

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS
FÍSICAS Y FORMALES

PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERÍA
MECÁNICA, MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA



MODELO ESTRUCTURAL NUMÉRICO QUE SIMULA LA LOCALIZACIÓN DE ABSORBEDORES DINÁMICOS PARA REDUCCIÓN DE RUIDO ACÚSTICO EMITIDO POR UN TRANSFORMADOR DE POTENCIA

Tesis presentado por el Bachiller:

LUIS ANTONIO CHÁVEZ PINTO

Para optar el Título Profesional de:

INGENIERO MECÁNICO

Arequipa – Perú
2015



*A mis padres **Luis Paul** y **María Elena**, a mi
esposa **Leslie** y mi hija **Magda Sophia**.*

Luis

AGRADECIMIENTOS

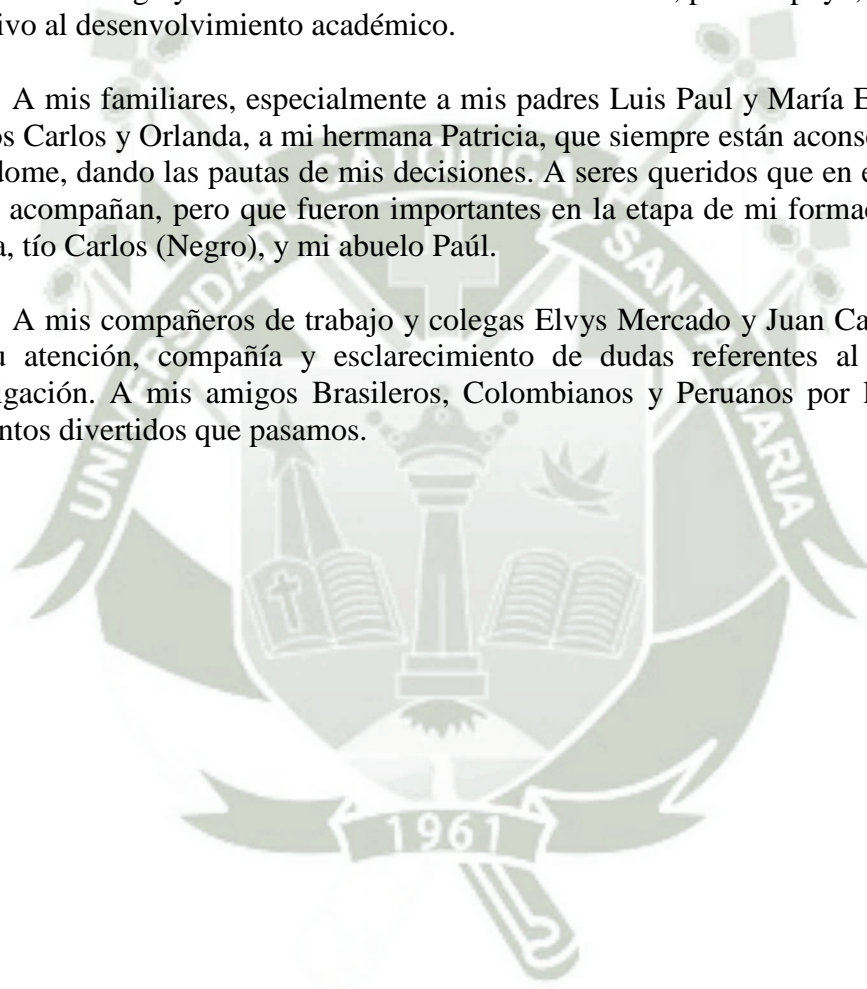
Agradezco a Dios por haberme acompañado en toda esta trayectoria para lograr la culminación de este trabajo.

A mi esposa Leslie y mi hija Magda Sophia, por su amor y compañía, ya que son motivo de mi esfuerzo diario, trabajo y constancia en la vida.

A mi amigo y orientador Prof. Raúl Gonzalez Lima, por su apoyo, paciencia e incentivo al desenvolvimiento académico.

A mis familiares, especialmente a mis padres Luis Paul y María Elena, a mis abuelos Carlos y Orlanda, a mi hermana Patricia, que siempre están aconsejándome y guiándome, dando las pautas de mis decisiones. A seres queridos que en esta vida ya no me acompañan, pero que fueron importantes en la etapa de mi formación, mi tía Magda, tío Carlos (Negro), y mi abuelo Paúl.

A mis compañeros de trabajo y colegas Elvys Mercado y Juan Carlos Cutipa por su atención, compañía y esclarecimiento de dudas referentes al trabajo de investigación. A mis amigos Brasileños, Colombianos y Peruanos por los muchos momentos divertidos que pasamos.





“Es mejor intentar y fallar, que preocuparse y ver la vida pasar. Es mejor intentar todavía en vano, que sentarse sin nada hacer hasta el final. Yo prefiero en la lluvia caminar, que en días tristes esconderme en casa. Prefiero ser feliz, aún loco, que vivir en la conformidad.”

Martin Luther King.

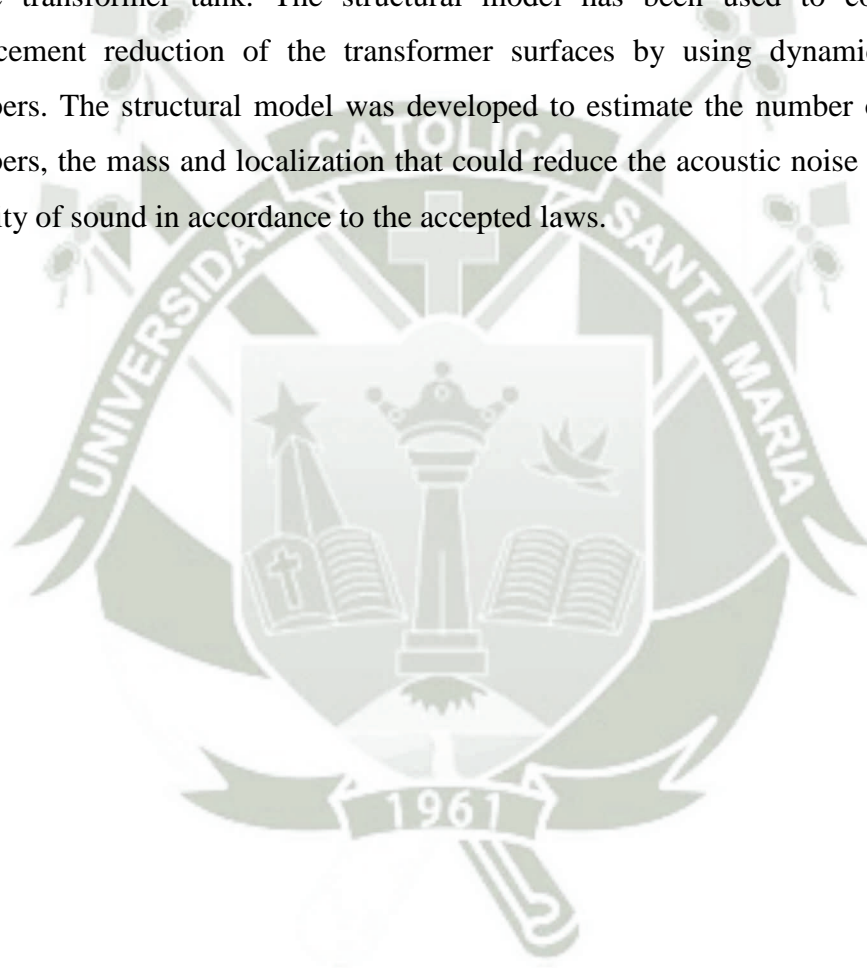
RESUMEN

Los transformadores de potencia eléctrica producen un elevado nivel de ruido que en algunos casos genera malestar en comunidades vecinas a Sub-estaciones Eléctricas. El presente trabajo desenvuelve un modelo estructural en elementos finitos que con la carga adecuada de fuerzas es capaz de reproducir el desplazamiento medido durante la operación de un transformador de potencia eléctrica. Este modelo estructural es utilizado para calcular la reducción del desplazamiento de la superficie de este transformador decurrente del empleo de absorbedores dinámicos de vibración. Este modelo estructural fue desenvuelto para estimar el número de absorbedores dinámicos, su masa y su localización que permitiría reducir el ruido acústico emitido por este transformador de potencia hasta alcanzar niveles de intensidad de ruido en conformidad con las normas que la legislación exige.



ABSTRACT

Electrical power transformers produce a high level of noise, which, in some cases, generate discomfort to the surrounding community. The present work develops a structural model by the Finite Element Method that, with adequate loading conditions, is capable of reproducing the displacement, measured during operation, of the transformer tank. The structural model has been used to compute the displacement reduction of the transformer surfaces by using dynamic vibration absorbers. The structural model was developed to estimate the number of dynamic absorbers, the mass and localization that could reduce the acoustic noise to levels of intensity of sound in accordance to the accepted laws.



ÍNDICE

LISTA DE FIGURAS

INTRODUCCIÓN	1
1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	2
1.1 Título del Proyecto	2
1.2 Descripción del Problema	2
1.3 Objetivos	2
1.3.1 Objetivo General	2
1.3.2 Objetivos Específicos	2
1.4 Justificación.....	3
1.5 Alcances y Limitaciones del Proyecto	3
1.5.1 Alcances.....	3
1.5.2 Limitaciones.....	4
1.6 Antecedentes del Problema (Revisión Bibliográfica)	4
2 MARCO TEÓRICO	8
2.1 Transformadores de energía eléctrica	10
2.2 Ruido generado por transformadores	14
2.2.1 Ruido del núcleo del transformador.....	14
2.2.2 Ruido causado por fuerzas electromagnéticas	15
2.2.3 Ruido de ventiladores y bombas.....	15
2.3 Técnicas para control de vibración y ruido	15
2.3.1 Control pasivo.....	16
2.3.2 Control activo	17
2.3.3 Síntesis	20
3 METODOLOGÍA	21
3.1 Medidas de aceleración de las caras del tanque	22
3.1.1 Geometría del transformador	22
3.1.2 Adquisición de datos de vibración.....	24
3.2 Tratamiento de las señales de aceleración	27
3.3 Modelaje vía Método de los Elementos Finitos	29
3.3.1 Modelo del tanque	29
3.3.2 Modelo del tanque	32
3.4 Reducción de la intensidad de ruido acústico	34
4 RESULTADOS	36
4.1 Análisis del tratamiento de las señales de aceleración.....	36
4.2 Análisis de las facetas del tanque del Transformador.....	39
4.2.1 Análisis de la cara frente a los edificios	39
4.2.2 Análisis de la cara opuesta a los edificios.....	40
4.2.3 Análisis de la cara frente a la calle	41
4.2.4 Análisis de la cara opuesta a la calle.....	42
4.2.5 Análisis de la placa base	43
4.3 Análisis del modelo vía MEF.....	45
4.3.1 Análisis del modelo de la cara frente a los edificios.....	45
4.3.2 Análisis del modelo de la cara opuesta a los edificios.....	47
4.3.3 Análisis del modelo de la cara frente a la calle.....	48

4.3.4	Análisis del modelo de la cara opuesta a la calle.....	50
4.4	Análisis de la reducción de ruido acústico.....	51
5	DISCUSIÓN.....	53
6	CONCLUSIONES Y COMENTARIOS FINALES.....	55
	BIBLIOGRAFÍA.....	56
	APÉNDICE A – Conceptos utilizados.....	59
	APÉNDICE B – Modelo con dos masas y dos resortes para definir la frecuencia del ADV.....	65
	Código Fuente.....	66
	APÉNDICE C – Código Fuente – Tratamiento de las señales.....	66
	APÉNDICE D – Archivo de entrada para el CalculiX.....	69



LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Núcleo de un Transformador.....	11	
Figura 1.2: Tanque de un Transformador	13	
Figura 1.3: Montaje del núcleo y bobinas.....	14	
Figura 1.4: Campo Acústico de un transformador en el plano vertical	18	
Figura 1.5: Campo Acústico de una subestación en el plano horizontal	19	
Figura 4.1: Transformador regulador de potencia 30/40 MVA, 138-13.8/11.95 kV	23	
Figura 4.2: Geometría del tanque del transformador	24	
Figura 4.3: a) Esquema de la cara frente a la calle; b) Esquema de la cara frente a los edificios.....	24	
Figura 4.4: Localización de la Subestación <i>Bela Aliança</i>	25	
Figura 4.5: Esquema de localización de acelerómetros	26	
Figura 4.6: Esquema representativo del procesamiento de señales	27	
Figura 4.7: Elemento hexaédrico C3D20 (20 nodos)	30	
Figura 4.8: Malla del tanque del transformador	31	
Figura 4.9: Esquema de carga de fuerzas de una cara del tanque.....	32	
Figura 4.10: Modelo de un ADV	Figura 4.11: Malla de un ADV.....	33
Figura 4.12: Esquema representativo de unión de un ADV al tanque.....	33	
Figura 5.1: Modelo geométrico del tanque <i>01dBBrasil</i>	36	
Figura 5.2: Espectros de frecuencia de la correlación cruzada.....	37	
Figura 5.3: Cara de la placa base situada abajo del tanque.....	38	
Figura 5.4: Cara frente a los edificios máxima amplitud positiva	39	
Figura 5.5: Cara frente a los edificios mínima amplitud negativa.....	40	
Figura 5.6: Cara opuesta a los edificios máxima amplitud positiva	40	
Figura 5.7: Cara opuesta a los edificios mínima amplitud negativa.....	41	
Figura 5.8: Cara frente a la calle máxima amplitud positiva	41	
Figura 5.9: Cara frente a la calle mínima amplitud negativa.....	42	
Figura 5.10: Cara opuesta a la calle máxima amplitud positiva	42	
Figura 5.11: Cara opuesta a la calle mínima amplitud negativa.....	43	
Figura 5.12: Cara de la placa base máxima amplitud positiva	43	
Figura 5.13: Cara de la placa base mínima amplitud negativa	44	
Figura 5.14: Potencia media de desplazamiento de la cara frente a los edificios.....	46	
Figura 5.15: Porcentaje de la caída de la potencia media de desplazamiento en la cara frente a los edificios	46	
Figura 5.16: Potencia media de desplazamiento de la cara opuesta a los edificios...	47	
Figura 5.17: Porcentaje de la caída de potencia media de desplazamiento en la cara opuesta a los edificios	48	
Figura 5.18: Potencia media de desplazamiento de la cara frente a la calle.....	49	
Figura 5.19: Porcentaje de la caída de potencia media de desplazamiento en la cara frente a la calle	49	
Figura 5.20: Potencia media de desplazamiento de la cara opuesta a la calle	50	
Figura 5.21: Porcentaje de la caída de potencia media de desplazamiento en la cara opuesta a la calle	51	
Figura 5.22: Reducción de la intensidad de ruido acústico	52	

INTRODUCCIÓN

Hoy en día el control de ruido y vibración ofrecen soluciones a problemas de contaminación acústica, que en años pasados pasaban inadvertidos o no eran una de las prioridades en el diseño y construcción de equipos de uso industrial, como lo son por ejemplo los transformadores de alta potencia ubicados dentro de Subestaciones Eléctricas (S.E), dispositivos que fundamentalmente han sido de suma importancia para el desarrollo de la industria y que han hecho posible la realización práctica y económica del transporte de energía eléctrica a grandes distancias.

Los transformadores de alta potencia por ser dispositivos que administran grandes cantidades de energía eléctrica, generan calor a elevadas temperaturas desde su interior, por lo cual poseen dentro de su estructura dispositivos de refrigeración, es por esto que siempre encontraremos S.E en áreas abiertas expuestas al medio ambiente, para que el aire externo sea una fuente de apoyo que ayude a la refrigeración del sistema, lo cual es un factor fundamental que determina la seguridad operacional y el tiempo de vida de este tipo de dispositivos.

Al ser los Transformadores de alta potencia equipos que necesariamente tienen que estar ubicados en áreas abiertas, las S.E son situadas a grandes distancias de zonas urbanas, las grandes ciudades debido a su crecimiento poblacional hacen que con más frecuencia encontremos áreas residenciales próximas a las S.E, por consiguiente expuestas al ruido acústico producido por transformadores, causando polución sonora y malestar en la población.

Actualmente existen muchas S.E en operación que no pueden aumentar su producción por estar limitadas por el incremento de ruido. Esto hace necesario desarrollar metodologías de proyecto para reducir el ruido en transformadores y con esto poder controlar los niveles de ruido de acuerdo a las normas que la legislación ambiental exige.

1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 *Título del Proyecto*

Modelo estructural numérico que simula la localización de absorbedores dinámicos para reducción de ruido acústico emitido por un transformador de potencia.

1.2 *Descripción del Problema*

El presente trabajo, trata la investigación de un proyecto realizado en la ciudad de *São Paulo*, Brasil. Proyecto que fue realizado a través de un convenio entre el Programa de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica de la Universidad de *São Paulo* y la Empresa “**ELETROPAULO**”, empresa que genera y distribuye energía eléctrica a dicha ciudad. Este proyecto surge como consecuencia del elevado nivel de ruido generado por transformadores de alta potencia, los cuales causan malestar en comunidades próximas, como ocurre, por ejemplo, en la subestación *Bela Aliança* de la empresa ELETROPAULO.

1.3 *Objetivos*

1.3.1 **Objetivo General**

El objetivo de este trabajo es conocer los estudios e información empleada para la reducción del nivel de ruido emitido por transformadores de potencia, así como identificar las principales dificultades para su buena aplicación. El trabajo debe dar a conocer información para poder realizar estudios futuros ya que serán identificadas las principales causas y soluciones para tratar este tipo de problemas.

1.3.2 **Objetivos Específicos**

Dentro de los objetivos específicos de este trabajo se debe contribuir en el desenvolvimiento de una metodología para estimar la reducción de ruido acústico emitido por un transformador de alta potencia, a través de la utilización de

absorbedores dinámicos de vibración, considerando establecidas las siguientes condiciones;

- los absorbedores dinámicos tendrán todos la misma masa;
- los absorbedores dinámicos serán fijados uno de cada vez. El primer absorbedor dinámico será fijado en el punto de mayor amplitud de desplazamiento de una cara (lado) de la superficie del tanque del transformador. Los nuevos desplazamientos de esa cara de la superficie del tanque del transformador serán calculados y en el nuevo punto de mayor desplazamiento será fijado el segundo absorbedor dinámico. Este procedimiento será repetido para determinar el número y la localización de los absorbedores dinámicos;
- el modelo de carga de las fuerzas de cada cara de la superficie del tanque será proporcional al desplazamiento medido en cada cara del tanque con el transformador en operación.

1.4 Justificación

La revisión bibliográfica realizada sobre la reducción del ruido en transformadores de potencia muestra que estudios constantes vienen siendo realizados durante las últimas décadas, pero hasta el momento aún no existen soluciones comercialmente viables, evidenciando la complejidad y la necesidad de realizar nuevos procedimientos que ayuden a resolver este tipo de problema.

1.5 Alcances y Limitaciones del Proyecto

1.5.1 Alcances

Para poder realizar este trabajo será necesario tomar señales de aceleración en diferentes partes de la superficie del tanque del transformador, para lo cual serán utilizados instrumentos de medición como lo son los acelerómetros piezoeléctricos,

luego se procederá con el tratamiento de estas señales con la ayuda de Matlab y posteriormente serán realizadas diferentes simulaciones en un programa de Elementos Finitos que permitirá crear el modelo descrito en el título del proyecto.

1.5.2 Limitaciones

El modelo estructural que simula la localización y número de absorbedores dinámicos de vibración para la reducción de ruido, visa imitar un procedimiento realizable en un transformador real y en operación. Lleva en consideración la complejidad geométrica del tanque, el desconocimiento de como ocurre realmente la carga de fuerza estructural del tanque y la necesidad de un procedimiento experimental para la localización de los absorbedores dinámicos.

1.6 Antecedentes del Problema

En esta sección se presentan resumidamente la revisión de los trabajos publicados sobre reducción del ruido acústico emitido por transformadores.

