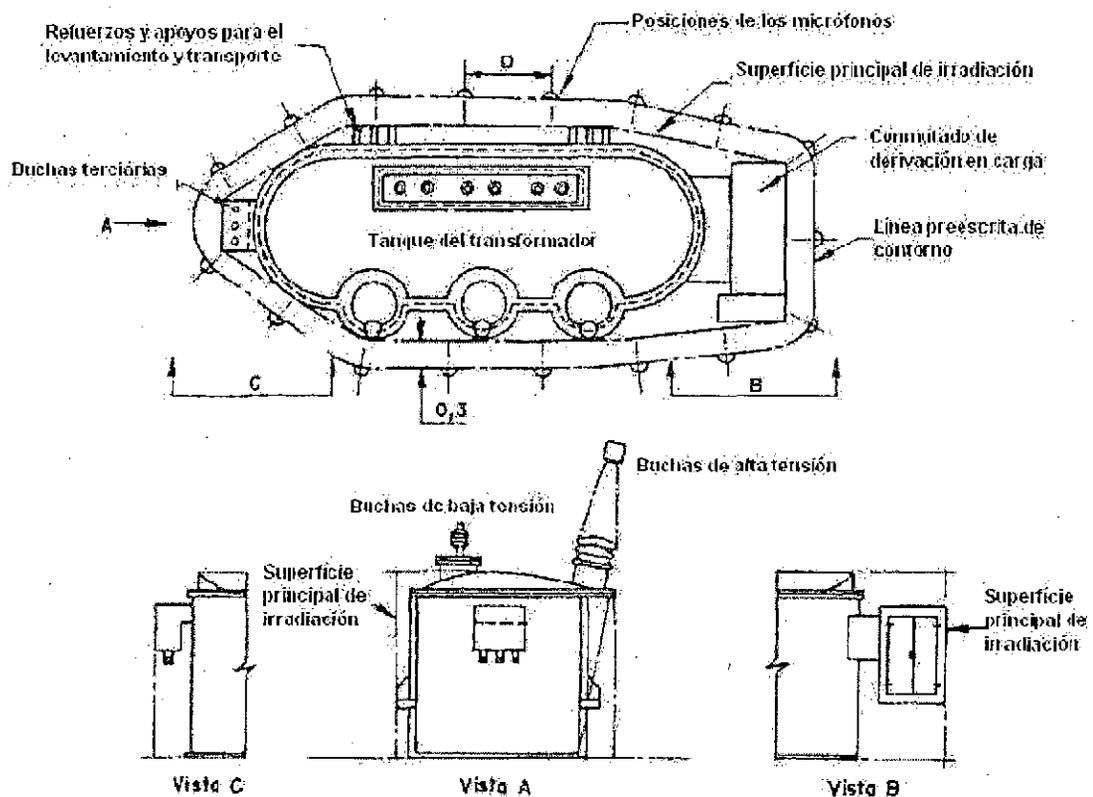


Figura 29: Posiciones típicas de los micrófonos para la medición del ruido de un transformador sin sistema de refrigeración (Normas Técnicas ABNT – NBR 7277)

En el caso de tener el sistema de refrigeración con una distancia inferior a 3 m, la línea de contorno es definida como indica la Figura 30. En este caso es recomendable medir el nivel del ruido con el sistema de refrigeración apagado y después

funcionando. Para tanques menores que $2,5\text{ m}$ de altura, la línea de contorno debe estar en un plano horizontal situado en la altura media del tanque. Para alturas mayores a $2,5\text{ m}$, se usan dos líneas de contornos que deben estar en los planos horizontales situados a un tercio y dos tercios de la altura del tanque. En la Figura 30 la distancia de x es $0,3\text{ m}$ a 2 m y la distancia D no debe exceder la 1 m .

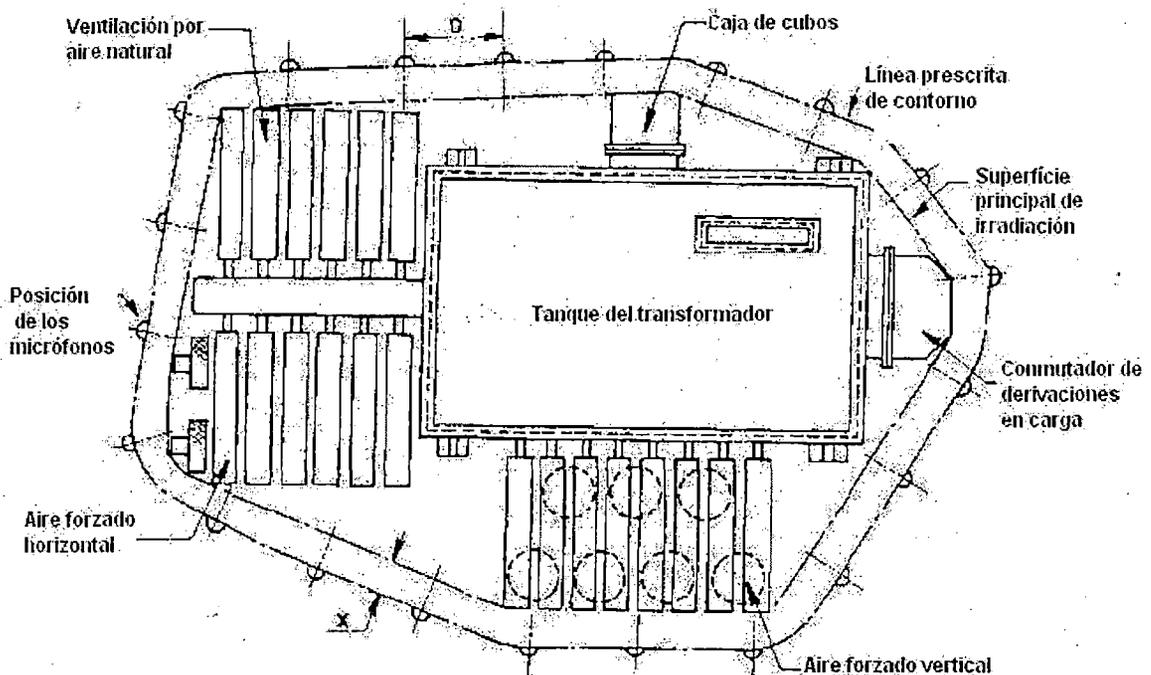


Figura 30: Posiciones típicas de los micrófonos para la medición del ruido de transformadores, con el sistema de refrigeración montado en el tanque o, separado en una distancia menor a 3 m de la superficie de irradiación (Normas Técnicas ABNT - NBR 7277)

En el caso de que el sistema de refrigeración estuviera a una distancia de 3 m , o mayor a la superficie de irradiación del tanque, la línea de contorno debe estar apartado 2 m de la superficie principal de irradiación. Para equipamientos de refrigeración con altura inferior a 4 m , la línea de contorno debe estar en un plano horizontal situado a la mitad de la altura del tanque. Para alturas iguales o superiores que 4 m , se usan dos líneas de contornos que deben estar en planos horizontales situados a un tercio y dos tercios de altura del tanque.

Las posiciones de las mediciones, en número mínimo de diez, deben estar dispuestas en intervalos iguales, no siendo superior a 1 m , como se ilustra en la Figura 31. También la dimensión D indicada en la figura, no debe exceder a 1 m .

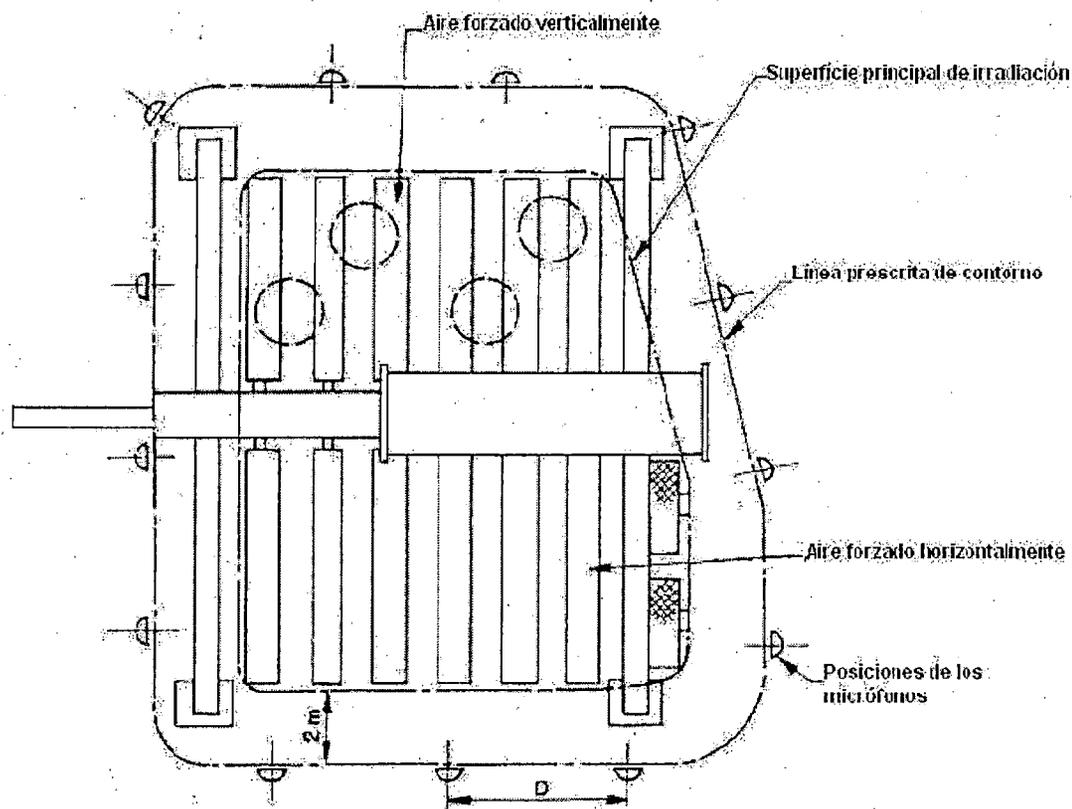


Figura 31: Posiciones típicas de los micrófonos para la medición del ruido de transformadores con sistema de refrigeración instalado en el tanque o separado por una distancia igual o superior a 3 m de la superficie de irradiación (Normas Técnicas ABNT - NBR 7277)

6.3.5 CAMPO ACÚSTICO DE UN TRANSFORMADOR

Ejemplos de campo acústico de un transformador es proporcionado por Rausch M. Kaltenbacher y Lerch [38] y [39], que estima el campo acústico en dos planos. Sus resultados fueron obtenidos usando el Método de Elementos Finitos (MEF) en el núcleo y el tanque de un transformador. Las figuras que resumen sus resultados del campo acústico en un plano vertical son expuestas en la Figura 32; y, del campo acústico en un plano horizontal, en la Figura 33.

De la Figura 32 y la Figura 33, se observa que cuanto mayor es la distancia del tanque, menor es la intensidad del ruido; también se observa que en la región superior al tanque (tapa) la intensidad del ruido es mucho mayor que en las laterales del tanque (paredes del tanque). Esta información se contradice con lo mencionado por Ming (1999) [32] y Usry (1980) [43], que argumentan que en los cálculos del campo acústico

de un transformador se desprecian, en general, la radiación del sonido de la tapa y de la base del tanque por ser relativamente pequeñas, comparadas con la radiación del ruido de las paredes del tanque de un transformador.

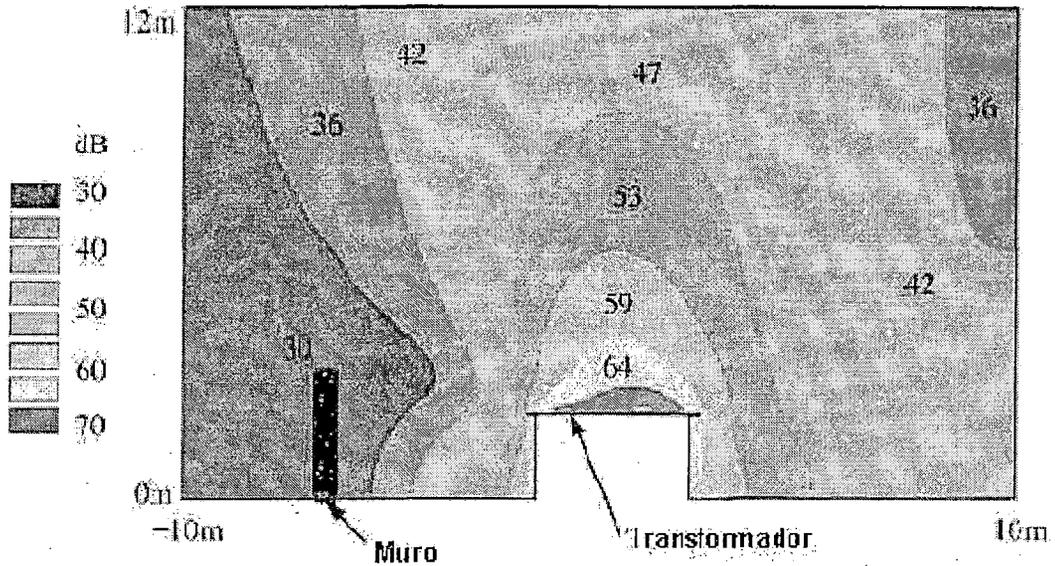


Figura 32: Simulación do campo acústico de un transformador en el plano vertical - extraído de Rausch Rausch M. Kaltenbacher e Lerch (2002)

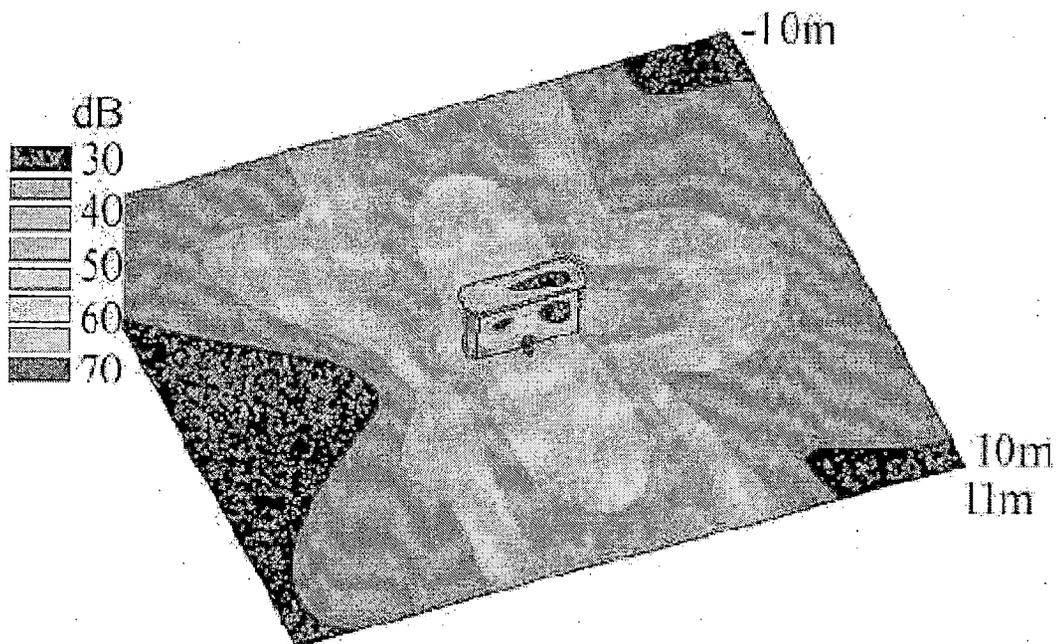


Figura 33: Simulación do campo acústico de un transformador en el plano horizontal - extraído de Rausch M. Kaltenbacher e Lerch (2001)

El campo acústico de los transformadores de potencia se clasifican en: Campo Acústico Próximo (en el caso del transformador se considera hasta 5 m), Campo Acústico Intermedio (entre 5 a 30 m para el transformador) y Campo Acústico Distante (a partir de 30 m). Los campos acústicos generalmente son construidos midiéndose los niveles de presión o la intensidad acústica.

6.3.6 METODOLOGÍA DE MEDICIÓN DEL SONIDO

Los métodos de medición del sonido fueron evolucionando con el tiempo y en este trabajo se describe tres métodos comúnmente usados.

6.3.6.1 Niveles de presión

El método de niveles de presión usa solo un micrófono para medir la presión sonora, [17]. El método de niveles de presión tiene dos técnicas: El de Punto por Punto, que mide en puntos fijos la presión sonora y la medición es realizada en un malla rectangular de puntos localizados en un plano imaginario próximo al transformador. Otra técnica, es la llamada "scan", que consiste en la medición realizada con el micrófono desplazándose lentamente de un punto a otro, colocándose el valor medio de las mediciones en los puntos del plano imaginario.

6.3.6.2 Intensidad Acústica

El método de Intensidad Acústica usa dos micrófonos de presión, separados en distancia cortas; esta distancia debe ser menor que la longitud de la onda acústica de interés. Posteriormente se calcula el gradiente de la presión acústica por aproximaciones de diferencias finitas y la velocidad de la partícula corresponde al punto medio de los dos micrófonos. Champoux (1988) [7], manifiesta que, usando apropiadamente los modelos matemáticos propuestos en su artículo, se construye el campo acústico próximo y distante. La técnica que utiliza la intensidad sonora es más confiable en la descripción del campo distante que otras técnicas propuestas.

6.3.6.3 Holografía Acústica

La medición del campo acústico se puede realizar con el método de Holografía Acústica de Campo-Próximo, Near Acoustic Holography NAH, propuesto por Williams y Maynard (1980) [47]. El método consiste en el registro de la presión sonora de una superficie bidimensional, para la cual se usan varios micrófonos simultáneamente, unos próximos a los otros. Con estos datos se puede calcular el campo de presión tridimensional, el campo de velocidad de las partículas, el campo de intensidad del vector acústico, la velocidad de la superficie y la fuente de radiación del sonido, [28].

La medición del sonido se realiza con varios micrófonos móviles y un micrófono que colecta, en un punto fijo, señales de referencia para cada grupo de medición. Las señales de presión son tratadas por métodos computacionales en el dominio de la frecuencia con la Transformada Rápida de Fourier - FFT, considerándose la amplitud y la fase o ángulo del vector en medición. Después de tratadas las señales, en la frecuencia se recuperan con la Transformada Inversa de Fourier – IFFT, obteniéndose finalmente señales en el tiempo. Se puede obtener varios resultados como señales y cada una de estas corresponderá a una de las frecuencias seleccionadas en términos de: presión, velocidad y el nivel de energía por regiones.

El Método de holografía en campo próximo se muestra eficiente para mediciones de sonido en superficies planas, pero, se muestra limitada en superficies no planas. Actualmente está en desarrollo otro método para medir el sonido para cualquier forma de superficie. Este método es llamado de GENAH (Generalized Nearfield Acoustical Holography) asociado al BEM (Boundary Element Method).

La medición por el método de campo acústico próximo, propuesta por Maynard en 1980, demoró 20 años para ser usado en la industria, siendo en la actualidad la medición más confiable. Un esquema del procesamiento de las señales del sonido se muestra en La Figura 34, donde se observa un diagrama de bloques de la holografía acústica en campo próximo NAH, diseñado por Williams (2004) [46], donde se expone la secuencia del procesamiento de datos que conducen a la construcción de la imagen del campo acústico, el cálculo de la intensidad sonora, presión, velocidad y fuente de sonido.

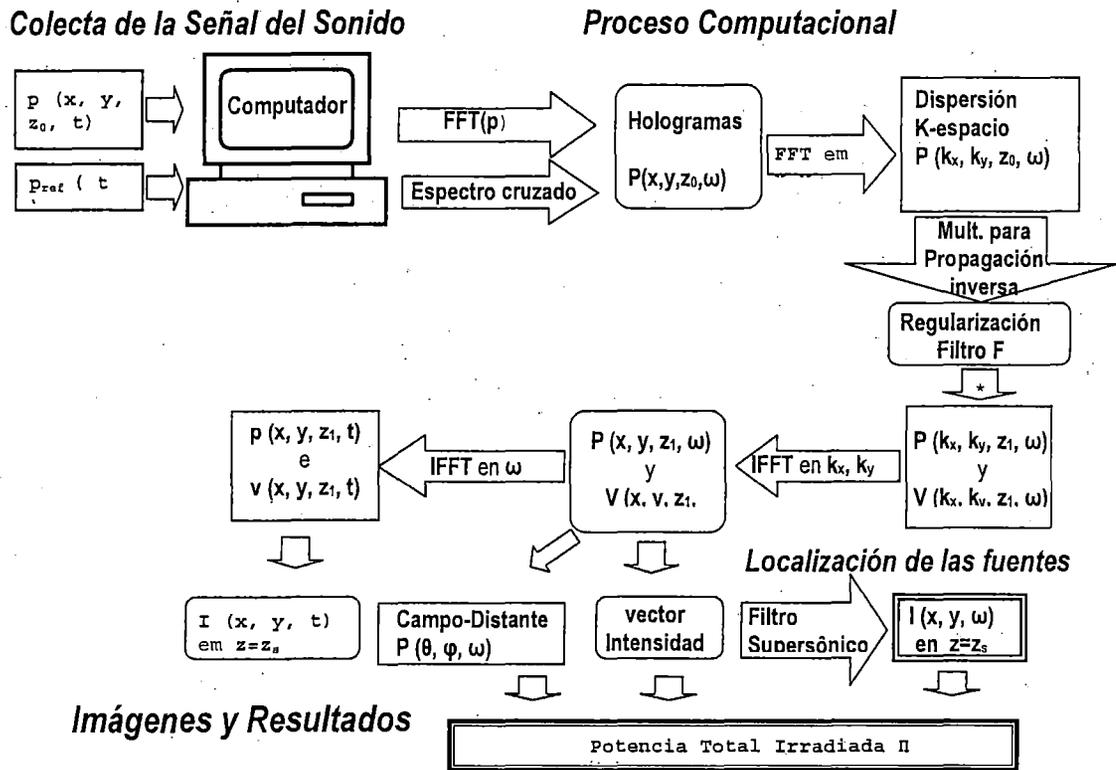


Figura 34: Diagrama de bloques del método de Holografía Acústica en Campo Próximo NAH que procesa señales de presión sonora - extraído de Williams (2004).

El cálculo de la velocidad e intensidad del sonido en forma vectorial es importante para la construcción de los campos acústicos próximos y distantes, así como para la detección de las regiones de mayor emisión de sonido. Con los modelos matemáticos comprendidos desde la ecuación (6.18) hasta la ecuación (6.26) se calculan los valores parciales y totales del sonido.

Para la construcción del campo acústico próximo o distante se calcula la presión, velocidad e intensidad en algunos puntos del espacio, todos pertenecientes a un mismo plano y ordenadamente distanciados uno de otros. Para evaluar el campo acústico, en otros puntos del espacio, se proyectan los puntos de medición considerando el aumento o disminución de las amplitudes en el espacio libre, tomando como base los valores experimentalmente conocidos; de este modo se consigue calcular los valores del campo acústico. Con los valores calculados se puede crear figuras en tres dimensiones o en dos dimensiones con tonalidades que indiquen la intensidad de la energía por regiones.

6.3.7 SONIDO Y VIBRACIÓN

El sonido y la vibración que se irradia de las paredes del tanque consisten en una serie de componentes tonales, donde las principales amplitudes están en el doble de la frecuencia de línea eléctrica y en sus frecuencias armónicas. Se pueden despreciar otras amplitudes de frecuencias porque ellas contienen baja intensidad, [32]. La relación entre ruido acústico y vibración de las paredes del tanque puede ser estimada a partir de la señal de aceleración de la superficie. Usry (1980) [43], argumenta que usándose las señales de aceleración con algunos modelos matemáticos es posible estimar el campo acústico distante.

Una ventaja de calcular la radiación del sonido con las medidas de vibración sería de la no inclusión de fuentes de sonido externas, obteniéndose el sonido irradiado por las paredes del tanque del transformador. En este caso la reducción del sonido irradiado por la estructura pasa por la disminución de la vibración estructural.

Una metodología para detectar la reacción de la frecuencia natural en los componentes de una máquina, es la de identificar los modos de vibrar de cada parte del componente usando el análisis modal del sistema. La técnica propuesta para detectar las zonas más sensibles a la vibración en una estructura se llama de Análisis de Densidad Modal y consiste en analizar los modos de vibrar de la superficie del tanque del transformador estando el transformador sin funcionamiento. A través del Análisis Modal se determinan los modos de vibrar de la superficie del tanque que se sintonizan con las frecuencias excitadas por el transformador en operación, [21].

El Análisis Modal consiste en analizar las respuestas de la estructura, como un sistema de masa-resorte-amortiguador, sometida a fuerzas de excitación que produce una vibración libre. La excitación de las superficies es realizada con un pequeño golpe aplicado con un martillo de goma de masa constante que tiene instalado un acelerómetro en su extremo, con el que se mide la fuerza aplicada. Otro acelerómetro están instalado en el punto en análisis. Después del golpe en un punto fijo se captan las señales de los acelerómetros, para correlacionar la respuesta del sistema. En cada análisis se tiene dos señales colectadas simultáneamente: el del punto en estudio y un punto fijo o de referencia. Las señales son analizadas como las frecuencias naturales de respuestas de la estructura. Las zonas que están próximas a

las frecuencias armónicas de 120 Hz son las zonas más sensibles a la vibración producida con el transformador en funcionamiento.

Es de vital importancia la localización de las regiones sensibles a las frecuencias naturales, ya que es en estas regiones que, la vibración de la superficie, estaría próxima o en la frecuencia de resonancia, produciéndose intensas vibraciones y en consecuencia ruido. Las propuestas para disminuir la vibración y la emisión de sonido, que provienen de la estructura, pasa por detectar las regiones donde se instalarían los equipos para la disminución del ruido.

La metodología para determinar las deformaciones de las placas de una estructura, es denominada de Método de Análisis Dinámico. Aplicando este método se determina las oscilaciones de las placas del tanque con el transformador en operación. Este método también es llamado de ODS - Operational Deflection Shape. La mayor ventaja de este método, es que, en sus resultados muestra visualmente el patrón de movimiento periódico de la estructura, vibrando a una única frecuencia seleccionada y otorgando la ventaja de visualizar el movimiento de las superficies en una condición de operación estacionaria, [10].

Para la ejecución del método de ODS se crea una figura geométrica semejante al objeto en estudio por medio de un software de elementos finitos y se introduce el desplazamiento de la superficie obtenidos de las mediciones de los puntos colectados. Los datos del desplazamiento de la superficie de la estructura del transformador x pueden ser calculados, por integración, a partir de las señales de aceleración \ddot{x} , cada uno de ellos organizados en el espacio.

7 HIPÓTESIS

El sonido en la superficie del tanque de un transformador se produce porque las partículas de aire, que se encuentran próximas al transformador eléctrico, son impulsadas como onda transversal desde la fuente. Enseguida las personas perciben la distorsión de la presión en el medio ambiente en forma de sonido. Según la intensidad y la característica de la onda, el ruido puede ser imperceptible, poco perceptible o perjudicial.

El sonido "necesita de un medio" para trasladarse como onda transversal, [40], para el cual utiliza las partículas que se encuentran en el medio ambiente. Por otro lado, la vibración producida en la superficie plana del tanque del transformador producen movimientos oscilatorios y estos movimientos oscilatorios a lo largo de la superficie no tienen la misma intensidad. Así, por ejemplo, en las partes reforzadas de la superficie del tanque, tiene que ser menor que en las placas planas por tener menor rigidez mecánica. Entonces, cabe suponer que en la superficie se produciría el movimiento con distintas intensidades y en distintas velocidades.

Si el sonido es energía y la vibración también lo es, una primera interrogante sería ¿Cómo se relaciona la energía del sonido con el de la vibración si la fuente proviene del núcleo de un transformador?. Otras interrogantes serían: ¿es posible disminuir el ruido disminuyendo la vibración de la superficie del tanque del transformador?, ¿la onda de sonido tiene relación con la onda de vibración de las superficies del tanque?, ¿Cómo se podría disminuir la vibración y el ruido?. ¿Las mediciones del campo acústico y de la vibración de la superficie del transformador nos permitiría observar si existe correspondencia o no entre ruido y vibración?.

7.1 HIPÓTESIS PROPUESTA

Si la emisión del sonido en la superficie del tanque tiene relación con la vibración del tanque, entonces las hipótesis que se plantean en esta investigación son las siguientes:

- Las fuentes de sonido están relacionadas con la intensidad de la vibración de la superficie del tanque. Las mayores deformaciones de la superficie del tanque, que son producidos por la vibración, se convertirían en regiones de emisión de sonido.
- Con las señales de vibración organizadas en el espacio, sería posible detectar las zonas de irradiación de sonido.
- Detectados las zonas más sensibles a la vibración y aplicando tecnologías para el control o disminución de la vibración, sería posible atenuar el ruido.

7.2 VARIABLES E INDICADORES

La energía eléctrica es generada en las centrales eléctricas y, a través de las líneas eléctricas de entrada, ingresan a las bobinas primarias de un transformador de potencia trifásico y de corriente alterna. El ingreso de la electricidad es en alta tensión y baja intensidad de corriente.

La bobina primaria consiste en un conjunto de alambres de cobre cubiertos por un barniz aislante que, sobre un material aislante, envuelven a un conjunto de láminas de hierro con espesores entre 1 a 2 *mm*. En medio de estas láminas existe un material aislante y a este conjunto se le denomina núcleo. Por la bobina circula la corriente alterna, que cuando fluye, la bobina y el núcleo interactúa formando un campo magnético. La conversión de energía eléctrica a campo magnético y lo inverso se fundamenta en la ley de Faraday.

El flujo del campo magnético es asimilado por la bobina secundaria, que reconvierte el campo magnético en energía eléctrica, de modo que por las bobinas secundarias circula la energía eléctrica entregándolo a la línea de salida del transformador.

La bobina secundaria no tiene conexión con la bobina primaria, ya que se encuentra aislado y enrollado encima de la bobina primaria que genera el campo magnético; pero no todo el flujo del campo magnético se reconvierte en energía eléctrica, existiendo pérdidas, las llamadas de "corrientes parásitas" o "corrientes de Eddy" que ocasionan la magnetostricción y fuerzas magnéticas en las bobinas.

Al producirse el campo magnético, la intensidad y la tensión circulan como ondas sinusoidales en desfase y, el paso de la energía produce que las laminas modifiquen sus dimensiones, aumentando y disminuyendo su espesor instantáneamente, también con un comportamiento sinusoidal.

El cambio de dimensiones de las láminas del núcleo se le denomina como el fenómeno de la magnetostricción, produciéndose vibración y ruido en el núcleo. Por otro lado, las fuerzas magnéticas en las bobinas producen movimientos del alambre de cobre en distintas direcciones, ocasionando ruido y vibración en las bobinas por el paso de la corriente alterna.

7.2.1 VARIABLES INDEPENDIENTES O DE CAUSA

La relación del ruido y vibración del transformador, originados por el paso de la corriente, definen las variables de causa y están relacionadas con la potencia instantánea - ecuación (6.13) - definida como el producto de:

- La tensión eléctrica - ecuación (6.11);
- Intensidad de corriente - ecuación (6.12).

La tensión mantiene constante su amplitud y la intensidad modifica su amplitud en función de la demanda de la energía del consumidor. Como ya fue explicada en la revisión de la literatura, la intensidad del sonido es influenciada por la carga de corriente eléctrica del transformador.

7.2.2 VARIABLES DEPENDIENTES O DE EFECTO

Las manifestaciones producidas en la superficie del tanque, son posibles de medir, como vibración y sonido.

La vibración de la superficie del tanque se trata de deformaciones instantáneas y repetitivas, producidas por las fuerzas transmitidas desde el núcleo y, por la presión del aceite. Las variables dependientes del movimiento de la superficie se definen como:

- Aceleración de la superficie - ecuación (5.59);
- Velocidad de la superficie - ecuación (5.60);
- Desplazamiento de la superficie - ecuación (5.61).

En el sonido, se mide la energía indirectamente, que son ocasionados por las partículas en movimiento y cuyas variables dependientes se definen como:

- Niveles de Presión - ecuación (6.18);
- Niveles de Velocidad de la partícula en movimiento - ecuación (6.27).

8 METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN

En este capítulo se describe el procedimiento para formular el desarrollo de la investigación, el programa de inversión de la empresa, el presupuesto empleado en la ejecución del proyecto, la selección de los espacios de medición y las etapas planeadas para la ejecución de esta investigación.

8.1 INGENIERÍA DEL PROYECTO

La investigación, se inicia con una intensa revisión de la literatura académica, técnica y científica, sobre ruido en transformadores de potencia y parte de esta revisión es expuesto resumidamente en los capítulos de fundamento teórico y revisión de la literatura. Después de haber tenido comprensión sobre el tema y haber revisado diversas alternativas, se seleccionó dos enfoques sobre el control del ruido:

- a) el de control activo del ruido ANC, (Grupo I) que trata el ruido con el antisonido para modificar el campo acústico y evitar que se propague al edificio y
- b) el de control estructural del ruido, (Grupo II) que sustenta que, con la disminución de la vibración es posible la disminución del ruido, ya que el ruido es una manifestación de la energía y hay que convertirlo en otra forma de energía.

Después de definir los enfoques, se inspeccionó diversos tipos de transformadores que estaban en reparación en los talleres de Eletropaulo; se consultó a los técnicos y personal administrativo sobre precios, materiales usados, tecnología en su construcción etc. y también se realizó una visita a una empresa que fabrica transformadores para realizar consultas técnicas. Luego se iniciaron algunos cálculos teóricos y trabajos experimentales con algunos prototipos y el análisis modal en transformadores de la misma potencia pero sin carga, por estar en prueba después de las reparaciones, así como, diferentes simulaciones, cálculos teóricos y diseños.

8.1.1 ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO DEL PROYECTO

Para implementar la propuesta de "Alternativas Tecnológicas Para Minimizar Ruido en Subestaciones" fue elaborado un anteproyecto por parte de la empresa AES Eletropaulo, la cual estudió los métodos usados en la disminución del sonido y evaluó que los métodos convencionales no eran aplicables a transformadores que ya estaban en operación. Con el uso de otros métodos menos convencionales, tales como la de interferencia acústica o enclaustramiento del transformador, se podría conseguir disminuir el ruido, pero son de alto costo y traen otros problemas, tales como el de proyectar el ruido a otro espacio por la interferencia, o el del incremento de la temperatura en el caso de enclaustramiento.

Así, la disminución del ruido en un transformador se tendría que efectuar experimentando con otras tecnologías, que impliquen un menor costo y sus efectos secundarios no sean perjudiciales o acarreen otros problemas. La propuesta de invertir en la reducción del ruido se basa en la previsión de gastos que se efectuaría en el plazo de 2 años en investigación.

8.1.1.1 Fuente de financiamiento

La empresa AES Eletropaulo financió la investigación realizada para lo cual estableció un convenio con la Escola Politécnica de la Universidad de Sao Paulo para implementar un programa de Investigación y Desarrollo (I+D), lo cual significó que una parte de la inversión en la investigación se contabilizó como pago de impuestos.

8.1.1.2 Monto destinado a la investigación

El monto total destinado al proyecto de reducción del ruido fue \$150 000 (ciento cincuenta mil dólares), de los cuales 45% se destino para pagos al personal que participaba en el proyecto, 25% para compras de equipos e instrumentación, 20% en insumos y 10% se destinó para gastos no previstos.

El grupo de control estructural de ruido empleó casi el 40% en todos los gastos efectuados; el grupo de control activo del ruido empleó casi el 45% de todo el gasto y

15% se destinó para los gastos generados por la escuela politécnica y la sección encargada del proyecto de la empresa AES Eletropaulo.

8.1.1.3 Presupuesto Empleado en la Investigación

El proyecto para investigar las **Alternativas Tecnológicas Para Minimizar Ruido en Subestaciones** tuvo un plazo de dos años y en el transcurso de las actividades, el grupo de control estructural de ruido (Grupo II) tuvo gastos tales como: compra de equipos de ensayos, contrato de servicios, fabricación de dispositivos; compra de amortiguadores, compra de herramientas, y pagos al personal de ingeniería. Los gastos en el proyecto del control de la vibración fueron realizados por la empresa Eletropaulo y la inversión es mostrada en la Tabla 5. Algunos gastos fueron estimados en monto totales.

Tabla 5: Inversión en el control de la vibración en el tanque del transformador.

Ítem	Descripción	Cantidad
1	Contrato para la medición de la vibración y mostrar los resultado en ODS con la empresa Areva 01dB (diagnostico)	4000
2	Contrato para la medición del sonido y mostrar los resultado en Holografía acústica con la empresa Areva 01dB (diagnostico)	5000
3	Fabricación de 28 absorbedores dinámicos (\$180 c/u)	5040
4	Fabricación de 8 soporte para los amortiguadores (\$240 c/u)	1920
5	8 Amortiguadores viscosos (\$70 c/u)	560
6	32 Pernos de anclaje (\$8 c/u)	256
7	Instalación de los 28 absorbedores dinámicos (\$15 c/u)	420
8	Instalación de los 8 amortiguador (\$50 c/u)	400
9	Medición del nivel de presión del sonido (evaluación de resultado)	2000
10	Medición de la vibración (evaluación de resultado)	1000
11	Subvención al grupo de control de vibración en 24 meses (\$1200 por mes)	28800
12	Gastos de movilidad	500
13	Gastos en laboratorio	4000
14	2 Computadores con accesorios y gastos de mantenimiento	5000
15	Gastos adicionales	2000
	TOTAL	60896

El monto de la inversión expresado en la Tabla 5 representa los gastos del grupo de control estructural del ruido y el otro grupo que empleó el método de control activo tuvo una inversión un poco mayor a este, pero los resultados esperados con la aplicación de esta tecnología no fueron los deseados.

8.1.2 EVALUACIÓN ECONÓMICA FINANCIERA DEL PROYECTO

La importancia de este trabajo para una empresa, radica en la proposición de una tecnología para disminuir ruido con poca inversión en la tecnología y casi sin costo en el mantenimiento, ya que la disminución del ruido de un transformador de potencia es cara, siendo no menos del 2% del precio de un transformador simple por cada 1 dB que se disminuye (ver Tabla 1).

Si para reducir el ruido de un transformador se muestra un elevado costo, para cientos de subestaciones que tiene la república de Brasil, significaría una elevada cantidad de dinero para el tratamiento en todas las subestaciones eléctricas y por eso, era necesario formular una propuesta tecnológica que atendiese esta necesidad; sobre todo con los transformadores que están instalados y funcionando no es recomendable su modificación interna por el alto costo y el tiempo de vida útil que tendría en su uso.

8.2 SELECCIÓN DE LA MUESTRA

Legalmente el punto de referencia de la medición del ruido, que perturba a los habitantes que residen próximos a la subestación, es la ventana o la puerta del demandante, según sea el espacio más próximo al campo acústico. Con la medición en la ventana del demandante se comprobó que durante el día los niveles de presión sobrepasaban los 40 dB pero era menor de 45 dB, además se constató que en la noche está próximo a 50 dB; sin embargo, las normas ambientales de la ciudad establecen que en el día es permitido 50 dB y en la noche 45 dB.

El campo acústico no afecta con la misma intensidad a todos los vecinos que residen en el edificio, pues los que se encuentran a cierta altura están expuestos a mayores intensidades que en otros niveles de altura. La Figura 35 proporciona un ejemplo de cómo afecta el campo acústico a los residentes en los departamentos del edificio próximo a la subestación. Se observa que en los departamentos ubicados en

los primeros niveles de altura existe una sombra acústica causada por el muro; esta sombra al parecer estaría protegiendo aproximadamente hasta el quinto o sexto piso y un poco mas arriba no existe sombra, pero el campo acústico tiende a ser menor a mayores alturas, ya que la forma de los campos son ovalados o circulares. Se supone que es el departamento del séptimo piso el que recepciona mayor emisión del sonido.

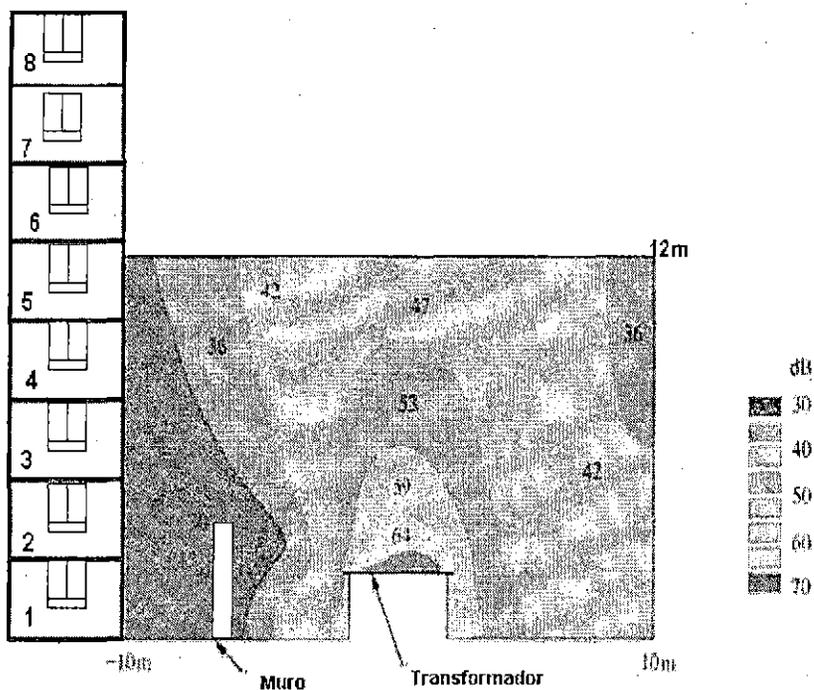


Figura 35: Superposición de la simulación de un campo acústico con un dibujo del edificio, con dimensiones proporcionales entre ambos.

El transformador en estudio es el más próximo al edificio, el campo acústico a evaluar es el que se encuentra entre el transformador y el edificio, el que fue medido mediante un plano imaginario. Las mediciones que se realizaron fueron: para el ruido, el nivel de presión sonora y, para la vibración, la aceleración de la superficie.

8.3 OBTENCIÓN Y PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN

Algunas mediciones se realizaron con los instrumentos de los laboratorios de la Escuela Politécnica y en este caso solo se contaba con dos acelerómetros y su cadena de medida para la medición de la vibración. Por otro lado, se contaba con un micrófono y su cadena de medida, pero a cargo del otro grupo de control activo del ruido ANC.

La primera medición sonora del campo acústico es realizado por una empresa particular, llamada Areva 01 dB, registrado y autorizado para emitir informes técnicos de los niveles de presión sonora (dB) y con capacidad de realizar análisis de ODS y Holografía acústica y, la segunda medición sonora del campo acústico, es realizado por la empresa dBelectronics, que también esta autorizado para emitir informes técnicos.

La metodología de esta investigación y trabajo se dividió en las siguientes etapas:

1. Medir el ruido del transformador observando las frecuencias en que se manifiesta el sonido, utilizando inclusive el método de holografía acústica;
2. Medir la aceleración en la superficie del transformador localizando las regiones de mayor vibración y utilizando inclusive la técnica de análisis dinámico o ODS;
3. Estimar la potencia irradiada del sonido a partir de las señales de aceleración y comparar con la de intensidad sonora medida con el método de holografía acústica;
4. Determinar las regiones más sensibles a la vibración y correlacionarla con el sonido;
5. Montaje de los dispositivos y medición del campo acústico y la vibración.

8.3.1 MEDICIÓN DEL SONIDO DEL TRANSFORMADOR

La evaluación del sonido es realizado con las mediciones del Nivel de Presión siguiendo los métodos de ensayo de la norma de ABNT - NBR 7277. De la observación de los tamaños de los picos en la frecuencia se determina las frecuencias más importantes del ruido irradiado. Determinadas las frecuencias de irradiación del ruido, se analiza una posible correspondencia con la vibración en las superficies del transformador.

8.3.2 VIBRACIÓN MEDIDA EN EL TRANSFORMADOR

Algunos cuidados son necesarios durante la coleta de datos pues la medición con carga y sin carga tiene diferentes amplitudes y, al respecto García (2006) [16], manifiesta que la vibración producida por un transformador sin carga eléctrica es lá

vibración provocada por la magnetostricción que es caracterizada por frecuencias armónicas múltiples de 120 Hz. Cuando hay carga, se adiciona a la vibración las de magnetización de las bobinas, caracterizada en la frecuencia de 120 Hz. En la base del tanque, la amplitud en 120 Hz es proporcional a la intensidad de corriente al cuadrado.

La medición de la vibración debe ser usando un software que grabe las señales en el tiempo, ya que existen software que solo graban las señales en frecuencia y algunos de ellos solo la parte real, perdiéndose información para realizar un cuidadoso análisis de la vibración.

8.3.3 EVALUACIÓN DEL RUIDO PRODUCIDO POR EL TANQUE USANDO LAS SEÑALES DE ACELERACIÓN

Para la instalación de los dispositivos que disminuirían el ruido emitido desde el tanque del transformador, es necesario conocer las regiones de mayor emisión de ruido y las regiones de mayor desplazamiento. Los datos de ODS deben ser procesados para determinar estas regiones de mayor desplazamiento, así como, para analizar la potencia irradiada.

El análisis del desplazamiento de la vibración, por el método de ODS, consiste en asociar vectores de desplazamiento a una malla que representa una de las paredes del tanque. Para visualizar el desplazamiento de una de las paredes del tanque se desarrolla un gráfico de desplazamiento para cada instante de un ciclo de 120 Hz, generando una animación del desplazamiento de la superficie. Un gráfico en colores de desplazamientos máximos debe ser elaborado para identificar las regiones de máximo desplazamiento.

En la parte final de esta tesis se muestran varias tablas donde se observan los valores de las mediciones, cálculos y resultados finales, además de gráficos acompañados con algunas comparaciones visuales, en dos o tres dimensiones, o valores numéricos de atenuación. Los números expuestos muestran que mayormente ocurre la atenuación o disminución del sonido, aunque en algunos puntos fue lo contrario, pues se incremento el ruido. Los resultados muestran la viabilidad de esta metodología para detectar las fuentes de sonido y la aplicación de la tecnología en la reducción de ruido de transformadores de potencia.

8.3.4 IRRADIACIÓN DEL SONIDO Y VIBRACIÓN EN LA SUPERFICIE DEL TANQUE

El análisis de la potencia irradiada por la vibración en la superficie del tanque será realizado buscando la relación entre sonido y vibración en el espacio analizado ya que la irradiación de la energía desde la superficie es importante para evaluar la relación entre sonido y vibración.

El método de holografía acústica y el método de ODS relacionan los parámetros medidos en tres dimensiones, en el tiempo y en el espacio, permitiendo un análisis visual bastante ventajoso, tanto en el dominio del tiempo, así como, en el dominio de la frecuencia. La irradiación de la energía de la superficie del transformador tiene que darse en el espacio físico en que esta se produce. La localización de las fuentes de sonido tiene que darse en todas las superficies que irradian sonido, hasta donde sea posible obtener información.

8.3.5 INSTALACIÓN DE DISPOSITIVOS PARA LA REDUCCIÓN DEL RUIDO

Para la instalación de los dispositivos para la reducción de la vibración y el ruido, se tienen que diseñar el montaje de estos dispositivos y al mismo tiempo se tiene que tener un procedimiento para evaluar el comportamiento de los dispositivos después de ser instalados.

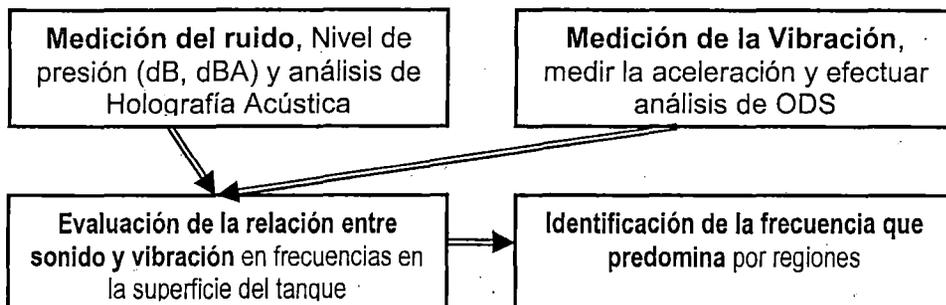
Para evaluar el funcionamiento de los dispositivos para la reducción del ruido se tiene que medir el campo acústico y la vibración irradiados por el tanque del transformador, antes y después de colocar los dispositivos para su reducción.

Los resultados deben ser mostrados en valores de atenuación del campo acústicos, teniendo como referencia el espacio por donde se emite el ruido al edificio vecino. Las conclusiones serán formuladas en función de los resultados obtenidos, describiendo, no solo, los resultados cuantitativos, sino también comentando la metodología implementada, ya que en la revisión de la literatura técnica y científica, no se encontró información sobre este tema.

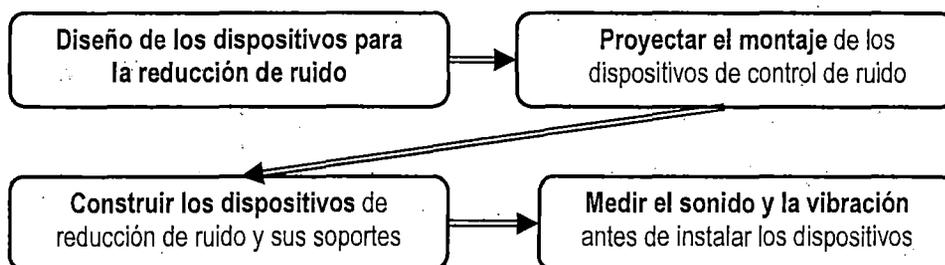
La Figura 36 muestra un diagrama que ilustra la metodología empleado es esta investigación e implementado en el siguiente capítulo.

Diagrama de la metodología de investigación

Diagnóstico



Diseño



Implementación

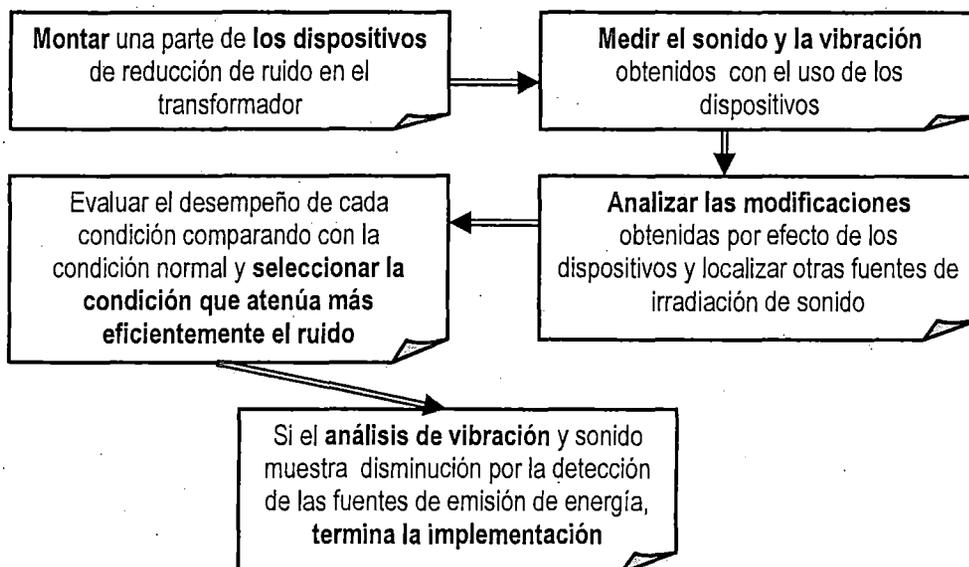


Figura 36: Diagrama de bloques de la metodología de la investigación

9 ASPECTOS ADMINISTRATIVOS

La particularidad de esta investigación es que intervienen representantes de diversas instituciones, todos relacionados con la necesidad de resolver los problemas de contaminación sonora o los afectados por esta, los grupos son:

- Los representantes de la empresa AES Eletropaulo que pertenece a la empresa norteamericana AES Corporation y que se ve en la necesidad de invertir en un proyecto de Investigación y Desarrollo (I+D), destinando una cantidad fija de dinero para la investigación y un plazo para la culminación del proyecto, para atender la demanda de la disminución del ruido.
- El grupo de investigadores de la Escuela Politécnica de la Universidad de Sao Paulo, encargados de realizar el trabajo de investigación, sometido a las normas legales de Brasil y normas de los proyectos de I+D. Este se subdividió en: grupo de control activo acústico y el de control estructural de vibraciones.
- Los representantes del estado a través de la Agencia Nacional de Energía Eléctrica – ANEEL, quienes supervisan el proyecto de investigación y evalúan la labor de AES Eletropaulo y de la Escuela Politécnica, emitiendo un informe a las instituciones interesadas.
- Los representantes de las instituciones tributarias, debido a que una parte de los pagos de los impuestos se destinan a la subvención de la investigación en los proyectos de I+D.
- Los representantes del poder judicial, que intervienen para que los problemas de contaminación sonora sean atendidos.

9.1 CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES

El programa de actividades realizados en la investigación en función de intervalos de tiempo mensuales son expuesto en la Tabla 6, la programación comprende 2 años empleados en la investigación, siendo corto para obtener resultados perfeccionados.

Tabla 6: Cronograma de actividades de la investigación

Mes ⇒ Actividad ↓		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
1	Revisión de la literatura académica, técnica y científica	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
2	Inspección y consulta técnica de transformadores en talleres			X																					
3	Inspección y consulta técnica de transformadores en Fabricas				X																				
4	Mediciones preliminares de ruido y vibración de transformadores				X																				
5	Análisis modal en un transformador de potencia					X																			
6	Medición del ruido por el método de holografía acústica						X	X																	
7	Medición del ruido por el método de ODS						X	X																	
8	Procesamiento de las señales y análisis de los resultados								X	X	X														
9	Simulaciones de funcionamiento de un tanque de transformador usando el método de elementos finitos									X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X					
10	Selección de la tecnología a aplicar para la disminución de la vibración											X													
11	Evaluación del funcionamiento de amortiguadores viscosos en la base											X													
12	Simulaciones del funcionamiento de un absorbedor dinámico usando el método de elementos finitos												X	X											
13	Diseño de un prototipo de absorbedor dinámico													X											
14	Fabricación del primer prototipo y prueba experimental - laboratorio														X										
15	Prueba del primer prototipo instalando en el transformador															X									
16	Evaluación de los resultados obtenidos del primer prototipo															X									
17	Diseño del segundo prototipo de absorbedor dinámico																X								
18	Localización de las fuentes de ruido en la superficie del absorbedor dinámico									X	X	X	X	X	X	X									
19	Simulación del diseño de un segundo modelo de absorbedor dinámico por el método de elementos finitos															X	X								
20	Simulación del funcionamiento de varios absorbedores dinámicos instalados en las paredes del tanque																X	X	X	X					
21	Fabricación de absorbedores, compra de amortiguadores , fabricación de sus soportes																				X	X			
22	Instalación de los amortiguadores y absorbedores dinámicos en el transformador																						X		
23	Mediciones del campo acústico y las vibraciones en la superficie del tanque del transformador																						X		
24	Procesamiento de las señales y evaluación de los resultados																							X	
25	Exposición de los resultados																								X

La exposición de los resultados culmina con un informe técnico que resume el conjunto de actividades y expone detalladamente los resultados.

9.2 ASIGNACIÓN DE RECURSOS

Los recursos asignados a la investigación son:

- Recursos humanos permanentes: compuesto por el personal de la escuela politécnica y el personal que supervisa el proyecto
- Recursos humanos no permanentes: personal contratado para el servicio de medición de señales de vibración y sonido, personal técnico de la empresa AES Eletropaulo que colabora con el montaje y mediciones en las intervenciones en el medidor
- Recurso de materiales: los dispositivos empleados para la atenuación del sonido, instrumentos y equipos de medición y herramientas.

9.2.1 RECURSOS HUMANOS

El enfoque definió a dos grupos de investigación y la composición de cada grupo se describe a continuación, así como otras personas que participaron del proyecto:

- Grupo de control activo del ruido; estaba compuesto por dos profesores y dos estudiantes de pos grado de la especialidad de ingeniería eléctrica y electrónica de la Escuela Politécnica. Con los resultados de la investigación se formularon dos tesis de maestría correspondiente a cada uno de los estudiantes.
- Grupo de control estructural del la vibración y del ruido; estaba compuesto por dos profesores y dos estudiantes de pos grado de la especialidad de ingeniería mecánica, de la Escuela Politécnica. Con los resultados de la investigación se formularon una tesis de maestría y otra de doctorado correspondiente a cada uno de los estudiantes.
- Un coordinador general, representante de la escuela politécnica, el cual es un profesor especializado en el tratamiento de ruido sonoro.
- Un coordinador representante de la empresa AES Eletropaulo.
- Un supervisor general representante de la empresa AES Eletropaulo.
- Los técnicos de la empresa AES Eletropaulo, encargados de apoyar las mediciones e instalaciones de los dispositivos. Dos en las mediciones y cuatro en la instalación de los dispositivos, todos técnicos electricistas.

- Personal contratado para las mediciones de la vibración y ruido. La empresa Areva 01 dB empleó a dos ingenieros encargados en la medición, y el personal de la empresa dBelectronic empleó un ingeniero y un técnico en la medición.
- Un supervisor de seguridad en algunas actividades que se consideró pon algún tipo de riesgo, siendo un ingeniero eléctrico.
- Personal técnico contratado para la fabricación de los dispositivos, fueron dos técnicos mecánicos

9.2.2 RECURSOS MATERIALES

Para realizar la investigación teórica se contó con La Biblioteca Especializada de Ingeniería Mecánica, Mecatrónica y Naval, La Biblioteca Especializada de Ingeniería Eléctrica y Electrónica, y la más importante, La biblioteca virtual de la Universidad de Sao Paulo que tiene acceso a las revistas científicas de ASME, IEEE, Elsevier, etc, usando un computador instalado en la red de la universidad. En todos los ambientes de la universidad había acceso a la Internet, pero solo se accede con el registro de IP que la universidad tiene el control, parte de los artículos seleccionados están en la lista de la bibliografía.

Se contó con dos computadores Pentium IV, proporcionados por la empresa AES Eletropaulo, con su respectiva impresora. La universidad destina ambientes apropiados para realizar los trabajos de investigación todos los días de la semana y sin restricción en el horario; es decir, con un permiso de ingreso gestionado en la dirección de la escuela se podía ingresar los domingos, feriados y también a cualquier hora de la noche, siempre reportándose y firmando el horario de ingreso en la vigilancia.

Se fabricaron 28 absorbedores dinámicos y se compró 8 amortiguadores viscosos de la marca Monroe, modelo 54388, utilizado para Camiones Ford F4000. Se fabricaron las bases para instalar los amortiguadores viscosos con planchas metálicas y se fabricaron la base de los absorbedores dinámicos con un material llamado Celeron y además se compró 4 galones de un pegamento epóxico para su instalación.

Las dimensiones del amortiguador y del absorbedor dinámico, son expuestas en el siguiente capítulo de manera detallada, dedicándose una sección para cada uno de estos elementos.

Un listado de herramientas y materiales usados en la instalación de los dispositivos para la reducción del ruido es mostrado en la Tabla 9.

Se contó con algunos instrumentos para la medición de las mediciones con la que se realizó el análisis modal de un transformador y otras mediciones de evaluación de funcionamiento de los prototipos de absorbedores dinámicos y sintonización de los absorbedores dinámicos.

9.2.2.1 Instrumentos usados para la adquisición de señales de vibración

La relación de instrumentos usados para la colecta de señales de vibración es descrita con sus respectivas especificaciones técnicas:

- **Transductor acelerómetro piezoeléctrico fabricado por PCB**

- Tipo 353B02;
- Sensibilidad en el voltaje: $2,04 \text{ mV/ms}^{-2}$;
- Rango de temperatura: -54 até $+121$ °C;
- Banda útil de frecuencia: $(\pm 5\%)$ 0 hasta 7000 Hz
 $(\pm 10\%)$ 0,7 hasta até 10000 Hz
- Frecuencia de resonancia: mayor que 38 kHz;
- Amplitud de linealidad ± 10 ;

- **Amplificador de carga y acondicionador, fabricado por PCB piezotronics;**

- Modelo 480B10;
- Sensibilidad de -10 hasta $+10$ V;
- Aplicable en bajas y altas frecuencias;
- Banda de temperatura 0 hasta 50 °C;

- **Filtro de pasa baja Butterworth de 6to orden**

- Amplificación variable de 1 – 5 – 10 – 50 – 100 y 500;
- Frecuencia de corte variable de 100 – 2K - 5K e 10 KHz;
- Límites de exposición de señales de salida $\pm 11V$. Con alimentación de la red eléctrica;

- **Convertor de señales A/D:**

- Fabricado por la National Instruments
- Modelo: DAQpad – 6070E
- Resolución de 12 bits ADC,
- Terminales analógicos son 16.
- Conectores de entrada: unipolares (0 hasta 10 V.) y bipolar (-5 hasta +5V.).
- Precisión depende de la aplicación de la amplificación de la señal de entrada,
 - De 0 a 10 V. Posee un amplificador de 1 – 2 – 5 – 10 – 20 – 50 y 100;
 - De -5 a 5 tiene un amplificador de 0,5 - 1 – 2 – 5 – 10 – 20 – 50 y 100 para diversos niveles de señales.
 - Tasa máxima de muestra (para un canal) es igual a 1,25 MS/s.

Para el uso de los acelerómetros en el laboratorio, se contó con una batería que alimentaba a todo el sistema de la cadena de medida, incluyendo al computador, ya que al conectarse a la red eléctrica el computador, se introducía ruido eléctrico cuando se colectaban las señales de vibración, dificultando una correcta toma de muestra.

10 PROCEDIMIENTOS Y RESULTADOS

En este capítulo se describe la ejecución del trabajo de investigación. Para la medición de la vibración en el tanque y la emisión de sonido de la superficie del transformador se contrató a una empresa especializada 01 dB, que realiza servicios de mediciones y consultorías en este tema. Los instrumentos y software que contaba el grupo eran insuficientes para las mediciones de las vibraciones y del sonido. La necesidad de la contratación de esta empresa, no solo fue por las limitaciones de los instrumentos de medición, sino también, era importante el informe técnico del campo acústico, en las condiciones de operación del transformador en estudio, para las entidades que supervisan esta labor. Los informes técnicos que se emiten, son remitidos a otras entidades, que supervisan las actividades que se realizan, para la disminución de la contaminación sonora y la inversión en la investigación.

La empresa contratada, especializada en vibración y sonido, se llama "01 dB", perteneciente al grupo Areva, que es una empresa francesa que realiza proyectos, fabricación e inversiones en empresas eléctricas, la cual es la competencia del grupo de Asea Brown Boveri (ABB), en el área de electricidad y electrónica. La medición de la vibración fue para realizar el análisis de ODS con el software exclusivo de la empresa y mostrar las deformaciones del transformador en el tanque y el sistema de enfriamiento, mayormente compuesto por radiadores. La otra medición fue del nivel de presión sonora para realizar el análisis de holografía acústica.

Las mediciones del ruido y vibración, fueron realizadas con tecnología moderna y software exclusivos que cuestan por encima de 5 000 dólares la licencia de uso por año. En el intercambio de información con los consultores, la empresa manifestó no tener una propuesta de tecnología para la disminución de ruido en transformadores instalados en subestaciones, sin embargo, la matriz de esta empresa, que se encuentra en Francia, está realizando trabajos de investigación para disminuir los

ruidos de los transformador de potencia con modificaciones en el núcleo. Las recomendaciones para estos casos fueron que se aplique los métodos de control pasivo que utiliza barreras acústicas para el desvío de las ondas de sonido a otras direcciones, para que el ruido no incomode a los moradores del edificio vecino.

A continuación se describe el procedimiento para la medición del ruido y la vibración, así como, el diagnostico de los resultados con algunos detalles de cómo se realizaron las mediciones y cómo se evaluaron los resultados.

10.1 MEDICIÓN DEL RUIDO Y LA VIBRACIÓN DEL TRANSFORMADOR

Las mediciones del sonido fueron realizados en tres días y las de vibraciones en dos días considerando las condiciones apropiados del horario, porque la carga eléctrica solicitada por las mañanas es mayor que las solicitadas por las tardes. Modificándose los valores según la carga eléctrica emitida, se priorizó la colecta hasta el mediodía.

La medición del sonido fue realizado de dos modos:

- La medida del nivel de presión y
- El análisis de holografía acústica de la face libre o que no tiene interferencia de reflexión del sonido.

La medición de la vibración fue realizada en tres partes:

- En la superficie del tanque
- En los radiadores
- En los soportes tipo carrito del tanque

Las posiciones donde se realizaron las mediciones del transformador en estudio son descritas en la Figura 37, donde se indica las faces del tanque del transformador, pero no se visualiza la base del transformador que está opuesto a la tapa del transformador.

Las denominaciones que describen los espacios de medición donde se realizaron las colectas de señal fue organizado considerando la posición del tanque con respecto al edificio y a la calle y, su denominación, se describe a continuación:

- Face frente al edificio
- Face frente a la calle
- Face opuesta al edificio
- Face opuesta a la calle
- Base del transformador
- Tapa del tanque

A partir de estas denominaciones se realizaron los comentarios de diagnóstico y resultados de esta tesis.

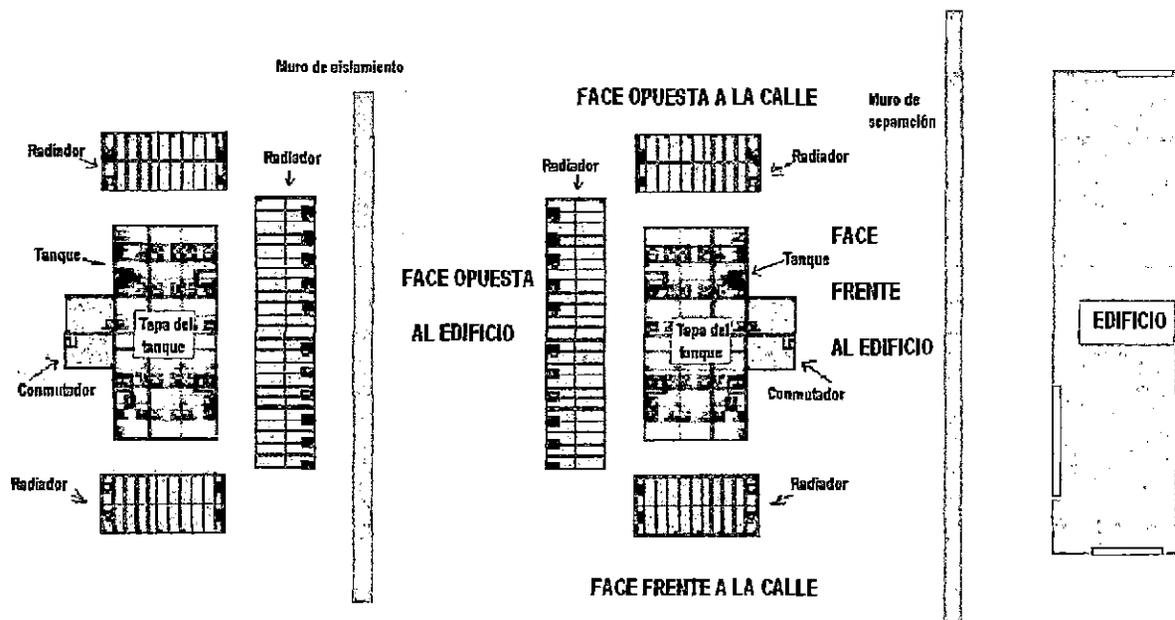


Figura 37: Dibujo de la vista de planta de la subestación mostrando la posición de los transformadores y su denominación de los espacios de medición de las señales

Para la medición del ruido y la vibración en el tanque del transformador fue elaborado un informe de procedimientos, que describía las actividades y los instrumentos usados en la medición del ruido del transformador. El procedimiento fue formulado por la empresa 01 dB y aprobado por la empresa Electropaulo y, para su ejecución, se destinó material, equipo de protección, herramientas, personal técnico y de seguridad.

El procedimiento empleado en la medición del ruido y la vibración se describe resumidamente a continuación:

- **Medición del nivel de presión del sonido**, para la medición inicial del sonido fueron colectadas señales del nivel de presión, para el cual fueron seleccionados 5 puntos por cada face para la colecta de la señal (frente a las 4 faces del tanque), a 0,3 m de la estructura y una fue frente a los radiadores. Estas mediciones fueron realizadas con un solo micrófono.
- **Medición de las fuentes de sonido usando la metodología de holografía acústica**, fueron usados 12 micrófonos por medición y se determinó que solo se podía medir 1 face de la pared del tanque que no tenían superficies de reflexión del sonido; era la única face con superficie libre, (Face frente al edificio). Para la medición, los micrófonos fueron colocados en superficies de apoyo, a 0,175 m de distancia entre micrófonos, a lo largo y a lo alto, por lo que fue necesaria una estructura metálica para el desplazamiento y posicionamiento de las personas encargadas de instalar los micrófono; además, se usaron reglas grandes y otros dispositivos para sujetar los micrófonos y mantenerlos fijos en cada medición.
- **Medición de la vibración del tanque**, los sensores usados fueron nueve acelerómetros en cada medición, siendo 8 móviles y uno fijo a un punto. Los acelerómetros tenían una base de imán para su rápida instalación en las superficies metálicas. La distancia de los puntos de medida fue de 1 m entre ellos, comenzando desde un extremo inferior de la face y terminando en el otro extremo, para el cual el distanciamiento separación entre los puntos de medición fue menor a 1 m. Para la instalación del sensor fue usada una escalera en algunas alturas.
- **Medición de la vibración de los radiadores**, los 8 sensores móviles fueron colocados entre 0.5 a 1 m de distancia entre ellos, comenzando desde un extremo de referencia; pero existían espacios vacíos entre los paneles, por eso no se dio un distanciamiento constante entre las mediciones. También se utilizó una escalera para la instalación en ciertas alturas.
- **Medición de los carritos soportes del transformador**, se realizó mediciones considerando tres grados de libertad (movimiento en tres ejes) para los cuatro soportes del tanque.

Para las mediciones, la distancia de los cables BNC, que trasladan las señales desde el sensor hasta la placa de adquisición, era de 25 m por cable. La placa de adquisición y el computador tenía que estar distante no menos de 15 m en un espacio que no tenga riesgo ni para los instrumentos, ni para las personas.

Por norma de seguridad se tiene que desconsiderar cualquier tipo de medición por encima del tanque, es decir, no se midió ni ruido ni vibración en la tapa del tanque.

La colocación de los micrófonos y sensores debe ser efectuado por el personal técnico de Eletropaulo, ya que no es autorizado que otras personas tengan contacto con la estructura del transformador cuando se encuentra en funcionamiento.

Como fue mencionado en el capítulo, de revisión de la literatura especializada, la fuente del ruido se encuentra en el núcleo y sus bobinas, donde se producen las vibraciones y el ruido, propagándose a la estructura del transformador. Un dibujo que esquematiza el efecto de las vibraciones y el sonido en el transformador es expuesto en la Figura 38, donde se incluye un breve esquema sobre la instalación de un acelerómetro que mide la aceleración de la superficie de la estructura y un micrófono que mide el sonido emitido. Los sensores son mostrados con sus respectivas cadenas de medida. En la cadena de medida se muestra que las señales colectadas por los sensores pasan por los filtros y de ahí a la placa de adquisición donde la señal analógica se convierte en señal digital; posteriormente las señales son incorporadas al computador, en donde se procesan las señales usando el software respectivo para obtener los resultados en imágenes y gráficos con sus respectivas tablas de valores.

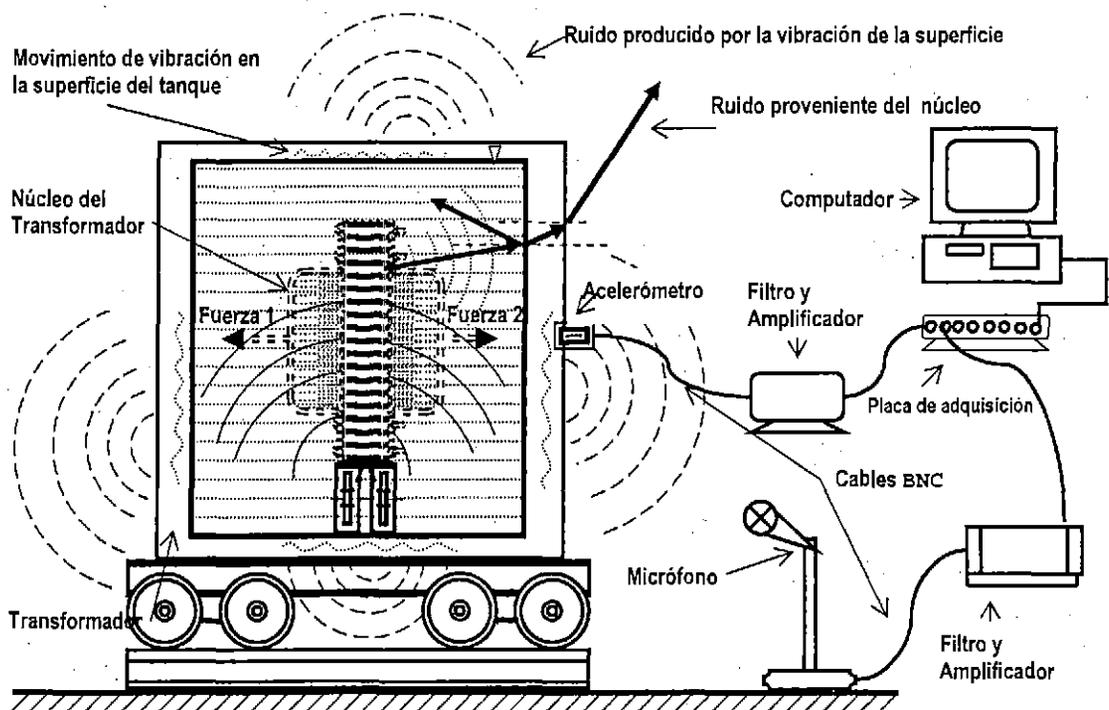


Figura 38: Dibujo de la sección de un transformador mostrando los efectos de vibración y ruido, también se muestra los instrumentos de medición.

Después de haber realizado las mediciones de vibración y sonido, la empresa *01 dB* demoró mes y medio para entregar los resultados. Los resultados fueron expuestos en algunas gráficas en colores que ilustraba las fuentes de sonido y figuras en movimiento que ilustraba los efectos de la vibración en las superficies. A continuación se expone los resultados con comentarios sobre el diagnóstico.

10.2 MEDICIÓN DEL SONIDO

La evaluación del ruido es realizada midiendo los niveles de presión siguiendo el método de ensayo de la norma de ABNT - NBR 7277. La medición del sonido fue por niveles de la presión y por holografía acústica.

Las medidas del nivel de presión fueron realizadas a 0.3 m del transformador, el tiempo empleado en la muestra fue de 40 segundos por cada señal, colectando varias muestras en cada medición, los resultados de la medición son señales promedios que el software lo procesa y los muestra en valores globales y en el dominio de la frecuencia.

La medición del sonido por holografía acústica es a 0.1 m de la superficie y con varios micrófonos simultáneamente, se trata de la medición del nivel de presión del sonido, considerando la señal en tres dimensiones.

10.2.1 MEDICIÓN DE LOS NIVELES DE PRESIÓN FRENTE A LAS PAREDES DEL TRANSFORMADOR

Las señales de ruido fueron colectados en cinco puntos diferentes en cada face, todos frente a la pared del tanque y el de mayor emisión de sonido fue en la face frente al edificio. Las señales de la face frente al edificio son mostradas en la Figura 39. En los resultados, se observan los picos de los espectros, notándose que el mayor nivel de presión está en la frecuencia 120 Hz, (ver círculo de rojo, el pico estaría por 83 dB) y sus armónicas de 240 Hz, 360 Hz, 480 Hz y 600 Hz tienen menor amplitud. Este pico es el más audible por las personas afectados por el ruido del transformador, por lo que es la señal más importante.

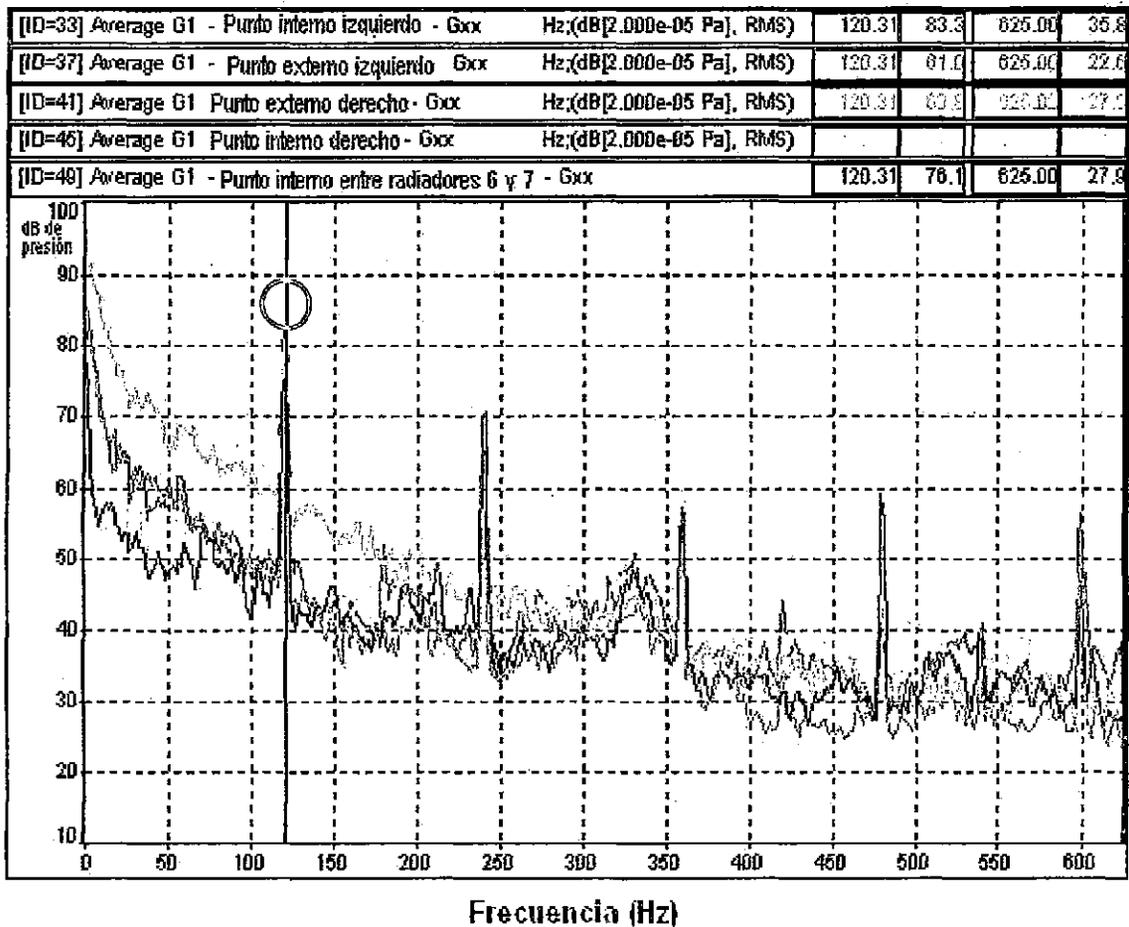


Figura 39: Espectro de niveles de presión del ruido emitido por el transformador.

Los transformadores que están en operación no operan con carga eléctrica constante, la carga se modifica según la demanda. El ruido es afectado por la carga eléctrica y por otros ruidos externos, pero en la frecuencia de 120 Hz el ruido corresponde esencialmente al irradiado por el transformador.

10.2.1.1 Comportamiento del ruido en función de la demanda de energía y su horario

La relación del ruido con la carga eléctrica se muestra con mediciones temporales del ruido de un transformador de 500 MVA de la Empresa Eléctrica FURNAS, encargada de convertir la corriente continua a corriente alterna la energía que proviene de las central hidráulica de Itaipu, localizada en la frontera de Brasil y Paraguay, para enviarlo a las subestaciones de la ciudad de Sao Paulo. La distribución de la

electricidad a las residencias y fábricas es administrada por la empresa eléctrica Eletropaulo.

Las amplitudes de las señales de sonido en 120 Hz son mostradas en la Figura 40. En ella se observa que el pico de la amplitud asume diferentes valores conforme al horario. Las medidas fueron registradas cada 3 horas a partir de la cero hora, de lunes a viernes, en la fecha del 13 al 17 de Noviembre. El día 15 de noviembre fue feriado y los registros muestran diferencias relevantes. En los días útiles la demanda cambia según el horario, por eso, las amplitudes son diferentes, siendo menor entre la madrugada y la mañana y mayor entre la tarde, aumentando para la noche, manteniéndose la tendencia del comportamiento entre un día y otro. De los datos de la Figura 40, se considera el uso del promedio de las medidas de las muestras, como fuente de información para los cálculos, considerando el intervalo de error según el horario. Por ejemplo, a las 24:00 horas el intervalo de error es 2 dB y a las 18:00 horas el intervalo de error es de 4,5.

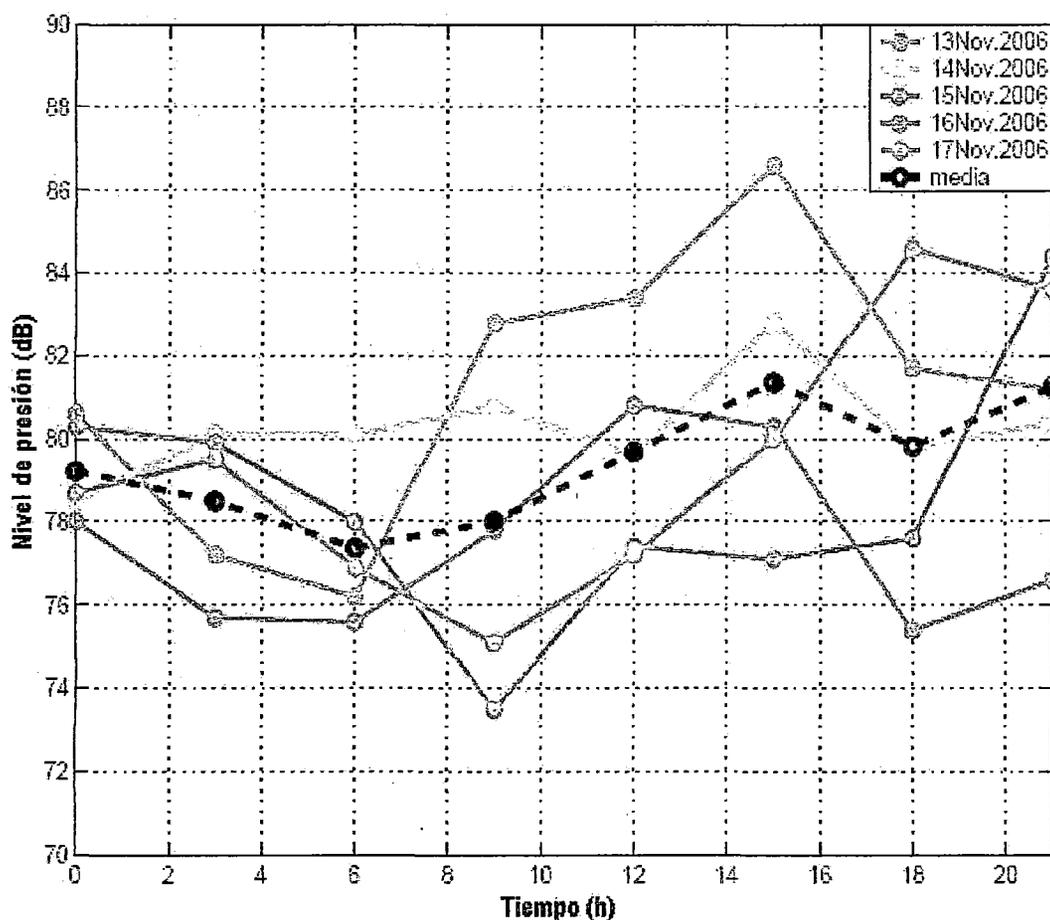


Figura 40: Niveles de presión sonora de 5 días de medición, y los valores medios.

Es importante para la evaluación de la atenuación del ruido, considerar el promedio para las mediciones del ruido, según el horario, por ejemplo, si en un día laborable se mide a las 9 h, el nivel de presión del ruido sería aproximadamente 78 dB y a las 15 h de la tarde sería aproximadamente 81,7 habrá una diferencia de 3,7 dB siendo valores exponenciales y una significativa diferencia de dB como energía.

10.2.2 HOLOGRAFÍA ACÚSTICA, DETECCIÓN DE LAS FUENTES DEL SONIDO EN UNA FACE DEL TANQUE

Para evaluar las regiones que emiten mayor ruido, (fuentes de sonido), se realizaron las mediciones de holografía acústica en pequeñas regiones de la face del tanque.

La frecuencia de muestra de las señales del sonido fue de 25,6 kHz, teniendo una banda útil de 3,4 kHz. Para la medición se usaron 12 micrófonos en 445 posiciones de medición en la face. En la colecta de datos, la posición de cada micrófono fue a 0.1 m de distancia de la superficie del tanque y la separación entre micrófonos fue de 0.175 m en su longitud y su altura. En las mediciones se tenía 11 micrófonos que se desplazaban y un micrófono permanecía fija en un extremo del tanque.

La face de medición del sonido fue la face frente a los edificios, por no tener obstáculos al frente de la superficie, que refleje las ondas de sonido (espacio libre). La Figura 41, muestra algunos resultados del análisis de holografía acústica y en el lado derecho se observa un rectángulo de color rojo, dibujado sobre la foto del transformador, que delimita la región analizada por la holografía acústica. En la Figura 41 a y c, donde está la imagen resultado de la medición, resume en un plano de dos dimensiones las intensidades del Nivel de Presión del Sonido que se encuentran con su respectiva barra de colores e indican el nivel de presión en la superficie del tanque por regiones.

Observando los resultados, indicados con los tonos de colores, se nota que las regiones de color rojo se encuentran a: 86 dB en la Figura 41-a y 89 dB en la Figura 41-c. En la Figura 56 se encuentra otros resultados de la holografía acústica.

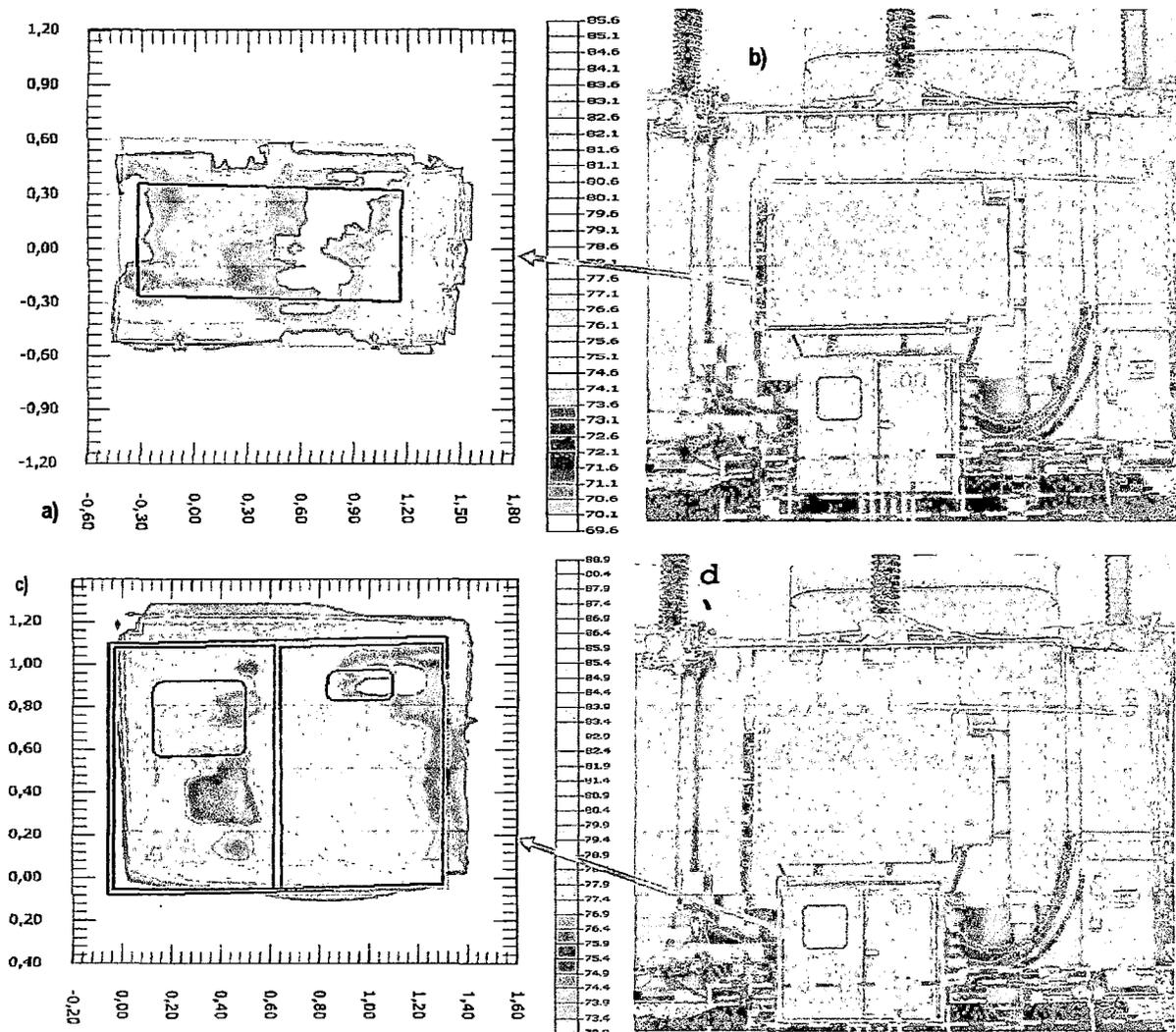


Figura 41: Resultados de la medición holográfica a) imagen mostrando las intensidades del sonido encima de la caja del conmutador b) foto indicándose la región analizada c) imagen mostrando las intensidades del sonido debajo de la caja del conmutador d) foto indicándose la región analizada.

Los resultados del análisis de holografía acústica indican que la zona de mayor emisión está en algunas regiones de las paredes del tanque, en la frecuencia de 120 Hz. En la Figura 41-a, se observa que las mayores emisiones de sonido están en la región roja (próximo a 86 dB), que está localizada al lado derecho de la caja del conmutador. En la Figura 41-c se observa que las mayores intensidades indicadas con el color rojo (próximo a 89 dB) se encuentran en la parte superior izquierdo de la caja de llaves.

10.2.3 DIAGNOSTICO DE LOS RESULTADOS DE LA MEDICIÓN DEL SONIDO

La medición del sonido por puntos muestra que los mayores niveles de sonido se encuentran frente a las paredes del tanque del transformador que esta posicionado frente al edificio. Las mediciones se realizaron frente al transformador a no más de 2 m de altura, pero hubiera sido interesante tener mediciones encima del muro que separa la subestación del edificio.

Las señales de los niveles de presión del sonido muestran que la mayor amplitud del sonido está en 120 Hz, y los otros picos significativos son frecuencias armónicas de 120 Hz. Se deduce que 120 es la frecuencia fundamental del sonido y sus armónicas dependen de esta frecuencia, lo que quiere decir que si se disminuye o desaparece esta frecuencia sus armónicas disminuyen o desaparecen.

La medición por holografía acústica localizó fuentes de sonido en algunas regiones de la superficie del transformador; por ejemplo, observando la Figura 41-a se localiza una fuente de sonido en el lado derecho y superior del conmutador y en la Figura 41-c en el lado izquierdo y debajo de la caja del conmutador, con una emisión mayor de sonido, pero en un espacio pequeño y poco accesible. La caja de instrumento de medición eléctrica instalada debajo del conmutador es quien emite el ruido, pero es por influencia de la vibración de la pared del tanque.

El método de análisis por holografía acústica, localiza las fuentes de sonido en superficies planas y libres, siendo inaplicable en superficies curvas o rodeadas de cuerpos al frente de la superficie en medición. Solo se podía aplicar en una de las faces del tanque, siendo inaplicable en las demás superficies del tanque, porque las demás faces están rodeadas por radiadores y en la base por el suelo. En la tapa del tanque no es posible hacer ninguna medición por normas de seguridad.

En la medición del sonido tiene que considerarse, no solo el nivel de presión, sino también, el horario y la carga de intensidad de corriente del transformador, así como, la posición física donde fue medido, indicándose la separación de la superficie medida y la altura desde un sistema de referencia.

10.3 MEDIDAS DE LA VIBRACIÓN DEL TRANSFORMADOR

Para evaluar la intensidad de la vibración en un transformador de 30 – 40 KVA fueron colectados señales de aceleración en la superficie del transformador. En las mediciones se colectaron 110 señales de aceleración en las paredes del tanque, 28 en la base y 19 en los soportes móviles (carritos) además de 175 en los demás componentes del transformador, totalizando 332 puntos de medición, usándose 9 acelerómetros simultáneamente en cada medición.

La frecuencia de muestra usada en la medición fue de 12,8 *kHz* para todos los acelerómetros. Al igual que en la adquisición de datos para la holografía acústica en las señales de vibración, también se tenía un sensor fijo que acompañaba a las otras mediciones que desplazaba los sensores.

10.3.1 MEDICIÓN GLOBAL DE LA VIBRACIÓN EN FRECUENCIA

La señal de correlación cruzada, se obtiene de la correlación de una señal con respecto a otra señal y en este caso ambas son señales de vibración. Para la evaluación de la manifestación de la energía en el dominio de la frecuencia se correlaciona cada una de las mediciones con respecto a la medición de la señal fija que acompañaba en cada medición.

Una evaluación resumida de las mediciones de la vibración es la señal promedio de la correlación cruzada de todas las señales medidas. La Figura 42 muestra los resultados de la medición de la vibración, en el dominio de la frecuencia. En los espectros de la señal de vibración, se observa que el mayor pico está posicionado en la frecuencia principal de 120 *Hz*, coincidiendo con el diagnostico del ruido.

Observando la señal promedio de la correlación cruzada, se nota que tienen un pico que está de 10 hasta 100 veces más alto que los otros picos, demarcando la importancia de la manifestación de la energía a 120 *Hz*, coincidiendo con la frecuencia crítica del sonido.

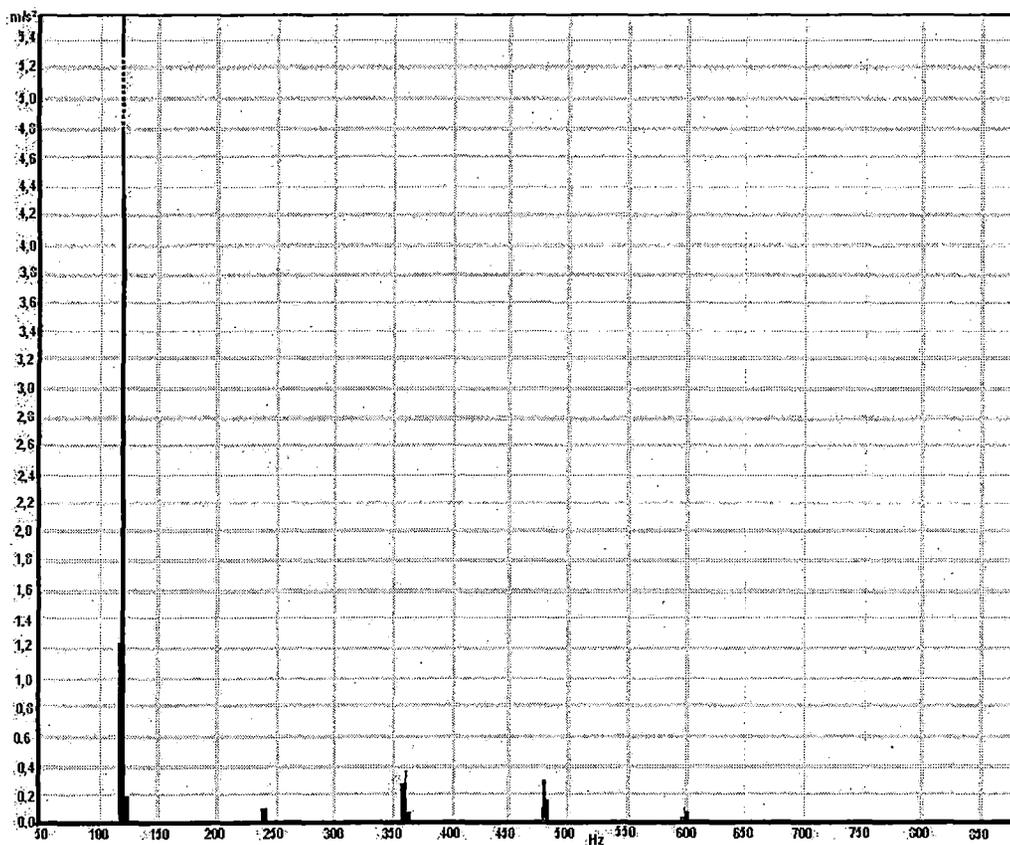


Figura 42: Señal promedio de la correlación cruzada de todos los espectros de frecuencia colectados del tanque del transformador

10.3.2 DESPLAZAMIENTO DE LA SUPERFICIE DEL TRANSFORMADOR EN OPERACIÓN

Con el objetivo de interpretar el comportamiento de las ondas de desplazamiento, que se producen en la superficie de la estructura, se crea un modelo geométrico del transformador usando software de elementos finitos, de manera que, todas las superficies que representan el transformador se encuentren unidas y, con esta figura, se pueda simular el movimiento del conjunto al aplicarle una fuerza o un desplazamiento.

Determinada la frecuencia principal de la vibración (120 Hz y sus armónicas según la Figura 42), las señales de aceleración son procesadas con la doble integración y, con la transformada de Fourier, se obtiene la señal en toda la banda de frecuencia; luego, se separa solo las señales que pertenecen a una banda estrecha de frecuencia y con la inversa de la transformada de Fourier se obtiene el desplazamiento

de cada punto. Primero se considera solamente el desplazamiento en la frecuencia de 120 Hz para las simulaciones, después en 240, 360 y 480 Hz cada uno por separado. Las señales de desplazamientos usados son ondas del tiempo que pertenece al punto donde fue colectado, la cual se considerará en la simulación, aplicándolo a la figura geométrica de manera simultánea y organizada en la simulación.

Al aplicarse las señales de desplazamiento al modelo tridimensional del transformador, se obtiene la deformación de la superficie en estudio y como la señal de desplazamiento se modifica en el tiempo, se produce deformaciones que cambian con el transcurrir del tiempo, siendo posible observar los resultados del software observando las deformaciones en el espacio y en el tiempo en el modelo geométrico. A esta metodología de análisis se le llama ODS (Operational Deflection Shape). La Figura 43 muestra el modelo geométrico del tanque en tres vistas y un dibujo en perspectiva en esta figura, en donde se observa que, los radiadores de refrigeración, están frente a tres de las cuatro paredes del tanque.

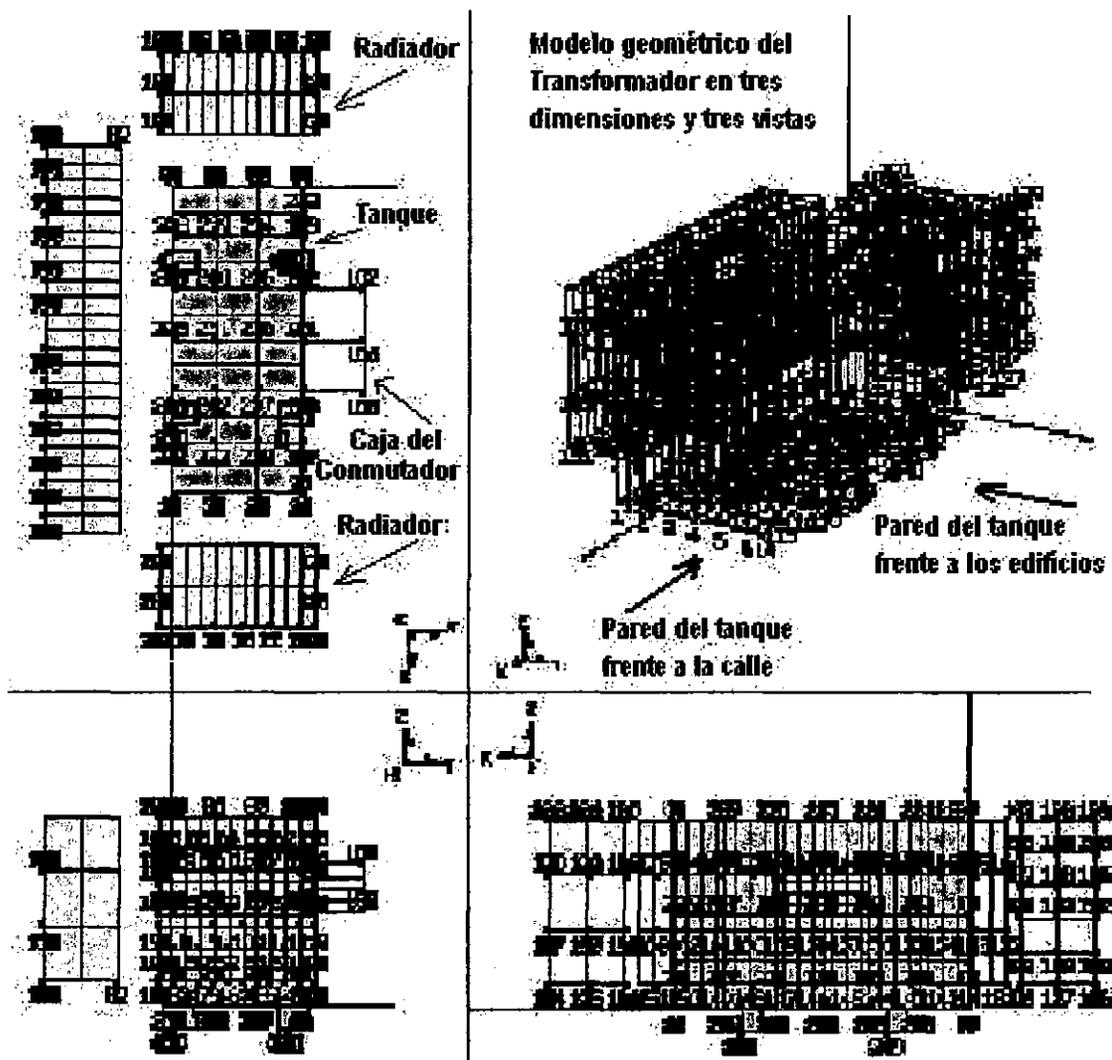


Figura 43: Modelo geométrico del transformador para el análisis de ODS.

La metodología de análisis de ODS muestra los desplazamientos de los puntos de la superficie en función del tiempo y compara el desplazamiento de un punto en relación a los otros puntos, informando la posición de cada punto y del conjunto de ellos; de este modo se caracteriza las ondas que atraviesan la superficie y las regiones de mayores y menores desplazamientos.

La empresa 01 dB usa un software que desarrolla los modelos geométricos y procesa las señales, incorporando las señales de desplazamiento en sus respectivos puntos. Los resultados de ODS generalmente son mostrados en animaciones. Un instante de desplazamiento de la superficie es mostrado en la Figura 44, en ella se observa el desplazamiento de algunas regiones.