Un estudio en transformadores fue desenvuelto por (JASINSKI et al., 2005) en un transformador *Brown Boveri* (AF 1988)-75 MVA-230/138/13.8 kV y otro transformador *WEG* 2001-5/7 MVA-34.5/13.8 kV. En estos transformadores fueron realizadas medidas de respuesta en frecuencia; donde la densidad modal obtenida fue elevada, eso dio origen, a elevados niveles de vibración tanto en la frecuencia fundamental (120 Hz) como en sus frecuencias armónicas. Concluyeron que el tanque y los subsistemas de los transformadores amplifican las vibraciones generadas por el núcleo, tanto en una o en otra frecuencia, dependiendo del punto de respuesta de la estructura. En esa misma publicación estudiaron un transformador en operación, en el cual se realizaron medidas de los niveles de vibración (respuestas en el dominio de las frecuencias), utilizando una malla previamente definida en la cual fue posible hacer un mapeamiento mostrando los puntos de máxima y mínima vibración, así como las frecuencias predominantes. El cálculo de la masa total proyectada por Jasinski et al. (2005) para el ADV fue determinado a través de un

porcentaje (10 a 20%) de la masa modal del sistema a controlar, de forma equivalente a un sistema de un grado de libertad, y de los modos de vibrar asociados a las frecuencias naturales del sistema primario que se encontraron en la faja de la frecuencia de interés.

Para conseguir obtener el material visco-elástico del ADV hicieron diferentes estudios en el Laboratorio de Vibraciones y Acústica de la Universidad Federal de Santa Catarina, Brasil, el cual permitió escoger el material que mejor se ajustaba al proyecto en estudio. Como el material es expuesto al medio ambiente, mudanzas en la temperatura podrían desintonizarlo de las frecuencias características y podría llevarlos a trabajar en condiciones no óptimas. (JASINSKI et al., 2005) concluyeron que el neprone y la goma butílica con 80% de *Ethylene propylene diene monomer* son los más estables a la variación de temperatura; por otro lado la goma butílica pura siendo más sensible a las variaciones térmicas, posee un factor de amortiguamiento mayor tornándola más eficiente en una banda amplia de frecuencias. El ADV proyectado consiguió reducir la vibración en transformadores pequeños (transformadores de distribución) en 20 dB, reducción considerable para este tipo de problemas.

(MIZOKAMI; YABUMOTO; OKAZAKI, 1997) analizaron la vibración del núcleo de un transformador trifásico, donde fue desenvuelto un sistema de medición de la vibración utilizando un *laser Doppler*. La vibración ocurrió principalmente en los miembros del núcleo, y el sentido de la vibración era perpendicular al plano del núcleo; las diferentes ondas de vibración ocurrieron fuera de la fase entre el miembro central y ambos miembros laterales. Estos resultados revelaron, que la vibración del núcleo ocurrió en un modo específico. Parte de la vibración proviene de la magnetostricción de los miembros laterales. La causa de la vibración en el medio fue considerada siendo generada por la magnetostricción sobre la magnetización rotatoria que ocurre en el área de la junta-T de un transformador de 3 fases.

(REYNE; MAGNIN; BERLIAT, 1994) desarrollaron un algoritmo para calcular el ruido emitido a partir del campo electromagnético. A partir del cálculo del

campo eléctrico y magnético fue posible calcular vibraciones mecánicas. A partir del campo de vibración mecánico fue posible calcular el campo acústico. Datos experimentales de los campos magnético, mecánico, y acústico fueron comparados con los resultados de las computaciones en 3D. Utilizaron tres procesadores de elementos finitos, *FLUX3D* para la parte electromagnética, *SYSTUS* para obtener la parte mecánica, y *ASTRYD* para la parte acústica. Finalmente, utilizaron el programa *FLYSTRYD* para poder superar las dificultades en la inter-ligación de los programas anteriormente mencionados.

(RAUSCH et al., 2002) presentaron un modelo de transformadores trifásicos con aislamiento de óleo. Este modelo permitió la computación eficiente de los campos electromagnéticos, mecánicos, y acoplamiento acústicos. Las ecuaciones fueron resueltas usando el método de los elementos finitos (MEF), así como el método de los elementos de contorno (MEC). El modelo permitió estudiar el complejo comportamiento dinámico de los transformadores. La validez de las simulaciones del computador pudieron ser verificadas a través de mediciones.

Un estudio experimental para reducción del ruido en transformadores de 100 kVA fue realizado por (HESSELMANN, 1978). Donde argumenta que hay una dificultad en implementar soluciones teóricas sobre circunstancias prácticas, las fuentes del ruido excitan una faja amplia de frecuencias. Las superficies irradiadas por el ruido tienen forma compleja, y el campo de velocidad no muestra ninguna simetría, mismo sea en bajas frecuencias.

(GARCIA; BURGOS; ALONSO, 2006) presentaron un estudio donde fue desarrollado un método para detectar deformaciones en las bobinas en transformadores de alta potencia. El modelo fue desarrollado para calcular vibraciones en el tanque, teniendo en cuenta la condición operativa del transformador. Fue tomado en cuenta como las vibraciones son generadas por diferentes componentes. El modelo incluye también, el efecto de la temperatura en la generación de la vibración, y como la vibración es transmitida hasta el tanque. El cálculo fue realizado para determinar los mejores puntos para fijar acelerómetros en

la medición de la vibración del tanque. Este estudio concluyó que los parámetros del modelo dependen del modo de refrigeración.

(HUANG; FULLER, 1997) estudiaron la vibración y el acoplamiento del campo acústico en un tanque cilíndrico cerrado. Esta vibración fue ocasionada por fuerzas puntuales y por fuerzas distribuidas. Múltiplos absorbedores dinámicos fueron adicionados al tanque para reducir la vibración y por consiguiente el ruido acústico. La respuesta dinámica del tanque y la presión acústica en la cavidad interior sobre la influencia de los absorbedores fueron obtenidas usando las técnicas de subestructuración y superposición modal. Los resultados mostraron que la adición de absorbedores dinámicos correctamente posicionados, puede reducir satisfactoriamente la vibración del tanque y el campo acústico emitido. Los efectos de la variación de los parámetros del absorbedor como: masa, coeficiente de rigidez y posicionamiento de los absorbedores fueron investigados para los dos tipos de fuerzas externas.

(GARCIA-SOUTO; LAMELA-RIVERA, 2002), presentaron un experimento con la finalidad de comparar los resultados obtenidos en la medición de ruidos en transformadores por sensores internos al equipamiento, con señal transmitida por fibra-óptica y los acelerómetros comunes externos. Cita las condiciones adversas internas tales como inmersión en óleo, altas temperaturas e intenso campo electromagnético. El experimento fue desarrollado para ruidos en la faja de 100 Hz (doble de la frecuencia del sistema eléctrico en Europa), y las respectivas frecuencias armónicas de 200-300-400...Hz. Presentaron gráficos comparativos y condiciones de buena aplicabilidad futura.

2 MARCO TEÓRICO

La transmisión de energía eléctrica visando disminuir los costos es realizada en tensiones elevadas, cuando la energía llega a los centros de consumo tiene tensión rebajada compatible con los sistemas de distribución. Para alterar la tensión se hace uso de transformadores. Estos transformadores integran con otros equipamientos las subestaciones (BURIAN, 1991). Las subestaciones son fuentes de ruido acústico y el principal causante es el transformador. Normalmente, las subestaciones se sitúan distantes de centros urbanos evitando generar impacto ambiental sobre la población, con el crecimiento desordenado de grandes ciudades, áreas residenciales vienen aproximándose a las subestaciones llegando a envolverlas (FARIAS et al., 1997).

Ruido acústico es un tipo de polución sonora, una de las formas de polución ambiental que viene agravándose actualmente. En el Perú el Ministerio de Energía y Minas a través del Código Nacional de Electricidad 2014, establece que los niveles medios de ruido permisibles de las subestaciones eléctricas deberán ser menores a los valores mostrados en la Tabla 1.1. En el Brasil, el Consejo Nacional del Medio Ambiente (CONAMA) establece que son perjudiciales a la salud y al sosiego público ruidos con niveles superiores a los regidos por la norma NBR 10151 (ABNT, 2000). Esta norma establece para ambientes internos con ventanas abiertas en zonas residenciales urbanas el nivel máximo de 45dB(A)^1 para el periodo diurno (de 6h a 20h) y de 40dB(A) para el periodo nocturno (de 20h a 6h). La Organización Mundial de Salud (OMS) recomienda que durante el sueño el ruido de fondo no debe exceder 30dB(A) (WHO, 2004). El ruido producido por un transformador tiene a lo largo del día aproximadamente la misma intensidad, entre 60dB(A) y 70dB(A) (MEDEIROS; KROEFF, 1998), haciendo con que el horario crítico de generación de ruido ocurra durante la noche. Este hecho exige el desenvolvimiento de tecnología para controlar el ruido emitido y minimizar efectos nocivos en la calidad de vida de los ciudadanos (UCB, 2001).

¹ ver Apéndice - A.1

Zona	Decibelios (dB)
Hospitales, escuelas y Bibliotecas.	Menores de 30
Viviendas, Zonas Residenciales	30 a 40
Comercio	45 a 55
Oficinas (sin máquinas)	45 a 70
Oficinas (con máquinas)	50 a 75
Fábricas	76 a 95

Tabla 1.1: Niveles Medios de Ruido Permisible en Subestaciones Eléctricas

La preocupación con el ruido audible emitido por equipamientos eléctricos dentro de ambientes industriales surgió a inicios del siglo XX, sin embargo el estudio sistemático del comportamiento acústico de subestaciones eléctricas tuvo inicio en la década de 1960. Así, durante las décadas siguientes el ruido generado por transformadores es investigado y viene disminuyendo considerablemente (RODRIGUES; MEDEIROS; PAVANELLO, 1998). En el Brasil, estos estudios son aún más recientes, con los primeros trabajos datados de la década de 1980. Con el crecimiento de las ciudades y una mayor preocupación por la ley ambiental, es a partir de 1990 que comenzaron los primeros proyectos de adecuación del nivel de ruido en las subestaciones (FERREIRA, 2006).

En la mayoría de transformadores actualmente en funcionamiento el núcleo es apoyado directamente en la carcasa, haciendo que las vibraciones generadas sean transmitidas tanto hacia las paredes del tanque, como hacia sus sistemas auxiliares. En algunos casos el fluido situado dentro del tanque, que sirve como regulador de temperatura también puede transmitir vibración, intensificando aún más las vibraciones emitidas hacia las paredes del tanque del transformador.

Existen varios métodos para reducción de ruido y vibraciones. Algunos métodos ocurren en la fase de proyecto de un transformador nuevo. Por ejemplo, puede ser proyectada una suspensión entre el núcleo y el tanque, o también pueden ser empleados diseños especiales para las láminas metálicas que conforman el

núcleo. Entretanto, el parque instalado de transformadores en el Brasil es numeroso y aún debe durar por muchos años. Entre los métodos de reducción de ruido para transformadores ya instalados, podemos citar el uso de amortiguadores, el uso de edificaciones en torno del transformador, la cancelación activa del ruido acústico y el uso de absorbedores dinámicos de vibración. Hay aún controversia sobre la capacidad de cada método para reducir ruido acústico emitido y en qué condiciones cada método es aplicable con eficacia y buena relación costo/beneficio.

Un absorbedor dinámico es esencialmente un sistema de una masa y un resorte. Este sistema masa resorte tiene frecuencia tal que la energía cinética de la base, en una faja estrecha de frecuencia, acaba siendo transmitida hacia la masa del absorbedor. De esta forma los absorbedores dinámicos son recomendados cuando problemas de vibración ocurren sobre una faja estrecha de frecuencia (BIES; HANSEN, 1996). Parte de la energía cinética del tanque que es transferida hacia el absorbedor dinámico se acopla débilmente con el aire (HARTOG, 1972), dando como resultado la reducción del ruido acústico emitido.

A seguir se presentan algunos conceptos básicos sobre transformadores, una breve explicación sobre las fuentes predominantes de ruido en transformadores y son descritas algunas técnicas de control utilizadas para solucionar este tipo de problemas.

2.1 Transformadores de energía eléctrica

Según Martignone (1971), los transformadores de energía eléctrica son máquinas estacionarias casi estáticas, que tienen como principio de funcionamiento los fenómenos descritos en la *Ley de Lenz*², y como función principal elevar o reducir la tensión de transporte, distribución y consumo de las redes de energía eléctrica. Para eso, los transformadores son compuestos por bobinas eléctricamente aisladas,

² ver Apéndice – A-2

acopladas a través de un núcleo magnético común, donde circula una corriente alternada responsable por la variación del flujo magnético; que cuando utilizados para elevados niveles de potencia y tensión (característicos de los sistemas de transmisión de grandes cantidades de energía eléctrica) son denominados transformadores de alta potencia, transformadores de potencia o transformadores de fuerza.

Esta sección sigue acompañando el manual del transformador manufacturado por la SIEMENS Ltda. (2001). Los transformadores de alta potencia según el manual, son constituidos básicamente de los siguientes componentes:

- **Núcleo Magnético:** Los transformadores de fuerza tienen un núcleo envuelto, las columnas están dispuestas en un plano, acopladas por las culatas. La Figura 1.1 muestra el núcleo de un transformador de 135 MVA en construcción especial para bajo nivel de ruido de 55 dB(A), que es compuesto por el empilamiento de láminas de liga Ferro-Silicio (1.5 a 3% de Si) tipo grano orientado, con espesuras de la orden de 0.23 a 0.30 mm.



Figura 2.1: Núcleo de un Transformador

- **Bobinas:** El material conductor empleado en las bobinas de transformadores

de fuerza es cobre de sección normalmente rectangular. El tipo de bobina depende de la potencia y tensión. Bobinas en discos son preferidos para tensiones más altas, ellas se constituyen de discos simples o de enrolamiento continuo con ductos radiales y axiales para la refrigeración por óleo mineral. Para tensiones más bajas es usual el empleo de enrolamientos en capas, son capas simples dispuestas de forma concéntrica una encima de la otra, separadas por ductos axiales.

- **Variación de Tensión:** Para adecuar la relación de tensión a las condiciones del sistema, el transformador está provisto de un enrolamiento especial con derivaciones. La relación de tensión puede ser alterada a través de un conmutador en vacío, estando el transformador desenergizado o por un conmutador de derivaciones en carga con el transformador energizado. Accionamientos motorizados son usados para operar los conmutadores, posibilitando comando local o a distancia inclusive con control automático de tensión.
- **Tanque:** El tanque aloja la parte activa del transformador (núcleo y bobinas), así como el óleo aislante. Su peso muchas veces es de decenas de toneladas. Las chapas de acero tienen espesuras variadas, adecuadas al tamaño, formato del tanque y las condiciones de transporte que muchas veces representan altísimos esfuerzos mecánicos. Mismo sobre las condiciones más severas incluyendo el vacío, el tanque debe presentar seguridad y estanqueidad (ver Figura 1.2). La soldadura y el acabamiento interno y externo del tanque son importantes para la performance del transformador.
- **Refrigeración:** La eficiencia de la refrigeración es un factor fundamental que determina la seguridad operacional y el tiempo de vida de un transformador. El sistema utilizado con mayor frecuencia en unidades menores es la refrigeración natural, donde el calor es absorbido por el óleo y disipado en el

aire a través de radiadores. En otros sistemas los radiadores son adicionalmente refrigerados por medio de ventiladores. El sistema de refrigeración puede también consistir de bancos de radiadores separados o con intercambiadores óleo/agua. La refrigeración puede aún ser implementada por medio de flujo direccionado del óleo.

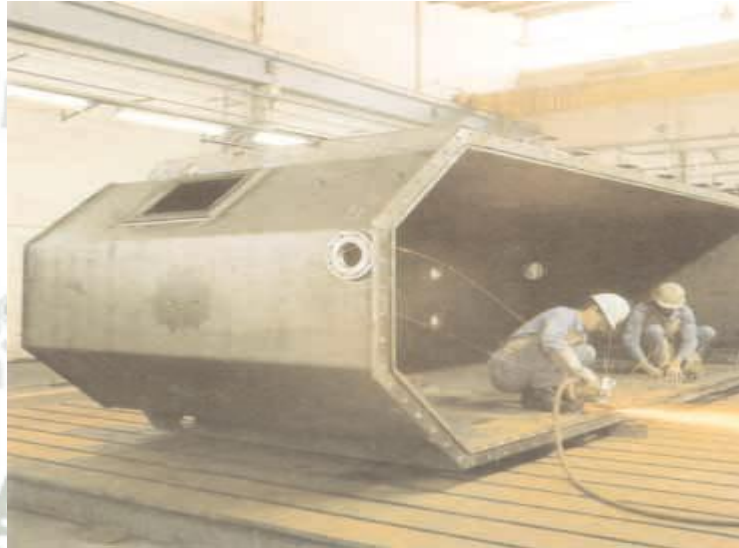


Figura 2.2: Tanque de un Transformador

En el área de montaje, las piezas que componen la parte activa del transformador son conjugadas para su colocación dentro del tanque como una pieza única constituida del núcleo, bobinas, fierro, conmutador de derivaciones, terminaciones, etc. Antes de ser colocada en el tanque, la parte activa completamente montada es secada en una cámara especial de *vapor-phase*. El relleno con óleo mineral aislante es realizado sobre vacío, posteriormente, los accesorios como accionamiento motorizado, cuadros de control, bujes, dispositivos de comando, etc; son fijados al tanque. La Figura 1.3 muestra el montaje del núcleo y las bobinas (parte activa completa de un transformador de 135 MVA con conmutador en carga).

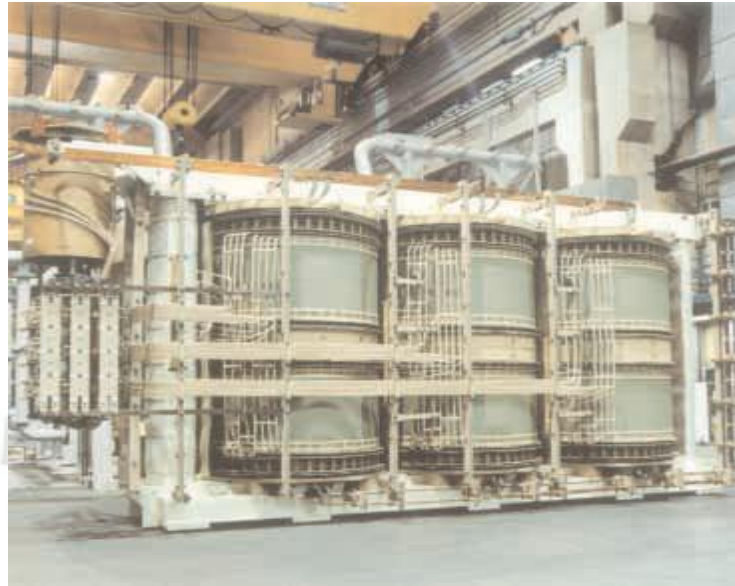


Figura 2.3: Montaje del núcleo y bobinas

2.2 Ruido generado por transformadores

Las fuentes predominantes de ruido en transformadores, según el manual de la (IEEE, 2000), son,

- ruido en el núcleo causado por fuerzas electromagnéticas y fuerzas magnéticas inter-laminares;
- ruido causado por fuerzas electromagnéticas en las bobinas, en las paredes del tanque, y en las derivaciones magnéticas debido a las pérdidas del flujo asociadas con la corriente;
- ruido de los equipamientos de refrigeración causados por ventiladores y bombas.

2.2.1 Ruido del núcleo del transformador

Cuando las láminas del núcleo son magnetizadas, estas sufren pequeñas mudanzas en sus dimensiones. Este fenómeno es llamado de magnetostricción y es independiente de la dirección del flujo; por consiguiente, este ocurre al doble de la frecuencia de la línea eléctrica (120 Hz). Ya que la curva de magnetostricción es no-lineal, armónicos de orden mayor (240-360-480...Hz) aparecen en la vibración

resultante.

2.2.2 Ruido causado por fuerzas electromagnéticas

La fuente de estos ruidos son las vibraciones de las paredes del tanque, los protectores magnéticos, y las propias bobinas. Son predominantemente producidas por vibraciones axiales y radiales en las bobinas del transformador. En algunos casos, la frecuencia natural de las bobinas puede ser próxima de la frecuencia de excitación de las fuerzas electromagnéticas, de este modo, se intensifica severamente la amplitud de vibración y consecuentemente el ruido acústico.

2.2.3 Ruido de ventiladores y bombas

El ruido del sistema de ventilación, generalmente esta encubierto por el ruido generado por la vibración electromecánica del transformador. Los ventiladores utilizados en el sistema de refrigeración de los transformadores, solo contribuyen al ruido total en pequeños transformadores y de baja inducción. Algunos factores que afectan la salida del ruido total en los ventiladores, son: velocidad de rotación, diseño de las palas (aspas), número de palas, entre otros. El ruido producido por las bombas es normalmente insignificante si el ventilador está en funcionamiento, entretanto, ruidos en bajas frecuencias pueden ser generados.