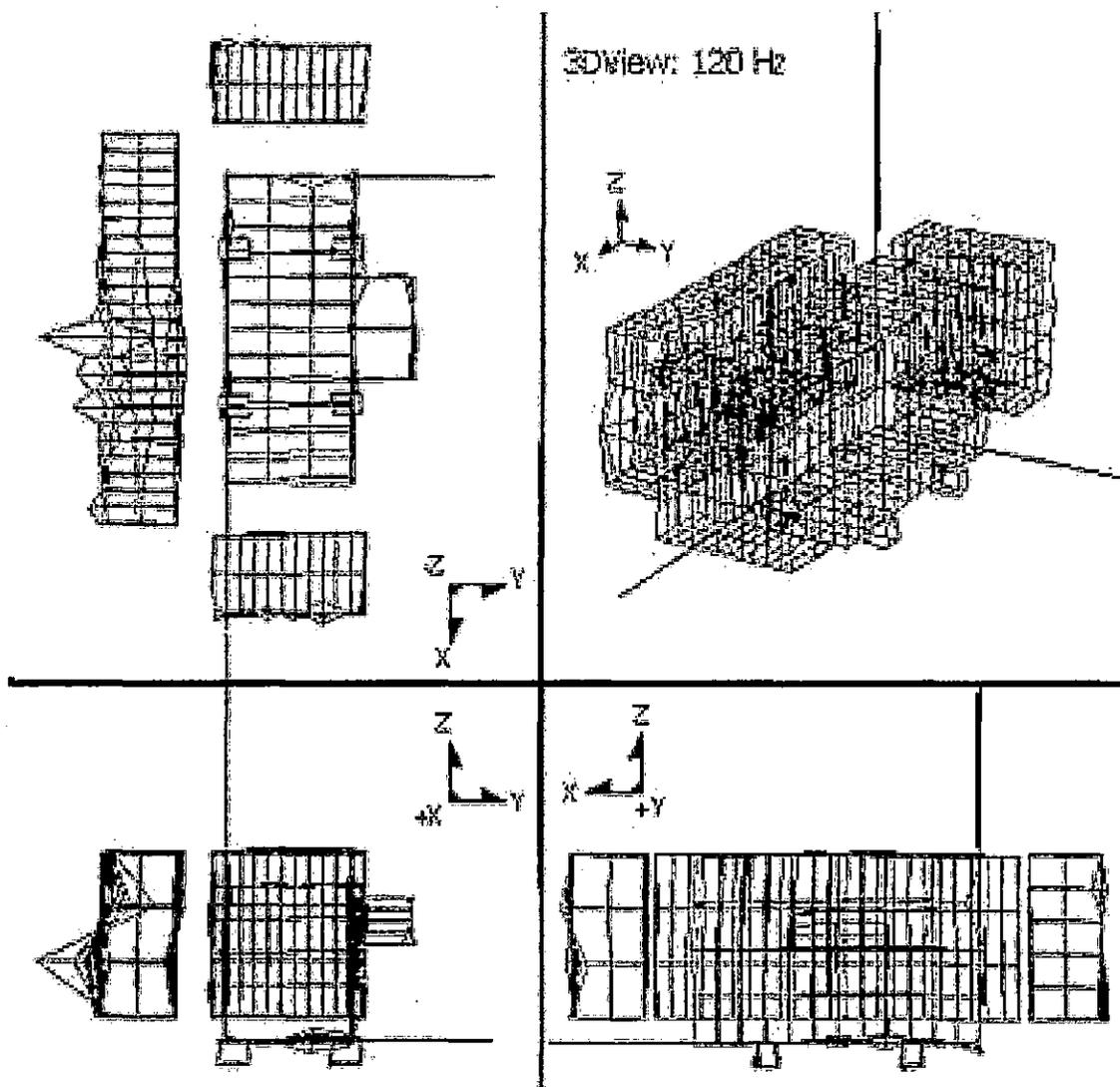


Figura 44: Análisis de ODS del desplazamiento del tanque y de los radiadores

10.3.3 EVALUACIÓN DE LOS RESULTADOS DE LA VIBRACIÓN

De acuerdo con los resultados de ODS, el mayor desplazamiento fue detectado en los radiadores que están compuestos por placas con espesores de 2 mm. Sin embargo, esta no es la región de mayor emisión de ruido, pues, en la medición del sonido presentó una amplitud de 60 dB ($I_{p_{ref}}$) en 120 Hz. La explicación sugerida es que la superficie del panel del radiador no acopla con el aire como sucede con las superficies del tanque. Las paredes del tanque tienen placas con espesores de 10 mm que se desplazan menos, pero el nivel de presión del ruido en algunas regiones estuvo próximo a 92 dB ($re.I_{ref}$) en 120 Hz. Esto sugiere que las paredes del transformador son más eficientes para producir ruido en 120 Hz.

Los desplazamientos producidos en el tanque, generados en la frecuencia de 120 Hz, son mostrados en la Figura 45. En ella está el modelo geométrico del tanque indicándose los puntos de medida. En los puntos de medida fueron colectadas las señales de aceleración.

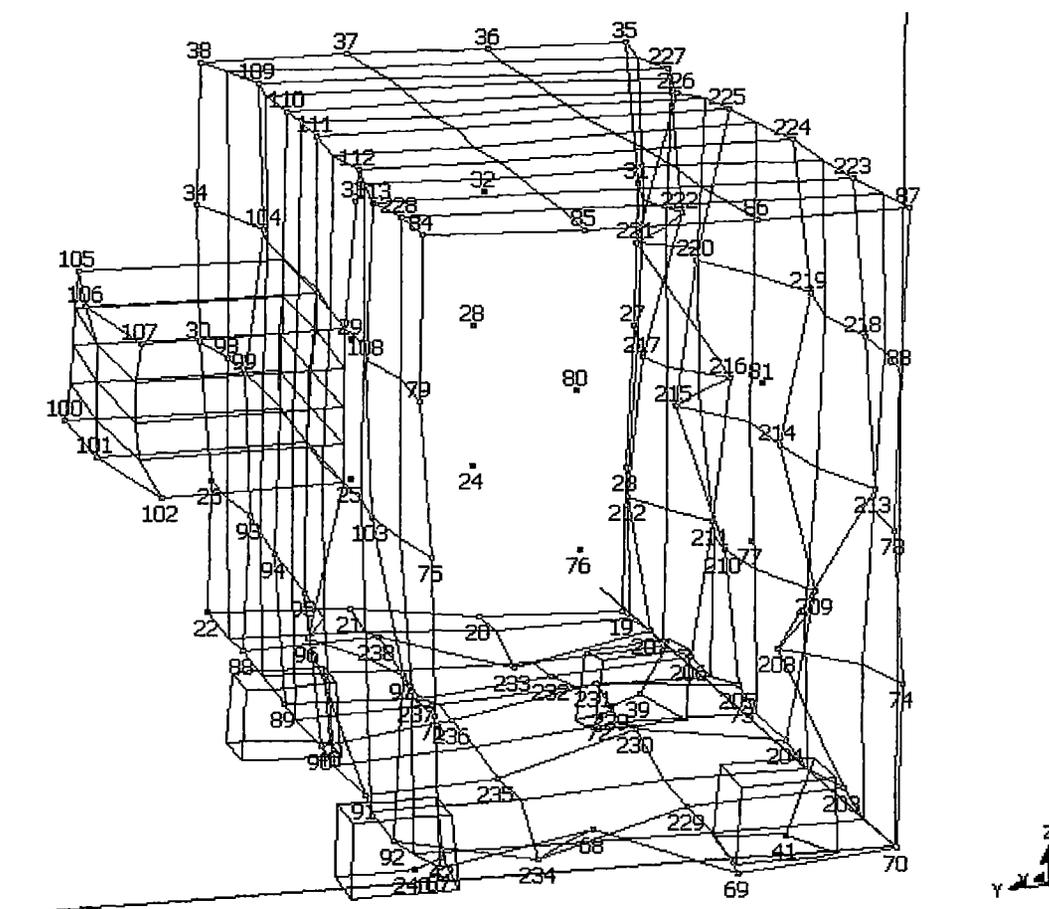


Figura 45: Desplazamiento de la superficie del tanque detectado por el método de ODS

La imagen animada del desplazamiento de la superficie del transformador fue desarrollado con un software de ODS de la empresa 01 dB. En las paredes del tanque fueron observados puntos con movimiento en fase o en contra-fase en relación al movimiento de la base del transformador, también fueron observados regiones de la superficie donde el desplazamiento es pequeño, localizando posibles nodos de la onda estacionaria que se forman en la superficie. Los movimientos sugieren que las ondas de las paredes del tanque son formados por los desplazamientos de la base que transmiten las vibraciones del núcleo y la presión del aceite dieléctrico que se encuentra lleno en el tanque y sometido a los movimientos del núcleo. El aceite además de presionar al tanque, amortigua el movimiento de respuesta.

Las señales de aceleración, provenientes de los soportes tipo carrito, mostraron que solo un carrito permanecía fijo, y tres con pequeños desplazamientos en la riel donde estaban apoyados. Se observó que el desplazamiento era, como si el carrito fijo fuera un punto centro y los otros tenían desplazamiento tipo tangenciales, de ida y vuelta. Se estima que los carritos no estarían bien trabados y el carrito fijo tendría una altura un poco mayor que los otros, originando estas condiciones de desplazamiento.

Los puntos de medición de la vibración son mostrados en la Figura 46. Para cada face se le asigno una secuencia de números que se relaciona con la posición de donde se colectó la señal. En el interior del tanque las paredes, la tapa y la base son placas planas, de 10 mm de espesor, cubiertas con una pintura aislante eléctrica, que no reacciona con el aceite aislante. El aceite aislante además de aislar eléctricamente contribuye con el enfriamiento del núcleo del transformador. El cuidado de esta pintura impide que se sulte después de pintado. En la parte exterior de las superficies del tanque se encuentran los refuerzos que mejoran la rigidez del tanque.

En la Figura 46, se observa que la superficie del tanque tiene refuerzos. Los refuerzos de las paredes y la base son fabricados con placas dobladas. El espesor de la placa es de 10 mm y las dimensiones de refuerzo en las paredes tiene forma de U y sus dimensiones son 0,2 x 0,2 m el ancho y el alto respectivamente. En la base y en la tapa del tanque las dimensiones del refuerzo es una U de 0,30 x 0,20 m de ancho y alto respectivamente. La separación entre los refuerzos es un poco menos de 0,5 m siendo en los extremos un poco mayor que los que se encuentran entre refuerzos.

10.4 DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS DE LAS MEDICIONES DE RUIDO Y VIBRACIÓN.

Tal como fue descrito en la revisión de la literatura, las señales de ruido y vibración se presentan mayormente en la frecuencia de 120 Hz y en menor grado en sus frecuencias armónicas. Las mediciones de holografía acústica, realizada por la empresa Areva 01 dB, nos muestran la fuente de sonido en algunas regiones de la superficie del tanque de la face frente al predio, pero es inaplicable en las demás paredes y a la base del transformador, porque no son superficies libres, pues se encuentra rodeado del equipamiento de refrigeración o radiadores, que se ubica a 0,55 m al frente del tanque y, en la base, el suelo está a 0,475 m. En ambos casos, las ondas de sonido irradiadas por las superficies del tanque son reflejadas por los cuerpos que están próximos a ellos.

Es prohibida la medición del sonido y la vibración en la tapa del tanque para evitar riesgos y accidentes y las normas de seguridad impiden el acceso a ella con el transformador operando. Por la revisión de la literatura se conoce que, en todas las superficies del tanque, se encuentran fuentes de sonido y, al no tener acceso, se estaría dejando a la tapa del tanque del transformador sin ninguna medición ni tratamiento contra el ruido.

Por otra parte se observa que la aplicación de la metodología de ODS, solo mostró una imagen animada de las deformaciones del tanque, en tres dimensiones pero solo como líneas y puntos que cambian de posición en función del tiempo, no nos indica con exactitud en donde aplicar la tecnología de disminución de la vibración.

La evaluación de las fuentes de sonido, donde no sea posible medir por el método de holografía acústica, depende de las manifestaciones de la vibración en la superficie del tanque. Las imágenes de ODS, realizado por la empresa Areva 01 dB, muestran las deformaciones del tanque (Figura 45). Esta información no se relaciona directamente con el sonido. Para definir la colocación de los dispositivos de disminución de ruido, se hace necesario, conocer los puntos que son fuentes de sonidos que están relacionados con los de mayor desplazamiento de la superficie.

En la discusión teórica de la relación de ruido y vibración se expuso que tanto el ruido como la vibración son manifestaciones de la energía y su relación se produce

cuando las deformaciones de las superficies del tanque impulsan al aire que se desplaza en el medio ambiente, generándose un aumento de la presión en el aire al desplazarse al oído se percibe como ruido. Por lo tanto, es necesario estudiar con detalle las deformaciones del tanque para relacionarlas con las fuentes del sonido.

El software de la empresa Areva 01dB no proporcionó la información necesaria para correlacionar sonido y vibración en la superficie del tanque, pero mostró la posibilidad de correlacionar señales de desplazamiento en el espacio físico y simular figuras en tres dimensiones.

Las señales de aceleración fueron entregadas por la empresa 01 dB para continuar con la investigación de la relación entre ruido y vibración en la superficie del tanque. La ventaja de tener el acceso a la información teórica y a las mediciones permitió que se profundizara en el tema de ODS usando software comunes para procesar las señales y construir algoritmos para obtener el desplazamiento en tres dimensiones. El software de elementos finitos a la que se tuvo acceso no brindó posibilidades de introducir desplazamiento en las superficies, solo permitía el ingreso de fuerzas para las simulaciones.

10.5 RELACIÓN DE LOS MÉTODOS DE HOLOGRAFÍA ACÚSTICA Y ODS

Entre el método de Holografía Acústica y el Método de ODS existen algunas semejanzas: ambos colectan datos sin perder la información de fase en relación a la señal de referencia, ambos procesan la señal para obtener información en otros parámetros, ambos aíslan las respuestas en una banda estrecha de frecuencia y recuperan la señal en el tiempo de todos los puntos medidos y también ambos muestran sus resultado a través de imágenes dinámicas. La señal procesada se incorpora en un modelo geométrico del equipamiento y en el caso de ODS se puede usar el método de elementos finitos. Al sintonizar el modelo geométrico con las señales, se puede observar el comportamiento del equipamiento en funcionamiento, en la frecuencia seleccionada.

En el caso de holografía acústica se detectan las fuentes de sonido, pero en el caso de ODS se detectan las deformaciones de la superficie. Por lo observado en esta

investigación, ni siempre las regiones de mayor emisión de energía de vibración coinciden con las fuentes de sonido y algunas veces la emisión de una región es atenuada con las de otras regiones debido a la superposición de efectos.

El diagrama de bloques del procesamiento por el método de ODS es mostrado en la Figura 47 y tiene alguna semejanza al diagrama de bloques de la holografía acústica mostrado en la Figura 34.

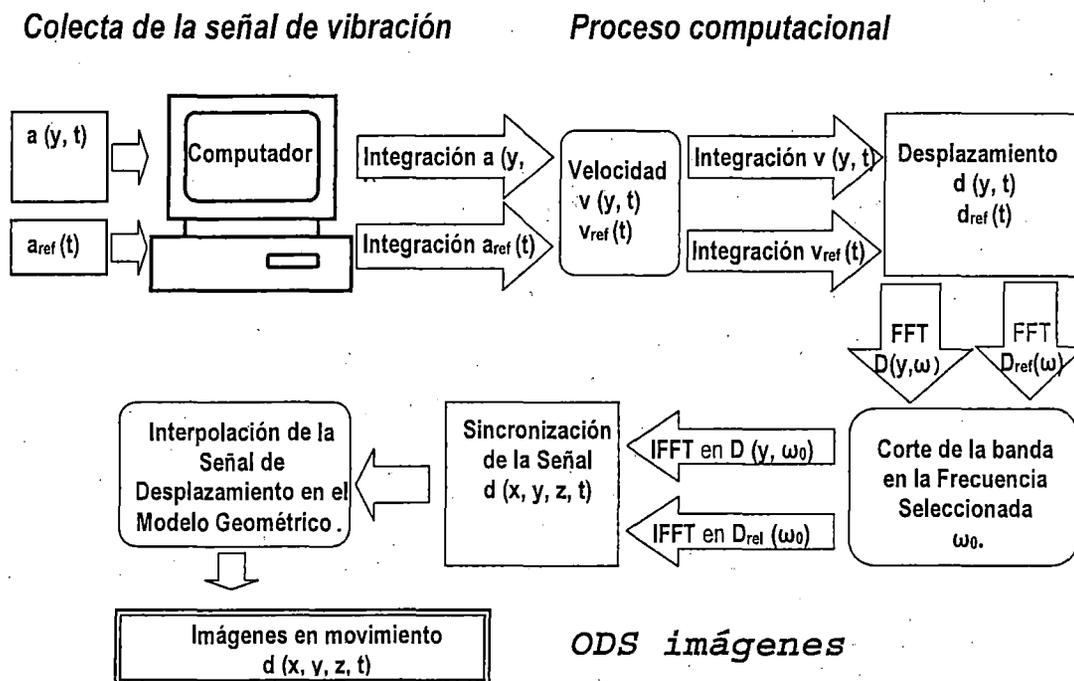


Figura 47: Diagrama de bloques del método ODS, que procesa las señales de aceleración para evaluar el desplazamiento de la superficie del tanque - el diagrama es construido en esta tesis siguiendo el ejemplo de la Figura 34

Para calcular el ruido transmitido al aire, usando las mediciones de vibración, Bies (1996) [2], refiere a un artículo de Takatsubo (1983) y explica que la potencia sonora, irradiada por la superficie de una máquina, puede ser calculada evaluando la energía de la superficie y usando la velocidad media al cuadrado de la vibración.

La potencia irradiada en una superficie es:

$$W = \dot{x}_m^2 S p \cdot C \cdot \sigma \quad (10.1)$$

Donde: S es el área de la superficie,

\dot{x}_m^2 es la velocidad media al cuadrado.

C es la velocidad del sonido y

σ es la medida de la eficiencia de la radiación, que mayormente es un número menor o igual 1.

Para el cálculo de la velocidad media al cuadrado v_m^2 se usa:

$$v_m^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n v_i^2 \quad (10.2)$$

Cuando una placa plana vibra, fuerza al aire a moverse (después de vencer a inercia de esta). El aire impulsado se desplaza casi con la misma velocidad de la superficie de la placa, transfiriendo la energía cinética de la placa al aire. La evaluación del sonido producido por la vibración de la superficie de la placa consiste en calcular la energía que es transmitida de la placa al aire.

El Nivel de Velocidad del Sonido, L_v - ecuación (6.27), es la relación de la velocidad de la partícula impulsada entre la velocidad de referencia del sonido. Si la partícula en contacto con la superficie tiene la misma velocidad, entonces podemos considerar la siguiente ecuación denominado como **Nivel de Velocidad de la Vibración - L_{vv}** .

$$L_{vv} = 10 \log_{10} \left(\frac{\dot{x}^2}{v_{ref}^2} \right) \quad (10.3)$$

Por otro lado, la ecuación (5.70) relaciona el comportamiento del tanque con la presión sonora. Rescribiendo la ecuación en función del desplazamiento x de la superficie y para una frecuencia constante tenemos:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = [\bar{p}_1(x,t) - \bar{p}_2(x,t)]dS \quad (10.4)$$

La aceleración y la velocidad es derivada en función del tiempo pero, si se considera el desplazamiento en el dominio de la frecuencia se usa la función exponencial compleja con la siguiente relación:

$$x = Ae^{2\pi \cdot f \cdot j} \quad (10.5)$$

Donde: A es la amplitud máxima de la onda

f es la frecuencia de la onda, en este caso es 120 Hz.

Al derivar la ecuación (10.5) tenemos la velocidad

$$\dot{x} = 2\pi \cdot f \cdot Ae^{2\pi \cdot f \cdot j} j \quad (10.6)$$

Derivando la velocidad tenemos la aceleración

$$\ddot{x} = -(2\pi \cdot f)^2 Ae^{2\pi \cdot f \cdot j} \quad (10.7)$$

Para dos condiciones monitoreadas se pueden relacionar la aceleración, velocidad y desplazamiento como una división independiente de las ecuaciones (10.5), (10.6), (10.7) con la siguiente relación:

$$\frac{\ddot{x}_2}{\ddot{x}_1} = \frac{\dot{x}_2}{\dot{x}_1} = \frac{x_2}{x_1} = \frac{A_2}{A_1} \quad (10.8)$$

La relación entre aceleración, velocidad y desplazamiento expuesta en la ecuación (10.8) permite un cálculo de comparación de dos condiciones: la inicial y la final. Para evaluar la atenuación de la vibración será usada esta relación. La proporción de aceleración, velocidad y desplazamiento es igual a la relación de las amplitudes del desplazamiento en una misma frecuencia. Esta relación es importante en la evaluación de las simulaciones, ya que el método de elementos finitos calcula el desplazamiento en frecuencia específica de cada punto del tanque (ODS), en dos condiciones, sin dispositivo para disminuir la vibración y con dispositivos instalados para disminuir la vibración.

Para calcular los niveles de velocidad relativa a una condición inicial pueden ser usadas las ecuaciones (10.3 y 10.8), obteniéndose las variables en función de la amplitud del desplazamiento:

$$\frac{v_{m2}^2}{v_{m1}^2} = \frac{\sum A_{m2}^2}{\sum A_{m1}^2} \quad (10.9)$$

Entonces las modificaciones del nivel de velocidad de la vibración de una placa vibrando puede ser calculado por la ecuación (10.10).

$$L_{vv} = 10 \log \left(\frac{\sum A_{r2}^2}{\sum A_{r1}^2} \right) \quad (10.10)$$

La relación entre las partículas del fluido próximo a la superficie del tanque y el desplazamiento de la superficie es explicado gráficamente en la Figura 48, donde se observa el desplazamiento de la partículas depende de la amplitud de la deformación. El sonido se forma por la diferencia de presiones y esa presión lo crea la partícula en movimiento próximo a la superficie en deformación.

Las ondas de sonido son ondas transversales y no continuas, y se produciría por que una partícula próxima a la superficie es impulsada paralelamente por el desplazamiento de la placa, impulsando a otras partículas vecinas. La superficie y la partícula impulsada se desplazan con movimientos de ida y vuelta en torno de una posición de equilibrio, restituyendo el impulso a las partículas vecinas, manteniendo la energía que moviliza a las partículas vecinas.

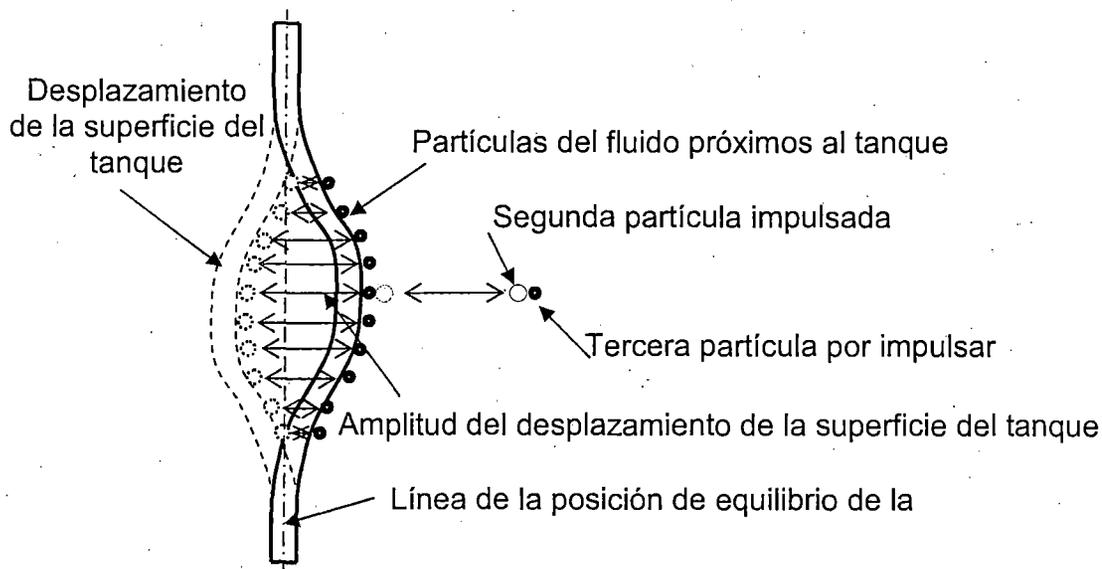


Figura 48: dibujo del comportamiento de una partícula en la formación de la energía del sonido por el movimiento de deformación de la superficie de una placa.

La relación entre diferencia de presión (Δp) y la velocidad del sonido (v) y la densidad del fluido (ρ) es la siguiente:

$$\Delta p = \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (10.11)$$

De la Figura 48 se deduce que la amplitud y el tiempo transcurrido en la deformación desde sus posiciones de máxima deformación (lado derecho e izquierdo) nos proporcionaría la velocidad media de la partícula del aire.

$$v_{media} = \frac{A_{desplazamiento}}{\Delta t} \quad (10.12)$$

Donde; $A_{desplazamiento}$ es la amplitud de desplazamiento de un punto de la superficie
 Δt tiempo transcurrido en el desplazamiento de la superficie desde su deformación máxima (para la frecuencia de 120 Hz, $\Delta t=1/f$)

10.6 CÁLCULO DEL DESPLAZAMIENTO A PARTIR DE LAS SEÑALES DE ACELERACIÓN DISCRETA

En el tratamiento de señales de vibración de la superficie del tanque, se separó la banda estrecha que corresponde a la frecuencia de 120 Hz para relacionar los desplazamientos de la superficie con la formación de ondas de sonidos provenientes del tanque, que denunciaban que las mayores emisiones de sonido se producen en 120 Hz; teniendo un exitoso resultado en la correlación de vibración y fuentes de sonido.

10.6.1 LOCALIZACIÓN DE REGIONES DE MAYOR VIBRACIÓN Y COMPARACIÓN CON LAS FUENTES DE SONIDO DE LA FACE FRENTE AL EDIFICIO

Las señales de aceleración, proporcionados por la empresa Areva 01 dB, fueron tratados para determinar las regiones de mayores desplazamientos o emisión de energía. Con las ecuaciones (10.1), (10.2) y (10.3), se evalúa el nivel de velocidad de la vibración y su relación con el sonido en un determinado punto. Frecuentemente el análisis de las vibraciones es realizado usando los espectros de frecuencia de las señales, desconsiderándose las señales en el tiempo. Este trabajo considera ambas, pero los incorpora al espacio físico donde fueron colectados.

Los resultados del desplazamiento calculado serán expuestos de dos maneras: las señales de *espectro en frecuencia* y en *imágenes en tres dimensiones*, en ODS; presentando al desplazamiento de la superficie en un instante representativo de su deformación. El conjunto de resultados expuestos en imágenes sucesivas forma una imagen animada, donde se visualiza las deformaciones instantáneas, desde una posición inicial, hasta completar un ciclo de ida y vuelta de la deformación.

10.6.1.1 Tratamiento de las señales en el dominio de la frecuencia

Como fue explicado anteriormente, el desplazamiento de la superficie del tanque fuerza al aire a moverse, generándose la relación del desplazamiento de la superficie del tanque con la velocidad del aire.

La relación del sonido con las deformaciones del tanque fue explicado en la Figura 48 y con las ecuaciones (10.12) y (10.13); por lo tanto, es necesario tener los valores de las amplitudes y el intervalo que demora el desplazamiento desde la posición máxima del lado derecho hasta la posición máxima del lado izquierdo. El cálculo del intervalo de tiempo, es considerando que el desplazamiento de la placa de la Figura 48 transcurre igual a la mitad de un periodo (T) en la frecuencia de 120 Hz. Con la ecuación (5.2) se puede calcular el valor del periodo $T/2$ y con ello, el tiempo transcurrido. Se calcula el periodo T en la frecuencia de 120 Hz, por ser la frecuencia donde se producen las mayores manifestaciones de sonido y vibración.

Los datos para cada punto se obtienen del procesamiento de las señales y en este caso, nos interesa la velocidad al cuadrado de la velocidad del fluido; pero en el caso de las señales de desplazamiento, sería el desplazamiento al cuadrado de la superficie del tanque (ecuación (10.10)).

Las señales fueron procesadas con el programa Matlab, realizando el tratamiento previo de filtrado y construyendo un algoritmo para su tratamiento. Asimismo, la integración de la aceleración para convertirlo en velocidad y la segunda integración para obtener el desplazamiento. Después del tratamiento de filtrado de la señal se procesa con la Transformada Rápida de Fourier (FFT), que convierte la señal del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia, tal como fue explicado sobre la Transformada de Fourier (TF), solo que la FFT procesa con mayor rapidez que la TF.

El programa de Matlab tiene comandos que realizan el procesamiento parcial de las señales, sin tener que crear algoritmos para su procesamiento. Las señales elevadas al cuadrado en el dominio de la frecuencia se denomina Densidad Espectral de Potencia (PSD – Power Spectral Density) que es procesamiento de las señales mostrando las amplitudes elevadas al cuadrado en el dominio de la frecuencia.

Las señales de aceleración fueron integradas dos veces usando las ecuaciones (5.60) y (5.61) y obteniéndose el desplazamiento. Para procesar la señal de desplazamiento al cuadrado (PSD) se puede usar el método de procesamiento de señal de PWelch que es un algoritmo que posee el programa de Matlab en la parte de procesamiento de señales y trata a una señal multiplicado por sí mismo.

La ventaja de usar el método de Welch radica en el filtrado de la señal que ocurre por la división de la señal original en varios segmentos de señal, calculándose la señal de cada tramo en el dominio de la frecuencia y después se juntan en una sola con la suma promedio, recuperándose como una señal equivalente. La señal al cuadrado del desplazamiento es llamado de Densidad Espectral de Potencia del desplazamiento.

Para mostrar los resultados de los espectros en frecuencias, se necesita definir los espacios en función de la señal. La Figura 49 muestra detalles del tanque del transformador indicando la posición de cada face y base del transformador. Con estas denominaciones se presentaran los resultados que se obtienen de la medición de la vibración y el ruido. La pared del tanque frente al edificio es diferente a todas las paredes del tanque, debido a la existencia de ampliaciones parciales, dobles de la pared y otras estructuras fijadas a ella, como la caja del conmutador y la caja de mediciones. La Figura 50 y la Figura 51-a y c muestran algunos detalles de las modificaciones de la placa plana de la pared.

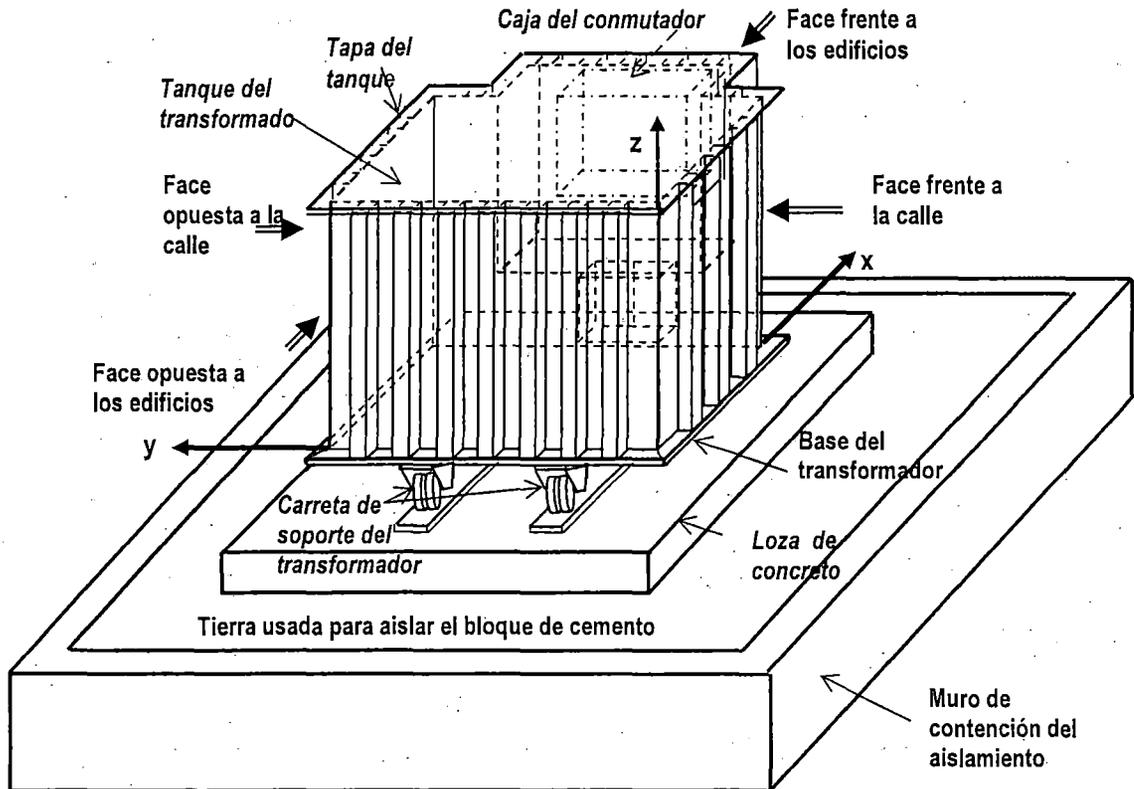


Figura 49: Dibujo del tanque del transformador definiendo la posición de las paredes del tanque del transformador con respecto al edificio

Para presentar los resultados de las señales en el dominio de la frecuencia, se organizan las señales en: grupos de líneas horizontales (LH) y líneas verticales (LV). La Figura 50 muestra el orden establecido para mostrar las señales, en donde:

- LH -1, (Línea Horizontal 1) al grupo de señales colectados en el extremo inferior del tanque, y se le asigna el color rosado,
- LH -2, el siguiente nivel de altura, se le asigna el color azul,
- LH -3, el tercer nivel de altura se le asigna el color negro al siguiente nivel
- LH -4, es de color rojo, y las señales obtenidas en el extremo superior
- LH -5 se le asigna el color verde.

La línea vertical será compuesta por cinco colores, cada color representan un nivel horizontal. Las líneas verticales de acuerdo a su posición se designan con LV -1, LV -2, LV -3, LV -4, LV -5, LV -6 y LV -7 para las paredes del tanque, pero para la base se le asigna un grupo con LH-I hasta LH-VII para la parte larga de la base y de LH-1 hasta LH-4, para la parte ancha de la base.

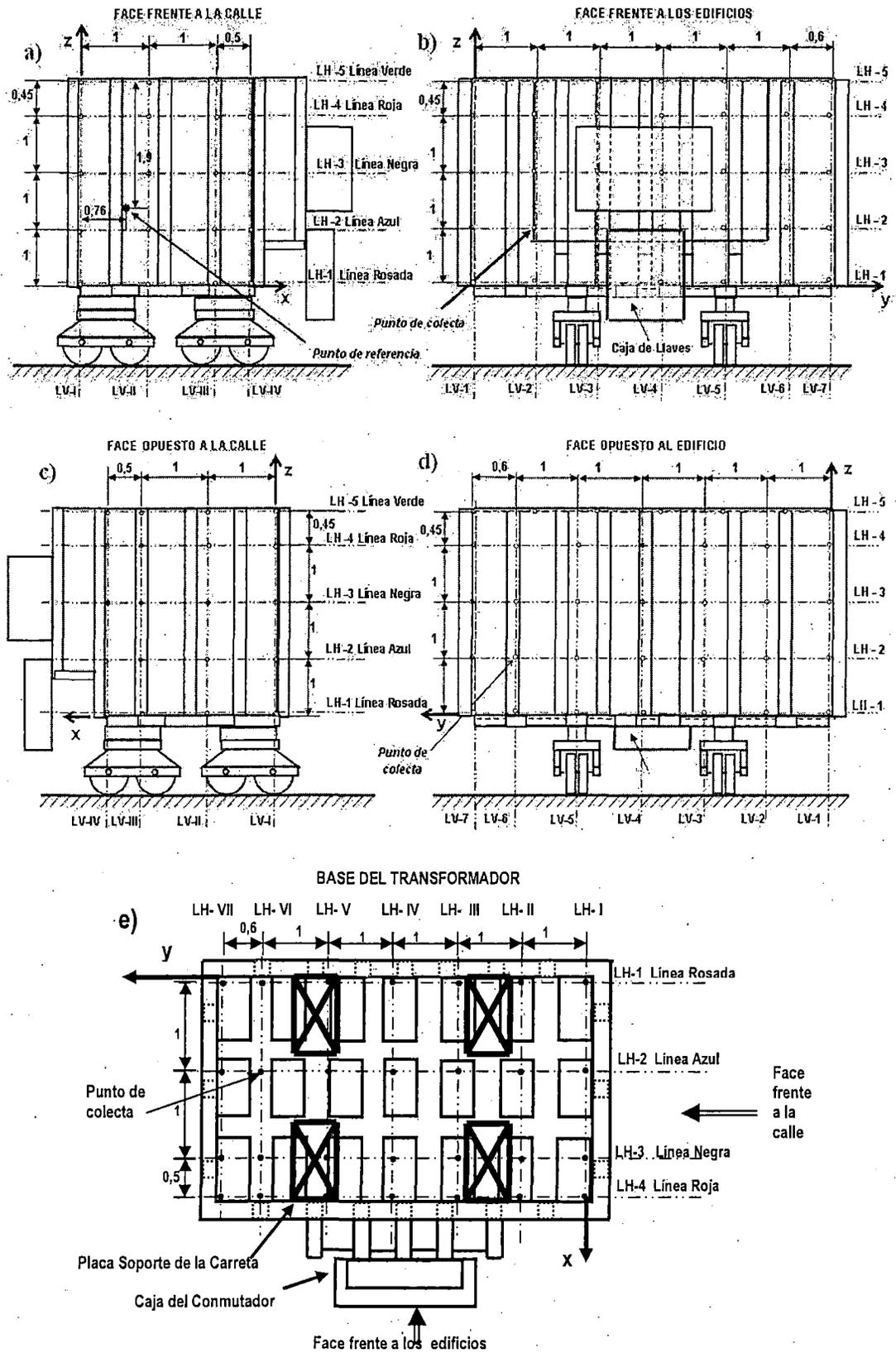


Figura 50: Posiciones donde se colectaron las señales en las paredes del tanque del transformador, indicándose los colores asignados a cada señal de acuerdo al nivel de altura donde se colectó.

10.6.1.2 Análisis de las señales incorporándolo a un modelo geométrico ODS

Las señales fueron colectadas simultáneamente por nueve acelerómetros y cada vez que se colectaron, uno de los acelerómetros se encontraba fijo en una posición y mantenido siempre en el mismo punto. La señal captada por el sensor fijo es llamada de señal de referencia.

Para relacionar todas las señales como si fueran obtenidas simultáneamente se establece una relación entre fase y amplitud de todas las señales, la cual es posible reconfigurándolo a partir de la señal de referencia. La reconfiguración de señales se realiza considerando el inicio de todas las señales cuando la señal de referencia se encuentra con desplazamiento cero y un poco después, en desplazamiento positivo.

La reconfiguración de las señales (señales relacionados entre si) se realiza usando un programa de Matlab, para cada grupo de señales. Para el uso de ODS se trata la señal, siguiendo la secuencia propuesta en la Figura 47, y las ecuaciones (5.33), (5.34), (5.59), (5.60) y (5.61), para separar el desplazamiento en una frecuencia específica.

Para obtener el desplazamiento, primero, la señal de aceleración reconfigurada es filtrada por banda de frecuencias e integrada vectorialmente con la ecuación (5.60). El resultado es la velocidad y con una segunda integración, usando la ecuación (5.61), se obtiene el desplazamiento. Después de obtener la señal de desplazamiento en el dominio de la frecuencia se selecciona la banda estrecha de frecuencia que se considere importante de analizar; luego se anulan las frecuencias fuera de la banda estrecha de interés y posteriormente se recupera la señal en el dominio del tiempo con la Transformada Inversa de Fourier - IFFT de la señal, obteniéndose el desplazamiento de la superficie en la frecuencia seleccionada. Con las señales de desplazamiento en el espacio se puede describir el desplazamiento de una superficie a través de una animación.

En nuestro caso, en la frecuencia de 120 Hz están los mayores picos. El análisis de ODS es realizado en esta frecuencia. Entonces se selecciona una estrecha banda de frecuencia en 120 Hz, colocándose el valor cero en el resto de las bandas de frecuencias. Con la inversa de la Transformada de Fourier (IFFT), se recupera una señal en el dominio del tiempo y en torno de 120 Hz, para cada punto que corresponde a un lugar en la superficie.

10.6.1.3 Análisis de la Superficie del Tanque de la Face Frente al edificio

En la Figura 51, se muestra las señales de la Densidad Espectral de Potencia del desplazamiento en función de la frecuencia desde 0 a 1000 Hz de la face frente al predio. Los colores de las señales indican la altura del tanque (LH) y cada grupo de colores representan una línea vertical (LV). Esta organización fue explicada en la Figura 50. En las señales obtenidas, se observa que los picos de los espectros están en la frecuencia de 120 Hz. La mayor amplitud de todas es una señal de color azul, que se encuentra en LV-6, a 1 metro de la base y a 4 metros de la arista izquierda. La segunda mayor amplitud es una línea negra que se encuentra en la mismo grupo de señales verticales que la primera. Al estar próxima a la amplitud mayor, nos sugiere que en esa región estaría la mayor sensibilidad a la vibración, pero no es fácil demostrar la zona ni la intensidad local, pero sí nos indica el valor de la mayor amplitud que se produce y en donde estaría.

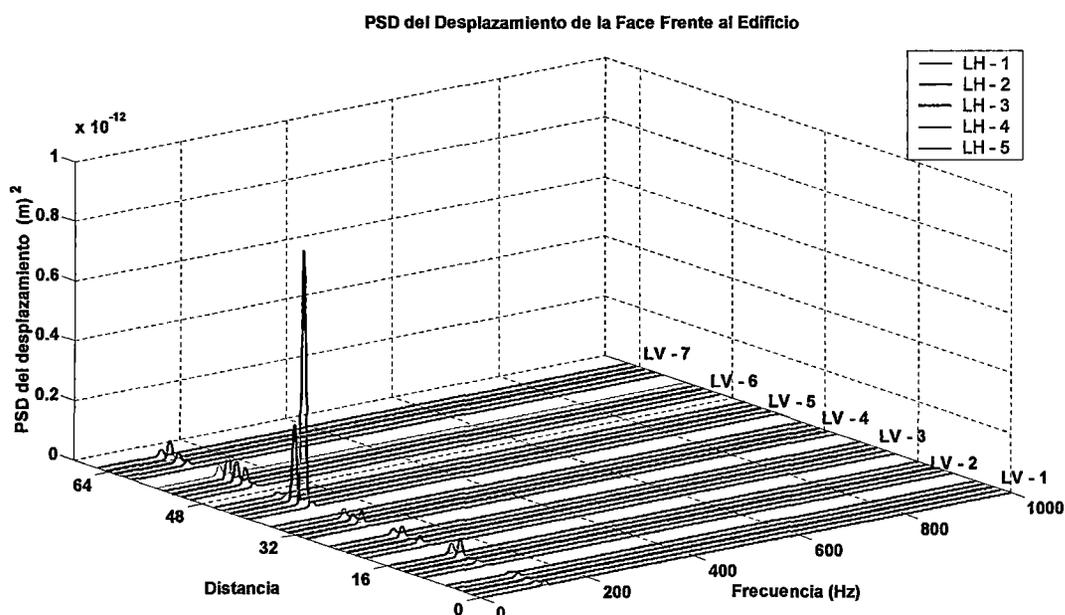


Figura 51: Señales del desplazamiento al cuadrado -PSD del desplazamiento- de la face frente al predio.

Las señales de PSD no proporcionan suficiente información para definir la colocación de los dispositivos para reducir el sonido. Agotado el análisis en la señal de PSD del desplazamiento, se analiza los resultados del desplazamiento en tres dimensiones con los resultados obtenidos en ODS de una simulación de una placa, que representa la pared del tanque frente al edificio. Los vectores de desplazamiento

son colocados en una malla que representa la placa de la pared del tanque y en un script de Matlab se desarrolla el algoritmo luego procesándolo se generan los gráficos. Para cada instante es generado una figura, reconstituyéndose el movimiento de un ciclo. El instante mostrado del desplazamiento de la superficie simulada es considerando la deformación máxima a la derecha y otra a la izquierda del modelo geométrico.

La Figura 52 muestra la deformación, hacia el exterior, de la placa simulada de la pared de la superficie del tanque en tres dimensiones (3D) en la parte a y, en la parte b, una vista mostrando la placa en dos dimensiones (2D). Al lado se encuentra una barra de colores que referencia valores del desplazamiento o altura de las deformaciones.

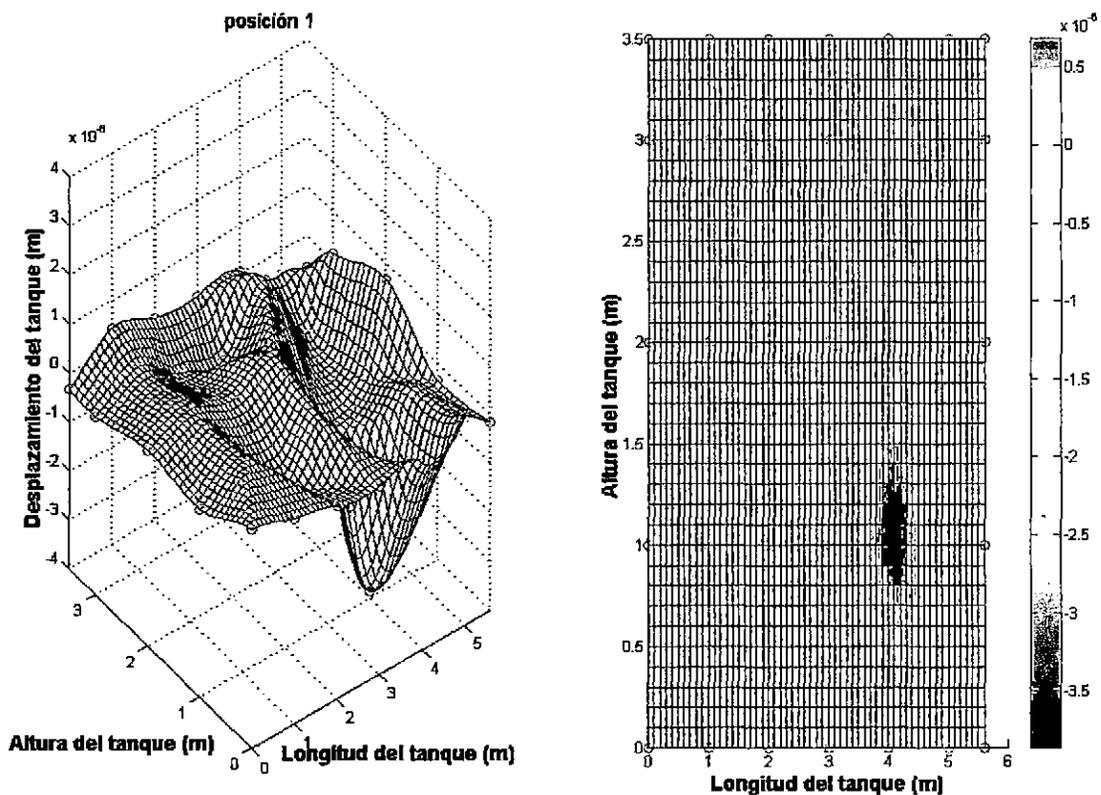


Figura 52: Desplazamiento máximo al exterior de la face frente al edificio a) desplazamiento en 3D b) Vista en 2D y con colores identificando la altura.

La Figura 53, muestra la deformación de la placa antes mencionado, pero esta vez en sentido contrario, o sea hacia el interior con las imágenes en 3D en a y en 2D en b. La Figura 54 es la superposición de las dos figuras anteriores (Figura 52 y Figura 53), adicionado, en la parte inferior, la forma geométrica que tiene la face frente a los edificios.

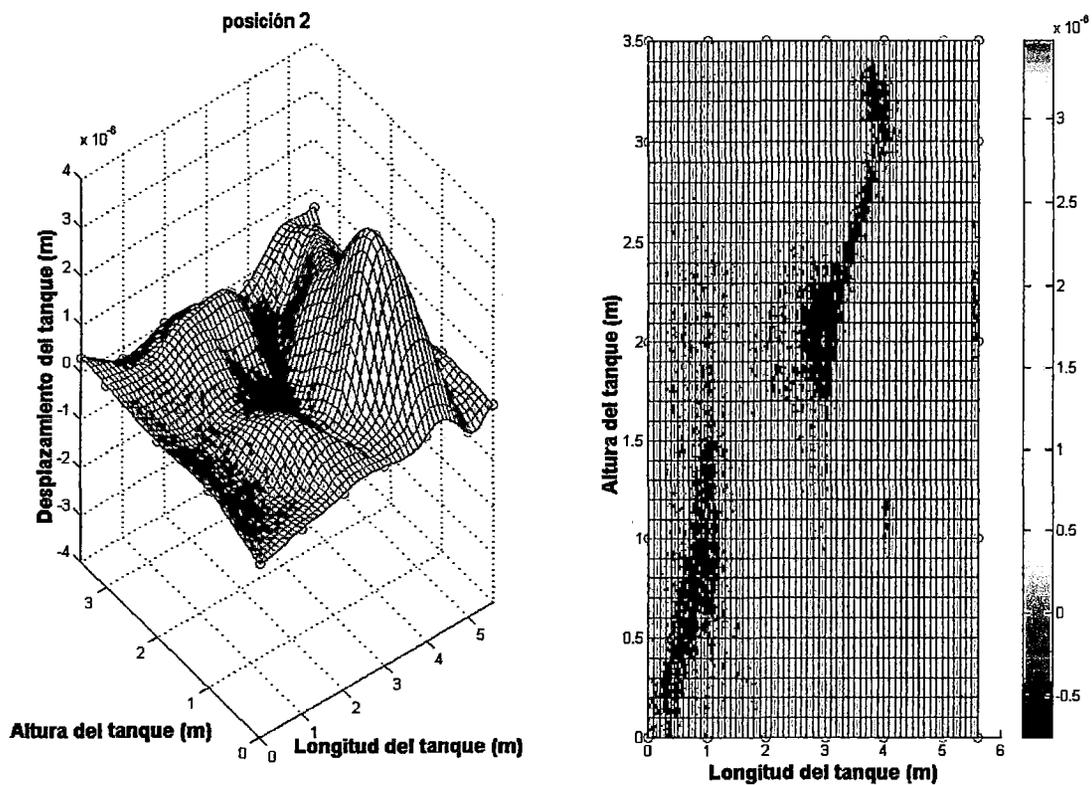


Figura 53: Desplazamiento máximo al interior de la face frente al edificio a) desplazamiento en 3D b) Vista en 2D y con colores identificando las altura

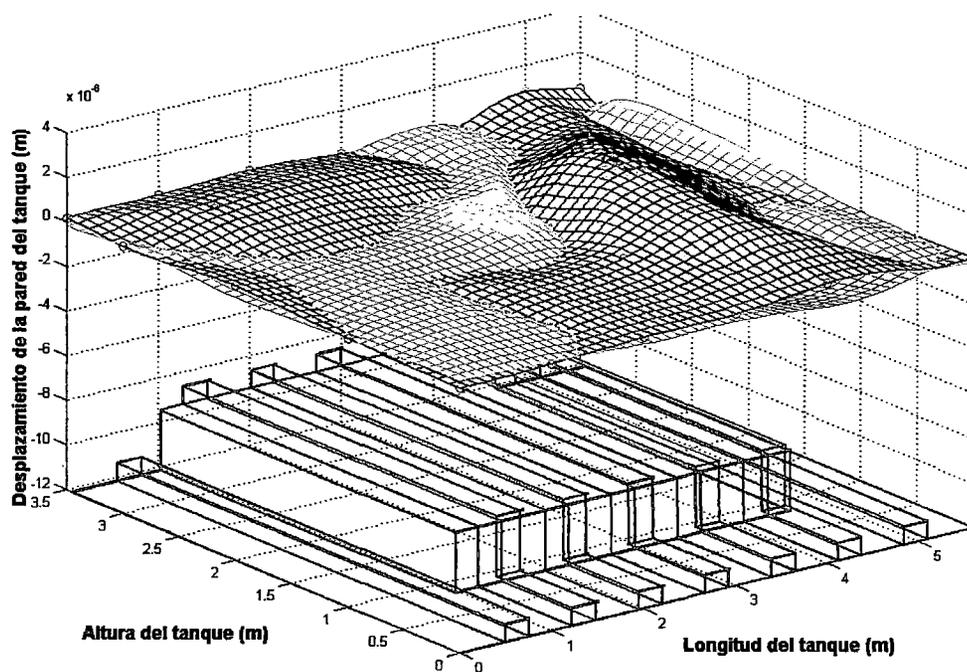


Figura 54: Desplazamiento de la superficie del tanque frente al edificio en dos instantes en 3D.