El espectro de frecuencia del ruido producido en el núcleo y las bobinas, tiene marcada diferencia al producido en los equipamientos de refrigeración, en cuanto en el último predominan bajas y elevadas frecuencias, en el primero predominan frecuencias intermediarias (entre 100 y 600 Hz).

2.3 Técnicas para control de vibración y ruido

Según Huang y Fuller (1997), muchas técnicas han sido desenvueltas para

reducir la vibración y el ruido acústico, estas técnicas pueden ser clasificadas como sigue,

- técnicas de control pasivo;
- técnicas de control activo.

2.3.1 Control pasivo

Control pasivo ha sido la clase de técnicas tradicionales para reducir ruido. La vibración y el ruido acústico son reducidos adicionando apropiados elementos pasivos o modificando la estructura. (FILIPPIN et al., 2003) y (JASINSKI et al., 2005) argumentan que dentro de las técnicas pasivas existen básicamente cuatro formas para reducir los niveles de vibración y ruido,

- reducir el nivel de vibración desde la fuente, actuando sobre el núcleo, aislando mecánicamente de la carcasa que lo contiene, aislando los intercambiadores de calor de la carcasa del transformador y aislando las cajas de control y los fusibles;
- hacer modificaciones estructurales en la carcasa para evitar el fenómeno de resonancia;
- reducir el nivel de ruido en la trayectoria, aislar el ruido del transformador envolviéndolo a través de barreras y deflectores;
- introducir *absorbedores dinámicos de vibración* (ADV's).

2.3.1.1 Absorbedor dinámico de vibración

Absorbedores dinámicos de vibración son esencialmente dispositivos de parámetros concentrados de masa, rigidez y amortiguamiento. Que una vez

acoplados a una estructura son capaces de absorber la energía vibratoria en el punto de conexión (CUNHA, 1999).

Desde su invención por Frahm (1911) en el inicio del siglo 20, los ADVs han sido utilizados para atenuar vibraciones en diversos tipos de máquinas y estructuras. Además del ADV de Frahm constituido de un sistema de 1 Grado de Libertad (GDL) con amortiguamiento viscoso, también han sido utilizados sistemas estructurales discretos de varios GDL (RAM; ELHAY, 1996) y sistemas continuos (CUNHA, 1999). Un amplio estudio de la teoría y aplicaciones prácticas de los ADVs es presentado por (KORONEV; REZNIKOV, 1993).

Según Cunha (1999) los parámetros de inercia, rigidez, y amortiguamiento, son escogidos en cuanto los ADVs son sintonizados para atenuación de vibraciones armónicas con una frecuencia de excitación fija. Así, estos dispositivos tienden a perder eficiencia cuando la frecuencia de excitación fuera alterada (misma siendo ligeramente). Para contornar este problema es necesario determinar parámetros que garantan amplitudes mínimas de vibración en una banda de frecuencia (la más larga posible), este procedimiento es conocido como de optimización del ADV.

2.3.2 Control activo

Los métodos de control activo se tornaron cada vez más populares, con el desenvolvimiento reciente en técnicas de procesamiento de señales digitales. El control de vibraciones del ruido en tiempo real está tornándose muy efectivo utilizando programas computacionales de cálculo rápido. Técnicas de control activo han sido usadas para reducir la vibración de estructuras, así como, el ruido resultante.

En el control activo del ruido (*Active Noise Control-ANC*) son empleados micrófonos con sensores de error y fuentes acústicas para reducir el ruido acústico. En el control activo de vibración (*Ative Vibration Control-AVC*) son utilizados sensores de error estructurales y actuadores de fuerza para reducir vibraciones estructurales. El uso de AVC no necesariamente asegura reducción del ruido,

frecuentemente el uso de AVC puede incrementar la radiación sonora, en estos casos, el control activo acústico-estructural (*Active Structural-Acoustic Control-ASAC*) es usado, donde entradas de vibración son empleadas conjuntamente con sensores de error acústico para solucionar este tipo de problemas.

Ya que, el procedimiento para la técnica de control activo se basa en el conocimiento de la respuesta dinámica de las chapas externas, de los intercambiadores de calor, y del tanque del transformador; el conocimiento global del campo acústico es una condición previa para el análisis del problema.

El campo acústico de un transformador mostrado en la Figura 1.4 y el campo acústico de una subestación eléctrica en la Figura 1.5 fueron presentados por (RAUSCH et al., 2002) y (MEDEIROS; KROEFF, 1998) respectivamente, utilizando los métodos de elementos finitos y elementos de contorno. En estos gráficos se observa el efecto del campo acústico que puede provocar un transformador dentro de una subestación eléctrica, con los cuales se pueden evaluar el impacto acústico en zonas residenciales próximas (vecinas). Las soluciones son obtenidas a través de datos experimentales y simulaciones computacionales.

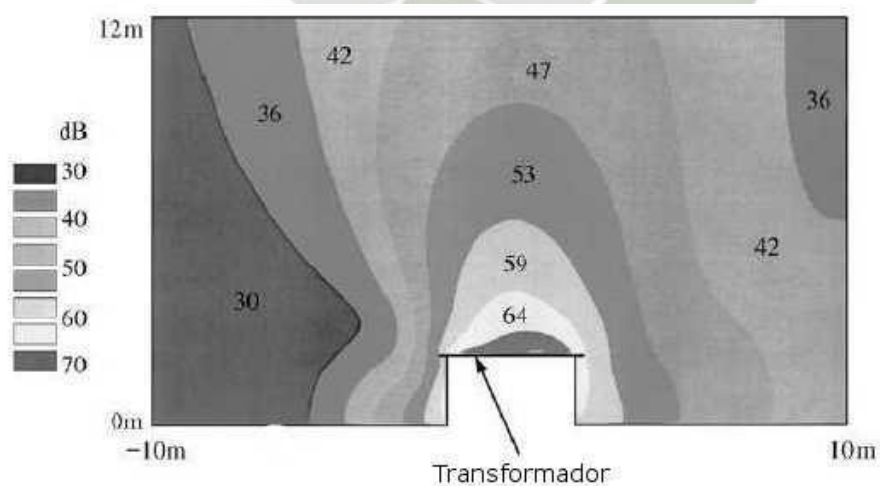


Figura 2.4: Campo Acústico de un transformador en el plano vertical

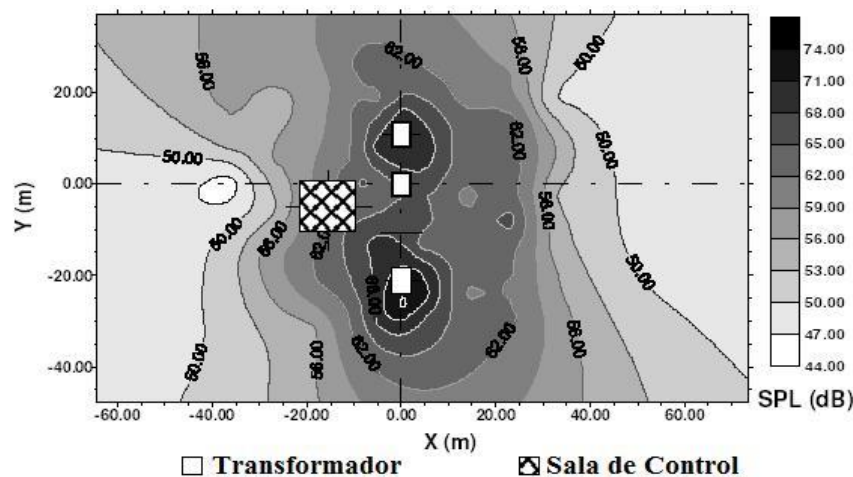


Figura 2.5: Campo Acústico de una subestación en el plano horizontal

Según el manual de la IEEE (2000), dentro de las técnicas activas para reducción del ruido generado por transformadores están,

- cancelación del campo acústico próximo al tanque;
- cancelación del campo acústico distante al tanque;
- cancelación del ruido en el interior del tanque;
- supresión armónica por cancelación del flujo.

2.3.2.1 Cancelación del campo acústico próximo al tanque

La cancelación del campo acústico próximo al tanque del transformador puede ser conseguido colocando diversos alto-parlantes próximos al tanque, separados en una distancia corta (distancia menor que la longitud de la onda acústica de interés), creando así, un sonido con 180 grados fuera de fase (anti-sonido) en relación al sonido irradiado por el transformador. Otras formas de cancelación usando el mismo principio es la utilización de actuadores de desplazamiento, los cuales pueden ser colocados directamente en la pared del tanque para alterar la forma de deflexión en frecuencias específicas y por consiguiente disminuir el ruido acústico

producido.

El desempeño de este sistema depende de varios factores tales como: local del terreno, condiciones del tiempo, fluctuaciones ambientales de temperatura y complejidad geométrica del transformador. No hay relatos de resultados satisfactorios de este procedimiento.

2.3.2.2 Cancelación del campo acústico distante al tanque

La cancelación del campo acústico distante consta de diversos actuadores acústicos, los cuales están localizados generalmente entre 1.3 - 2 m distantes del transformador. Ya que, en estos casos el transformador se encuentra distante, los actuadores acústicos deben cubrir un área de superficie mayor en relación a la técnica anterior. Además de eso, se puede presentar la necesidad de controlar la fase del desplazamiento inducido por el viento, entre el sonido original y el anti-sonido. Estos factores hacen que la cancelación del campo acústico distante sea una técnica mucho más cara y complicada. En la práctica se torna difícil crear un modelo uniforme *zona tranquila* con la utilización de esta técnica. Contradictoriamente, los niveles sonoros pueden al mismo tiempo aumentar en determinados locales debido a la presencia del anti-sonido. También no hay relatos satisfactorios de esta técnica.

2.3.3 Síntesis

En conclusión las técnicas de control acústico activo no han presentado resultados satisfactorios en estos espacios abiertos. El control pasivo viene siendo una herramienta importante del control de la vibración y el ruido. Comparado al control activo exhibe las ventajas de ejecución fácil, bajo costo de mantenimiento y ninguna necesidad de utilización de energía externa.

3 METODOLOGÍA

En este capítulo se describe la metodología utilizada en la realización de este trabajo, son descritos los parámetros necesarios para la adquisición y el procesamiento de las señales de vibración. Se describe el procedimiento para desenvolver el modelo computacional del transformador y del absorbedor dinámico de vibraciones vía MEF.

Como el objetivo de este trabajo es evaluar la reducción de ruido acústico emitido por un transformador real en operación a través de una simulación numérica, serán necesarios datos de desplazamiento del tanque durante la operación del transformador, un modelo numérico del tanque, un modelo numérico de un absorbedor dinámico, un modelo de carga que, dentro de cierta precisión, reproduzca los desplazamientos medidos, y una rutina para calcular la reducción de la intensidad del ruido acústico. Una metodología que permite evaluar esta reducción del ruido puede ser sub-dividida en las siguientes etapas,

- coleccionar datos de las características geométricas del transformador en estudio;
- coleccionar señales de aceleración en la superficie del tanque durante la operación del transformador, estos datos deben ser digitalizados para análisis, a través de la técnica ODS³;
- el desplazamiento en la frecuencia de interés, obtenido por ODS, debe ser reproducido en un modelo vía método de los elementos finitos, a través de fuerzas nodales proporcionales a los desplazamientos medidos;
- a través del MEF deben ser obtenidos parámetros de masa y coeficiente de rigidez del modelo que represente el absorbedor dinámico de vibración, tal que su frecuencia natural sea un poco superior a la frecuencia de excitación de interés, 120 Hz⁴;
- incorporar un modelo del ADV en cada cara del modelo MEF del tanque en

³ *Operating Deflection Shape*, ver Apéndice A-3

⁴ hay una justificativa de este valor en el Apéndice - B

- el punto de mayor desplazamiento y calcular el nuevo campo de desplazamientos en cada cara del transformador;
- incorporar un modelo más del ADV en cada cara del modelo MEF del tanque en el nuevo punto de mayor desplazamiento y calcular el nuevo campo de desplazamientos en cada cara del transformador;
 - repetir el ítem anterior calculando siempre la reducción de la **potencia media del desplazamiento**⁵ en cada cara del tanque;
 - debe ser modificada la masa de los ADVs y los tres ítems anteriores deben ser repetidos;

3.1 Medidas de aceleración de las caras del tanque

La primera etapa en la determinación de una estrategia de control de la vibración de un transformador en operación es la adquisición de señales de aceleración en puntos de una malla previamente definida. Para definir la malla de puntos de medición de aceleración es necesario conocer las características geométricas del transformador.

3.1.1 Geometría del transformador

El transformador de potencia estudiado es uno de los dos transformadores localizados en la Subestación *Bela Aliança* de la empresa **Eletropaulo** (calle *Natingui 97, Vila Madalena*). La Figura 4.1 muestra el transformador y la proximidad a los edificios residenciales, la distancia hasta el edificio más próximo es de 15 m. Se observa que con los gráficos presentados en la sección – 1.3.2 puede estimarse el nivel de ruido al cual están expuestos los moradores vecinos a la Subestación. Este nivel es aproximadamente de 60dB(A), que es superior al nivel máximo definido por la NBR 10151 (45 dB en el período diurno).

⁵ ver explicación en la sección 4.4



Figura 3.1: Transformador regulador de potencia 30/40 MVA, 138-13.8/11.95 kV

Las Figuras 4.2 y 4.3 muestran algunas de las características geométricas del tanque del transformador, que fue diseñado a partir de mediciones realizadas en campo y la ayuda de una herramienta CAD para generar la estructura en 3D. El tanque está soportado por 4 apoyos (ruedas fijadas al piso), la distancia entre el piso de concreto y la placa base del tanque es de 0.475 m, el tanque es de forma rectangular con ancho, largo y altura de 2.5 m, 5.6 m, e 3.45 m respectivamente, las paredes del tanque tienen un espesor de 0.01 m.

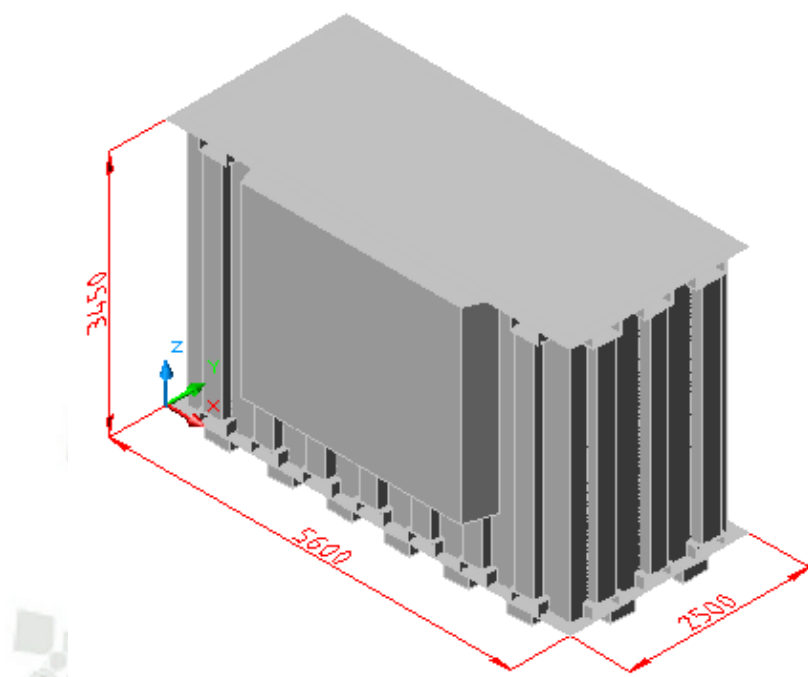


Figura 3.2: Geometría del tanque del transformador

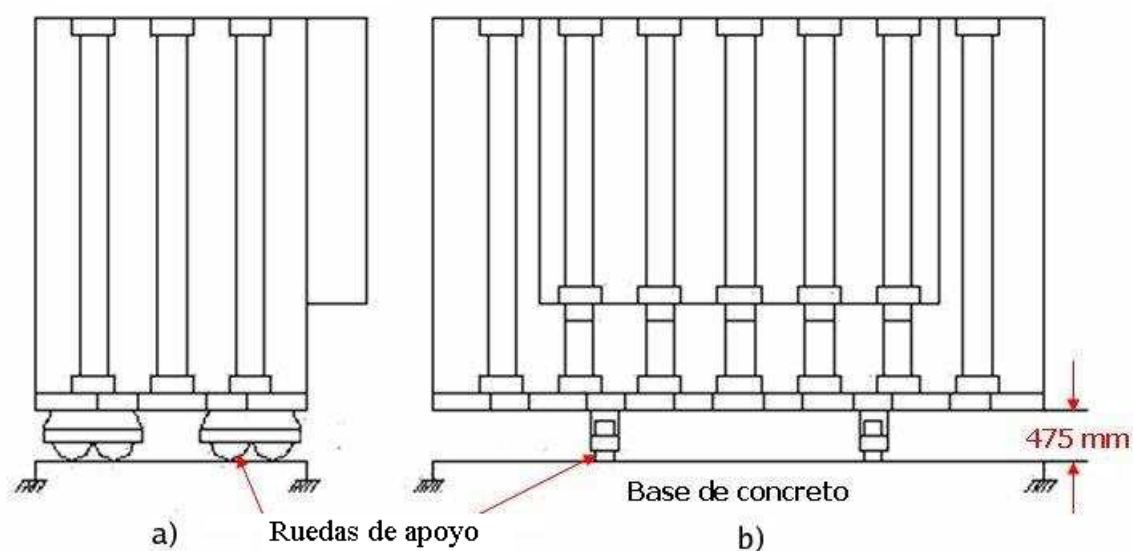


Figura 3.3: a) Esquema de la cara frente a la calle; b) Esquema de la cara frente a los edificios

3.1.2 Adquisición de datos de vibración

Para la adquisición de datos deben ser tomados en cuenta los siguientes parámetros:

- Identificar cada cara del tanque del transformador adoptando nombres para cada una de ellas, teniendo como referencia la localización del transformador dentro de la subestación (ver Figura 4.4);



Figura 3.4: Localización de la Subestación *Bela Aliança*

De esta forma los nombres adoptados fueron:

1. cara frente a la calle (cara del transformador próxima a la calle *Natingui, Vila Madalena*);
 2. cara opuesta a la calle (cara opuesta a la cara frente a la calle);
 3. cara frente a los edificios (cara del transformador más próxima a los edificios);
 4. cara opuesta a los edificios (cara opuesta a la cara frente a los edificios);
 5. base (cara de la placa base situada abajo del tanque).
- Colectar señales de vibración (aceleración) por etapas, siguiendo el contorno de las caras del tanque del transformador. Estas señales de aceleración deben ser colectadas en varios puntos del tanque, así como, en los subsistemas a él fijados.

La colecta de las señales de aceleración fue realizada por la empresa *01dB-Brasil*⁶ utilizando la técnica ODS, con el objetivo de obtener información sobre el comportamiento dinámico del transformador en operación. Las mediciones fueron colectadas utilizando 9 acelerómetros, teniendo un acelerómetro fijo como referencia, y los otros 8 acompañando la propagación de las vibraciones en el contorno del transformador, comenzando de la base hacia arriba (ver Figura 4.5). Fueron colectadas en total 332 señales de aceleración, 138 en el tanque y 194 en los demás componentes. Por norma la distancia entre acelerómetros no debe exceder a un metro.

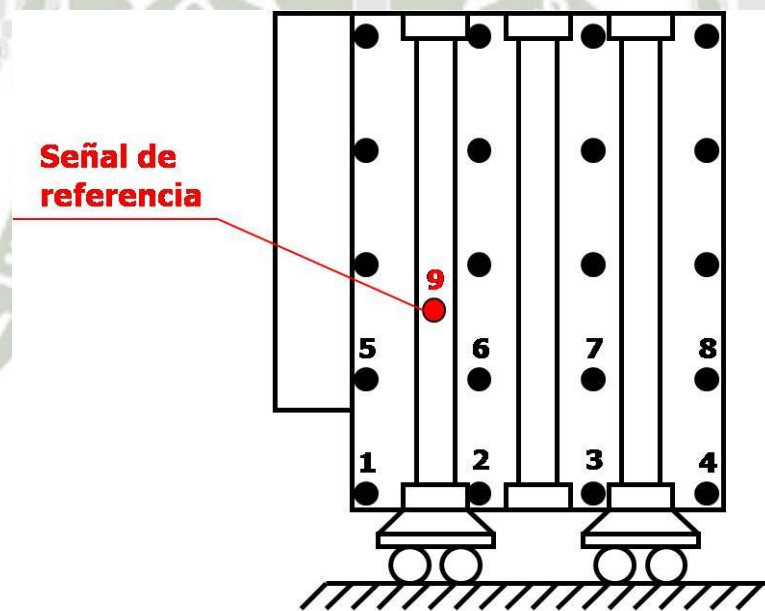


Figura 3.5: Esquema de localización de acelerómetros

- Para el tratamiento de las señales (aceleración) se utilizaron los siguientes parámetros:
 - Frecuencia de muestreo: 12,8 kHz;
 - Número de puntos: 25602;
 - Filtros analógicos pasa bajo: 10 kHz;

⁶ <http://www.01db.com.br/>

- Todas las señales fueron digitalizadas en Volts;
- Sensibilidad del acelerómetro: $6 \left(\frac{mV}{m/s^2} \right)$

3.2 Tratamiento de las señales de aceleración

Las señales de aceleración del tanque del transformador con base en los datos de ODS deben ser tratadas y procesadas, para que el ruido inherente a procedimientos de medida sea minimizado. Varios factores pueden falsear la información: *leakage*, *aliasing*, falta de resolución en la frecuencia, *drift* de los amplificadores electrónicos, etc.

Con el fin de evitar tales problemas, debe ser elaborada una rutina para el tratamiento de las señales, teniendo en cuenta algunos parámetros⁷. Las etapas del tratamiento de las señales son (ver Figura 4.6);

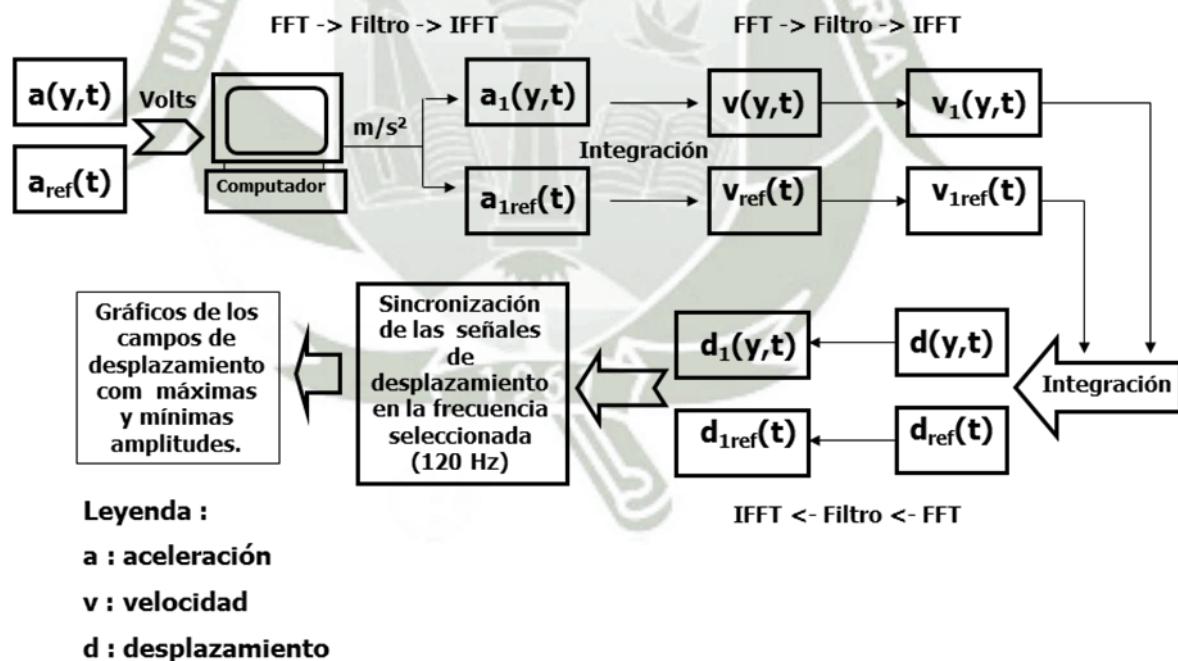


Figura 3.6: Esquema representativo del procesamiento de señales

⁷ ver Apéndice – A.4

- la señal de aceleración debe ser dividida por la sensibilidad del acelerómetro;
- obtención de la señal de aceleración en (m/s^2);
- realizar FFT de la señal de aceleración;
- filtraje de la FFT de la señal de aceleración en torno de la frecuencia seleccionada, 120 Hz;
- realizar IFFT para obtener la señal en el tiempo;
- integración de la señal de aceleración en el tiempo;
- obtención de la señal de velocidad en (m/s).
- realizar FFT de la señal de velocidad;
- filtraje de la FFT de la señal de velocidad en torno de la frecuencia seleccionada, 120 Hz;
- realizar IFFT para obtener la señal en el tiempo;
- integración de la señal de velocidad en el tiempo;
- obtención de la señal de desplazamiento en (m);
- realizar FFT de la señal de desplazamiento;
- filtraje de la FFT de la señal de desplazamiento en torno de la frecuencia seleccionada, 120 Hz;
- realizar IFFT de la señal de desplazamiento;
- obtención de la señal de desplazamiento en la frecuencia seleccionada.

Las señales deben ser tratadas utilizando un *script* de *MATLAB* para obtener el desplazamiento de las 138 mediciones realizadas en el tanque. Las señales son cíclicas. El período de las señales debe ser calculado. Para obtener una relación entre la amplitud y fase de las señales de desplazamiento, se consideran todas estas a partir del instante en que la señal de referencia presente amplitud nula y derivada positiva.

Las señales de desplazamiento en el espacio deben ser utilizadas para generar gráficos que representen los desplazamientos máximos y mínimos de cada cara del tanque.

3.3 Modelaje vía Método de los Elementos Finitos

Como mencionado en la sección 1.3.1, una de las técnicas utilizadas para disminuir la vibración y el ruido acústico emitido por un transformador de potencia es la instalación de absorbedores dinámicos fijados al tanque, que sintonizados en la frecuencia de excitación absorban parte de la energía de la vibración de forma que no se acople con el aire. En esta etapa debe ser establecido a través del método de los elementos finitos (MEF) un modelo que represente el tanque del transformador con ADVs incorporados para simulaciones computacionales. El MEF permite discretizar un medio continuo en pequeños elementos. La ecuación diferencial parcial que describe la estructura puede ser descrita a través de un conjunto de ecuaciones diferenciales ordinarias.

3.3.1 Modelo del tanque

A seguir se presentan los pasos necesarios para el desenvolvimiento del modelo construido;

- para simular las vibraciones de la superficie del tanque debe ser desarrollado un modelo numérico de elementos finitos conteniendo las dimensiones, características geométricas y estructurales del transformador;
- construir una malla del tanque conteniendo nodos en los puntos donde fueron hechas las mediciones de aceleración;
- fijar los nodos que representan los 4 apoyos del transformador sobre la superficie de concreto;
- imponer fuerzas en los nodos donde fueron hechas las mediciones de aceleración con fuerzas senoidales de 120 Hz de amplitud proporcional al desplazamiento medido;
- la intensidad del vector de fuerzas debe ser tal que el máximo desplazamiento medido sea igual al máximo desplazamiento calculado;
- construir la malla del ADV conteniendo un nodo solidario al nodo de la malla del tanque que presente mayor desplazamiento;

- simular el modelo del tanque con ADVs incorporados y determinar el nuevo nodo con mayor desplazamiento y la reducción en la potencia media de desplazamiento de cada cara del tanque;
- repetir los últimos dos ítems para incluir más ADVs.

Para procesar el modelo vía método de los elementos finitos utilizar el procesador de Elementos Finitos *CalculiX*⁸, que permite calcular los desplazamientos nodales. Para el desenvolvimiento de las mallas fueron utilizados elementos hexaédricos y el pre-procesador de Elementos Finitos *GraphiX*, cada elemento generado consta de 20 nodos (C3D20) como se muestra en la Figura 4.7.

Los datos de entrada utilizados para modelar el tanque en el programa *CalculiX* fueron⁹:

- coordenadas y número de nodos generados;
- número de elementos;
- conectividad entre elementos;
- tipo de elemento utilizado (C3d20);
- características del material (Acero);

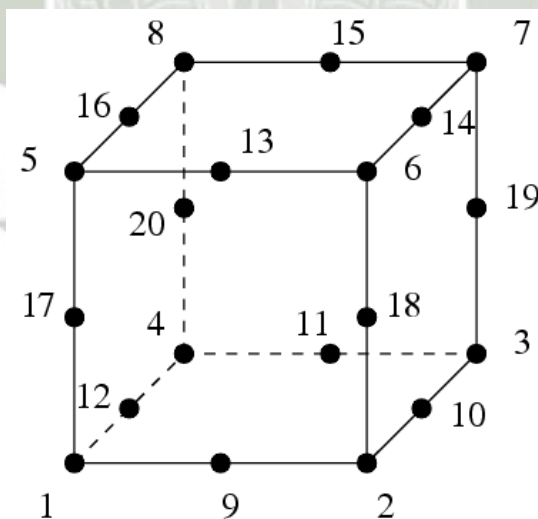


Figura 3.7: Elemento hexaédrico C3D20 (20 nodos)

⁸ <http://www.calculix.de/> - ver Apéndice A.5

⁹ ver archivo de entrada del *CalculiX* en el Apéndice - D

- módulo de elasticidad $\left(210 \times 10^9 \frac{N}{m^2}\right)$;
- densidad $\left(7800 \frac{kg}{m^3}\right)$;
- coeficiente de *Poisson* (0.3);
- fuerzas proporcionales a los desplazamientos medidos.

La malla del tanque mostrada en la Figura 4.8 consta de 6217 nodos y 868 elementos las dimensiones fueron mostradas en la sección 4.1.

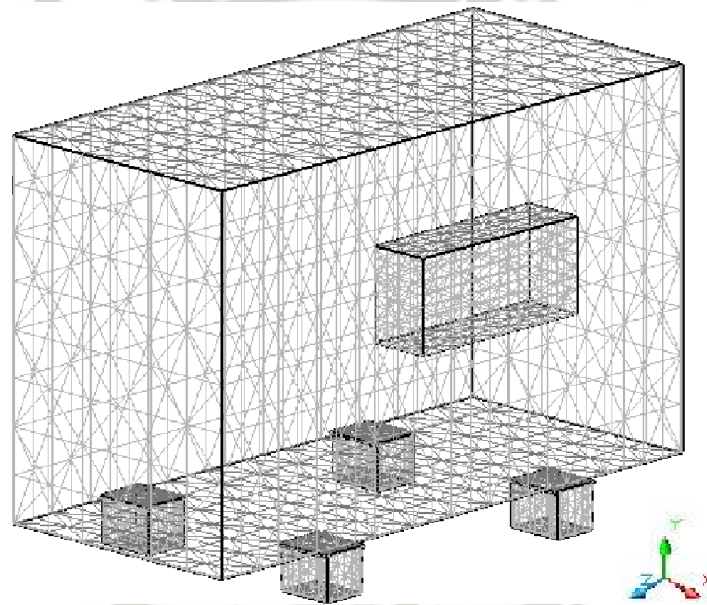


Figura 3.8: Malla del tanque del transformador

Ya que se desconoce como ocurre realmente la carga estructural de las fuerzas que generan la vibración, así como el ruido acústico emitido por el tanque del transformador; en el modelo de la Figura 4.8 esta carga de fuerzas será estimada utilizando 108 puntos (no están considerados los puntos de la placa base ni el punto de la señal de referencia) de cada uno de los desplazamientos obtenidos por el procesamiento de las señales multiplicado por un factor que irá variando hasta

conseguir a través del programa *CalculiX* que las caras del tanque generen desplazamientos próximos al desplazamiento medido. La Figura 4.9 representa esquemáticamente como sería la carga de fuerzas para una de las caras del transformador (El factor multiplicativo de los desplazamientos fue de 10^6).

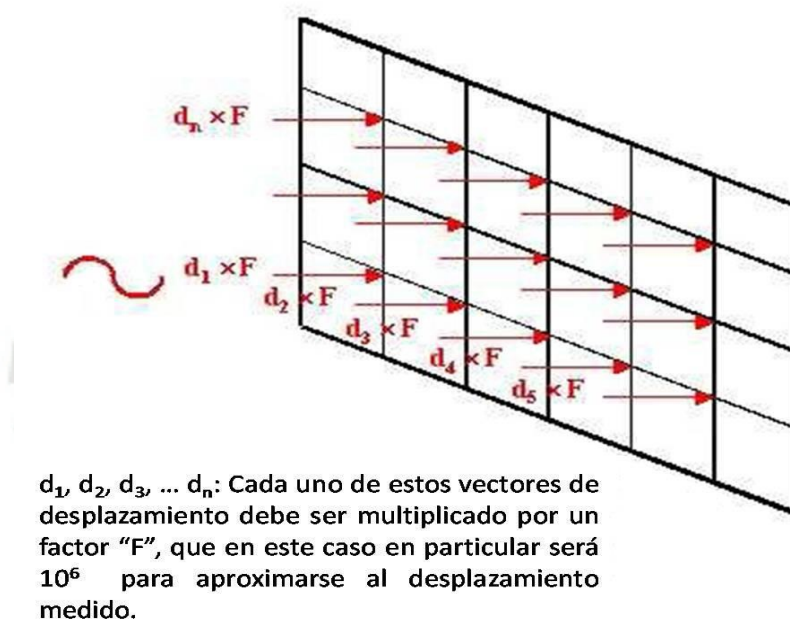


Figura 3.9: Esquema de carga de fuerzas de una cara del tanque

3.3.2 Modelo del tanque

Para la construcción de las mallas de los ADVs se utilizaron 6 modelos que representan ADVs con masas de 5, 10, 20, 30, 40 y 80 kg. La Figura 4.10 muestra las características dimensionales de los ADVs. Para obtener modelos de ADVs con masas diferentes, la dimensión x de la Figura 4.10 debe ser incrementada. De esta forma, los valores de la dimensión x para este caso en particular varían de 0,1 m hasta 1,4 m para masas en la faja de 5 a 80 kg. Los valores de la dimensión y, z permanecen constantes e iguales a 0,08 m. Las mallas de los ADVs constan de 67 nodos y 5 elementos. La malla de un modelo de ADV es mostrada en la Figura 4.11.

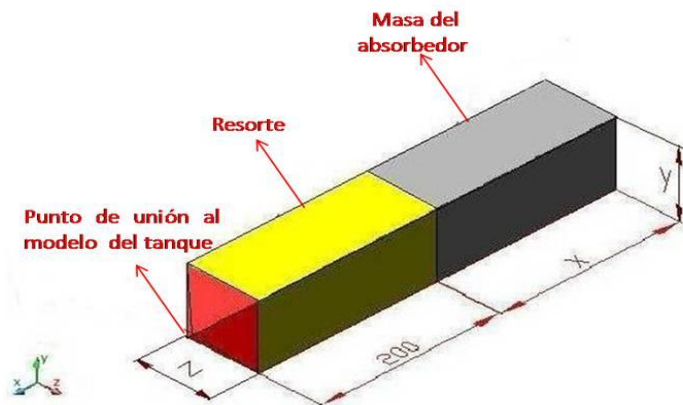


Figura 3.10: Modelo de un ADV

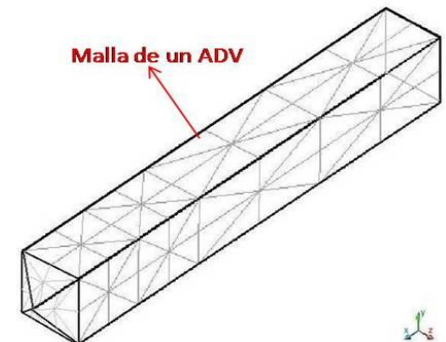


Figura 3.11: Malla de un ADV

Por consecuencia que el programa *CalculiX* no contiene el elemento tipo resorte, se optó por representar el resorte como una viga (ver Figura 4.10), donde el coeficiente de rigidez será obtenido en el *CalculiX* modificando el módulo de elasticidad de esta viga para cada uno de los 6 tipos de ADVs utilizados.

El cono de color rojo de la Figura 4.10 representa el elemento que debe ser unido a los nodos del tanque donde fueron realizadas las medidas de aceleración (ver Figura 4.12); este elemento de unión así como el elemento que representa la masa de los ADVs deben tener las mismas características del elemento utilizado para el tanque (material, módulo de elasticidad, densidad, entre otros).

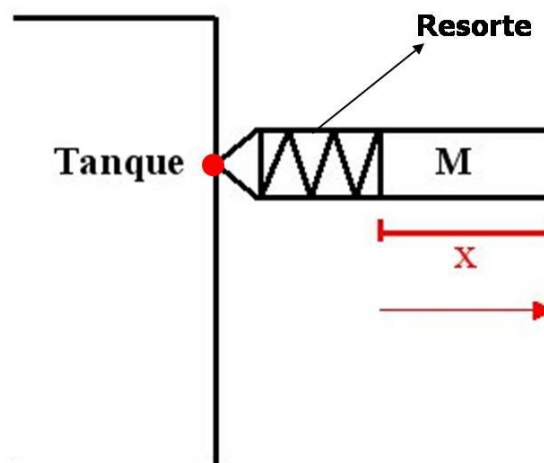


Figura 3.12: Esquema representativo de unión de un ADV al tanque

Para sintonizar los ADVs en una frecuencia un poco arriba de 120 Hz se realizó en el *CalculiX* el análisis modal de cada modelo, fijando algunos nodos en dos direcciones, para que el modelo de los ADVs solo consiga desplazarse en la dirección perpendicular a la cara donde está fijado. El módulo de elasticidad de los materiales que representan los resortes de cada ADVs varía dependiendo de la masa utilizada y estos tienen que conseguirse manualmente modificándolos en el *script* de *CalculiX* hasta que el análisis modal de cada modelo se sintonice en su primer modo de vibrar en la frecuencia un poco encima de la deseada (120 Hz).

3.4 Reducción de la intensidad de ruido acústico

Para calcular la reducción de ruido acústico emitido por el transformador, según (BIES; HANSEN, 1996) explican que la potencia sonora, irradiada por la superficie de una máquina puede ser calculada evaluando la energía de la superficie usando la velocidad media al cuadrado y que en la proximidad de una placa plana, la relación entre la vibración y la velocidad del aire en la misma frecuencia, obedece a la Ecuación 4.1:

$$\frac{a^2}{a_{ref}^2} = \frac{v^2}{v_{ref}^2} = \frac{d^2}{d_{ref}^2} \cong \frac{v^2}{v_{ref}^2} \quad (4.1)$$

donde a, v, d denotan la aceleración, velocidad y desplazamiento medio de cada una de las superficies del transformador; v denota los valores de la velocidad media del aire y el sub-escrito *ref* denota una condición de referencia en relación a una condición nueva. (BIES; HANSEN, 1996) mencionan también que la manifestación del sonido puede ser evaluada con la medición del nivel de velocidad L_v , definido como:

$$L_v = 10 \times \log_{10} \left[\frac{v^2}{v_{ref}^2} \right] \quad (4.2)$$

Por la Ecuación 4.1 se sabe que $\frac{d^2}{d_{ref}^2} \cong \frac{v^2}{v_{ref}^2}$, por tanto se define P como potencia media de desplazamiento a través de la Ecuación 4.3.

$$P = \frac{1}{n} \left(\sum_{i=0}^n d_i^2 \right) \quad (4.3)$$

Donde n denota el número de nodos de la malla de elementos finitos en una cara, d_i denota el desplazamiento nodal del i -ésimo nodo de la malla de elementos finitos en el instante de mayor amplitud de movimiento y P es la potencia media de desplazamiento nodal.

Por tanto la Ecuación 4.2 puede ser expresada en la Ecuación 4.4 como:

$$L_p = 10 \times \log_{10} \left[\frac{P}{P_{ref}} \right] \quad (4.4)$$

Donde P_{ref} denota la potencia media de desplazamiento cuando cada superficie del transformador se encuentra sin ningún ADV incluido, y P denota la potencia media de desplazamiento en cuanto los ADVs van siendo incluidos. Los datos obtenidos deben ser utilizados para mostrar gráficos de cada superficie del transformador mostrando la relación entre el porcentaje de reducción de la potencia media de desplazamiento y la reducción de la intensidad del ruido acústico (dB).