Observando las tres figuras (52, 53, y 54) de ODS de la face frente al edificio, nos permite espacialmente notar las deformaciones de la placa, pero dependemos de captar la figura en su deformación máxima, los cuales se realizan considerando el pico máximo observado en las señales en PSD. La relación del sonido con la vibración es resumida en las ecuaciones (10.10) y (10.12). La velocidad del sonido está relacionada con el desplazamiento de la superficie. Al desplazamiento en la banda estrecha de frecuencia de 120 Hz, le corresponde la velocidad del sonido en la misma frecuencia.

La ecuación (10.8), relaciona amplitudes con valores del desplazamiento, velocidad o aceleración de la superficie del tanque. Por otro lado, el nivel de velocidad del sonido mostrado en la ecuación (6.18), muestra las velocidades al cuadrado del sonido, los que se relacionan con las amplitudes al cuadrado del desplazamiento (ecuaciones (10.8) y (10.9)),

La ecuación (10.1), relaciona la potencia del sonido con la velocidad de desplazamiento de la superficie (\dot{x}); por lo tanto, es mejor expresar los niveles de velocidad del sonido con los niveles de velocidad del tanque como potencia disipada, que es un valor numérico único para cada punto, y representa la energía disipada en un ciclo ya que el sonido es energía disipada en el medio ambiente y se manifiesta en velocidad y presión.

De la relación de las velocidades entre sonido y vibración tenemos:

$$L_{vv} = 10 \log_{10} \left(\frac{v_m^2}{v_{ref}^2} \right) = 10 \log_{10} \left(\frac{\dot{x}_{120Hz}^2}{\dot{x}_{ref}^2} \right) = 10 \log_{10} \left(\frac{A_{120Hz}^2}{A_{ref}^2} \right) \quad (10.13)$$

El valor de la velocidad de referencia es $v_{ref} = 10^{-9} \text{ m/s}$ y los valores de \dot{x}_{120Hz}^2 son los de la amplitud efectiva de la velocidad de la superficie. Con estos datos se procesan las señales y se construye una figura en tres dimensiones, que representa la potencia irradiada en la superficie en un ciclo.

Los niveles de velocidad de la vibración de la pared del tanque frente a la calle - L_v (re, V_{ref}) de cada punto fueron calculados usando los señales de PSD de la velocidad. Los niveles de velocidad según la posición fue calculada usando una interpolación polinómico cúbica del programa de Matlab. Dichos resultados se encuentran en la

Figura 55, donde se muestra la curva espacial de niveles de velocidad de la vibración. La pared del tanque está en el plano xy y los niveles de velocidad de la vibración están representados en el eje z. En la parte inferior de la figura, se encuentra un dibujo realizado con líneas azules, estas tienen la forma y las proporciones de la pared del tanque.

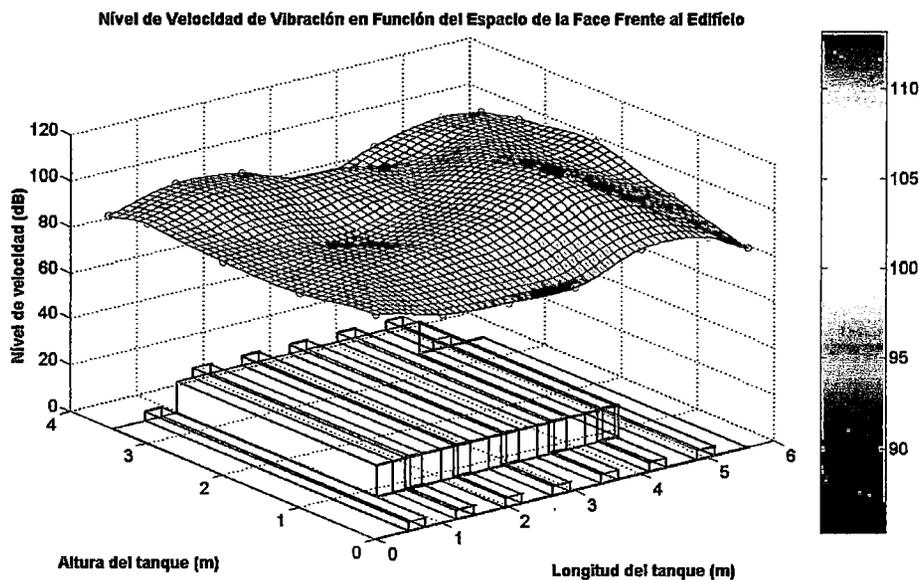


Figura 55: Nivel de velocidad de la vibración de la superficie del tanque de la face frente al edificio.

La Figura 55 nos resume la potencia de la vibración en la superficie en un ciclo de desplazamiento y a 120 Hz. A partir de esta figura se puede proponer la localización de los dispositivos para reducir el sonido, ya que la información de la figura geométrica y los niveles de velocidad sonora están juntas, diferenciándose las regiones con mayor intensidad de velocidad con el color rojo. Otras regiones sensibles a la vibración, pero con menores desplazamientos, son mostradas en la figura y en colores diferentes al rojo, los cuales muestran una disipación con menor potencia.

10.6.1.4 Discusión de los resultados obtenidos en la face frente al edificio

Observar las señales del PSD del desplazamiento, sirvió para verificar que es en la frecuencia de 120 Hz que se producen las mayores deformaciones y para identificar en qué punto se encontraría la mayor deformación; pero visualmente no ayuda a identificar la región de mayor sensibilidad, pues solo se identifica las amplitudes. Por otro lado, mostrar las deformaciones de ODS de la placa, ayuda a notar las zonas

sensibles, pero depende de captar las deformaciones máximas que se producen en varios instantes, dificultando la localización de las zonas sensibles. El PSD del desplazamiento permite la localización de las mayores amplitudes.

Los resultados del nivel de velocidad de la vibración y la deformación mostraron correspondencia, tal como era esperado, ya que parten de la misma información original, es decir, las señales de aceleración. Los resultados muestran que las regiones de mayores desplazamientos, coinciden con las regiones de mayores niveles de velocidad. El análisis del nivel de velocidad, nos permite visualizar la potencia de irradiación de cada región de la vibración, pero todavía no se correlaciona con la emisión del sonido.

10.6.1.5 Comparación de los resultados del nivel de la velocidad de vibración con la holografía acústica

El análisis de holografía acústica mostró sus resultados en intensidades del nivel de presión como fue expuesto en el esquema de la Figura 34, y mostrado sus componentes en las ecuaciones (6.18) y (6.19). Los resultados del nivel de velocidad de vibración expresa la relación de velocidades al cuadrado, expuesto en dB, la cual tiene relación con la potencia irradiada en un ciclo del desplazamiento. La relación del nivel de velocidad de vibración tiene relación con el nivel de velocidad del sonido, como fue explicado con la ecuación (10.13) y el nivel del sonido tiene relación con el nivel de presión; por lo tanto, es previsible que exista una relación en los resultados.

La relación de los resultados de holografía acústica con los del nivel de velocidad de la vibración es mostrada en la Figura 56, donde las regiones que indican mayor emisión del sonido coinciden con las regiones de mayor nivel de velocidad de vibración. Las fuentes de sonido son mostrados en la Figura 56 a, c,. Las regiones de rojo son las partes de mayor emisión de sonido. Las deformaciones mostrados en la Figura 56 g y h coincide con las regiones de colores que están entre rojo, amarillo o celeste, de la Figura 56 a, c, que vienen a ser las manifestaciones de mayor deformación de mayor a menor grado.

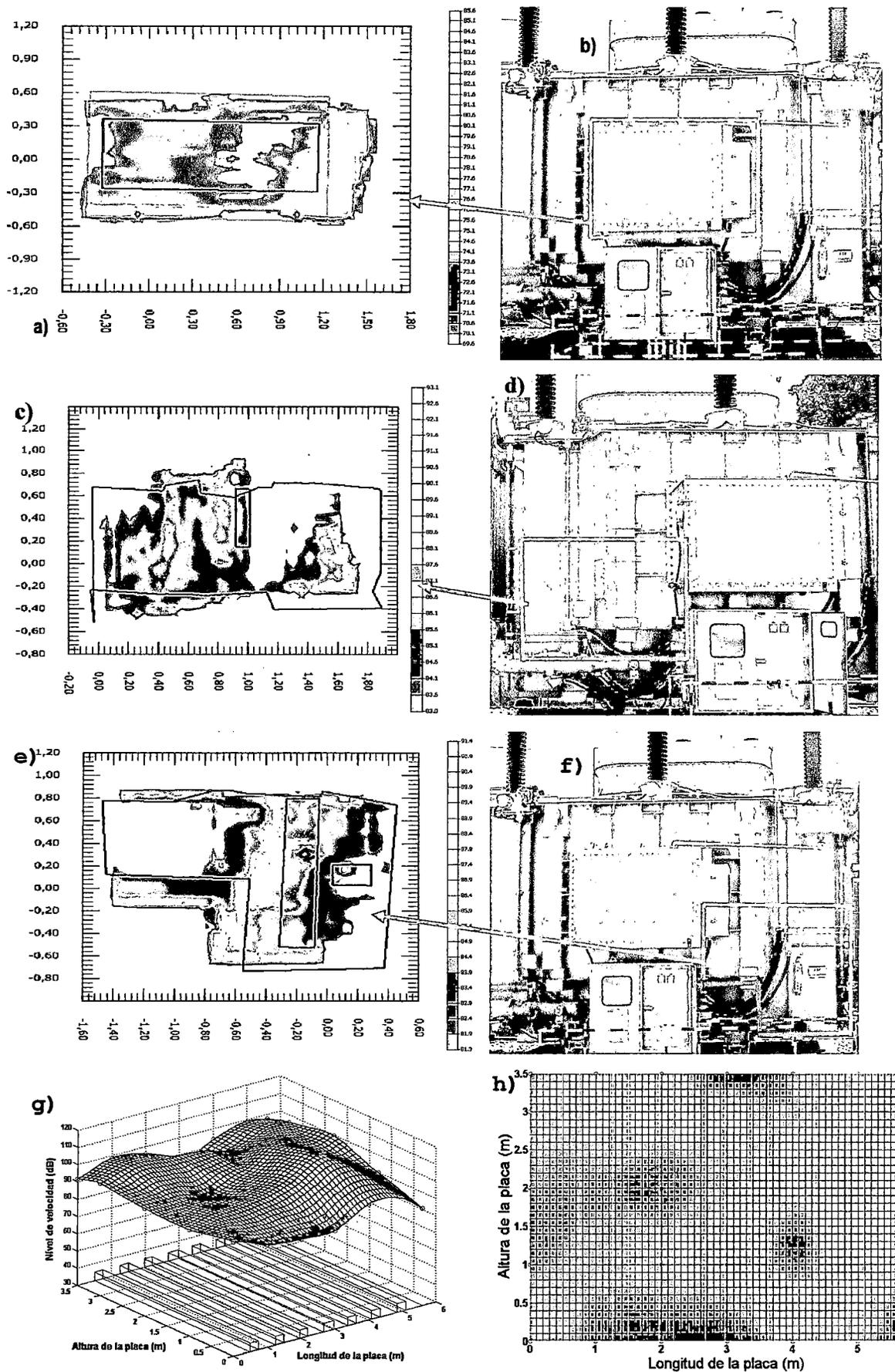


Figura 56: Relación de los resultados de holografía acústica con los del nivel de velocidad de la vibración

La intensidad del sonido y el nivel de velocidad de vibración están en dB , pero son diferentes al dB de los resultados de la holografía acústica porque este es relativo al nivel de presión del sonido; y, el nivel de velocidad de vibración es relativo a la velocidad. El término decibel se refiere a $10\log_{10}$ del factor que se procesa.

La relación entre la holografía acústica y el nivel de vibración de la velocidad es importante, ya que la evaluación del nivel de velocidad de la vibración permite localizar las manifestaciones de la energía en las otras tres paredes y la base del tanque del transformador, lo que le da ventaja a la holografía acústica, ya que solo es posible evaluar en superficies libres, pues la reflexión del sonido dificulta la medición de la intensidad del sonido. La otra ventaja estaría en que la energía captada que proviene de la superficie, no incorpora otras fuentes de sonido, ya que en las mediciones del sonido siempre existe la dificultad de que se adiciona ruidos provenientes de otras fuentes de emisión.

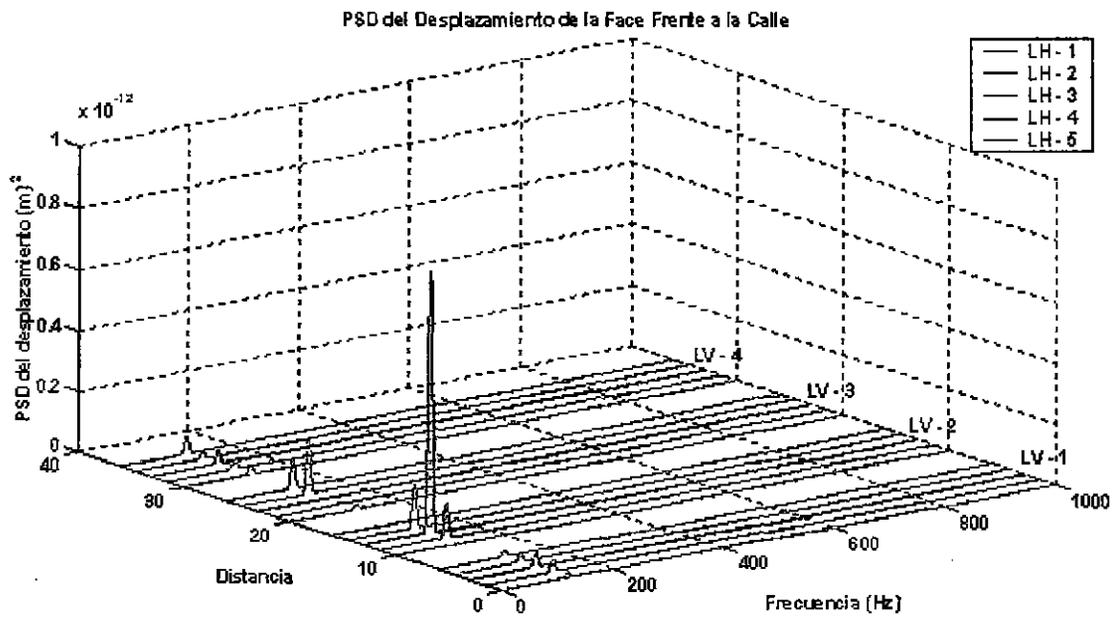
Con la comparación de las medidas experimentales mostradas en la Figura 56, se estaría afirmando la hipótesis supuesta, que la energía del sonido y la energía proveniente de la vibración están relacionadas. La sustentación teórica fue realizada con la Figura 48, y resumidamente con las ecuaciones desde (10.8) hasta (10.13).

El objetivo principal de esta tesis era correlacionar ruido y vibración para localizar las fuentes de sonido usando las señales de vibración. La necesidad de localizar las fuentes de sonido era para dar un tratamiento de control, o disminución, a la vibración y al sonido en esas regiones, aplicando la tecnología apropiada.

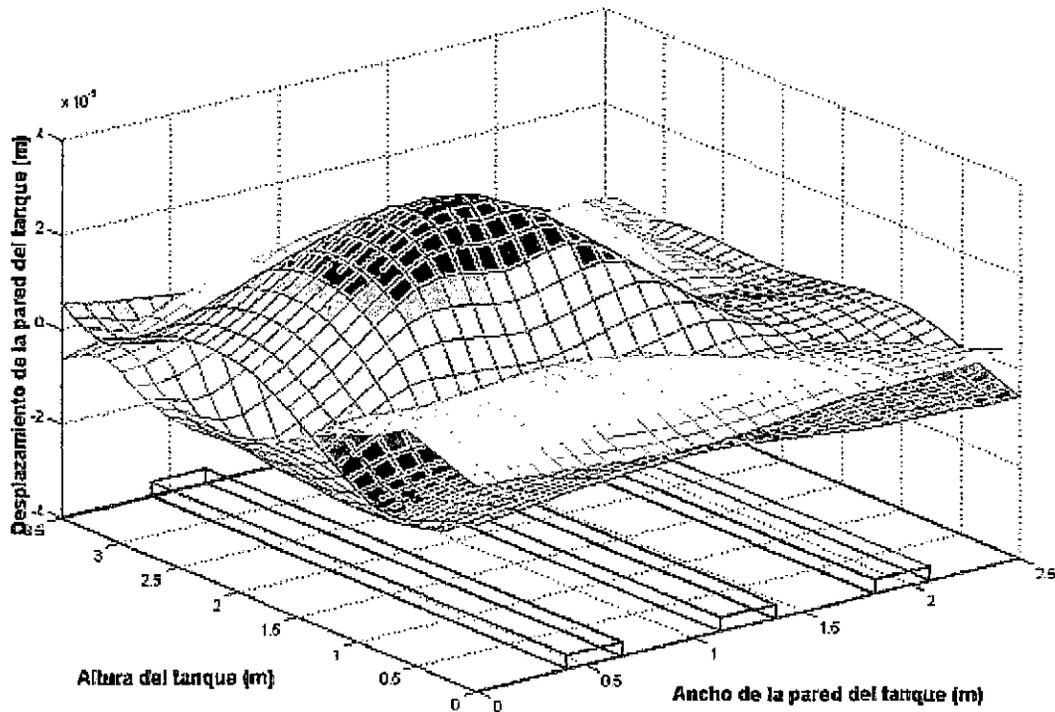
Las demás superficies serán evaluadas de idéntico modo que la superficie de la pared del tanque frente al edificio, mostrando las señales de PDS, deformación de las superficies y el nivel de velocidad de vibración.

10.6.2 ANÁLISIS DE LA SUPERFICIE DE LA FACE FRENTE A LA CALLE

La Figura 57 muestra el PSD del desplazamiento de la pared del tanque del transformador de la face frente a la calle, donde se observa que predomina el desplazamiento en 120 Hz, y, dentro de ella, en la línea vertical 2 existe una amplitud notable que indica una pronunciada deformación.



La Figura 58 muestra las deformaciones de la pared del tanque frente a la calle. En los puntos de intersección de las dos deformaciones estarían los nodos que delimita los modos de vibrar; en este caso tiene una región bastante marcado por la deformación.



La Figura 59 muestra el nivel de velocidad de la vibración denunciando dos regiones bastantes notables en la emisión de energía y dos regiones casi sin emisión de energía.

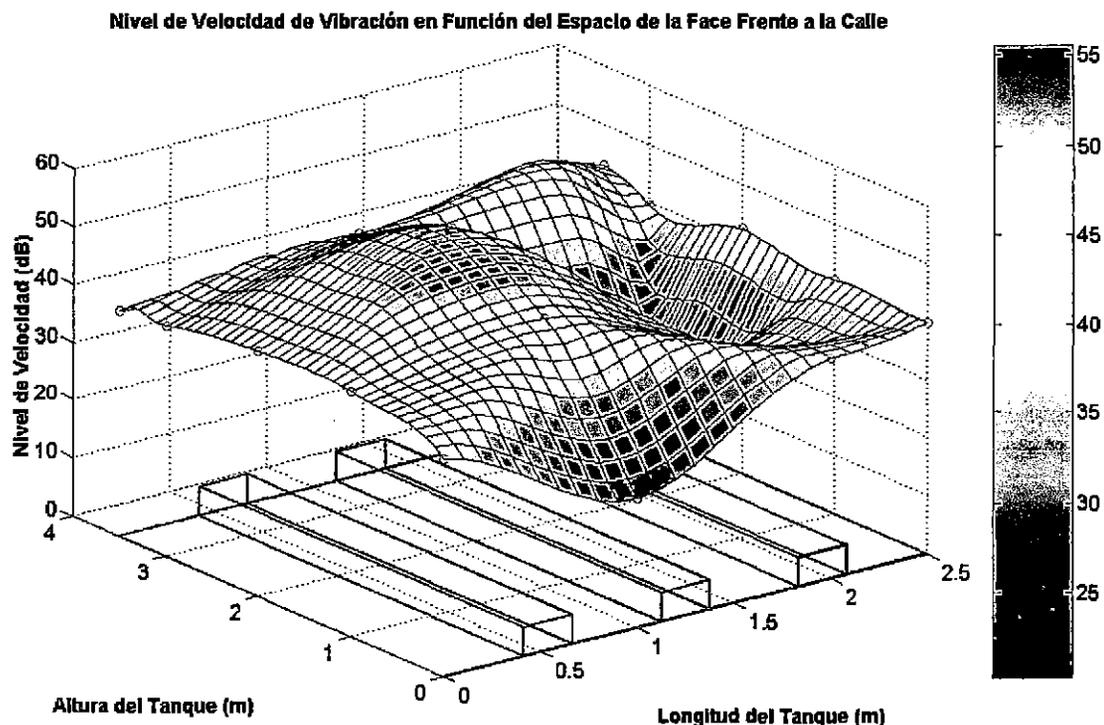


Figura 59: Nivel de velocidad de la vibración de la superficie del tanque de la face frente a la calle en 3D e identificando la intensidad de la deformación en colores

10.6.3 ANÁLISIS DE LA SUPERFICIE DE LA FACE OPUESTA AL EDIFICIO

Las señales de PSD del desplazamiento de la face opuesta al edificio son mostradas en la Figura 60 y en ella se observa que las amplitudes mayores están en varios puntos, teniendo una distribución de amplitudes en varios colores y varios grupos. A diferencia de los resultados de las otras placas de las superficies de las paredes del tanque, las deformaciones deben estar en una amplia región. Las frecuencias predominantes en las deformaciones siguen siendo en 120 Hz.

La Figura 61 muestra el desplazamiento en dos instantes de la superficie, donde se encuentran dos placas superpuestas, representando la mayor y menor deformación de la placa. La forma de las deformaciones sugiere que la placa tendría tres modos de vibrar, ubicándose en el centro el de mayor área. Además tiene varias amplitudes pronunciadas y las cuales están en fase.

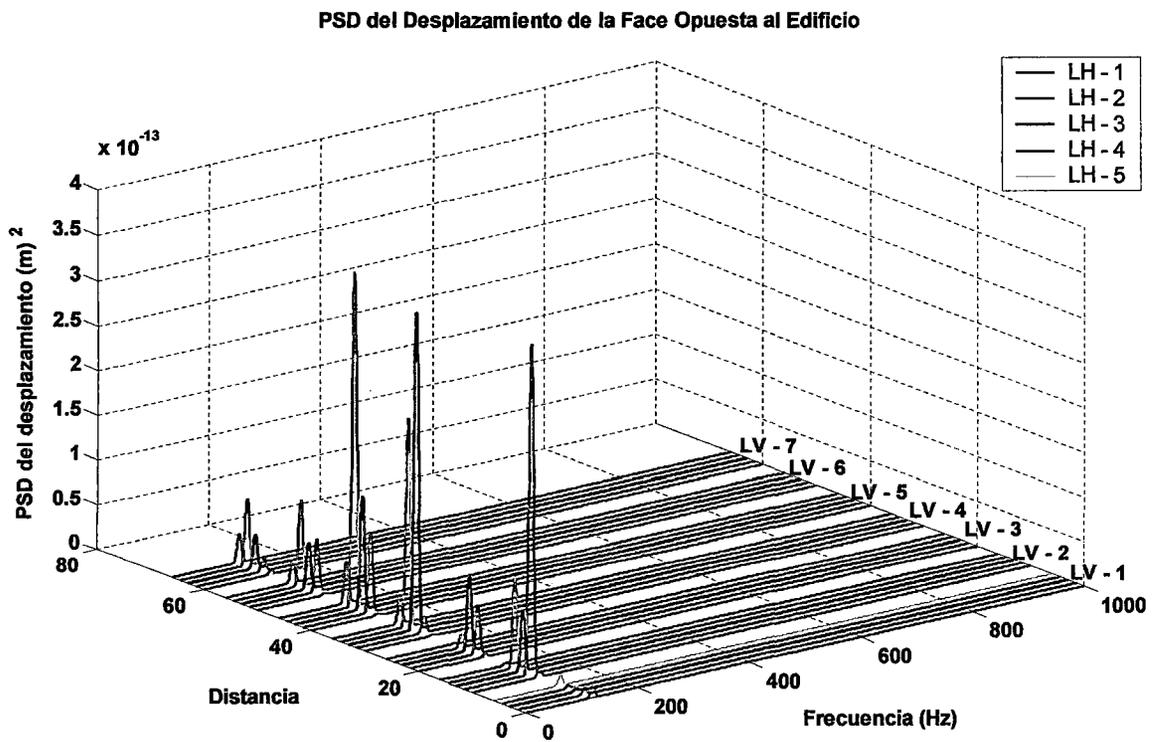


Figura 60: Señales de PSD del desplazamiento de la face opuesta al edificio

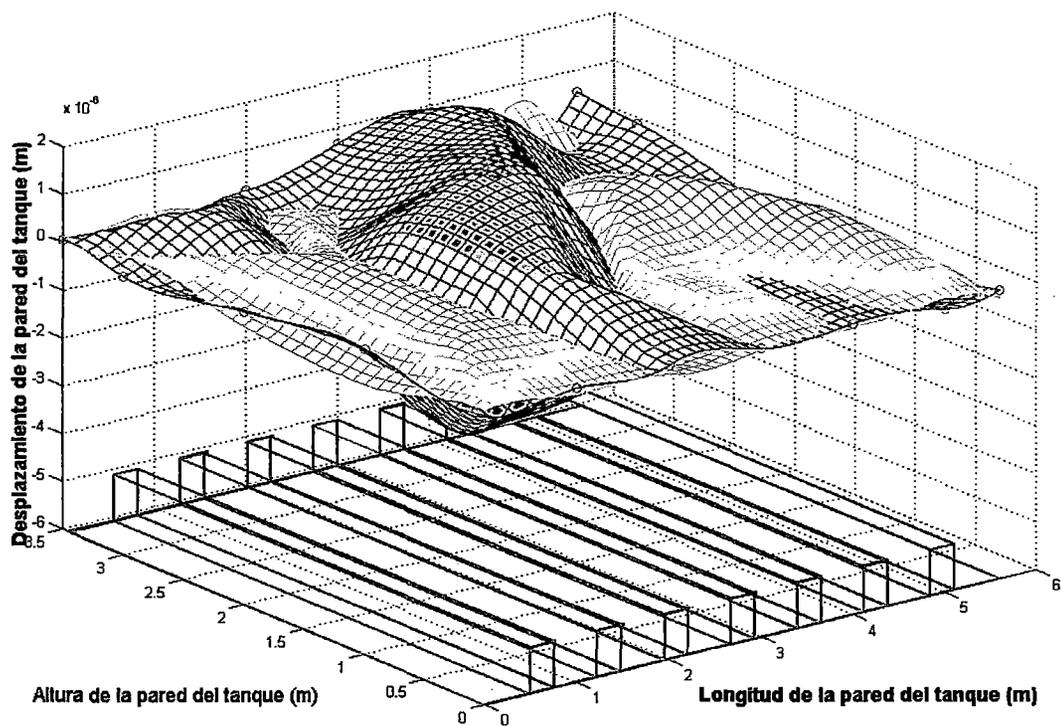


Figura 61: Desplazamiento de la superficie de la face opuesta al edificio en dos instantes de mayor deformación y en 3D

Los niveles de velocidad de vibración de la face opuesta del edificio es mostrado en la Figura 62, donde se observa que las deformaciones observadas en la figura anterior como modo de vibrar, coincide con las regiones más altas de los niveles de velocidad. Las regiones de emisión de energía son mayores que en todas las otras faces de las paredes del tanque.

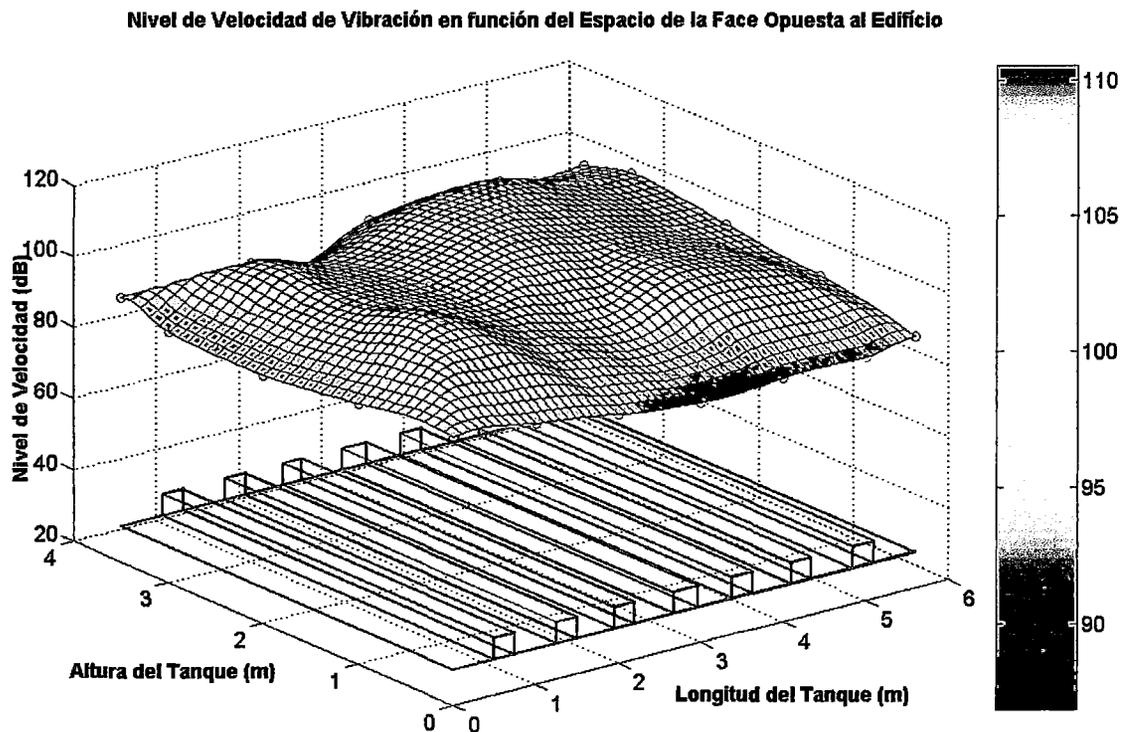


Figura 62: Nivel de velocidad de la vibración de la superficie del tanque de la face opuesta al edificio en 3D e identificando la intensidad de la irradiación en colores.

10.6.4 ANÁLISIS DE LA SUPERFICIE DE LA FACE OPUESTA A LA CALLE

Los espectros de la señal de PSD, del desplazamiento la superficie opuesta a la calle, observados en la Figura 63, muestran que predomina la frecuencia de 120 Hz en las vibraciones, siendo insignificante las demás amplitudes. Al observar las amplitudes de los grupos que representan las líneas verticales, podemos concluir que: a diferencia de las demás faces, es en esta face donde la deformación del tanque es en todas partes, no existiendo casi zonas sin deformación. El tamaño de las amplitudes demuestra que sus deformaciones no son mayores que a las demás faces, sino por el área que abarca como deformación por vibración.

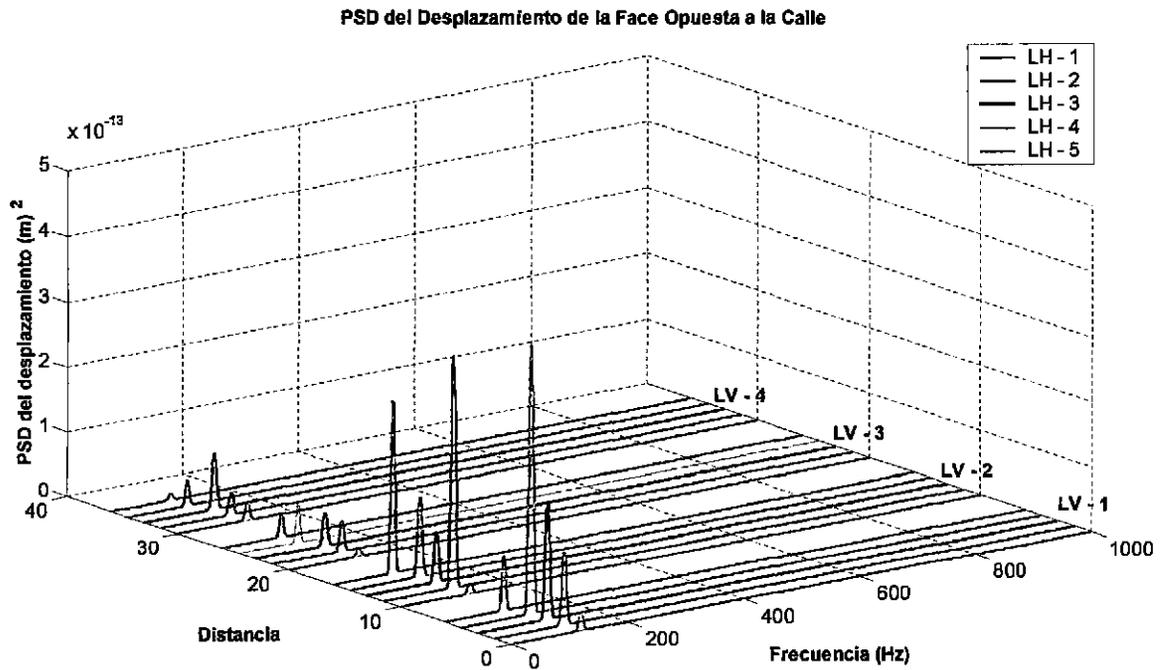


Figura 63: Señales de PSD del desplazamiento de la face opuesta a la calle

Las señales en ODS de la superficie de la face opuesta a la calle, mostrados en la Figura 64, nos ilustran que tienen varios modos de vibrar. Al parecer hay tres modos de vibrar a lo largo de la altura, de los cuales dos están desplazándose en fase y una en oposición de fase; también se observa a dos modos de vibrar en el ancho del tanque con menores amplitudes.

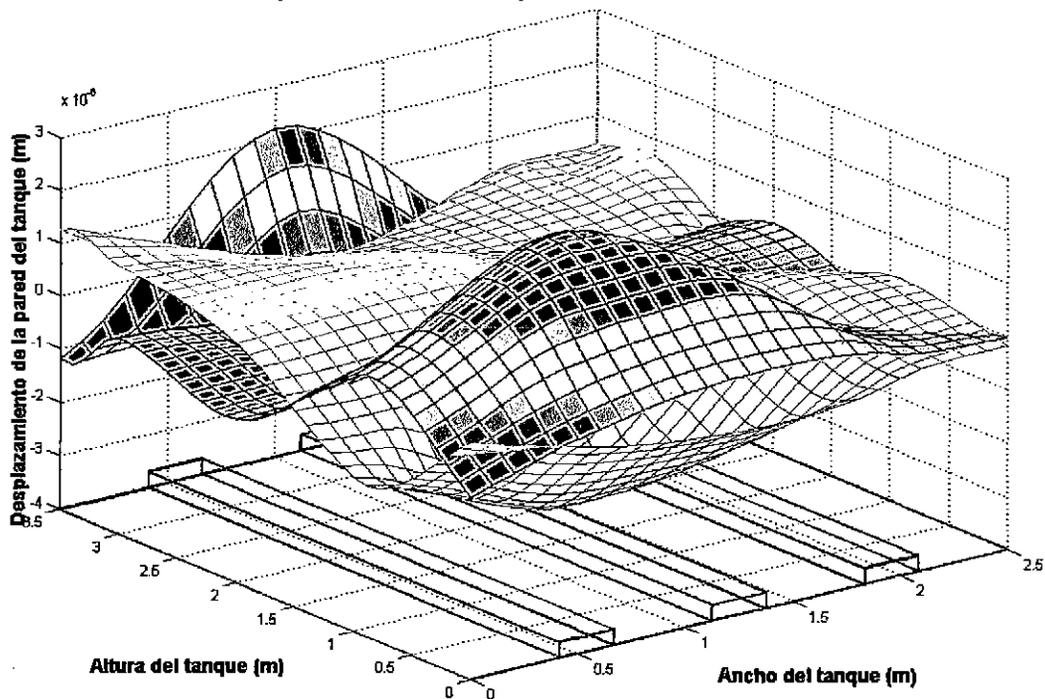


Figura 64: Desplazamiento de la pared del tanque face opuesta a la calle para dos instantes con desfase de 180 grados.

Como se podrá observar, las superficies tienen refuerzos, pero eso no impide que se manifiesten los modos de vibrar de la superficie del tanque; solo disminuye la amplitud de la deformación.

La Figura 65 muestra el nivel de velocidad de la vibración de la superficie del tanque de la face frente a la calle. Observando las intensidades del color rojo, que indica mayor manifestación de la energía, se podría concluir que la mayor fuente de sonido en esta face está localizada al lado de la pared de la face frente al edificio y en la parte superior, la que se emite por la proximidad al edificio. En el extremo inferior de la superficie de la pared, se observa que la emisión es baja, y al parecer no habría emisión de energía. La parte inferior está apoyada en los carritos soportes, próxima al carrito soporte que estaba sin movimiento y la que se indica en el diagnostico de ODS.

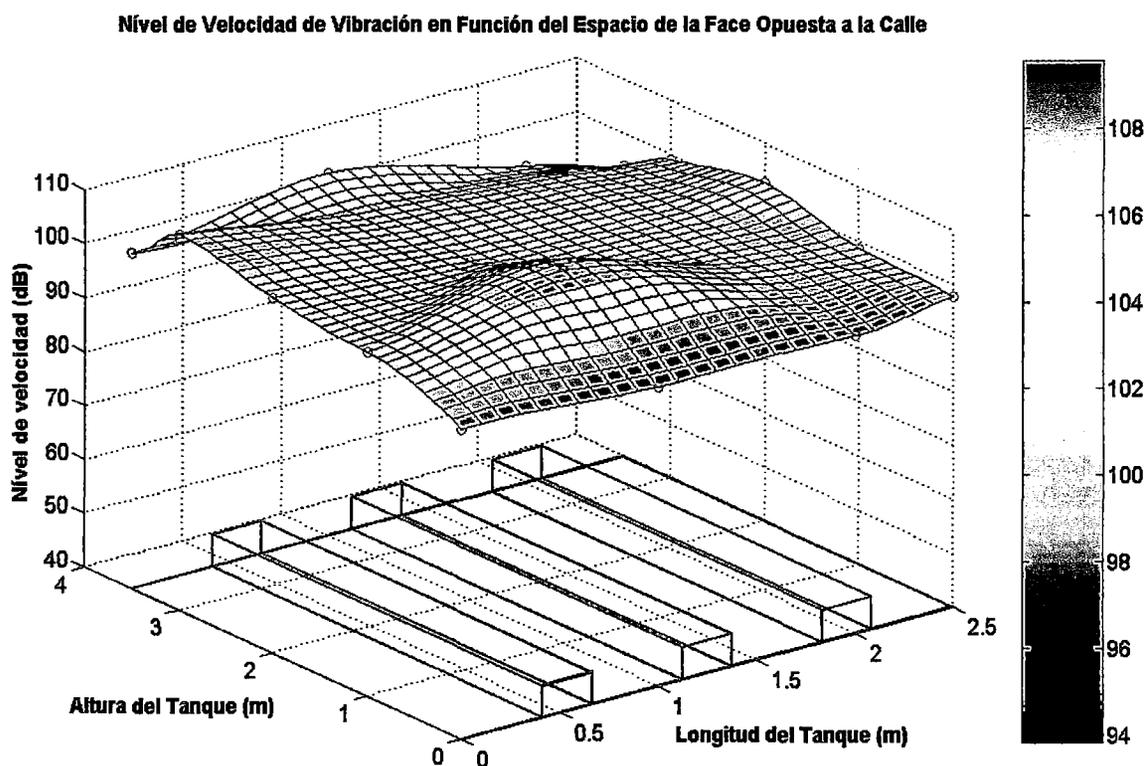


Figura 65: Nivel de velocidad de la vibración de la superficie del tanque de la face opuesta a la calle en 3D e identificando la intensidad de la deformación en colores

10.6.5 ANÁLISIS DE LA PLACA BASE SOPORTE DEL TANQUE

La placa base es una placa plana de 10 mm de espesor, se encuentra reforzada con placas dobladas en forma de U, que instaladas forman cuadrículas de rectángulos en la base. Los carritos soportes se encuentra instalados en cuatro regiones de los refuerzos en la parte inferior de la placa base. Por encima de la placa base se encuentra el soporte del núcleo montado en ella está el núcleo y las bobinas.

En los talleres de mantenimiento se observó a los transformadores en montaje y se detectó que la ubicación de los soportes del núcleo y los carros soportes no tienen un adecuado posicionamiento. El peso del núcleo y las bobinas se trasladan a los puntos de apoyo del soporte del núcleo y sería óptimo que el peso se oriente a los carritos soportes, o por lo menos a los refuerzos. En algunas ocasiones, los puntos de apoyo se ubican en el espacio donde la placa base no tiene refuerzo, de manera que, la región que soporta al punto de apoyo se convierte en una zona sensible a la vibración. La pronunciada vibración afecta no solo a la placa base, también se traslada por toda la superficie, afectando de este modo a la parte inferior de las paredes del tanque.

La Figura 66 muestra señales de PSD de la base del tanque, observando los espectros se visualiza las amplitudes en 120 Hz, algunas notables en diversos puntos.

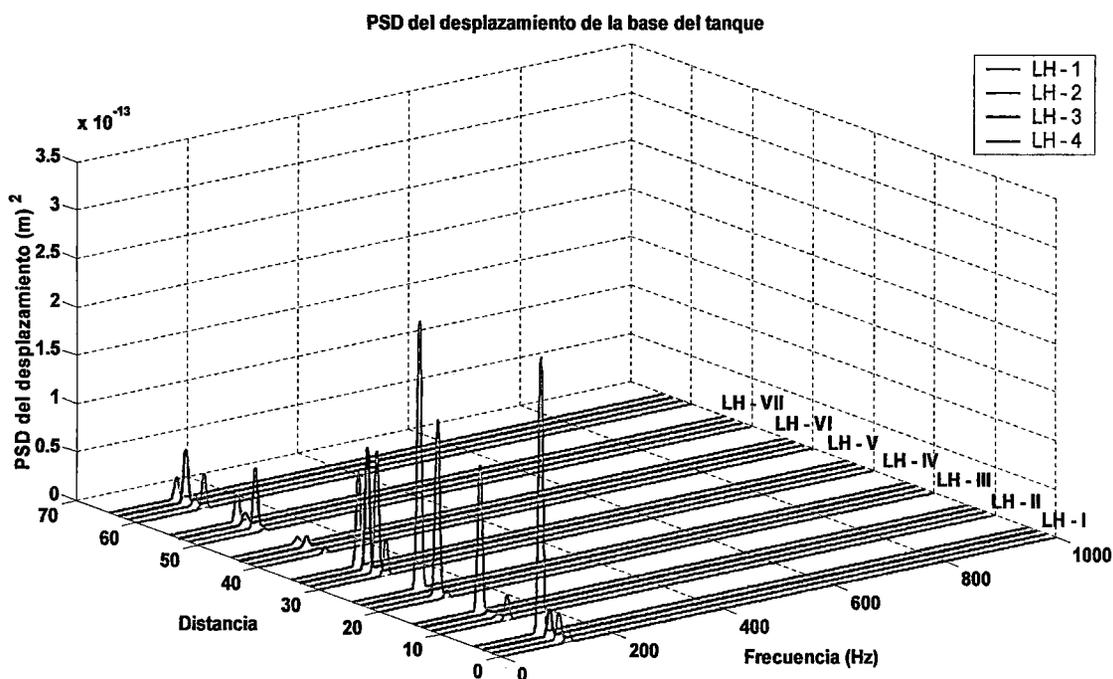


Figura 66: Señales de PSD del desplazamiento de la base del tanque del transformador

Las deformaciones de la base del tanque es mostrado en la Figura 67, donde se observa que la mayor deformación se encuentra en un extremo, al lado de la pared de la face al frente al edificio. Otras deformaciones menores, pero importante se encuentra en contra fase en el lado derecho de la base.

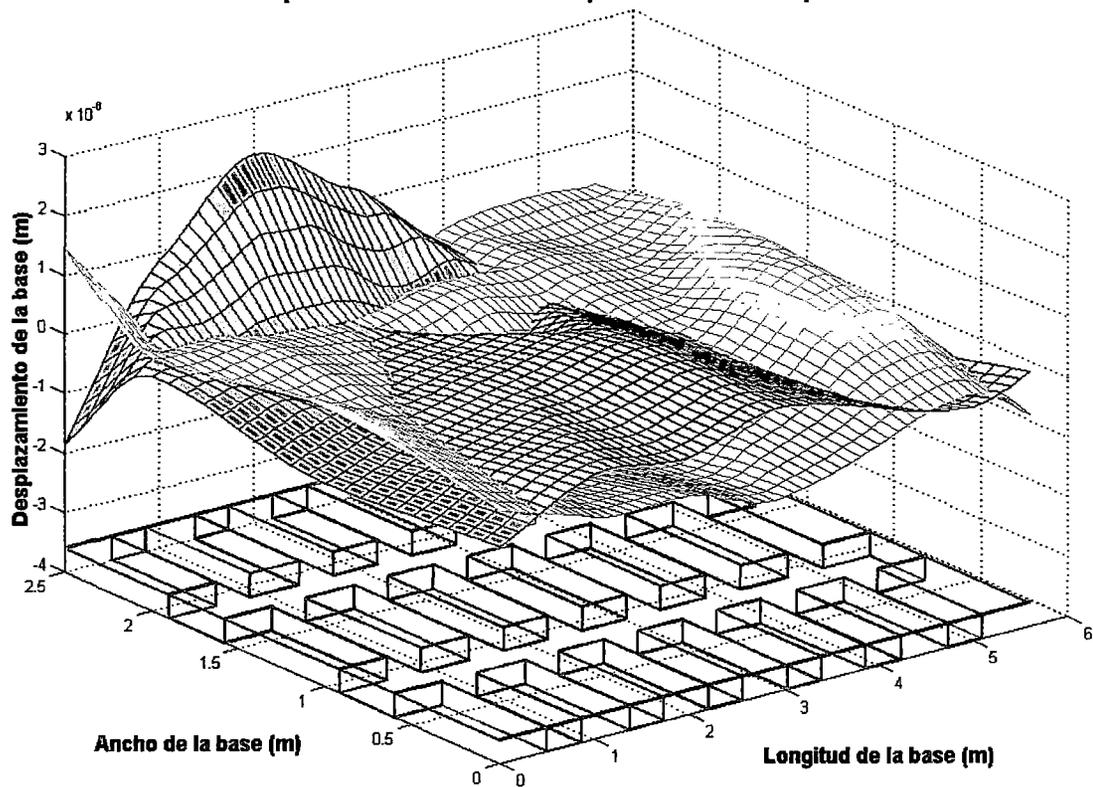


Figura 67: Desplazamiento de la superficie en 3D de la face frente a la calle en dos instantes de mayor deformación y con desfase de 180° .

El nivel de velocidad de la vibración de la base del tanque, es mostrado en la Figura 68. Las intensidades de la vibración muestran una región en azul, donde la emisión de ruido y vibración sería bajo, esta región coincide con la posición de apoyo de un carrito soporte que se mostró sin movimiento y al parecer con mayor altura que los otros soportes.

El movimiento o fijación de los carritos que soportan la base repercute en el comportamiento del tanque, ya que los carritos soportan al núcleo del transformador y al mismo tiempo a la base. Parte de las deformaciones, de las placas de las paredes del tanque, se producen por la transmisión de las vibraciones desde la placa base y otras por el empuje del aceite a las placas del tanque. El tanque se encuentra

completamente lleno de aceite aislante y, si el núcleo tiene movimientos, estos movimientos empujan al aceite aislante y este a las paredes del tanque.

En el espacio donde se encontraría los otros carritos soportes, se observa que la emisión de energía es mayor. La región con mayor emisión sería en el espacio donde se encuentre un carrito que tenía mayor desplazamiento que los otros, al parecer, este carrito sería de menor tamaño y por eso sería mayor la intensidad de vibración.

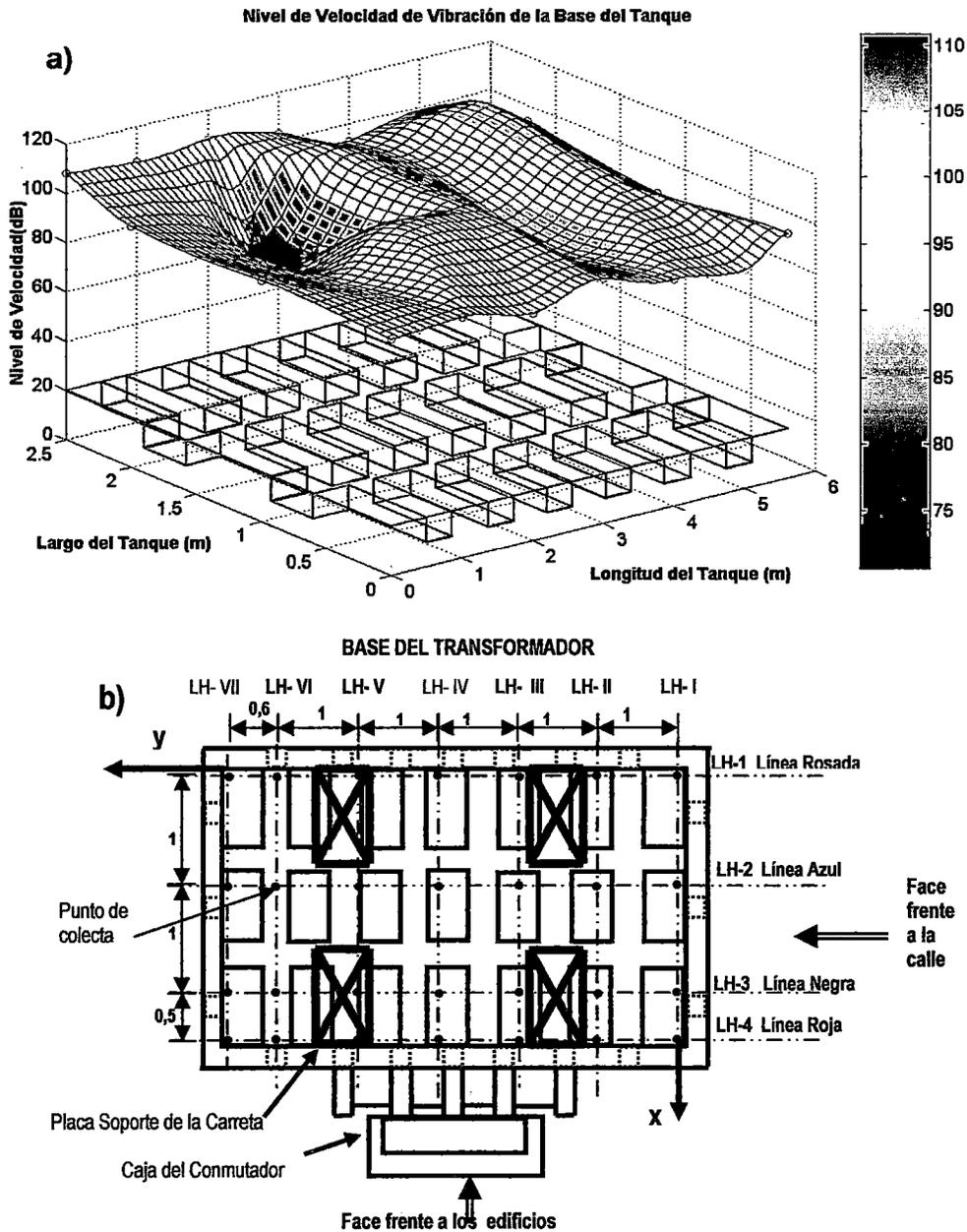


Figura 68: Base soporte del transformador a) nivel de velocidad de la vibración de la base en 3D b) Vista de la base desde la parte inferior del transformador.