4 RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados de las simulaciones realizadas. Las simulaciones testan la hipótesis de que absorbedores son capaces de reducir la vibración del tanque y tienen la intención de estimar la reducción del ruido acústico que estos absorbedores dinámicos pueden causar.

4.1 *Análisis del tratamiento de las señales de aceleración*

Después de realizadas las mediciones, la empresa *01dB-Brasil* proporcionó animaciones en 3D mostrando el desplazamiento del transformador en determinadas frecuencias (120, 241 e 359 Hz), las cuales muestran que la frecuencia con mayor amplitud es 120 Hz. La literatura especializada informa que la utilización de absorbedores dinámicos es recomendable en este transformador. La Figura 5.1 muestra el modelo geométrico de la superficie del tanque proporcionado por *01dB-Brasil* en el cual se puede apreciar el desplazamiento de la superficie del tanque en la frecuencia seleccionada (120 Hz).

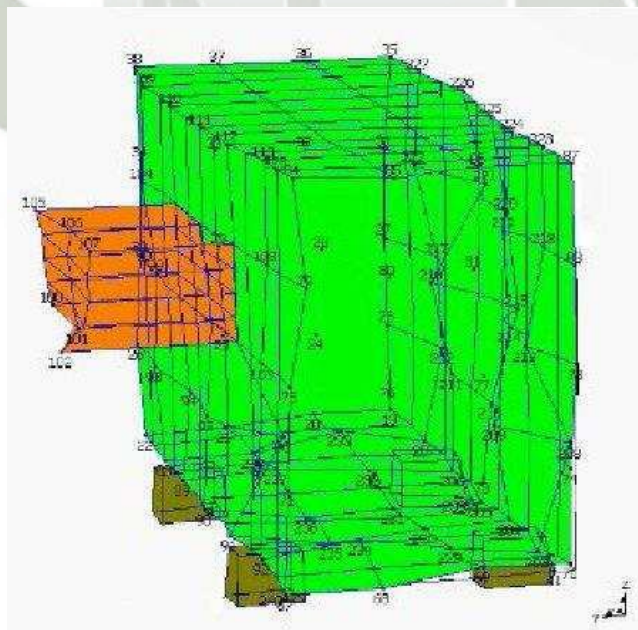


Figura 4.1: Modelo geométrico del tanque *01dBBrasil*

Con las señales de aceleración colectadas *01dB-Brasil* calculó señales de correlación cruzada con la señal de referencia. La Figura 5.2 muestra que la frecuencia con mayor potencia ocurre en torno de 120 Hz, siendo la potencia en esta frecuencia de 10 a 100 veces mayor cuando comparada a los otros picos presentados.

La Figura 5.1, fornecida por la empresa *01dB-Brasil*, representa desplazamientos de cada punto medido en el contorno del tanque, en la frecuencia de 120 Hz. Se observa que 3 de los apoyos que soportan el transformador giran en torno de un apoyo que permanece fijo, ver Figura 5.3. Por tanto, hay un movimiento de cuerpo rígido, de rotación, cuyo eje de rotación es vertical y pasa por el apoyo fijo.

Los datos brutos de aceleración medidos por la *01dB-Brasil*, fueron integrados en este trabajo dos veces, de acuerdo con el procedimiento descrito en la Metodología (Sección 4.2).

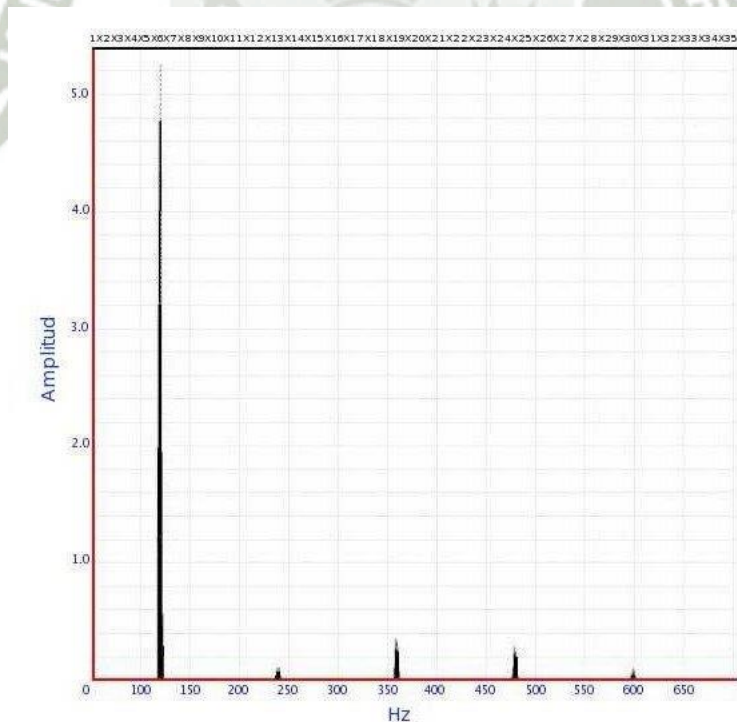


Figura 4.2: Espectros de frecuencia de la correlación cruzada

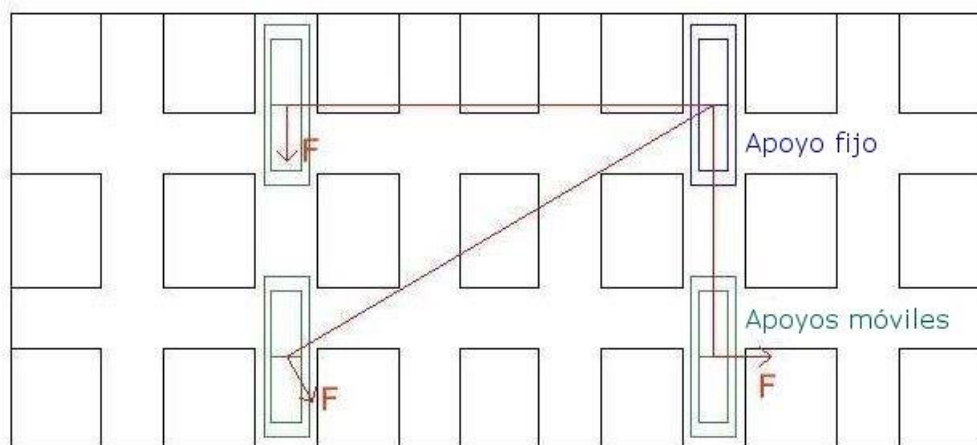


Figura 4.3: Cara de la placa base situada abajo del tanque

Fueron obtenidos gráficos de desplazamiento para las cinco caras del tanque. Los gráficos de desplazamiento obtenidos por la metodología de este trabajo son más suaves que los obtenidos por *01dB-Brasil*. La información que fue retirada por filtro pasa banda de la señal original, se refiere a frecuencias fuera de la cercanía de los 120 Hz, y por tanto es un método coherente con la información procurada (el campo de desplazamiento en 120 Hz). Cualitativamente, el procedimiento de integración empleados en este trabajo parece más adecuado, porque genera gráficos de desplazamiento más suaves.

Con el objetivo de encontrar las regiones de mayor desplazamiento periódico de las superficies del tanque, los vectores de desplazamiento, que tienen período de 109 intervalos de muestreo, fueron introducidos en mallas que representan cada una de las 5 caras del tanque. Para eso se utilizó un *script* de *MATLAB*¹⁰. Resultaron diez gráficos de contornos coloridos que representan los campos de desplazamiento en las cinco caras.

¹⁰ ver *script* de *MATLAB* en el Apéndice - C

4.2 Análisis de las Caras del tanque del Transformador

En los siguientes gráficos serán representados los desplazamientos de las 5 caras del tanque del transformador. Para cada cara son presentados 2 gráficos. En el primero de ellos está representado el campo de desplazamiento con la máxima amplitud positiva, y en el segundo está representado el campo de desplazamiento con la mínima amplitud negativa.

4.2.1 Análisis de la cara frente a los edificios

En la cara frente a los edificios los campos de mayor desplazamiento son presentados en el cuadrante inferior derecho, ver Figuras 5.4 y 5.5. El mayor desplazamiento positivo tiene una amplitud de $1.30 \times 10^{-5}m$, y el menor desplazamiento negativo una amplitud de $-1.12 \times 10^{-5}m$.

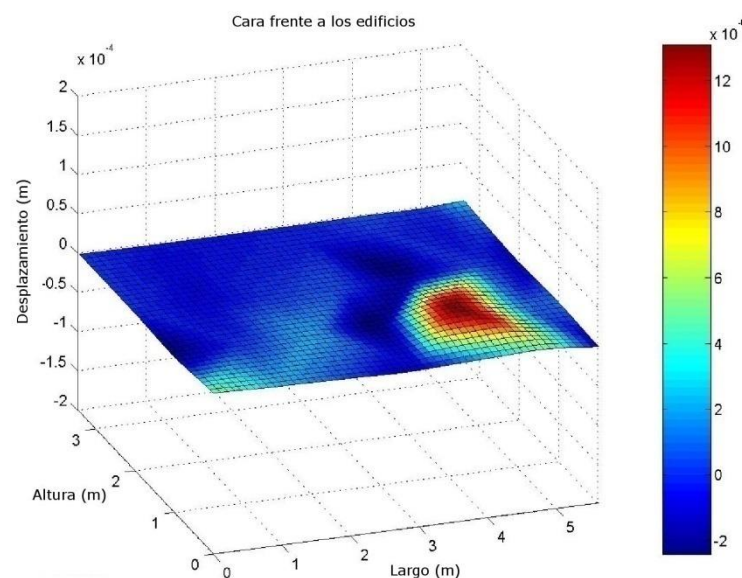


Figura 4.4: Cara frente a los edificios máxima amplitud positiva

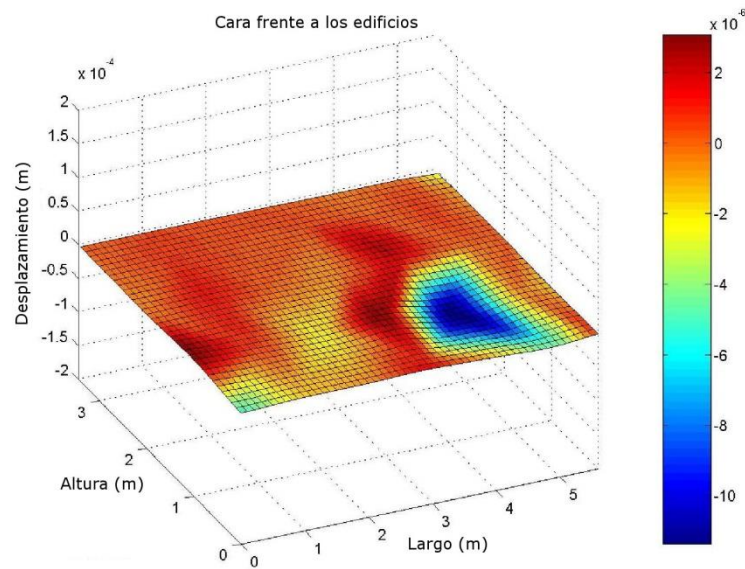


Figura 4.5: Cara frente a los edificios mínima amplitud negativa

4.2.2 Análisis de la cara opuesta a los edificios

En la cara opuesta a los edificios el campo de mayor desplazamiento ocurre en el cuadrante superior derecho, ver Figuras 5.6 y 5.7. El mayor desplazamiento positivo tiene una amplitud de $1.38 \times 10^{-5}m$, y el menor desplazamiento negativo una amplitud de $-1.36 \times 10^{-5}m$.

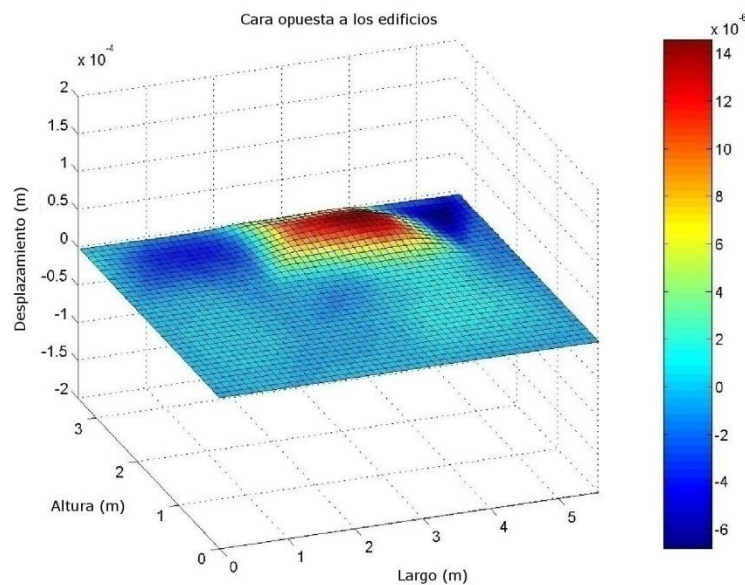


Figura 4.6: Cara opuesta a los edificios máxima amplitud positiva

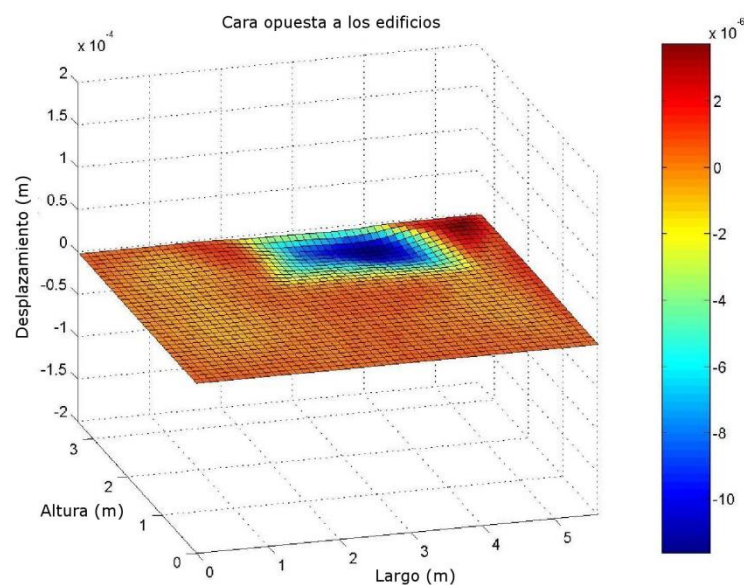


Figura 4.7: Cara opuesta a los edificios mínima amplitud negativa

4.2.3 Análisis de la cara frente a la calle

En la cara frente a la calle el campo de mayor desplazamiento ocurre en el cuadrante superior izquierdo, ver Figuras 5.8 y 5.9. El mayor desplazamiento positivo tiene una amplitud de $2.28 \times 10^{-5}m$, y el menor desplazamiento negativo una amplitud de $-2.98 \times 10^{-5}m$.

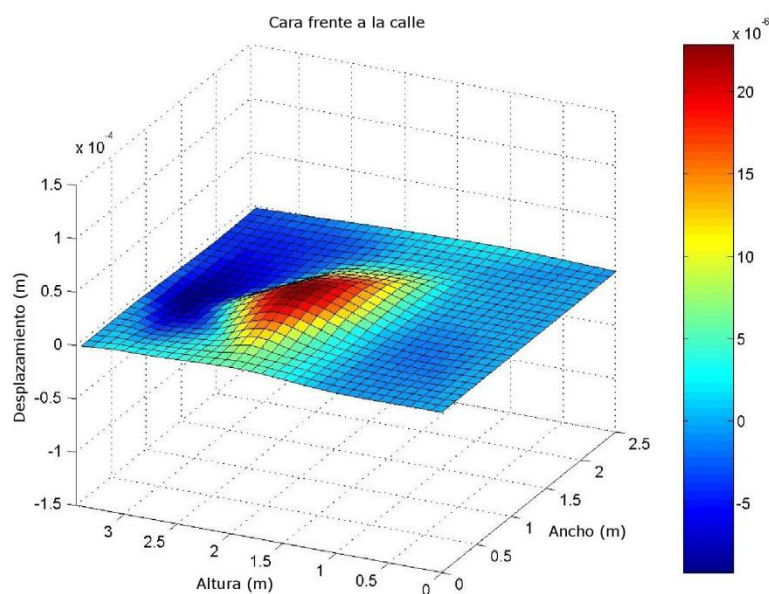


Figura 4.8: Cara frente a la calle máxima amplitud positiva

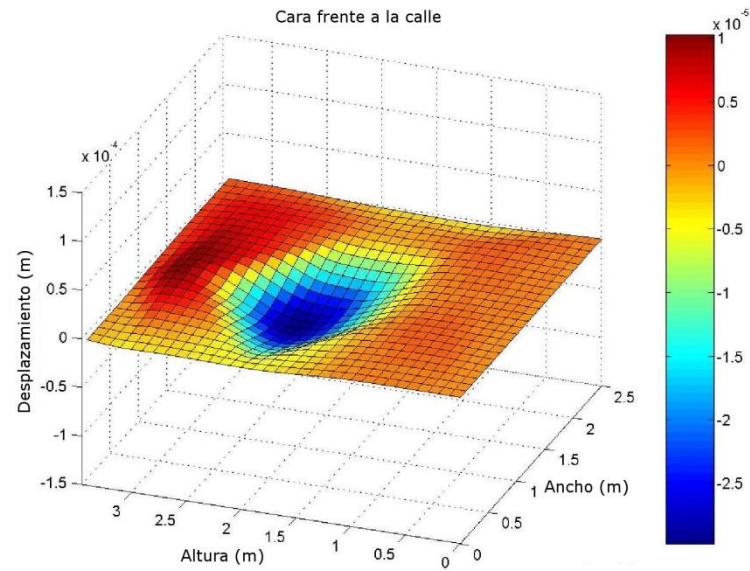


Figura 4.9: Cara frente a la calle mínima amplitud negativa

4.2.4 Análisis de la cara opuesta a la calle

En la cara opuesta a la calle el campo de mayor desplazamiento ocurre en el cuadrante superior izquierdo, ver Figuras 5.10 y 5.11. El mayor desplazamiento positivo tiene una amplitud de $4.38 \times 10^{-6}m$, y el menor desplazamiento negativo una amplitud de $-4.17 \times 10^{-6}m$.

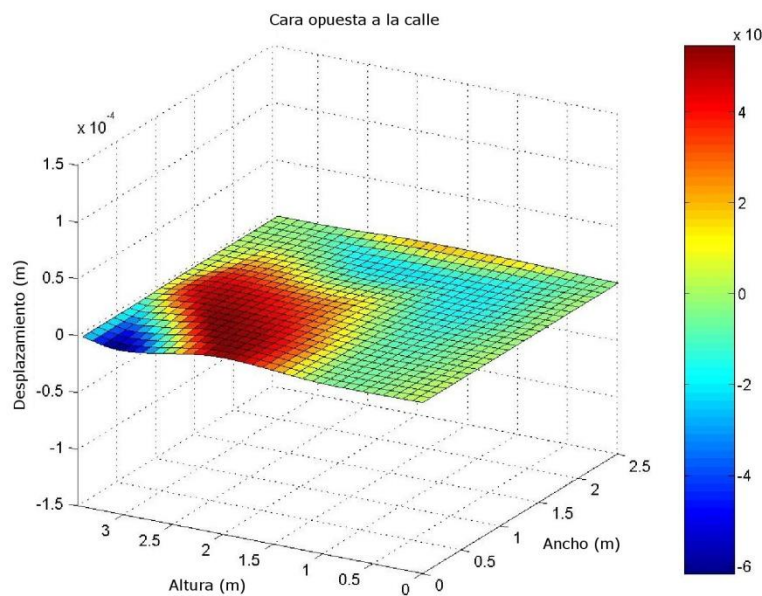


Figura 4.10: Cara opuesta a la calle máxima amplitud positiva

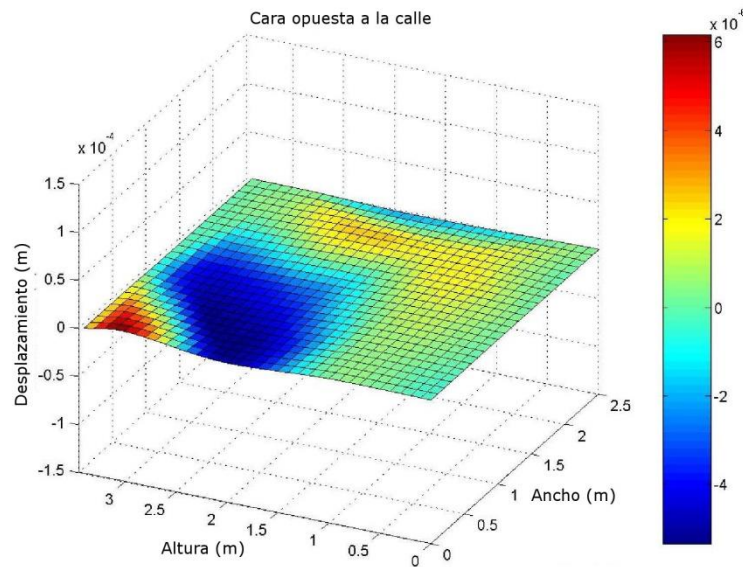


Figura 4.11: Cara opuesta a la calle mínima amplitud negativa

4.2.5 Análisis de la placa base

En la placa base el campo de mayor desplazamiento ocurre en el cuadrante opuesto a la rueda de apoyo que permaneció fija, ver Figura 5.12, Figura 5.13 y Sección 5.1, donde el mayor desplazamiento positivo tiene una amplitud de $1.63 \times 10^{-5}m$, y el menor desplazamiento negativo una amplitud de $-1.54 \times 10^{-5}m$.