10.7 TECNOLOGÍA PARA REDUCIR VIBRACIÓN

En la revisión de la literatura, se expuso algunas de las metodologías usadas en el control estructural del ruido de transformadores. La metodología consiste en el control de la vibración de la superficie del tanque, de este modo se evita que las vibraciones de las superficies del tanque se acople al aire impulsándolo.

Entre las alternativas tecnologías para la disminución de la vibración tenemos:

1. Modificación estructural, aumentando la rigidez del superficie del tanque
2. La adición de estructuras rígidas locales con pernos regulables
3. Absorbedores dinámicos sintonizados
4. Absorbedores dinámicos auto-ajustables
5. Absorbedores dinámicos regulables
6. Instalación de actuadores piezoeléctricos
7. Instalación de actuadores electromagnéticos
8. Amortiguadores hidráulicos
9. Amortiguadores sólidos

Para las paredes del tanque, se selecciono la aplicación absorbedores dinámicos regulables, y para la base del tanque, se seleccionó amortiguadores hidráulicos. Ambos dispositivos fueron elegidos por su fácil instalación, bajo costo en su adquisición, costo mínimo en su mantenimiento y no requiere del uso de energía ni instrumentación en su funcionamiento.

10.7.1 ABSORBEDORES DINÁMICOS

Un absorbedor dinámico es básicamente un sistema oscilatorio (masa-resorte), fijo en la estructura cuya vibración se quiere controlar, y que "absorben" su energía. Obviamente, los absorbedores dinámicos deben tener menor acoplamiento con el medio fluido externo (aire), o producirán ruido acústico de la misma forma que la estructura original. En su funcionamiento, el absorbedor dinámico crea una fuerza inercial, en sentido contrario a la fuerza de deformación que se produce en el tanque, cuando la frecuencia natural de los absorbedores dinámicos, está sintonizada un poco encima de la frecuencia de excitación de la superficie del transformador, los absorbedores dinámicos, reducen la oscilación de su base y presentan un aumento

significativo de la amplitud de oscilación en su masa sísmica. La energía cinética de la base es dirigida para la masa sísmica. En este sentido ellos "absorben la energía" cinética de la base. Si la masa sísmica se acopla débilmente con el aire, el absorbedor dinámico irá reducir la emisión del ruido acústico, en este caso, se convierte en un absorbedor de ruido

Para modelar el funcionamiento del absorbedor dinámico, utiliza-se un sistema de 2 masas con 2 resortes, ambas amortiguados. Para el análisis se usa un modelo bastante simple con dos grados de libertad, como el de la Figura 69, que muestra el modelo físico de un absorbedor dinámico, instalado en la placa del tanque de un transformador eléctrico. En el primer cuadro de la figura se observa el coeficiente de rigidez (k_e), el coeficiente de amortiguamiento (c_e), el desplazamiento (x_1), la masa efectiva (M) y la fuerza de excitación ($F(t)$), todos pertenecen a la placa del tanque del transformador. En el otro cuadro se observa los coeficientes de rigidez (k) y de amortiguamiento (c), la masa (m) y el desplazamiento (x_2) del absorbedor dinámico.

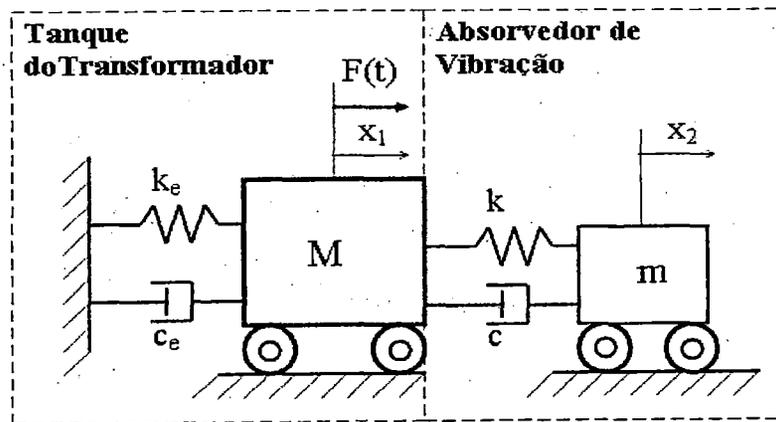


Figura 69: Modelo físico de la superficie del tanque y del absorbedor dinámico

Las ecuaciones del movimiento del absorbedor dinámico instalado en la superficie del tanque del transformador son:

$$M.\ddot{x}_1 + (c_p + c).\dot{x}_1 - c.\dot{x}_2 + (k_p + k).x_1 - k.x_2 = F(t) \quad (10.14)$$

$$m.\ddot{x}_2 + c.\dot{x}_2 - c.\dot{x}_1 + k.x_2 - k.x_1 = 0. \quad (10.15)$$

El diseño de un absorbedor dinámico (AD) puede ser realizado usando las ecuaciones (10.15) y (10.16), para el cual es necesario determinar los valores de la masa y los coeficientes dinámicos del tanque y del absorbedor dinámico, para cada

punto de la superficie, el cálculo del conjunto se denomina como "identificación de sistemas dinámicos del tanque de un transformador" y el desarrollo es bastante amplio. La identificación de los coeficientes dinámicos del resorte y del amortiguador es posible usando el método de análisis modal en los puntos de mayor sensibilidad. Para obtener los valores del coeficiente de rigidez del tanque para cada punto, se puede usar el método de elementos finitos, con una figura geométrica que tenga las características del tanque para su simulación, En la simulación se aplica una fuerza instantánea a un punto de la placa y luego se captura la respuesta del desplazamiento del punto, ya que el programa emite el desplazamiento en función del tiempo.

El coeficiente de rigidez del tanque k_e , es obtenido de la división de la fuerza aplicada en la simulación entre el desplazamiento máximo del punto de respuesta obtenido con la simulación. La respuesta de desplazamiento es obtenido en un scrib de resultado que el software proporciona, como una secuencia de números que indica el desplazamiento vs tiempo. Para obtener la amplitud máxima, se tiene que procesar el resultado usando la teoría de procesamiento de señal expuesto en fundamentos teóricos, principalmente las ecuaciones (5.23) y (5.26).

La Figura 70, muestra la simulación realizado en un software libre llamado Calculix, que funciona en una plataforma de Linux. La simulación se trata de la aplicación de una fuerza instantánea en el punto centro del tanque, con el propósito de obtener el desplazamiento como respuesta. Relacionando fuerza con desplazamiento se calcula el coeficiente de rigidez de la placa en el punto de aplicación de la fuerza.

La masa efectiva de toda la superficie es obtenida usando la ecuación (5.49), con el coeficiente de rigidez k , obtenido de la simulación y del procesamiento de la información [31]. Asimismo se obtiene la frecuencia natural, la cual es observada en la señal de desplazamiento en el dominio de la frecuencia, siendo el primer pico de la Figura 70-b, la que corresponde a la primera frecuencia natural.

Para el diseño del AD es recomendable el uso de un software de elementos finitos, que realice el análisis modal simulado. Un inicial análisis del desempeño del absorbedor dinámico también puede ser simulado, instalándolo en la superficie del tanque. Otro método para el diseño es calculando el desplazamiento de una estructura, usando fórmulas de cálculos de coeficiente de rigidez según la geometría de la estructura [22]. En el anexo A se muestra un ejemplo de diseño de un AD.

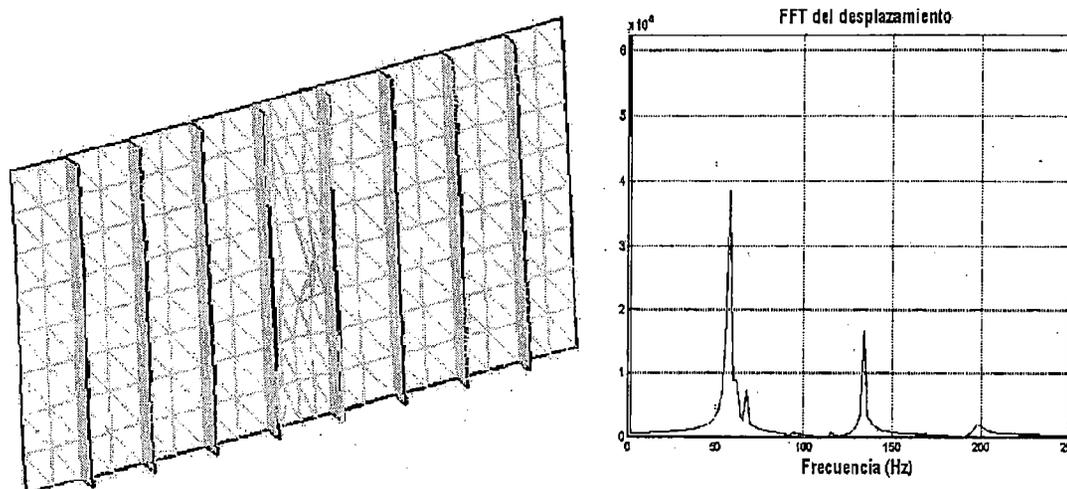


Figura 70: Cálculo del desplazamiento usando el método de elementos finitos a) figura geométrica de la pared del transformador y mostrando un punto sometiendo a una fuerza, b) desplazamiento del punto mostrado en el dominio de la frecuencia.

El coeficiente de amortecimiento (c_e) es determinado experimentalmente, en la Figura 71, se muestra el dibujo de una superficie de la pared de un transformador, indicando los puntos donde se realizaron el análisis modal para determinar el coeficiente de amortiguamiento en cada punto colectado.

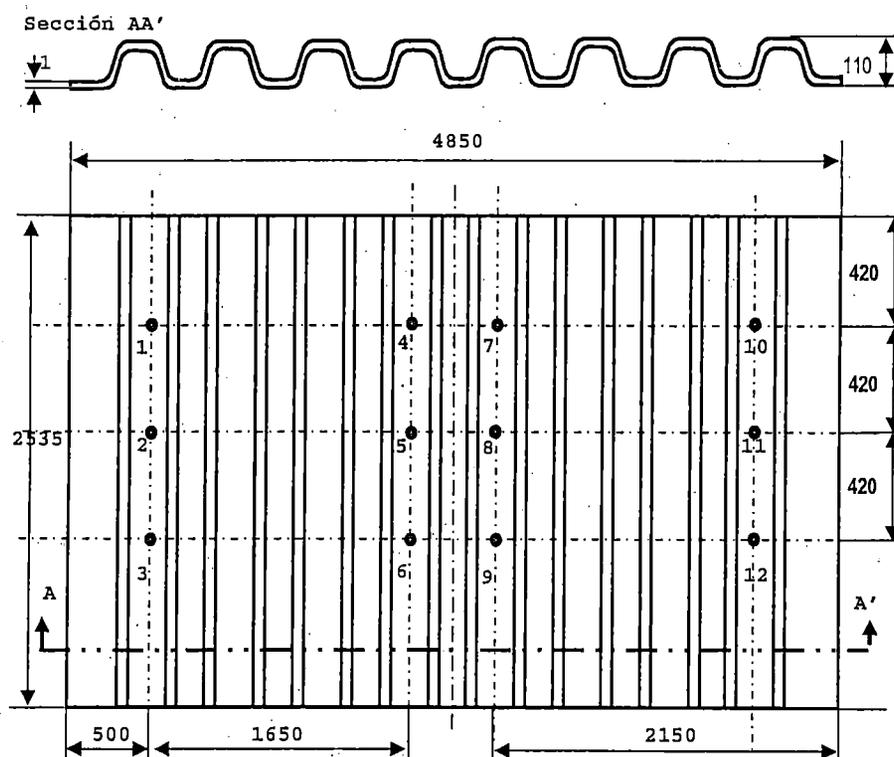


Figura 71: Dibujo de la pared de un transformador indicando las dimensiones y los puntos donde se realizaron el análisis modal.

Los resultados obtenidos del análisis modal son expuestos en la Tabla 7, en ella se muestra los resultados de las tres primeras frecuencias naturales con sus respectivos coeficientes de amortiguamiento.

Tabla 7: Resultados del análisis modal, mostrando las frecuencias naturales de cada punto de la pared del tanque, y los coeficientes de amortiguamientos c calculados.

Punto	Frecuencia (Hz)	c (Ns/m)	Punto	Frecuencia (Hz)	c (Ns/m)	Punto	Frecuencia (Hz)	c (Ns/m)
1	58,65	0,9790	5	119,25	0,1415	9	101,66	0,4025
1	89,93	0,2889	6	60,60	0,1962	9	136,85	0,2961
1	127,00	1,1705	6	101,66	0,1477	10	60,50	0,2609
2	56,69	0,6783	6	119,20	0,1340	10	93,84	0,2887
2	109,48	0,3398	7	54,73	0,4915	10	119,25	0,1945
2	125,20	0,3005	7	89,93	0,2960	11	72,35	0,2963
3	68,50	0,3104	7	109,48	0,2689	11	91,88	0,3105
3	101,66	0,1477	8	55,00	0,8758	11	121,21	0,2803
3	133,00	0,1707	8	99,70	0,4412	12	84,06	0,2052
5	62,56	0,2484	8	146,00	0,3389	12	113,39	0,2586
5	95,80	0,1547	9	60,60	0,8915			

Los resultados del análisis modal, que calcula el coeficiente de amortiguamiento, muestran que sus valores están entre 0,14 a 1,17, predominando los menores valores. Por otro lado, la tercera frecuencia natural de cada punto está próxima a los valores de 120 Hz, lo cual produce que las amplitudes de la vibración aumenten por estar próximo a la resonancia, tal como fue explicado en la Figura 15-b, y fundamentado con las ecuaciones (5.52), (5.53) y (5.54).

Debido a la inviabilidad de colocar los absorbentes dinámicos soldando su base en la superficie del tanque, ya que sus paredes están cubiertas con pintura aislante y, al soldarlo, se quemaría la pintura, no solo de la parte exterior, sino que también en la parte interior; contaminado así el aceite aislante, calentándolo y desprotegiendo, por ambos lados, al tanque del aislamiento. La prohibición de soldar la superficie del tanque, motivó que se evaluara otras alternativas para la instalación de absorbentes dinámicos, escogiéndose pegamentos epóxicos, que permiten pegar la superficie en frío entre la pintura y el metal. El uso del pegamento trajo otros problemas, como la posibilidad de que las superficies metálicas del tanque y el absorbente se conviertan en un condensador y que se resolvió usando planchas de un material aislante

denominado Celerom, que tiene una buena resistencia mecánica y puede estar expuesto a la intemperie sin deteriorarse.

El pegamento condicionó el tamaño de la masa del absorbedor dinámico, por lo que se consideró apropiado diseñar absorbedores dinámicos de 5 kg de masa, teniendo que colocar varios en las superficies de mayor sensibilidad a la vibración.

El modelo del absorbedor dinámico, usado para la reducción del ruido de la superficie del tanque del transformador, es mostrado en la Figura 72, donde se expone la forma geométrica y sus componentes de este dispositivo. En el dibujo se observa que, la forma geométrica de la masa es una barra cilíndrica. La forma cilíndrica de la barra es para que la superficie no impulse al aire paralelamente al medio ambiente.

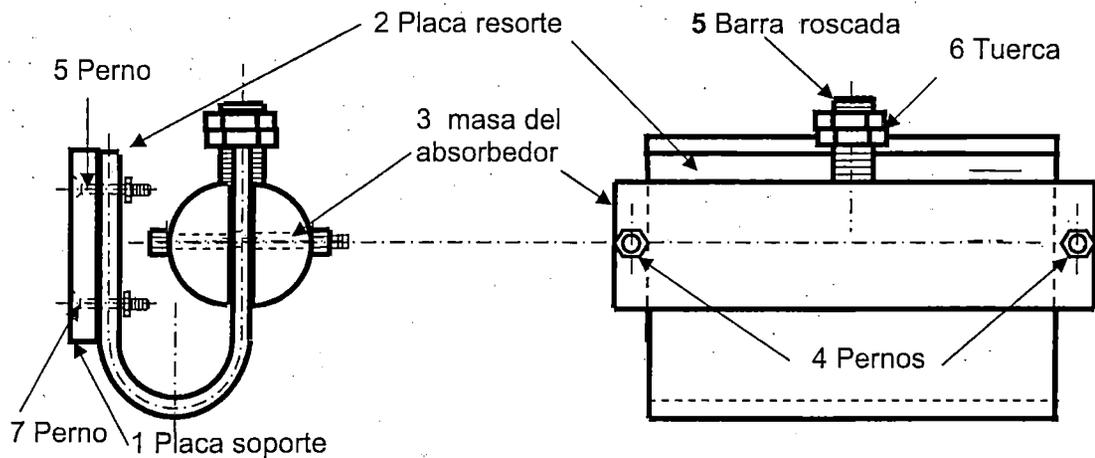


Figura 72: Esquema del absorbedor dinámico indicando sus componentes.

La lista de materiales del absorbedor dinámico con sus respectivas cantidades, dimensiones y especificaciones es mostrada en la Tabla 8.

Tabla 8: Lista de los componentes del absorbedor dinámico

Ítem	Descripción	Cantidad	Material	Dimensiones
1	Placa soporte de fijación	01	Celerom	10x150x200 mm
2	Placa doblada	01	Acero 1020	6.35x202x240 mm
3	Bloque de barra redonda	01	Acero común (036)	Φ51x270 (se divide en 2)
4	Perno con tuercas y anillos	02	Acero galvanizado	Φ 8x80 mm
5	Barra roscada	01	Acero común (036)	Φ25x125 mm
6	Tuerca y contratuerca	01	Acero galvanizado	Φinter25x08 mm
7	Perno con tuercas y anillos	04	Acero galvanizado	Φ 9x70 mm

10.7.2 AMORTIGUADOR HIDRÁULICO

El amortiguador seleccionado es de la marca Monroe, modelo 54388, comúnmente utilizado en Camiones de la marca Ford, modelo F4000. La capacidad de carga de cada amortiguador es 3 toneladas. El alcance del amortiguador: longitud mínima con el embolo comprimido es 369 *mm* y longitud máxima con el embolo estirado es 608 *mm*. En los extremos del embolo se tienen anillos para su fijación, cuyo diámetro es de 19 *mm*. El espacio en la parte interior del tanque, entre el suelo y los soportes de los carritos, es 380 *mm*. La Figura 73, muestra las dimensiones del amortiguador usado. Fueron 8 amortiguadores adquiridos para la instalación en la base del tanque. En el anexo B se expone sobre los criterios para la selección de un amortiguador.

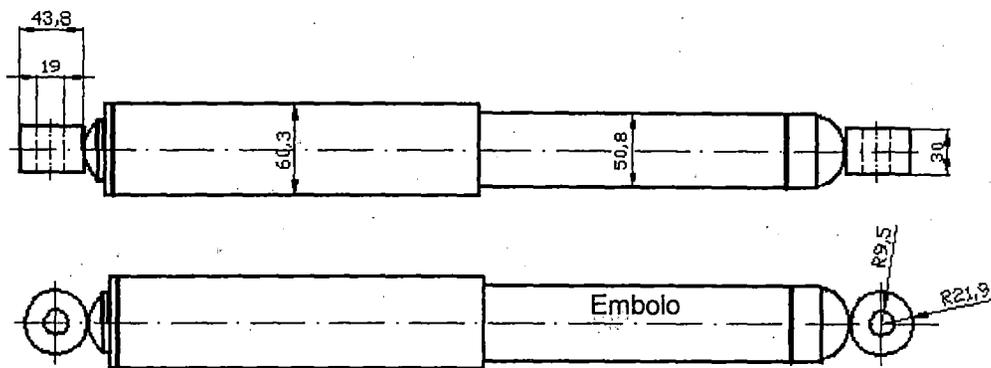


Figura 73: Dimensiones del amortiguador marca Monroe modelo 54388

En la observación de las imágenes de ODS, en el desplazamiento de la superficie de la base, se notó que además de las deformaciones perpendiculares a la superficie, había movimientos paralelos al suelo, con capacidad de desplazar a tres de los cuatro carritos soportes. De los movimientos observados se deduce que hay fuerzas perpendiculares y paralelas a la superficie, por lo que se consideró importante colocar los amortiguadores inclinados en 45° con respecto al suelo de concreto.

Las fuerzas en el interior del transformador fueron comentadas y expresadas con las ecuaciones (6.6) y (6.7), que dependen de la carga eléctrica y de la caída tensión eléctrica que circula en el transformador.

Para la instalación de los amortiguadores se construyeron sus soportes, además de pines de 19 *mm* de diámetro, con una tolerancia de 1,5 micras (IT1). En el ajuste de los pines que unen el soporte con el amortiguador, la precisión es importante, ya que los desplazamientos en la base tienen la amplitud máxima de 2 micras, desplazándose en total 4 micras. La instalación de los pines en los aros del soporte y el amortiguador

están en desfase de 90° entre pines para conducir el movimiento al embolo. Si los pines estuvieran instalados en paralelo, giraría el amortiguador sin conducir la fuerza al embolo. La Figura 74 muestra el amortiguador instalado en sus respectivos soportes.

La instalación del soporte inferior fue realizada en el suelo usando cuatro pernos de anclaje de media pulgada de diámetro por cada soporte. Los soportes superiores fueron soldados al refuerzo del tanque.

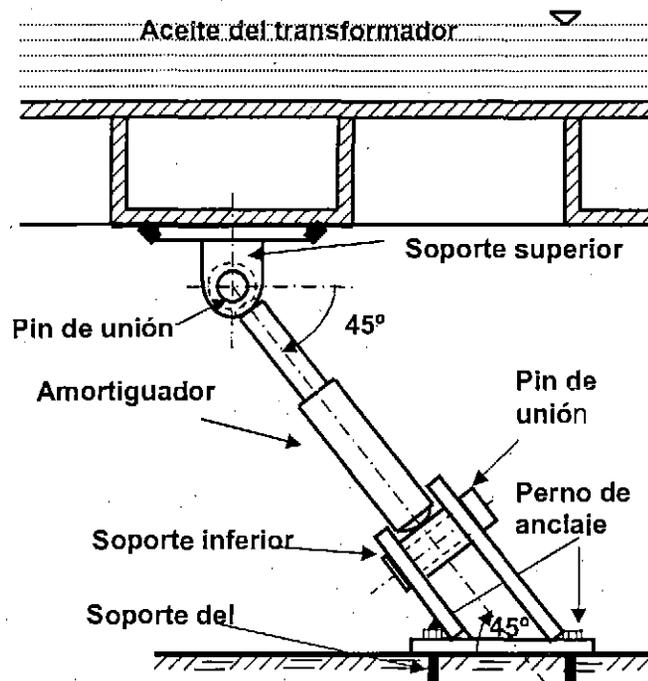


Figura 74: Dibujo del montaje del amortiguador instalado en la base del transformador.

10.8 INSTALACIÓN DE LOS DISPOSITIVOS PARA LA DISMINUCIÓN DEL RUIDO

El análisis de la vibración del tanque permitió la localización de las regiones de mayor emisión de energía, determinados con figuras espaciales de niveles de velocidad de la vibración, y con ello la localización de los absorbedores dinámicos y de los amortiguadores. Para la constatación de que controlando la vibración se atenúa el ruido, se procedió a la verificación experimental en el transformador localizado en la subestación de Bela Alianza, midiendo la vibración y el sonido antes y después de la instalación de los dispositivos.

10.8.1 MEDICIÓN DE LA VIBRACIÓN Y EL SONIDO ANTES Y DESPUÉS DE INSTALAR LOS DISPOSITIVOS

La medición del sonido y la vibración se realizó antes y después de instalar los amortiguadores y absorbedores dinámicos, se midió instalado solo los amortiguadores o solo absorbedores dinámicos o juntos. Para la medición se contrató a la empresa dBelectronic, que se encargó de la medición y de un informe con las señales medidas.

La secuencia de las mediciones fue la siguiente:

- 1.- Medición del sonido y la vibración antes de la implementación de los dispositivos, realizado en el día 23 de marzo del 2007 entre las 8:00 y las 10:00 h. Después se colocó las bases de los absorbedores dinámicos pegándolos con resinas.
- 2.- Medición del sonido y la vibración después de tener instalado los amortiguadores, realizado el día 23 de Marzo, después de las 14:00 horas.
- 3.- Medición del sonido y la vibración después de la instalación de los absorbedores dinámicos; el 23 de marzo entre las 15:00 a 17:00 h, con amortiguadores instalados.
- 4.- Medición del sonido y la vibración considerando apenas los absorbedores dinámicos, para eso se desinstaló los amortiguadores. Las pruebas y mediciones fueron realizadas entre 17:30 hasta 18:30 horas.

La programación para la instalación fue en coordinación con la empresa dBelectronic y la empresa Electropaulo. Para la instalación de los dispositivos se tuvo que justificar los materiales y el permiso para soldar el soporte superior de los amortiguadores en el refuerzo del tanque. Así como también se justificó el uso de resinas epóxica, para pegar el soporte de los absorbedores dinámicos, además del tiempo necesario para programar al personal técnico de apoyo con un plazo definido.

Para las mediciones e instalaciones de los dispositivos se formaron tres grupos de trabajo cuyos integrantes fueron agrupados de la siguiente manera:

1. Grupo A: Los encargados de la medición de la vibración y sonido
2. Grupo B: Los ingenieros a cargo de la propuesta de control de la vibración
3. Grupo C: Los ingenieros y técnicos de la empresa Eletropaulo

La secuencia de actividades y el grupo que lo realizaría se resume en la Tabla 9, donde está el programa para la medición del ruido y vibración, así como para la instalación de los dispositivos, detallando el tiempo planeado y material.

Tabla 9: Programa de actividades, tiempos, materiales, herramientas y grupos de trabajo para la medición e instalación de los dispositivos de control de vibración.

Item	Actividades	Tiempo	Material	Herramienta	Observación
<i>I</i>	<i>Medición do estado inicial</i>				<i>Transformador prendido</i>
1	Localización de los puntos de medición.	20		Wincha de medida y marcador	Grupo B
2 ^a	Medición del sonido	20		Decibelímetro	Grupo A
2b	Medición de la vibración	30		Acelerómetro y computador	Grupo A
<i>II</i>	<i>Colocación de los Amortiguadores</i>				<i>T. apagado</i>
3	Demarcación de los lugares	10		Wincha de medida y marcador	Grupo B y grupo C
4	Preparación das superficies	160	Lija y disolvente	trapo para limpiar	Grupo C
5	Aplicar el pegamento y fijar los soportes superiores	15	Resina y endurecedor	Material para untar el pegamento	Grupo B y grupo C
6	Preparación para colocación de los soportes inferiores	60	Soportes del amortiguador superior	Wincha de medida y escuadra.	Grupo B y grupo C
7	Demarcación dos soportes inferiores, taladrado.	60	Soportes el amortiguador inferior	Taladro broca de ½"	Grupo C
8	Montaje de los amortiguadores	60	Llaves mecánicas	Destornilladores y martillo	Grupo C
<i>III</i>	<i>Evaluación del desempeño de los amortiguadores</i>				<i>Transformador prendido</i>
9	Medición del sonido	20		Decibelímetro	Grupo A
10	Medición da aceleración	30		Acelerómetro e computador	Equipe B
<i>IV</i>	<i>Colocación de los absorbedores dinámicos</i>				<i>Transformador apagado</i>
11	Demarcación de los lugares	30		Wincha de medida y marcador	Grupo B
12	Preparación de las superficies	60	Lija y disolvente	Lijadora	Grupo C
13	Aplicar pegamento y fijar soportes	60	Resina y endurecedor	Material para untar el pegamento	Grupo C
14	Montar los absorbedores dinámicos	120	Llaves mecánicas	Destornilladores y martillo	Grupo B y Grupo C
<i>V</i>	<i>Sintonización de los absorbedores dinámicos en la frecuencia de 120 Hz.</i>				<i>Transformador prendido</i>
15	Ajustar la posición de la masa suspendida en los absorbedores dinámicos	90		Llaves mecánicas	Grupo A y grupo B
16	Constatar la correcta sintonización de los absorbedores dinámicos	90		Acelerómetro y computador	Grupo A y grupo B
<i>VI</i>	<i>Medición de resultados de vibración y sonido</i>				<i>Transformador prendido</i>
17	Medición del sonido	20		Decibelímetro	Grupo A
18	Medición de la aceleración	40		Acelerómetro y computador	Grupo B

La programación se cumplió con éxito terminándose dentro del plazo, sin tener mas inconveniente que el de modificar los plazos programados. Esta secuencia fue posible porque los absorbedores dinámicos fueron sintonizados con anticipación y los soportes para los amortiguadores fueron colocados en los días anteriores. En la práctica solo se soldó la base superior y se conectó los pines entre los soportes y el amortiguador, pero en el caso de la base para los absorbedores dinámicos sí fue colocado en ese día.

La medición del sonido consistió en la medición del comportamiento del campo acústico, midiéndose el nivel de presión del sonido. Las mediciones del campo acústico fue definida a 7,4 m de la face del transformador con conmutador (Face frente al edificios), cerca de ella se encontraba el muro (de 5 m de altura) que separa la subestación de los edificios a 9,0 m de la distancia del tanque.

Para la medición de las vibraciones fue seleccionado 6 puntos por cada face y 6 en la base y el criterio adoptado fue el de considerar la medición alrededor de las regiones, donde fueron detectados los mayores niveles de velocidad de vibración. La distribución de los puntos medidos es mostrada en la Figura 75.

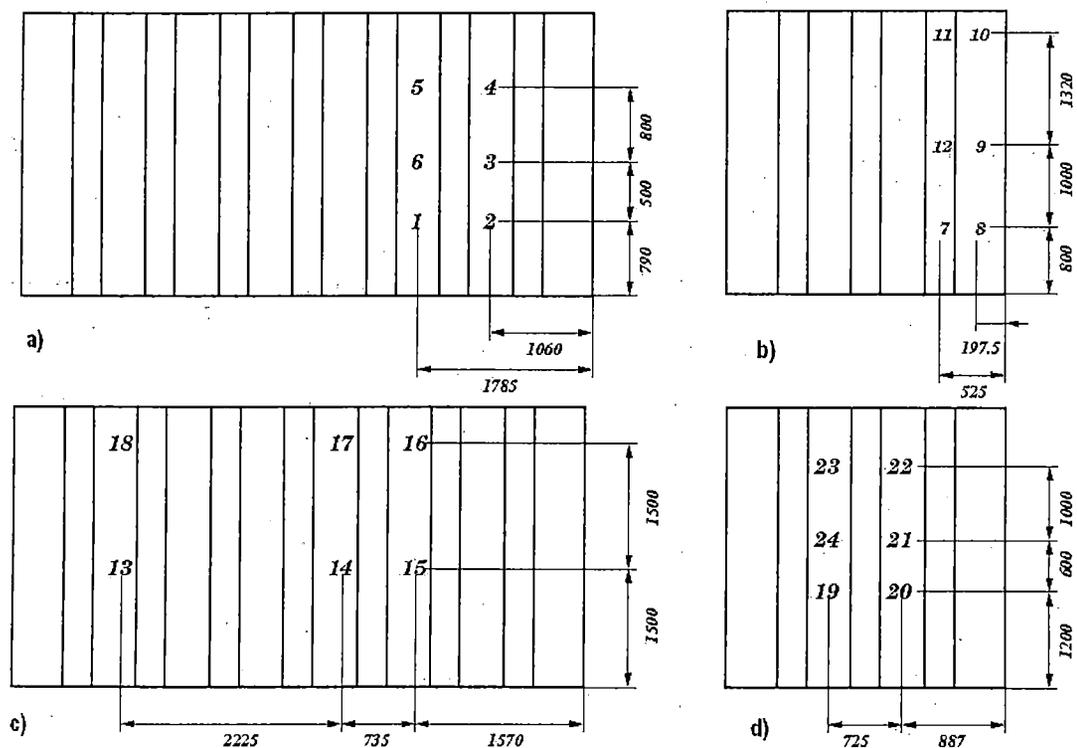


Figura 75: Localización de puntos de medición de la vibración a) Face frente al edificio, b) Face opuesta a la calle, c) Face opuesto al edificio d) Face frente a la calle.

El área de medición de sonido seleccionada consta de 10,50 *m* de largo y 6,0 *m* de altura, definido en cuatro niveles de medición: el primer nivel a 1,5 *m* de altura del piso, distanciado en 1,5 *m* entre una medición y otra manteniendo la misma distancia para las otras mediciones encima de esta medición, el segundo nivel era a 3 *m*, el tercer nivel fue de 4,5 *m* y, el nivel superior fue de 6 *m*.

La medición consistió en la colecta de la señal de vibración en un minuto por muestra antes de colocar los dispositivos; después, colocando solo los amortiguadores, luego colocando los amortiguadores y absorbedores dinámicos juntos, terminado con la medición solamente con los absorbedores dinámicos.

10.8.2 DISEÑO DEL MONTAJE DE LOS AMORTIGUADORES VISCOSOS

La base soporta el peso y las fuerzas verticales del núcleo y de las bobinas del transformador. La base se encuentra apoyada sobre cuatro soportes con ruedas que soportan todo el peso del transformador.

La particularidad de que la base se encuentre a 0,475 *m* de una superficie de concreto se torna ventajosa, pues posibilita el montaje de amortiguadores viscosos desde la base a la superficie de concreto. Los amortiguadores deben funcionar con desplazamientos menores a 0,01 *mm*, y por lo tanto, las exigencias de precisión de los componentes de montaje es de la orden de milésimos de *mm*.

Debido a la existencia de fuerzas en la dirección horizontal que producen un deslizamiento del tanque, hecho que fue observado en el análisis de ODS, tres de los cuatro soportes se mueven. Para oponerse a estos movimientos fueron colocados los amortiguadores con una inclinación de 45° con respecto al suelo para que amortigüe las fuerzas que interactúan en la base del tanque en la posición vertical y horizontal, como se muestra en la foto de la Figura 76 donde se observa los amortiguadores instalados en sus soportes.

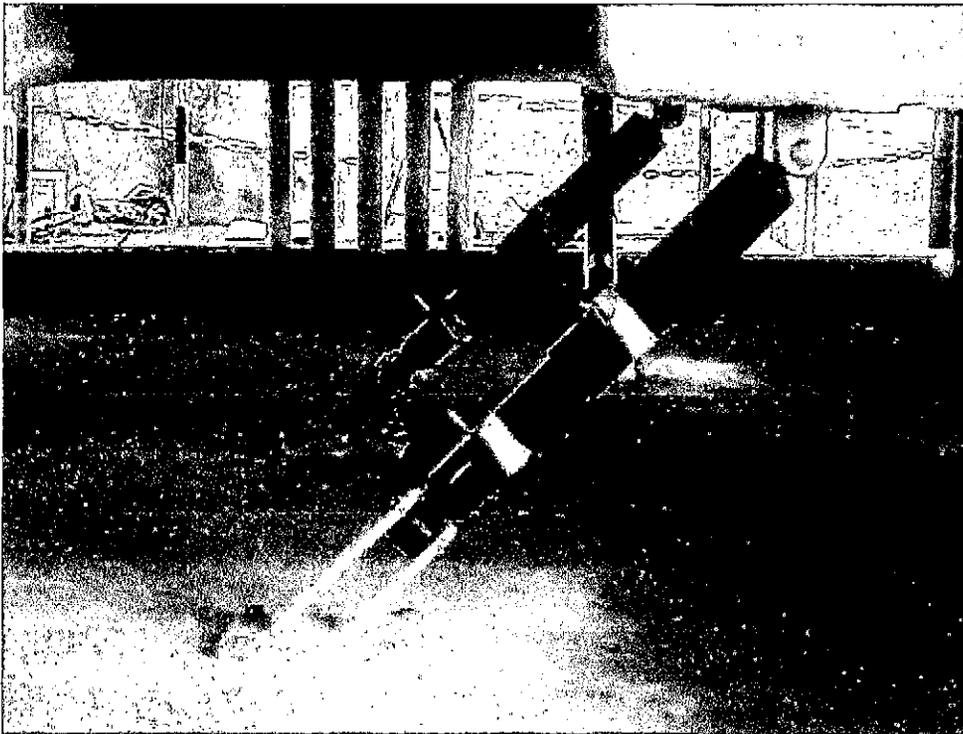


Figura 76: Foto del amortiguador instalado.

En la base fueron colocados 8 amortiguadores distribuidos conforme muestra en la Figura 77. El cuadrado con fondo blanco de arista verde representa la posición del soporte superior y el rectángulo de arista verde representa el amortiguador instalado.

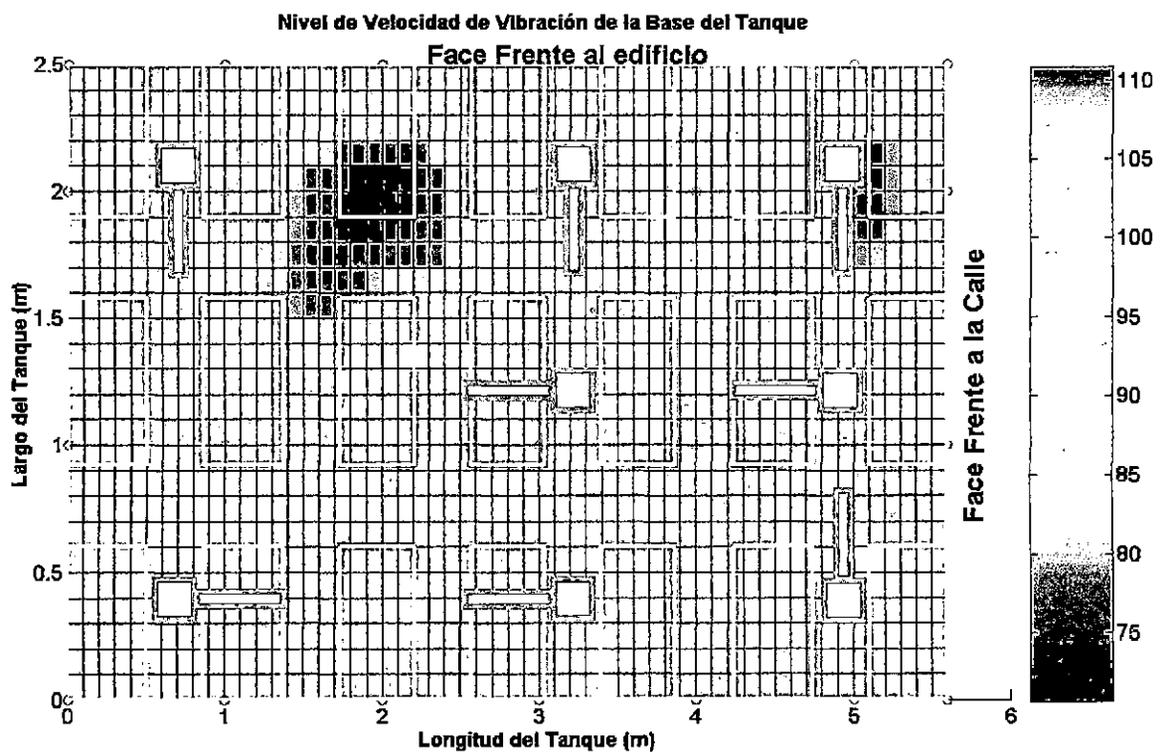


Figura 77: Posicionamiento de los amortiguadores en la base del tanque.

10.8.3 DISEÑO DE LA INSTALACIÓN DE ABSORBEDORES DINÁMICOS

Los absorbedores dinámicos fueron diseñados para que sean sensibles a las fuerzas de excitación que se producen en la superficie en la frecuencia de 120 Hz; es decir el resorte (fabricado con una placa doblada) moviliza a la masa en sentido contrario al desplazamiento de la superficie del tanque, de tal forma que la superficie del tanque no se mueva, pero sí la masa del absorbedor. De este modo se traslada la energía de la superficie del tanque al absorbedor, pero el absorbedor dinámico no produce el ruido que se genera en la superficie porque la forma geométrica no impulsa al aire con la eficiencia de la pared del tanque.

En la placa doblada, que funciona como un resorte, está instalada la masa; ambos se encuentran sintonizados entre 122 a 125 Hz, porque es en esta frecuencia que se produce el menor desplazamiento de la superficie del tanque. Esta condición fue observada en la curva de la Figura 78, donde se muestran varias curvas que representan la amplitud de la superficie del tanque, cada curva con un valor de amortiguamiento diferente. La curva con el valor de $c/c_c = 0,1$ muestra el mejor comportamiento y la menor amplitud se obtendrá en un valor un poco mayor que $\omega/\Omega = 1$; siendo ω/Ω la relación de la frecuencia del absorbedor dinámico (ω), sobre la frecuencia de excitación del tanque (Ω), en este caso a 120 Hz o ($\omega_{AD}/\Omega_{120Hz}$). En la figura la menor amplitud está remarcada con un círculo y una línea vertical.

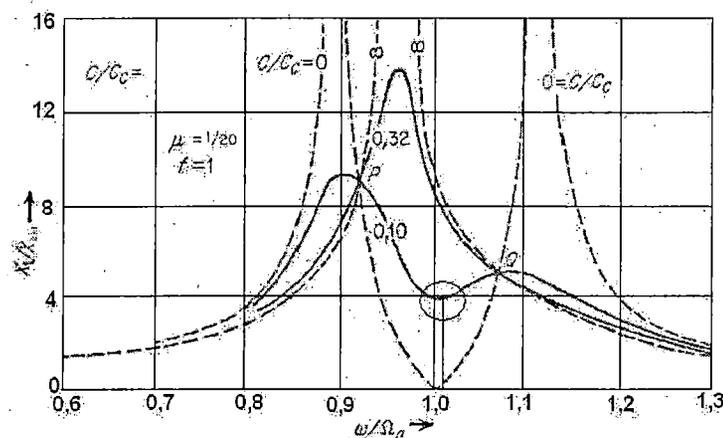


Figura 78: Amplitudes de una superficie que tienen instalado un absorbedor dinámico con varios valores de amortiguamiento siendo el más eficiente el de $c/c_c = 0,1$

Un apropiado diseño del montaje es posible con la simulación de la instalación de absorbedores dinámicos en el tanque usando el método de elementos finitos, Chávez (2008) [8], recomienda la instalación de 6 absorbedores dinámicos por face del tanque.

La masa del absorbedor dinámico (m), consiste en una barra redonda cortada por la mitad, con dos agujeros en los extremos para colocar los pernos que fije las dos mitades y presione a la placa doblada. El centro de la masa posee un espárrago con rosca en cuyo extremo tiene una tuerca, que al girarlo desplaza la masa a lo largo de la placa doblada, lo cual facilita la sintonización en la frecuencia apropiada, fijándolo con los pernos de los extremo de la barra.

La sintonización del absorbedor dinámico se realiza en el laboratorio fijando la placa doblada a un bloque macizo metálico. Luego se instala un acelerómetro en la superficie de la placa doblada, para colectar las señales que se producen cuando la masa recibe el golpe de un martillo de goma. Al recibir el golpe se genera una señal amortiguada que disminuye con el tiempo, pero, la longitud de la onda que produce tiene la frecuencia natural del absorbedor dinámico en esa condición.

El valor de la frecuencia natural del absorbedor dinámico, es obtenido tratando la señal con la FFT. Si no tiene la frecuencia de 125 Hz, la masa cilíndrica se desplaza hasta obtener la respuesta en 125 Hz. Una foto del absorbedor dinámico, fijado en un bloque metálico, es mostrada en la Figura 79. El bloque metálico tiene una platina metálica soldada y otra platina suelta, que para sintonizar el absorbedor dinámico, se le fija con dos pernos en los extremos entre las dos platinas y, luego se adiciona el acelerómetro, instalándolo en la placa resorte y así estaría preparado para ser sintonizado.

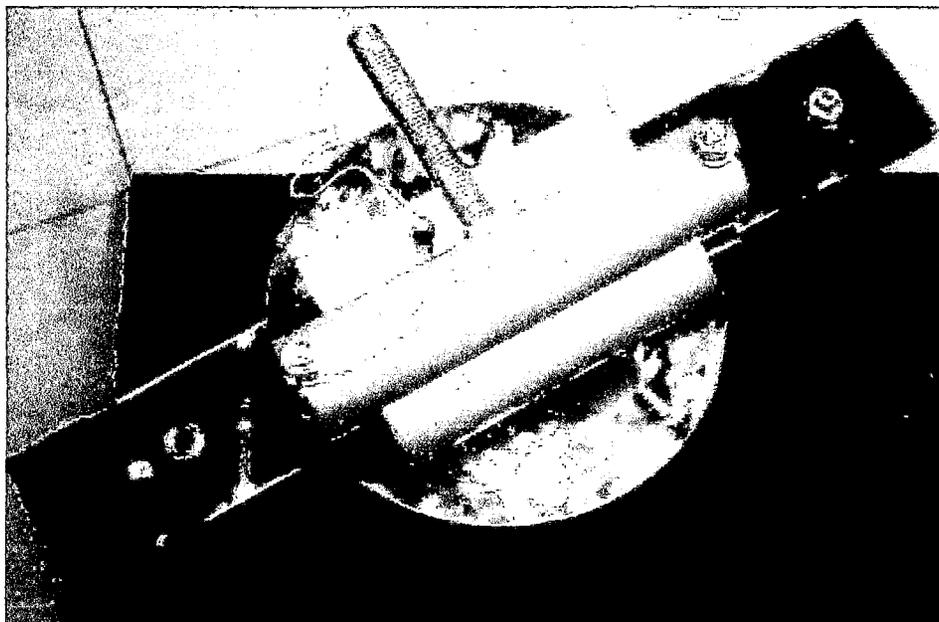


Figura 79: Absorbedor dinámico fijado en un bloque metal, e instalado un acelerómetro, listo para ser sintonizado en la frecuencia solicitada.

La instalación del absorbedor consiste en pegar la plancha soporte del absorbedor en la superficie del tanque, en la región que tiene altos niveles de velocidad de vibración. Esta plancha tiene 4 agujeros donde se colocan los pernos que van a unir el soporte con la placa doblada (resorte), cuya instalación se realiza después de haber secado el pegamento. En la placa doblada esta la masa fijada con dos pernos, que en conjunto forman el absorbedor dinámico.

La base del soporte de los absorbedor dinámico fue pegada con resina, ya que no es posible usar soldadura para evitar daños en la pintura aislante y para evitar eventual formación de espumas y bolas de aire en el aceite aislante dentro del tanque. Después de secarse el pegamento, los absorbedor dinámico sintonizados en una frecuencia natural entre 122 y 125 Hz fueron instalados en las regiones críticas.

El pegamento empleado es una resina epóxica de nombre araldite que tiene dos bicomponentes, cuyos nombres son:

- Resina Maxepoxi AV-138
- Endurecedor AHB 998

La resina tiene una resistencia mecánica al cizallamiento de $11,5 \text{ N/mm}^2$, es recomendado para pegar metales y plástico, entre otros materiales. La proporción de la mezcla es por 100 gr de resina se aplica 40 gr de endurecedor. El tiempo de cura para 100 gr de la mezcla a 25°C es de 30 minutos, pero para su mejor desempeño es preferible un tiempo de 12 horas. El espesor apropiado fue calculado de acuerdo a las recomendaciones del fabricante, resultando de 1,5 mm y para el área de $150 \times 200 \text{ mm}^2$ se necesita preparar 420 gr.

Los absorbedores dinámicos fueron instalados, por precaución, con la parte doblada de la placa en forma de "U"; pues de lo contrario, en el caos de aflojarse podría caerse la masa y golpear a otros componentes del tanque. La Figura 80, muestra una foto de los absorbedores dinámicos instalados en la face frente a los edificios, donde se observa tres de ellos instalados además de la denotación del punto número 6 en el extremo superior izquierdo, que indica el punto donde se colecta la señal de vibración, antes y después de instalar los dispositivos, para la disminución de la vibración y el ruido. La comprobación de que los absorbedores dinámicos están funcionando es observando que la masa cilíndrica se mueva notablemente, mientras que la superficie permanece sin movimiento.

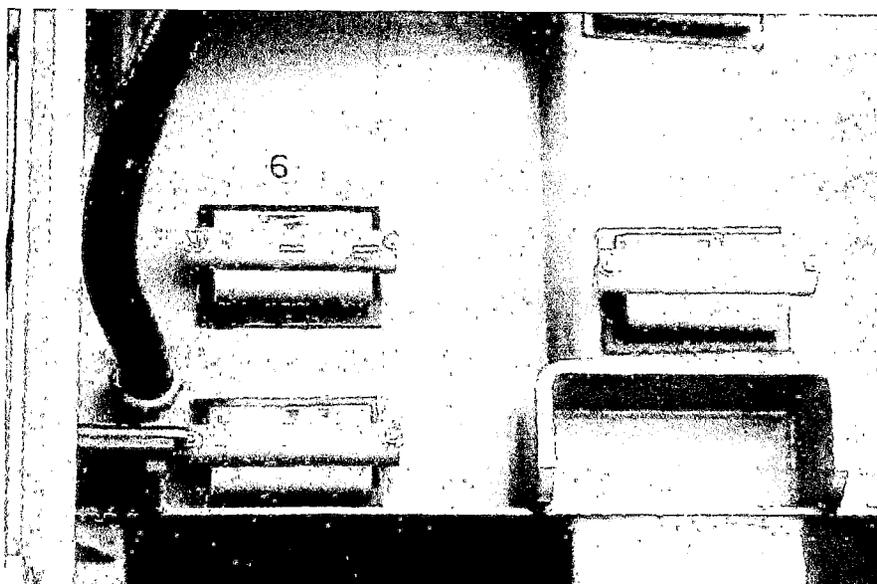


Figura 80: Foto de absorbedores dinámicos instalados en la face frente a los edificios.

10.8.3.1 Posicionamiento de absorbedores dinámicos en la face frente al edificio

A diferencia de las otras superficies del tanque, el nivel de velocidad de vibración fue correlacionado por holografía acústica, lo cual permitió encontrar la metodología para localizar las fuentes de sonido, pero el posicionamiento de los absorbedores dinámicos depende de la accesibilidad a la superficie de la placa de la pared del tanque.

La pared del tanque frente al edificio es diferente a todas las demás paredes del tanque, debido a la existencia de dobleces y otras estructuras fijadas a ella, tales como: la caja del conmutador, la caja de mediciones, tuberías de aceite, tablero de válvulas de control y otras estructuras como pequeños tanques, los que hacen difícil la instalación de los absorbedores dinámicos, teniendo que aproximarse la instalación a las regiones sensibles o colocarlos en los refuerzos.

Para instalar los absorbedores dinámicos en las paredes del tanque, se considera los resultados del nivel de velocidad de vibración, ubicando los absorbedores dinámicos en las regiones de mayor emisión, y cuando no fuera posible, próximo a las regiones sensibles en donde exista espacio libre en la superficie del tanque. Elegir el lugar exacto corresponde a ubicar un espacio libre y sin refuerzo, dentro de la región de mayor nivel de velocidad de vibración. La Figura 81-a muestra una foto de la face frente a la superficie y la Figura 81-b los resultados de nivel de velocidad de vibración en dos dimensiones y con líneas blancas las dimensiones del tanque. En ambas

figuras se encuentran incorporados un pequeño rectángulos con aristas verdes que representan el espacio que ocuparía los absorbedores dinámico en su instalación, en esta face serían siete los colocados.

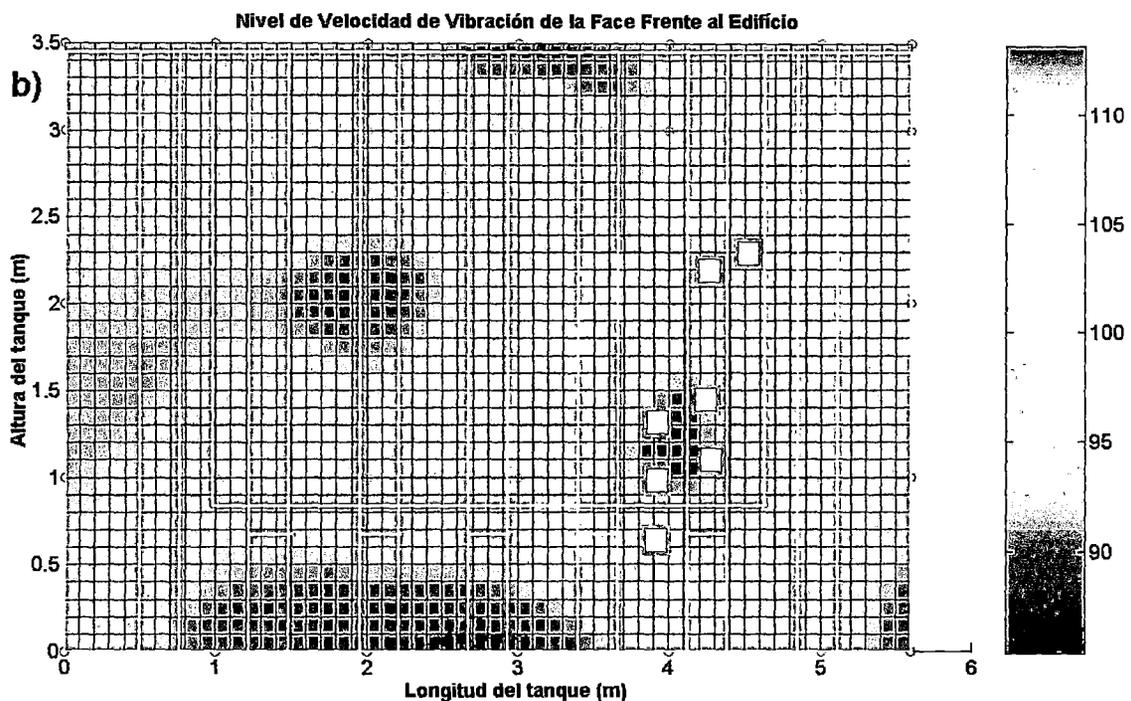
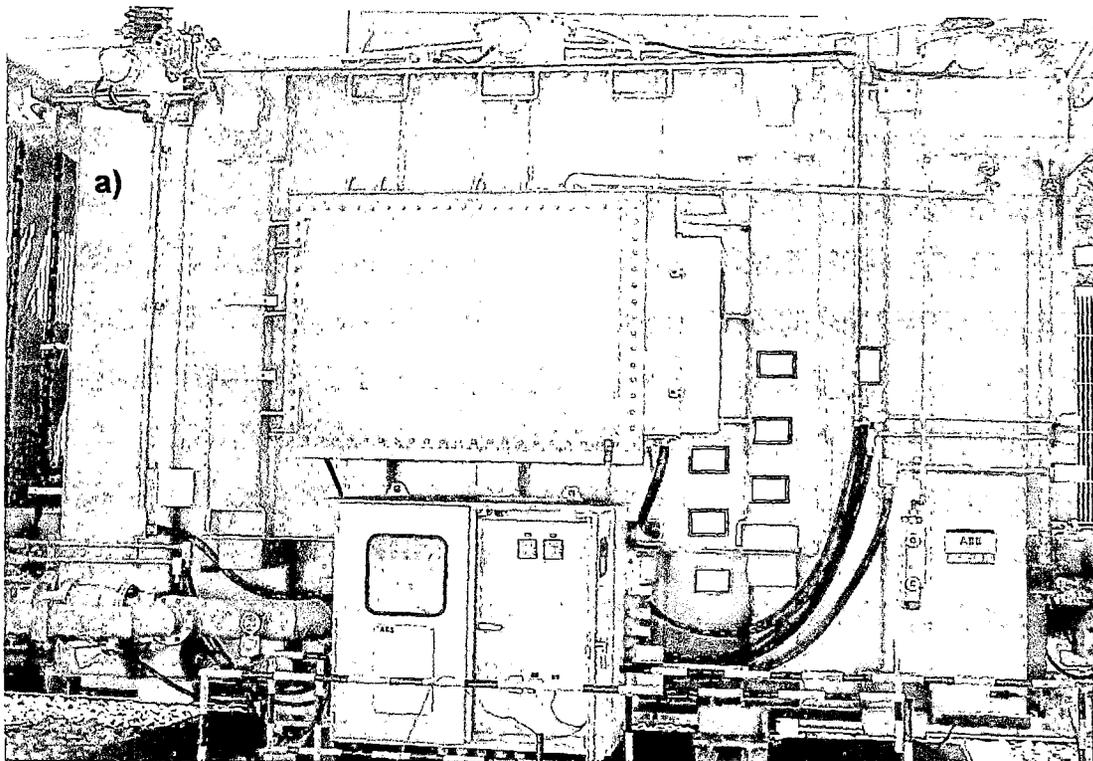


Figura 81: Localización de absorbedores dinámicos en la face frente al edificio a) Foto del tanque indicándose el espacio de los absorbedores dinámicos, b) Nivel de velocidad de la vibración indicando donde estarían fijados los absorbedores dinámicos.

La Figura 80, corresponde a una foto que muestra tres absorbedores dinámicos instalados en la face frente al edificio y en ella se observa el poco espacio que existía para la instalación, por lo que se instaló en el refuerzo.

10.8.3.2 Posicionamiento de absorbedores dinámicos en la face frente a la calle

Esta face no tiene otros componentes en la superficie, estando libre para colocar los absorbedores dinámicos, en donde el nivel de velocidad de vibración demarque como región crítica. La Figura 82, muestra el nivel de velocidad de vibración en dos dimensiones con líneas blancas que representan las dimensiones de los refuerzos y el panel del tanque, siendo el dibujo y el nivel de velocidad de vibración, en escala de las medidas de la pared del tanque. El lugar donde se fijaría los absorbedores dinámicos, está separado con rectángulos blancos de arista verde, que tiene las medidas a escala, los que se colocan encima del nivel de velocidad de vibración. Observando la barra que indica el nivel de velocidad de vibración la intensidad es menor que las demás superficies, por lo que se colocó cinco absorbedores dinámicos.

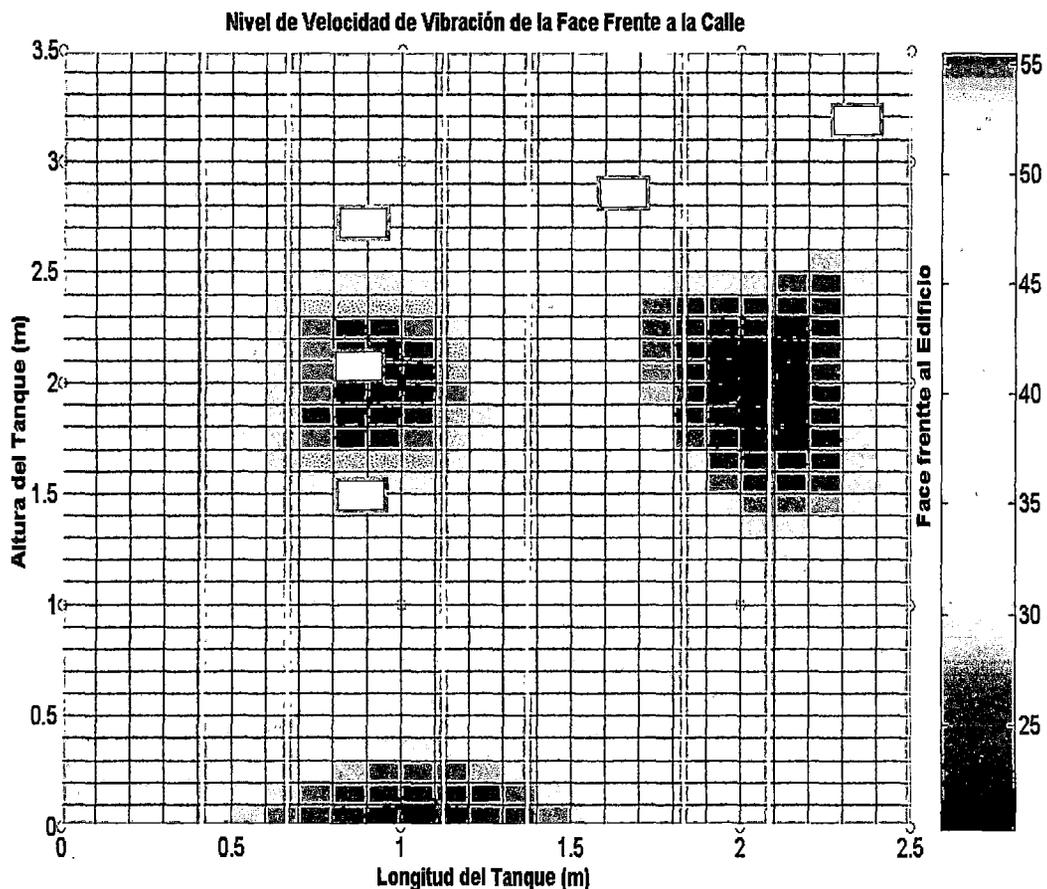


Figura 82: Localización de los absorbedores dinámicos en la face frente a la calle colocado en los resultados del nivel de velocidad de vibración en dos dimensiones.

10.8.3.3 Posicionamiento de absorbedores dinámicos en la face opuesta a la calle

Esta face también se encuentra sin componentes instalados en la superficie, pero los niveles de vibración están mayores y más dispersos que la otra face que es simétrica e idéntica a esta. La face se encuentra frente a un radiador que cubre toda el área de la pared, ambos se encuentran distanciados a 550 mm de separación (ver Figura 37). Este espaciamiento está abierto para que el sonido producido saliera en la dirección del edificio, incrementando la energía del sonido hacia el edificio.

En la Figura 83, se muestra el nivel de velocidad de vibración en escala, así mismo, se muestra los espacios que ocuparía el absorbedor dinámico, en espacios en blanco con borde verde. Si se considera las unidades de la escala de los extremos, se obtiene la altura y la distancia del rectángulo blanco, o sea de absorbedores dinámicos.

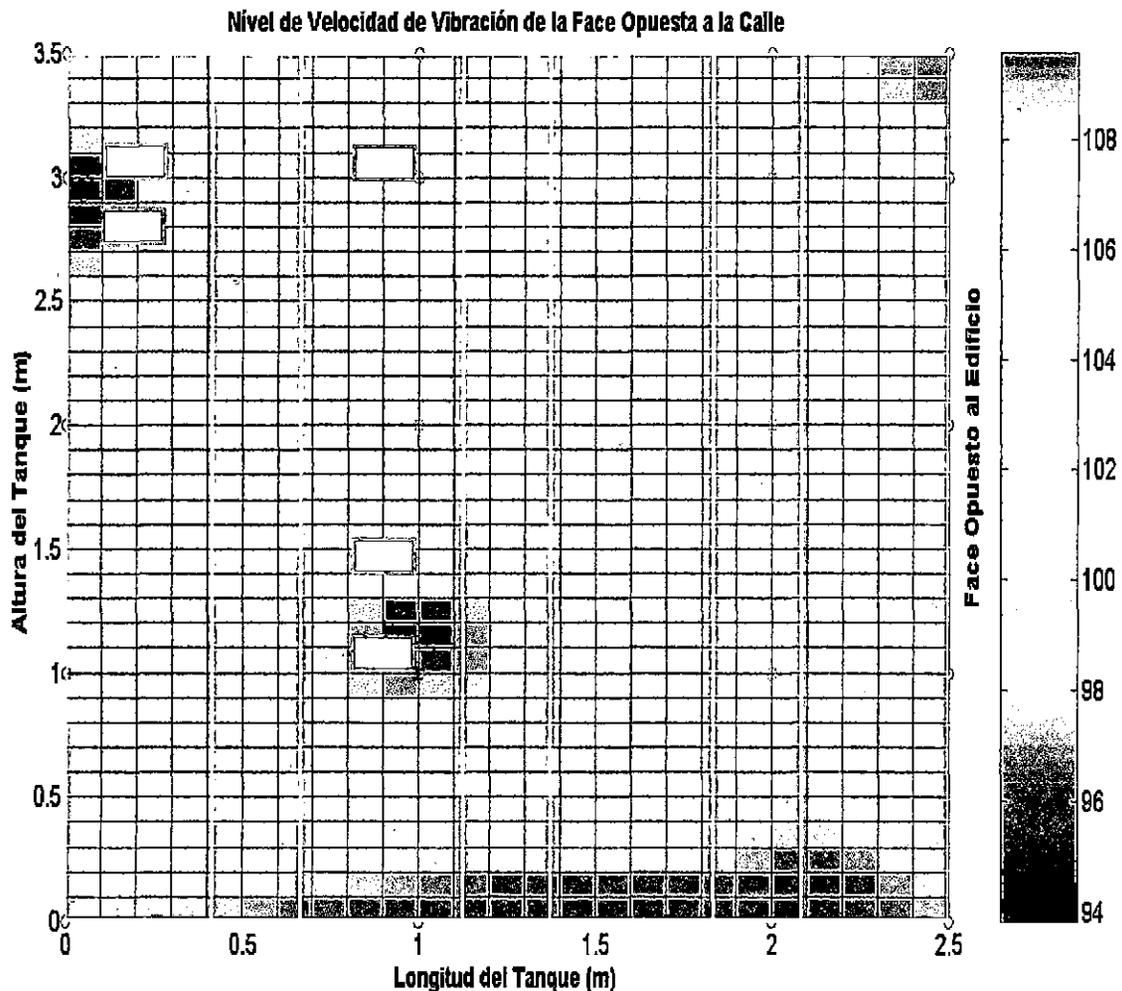


Figura 83: Localización de los absorbedores dinámicos en la face opuesta a la calle colocado en los resultados del nivel de velocidad de vibración en dos dimensiones

10.8.3.4 Posicionamiento del absorbedor dinámico en la face opuesta al edificio

La face opuesta del edificio tiene un alto nivel de velocidad de vibración, así como es quien tiene mayores regiones de intensidad y ocupa una gran área. Delante de esta face se encuentra el radiador, que cubre completamente el área de toda la pared del tanque. En sus extremos se encuentran dos radiadores de menor tamaño, ubicados en forma perpendicular y sin juntarse, pues existe un pequeño espacio de salida del sonido por los extremos. Pero, el espacio de la parte superior, por donde esta la tapa, es mayor e incrementa el campo acústico por la parte superior del transformador.

La selección del espacio para los absorbedores dinámicos, es realizada considerando la grafica del nivel de velocidad de vibración, en las regiones que indican mayores intensidades, la Figura 84, muestra la posición donde sería ubicada los absorbedores dinámicos de la face opuesta al edificio. Para esta amplia área se destina la instalación de once equipos, dispersos en las regiones críticas.

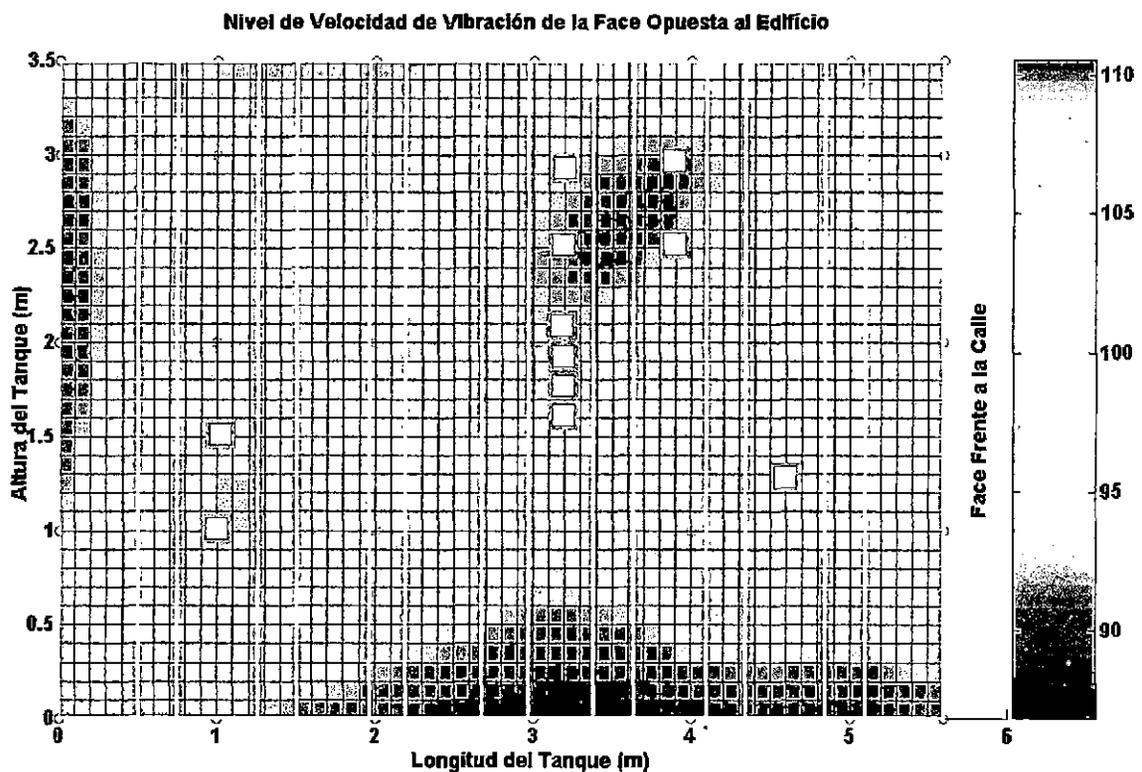


Figura 84: Localización de los absorbedores dinámicos en la face frente a la calle colocado en los resultados del nivel de velocidad de vibración en dos dimensiones

Para visualizar el conjunto de absorbentes dinámicos instalados, siendo veintiocho los instalados en las cuatro paredes del tanque, se elabora la Figura 85. En ella se observa la posición de todos, con la altura y la distancia desde las aristas; así como, la cantidad de ellos en cada face.

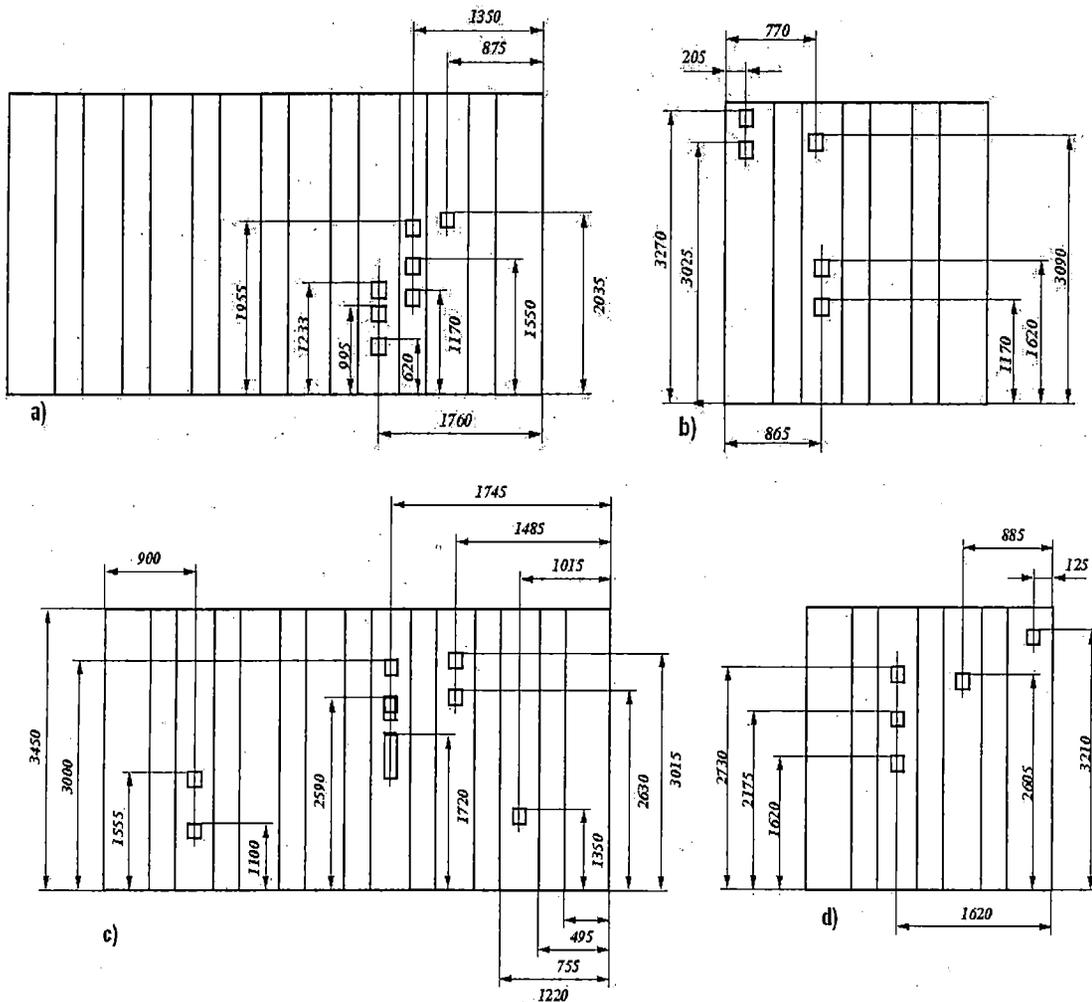


Figura 85: Localización de los absorbentes dinámicos en las paredes del tanque, a) Face frente a los edificios, b) Face opuesta a la calle, c) Face atrás de los edificios, d) Face frente a la calle.

La vibración y el sonido de la tapa del tanque, sería afectado por la instalación de los amortiguadores y absorbentes del tanque. Como se mencionó en la exposición de la literatura del campo acústico de los transformadores eléctricos de alta potencia, la tapa es una región que emite significativamente el ruido al medio ambiente, principalmente a la parte superior del campo.

10.9 EVALUACIÓN DE LAS MEDICIONES DE VIBRACIÓN Y SONIDO CON Y SIN DISPOSITIVOS INSTALADOS

La medición del Campo Acústico fue realizada usando el método Punto por Punto, este método fue definido en la revisión de la literatura especializada. Con las mediciones de la presión sonora se evaluó el comportamiento del campo acústico antes y después de la aplicación de los dispositivos.

En la medición del sonido fueron colectadas 32 señales, en las alturas de 1,5, 3, 4,5, y 6 m medidos desde el piso, siendo 8 puntos por cada nivel de altura, todos distanciados a 1,5 m horizontalmente. La Figura 86 muestra el reticulado definido para la medición del campo acústico que se encuentra distanciado a 7,4 m de la face frente al edificio y sus dimensiones son 10 m. de largo por 6 m de alto.

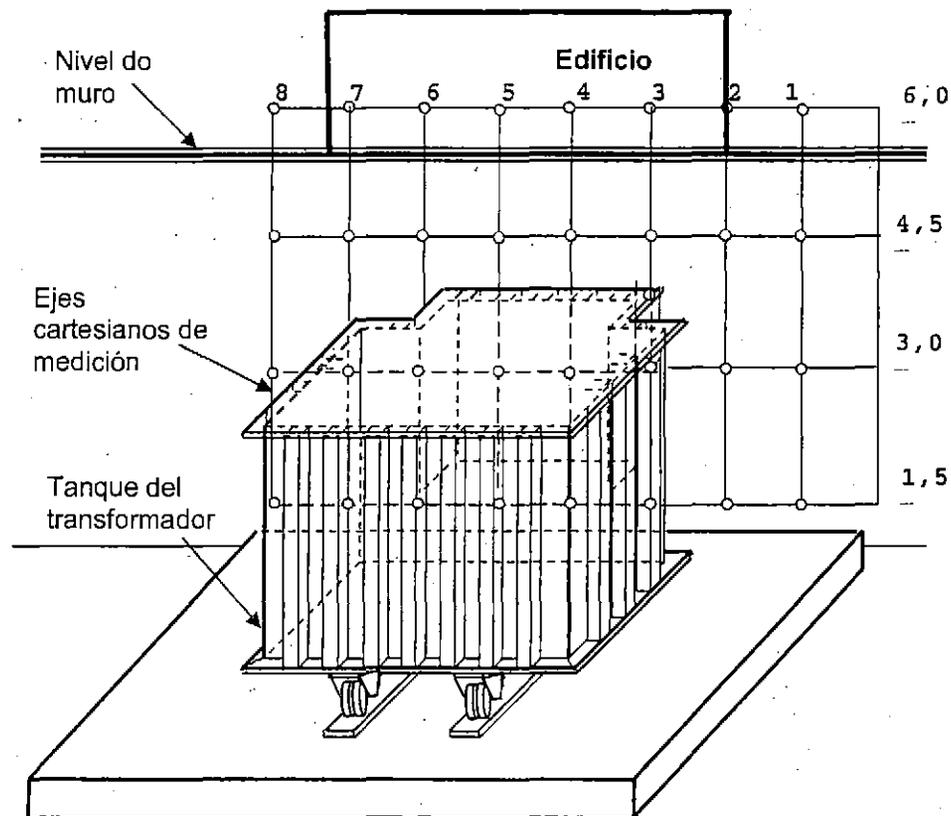


Figura 86: Dibujo del tanque mostrando los puntos de medición del campo acústico.

La altura de la pared que divide la subestación con el edificio tiene 5 m de altura, el campo acústico debajo de la medida de la pared no afecta al edificio, pero las mediciones debajo de esta medida también define el comportamiento del campo acústico.

10.9.1.1 Medición del sonido en niveles de presión

El análisis del sonido se realizará usando los valores de los niveles globales de la presión sonora (dB_{pres}), calculados con la ecuación (6.30) y los valores de los niveles de presión de la banda estrecha correspondiente a la banda de frecuencia de 120 Hz, usando la ecuación (6.31).

Las señales en el dominio de la frecuencia, se dividen en bandas de octava para realizar los cálculos en valores globales con la suma de valores por bandas. Para el cálculo del valor en banda estrecha se considera $Lp_{120} = 10 \cdot \log_{10}(P_{120}/P_0)$. El valor de P_{120} es considerando el valor de la amplitud del sonido en la frecuencia de 120 Hz. La banda estrecha esta comprendida desde 115 a 125 Hz. La Figura 87 muestra un conjunto de señales, donde las mayores amplitudes están en 120 Hz y el valor global calculado no va diferir mucho del valor obtenido en el nivel de presión en esta banda, como se observará mas adelante.

10.9.1.2 Valores de las Mediciones del Nivel de Presión

Los resultados de la medición del campo acústico, serán mostrados en valores globales y en banda estrecha de 120 Hz. los valores globales son mostrados en la Tabla 10 y los valores en banda estrecha en la frecuencia de 120 Hz en la Tabla 11.

Para evaluar el efecto de la tecnología empleada para la disminución del sonido se evalúa entre una condición inicial y una condición modificada. La condición inicial es denominada como normal. La condición modificada es cuando se tiene instalado solo el amortiguador, en conjunto el amortiguador y el absorbedor dinámico, o solo el absorbedor dinámico, tal como es enunciado en las siguientes tablas.

En la sensación auditiva, el oído solo distingue el de mayor amplitud, las demás amplitudes son menos perceptibles, quedando como un ruido de fondo [35]. Las amplitudes de las frecuencias armónicas están relacionadas con la frecuencia fundamental (120 Hz); es decir, que si se disminuye la amplitud en la frecuencia de 120 Hz, la tendencia de las frecuencias armónicas es también a disminuir [6].

Tabla 10: Medidas del nivel de presión sonora global (en dBt).

MEDICIÓN GLOBAL	PT 1	PT 2	PT3	PT4	PT5	PT6	PT 7	PT 8
1,5m normal	67,2	71,7	67,7	69,3	71	73,2	67,9	68,1
1,5m con amortiguador	68	66,6	66,4	66,3	68,5	70,3	68,3	65,2
1,5m con amortiguador+AD	67	65,6	65,5	67,7	71	69,2	66	64,9
1,5m con AD	68,1	67,1	65,7	67,6	69,2	70,7	66,8	66,2
3,0m normal	69,6	69,6	68,7	70,6	72,4	71,7	68,2	67,2
3,0m con amortiguador	68,8	66,9	67	67,6	65,4	69,4	65,7	64,1
3,0m con amortiguador+AD	66,4	65	65,4	68,5	69,9	69,6	65,8	66,9
3,0m con AD	66,4	67,4	65,4	68,1	67,1	71,3	66,4	65,1
4,5m normal	68,9	69	66,4	73,2	69,2	73,7	70,6	65,5
4,5m con amortiguador	65	67,6	65,9	69,3	68,6	68,6	67,5	63,4
4,5m con amortiguador+AD	66,4	65,3	63,9	66,2	65,9	72,3	69,4	62,7
4,5m con AD	66,7	66,7	65,6	66,9	66	72,1	69,3	62,2
6,0m normal	67,6	72	68,6	75	68,3	68,4	66,5	65,4
6,0m con amortiguador	67	67,3	72,4	69,9	66,3	64,1	62,9	67,1
6,0m con amortiguador+AD	68,9	67,6	66	68,8	70,1	69,2	69,9	66,2
6,0m con AD	68	68,6	66,9	71,4	66,9	72,7	73	67,2

Tabla 11: Nivel de presión sonora en la frecuencia de 120 Hz (en dB).

MEDICIÓN 120	PT 1	PT 2	PT3	PT4	PT5	PT6	PT 7	PT 8
1,5m normal	61,4	65,7	56,6	64,8	66,6	69,3	63,5	63,1
1,5m con amortiguador	63,9	60,4	58	61,6	62,4	65,9	62,6	55,8
1,5m con amortiguadores+ AD	61	58,2	58,9	64,4	66,7	66	61,8	56,3
1,5m con AD	62	61	54,1	62,1	64,3	67,5	61,4	61
3,0m normal	64,8	65,7	63,6	66,3	63,3	68,1	62,7	54,6
3,0m con amortiguador	60,1	62,3	62,5	63,8	58,8	64,4	59,8	48,5
3,0m con amortiguadores+ AD	61,9	60,3	61,3	65,3	66,5	66,5	61,3	59,4
3,0m con AD	59,5	61,6	59,4	63,4	56,5	68	60,5	55,1
4,5m normal	64	64,5	60,2	67,1	63,3	70,6	67,3	54,5
4,5m con amortiguador	60	62,1	59,8	66,2	58,2	58,2	64,2	49,2
4,5m con amortiguadores+ AD	61,4	60,4	59,1	62,3	61,7	68,9	66,1	53
4,5m con AD	61,4	61	59,3	61	60,5	68,7	65,7	45,6
6,0m normal	61,8	67	64	72	63,6	60,5	49,8	56,4
6,0m con amortiguadores	62,8	63,3	69,3	66,8	61,3	56,3	56,2	62,3
6,0m con amortiguadores+ AD	50,8	58,7	58,3	63,8	67	66,1	66,7	60,9
6,0m con AD	63,3	64,3	62,1	68,2	61,5	69,4	68,8	62,7

Debido a que el cálculo del nivel global es una suma de valores exponenciales y después son tratados en valores logarítmicos (ver ecuación (6.30)). El valor global es un poco mayor que de la amplitud en la frecuencia de 120 Hz. La diferencia entre el valor del nivel global y el de la frecuencia de 120 Hz, es mostrada en la Tabla 12.

Tabla 12: Diferencia entre el valor de nivel de presión sonora global y el valor del nivel de presión sonora en la banda de frecuencia de 120 Hz

DIFERENCIA DE VALORES Entre global y 120 Hz en dB	PT 1	PT 2	PT3	PT4	PT5	PT6	PT 7	PT 8
1,5m normal	5,8	6	11,1	4,5	4,4	3,9	4,4	5
1,5m con amortiguador	4,1	6,2	8,4	4,7	6,1	4,4	5,7	9,4
1,5m con amortiguador+AD	6	7,4	6,6	3,3	4,3	3,2	4,2	8,6
1,5m con AD	6,1	6,1	11,6	5,5	4,9	3,2	5,4	5,2
3,0m normal	4,8	3,9	5,1	4,3	9,1	3,6	5,5	12,6
3,0m con amortiguador	8,7	4,6	4,5	3,8	6,6	5	5,9	15,6
3,0m con amortiguador+AD	4,5	4,7	4,1	3,2	3,4	3,1	4,5	7,5
3,0m con AD	6,9	5,8	6	4,7	10,6	3,3	5,9	10
4,5m normal	4,9	4,5	6,2	6,1	5,9	3,1	3,3	11
4,5m con amortiguador	5	5,5	6,1	3,1	10,4	10,4	3,3	14,2
4,5m con amortiguador+AD	5	4,9	4,8	3,9	4,2	3,4	3,3	9,7
4,5m con AD	5,3	5,7	6,3	5,9	5,5	3,4	3,6	16,6
6,0m normal	5,8	5	4,6	3	4,7	7,9	16,7	9
6,0m con amortiguador	4,2	4	3,1	3,1	5	7,8	6,7	4,8
6,0m con amortiguador+AD	18,1	8,9	7,7	5	3,1	3,1	3,2	5,3
6,0m con AD	4,7	4,3	4,8	3,2	5,4	3,3	4,2	4,5
Promedio (Total 5,9)	5,8	6	11,1	4,5	4,4	3,9	4,4	5

A pesar de existir otras amplitudes pronunciadas, tales como las múltiples de las frecuencias armónicas de 120 Hz con picos notables, el valor no incrementa significativamente, pues el valor promedio de todas las diferencias es 5.9 dB.

10.9.1.3 Atenuación del sonido evaluado con los resultados

La disminución del sonido es numéricamente indicada como la atenuación. La ecuación siguiente define el valor de la atenuación obtenida por comparación:

$$L_A = L_{Normal} - L_{Modificado} \quad (10.14)$$

La Tabla 13, muestra los valores globales de atenuación y la Tabla 14, muestra los valores de atenuación en la banda de frecuencia de 120 Hz; ambos calculados en los 32 puntos colectados del campo acústico. Los valores positivos expresan atenuación disminuida y los valores negativos expresan lo contrario, es decir aumentó del sonido.

Tabla 13: Evaluación de la atenuación por punto en valores globales y del promedio

ATENUACIÓN (VALOR GLOBAL)	PT 1	PT 2	PT3	PT4	PT5	PT6	PT 7	PT 8	Prom.
1,5m con amortiguador	-0,8	5,1	1,3	3	2,5	2,9	-0,4	2,9	2,06
1,5m con amortiguador+AD	0,2	6,1	2,2	1,6	0	4	1,9	3,2	2,4
1,5m con AD	-0,9	4,6	2	1,7	1,8	2,5	1,1	1,9	1,83
3,0m con amortiguador	0,8	2,7	1,7	3	7	2,3	2,5	3,1	2,88
3,0m con amortiguador+AD	3,2	4,6	3,3	2,1	2,5	2,1	2,4	0,3	2,56
3,0m con AD	3,2	2,2	3,3	2,5	5,3	0,4	1,8	2,1	2,6
4,5m con amortiguador	3,9	1,4	0,5	3,9	0,6	5,1	3,1	2,1	2,57
4,5m con amortiguador+AD	2,5	3,7	2,5	7	3,3	1,4	1,2	2,8	3,05
4,5m con AD	2,2	2,3	0,8	6,3	3,2	1,6	1,3	3,3	2,62
6,0m con amortiguador	0,6	4,7	-3,8	5,1	2	4,3	3,6	-1,7	1,85
6,0m con amortiguador+AD	-1,3	4,4	2,6	6,2	-1,8	-0,8	-3,4	-0,8	0,63
6,0m con AD	-0,4	3,4	1,7	3,6	1,4	-4,3	-6,5	-1,8	-0,36

Tabla 14: Evaluación de la atenuación por punto y la del promedio total en 120 Hz

ATENUACIÓN (VALOR A 120 Hz)	PT 1	PT 2	PT3	PT4	PT5	PT6	PT 7	PT 8	Prom.
1,5m con amortiguador	-2,5	5,3	-1,4	3,2	4,2	3,4	0,9	7,3	2,55
1,5m con amortiguador+AD	0,4	7,5	-2,3	0,4	-0,1	3,3	1,7	6,8	2,21
1,5m con AD	-0,6	4,7	2,5	2,7	2,3	1,8	2,1	2,1	2,2
3,0m con amortiguador	4,7	3,4	1,1	2,5	4,5	3,7	2,9	6,1	3,61
3,0m con amortiguador+AD	2,9	5,4	2,3	1	-3,2	1,6	1,4	-4,8	0,82
3,0m con AD	5,3	4,1	4,2	2,9	6,8	0,1	2,2	-0,5	3,13
4,5m con amortiguador	4	2,4	0,4	0,9	5,1	12,4	3,1	5,3	4,2
4,5m con amortiguador+AD	2,6	4,1	1,1	4,8	1,6	1,7	1,2	1,5	2,32
4,5m con AD	2,6	3,5	0,9	6,1	2,8	1,9	1,6	8,9	3,53
6,0m con amortiguador	-1	3,7	-5,3	5,2	2,3	4,2	-6,4	-5,9	-0,4
6,0m con amortiguador+AD	11	8,3	5,7	8,2	-3,4	-5,6	16,9	-4,5	0,35
6,0m con AD	-1,5	2,7	1,9	3,8	2,1	-8,9	-19	-6,3	-3,1

La interpretación visual de los resultados es realizada en la Figura 88, donde los resultados de la medición del sonido están en barras de comparación, agrupados por

la altura donde fueron colectados. La Figura 88-a muestra la comparación de los niveles globales y la Figura 88-b muestra los resultados de los niveles de presión en la banda de frecuencia de 120 Hz.

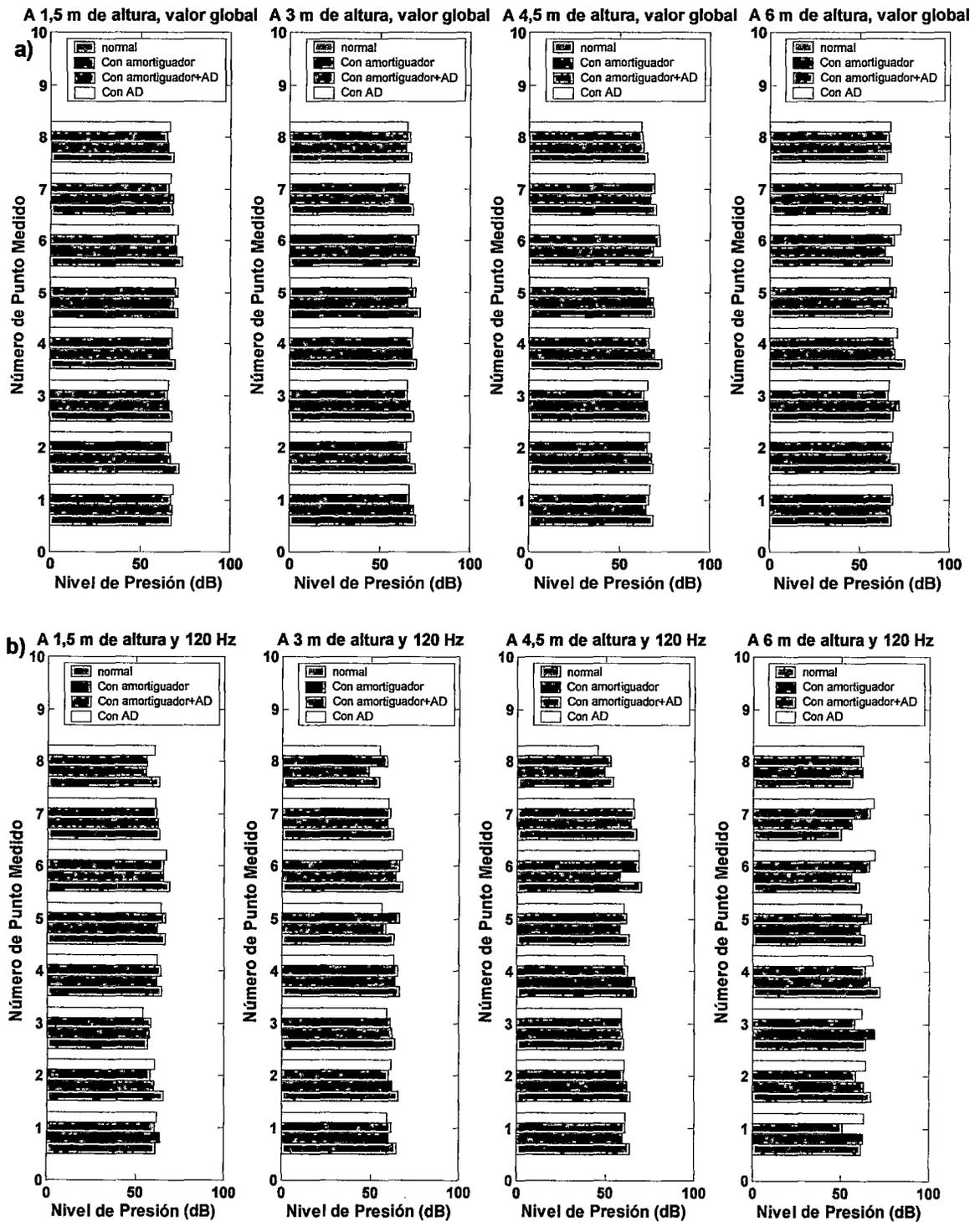


Figura 88: Comparación de los niveles de presión normal (sin dispositivos de reducción de ruido acústico) y el caso con amortiguadores y/o con absorbentes dinámicos, en todos los puntos medidos a) valores globales, b) valores en 120 Hz.

La comparación de atenuación del sonido por punto entre las tres condiciones son mostradas en la Figura 89-a, para el valor global; y, en la Figura 89-b, en la banda de 120 Hz. Los valores positivos son de atenuación y los negativos son incremento del sonido.

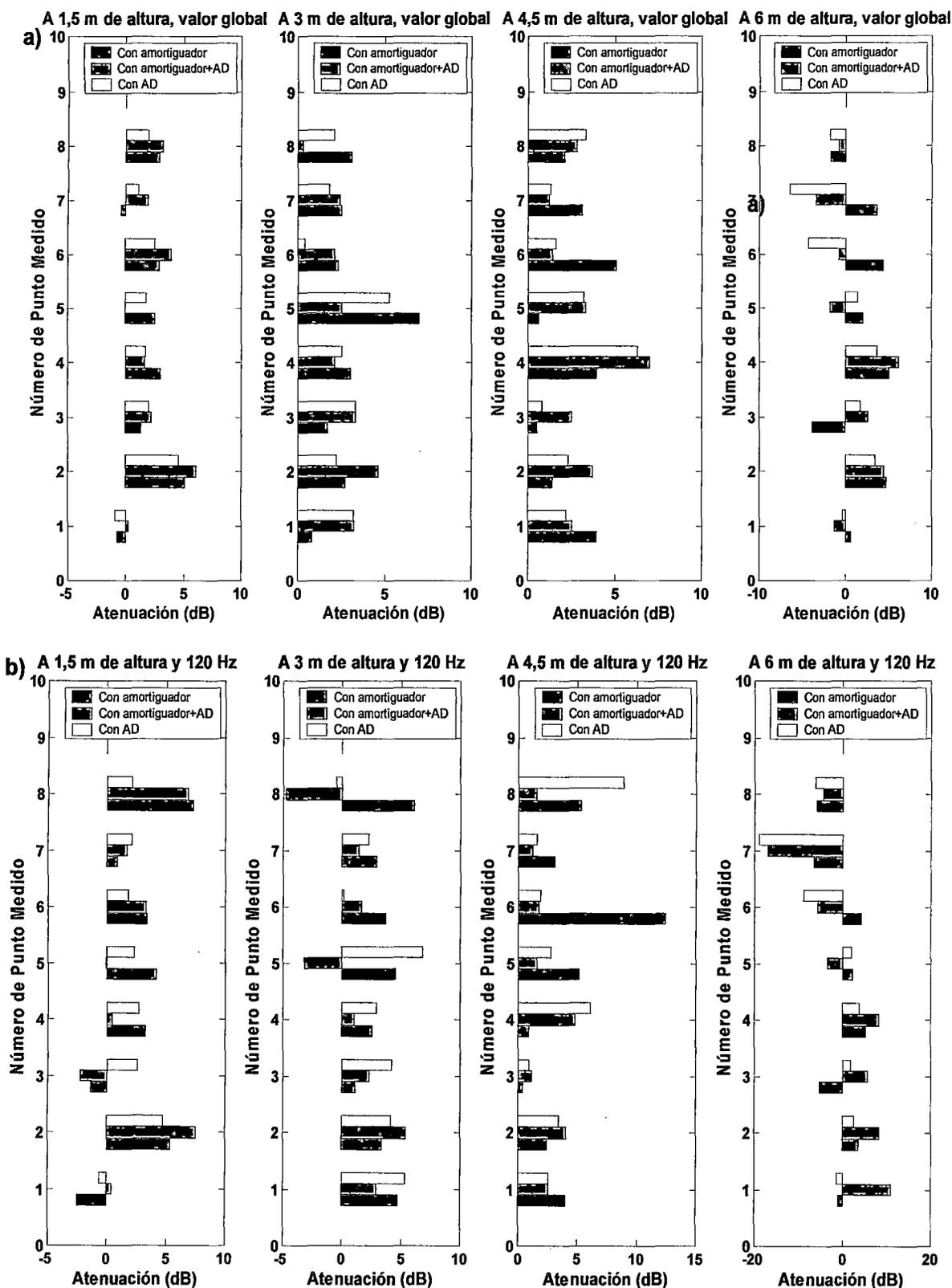


Figura 89: Atenuación del sonido a) para valores globales, b) para la banda de 120 Hz.

10.9.1.4 Evaluación de los resultados de atenuación del sonido con valores globales

Los resultados de atenuación de los valores globales fueron mostrados en la Tabla 13 y en la Figura 88 –a y Figura 89–a. Los tres métodos de atenuación tuvieron diferentes desempeños, siendo diferente según la posición o altura de medición. Las observaciones de los resultados se describen a continuación en función de la altura:

- A 1,5 m de altura, en los puntos 1, 2, 3, 6, 7 y 8, los mejores resultados se obtuvieron en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico (verde). Solo en los puntos 4 y 5 se destacó un poco más la condición con amortiguador (azul). El menor desempeño, entre los mejores resultados, se tuvo en el punto 1 (0.2 dB) y, el mayor, en el punto 2 (6.1 dB). Ambos en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico. El mejor promedio fue 2,4 dB, en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico (verde).
- A 3m de altura, en los puntos 4, 5, 6, 7 y 8, los mejores resultados se obtuvieron en la condición con amortiguador (azul). Solo en el punto 2 se destacó la condición con amortiguador y absorbedor dinámico (verde). En el punto 1 y 3 se tuvo el mismo desempeño, tanto en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico (verde) y solo con absorbedor dinámico (amarillo). La mayor atenuación fue en el punto 5 (7 dB) y, el menor destaque fue en el punto 6 (2,3 dB); ambos en la condición con amortiguador. El mejor promedio fue 2,88 dB en la condición con amortiguador (azul).
- A 4,5 m de altura, en los puntos 1, 6 y 7, los mejores resultados se obtuvieron en la condición con amortiguador (azul). En los puntos 2, 3, 4 y 5 los mejores resultados se obtuvieron en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico (verde) y, solo en el punto 8, el mejor resultado fue en la condición con absorbedor dinámico. El mejor resultado se obtuvo en el punto 4 (7 dB) y el menor destaque fue en el punto 3 (2,5 dB). Ambos en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico. El mejor promedio fue 3,05 dB en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico (verde).
- A 6 m de altura, en los puntos 2 y 4 los resultados fueron positivos en las tres condiciones; sin embargo, en los demás puntos hubo resultados positivos

(disminución del sonido) y negativo (incremento del sonido). En esta altura se mostró menos eficiente la atenuación del sonido. En los puntos 1, 2, 5, 6 y 7 los mejores resultados se obtuvieron en la condición con amortiguador (azul), mientras que en los puntos 3, 4 y 8, destacó la condición con amortiguador y absorbedor dinámico (verde). El mayor incremento del ruido se dio en los puntos 6 (-4,3 dB) y punto 7 (-6,5 dB), ambos en la condición con absorbedor dinámico instalado. El mejor desempeño se tuvo en el punto 4 (6,2 dB) y el de menor destaque fue en el punto 8 (-0,8 dB). Ambos en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico. El mejor promedio fue 1,85 dB en la condición con amortiguador (azul).

El promedio de todas las atenuaciones del valor global, en cada condición, fueron los siguientes:

1. Con amortiguador 2,34 dB.
2. Con amortiguador y Absorbedor dinámico 2,16 dB.
3. Con absorbedor dinámico 1,67 dB

Los resultados mostraron que en todas las condiciones, hay atenuación en los valores globales. Por debajo de 4,5 m de altura el promedio de estos casos fueron:

4. Con amortiguador 2,50 dB.
5. Con amortiguador y Absorbedor dinámico 2,67 dB.
6. Con absorbedor dinámico 2,35 dB

Los resultados mostraron que a 6 m de altura, hay atenuación y aumento del ruido, el promedio de estos casos fueron:

7. Con amortiguador 1,85 dB.
8. Con amortiguador y Absorbedor dinámico 0,63 dB.
9. Con absorbedor dinámico -0,36 dB

La mayor disminución promedio del campo acústico, debajo de 4,5 m, se obtiene en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico (2,67 dB). El mejor resultado promedio de atenuación del ruido, a 6 m de altura, fue en la condición con

amortiguadores (1,85 dB) y, para todo el espacio medido desde 1,5 a 6 m, el mejor resultado promedio fue en la condición con amortiguadores (2,34 dB).

La condición con absorbedores dinámicos se mostró menos eficiente en la atenuación que las otras alternativas. Era esperado este resultado, ya que en la base se producen movimientos que afecta la vibración de todas las paredes del tanque.

10.9.1.5 Evaluación de los resultados de atenuación del sonido con los valores en la frecuencia de 120 Hz

Los resultados, de los valores de atenuación en la banda de frecuencia de 120 Hz, fueron mostrados en la Tabla 14, en la Figura 88-b y en la Figura 89-b. La atenuación en la banda de frecuencia de 120 Hz se mostró un poco diferente que la atenuación obtenida en valores globales.

El análisis detallado de la atenuación, en la banda de frecuencia de 120 Hz, se describe por cada altura de la siguiente manera:

- A 1,5 m de altura, en los puntos 4, 5, 6 y 8, los mejores resultados se obtuvieron en la condición con amortiguador (azul); mientras que, en los puntos 1 y 2, destacó la condición con amortiguador y absorbedor dinámico (verde). En los puntos 3 y 7, destacó la condición con absorbedor dinámico (amarillo); el valor máximo fue en el punto 2 (7,5 dB) y el menor de los destaques fue en el punto 1 (0,4 dB). En los puntos 1 y 3 hubo un leve incremento del sonido. El mejor promedio fue 2,55 dB en la condición con amortiguador (azul).
- A 3 m de altura, en los puntos 1, 3, 4 y 5, los mejores resultados se obtuvieron en la condición con absorbedor dinámico (amarillo); mientras que en los puntos 6, 7 y 8, los mejores resultados se obtuvieron en la condición con amortiguador (azul). Solo en el punto 2 destacó la condición con amortiguador y absorbedor dinámico (verde). El mejor resultado fue en el punto 5 (6,8 dB), y el menor destaque fue en los puntos 4 y 7 (2,9 dB). El mejor promedio fue 3,61 dB en la condición con amortiguador (azul).
- A 4,5 m de altura, en los puntos 1, 5, 6, y 7, los mejores resultados se obtuvieron en la condición con amortiguador (azul). En los puntos 2 y 3, los

mejores resultados se obtuvieron en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico (verde). Por otro lado, en los puntos 4 y 8, el mejor resultado fue en la condición con absorbedor dinámico. El mejor valor se obtuvo en el punto 6 (12,4 dB) en la condición con amortiguador y el de menor destaque fue en el punto 3 (1,1 dB) en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico (verde). El mejor promedio fue 4,2 dB en la condición con amortiguador (azul).