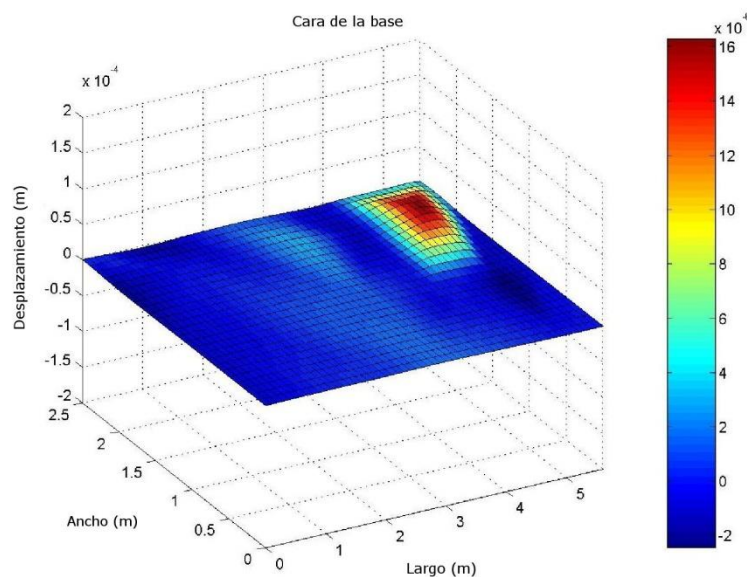


Figura 4.12: Cara de la placa base máxima amplitud positiva

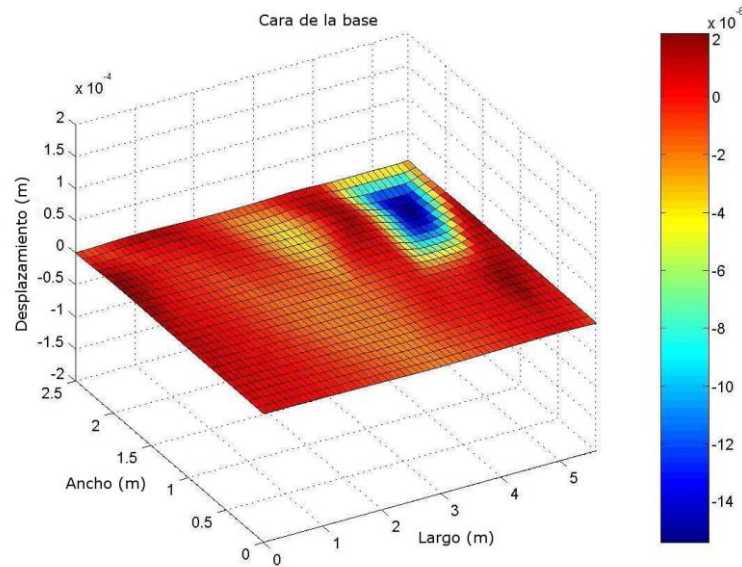


Figura 4.13: Cara de la placa base mínima amplitud negativa

El mayor desplazamiento ocurre en la cara frente a la calle. Los gráficos muestran que las ondas son estacionarias y acostumbran tener dos lóbulos en oposición de fase. La longitud de esta onda estacionaria varía de cara para cara. En la cara frente a los edificios la longitud de los dos lóbulos es de 3.0 metros. En la cara opuesta a los edificios la longitud de los dos lóbulos es de 3.0 m. En la cara frente a la calle la longitud de los dos lóbulos es de 1.5 m. En la cara opuesta a la calle la longitud de los dos lóbulos es de 1.7 m.

A partir de los gráficos de desplazamientos de las caras del transformador fueron determinados los puntos de fijación de los primeros cinco ADVs. Con el objetivo de determinar las posiciones y la cantidad de absorbedores dinámicos más efectiva, se describen en las secciones siguientes las simulaciones numéricas de modelos estructurales de cada cara cargadas por fuerzas senoidales proporcionales al desplazamiento de cada cara.

4.3 Análisis del modelo vía MEF

En esta sección serán analizadas las 4 caras del tanque del transformador modeladas vía MEF en cuanto a su comportamiento dinámico a medida que los ADVs son fijados en cada cara uno a uno. Para tal fin, son presentados 2 gráficos por cara mostrando en uno de ellos la potencia media de desplazamiento nodal de cada cara, y en el otro el porcentaje de la caída de la potencia media de desplazamiento nodal por cara.

Las simulaciones fueron realizadas introduciendo al modelo de cada cara un ADV de cada vez, hasta como máximo 6 ADVs, de masas de 5, 10, 20, 30, 40 y 80 kg. Estos gráficos muestran la potencia media de desplazamiento P de cada cara a medida que los ADVs son adicionados en los nuevos puntos de mayor amplitud. En cada simulación la masa de los ADVs es siempre la misma.

4.3.1 Análisis del modelo de la cara frente a los edificios

En la cara frente a los edificios las curvas de las Figuras 5.14 y 5.15 muestran que independientemente de la masa utilizada 4 ADVs consiguen disminuir satisfactoriamente la potencia media de desplazamiento P . Adicionar más un ADV no reduce esta potencia. Con la utilización de 4 ADVs de 80 kg se consigue disminuir la potencia media de desplazamiento de $8.5 \times 10^{-9} m^2$ hasta $4.25 \times 10^{-9} m^2$ lo que representa una caída de potencia media de desplazamiento de 50 %.

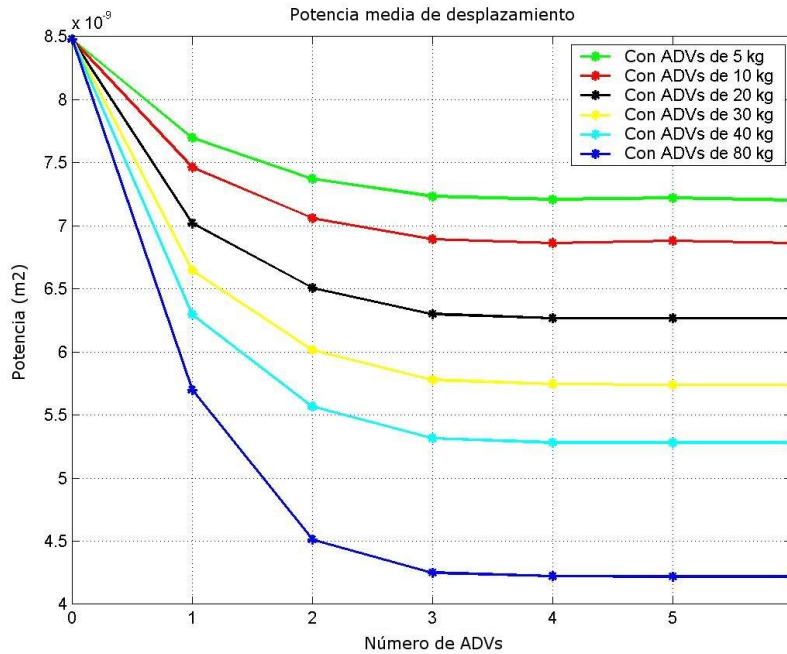


Figura 4.14: Potencia media de desplazamiento de la cara frente a los edificios

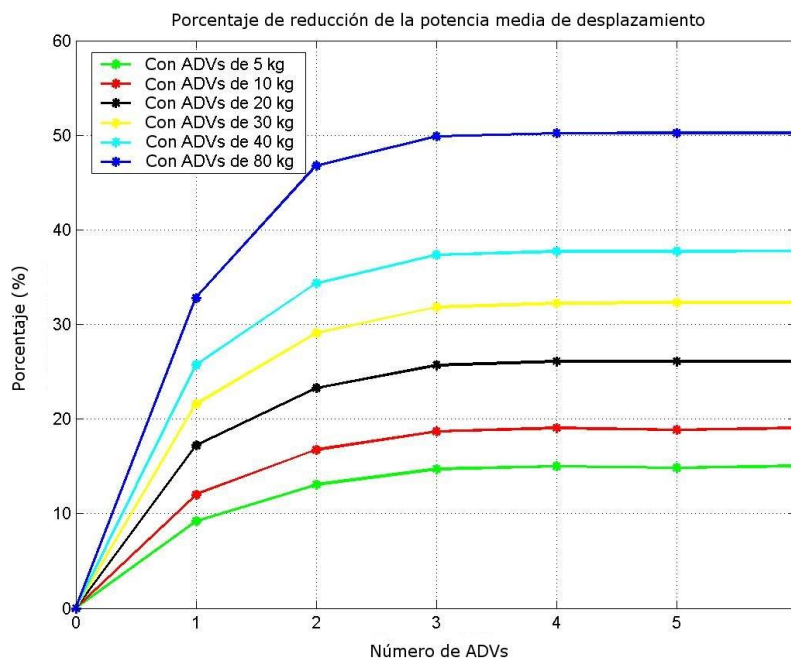


Figura 4.15: Porcentaje de la caída de la potencia media de desplazamiento en la cara frente a los edificios

4.3.2 Análisis del modelo de la cara opuesta a los edificios

En la cara opuesta a los edificios las curvas de las Figuras 5.16 y 5.17 muestran que independientemente de la masa utilizada 6 ADVs consiguen disminuir satisfactoriamente la potencia media de desplazamiento P . Adicionar más un ADV no reduce esta potencia. Con la utilización de 6 ADVs de 80 kg se consigue disminuir la potencia media de desplazamiento de $2.85 \times 10^{-10} m^2$ hasta $0.83 \times 10^{-10} m^2$ lo que representa una caída de potencia media de desplazamiento de 69 %.

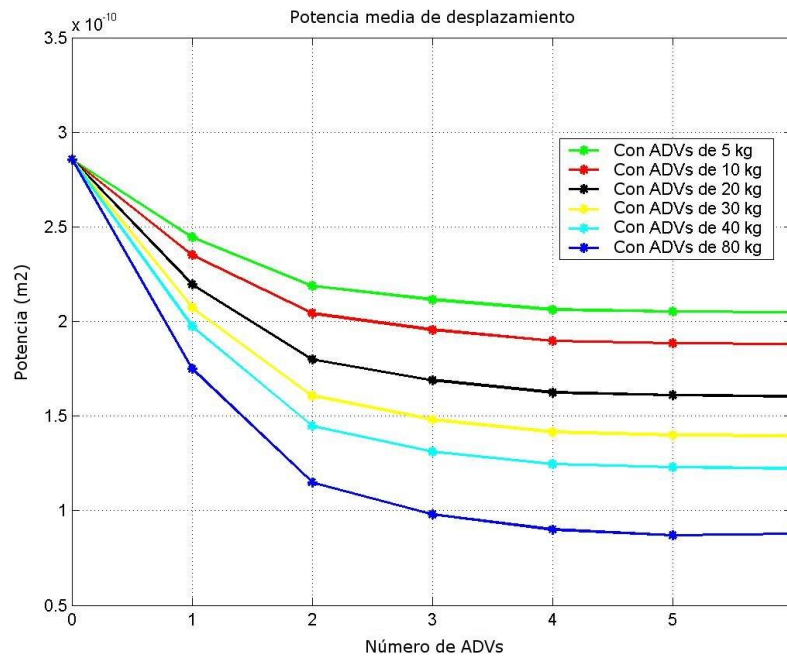


Figura 4.16: Potencia media de desplazamiento de la cara opuesta a los edificios

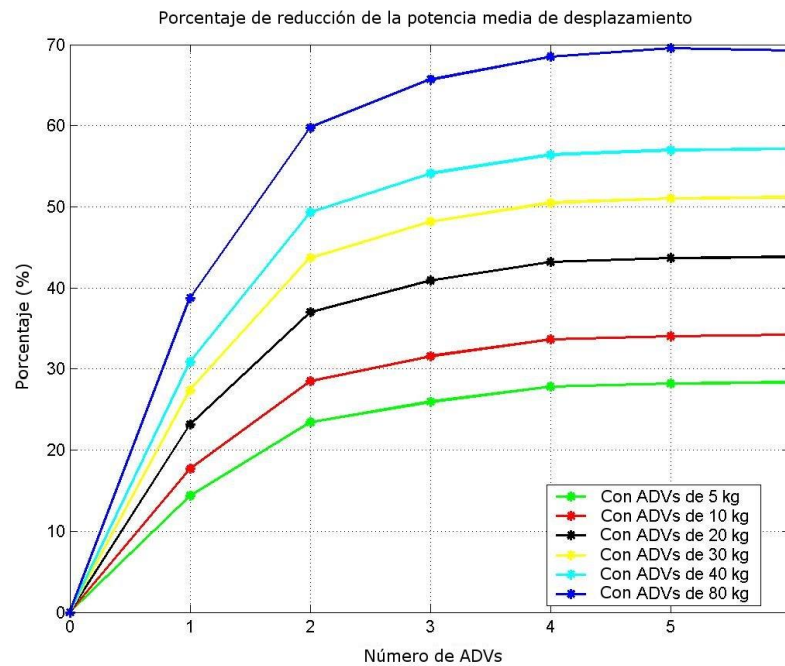


Figura 4.17: Porcentaje de la caída de potencia media de desplazamiento en la cara opuesta a los edificios

4.3.3 Análisis del modelo de la cara frente a la calle

En la cara frente a la calle las curvas de las Figuras 5.18 y 5.19 muestran que independientemente de la masa utilizada 5 ADVs consiguen disminuir satisfactoriamente la potencia media de desplazamiento P . Adicionar más un ADV no reduce esta potencia. Con la utilización de 5 ADVs de 80 kg se consigue disminuir la potencia media de desplazamiento de $4.7 \times 10^{-9} m^2$ hasta $1.5 \times 10^{-9} m^2$ lo que representa una caída de potencia media de desplazamiento de 68.5 %.

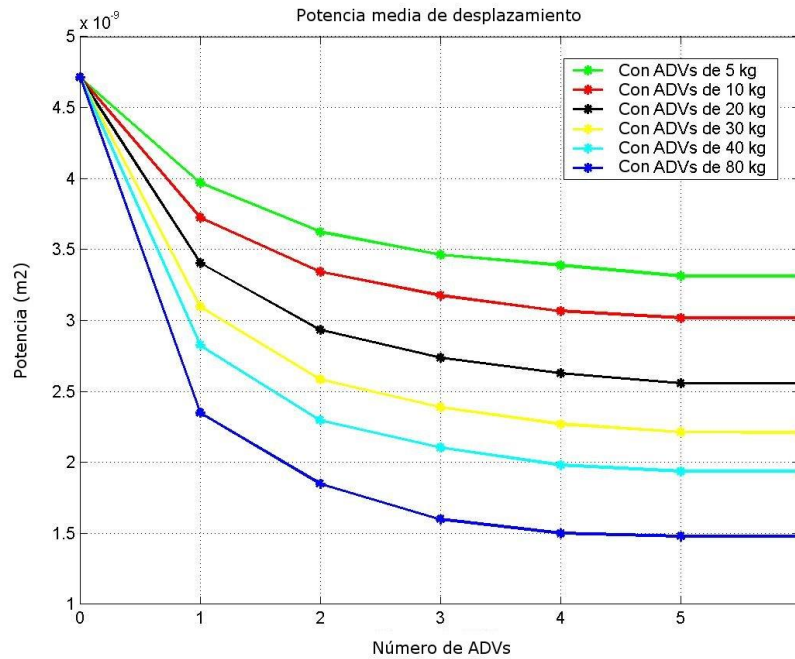


Figura 4.18: Potencia media de desplazamiento de la cara frente a la calle

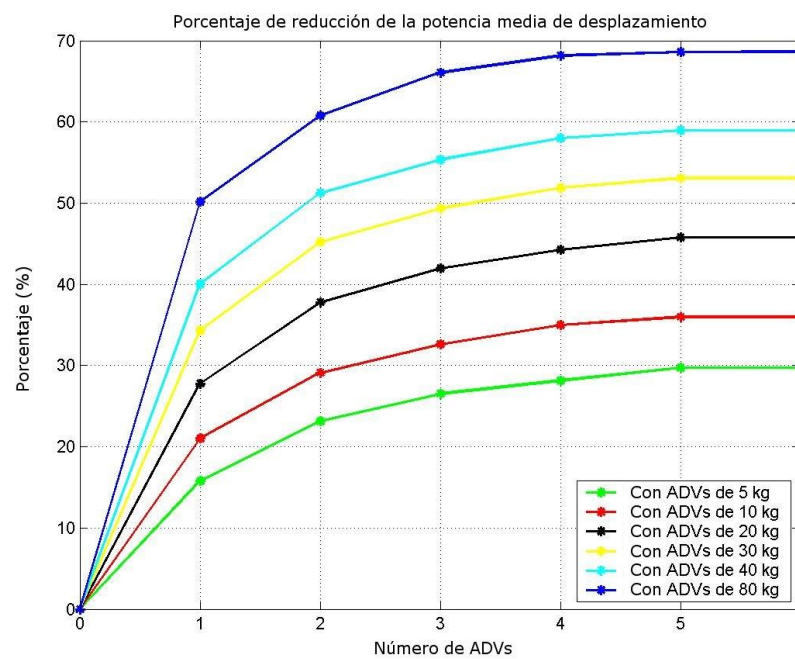


Figura 4.19: Porcentaje de la caída de potencia media de desplazamiento en la cara frente a la calle

4.3.4 Análisis del modelo de la cara opuesta a la calle

En la cara opuesta a la calle las curvas de las Figuras 5.20 y de la 5.21 muestran que independientemente de la masa utilizada 6 ADVs consiguen disminuir satisfactoriamente la potencia media de desplazamiento P . Adicionar más un ADV no reduce esta potencia. Con la utilización de 6 ADVs de 80 kg se consigue disminuir la potencia media de desplazamiento de $9.55 \times 10^{-12} m^2$ hasta $4.0 \times 10^{-12} m^2$ lo que representa una caída de potencia media de desplazamiento de 58.5 %.