- A 6 m de altura, en los puntos 1, 2, 3 y 4 los mejores resultados se obtuvieron en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico (verde); pero, en los puntos 5 y 6, los mejores resultados se obtuvieron en la condición con amortiguador (azul). Sin embargo, en los demás puntos hubo resultados negativos (incremento del sonido) en todas las condiciones. A esta altura, los resultados de la atenuación del sonido en los puntos 7 y 8 fueron pésimos. El promedio de la condición con absorbedor dinámico fue de -3,1 dB, lo que significa que se incrementa el sonido; sin embargo en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico, el promedio fue 0,35 dB. Este valor es menor que cualquiera de los promedios a menores alturas, pero consigue disminuciones en esa altura. Del resultado negativo podemos decir que la propuesta de disminución del sonido para una condición tiene limitaciones en la parte superior del tanque.

El promedio de todas las atenuaciones, para la banda de frecuencia de 120 Hz, en cada condición fue el siguiente:

1. Con amortiguador 2,49 dB.
2. Con amortiguador y absorbedor dinámico 1,42 dB.
3. Con absorbedor dinámico 1,42 dB

Los resultados mostraron que, por debajo de 4,5 m de altura, en todas las condiciones, se obtuvo atenuación en la banda de frecuencia de 120 Hz. El promedio de estos casos fueron:

4. Con amortiguador 3,45 dB.
5. Con amortiguador y absorbedor dinámico 1,78 dB.
6. Con absorbedor dinámico 2,95 dB

Los resultados mostraron que, a 6 m de altura, en la banda de frecuencia de 120 Hz, hay atenuación y aumento de ruido, el promedio de estos casos fueron:

7. Con amortiguador -0,4 dB.
8. Con amortiguador y absorbedor dinámico 0,35 dB.
9. Con absorbedor dinámico -3,15 dB

De los resultados de la atenuación en la banda de frecuencia de 120 Hz, en alturas menores de 4,5 m, en esta altura se obtuvieron los mejores resultados que los obtenidos en los promedios generales. En la altura de 6 m los resultados fueron menos eficientes, afectando significativamente al promedio de los resultados totales.

El mejor promedio total fue en la condición con amortiguador, pero a 6 m los mejores resultados fueron en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico. El resultado a 6 m de altura es importante para atender la necesidad de atenuación del ruido que se emite al edificio vecino.

En la comparación de los resultados de promedios totales se observa que:

- Para la **condición con amortiguador**, se obtuvo el mejor promedio de atenuación en ambos casos: el valor del Nivel de Presión Global fue 2,34 dB y el Nivel de Presión en la banda de frecuencia de 120 Hz, fue de 2,49 dB.
- Para la **condición con amortiguador y absorbedor dinámico**, la atenuación el valor del Nivel de Presión Global fue de 2,16 dB y Nivel de Presión en la banda de frecuencia de 120 Hz, fue de 1,42 dB.
- Para la **condición con absorbedor dinámico**, la atenuación el valor del Nivel de Presión Global fue 1,67 dB y Nivel de Presión en la banda de frecuencia de 120 Hz es de 1,42 dB.

Estos resultados se muestran concordantes con la teoría, a pesar que en la condición con amortiguador, la atenuación en la banda de 120 Hz, fue un poco mayor que la condición de valores globales. Los demás resultados fueron mayores en los valores globales, siendo los mayores promedios de atenuación.

Las menores atenuaciones fueron obtenidas en la condición con absorbedores dinámicos. Analizando minuciosamente en la atenuación de valores globales, sólo en

un punto, de los 32 medidos, fue mayor la atenuación que las otras condiciones, pero se igualaron con la condición con amortiguadores y absorbedores dinámicos; mientras que en la atenuación en 120 Hz, fue en 6 puntos de los 32 puntos medidos.

Los mayores destaques en las atenuaciones del sonido, fueron en la condición con amortiguadores: para los valores globales, fueron en 15 puntos de las 32 mediciones y en la banda de frecuencia de 120 Hz, se obtuvo en 13 puntos de los 32 puntos medidos.

Los destaques en las atenuaciones, en la condición con *amortiguadores y absorbedores dinámicos* fueron: en los valores globales en 14 puntos y dos coincidencias de las 32 mediciones; y, en la banda de frecuencia de 120 Hz, se obtuvo en 9 puntos de los 32 puntos medidos.

A la altura de 6 m, el promedio de la atenuación fue:

- Condición con amortiguadores:
 - valores globales 1,85 dB
 - banda de frecuencia de 120 Hz -0,4 dB.
- Condición con amortiguadores y absorbedores dinámicos:
 - valores globales 0,63 dB
 - banda frecuencia de 120 Hz 0,35 dB.

La controversia de este resultado, de ser mayor en la banda de frecuencia de 120 Hz a la altura de 6 m es importante, porque se trata de la medición encima de la pared que divide la subestación con el edificio. La emisión de sonido en la banda de 120 Hz es más distinguido por el oído de las personas afectadas por el ruido.

Las emisiones abajo del muro de 5 m se encuentran afectadas por la reflexión del sonido con el muro, no afectando al edificio como sucede con el campo acústico encima del muro.

Con los resultados expresados en las tablas y figuras de barras que muestran valores de la atenuación del ruido, se analizó el comportamiento de los dispositivos en el campo acústico, pero no permitió visualizar las tendencias del campo acústico. El análisis en tres dimensiones, realizado en los niveles de velocidad de vibración y deformaciones en desfase de 180° permitió distinguir visualmente mejor las regiones

de mayor emisión o deformación. Con estas mismas herramientas serán observados los resultados de la medición de los niveles de presión por punto, tanto en la banda de frecuencia de 120 Hz, así como, en los valores globales.

La Figura 90 nos ilustra los valores de la medición de los niveles de presión, en la banda de frecuencia de 120 Hz y en los valores globales de la condición normal. En la figura se observa una superficie curva y en colores, cuya intensidad está relacionada a los valores de nivel de presión, indicados en la barra de escala de medidas y colores que acompaña a la curva espacial. Comparando las dos curvas espaciales se observa que tiene casi las mismas deformaciones con pequeñas diferencias, pero los valores máximos difieren.

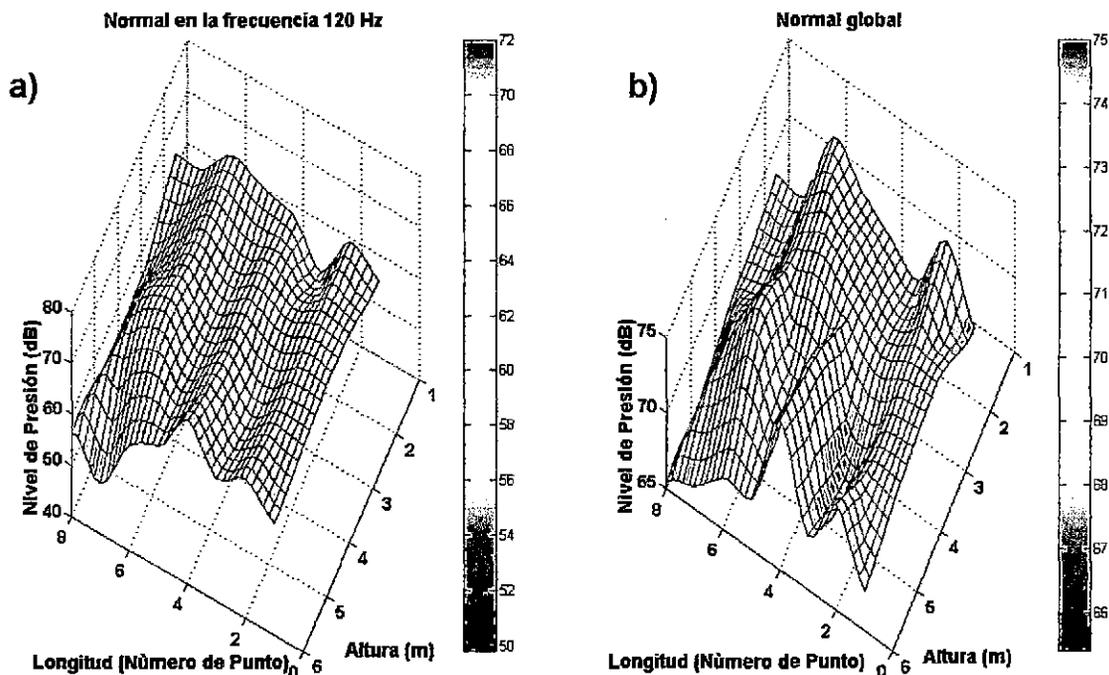


Figura 90: Curva espacial de medidas del campo acústico en nivel de presión para la condición normal a) en la banda de frecuencia de 120 Hz b) en valores globales.

Una comparación espacial de figuras con superficies curvas, se realizará con las siguientes figuras con el propósito de visualizar la atenuación o incremento del sonido. Las comparaciones son con los niveles de presión en la banda de frecuencia de 120 Hz y en valores globales, correspondiéndole a la malla blanca, con líneas de colores, la condición normal; y, a la condición con dispositivos, las superficies de colores que están superpuestas, sin ser notorios, pues los valores del nivel de presión de la condición normal son mayores.

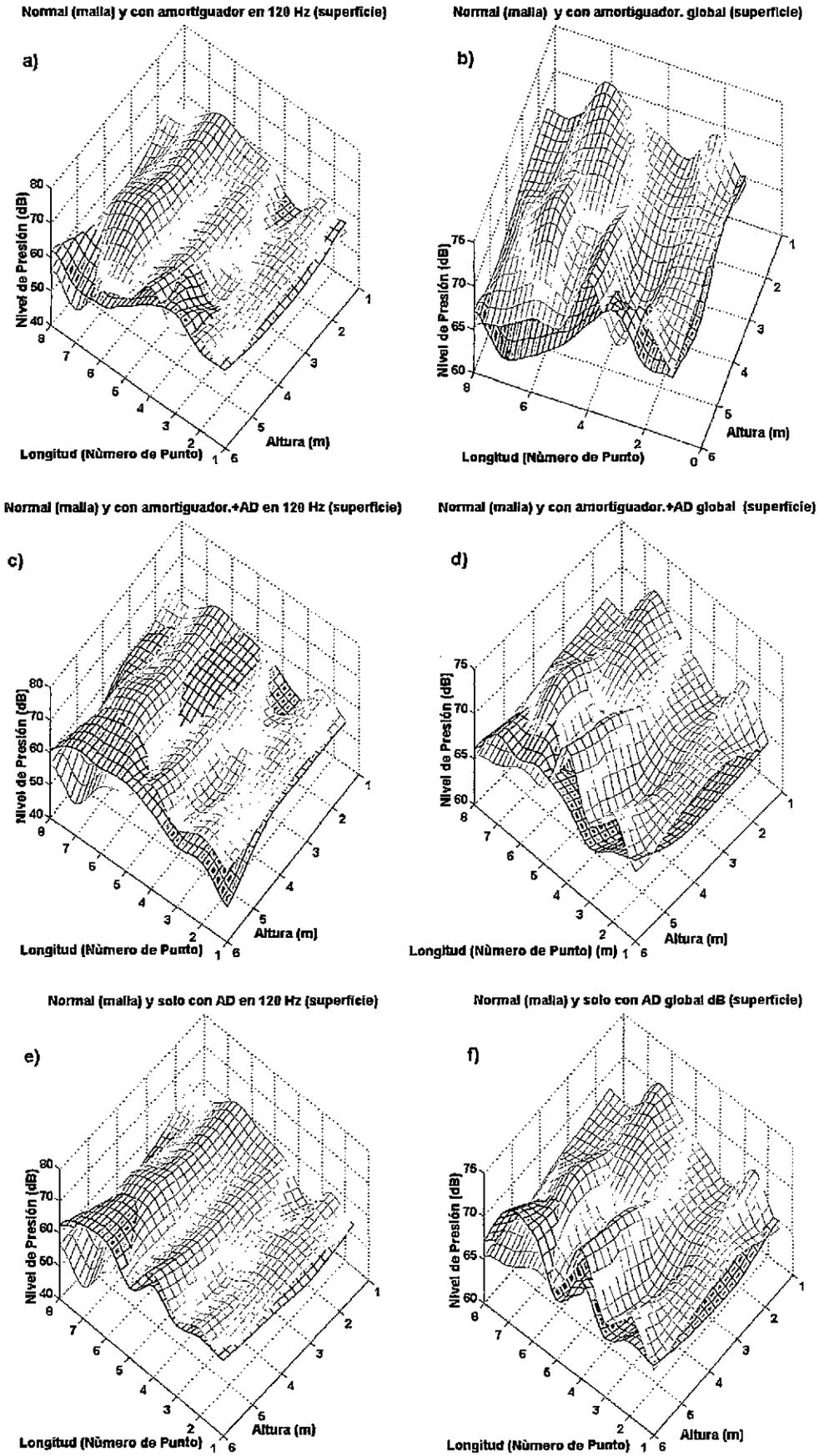


Figura 91: Comparación del sonido entre la condición normal y con dispositivos

Los resultados de la comparación visual de las curvas espaciales, muestran la predominancia de la malla blanca con líneas (condición normal) sobre la superficie de colores (condición con dispositivo). Lo que significa que predomina la disminución del ruido, porque los valores de la condición normal adquieren los mayores valores de las curvas espaciales, tanto en valores globales, como en la banda de frecuencia de 120 Hz. Solamente se percibe pequeñas regiones de superficies de colores que indica que, en esa parte, los valores del nivel de presión con dispositivos son mayores que la condición normal. Por otro lado, se percibe que los resultados en valores globales son mejores que en 120 Hz, debido a que si se disminuye la frecuencia fundamental (pico en 120 Hz) las frecuencias armónicas tienden a disminuir, por ser éstas dependientes de la frecuencia fundamental.

Un análisis interesante del efecto del campo acústico es realizado con figuras en tres dimensiones (3D) y, en colores mostrando el nivel de intensidad en dos dimensiones (2D). Siendo las coordenadas x,y correspondientes al espacio medido y, la coordenada z correspondiente a los valores obtenidos por medición o interpolación del nivel de presión del sonido. En la Figura 92, se muestran los valores medidos del nivel de presión en condiciones normales (sin dispositivos) comprendidos en una superficie curva. Las curvas de colores fueron construidas en un programa de Matlab, que interpola los puntos con funciones cúbicas. En la Figura 92-a se muestra los resultados en 3D y en la Figura 92-b se muestra los resultados en 2D.

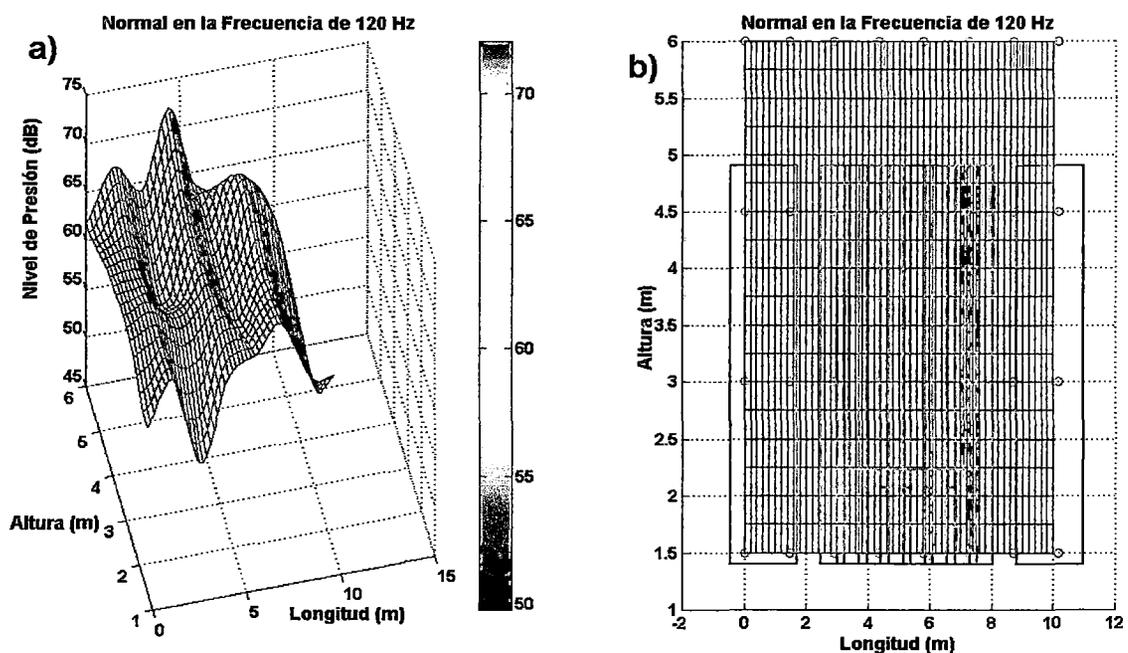


Figura 92: Resultados de la medición a) Nivel de presión en 3D de la condición normal.

b) Nivel de presión en 2D de la condición normal.

Las mediciones del nivel de presión en condiciones con dispositivos en 3D y 2D son mostradas a continuación: en la Figura 93, se muestra las mediciones con amortiguador, en la Figura 94, se muestran las mediciones con amortiguador y absorbedor dinámico y, en la Figura 95, se muestran las mediciones con absorbedor dinámico.

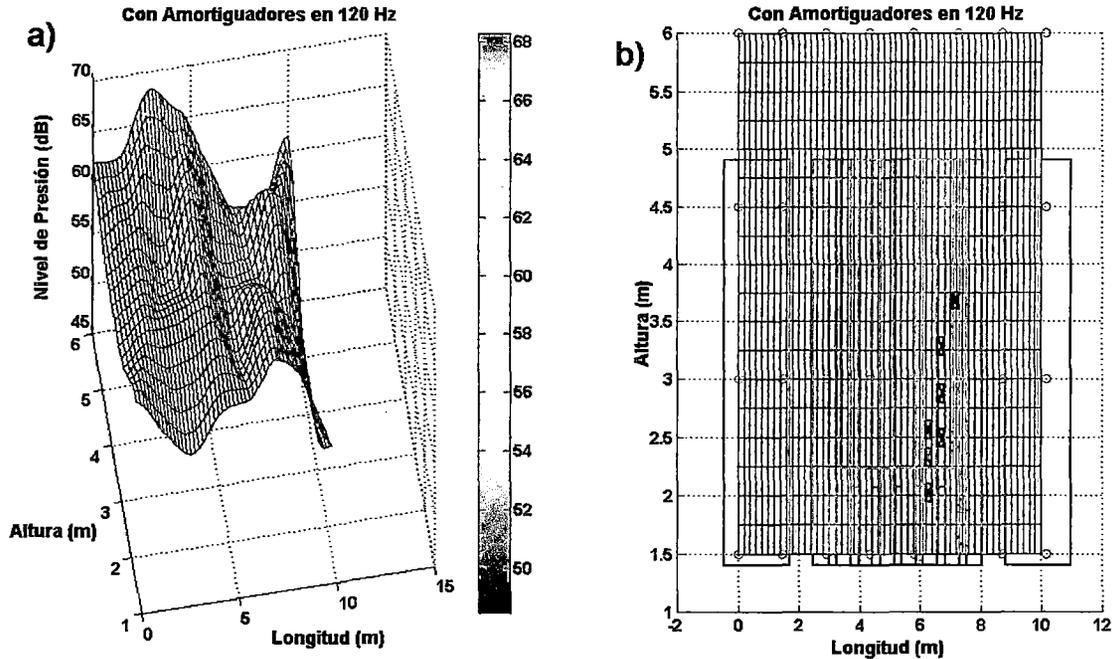


Figura 93: Resultados de la medición a) Nivel de presión en 3D de la condición con amortiguador, b) Nivel de presión en 2D de la condición con amortiguador.

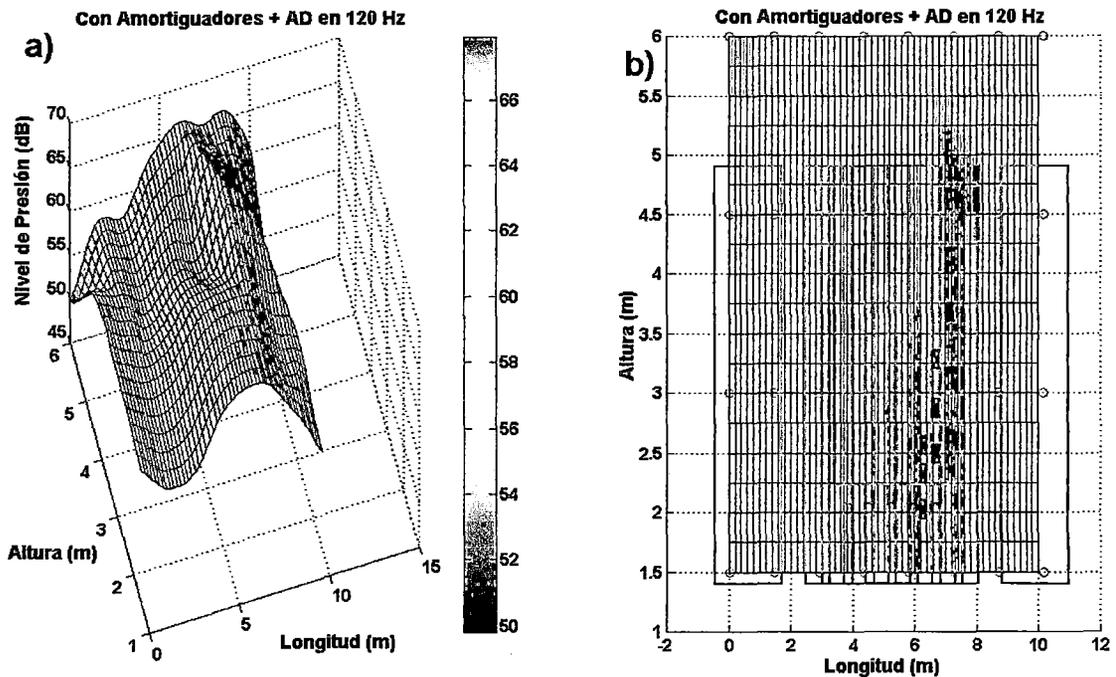


Figura 94: Resultados de la medición a) Nivel de presión en 3D de la condición con amortiguador y AD, b) Nivel de presión en 2D de la condición con amortiguador y AD.

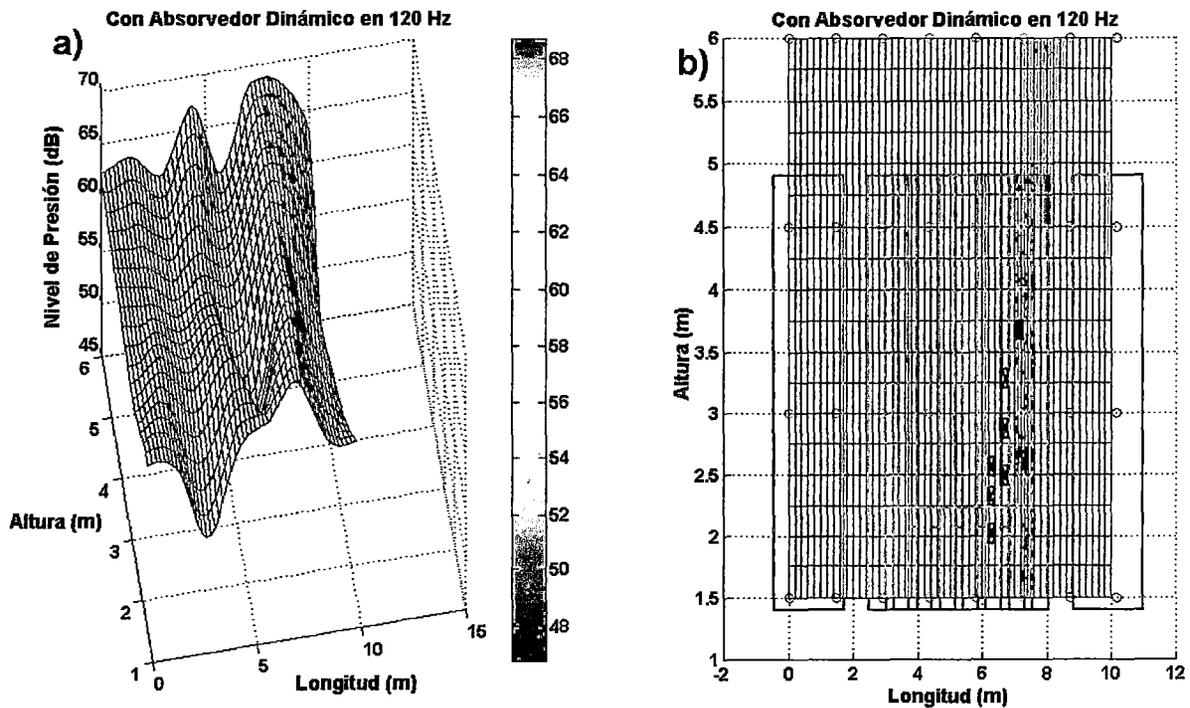


Figura 95: Resultados de la medición a) Nivel de presión en 3D de la condición con absorbedor dinámico (AD), b) Nivel de presión en 2D de la condición con AD.

Comparando el campo acústico en la condición normal (Figura 92) con la condición con amortiguador (Figura 93), se observa que las curvas en tres dimensiones tienen diferencias, principalmente, en la parte que corresponde a 6 m de altura. El nivel de presión máximo está por encima de 70 dB (ver barra de intensidad al lado de la figura en 3D); mientras, que en la condición con amortiguador, no pasa de 68 dB. En la comparación en 2D se observa que las regiones de color rojo en la condición con amortiguador son menores que en las condiciones normales, mostrando un resultado favorable en el uso de los amortiguadores debajo del tanque.

Comparado el campo acústico en la condición normal (Figura 92), con la condición con amortiguador y absorbedor dinámico (Figura 94), se observa que las curvas en tres dimensiones tienen notables diferencias. Por ejemplo: la región de mayor emisión en la condición normal, se traslada a otra región, localizándose en la parte superior derecha. Aumentando desde la parte inferior hasta la parte superior la emisión del sonido, pero decayendo notablemente en la región inferior, desde un lado a otro. A pesar que la región roja aumenta y se vuelve más notable, la mayor intensidad está un poco encima de 66 dB. Comparado con la condición normal que está encima de 70 dB, la tendencia de la condición normal es la de aumentar, mientras que con dispositivos la tendencia es a disminuir.

Las figuras en dos dimensiones muestran la intensidad del sonido en colores, pero tienen unas líneas de color azul que muestran las dimensiones del transformador. En la parte del medio y, en los extremos, las dimensiones del radiador, la superposición es para indicar la relación del sonido con los elementos del transformador.

La localización de los absorbedores dinámicos es realizada en la figura de dos dimensiones con un rectángulo con sus diagonales dibujado con líneas negras. Al observar la intensidad con respecto a la posición de los absorbedores dinámicos muestran que no están disminuyendo la intensidad del sonido con la eficiencia que se esperaba. Al parecer los amortiguadores modificaron la rigidez del tanque y las zonas sensibles a la vibración. Otro parecer es que los absorbedores dinámico, disminuyeron la vibración en la superficie del tanque, pero no de los componentes acoplados encima del tanque. El sonido proviene posiblemente de las regiones donde se encuentra las superficies del conmutador y la caja de medición, sugiriendo que la energía de la vibración se traslada a otras regiones. A pesar que las regiones rojas son mayores, la intensidad no pasa de 67 dB, comparada con los de 70 dB de la condición normal, por lo que, se podría manifestar, que existe atenuación del ruido.

Comparado el campo acústico en la condición normal (Figura 92) con la condición con absorbedor dinámico (Figura 95), se observa que las curvas en tres dimensiones tienen notables diferencias. Por ejemplo: la región de mayor emisión de sonido se traslada a la derecha, ubicándose por encima del espacio de separación entre el transformador y el radiador. Sin embargo, la región de mayor emisión de sonido en la condición normal disminuye notablemente. En las figuras en dos dimensiones, se observa que las regiones rojas, próximo a los espacio ubicados por los absorbedores dinámicos, sigue una ruta que en las condiciones normales se mostró de color rojo. El efecto del absorbedor dinámico es frente a la superficie, por encima del tanque, es la tapa del tanque quien sería la mayor fuente del sonido. En los espacios entre el tanque y el radiador, serían las paredes laterales del tanque y el radiador las fuentes de sonido que prevalecen. La emisión del sonido por encima del radiador sería la superficie horizontal superior del radiador la responsable de la emisión del sonido. El control de la vibración en las paredes y sin ningún tratamiento en la base del tanque no disminuye mucho la intensidad del sonido. En la evaluación de los resultados se observa que a pesar que la emisión del sonido se mostró con mayores regiones rojas; en la condición con absorbedor dinámico la intensidad máxima esta por encima de 68 dB, mientras que, en la condición normal esta por encima de 70 dB. Los resultados indican que en esta condición se obtiene la atenuación menos eficiente.

La atenuación en cada punto medido, es mostrada con valores numéricos sobrepuestos en el punto de medición, además se esta superponiendo la condición normal y la condición con dispositivos.

En la Figura 96, se observa la atenuación en la condición con amortiguador, donde se nota que prevalecen los valores de la condición normal, por encima de los valores con dispositivo, por ser la superficie blanca que predomina. En la Figura 97, la condición con amortiguador y absorbedor dinámico, muestra que predomina mayormente la atenuación, a pesar que se observa que, frente al tanque, hay regiones en que los valores de la condición con dispositivo fueron mayores. En la Figura 98, la condición con absorbedor dinámico, muestra que frente al tanque se atenúa completamente el sonido, no teniendo el mismo resultado en la parte superior.

Observando los resultados de las tres figuras, que muestran la comparación de la condición normal y con dispositivos, la más interesante es la condición con amortiguador y absorbedores dinámicos, por tener los mejores resultados de atenuación a la altura de 6 m, a pesar que en una parte tiene un incremento, pero, no llega a los máximos valores de la emisión de sonido en condiciones normales, siendo importante esa intensidad del sonido, ya que el oído distingue los picos máximos.

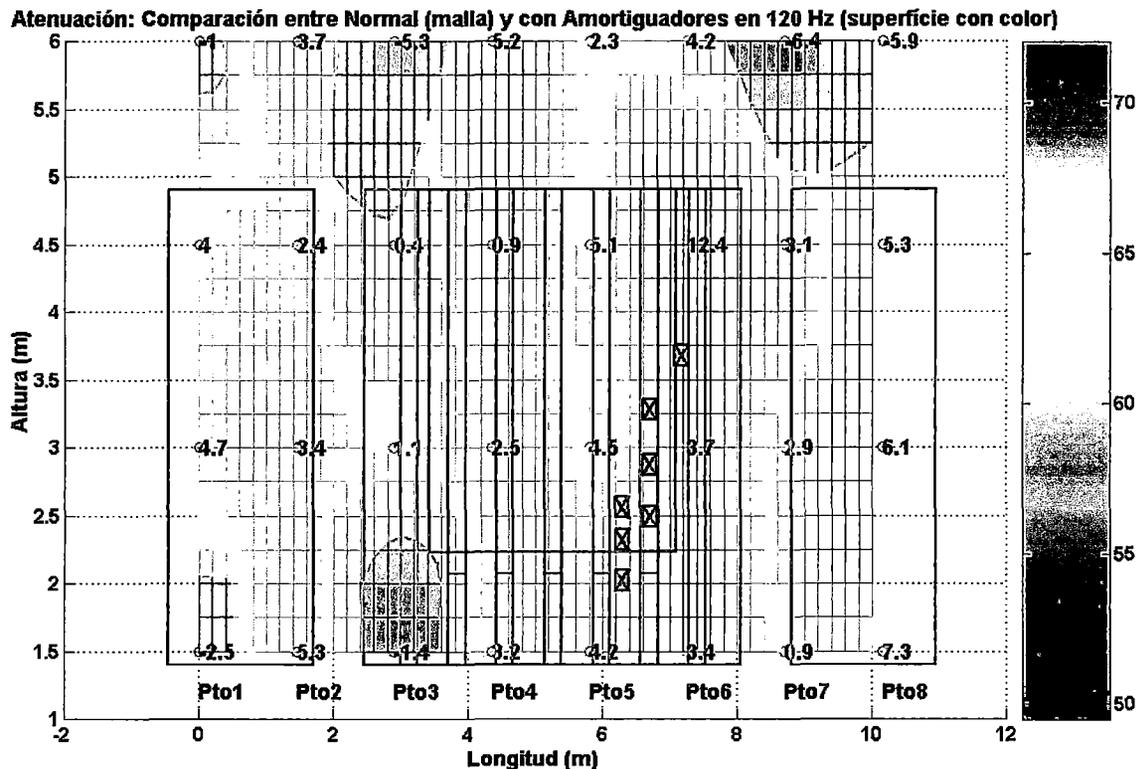


Figura 96: Comparación de la atenuación por regiones de la condición con amortiguador

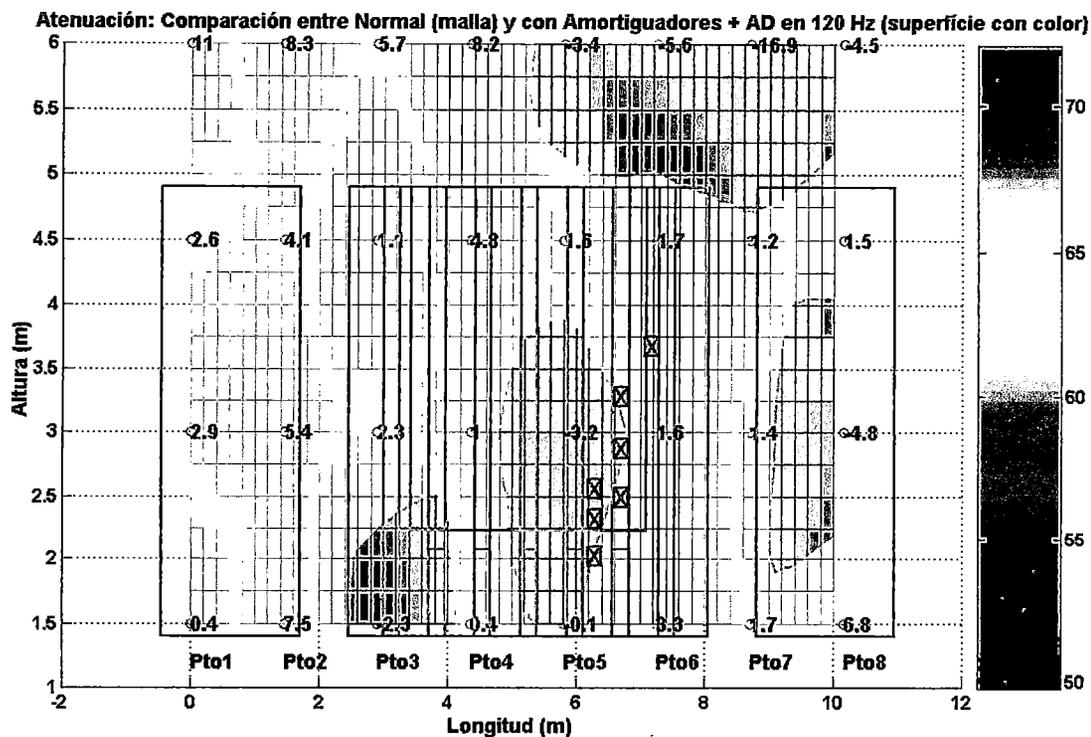


Figura 97: Comparación de la atenuación por regiones de la condición con amortiguador y absorbedor dinámico

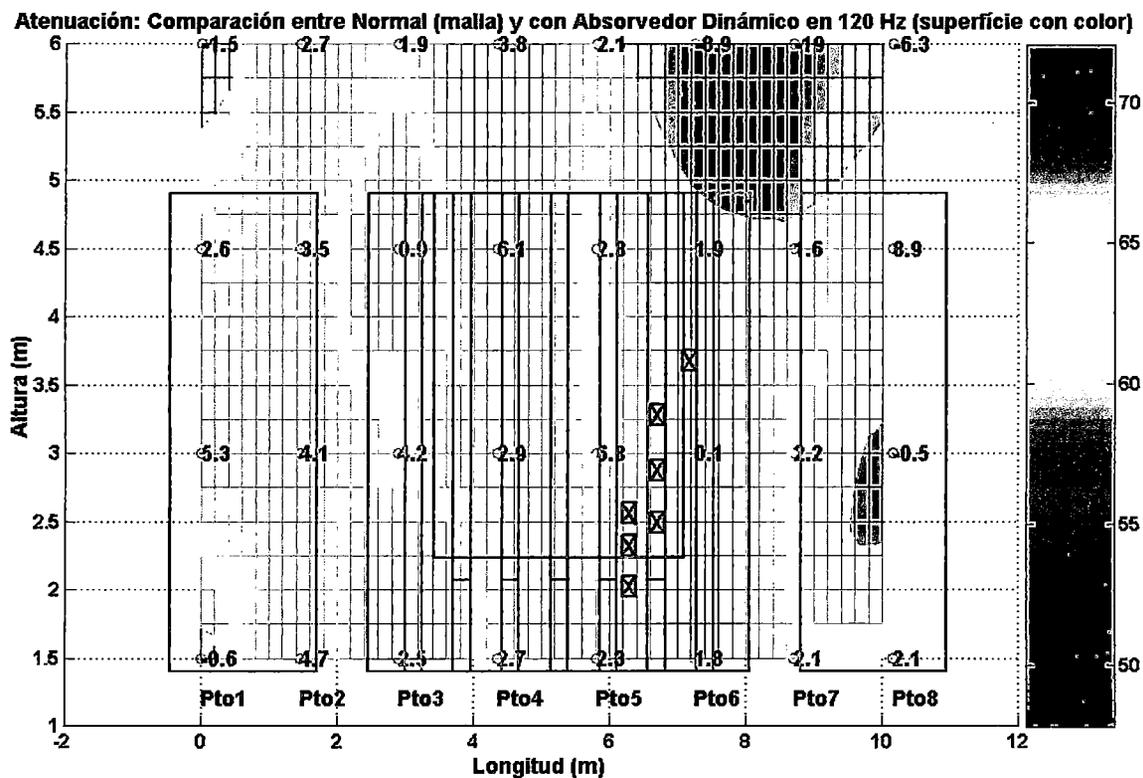


Figura 98: Comparación de la atenuación por regiones de la condición con absorbedor dinámico.

10.9.2 EVALUACIÓN DE LOS RESULTADOS DE VIBRACIÓN

La medición de la vibración realizada en algunos puntos del tanque, tiene como propósito evaluar el desempeño de los absorbedores dinámicos próximos a las superficies donde fueron instalados.

Para la medición se usaron acelerómetros piezoeléctricos de baja impedancia, con una frecuencia de muestreo de 20 kHz. El tiempo de colecta de cada señal fue de 50 segundos por medición. En la adquisición se usaron filtros de corte en las frecuencias de pasa alta a partir de 10 Hz, y pasa baja a partir de 10 kHz.

En el procesamiento de las señales se filtró el ruido eléctrico, usando un tratamiento de procesamiento de señales por partes. El tratamiento consiste en: dividir la señal original en varias partes iguales; cada parte se multiplica por la función ventana de Hanning. Los resultados del producto son llevados al dominio de la frecuencia con la Transformada Rápida de Fourier (FFT). Todas las señales obtenidas del fraccionamiento de la señal original, son mostradas en el dominio de la frecuencia. Las señales en el dominio de la frecuencia son sumadas y divididas entre el número de fraccionamiento de la señal original, obteniéndose una señal promedio como resultado. Luego se recupera una única señal con la Transformada Inversa de Fourier (IFFT) obteniendo la señal promedio en el dominio del tiempo.

10.9.2.1 Localización de los absorbedores dinámicos y los puntos de medición de la vibración

Los puntos donde fueron medidos la aceleración y los espacios ocupados por los absorbedores dinámicos, son mostrados en la Figura 99, en donde las faces y la base del tanque del transformador se muestra a escala; indicándose al absorbedor dinámico con un pequeño rectángulo y con un número al punto donde fue colectada la señal de vibración.

Se midieron 6 puntos en cada face y 6 en la base, totalizando 30 el número de puntos a medir. En cada punto se realizaron cuatro mediciones, de las cuales una fue en la condición normal y las tres restantes con dispositivos. Con la sucesión de

puntos de medición se forma un rectángulo, alguno de los puntos están próximo a los absorbedores dinámicos y otros un poco distantes a ellos.

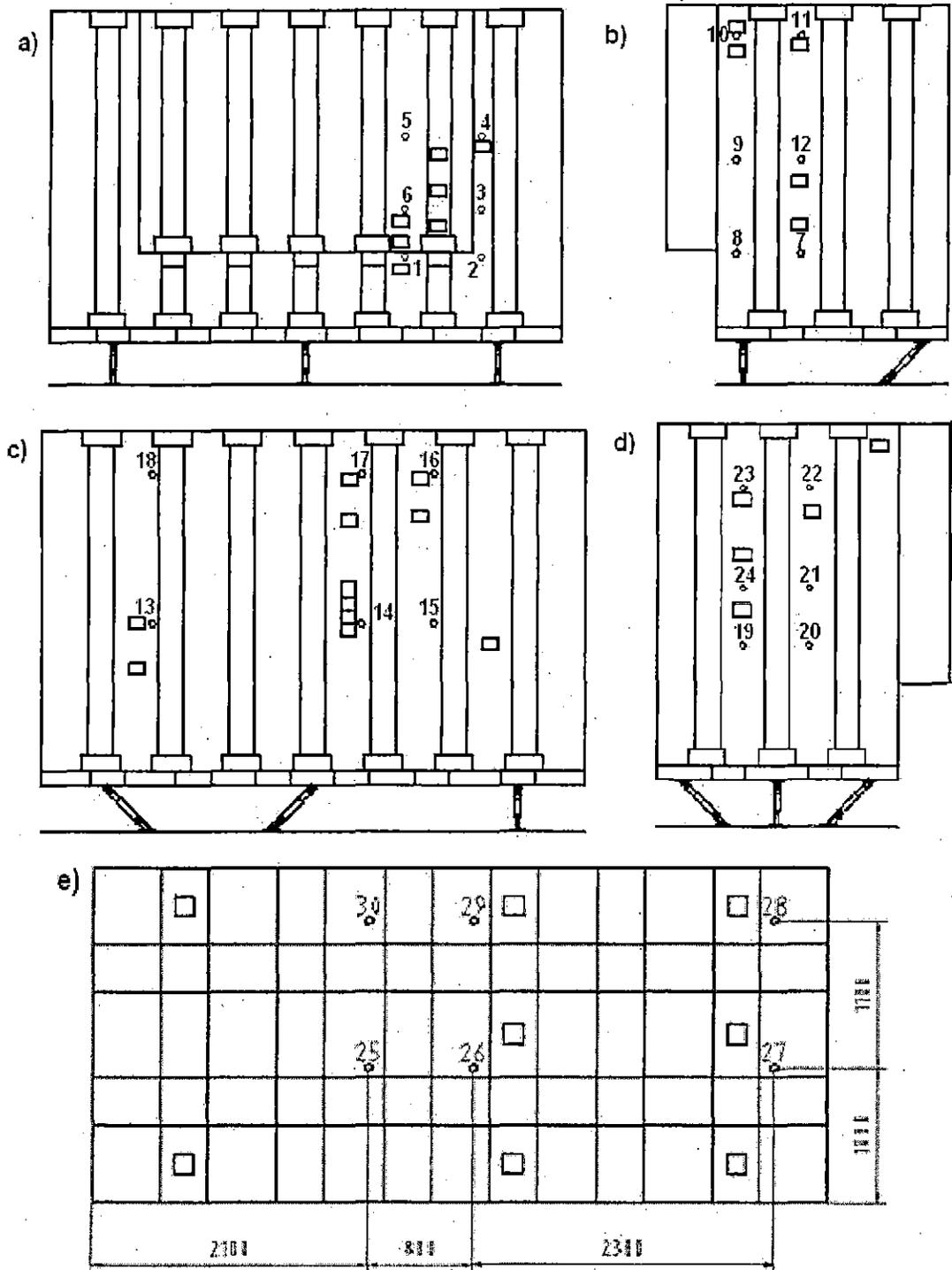


Figura 99: Localización de los puntos de medición de la vibración y de los absorbedores dinámicos (dibujo proporcional a las medidas) (a) Face frente al edificio, b) Face opuesta a la calle, c) Face opuesta al edificio d) Face frente a la calle e) Base.

10.9.2.2 Medidas de la velocidad de vibración

El parámetro más importante de la vibración, que se relaciona con el sonido en la superficie, es la velocidad, por lo tanto, las señales de aceleración serán procesadas para ser convertidos en señales de velocidad usando la ecuación (5.60).

Las velocidades de vibración de todos los puntos, en tres dimensiones, son mostradas en la Figura 100. A cada punto, denominado con un número en la Figura 99, le corresponde cuatro señales; siendo la primera señal en condición normal (color rojo), la segunda señal con amortiguador (color azul), la tercera señal con amortiguador y absorbedor dinámico (color verde) y, la cuarta señal, con absorbedor dinámico (color negro). Cada condición corresponde a un color y cada grupo a un punto en las cuatro condiciones. Los espectros de las amplitudes mostrados están en la banda de 100 hasta 900 Hz.

Los resultados de las señales de velocidad están relacionados con la proximidad de los absorbedores dinámicos o amortiguadores. En casi todos los casos que se midió próximo a los absorbedores dinámicos, las amplitudes de la aceleración mayormente se redujeron, pero en un caso se amplió. En los puntos distantes a los absorbedores dinámicos, la amplitud de la velocidad mayormente aumenta la amplitud en la frecuencia de 120 Hz.

Los resultados de la Figura 100, muestran que: las mayores amplitudes están en la frecuencia de 120 Hz. En la comparación de las señales de velocidad entre la condición normal, con la condición con dispositivo, se observa que la amplitud de la velocidad de vibración en la proximidad de los dispositivos disminuyen pero, en varios puntos distantes al absorbedor dinámico o amortiguador se incrementa la amplitud.

Para comparar los resultados de la vibración, se muestra la Figura 101, donde se analiza el comportamiento de las vibraciones en banda estrecha comprendida desde 100 a 140 Hz en dos dimensiones y a la misma escala. Las señales se distinguen con los colores establecidos en la Figura 100. La selección de esta banda es por ser mayores las amplitudes de la señal de velocidad en todos los casos.

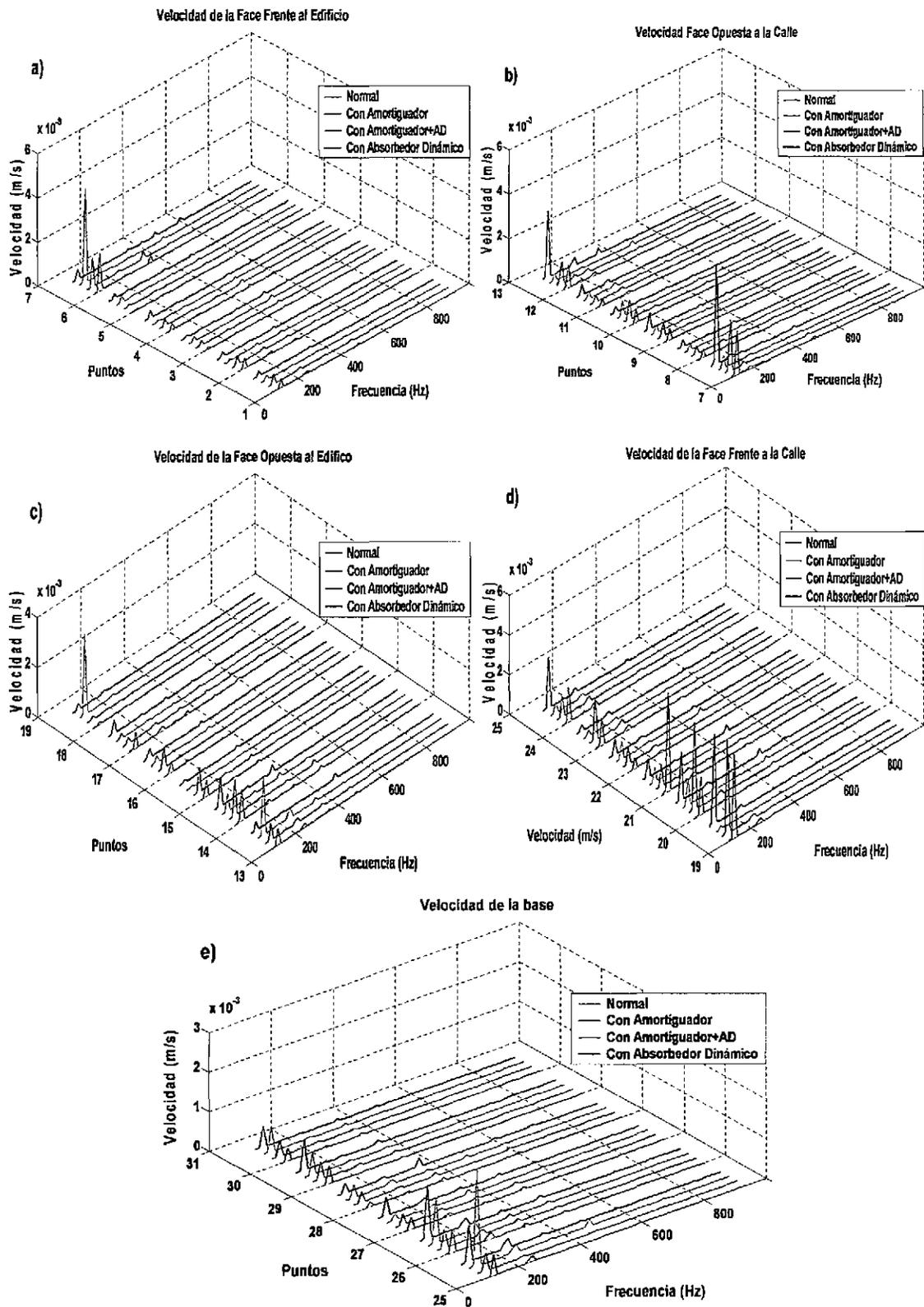


Figura 100: Señales de velocidad en el dominio de la frecuencia de la superficie del tanque del transformador: a) Face frente al edificio b) Face opuesta a la calle c) Face opuesta al edificio d) Face frente a la calle e) Base del transformador.