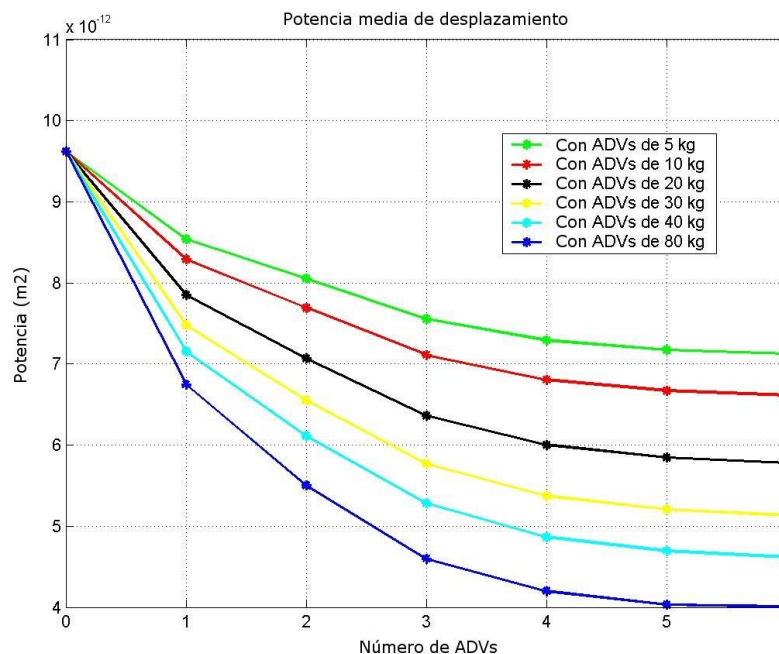


Figura 4.20: Potencia media de desplazamiento de la cara opuesta a la calle

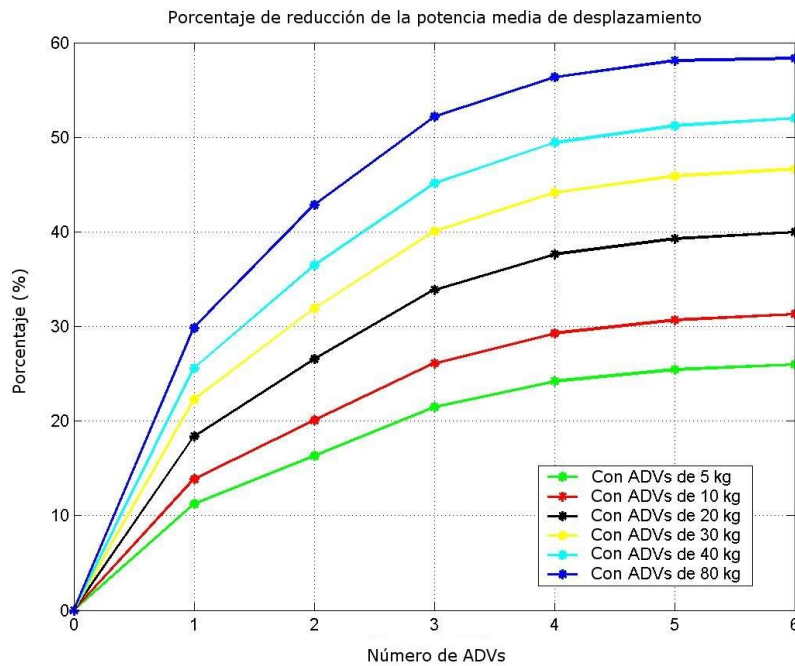


Figura 4.21: Porcentaje de la caída de potencia media de desplazamiento en la cara opuesta a la calle

4.4 *Análisis de la reducción de ruido acústico*

A través de los gráficos de la caída de la potencia media de desplazamiento de las 4 facetas estudiadas, y mediante la utilización de la Ecuación 4.4, se puede obtener una relación entre el porcentaje de reducción de la caída de potencia media de desplazamiento y la reducción de intensidad de nivel de ruido acústico, así como se muestra en la Figura 5.22. En este gráfico se muestra que utilizando ADVs de 5 kg se consigue reducir la caída de potencia media de desplazamiento en 10 % que representa una reducción de ruido acústico de 0,5 dB; y utilizando ADVs de 80 kg se consigue reducir la caída de potencia media de desplazamiento en aproximadamente 70 % que representa una reducción de ruido acústico de 5,2 dB.

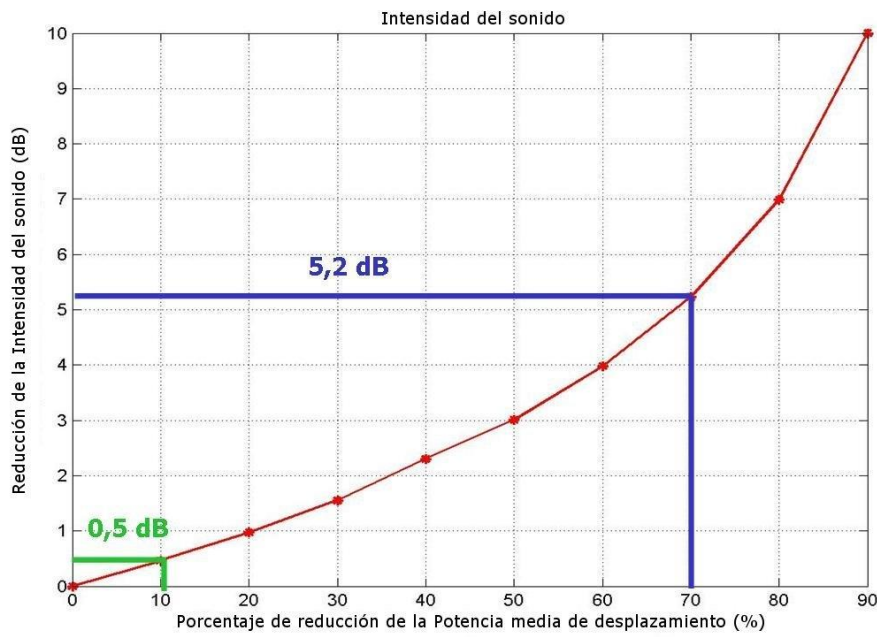


Figura 4.22: Reducción de la intensidad de ruido acústico

5 DISCUSIÓN

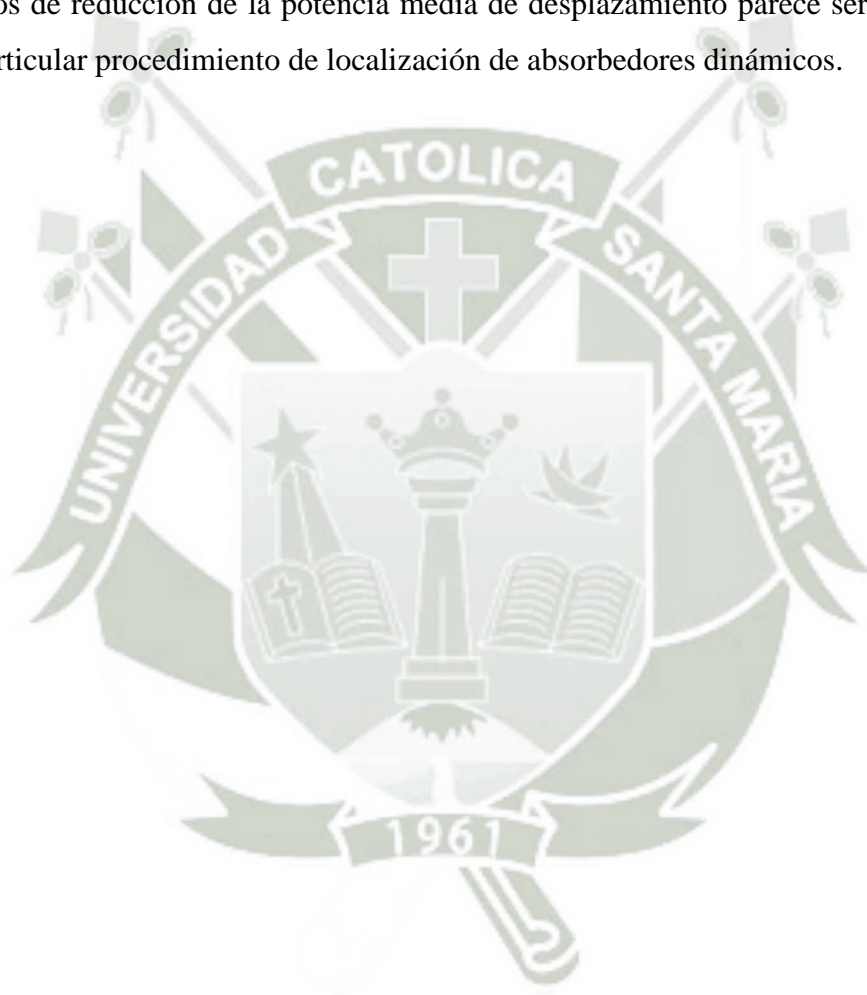
La rotación del cuerpo rígido del transformador alerta para el hecho de que el soporte del transformador tiene marcada influencia en la vibración y la emisión de ruido del transformador. Para minimizar la rotación de cuerpo rígido del tanque se sugiere adicionar en la base del modelo *amortiguadores viscosos*. Este movimiento de cuerpo rígido puede excitar vibraciones en las caras del tanque y debe ser atenuado.

En este trabajo fueron obtenidos campos de desplazamiento con calidad superior a los campos de desplazamiento obtenidos por la empresa *01dB-Brasil* en virtud del tratamiento de señales realizado. Se trata de una secuencia de filtrajes pasa-banda en la frecuencia intercaladas por integración en el tiempo.

La calidad de los campos de desplazamiento en cada cara permitió una identificación de los puntos de mayor amplitud de desplazamiento y permitió la construcción de un modelo de carga de la estructura proporcional al campo de desplazamientos. La hipótesis de que la carga es proporcional al campo de desplazamientos es una hipótesis no testada y por tanto, todas las conclusiones aquí generadas dependen de la validez de esta hipótesis.

Utilizar absorbentes dinámicos con la misma masa constituye un procedimiento sub-óptimo. Por tanto, los resultados de atenuación de potencia media de desplazamiento obtenidos en este trabajo pueden estar sub-estimados. Para optimizar la eficacia de los absorbentes dinámicos, lo ideal hubiese sido utilizar un método de optimización del tipo Monte Carlo Cadenas de Markov o Simulated Annealing. Entretanto, estos métodos requieren modelos fidedignos del transformador. En la ausencia de estos modelos fidedignos, un procedimiento experimental realizable en una sub-estación en operación, como descrito en este trabajo, parece ser un procedimiento adecuado para evaluar la eficiencia de esta técnica, en el estado actual de la tecnología sobre este asunto.

La reducción de potencia media de desplazamiento es del orden de 60 % que representa una reducción de nivel de ruido acústico de 5 dB, lo que sugiere que la técnica de reducir la vibración a través de absorbedores dinámicos es viable desde el punto de vista físico, esta reducción puede ser aumentada a través de un aumento de la masa sísmica de los absorbedores dinámicos y del empleo de otra metodología para posicionar los absorbedores dinámicos. La concavidad para abajo en los gráficos de reducción de la potencia media de desplazamiento parece ser decurrente del particular procedimiento de localización de absorbedores dinámicos.



6 CONCLUSIONES Y COMENTARIOS FINALES

Subordinado al particular modelo de carga (carga proporcional a los desplazamientos en operación), y al particular procedimiento de localización de absorbedores dinámicos, colocar un absorbedor dinámico de cada vez, de misma masa sísmica, en el nuevo punto de máximo desplazamiento, se verificó que

- el número de absorbedores dinámicos en cada cara varió de 4 a 6;
- la atenuación de la potencia media de desplazamiento en cada cara aumentó con el aumento de la masa sísmica del absorbedor dinámico;
- restringiendo la masa sísmica a 80 kg fue posible reducir la potencia media de desplazamiento de las caras de 50 % a 70 % dependiendo de la cara;
- el porcentaje de reducción de la potencia media de desplazamiento en la cara frente a los edificios, utilizando seis absorbedores dinámicos de 80 kg de masa, fue de 50 %;
- el porcentaje de reducción de la potencia media de desplazamiento en la cara opuesta a los edificios, utilizando seis absorbedores dinámicos de 80 kg de masa, fue de 69 %;
- el porcentaje de reducción de la potencia media de desplazamiento en la cara frente a la calle, utilizando seis absorbedores dinámicos de 80 kg de masa, fue de 68.5 %;
- el porcentaje de reducción de la potencia media de desplazamiento en la cara opuesta a la calle, utilizando seis absorbedores dinámicos de 80 kg de masa, fue de 58.5 %;

Estos hechos sugieren, subordinados al modelo de carga del tanque y al método de localización de los absorbedores, que el empleo de absorbedores dinámicos permiten reducciones significativas en el ruido acústico emitido por transformadores de potencia, cuando parte significativa de este ruido está concentrado en una faja estrecha en la frecuencia.

BIBLIOGRAFÍA

ABNT. Avaliação do ruído em áreas habitadas visando o conforto da comunidade. *Acústica*, p. 4-9, 2000.

BIES, D.; HANSEN, C. E & fn. *Engineering Noise Control*, p. 147, 1996.

BURIAN, J. J. *Circuitos Eléctricos, Magnéticos e Teoría Eletromagnética*. 1a. ed. [S.l.]. Ábaco Livraria Ltda., 1991.

CUNHA, J. S. S. Estudo numérico e teórico de absorvedores dinâmicos de vibração. *Dissertação de mestrado*, Universidade Federal de Uberlândia, 1999.

FARIAS, A. P.; BISTAFA, S.; DELALLO, S. D.; GRIMONI, J. A. Aplicação da legislação ambiental no meio urbano - controle de ruído em subestação. 1997.

FERREIRA, J. L. Proposes for reduction and attenuation of noises coming from electrical high-power transformers and substations. *PROMEC-UFRGS*, 2006.

FILIPPIN, C. G.; BAVASTRI, C. A.; KULEVICZ, D. A. L.; BORRELLI, A. Q.; SANTOS, H. L. V.; AUERSVALD, R. C. Medição e controle de vibração e ruído em transformadores de subestações. *II Congresso de Inovação Tecnológica em Energia Elétrica*, p. 1106-1112, 2003.

FRAHM, H. Device for damping vibrations of bodies. *US Patent*, p. 958-989, 1911.

GARCIA-SOUTO, J. A.; LAMELA-RIVERA, H. Comparative analysis of optical-fibre interferometric sensors versus accelerometers: Application to vibrations inside high-power transformers. *Optoelectronics and Laser Technology Group*, p. 9, 2002.

GARCÍA, B.; BURGOS, J. C.; ALONSO, A. M. Transformer tank vibration modeling as a method of detecting winding deformations - part i: Theoretical foundation. *IEEE Transactions on Power Delivery*, v. 21, n. 1, p. 157-163, January 2006.

HARTOG, D. J. P. *Vibration in systems mechanics*. 1a. ed. [S.l.]: McGraw-Hill Book Company, inc, 1972.

HESELMANN, N. Investigation of noise reduction on a 100 Kva transformer tank by means of active methods. *Applied Acoustics*, n. 11, p. 27-34, 1978

HUANG, C. R.; FULLER, C. R. The effects of dynamic absorbers on the forced vibration of a cylindrical shell and its coupled interior sound field. *Journal of Sound and Vibration*, n. 200(4), p. 401-418, 1997.

IEEE guide for sound level abatement and determination for liquid-immersed power transformers and shunt reactors rated over 500 kva. *Power Engineering Society*, p. 1-23, 2000.

JASINSKI, R.; CALOMENO, R. A.; FILIPPIN, C.; KULEVICZ, D.; BAVASTRI, C. Controle de ruído em transformadores de subestações com neutralizadores dinâmicos. *Seminário Nacional de Produção e Transmissão de energia elétrica*, p. 1-8, Outubro 2005

KORONEV, B. G.; REZNIKOV, L. M. *Vibration absorbers. Theory and technical applications*. 1a. ed. [S.l.]: John Wiley & Sons, 1993.

MARTIGNONE, A. *Transformadores*. Globo. [S.l.: s.n.], p. 307, 1971.

MEDEIROS, E. B.; KROEFF, G. Acoustic modelling and simulation of an urban substation. *Proceedings of the 16th International Congress on Acoustics*, 1998.

MIZOKAMI, M.; YABUMOTO, M.; OKAZAKI, Y. Vibration analysis of 3-phase model transformer core. *Electrical Engineering in Japan*, v. 119, n. 1, p. 1-8, 1997.

RAM, Y. M.; ELHAY, S. The theory of a multi degree of freedom dynamic absorber. *Journal of Sound and Vibration*, p. 607-615, 1996.

RAUSCH, M.; KALTENBACHER, M.; LANDES, H.; LERCH, R.; ANGER, J.; GERTH, J.; BOSS, P. Combination of finite and boundary element methods in investigation and reduction of load-controlled noise of power transformer. *Journal of Sound and Vibration*, n. 250(2), p. 323-338, 2002.

REYNE, G.; MAGNIN, H.; BERLIAT, G. A supervisor for the successive 3d computations of magnetic, mechanical and acoustic quantities in power oil inductors and transformers. *IEEE Transactions on Magnetics*, v. 30, n. 5, p. 3292-3295, September 1994.

RODRIGUES, V. F.; MEDEIROS, E. B.; PAVANELLO, L. Mapeamento preliminar de emissão acústica em uma subestação elétrica urbana. *Anais do I Congresso Iberoamericano de Acústica*, 1998.

SIEMENS LTDA. *Transformadores de Força*. [S.l.]: Catálogo técnico, 2001.

UCB. Controle da poluição sonora. *Gestão Ambiental e Qualidade de Vida Urbana*, p. 1-15, 2001.

WHO. World health organization regional office for europe. *Noise and Sleep*, 2004.



APÉNDICE A – Conceptos utilizados

En esta sección se presentan algunos conceptos importantes para el entendimiento de este trabajo.

A.1 Decibelio

Se denomina decibelio a la unidad relativa empleada en acústica y telecomunicaciones para expresar la relación entre dos magnitudes (acústicas o eléctricas), o entre la magnitud que es estudiada y una magnitud de referencia.

El decibelio (símbolo dB) es una unidad logarítmica, que es 10 veces el logaritmo decimal de la relación entre la magnitud de interés y la de referencia. El belio es el logaritmo de la relación entre la magnitud de interés y la de referencia, pero no es utilizado por ser demasiado grande en la práctica.

El belio recibió ese nombre por Alexander Graham Bell, tradicionalmente considerado como inventor del teléfono. Un (1) belio (unidad original) equivale a 10 decibelios y representa un aumento de potencia de 10 veces (1 es el logaritmo decimal de 10) sobre la magnitud de referencia. Cero belios es el valor de la magnitud de referencia (0 es el logaritmo de 1). Así, dos belios representa un aumento de 100 veces (2 es el logaritmo decimal de 100) en la potencia, 3 belios equivalen a un aumento de mil veces (3 es el logaritmo decimal de 1000), y así sucesivamente.

Como el decibelio es una unidad relativa, para saber la intensidad de un sonido se toma como 0 dB a la intensidad de 20 micropascales = (dB SPL). La escala comprende entre el mínimo sonido que el oído humano puede detectar (20 micropascales), y el sonido más fuerte (más de 180 dB), el ruido de un cohete durante el lanzamiento.

Los decibeles se miden logarítmicamente. Esto significa que la intensidad se incrementa en unidades de 10, cada incremento es 10 veces mayor que el anterior, 20 decibeles es 10 veces la intensidad de 10 dB, y 30 dB es 100 veces más intenso que 10 dB.

El umbral de audición es de 0 dB (pero es un dato que muda entre distintas personas y dentro de la misma persona, para distintas frecuencias). El umbral de dolor, se encuentra en torno de los 140 dB; el oído no responde igual a todas las frecuencias de ruido, vale decir, que son oídos algunos sonidos mejor que otros, dependiendo de la frecuencia. Motivo por el cual se definió el decibel A (dBA), como la unidad de nivel sonoro medido con un filtro previo que retira parte de las bajas y altas frecuencias. De esta forma, después de la medición se filtra el sonido para conservar solamente las frecuencias más perjudiciales para el oído, causa por la cual la exposición medida en dBA es un buen indicador de riesgo auditivo.

El sonido más débil que un oído puede escuchar o detectar tiene un valor eficaz de veinte millonésimas de un pascal ($20\mu\text{Pa}$), algo así como 5,000,000,000 veces menos que la presión atmosférica normal. Se considera que no se deben registrar más de 30 decibeles para que una persona consiga dormir bien, en cuanto que 140 decibeles constituyen el umbral de lo soportado.

A.2 Ley de Lenz

De acuerdo con los estudios de Michael Faraday, la variación del flujo magnético próximo a un conductor crea una corriente (denominada corriente inducida). No habiendo variación del flujo magnético, no hay ocurrencia de una corriente inducida. Esta variación puede acontecer:

1. Con un campo magnético constante,
 - apartamiento del conductor o de la fuente magnética (disminución del flujo);
 - aproximación del conductor o de la fuente magnética (aumento del flujo);
 - variación de la área de la espira;
 - giro de la espira.
2. Con la variación del campo magnético de la fuente magnética.

La inducción electromagnética es el principio fundamental sobre el cual operan transformadores, generadores, motores eléctricos y la mayoría de las demás máquinas eléctricas. La corriente eléctrica es directamente proporcional al flujo magnético dentro de un determinado tiempo.