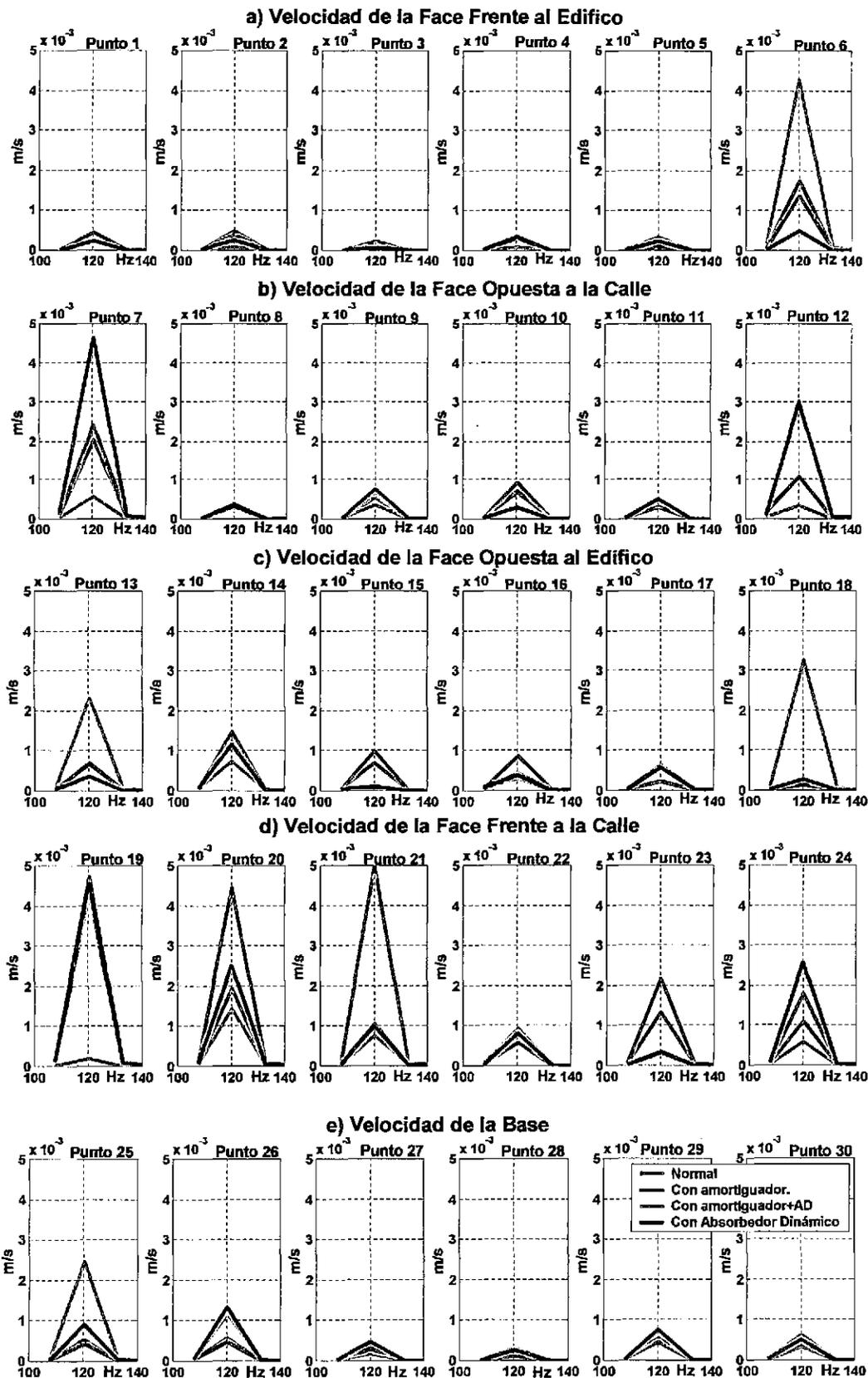


Figura 101: Señales de velocidad de la superficie del tanque del transformador en la banda de 100 hasta 140 Hz: a) Face frente al edificio b) Face opuesta a la calle c) Face opuesta al edificio d) Face frente a la calle e) Base del transformador

La evaluación de la velocidad de vibración por face es la siguiente:

- **En la face frente al edificio**, en los puntos 1, 4 y 6 se encontraban próximos a un absorbedor dinámico. En el punto 1, la línea roja estaba tapada por la línea azul; en el punto 4 las amplitudes eran pequeñas, teniendo valores de 0,3 mm/s para la condición normal, con amortiguador y con absorbedor dinámico. Para la condición con amortiguador y absorbedor dinámico, los valores fueron 0,1 mm/s. Pero en el punto 6, la línea verde se encontraba a 4,2 mm/s, estando encima de la línea roja que tenía 1,7 mm/s y demostrando que en vez de disminuir la vibración aumentó. El aumento posiblemente se daría porque los absorbedores dinámicos y amortiguadores modificaron el comportamiento de la vibración en esa región, pero en las condiciones sólo con amortiguador disminuyó un poco y en la condición solo con absorbedor dinámico, disminuyó significativamente la alta vibración. En los puntos 2, 3 y 5 las amplitudes fueron pequeñas con variaciones mayormente favorables. *El análisis por punto de medición próximo a los dispositivos indicó que mayormente se reduce la amplitud de la velocidad en la condición con absorbedores dinámicos, pero cuando tiene solo amortiguadores, casi no disminuye, por otro lado, cuando tiene amortiguadores y absorbedores dinámicos, aumentó en el punto 6 a mas del doble, indicando que hay incompatibilidad en esa parte.* Los demás puntos tuvieron ligeros aumentos o disminuciones.
- **En la face opuesta a la calle**, los puntos 10 y 11 se encontraban próximos a un absorbedor dinámico. En el punto 10, la condición normal y con amortiguador y absorbedor dinámico tenía la amplitud de 0,7 mm/s, y fue ligeramente inferior a la condición con amortiguador, que tuvo 0,9 mm/s. Pero en la condición con absorbedor dinámico fue menor, porque tenía 0,3 mm/s. En el punto 11 la condición con absorbedor dinámico fue mayor que la normal, pero los demás condiciones fueron menores. En el punto 12, la línea roja estaba tapada por la línea azul, y la amplitud de velocidad de la condición con absorbedor dinámico fue mayor que la condición normal, indicándose que no se consigue disminuir la vibración y, por el contrario, fue ampliada. Pero en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico se redujo la vibración significativamente de 1,1 a 0,3 mm/s. En el punto 10, la condición con absorbedor dinámico fue menor que las demás condiciones. El punto 7 tenía la mayor amplitud en condiciones normales en 2 mm/s. Sólo con la condición con

amortiguador y absorbedor dinámico lo redujo significativamente a 0,5 mm/s, pero en la condición con amortiguador se incrementó significativamente la amplitud, de 2 a 4,5 mm/s, siendo este incremento perjudicial. Los puntos 8 y 9 tuvieron pequeñas modificaciones, y sus amplitudes también fueron pequeñas. *En los puntos próximos a los absorbedores dinámicos (10 y 11) se originó una controversia: en un caso disminuye y en otro aumenta. En otros puntos, donde las condiciones normales tenían amplitudes mayores a 1 mm/s, al aplicarse las condiciones con absorbedor dinámico y con amortiguadores las amplitudes aumentaron, pero en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico las amplitudes disminuyeron a menos de 0,5 mm/s, mostrándose eficiente en esta parte.*

- **En la face opuesta al edificio**, los puntos 13, 14, 16 y 17 se encontraban próximos a un absorbedor dinámico. En el punto 13, la condición normal y con amortiguadores tenía una amplitud de 0,7 mm/s; en la condición con absorbedores dinámicos se redujo a la mitad, pero en la condición con amortiguadores y absorbedores dinámicos se incrementó a 2,2 mm/s. En los puntos 14 y 17, mayormente disminuyeron, aunque las amplitudes eran pequeñas. Sin embargo en el punto 16, en la condición normal, la amplitud fue 0,42 mm/s y en la condición con amortiguadores, aumentó a 0,82 mm/s; en las demás condiciones disminuyeron ligeramente. En el punto 5, la condición normal fue 0,07 mm/s y aumentó en la condición con amortiguadores a 1 mm/s; pero en la condición con absorbedor dinámico y con amortiguador y absorbedor dinámico, su amplitud cayó para 0,1 mm/s. En el punto 18, la condición normal la amplitud fue 0,1 mm/s, pero en la condición con amortiguador, aumentó a 0,15 mm/s y con absorbedor dinámico aumentó a 0,25 mm/s. Sin embargo, el incremento en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico fue a 3,3 mm/s., siendo este un resultado no deseado. *En los puntos medidos próximo a los absorbedores dinámicos y apartado de ellos, los resultados indican que la condición con absorbedores dinámicos mayormente disminuyen, solo en un punto aumentó; sin embargo, en la condición con amortiguador mayormente aumenta la amplitud. En la condición con amortiguador y absorbedor dinámico, en los puntos 13 y 18, la amplitud aumentó drásticamente, mostrando la incompatibilidad en esta parte, aunque en los demás puntos disminuye.*

- **En la face frente a la calle**, el punto 23, se encontraba próximo a un absorbedor dinámico. En la condición normal tenía una amplitud de 1,3 mm/s y con amortiguadores aumentó la amplitud a 2,2 mm/s; mientras que, en la condición con absorbedores dinámicos y con amortiguadores y absorbedores dinámicos, disminuyó a 0,3 mm/s, reduciéndose significativamente. El punto 24 se encontraba casi al medio de dos absorbedores dinámicos y esta posicionado abajo del punto 23. En la condición normal tenía una amplitud de 1,7 mm/s y con absorbedor dinámico aumentó a 2,5 mm/s, pero en la condición con amortiguador disminuyó a 1 mm/s y con absorbedor dinámico disminuyó aún más todavía su amplitud a 0,5 mm/s. En el punto 19 que se encontraba abajo del punto 24, fue observado que, en la condición normal, su amplitud tenía 4,3 mm/s, aumentando en la condición con amortiguadores a 4,5 mm/s, y con absorbedor dinámico aumentó a 4,7 mm/s. Sin embargo, en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico disminuyó abruptamente a 0,15 mm/s. En el punto 20, en la condición normal su amplitud fue 2 mm/s, aumentó en la condición con absorbedores dinámico a 2,5 mm/s, y con amortiguadores a 4,5 mm/s. Sin embargo en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico disminuyó a 1,4 mm/s. En el punto 21, la condición normal la amplitud fue 5 mm/s, sin embargo, en la condición con dispositivos disminuyó a menos de 1 mm/s. En el punto 22, en la condición normal la amplitud fue 0,5 mm/s y con dispositivos aumentó entre 0,8 y 0,9 mm/s. *En la medición próxima al absorbedor dinámico la medición solo con amortiguador aumentó y en los demás casos la amplitud disminuyó. En la condición con amortiguador y absorbedor dinámico las amplitudes disminuyeron en casi todos los casos de manera significativa, no teniendo los mismos resultados con las otras condiciones.*
- **En la base del tanque**, los puntos 26, 27, 28 y 29 se encuentra próximo a un amortiguador. En el punto 26, la condición normal tiene la amplitud menos de 0,5 mm/s y, en la condición con amortiguadores, disminuye ligeramente su amplitud, pero en la condición con absorbedores dinámicos aumentó a 1,3 mm/s y, en la condición con amortiguadores y absorbedores dinámicos aumentó a 1,1 mm/s. En el punto 27, aumentó ligeramente en la condición con absorbedores dinámicos y en los otros casos disminuyeron. En el punto 28, en la condición normal la amplitud fue 0,01 mm/s y, en todos lo casos aumentaron a 0,03 mm/s. En el punto 29, en la condición normal y con amortiguadores la

amplitud fue 0,4 mm/s aumentó en los otros casos a 0,07 mm/s. En el punto 25, en la condición normal la amplitud fue 0,5 mm/s; pero, aumentó en la condición con absorbedores dinámicos a 0,9 mm/s y, con amortiguador y absorbedor dinámico, a 2,2 mm/s. Solo en la condición con amortiguador disminuye ligeramente. En el punto 30 la condición normal es 0,3 mm/s y, en la condición con dispositivos, fue un poco mayor, tenía casi 0,6 mm/s. *En la condición con amortiguador mayormente las amplitudes disminuyeron pero en las otras condiciones con dispositivos mayormente aumentaron. Solo en un punto la amplitud de la condición normal fue ligeramente menor que la amplitud en las condiciones con dispositivos.*

10.9.2.3 Nivel de velocidad de la vibración

La relación de la velocidad de la vibración con el sonido se estableció usando las ecuaciones desde (10.1) hasta (10.9). El desempeño de los dispositivos y su efecto en el campo acústico se evalúa cuantificando la atenuación o incremento del sonido, para el cual se usa la ecuación (10.20). Se trata de establecer la diferencia de la velocidad de vibración de la condición normal con respecto a la condición con dispositivo.

La evaluación de la atenuación o incremento del nivel de velocidad de vibración en la frecuencia de 120 Hz, será la diferencia entre la condición normal con las condiciones con amortiguador o con amortiguador y absorbedor dinámico; o, por ultimo, con absorbedor dinámico. La diferencia del nivel de velocidad de vibración entre la condición normal y una condición con dispositivo se obtiene de una resta logarítmica, (ver ecuación (10.14) y (10.3)); la cual se convierte en una división comprendida dentro de la misma base logarítmica.

La ecuación que evalúa la atenuación o el aumento del nivel de velocidad de vibración en la banda estrecha de 120 Hz es la siguiente:

$$Lvva = 10 * \log_{10} \left(\frac{\dot{x}_{normal120i}^2}{\dot{x}_{Dispositivo120i}^2} \right) \quad (10.15)$$

Los valores de la amplitud en 120 Hz, se extraen de las señales de velocidad de vibración; para el cual se selecciona la banda estrecha en el dominio de la frecuencia, y con un algoritmo que selecciona el valor máximo, de un conjunto de datos, se

obtiene la amplitud de la señal en 120 Hz. Una vez obtenido los valores, se procesa la información con la ecuación (10.21); los resultados son organizados en la Tabla 15. Los resultados de atenuación (con valores positivo) o incremento (con valores negativos) son expuestos en la Tabla 15, para cada condición y, en sus respectivos puntos. En la última columna se muestra la suma de todos los valores. Si el resultado es positivo, entonces se obtuvo más atenuación que incremento; si fuera negativo se obtuvo más incremento que atenuación, lo que vendría a ser un resultado no deseado.

Tabla 15: Valores calculados de la atenuación usando el nivel de velocidad de vibración.

F. Frente al edificio	1	2	3	4	5	6	Suma	Atenua
Con amortiguador	0,12	1,05	- 2,69	- 0,60	- 2,78	1,07	- 3,83	50 %
Con amortiguador +AD	2,82	7,88	- 2,72	5,86	- 8,17	- 3,90	1,78	50 %
Con absorbedor dinámico	2,77	2,89	2,34	- 0,70	- 6,62	5,64	6,31	66,6 %
F. Opuesta a la Calle	7	8	9	10	11	12		
Con amortiguador	-0,72	-0,02	-0,98	-1,36	-0,16	0,04	-3,21	16,6 %
Con amortiguador +AD	5,57	0,96	1,70	-0,29	-0,20	5,10	12,83	66,6 %
Con absorbedor dinámico	-3,57	0,52	-1,46	3,58	-2,34	-4,45	-7,72	50 %
F. Opuesta al Edificio	13	14	15	16	17	18		
Con amortiguador	-0,28	-0,70	-1,49	-2,78	4,16	-1,04	-2,14	16,6 %
Con amortiguador +AD	-5,50	2,25	9,07	1,96	4,85	-14,26	-1,62	66,6 %
Con absorbedor dinámico	2,50	0,32	8,29	0,82	0,33	-3,62	8,65	83,3 %
F. Frente a la calle	19	20	21	22	23	24		
Con amortiguador	-0,44	-3,64	6,75	-1,53	-2,16	2,13	1,11	33,3 %
Con amortiguador +AD	13,70	1,33	8,21	-2,13	6,41	4,88	32,40	83,3 %
Con absorbedor dinámico	-0,29	-1,12	7,08	-1,50	5,85	-1,60	8,43	33,3 %
Base	25	26	27	28	29	30		
Con amortiguador	0,959	0,965	0,594	-3,647	0,272	-0,717	-1,574	66,6 %
Con amortiguador +AD	-6,608	-3,033	2,451	-4,510	-0,727	-2,783	-15,210	16,6 %
Con absorbedor dinámico	2,273	-3,594	-1,766	-3,305	-2,114	-1,838	-10,343	16,6 %

La evaluación de los resultados de atenuación (número de color azul), o incremento (número negativo de color rojo), se expresan en las dos últimas columnas, de los que se desprenden lo siguiente:

- **La Face Frente al Edificio:** de los 6 puntos evaluados en las tres condiciones, los resultados muestran una atenuación de entre 50% a 66,6%; y la suma de los resultados, de la condición con amortiguador y absorbedor dinámico y la condición con absorbedor dinámico, fueron positivos, sólo en la condición con amortiguador la suma de los resultados fue negativa.
- **La Face Opuesta a la Calle:** la atenuación evaluada en la condición con amortiguador fue 66,6% y positivo; a la par, la condición con absorbedor dinámico fue 50% y negativo, mostrando un buen y regular resultado; aunque, por otro lado, en la condición con absorbedor dinámico fue 16,6% y negativo, mostrando limitaciones para atenuar en esta face.
- **La Face Opuesta al Edificio:** con absorbedor dinámico se obtuvo 83,3% y positivo; en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico fue 66,6% y negativo. Los resultados se mostraron entre bueno a regular, pero en la condición con amortiguador se obtuvo el 16,6% y negativo, lo que constituye un mal resultado.
- **La Face Frente a la Calle,** En las tres condiciones se tienen resultados positivos, pero solo en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico se obtiene 83,3% de atenuación y, en los demás, 33,3%.
- **La Base del Tanque del Transformador:** en la condición con amortiguador se obtuvo 66,6% y negativo; en las demás condiciones se obtuvo 16,6% y negativo, constituyéndose como los resultados menos eficientes.

Si la suma de resultados da positivo y el porcentaje de atenuación fuera igual o mayor de 50%, entonces sería un buen resultado. Un resultado regular sería si la suma da positivo y el porcentaje de atenuación sea igual o menor a 50%. Así también, un mal resultado sería cuando la suma da negativo y el porcentaje de atenuación está abajo de 50%. Con estos criterios fueron aplicados a las faces y la base del tanque del transformador, evaluando los buenos, regulares y malos resultados de cada condición.

De las evaluaciones realizadas a las mediciones de la vibración, usando criterios de atenuación, concluimos que los mejores resultados se obtuvo en la condición con amortiguador y absorbedor dinámico; así como menos eficiente se mostró la condición con absorbedor dinámico y los resultados que consiguieron menores logros que los demás fueron en la condición con amortiguador.

10.10 DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS

El método para detectar las regiones de mayor emisión de vibración fue desarrollado durante el proceso de localización los espacios donde debían ser colocados los dispositivos para disminuir la vibración. Después de procesar las señales de vibración e intentar relacionarlo con la emisión de energía, considerando el espacio físico de la superficie, fue determinada la relación ruido y vibración.

Las mediciones para el diagnóstico fueron realizadas por la empresa Areva 01dB, que estimó apropiada realizar las mediciones a un metro de separación; pero en el procesamiento se evaluó que sería apropiado un menor distanciamiento, si fuera posible, a menos de medio metro, con la que se hubiera tenido una mejor configuración de las regiones de mayor emisión de la vibración.

En la evaluación de los resultados del sonido, se observó que los dispositivos modifican el campo acústico original, teniendo mayormente atenuación del sonido; pero, en pequeñas regiones se incrementó el sonido. Los mejores resultados de atenuación fueron conseguidos en valores de Nivel de Presión Global y menores en la banda de frecuencia de 120 Hz.

Los mejores resultados de atenuación se obtuvieron a 4,5 m de altura para abajo, y a 6 m de altura. Los resultados no tuvieron la eficiencia deseada, disminuyéndose en una parte e incrementándose en otras. El mejor resultado en la atenuación del sonido, debajo de 4,5 m de altura, fue en la *condición con amortiguador* y menos eficiente que este fue en la *condición con absorbedor dinámico*; pero el de menor eficiencia, fue en la *condición con amortiguador y absorbedor dinámico*. Por otro lado, a 6 m de altura, los mejores resultados fueron en la *condición con amortiguador y absorbedor dinámico*, seguido de la *condición con amortiguador* y, por último, la *condición con absorbedor dinámico*. Sin embargo, en las evaluaciones de la vibración, los mejores resultados se obtuvieron en la *condición con amortiguador y absorbedor dinámico*, luego le sigue la *condición con absorbedor dinámico* y, con menores logros que los demás, los correspondientes a la *condición con amortiguador*.

En la evaluación de resultados de atenuación, evaluando el nivel de presión del sonido y el nivel de velocidad de vibración, los mejores resultados se obtuvieron en la *condición con amortiguador y absorbedor dinámico*. En el segundo orden de

resultados hay discrepancias, siendo la condición con amortiguador la mejor opción para el nivel de presión del sonido y con absorbedores dinámicos para el nivel de velocidad de vibración.

10.11 COMENTARIOS FINALES

Para ubicar las regiones críticas, donde se emite el sonido, se detecta la mayor deformación de la superficie (método de ODS) o el nivel de velocidad de la vibración; ambos proporcionan información valiosa para definir las regiones más sensibles a la vibración.

El método de ODS proporciona el valor del desplazamiento, ubicándose el mayor desplazamiento en cada superficie del tanque. Con esta información se puede seleccionar y diseñar el dispositivo apropiado, mientras que con el método del nivel de velocidad se puede demarcar la región crítica o sensible a la vibración. Este método define bien el espacio físico más sensible.

La diferencia de los métodos de ODS y nivel de velocidad de vibración, radica en que el método de ODS es un vector espacial, que se modifica en el tiempo, teniendo que localizar los instantes de mayor deformación para definir las regiones críticas. Mientras que, la evaluación del nivel de velocidad de la vibración en tres dimensiones, produce una figura que puede expresar los valores globales del nivel de velocidad de vibración o, en banda estrecha, a una frecuencia específica con valores constantes para cada punto.

Una evaluación de los resultados de la medición, y la comparación entre la condición normal y con dispositivo de la vibración, es que se modifica la sensibilidad de la vibración en todas las regiones cuando se instala un dispositivo, de tal modo que la región más sensible ya no lo es; pero aparece en otra parte, cuyo nivel de sensibilidad a la vibración inicialmente no era alto, pero después de instalar el dispositivo se convierte en una región sensible.

Un método apropiado para instalar los dispositivos de reducción de la vibración sería: primero instalar los amortiguadores en la base; luego realizar las mediciones de vibración en toda la superficie de las paredes del tanque ubicando las regiones de

mayor desplazamiento de la superficie y realizando, por lo menos, una medición en cada panel y otro en cada refuerzo, de manera horizontal y vertical, a una distancia no mayor de medio metro en las cuatro faces del tanque.

Una vez ubicada la región de mayor desplazamiento, usando el método de ODS en 120 Hz y el nivel de velocidad de vibración, se debía instalar un absorbedor dinámico cuya masa produzca una fuerza inercial igual al que se produce en el desplazamiento local, pero en sentido contrario.

Después de instalar un dispositivo para disminuir la vibración, se debería reevaluar el desplazamiento usando el método de ODS; y el nivel de velocidad de vibración, localizando la región sensible a la vibración modificada, para instalar el siguiente dispositivo que disminuye la vibración, continuando con otra evaluación de la vibración, para colocar los siguientes dispositivos, hasta obtener una superficie con una reducida vibración.

11 CONCLUSIONES

En esta tesis fue demostrada la viabilidad para localizar las fuentes de sonido, usando las señales de aceleración de la vibración de la superficie del tanque del transformador. El método aplicado en la localización se complementa con el uso de tecnologías de control o reducción de las vibraciones, ampliándose su aplicación en la reducción del ruido de un transformador de alta potencia.

Los resultados de la aplicación de tecnologías para la reducción de la vibración y el sonido, tuvieron diferentes performance, siendo la aplicación de la condición con amortiguadores y absorbedores dinámicos con el que se consiguieron las mayores atenuaciones parciales del campo acústico del transformador a la altura de 6 m.

El dispositivo más eficiente para la atenuación del ruido frente al tanque hasta 4.5 m de altura, fue la condición con amortiguadores, los que fueron instalados en la base del tanque; aunque, en la reducción de la vibración fue el que tuvo la menor eficiencia en sus resultados.

De los resultados obtenidos las conclusiones serían:

- El campo acústico del transformador no es uniforme; pero, sería posible reducir el efecto del ruido en un determinado local con un mejor posicionamiento del transformador, pues las superficies del tanque emiten el sonido con diferente intensidad.
- La detección de las fuentes de emisión de sonido es posible de ser detectada usando señales de aceleración y calculando el nivel de velocidad de la vibración de la superficie en tres dimensiones y con colores de intensidad.
- La amplitud máxima de deformación de las superficies del tanque es posible de ser calculados con el método de ODS; este valor es importante para la selección y diseño del dispositivo apropiado para la reducción de la vibración.

- La reducción del ruido acústico puede ser obtenida por la reducción de la vibración mecánica de las paredes del tanque.
- El tanque presenta movimientos de cuerpo rígido y transmisión de vibración de la base para las paredes del tanque según los resultados de ODS. Hubo reducción del ruido acústico global con el uso de los dispositivos seleccionados. La reducción promedio en el ruido acústico global, con el uso de amortiguador, fue de 2,34 dBt, con el uso de amortiguador y absorbedor dinámico fue de 2,16 dBt y con absorbedores dinámicos fue de 1,67 dBt.
- La reducción del ruido acústico en banda estrecha en la frecuencia de 120 Hz, fue menor que los obtenidos a nivel global; en la condición con amortiguadores fue de 2,49 dB, mientras que en la condición con absorbedores dinámicos fue de 1,42 dB. En la condición con amortiguadores y absorbedores dinámicos fue de 1,42 dB, pero a 6 m de altura, los mejores resultados fueron en la condición con amortiguadores y absorbedores dinámicos que fue de 0,35 dB; las demás fueron menores.
- Tanto los amortiguadores como los absorbedores dinámicos, fueron posicionados según las regiones críticas calculadas desde la condición normal. Al instalar los dispositivos para la reducción de la vibración, experimentalmente se observó que los dispositivos alteran las regiones críticas.
- El efecto de la carga sobre el ruido acústico, dificultó la evaluación de los resultados, ya que la carga afecta la vibración de las bobinas que, a la vez, afecta el ruido acústico producido.

Optimizar los resultados pasa por mejorar la metodología de posicionamiento de los dispositivos, el cual consistiría en medir la vibración de la superficie del tanque para calcular la región de mayor emisión de energía. Las fuentes de sonido pueden ser detectados usando el método de ODS y el nivel de velocidad de la vibración. Con el método de ODS se calcula el desplazamiento máximo de todas las superficies y con estos datos se selecciona la tecnología apropiada para la reducción de la vibración en esa región. Luego, se define la región crítica con el cálculo del nivel de velocidad de vibración en la frecuencia de 120 Hz, exponiendo los resultados en tres dimensiones. Posteriormente, se diseña el dispositivo apropiado o se selecciona y se elabora el diseño de su montaje. Después de instalar el primer dispositivo, reevaluar el punto de mayor desplazamiento y la región de mayor nivel de velocidad de vibración, posteriormente colocar el segundo dispositivo y continuar con los cálculos para los siguientes dispositivos.

12 BIBLIOGRAFÍA

- 1.- ABBOTT J. *Acoustical Design Criteria For Active Noise-Control Systems*. pg. 630 - 633. (1993).
- 2.- BIES. A. DAVID; HANSEN H. Colin, *Engineering Noise Control: Theory and Practice*. Edition, London, New York, E & Fn Spon, (1996).
- 3.- BELL LEWIS H.; BELL DOUGLAS H., *Industrial Noise Control*, Second Edition, Marcel Dekker. (1993).
- 4.- BEER F. P., JOHNSTON J. R., E. R. *Mecánica Vectorial para Ingenieros Cinemática y Dinámica*. 5ª ed., Makron Books, Rio de Janeiro. (1994).
- 5.- BERANEK L.; Vér I., *Noise and Vibration Control Engineering*, John Wiley & Sons, Inc. (1992).
- 6.- BISTAFA, R. S. *Acústica aplicada ao controle do ruído*. Editora Edgar Blücher, p. 54. (2006).
- 7.- CHAMPOUX Y., GOSSELIN, B., NICOLAS J., *Application of the intensity technique to the characterization of transformation noise*. IEEE Transactions on Power Delivery; Vol. 3 No 4, p. 1802-1808, October (1988).
- 8.- CHÁVEZ, L. *Modelo estrutural numérico que simula a alocação de absorvedores dinâmicos para a redução de ruído acústico emitido por um transformador de potência*. Dissertação de mestrado, Escola politécnica USP, p. 59. (2008).
- 9.- DENENBERG, J. *Anti-noise: Quieting the Environment with active noise Cancellation technology*. IEEE Potentials, p. 36-40. April (1992).
- 10.- DOSSING, O. *Structural Stroboscopy - Measurement of Operational deflection shapes*, edit B&K, p. 18-26, (1988).
- 11.- ELLIOTT, S.; NELSON, P., *The active control of sound*. Electronics & Communication Engineering Journal. August (1990).
- 12.- ELLIOTT, S.; NELSON, P., *Active noise control*. IEEE Signal Processing Magazine, pag. 12 - 35. October (1993).

- 13.- FAHY FRANK, *Sound on structural Vibrations, Radiation, Transmission and Response* - Edition Academic Press, P. 308 – (1985).
- 14.- FULLER, C. R.; FLOTOW, A. H. V. *Active control of sound and vibration*, IEEE Control Systems, p. 9-19. December (1995).
- 15.- FULLER, C. R.; MAILLARD, J. P.; MERCADAL, M.; FLOTOW, A. H. V. *Control of aircraft interior noise using globally detuned vibration absorbers*. Journal of Sound and Vibration, Vo. 203, No. 5, p. 745-761. (1997).
- 16.- GARCIA B. BURGOS, J. C.; ALONSO, A. M. *Transformer tank vibration modelling as a method of detecting winding deformation - part i theoretical foundation*. IEEE Transaction on Power Delivery, Vol. 21, No. 1, p. 157-163. (2006).
- 17.- GORDEN, C. G. *A Method for Predicting the Audible Noise Emission from Large outdoors power transformers*. IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems (PAS) 98, p. 1109 – 1112. (1979).
- 18.- GRISSON, M. D.; BELEGUNDU A. D.; KOOPMANN, G. H., *A reduced eingvalue method for broadband analysis of a structure with vibration absorbers possessing rotatory inertia*. Journal of Sound and Vibration, Vol. 281, p. 869 – 886. (2005).
- 19.- HACAR B. MIGUEL, *Frecuencia de vibración de placas planas*, Revista de obras publica, pg 491-494, Octubre (1951).
- 20.- HARTOG, J. P. D. *Vibrações nos Sistemas Mecânicos*. Editora Edgard Blücher Ltda, (1972).
- 21.- JASINSKI R. CALOMENO, R.; FILLIPPIN, C. *Seminário Nacional de Produção e Transmissão de energia elétrica*. SNPTEE, (Grupo de Estudo de Subestações e Equipamentos Elétricos - GSE), Curitiba (Paraná), 16-21. Outubro (2005).
- 22.- JUVINALL, R. C. *Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica*. Editorial Limusa, p.156, (1991).
- 23.- KARSAI K. KERENYI, D.; KISS, L. *Large Power Transformer Studies in Electrical and Electronic Engineering*. Nro 25 Elsevier Science Publishing Company, Inc, 15 (1987).
- 24.- KELLEY A., *Measurement of spacecraft power transformer acoustic noise*. IEEE Transaction on Magnetics, Vol. 26, No. 1, p. 281-289. (1990).
- 25.- KUO, S.; MORGAN, D. R. *Active noise control: a tutorial review proceedings of the IEEE*. p. 943-973. June (1999).
- 26.- LIU, Z. S.; LEE, H. P. *Passive and active interior noise control of box structures using the structural intensity method*. Applied Acoustics, Vol. 67, p. 112-134. (2006).

- 27.- MASON P. BERRY, A.; NICOLAS, J. *Active structural acoustic control using strain sensing*. Journal of the Acoustic Society of America, v. 102, n. 3, p. 1588-1599. September (1997).
- 28.- MAYNARD J. D. WILLIAMS, E. G.; LEE, Y. *Near field acoustic holography: I. theory of generalized holography and the development of nah*. The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 78, No. 4, p. 1395-1413. October (1985).
- 29.- MEADE M. L.; MILTON C. R. *Señales y Sistemas*, segunda edición, Editorial Addison, Wesley Iberoamericana. (1998).
- 30.- MERIOVICH LEONARD, *Fundamentals of Vibrations*. McGraw-Hill Book Company, New York, Second Printing. (2003).
- 31.- MERCADO E., GONZALEZ R. y TAMAI E., *Metodología para proyectar absorvedores dinámicos usando o método de elementos finitos*. Octavo Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, p. 8 Cuzco 23 - 25 de Octubre. (2007).
- 32.- MING R. S., PAN J., NORTON M. P., WENDE, H. S., HUANG *Sound field characterisation of a power transformer*. Applied Acoustics, Vol. 56 pg. 257-272. (1999)
- 33.- MING, R. S: PAN J., NORTON M. P., WENDE, H. S., HUANG. *Sound field characterisation of a power transformer*. Applied Acoustics, Vol. 56, p. 257-272. (2000).
- 34.- NAGAYA K.; LI L. *Control of sound noise radiated from a plate using dynamic absorbers under the optimization by neural network*. Journal of Sound and Vibration, Vol. 208, No. 2, p. 289-298. (1997).
- 35.- NEPOMUCENO, LAURO XAVIER, *Acústica*. Editora: Edgard Blucher, São Paulo-Brasil, 188p. (1977).
- 36.- OLKIN J. A. HECK, L.; NAGHSHINEH, K. *Automated placement of transducers for active noise control: Performance measures in Processing*. IEEE International Conference on Acoustics, Speech, and Signal v, Atlanta, Proceedings. 2, p. 969-972. (1996).
- 37.- PADOVESE R. LINILSON.. *Processamento de Sinais Aplicados à Engenharia Mecânica*. Separata del curso de procesamiento de señales aplicados a la ingeniería mecánica, Escola Politécnica USP. (2001).
- 38.- RAUSCH M.; KALTENBACHER M. L. H.; LERCH, R., *Numerical computation of the emitted noise of power transformers*. COMPEL: The International Journal for Computation and Mathematics in Electrical and Electronic Engineering, Vol. 20, No 2, p. 636-649. (2001).

- 39.- RAUSCH M. KALTENBACHER, M. L. H.; LERCH, R. *Combination of finite and boundary element methods in investigation and prediction of load-controlled noise of power transformers*. Journal of Sound and Vibration Vol. 250, No. 2, p. 323-338. (2002).
- 40.- RESNICK R.; HALLIDAY D., *Física para estudiantes de Ciencias e Ingeniería*, Continental S. A. (1968).
- 41.- SHIGLEY, J.E.; *Standard handbook of Machine Design*, 2º edition, New York Mcgraw – Hill. (1996).
- 42.- TRANSFORMERS COMMITTEE OF THE IEEE, SOCIETY IEEE, *guide for sound level abatement and determination for liquid-immersed power transformers and shunt reactors rated over 500 kva*. p. 630-633. September (2000).
- 43.- USRY, G.; SAHA, P.; HADDEN, J.; PIERCE, A. *Prediction of far field sound radiation from transformers*. IEEE Transactions on Power Apparatus and Systems Vol. PAS - 99; No 1, p. 358 – 364. (1980).
- 44.- VIPPERMAN, J. S.; CLARK, R. L. *Multivariable feedback active structural acoustic control using adaptive piezoelectric sensorial actuators*. Journal of the Acoustic Society of America, v. 105, n. 1, p., p. 219-225. January (1999).
- 45.- WEISER V. PFÜTZNER, R.; ANGER, J. *Relevance of Magnetostriction and Forces for the Generation of Audible Noise of Transformer Cores*. IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 36, No. 5, p. 3759- 3777. September (2000).
- 46.- WILLIAMS, E. G. *Fourier acoustics: Uncovering the origins of sound*. Eleventh International Congress on Sound and Vibration, St. Petersburg, Russia, p. 3759 – 3777. July (2004).
- 47.- WILLIAMS E. G.; MAYNARD J. D., *Holographic imaging without the wavelength resolution limit*. Physics Review Letters, Vol. 45, p. 554-557. (1980).

13 ANEXO A

DISEÑO DE UN ABSORBEDOR DINAMICO

Para diseñar un Absorbedor dinámico se necesita determinar a qué frecuencia va a interactuar y cuál es la fuerza necesaria a responder en la superficie que va ser instalado en donde se desea controlar la vibración:

La fuerza del sistema, en el caso del tanque del transformador, es la fuerza que se produce en la superficie del tanque, la cual es igual a la masa efectiva por la aceleración. El cálculo de la masa efectiva del tanque se realiza por el método de elementos finitos explicado en la sección 10.7.1 o usando el método experimental de análisis modal.

El calculo que usa el método de análisis modal se realiza usando dos acelerómetros y un martillo de goma. Un acelerómetro se instala en el punto donde se desea conocer la masa efectiva y el otro acelerómetro se instala opuesto del extremo plano del martillo (en un extremo de la cabeza del martillo).

La fuerza de impacto del martillo próximo al punto donde se desea conocer la masa efectiva, es posible calcular multiplicando la masa del martillo por la aceleración colectada por el acelerómetro instalado en el martillo.

La fuerza aplicada por el martillo a la superficie es igual a la fuerza de respuesta captada en el punto en prueba, por lo tanto tenemos la siguiente igualdad

$$F_{\text{aplicado}} = m_{\text{martillo}} \cdot a_{\text{martillo}} = M_{\text{efectiva}} \cdot a_{\text{Punto en prueba}}$$

Conocido las aceleraciones y la masa del martillo se calcula la masa efectiva (M_{efectiva}).

La recomendación de Jasinski (2005) es que la masa del Absorbedor puede ser un tercio de la masa efectiva en un espacio de la superficie, siendo grande la superficie, es recomendable la instalación de varios absorbedores dinámicos.

Definida la masa efectiva y la frecuencia de mayor vibración, se tiene todos los datos necesarios para diseñar el Absorbedor dinámico. Se requiere que el Absorbedor dinámico tenga un modo de vibrar, en la dirección perpendicular a la superficie del tanque.

Un ejemplo de diseño de un absorbedor dinámico simple y fácil de fabricar se expone en la figura A.1 donde se muestra un resorte de una placa de acero conformada, apoyada en una barra, en el otro extremo, de modo que solo tenga desplazamiento en la dirección horizontal en su instalación. La masa del absorbedor dinámico es construido de varias barras planas, unidas con pernos, de manera que se posibilite la modificación de la masa.

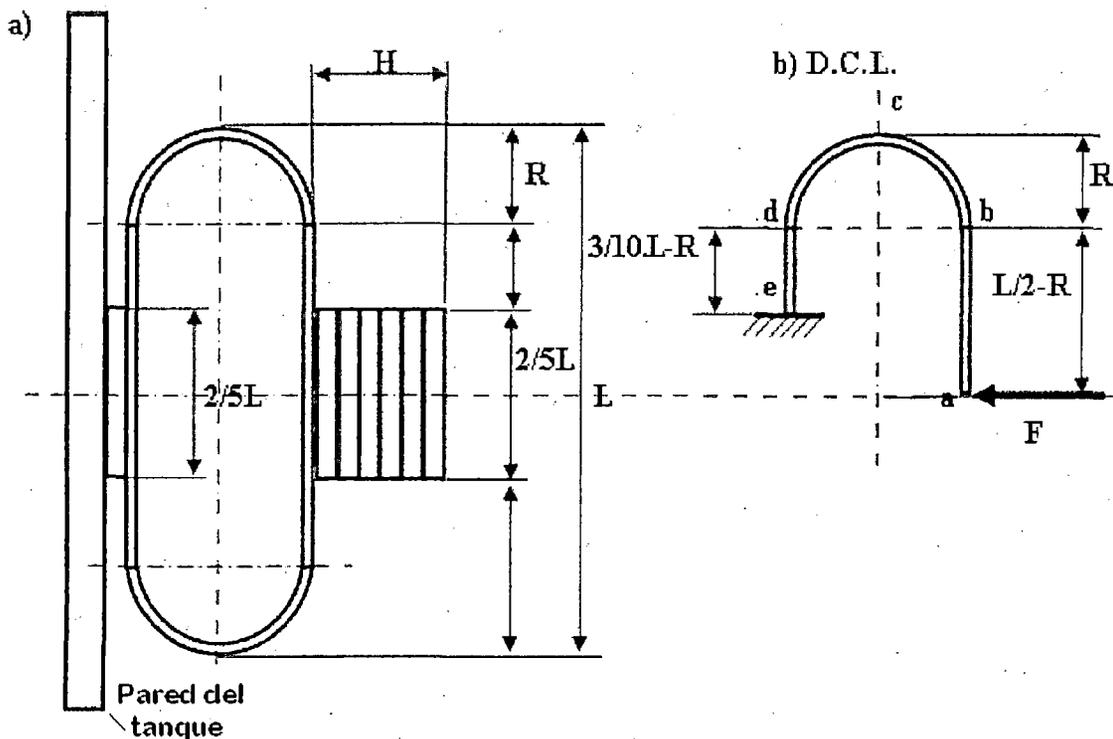


Figura A.1: Diseño del absorbedor dinámico: a) Esquema con las proporciones de AD
b) Diagrama de cuerpo libre del resorte.

El cálculo de las dimensiones del Absorbedor dinámico se realiza asumiendo la fuerza F arbitraria, se calcula el desplazamiento total, usando el diagrama de la figura

4.61-b. Para calcular el desplazamiento total, se suman los desplazamientos parciales en los puntos a, b, c, d, y por último en la viga empotrada.

Para los cálculos de los desplazamientos parciales y sus respectivos coeficientes de rigidez, se usan las fórmulas recomendadas por Jvinall (1991). El desplazamiento producido por una fuerza en una viga empotrada es dado por

$$\delta_a = \frac{FL^3}{3EI_n} \quad (\text{A.1})$$

El coeficiente de rigidez es la razón

$$k_a = \frac{F}{\delta_a} \quad (\text{A.2})$$

El desplazamiento producido por un momento flector en una viga empotrada es calculado por:

$$\delta_{aM} = \frac{M_a L^2}{2EI_n} \quad (\text{A.3})$$

El coeficiente de rigidez resultante es:

$$k_{aM} = \frac{M_a}{\delta_{aM}} \quad (\text{A.4})$$

Donde F es una fuerza aplicada, k_a es el coeficiente de rigidez en el punto de aplicación de la fuerza, M_a es el momento flector aplicado, k_{aM} es el coeficiente de rigidez asociado al momento flector, L_a es la longitud de la viga, y E es el módulo de Young y I_n es el momento de inercia de la sección transversal de la viga.

El momento de inercia de la sección transversal de la placa es:

$$I_n = \frac{bh^3}{12} \quad (\text{A.5})$$

Se suman los desplazamientos parciales, obteniéndose el desplazamiento total, mostrados en la ecuación 4.13).

$$\delta_c = \delta_a + \delta_b + \delta_c + \delta_d \quad (\text{A.6})$$

El material seleccionado es acero 1020, por resistir el esfuerzo de fluencia de 290 MPa. Su módulo de Young es $y = 210 \text{ GPa}$. Para determinar el coeficiente de rigidez del conjunto que forma el resorte, se puede interpretar la estructura como conjunto de resortes en serie y paralelo, conforme la figura A.2.

Se puede escribir una función que relaciona k en términos de la forma geométrica considerando los valores de R , L y I_n , donde R es el Radio de curvatura, L es la longitud total y I_n es el momento de inercia de la sección transversal de la placa. Recordando que k depende de la frecuencia del absorbedor dinámico y de la masa escogida (ver ecuación 5.49).

$$\frac{24EI_n}{k} = \frac{151L^3}{1000} - \frac{87RL^2}{100} + \frac{2R^2L}{3} \quad (\text{A.7})$$

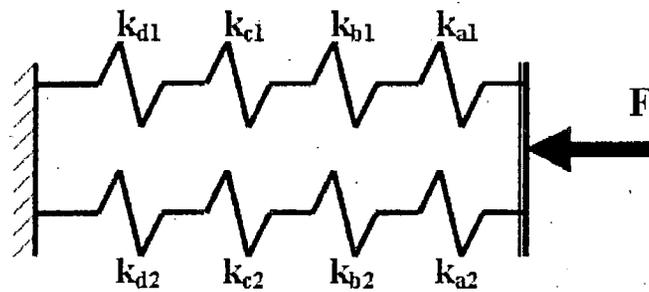


Figura A.3: Esquema del modelo físico del funcionamiento del resorte del Absorbedor dinámico.

La ecuación (A.7) resume el cálculo de las dimensiones del absorbedor dinámico.

14 ANEXO B

AMORTIGUADORES

Un vehículo en funcionamiento se encuentra sometido a cargas de impactos y cargas variables producidos por los desniveles por donde transita, para evitar las fluctuaciones y choques en todo el vehículo se diseñan los sistemas de suspensión que divide el peso de la estructura vehicular en amortiguado y el no-amortiguado. El peso amortiguado es el peso soportado por los muelles del vehículo compuesto por: carrocería, estructura, motor, componentes de transmisión etc. El peso no amortiguado es el de las partes entre los muelles y la superficie del camino, que comprende; llantas, ruedas, frenos, partes de la dirección y montaje del eje trasero.

El sistema de suspensión comprende muelles y amortiguadores. El muelle controla el peso del vehículo y el amortiguador controla el choque o la oscilación.

Los amortiguadores se seleccionan considerando las cargas, la velocidad o rapidez de la carga y el tamaño del desplazamiento. Mayormente los amortiguadores se pueden dividir en neumática, hidroneumática y de cuerpos sólidos.

El tratamiento de la fuerzas con respecto al tiempo muestra el funcionamiento de diferentes opciones de amortiguadores en la siguiente figuras extraído de <http://www.micro.com.ar/spanish/comunicacion/informes/informe05.pdf> se muestra el funcionamiento de un amortiguador en relación de las fuerzas vs desplazamiento o carrera en la figuras B.1 se muestra el comportamiento de los amortiguadores de caucho y de cilindros neumáticos.

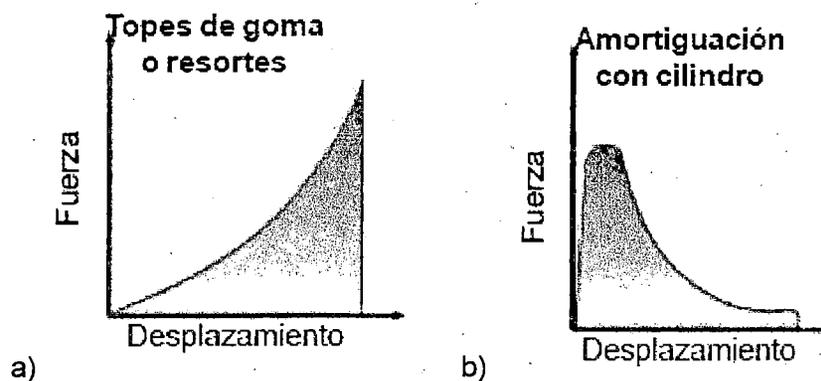


Figura B.1 Amortiguadores a) de goma o resorte b) amortiguadores neumático.

Las amortiguaciones con topes de goma o resortes absorben energía en la desaceleración, que posteriormente retorna toda la carga una vez que se detiene. Las amortiguaciones con cilindros neumáticos proveen una alta fuerza inicial, disminuyendo gradualmente a medida que la carrera avanza.

Para amortiguaciones con cargas de choque se proponen otros tipos de amortiguadores diseñados para aplicaciones con altas velocidades, altas cargas. La figura B.2 muestra el comportamiento de las cargas vs el desplazamiento de tres tipos de amortiguadores preparados para cargas de choque.

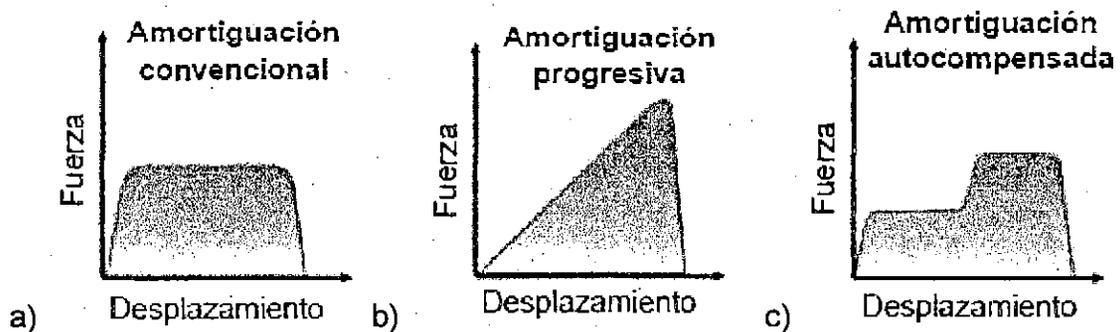


Figura B.2 Amortiguadores para choques a) amortiguación convencional b) amortiguación progresiva c) amortiguación auto-compensada

Los amortiguadores reaccionan con fuerzas de amortiguamiento proporcionales a la velocidad, es decir: fuerzas altas para cargas por choque, fuerzas bajas para movimientos lentos, como la dilatación térmica.

Por el tipo de funcionamiento los amortiguadores se pueden dividir en los de control activo y los de control pasivo.

Amortiguadores de control activo usan energía en su funcionamiento los más comunes son los *amortiguadores variables de electroválvulas* que modifican la viscosidad según la necesidad, el rango de variación de su viscosidad es continuo en vez de limitarse a tres o cuatro valores fijo, permitiendo modificar su capacidad de comprensión en función de la carga y la rapidez con la que varía. Otro tipo de amortiguador activo son *los amortiguadores reológicos* donde el fluido contiene partículas de hierro en suspensión lo cual permite modificar la viscosidad del fluido a través del reordenamiento de las partículas de hierro con un campo magnéticos, aunque existe otros que reaccionan directamente a una corriente eléctrica. Para regular el amortiguador se usa un campo magnético muy pequeño, cuyo valor es fácilmente controlable mediante un dispositivo electrónico. Además, el tiempo de

reacción es extremadamente breve, mucho más rápido que las electroválvulas de otros tipos de amortiguador.

Amortiguadores pasivos son neumáticos, hidroneumáticos e hidráulicos, los cuales funcionan con gas, fluido o con ambos los tipos más comunes son:

- **Los hidráulicos:** que constan de un pistón insertado en un cilindro en el que hay aceite. Distintos orificios permiten el paso del aceite de un lado a otro del pistón. Su ventaja es la sencillez, la ausencia de mantenimiento y su capacidad para ejercer mayor amortiguación cuanto mayor es la presión.
- **Los hidráulicos con válvulas:** en lugar de agujeros, el pistón tiene una serie de válvulas que permiten el paso del aceite bajo una determinada presión. Ofrecen un comportamiento algo más suave y eficaz.
- **Los de doble tubo:** son los más extendidos en la actualidad. Se dividen en presurizados (aceite) y no presurizados (aceite y gas). El pistón y el cilindro se encuentran en el interior de una cámara mayor. El aceite fluye por el cilindro a través del pistón y también a la segunda cámara a través de una válvula situada entre ambas.
- **Monotubo:** consta de dos cámaras, una con aceite y otra con gas. Entre ambas hay un pistón flotante. El volumen de la cámara es variable, según la compresión que sobre el gas ejerzan las fuerzas que actúan sobre el pistón.

Un amortiguador vehicular común básicamente consiste en un cilindro con un pistón que se mueve dentro de él. El pistón tiene un fluido que soporta las cargas y se desplaza por válvulas u orificios internos a otros compartimientos. El líquido o fluido hidráulico es empujado a través de los orificios a medida que el pistón se mueve dentro del cilindro. Lo cual permite al fluido hidráulico que entre en la cámara de compresión y la cámara de rebote.

Para seleccionar un amortiguador que reaccione a bajas frecuencias con cargas sinusoidal con desplazamiento pequeño, no estando sometidos a cargas de impacto o choques es apropiado un amortiguador sólido, con materiales que reaccionan con la vibración con una rápida capacidad de deformación variable en el tiempo. Al no ser un producto comercial se adaptó un amortiguador hidráulico, con capacidad de mantener la fuerza constante en el desplazamiento y sensible a pequeñas carreras. Los amortiguadores hidráulico que funcionan con fluidos viscosos, los cuales interaccionan a cualquier frecuencia de excitación siendo más sensibles a bajas frecuencias.