Según la ley de Lenz, el sentido de la corriente es el opuesto de la variación del campo magnético que la genera. Habiendo disminución del flujo magnético, la corriente creada generará un campo magnético de mismo sentido del flujo magnético de la fuente. Habiendo aumento, la corriente criada generará un campo magnético opuesto al sentido del flujo magnético de la fuente.

Imagine una espira circular en el mismo plano de la tela sometida a un flujo magnético constante (por tanto sin corriente inducida) y "entrando" en la tela. Dependiendo del movimiento dado a la espira, ocurrirá aumento o disminución del flujo magnético y, con base en ese movimiento, podemos determinar el sentido de la corriente inducida creada como:

- Apartamiento (disminución del flujo magnético): sentido horario.
- Aproximación (aumento del flujo magnético): sentido anti-horario.

A.3 Operating Deflection Shape

ODS (Forma de Deflexión Operacional) es una técnica que permite obtener la respuesta de vibración en múltiples puntos y direcciones de una estructura, utilizando un moderno sistema de adquisición de datos multicanal. Las funciones de transferencia son calculadas entre un sensor de referencia local y todos los otros sensores posicionados en diversas partes de la estructura, permitiendo así, obtener informaciones de fase y amplitud sobre el movimiento de una máquina en operación; donde el propio funcionamiento de la máquina es quien fornece las fuerzas de excitación para las mediciones colectadas, sin precisar de una excitación externa como es el caso de la Función de Respuesta en Frecuencia (FRF).

Después de realizadas las mediciones, un programa computacional analiza todos los datos para reproducir una serie de animaciones en 3D, mostrando el movimiento de la máquina para diferentes frecuencias seleccionadas. El análisis ODS fornece informaciones sobre la forma en que debe ser modificada una estructura para resolver un problema de vibraciones, ya que permite localizar los desplazamientos máximos y mínimos de dicha estructura.

A.4 Parámetros espectrales

La evaluación del espectro de una señal puede ser realizada por la aplicación de la transformada de Fourier. En el caso de una señal digitalizada, puede ser aplicada la TDF (Transformada Discreta de Fourier), y que mantiene, dentro de ciertas limitaciones, las mismas características de la primera. La transformada de Fourier es una transformación matemática que lleva la información del dominio temporal para el dominio en frecuencia. Esta es obtenida a través de la serie de Fourier. La serie de Fourier es aplicada para señales periódicas con período definido y puede ser escrita en diversas formas. Las ecuaciones A.1 y A.2 describen dos de estas formas:

1^{ra} forma (descomposición en senos y cosenos)

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

donde: $f_0 = \frac{1}{\tau_0}$ es la frecuencia fundamental;

$n f_0 = 1, 2, \dots \infty$ son los armónicos;

y los coeficientes a_0, a_n y b_n son obtenidos por:

$$a_0 = f_0 \int_{\tau}^{\tau+T_0} x(t) dt \text{ (valor medio)}$$

$$a_n = 2f_0 \int_{\tau}^{\tau+T_0} x(t) \cos(2\pi n f_0 t) dt, \quad n = 1, 2, 3, \dots$$

$$b_n = 2f_0 \int_{\tau}^{\tau+T_0} x(t) \text{sen}(2\pi n f_0 t) dt, \quad n = 1, 2, 3, \dots$$

2^{da} forma (compleja)

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

(A.2)

donde: $X_n = f_0 \int_0^{T_0} x(t) e^{-2\pi j f_0 t}$

$$n = 0, \pm 1, \pm 2, \pm 3 \dots$$

Siendo X_n complejo:

Las amplitudes de la serie son:

$$X_n = a_n - j b_n$$

(A.3)

$$|X_n| = \sqrt{a_n^2 + b_n^2}$$

(A.4)

y las fases de la serie son:

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

(A.5)

Esta herramienta matemática (serie de Fourier) para modificación del dominio de la señales es muy útil e importante en los análisis de señales periódicas, y sería interesante poder utilizarla también en señales no periódicas, pero para eso precisamos asumir que la señal no periódica está limitada y posee una periodización. Así, llevado el término T_0 para el infinito, obteniendo de ese límite la integral de Fourier descrita en la ecuación A.6.

$$X_f = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-2\pi jft} dt$$

(A.6)

Esta integral puede ser calculada numéricamente conservando las características de la integral continua. A este método se le da el nombre de la Transformada Discreta de Fourier (TDF). Posteriormente se descubrió un algoritmo computacional más rápido para el cálculo de la TDF. A este nuevo algoritmo se le dio el nombre de Transformada Rápida de Fourier o (FFT) y se basa en la simetría de la transformada desde que la señal analizada tenga un número de puntos que sea una potencia de dos. La TDF es calculada conforme a la ecuación A.7.

$$X_{(m\Delta f)} = \sum_{n=0}^{n=a} x_n(\Delta t)e^{-j2\pi(m\Delta f)(n\Delta t)}$$

(A.7)

A.4 CalculiX

CalculiX es un código (fuente) abierto para aplicaciones analíticas a través de los elementos finitos, que usa un formato semejante al utilizado para el ABAQUS. Tiene un *solver* implícito y explícito (CCX), escrito por Guido Dhondt y un pre y pos-procesador (CGX) escrito por Klaus Wittig. El *software* original fue escrito para el sistema operativo Linux, pero la convergencia de soluciones mecánicas tiene aportado el pedido para el sistema operativo Windows.

CalculiX es un paquete destinado a resolver problemas de campo. El método utilizado es el método de los elementos finitos. Con CalculiX los modelos basados en Elementos Finitos pueden ser construidos, calculados y pos-procesados. El pre y pos-procesador es una herramienta interactiva 3D usando el OpenGL API. El *solver* es capaz de hacer cálculos lineales y no lineales. Soluciones estáticas, dinámicas y térmicas están disponibles. Ambos programas pueden ser utilizados de forma independiente, porque el *solver* hace uso del formato de entrada ABAQUS, también

es posible utilizar pre-procesadores comerciales. El pre-procesador es capaz de escribir datos de mallas relacionados con NASTRAN, ABAQUS, ANSYS, código-ASTER y para los libres-CFD códigos DUNS, ISAAC y OpenFOAM. La vda CAD interface está disponible. El programa es proyectado para ser ejecutado en plataformas Unix así como Linux y computadores Irix, pero también en MS - Windows. CalculiX fue desenvuelto por un equipo de entusiastas en sus tiempos libres, empleados de la MTU Munique, fabricantes de la Aero Engine en Alemania, quien concedió la publicación.



APÉNDICE B – Modelo con dos masas y dos resortes para definir la frecuencia del ADV

Considere un modelo con dos grados de libertad, dos masas y dos resortes (ver Figura B.1). La masa mayor debe representar una región de una de las caras del tanque, la masa menor debe representar la masa del absorbedor dinámico. A través de este modelo es posible determinar por simulación numérica que la frecuencia natural del ADV debe ser un poco superior a la frecuencia de la vibración de la base, de la masa mayor.

Sean k_1 , c_1 y m_1 , la representación esquemática de una región de una cara del transformador con la fuerza $F(t)$ accionando sobre ella. El ADV amortiguado debe consistir en un sistema vibratorio comparativamente pequeño con: k_2 , c_2 y m_2 , ligado a la masa principal m_1 . La frecuencia natural $\sqrt{\frac{k}{m}}$ del absorbedor, debe ser escogida de forma a maximizar la energía cinética en el absorbedor dinámico y a minimizar la energía cinética de la masa m_1 .

Las ecuaciones de movimiento para la representación esquemática del modelo utilizado en este trabajo son:

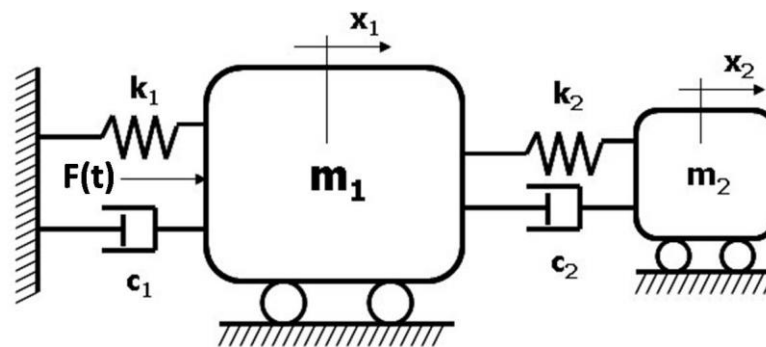


Figura B.1: Esquema del modelo utilizando ADV con amortiguamiento

$$(B.1) \quad m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 - k_2 (x_2 - x_1) + c_1 \dot{x}_1 - c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = F(t)$$

$$(B.2) \quad m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_2 (x_2 - x_1) = 0$$

Se verifica que cuando la frecuencia natural del ADV es ligeramente superior a la frecuencia de la fuerza de excitación $F(t)$, se minimiza la energía cinética de la masa m_1 y se maximiza la energía cinética de la masa m_2 .

Código Fuente

En esta sección se presenta el código fuente de los principales programas que permiten reproducir el modelo del transformador en estudio.

APÉNDICE C – Código Fuente – Tratamiento de las señales

El siguiente programa fue realizado para conseguir las señales de desplazamiento que fueron introducidos como fuerzas proporcionales al modelo de Elementos Finitos.

Procesamiento de las señales de aceleración.m

```
clear all;
close all;
clc;
load rua_32.txt;
Acel_32=[rua_32(1,:)];
for i=2:4267, i<=4267, i+1
    Acel_32=[Acel_32;rua_32(i,:)];
end
%Señal de aceleración dividida por la sensibilidad del acelerómetro
Acel=Acel_32/(6*10^-3);
%Señal de aceleración en  $m/s^2$ 
Acel=Acel-mean(Acel);
n=length(Acel);
fs=12800;
ts=1/fs;
t=0:1/fs:(n-1)/fs;
f=linspace(0,fs,n);
%FFT señal de aceleración
TF_Acel=fft(Acel);
%Filtraje de la FFT de la aceleración lados extremos
TF_Acel(1:229)=zeros(229,1);
TF_Acel(n-229:n)=zeros(230,1);
%Filtraje de la FFT de la aceleración en la parte interna
TF_Acel(n/2+1)=0.0;
for i=1:8800
    TF_Acel(n/2+i+1)=0.0;
    TF_Acel(n/2-i+1)=0.0;
end
Acel=ifft(TF_Acel);
%Señal de aceleración filtrada
Acel=real(Acel)-mean(real(Acel));
plot(t,Acel);
title('Señal de Aceleración punto 32');
```

```

xlabel('t(s)');
ylabel('Aceleración (m/s^2)');
% Integración de la señal de aceleración en el dominio del tiempo
Vel=ts*cumtrapz(Acel);
Vel=Vel-mean(Vel);
%FFT señal de velocidad
TF_Vel=fft(Vel);
%Filtraje de la FFT de la velocidad lados extremos
TF_Vel(n/2+1)=0.0;
for i=1:8800
    TF_Vel(n/2+i+1)=0.0;
    TF_Vel(n/2-i+1)=0.0;
end
Vel=ifft(TF_Vel);
%Señal de velocidad filtrada
Vel=real(Vel)-mean(real(Vel));
%Integración de la señal de velocidad en el dominio del tiempo
Desl=ts*cumtrapz(Vel);
Desl=Desl-mean(Desl);
%FFT señal de desplazamiento
TF_Desl=fft(Desl);
%Filtraje de la FFT del desplazamiento lados extremos
TF_Desl(n/2+1)=0.0;
for i=1:8800
    TF_Desl(n/2+i+1)=0.0;
    TF_Desl(n/2-i+1)=0.0;
end
Desl=ifft(TF_Desl);
%Señal de desplazamiento filtrada
Desl=real(Desl)-mean(real(Desl));
A1=Desl(1:109);
A2=Desl(109:217);
A3=Desl(217:325);
A4=Desl(325:433);
A5=Desl(433:541);
A6=Desl(541:649);
A7=Desl(649:757);
A8=Desl(757:865);
A9=Desl(865:973);
A10=Desl(973:1081);
.....
.....
.....
A225=Desl(24193:24301);
A226=Desl(24301:24409);
A227=Desl(24409:24517);
A228=Desl(24517:24625);

```

A229=Desl(24625:24733);
A230=Desl(24733:24841);
A231=Desl(24841:24949);
A232=Desl(24949:25057);
A233=Desl(25057:25165);
A234=Desl(25165:25273);
Desl_32=(A1+A2+ ... +A233+A234)/234;

Desl_a=Desl_32(6:109,:);
Desl_b=Desl_32(1:5,:);
Desl_32=Desl_a,Desl_b;



APÉNDICE D – Archivo de entrada para el CalculiX

El siguiente programa fue realizado para simular el comportamiento dinámico del tanque del transformador con ADVs incorporados.

Simulación del desplazamiento en operación del tanque del transformador.inp

**Simulación de la cara frente a la calle con 6 ADVs de 20 kg.

Model: beam Date: 22-Dez-2007

*NODE,NSET=NALL

```

1, 0.000000, 0.000000, 0.000000
2, 0.010000, 0.000000, 0.000000
3, 0.010000, 5.600000, 0.000000
4, 0.000000, 5.600000, 0.000000
5, 0.000000, 0.000000, 3.450000
6, 0.010000, 0.000000, 3.450000
7, 0.010000, 5.600000, 3.450000
8, 0.000000, 5.600000, 3.450000
9, 0.005000, 0.000000, 0.000000
10, 0.010000, 0.005000, 0.000000

```

.....
.....
.....

```

6604, 1.703333, -0.640000, 0.902500
6605, 1.703333, -0.640000, 0.822500
6606, 1.623333, -0.640000, 0.862500
6607, 1.663333, -0.640000, 0.902500
6608, 1.703333, -0.640000, 0.862500
6609, 1.663333, -0.640000, 0.822500
6610, 1.623333, -0.540000, 0.822500
6611, 1.623333, -0.540000, 0.902500
6612, 1.703333, -0.540000, 0.902500
6613, 1.703333, -0.540000, 0.822500

```

*ELEMENT, TYPE=C3D20 , ELSET=B0

```

1, 1, 2, 11, 63, 141, 122, 210, 452, 9, 10, 165, 64,
191, 209, 627, 453, 142, 121, 196, 426

2, 63, 11, 13, 61, 452, 210, 212, 450, 165, 12, 166,
62, 627, 211, 628, 451, 426, 196, 197, 425

```

.....
.....
.....

867, 5827, 5794, 6209, 6214, 5504, 5376, 5378, 5526, 5828, 6208,
6217, 6215, 5505, 5377, 5527, 5512, 5835, 5795, 6211, 6216

868, 6214, 6209, 5919, 5979, 5526, 5378, 5380, 5548, 6217, 6210,
980, 6213, 5527, 5379, 5549, 5534, 6216, 6211, 5918, 5981

*ELEMENT, TYPE=C3D20 , ELSET=B1

**Elemento de unión del ADV 1 (20 kg.) al tanque

869, 6222, 6223, 6224, 6225, 6218, 6219, 6220, 6221, 6228, 6229,
6230, 6231, 808, 6226, 808, 6227, 6232, 6233, 6234, 6235

*ELEMENT, TYPE=C3D20 , ELSET=B2

**Elemento del resorte del ADV 1 (20 kg.)

870, 6236, 6222, 6223, 6237, 6239, 6225, 6224, 6238, 6244, 6228,
6245, 6240, 6247, 6230, 6246, 6242, 6243, 6231, 6229, 6241
871, 6248, 6236, 6237, 6249, 6251, 6239, 6238, 6250, 6256, 6240,
6257, 6252, 6259, 6242, 6258, 6254, 6255, 6243, 6241, 6253

*ELEMENT, TYPE=C3D20 , ELSET=B3

**Elemento de la masa del ADV 1 (20 kg.)

872, 6260, 6248, 6249, 6261, 6263, 6251, 6250, 6262, 6268, 6252,
6269, 6264, 6271, 6254, 6270, 6266, 6267, 6255, 6253, 6265
873, 6272, 6260, 6261, 6273, 6275, 6263, 6262, 6274, 6280, 6264,
6281, 6276, 6283, 6266, 6282, 6278, 6279, 6267, 6265, 6277

.....
.....
.....

*ELEMENT, TYPE=C3D20 , ELSET=B1

**Elemento de unión del ADV 6 (20 kg.) al tanque

894, 6552, 6553, 6554, 6555, 6548, 6549, 6550, 6551, 6558, 6559,
6560, 6561, 796, 6556, 796, 6557, 6562, 6563, 6564, 6565

*ELEMENT, TYPE=C3D20 , ELSET=B2

**Elemento del resorte del ADV 6 (20 kg.)

895, 6566, 6552, 6553, 6567, 6569, 6555, 6554, 6568, 6574, 6558,
6575, 6570, 6577, 6560, 6576, 6572, 6573, 6561, 6559, 6571
896, 6578, 6566, 6567, 6579, 6581, 6569, 6568, 6580, 6586, 6570,
6587, 6582, 6589, 6572, 6588, 6584, 6585, 6573, 6571, 6583

*ELEMENT, TYPE=C3D20 , ELSET=B3

**Elemento de la masa del ADV 6 (20 kg.)

897, 6590, 6578, 6579, 6591, 6593, 6581, 6580, 6592, 6598, 6582,
6599, 6594, 6601, 6584, 6600, 6596, 6597, 6585, 6583, 6595
898, 6602, 6590, 6591, 6603, 6605, 6593, 6592, 6604, 6610, 6594,

6611, 6606, 6613, 6596, 6612, 6608, 6609, 6597, 6595, 6607

*NSET, NSET=CN7

3391, 3392, ... 6173, 6174

**BOUNDARY

**CN7, 1

**BOUNDARY

**CN7, 2

*BOUNDARY

CN7, 3

*NSET, NSET=CN2

**Fijación de los puntos de los ADVs (20 kg.)

6218, 6219, ... 6612, 6613

*BOUNDARY

CN2, 1

*BOUNDARY

CN2, 3

*ELSET,ELSET=EALL,GENERATE

1,898

**Material del tanque

*MATERIAL,NAME=EL0

*ELASTIC

210E9, .3

*DENSITY

7.8E3

**Material del elemento de unión del ADV al tanque

*MATERIAL,NAME=EL1

*ELASTIC

21E10, .3

*DENSITY

7.8E3

**Material del resorte del ADV (20 kg.)

*MATERIAL,NAME=EL2

*ELASTIC

3.1147E8, .3

*DENSITY

7.8E3

**Material de la masa del ADV (20 kg.)

*MATERIAL,NAME=EL3

```
*ELASTIC
  21E10, .3
*DENSITY
7.8E3

*SOLID SECTION,ELSET=B0,MATERIAL=EL0
*SOLID SECTION,ELSET=B1,MATERIAL=EL1
*SOLID SECTION,ELSET=B2,MATERIAL=EL2
*SOLID SECTION,ELSET=B3,MATERIAL=EL3

** Puntos donde se observa el desplazamiento
*NSET,NSET=Nimp
** Respuesta del desplazamiento en los puntos de la cara frente a la calle
  1, 705, 703, 974, 139, 798, 796, 1085, 136, 808,
  807, 1088, 134, 815, 814, 1090, 5, 716, 714, 977

** Puntos de aplicación de la carga en la cara frente a la calle
*NSet,NSET=Nfor99
1
*NSet,NSET=Nfor100
705
*NSet,NSET=Nfor101
703
.....
.....
.....
*NSet,NSET=Nfor116
716
*NSet,NSET=Nfor117
714
*NSet,NSET=Nfor118
977

** Cara frente a la calle

** Punto 22, nodo-1
*AMPLITUDE,NAME=A99

0.000000, -0.000047, ... 0.009219, -0.000056

.....
.....
.....

** Punto 43, nodo-977
*AMPLITUDE,NAME=A118
```

0.000000, -0.000027, ... 0.009219, -0.000082

```
*STEP,INC=120
*DYNAMIC,DIRECT
0.000156, 0.009219
```

```
** Cara frente a la calle
** Carga de fuerzas proporcionales a las señales de desplazamiento
*CLOAD, AMPLITUDE=A99
Nfor99,2, 1000000
*CLOAD, AMPLITUDE=A100
.....
.....
.....
*CLOAD, AMPLITUDE=A117
Nfor117,2, 1000000
*CLOAD, AMPLITUDE=A118
Nfor118,2, 1000000

*NODE PRINT,NSET=Nimp
U
*NODE FILE,OUTPUT=3D
U
*END STEP
```

